

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA GEOLOGICA, MINERA Y METALURGICA



SELECCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DE BOMBAS CENTRIFUGAS HORIZONTALES APLICADO A PLANTAS CONCENTRADORAS

INFORME DE SUFICIENCIA

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE
INGENIERO METALURGISTA**

**PRESENTADO POR:
MIJAIL ALBERTO RODRIGUEZ VILLANUEVA**

**ASESOR:
Ing. EDGAR FORTUNATO SEGURA TUMIALAN**

**LIMA – PERU
2014**

DEDICATORIA

Este trabajo es dedicado a mi familia
y amigos por el apoyo constante y
abnegado.

RESUMEN

El presente informe desarrolla el tema de selección y dimensionamiento de bombas centrífugas así como de un caso de aplicación puntual en la industria minero metalúrgica, en el primer capítulo se definirán los conceptos de bomba centrífuga, los tipos de bombas, su funcionamiento, además se describirá los conceptos principales que son tomados en cuenta para la selección de una bomba centrífuga, los materiales empleados para su fabricación de acuerdo a la aplicación dentro de una planta concentradora, el tipo de sello de las bombas y luego abordaremos definiciones básicas sobre las propiedades de los fluidos y conceptos fundamentales de la mecánica de fluidos, con este conocimiento analizaremos los parámetros fundamentales de un sistema de bombeo analizando los conceptos, las fórmulas para el cálculo y otros elementos importantes tales como la cavitación y el NPSH.

Finalmente tocaremos temas de gran importancia para el correcto dimensionamiento de bombas centrífugas, estudiaremos las curvas de performance de las bombas, se compararán curvas de eficiencia de distintas bombas y se determinará cuál es la más eficiente de acuerdo a la velocidad de giro del motor y potencia empleada, también desarrollaremos el análisis de asociación de bombas en serie y en paralelo esto debido a la imposibilidad de encontrar una sola bomba capaz de entregar el caudal o vencer alturas para las que fueron diseñadas inicialmente, todo esto orientado a los profesionales que trabajan en el área de bombas centrífugas y sistemas de bombeo.

ABSTRACT

This report develops the theme selection and sizing of centrifugal pumps and a case of implementation in the metal mining industry , in the first chapter the concepts of centrifugal pump , pump types , and their operation will be defined also be described the main concepts that are taken into account in the selection of a centrifugal pump , the materials used to manufacture them according to the application in a concentrator plant, the type of seals and then we will board basic definitions about the properties of fluids and fundamental concepts of fluid mechanics, with this knowledge will discuss the fundamentals of a pumping system analyzing the concepts, formulas calculation and other important elements such as cavitation and NPSH .

Finally we will touch issues of great importance for the correct sizing of centrifugal pumps, we will study performance curves of pumps, we are going to compare efficiency curves of various pumps and determinate which is the most efficient, according to the rotational speed of the motor and the power employed, also develop association analysis of pumps in series and in parallel this due to the impossibility of finding a single pump capable of delivering flow rate or beat heights to which they were originally designed, all aimed at professionals working in the area of centrifugal pumps and pumping systems.

INDICE

	Pág.
INTRODUCCION	15
CAPITULO I: ASPECTOS GENERALES DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS	19
1.1 Definición de bombas centrifugas	19
1.2 Bomba de desplazamiento positivo	20
1.3 Componentes principales de las bombas centrifugas	23
1.3.1 Impulsor	23
1.3.2 Eje	29
1.3.3 Carcazas	29
1.4 Velocidad específica de las Bombas	30
1.5 Clasificación de las bombas centrifugas de acuerdo a la dirección del flujo	32
1.6 Sellado del eje	35
1.6.1 Sello Centrífugo (o dinámico)	35
1.6.2 Sello gland	37
1.6.3 Sello mecánico	38
1.7 Selección del material en bombas centrifugas	38
1.7.1 Caucho natural	39
1.7.2 Poliuretano	41
1.7.3 Forros e impulsores metálicos	43
CAPITULO II: EFECTOS DE LOS SOLIDOS EN BOMBAS CENTRIFUGAS	44
2.1 Pulpa	44
2.1.1 Pulpas que sedimentan	44

2.1.2 Pulpas que no sedimentan	45
2.2 Reología	45
2.3 Viscosidad	46
2.4 Resistencia a la fluencia	47
2.5 Clasificación de fluidos	48
2.5.1 Fluido newtoniano	49
2.5.2 Fluido No newtoniano	50
2.5.2.1 Plásticos de Bingham	50
2.5.3 Fluidos viscoelásticos	52
2.6 Mecanismos de desgaste en las bombas de lodos	53
2.6.1 Desgaste por deformación	54
2.6.2 Desgaste por erosión	54
2.6.3 Desgaste por molienda	54
2.7 Velocidad de desgaste	56
CAPITULO III: TRANSPORTE HIDRAULICO DE SOLIDOS	58
3.1 Regímenes de flujo	58
3.1.1 Flujo de sólidos en suspensión homogénea.	59
3.1.2 Flujo de sólidos en suspensión heterogénea.	62
3.1.3 Flujo de sólidos con arrastre de fondo	63
3.1.4 Flujo de sólidos con depósitos de fondo.	65
3.2 Velocidad critica	67
3.3 Fórmulas para el cálculo de la velocidad crítica	68
3.3.1 Fórmula de Durand	68
3.3.2 Fórmula de Durand modificada	70
CAPITULO IV: DEFINICION DEL RANGO DE APLICACIÓN Y PARAMETROS	71
4.1 Caudal (Q)	71
4.2 Velocidad en la tubería	72
4.3 Longitud de la tubería	73
4.4 Material de fabricación de las Tuberías	73

4.4.1 Tuberías de acero	74
4.4.2 Tuberías forradas	75
4.4.3 Tuberías no metálicas	76
4.4.3.1 Tuberías de plástico	76
4.4.3.2 Tuberías de caucho	76
4.4.3.3 Tuberías de HDPE	77
4.5 Altura o Cabeza estática	78
4.6 Altura dinámica total (ADT)	79
4.7 Curva característica del sistema	80
4.8 Diámetro de la tubería	83
4.9 Gráficos de performance de la bomba	84
4.10 Potencia Hidráulica (P_H)	86
4.11 Eficiencia de la bomba (η)	87
4.12 Potencia absorbida de la bomba (P abs)	87
4.13 Factor de corrección por la altitud en motores eléctricos	88
4.14 Factor de corrección del TDH y de la eficiencia de la bomba	88
4.15 Pérdida de carga por fricción (H_f):	91
4.15.1 Ecuación de Hazen-Williams	92
4.15.2 Ecuación de Darcy	93
4.15.2.1 Número de Reynolds (N_R)	94
4.15.3 Pérdidas de carga por accesorios	99
4.15.3.1 Coeficientes de pérdida	99
4.15.3.2 Longitudes equivalentes	102
4.15.4 Pérdidas en la alimentación y succión	103
4.16 Altura de succión positiva neta y cavitación	105
4.16.1 NPSH	105
4.16.2 Cavitación	109
4.16.3 Condiciones inadecuadas de succión	112
4.16.4 Bolsas de gas	114
4.16.4.1 Bolsas de gas en la tubería de succión	115

CAPITULO V: CÁLCULO Y SELECCIÓN DE BOMBA CENTRIFUGA	118
5.1 Identificación de la bomba	120
5.2 Diseño del Sistema	121
5.3 Cálculo Básico de Bomba	122
5.4 Casos Particulares	137
5.4.1 Bombas en serie	137
5.4.2 Bombas en paralelo	143
5.4.3 Bomba alimentando a un hidrociclón	148
5.4.4 Reducción del impulsor	159
5.5 Anclaje de bombas	162
RECOMENDACIONES	166
OBSERVACIONES	169
CONCLUSIONES	171
BIBLIOGRAFIA	175
ANEXOS	
Anexo A: Hoja técnica de acero Bohler VCL	
Anexo B: Diagrama para la determinación de los valores de HR / ER	
Anexo C: Diagrama para el cálculo del factor de Darcy	
Anexo D: Software para la selección de bombas	

INDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura N° 1.1: Típica bomba de pistón	22
Figura N° 1.2: Relación de caudal (Q) y altura (H) para tres diferentes tipos de bombas.	22
Figura N° 1.3: Impulsores abiertos de 3 alabes	24
Figura N° 1.4: Impulsor semiabierto	25
Figura N° 1.5: Impulsor cerrado, vista frontal	26
Figura N° 1.6: Impulsor cerrado, se aprecia la rosca.	27
Figura N° 1.7: Patrón de flujo del impulsor helicoidal y radial	29
Figura N° 1.8: Principio de funcionamiento de la carcasa	30
Figura N° 1.9: Velocidad específica de la bomba.	31
Figura N° 1.10: Forma típica de un impulsor radial	32
Figura N° 1.11: Impulsor de flujo mixto para cargas intermedias	33
Figura N° 1.12: Impulsor de flujo axial	33
Figura N° 1.13: Rango de funcionamiento de las bombas de acuerdo a su patrón de flujo.	34
Figura N° 1.14: Bomba radial múltiple	35
Figura N° 1.15: Arreglo del sello centrífugo	36
Figura N° 1.16: Arreglo Sello Gland	37
Figura N° 2.1: Perfil de velocidades creado en un fluido newtoniano	46
Figura N° 2.2: Clasificación de los fluidos según su comportamiento reológico	49
Figura N° 2.3: Comportamiento de fluidos newtoniano y no newtoniano	51
Figura N° 2.4: Representación del comportamiento viscoelástico	52
Figura N° 2.5: Mecanismos de desgaste	55
Figura N° 2.6: Zonas de desgaste crítico dentro de una bomba centrifuga	57
Figura N° 3.1: Flujo de sólidos en suspensión homogénea	60
Figura N° 3.2: Flujo de sólidos en suspensión heterogénea	63
Figura N° 3.3: Flujo de sólidos con arrastre de fondo	65
Figura N° 3.4: Flujo de sólidos con depósitos de fondo	67
Figura N° 3.5: Gráfico para calcular la velocidad crítica de Durand	69

Figura N° 4.1: Análisis de la velocidad a partir de una sección de tubería	72
Figura N° 4.2: Nivel de succión encima de la línea de centro de la bomba	79
Figura N° 4.3: Curva característica del sistema	81
Figura N° 4.4: Cambio de punto de operación actuando sobre el sistema	83
Figura N° 4.5: Curva de performancia de una bomba Denver 6x6	85
Figura N° 4.6: Diagrama para la determinación de los valores de HR / ER	90
Figura N° 4.7: Diagrama para el cálculo del factor de Darcy	95
Figura N° 4.8: Representación de la pérdida de carga por fricción	97
Figura N° 4.9: Valores de longitudes equivalentes para pérdidas debido a accesorios	102
Figura N° 4.10: Valores de pérdidas en alimentación o succión	103
Figura N° 4.11: Valores de pérdidas por ampliación o reducción de tubería	104
Figura N° 4.12: Curva de performancia de una bomba de pulpa sello centrífugo 6x6 ASH	107
Figura N° 4.13: Curva de presión de vapor y atmosférica	108
Figura N° 4.14: Implosión de las burbujas de vapor	110
Figura N° 4.15: Causas de las bolsas de gas en las tuberías de succión.	116
Figura N° 4.16: Cajón de alimentación a la bomba	117
Figura N° 5.1: Curva de Performancia de las Bombas Warman	119
Figura N° 5.2: Bomba alimentada por gravedad a partir de un cajón	123
Figura N° 5.3: Curva para hallar el parámetro F_L	126
Figura N° 5.4: Diagrama de Darcy	128
Figura N° 5.5: Pérdida por la variación de diámetros en las tuberías	130
Figura N° 5.6: Diagrama para la determinación de los valores de HR / ER	132
Figura N° 5.7: Curva de performancia de la bomba warman sello centrífugo de 6x4	134
Figura N° 5.8: Curva de performancia de la Bomba 6x4, bombas en serie.	139
Figura N° 5.9: Conexión de dos bombas en serie	141
Figura N° 5.10: Curva de dos bombas en serie	142
Figura N° 5.11: Arreglo de 6 bombas warman 10x8 en serie	143
Figura N° 5.12: Curva de 7 bombas trabajando en paralelo	144
Figura N° 5.13: Conexión de dos bombas en paralelo	146

Figura N° 5.14: Curva característica de dos bombas en paralelo	147
Figura N° 5.15: Circuito de bombeo típico	148
Figura N° 5.16: Curva de performancia de la Bomba Denver 6x6	154
Figura N° 5.17: Curva de performancia de la bomba Denver 8x6	158
Figura N° 5.18: Efecto del recorte del impulsor sobre la curva de las bombas	161
Figura N° 5.19: Rebaje o reducción del diámetro del impulsor radial	162
Figura N° 5.20: Rebaje o reducción del diámetro de impulsor semi axial	162
Figura N° 5.21: Cimentación de la bomba	163
Figura N° 5.22: Sujeción de la bomba con su respectiva base	164
Figura N° 5.23: Cimentación sobre rocas	165
Figura N° 5.24: Cimentación sobre tierra	165

INDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla N° 1.1: Comparación entre bomba centrífuga vs bomba de pistón	21
Tabla N° 1.2: Tabla de eficiencias para bomba 6x4 sello centrífugo	23
Tabla N° 1.3: Cuadro comparativo precio de venta, impulsores cerrados	27
Tabla N° 1.4: Cuadro comparativo costo de fabricación, impulsores cerrados	27
Tabla N° 1.5: Propiedades de los elastómeros	42
Tabla N° 1.6: Propiedades de los forros metálicos	43
Tabla N° 1.7.- Tabla comparativa de características de los forros	43
Tabla N° 2.1: Valores de fluencia para algunos materiales	48
Tabla N° 2.2: Valores de las constantes elástica y viscosa	53
Tabla N° 4.1: Pérdidas debido a la altitud	88
Tabla N° 4.2: Coeficiente de rugosidad de Hazen-Williams para diferentes materiales	92
Tabla N° 4.3: Coeficientes de pérdida de carga K	101
Tabla N° 4.4: Presión de vapor en función de la temperatura, para agua	112
Tabla N° 5.1: Tabla identificación de códigos de las bombas centrífugas	120
Tabla N° 5.2: Tabla identificación de la succión y descarga de una bomba centrífuga	120
Tabla N° 5.3: Evaluación de las velocidades a distintos diámetros de tubería	127
Tabla N° 5.4: Evaluación de bombas en serie	138
Tabla N° 5.6: Valores comparativos para las bombas 6x6 y 8x6	159

NOMENCLATURA

UNIDAD	SIMBOLO
Metro	m
Centímetro	cm
Milímetro	mm
Micras	μm
Pies	ft
Tonelada métrica	T
Tonelada corta	TC
Kilogramo	kg
Gravedad específica	G.E
Caudal	Q
Hora	h
Minutos	min
Segundo	s
Longitud de tubería	L
HorsePower	HP
Concentración de sólidos en la pulpa, % en peso	Cw
Concentración de sólidos en la pulpa; % en vol	Cv
Tensión	σ
Resistencia a la fluencia	τ_0
Esfuerzo de corte	τ
Deformación	ε
Porcentaje	%
Factor de fricción de Darcy	f
Factor de velocidad limite	F_L
Viscosidad	μ
Altura dinámica total	ADT
Diámetro de tubería	D
Velocidad de giro de la bomba, rpm	n

UNIDAD	SIMBOLO
Factor de corrección eficiencia de la bomba	ER
Factor de corrección cabeza de la bomba	HR
Pérdida de carga por fricción	Hf
Velocidad critica	V_c
Coefficiente de rugosidad Hazen-Williams	C
Número de Reynolds	N_R
Caudal crítico	Qc
Altura neta de succión positiva disponible	NPSHd
Altura neta de succión positiva requerida	NPSHr
Coefficiente de Thoma	σ_T
Densidad de pulpa	ρ
Altura estática	Z

INTRODUCCIÓN

Las bombas centrifugas tienen un gran grado de aplicación en las diversas industrias, han venido evolucionando de acuerdo a los requerimientos de los usuarios y debido a este desarrollo se tienen bombas específicas para las distintas aplicaciones, asimismo se han estado desarrollando distintos materiales para su fabricación de acuerdo al trabajo ejercido, si netamente hablamos de bombas centrifugas para planta concentradora, tendremos como materiales para los forros interiores e impulsores, caucho, poliuretano y materiales metálicos, los cuales se seleccionan de acuerdo a la granulometría del mineral a bombear, la forma y la velocidad de giro de la bomba.

Actualmente se presentan con mucha frecuencia problemas de transporte de líquidos a través de sistemas de tuberías, debiendo vencer presiones y desniveles, que hacen necesario el empleo de unas máquinas hidráulicas denominadas bombas.

Las bombas de efecto centrífugo han adquirido una gran relevancia por su vasto campo de aplicación, su gran velocidad de funcionamiento, que permite su accionamiento directo por motores eléctricos, tamaño pequeño y peso, gran

seguridad, buen servicio y mínimo número de elementos de desgaste, han sido factores decisivos que se han impuesto para conseguir su gran difusión y empleo.

El presente informe trata el seleccionamiento y cálculo de bombas centrífugas horizontales para las personas que de una manera directa o indirecta se dediquen a las instalaciones de bombas, en los primeros capítulos se describirá el funcionamiento de las bombas centrífugas así como sus componentes principales y los materiales empleados en su fabricación.

Luego se tratará el tema del efecto de los sólidos en las bombas centrífugas, los mecanismos de desgaste a los que son sometidos, más adelante trataremos el fenómeno de transporte en las bombas, detallaremos el cálculo de la velocidad crítica para luego a partir de los parámetros como caudal, G.E mineral, longitud de tubería, altura a vencer poder calcular y seleccionar la bomba adecuada para la aplicación deseada.

OBJETIVOS

Objetivo General

El objetivo del presente informe es familiarizar al lector con las curvas de performance de las bombas centrífugas, además de mostrar cómo se construye esta curva.

Objetivos Específicos

Poder dimensionar y calcular la bomba centrífuga necesaria para la aplicación requerida.

Seleccionar adecuadamente el material idóneo para los forros de las bombas.

Tener un conocimiento del funcionamiento y de las partes principales de las bombas centrífugas, así como de su selección de acuerdo a la aplicación deseada.

Identificar el punto de operación de la bomba en la curva de performance.

Presentar diversos casos de aplicación para el dimensionamiento de bombas centrífugas.

Definición del problema

A pesar de que en la actualidad hay mucha información concerniente a la selección, montaje y operación de bombas centrífugas, siempre en toda operación minera-metalúrgica hay dudas sobre la bomba idónea a ser empleada, como Ingenieros metalurgistas debemos tener un conocimiento detallado sobre los equipos que operan en la planta concentradora, no solo esperar a detectar una mala selección del sistema hidráulico como tal, pues una mala selección de una bomba ocasiona que el caudal bombeado sea mayor o menor al programado, provocando que la carga a la que opera

el motor no sea la correcta, trayendo consigo problemas con la producción y paradas no programadas de mantenimiento.

Alcances y limitaciones del estudio

Dentro de toda la amplia gama de bombas centrifugas se está considerado para el presente estudio, las bombas centrifugas horizontales, donde se realizará el cálculo del tamaño apropiado de bomba, se determinará la velocidad de giro del motor, la potencia a emplear y el material adecuado para los forros e impulsores, todo esto a partir de los parámetros iniciales como caudal, % solidos, altura a vencer, longitud de tubería y la gravedad específica del mineral.

CAPITULO I

ASPECTOS GENERALES DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

1.1 Definición de bombas centrifugas

Es una maquina hidráulica que transforma energía mecánica absorbida por lo general de un motor eléctrico, y la suministra al fluido manejado en forma de energía cinética y potencial. La bomba centrifuga presenta múltiples ventajas con relación a otras clases de bombas hidráulicas, estas son: construcción simple, precio relativamente económico, el fluido es entregado a presión uniforme sin variaciones bruscas o pulsaciones, la línea de descarga puede interrumpirse o reducirse sin dañar la bomba, puede bombear líquidos con grandes cantidades de sólidos en suspensión, poco espacio ocupado, fáciles de mantener, siendo el eje y el impulsor las únicas partes en movimiento, entre otras, que se explicarán posteriormente.

La energía es transferida al fluido bombeado a través del movimiento de rotación que desarrollan los alabes o aletas del impulsor; así, el fluido llega a la entrada del impulsor donde entra en contacto con los alabes y producto de la fuerza centrífuga

que estos desarrollan, lo expulsa al exterior de la bomba, donde es recogido por la voluta y dirigido a la brida de salida o descarga.

En la mayoría de las aplicaciones la energía conferida por una bomba es una mezcla de energía potencial (posición), energía cinética (velocidad) y presión, las cuales se comportan con los principios de la mecánica de fluidos.

1.2 Bomba de desplazamiento positivo

En la industria y en la minería se presentan con mucha frecuencia problemas de transporte de líquidos o pulpas a través de sistemas de tuberías, debiendo vencer presiones y desniveles, que hacen necesario el empleo de unas máquinas hidráulicas denominadas bombas. Existen dos grandes grupos fundamentales:

- Las de desplazamiento positivo.
- Las de efecto centrífugo.

Las bombas de desplazamiento positivo basan su funcionamiento en encerrar un volumen de líquido para transportarlo desde la succión hasta la descarga por un aumento de presión que se ejerce sobre un líquido confinado. Hoy en día son utilizadas normalmente para el bombeo de pequeños caudales a grandes alturas.

Las bombas de efecto centrífugo son las que han adquirido mayor relevancia por sus grandes posibilidades y vasto campo de aplicación, habiendo desplazado casi por entero a las de desplazamiento positivo. Su gran velocidad de funcionamiento, que permite su accionamiento directo por motores eléctricos, pequeño tamaño y peso,

gran seguridad de marcha y servicio y un mínimo número de elementos de desgaste, han sido factores decisivos que se han impuesto para conseguir su gran difusión y empleo.

Tabla N° 1.1.- Comparación entre bomba centrífuga vs bomba de pistón

	Bomba centrífuga	Bomba de pistón
Capacidad de Flujo óptimo	Medio – Alto	Bajo - Medio
Presión aplicada	Bajo - Medio	Medio – Alto
Caudal máximo	50000 m^3/h	3000 m^3/h
Capacidad de trabajo a bajo flujo	NO	SI
Presión máxima	400 bar	7000 bar
Requiere válvula de alivio	NO	SI
Tipo de flujo	suave	pulsante
Flujo variable o constante	variable	constante
Requiere espacio	poco	Bastante
Manejo de sólidos	Hasta 50%	Hasta 75%
Gases	Baja tolerancia a manejo de gases	Alta tolerancia al manejo de gases
Costo	Bajo costo inicial Bajo costo de mantenimiento Alto consumo de potencia	Alto costo inicial Alto costo de mantenimiento Bajo consumo de potencia

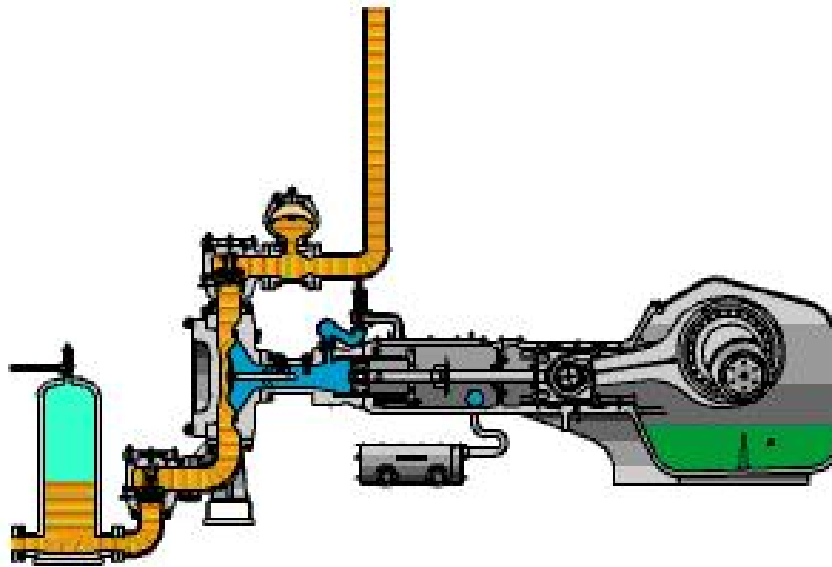


Figura N° 1.1.-Típica bomba de pistón, tomado de Grundfos Pump Handbook

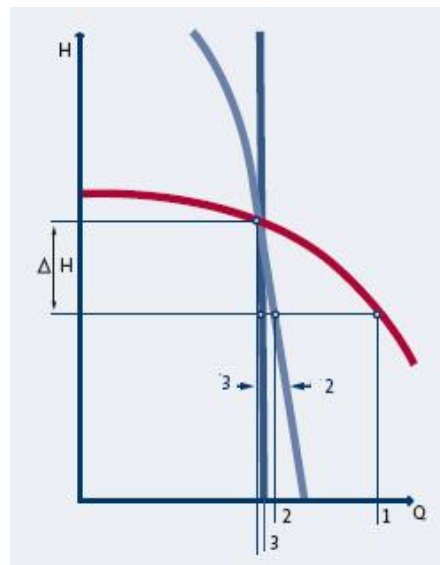


Figura N° 1.2.- Relación de caudal (Q) y altura (H) para tres diferentes tipos de bombas. (1) Bomba centrífuga, (2) Bomba rotatoria o de engranajes, (3) Bomba reciprocante o de pistón, tomado de Grundfos Pump Handbook

1.3 Componentes principales de las bombas centrífugas

1.3.1 Impulsor

El impulsor es el principal componente debido que al girar imparte y dirige la fuerza centrífuga hacia la pulpa mediante la acción de las aletas acelerando la pulpa.

Por lo común los impulsores son generalmente de tipo cerrado debido a su mayor eficiencia, pero los impulsores de tipo semi-abierto (sin cubierta frontal) son utilizados para aplicaciones donde la obstrucción por partículas pueda ser un problema o cuando se quiera bombear espumas.

El diseño del impulsor es crucial, ya que influye sobre los patrones de flujo y sobre el desgaste de los forro de la bomba.

A continuación se muestra tabla comparativa de eficiencias evaluadas para una bomba sello centrífugo de 6x4.

Tabla N° 1.2.- Tabla de eficiencias para bomba 6x4 sello centrifugo

	Eficiencia Molienda Primaria
Impulsor semiabierto	63 %
Impulsor cerrado	70 %

En la molienda primaria se empleó un molino de bolas tipo COMESA de 8x6, la bomba 6x4 emplea un motor WEG de 40HP a 1000 msnm, la curva de la bomba se puede apreciar en la figura N° 5.8.

- Impulsores abiertos

Es el tipo más simple de impulsor, conduce una menor fuerza aplicada en el eje y permite por ende diámetros de eje más pequeños. Esto se traduce en menores costos en comparación con los impulsores cerrados. Típicamente, los impulsores abiertos funcionan a una mayor eficiencia debido a que no hay mucha fricción entre las aletas y la carcasa de la bomba. Un gran problema cuando se utiliza una bomba con impulsor abierto es la abrasión, debido a la corta distancia entre las aletas del impulsor y el forro de la carcasa, el fluido al girar a una alta velocidad aumenta dramáticamente el desgaste.



Figura N° 1.3.- Impulsores abiertos de 3 alabes

- Impulsor semiabierto

Se construyen con un solo disco que generalmente se encuentra en la parte posterior del impulsor, exponiendo un solo lado de las aletas. Por lo general funciona a una eficiencia superior que un impulsor tipo cerrado, esto debido a la reducción de fricción del disco ya que sólo consta de uno. Un problema que se detectó inicialmente en estos impulsores fue que tanto la parte trasera del impulsor y la parte frontal estas sometidos a presiones de descarga y succión que causan una diferencia de presiones lo que causa una pérdida de balance en el impulsor, para evitar esto se decidió incorporar unas incipientes aletas en la parte posterior del impulsor el cual mejoró el balance en el impulsor.

Los impulsores semiabiertos se emplean para pulpas abrasivas intermedias, otra ventaja sobre los impulsores abiertos, es que son más resistentes a partículas extrañas presentes en la pulpa, los impulsores abiertos pueden romperse o doblarse.



Figura N° 1.4.- Impulsor semiabierto

- Impulsor cerrado

Consisten de dos caras paralelas que retienen en su interior a las aletas del impulsor, estas se emplean para sostener las aletas y mantener la forma del impulsor bajo presión extrema y temperatura.

El impulsor cerrado por su diseño, naturalmente, es más propenso a la obstrucción cuando se encuentran partículas gruesas en la pulpa, este fenómeno es más crítico en impulsores pequeños, para el caso de bombas de 2.1/2"x2" por ejemplo.



Figura N° 1.5.- Impulsor cerrado, vista frontal



Figura N° 1.6.- Impulsor cerrado, se aprecia la rosca y el detalle de la cara posterior.

Tabla N° 1.3.- Cuadro comparativo precio de venta, impulsores cerrados

Material	Impulsor Denver 4x3 (\$)	Impulsor Warman 4x3 (\$)
Caucho	100	180
Poliuretano	180	280
Inoxidable 316	240	400

Tabla N° 1.4.- Cuadro comparativo costo de fabricación, impulsores cerrados.

Material	Impulsor Denver 4x3 (\$)	Impulsor Warman 4x3 (\$)
Caucho	40	55
Poliuretano	60	75
Inoxidable 316	75	85

En la tabla N°1.3 se puede apreciar el precio de venta comparativo de los impulsores 4x3 de dos modelos de tipo de bomba centrífuga, se puede apreciar que el precio de venta de los impulsores tipo Warman son más elevados, esto debido a que pocas empresas dedicadas a la comercialización de estos repuestos tienen las matrices para fabricar estos tipos de impulsores, razón por la cual son más caros en el mercado.

En el precio de venta también se considera el factor del tiempo de duración del repuesto, se puede apreciar que el costo de fabricación para el caso del poliuretano e inoxidable es similar pero en el valor de venta se nota un incremento debido a que el impulsor en inoxidable durará un 30 a 40% más que el impulsor en poliuretano, estos tiempos son promedios debido a que debido a las condiciones operacionales y características del mineral (dureza, forma de la partícula) entre las diversas plantas varían considerablemente, pero se toma este porcentaje como un referente.

En la tabla N°1.4 se puede apreciar el costo de fabricación de estos impulsores, desde un precio menor como el fabricado en caucho, luego el poliuretano y finalmente el inoxidable 316.

- Impulsor helicoidal

El impulsor helicoidal permite un transporte cuidadoso de los materiales en suspensión y por su diseño un bajo riesgo de atascamiento, tal como se puede apreciar en la siguiente figura N°1.7, el impulsor helicoidal muestra un comportamiento de flujo mixto a diferencia del flujo radial, como se detallará más

adelante el flujo radial permite elevar una mayor altura que el impulsor mixto.

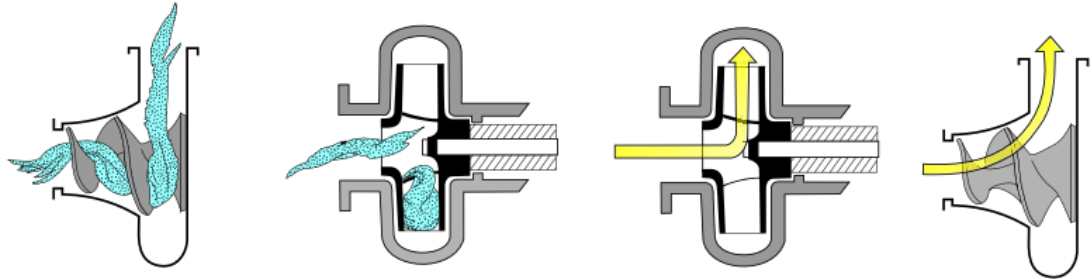


Figura N° 1.7.- Patrón de flujo del impulsor helicoidal y radial, tomado de Hydrostal.

1.3.2 Eje

Es la conexión entre el impulsor y la unidad de accionamiento que en la mayoría de los casos es un motor eléctrico. Está sometido principalmente por una fuerza radial causado por fuerzas de presión desequilibrados debido a la diferencia de presiones entre la parte delantera y la parte trasera del impulsor. Los ejes están fabricados comúnmente de acero VCL según norma AISI 4140, ver anexo A. Una alta calidad de la superficie y tolerancias mínimas son obligatorios, especialmente en las áreas donde se alojan los rodamientos. En el diseño de eje también es importante evitar radios pequeños para minimizar el estrés en estas áreas ya que serían susceptibles a fatiga.

1.3.3 Carcasas

La carcasa se encarga de reducir gradualmente la velocidad de la pulpa al aumentar el área transversal de flujo de la pulpa, convierte la velocidad de la pulpa en presión. El diseño geométrico de las carcasas permite reducir las pérdidas por fricción, se puede apreciar el principio de funcionamiento en la figura N° 1.8.

Las carcasas se fabrican en hierro fundido gris ASTM A-48 clase 35.

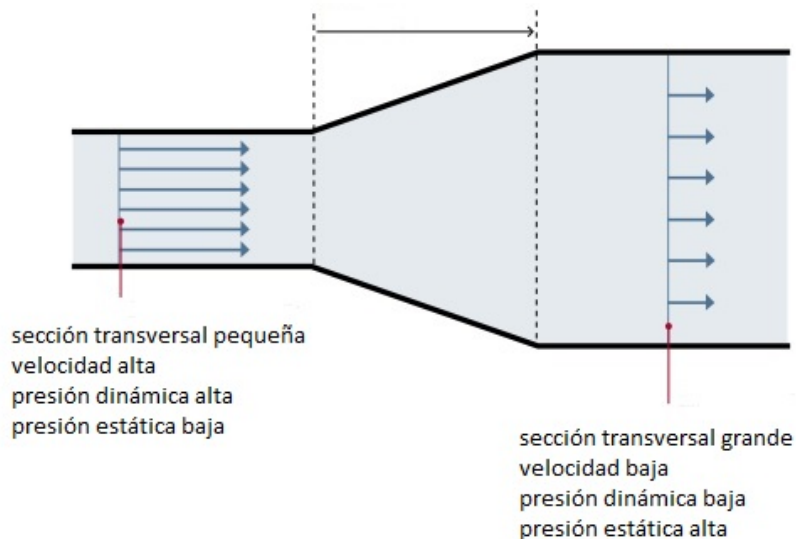


Figura N° 1.8.- Principio de funcionamiento de la carcasa, tomado de Grundfos

Pump Handbook

En la figura N° 1.8, se aprecia el principio de funcionamiento de la carcasa, el cual es recoger el flujo procedente del impulsor, convirtiéndolo en un flujo estable, esto debido al aumento de área transversal a la salida de la carcasa.

1.4 Velocidad específica de las bombas

La velocidad específica es un indicador útil para tener una idea general del tipo de bomba que se debe seleccionar, y este relaciona los tres factores principales de las características de rendimiento: capacidad, carga y velocidad de rotación, en un solo término.

Todas las bombas se pueden clasificar con un número adimensional llamado velocidad específica N_s , y que se define como sigue:

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (\text{Ec.1})$$

En donde N es la velocidad en rpm, Q es la capacidad o caudal y H es la carga. Cuando la capacidad se expresa en gpm y la carga en pies, las bombas centrífugas tienen velocidades específicas que van desde alrededor de 400 hasta más de 16 000 según sea el tipo del impulsor, tal como se puede apreciar.

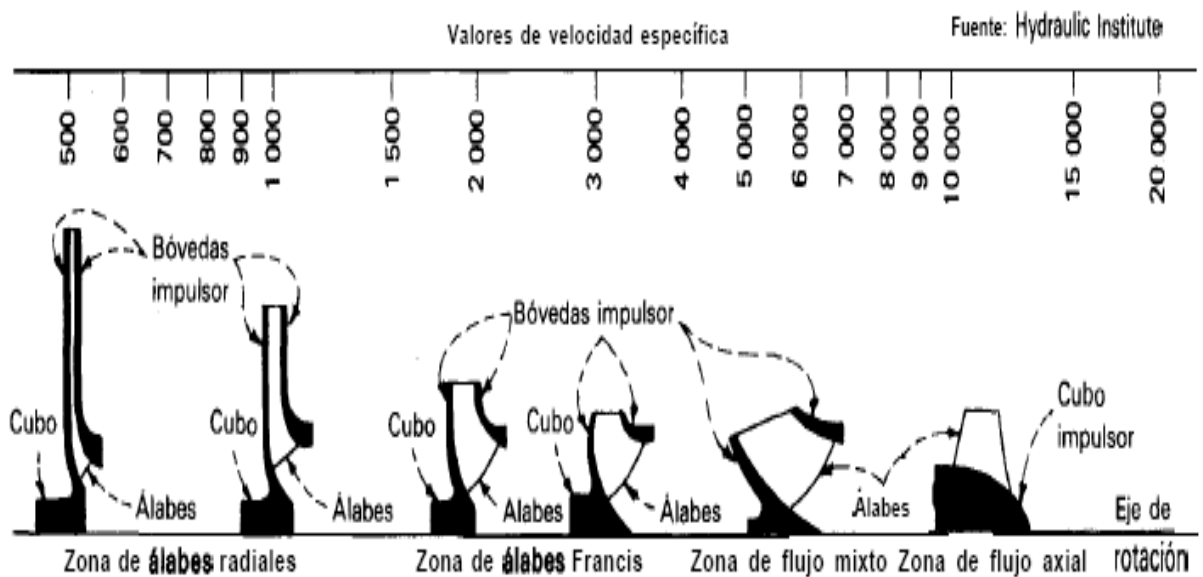


Figura N°1.9.- Velocidad específica de la bomba, tomado del Hydraulic Institute

Pump Handbook

De la gráfica podemos apreciar que de acuerdo a la velocidad específica podremos seleccionar aproximadamente la geometría del impulsor a emplear.

