

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA GEOLÓGICA MINERA Y METALÚRGICA



**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE DE RELAVE
MEDIANTE TUBERIAS EN EX CENTRO - MIN - PERU
CORRESPONDIENTE A LA DECADA DE 1990”**

INFORME DE SUFICIENCIA

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO DE MINAS**

**ELABORADO POR:
JUAN OSCAR BAUDAZIO MARTINEZ**

**ASESOR:
ING. JUAN AGLIBERTO VIDAL CAMPOMANES**

**LIMA - PERÚ
2014**

DEDICATORIA:

Para mis seres queridos que me
han dado la fortaleza para culminar
este gran sueño.

ÍNDICE

1. CAPÍTULO I :ASPECTOS GENERALES	
1.1. Generalidades	13
1.2. Aplicaciones en la minería	14
1.3. Planteamiento del problema	19
1.4. Objetivo general	19
1.5. Objetivos específicos	19
2. CAPITULO II : ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS	
2.1. Flujo Turbulento	20
2.2. Condiciones iniciales	22
2.2.1. Concentración	22
2.2.2. Diámetros de las partículas	22
2.2.3. Velocidad de transporte	23
2.2.4. Velocidad de asentamiento de partículas	24
2.2.5. Perdidas por ficción	25
2.2.6. Bombeo del relave	26
2.3. Condiciones topográficas	26
3. CAPITULO III : ANÁLISIS DEL SISTEMA	
3.1. Condiciones físicas del material	28
3.1.1. Gravedad específica de los sólidos	28
3.1.2. Tamaño de las partículas	28
3.1.3. Concentración	29
3.1.4. Índice pH ácido - básico	29

3.1.5. Reología	29
3.1.6. Corrosión – erosión	30
3.2 Rangos del tonelaje	30
3.3. Condiciones de la ruta	30
3.4. Cálculo de los parámetros del sistema	30
3.4.1. Sistema sin ciclonear	31
3.4.2. Sistema cicloneado	33
4. CAPITULO IV: PÉRDIDAS DEL SISTEMA	
4.1. Datos del relave y condiciones del sistema sin ciclonear	36
4.1.1.Cálculo del diámetro de la tubería con referencia a la velocidad de transporte del relave	37
4.1.2.Cálculo del diámetro tomando como referencia la velocidad de asentamiento	38
4.1.3.Cálculo de las pérdidas por fricción en la tubería	40
4.1. Datos del Relave y condiciones del sistema cicloneado	42
5. CAPÍTULO V: DISEÑO Y ANÁLISIS DEL SISTEMA.	
5.1. Cálculo de la altura de bombeo	45
5.2. Cálculo de la altura neta de succión	49
6. CAPÍTULO VI :SELECCIÓN DE LA BOMBA	
6.1. Características del sistema	52
6.2. Elección del tipo de bomba	53
6.3. Protección interna de la bomba	54
6.4. Efectos del relave en el bombeo	55
6.5. Elección de la bomba	56
6.5.1.Altura del bombeo	56

7. CAPÍTULO VII: DISEÑO MECÁNICO DE LA TUBERÍA.	
7.1. Presión de trabajo	60
7.2. Desgaste por abrasión y elección de material	63
7.3. Espesor de la tubería	65
7.3.1. Elección del espesor	67
7.3.2. Longitud de la tubería	69
7.4. Unión de tuberías.	71
7.5. Consideraciones para la instalación.	72
7.5.1. Efecto de la temperatura	72
7.5.2. Efecto de golpe de ariete	73
8. CAPÍTULO VIII. ASPECTO ECONÓMICO	
8.1. Costo de inversión y operación	77
8.1.1. Gasto de compra de equipos	77
8.1.2. Gastos de Instalación	78
8.2. Gastos de operación	78
8.3. Costo total del proyecto y análisis	79
8.4. Comparación con otro tipo de sistemas	80
CONCLUSIONES	82
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	84
ANEXOS	

INDICE DE FIGURAS

Figura 2.1: Mapa de la región Pasco	27
Figura 3.1: Determinación del diámetro de partículas del sistema sin ciclonear.	33
Figura 3.2: Determinación del diámetro de partículas del sistema cicloneado.	35
Figura 5.1: Diagrama de la altura de bombeo.	46
Figura 5.2: Diagrama de distribución de la planta de bombeo.	51
Figura 6.1: Partes principales de la Bomba.	59
Figura 7.1: Presión de trabajo.	61
Figura 7.2: Empalmes colocados en la tubería.	72
Figura 7.3: Tubería de 12 pulgadas dirigida hacia el depósito de relaves.	73

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1: Proyectos de transporte de sólidos desarrollados.	14
Tabla 1.2: Comparación de costos con respecto al transporte interoceánico.	16
Tabla 1.3: Reservas minables de la unidad económica administrativa.	18
Tabla 2.1: Valores recomendados de tamaño máximo de partículas.	23
Tabla 3.1: Resumen del análisis de malla del sistema.	29
Tabla 3.2: Análisis de malla del sistema sin ciclonear.	32
Tabla 3.3: Análisis de malla del sistema cicloneado.	35
Tabla 4.1: Datos del relave y condiciones del sistema sin ciclonear.	37
Tabla 4.2: Cálculo del diámetro en función a la velocidad de transporte.	38
Tabla 4.3: Cálculo del diámetro en función a la velocidad de asentamiento.	39
Tabla 4.4: Rugosidad promedio de tubería comerciales.	40
Tabla 4.5: Pérdidas por fricción en la tubería del sistema sin ciclonear.	41
Tabla 4.6: Datos del relave y condiciones del sistema cicloneado.	42
Tabla 4.7: Pérdidas por fricción en la tubería del sistema cicloneado.	43
Tabla 6.1: Características del sistema de trabajo.	52
Tabla 6.2. Características del material de la bomba.	54
Tabla 7.1: Presión de trabajo.	63
Tabla 7.2: Resistencia relativa al desgaste de materiales de tuberías.	64
Tabla 7.3: Valores SDR de la tubería de polietileno.	66

RESUMEN

El objetivo de la siguiente tesina es diseñar un sistema de transporte de relaves mediante tuberías, de una mina del centro del país, para transportar 9 000 litros por minuto (150 l/s) de relave. Se analizará todos los parámetros para realizar dicho diseño.

La tesina consta de principalmente de 8 capítulos sobre el trabajo técnico y un capítulo que contienen las conclusiones del trabajo.

En el primer capítulo se da una introducción del tema y la importancia que tiene el transporte de sólidos mediante tuberías en el sector minero.

En el segundo capítulo se dan a conocer las bases teóricas que se utilizarán en el desarrollo de la tesina, tales como la fórmula de Durand para calcular la velocidad límite de asentamiento, la fórmula de Darcy – Weisbach, para determinar las pérdidas por fricción y otras que son utilizadas. Así como las condiciones topográficas que se deben tener en cuenta para el trazado de la línea de transporte.

En el tercer capítulo se analizan los parámetros de las condiciones iniciales del sistema, tales como las condiciones físicas del material (gravedad específica,

concentración, pH del relave, etc.) y condiciones para el diseño del sistema de transporte (caudal, gravedad específica del mezcla, diámetro de la partículas, etc.).

En el cuarto capítulo abordaremos las pérdidas por fricción que se presentan en el sistema, ya sea en la tubería como en los accesorios.

En el quinto capítulo se analizaran los parámetros de bombeo, Para calcular la altura de bombeo, así como la altura neta de succión.

En el sexto capítulo, veremos la selección de la bomba a utilizar de acuerdo a las características del sistema. Calculando parámetros (potencia, eficiencia de la bomba) y con el apoyo de tablas proporcionadas por los fabricantes, permitirán seleccionar la bomba.

En el séptimo capítulo se calcularán el espesor de la tubería y establecer las presiones del trabajo que se dan en ellas y establecer la calidad de acuerdo a las normas internacionales. Así como establecer las consideraciones de instalación.

En el octavo capítulo se establecerán las condiciones económicas y así calcular el VAN del proyecto, además obtener el costo unitario del transporte de relave del sistema.

En el noveno capítulo se presentaran las conclusiones del trabajo.

ABSTRACT

The aim of the following thesis is to design a tailings transport system using pipes, a mine in the center of the country, to carry 9000 liters per minute tailings. They analyze all parameters for the design.

The thesis consists of 8 chapters mainly on technical work and one chapters containing the conclusions.

The first chapter provides an introduction to the subject and the importance of solids transport through pipes in the mining sector.

In the second chapter we present the theoretical bases were used in the development of the dissertation such as Durand 's formula to calculate the speed limit settlement , the formula of Darcy - Weisbach , to determine friction losses and other they are used. And topographic conditions that must be taken into account in the course of the transmission line.

In the third chapter examines the parameters of the initial conditions of the system, such as the physical condition of the material (specific gravity, concentration, pH of

the tailings, etc). And conditions for the design of the transport system (flow, specific gravity mixing the particle diameter, etc.).

The fourth chapter board frictional losses that occur in the system, either in the pipeline as in the accessories.

In the fifth chapter will analyze the pumping parameters, to calculate the pump head and suction net height.

In the sixth chapter, we will see the selection of the pump to be used according to the characteristics of the system. Calculating parameters (power, pump efficiency) and with the support of tables provided by manufacturers, to select the pump.

In the seventh chapter calculated the thickness of the pipe and set the pressures of work that occur in them and establish quality according to international standards.

And establish installation considerations.

In the eighth chapter established economic conditions and then calculate the NPV of the project, and get the unit cost of tailings transport system.

In the ninth chapter will present the conclusions.

CAPITULO I

ASPECTOS GENERALES

1.1. Generalidades

La primera patente relacionada con el transporte hidráulico de sólidos, de tipo industrial, data del año 1891, y se relaciona con el transporte de carbón mediante bombeo de una suspensión preparada con agua como fluido transportador.

El rango de aplicación del transporte hidráulico de sólidos en la industria minera es muy amplio, tanto para el cobre como para toda la minería metálica.

La importancia de las instalaciones de transporte hidráulico de sólidos dependerá de la magnitud y ubicación de las faenas.

Este tipo de transporte de sólidos permite un ahorro considerable de tiempo y dinero ya que se pueden movilizar grandes cantidades de material y recorrer grandes distancias además de ser sistema flexible, ya que pueden transportarse diferentes tipo de material, lo cuales no siempre tendrán las mismas características físicas.

En la industria minera se ha convertido en un sistema muy útil, en la actualidad los volúmenes de producción son altos, y se necesario una evacuación rápida de relaves e inclusive de concentrados.

La tabla 1.1 muestra los sistemas más interesantes que existen.

Tabla 1.1. Proyectos de transporte de sólidos desarrollados

Material transportado (año puesta marcha)	Longitud recorrida (Km)	Diámetro tubería (pulg)	Capacidad (millones ton/año)
CARBON:			
- Ohio, EE. UU. (1957)	174	10	1.3
- Arizona, EE.UU. (1970)	440	18	4.8
- Arkansas EE.UU. (1979)	1668	38	25.0
- Utah, EE.UU. (1981)	290	24	10.0
- Francia	10	15	1.5
- Polonia	203	10	-
- Rusia	61	12	1.6
- Canadá	805	24	12.0
CONCENTRADOS DE FIERRO:			
- Tansmania, Australia (1967)	86	9	2.3
- Nueva Zelandia (1971)	10	8 y 12	2.0
- México (1974)	48	8	1.8
- México (1976)	32	8	2.1
- México (1976)	27	10	1.5
- Brasil (1977)	400	20	13
- África	266	16	4.0
- India	58	20 y 22	10
CONCENTRADOS DE COBRE			
- Bouganville , Indonesia (1972)	27	6	1.0
- EE.UU. (1974)	17	4	0.4
- Japón	64	8	1.0
- Alumbreira, Argentina (1997)	240-300	7	1.1
- Isacruz , Perú (1996)	25	3,5	0.4
CALIZAS FOSFATOS Y OTROS			
- Inglaterra (1964)	92	10	1.7
- Colombia (1971)	27	7	1.5
- Brasil	114	10	2.2
- Trinidad	10	8	0.6
- África del Sur	35	6 y 9	1.1
- EE.UU.	116	6	0.4

Fuente: Transporte hidráulico de sólidos
Facultad de metalurgia
Universidad de Atacama de Chile

1.2. Aplicaciones en la minería

El transporte hidráulico de sólidos, a través de tuberías, constituye una operación ampliamente utilizada desde hace varios años en numerosas actividades industriales y especialmente en el campo de la minería.

El agua es el fluido más común para transportar sólidos, y si la instalación opera en forma continua, el proceso es capaz de transportar grandes cantidades de sólidos

El movimiento de materiales finos dentro de una faena minera, como es, el transporte de mineral desde la planta de molienda a la planta de flotación, los flujos en el interior

de la planta de flotación, el transporte de concentrados desde la concentradora a la fundición o el transporte de relaves desde la concentradora al pozo de relaves, constituye un factor determinante dentro del esquema de operación de la industria minera.

El sistema de transporte de relaves por tubería es muy útil para nuestro caso, por la localización de nuestros yacimientos, obligando a construir los sistemas para efectuar el transporte antes señalado sobre una topografía desventajosa y capacitarlos para soportar factores climáticos adversos.

Por otra parte, en nuestro país la ubicación de los yacimientos crean condiciones de pendientes y balances hidrológicos favorables que hacen pensar de inmediato en el transporte mediante un sistema hidráulico, consistente en el movimiento gravitacional y/o forzado de suspensiones sólido – líquido ya sea en tuberías o canales.

La explicación del creciente interés por esta alternativa para transportar materiales de tamaño reducido, es principalmente de índole económico, y son dos factores los más destacados:

- Bajo costo y economía de escala, y
- Puesta en marcha de la explotación de yacimientos mineros, cuya localización hace que tal actividad no sea económica por medio del transporte tradicional.

Algunos antecedentes indican que los costos de transportes son más bajos, dentro de ciertos límites de producción, y le siguen el transporte por ferrocarril, por camión y por fajas transportadoras.

Si se toma como patrón de medida el costo de transporte interoceánico (c.t.i.) de materiales finos, en barcos de alto tonelaje, se tienen los siguientes índices, que demuestran lo favorable que es el transporte hidráulico de sólidos por tubería.

Tabla 1.2. Comparación de los costos con respecto al transporte interoceánico.

- Por tubería o canales 3 a 20 veces c.t.i.
 - Por barco fluvial 4 a 8 veces c.t.i.
 - Por tren 8 a 30 veces c.t.i.
 - Por camión 80 a 100 veces c.t.i.
- Estos datos son válidos para distancias cercanas a mayores a 161 Kilómetros.

Fuente: Facultad de metalurgia de la
Universidad de Atacama Chile

Las ventajas más significativas que presenta el transporte hidráulico de sólidos son:

- Simplicidad de la instalación
- Facilidad para vencer obstáculos naturales o artificiales. No hay impedimentos, el transporte puede ser en dirección horizontal, vertical o inclinada.
- No requiere de gran despliegue de maniobras de instalación ni de operación. El factor operacional es ventajoso, por cuanto es bajo el número de operarios requeridos para hacer funcionar el sistema.
- Proporciona un flujo continuo de sólidos y fácil implementación de control automático
- Bajo consumo de energía.

- Posibilidad de transportar varios productos.
- No se produce daño ni se altera el medio ambiente.
- Permitir la elección de la vía más corta entre dos puntos al atacar cualquier tipo de pendientes, para las tuberías en presión, y evitar la construcción de las complejas obras civiles necesarias para implementar un camino o una vía férrea.
- Eliminar la influencia de factores climáticos como temporales, rodados de nieve, neblina, etc.

Poder alcanzar ritmos de transportes imposibles de realizar con otro tipo de sistema. Para que el transporte de mezclas sólido-líquido a través de cañerías sea técnicamente factible, se deben cumplir las siguientes condiciones:

- El sólido debe poder mezclarse y separarse fácilmente.
- No deben existir riesgos, como por ejemplo taponamiento de la tubería debido a Interacciones entre las partículas, trayendo como consecuencia aglomeración de ellas.
- El sólido a transportar no debe reaccionar ni con el fluido transportante ni con la tubería.
- El desgaste y ruptura que sufren las partículas durante el transporte no deben tener efectos adversos para el proceso posterior de ellas.
- La cantidad de fluido transportante debe ser adecuada.

En la tabla 1.3 mostramos las reservas con que cuenta la empresa en donde se desarrollará el sistema para el transporte de relaves así como el transporte de relleno hidráulico a los tajeos, cuando se le requiera.

Tabla 1.3: Reservas minables de la unidad económica administrativa

	UNIDAD	RESERVA	RECUPERACION MINADO	RESERVAS MINABLES NETAS
Subterránea	t	13 965 000	85%	11 870 590
	% Pb	3.20		3.20
	% Zn	10.52		10.52
	g Au/t	99.90		99.90
	US \$/t	56.17		56.17
	Cut off (US \$/t)	17.98		17.98
	Tajo Abierto	t	13 770 800	100%
% Pb		1.93		1.93
% Zn		4.99		4.99
g Ag/t		64.01		64.01
US \$/t		15.86		15.86
Cut Off (US \$/t)		10.06		10.06
TOTAL U.E.A.		t	27 735 800	92%
	% Pb	2.57		2.57
	% Zn	7.77		7.77
	g Ag/t	82.08		82.08
	US \$/t	36.16		36.16
	Cut Off (US \$/t)	14.05		14.05

donde: U.E.A: Unidad económica administrativa

1.3. Planteamiento del problema

Debido a las más de 25 millones de toneladas probadas de reserva mineral que se tienen en las unidades de producción, y además se sabe que el 82% del material extraído constituyen los relaves, los cuales deberán ser depositados en la poza que dista de la planta concentradora 4,2 km, entonces teniendo en cuenta la geografía del terreno y dicha distancia se hace necesario diseñar un sistema de transporte de relaves mediante de tuberías.

1.4. Objetivo General

Diseñar un sistema de transporte de relaves mediante tuberías.

1.5. Objetivos específicos

- Determinar la velocidad de transporte de la mezcla en el sistema.
- Determinar las pérdidas por fricción en las tuberías del sistema de transporte.
- Determinar el diámetro óptimo de la tubería la utilizar en el sistema de transporte.
- Determinar el tipo de bomba a utilizar en el sistema de transporte.
- Determinar las características mecánicas de la tubería a utilizar en el sistema de transporte.
- Determinar los costos de inversión que demande el proyecto de la instalación del sistema de transporte.

CAPÍTULO II

ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS

2.1. Flujo Turbulento

Este tipo de flujo es el que más se presenta en la práctica de ingeniería. En este tipo de flujo las partículas del fluido se mueven en trayectorias erráticas, es decir, en trayectorias muy irregulares sin seguir un orden establecido, ocasionando la transferencia de cantidad de movimiento de una porción de fluido a otra, de modo similar a la transferencia de cantidad de movimiento molecular pero a una escala mayor.

En este tipo de flujo, las partículas del fluido pueden tener tamaños que van desde muy pequeñas, del orden de unos cuantos millares de moléculas, hasta las muy grandes, del orden de millares de pies cúbicos en un gran remolino dentro de un río o en una ráfaga de viento.

