



**Diseño y construcción de un banco para la obtención de las curvas características
de una bomba centrífuga Universidad Antonio Nariño sede Neiva, Buganviles**

Santiago Jiménez Rivera

Código: 10451722992

Wilson Alberto Arguello Diaz

Código: 20451626333

Universidad Antonio Nariño

Programa Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Ciudad, Colombia

2023

**Diseño y construcción de un banco para la obtención de las curvas características
de una bomba centrífuga Universidad Antonio Nariño sede Neiva, Buganviles**

Santiago Jiménez Rivera

Wilson Alberto Arguello Diaz

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:

Ingeniero Mecánico

Director (a):

Yeison Norberto Montealegre

Línea de Investigación:

Mecánica de Fluidos

Universidad Antonio Nariño

Programa Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Ciudad, Colombia

2023

NOTA DE ACEPTACIÓN

El trabajo de grado titulado

_____.

Cumple con los requisitos para optar

Al título de _____.

Firma del Tutor

Firma Jurado

Firma Jurado

Neiva, 5 de Mayo de 2023

Contenido

Pág.

Resumen.....	87
Abstract.....	88
Introducción	89
1. CAPITULO . MARCO TEÓRICO.....	92
1.1 Marco conceptual	92
1.1.1 Definición en tipos de bombas	92
1.1.2 Clasificación de las bombas rotodinámicas.....	93
1.1.3 Elementos que constituyen una bomba, las partes	93
1.1.4 Conceptos y propiedades de los fluidos de trabajo.....	94
1.1.5 Tipos de succión	97
1.1.6 Rendimiento total de la bomba.....	98
1.2 Antecedentes	99
1.3 Base teórica	103
1.3.1 Bombas centrifugas	104
1.3.2 Banco de pruebas para bombas centrifugas.....	104
1.3.3 Algoritmos de comunicación en las bombas	105
1.3.4 Modelado matemático de la cabeza teórica de la bomba	106
1.3.5 Algoritmos para estimar el caudal en una bomba centrifuga	108
1.3.6 Modelado por software para determinar la presión ejercida según el caudal de trabajo	109
1.3.7 Rendimiento de la bomba.....	112
1.4 Cavitación.....	114
2. CAPITULO . METODOLOGIA.....	116
Capitulo . Desarrollo del proyecto.....	118
2.1 Variables de diseño	118
2.2 Diagramas estacionarios según el escenario	119
2.3 Datos generales para los escenarios	122
2.3.1 Presión atmosférica en Neiva	122
2.3.2 Densidad del agua a temperatura de 24°C (ρ)	123
2.3.3 Cálculo de valores H_b , \dot{w} , η y NPSH en succión positiva serie.....	124

2.4	Cálculo de pérdidas localizadas, pérdidas por longitud y pérdidas por cambio de sección.....	126
2.4.1	Pérdidas localizadas (H_p).....	126
2.4.2	Potencia de una bomba (<i>wbomba</i>).....	131
2.4.3	Eficiencia de la bomba (η).....	132
2.4.4	NPSH de la bomba.....	132
2.4.5	Cálculo de valores H_b , \dot{w} , η y NPSH en succión positiva paralelo.....	133
2.4.6	Cálculo de pérdidas localizadas, pérdidas por longitud y pérdidas por cambio de sección.....	134
2.4.7	Potencia de una bomba (<i>wbomba</i>).....	136
2.4.8	Eficiencia de la bomba (η).....	136
2.4.9	NPSH de la bomba.....	136
2.5	Cálculo de valores H_b , \dot{w} , η y NPSH en succión negativa serie.....	137
2.6	Cálculo de pérdidas localizadas, pérdidas por longitud y pérdidas por cambio de sección.....	138
2.6.1	Pérdidas localizadas (H_p).....	138
2.6.2	Pérdidas por longitud (H_{pL}).....	139
2.6.3	Pérdidas por reducción (H_{pR}) y ampliación (H_{pA}).....	139
2.6.4	Potencia de una bomba (<i>wbomba</i>).....	139
2.6.5	Eficiencia de la bomba (η).....	140
2.7	Cálculo de valores H_b , \dot{w} , η y NPSH en succión negativa en paralelo.....	141
2.8	Cálculo de pérdidas localizadas, pérdidas por longitud y pérdidas por cambio de sección.....	142
2.8.1	Pérdidas localizadas (H_p).....	142
2.8.2	Pérdidas por longitud (H_{pL}).....	142
2.8.3	Pérdidas por reducción (H_{pR}) y ampliación (H_{pA}).....	143
2.8.4	Potencia de una bomba (<i>wbomba</i>).....	144
2.8.5	Eficiencia de la bomba (η).....	145
2.8.6	NPSH de la bomba.....	145
2.9	Construcción.....	146
	Resultados.....	148
4.1	Resultados en succión Positiva.....	148
4.2	Resultados del análisis por succión negativa.....	154
	Conclusiones.....	160
	Referencias Bibliográficas.....	161
	Anexos.....	165
4.3	Anexo. Diagrama de Moody.....	165
4.4	Anexo. Guía de laboratorio.....	166
4.5	Anexo. Formato diligenciado para Succión Positiva en serie.....	168

4.6	Anexo. Ficha técnica de la bomba TKWP-05-B.....	174
4.7	Anexo. Materiales y accesorios.....	175
4.8	Anexo. Planos de estructura metálica del banco de pruebas.....	175
4.9	Anexo. Recomendaciones de uso de manejo del banco de pruebas.....	177

Lista de Figuras

	Pág.
Figura 1- 1 Modelo de bomba y sus partes.	93
Figura 1- 2 Altura de succión positiva.	97
Figura 1- 3 Figura modelo de Potencia y Caudal.	109
Figura 1- 4 Formación de vórtices según el caudal.	110
Figura 1- 5 Vorticidad según el caudal.	111
Figura 1- 6 Modelo de censado de caudal en SIMSCAPE.	113
Figura 1- 7 Comparación de caudales real y por sensor.	113
Figura 3- 1 Diagrama succión positiva en serie.	120
Figura 3- 2 Succión positiva en paralelo.	120
Figura 3- 3 Succión negativa en serie.	121
Figura 3- 4 Succión negativa en paralelo.	122
Figura 3- 5 Pantalla de medición virtual en Neiva.	123
Figura 3- 6 Parámetros en SP. serie.	124
Figura 3- 7 Parametros SP. Paralelo.	133
Figura 3- 8 Parametros de SN serie.	137
Figura 3- 9 Parámetros SN paralelo.	141
Figura 3- 10 Armado y soldado de tubería cuadrada 30x30x1.5.	146
Figura 3- 11 Armado de tubería PVC con sensores.	147
Figura 3- 12 Conexión con bomba centrífuga.	147
Figura 4- 1 Representación gráfica de altura útil Hb en SP.	150
Figura 4- 2 Representación gráfica de P en SP.	151
Figura 4- 3 Representación gráfica de n en SP.	153
Figura 4- 4 Representación gráfica de NPHS en SP.	154
Figura 4- 5 Representación gráfica de altura útil Hb en SN.	155
Figura 4- 6 Representación gráfica de P en SN.	156
Figura 4- 7 Representación gráfica de n en SN.	157
Figura 4- 8 Representación gráfica de NPHS en SN.	158

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 3- 1 Propiedades del agua saturada.....	123
Tabla 3- 2 Accesorios en SP. serie.....	126
Tabla 3- 3 Valores de K, por accesorios.	127
Tabla 3- 4 Rugosidad de materiales.....	128
Tabla 3- 5 Numero de Reynolds	129
Tabla 3- 6 Accesorios para SP paralelo.	134
Table 4- 1 Recolección de datos para Hb en SP.	148
Table 4- 2 Recolección de datos para P en SP.....	150
Table 4- 3 Recolección de datos para n en SP.	152
Table 4- 4 Recolección de datos para NPHS en SP.....	153
Table 4- 5 Recolección de datos para Hb en SN.	154
Table 4- 6 Recolección de datos para P en SN.	155
Table 4- 7 Recolección de datos para n en SN.	156
Table 4- 8 Recolección de datos para NPHS en SN.	157

(Dedicatoria)

El apoyo de una madre y padre para ver triunfar a un hijo son los motivos más grandes del amor y de la dedicación.

Santiago Jiménez Rivera

Le agradezco a mi pareja por recalcar cada mi enfoque profesional y de brindarme los espacios para que terminara mis estudios reconociendo el tiempo que le dedique para culminar la carrera.

Wilson Alberto Arguello Diaz

Agradecimientos

Con el desarrollo de este trabajo de grado, le agradecemos a nuestros docentes del programa de Ingeniería Mecánica por el tiempo que dedicaron para nuestra enseñanza, brindando sus mayores esfuerzos en enseñarnos y formarnos como futuros profesionales, permitiendo enfrentar la industria metalmeccánica con los conocimientos adquiridos.

Resumen

Este proyecto grado pretende aportar un banco didáctico para la obtención de las curvas características de una bomba centrífuga para el laboratorio de Ingeniería Mecánica de la universidad Antonio Nariño sede Neiva. Esta herramienta permitirá fortalecer las prácticas educativas de los docentes y estudiantes, que se ven en la necesidad de suplir estas actividades con teoría, simuladores virtuales y charlas. Debido a la falta de un banco que simule el funcionamiento de una bomba centrífuga, para así lograr los aprendizajes de manera experimental para la asignatura de máquinas hidráulica. Se tiene como objetivo el diseño y construcción de un banco y guías de laboratorio, para obtener las curvas características de una bomba centrífuga, con una metodología de tipo experimental, a través, de la programación de sensores y la parametrización de variables en una hoja de cálculo de Excel, representen las gráficas representativas propuestas en este proyecto y permita, además, los cálculos: potencia, eficiencia y el NPSH, partiendo de la variación del caudal. Se espera como resultado a la hora de implementar esta herramienta didáctica, alcanzar las competencias de interpretar y analizar los datos teóricos y prácticos sobre el diseño e instalación de una bomba centrífuga

PALABRAS CLAVE: Banco de pruebas, elementos de máquinas hidráulicas, curvas características, mecánica de fluidos, bombas centrífugas.

Abstract

This degree project aims to provide a didactic bench for obtaining the characteristic curves of a centrifugal pump for the Mechanical Engineering laboratory of the Antonio Nariño University, Neiva campus. This tool will strengthen the educational practices of teachers and students, who need to supplement these activities with theory, virtual simulators and lectures. Due to the lack of a bench that simulates the operation of a centrifugal pump, in order to achieve the learning in an experimental way for the subject of hydraulic machines. The objective is the design and construction of a bench and laboratory guides, to obtain the characteristic curves of a centrifugal pump, with an experimental methodology, through the programming of sensors and the parameterization of variables in an Excel spreadsheet, represent the representative graphs proposed in this project and also allow the calculations: power, efficiency and NPSH, based on the variation of the flow. It is expected as a result of implementing this didactic tool, to reach the competences of interpreting and analyzing the theoretical and practical data on the design and installation of a centrifugal pump.

KEY WORDS: Test bench, hydraulic machine elements, characteristic curves, fluid mechanics, centrifugal pumps.

Introducción

El presente proyecto de grado tiene como fin, diseñar y fabricar un banco didáctico para simular el funcionamiento de una bomba centrífuga para calcular los parámetros representativos como: velocidad del motor, caudal impulsado, presión de succión y descarga, a partir de ellos, obtener las curvas características de altura Euler, NPSH, potencia y eficiencia de una bomba centrífuga, con el objetivo de validar los resultados teóricos con los prácticos. Se espera, que con este aporte de esta herramienta didáctica facilite el proceso de enseñanza y aprendizaje de manera significativa, a los docentes y estudiantes adscritos al programa de ingeniería mecánica de la universidad Antonio Nariño Neiva.

Uno de los propósitos a alcanzar en la implementación de este banco didáctico, es aportar para la organización y la creación de un laboratorio de pruebas, para la asignatura de máquinas hidráulicas, que permitan al docente contextualizar la teoría sobre el funcionamiento, diseño, cálculos y selección de una bomba centrífuga comercial; y a la vez, verificar y evaluar en el estudiante, el desarrollo de competencias y habilidades para realizar análisis físico y matemático, para diseñar un sistema de bombeo, con base los requerimientos, necesidades planteadas y cálculos preliminares, para así seleccionar, recomendar, asesorar adecuadamente, el tipo de bomba centrífuga comercial, requerida por un edificio, sistema de riego para cultivo, empresa privada o pública de los diferentes sectores de la industria.

De lo anterior, se hace necesario construir un banco de bombas centrífugas, para aportar a la universidad y al grupo de docentes para que puedan reforzar sus prácticas de aula en los laboratorios y realizar futuras investigaciones sobre el tema de máquinas

hidráulicas, con el apoyo de los estudiantes para que compartan sus experiencias significativas, ser competentes en la industria como futuros ingenieros mecánicos. También, se espera, que con este banco puedan compartir ideas para otras investigaciones, para otras áreas y que cada día el programa de ingeniería mecánica se fortalezca con herramientas tecnológicas. Agregando, que entre más herramientas posea un docente, es más fácil la enseñanza, así las teorías de un libro pueden reflejarse con la parte experimental y el estudiante refuerce lo aprendido en clase. Vemos que el aporte de este proyecto de grado sea un valor agregado para la universidad para atraer nuevos estudiantes al programa.

Objetivo general

Diseño y construcción de un banco para la obtención de las curvas características de una bomba centrífuga Universidad Antonio Nariño sede Neiva, Buganviles.

Objetivos específicos

- Diseñar y seleccionar los elementos constructivos mediante un plano de fabricación que cense el banco de prueba de la bomba centrífuga realizado en un software en SolidWorks.
- Construir el banco de prueba de bomba centrífuga a partir de los parámetros establecidos por el diseño mecánico propuesto previamente.
- Comparar y analizar los resultados de las curvas de rendimiento del banco de prueba con respecto a los datos del fabricante de la bomba centrífuga
- Elaborar y proponer una guía de laboratorio que permita experimentar y analizar las mediciones de los parámetros más representativos (velocidad

del motor, caudal, torque, presiones admisión y descarga) y curvas de rendimientos del banco de prueba de bomba centrífuga.

Justificación

El aporte de un banco didáctico de bombas centrífugas a la universidad Antonio Nariño sede Neiva – Buganviles, permitirá la consolidación, y la mejora para el laboratorio de la facultad de ingeniería mecánica, donde los docentes y estudiantes tienen la oportunidad de contextualizar la teoría sobre maquinas hidráulicas, al poner en funcionamiento estos tipos de bancos didácticos que se considera y se logre un aprendizaje significativo, para así alcanzar competencias tales como: analizar, interpretar, diseñar, calcular, figurar las curvas de rendimientos de manera experimental y seleccionar; una bomba centrífuga para así, recomendar a empresas o clientes del sector industrial. La intención de este proyecto de grado va más enfocada en lograr objetivos experimentales y desarrollar competencias y habilidades propuestas en la asignatura maquinas hidráulicas, para los futuros ingenieros mecánicos, que podrán aplicar sus conocimientos y destrezas en campos industriales, petroquímicos, y tecnológicos. También se espera, que este proyecto sirva de base para la continuación de nuevas investigaciones y se les hagan adaptaciones a estos bancos didácticos en desarrollos tecnológicos en el área de la simulación por diseños asistidos con herramientas informáticas (CAD) ya que son tendencia que han ido adquiriendo fuerza y demanda.

1. CAPITULO . MARCO TEÓRICO

1.1 Marco conceptual

En el siguiente marco conceptual, se indaga sobre los términos a usar para el desarrollo del proyecto y para comprender las bombas según su tipo, su configuración y el tipo de succión.

1.1.1 Definición en tipos de bombas

Las siguientes definiciones se usan para comprender las bombas.

1.1.1.1 Bombas de desplazamiento positivo

En todos los diseños, el fluido se aspira dentro de un volumen en expansión y luego se expulsa cuando ese volumen se contrae, pero el mecanismo que provoca que cambie el volumen es muy diferente entre los diversos diseños (Cengel, 2010, p. 777).

1.1.1.2 Bombas dinámicas

Existen tres tipos principales de bombas dinámicas que cuentan con álabes rotatorios, los cuales se llaman álabes de rueda móvil o álabes del rotor o impulsor (en América latina) o rodete (en España) (Cengel, 2010, p. 780). Estos elementos imparten una cantidad de movimiento al fluido, por ello se les llama algunas veces bombas rotodinámicas o bombas rotatorias. También hay bombas no rotatorias, como las bombas de chorro o bombas de inyección.

1.1.1.3 Bomba centrífuga

Estas bombas se identifican con facilidad por su carcasa en forma de caracol llamada voluta, estas se encuentran en todos lados en los hogares: en la máquina lavaplatos, tinas de baño, lavadoras y secadoras de ropa, secadores para el cabello, aspiradoras, campanas de extracción de cocina, entre otros (Cengel, 2010, p. 781).

1.1.1.4 Bombas axiales

No utilizan las fuerzas centrífugas, los álabes del rotor se comportan más como alas de los aeroplanos, ya que se genera una fuerza de sustentación con el cambio de la cantidad del movimiento del fluido cuando giran los álabes (Cengel, 2010, p. 790).

1.1.2 Clasificación de las bombas rotodinámicas

Según la dirección del flujo: bombas de flujo radial, de flujo axial y de flujo radio axial.

Según la posición del eje: bombas de eje horizontal, de eje vertical y de eje inclinado.

Según la presión engendrada: bombas de baja presión, de media y alta presión.

Según el número de fluidos en la bomba: de simple aspiración o de un flujo y de doble aspiración, o de dos flujos.

Según el número de rodets: de un escalonamiento o de varios escalonamientos.

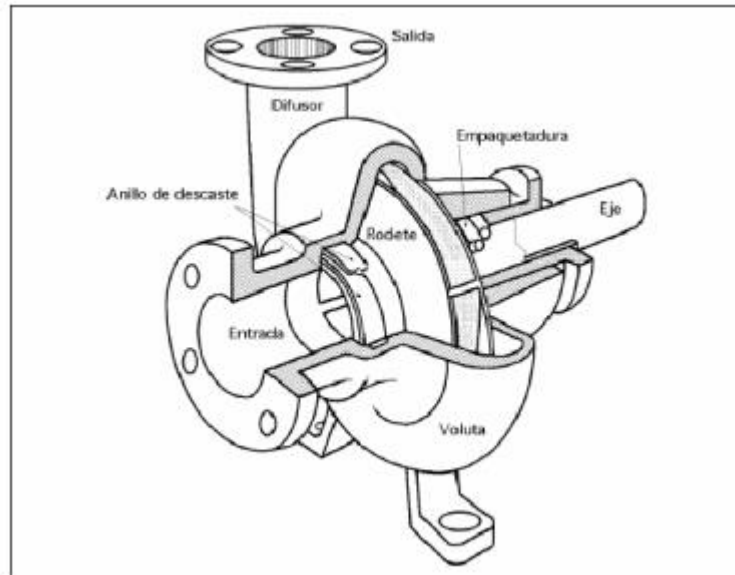
La clasificación anterior sale del libro de bombas de Mataix (Mataix, 1993, p. 370).

1.1.3 Elementos que constituyen una bomba, las partes

Para una tubería de aspiración se requiere de:

El impulsor o rodete: se forma por una serie de álabes de diferentes formas que giran dentro de una carcasa circular.

Figura 1- 1 Modelo de bomba y sus partes.



Tomado de: Manual de bombas (Huelin, s. f., p. 138)

- Difusor: está encerrado junto con el rodete en una cámara llamada carcasa, está formado por unos álabes fijos divergentes.

- Eje: es una pieza en forma de barra de sección circular no uniforme que se fija rígidamente sobre el impulsor y le transmite la fuerza del elemento motor.

1.1.4 Conceptos y propiedades de los fluidos de trabajo

Para el correcto análisis del rendimiento de una bomba se utilizan algunos parámetros.

Razón del flujo de masa del fluido a través de la bomba, (\dot{m}) que es un parámetro obvio fundamental para el funcionamiento de las bombas.

1.1.4.1 Gasto volumétrico

En el caso del fluido incompresible es más común utilizar el gasto volumétrico en vez del gasto másico (Cengel, 2010, p. 764). En la industria de la turbo maquinaria, el flujo volumétrico se denomina capacidad, y es, simplemente, el gasto dividido entre la densidad del fluido:

Gasto volumétrico (capacidad) una V con punto arriba = $\frac{\dot{m}}{\rho}$

1.1.4.2 Carga hidrostática de Bernoulli

Además, el rendimiento de una bomba se caracteriza por su carga hidrostática neta H, que se define como el cambio en la carga hidrostática de Bernoulli entre la entrada y la descarga de la bomba:

$$\text{Carga hidrostática neta: } H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{sal} - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{ent}$$

1.1.4.3 Densidad

La densidad es la masa por unidad de volumen

$$\text{Densidad: } \rho = \frac{m}{v} \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

La densidad de una sustancia depende de la temperatura y de la presión, la densidad de la mayoría de los gases es proporcional a la presión e inversamente proporcional a la temperatura (Cengel, 2010, p. 39).

1.1.4.4 Peso específico

Es el peso de una unidad de volumen de una sustancia, también se le conoce como densidad de peso y se expresa así:

$$\text{Peso específico: } \gamma_s = \rho g \text{ (N/m}^3\text{)}$$

En donde g es la aceleración gravitacional (Cengel, 2010, p. 39).

1.1.4.5 Viscosidad cinemática y dinámica

En mecánica de fluidos y transferencia de calor, con frecuencia aparece la razón de la viscosidad dinámica a la densidad, por conveniencia, a esta razón se le da el nombre de viscosidad cinemática ν y se expresa como $\nu = \mu/\rho$ (Cengel, 2010, p. 53). Dos unidades comunes de la viscosidad cinemática son m^2/s y el stoke ($1 \text{ stoke} = 1cm^2/s$) =

$0.0001 \text{ m}^2/\text{s}$. En hidrodinámica intervienen junto con las fuerzas debidas a la viscosidad las fuerzas de inercia, que dependen de la densidad. Por eso tiene un significado importante la viscosidad dinámica referida a la densidad, o sea la relación de la viscosidad dinámica μ a la densidad ρ , que se denomina viscosidad cinemática (Mataix, 1993, p. 24).

1.1.4.6 Caudal y flujo volumétrico

El flujo volumétrico se puede calcular con el uso de la ecuación Bernoulli, la conservación de masa y la geometría de obstrucción (Cengel, 2010, p. 399).

En la industria de la turbo maquinaria, el flujo volumétrico se denomina capacidad, y es, simplemente, el gasto másico dividido entre la densidad del fluido (Cengel, 2010, p. 764).

$$\text{Gasto volumétrico (capacidad): } \dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

1.1.4.7 Presión absoluta y relativa

La presión en cualquier sistema de unidades se puede expresar como presión absoluta, P_{abs} , o como presión excedente o relativa P_e . Esta denominación no afecta a la unidad, sino al cero de la escala (Mataix, 1993, p. 40).

Las presiones absolutas se miden con relación al 0 absoluto (vacío total o 100% de vacío) y las presiones relativas con relación a la atmósfera.

$$P_{abs} = P_e + P_{amb}$$

1.1.4.8 Factor de corrección de la energía cinética, α

La energía cinética de una corriente de fluido obtenida a partir de $V^2/2$ no es la misma que la energía cinética real de la corriente del fluido, porque es necesario corregir la variación de velocidad con un factor de corrección de 2.0 para flujo laminar y de 1,04 a 1,11 para flujo turbulento totalmente desarrollado (Cengel, 2010, p. 219).

1.1.4.9 Numero de Reynolds

Es el parámetro adimensional más útil y conocido en la mecánica de fluidos

(Cengel, 2010, p. 293).