1.5 Clasificación de las bombas centrífugas de acuerdo a la dirección del flujo

Estás se clasifican de acuerdo a la dirección del flujo, los cuales son de flujo radial, mixto y axial.

En general, los impulsores se clasifican como radiales cuando la velocidad específica es de 500 a 1500, de flujo mixto cuando es de 2000 a 6000 y axiales cuando es de 7000 a 20000. Estos nombres describen el patrón principal de circulación del líquido en la bomba. Con impulsores radiales, el líquido circula hacia fuera desde el centro del impulsor (Fig. 1.10). Con impulsores axiales, circula a lo largo del eje geométrico del eje de propulsión (Fig. 1.12). Con impulsores de flujo mixto, circula a lo largo del eje de propulsión y sale del impulsor (Fig. 1.11).

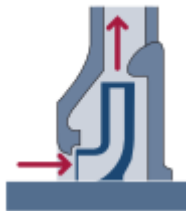


Figura N° 1.10.- Forma típica de un impulsor radial

Las bombas de flujo radial se emplean en servicios que necesitan cargas entre intermedias y elevadas; las bombas de flujo mixto se emplean en servicios que requieren cargas intermedias; las de flujo axial se emplean sólo en servicios que requieren cargas bajas. En realidad, las bombas de flujo axial no son centrífugas, pero se las ha incluido porque comparten muchas características mecánicas, como el eje, impulsor, sellos del eje, etc.

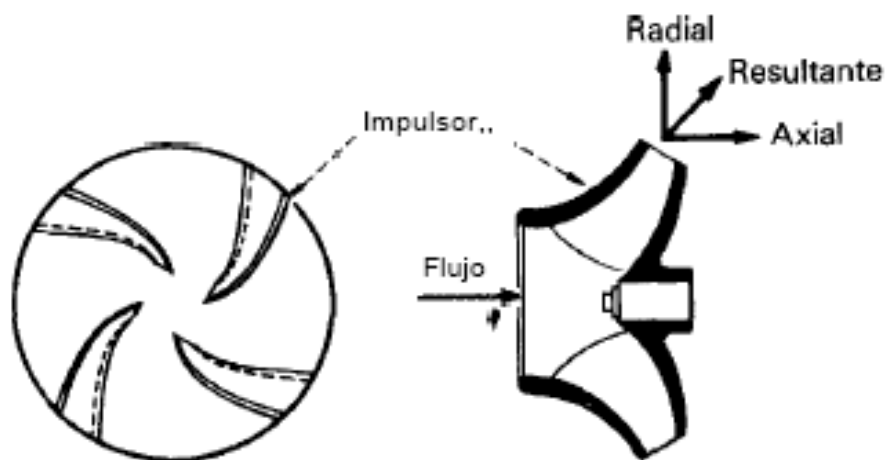


Figura N° 1.11.- Impulsor de flujo mixto para cargas intermedias

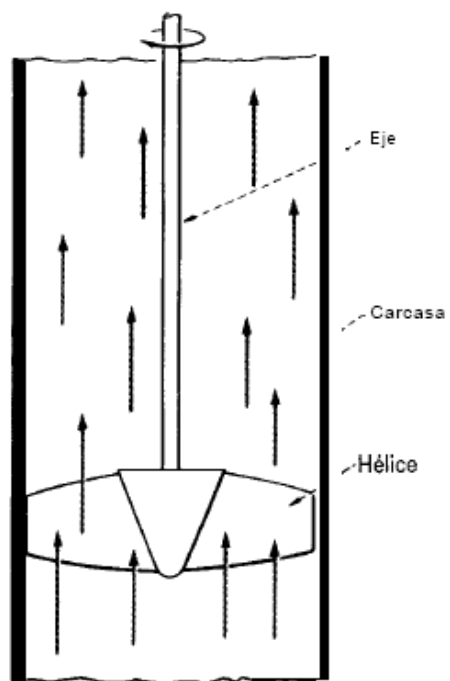


Figura N° 1.12.- Impulsor de flujo axial

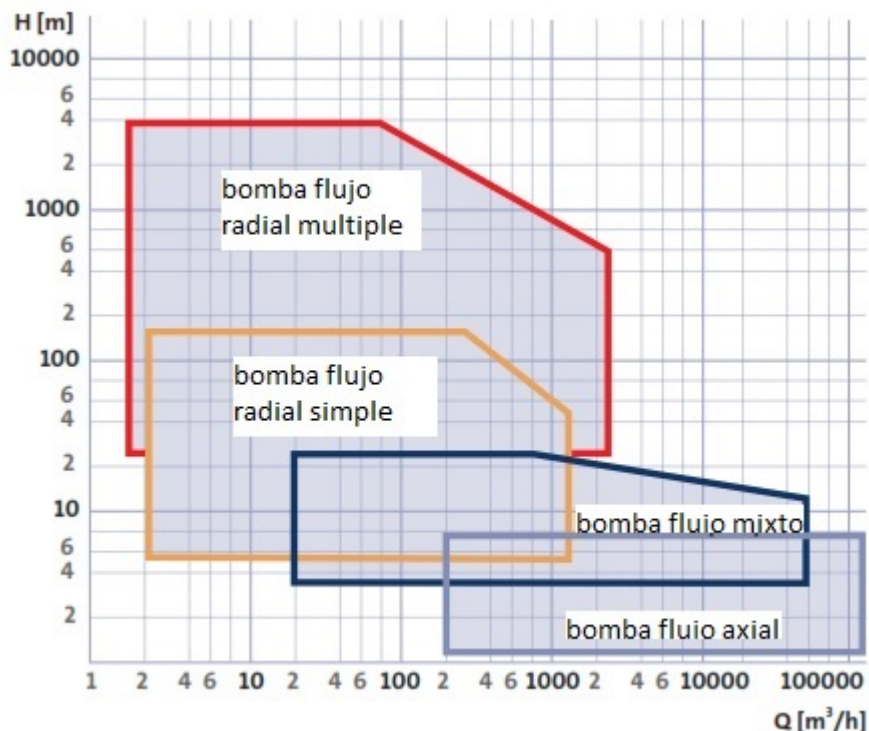


Figura N° 1.13.- Rango de funcionamiento de las bombas de acuerdo a su patrón de flujo, tomado de Grundfos Pump Handbook

- Bomba radial múltiple o multietapa

Una bomba multietapa es aquella que está equipada con varios impulsores en serie, en este caso el impulsor 1 descarga en el 2 y así sucesivamente, siendo el flujo bombeado el mismo a través de los impulsores, mientras la presión del fluido aumenta de impulsor en impulsor. Esta clase de bombas es muy utilizada en aquellas aplicaciones donde se requiere descargar el fluido a grandes presiones, sin embargo no manejan grandes cantidades de flujo.

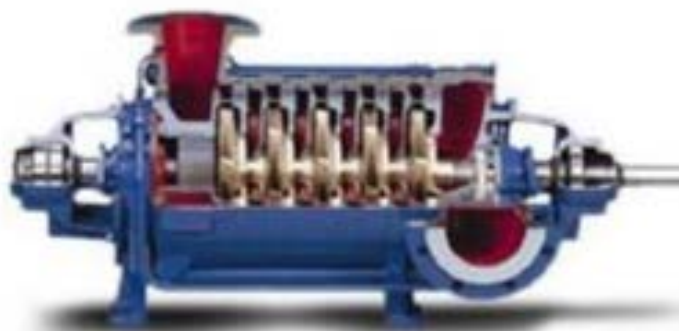


Figura N° 1.14.- Bomba radial múltiple

1.6 Sellado del eje

El sello del eje es uno de los elementos mecánicos más importantes en cualquier bomba centrífuga de lodos y el tipo correcto debe ser seleccionado cuidadosamente de acuerdo al tipo de bombeo a realizar

Los tres tipos de sellos más comúnmente utilizados son:

1.6.1 Sello Centrífugo (o dinámico)

Es un tipo de sello, que sólo funciona mientras la bomba está en pleno giro y no sella cuando la bomba está parada. Un sello secundario mantiene el líquido dentro de la bomba cuando esta se encuentra parada. El sello secundario puede ser o bien una empaquetadura de caucho o empaquetaduras grafitadas como se ilustra en la figura N° 1.15.

El sello centrífugo consiste en un expulsor con aletas pronunciadas localizado en la parte posterior del impulsor que gira al mismo tiempo que el impulsor. El expulsor actúa como una turbina, reduce la presión de la pulpa que trata de ingresar por la parte posterior del impulsor, este fenómeno evita que la pulpa entre al área de sellado.

Debido a su eficacia y simplicidad, el sello centrífugo es el tipo de sello más común utilizado en el bombeo de pulpas, pero está limitada por la presión y la velocidad de giro de la bomba, (rpm).

Este tipo de sello es también conocido como sello seco debido a que no emplea el agua para el sellado.

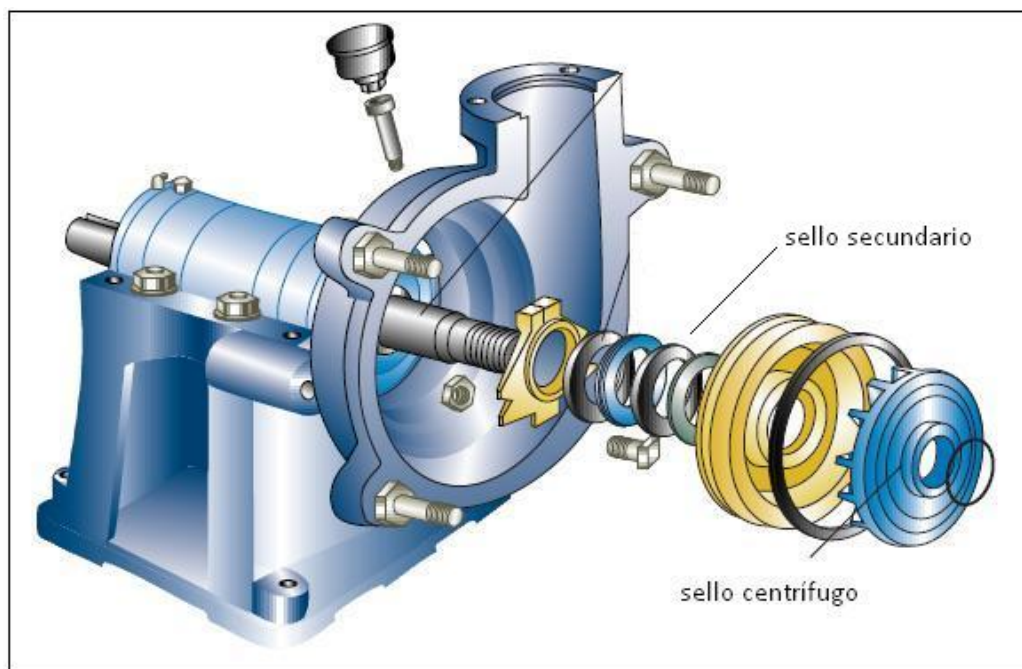


Figura N° 1.15.- Arreglo del sello centrífugo, tomado de Bombas Warman

1.6.2 Sello gland

Es el segundo tipo sello más comúnmente utilizado para bombeo de pulpas, el sello gland comprende una serie de empaquetaduras grafitadas colocadas dentro de una cámara complementados con una manga protectora sobre el eje de la bomba y un anillo hidráulico. Este tipo de sellado requiere de un flujo continuo de líquido limpio que lubrique y refrigere el empaque grafitado para evitar el sobrecalentamiento debido a la fricción.

La calidad, cantidad y presión de agua de sellado es de primordial importancia y debe ser regulado al nivel necesario, debido al empleo de agua este sello también es denominado como sello húmedo.

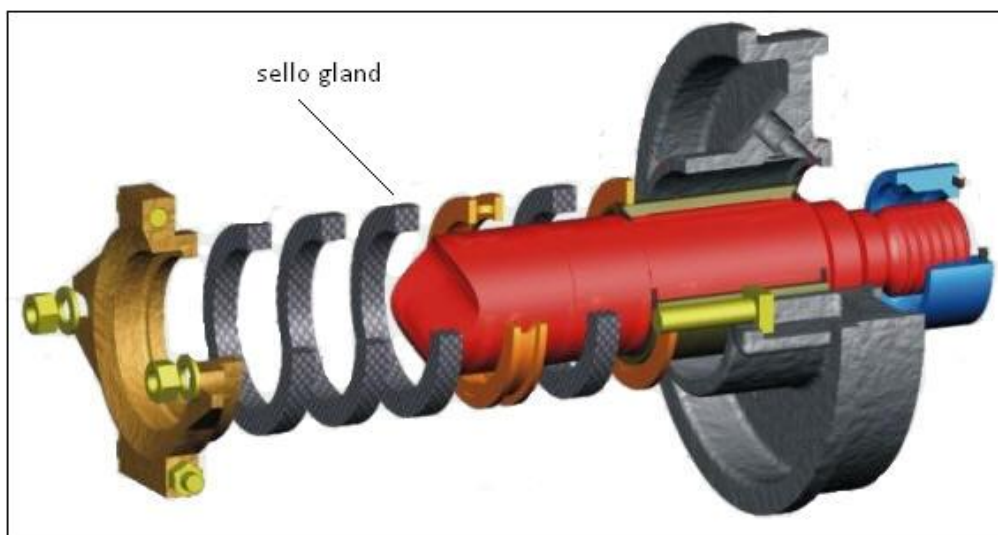


Figura N° 1.16.- Arreglo Sello Gland, tomado de Bombas Warman

1.6.3 Sello mecánico

Los sellos mecánicos no se utilizan comúnmente en el bombeo de pulpas, pero su uso en especiales circunstancias va en aumento. El sello mecánico se compone de un elemento fijo y una cara rotativa presionadas juntas bajo presión mecánica e hidráulica para evitar fugas de líquido que puedan contaminar el exterior.

El uso de sellos mecánicos en bombeo de pulpas requiere extremo cuidado y atención debido a la limitada fiabilidad de este producto, además los costos son relativamente altos y requieren de una justificación sustancial para su uso.

Los materiales más comunes para la fabricación de estos sellos son el carburo de silicio o carburo de tungsteno.

1.7 Selección del material en bombas centrifugas

Para poder seleccionar los materiales adecuados para determinado proceso de bombeo de pulpas se debe tener en cuenta los siguientes parámetros.

- Tipo de bomba
- Velocidad de giro de la bomba

Los datos básicos para poder seleccionar un material adecuado son:

- Tamaño de partícula
- La forma y dureza de la partícula
- Las propiedades corrosivas del líquido a bombear

La selección del material para los forros e impulsores de la bomba se realiza a partir de dos materiales:

Los materiales elastómeros y los fundidos, como el acero al manganeso, alto cromo, inoxidable.

1.7.1 Caucho natural:

Es el material más común no metálico, resistente al desgaste utilizado para la fabricación de impulsores y forros para las bombas centrifugas. Provee de una excelente resistencia al desgaste que otros metales o elastómeros, siempre y cuando se trabaje para una específica distribución granulométrica y velocidades adecuadas además de trabajar en un medio compatible.

El caucho tiene una excelente capacidad de recuperación (propiedades elásticas) que hace su selección la ideal para pulpas con partículas finas menores a 1/6”

Para el caso de forros, hasta partículas de 1/2” y para impulsores hasta partículas de 1/4”.

El caucho posee pésima resistencia al corte y al desgarro. Las partículas filosas pueden producir daños severos sobre los forros e impulsores.

Tiene una limitada resistencia a los aceites, solventes y ácidos.

Se puede emplear hasta temperaturas de 75°C.

La velocidad de los impulsores de caucho no debe sobrepasar los 25-28 m/s, ya que el caucho se puede desprender del metal base, esta condición limita la máxima altura

dinámica que puede bombear una bomba con impulsor de caucho a 45 m (150 ft), esto puede subsanarse instalando dos bombas en serie o reemplazando el impulsor de caucho por uno metálico.

Se pueden elegir otros materiales elastómeros dependiendo de las condiciones químicas y de temperatura requeridas, conocidos como elastómeros sintéticos, estos pueden ser:

- Neopreno

Material que no es tan bueno como el caucho natural en términos de resistencia a la abrasión pero es resistente a los aceites, no absorbe los productos químicos, puede trabajar hasta los 95°C.

- Nitrilo

Material que se usa mayormente cuando el aceite es el principal constituyente del fluido portador. Tiene buena resistencia a la abrasión en presencia de químicos, puede trabajar hasta los 95°C.

- Hypalon

Es más resistente a los ácidos y a los productos químicos oxidantes, puede trabajar hasta los 110°C. Presenta una buena resistencia a la abrasión en presencia de aceites comparable a la del neopreno.

Resumiendo:

Se utilizan comúnmente para aplicaciones químicas bajo ciertas condiciones.

No son tan resistentes a la erosión como el caucho natural.

Tienen mejor resistencia química que el caucho y el poliuretano.

Pueden trabajar a altas temperaturas superiores al caucho y poliuretano.

1.7.2 Poliuretano

Está ganando popularidad sobre el caucho natural comúnmente usado en las bombas centrífugas.

La diferencia entre el caucho y poliuretano es que para el caso del caucho la dureza y su resistencia son inversamente proporcionales, es decir a un menor grado de dureza se eleva su resistencia, comportamiento que se puede apreciar al revés en caso del poliuretano donde la dureza y su resistencia varían directamente proporcional, cuanto mayor es su dureza mayor será su resistencia.

El poliuretano encaja entre el caucho y el plástico en términos de dureza (20 a 85 shore A), además que los plásticos son fuertes y resistentes pero les falta elasticidad, mientras que el caucho tiene una buena elasticidad, pero carece de fuerza.

El poliuretano puede combinar fuerza y cierta elasticidad para proporcionar una excelente resistencia a la abrasión, al impacto y al desgarro.

El Poliuretano tiene mejor rendimiento en aplicaciones donde la pulpa tiene tamaños de partícula menores a 0.3” y el mecanismo de desgaste sea debido a un bajo ángulo de incidencia.

Los forros en poliuretano se usan en aplicaciones de flotación, zonas de clasificación, para el transporte de relaves y descarga de molinos.

Se recomienda para velocidades del impulsor mayores a 28 m/s

Excelente resistencia al desgaste cuando es por el fenómeno de erosión.

Tiene menos resistencia a la erosión que el caucho natural cuando está sometido a la acción de partículas afiladas gruesas.

No apto para temperaturas superiores a 70°C y para ácidos concentrados, álcalis, cetonas, ésteres, hidrocarburos clorados y nitrogenados.

Tabla N° 1.5.- Propiedades de los elastómeros

Elastómero	Dureza shore A	Temperatura máxima	Rango de pH	Resistencia Abrasión	Resistencia química
Caucho natural	40	70°C	5-12	Excelente	Bueno
Poliuretano	80	65°C	3-11	Excelente	Bueno
Neopreno	60	100°C	3-12	Bueno	Bueno
Nitrilo	60	105°C	4-12	Bueno	Bueno
Hypalon	55	110°C	1-14	Bueno	Excelente
Clorobutilo	90	120°C	3-12	Bueno	Excelente

1.7.3 Forros e impulsores metálicos

Se utilizan en casos donde las condiciones de trabajo para los forros de caucho o poliuretano no son ideales, como trabajar con partículas gruesas, duras, afiladas o en el caso de altas velocidades y/o altas temperaturas.

Tabla N° 1.6.- Propiedades de los forros metálicos

Material	Dureza Brinell	Rango pH	Aplicación
Fierro fundido	180	6-9	Trabajo estándar, no corrosivo
Acero Alto Cromo 28%	600-700	5-12	Trabajo abrasivo y moderadamente corrosivo
Acero Alto Cromo 35%	400-450	1-13	Trabajo abrasivo y ácido
Acero Inoxidable 316	160-200	3-11	Trabajo corrosivo

Tabla N° 1.7.- Tabla comparativa de características de los forros

Forros caucho	Forros poliuretano	Forros metálicos
Sólidos < ½"	Sólidos < 3/8"	Sólidos > ¼"
Temperatura < 150°C	Temperatura < 75°C	Temperatura < 120°C
ADT < 45m	ADT < 45m	ADT > 45m
Partículas redondeadas	Partículas red. Finas	Partículas filosas
Amplio rango de pH	Rango pH 3-11	Rango de pH 4-12

CAPITULO II

EFFECTOS DE LOS SOLIDOS EN LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

2.1 Pulpa

Son fluidos bifásicos compuestos de una fase solida (mineral) y una fase liquida (agua), la materia sólida es mezclada normalmente con agua, para formar una pasta húmeda, es decir, una pulpa.

Las pulpas se pueden dividir en dos grupos generales:

2.1.1 Pulpas que sedimentan

Están formados por partículas gruesas y tienden a formar una mezcla inestable que requiere especial atención a su flujo y cálculos de potencia. Estas partículas gruesas incrementan el desgaste y están presentes en la mayoría de procesos de bombeo mineral.

Estos tipos de pulpas se refieren generalmente al tipo heterogéneo.

2.1.2 Pulpas que no sedimentan

Son compuestas de partículas finas que forman pulpas homogéneas estables. Estas pulpas tienen bajas propiedades de desgaste sobre los forros y no son muy comunes en los circuitos de molienda, pero requieren de una consideración especial, debido a que las partículas finas presentes en la pulpa cambian el comportamiento normal del líquido el cual se conoce como no-newtonianos.

2.2 Reología

Se define la reología como el estudio de las relaciones de deformación que experimenta un fluido al aplicársele una fuerza externa.

La reología moderna, además de los comportamientos elástico y viscoso, estudia los sistemas complejos de aquellas sustancias viscoelásticas las cuales presentan simultáneamente propiedades elásticas y viscosas. En el campo minero-metalúrgico, la reología es aplicada al estudio de la dependencia del comportamiento hidráulico de pulpas minerales en relación al tamaño de sus partículas, de la química de sus superficies, de las características y dosificación de floculante (si se trata de un producto espesado), de su concentración y de la resistencia mínima (resistencia a la fluencia) requerida que se debe aplicar a la suspensión.

El efecto de la granulometría se relaciona con la distribución de tamaños de partículas de los sólidos, influye sobre la viscosidad, de tal manera que si se mezclan partículas grandes con partículas pequeñas, los espacios vacíos disminuyen, por tanto una suspensión que tenga una amplia distribución de tamaño, presenta menor viscosidad, que una suspensión que tenga un solo tamaño de partícula.

La concentración de partículas influye tanto en la viscosidad como en el esfuerzo de fluencia de la pulpa, a medida que la concentración crece, la viscosidad y el esfuerzo de fluencia crecen, en algunos casos, en forma muy pronunciada.

2.3 Viscosidad

Es la oposición de un fluido a las deformaciones tangenciales, y es que todo movimiento de un cuerpo solido es resistido por alguna fricción externa y/o interna.

Cuando una fuerza de corte se aplica sobre una capa fluido en dirección x , este último comienza a moverse en la dirección de la fuerza, desarrollando una tensión entre las capas adyacentes del fluido que se resisten a este movimiento, creando un perfil de velocidades en la dirección x respecto al eje vertical (Figura N° 2.1). La viscosidad μ es precisamente la relación existente entre el esfuerzo cortante y el perfil de velocidades creado.

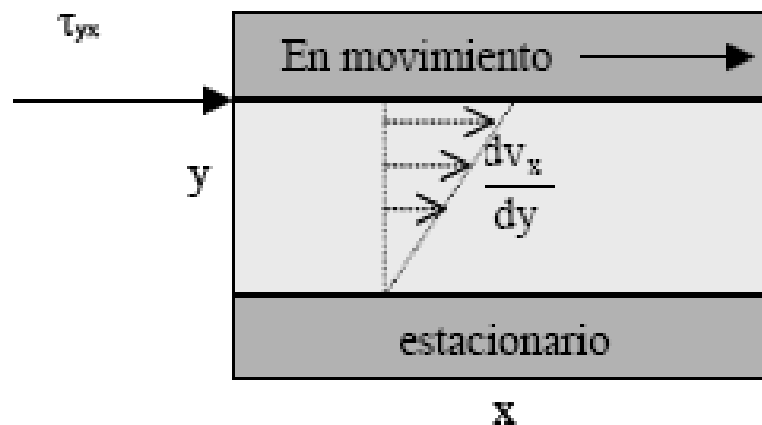


Figura N° 2.1.- Perfil de velocidades creado en un fluido newtoniano, tomado de

KSB pumps

$$\tau = \mu \frac{dVx}{dy} \quad (\text{Ec.2})$$

Dónde:

τ = Esfuerzo cortante

μ = viscosidad

$\frac{dVx}{dy}$ = velocidad

2.4 Resistencia a la fluencia

La resistencia a la fluencia (o Yield Stress) se define como resistencia mínima requerida para iniciar el flujo en un líquido, y está gobernada por las propiedades estructurales de un material en reposo. Es decir que, para esfuerzos por debajo de la resistencia a la fluencia, el fluido se deformará elásticamente con una recuperación completa de tal deformación al ceder el esfuerzo que causó la deformación. Por otro lado, si la resistencia a la fluencia es excedida, el fluido exhibirá un comportamiento líquido. Al igual que la viscosidad, la resistencia a la fluencia depende de las condiciones de la muestra, temperatura, pH y granulometría. En la Tabla N° 2.1 se muestran resistencias a la fluencia típicas para algunas sustancias.

Tabla N° 2.1.- Valores de fluencia para algunos materiales

Sustancia	Resistencia a la fluencia (Pa)
Salsa de tomate	15
Yogurt	80
Pasta de dientes	110
Relaves espesados	30 a 100
Relleno en pasta	250 a 800

2.5 Clasificación de fluidos

La función matemática de la viscosidad permite clasificar a los fluidos en tres grandes grupos: newtonianos, no newtonianos y viscoelásticos, tal como se muestra en la Figura N° 2.2, de los cuales el grupo de no newtonianos adquiere un mayor interés en el campo de la minería, especialmente en el manejo y transporte de pulpas minerales bifásicas.

En general, los fluidos con propiedades reológicas independientes del tiempo, pueden representarse mediante el modelo genérico de Herschel Bulkley

$$\tau = \tau_0 + K \left(\dot{\gamma} \right)^n \quad (\text{Ec.3})$$

Dónde:

- τ : Esfuerzo de corte
- τ_0 : Resistencia a la fluencia

- K : Índice de consistencia de fluido del modelo genérico de Herschel Bulkley
- n : Índice de comportamiento de flujo del modelo genérico de Herschel Bulkley

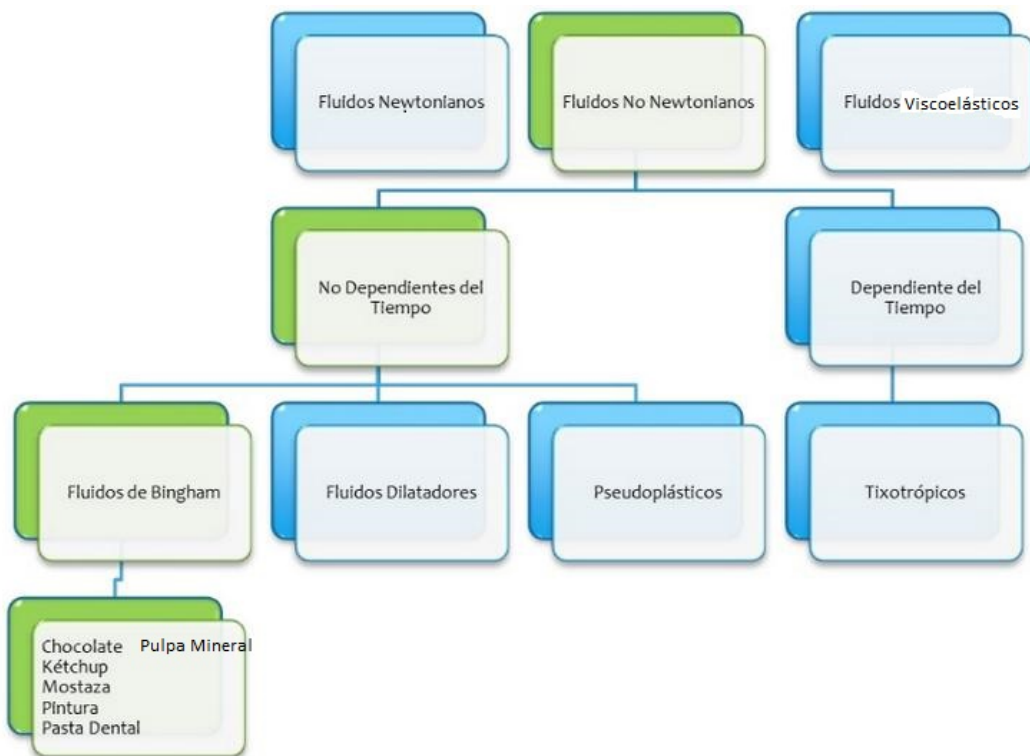


Figura. N° 2.2.- Clasificación de los fluidos según su comportamiento reológico

De acuerdo al modelo genérico de Herschel Bulkley, la resistencia a la fluencia (τ_0) y el índice de comportamiento de flujo (n) son suficientes para la clasificación de los fluidos según sus propiedades reológicas.

2.5.1 Fluido newtoniano

Es un fluido cuya viscosidad puede considerarse constante en el tiempo. Los fluidos newtonianos son uno de los fluidos más sencillos de describir. La curva que muestra

la relación entre el esfuerzo o cizalla contra su velocidad de deformación es lineal. El mejor ejemplo de este tipo de fluidos es el agua.

2.5.2 Fluido No newtoniano

Un fluido no newtoniano es aquel cuya viscosidad varía con la temperatura y la tensión cortante que se le aplica.

Como resultado, un fluido no-newtoniano no tiene un valor de viscosidad definido y constante, a diferencia de un fluido newtoniano.

Estos fluidos a su vez se diferencian en dependientes e independientes del tiempo.

Dentro de los fluidos independientes del tiempo tenemos a los plásticos de Bingham

2.5.2.1 Plásticos de Bingham

Es el fluido que se comporta como un sólido hasta que se excede un esfuerzo de deformación mínimo y exhibe subsecuentemente una relación lineal entre el esfuerzo y la relación de deformación.

Se dice que son independientes del tiempo porque dependen del esfuerzo que se les aplica y no del tiempo.

El modelo de plástico de Bingham es aplicable al comportamiento de muchos fluidos de la vida real como plásticos, emulsiones, pinturas, lodos de perforación y sólidos en suspensión en líquidos o agua.

Este tipo de Fluidos se caracterizan por requerir un esfuerzo dado para comenzar a fluir, entonces cuando son sometidos a un esfuerzo mayor al mínimo se comportan como fluidos newtonianos.

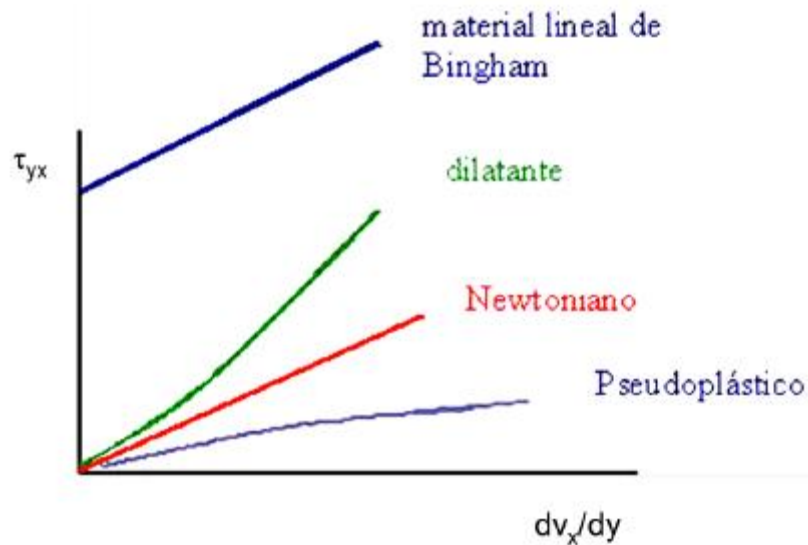


Figura N° 2.3.- Comportamiento de fluidos newtoniano y no newtoniano, tomado de Grundfos Pump Handbook

La razón por la que se comportan así los fluidos plásticos es la gran interacción existente entre las partículas suspendidas en su interior, formando una capa llamada de solvatación.

Están formados por dos fases, con una fase dispersa formada por sólidos y burbujas distribuidos en una fase continua. En estos fluidos, las fuerzas de Van der Waals y los puentes de hidrógeno, producen una atracción mutua entre partículas. También aparecen fuerzas de repulsión debidas a potenciales de la misma polaridad. En este tipo de fluidos se forman coloides cuyas fuerzas repulsivas tienden a formar estructuras de tipo gel. Si las partículas son muy pequeñas poseen entonces una gran superficie específica, rodeados de una capa de adsorción formada por moléculas de fase continua. Gracias a esta capa, las partículas inmovilizan gran cantidad de fase continua hasta que no se aplican sobre ellas un esfuerzo cortante determinado.

Los fluidos plásticos, a su vez, se diferencian en la existencia de proporcionalidad entre el esfuerzo cortante y la razón de corte, a partir de su resistencia a la fluencia. Si existe proporcionalidad, se denominan fluidos plásticos de Bingham y si no la hay, se denominan solo plásticos. El modelo de Bingham ha sido históricamente empleado para la predicción de los requerimientos de transporte en tubería asociado a tasas de corte entre 10 a 100 s⁻¹, sin embargo para condiciones de inicio en tuberías, mecanismos de rastra y agitadores, las tasas de corte son menores a las indicadas, y el modelo Bingham no tiene validez experimental.

2.5.3 Fluidos viscoelásticos

Los fluidos viscoelásticos se caracterizan por presentar a la vez tanto propiedades viscosas como elásticas. Esta mezcla de propiedades puede ser debida a la existencia en el líquido de moléculas muy largas y flexibles o también a la presencia de partículas líquidas o sólidos dispersos. La ecuación que describe el comportamiento viscoelástico está basada en el modelo de Maxwell.

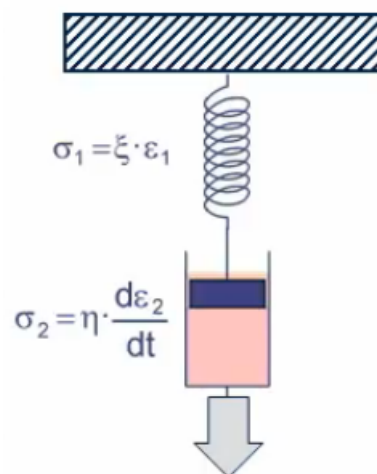


Figura. N° 2.4.- Representación del comportamiento viscoelástico

Modelo de Maxwell

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{1}{\xi} * \frac{d\sigma}{dt} + \frac{1}{n} * \sigma \quad (\text{Ec.4})$$

Dónde:

ε = deformación

t = tiempo

ξ = constante elástica (GPa)

n = constante viscosa (N.s/m²)

σ = tensión

Ejemplos de fluidos viscoelásticos son la nata, la gelatina, los helados, etc.

Tabla N° 2.2.- Valores de las constantes elástica y viscosa, tomado de Properties of thermoplastic polyurethanes, Sanchez-Adsuar.

Material	Constante elástica	Constante viscosa
Plástico	300 KPa	40x10 ⁹ N.s/m ²
Poliuretano	30 MPa	2.43x10 ¹¹ N.s/m ²

2.6 Mecanismos de desgaste en las bombas de lodos

El desgaste debido a la abrasión de partículas sólidas es un fenómeno muy complicado que depende de muchos parámetros intrínsecos dependientes tanto de la

bomba como de la pulpa manejada, que surge como resultado de la pérdida de material debido a la incidencia de partículas sólidas.

