

**UNIVERSIDAD MAYOR DE SAN ANDRES
FACULTAD DE TECNOLOGIA
CARRERA ELECTROMECAÁNICA**



PROYECTO DE GRADO

**DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO PARA
RECUPERACION DE AGUA EN DIQUE DE COLAS EN
LA EMPRESA MINERA SAN CRISTOBAL S.A. –
POTOSI**

PROYECTO DE GRADO PARA OBTENCION DEL GRADO DE LICENCIATURA

UNIVERSITARIO: Reynaldo Canqui Huanca

TUTOR: Lic. César Mendoza Carvajal

La Paz – Bolivia

INDICE

CAPITULO I

CONSIDERACIONES GENERALES

1.1	Introducción	6
1.2	Planteamiento del Problema	7
1.3	Objetivos	8
	1.3.1 Objetivo General	8
	1.3.2 Objetivos Específicos	8
1.4	Justificación	9

CAPITULO II

MARCO TEORICO

2.1	Dique de Colas	10
2.2	Bomba de Agua	12
2.3	Clasificación de las Bombas de Agua	13
	2.3.1 Bombas Centrífugas	15
	2.3.2 Impulsor o Rodete	15
	2.3.3 Bombas de carcasa partida horizontal.....	17
	2.3.4 Partes Constructivas de una Bomba Centrífuga.....	18
	2.3.5 Partes de una Bomba de carcasa partida.....	19
	2.3.6 Bombas centrífugas de turbina.....	20
2.4	Principio de Funcionamiento de Bombas Centrífugas.....	21
2.5	Curva Característica de Bomba Centrífuga.....	22
	2.5.1 Sistema de Bombas en Serie.....	23
	2.5.2 Sistema de Bombas en Paralelo.....	24
2.6	Accesorios a instalar en una bomba.....	26
	2.6.1 Válvula Compuerta.....	26
	2.6.2 Válvula mariposa.....	27
	2.6.3 Válvula antirretorno o de retención.....	27
	2.6.4 Bridas.....	28
	2.6.5 Tubería HDPE.....	29
	2.6.6 Sistema de dimensionamiento.....	31
	2.6.7 Selección del diámetro de tuberías.....	32
2.7	Golpe de ariete.....	33
2.8	Cavitación de una bomba.....	34
2.9	Altura Neta de Succión Positiva.....	35
	2.9.1 NPSH Disponible.....	36
	2.9.2 NPSH Requerida.....	37
2.10	Estudio hidráulico.....	38
	2.10.1 Calculo de las pérdidas de carga.....	39

2.10.2	Ecuación de Bernoulli.....	39
2.10.3	Numero de Reynolds.....	39
2.10.4	Perdida de carga en tuberías	41
2.10.5	Diagrama de Moody.....	42
2.10.6	Pérdidas de carga en accesorios.....	42
2.11	Definiciones en hidráulica.....	43
2.12	Selección de modelo de bomba Adecuada.....	44

CAPITULO III INGENIERIA DEL PROYECTO

3.1	Parámetros de diseño	46
3.1.1	Caudal de diseño.....	46
3.1.2	Ubicaciones de estaciones de bombeo.....	46
3.1.3	Selección del diámetro interior de la tubería.....	47
3.1.4	Selección del material.....	48
3.2	Determinación de pérdidas de carga y selección de bombas.....	48
3.2.1	Determinación pérdida de carga Tramo I.....	48
3.2.2	Determinación pérdida de carga Tramo II.....	56
3.2.3	Determinación pérdida de carga Tramo III.....	67
3.2.4	Determinación pérdida de carga Tramo IV.....	76
3.3	Tabla de cálculo de bombas.....	86
3.4	Esquema del sistema de bombeo.....	87

CAPITULO IV COSTOS DEL PROYECTO

4.1	Costos Fijos.....	88
4.2	Costo Total.....	89
	CONCLUSIONES.....	90
	RECOMENDACIONES.....	91
	BIBLIOGRAFIA.....	92
	ANEXOS	

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Ubicación de la mina San Cristóbal.....	6
Figura 1.2	Crecimiento del dique de colas.....	8
Figura 2.1	Descarga de colas mediante ductos.....	10
Figura 2.2	Dique de Colas.....	11
Figura 2.3	Bomba hidráulica.....	12
Figura 2.4	Bomba unietapa de succión sencilla radialmente partida Impulsor en voladizo, apoyo en pie.....	13
Figura 2.5	Bomba unietapa de succión sencilla radialmente partida Impulsor en voladizo, apoyo en centro.....	13
Figura 2.6	Bomba unietapa de doble succión de carcasa partida.....	14
Figura 2.7	Bomba unietapa de doble succión radialmente partida Impulsor entre cojinetes.....	14
Figura 2.8	Bomba multietapa de voluta axialmente partida, impulsores entre cojinetes.....	14
Figura 2.9	Bomba centrífuga.....	15
Figura 2.10	Impulsor tipo cerrado.....	16
Figura 2.11	Partes de un impulsor semi abierto.....	17
Figura 2.12	Bomba horizontal de carcasa partida doble succión.....	17
Figura 2.13	Partes constructivas de una bomba centrífuga.....	18
Figura 2.14	Bomba vertical de turbina.....	21
Figura 2.15	Curva característica de una bomba centrífuga.....	22
Figura 2.16	Curva característica conexión bombas en serie.....	24
Figura 2.17	Curva característica conexión bombas en paralelo.....	25
Figura 2.18	Válvula de compuerta.....	26
Figura 2.19	Válvula tipo mariposa.....	27
Figura 2.20	Válvula check.....	28
Figura 2.21	Brida.....	28
Figura 2.22	Tubería HDPE.....	31
Figura 2.23	Relación dimensional estándar SDR en tubería HDPE.....	32
Figura 2.24	Efecto de la cavitación sobre la curva característica de la bomba...	33

Figura 2.25	Cavitación por erosión.....	34
Figura 2.26	Curva de NPSH disponible y NPSH requerido.....	36
Figura 3.1	Esquema de Bombeo tramo I.....	49
Figura 3.2	Accesorios en la descarga de la estación de bombeo 1.....	52
Figura 3.3	Cobertura hidráulico Bombas Goulds modelo VIT.....	54
Figura 3.4	Curva característica de la bomba GOULDS VIT.....	55
Figura 3.5	Esquema de bombeo tramo II.....	57
Figura 3.6	Accesorios empleados en la succión y descarga estación 2.....	60
Figura 3.7	Curva de Cobertura Hidráulica de Bomba Goulds.....	64
Figura 3.8	Curva característica de la bomba GOULDS 3409.....	65
Figura 3.9	Esquema de bombeo tramo III.....	67
Figura 3.10	Accesorios de succión y descarga estación de bombeo 3.....	71
Figura 3.11	Curva característica GOULDS 3409 – 10x14x20.....	75
Figura 3.12	Esquema de bombeo tramo IV.....	77
Figura 3.13	Accesorios a emplearse estación de bombeo 4.....	80
Figura 3.14	Curva característica de la bomba para Goulds.....	85
Figura 3.15	Esquema de bombeo del sistema.....	87

CAPITULO I

CONSIDERACIONES GENERALES

1.1 INTRODUCCION

La mina San Cristóbal está ubicada en el municipio de Colcha K, provincia Nor Lipez del departamento de Potosí, aproximadamente a 500 kilómetros al sur de la ciudad de La Paz y a 90 kilómetros al sudoeste de Uyuni, cuya única accionista es la Corporación Sumitomo de Japón.



Figura 1.1 Ubicación de la Mina San Cristóbal

San Cristóbal es uno de los yacimientos de zinc, plomo y plata más grandes del mundo cuya mineralización es de baja ley pero de gran volumen y por esta razón el método de explotación usado es el de cielo abierto.

La mayoría de las críticas hacia la actividad minera se dirigen hacia los diques de colas, antiguos desastres humanos y ambientales provocados por estos grandes depósitos de residuos crearon un temor generalizado en la población, lo cierto es que en los últimos años el desarrollo de nuevas tecnologías han posibilitado reducir prácticamente al máximo los peligros de accidentes.

La minería como toda actividad humana o productiva, genera residuos tanto en la etapa de extracción, como en la etapa de procesamiento del mineral, la buena noticia es que la minería es una de las pocas actividades que cuentan con controles estatales e internacionales estrictas en esta materia.

Los residuos producidos en la etapa del procesamiento de minerales se conocen como colas o relaves, que son transportados mediante ductos, con ayuda de bombeo a dique de colas.

Para controlar el constante crecimiento y recuperar la mayor cantidad de agua es indispensable la presentación de un proyecto de un sistema de bombeo para recuperación la mayor cantidad de agua del dique de colas, dentro el diseño del sistema de bombeo existen consideraciones dinámicas hidráulicas y de selección de bombas adecuadas que permitan la completa implementación del sistema y es estas estaciones de bombeo la que se describirá a lo largo de este proyecto.

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Actualmente la empresa utiliza aproximadamente 50.000 metros cúbicos de agua al día, para diferentes procesos, en el procesamiento de minerales es rechazada 48.000 metros cúbicos día, en una mezcla 50% agua y 50% de sólido en forma de lodo conocido como colas o relaves. Lo cual genera crecimiento constante del dique y más contaminación al medio ambiente.

Los relaves se depositan en la laguna de dique de colas posteriormente se decantan los sólidos y luego es bombeado nuevamente a la planta, por un sistema de motobombas con un caudal bajo 380 metros cúbicos/hora, lo que significa constante crecimiento del dique, por la topografía del lugar requiere un proceso continuo de construcción y atención permanente a las cuestiones de seguridad, se observa en la figura 1.2.



Figura. 1.2 Crecimiento del dique de colas

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar el sistema de bombeo para la recuperación de agua en dique de colas en la empresa minera San Cristóbal S.A.

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

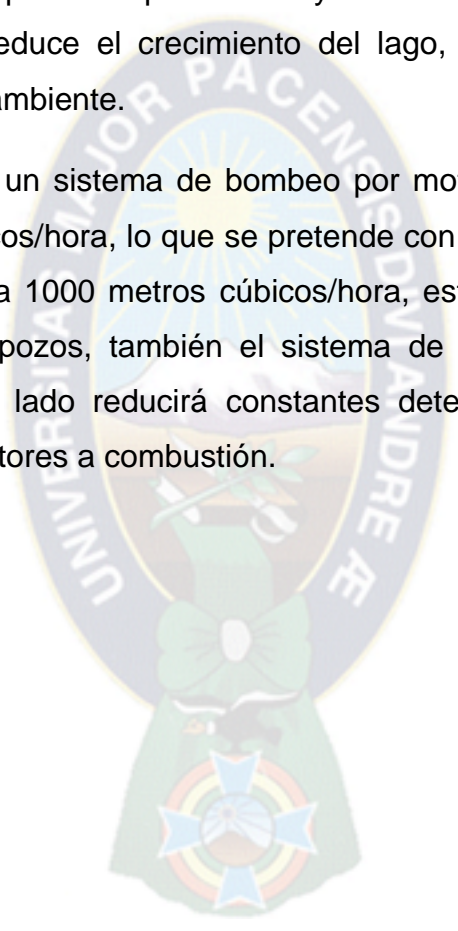
- ❖ Dimensionar el diámetros de las tuberías
- ❖ Determinar las pérdidas de carga en el sistema
- ❖ Seleccionar el tipo de bombas
- ❖ Diseño de estaciones de bombeo

- ❖ Seleccionar accesorios para el sistema de bombeo
- ❖ Calcular la potencia requerida de motores eléctricos

1.4 JUSTIFICACIÓN

El proyecto es diseñado para recuperar la mayor cantidad de agua del dique de colas, por lo tanto se reduce el crecimiento del lago, así mismo disminuye la contaminación al medio ambiente.

Actualmente cuenta con un sistema de bombeo por motobombas con un caudal bajo de 400 metros cúbicos/hora, lo que se pretende con el proyecto es mejorar el caudal de recuperación a 1000 metros cúbicos/hora, esto reducirá la producción de agua en campo de pozos, también el sistema de bombeo será accionado eléctricamente. Por otro lado reducirá constantes detenciones y paradas para mantenimiento de los motores a combustión.



CAPITULO II

MARCO TEORICO

2.1 DIQUE DE COLAS

La mayoría de las críticas hacia actividad minera se dirigen hacia los diques de colas, antiguos desastres humanos y ambientales provocados por estos grandes depósitos de residuos crearon un temor generalizado en la población. Lo cierto es que, en los últimos años el desarrollo de nuevas tecnologías han posibilitado reducir prácticamente al máximo los peligros de accidentes.

La minería como toda actividad humana o productiva, genera residuos, tanto en la etapa de extracción, como en la de procesamiento del mineral, se crearon grandes cantidades de desechos que deben ser tratados y acumulados en lugar seguro.

Los residuos producidos en la etapa del procesamiento de minerales se conoce como colas o relaves, estos son lodos o pulpas, que es una mezcla líquida de materiales finos, que son transportados y descargados a presas o lagunas mediante ductos, como se puede observar en la figura 2.1, con ayuda de bombeo y estos son los famosos **dique de colas**, una presa que, en vez de almacenar agua, acumula esas colas o pulpas.



Figura. 2.1 Descarga de colas mediante ductos

Un dique de colas se desarrolla a lo largo de la vida útil de un yacimiento, se va construyendo paulatinamente, a medida que se almacena el material.

El tamaño del dique de colas también depende de la topografía del lugar, en consecuencia es necesario desarrollar un proceso continuo de construcción y atender permanentemente a las cuestiones de seguridad antes, durante y luego de finalizado el proyecto.

En Minera San Cristóbal se tiene su dique de colas como muestra la figura 2.2.



Figura. 2.2 Dique de colas

El uso de agua en la minería, el agua es uno de los puntos más sensibles en el debate “medio ambiente y minería” ya que es una de las actividades a la que más se le demanda o cuestiona su utilización, la minería consume agua en

cantidades limitadas en su proceso industrial, el agua es normalmente recirculada en circuitos cerrados para maximizar su aprovechamiento.

2.2 BOMBA DE AGUA

Las bombas son dispositivos que se encargan de transferir energía a la corriente del fluido impulsándolo, desde un estado de baja presión estática a otro de mayor presión, están compuestas por un elemento rotatorio denominado impulsor, el cual se encuentra dentro de una carcasa llamada voluta. Inicialmente la energía es transmitida como energía mecánica a través de un eje, para posteriormente convertirse en energía hidráulica.



Figura 2.3 Bomba hidráulica

El fluido entra axialmente a través del ojo del impulsor, pasando por los canales de éste y suministrándosele energía cinética mediante los álabes que se encuentran en el impulsor para posteriormente descargar el fluido en la voluta, el cual se expande gradualmente, disminuyendo la energía cinética adquirida para convertirse en presión estática.

2.3 CLASIFICACION DE LAS BOMBAS DE AGUA

Se pueden considerar dos grandes grupos: de desplazamiento positivo (reciprocantes y rotativas) y cinéticas (centrífugas, efecto especial y turbina regenerativa).

Existen una variedad de bombas mostramos algunas imagines según clasificación norma API Std. 610.



Figura. 2.4. Bomba Unietapa de succión sencilla radialmente partida, impulsor en voladizo, apoyo en pie.



Figura. 2.5 Bomba Unietapa de succión sencilla radialmente partida, impulsor en voladizo, apoyo en centro.

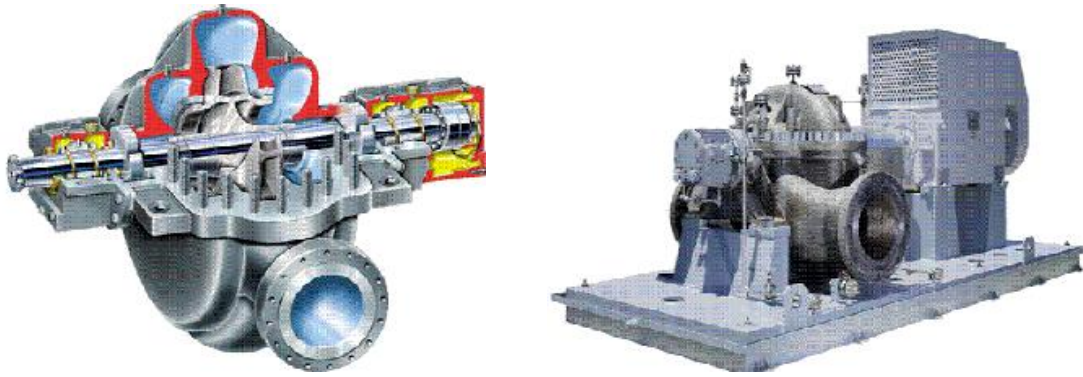


Figura. 2.6 Bomba unietapa de doble succi3n de carcasa partida.

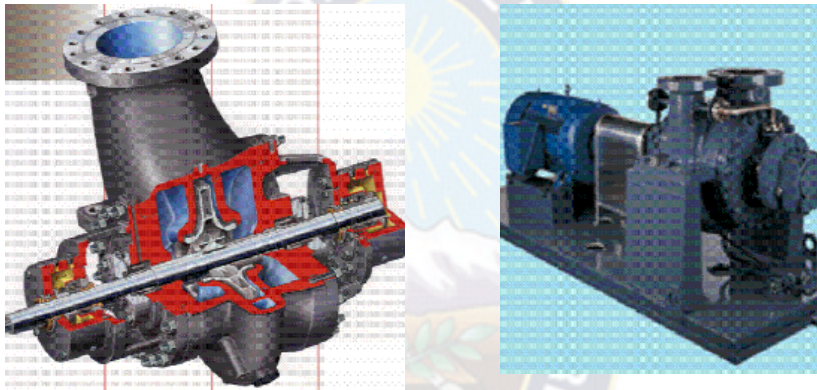


Figura. 2.7 Bomba Unietapa de doble succiones radialmente partida, impulsor entre cojinetes.

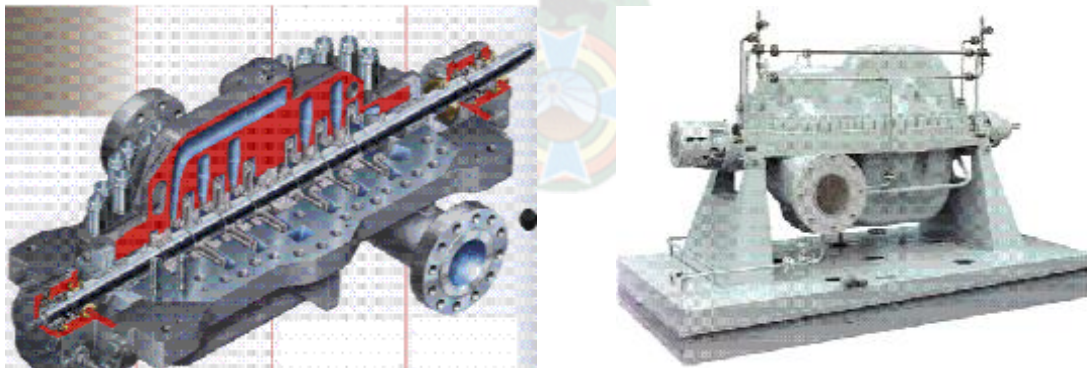


Figura. 2.8 Bomba multietapa de voluta axialmente partida, impulsores entre cojinetes.

2.3.1 BOMBAS CENTRIFUGAS

Una bomba centrífuga es una máquina que consiste en un conjunto de paletas rotatorias encerradas dentro de una caja o cárter o una cubierta o coraza. Se denomina así porque la cota de presión que crean es ampliamente atribuible a la acción centrífuga, las paletas imparten energía al fluido por la fuerza de esta misma acción, así despojada de todos los refinamientos, una bomba centrífuga tiene dos partes principales; un elemento giratorio, incluyendo un impulsor y una flecha y un elemento estacionario, compuesta por una cubierta, estoperas y chumaceras.

