

Universidad Nacional de Ingeniería

ACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



“ Sistema de Abastecimiento de Agua de 300 LPS y
6.800 Metros de Longitud para el Servicio
de una Planta Concentradora ”
(Tintaya - Cuzco)

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO

LUIS GUSTAVO ORTEGA GARNICA

PROMOCION: 1980 - I

LIMA PERU 1989

I N D I C E

	<u>Pág.</u>
Prologo	1
Capítulo 1 : INTRODUCCION	6
1.1 Antecedentes	6
1.1.1 Fuentes de Agua Explotables	6
1.1.2 Energía Disponible	7
1.2 Objetivos	8
1.3 Alcances	11
1.4 Normas Aplicables	13
Capítulo 2 : CRITERIOS GENERALES DE DISEÑO	14
2.1 Datos Preliminares	14
2.1.1 Condiciones del Agua	14
2.1.2 Condiciones Climáticas	15
2.1.3 Ubicación	15
2.2 Capacidad de Bombe	16
2.2.1 Temperatura	16
2.2.2 Determinación del Caudal del Líquido	17
2.2.3 Capacidad de Reservorios	20
2.3 Análisis Químico del Agua	22
2.4 Material de la Tubería	23

	<u>Pág.</u>
2.4.1 Características Mecánicas del Acero A-53°B	27
2.4.2 Características Mecánicas del Acero Estructural EC-24	28
2.5 Congelamiento de la Tubería	29
Capítulo 3 : SISTEMA DE LA TUBERIA DE ABAS	
TECIMIENTO	31
3.1 Topografía y Condiciones del Terreno	31
3.1.1 Características del Terreno	31
3.1.2 Líneas de Tubería y Topografía	32
3.2 Descripción del Funcionamiento del Sistema	39
3.2.1 Necesidades de Funcionamiento Generales	39
3.2.2 Consideraciones Técnicas de Funcionamiento	40
3.2.3 Número de Bombas	43
3.2.4 Descripción del Funcionamiento	44
3.3 Planteamiento del Sistema de Tubería	48
Capítulo 4 : CALCULO HIDRAULICO DEL SISTEMA	51
4.1 Diámetro de la Tubería	
4.1.1 Métodos directos y sencillos de hallar el diámetro económico	56
4.1.2 Método Analítico	70
4.1.2.1 Fórmula de Hazen-Williams	75
4.1.2.2 Empleo de la Fórmula Darcy-Weisbach; con Coolebrook o Moody	113

	<u>Pág.</u>
4.2 Determinación del Espesor de los tubos	159
4.2.1 Generalidades	159
4.2.2 Práctica Adecuada	164
4.2.3 Presión Interna	165
4.2.4 Variación del Diámetro económico respecto de la variación del es- pesor de la tubería	171
4.3 Golpe de Ariete en la Tubería	178
4.3.1 Golpe de Ariete por cierra instan- táneo de válvula	181
4.3.2 Golpe de ariete en línea de descar- ga de bombeo cuando falla la ener- gía eléctrica repentinamente	185
4.3.2. Cálculo gráfico del golpe de ariete del caso del - presente trabajo	214
4.3.3 Dispositivos de alivio contra el golpe de ariete en sistemas de bom- bas	230
4.4 Cargas Externas sobre el tubo	247
4.4.1 Congelamiento del agua y profundi- dad de zanja	247
4.4.2 Presión de Carga de Tierra en zanja	252
4.4.2.1 Determinación de la Carga	259
4.4.2.2 Espesor de pared para re- sistir la carga de tierra	264

	<u>Pág.</u>
4.4.3 Resistencia a la Presión de Colapso	271
4.5 Selección Final de Tubos, Accesorios y Válvulas	273
Capítulo 5 : SELECCION DE LAS BOMBAS	277
5.1 Generalidades	277
5.1.1 Clases de Bombas	281
5.1.2 Bombas para Instalaciones de Abastecimiento de Agua	284
5.1.3 Bombas Verticales de Turbina	288
5.2 Cálculo de las Cargas, Pérdidas de Carga, y el NPSH	294
5.2.1 Definición de Alturas de Elevación o Cargas Hidráulicas	297
5.2.2 Componentes de la Altura de elevación	301
5.2.3 Otras Definiciones	310
5.2.4 NPSH	311
5.2.5 Cálculos de los Términos antes definidos	318
5.3 Cálculo de la Potencia del Motor de las bombas	320
5.3.1 Potencia requerida por la bomba	320
5.3.2 Potencia requerida y disponible del motor de las bombas	321

	<u>Pág.</u>
5.4 Selección Final de las Bombas	323
5.5 Alimentación Eléctrica a los Motores	328
5.5.1 Generalidas	
5.5.2 Datos de Diseño	328
5.5.3 Potencia instalada y Máxima - Demanda	329
5.5.4 Potencia de la Sub-estación y Esquema Unificar de principio	329
Capítulo 6 : EVALUACION DE COSTOS	334
6.1 Estimado del Costo de la Instalación con tablas y gráficos	336
6.2 Estimado del Costo de Instalación con Precios Proporcionados por los Fabri- cantes	342
Conclusiones	351
Bibliografía	367
Anexos	369
Planos	

PROLOGO

Como es de nuestro conocimiento, el Perú es un país con mucha riqueza mineral y en especial es productor de Cobre. Y uno de sus nuevos y prometedores yacimientos cupríferos es el de la Mina Tintaya ubicado en el Departamento de Cuzco, casi en el límite con Arequipa, a 4,100 metros - sobre el nivel del mar, la cual se enplota hace una decada y ahora se quiere concentrar dicho mineral en el mismo lugar.

Se ha comprobado que Tintaya es una mina con muchas - reservas de materia prima, por lo que se está instalando - una Planta Concentradora de minerales con una capacidad de 12,000 ton/día.

Y sabemos también que ninguna Planta Industrial, en especial una Planta Concentradora de Minerales podría operar sin agua; se usa ésta tanto para concentración de minerales, enfriamiento de equipos, sellos de agua, mantenimiento, limpieza, consumo humano (agua potable), etc.; por lo que es muy importante, que para instalar esta plantas - concentradoras, se deba saber de donde y cómo se va a proveer de agua la misma para su abastecimiento propio.

El tema de la presente tesis, es justamente el sumi -

nistro de agua para la Planta Concentradora de Tintaya en el Cuzco.

Ahora bien, el diseño del sistema de abastecimiento de agua para una planta concentradora de la gran minería, por su complejidad y grado de desarrollo técnico actual, requiere del esfuerzo combinado de Ingenieros Químicos, Sanitarios, Mecánicos, Eléctricistas, Civiles, Economistas y de otros especialistas en diversos campos relacionados con la materia.

Dentro de este contexto, y de acuerdo a la especialidad, esta tesis, tomando las necesidades de suministro de agua de la Planta Concentradora de minerales de 12,000 ton/día, abarcará solamente el diseño y selección del sistema de bombeo para el abastecimiento de 300 lt/s de agua, desde una poza ubicada al costado del río salado, hasta los reservorios ubicados en la planta concentradora a una distancia de 6.8Km aproximadamente. No se incluyen aspectos referentes a las Obras Civiles, eléctricas, de control ni automatización; solo se presentarán.

Para el diseño y selección antes mencionado, se tendrá en consideración el siguiente procedimiento:

- a) Fijar claramente todas las variables que van a influir en la selección de los equipos e instalaciones definitivas tanto en el material a se

leccionarse para la tubería, accesorios y bombas, como para la selección de dimensiones y capacidades de las mismas; estas variables son entre otras, el análisis químico del agua, temperaturas de trabajo, altura sobre el nivel del mar, etc.

- b) Describir el modo de funcionamiento del sistema de abastecimiento de agua de acuerdo a las necesidades y requerimientos de la planta concentradora.
- c) Trazar en los planos topográficos el curso que seguiría la línea de la tubería, la disposición de los accesorios y bombas de acuerdo al terreno.
- d) Seleccionar las características más importantes de la tubería como su diámetro y velocidad de fluido para que estén dentro del rango económico.
- e) Determinar el espesor de la tubería, teniendo en cuenta los diversos factores que influyen - tales como la presión interna, externa (por ir enterrada), golpe de ariete, etc.
- f) En un sistema de tubería de gran longitud, no se puede dejar de analizar la posibilidad de que ocurran golpes de ariete, por esta razón -

se estudiaría este fenómeno para el caso de bombeo de agua en altitud con bombas centrífugas y las medidas correctivas y preventivas para su control.

- g) Se analizará lo que ocurre en el caso de tubería enterrada; así se determinarán las cargas recibidas y la resistencia de la tubería para éstas.
- h) Se ha calculado las cargas totales del sistema de acuerdo al diámetro de tubería, tipo y cantidad de accesorios, altura de bombeo, pérdidas por fricción, etc.; con esto se define la potencia nominal de los motores y se selecciona la capacidad y tipo de bombas.
- i) Un factor crítico dentro del sistema de bombeo es la Altura Neta Positiva de Succión (NPSH) o altura de succión. Un cálculo inadecuado puede causar cavitación, de ahí la necesidad de un análisis cuidadoso.
- j) Para la evaluación económica del sistema de bombeo y tubería, se hará un análisis de costos unitarios de materiales y su instalación.

Finalmente, en esta tesis, se hará un resumen de las características técnicas finales de funcionamiento del sis

tema , especificaciones técnicas de materiales, equipos y recomendaciones más importantes para su instalación, incluyendo la soldadura y pruebas.

No quisiera terminar esta líneas, sin antes agrade - cer la amplia colaboración de funcionarios de la Empresa - Minera Proyecto Especial Tintaya S.A., quienes me facilitaron toda clase de apoyo informativo en mi estadía en su complejo minero en el Cuzco y sus Oficinas en Arequipa.

Mi deseo es que el présente trabajo no sea solamente un estudio técnico aislado, sino que se materialice en su ejecución y comprobación, a la vez que servirá como modelo en casos como éste, en especial en la Industria Minera por lo aislado que generalmente se encuentran.

I N T R O D U C C I O N

1.1 ANTECEDENTES

1.1.1 Fuentes de Agua Explotables

Anteriormente la explotación de la Mina Tintaya contó sólo con el agua extraída del sub-suelo a poca distancia de la Mina. Estas filtraciones abastecen también para la construcción de la Planta Concentradora, y se tiene que restringir cuidadosamente su uso ya que no se abastece con holgura. Por esto se tuvo que hacer un programa de perforaciones exploratorias para estudiar la factibilidad del suministro de agua en una serie de lugares alrededor de la Planta Concentradora. Después de estudiar varias alternativas, tanto para la captación del agua del Río Salado, como el aprovechamiento de las aguas subterráneas, se decidió por el sistema de captación por galerías filtrantes del Río Salado ubicado a unos 6.8Km. de la Planta Concentradora. Por medio de un canal llegaría el agua a la poza de donde se bombearía el agua hasta los reservorios ubicados en una zona elevada de la Planta Concentradora.

Los estudios hechos con anterioridad basados en

fotografías aéreas del Río Salado a fines de un invierno seco, y por medición del flujo, fue determinado que el caudal del mismo es de $1 \text{ m}^3/\text{seg.}$ que satisface ampliamente los requerimientos de agua fresca de $0.15 \text{ m}^3/\text{seg.}$ y una demanda en la línea de tubería de aproximadamente $0.3 \text{ m}^3/\text{s.}$ como veremos más adelante.

1.1.2 Energía Disponible

El suministro de energía se hará a través de una línea de 10,000 voltios provenientes de la sub-estación principal ubicada al costado de la Casa de fuerza de la Planta Concentradora. La Planta cuenta con una casa de fuerza con motores Diesel, la cual está en operación, a su vez se ha instalado la línea de transmisión que transporta energía de la recientemente ampliada Central Hidroeléctrica de Macchu Picchu.

En la casa de bombas tendrá que existir una sub-estación integrada para las necesidades del bombeo de $2 \times 1,250 \text{ KVA, } 10,000/4,160 \text{ V.}$, ya que la alimentación a los motores será de $4,160 \text{ V.}$ En dicha casa de bombas estarán alojados las bombas, la sub-estación integrada, paneles, transformadores, un puente grúa para el mantenimiento de los motores, bombas, un sistema de ventilación para circulación de aire y refrigeración, entre otros; para los cuales se necesitará esta energía eléctrica.

1.2 OBJETIVOS

Los principales objetivos que se quieren conseguir en el presente trabajo son los siguientes:

- a) El primero y principal es el plantear un sistema de abastecimiento de agua al Complejo Minero Tintaya especificando el tipo y capacidades de bombas, accesorios y tubería para satisfacer las necesidades que requiere dicho complejo minero, ya que solo se cuenta con el agua del subsuelo que ha estado abasteciendo a la Mina, la construcción de la Planta Concentradora, y que es insuficiente para cuando la Planta este en operación.
- b) Plantear la secuencia de cálculos y parámetros que tienen que tomarse en cuenta para la selección de todos los elementos con los que debe constar un sistema de suministro de agua de la magnitud del presente caso del Complejo Minero Tintaya, que se encuentra como la mayoría de Centros Mineros, lejos de las grandes fuentes de agua como son los ríos, mares, lagos, etc.
- c) Comparar los resultados de los cálculos efectuados para la selección de la tubería realizados con diferentes fórmulas, generalmente usadas en

hidráulica, desde los más tradicionales hasta los más recientes, para ver que en hidráulica todavía se siguen haciendo estudios referente al comportamiento de los fluidos transportados a través de tuberías.

- d) Mostrar la influencia sobre el diámetro económico de la tubería que acarrea la variación de algunos parámetros que se toman por recomendaciones o estudios previos y que generalmente nos dan rangos en los cuales puede variar dichos parámetros y así conocer cuales influyen más en los resultados finales.
- e) Analizar la influencia que tiene la altitud (4,100 m.s.n.m) en el comportamiento del agua, en los diferentes cálculos y selección de cada uno de los elementos que intervienen en el sistema de bombeo que estamos analizando.
- f) Desarrollar criterios en el análisis de costo de los materiales e instalaciones que nos permita conocer el monto aproximado del costo de cada instalación.
- g) Hacer recomendaciones generales e importantes para la instalación y montaje del sistema de abastecimiento de agua que se está planteando, incluyendo protocolos de pruebas de instalación y

pruebas de puesta en marcha.

1.3 ALCANCES

Como se puede ver según los objetivos, el alcance de este trabajo comprende solamente:

- a) Plantear y analizar las principales variables y necesidades previas para el desarrollo del sistema de tubería y abastecimiento de agua al complejo minero Tintaya, basados en estudios realizados con anterioridad
- b) Teniendo fijadas las variables, hacer un análisis detallado para calcular el diámetro de la tubería, su espesor, seleccionar el material más adecuado tanto en aspecto técnico como el económico; además chequear si esta tubería es capaz de soportar los golpes de ariete posibles, y tomar las medidas para su control. Además debe soportar la tubería las cargas de tierra por ser el caso de tubería enterrada.
- c) Seleccionar correctamente los accesorios tales como válvulas, compuertas, drenajes, etc.
- d) Hacer una apropiada selección de bombas a emplearse, su disposición, número, tipo, etc. Y un esquema del suministro de energía para el funcionamiento al igual que sus paneles de control

y su posible mantenimiento, sin entrar en el diseño eléctrico ni el de automatización como tampoco se harán de las obras civiles.

- e) Finalmente hacer un análisis de costos de la instalación, recomendaciones técnicas necesarias para la fabricación y montaje en lo referente a materiales, equipos y personal. No se incluirán la ingeniería de detalle ni las obras civiles en su conjunto, tan solo unas recomendaciones necesarias.

1.4 NORMAS APLICABLES

Las normas y códigos internacionales que aplicaremos para el diseño e instalación de esta línea de tubería de acero, están contenidos en las normas de las Asociaciones siguientes:

- a) **AWWA.-** American Water Works Association (Asociación Americana de obras hidráulicas) la cual norma el di seño e instalación de tuberías de acero para suminis tro de agua.
- b) **ANSI.-** American National Standards Institute (Instituto Nacional Americano de Estándares) para normar las características de tubos y accesorios.
- c) **ASME.-** American Society of Mechanical Engineers - (Asociación Americana de Ingenieros Mecánicos) la cual norma las características de depósitos y tubos bajo presión y los requisitos para las pruebas de soldadura. Además especifica las características de materiales, especialmente de los aceros.
- d) **AWS.-** American Welding Society (Sociedad Americana de Soldadura), norma las técnicas de soldadura y pruebas de soldadura.

CRITERIOS GENERALES DE DISEÑO

En este punto se definirán las condiciones con las que trabajará el sistema de abastecimiento de agua, las mismas que nos servirán como base para los cálculos respectivos.

2.1 DATOS PRELIMINARES

Entre los más importantes tenemos los siguientes, los cuales fueron proporcionados por personal de la Empresa Minera Tintaya:

2.1.1 Condiciones del Agua

Líquido	: Agua fresca de río (Río Salado)
Temperatura de diseño:	4.44°C (40°F)
Viscosidad absoluta	
a 4.44°C	: 1.5 centipoise
Volúmen específico a	
4.44°C	: 0.001m ³ /Kg. (0.01602 pie ³ /lb)
Presión de saturación	
a 4.44°C	: 0.008555Kg/cm ² (0.12171lb/pulg ²)

Peso a 4.44°C :1,000Kg/m³ (8.345lb/gal)
Gravedad específica
del agua a 15.55°C
(60°F) :1.00
Tiempo de trabajo :24 horas diarias
(Para el cálculo del peso del agua se ha considerado
7.48 Gal/pie³)

2.1.2 Condiciones Climáticas

Estas condiciones son promedio a lo largo de los últimos 10 años en la zona.

Temperatura : Media en verano 10°C (50°F)
: Máxima en verano 18°C (64.4°F)
: Media en invierno 6°C (42.8°F)
: Mínima en invierno -14°C(6.8°F)
Humedad : Máxima de diseño 100%
Altitud : 4,100 m.s.n.m.
Viento : 100Km/hora de sur a norte

2.1.3 Ubicación

Departamento : Cuzco
Distrito : Yauri
Provincia : Espinar
Zona sísmica : II (según el nuevo Reglamento Nacional de Construcciones del Perú)

2.2 CAPACIDAD DE BOMBEO

En función de la importancia de una aplicación de un equipo de bombeo, la altura y la capacidad tienen quizás la misma categoría.

Aún cuando hay otros factores como el líquido que se maneja, disposición de la tubería y tipo de motor-bomba que también son importantes; el requisito principal de una bomba es el de entregar la cantidad correcta de líquido contra la altura existente en el sistema. En el capítulo 4 (Cálculo Hidráulico del sistema) cubrirá todos los factores principales dignos de consideración para determinar la altura que debe desarrollar una bomba. En esta parte del estudio veremos los varios aspectos que se deben tener en consideración para especificar la capacidad de la bomba propuesta.

2.2.1 Temperatura

Puesto que la densidad del líquido cambia con la temperatura, es importante señalar la temperatura del líquido a las condiciones de bombeo cuando se señala la capacidad requerida. El agua fría entre 0 y 27°C se supone generalmente con una densidad constante, en lo que respecta a cálculos de bombeo. Arriba de 27°C, el cambio de densidad se convierte en un factor de considerarse en los cálculos usuales. Como en nuestro caso trabajamos por de

bajo de este límite, consideraremos la densidad constante. Por altitud analizaremos posteriormente.

2.2.2 Determinación del Caudal del Líquido

Antes de que se especifique la capacidad requerida - de una bomba, deben conocerse los requerimientos de caudal del sistema servido. En algunas instalaciones, como alimentación de calderas, enfriamiento de condensadores, etc, los requerimientos del flujo son bastante fáciles de determinar porque hay una cierta demanda mínima y una demanda máxima predecibles. Pero en otras instalaciones, como en procesos industriales, es habitualmente más difícil predecir exactamente la demanda del líquido. Existen tablas en las cuales se dan aproximados de necesidad de agua para algunas operaciones industriales, como las dadas por G.E. Symons /1/, o como nos da algunos parámetros el Reglamento Nacional de Construcciones, /2/ entre otros. Según estudios realizados con anterioridad por el Proyecto Especial Tintaya, en lo referente a estimar la demanda de agua, se tiene el siguiente resumen:

- a. Agua para la Mina y Proceso de la Planta Concentradora

El Complejo Minero Tintaya inicialmente operará (1,986) procesando 8,000ton/día y está proyectada para 12,000 ton/día; para esta capacidad máxi

ma necesita para los procesos de molienda, flotación y separación del mineral, un consumo de $1.5\text{m}^3/\text{ton.}$, esto nos da aproximadamente $6.4 \times 10^6 \text{ m}^3$ al año, pero normalmente parte de este consumo es satisfecho por la recuperación del agua - decantada en la presa de relaves; esta cantidad de agua disponible de recuperación varía por la cantidad de lluvia, filtraciones y evaporación así como se notará una gradual reducción debido a la vida de la planta, es decir, debido al incremento de pérdidas como el de evaporación al aumentar el área de la parte superior de la presa de relaves al incrementarse los sedimentos - conforme pasan los años. Por lo que finalmente se consideró como resultante neta del requerimiento de agua del río entre 3.1 a $4.2 \times 10^6 \text{ m}^3$ por año ; consideraremos el más crítico es decir cuando el nivel del Tanque de agua recuperada falla por cualquier motivo, esto es $4.2 \times 10^6 \text{ m}^3$ por año.

b. Agua para la Maquinaria y otros de la Mina y Planta Concentradora

En este rubro se consideran todos los usos secundarios tanto en la mina como en la Planta Concentradora, como son los de refrigeración de equipos y maquinaria, talleres, limpieza, con -

trol de polvos, agua para consumo del personal y servicios higiénicos (esta agua debe potabilizarse antes de su uso), etc.

Las necesidades para todas estas actividades será aproximadamente 300,000m³ por año.

c. Agua para el Campamento

Al estar este Complejo Minero en un lugar aislado, lejos de los poblados, contará como campamentos para los trabajadores, empleados y sus familias, así como oficinas cerca a la Planta Concentradora; para calcular la demanda de agua para el campamento se ha considerado:

- . Fuerza laboral estimada : 380 trabajadores
- . Población estimada (6 por trabajador):
 $380 \times 6 = 2,280$ habitantes
- . Consumo por habitante: 80 litros por 8 horas, o sea 240 litros por día por habitante (según el nuevo Reglamento Nacional de Construcciones). /1/
- . Consumo total : $2,280 \times 240 = 547$ lts/día que equivale a 200,000 m³ al año.

d. Agua para Contra Incendios

Considerando un gran incendio en varios puntos ,

estimaríamos una protección contra el fuego por un mínimo de 12 horas a un promedio de $5 \text{ m}^3/\text{mi}$ nuto, nos dá un aproximado de $3,600 \text{ m}^3$ que de ben estar almacenados en un reservorio.

Resumiendo: Las necesidades de agua del río se rá de $4.2 \times 10^6 \text{ m}^3$ por año para los procesos de la Concentradora, más $0.3 \times 10^6 \text{ m}^3$ por año para actividades secundarias en la Mina y Planta Con centradora, más $0.2 \times 10^6 \text{ m}^3$ por año para el campamento, que nos dá un total de $4.7 \times 10^6 \text{ m}^3$ por año que es equivalente a $0.15 \text{ m}^3/\text{segundo}$. La capacidad de bombeo de agua como mínimo es igual a la demanda máxima que es de $0.15 \text{ m}^3/\text{seg}$. pero es práctica común que para dar una seguridad de suministro y una holgura para otras _ pliaciones del complejo minero, en especial en complejos industriales aislados como son gene ralmente las plantas concentradoras, la capaci dad de bombeo se considerará el doble de la de manda máxima, por lo que ésta capacidad de bom beo será de $0.3 \text{ m}^3/\text{seg}$. que es igual a 300 lt/s .

2.2.3 Capacidad de Reservorios

Para la capacidad de almacenamiento mínimo se toma rá por lo menos la demanda de 8 horas de trabajo, o sea - $1/3$ de la demanda diaria:

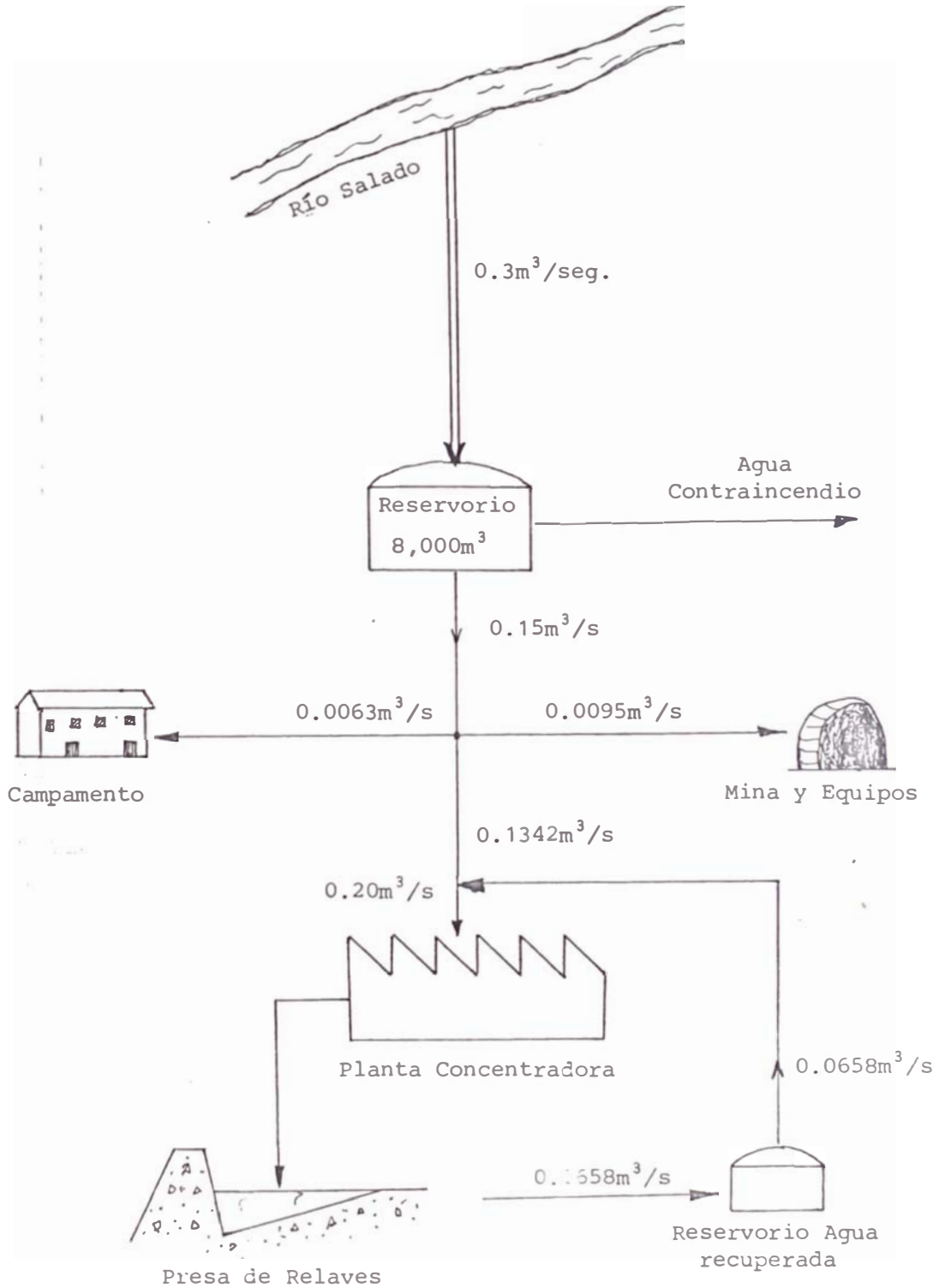


Fig. 2.1 Esquema de Necesidades de Suministro de Agua

$$0.15 \text{ m}^3/\text{seg.} \times 60 \times 60 \times 8 = 4,320 \text{ m}^3.$$

Adicionalmente consideraremos el agua para contra incendios anotado en el ítem anterior (2.2.2 d) de 3,600 m³ haciendo un total de 7,920 m³.

Por lo tanto, se tomará como capacidad de almeccana - miento de los reservorios 8,000 m³ y para facilidad de construcción, economía, mantenimiento, etc, se instalarán dos reservorios de 4,000 m³ cada uno.

2.3 ANALISIS QUIMICO DEL AGUA

Para definir el material de los tubos, válvulas y accesorios y ver si afecta a las bombas, es necesario tener en cuenta el análisis químico del agua. Para una correcta selección es necesario tener varias muestras en diferentes épocas del año. A continuación se muestra un informe de los resultados de un análisis físico-químico del agua del Río Salado, el cual ha sido considerado como el más desfavorable:

Color	:	Incoloro
Sulfatos (SO ₄ ⁻²)	:	101 ppm
Cloruros (CL ⁻⁴)	:	306 ppm
Alcalinidad (NaHCO ₃)	:	199 ppm
Sodio (Na ⁺)	:	200 ppm
Potasio (K)	:	9 ppm

Dureza cálcica (CaCO ₃)	:	166 ppm.
Manganeso (Mn)	:	0.0 ppm.
Fierro (Fe ⁺³)	:	0.0 ppm.
Nitratos (NO ₃)	:	0.0 ppm.
Arsénico (As ⁺³)	:	0.0 ppm.
pH	:	7.4
Conductividad (ohms)	:	1.01 x 10 ⁻³
Turbiedad	:	0.0

De este análisis, el dato principal que influirá en la selección del material es el pH del agua, que en este caso es de 7.4 lo cual indica un agua alcalina por ser mayor que 7. Esto nos garantiza una mayor vida en todo el sistema de bombeo. Se puede ver también que es un agua limpia, cristalina, con pocos elementos disueltos o partículas en suspensión lo cual también corroborará a que la tubería tenga una larga vida ya que la abrasión será mínima.

2.4 MATERIAL DE LA TUBERIA

En la actualidad, para trabajos del tipo que estamos viendo, se acostumbra usar tubería de acero. El tubo de acero se ha usado en la conducción de agua desde aproximadamente 1,852 /3/ y ha resuelto muchos problemas para los Ingenieros, especialmente cuando el fluido y la presión eran grandes y existían obstáculos difíciles, naturales o artificiales, en el trayecto de la línea.

Las propiedades del acero que lo hacen tan útil son en primer lugar su gran resistencia; en segundo lugar su capacidad de deformarse o flexionarse bajo una carga , sin dejar de ofrecer resistencia total a la carga; en tercer lugar su capacidad de doblarse sin romperse y en cuarto lugar su resistencia al impacto. Estas cuatro propiedades se combinan en la tuberías de acero para agua. El Ingeniero de distribución hidráulica debe entender lo que son, cómo se miden, en que forma trabajan en su favor y hasta qué punto puede depender de ellas. Generalmente se usan a temperatura atmosférica ordinaria por ser una instalación de transporte de agua natural ya que para temperaturas elevadas se tienen que tener consideraciones adicionales. La gran resistencia del tubo de acero permite el uso de de paredes delgadas, con las ventajas consiguienes. Generalmente, sin embargo, debido a consideraciones de orden práctico, aún el espesor mínimo de pared elegido para una instalación original, posee resistencia de sobra. Esta resistencia de reserva puede hacer posible aumentos seguros en el futuro, en volumen de entrega de agua, utilizando presiones más altas de bombeo y da una seguridad adecuada para cargas mayores exteriores debidas a programas de localización para calles y carreteras.

En la actualidad, en la era de los materiales sintéticos, también han surgido algunos nuevos materiales para transporte de agua por tubería; entre ellos tenemos - por ejemplo las tuberías de polietileno de alta densidad

que se usa en la minería y las Industrias de procesamiento de metales /4/ por ser versátil, resistente, económico trabaja a altas y bajas temperaturas, no se corroe, resistente a la abrasión, muy flexible, no se funde fácilmente a altas temperaturas y sobre todo su instalación es sumamente sencilla, es 1/100 veces menos conductor térmico - que el acero y tiene larga vida en la intemperie. Existen desde 3" Ø hasta 48" Ø y de varios espesores según la presión que soporte (hasta 725 PSI). Son soldables y existe una gama de accesorios para su ensamble. Pero en nuestro medio no contamos con estos materiales novedosos; además resultarían caros ya que tendría que importarse todo, desde el material propiamente dicho, tecnología, información técnica, etc., hasta los equipos de montaje, de manipuleo, de soldadura e incluso el personal que operaría estos equipos; lo cual elevaría por ahora en el Perú demasiado los costos.

Otro material que merece mencionarse por su gran utilización en la conducción de agua desde hace algunos - siglos, es la tubería de fierro fundido de la cual existe innumerable información tanto de sus características técnicas, como de sus variedades, tablas, ábacos, etc. Pero se ha comprobado que para estas líneas de agua prolongadas donde el terreno aún no es completamente definido, es decir donde la topografía del terreno con las lluvias , vientos, etc. cambia, formándose nuevas quebradas, el fierro fundido no es recomendable debido a que al tener unio

nes embonadas, fácilmente se desembronan cortándose la línea de conducción al menor cambio en la topografía por erosión, deslizamientos de terreno, etc. Por ejemplo esto ocurrió el año 1983 en Piura en la nueva línea de agua del Eje Paita-Talara (50Km. aprox.) que con las lluvias de ese año se cortó y desembronó la línea en aproximadamente unos 15Km. los cuales se tuvieron que reembronar y asegurar con apoyos más confiables (pilotes), mientras que la tubería de acero soportó totalmente como se puede apreciar en el lugar.

Por todo esto usaremos el acero al carbono que cumple mejor con los requerimientos de la zona donde se trabajará, como es, en una zona sísmica, lluviosa, y en plena Cordillera de los Andes.

Para la selección del material es importante tener en cuenta los siguientes datos anteriormente mencionados:

- Fluído : Agua fresca de río
- Gravedad específica a 4.44°C : 1.00 Kg/m³
- pH : 7.4
- Temperatura de operación: 4.44°C (40°F)
- Flujo : Continuo

La actual práctica de trabajos en conducción de agua por tuberías de acero que cumpla con los requisitos -

para las condiciones de agua y clima que tenemos, recomendamos entre otros, usar el acero al carbono ASTM A-53 grado B por las siguientes razones:

- a. Son recomendables para un rango de pH desde 4 a 10, donde la corrosión permanece constante
- b. Resisten un rango de temperatura entre -29°C y 538°C .
- c. Tienen una gran resistencia mecánica
- d. Tienen una buena soldabilidad
- e. Es más económico que sus similares
- f. Es uno de los materiales más ampliamente usados en sistema de tuberías de agua.

2.4.1 Características Mecánicas del Acero A-53°B

Las siguientes características se refieren a una tubería de acero sin costura:

- a. Especificación : ASTM A-53°B
- b. Esfuerzo máximo a la tensión : $4,227\text{Kg}/\text{cm}^2$ ($60,000\text{lb}/\text{pulg}^2$)

- c. Esfuerzo admisible
máximo recomendado : 1,057Kg/cm² entre -29°C y
343°C (15,000 lb/pulg² entre
-20°F y 650°F)
- d. Porcentaje de elongación
: 22%

Para utilizar materiales de nuestro medio, considere
remos tubería fabricada en el país con plancha de Sider
Perú equivalente al A-53°B; sería el Acero Estructural Sider
Perú EC-24.

2.4.2 Características Mecánicas del Acero Estructural - EC-24 /5/

- a. Especificación : Acero estructural Sider Peru
rú EC-24
- b. Esfuerzo de fluen-
cia Fy : 2,400Kg/cm²
- c. Esfuerzo de diseño
en tracción : 0.6 Fy
- d. Esfuerzo de diseño
al corte : 0.4 Fy
- e. Módulo de elastici-
dad E : 2'100,000Kg/cm²
- f. Resistencia última
a la tracción : 1.25 Fy

2.5 CONGELAMIENTO DE LA TUBERIA

El viejo adagio de que "el agua que corre no se congela", constituye un mal principio de diseño. El agua en una tubería se congelará sea corriente o no, si la temperatura desciende aunque sea una fracción de grado del punto de congelamiento (0°C ó 32°F al nivel del mar).

Si el agua de la tubería está perdiendo calor hacia el medio circulante por la baja temperatura del ambiente - (menor al punto de congelamiento), hay la posibilidad de congelarse. Depende del equilibrio entre las pérdidas de calor por la diferencia de temperaturas y la ganancia de calor debido al rozamiento del agua móvil como resultado - de la resistencia al flujo.

Como en el presente caso es insignificante el calor agregado por la resistencia al flujo, por tratarse de una tubería relativamente grande y con baja velocidad, comparando con la gran pérdida de calor en invierno y más aún, si la tubería fuese descubierta, se le puede despreciar. Se perdería por radiación, conducción y convección, las fórmulas a utilizarse son las siguientes:

$$\text{Conducción} \quad : \quad q_{\text{cond}} = \frac{\Delta T}{R}$$

$$\text{Convección} \quad : \quad q_{\text{convex}} = \frac{\Delta T}{\left(\frac{1}{h\lambda}\right)}$$

$$\text{Radiación} \quad : \quad q_{\text{rad}} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{(h_{\text{rad}} A)}}$$

R = Resistividad térmica por conducción (acero)

h = Coeficiente de convección

h_{rad} = Coeficiente de radiación

ΔT = Diferencia de temperaturas

A = Area de transferencia.

Como se puede ver, una vez determinado el diámetro de tubería tendríamos fijado el área "A", " ΔT " dependiendo del medio ambiente fijado por la zona, y sólo quedaría los "h" tanto de convección y radiación, que dependen de la superficie exterior de la tubería y del medio que la rodea (aire libre) que es alto; pero si la enterramos, baja considerablemente el ΔT (debido al calor terrestre), y los "h" bajan notablemente, por lo que usaremos tubería enterrada y algún tipo de aislamiento.

En los capítulos posteriores analizaremos numéricamente estos flujos de calor y veremos si es correcta esta decisión de enterrar la tubería, por dos razones: primero por las bajas temperaturas del medio ambiente de la zona y en segundo lugar, por seguridad de la línea de la tubería frente a cualquier atentado que pudiese haber ya que la zona ha sido declarada zona "rosada" por el fenómeno terrorista.

SISTEMA DE LA TUBERIA DE ABASTECIMIENTO

3.1 TOPOGRAFIA Y CONDICIONES DEL TERRENO

3.1.1 Características del Terreno

La zona correspondiente a la línea de la tubería, es decir, desde el Río Salado a la planta concentradora (4,100 ms.n.m) corresponde a un típico clima y condiciones del terreno de una meseta de la Puna. Todo está cubierto por tierra suave sin rocas ni pendientes pronunciadas, la única vegetación que existe es el Ichu, lo cual facilita la excavación para enterrar la línea de la tubería. La zona del Río Salado es igual, la pendiente del río es suave y su cauce es pedregoso (piedra redonda suelta y lavada). El río generalmente es cristalino, aunque cuando llueva bastante se enturbia un poco; vive truchas y batracios como las ranas y sapos. En el verano llueve bastante, con descargas eléctricas, también graniza y nieve llegando la temperatura en la intemperie por debajo de los 0°C.

El nivel freático es profundo en la zona de línea por ser elevado, ya que en las hondonadas llega a unos pocos metros de profundidad.

3.1.2 Líneas de Tubería y Topografía

Como puede apreciarse en el plano 5, entre el Río Salado y la planta concentradora, se ha escogido la línea más corta posible a partir del lugar que se acerca más el río a la planta concentradora, per que cumpla con los requisitos fundamentales como los siguientes:

- a. Que la toma de agua sea en un lugar donde el río tenga su cauce definido para evitar inundaciones en la cas de bombas.
- b. Que la toma de agua no esté aguas abajo del río Salado, de alguna desembocadura de otro río secundario o los que se forman con las lluvias , ya que siempre acarrean barro y suciedades que se acumulan no llueve.
- c. Que en lo posible coja alguna cresta de las elevaciones para que el nivel freático sea lo más profundo posible y que la lluvia corra a los costados de línea sin formar cauce ni lagunas.
- d. Que en lo posible no haya pendientes pronunciadas, cambios de pendiente brusco y que siempre vaya en ascenso.

Con estos requisitos es que se ha trazado la línea de la tubería que se muestra en los planos topográficos -

A lo largo de la línea, tenemos un solo cruce de

depreciación del terreno donde se forma un pequeño río cuando llueve, este es el río Chullomayo, el paso de la carretera Espinar (Yauri), y el resto ya es de propiedad de la Mina y la planta concentradora o son obstáculos in significantes; entre estos tenemos cinco zonas en las cuales la línea de la tubería aguas arriba baja un poco, pero con las válvulas de drenaje que se pondrán en estos lugares se soluciona el problema para cuando quiera desaguarse en su totalidad para mantenimiento. Estas pendientes negativas podrían producir bolsas de aire cuando se llena la tubería, por lo que en los lugares altos tendrán que colocarse válvulas de expulsión y/o toma de aire.

Habiéndose escogido ya el recorrido de la línea de la tubería, se analizará todo el recorrido desde la salida de la casa de bombas hasta el ingreso a los tanques de almacenamiento del agua sin incluir el ingreso a cada tanque:

En el Tramo N°1.

La tubería sale de la casa de bombas al nivel de 3,893.16 m.s.n.m. y con pendiente negativa va recto hasta el codo C-1 y a partir de allí toda la pendiente es positiva con ángulos suaves; sólo los ángulos C-5, C-6, C-7 y C-8 son considerables cercanos y con cierta pendiente; por lo que sería necesario anclarlos con macizos de concreto por seguridad; en total son 8 codos. En este tramo al te

ner la salida pendiente negativa, se colocará al inicio una válvula de aire; luego a la altura del Río Chullomayo se pondrá un drenaje. A la altura de la carretera a Espinar sólo se reforzará el terreno para porteger la tubería, la cual será uniforme al igual que el resto de la línea.

En el Tramo N°2

A la altura del codo C-9 la línea cambia de dirección horizontalmente de Sur-Oeste acercándose más al sur como se puede apreciar en los planos; después continúa recto y con pequeña pendiente. En total hay 6 codos suaves.

En el Tramo N°3

Continúa la pendiente positiva suave hasta el codo C-17, por donde la línea pasa por la ladera del cerro, cuyas pequeñas quebradas obligan a la tubería a tener una pendiente negativa a partir de dicho codo C-17 donde se colocará una válvula de aire; la pendiente es negativa sólo hasta el codo C-18 - donde se colocará un drenaje y nuevamente la pendiente es positiva hasta el codo C-20 donde se instalará una válvula de aire ya que nuevamente la tubería baja. En total son 7 codos suaves. A la altura del codo C-21 hay un pequeño giro horizontal dirigiéndose la línea casi hacia el sur mismo.

En el Tramo N°4

La línea sigue recta en el plano horizontal subiendo suavemente por una ladera. Como a partir del codo C-22 empieza la pendiente positiva hasta el codo C-24, sigue horizontal hasta el C-25 de donde se hace negativa hasta el codo C-26 y horizontal nuevamente hasta el C-27 de donde se hace positivo hasta el final, por lo que se instalará una válvula de aire entre los codos C-24 y C-25, así como el de un drenaje entre los codos C-26 y C-27. En total hay 8 codos suaves en el tramo.

En el Tramo N°5

En este tramo existe una pequeña depresión a 4,100 metros de la salida de la casa de bombas algo profunda, de tal manera que cuando llueve es el cauce de un riachuelo que se forma por ese lugar, por lo que en vez de llevar la tubería por debajo haciendo una curva algo cerrada, es más seguro rellenar en ese lugar dejando una tubería transversal a la línea para que pueda correr el agua de lluvia, como se puede apreciar en el plano. Horizontalmente la línea se mantiene recta, aunque después del codo C-35 hay una desviación muy leve para seguir por la ladera de la elevación y entrar en línea recta a la planta concentradora, la cual se haría con un radio tan grande al momento de soldar los

tramos rectos de tubería que no se considera como codo. En el perfil se puede apreciar que la pendiente es positiva y suave hasta el codo C-37 donde se hace negativa hasta el C-38 y nuevamente empieza a ser positiva; para estos cambios se instalará una válvula de aire en el C-37 y otro de drenaje en el C-38. En total son 9 codos suaves.

En el Tramo N°6

La línea va directo al Sur e ingresa a la planta concentradora en línea paralela con la pista principal de ésta. En perfil se mantiene con pendiente suave y positiva hasta el codo C-44 a partir de donde se hace negativa sólo hasta el codo C-45, por lo que se instalarán una válvula de aire en el C-44 y un drenaje en el C-45; la pendiente continúa positiva hasta el final del tramo con codos suaves que en total son 10. A partir de los 5,650 metros de la salida de la casa de bombas ya se ingresa al terreno de la planta concentradora (aislas, patios de concentrado, etc) o sea en zona donde la superficie del terreno ha sido ya modificado para la construcción de la planta concentradora, por lo que se tiene que tener cuidado de llevar la línea por lugares donde no haya mucho tránsito de vehículos pesados, por donde no se interfiera con otras instalaciones como edificios, otras tuberías

de agua (las de distribución), pistas, instalaciones eléctricas, etc.

En el Tramo N°7

Este tramo está íntegramente dentro de las instalaciones de la planta concentradora; para evitar intersecciones con otras líneas, se seguirá una paralela a la pista principal hasta la altura de los tanques de almacenamiento que se han ubicado en una zona alta de la planta concentradora a 4,089.5 m.s.n.m., en plano horizontal de la línea tiene tres cambios de dirección siguiendo la pista; estos cambios de dirección se harán con radios grandes por lo que no los consideraremos como codos; los puntos de giro se indican en el plano de perfil y se pueden apreciar sus dimensiones en el plano horizontal. En este último plano se aprecia entre que edificios pasa la línea exactamente. En el plano de perfil, se aprecia que la pendiente siempre es positiva, y muchos codos por lo general suaves para poder seguir la configuración del terreno; a esta altura la presión del agua es baja, por lo que no es necesario anclaje en los codos que no son tan suaves. La línea pasa pro debajo de las tres pistas transversales donde se reforzará el terreno, más no la tubería. En total son 13 codos, la mayoría suaves, sólo el último es un ángulo recto que

se dirige hacia los tanques de almacenamiento del agua.

Haciendo un resumen de instalaciones de válvulas - de aire y drenaje, así como de codos suaves, tenemos:

Accesorios	N° de	Unidades
Total Instalaciones de válvulas de aire	:	6
Total instalaciones de drenaje	:	
Total codos suaves (ángulos menores)	:	60
Codos de 90°	:	1

3.2 DESCRIPCION DEL FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

3.2.1 Necesidades de Funcionamiento Generales

El complejo minero Tintaya está diseñado para procesar 12,000 Ton/día de mineral extraído de su propia mina que se encuentra en el mismo lugar; Inicialmente, por algunos años, la producción será solo de 80,000 ton/día, para lo cual el sistema de suministro de agua al complejo minero debe estar diseñado para el consumo de 300lt/s, para la producción de 12,000 ton/día. Inicialmente también puede trabajar suministrando lo que se consume para la producción de 8,000 ton/día que es de 200lit/s, sin que la eficiencia del sistema baje en el tiempo que dure esta primera etapa de producción.

Por otro lado, el consumo de agua no es el mismo a toda hora en un mismo día, ni es el mismo en un día y otro por diferentes motivos y necesidades propias de las actividades del complejo minero; por esto es que también el sistema de suministro debe poder ser regulado para trabajar siempre con eficiencias aceptables, evitando gastos de energía improductivos.

Al ser este complejo minero moderno y con todos los adelantos de la época, debe ser un sistema automatizado, que se pueda controlar con uno o dos tableros de mando que pueda ser gobernado por ejemplo de la casa de

bombas y/o desde la misma planta concentradora. De esta forma se evitará una cantidad de personal que pueda elevar el costo del servicio; así también con controles automáticos se puede garantizar un suministro confiable y acorde con cada necesidad del momento.

3.2.2 Consideraciones Técnicas de Funcionamiento

- Control del Caudal

La descarga de una bomba puede variarse con diversos métodos dependiendo que la unidad trabaje a velocidad constante o variable. Con unidades de velocidad constante, la capacidad puede cambiarse:

- a. Estrangulando la descarga de la bomba o desviando todo o parte del líquido descargado;
- b. Usando más de una bomba, a la capacidad nominal cada una, de manera que pueda pararse una o más de ellas o arrancarse, según el caso, para suministrar el caudal necesario;
- c. Usando un tanque de almacenamiento para reserva, y operando la bomba intermitentemente para mantener un cierto nivel mínimo;
- d. Usando una bomba de capacidad ajustable como las que se regulan en la succión para

variar su capacidad o las de flujo axial de paletas variables. La variación de la velocidad, ya sea manual o automática, es otro medio de variar la salida de una bomba; esto requiere un motor de velocidad variable o acoplamiento variable, y puede resultar una operación extremadamente económica ya que no existen estrangulamiento o derivaciones que producen pérdidas.

Hay que tener extremo cuidado para especificar la capacidad de una bomba cuando la carga de la planta concentradora, el ritmo de producción o cualquier otro factor habrá de causar un cambio en la demanda del líquido. Las variaciones en la cantidad del líquido entregado, influyen generalmente sobre la eficiencia de la bomba. Es práctica usual el elegir una bomba de manera que cuando opera a su capacidad normal, su eficiencia es la máxima o muy cerca de ella para dicha bomba.

En nuestro caso, al tener grandes variaciones de demanda, sería totalmente negativo el uso de un sistema estrangulado, ya que las pérdidas de energía serían grandes por ser un sistema de considerable capacidad; en los casos de sistemas pequeños, las pérdidas de energía convertidas en costo son insignificantes.

Usando un tanque de almacenamiento y trabajar con una bomba intermitentemente tampoco es conveniente en este caso, por ser un gran sistema de bombeo y sobretodo que se debe garantizar el suministro permanente de agua; en el caso que falle la bomba se paralizaría todo.

Usando bombas ajustables en su capacidad, tampoco es recomendable por la misma razón anterior, y siempre es engorroso estar regulando la bomba cada vez que se desee tener otra capacidad.

Variando la velocidad de la bomba, tiene un rendimiento bajo ya que interviene la eficiencia del reductor o acelerador de velocidad, además al tener mayor cantidad de elementos en movimiento para regular la velocidad trae como consecuencia mayor desgaste de partes y por consiguiente el mantenimiento es más alto.

Por estas razones, se ha escogido el uso de más de una bomba, las cuales siempre trabajarán a velocidades uniformes conectadas directamente al motor de accionamiento y con su mayor eficiencia; aún cuando los costos iniciales pueden ser mayores, el costo de operación más bajo y la mayor flexibilidad ayudan a pagar la inversión adicional. El uso de varias bombas igua -

les es recomendable por los repuestos que puedan necesitar e incluso se instalará una en reserva (en stand by). Y para tener variaciones de capacidad graduales, combinaremos el uso de bombas en paralelo con tanque de almacenamiento de agua para tener siempre disponible un mínimo almacenado.

3.2.3 Número de Bombas

Para definir el esquema del sistema de tubería de abastecimiento de agua, es necesario tener el número de bombas con las cuales se impulsará el agua hasta los reservorios

Debido a la pendiente relativamente baja, como se puede apreciar en los planos topográficos, no es necesario rebombear en el intermedio entre la casa de bombas y los reservorios, por lo que consideraremos necesario sólo el impulso inicial. Además el costo de instalar bombas intermedias, implica instalar sub-estaciones intermedias lo cual eleva demasiado el costo.

Para mantener un flujo siempre constante y confiable, es necesario disponer de una bomba en reserva (stand by) para actuar en caso de fallar o entrar en mantenimiento, las que trabajan. Por otro lado, considerando que los 300lt/s. se bombearían cuando la planta esté en su

máxima producción (12,000 ton/día) en la primera fase del proyecto cuya producción será de 8,000 ton/día y como siempre es más eficiente hacer trabajar a las bombas en su potencia nominal, consideramos que deben ser 2 bombas de 100lt/s y otra igual de reserva, de manera que cuando se necesite aumentar la capacidad de bombeo a 300lt/s, la reserva pasaría a ser de operación, y se instalaría otra igual para tener siempre una de reserva; en total serían 4 bombas de 100lt/s cada una.

Posteriormente se chequeará esto con las eficiencias brindadas por los fabricantes y se verificará si es correcta esta decisión.

3.2.4 Descripción del Funcionamiento

El funcionamiento se analizará en esta parte, empezando de los reservorios hacia la casa de bombas y se considera la planta trabajando a su máxima capacidad (12,000 ton/día)

Al haberse considerado la instalación de dos reservorios de 4,000m³ cada uno, la línea de la tubería también debe llegar a cada uno de los reservorios, poniéndose en el caso que el otro no está operativo, está lleno o en mantenimiento. Mediante válvulas compuerta demandado automático se dirigirá el flujo hacia uno u otro reservorio o hacia ambos; normalmente uno de ellos estará lleno

para casos de incendio.

Estos reservorios tendrán sensores de nivel del agua ya sean eléctricos o mecánicos, de forma que se pueda tener conocimiento a qué nivel se encuentran; este sensor de nivel tendrá comunicación a la casa de bombas para parar o arrancar una de las bombas o cerrar las válvulas compuestas de los tanques.

- a) Nivel bajo 1 : En este nivel o menos de él estarán bajando las tres bombas a su capacidad nominal, es el nivel mínimo.
- b) Nivel bajo 2 : Para una de las bombas que están operando para reducir el caudal.
- c) Nivel bajo 3 : Para dos bombas de las tres que operan.
- d) Nivel bajo 4 : Para las tres bombas operadoras ya que implica que no hay consumo de agua por alguna razón, o este es mínimo.

Estos reservorios además tendrán una tubería de rebalse para que si por algún caso las bombas siguen operando y el nivel agua sube, pueda desaguar por ésta sin que se rebalse por todo el borde de los reservorios originándose inundaciones. Los niveles bajo 1, bajo 2, bajo 3 y bajo 4, se observarán en el cuadro anunciador del tablero

de control central, con una señal visual y sonora. En con
secuencia, los motores de las bombas tendrán una secuencia
de parada para que el suministro de agua no sea interrumpi
do de golpe parando todas las bombas a la vez.

Las bombas también tendrán paradas y arranques auto
máticos por cualquier incidente que lo merezca, ocurrido a
lo largo de la tubería como son:

- a) Baja presión en la tubería de descarga de la bomba, que
podría deberse a alguna fuga en la línea de la tubería
o algún atentado que hubiese.

- b) Alta presión en la tubería de descarga de la bomba, que
podría deberse a alguna obstrucción en la tubería de des
carga de la bomba o golpes de ariete causados por inci
dentes imprevistos.

En la casa de bombas tendremos sistemas sensores in
dicadores del nivel del agua en la poza de succión de las
bombas para su parada automática de cada una de ellas de
acuerdo a diferentes niveles de la poza, por cualquier mo
tivo; de esta forma, si para una bomba, dará opción a la po
za para que se llene nuevamente; normalmente la poza siem
pre estará llena porque el caudal del río es suficiente, in
cluso siempre habrá rebose de dicha poza hacia el río; pe
ro por cualquier causa que la poza baje su nivel, las bom
bas pararan y así se evita que trabajen en vacío.

También habrá una parada automática de las bombas por alta temperatura en los cojinetes de empuje de las bombas por alta temperatura en los cojinetes de empuje de las bombas. En todos estos casos primero se activa la señal visual y sonora, luego para la bomba.

El arranque de las bombas se realizará con la válvula compuerta cerrada, para alcanzar en unos pocos segundos la presión mínima de operación, luego el operador irá abriendo la válvula hasta alcanzar la presión normal de trabajo. Existirá un control que actuará durante el arranque, no permitiendo que los motores de las bombas paren por baja presión.

Se analizará el uso de válvulas de aire y válvulas de drenaje así como para controlar los golpes de ariete , para cada bomba.

Finalmente, en la casa de bombas habrá un sistema de desagüe de la tubería para que no regrese el agua por las bombas. Asimismo, todo el tramo de la tubería de abastecimiento será enterrada hasta llegar a los reservorios de almacenamiento.