En las bombas centrifugas se pueden encontrar tres tipos de mecanismos de desgaste por abrasión.

2.6.1 Desgaste por deformación

Es el resultado de un impacto sostenido a alta velocidad sobre las superficies sólidas, este se produce cuando el impacto supera el límite elástico del material y logra deformarlo, se puede apreciar en la figura N° 2.5 el impacto de las partículas con un alto ángulo de incidencia con la consecuencia de remoción de material.

2.6.2 Desgaste por erosión

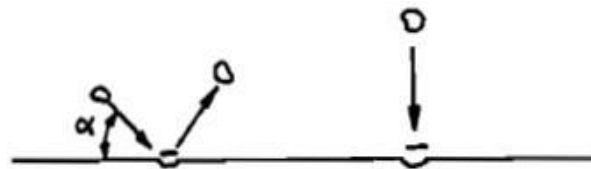
Ocurre cuando el esfuerzo de corte del material es vencido y se desprenden fragmentos de la superficie, todo esto debido a un bajo ángulo de incidencia y a la velocidad de impacto de las partículas.

Fenómenos de desgarramiento o corte ocurren cuando las partículas filosas tienen la suficiente energía como para arrancar pedazos de material de la superficie, tal como se puede apreciar en la figura N° 2.5.

2.6.3 Desgaste por molienda

Ocurre cuando las partículas sólidas quedan atrapadas entre dos superficies en movimiento interactuando entre sí en estrecha proximidad. Debido a los esfuerzos de compresión y esfuerzos de corte transmitida a las partículas se producen

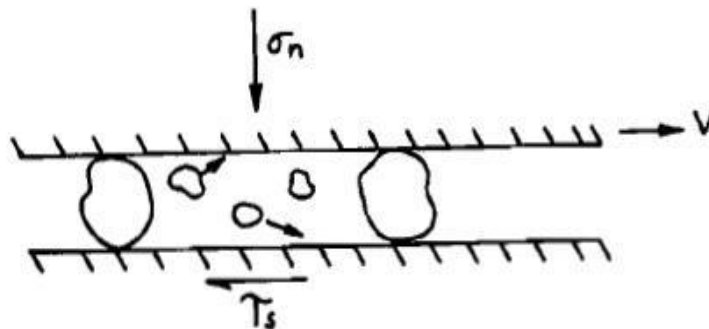
fragmentación de las mismas, lo que produce un desgaste erosivo superior debido al bajo ángulo de impacto de las partículas, según la figura N° 2.5.



- a) desgaste por deformación por impacto de partículas con un gran ángulo de incidencia.



- b) desgaste por erosión por impacto de partículas con un bajo ángulo de incidencia.



- c) desgaste por fenómeno de molienda debido a la retención de partículas en movimiento entre las superficies colindantes.

Figura. N° 2.5.-Mecanismos de desgaste

2.7 Velocidad de desgaste

Va a depender de tres factores relacionados entre sí:

De las características de la pulpa, que incluyen propiedades de la partícula (dureza, tamaño, forma), de la fase líquida (grado de corrosión, viscosidad), y de las propiedades reológicas generales que dependen de factores tales como, velocidad de sedimentación y de la concentración.

De los materiales empleados en la fabricación de la bomba (dureza, resiliencia, resistencia a la tracción, ductilidad, fatiga)

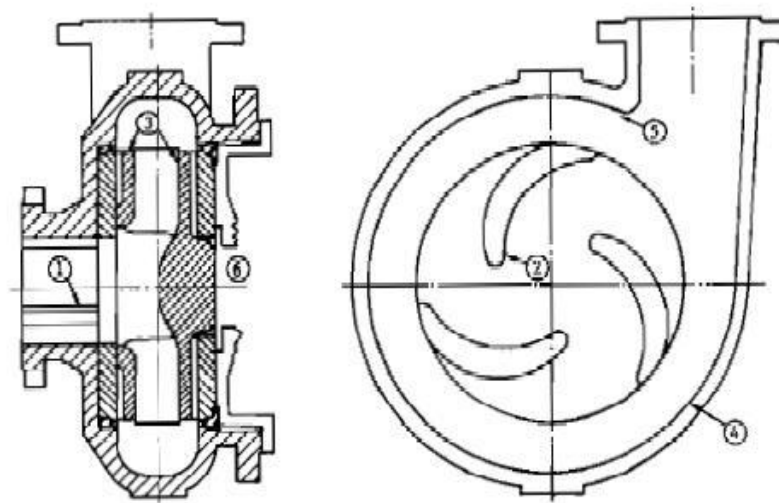
La naturaleza del contacto entre la partícula sólida y la superficie de contacto (velocidad y ángulo de incidencia) el cual es influenciado por el diseño hidráulico y la selección de la bomba.

El grado y la velocidad de desgaste varían de un punto a otro en la bomba. Se han realizado estudios experimentales que indican que las primeras zonas que sufren desgaste son aquellas donde predomina el desgaste por corte.

El desgaste se acentúa cuando la bomba funciona a capacidades parciales, ya que los nuevos flujos de la pulpa ya no coinciden con los contornos hidráulicos de la bomba, tal como deberían hacerlo en el punto de diseño.

El desgaste de corte se produce en la pared de los forros debido a la fuerza centrífuga generada por el impulsor sobre la pulpa bombeada, asimismo afecta a las paredes de

los impulsores y a sus aletas debido a la velocidad relativa periférica generada, la cual se incrementa cuando se reduce el diámetro de succión de la bomba con el fin de reducir la capacidad de bombeo.



- 1) brida succion
- 2) aletas del impulsor
- 3) caras del impulsor
- 4) forros
- 5) cuello de descarga
- 6) manga del eje

Figura. N° 2.6.- Zonas de degaste crítico dentro de una bomba centrifuga

CAPITULO III

TRANSPORTE HIDRAULICO DE SOLIDOS

Constituye de una operación ampliamente utilizada desde hace varios años en numerosas industrias así como en el rubro minero-metalúrgico, ya sea en el transporte de pulpas en el interior de la planta de flotación, transporte de relaves desde la concentradora a la relavera, todas estas acciones tienen un factor determinante dentro del esquema de operación en la industria minera-metalúrgica.

En distintas empresas mineras debido a la topografía desventajosa nos vemos con la obligación de construir y diseñar sistemas que puedan efectuar este transporte antes señalado.

3.1 Regímenes de flujo

Las pulpas que contienen partículas finas (predominantemente menos de 50 micras (0.05 mm)) generalmente se consideran homogéneas (no sedimentan) y pueden evaluarse normalmente sin considerar sedimentación alguna. En altas concentraciones sin embargo, estas pulpas a menudo exhiben propiedades de flujo

No Newtoniano (o reología) y requieren una consideración especial en la determinación de una bomba adecuada y sus respectivos parámetros del sistema.

Las pulpas que contienen partículas predominantemente mayores a 50 micras son consideradas generalmente heterogéneas (de sedimentación), que es el caso de la mayoría de pulpas.

Es necesario clasificar los flujos de mezclas bifásicas de acuerdo a la forma que son arrastradas las partículas sólidas, presentándose cuatro formas de transporte claramente diferenciables:

3.1.1 Flujo de sólidos en suspensión homogénea.

Como su nombre lo indica, las partículas sólidas de la mezcla son transportadas en suspensión, sin presentar gradientes, ni de concentración ni de granulometría, en un plano perpendicular al flujo y vertical. Además las partículas sólidas no presentan ningún deslizamiento con respecto al fluido, es decir, tanto el sólido como el líquido tienen la misma velocidad de flujo con lo cual el comportamiento hidráulico de la mezcla es muy similar a la de un fluido puro.

Para que este régimen de flujo exista es necesario que las partículas sólidas sean muy pequeñas de densidad relativa baja y la velocidad de flujo sea alta.

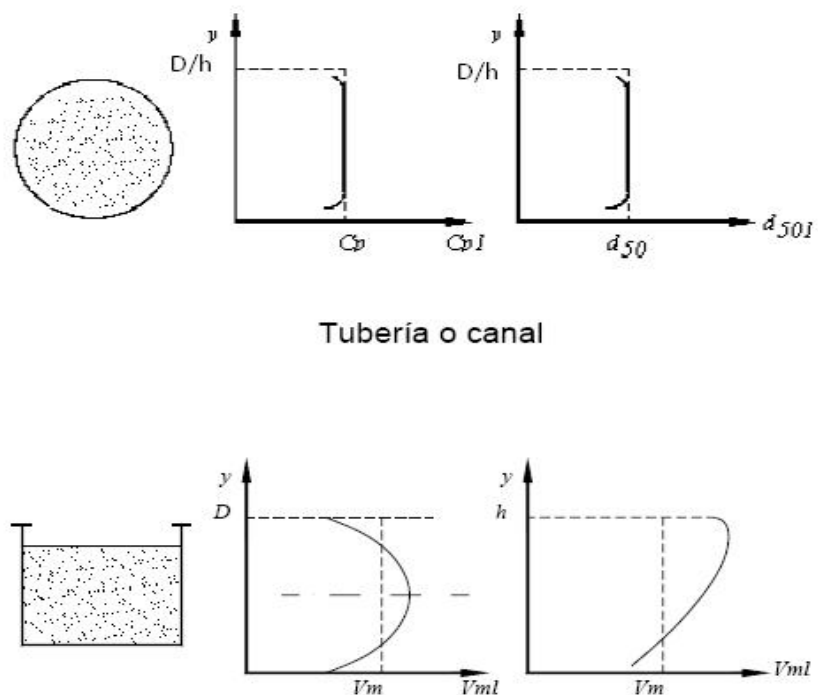


Figura. N° 3.1.-Flujo de sólidos en suspensión homogénea, tomado de Moraga, Pacheco y Véliz.

Dónde:

y = Altura relativa sobre el fondo de la tubería o canal.

D = Diámetro interno de la tubería.

h = altura del canal

C_{p1} = Concentración local en peso de sólidos

C_p = Concentración media en peso de sólidos

d_{50l} = Tamaño medio local de partículas

d_{50} = Tamaño medio de los sólidos en la mezcla

V_{m1} = Velocidad puntual de la mezcla (pulpa)

V_m = Velocidad media de la mezcla (pulpa)

Definiendo:

Velocidad local o puntual (V_m1): Velocidad correspondiente a cualquier punto de un sistema de flujo en un momento dado.

Velocidad media a través de una sección (V_m): Se define la velocidad media como la relación existente entre el caudal volumétrico y sección por la que éste circula, que se corresponde con la media de las velocidades puntuales que circulan las distintas "láminas" por una sección. Se calcula como:

$$V = \frac{L}{t} = \frac{LS}{tS} = \frac{Vo}{tS} = \frac{Vo/t}{S} = \frac{Q}{S}$$

Donde "L" es la longitud recorrida en un tiempo "t" por todos los elementos del fluido en el supuesto de que todos tuvieran la misma velocidad, "S" es la sección transversal (m^2), Vo el volumen (m^3) y Q el caudal volumétrico (m^3/s)

En la gráfica se puede apreciar el comportamiento de la suspensión homogénea tanto en una tubería como en un canal, los dos gráficos superiores muestran a la concentración de sólidos de la pulpa y al tamaño de la partícula de la pulpa evaluadas de acuerdo a su posición ya sea en el diámetro de la tubería o a cierta altura en el canal, para este caso como está fluyendo una suspensión homogénea, la concentración de sólidos y el tamaño de partícula será uniforme en todo el diámetro de la tubería y en toda la altura del canal.

Los dos gráficos inferiores muestran la velocidad de la pulpa en la tubería y en el canal, se puede apreciar para el caso de la tubería una menor velocidad en las paredes y una mayor en el centro del diámetro de la tubería, situación diferente para el caso del canal, que conforme ascendemos en el canal se incrementará la velocidad de la pulpa.

3.1.2 Flujo de sólidos en suspensión heterogénea.

En este caso los sólidos aún se mantienen en suspensión pero las partículas más pesadas tienden a caer formando un gradiente vertical de concentraciones y granulometrías pero sin chocar en forma notoria contra el fondo de la tubería, lo cual se puede apreciar en los gráficos superiores, donde se aprecia que tanto en la base de la tubería y del canal se incrementa la concentración de los sólidos y del tamaño de partícula.

Sin embargo la velocidad del fluido disminuye en la base de la tubería debido a la mayor presencia de partículas, con mayor en la parte inferior de la tubería, luego la velocidad se incrementa y finalmente en la parte superior de la tubería vuelve a disminuir por la presencia de la pared de la tubería.

Para el caso del canal, la velocidad disminuye en la base del canal y luego se va incrementando conforme nos vamos alejando de la base del canal.

Este régimen de flujo es bastante usual en el transporte hidráulico de relaves con alto grado de molienda.

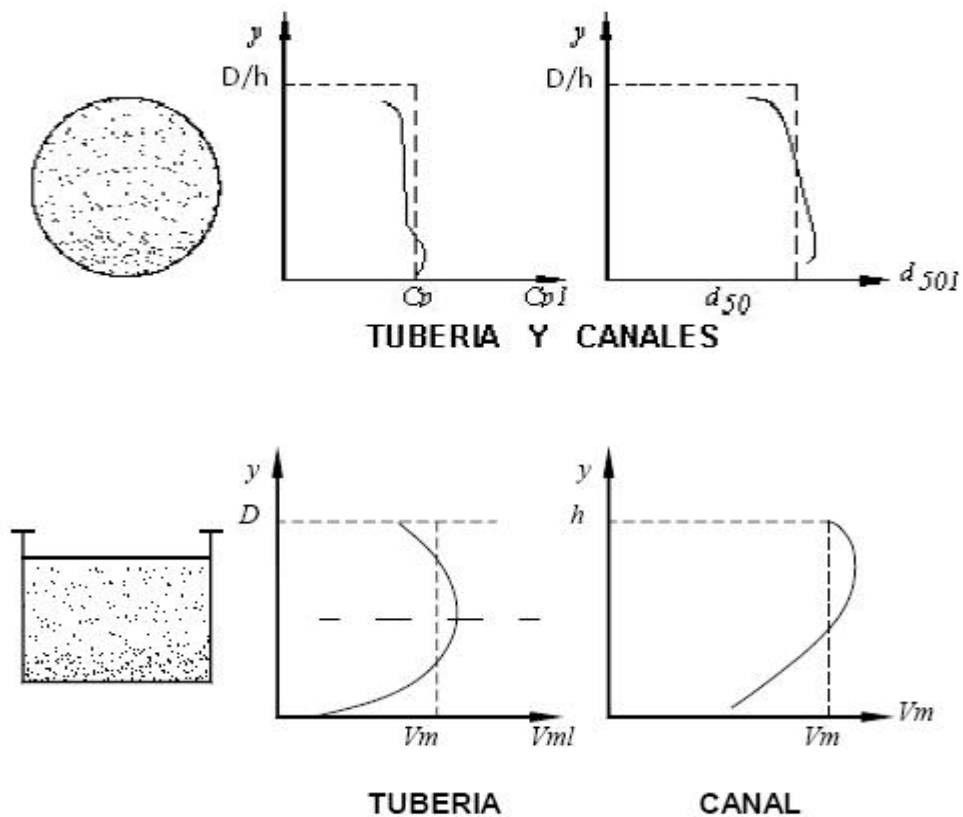


Figura. N° 3.2.- Flujo de sólidos en suspensión heterogénea, tomado de Moraga, Pacheco y Véliz.

3.1.3 Flujo de sólidos con arrastre de fondo

Cuando la capacidad del fluido es relativamente baja comparada con el peso relativo de las partículas sólidas gruesas, estas caen y son arrastradas por el fondo de la tubería o canal ya sea dando saltos, deslizándose o rodando, mientras que las partículas más finas del espectro granulométrico aún se mantienen suspendidas.

En este caso el gradiente de concentraciones y tamaños de partículas se hace más pronunciado y se puede observar una nube de partículas desplazándose a una velocidad menor que la del fluido por el fondo de la tubería y otra nube de partículas

más finas suspendidas y a igual velocidad que el fluido por encima de ella.

Para el caso de la concentración y del tamaño de partícula, los mayores valores tanto de concentración como de tamaño de partícula se encontraran en el fondo de la tubería y del canal, debido al asentamiento de partículas de mayor tamaño, conforme vamos elevándonos sobre el diámetro de la tubería o la altura del canal, tanto la concentración como el tamaño de partícula disminuirá.

Este régimen de flujo se presenta en una gran cantidad de las instalaciones de transporte de relaves, diseñados con velocidades bajas para lograr una mínima abrasión, y tiene como inconvenientes que el arrastre de fondo de las partículas gruesas provoca un desgaste muy pronunciado en la parte inferior de la tubería.

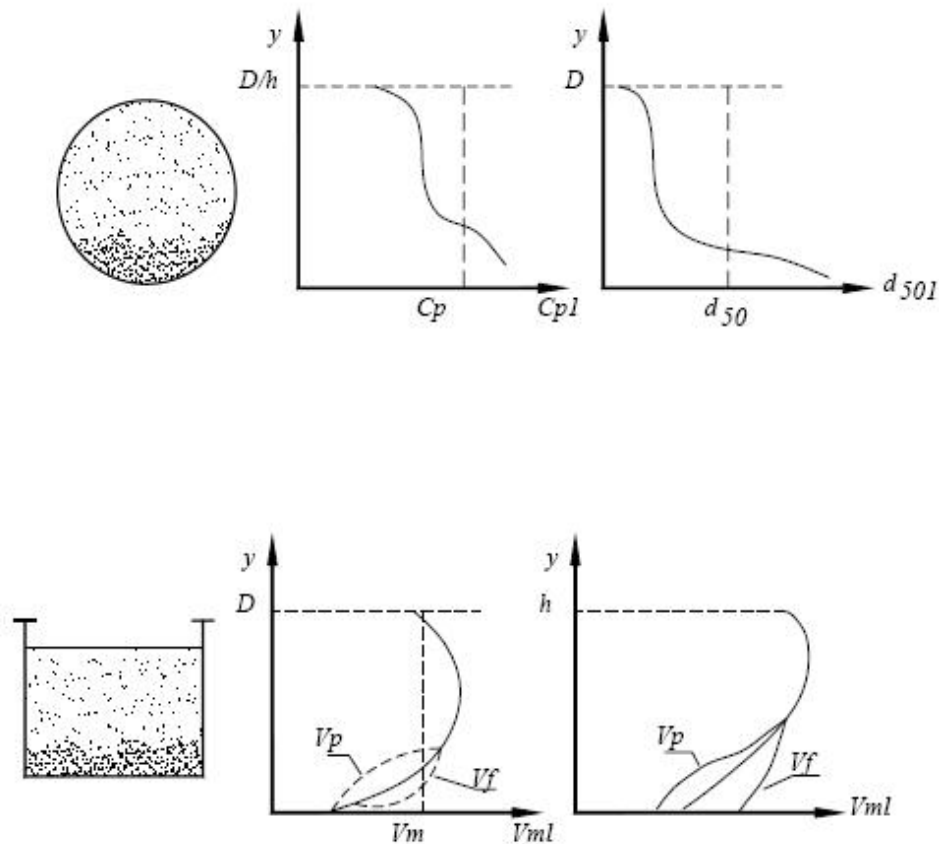


Figura. N° 3.3.- Flujo de sólidos con arrastre de fondo, tomado de Moraga, Pacheco y Véliz.

3.1.4 Flujo de sólidos con depósitos de fondo.

Si el flujo es débil, las partículas más pesadas de la fase sólida se depositan sobre el fondo de la tubería o canal, ya sea en forma intermitente o definitiva, presentándose un lecho fijo de sólidos o un tren de dunas a baja velocidad ambas situaciones a la vez por la parte inferior del ducto y una nube de partículas arrastradas y/o suspendidas por encima de estas. (Ver figura N° 3.4).

El flujo con depósito estable de fondo se presenta generalmente en condiciones de concentración y tamaño de sólidos relativamente bajas, en cambio, las dunas móviles son usuales en espectros granulométricos anchos y concentraciones importantes.

El movimiento de las dunas en tuberías ocurre en el mismo sentido que el flujo de la mezcla (cabe hacer notar que en el flujo de mezclas por canaletas el sentido puede ser inverso) y su velocidad es muy baja comparada con la velocidad media de flujo.

El mecanismo de movimiento de dichas dunas es el siguiente: las partículas ubicadas en la cara aguas arriba de la duna están sometidas a una velocidad del flujo mayor que la velocidad media (por reducción del área de flujo) lo que las impulsa a subir la cresta de las dunas, donde su energía cinética se disipa en los remolinos de flujo aguas abajo de la duna, y ellas vuelven a quedar depositadas hasta que la duna pasa completamente encima de ellas.

Como este proceso de depositación de sólidos provoca una disminución de la sección de flujo, con el consiguiente aumento de la velocidad media para mantener la relación de continuidad, la capacidad portante del fluido se ve reforzado lo que permite mantener la fase sólida en movimiento. Sin embargo, como este proceso de reducción de área en conjunto con la formación de remolinos provocados por dunas incide en un muy fuerte aumento de la disipación de energía del sistema y si éste no dispone de la suficiente energía necesaria ya sea por bombeo o diferencia de nivel, el proceso de depositación de sólidos se acentuará causándose en un corto período de tiempo una obstrucción total de la tubería.

Aunque la formación de un lecho fijo estable en el fondo de una tubería, con el espesor más pequeño posible, es deseable bajo el punto de vista de proteger de la erosión el fondo de la tubería, el riesgo de obstrucción de la misma, junto con la imposibilidad de refluidizar el depósito por medios hidráulicos, hace muy poco aconsejable trabajar en este régimen de flujo.

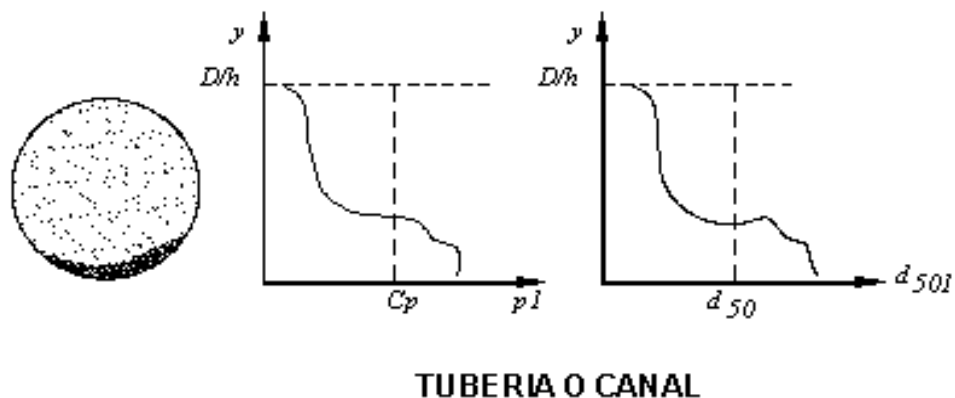


Figura. N° 3.4.- Flujo de sólidos con depósitos de fondo, tomado de Moraga, Pacheco y Véliz.

3.2 Velocidad crítica (V_c)

Se define la velocidad crítica como aquella velocidad en la cual las partículas contenidas en la pulpa empiezan a sedimentar. Por lo tanto el diseño del sistema de transporte de cualquier pulpa debe contemplar operar a una velocidad por encima de

esta velocidad crítica, con tal manera de prevenir la sedimentación y obstrucciones en la tubería.

3.3 Fórmulas para el cálculo de la velocidad crítica

3.3.1 Fórmula de Durand

Se emplea para caso de materiales de granulometría uniforme y con una concentración de sólidos en volumen hasta 30%. Esta ecuación ha sido exitosa en el caso de granulometrías gruesas ($d_{50} > 200 \mu\text{m}$) y tuberías con $D \leq 8''$.

$$V_c = F_L \sqrt{2 * g * D_i * (GE - 1)} \quad (\text{Ec.5})$$

Dónde:

Di: Diámetro interior de la tubería

F_L : Parámetro de Mc. Elvain & cave

V_c : Velocidad crítica

GE: Gravedad Especifica de sólidos

g : Aceleración de la gravedad

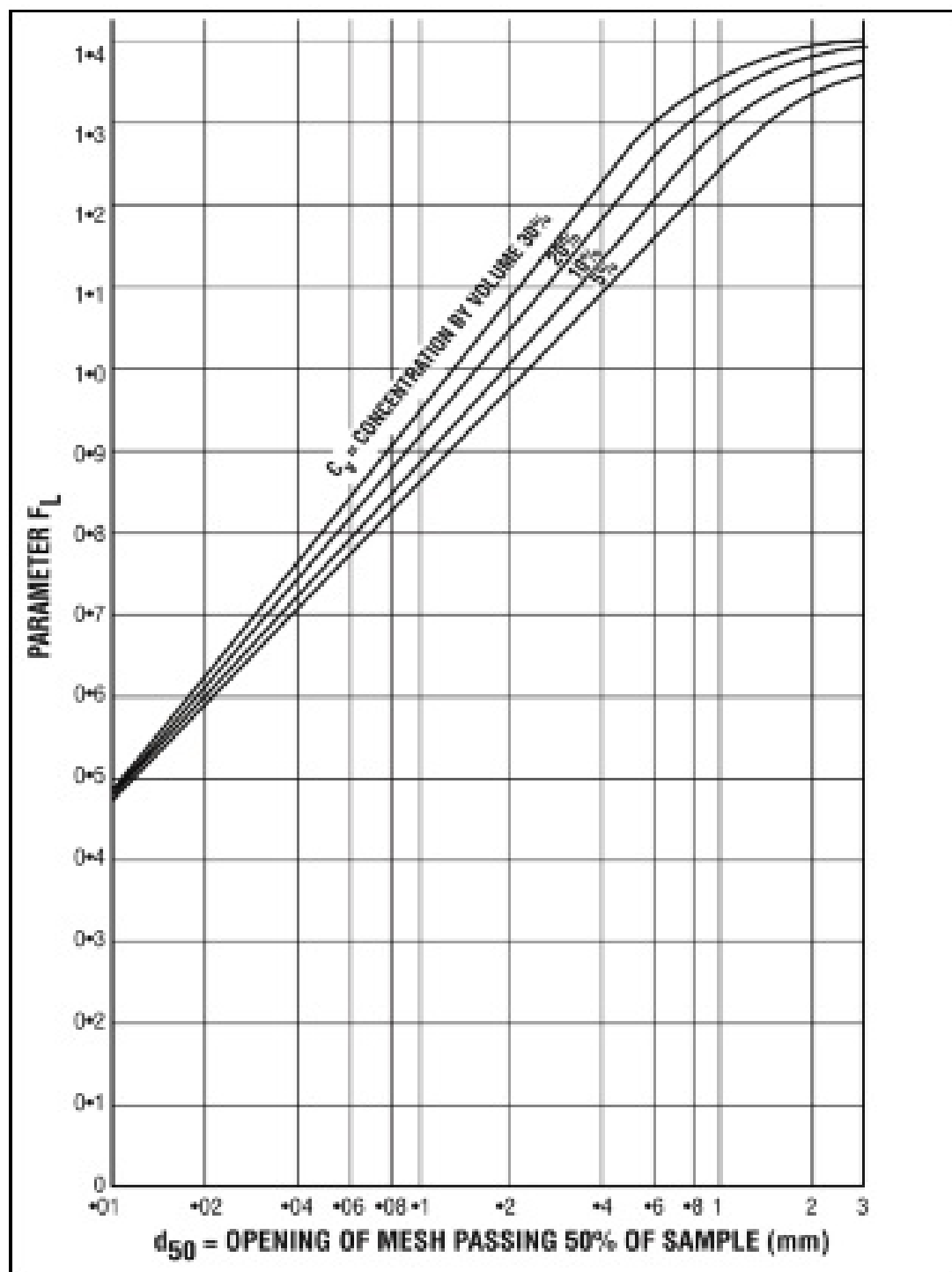


Figura. N° 3.5.- Gráfico para calcular la velocidad crítica de Durand - parámetro F_L ,
tomado de Weir Minerals slurry pump handbook

Durand y Condolios llevaron a cabo la mayor parte del trabajo de investigación original en la década de 1950. Ellos trabajaron con agua y sólidos pudiendo establecer el gráfico mostrado anteriormente.

El parámetro F_L se determina a partir de la figura N° 3.5, intersectando el valor del d_{50} de nuestra pulpa con la respectiva curva de concentración de volumen C_p .

3.3.2 Fórmula de Durand modificada

Se aplica para casos de pulpas de baja concentración normalmente hasta concentraciones en volumen hasta 30%. Sin embargo, es factible la extrapolación hasta pulpas hasta $\approx 35\%v$.

La fórmula de Durand modificada ha demostrado buen ajuste para casos de pulpas con granulometría gruesa ($d_{50} > 200\mu m$) y tuberías o canaletas con $D > 8''$

$$V_c = 1.25 * F_L * \sqrt[4]{2 * g * Di * (GE - 1)} \quad (\text{Ec.6})$$

La velocidad de la pulpa se determina con la siguiente ecuación:

$$V = \frac{4 * Q}{\pi * D^2} \quad (\text{Ec.7})$$

Dónde:

V = velocidad de la pulpa en m/s

Q = flujo de pulpa en (m^3/s)

D = diámetro de la tubería en (m)

CAPITULO IV

DEFINICION DEL RANGO DE APLICACIÓN Y LOS PARAMETROS

4.1 Caudal (Q)

El caudal de pulpa que será transportado se debe determinar antes de definir alguna aplicación de la bomba. Si no se tiene en claro el verdadero requerimiento de caudal por parte de la planta concentradora será imposible calcular acertadamente el tamaño de bomba requerido para tal aplicación.

La definición técnica de caudal o flujo es el resultado de la multiplicación del área x velocidad, es expresado en unidades de volumen entre tiempo, es decir m^3/s , l/min, gpm como las más comunes.

Para nuestro caso, es el volumen de pulpa transportado en una tubería, durante un periodo de tiempo, a través de un área determinada.

El caudal (Q) se determina generalmente por una correlación de los siguientes tres factores:

Gravedad Específica (GE)

El tonelaje de los sólidos que se alimenta al molino (TPH)

La concentración de sólidos presente en la pulpa (Cw)

4.2 Velocidad en la tubería

Existe una importante relación entre caudal, velocidad y el área de la sección transversal de una tubería:

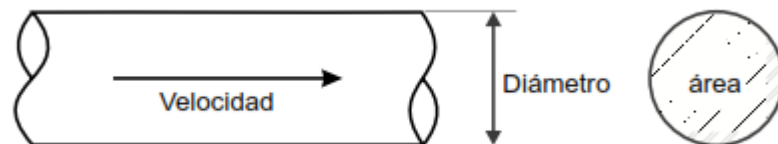


Figura N° 4.1 Análisis de la velocidad a partir de una sección de tubería, tomado de manual de entrenamiento KSB.

$$V = Q/A$$

Dónde:

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

Entonces:

$$V = \frac{4*Q}{\pi * D^2}$$

Dónde:

Q = caudal

D = diámetro de la tubería

4.3 Longitud de la tubería

Otro requisito primordial para la evaluación de un sistema de bombeo es la determinación de la longitud de la tubería que será utilizado en la aplicación. La pulpa que pasa a través de una tubería crea fricción (o arrastre) sobre las paredes de la tubería. Cuanto mayor es la longitud de la tubería, mayor es la fuerza de fricción que hay que superar por la bomba. Antes de cualquier selección de bomba, es necesario saber en ciencia cierta la longitud real de la tubería y el detalle de curvas u otras variaciones de tuberías. Más detalles sobre el cálculo de la fricción de tuberías se pueden encontrar en la Sección 4.15.

4.4 Material de fabricación de las Tuberías

Los materiales con que se construyen las tuberías son muy diversos y su avería causa problemas a toda la planta por ende su selección es de considerable importancia.

Los materiales de fabricación pueden dividirse en:

- Tuberías de acero
 - Acero al carbono
 - Hierro fundido
 - Aceros especiales

- Tuberías forradas
 - Caucho
 - Poliuretano

- Tuberías no metálicas

Concreto

Asbesto-concreto

Materiales plásticos

Caucho

HDPE

4.4.1 Tuberías de acero

Las tuberías de acero se utilizan para altas presiones y cuando la pulpa es de granulometría fina y no corrosiva. Su instalación es mediante soldadura o por bridas, el empleo de codos y demás accesorios en su instalación puede provocar flujos turbulentos e incrementar la erosión en esos lugares.

Ventajas:

Las tuberías con bridas son fáciles de reemplazar.

Los tubos de acero se fabrican a menudo gruesos para contrarrestar tanto el desgaste y la corrosión.

Desventajas:

Las tuberías de acero al carbono son relativamente baratas, pero tienen malas características de resistencia al desgaste.

4.4.2 Tuberías forradas

Para aumentar la resistencia al desgaste, las tuberías son a menudo forradas en su interior con diferentes tipos de materiales.

Ventajas:

Tuberías de acero forradas interiormente de caucho natural se utilizan generalmente para el transporte de materiales de desgaste, bajo requerimientos de presiones más altas que las soportadas por las tuberías de plástico o de caucho.

Gracias al revestimiento de caucho, el tiempo de servicio de las tuberías se prolonga considerablemente.

Accesorios complejos como tees, codos, etc se pueden fabricar en acero y luego revestirlos con caucho, lo cual permite diseñar sistemas de tuberías de una gran flexibilidad para su interconexión.

Desventajas:

Una vez situado en posición en la planta, una tubería revestida en caucho es difícil de modificar, lo cual puede acarrear problemas durante el mantenimiento y futuras modificaciones durante la operación de la planta. Se recomienda el uso de tuberías revestidas de caucho en combinación con mangueras de caucho, para obtener una mayor versatilidad para una posterior modificación.

4.4.3 Tuberías no metálicas

4.4.3.1 Tuberías de plástico

Las tuberías de plástico se pueden utilizar para el transporte de material fino y no muy abrasivo a bajas velocidades y presiones.

Ventajas:

Resistencia a la corrosión superior a la tubería de acero.

Bajo peso.

No causa corrosión galvánica.

Desventajas:

Baja resistencia al desgaste.

No aplican para largas distancias

4.4.3.2 Tuberías de caucho

Es uno de los materiales más empleados en la fabricación de tuberías que presentan altos índices de abrasión, se pueden emplear tanto para partículas finas como gruesas y tienen un tiempo de vida superior a las tuberías de acero.

Tuberías de caucho sintético – hypalon, viton

Se usan bajo ciertas circunstancias, por ejemplo cuando se requiere tener resistencia a los aceites, son más caras que el caucho natural y su resistencia al desgaste es menor.

Ventajas:

Las tuberías de caucho presentan gran resistencia al desgaste.

Fácil de instalar debido a su gran flexibilidad.

Desventajas

Se degrada por exposición al sol.

4.4.3.3 Tuberías de HDPE

En la actualidad en las distintas unidades mineras, se utilizando comúnmente las tuberías de HDPE (high density polyethylene) por ser de fácil manipuleo, además son adecuadas para manejar reactivos químicos y pulpas minerales. Los químicos no degradan la tubería, no son conductores eléctricos, no se pudren ni se corroen por acción electrolítica.

El polietileno es una materia sintética termoplástica, formada por una larga molécula obtenida por polimerización del etileno.

Para su obtención son necesarias temperaturas y presiones muy elevadas (200 °C, 1000 a 2000 kp/cm^2) o el empleo de un catalizador que permite su obtención en condiciones normales.

Según el procedimiento empleado en su obtención, se obtiene el polietileno de baja densidad, $0,93 \text{ kg/dm}^3$ (LDPE) o polietileno de alta densidad, $0,94 \text{ kg/dm}^3$ (HDPE).

El polietileno de alta densidad es un polímero que se caracteriza por:

Excelente resistencia térmica y química.

Muy buena resistencia al impacto.

Es sólido, incoloro, translúcido, casi opaco.

Muy buena procesabilidad, es decir, se puede procesar por los métodos de conformados empleados para los termoplásticos, como inyección y extrusión.

Es flexible, aún a bajas temperaturas.

Es tenaz.

Es muy ligero.

Su densidad es igual o menor a 0.952 g/cm^3 .

No es atacado por los ácidos, resistente al agua a $100 \text{ }^\circ\text{C}$ y a la mayoría de los disolventes ordinarios.