En la figura 2.9 muestra una bomba centrífuga

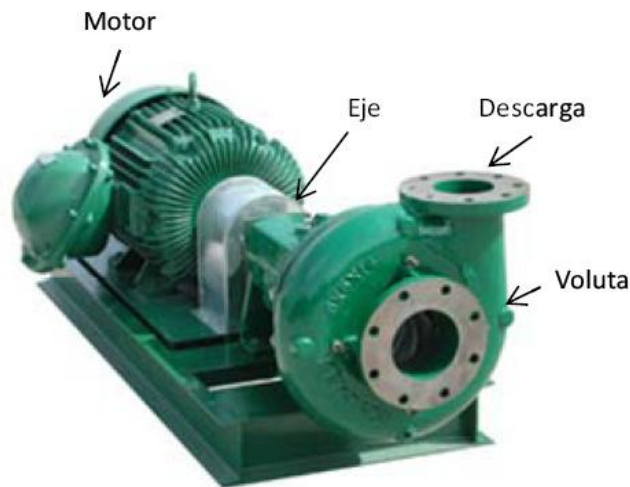


Figura. 2.9 Bomba centrífuga.

Los elementos de que constan son: una tubería de aspiración, una tubería de impulsión y el impulsor o rodete.

2.3.2 EL IMPULSOR O RODETE

El impulsor está formado por una serie de álabes de diversas formas que giran dentro de una carcasa circular, el rodete va unido solidariamente al eje y es la parte móvil de la bomba. El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración hasta el centro del rodete, que es accionado por un motor, experimentando un

cambio de dirección mas o menos brusco, pasando a radial, (en las centrifugas), o permaneciendo axial, (en los axiales), adquiriendo una aceleración y absorbiendo un trabajo. Los álabes del rodete someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido, siendo proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, de forma que abandonan el rodete hacia la voluta a gran velocidad, aumentando su presión en el impulsor según la distancia al eje.

La elevación del líquido se produce por la reacción ente éste y el rodete sometido al movimiento de rotación, en la voluta se transforma parte de la energía dinámica adquirida en el rodete, en energía de presión, siendo lanzados los filetes líquidos contra las paredes del cuerpo de bomba y evacuados por la tubería de impulsión. La carcasa, (voluta) está dispuesta en forma de caracol, de tal manera que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior, la separación va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de impulsión, en algunas bombas existe a la salida del rodete una directriz de álabes que guía el líquido a la salida del impulsor antes de introducirlo en la voluta. Los impulsores pueden ser de tipo abierto, semi-abierto y cerrado, en la figura 2.10 se muestra un impulsor de tipo cerrado.

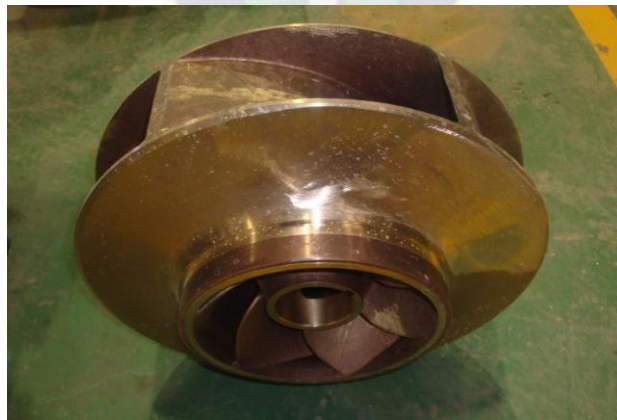


Figura. 2.10 Impulsor tipo cerrado.

También se puede observar en la figura 2.11 partes de un impulsor de tipo semiabierto.

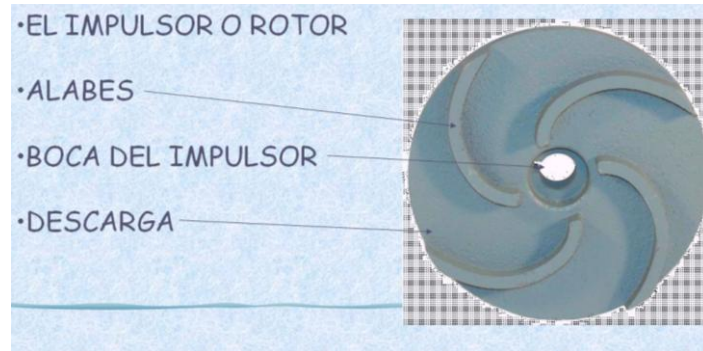


Figura. 2.11 Partes de un impulsor semiabierto.

2.3.3 BOMBAS DE CARCASA PARTIDA HORIZONTAL

En estos equipos la carcasa de la bomba está dividida en dos partes según un plano horizontal que pasa por el eje de la misma. Generalmente son construidas de tamaño grande, pueden tener dos o más impulsores, pero por lo general tienen solo uno de gran tamaño y de doble entrada, lo que obliga a bifurcar tanto la conexión de la succión como la descarga (véase figura 2.12). Este tipo de bombas es adecuado para emplearlas en medias y grandes estaciones de bombeo.



Figura. 2.12 Bomba horizontal de carcasa partida doble succión.

2.3.4 PARTES CONSTRUCTIVAS DE UNA BOMBA DE CARCAZA PARTIDA

Es importante mencionar que existe gran diversidad de diseños pero se pueden identificar dos partes fundamentales:

- ❖ Un elemento estacionario que consiste en la carcasa, los cojinetes y prensa estopas.
- ❖ Elemento giratorio, incluyendo un impulsor y una flecha o eje.

Se identifican más de 170 elementos de los cuales los más usados se muestran a continuación en la figura 2.13.

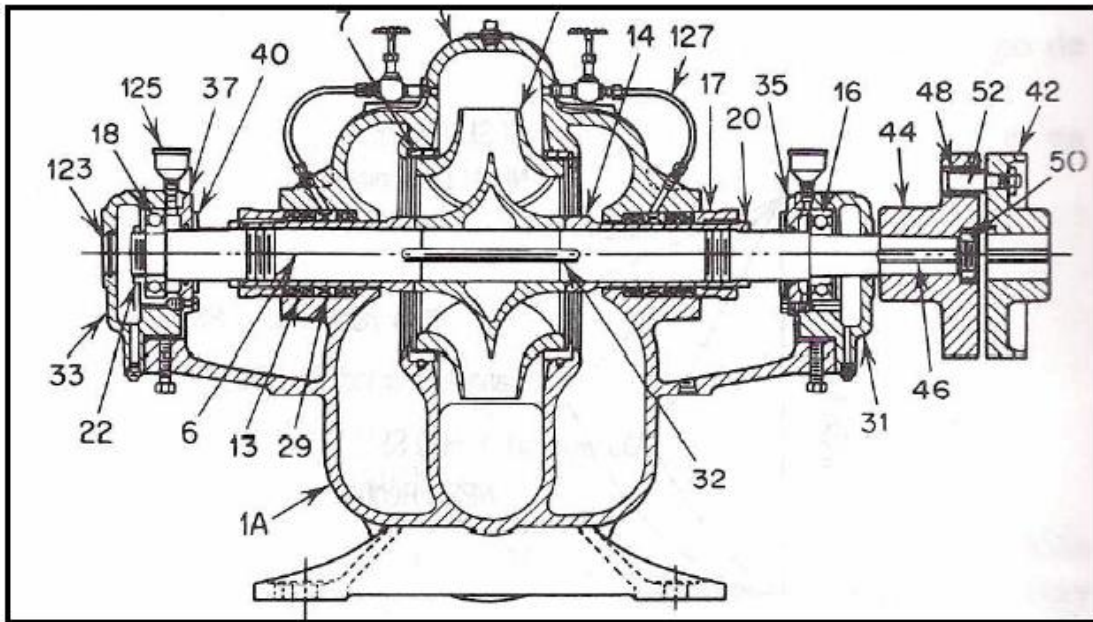


Figura. 2.13 Partes constructivas de una bomba centrifuga Goulds 3409.

2.3.5 PARTES DE UNA BOMBA DE CARCASA PARTIDA**TABLA 2.1 PARTES CONSTRUCTIVAS DE UNA BOMBA CENTRIFUGA**

1. Carcasa	33. Cubierta de cojinete (externo)
1.A Carcasa (mitad inferior)	35. Tapa de cojinete (interno)
1.B Carcasa (Mitad superior)	36. Cuña de hélice
2. Impulsor	37. Tapa de cojinete (externo)
4. Propulsor	39. Buje de cojinete
6. Eje de la bomba	40. Desviador
7. Anillo de carcasa	42. Acoplamiento (mitad impulsor)
8. Anillo de impulsor	44. Acoplamiento (mitad bomba)
9. tapa de succión	46. Cuña del acoplamiento
11. Tapa de estopero	48. buje del acoplamiento
13. Empaquetadura	50. Contratuerca del acoplamiento
14. Maguito del eje	52. Pasador del acoplamiento
15. Tazón de descarga	59. Tapa de agujero de acceso
16. Cojinete (interno)	68. Collar del eje
17. Collarín del estopero	72. Collar de empuje
18. Cojinete (externo)	78. Espaciador de cojinete
19. Bastidor	85. Camisa de eje
20. Tuerca del mango del eje	89. Empaquetadura
22. Contratuerca del cojinete	91. Tazón de succión
24. Tuerca del impulsor	101. Tubo de la columna
25. Anillo de cabeza de impulsor	103. Cojinete del conector
27. Anillo de tapa de estopero	123. Tapa extremo de cojinete
29. Anillo de cierre hidráulico	125. Visor de nivel aceite
31. Cubierta de cojinete	127. Tubo de sello
32. Cuña de impulsor	

2.3.6 BOMBAS CENTRIFUGAS VERTICALES DE TURBINA

El conjunto impulsor carcasa (o campana) que está sumergido en el líquido, le imprime a éste la energía necesaria saliendo luego por detrás del cuerpo, en forma axial. El líquido entra así en el conducto que aloja el conjunto, elevándose hasta la superficie. Por su disposición, el conjunto campana impulsor puede ser acoplado por otros conjuntos iguales, constituyendo un sistema de bombeo acoplado en serie (todos los impulsores movidos por el mismo eje), dando paso a las llamadas bombas verticales multietapas. El extremo líquido de la bomba es soportada por el caño columna, el cual a su vez pende de una placa base apoyada sobre la superficie del terreno, sobre la cual va apoyado el motor eléctrico. El eje de la bomba es accionado por un árbol de transmisión acoplado al motor, como se puede observar en la figura 2.14.

Los cuatro modelos diferentes de bomba en la línea de turbina vertical tienen una cosa en común, el diseño hidráulico del conjunto de la cubeta de la bomba, mediante el uso de técnicas avanzadas de diseño de bombas de turbina, la línea de turbinas verticales de Goulds cubre un amplio intervalo de condiciones hidráulicas para satisfacer prácticamente cada servicio de bomba en la industria, con una eficiencia óptima.

El conjunto de la cubeta es el corazón de la bomba de turbina vertical. El impulsor y la armadura de tipo difusor están diseñados para proporcionar la altura de elevación y la capacidad que su sistema requiere, de la manera más eficiente posible. El hecho que la bomba de turbina puede fabricarse en varias etapas permite una flexibilidad máxima en la selección inicial de la bomba y en el caso que las modificaciones futuras del sistema requieran un cambio en su clasificación nominal, los impulsores sumergidos permiten que la bomba arranque sin cebarla. Características estándar de diseño, la campana de aspiración permite una entrada uniforme de líquido dentro del ojo del impulsor y minimiza la formación de vórtex, el eje de la bomba de servicio pesado de 416SS estándar.

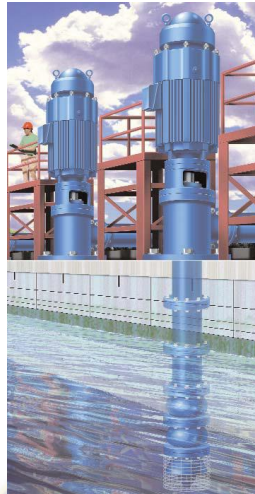


Figura. 2.14 Bomba vertical de turbina.

2.4 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE BOMBAS CENTRIFUGAS

Gracias a la rotación del impulsor, en la línea de succión se forma vacío, al ocurrir este fenómeno la presión atmosférica, empuja el líquido dentro del impulsor, en función de la velocidad y la fuerza centrífuga, el líquido dentro del impulsor adquiere una energía adicional con la que es impulsado por la línea de descarga.

La línea de agua necesitará la impulsión en cabecera de toma y a su vez otro sistema de impulsión a partir del tanque de acumulación conexión bombas en serie. El sistema de bombeo de la línea de agua es parte fundamental del proceso de recuperación de agua, la función de estaciones de bombeo es la de otorgar una cota suficiente de altura que permita el desplazamiento del agua.

Un sistema de bombeo necesita además de las tuberías que enlazan los puntos de origen y destino, algunos elementos que aportan la energía potencial necesaria para el transporte, estas son las bombas y los depósitos pero además son necesarios las válvulas y equipos de medida.

Las bombas son los elementos que aportan energía para vencer las pérdidas de carga y la diferencia de altura entre dos puntos y fuerzan a que el fluido circule en un determinado sentido

Las bombas deben dimensionarse para evitar la aparición de la cavitación, que es un fenómeno que se produce cuando en algún punto la presión del fluido desciende por debajo de la presión de vapor y se forman burbujas que pueden provocar un mal funcionamiento de los equipos y el deterioro de los elementos mecánicos

2.5 CURVA CARACTERÍSTICA DE LA BOMBA CENTRÍFUGA

Las bombas rotodinámicas se clasifican en axiales, mixtas y radiales según la salida del flujo con respecto al eje. Las radiales se las conoce como centrífugas y son las bombas que se recomienda utilizar para la línea de agua de recuperación del dique de colas, la altura de elevación de una bomba centrífuga depende fundamentalmente del caudal que circula por ella y va a estar definida en función del acoplamiento al sistema de la bomba o bombas que se vayan a utilizar.

En la figura 2.15 de la curva característica de una bomba centrífuga se puede apreciar como cuando aumenta el caudal (Q), la altura (H) que es capaz de elevar la bomba disminuye exponencialmente.

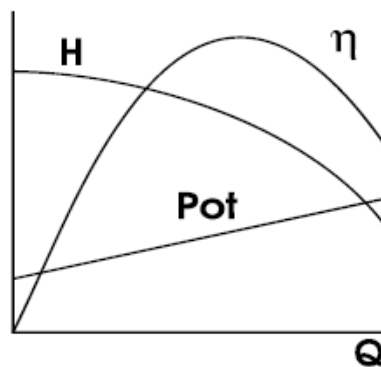


Figura. 2.15 Curva característica de una bomba centrífuga.

En la figura también se puede apreciar que cuando aumenta el caudal esto implica mayor requerimiento de potencia, El rendimiento es máximo cuando el caudal es óptimo, mayor a esta disminuye el rendimiento.

En el caso de utilizar varias bombas, estas se pueden conectar en paralelo o en serie, proporcionando unas características diferentes en función de dicha conexión.

2.5.1 SISTEMA DE BOMBAS EN SERIE

Se dice que un conjunto de n bombas están conectadas en serie cuando la descarga de una bomba (i) termina en la succión de la siguiente bomba ($i+1$), debido al principio de continuidad, sin no existen estructuras de regulación entre las n bombas, todas ellas operan con el mismo gasto, mientras que la carga total que entregan será la suma de las cargas por bomba, esto es: $Q_i = Q = \text{cte}$.

El caso más simple y común de un arreglo de bombas en serie se encuentra en las bombas verticales de varios “pasos” o etapas de impulsión, este tipo de bombas son muy utilizadas para la extracción de agua en los pozos profundos y en cárcamos de bombeo, es posible construir la curva carga-gasto equivalente de una bomba de “ n pasos” a partir de la curva carga-gasto de una etapa de impulsión (generalmente las n etapas son iguales), dado un número n de etapas sólo es necesario multiplicar la carga, correspondientes a cada gasto entregado por la bomba, por el número n .

Con la conexión de bombas en serie se consigue sustituir la curva característica por otra que se obtiene de sumar las alturas de las bombas individuales. Se utiliza este sistema cuando se requiere conseguir una altura que sería imposible alcanzar con una sola bomba, como en la figura 2.16 se muestra claramente como se eleva la altura (H).

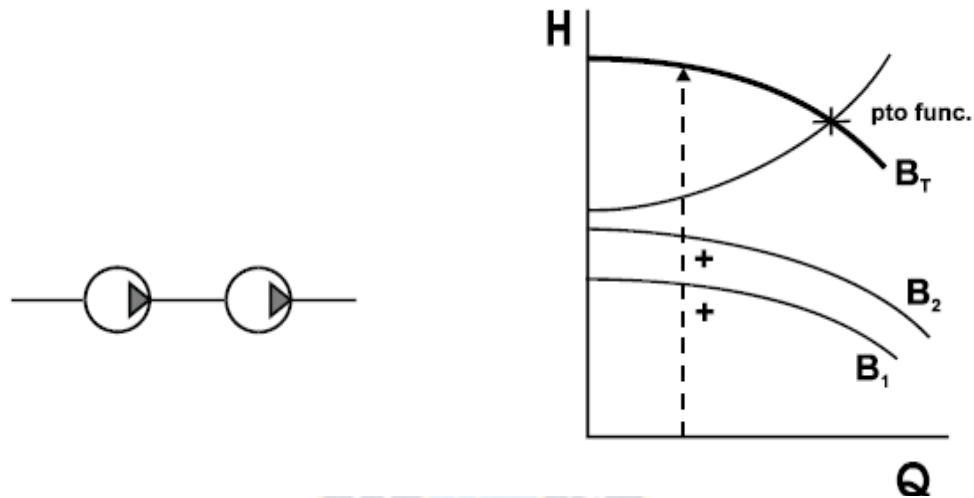


Figura. 2.16 Curva característica conexión bombas en serie.

Balance de materia:

$$QB1 = QB2$$

Donde:

QB1 = Flujo de la bomba B1

QB2 = Flujo de la bomba B2

Balance de energía mecánica: $HBT = HB1 + HB2$

Donde:

HBT = Cabeza total del sistema

HB1 = Cabeza de la bomba 1

HB2 = Cabeza de la bomba 2

2.5.2 SISTEMA DE BOMBAS EN PARALELO

Cuando el sistema de bombeo cuenta con una planta o estación donde se localizan dos o más bombas, que comparten un mismo punto de succión y de descarga, se dice que se trata de un sistema de bombas en paralelo, es muy frecuente que el arreglo sea de “n+1” bombas, lo que denota que el sistema cuenta con “n” bombas para operación normal más una de reserva. Si la planta tiene instaladas bombas de eje horizontal, es común que tanto la succión como la

descarga de las bombas se realicen a un par de tuberías denominadas múltiples de succión y de descarga de la planta de bombeo, cuando la planta cuenta con bombas de eje vertical normalmente todas ellas toman el agua del mismo cárcamo de succión y la entregan a un múltiple de descarga. Con la conexión de bombas en paralelo se consigue una curva característica conjunta en la que se suman los caudales para cada altura, en la figura 2.17 nos muestra como el caudal (Q), aumenta.

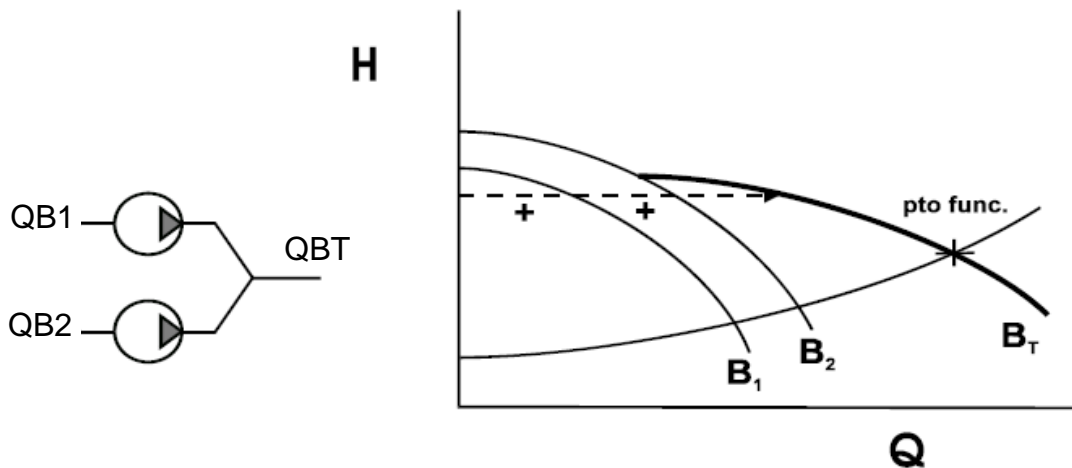


Figura.2.17 Curva característica conexión bombas en paralelo.