3.3 PLANTEAMIENTO DEL SISTEMA DE TUBERIA

Con todo lo mencionado anteriormente, con los requisitos que se necesitan tanto de suministro como técnicos, se hará el siguiente planteamiento del sistema de suministro:

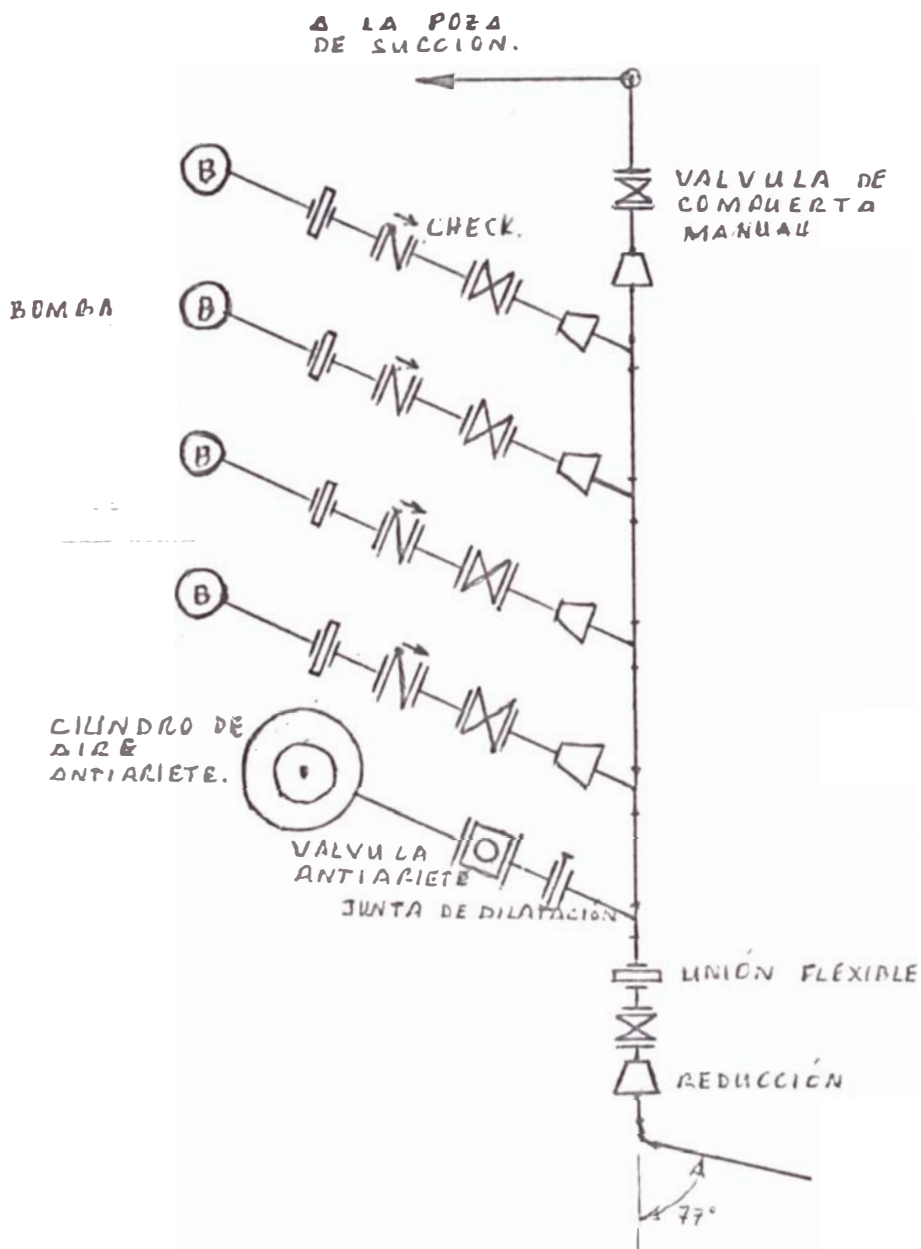


Figura 3.1 Casa de Bombas

a) Zona de la casa de bombas

Presentaremos el esquema simbólico sin dimensiones.

b) Zona de llegada a los reservorios:

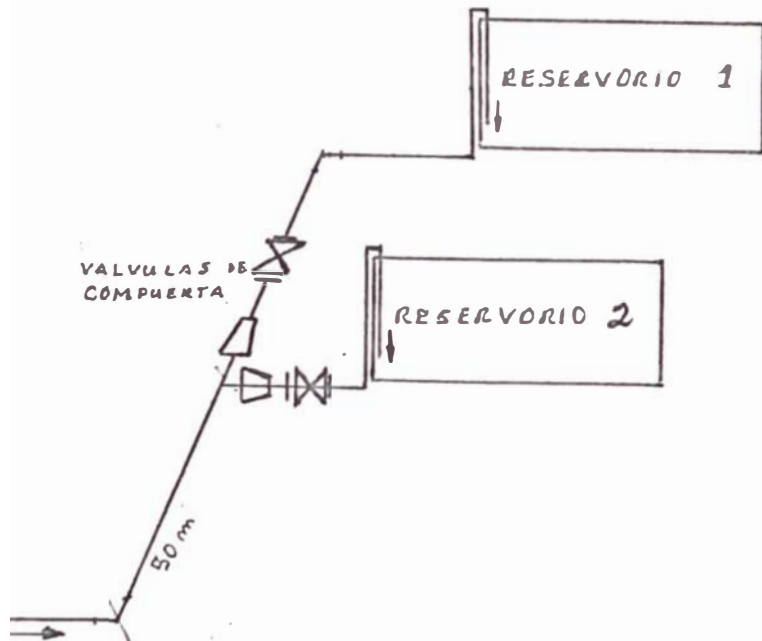


Figura 3.2 Llegada a los Reservorios

c) Zona de la línea de tubería de abastecimiento

Es simple, y en los planos topográficos se ha trazado esta línea con sus codos, válvulas de aire y de drenaje.

Haciendo un resumen del primer esquema hidráulico, a continuación enumeramos todo lo que intervendría en el planteamiento interna de tablero.

TABLA 3.1

Relación de Accesorios y Tubería
del Planteamiento interno de trabajo

Accesorio	Nº de Unidad
Válvulas Check	04
Válvulas de compuerta manual	06
Válvulas de compuerta automática	02
Juntas flexibles	05
Válvulas de aire	06
Válvulas de drenaje	06
Medidores de presión y otros menores	10
Junta de dilatación	01
Válvula antiarriete	01
Tanque de aire-agua antiarriete	01
Tee	01
Reducción A<B	06
Y	05
Codos de 90°	09
Reducción B>C	02
Codos suaves (curvas)	60

Tubería	Longitud
Tubería en Casa de Bombas	30 m.
Tubería línea de subida	6,522 m.
Tubería llegada a los reserv.	116 m.

CALCULO HIDRAULICO DEL SISTEMA

Leonardo da Vinci dijo: "si vas a trabajar con agua, consulta primero con la experiencia, y despues con el análisis teórico".

El gran número de fórmulas existentes para el cálculo de flujo con fricción hidráulica ciertamente impresionna. Desde la presentación de la fórmula de Chézy en 1,775, que representa la primera tentativa para calcular matemáticamente la resistencia hidráulica a lo largo de un conducto, innumerables fórmulas se han propuesto para el mismo fin, muchas de las cuales se encuentran en los manuales de Hidráulica.

En esos inicios, parece que era una época en que todos los Ingenieros hidráulicos, unos más que otros, se preocupaban en el sentido de presentar fórmulas propias o porlo menos de presentar fórmulas "nacionales". /6/

A manera de información se dá una relación de las primeras 40 fórmulas dadas cronológicamente de su presentación: /6/:

TABLA 4.1

FORMULAS PARA EL CALCULO DEL FLUJO HIDRAULICO CON FRICCION

Orden	Año	Autor	País
1	1775	Chézy	Francia
2	1779	Dubuat	Francia
3	1791	Woltmann	Alemania
4	1796	Eytelwein	Alemania
5	1800	Coulomb	Francia
6	1802	Eisenmann	Alemania
7	1804	Prony	Francia
8	1825	D'Aubuisson	Francia
9	1828	Tadini	Italia
10	1845	Weisbach	Alemania
11	1851	Saint Venant	Francia
12	1854	Hagen	Alemania
13	1855	Dupuit	Francia
14	1855	Leslie	Inglaterra
15	1857	Darcy	Francia
16	1867	Ganguillet-Kutter	Suiza
17	1867	Levy	Francia
18	1868	Bresse	Francia
19	1868	Gauckler	Francia
20	1873	Lampe	Alemania
21	1877	Fanning	Estados Unidos
22	1877	Hamilton Smith	Estados Unidos
23	1878	Colombo	Francia
24	1878	Darrach	Estados Unidos
25	1880	Ehrmann	Alemania
26	1880	Iben	Alemania
27	1881	Franck	Alemania
28	1883	Reynolds	Inglaterra
29	1884	Thrupp	Inglaterra
30	1886	Unwin	Estados Unidos
31	1887	Stearns - Brusch	Estados Unidos
32	1889	Geslain	Francia
33	1889	Tutton	Inglaterra
34	1890	Manning	Irlanda
35	1892	Flamant	Francia
36	1896	Lang	Alemania
37	1898	Fournié	Francia
38	1902	Hiram - Mills	Estados Unidos
39	1903	Christen	Estados Unidos
40	1903*	Hazen - Williams	Estados Unidos

* Verificada en 1920

Asimismo, aparte de las mencionadas en la relación anterior, existen otras fórmulas más recientes, menos empí

ricas y que a continuación se mencionan en orden alfabético /6/:

Alibrandi, Anwandter, Barnes Bazin-Fontoli, Beardmore, Biel, Biegeleisen-Bukowski, Blackwell, Blasius, Boston Water Works, Box, Brabée, Brinkhaus, Bruges, Capen , Conti, Cox, Downing, Ferraz, Foss, Gieseler, Glauker, Greve, Hannocq, Hawksley, Hermanck, Hermann, Hopf-Fromn, - Hsiao-Whipple, Jackson, Kanauff, King, Lander, Lozeny, - Lawford, Lea, Lebeau, Ludin, Lummeert, Meyer, Monteuil , Moritz, Mougnié, Neville, Nikuradse, Orr, Pasini, Poiseuille, Prandtl, Rankine, Rayleigh, Rhodes, Santo Crimp, Sá Pereira, Saph-Schoder, Schiler Seimemi, Scobery, Siqueira, Societé Belge des Mécaniciens Sonier, Sonne, Stanton-Pannell, Strickler, Stucky U.S. Department of Agriculture , Vallot, Vidarl, Von Mises, Weyn-Acyn, Weston, Young y - Zeuner.

Los datos sobre los cuales se basan las fórmulas de flujo con fricción hidráulica utilizada hasta hoy, se han acumulado a lo largo de dos siglos.

Las fórmulas más antiguas son todas empíricas. Aunque no todas dan las mismas respuestas para las mismas condiciones supuestas y que algunos Ingenieros pueden considerar inadecuadas, se han usado para diseñar muchas tuberías que operan con éxito.

El mecanismo de la resistencia al movimiento de los fluidos es complejo y no ha sido analizado totalmente. En el pasado, cada experimentador obtenía sus propios dada

tos, agreba otros datos de experimentos previos y luego hacía el intento de ajustar una curva a los resultados; por lo tanto, no ha sido posible que los Ingenieros se pongan de acuerdo sobre una fórmula particular y luego relacionar experimentos e investigación con los coeficientes o factores que se usan en esa fórmula.

Por razones desconocidas, determinaciones repetidas de flujo bajo condiciones aparentemente idénticas han arrojado resultados diferentes entre sí. Parece ser, sin embargo, que muy pocos datos de flujo han sido estudiados estadísticamente; con objeto de aprender la desviación o error standar que puede ser inherente a la ejecución de mediciones de flujo. Sólo se han informado de límites de precisión como $\pm 5\%$, la teoría de probabilidad, si se aplica a estudios en flujo hidráulico, como lo ha sido, a los resultados de otras investigaciones; podría dar al diseñador del futuro un factor de seguridad mayor, así como con el uso en crecimiento de las computadoras.

En los años recientes, la práctica general de ingeniería, en campos distintos de la ingeniería de suministro de agua, ha requerido del desarrollo de fórmulas fundadas racionalmente y aplicables a muchos flúidos que tiene diferentes características de viscosidad y densidad las que cambian con la temperatura. Es probable que estas fórmulas básicamente racionales, serán eventualmente usadas también por los ingenieros de suministro de agua. Este método ra

cional de cálculo de flujo está logrando un rápido progreso, pero aún escasean datos consistentes sobre los factores de fricción aplicables a condiciones prácticas en tuberías de suministro de agua.

Las fórmulas apropiadas para usarse en un caso dado siendo cuestión de juicio del Ingeniero.

En este caso del suministro de agua al complejo minero de Tintaya, usaremos algunas de las fórmulas más utilizadas para comparar los resultados y poder realizar una selección más adecuada de los diferentes elementos que cuenta el sistema hidráulico nalizado.

4.1 DIAMETRO DE LA TUBERÍA

Este es uno de los puntos más importantes en el cálculo hidráulico del sistema ya que del costo total de toda instalación hidráulica de gran longitud, el 60% a 70% corresponde a la tubería y según la dimensión de esta el costo aumentará o disminuirá en su totalidad.

Para una misma instalación, mientras mayor sea el diámetro de la tubería, las pérdidas por fricción serán menores y por consiguiente, la potencia requerida por las bombas será menor, bajando así el costo de operación; pero el costo inicial de instalación será mayor; y contrariamente si vamos reduciendo el diámetro, el costo de operación su

birá mientras que el de instalación bajará, es por esto que a veces las fórmulas de flujo hidráulico exclusivamente, pueden no darnos el tamaño más adecuado. Por esto es que se debe seleccionar el diámetro de la tubería que dé un costo acumulado menor; este es el llamado diámetro económico, el cual lo hallaremos por varios caminos, para escoger uno de ellos con más criterio.

4.1.1 Métodos directos y sencillos de hallar el Diámetro Económico

a) En Estados Unidos de Norte-América /6/ se suele usar la siguiente fórmula aproximada para hallar este diámetro económico:

$$D = 0.9 Q^{0.45} \quad (4.1)$$

donde:

D = Diámetro del tubo (m)

Q = Caudal (m³/s)

reemplazando tenemos:

$$D = 0.9 \times 0.3^{0.45}$$

$$D = 0.5235 \text{ m (20.6" } \phi \text{)}$$

b) Vibert.- Investigaciones mas recientes realizadas en Francia por Vibert, /6/ nos llevan a la siguiente expresión para hallar el diámetro económico:

$$D = K \left(\frac{e}{f}\right)^{0.154} Q^{0.46} \quad (4.2)$$

Donde:

D = Diámetro de la tubería (m)

e = Costo de energía eléctrica (c/KWh)

f = Costo de fierro o acero trabajado (c/Kg)

K = 1.55 para 24 horas y 1.35 para 10 horas
de bombeo./6/

Q = Caudal (m³/s)

El costo de la energía en Tintaya es de I/. 1.57 por -
KWh, que se obtiene de acuerdo al consumo que tuvo en
1985 suministrado por la Central Hidroeléctrica de Mach
chu Picchu, como se puede apreciar de la siguiente tab
la proporcionada por Electro Perú:

TABLA 4.2

COSTO DE ENERGIA ELECTRICA DE LA EMPRESA MINERA TINTAYA

ELECTRO SUR ESTE S.A.

Facturación Energía Hidráulica 1985

	Max. Demanda		Energ. Activa		Energ. Reactiva		25% Total
	KW	Miles I/.	KWH	Miles I/.	KVARH	Miles I/.	
Acumulado a Setiembre	4,408	583,710	1'524	789,389	1'123	296,453	417'388
Octubre	2,626	413,613	695	374,969	484	128'751	229'888
Noviembre	5,200	819,037	1'124	620,819	773	205'714	411'393
Diciembre	4,548	716,343	1'403	760,550	978	260'433	434'331
TOTAL	16,782	2,532'703	4'746	2,515'727	3'346	891,351	1,492'445

Para calcular el costo del KWH usamos la siguiente relación:

$$\text{Costo KWH} = \frac{\text{Costo energía total} + \text{impuestos}}{\text{KWH energía activa}}$$

$$\text{Costo KWH} = \frac{\$ 5,969'781,000 + 1,492'445,00}{4'746,00} = \$ 1,572.31$$

$$\text{Costo KWH} = \text{I/. } 1.57$$

Y el valor del costo del acero instalado es de I/. 28.8 por Kg., que resulta del costo de las planchas más el trabajo realizado para hacer instalar los tubos y codos como consecuencia del siguiente análisis: Hallamos al valor de venta del acero EC-24 de la lista de precios - del acero SIDERPERU proporcionados por la misma Empresa Siderúrgica.

TABLA 4.3

PRECIOS DE VENTA DE ACEROS SIDERPERU /5/

TABLAS DE EXTRAS

Tipo de Acero	Valor de venta extra por TM
Comercial	BASE
Estructural E-21	I/. 245.11
Estructural EC24-EC35	367.66
Estriadas	183.83

Tipo de Acero	Valor de Venta extra por Base	TM
Naval grado "A" Certificado	I/.	857.88
Herramientas		367.66
Por Proceso		
Decapado		306.39
Normalizado		367.66
Por Certificado		
Lloyd's		245.11
Ultrasonido		428.94
Prueba de Impacto		245.11
Sider Perú		122.55
Valor de Venta Base		6,127.72

NOTA: En estos valores de venta no esta incluida la retención del impuesto general a las ventas

Lima, 12 de Febrero de 1986

de esta tabla sacamos que el acero EC-24 cuest a por tonelada:

- Valor de venta base	6,127.72
- Valor de venta extra	367.66
- Por Certificado Sider Perú	<u>122.55</u>
	6,617.93
+ 6% IGV	<u>397.08</u>
Total	7,015.01 por tonelada

o sea que solo la plancha cuest a I/. 7.015 por Kg.

El costo del acero fabricado incluyendo arenado y pintado normalmente es: (Datos obtenidos por la firma -

PROPER S.A.).

Tuberías Costo Material x 3

Codos, bridas = Costo Material x 4

pero como tenemos relativamente pocos codos nos costará -
3.0 veces el costo del material; esto es:

$$\text{Costo Total} = \text{I/. } 7.015 \times 3.0 = 21.05 \text{ c/kg}$$

Ahora, el acero instalado cuest a aproximadamente:

Tuberías : Costo del acero x 4

Codos y bridas: Costo de acero x 5

pero como son pocas bridas y codos:

$$\text{Costo acero instalado} = \text{I/. } 7.015 \times 4.1 = 28.76 \approx 28.8 \\ \text{c/kg}$$

Si consideramos un trabajo promedio de 20 horas dia-
rias $K=1.48$, por lo que reemplazando en la fórmula 4.2 te-
nemos:

$$D = 1.48 \frac{(1.57)^{0.154}}{28.80} (0.3)^{0.46}$$

$$D = 0.5435 \text{ m. (22.18" } \emptyset)$$

c) Bresse

En Francia, Bresse/6/ también formuló un plantea-
miento en función del costo de la energía y el costo de la
instalación, quedando finalmente la siguiente expresión -
simplificada aplicable a instalaciones de funcionamiento -
continuo:

$$D = K \sqrt{Q} \quad (4.3)$$

donde:

D = Diámetro de tubería (m)

Q = Caudal requerido (m³/s)

K = Coeficiente de Bresse que depende de los precios de cada época, varía de 0.7 a 1.6 /6/.

Para instalaciones pequeñas un valor medio de K, nos dá un diámetro cercano al económico, pero para el caso de grandes instalaciones, se tiene que hacer una selección económica de K. También tenemos que existe una velocidad económica para Bresse como consecuencia del diámetro económico /6/.

$$V = \frac{4}{\pi K^2}$$

despejando:

$$K = \sqrt{\frac{4}{\pi V}} \quad (4.4)$$

de la tabla de velocidades recomendadas para las líneas de succión y descarga de bombas dadas en el manual de hidráulica de CRANE /7/ que a continuación se transcribe en la tabla 4.4.

TABLA 4.4

VELOCIDADES RECOMENDADAS ENTRE EL FLUJO DE AGUA
A TRAVES DE TUBERIAS

Servicio	Velocidad Recomendada	
	(m/s)	(pies/seg)
Alimentación de Calderos	2.43 a 4.57	8 a 15
Líneas de succión y descarga de bombas	1.22 a 2.13	4 a 7
Servicios generales	1.22 a 3.05	4 a 10
Ciudad	menor de 2.13	menor a 7

por lo que vemos que nuestro caso se encuentra entre el rango de 1.22 a 2.13 m/s, y tomando un valor promedio para un primer cálculo tenemos que $V = 1.675$ m/s.

$$K = \frac{4}{\pi 1.675^2} = 0.8719$$

reemplazando este valor de K en la ecuación (4.3)

$$D = 0.8719 \sqrt{0.3}$$

$$D = 0.4776 \text{ m (19.49" } \varnothing)$$

d) "Chemical Engineers Hand book"/8/

Presenta un ábaco muy útil para determinar el diámetro más económico para un tubo en un sistema de bombeo cuando el flujo y la densidad del líquido se conocen y

existe flujo turbulento.

A este ábaco entramos con los siguientes datos:

Densidad = 1 ton/m³

Caudal = 1,080 ton/h (300lts/s)

y nos dá un diámetro de 0.54 (20" Ø)

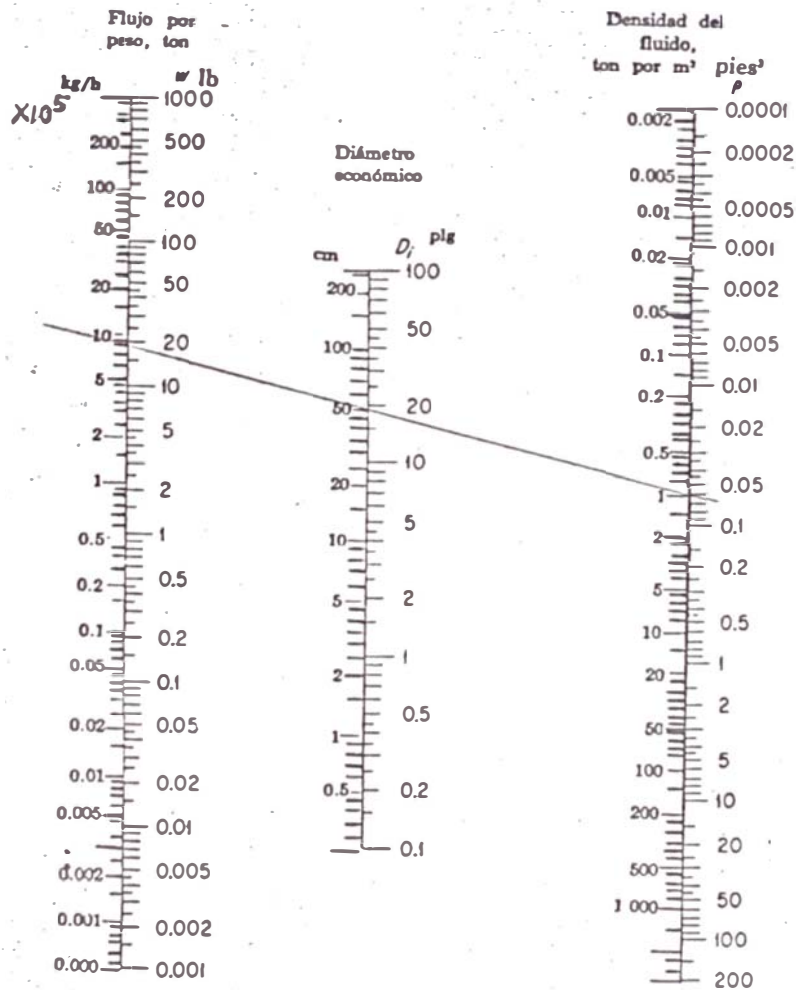


Fig. 4.1 Gráfica para determinar los diámetros económicos de Tubería

e) Saph y Schoder

Este sistema es muy usado en los cálculos rápidos para la selección de diámetros de tubería, en algunas compañías consultoras en nuestro medio cuando se tienen que seleccionar gran cantidad de ellas. Esta forma bastante rápida se aproxima mucho al diámetro económico ya que se trabaja con resultados de experiencias de trabajos realizados, como son las velocidades recomendadas de flujo de agua en diferentes servicios y materiales de la tubería y luego, se hace una verificación rápida con la fórmula de Hazen Williams, así: tabla 4.7./7/.

- De la tabla 4.4 de velocidades recomendadas en el flujo de agua en líneas de succión y descarga de bombas, tomamos el promedio del rango de 1.22 a 2.13m/s (4 a 7 pies/s), esto es 1.675m/s (5.5 pies/s), con este valor y con un caudal de $Q = 0.3 \text{ m}^3/\text{s}$ (4,755.6 gal/min) nos vamos a la tabla 4.5 de la fórmula de Saph y Schoder - que es un resultado de su fórmula (de la tabla 4.5)

$$p = \frac{3.68 v^{1.86}}{d^{1.25}}$$

donde:

p = Pérdida de presión ($\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$ x 1,000 pies de tubo)

v = Velocidad (pie/s)

d = Diámetro interior (pulg)

De la tabla 4.5 con:

$$Q = 0.3 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (4,755.6 gal/min)}$$

$$v = 1,675 \text{ m/s} \text{ (5.5 pies/s)}$$

tomamos valores inmediato superior de la tabla para el caudal e inmediato inferior para la velocidad (en ambos casos para dar un margen de seguridad) sino coinciden nuestros valores. En este caso sólo la velocidad coincide. Tendríamos:

$$Q = 5,000 \text{ gal/min}$$

$$V = 5.51 \text{ pies/s}$$

y estos valores corresponden a una tubería de 0.508m de diámetro (20" \emptyset) y una pérdida de 3.772m. de H₂O por 1,000m. de longitud de tubería (1.64 lbs/pulg² x 1,000 pies long).

Ahora verificaremos con la fórmula de Hazen - Williams la velocidad que asumimos como promedio del rango recomendado.

$$V = 0.8494 C_r^{0.63} S^{0.54}$$

donde:

V = Velocidad del fluido (m/s)

C = Coeficiente de Hazen Williams

r = Radio hidráulico (m)

S = Pendiente del gradiente hidráulico

$$\frac{H}{L}$$

De la tabla 4.6 hallamos el coeficiente de Hazen-Williams para tuberías de acero soldado con revestimiento antioxidante = 130.

$$r = \frac{A}{L_c}$$

Tabela 4.6.-Valores do coeficiente C segundo os dados analisados por Hazen-Williams
Tubos de ferro fundido*

Anos	0,10 4"	0,15 8"	0,20 10"	0,25 12"	0,30 14"	0,35 16"	0,40 18"	0,45 20"	0,50 24"	0,60 30"	0,90 36"	1,05 42"	1,50 60"
00**	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140
0	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130
5	117	118	119	120	120	120	120	120	120	121	122	122	122
10	106	108	109	110	110	110	111	112	112	113	113	113	113
15	96	100	102	103	103	103	104	104	105	105	106	106	106
20	88	93	94	96	97	97	98	98	99	99	100	100	100
25	81	86	89	91	91	91	92	92	93	94	94	94	94
30	75	80	83	85	86	86	87	87	88	89	90	90	91
35	70	75	78	80	82	82	83	84	85	85	86	86	87
40	64	71	74	76	78	78	79	80	81	81	82	83	84
45	60	67	71	73	75	76	77	77	78	78	79	80	81
50	56	63	67	70	72	72	73	74	75	75	76	77	78

*Valores do coeficiente C para tubulações de aço

- a) Com juntas *lock-bar*, adotar os mesmos coeficientes indicados para os tubos de ferro fundido;
- b) soldadas, tomar como valores de C os valores indicados para tubos de ferro fundido 5 anos mais velhos;
- c) rebitados tomar como valores de C os valores indicados para tubos de ferro fundido 10 anos mais velhos;
- d) com revestimentos especiais, admitir 130

**O valor 140 corresponde ao início de funcionamento de linhas muito bem executadas, com tubos de boa qualidade

Para tuberías llenas: A = Area de la sección
mojada

L_C = Longitud circunfe-
rencial

$$r = \frac{A}{L_C} = \frac{\pi D^2}{4\pi D} = \frac{D}{4} = \frac{0.508}{4} = 0.127 \text{ m.}$$

$$S = \frac{H}{L} = \frac{3.772}{1,000} = 0.003772$$

(H = Pérdida de pre-
sión)

entonces:

$$V = 0.8494 \times 130 \times (0.127)^{0.63} \times (0.003772)^{0.54}$$

$$V = 1.4784 \text{ m/s (4.849 pies/s)}$$

este valor de la velocidad está dentro del rango de velocidades recomendadas, por lo que podemos concluir que el valor de D es correcto.

Finalmente veremos si con estos valores obtenidos del diámetro y velocidad conseguimos el caudal requerido:

$$Q = V \times A$$

$$Q = V \times \frac{\pi D^2}{4} = 1.4784 \times \pi \times \frac{0.508^2}{4}$$

$$Q = 0.2996 \approx 0.3 \text{ m}^3/\text{s}$$

con esto verificamos que es correcto el valor hallado del diámetro económico:

$$D = 0.508 \text{ m (20" } \emptyset)$$

4.1.2 Método Analítico

En este punto se presentará dos métodos analíticos para hallar el diámetro económico, de la tubería de suministro para comparar entre ellos, y los resultados también con los métodos directos que se analizaron anteriormente. Uno de ellos es el de Hazen Williams utilizado y estudiado bastante por los ingenieros hidráulicos y el otro es mediante la fórmula de Darcy-Weisbach hallando el

factor de fricción ya sea con el diagrama de Moody o con la fórmula de Coolebrook; así hallamos las pérdidas en la tubería y sus accesorios para obtener la potencia total - que necesita el motor de las bombas y con esto hacer un análisis de costo de operación y de instalación para finalmente hallar el diámetro económico de la tubería de suministro o descarga de la bomba.

Para apreciar el comportamiento del diámetro económico de la tubería de suministro se hará variar algunos parámetros que intervienen en el cálculo manteniendo los otros constantes así, en el método de Hazen Williams variaremos el tiempo y la eficiencia del conjunto bomba-motor, y en el de Daray-Wisbach se variará la seguridad absoluta de la tubería y la temperatura del agua.

- Antecedentes de los dos métodos

Darcy tuvo el gran mérito de haber sido el primer investigador en considerar la naturaleza o estado de las paredes de los tubos, con esto fue el primero en presentar una fórmula moderna en la correcta expresión de la palabra /6/. Fue Darcy un verdadero genio de la Hidráulica; en base a apenas doscientas observaciones, obtuvo una fórmula cuya utilidad y aplicación ha sido reconocida en más de un siglo. Analizando los propios datos del antiguo Director de Repartición de Aguas de París, para el cual el exponente "n" de velocidad de la expresión general.

$$J = \lambda \frac{V^n}{D^m} \quad (4.5)$$

está comprendido entre 1.76 a 2.00; pero en su fórmula Darcy, como los demás estudiosos de su época, adoptó el exponente de 2 considerando que tenía que establecerse una fórmula práctica, para uso generalizado y que en ese tiempo eran desconocidas las reglas de cálculo, nomografías y las calculadoras de nuestros tiempos.

Existen muchas fórmulas, las cuales siempre se acostumbra presentarlos con la indicación de los límites para su aplicación, fijandose generalmente los diámetros mínimo y máximo, esos valores algunas veces son establecidos por los mismos autores de dichas expresiones, pero fueron otras veces fijados por los ingenieros interesados en su aplicación. Mientras unas fórmulas fueron establecidas en base a pocas experiencias, otras se hicieron con muchas; por ejemplo, Ponny /6/ se basó en 51 experiencias, Weisbach en 63, Darcy en 200, Falmant en 552 y Hazen-Williams algunos millares de datos. Entre los límites fijados para la fórmula de Darcy estarían comprendidos datos observados por Hazen-Williams. Flamant se baso en observaciones hechas con tubos hasta 90cm. de diámetro; no obstante, su fórmula está recomendada para usarse en sistemas de mayor diámetro. Las investigaciones hechas por Hazen-Williams incluyeron datos sobre tubos desde 25mm. hasta cerca de 4.5 m de diámetro.

A manera de ilustración y comparación el siguiente cuadro muestra algunas fórmulas presentadas en base a la presentación universal:

$$J = \frac{V^n}{D^m}$$

donde:

J = Pérdida de altura por fricción en las paredes de los tubos por unidad de longitud de tubería

V - Velocidad media del flujo turbulento

D - Diámetro interno de la tubería
= Coeficiente característico

TABLA 4.7

ALGUNAS FORMULAS EN BASE A LA PRESENTACION UNIVERSAL

Autor	Fórmula (forma general)	Exponentes de V	D
Darcy	$J = \lambda \frac{V^2}{D}$	2	1
Levy-Vallot	$J = \lambda_2 \frac{V^2}{D^{1.33}}$	2	1.33
Manning	$J = \lambda_3 \frac{V^2}{D^{1.33}}$	2	1.33
Flamant	$J = \lambda_4 \frac{V^{1.75}}{D^{1.25}}$	1.75	1.25

Autor	Fórmula (forma general)	Exponentes de V	
Biege Leisen-Bukowski	$J = \lambda_5 \frac{V^{1.9}}{D^{1.1}}$	1.9	1.1
Lawford	$J = \lambda_6 \frac{V^{1.89}}{D^{1.127}}$	1.87	1.27
Hazen-Williams	$J = \lambda_7 \frac{V^{1.85}}{D^{1.17}}$	1.85	1.17

Pero hay inconvenientes con las primeras fórmulas; la fórmula de Darcy, ya completó su centenario y más, la de Levy es apenas 10 años más nueva, la de Manning resulta de una simplificación de la expresión de Ganguillet-Kutter que remonta a 1867.

Evidentemente, con el recorrer de tantos años, la industria de los materiales y la técnica de la fabricación de las tuberías han evolucionado bastante. La superficie interna de los tubos se presenta más uniforme, homogénea y favorable al flujo de agua dentro de ellas; han evolucionado los procesos de revestimiento, y con la fabricación de tuberías más largas se reducen el número de juntas.

Por otro lado, se definen mejor las características del agua a ser transportada y por ende se controlan mejor el fenómeno de la corrosión; entre otros. Estas consi

deraciones hacen que sean inconvenientes el uso de fórmulas establecidas hace mucho tiempo.

Por ejemplo, cuando se usan las primeras fórmulas, el flujo se clasifica en una de estas dos clases. En tubos nuevos o en tubos usados; los resultados generalmente varían de 1 a 2, esto es porque los coeficientes para tubos usados son dos veces mayor que los de tubos nuevos; ahora nos preguntamos: Cuándo un tubo deja de ser nuevo para ser viejo? o si una tubería de 10 años ya se considera vieja?.

Cabe mencionar; que éstas observaciones son atribuidas a la antigua expresión de Darcy (1857).

$$h_f = \frac{KQ^2}{L}$$

pero ya no para la nueva presentación de su fórmula, más conocida como la presentación Americana o fórmula de Darcy-Weisbach:

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

donde:

f - coeficiente de fricción

4.1.2.1 Fórmula de Hazen - Williams/6/

En un tratamiento estadístico de innumerables -

datos existentes realizados por diferentes investigadores, muestran que en la forma general $J = \frac{KV^n}{D^m}$ los exponentes de V varían entre 1.7 a 2.0; un valor medio puede ser asumido 1.85; las propias experiencias de Darcy llevan a valores de n comprendidos entre 1.76 y 2.00. Para Reynolds que tuvo la primicia de investigar la velocidades límite entre flujo laminar y turbulento, llegó a la conclusión que el valor de n para flujo laminar, es igual a uno y que para el flujo turbulento que es el que ocurre en la práctica, se varía entre 1.73 y 2.00.

Después de hechas estas consideraciones, es curioso notar que dos investigadores norteamericanos (Allen Hazen Ingeniero Civil y Sanitario, y Gardner S. Williams , Profesor de Hidráulica), después de un cuidadoso exámen estadístico de datos obtenidos por más de 30 investigadores, inclusive los de Darcy y los obtenidos por ellos mismos, propusieron en 1,903 una fórmula práctica que puede ser escrita así:

$$J = K \frac{V^{1.85}}{D^{1.17}}$$

reconocida como la fórmula de Hazen-Williams que goza gran aceptación hoy en día debido a los innumerables confirmaciones experimentales.

Esta fórmula tiene varias presentaciones tales como:

$$V = 0.355 C D^{0.63} J^{0.54} \quad (4.8)$$

$$J = 10.643 Q^{1.85} C^{-1.85} D^{-4.87} \quad (4.9)$$

donde:

- Q Caudal (m³/s)
- D Diámetro interno (m)
- J Gradiente hidráulico o pérdida de carga unitaria por fricción (m/m)
- C Coeficiente que depende de la naturaleza del material interno del tubo así como el estado de uso. Se le llama coeficiente de Hazen-Williams

las siguientes son expresiones muy convenientes en la práctica:

TABLA 4.8

FORMULA DE HAZEN-WILLIAMS

$$V = 0.355 C D^{0.63} J^{0.54}$$

Para C = 100

$$V = 35.5 D^{0.63} J^{0.54}$$

$$Q = 27.88 D^{2.63} J^{0.54}$$

$$J = 0.00135 \frac{V^{1.852}}{D^{1.167}}$$

$$J = 0.0021 \frac{Q^{1.852}}{D^{4.87}}$$

Relaciones para valores
cualquiera de C

$$\frac{J_c}{J_{c=100}} = \frac{(100)^{1.852}}{C} = K$$

$$\frac{D_c}{D_{c=100}} = \frac{(100)^{0.38}}{C}$$

$$V_c = V_{c=100} \times \frac{C}{100}$$

$$Q_c = Q_{c=100} \times \frac{C}{100}$$

La expresión de Hazen-Williams es teóricamente correcta, sus exponenciales "n" y "m" tienen una diferencia despreciable sobre el valor teórico. Los exponentes de la fórmula fueron establecidos de manera que resultasen las menores variaciones en el coeficiente numérico "C" para tubos del mismo grado de rugosidad. En consecuencia, el coeficiente "C" es prácticamente una función exclusiva de la naturaleza de las paredes de tubo.

La gran aceptación que tiene esta fórmula, ha permitido que fuesen obtenidos valores bien determinados del coeficiente "C". En esas condiciones pueden estimarse el envejecimiento de los tubos. Es una fórmula que puede ser satisfactoriamente aplicada para cualquier tipo de conducto y de material; los límites de su aplicación son los más largos; diámetros entre 50 a 3,500mm. Incluso se

puede usar para acueductos abiertos para los cuales solo la constante numérica varía.

La fórmula de Hazen-Williams se emplea generalizadamente en Estados Unidos, Canadá y México, y se tornó conocida en América Latina después de 1920; en Brasil por ejemplo Henrique Novaes/6/ aplicó en esa época en Río de Janeiro en el cálculo de grandes sistemas de suministro de agua.

En Europa ha sido aceptado cada vez más, en especial después de la segunda guerra mundial.

Yendo al cálculo en sí con esta fórmula, indicaremos que se iniciará hallando las pérdidas por fricción en la tubería, accesorios, etc. teniendo como incógnita siempre el diámetro de la tubería para que al final con un análisis económico se obtenga el diámetro económico correspondiente.

El procedimiento es como sigue:

a) Determinación de las pérdidas por fricción:

De la fórmula 4.9.

$$J = 10.643 Q^{1.85} C^{-1.85} D^{-4.87}$$

como

$$J = \frac{h_f}{L}$$

donde:

h_f = pérdida de presión por fricción (m)

L = longitud de la tubería (m)

tendríamos:

$$h_f = 10.643 Q^{1.85} C^{-1.85} D^{-4.87} L \quad (4.10)$$

donde:

Q = caudal = 0.3 m³/s

C = coeficiente de rugosidad de Hazen-Williams

D = diámetro (m)

L = longitud total del tubo (m)

El valor del coeficiente C para nuestra tubería de acero soldado con revestimiento antioxidante especial, nuevo y en uso es = 130 según tabla 4.6 pero este valor variará con el tiempo, por lo que tomaremos tres valores de C adicionales a los 5.15, 25 años respectivamente, para ver cómo varía el diámetro económico respecto del tiempo.

C nuevo = 130

C 5 años = 112

C 15 años = 99

C 25 años = 88

El valor de L de la fórmula 4.10 corresponde a la longitud física de la tubería, desde la salida de las bom-

bas hasta la llegada a los reservorios más la longitud -
equivalente, que es la debida a las pérdidas que existen
al fluir el agua por los accesorios a lo largo de la lí-
nea de la tubería.

De la sección 3.3 (Planteamiento del sistema de tu-
bería), tenemos que la longitud total de la tubería es de
6,668m. y una longitud equivalente hallada de la siguien-
te forma:

TABLA 4.9

LONGITUDES EQUIVALENTES DEL SISTEMA

Cantidad	Tipo de Accesorio	Longitud Equivalente *
3	Válvulas Check	10 D c/u
6	válvulas de com- puerta	8 D c/u
4	Juntas flexibles	10 D c/u
3	Canastillas de ingreso e ingre- so mismo	153 D c/u
6	Válvulas de aire	15 D c/u
6	Válvulas de dre- naje	15 D c/u
8	Derivaciones me- nores para ins- trumentación	4 D c/u
1	Tee	66 D c/u
4	Ampliaciones	16 D c/u
2	Reducciones	7 D c/u
5	Y	20 D c/u
9	Codos de 90°seg - ment 3 piezas	25 D c/u
60	Codos <30°segment 2 piezas	7 D c/u
2	Salidas en reser- vorios	45 D c/u

* Los valores de longitudes equivalentes se han tomado de
varios autores tales como JM Azeved /6/, Awwa /9/, Cra-
ne /7/.

Algunos accesorios específicos no están en las tablas, pero se han tomado valores de accesorios parecidos o de los que podrían causar una pérdida semejante. Así tenemos que:

$$L = 6,668 + (3 \times 100 + 6 \times 8 + 4 \times 10 + 3 \times 153 + 6 \times 15 + 6 \times 15 + 8 \times 4 + 1 \times 66 + 4 \times 16 + 2 \times 7 + 5 \times 20 + 9 \times 25 + 60 \times 7 + 2 \times 45) D$$

$$L = 6,668 + 2,038 D \quad (4.11)$$

reemplazando en la fórmula (4.10) tenemos:

$$h_f = 14.09 \times 10^{-5} D^{-4.87} (6,668 + 2,038D) \quad (4.12)$$

para C = Nuevo

b) Ecuación de la Energía y/o Teorema de Bernoulli

Sabemos que, un sistema de bombeo no solamente vence las pérdidas por fricción, sino también la velocidad del flujo, la diferencia de niveles en altura que tiene que bombearse así como las pérdidas de entrada y salida al sistema de bombeo.

Para tratar analíticamente este punto usaremos la ecuación de Bernoulli:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + H_B + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_f \quad (4.13)$$

donde:

Las pérdidas de entrada y salida del sis-

tema no aparece porque ya se ha considerado como pérdida por fricción secundaria, o sea como un accesorio de la línea de la tubería, y estaría incluida en " h_f ".

P_1 y P_2 son las presiones atmosféricas en los puntos 1 y 2 de la fig. 4.2 y " γ " es el peso específico del agua a las presiones P_1 y P_2 respectivamente.

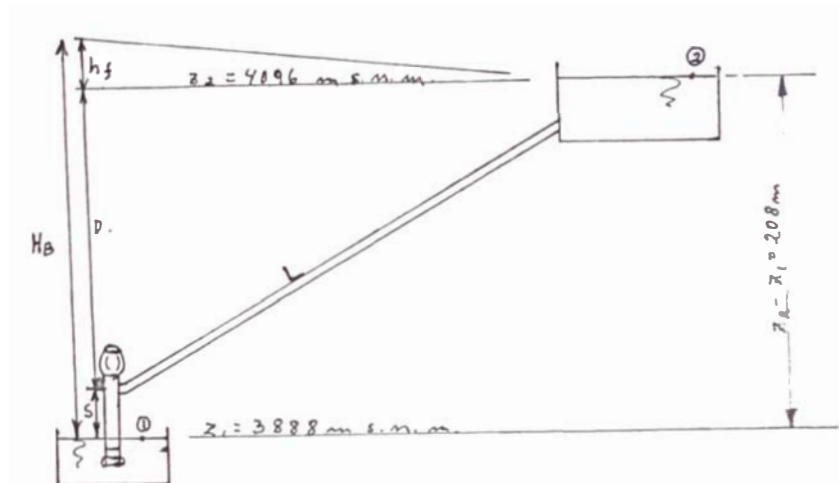


Fig. 4.2 Esquema de la Instalación para ecuación de Bernoulli

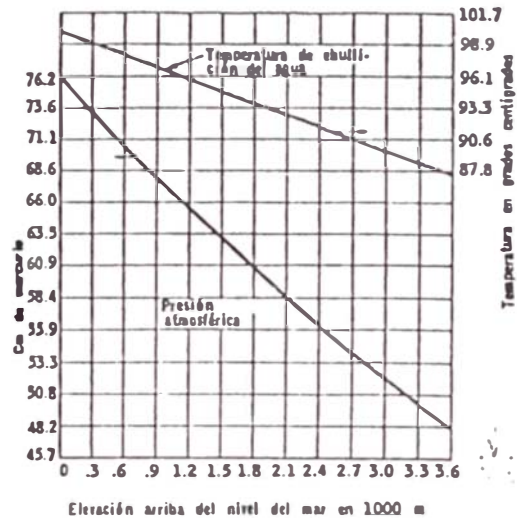


Fig. 4.3 Presiones atmosféricas para altitudes hasta de 3,660 metros

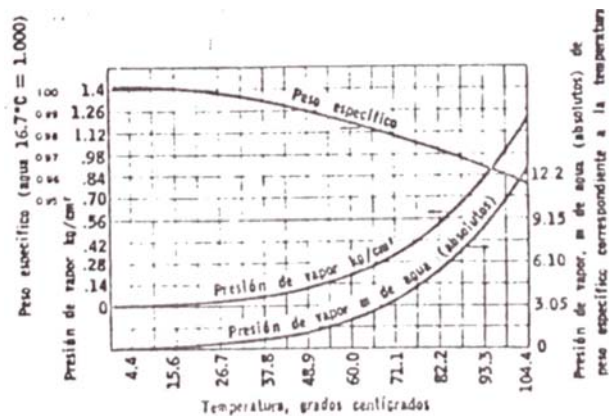


Fig. 4.4 Relaciones de peso específico, temperatura y presión de vapor para agua

De las figuras 4.3 y 4.4 /10/ vemos que debido a la temperatura el peso específico del agua varía ínfimamente, así como se puede comprobar que en 300 metros de diferencia en altitud, la presión atmosférica varía 0.025m de Mercurio que convirtiendolo al sistema métrico respecto del agua tendríamos 0.038m. de agua que comparando con la magnitud del sistema es insignificante. Por lo que podemos considerar que:

$$\frac{P_2}{\gamma_2} - \frac{P_1}{\gamma_1} \approx 0$$

El termino de la velocidad también se puede desprejciar dado que el agua tanto en los puntos 1 y 2 no tiene velocidad apreciable y podemos asumirla como cero:

$$\frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g} \approx 0$$

entonces la fórmula de Bernoulli quedaría así:

$$H_B = (Z_2 - Z_1) + h_f \quad (4.14)$$

donde:

H_B = Altura que debe dar la bomba

Z_1 y Z_2 = Son las altitudes en los puntos 1 y 2

$$Z_2 - Z_1 = 4,096 - 3,888$$

$$Z_2 - Z_1 = 208 \text{ m}$$

entonces, reemplazando la fórmula (4.12) en la (4.14) tendríamos la fórmula siguiente:

$$H_B = 208 + 14.09 \times 10^{-5} \times D^{-4.87} (6,668 + 2,038D) \quad (4.15)$$

c) Determinación de la potencia consumida por el sistema de bombeo

El conjunto de bombeo motor-bomba debe tener la capacidad de vencer la suma de todas las alturas mencionadas anteriormente, y su potencia está dada por la siguiente fórmula:

$$P = \frac{\gamma Q H_B}{102 \eta} \quad (4.16)$$

donde:

γ = Peso específico del agua : 1,000 Kg/m³

Q = Caudal requerido : 0.3 m³/s

H_B = Altura total del sistema (m)

η = Rendimiento global de sistema de bombeo motor x η bomba

P = Potencia requerida para el sistema de bombeo (KW)

La eficiencia global de bombeo depende únicamente del tipo y capacidad del conjunto bomba-motor y estará dentro de un rango; solo tomaremos tres valores para analizar como varía el diámetro económico respecto de la va

riación de la eficiencia del bombeo.

$$\eta = \eta \text{ motor} \times \eta \text{ bomba}$$

La eficiencia de los motores eléctricos varían según su tamaño, osea mientras sea de mayor potencia, será más eficientes.

La eficiencia de los motores de gran capacidad como el que usaremos, (en el rango de 350 a 450 HP y con un voltaje superior a los 3,500V), del manual del Ingeniero Mecánico de Marks/11/ se tomó que:

$$\eta \text{ motor} = 0.908 \text{ a } 0.928$$

La eficiencia de las bombas son más variables , ya que en este sistema de bombeo podemos usar bombas centrífugas como también bombas verticales tipo turbina de varios pasos que se están prefiriendo últimamente en instalaciones de suministro de agua iguales a la que estamos tratando.

De la figura 4.5 con nuestro caudal de $0.1\text{m}^3/\text{s}$ (100lt/s) podemos hallar el rango de eficiencias proba - bles de las bombas, así tenemos que:

$$\eta \text{ bombas} = \text{de } 0.77 \text{ a } 0.87$$

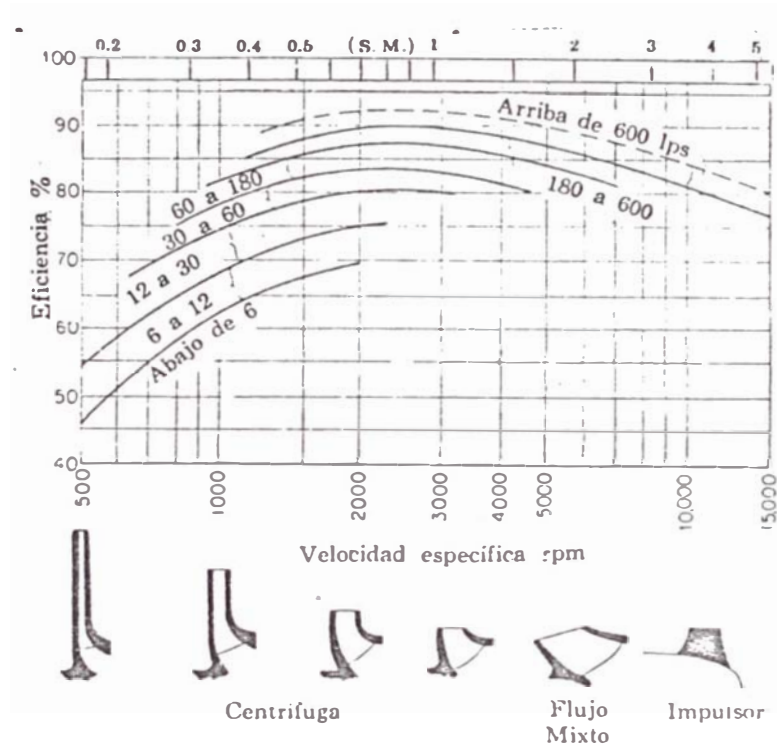


Fig. 4.5 Relación aproximada entre velocidad específica, forma de impulsor y eficiencia (Cortesía de Worthington Corp).

Estos valores de eficiencia de la bomba se han tomado en razón de que al no haberla seleccionado definitivamente, asumimos que puede ser una bomba completamente centrífuga con un valor de la velocidad específica bajo por la altura que debe elevar, hasta una bomba semiaxial por el caudal que debe impulsar que corresponde a un valor de velocidad específica promedio, como se puede apreciar en la fig. 4.5 JM. Azevedo /6/ también nos da eficiencias de bombas que están dentro del rango estimado.

La velocidad específica es un índice del tipo de bomba que usa la capacidad de bombeo (altura entregada) que se obtiene en el punto de eficiencia máxima; determina el perfil o forma general del impulsor. Numéricamente viene a ser la velocidad en revoluciones por minuto a la cual un impulsor deberá girar si su tamaño se reduce para dar un flujo de un litro por segundo contra una columna de un metro. Los impulsores para columna altas tienen generalmente una velocidad específica baja, mientras que los impulsores para columnas reducidas tienen generalmente una velocidad específica alta. Se le expresa matemáticamente como /10/:

$$N_q = \frac{n Q^{1/2}}{(g H)^{3/4}}$$

en la que :

N_q = Velocidad específica

n = Velocidad giratoria

Q = Caudal o capacidad

H = Carga (carga por paso para bombas de varios pasos)

g = Constante gravitacional (9.81m/s^2 al nivel del mar)

sin embargo, como la velocidad específica se usa solo como un índice o número tipo, se permiten algunas libertades como eliminar la constante gravitacional "g" /10/, que dando así:

$$N_q = \frac{n Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (4.17)$$

Como se puede apreciar en la fig. 4.5 cada diseño de impulsor tiene una región de velocidad específica - para la cual está mejor adaptado; estas regiones son aproximadas, sin divisiones definidas entre ellas. De este gráfico concluimos que para una capacidad de 100lts/s (que corresponde al de una bomba) máximo se puede alcanzar una eficiencia de 87% con una velocidad específica de 2,500rpm y una menor de 77% con una velocidad específica de 800rpm; si tomamos otros valores fuera este rango, estaría trabajando con una eficiencia menor a la que puede dar la bomba elegida.

Tendríamos que, la eficiencia del conjunto bomba-motor sería:

$$\eta = \text{de } 0.908 \times 0.77 \text{ a } 0.928 \times 0.87$$

$$\eta = \text{de } 0.67 \text{ a } 0.81$$

Como queremos tomar tres valores de eficiencia, tomaremos los extremos y el promedio, así:

$$\eta_1 = 0.67$$

$$\eta_2 = 0.74$$

$$\eta_3 = 0.81$$

Ahora veremos como varía la potencia consumida

para diferentes valores del diámetro y manteniendo constante el coeficiente "C" así como la eficiencia, tomaremos:

$$C = 130 \text{ para tuberías nuevas}$$

$$\eta = 0.74 \text{ que es una eficiencia promedio}$$

Reemplazando estos valores y la fórmula (4.15) en la fórmula (4.16):

$$P = \frac{1,000 \times 0.3}{102 \times 0.74} | 208 + 14.09 \times 10^{-5} \times D^{-4.87} (6,668 + 2,038D) |$$

$$P = 826.709 + 56 \times 10^{-5} D^{-4.87} (6,668 + 2,038D) \tag{4.18}$$

Reemplazando valores de D en la fórmula (4.18) tenemos:

TABLA 4.10

POTENCIA CONSUMIDA

$\eta = 0.74$	y	$C = 130$
Diámetro (Pulg)		Potencia (KW)
	(m)	
14	0.3556	1,463.23
16	0.4064	1,163.55
18	0.4572	1,019.14
20	0.5080	943.47
22	0.5588	901.10
24	0.6096	876.05

d) Cálculo del costo de operación del Sistema de bombeo

Se hará un estimado del costo de operación del sistema de bombeo suponiendo una situación teórica, esto es, que trabajará a plena carga durante los 365 días del año. Este costo estimado es solo para hallar el diámetro económico de la tubería.

Primero hallaremos el costo de bombeo:

Costo de bombeo = Potencia x tiempo de servicio
x costo de energía

Costo bombeo = (Potencia) (horas servicio) (costo
de energía) (4.19)

donde:

Costo de bombeo: Costo del bombeo en un determinado lapso.

Calcularemos para un año (US -
\$/año)

Potencia : Potencia consumida por el sistema (Kw)

Costo de Energía: El costo de la energía en la zona de instalación del sistema de bombeo. (US \$/Kw)

Horas servicio : La cantidad de horas que trabajará en el lapso prefijado para el cálculo. En este caso supondremos que se trabaja todo el año sin parar(h/año).

Para hallar el costo de mantenimiento y operación, solo se tomará un porcentaje que es común en sistemas análogos, esto es el 20% del costo de bombeo (Porcentaje recomendado por Sede Piura).

Finalmente, el costo total de operación será la suma del costo de bombeo más el de mantenimiento y operación; como tenemos 6 diámetros, tendremos 6 valores de costo total de operación cuyos valores los llevaremos a la figura 4.6. Todos estos cálculos los resumiremos en el siguiente cuadro:

e) Cálculo del Costo de la instalación y su montaje

Este es el costo inicial de instalación del sistema; esto es el costo de adquisición de todos los elementos que comprende el sistema de abastecimiento de agua más su montaje y puesta en servicios.

Se tomarán solamente los rubros más importantes y que dependen del diámetro de la tubería, tales como las bombas, tubería misma y la instalación del sistema.

Se sabe que el espesor de la tubería influye en

TABLA 4.11

COSTO DE OPERACION DEL SISTEMA EN UN AÑO PARA $\eta = 0.74$

D (pulg)	(m)	h_f (m)	Potencia (KW)	Costo Bombeo (US \$) A	Costo Manteni- miento y ope- ración (US \$) - B = 20% de A	Costo total de operación A + B (US \$)
14	0.3556	160.15	1,463.23	1'409,968	281,994	1'691,962
16	0.4064	84.75	1,163.55	1'121.197	224,239	1'345,436
18	0.4572	48.42	1,019.14	982,043	196,409	1'178,452
20	0.5080	29.38	943.47	909,127	181,826	1'090.953
22	0.5588	18.72	901.10	868,300	173,660	1'041,960
24	0.6096	12.41	876.05	844,162	168,832	1'012,994

- Costo de energía = I/. 1.57 por KWh = 0.11 US \$ por KWh (a I/. 14.27 por US \$ en 1985)
 en un año : 365 días: Energía = 963.6 US \$ por KW año.

- La altura física a vencerse es = 208 m

- C 130

- $\eta_2 = 0.74$

el costo de la tubería y variará según la presión interna que se le imprima; asimismo, la presión depende de la altura entregada por la bomba, y esta a su vez depende del diámetro de la tubería. En este análisis hecho con la fórmula de Hazen-Williams no se variará el espesor de la tubería y consideraremos que el espesor será constante para los diferentes diámetros; con un tubo standar de 3/8" de espesor (Schedule 20). Este espesor es para hacer un primer cálculo ya que la altura, incluyendo el golpe de ariete, estará en el rango de los 400m de H₂O y una tubería de 3/8" de espesor satisface esta presión.

En el análisis con la fórmula Darcy-Weisbach y Coolebrook se tomará en cuenta esta variación del espesor para hallar el costo de la tubería para ver como varía el diámetro económico considerando esta variación.

Para hallar el costo de la tubería tomaremos un espesor constante, u con esto hallaremos el peso total de la tubería para multiplicar por el costo de fabricación de tubería por unidad de peso; nos ayudaremos con la tabla 4.12 para los pesos de las tuberías; y para el costo por unidad de peso tenemos del subcapítulo 4.1.1 que:

1Kg de acero en nuestro medio	I/. 7.015
1Kg. acero trabajado (arenado, pintado int. y ext.)	= I/. 21.045 = US \$ 1.47

El costo de las bombas depende de la altura que debe entregar para cumplir con lo requerido por el sistema; por esto es que para diámetros menores en los que la altura de fricción es mayor, las bombas van a ser más caras; los costos de las bombas incluyen los motores y ta
b
l
e
r
o
s
de
control y han sido estimados de datos proporcionados por la Empresa P. y V. Ingenieros S.A. consultora de la Empresa Minera Tintaya.

Para el costo del montaje se considerará solo el correspondiente a la instalación de la tubería, ya que el costo de instalación tanto de las bombas, accesorios, mo
v
imiento de tierra, obras civiles, etc. no van a variar considerablemente con la variación del diámetro de la tubería. Esta instalación de tubería es aproximadamente el 12% del costo de la misma.