Cuando se compara un flujo turbulento con uno que no lo es, en igualdad de condiciones, se puede encontrar que en la turbulencia se desarrollan mayores esfuerzos cortantes en los fluidos, al igual que las pérdidas de energía mecánica, que a su vez varían con la primera potencia de la velocidad.

El flujo de mezclas sólido-líquido por tuberías depende de una gran cantidad de variables y parámetros, no estando aún evaluada con exactitud la influencia de algunas de ellas estas variables se pueden sintetizar de la siguiente manera:

- Dependiente del sólido a transportar
 - Granulometría
 - Densidad
 - Forma de las partículas
 - Dureza

- Dependiente del fluido transportador
 - Densidad
 - Viscosidad

- Dependiente de la instalación
 - Diámetro interno de la cañería
 - Longitud
 - Desnivel
 - Rugosidad interna
 - Ángulos de inclinación de la tubería
 - Singularidades (estrechamiento, codos, etc.)

- Dependientes de la mezcla
 - Concentración de sólidos en volumen y en peso
 - Densidad de la mezcla

- Dependientes del sistema
 - Tonelaje de sólidos a transportar

- Velocidad de flujo
- Perdida de carga

2.2. Condiciones Iniciales del sistema

Debido a la complejidad del transporte en relaves es necesario tener en cuenta la influencia de los factores que lo conforman para poder establecer el criterio de diseño del sistema. Por lo cual trataremos los puntos de concentración, el diámetro de las partículas, la velocidad del transporte y las pérdidas de fricción

2.2.1. Concentración

En todo sistema de transporte generalmente son deseables las más altas concentraciones de sólidos, debido a que estos reducen el volumen de agua a usar, el tamaño de la bomba, tubería y motores, pero que las concentraciones no pueden ser altas ya que no fluiría el relave, las experiencias y las pruebas han demostrado que las variaciones óptimas son de 24% a 51% de sólidos por peso.

2.2.2. Diámetro de las partículas

Debido a que las partículas de mayor tamaño tienden a sedimentarse más rápido que las partículas menores, es necesario conocer el tamaño máximo de las partículas sólidas para así determinar la velocidad máxima de sedimentación que tendrán.

Los diámetros de los diferentes componentes que forman el relave se deberían seleccionar de acuerdo al porcentaje de partículas que pasan por determinado número de malla tal como muestra tabla de comparación de mallas (anexos).

En minería es común trabajar en los rangos de malla entre 35 M a 350 M. Una vez obtenida los porcentajes, se procederá a obtener un diámetro efectivo de 50% a 60% que se denomina d_{50} o d_{60} respectivamente que es el parámetro de trabajo.

Tabla 2.1. Valores recomendados de tamaño máximo de partículas

Material	Tamaño máximo (mm)	Malla
Asfalto	4,76	4
Carbón	2,38	8
Caliza	0,30	48
Concentrado de cobre	0,21	65
Concentrado de hierro	0,15	100

Fuente: Manejo y abandono de relaves mineros.
Ing. Rojas L, Luis

2.2.3. Velocidad de transporte

Cuando la cantidad del material y concentración han sido definidos, la concentración del diámetro de la tubería es de suma importancia ya que esto determina la velocidad de transporte.

Es importante para la operación económica que la velocidad sea tan cercana a la óptima como sea posible. Si la velocidad es muy baja se puede sedimentar, y si la velocidad es muy alta las pérdidas resultan exclusivas, el consumo de energía se eleva demasiado y el desgaste en las tuberías resulta mayor.

La velocidad puede ser determinada por la experiencia, test de laboratorio o formulas empíricas, que en todos los casos serán regidos por la velocidad de asentamiento.

Se sabe que $Q = \frac{V}{A}$ entonces

Luego:

$$V = Q \cdot A \quad (2.1)$$

Donde:

V: velocidad de transporte en m/s

Q: caudal del relave en m³/s

A: Área de la tubería en m²

Cuando se trata de relave fino se realizan pruebas en los laboratorios con un viscosímetro, para hallar el factor de asentamiento.

2.2.4. Velocidad límite de asentamiento:

La velocidad límite de asentamiento se define como la velocidad media del flujo de una mezcla de agua y sedimentos, bajo la cual las partículas suspendidas comienzan a sedimentarse formando un lecho estacionario incipiente en el fondo del canal.

Esta velocidad es uno de los parámetros importantes en el diseño de tuberías.

Para nuestro caso que se halla en zona de gruesos, emplearemos la fórmula de Durand para obtener la velocidad límite de asentamiento que está definido por:

$$V_L = F_L \sqrt{2g \cdot D \cdot (S_s - S_L)} \quad (2.2)$$

Donde:

V_L : Velocidad de asentamiento en m/s

F_L : Factor que depende del tamaño de las partículas y de la concentración

g : aceleración de la gravedad en m/s²

D : Diámetro interno de la tubería en m

S_s : Gravedad específica de los sólidos

S_L : Gravedad específica del líquido.

Debemos mencionar que el valor del factor F_L es similar para relaves de partículas superiores a los 2 mm.

2.2.5. Pérdida por fricción

La pérdida de carga en una tubería, es la pérdida de energía del fluido debido a la fricción de las partículas del fluido entre sí (viscosidad) y contra las paredes de la tubería que las contiene (rugosidad). Estas pérdidas llamadas caídas de presión, también se producen por estrechamiento o cambio de dirección del fluido al pasar por un accesorio (válvulas, codos, etc.).

Estando definidos los parámetros de concentración, el tamaño efectivo de partículas y la velocidad, estará definido también el diámetro de la tubería.

Para nuestro caso, aplicaremos la ecuación de Darcy–Weisbach, la cual es:

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2.3)$$

Donde:

h_f :pérdida de fricción en m

L: Longitud de la tubería en m

V: Velocidad del fluido en m/s

g: Aceleración de la gravedad en m/s^2

f: factor de fricción, el cual se calcula mediante la fórmula de

Colebrook - White

$$\frac{1}{f} = -2 \log \left[\frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{R\sqrt{f}} \right] \quad (2.4)$$

Sabiendo que:

ε : rugosidad absoluta

R: Número de Reynolds, el cual se define como:

$$R = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (2.5)$$

Donde:

ν : Viscosidad absoluta en m^2/s

2.2.6. Bombeo de relave:

De acuerdo a las publicaciones, las bombas que se utilizan para el bombeo de relave trabajan con agua limpia, por lo que se hace necesario hacer ajustes a los factores.

También se sabe que los sólidos en suspensión afectan directamente la altura de trabajo y la potencia.

Las correcciones con respecto a la gravedad específica para calcular la potencia no son suficientes, por lo cual existen numerosos métodos para las correcciones de velocidad y potencia de consumo.

Para nuestro caso, emplearemos datos obtenidos por los fabricantes que relaciona el valor del agua limpia con diferentes valores de concentración, viscosidad y tamaño de las partículas en los relaves.

2.3 Condiciones Topográficas

La Unidad Económica Administrativa en mención está ubicada entre los distritos de Chaupimarca, Yanacancha y Simón Bolívar de la Provincia y Departamento de Pasco en la Región Andrés Bello Cáceres y se encuentra a una altitud de 4,340 m.s.n.m.,

a 130 Km. de La Oroya y a 310 Km. de Lima. El acceso a esta zona se realiza por carretera y ferrocarril.



Figura 2.1. Mapa de la Región Pasco

CAPITULO III

ANÁLISIS DEL SISTEMA

3.1 Condiciones físicas del material

El material que se transporta no es homogéneo en su condición física y sobre todo los minerales que están conformados por una serie de sustancias que influyen en el comportamiento del material, es por eso que se hace necesario conocerlo bien. En este capítulo se va a calcular y analizar los parámetros físicos del material a transportar así como la información tomada de los resultados de laboratorio proporcionados,

3.1.1 Gravedad específica de los sólidos:

Los valores de acuerdo a las muestras varía entre 2,8 a 3,5 para nuestro sistema tomamos 3,15.

3.1.2 Tamaño de las partículas

De acuerdo al análisis de malla según laboratorio de mina:

Tabla 3.1 Resumen del análisis de malla del sistema

Malla Tyler	Material % sin ciclonear	Material Cicloneado %
35	98.5	99.0
48	96.7	97.2
65	87.4	92.0
100	77.2	85.1
150	69.2	79.1
200	1.1	0.8

3.1.3 Concentración

Los rangos de concentración según muestras son entre 26,3% y 35,6 %, luego tomaremos:

Para el sistema sin ciclonear: 33,2%

Para el sistema cicloneado: 26,7 %

3.1.4. pH del Relave

De acuerdo a los datos de laboratorio 12,3

3.1.5. Reología

Prueba de laboratorio a 20 °C

I. Viscosidad :

Para el sistema sin ciclonear: 4,5 centipoises

Para el sistema cicloneado: 3,76 centipoises

II. Resistencia al corte: 2,1 dinas por cm².

3.1.6. Corrosión y Erosión

Según las pruebas varia de 15 a 33 mpy

Sabiendo que 1mpy (milimeter per year) es equivalente a 0,001"/ año.

3.2. Rangos del tonelaje

Producción promedio: 225 t/h

Producción máxima: 255 t/h

considerando una merma del 15% tenemos:

Producción: 217 t/h

3.3. Condiciones de la ruta

Longitud de la tubería: 4 200 m

Cotas:

Casa de bombas: 4 345 m.s.n.m

Zona de descarga: 4 295 m.s.n.m

Pendiente hidráulica: $\frac{4\ 345\text{m} - 4\ 295\ \text{m}}{4200\text{m}} = 12\ \text{m} / \text{Km}$

3.4. Cálculo de los parámetros del sistema

Se realizará primero el cálculo para condiciones normales de trabajo, es decir; cuando se le utiliza para enviar sólo material de relave, al cual le llamaremos en este trabajo "sistema sin ciclonear" y luego se aplicara los mismos conceptos para los momentos en que el sistema se utilizará para enviar material como relleno hidráulico, el cual le llamaremos "sistema cicloneado".

3.4.1. Sistema simple sin ciclonear

Tonelaje promedio: 225 t/h

Tonelaje máximo: 255 t/h

i. Peso de los sólidos 255 t/h

ii. Peso de volumen de agua
Igual al volumen de sólidos 81 t/h

$$\frac{255}{3,15} = 81$$

iii. Peso del agua del relave 513 t/h

$$\frac{255}{0,332} - 255$$

iv. Peso total del relave 768 t/h

$$255 \text{ t/h} + 513 \text{ t/h}$$

v. Peso total de volúmenes iguales 594 t/h

$$81 \text{ t/h} + 513 \text{ t/h}$$

vi. Cantidad de relave en galones por minuto 2400

Luego

$$Q = 594 \frac{\text{t}}{\text{h}} \cdot 908 \frac{\text{kg}}{\text{t}} \cdot \frac{1 \text{ gal}}{3,785 \text{ l}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}}$$

(donde: 1 kg de agua = 1 ℓ de agua)

$$Q = 9\,000 \text{ ℓ /min}$$

También:

$$Q = 150 \text{ ℓ/s}$$

vii. Gravedad específica

$$S_m = \frac{\text{Peso del relave}}{\text{vol.del relave}} \quad (3.1)$$

$$S_m = \frac{768}{594} = 1,29$$

viii. Sólidos por volumen

$$C_v = \frac{\text{Vol. de sólidos}}{\text{Vol. de relave}} \quad (3.2)$$

$$C_v = \frac{81}{594} * 100\% = 13,63 \%$$

ix. Cálculo del diámetro efectivo de la partícula (d_{50})

De acuerdo al análisis de malla:

Tabla 3.2. Análisis de malla del sistema sin ciclonear

Malla (Tyler)	Mm	Peso retenido	Queda %	Acumulado %	Peso que pasa %
35	0.417	21.8	1.5	1.5	98.5
48	0.295	27.5	1.8	3.3	96.7
65	0.208	139.8	9.3	12.6	87.4
100	0.147	153.3	10.2	22.8	77.2
150	0.104	119.8	8.0	30.8	69.2
200	0.047	1021.2	68.1	98.9	1.1
Fondo		16.6	1.1		

De acuerdo al gráfico 3.1 el diámetro efectivo de las partículas será:

$$d_{50} = 0,083\text{mm}$$

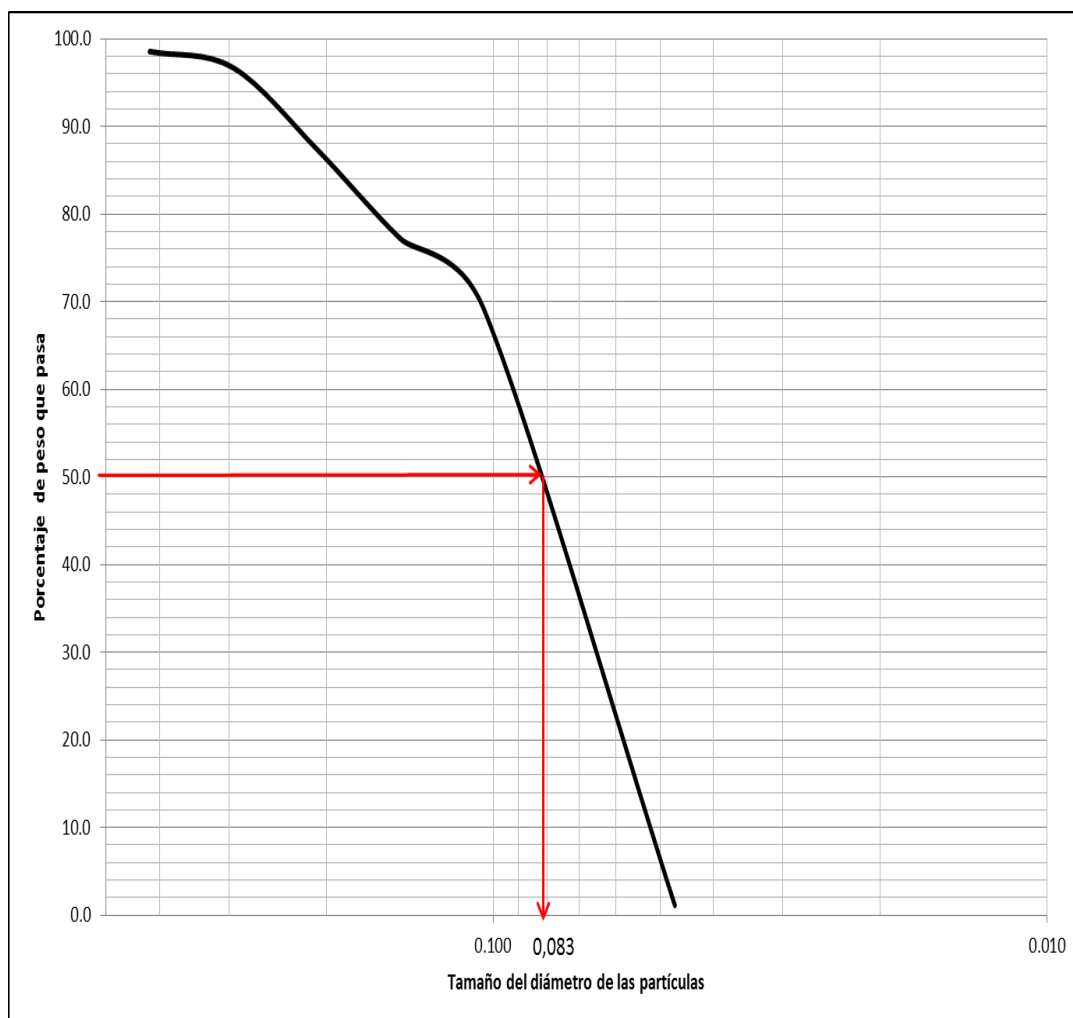


Figura 3.1 Determinación del diámetro de partículas del sistema sin ciclonear

3.4.2. Sistema cicloneado

Este sistema se utilizará cuando la mina requiera de rellenar algún tajeo, por lo que el procedimiento en este caso es similar al anterior por lo que tenemos

i. Caudal:

Debido al cicloneo el caudal disminuye el 18%, entonces:

$$Q = 0,82 * 2400 = 2000 \text{ gpm}$$

$$Q = 7\ 600 \text{ l/min}$$

También:

$$Q = 126,7 \text{ l/s}$$

ii. Gravedad específica de la mezcla

$$S_m = \frac{S_1}{1 - \frac{C_w (S_s - S_1)}{S_s}} \quad (3.3)$$

Donde:

S_1 : gravedad específica del agua igual a 1

S_s : Gravedad específica de los sólidos igual a 3,15

C_w : Concentración igual a 0,267

Por lo tanto:

$$S_m = 1,22$$

iii. Calculo del porcentaje de solidos por volumen (C_v)

$$C_v = \frac{S_m - S_1}{S_s - S_1} \quad (3.4)$$

$$C_v = 10,36\%$$

iv. Cálculo del diámetro efectivo de las partículas d_{50} :

Tabla 3.3 Análisis de malla del sistema cicloneado

Malla (Tyler)	mm	Peso retenido	Retenido %	Peso acumulado	Peso que pasa %
35	0.417	19.7	1.0	1.0	99.0
48	0.295	36.2	1.8	2.8	97.2
65	0.208	104.6	5.2	8.0	92.0
100	0.147	137.3	6.9	14.9	85.1
150	0.104	119.4	6.0	20.9	79.1
200	0.047	1566.2	78.3	99.2	0.8
Fondo		16.6	0.8		

De acuerdo al gráfico 3.2 el diámetro efectivo de las partículas será:

$$d_{50} = 0,078 \text{ mm}$$

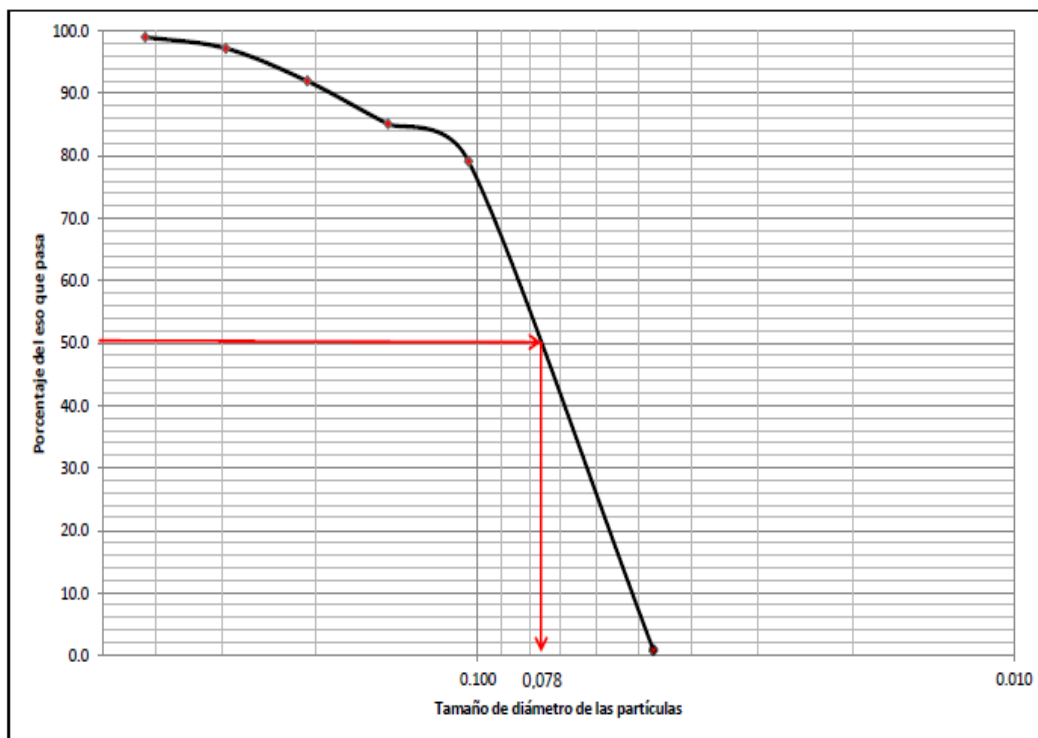


Figura 3.2 Determinación del diámetro de partículas del sistema cicloneado

CAPITULO IV

PÉRDIDAS DEL SISTEMA

La pérdida de carga en una tubería, es la pérdida de energía del fluido debido a la fricción de las partículas del fluido entre sí (viscosidad) y contra las paredes de la tubería que las contiene (rugosidad). Estas pérdidas llamadas caídas de presión, también se producen por estrechamiento o cambio de dirección del fluido al pasar por un accesorio (válvulas, codos, etc.).