4.5 Altura o Cabeza estática (Z)

La altura estática (cabeza estática) debe estar determinada con precisión antes de seleccionar una bomba. Esto es relativamente fácil en la planta debido a que las alturas verticales involucradas pueden ser medidas u obtenidas de planos. En el caso de tuberías terrestres, los datos de la topografía se requieren a menudo para obtener esta información vital. Las variaciones en la altura vertical (normalmente medido desde el nivel del líquido en el lado de alimentación de la bomba al punto de descarga o al punto más alto en la línea) pueden tener un efecto importante en el dimensionamiento de cualquier bomba centrífuga.

Es la diferencia de cota entre el nivel del líquido en la succión y en la descarga.

La altura estática de succión (H_s) es la diferencia de cota entre el nivel del depósito de succión y la línea de centros de la bomba. Si el nivel de succión está sobre la línea de centros de la bomba será considerada positiva, si el nivel de succión está por debajo de la línea de centros de la bomba será considerada negativa, estos valores serán de suma importancia cuando se calcule el valor de NPSHd más adelante.

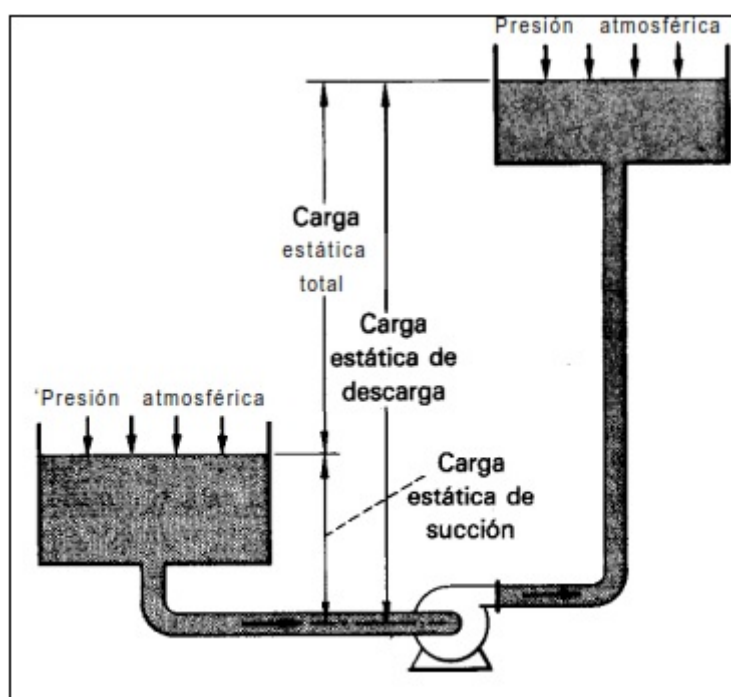


Figura. N° 4.2.- Nivel de succión encima de la línea de centro de la bomba

4.6 Altura dinámica total (ADT)

La altura dinámica total (TDH, por sus siglas en inglés) es la presión, expresada en metros del fluido que es transportado, que se debe desarrollar para trasladar el fluido en mención desde un punto A hasta un punto B. La expresión para calcular la altura dinámica total del sistema se calcula mediante la ecuación siguiente

$$\text{TDH} = Z + \Delta P + H_f + \Sigma\Phi + K \quad (\text{Ec.8})$$

Las componentes Z , ΔP y H_f son las de mayor impacto en la determinación del TDH, siendo las estas: la diferencia en elevación, la diferencia de presión y la fricción ocasionada por el fluido a través de la tubería respectivamente. Por otro lado, la componente Φ representa pérdidas menores, generadas por la presencia de válvulas y accesorios en la tubería.

El término Z , expresa la diferencia entre la carga estática de descarga menos la carga estática de succión, así definimos a la carga estática, tal como se puede apreciar en la figura N° 4.2.

El término ΔP , es la diferencia de presión en la descarga menos la presión en la succión, pero como se puede apreciar en la figura N° 4.2, los términos se anulan al estar ambas la descarga y la succión expuestos a la misma presión atmosférica.

El término K , es un valor de presión adicional que debe ser suficiente para permitir que la pulpa llegue con mayor facilidad al tanque elevado, valor que debe ser el equivalente a 2m.

4.7 Curva característica del sistema

Un sistema es el conjunto de tuberías y accesorios que forman parte de la instalación de una bomba centrífuga.

Cuando queremos seleccionar una bomba centrífuga debemos calcular la resistencia al flujo del líquido que ofrece el sistema completo a través de sus componentes (tuberías más accesorios).

La bomba debe suministrar la energía necesaria para vencer esta resistencia que está formada por la altura estática más las pérdidas en las tuberías y accesorios. La altura estática total es una magnitud que generalmente permanece constante para diferentes caudales mientras que la resistencia de las tuberías y accesorios varían con el caudal.

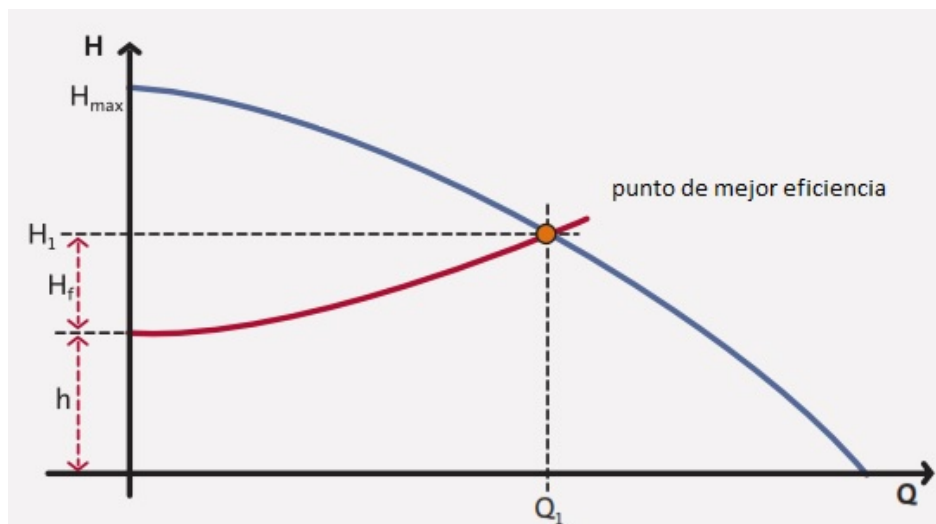


Figura N° 4.3.- Curva característica del sistema dibujada en color rojo, tomado de Grundfos Pump Handbook

La curva característica del sistema presenta dos partes diferentes, una componente estática y otra dinámica.

La componente estática corresponde a la altura estática y es independiente del caudal del sistema.

La componente dinámica, corresponde a la altura dinámica, es decir, con un caudal en movimiento, generando pérdida de carga, que aumentan en forma cuadrática con el caudal del sistema.

Dónde, según la gráfica:

h = altura estática total (Z)

H_f = pérdidas totales del sistema

H_1 = altura dinámica total

De la intersección de la curva de la bomba con la curva característica del sistema obtenemos el punto de operación de la bomba.

- Punto de operación

El punto de corte de la curva del sistema con la curva de cabeza-capacidad de la bomba es llamado el punto de operación de la bomba. Esta será la tasa de flujo que la bomba entregará al menos que unas características del sistema sean cambiadas, por ejemplo restringiendo la válvula de salida.

- Cambio de punto de operación actuando sobre el sistema

Alterar la curva del sistema consiste básicamente en alterar el sistema para el cual fue levantada la curva y esto se puede realizar de innumerables maneras.

El cambio más usual de la curva del sistema es realizado a través del cierre parcial de la válvula de la descarga, con esto aumenta la pérdida de carga, haciendo que la

curva del sistema se mueva hacia la izquierda. De esta forma obtendremos, para una bomba con una curva estable, una disminución del caudal.

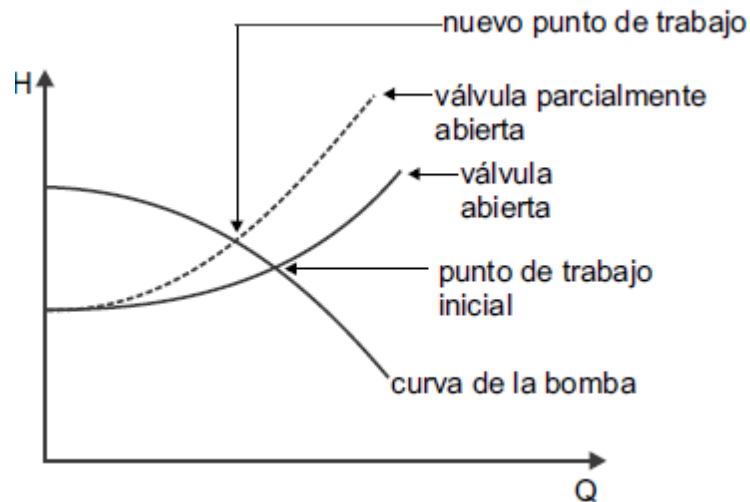


Figura N° 4.4.- Cambio de punto de operación actuando sobre el sistema, tomado de KSB manual de entrenamiento.

4.8 Diámetro de la tubería

La selección del diámetro óptimo de la tubería también es crítico en cualquier sistema de bombeo. El uso de una tubería que es demasiado pequeña puede resultar en un insuficiente flujo y en un excesivo consumo de energía.

La velocidad a la que la pulpa se bombea también debe ser propiamente evaluada para asegurar suficiente velocidad que mantenga los sólidos en suspensión mientras están siendo bombeados. Si la velocidad es insuficiente, las partículas sólidas se depositarán progresivamente dentro de la tubería y causaran un bloqueo total de la tubería.

Para el cálculo del diámetro de la tubería podemos utilizar la Ec.7

$$V = \frac{4*Q}{\pi * D^2}$$

Y comparamos el valor resultante con el valor de la velocidad crítica usando la Ec.5 de Durand.

$$V_c = F_L \sqrt{2 * g * D_i * (GE - 1)}$$

Donde

D_i = diámetro de la tubería en m

g = aceleración de la gravedad, 9.8 m/s^2

Entonces la tubería adecuada para esta aplicación debe cumplir que: $V_{pulpa} > V_c$

4.9 Gráficos de performancia de la bomba

Son representaciones gráficas que muestran el funcionamiento de la bomba, obtenidas a través de las experiencias del fabricante, los cuales construyen las bombas para vencer diversas alturas manométricas con diversos caudales, verificando también la potencia absorbida, rendimiento, NPSHr y la eficiencia de la bomba.

El rendimiento de las bombas centrífugas se presenta en una gráfica donde se plotea el caudal y la cabeza total para una velocidad constante.

Cada modelo de bomba se somete a una prueba de rendimiento (empleando agua) a distintas velocidades para elaborar un gráfico de rendimiento completo mostrando su amplia gama de capacidades a distintas velocidades. En la Figura N° 4.5 se muestra una típica curva de performance de la bomba.

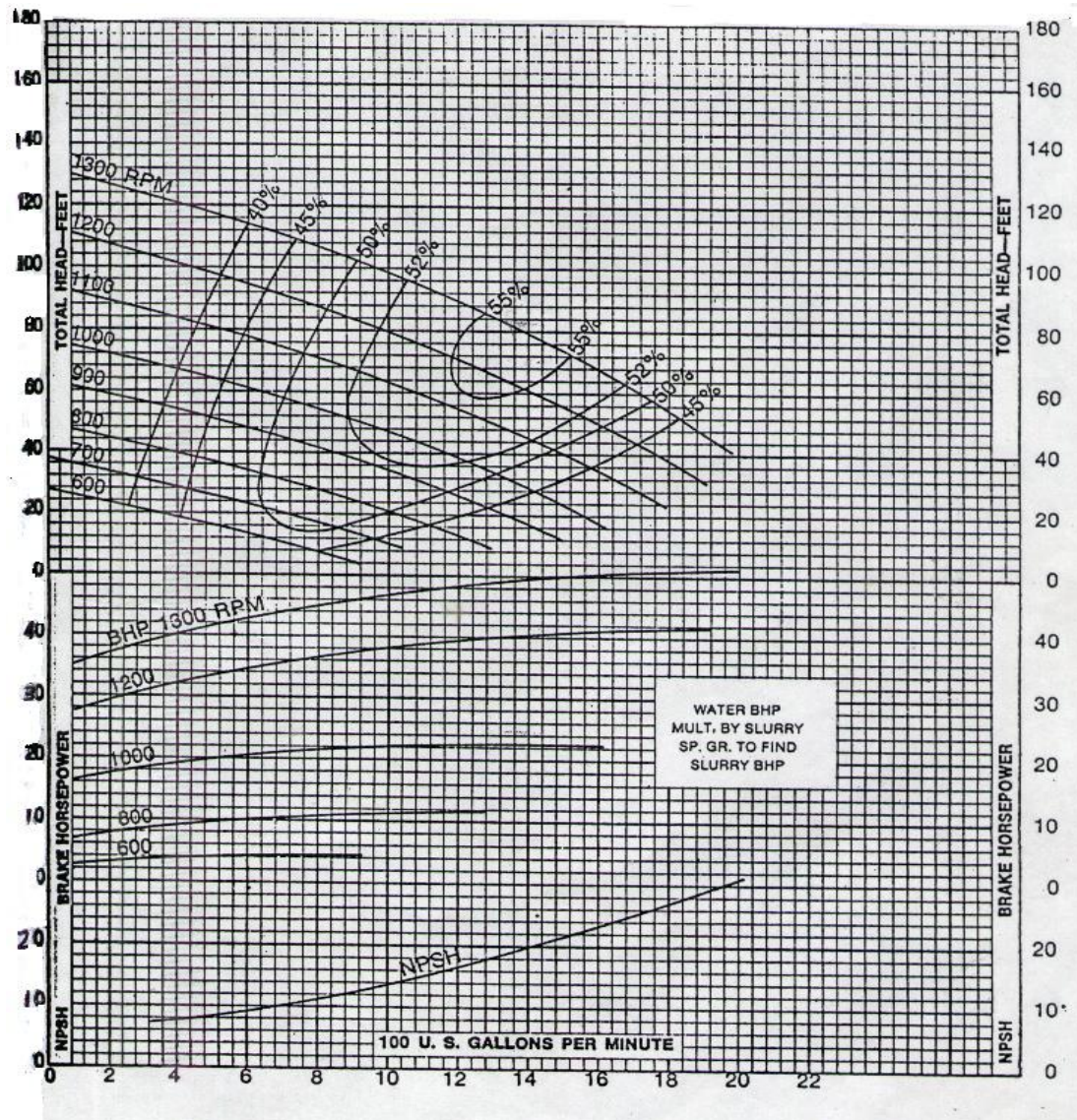


Figura N° 4.5.- Curva de performance de una bomba centrifuga sello gland

6x6 Denver, tomado de Denver Pumps.

Para calcular teóricamente las curvas características de una bomba a distintas velocidades de funcionamiento, existe la llamada ley de afinidad (ley de semejanza de Newton), la cual nos dice:

“En el cambio de un número de revoluciones n , a otro n_1 , el caudal varía linealmente, la altura H varía con el cuadrado, mientras la potencia N hace aproximadamente con la tercera potencia de la relación del número de revoluciones.”

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1} \quad \frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2 \quad \frac{P}{P_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3$$

Estas relaciones tienen validez conjuntamente y pierden su significado en cuanto una de ellas no se cumple.

De las relaciones anteriores se deduce fácilmente:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \frac{Q_1}{\sqrt{H_1}} = \text{constante}$$

De ello se desprende que en el diagrama Q-H todos los puntos que obedecen a la ley de afinidad se encuentran situados sobre una parábola, con el vértice en el origen y el eje de ordenadas como eje principal.

4.10 Potencia Hidráulica (P_H)

Es la potencia que le transfiere la bomba al fluido bombeado.

$$P_H = \frac{Q \times ADT \times \gamma_r}{75}$$

Dónde:

P_H = Potencia Hidráulica (HP)

Q = caudal (l/s)

ADT = altura dinámica total (m)

γ_r = peso específico relativo

4.11 Eficiencia de la bomba (η)

Es la relación entre la energía entregada al fluido y la energía entregada a la bomba, se expresa en porcentaje.

$$\eta = \frac{\text{Potencia hidráulica}}{\text{Potencia al eje de la bomba}}$$

4.12 Potencia absorbida de la bomba (P abs)

Potencia entregada por el motor al eje de la bomba.

$$P \text{ abs} = \frac{Q \times ADT \times \gamma_r}{75 \times \eta \times ER}$$

Dónde:

P abs = Potencia (HP)

Q = caudal (l/s)

ADT = altura dinámica total (m)

γ_r = peso específico relativo

η = eficiencia (%)

ER = factor de corrección para la eficiencia de la bomba

4.13 Factor de corrección por la altitud en motores eléctricos:

Los motores standard están diseñados para operar por debajo de los 1000 msnm, como el calor no se disipa tan bien sobre los 1000 msnm, los motores deben ser derrateados para altura. En la siguiente tabla se muestra los factores de corrección para la altitud donde opere el motor.

Tabla N° 4.1.- Pérdidas debido a la altitud, tomado de manual de motores siemens.

Altitud (ft)	Factor de corrección
3300-5000	0.97
5001-6600	0.94
6601-8300	0.90
8301-9900	0.86
9901-11500	0.82
11501-13300	0.78
13301-15500	0.75

4.14 Factor de corrección del ADT y de la eficiencia de la bomba:

Con el objeto de conocer la performance real de las bombas de pulpa, es necesario realizar una corrección por la presencia de sólidos en el fluido, debido a que sin excepción, todas las curvas de bombas son referidas al agua limpia. La altura dinámica total calculada (ADT) será corregida por un factor (HR)

Esto puede explicarse en parte por el hecho de que el líquido de transporte (normalmente agua) necesita pasar alrededor de las partículas a una velocidad ligeramente más rápida para poder mantenerlas partículas en suspensión.

Esta interacción entre el líquido y la partícula es prácticamente inexistente en partículas muy finas, pero se vuelve más pronunciado cuando las partículas se hacen más grandes, además se vuelve más pronunciada a medida que la densidad de la partícula aumenta.

Las pérdidas dentro de la bomba aumentan a medida que aumenta la concentración de sólidos en la pulpa.

Estas correcciones a la cabeza y a la eficiencia de la bomba se conocen como factores de corrección, para la cabeza (HR) y para la eficiencia (ER). Se aplican a los calculados efectuados inicialmente para poder llegar a la cabeza y potencia requeridas para bombear la pulpa respectiva. Los factores clave que se utilizan para la evaluación de HR y ER son: tamaño de partícula (generalmente expresado como el tamaño d_{50}), GE del sólido, la concentración por volumen de pulpa y el diámetro del impulsor empleado para el bombeo de la pulpa.

Con estos cuatro valores especificados, se introducen al gráfico y se podrá calcular los factores de corrección.

Los factores de corrección HR y ER típicos para circuitos de molienda instalaciones pueden variar entre 0,8-0,95.

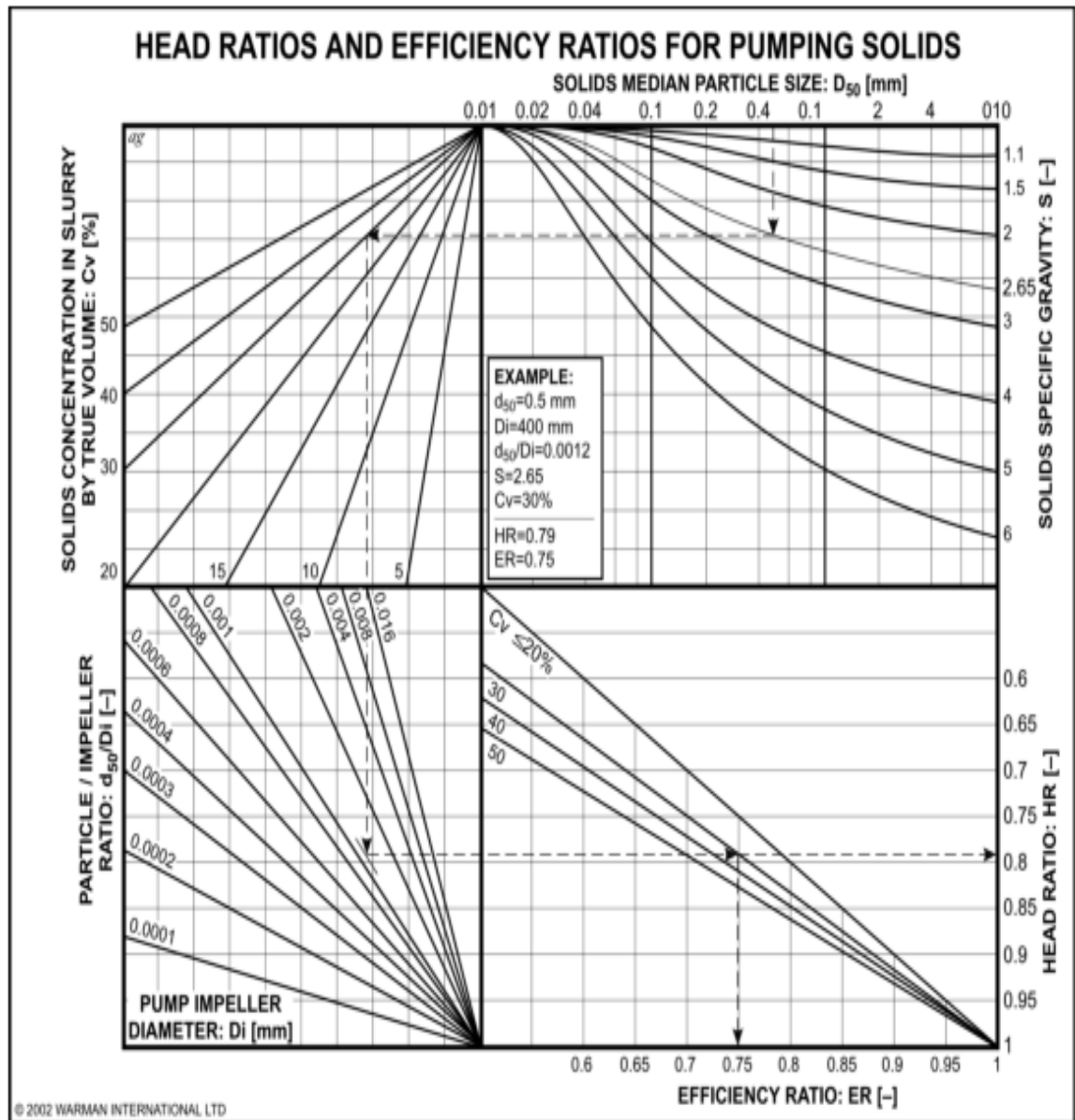


Figura N°4.6.- Diagrama para la determinación de los valores de HR / ER, tomado de Weir minerals Slurry pump Handbook

La figura N° 4.6 se ha desarrollado, a partir de resultados y pruebas realizadas en campo, para permitir una razonable estimación de los valores de HR y ER en la mayoría de los casos.

4.15 Pérdida de carga por fricción (H_f):

Es causada por el arrastre de las partículas en suspensión y la fricción ocasionada por la pulpa sobre las paredes de las tuberías, esto se expresa como un equivalente a cabeza que debe ser adicionado a la cabeza estática para determinar la altura dinámica total ADT, valor necesario para calcular y dimensionar la bomba centrífuga.

Existen varios métodos para el cálculo de las pérdidas por fricción cuando se bombean pulpas, algunos más complejos que otros. La única cosa a tener en cuenta, sin embargo es que, debido a la infinidad de combinaciones diferentes de tamaños de partículas, que pueden ocurrir en las pulpas, es muy difícil de predecir las pérdidas por fricción correctas por cualquier medio.

Sin embargo, el método que se muestra aquí produce valores, que son lo suficientemente correctos para longitudes de tuberías cortas. Un mayor desarrollo y sin duda un trabajo de prueba se requiere para el cálculo de tuberías largas.

La gran mayoría de aplicaciones de bombeo de sólidos se producen en las plantas de procesamiento de minerales y en mina, donde las longitudes de las tuberías son relativamente cortas, unos pocos cientos de metros, y con unas cabezas estáticas que no son excesivas, por decir hasta 30 metros. Es habitual en estos casos usar algunos métodos simplificados para la predicción de las pérdidas por fricción. En la mayoría de los casos, estos cálculos producen resultados que están lo suficientemente cerca,

digamos dentro del 5%, a lo requerido, si comparamos el método de Hazen-Williams con el de Darcy, lo cual explicamos a continuación.

4.15.1 Ecuación de Hazen-Williams

Hazen y Williams idearon otro método para la predicción de las pérdidas por fricción en tuberías. Ellos evaluaron muchas tuberías con agua a 20°C, se analizaron los resultados y asignaron factores de fricción C de 80 (para, tuberías corroídas ásperos) a 160(para tubos lisos). Estos factores C se muestran a continuación.

Tabla N° 4.2.- Coeficiente de rugosidad de Hazen-Williams para diferentes materiales

MATERIAL	C
PVC - Polietileno	150
Acero	140
Asbesto – Cemento	135
Hormigón	130
Plástico corrugado	125

La ecuación de Hazen-Williams es:

$$V = 0.35422 D^{0.63} C (Hf/L)^{0.54} \quad (\text{Ec.9})$$

Dónde:

V = velocidad (m/s)

D = diámetro de la tubería (m)

L = longitud de la tubería (m)

H_f = pérdidas en la tubería (m)

Esta es una forma sencilla de cálculo. La desventaja es que se asume constante el N_R (Número de Reynolds) para un flujo turbulento y una viscosidad de 1,13 cs (31.5SSU), el cuales agua a 15.55 °C. Esto puede producir errores de 5% o más para el rango de temperaturas de 0 a 100 °C.

No se recomienda su uso para valores superiores de $N_R = 10^5$

4.15.2 Ecuación de Darcy

Todo líquido que pasa a través de una tubería está sometido a la fricción interna y a la pérdida de energía. Es necesario por ende cuando se diseña el sistema de tuberías predecir la magnitud de la pérdida y proporcionar energía suficiente para que el caudal requerido sea entregado al final. Darcy propuso la siguiente ecuación que, con el tiempo, se ha convertido en el estándar:

$$H_f = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Ec.10})$$

Dónde:

L = longitud de la tubería (m)

D = diámetro de la tubería (m)

V = velocidad de la pulpa (m/s)

$g = \text{gravedad} = 9.81 \text{ m/s}^2$

$f = \text{factor de fricción de Darcy}$

Los factores de fricción de Darcy se han obtenido de forma experimental en muchos líquidos y considerando diversas asperezas superficiales de tubería.

Su magnitud depende del Número de Reynolds del medio en la tubería y de la relación e/D la rugosidad relativa de la tubería en la que “e” es la altura media de las proyecciones en la pared de la tubería. La relación entre f , N_R y e/D está dada por lo general en el siguiente diagrama logarítmico, según figura N° 4.6.

4.15.2.1 Número de Reynolds (N_R)

Es un número adimensional utilizado en mecánica de fluidos, diseño de reactores y fenómenos de transporte para caracterizar el movimiento de un fluido, permite predecir el carácter turbulento o laminar de un fluido.

$$N_R = D * V / \mu$$

Dónde:

$D = \text{diámetro de la tubería en m}$

$V = \text{velocidad del fluido en m/s}$

$\mu = \text{viscosidad del fluido en kg/ms}$

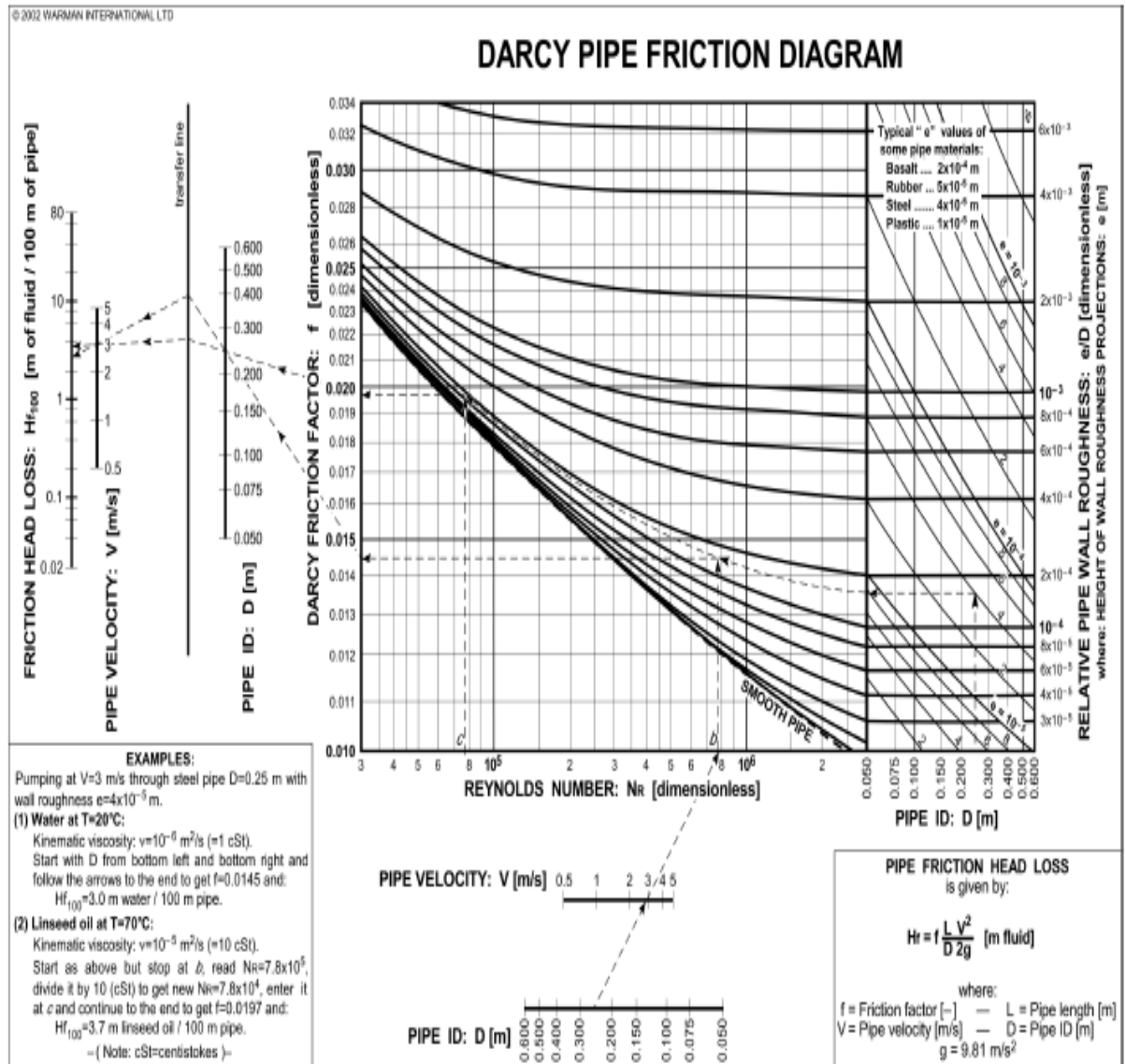


Figura N° 4.7.- Diagrama para el cálculo del factor de Darcy tomado de Weir

Minerals Slurry pump Handbook

Para valores de $N_R \leq 2000$ el flujo se mantiene estacionario y se comporta como si estuviera formado por láminas delgadas, que interactúan sólo en función de los esfuerzos tangenciales existentes. Por eso a este flujo se le llama flujo laminar.

Para valores de $2000 \leq N_R \leq 4000$, se denomina régimen de transición.

Para valores de $N_R \geq 4000$, este régimen es llamado turbulento, es decir está caracterizado por un movimiento desordenado, no estacionario y tridimensional.

Pulpas homogéneas

En el caso de pulpas homogéneas, todas las partículas son de un tamaño menor a 50 micras. A concentraciones suficientemente bajas, el valor de H_f estará cerca al del agua y puede ser estimado por el mismo método empírico tal como se aplica a la categoría "A" de pulpas heterogéneas, tanto por el método de Hazen-Williams o el de Darcy.

Pulpas heterogéneas

Categoría "A": Las partículas son esencialmente gruesos entre 50 y 300 micras y con una concentración de sólidos (C_w) de cero a 40%. Las curvas de pérdida de carga por fricción de esta categoría se ilustran en la Figura 4.8.

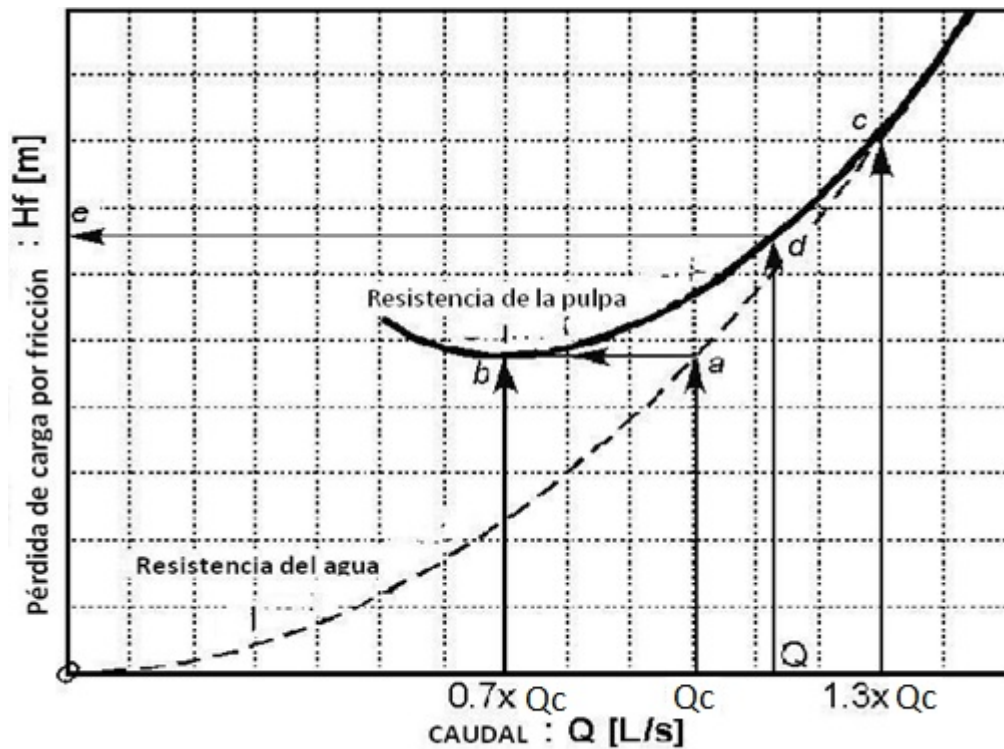


Figura N° 4.8.- Representación de la pérdida de carga por fricción para pulpas

Lo primero que tenemos que determinar es la velocidad crítica de la pulpa V_c para la requerida masa de flujo de sólidos, “M”.

Esto se realiza por medio del método de Durand.

Para utilizar Durand, proceda de la siguiente manera:

A partir del peso de sólidos M , del % sólidos en volumen C_v y la densidad de la pulpa, se calcula el correspondiente valor de caudal Q .

Seleccionamos un valor de tubería adecuado, D .

Obtenemos a partir de Durand el valor correspondiente V_c y se multiplica por la sección transversal del tubo para obtener el caudal crítico Q_c .

Si el valor de Q es mayor en un 10 a un 15% que Q_c , el diámetro de la tubería es correcta y los sólidos no sedimentarán durante el bombeo.

Si Q es igual o menor que Q_c , se debe seleccionar el siguiente diámetro inferior de la tubería y volver a iniciar el cálculo.

Al analizar data de H_f en pulpas se pudo determinar que para cualquier grado de concentración de sólidos dado, el valor de H_f (pulpa) es numéricamente mayor que el valor de H_f (agua) para velocidades por debajo de $1,30*Q_c$.

Sin embargo, el valor de H_f no cae a un mínimo a velocidades bajas, debido al efecto de los sólidos que se depositan en la tubería. Este valor mínimo se produce en aproximadamente $0,70*Q_c$, donde el valor de H_f (pulpa) es aproximadamente igual al valor de H_f (agua) a Q_c .

En resumen para valores de:

En $1,30*Q_c$ (aproximadamente): H_f (pulpa) es numéricamente igual a H_f (agua).

En $0,70*Q_c$ (aproximadamente): H_f (pulpa) está en su valor mínimo.

H_f (pulpa) es igual al H_f (agua) a Q_c .

Analizando el grafico

Primero calculamos la pérdida de fricción de agua (m de agua) en la tubería según Darcy en tres caudales y dibujamos la curva de resistencia para el agua a través de ellos. Siguiendo marcamos Q_c y trazamos una línea vertical a la curva de resistencia del agua hasta “a” y desde allí una línea horizontal hacia atrás a la izquierda. A continuación trazamos dos líneas verticales hacia arriba, una desde $0.7xQ_c$ para intersectar con la línea horizontal en “b”, el otro de $1.3xQ_c$ que intersecte a la curva de agua en “c”.