Para hallar el costo real anual debería considerarse solo la amortización anual del costo total de la instalación y un montaje, pero como en este capítulo queremos tener un valor del costo de instalación más cualita
t
i
v
o que cuantitativo, se toma el costo total.

f) El diámetro económico de la tubería se hallará al mismo costo de la operación del sistema de bombeo (d) más el costo de su instalación y un montaje, para los di
ferentes diámetros tentativos. El diámetro económico ven
d
r
á a su correspondiente al menor valor de ésta suma, es

TABLA 4.12

NORMAS PARA TUBO DE ACERO

Tubo Laminado (cont.)

Tamaño real pulg	DE pulg	DI pulg	Peso, extr. mas simples, desnudos lb/pla	Espesor de la pared: pulgadas		Presión de prueba-lb/pul		
						Grado A	Grado B	Grado X-4
10	10.750	10.192	31.20	0.279	3/32		1,000	
12	12.750	12.090	43.77	0.330			1,000	
	12.750	12.062	45.55	0.344			1,000	
14	14.000	13.500	36.71	0.250	1/8	650	750	
	14.000	13.438	41.21	0.281	3/32	700	850	
	14.000	13.376	45.68	0.312	5/16	800	950	
	14.000	13.312	50.14	0.344	3/8	900	1,000	
	14.000	13.250	54.57	0.375	7/16	950	1,100	
	14.000	13.124	63.37	0.438	1/2	1,100	1,300	
	14.000	13.000	72.09	0.500	5/8	1,300	1,500	
	16	16.000	15.500	42.05	0.250		550	650
16.000		15.438	47.22	0.281	1/8	650	750	
16.000		15.376	52.36	0.312	5/16	700	800	
16.000		15.312	57.48	0.344	3/8	750	900	
16.000		15.250	62.58	0.375	7/16	850	1,000	
16.000		15.124	72.72	0.438	1/2	1,000	1,100	
16.000		15.000	82.77	0.500	5/8	1,100	1,300	
18		18.000	17.500	47.39	0.250	1/8	500	600
	18.000	17.438	53.22	0.281	3/32	550	650	
	18.000	17.376	59.03	0.312	5/16	600	750	
	18.000	17.312	64.82	0.344	3/8	700	800	
	18.000	17.250	70.59	0.375	7/16	750	900	
	18.000	17.124	82.06	0.438	1/2	900	1,000	
	18.000	17.000	93.45	0.500	5/8	1,000	1,200	
	20	20.000	19.500	52.73	0.250	1/8	450	500
20.000		19.438	59.23	0.281	3/32	500	600	
20.000		19.376	65.71	0.312	5/16	550	650	
20.000		19.312	72.16	0.344	3/8	600	700	
20.000		19.250	78.60	0.375	7/16	700	800	
20.000		19.124	91.11	0.438	1/2	800	900	
20.000		19.000	104.13	0.500	5/8	900	1,000	
22		22.000	21.376	72.38	0.312	5/16	500	600
	22.000	21.312	79.51	0.344	3/8	550	650	
	22.000	21.250	86.61	0.375	7/16	600	700	
	22.000	21.124	100.75	0.438	1/2	700	850	
	22.000	21.000	114.81	0.500	5/8	800	950	
24	24.000	23.500	63.11	0.250	1/8	400	450	
	24.000	23.438	71.25	0.281	3/32	400	500	
	24.000	23.376	79.06	0.312	5/16	450	550	
	24.000	23.312	86.85	0.344	3/8	500	600	
	24.000	23.250	94.62	0.375	7/16	550	650	
	24.000	23.188	102.37	0.406	1/2	600	700	
	24.000	23.124	110.10	0.438	5/8	650	750	
	24.000	23.000	125.49	0.500	1	750	850	

decir a la parte más baja de la curva del gráfico como se muestra en la fig. 4.7.

- Variación del Diámetro económico con la variación de la Eficiencia

De igual forma como se ha procedido al cálculo en los pasos anteriores, lo haremos con las otras eficiencias del sistema de bombeo:

$$\eta_1 = 0.67$$

$$\eta_3 = 0.81$$

manteniendo constante el valor de "C" = 130 para tubería nueva.

Luego estos resultados se vaciarán en la fig. 4.7 mostrando el costo de operación y de instalación para estas tres eficiencias para cada diámetro económico.

Para los costos de instalación, mantendremos constante los valores de la tubería, bombas y montaje; en el siguiente sub-capítulo analizaremos como varía el diámetro económico cuando la curva de costos de instalación varía.

TABLA 4.13

COSTO DE INSTALACION DEL SISTEMA Y COSTO TOTAL PARA $\eta = 0.74$

DIAMETRO (Pulg.)	(m.)	Peso Unita- rio (Kg./m.)	Costo Total del tubo (US\$) C	Costo de Bombas (US\$) D	Costo Insta- lación Tub. (US\$) E	Costo Total Instalación (US\$) C+D+E	Costo Opera- ción + Ins- tación
14	0.3556	81.855	802,339	210,000	96,280	108,619	2'799,000
16	0.4064	93.870	920,110	190,000	110,413	1'220,523	2'515,000
18	0.4572	105.885	1'037,881	175,000	124,546	1'337,427	2'515,000
20	0.5080	117.900	1'155,651	165,000	138,678	1'459,329	2'549,000
22	0.5588	129.915	1'273,422	160,000	152,811	1'586,233	2'637,000
24	0.6096	141.930	1'391,192	155.000	166,943	1'713,135	2'725,000

- La longitud de tubería es constante = 6,668 m.

- El costo de tubería fabricada por unidad de peso = 1.47

- Espesor constante de 3/8" = 0.375".

US \$
Kg.

TABLA 4.14

COSTO DE OPERACION Y TOTAL DEL SISTEMA PARA $\eta = 0.67$

DIAMETRO (Pulg.) (m.)	h_f (m)	Potencia (Kw)	Costo Bombeo (US\$) A	Costo Manten. y Operación (US\$) B=20%A	Costo Total Operación (US\$) A+B	Costo Operación + Inst.
14	0.3558	1'616.09	1'557,264	311,453	1'868,717	2'976,000
16	0.4064	1'285.11	1'238,335	247,667	1'486,002	2'706,000
18	0.4572	1'125.61	1'084,641	216,928	1'301,569	2'639,000
20	0.5080	1'042.04	1'004,113	200,823	1'204,936	2'664,000
22	0.5588	995.24	959,018	191,804	1'150,822	2'737,000
24	0.6096	967.58	932,358	186,472	1'118,830	2'832,000

- C = 130

- $\eta = 0.67$

- Costo de la energía = $963.6 \text{ US$}/\text{año}^{\text{KW}}$

- $P = 913.082 + 61.85 \times 10^{-5} D^{-4.87} (6,668 + 2,038 D)$

TABLA 4.15

COSTO DE OPERACION Y TOTAL DEL SISTEMA PARA $\eta = 0.81$

DIAMETRO (Pulg.) (m.)	h_f (m)	Potencia (Kw)	Costo Bombeo (US\$) A	Costo Mant. y Operación (US\$) B=20%A	Costo Total Operación (US\$) A+B	Costo Operación + Instalación.
14	0.3556	1'336.67	1'287,915	257,583	1'545,498	2'653,000
16	0.4064	1'062.79	1'024,109	204,822	1'228,931	2'449,000
18	0.4572	930.86	896,980	179,396	1'076,376	2'413,000
20	0.5080	29.38	830,370	166,074	996,444	2'455,000
22	0.5588	18.72	793,069	158,614	951,683	2'538,000
24	0.6096	12.41	771,017	154,203	925,221	2'638,000

- C = 130

- $\eta_3 = 0.81$

- Costo de Energía = $963.6 \text{ US } \frac{\text{\$}}{\text{año}}^{\text{KW}}$

- P = $755.065 + 51.16 \times 10^{-5} D^{-4.87}$ (6,668 + 2,038 D)

- Variación del diámetro económico con el transcurrir del tiempo

Influencia del envejecimiento de los tubos.- Con el transcurrir el tiempo, la capacidad de transporte de agua en las tuberías de fierro fundido y de acero van disminuyendo por la disminución progresiva del diámetro y por la mayor aspereza de las paredes de las mismas, debido a las incrustaciones presentes en las aguas químicamente y físicamente impuras. Por ejemplo, de acuerdo con las observaciones de Hazen y Williams , la capacidad decrece de acuerdo con los datos - promedios presentados en la tabla 4.16 para tuberías de fierro fundido y acero sin revestimiento de ninguna clase /6/.

TABLA 4.16

CAUDAL EN TUBERIA DE FIERRO Y ACERO (SIN REVESTIMIENTO INTERNO

Edad	D = 4° (100mm)	6° (150mm)	10° (250mm)	16° (400mm)	20° (500mm)	30° (750mm)
Tub. Nuevos	Q=100%	100	100	100	100	100
" 10años	Q= 81%	83	85	86	86	87
" 20años	Q= 68%	72	74	75	76	77
" 30años	Q= 58%	62	65	67	68	69
" 40años	Q= 50%	55	58	61	62	63
" 50años	Q= 48%	49	54	56	57	59

Una ventaja de los tubos de cobre, concreto, cemento, amianto, plástico, etc. es que sus características iniciales son más estables y varían con menor intensidad que los de acero y fierro fundido sin ningún tipo de revestimiento.

Ensayos y verificaciones hechas en líneas de fierro fundido y muy bien ejecutadas en las que se utilizaron tubos de buena calidad, mostraron que, al inicio del funcionamiento, el coeficiente "C" de Hazen-Williams toma valores cercanos a 140; poco tiempo después este valor cae rápidamente a 130 y con el paso del tiempo toma valores cada vez más bajos. La presencia de oxígeno disuelto en el agua es el factor primordial para la corrosión y como consecuencia es el responsable de la formación de tubérculos en la superficie interna de los tubos, de la reducción de la sección y del aumento de la rugosidad trayendo como consecuencia la disminución de la capacidad de transporte del fluido y por lo tanto el decrecimiento de C.

Este es el fenómeno de la tuberculización /6/ , que, a veces es mal llamado por incrustaciones; no debe confundirse con la simple formación de camadas o costras debido a ciertas sustancias presentes en cantidades excesivas en el agua.

Entre los varios factores que influyen para la corrosión, el pH del agua es el de mayor influencia, como se puede constatar en la tabla - 4.17.

TABLA 4.17

PERDIDA DE CAPACIDAD DE TUBERIAS DE FIERRO FUNDIDO AL FINAL DE 30 AÑOS (C INICIAL : 130 ó 100%)

pH de agua	Valor de C	Porcentaje de Capacidad inicial
6.0	20	15
6.5	52	40
7.5	85	65
7.0	72	55
8.0	91	70

Entre los otros factores podemos mencionar el potencial de oxidación del material, sobreten - sión de la tubería, oxígeno disuelto, CO₂, alcalinidad, presencia de sustancias inhibidoras capaces de formar películas, homogeneidad de la superficie de los tubos, velocidad del agua, temperatura , existencia de residuos de sulfato de aluminio, clor, etc.

Valor de C con el Transcurrir del tiempo.- La fórmula de Hazen-Williams, siendo la más prefe-

rida requiere para su aplicación más provechosa mayor cuidado para tomar el valor del coeficiente "C". La adopción equivocada del valor de dicho coeficiente o la fijación de un valor medio invariable reduce bastante la precisión que se puede esperar de la fórmula.

Para tubos de acero y fierro, el coeficiente "C" es una función del tiempo, de modo que su valor debe ser fijado teniendo en cuenta la vida útil que pueda tener la tubería.

Para determinaciones rápidas los americanos generalmente toman el valor de $C = 100 / 6$; este valor corresponde a un promedio comprendido entre 15 y 20 años. En América Latina no se sustituyen en un período tan corto, razón por la cual, se toma como valor medio del período de vida valores de C más bajos, como por ejemplo - 90, y con más razón en nuestro caso en que la línea de tubería trabajará a plena carga recién cuando la capacidad de la planta concentradora llegue a 12,000 ton/día que será en unos años según la producción.

En la tabla 4.16 obtenida de las observaciones hechas por Hazen-Williams, es de gran utilidad-

en las aplicaciones prácticas, especialmente -
cuando se calculan canalizaciones de cierta im
portancia.

Asumiendo que nuestra tubería es de 20" \emptyset toman-
do como base, que en los cálculos anteriores más
se acercan a este diámetro; de la tabla 4.6 toma
remos valores de C para 5, 15 y 25 años para la
tubería del acero y obtenemos los siguientes va
lores:

C_0 años	-	130
C_5 años	=	112
C_{15} "	=	99
C_{25} "		88

Con los cuales se hallará los nuevos valores del
diámetro económico según el procedimiento segui-
do para la tubería nueva.

Teniendo en cuenta que nuestro pH es 7.4, por
lo tanto nos favorece a que el valor de "C" dis
minuya poco con el transcurrir del tiempo, pero
para una mayor seguridad tomaremos valores de
tabla 4.6. A continuación se presentan algunos
resultados de los nuevos cálculos y finalmente -
en la figura 4.8 se ve el diámetro económico
su comportamiento con el transcurrir del tiempo.

Fórmulas de Altura de Fricción

$$h_{f5\text{años}} = 18.56 \times 10^{-5} D^{-4.87} (6,668 + 2,038D)$$

$$h_{f15\text{años}} = 23.32 \times 10^{-5} D^{-4.87} (6,668 + 2,038D)$$

$$h_{f25\text{años}} = 29.00 \times 10^{-5} D^{-4.87} (6,668 + 2,038D)$$

Fórmula de Altura del Sistema

$$H_{B5\text{años}} = 208 + 18.56 \times 10^{-5} D^{-4.87} (6,668 + 2,038D)$$

$$H_{B15\text{años}} = 208 + 23.32 \times 10^{-5} D^{-4.87} (6,668 + 2,038D)$$

$$H_{B25\text{años}} = 208 + 29.00 \times 10^{-5} D^{-4.87} (6,668 + 2,038D)$$

TABLA 4.18

COSTO DE OPERACION Y TOTAL DEL SISTEMA PARA 5 AÑOS

(pulg)	(m)	h_f (m)	Potencia (KW)	Costo Bom- beo (US \$) A	Costo Mant. y Operación (US \$) B=20%A	Costo Total de Operación (US \$) A + B	Costo Opera- ción + Ins- talación
14	0.3556	210.96	1,665.20	1'604,589	320,918	1'925,507	3'033
16	0.4064	111.64	1,270.44	1'224,195	244,839	1'469,034	2'689
18	0.4572	63.78	1,080.20	1'040,881	208,176	1'249,057	2'586
20	0.5080	38.70	980.52	944,834	188,967	1'133,801	2'592
22	0.5588	24.66	924.71	891,047	178,209	1'069,256	2'655
24	0.6096	16.35	891.71	859,250	171,850	1'031,100	2'744

- C - 112 (5 años)

- η - 0.74

- Costo de energía = 963.6 US \$/año

- P = 826.709 + 73.77 c 10^{-5} D^{-4.87} (6,668 + 2,038D)

TABLA 4.19

COSTO DE OPERACION Y TOTAL DEL SISTEMA PARA 15 AÑOS

D (pulg)	(m)	h _f (m)	Potencia (KW)	Costo Bom- beo (US \$) A	Costo Mant. y Operación (US \$) B=20% A	Costo total de oper. (US \$) A + B	Costo Opera- ción + Ins- talación
14	0.3556	265.06	1,880.25	1'811,813	362,363	2'174,176	3'282
16	0.4044	140.27	1,384.24	1,333,857	266,771	1'600,628	2'820
18	0.4572	80.13	1,145.21	1'103,528	220,706	1'324,234	2'661
20	0.5080	48.62	1,019.97	982,847	196,569	1'179,416	2'638
22	0.5588	30.98	949.84	915,266	183,053	1'098,319	2'684
24	0.6096	20.55	908.38	875,314	175,063	1'050,377	2'763

- C 99 (15 años)

- η 0.74

- Costo energía = 963.6 US \$/año

- P = 826.709 + 92.69 x 10⁻⁵ D^{-4.87} (6,668 + 2,038 d)

UNIVERSIDAD
DE
COSTA RICA

TABLA 4.20

COSTO DE OPERACION Y TOTAL DEL SISTEMA PARA 25 AÑOS

D (pulg)	(m)	h_f (m)	Potencia (KW)	Costo Bombeo (US \$) A	Costo Oper. y (US \$) B=20% A	Costo total de oper. (US \$) A+B	Costo Opera- ción + Ins- talación
14	0.3556	329.62	2,136.79	2'059,012	411,802	2'470,814	3'578
16	0.4064	174.44	1,520.00	1'464,675	292,935	1'757,610	2'977
18	0.4572	99.65	1,222.77	1'178,261	235,652	1'413,913	2'750
20	0.5080	60.47	1,067.03	1'028,194	205,639	1'233,833	2'692
22	0.5588	38.52	979.82	944,157	188,831	1,132,989	2'718
24	0.6096	25.55	928.27	894,476	178,895	1'073,371	2'788

- C = 8 (25 años)

- η 0.74

- Costo de energía = 963.6 US \$/año

- $P = 826.709 + 115.26 \times 10^{-5} D^{-4.87}$ (6,668 + 2,038 D)

4.1.2.2 Empleo de la Fórmula Darcy-Weisbach; con Coolebrook o Moody

Las fórmulas anteriores han sido usadas siempre en flujo de agua en tuberías. Los problemas relativos a flujo a través de tuberías de otros fluidos también se tratan de la misma forma, pero estas vienen a ser soluciones empíricas particulares.

Estudios más recientes de mecánica de fluidos - posibilitan soluciones más convenientes para problemas de flujo de otras sustancias a través de tuberías.

Aplicándose el análisis dimensional en problemas de movimiento de fluidos en tubos de sección circular, se han encontrado la siguiente expresión para la pérdida de carga:

$$h_f = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad (4.20)$$

expresión que puede ser encuadrada en la expresión universal en la que el exponente de V es 2 y de D es 1 y quedaría así:

$$J = \lambda \frac{V^2}{D}$$

se incluyen en este tipo las fórmulas propuestas por Chezy (1,775)/6/, Weisbach (1,855), Darcy (1,857) y otros ,

siendo por eso la fórmula 4.20 reconocida como la fórmula de Darcy (presentación americana), fórmula de Darcy-Weisbach; fórmula de Darcy-Weisbach-Chézy, etc. y finalmente se le conoce como la fórmula universal.

En la fórmula 4.20 tenemos que:

- L = Longitud de la tubería (m)
- V = Velocidad media del fluido (m/s)
- D = Diámetro interior de la tubería (m)
- g = Constante de la aceleración de la gravedad (m/s²)
- f = Coeficiente de fricción
- h_f = Pérdida de carga por fricción (m)

Cabe aclarar que la ecuación 4.20 puede ser expresada por un número puro por la carga de velocidad v²/2g - ya que el coeficiente de fricción f es función del número de Reynolds y L/D al tener las dos dimensiones lineales - también sería adimensional

La fórmula de Darcy-Weisbach es aplicable a problemas de flujo de cualquier líquido (agua, aceites, gasolina, etc) en tuberías; y con algunas restricciones en los gases.

Esta fórmula también puede ser presentada en función de caudal Q de la siguiente forma:

$$v^2 = \frac{Q^2}{S^2} = \frac{Q^2}{\left(\pi \frac{D^2}{4}\right)^2} \quad \text{donde } S = \text{Sección}$$

$$h_f = f \frac{L Q^2}{\left(\frac{2g \pi^2}{16}\right) D^5}$$

la aceleración de la gravedad varía según la latitud y altitud; de la tabla 4.21/12/ a 15° latitud Sur y 4,000m.s.n.m se tiene una aceleración de la gravedad de $g = 9.775 \text{ m/s}^2$

$$h_f = 0.0829 \frac{f L Q^2}{D^5} \quad (4.21)$$

donde:

f = Coeficiente de fricción

L = Longitud de la tubería (m)

Q = Caudal del fluido (m^3/s)

D = Diámetro interior de la tubería (m)

h_f = Pérdida de carga por fricción (m)

a) Antecedentes del Coeficiente de Fricción f

El coeficiente de fricción f sin dimensiones es función del número de Reynolds y la rugosidad relativa.

La rugosidad relativa (ϵ/D) es función de la rugosidad absoluta (o equivalente) y el diámetro interno de la tubería. La rugosidad absoluta es la altura promedio de todas las asperezas e irregularidades en las paredes internas de los tubos.

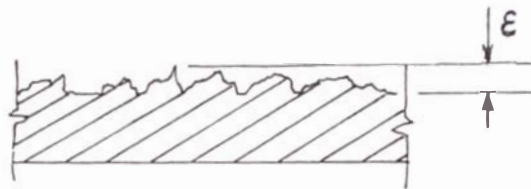


Fig. 4.9 Rugosidad Absoluta.

El número de Reynolds (Re) determina si un flujo es laminar, turbulento ó del régimen transitorio. Para valores del número de Reynolds menores a 2,000, el flujo es laminar; para valores mayores a 4,000 el flujo es turbulento; y entre 2,000 y 4,000 al flujo se le denomina en zona crítica donde no se puede predecir del comportamiento del fluido. El régimen completamente turbulento se encuentra en la zona donde los números de Reynolds son más elevados; existiendo por tanto una segunda zona intermedia conocida como zona de transición (fig. 4.10).

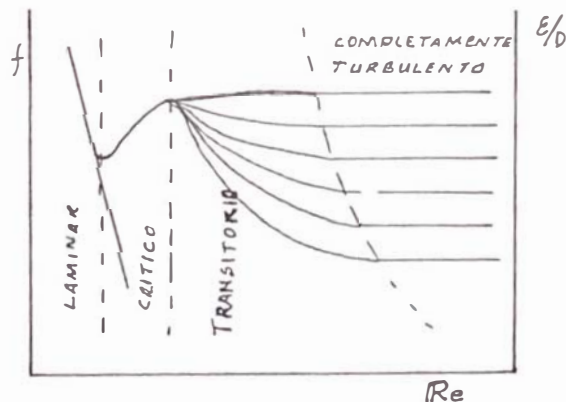


Fig. 4.10 Tipos de Flujos según su Re

Se esoucha hablar de tubos lisos y tubos rugo -
sos; pero en realidad no existe una superficie perfecta -
mente lisa ya que cualquier superficie vista en microsco -
pio muestra cierta rugosidad; pero se le llama a una su -
perficie aerodinámicamente lisa a la que sus protuberan -
cias que caracterizan su rugosidad no sobresalen de la
capa laminar porpia de todo flujo a través de una superfi -
cie como se puede apreciar en la fig. 4.11a

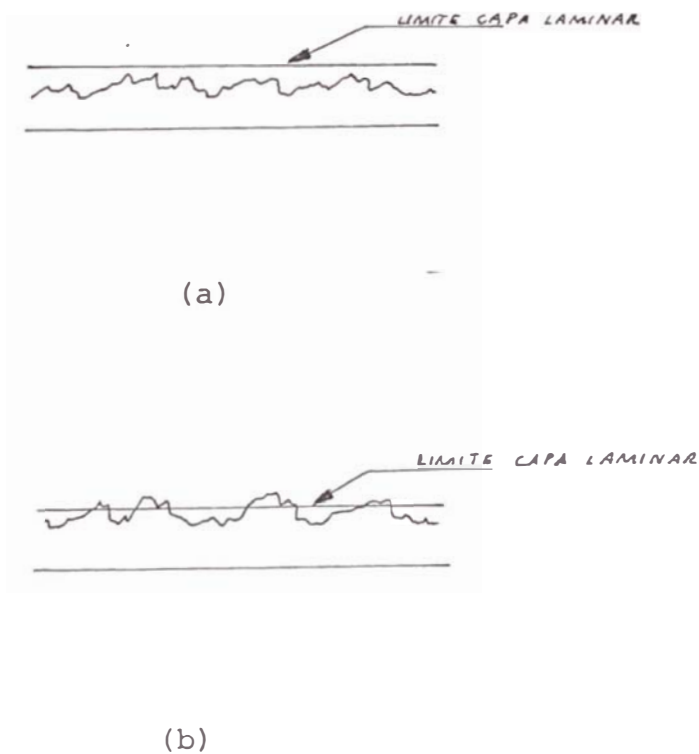


Fig. 4.11 Capa Laminar

Así mismo, cuando las superficies son de tal for -
ma que sus aspersiones sobresalen de la capa laminar y se -
proyectan en la zona turbulenta provocando el aumento de
ésta como en la fig. 4.11b se les llama una superficie -

aerodinámicamente rugosa. Por esta razón, cuando las asperezas son mucho menores que la capa laminar, no importa el material de la superficie ya que la pérdida de carga será la misma, tales materiales son por ejemplo el vidrio, latón, lo que se concluye que después de un límite de lisura no importa cuánto más lisa puede ser ya que la pérdida será la misma.

En 1,933 J. Nikuradse, /6/ divulgó en Alemania - sus experiencias marcando un paso decisivo en la moderna mecánica de los fluidos; produjo rugosidades artificiales conocidas y con ello obtuvo que el coeficiente de fricción es función directa del número de Reynolds y la rugosidad relativa.

$$f = \phi \left(Re, \frac{\epsilon}{D} \right)$$

Investigaciones más recientes hechas por el Instituto Tecnológico de Illinois con tubos de rugosidad artificial (roscas) demostraron que f también es función de la disposición de las asperezas, de su espaciamento y de sus formas.

En el flujo laminar el coeficiente de fricción "f" en tuberías se puede hallar analíticamente así, la ecuación de Hagen - Poiseuille (1,840)/6).

$$h_f = \frac{128 \nu L Q}{\pi D^4 g}$$

donde:

D = Viscosidad cinemática

la cual puede transformarse con $Q = SV = \frac{\pi D^2 V}{4}$

en:

$$h_f = \frac{64 \nu L V^2}{D V D 2g}$$

y comparándola con la fórmula de Darcy-Weisbach:

$$f = \frac{64 \nu}{D V}$$

pero como:

$$Re \approx \frac{D V}{\nu} \rightarrow f = \frac{64}{Re}$$

nótese que en esta fórmula no involucra factores empíricos o coeficientes experimentales de cualquier naturaleza, so lo incluye datos relativos a propiedades del fluido (viscosidad cinemática, peso específico); osea que no depende de la naturaleza de las paredes del tubo. Pero el régimen laminar raramente ocurre en la práctica, solo cuando se trata de algunos fluidos muy viscosos ó para el caso de tu bos capilares ó el flujo de la sangre en el organismo.

Entre tanto, sobre el régimen turbulente, en 1930, Theodore Von Karmán/6/ establece una fórmula teórica relacionada a los valores del factor de fricción "f" y del número de Reynolds "Re" para los tubos lisos:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log (\text{Re} \sqrt{f}) - 0.8 \quad (4.22)$$

esta ecuación es válida para los tubos lisos y para cualquier valor de Re comprendido entre el valor crítico y ∞ ($f = 0$); es teóricamente correcta y sus resultados han sido comprobados experimentalmente.

Para los tubos rugosos trabajándose en la zona de turbulencia completa, J. Nicuradse encontró la siguiente fórmula:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.74 + 2 \log \frac{D}{2\epsilon} \quad (4.23)$$

los valores de f obtenidos para tubos rugosos son mayores que los que se obtendrían con la fórmula 4.22 de Von Karman. Nótese que en esta ecuación no intervienen el valor de Re y que el valor de f depende únicamente de la rugosidad ϵ . En cambio combinando ambas fórmulas y para abarcar ambos rangos, es decir desde tubos lisos a los de alta turbulencia, en 1938, C.F. Colebrook y White/6/ propuso la siguiente expresión:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left| \frac{\epsilon}{3.7 D} + \frac{2.51}{\text{Re}\sqrt{f}} \right| \quad (4.24)$$

donde:

f = Coeficiente de fricción

ϵ = Rugosidad absoluta (m)

D = Diámetro interior de la tubería (m)

Re = Número de Reynolds

la ecuación de Colebrook - White difícilmente puede considerarse como completamente empírica, tampoco podría clasificarla como totalmente teórica; su precisión práctica se ve justificada totalmente en trabajos realizados. Pero - esta fórmula es relativamente compleja en su utilización ya que solo se puede resolver por aproximaciones ó tanteos; por lo que Moody (así como Stanton, Rouse, y otros) construyó más tarde una gráfica de coordenadas rectangulares basadas en los experimentos de Prandtl - Von Karman, la fórmula Colebrook-White, y experimentos realizados sobre el tubo comercial; en este diagrama de Moody se ingresa - con valores de números de Reynolds (Re) y rugosidad relativa (ϵ/d) y así hallamos el valor de f , más adelante veremos este diagrama.

b) Cálculo del Coeficiente de Fricción

Se calculará el coeficiente de fricción f primero por método analítico, es decir con las fórmulas - de Colebrook-White para luego comprobar este resultado - con el diagrama de Moody a manera de comparación y que se puede usar cualquiera de los dos indistintamente.

- La ecuación de Colebrook-White es:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left| \frac{\epsilon}{3.7 D} + \frac{2.51}{\pi Re \sqrt{f}} \right|$$

para resolver iterativamente esta ecuación para hallar el valor de f , primero debemos definir el valor de ϵ y de Re y luego dando valores del diámetro D veremos cómo varía el coeficiente de fricción f .

El valor de la rugosidad absoluta ϵ la podemos obtener de tablas resultado de experiencias, tales como los publicados por Crane/7/, Azavedo/6/ y AWWA/9/, de las cuales sacamos un rango promedio de acuerdo al material de la tubería que utilizaremos: acero soldado al tope en el sitio y con costura longitudinal en fábrica revestida interiormente con pintura asfáltica; así tomamos los siguientes valores dentro del rango, para ver la variación de f , según como varía ϵ :

$$\epsilon_1 = 3 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$\epsilon_2 = 6 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$\epsilon_3 = 9 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Es muy importante determinar el número de Rey

TABLA 21

VARIACION DE LA ACELERACION DE LA GRAVEDAD CON LA ALTITUD Y LATITUD (PIES/S²)

TABLE 2 Variation of Acceleration of Gravity with Latitude and Altitude, Ft/S/S

Latitude	Altitude above mean sea level						
	0	2,000 ft	4,000 ft	6,000 ft	8,000 ft	10,000 ft	12,000 ft
0°	32.0878	32.0816	32.0754	32.0693	32.0631	32.0569	32.0508
10	32.0929	32.0867	32.0805	32.0744	32.0682	32.0620	32.0558
20	32.1076	32.1014	32.0952	32.0890	32.0829	32.0767	32.0705
30	32.1301	32.1239	32.1177	32.1115	32.1054	32.0992	32.0930
40	32.1577	32.1515	32.1454	32.1392	32.1330	32.1269	32.1207
50	32.1872	32.1810	32.1748	32.1687	32.1625	32.1563	32.1501
60	32.2149	32.2087	32.2026	32.1964	32.1902	32.1841	32.1779
70	32.2375	32.2314	32.2252	32.2190	32.2129	32.2067	32.2005

References:

1. "Smithsonian Physical Tables," 9 Rev. Ed.
2. American Society of Mechanical Engineers, PTC 2-1971
Gravity = 980.616 (1 - 0.0026373 cos 2θ + 0.0000059 cos² 2θ) (1.0/30.48)
Correction for altitude = -0.003086 ft/s²/1,000 ft

The international standard value of gravity adopted by the International Commission on Weights and Measures is 980.665 cm/s² (32.17405 ft/s²) corresponding to sea level and approximately latitude 45°.

Sample Computation:

Given:

- Altitude = 12,000 ft
- Latitude = 70°
- Water temperature = 40°F

Altitude in meters:

Altitude = 0.30480 × 12,000 = 3657.60 m

Altitude correction for gravity:

Correction = 0.003086 × 3,657.60 = 1.128735 cm/s²

Gravity corrected for latitude and altitude:

Gravity = 980.616 (1 - 0.0026373 cos 140° - 0.0000059 cos² 140°) - 1.128735 = 981.471784 cm/s²

Density in g/cm³ corrected for gravity:

Density = (0.9999983 × 981.471784/980.6650 × 1.000028) = 1.0007930 g/cm³

Correcting for buoyancy of air:

Density = 1.0007930 - 0.0008491 = 0.9999438 g/cm³

Density in lb/ft³:

Density = 0.9999438 × 62.4279606 = 62.4244543 lb/ft³

Rounding to four decimals:

Density = 62.4245 lb/ft³

nolds Re para hallar los valores de f así como para verificar el régimen del flujo (laminar, turbulento). La ecuación del número de Reynolds es:

$$Re = \frac{V D}{\nu}$$

donde:

Re = Número de Reynolds (adimensional)

V = Velocidad promedio (m/s) del fluido

D = Diámetro interno de la tubería (m)

ν = Viscosidad cinemática del fluido (m^2/s)

como la velocidad se puede expresar en función del diámetro:

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

tenemos:

$$Re = \frac{4Q}{\pi D^2} \cdot \frac{1}{\nu} \cdot \frac{D}{1} = \frac{4Q}{\pi \nu D}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D} \quad (4.25)$$

donde:

$$Q = \text{Caudal del fluido} = 0.3 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = \text{Viscosidad cinemática} = 1.567 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} / 6/.$$

la viscosidad cinemática del agua la hallamos considerando que se trabajará a una temperatura promedio de 4.4°C (40°F) a 4.100 m.s.n.m y a 15°latitud Sur (aproximadamente). Con la tabla 4.22 hallamos que la viscosidad cinemática v es = $1.567 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ que varía de acuerdo a la temperatura; considerando un rango de temperaturas comunes en la zona tenemos:

$$v \text{ a } 0^\circ\text{C} = 1.792 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$v \text{ a } 4^\circ\text{C} = 1.567 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$v \text{ a } 10^\circ\text{C} = 1.308 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

de donde el número de Reynolds reemplazando lores en la fórmula 4.25 sería:

$$R \text{ e } 0^\circ\text{C} = 2.129 \times 10^{-5}/D$$

$$R \text{ e } 4^\circ\text{C} = 2.438 \times 10^{-5}/D$$

$$R \text{ e } 10^\circ\text{C} = 2.920 \times 10^{-5}/D$$

teniendo el número de Reynolds en función del diámetro interno de la tubería, podemos ya reemplazar estos valores al igual que los de la rugocidad absoluta en la fórmula 4.24. dando valores de D hallamos el valor del factor -

de fricción f .

TABLA 4.22

VISCOCIDAD CINEMATICA DE AGUA*

* Viscosidade cinemática da água*

Tempe- ratura, °C	Viscosidade, cinemática ν , m ² /s	Tempe- ratura, °C	Viscosidade, cinemática ν , m ² /s
0	0,000 001 792	20	0,000 001 007
2	0,000 001 763	22	0,000 000 960
	0,000 001 567	24	0,000 000 917
6	0,000 001 473	26	0,000 000 876
8	0,000 001 386	28	0,000 000 839
10	0,000 001 308	30	0,000 000 804
12	0,000 001 237	32	0,000 000 772
14	0,000 001 172	34	0,000 000 741
16	0,000 001 112	36	0,000 000 713
18	0,000 001 059	38	0,000 000 687

*Veja também a Tab. 1-1.

En la publicación ingeniería química de abril 1985, D.J. Zigrang y N.D. Sylvester presentaron una forma iterativa de solucionar la fórmula - de Colebrook-White: En la primera iteración se usará la fórmula siguiente:

$$f' = \frac{1}{4} \log^{-2} \left| \frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{13}{Re} \right|$$

que nos dá un error del 0.75% respecto del valor hallado con la fórmula 4.24 y se usa en ran- gos con $Re > 30,000$ y $\epsilon/D > 0.004$ que es el caso que estamos tratando. Luego con este valor hallado se usa la siguiente expresión:

$$f'' = \frac{1}{4} \log^{-2} \left| \frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f'}} \right|$$

cuyo error es del 0.2%; y así la tercera iteración sería:

$$f''' = \frac{1}{4} \log^{-2} \left| \frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f''}} \right|$$

que tendría un error del 0.02%; y así se pueden hacer más iteraciones hasta obtener el error mínimo deseado, así:

$$f^i = \frac{1}{4} \log^{-2} \left| \frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f^{i-1}}} \right|$$

mediante tablas presentaremos los cálculos de las iteraciones y en gráficos se mostrará como va variando el valor de f respecto de la variación de ϵ y de la temperatura T .

Para ver la variación de f respecto de ϵ , tomaremos como constante el valor del número de Reynolds a $4^\circ\text{C} \rightarrow \text{Re} = 2.438 \times 10^5/D$, y para ver la variación de f respecto de la variación de la temperatura, mantendremos constante el valor de $\epsilon = 6 \times 10^{-5}\text{m}$.

En los cálculos de las tablas 4.23 y 4.24 se

han hallado los valores de f con un error del orden del 10^{-7} %.

TABLA 4.23

"f" EN FUNCION DE ϵ (ITERACIONES)

ϵ (m)	D (pulg)	D (m)	f'	f''	f'''	f ^{IV}	f ^V
3×10^{-5}	14	0.3556	0.0130361	0.0137710	0.0137263	0.0137290	0.0137288
	16	0.4064	0.0130273	0.0138595	0.0138031	0.0138068	0.0138065
	18	0.4572	0.0130578	0.0139741	0.0139066	0.0139114	0.0139111
	20	0.5080	0.0131149	0.0141039	0.0140262	0.0140321	0.0140316
	22	0.5588	0.0131903	0.0142421	0.0141550	0.0141619	0.0141614
	24	0.6096	0.0132784	0.0143844	0.0142889	0.0142968	0.0142961
6×10^{-5}	14	0.3556	0.0142400	0.0147441	0.0147225	0.0147234	0.0147233
	16	0.4064	0.0141010	0.0146975	0.0146676	0.0146690	0.0146690
	18	0.4572	0.0140187	0.0147013	0.0146627	0.0146648	0.0146647
	20	0.5080	0.0139781	0.0147399	0.0146923	0.0146952	0.0146950
	22	0.5588	0.0139687	0.0148024	0.0147460	0.0147497	0.0147495
	24	0.6096	0.0139828	0.0148816	0.0148167	0.0148212	0.0148209
9×10^{-5}	14	0.3556	0.0151766	0.0155613	0.0155486	0.0155490	0.0155490
	16	0.4064	0.0149543	0.0154201	0.0154016	0.0154024	0.0154023
	18	0.4572	0.0147981	0.0153428	0.0153178	0.0153190	0.0153189
	20	0.5080	0.0146916	0.0153117	0.0152797	0.0152813	0.0152812
	22	0.5588	0.0146232	0.0153144	0.0152750	0.0152772	0.0152771
	24	0.6096	0.0145846	0.0153421	0.0152952	0.0152980	0.0152978

TABLA 4.24

"f" EN FUNCION DE TEMPERATURA (ITERACIONES)

Re	D (pulg)	(m)	f ^I	f ^{II}	f ^{III}	f ^{IV}	f ^V	
2.129 x 10 ⁵	D	(0°C)	14	0.0143620	0.0149170	0.0148911	0.0148923	0.0148922
			16	0.0142452	0.0148962	0.0148610	0.0148629	0.0148628
			18	0.0141841	0.0148996	0.0148608	0.0148629	0.0148628
			20	0.0141637	0.0149828	0.0149284	0.0149319	0.0149317
			22	0.0141731	0.0150642	0.0150005	0.0150049	0.0150046
			24	0.0142048	0.0151604	0.0150877	0.0150930	0.0150926
2.438 x 10 ⁵	D	(4°C)	14	0.0142400	0.0147441	0.0147225	0.0147234	0.0147233
			16	0.0141010	0.0146975	0.0146676	0.0146690	0.0146690
			18	0.0140187	0.0147013	0.0146627	0.0146648	0.0146647
			20	0.0139781	0.0147399	0.0146923	0.0146952	0.0146950
			22	0.0139687	0.0148024	0.0147460	0.0147497	0.0147495
			24	0.0139828	0.0148816	0.0148167	0.0148212	0.0148209
2.920 x 10 ⁵	D	(10°C)	14	0.0140923	0.0145383	0.0145213	0.0145219	0.0145219
			16	0.0139265	0.0144591	0.0144351	0.0144361	0.0144361
			18	0.0138183	0.0144330	0.0144014	0.0144030	0.0144029
			20	0.0137530	0.0144440	0.0144049	0.0144071	0.0144070
			22	0.0137201	0.0144825	0.0144349	0.0144377	0.0144376
			24	0.0137121	0.0145395	0.0144839	0.0144875	0.0144873

Diagramas de ese tipo fueron publicados por Hunter Rouse (fig. 4.15) y L.F. Moody (fig. 4.16). Otro diagrama semejante fue publicado por Stanton /6/.

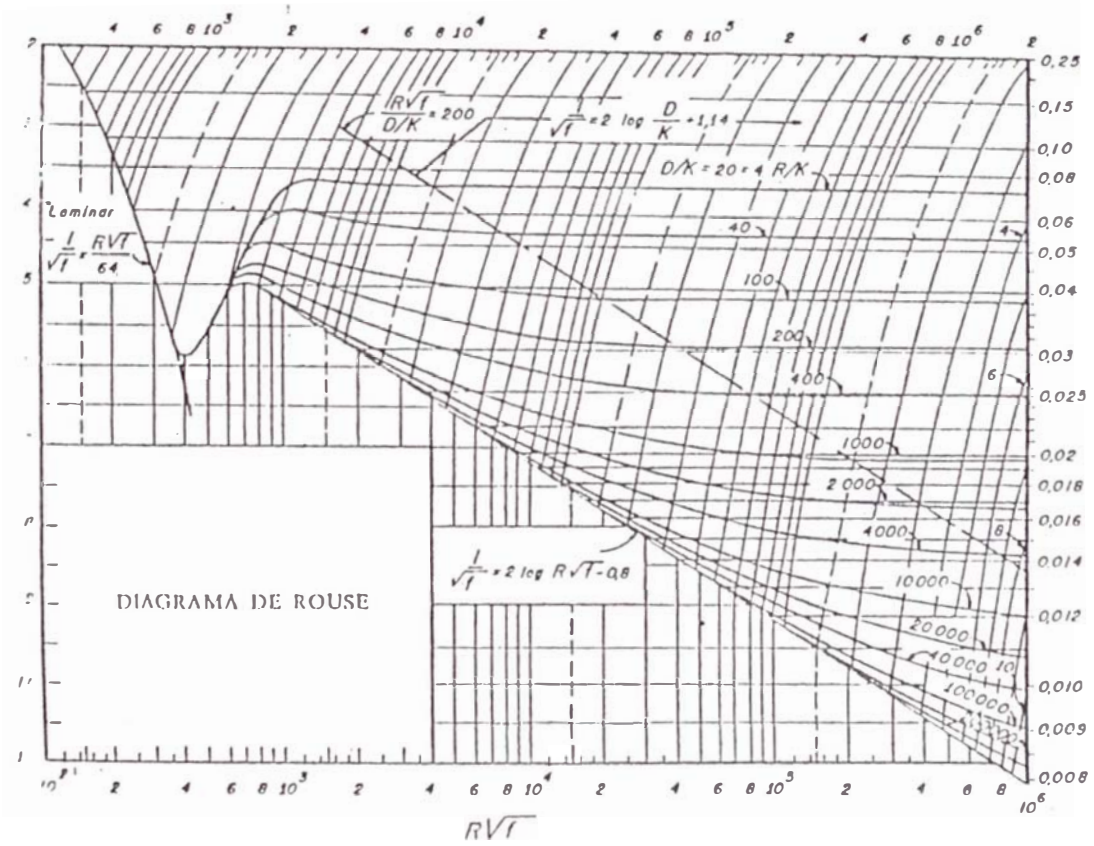


Fig. 4.15 Diagrama de Rouse

b. Con el diagrama de Moody

Las ideas más recientes en mecánica de flúidos se encuentran incorporados en el grupo de ecuaciones cuyo objeto es dar valores del coeficiente de fricción f en la fórmula de Darcy. Estas "ecuaciones $f-Re$ " fueron desarrolladas por Poiseuille, Von Karman, Nikuradse, Prandth, Colebrook, White y Moody como le mencionamos anteriormente.

La solución analítica requiere de mucho cálculo o el uso de una computadora para hallar un valor exacto del coeficiente de fricción f ; por lo que se ha buscado un modo fácil de hallar un valor aproximado de este valor, por lo que se han publicado diagramas resultado de experiencias o de análisis numérico con las cuales es posible hallar directamente el valor del coeficiente de fricción.

La ecuación de Colebrook puede ser convenientemente representada en un diagrama, tomándose valores de f , $1/\sqrt{f}$ ó Re/\sqrt{f} y para valores de D/ϵ aparacen una familia de curvas llamada diagrama de Nikuradse/6/:

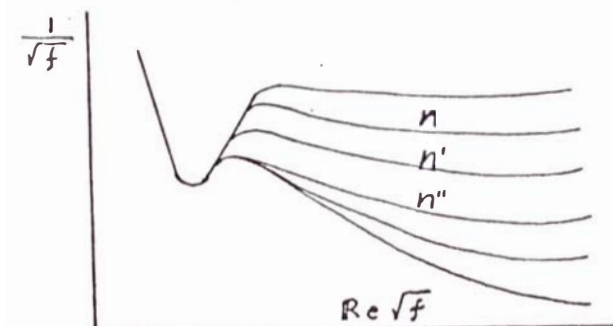


Fig. 4.14 Diagrama de Nikuradse

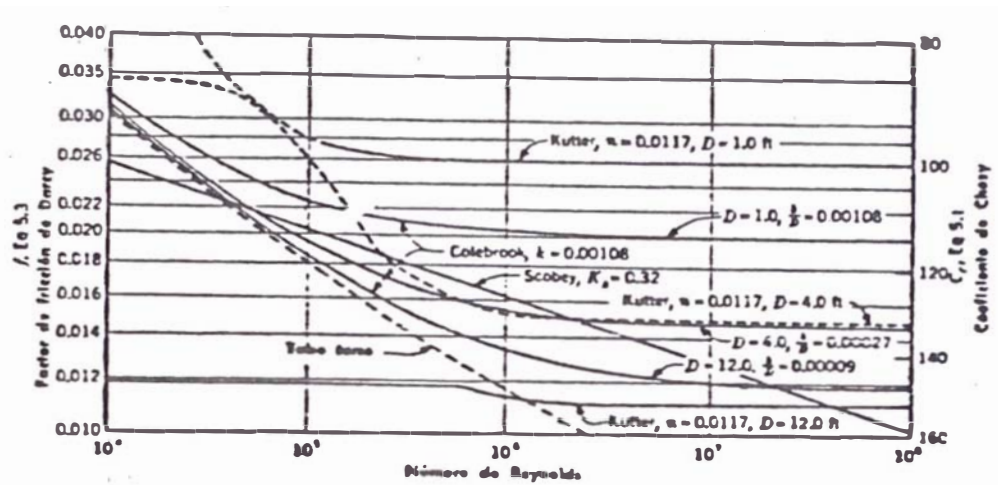
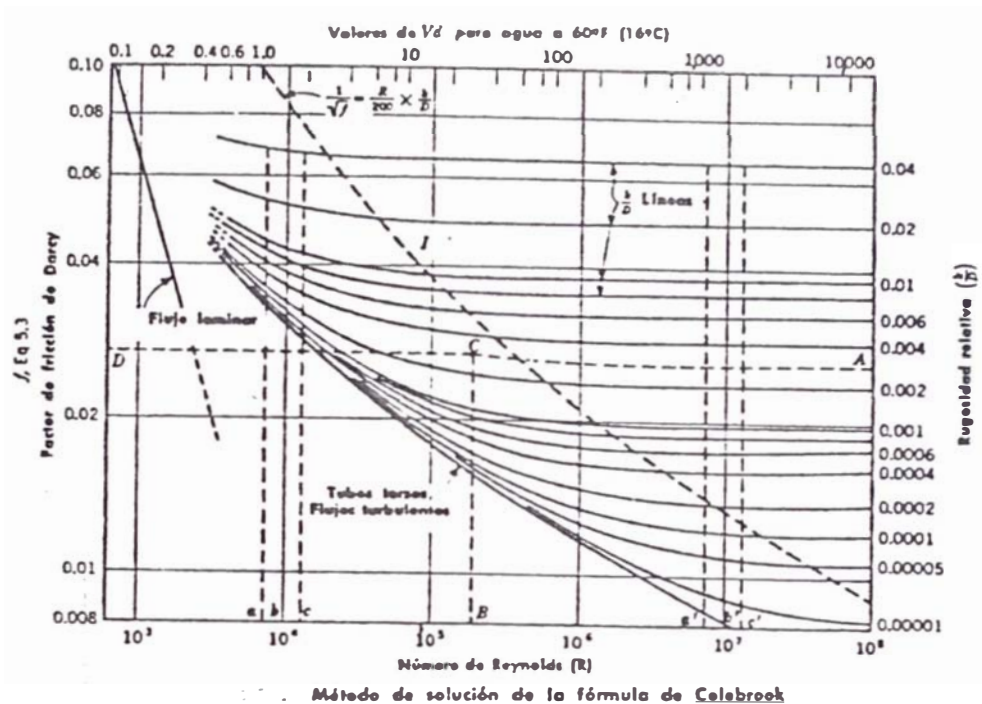


Fig. 4.19 Comparación de las fórmulas de Colebrook Scoby y Kutter

Muchos datos de flujo medidos sobre tubos de interior terso se han relacionado a la carta o diagrama de Moody; los tamaños de tubos varían de 15cm a 9 metros, los factores en rugosidad absoluta ϵ aparecen en publicaciones para varios tipos de revestimientos y recubrimientos en tubos de acero de interior continuo, esto estuvo con soldadura a tope o soldaduras lisas en el campo y también para tubo nuevo y limpio para varios materiales, con y sin revestimientos interiores.

El modo de uso del diagrama de Moody y solución se comprende más fácilmente viendo la figura 4.20 que es explicativa; no está a escala; para cálculos debe usarse la fig. 4.16.



La figura no está trazada a escala de trabajo. Para soluciones reales, úsese la Fig. 5.11. (Figura de la referencia 1)

Fig. 4.20 Método de Solución de la Fórmula de Colebrook

Un valor conocido de ϵ (K en la fig. 4.20) se divide por un valor de tanteo (o conocido) de D para obtener la rugosidad relativa ϵ/D por ejemplo en el punto A (fig. 4.20) conociendo (o suponiendo para el tanteo) valores de V y ν para el mismo valor de D, se computa un valor de Re en el punto B; luego trayendo a lo largo de la línea ϵ/d al punto C, sobre B, el valor de f en el punto D puede leerse el valor del factor de fricción. Para una temperatura media de un fluido especificado, puede usarse un valor de Vd en lugar de Re como se muestra en la parte superior de la fig. 4.20.

En la fig. 4.16 se ha hecho para condiciones normales, esto es para agua y aire atmosférico ambas a 15.6°C (60°F). Cabe aclarar que el valor de $d = 12D$ para

los diagramas de Moody presentados.

Ahora bien, chequearemos si los valores de f por el método analítico son correctos verificándolo en el diagrama de Moody. Para esto necesitamos los siguientes parámetros.

: Usaremos los mismos valores usados anteriormente hallados de tablas:

$$\epsilon_1 = 3 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$\epsilon_2 = 6 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$\epsilon_3 = 9 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Re : El número de Reynolds, también tomaremos los mismos valores que en el caso anterior, o sea las fórmulas :

$$\text{Re } (0^\circ\text{C}) = 2.129 \times 10^5 / D$$

$$\text{Re } (4^\circ\text{C}) = 2.438 \times 10^5 / D$$

$$\text{Re } (10^\circ\text{C}) = 2.920 \times 10^5 / D$$

D : El diámetro interior de la tubería tomaremos valores convencionales tales como:

$$14" \varnothing = 0.3556 \text{ m} \quad 20" \varnothing = 0.5080 \text{ m}$$

$$16" \varnothing = 0.4064 \text{ m} \quad 22" \varnothing = 0.5588 \text{ m}$$

$$18" \varnothing = 0.4572 \text{ m} \quad 24" \varnothing = 0.6096 \text{ m}$$

En un primer cuadro (tabla 4.25) mantendremos constante el número de Reynolds = $2.438 \times 10^5/D$ correspondiente a la temperatura de 4°C que es el promedio en la zona y de la fig. 4.16 hallamos el valor de f .

En un segundo cuadro (tabla 4.26) mantendremos constante el valor de $\epsilon = 6 \times 10^{-5}$ m correspondiente al promedio de los tres considerados anteriormente y de igual forma del diagrama de Moody hallamos el valor de f .

Como puede apreciarse, con el uso del diagrama de Moody los valores de f hallados analíticamente solo que como no se pueden aproximar los valores del coeficiente de fricción f más del diezmilésimo, no son exactamente iguales a los valores hallados analíticamente, pero para cálculos en general se pueden usar ya que están muy cerca a lo correcto.

c. Pérdidas por fricción

Las pérdidas por fricción tanto en la tubería, como en los accesorios los calcularemos mediante la fórmula de Darcy-Weishbach. Para calcular las pérdidas de altura en los accesorios lo haremos mediante el sistema de longitud equivalente que utilizamos también en la fórmula de Hazen-Williams; ya que también se pueden calcular mediante la fórmula siguiente:

TABLA 4.25

"f" EN FUNCION DE ϵ

ϵ (m)	D		Re	ϵ/D	f
	(pulg)	(m)			
3×10^{-5}	14	0.3556	6.856×10^5	0.000084	0.0137
	16	0.4064	5.999×10^5	0.000074	0.0137
	18	0.4572	5.332×10^5	0.000066	0.0139
	20	0.5080	4.799×10^5	0.000059	0.0140
	22	0.5588	4.363×10^5	0.000054	0.0141
	24	0.6096	3.999×10^5	0.000049	0.0142
6×10^{-5}	14	0.3556	6.856×10^5	0.000169	0.0146
	16	0.4064	5.999×10^5	0.000148	0.0145
	18	0.4572	5.332×10^5	0.000131	0.0147
	20	0.5080	4.799×10^5	0.000118	0.0145
	22	0.5588	4.363×10^5	0.000107	0.0147
	24	0.6096	3.999×10^5	0.000098	0.0148
9×10^{-5}	14	0.3556	6.856×10^5	0.000253	0.0156
	16	0.4064	5.999×10^5	0.000221	0.0154
	18	0.4572	5.332×10^5	0.000197	0.0150
	20	0.5080	4.799×10^5	0.000177	0.0150
	22	0.5588	4.363×10^5	0.000161	0.0151
	24	0.6096	3.999×10^5	0.000148	0.0152

TABLA 4.26

"f" EN FUNCION DE LA TEMPERATURA

Temp. (°C)	D		Re	ε/D	f
	(pulg)	(m)			
0°C	14	0.356	5.987 x 10	0.000169	0.0147
	16	0.4064	5.239 x 10	0.000148	0.0147
	18	0.4572	4.657 x 10	0.000131	0.0149
	20	0.5080	4.191 x 10	0.000118	0.0150
	22	0.5588	3.810 x 10	0.000107	0.0150
	24	0.6096	3.492 x 10	0.000098	0.0150
4°C	14	0.3556	6.856 x 10	0.000169	0.0145
	16	0.4064	5.999 x 10	0.000148	0.0145
	18	0.4572	5.332 x 10	0.000131	0.0146
	20	0.5080	4.799 x 10	0.000118	0.0147
	22	0.5588	4.363 x 10	0.000107	0.0147
	24	0.6096	3.999 x 10	0.000098	0.0148
10°C	14	0.3556	8.211 x 10	0.000169	0.0145
	16	0.4064	7.185 x 10	0.000148	0.0144
	18	0.4572	6.387 x 10	0.000131	0.0144
	20	0.5080	5.748 x 10	0.000118	0.0144
	22	0.5588	5.225 x 10	0.000107	0.0145
	24	0.6096	4.790 x 10	0.000098	0.0145

$$\epsilon = 6 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$h_f = K \frac{V^2}{2g}$$

donde K es un coeficiente de pérdida experimental para cada tipo de accesorio que multiplicado por la energía cinética del fluido nos dá la altura de agua que se pierde al pasar por dicho accesorio. Existen tablas de valores de K como los de la tabla 4.27/6/.

