

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

Tesis previa a la obtención del título de: INGENIERO MECÁNICO

**TEMA:
REDISEÑO DE UN SISTEMA DE BOMBEO DEL LABORATORIO DE
MECÁNICA DE FLUIDOS PARA EVALUAR LA EFICIENCIA
ENERGÉTICA EN EL CONTROL DE FLUJO**

**AUTOR:
JAIME ARTURO SALINAS MASCOTE**

**DIRECTOR:
ORLANDO PINEDA**

Quito, abril de 2015

**DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD Y AUTORIZACIÓN DE USO
DEL TRABAJO DE TITULACIÓN**

Yo, Jaime Arturo Salinas Mascote autorizo a la Universidad Politécnica Salesiana la publicación total o parcial de este trabajo de titulación y su reproducción sin fines de lucro.

Además declaro que los conceptos y análisis desarrollados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad del autor.

Jaime Arturo Salinas Mascote

C.I. 171966238-7

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico ha sido realizado en su totalidad por el señor Jaime Arturo Salinas Mascote.

Los conceptos desarrollados, análisis, cálculos realizados, conclusiones y recomendaciones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad del autor.

Ing. Orlando Pineda

DIRECTOR DE TESIS

DEDICATORIA

Dedico a Dios este proyecto por haberme dado la sabiduría, constancia y perseverancia para terminar este trabajo y así concluir una meta más en mi vida.

A mi querido padre Freddy Salinas, quien ha sido mi amigo y compañero de toda la vida, ha sido la persona que me ha impulsado a ser una buena persona y llegar a ser profesional con su apoyo incondicional en todo momento, también me ha enseñado a distinguir lo bueno de lo malo, a nunca mirar hacia abajo y a tomar las mejores decisiones, es por él que ahora estoy donde estoy y sigo con más aspiraciones.

A mi amada esposa Mishel Gualoto, quien ha sido un pilar importante para este logro alcanzado, ya que con su apoyo y consejos me despejo la mente para ver el mundo de otra manera y aprender a madurar, también se ha convertido en mi amiga y compañera y sé que juntos vamos a llegar lejos formando una gran familia siempre con la ayuda de Dios.

A mi adorado hermano Freddy Salinas, mi amigo y confidente en gran parte de mi niñez y juventud gracias por apoyarme siempre y darme ánimos en todo momento.

Jaime Salinas

AGRADECIMIENTO

Agradezco a la Universidad Politécnica Salesiana por haberme acogido y darme la oportunidad de estudiar y llegar a ser profesional.

A mi director de tesis, Ing. Orlando Pineda por su buena predisposición al momento de guiarme ante cualquier inquietud que tuve durante el desarrollo del proyecto de tesis.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN.	1
--------------------	---

CAPÍTULO I

1 MARCO CONCEPTUAL.	5
1.1 Teoría del flujo de fluidos en tuberías.	5
1.1.2 Regímenes de flujo de fluidos en tuberías.	6
1.1.2.1 Número de Reynolds.	6
1.1.2.2 Número de Reynolds críticos.	6
1.1.3 Flujo volumétrico.	7
1.1.4 Ecuación de continuidad para cualquier fluido.	7
1.1.4.1 Ecuación de continuidad para líquidos.	8
1.1.5 Velocidades de flujo recomendada en conductos y tuberías.	9
1.1.6 Conservación de la energía – ecuación de Bernoulli.	10
1.1.7 Ecuación general de la energía.	11
1.1.8 Cálculo de pérdidas.	13
1.1.8.1 Ecuación de Darcy.	13
1.1.8.2 Pérdida por fricción f	14
1.1.8.2.1 Ecuación para pérdida de fricción en el flujo laminar.	14
1.1.8.2.2 Ecuación para pérdida de fricción en el flujo turbulento.	14
1.1.8.3 Pérdidas menores en sistemas de tuberías.	15
1.1.9 Coeficiente de resistencia “ k ”.	16
1.1.9.1 Coeficiente de resistencia k para válvulas y accesorios.	16
1.1.9.2 Coeficiente de resistencia k para ensanchamientos bruscos y suaves.	18
1.1.9.3 Coeficiente de resistencia k para contracciones bruscas y suaves.	18
1.1.9.4 Coeficiente de resistencia k para contracción repentina.	19

1.1.9.5 Coeficiente de resistencia k para expansión repentina.	19
1.2 Bombas.	20
1.2.1 Bombas centrífugas.	20
1.3 Selección de bombas.	21
1.3.1 Potencia que transmiten las bombas al fluido.	22
1.3.2 Eficiencia mecánica de las bombas.	22
1.3.3 Rendimientos de bombas centrífugas.	23
1.4 Métodos para control o regulación de flujo en sistemas de bombeos.	24
1.4.1 Método de estrangulamiento.	24
1.4.1.1 Tipos de válvulas para control de flujo.	25
1.4.2 Método de impulsor de velocidad variable.	27
1.5 Reducción de la velocidad de la carga.	28
1.5.1 Tipos de carga.	28
1.5.1.1 Par variable.	28
1.5.1.2 Par constante.	29
1.5.1.3 Potencia constante.	29
1.6 Leyes de afinidad para bombas centrífugas.	30
1.7 Medición de flujo volumétrico (caudal).	32
1.7.1 Área variable (rotámetros).	33
1.7.1.1 Características del rotámetro.	34

CAPÍTULO II

2 REDISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO PARA AHORRO ENERGÉTICO EN EL CONTROL DE FLUJO.	37
2.1 Introducción.	37
2.2 Verificación de los tamaños de tubería.	38
2.2.1 Cálculo para selección del tamaño de la tubería de succión.	38
2.2.2 Cálculo para selección del diámetro tubería de descarga.	40

2.3 Cálculo de pérdidas de carga que se producen en el sistema.	42
2.3.1 Cálculo del número de Reynolds para la tubería de succión.	43
2.3.2 Cálculo del factor de fricción en la línea de succión en flujo turbulento.	44
2.3.3 Cálculo de pérdidas mayores en la tubería de succión.	45
2.3.4 Cálculo de pérdidas menores en la tubería de succión.	45
2.3.5 Cálculo del número de Reynolds para la tubería de descarga.	47
2.3.6 Cálculo del factor de fricción en la línea de descarga en flujo turbulento.	47
2.3.7 Cálculo de pérdidas mayores en la tubería de descarga.	48
2.3.8 Cálculo de pérdidas menores en la tubería de descarga.	48
2.4 Selección de la bomba.	59
2.4.1 Cálculo de potencia de la bomba.	59
2.4.2 Gráfica de la curva del sistema.	62
2.4.3 Gráfica curva de operación de la bomba.	63
2.4.4 Punto de operación del sistema.	63
2.5 Cálculo intensidad de corriente.	65
2.6 Selección de manómetros.	66
2.7 Selección del rotámetro.	69
2.8 Selección válvula de bola.	70
2.9 Selección válvula de globo.	70
2.10 Cálculo de ahorro energético en un sistema de bombeo.	71
2.11 Tablas y curvas de operación teórica del sistema.	75

CAPÍTULO III

3 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.	80
3.1 Introducción.	80
3.2 Práctica para operación del sistema sin restricciones en control de flujo.	80
3.3 Práctica de control de caudal por estrangulamiento.	83

3.3.1 Curva potencia – caudal (control por estrangulamiento).	85
3.4 Práctica de control de caudal por variación de velocidad.	86
3.4.1 Curva potencia – caudal (control por variación de velocidad).	89
3.4.2 Curva gráfica de ahorro energético real al partir de datos prácticos.	90
3.5 Porcentaje de error entre el cálculo práctico y cálculo teórico.	91

CAPÍTULO IV

4 ANÁLISIS DE COSTOS.	95
4.1 Introducción.	95
4.2 Costos directos.	95
4.3 Costos totales.	100

CONCLUSIONES.	101
----------------------------	-----

RECOMENDACIONES.	103
-------------------------------	-----

LISTA DE REFERENCIAS.	104
------------------------------------	-----

ANEXOS.	106
----------------------	-----

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Porción de un sistema de distribución de fluido.	8
Figura 1.2. Balance de energía para dos puntos de un fluido.	10
Figura 1.3. Sistema de flujo de fluido que ilustra la ecuación general de la energía.	12
Figura 1.4. Ensanchamientos bruscos y suaves.	18
Figura 1.5. Contracciones bruscas y suaves.	18
Figura 1.6. Contracción repentina.	19
Figura 1.7. Expansión repentina.	19
Figura 1.8. Bomba centrífuga.	21
Figura 1.9. Curva de rendimiento de una bomba centrífuga – h_a vs Q	23
Figura 1.10. Curvas de rendimiento de una bomba centrífuga.	24
Figura 1.11. Punto de operación de una bomba.	25
Figura 1.12. Válvula de bola.	26
Figura 1.13. Válvula de globo.	26
Figura 1.14. Curva del Sistema solo con pérdidas por fricción.	27
Figura 1.15. Comportamiento carga par variable vs velocidad.	28
Figura 1.16. Comportamiento carga par constante vs velocidad.	29
Figura 1.17. Comportamiento potencia constante vs velocidad.	30
Figura 1.18. Ley de afinidad para carga de par variable.	31
Figura 1.19. Rotámetro.	34
Figura 1.20. Curvas de viscosidad.	35
Figura 2.1. Banco de pruebas.	37

Figura 2.2. Esquema rotámetro.	51
Figura 2.3. Sección 1(Rotámetro).	51
Figura 2.4. Sección 2 (Rotámetro).	52
Figura 2.5. Sección 3 (Rotámetro).	53
Figura 2.6. Sección 4 (Rotámetro).	53
Figura 2.7. Sección 5 (Rotámetro).	54
Figura 2.8. Sección 6 (Rotámetro).	55
Figura 2.9 Puntos de presión del banco de pruebas.	60
Figura 2.10. Curva del sistema.	62
Figura 2.11. Curva rendimiento de la bomba.	63
Figura 2.12. Punto de operación del sistema.	63
Figura 2.13. Curva potencia vs caudal.	65
Figura 2.14. Manómetro.	69
Figura 2.15. Rotámetro.	69
Figura 2.16. Válvula de bola.	70
Figura 2.17. Válvula de globo.	71
Figura 2.18. Nuevo punto de operación al utilizar una válvula de estrangulamiento.	72
Figura 2.19. Nuevo punto de operación al utilizar un variador de frecuencia.	73
Figura 2.20. Curva potencia vs caudal (control por estrangulamiento).	76
Figura 2.21. Curva Potencia vs caudal (control por variador de velocidad).	77
Figura 2.22. Gráfica ahorro energético real teórico.	78
Figura 3.1. Dirección de flujo del banco de pruebas.	80

Figura 3.2. Curva potencia vs caudal (control por estrangulamiento práctico).	86
Figura 3.3. Curva potencia vs caudal (control por variación de velocidad práctico).89	
Figura 3.4. Gráfica ahorro energético práctico.	90
Figura 3.5. Gráfica de curva potencia vs caudal control por estrangulamiento (teórico - práctico).	93
Figura 3.6. Gráfica de curva potencia vs caudal control variación de velocidad (teórico - práctico).	94

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Velocidades de flujo recomendadas en sistemas de potencia de fluido. ..9	9
Tabla 1.2. Principios de medida en medidores de caudal.33	33
Tabla 2.1. ASTM D1785: Especificación estándar para el (poli cloruro de vinilo) (PVC).41	41
Tabla 2.2. Datos de carga total (ha) y caudal (Q).62	62
Tabla 2.3. Resultados de cálculos teóricos para válvula de estrangulamiento.76	76
Tabla 2.4. Resultados de cálculos teóricos para variador de velocidad.77	77
Tabla 2.5. Resultados del cálculo de ahorro energético (teórico).79	79
Tabla 3.1. Resultados de operación sin restricción en el control de flujo.81	81
Tabla 3.2. Resultados del control de caudal por estrangulamiento.83	83
Tabla 3.3. Datos de control de caudal por estrangulamiento a diferentes caudales. ..85	85
Tabla 3.4. Resultados de potencia (control por estrangulamiento).85	85
Tabla 3.5. Resultados del control de caudal por variación de velocidad.87	87
Tabla 3.6. Datos de control de caudal por variación de velocidad a diferentes caudales.88	88
Tabla 3.7. Resultados de potencia (control por variación de velocidad).89	89
Tabla 3.8. Resultados del cálculo de ahorro energético (práctico).91	91
Tabla 3.9. Porcentaje de error cálculo de potencia (control estrangulamiento).92	92
Tabla 3.10 Porcentaje de error cálculo de potencia (control variación de velocidad).93	93
Tabla 4.1. Costos materiales y accesorios hidráulicos.95	95
Tabla 4.2. Costos materiales y accesorios mecánicos.96	96

Tabla 4.3. Costos materiales y accesorios eléctricos.	97
Tabla 4.4. Costos materiales y accesorios.	97
Tabla 4.5. Costos por maquinaria y equipos utilizados.	98
Tabla 4.6. Costos por mano de obra.	98
Tabla 4.7. Costos de transporte.	99
Tabla 4.8. Costos total costos indirectos.	99
Tabla 4.9. Costos totales.	100

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1. Guía de laboratorio.	107
Anexo 2. Propiedades del agua SI (Sistema Internacional).	116
Anexo 3. Rugosidad de los materiales.	117
Anexo 4. Coeficiente de resistencia “ k ” en válvulas y accesorios.	118
Anexo 5. Válvula tipo globo.	122
Anexo 6. Bomba centrífuga.	124
Anexo 7. Interacciones para graficar la curva del sistema.	125
Anexo 8. Planos.	135

RESUMEN

El avance tecnológico en la industria, se encuentra enfocado en el ahorro energético para control de procesos y en el cuidado ambiental en lo que refiere a procesos de producción.

Este proyecto se basa en el estudio del ahorro energético que puede producirse en un sistema de bombeo, cuando el control de flujo se lo realiza por medio de una válvula de estrangulamiento manual o un variador de velocidad y así evaluar con qué método se logra dicho ahorro.

Para el estudio del mismo se ha dividido en cuatro capítulos, en los cuales se detallan los temas necesarios para la elaboración del mismo.

- El capítulo I desarrolla el marco teórico necesario en el cual se fundamenta los siguientes capítulos correspondientes al diseño y construcción, análisis y pruebas de funcionamiento e instructivo.
- El capítulo II corresponde al rediseño mecánico e hidráulico de un sistema de bombeo, en este se detalla todo desarrollo matemático y de ingeniería para el dimensionamiento y selección de componentes y materiales para su posterior fabricación.
- El capítulo III se enfoca en realizar pruebas de operación de la máquina y así realizar una comparación de datos reales versus los datos teóricos, se concluye con el análisis de resultados y porcentaje de error que se puede darse en el sistema.
- El capítulo IV detalla los recursos necesarios, utilizados para la elaboración del rediseño del banco de pruebas existente en el laboratorio de mecánica de fluidos, con la finalidad de optimizarlo para futuras pruebas de funcionamiento de acuerdo con la finalidad que tiene el rediseño.

ABSTRACT

Technological advances in the industry, is focused on energy savings for process control and environmental care when it comes to production processes.

This project is based on the study of energy savings that can occur in a pumping system when the flow control is done by a manual throttling valve or a variable speed and thus assess which method the savings achieved.

For the study of it has been divided into four chapters, which are detailed topics necessary for study.

- Chapter I develops the necessary theoretical framework in which the following chapters for the design and construction, analysis and performance tests and instructive is based.
- Chapter II corresponds to the mechanical and hydraulic redesign of a pumping system in this all mathematical and engineering for the design and selection of components and manufacturing materials for further detailed development.
- Chapter III focuses on testing machine operation and thus makes a comparison of actual data versus the theoretical data concluding with the analysis of results and percentage of error that can occur in the system.
- Chapter IV details the resources used to produce the redesign of existing test bench in the laboratory of fluid mechanics in order to optimize it for future test runs according to the purpose that has the redesign.

INTRODUCCIÓN

Alrededor del 70% del consumo de la energía eléctrica generada se debe al funcionamiento de los motores eléctricos. Incontables ejemplos de su aplicación, se tienen en la industria, el comercio, los servicios y el hogar.

Las bombas, tienen un papel importante a lo largo del desarrollo de la humanidad. Ya que se hace difícil incluso imposible imaginar los modernos procesos industriales y forma de vida en las grandes ciudades sin la participación de estos equipos.

Las bombas están presentes en las grandes centrales termoeléctricas, empresas de procesos químicos, industrias alimenticias, equipos automotores, etc... Tiene un decisivo papel para confort de las grandes poblaciones con el suministro de agua, evacuación de residuales y suministro de aire acondicionado. Los equipos de bombeo particularmente son decisivos en los sistemas de riego para la producción agrícola.

La importancia del ahorro de energía en la actualidad es importante para la operación de bombas, debido a que estos sistemas son muy comunes en procesos industriales como se hace mención en este apartado.

Las tendencias y necesidades actuales por preservar la energía, hacen indispensable el diseñar sistemas mucho más eficientes, en los que el ahorro energético es una prioridad. Por la misma razón, los componentes usados deben mantener niveles de calidad y prestaciones cada vez mayores. A continuación, se hará un breve análisis del ahorro de energía que se obtendrá al aplicar la tecnología de los variadores de frecuencia en los sistemas de bombeo.

El laboratorio de mecánica de fluidos ubicado en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana Campus Kennedy, cuenta con un sistema de bombeo el cual carece de partes o componentes para el control energético y de flujo que en la actualidad son aplicados en la industria; así limita la ejecución de prácticas de laboratorio por parte de los estudiantes, lo que conlleva a no poner en

práctica los conocimientos teóricos adquiridos en el campo profesional al momento de presenciar un caso como este.

Dentro de este contexto se puede ver aspectos importantes para la aplicación de un proyecto de rediseño de un sistema de bombeo, siendo importante el estudio de las diferentes alternativas existentes para poder escoger la mejor.

OBJETIVOS

Objetivo general

Rediseñar el sistema de bombeo del laboratorio de mecánica de fluidos para evaluar la eficiencia energética en el control de flujo.

Objetivos específicos

- Rediseñar el sistema de bombeo actual con la finalidad de desarrollar y conocer las alternativas disponibles para el control de flujo.
- Evaluar el ahorro energético que se produce entre las alternativas de control de caudal para el sistema de bombeo propuesto.
- Elaborar guías para prácticas de laboratorio y sus respectivas fichas para la obtención de datos, y así llegar a fortalecer el conocimiento estudiantil respecto al método control de flujo que se puede aplicar en un sistema de bombeo.

HIPÓTESIS

HIPÓTESIS GENERAL

Con el rediseño del sistema de bombeo se puede evaluar el ahorro energético mediante la implementación de un variador de velocidad para el control de flujo, la cual será utilizada por los estudiantes para realizar prácticas de laboratorio.

CAPÍTULO 1

1 MARCO CONCEPTUAL.

1.1 Teoría del flujo de fluidos en tuberías.

El sistema de tuberías es el método más común para transportar o impulsar un fluido de un punto a otro. Las más frecuentes son las tuberías debido a su sección circular, el motivo se basa en que esta forma ofrece mayor resistencia estructural y también mayor sección transversal para el paso de fluido que cualquier otra forma.

Este estudio siempre va a referir a un conducto cerrado de sección circular y diámetro interior constante el cual se denominará tubería.

En la mecánica de fluidos existen problemas especiales muy pocos en realidad, como es el caso del flujo en régimen laminar por tuberías, estos problemas se pueden resolver por medio de métodos matemáticos convencionales, todos los demás necesitan métodos de resolución, los cuales se basan en coeficientes determinados experimentalmente debido a pruebas de laboratorio. Varias fórmulas empíricas han sido propuestas como soluciones a diferentes problemas de flujo de fluidos por tuberías, pero son muy limitadas y pueden aplicarse sólo cuando las condiciones del problema se aproximan a las de los experimentos de los cuales derivan las fórmulas.

En los modernos procesos industriales, gran variedad de fluidos son utilizados y estos dependen del tipo de aplicación o necesidad, por lo que es necesario definir un tipo de ecuación, la cual se pueda utilizar para cualquier fluido y así obtener ventajas obvias. Una ecuación de este tipo es la fórmula de Darcy, que puede ser deducida por análisis dimensional; sin embargo, una de las variables en la fórmula, el coeficiente de fricción, debe ser determinado experimentalmente. Esta fórmula se utiliza mucho en este estudio ya que tiene una extensa aplicación en el campo de la mecánica de fluidos.

1.1.2 Regímenes de flujo de fluidos en tuberías: laminar y turbulento.

1.1.2.1 Número de Reynolds.

El comportamiento de un fluido indistintamente de su tipo, depende de que el flujo sea laminar o turbulento, particularmente si a pérdidas de energía se refiere. Por tal razón, es necesario un medio para determinar o predecir el tipo de flujo ya que es difícil observarlo, más aún si los fluidos circulan por tubos opacos. En forma experimental se demuestra y de modo analítico se verifica, que el comportamiento del flujo en un tubo redondo depende de cuatro variables: la densidad del fluido ρ , su viscosidad η , el diámetro del tubo D , y la velocidad promedio del fluido. “Osborne Reynolds fue el primero en demostrar que es posible pronosticar el flujo laminar o turbulento si se conoce la magnitud del número adimensional, al que hoy se le denomina número de Reynolds (N_R). La ecuación siguiente muestra la definición básica del número de Reynolds” (Mott, 2006, p. 230).

$$N_R = \frac{v * D_i * \rho}{\eta} \quad [\text{Ec. 1.1}]$$

1.1.2.2 Número de Reynolds críticos.

El flujo en tuberías para operaciones prácticas, determina que si el número de Reynolds es menor que 2000 este se trata de un flujo de tipo laminar. Si el número de Reynolds es mayor que 4000, el flujo será de tipo turbulento. Se denomina región crítica a un flujo que se encuentra dentro del rango entre 2000 y 4000 ya que, éste es imposible de predecir a qué tipo pertenece. En la práctica se involucran flujos que se encuentran bien definidos ya sea, en flujo laminar o turbulento, lo que no ocasionaría dificultades en la zona denominada crítica. Si el flujo de un sistema opera en la región crítica, lo usual es cambiar el caudal o diámetro del tubo para así llegar a tener un flujo bien de tipo laminar o turbulento. Entonces es posible realizar análisis más precisos.

“Con la minimización cuidadosa de las perturbaciones externas es posible mantener el flujo laminar para números de Reynolds tan grandes como 50000. Sin embargo, cuando N_R es mayor que 4000, una perturbación pequeña en la corriente ocasionará

que el flujo cambie de forma súbita de laminar a turbulento. Por esta razón, y porque se estudia aplicaciones prácticas, supondrá lo siguiente” (Mott, 2006, p. 231).

Si $N_R < 2000$, el flujo es laminar.

Si $N_R > 4000$, el flujo es turbulento.

Si $2000 < N_R < 4000$, el flujo se encuentra en zona crítica.

1.1.3 Flujo volumétrico.

El flujo volumétrico Q , es el volumen de un fluido que circula por una superficie determinada o sección transversal por unidad de tiempo determinado, se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$Q = A * v \quad [\text{Ec. 1.2}]$$

Donde:

Q = Flujo Volumétrico o Caudal [m^3/h].

A = Área de la sección [m^2].

v = Velocidad promedio de flujo [m/h].

1.1.4 Ecuación de continuidad para cualquier fluido.

El principio de continuidad, es el método para el cálculo de la velocidad de flujo en un sistema de tuberías. Considerar el conducto de diámetro variable de la figura 1.1. El fluido circula con un caudal constante de la sección 1 a la sección 2. Se define que la cantidad de fluido es constante en cualquier sección durante un tiempo determinado al considerar que no se agrega, se almacena o se retira fluido. A esto se conoce como flujo estable, entonces la masa de fluido que circula por la sección 2 en un determinado tiempo debe ser similar a la que circula por la sección 1. Esto se expresa en términos del flujo másico así:

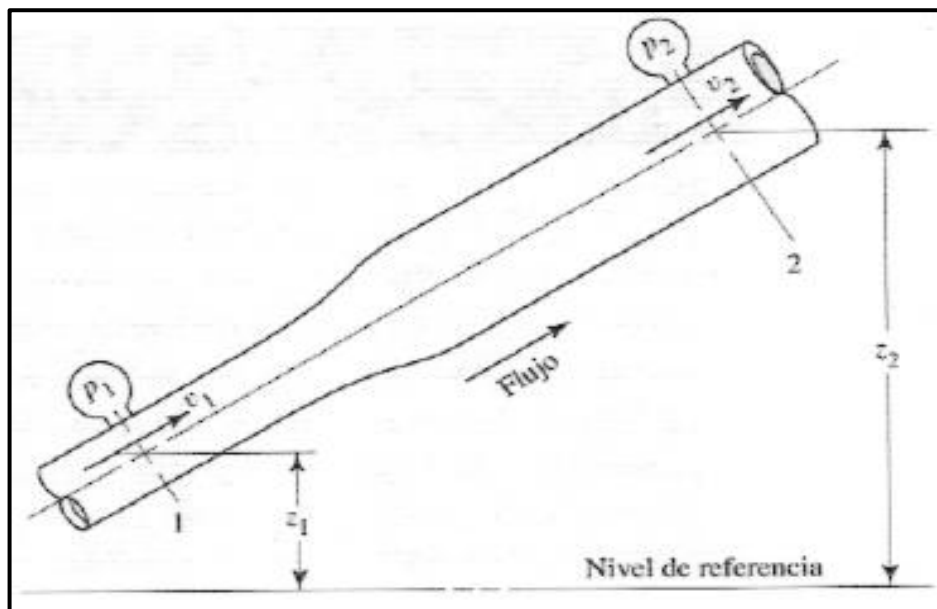
$$M_1 = M_2$$

O bien, debido a que $M = \rho A v$, se tiene:

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2 \quad [\text{Ec. 1.3}]$$

La ecuación [Ec. 1.3], es la expresión matemática para el principio de continuidad y se denomina como la ecuación de continuidad. Se aplica para relacionar la densidad de fluido, el área de flujo y la velocidad de fluido entre dos secciones del sistema donde existe flujo estable. Es válido para todos los fluidos.

Figura 1.1 Porción de un sistema de distribución de fluido en el que hay variaciones de velocidad, presión y elevación.



Fuente: Mott, 2006, p. 156

1.1.4.1 Ecuación de continuidad para líquidos.

Si el fluido en el conducto de la figura 1.1, se tratase de un líquido incompresible, entonces los términos ρ_1 y ρ_2 de la ecuación [Ec. 1.3] son iguales. Así, la ecuación se convierte en:

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad [\text{Ec. 1.4}]$$

O bien debido a que $Q = Av$, se tiene:

$$Q_1 = Q_2$$

“La ecuación [Ec. 1.4] es de continuidad tal como se aplica a los líquidos; enuncia que para un flujo estable, el flujo volumétrico es el mismo en cualquier sección. También se emplea para gases a velocidad baja, es decir 100 m/s, con un mínimo margen de error” (Mott, 2006, p. 156, 157).

1.1.5 Velocidades de flujo recomendada en conductos y tuberías.

Los factores que afectan la elección de una velocidad de flujo satisfactoria en los sistemas de fluidos son numerosos. Entre los más importantes se encuentran el tipo de fluido, la longitud del sistema de flujo, el tipo de conducto o de tubo, la caída de presión que se puede tolerar, los dispositivos (como bombas, válvulas, accesorios, etc...), que se pueden conectar al conducto o tubería, la temperatura, la presión y el ruido.

Si se analiza la ecuación de la continuidad de la Sección 1.1.4, se determina que a medida que disminuye el área de trayectoria de flujo, la velocidad de flujo aumenta. Es decir, por esta razón que se entiende que los tubos más pequeños producen altas velocidades, al contrario los tubos más grandes producen bajas velocidades. En la tabla 1.1, se puede visualizar las velocidades recomendadas para sistemas de potencia.

Tabla 1.1 Velocidades de flujo recomendadas en sistemas de potencia de fluido.

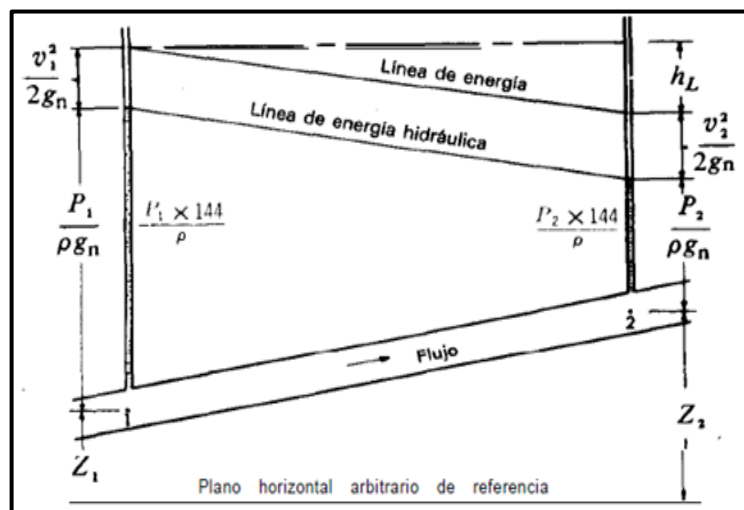
	Unidades SI	Unidades del Sistema Británico
Entradas a bombas: (Líneas de succión)	0.6 a 2.2 m/s	2.0 a 7.0 pies/s
Salidas de bombas: (Líneas de descarga o de presión)	2.4 a 7.5 m/s	8.0 a 25.0 pies/s
Líneas de retorno:	0.6 a 2.6 m/s	2.0 a 8.5 pies/s

Fuente: Mott, 1996, p. 163

1.1.6 Conservación de la energía – ecuación de Bernoulli.

El teorema de Bernoulli es una aplicación acertada para la ley de la conservación de la energía del flujo de fluidos en un conducto. Trata la energía total en cualquier punto por encima de un plano horizontal arbitrario que se fije como referencia, es igual a la suma de la altura geométrica, la altura debida a la presión y la altura debida a la velocidad. Ver figura 1.2,

Figura 1.2 Balance de energía para dos puntos de un fluido.



Fuente: Crane, 1977, p. 1-4

$$z + \frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = H \quad \text{o} \quad z + \frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = E' \quad [\text{Ec. 1.5}]$$

$\gamma = \rho g$ (Relación entre la densidad y el peso específico).

Si se desprecian las pérdidas por rozamiento y no se toma o considera ninguna energía del sistema de tuberías, la altura total **H** para la ecuación [Ec.1.5], se va a mantener constante para cualquier punto del fluido en el conducto. Pero en la realidad existen incrementos o pérdidas de energía que deben considerarse e incluirse en la ecuación de Bernoulli. Por lo tanto, el balance de energía puede escribirse para dos puntos del fluido, según se indica en el ejemplo de la figura 1.2.

Nótese que la pérdida por rozamiento en la tubería desde el punto uno al punto dos, (h_L) se expresa como la pérdida de altura en metros o pies de fluido. Por tal motivo, la ecuación se representa de la siguiente manera:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{v_2^2}{2g} + h_L \quad [\text{Ec. 1.6}]$$

Donde:

z = Carga de elevación [m].

P/γ = Carga de presión [m].

$v^2/2g$ = Carga de velocidad [m].