Las pérdidas se calcularan para las dos condiciones que se ha trabajado; es decir para el sistema sin ciclonear, para máximo caudal y el sistema cicloneado para caudal mínimo.

4.1. Datos del relave y condiciones del sistema sin ciclonear:

La siguiente tabla muestra las condiciones y datos obtenidos del sistema sin ciclonear, para calcular el diámetro en función de la velocidad de transporte y la velocidad de asentamiento.

Tabla 4.1 Datos del relave y condiciones del sistema sin ciclonear

Caudal	2400 gpm o 150 ℓ/s
Viscosidad absoluta	4,5 centipoises
Gravedad especifica de los sólidos (Ss)	3,15
Gravedad especifica de la mezcla (Sm)	1,29
Concentración (Cw)	0,332
Concentración por volumen (Cv)	13,63 %
Diámetro efectivo	0.083 mm
Longitud de transporte	4 200 m
Diferencia de altura	26 m
Altura	4 345 msnm

4.1.1. Cálculo del diámetro de la tubería con referencia a la velocidad de transporte del relave.

La velocidad del relave debe ser entre 1 al 3 m/s, por lo que haciendo una variación de los valores de la velocidad obtendremos posibles valores del diámetro a utilizar en el diseño.

Utilizando la fórmula (2.1) se obtendrá el diámetro de la tubería con:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}$$

Donde:

Q: Caudal en m^3/s

V: velocidad del relave en m/s

Para nuestro caso tenemos $Q = 2400 \text{ gpm}$ o $Q = 150 \text{ } \ell/s$

Tabla 4.2 Cálculo del diámetro en función a la velocidad de transporte

Velocidad	Diámetro de la tubería	
	Metros	Pulgadas
1,00	0,4391	17,3
1,25	0,3927	15,5
1,50	0,3585	14,1
1,75	0,3319	13,1
2,00	0,3105	12,2
2,25	0,2927	11,5
2,50	0,2777	10,9
2,75	0,2648	10,4
3,00	0,2535	10,0

En la industria es muy usual diámetros de tubería que oscilan entre 8 y 18 pulgadas.

4.1.2. Cálculo del diámetro tomando como referencia la velocidad de asentamiento.

Aplicando la formula (2.2.) se confecciona la tabla (4.3) en donde se calcula la velocidad de asentamiento con los siguientes datos:

- i. $S_s = 3,15$
- ii. $S_1 = 1$

- iii. $F_L = 0,45$, factor que se obtiene del ábaco con $C_v = 13,63\%$ y $d_{50} = 0,083$ mm, valor extraído de la figura A5 A5

Tabla 4.3 Cálculo del diámetro en función a la velocidad de asentamiento

Diámetro		Velocidad de asentamiento (m/s)	Área (m ²)	Velocidad de transporte (m/s)
Pulgadas	Metros			
18	0.457	2.15	0.164	0.923
16	0.406	2.03	0.129	1.174
14	0.356	1.90	0.099	1.529
12	0.305	1.76	0.073	2.074
10	0.254	1.60	0.051	2.969
8	0.203	1.43	0.032	4.731

De la tabla 4.3, se observa que la velocidad de transporte (2,074 m/s) es mayor que la velocidad de asentamiento (1,76 m/s).

Por lo tanto la velocidad de asentamiento que utilizaremos como información será:

$$V_L = 1,76 \text{ m/s}$$

La elección del diámetro se basa en la comparación entre la velocidad asentamiento y la velocidad de transporte, para lo cual hay que considerar que:

“La velocidad de transporte sea mayor que la velocidad de asentamiento”

Por lo que podemos optar para diámetros menores a 12 pulgadas, aunque se sugiere que no haya mucha diferencia entre las velocidades, por lo tanto utilizara una tubería de 12 pulgadas.

4.1.3 Cálculo de las pérdidas por fricción en la tubería

El rozamiento del fluido con las paredes de la tubería provoca una caída de presión. Conocer este valor se hace necesario para el cálculo de las bombas, pero también para comprobar que el diámetro elegido para la conducción del relave es suficiente, pues de ser éste muy pequeño, la pérdida de carga que se produzca será muy elevada. Teniendo determinado el diámetro de 12 pulgadas podemos calcular las pérdidas de la línea.

De acuerdo a la fórmula de Colebrook – White, fórmula (2.4), previamente se calculará el factor fricción “f” tomando en cuenta los siguientes parámetros.

- i. Coeficiente de rugosidad es: 0,0000457, según tabla

Tabla 4.4 Rugosidad promedio de tubería comerciales

Rugosidad promedio de tubos comerciales*		
Material	<i>f</i>	
	pies	mm
Vidrio	0.000001	0.0003
Tubería estirada	0.000005	0.0015
Acero, Hierro forjado	0.00015	0.046
Hierro fundido asfaltado	0.0004	0.12
Hierro galvanizado	0.0005	0.15
Hierro fundido	0.00085	0.26
Madera cepillada	0.0006-0.003	0.18 -0.9
Concreto	0.001-0.01	0.3 -3.0
Acero remachado	0.003-0.03	0.9 -9.0

Fuente: Mecánica de Fluidos – Irving H Shames.

- ii. Velocidad de transporte: 2.074 m/s
- iii. Diámetro interno: 0,305 m
- iv. Viscosidad absoluta: 3,488 centipoises
- v. Número de Reynolds: 181 356

$$R = \frac{2,074 \times 0,305}{0.000003488}$$

Por lo tanto.

El factor de fricción f es 0,01700

El cálculo del factor de fricción f es muy complejo ya que la variable esta en los dos miembros de la ecuación y por lo general se resuelve mediante iteraciones, aunque en la actualidad existen calculadoras para esta fórmulas por internet y es la que hemos usado en este trabajo.

Se han realizado los cálculos y se presentan en el cuadro 4.5.

De acuerdo a la fórmula de Darcy y Weisbach

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

$$h_f = 0,0170 \cdot \frac{4200 (2,074)^2}{0,305 \cdot 2 \cdot 9,8}$$

$$h_f = 51,37 \text{ m de relave}$$

Tabla 4.5 Pérdidas por fricción en la tubería del sistema sin ciclonear

Caudal		Velocidad m/s	Nro. Reynolds	Factor de fricción	Hf
GPM	m ³ /s				
1600	0.1009	1.382	120863	0.01815	24.36
1800	0.1136	1.556	136075	0.01779	30.27
2000	0.1262	1.729	151168	0.01749	36.72
2200	0.1388	1.901	166261	0.01724	43.78
2400	0.1514	2.074	181354	0.01700	51.37
2600	0.1640	2.247	196447	0.01610	57.09
2800	0.1766	2.419	211539	0.01663	68.38
3000	0.1893	2.593	226752	0.01646	77.76

Teniendo en cuenta la velocidad de asentamiento 1,76 m/s y además la velocidad de transporte es 2,07 m/s podemos decir que el caudal utilizar como mínimo sea de 2400 gpm o 150 ℓ/s.

4.2. Datos del Relave y condiciones del sistema cicl

Tabla 4.6 Datos del relave y condiciones del sistema cicloneado

Caudal	2000 gpm o 126 ℓ/s
Viscosidad absoluta	3,765 centipoises
Gravedad especifica de los sólidos (S_s)	3,15
Gravedad especifica de la mezcla (S_m)	1,22
Concentración (C_w)	0,267
Concentración por volumen (C_v)	10,36 %
Diámetro efectivo	0.078 mm
Longitud de transporte	4 200 m
Diferencia de altura	26 m
Altura	4 345 msnm

Teniendo en cuenta que tenemos definidos los parámetros para el sistema cicloneado, calcularemos la velocidad de asentamiento:

- i. V_L = velocidad de asentamiento
- ii. $S_s = 3,15$
- iii. $S_1 = 1$
- iv. $D = 12$ pulg. ó 0,305 m

- v. $F_L = 0,39$, factor que se obtiene del ábaco (figura A5) con $C_v = 10,36$
% y $d_{50} = 0,078$ mm.

Con estos parámetros calculamos la velocidad límite de asentamiento

$$V_L = 0,39 \sqrt{2 \cdot (9,8)(0,305)(3,15 - 1)}$$

$$V_L = 1,39 \text{ m/s}$$

Tabla 4.7 Pérdidas por fricción en la tubería del sistema cicloneado

Caudal		velocidad m/s	Nro Reynolds	Factor de fricción	hf
GPM	m ³ /s				
1200	0.075	1.027	89838	0.01912	14.18
1400	0.1010	1.384	120982	0.01815	24.41
1600	0.1009	1.382	120863	0.01815	24.36
1800	0.1136	1.556	136075	0.01779	30.27
2000	0.1262	1.729	151168	0.01749	36.72
2200	0.1388	1.901	166261	0.01723	43.76
2400	0.1514	2.074	181354	0.01700	51.37
2600	0.1640	2.247	196447	0.01680	59.57

Teniendo en cuenta la velocidad de asentamiento 1,39 m/s y además la velocidad de transporte es 1,73 m/s podemos decir que el caudal utilizar como mínimo sea de 2000 gpm o 126 l/s.

CAPITULO V

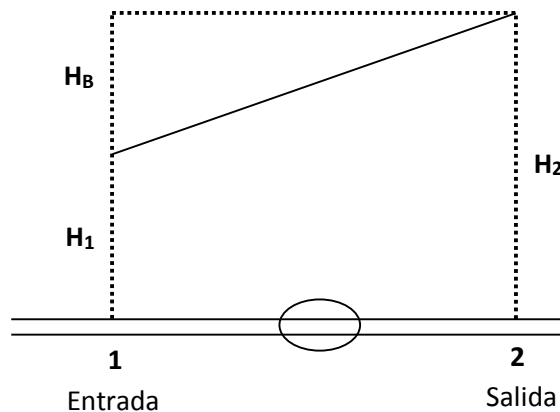
DISEÑO Y ANÁLISIS DEL SISTEMA

Las maquinas hidráulicas realizan un cambio de energía entre un sistema mecánico y un sistema fluido pudiendo ser de dos tipos:

- Bombas, que transforman la energía mecánica en energía hidráulica.
- Turbinas, que transforman la energía hidráulica en energía mecánica

Las bombas para elevar líquidos son máquinas hidráulicas que aportan a la corriente líquida, transformando la energía mecánica suministrada por un motor en energía hidráulica.

La diferencia entre la energía de la corriente del líquido a la salida (H_2) y a la entrada (H_1) de la bomba es el valor de la energía útil aportada por la bomba H_B .



Aplicando Bernoulli

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

Considerando: $Z_1 = Z_2$

$$H_B = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g}$$

Si $V_1 = V_2$ (velocidad de entrada = velocidad de salida), el término cinético es cero, aunque $V_1 \neq V_2$ su valor suele ser despreciable frente al primer sumando

Entonces:

$$H_B = \frac{P_2 - P_1}{\gamma}$$

La presión que suministra la bomba puede determinarse experimentalmente colocando manómetros a la entrada y a la salida bomba.

La altura geométrica de elevación (H_g) es la diferencia de altura (cota) entre el nivel superior y el inferior (el desnivel a vencer) H_g , incluye a la altura de succión o aspiración (H_a), que es la profundidad a la que se encuentra la superficie libre del agua en el pozo.

La altura H_B aportada por la bomba debe ser igual a la altura geométrica (desnivel) más todas las pérdidas de carga, continuas y localizadas que se produzcan en las tuberías de succión e impulsión.

5.1. Cálculo de la altura de bombeo

Planteamos la ecuación del sistema teniendo en cuenta las máximas condiciones de transporte es decir 150 ℓ/s

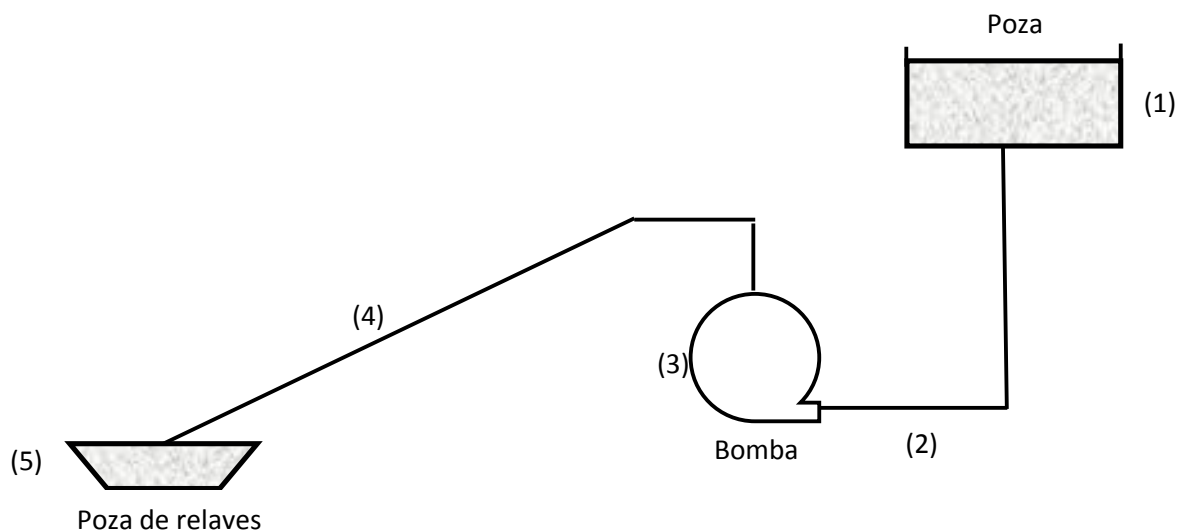


Figura 5.1 Diagrama de la altura de bombeo

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + H_1 = \frac{P_5}{2g} + \frac{V_5^2}{2g} + H_5 + h_f + h_p + H_B$$

i. Presiones :

Presión atmosférica a 4200m: 0,593 atm <> 0,613 kg/cm²

$$P_1 = P_5 = 0,613 \text{ kg/cm}^2$$

ii. Velocidad de entrada o de succión: que es igual a $V_5 = 2,074 \text{ m/s}$, que es la velocidad de salida.

iii. Altura de pérdidas de fricción en la tubería de descarga (h_{fd}) por recomendación se considera un 20% (Ingersoll Rand) más:

$$51,37 (1,2) = 61,64 \text{ m de relave}$$

iv. Diferencia de alturas estáticas de acuerdo a la ruta $H_1 - H_5 = 50 \text{ m}$

v. Perdidas de altura por accesorios H_p se tiene de acuerdo a las tablas C5a

vi. C5b, C5c y C5d se obtiene los valores de k

Punto de entrada:K1 = 0,50

Codos de 90° 2(0,39).....K2 = 0,78

Válvula de compuerta 2(0,1).....K3 = 0,20

T con 45°K4 = 0,78

Reducción de 12 pulg a 8 pulg 2(0,15).....K5 = 0,30

Como $H_p = \sum k_i \cdot H_s$

Pero $H_s = \frac{V^2}{2g}$ (perdida debido a la velocidad de transporte)

$$H_s = \frac{2,074^2}{2 \cdot 9,8} = 0,219 \text{ m}$$

$$\sum k_i = 2,56$$

Por lo tanto $H_p = 2,56 (0,219)$

$$H_p = 0,56 \text{ m}$$

vii. **Perdida en la tubería de succión (H_{ps})**

De la fórmula:

$$H_{ps} = f \frac{L}{D} H_s$$

$$L = 2,4 \text{ m}$$

$$D = 0,305 \text{ m}$$

$$f = 0,01700$$

$$H_s = 0,219 \text{ m}$$

$$H_{p_s} = 0,017 \cdot \frac{2,4}{0,305} \cdot 0,219$$

$$H_{p_s} = 0,029 \text{ m}$$

Reemplazando los resultados en la ecuación inicial:

$$0,613 + \frac{2,074^2}{2 \cdot 9,8} + (4 \cdot 345 + 1,8) = 0,613 + \frac{2,074^2}{2 \cdot 9,8} + 61,64 + 0,56 + 0,029 + 4 \cdot 295 + H_B$$

$$H_B = 10,43 \text{ m}$$

Por lo tanto la altura necesaria para el bombeo será de 10,43 m.

Para el caso del sistema cicloneado tendremos la siguiente ecuación y por consiguiente la altura de bombeo será:

- i. Presión atmosférica a 4 200 m: 0,593 atm \leftrightarrow 0,613 kg/cm²

$$P_1 = P_5 = 0,613 \text{ kg/cm}^2$$

- ii. Velocidad de salida $V_5 = 1,729 \text{ m/s}$.

- iii. Altura de pérdidas de fricción en la tubería de descarga (h_{fd}):

$$36,72 (1,2) = 44,06 \text{ m de relave}$$

Se le adiciona un 20 % por condiciones de diseño (ingersoll Rand)

- iv. Diferencia de alturas estáticas de acuerdo a la ruta $H_1 - H_5 = 50 \text{ m}$

- v. Perdidas de altura por accesorios $H_p = 0,39$

$$H_s = \frac{1,729^2}{2 \cdot 9,8} = 0,152$$

- vi. Perdida en la tubería de succión (H_{p_s}) = 0,029 m

Reemplazando los resultados en la ecuación:

$$0,613 + \frac{1,729^2}{2 \cdot 9,8} + (4345 + 1,8) = 0,613 + \frac{1,729^2}{2 \cdot 9,8} + 44,06 + 0,152 + 0,021 + 4295 + H_B$$

$$H_B = 7,57 \text{ m}$$

5.2. Calculo de la altura neta de succión (NPSH)

Sabiendo que:

$$\text{NPSH} = H_a \pm H_s - H_f - H_v$$

Ha: Presión la superficie del líquido (4278 + 1,8)m es de 8,71 PSI

- $H_a = \frac{8,71 (2.31)}{1,29} = 15,60 \text{ pies ó } 4,75 \text{ m}$
- $H_s = \text{altura estática del líquido a la bomba } 1,8 \text{ m}$
- $H_f = 0,029 \text{ m}$
- $H_v = \text{presión de vapor a } 15^\circ\text{C (60 F) es } 0,259 \text{ PSI ó } 0,18 \text{ m}$

Luego:

$$\text{NPSH} = 4,75 + 1,8 - 0,029 - 0,18$$

$$\text{NPSH} = 6,34 \text{ m}$$

Es siempre recomendable reducir la longitud de la línea de succión lo más posible acercando la bomba al depósito. También se debe cuidar que el diámetro de dicha línea nunca sea más pequeño que la conexión de succión de la bomba.