TABLA 4.27

VALORES APROXIMADOS DE K

Valores aproximados de K (perdas localizadas)

Peça		Peça	
Ampliação gradual	0,30*	Junção	0,40
Bocais	2,75	Medidor Venturi	2,50**
Comporta aberta ¹	1,00	Redução gradual	0,15*
Controlador de vazão	2,50	Registro de ângulo aberto	5,00
Cotovelo de 90°	0,90	Registro de gaveta aberto	0,20
Cotovelo de 45°	0,40	Registro de globo aberto	10,00
Crivo	0,75	Saída de canalização	1,00
Curva de 90°	0,40	Tê, passagem direta	0,60
Curva de 45°	0,20	Tê, saída de lado	1,30
Curva de 22 1/2°	0,10	Tê, saída bilateral	1,80
Entrada normal em canalização	0,50	Válvula-de-pé	1,75
Entrada de Borda	1,00	Válvula de retenção	2,50
Existência de pequena derivação	0,03	Velocidade	1,00

*Com base na velocidade maior (seção menor)

**Relativa à velocidade na canalização

Volviendo a la fórmula de Darcy-Weishbach anteriormente presentada mediante la fórmula 4.21.

$$h_f = 0.0829 \frac{fLQ^2}{D^5}$$

donde:

f = Coeficiente de fricción

Q = Caudal del fluido = $0.3\text{m}^3/\text{s}$

D = Diámetro del tubo (m)

L = Longitud de tubería más la longitud equivalente correspondiente a los accesorios

la longitud equivalente del sistema ya lo vimos anteriormente cuando usamos la fórmula de Hazen-Williams, y quedó finalmente reducido a la fórmula que sigue:

$$L = 6,668 + 2,038 D$$

donde D es el diámetro interior de la tubería; y reemplazando está en la fórmula 4.21, tenemos:

$$h_f = \frac{0.0829 f (6,668 + 2,038 D) Q^2}{D^5}$$

$$h_f = 0.007461 \frac{f}{D^5} (6,668 + 2,038 D) \quad (4.26)$$

existirán diferentes valores de la fórmula 4.26 para de terminado diámetro ya que el valor del factor de fricción f hemos visto que varía conforme varía la temperatura y la rugosidad absoluta (ϵ).

d. Ecuación de la Energía y/o Teorema de Bernoulli

Bajo las mismas condiciones que usamos con la

fórmula de Hazen Williams, tendríamos que:

$$\frac{P1}{\gamma} + \frac{V1^2}{2g} + Hb + z1 = \frac{P2}{\gamma} + \frac{V2^2}{2g} + z2 + hf$$

considerando:

$$\frac{P2}{\gamma} - \frac{P1}{\gamma} \approx 0$$

$$\frac{V2^2}{2g} - \frac{V1^2}{2g} \approx 0$$

Tendríamos:

$$HB = z2 - z1 + hf$$

donde:

HB es la altura que debe dar la bomba para satisfacer al sistema

como:

$$z2 - z1 = 208 \text{ m}$$

tenemos que:

$$HB = 208 + hf$$

$$HB = 208 + 0.007461 \frac{f}{D^5} (6,668 + 2,038D) \quad (4.27)$$

e. Potencia requerida por el sistema de bombeo

El sistema de bombeo motor-bomba deben dar la altura H_b para satisfacer las necesidades del sistema, expresión que nos dá la potencia requerida es la siguiente:

$$P = \frac{\gamma Q H_B}{102 \eta}$$

donde:

γ = peso específico del agua (Kg/m^3)

Q = el caudal del fluído (m^3/s)

H_B = Altura que debe dar la bomba (m)

η = Eficiencia de bombeo motor-bomba

En el caos anterior consideramos el peso específico del agua igual a $1,000 \text{ Kg}/\text{m}^3$ que es el que normalmente se usa. Esta vez tomaremos un valor más aproximado de este valor ya que con la altitud y latitud varía, para luego comparar cuánto varía respecto de considerar el peso específico como si fuera en condiciones normales (al nivel del mar y 45° latitud); así de la tabla 4, 28/12/ tomamos un promedio para $4,000 \text{ m.s.n.m.}$ y 15° de latitud Sur - tenemos que:

$$\gamma = 997 \text{ Kg}/\text{m}^3$$

TABLA 4.28

PESO ESPECIFICO DEL AGUA EN AIRE (lb/m³)

Latitude	Temperature, °F							
	32	40	50	60	70	80	90	100
At 10,000 ft								
0°	62.1343	62.1424	62.1256	62.0828	62.0180	61.9333	61.8305	61.7119
10	62.1442	62.1523	62.1355	62.0927	62.0279	61.9431	61.8404	61.7217
20	62.1726	62.1807	62.1639	62.1212	62.0563	61.9715	61.8687	61.7500
30	62.2163	62.2244	62.2076	62.1648	62.0999	62.0150	61.9122	61.7934
40	62.2699	62.2781	62.2612	62.2184	62.1534	62.0685	61.9656	61.8466
50	62.3271	62.3352	62.3184	62.2755	62.2105	62.1255	62.0224	61.9034
60	62.3809	62.3890	62.3722	62.3293	62.2642	62.1791	62.0760	61.9568
70	62.4248	62.4330	62.4161	62.3732	62.3080	62.2229	62.1197	62.0005
At 12,000 ft								
0°	62.1258	62.1339	62.1171	62.0743	62.0095	61.9248	61.8221	61.7035
10	62.1357	62.1438	62.1270	62.0842	62.0194	61.9347	61.8319	61.7133
20	62.1641	62.1722	62.1554	62.1127	62.0478	61.9630	61.8603	61.7416
30	62.2078	62.2159	62.1991	62.1563	62.0914	62.0066	61.9037	61.7849
40	62.2614	62.2695	62.2527	62.2099	62.1450	62.0600	61.9571	61.8382
50	62.3186	62.3267	62.3099	62.2670	62.2020	62.1170	62.0140	61.8950
60	62.3724	62.3805	62.3637	62.3208	62.2557	62.1706	62.0675	61.9484
70	62.4163	62.4245	62.4076	62.3647	62.2996	62.2144	62.1112	61.9920

This table was compiled using the following:

References:

1. "Smithsonian Physical Tables," 9 Rev. Ed.
2. National Advisory Committee for Aeronautics, TN 3182
3. American Society of Mechanical Engineers, PTC 2-1971
4. "Smithsonian Meteorological Tables," 6 Rev. Ed.

Conversion factors (from page 60 of Ref. 1 and page 8 of Ref. 3):

- 1 lb = 453.59237 g
- 1 ml = 1.000028 cm
- 1 in = 2.54 cm
- 1 ft = 0.3048 m

Density of water from page 296 of Ref. 1:

Gravity formula from page 488 of Ref. 4:

$$G_p = 980.616 (1 - 0.0026373 \cos 2\beta + 0.0000059 \cos^2 2\beta)$$

Altitude correction = 0.0003086 X altitude in meters

Standard gravity = 980.665 cm/s/s

Density of air from Ref. 2:

$$\text{Density} = 0.001225 (1 - 0.0065H/288.16)^{4.2561}$$

Where H is in meters

Esto significa que la potencia variará en un 0.3% por efecto del cambio del peso específico del agua a esas condiciones; luego; también el valor de la eficiencia varía tanto la de la bomba como la del motor como se mencionó anteriormente cuando calculamos la potencia con la fórmula de Hazen-Williams. En este caso no calcularemos con diferentes valores de la eficiencia, ya que ya se analizó las variaciones de la potencia respecto de la eficiencia. Esta vez la mantendremos constante y con el valor de:

$$\eta = \eta_{\text{bomba}} \times \eta_{\text{motor}}$$

$$\eta = 0.74$$

El caudal es conocido : $Q = 0.3\text{m}^3/\text{s}$ solo nos quedaría reemplazar estos valores, así como la fórmula 4.27 en la 4.21.

$$P = \frac{997 \times 0.3}{102 \times 0.74} \times \left| 208 + 0.00746 \frac{f}{D^5} (6,668 + 2,038 D) \right|$$

$$P = 824.229 + 29.56 \times 10^{-3} \frac{f}{D^5} (6,668 + 2,038 D) \quad (4.28)$$

En esta fórmula solo tenemos como incógnita dos valores, f y D para tener valores de la potencia requerida para el bombeo.

f. Costo de Operación del Sistema de Bombeo

Para hallar el costo de la operación de bombeo

o sea el costo de la energía más el de operación propia -
mente dicho, tenemos la siguiente fórmula que es la misma
que la que se uso para la fórmula de Hagen-Williams:

$$\text{Costo Bombeo} = (\text{Potencia}) \times (\text{Horas Servicio}) \times (\text{Costo Energía})$$

Al igual que en caso anterior, usaremos los -
mismos costos y consideraciones para el cálculo. Así te
nemos lo siguiente:

- Costo de bombeo: Costo de bombeo en un determin
nado lapso de tiempo. Calcu-
laremos para un año (US \$/año)
- Potencia : Potencia consumida fórmula -
4.28 (Kw)
- Costo Energía : El valor de la energía en el
lugar donde se está instalan-
do la Planta (US \$/KWH).
- Horas servicios: La cantidad de horas que tra-
bajará en el lapso de tiempo
prefijado para el cálculo. En ^{este}
este caso supondremos que tra ^{abajará}
bajará todo el año sin parar
(h/año)

Para hallar el costo de mantenimiento y opera-

ción propiamente dicho, consideraremos en 20% del costo de bombeo que es usual.

Ahora bien, como tendremos varios valores de potencia, también tendríamos varios valores de costo de operación, por lo que en cuadros reflejamos estos diferentes valores.

a. Costo de Instalación

Este costo que abarca al igual que en el caso anterior el costo de todo lo instalado más el costo del proceso de instalación propiamente dicho. Este costo inicial no se considera en su totalidad, sino solo una parte o un porcentaje que consideraría la amortización de lo que se utilizó del costo inicial en el lapso de tiempo que se ha considerado para el costo de operación. Pero para resultados cualitativos más que cuantitativos, se usa el costo total.

Para este análisis usaremos los mismos valores del costo de instalación anteriores, esto es que consideraremos una tubería constante de 3/8" de espesor (Schedule 20).

Así sumando estos valores al del costo de operación encontraremos valores del diámetro económico que buscamos para escoger uno finalmente como se puede apreciar en las fig. 4.21 y 4.22.

TABLA 4.28a

COSTO DE OPERACION Y TOTAL DEL SISTEMA PARA $\epsilon = 3 \times 10^{-5}$

D (pulg)	(m)	hf (m)	Potencia (KW)	Costo Bombeo (US \$)	Costo Mant. y Operación (US \$) B=20% A	Costo Operación (US \$) A + B	Costo de Operación + el costo de Inst.
0.0137288	14	0.3556	133.18	1'302,745	260,549	1'563,294	2'672
0.0138065	16	0.4064	69.65	1'060,200	212,040	1'272,240	2'492.7
0.0139111	18	0.4572	39.48	944.995	188,999	1'133,994	2'471.4
0.0140316	20	0.5080	23.84	885,249	177,050	1'062,298	2'521.5
0.0141614	22	0.5588	15.14	852.034	170,407	1'022,440	2'608.6
0.0142961	24	0.6096	10.02	832,498	166,500	998,997	2'712.0

- $\epsilon = 3 \times 10^{-5}$

- $\eta = 0.74$

- Costo de energía = $963.6 \text{ US } \frac{\text{Kw}}{\text{año}}$

- $P = 3.9626394 \left| 208 + 0.007461 \frac{f}{D^5} (6,668 + 2,038 D) \right|$

TABLA 4.28b

COSTO DE OPERACION Y TOTAL DEL SISTEMA PARA $\epsilon = 6 \times 10^{-5}$

D (pulg) (m)	f	hf (m)	Potencia (KW)	Costo Bom- beo (US \$) A	Costo Mant. y operación (US \$) B=20% A	Costo Opera- ción (US \$) A + B	Costo de ope- ración + el costo de Ins.
14	0.3556	0.0147233	142.82	1'339,571	267,914	1'607,485	2'716,1
16	0.4064	0.0146690	74.01	1'076,827	215,365	1'292,192	2'512,7
18	0.4572	0.0146647	41.62	953,149	190,630	1'143,779	2'481,2
20	0.5080	0.0146950	24.96	889,534	177,907	1'067,441	2'256,7
22	0.5588	0.0147495	15.77	854,443	170,889	1'025,332	2'611,5
24	0.6096	0.0148209	10.39	833,900	166,780	1'000,680	2'713,8

- $\epsilon = 6 \times 10^{-5}$

- $\eta = 0.74$

- Costo de energía = 963.6 US $\frac{\text{kw}}{\text{año}}$

TABLA 4.28c

COSTO DE OPERACION Y TOTAL DEL SISTEMA PARA $\epsilon = 9 \times 10^{-5}$

D (pulg)	(m)	f	hf (m)	Potencia (KW)	Costo Bom- beo (US\$) A	Costo Mant. y Operación (US\$) B=20%A	Costo Opera- ción (US \$) A + B	Costo de Oper- ración + el costo de Ins.
14	0.3556	0.0155490	150.83	1,421.91	1'370,156	274,031	1'644,187	2'752,7
16	0.4064	0.0154023	77.71	1,132.16	1'090,955	218,191	1'309,146	2'529,6
18	0.4572	0.0153189	43.48	996.52	960,251	192,050	1'152,301	2'489,7
20	0.5080	0.0152812	25.96	927.10	893,353	178,671	1'072,023	2'531,3
22	0.5588	0.0152771	16.33	888.94	856,582	171,316	1'027,898	2'614,1
24	0.6096	0.0152978	10.73	866.75	835,198	167,040	1'002,238	2'715,3

TABLA 4.28d

COSTO DE OPERACION

D (pulg)	(m)	f	hf (m)	Potencia (KW)	Costo Bombeo (US \$)	Costo Mant. y Operación (US\$) B=20% A	Costo Opera ción (US \$) A + B	Costo de ope ración + el costo de Ins.
14	0.3556	0.0148922	144.46	1,396.67	1'345,833	269,167	1'615,000	2'723
16	0.4064	0.0148628	74.78	1,120.56	1'079,767	215,953	1'295,720	2'515
18	0.4572	0.0148628	42.19	991.41	955,325	191,065	1'146,390	2'483
20	0.5080	0.0149317	25.37	924.76	891,180	178,220	1'069,320	2'528
22	0.5588	0.0150046	16.04	887.79	885,474	171,095	1'026,569	2'612
24	0.6096	0.0150926	10.58	866.15	834,626	166,925	1'001,551	2'714

T = 0°C

$\eta = 0.74$

TABLA 4.28e

COSTO DE OPERACION

D (pulg)	(m)	f	hf (m)	Potencia (KW)	Costo Bombeo (US \$) A	Costo Mant. y operaci3n (US\$)B=20% A	Costo Opera ci3n (US \$) A + B	Costo de ope raci3n + el costo de Ins.
14	0.3556	0.0147233	142.82	1,390.17	1'339,571	267,914	1'607,485	2'715
16	0.4063	0.0146690	74.01	1,117.50	1'076,827	215,365	1'292,192	2'512
18	0.4572	0.0146647	41.62	989.15	953,149	190,630	1'143,779	2'480
20	0.5080	0.0146950	24.96	923.14	889,534	177,907	1'067,441	2'526
22	0.5588	0.0147495	15.77	886.72	854,443	170,889	1'025,332	2'611
24	0.6096	0.0148209	10.39	865.40	833,900	166,780	1'000,680	2'713

T = 4°C

$\eta = 0.74$

TABLA 4.28f

COSTO DE OPERACION

D (pulg)	(m)	f	hf (m)	Potencia (KW)	Costo Bombeo (US \$) A	Costo Mant. y Operacion (US\$)B=20%A	Costo Opera- ción (US \$) A + B	Costo deope- ración + el costo de Ins.
14	0.3556	0.0145219	140.87	1,382.45	1'332,125	266,425	1'598,550	2'706
16	0.4064	0.0144361	72.83	1,112.83	1'072,321	214,464	1'286,785	2'506
18	0.4572	0.0144029	40.88	986.25	950,323	190,065	1'140,388	2'477
20	0.5080	0.0144070	24.48	921.23	887,701	177,840	1'065,241	2'524
22	0.5588	0.0144376	15.43	885.37	883,145	170,629	1'023,774	2'609
24	0.6096	0.0144873	10.16	864.49	833,022	166,604	999,626	2'712

T = 10°C

$\eta = 0.74$

Posteriormente al hacer el cálculo del espesor de la tubería, veremos cómo influye la variación de la presión en el espesor de la tubería y así del costo - instalación; con lo que obtendríamos algunos otros valores de diámetro económico; con lo cual habremos seleccionado un diámetro que vendría a ser el más adecuado después de haber hecho una serie de análisis con la ayuda de diferentes fórmulas.

Analizando este sub-capítulo, sobre el diámetro de la tubería, podemos concluir después de hacer - muchos cálculos y tanteos por diferentes caminos, que el diámetro comercial que más se ajusta al diámetro económico es el de la tubería de 20" \emptyset cuyo diámetro interior - es de 0.4889 m (19.25" \emptyset).

La mayor parte de los cálculos van entre 18 y 20" \emptyset influyendo más el tiempo de uso para elevar el valor del diámetro económico de 18 a 20" \emptyset nominales. Incluso disminuirá un poco el diámetro interior de 0.4889m \emptyset por la pintura protectora que se le aplicará contra la corrosión.

La variación de los otros parámetros como son la temperatura, eficiencia, rugosidad promedio aproximada, etc. no varían considerablemente el valor del diámetro económico que generalmente está cercano a las 18" \emptyset interiormente.

Por otro lado, también se puede ver que las fórmulas sencillas, rápidas presentadas nos dan con gran rapidéz y aproximación el valor correcto del diámetro económico, las cuales se pueden usar en cálculos preliminares para tener idea de magnitudes en los estudios de casos parecidos a los que presentamos en esta tesis.

4.2 DETERMINACION DEL ESPESOR DE LOS TUBOS

4.2.1 Generalidades

El espesor de la pared de un tubo de acero puede estar afectado por numerosos factores que iremos mencionando a continuación y luego los aplicaremos. Entre estos tenemos a:

a) Presión Interna

- Presión estática.

La da el fluido mismo al interior de la tubería; viene a ser en nuestro caso la presión que da el sistema de bombeo al fluido, menos las pérdidas por fricción ocurridas hasta llegar al punto a ser analizado. Para el cálculo del espesor se tornará el punto más crítico, que es a la salida de la casa de bombas.

- Presión de Golpe de Ariete

Son presiones instantáneas que se producen dentro del fluido mismo ocurridas al inicio de poner en movimiento el fluido estático y al detener bruscamente el flujo por cualquier motivo. Para efectos del cálculo del espesor del tubo daremos al golpe de ariete un valor adecuado según recomendaciones y experiencias de

muchos estudiosos, ya que en el próximo sub-capítulo (4.3) analizaremos al detalle la magnitud del golpe de ariete, y si el espesor seleccionado va a soportar dicho golpe de ariete - que se va a producir.

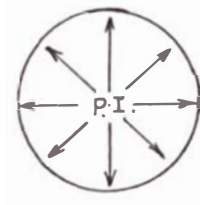


Fig. 4.23 Presión Interna

b) Presión Externa

- Presión de Carga de Trinchera (de zanja)

Es la más común en la práctica de conducción de agua, en donde el tubo se coloca en una trinchera excavada y se rellena (se analizará en otro sub-capítulo, a manera de comprobación : sub-cap. 4.4).

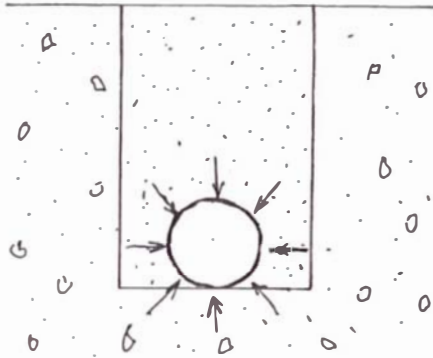


Fig. 4.24 Presión de Carga de Trinchera

- Presión de relleno de tierra

Se presenta cuando el tubo se coloca en una superficie preparada para llana y se coloca tierra en forma de montículo alrededor sobre el tubo. Se hacen estas diferencias ya que las cargas pueden ser diferentes y las reacciones de las tuberías flexibles difieren de la rígidas a estas cargas.

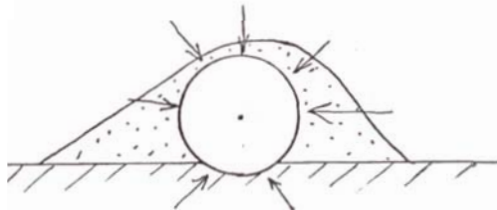


Fig. 4.25 Presión de Relleno

- Presión de Colapso uniforme, atmosférica o hidráulica

Es la que se produce cuando por algún motivo - la presión dentro de la tubería es menor que - la exterior ya sea por el aumento de la externa o la disminución de la interna y hay una presión negativa hacia el interior de la tubería que en casos extremos la colapsa.

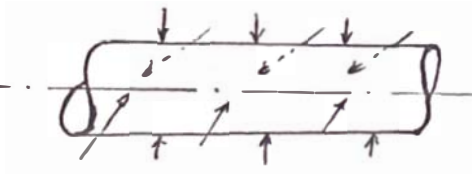


Fig. 4.26 Presión de Colapso

c) Carga Física Especial

- Tubo sobre soporte de silleta

Son cargas puntuales; apoyos de la tubería; generalmente de concreto y prácticamente solo un porcentaje de la circunferencia de la tubería va apoyada y el resto sólo amarrada.

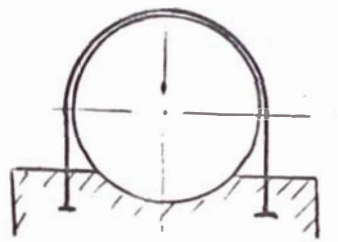


Fig. 4.27 Carga de Soporte de Silleta

- Tubo sobre soportes anulares

La carga también es puntual pero con la diferencia que el soporte cubre toda la circunferencia de la tubería.

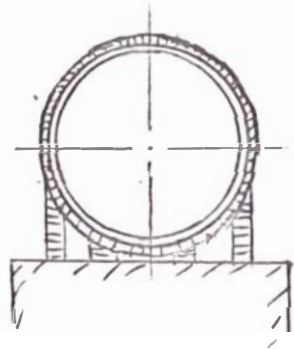


Fig. 4.28 Carga de Soporte Anular

d) Requisitos prácticos

Dentro de los requisitos prácticos que pueden

considerarse para determinar el espesor de la tubería, tenemos:

- La experiencia y preferencias del diseñador y la utilidad o uso que se le daría a la tubería.
- La práctica de la organización o política empresarial en base a esta experiencia.
- Un conjunto especial de circunstancias que afectan a una instalación particular, por ejemplo, índice elevado de peligro de operación o explosión de elementos destructivos.
- Necesidad de disminuir el costo.
- Tipo de revestimiento protector usado.
- Espesor mínimo práctico para el manipuleo y su instalación si los otros factores son menores.

4.2.2 Práctica Adecuada

La presión interna, la presión externa, cargas típicas especiales y requisitos prácticos, son los elementos que rigen al espesor de la pared de los tubos. La buena práctica en lo que respecta a la presión interna para tubos mayores a 45 cm. de diámetro, /9/ es el de utilizar un esfuerzo de tensión de trabajo de 50% del esfuerzo del punto de cedencia y considerar a la presión estática más el golpe de ariete. Pero para una línea en la cual solo raramente o casi nunca, ocurre un impulso máximo (como por ejemplo una línea de bombeo que es el de nuestro caso, en donde ocurren fallas de energía solamente una o dos ve

ces al año) el esfuerzo de golpe de ariete máximo permisible junto con el esfuerzo de presión estática se puede tomar con seguridad el 75% del esfuerzo en el punto de servicio. En el caso de presión interna en tuberías de 45cm de diámetro o menos, el esfuerzo de aro permisible está - indicado como el 50% de la resistencia del punto de cedencia para operación ordinaria y no más del 75% aproximadamente para cara extraordinaria intermitente o para carga que no presente grandes probabilidades de ocurrir. Es preferible protegerse contra riesgos de corrosión agregando acero arbitrariamente. El espesor mínimo práctico para el manejo y su instalación si los otros factores son menores, y considerando que el tubo no está atiesado, colocado asobrecabeza y no sujeto a vacío interior, se sigue la regla de que el espesor mínimo en pulgadas es de /9/:

$$e = 0.0025 (d + 20) \quad (4.29)$$

Siendo:

d = diámetro nominal (pulgadas)

e = espesor (pulgadas)

4.2.3 Presión Interna

Cuando se diseña para presión interna, el Ingeniero determina según su fórmula, el espesor mínimo de un anillo de longitud unitaria de manera que el esfuerzo en tensión de éste no exceda a un cierto nivel. Este esfuerzo se co

noce con frecuencia como esfuerzo de "aro".

En las líneas de bombeo la presión se mide de acuerdo con la distancia entre el eje de la tubería y el gradiente hidráulico creado por la operación de bombeo, o sea, es la presión a la salida de las bombas menos, las pérdidas que entran en este cálculo. Se tiene que tomar en cuenta también, el golpe de ariete para este análisis. Una vez que se tiene la presión interna, el espesor de la tubería se calcula con la siguiente fórmula:

$$e = \frac{Pd}{2S} \quad (4.30)$$

donde:

e = espesor de la pared (pulgadas)

p = presión interna (PSI)

d = diámetro exterior del tubo (pulgadas)

S = esfuerzo permisible (PSI)

El valor del diámetro "d" que se usa en la ecuación 4.30 debe ser el diámetro exterior de un tubo disponible comercialmente, o standard, seleccionado después de hacer los cálculos hidráulicos.

La AWWA ha publicado una tabla con la cual se puede seleccionar directamente el espesor de la tubería para diferentes aceros, que es resultado de cálculos de la fórmula 4.30. Esta tabla es la 4.29.

TABLA 4.29

PRESIONES DE TRABAJO PARA ESFUERZOS UNITARIOS PERMISIBLES

*Presiones de trabajo para esfuerzos unitarios permisibles**

Tamaño nominal pulg.	Espesor de pared pulg.	Esfuerzo - lb/pulg ²					Presión de co-lapso lb/pulg ²	Tamaño nominal pulg.	Espesor de pared pulg.	Esfuerzo - lb/pulg ²					Presión de co-lapso lb/pulg ²
		12,500	13,500	15,000	16,500	21,000				12,500	13,500	15,000	16,500	21,000	
		Presión de trabajo - lb/pulg ²								Presión de trabajo - lb/pulg ²					
4	0.105	656	709	788			880	22	0.179	203	220				27
4	0.135	814	911	1,013			1,530	22	0.188	214	230				31
4	0.105	583	630	700			636	22	0.239	272	293				61
4	0.135	750	810	900			1,214	22	0.250	284	307				71
6	0.135	563	608	675			572	22	0.313	356	384				114
6	0.188	783	844	938			1,329	22	0.375	426	460				249
6	0.219	913	985	1,094			1,778	24	0.179	186	201				21
6	0.105	396	428	476			200	24	0.188	196	211				24
6	0.145	509	550	612			425	24	0.239	249	269				50
6	0.188	709	764	849			1,073	24	0.250	260	281				57
6	0.219	826	892	991			1,479	24	0.313	326	352				111
8	0.105	328	354	394			114	24	0.375	391	422				191
8	0.135	422	456	506			241	24	0.438	456	492				304
8	0.179	559	604	671			562	24	0.500	521	563				454
8	0.188	588	633	703			651	26	0.179	172	186				16
8	0.219	684	730	821			986	26	0.188	181	195				19
8	0.105	304	329	365			91	26	0.239	230	24				39
8	0.135	391	423	470			192	26	0.250	240	260				45
8	0.179	519	560	623			419	26	0.313	301	325				87
8	0.188	545	587	652			516	26	0.375	360	389				151
8	0.219	634	686	762			814	26	0.438	421	454				239
10	0.135	338	365	405			124	26	0.500	481	519				357
10	0.179	448	483	537			288	28	0.179	160	173				13
10	0.188	470	506	563			331	28	0.188	168	181				15
10	0.239	598	645	717			685	28	0.239	213	231				31
10	0.250	625	675	750			781	28	0.250	223	241				36
10	0.135	314	339	377			99	28	0.313	277	301				70
10	0.179	416	450	500			232	28	0.375	335	362				121
10	0.188	437	471	523			266	28	0.438	391	422				191
10	0.239	556	600	667			552	28	0.500	446	472				386
10	0.250	581	628	698			630	30	0.188	167	185				12
12	0.135	281	304	338			71	30	0.250	221	246				28
12	0.179	373	403	448			167	30	0.313	276	306				54
12	0.188	392	422	469			191	30	0.375	329	366				91
12	0.239	498	538	598			397	30	0.438	383	425				143
12	0.250	521	563	625			454	30	0.500	436	481				211
12	0.135	265	286	318			60	32	0.188	156	174				10
12	0.179	351	379	421			139	32	0.250	208	231				23
12	0.188	369	397	441			160	32	0.313	259	287				41
12	0.239	469	506	562			331	32	0.375	309	344				75
12	0.250	490	529	588			379	32	0.438	359	399				118
14	0.135	241	260	289			45	32	0.500	409	455				175
14	0.179	320	345	384			105	34	0.188	147	164				8
14	0.188	336	362	402		142	121	34	0.250	196	217				19
14	0.239	427	461	512		563	250	34	0.313	244	271				37
14	0.250	446	482	536		589	286	34	0.375	291	324				63
16	0.135	211	228	253		278	30	34	0.438	339	376				99
16	0.179	280	302				70	34	0.500	386	429				146
16	0.188	294	316	352		387	81	36	0.188	139	155				7
16	0.239	373	403	448		493	167	36	0.250	185	206				16
16	0.250	391	422	469		516	191	36	0.313	230	256				31
16	0.313	489	527	586		645	374	36	0.375	276	306				53
18	0.135	188	203	225		248	21	36	0.438	320	356				84
18	0.179	249	269				49	36	0.500	365	405				124
18	0.188	261	281	313		344	57	36	0.625	453	503				247
18	0.239	332	359	398		438	118	38	0.188	132	147				6
18	0.250	347	375	417		458	134	38	0.250	175	195				14
18	0.313	435	469	521		573	263	38	0.313	218	244				27
20	0.135	169	182	203		223	15	38	0.375	261	290				45
20	0.179	224	242				36	38	0.438	304	337				71
20	0.188	235	253	281		309	41	38	0.500	346	385				106
20	0.239	299	323	359		394	86	38	0.625	440	478				204
20	0.250	313	345	375		413	98	40	0.188	125	139				5
20	0.313	391	422	469		516	191	40	0.250	167	185				12
20	0.375	469	506	563		619	331	40	0.313	208	244				23

* Los valores se han computado en calculadora electrónica. Ver texto para las fórmulas usadas.
 † Los tamaños inferiores a 30 pulgadas son tamaños de DE; los mayores de 30 pulgadas son de DI.
 ‡ Algunos fabricantes producen otros espesores de pared.
 § Las presiones de trabajo se pueden interpolar o extrapolar para otros esfuerzos o espesores de pared.

TABLA 4.30

Grados de acero utilizados como base para presiones de trabajo en la tabla 6.2.

Especificaciones	Esfuerzo de diseño 50% del punto de cedencia lb/pulg ²	Punto de cedencia mínimo lb/pulg ²	Resistencia última o la tensión mínima lb/pulg ²
ASTM A415	12,500	25,000	48,000
ASTM A283 B	13,500	27,000	50,000
ASTM A283 C	15,000	30,000	55,000
ASTM A283 D	16,500	33,000	60,000
X42 grado de placa bajo API = 5LX	21,000	42,000	60,000

TABLA 4.31

Tolerancias empíricas para golpes de ariete en tubo de hierro fundido

Dímetro del tubo pulgadas	Golpe de ariete lb/pulg ²	Dímetro del tubo pulgadas	Golpe de ariete lb/pulg ²
4-10	120	24	85
12-14	110	30	80
16-18	100	36	75
20	90	42-60	70

a) Haciendo un cálculo preliminar: Se considerará que el diámetro definitivo de la tubería es de 20"Ø.

- La presión interna será la más crítica:

. A la salida de la casa de bombas

. 25 años de vida = hf = 60.47 m.

. Presión estática = 208m.

. Presión interna p = 368.47m de agua

$$p = 268.47 \text{ m de H}_2\text{O} = 382 \text{ PSI}$$

- El esfuerzo de trabajo o permisible=16,500

lb/pulg² ÷ 1,160 Kg/m² para el acero ASTM

A283 D /9/ (de la tabla 4.30) que es equiva-

lente al acero estructural SIDER PERU EC-24.

A - 53°B

Como esta fórmula es correcta para tuberías con la siguiente característica $(\frac{d}{e}) > 50$ y es el de nuestro caso; tendremos:

$$e = \frac{pd}{2S} = \frac{382 \times 20}{2 \times 16,500} = 0.231 \text{ pulg.} = 0.0058 \text{ m}$$

Considerando 90lb/pulg² para el golpe de ariete según tabla 4.31/9/ en la fórmula 4.30 tendríamos en un primer tanteo del espesor:

$$e = \frac{(382 + 90) + 20}{2 \times 16,500} = 0.286 \text{ pulg.} < 0.375" \text{ (Tubo Sche$$

dule 20)

$$e = 0.0072 \text{ m.}$$

Ahora bien, si consideramos el esfuerzo de trabajo bajo el 75% del esfuerzo de cedencia como generalmente se considera para casos de líneas de suministro de agua donde la energía se corta rarísima -

vez tendríamos un:

$$S = 24,750 \text{ PSI} = 1,744 \text{ Kg/cm}^2$$

$$e = \frac{(382 + 90) \times 20}{2 \times 24,750} = 0.190 \text{ pulg} \ll 0.375$$

$$e = 0.0048 \text{ m}$$

lo cual nos da un mayor margen para un golpe de ariete mayor. Por ejemplo si exagerando asumimos un golpe de ariete igual a la presión $P = 382 \text{ lb/pulg}^2$ nos daría un espesor $e = 0.308 \text{ pulg.} = 0.0078 \text{ m}$ que siempre es menor al Schedule 20.

Es decir que el espesor que asumimos inicialmente - en capítulos anteriores es correcto (Schedule 20)

Se hará un análisis de la variación del espesor en la pared de la tubería con la variación del diámetro y - por ende de la presión.

Haciendo un chequeo con la fórmula 4.29 tendríamos ^{it} que el mínimo espesor sería:

$$e = 0.0025 (d + 20)$$

$$e = 0.0025 (20 + 20)$$

$$e = 0.1" \ll 0.375"$$

$$e = 0.0025 \text{ m}$$

4.2.4 Variación del Diámetro económico respecto de la va riación del Espesor de la tubería

La variación del espesor de la tubería cambiará según varíe la presión de trabajo de la línea de conducción del abastecimiento de agua que a su vez ésta varía según el diámetro de la tubería que se seleccione, ya que esta relacionada directamente con las pérdidas por fricción.

Para este análisis tendremos que mantener constantes algunos parámetros que intervienen en el cálculo del diámetro económico para visualizar la variación de éste - tan solo con la variación del espesor de la tubería.

En esta oportunidad mantendremos constante el cos
to de operación del sistema de bombeo para variar el cos
to de instalación, osea lo inverso de lo que se hizo ante
riormente. Esto implica que estaríamos manteniendo una -
misma presión para determinado diámetro, lo cual no es
cierto, ya que tampoco variaría el espesor, pero solo pa
ra este análisis lo haremos. Para calcular los diferentes
espesores de la tubería, tomaremos para cada diámetro las
presiones ya calculadas en el capítulo 4.1, temperatura,
rugosidad absoluta, envejecimiento, etc. de los cuales se
tomarán solo tres, los extremos y el promedio.

A continuación en la tabla 4.32 se mostrarán las
presiones para cada diámetro, y los espesores que les co
rrespondería incluyendo un incremento del 50% por golpe -

de ariete así como el peso unitario de la tubería.

Posteriormente, también en la tabla 4.33 se mostrará el cálculo del costo de instalación que resultará para cada espesor de tubería y cada diámetro. En esta oportunidad el costo de las bombas y de montaje se mantendrán - también constantes ya que su variación es directamente - proporcional al espesor de la tubería, por lo que no va riaría la tendencia final de la variación del valor del diámetro económico.

Estos valores los vaciaremos en el gráfico de la fig. 4.29 para poder apreciar todas estas variaciones y tendencias visualmente.

Como se puede apreciar, una vez más se comprueba - que el diámetro económico está entre 18 y 20 pulgadas, más pegándose a 20" de diámetro; al ser estos diámetros inte riores, el nominal sería sobre las 20" \emptyset .

Cabe mencionar que según se observa en la fig. 4.29, el costo de instalación aumenta tanto al aumentar el diámetro como al disminuir ya que al ser el diámetro menor , se necesitará una gran presión y por ende un espesor ma yor aumentando peso en acero, y aumentará el costo con el incremento del diámetro ya que aunque disminuye el es pesor, por crecer el diámetro, de todas maneras aumentará en peso de acero; por lo que existirá un diámetro interme

TABLA 4.32

VARIACION DE "e" SEGUN LA PRESION

D	Presión Interna (m)	Presión Int. + Golpe Ariete	Espesor		Peso Unita - rio Tubería Kg/m
			(Pulg)	(mm)	
14" (0.3556)	341	511.5	0.308	7.82	67.75
	440	660.0	0.397	10.09	87.43
	538	807.0	0.486	12.34	106.92
16" (0.4064)	277	415.5	0.286	7.26	71.89
	330	495.0	0.341	8.65	85.65
	382	573.0	0.394	10.01	99.12
18" (0.4572)	247	370.5	0.287	7.28	81.10
	278	417.0	0.322	8.20	91.35
	308	462.0	0.358	9.08	101.15
20" (0.5080)	232	348.0	0.299	7.60	94.07
	250	375.0	0.323	8.19	101.38
	268	402.0	0.346	8.78	108.68
22" (0.5588)	223	334.5	0.316	8.04	109.47
	235	352.5	0.334	8.47	115.33
	246	369.0	0.349	8.87	120.77
24" (0.6096)	218	327.0	0.337	8.57	127.30
	226	339.0	0.350	8.89	132.05
	234	351.0	0.362	9.20	136.65

TABLA 4.33

COSTO DE INSTALACION Y TOTAL DEL SISTEMA PARA "e" VARIABLE

Diámetro (pulg)	(m)	Peso Unitario (Kg/m)	Costo total del tubo (US \$) C	Costo de bom bas (US \$) D	Costo Instala ción Tubería (US \$) E	Costo Total de Instalac. (US \$) C+D+E	Costo Oper. + Costo Tot. Ins. (US \$)
14"	0.3556	67.75	664,083	210,000	79,690	953,773	2'654,
		87.43	856,985		102,838	1'169,823	2'861,
		106.92	1'048,026		125,763	1'383,789	3'075,
16"	0.4064	71.89	704,663	190,000	84,559	979,222	2'324,
		85.66	839,636		100,756	1'130,392	2'475,
		99.12	971,570		116,588	1'278,158	2'623,
		81.10	794,939	175,000	95,393	1'065,331	2'243,
18"	0.4572	91.35	895,409		107,449	1'177,858	2'356,
		101.15	991,468		118,976	1'285,444	2'463,
		94.07	9922,070	165,000	110,648	1'197,718	2'288,
20"	0.5080	101.38	993,723		119,247	1'277,970	2'368,
		108.68	1'065,277		127,833	1'358,110	2'449,

Diámetro (pulg)	(m)	Peso Unitario (Kg/m)	Costo total de tubo (US \$) C	Costo de Bom bas (US \$) D	Costo Instala ción tubería (US \$) E	Costo Total de Instalación (US \$) C+D+E	Costo Oper. + Costo Tot. Ins. (US \$)
		109.47	1'073,020	160,000	128,762	1'361,782	2'403,
22"	0.5588	115.33	1'130,460		135,655	1'426,115	2'468,
		120.77	1'183,783		142,054	1'485,837	2'527,
		127.30	1'247,789	155,000	149,735	1'552,524	2'565
24"	0.6096	132.05	1'294,349		155,322	1'604,671	2'617,
		136.65	1'339,437		160,733	1'655,170	2'668,

dio en el que el costo de instalacion también es menor.

Otra anotación que cabe mencionar es que podemos apreciar que si consideramos una mayor presión por diferentes motivos (seguridad por ejemplo) el espesor aumentará y el diámetro económico también.

4.3 GOLPE DE ARIETE EN LA TUBERIA

El efecto de la propagación de ondad diferente presión en conductos cerrado que contienen agua se ha llegado a conocer por el nombre habitual de "golpe de ariete".

El fenómeno del golpe de ariete y su significado práctico para los operadores de distribución de agua aún no se comprende completamente. Las teorías y fórmulas desarrolladas para computar los efectos de cambio súbitos de velocidad en tuberías conductoras de fluidos se aplican más fácilmente al diseño que a las operaciones de campo, debido a la falta de datos sobre las características de las válvulas que se usan ordinariamente para controlar al flujo.

Las variaciones de los valores reales de presión en un caso dado varían desde 35% en menos, a más de 500% en más. La tabla que a continuación mostramos compara algunas de las fórmulas aproximadas que se encuentran en

textos y manuales, con la teoría ya probada de la onda elástica de Joukovsky y Allievi/9/:

Estas variaciones han conducido a un estudio del golpe de ariete por parte de la Sociedad Americana - de Ingenieros Mecánicos (ASME), la Asociación Americana de Instalaciones de Agua (AWWA), y otras sociedades, ya en 1,931. Y así con dos simposiums en 1933 y 1937 se ha probado completamente la teoría de onda elástica.

El golpe de ariete se puede producir por muchos motivos; de los cuales dos son los más comunes y de mayor significado: para el bombeo de agua.

- a) Cierre instantáneo de una válvula al final del conducto, o sea al ingreso de los tanques y obstrucción repentina del flujo por cualquier motivo.

TABLA 4.34

Comparación de Algunas Fórmulas aproximadas para la de terminación de impulsos n tub ría

EJEMPLO. Longitud (L) 820 pies; velocidad (V) 11.75 pies por seg; tiempo (T) 21 seg; columna (H₀), 105 pies; velocidad de onda (a) 3,220 pies por seg;

tiempo critico ($\frac{2L}{a}$) = 0.509 seg.

Nombre de la fórmula	Fórmula	Elevación máxima de Presión pies	Porcentaje de máxima por la teoría de onda elástica por ciento
Vensano	$h = \frac{2LV}{gT}$	285.0	129.6
Warren	$h = \frac{LV}{g\left(T - \frac{L}{a}\right)}$	162.3	73.8
Johnson	$h = \frac{LV_0}{2g^2H_0T^2} [LV_0 + \sqrt{4g^2H_0^2T^2 + L^2V_0^2}]$	216.0	98.3
Fanning	$h = \frac{LV}{gT}$	142.5	64.8
Talbot	$h = 2.31V \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{Kd}{Ec}}} \sqrt{\frac{WK}{144g}}$	1,175.0	535.0
se reduce a:	$h = \frac{aV}{g}$		
de Sparre	$h = \frac{2LV_0}{gT} \frac{1}{2 \left[1 - \frac{LV_0}{2gTH_0}\right]}$	251.0	114.2
Teoría de la onda elástica			
a. Cálculo detallado—ecuaciones de Allievi, Gibson. Integración aritmética de Quick y Gibson		219.89	100.0
b. Gráficas por Quick y Allievi		219.9	100.0

b) La súbita pérdida de alimentación de energía a los motores de las bombas, la cual las inactiva. Estos dos casos los analizaremos en el presente sub-capítulo.

4.3.1. Golpe de Ariete por cierre instantáneo de Válvula

Las relaciones básicas para la determinación de la magnitud de la elevación de presión y su distribución a lo largo del conducto son las siguientes:

a) La elevación de presión para el cierre instantáneo es directamente proporcional al corte de la velocidad del fluido (V) y a la magnitud de la velocidad de onda de impulso (a) y es independiente de la longitud del conducto. Su valor será:

$$h = \frac{aV}{g} \quad (\text{mH}_2\text{O}) \quad (4.31)$$

Donde: a= Velocidad de onda (m/s)

v= Velocidad de Flujo (m/s)

g= Aceleración de la gravedad (m/s²)

$$\frac{\Delta p}{144g} = \frac{aV}{g} = \left(\frac{a}{g}\right) \left(\frac{V}{2.3}\right) \text{ V en (PSI)} \quad (4.32)$$

en donde:

$$a = \sqrt{\frac{Eb}{\rho}} \quad (\text{para tubería rígida}) \quad (4.33)$$

$$a = \sqrt{\frac{Eb}{\rho(1+Eb \ d/Ee)}} \quad (\text{para tubería flexible}) \quad (4.34)$$

$$a = \frac{12}{\sqrt{\frac{W}{g} \left(\frac{1}{K} + \frac{d}{Ee} \right)}} \quad (\text{en pies/seg}) \quad (4.35)$$

donde:

- a = Velocidad de onda (pies/seg)
- h = Elevación de presión sobre la normal (pies de agua)
- p = Elevación de presión sobre la normal (lb/pulg²)
- v = Velocidad de flujo (pies/seg).
- w = Peso del fluido (lb/pie³)
- ρ = Densidad del fluido (para el agua=1.
- k = Módulo volumétrico de compresibilidad de líquido (lb/pulg²)
= 294,000 lb/pulg² para el agua
- E = Módulo de Young de elasticidad para la pared del tubo
= 29'400,000 lb/pulg² para el acero que utilizamos.
- d = Diámetro interior del conducto (pulg)=19.25 pulg.

e = Espesor de la pared del conducto (pulg)

g = Aceleración de la gravedad (32.2 pies/seg²)

L = Longitud del conducto (pies) (6,668m=22,004pies)

$2 L/a$ =Tiempo crítico del conducto (seg)

T = Tiempo de cierre (seg)

Para tubería de acero (como nuestro caso donde el valor de $E=29'400,000$ lb/pulg²)

tenemos que la fórmula 4.35 se transforma en /9/:

$$a = \frac{4,660}{\sqrt{\frac{1+\frac{d}{100}}{e}}} \quad (\text{pies/seg.}) \quad (4.36)$$

Por lo tanto, se considera que una válvula se cierra instantáneamente cuando lo hace en un tiempo menor o igual al crítico; cuyo valor es:

$$T = \frac{2L}{a}$$

pero en nuestro caso

$$a = \frac{4,660}{\sqrt{\frac{1+\frac{1}{100} \times 19.25}{0.375}}} = 3,788 \text{ pies/seg}$$

entonces:

$$T = \frac{2 \times 22,004}{3,788} = 11.62 \text{ seg.}$$

Osea, que si la válvula se cierra totalmente en un tiempo menor que 11.62 segundos, se considera como cierre instantáneo y producirá un-

aumento de presión por golpe de ariete de:

$$h = \frac{aV}{g} = \frac{3,788(\text{pies/seg}) \times 5.24(\text{pies/seg.})}{32.2 \text{ pies/seg.}^2}$$

$$h = 186.79 \text{ m. de H}_2\text{O} \text{ (616.43 pies de H}_2\text{O} = 258 \text{ PSI)}$$

Cabe resaltar que este valor es el 69.5% de la presión interna a la salida de las bombas en las peores condiciones (268.47m.H₂O); y verificando si nuestra tubería resiste, tendríamos:

$$S = \frac{Pd}{2e} \quad (4.37)$$

donde:

$$p = (268.47 + 186.79) \text{ m} = 455.26 \text{ m. (647.78 PSI).}$$

$$d = \text{diámetro exterior} = 0.5080 \text{ m (20 pulgadas)}$$

$$e = \text{espesor pared} = 0.0095 \text{ m (0.375 pulgadas)}$$

$$S = \frac{647.78 \times 20}{2 \times 0.375} = 17,274 \text{ lb/pulg}^2$$

Este valor nos indica que tomando como esfuerzo de trabajo el 50% del esfuerzo de cedencia (16,500 lb/pulg²), que daría muy cerca y por encima de dicho esfuerzo permisible, pero si tomamos como permisible el 75% del esfuerzo de cedencia (24,750 PSI) que es lo más adecuado en los casos tales como el que estamos analizando (Sub-Capítulo 4.2.3.), el esfuerzo ejercido por el agua con el golpe de ariete por cierre instantáneo de válvula, sería inferior al esfuerzo permisible lo cual nos asegura que la tubería seleccionada soportaría el golpe de ariete, para ase-

gurarnos que no falle el sistema anti-golpe de ariete como veremos más adelante.

4.3.2. Golpe de Ariete en Líneas de descarga de Bombeo cuando falla la Energía Eléctrica repentinamente /13/

a) Condiciones transitorias en la Bomba y Línea de descarga.-

Existen muchas perturbaciones en el funcionamiento en instalaciones con bombas centrífugas impulsadas por un motor grade, las cuales pueden producir cambios sustanciales de presión en la línea de descarga.

De estas perturbaciones, una de las más importantes es, la rápida disminución de la velocidad de los motores de las bombas debido a una falta de energía provocada por innumerables causas.

La figura 4.30 demuestra cronológicamente, cómo varía la presión, flujo y velocidad angular en una instalación de bombeo producida por la falta de energía en los motores de las bombas .

Cuando la fuerza eléctrica que se suministra a los motores de las bombas es repenti-

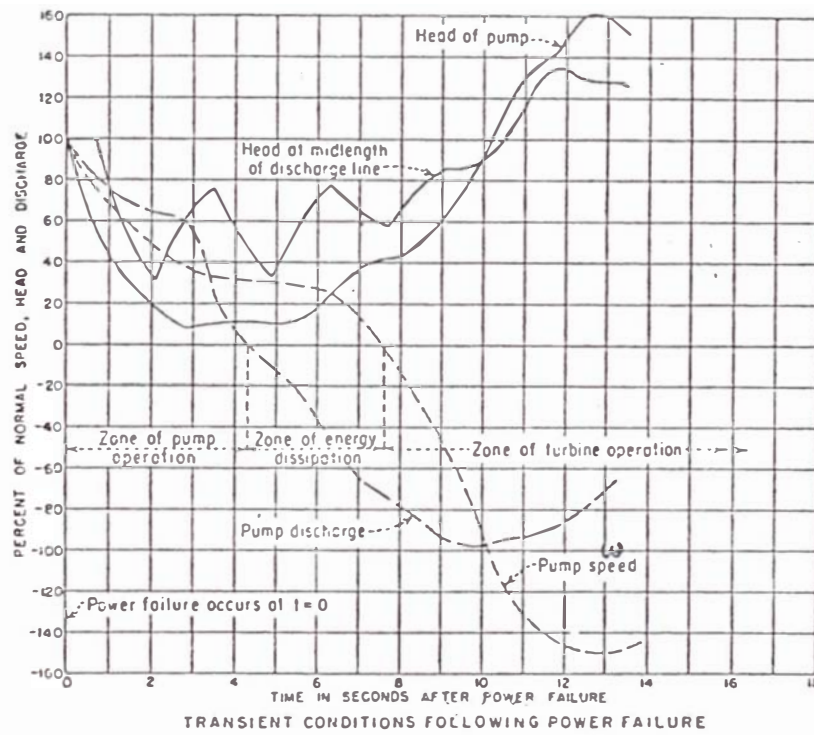


FIGURA 4,30 Condiciones transitorias después de fallar la Energía Eléctrica en los Motores.

namente interrumpida, se produce una serie de --
acontecimientos que los iremos mencionando cronol
lógicamente:

- Una vez cortado el suministro eléctrico, la ú
ca energía que queda para mover la bomba en la
dirección original, es la energía cinética de-
los elementos rotativos del motor-bomba y la -
entrada de agua a la bomba.

- Pero la velocidad de rotación de la bomba se -
reducirá rápidamente ya que la energía cinéti-
ca y el impulso del agua son relativamente pe-
queñas comparándolas con lo requerido para man-
tener el flujo a la salida de las bombas.

- El flujo de agua en la línea de descarga adya-
cente a las bombas también se reduce.

- Como resultado de estos cambios rápidos de fluu
jo, se forman una ondas anormales de presión -
provocando el golpe de ariete en la línea de -
descarga de las bombas. Estas ondas anormales
de presión se mueven rápidamente en forma as--
cendente en la línea de descarga, donde se prou
duce una onda de reflejo.

- Rápidamente la velocidad de la bomba es reduciu
da a un punto tal que no bombea nada de agua.

- Si no hay válvula de control en la bomba, el flujo se invierte a través de la bomba, a pesar de que la bomba pueda estar aún rotando en la dirección original.
- La velocidad de la bomba ahora se reduce más rápidamente hasta pasar por la velocidad de cero.
- Un instante después, la bomba, actúa como turbina hasta alcanzar la velocidad inversa de embalamiento.
- Como la bomba se acerca a la velocidad de embalamiento, el flujo inverso a través de la bomba se reduce rápidamente, y ésta reducción en flujo produce una presión en la bomba y a lo largo de la longitud de la línea de descarga.

A fin de determinar las condiciones hidráulicas transitorias en la bomba y la línea de desagüe subsiguiente a la falta de fuerza en el motor de la bomba, se tiene que considerar -- tres efectos importantes y determinante:

- La inercia del grupo motor-bomba
- Las características de las bombas (características hidráulicas)

- El fenómeno de la onda del golpe de ariete en la línea de descarga.

El efecto de la inercia de la bomba-motor se obtiene de las fórmulas de inercia. Esta ecuación define la relación entre la velocidad de la bomba y el "torque" en un momento dado en términos de la energía cinética del sistema de rotación.

Las características de las bombas son obtenidas de los diagramas característicos completos de las mismas. Este diagrama define la manera en la cual varía el torque y velocidad de la bomba con la presión y descarga (flujo) - en todo el rango de funcionamiento como; bomba, - disipación de energía y turbina.

Finalmente, los efectos del golpe de ariete se obtienen de las ecuaciones del golpe-ariete. Estas ecuaciones definen las relaciones entre la presión y el flujo en la línea de descarga durante las condiciones transitorias - de flujo bajo la acción de las ondas del golpe de ariete.

Primero daremos el sustento teórico - con algunos ejemplos de lo que ocurre y como se

puede calcular gráficamente las subidas y bajadas de la presión y flujo a causa de la falta repentina de energía eléctrica en los motores de las bombas. Luego se hará ya el cálculo de nuestro caso incluyendo el uso de válvulas Chek a la salida de cada bomba como realmente ocurrirá, y posteriormente se seleccionará el sistema anti ariete.

b) Ecuación de Inercia

Cuando la energía o fuerza del motor de la bomba se corta repentinamente, la desaceleración de la bomba en todo momento depende de los efectos de volante de las partes rotativas de la bomba y del motor, y del toque instantáneo ejercido por la bomba impulsora. Para un sistema rotativo el toque acelerado es igual al producto del momento de inercia del sistema rotativo y la aceleración angular. Después de una falta de energía en el motor de las bombas, el toque desacelerado sobre el sistema de rotación corresponde al toque de la bomba. Si tomamos el torque de desaceleración como positivo:

$$M = \frac{-I d\omega}{dt} = \frac{WR^2}{g} \frac{d\omega}{dt} \quad (4.38)$$

Donde:

M = Torque necesario para la bomba (lb-pie) ó (Kg-m)

I = Momento de inercia de las partes rotativas

(lb.pie.seg²) ó (Kg,m,seg²)

ω = Velocidad angular de la bomba y motor con eje directamente acoplado (radianes/seg).

t = Tiempo (seg)

WR^2 = Causantes del efecto de volante de partes rotativas del motor-bomba he ingreso de agua -- (lb.pie²) ó (Kg-m²).

g = Aceleración de la gravedad (pie/seg²) ó (m/seg²)

entonces, para un pequeño intervalo de tiempo $\Delta t = t_2 - t_1$, la ecuación 4.38 se escribirá aproximadamente así /13/:

$$\frac{M_1 + M_2}{2} = - \frac{WR^2}{g} \times \frac{(\omega_2 - \omega_1)}{\Delta t}$$

$$\frac{M_1 + M_2}{2} = \frac{2 \pi WR^2}{60g} \times \frac{(N_1 - N_2)}{\Delta t} \quad (4.39)$$

donde:

N = Velocidad angular de la bomba (rpm)

Esta ecuación se puede escribir con las relaciones:

$\alpha = N/Nr$ y $\beta = M/Mr$ así como sigue:

$$\alpha_1 - \alpha_2 = \frac{15gMr}{\pi WR^2 Nr} (\beta_1 + \beta_2) \Delta t \quad (4.40)$$

donde:

Mr = Torque nominal (lb.pie) ζ (Kg-m)

Nr = Velocidad de la bomba nominal (rpm)

El torque de desaceleración con la presión nominal y la velocidad angular de la bomba, es:

$$M_r = \frac{60w}{2} \frac{H_r Q_r}{N_r \eta_r} \quad (4.41)$$

donde:

w = Peso específico del agua (lb/pie³)

Qr = Caudal nominal (pie³/seg)

η_r = Eficiencia nominal de la bomba

Entonces:

$$\alpha_1 - \alpha_2 = K_1 (\beta_1 + \beta_2) \Delta t \quad (4.42)$$

donde:

$$K_1 = \frac{450gwH_r Q_r}{\pi^2 W R^2 \eta_r N_r^2} = \frac{91,600H_r Q_r}{W R^2 \eta_r N_r^2} \quad (4.43)$$

c) Características de la Bomba

Las curvas típicas características de una bomba generalmente son habilitadas por el fabricante como se puede ver el de la figura 4.31 - en la cual se incluye la presión entregada por la bomba, los caballos de fuerza al freno y la eficiencia; siempre evaluados en la descarga.

Para calcular el golpe de ariete, estos datos son convertidos en una familia de torques y

curvas de velocidad sobre un diagrama h-v de co
mo se vé en la figura 4.32

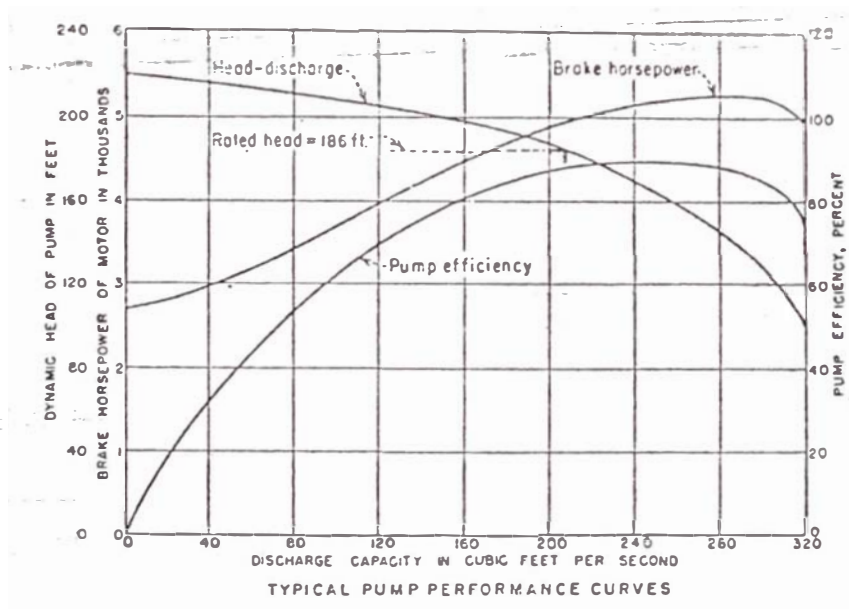
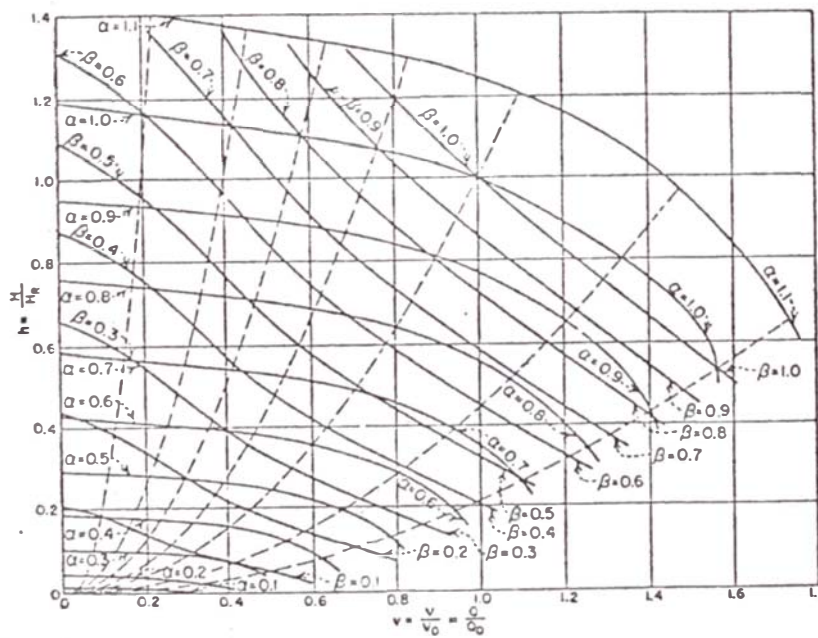


FIGURA 4.31 - Curvas características típicas de -
Bombas.