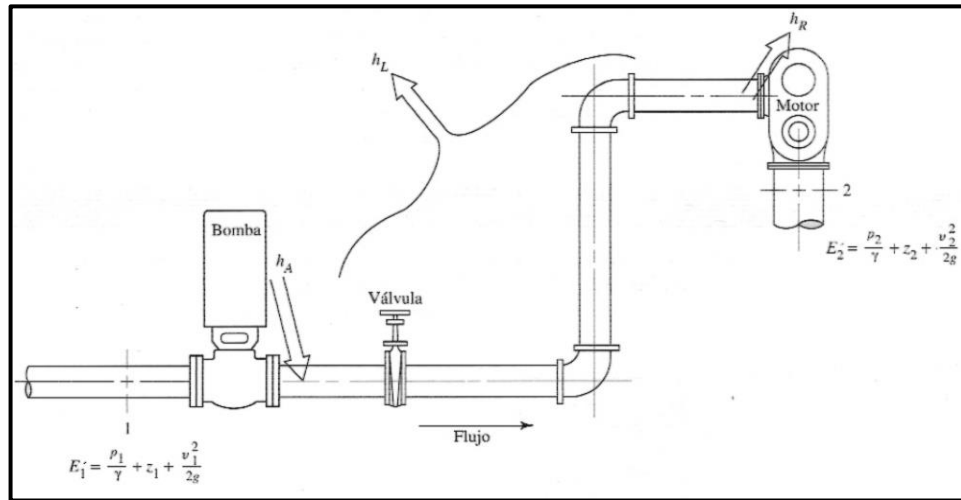
h_L = Pérdidas de energía del sistema por la fricción en las tuberías, o pérdidas menores por válvulas y otros accesorios [m].

Del teorema de Bernoulli se derivan todas las fórmulas prácticas para el flujo de fluidos, con modificaciones para tener en cuenta las pérdidas debidas al rozamiento.

1.1.7 Ecuación general de la energía.

La ecuación de Bernoulli va a obtener incrementos de energía, a la cual se la denominará como la ecuación general de la energía, con esta expresión matemática se hace factible resolver problemas en los que existe pérdida y ganancia de energía. En la figura 1.3, se aprecia una clara interpretación de lo que trata la ecuación general de la energía, la cual representa un sistema de flujo. Los términos E'_1 y E'_2 muestran la energía que tiene el fluido por unidad de peso en las secciones 1 y 2 respectivamente. Se muestran las energías agregadas, removidas y pérdidas h_a , h_R y h_L . Para un sistema de flujo, la expresión de conservación de energía es:

Figura 1.3 Sistema de flujo de fluido que ilustra la ecuación general de la energía.



Fuente: Mott, 2006, p. 203

$$E'_1 + h_a - h_R - h_L = E'_2 \quad [\text{Ec. 1.7}]$$

La energía que posee el fluido por unidad de peso es:

$$z + \frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = E' \quad [\text{Ec. 1.8}]$$

Entonces, la ecuación [Ec. 1.7], se convierte en:

$$\frac{P_1}{\gamma_1} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_a - h_R - h_L = z_2 + \frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{v_2^2}{2g} \quad [\text{Ec. 1.9}]$$

Donde:

z = Carga de elevación [m].

P/γ = Carga de presión [m].

$v^2/2g$ = Carga de velocidad [m].

h_a = Energía que se agrega al fluido con un dispositivo mecánico, como una bomba; es frecuente que se le denomine carga total sobre la bomba [m].

h_R = Energía que se remueve del fluido por medio de un dispositivo mecánico, como un motor de fluido [m].

h_L = Pérdidas de energía del sistema por la fricción en las tuberías, o pérdidas menores por válvulas y otros accesorios [m].

Frecuentemente de esta es la forma se emplea la ecuación general de la energía en la que, cada término representa una cantidad de energía por unidad de peso de fluido que circula por el sistema al igual que la ecuación de Bernoulli.

1.1.8 Cálculo de pérdidas

1.1.8.1 Ecuación de Darcy.

En la ecuación general de la energía [Ec. 1.9], al término h_L , se le definió como fricción en las tuberías, o pérdidas menores por válvulas y otros accesorios que se produce en el sistema, esta fricción es un componente de la pérdida de energía para el fluido que circula en el sistema. En el caso del flujo que circula a través de tubos y tuberías, se considera que la fricción es proporcional a la carga de velocidad del flujo y a la relación de la longitud al diámetro de la corriente. Esto se expresa en forma matemática como la ecuación de Darcy:

$$h_L = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g} \quad [\text{Ec. 1.10}]$$

Donde:

h_L = Pérdida de energía debido a la fricción [m].

L = Longitud de la corriente de flujo [m].

D = Diámetro interno de la tubería [m].

v = Velocidad de flujo [m/s].

f = Factor de fricción [adimensional].

g = Gravedad [m/s^2].

La ecuación de Darcy es aplicada para determinar la pérdida de energía la cual se genera debido a la fricción en secciones o tramos de tubos redondos y rectilíneos, tanto para flujo laminar como turbulento. La diferencia entre los dos flujos está en la evaluación del factor de fricción adimensional f .

1.1.8.2 Pérdida por fricción f .

El factor de fricción f , es un parámetro cuyo resultado es adimensional, este factor es utilizado para determinar la pérdida de carga debido a la fricción en una tubería de tramo recto. Para realizar este cálculo se debe considerar que existe una dependencia, la cual se trata del régimen de flujo (laminar o turbulento) y también de la rugosidad relativa del material ϵ .

1.1.8.2.1 Ecuación para pérdida de fricción en el flujo laminar.

En la zona de flujo laminar, para los valores debajo de 2000, f se obtiene de la siguiente ecuación:

$$f = \frac{64}{N_R} \quad [\text{Ec.1.11}]$$

Donde:

f = Factor de fricción [adimensional].

N_R = Número de Reynolds [adimensional].

1.1.8.2.2 Ecuación para pérdida de fricción en el flujo turbulento.

En la zona de flujo turbulento, para los valores por encima de 4000, f se obtiene de la siguiente ecuación:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 (D/\epsilon)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right]^2} \quad [\text{Ec. 1.12}]$$

Donde:

f = Factor de fricción [adimensional].

D = Diámetro interno de la tubería [m].

ϵ = Rugosidad relativa del material a utilizarse [m].

N_R = Número de Reynolds [adimensional].

1.1.8.3 Pérdidas menores en sistemas de tuberías.

En los sistemas de tubos y tuberías existen accesorios como: medidores de flujo, codos, tee's, válvulas, etc., estos accesorios son causantes de generar pérdidas de carga en el sistema, a éstas se las conocen como “pérdidas menores”, además de las que se generan debido a la fricción en las tuberías en tramos rectos. Estas denominadas “pérdidas menores”, se las determinan a partir de la siguiente ecuación:

$$h_L = k * \frac{v^2}{2g} \quad [\text{Ec. 1.13}]$$

Donde:

h_L = Pérdida menor [m].

k = Coeficiente de resistencia [adimensional].

v = Velocidad promedio en el tubo donde se produce la pérdida [m/s].

g = Gravedad [m/s^2].

1.1.9 Coeficiente de resistencia “ k ”

1.1.9.1 Coeficiente de resistencia k para válvulas y accesorios.

Se define al coeficiente de resistencia “ k ” como la pérdida de altura de velocidad para válvulas o accesorios. Este se encuentra siempre asociado con el diámetro al cual la velocidad se encuentra referida, estas pérdidas de carga pueden resultar mínimas comparadas con las que se producen a lo largo de la longitud real de flujo, este factor es considerado independiente del factor de fricción f , y del número de Reynolds N_R , que pueden tratarse como constante para cualquier obstáculo dado (ya sea, instrumentos de medición, válvulas, accesorios, etc...,) en un sistema de tuberías bajo cualquier condición de flujo. Esta resulta de la siguiente ecuación:

$$k = f * \frac{L}{D} \quad [\text{Ec. 1.14}]$$

Donde:

k = Coeficiente de resistencia para válvulas y accesorios [adimensional].

f = Factor de fricción [adimensional].

L/D = Relación de longitud equivalente [adimensional].

La relación L/D es la longitud equivalente en diámetros de tubería recta que causa la misma pérdida de presión que el obstáculo (válvula, accesorio, etc.), en las mismas condiciones de flujo. Ya que el coeficiente de resistencia k es constante para cualquier condición de flujo.

En resumen el coeficiente de resistencia k , es constante para toda medida de cada diseño o línea de accesorios, válvulas, etc..., teniendo en cuenta que todas las medidas fueran geométricamente similares, pero esta similitud es difícil que ocurra.

Existen valores determinados para el factor k , debido a datos obtenidos a base de experimentos (Ver anexo 4).

En la industria de elaboración o fabricación de válvulas relacionadas al control de fluidos, es conveniente expresar como información general para el usuario final la capacidad de la válvula y sus características de flujo en función de su coeficiente; en Estados Unidos y Gran Bretaña, el coeficiente de flujo que se utiliza se designa como C_v , y en Europa particularmente este coeficiente es designado como K_v . Su interpretación o significado para cada designación es la siguiente:

C_v = Caudal de agua en galones de E.U.A. o imperiales por minuto, que produce una pérdida de presión de una libra por pulgada cuadrada en la válvula (lbf/plg^2).

K_v = Caudal de agua en metros cúbicos por hora (m^3/h) que produce una pérdida de presión de un kilogramo fuerza por centímetro cuadrado (kgf/cm^2) en la válvula.

“Equivalencia del coeficiente de resistencia k y el coeficiente de flujo C_v ” (Crane, 1977, p. A-53).

$$k = \frac{891 d^4}{C_v^2} \quad [\text{Ec. 1.15}]$$

Donde:

k = Coeficiente de resistencia para válvulas y accesorios [adimensional].

d = Diámetro interno de la válvula a utilizarse [plg].

C_v = Coeficiente de flujo en [GPM].

“La equivalencia entre los coeficientes K_v y C_v para la válvula totalmente abierta es:” (Creus, 2010, p. 448).

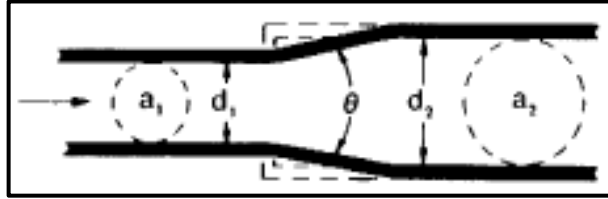
$$K_v = 0.853 \times C_v (\text{m}^3/\text{h})$$

$$C_v = 1.16 \times K_v (\text{GPM})$$

1.1.9.2 Coeficiente de resistencia k para ensanchamientos bruscos y suaves.

La transición para alargamiento gradual en un conducto de sección circular de un diámetro d_1 a otro de mayor d_2 , puede hacerse de las dos maneras representadas en la figura 1.4.

Figura 1.4 Ensanchamientos bruscos y suaves.



Fuente: Cameron, 1984, p. 3-118

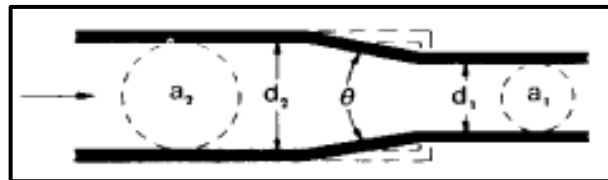
$$1) \quad \theta < 45^\circ \quad K = 2.6 \sin \frac{\theta}{2} \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2 \quad [\text{Ec. 1.16}]$$

$$2) \quad \theta > 45^\circ < 180^\circ \quad K = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2 \quad [\text{Ec. 1.17}]$$

1.1.9.3 Coeficiente de resistencia k para contracciones bruscas y suaves.

La transición para contracción gradual en un conducto de sección circular de un diámetro d_2 a otro de menor d_1 , puede hacerse de las dos maneras representadas en la figura 1.5.

Figura 1.5 Contracciones bruscas y suaves.



Fuente: Cameron, 1984, p. 3-118

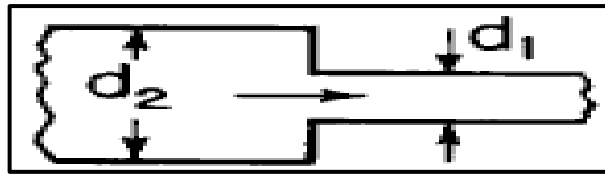
$$1) \quad \theta < 45^\circ \quad K = 0.8 \sin \frac{\theta}{2} \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right) \quad [\text{Ec. 1.18}]$$

$$2) \quad \theta > 45^\circ < 180^\circ \quad K = 0.5 \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right) \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}} \quad [\text{Ec. 1.19}]$$

1.1.9.4 Coeficiente de resistencia k para contracción repentina.

Es un cambio repentino en un conducto de sección circular de un diámetro d_2 a otro de menor d_1 , solo existe un método de cálculo representadas en la figura 1.6.

Figura 1.6 Contracción repentina.



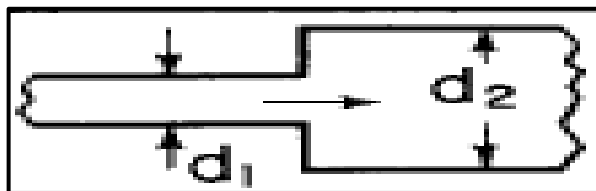
Fuente: Cameron, 1984, p. 3-117

$$K = 0.5 \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right) \quad [\text{Ec.1.20}]$$

1.1.9.5 Coeficiente de resistencia k para expansión repentina.

Es un cambio repentino en un conducto de sección circular de un diámetro d_1 a otro de mayor d_2 , solo existe un método de cálculo representadas en la figura 1.7.

Figura 1.7 Expansión repentina.



Fuente: Cameron, 1984, p. 3-118

$$K = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2 \quad [\text{Ec. 1.21}]$$

1.2 Bombas.

Una bomba es un dispositivo mecánico que tiene la finalidad de transportar un fluido desde un punto determinado hacia un punto deseado, al lograr vencer presiones y desniveles, que hacen necesario el uso de una máquina hidráulica, que en este caso son las denominadas bombas.

Existe gran variedad de bombas y se clasifican de la siguiente manera:

Bombas de desplazamiento positivo:

- Rotatorias
- Recíprocas

Bombas Cinéticas:

- Flujo radial (centrífugas)
- Flujo axial (de impulsor)
- Flujo mixto

Para este caso, se estudiarán solo bombas centrífugas ya que es la seleccionada para nuestra aplicación.

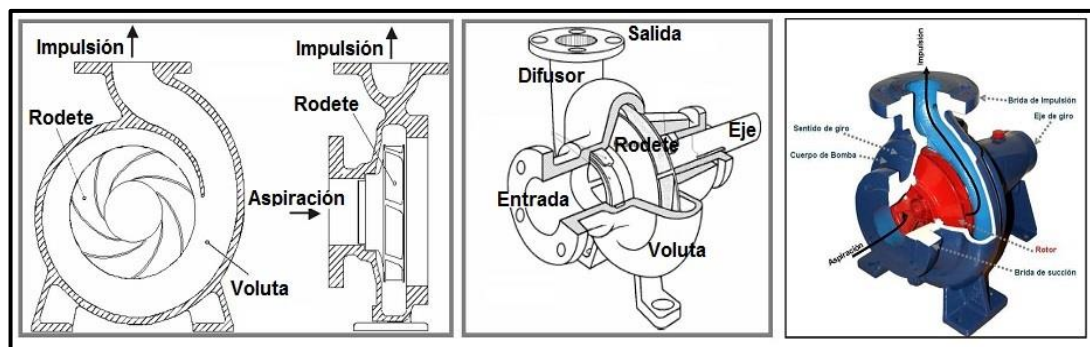
1.2.1 Bombas centrífugas.

Actualmente son consideradas como bombas y sopladores de flujo radial. En dichas máquinas, la operación se describe a continuación: El fluido ingresa moviéndose axialmente a lo largo del eje central del impulsor (ver figura 1.8). Luego, el fluido es forzado radialmente hacia los pasajes dentro del impulsor; al pasar a través de este, el fluido experimenta un cambio en la velocidad relativa y

también en la presión. Entonces el flujo emerge del impulsor hacia la carcasa de la bomba, la misma que actúa como un difusor para convertir la energía cinética en altura de presión.

Se conoce como bomba centrífuga si el fluido de trabajo es un líquido, como agua o aceite. Por otro lado se denomina compresor centrífugo si el fluido es un gas como el aire. Asimismo, la acción descrita en el párrafo anterior a través de un rotor único y luego hacia la salida, corresponde a la descripción de una máquina de una sola etapa.

Figura 1.8 Bomba centrífuga



Fuente: Ingemecánica, 2014

1.3 Selección de bombas.

Debido a que las bombas son equipos utilizados para impulsar líquidos en los sistemas de tuberías, también agregan energía al fluido, a la cual se la determinó como h_a , en la ecuación general de la energía [Ec. 1.9].

Al valor h_a , se le denomina como la energía que se agrega al fluido o carga total sobre la bomba.

1.3.1 Potencia que transmiten las bombas al fluido.

Se define a la potencia como la rapidez en que se ejecuta o realiza un trabajo. Para el caso de mecánica de fluidos este enunciado se modifica y se considera que la potencia es la rapidez con que se transfiere la energía. La potencia que se transmite al fluido se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$P_A = h_a \gamma Q \quad [\text{Ec. 1.22}]$$

Donde:

P_A = Potencia transmitida al fluido [W].

h_a = Energía que se agrega al fluido o carga total sobre la bomba [m].

γ = Peso específico del fluido que circula a través de la bomba [N/m^3].

Q = Flujo volumétrico del fluido [m^3/h].

1.3.2 Eficiencia mecánica de las bombas.

Este término es conocido como eficiencia el cual es aplicado para mostrar la relación que existe entre la potencia que transmite la bomba al fluido y la potencia de entrada a la bomba. Debido a las pérdidas de energía que se generan por motivos de fricción mecánica en los componentes internos de la bomba, fricción del fluido, turbulencias, etc..., no se entrega toda la potencia de entrada al fluido. Se obtiene de la siguiente ecuación.

$$e_M = \frac{P_A}{P_I} \quad [\text{Ec. 1.23}]$$

Donde:

e_M = Eficiencia mecánica de la bomba [adimensional].

P_A = Potencia transmitida al fluido [W].

P_I = Potencia de entrada a la bomba [W].

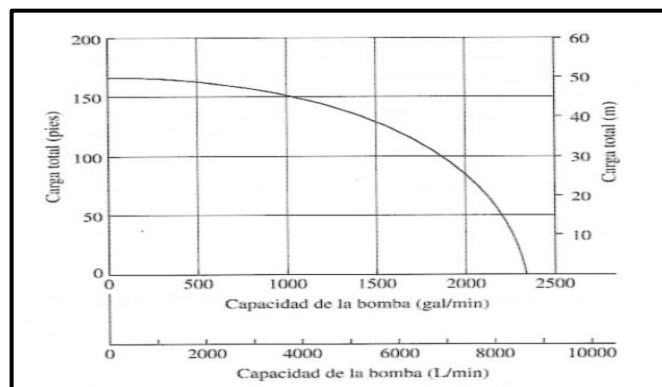
“El valor de e_M siempre será menor que 1.0” (Mott, 2006, p. 208).

1.3.3 Rendimientos de bombas centrífugas.

Existe una fuerte dependencia entre capacidad y presión que se debe desarrollar en la bomba centrífuga, por lo que la medición de su rendimiento resulta algo complicado determinarla. Existen curvas características, las cuales nos indican el comportamiento durante la operación.

La curva de rendimiento común (ver figura 1.9), grafica la carga total sobre la bomba h_a versus la capacidad de flujo volumétrico Q , la carga total h_a se calcula a partir de la ecuación general de la energía [Ec. 1.9].

Figura 1.9 Curva de rendimiento de una bomba centrífuga – h_a vs Q .

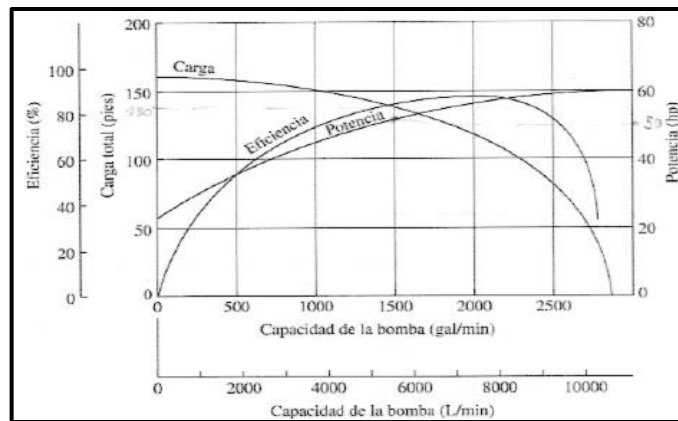


Fuente: Mott, 2006, p. 399

Para operar con éxito una bomba, es importante considerar factores como la potencia y la eficiencia, en la figura 1.10, se muestra una gráfica para mejor interpretación de comportamiento del rendimiento de una bomba, debido a que esta gráfica muestra curvas de carga, eficiencia y potencia, las cuales se representan sobre la capacidad de flujo volumétrico.

La operación normal debe estar cercano al nivel del pico de la curva de eficiencia, comúnmente están en el rango de 60 a 80%, para bombas centrífugas.

Figura 1.10 Curvas de rendimiento de una bomba centrífuga.



Fuente: Mott, 2006, p. 399

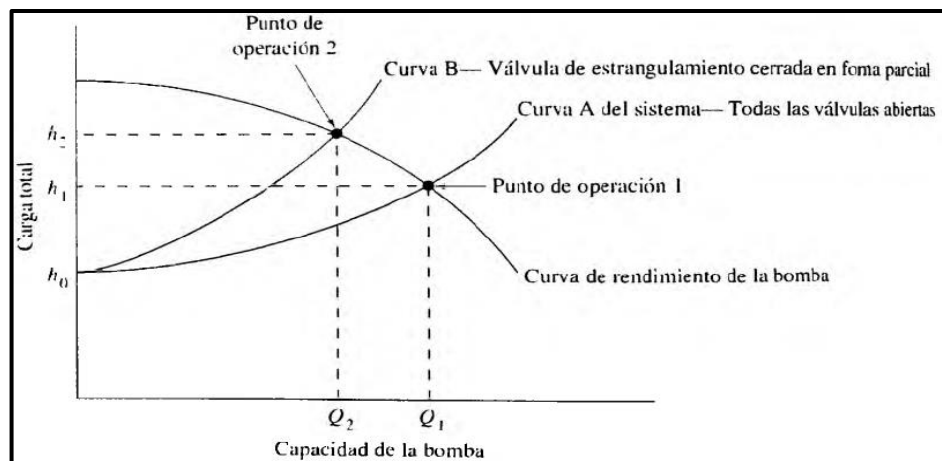
1.4 Métodos para control o regulación de flujo en sistemas de bombeos.

En los sistemas de circulación o transporte de fluidos, los cuales operan con capacidades de flujo variable, específicamente para obtener un control según la necesidad del proceso o del usuario. Esto se lo puede realizar por medio de dos métodos que pueden ser, por estrangulamiento a través de una válvula de control, la cual modifica el punto de operación de la bomba y por medio de variadores de velocidad, los cuales ofrecen una alternativa más atrayente que el método de estrangulamiento en el proceso de control.

1.4.1 Método de estrangulamiento.

Este método trata esencialmente de regular el flujo mediante la actuación de válvulas de estrangulamiento (válvulas de bola, globo, mariposa, compuerta, ángulo, etc...), de tal forma que modifica el punto de operación como se observa en la figura 1.11. A medida que disminuye el caudal de Q_1 a Q_2 , la carga total sobre la bomba representada por h_a , incrementa conforme aumenta la pérdida que genera la válvula de estrangulamiento a medida que pasa el fluido por ésta. Pero este produce desperdicio de energía debido a que primero la transmite el motor de impulso de la bomba, luego la transfiere al fluido.

Figura 1.11 Punto de operación de una bomba.



Fuente: Mott, 2006, p. 410

El valor h_0 , representa la carga estática total, ilustra la resistencia del sistema antes que se establezca flujo alguno. Pero la bomba lleva el fluido a la elevación del punto de destino en el sistema y mantiene la presión en dicho lugar, este cálculo es aplicado para sistemas de bombeo de tipo industrial, lo que no ocurre para sistemas domésticos debido a que este valor es despreciable.

$$h_o = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + (z_2 - z_1) \quad [\text{Ec. 1.24}]$$

Esta expresión se obtiene de la ecuación de la energía; se toma una diferencia de presión entre dos puntos de referencia y se adiciona la carga de elevación antes que se envíe cualquier flujo.

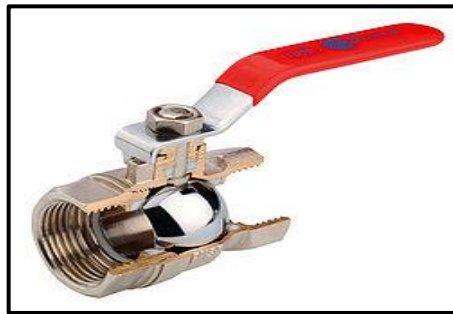
1.4.1.1 Tipos de válvulas para control de flujo.

En la actualidad existen un sinnúmero de válvulas de control, éstas tienen un objetivo común, el cual es, controlar el flujo volumétrico, incluso se puede llegar a obstaculizar el paso por completo, y así impedir el paso del fluido completamente. En este documento se va a estudiar las válvulas que componen el sistema de bombeo propuesto.

- **Válvula de bola o válvula esférica**

Las válvulas de bola son utilizadas exclusivamente para servicios de cierre mediante giro de la palanca a 90° en sentido horario. El giro de la palanca provoca el movimiento rotatorio del eje sobre la esfera, la cual realiza la función de obturación.

Figura 1.12 Válvula de bola.

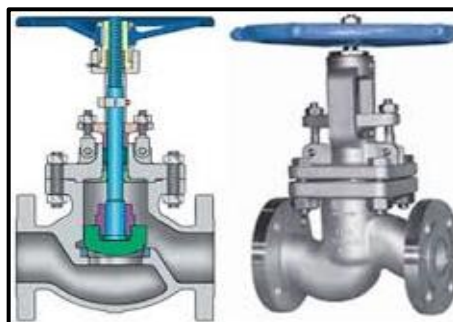


Fuente: Válvula de bola, sf

- **Válvula de globo**

Una válvula de globo es de vueltas múltiples, en la cual el cierre se logra por medio del disco o tapón que cierra o corta el paso del fluido en un asiento que suele estar paralelo con la circulación en la tubería.

Figura 1.13 Válvula de globo.



Fuente: Válvula de globo, sf

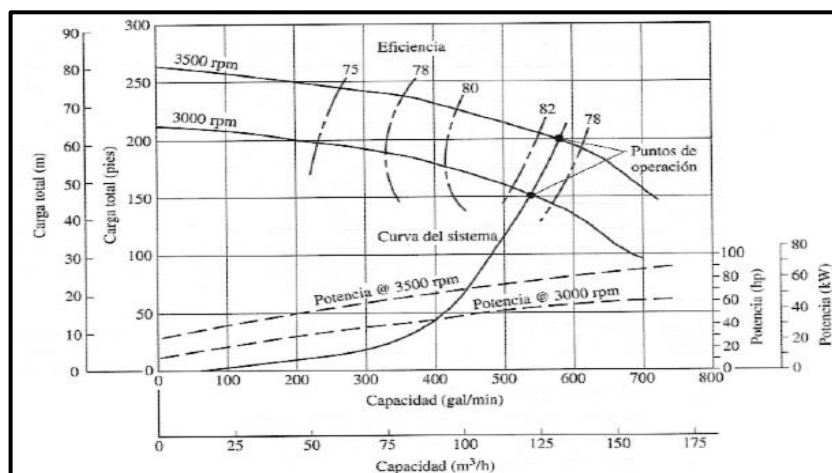
1.4.2 Método de impulsor de velocidad variable.

Con el estrangulamiento, la reducción de flujo se lo obtiene manualmente de acuerdo a la necesidad del usuario, al realizar esta acción se produce un incremento en las pérdidas del sistema, lo cual no es conveniente debido a la disminución en el rendimiento y por consiguiente, disminución del punto de operación del sistema como se puede apreciar en la figura 1.11. Otra alternativa para el control de flujo es la del método de impulsor variable al utilizar un variador de velocidad o frecuencia, es más atrayente con respecto al método de estrangulamiento. Como la velocidad de un motor de corriente alterna (CA) es directamente proporcional a la de frecuencia de CA, y esta variación es la responsable para que la velocidad del motor cambie. Debido a las Leyes de la Afinidad las cuales se analizaran más adelante.

El propósito de introducir un impulsor de velocidad variable en un sistema de bombeo, es modificar la curva de la bomba, pero mantener constante la curva sistema, como se ilustra en la figura 1.14, ésta figura representa la curva del sistema que incluye sólo pérdidas por fricción.

El uso de impulsores de velocidad o variadores de frecuencia en las bombas centrífugas tiene como objetivo disminuir el consumo de energía al momento de variar la entrega de fluido que hace una bomba.

Figura 1.14 Curva del sistema solo con pérdidas por fricción.



Fuente: Mott, 2006, p. 425

1.5 Reducción de la velocidad de la carga.

No todos los procesos ahorran energía. Hay procesos en los que la demanda de energía no varía con la velocidad. Para estimar las posibilidades de ahorro energético, y definir claramente los puntos de dicho ahorro, es necesario en primer lugar conocer el tipo de carga con la que opera cada aplicación concreta.

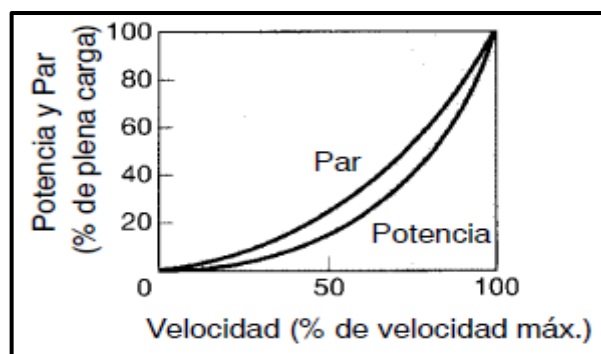
1.5.1 Tipos de carga.

El ahorro potencial de energía al disminuir la velocidad en la carga depende de las características de la carga. Básicamente se clasifican en tres tipos: par variable, par constante y potencia constante.

1.5.1.1 Par variable.

Las leyes fundamentales que gobiernan el funcionamiento de los ventiladores y las bombas nos muestran que estas aplicaciones tienen un gran potencial de ahorro de energía. Las leyes asociadas (leyes de afinidad), afirman que el par varía con el cuadrado de la velocidad y la potencia con el cubo de la misma. Al reducir la velocidad de carga, se aprecia que para cambios relativamente pequeños de velocidad se produce una gran disminución de la potencia absorbida.

Figura 1.15 Comportamiento carga par variable vs velocidad.



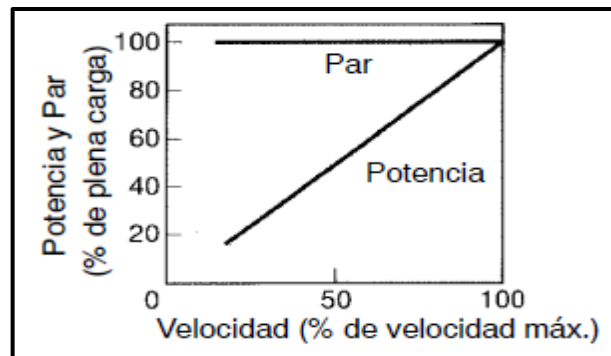
Fuente: Omron, sf, p. 14

1.5.1.2 Par constante.

Para aplicaciones en las cuales se producen desplazamientos positivos (compresores de aire, cintas transportadoras, agitadores, aplastadores y bobinadoras), el par no varía con la velocidad y la potencia es directamente proporcional al trabajo útil realizado.

Aunque los potenciales ahorros de energía, que se consiguen al reducir la velocidad no son tan importantes en comparación a las aplicaciones que se rigen por la ley del par cuadrado, pero merece la pena prestar atención a este tipo de aplicaciones, ya que, al reducir a la mitad de la velocidad de una carga de par constante se puede reducir igualmente a la mitad el consumo de energía.

Figura 1.16 Comportamiento carga par constante vs velocidad.