Se debe minimizar la cantidad de accesorios en la línea de succión y evitar codos en el plano horizontal. Siempre que sea posible es mejor que la bomba se encuentre por debajo del depósito de fluido ya que esto contribuye positivamente al NPSH

disponible (el término h_s en la ecuación es positivo). Las válvulas de compuerta generan menor pérdida de presión que las válvulas de globo cuando se encuentran completamente abiertas.

Las velocidades en la línea de succión se recomiendan en el rango de 0.5 a 1.5 m/s por lo que se debe dimensionar la tubería con esto en mente. Todo lo anterior tiene por objetivo minimizar las pérdidas en la succión aumentando con ello el NPSH disponible en el sistema.

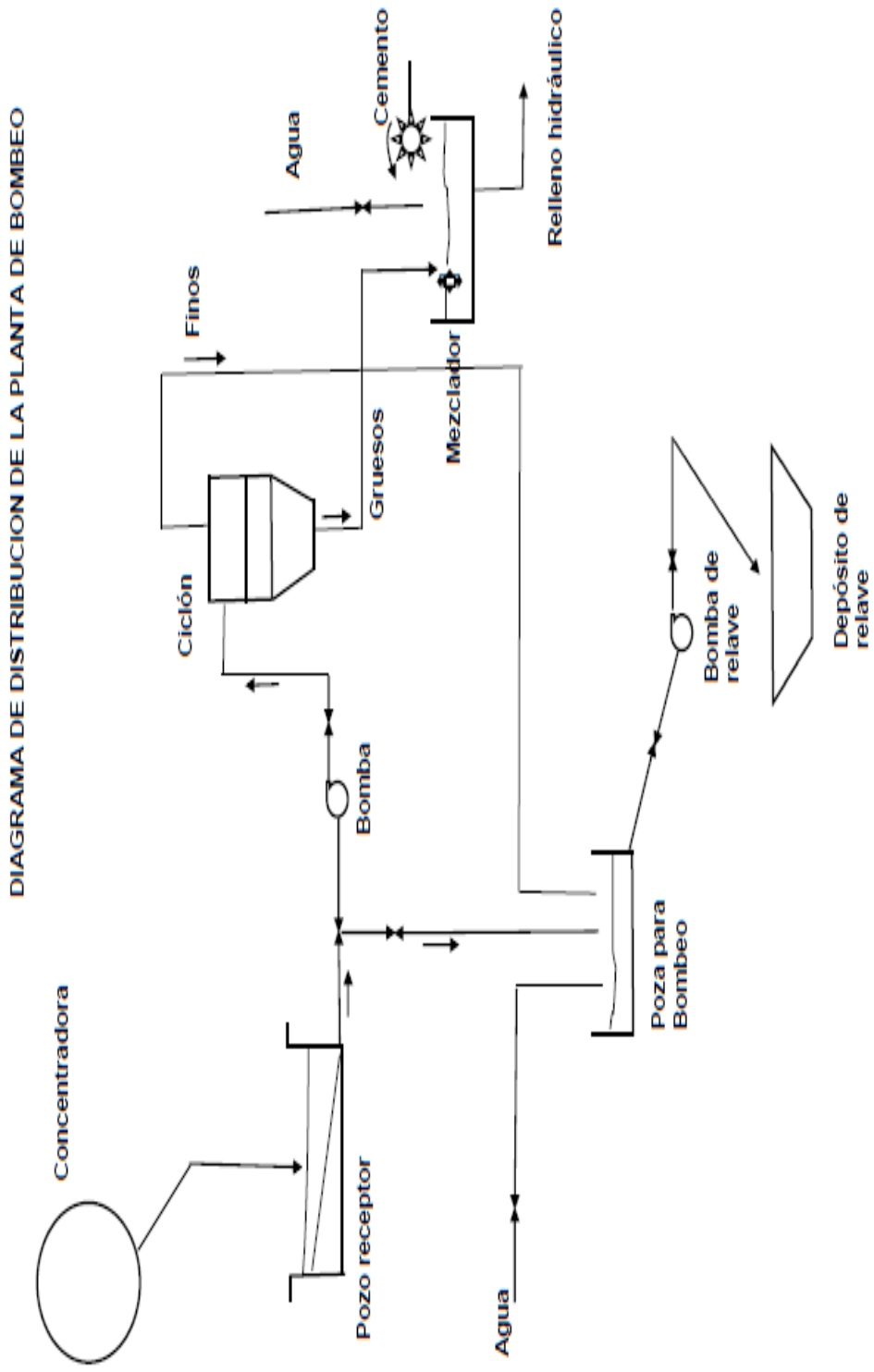


Figura 5.2 Diagrama de distribución de la planta de bombeo

CAPITULO VI
SELECCIÓN DE LA BOMBA

Para realizar la selección de la bomba en el sistema se deben tener en cuenta las siguientes características:

6.1. Características del sistema

Las condiciones que debe cumplir la bomba para satisfacer el sistema son:

Relave según características de trabajo:

Tabla 6.1 Características de trabajo

	Sin Ciclonear	Cicloneado
Gravedad especifica (Sm)	1,29	1,22
Gravedad especifica (Ss)	3,15	3,15
Viscosidad (centipoises)	4,5	3,765
Diámetro de las partículas (mm)	0,083	0,078
Concentración (Cw - %)	33,2	26,7
Concentración (Cv -%)	13,63	10,36

Parámetro del sistema

Caudal (m ³ /s)	0,151	0,126
Altura de bombeo (m)	10,43	7,57
Velocidad (m/s)	2,074	1,726
Diámetro de la tubería (pulg.)	12	12

Geografía:

Altura (m)	4 278 m
Temperatura	-10 °C hasta 15°C

6.2. Elección del tipo de bomba

Las clases de bombas para el transporte de relaves pueden ser clasificadas de dos maneras, las centrífugas y las de desplazamiento positivo.

Ambos tipos tienen sus campos de aplicación, pero en algunos casos la selección puede estar ligada a factores económicos cuando se hallen en sus límites máximos.

En general, las bombas de desplazamiento positivo son mejores para las presiones muy altas, las centrífugas son mejores para grandes caudales y presiones relativamente bajas.

Para nuestro caso se tiene una altura de 10,43 m de relave y un caudal de 2400 gpm ó 150 l/s

Además la operación de una bomba centrífuga es muy simple, necesitando válvulas solo para el control exterior y con costos de mantenimiento más bajos.

6.3 Protección interna de la bomba

Las bombas son afectadas cuando operan con líquidos viscosos, su efecto se refleja en un aumento de potencia y la reducción en la cabeza y capacidad de bombeo, por este motivo es necesario tener en consideración algunos factores de corrección cuando se manipulan líquidos o pulpas que tengan una viscosidad superior a 135,45 centipoises (200 SSU: saybolt second universal).

Para evitar la destrucción prematura, los impulsores y carcasas, deben estar revestidos interiormente mediante fundas de goma sintética, poliuretano o ser fabricados con aleaciones niqueladas o aceros aleados.

Las bombas Warman tienen un jebe de neoprene especial fabricado para resistir la abrasión y tiene una dureza adecuada para darle una durabilidad de 3 a 7 veces mayor que cualquier metal, según el tipo de material a transportar.

Por consiguiente el material que tendrá la bomba escogida será:

Tabla 6.2 Características del material de la bomba

MATERIAL DE CONSTRUCCION	TIPO DE MATERIAL
Carcaza lado de succión	Hierro fundido
Collarín lado de carcaza	Hierro fundido
Lado de succión de línea	Neoprene
Collarín del lado de línea	Neoprene
Impulsor	Neoprene
Caja de prensa de topas	Hierro fundido

6.4 Efectos del relave en el bombeo

Los efectos adversos causados por los sólidos de un relave comparado con el bombeo de agua limpia son:

- I. Asentamiento de las partículas sólidas del relave provocando aceleración y desaceleración del relave cuando entran o salen del impulsor. Este asentamiento de sólidos y la pérdida de energía será mayor con las partículas de mayor velocidad de asentamiento.
- II. La viscosidad como se sabe, es la capacidad de fluir por lo que al aumentar esta influye directamente en la altura de bombeo y al hacer que la transmisión de impulso al fluido disminuya, la eficiencia total disminuye.
- III. Efecto en la altura de bombeo:

Con la altura total calculado (H_m) en metros de relave, debemos de llevarlo a altura de agua (H_w) en metros, debido a que todas las bombas dan su altura de esta manera.

Esto se obtiene de la siguiente relación:

$$H_r = \frac{H_m}{H_w} \quad (6.1)$$

Donde este factor ha sido hallado en pruebas de laboratorio que depende del tamaño de las partículas, la gravedad específica y concentración.

- IV. Efectos de la eficiencia:

Similar al punto anterior, la relación de la eficiencia para relaves (E_m) con el agua limpia (E_w) está dada por la relación

$$Hr = \frac{\eta m}{\eta w} \quad (6.2)$$

Este factor (Er) es numéricamente igual a Hr y su modo depende de los mismos factores, tabla 6.1.

6.5 Elección de la bomba

6.5.1 Altura del bombeo

Debido a que todos los fabricantes dan curvas de bombeo para agua limpia, calculamos la altura de metros de relave a metros de agua.

i. Para el sistema sin ciclonear:

Altura de relave: $H_m = 10,43 \text{ m}$

Altura de agua limpia: H_w

Factor de relación: H_r

Concentración $C_v = 13,63 \%$

Factor de laboratorio $k = 0,06$

Donde
$$H_r = 1 - \frac{k C_v}{20} \quad (6.3)$$

$$H_r = 1 - \frac{(0,06)(13,63)}{20}$$

$$H_r = 0,959$$

Luego este valor será reemplazado en la fórmula (6.1)

$$H_w = \frac{10,43}{0,959}$$

$$H_w = 10,86 \text{ m de agua limpia}$$

ii. Para el sistema cicloneado:

Altura de relave: $H_m = 7,57 \text{ m}$

Altura de agua limpia: H_w

Factor de relación: H_r

Concentración $C_v = 10,36 \%$

Factor de laboratorio $k = 0,04$

Reemplazando en la fórmula 6.3, tenemos:

$$H_r = 1 - \frac{(0,04)(10,36)}{20}$$

$$H_r = 0,979$$

Luego este valor será reemplazado en la fórmula (6.1)

$$H_w = \frac{7,57}{0,979}$$

$$H_w = 7,73 \text{ m de agua limpia}$$

Con los datos obtenidos estamos en condiciones de buscar una bomba que cumpla con nuestros requerimientos, según tabla 6.1

Para nuestro caso, que posee las siguientes características:

Velocidad: 942 RPM

Eficiencia: 0,75

NPSH: 7,80 m

Además mostramos las características dimensionales de la bomba en la figura 6.1 y la tabla 6.2

Eficiencia de la bomba (Nm):

$$\eta_r = \frac{\eta_m}{\eta_n} \quad (6.4)$$

La potencia que necesita la bomba en el eje (P) de acuerdo a la fórmula:

$$P = \frac{\gamma Q H}{102 \eta_m} \quad (6.5)$$

Donde

P: Potencia (Kw)

γ : Gravedad específica

H: altura de bombeo

η : Eficiencia

Q: Caudal

De la fórmula (6.4) calculamos la eficiencia real de la bomba:

$$\eta_r = \frac{0,75}{0,965}$$

$$\eta_r = 0,959$$

Debemos tener en cuenta que este valor es numéricamente igual a Hr.

Luego:

$$\eta_m = \eta_r \cdot \eta_n$$

$$\eta_m = 0,75 \cdot 0,959$$

$$\eta_m = 0,719$$

Es decir la bomba tendrá una eficiencia de 71,9%

Utilizando la fórmula (6.5) calculamos la potencia requerida en el eje de la bomba:

$$P = \frac{(1290) (0,1514) (10,43)}{102 (0,719)}$$

$$P = 27,77 \text{ kw } \text{ ó } 40 \text{ HP}$$

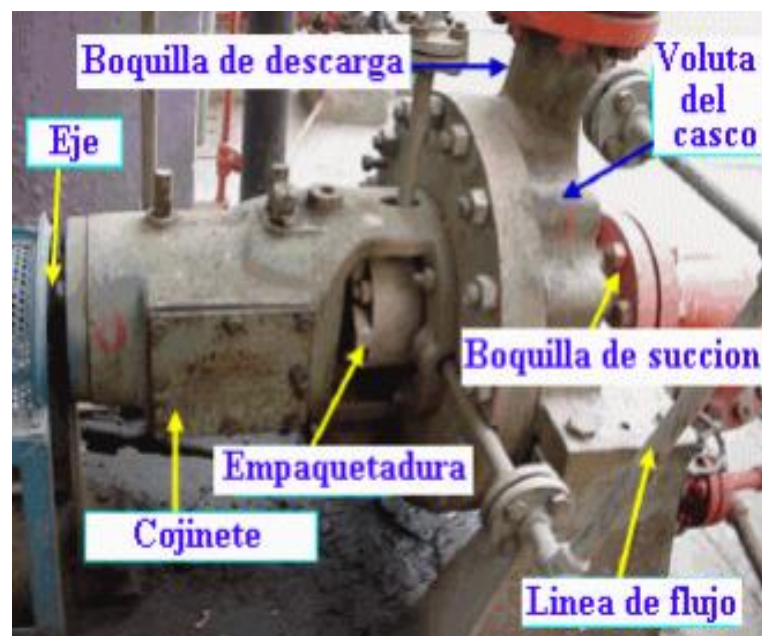


Figura 6.1 Partes principales de la bomba

CAPÍTULO VII

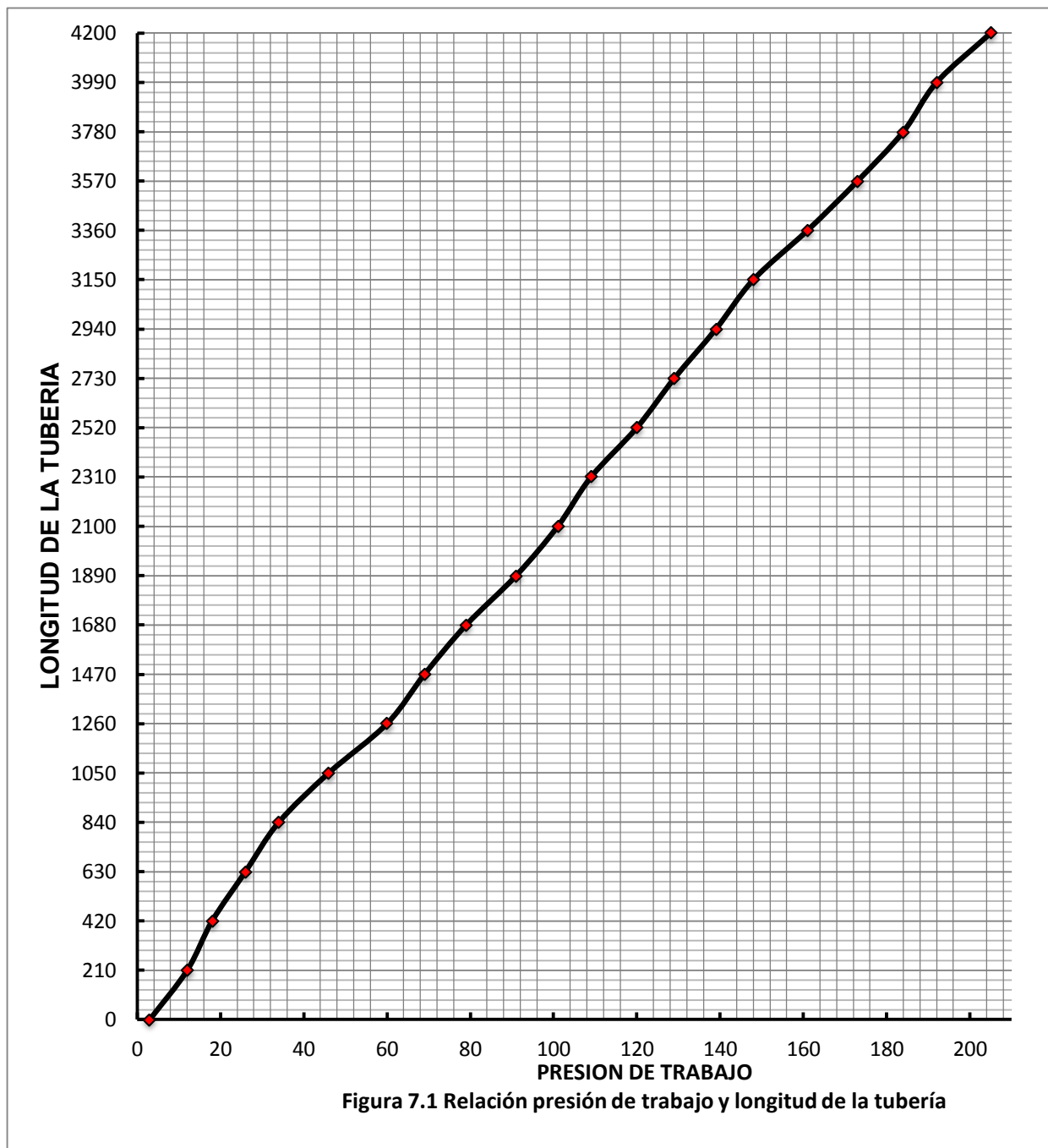
DISEÑO MECÁNICO DE LA TUBERIA

En este capítulo se realizara el cálculo total y definitivo de la tubería a adquirir en vista de que todos los factores a utilizar se encuentran determinados. Para calcular el espesor de las paredes de la tubería, se analizara la presión de trabajo y el desgaste debido a la abrasión del material.

7.1. Presión de Trabajo

Para realizar este tipo de cálculo se mostrara la ruta a seguir mediante un corte transversal, a fin de distinguir las alturas geométricas de la gráfica (7.1) y las distancias que nos darán los parámetros para hallar la presión.

El grafico muestra como es la presión de trabajo a determinada altitud, es importante conocer este parámetro ya que nos ayuda posteriormente a calcular el espesor de la tubería para los diferentes tramos de la instalación así también es útil como control.



Los valores que mostramos en la tabla (7.1) los representamos numéricamente la cual se elabora, teniendo en cuenta la expresión:

$$h_t = h_g + h_f$$

Donde:

- i. h_t : altura total en metros de relave o en kg/cm^2 , a lo largo del sistema, además se tiene que la gravedad específica del relave (S_m) es igual a 1,29

Luego

$$1 \text{ atm} = \frac{10,33 \text{ m de agua}}{1,29}$$

$$1 \text{ atm} = 8 \text{ m de relave}$$

$$8 \text{ m de relave} = 1,033 \text{ kg/cm}^2$$

$$1 \text{ m de relave} = 0,129 \text{ kg/cm}^2$$

- ii. h_g : diferencia de altura geográfica de un punto cualquiera de la línea de tubería al punto de salida de la tubería.
- iii. h_f : pérdida de fricción de la tubería, utilizamos la fórmula (2.3).