Balance de materia:

$$QB1 + QB2 = QBT$$

Donde:

QB1 = Flujo de bomba B1

QB2 = Flujo de bomba B2

QBT = Flujo total BT

Balance de energía mecánica: $HT = HB1 = HB2$

Donde:

HT = Cabeza total del sistema

HB1 = Cabeza de la bomba 1

HB2 = Cabeza de la bomba 2

Utilizar varias bombas en paralelo es útil cuando se exige una gran variación de caudal. Al elegir las bombas se requiere que sean prácticamente idénticas para evitar problemas y que alguna pueda llegar a trabajar sin caudal. Se suelen conectar a un by-pass que desvíe parte del caudal para evitar que las bombas funcionen en régimen inestable cuando se conectan en distinto momento.

2.6 ACCESORIOS A INSTALAR EN UNA BOMBA

Las válvulas son una parte importante del diseño del sistema de tuberías que forman la línea de agua. Su función principal es la de regular y cerrar el circuito.

2.6.1 VALVULA COMPUERTA

Normalmente son accionadas por un tornillo. Cuando están abiertas dejan prácticamente el conducto libre, por lo que apenas tiene pérdidas, no se suelen utilizar para regular, es decir, o siempre están totalmente abiertas o totalmente cerradas, tienen el inconveniente de que se pueden bloquear si no se utilizan durante cierto tiempo, como muestra la figura 2.18.

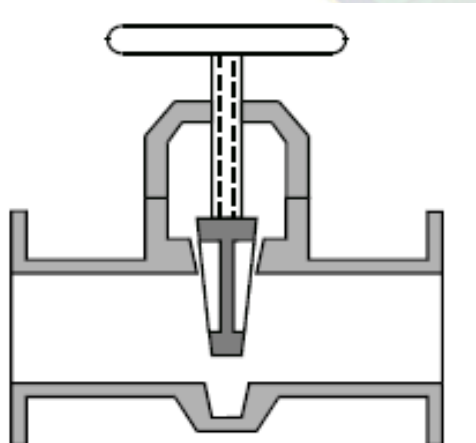


Figura. 2.18 Válvula de compuerta.

2.6.2 VALVULA MARIPOSA

Están formadas por un disco interior que gira 90 grados, ocupan poco espacio y la facilidad de accionamiento hace que sean muy utilizadas, en cambio hay que tener en cuenta que el disco que se encuentra dentro de la válvula puede causar algunos problemas cuando se transportan fluidos con sólidos, además la pérdida de carga cuando están abiertas es muy pequeña, son efectivas como válvula de cierre e incluso como válvula de regulación, como se puede apreciar en la siguiente figura 2.19.



Figura. 2.19 Válvula tipo mariposa.

2.6.3 VALVULAS ANTIRRETORNO O DE RETENSIÓN

También se conocen como las válvulas check, son dispositivos hidromecánicos, su finalidad es la de dejar pasar el agua en un solo sentido, están formados por un obturador que deja pasar el agua en un solo sentido para evitar la inversión del flujo en el sentido opuesto, cerrando automáticamente y evitando el flujo inverso por las tuberías o para que no se vacíe la tubería de aspiración de las bombas cuando están paradas.

Si se produce el flujo inverso con un valor importante, puede producir elevadas sobrepresiones por golpe de ariete originando anomalías en el resto de la instalación, se utilizan siempre que las bombas descargan en un colector común, se instalan en posición horizontal, para evitar acumulación de sólidos sobre la bola o la chapaleta, según el caso se han escogido los modelos que dejan más libre el paso del agua como se puede observar en la figura siguiente 2.20.



Figura.2.20 Válvula check.

2.6.4 BRIDAS

Son accesorios para conectar tuberías con equipos, bombas, tanques, accesorios como codos, válvulas, etc., la unión se hace por medio de dos bridas, en la cual una de ellas pertenece a la tubería y la otra al accesorio a ser conectado.

Las ventajas de las uniones bridadas es que al estar unidas por espárragos, permite el rápido montaje y desmontaje a la hora de realizar reparaciones o mantenimiento.



Figura.2.21 Brida

2.6.5 TUBERÍA HDPE

Es tubería plástica fabricada en Polietileno de Alta Densidad (HDPE por sus siglas en inglés), las propiedades y rendimientos de los sistemas de tuberías de HDPE, para entenderlo mejor, son determinados por las propiedades del mismo material. Como su nombre lo sugiere, el polietileno es hecho de la polimerización del etileno, generalmente con la adición de otra alfa-olefina como el propileno, butano o hexano. Para aplicaciones de tuberías, las resinas de polietileno son generalmente hechas de la combinación de cientos de esas unidades.

El HDPE es un material mucho más fácil de reciclar y menos peligroso para el medio ambiente, el plástico clorado PVC (policloruro de vinilo) ocasiona graves riesgos al medio ambiente y a la salud pública durante todo su ciclo de vida. Los principales riesgos están asociados con la generación y emisión de dioxinas durante el proceso de fabricación del cloruro de vinilo y la incineración de productos de PVC. En un contexto de cambio climático la conservación del recurso hídrico (agua) cobra cada vez más importancia.

Especificaciones técnicas, la materia prima tiene un 2% de humo dispersado en la masa, y antioxidantes que le dan una gran resistencia a los rayos ultravioletas. El alto peso molecular y una distribución molecular estrecha, le dan propiedades físicas muy estables difíciles de lograr con otros materiales termoplásticos. Las especificaciones técnicas que deben cumplir las tuberías de HDPE están establecidas en normas internacionales, las normas y las especificaciones técnicas de las tuberías HDPE se adjuntan en anexo en tabla. 2.2.

Las ventajas de utilizar tuberías de polietileno de alta densidad (HDPE), nos ofrecen ahorros importantes en los costos de instalación bajo costo de mantenimiento y larga vida útil, es unido por termofusión admite 0% de pérdidas, todos estos beneficios derivan de las características únicas de las tuberías de HDPE.

Son de bajo peso, las tuberías de HDPE pesan considerablemente menos que la mayoría de las tuberías de otros materiales, haciendo más fácil su manejo e

instalación, por lo que se obtienen importantes ahorros en la mano de obra y equipos para su instalación.

Tiene mayor flexibilidad, la tubería no es frágil, es flexible por lo que puede curvarse y deformarse sin efectos adversos. Esto permite su instalación en terrenos con obstáculos, pudiendo instalarse en forma serpenteada, respetando las tolerancias de curvatura.

Resistencia química, los químicos naturales del suelo no afectan las tuberías de HDPE, ni causarle degradación de ninguna forma. Tampoco es conductor eléctrico por lo que no son afectadas por la oxidación o corrosión por la acción electrolítica, tampoco son afectadas por las algas, bacterias u hongos y son resistentes al ataque biológico marino, productos que tolera el HDPE en anexo tabla 2.3.

Las aplicaciones en minería, el polietileno de alta densidad resiste prácticamente todos los elementos corrosivos de la industria minera y las tuberías se aplican en rangos de temperatura que van desde los -40°C a 60°C y presiones de hasta 16 Kg/cm^2 , las tuberías HDPE resultan excelentes para ser utilizadas en los distintos procesos mineros, tales como:

- ❖ Transporte hidráulico de relaves.
- ❖ Conducción de concentrados.
- ❖ Plantas de lixiviación.
- ❖ Plantas de flotación.
- ❖ Plantas de cianuración.
- ❖ Conducción de petróleos.
- ❖ Conducción de soluciones ácidas y alcalinas.

Servicio a largo plazo, la vida útil estimada tubería para las tuberías de HDPE es superior a 50 años para el transporte de agua a temperatura ambiente (20°C).

Estabilidad a la intemperie, están protegidas contra la degradación que causan los rayos UV al ser expuestas a la luz directa del sol, ya que contienen un porcentaje

de negro de humo (la cantidad mínima que debe contener el polietileno es 2%), que además le otorgan un color negro característico.

Esto permite que las tuberías de HDPE puedan ser instaladas a la intemperie sin ningún problema como se puede observar en la figura 2.22.



Figura. 2.22 Tubería HDPE

2.6.6 SISTEMA DE DIMENSIONAMIENTO

Las dimensiones estándar para sistemas de tuberías son una importante parte del diseño por muchas razones. El diámetro de la tubería dictará la capacidad de llevar un volumen determinado de fluido. El espesor de pared determinará la tensión de la tubería y su capacidad de manejar presiones internas y externas así como afectar la capacidad potencial de flujo. Es así que, el cociente entre el diámetro y el espesor de pared (Conocido también relación dimensional – DR), se convierte en un importante factor de diseño para tuberías (véase la figura 2.23). La estandarización de esas dimensiones permite la instalación de elementos tales como accesorios, válvulas y equipamiento de instalación para ser diseñados para un número limitado de tamaños, mientras a su vez, permite la suficiente diversidad de tamaños para que el diseñador construya los sistemas que el necesita, en anexo adjunto dimensiones de tubería HDPE PE100 norma ISO 4427 tabla 2.4.

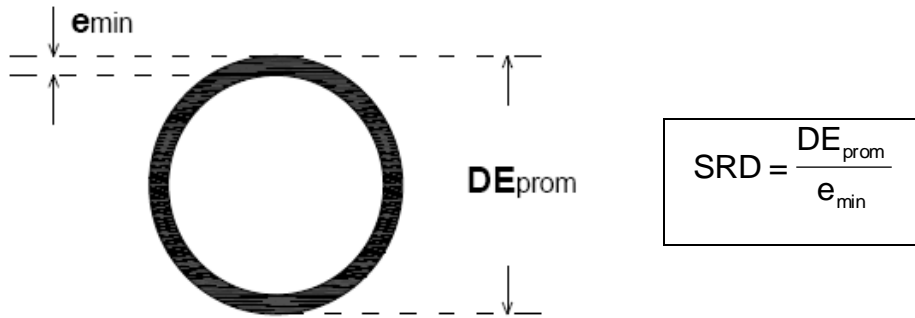


Figura. 2.23 Relación dimensional estándar SDR en tuberías HDPE

2.6.7 SELECCIÓN DEL DIÁMETRO DE TUBERIAS

El diámetro de la tubería de impulsión deberá ser determinado en base a un análisis técnico económico; teóricamente puede asumir cualquier valor; sin embargo, existe un valor para el cual cumple los criterios mencionados. El análisis debe considerar que si el diámetro adoptado es grande, la pérdida de carga en la tubería será pequeña y por tanto la potencia de la bomba será reducida, consecuentemente el costo de la bomba será reducido, pero el de la tubería de impulsión será elevado. El análisis inverso también es válido, es decir, si adoptamos un diámetro pequeño, al final, el costo de la tubería de impulsión será reducido y el de la bomba será elevado.

El cálculo de la tubería de impulsión para sistemas que trabajan continuamente se puede calcular empleado la fórmula de Bresse:

$$D = K\sqrt{Q}$$

Donde:

D = Diámetro interno del tubo, m

K = coeficiente por el costo de inversión y costo de operación y mantenimiento va de 0.8 a 1.0 generalmente igual a 0.9.

Q = caudal de bombeo en m^3/s

Para el caso de grandes instalaciones, dará una primera aproximación y es conveniente un análisis económico, en el cual sean investigados los diámetros más próximos inferiores y superiores.

2.7 GOLPE DE ARIETE

Este fenómeno se produce al cerrar o abrir una válvula y al poner en marcha o para una máquina hidráulica, o también al disminuir bruscamente el caudal. Al cerrarse por completo una válvula se origina una onda de presión que se propaga con una cierta velocidad (el líquido no es estrictamente un fluido incompresible). Esta onda origina una sobrepresión que se desplaza por la tubería, causando dos efectos:

- ❖ Comprime ligeramente el fluido.
- ❖ Dilata ligeramente la tubería.

La sobrepresión que origina el golpe de ariete no puede producirse en el arranque de una bomba porque la presión producida por la bomba no puede exceder el valor máximo que indica su curva característica, curva H-Q. En la parada de una bomba se ha de tener precaución de cerrar antes la válvula de impulsión. Si esto se hace a mano, el cierre es lento, la columna de líquido que llena la tubería se decelera gradualmente, y el golpe de ariete no se produce.

El golpe de ariete puede producirse:

- ❖ Si se para el motor de la bomba sin cerrar previamente la válvula de impulsión.
- ❖ Si hay un corte imprevisto de la corriente, en el funcionamiento de la bomba.

Los medios empleados para reducir el golpe de ariete son:

- ❖ Cerrar lentamente la válvula de impulsión.
- ❖ Escoger el diámetro de la tubería de impulsión grande, para que la velocidad en la tubería sea pequeña.

- ❖ Instalar la bomba con un volante de inercia que en caso de corte de la corriente reduzca lentamente la velocidad del motor, y por consiguiente la velocidad del agua en la tubería.
- ❖ Instalación de válvulas de retención con by-pass diferencial.
- ❖ Válvulas de retención anti ariete.

2.8 CAVITACION DE UNA BOMBA

Durante la entrada del fluido en el rodete de una bomba, se produce una aceleración que, cuando la presión es suficientemente baja, genera la formación de burbujas de vapor. Esto tiene dos efectos sobre el funcionamiento, en primer lugar, la cavitación erosiona el rodete, y con el tiempo lleva a su destrucción. En segundo lugar, cuando la cavitación es fuerte disminuye la altura de elevación, en la figura 2.24 se puede apreciar claramente cómo disminuye la altura de bombeo, reduce de manera considerable el caudal y rendimiento de la bomba.

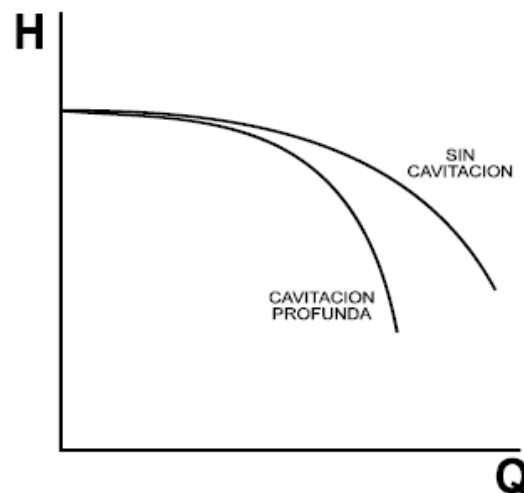


Figura. 2.24 Efecto de la cavitación sobre la curva característica de la bomba

La cavitación es un fenómeno indeseable y evitable que se produce a la entrada de la bomba y que provocará el fallo prematura de la misma. El fenómeno de la cavitación ocurre cuando la baja presión en el ojo del impulsor es menor que la presión de vapor del líquido, en estas condiciones, se forman burbujas de vapor

en los álabes del impulsor, la cavitación entonces es el colapso violento de estas burbujas de vapor debido a los cambios de presión dentro y a la salida del impulsor. Los síntomas de una bomba en cavitación son el ruido, la vibración, temperatura en la carcasa, las consecuencias son la erosión del impulsor y la carcasa, en la figura 2.25, se puede observar un ejemplo de la erosión por cavitación.



Figura. 2.25 Cavitación por erosión.

Aparte de esta causa principal hay otros factores que pueden inducir el proceso o están relacionados con él:

- ❖ Toma de aire; por formación de vórtices en la aspiración de la bomba que son consecuencia de una sumergencia insuficiente.
- ❖ Recirculación interna: suele darse en la boca de aspiración de la bomba.
- ❖ Turbulencia en las tuberías de aspiración.

2.9 ALTURA NETA DE SUCCIÓN POSITIVA (NPSH Net Positive Succión Head)

Para evitar la cavitación es necesario que la presión absoluta de succión de la bomba sea mayor que la presión de vapor del líquido a la temperatura de trabajo. La diferencia entre estas dos presiones, en unidades de longitud, es lo que se define como la carga neta de succión positiva o NPSH. La presión que ejerce un líquido sobre lo que lo rodea depende de su temperatura, esa presión llamada

presión de vapor, es una característica propia de cada fluido y aumenta con la temperatura. Se definen dos cargas de succión positiva, *NPSH*, la que depende del sistema, y se le denomina *NPSH* disponible y la que suministra el fabricante, *NPSH* requerida.

2.9.1 ALTURA NETA DE SUCCION POSITIVA DISPONIBLE

La altura neta de succión positiva disponible *NPSH_d* es función del sistema en el que trabaja la bomba y depende de la carga estática de succión, la carga de fricción de la succión y la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. Si se varía cualquiera de estas cargas la disponible puede alterarse, para obtener la expresión de la *NPSH* disponible, El *NPSH* disponible es función del sistema de succión de la bomba, se calcula en metros de agua, mediante la siguiente fórmula.

$$NPSH_{\text{disponible}} = H_{\text{atm}} - (H_{\text{vap}} + h_s + h_f)$$

Donde:

- NPSH* disponible = Altura neta de succión positiva disponible, m.
- H_{atm}* = Presión atmosférica, m (véase tabla 2.5).
- H_{vap}* = Presión de vapor, m (véase tabla 2.6).
- h_s* = Altura estática de succión, m.
- h_f* = Pérdida de carga por fricción de accesorios y tubería, m.
- γ* = Peso específico del fluido N/m³

Para evitar el riesgo de la cavitación por presión de succión, se debe cumplir que:

$$NPSH_{\text{disponible}} > NPSH_{\text{requerida}}$$

2.9.2 ALTURA NETA DE SUCCIÓN POSITIVA REQUERIDA

La carga neta de succión positiva requerida $NPSH_r$, depende sólo del diseño de la bomba y es una característica que el fabricante proporciona junto con las otras curvas características vistas anteriormente. La $NPSH_r$ contempla una serie de variables como son: forma, ángulo de ataque del impulsor, dimensiones en las zonas de succión, de modo de mantener la presión en la entrada en el rodete de la bomba por encima de la presión de vapor del líquido. Tanto la carga neta de succión positiva requerida y disponible varían en función del caudal tal como se muestra en la figura 2.26.

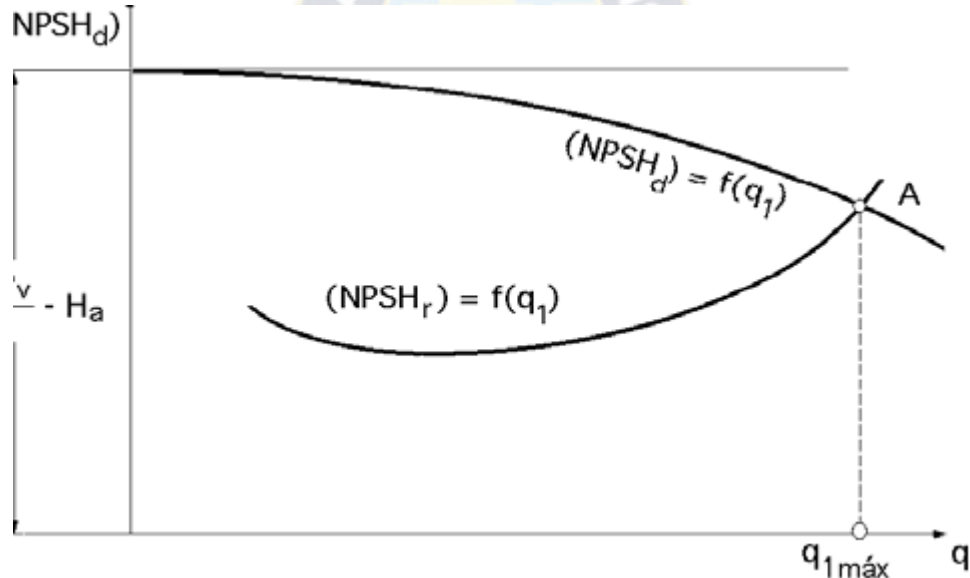


Figura. 2.26 Curvas del NPSH disponible y NPSH requerido.

- Si $NPSH_d > NPSH_r$ → No hay cavitación.
 Si $NPSH_d = NPSH_r$ → Comienza la cavitación.

Se debe trabajar en el lado izquierdo del punto de intersección de ambas curvas, para evitar la cavitación de la bomba, la $NPSH_d$ se reduce cuando el caudal va aumentando, esto es debido, a las pérdidas por fricción en la tubería de succión, mientras que la $NPSH_r$, que es función de la velocidad en la tubería de succión aumenta con el cuadrado de su capacidad.