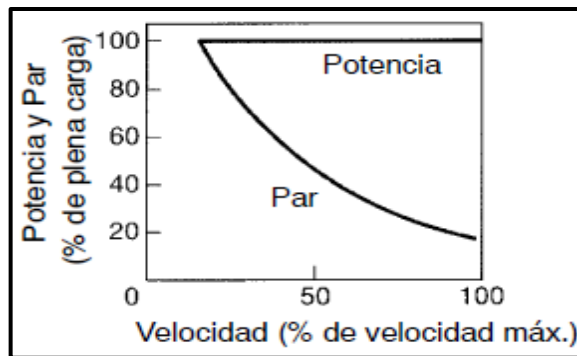


Fuente: Omron, sf, p. 14

1.5.1.3 Potencia constante.

El tercer tipo de característica de la carga se da donde la potencia no varía con la velocidad y el par es inversamente proporcional a la velocidad. Las aplicaciones de este tipo son máquinas-herramientas y bobinadoras.

Figura 1.17 Comportamiento potencia constante vs velocidad.



Fuente: Omron, sf, p. 14

“Del estudio de los tres tipos de carga mencionados con sus correspondientes gráficas de funcionamiento se observa que, los ahorros más importantes se obtienen en las cargas de par cuadrático, donde una pequeña disminución de la velocidad supone una gran disminución en la potencia absorbida por el motor (al reducir la velocidad al 20% puede reducirse el consumo de energía al 50%)” (Omron, nf, p. 15).

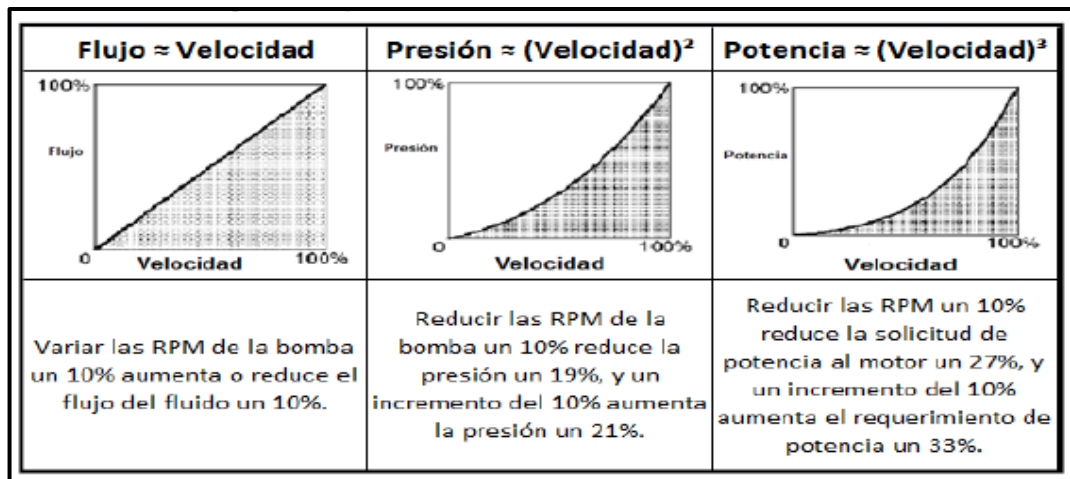
1.6 Leyes de afinidad para bombas centrífugas.

También conocidas como leyes asociadas. Estas leyes son expresiones matemáticas que están relacionadas con la velocidad del eje o impulsor, diámetro y eficiencia entre bombas similares a diferentes capacidades.

Las leyes de afinidad son aplicadas para las cargas de par variables, dadas en bombas y ventiladores centrífugos como se muestra en el literal 1.5.1.1.

El comportamiento de acuerdo a las leyes de la afinidad para bombas centrífugas se muestra en la figura 1.18.

Figura 1.18 Ley de afinidad para carga de par variable



Fuente: Leyes de afinidad, sf.

La gran mayoría de bombas centrífugas operan a distintas velocidades para lograr obtener capacidades variables, por lo que es importante entender el motivo por el cual varían la capacidad, la carga o presión, potencia, cuando la velocidad del impulsor varía, el valor de N , se refiere a la velocidad de rotación del impulsor, frecuentemente sus dimensiones son en revoluciones por minuto (Rev. /min o rpm), éstas se obtienen de las siguientes expresiones:

- La capacidad de flujo varía en forma directa con la velocidad:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad [\text{Ec. 1.25}]$$

- La capacidad de carga total o presión estática varía con el cuadrado de la velocidad:

$$\frac{h_{a1}}{h_{a2}} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \quad [\text{Ec. 1.26}]$$

- La potencia que requiere la bomba varía con el cubo de la velocidad:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \quad [\text{Ec. 1.27}]$$

1.7 Medición de flujo volumétrico (caudal).

La medición de flujo es la acción de medir el flujo másico o volumétrico de cualquier gas o líquido. Este proceso cumple una función importante, dentro de cualquier proceso donde se emplee fluidos dentro de su operación regular, debido a que se puede analizar y controlar el paso de gas o líquido dependiendo de la operación y necesidad del usuario final.

Existen dos tipos de medidores: volumétrico los cuales determinan el caudal en volumen del flujo, y los de masa que determinan el caudal masico. Los medidores de caudal volumétricos son más utilizados para una medida general del caudal, y los medidores de caudal másico para aplicaciones donde se requiere una exactitud en la medida debido a la importancia y precisión de la misma.

En la actualidad existe gran variedad de dispositivos utilizados para la medición de flujo y cada uno tiene su principio de funcionamiento, pero básicamente su función principal es la de entregar una medida de caudal para el usuario final. Estos dispositivos deben cumplir ciertos factores para su selección, entre los que destacan el rango de medición, exactitud requerida, pérdida de presión que genera al sistema, tipo de indicación, tipo de fluido a utilizarse, calibración, tamaño físico del dispositivo, costo, tipo de sistema de presión, etc... Los principios de medida para los medidores de caudal se pueden apreciar en la tabla 1.2.

Tabla 1.2 Principios de medida en medidores de caudal

<i>Sistema</i>	<i>Elemento</i>	<i>Transmisor</i>
<i>Medidores volumétricos</i>	<i>Presión diferencial</i>	{ Placa-orificio Tobera Tubo Venturi Tubo Pitot Tubo Annubar } conectados a tubo U o a elemento de fuelle o de diafragma Equilibrio de fuerzas Silicio difundido
	<i>Área variable</i>	Rotámetro { Equilibrio de movimientos Potenciométrico Puente de impedancias
	<i>Velocidad</i>	{ Vertedero con flotador en canales abiertos Turbina Sondas ultrasónicas } Potenciométrico Piezoeléctrico
	<i>Fuerza</i>	Placa de impacto { Equilibrio de fuerzas Galgas extensométricas
	<i>Tensión inducida</i>	Medidor magnético Convertidor potenciométrico
<i>Medidores volumétricos</i>	<i>Desplazamiento positivo</i> { Disco giratorio Pistón oscilante Pistón alternativo } Medidor rotativo { Cilindro Birrotor Oval } Medidor paredes deformables	Generador tacométrico o transductor de impulsos ↓ Transductor de resistencia Transductor de impulsos
	<i>Torbellino</i>	
	<i>Oscilante</i>	
<i>Medidores de caudal masa</i>	{ Compensación de presión y temperatura en medidores volumétricos } Térmico Momento Fuerza de Coriolis	Diferencia temperaturas en dos sondas de resistencia Medidor axial Medidor axial de doble turbina Tubo de vibración Puente de Wheatstone Convertidor de par ↓

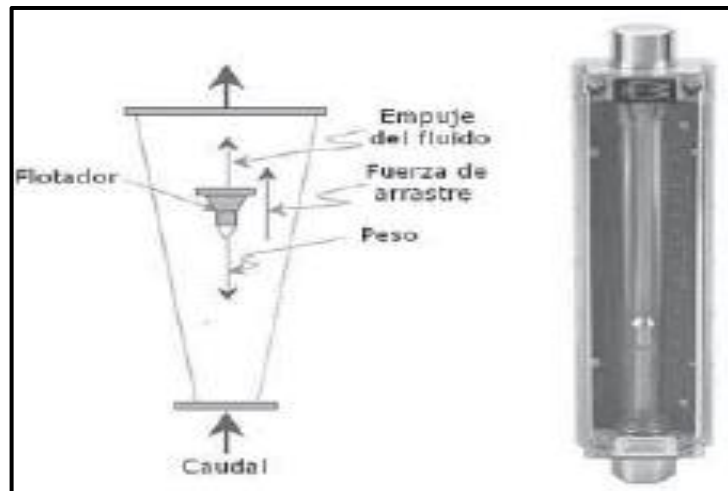
Fuente: Creus, 2010, p. 105

1.7.1 Área variable (rotámetros).

El rotámetro es un tipo común del medidor de área variable. El fluido se mueve hacia arriba, a través de un tubo libre, el cual dispone de un medidor exacto en su interior. La figura 1.19, muestra su geometría común. Un flotador se suspende en el fluido y toma una posición proporcional al paso del flujo volumétrico que ingresa por el dispositivo (rotámetro). Las fuerzas hacia arriba, debido al arrastre dinámico del fluido sobre el flotador, y la flotabilidad, balancean con exactitud su peso. Un flujo volumétrico diferente ocasiona que este se mueva a una posición nueva, lo que cambia el área libre entre el flotador y el tubo hasta que el equilibrio se

alcanza otra vez. La posición del flotador se mide en una escala graduada en las unidades convenientes de flujo volumétrico.

Figura 1.19 Rotámetro



Fuente: Creus, 2010, p. 144

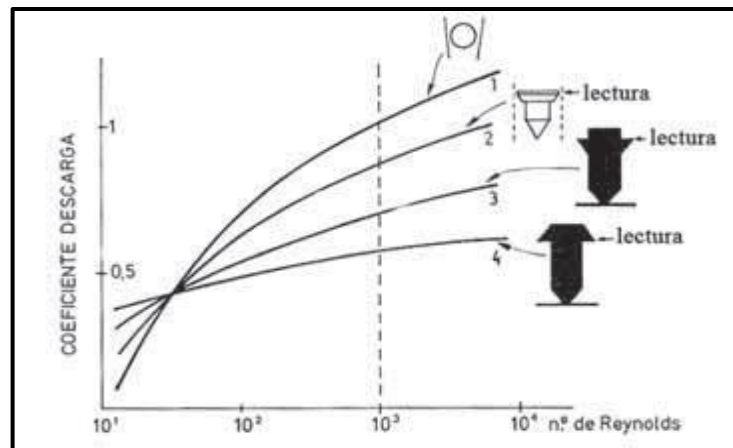
1.7.1.1 Características del rotámetro.

Los rotámetros están constituidos básicamente de un tubo que tiene una conicidad que viene expresada como relación entre el diámetro interno del tubo en la escala máxima y el diámetro de la cabeza del flotador.

El tubo puede ser fabricado de metal, vidrio y plástico, los fabricantes lo mecanizan de tal manera que se encuentra garantizada la intercambiabilidad de los diversos tubos y flotadores, con la finalidad de obtener las respectivas mediciones sin necesidad de calibrar individualmente cada tipo de rotámetro.

El flotador puede tener varios perfiles de construcción, los más utilizados se muestran en la figura 1.20.

Figura 1.20 Curvas de viscosidad



Fuente: Creus, 2010, p. 144

- Esféricos (posición 1) para bajos caudales y poca precisión, con una influencia considerable de la viscosidad del fluido.
- Cilíndrico con borde plano (posición 2) para caudales medios y elevados, con una influencia media de la viscosidad del fluido.
- Cilíndrico, con borde saliente de cara inclinada contra el flujo (posición 3), con menor influencia de la viscosidad. Por sus características de caudal puede compararse a una tobera.
- Cilíndrico, con bordes salientes contra el flujo (posición 4) y con la mínima influencia de la viscosidad del fluido. Por su funcionamiento puede compararse a una placa-orificio o tobera.

La figura 1.20, indica la influencia que la viscosidad del fluido puede tener en el coeficiente de descarga del rotámetro, esta muestra las características relativas de independencia de cada tipo de flotador.

La pérdida de carga del rotámetro es constante en todo el recorrido del flotador y puede hacerse muy baja mediante una forma adecuada de éste. La pérdida

de carga del flotador puede determinarse a partir de la expresión siguiente que relaciona el peso efectivo del flotador con su sección transversal máxima.

$$\Delta P = \frac{W_f - V_f * \rho_l * g}{A_f} \quad [\text{Ec. 1.28}]$$

Donde:

ΔP = Diferencial de presión entre los puntos de succión y descarga del rotámetro [N/m²].

W_f = Peso del flotador [N].

V_f = Volumen del flotador [m³].

ρ_l = Densidad del fluido [kg/m³].

g = Gravedad [m/s²].

A_f = Sección transversal máxima del flotador [m²].

A esta pérdida de carga, se debe sumar pérdida que también genera el tubo.

CAPÍTULO II

2 REDISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO PARA AHORRO ENERGÉTICO EN EL CONTROL DE FLUJO.

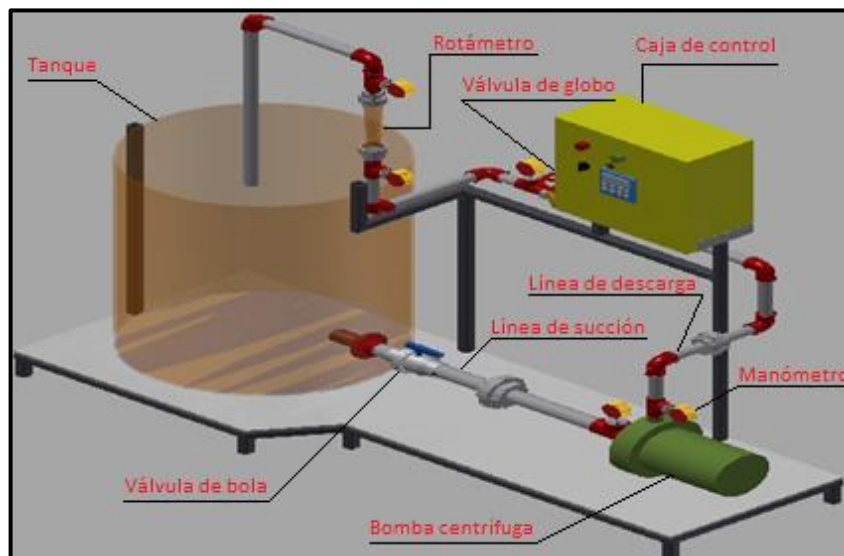
2.1 Introducción

El presente capítulo tiene como finalidad el rediseño de un sistema de bombeo existente en el laboratorio de mecánica de fluidos, para evaluar el ahorro energético que se produce en el sistema al utilizar dos métodos en el control de flujo; los cuales son a través de:

- Válvula de control
- Variador de velocidad

El caudal máximo de diseño con el que se realizarán los cálculos del sistema de bombeo es de 28.5 GPM ($6.47 \text{ m}^3/\text{h}$), de acuerdo al diseño original del equipo de laboratorio, el fluido que se utilizara es agua a 20° C que es una temperatura promedio de este fluido en la ciudad de Quito.

Figura 2.1 Banco de pruebas.



Elaborado por: Jaime Salinas

2.2 Verificación de los tamaños de tubería.

En el diseño preliminar para 6.47 m³/h, se selecciona una tubería para la línea de succión de 1-1/2", y para la línea de descarga una tubería de 1", por lo que se procede a la verificación de estos tamaños seleccionados.

En el cálculo de las tuberías en la línea de succión y descarga se tiene limitantes, los cuales son el rango de velocidad permitido para sistemas de fluidos de potencia, la misma que se pueden apreciar en la tabla 1.1, de la que se toma datos estimados de velocidades para la succión y descarga.

Tubería de succión: 1.6 m/s.

Tubería de descarga: 4.0 m/s.

2.2.1 Cálculo para selección del tamaño de la tubería de succión.

$$Q = A_s v_s \quad [\text{Ec. 1.2}]$$

Donde:

Q = Caudal del sistema [m³/s].

A_s = Área de succión (interna) [m²].

v_s = Velocidad de succión [m/s].

Al despejar el área.

$$A_s = \frac{Q}{v_s}$$

$$A_s = \frac{6.47 \text{ m}^3/\text{h}}{1.6 \text{ m/s}} * \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$A_s = 1.12 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Cálculo del diámetro interno para tubería de succión.

$$A_s = \frac{\pi D_i^2}{4}$$

Donde:

A_s = Área de succión [m²].

D_i = Diámetro interno [m] o [mm].

Al despejar el diámetro:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 A_s}{\pi}}$$

$$D_i = \sqrt{\frac{4 * 1.12 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{\pi}}$$

$$D_i = 0.038 \text{ m} = 38.0 \text{ mm}$$

Según la norma ASTM D1785 se selecciona una tubería PVC de 1 ½" de diámetro (ver tabla 2.1).

Las tuberías que se usarán para el sistema de bombeo propuesto, son del tipo cédula 80 debido a que este tipo de tubería brinda la posibilidad de roscarlas en caso de ser necesario. En este sistema se va a instalar una válvula tipo globo la cual es de conexión roscable, por este motivo de instalación se selecciona este tipo de tubería.

La tubería de 1 ½", se selecciona debido a que el diámetro interno resulta de la siguiente operación:

$$D_i = D_e - 2e_p$$

Donde:

D_i = Diámetro interno [mm] o [m].

D_e = Diámetro externo [mm].

e_p = Espesor de pared [mm].

$$D_i = 48.26 \text{ mm} - 2(5.08 \text{ mm})$$

$$D_i = 38.1 \text{ mm} = 0.0381 \text{ m}$$

2.2.2 Cálculo para selección del diámetro tubería de descarga.

$$Q = A_d v_d \quad [\text{Ec. 1.2}]$$

Al despejar el área.

$$A_d = \frac{Q}{v_d}$$

$$A_d = \frac{6.47 \text{ m}^3/h}{4.0 \text{ m/s}} * \frac{1h}{3600s}$$

$$A_d = 4.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Cálculo del diámetro interno para tubería de descarga.

$$D_i = \sqrt{\frac{4 A_d}{\pi}}$$

$$D_i = \sqrt{\frac{4 * 4.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2}{\pi}}$$

$$D_i = 0.024 \text{ m} = 24.0 \text{ mm}$$

Según la norma ASTM D1785 selecciona una tubería PVC de 1" de diámetro, de acuerdo a la tabla 2.1.

La tubería de 1", se selecciona debido a que el diámetro interno resulta de la siguiente operación:

$$D_i = 33.40 \text{ mm} - 2(4.55 \text{ mm})$$

$$D_i = 24.3 \text{ mm} = 0.0243 \text{ m}$$

Tabla 2.1 ASTM D1785: Especificación estándar para el poli (cloruro de vinilo) tubo (PVC) de plástico, cédula 40, 80 y 120.

DIMENSION AND WATER PRESSURE RATING AT 23°C FOR PIPES AS PER ASTM D-1785 THREADED AS PER IS-554 (PVC COMPOUND GRADE EQUIVALENT TO PVC 1120/2120)										
		Schedule 40			Schedule 80			Schedule 120		
Nominal Bore	Outside Diameter	Wall Thickness	Working pressure		Wall Thickness	Working Pressure		Wall Thickness	Working Pressure	
(inch)	(mm)	(mm)	MPa	psi	(mm)	MPa	psi	(mm)	MPa	psi
1/2	21.34 0.10	2.77+0.51	2.07	300	3.73+0.51	2.90	420	4.32+0.51	3.52	510
3/4	26.67 0.10	2.87+0.51	1.65	240	3.91+0.51	2.34	340	4.32+0.51	2.69	390
1	33.40 0.13	3.38+0.51	1.55	225	4.55+0.53	2.21	320	5.08+0.61	2.48	360
1 1/4	42.16 0.13	3.56+0.51	1.27	185	4.85+0.58	1.79	260	5.46+0.66	2.07	300
1 1/2	48.26 0.15	3.68+0.51	1.14	165	5.08+0.61	1.65	240	5.72+0.68	1.86	270
2	60.32 0.15	0.91+0.51	0.96	140	5.54+0.66	1.38	200	6.35+0.76	1.65	240
2 1/2	73.02 0.18	5.16+0.61	1.03	150	7.01+0.84	1.45	210	7.62+0.91	1.59	230
3	88.90 0.20	5.49+0.66	0.89	130	7.62+0.91	1.31	190	8.89+1.07	1.52	220
4	114.30 0.23	6.02+0.71	0.76	110	8.56+1.02	1.10	160	11.10 +1.32	1.52	220

Fuente: Fineflow, sf

Se procede a verificar si las tuberías calculadas, se encuentran dentro de los rangos de velocidad recomendados en la tabla 1.1.

Tubería de succión:

Tubería de descarga

$$A_s = \frac{\pi D_i^2}{4}$$

$$A_d = \frac{\pi D_i^2}{4}$$

$$A_s = \frac{\pi * (38.1 \text{ mm})^2}{4}$$

$$A_d = \frac{\pi (24.3 \text{ mm})^2}{4}$$

$$A_s = 1140.09 \text{ mm}^2$$

$$A_d = 463.76 \text{ mm}^2$$

$$A_s = 1.14 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A_d = 4.63 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v_s = \frac{Q}{A_s}$$

$$v_d = \frac{Q}{A_d}$$

$$v_s = \frac{6.47 \text{ m}^3/\text{h}}{1.14 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$v_d = \frac{6.47 \text{ m}^3/\text{h}}{4.63 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$v_s = 5675.44 \text{ m/h}$$

$$v_d = 13974.08 \text{ m/h}$$

$$v_s = 1.57 \text{ m/s}$$

$$v_d = 3.88 \text{ m/s}$$

Las velocidades de succión y descarga se encuentran dentro del rango establecido por las velocidades de flujo recomendadas en sistemas de potencia de fluido de acuerdo a la tabla 1.1.

2.3 Cálculo de pérdidas de carga que se producen en el sistema.

El cálculo de pérdidas, ayuda a determinar la energía que se pierde en el sistema conforme el fluido pasa por dispositivos que forman parte de la trayectoria del sistema de bombeo.

Existen dos tipos de pérdidas que se generan en los sistemas de tubería, estos dependen directamente de los componentes por los que se encuentran constituidos dichos sistemas y son: pérdidas mayores y pérdidas menores.

Las pérdidas mayores se producen en tramos rectos de tubería generalmente en la línea de succión y descarga del fluido.

Las pérdidas menores se producen en diversas válvulas y accesorios que son comunes encontrarlos en los recorridos de los sistemas de tubería.

Las pérdidas de energía también dependen del comportamiento del flujo que puede ser laminar o turbulento, como se muestra en la sección 1.1.2.2.

Propiedades del agua a 20°C (anexo 2).

Densidad (ρ): 998 kg/m³.

Viscosidad dinámica (η): 1.02x10⁻³ Pa*s o 1.02x10⁻³ kg/m*s.

2.3.1 Cálculo del número de Reynolds para la tubería de succión.

$$N_R = \frac{v_s * D_i * \rho}{\eta} \quad [\text{Ec. 1.1}]$$

Donde:

N_R = Número de Reynolds [adimensional].

v_s = Velocidad en la línea de succión [m/s].

D_i = Diámetro interno de la línea de succión [m].

ρ = Densidad [kg/m³].

η = Viscosidad dinámica [kg/m*s].

$$N_R = \frac{1.57 \text{ m/s} * 0.0381 \text{ m} * 998 \text{ kg/m}^3}{1.02 \times 10^{-3} \text{ kg/m} * \text{s}}$$

$$N_R = 58526.83$$

El número de Reynolds indica que en la línea de succión el comportamiento del flujo de fluido va a ser del tipo turbulento, debido a que el valor calculado se encuentra sobre los 4000.

2.3.2 Cálculo del factor de fricción en la línea de succión en flujo turbulento.

$$f_{Ts} = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 (D/\epsilon)} + \frac{5.74}{(N_R)^{0.9}} \right) \right]^2} \quad [\text{Ec. 1.12}]$$

Donde:

f_{Ts} = Factor de fricción línea de succión [adimensional].

D = Diámetro tubería de succión [m].

ϵ = Rugosidad plástico y PVC [m].

N_R = Número de Reynolds [adimensional].

Para calcular la rugosidad relativa del PVC en la línea de succión, se debe considerar el valor de ϵ para el plástico y PVC, este se obtiene del anexo 3.

$$\text{Rugosidad relativa} = \frac{D}{\epsilon}$$

$$\text{Rugosidad relativa} = \frac{0.0381 \text{ m}}{3.0 \times 10^{-7} \text{ m}}$$

$$\text{Rugosidad relativa} = 127000$$

Al reemplazar los valores de rugosidad relativa y número de Reynolds en la ecuación [Ec. 1.12], se determina el valor de fricción que resulta para flujo turbulento en la línea de succión.

$$f_{Ts} = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 * (127000)} + \frac{5.74}{(58526.83)^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f_{Ts} = 0.0201$$

2.3.3 Cálculo de pérdidas mayores en la tubería de succión.

Para determinar las pérdidas mayores debido a la fricción que se genera en la tubería, se aplica la ecuación de Darcy.

$$h_L = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g} \quad [\text{Ec. 1.10}]$$

Donde:

h_L = Pérdida de energía debido a la fricción [m].

f = Factor de fricción [adimensional].

L = Longitud de la corriente de flujo [m].

D = Diámetro interno de la tubería [m].

v = Velocidad de flujo [m/s].

g = Gravedad S.I. [9.81 m/s²].

$$h_{L1} = 0.0201 * \frac{0.6 \text{ m}}{0.0381 \text{ m}} * \frac{(1.57 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)}$$

$$h_{L1} = 0.039 \text{ m}$$

2.3.4 Cálculo de pérdidas menores en la tubería de succión.

Son pérdidas que se generan debido a accesorios y válvulas, etc..., que pertenecen a la línea de succión, para esta operación se usa la ecuación de Darcy para cada elemento.

$$h_L = k * \frac{v_s^2}{2g} \quad [\text{Ec. 1.13}]$$

Donde:

h_L = Pérdida de energía debido a la fricción [m].

k = Coeficiente de resistencia [adimensional].

v = Velocidad de flujo [m/s]

g = Gravedad [9.81 m/s^2].

- **Cálculo pérdida de energía salida del tanque.**

Para este cálculo, se considera que la tubería se encuentra proyectada hacia el interior del tanque.

Factor $k = 1$ (ver anexo 4).

$$h_{L2} = 1 * \frac{(1.57 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)}$$

$$h_{L2} = 0.13 \text{ m}$$

- **Cálculo pérdida de energía válvula de bola.**

Factor $k = 0.06$ (ver anexo 4).

$$h_{L3} = 0.06 * \frac{(1.57 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)}$$

$$h_{L3} = 0.008 \text{ m}$$

- **Cálculo pérdida de energía en te estándar con flujo directo.**

Factor $k = 0.42$ (ver anexo 4).

$$h_{L4} = 0.42 * \frac{(1.57 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)}$$

$$h_{L4} = 0.053 \text{ m}$$

2.3.5 Cálculo del número de Reynolds para la tubería de descarga.

$$N_R = \frac{v_d * D_i * \rho}{\eta} \quad [\text{Ec. 1.1}]$$

$$N_R = \frac{3.88 \text{ m/s} * 0.0243 \text{ m} * 998 \text{ kg/m}^3}{1.02 \times 10^{-3} \text{ kg/m} * \text{s}}$$

$$N_R = 92250.42$$

El número de Reynolds indica que en la línea de descarga el comportamiento del flujo de fluido va a ser del tipo turbulento, debido a que el valor calculado se encuentra sobre los 4000.

2.3.6 Cálculo del factor de fricción en la línea de descarga en flujo turbulento.

Para calcular la rugosidad relativa del PVC en la línea de descarga, se debe considerar el valor de ϵ para el plástico y PVC, este se obtiene del anexo 3.

$$\text{Rugosidad relativa} = \frac{D}{\epsilon}$$

$$\text{Rugosidad relativa} = \frac{0.0243 \text{ m}}{3.0 \times 10^{-7} \text{ m}}$$

$$\text{Rugosidad relativa} = 81000$$

Al reemplazar los valores de rugosidad relativa y número de Reynolds en la ecuación [Ec. 1.12], se determina el valor de fricción que resulta para flujo turbulento en la línea de descarga.

$$f_d = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 (81000)} + \frac{5.74}{(92250.42)^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f_d = 0.0182$$

2.3.7 Cálculo de pérdidas mayores en la tubería de descarga.

Este cálculo sirve para determinar las pérdidas mayores que se generan en la tubería de descarga debido a la fricción, para esto se aplica la ecuación de Darcy. El valor $\sum L$, se refiere a la sumatoria de las longitudes referentes a los tramos de tubería que conforman el recorrido de la línea de descarga, éste se considera a partir de la salida de la bomba hasta la descarga del fluido, para este caso el valor es 3.1 m.

$$h_{L5} = f * \frac{\sum L}{D} * \frac{v^2}{2g} \quad [\text{Ec. 1.10}]$$

$$h_{L5} = 0.0182 * \frac{3.1 \text{ m}}{0.0243 \text{ m}} * \frac{(3.88 \text{ m/s})^2}{2 (9.81 \text{ m/s}^2)}$$

$$h_{L5} = 1.78 \text{ m}$$

2.3.8 Cálculo de pérdidas menores en la tubería de descarga.

Pérdidas ocasionadas debido a accesorios y válvulas en la línea de descarga, al igual que las pérdidas menores en la línea de succión se utiliza la ecuación de Darcy [Ec.1.13].

- Cálculo pérdida de energía codos a 90°

Se contabiliza la cantidad de codos que conforman la trayectoria en la línea de descarga.

Factor $k = 0.69$ (ver anexo 4).

$$h_{L6} = \left(k * \frac{v_d^2}{2g} \right) * \text{número de codos a } 90^\circ \text{ en el tramo de descarga}$$

$$h_{L6} = \left(0.69 * \frac{(3.88 \text{ m/s})^2}{2 (9.81 \text{ m/s}^2)} \right) * 7$$

$$h_{L6} = 3.70 \text{ m}$$

- Cálculo pérdida de energía de válvula tipo globo

Para este caso, el valor del coeficiente de resistencia “ k ” se lo obtendrá al aplicar la ecuación [Ec. 1.15].

$$k = \frac{891 d^4}{C_v^2} \quad [\text{Ec. 1.15}]$$

Donde:

k = Coeficiente de resistencia para válvulas y accesorios.

d = Diámetro interno de la válvula a utilizarse [plg].

C_v = Coeficiente de flujo en [GPM].

Como dato del fabricante se obtuvo el valor referente al coeficiente de flujo K_v , por lo que se debe realizar el cambio a C_v , para poder aplicar la ecuación [Ec. 1.15]. En la sección 1.1.9.1, se explica el motivo para dicho cambio.

Al calcular:

- Equivalencia entre los coeficientes K_v y C_v para válvula totalmente abierta
 $K_v = 10.08$ (ver anexo 5).

$$C_v = 1.16 \times K_v \text{ (GPM)}$$

$$C_v = 1.16 \times 10.08 \text{ (GPM)}$$

$$C_v = 11.7 \text{ GPM}$$

- Equivalencia del coeficiente de resistencia “ k ” y el coeficiente de flujo C_v .

$$k = \frac{891 (1 \text{ plg})^4}{(11.7 \text{ GPM})^2}$$

$$k = 6.5$$

- Finalmente aplicar la ecuación de Darcy [Ec. 1.13], para determinar la pérdida de carga en la válvula de globo.

$$h_{L7} = k * \frac{v_d^2}{2g}$$

$$h_{L7} = 6.5 * \frac{(3.88 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)}$$

$$h_{L7} = 4.98$$

- **Cálculo pérdida de energía en Te estándar con flujo directo.**

Factor $k = 0.46$ (ver Anexo 4).

$$h_{L8} = \left(k * \frac{v_d^2}{2g} \right) * \text{número de Tes en el tramo de descarga}$$

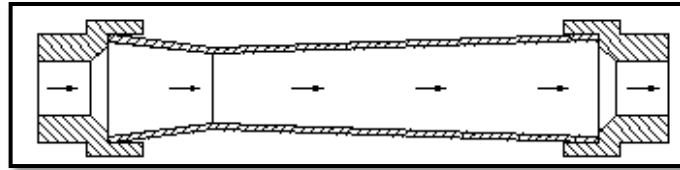
$$h_{L8} = \left(0.46 * \frac{(3.88 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} \right) * 5$$

$$h_{L8} = 1.76 \text{ m}$$

- **Cálculo pérdida de energía en el medidor de flujo tipo rotámetro.**

Debido a que no se obtienen datos del coeficiente “ k ” o longitud equivalente para el rotámetro, se procede a realizar cálculos de pérdidas debido a la fricción, para esto se debe considerar las características físicas del mismo y así obtener un valor estimado.