Por último, trazamos una parábola con vértice en “b” y con una tangente a la curva de resistencia del agua en “c”. Esta sería la curva de resistencia de la pulpa. Ahora a partir de Q trazamos una línea vertical que corte la línea de resistencia de la pulpa en “d” y desde allí una línea horizontal en dirección al eje de la izquierda, lo que da la pérdida de carga por fricción H_f (m de pulpa).

4.15.3 Pérdidas de carga por accesorios

4.15.3.1 Coeficientes de pérdida:

Estas se determinan mediante la siguiente ecuación:

$$h_A = \frac{K * v^2}{2g} \quad (\text{Ec.11})$$

Dónde:

h_A = pérdida de carga en accesorios (m)

v = velocidad del fluido (m/s)

g = aceleración de la gravedad (m/s^2)

K = constante adimensional de coeficiente de resistencia que depende de los accesorios.

Determinar la pérdida de carga h_A que se produce en un codo de 90° en una tubería de 75 mm de diámetro interior, en la cual se transporta 6.6 l/s de agua.

Primero calculamos la velocidad del agua con la Ec.7

$$V = \frac{4*Q}{\pi * D^2}$$

Dónde:

Q = caudal (m^3/s)

D = diámetro interior de la tubería (m)

V = velocidad del líquido (m/s)

Reemplazando obtenemos:

$$V = \frac{4*0.0066}{\pi * 0.075^2} = 1.49 \text{ m/s}$$

Reemplazamos la velocidad obtenida en la Ec.11 y de la tabla N° 4.3 obtenemos el valor K para codo de 90°, el cual arroja un valor de 0.90, así reemplazando.

$$h_A = \frac{0.9 \cdot 1.49^2}{2 \cdot 9.8} = 0.10 \text{ m}$$

Por lo tanto, la pérdida de carga ocasionada por un codo de 90° es de 0.10 m según los datos proporcionados inicialmente.

Tabla N° 4.3.- Coeficientes de pérdida de carga K

Accesorio	Coefficiente K
Codo 90°	0.90
Válvula de pie	2.50
Llave de compuerta abierta 25%	24.00
Llave de compuerta abierta 50%	5.60
Llave de compuerta abierta 75%	1.15
Llave de compuerta abierta 100%	0.19
Válvula de globo abierta	10.00
Válvula de no retorno	2.50
Contracción brusca: ϕ entrada/ ϕ salida = 0.25	0.42
ϕ entrada/ ϕ salida = 0.50	0.32
ϕ entrada/ ϕ salida = 0.75	0.19
Expansión brusca: ϕ entrada/ ϕ salida = 0.25	0.92
ϕ entrada/ ϕ salida = 0.50	0.56
ϕ entrada/ ϕ salida = 0.75	0.19
Tee	1.80
Codo 45°	0.42
Codo cuadrado	1.80

4.15.3.2 Longitudes equivalentes:

Se utilizan tablas para convertir cada válvula o accesorio en una "longitud equivalente", que se añade a la longitud de la tubería, y luego se calcula el Hf según Darcy.

DIAMETRO D		ACCESORIOS																		
		CODO 90° CURVA LARGA	CODO 90° CURVA MEDIA	CODO 90° CURVA CORTA	CODO 45°	CURVA 90° R/D - 1 1/2	CURVA 90° R/D - 1	CURVA 45°	ENTRADA NORMAL	ENTRADA EXTENDIDA	VÁLVULA DE CORTE ABIERTA	VÁLVULA DE GLOBO ABIERTA	VÁLVULA DE GLOBO EN ANGULO ABIERTA	TEE CON PASADIZO DIRECTO	TEE CON SALIDA LATERAL	TEE CON SALIDA BILATERAL	VÁLVULA DE PIE Y FILTRO	SALIDA CANALIZACIÓN	VÁLVULA DE RETENCIÓN TIPO BOLA	VÁLVULA DE RETENCIÓN TIPO CHAPALETA
mm	pulg																			
13	½	0,3	0,4	0,5	0,2	0,2	0,3	0,2	0,2	0,4	0,1	4,9	2,6	0,3	1,0	1,0	3,6	0,4	1,1	1,6
19	¾	0,4	0,6	0,7	0,3	0,3	0,4	0,2	0,3	0,5	0,1	6,7	3,6	0,4	1,4	1,4	5,6	0,5	1,6	2,4
25	1	0,5	0,7	0,8	0,4	0,3	0,5	0,2	0,3	0,7	0,2	8,2	4,6	0,5	1,7	1,7	7,3	0,7	2,1	3,2
32	1¼	0,7	0,9	1,1	0,5	0,4	0,6	0,3	0,4	0,9	0,2	11,3	5,6	0,7	2,3	2,3	10,0	0,9	2,7	4,0
38	1½	0,9	1,1	1,3	0,6	0,5	0,7	0,3	0,5	1,0	0,3	13,4	6,7	0,9	2,8	2,8	11,6	1,0	3,2	4,8
50	2	1,1	1,4	1,7	0,8	0,6	0,9	0,4	0,7	1,5	0,4	17,4	8,5	1,1	3,5	3,5	14,0	1,5	4,2	6,4
63	2½	1,3	1,7	2,0	0,9	0,8	1,0	0,5	0,9	1,9	0,4	21,0	10,0	1,3	4,3	4,3	17,0	1,9	5,2	8,1
75	3	1,6	2,1	2,5	1,2	1,0	1,3	0,6	1,1	2,2	0,5	26,0	13,0	1,6	5,2	5,2	20,0	2,2	6,3	9,7
100	4	2,1	2,8	3,4	1,3	1,3	1,6	0,7	1,6	3,2	0,7	34,0	17,0	2,1	6,7	6,7	23,0	3,2	6,4	12,9
125	5	2,7	3,7	4,2	1,9	1,6	2,1	0,9	2,0	4,0	0,9	43,0	21,0	2,7	8,4	8,4	30,0	4,0	10,4	16,1
150	6	3,4	4,3	4,9	2,3	1,9	2,5	1,1	2,5	5,0	1,1	51,0	26,0	3,4	10,0	10,0	39,0	5,0	12,5	19,3
200	8	4,3	5,5	6,4	3,0	2,4	3,3	1,5	3,5	6,0	1,4	67,0	34,0	4,3	13,0	13,0	52,0	6,0	16,0	25,0
250	10	5,5	6,7	7,9	3,8	3,0	4,1	1,8	4,5	7,5	1,7	85,0	43,0	5,5	16,0	16,0	65,0	7,5	20,0	32,0
300	12	6,1	7,9	9,5	4,6	3,6	4,8	2,2	5,5	9,0	2,1	102,0	51,0	6,1	19,0	19,0	78,0	9,0	24,0	38,0
350	14	7,3	9,5	10,5	5,3	4,4	5,4	2,5	6,2	11,0	2,4	120,0	60,0	7,3	22,0	22,0	90,0	11,0	28,0	45,0

Figura N° 4.9.- Valores de longitudes equivalentes para pérdidas debido a accesorios, expresado en metros, tomado de KSB pumps

4.15.4 Pérdidas en la alimentación o succión

Si la toma de la bomba está en un depósito, tanque o cámara de entrada, las pérdidas ocurren en el punto de conexión de la tubería de succión con el suministro. La magnitud de las pérdidas depende del diseño de la entrada al tubo. Una boca acampanada bien diseñada produce la mínima pérdida. Asimismo, en el lado de descarga del sistema cuando el tubo de descarga termina en algún cuerpo de líquido, se pierde por completo la carga de velocidad del líquido y se debe considerar como parte de las pérdidas totales por fricción en el sistema.

ENTRADA DE UNA TUBERÍA

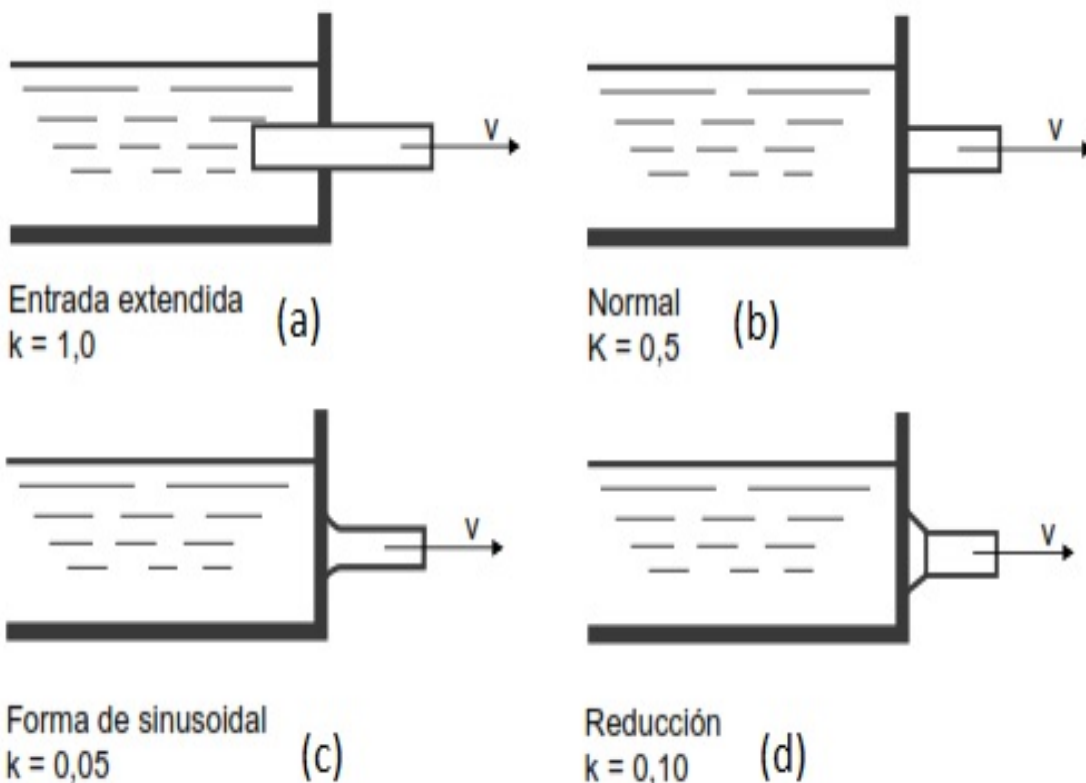
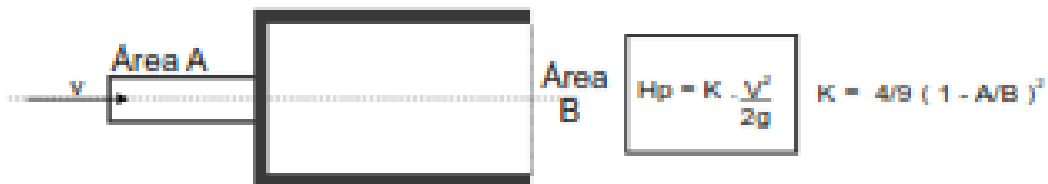
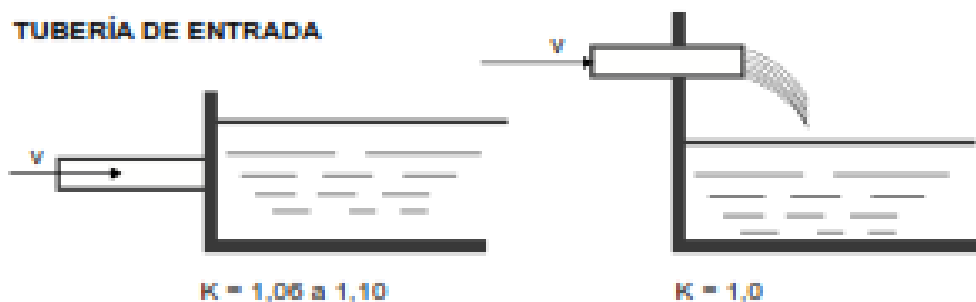


Figura N° 4.10.- Valores de pérdidas en alimentación o succión, tomado de KSB

AMPLIACIÓN BRUSCA DE SECCIÓN

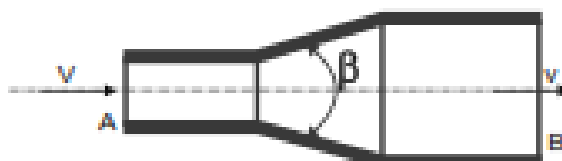


TUBERÍA DE ENTRADA



AMPLIACIÓN GRADUAL DE SECCIÓN

$H_p = K \frac{(V - v)^2}{2g}$



β	5°	10°	20°	40°	60°	70°	80°	120°
K	0,13	0,17	0,42	0,90	1,10	1,20	1,06	1,03

REDUCCIÓN GRADUAL

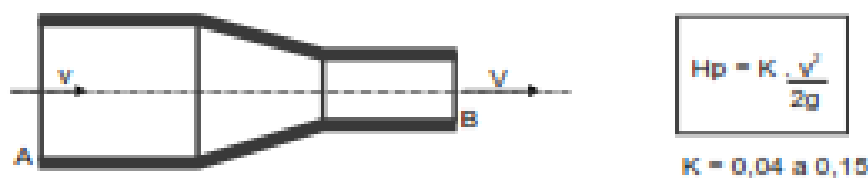


Figura N° 4.11 Valores de pérdidas por ampliación o reducción de tubería, tomado de KSB manual de entrenamiento

4.16 Altura de succión positiva neta y cavitación

4.16.1 NPSH

El NPSH requerido por la bomba centrífuga, es la cantidad neta mínima de energía, (expresado en metros de pulpa con una presión encima del cero absoluto), que el fluido debe tener en la entrada al impulsor para evitar la cavitación.

El valor de NPSH disponible debe ser mayor al NPSH requerido, para prevenir cavitación.

El valor de NPSH requerido será indicado por el proveedor de la bomba el cual lo indicara debido a estudios y tests realizados, entre los factores que afectan a su cálculo se incluye, área de succión del impulsor, forma y número de aletas, diámetro y velocidad de giro del impulsor.

Una definición simple de cavitación y NPSH, sería: una intensa formación de burbujas de vapor en la zona de baja presión de la bomba y posterior colapso de estas burbujas en la región de alta presión y NPSH es la presión mínima en términos absolutos, en metros de columna de agua, sobre la presión de vapor del fluido con el fin evitar la formación de dichas burbujas de vapor.

- Coeficiente de Thoma

Se define a este coeficiente σ_T como la relación entre el NPSHr y el ADT de la bomba.

$$\sigma_T = \frac{NPSHr}{ADT} \quad (\text{Ec.12})$$

Según Stepanoff, el coeficiente de Thoma se puede calcular, aproximadamente por la expresión:

$$\sigma_T = 2,14 \cdot 10^{-4} N_S^{4/3} \quad (\text{Ec.13})$$

Donde el valor de N_S es el valor de la velocidad específica que se calcula según Ec.1

$$N_S = \frac{n \sqrt{Q}}{ADT^{3/4}}$$

Dónde:

n = velocidad de giro en rpm

Q = caudal en m^3/s

ADT = altura dinámica total en m

NPSH disponible

$$NPSH_d = P_{atm} \pm H_s - (P_{vap} + H_{fs} + K) \quad (\text{Ec.14})$$

Dónde:

P_{atm} = presión atmosférica (expresados en m de pulpa)

P_{vap} = presión de vapor de agua (expresados en m de pulpa)

H_s = cabeza estática de succión (+/-)

H_{fs} = pérdidas en tubería de succión

K = valor de seguridad de altura (0.5 a 1 m)

- Ejemplo del cálculo del NPSH disponible

Se cuenta con la curva de performance de la bomba 6x6 ASH sello centrífugo, Figura N° 4.12, con datos iniciales de caudal de 80 l/s, altura dinámica total de 25 m, para un líquido a una temperatura de 22°C y la planta está ubicada a 2800 msnm.

Considerar una cabeza de succión positiva de 5 m y pérdida de succión en la tubería de 2m.

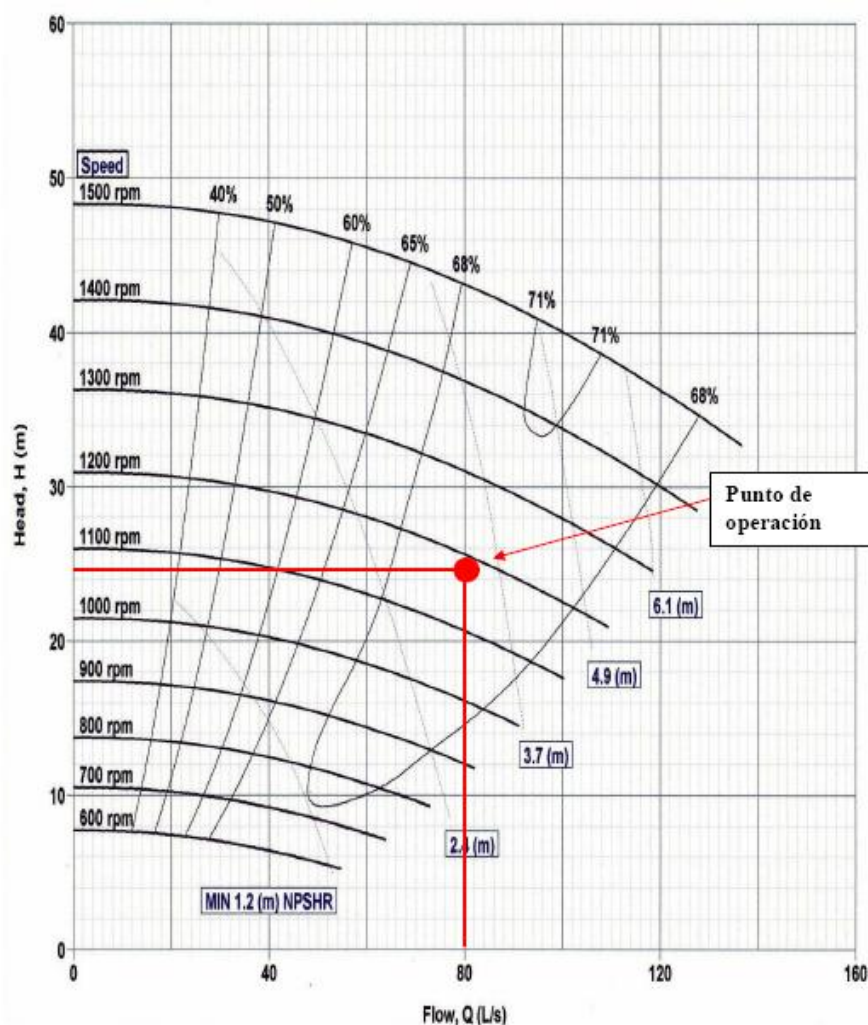


Figura N° 4.12.- Curva de performance de una bomba de pulpa sello centrífugo 6x6 ASH, tomado de Warman pumps.

De la curva de la bomba obtenemos el valor del NPSHr, que es de 3.3 m.

Para calcular el valor del NPSHd, empleamos la Ec.14

$$\text{NPSHd} = \text{Patm} \pm H_s - (\text{Pvap} + H_{fs} + K)$$

Dónde:

Patm = presión atmosférica (expresados en m de pulpa)

Pvap = presión de vapor de agua (expresados en m de pulpa)

Hs = cabeza estática de succión (+/-)

Hfs = pérdidas en tubería de succión

K = valor de seguridad de altura (0.5 a 1 m)

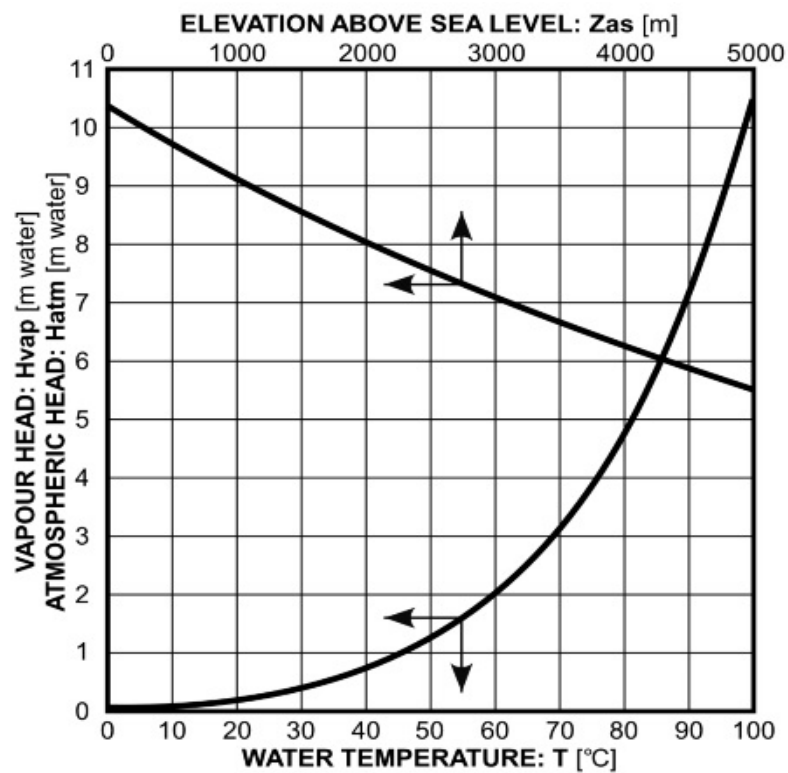


Figura N° 4.13.-Curva de presión de vapor y atmosférica en términos de m de agua,

tomado de Weir minerals pump handbook.

De la Figura N° 4.13, ploteamos el valor de 2800 msnm y al intersectar con la curva de presión atmosférica obtenemos un valor de 7.3 m.

Luego de la curva de presión de vapor de agua, calculamos para los 22°C de temperatura de trabajo y obtenemos un valor de 0.3 m

Entonces procedemos a reemplazar los valores en nuestra ecuación:

$$\text{NPSHd} = 7.3 + 5 - (0.3 + 2 + 0.8) = 9.2 \text{ m}$$

Lo cual cumple la premisa que el valor de $\text{NPSHd} > \text{NPSHr}$

4.16.2 Cavitación

El fenómeno de cavitación se produce cuando la presión local cae por debajo de la presión de vapor del líquido, esto da lugar a burbujas de vapor o cavidades que se forman para luego colapsar.

La cavitación es uno de los problemas más graves que afectan a las bombas.

Cuando no se ha tenido en cuenta durante la fase de diseño de la estación de bombeo nos podemos encontrar con serios problemas, que en el mejor de los casos requieren de costosas reformas en la instalación para solucionarlos.

El problema de la cavitación no está en las burbujas de vapor generadas por la disminución de presión, sino en la implosión de las mismas cuando la presión se

recupera y se supera la tensión de vapor. El colapso instantáneo de las burbujas de vapor genera elevadísimas presiones que erosionan el material llegando a perforarlo en los casos más severos.

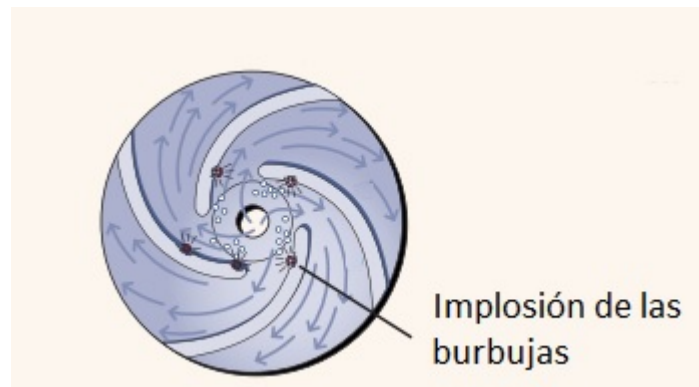


Figura N° 4.14.- Implosión de las burbujas de vapor

Para el caso de las bombas, según el punto de trabajo y las condiciones de la instalación, se pueden producir presiones suficientemente bajas en la aspiración como para que aparezca la cavitación.

La zona de la bomba con menor presión es el impulsor, es decir, la sección de entrada.

Una vez que el fluido llega a los álabes empieza a aumentar su presión a medida que recorre el impulsor hasta su salida.

Es por ello que la zona característica para observar la erosión de la cavitación es justo el inicio de los álabes, cuando se empieza a recuperar la presión.

Para todos los líquidos, la presión de vapor aumenta con la temperatura, por lo que la cavitación es más probable que ocurra cuando el líquido está caliente.

- Presión de vapor

La presión de vapor de un líquido a una temperatura dada es aquella en la que el líquido coexiste en su fase líquida y vapor.

A una misma temperatura, cuando tenemos una presión mayor que la presión de vapor, habrá sólo fase líquida y cuando tenemos una presión menor que la presión de vapor, habrá sólo fase de vapor.

La presión de vapor de un líquido crece con el aumento de la temperatura, así, en caso que la temperatura sea elevada hasta un punto en que la presión de vapor iguale, por ejemplo, la presión atmosférica, se producirá la evaporación del líquido, ocurriendo el fenómeno de la ebullición.

Tabla N° 4.4.- Presión de vapor en función de la temperatura, para agua.

Temperatura °C	Presión de vapor		Peso específico (kgf/dm ³)
	mm Hg	kgf/cm ²	
15	12,7	0,0174	0,999
20	17,4	0,0238	0,998
25	23,6	0,0322	0,997
30	31,5	0,0429	0,996
35	41,8	0,0572	0,994
40	54,9	0,0750	0,992
45	71,4	0,0974	0,990
50	92,0	0,1255	0,988
55	117,5	0,1602	0,986
60	148,8	0,2028	0,983
65	186,9	0,2547	0,981
70	233,1	0,3175	0,978
75	288,5	0,3929	0,975
80	354,6	0,4828	0,972
85	433,0	0,5894	0,969
90	525,4	0,7149	0,965
95	633,7	0,8620	0,962
100	760,0	1,0333	0,958
105	906,0	1,2320	0,955
110	1075,0	1,4609	0,951
115	1269,0	1,7260	0,947
120	1491,0	2,0270	0,943

4.16.3 Condiciones inadecuadas de succión

Cuando un sistema de bombeo tiene insuficiente NPSHd para una selección óptima de bomba hay varias formas para enfrentarse a ese problema, se puede encontrar medios para aumentar el NPSHd o bien reducir el NPSHr.

Es importante recordar que los valores de NPSHr elaborados y evaluados con agua se emplean también para el bombeo de pulpas. En otras palabras, no hay que realizar correcciones para los valores de NPSHr a partir de las pruebas realizadas con agua.

Correcciones adicionales pueden ser necesarias cuando se trata con líquidos altamente viscosos pero ese aspecto está fuera del alcance del presente informe.

La cavitación de la bomba se nota cuando hay una o más de las siguientes señales: ruido, vibración, caída en las curvas de capacidad de carga y eficiencia, por los daños en el impulsor por picadura o erosión.

Para aumentar el NPSHd

Subir el nivel del líquido, solución simple pero que a veces en la práctica resulte inviable debido a que el nivel del líquido sea fijo, estanque o una relavera; la cantidad a la que hay que subir el nivel sea totalmente impráctica; el costo de subir un tanque sea excesivo. A menudo el simple hecho de subir unos metros más permitirá seleccionar una bomba menos costosa o más eficiente.

Bajar la bomba

Como en el caso anterior se tendría que evaluar la posibilidad de poder modificar la posición de la bomba, lo que permitiría seleccionar una bomba de velocidad más alta, menos costosa y más eficiente.

Reducir las pérdidas por fricción

Esto se recomienda en todos los casos y su costo se recuperará por las condiciones mejoradas en la succión y el respectivo ahorro de energía.

Enfriar el líquido

Este método incrementa la NPSHd porque reduce la presión de vapor del líquido que se bombea. Esto se logra con la inyección de líquido tomado de cierto punto donde la temperatura sea más baja.

Reducir la NPSHr

Al emplear velocidades menores a las seleccionadas, menor será la NPSHr, el problema es que la bomba será menos eficiente.

Bomba de tamaño más grande

Al aumentar el tamaño de la bomba se reduce el valor del NPSHr, pero el seleccionar bombas más grandes puede resultar contraproducente económicamente, ya que será más costosa y funcionará a una eficiencia menor.

4.16.4 Bolsas de gas

Han habido muchos casos en que las bombas han funcionado en forma correcta con bolsas de gas estacionarias que se sabe están en la tubería de succión. Esto ha engañado a muchos usuarios y los ha hecho creer que las bolsas de gas son inofensivas.

Los problemas empiezan cuando la bolsa de gas se mueve y entra a la bomba. El impulsor bombea la pulpa, que es más pesado, hacia afuera y retiene el gas dentro del

ojo del impulsor. A veces, esto cortará por completo el paso de la pulpa por la bomba y la dañará en forma irreparable.

Otras veces, seguirá la circulación de la pulpa, pero en menor volumen.

Esta circulación reducida puede producir uno de dos resultados. Primero, según sean las velocidades más altas en las zonas parcialmente obstruidas y las pérdidas de presión en la succión, la presión absoluta del líquido que pasa por la bolsa de gas puede ser menor que en la entrada de succión y hacer que se desprenda más gas del líquido. Segundo, debido a la velocidad más alta del líquido al pasar por la bolsa de gas, arrastra más gas. Según si se forme o se arrastre más gas, la bolsa crecerá o desaparecerá.

Dado que es muy difícil o casi imposible predecir cuál de estos dos eventos ocurrirá, es preferible no arriesgarse y eliminar las bolsas de gas que puedan ocurrir en el tubo de succión, en la carcasa o en el tubo de descarga.

4.16.4.1 Bolsas de gas en la tubería de succión

Las causas típicas de las bolsas de gas en el tubo de succión (Fig. 4.15) son: a) puntos altos en la tubería, b) reductores concéntricos que llegan a la brida de alimentación de la bomba, c) juntas más pequeñas que el tubo o descentradas.

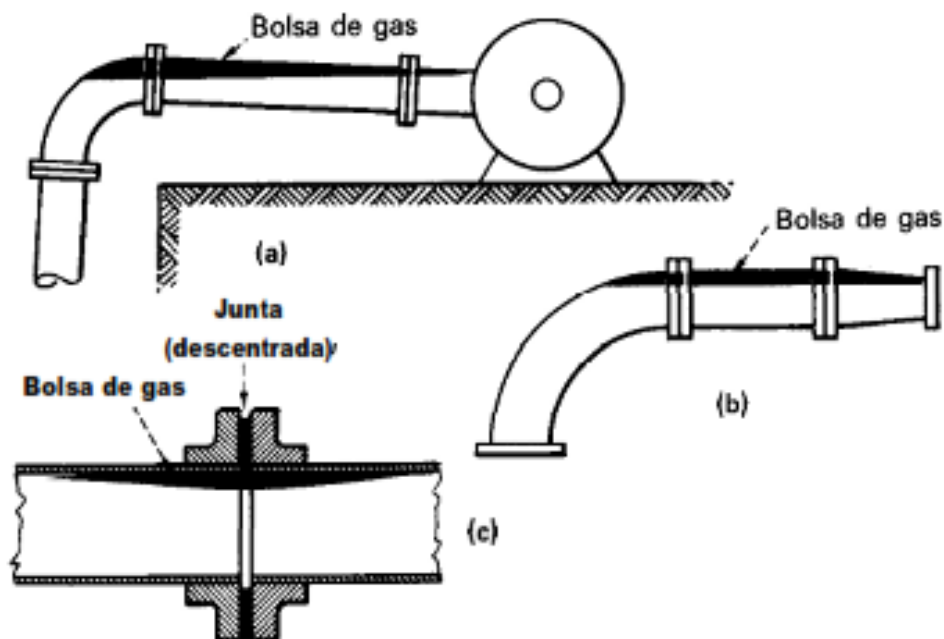


Figura N° 4.15.- Causas de las bolsas de gas en las tuberías de succión.

Esto se puede evitar mediante una pendiente gradual de los tubos, con reductores excéntricos y juntas con diámetro interior mayor que el del tubo.

Cuando la distribución física de la planta impide instalar tubos de succión con pendiente gradual desde el tanque hasta la bomba y hay puntos altos, hay que darles respiración a la atmósfera para eliminar los gases retenidos. Cuando los puntos altos sin respiradero no ocasionan problemas es que la velocidad del líquido es tan baja que no arrastra al gas del tubo de succión hacia la bomba.

Para evitar el ingreso de aire en la bomba, el flujo en el sumidero debe descargar por debajo de la superficie, tan distantes como sea posible de la tubería de succión de la bomba. Una adecuada profundidad del líquido también puede ayudar a prevenir remolinos, los cuales arrastran aire a la tubería de succión.

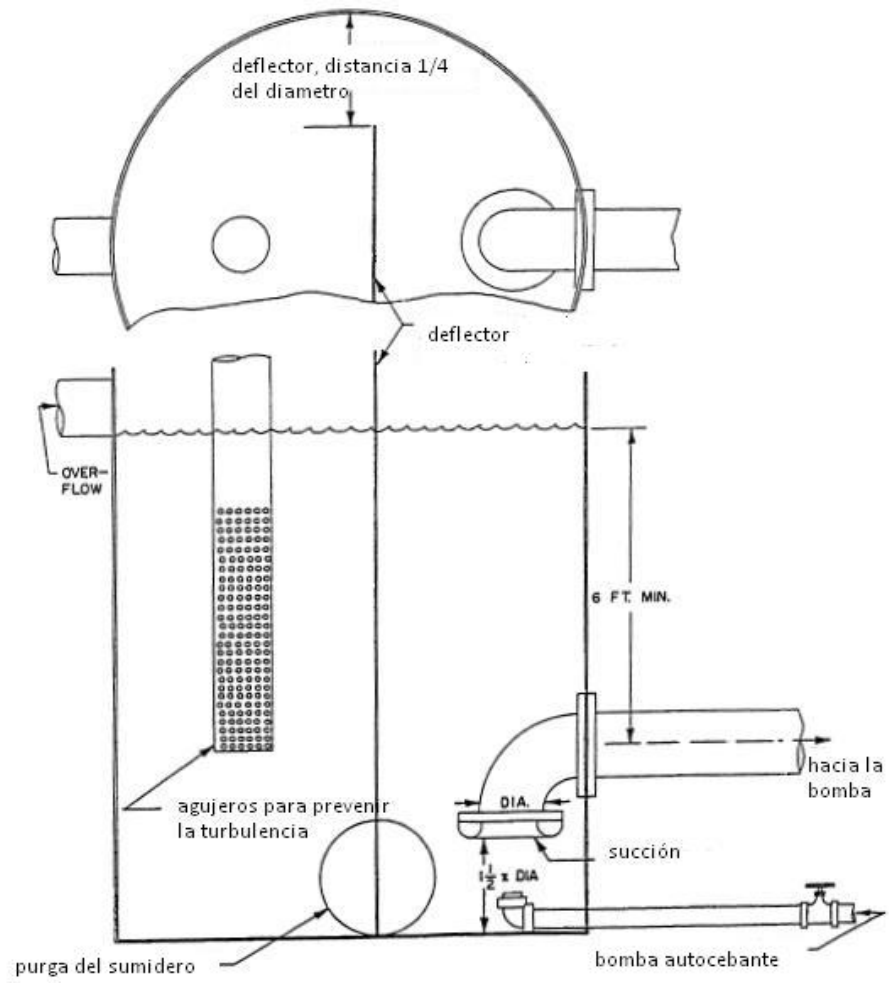


Figura N° 4.16.- Cajón de alimentación a la bomba.

CAPITULO V

CÁLCULO Y SELECCIÓN DE BOMBA CENTRIFUGA

El tipo de servicio requerido y el diseño del sistema de bombeo deben ser determinados completamente antes de considerar seleccionar algún tipo de bomba ya que es la bomba la que debe adaptarse a los requisitos del sistema.

Los factores clave necesarios para evaluar completamente un sistema de bombeo se puede resumir de la siguiente manera:

Caudal requerido por la bomba

GE del mineral, concentración y tamaño

Altitud de instalación, la temperatura del líquido y pH

Entrada y descarga de la carga estática

Los detalles completos del sistema de tuberías propuesta para permitir el cálculo de la pérdida por fricción del sistema y la velocidad crítica.

Presión de alimentación del ciclón requerida. (Si es que el circuito lo amerita)

Detalles de la potencia disponible.

Una primera selección ahora se puede hacer de la tabla de selección general para los diversos tipos de bombas suministrados por la empresa Warman. Un ejemplo típico de la tabla de selección para bombas de lodos horizontales Warman se muestra en la Figura N° 5.1

Se realiza una selección preliminar de acuerdo a la capacidad requerida de bombeo.