Cuando un sistema tiene un $NPSH_d < NPSH_r$, existe cavitación y la bomba no operará en forma óptima, por lo cual se debe resolver ese problema. Se pueden encontrar medios para aumentar la NPSH disponible, o bien reducir la NPSH requerido, o ambas cosas.

Para aumentar la NPSH disponible se pueden seguir las siguientes sugerencias, cabe destacar que éstas van a depender del sistema que se esté trabajando.

- ❖ Elevar el nivel de líquido
- ❖ Bajar la bomba.
- ❖ Reducir los accesorios y la longitud de la tubería de succión.
- ❖ Aumentar el diámetro en la succión.
- ❖ Si el líquido está caliente, se puede enfriar intercalando un intercambiador de calor, con lo que la presión de vapor del líquido disminuye.

Para aumentar la NPSH requerido se recomienda

- ❖ Velocidades de rotación de la bomba más baja.
- ❖ Impulsor de doble succión.
- ❖ Ojo del impulsor más grande.
- ❖ Varias bombas pequeñas en paralelo.

2.10 ESTUDIO HIDRAULICO

El estudio hidráulico en este proyecto es necesario para el cálculo del sistema de bombeo, se basa en el cálculo de la altura manométrica. El estudio de la altura manométrica siempre se realiza en el caso más desfavorable, este caso es el de caudal máximo del futuro. Los puntos clave para este cálculo se centran principalmente en el estudio de las pérdidas de carga en los distintos equipos de la línea de agua y en los tramos de conexión por medio de tuberías y accesorios.

2.10.1 CALCULO DE LAS PERDIDAS DE CARGA

El rozamiento de un fluido con las paredes de la tubería por la que circula provoca en el mismo una caída de presión, conocer el valor de esta caída de presión es necesario de cara al cálculo de las bombas, pero también para comprobar que el diámetro elegido para la conducción es suficiente, pues de ser éste muy pequeño la pérdida de carga que se produzca será muy elevada.

2.10.2 ECUACION DE BERNOULLI

Las pérdidas de carga totales en la línea de agua son la suma de las pérdidas de carga por fricción, carga por accesorios y las pérdidas de carga en los equipos, se emplea la ecuación de Bernoulli aplicada a dos puntos de una conducción.

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + H = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + hf$$

Donde:

Z = cota del punto, m.

P = presión en el punto, bar.

V = velocidad en el punto, m/seg.

H = altura de bombeo, m.

g = gravedad, m/seg².

hf = Pérdida de carga, m.

γ = Peso específico del fluido N/m³

2.10.3 NUMERO DE REYNOLDS

Al ser los diámetros de entrada y salida de la bomba distintos, antes de aplicar la ecuación de Bernoulli para hallar la presión en la salida de la bomba, es necesario saber si el flujo será laminar o turbulento, en función de la temperatura a la que vaya el fluido se determina la densidad, la viscosidad dinámica y cinemática, una vez que se saben estas características, se puede hallar el número de Reynolds.

El comportamiento de un fluido, en particular en lo que se refiere a las pérdidas de energía, depende de que el flujo sea laminar o turbulento. Se demuestra en forma experimental y se verifica de modo analítico, que el carácter del flujo en un tubo redondo depende de cuatro variables: la densidad del fluido ρ , su viscosidad μ , el diámetro del tubo D y la velocidad promedio del flujo V . Osborne Reynolds fue el primero en demostrar que es posible pronosticar el flujo laminar o turbulento si se conoce la magnitud de un número adimensional, al que hoy se le denomina número de Reynolds (Re). La ecuación siguiente muestra la definición básica del número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

Donde:

Re	=	Número de Reynolds
ρ	=	Densidad del líquido, Kg/m^3
V	=	Velocidad de flujo, m/seg
D	=	Diámetro interior, m .
μ	=	Viscosidad cinemática $\text{Kg/m}^2\cdot\text{seg}$. (Véase la tabla 2.7)

Para aplicaciones prácticas del flujo en tuberías, encontramos que si el número de Reynolds para el flujo es menor que 2000, éste será laminar. Si el número de Reynolds es mayor que 4000, el flujo será turbulento. En el rango de números de Reynolds entre 2000 y 4000 es imposible predecir qué flujo existe, por tanto, le denominaremos región crítica. Las aplicaciones prácticas involucran flujos que se encuentran bien dentro del rango laminar o bien dentro del turbulento, por lo que la existencia de dicha región de incertidumbre no ocasiona demasiadas dificultades. Si se encuentra que el flujo en un sistema se halla en la región crítica, la práctica usual es cambiar la tasa de flujo o diámetro del tubo para hacer que el flujo sea en definitiva laminar o turbulento, según el número de Reynolds se tiene:

- ❖ Si $Re < 2000$, el flujo es laminar.
- ❖ Si $Re > 4000$, el flujo es turbulento.
- ❖ Si $2000 < Re < 4000$ el flujo es de transición

2.10.4 PÉRDIDA DE CARGA EN TUBERÍAS

Una parte importante del cálculo de pérdidas de carga, es considerar las pérdidas en tuberías. Para las pérdidas de las tuberías se utiliza la fórmula de Darcy-Weisbach, esta ecuación es aplicable para cualquier clase de fluido pero solo para flujo turbulento.

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

Donde:

h_f = pérdida de carga en la tubería, m

f = factor de fricción

L = longitud, m

V = velocidad, m/seg

D = diámetro interior, m

g = gravedad, m/seg²

La ecuación siguiente, que permite el cálculo directo del valor de factor de fricción para un flujo turbulento, cuando se conoce el número de Reynolds y la rugosidad relativa del material la ecuación de F. Colebrook es la siguiente.

$$f = \frac{0.25}{\left\{ \log \left[\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right] \right\}^2}$$

Donde:

f = factor de fricción

ε = rugosidad absoluta (véase la tabla 2.8)

D = Diámetro interior, m.

Re = Número de Reynolds

2.10.5 DIAGRAMA DE MOODY

Uno de los métodos más utilizados para evaluar el factor de fricción emplea el diagrama de Moody (Ver Anexos), el diagrama muestra la gráfica del factor de fricción f versus el número de Reynolds Re , con una serie de curvas paramétricas relacionadas con la rugosidad relativa, por tanto los datos básicos que se requieren son el diámetro interior de la tubería y el material de que está hecho.

2.10.6 PERDIDAS DE CARGA EN LOS ACCESORIOS

Otro punto dentro del cálculo de las pérdidas de carga son los valores que se obtienen con las conexiones, válvulas, contracciones y demás accesorios que forman parte de las tuberías que forman la línea de agua y se puede determinar mediante la siguiente ecuación.

$$hf_{ac} = K \frac{v^2}{2g}$$

Donde:

hf_{acc} = pérdida de carga en accesorios, m

K = coeficiente de resistencia de los accesorios (véase la tabla 2.9)

V = velocidad del fluido, m/seg.

g = gravedad, m/seg².

TABLA 2.9 COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE CARGA K PARA ACCESORIOS

ACCESORIO	K
Válvula tipo mariposa	2.0
Válvula check	3.0
Codo a 90° estándar	1.0
Junta de expansión	1.0
Uniones con brida	0.0
Flujómetro ultrasonido	0.19
Cono difusor concéntrico	2.0
Codo en U ó de 180°	2.2
Codo 45°	0.5
Curva de 45°	0.2

2.11 DEFINICIONES EN LA HIDRAULICA

Altura de succión.- Es la distancia vertical entre la superficie del líquido y la boca del impulsor de la bomba, cuando está en funcionamiento. (Nivel dinámico).

Altura geométrica.- Distancia vertical entre nivel dinámico y el punto final de descarga del líquido.

Abatimiento.- Es la distancia vertical entre nivel estático y el nivel dinámico.

Succión.- Es el lugar del sistema de bombeo por el cual el agua ingresa a la boca del impulsor.

Descarga.- Es el lugar por donde el sistema de bombeo expulsa a presión el líquido.

Altura estática.- Es la distancia vertical del líquido a la bomba no está en funcionamiento. (Nivel estático).

Altura total dinámica.- Es igual a la altura de succión mas la altura geométrica de descarga mas las pérdidas de carga por fricción mas la contrapresión en el sistema ($p=0$ cuando a descarga es a cielo abierto).

Presión atmosférica.- La presión atmosférica actúa sobre todos los elementos de la tierra 14.7 PSI a nivel del mar, disminuye 5psi. /1000ft. A medida que aumenta la altura sobre el nivel del mar.

Fricción.- En hidráulica, la fricción es la resistencia creada por la rugosidad de la superficie de la tubería al desplazamiento del líquido.

Perdidas de carga.- Energía perdida por el líquido en su pasaje dentro de las tuberías, debido a la fricción interna contra las paredes de la misma, las pérdidas de carga debido a la fricción se pueden expresar en presión de columna del líquido, la pérdida por fricción de un accesorio en algunas tablas está expresado como una longitud equivalente de la tubería.

2.12 SELECCIÓN DEL MODELO DE BOMBA ADECUADO

Para la selección del modelo adecuado de bomba (una vez establecido el tipo de ésta) se recurrirá a las llamadas curvas características de la bomba, aportadas por el fabricante de las mismas. Se necesitan estas curvas diferentes:

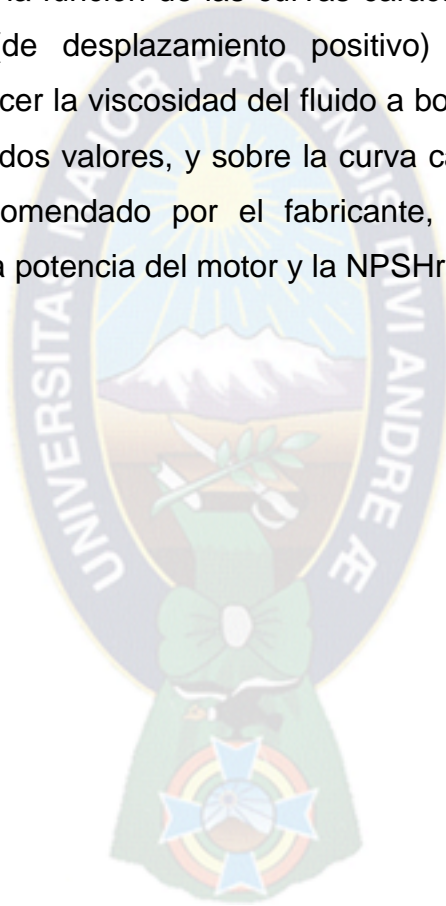
- ❖ Cobertura hidráulica, curvas Q-H
- ❖ Las de caudal y carga de la bomba, llamadas curvas Q-H
- ❖ Las de potencia del motor necesario, Kw
- ❖ Las de Altura Neta de Succión Positiva Requerida (NPSHr)

Las curvas características se construyen normalmente mediante pruebas realizadas con agua, por lo que sus datos se deben recalcular si se van a bombear líquidos con otras propiedades físicas. El modo de proceder, en el caso de las bombas centrífugas, para el empleo de estas curvas es el siguiente:

- a) Conocer el fluido a bombear, la temperatura de bombeo y las propiedades físicas del fluido (densidad y viscosidad) a dicha temperatura.
- b) Establecer el caudal volumétrico a desarrollar (m³/h).
- c) Conocer la carga de la bomba, para lo que hay que determinar previamente las alturas totales de impulsión y aspiración.
- d) Con la carga y el caudal que se precisan se ha de acudir a la curva Q-H y, fijando estas dos magnitudes, determinar el diámetro del rodete, que en caso de no resultar un valor exacto nos llevaría a escoger el valor mayor más cercano.

- e) Con el diámetro de rodete determinado y el caudal, en la curva de potencia se determina el consumo de la bomba. El valor leído en la curva ha de incrementarse en un 15% como margen de seguridad.
- f) Finalmente y en la curva de NPSHr se determina dicho valor, para el caudal desarrollado.

En la actualidad hay disponibles programas informáticos, suministrados por los fabricantes, que realizan la función de las curvas características. Para el caso de las bombas rotativas (de desplazamiento positivo) la elección del modelo adecuado requerirá conocer la viscosidad del fluido a bombear así como el caudal a desarrollar. Con estos dos valores, y sobre la curva característica de la bomba, se elige el modelo recomendado por el fabricante, que también deberá de suministrar datos como la potencia del motor y la NPSHr.



CAPÍTULO III

INGENIERÍA DEL PROYECTO

3.1 PARÁMETROS DE DISEÑO

El punto de partida para el diseño son los datos básicos emitidos por la Empresa Minera San Cristóbal y se complementan con los siguientes aspectos.

3.1.1 CAUDAL DE DISEÑO

Para determinar las capacidades de las estaciones de bombeo, se debe tener en cuenta el caudal máximo a lo largo del período de diseño.

La planta de MSC está diseñada para producir 40.000Tn/día de concentrado, para lo cual en el proceso de flotación desecha 2400m³/h de colas que es una mezcla de material fino con agua en forma de pulpa aproximadamente 50% de agua y 50% sólido, lo que significa que se puede recuperar 1200m³/h de agua, tomando en cuenta factores como la evaporación del agua y otros nuestro caudal de diseño será:

$$Q = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$$

3.1.2 UBICACIONES DE ESTACIONES DE BOMBEO

Se debe conocer las características del tramo aguas arriba de las estaciones de bombeo. Específicamente se debe conocer la forma, material, dimensiones, distancias, cotas y diferencia de altura entre la succión y la descarga. Por accesos a energía eléctrica y por la topografía del lugar se definen las distancias entre las estaciones de bombeo y de datos topográficos de elevación, datos adjuntos en la tabla 3.1. La distancia total de bombeo es 15141 m.

TABLA.3.1 ALTURAS Y DISTANCIAS ENTRE ESTACIONES DE BOMBEO

N° EST.	TRAMO	ELEVACION DE SUCCION (msnm)	ELEVACION DESCARGA (msnm)	DISTANCIA. (m)
Est. # 1	1-2	3760	3778	4692
Est. # 2	3-4	3778	3805	3117
Est. # 3	4-5	3805	3853	3072
Est. # 4	5-6	3853	3890	4260

3.1.3 SELECCIÓN DEL DIÁMETRO INTERIOR DE LA TUBERÍA

El diámetro de las tuberías de impulsión y succión en una estación de bombeo debe obedecer al análisis económico en el cual se analice el costo de la energía de bombeo versus el costo de la tubería y el sistema aguas abajo de la bomba. Sin embargo, los diámetros de las tuberías de succión y de impulsión no pueden ser menores que los admitidos por el equipo de bombeo.

El cálculo de la tubería de impulsión para sistemas que trabajan continuamente se puede calcular empleado la fórmula de Bresse:

$$D_{int} = K\sqrt{Q}$$

Donde: K = coeficiente por el costo de inversión y costo de operación y mantenimiento va de 0.8 a 1.0 generalmente igual a 0.9.

$$D_{int} = 0.9\sqrt{1000\text{m}^3/\text{h} * 1\text{h}/3600\text{seg}}$$

$$D_{int} = 0.4743\text{m} = 18.67\text{pulg.}$$

El diámetro normalizado en tuberías HDPE es 22 pulg. con un diámetro interior de 19.42 pulg. (Anexos)

En Minera San Cristóbal se tiene a disposición la tuberías HDPE de 26” por lo tanto en el siguiente proyecto se diseña con este diámetro.

$$D_{\text{int}} = 22.76 \text{ pulg}$$

3.1.4 SELECCION DEL MATERIAL

El polietileno de alta densidad resiste prácticamente todos los elementos corrosivos de la industria minera, rayos solares, golpes, no es contaminante al medio ambiente, vida útil más de 50 años, flexible fácil de instalación bajo costo de mantenimiento, y los rangos de temperatura que van desde los -40°C a 60°C y presiones de hasta 16 Kg/cm^2 , las tuberías HDPE resultan excelentes para ser utilizadas en los distintos procesos mineros.

Por lo tanto los materiales a utilizar en este proyecto ya existente en Minera será:

Tubería de HDPE de 26 pulg Clase P6 SDR 17 con un diámetro interior de 22.76 pulg. (Anexos)

3.2 DETERMINACION PERDIDAS DE CARGA Y SELECCIÓN DE BOMBAS

3.2.1 DETERMINACION DE PERDIDA DE CARGA TRAMO I (1-2) Y SELECCION DE BOMBA PARA LA ESTACION DE BOMBEO # 1

PARAMETROS DE DISEÑO

Caudal de diseño = $1000 \text{ m}^3/\text{h}$
Diámetro de tubería HDPE = 26”, diámetro interior = $22.76'' = 0.578\text{m}$
Longitud total de tramo 1-2 = 4692 m.
Viscosidad cinemática $\mu = 1.1 * 10^{-4} \text{ kg/m}^*\text{seg}$
Densidad del liquido $\rho = 1200 \text{ kg/m}^3$
Rugosidad absoluta de HDPE $\varepsilon = 0.01 \text{ mm}$

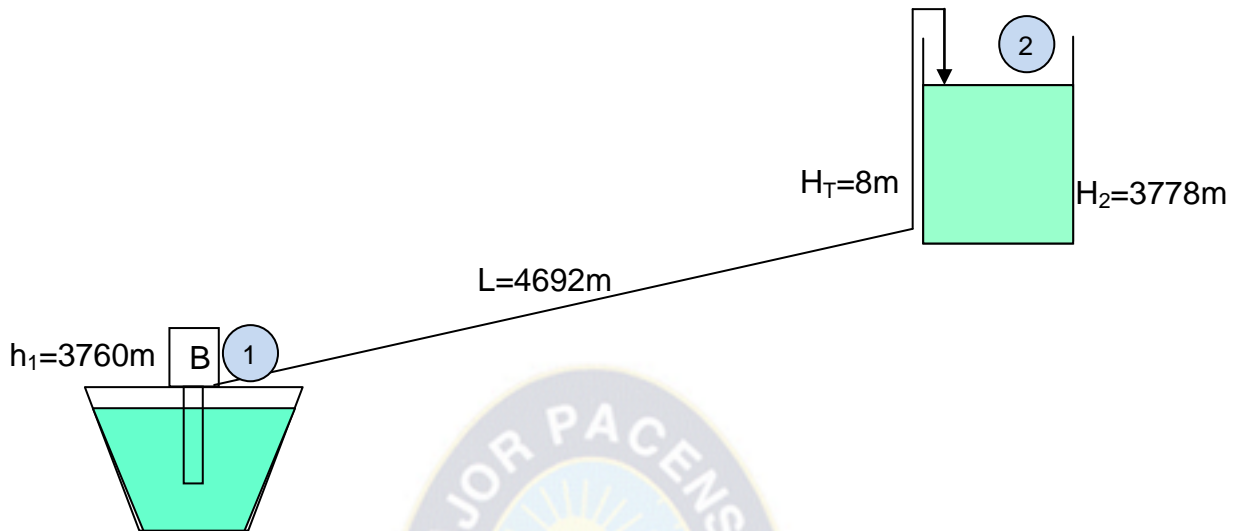


Figura 3.1 Esquema de bombeo tramo I

Se determina el diámetro interior de descarga en la estación de bombeo 1, empleando la fórmula de Bresse.

$$D_{\text{int}} = K\sqrt{Q}$$

$$D_{\text{int}} = 0.9\sqrt{1000\text{m}^3/\text{h} * 1\text{h}/3600\text{seg}}$$

$$D_{\text{int}} = 0.4743\text{m} = 18.67\text{pulg.}$$

El diámetro interior normalizado es de 16 pulg, el cual se toma como diámetro de descarga.