Figura 2.2 Esquema rotámetro.



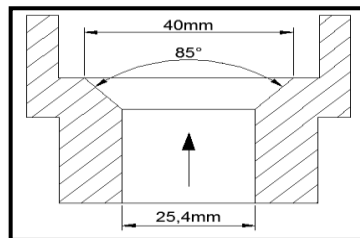
Elaborado por: Jaime Salinas

El cálculo se lo realizará por secciones como se muestra a continuación.

- **Sección 1.**

Cálculo del factor “*k*” de la primera sección, se considera una expansión gradual.

Figura 2.3 Sección 1 (Rotámetro).



Elaborado por: Jaime Salinas

Dado que $\theta > 45^\circ < 180^\circ$, aplicar la siguiente ecuación:

$$k = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2 \quad [\text{Ec. 1.17}]$$

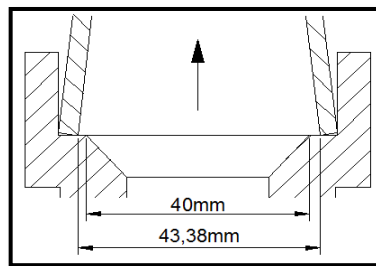
$$k_{9-a} = \left(1 - \frac{(25.4mm)^2}{(40mm)^2}\right)^2$$

$$K_{9-a} = 0.36$$

- **Sección 2.**

Cálculo del factor “k” de la segunda sección, se considera una expansión repentina.

Figura 2.4 Sección 2 (Rotámetro).



Elaborado por: Jaime Salinas

Para este caso se considera la siguiente ecuación:

$$k = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2 \quad [\text{Ec. 1.21}]$$

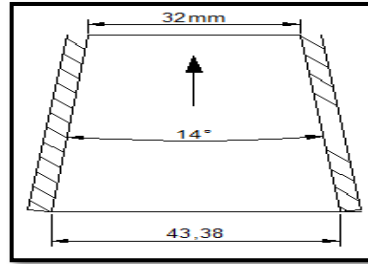
$$k_{9-b} = \left(1 - \frac{(40\text{mm})^2}{(43.38\text{mm})^2}\right)^2$$

$$k_{9-b} = 0.022$$

- **Sección 3.**

Cálculo del factor “k” de la tercera sección, se considera una contracción gradual.

Figura 2.5 Sección 3 (Rotámetro).



Elaborado por: Jaime Salinas

Dado que $\theta < 45^\circ$, aplicar la siguiente ecuación:

$$k = 0.8 \operatorname{sen} \frac{\theta}{2} \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right) \quad [\text{Ec. 1.18}]$$

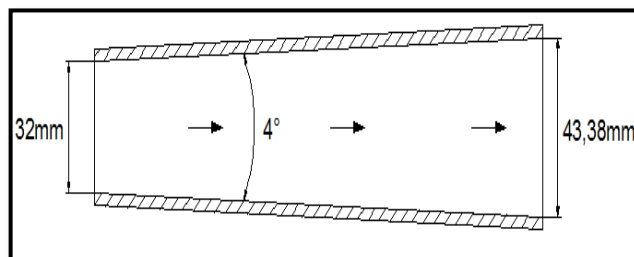
$$k_{9-c} = 0.8 \operatorname{sen} \frac{14}{2} \left(1 - \frac{(32 \text{ mm})^2}{(43.38 \text{ mm})^2} \right)$$

$$k_{9-c} = 0.044$$

- **Sección 4.**

Cálculo del factor “ k ” de la cuarta sección, se considera una expansión gradual.

Figura 2.6 Sección 4 (Rotámetro).



Elaborado por: Jaime Salinas

Dado que $\theta < 45^\circ$, aplicar la siguiente ecuación:

$$k = 2.6 \operatorname{sen} \frac{\theta}{2} \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right)^2 \quad [\text{Ec. 1.16}]$$

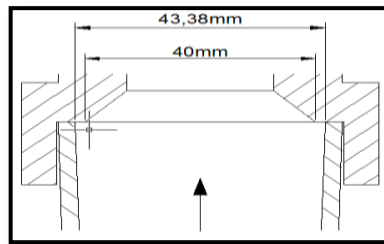
$$k_{9-d} = 2.6 \operatorname{sen} \frac{4}{2} \left(1 - \frac{(32\text{mm})^2}{(43.38\text{mm})^2} \right)^2$$

$$k_{9-d} = 0.020$$

- **Sección 5.**

Cálculo del factor “k” de la quinta sección, se considera una contracción repentina.

Figura 2.7 Sección 5 (Rotámetro).



Elaborado por: Jaime Salinas

Para este caso se considera la siguiente ecuación:

$$k = 0.5 \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right) \quad [\text{Ec. 1.20}]$$

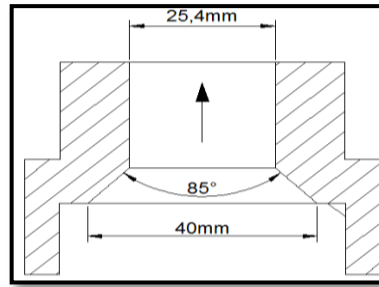
$$k_{9-e} = 0.5 \left(1 - \frac{(40\text{mm})^2}{(43.38\text{mm})^2} \right)$$

$$k_{9-e} = 0.075$$

- **Sección 6.**

Cálculo del factor “k” de la sexta sección, se considera una contracción gradual.

Figura 2.8 Sección 6 (Rotámetro).



Elaborado por: Jaime Salinas

Dado que $\theta > 45^\circ < 180^\circ$, aplicar la siguiente ecuación:

$$k = 0.5 \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right) \sqrt{\text{sen} \frac{\theta}{2}} \quad [\text{Ec. 1.19}]$$

$$k_{9-f} = 0.5 \left(1 - \frac{(25.4\text{mm})^2}{(40\text{mm})^2} \right) \sqrt{\text{sen} \frac{85}{2}}$$

$$k_{9-f} = 0.25$$

El coeficiente “k” para el tubo del rotámetro se lo denominará para este caso como “ k_{9-1} ”, el cual resulta de la sumatoria de los factores “k” calculados en cada sección del rotámetro, se obtiene lo siguiente.

$$k_{9-1} = k_{9-a} + k_{9-b} + k_{9-c} + k_{9-d} + k_{9-e} + k_{9-f}$$

$$k_{9-1} = 0.36 + 0.022 + 0.044 + 0.020 + 0.075 + 0.25$$

$$k_{9-1} = 0.77$$

Una vez calculado un valor estimado del factor “ k ” para el tubo del rotámetro, se procede a calcular la pérdida de carga de este accesorio.

$$h_{L9-1} = k_{9-1} * \frac{v_d^2}{2g}$$

$$h_{L9-1} = 0.77 * \frac{(3.88 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)}$$

$$h_{L9-1} = 0.59m$$

Flotador.

Este cálculo de pérdida de carga, es el complemento de la pérdida de carga que se genera en el tubo del medidor de flujo de área variable (rotámetro). Para este cálculo se debe utilizar la siguiente ecuación.

$$\Delta P = \frac{W_f - V_f * \rho_l * g}{A_f} \quad [\text{Ec. 1.28}]$$

Donde:

ΔP = Diferencial de presión entre los puntos de succión y descarga del rotámetro [N/m²].

W_f = Peso del flotador [N].

V_f = Volumen del flotador [m³].

ρ_l = Densidad del fluido [kg/m³].

g = Gravedad [m/s²].

A_f = Sección transversal máxima del flotador [m²].

El material con el cual se encuentra fabricado el flotador es plástico, cuya densidad es 1200 kg/m^3 , la mayor área transversal del flotador es $5.59 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ y su volumen de $1.5 \times 10^{-5} \text{ m}^3$. La densidad del fluido en este caso es agua a 20°C es de 998 kg/m^3 , y su peso específico es 9790 N/m^3 .

Al reemplazar estos valores en la ecuación [Ec. 1.28], se obtiene:

$$\Delta P = \frac{\left(1.5 \times 10^{-5} \text{ m}^3 * \frac{1200 \text{ kg}}{\text{m}^3} * \frac{9.8 \text{ N}}{1 \text{ kg}}\right) - \left(1.5 \times 10^{-5} \text{ m}^3 * \frac{998 \text{ kg}}{\text{m}^3} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)}{5.59 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\Delta P = \frac{0.17 \text{ N} - 0.14 \text{ N}}{5.59 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\Delta P = 53.66 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Una vez determinado el valor del diferencial de presión que se genera en el flotador del medidor de flujo tipo área variable (rotámetro), se procede a analizar la ecuación de la conservación de la energía [Ec. 1.6], donde se determinará la pérdida de energía que genera el elemento flotador.

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{v_2^2}{2g} + h_L$$

Considerar que: $v_1 = v_2 = 3.88 \text{ m}^3/\text{h}$, $z_1 \approx z_2 = 0$ y $\gamma_1 = \gamma_2$. De esta manera, la ecuación se simplifica a la siguiente expresión:

$$P_1 - P_2 = \gamma h_L \text{ O, } \Delta P = \gamma h_L$$

Al despejar y al reemplazar el factor de pérdida de energía y el diferencial de presión respectivamente se obtiene:

$$h_{L9-2} = \frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{53.66 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{9790 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}}$$

$$h_{L9-2} = 0.0055 \text{ m}$$

Una vez determinado los valores de pérdida de carga, que se generan en el tubo y flotador del medidor de flujo de área variable (rotámetro), se determinará un valor total por pérdida de carga que este accesorio genera al sistema, este parte de la siguiente operación.

$$h_{L9} = h_{L9-1} + h_{L9-2}$$

$$h_{L9} = 0.59m + 0.0059m$$

$$h_{L9} = 0.59 m$$

Una vez determinado el valor correspondiente a las pérdidas de fricción que se generan en el sistema debido a tuberías, accesorios, válvulas en las líneas de succión y descarga, se obtiene la pérdida de carga total del sistema, ésta resulta de la sumatoria de los valores de pérdidas calculados en el sistema, como se muestra en la siguiente operación:

$$h_{L_{total}} = (h_{L1} + h_{L2} + h_{L3} + h_{L4} + h_{L5} + h_{L6} + h_{L7} + h_{L8} + h_{L9}) m$$

$$h_{L_{total}} = (0.039 + 0.13 + 0.008 + 0.053 + 1.78 + 3.70 + 4.98 + 1.76 + 0.59) m$$

$$h_{L_{total}} = 13.04 m$$

Se determina que en el sistema de bombeo propuesto, con el caudal de diseño $Q=6.47 \text{ m}^3/\text{h}$, se genera una pérdida debido a la fricción de $h_L = 13.04 \text{ m}$.

2.4 Selección de la bomba.

2.4.1 Cálculo de potencia de la bomba.

La bomba que se seleccionó en el diseño preliminar, corresponde a una bomba de 0.5 HP. Se procede a verificar si la potencia de esta bomba se ajusta a la potencia que se requiere en el rediseño del sistema de bombeo.

Para determinar la potencia transmitida por la bomba al fluido, se aplicará la siguiente ecuación.

$$P_A = h_a \gamma Q \quad [\text{Ec. 1.22}]$$

Donde:

P_A = Potencia transmitida al fluido [W].

h_a = Energía que se agrega al fluido o carga total sobre la bomba [m].

γ = Peso específico del fluido que circula a través de la bomba [N/m^3].

Q = Flujo volumétrico del fluido [m^3/h].

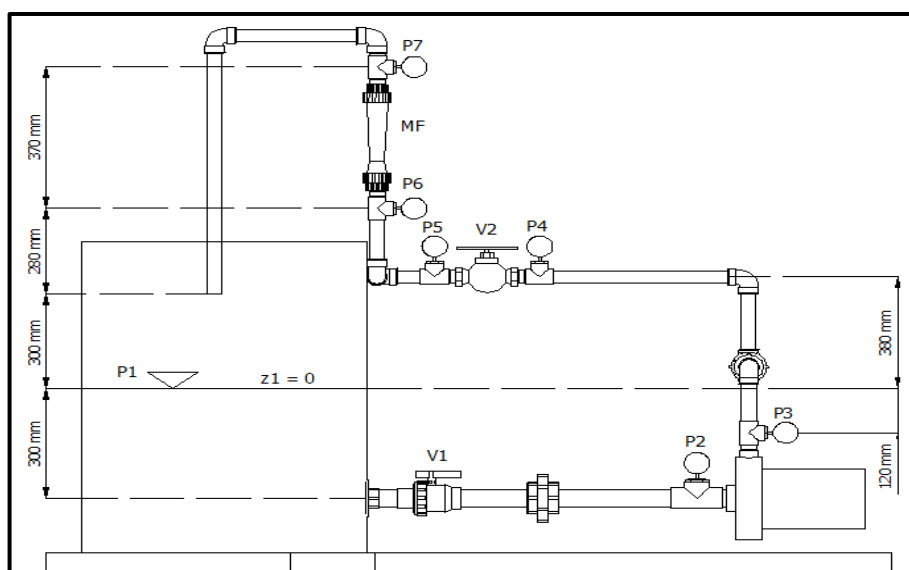
Datos:

$\gamma = 9790 \text{ N/m}^3$, dato para agua a 20°C (ver Anexo 2).

$Q = 6.47 \text{ m}^3/\text{h}$.

Para el cálculo de h_a (carga total sobre la bomba), se debe realizar un análisis de la ecuación general de la energía [Ec. 1.9]. Esta ecuación será evaluada entre los puntos del nivel de fluido en el tanque P_1 , y en la descarga del fluido P_8 , como se muestra en la figura 2.9.

Figura 2.9 Puntos de presión del banco de pruebas.



Elaborado por: Jaime Salinas

$$\frac{P_1}{\gamma_1} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_a - h_R - h_L = z_8 + \frac{P_8}{\gamma_8} + \frac{v_8^2}{2g} \quad [\text{Ec. 1.9}]$$

Donde:

P_1 y $P_8 = 0$ (Presión; punto referido a la atmósfera).

$v_1 = 0$ (Velocidad considerada en superficies de tanques y depósitos).

$v_8 = v_d = 3.88$ m/s (Velocidad en cualquier punto de la línea de descarga, considerar la válvula de globo totalmente abierta).

$z_1 = 0$ m (Punto de referencia de nivel para el banco de pruebas).

$z_8 = 0.3$ m (Distancia a partir del nivel z_1).

$h_R = 0$ (No dispone el sistema de dispositivos mecánicos para remover el fluido).

$h_L = 13.04$ m (Pérdidas de energía del sistema por la fricción en tuberías y accesorios).

Al calcular:

$$\begin{array}{ccccccc} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \cancel{\frac{P_1}{\gamma_1}} + \cancel{z_1} + \cancel{\frac{v_1^2}{2g}} + h_a - \cancel{h_R} - h_L = z_8 + \cancel{\frac{P_8}{\gamma_8}} + \frac{v_8^2}{2g} \end{array}$$

$$h_a = z_8 + h_L + \frac{v_8^2}{2g}$$

$$h_a = 0.3m + 13.04m + \frac{(3.88 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)}$$

$$h_a = 14.11m$$

Reemplazar el valor h_a en la ecuación en la ecuación [Ec. 1.22], para determinar la potencia transmitida al fluido.

$$P_A = 14.11m * 9790 \frac{N}{m^3} * 6.47 \frac{m^3}{h} * \frac{1h}{3600s}$$

$$P_A = 248.26 \frac{Nm}{s} = 248.26 W$$

Al transformar de Vatios [W] a Caballos de fuerza [HP], esta potencia resulta:

$$P_A = 0.33 HP$$

Una vez determinado el valor de potencia transmitida al fluido, se procede al cálculo de la potencia de entrada a la bomba. Este cálculo se determina a partir de la ecuación [Ec. 1.23], la eficiencia de la bomba se considera el 48% de acuerdo a la curva de la misma (anexo 6).

$$e_M = \frac{P_A}{P_I} \quad [Ec. 1.23]$$

$$P_I = \frac{P_A}{e_M} = \frac{0.33 HP}{0.48} = 0.68HP$$

2.4.2 Gráfica de la curva del sistema.

La curva del sistema, representa la carga total sobre la bomba (h_a), a medida que aumenta o disminuye la capacidad de carga (Q) en un sistema de tuberías.

La gráfica se obtiene mediante el proceso descrito anteriormente (pérdida de carga por fricción y cálculo de carga total sobre la bomba), con la particularidad de variar el caudal y así obtener nuevos valores de carga total de la bomba (ver anexo 7).

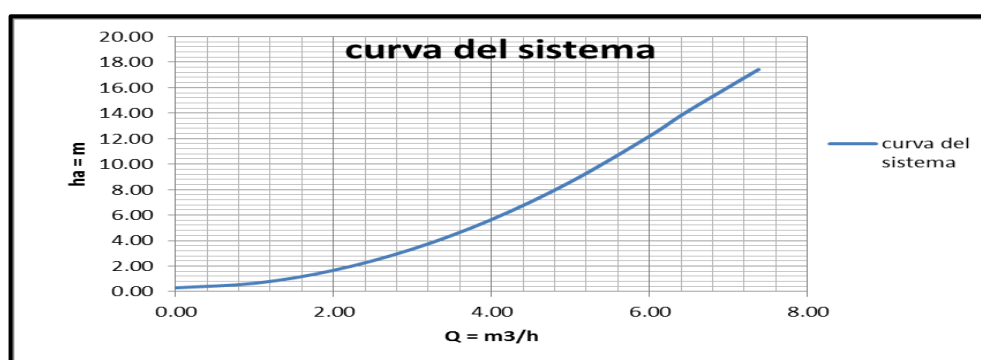
Tabla 2.2 Datos de carga total (h_a) y caudal (Q).

h_a	Q (m ³ /h)
17.43	7.38
14.11	6.47
12.19	6.00
8.60	5.00
5.65	4.00
3.33	3.00
1.67	2.00
0.67	1.02
0.30	0.00

Elaborado por: Jaime Salinas

De acuerdo a los datos obtenidos de la tabla 2.2, se grafica la curva del sistema como se muestra en la figura 2.10.

Figura 2.10 Curva del sistema.

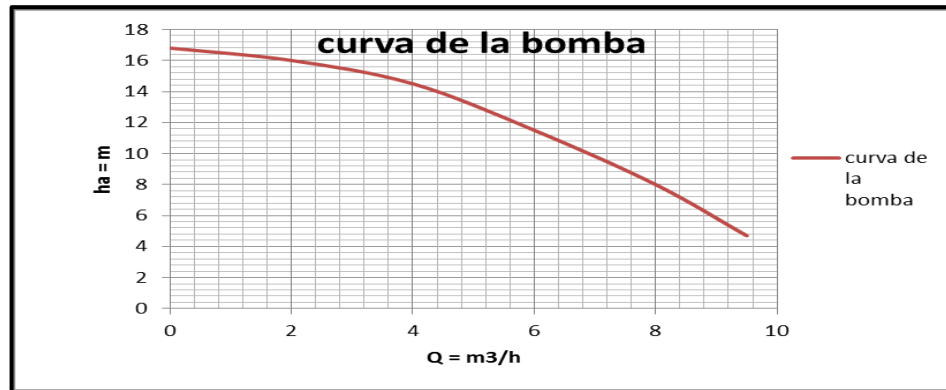


Elaborado por: Jaime Salinas

2.4.3 Gráfica curva de operación de la bomba.

La curva de la bomba es una gráfica en la que muestra la altura total desarrollada por la bomba en función del caudal que entrega la misma (ver anexo 6).

Figura 2.11 Curva de rendimiento de la bomba.



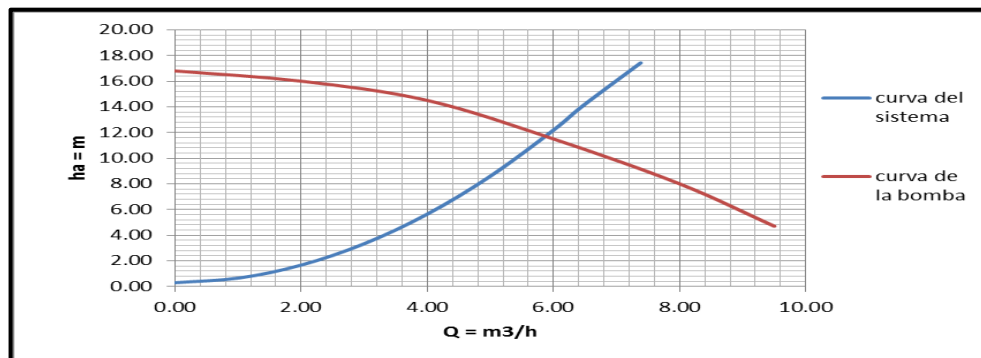
Fuente: Thebe, nf, p. 24

2.4.4 Punto de operación del sistema.

El punto de operación de la bomba resulta de la intersección de la curva del sistema y la curva de la bomba.

El punto de operación del sistema es $Q = 5.8 \text{ m}^3/h$ y $h_a = 11.6 \text{ m}$.

Figura 2.12 Punto de operación del sistema.



Elaborado por: Jaime Salinas

A partir de los datos obtenidos a través de la gráfica del punto de operación del sistema, se procede a un nuevo cálculo para determinar potencia transmitida al fluido y la potencia de entrada a la bomba, para esto se aplica nuevamente las ecuaciones para la selección de la bomba.

- **Potencia transmitida al fluido [Ec. 1.22].**

$$P_A = 11.60m * 9790 \frac{N}{m^3} * 5.8 \frac{m^3}{h} * \frac{1h}{3600s}$$

$$P_A = 182.96 \frac{Nm}{s} = 182.96 W = 0.25 HP$$

- **Potencia de entrada [Ec. 1.23].**

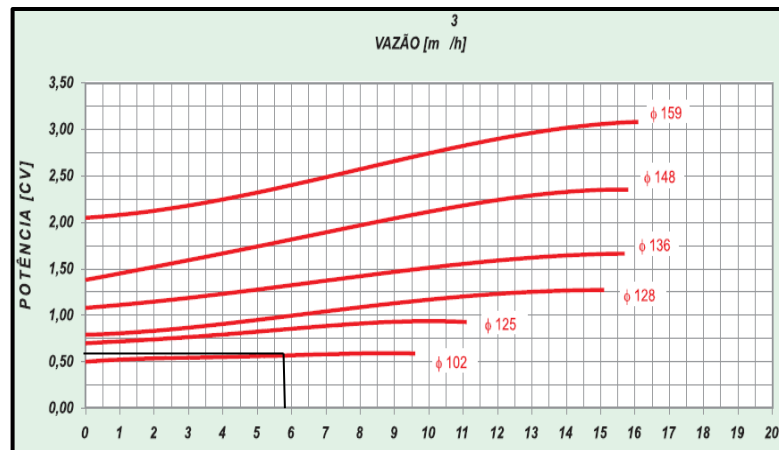
$$P_I = \frac{P_A}{e_M} = \frac{0.25 HP}{0.48}$$

$$P_I = 0.52 HP = 387.76 W$$

De acuerdo al cálculo realizado se utilizará una bomba de 0.50 HP. De este modo, se comprueba que si se puede disponer de la bomba que se seleccionó preliminarmente, debido a que si cumple con la potencia que se necesita para el rediseño del sistema.

Según la curva potencia vs caudal que proporciona el catálogo de la bomba, el cálculo de potencia de entrada P_I , se ajusta al parámetro de operación que recomienda el fabricante. Ver figura 2.13.

Figura 2.13 Curva potencia vs caudal



Fuente: Thebe, sf, p. 24

Por tal razón se determina que la potencia de entrada que necesita la bomba centrífuga para impulsar un caudal de $5.8 \text{ m}^3/\text{h}$, de acuerdo a el punto de operación del sistema de bombeo propuesto es de 0.52 HP (387.76 W), como se muestra en la figura 2.13.

2.5 Cálculo intensidad de corriente.

Es importante el cálculo de intensidad de corriente, ya que este cálculo indica la cantidad de energía eléctrica que demanda el circuito o red cuando el sistema opera a condiciones normales. En lo que respecta a bombas centrífugas de servicio trifásico, se determina a partir de la ecuación [Ec. 2.1].

En el sistema de bombeo propuesto se determinó que para impulsar un caudal de $6.0 \text{ m}^3/\text{h}$, se requiere una potencia de 0.52 HP (387.76 W). Ahora es necesario determinar la cantidad de energía que demanda el sistema.

$$P_I = \sqrt{3} * V * I * \cos\varphi * n \quad [\text{Ec. 2.1}]$$

Donde:

$P_I = 387.76$ [W] Potencia de entrada.

$V = 220$ [V] Voltaje de línea.

$I = ?$ [A] Intensidad de Corriente.

$\cos\varphi = 0.75$ Factor de potencia (dato de placa).

$n = 0.72$ Rendimiento (dato de placa).

Al despejar la intensidad de corriente:

$$I = \frac{P_I}{\sqrt{3}V\cos\varphi n}$$
$$I = \frac{387.76 \text{ W}}{\sqrt{3} * 220V * 0.75 * 0.72}$$
$$I = 1.88 \text{ A}$$

2.6 Selección de manómetros.

Para obtener la presión máxima que llegará al manómetro, se considera los puntos de succión y descarga de la bomba, en la figura 2.9, se referencia a estas presiones en los punto P_2 y P_3 respectivamente. Para este cálculo se debe utilizar la ecuación [Ec. 1.9], considerar el factor de potencia que se agrega al fluido o carga total sobre la bomba h_a en la línea de descarga, debido a que existe una bomba entre los puntos de análisis, lo que no sucede en la de succión.

- Presión en la línea de succión

Considerar lo siguiente:

- $Q = 5.8 \text{ m}^3/\text{h}$ (25.5 GPM).

- $P_1 = 0$ (Punto referido a la atmósfera).
- $v_1 = 0$ (Velocidad considerada en superficies de tanques y depósitos).
- $h_R = 0$ m
- $h_a = 0$ m (energía agregada al fluido o carga total sobre la bomba).
- $h_{1-2} = 0.19$ m (pérdida de carga por fricción entre los puntos P_1 y P_2).
- $\gamma_2 = 9790$ N/m³ (Peso específico con agua a 20°C de temperatura en cualquier punto del sistema).
- $v_2 = v_s = 1.41$ m/s (Velocidad en cualquier punto de la línea de succión, considerar las válvula de bola y globo totalmente abiertas).

Al calcular: 0 0 0 0

$$\cancel{\frac{P_1}{\gamma_1}} + z_1 + \cancel{\frac{v_1^2}{2g}} + \cancel{h_a} - \cancel{h_R} - h_{L1-2} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{v_2^2}{2g} \quad [\text{Ec.1.9}]$$

Al despejar P_2 de la ecuación se tiene:

$$P_2 = \left[(z_1 - z_2) - h_L - \frac{v_2^2}{2g} \right] * \gamma_2$$

$$P_2 = \left[(0 - 0.30)m - 0.19m - \frac{(1.41 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} \right] * 9790 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

$$P_3 = -5789.12 \text{ Pa}$$

$$P_3 = 5789.12 \text{ Pa} * \frac{1.45 \times 10^{-4} \text{ PSI}}{1 \text{ Pa}} = -0.84 \text{ PSI}$$

$$P_3 = -0.84 \text{ PSI}$$

- **Presión en la línea de descarga**

Considerar lo siguiente:

- $Q = 5.8 \text{ m}^3/\text{h}$ (25.5 GPM).
- $P_1 = 0$ (Punto referido a la atmósfera).
- $v_1 = 0$ (Velocidad considerada en superficies de tanques y depósitos).
- $h_R = 0$
- $h_a = 11.60 \text{ m}$ (energía agregada al fluido o carga total sobre la bomba).
- $h_{1-3} = 0.19 \text{ m}$ (pérdida de carga por fricción entre los puntos P_1 y P_3).
- $\gamma_3 = 9790 \text{ N/m}^3$ (Peso específico con agua a 20°C de temperatura en cualquier punto del sistema).
- $v_3 = v_d = 3.48 \text{ m/s}$ (Velocidad en cualquier punto de la línea de descarga, considerar la válvula de globo totalmente abierta y el caudal a $5.8 \text{ m}^3/\text{h}$).

Al despejar P_3 de la ecuación se tiene:

$$P_3 = \left[(z_1 - z_3) + h_a - h_L - \frac{v_3^2}{2g_n} \right] * \gamma_3$$

$$P_3 = \left[(0 - 0.12)m + 11.60 \text{ m} - 0.19m - \frac{(3.48 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} \right] * 9790 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

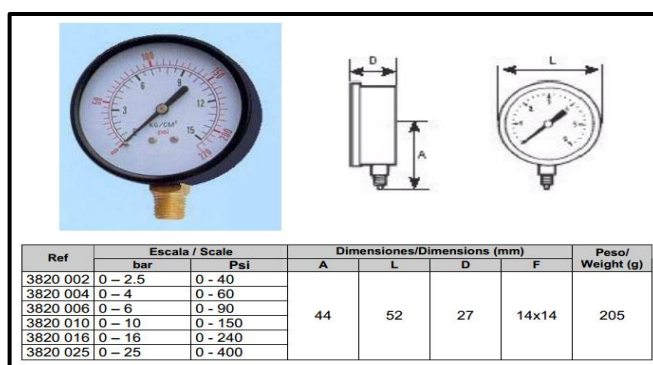
$$P_3 = 104486.25 \text{ Pa}$$

$$P_3 = 104486.25 \text{ Pa} * \frac{1.45 \times 10^{-4} \text{ PSI}}{1 \text{ Pa}} = 14.89 \text{ PSI}$$

$$P_3 = 15.15 \text{ PSI}$$

En el mercado, se encuentra un manómetro cuyo rango de medición va de 0 a 150 PSI, de la marca GENEBRE referencia 3820 010., el cual se encuentra dentro del rango para su óptimo funcionamiento.

Figura 2.14 Manómetro.

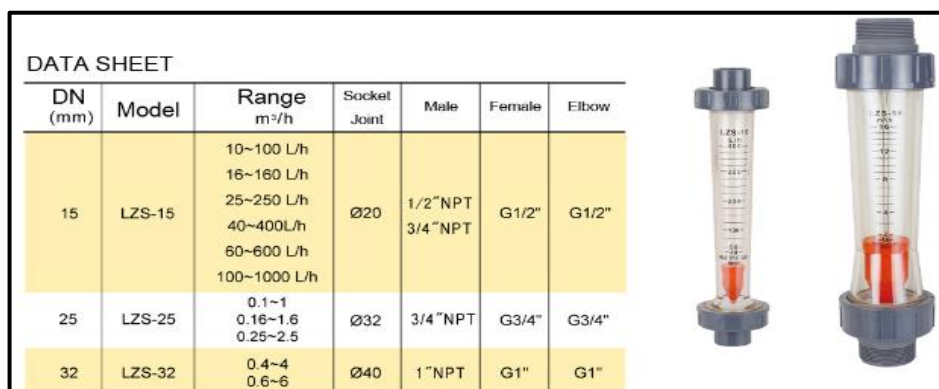


Fuente: Genebre, 2005, p. 1

2.7 Selección del rotámetro.

Dentro del mercado existe gran variedad de medidores de flujo de distintos modos de operación y funcionamiento. Para el caso propuesto se selecciona un medidor de flujo del tipo de área variable, comercialmente se lo conoce como rotámetro debido a su bajo costo y porque no es un proyecto donde la medida de flujo sea primordial para el fin deseado, se optó por la selección de este tipo de instrumento para la medición de caudal. Éste consta de un rango de medición correspondiente a 1.13 a 6.8 m³/h (5.0 a 30.0 GPM). Es el modelo LZS-32 de la fábrica Cibas Meter, con una exactitud de $\pm 5\%$.