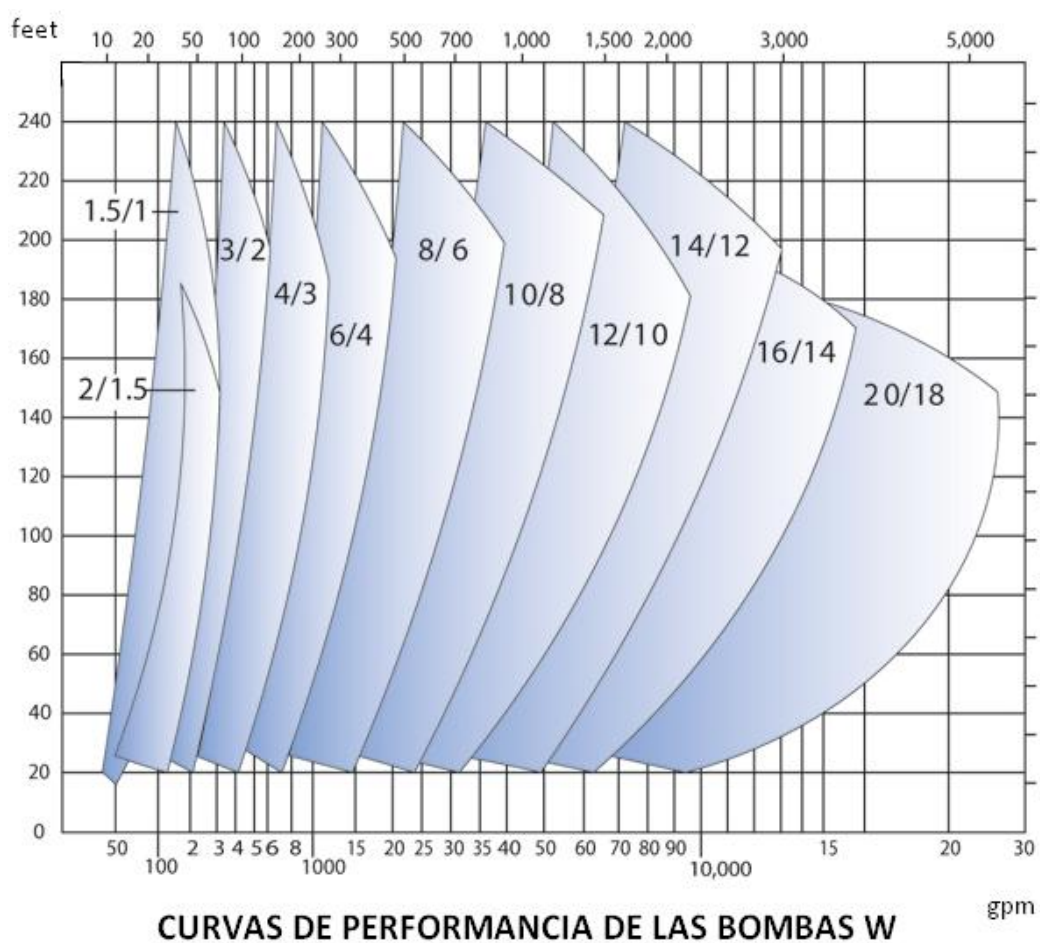


Figura N°5.1.- Curva de Performance de las Bombas Warman, tomado de Warman

Pumps

5.1 Identificación de la bomba

Cada bomba tiene una placa de identificación que se encuentra fijada en una zona visible del equipo, esta contiene el número de serie de la bomba y los códigos de identificación de la misma. El código de identificación de la bomba se compone de dígitos y letras dispuestas como sigue:

Tabla N° 5.1.- Tabla identificación de códigos de las bombas centrífugas.

Dígitos	Letras	Letras
(a)	(b)	(c)
Tamaño de la bomba	Frame	Tipo de bomba

(a) El tamaño de la bomba puede expresarse de dos maneras:

El tamaño de la bomba se considera como el diámetro de descarga, el cual se expresa en milímetros, según 100, 150, 200 etc.

El tamaño de la bomba se expresa por dos números separados por un slash:

Tabla N° 5.2.- Tabla identificación de la succión y descarga de una bomba centrífuga

Dígitos		Dígitos
(a1)	/	(a2)
Diámetro de succión		Diámetro de descarga

Los diámetros ya sea de succión o de descarga se expresan en pulgadas.

(b) El frame consiste de la estructura base de la bomba y se identifica por letras, los frames básicos de la A a H, los modificados de CC a GG y los de trabajo pesado de N a V.

(c) El tipo de bomba se identifica por una combinación de letras,

AH, HH, H, SC: bombas centrifugas con forros intercambiables.

AHP, AHPP, HP y HPP: bombas centrifugas con carcasas para trabajo bajo presión y forros intercambiables.

PC, PCH: bombas para procesos químicos.

F, AHF, LF Y MF: bombas para espumas

Ejemplos:

200 PG-PCH

200 mm de diámetro de descarga

10/8 AH

10" diámetro de succión y 8" diámetro de descarga

5.2 Diseño del Sistema

Cuando un proceso precisa la instalación de una bomba, lo primero es el diseño de la instalación; presentando especial atención a la línea de alimentación; evitando bolsas de aire, exceso de codos y malas disposiciones de estos; así como un correcto dimensionamiento de la tubería.

Seguidamente para el cálculo del sistema se debe tener presente que los datos sean lo más exacto en cuanto a caudales, presiones necesarias en la descarga, fluctuaciones de nivel o presión en la alimentación, recorrido geométrico de la tubería, peso específico del fluido, viscosidad, temperatura, presión de vapor y cualquier otro parámetro que pueda influir en la determinación de la curva de carga del sistema. Si es preciso se calculará el NPSH (Altura Neta Positiva de Succión Disponible).

Con estos datos se construirá la curva de carga de la instalación y se revisará los resultados, y si es necesario se realizará alguna modificación en el diseño. A continuación se tomarán los datos que faciliten al fabricante realizar la oferta de la bomba apropiada. Esta información se presentará en una “Hoja de Datos” con el fin de encontrar fácil y ordenadamente cualquier información que se precise.

Para determinar la cabeza total dinámica de un sistema de bombeo, tanto la pérdida de fricción como la altura estática debe ser calculada para condiciones de operación máximas o extremas. Es decir, la altura o cabeza estática será la máxima a esperar a que ocurra y la cabeza por fricción determinada para la capacidad máxima de flujo.

Comparar curvas de bombas de modelos disponibles

5.3 Cálculo Básico de Bomba

Se nos brinda los siguientes datos iniciales para el bombeo de 70 TPH de mineral:

Gravedad específica del mineral: 2.65

$$Q = 758 \text{ gpm} = 47.82 \text{ l/s}$$

$$d_{50} = 211 \text{ micrones}$$

$$\text{Concentración de sólidos, } C_w = 30\%$$

$$\text{Altura a vencer} = 65 \text{ ft} = 19.81 \text{ m}$$

$$\text{Longitud de la tubería} = 125 \text{ ft} = 38.1 \text{ m}$$

$$\text{Cabeza de succión} = 3 \text{ ft} = 0.91 \text{ m (succión positiva, de acuerdo a la figura N° 5.3)}$$

Material de la tubería: acero

$$\rho_{\text{pulpa}} = 1.23$$

Planta ubicada a unos 4000 msnm y a una temperatura de la pulpa de 22°C.

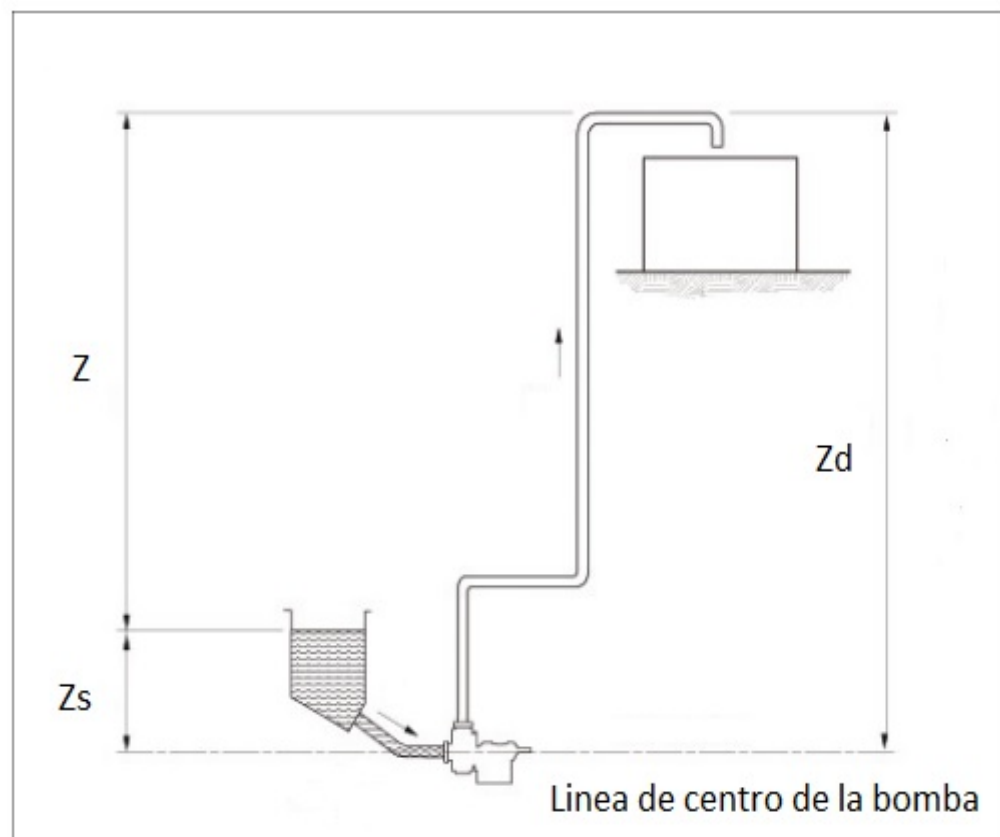


Figura N°5.2.- Se muestra la bomba alimentada por gravedad a partir de un cajón.

Calculamos el valor de la concentración de sólidos por volumen Cv

$$\text{Peso de volumen de agua en volumen de sólidos} = \frac{\text{peso mineral}}{G.E \text{ mineral}} = \frac{70}{2.65} = 26.4 \text{ TPH}$$

$$\text{Peso de agua en pulpa para } C_w 30\% = \frac{70(100-30)}{30} = 163.33 \text{ TPH}$$

$$\text{Peso total de la pulpa} = 70 + 163.33 = 233.33 \text{ TPH}$$

$$\text{Peso total en volumen de agua} = 163.33 + 26.4 = 189.73 \text{ TPH}$$

$$\text{Concentración de sólidos en volumen } C_v = \frac{100}{189.73} * 26.4 = 13.9 \%$$

Determinación del diámetro de la tubería

Para el cálculo del diámetro de la tubería utilizamos la Ec.7

$$V = \frac{4*Q}{\pi * D^2}$$

Reemplazando:

$$Q = 47.82 \text{ l/s}$$

$$d = 6'' = 0.1523 \text{ m}$$

Obtenemos:

$$V = 2.62 \text{ m/s}$$

Además usamos la Ec.5 de Durand

$$V_c = F_L \sqrt{2 \cdot g \cdot D \cdot (G \cdot E - 1)}$$

Donde

D = diámetro de la tubería en m

$$g = 9.8 \text{ m/s}^2$$

El valor de F_L lo obtendremos del gráfico N° 5.3, usando un valor de Cv de 13.9% y un tamaño de partícula $d_{50} = 211$ micrones

$$F_L = 1.04$$

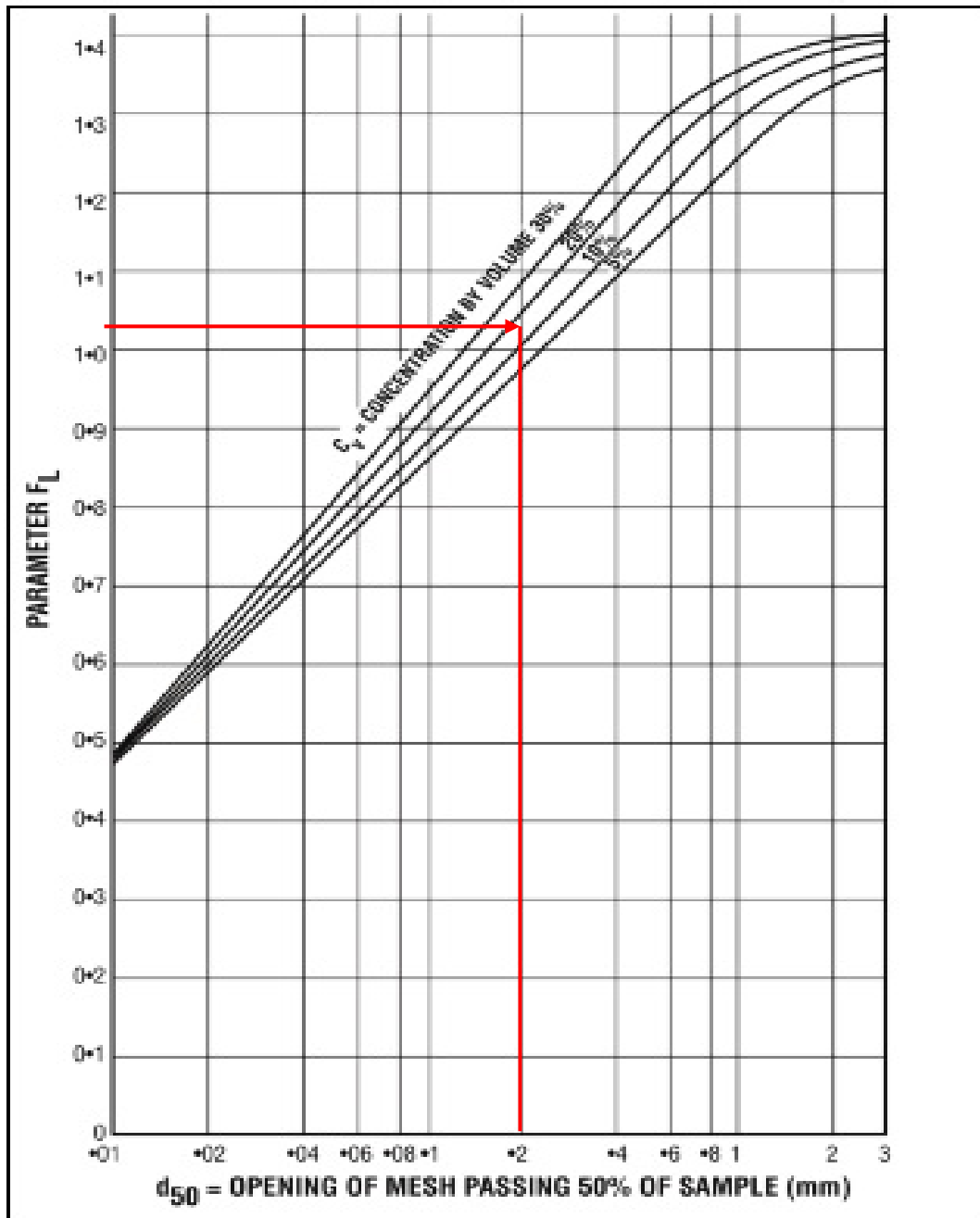


Figura N° 5.3.- Curva para hallar el parámetro F_L , tomado de Warman Pumps

Entonces sustituyendo los valores obtenidos en la Ec.5 de Durand, obtenemos $V_c = 2.30$ m/s.

Para lo cual la tubería de 6" se considera la adecuada para esta aplicación debido a que se cumple que la $V_{pulpa} > V_c$

Si evaluamos los datos anteriores a distintos diámetros de tubería obtenemos:

Tabla N° 5.3.- Evaluación de las velocidades a distintos diámetros de tubería

Diámetro Ø	V_{pulpa}	V_c
4"	5.9	1.88
6"	2.62	2.30
8"	1.47	2.66

Aunque para un diámetro de 4" se cumple la relación de $V_{pulpa} > V_c$, la fricción generada en esta tubería sería mucho mayor que si se emplea una tubería de 6", razón por la cual se decide emplear este último valor como el adecuado.

Calculo de pérdidas por fricción en tuberías

Empleamos la fórmula de Darcy de acuerdo a Ec.10

Según:

$$H_f = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

Empleando el diámetro de tubería 6" y la velocidad de pulpa de 2.62 m/s en la figura N° 5.4 obtenemos el valor de $f = 0.0163$

En el diagrama de Darcy, se puede observar dos zonas, la zona de la derecha donde tenemos representado el diámetro de la tubería vs rugosidad, y una segunda zona donde tenemos representado el N_R vs el factor de fricción de Darcy.

En la zona de la derecha ubicamos el diámetro de la tubería y trazamos una vertical hasta el valor de rugosidad de la tubería de acero, a partir de este punto trazamos una horizontal hacia atrás y ubicamos una curva la cual tomaremos como referencia para hacer coincidir los valores de diámetro de tubería y velocidad, acto seguido en el punto de intersección trazaremos una horizontal hacia atrás donde hallaremos el valor del coeficiente de Darcy.

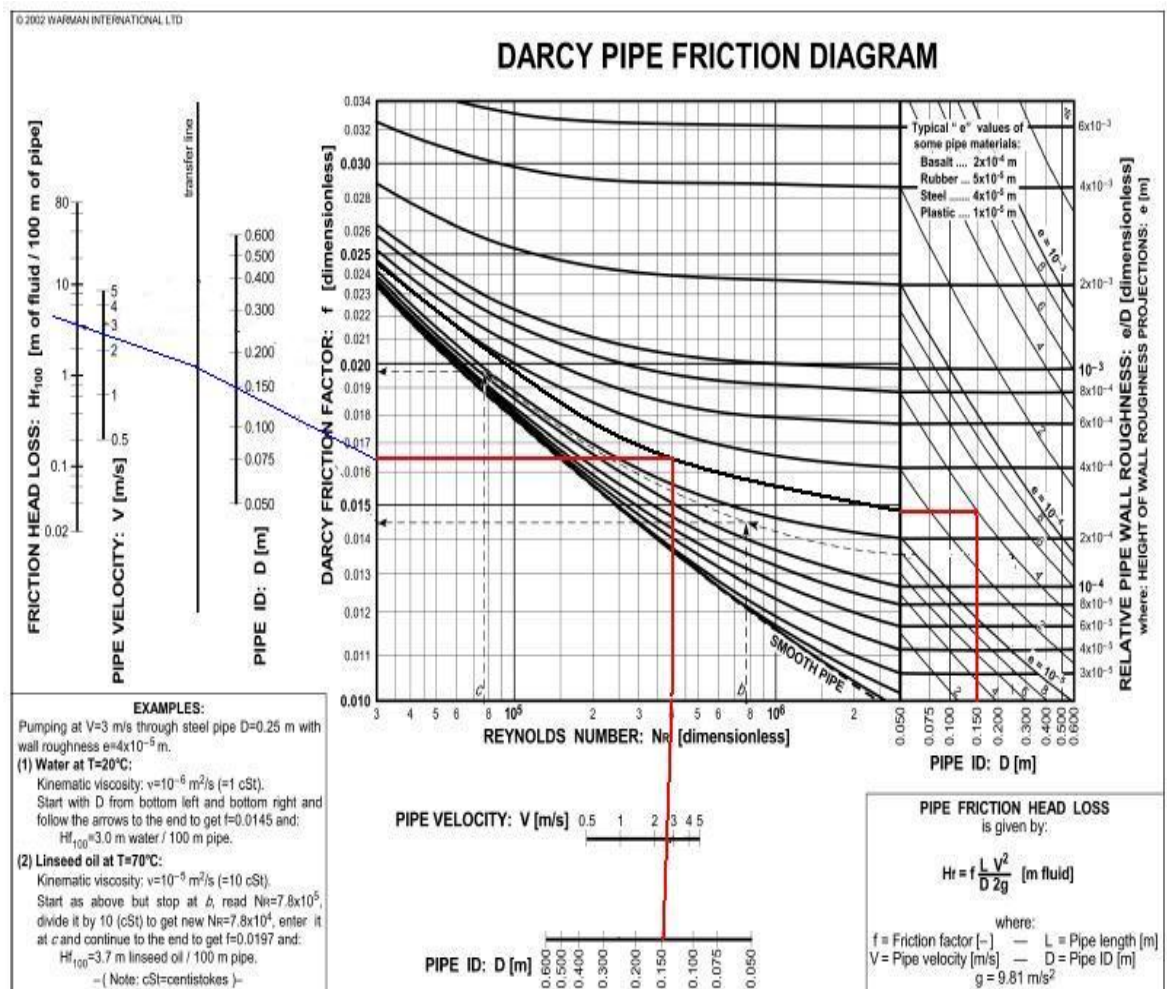


Figura N° 5.4.- Diagrama de Darcy, tomado de Warman Pumps

Sustituyendo:

$$H_f = 0.0163 * \frac{38.1}{0.15} * \frac{(2.62)^2}{2 * 9.8} = 1.45 \text{ m}$$

Se ingresaron los datos:

Diámetro: 6" = 0.15 m

Longitud: 125 ft = 38.1 m

Calculemos pérdida de carga por accesorios (Φ)

Al inicio se estimó que una bomba de descarga de 4" sería la ideal para nuestro caso, pero al realizar el cálculo para seleccionar el diámetro de la tubería nos arrojó un valor de 6", esto quiere decir que tendremos que ensanchar el diámetro de la tubería de descarga, lo cual nos arroja una pérdida, la cual será considerada como:

Pérdida por ensanche de tubería

Para lo cual se utiliza la siguiente ecuación para su cálculo, de acuerdo a la gráfica N° 4.11.

$$\Phi_1 = \frac{K (V_1 - V_2)^2}{2g}$$

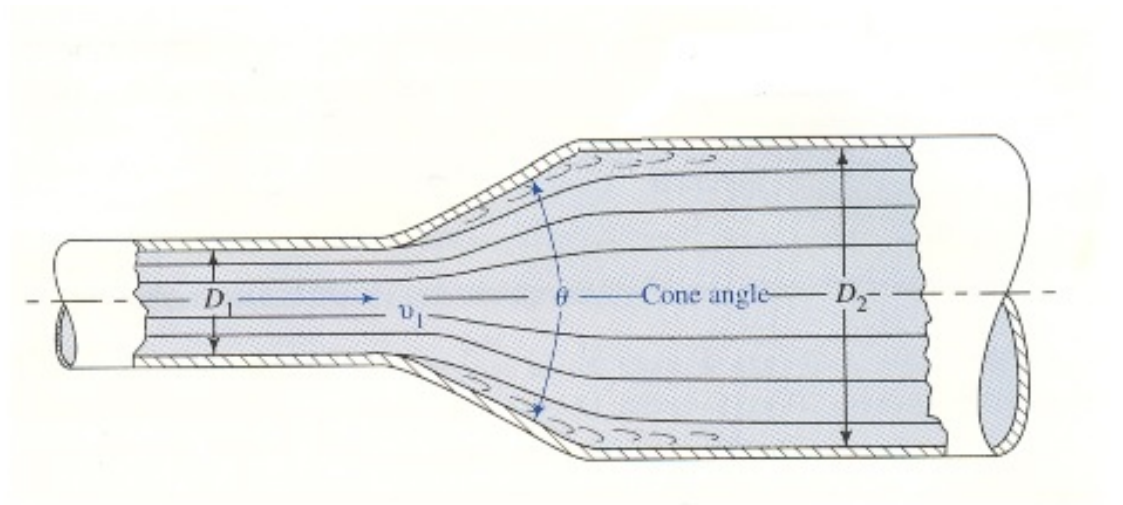


Figura N° 5.5.- Pérdida por la variación de diámetros en las tuberías, tomado de King, H. W. y E.F. Brater. Handbook of Hydraulics. McGraw-Hill.

Donde K es un valor de acuerdo al arreglo de tuberías empleado, de la figura N° 4.11 obtenemos un valor de K de 0.42, si consideramos un valor de Θ de 20°

De la tabla N° 5.3 tenemos los valores de velocidad calculados para la tubería de 4" y 6", las cuales reemplazamos en la ecuación por ensanche de tubería y obtenemos:

$$\Phi_1 = 0.42 \frac{(5.9 - 2.62)^2}{2 \cdot 9.8} = 0.23 \text{ m}$$

Pérdidas en la descarga de la bomba

$$\Phi_2 = \frac{v^2}{2g}$$

Entonces:

$$\Phi_2 = \frac{2.62^2}{2 \cdot 9.8} = 0.35 \text{ m}$$

Pérdidas en la entrada de la tubería de succión

$$\Phi_3 = K * \frac{V^2}{2g}$$

De la figura N° 4.10 obtenemos el valor de K, del arreglo tipo b, se aprecia la conexión entre la tubería de succión de la bomba con el cajón de alimentación,

$$\Phi_3 = 0.5 * \frac{2.62^2}{2 \cdot 9.8} = 0.175 \text{ m}$$

Luego de obtener las pérdidas menores (Φ_1, Φ_2 y Φ_3) podemos determinar el valor de la cabeza dinámica total para el agua

$$ADT = Z + H_f + \Sigma\Phi + K$$

$$ADT = Z + H_f + (\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3) + K$$

$$ADT = 19.81 + 1.45 + (0.23 + 0.35 + 0.175) + 2 = 24\text{m}$$

Aplicando el factor de corrección para pulpa:

En la figura N° 5.6, ingresamos los valores de:

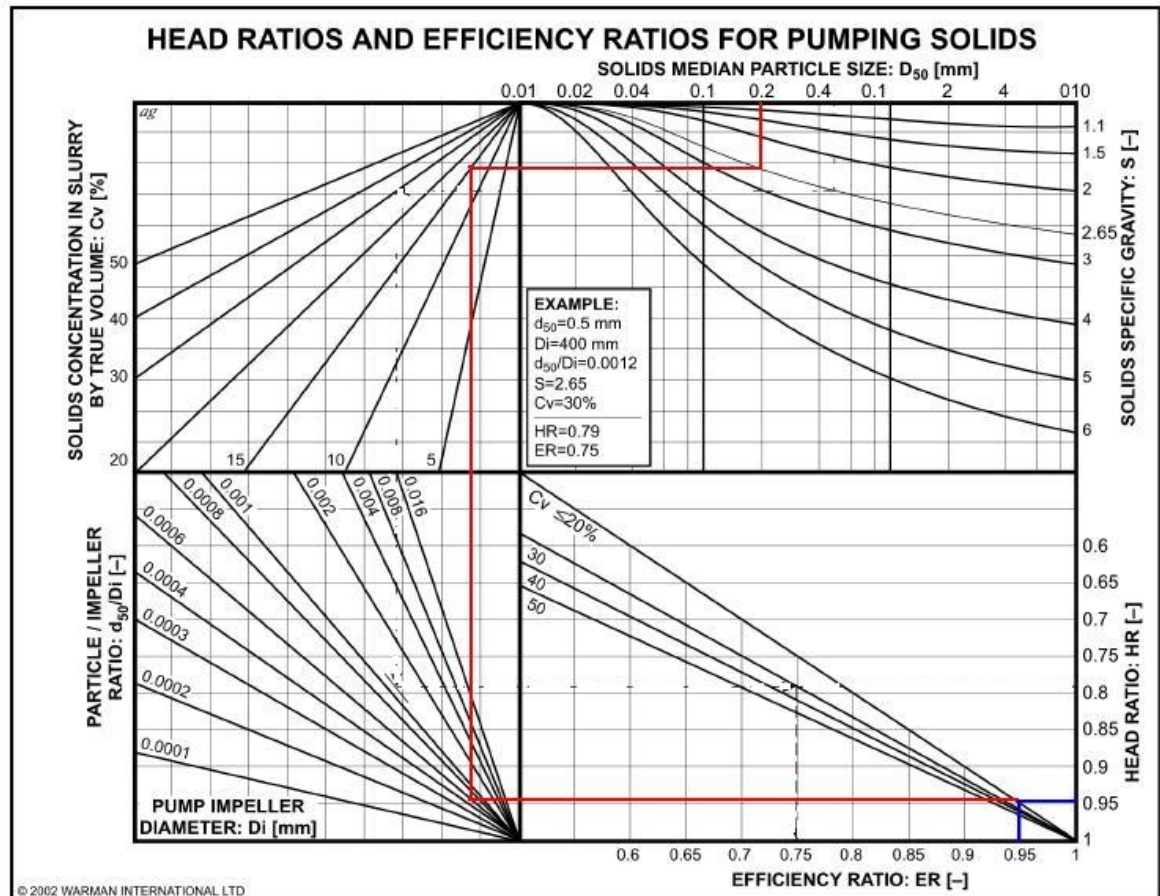
$$d_{50} = 0.2 \text{ mm}$$

$$\text{G.E del mineral} = 2.65$$

$$C_v = 13.9 \%$$

$$\text{Ratio} = \frac{d_{50}}{\text{Dimpulsor}} = \frac{0.211 \text{ mm}}{368.3 \text{ mm}} = 0.00057$$

Y obtenemos valores de $H_R = 0.95$ y $E_R = 0.95$



Calculo del motor

A partir de la curva de performance de la bomba seleccionada W 6x4, plotamos el caudal a tratar 758 gpm y el valor del ADT 82.87 ft y obtendremos una eficiencia de 58%

Se puede apreciar en la figura N° 5.7 tres zonas representativas con curvas, si empezamos desde la parte inferior encontraremos valores de NPSH, luego la curva para el cálculo de la potencia y finalmente la curva para determinar el punto de operación de la bomba.

Al trazar la línea vertical roja a partir del caudal con que trabajará la bomba, nos indicara los valores de NPSH, potencia y eficiencia de la bomba, siendo así tenemos, que al cruzar a la línea horizontal amarilla obtendremos gráficamente el valor del NPSHr de 11 ft, al cruzar a la línea horizontal verde obtendremos gráficamente el valor de la potencia de 30 HP y finalmente al cruzar a la horizontal roja en el valor del ADT de 82.87 ft obtendremos el valor de la eficiencia de la bomba, la cual nos arroja un valor de 58%.

El valor de 30HP obtenido gráficamente lo multiplicamos por el valor de la ρ pulpa = 1.23 y nos arroja un valor de 36.9 HP

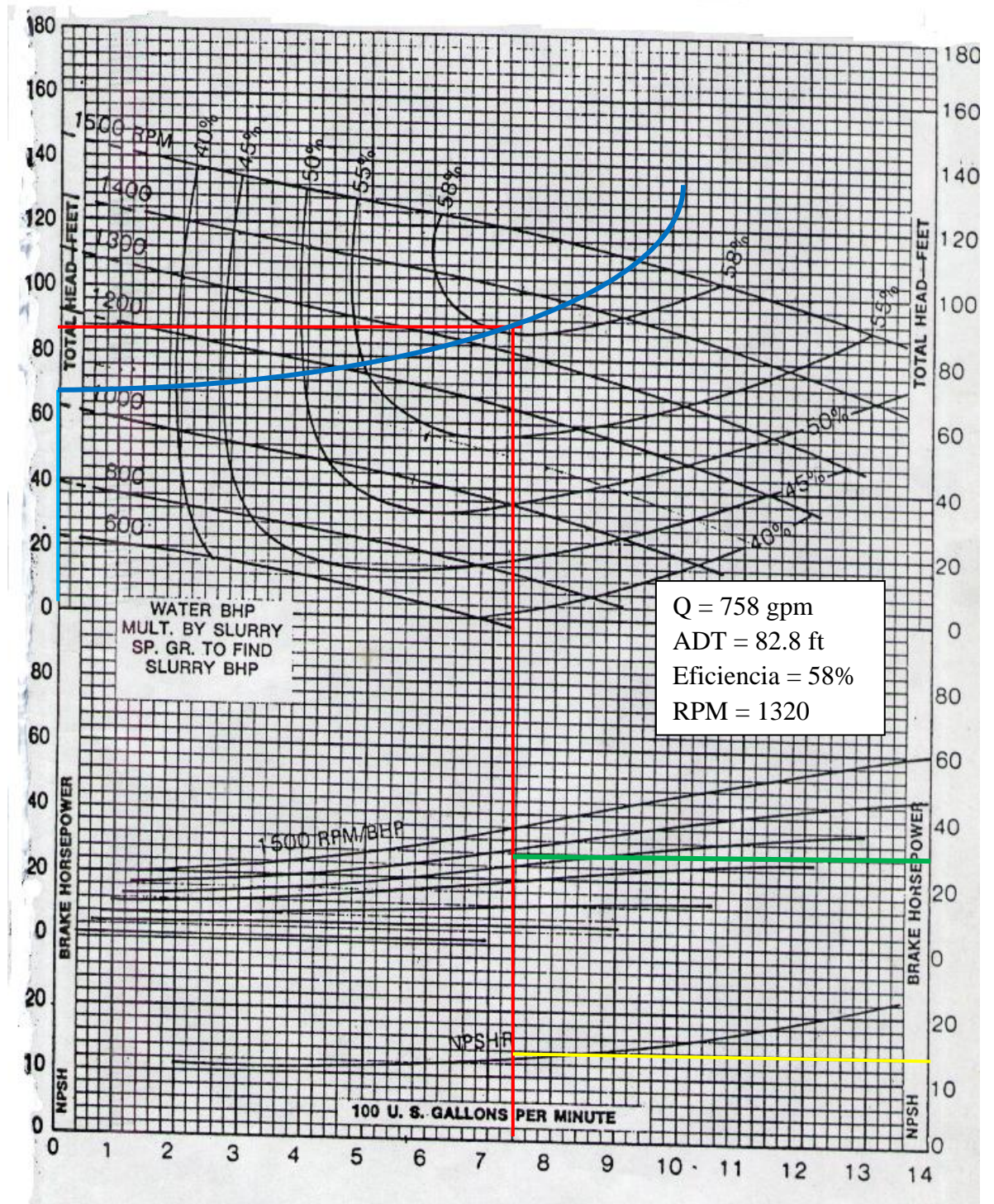


Figura N° 5.7.- Curva de performancia de la bomba warman sello centrífugo de 6x4,
tomado de Warman Pumps

De la fórmula de potencia absorbida

$$P_{\text{abs}} = \frac{Q \cdot ADT \cdot \gamma_r}{3960 \cdot n \cdot E_R}$$

Dónde:

Q = caudal gpm

ADT expresado en ft

n = eficiencia de la bomba

E_R = valor para corregir la eficiencia de las bombas

$$P_{\text{abs}} = \frac{758 \cdot 82.87 \cdot 1.23}{3960 \cdot 0.58 \cdot 0.95} = 35.4 \text{HP}$$

De la figura N° 5.7 obtuvimos un valor de potencia de 36.9 HP y de la fórmula un valor de 35.4 HP, al momento de seleccionar el motor para esta aplicación utilizaremos un factor de corrección para la altura de 4000 msnm, según la tabla N° 4.1 de 0.78 entonces hallamos la potencia del motor eléctrico $35.4/0.78 = 45.38$ HP, para lo cual seleccionaremos un motor con potencia de 50 HP.

Luego verificamos el valor del NPSHd a partir de la ec. 14

$$\text{NPSHd} = P_{\text{atm}} \pm H_s - (P_{\text{vap}} + H_{\text{fs}} + K)$$

Dónde:

P_{atm} = presión atmosférica (expresados en m de pulpa)

P_{vap} = presión de vapor de agua (expresados en m de pulpa)

H_s = cabeza estática de succión (+/-)

H_{fs} = pérdidas en tubería de succión

K = valor de seguridad de altura (0.5 a 1 m)

Luego obtenemos el valor de P_{atm} y P_{vap} de la figura N° 4.13 y el valor de las pérdidas en la tubería H_{fs} en la tubería de succión, de los cálculos realizados anteriormente, así que los valores siguientes serán:

$$P_{atm} = 6.2 \text{ m}$$

$$P_{vap} = 0.3 \text{ m}$$

$$H_s = 0.91 \text{ m}$$

$$H_{fs} = H_f + \Phi_1 + \Phi_3 = 1.45 + 0.23 + 0.175 = 1.855 \text{ m}$$

Reemplazando en la ec. 14

$$NPSH_d = 6.2 + 0.91 - (0.3 + 1.855 + 0.8) = 4.155 \text{ m} = 13.63 \text{ ft}$$

Donde se verifica que el valor del $NPSH_d > NPSH_r$

$$13.63 > 11$$

5.4 Casos Particulares

5.4.1 Bombas en serie

A continuación detallaremos el comportamiento cuando operamos bombas en serie, para empezar analizaremos los siguientes parámetros, caudal Q , velocidad de giro de la bomba N , altura dinámica total ADT y potencia P_i , considerando una ρ pulpa de 1.15 y eficiencia del 50%, de acuerdo a la curva de performance de la bomba warman 6x4.