Tabla 7.1 Presión de trabajo

Longitud de la concentradora a la poza de relave		Diferencia geométrica	Altura final del relave	Presión de trabajo	
Longitud (m)	hf(m)	hg(m)	ht(m)	Kg/m ²	PSI
4200	61.64	50.00	111.64	14.40	205
3990	58.34	46.40	104.74	13.51	192
3780	55.27	44.90	100.17	12.92	184
3570	52.20	41.95	94.15	12.15	173
3360	49.13	38.45	87.58	11.30	161
3150	46.06	34.55	80.61	10.40	148
2940	42.99	32.95	75.94	9.80	139
2730	39.92	30.45	70.37	9.08	129
2520	36.85	28.25	65.10	8.40	120
2310	33.78	25.75	59.53	7.68	109
2100	30.71	24.05	54.76	7.06	101
1890	27.64	21.75	49.39	6.37	91
1680	24.57	18.45	43.02	5.55	79
1470	21.49	15.95	37.44	4.83	69
1260	18.42	14.15	32.57	4.20	60
1050	15.35	9.65	25.00	3.23	46
840	12.28	6.15	18.43	2.38	34
630	9.21	4.95	14.16	1.83	26
420	6.14	3.85	9.99	1.29	18
210	3.07	3.35	6.42	0.83	12
0	1.49	0.00	1.49	0.19	3

7.2. Desgaste por abrasión y elección del material

Una vez analizadas las presiones de trabajo en la tubería se observa una presión máxima de 14,40 kg/cm² por lo que se puede decir que es posible el uso de una tubería de polietileno. La elección del material lo podemos basar en los siguientes puntos:

- i. Menor desgaste a la abrasión con respecto a las tuberías de acero convencionales, por lo tanto mayor duración.

Los termoplásticos son uno de los materiales más durables para aplicaciones de drenaje y conducción de fluidos. Los plásticos, incluyendo el polietileno, son algunos de los materiales más inertes en el mercado actual de tuberías. También son altamente resistentes a los efectos de flujos abrasivos y son inmunes a la corrosión galvánica a diferencia de los metales, como acero y aluminio, que son afectados por el PH y la corrosión.

Tabla 7.2

Resistencia Relativa al Desgaste de Materiales de Tuberías

Polietileno	10
Polipropileno	10
PVC	10
Concreto reforzado(RCP)	3
Acero Corrugado(CSP,CMP)	3

Fuente: Manual de ingeniería Tigre – ADS, Dic. 2000

- ii. Menor costo que las tuberías de acero simple, las recubiertas con jebe interiormente, nylon, polietileno u otros polímeros.
- iii. Mayor maniobrabilidad en su instalación por su menor peso.
- iv. Menor número de uniones que la tubería convencional por su mayor longitud de venta.
- v. Menor costo de cimentación por su adecuación al terreno.

Teniendo en cuenta estas ventajas elegimos una tubería de alta densidad ($0,95 \text{ g/cm}^3$) de acuerdo a la norma ASTM D 1248 y ASTM D 3350 que poseen un diseño hidrostático de 1600psi.

No es necesario calcular el desgaste por erosión ya que se empleara tubería de polietileno, por lo cual solo hallaremos el desgaste por abrasión.

De acuerdo a los valores dados, el relave a bombear posee un desgaste estimado entre 5 a 10 mpy.

Debido al material de esta tubería su resistencia a la abrasión es de:

4,5 x 1 hasta 9 x 1.

Teniendo en cuenta que el gasto por año es de 0,01 pulgadas, entonces podemos decir que:

- Para una tubería de acero se tendría un desgaste de:

$$10 \text{ mpy} \cdot 0,01 \frac{\text{pulg}}{\text{mpy}} \cdot 20 \text{ años} = 2 \text{ pulgadas} \text{ ó } 50,8 \text{ mm}$$

- Para una tubería de polietileno se tendría un desgaste de :

$$4,5 \text{ mpy} \cdot 0,01 \frac{\text{pulg}}{\text{mpy}} \cdot 20 \text{ años} = 0,45 \text{ pulgadas} \text{ ó } 1,14 \text{ mm.}$$

7.3. Espesor de la tubería

Una vez conocidas las presiones y el espesor del desgaste de la tubería, podemos hallar el factor SDR (clasificación de las tuberías de polietilenos), el que se aproximara a los valores SDR reales de fabricación.

La figura 2.1 nos muestra un croquis de la distribución de la tubería siguiendo la ruta seleccionada durante el desarrollo del proyecto.

La forma de calcular la tabla mostrada es la siguiente:

$$\text{SDR} = \frac{2S}{P} \quad \text{ó} \quad \frac{D}{t} - 1$$

Donde:

P: Presión de trabajo

S: Presión de diseño de tubería

D: Diámetro interno de la tubería

t: Espesor mínimos de pared.

Además:

$$t = \frac{12p}{3200+p} \quad (7.1.)$$

$e = a + t$ donde $a = 0,45$ pulgada

Tabla 7.3 Valores SDR de la tubería de polietileno

PSI	T	E	SDR Calculado	SDR Fabrica
205	0.722	1.172	12.2	11
192	0.680	1.130	12.6	11
184	0.652	1.102	12.9	11
173	0.615	1.065	13.3	11
161	0.574	1.024	13.7	11
148	0.530	0.980	14.2	11
139	0.501	0.951	14.6	11
129	0.466	0.916	15.1	11
120	0.432	0.882	15.6	13.5
109	0.396	0.846	16.2	13.5
101	0.365	0.815	16.7	13.5
91	0.331	0.781	17.4	13.5
79	0.289	0.739	18.2	13.5
69	0.252	0.702	19.1	17
60	0.220	0.670	19.9	17
46	0.170	0.620	21.4	17
34	0.126	0.576	22.8	17
26	0.097	0.547	23.9	17
18	0.068	0.518	25.1	21
12	0.044	0.494	26.3	21
3	0.010	0.460	28.1	21

7.3.1. Elección del espesor (e)

De acuerdo a los valores hallados en la tabla 7.2, dividimos las medidas de la tubería en 3 espesores diferentes, a fin de unificar criterios para su adquisición, por lo cual será necesario hallar exactamente los puntos críticos donde cambian los espesores, según se muestran en la tabla 7.4 (anexos)

Las medidas que se consideran son 11, 13,5 y 17

i. Cambio de espesor de SDR 11 a 13.5

Este cambio se localiza entre 120 y 129 Psi que son las presiones que corresponden a las tuberías PE de SDR 11 y SDR 13,5, respectivamente.

- **Calculamos el espesor mínimo de la pared de la tubería**

Tenemos que:

$$\text{SDR} = 13,5 \text{ pero}$$

$$e = D/\text{SDR} \quad (7.2)$$

luego

$$e = 12/13.5$$

entonces

$$e = 0,8889''$$

$$\text{además} \quad e = t + a \quad (7.3)$$

$$\text{donde} \quad a = 0,45''$$

$$\text{por lo tanto} \quad t = 0,4389 \text{ pulgadas.}$$

- **Calculamos la presión de trabajo**

Reemplazamos el valor de t en la fórmula (7.1)

$$3200(0,4389) + 0,4389.p = 12p$$

Luego:

$$p = 121,48 \text{ psi}$$

Se sabe que $1 \text{ PSI} \leftrightarrow 14,24 \text{ kg/cm}^2$

Ahora de nuestros datos tenemos que: 1m de relave es $0,129 \text{ kg/cm}^2$

Por lo tanto:

$$121,48 \text{ psi} = 66,22 \text{ m de relave}$$

ii. Cambio de espesor de SDR 13.5 a 17

Este cambio se localiza entre 79 y 69 Psi que son las presiones que corresponden a las tuberías PE de SDR 13.5 y SDR 17, respectivamente.

- **Calculamos el espesor mínimo de la pared de la tubería**

Tenemos que:

$$\text{SDR} = 17$$

Aplicando la fórmula (7.2) tenemos

$$e = 12/17$$

$$e = 0,7058''$$

Aplicando la fórmula (7.3)

$$0,7058 = t + 0,45''$$

Por lo tanto $t = 0,2558$ pulgadas.

- **Calculamos la presión de trabajo**

Reemplazamos el valor de t en la fórmula (7.1)

$$3200(0,2558) + 0,2558.p = 12p$$

Luego:

$$p = 78,41 \text{ psi}$$

se sabe que:

1m de relave es 0,129 kg/cm²

Por lo tanto:

78,41 psi = 42,72 m de relave

7.3.2. Longitud de la tubería

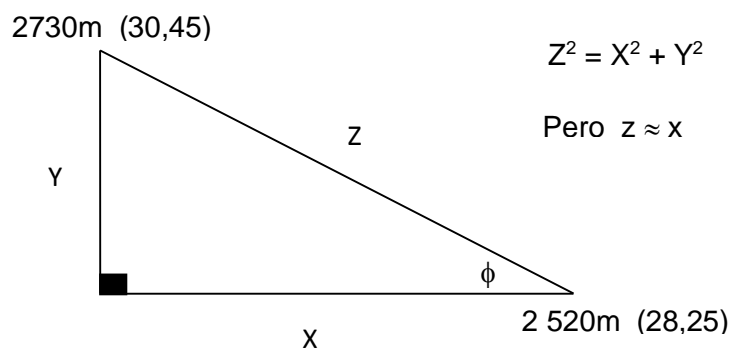
i. Longitud que necesita de SDR 11

Previamente calculamos la altura (ht) y la longitud (L)

$$H_t = h_g + h_f$$

$$H_t = h_g + 0,0146(L)$$

Analizando la ruta a seguir para obtener el punto donde es posible el cambio de espesor



$$\tan \phi = \frac{2,2}{210} = \frac{y}{x} \quad \text{luego } y = 0,015x$$

$$66,22 = 30,45 - 0,015x + 0,0146(2\ 730 - x)$$

$$66,22 = 30,45 - 0,015x + 39,86 - 0,0146x$$

$$4,09 = 0,296x$$

$$X = 13,81$$

$$Y = 0,208$$

$$Z = 13,81$$

La tubería de SDR 11 tendrá una altura de:

$$hg = 30,45 - 0,208 = 30,242 \text{ m de altura}$$

Luego

$$L = 2\,730 - 13,81$$

$$L = 2\,716,19$$

Entonces la longitud será:

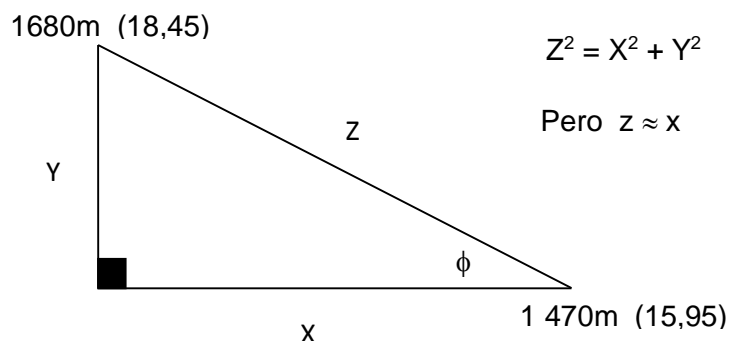
$$4\,200 - 2\,716 = 1\,484 \text{ m } \text{ ó } \text{ 4\,868,8 pies}$$

Como la tubería se venden en tramos de 20 pies (6m)

$$\text{N}^\circ \text{ de tubos} = \frac{4868,8}{20} = 243,44 \text{ ó } 245 \text{ unidades}$$

ii. Longitud que se necesita de SDR 13.5

Analizando la ruta a seguir para obtener el punto donde es posible el cambio de espesor



$$\tan \phi = \frac{2,5}{210} = \frac{y}{x} \quad \text{luego } y = 0,0119x$$

$$42,72 = 18,45 - 0,0119x + 0,0146(1\,680 - x)$$

$$42,72 = 18,45 - 0,0119x + 24,528 - 0,0146x$$

$$0,258 = 0,0265x$$

$$X = 9,73$$

$$Y = 0,115$$

$$Z = 9,73$$

La tubería de SDR 13.5 tendrá una altura de:

$$hg = 18,45 - 0,115 = 18,335 \text{ m de altura}$$

Luego

$$L = 1\,680 - 9,73$$

$$L = 1\,670,27 \text{ m}$$

Entonces la longitud será:

$$4\,200 - 2\,716 - 1\,670 = 1\,046 \text{ m } \text{ ó } 3\,431,75 \text{ pies}$$

Como la tubería se venden en tramos de 20 pies (6m)

$$\text{N}^\circ \text{ de tubos} = \frac{3\,431,75}{20} = 171,75 \text{ ó } 173 \text{ unidades}$$

iii. Longitud necesaria de SDR 17

$$1\,484 + 1\,046 + L = 4200$$

$$L = 1\,670 \text{ m } \text{ ó } 5\,479 \text{ pies}$$

$$\text{N}^\circ \text{ de tubos} = \frac{5\,479}{20} = 275 \text{ tubos}$$

7.4. Unión de tuberías

Una vez establecido el material se procede a escoger el tipo de unión.

Existen en el mercado varios tipos de uniones los cuales se pueden clasificar en dos grandes grupos:

- Mediante accesorios
- Mediante soldadura



Figura 7.1 Empalmes instalados en las tuberías

7.5. Consideraciones en la instalación

Debido a que las tuberías de polietileno son muy flexibles no necesitan de grandes cementaciones sólo en caso de pendientes excesivas o en los casos que por falta de espacio, sea necesario que ocupe una situación rígida.

7.5.1. Efecto de la temperatura

Debido a los cambios bruscos de temperatura estos efectos deben ser considerados en el diseño por lo que calcularemos la dilatación total de la tubería.

Así tenemos:

$$\Delta L = y \frac{T_{\max} - T_{\min}}{10} \cdot \frac{L}{100}$$

Donde:

- i. ΔL : Variación en pulgadas
- ii. Y: factor constante en pulgadas por 10 °F

iii. para 100 pies = 0,85 pulgadas

iv. T max: 15°C <> 59°F

v. T min: -10°C <> 14°F

$$\Delta L = 0,85 \frac{(59-14)}{10} \cdot \frac{4200}{100}$$

$$\Delta L = 13,39 \text{ m}$$

7.5.2. Efecto de golpe de ariete

El fenómeno del golpe de ariete, también denominado transitorio, consiste en la alternancia de depresiones y sobrepresiones debido al movimiento oscilatorio del agua en el interior de la tubería, es decir, básicamente es una variación de presión, y se puede producir tanto en impulsiones como en abastecimientos por gravedad.

El valor de la sobrepresión debe tenerse en cuenta a la hora de dimensionar las tuberías, mientras que, en general, el peligro de rotura debido a la depresión no es importante, más aún si los diámetros son pequeños para nuestro caso no representa problema.



Figura 7.3 Tubería de 12" dirigida hacia la poza de relave

CAPITULO VIII

ASPECTO ECONOMICO

La evaluación económica se realiza con la finalidad de definir si se debe invertir el capital en un proyecto o utilizarlo en una forma diferente. Para ello es necesario medir el valor del proyecto en función a los beneficios que genera y los costos que requiere. Una vez tomada la decisión de invertir capital en un proyecto y cuando ya se ha realizado la inversión, los que suministran y administran el capital deben conocer los resultados financieros. Por lo tanto es necesario establecer procedimientos que puedan registrar y resumir los movimientos financieros relacionados con la inversión, determinando la eficiencia financiera.

En este caso el proyecto de transportar relaves no va a generar utilidades por ventas, pero generará un ahorro por disminución de los costos de operación.

Para fines de evaluación el ahorro se tomará como ganancia o utilidad.

a) Valor Presente Neto (VPN)

Llamado también valor actual neto (VAN), es la suma algebraica de los valores actualizados de los costos y beneficios generados por el proyecto durante su horizonte de evaluación.

b) Valor actualizado

En lugar de homogenizar los valores en términos de desembolsos anuales, se puede realizar en términos de inversión inicial, reduciendo todos los pagos anuales al equivalente de un solo pago, efectuado junto con la inversión.

La fórmula que se utiliza para su cálculo es la siguiente:

$$P = A \cdot \frac{1}{F_{rc}} = A \cdot F_a$$

donde:

P: Capital prestado.

A: Anualidad, serie de pagos efectuados a intervalos iguales de tiempo.

F_a : Factor de actualización

F_{rc} : Factor de recuperación de capital.

$$F_{rc} = \frac{r(1+r)^n}{(1+r)^n - 1}$$

Donde:

r: Tasa de interés anual en porcentaje

n: Años de vida del proyecto

c) Fórmula del Valor Presente Neto (VPN)

$$VPN = \sum \frac{B_t - C_t}{(1+r)^n}$$

Donde:

- B_t : Beneficios durante el periodo t.
 C_t : Costos realizados en el periodo t.
r: Tasa de interés anual en porcentaje
n: Años del proyecto

d) Regla de decisión:

$VPN > 0$, se realiza o se continúa el proyecto.

$VPN = 0$, es indiferente, se debe considerar el riesgo.

$VPN < 0$, se rechaza el proyecto.

Cuando existen varios proyectos de comparación se elige el que tenga mayor VAN.

e) Tasa Interna de Retorno (TIR)

Llamada también tasa interna de recuperación. Se define como aquella tasa de descuento para el cual el VPN resulta igual a cero.

Se calcula generalmente por tanteos, ensayando sucesivas tasas de descuento que aproximen el valor del VPN cada vez más a cero. La interpolación y extrapolación de los valores del VPN pueden ayudar a acercarse más rápidamente al verdadero valor de la TIR.

La TIR refleja el valor de rentabilidad total del proyecto, es decir equivale a la tasa de interés compuesto que se tendría que obtener del capital invertido en el proyecto para percibir un flujo de beneficios netos financieramente equivalentes a los generados por el proyecto.

8.1. Costo de Inversión y Operación

8.1.1. Gasto de compra de equipos

Ítem	Cantidad	Descripción	Precio FOB (\$)	Total (\$)	Precio Callao (\$)
1	2	Bomba centrífuga para relave con velocidad variable con asesoramiento	112 000	224000	380 621
2	1	Centro de motores de acuerdo a condiciones	1 640	1640	2 640
3	245	Tubería de 20 pies de largo, SDR 11 de 12 pulgadas de diámetro	317	77 665	153 000
4	173	Tubería de 20 pies de largo, SDR 13.5 de 12 pulgadas de diámetro	272	47 056	92 700
5	275	Tubería de 20 pies de largo, SDR 17 de 12 pulgadas de diámetro	210	57 750	113 768
6	4	Válvulas de 12 pulgadas de diámetro	1 450	5800	11 426
7	1	Accesorios generales	8 000	8 000	15 760
Total de compra de equipos					769 915

Para hallar el precio en el Callao a partir del FOB, se afecta a este

- Con 10% de flete, 1% por el seguro, arancel, sobretasa, ad valorem y 2% por gasto de aduana (sobretasa 15% y IGV 18%)
- Item (1): arancel 15%
- Item (2): arancel 30%
- Item (3 al 7): arancel 60% y ad valorem 1%

Se estiman las siguientes uniones:

Unión	Unidades	Costo unitario(\$)	Costo total(\$)
Stub end (SDR 11)	10	310	3100
Angulo de 45°(SDR 11)	2	265	530
Codo de 45° (SDR 11)	1	258	258
Stub end (SDR 13.5)	10	307	3070
Angulo de 90°(SDR 13.5)	4	245	980
Otros		300	300

8.1.2. Gastos de Instalación

Los gastos de instalación estarán dados por los dos rubros de tubería y bombas.