Refiriéndonos como ejemplo a la figura 4.32 el punto correspondiente a la altura de presión y descarga (flujo) nominales de la bomba tiene las coordenadas $h=1$, $v=1$.



CHARACTERISTIC DIAGRAM FOR REGION OF NORMAL PUMP OPERATION

FIGURA 4.32.- Curvas características de bombas en la región de funcionamiento normal.

Las curvas para $\alpha = 1$ y $\beta = 1$ también pasarán por el punto mencionado en el diagrama, ya que estas proporciones son definidas en términos valores nominales. Otros valores de β para $\alpha = 1$ son determinados mediante cálculos de valores "h" y "v" de la curva de la potencia al frenado - en la figura 4.31; los puntos en el diagrama para otros valores de α y β son luego determinados por las leyes de funcionamiento homólogo de la bomba. Pero también podemos completar el diagrama dibujando sobre el diagrama h-v una parábola del tipo $h = K_2 v^2$ haciéndola pasar por un punto del diagrama tal como se muestra en el ejemplo de la figura 4.33 en $\alpha = 1$ y $\beta = 0.8$.

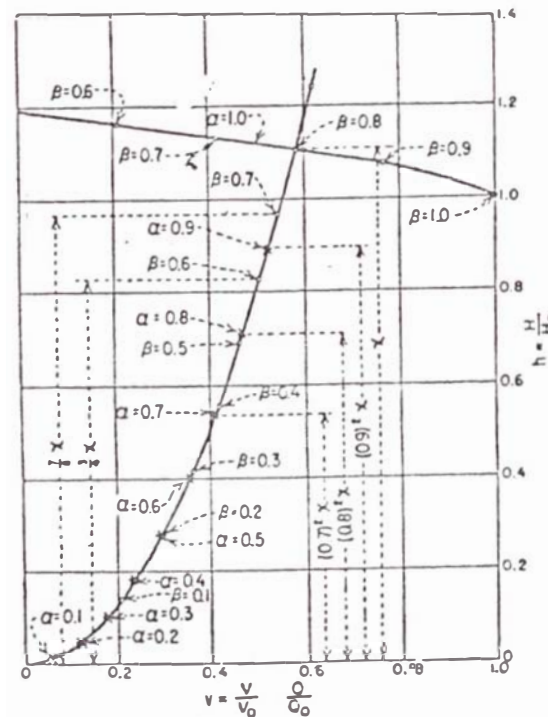


FIGURA 4.33.-Cálculo gráfico de α y β .

La distancia vertical $h=1.10$ de este punto es luego dividido en ocho partes iguales,-- haciendo corresponder sobre la curva los puntos $\beta = 0.7, 0.6,$ etc. osea que son localizados sobre la parábola en valores ordenados de $h= 1.10 \times \frac{7}{8}$, $1.10 \times \frac{6}{8}$, etc. simultáneamente, puntos correspondientes a $\alpha = 0.9, 0.8$ son localizados en la misma parábola a valores de $h= 1.10 (0.9)^2$ y $1.10 (0.8)^2$ etc.

Una curva lisa luego es trazada a través de los puntos sobre las diferentes parábolas correspondientes a cada valor de α y β . La figura 4.3. es un ejemplo de familias de torques y -- curvas de velocidad las cuales son construídas de esta manera.

Las características de la bomba mostradas en la figura 4.32 son para la zona normal de funcionamiento. Cuando ocurren fallas en el suministro de energía en el motor de la bomba, estas características se adecúan a cada una de las presiones transitorias en todos los puntos de la línea de descarga y para determinar la posibilidad de depresión hasta llegar al punto de ebullición (cavitación). Sin embargo, después que el flujo

se invierte a través de la bomba, se requieren las características adicionales para la zona de disipación de energía en la cual la bomba está girando en el sentido original con el flujo invertido a través de ella; y para la zona de funcionamiento como turbina en el cual tanto el giro de la bomba como el flujo a través de ella están invertidos. Características completas para una bomba de succión simple en cada una de las tres zonas de funcionamiento determinados analíticamente se muestran como ejemplo en las figuras 4.34, 4.35, 4.36 .

d) Ecuaciones de Golpe de Ariete.-

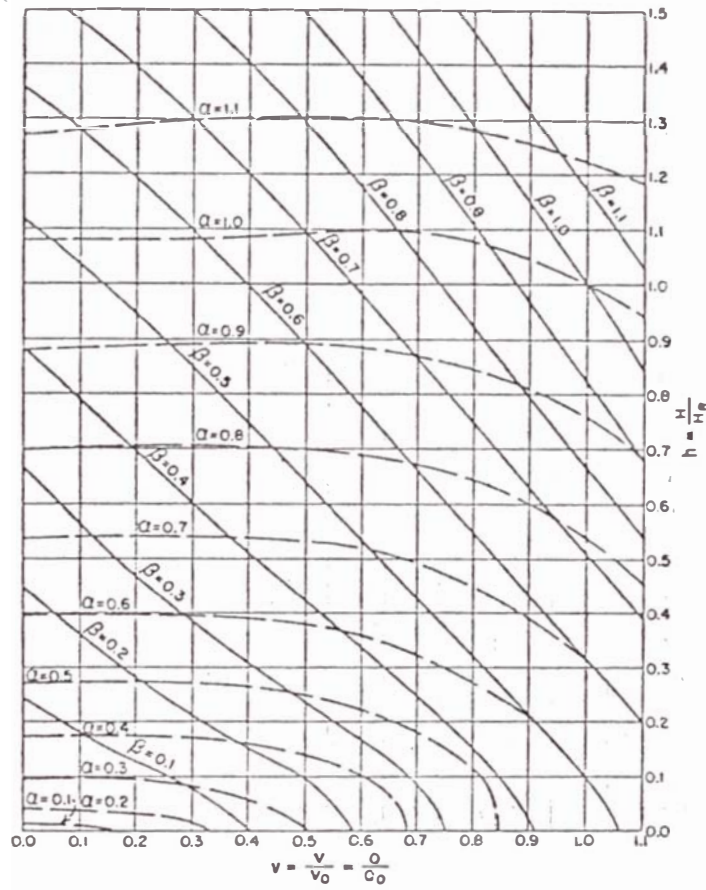
Las ecuaciones del golpe de ariete para la línea de descarga de un sistema de bombeo es así como sigue:

$$h_{B1t1} - h_{C1t2} = -2\beta_1 (v_{B1t1} - v_{C1t2}) \quad (4.44)$$

$$h_{C2t3} - h_{B2t4} = 2\beta_2 (v_{C2t3} - v_{B2t4}) \quad (4.45)$$

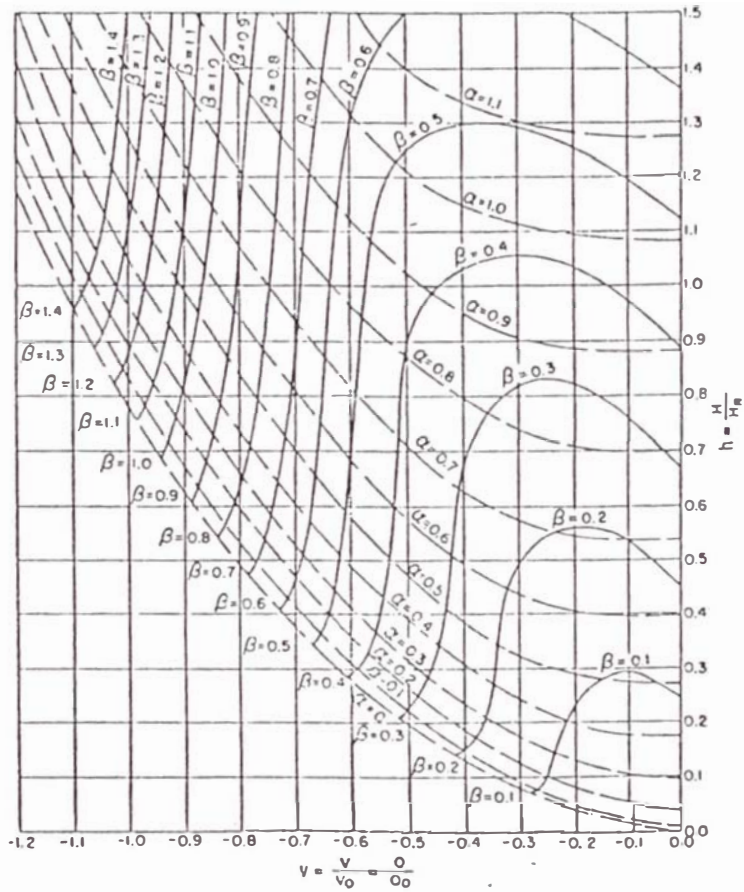
en donde:

β = constante de la línea de tubería que viene del gráfico 4.37



PUMP CHARACTERISTICS DIAGRAM
ZONE OF NORMAL PUMP OPERATION

FIGURA 4.34.- Diagrama Característico de la Bomba
en la zona de Operación Normal



PUMP CHARACTERISTICS DIAGRAM
ZONE OF ENERGY DISSIPATION

FIGURA 4.35.- Diagrama Característico de la bomba en la zona de disipación de energía (bomba gira en sentido inicial pero el flujo de agua y esta invertido)

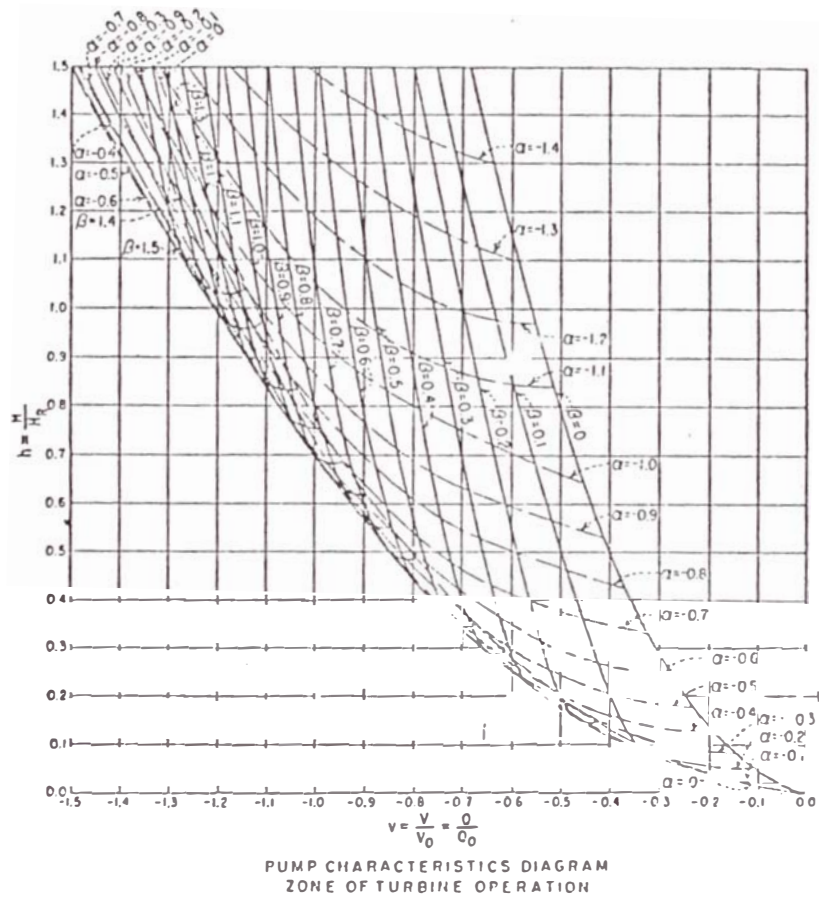


FIGURA N°4.36.- Diagrama Característico de la Bomba en la zona de Operación como Turbina

En estas ecuaciones (t_2-t_1) es el tiempo de viaje de las ondas de presión entre B_1 y C_1 para una onda tipo F_1 y (t_4-t_3) es el tiempo de viaje de las ondas de presión entre C_2 y B_2 para una onda tipo F_2 .

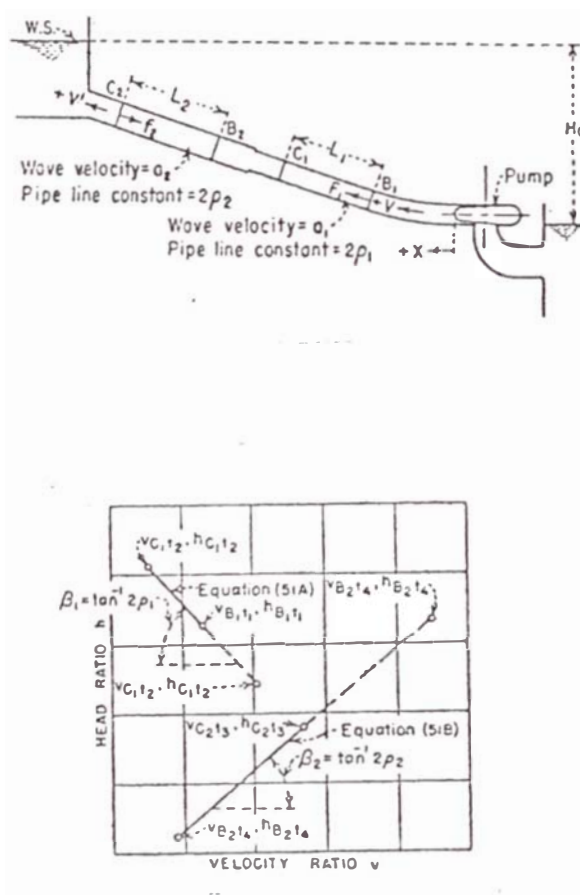


FIGURA 4.37.-Esquemas de las ecuaciones de golpe de ariete.

Para una línea de descarga uniforme-
 $\rho = \frac{aV_0}{2gHr}$ es la constante de la línea de tubería

Estas ecuaciones definen la relación entre la presión y la velocidad de flujo nominales durante el fenómeno de la onda del golpe de ariete. En un sistema coordinado de h y v , estas ecuaciones tienen una pendiente $+ 2\rho$ tal como se puede ver en la figura 4.37. Cada ecuación de golpe de ariete nos da una relación entre h y v en un punto en una sección uniforme de la línea de descarga de las bombas en términos de h y v , los cuales nos dan a conocer otros puntos de la línea. A fin de determinar h y v explícitamente se requiere una segunda relación independiente; y esta relación se obtiene de la ecuación de inercia de la bomba con el uso del diagrama de las características de la bomba.

e) Análisis Gráfico del Golpe de Ariete.-

Un ejemplo de solución gráfica a un caso dado se mostrará a continuación: considerando la instalación de la planta de bombeo que a continuación se esquematiza, y que si una falta de energía ocurre en los tres motores de las bombas, y que $2\rho = 2.31$ y $K_1 = 0.224$ para un ---

intervalo de tiempo de $\Delta t = L/4a$.

donde: (fig. 4.38)

D = 32 pulg

e = 3/16 pulg

a = 2,820 pies/seg.

$V_0 = 5.81$ pies/seg. (para las 3 bombas)

$Q_0 = 33.7$ pies³/seg. (para las 3 bombas).

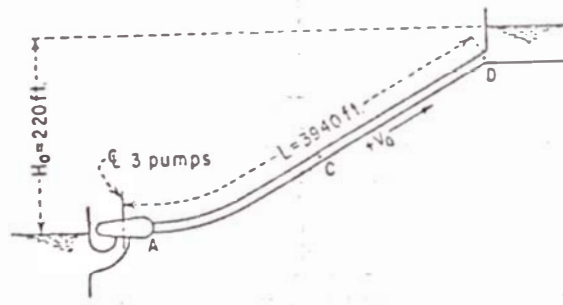


FIGURA 4.33. -Ejemplo de Análisis Gráfico

$$A = 5.81 \text{ pie}^2$$

$$H_o = H_r = 220 \text{ pies}$$

Potencia del motor de la bomba = 400HP. para cada motor WR^2 de las partes rotativas = 384.9 lb, pie² por cada bomba-motor.

$$N = \text{Velocidad de la bomba} = 1,760 \text{ Rpm.}$$

$$\text{Eficiencia de la bomba} = 84.7\% = \eta$$

$$P = 1.155$$

$$\frac{L}{a} = 1.397 \text{ seg.}$$

Su ecuación de golpe de ariete sería:

$$\alpha_1 - \alpha_2 = K_1 \Delta t (\beta_1 + \beta_2) = 0.0782 (\beta_1 + \beta_2) \quad (4.46)$$

La solución simultánea de las ecuaciones de golpe de ariete y las ecuaciones de inercia sobre el diagrama de características de la bomba, por intermedio de métodos gráficos se demuestran en la figura 4.39.

Para la solución de este ejemplo se han usado las características completas para una bomba de las figuras 4.34, 4.35, 4.36.

El punto de partida en la solución correspondiente a A_0 está localizada sobre el diagrama $h-v$ en las coordenadas $h=1$, $v=1$; luego $A_{L/4a}$ es localizada sobre la línea de pendiente $2\beta = + 2.31$ el cual para A través de A_0 , de la siguiente manera: primero se estima la localización de $A_{L/4a}$, luego se leen los valores de α_2 y β_2 de las curvas características de la bomba. Este valor de β_2 se usa en la ecuación 4.46 para hallar α_2 ; si el valor hallado de α_2 no coincide con el α_2 de las curvas, el punto para $A_{L/4a}$ se cambiará hacia arriba o abajo en la misma línea de pendiente $2\beta = + 2.31$ hasta que los valores de α_2 coincidan; en el ejemplo se localizó en el punto $\beta = 0.760$ y $\alpha = 0.863$. Los otros puntos para $A_{L/2a}$, $A_{L/a}$, etc. son determinados de una manera similar

La solución gráfica se ve en la figura 4.39 de la cual se extrae los siguientes valores límites:

Máxima caída de presión en la bomba = 0.92 pies = 202 pies.

Máxima caída de presión a media

longitud de la línea de descarga $=0.69H_o=152$ pies
Máxima subida de presión en la bomba $=0.61H_o=134$ pies
Máxima subida de presión a la mitad
de la longitud de la tubería $=0.35H_o=77$ pies

f) Separación de la columna de agua.-

Los máximos cambios de presión positivo y negativo obtenidos de la solución gráfico -- son plasmados en la línea de descarga dibujadas -- como se muestra en la figura 4.40, para limitar -- las presiones por las cuales las líneas de descarga deberán ser nominadas. Cuando la presión mínima en cualquier punto a lo largo de la línea de -- descarga de la bomba, alcanza la presión del vapor de agua, la solución del golpe de ariete ya no tiene validez. Si persiste esta condición de presión sub-atmosférica dentro del tubo por un período suficiente, la columna de agua (de la línea de -- tubería), se parte y es reemplazada por una sección de vapor. Muchas veces la separación de la columna de agua, ocurre durante el oleaje inicial o primera onda de presión negativa en las líneas de descarga de bombas largas y en los puntos altos, los cuales están cerca de la gradiente hidráulica. Donde ocurre a este fenómeno sería evitado mediante uso ya sea de un tanque de oleaje , -

cámara de aire, o un motor grande WR^2 , debido a que la presión alta se forma cuando las dos columnas líquidas de agua se vuelvan a juntar. Cuando no se puede evitar la separación de la columna de agua se tomarán medidas especiales para reducir la violencia del impacto debido a la reunión de las columnas de agua. Esto puede ser efectuado mediante la instalación de válvulas especiales de control y otros elementos de protección, los cuales reducen ya sea la velocidad invertida de la columna de arriba o el aumento de la velocidad invertida de la columna de agua inferior.

g) Diagramas del Golpe de Ariete Auxiliares.-

Para obtener la solución gráfica del golpe de ariete en una instalación de bombeo subsecuente a la falta de energía en los motores de las bombas, se usan auxiliariamente dos parámetros independientes con los diagramas de características de las bombas. Estos son: ρ = constante de las líneas de la tubería.

$K_1 (2L/a)$ = Una constante que incluye efecto de la inercia de la bomba-motor y el tiempo recorrido por la onda del golpe de ariete en la línea de descarga.

Para las características disponibles de bombas dadas, los resultados de un gran número de soluciones del golpe de ariete se pueden apreciar en los diagramas de las figuras 4.41. Con el auxilio de estos diagramas se tiene un método conveniente para obtener las condiciones -- límites transitorias de la bomba y línea de descarga cuando las válvulas de control no están -- presentes en la bomba. Aunque los diagramas estén teóricamente aplicables al funcionamiento de un tipo de bomba particular y operando a una presión nominal calculada anteriormente a la falta de energía, ellas son muy útiles para obtener los efectos aproximados del golpe de ariete en cualquier línea de bombeo.

En conclusión, las ondas de presión -- en las líneas de descarga de una bomba subsecuente a la falta de energía en los motores de las -- bombas, pueden ser calculadas exactamente si se conocen las características completas de las bombas. En la mayoría de los casos solo las características para la zona de normal funcionamiento de la bomba son obtenidas de los datos de la bomba proporcionados por el fabricante de la bomba; esto permite una determinación exacta de los --

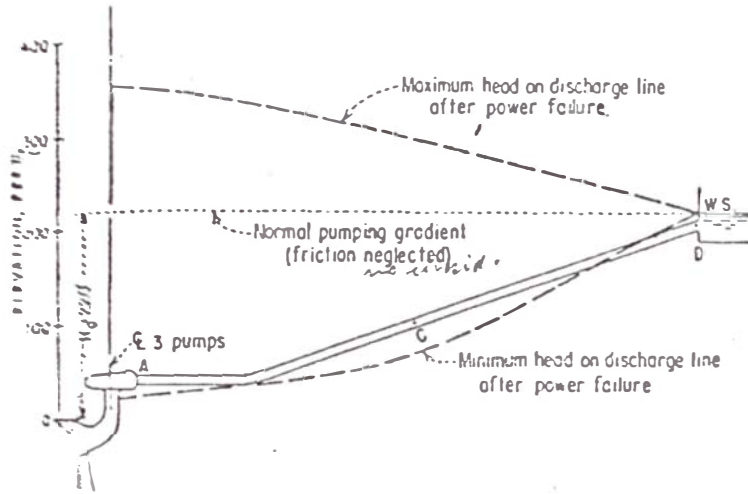


FIGURA 4.40.- Separación de la columna de agua

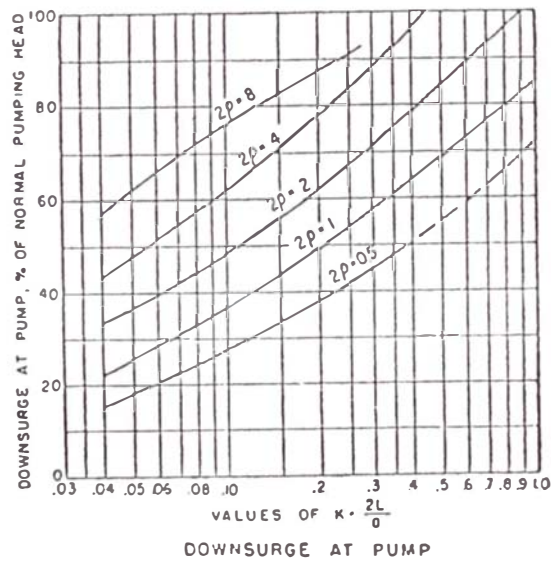


FIGURA 4.41 a

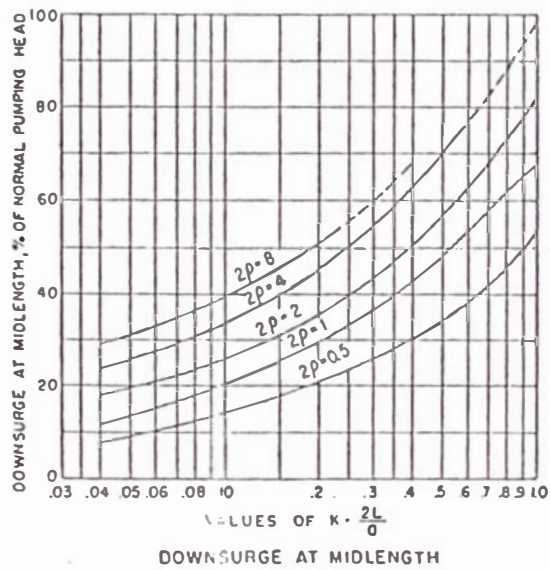


FIGURA 4.41b.-

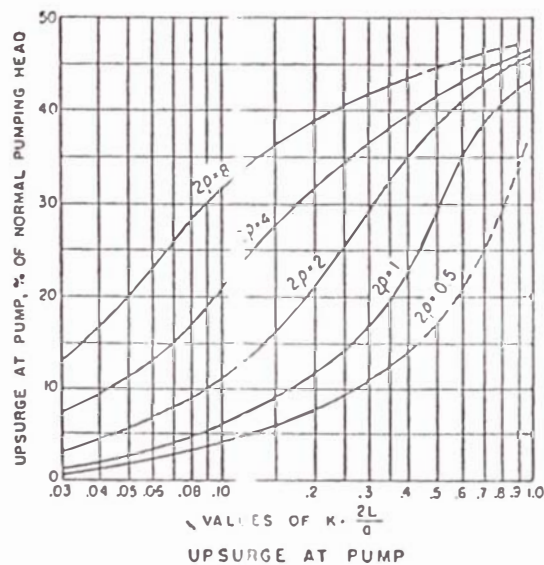


FIGURA 4.41c

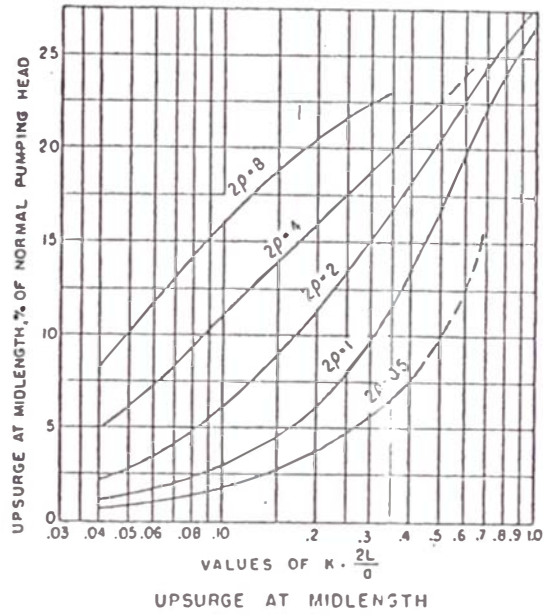


FIGURA 4.41d

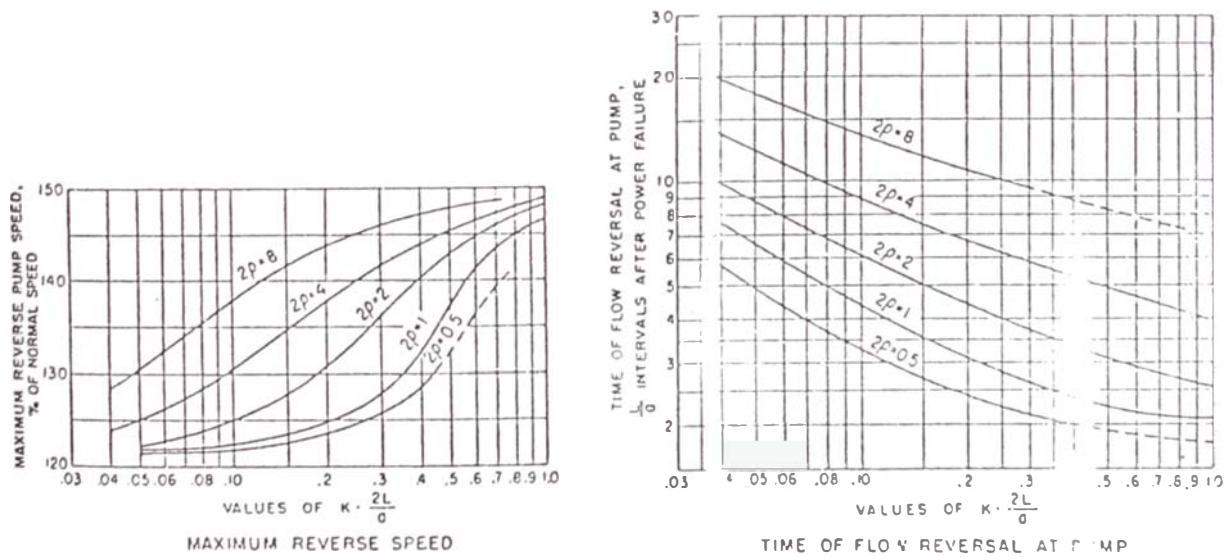


FIGURA 4.41e,f

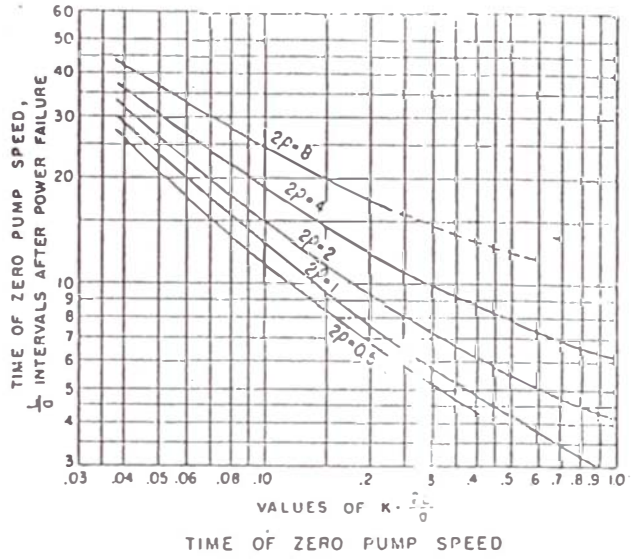


FIGURA 4.41g .-

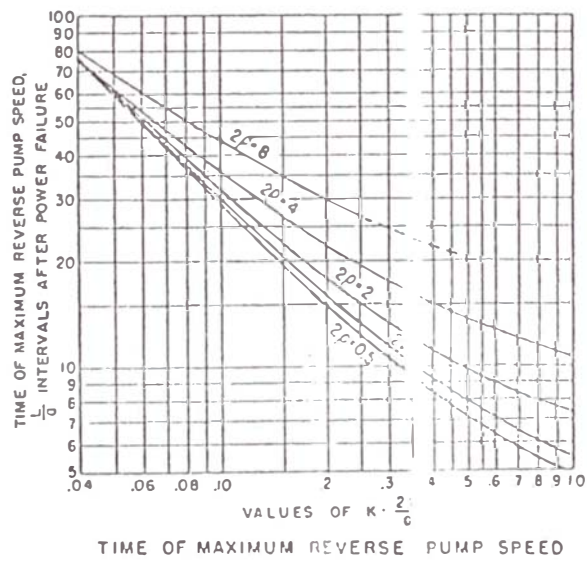


FIGURA 4.41h

efectos del golpe de ariete hasta el punto en el cual el flujo se invierte a través de la bomba - ahora bien, cuando es necesario, las características de las bombas para las zonas de disipación de energía y el funcionamiento como turbina, pueden ser estimados con suficiente exactitud para los propósitos de cálculo de los efectos del golpe de ariete. (fig.4.41)

4.3.2.1. Cálculo Gráfico del Golpe de Ariete del Caso del presente Trabajo.

El esquema de la instalación del sistema de bombeo, es muy semejante al de la figura 4.38 que se mostró anteriormente; las dos diferencias importantes que harán cambiar el diagrama de solución gráfica son :

a) Que el nivel del agua en la poza de la casa de bombas, se encuentra a un mayor nivel que los motores de bomba misma; es decir que las bombas estarán sumergidas en el agua, por ser bomba "vertical tipo turbina".

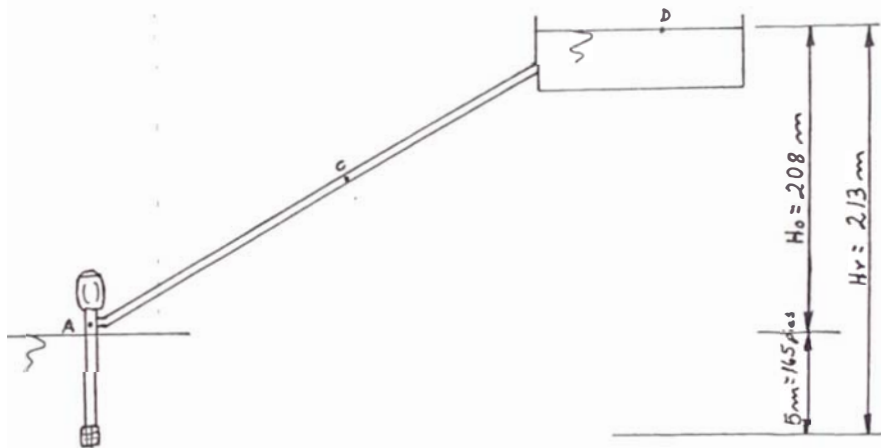


FIGURA 4.42.- Esquema del Sistema de bombeo

Esto implica que la altura inicial es

$$H_o = 208 \text{ m.}, \text{ y}$$
$$h_o = \frac{H_o}{H_r} = \frac{208}{213} = 0.976$$

Por lo que la solución gráfica inicialmente sería idéntica que en la figura 4.39, con la diferencia que el punto inicial A_o , $CL/2a, DL/a$ será localizada en la intersección de las líneas $h = 0.976$ y $\alpha = 1.0$ pero como la bomba se considera hasta la boca de salida de la misma que se encuentra sobre el nivel del agua, no consideraremos esta

variación para el análisis gráfico por no ser --
significativo; por lo que siempre consideraremos --
el punto A en $\alpha=1, \beta=, h=1$ y $v=1$ como se puede --
apreciar en la figura 4.45.

b) Que a la salida de cada bomba se instalará --
una válvula check para detener el retorno del --
agua una vez que ha fallado el suministro de energ --
gía a los motores de las bombas, y el agua retorn --
na. El esquema de la instalación sería:

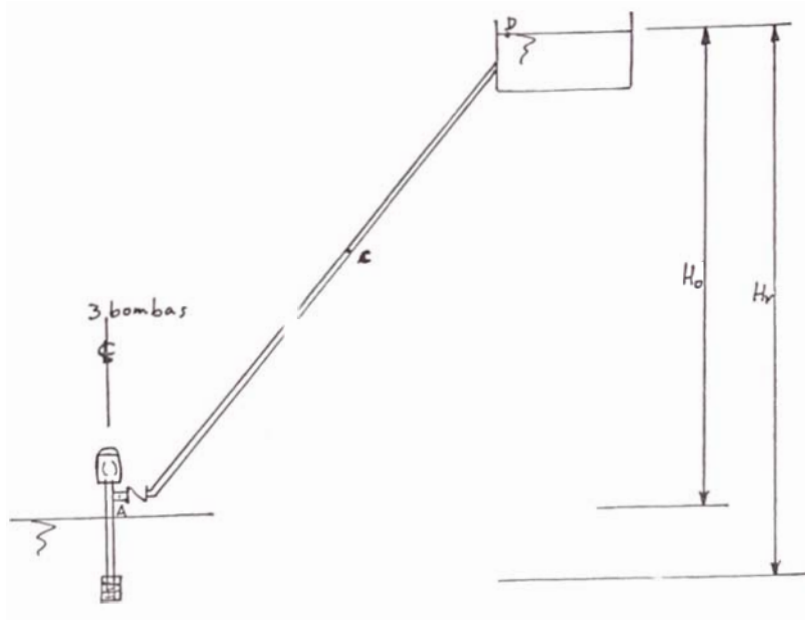


FIGURA 4.42a. Esquema de la instalación

Por lo que, apenas empiece a retornar el flujo de agua en sentido inverso al original, las válvulas check se cierran rápido y automáticamente evitando así el embalamiento de las bombas.

Como puede verse, es una instalación parecida a la de la figura 4.38. La solución en la primera parte es idéntica a la de la figura 4.39 con la variante del punto (a), hasta el punto en que el flujo se hace cero; en ese momento la válvula check se cierra rápidamente y los efectos del golpe de ariete son entonces determinados por las fórmulas que rigen para el caso de un cierre completo de la línea de descarga por una válvula, que ya vimos anteriormente, la máxima presión que levanta por la presencia de las válvulas check, se establece alrededor de $0.90 H_0$ y comparado con $0.61 H_0$ cuando el flujo inverso pasa a través de la bomba, es mayor. Si la válvula check se demora en cerrar, el efecto del golpe de ariete será mayor ya que en principio dejaría pasar flujo inverso a través de la bomba y una vez que el agua regresa con cierta velocidad recién se cierra la válvula check, deteniendo bruscamente el flujo; puede llegar incluso a presiones altas como $2.54 H_0$ frente a $0.90 H_0$ para un cierre rápido de la válvula check.

Para calcular gráficamente el valor del golpe de ariete tendremos que construir primero un Diagrama h-v - con las familias α y β , como se indicó en el ejemplo anterior, para la bomba que se ha relacionado previamente; luego con éste diagrama se podrá trazar en otro diagrama h-v la variación de la presión por el golpe de ariete gráficamente.

Construcción del Diagrama Característico de la Bomba Worthington 15M-185 en la Zona de Operación Normal

Usaremos la fig. 4.43 que corresponde a las características de la bomba Worthington 15M-185 proporcionado por el fabricante donde se incluye la altura proporcionada por la bomba, la potencia al perno, la eficiencia de la misma y el NPSH requerido.

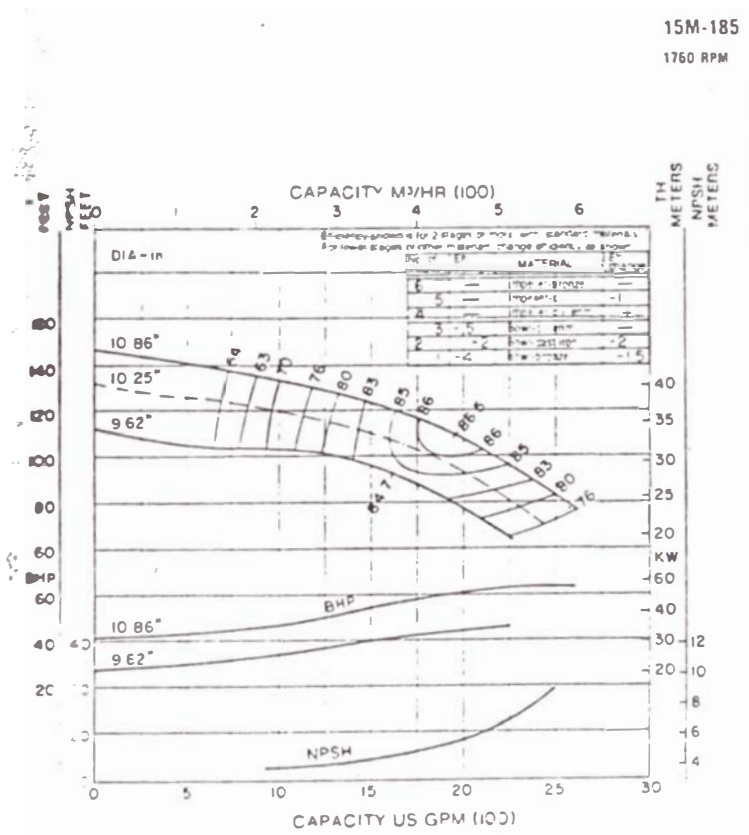


Fig. 4.43 Curvas típicas de Rendimiento de la Bomba Worthington 15M-185

Con esta figura hallaremos las familias de curvas de tanque (β) y velocidades angulares (α) en un diagrama h-v según el procedimiento explicado en el sub-capítulo(4.3.2.). Para esto tenemos los siguientes datos necesarios.

Hr = 268m. para los 7 pasos de la bomba

Qr = 0.3m³/s. para las tres bombas

Pero para el gráfico lo sub-dividiremos para ^{un paso} una bomba ya que dichos gráfico será el mismo por ser porcentual h y v.

Hr = 124 pies por paso

Qr = 15 GPM por bomba

Mr = 55 BHP por paso (de la figura 4.43)

Como $\beta = \frac{M}{Mr}$ y $\alpha = \frac{N}{Mr}$

Tabla 4.35.-Cálculo de valores de h y v

ϕ	BHP	H	Q	h	v
1.1	60.5	112.0	18.5	0.9	1.23
1.0	55.0	124.0	15.0	1.0	1.0
0.9	49.5	128.0	12.5	1.03	0.83
0.8	44.0	137.0	7.5	1.10	0.50
0.7	38.5	144.0	2.5	1.16	0.166

Con estos valores de h y v se traza la curva de $\alpha = 1$ en el diagrama h-v de la figura 4.44.

Luego trazamos tres parábolas del tipo $h = K_2 v^2$ por los puntos conocidos $\beta = 1.1, \beta = 1.0, \beta = 0.8$ sobre las cuales hallamos los puntos β_i y α_i según el procedimiento antes mencionado así por ejemplo: por el punto $\alpha = 1$ y $\beta = 0.8$ tenemos:

$$v = 0.5$$

$$h = 1.1$$

esto implica que en $h = K_2 v^2$ tenemos que

$$K_2 = \frac{h}{v^2} = \frac{1.1}{0.5^2} = 4.4$$

y su parábola quedará $h = 4.4 v^2$

para graficar la parábola; con la formula anterior:

v	0.1	0.2	0.3	0.4
h	0.04	0.17	0.39	0.70

así graficamos las otras dos.

Para hallar los valores de α y v se procede como se explicó anteriormente sobre las tres parábolas para finalmente con líneas unimos

CONSTRUCCION DE LA SOLUCION GRAFICA DEL GOLPE DE ARIETE . (FIG.4.45).

Primero hallaremos la constante de la línea de la tubería (P) que viene a ser la mitad de la pendiente de la recta que se graficará en la figura 4.45.

$$\rho = a \frac{V_o}{2g H_r}$$

donde :a = velocidad de onda de presión =

(3,788 pies/seg) 1,148m/s

calculado en el sub-capítulo 4.3.1.

V_o = Velocidad Nominal del flujo=1.588m/s

(5.24 pies)
seg.

g = aceleración de la gravedad = (9.775 m/s)

(32.05 pies/s)

a 4,100m.s.n.m. y 15° latitud sur.

H_r = altura nominal del sistema=268.47m

(887.6pies)

$$\rho = \frac{3,788 \frac{\text{pies}}{\text{seg}} \times 5.24 \frac{\text{pies}}{\text{seg}}}{2 \times 32.05 \frac{\text{pies}}{\text{seg}^2} \times 887.6 \text{ pies}} = 0.3488$$

Por lo que la pendiente de la recta - más $2\beta = 0.697$ con esta pendiente trazamos una recta partiendo del punto A0 ($h=1.0$ y $v=1.0$) siguiendo el procedimiento establecido continuamos con terminos el gráfico de la fig.4.45.

Para esto necesitamos los siguientes datos para la solución de fórmulas de golpe de ariete y de Inercia:

de la ecuación 4.43 tenemos

$$K_1 = \frac{91,600 \text{ Hr } Q_r}{WR^2 \eta_r \text{ Nr}^2}$$

donde:

$$\text{Hr} = 887.6 \text{ pies/seg.}$$

$$Q_r = 300 \text{ lit/seg.} = 10.78 \text{ pie}^3/\text{s}$$

$$\eta_r = 83\% = 0.83 \text{ (de la figura 4.43)}$$

$\text{Nr} = 1,800 \text{ RPM}$ (de las características del motor Westinghouse 5010 VP20 pre seleccionado)

$WR^2 = 3,502 \text{ lb-pie}^2$ (hallado según se indica a -- continuación)

Sabemos que el momento de inercia de un cilindro lleno al rededor de su eje es /11/,

$$I = \frac{MR^2}{2} = \frac{W}{g} \frac{R^2}{2}$$

Pero el momento de inercia de un sistema Motor-bomba (partes rotativas) mas el efecto de la inercia del agua en circulación es /13/:

$$I = \frac{WR^2}{g}$$

donde:

W = peso de las partes rotativas del sistema Motor-Bomba.

R = Radio exterior representativo de las partes rotativas del sistema Motor-Bomba

Ahora, hallaremos el peso de las partes rotativas del sistema Motor-Bomba de información proporcionada por los fabricantes Westinghouse y Worthington:

-Peso total del Motor eléctrico = 3,400 lb.

Parte giratoria motor más unión flexible (70%)
2380 lb.

-Peso de las partes rotativas de la bomba, ejes de los motores y el eje de transmisión = 300lbs.
Haciendo un total de : 2,680lbs.

Luego, el radio representativo de las partes rotativas del sistema Motor-Bomba sacamos del esquema del Motor Westinghouse 5010 VP 20 y así:

$$R = 8" \varnothing = 0.66 \text{ pies de } \varnothing$$

Reemplazando tenemos que

$$WR^2 = 2,680 \text{ lbs.} \times 0.66^2 \text{ pies}^2 = 1,167.4 \text{ lbs. pie}^2 \text{ por cada bomba.}$$

y para las tres bombas sera:

$$WR^2 = 1,167.4 \times 3 = 3,502 \text{ lbs. pie}^2$$

$$WR^2 = 146 \text{ Kg-m}^2$$

Reemplazando en las formulas 4.43 tenemos

$$K_1 = \frac{91,600 \times 887.6 \text{ pies} \times 10.78 \text{ pie}^3 / \text{seg}}{3,502 \text{ lbs. pie}^2 \times 0.83 \times 1,800^2 \text{ rpm}} = 0.093$$

$$K_1 = 0.093$$

De acuerdo a la fórmula del golpe de ariete --- tenemos que

$$\alpha_1 - \alpha_2 = K_1 \Delta T (\beta_1 + \beta_2)$$

Ahora hallaremos valores de α y β para cada $\Delta T = L/4a$ según el procedimiento antes indicado.

$$\Delta T = L/4a = \frac{6,668 \text{ m}}{4 \times 1.148 \text{ m/s}} = 1.452 \text{ seg.}$$

La fórmula de golpe de ariete para $\Delta T = L/4a$ sería

$$\Delta T = L/4a \rightarrow \alpha_1 - \alpha_2 = 0.135 (\beta_1 + \beta_2)$$

Con la que por aproximaciones h_e iteraciones --- hallaremos los valores de α y β de la figura -- 4.44, con los que hallamos sobre la recta típica

de la tubería los valores de h y v respectivos; éstos valores los graficamos en la figura 4,45.

TABLA 4.36

CALCULO DE α Y β

Tiempo	β Tangue	α Vel. Ang.	$\alpha_1 - \alpha_2$ Graf.	$\beta_1 + \beta_2$ Graf.	$\alpha_1 - \alpha_2$ Analítico
Ao	1.00	1.00	0	0	-
A $L/4a$	0.6	0.83	0.17	1.6	0.216
	0.5	0.77	0.23	1.5	0.202
	0.53	0.785	0.215	1.53	0.206
	0.54	0.80	0.200	1.54	0.207
A $L/2a$	0.37	0.70	0.10	0.91	0.1228
	0.34	0.68	0.12	0.88	0.119
A $\frac{3L}{4a}$	0.23	0.60	0.08	0.57	0.077
A L/a	0.15	0.50	0.10	0.38	0.051
	0.19	0.55	0.05	0.42	0.056
A $\frac{3L}{2a}$	0.15	0.50	0.10	0.38	0.1026
A $L/2a$	0.12	0.465	0.035	0.27	0.073
	0.10	0.45	0.05	0.25	0.068
	0.098	0.43	0.07	0.248	0.067

Como podemos ver, esta recta antes de los $\frac{L}{2a}$ segundos corta la coordenada $v = 0$ es decir que ya no hay flujo de agua por la bomba, pero el agua sigue fluyendo por la tubería por lo que se producirá una succión en las bombas para lo cual se debe tener un recipiente de agua para reponer a la tubería cuando falte.

En estos casos la solución gráfica se hace como se aprecia en la figura 4.45 /14/ es decir cuando la recta típica del sistema del diagrama de la fig. 4.45 corta a la coordenada $v=0$ antes de llegar a $x=0$ (cuando la bomba ya no gira). Teniendo válvulas check a la salida de cada bomba, la sobrepresión máxima se da en el punto A_4 simétrico al punto de sub-presión A_2 esto es el 70% de la presión nominal H_r . Con esto concluimos que siendo $H_r=268.97m$. (887.6 pies).

H sobre presión por golpe de ariete $= 0.7 \times 268.97 = 188m$.

H total con sobrepresión $= 456.97m$.

H total mínima $= 80.97m$.

Comparando con la sobrepresión calculada para el caso en que por algún motivo el flujo en la tubería es obstruida rápidamente como se -

puede apreciar en el sub-capítulo 4.3.1., vemos que es casi igual, 186.79 m., cuya sobrepresión *si* resiste la tubería escogida anteriormente.

4 3.3. DISPOSITIVOS DE ALIVIO CONTRA EL GOLPE DE ARIETE EN SISTEMAS DE BOMBAS /14/

Varios son los tipos de dispositivos-protección contra el golpe de ariete que se instalan en las líneas de bombeo. Entre estos tenemos tres de los más importantes.

-Volante

-Válvulas especiales

-Cámara de aire comprimido

a) Volante.- Cuando por la falta de energía eléctrica el motor de las bombas se desactivan produciendo oscilaciones de presión en la línea de la tubería de descarga; el momento de inercia del conjunto motor-bomba actúa como elemento capaz de minimizar las oscilaciones de presión; esto se

le llama efecto de volante, que cuanto mayor sea su valor menor serán las oscilaciones de presión.

Para aumentar el momento de inercia, sobre el eje del conjunto de bombeo se agrega una masa W capaz de aumentar la inercia total del mismo.

El cálculo de la volante corresponde al cálculo de su momento de inercia WR^2 ; que viene de las ecuaciones 4.42 y 4.43

$$\alpha_1 - \alpha_2 = K_1 (\beta_1 + \beta_2) \Delta T$$

$$K_1 = \frac{91,600 \text{ HrQr}}{WR^2 \eta_r N_r^2}$$

En la práctica se vió que esta solución del uso de una volante es recomendable para sistemas de bombeo de tuberías cortas y grandes potencias. Como nuestro caso es de una línea de gran longitud, no es recomendable /14/.

b) Válvulas Especiales. - Entre ellos tenemos a los siguientes:

-Válvula Blondelet /14/:

Patentada por la firma Pont-A-Monsson de Francia. La válvula consiste esencialmente de un cilindro donde el aire es comprimido hasta la presión máxima deseada (sobrepresión). Cuando hay una sobrepresión mayor a la fijada en la válvula, esta acciona otra válvula que se abra dejando descargar agua de la línea de bombeo evitando así mayores presiones. Estas válvulas no combaten las sub-presiones que sí ---

existirán en nuestro caso.

Son fabricadas en diámetros de 100mm y 200mm, pueden seleccionarse por la tabla 4.37

TABLA 4.37 //4/

Selección de Válvulas Blondelet

Vazoes (caudales) (l/seg)	Alturas manométricas $H_o = H_m$ (m)					
	25	50	75	100	150	200
30	100	100	100	100	100	100
50	200	200	100	100	100	100
100	200	200	200	200	200	200
200	2x200	2x200	200	200	200	200
300	*	2x200	2x200	2x200	200	200
400	*	*	2x200		2x200	2x200
500	*	*	*	2x200	2x200	2x200

* Fabricacao especial

-Válvula Aranfarpa:/14/

Semejante a las anteriores, consta de un embolo diferencial y de una cámara de aire comprimido. Fabricada también en diámetros de 100mm. y 200mm. Tampoco es diseñada para compartir las depresiones ocasionadas por las ondas de sub-presión. Se seleccionan con el gráfico de la figura 4.46.

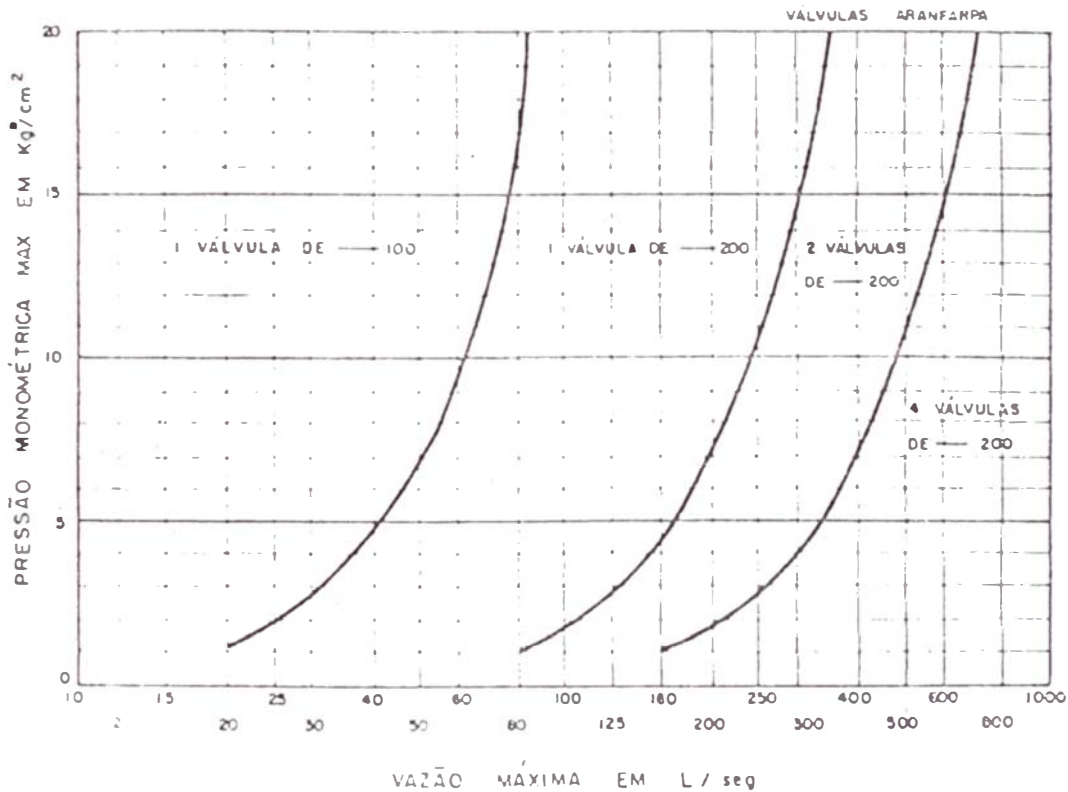


FIGURA 4.46.-Gráfico para la selección de Válvulas Aranfarpa.

-Válvulas de Seguridad:

Se trata de una válvula típica para des-
cargas de alivio. Muy empleadas en instalaciones
de vapor. Tampoco combaten las sub-presiones.

c) Cámaras de Aire Comprimido.- Normalmente se --
usan en sistemas de bombeo con tuberías muy ex--
tensas. En dichas tuberías largas se presentan a
veces situaciones en las que se pueden presentar--
descolgamiento del flujo (sub-presión en la que --

la presión interna es menor que la atmosféri-
ca y puede ocurrir cavilación o evaporación del --
agua) como se puede ver en la figura 4.47 /14/, y
este dispositivo si elimina este peligro.

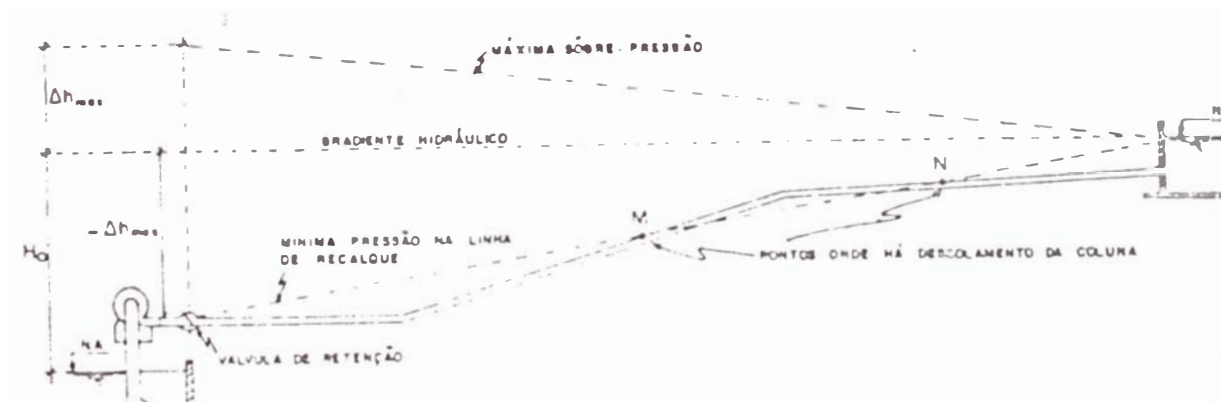


FIGURA 4.47.- Descolgamiento del flujo

La sub-presión ocurrida entre los -- puntos M y N de la figura 4.47 son presiones sub-atmosféricas, la cual puede también colapsar la tubería. Esta situación es sumamente grave, pudiendo ocasionar presiones de difícil definición.