1.1.4.10 Sistemas de tubería con bombas y turbinas

El sistema detuviera que incluya una bomba/ o turbina, de usar la ecuación de flujo estacionario sobre una base de masa unitaria (Cengel, 2010, p. 373), expresada como:

$$\frac{P_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2} + gz_1 + w_{\text{bomba}, u} = \frac{P_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2} + gz_2 + w_{\text{turbina}, e} + gh_L$$

O en términos de carga:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_{\text{bomba}, u} = \frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_{\text{turbina}, e} + h_L$$

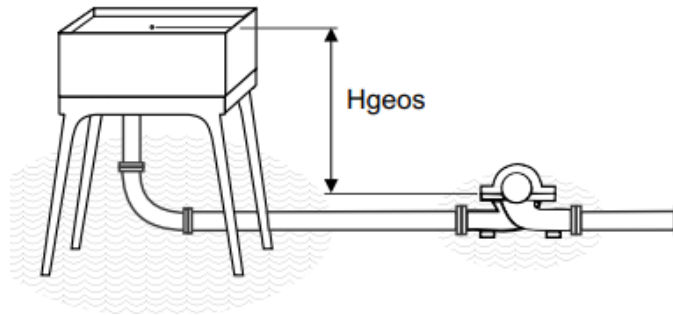
De donde h. Bomba es la carga de bomba útil entregada al fluido, y h. turbina es la carga de la turbina extraída del fluido.

1.1.5 Tipos de succión

Según como se realice la configuración de una bomba, se puede realizar succión positiva o succión negativa, para ello se explicará a continuación:

Succión positiva: Este tipo de succión positiva, se debe cuando el nivel del líquido en el depósito de la succión está por encima de la línea de referencia, desde el centro del rodete de la bomba, en la siguiente figura se simboliza como H_{geos} cuando es positivo (KSB, 2002, p. 56).

Figura 1- 2 Altura de succión positiva.



Tomado de : Manual de entrenamiento(KSB, 2002)

Succión negativa: Este tipo de succión negativa, se debe cuando el nivel del líquido en el depósito de succión está por debajo de la línea de referencia, desde el centro del rodete de la bomba, en esta condición el H_{geos} se toma como negativo, se puede apreciar en la siguiente figura(KSB, 2002, p. 56)

1.1.6 Rendimiento total de la bomba

El rendimiento se puede mejorar u optimizar, cuando se tienen todas pérdidas de energía que tiene un fluido al paso de punto a otro a través de la bomba, para ello se debe considera las pérdida por cojinete, juntas, accesorios, y otros tipos de rendimientos(Ashrae, 1999, p. 4).

Estos rendimientos están relacionados con las pérdidas mecánicas y las pérdidas relacionadas por los fluidos, del cual se obtiene la siguiente ecuación:

$$\eta_T = \eta_h * \eta_w * \eta_o * \eta_{motor}$$

Del cual su significado será el siguiente.

Rendimiento hidráulico (η_h): Energía en la entrada del eje y la absorbida en el rodete.

Rendimiento volumétrico (η_v): El caudal desplazado puede poseer fugas internas, por lo tanto, el volumen desplazado disminuye.

Rendimiento del motor (η_{motor}): Perdidas por potencia consumida y potencia en el eje.

Rendimiento orgánico (η_o): Perdidas por cojinetes, holguras y la carcasa de la bomba.

1.2 Antecedentes

De los antecedentes que argumentan la idea del proyecto, se tienen los siguientes a nivel internacional:

Coronado Priscila en el 2014, de la ciudad de Santa Cruz/ Argentina, ideó una propuesta de tesis “Diseño y desarrollo de banco de pruebas hidráulicas a escala piloto”(Coronado, 2014), el cual permitió desarrollar el objetivo de proporcionar una herramienta tecnológica que permita la evaluación y comportamientos de las bombas hidráulicas. Empleando una metodología de fases, esta se comprende de: Diseño, construcción, ejecución de instalaciones eléctricas, programar datos y pruebas de funcionamiento, optimización y evaluación final.

De la idea, se tiene como aporte que desde el banco se obtiene que las variables controladas se pueden apreciar digitalmente bajo un software de gestión para mediciones.

Lo anterior, concluye, que, al implementar el banco en universidad de Córdoba, se genera prestigio para obtener certificados de trabajo, lo cual permitirá vender el servicio de pruebas a terceros.

Sánchez Juan Carlos (2017), en la ciudad de Valencia/Venezuela, desarrolló como investigación “Diseño de un banco de pruebas para bombas y motores oleo hidráulicos rotatorios con un sistema de captura de datos”(Sanchez, 2017). El cual parte de un objetivo en el que se diseña un banco de pruebas para bombas y motores oleo hidráulicos rotatorios con un sistema de captura de datos. Lo anterior, se desarrolló con una metodología que aplica un programa computarizado de capturas de datos, esto con el fin de obtener el comportamiento funcional de las bombas y motores.

Como aporte del diseño, se presenta un manual el cual permite realizar mantenimiento al banco, y una guía para medir las variables de presión, caudal, eficiencia y torque. Siendo así, que la investigación se concluye en un banco práctico para medir a precisión y exactitud las variables involucradas con sus respectivas curvas características.

Como antecedentes nacionales se tiene los siguientes:

Ortiz Lombana Manuel en el 2021 de la ciudad de Medellín, desarrolló la tesis “Diseño de un banco de pruebas para bombas hidráulicas centrífugas en configuración en serie, paralelo e individual”(Lombana, 2021), del cual se propone como objetivo de investigación diseñar y cotizar un banco de pruebas para bombas centrífugas hidráulicas en configuración individual, en serie y en paralelo(Lombana, 2021, p. 15).

Con el uso de una metodología experimental y por método de diagrama de árbol, se identifica las variables a controlar permitiendo obtener un óptimo diseño del banco. Siendo así, que se logró resultados favorables para obtener las curvas características de las bombas. Con este diseño se tiene un aporte de resaltar, en el cual es fundamental realizar

simulación de la estructura de soporte, lo cual valida las condiciones en las cuales trabajara las bombas.

Saavedra Cristian Fabian (2016), en la ciudad de Bucaramanga/Colombia, se realizó un proyecto titulado “Desarrollo de un banco de pruebas para ensayo de control de bombas centrífugas”(Saavedra, s. f.). En donde se proyectó como objetivo de investigación; desarrollar un banco para ensayos de control de bombas centrífugas.

Dándose solución, con una metodología de etapas, se modeló el sistema de bombeo, el motor eléctrico, el sistema de bombas, modelado de tuberías y de la válvula de control, que al finalizar se hizo la optimización del sistema de control para maximizar la eficiencia(Saavedra, s. f., p. 24).

Como aporte del proyecto, se resalta que, al usar el banco, no sólo se debe monitorear las variables principales como presión y caudal, se debe considerar la velocidad de rotación, corriente del motor, potencia consumida y las temperaturas de los fluidos de trabajo. Siendo así, el proyecto concluye que para lograr una mayor eficiencia se debe generar un algoritmo que regule y controle las variaciones de caudal y presión y así se aumentará a la eficiencia.

Agila Diaz Freddy (2018), Pasto, Nariño realizaron un proyecto de “Diseño y construcción de un banco de pruebas para bombas centrífugas conectadas en serie y paralelo”(Diaz & Perez, s. f.). Se propuso como objetivo del proyecto diseñar y construir un banco de pruebas para el análisis de bombas operadas en configuración individual, serie y paralelo. Empleando una metodología mixta, de tipo deductiva e inductiva, con el fin de encontrar principios desconocidos del algo conocido.

Para los autores, desde su práctica y construcción del banco, han dejado un aporte a considerar en cuanto a la longitud de la tubería, aconsejando que los cálculos pueden ser representativos cuando se tiene una longitud considerable del trayecto de la tubería, pero cuando la longitud es corta la variación no se puede apreciar en las gráficas, por lo que se aconseja emplear un caudal mínimo de trabajo para observar los cambios durante la práctica con el banco. Como conclusión de los autores, no es recomendable para regular el caudal con la válvula de cierre, se debe emplear una válvula de globo para lograr ver los cambios de velocidad en las gráficas características de las bombas.

Javier Gustavo Yambombo (2012), Quito, Ecuador desarrolló un proyecto de “Diseño y construcción de un banco de pruebas para ensayo de pérdidas de cargas y tuberías en accesorios”(Gustavo, s. f.) . Para lograr el objetivo del proyecto, se implementó un banco de pruebas para ensayos de pérdidas en el laboratorio de hidráulica de la facultad de ciencias físicas de la universidad central de Ecuador. Lográndose por una metodología de etapas la cual inicia con un diseño, construcción, pruebas y análisis de costos.

Por parte de Yambombo, se da un aporte para el proyecto en curso, al considerar tubería en material de PVC, para codos, válvulas de cierre, válvulas de apertura, a diferencia del set de bombas como lo son manómetro y caudalímetros; el cual ya tienen un material definido por fábrica.

Otro aporte al proyecto actual, es la selección de los materiales del banco de pruebas, en donde se debe indagar en los materiales de diseño más convenientes en la reducción de costo – beneficio; siendo más eficientes. Concluyendo, en realizar un análisis para la estructura de carga, ya que debe soportar las fuerzas que ejerce los pesos de los tanques y las vibraciones de la bomba.

Alex David gallego (2022), Quito, Ecuador desarrollo la tesis de “Diseño de un sistema SCADA para la adquisición de datos en la determinación de curvas características de bombas centrífugas conectadas en serie y paralelo”(David, s. f.).

Con la tesis anterior, se proyecta como objetivo diseñar un sistema de adquisición y supervisión para la obtención de datos tales como presión, caudal y determinación de curvas características, utilizando bombas de torbellino con un sistema de tuberías conectadas en serie y paralelo. La metodología en esta investigación es un diseño de un software SCADA, el cual permite llevar la medición de curvas en variables físicas como presión, caudal, altura de elevación. Según lo anterior, se diseñará por medio de un programa de lectura de datos, la obtención de curvas características y simulación de gráficos en eficiencia, rendimiento, altura de caudal y curva (NPHR) (Renato & Mercedes, s. f.). Como aporte de la tesis, la programación de los sensores se llevó a cabo por el programa libre de PLC Simens, indicando la facilidad de código abiertos para una variedad de sensores. De la tesis, se concluye que las características de las curvas hacen la representación de una sola bomba, así estén configuradas en serie o paralelo, el programa tomó los datos como uno solo.

1.3 Base teórica

La siguiente base teórica, son la base argumentativa según las investigaciones realizadas por algunas investigaciones científicas partiendo de las bombas centrífugas, banco de pruebas, algoritmos de comunicación, rendimiento y cavitación.

1.3.1 Bombas centrifugas

Al referir las bombas centrifugas como elemento clave de la investigación como estrategia para usar en un banco de pruebas para laboratorio, se debe primero partir de conocer un poco sobre el cómo se ha usado. Para las bombas en la industria su aplicación tiene acogida en el petróleo, manejo y control de gases, en los alimentos, en productos farmacéuticos, las pulpas en materias primas como el papel y otras aplicaciones que requieran transportar un fluido desde un punto hasta lugar de referencia (Dutta et al., 2022)

1.3.2 Banco de pruebas para bombas centrifugas

Cociendo desde hace décadas, el uso de bombas se ha venido incrementando por su impacto en la industria, para ello, es importante reconocer que la línea de hidrocarburos ha desarrollado una gran tecnología para mejorar su desempeño, llegando al caso de la actual norma API 675 (API 675, 2012), en donde se hace referencia a su uso en el petróleo crudo, químicos y gases.

Basados en lo anterior la empresa Prominent ha elaborado y construido bancos de pruebas a base de aceros inoxidable especiales como el 1.4301 para los componentes de los bancos, permitiendo obtener pruebas más centralizadas ya que se requiere de recopilación de datos, con mayor precisión para analizarlos y documentados a una base de datos (Prominent, 2011). Los materiales usados permiten aislar la contaminación y los resultados de en el volumen máximo y presión máxima son leídos con gran precisión.

Ahora para Kuritza Joice (2017) los bancos de pruebas permiten graduar variables para obtener lecturas que son analizadas por medio de gráficas, pero el autor recomienda que las velocidades de rotación de la bomba son los encargados de mejorar el rendimiento de la bomba, ya que al aumentar las revoluciones de la bomba, se obtiene su mayor

rendimiento, pero en el caso contrario al disminuir el caudal por la variación de la velocidad, se esta es disminuyendo el consumo energético y el gasto económico que ocasiona la bomba, mas no, su eficiencia, los bancos solamente serán usados para analizar comportamiento con cambios en las variables, en donde se analiza su funcionamiento dependiendo de las gráficas característica arrojadas en las curvas de H-Q y Eficiencia – Q, afirmando lo siguiente “El rendimiento disminuye a medida que se cambia la descarga, por ejemplo, para valores de descarga entre el 60 % y el 140 % del PMY, el rendimiento disminuye hasta el 85 % del rendimiento nominal, lo que puede ayudar a estimar el rendimiento cuando el punto de la bomba de funcionamiento se altera”(Kuritza et al., 2017).

Planteando una ecuación para la eficiencia y la cabeza de la bomba de:

$$\frac{\eta}{\eta_{max}} = -0.995 \left(\frac{Q}{Q_{1/1}} \right)^2 + 1.977 \frac{Q}{Q_{1/1}} + 0.025$$

La ecuación anterior posee una precisión de +/- 1%. Por otra parte, plantea una ecuación para la cabeza de la bomba del tipo cuadrática:

$$\frac{H}{H_{1/1}} = 1.245 - 0.265 \left(\frac{Q}{Q_{1/1}} \right)^2$$

donde H es la cabeza (m); H1/1 cabeza nominal; donde η es el rendimiento; η max es el máximo, Q, el caudal de bombeo (m³/s) y, Q1/1 el caudal nominal (m³/s).

1.3.3 Algoritmos de comunicación en las bombas

El uso de algoritmos permite procesar datos que pueden ser interpretados para mejorar procesos en la ingeniería, que se trae consigo ventajas, por su robustez, sencillez y

versatilidad para tomar decisiones antes los cambios que se presentan en los equipos que se usan en el día a día de industria(Wu et al., 2023).

En el contexto de usar algoritmo de comunicación en los bancos de ensayos y pruebas para bombas, por parte del investigador Arnab Dutta (2022) se debe a su complejidad para obtener resultados automáticos de datos que pueden evitar alguna falla dentro de la bomba centrifugas, para ello se debe considerar y tomar lectura de datos de: Caudal, presión, temperatura, de otros factores como las frecuencias que emite la bomba debido a los impulsores, cojinetes, la cavitación y vibraciones, lo anterior se asocia como formas de diagnosticar el buen trabajo de la bomba y obtener su mayor eficiencia de trabajo ante cualquier uso.

De acuerdo con Wei Zhang (2022) los cuellos de botella cuando se da uso a las bombas, son la optimizar el uso ante el consumo de energía, para ello un algoritmo permite optimizar su uso de forma inteligente y en temas de energía, permitirá reducir el consumo de manera adecuada. El argumento en él que se basa Wei, es mejorar su eficiencia un desde el 72% al 89 %, debido a los diferentes modelos aplicados para analizar las bombas centrifugas. Por otra parte, el investigador propone unas dos etapas para desarrollar un algoritmo de comunicación para la lectura que se toman de una bomba centrifuga, se debe aplicar un algoritmo antes de conectar la bomba con el programa o software y luego de haber realizado la comunión se debe realizar otro algoritmo para mejorar las lecturas existes (p. 2).

1.3.4 Modelado matemático de la cabeza teórica de la bomba

Como resultado de la investigación, Wei Zhang (2022) argumenta implementar un algoritmo para el momento de impulso de partículas bajo la acción mecánica, usando la

ecuación de cantidad de movimiento y el teorema de triángulo de velocidades de en la entrada y salida:

$$HT = \frac{1}{g} * (C2uU2 - C1uU1)$$

HT es la cabeza teórica de la bomba centrífuga, del cual la entrada de la bomba tiende a un diseño cónico, lo que es beneficioso aumentar la cabeza y obtener un mejor rendimiento hidráulico(Zhang et al., 2022). En donde la entrada y velocidad del fluido a la entrada del impulsor es perpendicular a la velocidad periférica, por lo que el término de $(C1u = 0)$, lo que disminuye los términos de la ecuación:

$$HT = \frac{1}{g} * (C2uU2)$$

Resumiendo, la ecuación toma solo el valor de la velocidad periférica y al ser la densidad del flujo mayor, el incremento energético se aumenta. Con lo anterior se puede obtener un modelo matemático para cercano a las condiciones reales de trabajo en una bomba centrífuga.

Como se considera la velocidad y el tipo de fluido según su densidad, esta velocidad de rotación trae consigo un impacto negativo cuando el impulsor es de mala calidad, ya que al aumentar la velocidad de movimiento de las partículas, aumenta la velocidad de impacto y las partículas que chocan según su densidad provocan la erosión de las piezas internas de las bombas(Chen et al., 2022). Para mitigar este desgaste por erosión al controlar la velocidad y la densidad se hace necesario mejorar los recubrimientos de los componentes internos que están en rotación constante.

1.3.5 Algoritmos para estimar el caudal en una bomba centrífuga

Un algoritmo que se desarrollado para la inteligencia artificial en el comportamiento y eficiencia de una bomba es el empleado en la investigación de Yuezhong Wua (2023) del cual se fundamenta en predecir y controlar con precisión el estado en el que esta la bomba, para ello se requiere de usar la variable de velocidad, potencia que realiza el motor. Desde esta partida se mejora y crea un algoritmo para la apertura de la válvula como principal variable de entrada.

El algoritmo desarrollado permite tener una predicción más cercana cuando el caudal de la bomba está por debajo del 30%, en otras expresiones sería el 0,3 Q, de lo anterior se propone que para la curva características de la bomba centrífuga se debe emplear la ecuación:

$$H = H_{st} + K \cdot Q^2$$

De donde H_{st} representan la cabeza estática (m), K es el coeficiente de perdidas por fricción existente en las tuberías y Q el caudal (m³/h), H Cabeza de la bomba(m), con la ecuación anterior se elaboraron pruebas para frecuencias desde los 50 Hz hasta los 25 Hz , con diferencias entre valor de 2,5 Hz. Para desarrollar la variación de frecuencia se usó un PLC Siemens AM06, un convertidor de frecuencia, y el programa LabVIEW, llevando el transporte de datos por cable Ethernet.

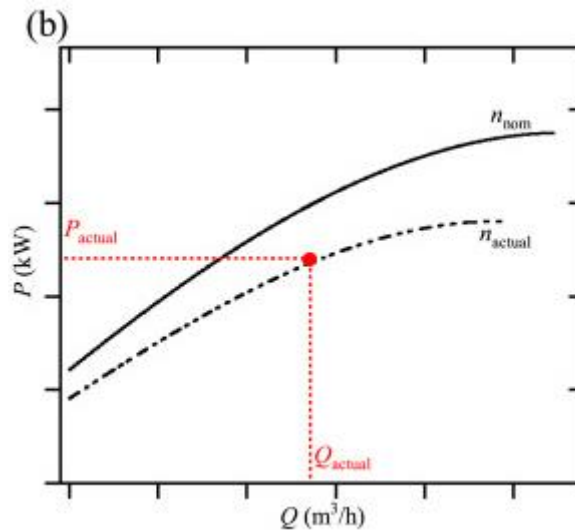
Para obtener la gráfica de potencia se emplea la siguiente ecuación, según lo plantea Yuezhong Wua (2023):

$$\frac{Q}{Q_{nom}} = \frac{n}{n_{nom}}$$

$$\frac{H}{H_{nom}} = \left(\frac{n}{n_{nom}}\right)^2$$

$$\frac{P}{P_{nom}} = \left(\frac{n}{n_{nom}}\right)^3$$

Figura 1- 3 Figura modelo de Potencia y Caudal.



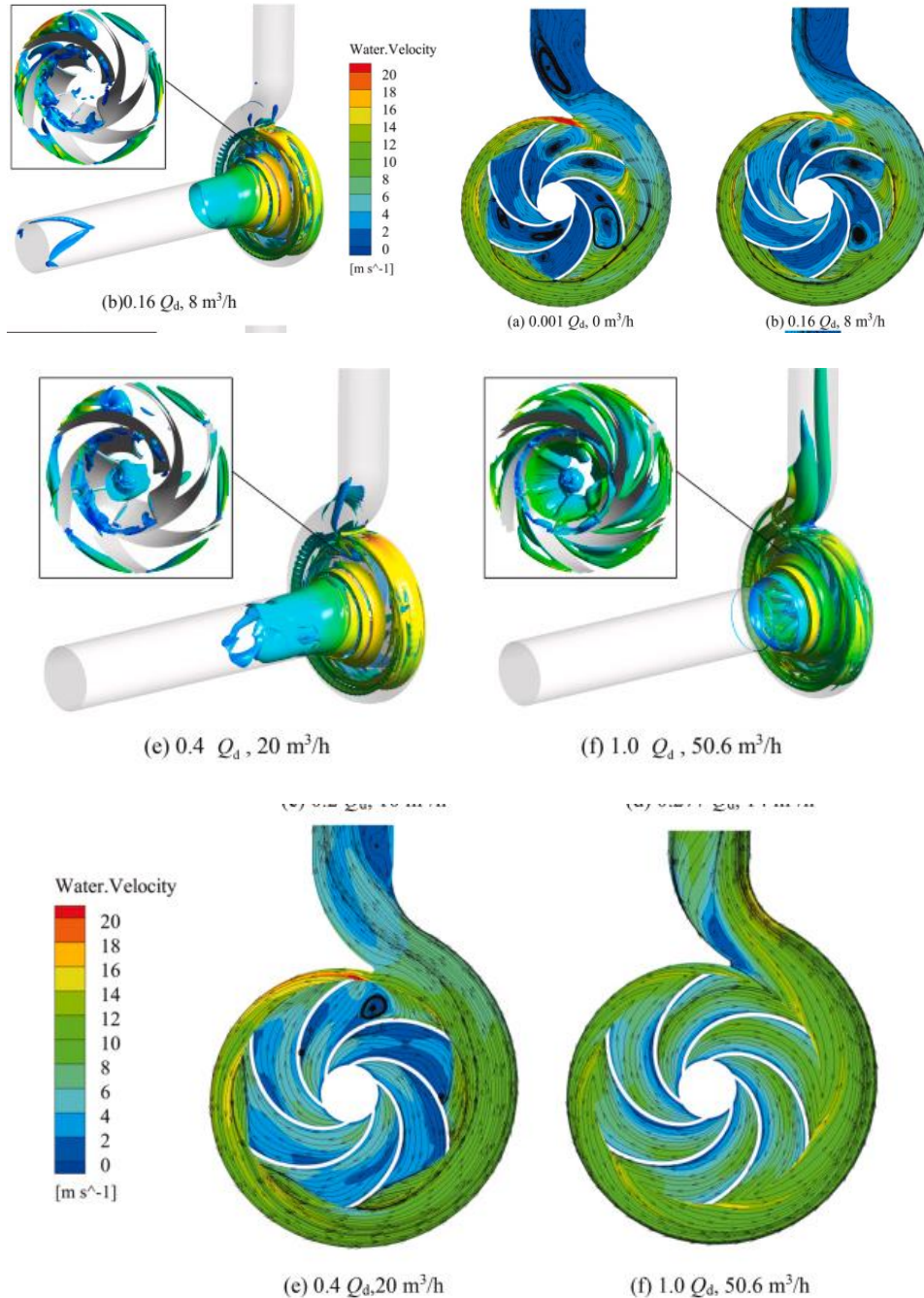
Para la curva anterior, el autor Yuezhong Wua (2023) emplea la velocidad real (velocidad del motor) y la ley de afinidad según las ecuaciones en caudal, cabeza de la bomba y potencia de la bomba.

1.3.6 Modelado por software para determinar la presión ejercida según el caudal de trabajo

Similar al tema de creaciones de vórtices cuando existes flujo con caudal bajo fuera del rango de trabajo de una bomba centrífuga, con la regulación de caudal en un valor menor a $0,4 Q$ se genera en aumento de vórtices de reflujo inestable en la entrada de la bomba, perturbando el flujo principal en la bomba, posteriormente se crea desgaste en el

impulsor y sus anillos de protección, con la creación de holguras y luego las fugas de líquido. Para demostrar un poco este comportamiento según las gráficas, se pueden apreciar 3 vórtices en un caudal de prueba para 8 m³/h y una disminución al aumentar el caudal de 0,4Q hasta el 1.0 Q(Caudal al 100%) , con eliminación de vórtices .