Ítem	Unidad	cantidad	Descripción	Precio unitario (\$)	Precio total (\$)
1	Unid	2	Cementación de bomba centrífuga con su motor y mando así como las conexiones.	4600	9200
2	Metros	4200	Instalación de tuberías con anclajes necesarios y unión de soldadura	3,20	13440
Total de los gasto de instalación					22 640

8.2. Gastos de operación

Los costos de operación se consideran de la siguiente manera:

- Funcionamiento anual de 6 500 horas (con dos bombas alternándose)
 - Costo del Kw/h en la zona de Cerro de Pasco: \$ 0,129
 - Potencia media de consumo con 225 TCS por hora. 40 Kw
 - Potencia media consumida por año. 260 000 Kw
- 40 Kw . 6 500 h/año

• Costo anual por consumo de potencia:	\$ 33 540
0,129 \$/Kw.h . 260 000 Kw.h/año	
• Costo anual por repuestos (Warman):	\$ 5 542
• Costo de mano de obra:	\$ 1 500
Total	\$ 40 582

8.3. Costo total del proyecto y análisis

Gasto de inversión

• Gasto por equipo:	\$ 769 915
• Gasto de instalación:	\$ 22 640
• Gasto del proyecto:	\$ 15 000
Total	\$ 807 555

Gasto de operación	\$ 40 582
--------------------	-----------

El análisis sería

Hallamos el VAN del proyecto teniendo en cuenta una devaluación promedio 7%

VAN: Inversión + anualidades en presente

$$VAN = 807\,555 + \frac{40\,582[(1 + 0,07)^{20} - 1]}{(1 + 0,07)^{20} (0,07)}$$

$$VAN = 807\,555 + 430\,050$$

$$VAN = \$ 1\,237\,605$$

i) Costo por metro cúbico de relave transportado sería:

$$\text{Volumen} = \left(0,1385 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right) \left(3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}\right) \left(6500 \frac{\text{h}}{\text{año}}\right) (20 \text{ años})$$

$$\text{Volumen} = 64\,818\,000 \text{ m}^3$$

$$\text{Costo} = \frac{\$ 1\,237\,605}{64\,818\,000} = 0,019 \text{ dólares por m}^3 \text{ de relave}$$

ii) El costo por toneladas cortas de concentrado seco:

$$\text{Volumen} = (225 \frac{\text{t}}{\text{h}})(6\,500 \frac{\text{h}}{\text{año}}) (20 \text{ años})$$

$$\text{Volumen} = 29\,250\,000 \text{ t}$$

iii)
$$\text{Costo} = \frac{1\,237\,605}{29\,250\,000}$$

$$\text{Costo} = \$ 0,0423 \text{ por tonelada}$$

Con este tipo de transporte por tuberías, permite bajos costos, tomando en cuenta un estudio en Chile se establece lo siguiente:

Transporte por andarivel	0,32 US \$ / t – km
Transporte en camión	0,14 US \$ / t – km
Transporte por faja	0,02 US \$ / t – km
Transporte hidráulico	0,003 US \$ / t - km

8.4. Comparación con otros sistemas

Si se usara una tubería de acero y aplicamos los desgastes sugeridos el gasto total sería de 2 pulgadas en 20 años.

Se sabe que una tubería de 12 pulgadas tiene un espesor de pared de 0,406” entonces el número de cambios será:

$$\text{Nro. de cambios} = \frac{2''}{0,406''} = 4,9 \text{ veces}$$

Ahora teniendo en cuenta que se puede girar se reduce a la mitad es decir sólo 3 veces.

Material Tubería	Cantidad de cambios	Longitud	Longitud Total	Precio unitario
Polietileno	1	4200	4200	359 468
Acero	3	4200	12600	1 260 000

CONCLUSIONES

1. Se concluye que la utilización de la tubería de polietileno es más económica que con respecto a otro tipo de sistemas sobre todo si se trata de tuberías de acero, como se muestra en la comparación con otros sistemas.
2. La utilización de tuberías para el transporte de relave permite conservar en medio ambiente ya que no hay partículas en el ambiente, que contamine el aire.
3. El sistema de tuberías por su naturaleza se convierte en un sistema polifuncional ya que en el presente trabajo se desarrolló condiciones para transportar relave propiamente dicho y también para el transporte de relleno hidráulico.
4. Para el cálculo de parámetros como es el coeficiente de fricción se utilizó calculadoras de internet (www.ajdesigner).
5. El sistema de transporte de relaves mediante tuberías ha sido desarrollado en la mayoría de minas del Perú, y se debe profundizar el estudio de este tipo de transporte.
6. Por la importancia que tiene la viscosidad en el transporte de relaves se hace necesario establecer un laboratorio en el centro minero a fin de tener información a la que sugiere implementarlo con los siguientes equipos:
 - Viscosímetro Contraves Rheomat 15T.
 - Taza y péndulo apropiados (sistema A, B, C o DIN seleccionados según las características de la pulpa).
 - Molde y barra para revolver

- Medidor de pH con punta de prueba de la temperatura
 - Recipiente para baño de agua a temperatura constante (recipiente pequeño, que reciba a la base del viscosímetro); solamente si el ensayo requiere que la reología sea efectuada a temperaturas significativamente más altas o bajas que la temperatura ambiente.
7. Este trabajo puede ser guía para otro sistema de transporte de relave, aunque la solución final dependerá del lugar donde se diseñe.
 8. Una vez realizados los cálculos de la presión en la tubería, si esta bajara (hasta 300PSI) resulta más económico el uso de tubería de polietileno por ser resistente a la abrasión.
 9. El hecho que las pérdidas por fricción fueran bajas favorece en la decisión final.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. Chereque Morán, Wender. (1987) Mecánica de fluidos I. Lima.
Pontificia Universidad Católica del Perú.
2. Crowe Clayton T. (2002). Mecánica de Fluidos. México. Ed. CECSA 1ra. Edición.
Kenneth J. Mc Naughton. (1988). Bombas Selección, Uso y Mantenimiento, México.
Ed. Mc.Graw Hill.
3. Mott Robert L, (2006). Mecánica de fluidos. México. Editorial Pearson Education Inc.
6ta. edición en español.
4. Shames, Irving.(1995). Mecánica de Fluidos. Colombia. 3ra. Ed McGraw Hill.
5. Sotelo Ávila, G. (1994). Hidráulica General , Vol. 1 Fundamentos. Limusa, México.
2da. Edición.
6. Tyler G. Hicks.(1995). Bombas. Ed. CECSA.
7. Weir Slurry Group Inc. (2008). Warman Horizontal Slurry Pumps Manual.
8. Warman International Ltd. (2002). Weir Slurry Pumping Manual First Edition.
9. Warman Slurry Pumping Handbook,(2000) Australasian.
10. Raymond Jimmy. (2005) Online Science Mathematics Engineering Software.
Calculadora para determinar el coeficiente de fricción recuperado de
[http://:www.ajdesigner.com](http://www.ajdesigner.com)
11. Escuela de Ingeniería de Antioquia. Medellín (2008) recuperado de
www.fluidos.eia.edu.co/hidraulica/guias/perdidasetuberias



Figura A1: Croquis de la ruta que seguirá la tubería desde la planta concentradora al depósito de relave

Tabla A1: Tabla de comparación entre abertura de mallas

Abertura en mm	USA standard ASTM E 11-61	Número mesh de Tyler (mesh/in.)	British standard (mesh/in.)
0,037	400	400	—
0,044	325	325	—
0,045	—	—	350
0,053	270	270	300
0,063	230	250	240
0,074	200	200	—
0,075	—	—	200
0,088	170	170	—
0,090	—	—	170
0,105	140	150	150
0,125	120	115	120
0,149	100	100	—
0,150	—	—	100
0,177	80	80	—
0,180	—	—	85
0,210	70	65	72
0,250	60	60	60
0,297	50	48	—
0,300	—	—	52
0,354	45	42	—
0,355	—	—	44
0,420	40	35	35
0,500	35	32	30
0,595	30	28	—
0,600	—	—	25
0,707	25	24	—
0,710	—	—	22
0,841	20	20	—
1,00	18	16	16
1,19	16	14	—
1,20	—	—	14
1,41	14	12	—
1,68	12	10	10
2,00	10	9	8