Las cámaras de aire comprimido, además de aliviar los efectos del golpe de ariete, evitan el descolgamiento de la columna del flujo. Constan inicialmente de una cámara donde contiene agua y aire comprimido como se puede ver en la figura 4.48.

Cuando por la interrupción de la energía eléctrica, las presiones de la línea de bombeo caen rápidamente, el aire comprimido que está a la presión de trabajo y contenido dentro de la cámara, expulsará el agua de la cámara hacia la línea de bombeo, minimizando efectos de variación de velocidades y presiones.

La depresión en la tubería de descarga de las bombas se dará hasta el instante en que la rotación del conjunto de bombeo y la inercia del agua bombeada no sean lo suficiente como para mantener las válvulas Check abiertas. Cuando

empieza a retornar el flujo de agua en sentido-contrario las válvulas Check se cerrarán inmediatamente y el flujo de agua entrará nuevamente a la cámara comprimiendo el aire ahí existente, y consecuentemente irá amortiguando las ondas de-sobre-presión.

Para un mejor funcionamiento de la cámara de aire comprimido, el orificio existente en la parte inferior, deberá tener una forma --tal, que cuando ocurra la sub-presión en la línea de descarga, la pérdida de carga por la salida del agua de la cámara será bien inferior a la pérdida de carga que ocurrirá al ingresar el agua a la cámara debido a la sobre-presión en la línea de descarga; de esta manera se amortiguará mejor las ondas de presión del golpe de ariete. Por ejemplo, para el orificio fabricado de acuerdo a la figura 4.48, la pérdida de carga - por la salida de agua de la cámara es 2.5 veces menor que la pérdida de carga por el ingreso del agua a la misma.

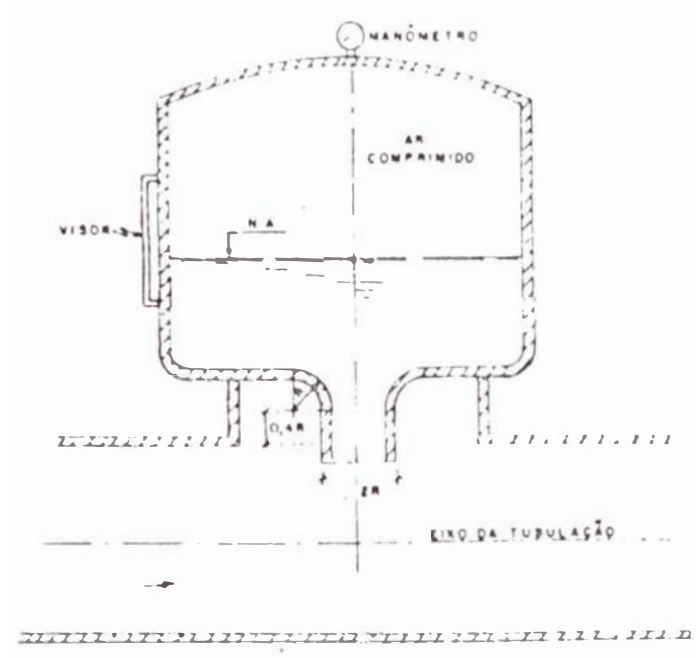


FIGURA 4.48.- Esquema de uma Câmara de Aire comprimido.

En bien a diversos estudios por el método gráfico, se estudia el dimensionamiento de las cámaras de aire comprimido en función de /14/.

C_o = Volumen de aire en la cámara.

$H_o = H_o + p_o$ = presión absoluta inicial de la cámara.
 δ ra. ($H_o = H_r$).

Δ h1 = Máxima sub-presión

Δ h2 = máxima sobre-presión

$$\rho^* = \frac{aV_0}{2gH_0^*} \quad (4.47)$$

$$K = \frac{hf}{H_0^*} \quad (4.48)$$

donde:

hf = suma de las pérdidas de carga en la tubería de descarga del sistema de bombeo y en el orificio de la cámara de aire comprimido - cuando el flujo Q_0 se verifica en el sentido contrario.

En los gráficos de las figuras 4.49 a a,b,c, y d se representan los valores de $2\rho^*$ a la salida de las bombas con línea llenas, y con línea punteada los valores para el medio de la tubería de descarga del sistema de bombeo.

Para el empleo de los gráficos de la figura 4.49 son recomendables las siguientes hipótesis /14/.

a) Las válvulas check se cerrarán inmediatamente - después que la energía eléctrica se interrumpa.

- b) La cámara de aire se instalará adyacente a las bombas.
- c) Las variaciones de presión y volumen del aire en el interior de la cámara ocurren según la expresión ; $H^* C^{1,2} = \text{Constante}$ (proceso adiabático o isotérmico).
- d) El orificio de la base de la cámara deberá ser construido según el esquema de la figura 4.48.

Además, para evitar que el aire de la cámara ingresa a la tubería de descarga de las bombas cuando ocurran la máxima sub-presión, el volumen total de la cámara de aire deberá ser:

$$C^1 > C_0 \left(\frac{H_0^*}{H^*_{\min}} \right)^{0.83} \quad (4.49)$$

donde:

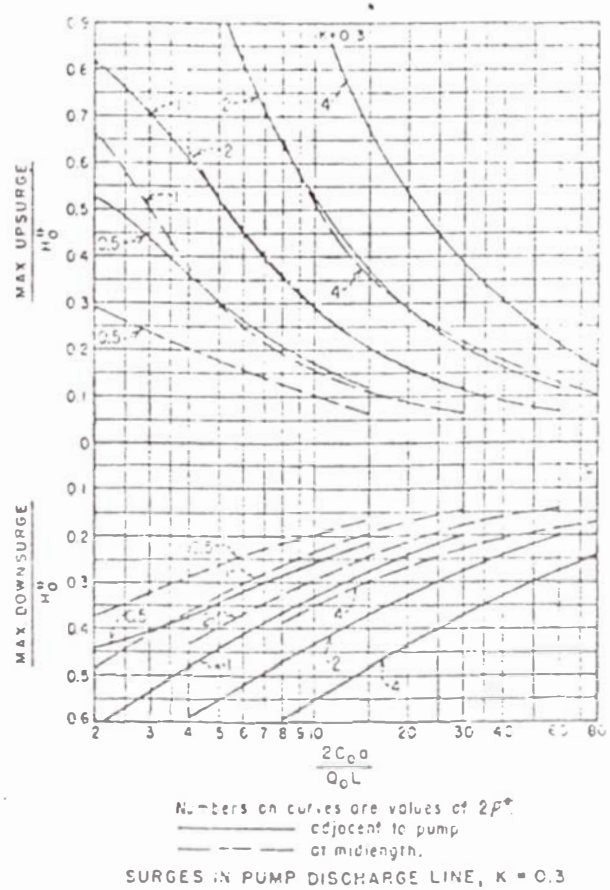
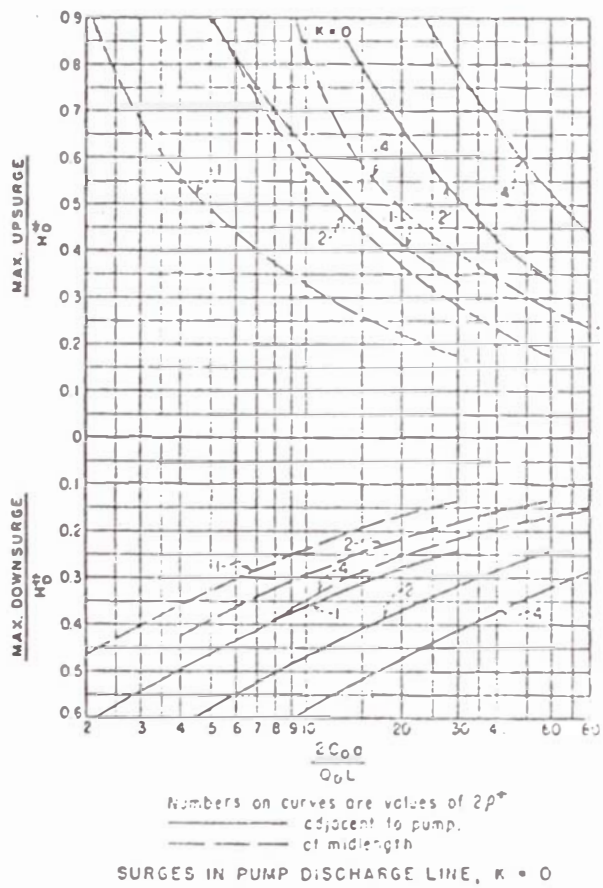
$$H^*_{\min} = H_0 - \Delta h_l \quad (4.50)$$

Por otro lado de la fórmula 4.48,

$$h_f = h_{f1} + h_{f2}$$

donde

h_{f1} = pérdidas por fricción y accesorios del sistema de bombeo.



a

FIGURA 4.49. -Aire Comprimido para Sistema de bombeo.

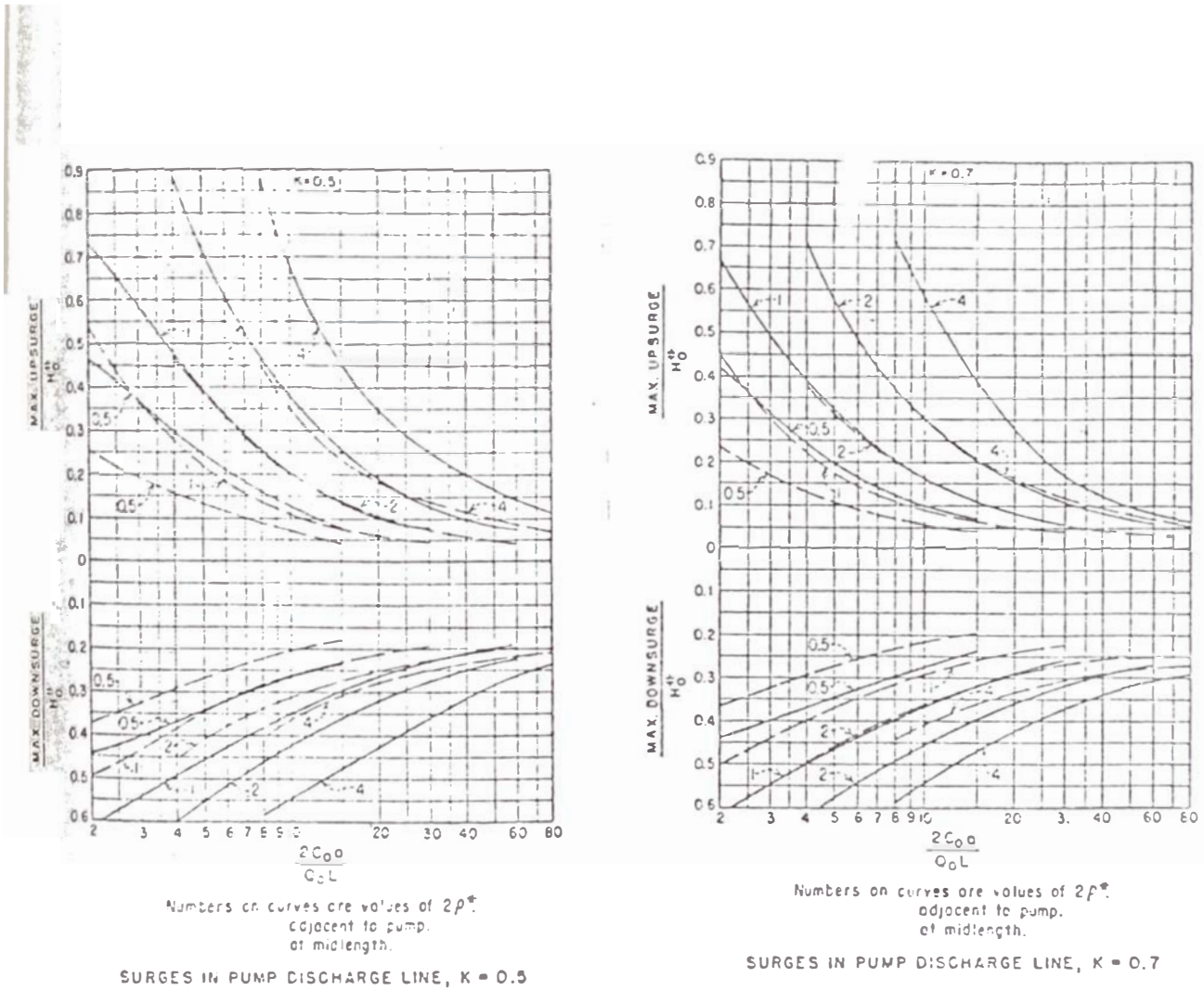


Fig. 4.49 Aire comprimido para Sistemas de Bombeo

hf2 = pérdida de carga producido por el orificio de la base de la cámara de aire para ingresar el caudal Qo (Qr) después de ocurrido la sub-presión.

$$hf2 = 2.5 (1 - C_v^2) \Delta h1 \quad (4,51)$$

donde C_v = Coeficiente de descarga del orificio = 0.97 para la figura 4.48 /14/

Con estas consideraciones procedemos al cálculo de las dimensiones de la cámara de aire comprimido.

$$H_o^* = H_o + \frac{P_o}{\gamma}$$

$$H_o = H_g + H_f = 208 + 60.47 = 268.47 \text{ m.}$$

$$\frac{P_o}{\gamma} = 45.7 \text{ cm Hg} = 6.1 \text{ mH}_2\text{O a } 4,100 \text{ m.s.n.m.}$$

$$H_o^* = 268.47 + 6.1 = 274.57 \text{ m H}_2\text{O}$$

de la figura 4.45

$$\Delta h1 = \text{máxima sub-presión} = 0.7 H_r = 0.7 \times 268.47 = 187.93 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$\Delta h2 = \text{máxima sobre-presión} = 0.7 H_r = 0.7 \times 268.47 = 187.93 \text{ mH}_2\text{O}$$

de la fórmula 4.47:

$$P^* = \frac{\rho a v_o^2}{2g H_o^*} = \rho \frac{H_r}{H_o^*} = 0.348 \times \frac{268.47}{274.57} = 0.341$$

$f = 0.3488$ del sub-capítulo 4.3.2.1.

$H_r = 268.47\text{m}$.

$H_o^* = 274.57\text{m}$.

$$\Rightarrow 2f^* = 0.68$$

Para calcular el valor de la constante K , tenemos:

$$h_f = H_{f1} + h_{f2}$$

donde:

$$H_{f1} = H_f = 60.47\text{mH}_2\text{O}$$

$$h_{f2} = 2.5 (1 - C_v^2) \Delta h_1 = 2.5 (1 - 0.97^2) 187.93 = 27.77\text{mH}_2\text{O}$$

$$h_f = 60.47 + 27.77 = 88.24\text{mH}_2\text{O}$$

en la fórmula 4.48:

$$K = \frac{h_f}{H_o} = \frac{88.24}{274.57} = 0.32$$

escogemos $K = 0.3$ o sea la figura 4.49 b

Para usar la figura 4.49b necesitamos los siguientes datos:

$$2f^* = 0.68 \approx 0.5$$

$$\frac{\Delta h_1}{H_o^*} = \frac{187.93}{274.57} = 0.684$$

del gráfico de la figura 4.49 b, tenemos que:

$$\frac{2 C_o a}{Q_o L} = 2$$

$$C_o = \frac{2 \cdot Q \cdot L}{a} = \frac{0.3 \text{ m}^3 / \text{s} \times 6,668 \text{ m}}{1,148 \text{ m} / 3} = 1.74 \text{ m}^3$$

Para cumplir con el requisito de la fórmula 4.49 tenemos que:

$$C' > C_o \left(\frac{H_o^*}{H_{\min}} \right)^{0.83} = C_o \left(\frac{H_o^*}{H_o^* - \Delta h_1} \right)^{0.83}$$

$$C' > 1.74 \left(\frac{274.57}{274.57 - 187.93} \right)^{0.83} = 4.53 \text{ m}^3$$

Osea que por lo menos en la cámara tendrán que existir 2.79 m^3 de agua para reponer a la tubería de descarga del sistema de bombeo cuando se produzcan las sub-presiones

Para comprobar si el agua de la cámara será suficiente para reponer el agua necesaria en la tubería de descarga del sistema de bombeo nos vamos a la figura 4.45 que es la solución gráfica del golpe de ariete. Se puede apreciar que en el punto A2 el caudal es cero pero la onda de sub-presión aún no ha regruesado a las bombas por lo que necesitará agua para que el flujo siga en sentido original hasta que el flujo se -

invierta o sea en el punto $\frac{AL}{2a}$, El agua necesaria compensatoria será W:

$$W \geq Q_r \left(\frac{t_{A2L}}{a} - t_{A_2} \right)$$

donde $Q_r = 0,3 \text{ m}^3/5$

$$\frac{t_{A2L}}{a} = 8 \times L = 8 \times 1,452 = 11,6 \text{ seg.}$$

$$t_{A_2} \approx \frac{5 \times L}{4a} = 5 \times 1,452 = 7,26 \text{ seg.}$$

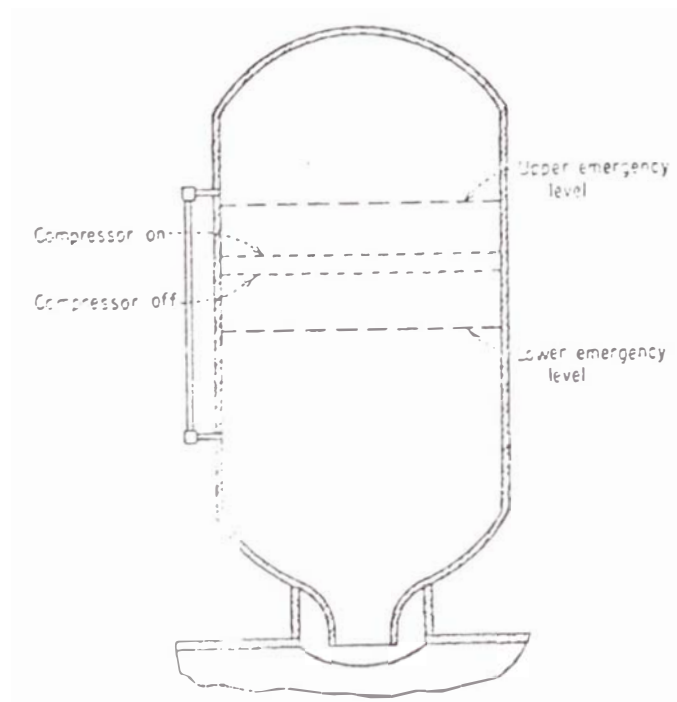
$$W \geq 0,3 \text{ m}^3/5 (11,65 - 7,265) = 1,3 \text{ m}^3 \text{ H}_2\text{O}$$

Como inicialmente se calculó un mínimo de $2,79 \text{ m}^3$ de agua en la cámara, cubre de sobrema nera los $1,3 \text{ m}^3$ requeridos.

Del gráfico de la figura 4.45 también se deduce que a los 11,6 seg. después que se interrumpe la energía eléctrica, el flujo en la tubería de descarga cambiará de sentido volviéndose inverso. Que a los 7,26seg. ya no pasará agua por las bombas y que en la diferencia, o sea 4,34 seg. la tubería de descarga se alimentará del agua de la cámara de aire comprimido.

Finalmente para redondear adoptaremos un volumen total de la cámara $C' = 5 \text{ m}^3$.

Como observación final, teniendo en cuenta la constante mezcla de aire y agua en la cámara, es conveniente mantener un control de la presión del aire en esta cámara. Para tal caso, se debe tener un compresor instalarlo a la cámara de aire comprimido, y dicha cámara deberá tener un manómetro con un dispositivo automático de alarma, capaz de indicar cuando la presión del aire está por debajo del límite deseable; además haya un dispositivo o varios que indiquen el nivel del agua como se puede apreciar en la figura 4.50.



AIR CHAMBER CONTROL LEVELS

Fig. 4.50 Niveles de Control de la Cámara de aire Comprimido

4.4 CARGAS EXTERNAS SOBRE EL TUBO

En este subcapítulo analizaremos las cargas externas con las de presión de carga de trinchera (zanja), que es la que se ha escogido para la mayor parte de la línea de abastecimiento.

Asimismo se verá el caso de presión de colapso unforme por aumento de la presión externa o disminución de la interna.

Inicialmente en este subcapítulo se hará un análisis para ver si se va a congelar el agua de la tubería o no, por tener que instalarse a 4,100 metros sobre el nivel del mar donde cae nevada, granizo y heladas, y determinar con esto el relleno mínimo para la instalación.

4.4.1 Congelamiento del agua y profundidad de zanja

El agua en una tubería se congelará así sea corriente o no, si la temperatura desciende aunque sea una fracción de grado por debajo de la temperatura de congelamiento.

Bajo ciertas circunstancias impredecibles, el agua en agitación puede no convertirse en hielo que cause dificultades, aún cuando la temperatura sea tan baja como -2°C ó -2.5°C ; pero nada se puede asegurar al respecto. La

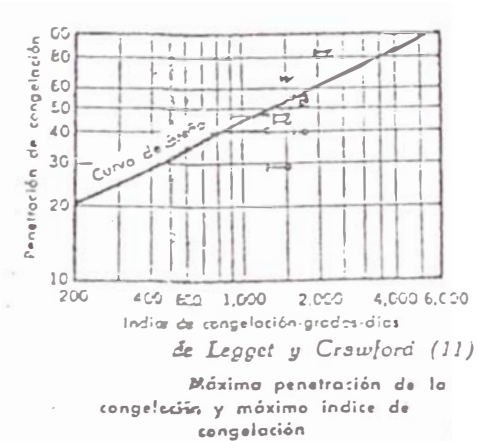
Única condición segura es que la temperatura del agua se mantenga arriba de la temperatura de congelamiento, con un margen, si es posible de 0.5 a 1°C. El valor que se agrega al agua móvil como resultado de la resistencia de fricción al flujo es insignificante en tuberías grandes con bajas velocidades, pero puede ser considerable en tuberías pequeñas con altas velocidades.

El agua que solo contiene partículas de hielo (agujas de hielo) puede causar varios problemas, debido a que estas pueden bloquear rápidamente una tubería, adhiriéndose a las válvulas o a cualesquiera obstrucciones menores. La experiencia ha indicado que el agua debe mantenerse a aproximadamente a 0.5°C por lo menos por encima de la temperatura de congelamiento para evitar problemas.

Los cálculos relativos a la prevención de congelación en tuberías se basan sobre los mismos principios generales de transmisión y pérdidas de calor que rigen a los cálculos similares aplicadas a edificios y otras instalaciones. Ahora bien, para el caso de congelación de tubos subterráneos; el agua se congelará debido al enfriamiento del suelo circundante a un punto inferior al de congelación. Las variaciones de temperatura en los suelos se relacionan con el flujo de calor en los mismos. La temperatura del aire es el factor más importante que afecta la temperatura del suelo y la penetración de la congelación.

El método más común para expresar el efecto de las

temperaturas del aire invernal es el INDICE DE CONGELACION. Este índice es el total acumulativo de grados-días, bajo el punto de congelación en cualquier invierno. En este contexto, un grado-día es una unidad que representa un grado de diferencia del punto de congelación de la temperatura del ambiente exterior promedio de un día. Una curva de diseño que relaciona la penetración de la profundidad de la congelación con el índice de congelación se muestra en la fig. 4.51/9/.



Las mediciones se efectuaron en Ottawa, 1947-51. A la derecha de cada línea horizontal se indica la máxima profundidad de penetración de congelación con el máximo índice de congelación; el extremo izquierdo indica índice de congelación en el momento de máxima profundidad de penetración. ● se refiere a mediciones hechas en arena (interpolados); ○ en arcilla (interpoladas); X en arena (por excavación) y + en arcilla (por excavación).

Fig. 4.51 Máxima Penetración de la Congelación y máximo índice de congelación

Esta curva fue desarrollada por el cuerpo de ingenieros del Ejército de los Estados Unidos de Norteamérica, de un análisis de registros de penetración de congelación en el Norte de los Estados Unidos. Los datos para varios

suelos de la fig. 4.51 provienen de observaciones hechas por Legget y Crowford.

El trabajo experimental efectuado por la AWWA so
bre el tema de penetración de congelación indica que:

- a) Las ecuaciones teóricas para calcular la profun
didad de penetración, no están libres de error.
La curva de diseño de la fig. 4.51 es el mejor
auxiliar de que se dispone actualmente para es
timar la penetración de la congelación.
- b) La penetración de la congelación es significatii
vamente mayor en el suelo alterado, que en el
suelo que no lo haya sido.
- c) Los tubos de agua pueden colocarse con seguri - u
dad a profundidad inferior en suelos arcillosos
que en suelos arenosos. La penetración de la -
congelación se ha encontrado que es aproximada-
mente una media veces en arena que en arcilla.
- d) La máxima penetración de la congelación puede -
ocurrir varias semanas antes o después de que -
el índice de congelación diario de un invierno
llega a un máximo.
- e) La congelación entra a mayor profundidad en

suelos que se encuentren sobre colinas con exposición al norte, que en aquellos con exposición al sur en el hemisferio NORte y al revés en el hemisferio Sur.

- f) La cubierta de nieve continua que no haya sido perturbada, reducirá la penetración de la congelación en una cantidad igual a, o mayor que el espesor de cubierta de nieve.

Ahora bien, como hemos podido ver, entre los datos preliminares, tenemos el clima en la zona (subcapítulo 2.1.2) y tenemos que en el invierno la temperatura promedio es de 6°C y una mínima de -14°C que se presenta rara vez y por poco tiempo, lo cual nos indica que para este caso el índice de congelación sería igual a cero o en su defecto a un mínimo de grados día. Al ser el índice de congelación casi cero, con una pequeña capa de tierra bastará para que el agua no se congele y más aún, considerando que la tierra de la zona es arcillosa y por ser una región de Puna, a la tierra sin cultivar le crece un pequeño gras que se sirve como aislante del frío del medio ambiente.

Una vez definido de que el agua no se congelará , determinaremos la profundidad que tendrá la zanja para evitar otros fenómenos tales como: erosión por las lluvias y vientos, cierta dificultad para llegar a la tubería si alguien extraño desea excavar hasta llegar a la misma, so -

bre carga local por algún vehículo, etc. La práctica y recomendaciones hechas por fabricantes de tubería de acero, fierro fundido, asbesto cemento y otros, nos indican que una buena profundidad es dejar 1.50 m. como mínimo sobre el lomo superior de la tubería; pudiendo ser más según la topografía del terreno y la rasante de la tubería en el punto a determinarse la profundidad.

4.4.2 Presión de Carga de Tierra en Zanja

El tubo de acero, tanto de pared delgada como de pared gruesa, ha sido usados bajo tierra por más de un siglo, en el caso de tubo de pared tersa y medio siglo en el tubo corrugado /9/.

Estos tipos de tubo han sido sometidos a cargas de tierra y cargas vivas de muchas clases y de alta intesidad sin que se presenten fallas generales por colapso o deformación inconveniente. Por lo tanto, la resistencia de carga del tubo en los diámetros y espesores de pared usados comúnmente ha sido generalmente adecuado y el problema de análisis no es vital, excepto que la deflexión del tubo de agua debe restringirse a límites permisibles para los recubrimientos y revestimientos empleados y para la hermeticidad de la junta cuando se utilizan coples mecánicos.

Una falla real por colapso de tubo de acero no

ocurre bajo cargas de tierra sino hasta que llega a una condición en la cual el diámetro vertical ha sido reducido un 20% del diámetro nominal y el diámetro horizontal ha aumentado en una proporción similar.

Muchos miles de estructuras de drenaje y acero corrugado muestran que prácticamente, son inaplastables - bajo cualquier relleno existente o carga sobre ruedas, - etc., cuando la cubierta de tierra es, por lo menos, igual en profundidad al tubo. La deflexión vertical media de estas estructuras, aún influyendo las que se encuentran - bajo ferrocarriles, es de, aproximadamente 2 ó 0% del diámetro nominal.

Para el cálculo de la deflexión del tubo, existen dos maneras de analizar y ver este fenómeno; una es la formulada por Splanger /9/ que se deriva de observaciones de alcantarillas y la otra es la teoría de "asentamiento" de Barnard /9/, derivada de observaciones sobre tubo de acero para agua, que también puede aplicarse para alcantarillas de tubo flexible.

Los tubos podemos agruparlos según su grado de rigidez; y así podemos obtener tres clases de tubos:

a) **Conductores rígidos**

Cuyas formas transversales no pueden distor

sionarse suficientemente para cambiar sus dimensiones verticales y horizontales en más de 0.1 por ciento sin causar daño.

b) **Conductos semirrígidos**

Cuyas formas transversales pueden distorsionarse lo suficiente para cambiar sus dimensiones horizontales o verticales más de 0.1 por ciento, pero no más 3.0 por ciento, sin causar daño material.

c) **Conductos flexibles**

Cuyas formas transversales se pueden distorsionar lo suficiente para cambiar sus dimensiones vertical u horizontal más de 3.0 por ciento antes de causar daño.

El tubo de acero, ya sea con pared gruesa o ligera, debido a sus características físicas, puede siempre funcionar como un conducto flexible, dentro de las limitaciones supuestas por la rigidez relativa de revestimientos o recubrimientos del tubo de agua. En nuestro caso veremos sólo lo relacionado a tuberías de acero y no a otros materiales. La mayor parte de instalaciones de tubería de acero se encuentran, por definición, en la clase semirrígida; no puede flexionarse más del 2 por ciento .

Generalmente a la tubería semirrígida se le nombra y calcula como flexible.

Las pruebas de cargas hechas en el campo sobre tubo enterrado, muestran:

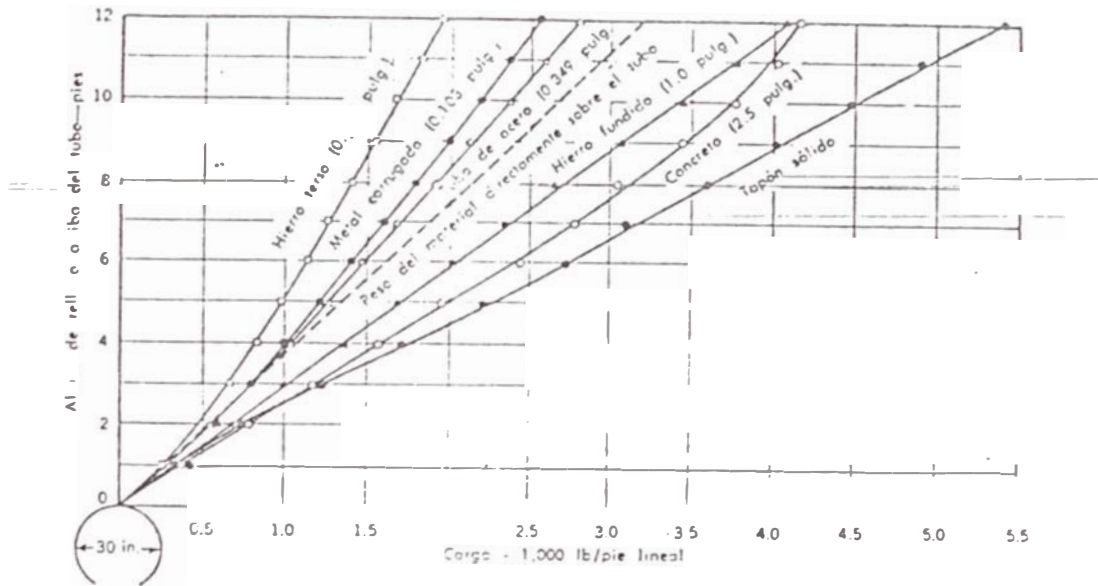
a) Que la carga desarrollada en un tubo rígido es mayor que en un tubo flexible.

b) Que esta carga mayor tiende a concentrarse en la parte superior e inferior del tubo-rígido, creando así, momentos flexionantes - que deben ser resistidos por el cascarón . Las pruebas muestran que la carga desarrollada en tubos flexibles:

- Está distribuida más uniformemente en la circunferencia, teniendo una menor concentración en un punto dado, como es en el caso del tubo rígido;

- Puede ser resistida como fuerza de compresión en el cascarón que, dependiendo de su rigidez, es resistida frecuentemente - más por acción de arco que por resistencia al momento. La fig. 4.52 muestra las cargas medidas de tierra sobre el tubo rígido y flexible (Este ejemplo se hizo sobre una tubería de 30 pulgadas y lo publicó Braune, Cain y Janda en su libro "Earth

Pressure Experiments on Culvert Pipe")/9/.



Cargas verticales transmitidas a tubo de 30 pulgadas.

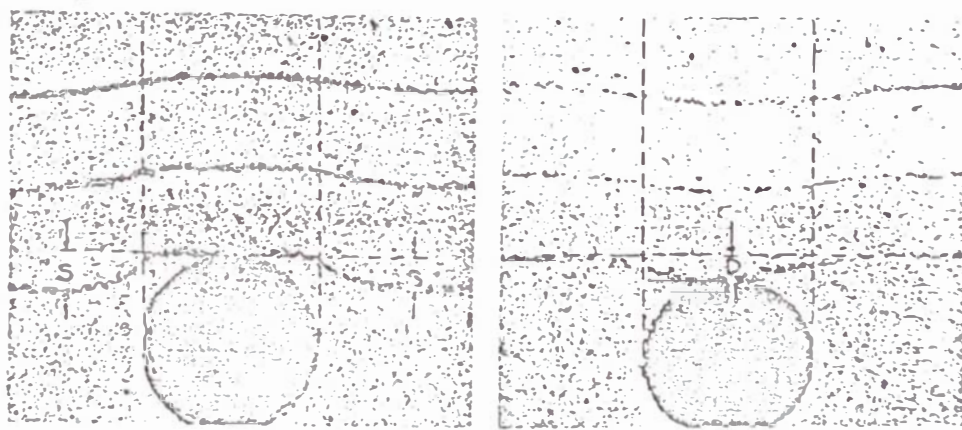
Se han hecho correcciones para variaciones con respecto al diámetro de 30 pulgadas. Las gráficas se basan en una condición de proyección de 100 por ciento por varias alturas de relleno de arena. Los números en paréntesis indican espesor de la pared en pulgadas (6).

Fig. 4.52 Cargas Verticales Transmitidas a un tubo de 30" /9/

Aunque la máxima capacidad de resistencia de carga en un tubo flexible depende hasta cierto punto, del espesor de la pared y de su módulo de sección, el tubo puede cambiar de forma sin fallar, transfiriendo en consecuencia, parte de la carga vertical en forma horizontal o radial, que es resistida por la presión pasiva de la tierra que lo rodea, al moverse éste hacia afuera. Cuando la pared es rígida puede no precisarse este movimiento. En consecuencia, el tubo rígido debe resistir por sí mismo toda la carga, en tanto que el tubo flexible comparte la carga

con la tierra que lo rodea. Ahí se encuentra la diferencia entre comportamiento rígido y flexible y la explicación de por qué las fórmulas clásicas de momento flexionante se aplican al análisis del tubo rígido, pero no al tubo flexible.

En la fig. 4.53 se muestra lo que sucede cuando ocurre asentamiento normal en un relleno que contenga tubo.



Efecto del asentamiento sobre tubo rígido y flexible en el relleno

En la fotografía de la izquierda, que corresponde a tubo rígido, S representa la cantidad de asentamiento del relleno por consolidación. En la fotografía de la derecha, que es de tubo flexible, D representa la deflexión del tubo al ceder bajo la carga.

Fig. 4.53 Efecto del asentamiento sobre tubo rígido y flexible en el relleno /9/

En estos módulos, las líneas horizontales eran rectas antes de ocurrir el asentamiento. Su desplazamiento da un indicio de lo que causa la diferencia en las cargas

del tubo rígido y el flexible, que se muestra en la fig. 4.52.

En la parte izquierda de la fig. 4.53 se muestra un tubo rígido "S" que representa la magnitud del asentamiento del relleno por consolidación. Las capas que están arriba del tubo rígido son más altas que las de los lados.

Las capas exteriores, al hundirse más que las capas en el prisma que está sobre el tubo, crean un arrastre en los costados del prisma sobre el tubo, y agregan al peso del prisma la cantidad de fuerzas de fricción. La carga en el tubo rígido, en consecuencia, puede ser mayor que el peso del prisma de la tierra directamente sobre él.

En la parte de la derecha de la fig. 4.53, que se refiere a tubería flexible, "D" representa la deflexión del tubo al ceder bajo la tierra. En este caso, después del asentamiento y consolidación del relleno, las capas arriba del tubo están más bajas que las de los costados. El peso del prisma de tierra que descansa sobre el tubo flexible, está soportado parcialmente por el material a los lados del tubo. Este soporte parcialmente puede medirse por la cantidad de fuerza de fricción ascendente generada en los dos planos de fricción y está rígida también, por el asentamiento del relleno y la deflexión del tubo.

4.4.2.1 Determinación de la Carga

Cuando se hace la instalación en una trinchera, se puede calcular la carga de acuerdo con la fórmula de Marston, para conductos en "zanjas" /9/.

$$W_C = D_c \cdot w \cdot B_d^2 \quad (4.52)$$

donde:

W_C = Carga sobre el conducto (lb/pie lineal)

D_c = Coeficiente de cálculo (según fig. 4.54)

w = Peso unitario del material de relleno de la zanja (lb/pie³)

B_d = Ancho de la zanja en la parte inferior del tubo (pies)

Esta fórmula da la carga vertical total en la zanja o trinchera al nivel de la parte superior del tubo. Marston y otros han demostrado por experimentación y observación de estructuras existentes que, prácticamente, toda esta carga es soportada por el conducto mismo cuando es rígido, y este tipo varía muy poco con relación a los materiales de tierra entre los costados de la estructura y los de la trinchera. Sin embargo, si el conducto es relativamente flexible, como son por ejemplo, los tubos de acero de pared delgada, se flexiona verticalmente y, al hacerlo, transmite una porción de la carga a las paredes de la trinchera, por fricción y, al fondo de la misma,

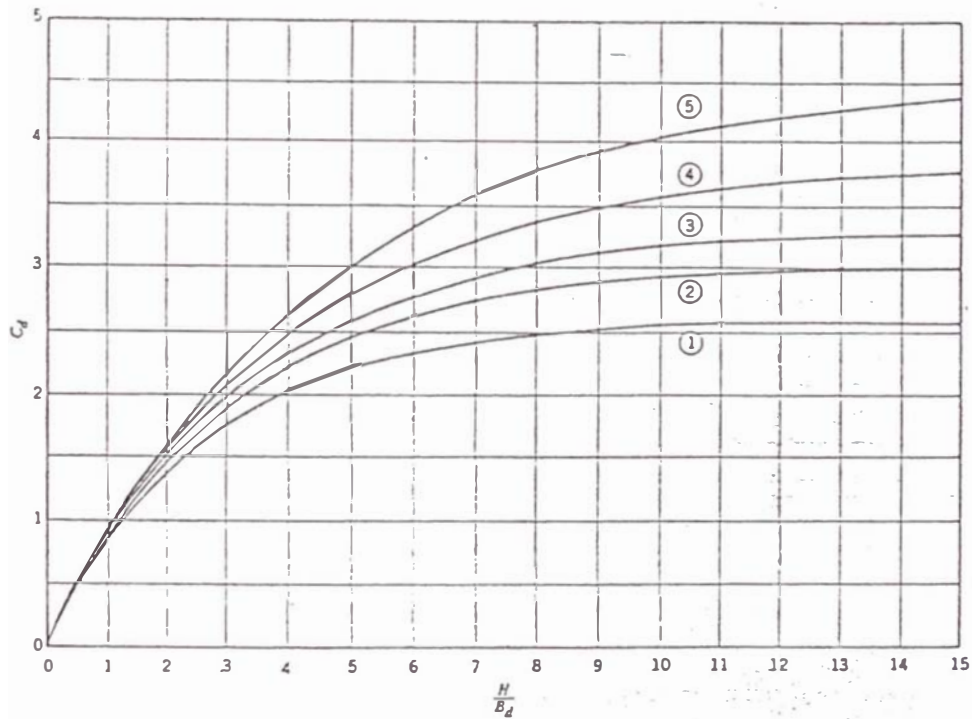
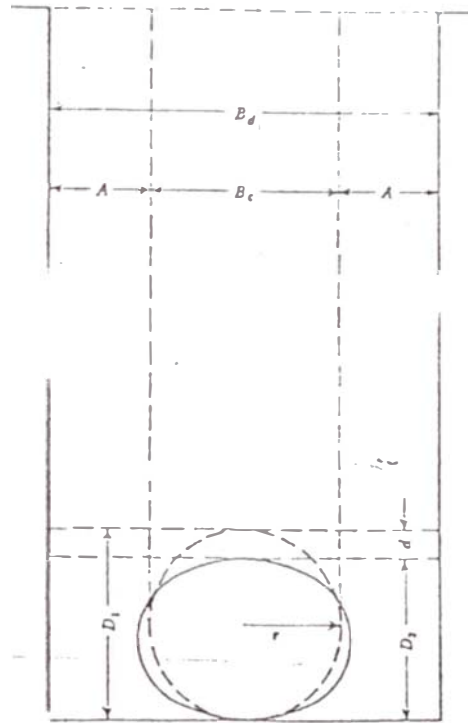


Diagrama de computación para cargas sobre tubo completamente enterrado en trinchera

C_d se refiere al coeficiente de cálculo; H a la altura (pies) de relleno sobre la parte superior del conducto; y B_d al ancho (pies) de la trinchera, en la parte superior del tubo. Los números en las curvas representan [1] mínimo de materiales granulares sin cohesión; [2] máximo para arena y grava; [3] máximo para relleno superior saturado; [4] máximo ordinario para sílica; y [5] máximo para arcilla saturada.

Fig. 4.54 Determinación del Coeficiente de Cálculo C_d

por asentamiento. En la fig. 4.55, el relleno de trinchera se muestra dividido en tres prismas.



Deformación del tubo de acero

La deformación del tubo transfiere una porción de carga de tierra a los costados y al fondo de la trinchera. B_d es el ancho de la trinchera en la parte superior del tubo; B_c y D_1 , diámetro del tubo instalado; A , diferencia entre B_d y B_c ; d , deformación del tubo; D_2 , diámetro del tubo deformado y r , radio del tubo instalado.

Fig. 4.55 Deformación del tubo de Acero /9/

Se puede considera como condición de carga mínima, si la deflexión del tubo "d" es igual al asentamiento del relleno lateral abajo de la parte superior del tubo ; el tubo y los rellenos naturales pueden, cada uno de ellos

soportar la misma cantidad de carga por unidad de ancho .
Bajo estas condiciones, la carga sobre el tubo flexible -
se puede determinar multiplicando la expresión de carga
de Marston (ecuación 4.52) por la relación del ancho del
tubo al ancho de la trinchera, o que daría:

$$W_C = C_d \cdot w \cdot B_d^2 \left(\frac{B_c}{B_d} \right) \quad (4.53)$$

donde:

$$B_c = \text{Ancho del tubo}$$

Los otros símbolos son los indicados en la ecuación 4.52.

En conclusión, para la tubería de acero, la
ecuación 4.52 representa las condiciones máximas de carga
y la ecuación 4.53 respresenta la condición de carga míni
ma probable que se puede desarrollar en un tubo en una
trinchera. La carga real en un caso dado, puede encon -
trarse en algún punto, entre estos dos límites, dependiendo
do de las propiedades del suelo y la rigidez relativa del
conducto, comparado con los rellenos laterales.

Así tenemos que para nuestro caso de tubería de
20" Ø la carga sobre el conducto será:

- Carga Máxima:

$$W_{CM} = C_d \cdot w \cdot B_d^2$$

donde:

$$C_d = 1.2 \text{ para } H = 2.0 \text{ m.} = 6.56 \text{ pies (prom.)}$$

$$B_d = 1.5 \text{ m.} = 4.92 \text{ pies}$$

que resulta del gráfico de la fig. 4.54 para tierra compactada.

$$w = 100 \text{ lb/pie}^3 \text{ para tierra compactada /9/}$$

$$B_d = 4.92 \text{ pies (1.5m)}$$

$$W_{C_M} = 1.2 \times 100 \times (4.92)^2 = 2,904.77 \text{ lb/pie lineal}$$

$$W_{C_M} = 4.331.85 \text{ Kg/m. lineal}$$

- Carga Mínima:

$$W_{C_m} = W_{C_M} \times \left(\frac{B_c}{B_d} \right)$$

donde:

$$B_c = 20" \varnothing = 1.67 \text{ pies}$$

$$W_{C_m} = 2,904.77 \times \left(\frac{1.67}{4.92} \right) = 986.00 \text{ lb/pie lineal}$$

$$W_{C_m} = 1,479.00 \text{ Kg/m lineal}$$

4.4.2.2 Espesor de pared para resistir la carga de tierra

Casi todos los análisis de conductos de acero se han dirigido a la estructura misma y a la carga que lleva.

Existen dos métodos de diseño, que usan, ambos, la teoría del anillo elástico para analizar el tubo; ambos se basan en el diseño del tubo de acero flexible para obtener una deflexión vertical requerida y ambos reconocen la separación de la tierra a los lados del tubo.

El primer método ha sido desarrollado por Spangler /9/ que usa una sola constante selectiva como módulo de resistencia pasiva de la tierra. El segundo es por Barnard- /9/, quién analiza el tubo, tanto por resistencia de anillo elástico, como por resistencia de arco confinado (o compresión de anillo), determina el empuje centrífugo de la pared del tubo y, luego considera la deformación pasiva del suelo a los lados del tubo bajo esta carga como un asentamiento "lateral" y emplea los principios de la mecánica de suelos para su magnitud.

Nosotros analizaremos el primero, para evaluar el espesor de pared de la tubería para resistir la carga de trinchera.

La fórmula original de diseño de Spangler es /9/:

$$\Delta x = D_1 \left(\frac{KWr^3}{EI + 0.061er^4} \right) \quad (4.54)$$

donde:

- Δx = Deflexión horizontal en tubo flexible (pulg.)
- K = Constante de acuñamiento (0.10 para trinchera de fondo plano con cama no apisonada o cama apisonada al diámetro horizontal de la línea de tubería /9/)
- W = Carga vertical por unidad de longitud de tubo (lb/pulg² lineal de tubo)
- r = Radio del tubo (pulg)
- E = Módulo de elasticidad del material del tubo - (30'000,000lb/pulg² para el acero)
- I = Momento de inercia de la sección transversal de la pared del tubo (pulg⁴/pulg.lineal)
- e = Módulo de resistencia pasiva de la tierra circundante (lb/pulg²/pulg)
- D_1 = Factor de atraso de deflexión (1.25 a 1.50) , algunos calculistas no usan este factor.
- W Carga de diseño.- Debe notarse en la ecuación 4.54 que W es la carga total sobre el conducto. Por lo tanto, para obtener cargas de diseño W para tubo flexible en trincheras que usan la ecuación 4.52 y que incluyen cargas - tanto vivas como muertas, tenemos que:

$$W = \frac{1}{12} \left(W_C \frac{B_C}{B_d} + W_L \right) \quad (4.55)$$

donde:

W = Carga total sobre el tubo flexible (lb/pulg. lineal de tubo)

W_C = Carga muerta sobre el tubo, de la ecuación 4.52 (lb/pie lineal de tubo)

W_L = Carga viva sobre el tubo calculada (lb/pie lineal de tubo), en nuestro caso es nulo.

B_C = Diámetro del tubo (pies)

B_d = Ancho de la trinchera en toda la parte superior del tubo (pies)

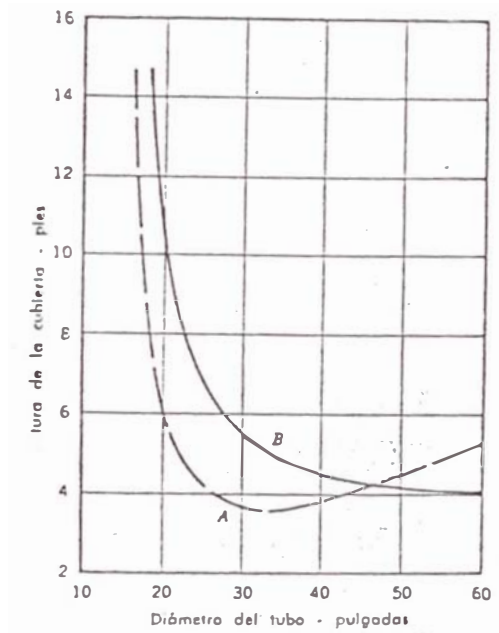
reemplazando valores:

$$W = \frac{1}{12} \left(W_C \frac{B_C}{B_d} + W_L \right) = \frac{1}{12} \left(2,904.77 \times \frac{1.67}{4.92} + 0 \right)$$

$$W = 82.16 \text{ lb/pulg lineal}$$

La fórmula de Spangler requiere la determinación de un valor apropiado del módulo de resistencia pasiva "e" de la tierra circundante.

"e" = Módulo de Tierra.- El factor "e" en la fórmula de Spangler es una medida de la resistencia pasiva de la tierra en los costados del tubo sobre una base elástica. En las primeras observaciones experimentales, el valor de "e" parecía ser una constante para un tipo de suelo en un estado dado de compactación y se consideraba independiente del tipo de suelo y del grado de compacta -



Relación entre la altura calculada de la cubierta y diámetro del tubo de acero de 1/4 de pulgada.

La relación se calculó de las ecuaciones 8.3 y 8.4a para una deflexión de 1 por ciento del diámetro del tubo; factor de atrasc. 1.5; K , 0.10 y peso de suelo 110 lb/pie³. Para la Curva A, $e = 30$ Lb/pulg²/pulg; para la curva B, $e_r = 700$ lb/pulg²

Fig. 4.56 Altura de Cubierta según fórmula 4.56

ción. Después se vió que variaba con la altura de relleno y el tamaño del tubo. Watkins /15/ aplicó los principios de similitud de Ingeniería a un estudio del módulo de resistencia pasiva "e" del suelo y descubrió que la resistencia que presenta el suelo en el costado de un tubo flexible, se ve afectado por un factor de tamaño.

En lugar de ser una constante para un caso dado , el módulo es el producto de "e" y el radio del tubo, o "er" que es constante llamada E' en consecuencia la ecuación de Spangler quedaría en:

$$\Delta x = D_1 \left(\frac{KWr^3}{EI + 0.061 E'r^3} \right) \quad (4.56)$$

Spangler ha sugerido un valor tentativo de E'=700 para suelo de relleno lateral que ha sido compactado a 90%, o más, de densidad prótor (hasta la fecha se están haciendo estudios para hallar el valor real de E'). La curva B de la fig. 4.56 está calculada con la fórmula 4.56 con una constante E' = 700.

Δx = Deflexión .- Hablando estrictamente, Δx es la deflexión horizontal del tubo pero, dentro del rango de utilización de la experiencia ha demostrado que puede considerarse también como la deflexión vertical. La deflexión permisible para tubo recubierto o revestido con mortero de cemento es del orden de 2%, en tanto que para tubo recubierto o revestido con esmalte de alquitrán está dentro de un rango de 3% a 5%. El efecto sobre la eficiencia hidráulica de un tubo que se flexione hasta en un 5% es totalmente insignificante, ya que su área será de 99.75% de la de círculo perfecto, y su radio hidráulico es también de 99.75%

K = Constante de Cama.- Para las condiciones de campo que generalmente se encuentran en instalaciones de tubo de acero, un buen valor de diseño para K es de 0.10 /9/. El rango de K es de 0.110 para soporte en un punto hasta 0.083, para cama que tenga el ancho completo del tubo.

D_1 = Factor de Atraso de deflexión.- Se ha observado que las instalaciones de tubería continúan flexionándose lentamente por un período después de su instalación. El aumento gradual de la deflexión es una acción que se asemeja algo al asentamiento de las cimentaciones y la consolidación de los suelos a lo largo del tiempo. El aumento se hace, sin embargo, cada vez más lento y después de un período de algunos años, se alcanza una estabilidad

virtual. El factor D_1 relaciona la deflexión inicial con la final. Los valores observados por Spangler van de /9/ 1.38 a 1.46, pero sugiere un valor de diseño entre 1.25 a 1.50. Algunos autores de instalaciones hidráulicas no aplican este factor a la deflexión causada por la carga viva.

Resumiendo, para aplicar la fórmula 4.56 tendríamos:

$$E' = 700 \text{ para suelo relleno lateral compactado}$$

$$K = \text{Constante de arena} = 0.10$$

$$D_1 = \text{Factor de atraso de deflexión} = 1.50 \text{ (más crítico)}$$

$$W = 82.16 \text{ lb/pulg lineal}$$

$$r = \text{Diámetro}/2 = 20/2 = 10 \text{ pulg}$$

$$E = 30, \times 10^6 \text{ lb/pulg}^2$$

$$I = \frac{\pi r^3 t}{21,817.58} = \frac{\pi \times (10)^3 \times 0.375}{21,817.58} = 0.054 \frac{\text{pulg}^4}{\text{pulg}^1}$$

$$\Delta x = 1.50 \left(\frac{0.10 \times 82.16 \times 10^3}{3 \times 10^6 \times 0.054 + 0.061 \times 700 \times 10^3} \right)$$

$\Delta x = 0.0602 \text{ pulg.} \approx 0.3\% \text{ deflexión} < 2\% \text{ permisible,}$ lo cual nos indica que el espesor seleccionado de 0.375 pulg. es de sobra resistente a la carga de trinchera como se pudo apreciar en el cálculo último.

4.4.3 Resistencia a la Presión de Colapso

La teoría general de la resistencia de colapso del tubo de acero a fuerzas uniforme de acción radial ha sido ya desarrollada. Cualquier tubo no reforzado y de longitud mayor que la crítica se puede considerar como tubo de longitud infinita, ya que su presión de colapso es independiente de un aumento ulterior en longitud. Se aplica entonces la siguiente fórmula /9/:

$$P = \frac{2E}{1 - \mu^2} \left(\frac{t}{d}\right)^3 \quad (4.57)$$

donde:

d - Diámetro al eje neutro (pulg) para tubos delgados la diferencia entre el diámetro del eje neutro con el exterior es insignificante ≈ 20 pulg.

t = Espesor de la pared (pulg) = 0.375 pulg.
(schedule 20)

p = Presión admisible de colapso (lb/pulg²)

E módulo de elasticidad de acero = 30×10^6 lb/pulg² = 2.1×10^6 Kg/cm²

μ Relación de Poisson (generalmente se toma como 0.30 para el acero)

Reemplazando:

$$P = \frac{2 \times 3 \times 10^7}{1 - 0.30^2} \left(\frac{0.375}{20}\right)^3 = 434.6 \text{ lb/pulg}^2$$

$$P = 434.6 \text{ lb/pulg}^2$$

Ahora, la presión externa de relleno en zanja en su valor máximo es de 2,904.77 lb/pie lineal, el cual por unidad de área se convierte en 242 lb/pulg. lineal de tubería, y en 3,85 lb/pulg² la cual ya es menor que la presión de colapso admisible de 434.6 lb/pulg² lo cual nos garantiza que nuestra tubería no fallará por colapso. Por otro lado al instalar la cámara de aire comprimido a la salida de las bombas, se elimina la posibilidad que se colapse el tubo de descarga por sub-presiones del golpe de ariete.

4.5 Selección Final de Tubos, Accesorios y Válvulas

Finalmente, se designará y enumerará cada elemento que intervendrá en el sistema de bombeo de agua al complejo Minero Tintaya. Los motores, bombas, transformadores, y controles se especificarán en el capítulo 5. La tubería principal, o sea la de la tubería de abastecimiento - también se designó en capítulos anteriores.

En la tabla 3.1 del capítulo 3 se hizo una primera tentativa de designación de elementos.

Item	Cantidad	Designación
		Tubería
001	6,572m	Tubería principal de 20" \emptyset , acero estructural de SIDER PERU EC-24 (O su equivalente A-53 grado A,B), Schedule 20, tramos de 6m con biseles en los extremos, revertido interiormente con pintura anticorrosiva asfáltica y exteriormente con una capa de pintura anticorrosiva epóxica y un revestimiento plástico o asfáltico para proteger de la humedad de la tierra.
002	72m	Tubería 14 " \emptyset acero estructura al SIDER PERU EC-24 (o su equivalente A-53 grado A ó B), Schedule 20, tramos de 6m, revertido interior y exteriormente igual al item 01 pero con pintura exterior de acabado apóxica.
003	24m	Tubería 10" \emptyset , acero estructural SIDER PERU EC-24 (o su equivalente A-53 grado A.B), Schedule 20, tramos de 6m, con revestimiento igual al item 02.

Item	Cantidad	Designación
Accesorios Soldables		
004	1 μ	Codo de 90° de 20" \emptyset , de acero estructural SIDER PERU EC-24 (o equivalente), Schedule 40, recubrimiento igual a ítem 02 interior y exteriormente.
005	7 μ	Codo de 90° de 14" \emptyset , de acero estructural SIDER PERU EC-24 (o equivalente), Schedule 40, recubrimiento igual al ítem 02.
006	1 μ	Codo de 90° de 10" \emptyset , de acero estructural SIDER PERU EC-24 (o equivalente), Schedule 40, rec.= ítem 0.2
007	1 μ	TEE de 20" \emptyset de acero estructural SIDER PERU EC-24 (o equivalente), Schedule 40, recubrimiento igual al ítem 0.2.
008	5 μ	Y de 14" \emptyset , 45° de acero estructural SIDER PERU EC-24 (o equivalente), Schedule 40, recubrimiento = ítem 0.2.
009	3 μ	Reducción Concentrica de 20" a 14" \emptyset , de acero estructural SIDER PERU EC-24 (o equivalente), Schedule 40, recubrimiento igual al ítem 0.2.
010	5 μ	Reducción concentrica de 14" a 10" \emptyset , de acero estructural SIDER PERU EC-24 (o equivalente), Schedule 40, recubrimiento igual al ítem 02.
011	10 μ	Thredolet de acero A-53 B con rosca de 3/4" \emptyset de 600 m H ₂ O de presión.
Accesorios Varios		
012	4 μ	Juntas flexibles de 10" \emptyset con bridas en los extremos y para 600 m H ₂ O de presión
013	1 μ	Junta Flexible de 14" \emptyset con bridas en los extremos y para 600 m H ₂ O de presión.