Cálculo de la velocidad de flujo en accesorios de descarga para un diámetro de 16 pulg.

$$V_{\text{acc}} = \frac{Q}{A}$$

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} (16\text{pulg})^2 * (2.54\text{cm})^2 / 1\text{pulg}^2 * 1\text{m}^2 / (100\text{cm})^2$$

$$A = 0.130\text{ m}^2$$

$$V_{acc} = \frac{Q}{A}$$

$$V_{acc} = \frac{1000 \text{ m}^3 / \text{h} * 1 \text{ h} / 3600 \text{ seg}}{0.130 \text{ m}^2}$$

$$V_{acc} = 2.14 \text{ m} / \text{seg}$$

Se determina la velocidad de flujo en la tubería HDPE de 26 pulg, con diámetro interior de 22.76 pulg = 0.578 m.

$$Q = V * A$$

$$V_{tub} = \frac{Q}{A}$$

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} (0.578 \text{ m})^2$$

$$A = 0.2623 \text{ m}^2$$

$$V_{tub} = \frac{1000 \text{ m}^3 / \text{hr} * 1 \text{ hr}}{0.2623 \text{ m}^2 * 3600 \text{ seg}}$$

$$V_{tub} = 1.059 \text{ m} / \text{seg}$$

Se calcula el tipo de flujo mediante número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

$$Re = \frac{1200 \text{ kg} / \text{m}^3 * 1.059 \text{ m} / \text{seg} * 0.578 \text{ m}}{0.00011 \text{ kg} / \text{m} * \text{seg}}$$

$$Re = 6677476$$

$$Re = 6.677 * 10^6 \quad \text{Por lo tanto es flujo turbulento.}$$

Se calcula la altura manométrica empleando la ecuación de Bernoulli (tramo I)

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + H_m = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \sum hf_{1-2}$$

$$H_m = Z_2 + \sum hf_{1-2} \dots \dots \dots (1)$$

Donde: $\sum hf_{1-2} = hf_{\text{tubería}} + hf_{\text{accesorios}}$

Se determina pérdida de carga en tuberías mediante la ecuación de Darcy-Weisbach.

$$hf_{\text{tuberías}} = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$

Se determina coeficiente de fricción f mediante la ecuación Colebrook

$$f = \frac{0.25}{\left\{ \log \left[\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right] \right\}^2}$$

$$f = \frac{0.25}{\left\{ \log \left[\frac{0.01 \text{ mm}/578 \text{ mm}}{3.7} + \frac{5.74}{6677476.3^{0.9}} \right] \right\}^2}$$

$$f = 0.009789 \approx 0.010$$

También se determina coeficiente de fricción mediante diagrama Moody (ANEXOS)

Donde:

$$Re = 6.677 \times 10^6$$

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0.01 \text{ mm}}{0.578 \text{ m} * 1000 \text{ mm}/1 \text{ m}} = 1.7 * 10^{-5}$$

Del diagrama de Moody $f \approx 0.011$

Se reemplaza en la ecuación de Darcy para flujo turbulento

$$hf_{\text{tuberías}} = f \frac{L v^2}{D 2g}$$

$$hf_{\text{tuberías}} = 0.011 * \frac{4692\text{m}}{0.578\text{m}} * \frac{1.059^2\text{m}^2/\text{seg}^2}{2 * 9.81\text{m}/\text{seg}^2}$$

$$hf_{\text{tuberías}} = 4.9 \text{ m}$$

Ahora se determina pérdida de carga en accesorios, los accesorios de descarga se muestran en la figura 3.2.

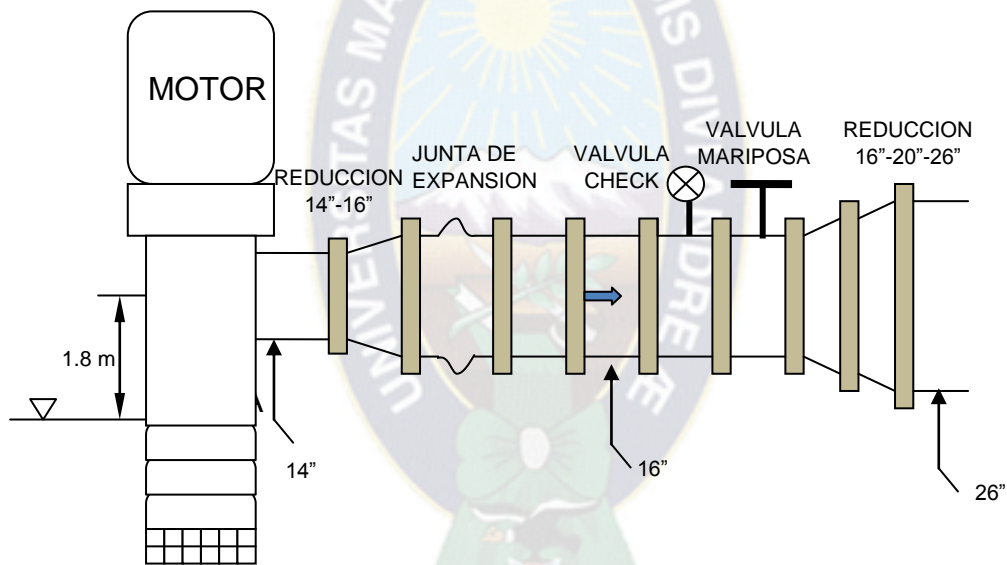


Figura 3.2 Accesorios en la descarga de la estación de bombeo tramo I

$$hf_{\text{accesorios}} = K \frac{v_{\text{acc}}^2}{2g}$$

$$hf_{\text{accesorios}} = \frac{v_{\text{acc}}^2}{2g} (K_{\text{j-exp.}} + K_{\text{v-check}} + K_{\text{v-mariposa}} + 3K_{\text{red}} + 3K_{\text{codo}} + K_{\text{codo}_u})$$

COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE CARGA K PARA ACCESORIOS

ACCESORIO	K
Válvula tipo mariposa	2.0
Válvula check	3.0
Codo a 90° estándar	1.0
Junta de expansión	1.0
Uniones con bridas	0.0
Cono difusor concéntrico	2.0
Codo en U ó de 180°	2.2

$$hf_{\text{accesorios}} = \frac{2.14^2 \text{ m}^2 / \text{seg}^2}{2 * 9.81 \text{ m/seg}^2} (1 + 3 + 2 + 3 * 2 + 3 * 1 + 2.2)$$

$$hf_{\text{accesorios}} = 4.0\text{m}$$

Entonces:

$$\sum hf_{1-2} = hf_{\text{tubería}} + hf_{\text{accesorios}}$$

$$\sum hf_{1-2} = 4.9\text{m} + 4.0\text{m}$$

$$\sum hf_{1-2} = 8.9\text{m}$$

También

$$Z_2 = (h_2 - h_1) + h_T$$

$$Z_2 = (3778 \text{ m} - 3760\text{m}) + 8\text{m}$$

$$Z_2 = 26\text{m}$$

Se reemplaza en la ecuación (1) y se determina la altura manométrica

$$H_m = Z_2 + \sum hf_{1-2}$$

$$H_m = 26\text{m} + 8.9\text{m}$$

$$H_m = 34.9\text{m}$$

Se determina la altura neta de succión positiva disponible NPSHd

$$\text{NPSH}_{\text{disponible}} = H_{\text{atm}} - (H_{\text{vap}} + h_s + hf)$$

$$\text{NPSH}_{\text{disponible}} = 6.5\text{m} - (0.238\text{ m} - 1.8\text{m} + 0)$$

$$\text{NPSH}_{\text{disponible}} = 8.1\text{m}$$

Se selecciona tamaño de la bomba mediante la curva de la Cobertura Hidráulica tomando en cuenta caudal de diseño de $1000\text{m}^3/\text{h}$ y la altura manométrica calculada de 34.9m .(catalogo Goulds)

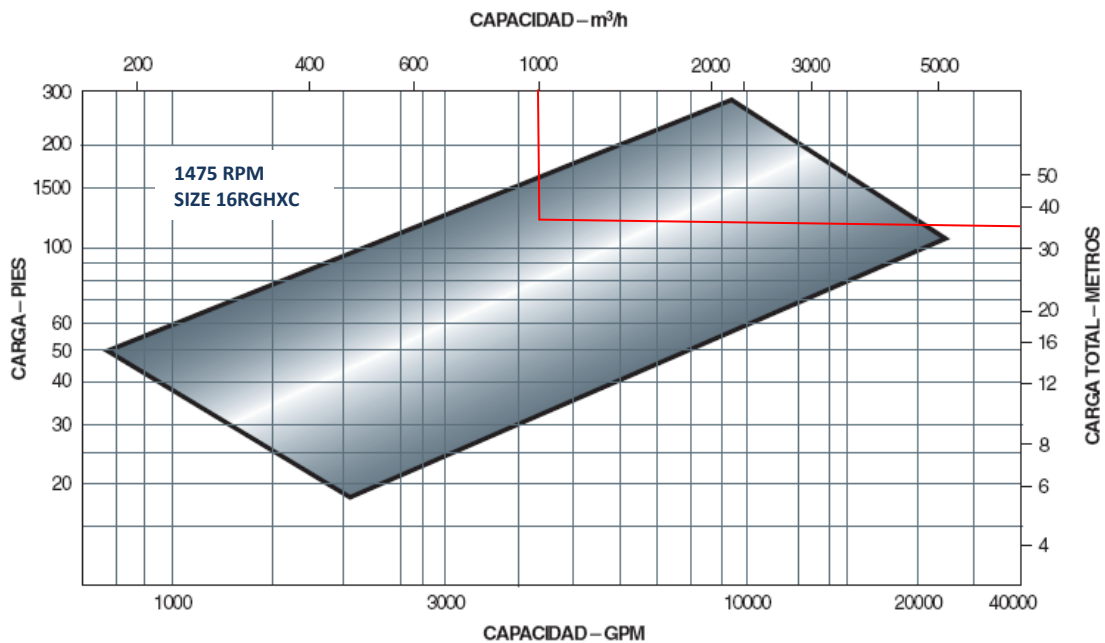


Figura 3.3 Cobertura Hidráulico Bomba Goulds Modelos VIT

- ❖ Se selecciona la bomba Goulds Pumps de tamaño 16RGHXC, 1475 rpm
- ❖ Es una bomba VIT (bomba vertical industrial de turbina)

Determinación de la potencia hidráulica, el rendimiento, el NPSHr y selección de la bomba mediante la curva característica de la figura 3.4

- Caudal de diseño es $1000\text{m}^3/\text{h}$
- Altura manométrica calculada es 34.9m

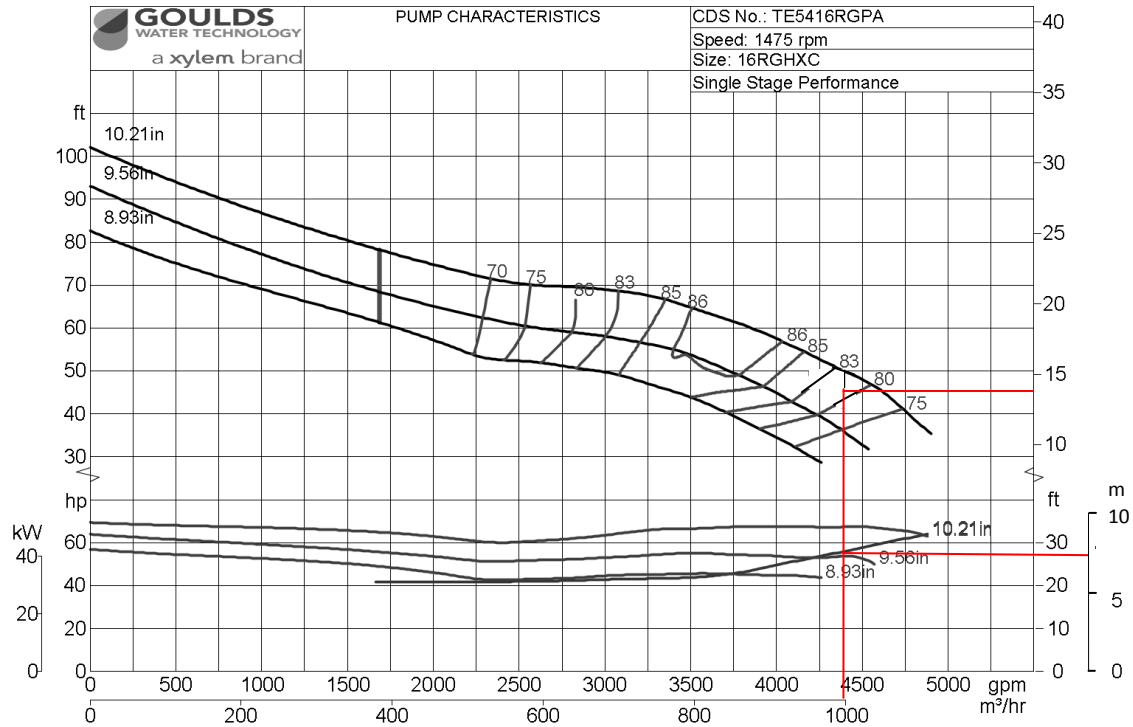


Figura 3.4 Curva característica de la bomba GOULDS VIT

Entonces la potencia de la bomba mediante la curva será:

$$P = 65 \text{ Hp}$$

Y el rendimiento será

$$\eta = 82$$

$$\text{NPSHr} = 25 \text{ ft.} = 7.62 \text{ m}$$

Cálculo de la potencia hidráulica de la bomba

$$P = \frac{\rho * g * H_m * Q}{\eta}$$

Con el valor del rendimiento encontrado en la figura 3.4 se determina la potencia hidráulica de la bomba.

$$P = \frac{1200 \text{ kg/m}^3 * 9.81 \text{ m/seg}^2 * 34.9 \text{ m} * 0.27778 \text{ m}^3 / \text{seg}}{0.82}$$

$$P = 139175.5 \text{ watts}$$

$$P = 139175.5 \text{ watts} * \frac{1 \text{HP}}{746 \text{watts}}$$

$$P = 186.6 \text{HP}$$

Se calcula número de etapas de la bomba vertical tipo turbina mediante las potencias teórica sobre potencias de curva

$$\#_{\text{etapas}} = \frac{P_{\text{bomba_sistema}}}{P_{\text{bomba_curva}}}$$

$$\#_{\text{etapas}} = \frac{186.6 \text{HP}}{65 \text{HP}}$$

$$\#_{\text{etapas}} = 2.86 \approx 3$$

La bomba seleccionada será:

Marca: GOULDS
 Mod. VIT 16RGHXC
 #etapas 3 etapas
 Velocidad 1475 rpm

Cálculo de la potencia del motor, con un rendimiento de 82% (Figura 3.4)

$$\eta = \frac{P_{\text{bomba}}}{P_{\text{motor}}}$$

$$P_{\text{motor}} = \frac{186.6 \text{HP}}{0.82}$$

$$P_{\text{motor}} = 227.5 \text{HP}$$

Motor seleccionado ELECTRIC (ANEXO)

Potencia = 250 HP

Tensión = 3/50Hz/380

Velocidad = 1500 rpm

3.2.2 DETERMINACION DE PERDIDA DE CARGA TRAMO II (3-4) Y SELECCION DE BOMBA PARA EL ESTACION DE BOMBEO # 2

PARAMETROS DE DISEÑO

Caudal de diseño = $1000 \text{ m}^3/\text{h}$
Diámetro de tubería HDPE = 26", diámetro interior = $22.76" = 0.578\text{m}$
Longitud total de tramo 3-4 = 3917 m.
Viscosidad cinemática $\mu = 1.1 \cdot 10^{-4} \text{ kg/m}^2\cdot\text{seg}$
Densidad del líquido $\rho = 1200 \text{ kg/m}^3$
Rugosidad absoluta de HDPE $\varepsilon = 0.01 \text{ mm}$

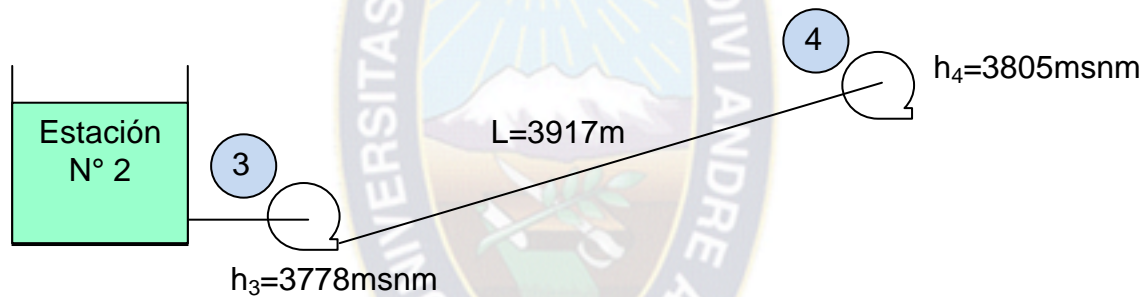


Figura 3.5 Esquema de bombeo tramo II

Se determina el diámetro interior de succión y descarga en la estación de bombeo 2, empleando la fórmula de Bresse.

$$D_{\text{int}} = K\sqrt{Q}$$

$$D_{\text{int}} = 0.9\sqrt{1000\text{m}^3/\text{h} \cdot 1\text{h}/3600\text{seg}}$$

$$D_{\text{int}} = 0.4743\text{m} = 18.67\text{pulg.}$$

El diámetro normalizado es de 18 pulg, el cual se toma como diámetro de succión y el diámetro interior normalizado es de 16 pulg se toma como descarga.

Cálculo de la velocidad de flujo en la succión punto 3

$$Q = V_3 * A_3$$

$$V_3 = \frac{Q_3}{A_3}$$

$$A_3 = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} (18\text{pulg})^2 * (2.54\text{cm})^2 / 1\text{pulg}^2 * 1\text{m}^2 / (100\text{cm})^2$$

$$A_3 = 0.164\text{m}^2$$

$$V_3 = \frac{1000 \text{ m}^3/\text{h} * 1\text{h} / 3600 \text{ seg}}{0.164 \text{ m}^2}$$

$$V_3 = 1.69\text{m}/\text{seg}$$

Cálculo de la velocidad de flujo en accesorios de descarga para un diámetro de 18 pulg.

$$V_{\text{desc}} = \frac{Q}{A}$$

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} (16\text{pulg})^2 * (2.54\text{cm})^2 / 1\text{pulg}^2 * 1\text{m}^2 / (100\text{cm})^2$$

$$A = 0.130 \text{ m}^2$$

$$V_{\text{desc}} = \frac{Q}{A}$$

$$V_{\text{desc}} = \frac{1000\text{m}^3/\text{h} * 1\text{h} / 3600 \text{ seg}}{0.130\text{m}^2}$$

$$V_{\text{desc}} = 2.14\text{m}/\text{seg}$$

Cálculo de la velocidad en la tubería de HDPE de descarga de 26 pulg con un diámetro interior de 22.76 pulg

$$Q = V A$$

$$V_4 = \frac{Q}{A_4}$$

$$A_4 = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} (22.76 \text{ pulg})^2 \cdot (2.54 \text{ cm})^2 / 1 \text{ pulg}^2 \cdot 1 \text{ m}^2 / (100 \text{ cm})^2$$

$$A_4 = 0.2623 \text{ m}^2$$

$$V_4 = \frac{1000 \text{ m}^3 / \text{h} \cdot 1 \text{ h} / 3600 \text{ seg}}{0.2623 \text{ m}^2}$$

$$V_4 = 1.059 \text{ m/seg}$$

Cálculo de la altura manométrica empleando la ecuación de Bernoulli en los puntos 3-4

$$\frac{P_3}{\gamma} + z_3 + \frac{v_3^2}{2g} + H_m = \frac{P_4}{\gamma} + z_4 + \frac{v_4^2}{2g} + \sum hf_{3-4}$$

$$H_m = \frac{P_4}{\gamma} - \frac{P_3}{\gamma} + \frac{v_4^2}{2g} - \frac{v_3^2}{2g} + z_4 - z_3 + \sum hf_{3-4} \quad \dots\dots (1)$$

Se determina la presión en el punto 3 en (m.c.a.)

$$P_3 = h_{\text{tanque}} - hf_{\text{succión}}$$

Determinación de pérdidas de carga por fricción en la succión (accesorios), en la figura 3.6 se muestran los accesorios empleados en succión y descarga de la estación de bombeo 2.