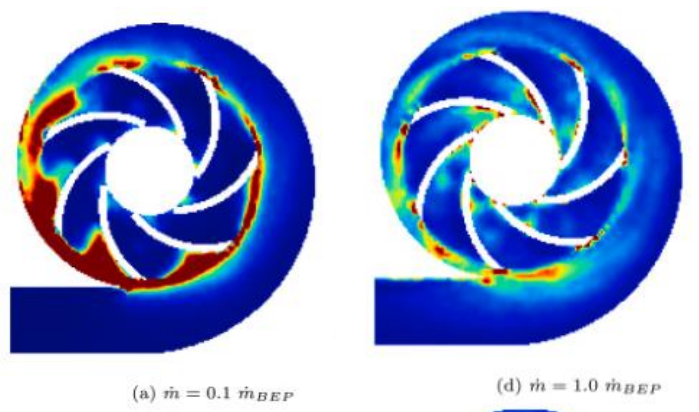
Figura 1- 4 Formación de vórtices según el caudal.



De las gráficas anteriores y por recomendación del autor Lu Jiaying (2022) la presión de trabajo en una bomba , tiene su mayor rendimiento cuando está cerca al caudal de trabajo al 100% (1.0 Q), su eficiencia se ve drásticamente comprometida cuando la bomba está por debajo del 40% (0,4 Q) del caudal de trabajo(Lu et al., 2022). De igual forma, se intensifica la fluctuación de presión y se agrava la cavitación de la bomba.

Con el estudio se asimila a lo aportado por el autor Perissinotto (2023), en el cual demostró que la vorticidad se aumentaba cuando una bomba trabaja a un caudal bajo y al momento de aumentar el caudal según la figura los vórtices disminuían.

Figura 1- 5 Vorticidad según el caudal.



Fuente. Tomado de (Perissinotto et al., 2023).

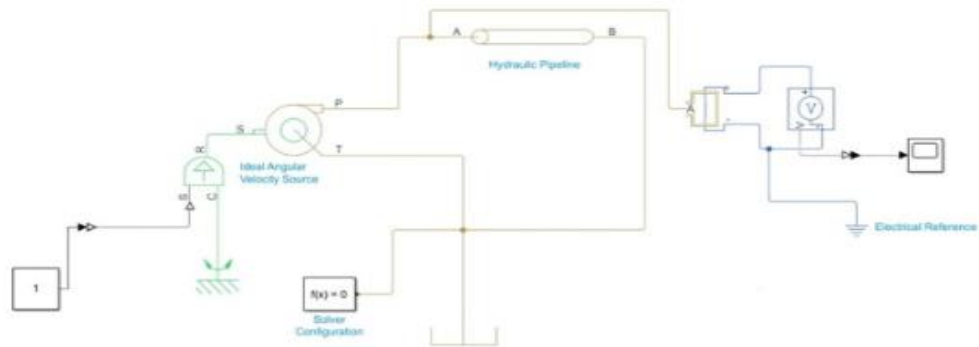
Según las figuras, la vorticidad predomina cuando la velocidad relativa cambia a medida que gradualmente para a una velocidad absoluta. Por lo que las partículas al momento de entrar en la recámara de bomba tienden a rotar de un punto a otro por la dirección del flujo que estaría en función de la velocidad del impulsor(Perissinotto et al., 2023).

1.3.7 Rendimiento de la bomba

En estudios realizados para ver y mejorar el comportamiento de las bombas y obtener de ellas su máxima eficiencia, se ha demostrado que para bombas centrifugas su velocidad optima esta entre los 3000 rpm hasta los 3500 rpm, este aumento significativo de velocidad permite dar el mayor alcance del impulsor hasta la altura deseada de trabajo. Para obtener los rendimientos deseados, influye el tamaño de burbuja que se crea en el impulsor, de este tamaño puede influir en la fuerza de arrastre, fuerzas de sustentación y la fuerza de masa; parámetros hidráulicos característicos de una bomba centrifuga(Chang et al., 2023).

Este tipo de rendimiento según sea la variable de trabajo, fue el motivo de investigación por parte Pratik Kasat (2023) en el cual tomo una bomba y realizo un gemelo digital de la misma con todas sus condiciones de trabajo, dónde uso un sensor de flujo y mediante el programa ThingSpeak con modulo Wifi ESPP32 se enlazo los datos al programa de Matlab, entre ellos se hizo la toma de datos con un microcontrolador. Este tipo de prueba elimina el uso de bancos de pruebas, ya que un banco solo usa una bomba especifica, bajo este modelo el rendimiento se programa para que bomba que quiera ser analizada obteniendo su mayor desempeño usando como parámetro principal el caudal. La investigación permite realizar el monitoreo de forma remota, ahorra tiempo y se llega a una mejor precisión, una forma de comprender lo desarrollado en la investigación se puede apreciar en el esquema siguiente:

Figura 1- 6 Modelo de censado de caudal en SIMSCAPE.

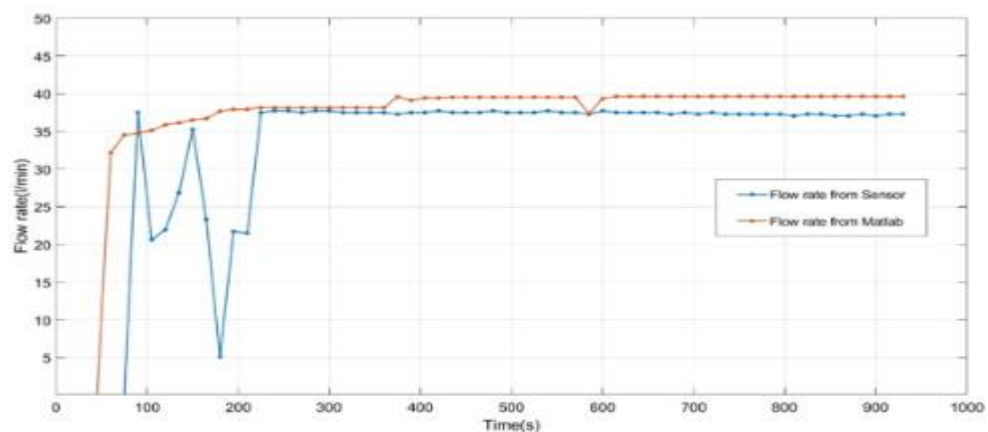


Fuente: Modelo Simscape de bomba centrífuga con sensor de caudal (Kasat et al., 2023).

El diagrama, expresa como el caudal hidráulico puede idealizarse con un sensor en bloque, convirtiendo el caudal volumétrico en una línea hidráulica, que se controla por una función constante; simulando un entorno ideal desde un depósito (punto 1) y la salida con un canal del programa ThingSpak configurado en litros por hora. El modelo permitió obtener el mayor rendimiento de la bomba según la altura de trabajo configurada.

El resultado del caudal se puede apreciar en la siguiente figura:

Figura 1- 7 Comparación de caudales real y por sensor.



Fuente: Desarrollo de un gemelo digital de bomba centrífuga para evaluación de rendimiento (Kasat et al., 2023).

Los sensores instalados en tiempo real sobre la bomba líneas azules muestran las fluctuaciones que se pueden haber provocado por aire en la tubería, el desgaste del impulsor o desechos en el interior de la tubería, revelando la existencia de problemas en la bomba, que conllevan a mantenimientos y paradas del equipo, Por otro lado se puede apreciar las líneas en color rojo, el montaje gemelo de la bomba con la configuración y programación de algoritmos en Mablát con una variación o fluctuaciones muy bajas a comparación de lo censado en tiempo real.

1.4 Cavitación

La presión local en un fluido al ser menor que la presión de saturación da paso a un flujo de cavitación, dando paso a operar de manera inadecuada la bomba centrífuga, provocando ruido, vibración y ruido. Una manera de evitar la cavitación son los estudios que se hacen por CFD (Dinámica de fluidos computacional) y por métodos numéricos, en donde se analiza la vorticidad, presión y la fuerza radial de la bomba centrífuga en diferentes puntos donde se origina la cavitación (Wang et al., 2023).

Como la cavitación es un tema de estudio en la hidráulica, debido a sus pérdidas de energía y la disminución del rendimiento energético de una bomba, se parte de aplicar la primera ley de termodinámica “ El cambio de energía interna de un sistema ΔU , es igual al calor neto que se transfiere Q , más el trabajo neto que se hace sobre él, W ” (Khan, 2022). Por lo que las moléculas dentro de un sistema poseen energía cinética, por lo que se mueven rápido y poseer una temperatura elevada. Con el aumento de la temperatura las burbujas de vapor son las causales del rendimiento de la bomba, porque se genera el ruido y lo más importante en el interior o estructura de la bomba se crea corrosión.

Para mitigar la formación de burbuja de gas, Gaoyang Lia (2022) realizó pruebas desde CFD en los casos de succión positiva para cabezales netos NPSH con una variación de parámetro de la bomba (Li et al., 2022). Como lo son: el número de alabes, el ángulo envolvente de 120° y el ángulo de instalación del alabe a 30° , permitiendo disminuir la formación de burbujas de vapor en la bomba, mejorando el rendimiento de bomba.

Por otra parte, si la presión absoluta es menor que la presión de vapor, se genera dichas burbujas que al implosionar generan las ondas de choque con alta intensidad, porque una forma de prevenir la cavitación es censando las vibraciones iniciales, cuando arranca la bomba, garantizando estar atento ante alguna vibración violenta y el tipo de ruido emitido (Azizi et al., 2017). Permitiendo tomar decisiones en los parámetros a los cuales está trabajando la bomba y deban ser corregidos para una correcta funcionalidad.

2. CAPITULO . METODOLOGIA

Esta investigación tiene un enfoque educativo y experimental donde se va a manipular una o más variables de estudio sobre rendimiento y comportamiento de una bomba centrífuga, para controlar el aumento o disminución de esas variables y su efecto en las conductas observadas, con el fin de describir de qué modo o por qué causa se produce una situación o acontecimiento particular. Se propone en el diseño metodológico de cuatro etapas.

Etapa 1 – Definición de diseño detallado propuesto en Excel y selección de materiales.

- Identificar, estandarizar y definir las variables de control y establecer los tipos de curvas a diseñar en el banco de pruebas.
- Realizar los cálculos para determinar la altura de la bomba, eficiencia, NPSH y potencia según el tipo de configuración en succión Positiva/Negativa y tramo de tubería en paralelo/serie.
- Se utilizará mediante una herramienta informática Excel, que permita evaluar gráficos, y curvas como $H(Q)$, $N(Q)$, $Eff\%(Q)$ y NPHS.

Etapa 2 - Construcción y caracterización de parámetros.

- Utilizar el programa SolidWorks versión 2021 con la alternativa propuesta, como: planos, y selección de materiales de construcción.
- Analizar los materiales de diseño y la selección de la alternativa más conveniente.

- Caracterización de elementos mecánicos de variables fundamentales como son: válvulas, caracterización de bomba centrífuga, tubería, dimensiones de bombas, caudalímetro, manómetro de aspiración y de descarga.

Etapa 3 - Análisis de resultados teóricos y práctico

- Comparar los resultados obtenidos del cálculo teórico versus los datos obtenidos por medio del programa de Excel alimentado por los sensores de caudal y la variación de velocidad en el motor.

- La Comparación se llevará por medio de la gráfica teórica con la curva generada por la simulación.

- Realizar comparaciones según el tipo de fluido cuando, se encuentre en la configuración de succión negativa y positiva, definiendo las curvas características.

Etapa 4 – Manual pre operacional y Guía de laboratorio.

- Elaborar un manual pre operacional con las instrucciones básica para la activación del banco par abomba centrífuga.

- Reforzar los conocimientos teóricos y prácticos adquiridos en las aulas de clases dadas por el docente en la asignatura de máquinas hidráulicas.

- Tener la instrumentación adecuada para el ingreso y tener el conocimiento del uso de los equipos a trabajar en el laboratorio, teniéndose en cuenta un mantenimiento pre operacional.

- Conocer e interpretar las curvas características y los parámetros representativos como: velocidad del motor, caudal, potencia, presión de succión y descarga. Tenga en cuenta que el diseño metodológico es la base para planificar todas las actividades que demanda el proyecto y para determinar los recursos requeridos.

Capítulo . Desarrollo del proyecto

Como parte del cálculo y desarrollo ingenieril para el desarrollo del equipo de pruebas para bomba centrifugas se da inicio con los argumentos técnicos por el que se fundamenta el equipo de pruebas para bombas centrifugas, se parte de la investigación de los autores Prominent (2011) con criterios de uso sobre las variables de velocidad en función del caudal de trabajo, desde esta partida de análisis se llega a controlar la eficiencia como resultado final de esta investigación. La base fundamental de la investigación, también se argumenta del estudio desarrollado por Kuritza Joice (2017) con la variación de velocidad para disminuir el consumo energético y durante su proceso se puede emplear para observar el comportamiento de las variables en función del caudal.

Para el desarrollo del cálculo se realizó las siguientes etapas:

- Variables de diseño.
- Diagramas estacionarios según el escenario.
- Cálculo de variables H , η , \dot{w} y NPSH.
- Generación de curvas $H- Q$.
- Generación de curvas $n - Q$.
- Generación de curvas Potencia – Q .
- Generación de curvas NPSH – Q .

Con las etapas anteriores se define las bases para desarrollar el equipo de pruebas para bombas centrifugas.

2.1 Variables de diseño

Con el fin de garantizar que el banco pueda realizar y contemplar las gráficas o curvas características de una bomba, se parte de las siguientes variables independientes por el cual se da inicio el cálculo.

Variables independientes: Las siguientes variables son los parámetros con los que se da inicio el análisis y permitirá encontrar las variables dependientes del proceso.

Presión de trabajo: Presión de referencia en la entrada de la bomba (P1) y presión de salida de bomba (P2) con unidad en Pa.

Altura de succión positiva (1Z1, 1Z2,): Se define como la altura en donde se inicia la succión del líquido en un plan de coordenadas positivo.

Altura de succión negativa (1Z3, 1Z4): Se define como la altura en donde se inicia la succión del líquido en un plano de coordenadas negativo.

Longitud de tubería (1HL1, 1HL2, 2HL1,2HL2,3HL1,3HL2,4HL1,4HL2): Se define como longitud lineal en unidades de m.

Variables dependientes:

Potencia de trabajo de la bomba (\dot{w}): Potencia calculada de la bomba W.

Eficiencia de la bomba (η): Eficiencia de trabajo de la bomba %.

Caudal de la bomba (Q): Velocidad del flujo masico m³/h

Cabeza estática de la bomba (HPSH): Altura de trabajo de la bomba en metros (m).

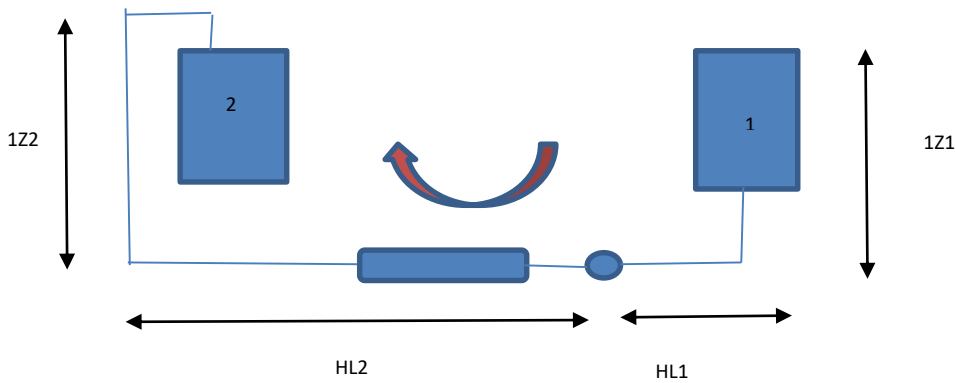
2.2 Diagramas estacionarios según el escenario

Los diagramas que se presentan son la base para probar el comportamiento del caudal y su fluidez dentro de la tubería con la finalidad de observar el cambio que provoca en la altura útil, potencia, eficiencia y NPSH para ello se hace una variación del punto de succión en POSITIVO o NEGATIVO, con ello se tiene una variación de alturas.

Los siguientes escenarios son planteados para la tubería en paralelo y serie según el tipo de succión, del cual se tiene: las siguientes características:

Sistema de succión positiva con tubería en serie.

Figura 3- 1 Diagrama succión positiva en serie.

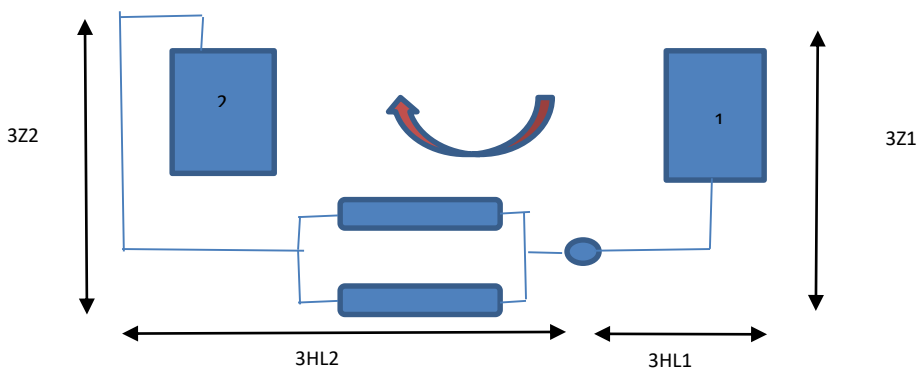


Fuente: Elaborado por los autores.

Para este caso, se toma la succión positiva que se encuentra a una altura de 1 m (1Z1) con referencia al suelo la descarga se ubica a una altura de 2,37 m (1Z2) y el paso de agua por la tubería tiene una sección de 1 metro con ampliación de tubería en serie de 50,8 mm.

Sistema de succión positiva con tubería en paralelo.

Figura 3- 2 Succión positiva en paralelo

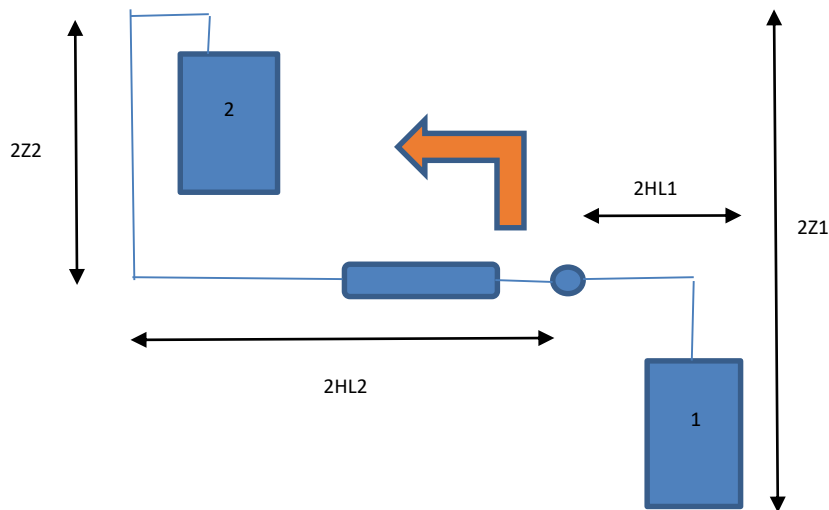


Fuente: Elaborado por los autores.

Para este caso, se toma la succión positiva que se encuentra a una altura de 1 m (2Z1) con referencia al suelo la descarga se ubica a una altura de 2,37 m (2Z1) y el paso de agua por la tubería tiene dos secciones en paralelo de 1 metro con tubería de 12,7 mm.

Sistema de succión negativa con tubería en serie.

Figura 3- 3 Succión negativa en serie.

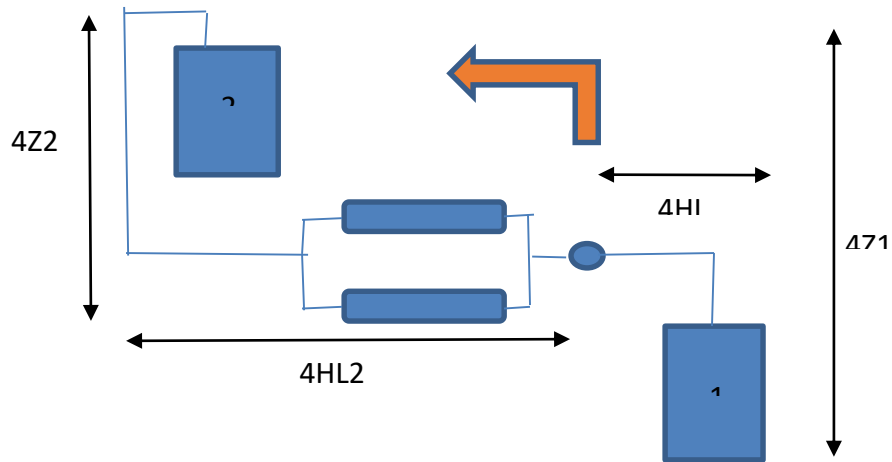


Fuente: Elaborado por los autores.

Para este caso el plano de coordenadas horizontal se da por la línea de succión, se toma la succión negativa que se encuentra a una altura de -0.9 m (3Z1) con referencia al suelo la descarga se ubica a una altura de 1.42 m (3Z1) y el paso de agua por la tubería tiene dos secciones en paralelo de 1 metro con tubería de 12,7 mm.

Sistema de succión negativa con tubería en paralelo.

Figura 3- 4 Succión negativa en paralelo.



Fuente: Elaborado por los autores.

Para este caso el plano de coordenadas horizontal se da por la línea de succión, se toma la succión negativa que se encuentra a una altura de -0.9 m ($4Z1$) con referencia al suelo la descarga se ubica a una altura de 1.42 m ($4Z1$) y el paso de agua por la tubería tiene dos secciones en paralelo de 1 metro con tubería de $12,7\text{ mm}$.



2.3 Datos generales para los escenarios

2.3.1 Presión atmosférica en Neiva

Para dar inicio al desarrollo del cálculo, se debe conocer las variables del trabajo, para ello se debe partir con la presión atmosfera de Neiva con fecha de 30 Marzo de 2023, del cual en la plataforma Meteonews da un valor de:

Figura 3- 5 Pantalla de medición virtual en Neiva.

LOS VALORES DE MEDICIÓN MÁS ACTUALES

estado del tiempo	
Temperatura	24 °C
Humedad	90 %
Viento	0 km/h, -
Presión atmosférica	1014 hPa
Época de medición: 30 de marzo de 2023, 8:00 	

Tomado de : Meteonews (MeteoNews, 2023).