Item..	Cantidad	Designación
014	1 μ	Junta de dilatación con reducción de 14" \emptyset a 10" \emptyset con bridas en los extremos de acero estructural SIDER PERU EC-24 (o equivalente) para 600 m H ₂ O de presión y partes friccionantes cobreadas.
015	7 μ	Bridas con cuello soldables de 14" \emptyset de acero estructural SIDER PERU EC-24 (o equivalente), 600 m H ₂ O de presión, Schedule 40.
016	16 μ	Bridas con cuello soldables de 10" \emptyset de acero estructural SIDER PERU EC-24 (o equivalente), para 600 m H ₂ O de presión, Schedule 40.
017	5 μ	Manómetros de 3/4" \emptyset de ingreso roscado, con escala de 0 a 600PSI de 4" de diámetro de reloj incluye una válvula de compuerta de 3/4" \emptyset y los niples correspondientes.
018	5 μ	Purgadores compuestos por una válvula compuesta de 3/4" \emptyset de alta presión y sus respectivos niples para alta presión 600m H ₂ O.
Válvulas		
019	3 μ	Válvulas de compuerta de 14" \emptyset - con bridas, de acero, CRANE NBR - 3 x R /7/ o su equivalente, para 600 m H ₂ O de presión.
020	5 μ	Válvulas de compuerta de 10" \emptyset con bridas, de acero, CRANE NBR 3 x R /7/ o su equivalente, para 600 m H ₂ O de presión.
021	4 μ	Válvulas Check de 10" \emptyset , con bridas, de acero, CRANE NBR 159 x R /7/ o su equivalente, para 600 m H ₂ O de presión.
022	6 μ	Válvulas de purga de aire de 2" \emptyset del tipo propuesto por el fabricante (un ejemplo se adjunta su esquema en el plano 006), para 600 m H ₂ O de presión.
023	6 μ	Válvulas de Drenaje de Agua de

Item	Cantidad	Designación
		2" Ø compuesto por una válvula com puerta de 2" Ø y sus respectivos - niples y accesorios como se puede apresiar en el plano 006, para 600 m H ₂ O de presión.
024	1 μ	Válvula antiarriete compuesto de : - Una válvula compuerta de 10" Ø , con bridas, de acero, Crane NBR 3 x R /7/ o su equivalente, para 600 m H ₂ O de presión, con con - trol eléctrico automático. - Cámara de aire - agua a presión de 5m ³ de capacidad, de acero , con sus indicadores de presión , de nivel de agua, purga ingreso de aire comprimido, válvula de seguridad, etc., para 600m H ₂ O - de presión. - Compresor de aire comprimido pa ra la cámara de aire-agua, de - mando automático y eléctrico; de be rendir por lo menos 600m H ₂ O de presión (850 PSI).

SELECCION DE LAS BOMBAS

5.1 GENERALIDADES

Probablemente el mayor problema con que se encuentra un Ingeniero al diseñar un sistema de bombeo es la elección de la clase, tipo, capacidad, columna (presión) y detalles de la bomba o bombas que habrán que usarse en un sistema. Hay tal variedad de bombas útiles y tantas aplicaciones posibles para cada una de ellas que generalmente es difícil estrechar la elección a una unidad específica. En este capítulo tendremos como objetivo el de ir reduciendo muchas de las dificultades que se encuentran en la selección de las bombas, para luego, elegir un tipo específico que más se adapte a nuestras necesidades.

Existen algunas formas de selección de bombas, entre las cuales tres son las más usadas:

- a) El cliente suministra detalles completos a uno o más fabricantes, de las condiciones de bombeo y pide una recomendación y oferta de las unidades que parezcan más apropiadas para la

aplicación.

- b) El cliente efectúa un cálculo completo del sistema de bombeo procediendo luego a elegir la unidad más adecuada de catálogos y gráficos de características.
- c) Se usa una combinación de estos dos métodos para llegar a la selección final.

La primera forma se usa generalmente para bombas grandes en aplicaciones con condiciones poco usuales, y en casos en que el ingeniero no tenga tiempo o no desee efectuar él mismo la elección de la bomba; aún cuando esto parece relevar al ingeniero de mucha de la responsabilidad de la elección de la bomba, de hecho no es así. Las recomendaciones y ofertas deben evaluarse y compararse y, para hacer esto, se requiere un conocimiento completo del problema de bombeo, los méritos relativos de varios diseños y la economía de la instalación.

Los datos esenciales que se necesitan conocer o proporcionar según sea el caso, tanto, para proporcionarlos al fabricante para que dé su propuesta, como para calcular completamente por parte del cliente, son:

- a) Número de unidades requeridas
- b) Naturaleza del líquido que se bombeará
si el líquido es:

- Agua fresca o salada, ácida o alcalina, aceite o gasolina, lodo o pulpa de papel
 - Frío o caliente; y si es caliente a qué temperatura? ¿Cuál es la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo?
 - ¿Cuál es su densidad?
 - ¿Es viscoso o no?
 - ¿Es limpio y libre de materias extrañas o sucio y abrasivo? En este caso último, ¿Cuál es el tamaño y naturaleza de los sólidos y si son estos abrasivos?. Si el líquido es de naturaleza pulposa ¿Cuál es la consistencia espesada ya sea en porcentaje o en Kg/m^3 de líquido?
 - ¿Cuál es el análisis químico, de pH, etc.? En caso de ser corrosivo ¿Cuál ha sido la experiencia pasada, tanto con materiales satisfactorios como con no satisfactorios?
- c) Capacidad; ¿Cuál es la capacidad requerida así como la cantidad máxima y mínima de líquido que habrá de desarrollar la bomba?
- d) Condiciones de succión:
- ¿Una elevación de succión?
 - ¿O una columna (presión positiva) de succión?
 - ¿Cuál es la longitud y diámetro del tubo de

succión?

e) Condiciones de descarga:

- ¿Cuál es la columna estática? ¿Es constante o variable?
- ¿Cuál es la columna de fricción?
- ¿Cuál es presión de descarga máxima contra la que habrá que trabajar la bomba?

f) Columna total. ¿Si variaciones en los puntos d y e causará variaciones en la columna total?

g) ¿Si el servicio es continuo o intermitente?

h) ¿Se habrá de instalar la bomba en posición horizontal o vertical? En este último caso:

- ¿En pozo seco?
- ¿En pozo húmedo?

i) ¿Qué tipo de potencia se tiene disponible para mover la bomba y cuáles son las características de ésta?

j) ¿Qué limitaciones de espacio, peso o transporte, habrá de encontrarse?

k) Localización de la instalación:

- Localización geográfica
- Elevación sobre el nivel del mar
- Instalación interior o a la intemperie
- Variación de las temperaturas ambientales

l) ¿Existen algunos requisitos o preferencias marcadas con respecto a diseño, construcción o ca

racterísticas de las bombas?

En el presente capítulo, se analizarán solo los requisitos (dato) necesarios para la selección de las bombas, que no se hayan visto anteriormente.

5.1.1 Clases de Bombas

Las bombas se clasifican según dos consideraciones generales diferentes:

- a) La que toma en consideración las características de movimiento de líquidos, y
- b) La que se basa en el tipo o aplicación específica para los cuales se ha diseñado la bomba.

A continuación se hace un cuadro mostrando las clases y tipos de las bombas modernas:

Clase	<u>Tipo</u>
	Voluta
	Difusor
Centrífuga	Turbina regenerativa
	Turbina vertical
	Flujo mixto
	Flujo axial (del impulsor)
	- 1 solo paso
	→ Pasos multi -
	ples

AGI DE P ECA

Clase	<u>Tipos</u>	
Rotatorias	Engrane	
	Alabe	
	Leva o pistón	
	Tornillo	
	Lóbulo	
	Bloque de vaiven	
Reciprocante	Acción directa	Simple, du -
	Potencia (incluyendo	plex, triplex
	la manivela y volante)	cuadriples ,
	Diafragma	etc.
	Rotatoria-pistón	

Son más usadas tres clases de bombas: centrífugas, rotatoria y reciprocante. Notese que estos términos se aplican solamente a la mecánica de movimiento del fluido y no al servicio para el que ha sido diseñado una bomba. Esto es importante por que muchas bombas se construyen y venden para un servicio específico. El Instituto Hidráulico de Estados Unidos /8/, recomienda que la clasificación normal se considere como aplicada solamente al tipo, dejando al constructor los detalles que haya desarrollado y normalizado para un tipo de bombas.

Con respecto a los materiales de construcción, el Instituto Hidráulico usa las designaciones siguiente: (1) con aditamento de bronce, (2) toda de bronce, (3) bronce

de composición específica, (4) toda de fierro, (5) con aditamentos de acero inoxidable, (6) toda de acero inoxidable.

Ahora bien, la práctica indica que una bomba de movimiento alterno es adecuada para las condiciones generales de pequeña capacidad, alta columna y líquido limpio y claro; pero como en nuestro caso, la altura no es mucha relativa al tamaño de las bombas, por el gran caudal que tiene que impulsar, se prefiere bombas centrífugas por tener un mayor rendimiento, un abastecimiento más parejo y confiable.

Las bombas centrífugas se usan, donde se requiera, mover cualquier cantidad de líquido de un lugar a otro. Las bombas centrífugas se encuentran en servicios tales como plantas termoeléctricas, plantas de abastecimiento de agua, aguas servidas, drenaje o irrigación, refinerías de petróleo, plantas de productos químicos y talleres siderúrgicos, fábricas procesadoras de alimentos y Minas, operaciones de dragado o de consolidación con chorro de agua, servicio hidroeléctrico, y casi todos los barcos ya sean de vapor o máquina diesel. Mientras que éstas bombas tienen mucho en común, tienen también variantes para ajustarse a los requerimientos y necesidades especiales de cada servicio.

5.1.2 Bombas para Instalaciones de Abastecimiento de Agua

El suministro de agua a la Industria y a los usuarios residenciales es uno de los campos más amplios de aplicación para las bombas centrífugas. Tanto el agua subterránea de pozo profundo o poco profundos, como el agua superficial de los ríos, lagos o depósitos artificiales se usan como fuentes de abastecimiento. El agua cruda según el uso que se le dará, puede someterse a cualquiera o todos los tratamientos siguientes: Coagulación, sedimentación, filtración, activación, cloración, fluorización y ablandamiento. Como en nuestro caso es solo para abastecimiento de agua al Complejo Minero; y, posteriormente según el uso que se le de, se le hará los tratamientos respectivos; en la casa de bombas solo se sedimentará y filtrará en forma natural al costado del lecho del río Salado, con lo cual será suficiente para ser bombeada. Por ser un agua con $ph = 7.4$ nos garantiza que todo el sistema no será atorado como ocurriría si fuese agua ácida.

Los siguientes son tipos de bombas centrífugas de las más frecuentemente utilizadas en el campo de abastecimientos de agua /10/:

- a) Bomba montada en el motor o bastidor del motor, de valvula, una sola etapa, succión en dirección del eje, y eje horizontal.

- b) Bomba con succión radial ya sea lateral o inferior, descarga radial, de voluta y doble admisión, eje horizontal; ocasionalmente se usa bomba con succión y descarga radial y por abajo.
- c) Bomba de voluta, (por lo general de dos pasos o tres), de varios pasos, de admisión sencilla o doble y eje horizontal.
- d) Unidades en serie, que consisten de dos o tres bombas de voluta, con doble admisión, eje horizontal, conectados en serie y con impulsor separado o común.
- e) Bombas de voluta, de foco seco, de admisión sencilla, un solo paso y eje vertical.
- f) Bombas turbina (o de hélice), de uno o varios pasos de foco lleno y eje vertical.

La bomba horizontal montada en el motor, o en el bastidor, de voluta, un solo paso y succión en dirección del eje, es un diseño ideal para capacidades pequeñas medianas. Esta bomba no ha encontrado una aceptación universal en el campo de abastecimiento de agua, posiblemente porque muchas bombas de este tipo han sido de líneas de trabajo ligero hechas para trabajo intermitente y, por lo tanto no son apropiadas para servicio de abastecimien-

to de agua. Por lo común, la mayoría de los fabricantes ofrecen diseños fuertes, así como líneas de servicio ligero. Estos diseños fuertes montados en motor o bastidor se construyen en gran volumen, generalmente con diseño de impulsores que cargan motores de tamaño normal. Son unidades de líneas de producción de normas y en la mayoría - de los casos se construyen en lotes grandes para tenerlos en stock. Como resultado, los fabricantes no pueden ha - cer a la medida los impulsores para condiciones de servi - cio específicas, ni pueden permitirse hacer pruebas espe - ciales para demostrar el funcionamiento de la bomba. AÚN así, este tipo de bomba tiene gran aceptación para servi - cio de poca capacidad de abastecimiento de agua y se pue - de obtener a un co - sto razonable, siempre que no se adque - ra con especificaciones voluminosas o requerimientos de garantías especiales.

En general, la bomba de voluta de doble admisión y eje horizontal es el tipo más comúnmente usado para capa - cidades medianas hasta de 75,000 lt/día y para cargas de hasta 100 metros o más /8/. A esta capacidad, la bomba - de eje vertical de un paso y admisión sencilla, algunas - veces es más económica cuando se toman en cuenta todos - los factores. En la escala de 75,000 a 150,000 lt/día , o las condiciones locales pueden favorecer a cualquiera de los dos tipos, pero con más de 150,000 lt/día la bomba - con eje vertical es la más económica.

La bomba vertical de turbina se usa universalmente para bombear pozos profundos; y últimamente hay una tendencia en aplicar este tipo de fosos llenos poco profundos en vez de los convencionales de foso seco y eje horizontal o vertical.

A veces, aunque la instalación de bomba de turbina vertical tiene un costo inicial más bajo, la bomba de foso seco de eje horizontal o la de eje vertical tienen un costo de ^mntamiento más bajo por la disponibilidad de espacio, sistemas de desmontaje, etc. y se opta por estos últimos.

En nuestro caso, al ser un proyecto nuevo, podemos diseñar la casa de bombas de forma que haya espacio y sistema de izaje necesario para que el costo de su mantenimiento bajo para poder usar las bombas turbina; además, tenemos en el país a Hidrostral, empresa que vende este tipo de bombas y puede dar el servicio técnico que se requiera en este campo.

Así mismo, como vimos en el sub-capítulo 4.1.2 en que se calculaba la potencia consumida por el sistema de bombeo, se analizó la eficiencia de las bombas para la capacidad de 100 lt/s; y se vió que la máxima eficiencia que se podría obtener era de 87% con una velocidad específica de 2,500 rpm. y promedio de 82% a 1,500 rpm. de velocidad específica según la figura 4.5. Ahora -

bien; esos números de velocidad específica corresponden a impulsores entre totalmente centrífugos y mixtos que justamente corresponden al tipo de impulsores de las bombas verticales tipo turbina, lo cual nos asegura que es correcta la elección de este tipo de bombas.

5.1.3 Bombas Verticales de Turbina

Las bombas verticales de turbina se desarrollaron originalmente para bombear agua de pozos y se les ha llamado "bombas de pozo profundo", "bombas de pozo de turbina", y "bombas de agujero". Como su aplicación a otros campos ha aumentado, el nombre de "bombas verticales de turbina" ha sido adoptado por los fabricantes en general. (Esta designación no es muy específica porque el término "bomba de turbina" se ha aplicado en el pasado a cualquier bomba que empleara un difensor).

Los campos de mayor aplicación para la "bomba vertical de turbina" son los bombeos de pozos para irrigación y otros propósitos agrícolas, para abastecimiento de agua municipal y abastecimiento industriales de agua, procesos, circulación, refrigeración y acondicionamiento de aire. Este tipo de bomba también se ha utilizado para bombear salmuera, desaguado de minas, represión de campos petroleros y otros trabajos.

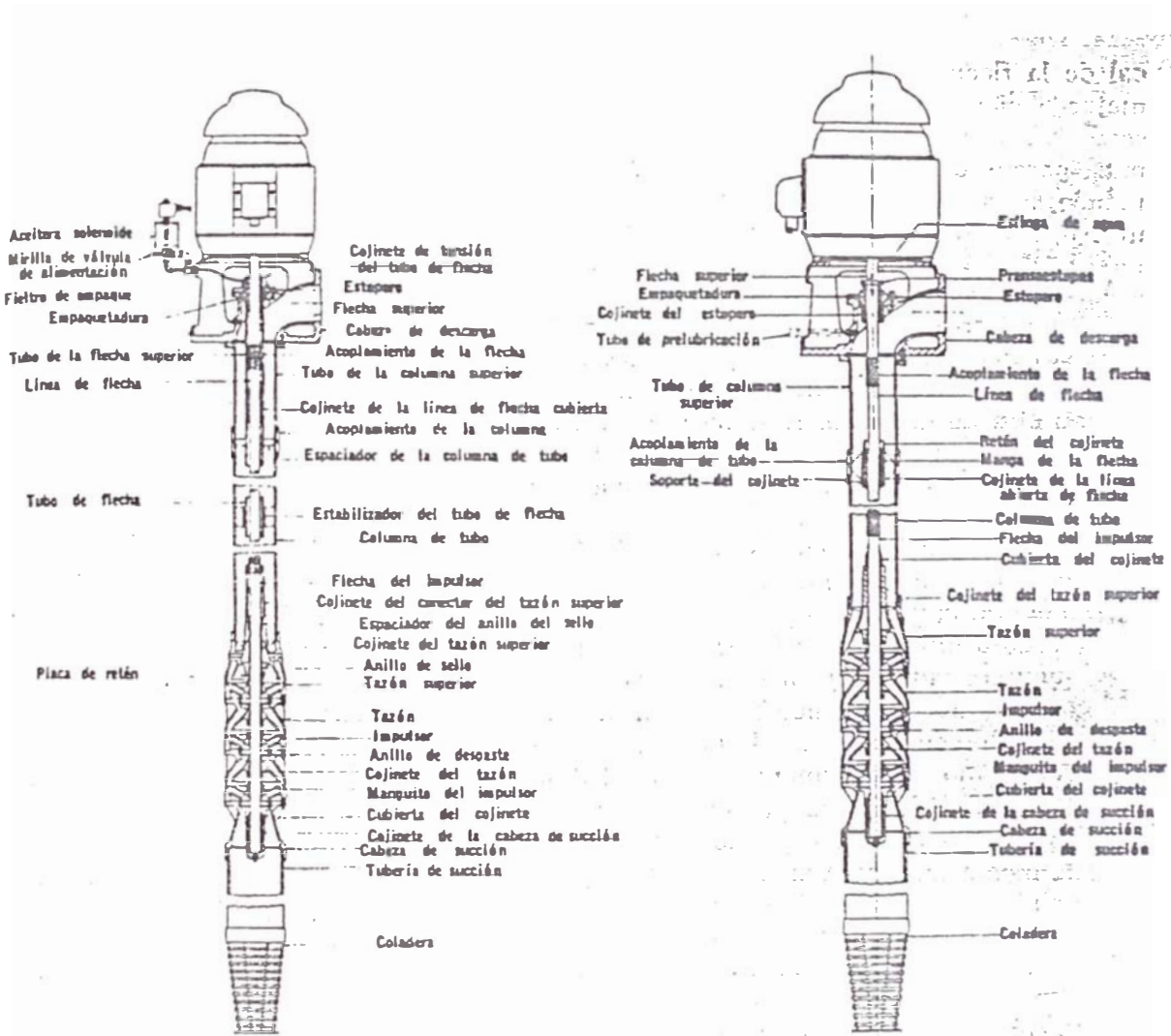
Estas bombas se han hecho para capacidades tan ba

jas como 0.6 a 0.9 lt/seg. y tan altas como 1,600 lts/seg. o más y, para alturas de elevación hasta de 305 mts. /10/ La mayoría de las aplicaciones en número naturalmente es para capacidades pequeñas.

Las bombas verticales de turbina deberán diseñarse con un eje que pueda fácilmente subirse o bajarse desde arriba para permitir el ajuste apropiado de la posición del impulsor en el tazón. También es necesario un cojinete de empuje adecuado para soportar la transmisión vertical, el impulsor, y el empuje hidráulico desarrollado cuando la bomba está en servicio. Como el mecanismo impulsor también debe tener un cojinete de empuje para soportar su eje vertical, generalmente se le provee con uno de tamaño adecuado para aguantar también las partes de la bomba. Por estas dos razones, el motor o engrane con eje (flecha) hueco es el más comúnmente usado para impulsar bombas verticales de turbina.

El diseño de bombas verticales ilustra como una bomba centrífuga puede especializarse para desempeñar una aplicación específica. En la fig. 5.1 se puede apreciar un diseño de turbina con impulsosres cerrados y una transmisión lineal cubierta y otro diseño que ilustra la bomba de turbina con impulsores cerrados y eje (flecha) lineal abierta

El conjunto o sección del tazón consiste de la ca



Corte de una bomba vertical de turbina con impulsores cerrados y línea de transmisión cubierta (lubricación de aceite)

Corte de una bomba vertical de turbina con impulsores cerrados y transmisión de línea abierta (lubricación con agua)

Fig. 5.1 Bombas Verticales del Tipo Turbina

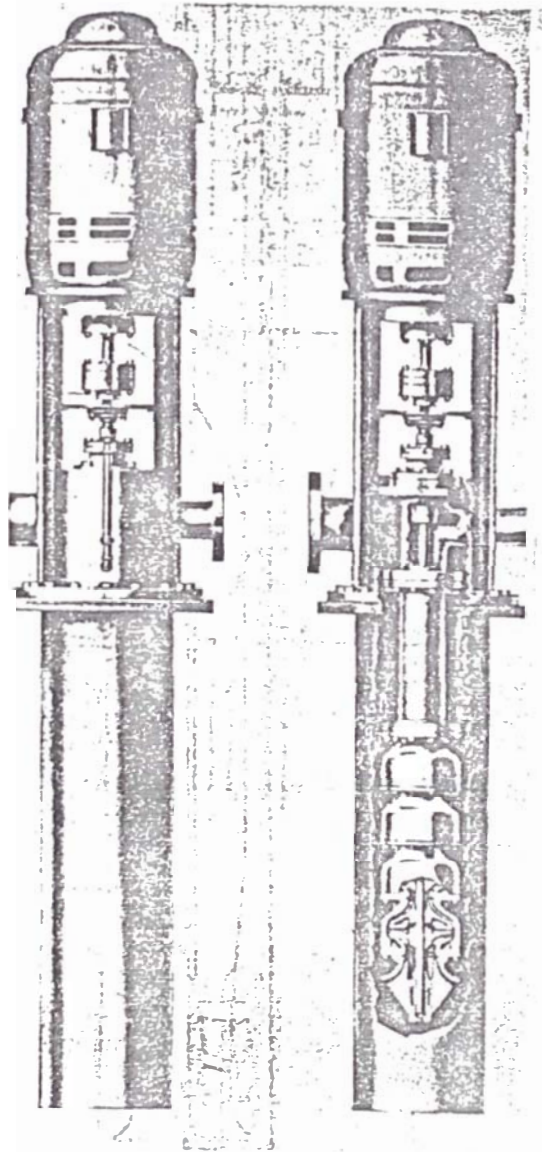
ja de succión (llamada también cabeza de succión o álabe de entrada), el impulsor o impulsores, el tazón de descarga, el tazón o tazones intermedios (si se trata de más de un paso), la caja de descarga, los distintos cojinetes, el eje (flecha), y diversas partes como cuñas, dispositivos fijadores de los impulsores y otras similares. El conjunto de columna de tubería consiste de la propia columna de tubo, la transmisión arriba del conjunto del tazón, los cojinetes del eje (Flecha) y la cubierta de tubería o retenes de los cojinetes. La bomba está suspendida de la cabeza impulsora, que consiste del codo de descarga (para descargar arriba del nivel del piso), el motor o soporte del impulsor, y ya sea el estopero (en las bombas de eje abierto) o el conjunto para suministrar a la cubierta de tubería e introducir lubricante a ella. La descarga a nivel subterráneo se toma de una te en la columna de tubo y la cabeza impulsora trabaja principalmente como un soporte para el impulsor y para la columna de tubería.

El líquido es guiado al impulsor de la bomba vertical de turbina por la caja o cabeza de succión. Esta puede ser una sección cónica para fijarse a una coladora (rejilla) o tubería de succión cónica o puede ser una boca acampanada.

Los impulsores semiabiertos y encerrados se usan comúnmente tanto unos como otros para espacios libres apropiados en los distintos pasos, el impulsor semiabier-

to requiere más cuidado al armar en el eje del impulsor y un ajuste más preciso en el campo de la posición vertical del eje, con el objeto de obtener la mejor eficiencia. Se prefieren los impulsores encerrados a los semiabiertos, además, porque el desgaste en estos últimos reduce la capacidad, que no puede restaurarse a menos que se instalen nuevos impulsores. El desgaste normal en los impulsores encerrados no afecta los ababes del impulsor y los espacios desgastados pueden restaurarse cambiando los anillos de desgaste. El empuje producido por los impulsores semiabiertos puede ser hasta 150% mayor que el producido por los impulsores encerrados.

La fig. 5.2 es básicamente una bomba vertical de turbina montada en un tanque (tubería) que se entierra en el suelo. La longitud de la bomba tiene que ser tal que se cuente con suficiente NPSH para el diseño del impulsor del primer paso, y el diámetro y longitud del tanque tiene que permitir el flujo correcto por el espacio entre la bomba y el tanque y además para un giro y flujo dentro de la boca acampanada. La instalación de este diseño en una planta existente es naturalmente mucho menos cara que hacer un foso, porque el tamaño del agujero necesario para instalar el tanque es mucho más pequeño.



Bomba Vertical de Turbina para Servicio de
Condensados

5.2 Cálculo de las Cargas, Pérdidas de Carga, y el NPSH

Básicamente hay cinco pasos en la elección de cualquier bomba, sea grande o pequeña, centrífuga, recíprocante o rotatoria, estos pasos son:

- a) Un diagrama de la posición de las bombas y la tubería de abastecimiento,
- b) Determinar la capacidad,
- c) Cálculos de columna total,
- d) Estudiar las condiciones del líquido,
- e) elegir la clase y el tipo.

a) Diagrama Esquemático

Este diagrama debe basarse sobre el terreno y la aplicación real. Generalmente son satisfactorios los diagramas simples de una sola línea como se han presentado en el sub-capítulo 3.3. Plantea el miento del sistema de tubería (fig. 3.1 y 3.2). Hay que mostrar todas las tuberías, accesorios válvulas, equipo y otras unidades del sistema. Mostrar las longitudes de tubería y sobre todo las elevaciones verticales. Cuando la tubería es compleja (distribución), generalmente es útil un dibujo isométrico. En nuestro caso que es el de suministro de agua a un Complejo Minero, bastará mostrar la línea en los planos topográficos en

planta y elevación.

b) **Capacidad**

Las condiciones de aplicación fijan la capacidad requerida. En nuestro caso, ya se analizó la capacidad requerida para el sistema, donde para cada bomba (en el capítulo 2.2) es de 100lt/s (tres en paralelo).

c) **Cálculo de la Columna Total**

En el capítulo 4.1 se analizó ampliamente este punto, en el cual se vió las diferentes posibilidades de cambio de columna total a consecuencia del cambio de algunos parámetros que intervienen en su cálculo.

d) **Estudio de las Condiciones del Líquido**

La densidad del líquido, temperatura, presión de vapor, viscosidad, propiedades químicas, etc., - deben considerarse muy cuidadosamente. En el capítulo 2.3 se vió este punto y se concluyó que el agua a transportarse es alcalina y con propiedades normales dentro del rango de tolerancia para considerarla como flujo de agua normal.

e) Elección de Clase y Tipo

El estudio anterior indica qué tamaño (capacidad y columna) de bomba se necesita. En el sub-capítulo 5.1 se ha analizado más detalladamente este aspecto.

Entre los factores de operación que requieren reconocimiento especial cuando se decida el tipo de bomba a usarse, están incluidos el tipo de servicio (continuo o intermitente), preferencias acerca de la velocidad de operación (las bombas de alta velocidad son más baratas, pero se desgastan también con rapidez), cargas futuras anticipadas y su efecto sobre la columna de la bomba, posibilidad de operar en paralelo o en serie con otras bombas y muchas otras condiciones peculiares a una aplicación dada.

Esto se analizó en parte en el capítulo 3.2 pero lo veremos más ampliamente en el presente sub-capítulo. Una vez que se conocen la clase y el tipo, se chequea con una tabla de características o curva de características de diferentes bombas existentes para determinar si hay una bomba adecuada en existencia de algún fabricante cuya unidad se pretendería comprar. Esto supone, naturalmente, que se debe tener a la mano un juego -

completo de boletines, catálogos y otros datos. Cuando las condiciones hidráulicas se encuentran entre dos modelos normales, es práctica común - elegir el tamaño inmediato superior de la bomba a menos que haya alguna razón para requerir una columna y capacidad exactas a la unidad. Cuando un fabricante no tiene la clase y tipo particulares de bomba, o una unidad que llene precisamente las condiciones hidráulicas, hay que referirse a los datos de uno o más fabricantes adicionales. En algunos casos se construyen bombas para una aplicación determinada y una planta determinada.

A continuación se irá seleccionando la bomba adecuada analizando lo que aún no se calculó, y se tomarán los resultados y condiciones obtenidos - en capítulos anteriores.

5.2.1 Definición de Alturas de Elevación o Cargas Hidráulicas

El bombeo es la suma de energía cinética y potencial aplicada a un líquido con el propósito de moverlo de un punto a otro. Esta energía será causa de que el líquido haga trabajos, como fluir por la tubería o elevarse a un nivel más alto.

Una bomba centrífuga transforma energía mecánica de

un impulsor giratorio en energía cinética y potencial requerida. Aunque la fuerza centrífuga desarrollada depende tanto de la velocidad periférica del impulsor como de la densidad del fluido, la cantidad de energía impartida por kilogramo de flujo, es independiente del fluido en sí. Por lo tanto, para determinada máquina operando a cierta velocidad y manejando un volumen definido, la energía mecánica aplicada y transferida al fluido en kilográmetros por kilogramo de fluido (KW por Kg. de fluido, etc) es la misma para cualquier fluido, cualquiera que sea su densidad. La carga hidráulica de la bomba o energía en kilográmetros por kilogramo, se expresará, por lo tanto, en metros. Sin tomar en cuenta los efectos de la viscosidad la altura de elevación generada por una bomba determinada, a cierta velocidad y capacidad, permanecerá constante para todos los fluidos. Por ello, es natural hablar de alturas de elevación en bombas centrífugas en términos de metros de líquido.

Cabe mencionar algunas consideraciones generales sobre alturas de elevación muy importantes, las cuales las enumeramos a continuación:

- a) Las alturas de elevación pueden medirse en varias unidades, como metros de líquido, kg/cm^2 de presión, cm. de mercurio, libras por pulgada cuadrada (PSI) y otras, dependiendo de las aplicaciones y de las unidades de medida del país.

- b) Las lecturas de presión y de altura de elevación pueden ser en unidades manométricas y absolutas.
- c) La diferencia entre las unidades manométricas y absolutas está afectada por la presión atmosférica existente y, por lo tanto, por la altitud.
- d) La presión en cualquier punto en un sistema que maneja líquidos nunca debe reducirse por debajo de la presión de vapor del líquido manejado.

Para convertir presiones a metros de líquidos se procede de la siguiente forma: por ejemplo, como el agua tiene un peso específico de 1 a temperaturas normales, entonces una columna de agua de 8.0m de altura producirá una presión de 0.8 kg/cm^2 en su base. Así para el agua a temperaturas ordinarias cualquier presión calculada en kg/cm^2 puede convertirse en una presión equivalente en metros de agua multiplicando por 10.

Para líquidos que no sean agua, la columna de líquido equivalente a 0.8 kg/cm^2 puede calcularse dividiendo 10 entre el peso específico del líquido. Los equivalentes para la conversión de varias unidades de presión y altura de elevación que no sean metros, en metros de líquido se indican en tablas y gráficos de todos los autores de tratados de hidráulica.

e) Unidades manométricas y absolutas

Las presiones y sus alturas de elevación correspondientes, pueden expresarse ya sea en unidades absolutas o manométricas por ejemplo, 7 kg/cm^2 - manométricos ó 11.2 kg/cm^2 absolutos. En las lecturas manométricas, la presión se dá solamente en relación con la presión atmosférica, mientras que las presiones absolutas son las lecturas manométricas más la presión atmosférica existente. A continuación en un esquema se muestran estas presiones:

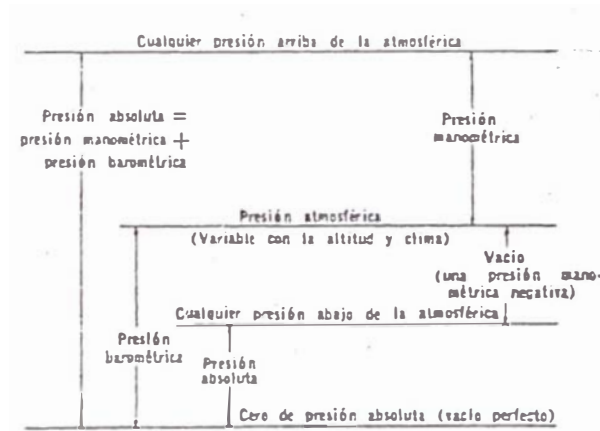


Fig. 5.3 Ilustración gráfica de la presión atmosférica, manométrica y absoluta

El efecto de la altitud en la presión atmosférica para bombas instaladas en elevaciones por encima del nivel del mar, como es el de nuestro ca

so, (4,100 m.s.n.m.), hay una disminución de la presión atmosférica de 1cm. de mercurio por cada 120m. de elevación /10/. Por ejemplo, a 1,200 m.s.n.m., la presión atmosférica disminuirá aproximadamente en 1.35m. de agua respectivamente a la correspondiente del nivel del mar; por lo tanto a 4,100 m.s.n.m. la presión atmosférica será aproximadamente 45.7cm. de mercurio ó 6.19 m H₂O.

f) Presión de Vapor

La presión de vapor de un líquido a cierta temperatura es aquella presión a la que se evapora si se agrega calor al líquido, o al contrario, la presión a la cual el vapor a una temperatura dada se condensa a líquido si se le quita calor. Para líquidos homogéneos o de un solo componente, como el agua, la presión de vapor tiene un valor muy definido a cualquier temperatura fijada (existen tablas y gráficos de vapor) para diferentes temperaturas; sin embargo, cuando los líquidos son mezclas de dos o más componentes, como la gasolina, cada uno de ellos tiene su propia presión de vapor.

5.2.2 Componentes de la Altura de Elevación

En su forma elemental la altura de elevación o car

ga hidráulica denota la distancia a la que la superficie libre de una extensión de agua descansa sobre una línea de referencia; como tal, representa una energía o una habilidad para hacer trabajo. La energía puede existir también como una presión. Algunos consideran que la altura estática es la suma de la altura de presión y de la altura estática de elevación; sin embargo, estos dos factores se consideran generalmente separados. En cualquier sistema de bombeo, el líquido se tiene que mover a través de tuberías o conductos que ofrecen ciertas resistencias o en otras palabras, causan ciertas pérdidas por fricción. Esta disipación de energía o pérdida de altura de elevación, se llama altura de fricción mientras que la energía que se ha convertido en velocidad se llama elevación correspondiente a la velocidad. Por lo tanto, las alturas estáticas, alturas de presión, alturas de fricción y elevaciones correspondientes a la velocidad, pueden encontrarse en cualquier sistema.

Cuando se considera una bomba por sí sola, la "carga" es una medida de la energía total impartida al líquido a una cierta velocidad y capacidad de operación. Altura de elevación del sistema.- La carga total -

de un sistema contra la cual debe operar una bomba está compuesta de los siguientes componentes:

a) **Altura Estática**

La altura estática se refiere a la diferencia de elevación. Así, la altura estática total de un sistema es la diferencia de elevación entre el nivel del líquido de descarga y el nivel del líquido de succión. La altura estática de descarga es la diferencia de elevación entre el nivel del líquido de descarga y la línea de centro de la bomba. La altura estática de succión es la diferencia de elevación entre el nivel del líquido de succión y la línea de centro de la bomba. Si la altura estática de succión es negativa, es porque el nivel del líquido de succión está abajo de la línea del centro de la bomba, generalmente se dice que es una "elevación estática de succión". Si el suministro de succión se toma de un recipiente cerrado y el nivel del líquido está arriba de la línea de centro de la bomba, la diferencia de elevación del nivel del líquido de succión y la línea de centro de la bomba se llama "Sumersión", en vez de altura estática de succión. En nuestro caso podría llamarse una altura estática de sumersión.

b) Diferencia de Presiones que existen en el Líquido

Si el nivel del líquido de succión o el de descarga está a otra presión que no sea la atmosférica, esta presión se considera algunas veces como parte de la altura estática, pero con frecuencia se considera por separado. En nuestro caso, la diferencia de presiones atmosféricas será mínima por la poca diferencia, de altitud 208m., entre el nivel de descarga y el de succión. De la fig. 4.3. vemos que a 4,100 m.s.n.m. la presión atmosférica será de 6.17m. H₂O (45.7 cm. Mercurio) y la diferencia de 208m. de altitud es igual a una variación de presión de (1.65cm Merc.) 0.22m. H₂O que es insignificante y se podrá despreciar.

c) Altura de Fricción

La altura de fricción es la altura equivalente, expresada en metros del fluido bombeado, que es necesaria para vencer las pérdidas de fricción causadas por el flujo del líquido a través de la tubería, incluyendo todos los accesorios. Esto ya lo analizamos ampliamente en el capítulo 4.1.

d) Pérdidas de Entrada y Salida

El extremo de la tubería de succión que penetra en la cámara de succión se llama entrada de la tubería de succión. La pérdida por fricción en es

te punto se llama "pérdida de entrada". La magnitud de esta pérdida depende del diseño de la entrada de la tubería; si es una boca acampanada bien diseñada, la pérdida será la más baja posible.

Igualmente, en el lado de la descarga del sistema donde termina la línea de descarga, se llama la salida. Esta salida es generalmente, del mismo tamaño que la línea de la tubería.

Este extremo de la tubería de descarga algunas veces es un cono largo para que la velocidad pueda ser efectivamente reducida y recuperar la energía.

En nuestro caso, como muchas veces se acostumbra, estas pérdidas tanto de succión como de descarga se han incluido en pérdidas por fricción por cesorios, como se vió en el capítulo 4.1.

e) elevación correspondiente a la Velocidad

La elevación correspondiente a la velocidad es la energía cinética en un líquido en cualquier punto, expresado en metros de fluido. Si el fluido se está moviendo a cierta velocidad, la elevación correspondiente a la velocidad, es equivalente a la distancia que la masa de agua tendría

que caer para alcanzar esa velocidad de flujo .
Por lo tanto, la elevación correspondiente a la
velocidad puede calcularse con la ecuación:

$$h_v = \frac{V^2}{2g}$$

donde:

h_v = elevación correspondiente a la velo-
cidad (m)

V = velocidad (m/s) = 1.58m/s (5.24 pies/s)

g = la aceleración debida a la gravedad
(m/s²) = 9.775m/s² a 15° latitud sur y
4,100 m.s.n.m.

reemplazando valores, tendríamos que:

$$h_v = \frac{(1.58 \text{ m/s})^2}{2 \times 9.775 \text{ m/s}^2} = 0.127 \text{ m H}_2\text{O}$$

como se puede apreciar, el monto de la elevación
correspondiente a la velocidad es pequeña respec-
to a la del sistema que está por las centenas de
m. de H₂O, por lo que también se puede despre-
ciar en nuestro análisis. En otros casos en los
que este valor de elevación correspondiente a la
velocidad del flujo es considerable respecto de
la presión manométrica, es necesario agregar a
la presión manométrica leída, porque esta última
puede indicar solo la energía de presión, mien -

tras que la altura real es la suma de la energía cinética (velocidad) y potencial (presión). Así para determinar la altura real de succión o de descarga, es necesario agregar la elevación correspondiente a la velocidad a la lectura manométrica.

Si las presiones de succión y descarga de una bomba centrífuga se toman en puntos en los que las velocidades son las mismas, el componente de velocidad de cada una de ellas será la misma. Los componentes de energía cinética tanto de la carga de succión como de descarga serán también iguales, y la carga total se podrá determinar simplemente restando la lectura manométrica de la succión de la lectura manométrica de la descarga.

En bombas de gran altura de elevación, la energía cinética es relativamente pequeña, pero en bombas de poca altura de elevación si es considerable.

Curva de Fricción del Sistema.- La pérdida por fricción en un sistema de tuberías, válvulas y accesorios, varían como una función (casi como el cuadrado) de la capacidad de flujo a través del sistema. Para la solución de problemas de bombeo, con frecuencia es conveniente mostrar la relación entre la capacidad y la pérdida por fricción.

ción de la carga hidráulica a través del sistema, gráficamente.

La curva resultante se llama la "Curva de fricción del sistema". Las determinaciones de pérdidas por fricción son, por lo general, aproximaciones imprecisas en el mejor de los casos, porque la rugosidad de la tubería no se conoce. Como la pérdida por fricción aumentará cuando la tubería se deteriore en alguna u otra forma con la edad, es usual basar las pérdidas de fricción en cálculos realizados para 10 ó 15 años de edad, tolerando así pérdidas por fricción en exceso de las que se obtendrían si la tubería estuviera nueva. Como resultado, la bomba generalmente se diseña para un exceso de carga, y descarga una sobrecapacidad cuando se instala en un sistema nuevo o en uno que no ha sufrido el deterioro en sus tuberías.

Para confeccionar esta curva, vamos a utilizar la fórmula 4.21.

$$h_f = 0.0829 f \frac{L Q^2}{D^5}$$

donde:

h_f = altura de fricción (m)

L = longitud total; longitud de tubería más la -
equivalente por accesorios esto es = $L=6,668 +$
 $2,038D$

Q = caudal del flujo (m^3/s)

D = diámetro interior del tubo 0.489m (19.25")
f = coeficiente de fricción: 0.0244472 para tube -
ría de 15 a 18 años/6/.

dejando como única incógnita el caudal Q, tendríamos:

$$h = \frac{0.0829 \times f(6,668 + 2,038D) Q^2}{D^5}$$
$$h = 555.556 Q^2 \quad (5.1)$$

con esta fórmula se hará un cuadro de resultados con caudales de 0 a 0.5m³/s y luego graficaremos en una curva de fricción del sistema.

TABLA 5.1
VALORES DE Q Y h_f PARA GRAFICAR LA CURVA DE FRICCIÓN

Q (m ³ /s)	h _f (m)
0	0
0.1	5.555
0.2	22.222
0.3	50.000
0.4	88.889
0.5	138.889

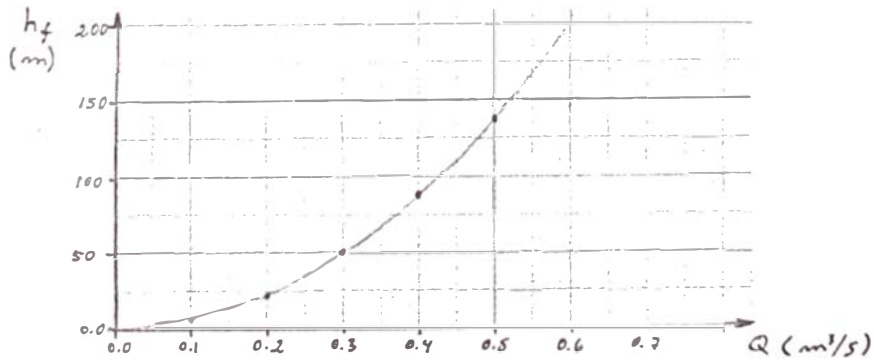


Fig. 5.4 Curva de Fricción del Sistema

Curva de Carga Hidráulica del Sistema

Las pérdidas de altura por fricción, la diferencias de presión y las alturas estáticas de cualquier sistema - pueden relacionarse gráficamente y se llama curva de carga hidráulica del sistema. Para sistemas con alturas estática variables o diferencias de presión, se construyen - curvas de carga estáticas y diferenciadas de presión máxima y mínima. La capacidad que una bomba es capaz de descargar en condiciones variables se puede predecir sobreponiendo esas curvas de carga de los sistemas en una curva - de capacidad de carga de la bomba.

Relacionando la curva de la fig. 5.4 de fricción - con la carga estática del sistema tendríamos la curva siguiente:

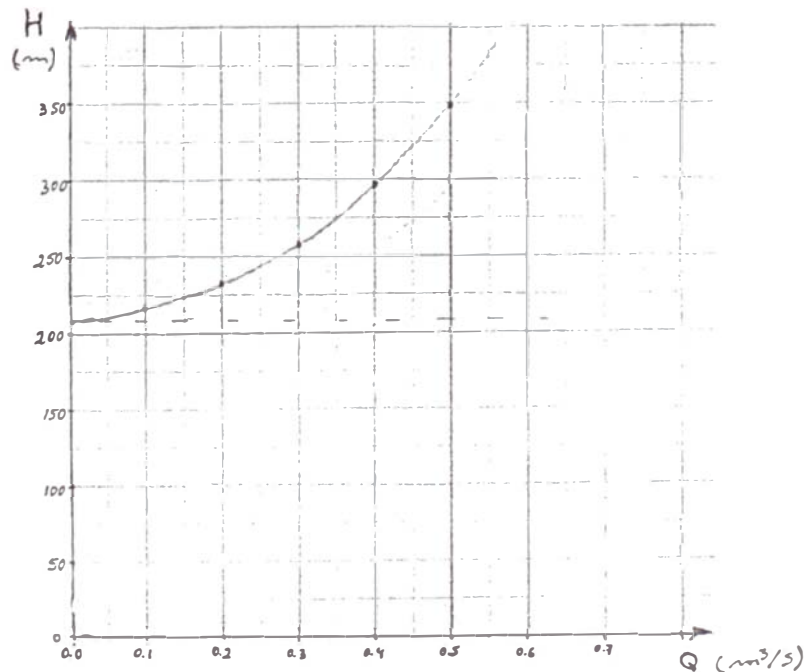


Fig. 5.5 Curva de Carga Hidráulica del Sistema

5.2.3 Otras Definiciones

La explicación de los términos de carga hidráulica que se usan con las bombas centrífugas deberían aplicarse a todas las instalaciones, aunque uno o más elementos de la carga total generalmente no están incluidos (por tener valores de acero).

Altura de Succión y Elevación de Succión

Según como se define actualmente, la altura total de succión (h_s) es la altura estática de la línea de succión de la bomba arriba del centro de la bomba menos todas las pérdidas de altura por fricción para toda la capacidad (incluyendo la pérdida de entrada en la tubería de succión), más cualquier presión (siendo el vacío una presión negativa) que exista en la succión. En vez de expresar la altura de succión como un valor negativo, el término "elevación de succión" se usa normalmente cuando la altura de la succión es negativa y cuando la bomba se abastece de un tanque abierto a la presión atmosférica. Un manómetro en la línea de succión de una bomba cuando se mide en la línea de centro de la bomba, mide la altura total de succión - arriba de la presión atmosférica menos la elevación correspondiente a la velocidad en el punto de su instalación. - Como la elevación de succión es una altura de succión negativa, un manómetro indicará la suma de la elevación total de succión y la elevación correspondiente a la velocidad en el punto de su instalación. Como la mayoría de las di

ficultades en bombas centrífugas ocurren en la gama de succión de la bomba, es muy importante contar con información completa de las condiciones de succión, incluyendo todas las variaciones de operación. Para algunos problemas complejos con frecuencia es necesario sobreponer los gráficos de la variación de carga total de succión del sistema en los gráficos de carga de succión de la bomba que se estaría considerando con objeto de asegurar que la bomba escogida será la apropiada.

5.2.4 NPSH

En el bombeo de líquidos, la presión en cualquier punto en la línea de succión nunca deberá reducirse a la presión de vapor del líquido bombeado.

La energía disponible que puede utilizarse para hacer pasar el líquido por la tubería de succión y por el impulsor de la bomba, o sea la altura total absoluta de succión menos la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo, se le llama "Carga Neta Positiva de Succión" que generalmente se le indica por las iniciales NPSH (Net Positive Suction Head).

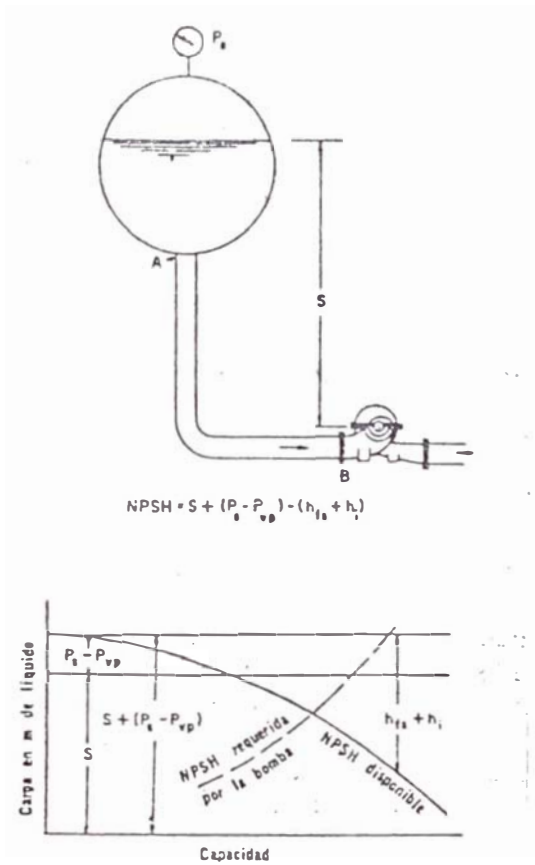
Tanto la altura de succión como la presión de vapor deberán expresarse en metros de líquido que se está manejando, y ambas deben expresarse ya sea en unidades manométricas o absolutas, por ejemplo, una bomba con una elevación total de succión de 5m. y una presión de vapor de

0.2m. a la temperatura de bombeo, su NPSH será : 10.339
(al nivel del mar) - 0.2 - 5 = 5.139 m.

Es necesario distinguir entre la NPSH disponible y la requerida. La primera, que es una característica del sistema en la que trabaja una bomba centrífuga, representa una diferencia entre la altura de succión absoluta existente y la presión de vapor a la temperatura de bombeo. La NPSH requerida es una función del diseño de la bomba, y viene a ser la mínima NPSH que debe tenerse disponible ya que la bomba seleccionada va a necesitar consumir esa altura dentro de la bomba.

Tanto la NPSH requerida como la disponible varían con la capacidad como se puede ver en el esquema que sigue: la fig. 5.6.

Con una presión estática o diferencia de elevación en el lado de la succión de una bomba centrífuga establecida, la NPSH disponible se reduce con los aumentos de la capacidad por las pérdidas de fricción en la tubería de succión. Por otra parte la NPSH requerida, siendo una función de las velocidades en los conductos de la succión de la bomba y en la entrada del impulsor, aumenta básicamente como el cuadrado de la capacidad. Una gran cantidad de factores intervienen en una u otra forma en la determinación de la NPSH requerida, tales como: el diámetro del ojo (entrada), el área de succión del impulsor, la forma y número de alabes del impulsor, área entre estos -



Determinación de la (NPSH) carga neta de succión positiva de la línea de centro de la bomba y relación de la NPSH requerida y la capacidad de la bomba

CLAVE:

- S = carga estática
- P_s = valor de presión arriba o abajo de la atmosférica
- P_{vp} = presión de vapor del liquido
- h_{fs} = pérdida por fricción de A a B
- h_i = pérdida de entrada en A

Todas las cargas y presiones deben expresarse en metros de liquido a la temperatura de bombeo con el signo algebraico apropiado. Mientras que P_s y P_{vp} pueden ser valores manométricos o absolutos, ambos deben medirse en las mismas condiciones

Fig. 5.6 NPSH requerida y Disponible

ababes, diámetro del eje y del cub o del impulsor, velocidad específica del impulsor, la forma de los conductos de succión, entre otros.

Altura de Descarga.- La altura de descarga (h_d) de una bomba centrífuga es la altura de elevación medida en la boca de descarga de la bomba. Es la suma de la altura estática, las pérdidas de altura por fricción para el cau-

dal al cual se está calculando, la pérdida de salida en el extremo de la línea de descarga y la presión de descarga . Puede expresarse con lecturas absolutas o manométricas en metros de líquido, generalmente el punto divisor de referencia entre alturas de descarga y succión de una bombas horizontal es la línea del centro de la bomba; mientras que, también generalmente, las alturas de descarga y succión de una bomba, vertical se dá como referencia la línea de centro de la descarga. Ambas alturas pueden darse con otras elevaciones como base, pero entonces es necesario indicar la referencia sobre la que están medidas; generalmente se usan cuando aún no se ha comprado la bomba.

Altura Total.- La altura total, H , de una bomba centrífuga es la energía impartida al líquido por la bomba, es decir la diferencia entre la altura de descarga y la de succión. Como la elevación de succión es una carga negativa la altura total es la suma de la altura de descarga y la elevación de succión. Si la altura de descarga y de succión no se determinan independientemente, la carga total puede calcularse así:

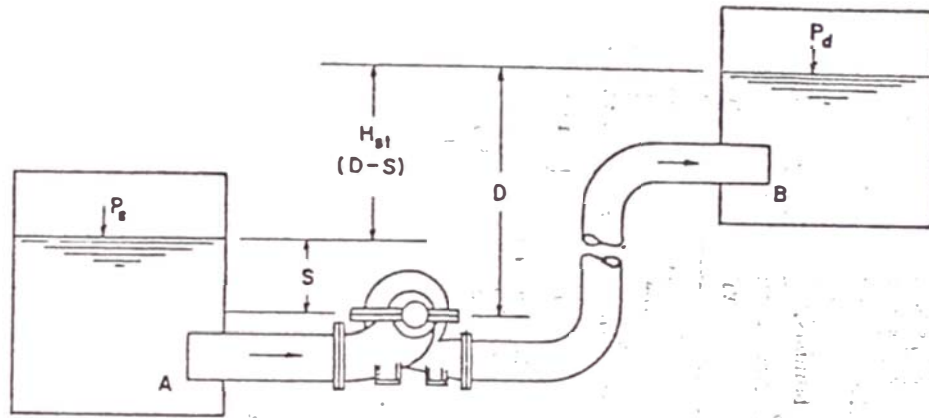


Fig. 5.7 Determinación de la altura Total

$$H = h_d - h_s$$

$$H = H_{st} + h_f + h_i + h_e + (P_d - P_s)$$

donde:

H_{st} = altura estática del nivel de abastecimiento al de descarga

h_f = pérdidas por fricción para el caudal calculado

h_i = pérdida de entrada

h_e = pérdidas de salida

P_d = presión final

P_s = presión de suministro

Términos de alturas para Bombas Verticales de Foso lleno (de turbina).- La bomba vertical de foso lleno pueden ser del tipo voluta o de turbina; este último cubre tanto las bombas de hélice como las de turbina vertical, a las que antiguamente se les llamaba bombas de pozo profundo. Los problemas especiales hidráulicas y mecánicas de las bombas verticales de turbina han hecho que se conviertan virtualmente independientes del campo de las bombas centrífugas ordinarias con prácticas y terminología diferentes.

Tanto las bombas de voluta como de hélice de foso lleno y de turbina se han manejado en el campo de las bombas centrífugas regulares. Con estos dos tipos, la carga total es la carga de descarga medida en la línea de centro de la boquilla de descarga, incluyendo la elevación correspondiente a la velocidad, más la distancia estática al nivel de agua de succión. Así, la pérdida en la campana de succión, y las pérdidas adicionales del cedazo y la tuberías de succión, si se suministra cualquiera de ellos, así como las pérdidas en la columna de tubería y el codo en las bombas de hélice se cargan a la bomba.

La siguiente terminología de alturas la usa la Asociación Nacional de Fabricantes de Bombas Verticales de Turbina para aplicaciones de bombas verticales de turbina:

1. Altura de Laboratorio

Es la presión de descarga con manómetro en metros

más la distancia vertical estática al nivel del agua de succión en un arreglo de prueba usando - la longitud mínima de columna y de transmisión - para una prueba de laboratorio.

2. Altura Total

Es la presión de descarga con manómetro en metros más la distancia al nivel de agua de succión (En caso de una succión cerrada, la altura total es la presión de descarga más la distancia a la línea de centro del manómetro de succión menos - la presión de succión, en metros).

3. Carga Dinámica de Laboratorio

Es la altura de laboratorio como se definió anteriormente, más la elevación correspondiente a la velocidad en el punto de instalación del manómetro de descarga.

4. Altura Dinámica Total

Es la altura total como se definió anteriormente, más la elevación correspondiente a la velocidad en el punto de colocación del manómetro de descarga, menos la elevación correspondiente a la velocidad en el punto de colocación del manomé -

tro de succión, en caso de una succión cerrada . En la mayoría de las bombas verticales de turbina, la elevación correspondiente a la velocidad es una porción muy pequeña de la carga desarrollada por la bomba, y su omisión es de poca importancia.