Figura 2.15 Rotámetro.



Fuente: Cibas Meter, sf, p, sf

2.8 Selección válvula de bola.

Al ser un sistema para pruebas de laboratorio, en la cual se van a manejar bajas presiones y temperatura ambiente de fluido, se seleccionó una válvula de bola que soporte hasta 150 PSI y 73°F (22.77°C), para diámetro de 1 ½” pegable.

Figura 2.16 Válvula de bola.



Fuente: Colonial, 2014, p. 1

Características.

- Diseño termoplástico elimina proceso de corrosión atmosférica.
- Presión nominal de hasta 150 psi.
- Temperatura de fluido 73° F.
- Dimensiones Socket ajustan a ASTM D-2467.
- Diseño de unión simple con un punto de separación del sistema de tubería.

2.9 Selección válvula de globo.

Este tipo de válvulas se encuentran ligadas directamente con el proceso de control de caudal en los sistemas de potencia en tuberías y tiene un uso didáctico para el cálculo de pérdida de carga en el sistema, debido a la apertura y cierre de la

misma. Esta válvula se adapta a la tubería PVC de diámetro 1" la cual se ajusta al diseño del sistema en la línea de descarga.

Figura 2.17 Válvula de globo.



Fuente: Crane, 2008, p. 98

Sus características se las puede observar en la ficha técnica (anexo 5).

2.10 Cálculo de ahorro energético en un sistema de bombeo.

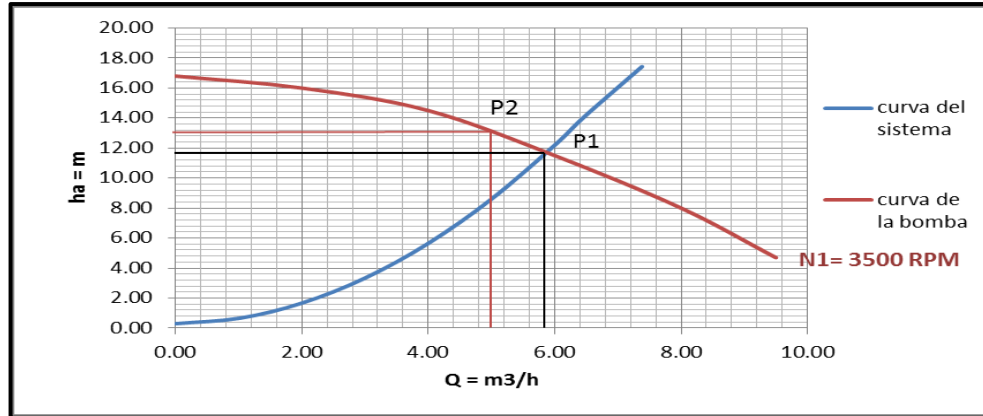
A continuación se va a determinar el ahorro energético, el cuál teóricamente se obtendrá en el sistema, cuando el control de flujo se lo realice por medio de un variador de velocidad, el cual modifica la velocidad de giro del motor que acciona a la bomba centrífuga en comparación al control de flujo por medio del uso de una válvula de estrangulamiento.

En definitiva, se compara la regulación por estrangulamiento con la regulación a velocidad variable proporcionada por el variador de frecuencia.

Se procede a realizar un ejemplo, para obtención de consumo energético a través de los métodos de control de flujo propuestos.

- **Cálculo energético al utilizar la válvula de globo para el control de caudal.**

Figura 2.18 Nuevo punto de operación al utilizar una válvula de estrangulamiento.



Elaborado por: Jaime Salinas

La figura 2.18, muestra el nuevo punto de operación del sistema, cuando el flujo se lo controla a través de la válvula de estrangulamiento al pasar del punto $P1$ ($Q=5.8 m^3/h$; $h_a=11.60 m$) a el punto $P2$ ($Q = 5.0 m^3/h$; $h_a = 13.0 m$). A partir del nuevo punto “ $P2$ ”, se determina la potencia que necesita la bomba y también la intensidad de corriente para este punto de operación.

- Potencia de entrada.

Para el punto $P2$, se determina que la potencia de entrada P_I es igual a 0.51 HP (380.31 W), este valor se obtiene de la intersección de potencia y caudal que indica el fabricante de la bomba seleccionada a través de la curva respectiva. Ver figura 2.13, tomar la referencia del caudal a $5.0 m^3/h$.

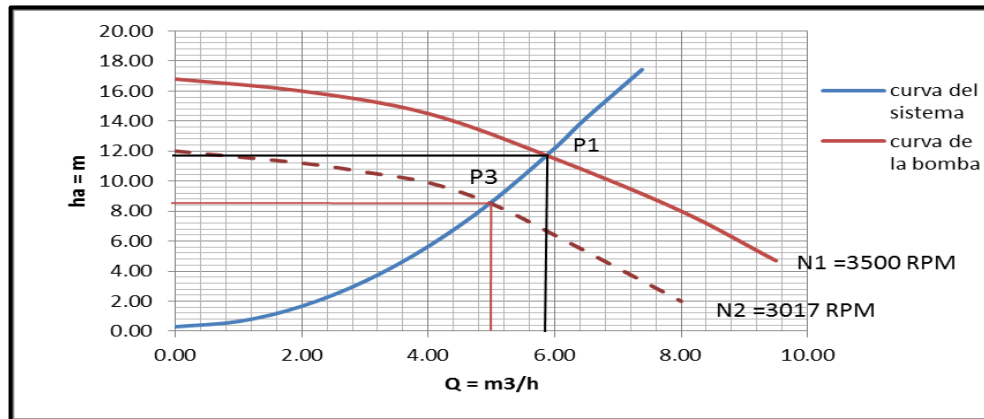
- Cálculo de intensidad de corriente a partir de la ecuación [Ec. 2.1].

$$I = \frac{380.31 \text{ W}}{\sqrt{3} * 220V * 0.75 * 0.72}$$

$$I = 1.85 A$$

- **Cálculo energético al utilizar un variador de frecuencia o velocidad para el control de caudal.**

Figura 2.19 Nuevo punto de operación al utilizar un variador de frecuencia.



Elaborado por: Jaime Salinas

El punto P_1 al igual que en la gráfica 2.18, se mantiene constante debido a que es el punto de operación del sistema cuando se encuentran todas las válvulas abiertas y la bomba a su máxima capacidad de operación como se demuestra en el literal 2.4.4. El punto P_3 es el punto en el que va a operar el sistema ya que se va a modificar la curva de la bomba a través de un variador de frecuencia o velocidad, el cual va a actuar directamente en las revoluciones de la misma.

Datos:

$Q_1 = 5.8 m^3/h$ (Válvula de globo completamente abierta).

$Q_3 = 5.0 m^3/h$ (Al variar las RPM de la bomba).

$h_{a1} = 11.60 m$ (Válvula de globo completamente abierta con $Q = 5.8 m^3/h$).

$h_{a3} = 8.6 m$ (Al variar las RPM de la bomba con $Q = 5 m^3/h$).

$z_{1-8} = 0.3$ Diferencial de altura entre los puntos $P_1 - P_8$ (ver figura 2.9).

$N_1 = 3500$ RPM.

Para realizar el cálculo energético al usar un variador de frecuencia para el control de flujo en un sistema de bombeo, se deben aplicar las fórmulas de leyes de afinidad (ver literal 1.6).

- La capacidad de velocidad:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad [\text{Ec. 1.25}]$$

$$\frac{5.8 \text{ m}^3/h}{5.0 \text{ m}^3/h} = \frac{3500 \text{ RPM}}{N_2}$$

$$N_2 = 3017 \text{ RPM}$$

- Capacidad de carga total:

$$\frac{h_{a_1}}{h_{a_2}} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 \quad [\text{Ec. 1.26}]$$

$$\frac{11.60 \text{ m}}{h_{a_2}} = \left(\frac{3500 \text{ RPM}}{3017 \text{ RPM}} \right)^2$$

$$h_{a_2} = 8.6 \text{ m}$$

- Potencia de entrada que requiere la bomba:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3 \quad [\text{Ec. 1.27}]$$

$$\frac{0.52 \text{ HP}}{P_2} = \left(\frac{3500 \text{ RPM}}{3017 \text{ RPM}} \right)^3$$

$$P_2 = 0.33 \text{ HP} = 246.08 \text{ W}$$

- Para el diseño del sistema de bombeo propuesto, se seleccionó una bomba de 0.5 HP cuya velocidad de giro a plena carga es 3500 RPM, lo cual es necesario para impulsar el caudal de 5.8 m³/h a una frecuencia de 60.00 Hz. El control de caudal a través de un variador de velocidad trata básicamente el reducir la frecuencia del motor eléctrico para así disminuir las RPM de la bomba centrífuga. De acuerdo a las leyes de afinidad para impulsar un caudal de 5 m³/h, se necesita una velocidad de giro 3017 RPM. El valor frecuencia para alcanzar dicha velocidad se determina a partir de la siguiente ecuación.

$$RPM = \frac{120 * f}{p} \quad [Ec. 2.2]$$

Donde:

RPM = Velocidad de giro [Rev/min]

f = Frecuencia [Hz].

p = Número de polos.

Al calcular:

$$f = \frac{3017 \text{ RPM} * 2}{120}$$

$$f = 50.28 \text{ Hz}$$

2.11 Tablas y curvas de operación del sistema en el control de flujo.

A continuación se muestra a través de tablas y curvas gráficas, el comportamiento que ocurre en el sistema de bombeo, cuando en el control de caudal o flujo volumétrico se lo realiza por medio de una válvula de estrangulamiento que en nuestro caso es una válvula tipo globo, o con un variador de velocidad.

- **Control de caudal a través de una válvula de estrangulamiento.**

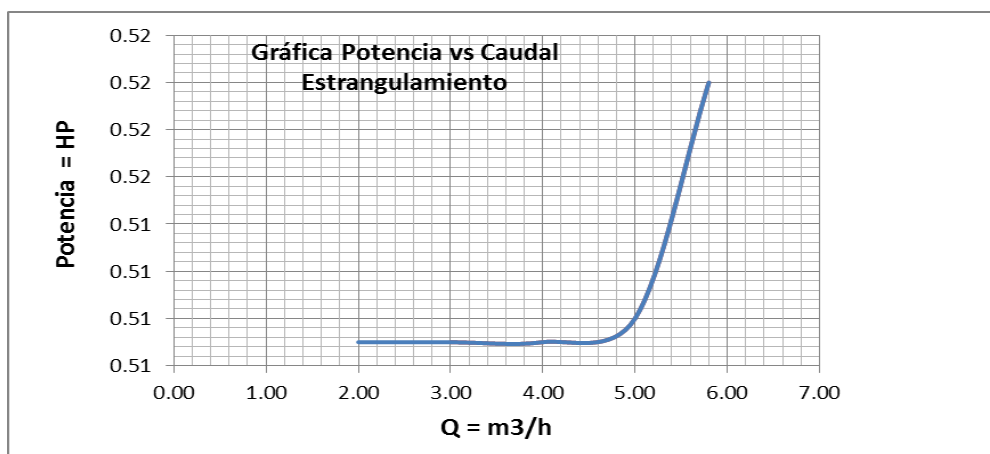
Tabla 2.3 Resultados de cálculos teóricos para válvula de estrangulamiento.

Control de caudal a través de válvula de estrangulamiento (válvula de globo)						
CONTROL	CAUDAL Q		EFICIENCIA DE LA BOMBA %	PORTENCIA DE ENTRADA		INTENSIDAD DE CORRIENTE
	[m ³ /h]	[GPM]		[HP]	[W]	[A]
Válvula de globo	5.80	25.53	48	0.52	387.76	1.88
	5.00	22.01	44	0.51	380.31	1.84
	4.00	17.61	39	0.51	380.31	1.84
	3.00	13.21	34	0.51	380.31	1.84
	2.00	8.81	20	0.50	372.85	1.81

Elaborado por: Jaime Salinas

Curva de comportamiento potencia real – caudal a partir de los datos obtenidos en la tabla 2.3. Para el control de flujo por medio de una válvula de estrangulamiento.

Figura 2.20 Curva potencia vs caudal (control por estrangulamiento)



Elaborado por: Jaime Salinas

- **Control de caudal a través de un variador de velocidad.**

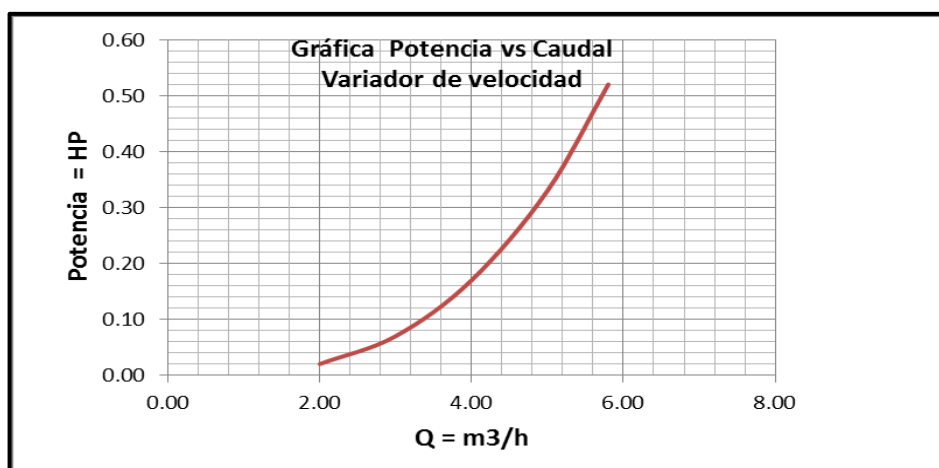
Tabla 2.4 Resultados de cálculos teóricos para variador de velocidad.

Control de caudal a través de un variador de velocidad							
CONTROL	CAUDAL Q		VELOCIDAD DE GIRO [RPM]	CARGA TOTAL ha [m]	PORTENCIA ENTRADA		FRECUENCIA [Hz]
	[m3/h]	[GPM]			[HP]	[W]	
Variador de velocidad	5.80	25.54	3500.00	11.60	0.52	387.76	60.00
	5.00	22.01	3017.00	8.62	0.33	246.08	50.28
	4.00	17.61	2414.00	5.52	0.17	126.77	40.13
	3.00	13.21	1810.00	3.10	0.07	52.20	30.17
	2.00	8.81	1207.00	1.38	0.02	14.91	20.12

Elaborado por: Jaime Salinas

Curva de comportamiento potencia real – caudal a partir de los datos obtenidos en la tabla 2.4. Para el control de flujo por medio de un variador de velocidad.

Figura 2.21 Curva potencia vs caudal (control por variador de velocidad).

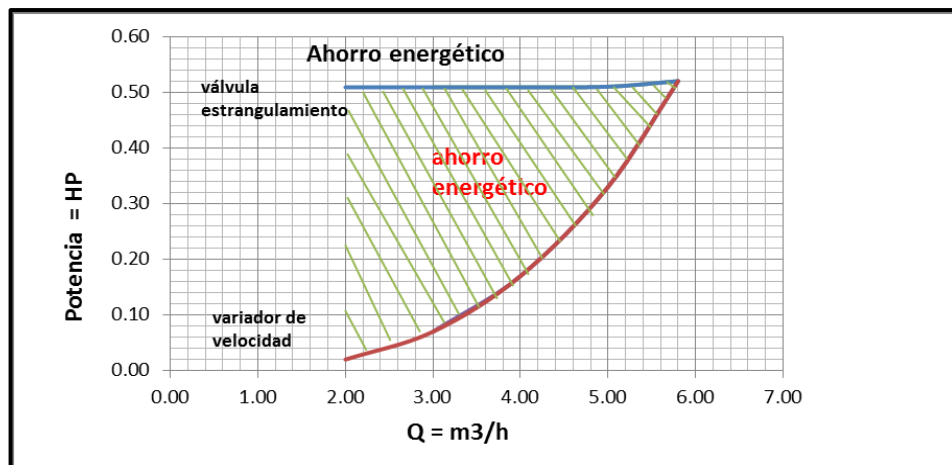


Elaborado por: Jaime Salinas

- **Curva gráfica de ahorro energético real.**

Esta gráfica muestra el ahorro que existe en el sistema de bombeo (teóricamente), cuando se utiliza para el control de caudal una válvula de estrangulamiento o un variador de velocidad.

Figura 2.22 Gráfica ahorro energético teórico



Elaborado por: Jaime Salinas

Mediante la gráfica 2.22, se determina que existe un ahorro de energía cuando se utiliza como método de control de flujo en el sistema de bombeo propuesto al variador de velocidad.

- **Cálculo ahorro energético**

La siguiente tabla muestra el ahorro energético que se obtiene mediante el uso de un variador de velocidad frente a una válvula de estrangulamiento en el control de flujo en el sistema de bombeo propuesto. Este ahorro se lo determina de la siguiente forma:

El ejemplo partirá con $Q = 5.0 \text{ m}^3/\text{h}$ como caudal de referencia.

Datos:

$P_{IA} = 380.31 \text{ [W]}$ (Potencia de entrada; control por estrangulamiento)

$P_{IB} = 223.71 \text{ [W]}$ (Potencia de entrada; control por variador de frecuencia)

Al calcular:

$$\% \text{ de ahorro} = \frac{(P_{IA} - P_{IB})}{P_{IA}} * 100\%$$

$$\% \text{ de ahorro} = \frac{(380.31 \text{ W} - 246.08 \text{ W})}{380.31 \text{ W}} * 100\%$$

$$\% \text{ de ahorro} = 35.29$$

Tabla 2.5 Resultados del cálculo de ahorro energético (teórico).

Ahorro energético del sistema en el control de flujo							
CAUDAL Q		POTENCIA ENTRADA VÁLVULA DE ESTRANGULAMIENTO		POTENCIA ENTRADA VARIADOR DE VELOCIDAD		CÁLCULO AHORRO ENERGÉTICO	PORCENTAJE AHORRO ENERGÉTICO
[m3/h]	[GPM]	[HP]	[W]	[HP]	[W]	[W]	%
6.00	26.42	0.52	387.76	0.52	387.76	0.00	0.00
5.00	22.01	0.51	380.31	0.33	246.08	156.60	35.29
4.00	17.61	0.51	380.31	0.17	126.77	268.45	66.60
3.00	13.21	0.51	380.31	0.07	52.20	328.11	86.25
2.00	8.8	0.51	380.31	0.02	14.91	365.95	96.07

Elaborado por: Jaime Salinas

CAPÍTULO III

3 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.

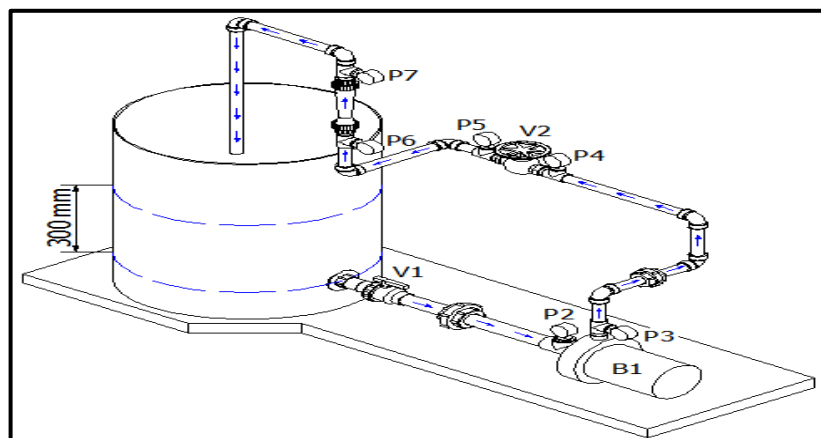
3.1 Introducción.

Este capítulo comprende a una comparación entre los resultados obtenidos teóricamente los cuales se demostraron en el capítulo II y los resultados prácticos obtenidos cuando el sistema de bombeo opera a distintos flujos volumétricos, los mismos que van a ser controlados a través de una válvula de estrangulamiento tipo globo por medio de un variador de velocidad. A través de estos dos métodos de control flujo, se evaluará el ahorro energético que se puede obtener del sistema. A continuación se precede con la elaboración de prácticas.

3.2 Práctica para operación del sistema sin restricciones en control de flujo.

Medición de caudal, voltaje e intensidad de corriente que produce el sistema con las válvulas totalmente abiertas y el variador de velocidad a 60.00 Hz. La trayectoria que recorre el fluido en el sistema es unidireccional como se muestra en la figura 3.1.

Figura 3.1 Dirección de flujo del banco de pruebas.



Elaborado por: Jaime Salinas

El banco de pruebas dispone de etiquetas como se muestra en la figura 3.1, las cuales ayudan a identificar los elementos del que se encuentra compuesto el sistema de bombeo, adicionalmente considerar que el nivel de agua debe ser a 300 mm sobre el eje de la línea de succión debido a que en los cálculos teóricos se toma a este nivel como referencia. El procedimiento para obtener los datos que resultan mediante la práctica número 1 a ejecutarse son los siguientes:

1. Abrir las válvulas al 100% de la siguiente identificación: V1 y V2.
2. Girar al máximo el potenciómetro de identificación POT1.
3. Accionar la bomba centrífuga con identificación B1, desde el tablero eléctrico al girar el switch selector de posición 0 a I con identificación S1. Verificar que el display del variador de velocidad indique 60.00 Hz.
4. Tomar nota de la medida de caudal que indica el rotámetro en GPM y transformarlos a m^3/h .
5. Tomar nota de la medida de voltaje que indica la pinza amperimétrica en la bornera de ingreso al variador de frecuencia.
6. Tomar nota de la medida de intensidad de corriente que indica la pinza amperimétrica en cada línea de alimentación eléctrica que ingresa al motor L_1 , L_2 , L_3 .

Los datos obtenidos al realizar la prueba1 son los siguientes:

Tabla 3.1 Resultados de operación sin restricción en el control de flujo.

Control de caudal a través de la válvula de estrangulamiento (válvula de globo) considerar $\cos \phi = 0.75$; $n=0.72$ (dato de placa)								
ÍTEM	FRECUENCIA	CAUDAL		VOLTAJE	INTENSIDAD DE CORRIENTE			
	[Hz]	[GPM]	[m^3/h]	[V]	[A] L1	[A] L2	[A] L3	[A] PROM
1	60.00	25.30	5.75	210.00	1.83	2.15	2.33	2.10
2	60.00	25.40	5.77	214.00	1.69	2.13	2.36	2.06
3	60.00	25.30	5.75	213.00	1.75	2.11	2.32	2.06
4	60.00	25.30	5.75	212.00	1.69	2.15	2.36	2.07
5	60.00	25.40	5.77	216.00	1.78	2.13	2.34	2.08
PROM	60.00	25.34	5.75	213.00				2.07

Elaborado por: Jaime Salinas

Partir de los datos obtenidos durante la práctica número 1, detallados en la tabla 3.1, se procede al cálculo de potencia de entrada “real” que necesita el sistema de bombeo. Este cálculo parte de la ecuación [Ec. 2.1].

$$P_I = \sqrt{3} * V * I * \cos\varphi * n \quad [\text{Ec. 2.1}]$$

Donde:

$V = 213.0$ [V] Voltaje de línea.

$I = 2.07$ [A] Intensidad de Corriente.

$\cos\varphi = 0.75$ (dato de placa) Factor de potencia.

$n = 0.72$ (dato de placa) Rendimiento.

Al calcular:

$$P_I = \sqrt{3} * 213V * 2.07A * 0.75 * 0.72$$

$$P_I = 412.38 \text{ W} = 0.55 \text{ HP}$$

- Se determina que en la práctica realizada, la bomba centrífuga absorbe una potencia real de 0.55 HP (412.38 W), lo cual es necesario para impulsar un caudal de 5.75 m³/h (25.34 GPM), al que ahora se lo denomina como caudal máximo real del sistema.
- El cálculo de potencia real obtenido mediante la práctica número 1, aplica para los controles por estrangulamiento y variador de velocidad respectivamente, ya que este se considera un cálculo sin restricciones debido a que los componentes del sistema de bombeo propuesto trabajan a plena carga.
- El rotámetro tiene un margen para el error de +/- 5%. Por tal razón el caudal máximo $Q = 5.75$ m³/h (25.34 GPM), posee un error de +/- 0.28 m³/h (1.23 GPM).

3.3 Práctica de control de caudal por estrangulamiento.

Partir con un caudal de 5.0 m³/h (22.01GPM), regulado a través de la válvula de estrangulamiento, tomar mediciones y nota de los datos referente voltaje e intensidad de corriente que produce el sistema y verificar que el variador de velocidad se encuentre a 60.00 Hz. El procedimiento para obtener los datos que resultan de la práctica a ejecutarse son los siguientes:

1. Girar o verificar que el potenciómetro de identificación POT1, hasta que en el display del variador de velocidad indique 60.00 Hz.
2. Cerrar la válvula tipo globo de identificación V2, hasta que el rotámetro llegue a el caudal deseado de 5.0 m³/h (22.01GPM).
3. Tomar nota de la medida de voltaje que indica la pinza amperimétrica en la bornera de ingreso al variador de frecuencia.
4. Tomar nota de la medida de intensidad de corriente que indica la pinza amperimétrica en cada línea de alimentación eléctrica que ingresa al motor.

Tabla 3.2 Resultados del control de caudal por estrangulamiento.

Control de caudal a través de la válvula de estrangulamiento (válvula de globo) considerar $\cos \varphi = 0.75$; $n=0.72$ (dato de placa)								
ÍTEM	FRECUENCIA	CAUDAL		VOLTAJE		INTENSIDAD DE CORRIENTE		
	[Hz]	[GPM]	[m3/h]	[V]	[A] L1	[A] L2	[A] L3	[A] PROM
1	60.00	22.10	5.02	211.00	1.68	2.08	2.28	2.01
2	60.00	22.10	5.02	209.00	1.67	2.06	2.30	2.01
3	60.00	21.90	4.97	213.00	1.68	2.06	2.29	2.01
4	60.00	22.00	5.00	212.00	1.69	2.08	2.30	2.02
5	60.00	22.00	5.00	215.00	1.67	2.06	2.28	2.00
PROM	60.00	22.02	5.00	212.00				2.01

Elaborado por: Jaime Salinas

De los datos obtenidos durante esta práctica, detallados en la tabla 3.2, se procede al cálculo de potencia de entrada “real” que necesita el sistema de bombeo. Este cálculo parte de la ecuación [Ec. 2.1].

$$P_I = \sqrt{3} * V * I * \cos \varphi * n \quad [\text{Ec. 2.1}]$$

Donde:

$V = 212.0 \text{ [V]}$ Voltaje de línea.

$I = 2.01 \text{ [A]}$ Intensidad de Corriente.

$\cos\varphi = 0.75$ Factor de potencia (dato de placa).

$n = 0.72$ Rendimiento (dato de placa).

Al calcular:

$$P_I = \sqrt{3} * 212V * 2.01A * 0.75 * 0.72$$

$$P_I = 398.55 \text{ W} = 0.53 \text{ HP}$$

- Se determina que en la práctica realizada, la bomba centrífuga absorbe una potencia de 0.53 *HP* (413.19 W), lo cual es necesario para impulsar un caudal de 5.0 m³/h (22.02GPM), el mismo que fue regulado a través de la válvula de estrangulamiento tipo globo.

El procedimiento de control de flujo por estrangulamiento, es repetitivo para la operación del sistema de bombeo propuesto a flujos por debajo al demostrado en el ítem 3.3. La tabla 3.3, muestra los datos promedio que se obtuvo mediante las mediciones realizadas de frecuencia, caudal, voltaje e intensidad de corriente a ciertos caudales inferiores de operación. A partir de la obtención de datos, se determina la potencia que absorbe la bomba para impulsar el flujo a los diferentes caudales controlados a través del variador de velocidad, esta potencia es reflejada en la tabla 3.4 y su cálculo parte de los datos mostrados en la tabla 3.3.

Tabla 3.3 Datos de control de caudal por estrangulamiento a diferentes caudales.

Obtención de datos promedio de operación a distintos caudales método de control: estrangulamiento considerar $\cos \phi = 0.75$; $n=0.72$ (dato de placa)					
ÍTEM	FRECUENCIA	CAUDAL		VOLTAJE	INTENSIDAD DE CORRIENTE
	[Hz]	[GPM]	[m ³ /h]	[V]	[A] PROMEDIO
Práctica N°1	60.00	25.34	5.75	213.00	2.07
Práctica N°2	60.00	22.02	5.00	212.00	2.01
Práctica N°3	60.00	17.60	4.00	212.20	1.95
Práctica N°4	60.00	13.20	3.00	211.60	1.93
Práctica N°5	60.00	8.81	2.00	211.10	1.92

Elaborado por: Jaime Salinas

Tabla 3.4 Resultados de potencia (control por estrangulamiento).

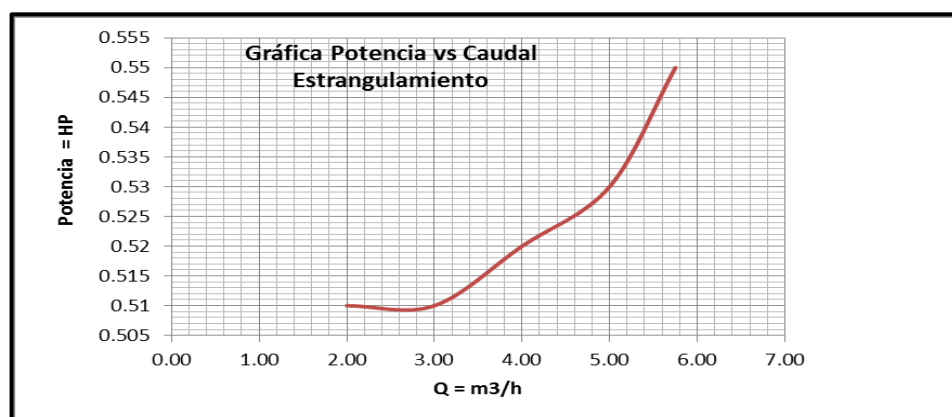
Potencia de entrada método de control: estrangulamiento				
ÍTEM	CAUDAL DESEADO Q		POTENCIA ENTRADA OBTENIDA	
	[GPM]	[m ³ /h]	[HP]	[W]
Práctica N°1	25.34	5.75	0.55	412.38
Práctica N°2	22.00	5.00	0.53	398.55
Práctica N°3	17.60	4.00	0.52	387.02
Práctica N°4	13.20	3.00	0.51	381.97
Práctica N°5	8.81	2.00	0.51	379.09

Elaborado por: Jaime Salinas

3.3.1 Curva potencia – caudal (control por estrangulamiento)

Esta curva representa el comportamiento de la potencia que absorbe la bomba centrífuga en el instante que el flujo de fluido es controlado por medio de una válvula de estrangulamiento tipo globo, este método fue propuesto como primera alternativa para el control de flujo. La curva potencia – caudal, se forma a partir de los datos de la tabla 3.4, y se representa a través de la figura 3.2.