Del cual los 1014 Hectopascales se convierten a Pa:

$$1014 \text{ hPa} * \frac{100\text{Pa}}{1\text{hPa}} = 101400\text{Pa}$$

2.3.2 Densidad del agua a temperatura de 24°C (ρ)

Se tomó de tabla A-3 el valor de la densidad a un valor aproximado a 25 °C,

Tabla 3- 1 Propiedades del agua saturada

TABLA A-3

Propiedades del agua saturada

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Presión de Saturación $P_{\text{sat}}, \text{kPa}$	Densidad $\rho, \text{kg/m}^3$		Entalpia de Vaporización $h_{\text{fg}}, \text{kJ/kg}$	Calor específico $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$		Conductividad térmica $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$		Viscosidad dinámica $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4217	1854	0.561	0.0171	1.792×10^{-3}	0.922×10^{-5}
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4205	1857	0.571	0.0173	1.519×10^{-3}	0.934×10^{-5}
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4194	1862	0.580	0.0176	1.307×10^{-3}	0.946×10^{-5}
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4186	1863	0.589	0.0179	1.138×10^{-3}	0.959×10^{-5}
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4182	1867	0.598	0.0182	1.002×10^{-3}	0.973×10^{-5}
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4180	1870	0.607	0.0186	0.891×10^{-3}	0.987×10^{-5}
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4178	1875	0.615	0.0189	0.798×10^{-3}	1.001×10^{-5}
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4178	1880	0.623	0.0192	0.720×10^{-3}	1.016×10^{-5}
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4179	1885	0.631	0.0196	0.653×10^{-3}	1.031×10^{-5}

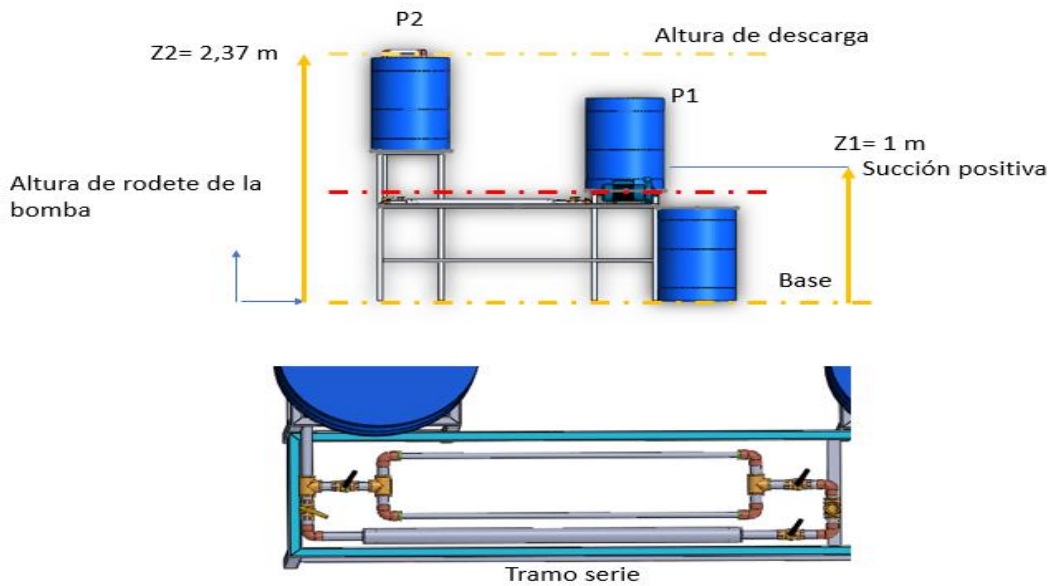
Fuente: Se tomo del libro Cengel Tabla A-3.

Como es un valor entre 20°C y 25°C, se tomó el más cercano a 25°C, con densidad de 997kg/m³.

Además, se toma el valor de Presión de vapor a los 25°C, para ubicarlo en el cálculo de NPSH, del cual será 3,169 Kpa (3169 Pa).

2.3.3 Cálculo de valores H_b , \dot{w} , η y NPSH en succión positiva serie

Figura 3- 6 Parámetros en SP. serie



Fuente: Elaborado por los autores.

Del diagrama, al emplear la ecuación de Bernoulli se obtiene un determinado de variables conocida, en donde su única incógnita será el valor de la altura útil (H_b), el valor de v_1 se considera 0 por estar el agua en reposo y en esta zona solo actúa la presión por el líquido y la presión atmosférica (P_1). En el punto dos solo actúa la presión atmosférica (P_2) de donde se obtiene la siguiente expresión contemplando una succión del tanque hasta los 0,8 m:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + z_1 + h_b = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + z_2 + h_b$$

$$v_1 = 0$$

Se define la presión en el punto 1:

$$p_1 = p_{atm} + \rho gh$$

Se define la presión provocada por el fluido, con la altura del tanque de llenado solo 0,8 m:

$$h = 0.8m$$

$$p_1 = 101400p_a + 997 \frac{kg}{m^3} 9.81 \frac{m}{s^2} 0.8m$$

$$p_1 = 101400p_a + 7824.45 \frac{N}{m^2}$$

$$p_1 = -109224.45p_a$$

La presión en el punto 1, por ser de succión se toma como valor negativo.

La presión en el punto 2 será:

$$p_2 = p_{atm} = 101400p_a$$

Para definir el caudal en función de la velocidad dos, se hace el cálculo partiendo del área por el cual pasa, un tubo de 25,4 mm de diámetro.

$$v_2 = \frac{Q}{A}$$

Como datos iniciales se tomarán el caudal total de $30 \frac{L}{min}$ y el área $1" = 0.0254m$

$$\text{Área del tubo} = A = \frac{\pi.D^2}{4} = \frac{\pi(0.0254)^2}{4}$$

$$A = 0.000506m^2$$

Se convierten las unidades de litros:

$$\left(\frac{30L}{min}\right) \left(\frac{m^3}{1000L}\right) \left(\frac{1min}{60s}\right) = 0.0005 \frac{m^3}{s}$$

La velocidad en el punto 2 será:

$$v_2 = \frac{0.0005 \frac{m^3}{s}}{0.000506 m^2} = 0.988 \frac{m}{s}$$

2.4 Cálculo de pérdidas localizadas, pérdidas por longitud y pérdidas por cambio de sección

2.4.1 Pérdidas localizadas (Hp)

Ahora se define h_p pérdida de carga total en tubería partiendo del manual (KSB, 2002).

Se toma la formula general para pérdidas (p.39) considerando las pérdidas por los accesorios el cual son:

Tabla 3- 2 Accesorios en SP. serie.

Ítem	Otros accesorios	Codo 45°	Codos 90°	T	Válvula
Cantidad			8	2	2
Constante(k)			0,9	0,6	0,2

Fuente: Elaborado por los autores.

Valores obtenidos de la siguiente tabla:

Tabla 3- 3 Valores de K, por accesorios.

Valores de K, obtenidos experimentalmente

PIEZAS QUE PRODUCEN PÉRDIDA	K
Ampliación gradual	0,30
Entrada	2,75
Compuerta abierta	2,50
Medidor de caudal	2,50
Codo de 90°	0,90
Codo de 45°	0,75
Cribo	0,40
Curva de 90°	0,40
Curva de 45°	0,20
Curva de 22,5°	0,10
Entrada normal en un canal	0,50
Entrada extendida	1,00
Pequeña derivación	0,03
Empalme	0,40
Medidor tipo Venturi	2,50
Reducción gradual	0,15
Válvula de globo en ángulo abierta	5,00
Válvula de corte abierta	0,20
Válvula de globo abierta	10,0
Tee, con pasada directa	0,60
Tee, con pasada lateral	1,30
Tee, con salida lateral	1,30
Tee, con salida bilateral	1,80
Válvula de pié	1,75
Válvula de retención	2,50
Velocidad	1,00

Fuente: Tomado de KSB.

$$H_p = K \frac{v^2}{2g} = \frac{v^2}{2g} (0.9 \times 8) + (0.6 \times 2) + (0.2 \times 2)$$

$$H_p = \left(\frac{0.988 \text{ m}^2}{2 \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \right) (8.8) = 0.437 \text{ m}$$

Perdidas por longitud (HpL)

Para estas pérdidas se usa el Diagrama de moddy.(KSB, 2002, p. 36). Anexo (Diagrama d e Moody).

$$h_p = \left(\frac{fl}{D}\right)\left(\frac{v^2}{2g}\right)$$

Se emplea la tabla siguiente para definir la rugosidad del tubo, por ser de PVC se toma como lisos, para el ingreso al diagrama de Moody.

Tabla 3- 4 Rugosidad de materiales

MATERIAL	k (m) - TUBOS NUEVOS	k (m) - TUBOS USADOS
Acero galvanizado	0,00015 - 0,00020	0,0046
Acero remachado	0,0010 - 0,0030	0,0060
Acero remachado	0,0004	0,0005 - 0,0012
Acero soldado	0,00004 - 0,00006	0,0024
Chumbo	lisos	lisos
Cimento amianto	0,000013	-----
Cobre o latón	lisos	lisos
Concreto bien acabado	0,0003 - 0,0010	-----
Concreto común	0,0010 - 0,0020	-----
Fierro forjado	0,00004 - 0,00006	0,0024
Fierro fundido	0,00025 - 0,00050	0,0030 - 0,0050
Madera	0,0002 - 0,0010	-----
Tubería de desagüe cerámica	0,0006	0,0030
Vidrio	lisos	lisos
Plástico	lisos	lisos

Fuente: Elaborado por los autores.

Para definir “f” factor de corrección: se debe hallar Reynolds y con el valor de manera manual se ubica del diagrama de Moody el valor de “f”.

Partiendo desde una temperatura ambiente (promedio) en la ciudad de Neiva, Huila 25°C

Entonces:

$$Re_1 = \frac{\rho v_2 D_2}{\mu} = \left(\frac{997kg}{m^3}\right) \left(\frac{0.988m}{s}\right) (0.0154m) = 28080.71$$

\rightarrow *flujo turbulento*

Se define el tipo de flujo según la siguiente tabla:

Tabla 3- 5 Numero de Reynolds

$Re \leq 2000$	Flujo laminar
$2000 < Re \leq 4000$	Flujo transitorio
$Re > 4000$	Flujo turbulento

Fuente. Se tomo de KSB.

Dentro del diagrama de Moody se ingresó de la siguiente forma:

- Se determina la rugosidad relativa $\frac{K}{D}$
- Ya conocido el número de Reynolds se procede a determinar la rugosidad relativa con un valor de $\frac{K}{D}$, este valor al usar un diagrama de moddy, se considera como tubos lisos
- Se determina el coeficiente de fricción cruzando líneas entre el Reynolds y el tipo de rugosidad (Lisos) y con este valor se dirige hasta la columna de f:
 $f = 0.0252$

Ya conocido, el valor de f, se reemplaza en la ecuación de Darcy:

: Formula de Darcy – weisback

$$h_p = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{V^2}{2g} \right)$$

Donde:

$H_p \rightarrow$ perdida de carga distribuida (m)

$L =$ largo del tramo recto de la tuberia (m)

$D =$ Diametro interno del tubo (m)

$V =$ velocidad media de flujo $\left(\frac{m}{s} \right)$

$F =$ coeficiente de friccion (adimensional)

$G =$ Gravedad $\left(\frac{m}{s^2} \right)$

$$H_p = (0.0252)(5.73 \text{ m}) \left(\frac{\left(\frac{0.988 \text{ m}}{s} \right)^2}{(2) \left(\frac{9.81 \text{ m}}{s^2} \right)} \right) = 0.00705 \text{ m}$$

Perdidas por reducción (HpR) y ampliación (HpA)

Ampliación: Se define la constante K, el cual considera el área de tubo menor A de 25,4 mm sobre el área del tubo mayor B de 50,8 mm.

$$h_{pA} = K \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

$$K = \frac{4}{9} \left(1 - \frac{A}{B} \right)^2 = \frac{4}{9} \left(1 - \frac{25.4}{50.8} \right)^2 = 0.25$$

Remplazando en la fórmula de ampliación:

$$h_{pA} = 0.25 \left(\frac{\left(\frac{0.988 \text{ m}}{s} \right)^2}{\left(\frac{2 \cdot 9.81 \text{ m}}{s^2} \right)} \right) = 0.0124 \text{ m}$$

Reducción: Se define la constante K, el cual considera el área de tubo mayor A de 50,8 mm sobre el área del tubo menor B de 25,4 mm.

$$h_{pR} = K \left(\frac{V^2}{2(g)} \right)$$

Se define K:

$$K = \frac{4}{g^9} \left(1 - \frac{A}{B} \right) = \frac{4}{9} \left(1 - \frac{\pi(r_A^2)}{\pi(r_B^2)} \right) = \frac{4}{9} \left(1 - \frac{(25.4 \text{ mm})^2}{\frac{25.4}{(2)^2} \text{ mm}} \right)$$

$$K = \frac{4}{g} (1 - 4) = -1.33$$

Remplazando en la fórmula de reducción:

$$h_{pR} = (-1.33) \left(\frac{(0.988m)^2}{9.81 \frac{m}{s^2}} \right) = -0.1326 m$$

Ahora ya conocidas las pérdidas de la ecuación de Bernoulli nos queda con $\alpha_2 = 1.11$:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \left(\frac{\alpha_1}{g} \right) \left(\frac{v_1^2}{2} \right) + lz + h_{bomba} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{(g)(2)} + lz_1 + h_l$$

$$h_{bomba} = \frac{(P_2 - P_1)}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_2^2}{(g)(2)} + (lz_2 - lz_1) + h_l$$

$$\begin{aligned} h_{bomba} &= \frac{(101400 - (-109224))Pa}{\left(\frac{997kg}{m^3} \right) \left(\frac{9.81m}{s^2} \right)} + \frac{1.11 \left(\frac{0.988m}{s} \right)^2}{\left(\frac{9.81m}{s^2} \right) (2)} \\ &+ ((992 + 0.55m) - (0.15 + 0.92m)) + (0.011m) + (-0.1326m) \\ &+ (0.00718m) + (0.437m) \\ &= 21,53 + 0.055 + 0.43m + 0.00705m - 0.13 m + 0.012 \\ &= 23.28 \text{ metros} \end{aligned}$$

2.4.2 Potencia de una bomba (w_{bomba})

Como ya se conoce la carga útil de la bomba se puede determinar la potencia mecánica suministrada por el fluido la bomba al fluido (Cengel, 2010, p. 401). para superar las pérdidas de potencia se define la siguiente ecuación:

$$w_{bomba} = \rho v g h_{bomba}$$

$\rho \rightarrow$ densidad especifica

$v \rightarrow$ velocidad de flujo

$g \rightarrow$ fuerza gravitacional

$h_{bomba} \rightarrow$ carga util

$$w = \left(\frac{997 kg}{m^3} \right) \left(\frac{0.005 m^3}{s} \right) \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right) (23.28 m) = 113.86 W$$

2.4.3 Eficiencia de la bomba (η)

Al determinar la potencia requerida para desplazar el fluido hasta el punto de destino se parte la potencia que entrega la bomba con ella y se define la eficiencia de la bomba

$$\eta = \frac{w_{util}}{w_{entrada}} = \frac{Potencia\ util}{Potencia\ de\ entrada}$$

$$\eta = \frac{113.86\ w}{370\ w} = 0,307\ \text{esta\ trabajando\ solo\ con\ un\ } 30.7\ \%$$

Ahora la eficiencia de la bomba con la potencia suministrada del motor nos da un 30.7 %, por ende, el diseño de la bomba y el trabajo, nos indica que no se está aprovechando al 100% la potencia del motor, debido a la longitud de la tubería en cuando su altura de trabajo.

2.4.4 NPSH de la bomba

Para determinar el NPSH disponible se requiere de la siguiente ecuación y de la presión de vapor a 25°C:

$$P_{atm} = 101400\ Pa$$

$$P_{vapor} = 3.169\ kPa \rightarrow 3169\ Pa$$

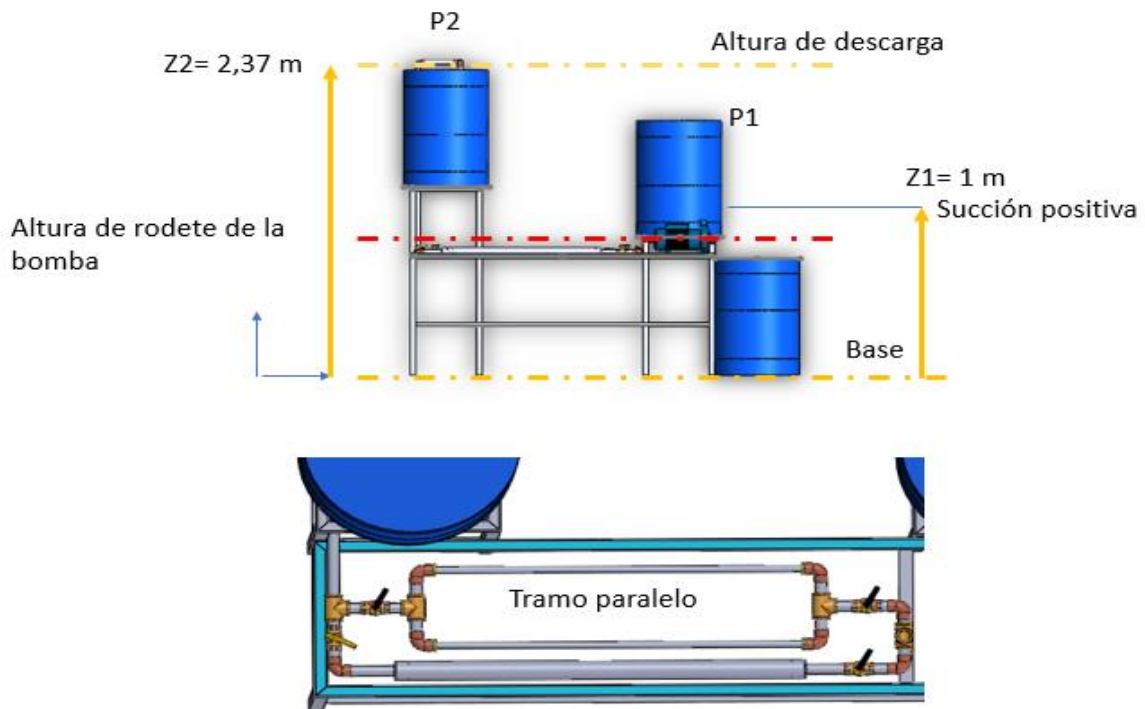
$$NPSH = \frac{P_{atm} - P_{vapor}}{\rho g} + (z_1 - z_2) - h_l + \frac{(\alpha_2 - 1)v^2}{2g}$$

$$NPSH = \frac{101400Pa - 3169Pa}{\frac{997\ kg}{m^3} * 9.81\ \frac{m}{s^2}} + (1m - 2,37\ m) - (0.43m + 0.007m - 0.13m + 0.0124m) + \frac{(1.11 - 1)(9.81\ \frac{m}{s^2})^2}{2 * 9.81\ \frac{m}{s^2}}$$

$$NPSH = 8.35m$$

2.4.5 Cálculo de valores H_b , \dot{w} , η y NPSH en succión positiva paralelo

Figura 3- 7 Parámetros SP. Paralelo.



Fuente: Elaborado por los autores.

Para este cálculo, solo varía el paso de la tubería en una sus secciones del cual pasa de 25,4 mm a dos tramos en paralelo de 12,7 mm, con las mismas condiciones de velocidad, altura, presiones y factor de corrección cinético, por lo que se tiene:

$$p_1 = -109224.45p_a$$

$$p_2 = 101400p_a$$

$$v_2 = 0.988 \frac{m}{s}$$

2.4.6 Cálculo de pérdidas localizadas, pérdidas por longitud y pérdidas por cambio de sección

Perdidas localizadas (Hp)

Ahora se define h_p pérdida de carga total en tubería partiendo del manual (KSB, 2002).

Se toma la formula general para pérdidas (p.39) considerando las pérdidas por los accesorios el cual son:

Tabla 3- 6 Accesorios para SP paralelo.

Ítem	Otros accesorios	Codo 45°	Codos 90°	T	Válvula
Cantidad			13	5	3
Constante(k)			0,9	0,6	0,2

Fuente: Elaborado por los autores.

$$H_p = 0.759m$$

Perdidas por longitud (HpL)

Para estas pérdidas se usa el Diagrama de moddy.(KSB, 2002, p. 36). Anexo (Diagrama de Moody).

$$h_p = \left(\frac{fl}{D}\right)\left(\frac{v^2}{2g}\right)$$

Se emplea la tabla siguiente para definir la rugosidad del tubo, por ser de PVC se toma como lisos, para el ingreso al diagrama de Moody y se usa la longitud de 6,75 m.

$$Re_1 = 28080.71 \rightarrow \text{flujo turbulento}$$

Se define Hp:

$$H_p = ((0.0252)(6.75 m)/0.0254m) \left(\frac{\left(\frac{0.988m}{s}\right)^2}{(2) \left(\frac{9.81m}{s^2}\right)} \right) = 0.3270 m$$

Perdidas por reducción (HpR) y ampliación (HpA)

Reducción: Se define la constante K, el cual considera el área de tubo mayor A de 25,4 mm sobre el área del tubo menor B de 12,7 mm.

$$h_{pR} = K \left(\frac{V^2}{2(g)} \right)$$

Se define K:

$$K = \frac{4}{g} \left(1 - \frac{A}{B} \right) = \frac{4}{9} \left(1 - \frac{\pi(r_A^2)}{\pi(r_B^2)} \right) = \frac{4}{9} \left(1 - \frac{(12.7\text{mm})^2}{(25.4\text{mm})^2} \right)$$

$$K = \frac{4}{9} (1 - 4) = -1.333$$

Remplazando en la fórmula de reducción:

$$h_{pR} = (-1.333) \left(\frac{(0.988\frac{m}{s})^2}{9.81\frac{m}{s^2}} \right) = -0.1323 \text{ m}$$

Ampliación: Se define la constante K, el cual considera el área de tubo menor A de 12,7 mm sobre el área del tubo mayor B de 25,4 mm.

$$h_{pA} = K \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

$$K = \frac{4}{9} \left(1 - \frac{A}{B} \right)^2 = \frac{4}{9} \left(1 - \frac{12.7\text{mm}}{25.4\text{mm}} \right)^2 = 0.25$$

Remplazando en la fórmula de ampliación:

$$h_{pA} = 0.25 \left(\frac{(0.988\frac{m}{s})^2}{(2 * \frac{9.81\text{m}}{s^2})^1} \right) = -0.1323 \text{ m}$$

Ahora ya conocidas las pérdidas de la ecuación de Bernoulli nos queda con $\alpha_2 = 1.11$:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \left(\frac{\alpha_1}{g}\right) \left(\frac{v_1^2}{2}\right) + lz + h_{bomba} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{(g)(2)} + lz_1 + h_l$$

$$h_{bomba} = \frac{(P_2 - P_1)}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_2^2}{(g)(2)} + (lz_2 - lz_1) + h_l$$

$$h_{bomba} = \frac{(101400 - (-109224))Pa}{\left(\frac{997kg}{m^3}\right) \left(\frac{9.81m}{s^2}\right)} + \frac{1.11 \left(\frac{0.988m}{s}\right)^2}{\left(\frac{9.81m}{s^2}\right)(2)} + (2,37 m - 1 m) + (0.759m) \\ + 0.327m + (-2 * 0.1323m) + (2 * 0.0124m) = 23.88 m \\ = 23.88 metros$$

2.4.7 Potencia de una bomba (w_{bomba})

$$w_{bomba} = \rho v g h_{bomba}$$

$$w = \left(\frac{997 kg}{m^3}\right) \left(\frac{0.005 m^3}{s}\right) \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right) (23.88 m) = 116.42W$$

2.4.8 Eficiencia de la bomba (η)

Al determinar la potencia requerida para desplazar el fluido hasta el punto de destino se parte la potencia que entrega la bomba con ella y se define la eficiencia de la bomba

$$\eta = \frac{w_{util}}{w_{entrada}} = \frac{Potencia util}{Potencia de entrada}$$

$$\eta = \frac{116.42 w}{370 w} = 0,314 \text{ esta trabajando solo con un } 31.4 \%$$

2.4.9 NPSH de la bomba

Para determinar el NPSH disponible se requiere de la siguiente ecuación y de la presión de vapor a 25°C:

$$P_{atm} = 101400 Pa$$

$$P_{vapor} = 3.169 kPa \rightarrow 3169 Pa$$

$$NPSH = \frac{P_{atm} - P_{vapor}}{\rho g} + (z_1 - z_2) - h_l + \frac{(\alpha_2 - 1)v^2}{2g}$$

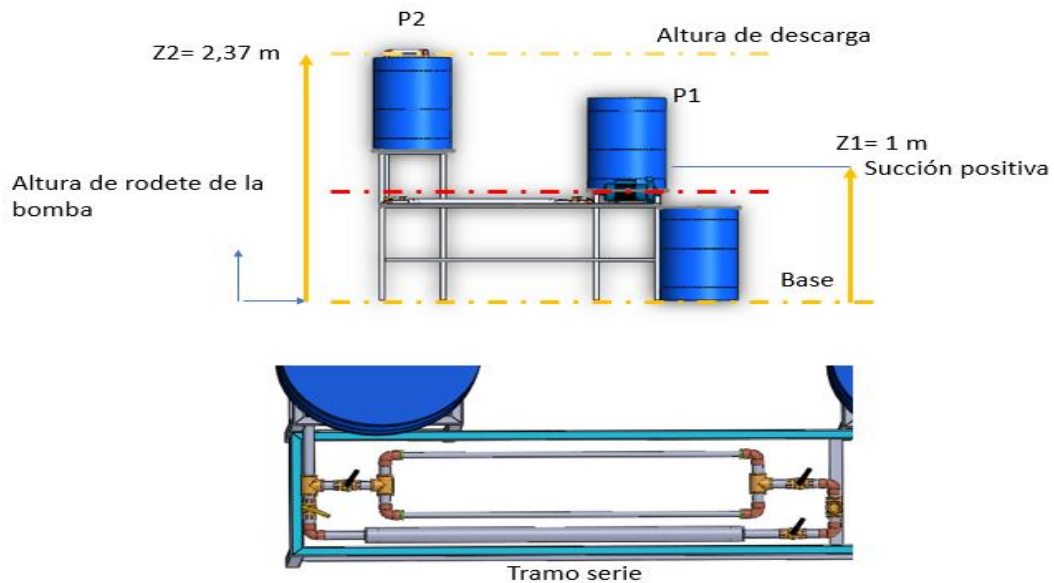
$$NPSH = \frac{101400Pa - 3169Pa}{\frac{997 \text{ kg}}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2}} + (1m - 2,37 m) - ((0.759m) + 0.327m$$

$$+ (-2 * 0.1323m) + (2 * 0.0124m)) + \frac{(1.11 - 1)(9.81 \frac{m}{s^2})^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}}$$

$$NPSH = 7.83m$$

2.5 Cálculo de valores Hb, \dot{w} , η y NPSH en succión negativa serie

Figura 3- 8 Parámetros de SN serie.