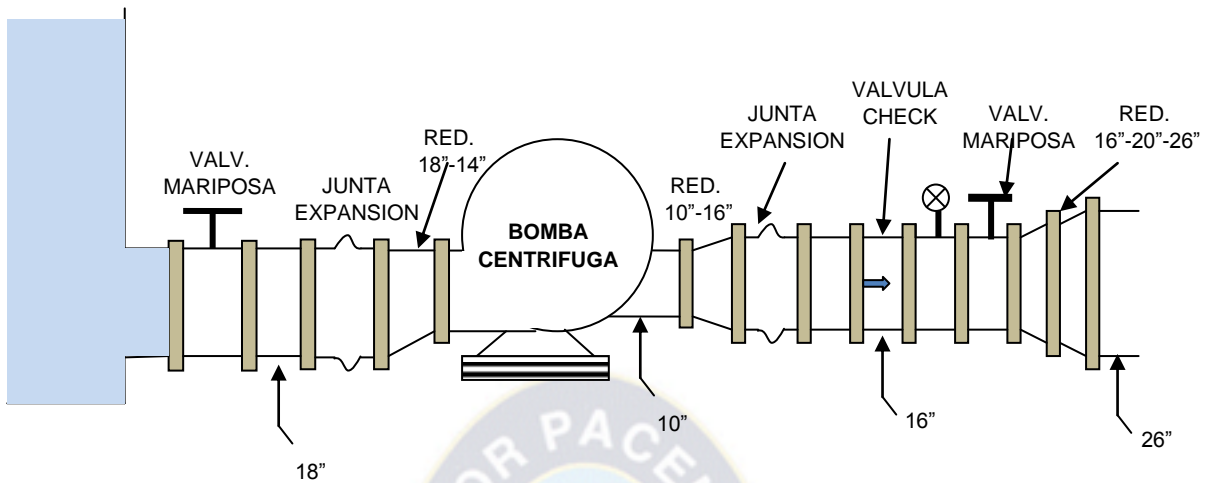


Figura 3.6 Accesorios empleados en la succi3n y descarga de la estaci3n 2

$$hf_{\text{succi3n}} = K \frac{V_3^2}{2g}$$

$$hf_{\text{succi3n}} = \frac{V_3^2}{2g} (K_{v\text{-mariposa}} + K_{j\text{-expansi3n}} + K_{\text{red-ex3ntrico}})$$

COEFICIENTE DE P3RDIDA DE CARGA K PARA ACCESORIOS SUCCION

ACCESORIO	K
V3lvula tipo mariposa	2.0
Junta de expansi3n	1.0
Uniones con bridas	0.0
Cono difusor exc3ntrico	2.2

Se reemplaza en la ecuaci3n de p3rdidas de carga en succi3n

$$hf_{\text{succi3n}} = \frac{V_3^2}{2g} (K_{v\text{ mariposa}} + K_{j\text{ expansi3n}} + K_{\text{red ex3ntrico}})$$

$$hf_{\text{succi3n}} = \frac{1.69^2 \text{ m}^2 / \text{seg}^2}{2 * 9.81 \text{ m/seg}^2} (2 + 1 + 2.2)$$

$$hf_{\text{succión}} = \frac{1.69^2 \text{ m}^2 / \text{seg}^2}{2 * 9.81 \text{ m/seg}^2} (2 + 1 + 2.2)$$

$$hf_{\text{succión}} = 0.76 \text{ m}$$

La presión en la succión será

$$P_3 = h_{\text{tanque}} - hf_{\text{succión}}$$

$$P_3 = 8 \text{ m} - 0.76 \text{ m}$$

$$P_3 = 7.2 \text{ mca}$$

$$P_3 = 0.72 \text{ bar}$$

Se determina la presión en el punto 4

$$P_4 = Z_4 - \sum hf_{\text{descarga}} + hf_{\text{succión}}$$

$$\sum hf_{\text{descarga}} = hf_{\text{tubería}} + hf_{\text{accesorios}}$$

Se determina pérdidas de carga en tuberías mediante la ecuación de Darcy-Weisbach

$$hf_{\text{tuberías}} = f \frac{L v^2}{D 2g}$$

Se determina número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

$$Re = \frac{1200 \text{ kg/m}^3 * 1.059 \text{ m/seg} * 0.578 \text{ m}}{0.00011 \text{ kg/m} * \text{seg}}$$

$$Re = 66774786$$

$$Re = 6.677 * 10^6$$

Se calcula coeficiente de fricción f mediante la ecuación Colebrook

$$f = \frac{0.25}{\left\{ \log \left[\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right] \right\}^2}$$

$$f = \frac{0.25}{\left\{ \log \left[\frac{0.01\text{mm}/578\text{mm}}{3.7} + \frac{5.74}{6677476.3^{0.9}} \right] \right\}^2}$$

$$f = \frac{0.25}{\left\{ \log \left[\frac{0.01\text{mm}/578\text{mm}}{3.7} + \frac{5.74}{6677476.3^{0.9}} \right] \right\}^2}$$

$$f = 0.010$$

Ahora se reemplaza en la ecuación de Darcy para encontrar la pérdida de carga en la tubería de descarga para una longitud de 3917 m.

$$hf_{\text{tuberías}} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

$$hf_{\text{tuberías}} = 0.010 * \frac{3917\text{m}}{0.578\text{m}} * \frac{1.059^2 \text{m}^2/\text{seg}^2}{2 * 9.81\text{m}/\text{seg}^2}$$

$$hf_{\text{tuberías}} = 3.87\text{m}$$

Cálculo de pérdidas de carga por fricción en accesorios de descarga ver figura 3.6

$$hf_{\text{descarga}} = K \frac{V^2}{2g}$$

COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE CARGA K DE ACCESORIOS DE DESCARGA

ACCESORIO	K
Válvula tipo mariposa	2.0
Válvula check	3.0
Codo a 90° estándar	1.0
Junta de expansión	1.0
Flujómetro ultrasonido	0.19
Cono difusor concéntrico	2.0

Entonces

$$hf_{\text{accesorios}} = \frac{v^2}{2g} (K_{j_exp.} + K_{v_check} + K_{\text{flujometro}} + K_{v_mariposa} + 3K_{\text{red}} + K_{\text{codo}})$$

$$hf_{\text{accesorios}} = \frac{2.14^2 \text{ m}^2/\text{seg}^2}{2 * 9.81 \text{ m}/\text{seg}^2} (1 + 3 + 0.19 + 2 + 3 * 2 + 1)$$

$$hf_{\text{accesorios}} = 3.0 \text{ m}$$

Por lo tanto la sumatoria de pérdidas es igual a:

$$\Sigma hf_{\text{descarga}} = hf_{\text{tubería}} + hf_{\text{accesorios}}$$

$$\Sigma hf_{\text{descarga}} = 3.87 \text{ m} + 3 \text{ m}$$

$$\Sigma hf_{\text{descarga}} = 6.87 \text{ m}$$

Ahora la presión en el punto 4

$$P_4 = Z_4 - \Sigma hf_{\text{descarga}} + hf_{\text{succión}}$$

$$Z_4 = h_4 - h_3$$

$$Z_4 = 3805 \text{ m} - 3778 \text{ m}$$

$$Z_4 = 27 \text{ m}$$

$$P_4 = 27 \text{ m} - (6.87 \text{ m} + 0.76 \text{ m})$$

$$P_4 = 19.37 \text{ mca}$$

$$P_4 = 1.94 \text{ bar}$$

Finalmente la altura manométrica será

$$Hm = \frac{P_4 - P_3}{\gamma} + \frac{V_4^2 - V_3^2}{2g} + Z_4 + \Sigma hf_{3-4}$$

$$\Sigma hf_{3-4} = hf_{\text{succión}} + hf_{\text{descarga}} + hf_{\text{tubería}}$$

$$\Sigma hf_{3-4} = 0.76 \text{ m} + 3.0 \text{ m} + 3.87 \text{ m}$$

$$\Sigma hf_{3-4} = 7.63 \text{ m}$$

$$H_m = \frac{(1.94 - 0.72)\text{bar} * 100000\text{N/m}^2 / 1\text{bar}}{1200\text{Kg/m}^3 * 9.81\text{m/seg}^2} + \frac{(1.059^2 - 1.69^2)\text{m}^2 / \text{seg}^2}{2 * 9.81\text{m/seg}^2} + 27\text{m} + 7.63\text{m}$$

$$H_m = 44.9\text{m}$$

$$H_m = 50\text{m}$$

Se determina la altura neta de succión positiva disponible NPSHd a 3778 m.

$$NPSH_{\text{disponible}} = H_{\text{atm}} - (H_{\text{vap}} + h_s + h_f)$$

$$NPSH_{\text{disponible}} = 6.3\text{m} - (0.238\text{m} + 7.0\text{m} + 0.76\text{m})$$

$$NPSH_{\text{disponible}} = 12.3\text{m}$$

Se selecciona tamaño de la bomba mediante la curva de la Cobertura Hidráulica tomando en cuenta caudal de diseño de 1000m³/h y la altura manométrica calculada que es 50 m.

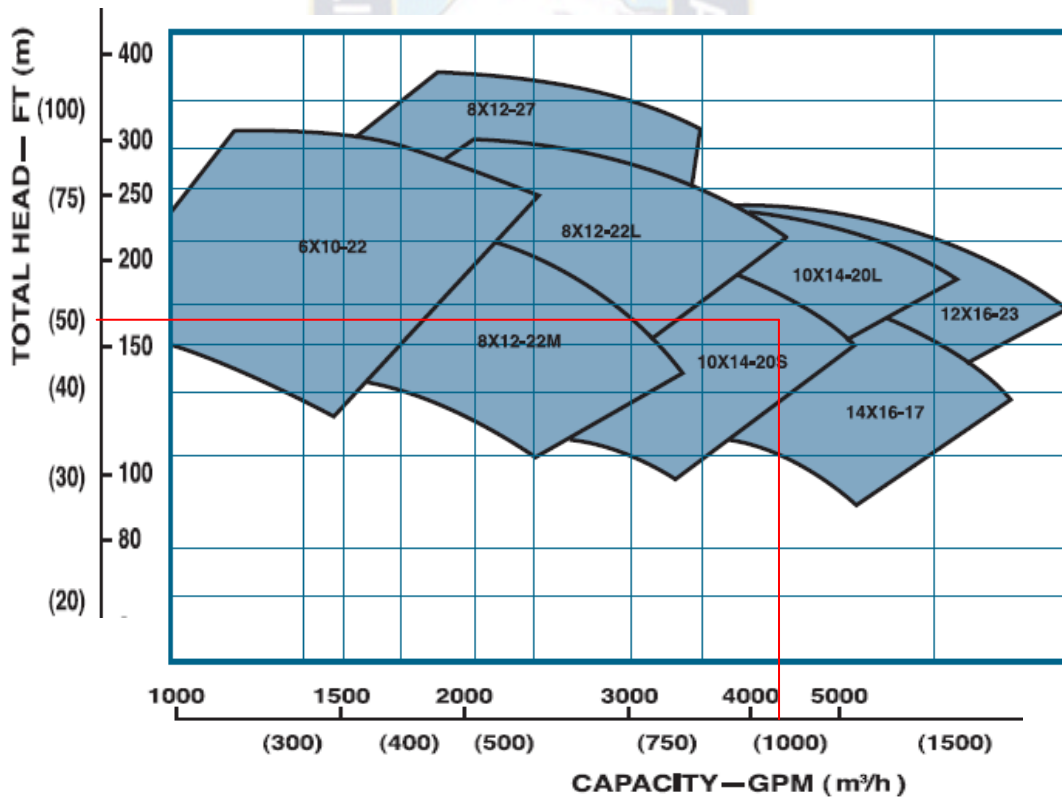


Figura 3.7 Curva de cobertura Hidráulica de Bomba Goulds

- ❖ Se selecciona la bomba Goulds Pumps de tamaño 10x14x20L

Finalmente se determina la potencia hidráulica, el rendimiento, el NPSHr y selección de la bomba mediante la curva característica de la figura 3.8

- Caudal de diseño es 1000 m³/h
- Altura manométrica calculada es 50 m.

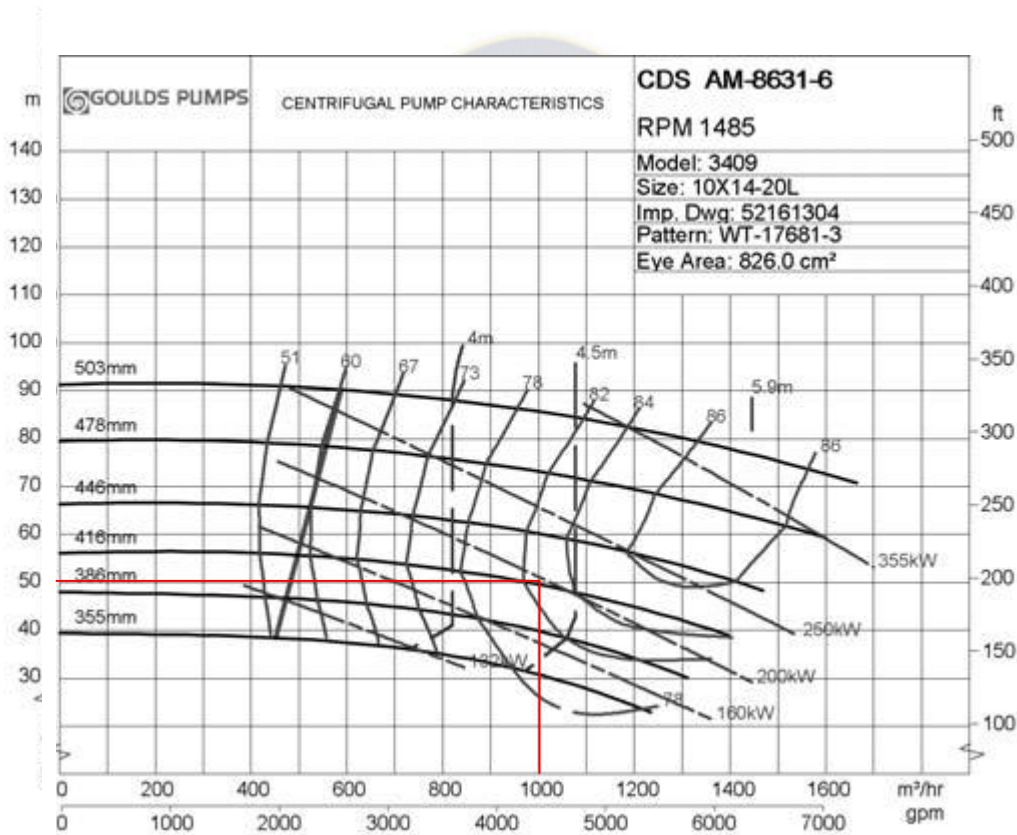


Figura 3.8 Curva característica de la bomba Goulds 3409

Entonces la potencia hidráulica mediante la curva característica será:

$$P = 200\text{kW} = 268 \text{ HP}$$

Y el rendimiento será:

$$\eta = 83 \%$$

La bomba seleccionada será:

Marca: GOULDS PUMPS
 Mod. 3409
 Size 10x14x20L
 Velocidad 1485 rpm
 Diámetro imp. 416mm
 NPSHr 4.3 m.

Cálculo de la potencia hidráulica de la bomba, para el cual el valor del rendimiento es 0.83 (Figura 3.8)

$$P = \frac{\rho * g * H_m * Q}{\eta}$$

$$P = \frac{1200 \text{ kg/m}^3 * 9.81 \text{ m/seg}^2 * 50 \text{ m} * 0.27778 \text{ m}^3/\text{seg}}{0.83}$$

$$P = 196988 \text{ watts}$$

$$P = 196988 \text{ watts} * \frac{1 \text{ HP}}{746 \text{ watts}}$$

$$P = 264 \text{ HP}$$

Cálculo de la potencia del motor para la estación de bombeo #2

$$\eta = \frac{P_{\text{bomba}}}{P_{\text{motor}}}$$

El rendimiento encontrado en la curva es de 83% por lo cual la potencia del motor será:

$$P_{\text{motor}} = \frac{264 \text{ HP}}{0.83}$$

$$P_{\text{motor}} = 318 \text{ HP}$$

Motor seleccionado de la marca WEG (ANEXO)

Potencia = 350 HP

Tensión = 3/50Hz/380

Velocidad = 1500 rpm

3.2.3 DETERMINACION DE PERDIDA DE CARGA TRAMO III (4-5) Y SELECCION DE BOMBA PARA EL ESTACION DE BOMBEO # 3

PARAMETROS DE DISEÑO

Caudal de diseño = 1000 m ³ /h
Diámetro de tubería HDPE = 26", diámetro interior = 22.76" = 0.578m
Longitud total de tramo 4-5 = 3072 m.
Viscosidad cinemática $\mu = 1.1 \cdot 10^{-4}$ kg/m ³ *seg
Densidad del líquido $\rho = 1200$ kg/m ³
Rugosidad absoluta de HDPE $\varepsilon = 0.01$ mm

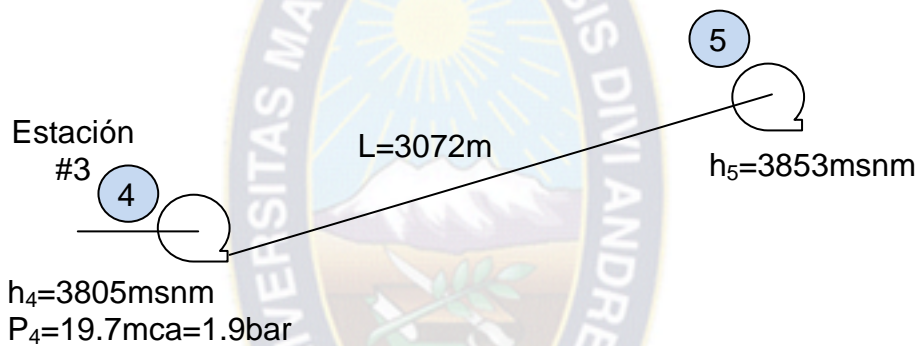


Figura 3.9 Esquema de bombeo tramo III

Se determina el diámetro interior de succión y descarga en la estación de bombeo # 3, empleando la fórmula de Bresse.

$$D_{\text{int}} = K\sqrt{Q}$$

$$D_{\text{int}} = 0.9\sqrt{1000\text{m}^3/\text{h} \cdot 1\text{h}/3600\text{seg}}$$

$$D_{\text{int}} = 0.4743\text{m} = 18.67\text{pulg.}$$

El diámetro normalizado es de 18 pulg, el cual se toma como diámetro de succión y el diámetro inferior normalizado es de 16 pulg se toma como descarga.

Cálculo de la velocidad de flujo en la succión punto 4

$$Q = V_4 * A_4$$

$$V_4 = \frac{Q_4}{A_4}$$

$$A_4 = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} (18\text{pulg})^2 * (2.54\text{cm})^2 / 1\text{pulg}^2 * 1\text{m}^2 / (100\text{cm})^2$$

$$A_4 = 0.164\text{m}^2$$

$$V_4 = \frac{1000\text{ m}^3/\text{h} * 1\text{h} / 3600\text{ seg}}{0.164\text{ m}^2}$$

$$V_4 = 1.69\text{m}/\text{seg}$$

Cálculo de la velocidad de flujo en accesorios de descarga para un diámetro de 16 pulg. para estación de bombeo #3

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

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} (16\text{pulg})^2 * (2.54\text{cm})^2 / 1\text{pulg}^2 * 1\text{m}^2 / (100\text{cm})^2$$

$$A = 0.130\text{ m}^2$$

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

$$V = \frac{1000\text{m}^3/\text{h} * 1\text{h} / 3600\text{ seg}}{0.130\text{m}^2}$$

$$V = 2.14\text{m}/\text{seg}$$

Cálculo de la velocidad en la tubería de HDPE de descarga

$$Q_5 = V_5 A_5$$

$$V_5 = \frac{Q_5}{A_5}$$

$$A_5 = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} (22.76 \text{ pulg})^2 \cdot (2.54 \text{ cm})^2 / 1 \text{ pulg}^2 \cdot 1 \text{ m}^2 / (100 \text{ cm})^2$$

$$A_5 = 0.2623 \text{ m}^2$$

$$V_5 = \frac{1000 \text{ m}^3 / \text{h} \cdot 1 \text{ h} / 3600 \text{ seg}}{0.2623 \text{ m}^2}$$

$$V_5 = 1.059 \text{ m/seg}$$

Cálculo de la altura manométrica empleando la ecuación de Bernoulli en los puntos 4-5

$$\frac{P_4}{\gamma} + z_4 + \frac{v_4^2}{2g} + \eta H_m = \frac{P_5}{\gamma} + z_5 + \frac{v_5^2}{2g} + \sum hf_{4-5}$$

$$H_m = \frac{P_5 - P_4}{\gamma} + \frac{v_5^2 - v_4^2}{2g} + z_5 + \sum hf_{4-5} \quad \dots\dots (1)$$

Se determina la presión en el punto 5 en (m.c.a.)

$$P_5 = Z_5 - \sum hf_{\text{descarga}} + hf_{\text{succión}}$$

$$\sum hf_{\text{descarga}} = hf_{\text{tubería}} + hf_{\text{accesorios}}$$

Determinación de pérdidas de carga en tuberías mediante la ecuación de Darcy-Weisbach

$$hf_{\text{tuberías}} = f \frac{L v^2}{D 2g}$$

Se determina el número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

$$Re = \frac{1200 \text{ kg/m}^3 * 1.059 \text{ m/seg} * 0.578 \text{ m}}{0.00011 \text{ kg/m} * \text{seg}}$$

$$Re = 66774786$$

$$Re = 6.677 * 10^6$$

Cálculo de coeficiente de fricción f mediante la ecuación Colebrook

$$f = \frac{0.25}{\left\{ \log \left[\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right] \right\}^2}$$

$$f = \frac{0.25}{\left\{ \log \left[\frac{0.01 \text{ mm}/578 \text{ mm}}{3.7} + \frac{5.74}{6677476.3^{0.9}} \right] \right\}^2}$$

$$f = \frac{0.25}{\left\{ \log \left[\frac{0.01 \text{ mm}/578 \text{ mm}}{3.7} + \frac{5.74}{6677476.3^{0.9}} \right] \right\}^2}$$

$$f = 0.010$$

Ahora se reemplaza en la ecuación de Darcy para encontrar la pérdida de carga en la tubería de descarga para una longitud de 3917 m.

$$hf_{\text{tuberías}} = f \frac{L}{D} \frac{V_5^2}{2g}$$

$$hf_{\text{tuberías}} = 0.010 * \frac{3072 \text{ m}}{0.578 \text{ m}} * \frac{1.059^2 \text{ m}^2 / \text{seg}^2}{2 * 9.81 \text{ m} / \text{seg}^2}$$

$$hf_{\text{tuberías}} = 3.0 \text{ m}$$

Cálculo de pérdidas de carga por fricción en accesorios de succión, en la figura se muestra los accesorios a emplearse en succión y descarga en la estación de bombeo #3.