DARCY PIPE FRICTION DIAGRAM

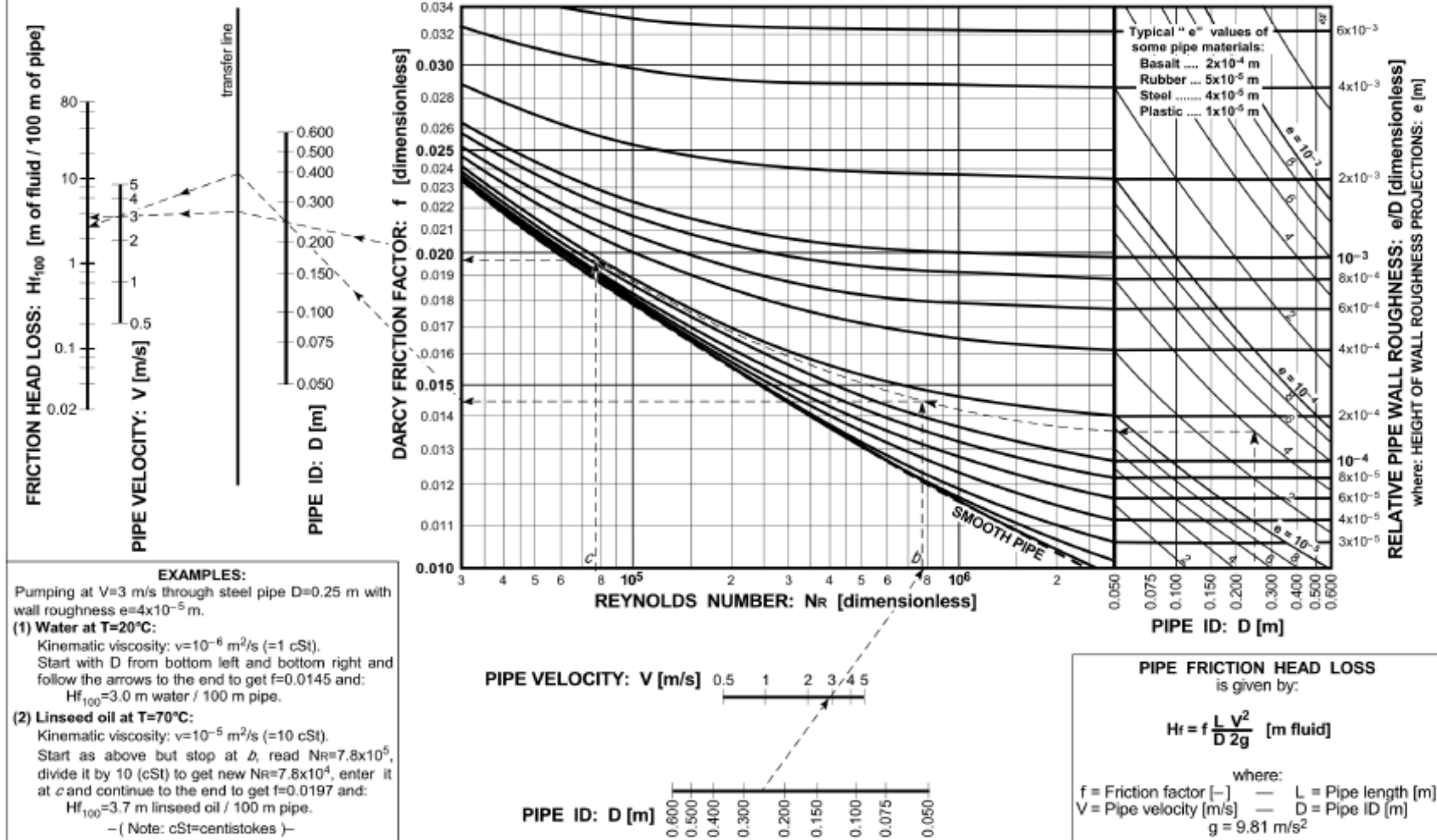


Figura A2: Diagrama de factor de fricción de Darcy

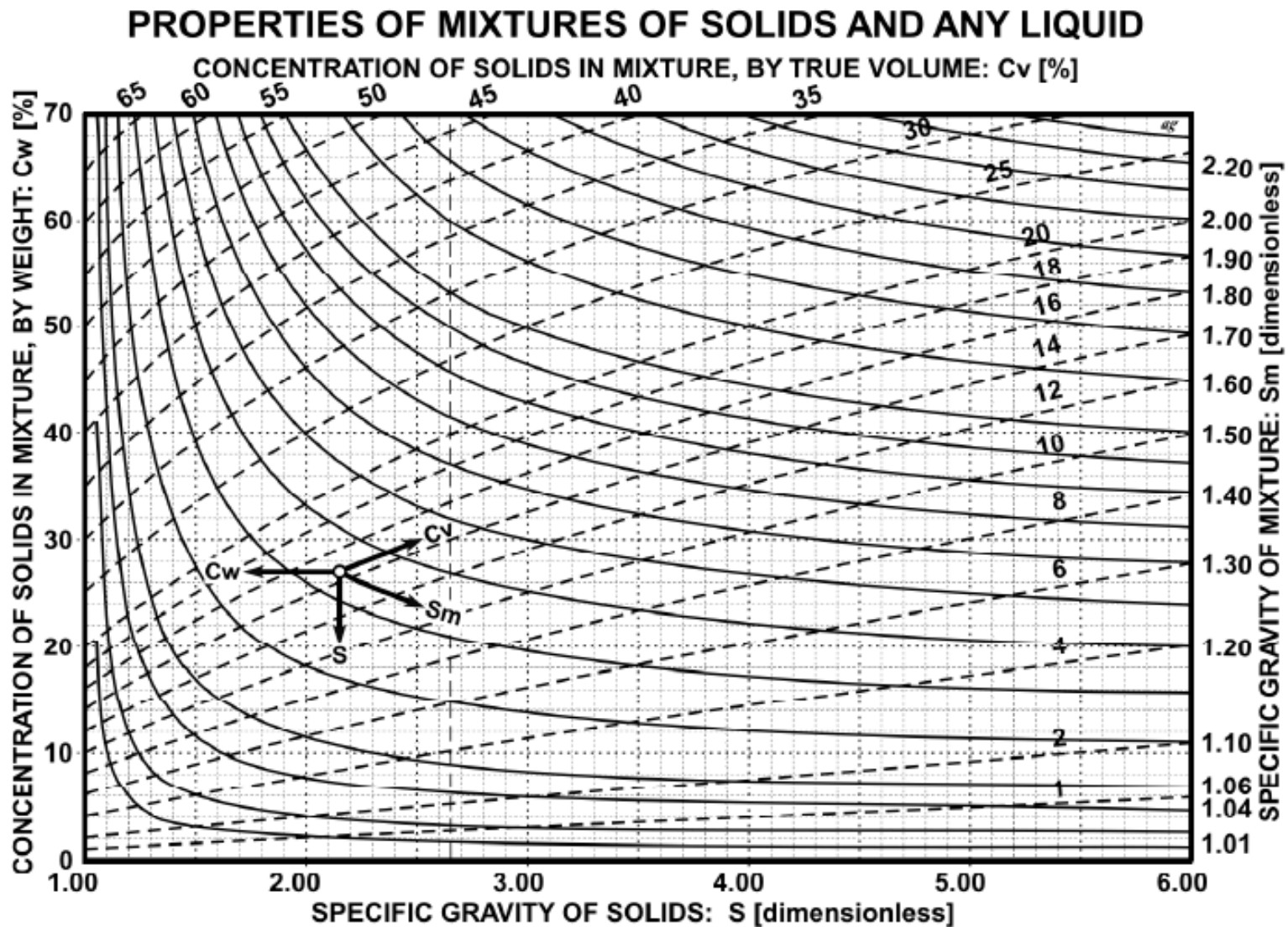


Figura A3: Propiedades de la mezcla sólido - líquido

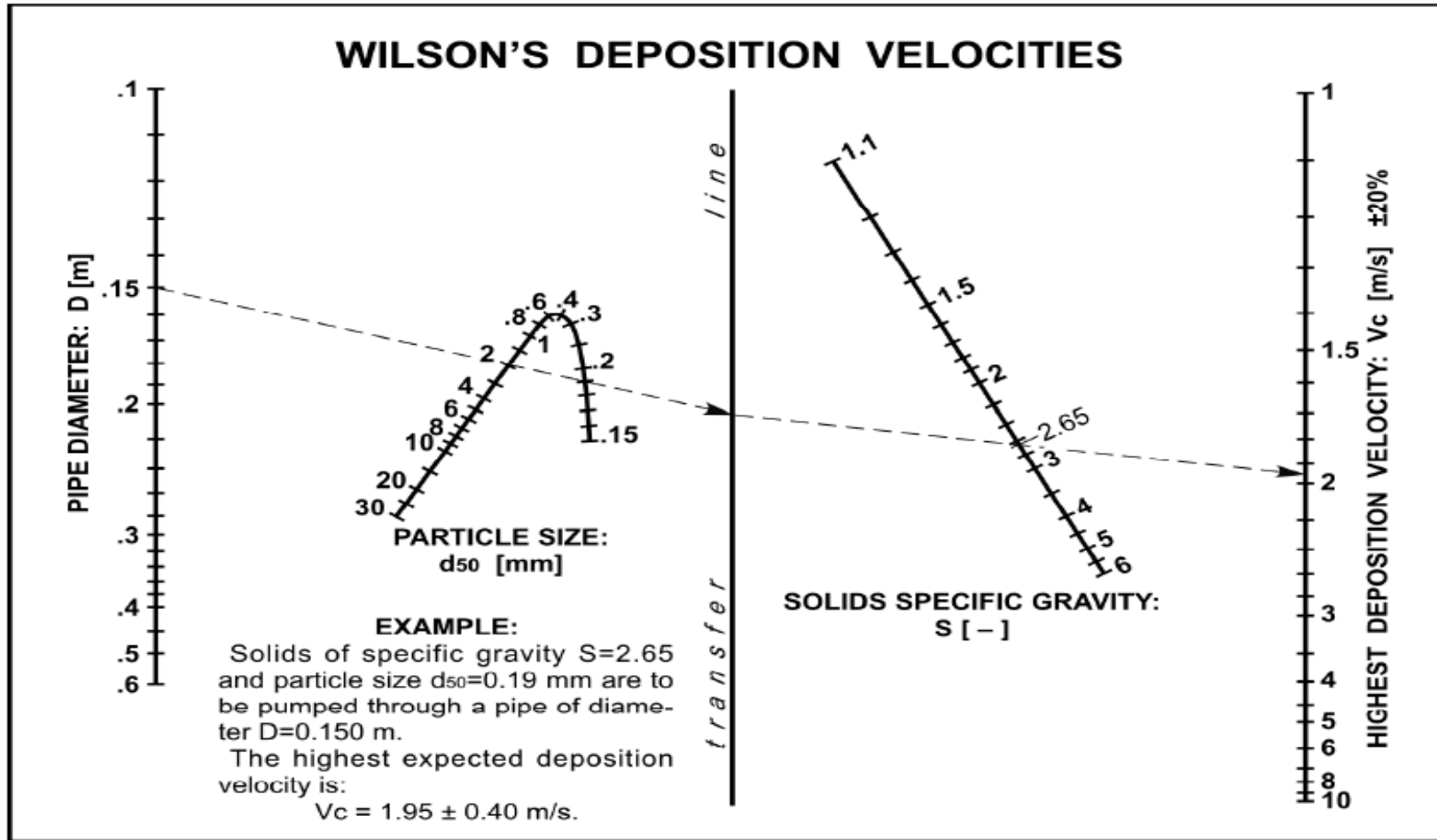


Figura A4: Diagrama de la velocidad de asentamiento de Wilson

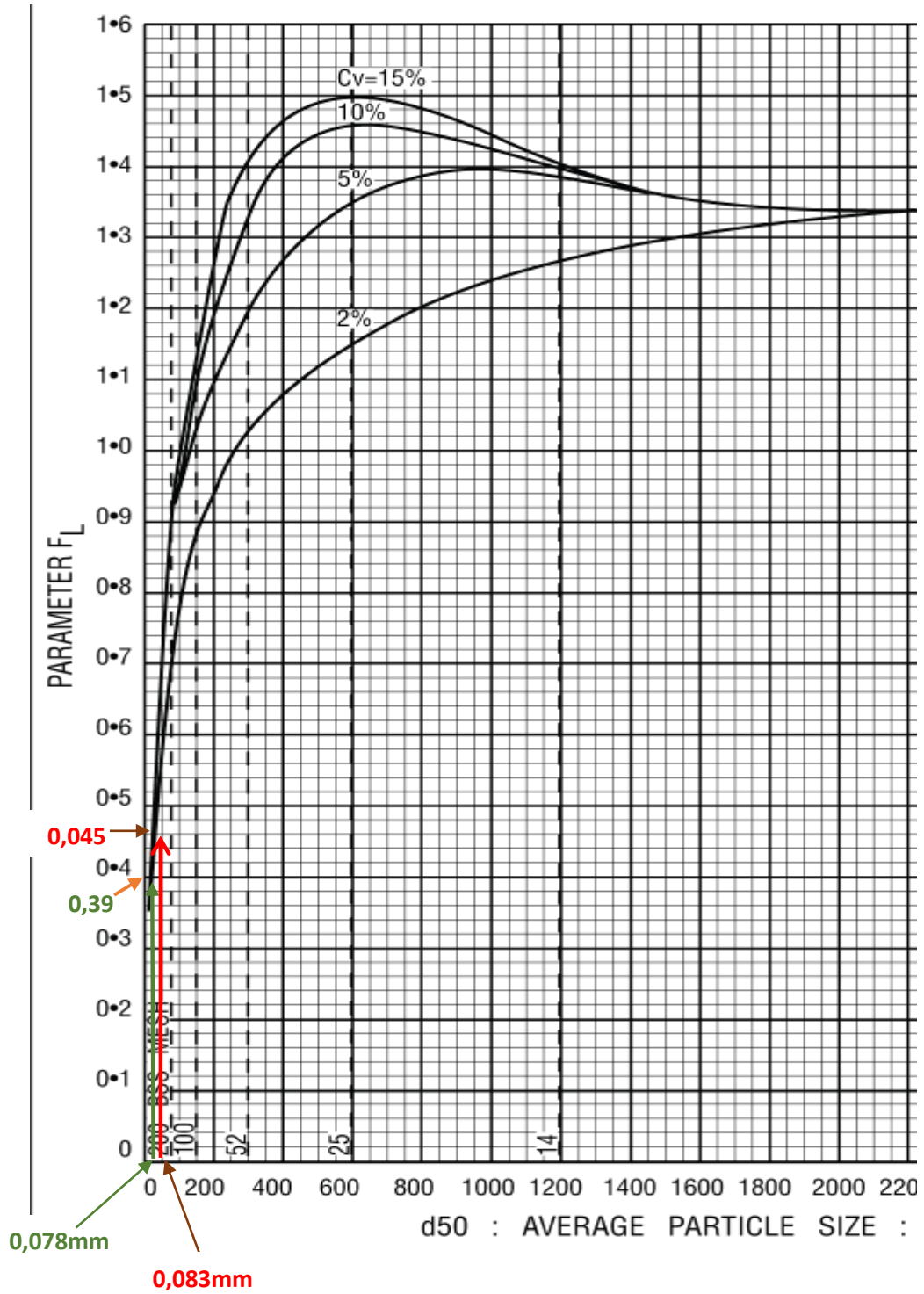


Figura A5 Diagrama de Durand

WARMAN HEAVY DUTY SLURRY PUMPS PRELIMINARY SELECTION CHART

THIS CHART IS FOR GENERAL INFORMATION ONLY. FOR SPECIFIC RECOMMENDATIONS CONTACT YOUR NEAREST WARMAN OFFICE.

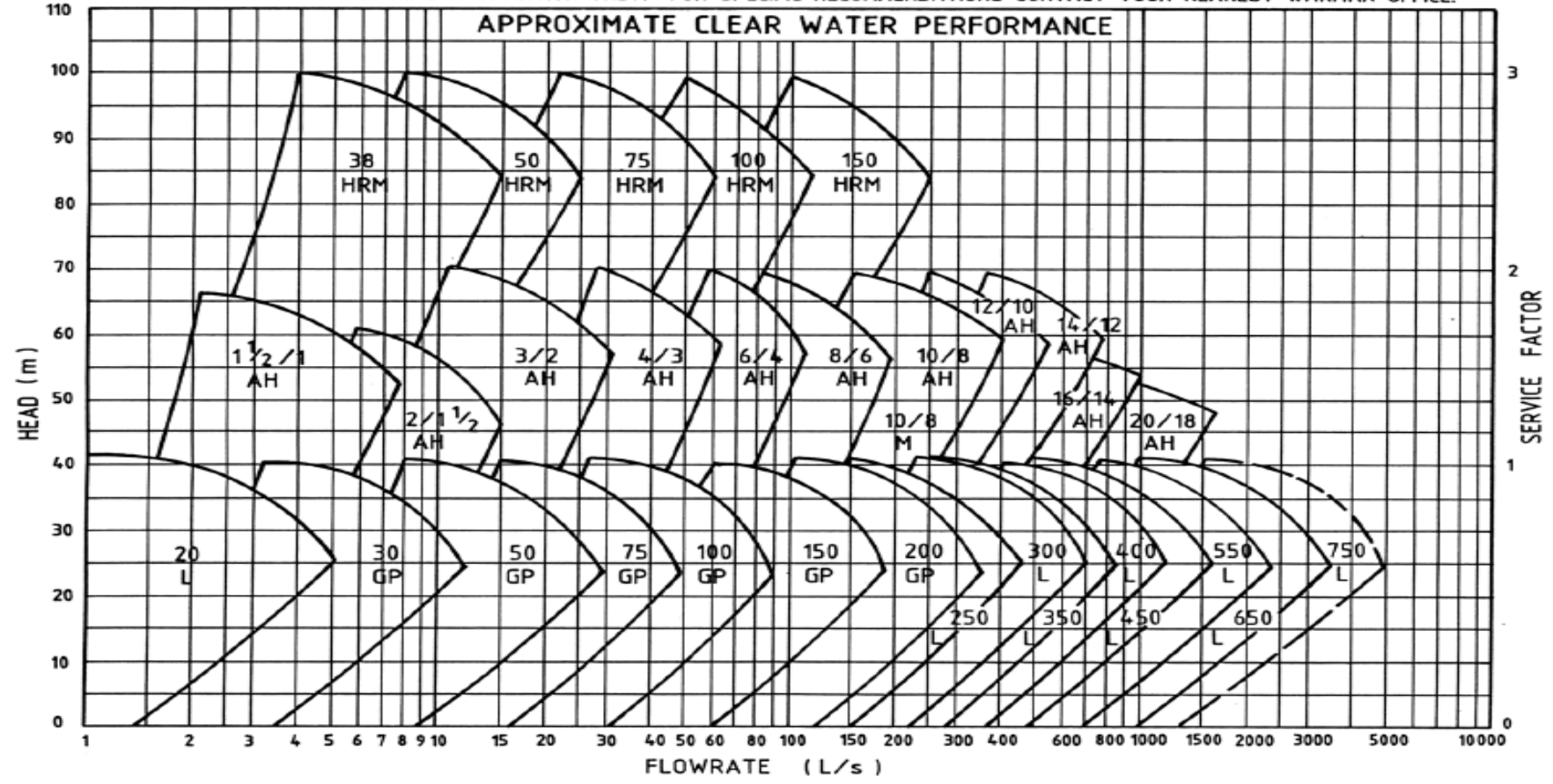
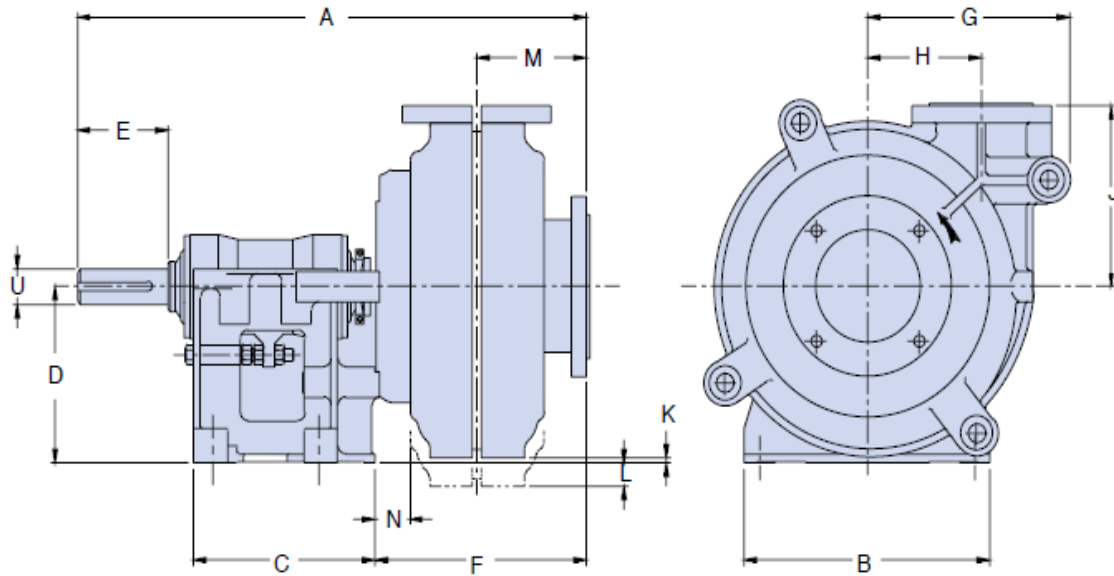


Figura B.1 : Diagrama de selección preliminar de una bomba



Warman AH pump dimensions

pump size	A	B	C	D	U	key size	E	F	G	H	J	K	L	M	N	wt/lbs	
	Inches	Inches	Inches	Inches	mm	mm	Inches	Inches	Inches	Inches	Inches	Inches	Inches	Inches	Inches	metal	rubber
1.5/1 BAH	22.95	11.61	9.76	7.76	28	8x7	3.11	8.11	7.13	3.86	6.73	1.81	-	4.17	.74	195	170
1.5/1 CHH	29.88	15.98	12.24	10.00	42	12x8	4.76	10.59	10.63	7.64	10.00	-	.43	4.76	2.61	700	-
2/1.5 BAH	23.31	11.61	9.76	7.76	28	8x7	3.11	8.54	7.99	4.49	7.24	1.31	-	4.49	.86	345	260
3/2 CAH	30.24	15.98	12.24	10.00	42	12x8	4.76	11.02	9.37	5.43	8.27	2.81	-	5.94	1.56	435	340
3/2 DHH	38.82	19.37	14.33	12.99	65	18x11	6.46	15.28	15.12	10.00	14.49	-	2.00	7.99	3.28	1550	-
3/2 QHH	40.16	21.26	18.11	11.81	60	18x11	5.91	15.31	15.12	10.00	14.40	-	3.19	7.99	2.22	1735	-
4/3 CAH	33.19	15.98	12.24	10.00	42	12x8	4.76	13.90	11.50	5.87	10.31	.93	-	7.36	2.11	550	520
4/3 DAH	37.13	19.37	14.33	12.99	65	18x11	6.46	13.90	11.50	5.87	10.31	3.94	-	7.36	2.04	700	640
4/3 EHH	48.82	24.49	17.64	17.99	80	22x14	8.74	19.37	19.37	12.99	17.00	-	-	9.76	3.12	2750	-
4/3 RHH	50.98	26.77	23.23	13.78	85	22x14	8.46	19.29	19.29	12.99	17.00	-	4.09	9.76	1.83	3090	-
6/4 DAH	40.20	19.37	14.33	12.99	65	18x11	6.46	16.69	15.98	9.02	13.31	.43	-	8.62	2.57	1475	1000
6/4 EAH	46.38	24.49	17.64	17.99	80	22x14	8.74	17.05	15.98	9.02	13.31	5.43	-	8.62	2.96	1950	1400
6/4 FHH	61.26	33.74	24.96	24.02	100	28x16	10.98	23.03	24.25	16.26	21.50	1.00	-	12.01	2.96	5575	-
6/4 SHH	65.67	36.22	30.71	17.72	120	32x18	11.02	23.15	24.25	16.26	21.50	-	5.28	12.01	3.04	6335	-
8/6 EAH	51.26	24.49	17.64	17.99	80	22x14	8.74	21.93	21.69	12.52	18.11	-	2.44	11.50	3.23	3300	2165
8/6 FAH	59.33	33.74	25.00	24.02	100	28x16	10.98	21.22	21.69	12.52	18.11	3.54	-	11.50	2.56	4000	3065
8/6 THH	89.57	45.28	40.94	25.59	150	36x20	13.78	33.54	32.87	22.99	32.01	-	6.30	15.51	6.93	14490	-
10/8 FAH	64.80	39.02	27.76	24.02	100	28x16	10.98	26.89	26.50	16.50	25.00	-	.47	13.11	5.28	7040	5690
10/8 STAH	68.82	45.28	30.71	25.59	120	32x18	11.02	27.24	26.50	16.50	25.00	1.06	-	13.11	5.63	8250	6900
12/10 FAH	67.76	39.02	27.76	24.02	100	28x16	10.98	29.65	29.76	18.27	26.50	-	4.09	15.00	4.25	8290	6190
12/10 STAH	71.50	45.28	30.71	25.59	120	32x18	11.02	30.00	29.72	18.27	26.50	-	2.56	15.00	4.60	9500	7400
14/12 FAH	69.76	39.02	27.76	24.02	100	28x16	10.98	31.61	36.89	24.76	32.76	-	10.35	15.98	4.13	12890	9090
14/12 STAH	73.74	45.28	30.71	25.59	120	32x18	11.02	31.97	36.89	24.76	32.76	-	8.82	15.98	4.48	14100	10300
16/14 TUAH	91.34	57.48	41.34	35.43	150	36x20	13.78	37.52	41.26	25.98	35.00	-	3.31	17.76	6.56	22000	-

Note: U dimensions and key sizes are in millimeters. All others are in inches.

Figura B2: Dimensiones de la bomba Warman

Tabla C1 Especificaciones técnicas de las tuberías según el SDR

C 1,25	SDR 17			SDR 17,6			SDR 13,6			SDR 11		
PE 80	7,5 bar			8 bar			10 bar			12,5 bar		
PE 100	9,5 bar			10 bar			12,5 bar			16 bar		
DN (mm)	DE (mm)	e (mm)	DI (mm)	DE (mm)	e (mm)	DI (mm)	DE (mm)	e (mm)	DI (mm)	DE (mm)	e (mm)	DI (mm)
20							20	1.8	16.4	20	1.9	16.2
25				25	1.8	21.4	25	1.9	21.2	25	2.3	20.4
32	32	1.8	28.4	32	1.9	28.2	32	2.4	27.2	32	2.9	26.0
40	40	2.3	35.4	40	2.4	35.2	40	3.0	34.0	40	3.7	32.6
50	50	2.9	44.2	50	3.0	44.0	50	3.7	42.4	50	4.6	40.8
63	63	3.5	56.0	63	3.8	55.4	63	4.7	53.6	63	5.8	51.4
75	75	4.3	66.4	75	4.5	66.0	75	5.6	63.8	75	6.8	61.4
90	90	5.1	79.8	90	5.4	79.2	90	6.7	76.6	90	8.2	73.6
110	110	6.3	97.4	110	6.6	96.8	110	8.1	93.8	110	10.0	90.0
125	125	7.1	110.8	125	7.4	110.2	125	9.2	106.6	125	11.4	102.2
140	140	8.0	124.0	140	8.3	123.4	140	10.3	119.0	140	12.7	114.6
160	160	9.1	141.8	160	9.5	141.0	160	11.8	136.4	160	14.6	130.8
180	180	10.2	159.6	180	10.7	158.6	180	13.3	153.4	180	16.4	147.2
200	200	11.4	177.2	200	11.9	176.2	200	14.7	170.6	200	18.2	163.6
225	225	12.8	199.4	225	13.4	198.2	225	16.6	191.8	225	20.5	184.0
250	250	14.2	221.6	250	14.8	220.4	250	18.4	213.2	250	22.7	204.6
280	280	15.9	248.2	280	16.6	246.8	280	20.6	238.8	280	25.4	229.2
315	315	17.9	279.2	315	18.7	277.6	315	23.2	268.6	315	28.6	257.8
355	355	20.1	314.8	355	21.1	312.8	355	26.1	302.8	355	32.2	290.6
400	400	22.7	354.6	400	23.7	352.6	400	29.4	341.2	400	36.3	327.4

TUBERIAS DE HDPE

POLIETILENO

El Polietileno es un material termoplástico con diferentes características, las cuales dependen de su estructura molecular y se definen como polietilenos de baja, media y alta densidad definido bajo las normas ASTM. Las densidades son 0.91-0.93 gr/cm³, 0.93-0.94 gr/cm³ y 0.96 gr/cm³ respectivamente.