Fuente: Elaborado por los autores.

Para este caso la altura Z2 es de 1,47m para descarga y de succión negativa de 0,9 m:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + z_1 + h_b = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + z_2 + h_b$$

$$v_1 = 0$$

Se define la presión en el punto 1:

$$p_1 = p_{atm} + pgh$$

$$p_1 = 101400p_a + 7824.45 \frac{N}{m^2}$$

$$p_1 = -109224.45p_a$$

La presión en el punto 1, por ser de succión se toma como valor negativo.

La presión en el punto 2 será:

$$p_2 = p_{atm} = 101400p_a$$

La velocidad en el punto 2 será:

$$v_2 = 0.988 \frac{m}{s}$$

2.6 Cálculo de pérdidas localizadas, pérdidas por longitud y pérdidas por cambio de sección

2.6.1 Pérdidas localizadas (Hp)

Ahora se define h_p pérdida de carga total en tubería partiendo del manual (KSB, 2002).

Se toma la formula general para pérdidas (p.39) considerando las pérdidas por los accesorios el cual son:

Ítem	Otros accesorios	Codo 45°	Codos 90°	T	Válvula
Cantidad			8	2	2
Constante(k)			0,9	0,6	0,2

Fuente: Elaborado por los autores.

$$H_p = \left(\frac{0.988m^2}{2 \times 9.81 \frac{m}{s^2}} \right) (8.6) = 0.436m$$

2.6.2 Pérdidas por longitud (HpL)

$$H_p = 0.277 \text{ m}$$

2.6.3 Pérdidas por reducción (HpR) y ampliación (HpA)

Ampliación:

$$h_{pA} = 0.25 \left(\frac{\left(\frac{0.988 \frac{m}{s}}{2 \cdot \frac{9.81 \frac{m}{s^2}}{1}} \right)^2}{\left(\frac{9.81 \frac{m}{s^2}}{1} \right)^1} \right) = 0.0124 \text{ m}$$

Reducción:

$$h_{pR} = (-1.33) \left(\frac{\left(\frac{0.988 \frac{m}{s}}{9.81 \frac{m}{s^2}} \right)^2}{\frac{9.81 \frac{m}{s^2}}{1}} \right) = -0.13232 \text{ m}$$

Ahora ya conocidas las pérdidas de la ecuación de Bernoulli nos queda con $\alpha_2 = 1.11$:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \left(\frac{\alpha_1}{g} \right) \left(\frac{v_1^2}{2} \right) + lz + h_{bomba} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{(g)(2)} + lz_1 + h_l$$

$$h_{bomba} = \frac{(P_2 - P_1)}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{(g)(2)} + (lz_2 - lz_1) + h_l$$

$$\begin{aligned} h_{bomba} &= \frac{(101400 - (-109224)) \text{ Pa}}{\left(\frac{997 \text{ kg}}{\text{m}^3} \right) \left(\frac{9.81 \text{ m}}{\text{s}^2} \right)} + \frac{1.11 \left(\frac{0.988 \text{ m}}{\text{s}} \right)^2}{\left(\frac{9.81 \text{ m}}{\text{s}^2} \right) (2)} + ((1.47 \text{ m}) - (-0.9 \text{ m})) \\ &\quad + (0.436 \text{ m}) + (-0.1323 \text{ m}) + (0.277 \text{ m}) + (0.0124 \text{ m}) = \\ &= 24.55 \text{ metros} \end{aligned}$$

2.6.4 Potencia de una bomba (w_{bomba})

$$w = \left(\frac{997 \text{ kg}}{\text{m}^3} \right) \left(\frac{0.005 \text{ m}^3}{\text{s}} \right) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) (24.55 \text{ m}) = 120.07 \text{ W}$$

2.6.5 Eficiencia de la bomba (η)

$$\eta = \frac{120.07 \text{ w}}{370 \text{ w}} = 0,32.4 \text{ esta trabajando solo con un } 32.4 \%$$

Ahora la eficiencia de la bomba con la potencia suministrada del motor nos da un 32.4 %, por ende, el diseño de la bomba y el trabajo, nos indica que no se está aprovechando al 100% la potencia del motor, debido a la longitud de la tubería en cuando su altura de trabajo.

NPSH de la bomba

Para determinar el NPSH disponible se requiere de la siguiente ecuación y de la presión de vapor a 25°C:

$$P_{atm} = 101400 \text{ Pa}$$

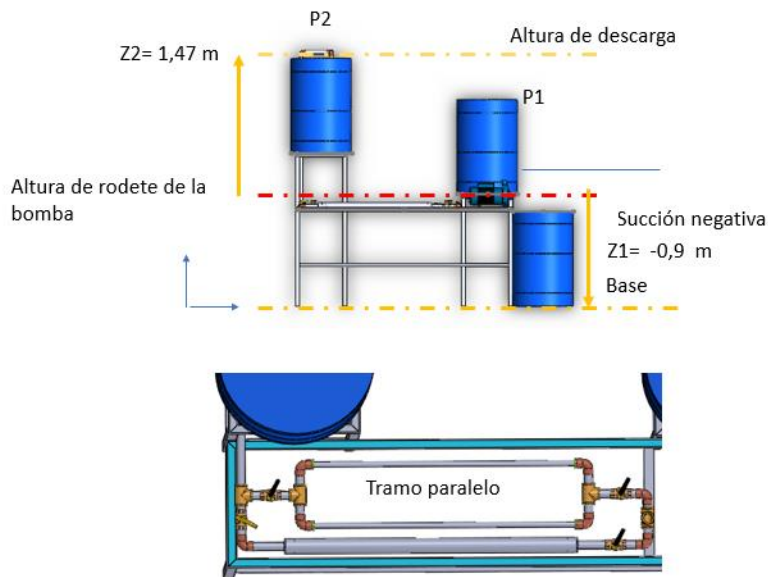
$$P_{vapor} = 3.169 \text{ kPa} \rightarrow 3169 \text{ Pa}$$

$$NPSH = \frac{P_{atm} - P_{vapor}}{\rho g} + (z_1 - z_2) - h_l + \frac{(\alpha_2 - 1)v^2}{2g}$$
$$NPSH = \frac{101400Pa - 3169Pa}{\frac{997 \text{ kg}}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2}} + (-0.9m - 1.47 m) - (0.436m + 0.277m - 0.1323m + 0.0124m) + \frac{(1.11 - 1)(9.81 \frac{m}{s^2})^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}}$$

$$NPSH = 7.08m.$$

2.7 Cálculo de valores H_b , \dot{w} , η y NPSH en succión negativa en paralelo

Figura 3- 9 Parámetros SN paralelo.



Fuente: Elaborado por los autores.

Para este cálculo, solo varía el paso de la tubería en una sus secciones del cual pasa de 25,4 mm a dos tramos en paralelo de 12,7 mm, con las mismas condiciones de velocidad, altura, presiones y factor de corrección cinético, por lo que se tiene:

$$p_1 = -109224.45p_a$$

$$p_2 = 101400p_a$$

$$v_2 = 0.988 \frac{m}{s}$$

2.8 Cálculo de pérdidas localizadas, pérdidas por longitud y pérdidas por cambio de sección

2.8.1 Pérdidas localizadas (Hp)

Ahora se define h_p pérdida de carga total en tubería partiendo del manual (KSB, 2002).

Se toma la formula general para pérdidas (p.39) considerando las pérdidas por los accesorios el cual son:

Ítem	Otros accesorios	Codo 45°	Codos 90°	T	Válvula
Cantidad			13	5	3
Constante(k)			0,9	0,6	0,2

Fuente: Elaborado por los autores.

$$H_p = 0.759m$$

2.8.2 Pérdidas por longitud (HpL)

Para estas pérdidas se usa el Diagrama de moddy.(KSB, 2002, p. 36). Anexo (Diagrama de Moody).

$$h_p = \left(\frac{fl}{D}\right)\left(\frac{v^2}{2g}\right)$$

Se emplea la tabla siguiente para definir la rugosidad del tubo, por ser de PVC se toma como lisos, para el ingreso al diagrama de Moody y se usa la longitud de 6,75 m.

$$Re_1 = 28080.71 \rightarrow \text{flujo turbulento}$$

Se define el tipo de flujo según la siguiente tabla:

$Re \leq 2000$	Flujo laminar
$2000 < Re \leq 4000$	Flujo transitório
$Re > 4000$	Flujo turbulento

Fuente: Tomado de Cengel.

$$f = 0.0252$$

$$H_p = ((0.0252)(6.75 \text{ m})/0.0254 \text{ m}) \left(\frac{\left(\frac{0.988 \text{ m}}{\text{s}}\right)^2}{(2) \left(\frac{9.81 \text{ m}}{\text{s}^2}\right)} \right) = 0.3270 \text{ m}$$

2.8.3 Perdas por reducci3n (HpR) y ampliacci3n (HpA)

Reducci3n: Se define la constante K, el cual considera el 3rea de tubo mayor A de 25,4 mm sobre el 3rea del tubo menor B de 12,7 mm.

$$h_{pR} = K \left(\frac{V^2}{2(g)} \right)$$

Se define K:

$$K = \frac{4}{g} \left(1 - \frac{A}{B} \right) = \frac{4}{9} \left(1 - \frac{\pi(r_A^2)}{\pi(r_B^2)} \right) = \frac{4}{9} \left(1 - \frac{(12.7 \text{ mm})^2}{(25.4 \text{ mm})^2} \right)$$

$$K = \frac{4}{g} (1 - 4) = -1.333$$

Remplazando en la f3rmula de reducci3n:

$$h_{pR} = (-1.333) \left(\frac{\left(\frac{0.988 \text{ m}}{\text{s}}\right)^2}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \right) = -0.1323 \text{ m}$$

Ampliación: Se define la constante K, el cual considera el área de tubo menor A de 12,7 mm sobre el área del tubo mayor B de 25,4 mm.

$$h_{pA} = K \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

$$K = \frac{4}{9} \left(1 - \frac{A}{B} \right)^2 = \frac{4}{9} \left(1 - \frac{12.7mm}{25.4mm} \right)^2 = 0.25$$

Remplazando en la fórmula de ampliación:

$$h_{pA} = 0.25 \left(\frac{\left(\frac{0.988 \frac{m}{s}}{2 * \frac{9.81 m}{s^2}} \right)^2}{\left(\frac{9.81 m}{s^2} \right)} \right) = -0.1323 m$$

Ahora ya conocidas las pérdidas de la ecuación de Bernoulli nos queda con $\alpha_2 = 1.11$:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \left(\frac{\alpha_1}{g} \right) \left(\frac{v_1^2}{2} \right) + lz + h_{bomba} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{(g)(2)} + lz_1 + h_l$$

$$h_{bomba} = \frac{(P_2 - P_1)}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{(g)(2)} + (lz_2 - lz_1) + h_l$$

$$\begin{aligned} h_{bomba} &= \frac{(101400 - (-109224))Pa}{\left(\frac{997kg}{m^3} \right) \left(\frac{9.81m}{s^2} \right)} + \frac{1.11 \left(\frac{0.988m}{s} \right)^2}{\left(\frac{9.81m}{s^2} \right) (2)} + (2,37 m - 1 m) + (0.759m) \\ &+ 0.327m + (-2 * 0.1323m) + (2 * 0.0124m) = 23.88 m \\ &= 23.88 metros \end{aligned}$$

2.8.4 Potencia de una bomba (w_{bomba})

$$w_{bomba} = \rho v g h_{bomba}$$

$$w = \left(\frac{997 kg}{m^3} \right) \left(\frac{0.005 m^3}{s} \right) \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right) (23.88 m) = 116.42W$$

2.8.5 Eficiencia de la bomba (η)

Al determinar la potencia requerida para desplazar el fluido hasta el punto de destino se parte la potencia que entrega la bomba con ella y se define la eficiencia de la bomba

$$\eta = \frac{w_{util}}{w_{entrada}} = \frac{\text{Potencia util}}{\text{Potencia de entrada}}$$
$$\eta = \frac{116.42 \text{ w}}{370 \text{ w}} = 0,314 \text{ esta trabajando solo con un } 31.4 \%$$

2.8.6 NPSH de la bomba

Para determinar el NPSH disponible se requiere de la siguiente ecuación y de la presión de vapor a 25°C:

$$P_{atm} = 101400 \text{ Pa}$$

$$P_{vapor} = 3.169 \text{ kPa} \rightarrow 3169 \text{ Pa}$$

$$NPSH = \frac{P_{atm} - P_{vapor}}{\rho g} + (z_1 - z_2) - h_l + \frac{(\alpha_2 - 1)v^2}{2g}$$
$$NPSH = \frac{101400Pa - 3169Pa}{\frac{997 \text{ kg}}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2}} + (1m - 2,37 m) - ((0.759m) + 0.327m$$
$$+ (-2 * 0.1323m) + (2 * 0.0124m)) + \frac{(1.11 - 1)(9.81 \frac{m}{s^2})^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}}$$
$$NPSH = 7.83m$$

2.9 Construcción

Para la estructura de soporte se hace compra de tubería de 30 mm*30 mm con espesor de pared de 1,5 mm, del cual se hizo las bases para descarga, succión positiva y para el soporte de la bomba con la tubería según se muestra en la figura:

Figura 3- 10 Armado y soldado de tubería cuadrada 30x30x1.5



Fuente: Elaborado por los autores.

En la siguiente figura se muestra la instalación de los sensores de 12,7 mm en la tubería en paralelo y el sensor de 50,8 mm para la tubería en paralelo. Se agrega las válvulas de entrada y salida para restringir el paso según sea la práctica.

Figura 3- 11 Armado de tubería PVC con sensores



Fuente: Elaborado por los autores.

Luego se procede a unir la tubería con la parte de la bomba, dejando fijado los soportes de la bomba con la estructura, así se evita que la bomba al vibrar tenga una base para distribuir sus cargas generadas según se observa en la figura:

Figura 3- 12 Conexión con bomba centrífuga.



Fuente: Elaborado por los autores.

Resultados

El siguiente resultado se forma del análisis grupal de la succión positiva en las configuraciones serie y paralelo y de la succión negativa serie y paralelo. Para lograr estas figuras se tomó la base de Excel en el cual se graduó teóricamente los valores de caudal en unidades de secuencia de 3 en 3, para llegar a un valor total del caudal dado por la bomba de 30 L/min, estos resultados son comprobados en la hoja sistemática de Excel, el cual de forma independiente posee los valores y gráficos para Altura útil (Hb), potencia (w), eficiencia (n) y NPSH (m).

los valores anteriores se usaron en forma de ecuaciones enlazadas desde el inicio del cálculo hasta llegar a cada una de las gráficas características.

4.1 Resultados en succión Positiva

En la siguiente tabla se muestra los datos que arrojaron los sensores en la toma de datos real y se compara con los datos de teóricos para la altura útil (Hb):

Table 4- 1 Recolección de datos para Hb en SP.

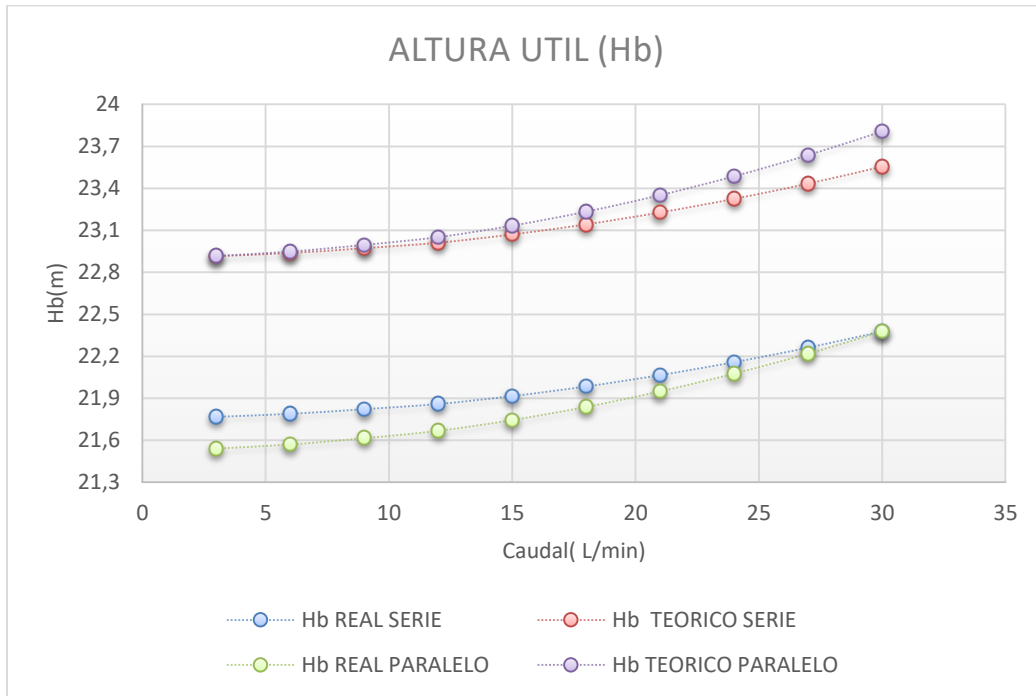
Hb

Hb REAL SERIE	Hb TEÓRICO SERIE	Hb REAL PARALELO	Hb TEÓRICO PARALELO
21,7684828	22,9141925	21,5421638	22,9171955
21,7900363	22,9368803	21,5711345	22,9480155
21,8231225	22,9717079	21,6161133	22,9958652
21,8601687	23,0107039	21,6682731	23,0513544
21,9163949	23,0698893	21,7453545	23,1333558
21,9849408	23,1420429	21,8393612	23,2333629
22,0657427	23,2270976	21,9502188	23,3512966
22,1580561	23,3242696	22,0770596	23,4862336
22,2612747	23,4329207	22,2191769	23,6374222
22,3767918	23,5545177	22,3781947	23,8065901

Fuente: Elaborado por los autores.

En la gráfica de Hb se puede apreciar que los datos reales tienen una posición en el extremo inferior de color verde y azul, por los que están por debajo de los calculados, dando una diferencia entre valores desde los 22,5 m hasta antes de los 24 m, en la parte teórica de los casos serie y paralelo los valores van desde los 21,4 m hasta los 22,4 m.

Figura 4- 1 Representación gráfica de altura útil Hb en SP.



Fuente: Elaborado por los autores.

A continuación, se tabula los datos para los casos real y teóricos para los casos en serie y paralelo:

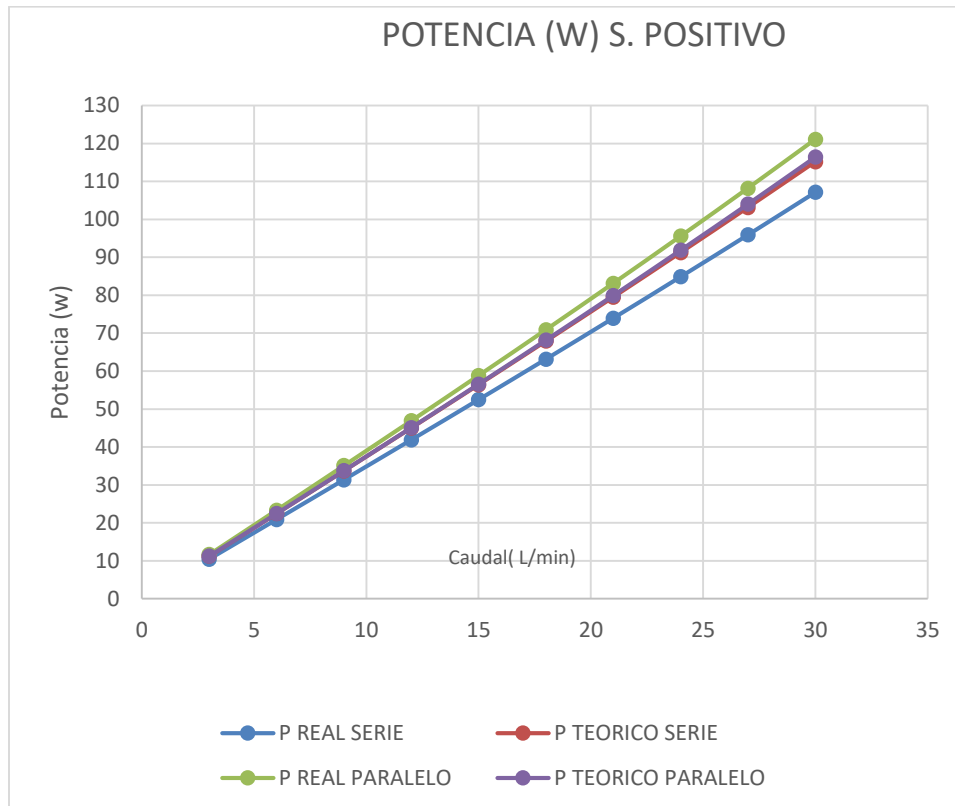
Table 4- 2 Recolección de datos para P en SP.

P			
P REAL SERIE	P TEÓRICO SERIE	P REAL PARALELO	P TEÓRICO PARALELO
10,4212947	11,2056932	11,6554482	11,2071617
20,863226	22,4335763	23,3422459	22,4444672
31,3423574	33,7014595	35,0863764	33,7369004
41,8607509	45,0115601	46,8947201	45,091077
52,4605252	56,4091669	58,8269255	56,5643515
63,1495215	67,9027113	70,8974862	68,1706598
73,9452196	79,5109888	83,1335927	79,9361469

84,8623702	91,2498605	95,5588407	91,8835007
95,9148941	103,134295	108,195732	104,034358
107,125123	115,188305	121,077851	116,42101

Fuente: Elaborado por los autores.

Figura 4- 2 Representación gráfica de P en SP.



Fuente: Elaborado por los autores.