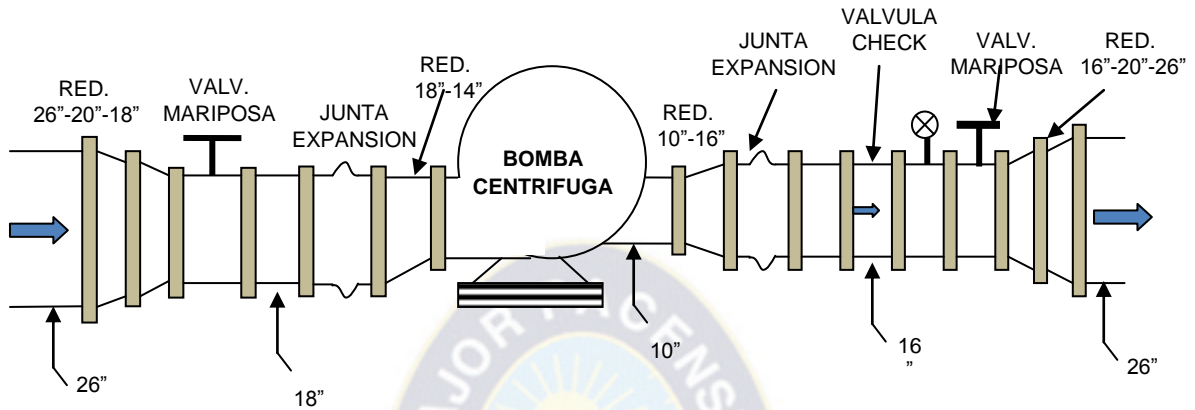


Figura 3.10 Accesorio de succión y descarga estación de bombeo #3

Se determina pérdidas de carga por fricción en la succión en el punto 4 en accesorios.

$$hf_{\text{succión}} = K \frac{v_4^2}{2g}$$

$$hf_{\text{succión}} = \frac{v_4^2}{2g} (K_{v \text{ mariposa}} + K_{j \text{ expansión}} + K_{\text{red exéntrico}})$$

COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE CARGA K PARA ACCESORIOS DE SUCCION

ACCESORIO	K
Válvula tipo mariposa	2.0
Junta de expansión	1.0
Uniones con brida	0.0
Cono difusor excéntrico	2.2

Se reemplaza en la ecuación de pérdidas de carga en succión

$$hf_{\text{succión}} = \frac{v_4^2}{2g} (K_{v_{\text{mariposa}}} + K_{j_{\text{expansión}}} + K_{\text{red exéntrico}})$$

$$hf_{\text{succión}} = \frac{1.69^2 \text{ m}^2 / \text{seg}^2}{2 * 9.81 \text{ m/seg}^2} (2 + 1 + 2.2)$$

$$hf_{\text{succión}} = \frac{1.69^2 \text{ m}^2 / \text{seg}^2}{2 * 9.81 \text{ m/seg}^2} (2 + 1 + 2.2)$$

$$hf_{\text{succión}} = 0.76 \text{ m}$$

Se calcula pérdida de carga por fricción en accesorios de descarga

$$hf_{\text{descarga}} = K \frac{v^2}{2g}$$

COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE CARGA K DE ACCESORIOS DE DESCARGA

ACCESORIO	K
Válvula tipo mariposa	2.0
Junta de expansión	1.0
Uniones con brida	0.0
Cono difusor concéntrico	2.0
Válvula check	3.0
Codo 90°	1.0
Flujómetro ultrasonido	0.19

Entonces:

$$hf_{\text{accesorios}} = \frac{v^2}{2g} (K_{j_{\text{exp.}}} + K_{v_{\text{check}}} + K_{\text{flujometro}} + K_{v_{\text{mariposa}}} + 3K_{\text{red}} + K_{\text{codo}})$$

$$hf_{\text{accesorios}} = \frac{2.14^2 \text{ m}^2 / \text{seg}^2}{2 * 9.81 \text{ m/seg}^2} (1 + 3 + 0.19 + 2 + 3 * 2 + 1)$$

$$hf_{\text{accesorios}} = 3.0 \text{ m}$$

Por lo tanto la sumatoria de pérdidas es igual a:

$$\Sigma hf_{descarga} = hf_{tubería} + hf_{accesorios}$$

$$\Sigma hf_{descarga} = 3.0m + 3.0m$$

$$\Sigma hf_{descarga} = 6.0m$$

Ahora la presión en el punto 5

$$P_5 = Z_5 - \Sigma hf_{descarga} + hf_{succión}$$

$$Z_5 = h_5 - h_4$$

$$Z_5 = 3853m - 3805m$$

$$Z_5 = 48m$$

$$P_5 = Z_5 - \Sigma hf_{descarga} + hf_{succión}$$

$$P_5 = 48m - (6.0m + 0.76m)$$

$$P_5 = 41.24 \text{ mca}$$

$$P_5 = 4.12 \text{ bar}$$

Finalmente la altura manométrica será para estación de bombeo # 3

$$H_m = \frac{P_5 - P_4}{\gamma} + \frac{V_5^2 - V_4^2}{2g} + Z_5 + \Sigma hf_{4-5}$$

$$\Sigma hf_{4-5} = hf_{succión} + hf_{descarga} + hf_{tubería}$$

$$\Sigma hf_{4-5} = 0.76m + 3.0m + 3.0m$$

$$\Sigma hf_{4-5} = 6.76m$$

Entonces tenemos:

$$H_m = \frac{(4.12 - 1.94)\text{bar} * 100000\text{N/m}^2 / 1\text{bar}}{1200\text{Kg/m}^3 * 9.81\text{m/seg}^2} + \frac{(1.059^2 - 1.69^2)\text{m}^2 / \text{seg}^2}{2 * 9.81\text{m/seg}^2} + 48\text{m} + 6.76\text{m}$$

$$H_m = 73.1\text{m}$$

Determinación de la altura neta de succión positiva disponible NPSHd a 3805 m.

$$NPSH_{\text{disponible}} = H_{\text{atm}} - (H_{\text{vap}} + h_s + h_f)$$

$$NPSH_{\text{disponible}} = 6.3\text{m} - (0.238\text{m} + 0\text{m} + 0.76\text{m})$$

$$NPSH_{\text{disponible}} = 5.3\text{m}$$

El tamaño y el modelo de la bomba se determinan de la figura 3.7. BOMBA GOULDS MODELO 3409, SIZE 10x14x20L

Determinación de la potencia hidráulica, el rendimiento, el NPSHr y selección de la bomba mediante la curva característica de la figura 3.11.

- Caudal de diseño es 1000 m³/h
- Altura manométrica calculada es 73.1 m.

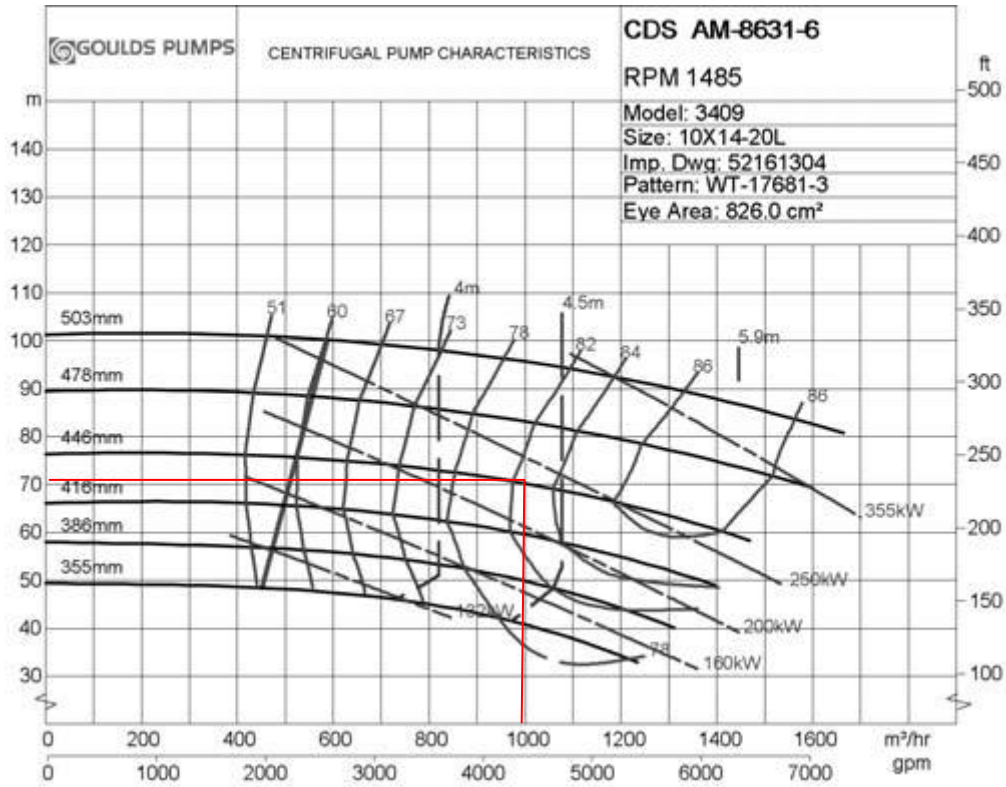


Figura 3.11 Curva característica GOULDS 3409-10x14x20

Entonces la potencia hidráulica mediante la curva característica será:

$$P = 250\text{kW} = 335\text{HP}$$

Y el rendimiento será:

$$\eta = 83\%$$

La bomba seleccionada será:

Marca: GOULDS PUMPS

Mod. 3409 SIZE : 10x14x20L

Velocidad 1485 rpm

Diámetro imp. 416m= 16.4pulg.

NPSHr 4.3 m

Cálculo de la potencia hidráulica de la bomba, el rendimiento tiene un valor de 0.80 (Figura 3.11)

$$P = \frac{\rho * g * H_m * Q}{\eta}$$

$$P = \frac{1200 \text{ kg/m}^3 * 9.81 \text{ m/seg}^2 * 73.1 \text{ m} * 0.2778 \text{ m}^3/\text{seg}}{0.83}$$

$$P = 288019 \text{ watts}$$

$$P = 288019 \text{ watts} * \frac{1 \text{ HP}}{746 \text{ watts}}$$

$$P = 386 \text{ HP}$$

Cálculo la potencia del motor para la estación de bombeo # 3

$$\eta = \frac{P_{\text{bomba}}}{P_{\text{motor}}}$$

$$P_{\text{motor}} = \frac{386 \text{ HP}}{0.83}$$

$$P_{\text{motor}} = 465 \text{ HP}$$

Motor seleccionado WEG (ANEXO)

Potencia = 500 HP

Tensión = 3F/50Hz/380V

Velocidad = 1500 rpm

3.2.4 DETERMINACION DE PERDIDA DE CARGA TRAMO IV (5-6) Y

SELECCION DE BOMBA PARA EL ESTACION DE BOMBEO # 4

PARAMETROS DE DISEÑO

Caudal de diseño = 1000 m ³ /h
Diámetro de tubería HDPE = 10", diámetro interior = 8.7" = 0.221m*2=0.4419m
Longitud total de tramo 5-6 = 4260 m.
Viscosidad cinemática $\mu = 1.1 * 10^{-4} \text{ kg/m}^2\text{seg}$
Densidad del liquido $\rho = 1200 \text{ kg/m}^3$
Rugosidad absoluta de HDPE $\epsilon = 0.01 \text{ mm}$

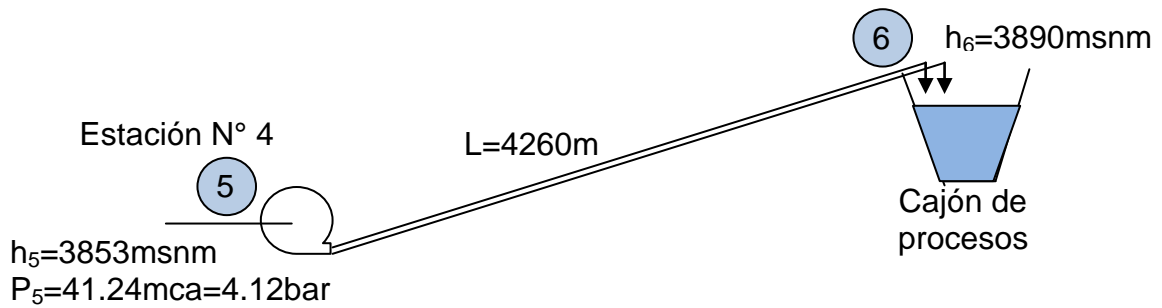


Figura 3.12 Esquema de bombeo tramo IV

Se determina el diámetro interior de succión y descarga en la estación de bombeo #4, empleando la fórmula de Bresse.

$$D_{\text{int}} = K\sqrt{Q}$$

$$D_{\text{int}} = 0.9\sqrt{1000\text{m}^3/\text{h} * 1\text{h}/3600\text{seg}}$$

$$D_{\text{int}} = 0.4743\text{m} = 18.67\text{pulg.}$$

El diámetro normalizado es de 18 pulg, el cual se toma como diámetro de succión y el diámetro inferior normalizado es de 16 pulg se toma como descarga.

La tubería de impulsión en el tramo IV se selecciona 2 tuberías en paralelo de 10 pulg SDR17 norma ASTM D 3350 con un diámetro interior total 17.4 pulg = 0.4419 m

Cálculo de la velocidad de flujo en la succión punto 5

$$Q = V_5 * A_5$$

$$V_5 = \frac{Q}{A_5}$$

$$A_5 = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} (18\text{pulg})^2 * (2.54\text{cm})^2 / 1\text{pulg}^2 * 1\text{m}^2 / (100\text{cm})^2$$

$$A_5 = 0.164 \text{ m}^2$$

$$V_5 = \frac{1000 \text{ m}^3/\text{h} * 1\text{h}/3600 \text{ seg}}{0.164 \text{ m}^2}$$

$$V_5 = 1.69 \text{ m/seg}$$

Cálculo de la velocidad de flujo en accesorios de descarga para un diámetro de 16 pulg.

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

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} (16 \text{ pulg})^2 * (2.54 \text{ cm})^2 / 1 \text{ pulg}^2 * 1 \text{ m}^2 / (100 \text{ cm})^2$$

$$A = 0.130 \text{ m}^2$$

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

$$V = \frac{1000 \text{ m}^3/\text{h} * 1\text{h}/3600 \text{ seg}}{0.130 \text{ m}^2}$$

$$V = 2.14 \text{ m/seg}$$

Cálculo la velocidad en la tubería de HDPE de descarga con diámetro interior 17.4 pulg.

$$Q_6 = V_6 * A_6$$

$$V_6 = \frac{Q_6}{A_6}$$

$$A_6 = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} (0.4419)^2 \text{ m}^2$$

$$A_6 = 0.153 \text{ m}^2$$

$$V_6 = \frac{1000 \text{ m}^3/\text{h} * 1\text{h}/3600 \text{ seg}}{0.153 \text{ m}^2}$$

$$V_6 = 1.815 \text{ m/seg}$$

Cálculo de la altura manométrica empleando la ecuación de Bernoulli en los puntos 5-6

$$\frac{P_5}{\gamma} + z_5 + \frac{v_5^2}{2g} + H_m = \frac{P_6}{\gamma} + z_6 + \frac{v_6^2}{2g} + \sum hf_{5-6}$$

$$H_m = z_6 - \frac{P_5}{\gamma} - \frac{v_5^2}{2g} + \sum hf_{5-6}$$

Donde:

$$\sum hf_{5-6} = hf_{\text{descarga}} + hf_{\text{succión}}$$

$$hf_{\text{descarga}} = hf_{\text{tubería}} + hf_{\text{accesorios}}$$

Se determina pérdidas de carga en tuberías mediante la ecuación de Darcy-Weisbach

$$hf_{\text{tuberías}} = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$

Determinación de número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu}$$

$$Re = \frac{1200 \text{ kg/m}^3 * 1.815 \text{ m/seg} * 0.4419 \text{ m}}{0.00011 \text{ kg/m} * \text{seg}}$$

$$Re = 8749620$$

$$Re = 8.749 * 10^6$$

Cálculo del coeficiente de fricción f mediante la ecuación Colebrook

$$f = \frac{0.25}{\left\{ \log \left[\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right] \right\}^2}$$

$$f = \frac{0.25}{\left\{ \log \left[\frac{0.01 \text{ mm}/441.9 \text{ mm}}{3.7} + \frac{5.74}{8749620^{0.9}} \right] \right\}^2}$$

$$f = 0.00989 \approx 0.010$$

Ahora se reemplaza en la ecuación de Darcy para encontrar la pérdida de carga en la tubería de descarga para una longitud de 4260 m.

$$hf_{\text{tuberías}} = f \frac{L V_6^2}{D 2g}$$

$$hf_{\text{tuberías}} = 0.010 * \frac{4260 \text{ m}}{0.4419 \text{ m}} * \frac{1.815^2 \text{ m}^2 / \text{seg}^2}{2 * 9.81 \text{ m} / \text{seg}^2}$$

$$hf_{\text{tuberías}} = 16 \text{ m}$$

Determinación de pérdidas de carga por fricción en la succión en el punto 5 en accesorios, en la figura muestran los accesorios empleados en succión y descarga de la estación de bombeo #4.