Figura 3.2 Curva potencia – caudal (control por estrangulamiento)



Elaborado por: Jaime Salinas

3.4 Práctica de control de caudal por variación de velocidad.

Partir con un de 5.0 m³/h (22.01GPM), regulado a través del variador de velocidad por medio de un potenciómetro, tomar mediciones y nota de los datos referente a frecuencia y caudal. El procedimiento para obtener los datos que resultan de la práctica a ejecutarse son los siguientes:

1. Abrir las válvulas al 100 % de identificación: V1 y V2.
2. Girar el potenciómetro hasta alcanzar el caudal deseado 5.0 m³/h (22.01GPM).
3. Tomar nota de la medida de frecuencia que indica en el display del variador de velocidad cuando alcanza el caudal deseado.
4. Al partir del dato de frecuencia, realizar el cálculo para determinar la velocidad en RPM a la cual va a operar la bomba centrífuga. El cálculo se determina de la siguiente expresión:

$$RPM = \frac{120 * f}{p} \quad [\text{Ec. 2.2}]$$

La tabla 3.5 muestra una frecuencia para el ítem 1 de 49.19 Hz, partir de este dato y también del número de polos que para nuestro motor eléctrico es 2, se procede al cálculo de las RPM para la bomba centrífuga.

Al calcular:

$$RPM = \frac{120 * 49.19Hz}{2}$$

$$RPM = 2951.40 \text{ RPM}$$

Tabla 3.5 Resultados del control de caudal por variación de velocidad.

Control de caudal a través del variador de velocidad considerar n=3500 rpm (dato de placa)				
ÍTEM	CAUDAL Q		FRECUENCIA f	VELOCIDAD MOTOR ELÉCTRICO
	[GPM]	[m3/h]	[Hz]	[RPM]
1	22.00	5.00	49.19	2951.40
2	22.00	5.00	49.21	2952.60
3	22.00	5.00	49.20	2952.00
4	22.00	5.00	49.22	2953.20
5	22.00	5.00	49.20	2952.00
PROMEDIO	22.00	5.00	49.20	2952.24

Elaborado por: Jaime Salinas

De los datos obtenidos durante esta práctica, detallados en la tabla 3.5, se procede al cálculo de potencia de entrada real que necesita el sistema de bombeo. Este cálculo parte las leyes de afinidad para el cálculo de potencia [Ec. 1.27].

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \quad [\text{Ec. 1.27}].$$

Donde:

$P_1 = 0.55 \text{ [HP]}$ Potencia real (dato obtenido a través de la práctica N°1).

$N_1 = 3500 \text{ [RPM]}$ Dato de Placa del motor eléctrico.

$N_2 = 2952 \text{ [RPM]}$ Tabulado a partir de la frecuencia promedio para este caudal.

Al calcular:

$$P_2 = \frac{P_1}{\left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3}$$

$$P_2 = \frac{0.55 \text{ HP}}{\left(\frac{3500}{2952}\right)^3}$$

$$P_2 = 0.33 \text{ HP}$$

- Se determina que en la práctica realizada, la bomba centrífuga necesita de una potencia de entrada “real” correspondiente a 0.33 *HP* (246.08 W), lo cual es necesario para impulsar un caudal de 5.0 m³/h (22.01GPM), el que fue regulado a través del variador de velocidad.

El procedimiento de control de flujo por variación de velocidad, es repetitivo para la operación del sistema de bombeo propuesto a flujos por debajo al demostrado en el ítem 3.4. La tabla 3.6, muestra los datos promedio que se obtuvo mediante las mediciones realizadas de frecuencia y caudal, también muestra el cálculo de RPM a ciertos caudales inferiores de operación. A partir de la obtención de datos, se determina la potencia que absorbe la bomba para impulsar el flujo a los diferentes caudales controlados a través del variador de velocidad, esta potencia es reflejada en la tabla 3.7 y su cálculo parte de los datos mostrados en la tabla 3.6.

Tabla3.6 Datos de control de caudal por variación de velocidad a diferentes caudales.

Obtención de datos promedio de operación a distintos caudales método de control: variación de velocidad				
ÍTEM	CAUDAL Q		FRECUENCIA f	VELOCIDAD MOTOR ELÉCTRICO
	[GPM]	[m3/h]	[Hz]	[RPM]
Práctica N°1	25.30	5.75	60.00	3500.00
Práctica N°6	22.00	5.00	49.20	2952.24
Práctica N°7	17.60	4.00	39.29	2357.64
Práctica N°8	13.20	3.00	30.09	1805.52
Práctica N°9	8.81	2.00	20.20	1213.20

Elaborado por: Jaime Salinas

Tabla 3.7 Resultados de potencia (control por variación de velocidad).

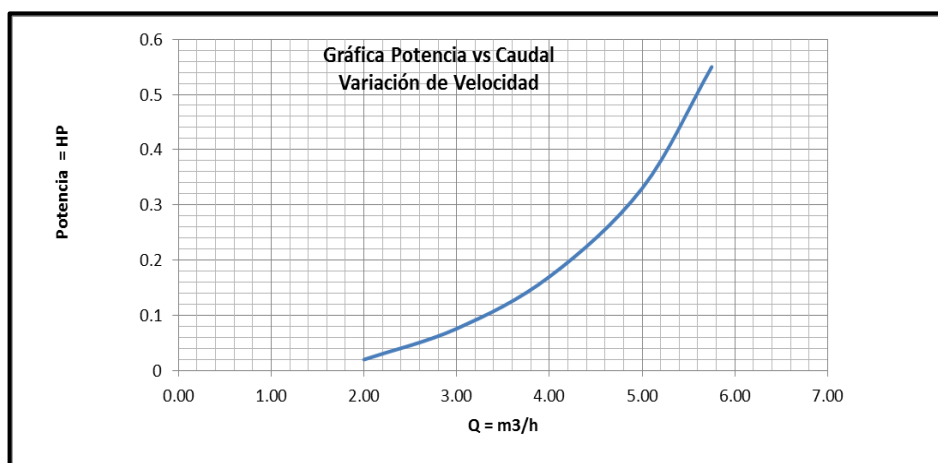
PRÁCTICA REALIZADA	Potencia de entrada método de control: variación de velocidad			
	CAUDAL DESEADO		POTENCIA REAL OBTENIDA	
	[GPM]	[m3/h]	[HP]	[W]
Práctica N°1	25.34	5.75	0.55	412.38
Práctica N°6	22.00	5.00	0.33	246.08
Práctica N°7	17.60	4.00	0.17	126.77
Práctica N°8	13.20	3.00	0.07	56.67
Práctica N°9	8.81	2.00	0.02	14.91

Elaborado por: Jaime Salinas

3.4.1 Curva potencia – caudal (control por variación de velocidad)

Esta curva representa el comportamiento de la potencia que absorbe la bomba centrífuga, en el instante que el flujo de fluido es controlado por medio de un variador de velocidad, este método es propuesto como una segunda alternativa para el control de flujo. La curva potencia – caudal, se forma a partir de los datos de la tabla 3.4, y se representa a través de la figura 3.3.

Figura 3.3 Curva potencia – caudal (control por variación de velocidad)

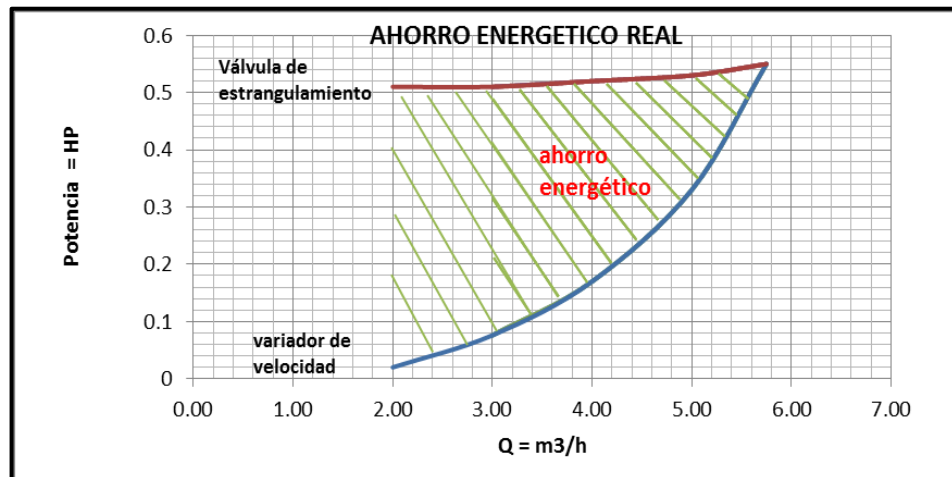


Elaborado por: Jaime Salinas

3.4.2 Curva gráfica de ahorro energético real al partir de datos prácticos

Esta gráfica muestra el ahorro real de energía que existe en el sistema de bombeo cuando se utiliza para el control de caudal una válvula de estrangulamiento o un variador de velocidad.

Figura 3.4 Gráfica ahorro energético práctico



Elaborado por: Jaime Salinas

Mediante la gráfica 3.4, se determina que existe un ahorro de energía ya en aplicación real cuando se utiliza como método de control de flujo en el sistema de bombeo propuesto al variador de velocidad.

- Cálculo ahorro energético

La tabla 3.8, muestra el ahorro energético de manera cuantitativa que se obtiene mediante el uso de un variador de velocidad frente a una válvula de estrangulamiento en el control de flujo en el sistema de bombeo propuesto. Este ahorro se lo determina de la siguiente forma:

El ejemplo partirá con $Q = 5.0 \text{ m}^3/\text{h}$ como caudal de referencia.

Datos:

$P_{IA} = 398.55 \text{ [W]}$ (Potencia de entrada; control por estrangulamiento)

$P_{IB} = 246.08 \text{ [W]}$ (Potencia de entrada; control por variador de frecuencia)

Al calcular:

$$\% \text{ de ahorro} = \frac{(P_{IA} - P_{IB})}{P_{IA}} * 100\%$$

$$\% \text{ de ahorro} = \frac{(398.55 \text{ W} - 246.08 \text{ W})}{398.55 \text{ W}} * 100\%$$

$$\% \text{ de ahorro} = 38.26$$

Tabla 3.8 Resultados del cálculo de ahorro energético (práctico).

Ahorro energético del sistema en el control de flujo							
CAUDAL Q		PORTENCIA DE ENTRADA VALVULA DE ESTRANGULAMIENTO		PORTENCIA DE ENTRADA VARIADOR DE VELOCIDAD		CÁLCULO AHORRO ENERGÉTICO	PORCENTAJE AHORRO ENERGÉTICO
[m3/h]	[GPM]	[HP]	[W]	[HP]	[W]	[W]	%
5.75	25.34	0.55	412.38	0.55	412.38	0.00	0.00
5.00	22.00	0.53	398.55	0.33	246.08	152.47	38.26
4.00	17.60	0.52	387.02	0.17	126.77	260.25	67.24
3.00	13.20	0.51	381.97	0.07	56.67	325.30	85.16
2.00	8.81	0.51	379.09	0.02	14.91	364.18	96.07

Elaborado por: Jaime Salinas

3.5 Porcentaje de error entre el cálculo práctico y cálculo teórico.

Este apartado trata de mostrar el margen de error que existe entre los resultados que se obtuvieron mediante cálculos teóricos (diseño) y los cálculos prácticos que se determinaron mediante los datos de operación del sistema de bombeo (máquina en funcionamiento), con la finalidad de verificar si el método aplicado para el diseño propuesto es viable y así retomarlo como patrón de futuros

diseños de sistemas para agua a presión, en lo que se refiere a materiales y componentes que se utilizan o se puede disponer para el recorrido del fluido, y también para el control de flujo el cual depende de la aplicación. Este porcentaje se representa en la tabla 3.9.

El cálculo del porcentaje de error para resultados teórico – práctico, parte de la siguiente expresión para determinar el mismo:

$$\% \text{ error}_{\text{teórico-práctico}} = \frac{|Valor \text{ teórico} - Valor \text{ práctico}|}{valor \text{ teórico}} * 100$$

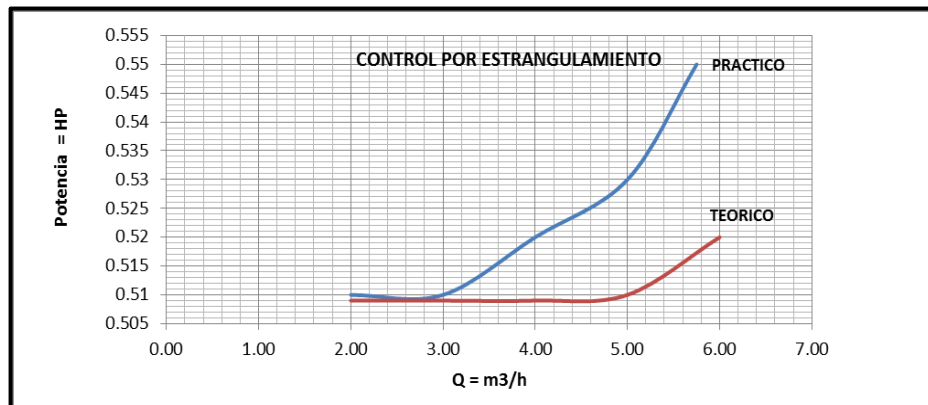
Tabla 3.9 Porcentaje de error cálculo de potencia (control estrangulamiento)

Porcentaje de error entre los cálculos teóricos y prácticos control de flujo por estrangulamiento				
DESCRIPCION DE OPERACIÓN	UNIDAD REFERENTE DEL CÁLCULO	RESULTADO DE OPERACIÓN		ERROR %
		TEÓRICO	PRÁCTICO	
Caudal máximo	m ³ /h	5.80	5.75	0.87
Potencia a caudal máximo	HP	0.52	0.55	5.45
Potencia (control de flujo por estrangulamiento a Q= 5.0 m ³ /h)	HP	0.51	0.53	3.92
Potencia (control de flujo por estrangulamiento a Q= 4.0 m ³ /h)	HP	0.51	0.52	1.96
Potencia (control de flujo por estrangulamiento a Q= 3.0 m ³ /h)	HP	0.51	0.51	0.00
Potencia (control de flujo por estrangulamiento a Q= 2.0 m ³ /h)	HP	0.51	0.51	0.00
PORMEDIO ERROR				2.03

Elaborado por: Jaime Salinas

- A través de la figura 3.5, se visualiza gráficamente el porcentaje de error que se menciona en la tabla 3.9, referente al comportamiento potencia vs caudal de acuerdo a los cálculos obtenidos mediante procedimientos teóricos y prácticos para el control de flujo por el método de estrangulamiento.

Figura 3.5 Gráfica de curva potencia vs caudal control por estrangulamiento (teórico - práctico)



Elaborado por: Jaime Salinas

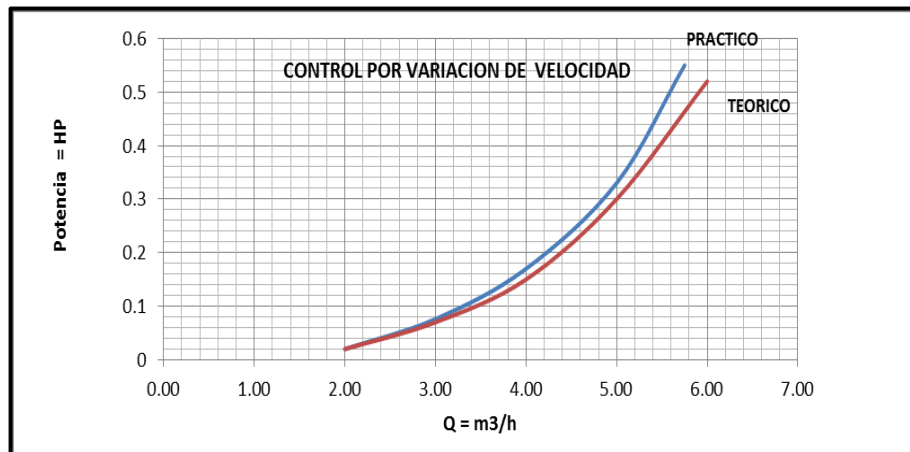
Tabla 3.10 Porcentaje de error cálculo de potencia (control variación de velocidad)

Porcentaje de error entre los cálculos teóricos y prácticos control de flujo por variación de velocidad				
DESCRIPCION DE OPERACIÓN	UNIDAD REFERENTE DEL CÁLCULO	RESULTADO DE OPERACIÓN TEÓRICO PRÁCTICO		ERROR %
Caudal máximo	m3/h	5.80	5.75	0.87
Potencia a caudal máximo	HP	0.52	0.55	5.45
Potencia (control de flujo por variación de velocidad a Q= 5.0 m3/h)	HP	0.30	0.33	10.00
Potencia (control de flujo por variación de velocidad a Q= 4.0 m3/h)	HP	0.15	0.17	13.33
Potencia (control de flujo por variación de velocidad a Q= 3.0 m3/h)	HP	0.07	0.07	0.00
Potencia (control de flujo por variación de velocidad a Q= 2.0 m3/h)	HP	0.02	0.02	0.00
PORMEDIO ERROR				4.94

Elaborado por: Jaime Salinas

- A través de la figura 3.6, se visualiza gráficamente el porcentaje de error que se menciona en la tabla 3.10, referente al comportamiento potencia vs caudal, de acuerdo a los cálculos obtenidos mediante procedimientos teóricos y prácticos para el control de flujo por el método variación de velocidad.

Figura 3.6 Gráfica de curva potencia vs caudal control variación de velocidad
(teórico - práctico)



Elaborado por: Jaime Salinas

Las gráficas representadas en la figura 3.5 y la figura 3.6, muestra que el error incrementa a medida que aumenta el flujo del fluido controlado a través de una válvula de estrangulamiento o por medio de un variador de velocidad.

Se determina que existe mayor porcentaje de error para el cálculo de potencia entre los valores obtenidos mediante los procedimientos de cálculo teórico en comparación al práctico, cuando el control de flujo es a través del variador de velocidad debido a que este consta de un porcentaje promedio de error del 4.94%. El error del cálculo de potencia disminuye cuando el control de flujo es a través de la válvula de estrangulamiento cuyo porcentaje promedio de error del 2.61

CAPÍTULO IV

4 ANÁLISIS DE COSTOS.

4.1 Introducción.

En el siguiente análisis económico se pretende dar una descripción general de todos los gastos realizados para obtener el valor de la inversión en el diseño y construcción de la máquina.

4.2 Costos directos.

En el análisis de costos directos se toman en cuenta los gastos por materiales, mano de obra, equipos o maquinarias utilizados y transporte, los mismos que se detallan en los literales siguientes:

- a) Costos de materiales y accesorios hidráulicos.

TABLA 4.1 Costos materiales y accesorios hidráulicos.

ÍTEM	MATERIALES	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL DÓLARES USD
1	ACOPLE 1 1/2" PVC	UNIDAD	1	1.75	1.75
2	VÁLVULA TIPO DE PASO 1 1/2" PVC	UNIDAD	1	16.11	16.11
3	UNIÓN UNIVERSAL 1 1/2" PVC	UNIDAD	1	6.44	6.44
4	TE DE 1 1/2" PVC	UNIDAD	1	4.38	4.38
5	TE DE 1" PVC	UNIDAD	5	2.13	10.65
6	CODO DE 1" PVC	UNIDAD	7	0.45	3.15
7	UNIÓN UNIVERSA 1" PVC	UNIDAD	1	2.58	2.58
8	MANÓMETROS HIDRÁULICO DE 0-150 PSI	UNIDAD	6	4.03	24.18
9	VÁLVULA TIPO GLOBO DE 1" DE BRONCE	UNIDAD	1	51.52	51.52
10	MEDIDOR DE FLUJO TIPO ROTÁMETRO	UNIDAD	1	200	200.00
11	NEPLO DE 1" PVC	UNIDAD	5	0.35	1.75
12	TUBERÍA DE 1 1/2" CÉDULA 80 PVC	METROS	0.65	24	15.60
13	TUBERÍA DE 1 CÉDULA 80 PVC	METROS	3.1	20	62.00

14	BOMBA CENTRÍFUGA DE 1/2 HP	UNIDAD	1	186.30	186.30
15	TEFLÓN	UNIDAD	3	3	9.00
16	BUSHING DE 1" - 1/2"	UNIDAD	5	1.23	6.15
17	BUSHING DE 1 1/2" - 1/2"	UNIDAD	1	1.41	1.41
18	BUSHING DE 1/2" - 1/4"	UNIDAD	6	1.410	8.46
19	PEGA TUBOS PVC	UNIDAD	1	2.52	2.52
TOTAL					613.95

Elaborado por: Jaime Salinas

El costo total en materiales hidráulicos para la máquina es de 613.95 USD.

b) Costos de materiales y accesorios mecánicos.

Tabla 4.2 Costos materiales y accesorios mecánicos.

ÍTEM	MATERIALES	UNIDAD	CANT	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL DÓLARES USD
1	PLANCHA DE ACRÍLICO	PLANCHA	1	140.80	140.80
2	PLANCHA GALVANIZADA	PLANCHA	1	37.68	37.68
3	ÁNGULO 40 *3	METROS	6	28.70	28.70
4	TUBO CUADRADO 30*2	METROS	6	18.98	18.98
5	JUEGO DE TARRAJA	UNIDAD	1	5.40	5.40
TOTAL					231,56

Elaborado por: Jaime Salinas

El costo total en materiales mecánicos es de 231,56 USD.

c) Costos de materiales y accesorios eléctricos.

Tabla 4.3 Costos materiales y accesorios eléctricos.

ÍTEM	MATERIALES	UNIDAD	CANT	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL DÓLARES USD
1	CUCHILLA 3 POLOS	UNIDAD	1	6.69	6.69
2	VARIADOR DE FRECUENCIA	UNIDAD	1	202.95	202.95
3	PANEL DE PROGRAMACIÓN BÁSICO	UNIDAD	1	27.55	27.55
4	GABINETE 40*40*20	UNIDAD	1	39.74	39.74
5	SELECTOR ON/OFF	UNIDAD	1	8.50	8.50
6	LUZ PILOTO	UNIDAD	2	6.75	13.50
7	CABLE SUCRE AWG18	METROS	3	1.85	5.55
8	ENCHEFE TRIFÁSICO 50 A	UNIDAD	1	4.91	4.91
TOTAL					309.39

Elaborado por: Jaime Salinas

El costo de materiales eléctricos y electrónicos de la máquina es de: 309,39USD.

d) El costo total por materiales para el banco de pruebas de un sistema de bombeo es:

Tabla 4.4 Costos materiales y accesorios

MATERIALES	VALORES USD
MATERIALES HIDRÁULICOS	613.95
MATERIAES MECÁNICOS	231.56
MATERIALES ELÉCTRICOS	309.39
TOTAL	1154.90

Elaborado por: Jaime Salinas

e) Costos por maquinaria y equipos utilizados.

Tabla 4.5 Costos por maquinaria y equipos utilizados.

ÍTEM	MATERIALES	COSTO POR HORA	HORAS EQUIPO	COSTO DÓLARES USD
1	CORTADORA DE TUBOS	7	8	56.00
2	SOLDADORA MIG	6	5	30.00
3	AMOLADORA	4	3	12.00
4	OTROS EQUIPOS			50.00
5	HERRAMIENTAS MANUALES	5% Mano de obra		6.30
TOTAL				154.30

Elaborado por: Jaime Salinas

f) Costos por mano de obra.

Tabla 4.6 Costos por mano de obra.

ÍTEM	MATERIALES	COSTO POR HORA	HORAS EQUIPO	COSTO DÓLARES USD
1	MAESTRO MECÁNICO	3.5	25	87.50
2	MAESTRO ELÉCTRICO	3.5	11	38.50
TOTAL				126.00

Elaborado por: Jaime Salinas

g) Costos por transporte.

Tabla 4.7 Costos de transporte.

ÍTEM	MATERIALES	COSTO DEL FLETE	CANT	COSTO DÓLARES USD
1	MATERIALES AL TALLER	15	2	30.00
2	OTROS	0	0	10.00
TOTAL				40.00

Elaborado por: Jaime Salinas

h) El valor total por costos directos es:

Tabla 4.8 Valor total costos directos

ÍTEM	MATERIALES	COSTO DEL FLETE DÓLARES USD
1	MATERIALES Y ACCESORIOS	1154.90
2	MAQUINARIA Y EQUIPOS UTILIZADOS	154.30
3	MANO DE OBRA	126.00
4	TRANSPORTE	40.00
TOTAL		1475.20

Elaborado por: Jaime Salinas

4.3 Costos totales

Tabla 4.9 Costos totales

MATERIALES	CANTIDAD % COSTOS DIRECTOS	COSTO DÓLARES USD
COSTOS DIRECTOS	100%	1475.20
INGENIERÍA (DISEÑO Y SUPERVISIÓN)	20%	295.04
IMPREVISTOS	3%	44.26
UTILIDAD	0%	0.00
	TOTAL	1814.50

Elaborado por: Jaime Salinas

Los costos totales equivalen 1814.50 USD. (Mil ochocientos catorce con cincuenta centavos).

CONCLUSIONES

- Partiendo de un sistema práctico y funcional capaz de incrementar los conocimientos referentes a las alternativas que existen para el control de flujo de un sistema de bombeo, el rediseño del sistema de bombeo fue elaborado con fines educativos para la formación de estudiantes de ingeniería mecánica.
- El factor “ k ” en la gran mayoría de casos el fabricante no lo suministra al usuario, es por esta razón que se toma como referencia los datos generales que muestran varios textos, este valor se obtiene mediante pruebas de laboratorio, por lo que son aplicables para el diseño de sistemas de bombeo y los resultados que se obtienen teóricamente son aproximados a los prácticos.
- El uso de un variador de frecuencia no garantiza el ahorro de energía, existen procesos en los que la demanda de energía no varía con la velocidad como lo es en el caso de las aplicaciones a velocidad y potencia constante. Se debe conocer el tipo de carga con la que va a trabajar cada aplicación.
- En las cargas de par variable se logra obtener un ahorro de energía considerable, de acuerdo a la leyes de afinidad se afirma que la carga total sobre la bomba varía con el cuadrado de la velocidad y la potencia de entrada con el cubo de la velocidad, este tipo de carga funcionan en ventiladores y bombas.
- Mediante el uso de un variador de velocidad para el control de flujo del sistema de bombeo propuesto, se determinó un ahorro de hasta el 96% para el caudal más bajo ($Q = 2 \text{ m}^3/\text{h}$), en comparación con el control mediante válvula de estrangulamiento. El ahorro de energía se incrementa a medida que disminuye el caudal de operación.
- Si se va a aplicar un variador de frecuencia en un sistema de bombeo para controlar el flujo no es necesario el uso de válvulas de estrangulamiento para realizar la misma función de control, el uso de las válvulas será necesario solo

para cerrar el paso del fluido totalmente si se trata de asuntos de mantenimiento del sistema.

- El método utilizado para diseño del sistema de bombeo, ya sea con una válvula de control de flujo o un variador de velocidad, se puede tomar como referencia para realizar futuros diseños del mismo tipo de aplicación ya que el error que se encontró entre los resultados obtenidos mediante los desarrollos teórico y práctico es del 13.33% y como promedio el 3.90%.

RECOMENDACIONES

- Revisar el procedimiento de la práctica para así poder dar el uso adecuado al protocolo de pruebas y de tal manera conseguir los resultados deseados para la finalidad de la práctica.
- Para el diseño de cualquier sistema de bombeo se debe obtener en lo posible los datos de cada uno de los elementos como lo es el caso del factor “k”, para así tener un mínimo error de diseño referente a lo práctico
- Para obtener mejores resultados para medición de caudal, se recomienda utilizar dispositivos electrónicos los cuales disponen de menor margen de error en la medida. Por motivos de costos se seleccionó un medidor de flujo tipo rotámetro el cual no es tan preciso en su apreciación.
- Tener claros los conocimientos referentes a curvas de funcionamiento de los sistemas de bombeo para control de flujo a través de válvula de estrangulamiento y a través de variador de frecuencia.
- En los procesos donde se necesite modular el caudal frecuentemente se recomienda el uso de los variadores de velocidad ya que estos al momento del control no producen pérdidas de presión lo que si ocurre cuando se controla el flujo por el método de estrangulamiento afectando así la eficiencia de la bomba.

LISTA DE REFERENCIAS

- BID. (2011). Evaluación para sistemas de bombeo de agua Manual de eficiencia energética. USA.BID.
- Crane. (1977). Flujo de fluidos en válvulas, tuberías y accesorios. Colombia. Mc Graw Hill.
- Creus, A. (2010). Instrumentación industrial. México. Alfaomega Grupo Editor.
- Mott, R. (2006). Mecánica de fluidos. México. Pearson Educación.
- Mott, R. (1996). Mecánica de fluidos. México. Pearson Educación.
- Shames, I. (1995). Mecánica de fluidos. Colombia. Mc Graw Hill.
- Westaway, C. (1984). Cameron Hydraulic. USA. Ingersoll Rand.
- Fineflow. (2008). uPVC plumbing system. Recuperado el 10 de marzo del 2012 de: <http://www.fineflowplastics.com/ups.pdf>
- Ingemecánica. (2014). Bomba centrífuga. Recuperado el 10 de febrero del 2014 de: <http://ingemecánica.com/tutorialsemanal/tutorialn206.html>.
- Motortico. (2014). Cargas de torque variable – consideraciones. Recuperado el 20 de enero del 2014 de: http://www.motortico.com/biblioteca/MotorTico/2014%20ENE%20-20Cargas20de%20Torque%20Variable_Consideraciones.pdf

Thebe, (2014). Catálogo geral Thebe bombas hidráulicas. Recuperado el 24 de agosto del 2014 de: [http://www.thebe.ind.br/image/data/ CURVAS _SITE_ COMPACTO/Catalogo%20de%20Produtos%202014A%20%28compacto-WEB %29.pdf](http://www.thebe.ind.br/image/data/CURVAS_SITE_COMPACTO/Catalogo%20de%20Produtos%202014A%20%28compacto-WEB%29.pdf)

Tuvacol. (2010). Válvula de globo. Recuperado 12 de febrero del 2010 de: <http://www.tuvacol.com/valvulas/valvula-de-globo.php>.

ANEXOS

ANEXO 1

GUÍA DE LABORATORIO



AHORRO ENERGÉTICO EN EL CONTROL DE FLUJO GUÍA DE LABORATORIO

Objetivo.

- Determinar experimentalmente el ahorro energético que se produce en el sistema de bombeo al momento de controlar el flujo del fluido a través de una válvula de estrangulamiento tipo globo o controlado por medio de un variador de velocidad.

Objetivos específicos.

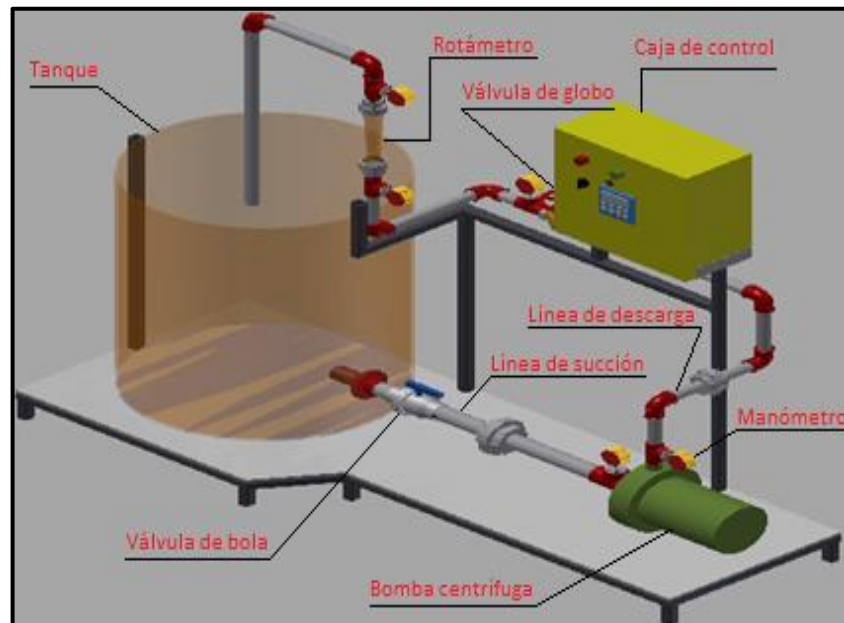
- Desarrollar y conocer las alternativas disponibles para controlar el flujo de un sistema de bombeo.
- Graficar curvas de comportamiento potencia vs caudal al utilizar las alternativas de control de flujo establecidas.
- Aprender a usar instrumentos de medición para caudal y corriente eléctrica.