La potencia tiene un punto en común para los casos en serie y paralelo del cual la potencia en paralelo presenta los valores superiores de la gráfica desde los 10 W hasta los 120 W, en el cual todas las líneas tienen la misma tendencia y se aproximan unas entre otras, pero tienen una variación desde los 110w hasta los 120 w cuando están entre un caudal aproximado a los 30 L/min.

La siguiente tabla muestra los datos reales y teóricos para la eficiencia en succión positiva para las etapas en serie y paralelo.

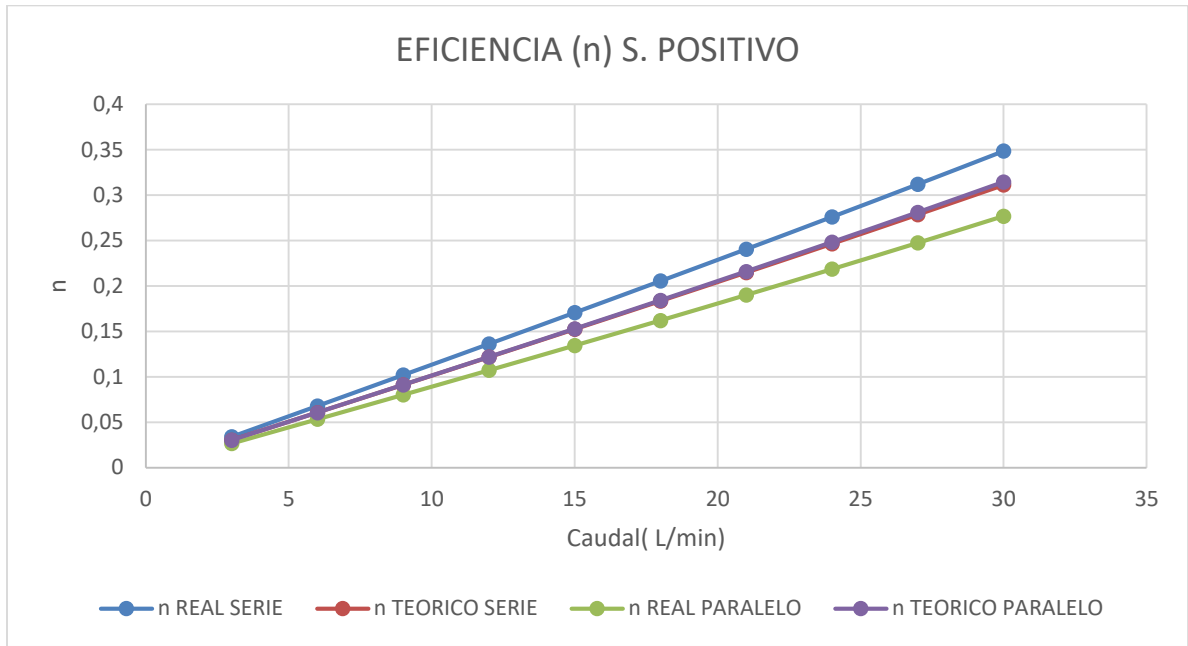
Table 4- 3 Recolección de datos para n en SP.

n			
n REAL SERIE	n TEÓRICO SERIE	n REAL PARALELO	n TEÓRICO PARALELO
0,03391994	0,03028566	0,02665487	0,03028963
0,06790704	0,06063129	0,05338144	0,06066072
0,10201523	0,09108503	0,08023911	0,09118081
0,13625121	0,12165287	0,10724364	0,12186778
0,17075207	0,15245721	0,13453143	0,15287663
0,20554334	0,18352084	0,16213562	0,18424503
0,24068191	0,21489456	0,1901184	0,21604364
0,27621579	0,24662124	0,21853373	0,24833379
0,3121903	0,27874134	0,24743307	0,28117394
0,34867811	0,31131974	0,27689321	0,31465138

Fuente: Elaborado por los autores.

En la siguiente figura se expresa que la eficiencia de la bomba tiene un valor real alto cuando está en serie llegando al 35% a diferencia de la eficiencia real en paralelo el cual llega a los 27%. Las eficiencias de los datos teóricos son valores intermedios entre el 27% y 32%.

Figura 4- 3 Representación gráfica de n en SP.



Fuente: Elaborado por los autores.

Ya con los datos hallados se tabulo tanto los datos reales y teóricos del NPHS para definir cuál es la altura mínima para que se presente cavitación en las pruebas realizadas.

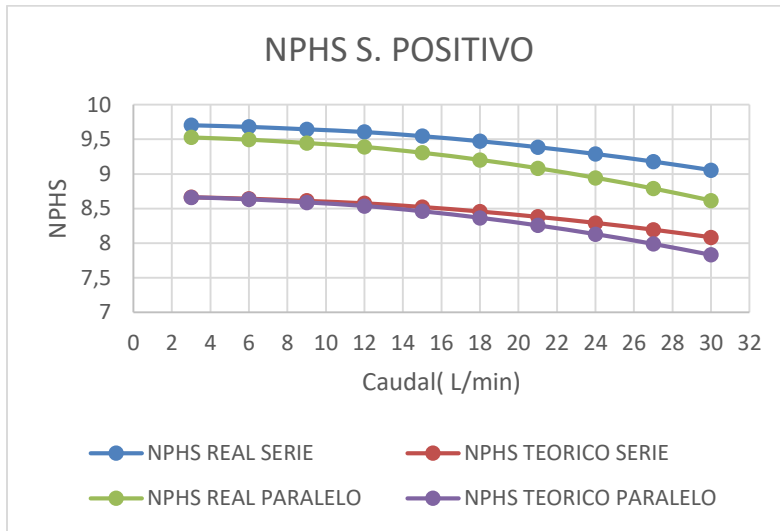
Table 4- 4 Recolección de datos para NPHS en SP.

NPHS			
NPHS REAL SERIE	NPHS TEÓRICO SERIE	NPHS REAL PARALELO	NPHS TEÓRICO PARALELO
9,7046712	8,664885	9,52807018	8,66188199
9,68129517	8,64401354	9,49616622	8,63287838
9,64567887	8,61221328	9,44686158	8,58805598
9,60675013	8,57745547	9,39048553	8,53680503
9,54656553	8,52371922	9,306278	8,46025273
9,47321277	8,45822568	9,20359624	8,36690568
9,38676708	8,38104204	9,08252731	8,25684301
9,2881062	8,29295197	8,94408673	8,13098793
9,17794487	8,19459363	8,7891014	7,99009218
9,05464045	8,0845004	8,61567087	7,83242807

Fuente: Elaborado por los autores.

Los datos descritos en la siguiente figura muestran que la altura mínima según los sensores este 9 m para evitar la cavitación en el sistema para el caso en serie y para el uso en paralelo está en el valor de 8.6 m ambos valores se dan por encima de los valores teóricos y cuando llegan al máximo caudal de los 30L/min.

Figura 4- 4 Representación gráfica de NPHS en SP.



Fuente: Elaborado por los autores.

4.2 Resultados del análisis por succión negativa

En la tabulación de la succión negativa se obtiene datos para las etapas en serie y paralelo con datos reales y teóricos.

Table 4- 5 Recolección de datos para Hb en SN.

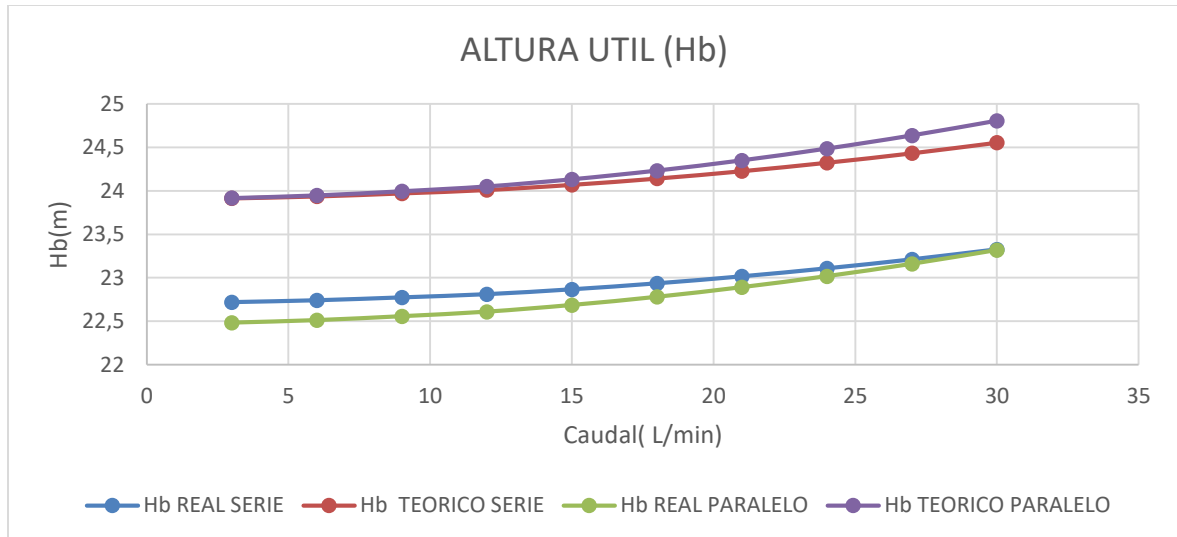
Hb			
Hb REAL SERIE	Hb TEÓRICO SERIE	Hb REAL PARALELO	Hb TEÓRICO PARALELO
22,7184828	23,9141925	22,4821638	23,9171955
22,7400363	23,9368803	22,5111345	23,9480155
22,7731225	23,9717079	22,5561133	23,9958652
22,8101687	24,0107039	22,6082731	24,0513544
22,8663949	24,0698893	22,6853545	24,1333558

22,9349408	24,1420429	22,7793612	24,2333629
23,0157427	24,2270976	22,8902188	24,3512966
23,1080561	24,3242696	23,0170596	24,4862336
23,2112747	24,4329207	23,1591769	24,6374222
23,3267918	24,5545177	23,3181947	24,8065901

Fuente: Elaborado por los autores.

Los datos que muestra en la gráfica, muestran que los datos teóricos son los datos superiores entre los 24 m hasta antes de los 25 m, por lo que los sensores muestran una variación inferior a los 23,4 m para los casos paralelo y serie cuando el caudal esta al máximo de 30L/min.

Figura 4- 5 Representación gráfica de altura útil Hb en SN.



Fuente: Elaborado por los autores.

Los datos para potencia en la succión negativa se plasmaron en la siguiente tabla:

Table 4- 6 Recolección de datos para P en SN.

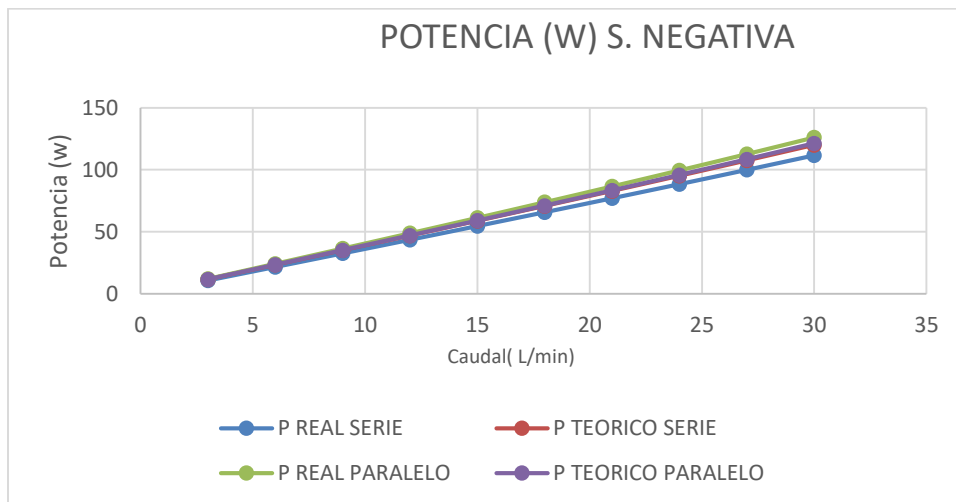
P			
P REAL SERIE	P TEÓRICO SERIE	P REAL PARALELO	P TEÓRICO PARALELO
10,8760912	11,6947217	12,1640378	11,6961902
21,772819	23,4116333	24,3594251	23,4225242
32,7067469	35,168545	36,6121453	35,2039859
43,6799369	46,9676741	48,9290786	47,047191

54,7345077	58,8543094	61,3698737	59,009494
65,8783005	70,8368823	73,949024	71,1048308
77,1287951	82,9341883	86,6937202	83,3593464
88,5007423	95,1620885	99,6275579	95,7957287
100,008063	107,535551	112,773039	108,435615
111,673088	120,07859	126,163747	121,311295

Fuente: Elaborado por los autores.

Al ser figurados, todas las potencias tienen la misma tendencia, del cual la potencia en paralelo es la más alta con un valor de 126 w a diferencia de la potencia real en serie con un valor de 111, 16 w.

Figura 4- 6 Representación gráfica de P en SN.



Fuente: Elaborado por los autores.

Conocidas las potencias, se tabularon las eficiencias para ambos casos en succión negativa arrojando la tabla siguiente:

Table 4- 7 Recolección de datos para n en SN.

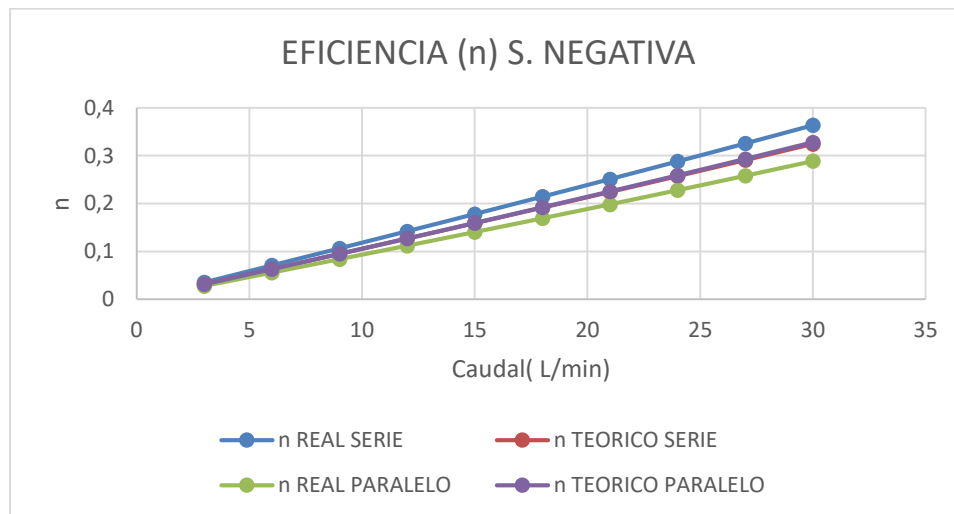
n			
n REAL SERIE	n TEÓRICO SERIE	n REAL PARALELO	n TEÓRICO PARALELO
0,03540024	0,03160736	0,02781797	0,03161132
0,07086765	0,06327468	0,05570763	0,06330412
0,10645614	0,09505012	0,0837284	0,09514591
0,14217242	0,12693966	0,11189602	0,12715457

0,17815359	0,1590657	0,1403469	0,15948512
0,21442516	0,19145103	0,16911419	0,19217522
0,25104403	0,22414645	0,19826007	0,22529553
0,28805821	0,25719483	0,22783849	0,25890737
0,32551302	0,29063662	0,25790092	0,29306923
0,36348114	0,32453673	0,28852416	0,32786837

Fuente: Elaborado por los autores.

La tabla, al ser figura muestra que las eficiencias están por debajo de los del 30% y antes del 40% estos valores tienen una eficiencia muy baja, similar a los casos de las eficiencias en succión positiva tanto para los datos reales como para los teóricos.

Figura 4- 7 Representación gráfica de η en SN.



Fuente: Elaborado por los autores.

Ya definidas las pérdidas y presiones de vapor se proceden a tabular los casos en datos reales y teóricos según la tabla:

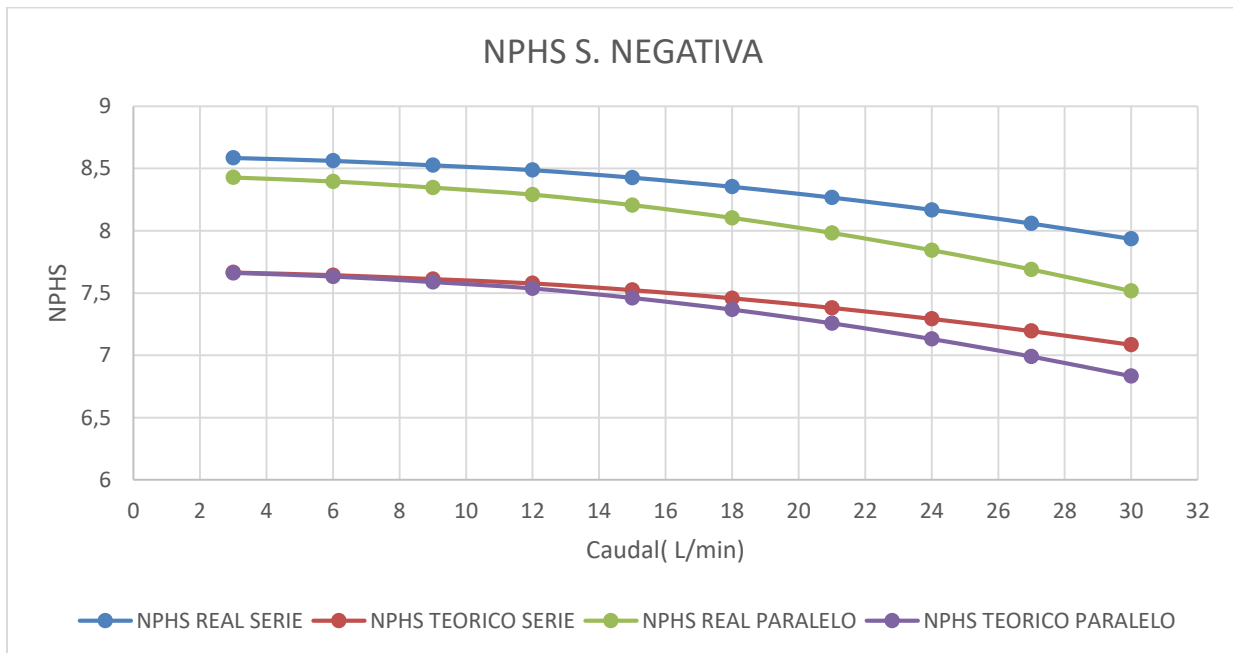
Table 4- 8 Recolección de datos para NPHS en SN.

NPHS			
NPHS REAL SERIE	NPHS TEÓRICO SERIE	NPHS REAL PARALELO	NPHS TEÓRICO PARALELO
8,5846712	7,664885	8,42807018	7,66188199
8,56129517	7,64401354	8,39616622	7,63287838

8,52567887	7,61221328	8,34686158	7,58805598
8,48675013	7,57745547	8,29048553	7,53680503
8,42656553	7,52371922	8,206278	7,46025273
8,35321277	7,45822568	8,10359624	7,36690568
8,26676708	7,38104204	7,98252731	7,25684301
8,1681062	7,29295197	7,84408673	7,13098793
8,05794487	7,19459363	7,6891014	6,99009218
7,93464045	7,0845004	7,51567087	6,83242807

Fuente: Elaborado por los autores.

Figura 4- 8 Representación gráfica de NPHS en SN.



Fuente: Elaborado por los autores.

Los valores de NPSH tiene en común que los datos reales son más altos por una variación desde los 7,5 m hasta los 8 metros cuando se usa la bomba a su máximo caudal de 30 l/min, pero lo difiere de los teóricos en una diferencia de 1,5 m al comparar el NPSH en serie teórico con el NPSH en serie real.

Análisis de eficiencias: Según los resultados dados no es recomendable usar un variador de velocidad y trabajar el banco con bajas velocidades ya que su eficiencia en

muy baja y puede llegar a estar por debajo del 30 %, según el autor Yuezhong Wua puede provocar alteración en la bomba.

Además, se afirma según el autor Yuezhong Wua (2023) para controlar la velocidad de bomba contemplando rangos superiores al 40% del caudal (Q); en el caso de poseer variaciones menores al 40% puede desarrollarse vórtices que alteran la eficiencia de la bomba centrífuga.

Por lo tanto, al trabajar por debajo de este rango puede provocar daños en la bomba, lo recomendable es usar el variador con pequeños cambios, el cual la eficiencia este por encima de los 30 % y no usar el variador a velocidades bajas.

Conclusiones

Se diseñó un banco para determinar las curvas características de una bomba de 30L/min, con la finalidad de realizar pruebas con tubería de 25,4 mm y esta ser variada según el tipo de flujo paralelo con tubería de 12,7 mm y en flujo en serie con tubería de 50,8 mm de del cual se obtuvo una eficiencia del 34 % para el fluido en con succión positiva en serie y de 27% para flujo paralelo. En el caso de succión negativa de 36% en serie y de 28% en paralelo.

La construcción del banco consiste de una estructura de 2,29 m de alta, 2,12 m de ancha y 1 metro de profundidad, posee un sistema de rodachines, una bomba de 30l/min por 370W y tres tanques de 55 galones acondicionados para descarga, succión positiva y succión negativa: Además se le agrego al banco 2 caudalímetros de 12,7 mm y 1 caudalímetro de 50,8 mm.

Al comparar los resultados de las curvas características se puede analizar desde lo teórico, que la altura máxima se da en 24,8 m para succión negativa en paralelo, la potencia máxima de 121,3 W par aflujo paralelo en succión negativa, 0,327 W en succión negativa paralela y el NPHS de 7,83 m para un caudal máximo de 30 L/min en flujo paralelo.

Se elaboro una guía sistemática de los dos casos de análisis para succión negativa y positiva con los casos de flujo en paralelo para tubería de 12,7 mm y para paso del flujo en serie con tubería de 50,8 mm, cada hoja de la guía permite graficar sistemáticamente los datos con la variación del caudal con rango máximo de 10% hasta llegar al 100% del caudal máximo de 30L/min.

Referencias Bibliográficas

- API 675. (2012). *API Std 675:2012 (R2021)*. Normadoc.
<https://www.normadoc.com/spanish/api-std-675-2012-2355663.html>
- Ashrae. (1999). *1.0 Bombas centrífugas.pdf*.
- Azizi, R., Attaran, B., Hajnayeb, A., Ghanbarzadeh, A., & Changizian, M. (2017).
Improving accuracy of cavitation severity detection in centrifugal pumps using a
hybrid feature selection technique. *Measurement, 108*, 9-17.
<https://doi.org/10.1016/j.measurement.2017.05.020>
- Cengel, Y. (2010). *Mecánica de fluidos_ Fundamento—Yunus A. Cengel.pdf*.
- Chang, L., Xu, Q., Yang, C., Su, X., Wang, H., & Guo, L. (2023). Experimental study on
gas–liquid flow patterns and bubble size in a high-speed rotating impeller of a
three-stage centrifugal pump. *Experimental Thermal and Fluid Science, 145*,
110896. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2023.110896>
- Chen, M., Tan, L., Fan, H., Wang, C., & Liu, D. (2022). Solid-liquid multiphase flow and
erosion characteristics of a centrifugal pump in the energy storage pump station.
Journal of Energy Storage, 56, 105916. <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.105916>
- Coronado, P. B. (2014). *Diseño y desarrollo de banco de pruebas hidráulicas a escala
piloto*. <https://rdu.unc.edu.ar/handle/11086/2492>
- David, G. C. A. (s. f.). *Declaración de autoría*.
- Díaz, F. A., & Pérez, I. C. (s. f.). *Diseño y construcción de un banco de pruebas para
bombas centrífugas conectadas en serie y paralelo*.
Diseño y construcción del sistema de control para un intercambiador de calor tubular.
(s. f.). Recuperado 13 de marzo de 2023, de

<https://1library.co/document/7qvrngdy-diseno-construccion-sistema-control-intercambiador-calor-tubular.html>

Dutta, A., Karimi, I. A., & Farooq, S. (2022). PROAD (Process Advisor): A health monitoring framework for centrifugal pumps. *Computers & Chemical Engineering*, *163*, 107825. <https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2022.107825>

Gustavo, Y. G. J. (s. f.). *Trabajo de graduación previo a la obtención del título de ingeniero civil*.