Para el siguiente caso, cuando una bomba este girando casi a su velocidad máxima, se tendrá problemas de desgaste excesivo en los forros e impulsor de la bomba, todo esto conlleva a un elevado gasto en las labores de mantenimiento, no solo del costo en sí de los forros, sino también de las horas hombre empleadas durante su cambio.

Así es que para estos casos se plantea la alternativa de emplear dos bombas idénticas en serie, en vez de una sola.

Según la figura N° 5.8 analizaremos la curva cuando opera una sola bomba, y luego la reemplazaremos por dos bombas idénticas que operarán en serie, con el mismo caudal a bombear pero con la mitad de la ADT.

Tabla N° 5.4.- Evaluación de bombas en serie

Punto	N (rpm)	Q (gpm)	ADT (ft)	n (%)	Pabs (HP) Fórmula	P (HP) Gráfica
1	1500	400	130	50	30	32
2	1100	400	65	50	15	13.8
Ratio (2/1)	0.73	1	0.5		0.5	0.43

De la tabla N° 5.4 podemos apreciar que las dos bombas giraran a un 73% de la velocidad original, asimismo consumirán solo el 50% de potencia del valor lo inicial.

Al trabajar con una sola bomba a velocidades de 1500 rpm se estará empleando forros metálicos, pero para el caso de dos bombas trabajando a velocidades de 1100 rpm podremos emplear forros de caucho que son más económicos.

Todos estos ahorros deben considerarse ya que al instalar dos bombas en serie, se incrementaría el gasto por dos bombas que ahora serán empleadas, aunque según la experiencia esto se vería recompensado en un futuro.

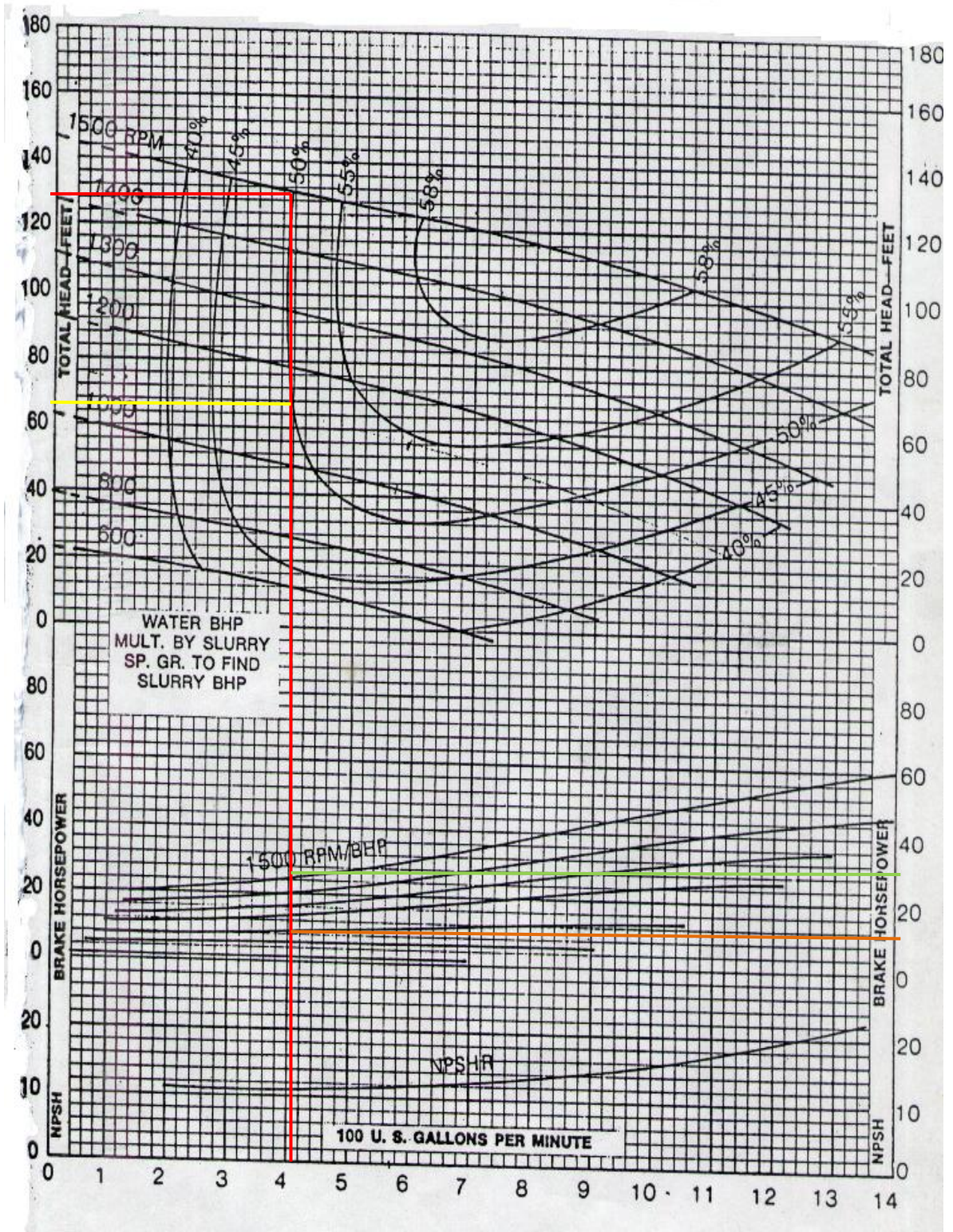


Figura N° 5.8.- Curva de performance de la Bomba 6x4, análisis bombas en serie.

Al instalar bombas en serie, estas deben ser idénticas en tamaño, siempre se recomienda que la última bomba que realiza la descarga tenga un motor de mayor potencia ya que esta última soporta la presión de descarga de las demás bombas enseriadas.

Para minimizar las presiones que deben soportar por la descarga de las bombas, la secuencia de encendido en caso de un número superior a dos bombas, será según el orden 1,3,2,4, esta será más efectiva.

La secuencia y el orden de arranque de un sistema de bombas en serie deben ser consideradas para un correcto funcionamiento de las bombas, si todas las bombas se arrancan simultáneamente, habrá un breve periodo inicial en que el flujo, y la pérdida de carga por fricción será insignificante. En una tubería horizontal, esto implica que las bombas de aguas abajo serán, al menos por un corto tiempo sometidos a la presión de flujo cero generada por las bombas de aguas arriba. Esto puede ser muy grave, ya que se han visto casos en los que tres o más bombas estallaron a causa de este exceso de presión inicial.

La asociación de bombas en serie se inició debido a condiciones topográficas o por motivos donde un sistema exigía grandes alturas a vencer, las que en algunos casos excedían los límites de operación de una sola bomba.

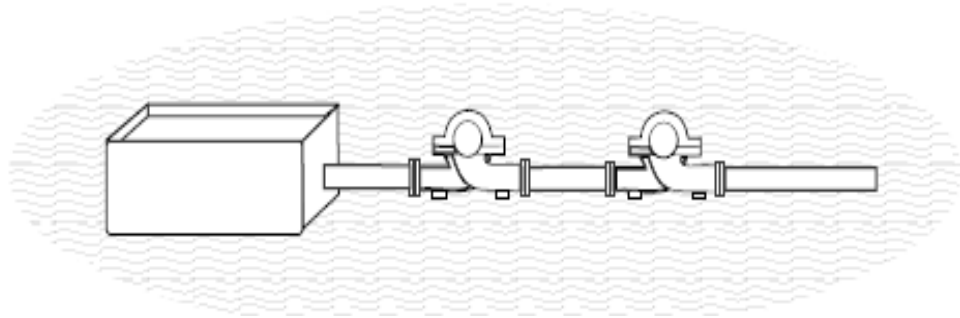


Figura N° 5.9.- Conexión de dos bombas en serie, tomado de KSB manual de
entrenamiento

De la figura N° 5.9, se puede notar fácilmente que la pulpa que pasará por la primera bomba, recibirá una cierta energía de presión, entrará en la segunda bomba, donde habrá un nuevo incremento de presión a fin de que este sistema de bombeo alcance la altitud solicitada y cumpla con las necesidades de la planta.

Queda en claro que el caudal que sale de la primera bomba es el mismo que entra en la segunda, siendo por tanto el caudal, en una asociación de bombas en serie, constante, de esta forma se puede concluir que al asociar dos bombas en serie, para un mismo caudal, la altura dinámica total será la suma de las alturas dinámicas suministradas por cada bomba.

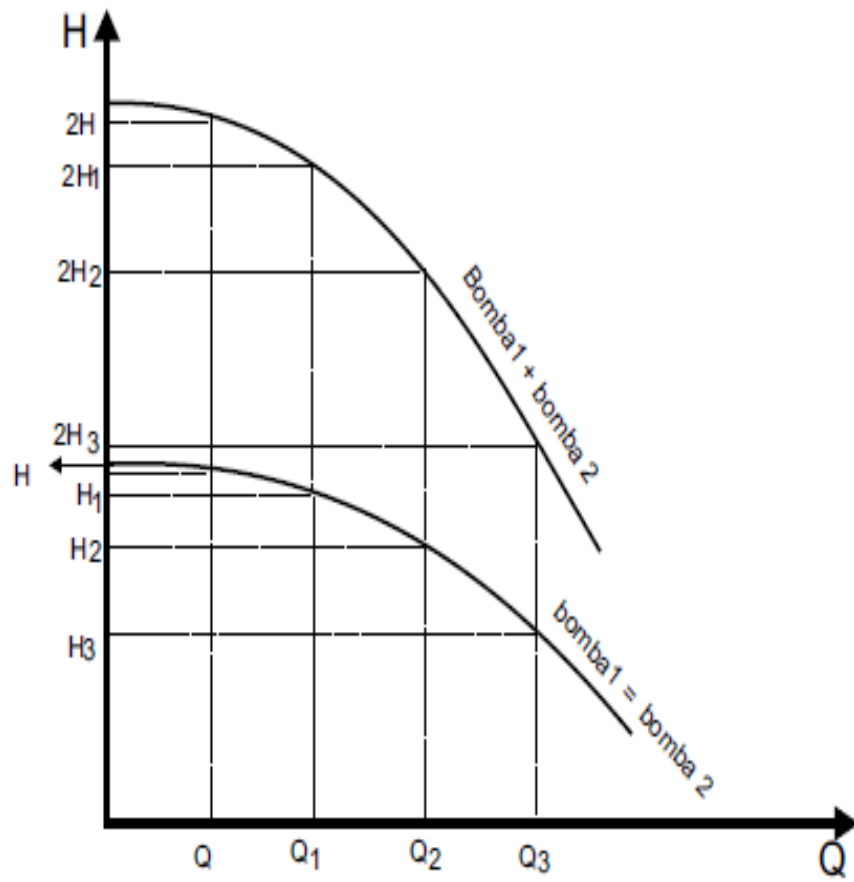


Figura N° 5.10.- Curva de dos bombas en serie tomado de KSB manual de entrenamiento

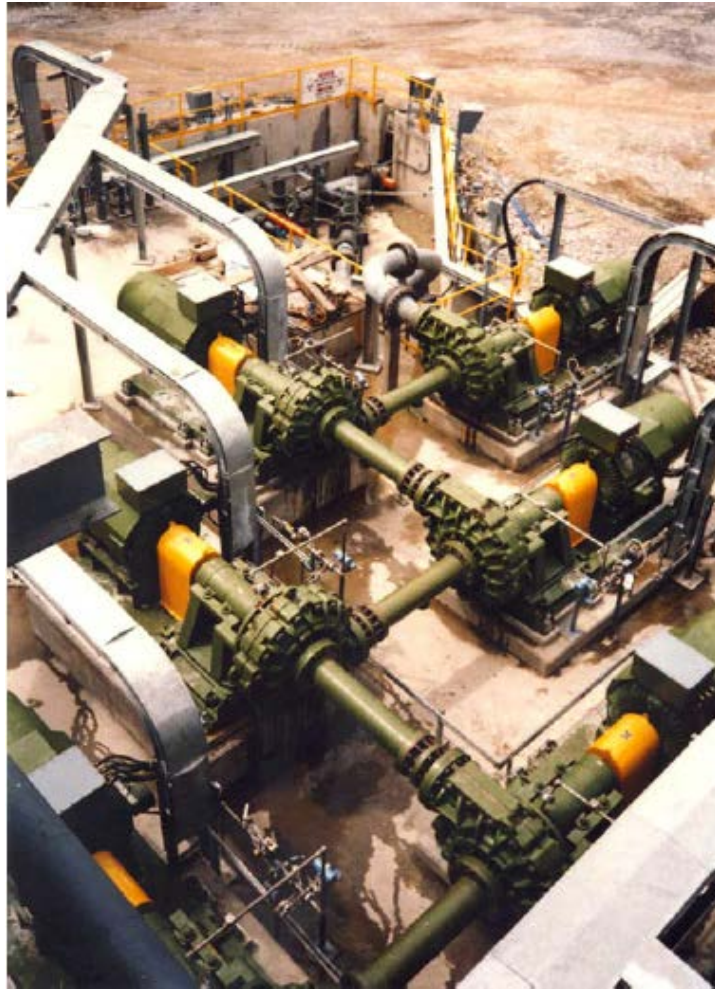


Figura N° 5.11.- Arreglo de 6 bombas warman 10x8 en serie, con impulsor metálico girando a 740 rpm para transporte de relaves.

5.4.2 Bombas en paralelo

Dos o más bombas están operando en paralelo cuando descargan a una tubería común, de modo que cada una contribuye con una parte del caudal total.

Es interesante recordar que la bomba centrífuga vence las resistencias que encuentra, es decir, el desnivel geométrico estático más las pérdidas de carga. De esa manera, cuando están operando en paralelo, todas las bombas tendrán la misma altura

manométrica total o, en otros términos: para la misma altura manométrica los caudales correspondientes se suman.

Para graficar la curva resultante de una asociación de bombas en paralelo, basta con graficar para cada altura los caudales correspondientes, tantas veces como fueran las bombas en paralelo.

Analizaremos la figura N° 5.12, asociación de siete bombas en paralelo.

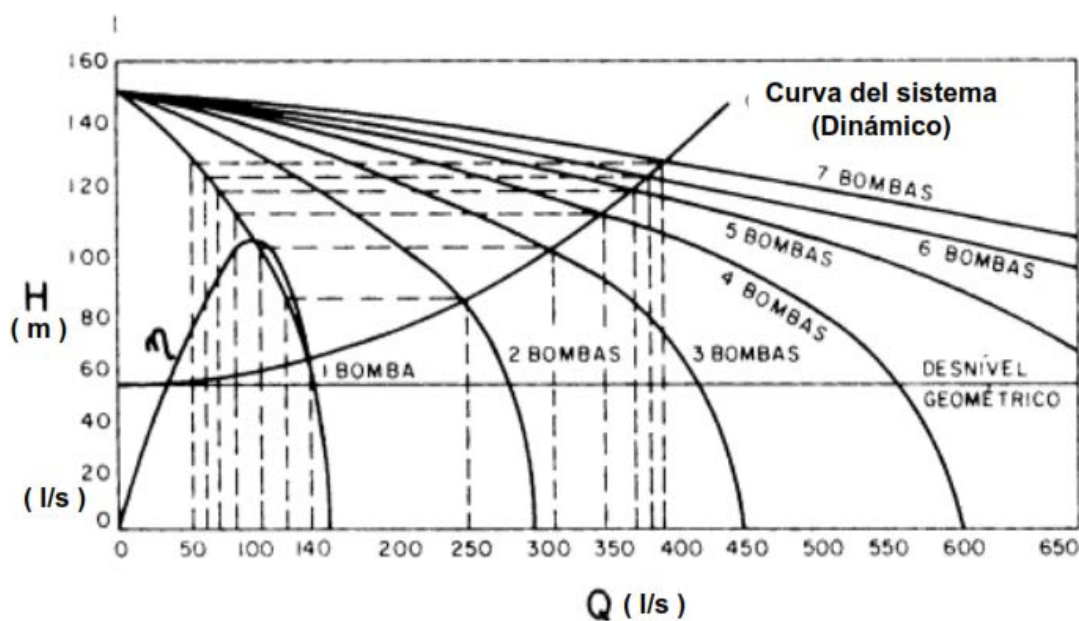


Figura N° 5.12.- Curva de 7 bombas trabajando en paralelo, tomado de KSB pumps

De las curvas en la figura N° 5.12, se puede notar lo siguiente:

Cuando una bomba está en operación, tenemos un caudal de 140 l/s.

Cuando agregamos una segunda bomba al sistema, tenemos un caudal de 250 l/s y no un caudal de $140 \text{ l/s} \times 2 = 280 \text{ l/s}$, que era lo esperado.

Al agregar una tercera bomba al sistema, el caudal resultante pasa a ser de 310 l/s.

Cuando las siete bombas están en operación, tenemos un caudal final en torno a 380 l/s y no $140 \text{ l/s} \times 7 = 980 \text{ l/s}$.

Cuando las siete están en operación, cada una pasa a entregar individualmente un caudal de 50 l/s aproximadamente.

Hay que tener en cuenta que a mayor caudal, mayores pérdidas en la tubería, solo si no hubiese pérdidas en la tubería tendríamos que el caudal total bombeado sería los $140 \text{ l/s} \times 7 = 980 \text{ l/s}$.

Lo anterior se explica debido a que en los términos de pérdidas por fricción en la tubería y pérdidas por accesorios tenemos el mismo factor de $\frac{v^2}{2g}$, y es que a mayor caudal mayores serán las pérdidas.

De Darcy, Ec.10 tenemos:

$$H_F = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

De las pérdidas por accesorios:

$$h_A = \frac{K * v^2}{2g}$$

y

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

$$ADT = Z + H_f + h_A$$

Uniformizando

$$ADT = Z + K * \left(\frac{Q}{A}\right)^2$$

$$ADT = Z + K * Q^2$$

Para explicarlo mejor, tomemos como ejemplo la figura N° 5.13 donde tenemos dos bombas iguales operando en paralelo, descargando en una línea común.

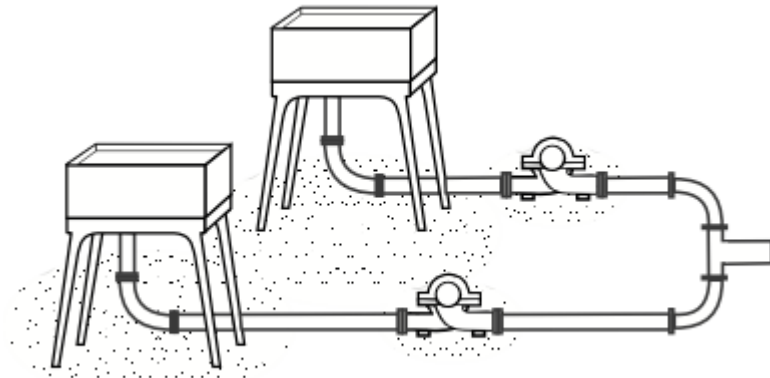


Figura N° 5.13.- Conexión de dos bombas en paralelo tomado de KSB manual de entrenamiento

En la figura N° 5.14 podemos observar la curva del sistema, y la curva de la bomba cuando opera una y dos bombas en paralelo respectivamente.

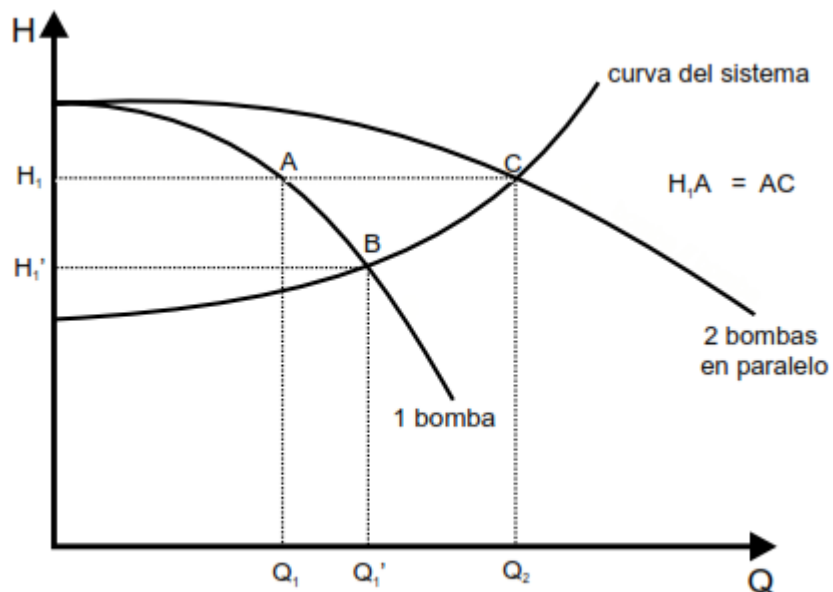


Figura N° 5.14.- Curva de dos bombas en paralelo tomado de KSB manual de entrenamiento

Cuando las dos bombas están operando, el caudal en el sistema sería Q_2 y cada bomba debería entregar un caudal Q_1 , de tal manera que $Q_2 = 2Q_1$.

Al trabajar una sola bomba el ADT disminuye pasando de H_1 a H_1' y bombearía un caudal de Q_1' , de tal manera que $Q_1 < Q_1' < Q_2$.

Del ejemplo presentado, podemos concluir lo siguiente:

El caudal total del sistema es menor que la suma de los caudales de las bombas operando separadamente.

Cuando las bombas están operando en paralelo, hay un desplazamiento del punto de operación de cada bomba hacia la izquierda, situación que se acentúa con el aumento de bombas en paralelo.

5.4.3 Bomba alimentando a un hidrociclón.

Analizaremos el siguiente circuito de bombeo mostrado en la figura N° 5.15 que pertenece a una mina de cobre.

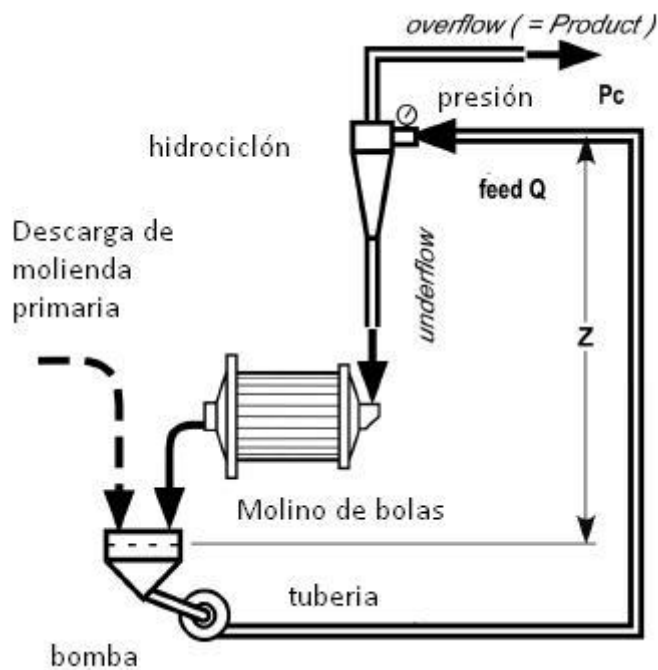


Figura N° 5.15.- Circuito de bombeo típico

Con los siguientes datos:

G.E del mineral es 2.85

$Q = 61.7 \text{ l/s}$

$$C_w = 40\%$$

$$C_v = 19\%$$

$$\gamma_{\text{pulpa}} = 1.35$$

$$Z = 16 \text{ m}$$

$$D \text{ tubería} = 0.150 \text{ m} = 6''$$

$$\text{Longitud de tubería} = 30 \text{ m}$$

$$d_{50} = 250 \text{ micras}$$

$$\text{Presión en el hidrociclón: } 9.4 \text{ psi}$$

Trabajando la planta a nivel del mar.

De acuerdo al caudal a tratar podemos preseleccionar una bomba 6x6

Para el cálculo del diámetro de la tubería utilizamos la Ec.7

$$V = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2}$$

$$V = \frac{4 \cdot 61.7}{\pi \cdot 0.15^2} = 3.49 \text{ m/s}$$

Además usamos la Ec. N° 5 de Durand

$$V_c = F_L \sqrt{2 \cdot g \cdot D_i \cdot (G \cdot E - 1)}$$

Donde

D = diámetro de la tubería en m

$$g = 9.8 \text{ m/s}^2$$

El valor de F_L lo obtendremos del gráfico N° 5.3, usando un valor de C_v de 19% y un tamaño de partícula $d_{50} = 250$ micrones

$$F_L = 1.07$$

Entonces sustituyendo los valores en la ecuación N° 5 de Durand, obtenemos

$$V_c = 2.49 \text{ m/s}$$

Donde se cumple que $V > V_c$

Cálculo de pérdidas por fricción en tuberías

Empleamos la ecuación de Darcy, Ec.10

Según:

$$H_f = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

Reemplazando:

Empleando el diámetro de tubería de 6" y la velocidad de pulpa de 3.49 m/s en la figura N° 5.4 obtenemos el valor de $f = 0.015$, considerar material de la tubería acero.

Sustituyendo:

$$H_f = 0.015 * \frac{30}{0.15} * \frac{(3.49)^2}{2 * 9.8} = 1.86 \text{ m}$$

Para el cálculo de la pérdida por el hidrociclón, calculamos el equivalente de presión y carga:

$$1 \text{ atm} = 14.7 \text{ psi}$$

$$1 \text{ atm} = \text{columna de 34 pies de agua}$$

$$\frac{34 \text{ ft}}{14.7 \text{ psi}} = 2.31 \text{ ft/psi}$$

$$\text{psi} = \frac{\text{carga en ft}}{2.31} \times \rho \text{ pulpa}$$

$$\text{Carga en ft} = \frac{\text{psi} \times 2.31}{\rho \text{ pulpa}}$$

Convirtiendo a unidades m:

$$H \text{ presión} = 0.70 * \frac{\text{psi}}{\rho \text{ Pulpa}}$$

$$H \text{ presión} = 0.70 * \frac{9.4}{1.35} = 4.87 \text{ m}$$

Pérdidas en los accesorios, se emplean dos codos de 45°, emplearemos la Ec. 11 y de la tabla 4.3 emplearemos el valor K de 0.42

$$h_A = 2 * \frac{K * v^2}{2g}$$

Obtenemos:

$$h_A = 0.52 \text{ m}$$

Pérdidas en la descarga de la bomba

$$\Phi_2 = \frac{v^2}{2g}$$

Entonces:

$$\Phi_2 = \frac{3.49^2}{2 * 9.8} = 0.62 \text{ m}$$

Pérdidas en la entrada de la tubería de succión

$$\Phi_3 = K * \frac{v^2}{2g}$$

De la figura N° 4.10 obtenemos el valor de K, del grupo 1 tipo a, se aprecia la conexión entre la tubería de succión de la bomba con el cajón de alimentación,

$$\Phi_3 = 0.5 * \frac{3.49^2}{2 * 9.8} = 0.31 \text{ m}$$

$$ADT = Z + H_f + \Sigma\Phi + K + H \text{ presión}$$

$$ADT = Z + H_f + (\Phi_2 + \Phi_3) + K + H \text{ presión}$$

No está presente el término Φ_1 debido a que el diámetro de la descarga de la bomba y la manguera de descarga seleccionada es del mismo tamaño.

$$ADT = 16 + 1.86 + 0.62 + 0.31 + 2 + 4.87 = 25.66 \text{ m}$$

Luego calculamos los factores HR y ER de la figura N° 5.6

Ingresando los valores de d_{50} , G.E, %Cv, considerando un diámetro del impulsor de 368.3 mm.

Obtenemos:

$$HR = 0.9$$

$$ER = 0.9$$

Aplicando el factor de corrección para pulpa, obtenemos el valor de ADT para pulpa:

$$ADT = \frac{25.66}{0.9} = 28.5 \text{ m} = 93.5 \text{ ft}$$

A continuación plotamos los valores de caudal y ADT obtenidos en la curva de performance de la bomba 6x6 Denver sello gland.

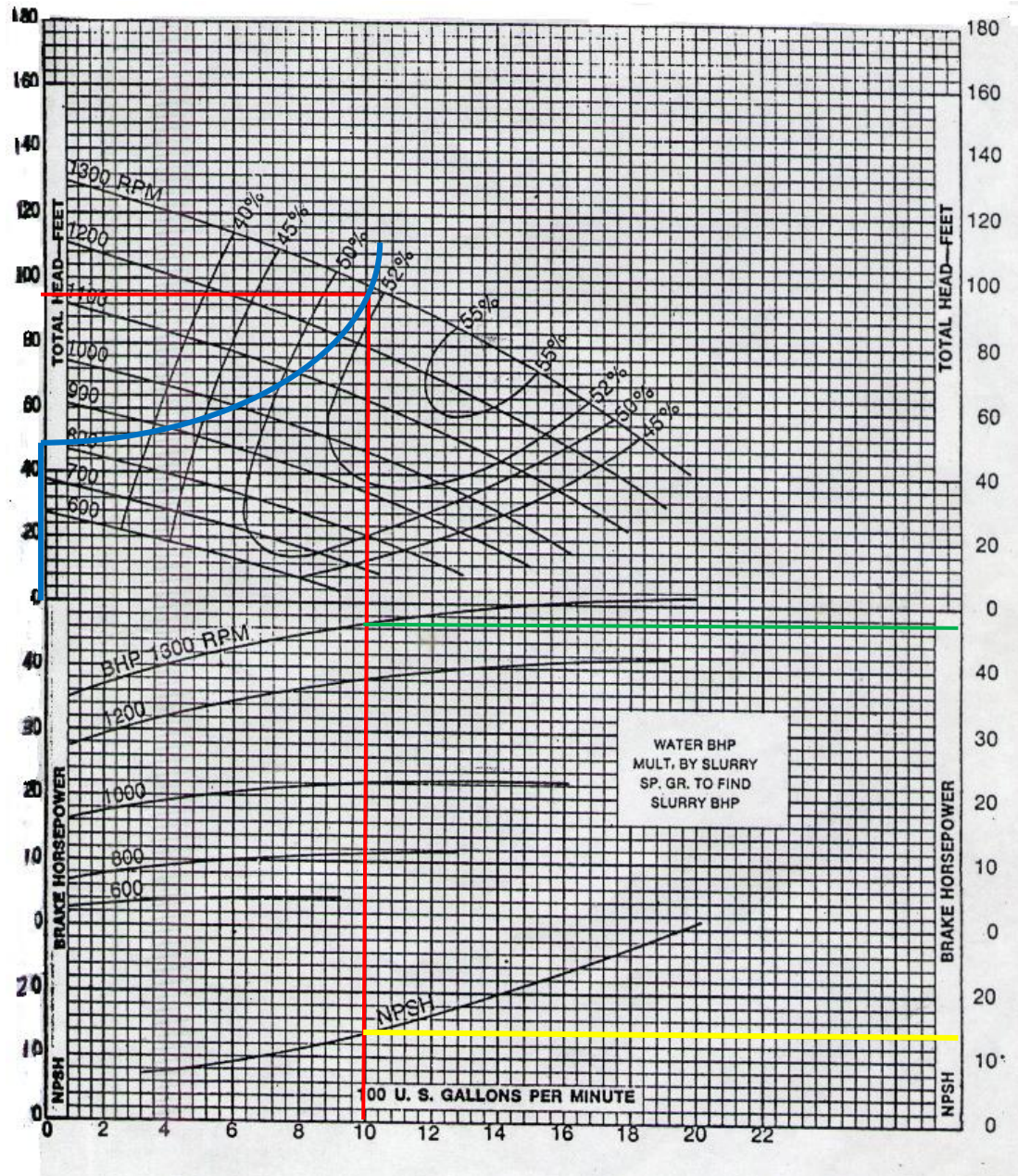


Figura N° 5.16.- Curva de performancia de la Bomba Denver 6x6, tomado de Denver Pumps.

A partir de la figura anterior obtenemos la eficiencia de 52%, valor que empleamos para el cálculo de la potencia del motor.

De la fórmula de potencia

$$P_{abs} = \frac{Q * ADT * \gamma_r}{3960 * n * E_R}$$

Dónde:

Q = caudal gpm

ADT expresado en ft

n = eficiencia de la bomba

E_R = valor para corregir la eficiencia de las bombas

$$P_{abs} = \frac{978 * 93.5 * 1.35}{3960 * 0.52 * 0.9} = 66.6 \text{ HP}$$

Verificamos con el valor de potencia a partir de la figura N° 5.16, el cual nos indica 48 HP, el cual lo multiplicamos por el valor de ρ pulpa, lo cual nos dará el valor de:

48 HP x 1.35 = 64.8 HP, el cual se aproxima al valor calculado por la fórmula de P abs.

Debido a que el punto de operación se encuentra ubicado en una zona límite dentro de la curva, procederemos a evaluar los mismos datos pero para una bomba 8x6 Denver.

A continuación se les presenta una curva de una bomba Denver de 8x6, plotamos los valores de caudal y ADT obtenidos, procederemos a calcular nuevos valores de eficiencia de la bomba, velocidad de giro y potencia, para luego compararlos.

Primero calculamos los factores HR y ER de la figura N° 5.6, debido al cambio de tamaño de bomba, el diámetro del impulsor se incrementa y esto afectará a los valores de HR y ER.

Ingresando los valores de d_{50} , G.E, %Cv, considerando un diámetro del impulsor de 460 mm.

Obtenemos:

$$HR = 0.93$$

$$ER = 0.93$$

Aplicando el factor de corrección para pulpa, obtenemos el valor de ADT para pulpa:

$$ADT = \frac{25.66}{0.93} = 27.59 \text{ m} = 90.5 \text{ ft}$$

De la fórmula de potencia

$$P_{abs} = \frac{Q * ADT * \gamma_r}{3960 * \eta * E_R}$$

Dónde:

Q = caudal gpm

ADT expresado en ft

n = eficiencia de la bomba

E_R = valor para corregir la eficiencia de las bombas

$$P_{abs} = \frac{978 \cdot 90.5 \cdot 1.35}{3960 \cdot 0.73 \cdot 0.93} = 44.4 \text{ HP}$$

En la figura N° 5.17 ploteamos los valores de caudal y ADT obtenidos.

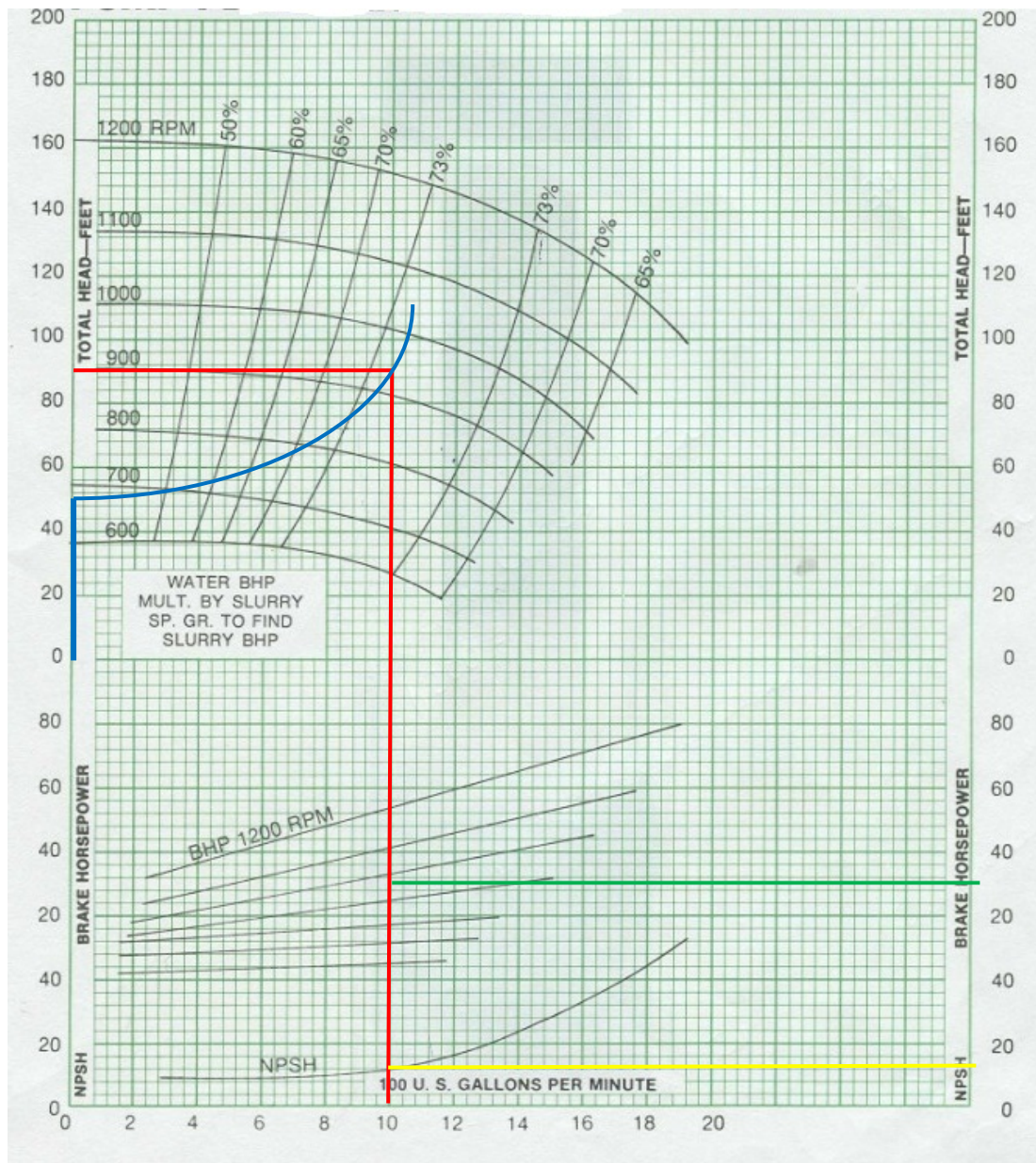


Figura N° 5.17.- Curva de performance de la bomba Denver 8x6, tomado de Denver pumps.