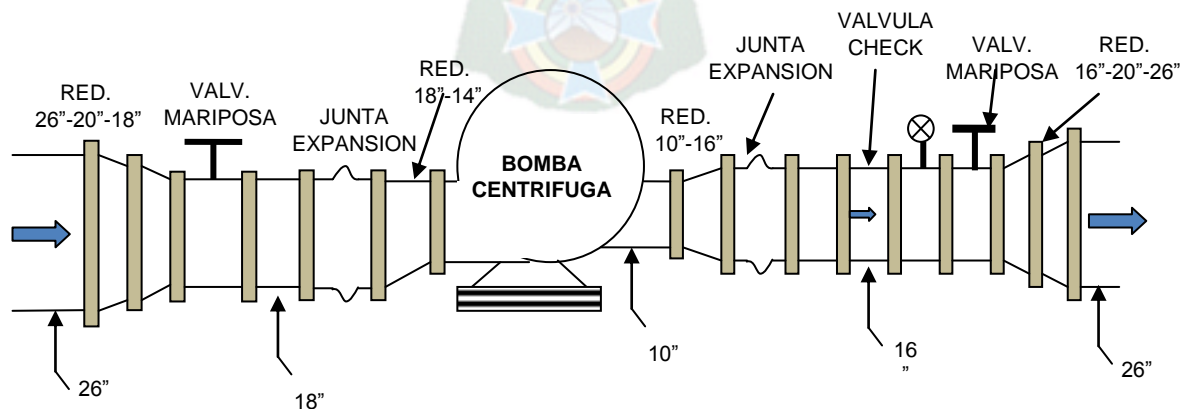


Figura 3.13 Accesorios a emplearse en la estación de bombeo 5

Empleando la fórmula se calcula pérdidas por fricción en accesorios de succión

$$hf_{\text{succión}} = K \frac{v_5^2}{2g}$$

$$hf_{\text{succión}} = \frac{v_5^2}{2g} (K_{v \text{ mariposa}} + K_{j \text{ expansión}} + K_{\text{red exéntrico}})$$

COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE CARGA K PARA ACCESORIOS

ACCESORIO	K
Válvula tipo mariposa	2.0
Junta de expansión	1.0
Uniones con flanje	0.0
Cono difusor excéntrico	2.2

Se reemplaza en la ecuación de pérdidas de carga en succión

$$hf_{\text{succión}} = \frac{v_5^2}{2g} (K_{v \text{ mariposa}} + K_{j \text{ expansión}} + K_{\text{red exéntrico}})$$

$$hf_{\text{succión}} = \frac{1.69^2 \text{ m}^2 / \text{seg}^2}{2 * 9.81 \text{ m/seg}^2} (2 + 1 + 2.2)$$

$$hf_{\text{succión}} = \frac{1.69^2 \text{ m}^2 / \text{seg}^2}{2 * 9.81 \text{ m/seg}^2} (2 + 1 + 2.2)$$

$$hf_{\text{succión}} = 0.76 \text{ m}$$

Cálculo de pérdidas de carga por fricción en accesorios de descarga

$$hf_{\text{descarga}} = K \frac{v^2}{2g}$$

COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE CARGA K DE ACCESORIOS DE DESCARGA

ACCESORIO	K
Válvula tipo mariposa	2.0
Junta de expansión	1.0
Uniones con flanje	0.0
Cono difusor concéntrico	2.0
Válvula check	3.0
Flujómetro ultrasonido	0.19
Codo 90°	1.0

$$hf_{\text{accesorios}} = \frac{v^2}{2g} (K_{j_exp.} + K_{v_check} + K_{\text{flujometro}} + K_{v_mariposa} + 3K_{red} + K_{codo})$$

$$hf_{\text{accesorios}} = \frac{2.14^2 \text{ m}^2/\text{seg}^2}{2 * 9.81 \text{ m}/\text{seg}^2} (1 + 3 + 0.19 + 2 + 3 * 2 + 1)$$

$$hf_{\text{accesorios}} = 3.0 \text{ m}$$

Por lo tanto la sumatoria de pérdidas es igual a:

$$\Sigma hf_{\text{descarga}} = hf_{\text{tuberia}} + hf_{\text{accesorios}}$$

$$\Sigma hf_{\text{descarga}} = 16.0 \text{ m} + 3.0 \text{ m}$$

$$\Sigma hf_{\text{descarga}} = 19.0 \text{ m}$$

Determinación de pérdidas de carga por fricción en la succión en el punto 5 en accesorios.

$$hf_{\text{succión}} = K \frac{v_5^2}{2g}$$

$$hf_{\text{succión}} = \frac{v_5^2}{2g} (K_{v_mariposa} + K_{j_expansion} + K_{red_exéntrico})$$

COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE CARGA K PARA ACCESORIOS

ACCESORIO	K
Válvula tipo mariposa	2.0
Junta de expansión	1.0
Uniones con flange	0.0
Cono difusor excéntrico	2.2

Se reemplaza en la ecuación de pérdidas de carga en succión

$$hf_{\text{succión}} = \frac{V_5^2}{2g} (K_{v \text{ mariposa}} + K_{j \text{ expansión}} + K_{\text{red excéntrico}})$$

$$hf_{\text{succión}} = \frac{1.69^2 \text{ m}^2 / \text{seg}^2}{2 * 9.81 \text{ m/seg}^2} (2 + 1 + 2.2)$$

$$hf_{\text{succión}} = \frac{1.69^2 \text{ m}^2 / \text{seg}^2}{2 * 9.81 \text{ m/seg}^2} (2 + 1 + 2.2)$$

$$hf_{\text{succión}} = 0.76 \text{ m}$$

Por otro lado la cota Z_6 será igual a:

$$Z_6 = h_6 - h_5$$

$$Z_6 = 3890 \text{ m} - 3853 \text{ m}$$

$$Z_6 = 37 \text{ m}$$

Finalmente la altura manométrica será para estación de bombeo # 3

$$H_m = Z_6 - \frac{P_5}{\gamma} - \frac{V_5^2}{2g} + \sum hf_{5-6}$$

$$\sum hf_{5-6} = hf_{\text{succión}} + hf_{\text{descarga}} + hf_{\text{tubería}}$$

$$\sum hf_{5-6} = 0.76 \text{ m} + 3.0 \text{ m} + 16.0 \text{ m}$$

$$\sum hf_{5-6} = 19.76 \text{ m}$$

Entonces tenemos:

$$H_m = Z_6 - \frac{P_5}{\gamma} - \frac{V_5^2}{2g} + \sum hf_{5-6}$$

$$H_m = 37m - \frac{4.12\text{bar} * 100000\text{N/m}^2 / 1\text{bar}}{1200\text{kg/m}^3 * 9.81\text{m/seg}^2} - \frac{1.69^2\text{m}^2/\text{seg}^2}{2 * 9.81\text{m/seg}^2} + 19.76\text{m}$$

$H_m = 32\text{m}$

Determinación de la altura neta de succión positiva disponible NPSHd a 3853 m.

$$NPSH_{\text{disponible}} = H_{\text{atm}} - (H_{\text{vap}} + h_s + hf)$$

$$NPSH_{\text{disponible}} = 6.2\text{m} - (0.238\text{ m} + 0\text{ m} + 0.76\text{m})$$

$$NPSH_{\text{disponible}} = 5.2\text{m}$$

El tamaño y el modelo de la bomba se determina de la figura 3.7. BOMBA GOULDS MODELO 3409 SIZE 10x14x20L

Se determina la potencia hidráulica, el rendimiento y selección de la bomba mediante la curva característica de la figura 3.14

Caudal de diseño es 1000 m³/h

Altura manométrica calculada es 32 m.

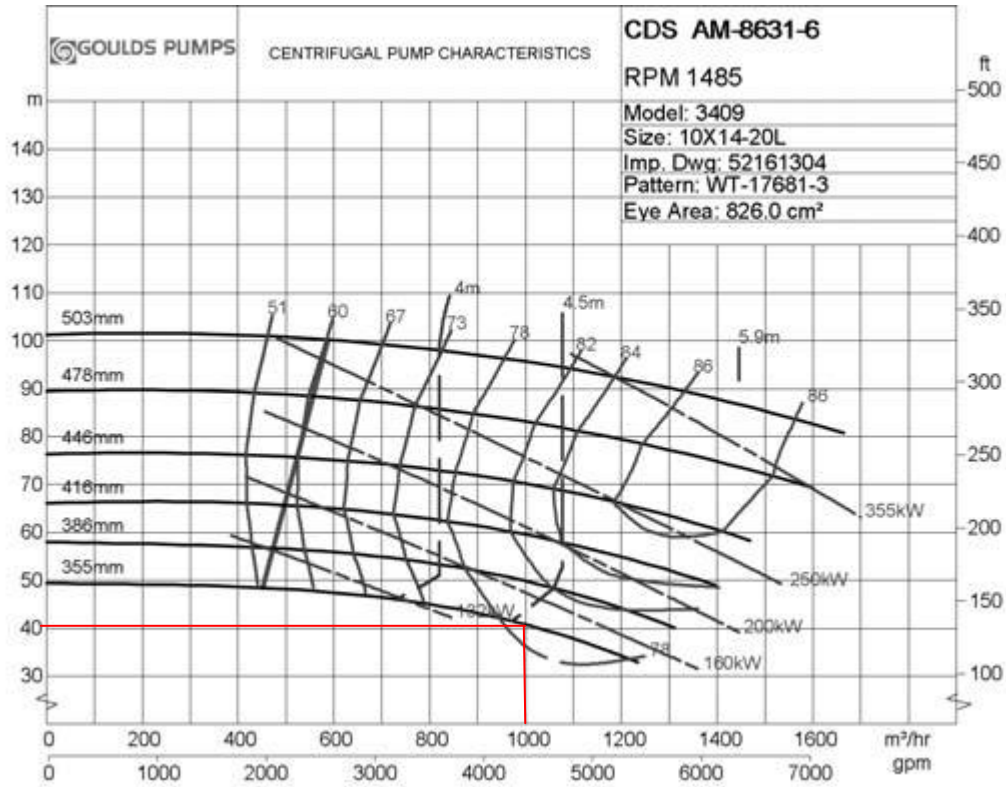


Figura 3.14 Curva característica de la bomba Goulds 10x14x20L

Entonces la potencia hidráulica mediante la curva característica será:

$$P = 150\text{kW} = 200\text{HP}$$

El rendimiento será:

$$\eta = 79\%$$

La bomba seleccionada será:

- Marca: GOULDS PUMPS
- Mod. 3409
- SIZE 10x14x20L
- Velocidad 1485 rpm
- Diámetro imp. 355mm = 14pulg.
- NPSH 4.6 m

Cálculo de la potencia hidráulica de la bomba, el rendimiento es 0.79 (Figura 3.14)

$$P = \frac{\rho * g * H_m * Q}{\eta}$$

$$P = \frac{1200 \text{ kg/m}^3 * 9.81 \text{ m/seg}^2 * 22 \text{ m} * 0.2778 \text{ m}^3 / \text{seg}}{0.79}$$

$$P = 91070.5 \text{ watts}$$

$$P = 91070.5 \text{ watts} * \frac{1 \text{ HP}}{746 \text{ watts}}$$

$$P = 122 \text{ HP}$$

Cálculo de la potencia del motor para la estación de bombeo # 4

$$\eta = \frac{P_{\text{bomba}}}{P_{\text{motor}}}$$

$$P_{\text{motor}} = \frac{122 \text{ HP}}{0.79}$$

$$P_{\text{motor}} = 154 \text{ HP}$$

Motor seleccionado WEG (ANEXO)

Potencia = 200 HP

Tensión = 3/50Hz/380

Velocidad = 1500 rpm

3.3 TABLA DE CALCULOS DE BOMBAS –TDH – NPSHd.

# EST.	POTENCIA (HP)	TDH (m)	ELEV. SUCC. (msnm)	ELEV. DESC. (msnm)	NPSHd (m)	DIST. (m)
Está # 1	250	34.9	3760	3778	8.1	4692
Est. # 2	300	50	3778	3805	12.3	3117
Est. # 3	500	73.1	3805	3853	5.3	3072
Est. # 4	200	22	3853	3890	5.2	4260

3.4 ESQUEMA DEL SISTEMA DE BOMBEO

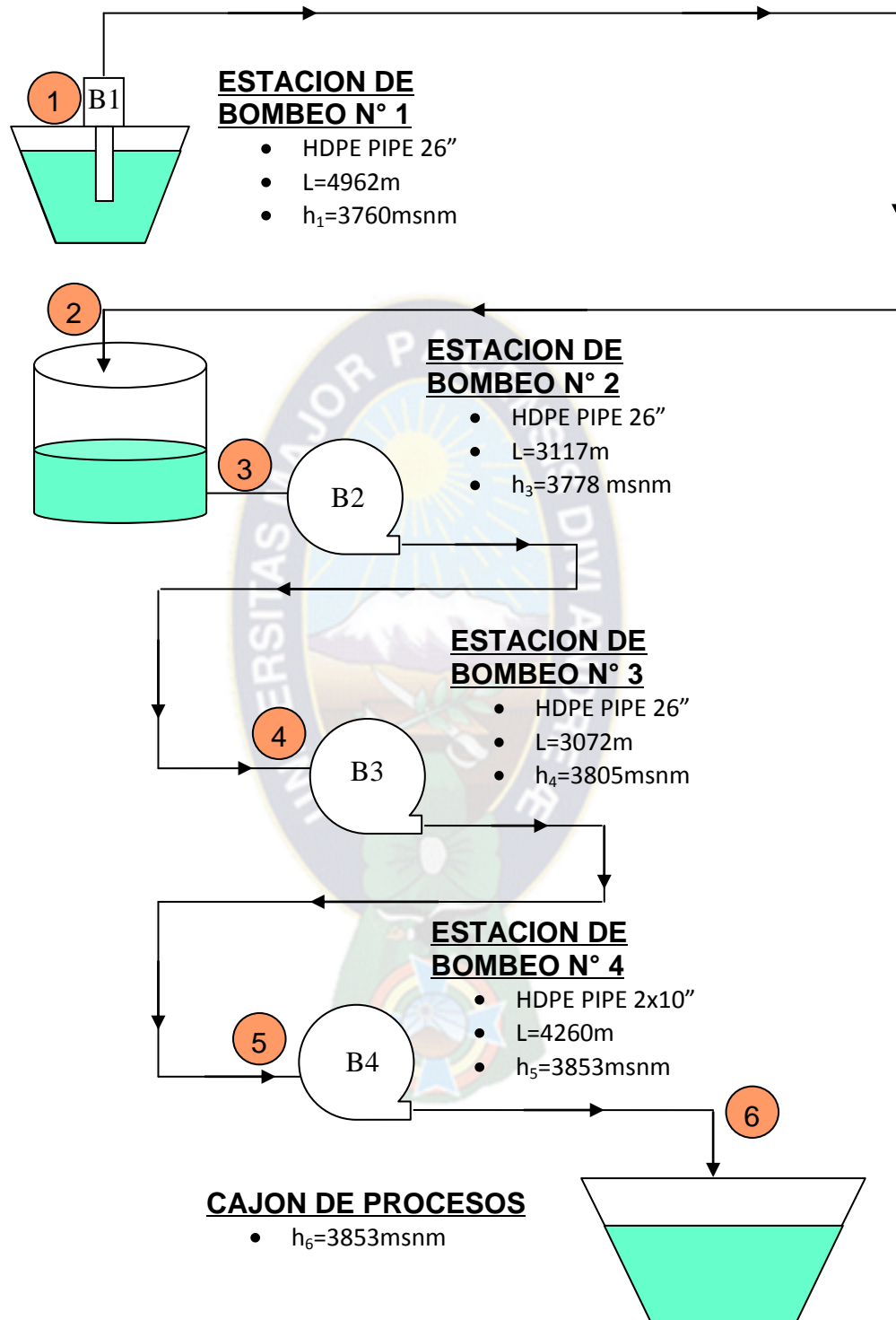


Figura 3.15 Esquema de bombeo del sistema

CAPITULO IV**COSTOS DEL PROYECTO****4.1 COSTOS FIJOS**TABLA. 4.1 COSTOS FIJOS EN DÓLARES AMERICANOS

ITEM	DESCRIPCION	UNID.	CANT.	COSTO UNIT.	COSTO TOTAL
1	Bomba marca Goulds Mod. 3409 10*14*20L	Pza.	3	71.432	214.296
2	Bomba marca Goulds Mod. VIT 16RGHXC de 250 HP incluye motor	Pza.	1	100.000	100.000
3	Motor WEG de 200 HP USA	Pza.	1	16.994	16.994
4	Motor WEG de 300 HP USA	Pza.	1	20.000	20.000
5	Motor WEG de 500HP USA	Pza.	1	40.000	40.000
6	Tubería HDPE P100 SDR 17 (15141m)	m	1/11.9	3.369	4.2x10 ⁶
7	Válvula mariposa ABZ 16", #150 ANSI 16.1	Pza.	4	888	3.552
8	Válvula mariposa ABZ 18", # 150 ANSI 16.1	Pza.	3	1.163	3.489
9	Junta de expansión de 16"	Pza.	3	825	2.439
10	Junta de expansión de 18"	Pza.	3	1.002	3.006
11	Válvula wafer check de 16", #125 Cust iron body sello buna	Pza.	4	1.919	7.676
12	Válvula wafer check de 18", "125 Cust iron body sello buna	Pza.	1	2.784	2.784
13	Reducción exentric ASTM A234 18"-14"	Pza.	4	335	1.340
14	Reducción concéntrica BW SCH40 A234 26"-20"	Pza.	4	1.357	5.428
15	Reducción concéntrica BW SCH40 A234 20"-16"	Pza.	4	399	1.596
16	Reducción concéntrica BW SCH40 A234 16"-10"	Pza.	4	399	1.240
17	Otros	Gbl	1	50.000	50.000

4,760.367 \$us

4.2 COSTO TOTAL

Son: 4,760.397 \$us

Cuatro millones setecientos setenta mil trescientos noventa y siete 00/100 Dólares Americanos



CONCLUSIONES

- La potencia de las bombas seleccionadas son potencias mayores y de costos elevados, entonces se tomó en cuenta las eficiencias en el cálculo y selección de las bombas y accesorios, por las justificaciones mencionadas las bombas tienen un margen mínimo de sobredimensionamiento y esto se debe a que comúnmente no se encuentran bombas de mayor potencia correlativos en el mercado.
- El conjunto hidráulico desarrollado partió por un análisis esquemático propuesto, donde se unieron las distintas configuraciones, los circuitos se cumplen mediante los equipos, las tuberías, válvulas y accesorios entre estaciones de bombeo. El sistema definido permite realizar dos configuraciones, primero una bomba operada independiente, posterior tres bombas conectadas en serie, que lo vuelve un sistema de bombeo con cuatro estaciones de bombeo para recuperar agua del dique de colas de MSC.
- Para llevar a cabo esta misión, en el presente proyecto se aplican los fundamentos teóricos y prácticos de la mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas para diseñar e implementar un sistema de bombeo de aguas residuales de colas que alimente la planta concentradora de minerales.
- En la selección del diámetro de tuberías se emplea la ecuación empírica de Bresse.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda utilizar accesorios normalizados que contengan información necesaria de coeficientes de fricción y longitudes equivalentes dados estrictamente por el fabricante, con el fin de que se pueda realizar cálculos que minimicen el error teórico vs práctico.
- Se recomienda utilizar bombas centrífugas fabricados bajo normas establecidas en hidráulica, las cuales contengan información donde se detalle curvas de eficiencia, NPSH, y potencia, datos necesarios en el momento de realizar cálculos más precisos.



BIBLIOGRAFÍA

- KENNETH J. **"Bombas selección, uso y mantenimiento"**
McGRAW-HILL. 1998
- BLANCO, Mario **"Guía para la elaboración de tesis de grado"**. La Paz, UMSA-CAE-IICA.
- RODRIGUEZ, Francisco **"Introducción a la metodología de la Investigación"**
La Habana. Editorial Política. 1984
- E. CARNICER Y MAINAR **"Bombas Centrífuga"**
Segunda Edición. Thomsom Editores Spain. 2004
- IRVING H. SHAMES **"Mecánica de Fluidos"**
Tercera Edición McGRAW-HILL
- ITT CORPORATION **"Goulds Pump Manual"**
Goulds pumps. 2009
- BOMBAS IDEAL, S.A. valencia **"Datos técnicos de Hidráulica Bombas"**
- RIVERO PALACIO, Federico **"Mecánica de los Fluidos"**
Bombas Centrifugas, 2008
- PERREZ FARRAS, Luis E. **"Selección Fina de Bombas"**
Versión 2005
- MOTT, Robert L. **"Mecánica de los Fluidos"**
Sexta Edición 2006
- J.M, de Azevedo Netto **"Manual de Hidráulica"**
Sao Paola, Ed. HARLA. 1975
- UNATSABAR **"Guías para el diseño de estaciones de bombeo de agua potable"** - Lima 2005

MATAIX PLANA, Claudio

"Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas"

2ª Edición. Ediciones del Castillo S.A. 1986

GILES, Ranald

"Mecánica de Fluidos e Hidráulica"

5ª Edición. Editorial McGRAW –HILL

STREETER, Víctor

"Mecánica de los Fluidos"

8ª Edición. Editorial McGRAW –HILL

PLASTIFORTE

"Manual Técnico Tubería HDPE Minería e Industria" 2011

www.main.tech-com.ve

"Mantenimiento de Bombas y Sellos Mecánicos" ASME B73.1-2001