Huelin, A. (s. f.). *Manual para el diseño de una red hidráulica de climatización TEMA 6: BOMBAS CENTRÍFUGAS*. Recuperado 30 de marzo de 2023, de https://www.academia.edu/35541012/Manual_para_el_dise%C3%B1o_de_una_red_hidr%C3%A1ulica_de_climatizaci%C3%B3n_TEMA_6_BOMBAS_CENTR%C3%8DFUGAS

Kasat, P., Kulkarni, M., Gundeti, K., Kangale, K., Deshmukh, B. B., & Mistry, R. D. (2023). Developing a digital twin of centrifugal pump for performance evaluation. *Materials Today: Proceedings*, *72*, 1798-1802. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.09.574>

Khan. (2022). *¿Qué es la primera ley de la termodinámica? (Artículo)*. Khan Academy. <https://es.khanacademy.org/science/physics/thermodynamics/laws-of-thermodynamics/a/what-is-the-first-law-of-thermodynamics>

KSB. (2002). *Manual_Entrenamiento_KSB_CSB.pdf*.

Kuritzza, J. C., Camponogara, G., Marques, M. G., Sanagiotto, D. G., & Battiston, C. (2017). Dimensionless curves of centrifugal pumps for water supply systems:

Development and case study. *RBRH*, 22, e45. <https://doi.org/10.1590/2318-0331.0217170018>

Li, G., Ding, X., Wu, Y., Wang, S., Li, D., Yu, W., Wang, X., Zhu, Y., & Guo, Y. (2022). Liquid-vapor two-phase flow in centrifugal pump: Cavitation, mass transfer, and impeller structure optimization. *Vacuum*, 201, 111102. <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2022.111102>

Lombana, M. A. O. (2021). *Diseño de un banco de pruebas para bombas hidráulicas centrífugas en configuración en serie, paralelo e individual*. https://bibliotecadigital.udea.edu.co/bitstream/10495/19734/7/OrtizManuel_2021_PruebasBombasHidraulicas.pdf

Lu, J., Chen, Q., Liu, X., Zhu, B., & Yuan, S. (2022). Investigation on pressure fluctuations induced by flow instabilities in a centrifugal pump. *Ocean Engineering*, 258, 111805. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2022.111805>

Luo, X., Yang, J., & Song, L. (2022). Analysis and research on vibration characteristics of nuclear centrifugal pumps at low flow rates. *Energy Reports*, 8, 1273-1282. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.01.210>

Mataix, C. (1993). *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas—Claudio Mataix—2da ed..pdf*. Ediciones del Castillo.

MeteoNews. (2023). *MeteoNews: Valores de medición Neiva*. <http://meteonews.co/es/Measurements/M80315000/Neiva>

Perissinotto, R. M., Cerqueira, R. F. L., Fonseca, W. D. P., Monte Verde, W., Biazussi, J. L., Bannwart, A. C., Franklin, E. M., & Castro, M. S. (2023). Particle image velocimetry in a centrifugal pump: Details of the fluid flow at different operation

conditions. *Flow Measurement and Instrumentation*, 89, 102282.

<https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2022.102282>

Prominent. (2011, septiembre 15). *API 675 test bed for ProMInent process pumps*. World Pumps. <https://www.worldpumps.com/content/features/api-675-test-bed-for-prominent-process-pumps/>

Renato, M. A. J., & Mercedes, N. V. E. (s. f.). *Facultad de mecánica escuela de ingeniería mecánica*. 2015.

Saavedra, C. F. J. (s. f.). *Desarrollo de un banco para ensayos de control de bombas centrífugaS*.

Sanchez, J. (2017). *Diseño de un banco de pruebas para bombas y motores oleohidráulicos rotatorios con un sistema de captura de datos*.

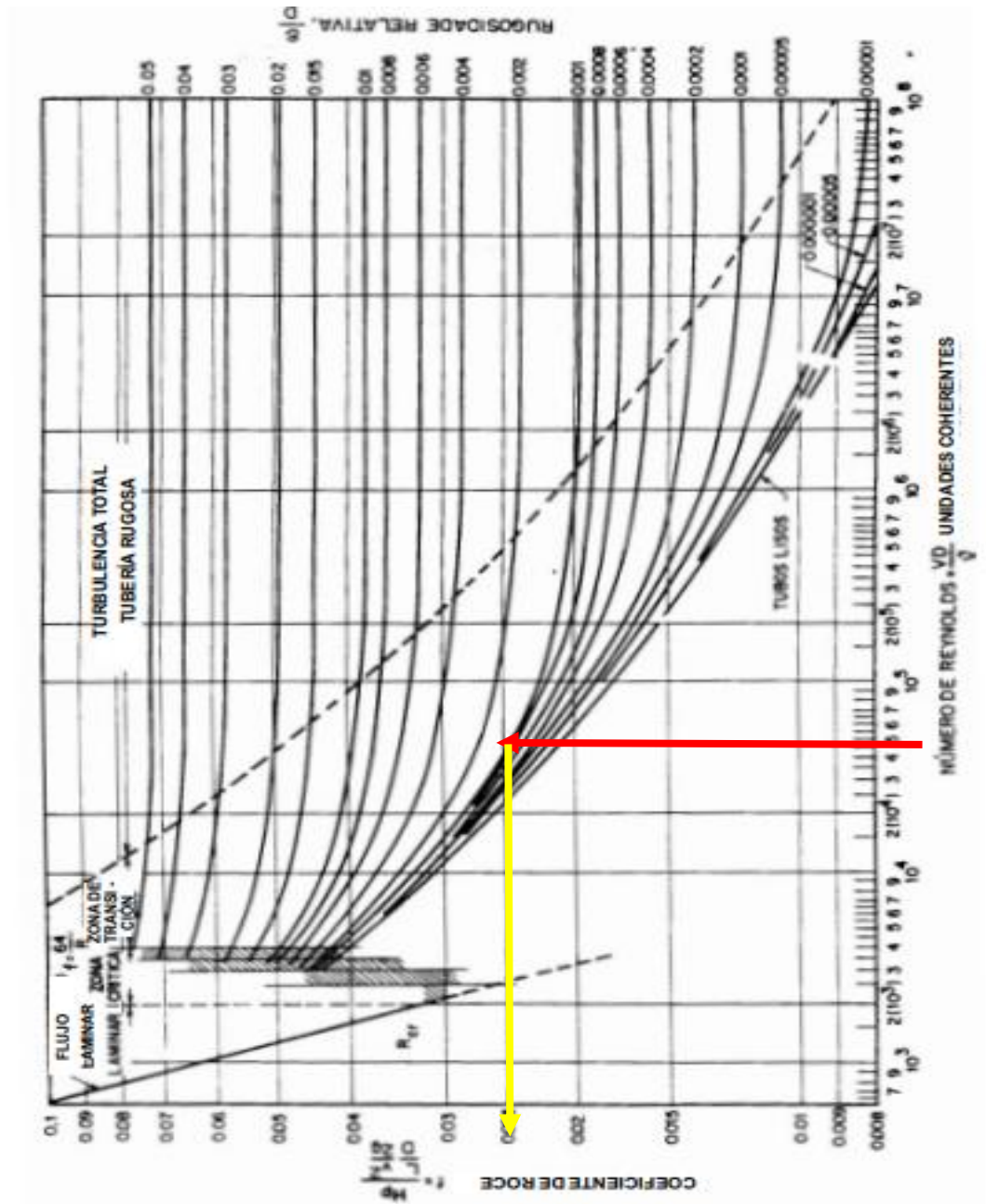
Wang, X., Wang, Y., Liu, H., Xiao, Y., Jiang, L., & Li, M. (2023). A numerical investigation on energy characteristics of centrifugal pump for cavitation flow using entropy production theory. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 201, 123591. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123591>

Wu, Y., Wu, D., Fei, M., Sørensen, H., Ren, Y., & Mou, J. (2023). Application of GA-BPNN on estimating the flow rate of a centrifugal pump. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 119, 105738. <https://doi.org/10.1016/j.engappai.2022.105738>

Zhang, W., An, L., Li, X., Chen, F., Sun, L., Wang, X., & Cai, J. (2022). Adjustment method and energy consumption of centrifugal pump based on intelligent optimization algorithm. *Energy Reports*, 8, 12272-12281. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.09.031>

Anexos

4.3 Anexo. Diagrama de Moody



4.4 Anexo. Guía de laboratorio

ÁREA: MECÁNICA DE FLUIDOS Y TURBOMÁQUINAS.

1. Objetivos

Elaborar de forma teórica y con ayuda de la hoja de cálculo de Excel las curvas características de la bomba centrífuga.

Elaborar y comparar las curvas características de la bomba tomando los datos de sensores en serie para succión negativa.

Elaborar y comparar las curvas características de la bomba tomando los datos de sensores en paralelo para succión positiva.

2. materiales.

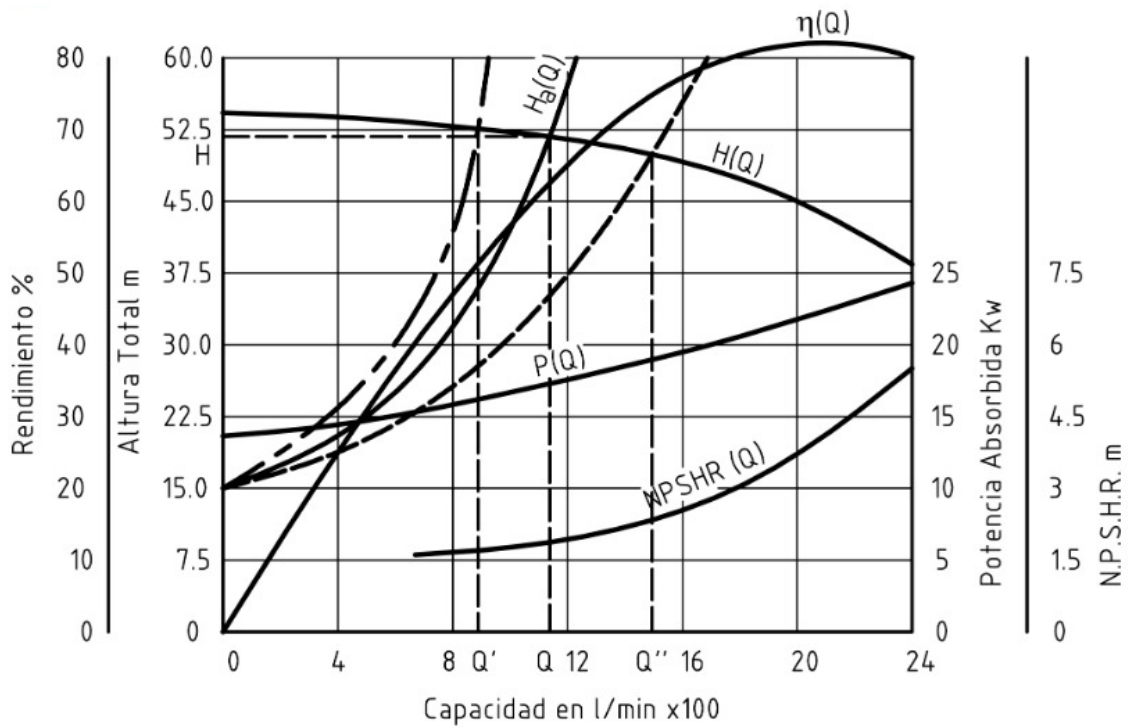
- Portátil.
- Calculadora.
- Material para tomar notas.
- Hoja sistemática de Excel para los cuatro casos.
- Contar con servicio de energía eléctrica para conectar la bomba y los sensores.

3. Responder las siguientes preguntas.

- ¿Cuáles son las partes de una bomba centrífuga?
- ¿Como se define las líneas de referencia para succión en positivo y succión negativa?
- ¿Para qué se define la altura útil H_b ?
- ¿Como se define la potencia en una bomba centrífuga?
- ¿Como se define la eficiencia de una bomba centrífuga?
- ¿Como se define el valor de NPHS de una bomba centrífuga?

4. ¿Identifique y describa la siguientes grafica característica de una bomba en función del caudal, describa su comportamiento para Altura útil, potencia, eficiencia y NPHS?

Use la siguiente gráfica:



La grafica anterior de curvas características está en función de litros *min.

4.5 Anexo. Formato diligenciado para Succión Positiva en serie.

UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO GUIA DE LABORATORIO PARA PRUEBAS DE CURVAS CARACTERISTICAS EN BOMBAS CENTRIFUGAS			
ELABORADO POR	WILSON COD		
	SANTIAGO COD		
OBJETIVO DE LA GUIA	Se plantea la siguiente guia con la finalidad de mostrar desde la parte teorica com ose puede gaficar las curvas caractersticas de bomba partiendo con loa variable de de caudal (Q).		
	Como variable de control fundamental se controla el caudal y bajo este se deja en función otra variables como alturanominal (H), potencia (P), NPHS y eficiencia (Effi).		
PRUEBAS A REALIZAR	la descripción de la prueba se debe llevar a cabo para 4 sistemas de analisis: 1- Sistema de succión positiva con tubería en serie. 2- Sistema de succión positiva con tubería en serie. 3- Sistema de succión negativa con tubería en paralelo. 4- Sistema de succión negativa con tubería en serie.		
SISTEMA DE SUCCIÓN POSITIVA CON TUBERÍA EN SERIE			
Se parte del siguiente diagrama:			
Se hace el planteamiento con la siguiente ecuación:			
$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + z_1 + h_b = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + z_2 + h_b$ $v_1 = 0$			
VARIABLES			
Presión Atmosferica:	1014 hPa	Conversión:	101400 Pa
Densidad del agua (24°C)	997 kg/m3	altura(1Z2):	2,37 m
Gravedad(g):	9,81 m/s2	altura(1Z1):	1 m
Factor cinético (α):	1,11 Adimensional		
Presion de succión del liquido en el tanque (P1), este valor es negativo por ser de succión	Altura :	0,8	m
	P.Liquido:	7824,456	Pa
	P1:	-109224,456	Pa
DATOS PARA LA VARIACIÓN DE LA VELOCIDAD SEGÚN EL CAUDAL			
El Caudal de la bomba a usar tiene una capacidad de 30litros/min, por lo que se hara una variacion por porcentajes de de 10% en 10% hasta llegar al 100%, este valor se tomo para dar 10 valores de velocidad, determinar los Reynolds y al finalizar graficar la altura nominal de la bomba segun el Caudal teorico.			
Diametro de salida y entrada de la bomba(D):	1 in	Conversión:	0,0254 m
Area de un circulo interno del tubo(A):	A:	0,00050671	m2
Valor total de caudal(Q):	30 L/min	conversión:	0,0005 m3/s
VARIACIÓN DE VELOCIDAD			
V1:	0,09867628	m/s	
V2:	0,19735257	m/s	
V3:	0,29602885	m/s	
V4:	0,39470513	m/s	
V5:	0,49338141	m/s	
V6:	0,5920577	m/s	
V7:	0,69073398	m/s	
V8:	0,78941026	m/s	
V9:	0,88808654	m/s	
V10:	0,98676283	m/s	

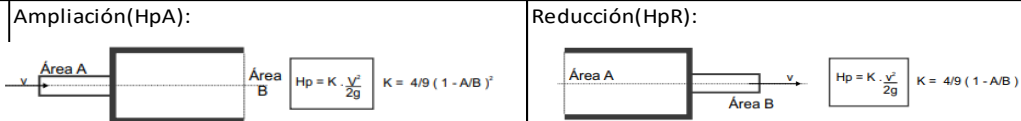
ANALISIS POR PERDIDAS						
Para el analisis de perdidas se realizara por diferentes etapas, ya que algunas son ocasionadas por los accesorios, el tipo ed flujo, la longitud y los cambios de seccion por la tuberia						
PERDIDAS LOCALIZADAS(Hp)		Para estas perdias se usa la ecuación: $H_p = K \frac{v^2}{2g}$				
Nota: Para usar las perdidas localizadas se debe identificar que otros accesorios se usaran y ubicarlo en los item	Item	Otro accesorios	Codo 45°	Codos 90°	T	Valvula
	Cantidad			8	2	2
	Constante(k)			0,9	0,6	0,2
VALORES DE HP SEGÚN LA VELOCIDAD						
	Hp1:	0,00436726	m			
	Hp2:	0,01746905	m			
	Hp3:	0,03930536	m			
	Hp4:	0,06987619	m			
	Hp5:	0,10918155	m			
	Hp6:	0,15722143	m			
	Hp7:	0,21399583	m			
	Hp8:	0,27950476	m			
	Hp9:	0,35374821	m			
	Hp10:	0,43672618	m			
PERDIDAS POR LONGITUD						
Para las perdidas por longitud, hay que definir el materia de la tuberia y determinar el nuemro de Reynolds (Hpl)			Se usa la ecuación: $h_p = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right)$			
Se usa el valor de viscocidad cinematica (μ):			0,000891	kg/(m.s)	Longitud T	5,73 m
Se determina el reynolds para cada velocidad			Se usa la ecuación de reynolds: $Re_1 = \frac{\rho v_2 D_2}{\mu}$			
VALORES DE REYNOLDS y Hpl SEGÚN LA VELOCIDAD						
	V1:	0,09867628	Re1:	2804,55493	laminar	
	V2:	0,19735257	Re2:	5609,10987	Turbulento	
	V3:	0,29602885	Re3:	8413,6648	Turbulento	
	V4:	0,39470513	Re4:	11218,2197	Turbulento	
	V5:	0,49338141	Re5:	14022,7747	Turbulento	
	V6:	0,5920577	Re6:	16827,3296	Turbulento	
	V7:	0,69073398	Re7:	19631,8845	Turbulento	
	V8:	0,78941026	Re8:	22436,4395	Turbulento	
	V9:	0,88808654	Re9:	25240,9944	Turbulento	
	V10:	0,98676283	Re10:	28045,5493	Turbulento	

La rugosidad relativa se toma como tubos lisos para ingresar al diagrama de Moody y determinar manualmente cada valor de coeficiente de fricción (f).

Feynolds		f		Hpl		Unidad
Re1:	2804,55493	f1:	0,049	Hpl1:	0,00548585	m
Re2:	5609,10987	f2:	0,038	Hpl2:	0,01701732	m
Re3:	8413,6648	f3:	0,033	Hpl3:	0,03325094	m
Re4:	11218,2197	f4:	0,0258	Hpl4:	0,04621545	m
Re5:	14022,7747	f5:	0,0257	Hpl5:	0,07193174	m
Re6:	16827,3296	f6:	0,0256	Hpl6:	0,10317867	m
Re7:	19631,8845	f7:	0,0255	Hpl7:	0,13988905	m
Re8:	22436,4395	f8:	0,0253	Hpl8:	0,18127919	m
Re9:	25240,9944	f9:	0,025	Hpl9:	0,22671095	m
Re10:	28045,5493	f10:	0,0248	Hpl10:	0,27765094	m

PERDIDAS POR AMPLIACION Y REDUCCIÓN EN LA TUBERIA

Para esta etapa hay un tubo en serie el cual pasa de de un diametro de 1 in a 2 in 8 ampliación, y luego vuelve a un cambio de sección de 2 in a 1 in, estas medias son dadas para el analisis en serie.



DATOS PARA AMPLIACIÓN				DATOS PARA REDUCCIÓN				
Diametro mayor:	50,8	mm		Diametro menor:	25,4	mm		
Diametro menor:	25,4	mm		Diametro mayor:	50,8	mm		
Area mayor(AA):	2026,82949	mm ²		Area menor:	506,7073737	mm ²		
Area menor(BA):	506,707374	mm ²		Area mayor:	2026,829495	mm ²		
VELOCIDAD								
0,09867628	KA1:	0,25	HpA1:	0,00012407	KR1:	-1,33333333	HpR1:	-0,00132341
0,19735257	KA2:	0,25	HpA2:	0,00049628	KR2:	-1,33333333	HpR2:	-0,00529365
0,29602885	KA3:	0,25	HpA3:	0,00111663	KR3:	-1,33333333	HpR3:	-0,01191071
0,39470513	KA4:	0,25	HpA4:	0,00198512	KR4:	-1,33333333	HpR4:	-0,0211746
0,49338141	KA5:	0,25	HpA5:	0,00310175	KR5:	-1,33333333	HpR5:	-0,03308532
0,5920577	KA6:	0,25	HpA6:	0,00446652	KR6:	-1,33333333	HpR6:	-0,04764286
0,69073398	KA7:	0,25	HpA7:	0,00607943	KR7:	-1,33333333	HpR7:	-0,06484722
0,78941026	KA8:	0,25	HpA8:	0,00794048	KR8:	-1,33333333	HpR8:	-0,08469841
0,88808654	KA9:	0,25	HpA9:	0,01004966	KR9:	-1,33333333	HpR9:	-0,10719643
0,98676283	KA10:	0,25	HpA10:	0,01240699	KR10:	-1,33333333	HpR10:	-0,13234127

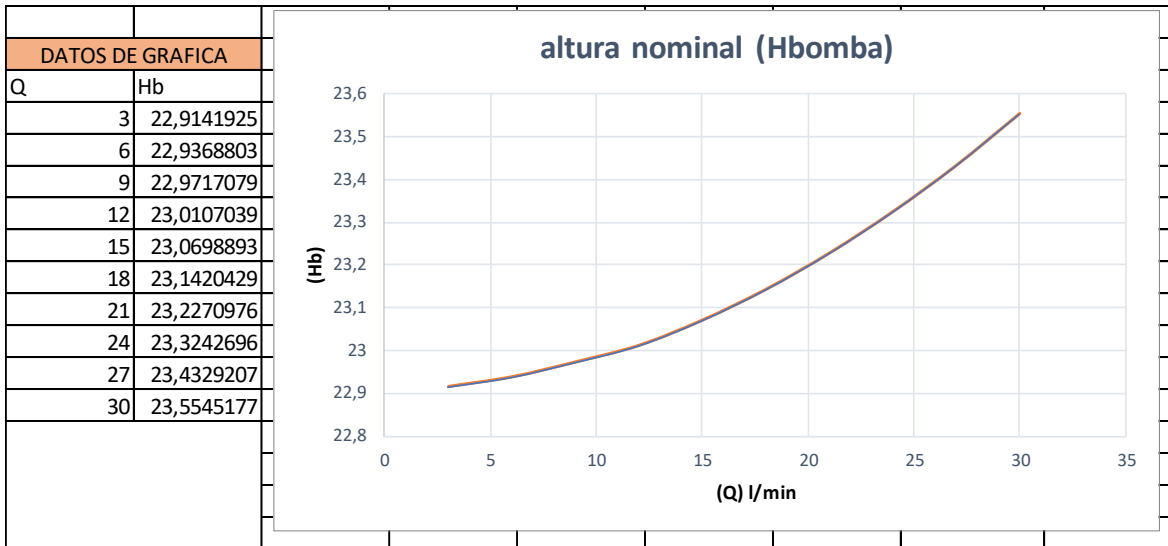
DETERMINACIÓN DEL VALOR DE LA ALTURA NOMINAL (H)

Como ya se tiene los valores de velocidad con variaciones porcentuales de 10% hasta 100%, se conoce las perdidas por tubería, las perdidas por cambios de sección y accesorios se procede a calcular el valor de (Hb).