Equipos necesarios.

- Banco de pruebas conformado por una bomba centrífuga.
- Medidor de caudal tipo rotámetro.
- Variador de frecuencia.
- Medidor de intensidad de corriente y voltaje tipo pinza amperimétrica.

Esquema 3D.

Figura 1. Sistema de bombeo



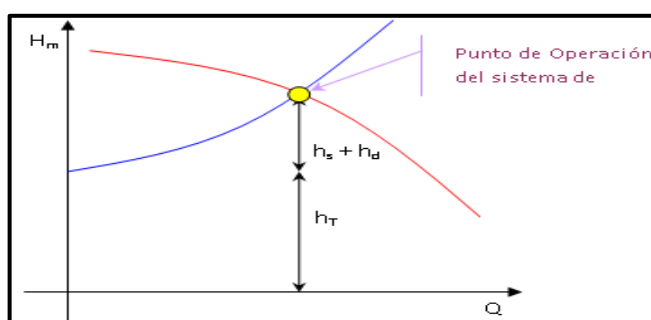
Marco teórico

Conceptos básicos.

1. El sistema de bombeo.- Tiene como objeto elevar la presión del fluido para vencer la resistencia que opondrá el circuito a su circulación. Las presiones de trabajo deben ser tales que se garanticen en todo momento que el fluido permanece en estado líquido y que no hay vaporización.

- Punto de operación.- Cuando en un sistema se instala una determinada máquina los comportamientos de la bomba y del flujo se acoplan de manera que la altura manométrica y el caudal de operación se obtienen en el punto de intersección de las curvas de la bomba y del sistema, que corresponde a la solución simultánea de las ecuaciones de la bomba y del sistema.

Figura 2. Punto de operación.

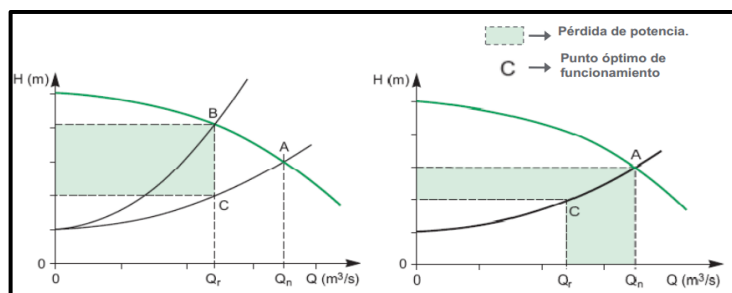


2. Ahorro de energía en sistemas de bombeo.- El costo de la energía eléctrica está en alza, por lo tanto, es prudente considerar adoptar diversos planes que nos ayuden a disminuir el consumo energético de nuestros equipos, instalaciones e industrias.

Las bombas y ventiladores son aplicaciones comúnmente usadas en el ambiente industrial. Los métodos habitualmente utilizados para el control de flujo son: el método de estrangulamiento a través de una válvula de control o un variador de velocidad.

- **Potencia.-** La potencia relativa, asociada a los diferentes métodos de control de flujo, puede ser estimada a través del área entre los ejes x e y, y el punto de operación, es decir: $P \sim Q \times h$. La figura 3 (a) control por estrangulamiento y 3(b) control por variador de frecuencia, muestra la demanda de energía por cada método de control establecido.

Figura 3. Potencia asociada al método de control del flujo de fluido.



(a)

(b)

Procedimiento de prácticas

Práctica N°1

Tema: Cálculo de potencia real del sistema sin restricciones en control de flujo.

Objetivos

- Medir el caudal a máxima operación del sistema.
- Voltaje e intensidad de corriente en máxima operación del sistema.
- Calcular la potencia que absorbe la bomba a la máxima operación del sistema.

Datos experimentales

- Caudal circulante en el sistema.
- Intensidad de corriente y voltios para operación manual en el control de caudal.

Desarrollo teórico

- Cálculo de potencia para servicio trifásico.
- Funcionamiento del medidor de flujo tipo rotámetro.
- Aplicación y operación de instrumento de medición para servicio y consumo eléctrico.

Procedimiento

El procedimiento para obtener los datos que resultan mediante la práctica número 1 a ejecutarse son los siguientes:

- a) Abrir las válvulas al 100% las cuales tienen la siguiente identificación: V1 y V2.

- b) Accionar la bomba centrífuga con identificación B1, desde el tablero eléctrico al girar el switch selector de posición 0 a I con identificación S1.
- c) Girar el potenciómetro de identificación POT1, hasta que en el display del variador de velocidad indique 60.00 Hz.
- d) Tomar nota de la medida de caudal que indica el rotámetro en GPM y transformarlos a m³/h.
- e) Tomar nota de la medida de voltaje que indica la pinza amperimétrica en la bornera de ingreso al variador de frecuencia.
- f) Tomar nota de la medida de intensidad de corriente que indica la pinza amperimétrica en cada línea de alimentación eléctrica que ingresa al motor.

Los datos obtenidos al realizar la práctica 1 son los siguientes; considerar el servicio trifásico:

Considerar $\cos \phi = 0.75$; $n=0.72$;								
Ítem	Frecuencia	Caudal		Voltaje	Intensidad de corriente			
	[hz]	[gpm]	[m3/h]	[v]	[a] l1	[a] l2	[a] l3	[a] promedio
1	60.00							
2	60.00							
3	60.00							
4	60.00							
5	60.00							
PROM	60.00							

- g) Calcular la potencia real de la bomba partiendo de los datos de la tabla.

Práctica N°2

Tema: Cálculo de potencia real del sistema al controlar el flujo por medio de válvula de estrangulamiento tipo globo.

Objetivos

- Regular el caudal hasta obtener el deseado por medio del estrangulamiento de la válvula de control tipo globo
- Voltaje e intensidad de corriente en máxima operación del sistema.
- Cálculo de potencia que absorbe la bomba a la máxima operación del sistema.

Datos experimentales

- Caudal circulante en el sistema.
- Intensidad de corriente y voltios para operación manual en el control de caudal deseado.

Desarrollo teórico

- Cálculo de potencia para servicio trifásico.
- Funcionamiento del medidor de flujo tipo rotámetro.
- Aplicación y operación de instrumento de medición para servicio y consumo eléctrico.

Procedimiento

Regular el caudal a través de la válvula de estrangulamiento tipo globo hasta obtener el deseado, para esta práctica (22.00GPM). Tomar mediciones y nota de los datos referente voltaje e intensidad de corriente que produce el sistema y verificar que el variador de velocidad se encuentre a 60.00 Hz. El procedimiento para obtener los datos que resultan mediante la práctica número 2 a ejecutarse son los siguientes:

- a) Cerrar la válvula tipo globo de identificación V2, hasta que el rotámetro indique el caudal deseado,
- b) Girar o verificar que el potenciómetro de identificación POT1, hasta que en el display del variador de velocidad indique 60.00 Hz.
- c) Tomar nota de la medida de voltaje que indica la pinza amperimétrica en la bornera de ingreso al variador de frecuencia.
- d) Tomar nota de la medida de intensidad de corriente que indica la pinza amperimétrica en cada línea de alimentación eléctrica que ingresa al motor.

Los datos obtenidos al realizar la práctica 2 son los siguientes; considerar el servicio trifásico:

Control de caudal a través de la válvula de estrangulamiento (válvula de globo) considerar $\cos \phi = 0,75$; $n=0,72$ (dato de placa)								
Ítem	Frecuencia	Caudal		Voltaje	Intensidad de corriente			
	[hz]	[gpm]	[m3/h]	[v]	[a] l1	[a] l2	[a] l3	[a] prom
1	60,00	22.00	5.00					
2	60,00	22.00	5.00					
3	60,00	22.00	5.00					
4	60,00	22.00	5.00					
5	60,00	22.00	5.00					
PROM	60,00							

e) Calcular la potencia real de la bomba partiendo de los datos de la tabla.

Nota: Repetir el proceso con caudales inferiores a 22 GPM al menos dos (Ejemplo: 17.00 GPM Y 13.00 GPM).

Práctica N°3

Tema: Cálculo de potencia real del sistema al controlar el flujo por medio del variador de frecuencia.

Objetivos

- Regular el caudal hasta obtener el deseado por medio un variador de frecuencia.
- Determinar las RPM a las debe girar la bomba centrífuga para obtener el caudal deseado.
- Cálculo de potencia que absorbe la bomba a la máxima operación del sistema.

Datos experimentales

- Caudal circulante en el sistema.
- Frecuencia de operación del sistema.
- Velocidad de giro o RPM necesarias para obtener el caudal deseado.

Desarrollo teórico

- Aplicación del variador de frecuencia para el control de flujo y ahorro de energía en bombas centrífugas.
- Leyes de afinidad para uso de variador de frecuencia en bombas centrífugas.
- Cálculo de frecuencia.

Procedimiento

Regular el caudal a través del variador de velocidad por medio del potenciómetro hasta obtener el deseado, para esta práctica (22.00GPM), tomar mediciones y nota de los datos referente a frecuencia y caudal. El procedimiento para obtener los datos que resultan mediante la práctica número 3 a ejecutarse son los siguientes:

- Abrir las válvulas al 100 % de identificación: V1 y V2.
- Girar el potenciómetro hasta alcanzar el caudal deseado (22.00 GPM).
- Tomar nota de la medida de frecuencia que indica en el display del variador de velocidad cuando alcanza el caudal deseado.

Los datos obtenidos al realizar la práctica 3 son los siguientes:

Control de caudal a través del variador de velocidad (válvula de globo) considerar $n=3500$ rpm (dato de placa)				
Ítem	caudal Q		Frecuencia f	Velocidad motor eléctrico
	[gpm]	[m3/h]	[hz]	[rpm]
1	22,00	5,00		
2	22,00	5,00		
3	22,00	5,00		
4	22,00	5,00		
5	22,00	5,00		
Prom				

- Cálculo de potencia partiendo de las leyes de afinidad.

Nota: Repetir el proceso con caudales inferiores a 22 GPM al menos dos (Ejemplo: 17.00 GPM Y 13.00 GPM).

Análisis de resultados.

El análisis se hace referencia a lo siguiente:

- Curvas de gráficas de comportamiento potencia vs caudal para control por medio de válvula de estrangulamiento.
- Curvas de gráfica de comportamiento Potencia vs Caudal para control por medio de variador de frecuencia.
- Gráfica de intersección de curvas Potencia vs Caudal determinadas por los métodos de control descritos, para determinar el ahorro energético.
- Porcentaje de ahorro energético al comparar el mismo caudal con los diferentes métodos de control (estrangulamiento y variador de frecuencia).

Conclusiones:

-
-
-
-

Recomendaciones:

-
-
-
-

ANEXO 2

PROPIEDADES DEL AGUA SI (SISTEMA INTERNACIONAL)

Temperatura (°C)	Peso específico γ (kN/m ³)	Densidad ρ (kg/m ³)	Viscosidad dinámica η (Pa·s)	Viscosidad cinemática ν (m ² /s)
0	9.81	1000	1.75×10^{-3}	1.75×10^{-6}
5	9.81	1000	1.52×10^{-3}	1.52×10^{-6}
10	9.81	1000	1.30×10^{-3}	1.30×10^{-6}
15	9.81	1000	1.15×10^{-3}	1.15×10^{-6}
20	9.79	998	1.02×10^{-3}	1.02×10^{-6}
25	9.78	997	8.91×10^{-4}	8.94×10^{-7}
30	9.77	996	8.00×10^{-4}	8.03×10^{-7}
35	9.75	994	7.18×10^{-4}	7.22×10^{-7}
40	9.73	992	6.51×10^{-4}	6.56×10^{-7}
45	9.71	990	5.94×10^{-4}	6.00×10^{-7}
50	9.69	988	5.41×10^{-4}	5.48×10^{-7}
55	9.67	986	4.98×10^{-4}	5.05×10^{-7}
60	9.65	984	4.60×10^{-4}	4.67×10^{-7}
65	9.62	981	4.31×10^{-4}	4.39×10^{-7}
70	9.59	978	4.02×10^{-4}	4.11×10^{-7}
75	9.56	975	3.73×10^{-4}	3.83×10^{-7}
80	9.53	971	3.50×10^{-4}	3.60×10^{-7}
85	9.50	968	3.30×10^{-4}	3.41×10^{-7}
90	9.47	965	3.11×10^{-4}	3.22×10^{-7}
95	9.44	962	2.92×10^{-4}	3.04×10^{-7}
100	9.40	958	2.82×10^{-4}	2.94×10^{-7}

Fuente: Mott, 2006, p. 589.

ANEXO 3

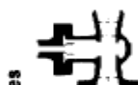
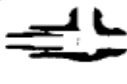
RUGOSIDAD DE LOS MATERIALES

Material	Rugosidad ϵ (m)	Rugosidad ϵ (pie)
Vidrio	Liso	Liso
Plástico	3.0×10^{-7}	1.0×10^{-6}
Tubo extruido; cobre, latón y acero	1.5×10^{-6}	5.0×10^{-6}
Acero, comercial o soldado	4.6×10^{-5}	1.5×10^{-4}
Hierro galvanizado	1.5×10^{-4}	5.0×10^{-4}
Hierro dúctil, recubierto	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Hierro dúctil, no recubierto	2.4×10^{-4}	8.0×10^{-4}
Concreto, bien fabricado	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Acero remachado	1.8×10^{-3}	6.0×10^{-3}

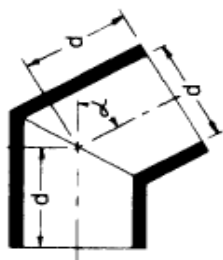
Fuente: Mott, 2006, p. 235.

ANEXO 4

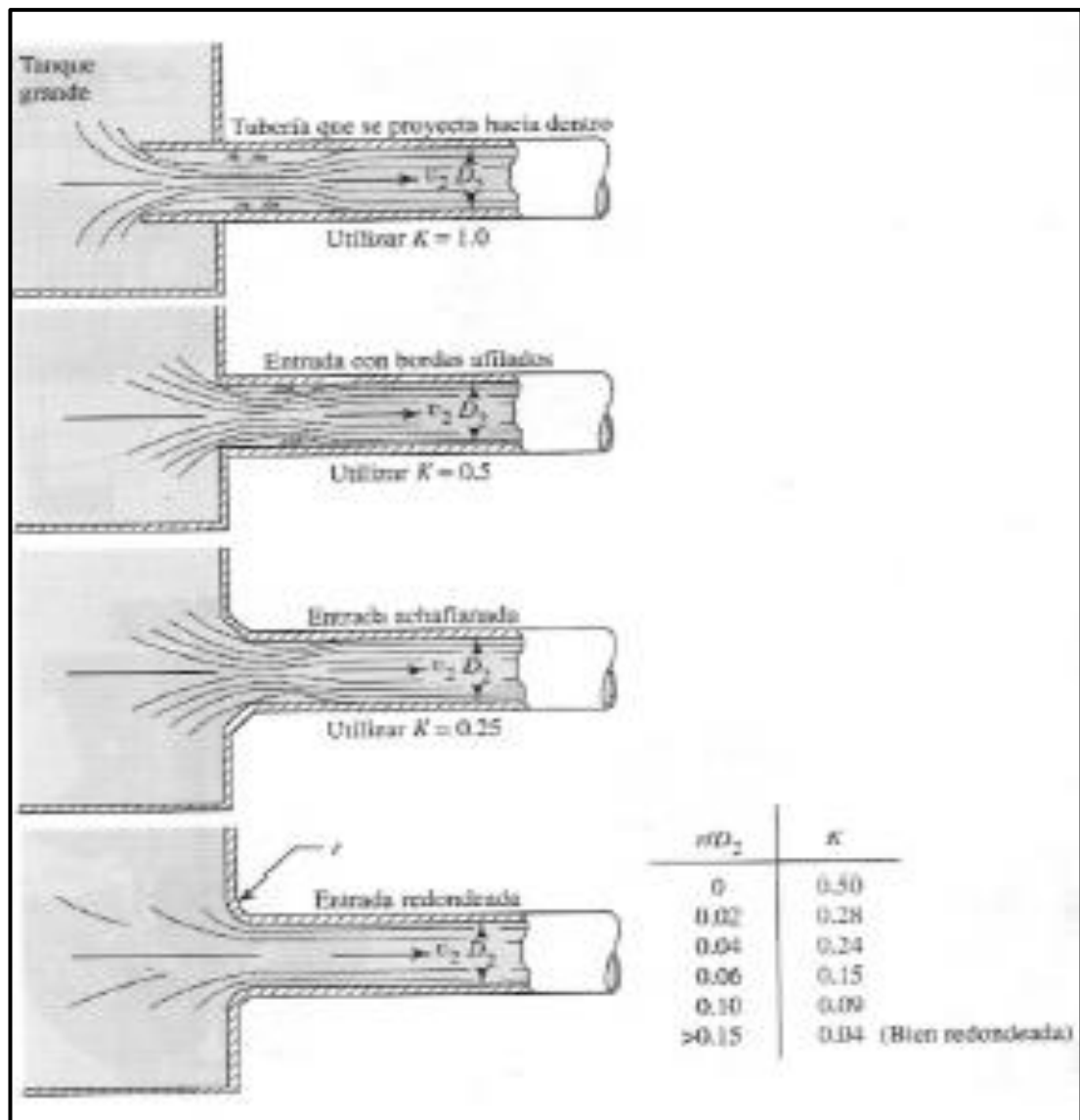
COEFICIENTE DE RESISTENCIA k EN VÁLVULAS Y ACCESORIOS

Fitting	L/D	Nominal pipe size											
		1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2-3	4	6	8-10	12-16	18-24
		K value											
 Gate Valves 	8	0.22	0.20	0.18	0.18	0.15	0.15	0.14	0.14	0.12	0.11	0.10	0.10
	340	9.2	8.5	7.8	7.5	7.1	6.5	6.1	5.8	5.1	4.8	4.4	4.1
 Angle Valves 	55	1.48	1.38	1.27	1.21	1.16	1.05	0.99	0.94	0.83	0.77	0.72	0.66
	150	4.05	3.75	3.45	3.30	3.15	2.85	2.70	2.55	2.25	2.10	1.95	1.80
 Ball Valves 	3	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04

Fitting	L/D	Nominal pipe size											
		1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2-3	4	6	8-10	12-16	18-24
		K value											
Butterfly Valve 							0.86	0.81	0.77	0.68	0.63	0.35	0.30
Plug Valve straightway 	18	0.49	0.45	0.41	0.40	0.38	0.34	0.32	0.31	0.27	0.25	0.23	0.22
Plug Valve 3-way thru-flo 	30	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	0.45	0.42	0.39	0.36
Plug Valve branch-flo 	90	2.43	2.25	2.07	1.98	1.89	1.71	1.62	1.53	1.35	1.26	1.17	1.08
Standard elbow 	90°	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	0.45	0.42	0.39	0.36
	45°	0.43	0.40	0.37	0.35	0.34	0.30	0.29	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19
	long radius 90°	0.43	0.40	0.37	0.35	0.34	0.30	0.29	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19

Fitting	Type of bend	L/D	Nominal pipe size												
			K value												
			1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2-3	4	6	8-10	12-16	18-24	
Close Return Bend 		50	1.35	1.25	1.15	1.10	1.05	0.95	0.90	0.85	0.75	0.70	0.65	0.60	
	thru flo	20	0.54	0.50	0.46	0.44	0.42	0.38	0.36	0.34	0.30	0.28	0.26	0.24	
	thru branch	60	1.62	1.50	1.38	1.32	1.26	1.14	1.08	1.02	0.90	0.84	0.78	0.72	
Standard Tee 															
	90° Bends. Pipe bends, flanged elbows, butt welded elbows 	r/d = 1	20	0.54	0.50	0.46	0.44	0.42	0.38	0.36	0.34	0.30	0.28	0.26	0.24
	r/d = 2	12	0.32	0.30	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0.20	0.18	0.17	0.16	0.14	
	r/d = 3	12	0.32	0.30	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0.20	0.18	0.17	0.16	0.14	
	r/d = 4	14	0.38	0.35	0.32	0.31	0.29	0.27	0.25	0.24	0.21	0.20	0.18	0.17	
	r/d = 6	17	0.46	0.43	0.39	0.37	0.36	0.32	0.31	0.29	0.26	0.24	0.22	0.20	
	r/d = 8	24	0.65	0.60	0.55	0.53	0.50	0.46	0.43	0.41	0.36	0.34	0.31	0.29	
	r/d = 10	30	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	0.45	0.42	0.39	0.36	
	r/d = 12	34	0.92	0.85	0.78	0.75	0.71	0.65	0.61	0.58	0.51	0.48	0.44	0.41	
	r/d = 14	38	1.03	0.95	0.87	0.84	0.80	0.72	0.68	0.65	0.57	0.53	0.49	0.46	
Mitre Bends 	r/d = 16	42	1.13	1.05	0.97	0.92	0.88	0.80	0.76	0.71	0.63	0.59	0.55	0.50	
	r/d = 18	46	1.24	1.15	1.06	1.01	0.97	0.87	0.83	0.78	0.69	0.64	0.60	0.55	
	r/d = 20	50	1.35	1.25	1.15	1.10	1.05	0.95	0.90	0.85	0.75	0.70	0.65	0.60	
	$\alpha = 0^\circ$	2	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02	
	$\alpha = 15^\circ$	4	0.11	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05		
	$\alpha = 30^\circ$	8	0.22	0.20	0.18	0.18	0.17	0.15	0.14	0.14	0.12	0.11	0.10	0.10	
	$\alpha = 45^\circ$	15	0.41	0.38	0.35	0.33	0.32	0.29	0.27	0.26	0.23	0.21	0.20	0.18	
	$\alpha = 60^\circ$	25	0.68	0.63	0.58	0.55	0.53	0.48	0.45	0.43	0.38	0.35	0.33	0.30	
	$\alpha = 75^\circ$	40	1.09	1.00	0.92	0.88	0.84	0.76	0.72	0.68	0.60	0.56	0.52	0.48	
$\alpha = 90^\circ$	60	1.62	1.50	1.38	1.32	1.26	1.14	1.08	1.02	0.90	0.84	0.78	0.72		

Fuente: Westaway, 1984, p. 3-111, 3-112, 3-113.



Fuente: Mott, 2006, p. 293.

ANEXO 5

VÁLVULA TIPO GLOBO

GLOBE VALVES

D4 PN20 - Series B



Bronze Globe Valve

Crane bronze globe valves are highly efficient for throttling because seat and disc designs provide flow characteristics with proportionate relationships between valve lift and flow rate.

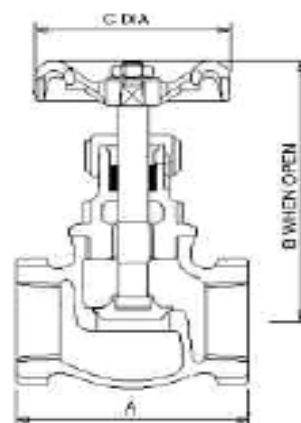
This valve carries the British Standards Institution kitemark - your assurance of exacting quality.

Materials

PART	MATERIAL	SIZE
Body	Bronze BS EN 1982 CC491K	All
Bonnet	Bronze BS EN 1982 CC491K	All
Disc	Brass BS EN 12164 CW614N	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ "
Disc	Bronze BS EN 1982 CC491K	2"
Stem	Brass BS EN 12164 CW614N	All
Packing	Asbestos Free	All
Gland	Brass BS EN 12164 CW614N	All
Packing Nut	Brass BS EN 12164 CW614N	All
Disc Stem Ring	Manganese Bronze BS EN 12164 CW721R	2" only
Handwheel	Aluminium	All
Handwheel Nut	Brass BS EN 12164 CW614N	All
ID Plate	Aluminium	All



Dimensional Drawing



Dimensions & Weights

SIZE (inch)	WEIGHT (kg)	A (mm)	B (mm)	C (mm)
$\frac{1}{4}$	0.23	44	75	52
$\frac{3}{8}$	0.22	44	75	52
$\frac{1}{2}$	0.31	55	82	52
$\frac{3}{4}$	0.42	63	89	52
1	0.71	77	102	65
$1\frac{1}{4}$	1.12	91	118	70
$1\frac{1}{2}$	1.5	98	134	78
2	2.48	118	171	103

Pressure/Temperature Ratings

TEMPERATURE (°C)	-10 to 100	100
PRESSURE (BAR)	20	9

Intermediate pressure ratings shall be determined by interpolation.

PRESSURE RATING: PN20

TEMPERATURE OPERATING RANGE: -10 to 100°C

UK END CONNECTION: Taper threaded to BS EN 10226-2 (ISO 7-1) formerly BS 21

US END CONNECTION: ANSI B1.20.1 (please add suffix AT to denote American Thread)

OPERATOR: Handwheel

SPECIFICATION: Valves are manufactured in accordance with BS 5154: 1991 PN20 for Series B ratings. Body seat is integral and is a narrow contact angled type.
Sizes $\frac{1}{4}$ " to 2" taper threaded to BS EN 10226-2 (ISO 7-1) formerly BS 21 versions BS 1 Kitemarked.
Metal Disc, Screwed Bonnet.
This valve is not suitable for use on group 1 gases or unstable fluids, as defined by the Pressure Equipment Directive 97/23/EC.

Every effort has been made to ensure that the information contained in this publication is accurate at the time of publishing. Crane Ltd assumes no responsibility or liability for typographical errors or omissions or for any misinterpretation of the information in this publication and reserves the right to change without notice.

TYPICAL Kv VALUES

Typical Kv values for various valves to enable Pressure Drop calculations to be made.
For other pipe specifications, valve sizes and valve types, please refer to Crane Fluid Systems.

GATE VALVES (Schedule 40 Pipe)

SIZE (mm)	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300
Kv	21.32	36.88	65.09	116.23	161.93	280.6	411.33	625.13	1125.41	1823.03	2718.86	4873.47	7681.73	11315.64

GLOBE VALVES (Schedule 40 Pipe)

SIZE (mm)	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300
Kv	3.27	5.86	10.08	17.80	24.84	43.04	63.1	97.42	172.63	278.64	417.07	747.56	1178.32	1735.74

BUTTERFLY VALVES

SIZE (mm)	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300
Kv	-	-	-	-	-	133	240	410	655	900	1800	3550	7350	9100

BALL VALVES

SIZE (mm)	8	10	15	20	25	32	40	50	65	80
Kv	9	11	20	47	77	1412	198	338	580	82

CHECK VALVES (Schedule 40 Pipe)

SIZE (mm)	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300
Kv	8.53	15.55	26.27	46.49	64.77	112.24	164.53	254.05	450.16	728.21	1087.59	1948.39	3072.09	4526.25

STRAINERS (Flanged) (BS 1387 Medium Grade Steel Pipe)

SIZE (mm)	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300
Kv	-	-	-	-	33	57	91	131	232	372	544	952	1470	2151

STRAINERS (Threaded) (BS 1387 Medium Grade Steel Pipe)

SIZE (mm)	15	20	25	32	40	50
Kv	4.8	8.8	15.1	25.5	36	68

COMMISSIONING VALVES (Fixed Orifice Double Regulating Valve - Crane DM941)

SIZE (mm)	65	80	100	125	150	200	250	300
Kv	72	100	124	229	324	525	1058	1329

COMMISSIONING VALVES (Fixed Orifice Double Regulating Valve - Crane D931)

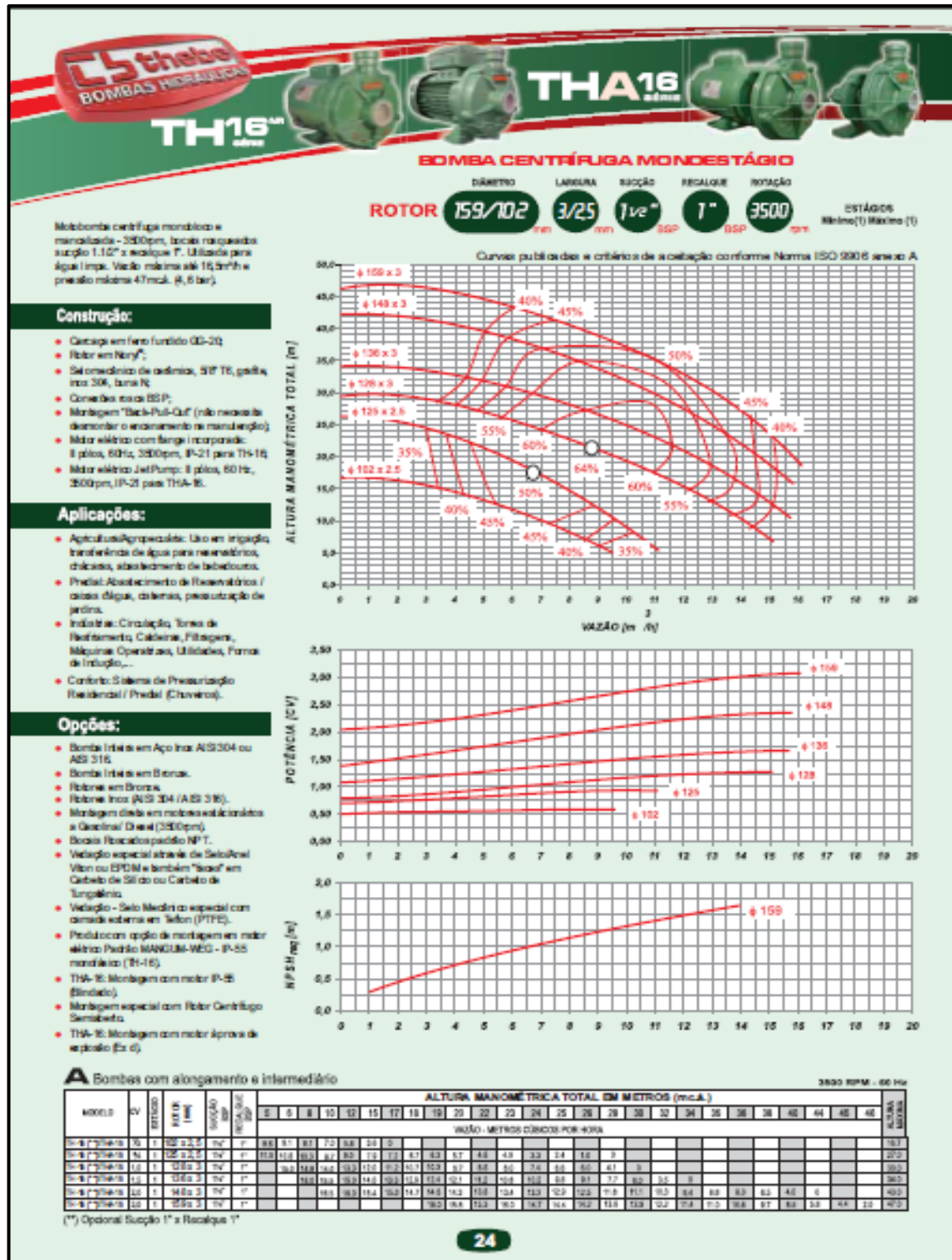
SIZE (mm)	15	20	25	32	40	50
Kv	1.87	3.14	5.59	10.8	18.1	29.1

Please do not hesitate to contact us if you require further information, Technical Helpline on +44 (0)1473 277400

Every effort has been made to ensure that the information contained in this publication is accurate at the time of publishing. Crane Ltd assumes no responsibility or liability for typographical errors or omissions or for any misrepresentation of the information within this publication and reserves the right to change without notice.