Verificamos con el valor de potencia a partir de la gráfica, el cual nos indica 30 HP, el cual lo multiplicamos por el valor de ρ pulpa, lo cual nos dará el valor de:

$30 \text{ HP} \times 1.35 = 40.5 \text{ HP}$, el cual se aproxima al valor calculado por la fórmula de P_{abs} .

Analizando con un poco más de detalle tenemos:

Tabla N° 5.5.- Valores comparativos para las bombas 6x6 y 8x6

	Eficiencia %	Velocidad (rpm)	Potencia Absorbida HP	Potencia Gráfica HP
Bomba 6x6	52	1250	66.6	64.8
Bomba 8x6	73	930	44.4	40.5

Si se nos brinda la alternativa de elegir entre estas dos bombas se elegiría la bomba 8x6 porque tiene una mayor eficiencia, asimismo tiene una menor velocidad de giro, lo que conlleva a un menor desgaste de los forros y asimismo esta bomba emplea una menor potencia.

5.4.4 Reducción del Impulsor

La reducción del impulsor se refiere al proceso de mecanizado del diámetro de un impulsor para reducir la energía añadida al fluido del sistema. El recorte del impulsor se emplea para corregir bombas que debido a los cálculos o por cambios en el sistema están sobredimensionadas para su aplicación.

Se considera recortar un impulsor debido a que la compra de un impulsor más pequeño que el original sería en muchos casos demasiado pequeño para la carga de la bomba y es muy posible que impulsores más pequeños podrían no estar disponibles

para el tamaño de la bomba en la aplicación, por lo que el recorte del impulsor es la única alternativa práctica.

En la figura N° 5.18 apreciamos la modificación de la curva de la bomba al reducir el diámetro del impulsor, y es que si reducimos el diámetro de un impulsor radial de una bomba, manteniendo la misma velocidad de rotación, la curva característica de la bomba se altera aproximadamente conforme con las siguientes ecuaciones:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{D}{D_1}$$

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{D}{D_1}\right)^2$$

$$\frac{P}{P_1} = \left(\frac{D}{D_1}\right)^3$$

Dónde:

Q = caudal para un diámetro conocido

Q_1 = caudal para un nuevo diámetro

D = diámetro conocido

D_1 = diámetro nuevo

H = altura para un diámetro conocido

H_1 = altura para un nuevo diámetro

P = potencia para un diámetro conocido

P_1 = potencia para un nuevo diámetro

Es decir:

$$\frac{D}{D_1} = \frac{Q}{Q_1} = \sqrt{\frac{H}{H_1}} = \sqrt[3]{\frac{P}{P_1}}$$

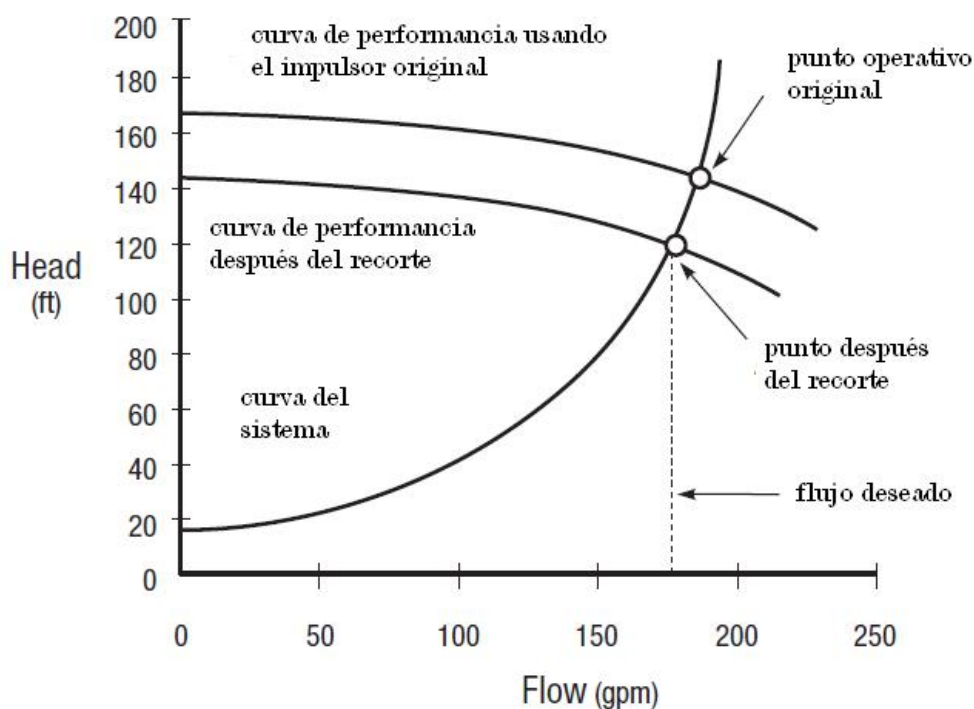


Figura N° 5.18.- Efecto del recorte del impulsor sobre la curva de las bombas,
tomado de KSB manual de entrenamiento

En general, la reducción máxima permitida es aproximadamente de un 20% del diámetro original. Esta reducción es aproximada, porque existen impulsores que pueden reducirse en un porcentaje mayor, mientras que otros permiten una reducción sólo en un pequeño margen, con el fin de no provocar efectos adversos. En la realidad, estas reducciones sólo son permitidas en bombas centrífugas radiales; en las bombas centrífugas de flujo mixto y, principalmente en los axiales, la disminución

del diámetro del rodete puede alterar el diseño inicial substancialmente, debido a las variaciones en los ángulos y los diseños de los álabes.

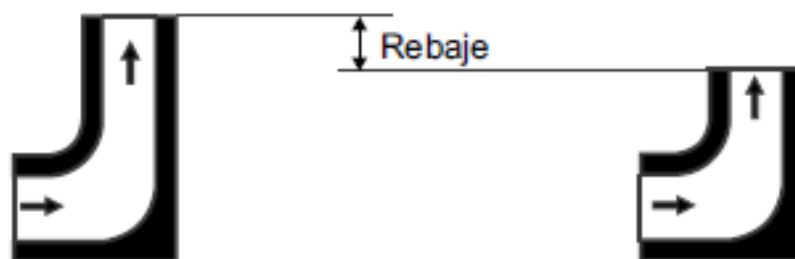


Figura N° 5.19.- Rebaje o reducción del diámetro del impulsor radial, tomado de KSB manual de entrenamiento

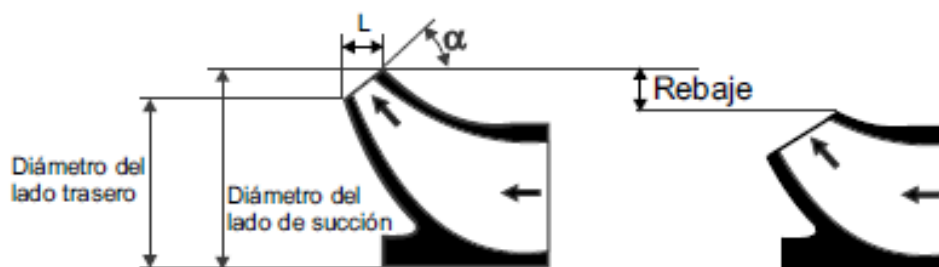


Figura N° 5.20.- Rebaje o reducción del diámetro de impulsor semi axial, tomado de KSB manual de entrenamiento

5.5 Anclaje de bombas

Para obtener un servicio eficiente de la bomba esta sólo puede conseguirse mediante un adecuado anclaje. Las bases de acero de las bombas deben ser robustas, con cimientos de hormigón. Ambas deben ser diseñadas para soportar todas las cargas de la bomba y el motor, y para absorber cualquier vibración.

Todos los pernos que sujetan la base deben apretarse completamente.

Recomendamos la instalación de la bomba sobre una cimentación rígida y plana de hormigón lo suficientemente pesada para dotar de un apoyo permanente a toda la bomba. La cimentación debe poder absorber cualquier vibración, tensión normal o golpes. Como regla general el peso de la cimentación de hormigón debe ser 1.5 veces el peso de la bomba y 100 mm superior a la base metálica por cada uno de los cuatro lados. La bomba deberá colocarse en la cimentación y sujetarse con la base apoyada en toda su área.

Al adquirir una bomba completa (bomba y motor) este conjunto viene previamente alineado; pero tenga en cuenta que durante el transporte podría producirse alguna deformación en la base de la bomba y por lo tanto resultará esencial comprobar la alineación en la instalación antes de su relleno final.



Figura N° 5.21.- Cimentación de la bomba



Figura N° 5.22.- Sujeción de la bomba con su respectiva base

Para conseguir un funcionamiento óptimo reduciendo los ruidos y vibraciones al mínimo, utilice amortiguadores anti vibratorios. En general, siempre se debe considerar la posibilidad de emplear este tipo de elementos en bombas con motores de 10 HP o más, pero en el caso de motores de 100 HP o más el uso de un amortiguador anti vibratorio debe considerarse obligatorio. No obstante los motores más pequeños pueden también ocasionar ruidos y vibraciones molestas.

La mejor forma de eliminar ruidos y vibraciones consiste en utilizar una cimentación de hormigón, amortiguadores de vibraciones y juntas de expansión.

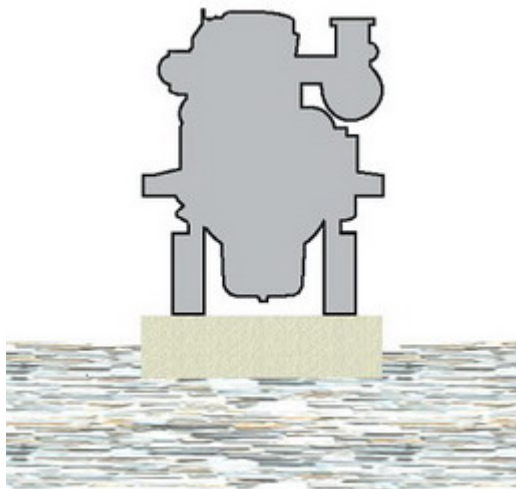


Figura N° 5.23.- Cimentación sobre rocas, tomado de Grundfos Pump Handbook.

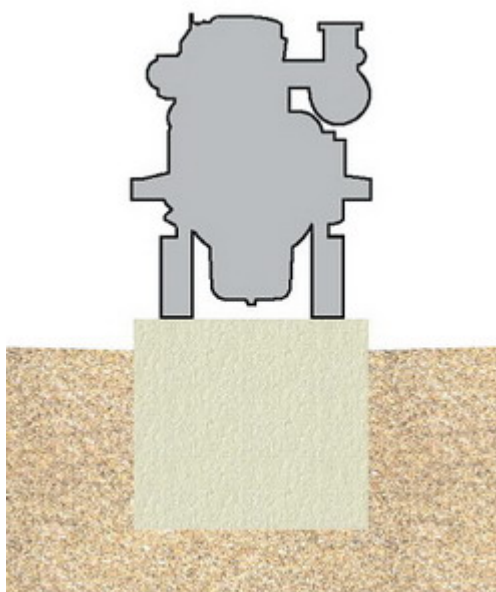


Figura N° 5.24.- Cimentación sobre tierra, tomado de Grundfos Pump Handbook.

RECOMENDACIONES

1. La tubería de succión debe ser recta, lo más corta posible y los codos con gran radio de curvatura, su diámetro es generalmente de una o dos veces el orificio de la brida de succión de la bomba.
2. Realizar acoplamientos en la tubería de succión de la bomba mediante conos excéntricos, que evite la formación de bolsas de aire; los tramos horizontales deberán tener una pendiente de 2%, como mínimo, y de disponer una longitud recta, la suficiente para regularizar la corriente líquida, antes de su entrada en el impulsor.
3. El extremo inferior de la tubería de succión deberá, por lo menos, penetrar en la masa líquida $1,5D$ metros para evitar la toma de aire como consecuencia de formación de vórtices; si por las características del depósito no fuera posible profundizar lo suficiente, se dispondrán tabiques radiales alrededor de la tubería de aspiración.

4. Las bases de las bombas desempeñan un papel importante en el mantenimiento de la bomba y de los componentes del cilindro. Estos proporcionan la rigidez para resistir torques de la transmisión y las cargas impuestas por la tubería, asimismo permiten un fácil desplazamiento del pedestal de la bomba para un rápido mantenimiento (cambio de forros) de la bomba. Las bases suelen ser construidos con vigas de acero de alta resistencia soldadas entre sí, y se mantienen en su posición mediante pernos sobre cemento.

5. Durante los mantenimientos programados (paradas de planta) que se realizan una vez al mes, se deberá ajustar la distancia entre el impulsor y el forro succión, ya que una distancia excesiva produce una disminución de caudal útil y rendimiento, situación que se puede verificar cuando la bomba entrega menos caudal de lo programado. La rapidez con que esta distancia aumenta dependerá de la abrasión del mineral bombeado y de la velocidad de giro de la bomba. Para realizar este ajuste se debe desplazar totalmente el cilindro sobre el pedestal de la bomba hasta que el impulsor este en contacto con el forro y luego retroceder una distancia aproximada de 5mm, distancia más que suficiente para brindar una buena performance a la bomba de pulpa.

6. Asimismo durante las paradas de planta se recomienda desmontar la bomba para su mantenimiento respectivo, para la evaluación del desgaste sufrido en los forros e impulsor y así mismo en las partes metálicas móviles como la

bocina, el anillo hidráulico, la prensaestopa, todo esto con el fin de alargar la vida útil de la bomba.

7. Las bombas centrifugas requieren de un flujo de pulpa libre de gases en la tubería de succión para funcionar de manera satisfactoria, los gases le restan eficiencia al impulsor y por ende a la bomba.

8. Es deseable mantener al menos dos metros de líquido por encima de la línea de centro de la bomba, con un volumen de carga en el cajón de alimentación igual a por lo menos un minuto de bombeo, manteniendo un adecuado nivel de pulpa ayuda a prevenir el arrastre de aire, el cual es evitado puesto que incrementa el desgaste en los forros e impulsor y daño en el eje y los rodajes.

OBSERVACIONES

1. Un típico signo de una incipiente cavitación es un nivel de ruido más alto de lo habitual. Si aumenta la cavitación, esto provocará una caída en el flujo entregado por la bomba. Si persiste y se vuelve crítico, puede encontrarse daños por erosión en los forros e impulsor de la bomba.
2. Otro problema que surge por la cavitación, es el efecto dañino que sufre el sello mecánico de la bomba, la presión ejercida sobre las caras de los sellos, produce un desgaste acelerado y en muchos casos, la rotura de la cara de carbono y la falla del sello.
3. Para las bombas con sello tipo gland o sello húmedo será necesario considerar una pequeña fuga de líquido a través de la empaquetadura de asbesto, pues esta es necesaria para que se verifique el cierre hidráulico, además impide el ingreso de aire, y actúa al mismo tiempo como lubricante entre la empaquetadura y el eje, evitando su desgaste, eso sí una fuga excesiva nos indicará desgaste y deberá verificarse las empaquetaduras.

4. Las empaquetaduras de asbesto que se alojan dentro del bastidor y que se emplean en el sello gland, deben colocarse siempre sueltas no ajustarlas, si se ajustan demasiado no dejaran al eje girar libremente y se producirá un calentamiento en la zona debido a la fricción originada y de no corregir a tiempo y seguir operando estas se quemarán.

5. Otra razón del bajo rendimiento de los equipos de bombeo se relaciona a deficiencias en las tuberías, como incrustaciones que obstruyen la circulación libre del fluido, o mangueras obstruidas. Ante estas circunstancias, es evidente la realización de un diagnóstico más detallado que permita llevar a cabo mediciones directamente en todos los componentes del sistema de bombeo y de esta manera poder identificar con precisión y total certeza, las causas que ocasiona la baja eficiencia con la que operan los equipos.

CONCLUSIONES

1. Como se menciona en el presente informe las bombas centrífugas pueden ser operadas individualmente, en serie, en paralelo o en una combinación de serie y paralelo, se demuestra lo versátil que pueden ser de estos equipos, según la tabla N° 5.4 al evaluar las bombas en serie, de trabajará con una sola bomba a velocidades de 1500 rpm, pero en el caso de operar con dos bombas en serie, se logrará bombear el mismo caudal y la misma altura dinámica pero a una velocidad de 1100 rpm, con los respectivos beneficios que esto nos proporcionará, como trabajar con forros en caucho que son más económicos, velocidades menores de giro de la bomba, lo cual reducirá el desgaste de los forros y repuestos metálicos como bocinas, expulsores, ejes.

Tabla N° 5.4.- Evaluación de bombas en serie

Punto	N (rpm)	Q (gpm)	ADT (ft)	n (%)	Pabs (HP) Fórmula	P (HP) Gráfica
1	1500	400	130	50	30	32
2	1100	400	65	50	15	13.8
Ratio (2/1)	0.73	1	0.5		0.5	0.43

2. Al realizar el cálculo de las potencias para el caso de la bomba alimentando al hidrociclón según tabla N° 5.5, los cálculos realizados a partir de la fórmula de potencia absorbida en comparación con la potencia obtenida de la gráfica muestran valores bastantes cercanos, lo cual nos muestra una alta confiabilidad al tratar con las curvas de performance de las bombas centrifugas; se puede apreciar valores de 66.6 HP según la fórmula de potencia absorbida y 64.8 HP según la gráfica para el caso de la bomba Denver 6x6, para la selección de la potencia del motor a partir de la gráfica se debe considerar el punto máximo de la curva de potencia.

Tabla N° 5.5.- Valores comparativos para las bombas 6x6 y 8x6

	Eficiencia %	Velocidad (rpm)	Potencia Absorbida HP	Potencia Gráfica HP
Bomba 6x6	52	1250	66.6	64.8
Bomba 8x6	73	930	44.4	40.5

3. Como se puede apreciar en la tabla N° 5.5 para ahorrar energía, la bomba debe trabajar a su máxima eficiencia; la eficiencia elevada requiere un mínimo caballaje y por ende se reduce el consumo de energía. Las bombas de alta eficiencia duran más, son más silenciosas y tienen menos vibraciones que las de baja eficiencia, para nuestro caso una eficiencia de 73% arrojará una potencia de 44.4 HP, pero una eficiencia de 52% nos brindará una potencia de 66.6 HP.

4. Para poder seleccionar entre dos bombas que cumplan los requisitos de bombeo para un sistema hidráulico como la bomba Denver 6x6 y la 8x6 según tabla N° 5.5 se deberá evaluar la eficiencia de la bomba y seleccionar la que tenga una eficiencia elevada, entre las bombas 6x6 y 8x6, se elegirá la bomba 8x6 por poseer una eficiencia mayor, asimismo empleará un motor de menor caballaje.

5. Las curvas de performance de las bombas son una herramienta fundamental para la selección de las bombas centrífugas, el tener un conocimiento adecuado de su uso será de gran ayuda para diseñar y/o modificar un sistema hidráulico en una planta concentradora, en muchos casos se puede simular las modificaciones en el circuito de la planta hasta hallar la configuración óptima deseada.

6. La instalación de la bomba debe ser realizada con vistas a obtener el máximo NPSH disponible, tratar de modificar esto una vez instalada la bomba será asumir un alto costo económico y de tiempo para la operación.

7. Las pérdidas hidráulicas están en función de la cantidad de flujo bombeado, del diámetro de tubería, del material de la tubería, longitud de tubería y cantidad de accesorios instalados en la tubería. Para lograr una buena selección y operación de un sistema de bombeo, estas pérdidas deben calcularse adecuadamente, valores errados nos pueden dar puntos de

operación incorrectos o sobredimensionados ocasionando gastos de energía innecesarios.

8. Las bombas centrífugas, se diseñan para operar eficientemente a una carga, un caudal y una velocidad específica. A este punto de operación se le conoce como “el Punto de Mejor Eficiencia” o B.E.P (Best Efficient Point). Considerando el costo de la energía, es más eficiente operar la bomba en este punto. Los equipos a menudo no operan en estas condiciones debido a cambios en la operación del sistema y a la dificultad de igualar las condiciones de operación con el punto de mejor eficiencia de la bomba.
9. Operar los equipos a una mayor capacidad respecto al punto de mejor eficiencia, puede provocar mayores daños, ejemplo de ello es un mayor par de torsión, flexión o desviación del eje. Por lo anterior las características con las cuales la bomba debe operar, siempre deberán ser discutidas y acordadas con el fabricante.

BIBLIOGRAFIA

BOMBAS, SELECCIÓN USO Y MANTENIMIENTO

Kenneth J. 1998.

CONSIDERATIONS FOR PROPER SIZING AND MATERIAL SELECTION TO OPTIMIZE CENTRIFUGAL SLURRY PUMP PERFORMANCE

Gary Davidson. 1990.

FLUJO TURBULENTO DE PULPAS MINERAS EN TUBERIAS CON TRANSPORTE DE SOLIDOS EN FLUIDOS NO NEWTONIANOS

Moraga Nelson, Pacheco Pablo y Véliz Juan. 2013

LIQUID PIPELINE HYDRAULICS

Dekker Marcel. 2004.

MANUAL DE ENTRENAMIENTO

Ksb Pumps

PIPELINE RULES OF THUMB HANDBOOK

E.W. McAllister. 2002.

PUMP HANDBOOK

Grundfos Industry, 2011.

SLURRY PUMP HANDBOOK

Weir Minerals. 2009.

SLURRY TRANSPORT USING CENTRIFUGAL PUMPS

K.C. Wilson, G.R. Addie, A. Sellgren, R.Clift. 2006.

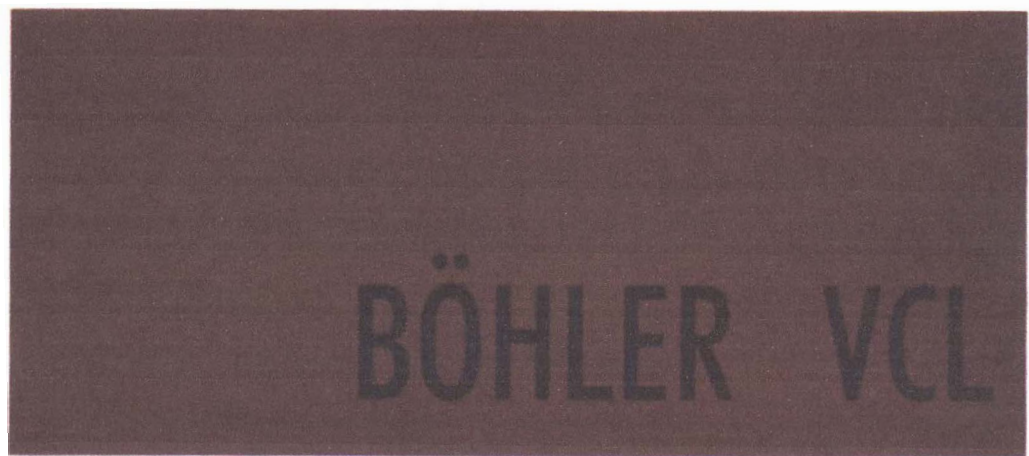
ANEXOS

Anexo A: HOJA TECNICA DE ACERO BOHLER - VCL

Anexo B: DIAGRAMA PARA LA DETERMINACION DE LOS VALORES DE
HR/ ER

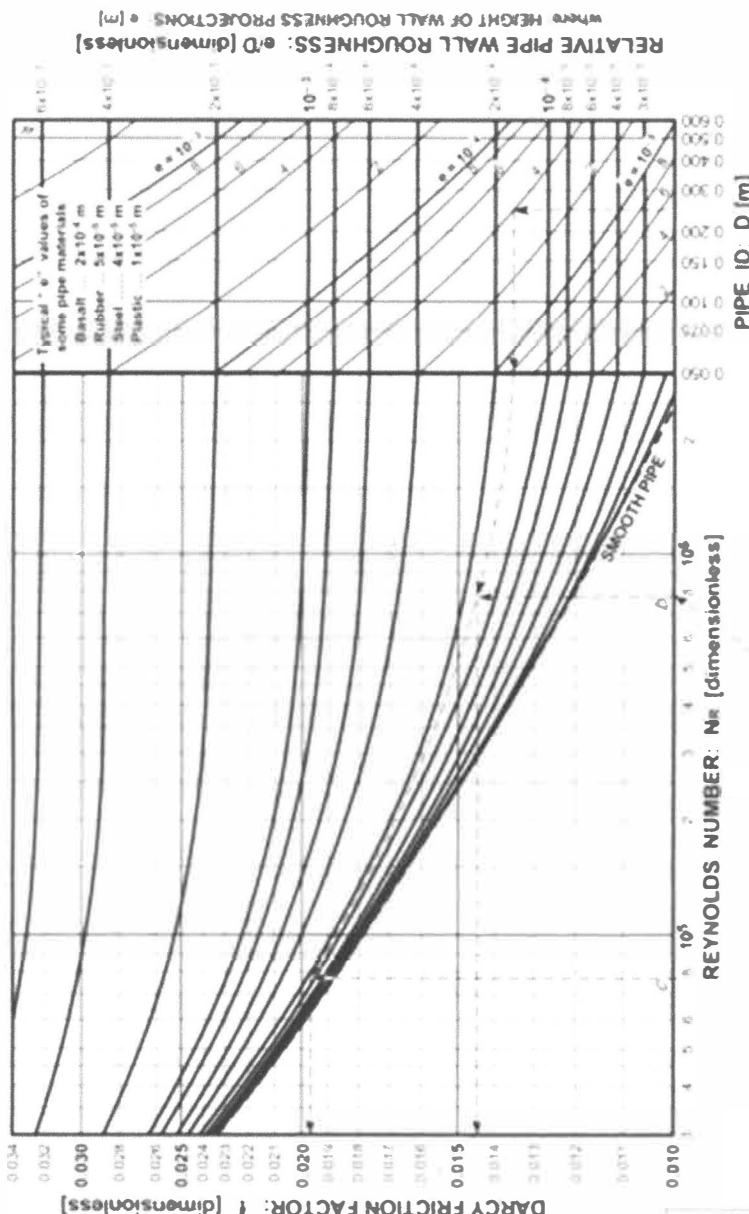
Anexo C: DIAGRAMA PARA EL CALCULO DEL FACTOR DE DARCY

Anexo D: SOFTWARE PARA LA SELECCIÓN DE BOMBAS



ACERO DE CONSTRUCCION

DARCY PIPE FRICTION DIAGRAM



PIPE FRICTION HEAD LOSS
is given by

$$H_f = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad [\text{m fluid}]$$

where

- f = Friction factor [-]
- L = Pipe length [m]
- V = Pipe velocity [m/s]
- D = Pipe ID [m]
- $g = 9.81 \text{ m/s}^2$

EXAMPLES

Pumping at $V=3 \text{ m/s}$ through steel pipe $D=0.25 \text{ m}$ with wall roughness $e=4 \times 10^{-5} \text{ m}$

(1) **Water at $T=20^\circ\text{C}$:**
Kinematic viscosity $\nu=10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ($\mu=1 \text{ cSt}$)
Start with D from bottom left and bottom right and follow the arrows to the end to get $f=0.0145$ and $H_{f100}=3.0 \text{ m water / 100 m pipe}$

(2) **Linseed oil at $T=70^\circ\text{C}$:**
Kinematic viscosity $\nu=10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ ($\mu=10 \text{ cSt}$)
Start as above but stop at B read $Re=7.8 \times 10^5$ divide it by 10 (cSt) to get new $Re=7.8 \times 10^4$ enter it at C and continue to the end to get $f=0.0197$ and $H_{f100}=3.7 \text{ m linseed oil / 100 m pipe}$
- (Note cSt=centistokes)

ACERO DE CONSTRUCCION

BÖHLER VCL

DIN
1.7225
42CrMo4

UNI
42CrMo4

AISI
4140

Composición química
(Valores aproximados en %)

C
0.41

Mn
0.70

Cr
1.10

Mo
0.20

Propiedades

Acero provisto en estado refinado aleado al cromo molibdeno para altas exigencias en cuanto a resistencia y tenacidad, para medianas y grandes secciones de refinación. Es endurecible superficialmente.

Tratamiento térmico

El material es provisto en estado pretemplado y revenido. En el caso de requerir el producto un tratamiento térmico adicional, se especifican a continuación los correspondientes parámetros:

Temple:

830 - 860° C, en aceite, para piezas complejas o de poco espesor.
820 - 850° C, en agua, para piezas simples y de gran tamaño Dureza obtenible después del temple 50-52 HRC.

Aplicación

Piezas en la construcción de máquinas, motores y componentes de vehículos, por ejemplo ejes, puntas de ejes, bielas, ejes de cigueñales, etc. Elementos de matricería. Insertos y moldes para transformación de plásticos.

Recocido:

680 - 720° C. Enfriamiento lento dentro del horno.

Revenido:

540 - 680° C Enfriamiento al aire El revenido debe efectuarse inmediatamente después del temple. Tiempo de permanencia a temperatura: mínimo 1 hora

Forjado en caliente

Forjado:
1050-850°C
Enfriamiento lento en el horno o en material termoaislante.

Distensionado:

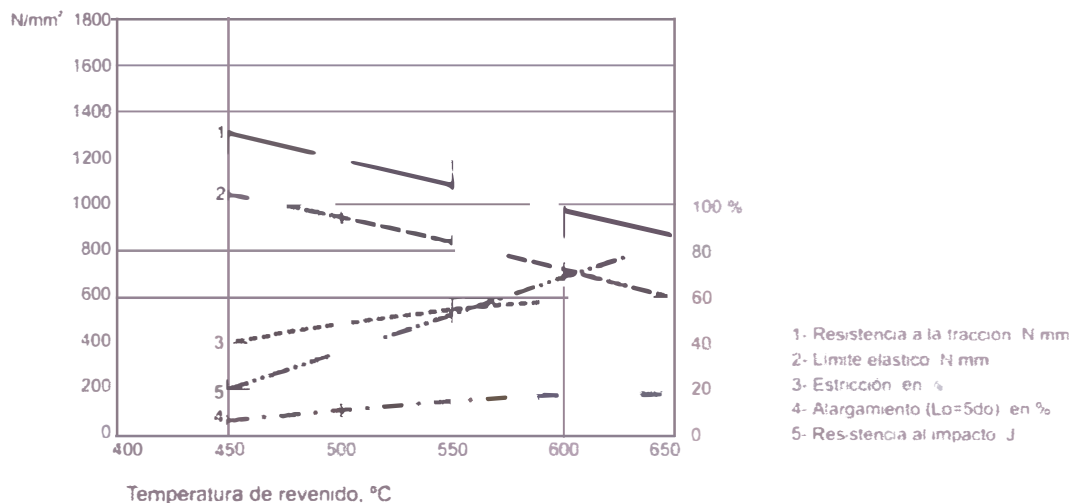
600 - 650° C. Enfriamiento lento en el horno, para reducir tensiones después de un mecanizado extenso, o en herramientas complicadas. Tiempo de permanencia después de calentamiento a fondo: 1 a 2 horas en atmósfera neutra.

Nitrurado:

El material admite el tratamiento térmico de nitrurado iónico, gaseoso, o en baño de sales.

Diagrama de resistencia:

Templado y revenido
Sección: \varnothing 60 mm



Anexo D

SOFTWARE PARA LA SELECCIÓN DE BOMBAS - INOXPA

Actualmente se puede suprimir los cálculos engorrosos y que llevan tiempo por un software de selección de bombas.

A partir de los valores de altura y caudal de un punto de diseño requerido por el usuario, se genera automáticamente una lista de las bombas que se adaptan mejor a las especificaciones, ordenándolas según su tamaño, rendimiento, NPSH o potencia, para facilitar su comparación.

Una vez seleccionada una bomba, el programa muestra el gráfico de la curva característica donde aparecen la altura, rendimiento, potencia y NPSH en función del caudal.

También se puede incrementar o disminuir la velocidad y el tamaño del impulsor.

En la imagen siguiente se puede apreciar los criterios primarios que se deben ingresar para realizar el cálculo, como el caudal de la pulpa, altura total a vencer, NPSH disponible y la velocidad del motor.



Mi perfil | Catálogos | Selección manual | **Búsqueda de punto de diseño**

Criterios primarios | Criterios avanzados | Calculadora de la altura total

Punto de diseño evaluado <small>(Cambiar unidades)</small>	tipos y velocidades
<p>Magnitud del caudal * <input type="text" value="15"/> m³/hr <input type="button" value="↕"/></p> <p>Altura total * <input type="text" value="12"/> m <input type="button" value="Calcular"/></p> <p>Generate SRC <input checked="" type="checkbox"/></p> <p>Punto máximo de rendimiento (DEP, por sus siglas en inglés) <input type="text" value="sin preferencias"/></p> <p>Casi un fallo <input type="text" value="5"/> % de altura</p>	<p>Tipos de bombas</p> <ul style="list-style-type: none">ASPIRDIN FOODDIN TEXESTAMPINOXIHYGINOXHYGINOX SNPROLAC IICP <p><input type="button" value="Seleccionar todo"/></p> <p><small>Tablas de clasificación, notas relacionadas con el tipo y otra información sobre el producto</small></p> <p>Velocidades</p> <ul style="list-style-type: none">360018001200 <p><input type="button" value="Seleccionar todo"/></p>
<p>Fluidos y NPSH</p> <p>pulpa mineral Gravedad específica: 32, viscosidad: 11cP <input type="button" value="Cambiar fluido"/></p> <p>NPSH disponible <input type="text" value="6"/> m <input type="button" value="Calcular"/></p> <p>Radio del margen <input type="text" value="0.5"/></p>	<p>Motor</p> <p>Estándar <input type="text" value="IEC"/></p> <p>Caja <input type="text" value="TEFC"/></p> <p>Criterios de medición <input type="text" value="Potencia en el punto de diseño"/></p>


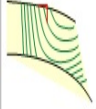


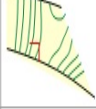
Powered By **PUMP-FLO** [Criterios avanzados](#)

© 2002 a 2010 Engineered Software, Inc. Todos los derechos reservados: [Condiciones de uso](#) | [Política de privacidad](#) | [Requisitos del software](#)



Las siguientes bombas cumplen sus criterios de búsqueda primarios.

Punto de diseño: 15 m³/hr, 12 m.

#	Vista previa	Tipo	Tamaño	Curva	Velocidad (rpm)	Diámetro	Altura (m)	Rend (%)	BEP (%)	NPSHr (m)	Potencia (kW)	Motor (kW)	Tamaño motor	Caudal mínimo (m ³ /hr)	Impulsor
2		PROLAC HCP	50-190	01.030.12.0020	1750	165 mm	12,1	67,7	67,8	0,922	23,3	25,3	180L	---	---
4		HYGINOX	SE-26	4040394	1750	145 mm	11,8	63,3	70	1,46	24,4	25,3	180L	---	4P0226
2		PROLAC HCP	65-175	01.030.12.0028	1750	170 mm	12,1	59,2	68,8	0,766	26,6	86,3	280S	---	---
2		PROLAC HCP	65-215	01.030.12.0032	1750	165 mm	12,5	54,7	65,2	0,819	29,9	86,3	280S	---	---
2		HYGINOX	SE-35	4040396	1750	160 mm	12,5	49,6	51,9	1,13	32,9	86,3	280S	---	4P0235

Luego de este paso queda a consideración del usuario poder elegir la bomba que se ajusta más a su proceso.