Se usa la siguiente ecuación el cual se despeja la variable (h bomba):²

$$h_{bomba} = \frac{(P_2 - P_1)}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{(g)(2)} + (Lz_2 - Lz_1) + h_i$$

HB(%)	(P2-P1)/ρg	(α1V²)(g*2)	(Lz2-Lz1)	Per. Localizadas(Hp)	Perdidas por longitud(Hpl)	Perdidas por reducción(HpR)	Perdidas por ampliación(HpA)	Hb
H b(10%):	21,5349878	0,00055087	1,37	0,00436726	0,00548585	-0,00132341	0,00012407	22,9141925
H b(20%):	21,5349878	0,00220348	1,37	0,01746905	0,01701732	-0,00529365	0,00049628	22,9368803
H b(30%):	21,5349878	0,00495783	1,37	0,03930536	0,03325094	-0,01191071	0,001116629	22,9717079
H b(40%):	21,5349878	0,00881393	1,37	0,06987619	0,04621545	-0,0211746	0,001985119	23,0107039
H b(50%):	21,5349878	0,01377176	1,37	0,10918155	0,07193174	-0,03308532	0,003101748	23,0698893
H b(60%):	21,5349878	0,01983134	1,37	0,15722143	0,10317867	-0,04764286	0,004466518	23,1420429
H b(70%):	21,5349878	0,02699266	1,37	0,21399583	0,13988905	-0,06484722	0,006079427	23,2270976
H b(80%):	21,5349878	0,03525571	1,37	0,27950476	0,18127919	-0,08469841	0,007940476	23,3242696
H b(90%):	21,5349878	0,04462051	1,37	0,35374821	0,22671095	-0,10719643	0,010049665	23,4329207
H b(100%):	21,5349878	0,05508705	1,37	0,43672618	0,27765094	-0,13234127	0,012406994	23,5545177



POTENCIA DE LA BOMBA - (Potencia Util)

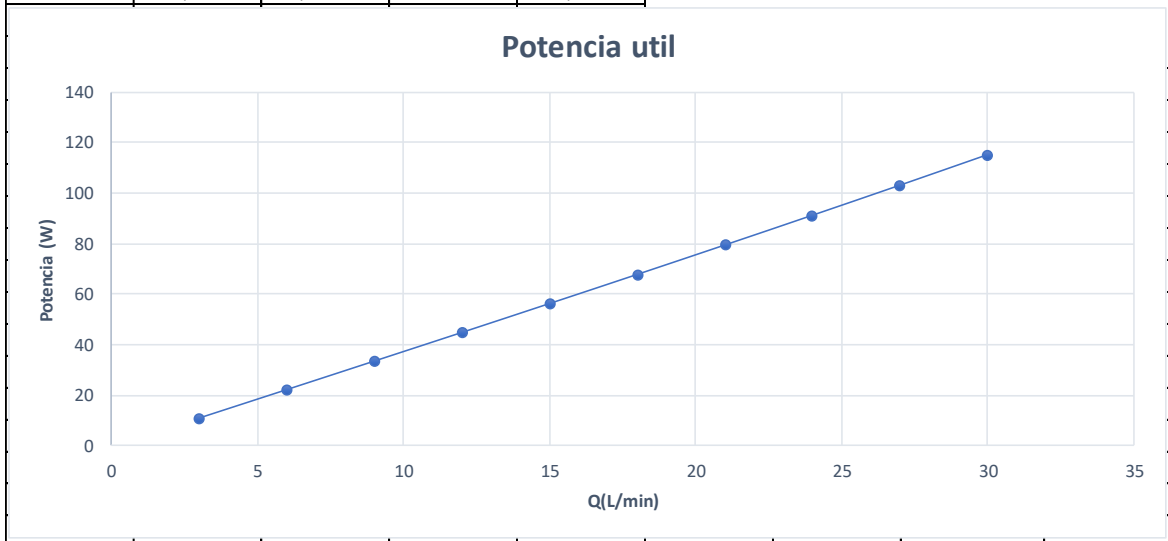
Para la potencia util , s edebe conocer la carga util o altura nominal de la bomba, del cual se usa la siguiente ecuación:

$$w_{bomba} = \rho v g h_{bomba}$$

Razon del flujo (ú) 0,0005 m3/s El valor de la razón del flujo o caudal se toma en porcentajes

Variables de la potencia util

Porcentaje	p*g*(ú)	h(bomba)	Caudal (Q)	Potencia util
10%	0,4890285	22,9141925	3	11,2056932
20%	0,978057	22,9368803	6	22,4335763
30%	1,4670855	22,9717079	9	33,7014595
40%	1,956114	23,0107039	12	45,0115601
50%	2,4451425	23,0698893	15	56,4091669
60%	2,934171	23,1420429	18	67,9027113
70%	3,4231995	23,2270976	21	79,5109888
80%	3,912228	23,3242696	24	91,2498605
90%	4,4012565	23,4329207	27	103,134295
100%	4,890285	23,5545177	30	115,188305



EFICIENCIA DE LA BOMBA

Para determinar la eficiencia de bomba, se parte de potencia útil y a potencia entregada desde el motor, para ello la bomba posee un potencia de 370W. Para ver su variación se emplea la ecuación:

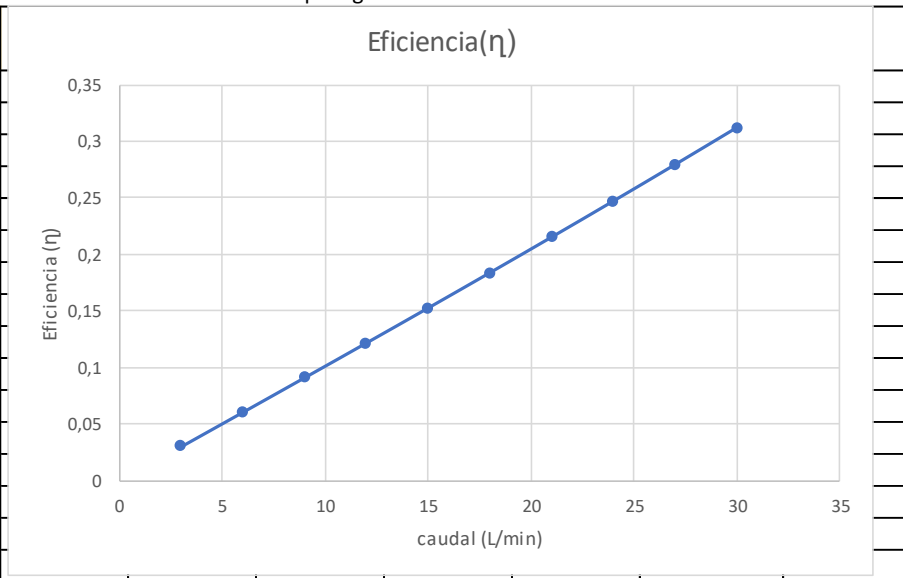
$$\eta = \frac{w_{util}}{w_{entrada}} = \frac{Potencia\ util}{Potencia\ de\ entrada}$$

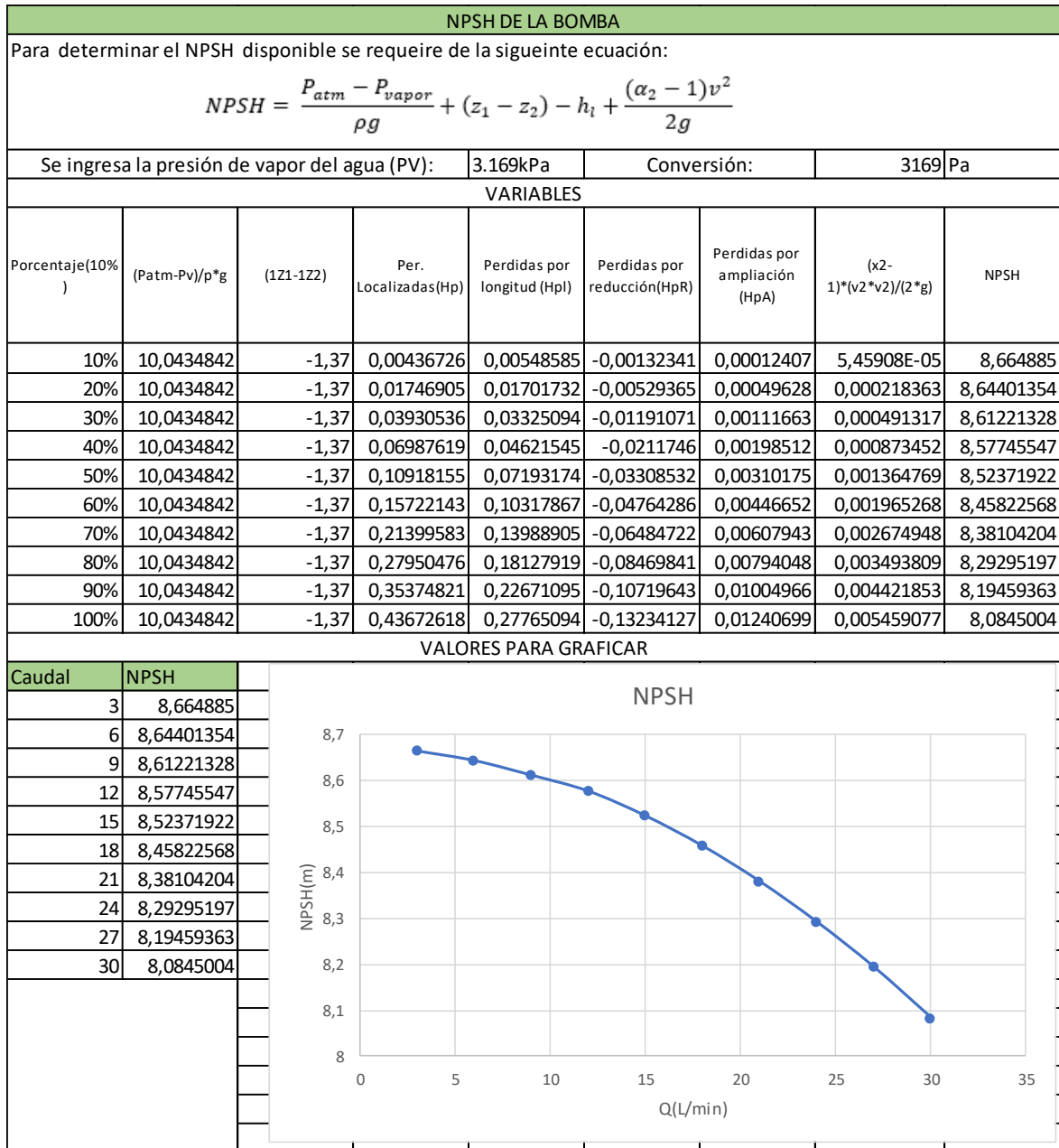
VALORES

Effi de la bomba :	Potencia util	Potencia entregada	Unidades	Efficiencia(η)
Effi(10%)	11,2056932	370	w	0,03028566
Effi(20%)	22,4335763	370	w	0,06063129
Effi(30%)	33,7014595	370	w	0,09108503
Effi(40%)	45,0115601	370	w	0,12165287
Effi(50%)	56,4091669	370	w	0,15245721
Effi(60%)	67,9027113	370	w	0,18352084
Effi(70%)	79,5109888	370	w	0,21489456
Effi(80%)	91,2498605	370	w	0,24662124
Effi(90%)	103,134295	370	w	0,27874134
Effi(100%)	115,188305	370	w	0,31131974

valores para graficas

Caudal(Q)	Efficiencia(η)
3	0,03028566
6	0,06063129
9	0,09108503
12	0,12165287
15	0,15245721
18	0,18352084
21	0,21489456
24	0,24662124
27	0,27874134
30	0,31131974





Nota: Este modelo se encuentra en una hoja de Excel lista para modificar datos, del cual se debe basar de este documento para entender las formulas y valores a reemplazar, con la finalidad de arrojar una graficas correctas.

4.6 Anexo. Ficha técnica de la bomba TKWP-05-B.

ELECTROBOMBA PERIFÉRICA 1/2 HP 1" X1" TKWP-05-B

Cod.510925



Voltaje (V) / Frecuencia (Hz)	110-220 / 60
Material de la bomba	Hierro/Aluminio
Tipo de bomba	Pérférica
Diámetro de succión y descarga (plgs)	1"
Profundidad de succión máxima (m)	8
Altura de descarga máxima (m)	30
Descarga máxima horizontal (m ³ /h)	1,8
Caudal máximo (L / min)	30
Embobinado Motor	Aluminio
Impeler	Bronce
Tipo de Motor	1/2 Hp Eléctrico

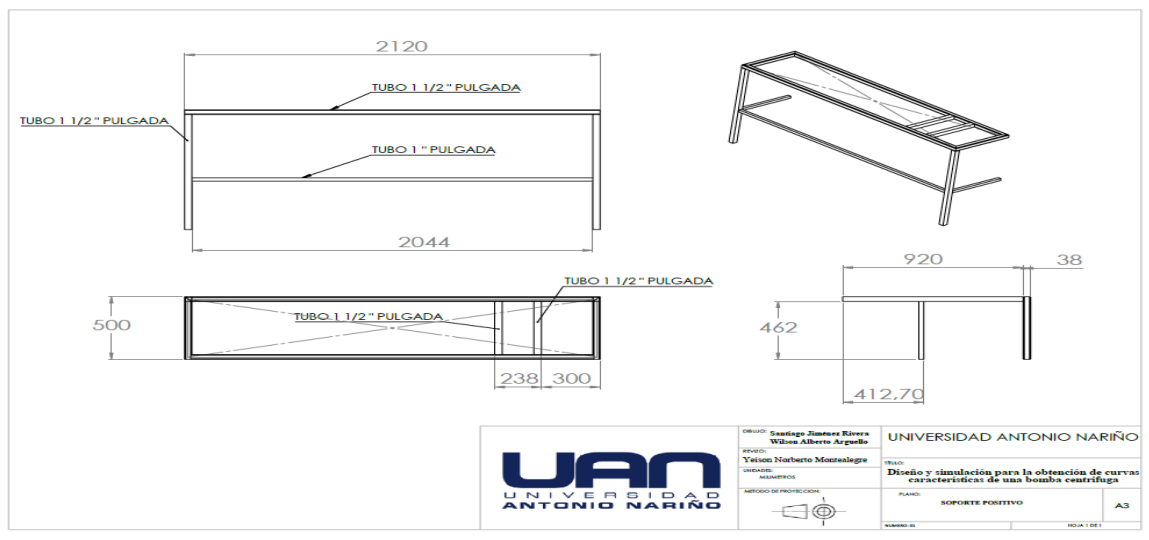
4.7 Anexo. Materiales y accesorios.

ITEM	MATERIAL	CANTIDAD	DESCRIPCION
1	Tubo rectangular 20X40 (HIERRO)	3 Tubos de 6 metros	Material diseñado para soportar cargas de 50 galones en adelante
2	Codos en PVC	15	codo de 90 grados
3	Valvulas de paso directo	8	Material en PVC diseñado para tuberías en PVC , valvulas de 1"
4	Adptador macho	4	Material disenado en PVC, para en serie y paralelo
5	Reduotor	2	Reduotor de de 1" a 2" para tubera en serie
6	Cinta teflon	1	Cinta para la union en materiales en PVC
7	Pegante paicov	1	Pegante adecuado para la union de tuberías en PVC
8	Pintura y esmalte azul	1	Pintura adecuada para el color de la estructura (azul)
9	Adaptador hembra	2	Pieza adecuada para la perforacion de orificios que van desde una 1"
10	Valvulas universales	5	Valvulas universales para el sistema desarmable de diferentes piezaz (1")
11	Tubería en PVC	3 Tubos de 6 metros	Tuebria, adecuada para sistema hidraulicos
12	Bujes	4	1" a 1 1/4"
13	Bomba centrifuga	1	Bomba centrifuga tipo periferica
14	Arduinos	3	Sensores de agua de 1 1/4 y 2" para tuberías en serie y paralelo
15	Caja electricas	1	Componentes que van en el circuito del variador de velocidades
16	Componentes electronicos	10	Condesador, resistencias, mossfet, potenciómetro, vaquela perfora, puentes de 440 V, protobar
17	Tanques de agua	3	Tanques de 55 galones (color azul) Material rotoplast
18	Rodachines	10	Tipo rueda loca y rueda de freno, carga maxima de 55 galones, con mediciones de 82 mm
19	Anticorrosivo	1	Diseñado para PVC
20	Unio en T	3	Uniones en diferentes posciones con las tuberías
21	Soldadura 60-13	3	3 kilos de soldadura

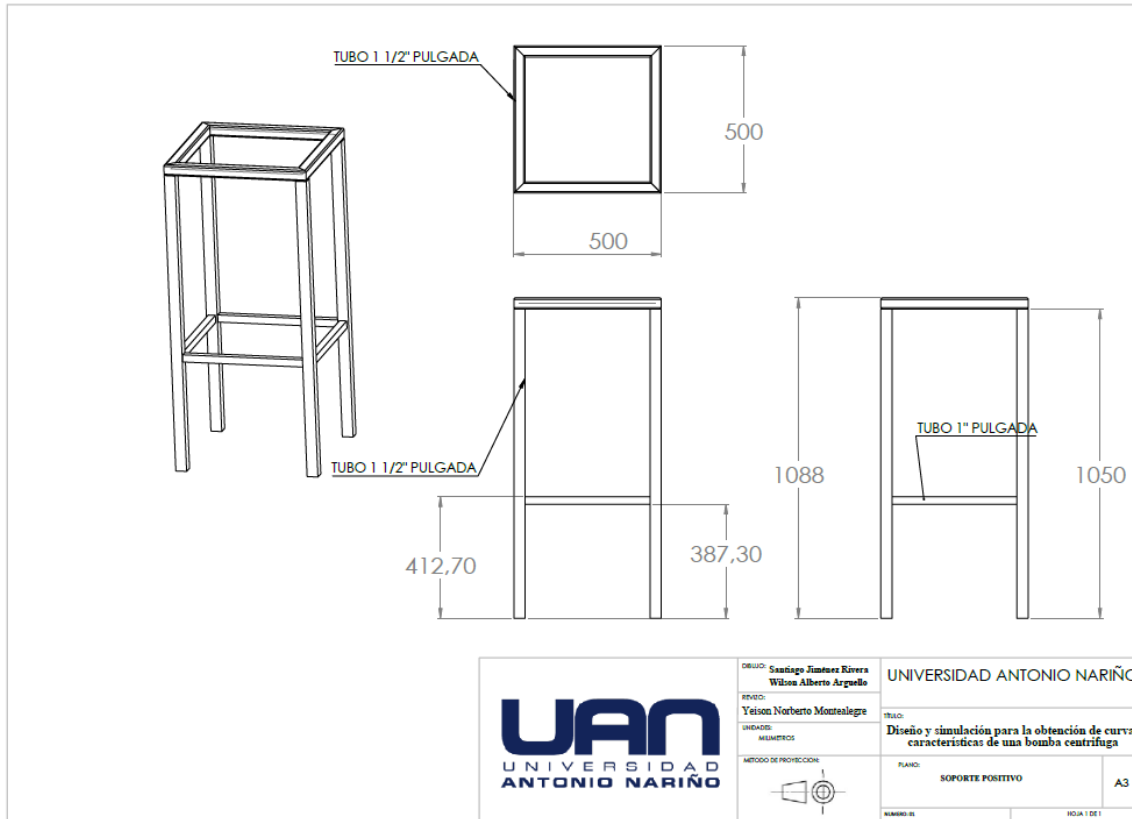
Nota: Fuente de autores. Materiales implementados para la construcción del banco de pruebas

4.8 Anexo. Planos de estructura metálica del banco de pruebas.

Plano de soporte, estructura metálica.

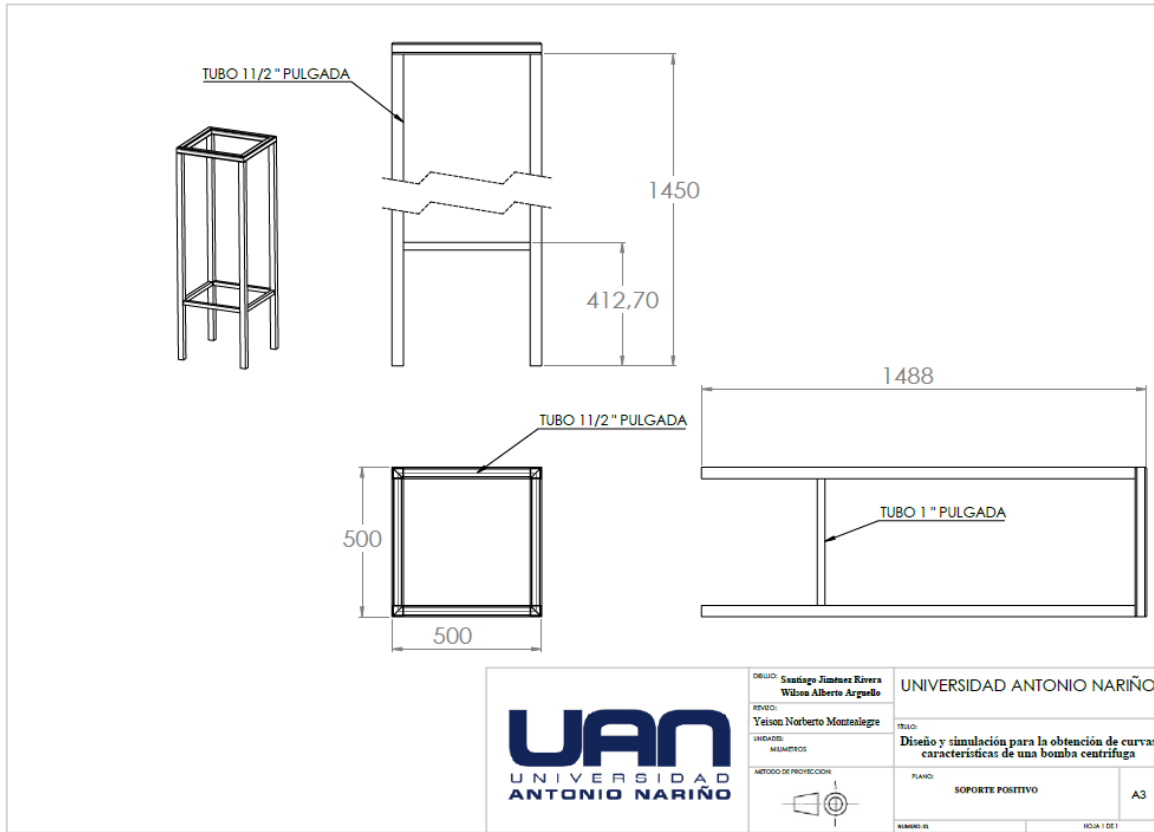


Plano de soporte sección positiva



	DISEÑO: Santiago Jimenez Rivera Wilson Alberto Arguello	UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO		
	REVISÓ: Yeison Norberto Montealegre	TÍTULO: Diseño y simulación para la obtención de curvas características de una bomba centrífuga		
	UNIDADES: MILIMÉTRICOS	METODO DE PROYECCIÓN:	PLANO: SOPORTE POSITIVO	A3
			NÚMERO DE:	HOJA 1 DE 1

Plano de soporte de (Tanque de depósito del fluido).



Nota: Planos diseñados en Solidworks 2021 Inventor

4.9 Anexo. Recomendaciones de uso de manejo del banco de pruebas.

SECCION PARALELO Y SERIE:

1. Tener en cuenta el estado de todas las válvulas del sistema hidráulico en general, para definir qué tipo de estudio y análisis se va a manejar si es en serie o paralelo.
2. Observa que los tanques de depósito a usar este en un nivel adecuado para la succión de la bomba centrífuga.
3. Cambio de válvulas y análisis para pasar en paralelo a serie, donde las válvulas superiores e inferiores se debe de hacer un cierre total de 90 grados y de forma inmediata hacer la apertura de todas las válvulas en tubería en serie para no crear presiones interiores en la tubería.
4. La corriente directa tiene que tener un voltaje de 110 voltios
5. El banco de pruebas antes y terminado las pruebas tienen que estar todo el sistema de rodamiento (roda chinos) bloqueado para evitar movimientos o vibraciones generadas por la bomba cuando se comienzan hacer las pruebas dado a los fenómenos que su pueden experimentar como: vibraciones por presión y velocidad de la misma bomba centrífuga.