ANEXO 6

BOMBA CENTRÍFUGA



Fuente: Thebe, 2015, p. 24.

ANEXO 7

INTERACCIONES PARA GRAFICAR LA CURVA DEL SISTEMA

PERDIDAS DE CARGA EN SISTEMAS DE TUBERIAS									
VARIABLES									
PROPIEDADES DEL AGUA a 20°C									
DENSIDAD P	998 kg/m ³								
VISCOSIDAD DINAMICA n	0.00102 kg/ms								
VISCOSIDAD CINEMATICA v	0.00102 m ² /s								
DIAMETRO INTERIOR	0.0408 m								
GRAVEDAD	9.81 m/s ²								
DATOS									
VELOCIDAD SUCCION	1.799 m/s	6474.68 m/h							
VELOCIDAD DESCARGA	4.421 m/s	15916.81 m/h							
CAUDAL	32.5 GPM	0.002 m ³ /s	7.38 m ³ /h						
DIAMETRO SUCCION	38.1 mm	0.04 m							
DIAMETRO DESCARGA	24.3 mm	0.02 m							
RUGOSIDAD MATERIAL	3.00E-07 m	0.00 mm							
LONG TUB LINEA SUCCION	0.65 m	650.00 mm							
LONG TUB LINEA DESCARGA	3.1 m	3100.00 mm							
CALCULO DE PERDIDAS LINEA DE SUCCION									
NUMERO DE REYNOLDS	$N_R = \frac{v * D_i * \rho}{\eta}$								
$N_R =$	67045.778								
FACTOR DE FRICCION	$f_s = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7(D/\epsilon)} + \frac{5.74}{(N_R)^{0.25}} \right) \right]^2}$								
$f_s =$	0.0195								
PERDIDAS MAYORES	$h_L = f_s \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$								
$h_L =$	0.0548 m								
PERDIDAS MENORES	$h_L = k \frac{v^2}{2g}$								
$h_L =$	0.165 m								
$h_L =$	0.010 m								
$h_L =$	0.069 m								
FACTOR K ACCESORIOS L SUCCION									
SALIDA DEL TANQUE	1								
VAL BOLA	0.06								
TE	0.42								
CALCULO DE PERDIDAS LINEA DE DESCARGA									
NUMERO DE REYNOLDS	$N_R = \frac{v * D_i * \rho}{\eta}$								
$N_R =$	105121.16								
FACTOR DE FRICCION	$f_s = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7(D/\epsilon)} + \frac{5.74}{(N_R)^{0.25}} \right) \right]^2}$								
$f_s =$	0.0178								
PERDIDAS MAYORES	$h_L = f_s \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$								
$h_L =$	2.26 m								
PERDIDAS MENORES	$h_L = k \frac{v^2}{2g}$								
$h_L =$	4.81 m								
$h_L =$	6.48 m								
$h_L =$	2.29 m								
$h_L =$	0.77								
FACTOR K ACCESORIOS L SUCCION									
7 CODOS	4.83								
VALVULA DE GLOBO	6.50								
5 TE	2.30								
ROTAMETRO	0.77								

PERDIDAS DE CARGA EN SISTEMAS DE TUBERIAS									
VARIABLES									
PROPIEDADES DEL AGUA a 20°C									
DENSIDAD P	998	kg/m3							
VISCOSIDAD DINAMICA n	0.00102	kg/ms							
VISCOSIDAD CINEMATICA v	0.00102	m2/s							
DIAMETRO INTERIOR	0.0409	m							
GRAVEDAD	9.81	m/s2							
DATOS									
VELOCIDAD SUCCION	1.577	m/s	5677.80000	m/h					
VELOCIDAD DESCARGA	3.877	m/s	13957.81682	m/h					
CAUDAL	28.5	GPM	0.00180	m3/s	6.47	m3/h			
DIAMETRO SUCCION	38.1	mm	0.03810	m					
DIAMETRO DESCARGA	24.3	mm	0.02430	m					
RUGOSIDAD MATERIAL	0.000003	m	0.00030	mm					
LONG TUB LINEA SUCCION	0.65	m	650.00	mm					
LONG TUB LINEA DESCARGA	3.1	m	3100.00	mm					
CALCULO DE PERDIDAS LINEA DE SUCCION									
NUMERO DE REYNOLDS	$N_R = \frac{v * D_i * \rho}{\eta}$								
$N_R =$	58793.990								
FACTOR DE FRICCION	$f_s = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\epsilon} \right)} + \frac{5.74}{(N_R)^{0.25}} \right) \right]^2}$								
$f_s =$	0.0201								
PERDIDAS MAYORES	$h_L = f_s \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$								
$h_L =$	0.0434 m								
PERDIDAS MENORES	$h_{L2} = K \frac{v^2}{2g}$								
$h_{L2} =$	0.127 m								
$h_{L3} =$	0.008 m								
$h_{L4} =$	0.053 m								
FACTOR K ACCESORIOS L. SUCCION									
SALIDA DEL TANQUE	1								
VAL BOLA	0.06								
TE	0.42								
CALCULO DE PERDIDAS LINEA DE DESCARGA									
NUMERO DE REYNOLDS	$N_R = \frac{v * D_i * \rho}{\eta}$								
$N_R =$	92183.17								
FACTOR DE FRICCION	$f_s = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\epsilon} \right)} + \frac{5.74}{(N_R)^{0.25}} \right) \right]^2}$								
$f_s =$	0.0182								
PERDIDAS MAYORES	$h_L = f_s \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$								
$h_L =$	1.78 m								
PERDIDAS MENORES	$h_{L6} = K \frac{v^2}{2g}$								
$h_{L6} =$	3.70 m								
$h_{L7} =$	4.98 m								
$h_{L8} =$	1.76 m								
$h_{L9} =$	0.59 m								
FACTOR K ACCESORIOS L. SUCCION									
7 CODOS	4.83								
VALVULA DE GLOBO	6.50								
5 TE	2.30								
ROTAMETRO	0.77								

PERDIDAS DE CARGA EN SISTEMAS DE TUBERIAS									
VARIABLES									
PROPIEDADES DEL AGUA a 20°C									
DENSIDAD P	998	kg/m3							
VISCOSIDAD DINAMICA n	0.0102	kg/ms							
VISCOSIDAD CINEMATICA v	0.0102	m2/s							
DIAMETRO INTERIOR	0.0409	m							
GRAVEDAD	9.81	m/s2							
DATOS									
VELOCIDAD SUCCION	1.462	m/s	5261.4280	m/h					
VELOCIDAD DESCARGA	3.593	m/s	12934.2436	m/h					
CAUDAL	26.41	GPM	0.0017	m3/s	6.00	m3/h			
DIAMETRO SUCCION	38.1	mm	0.0381	m					
DIAMETRO DESCARGA	24.3	mm	0.0243	m					
RUGOSIDAD MATERIAL	0.0000003	m	0.0003	mm					
LONG TUB LINEA SUCCION	0.65	m	650.0000	mm					
LONG TUB LINEA DESCARGA	3.1	m	3100.0000	mm					
CALCULO DE PERDIDAS LINEA DE SUCCION									
NUMERO DE REYNOLDS									
$N_R = \frac{v * D_i * \rho}{\eta}$									
$N_R = 54482.431$									
FACTOR DE FRICCION									
$f_s = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D_i}{\epsilon} \right)} + \frac{5.74}{(N_R)^{0.9}} \right) \right]^2}$									
$f_s = 0.0204$									
PERDIDAS MAYORES									
$h_L = f_s * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g}$									
$h_{L1} = 0.0379$ m									
PERDIDAS MAYORES									
$h_{L2} = 0.109$ m									
$h_{L3} = 0.007$ m									
$h_{L4} = 0.046$ m									
FACTOR K ACCESORIOS L. SUCCION									
SALIDA DEL TANQUE	1								
VAL BOLA	0.06								
TE	0.42								
CALCULO DE PERDIDAS LINEA DE DESCARGA									
NUMERO DE REYNOLDS									
$N_R = \frac{v * D_i * \rho}{\eta}$									
$N_R = 85423.07$									
FACTOR DE FRICCION									
$f_s = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D_i}{\epsilon} \right)} + \frac{5.74}{(N_R)^{0.9}} \right) \right]^2}$									
$f_s = 0.0185$									
PERDIDAS MAYORES									
$h_L = f_s * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g}$									
$h_{L5} = 1.56$ m									
PERDIDAS MAYORES									
$h_{L6} = 3.18$ m									
$h_{L7} = 4.28$ m									
$h_{L8} = 1.513$ m									
$h_{L9} = 0.51$									
FACTOR K ACCESORIOS L. SUCCION									
7 CODOS	4.83								
VALVULA DE GLOBO	6.50								
STE	2.30								
ROTAMETRO	0.77								

PERDIDAS DE CARGA EN SISTEMAS DE TUBERIAS

VARIABLES	

PROPIEDADES DEL AGUA a 20°C	
DENSIDAD P	998 kg/m ³
VISCOSIDAD DINAMICA n	0.00102 kg/ms
VISCOSIDAD CINEMATICA v	0.00102 m ² /s
DIAMETRO INTERIOR	0.0409 m
GRAVEDAD	9.81 m/s ²

DATOS					
VELOCIDAD SUCCION	1.218	m/s	4384.8554	m/h	
VELOCIDAD DESCARGA	2.994	m/s	10779.3526	m/h	
CAUDAL	22.01	GPM	0.0014	m3/s	
DIAMETRO SUCCION	38.1	mm	0.0381	m	
DIAMETRO DESCARGA	24.3	mm	0.0243	m	
RUGOSIDAD MATERIAL	0.0000003	m	0.0003	mm	
LONG TUB LINEA SUCCION	0.65	m	650.0000	mm	
LONG TUB LINEA DESCARGA	3.1	m	3100.0000	mm	

CALCULO DE PERDIDAS LINEA DE SUCCION

NÚMERO DE REYNOLDS	
$N_R = \frac{v * D_i * \rho}{\eta}$	
$N_R =$	45405,464

$$f_s = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7} \left(\frac{D}{\varepsilon} + \frac{5.74}{(N_s)^{0.9}} \right) \right) \right]^2}$$

[illegible]

PERDIDAS MAYORES	$h_L = k x \frac{v_s^2}{2g}$	m
	hL2=	0.076 m
	hL3=	0.005 m
	hL4=	0.032 m

FACTOR K ACCESORIOS L. SUCCION	
SALIDA DEL TANQUE	1
VAL BOLA	0.06
TE	0.42

CALCULO DE PERDIDAS LINEA DE DESCARGA

NUMERO DE REYNOLDS	
$N_R = \frac{v * D_i * \rho}{\eta}$	
$N_R =$	71191.28

$$f_s = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7} \left(\frac{D}{L} \right) \left(N_s^{1.05} \right) \right) \right]}$$

[illegible][illegible]

FACTORK ACCESORIOS L. SUCCION	
7 CODOS	4.83
VALVULA DE GLOBO	6.50
5 TE	2.30
ROTAMETRO	0.77

PERDIDAS DE CARGA EN SISTEMAS DE TUBERIAS									
VARIABLES									
PROPIEDADES DEL AGUA a 20°C									
DENSIDAD P	998	kg/m3							
VISCOSIDAD DINAMICA n	0.00102	kg/ms							
VISCOSIDAD CINEMATICA v	0.00102	m2/s							
DIAMETRO INTERIOR	0.0409	m							
GRAVEDAD	9.81	m/s2							
DATOS									
VELOCIDAD SUCCION	0.975	m/s	3508.2827	m/h					
VELOCIDAD DESCARGA	2.396	m/s	8624.4616	m/h					
CAUDAL	17.61	GPM	0.0011	m3/s	4.00	m3/h			
DIAMETRO SUCCION	38.1	mm	0.0381	m					
DIAMETRO DESCARGA	24.3	mm	0.0243	m					
RUGOSIDAD MATERIAL	0.000003	m	0.0003	mm					
LONG TUB LINEA SUCCION	0.65	m	650.0000	mm					
LONG TUB LINEA DESCARGA	3.1	m	3100.0000	mm					
CALCULO DE PERDIDAS LINEA DE SUCCION									
NUMERO DE REYNOLDS	$N_R = \frac{v * D_i * \rho}{\eta}$		FACTOR DE FRICCION		PERDIDAS MAYORES		PERDIDAS MAYORES		
$N_R =$	36328.497		$f_s = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D_i}{\epsilon} \right) + \left(\frac{5.74}{(N_R)^{0.25}} \right)} \right) \right]^2}$		$h_{L1} = f_s \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$		$h_{L2} = k \frac{v^2}{2g}$		
			$f_s =$	0.0224	hL1=	0.0185 m	hL2=	0.048 m	
							hL3=	0.003 m	
							hL4=	0.020 m	
CALCULO DE PERDIDAS LINEA DE DESCARGA									
NUMERO DE REYNOLDS	$N_R = \frac{v * D_i * \rho}{\eta}$		FACTOR DE FRICCION		PERDIDAS MAYORES		PERDIDAS MAYORES		
$N_R =$	56959.50		$f_s = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D_i}{\epsilon} \right) + \left(\frac{5.74}{(N_R)^{0.25}} \right)} \right) \right]^2}$		$h_{L5} = f_s \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$		$h_{L6} = k \frac{v^2}{2g}$		
			$f_s =$	0.0202	hL5=	0.75 m	hL6=	1.41 m	
							hL7=	1.90 m	
							hL8=	0.673 m	
							hL9=	0.23 m	
FACTORES K ACCESORIOS L. SUCCION									
SALIDA DEL TANQUE				SALIDA DEL TANQUE				SALIDA DEL TANQUE	
1				1				1	
VAL BOLA				VAL BOLA				VALVULA DE GLOBO	
0.06				0.06				5 TE	
TE				TE				ROTAMETRO	
0.42				0.42				0.77	
FACTORES K ACCESORIOS L. DESCARGA									
7 CODOS				7 CODOS				7 CODOS	
4.83				4.83				4.83	
VALVULA DE GLOBO				VALVULA DE GLOBO				VALVULA DE GLOBO	
6.50				6.50				6.50	
5 TE				5 TE				5 TE	
2.30				2.30				2.30	
ROTAMETRO				ROTAMETRO				ROTAMETRO	
0.77				0.77				0.77	

PERDIDAS DE CARGA EN SISTEMAS DE TUBERIAS									
VARIABLES									
PROPIEDADES DEL AGUA a 20°C									
DENSIDAD P	998	kg/m3							
VISCOSIDAD DINAMICA n	0.00102	kg/ms							
VISCOSIDAD CINEMATICA v	0.00102	m2/s							
DIAMETRO INTERIOR	0.0409	m							
GRAVEDAD	9.81	m/s2							
DATOS									
VELOCIDAD SUCCION	0.730	m/s	2629.7179	m/h					
VELOCIDAD DESCARGA	1.796	m/s	6464.6731	m/h					
CAUDAL	13.2	GPM	0.0008	m3/s	3.00	m3/h			
DIAMETRO SUCCION	38.1	mm	0.0381	m					
DIAMETRO DESCARGA	24.3	mm	0.0243	m					
RUGOSIDAD MATERIAL	0.0000003	m	0.0003	mm					
LONG TUB LINEA SUCCION	0.65	m	650.0000	mm					
LONG TUB LINEA DESCARGA	3.1	m	3100.0000	mm					
CALCULO DE PERDIDAS LINEA DE SUCCION									
NUMERO DE REYNOLDS	$N_R = \frac{v * D_i * \rho}{\eta}$								
	$N_R = 27230.901$								
FACTOR DE FRICCION	$f_s = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{(3.7(D/L))} + \frac{5.74}{(N_R)^{0.25}} \right) \right]^2}$								
	$f_s = 0.0239$								
PERDIDAS MAYORES	$h_L = f_s \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$								
	$h_{L1} = 0.0111$ m								
PERDIDAS MENORES	$h_L = k \frac{v^2}{2g}$								
	$h_{L2} = 0.027$ m								
	$h_{L3} = 0.002$ m								
	$h_{L4} = 0.011$ m								
FACTOR K ACCESORIOS L. SUCCION									
SALIDA DEL TANQUE	1								
VALVULA DE GLOBO	0.06								
TE	0.42								
CALCULO DE PERDIDAS LINEA DE DESCARGA									
NUMERO DE REYNOLDS	$N_R = \frac{v * D_i * \rho}{\eta}$								
	$N_R = 42695.36$								
FACTOR DE FRICCION	$f_s = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{(3.7(D/L))} + \frac{5.74}{(N_R)^{0.25}} \right) \right]^2}$								
	$f_s = 0.0216$								
PERDIDAS MAYORES	$h_L = f_s \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$								
	$h_{L5} = 0.45$ m								
PERDIDAS MENORES	$h_L = k \frac{v^2}{2g}$								
	$h_{L6} = 0.79$ m								
	$h_{L7} = 1.07$ m								
	$h_{L8} = 0.378$ m								
	$h_{L9} = 0.13$ m								
FACTOR K ACCESORIOS L. SUCCION									
7 CODOS	4.83								
VALVULA DE GLOBO	6.50								
5 TE	2.30								
ROTAMETRO	0.77								

VARIABLES

PROPIEDADES DEL AGUA A 20°C	
DENSIDAD P	998 kg/m ³
VISCOSIDAD DINAMICA n	0.00102 kg/ms
VISCOSIDAD CINEMATICA v	0.00102 m ² /s
DIAMETRO INTERIOR	0.0409 m
GRAVEDAD	9.81 m/s ²

DATOS					
VELOCIDAD SUCCION	0.487	m/s	1753.1453	m/h	
VELOCIDAD DESCARGA	1.197	m/s	4309.7820	m/h	
CAUDAL	8.8	GPM	0.0006	m3/s	
DIAMETRO SUCCION	38.1	mm	0.0381	m	
DIAMETRO DESCARGA	24.3	mm	0.0243	m	
RUGOSIDAD MATERIAL	0.0000003	m	0.0003	mm	
LONG TUB LINEA SUCCION	0.65	m	650.0000	mm	
LONG TUB LINEA DESCARGA	3.1	m	3100.0000	mm	

CALCULO DE PERDIDAS LINEA DE SUCCION

NUMERO DE REYNOLDS	FACTOR DE FRICCION	PERDIDAS MAYORES	PERDIDAS MENORES	FACTOR K ACCESORIOS L. SUCCION						
$N_R = \frac{v * D_i * \rho}{\eta}$	$f_s = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{1 + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} + \frac{80000}{N_R^{1.25}}} \right) \right]^2}$	$h_L = f \cdot x \cdot \frac{v^2}{D \cdot 2g}$	$h_L = k \cdot \frac{v_s^2}{2g}$	<table><tr><td>SAIDA DEL TANQUE</td><td>1</td></tr><tr><td>VAL BOLA</td><td>0.06</td></tr><tr><td>TE</td><td>0.42</td></tr></table>	SAIDA DEL TANQUE	1	VAL BOLA	0.06	TE	0.42
SAIDA DEL TANQUE	1									
VAL BOLA	0.06									
TE	0.42									

$N_R =$	18153.934	$\left[\begin{matrix} 3.7 \\ 0 \\ 6 \end{matrix} \right] \cdot \left(N_R^{0.37} \right)$			
			h11=	0.0055	m
		$\frac{t_{1,2}}{t_{1,2}} =$	h12=	0.012	m
			h13=	0.001	m
			h14=	0.005	m

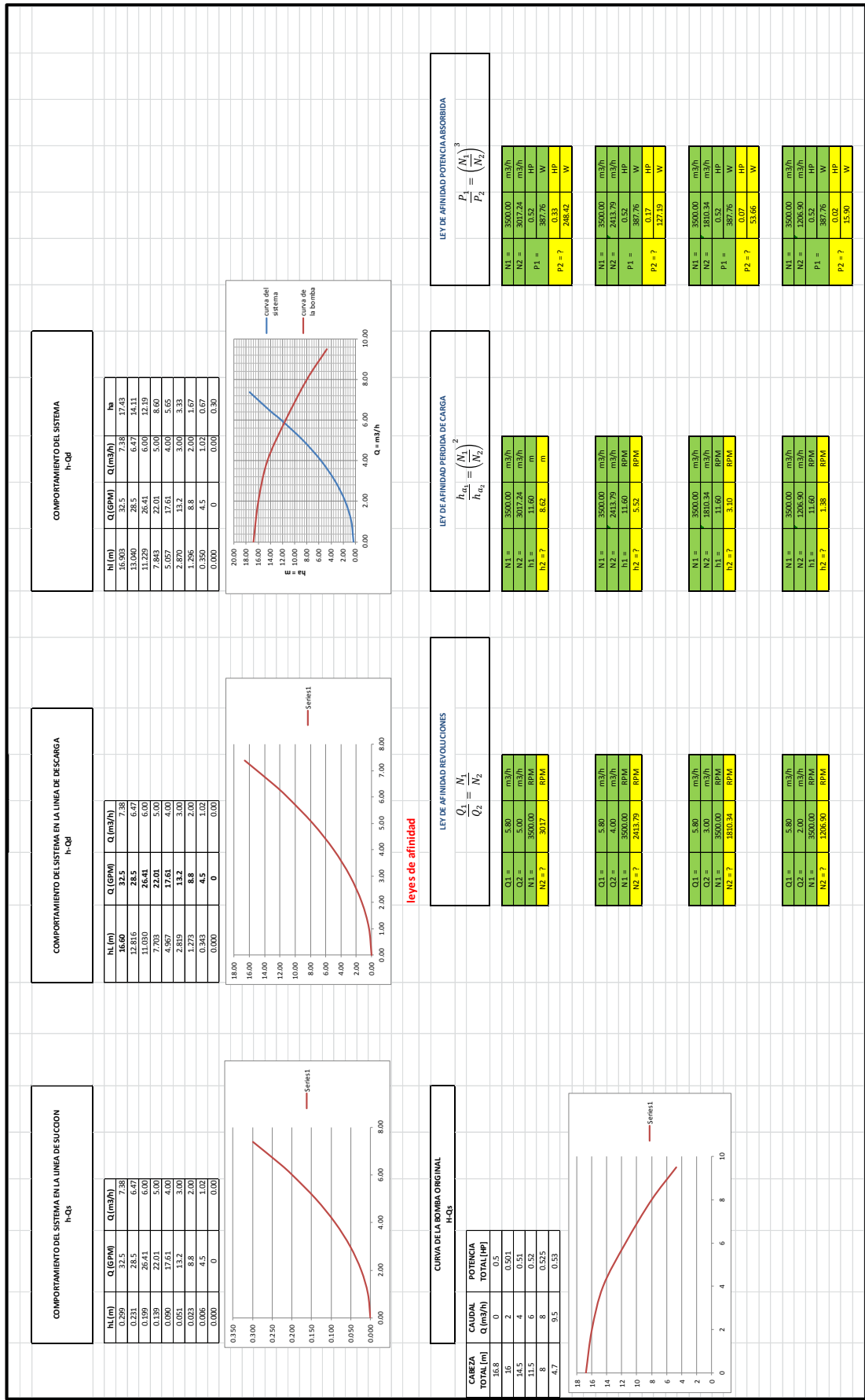
CALCULO DE PERDIDAS LINEA DE DESCARGA

NUMERO DE REYNOLDS		PERDIDAS MAYORES	PERDIDAS MAYORES	FACTOR K ACCESORIOS L. SUCCION
$N_R = \frac{v \cdot D_i \cdot \rho}{\eta}$	$f_s = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D_i}{\epsilon} + \frac{5.74}{N_R^{0.25}} \right)} \right) \right]^2}$	$h_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v_s^2}{2g}$	$h_L = k \times \frac{v_s^2}{2g}$	7 CODOS
				VALVULA DE GLOBO
				5 TE
				ROTAMETRO
			hLE= 0.35 m	4.83
				6.50
				2.30
				0.77

[illegible]

PERDIDAS DE CARGA EN SISTEMAS DE TUBERIAS									
VARIABLES									
PROPIEDADES DEL AGUA a 20°C									
DENSIDAD P	998	kg/m3							
VISCOSIDAD DINAMICA n	0.0102	kg/ms							
VISCOSIDAD CINEMATICA v	0.0102	m2/s							
DIAMETRO INTERIOR	0.0409	m							
GRAVEDAD	9.81	m/s2							
DATOS									
VELOCIDAD SUCCION	0.249	m/s	896.4947	m/h					
VELOCIDAD DESCARGA	0.612	m/s	2203.8658	m/h					
CAUDAL	4.5	GPM	0.0003	m3/s	1.02	m3/h			
DIAMETRO SUCCION	38.1	mm	0.0381	m					
DIAMETRO DESCARGA	24.3	mm	0.0243	m					
RUGOSIDAD MATERIAL	0.0000003	m	0.0003	mm					
LONG TUB LINEA SUCCION	0.65	m	650.0000	mm					
LONG TUB LINEA DESCARGA	3.1	m	3100.0000	mm					
CALCULO DE PERDIDAS LINEA DE SUCCION									
NUMERO DE REYNOLDS	FACTOR DE FRICCION		PERDIDAS MAYORES		PERDIDAS MAYORES		FACTOR K ACCESORIOS L. SUCCION		
$N_R = \frac{v * D_i * \rho}{\eta}$	$f_s = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\epsilon} \right)} + \frac{5.74}{(N_R)^{0.9}} \right) \right]^2}$		$h_L = f_s * x * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g}$		$h_L = k * x * \frac{v_s^2}{2g}$		SALIDA DEL TANQUE		
$N_R = 9283.262$	$f_s = 0.0316$		$h_{L1} = 0.0017$ m		$h_{L2} = 0.003$ m		VAL BOLA		
					$h_{L3} = 0.000$ m		TE		
					$h_{L4} = 0.001$ m				
CALCULO DE PERDIDAS LINEA DE DESCARGA									
NUMERO DE REYNOLDS	FACTOR DE FRICCION		PERDIDAS MAYORES		PERDIDAS MAYORES		FACTOR K ACCESORIOS L. SUCCION		
$N_R = \frac{v * D_i * \rho}{\eta}$	$f_s = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\epsilon} \right)} + \frac{5.74}{(N_R)^{0.9}} \right) \right]^2}$		$h_L = f_s * x * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g}$		$h_L = k * x * \frac{v_s^2}{2g}$		7 CODOS		
$N_R = 14555.24$	$f_s = 0.0280$		$h_{L5} = 0.07$ m		$h_{L6} = 0.09$ m		VALVULA DE GLOBO		
					$h_{L7} = 0.12$ m		5 TE		
					$h_{L8} = 0.044$ m		ROTAMETRO		
					$h_{L9} = 0.01$				

PERDIDAS DE CARGA EN SISTEMAS DE TUBERIAS												
VARIABLES												
PROPIEDADES DEL AGUA a 20°C												
DENSIDAD P	998	kg/m3										
VISCOSIDAD DINAMICA n	0.0102	kg/ms										
VISCOSIDAD CINEMATICA v	0.0102	m2/s										
DIAMETRO INTERIOR	0.0409	m										
GRAVEDAD	9.81	m/s2										
DATOS												
VELOCIDAD SUCCION	0.000	m/s	0.0000	m/h								
VELOCIDAD DESCARGA	0.000	m/s	0.0000	m/h								
CAUDAL	0	GPM	0.0000	m3/s	0.00	m3/h						
DIAMETRO SUCCION	38.1	mm	0.0381	m								
DIAMETRO DESCARGA	24.3	mm	0.0243	m								
RUGOSIDAD MATERIAL	0.0000003	m	0.0003	mm								
LONG TUB LINEA SUCCION	0.65	m	650.0000	mm								
LONG TUB LINEA DESCARGA	3.1	m	3100.0000	mm								
CALCULO DE PERDIDAS LINEA DE SUCCION												
NUMERO DE REYNOLDS	$N_R = \frac{v * D_i * \rho}{\eta}$		FACTOR DE FRICCIÓN		$f_s = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D_i}{\epsilon} \right) + \frac{5.74}{(N_R)^{0.25}}} \right) \right]^2}$		PERDIDAS MAYORES		$h_L = f_s \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$		FACTOR K ACCESORIOS L. SUCCION	
$N_R =$	0.0000		$f_s =$		0.0000		$h_L =$		0.0000 m		SALIDA DEL TANQUE 1 VAL BOLA 0.06 TE 0.42	
CALCULO DE PERDIDAS LINEA DE DESCARGA												
NUMERO DE REYNOLDS	$N_R = \frac{v * D_i * \rho}{\eta}$		FACTOR DE FRICCIÓN		$f_s = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D_i}{\epsilon} \right) + \frac{5.74}{(N_R)^{0.25}}} \right) \right]^2}$		PERDIDAS MAYORES		$h_L = f_s \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$		FACTOR K ACCESORIOS L. SUCCION	
$N_R =$	0.00		$f_s =$		0.0000		$h_L =$		0.0000 m		7 CODOS 4.83 VALVULA DE GLOBO 6.50 5 TE 2.30 ROTAMETRO 0.77	



CURVA DE LA BOMBA ORIGINAL
H-Q1

CABEZA TOTAL (m)	CAUDAL Q (m³/h)	POTENCIA TOTAL (HP)
16.8	0	0.5
16	2	0.501
14.5	4	0.51
11.5	6	0.52
8	8	0.525
4.7	9.5	0.53

Series1

LEYES DE AFINIDAD

$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2}$

Q1 =	Q2 =	N1 =	N2 =
5.80 m³/h	5.00 m³/h	3500.00 RPM	3017.24 RPM
N2 = ?	8.62 m³/h	3500.00 RPM	3017.24 RPM

Q1 =	Q2 =	N1 =	N2 =
5.80 m³/h	4.00 m³/h	3500.00 RPM	2413.79 RPM
N2 = ?	5.52 m³/h	3500.00 RPM	2413.79 RPM

Q1 =	Q2 =	N1 =	N2 =
5.80 m³/h	3.00 m³/h	3500.00 RPM	1803.34 RPM
N2 = ?	3.10 m³/h	3500.00 RPM	1803.34 RPM

Q1 =	Q2 =	N1 =	N2 =
5.80 m³/h	2.00 m³/h	3500.00 RPM	1206.50 RPM
N2 = ?	1.38 m³/h	3500.00 RPM	1206.50 RPM

LEY DE AFINIDAD PERDIDA DE CARGA

$\frac{h_{L1}}{h_{L2}} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2$

N1 =	N2 =	h1 =	h2 =
3500.00 m³/h	3017.24 m³/h	31.60 m	8.62 m

N1 =	N2 =	h1 =	h2 =
3500.00 m³/h	2413.79 m³/h	11.60 RPM	5.52 RPM

N1 =	N2 =	h1 =	h2 =
3500.00 m³/h	1803.34 m³/h	3.10 RPM	3.10 RPM

N1 =	N2 =	h1 =	h2 =
3500.00 m³/h	1206.50 m³/h	1.38 RPM	1.38 RPM

LEY DE AFINIDAD POTENCIA ABSORBIDA

$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3$

N1 =	N2 =	P1 =	P2 =
3500.00 m³/h	3017.24 m³/h	0.52 HP	0.33 HP
3500.00 m³/h	2413.79 m³/h	0.52 HP	0.17 HP
3500.00 m³/h	1803.34 m³/h	0.52 HP	0.07 HP
3500.00 m³/h	1206.50 m³/h	0.52 HP	0.02 HP

N1 =	N2 =	P1 =	P2 =
3500.00 m³/h	3017.24 m³/h	0.52 HP	0.33 HP
3500.00 m³/h	2413.79 m³/h	0.52 HP	0.17 HP
3500.00 m³/h	1803.34 m³/h	0.52 HP	0.07 HP
3500.00 m³/h	1206.50 m³/h	0.52 HP	0.02 HP

ANEXO 8

PLANOS