CUADRO N°1

PROPIEDADES FISICAS DEL HDPE.			
Propiedad	Unidad	Valor	Norma
Densidad	g/cm ³	0.945 - 0.955	DIN 53479
Viscosidad específica (Índice de viscosidad límite)	cm ³ /g	300	ISO/R 1191
Índice de fusión MFI 190/5	G/10MIN	0.4 - 0.8	DIN 53735
Propiedades mecánicas			
Tensión de tracción (rango elástico)	N/mm ²	22	DIN 53455
Elongación límite (rango elástico)	%	15	R 527
Resistencia a la ritura	N/mm ²	32	
Alargamiento de rotura	%	> 800	
Tensión límite de flexión	N/mm ²	28	DIN 53452
Módulo de resistencia a la torsión	N/mm ²	240	DIN 53477
Dureza de bola	N/mm ²	40	DIN 53456
Dureza Shore D	-	60	DIN 53505
Resistencia al impacto con entalladura	mJ/mm ²	15	DIN 53453
Resistencia al impacto con entalladura, a +23°C y -40°C.	mJ/mm ²	sin rotura	DIN 53453
Propiedades térmicas			
Coficiente medio de dilatación lineal entre 20 y 90°C.	mm/m x °C	0.17	DIN 52328
Conductividad térmica a 20°C	w/m x K	0.43	DIN 52612

Tabla C2: Propiedades físicas de las tuberías HDPE

Conexiones



CODO PAD DE 90°

[Ver detalle](#)



TEE PAD

[Ver detalle](#)



CRUZ PAD

[Ver detalle](#)



YEE PAD

[Ver detalle](#)



CODO PAD DE 45°

[Ver detalle](#)



YEE PAD REDUCIDA

[Ver detalle](#)



TEE PAD REDUCIDA C/S METALICA

[Ver detalle](#)



TEE PAD BRIDA

[Ver detalle](#)



REDUCCION PAD





[Ver detalle](#)

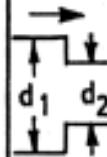
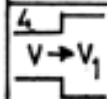

Figura C2: Accesorios utilizados para empalmes

Tabla C3: Fórmulas de caída de presión de accesorios

GROUPS 1 TO 5 IN TABLE SHOW THE APPROXIMATE PROPORTIONS OF VELOCITY HEAD, $H_v = \frac{V^2}{2g}$, WHICH APPLY TO CERTAIN CONDITIONS.

V IS USED TO INDICATE THE UPSTREAM VELOCITY AND V_1 THE DOWNSTREAM VELOCITY.




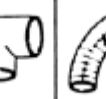




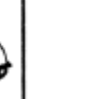
GROUP	ITEM	HEAD LOSS (m)
1.	Loss of head at inlet H_i From pump hopper to pump or from storage tank to pump.	
	(a) Flush Connections.	$0.5 \frac{V_1^2}{2g}$
	(b) Projecting connection and dredge suction pipes.	$1.0 \frac{V_1^2}{2g}$
	(c) Rounded Connection.	$0.05 \frac{V_1^2}{2g}$
2	Loss of head due to conical enlargement from pump discharge flange to discharge pipeline	$K_e \frac{(V-V_1)^2}{2g}$
	included angle θ	6° 65°
	factor K_e	0.14 1.15 *

GROUP	ITEM	HEAD LOSS (m)
3.	Loss of head due to sudden contraction: K_c is a factor depending on ratio $\frac{d_1}{d_2}$ where d_1 is the large diameter and d_2 the small diameter as illustrated.	$K_c \frac{V_1^2}{2g}$
	Ratio d_1/d_2	1.2 1.4 1.6 1.8 2.0 2.5 3.0 4.0 5.0
	Factor K_c	0.08 0.17 0.26 0.34 0.37 0.41 0.43 0.45 0.46
4.	Loss of head due to sudden enlargement:	$\frac{(V-V_1)^2}{2g}$
		
5	loss of head due to conical contraction : e.g. Jet Nozzles SEE CAMERON PAGE 3 -110	$K_g \frac{(V-V_1)^2}{2g}$
		

* FOR CONICAL ENLARGEMENTS, MAXIMUM HEAD LOSS OCCURS WHEN INCLUDED ANGLE IS 65°, WHEN $K_e = 1.15$. MINIMUM HEAD LOSS OCCURS WHEN INCLUDED ANGLE IS 6°, WHEN $K_e = 0.14$.

Tabla C.4: Equivalencias de longitud de los accesorios de instalación



									
	Radius More Than 3 x N.B.	Radius is 2 x N.B.			Minimum Radius 10 x N.B.				
INTERNAL DIAMETER or N.B.	90° Long Radius Bend	90° Short Radius Bend	Elbow	Tee	Rubber Hose	Diaphragm Valve Full Open	Full Bore Valve Round Way	Plug-Lub Valve Rect. Way	*"Tech-Taylor" Valve Ball Type
m m	EQUIV. LENGTH IN m OF STRAIGHT PIPE GIVING EQUIVALENT RESISTANCE TO FLOW								
25	0.52	0.70	0.82	1.77	0.30	2.56	—	0.37	—
32	0.73	0.91	1.13	2.38	0.40	3.29	—	0.49	—
40	0.85	1.10	1.31	2.74	0.49	3.44	1.19	0.58	—
50	1.07	1.40	1.68	3.35	0.55	3.66	1.43	0.73	—
65	1.28	1.65	1.98	4.27	0.70	4.60	1.52	0.85	—
80	1.55	2.07	2.47	5.18	0.85	4.88	1.92	1.04	0.20
90	1.83	2.44	2.90	5.79	1.01	—	—	1.22	—
100	2.13	2.77	3.35	6.71	1.16	7.62	2.19	1.40	0.23
115	2.41	3.05	3.66	7.32	1.28	—	—	1.58	—
125	2.71	3.66	4.27	8.23	1.43	13.11	3.05	1.77	0.30
150	3.35	4.27	4.88	10.06	1.55	18.29	3.11	2.13	0.37
200	4.27	5.49	6.40	13.11	2.41	19.81	7.92	2.74	0.82
250	5.18	6.71	7.92	17.07	2.99	21.34	10.67	3.47	0.61
300	6.10	7.92	9.75	20.12	3.35	28.96	15.85	4.08	0.76
350	7.01	9.45	10.97	23.16	4.27	28.96	—	4.88	0.91
400	8.23	10.67	12.80	26.52	4.88	—	—	5.49	1.04
450	9.14	12.19	14.02	30.48	5.49	—	—	6.22	1.16
500	10.36	13.11	15.85	33.53	6.10	—	—	7.32	1.25

*"TECH-TAYLOR" VALVE IS A BALL TYPE CHANGE-OVER DEVICE USED ONLY ON THE DELIVERY SIDE OF THE PUMP
 NOTE: 1. FOR 135° BEND, USE 50% OF EQUIVALENT LENGTH FOR 90° BEND.
 2. L_f IS THE AGGREGATE OF EQUIVALENT LENGTHS FOR ALL PIPELINE FITTINGS AND VALVES IN A GIVEN PIPELINE.

Tabla C5.A Valores de válvulas y otros accesorios

A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 1 de 4) Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

("K" está basado en el uso de las tuberías cuyos números de cédula se dan en la página 2-10)

FACTORES DE FRICCIÓN PARA TUBERÍAS COMERCIALES, NUEVAS, DE ACERO, CON FLUJO EN LA ZONA DE TOTAL TURBULENCIA

Diámetro Nominal	mm pulg.	15	20	25	32	40	50	65, 80	100	125	150	200,250	300,400	450-600
		½	¾	1	1¼	1½	2	2½, 3	4	5	6	8: 10	12-16	18-24
Factor de fricción (f _f)		.027	.025	.023	.022	.021	.019	.018	.017	.016	.015	.014	.013	.012

FÓRMULAS PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR "K" PARA VÁLVULAS Y ACCESORIOS CON SECCIONES DE PASO REDUCIDO

Fórmula 1

$$K_2 = \frac{0.8 \left(\sin \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 2

$$K_2 = \frac{0.5 (1 - \beta^2) \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}}}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 3

$$K_2 = \frac{2.6 \left(\sin \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 4

$$K_2 = \frac{(1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 5

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 1} + \text{Fórmula 3}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \sin \frac{\theta}{2} [0.8 (1 - \beta^2) + 2.6 (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

Fórmula 6

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + 0.5 \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}} (1 - \beta^2) (1 - \beta^2)^2}{\beta^4}$$

Fórmula 7

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} t \beta \text{ (Fórmula 2 + Fórmula 4), cuando } \theta = 180^\circ$$

$$K_1 = \frac{K_1 + \beta [0.5 (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

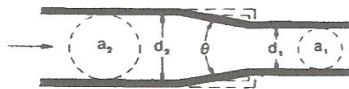
$$\beta = \frac{d_1}{d_2}$$

$$\beta^2 = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 = \frac{a_1}{a_2}$$

El subíndice 1 define dimensiones y coeficientes para el diámetro menor. El subíndice 2 se refiere al diámetro mayor.

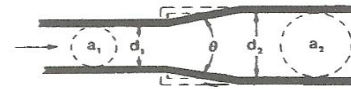
*Úsese el valor de K proporcionado por el proveedor, cuando se disponga de dicho valor

ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL



Si: $\theta < 45^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 1}$
 $45^\circ < \theta < 180^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 2}$

ENSANCHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL



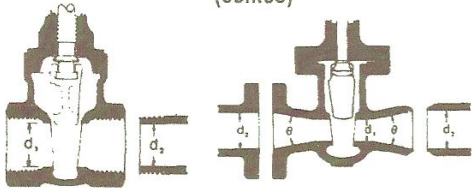
Si: $\theta < 45^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 3}$
 $45^\circ < \theta < 180^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 4}$

Tabla C5.B Valores de válvulas y otros accesorios

A-24 TABLA DEL FACTOR “K” (página 2 de 4) Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

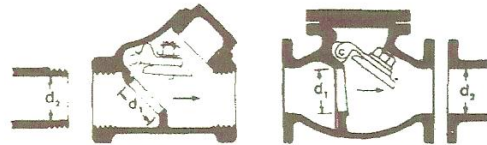
VÁLVULAS DE COMPUERTA

De cuña, de doble obturador o tipo macho (cónico)



Si: $\beta = 1, \theta = 0 \dots \dots \dots K_1 = 8 f_T$
 $\beta < 1$ y $\theta < 45^\circ \dots \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 5}$
 $\beta < 1$ y $45^\circ < \theta < 180^\circ \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 6}$

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO OSCILANTE

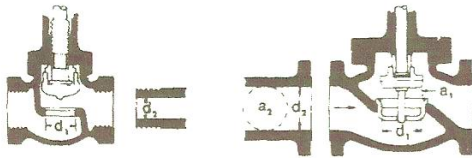


$K = 100 f_T$ $K = 50 f_T$

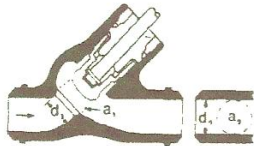
Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

(m/seg) = $45 \sqrt{V}$ = $75 \sqrt{V}$
 (pie/seg) = $35 \sqrt{V}$ = $60 \sqrt{V}$
 U/L Registradas = $120 \sqrt{V}$ = $100 \sqrt{V}$

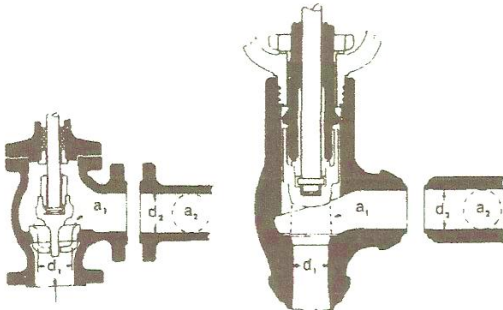
VÁLVULAS DE GLOBO Y ANGULARES



Si: $\beta = 1 \quad K_1 = 340 f_T$



Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 55 f_T$

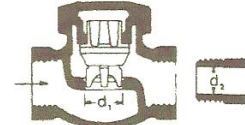


Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 150 f_T$ Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 55 f_T$

Todas las válvulas de globo y angulares con asiento reducido θ de mariposa

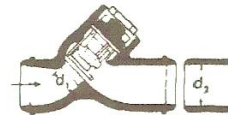
Si: $\beta < 1 \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

VALVULAS DE RETENCIÓN DE OBTURADOR ASCENDENTE



Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 600 f_T$
 $\beta < 1 \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

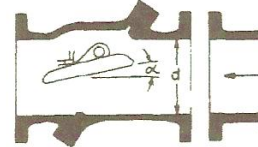
Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador = $50 \beta^2 \sqrt{V}$ m/seg $40 \beta^2 \sqrt{V}$ pie/seg



Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 55 f_T$
 $\beta < 1 \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador = $170 \beta^2 \sqrt{V}$ m/seg $140 \beta^2 \sqrt{V}$ pie/seg

VALVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO BASCULANTE



Pasos	$\alpha = 5^\circ$	$\alpha = 15^\circ$
50 mm (2") a 200 mm (8") K =	$40 f_T$	$120 f_T$
250 mm (10") a 350 mm (14") K =	$30 f_T$	$90 f_T$
400 mm (16") a 1200 mm (48") K =	$20 f_T$	$60 f_T$
Velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador = m/seg	$100 \sqrt{V}$	$40 \sqrt{V}$
pie/seg	$80 \sqrt{V}$	$30 \sqrt{V}$

Tabla C5.C Valores de válvulas y otros accesorios

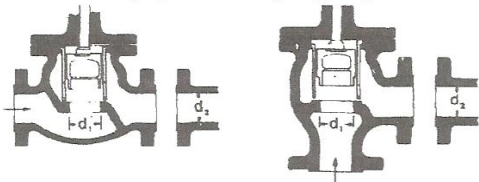
A - 4 B

APÉNDICE A - PROPIEDADES FÍSICAS DE ALGUNOS FLUIDOS Y
CARACTERÍSTICAS DEL FLUJO EN VÁLVULAS, ACCESORIOS Y TUBERÍAS

CRANE

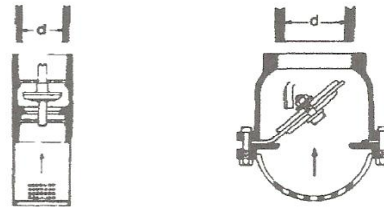
A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 3 de 4) Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

VÁLVULAS DE RETENCIÓN Y CIERRE (Tipos recto y angular)

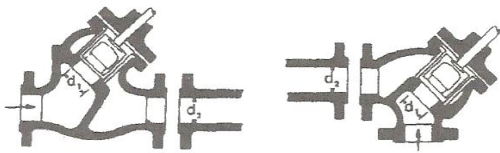


<p>Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 400 f_T$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador $m/\text{seg} = 70 \beta^2 \sqrt{V}$ $\text{pie}/\text{seg} = 55 \beta^2 \sqrt{V}$</p>	<p>Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 200 f_T$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador $= 95 \beta^2 \sqrt{V}$ $= 75 \beta^2 \sqrt{V}$</p>
--	---

VÁLVULAS DE PIE CON FILTRO Obturador ascendente Obturador oscilante

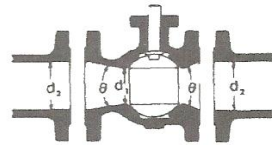


<p>$K = 420 f_T$ Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador $m/\text{seg} = 20 \sqrt{V}$ $\text{pie}/\text{seg} = 15 \sqrt{V}$</p>	<p>$K = 75 f_T$ Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador $= 45 \sqrt{V}$ $= 35 \sqrt{V}$</p>
---	---



<p>Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 300 f_T$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador $m/\text{seg} = 75 \beta^2 \sqrt{V}$</p>	<p>Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 350 f_T$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ $\text{pie}/\text{seg} = 60 \beta^2 \sqrt{V}$</p>
--	---

VÁLVULAS DE GLOBO

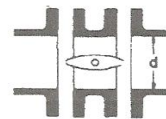


Si: $\beta = 1, \theta = 0 \dots \dots \dots K_1 = 3 f_T$
 $\beta < 1$ y $\theta < 45^\circ \dots \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 5}$
 $\beta < 1$ y $45^\circ < \theta < 180^\circ \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 6}$



<p>$\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador $m/\text{seg} = 170 \beta^2 \sqrt{V}$</p>	<p>$\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ $(\text{pie}/\text{seg}) = 140 \beta^2 \sqrt{V}$</p>
---	---

VÁLVULAS DE MARIPOSA



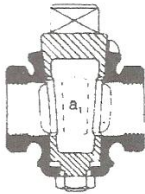
Diámetro 50 mm (2") a 200 mm (8") $K = 45 f_T$
 Diámetro 250 mm (10") a 350 mm (14") $K = 35 f_T$
 Diámetro 400 mm (16") a 600 mm (24") $K = 25 f_T$

Tabla C5.D Valores de válvulas y otros accesorios

A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 4 de 4)
Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

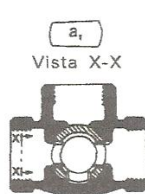
VÁLVULAS DE MACHO Y LLAVES

Paso directo

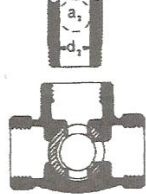


Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 18 f_T$

tres entradas



Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 30 f_T$



Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 90 f_T$

Si: $\beta < 1$ $K_2 = \text{Fórmula 6}$

CODOS ESTÁNDAR

90°



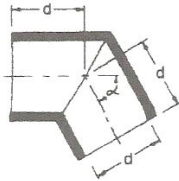
$K = 30 f_T$

45°



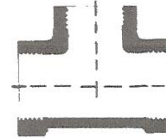
$K = 16 f_T$

CURVAS EN ESCUADRA O FALSA ESCUADRA



α	K
0°	2 f_T
15°	4 f_T
30°	8 f_T
45°	15 f_T
60°	25 f_T
75°	40 f_T
90°	60 f_T

CONEXIONES ESTÁNDAR EN "T"



Flujo directo $K = 20 f_T$

Flujo desviado a 90° . . . $K = 60 f_T$

CURVAS Y CODOS DE 90° CON BRIDAS O CON EXTREMOS PARA SOLDAR A TOPE



r/d	K	r/d	K
1	20 f_T	8	24 f_T
1.5	14 f_T	10	30 f_T
2	12 f_T	12	34 f_T
3	12 f_T	14	38 f_T
4	14 f_T	16	42 f_T
6	17 f_T	20	50 f_T

El coeficiente de resistencia K_B , para curvas que no sean de 90° puede determinarse con la fórmula:

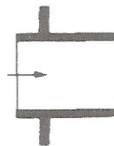
$$K_B = (n - 1) \left(0.25 \pi f_T \frac{r}{d} + 0.5 K \right) + K$$

n = número de curvas de 90°

K = coeficiente de resistencia para una curva de 90° (según tabla)

ENTRADAS DE TUBERÍA

Con resalte hacia el interior

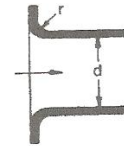


$K = 0.78$

r/d	K
0.00*	0.5
0.02	0.28
0.04	0.24
0.06	0.15
0.10	0.09
0.15 y más	0.04

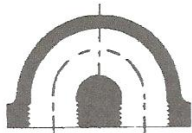
*de cantos vivos

A tope



Véanse los valores de K en la tabla

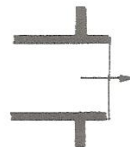
CURVAS DE 180° DE RADIO CORTO



$K = 50 f_T$

SALIDAS DE TUBERÍA

Con resalte



$K = 1.0$

De cantos vivos



$K = 1.0$

Redondeada



$K = 1.0$