5.2.5 Cálculos de los Términos antes Definidos

Nuestro caso es el de bombas verticales del tipo turbina, cuyos rotores se encuentran sumergidos en el agua es decir que prácticamente no tiene una altura de succión por lo que el NPSH disponible cubrirá de sobre manera al requerido por la bomba. Por esta razón la altura total del sistema será la altura manométrica a la salida de la bomba más la altura de velocidad en ese punto, más la altura del mismo punto al nivel de agua, de succión. De la fig. 4.2 tendremos:

$$H_B = D + S h_f + h_{ing} + h_{sal}$$

$$h_{vel} = 0$$

$$h_{en\ 1\ y\ 2} = 0$$

$$D + S = H_0 = Z_2 - Z_1$$

$$H_B = H_0 + h_f + h_i + h_{sal}$$

$$h_{vel}, h_i, h_{sal} = \text{están incluidos en } h_f$$

$$\rightarrow H_B = H_0 + h_f$$

$$H_0 = 208$$

h_f = es variable como se puede ver en el capítulo 4

tomando el valor más crítico; osea para 25 años de vida:

$$h_f = 60.47 \text{ m H}_2\text{O}$$

$$\rightarrow H_B = 268.47 \text{ m H}_2\text{O}$$

El NPSH .- Calcularemos un valor para efectos de confirmación:

$$\text{NPSH} = S - (h_{fS} + h_i) + P_S - P_{VP}$$

S = diferencia de altura entre la bomba al nivel del agua de succión (max.) = 5 m

h_{fS} = altura de fricción = 0 m

h_i = altura por el ingreso = 0.4 m

$$h_i = 14.09 \times 10^{-5} D^{-4.87} (153D) \text{ /form.44/}$$

para D = de ingreso = 0.47 m

$$h_i = 14.09 \times 10^{-5} \times 0.47^{-4.87} \times 153 \times 0.47$$

$$h_i = 0.4 \text{ m}$$

P_S = Presión atmosférica a 4,100 m.s.n.m = 45.7cmHg

P_{VP} = Presión de vapor a 4,100 m.s.n.m =

$$\text{y a } 4.4^\circ\text{C (40}^\circ\text{F)} = 0.090 \text{ m H}_2\text{O /12/}$$

$$\text{NPSH} = 5 - 0.4 + 6.19 - 0.090$$

$$\text{NPSH disponible} = 10.70 \text{ m H}_2\text{O}$$

Comparando con el NPSH requerido por la bomba - tur

bina WORTHINGTON, según sus curvas características necesita 4.5 m H₂O, lo cual satisface de sobre manera (fig. 4.43)

5.3 Cálculo de la Potencia del Motor de las Bombas

En el capítulo 4 indicamos y calculamos la potencia requerida por el sistema motor-bomba. Ahora veremos la potencia requerida por la bomba y el motor.

5.3.1 Potencia requerida por la Bomba

Su fórmula es la 4.16 de dicho capítulo 4:

$$P = \frac{\gamma Q H_B}{102\eta}$$

donde para nuestro caso:

P = potencia requerida por la bomba en KW

γ = peso específico del agua = 997 Kg/m³ a 4,100 m.s.n.m

Q = caudal requerido = 0.1 m³/s

H_B = altura total del sistema = 268.47 m H₂O

η = eficiencia o rendimiento de la bomba del catálogo Worthington = 0.828 (fig. 4.43).

$$P = \frac{997 \times 0.1 \times 268.47}{102 \times 0.828} = 316.92 \text{ KW}$$

$$(1 \text{ HP} = 0.7457 \text{ KW} \rightarrow P = 425.00 \text{ HP})$$

5.3.2 Potencia requerida y Disponible del Motor de las Bombas

Los motores eléctricos que servirán para accionar - las bombas deben cubrir la potencia requerida por las bombas esto es 316.92 KW (425.00 HP).

Sabemos que a 4,100 el motor eléctrico tendrá un rendimiento menos por la altitud, pero debido a la baja temperatura de la zona esta disminución de potencia no será muy significativa así, yendo al gráfico suministrado - por Delcrosa de "Variación de la potencia de Motores con la altura sobre el nivel del mar y la temperatura ambiente Máxima". Tenemos que para nuestro caso: (Fig: 5.8.)

De las condiciones climáticas del capítulo 2 tenemos :

- . Altitud = 4,100 m.s.n.m
- . Temperatura Máxima de verano : 18°C

nos da un porcentaje de la potencia nominal de 95%. Por lo que la potencia nominal de nuestro motor debería ser:

$$P = 425.00 \text{ HP} \div 0.95 = 447.37 \text{ HP}$$

$$P = 447.37 \text{ HP}$$

Para seleccionar el motor adecuado que cubra la potencia requerida por la bomba y que más se aproxime comercialmente es el de 450 HP; por lo que se escogerán 4 motores de 450 HP para las 4 bombas tipo turbina.

Dada la gran capacidad de dichos motores en el Perú Delcrosa no los tiene en su línea de producción; por lo que deben importarse, y entre los más conocidos tenemos a los Westinghouse de los cuales se ha escogido el que se describe a continuación:

Marca	: WESTINGHOUSE
Modelo	: 5010 VP20
HP	: 450
Voltios	: 4,000
RPM	: 1,800
HZ	: 60
PH	: 3
Peso	: 1,542 Kg
η	: 0.92
Dimensiones	: según esquema. (anexo 4).

5.4 Selección Final de las Bombas

A diferencia de las bombas de desplazamiento positivo, una bomba centrífuga que opera a velocidad constante pueda descargar cualquier capacidad desde cero a un valor máximo que depende del tamaño de la bomba, diseño y condiciones de succión. La carga total generada por la bomba, la fuerza requerida para moverla y la eficiencia resultante varían con la capacidad. Las interrelaciones de capacidad, carga, fuerza y eficiencia se denominan características de la bomba. Estas interrelaciones se muestran mejor gráficamente, y la gráfica obtenida se llama gráfica de las curvas características de la bomba. La carga, fuerza y eficiencia generalmente se trazan contra la capacidad a velocidad constante.

Es posible para problemas especiales, trazar cualquiera de tres contra un cuarto componente cualquiera que se mantendrá constante. Cuando se usan impulsores de velocidad variable, se incluye un quinto componente, la velocidad de operación de la bomba expresada en RPM. Cuando las condiciones de succión pueden ser críticas, la curva límite de elevación de succión - capacidad, o la curva de requerimiento de NPSH - capacidad es la que se muestra con frecuencia. Muchas otras relaciones se pueden mostrar en la misma gráfica según lo requieran estudios especializados, por ejemplo, la velocidad específica trazada contra la capacidad.

Normalmente los fabricantes de bombas proporcionan curvas mostrando estas relaciones de todas los productos que sacan a la venta con los cuales se pueden escoger - las bombas que deseamos para cada caso o requerimiento que se presente.

Es así como se relacionan las bombas, con una serie de datos que se deben tener claramente definidos, se puede determinar la bomba más adecuada con relativa facilidad y rapidez.

Para el presente caso, daremos a continuación los datos necesarios con los cuales elegiremos la bomba más adecuada; y guiándonos de la relación presentada en el sub-capítulo 5.1.1. tenemos:

a) Número de unidades requeridas 4

b) Naturaleza del líquido que se bombeará:

Agua fresca de río

a temperatura ambiente

temperatura ambiente promedio de diseño 4.44°C

(40°F)

presión de vapor a 4.44°C (40°F) = $0.09\text{m H}_2\text{O}$

Densidad del agua a 4,100 m.s.n.m = 997 kg/m^3

viscosidad mínima

su pH = 7.4

El análisis químico: ya se mencionó en el capítulo 2.3.

- c) Capacidad por bomba (100lt/s)= $0.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y deberá suministrar esta capacidad de agua constantemente mientras esté prendido el motor
- d) Condiciones de succión:
 - elevación de succión = negativa = - 5 m
 - la longitud es mínima de tubería = 0.5 m
 - diámetro es la boca de entrada = 0.47 m
- e) Condiciones de descarga:
 - columna estática constante = 208 m
 - columna de fricción la más crítica = 60.47 m
(con el tiempo se incrementará hasta llegar a ese valor)
- f) Columna máxima total de descarga = 268.47 m
- g) El servicio será intermitente para trabajar con todas las bombas y proporcionar el caudal que se necesita cada vez.
- h) La bomba se instalará con eje vertical ya que será una del tipo turbina
- i) En la zona se cuenta con una línea de energía eléctrica de 10,000 voltios para la casa de bombas
- j) No hay límite de espacio, peso y transporte, ya que es una instalación nueva al aire libre.
- k) Localización de la instalación:
 - ubicada en el límite entre los Departamentos de Cuzco y Arequipa a 15° latitud sur:
8'359,200 - N

252,210 - E

Elevación sobre el nivel del mar: diseño = 4,100
exactamente a 3,890 m se instalará las bombas y
la planta concentradora se encuentra a 4,100m.

Se instalaran bajo techo

Las diferentes temperaturas ambiente se han deta
llado en el capítulo 2.1.2 pero..la temperatura -
de diseño es (40°F) = 4.44°C .

- 1) Se requieren bombas verticales del tipo turbina
por ser las más recomendables para este tipo de
trabajo de suministro de agua.

Con estos datos, se ha solicitado en el Pefu a la
firma Hidrotral, la cual nos aofertado una solución con
bombas modelo 14GM-11 tipo turbina vertical lubricada por
aceite.

Modelo = 14GM-11 de 11 pasos

Caudal de = 75 lt/s

Altura diná

mica total = 268mts

Eficiencia = 77%

Potencia ab

sorbida = 348 Hp

Motor reco-

mendable = 400 Hp

Nºequipos = 4 + 1 de reserva

Hidrostal dá esta solución porque no cuentan con -

producción de bombas de 100lt/s que es lo deseado.

La firma más reconocida y con experiencia en estos tipos de equipos es la WORTHINGTON Canadá INC la cual posee:

Modelo	= 15-M-185 de 7 pasos
Altura dinámica total	= 268 m
Potencia consumida	= 425 HP
Eficiencia de la bomba	= 82.8 %
Potencia del motor recomendable	= 450 HP
Número de equipos	= 3 + 1 de reserva

Con lo que satisface completamente nuestras necesidades; su curva de características se puede apreciar en la fig. 4.43.

Finalmente para comprobar si nuestra selección de la bomba Worthington 15M-185 es la correcta, haremos el diagrama del punto de operación de las bombas (fig. 5.9) caudal Q frente a la altura total H , para la cual usaremos dos diagramas: la curva de carga hidráulica del sistema - (fig. 5.5) y la curva característica de la bomba seleccionada (fig. 4.43).

La curva de carga hidráulica del sistema se hizo considerando la situación más crítica, es decir, cuando el sistema de bombeo tenga 25 años y las pérdidas por fric

ción seran las mayores.

La curva característica de la bomba o la capacidad de carga de la bomba se ha hallado de la fig. 4.43 pero - convirtiendo las unidades necesarias para tenerlas en metros las alturas, y en m^3/s el caudal. Así mismo, como son tres las bombas que trabajarán en paralelo, el caudal de una bomba se ha multiplicado por tres, y por otro lado al constar cada bomba de siete pasos en serie, las alturas - del diagrama de la fig. 4.43 se há multiplicado por siete obteniéndose así la curva de capacidad de las bombas, la cual se sobre pone en la carga hidráulica del sistema - como se puede ver en la fig. 5.9. El punto de Operación - será a $0.3 m^3/s$ de caudal y $268m H_2O$ de altura total de - elevación. Se puede apreciar que la bomba Worthington 15M 185 con diámetro de impulsos de $10.86" \phi$ cubre el punto de operación en el caso más crítico (25 años de vida), por lo que inicialmente se garantiza que cubrira satisfactoriamente los requerimientos del sistema.

Por lo tanto podemos estar seguros que la bomba se leccionada es la adecuada.

Se adjunta esquemas de la bomba WORTHINGTON 15-M-185 y del motor Westinghouse 5010 VP20 con dimensiones y algunas otras características en los anexos.

5.5 Alimentación Eléctrica a los Motores

5.5.1 Generalidades

Las instalaciones eléctricas, descritas en el presente capítulo, se han diseñado cumpliendo estrictamente las disposiciones contenidas en:

- Código Eléctrico Nacional
- Reglamento de Construcciones

en los capítulos correspondientes.

5.5.2 Datos de Diseño

Se ha considerado como dato de diseño, los cálculos contenidos en el capítulo 4 y parte del 5 y que se resumen como sigue:

- N°de Motores Eléctricos a instalarse 4
- N°de Motores eléctricos que funcionan simultáneamente 3
- N°de Motores en Stand By 1
- Alternancia en el arranque automático 1,2 y 3 -
2,3 y 4 -
3, 4 y 1-
4, 1 y 2
- Potencia de cada motor 450 HP
- Tensión de operación (nominal=4,000) 4160 Volts

- Frecuencia 60 cps
- Factor de Potencia 0.9
- Número de fases 3
- Corriente nominal 52 amp.

5.5.3 Potencia Instalada y Máxima Demanda

La carga instalada es igual a:

$$4 \times 450 \text{ HP} \rightarrow 1,800 \text{ HP}$$

con un factor de simultaneidad de $f_s = 0.75$ (solo 3 motores a la vez) es decir: $P_I = 1350 \text{ HP}$

La máxima demanda será entonces:

$$M_D = 1350 \text{ HP} + 0.25 (450 \text{ HP})$$

es decir: $M_D = 1475 \text{ HP}$ redondeando y expresado en KVA:

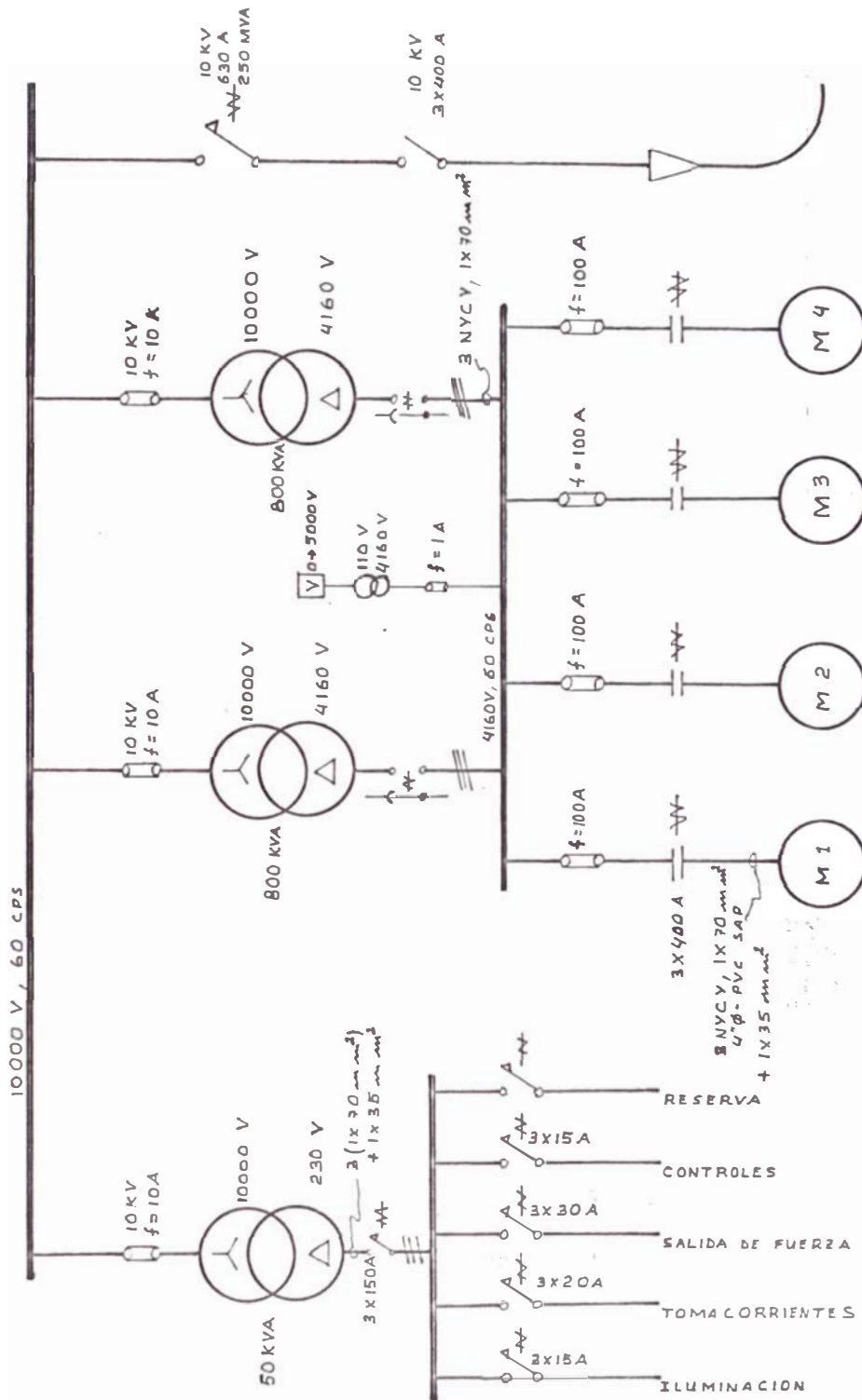
$$M_D = 0.746 \times \frac{\text{HP}}{\cos} = \frac{0.746 \times 1475}{0.9}$$

$$M_D = 1,250 \text{ KVA}$$

5.5.4 Potencia de la Sub-estación y Esquema Unificar de Principio

Tomando en consideración la altura de montaje de 4.100 m. sobre el nivel del mar, la tensión secundaria y la continuidad de servicio, se ha tomado la solución planteada en el Esquema Unificar de principio de la fig. 5.10.

En el mencionado esquema, se aprecia la siguiente



ESQUEMA UNIFILAR DE PRINCIPIO

Fig. 5.10 Esquema Eléctrico

disposición y equipamiento:

a) Celda de Entrada en A.T.

Será metálica, fabricada en perfiles de fierro ángulo de 2" x 3/16" y formada con paneles de plancha de fierro de 1/16" de espesor, con puerta frontal, pintada con 2 manos de pintura anticorrosiva y 1 de acabado estará equipada con:

- 1 Interruptor automático de 10KV de tensión de servicio a 4,100 m.s.n.m., en aceite 3 x 630 Amp. y 250 MVA, equipado con 2 relays directos de intensidad, temporizados de 0 a 5 seg. en rangos de 0.1 seg. y regulables de 100 a 200 Amp.
- 3 Seccionadores unipolares de 10 Kv de tensión de servicio a 4,100 m.s.n.m. y 400 Amp de capacidad.
- 1 Caja terminal tipo interior, de 15 Kv de tensión nominal.
- 1 Juego de barras de 5 x 40 mm. y aisladores portabarra de 15Kv.

b) Celdas de Transformación (2 unidades)

Será metálica, idéntica a la celda de entrada, de dimensiones 1.80m de ancho x 1.50m de profun

didad y 2.50m de alto.

Estará equipado con:

- 3 cortocircuitos fusibles de alta capacidad - de ruptura, 15Kv de tensión nominal y 100 Amp de capacidad.

c) Transformadores de Potencia (2 unidades)

Serán trifasicos, de 800 KVA de potencia en cada uno, relación de transformación 10,000/4,160 V \pm 5% trifásicos conexión estrella/triángulo, - 60 cps, equipados con 4 ruedas bidireccionales, tanque conservador de aceite, deshumecedor , ganchos de izaje.

d) **Celdas de Tensión Secundaria** (2 unidades)

Serán idénticas a la celda de entrada, pero con equipo de 6,600 Volts de tensión nominal y equipadas con seccionadores de potencia y relays de sobrecorriente

e) Celdas de Arrancador (4 unidades)

Serán idénticas a las de entrada pero equipadas con:

- 3 cortacircuitos fusibles de alta capacidad - de ruptura, de 6,600 volts de tensión nominal y 100 Amp. de capacidad.

- 1 Contactor en SF6, 3 x 400 A, 6,600 Volts con relay de conexión y relay de disparo y bloqueo mecánico eléctrico en posición - abierto, 50 KA de poder de corriente.

f) Servicios Auxiliares

Estará compuesto por una celda de transformación, 1 transformador de 50 KVA, 10,000/230Volts y 1 tablero de servicios auxiliares.

EVALUACION DE COSTOS

La evaluación de las consideraciones hidráulicas en un sistema de bombeo y los diversos factores económicos son parte inseparable en todo problema de bombeo. Desde el punto de vista del usuario de una bomba, ambos factores son de primordial importancia; es decir que desea la presión y capacidad requerida al mínimo costo por litro de líquido bombeado. Una vez que se ha elegido un tipo de clase adecuados de una bomba para una aplicación dada, el ingeniero se encuentra con que debe tomar todavía varias decisiones; estos se relacionan con el costo inicial de la bomba y su motor, costos de instalación y operación, vida estimada de la unidad, su costo probable de mantenimiento, el "costo" del dinero invertido en la bomba, la recuperación de la inversión y el valor posible de salvamento, si existe de la bomba y su motor.

Muchos de estos factores están cubiertos en términos generales en textos de economía de ingeniería. Sin embargo, su aplicación a los problemas de bombeo no se pueden cubrir con demasiado detalle en la mayor parte de los textos de economía de ingeniería debido a que deben discu-

tirse innumerables conceptos básicos.

En esta tesis en los capítulos anteriores, en especial en el 4.1 se ha hecho un análisis económico preliminar del costo tanto de la instalación incluyendo su montaje y el costo de operación, para calcular el diámetro económico del sistema de bombeo; este diámetro económico es el que permite que la instalación y su servicio cueste lo menos posible. Es por esto que en este capítulo agregaremos algunos conceptos más, a los ya vistos anteriormente.

Considerando que dentro de los alcances de esta tesis solo incluye el cálculo hidráulico del sistema de bombeo con todos los análisis posibles para seleccionar analíticamente el mejor planteamiento-solución del requerimiento del complejo Minero Tintaya, esto es, contar con un suministro de agua de 300 lt/s que a su vez le sea el más económico, pero sin ir al detalle económico ya que esto implicará hacer la ingeniería de detalle, obras civiles en general, obras eléctricas, instrumentación y automatización, que no son los objetivos de este trabajo.

Por otro lado, este es la solución de un servicio que el complejo Minero Tintaya requiere necesariamente ya que sin él no podrá operar; es decir, que no es un estudio de factibilidad de un proyecto para el cual si se necesita conocer la inversión inicial exactamente así como su costo de operación para ver si será rentable o no con los ingresos que tendría. En todo caso el estudio de factibi

lidad se hizo para todo el complejo minero para ver si su producción justificaría toda la inversión en general, dentro de la cual está el suministro de agua, y para estimar el costo de dicha agua, se estimaron cifras generales y globales, como son las que daremos en este trabajo.

Para la estimación del costo de una instalación y hallar así la más económica existen dos formas de hacerlo. Una es la que se puede obtener usando datos de costos y servicios promedios, presentados en gráficas y tablas en diferentes publicaciones tales como "New Cost Data Bring - Economic Pipe Sizing" /6/ y la otra forma es haciendo el cálculo de los costos con valores reales suministrados por uno o más fabricantes de bombas, accesorios y tubería con los cuales puede tomarse una decisión firme sobre las bases de los resultados obtenidos.

En esta tesis se usarán las dos formas para luego comparar los resultados y confirmar la solución definitiva a los requerimientos del complejo minero.

6.1 ESTIMADO DEL COSTO DE LA INSTALACION CON TABLAS GRAFICOS

En este sub-capítulo se hará un cálculo sencillo del costo de la instalación en base a los resultados obtenidos en capítulos anteriores tales como:

Diámetro de tubería = 0.5080 m Ø (20")

Espe^o del tubo = Schedule 20 (Standar)
Caudal total = 0.3 m/s (300 lt/s)
Caudal por bomba = 0.1 m/s (100lt/s)
Altura de elevaci3n de trabajo = 268 m H₂O
Potencia al freno = 450 HP por bomba

- Costos Anuales Fijos

a) El costo del equipo de bombeo lo hallamos de la fig. 6.1 /16/

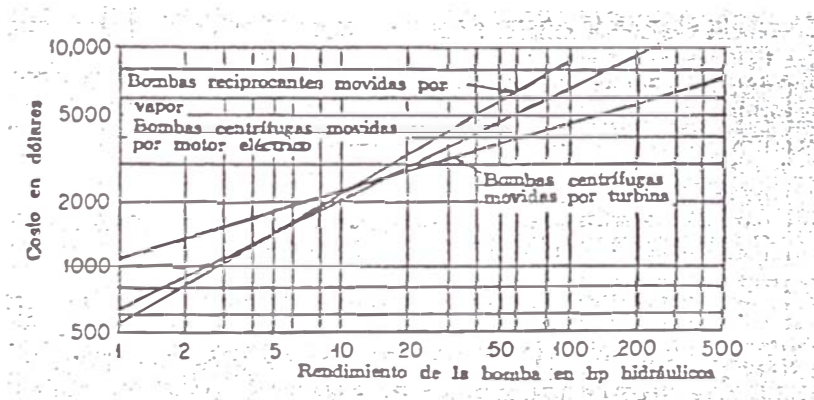


Fig. 6.1 Costo del Equipo de Bombeo

con una potencia de 450 HP tenemos que para bombas centrífugas movidas por motor eléctrico el costo será de:
Costo por Equipo de Bombeo (una bomba + motor) = US\$ 15,000

por los 4 equipos de bombeo = US \$ 60,000.

- b) Costo de la tubería y accesorios: fabricado con bridas y soldado; para hallar su valor nos vamos a la fig. 6.2/16/. donde entramos con el diámetro de 0.5080 mØ (20" Ø).

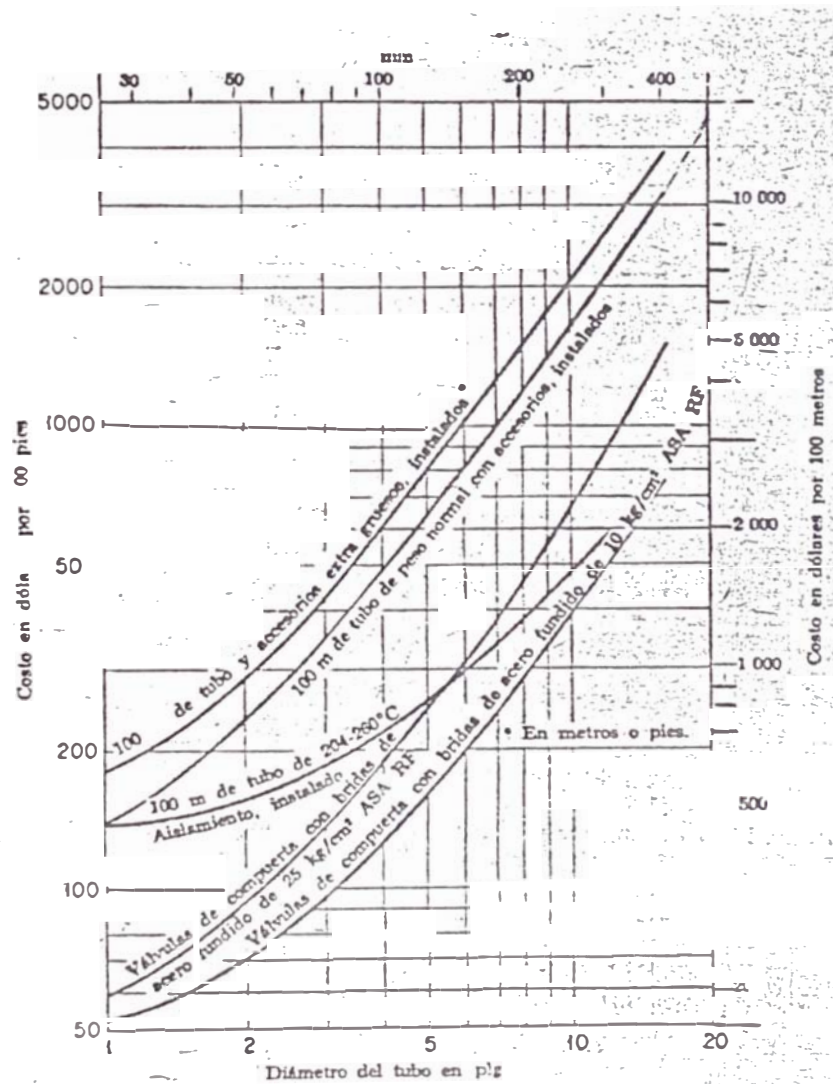


Fig. 6.2 Costo de Tubería y Accesorios

prolongando la curva de tubería Normal (Standar = Schedule 20) nos dá:

100 m de tubería de 20" \varnothing con accesorios instalados cuesta = US \$ 17,000, y para el total de tubería que es 6,668 m.

Costo total de tubería y accesorios instalados = 1'133,560.

c) Costo de Válvulas: En la misma fig. 6.2 hay curva para válvulas de compuerta las cuales también por similitud se pueden usar para check y antiariete (sin el compresor y la cámara de aire comprimido). Para una presión del orden de 50Kg/cm², se tendrán que extrapolar una curva para esta presión respecto de las de 10 y 25 Kg/cm², así:

3 válvulas de 14" \varnothing = 6,000 c/u =	US \$ 18,000
10 válvulas de 10" \varnothing = 4,000 c/u =	<u>40,000</u>
	58 ,000

El costo total fijo sería a + b + c = US \$ 1'251,560 pero considerando que los equipos de bombeo deberán ser importados pagando a la aduana en el Perú, y que estos precios son de hace por lo menos 20 años, pero como el dolar tiene bajo indice de inflación, es que a este valor le afectamos un factor de corrección del 20%; tendríamos que:

Costo total inversión = US \$ 1'501,872

Considerando un tiempo de amortización de 10 años

de la instalación y un 6% de interés anual /8/, - tendríamos que :

$$\begin{aligned} \text{Costo fijo anual} &= 1'501,872 \times \left(0.06 + \frac{1}{10}\right) \\ &= \text{US } \$ 240,299.0 \end{aligned}$$

- Costo Anual de Operación

a) Consumo de energía eléctrica.- Hallamos de la fig. 6.3 /16/, con la potencia de 450 HP (promedio)

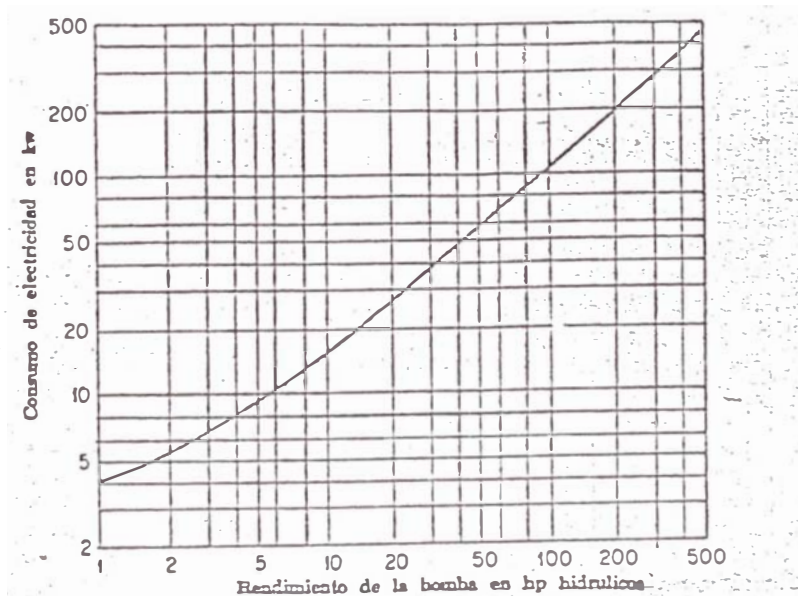


Fig. 6.3 Consumo de Electricidad para bombas movidas por motor eléctrico

nos dá que consume 400 KW por bomba osea que trabaja
jando las tres bombas = 1,200 KW y considerando un
total de 8760 horas al año (las 24 horas del día)
y un costo de 0.075 US \$ por KW h /12/; tendríamos
que:

El costo anual de operación será de US \$ 788,400 ,
pero como el costo de KWh es de hace 10 años le
afectamos por un factor de corrección del 10% y
quedaría:

Costo anual de operación = US \$ 867,240.

Por lo que finalmente tendríamos que el costo anual
total sería la suma del fijo más el de operación
US \$ 1'107,539.

6.2 Estimado del Costo de Instalación con Precios Proporcionados por los Fabricantes

En este sub-capítulo hallaremos el costo estimado de la instalación y de su operación anual, de lo más significativo del sistema de bombeo; más detallado que lo tratado en el capítulo 4.1., pero sin ser extensos ni exactos - ya que no se ha hecho la ingeniería de detalle, obras civiles, instrumentación, ni automatización.

Se hará una comparación de precios de diferentes fabricantes de accesorios, válvulas y bombas; siempre se cotizará en dólares por ser una moneda más estable ya que las cotizaciones en Intis varían de una semana a otra.

Se clasificarán los costos igual que en el caso anterior (Sub-capítulo 6.1).

Costo Anual Fijo

a) Costo del equipo de bombeo (motor-bomba)

Se han solicitado en el país cotizaciones a ATECO, hidrostral y la que la Empresa Minera Tintaya solicitó a Worthington Canadá INC. (las bombas) y a la Westinghouse Canadá INC (los motores).

Hidrostral no tiene bombas de la capacidad requerida, por lo que nos cotizó 4 equipos de 75lt/s

cada uno a un costo de I/. 408,495 incluido el impuesto general a las ventas en Enero de 1987, según anexo 1 y para tener una bomba adicional - en Stand By, serían 5 bombas y hacen un total de I/. 2'042,475 a un dolar promedio de la fecha de cotización de I/. 25 por dolar, sería:

Bombas = 81,699 US \$

Los motores para estas bombas, hidrostal también nos cotiza a US \$ 21,772 c/u por importación directa y por 5 motores nos dá:

Motores = US \$ 108,860

Haciendo un total de equipo de bombeo de US \$ - 190,559.

CITECO distribuye las bombas KSB alemanas, pero al estar en el Perú las importaciones complica - das debido al trámite para obtener licencias, es que aún no puede cotizar lo solicitado como se puede apreciar en el anexo .

Wortington Canadá INC y Westinghouse Canadá INC cotizaron los equipos de bombeo (4 de 100lt/s - c/u) en US \$ 165,000 precio proporcionado por la Empresa Tintaya, incluye controles, y es el valor más económico y confiable; se adjuntan esquemas en los anexos..

Total a = 165,000 US \$

b) El costo de los accesorios y válvulas los presentaremos en el cuadro comparativo de la tabla 6.1 siempre en dolares, y como se podrá apreciar , CRANE es la que tiene la totalidad de accesorios que necesitamos así como de válvulas por lo que se prefirió que el suministro se haga con un solo fabricante. Las válvulas de CRANE son mucho más caras por ser de mejor calidad, más confiables y sobre todo que tienen control manual y automático desde el tablero de control.

c) Elementos Nacionales.- El costo de la tubería de suministro de agua, si se analizó en el capítulo 4 para la tubería de 20" Ø Schedule 20 (espesor de pared = 0.375") donde el peso unitario salía 117 Kg/m y un costo de tubería de 1.47 US \$/Kg ; por lo que su longitud de 6,572m pesa 768,924 Kg cuyo costo será de US \$ 1'130,318.28.

- El costo del tanque para la cámara de aire comprimido se calculará también por su peso. Considerando un cilindro de radio 0.8m y altura 2.5m, con un espesor de pared de 9.5mm(3/8") , pesaría aproximadamente 1,250 Kg, y a 1.47 US \$/Kg tendríamos que costaría US \$ 1,818.42 por un factor del 10% para accesorios y soporte, sería US \$ 2,000.00

- El compresor a un promedio de US \$ 1,000 (se

DE COTIZACIONES DE ACCESORIOS Y VALVULAS

Item	Descripción	Cant.	Crane		Garth		Westiburne	
			Unitario	Nacional	Unitario	Unitario	Unitario	Unitario
001	Tubería principal de 20"Ø, Schedule 20 (Se cotiza a parte)	6,572m 72m	83.75	6,030.0	158.26	11,394.72	---	---
002	Tubería 14"Ø, Schedule 20							
003	Tubería 10"Ø, Schedule 20	24m	55.33	1,327.92	50.38	1,200.00	49.23	1,181.52
	Accesorios de Acero Soldables							
004	Codo de 90° de 20"Ø, Schedule 40	1µ	362.35	362.35	679.39	679.39	362.35	362.35
005	Codo de 90° de 14"Ø, Schedule 40	7µ	216.30	1,514.10	371.98	2,603.86	261.51	1,515.57
006	Codo de 90° de 10"Ø, Schedule 40	1µ	70.60	70.60	64.58	64.58	70.67	70.67
007	Tec. de 20"Ø, Schedule 40	1µ	534.28	534.28	-----	-----	563.10	563.10
008	Y de 14"Ø, 45° Schedule 40	5µ	110.25	551.21	682.57	3,412.85	3,407.80	17,039.00
009	Reducción concéntrica de 20"Ø a 14"Ø, Schedule 40	3µ	247.25	741.75	893.82	2,681.46	247.25	741.75
010	Reducción concéntrica de 14"Ø a 10"Ø, Schedule 40	5µ	63.75	318.75	182.65	913.25	83.50	417.50
011	Thredolet de acero con rosca de 3/4"Ø	10µ	3.15	31.50	3.59	35.90	12.8	128.0
	Accesorios Varios							
012	Juntos flexibles de 10"Ø, con bridas	4µ	1,275.00	5,100.00	-----	-----	-----	-----
013	Junta flexible de 14"Ø, con bridas	1µ	4,275.00	4,275.00	-----	-----	-----	-----
014	Junta de dilatación con reducción de 14" a 10"Ø	1µ	697.36	697.36	1,103.88	1,103.88	662.48	662.48

Item	Descripción	Cant.	Crane		Garth		Westburne	
			Unitario		Unitario		Unitario	
015	Bridas con cuello soldables de acero, Schedule 40 de 14"Ø	7 µ	174.34	1,220.38	275.97	1,931.79	165.62	1,159.34
016	Bridas con cuello soldable de 10"Ø, Schedule 40	16 µ	44.50	712.0	55.87	893.92	87.84	1,405.44
017	Manómetro de 3/4"Ø acople rosca, de 0 a 600 PSI, con accesorios	5 µ	251.70	1,258.5	-----	-----	-----	-----
018	Purgadores: válvula compuesta de 3/4"Ø con accesorios	5 µ	28.25	141.25	-----	-----	-----	-----
	Válvulas							
019	Válvulas de compuerta de 14"Ø con bridas	3 µ	5,000.0	15,000	1,705.00	5,115.0	1,621.08	4,863.24
020	Válvulas de compuerta de 10"Ø con bridas	5 µ	4,521.0	22,605	779.54	3,897.7	605.90	3,029.5
021	Válvulas Check de 10"Ø, con bridas	4 µ	3,011.75	12,047	1,794.10	7,176.4	1,735.66	6,942.64
022	Válvulas de purga de aire de 2"Ø, con accesorios	6 µ	1,160.0	6,960	-----	-----	71.44	428.64
023	Válvulas de drenaje de agua de 2"Ø, con accesorios	6 µ	70.00	420.00	-----	-----	42.66	255.96
024	Válvulas antiarriete:							
	· Válvula compuesta de 10"Ø, con bridas	1 µ	452.10	452.10	779.54	779.54	605.90	605.90
	· Tanque "Cámara de aire comprimido, 5m ³	1 µ	N A C I O N A L					
	· Compresor de aire comprimido, 850 PSI de capacidad	1 µ	N A C I O N A L					
	Total b =			86,439.99		43,884.2		41,372.6

gún el mercado Nacional).

Total c = 1'133,318.28

- d) Costo de la alimentación eléctrica de los motores.- La totalidad de elementos pueden ser obtenidos en el País por lo que se ha considerado independientemente. Los precios han sido proporcionados por Brown Boveri (Canepa Tabinis).

Cantidad	Descripción	P. Unitario (Intis)	Total (Intis)
μ	Celda de entrada equipada	490,000	490,000
3 μ	Celda de transformación equipada	170,000	510,000
2 μ	Transformador de potencia 800 KVA	850,000	1'700,000
2	Celda de tensión secundaria	375,000	750,000
1	Voltímetro de 4.16 KV	245,000	245,000
4 μ	Celda de arrancador SF6	755,000	3'020,000
1 μ	Transformador de servicios auxiliares 50 KVA	150,000	150,000
1 μ	Tablero de servicios auxiliares	15,100	15,000
	Total Suministro		6'880,000

Considerando un tasa de cambio actual de 33I/Unos dá:

Total d = US \$ 208,484

El costo total fijo sería $a+b+c+d = US \$ 1'593,242$ correspondiente solo al suministro de los elementos que intervienen en la instalación del bombeo del agua al complejo Minero.

El costo del montaje de la tubería, accesorios y los equipos de bombeo según obras hechas por

Electro Perú en Mini-Centrales y por Sedapal en agua potable, vienen a salir a un promedio entre 20 a 25% del monto de lo invertido en suministro sin contar con obras civiles. Tomando un valor del 20% tendríamos que:

Costo del montaje = US \$ 318,648

por lo que:

Costo total fijo = US \$ 1'911,890

Considerando un tiempo de amortización de 10 años de la instalación y en 6% de interés anual, tendríamos que:

$$\begin{aligned} \text{Costo fijo anual} &= 1'911,890 \times \left(0.06 + \frac{1}{10}\right) \\ &= \text{US } \$ 305,902.46 \end{aligned}$$

Costo Anual de Operación

En el capítulo 4 se tocó este punto para el cálculo del diámetro económico de la tubería, donde se calculó con datos preliminares iniciales y generales.

Ahora tenemos datos más precisos al haber hecho el cálculo de la alimentación eléctrica a los motores en el capítulo 5.5.

Resumiendo, tendríamos que:

Potencia de cada motor = 450 HP

Potencia nominal máxima = 1,350 HP

Máxima demanda de potencia = 1,475 HP

Expresado en KW: Máx. Demanda = 1,099.9 Kw

Considerando un costo por Kw por año (trabajando ininterrumpidamente) del capítulo 4.1., de 963.6 US \$/Kw - año tendríamos que el costo de energía sería=US \$ - 1'059,870.8.

Considerando un 20% del costo de energía, como en el capítulo 4.1, para los gastos de mantenimiento y apreciación propiamente dicho, tendríamos que, el costo de mantenimiento y operación será igual a = US \$ 211,974 en un año.

Finalmente tendríamos que el costo total anual de operación será:

Costo anual de Operación = 1'271,844.1

El costo anual de inversión vendría a ser la suma del costo anual fijo y el costo anual de operación, así:

Costo anual total = 305,902.16 + 1'271,844.1

Costo anual total = US \$ 1'577,746.5

Como podrá apreciarse, estos valores son muy cercanos a lo estimado en el capítulo 4.1 y de igual forma a lo calculado con abacos y tablas. La diferencia que hay con éste último, es consecuencia de que un el cálculo de

finitivo se ha considerado el costo de la sub-estación -
que deberá tener la casa de bombas y en los otros cálcu -
los no han sido considerados.

CONCLUSIONES

En esta parte final de la tesis, a parte de las conclusiones que se irán mencionando a continuación, se darán algunas recomendaciones para la fabricación, montaje y uso de la instalación de bombeo que se está planteando. De igual forma se mencionarán algunas características técnicas de materiales usados y equipos a ser instalados, así como algunas características de funcionamiento.

El orden de las conclusiones no necesariamente es -
tán en orden cronológico ni de importancia.

a) Conclusiones y Características Finales de Funcio namiento

La mayor cantidad de conclusiones han ido salien
do y expresándose conforme se ha ido desarrollando la te
sis, y en cada capítulo se han ido anotando una vez que se
llegaba a un resultado. Ahora extraeremos algunas ^{de las} más im
portantes más no serán las únicas ya que siempre se pueden
seguir sacando más conclusiones. A continuación expresa
remos algunas de ellos:

- En líneas generales se puede apreciar que la
metodología de cálculo empleado en esta tesis

es bastante analítica y se puede ir comparando todas las posibles variantes he influencias en los resultados finales. Siguiendo esta secuen-
cia se podría diseñar sistemas de suministro de cualquier fluido teniendo la seguridad que finalmente se llegará a la solución más acerta
da técnica y económicamente; siempre que se -
trate de un sistema de bombeo significativo y
que justifique todo este análisis empleado como
es el caso que estamos tratando en esta tesis.

- Si se trata de un sistema de bombeo pequeño y se necesita hacer cálculos rígidos pero dando soluciones lo más aproximado posible a la más económica, podemos usar los métodos sencillos para el cálculo del diámetro de la tubería, pe
ro, es recomendable emplear por lo menos tres de estos métodos para sacar un promedio, ya que como se puede apreciar no todos nos dan el mismo valor, sino todos aproximados por en
cima y por debajo del valor correcto.

- Entre los dos métodos analíticos, es decir con la fórmula de Hazen Williams y el de Darcy -
Weisbach no hay gran diferencia, los dos son muy buenos métodos y se posee buena informa -
ción al respecto para hacer los cálculos res -
pectivos. Siempre nos darán los valores muy

cercanos al más económico.

- Para el cálculo de las pérdidas por fricción de la tubería para hallar la altura total que deberá vencer las bombas, se tiene que tener especial cuidado el tiempo de vida de la instalación ya que es el parámetro que más puede hacer variar el valor de diámetro económico. Por lo que para todo cálculo se tiene que aplicar su coeficiente correcto debido al tiempo de vida de la tubería de suministro, y con mayor cuidado si se trata de tubería de acero o fierro fundido sin ningún tipo de recubrimiento, ya que con mayor rapidez el diámetro interior disminuirá por la corrosión y las paredes serán cada vez más rugosas. Cuando son tuberías de diámetro pequeño (menos de 2"Ø) se llega hasta a obstruir totalmente el conducto.

- Para la solución con la fórmula de Darcy-Weisbach será indistinto calcular con el diagrama de Moody o con la fórmula de Coolebrock, siendo este último tedioso por tener que hallarse los resultados por iteraciones sucesivas. Esto se puede decir por la gran aproximación en los resultados por los dos métodos. Ahora en esta era de las computadoras será más fácil calcularlos con la fórmula de Coolebrook pero siempre

Para proyectos de gran magnitud, ya que para pequeños sistemas será suficiente el uso del diagrama de Moody.

- La altitud de la zona de trabajo influye en algunos parámetros como la aceleración de la gravedad, pero en otros en menos escala como el peso específico del agua; la eficiencia de la bomba y motor también no es significativo por la baja temperatura del medio ambiente como vemos en los capítulos anteriores
- La gran longitud de la tubería hace necesario el uso de la cámara de aire comprimido que también contenga agua para reponer a la línea de descarga de las bombas cuando ocurra la subpresión en el golpe de ariete, y a su vez amortigue las oscilaciones de presión
- En el Plano N°005 se puede apreciar que no ha posibilidad que ocurra descolgamiento del agua en la tubería, aún si no existiera la cámara de aire comprimido.
- Para efectos de bajar el costo de inversión inicial, se pueden instalar solo tres bombas de las cuales una estaría de reserva y con 2 son suficientes para suministrar el

requerida para la producción inicial de la Planta Concentradora (8,000 tn/d).

- Todos los controles e indicadores de la ca a de bombas son eléctricos e instalados al ta blero de control principal, y el control de las válvulas de los tanques puede ser radial, - con energía solar o de baterías.
- La eficiencia del equipo de bombeo (motor-bom ba) influye en el cálculo del diámetro de la tubería inmensamente proporcional; es decir - que a mayor eficiencia, el diámetro económico será menor; esto lo podemos apreciar en la - fig. 4.7.
- En menor escala, la rugosidad absoluta influye en el diámetro económico de la tubería y es directamente proporcional como se aprecia en la fig. 4.21; es decir que a mayor rugosidad, el diámetro económico será mayor.
- Y casi insignificadamente influye la tempera_ tura del agua en el cálculo del diámetro eco- nómico. Dado que en la zona no hay grandes - cambios de temperatura, y más aún si conside- ramos que la tubería vá enterrada. La varia_

ción es inversamente proporcional a la temperatura como se puede apreciar en la fig. 4.22.

- Como es de suponer, la variación del espesor de la pared del tubo es directamente proporcional a la del Diámetro Económico y la influencia es considerable como se puede apreciar en la fig. 4.29.
- Es importante el cálculo del golpe de ariete en el caso cuando falla la energía eléctrica de los motores porque es un caso muy especial, y su solución no es muy difundida. El método gráfico es el más recomendable.
- El hecho de que la tubería es enterrada es suficiente para que el agua que fluye por ella no se congele. Debido a que la temperatura baja los 0°C solo por horas y en algunos días del año, su índice de congelamiento es muy bajo, y basta una pequeña capa de tierra para evitar el congelamiento.
- Las cargas exteriores son mínimas, y como la tubería estará a una profundidad de 1.5m a 3m. no será perjudicial para la tubería; más bien la protege contra la lluvia, viento, sol y sobre todo contra algún atentado terrorista.

- Al hacer el estimado del costo de la instalación con tablas y gráficas promedios, se puede apreciar que no está muy lejos de los valores reales que se tienen con datos proporcionados por los fabricantes.

b) Recomendaciones y Especificaciones Técnicas para la Instalación

En esta parte también, como en las conclusiones, se irán dando algunas recomendaciones y especificaciones técnicas para la fabricación, suministro y montaje de los diferentes elementos que forman parte del sistema de bombeo que se está planteando.

El orden no indica nada, simplemente todas las recomendaciones son importantes, así tenemos las siguientes:

Fabricación y Suministro de la Tubería Principal y Accesorios:

- El corte, rolado y agujereado de las partes del conjunto serán efectuados con precisión, de acuerdo a las tolerancias indicadas en normas internacionales.
- Las uniones de las partes metálicas se harán

mediante soldadura eléctrica automática y manual donde sea necesario.

- Las partes metálicas serán limpiadas por arenado al metal blanco comercial antes del pintado.

- Todas las partes metálicas serán fabricados - con planchas de acero LAC de calidad estructural designación SIDER PERU EC-24, A-36, PG-E24 según Normas ITINTEC, ASTM (o similar).

- En lo referente a pintura, la superficie interior será pintada con pintura asfáltica (u74B2 Sherwin Williams o similar) con una capa de espesor mínimo de 150 micrones; la parte exterior además de una capa de pintura anticorrosiva epóxica (Tile Clad II B69N70 Sherwin Williams o similar) con un espesor mínimo de 150 micrones, una pintura asfáltica igual a la interior de por lo menos 100 micrones. Las partes expuestas tendrán a cambio una capa de pintura de acabado esmalte epóxica (Tile Clad II Sherwin Williams o similar)

- La soldadura a utilizar es alambre cobreado para la máquina de soldar automática y Oerlikon para la soldadura manual.

- Para el arenado se usará arena limpia o granullas de cobre.

- Los tramos de tubería recta serán de 6 mts. cada uno y con una costura longitudinal; en los extremos serán biselados con un ángulo de 40°, a 1/16" x 1/32" del borde exterior del tubo.

- Se hará un control de soldadura radiográfica - por lo menos a un 20% del total de costuras - ejecutadas.

- Se hará un control de apariencia exterior a la totalidad de elementos fabricados y suministrados; se entregarán sin defectos perjudiciales para su solidez en los diámetros y longitudes dentro de las tolerancias exigidas. Las zonas soldadas se presentarán con espesor uniforme - (soldadura automática), sin porosidades, escorias ni fisuras.

- Se hará una prueba hidráulica a todos los elementos, bajo una presión de prueba igual cuando menos a dos veces la presión máxima de servicio, según métodos habituales. La presión - es progresivamente llevada hasta la presión de prueba y luego regresa a la presión normal de

servicio, para permitir el martilleo de las zo
nas soldadas; a continuación es vuelta a subir
y mantenida a la presión de prueba durante 5
minutos.

- Hay tolerancias para la fabricación de tube -
rías a presión (usadas por Electro Perú) tales
como:

- . Sobre espesores de planchas = $-2\% + 5\%$
- . Sobre diámetros medios = $\pm 3\%$
- . Sobre la diferencia entre el mayor y el me
nor diámetro interior de una misma sección -
con relación al diámetro medio de esta sec
ción = 0.5%
- . Sobre flecha de una generatriz cualquiera de
tubo terminado interior o exterior = 0.2%
- . Sobre ovalización de los extremos de las -
planchas encorbadas o tubería = $0.001 D$
- . Sobre la diferencia entre los desarrollados
circunferenciales de dos extremidades por em
palmar = $0.002 D$

Montaje de la Tubería Principal y Accesorios

- Se acondicionará el terreno para la descarga y
el almacenamiento adecuado del suministro.
- Se usará la instalación temporalmente todo el

material para la mant^unsión entre los lugares de almacenamiento y de montaje en sitio, tales como máquinas de carga, medios de alzamiento, vías de tránsito, carros de transporte, accesorios de fijación y diversos.

- Las tuberías serán tendidas durante todas las operaciones de transporte, almacenamiento, mant^unsión y colocación en sitio por medio de tirantes apropiados evitando su deformación. Además la tubería será reforzada en caso necesario como cuando se varían anclajes para la tubería, por medio de dispositivos interiores móviles. Después de la colocación en sitio, se efectuarán controles de ovalización.
- Las tuberías serán armadas en el sitio, de manera de asegurar la impermeabilidad y seguridad, mediante soldadura de punta a punta con el arco eléctrico. Todas las soldaduras efectuadas tanto en los tableros como en la obra serán cuidadosamente esmeriladas en el interior de manera de no presentar ninguna aspereza susceptible de perjudicar la buena conservación del revestimiento o de aumentar las pérdidas de carga.
- Al terminar el montaje, se procederá a limpiar

las partes no pintadas, de manera de no encontrar el metal desnudo. Empalmes y retoques seerán entonces ejecutadas de manera que se reestablezca la continuidad de la mano de pintura tanto en el exterior como en el interior. Una vez resanada la pintura, se cubrirá la totalidad de la tubería con paños de polietileno para protegerla de la humedad y sales que pudiera tener la tierra de relleno.

- Para la soldadura en el sitio, se seleccionarán los soldadores tomándoles pruebas con probetas preparadas para tracción, doblado y golpe.

- Se tomarán radiografías al 5% del total de costuras hechas en sitio para el control radiográfico de la soldadura.

- Para verificar la exactitud del montaje, se operará un control sistemático de los alineamientos y de los empalmes en las condiciones siguientes:

- . La posición real del centro de gravedad de cada extremo de tubería, debe presentar con relación al eje longitudinal teórico, un internamiento inferior a 10mm.

- . La tolerancia sobre el juego a fondo del tunel de soldadura no exederá en 5m.m.
- Una vez terminado el montaje, se procederá a las pruebas hidráulicas. Estas pruebas comprenden la puerta en presión de la tubería, con una carga hasta dos veces la presión nominal de trabajo, con la finalidad de tener en cuenta las sobrepresiones producidas por el golpe de ariete que pudiera presentarse como lo vimos en el capítulo 4.3. Las pruebas inicialmente se harán por tramos y finalmente de la totalidad de la tubería. Una vez obtenida la presión de prueba, mantendra 30 minutos o por lo menos el tiempo necesario para proceder, si es posible, a la soldaduras así como a la revisión completa de la tubería.

INSTALACION Y PUESTA EN SERVICIO DE LAS BOMBAS

De igual forma que en los casos anteriores se darán algunas recomendaciones sueltas .

- La alineación del grupo se hace en fábrica, y al instalarlo debe tenerse cuidado en armarlo correctamente. La cimentación debe estar ya preparada y con pernos de anclaje. La operación de ajuste es la más importante y debe efectuarse poniendo el máximo cuidado, pues todo el funciona-

miento del grupo depende de ello. Para el alineamiento y nivelación se usarán calcos de placas de acero de espesores pequeños para ir calzando según sea necesario y una vez que el grupo está totalmente nivelado y alineado se ajustarán los pernos de anclaje los cuales se bloquearán con otra tuerca y el espacio libre que queda entre la cimentación y la base del grupo se rellenará con grouthín (mezcla especial sumamente dura cuando fragera).

- En el momento del empalme con la tubería tanto de aspiración (debajo del codo) como la de descarga, se debe tener cuidado de no ejercer en las bridas ningún esfuerzo susceptible de ocasionar una deformación.
- Remitirse al catálogo del grupo para engrasar debidamente según las especificaciones que indiquen.
- Mover la bomba con la mano y en el sentido correcto para evacuar el aire que hubiera podido acumularse en la cavidad de los rotores.
- Lanzar el motor para ver que el sentido de rotación es el correcto.
- Para el primer arranque, la válvula de descarga debe estar casi cerrada y abrir progresivamente controlando la intensidad absorbida por

el motor que no debe sobre pasar la indicada en la placa de características nominales.

- Pueden ocurrir algunos incidentes o dificultades tales como:

. Caudal insuficiente.- Que puede ocurrir por una altura monométrica total insuficiente, para lo cual hay que verificar las alturas reales y comparandolas con las del proyecto; revisar las pérdidas de carga anormales tales como válvulas ahogadas, alcachofa obstruida juntas desplazadas , etc. También puede ocurrir por velocidad de giro de la bomba insuficiente para lo cual hay que revisar la tensión, la conexión del motor (estrella en lugar de triángulo).

. Ruido exagerado y vibraciones anormales.- Si el ruido es anormalmente exagerado se debe verificar que no este produciéndose cavitación en el interior de la bomba reconocible por el ruido característico semejante al de un flujo de piedras, y verificar que no hayan cuerpos extraños en la bomba. Si las vibraciones son anormales se tendrá que verificar el empalme de las tuberías, el montaje del grupo (alineamiento, nivelación) el cual se puede ir regulando hasta que desaparesca dicha vi

bración y también tendrá que verificarse el estado del acoplamiento del motor a la bomba. . Si la potencia absorbida es demasiado grande, puede ser por el caudal muy elevado o por fro^{nt}tamientos anormales, es decir se debe verificar el montaje del grupo, su ajuste, el estado de la bomba y de la línea del eje de la bomba.

PUESTA EN SERVICIO DEL TANQUE ANTIARIEETE

Las recomendaciones que se dará a continuación se establecen en el caso más general de un tanque antiarriete colocado en una tubería de descarga, en derivación, lo más cercano posible a las bombas.

- Se determinara la presión de hinchado previo en seco, sin agua, del tanque con la ayuda de la fórmula siguiente:

$$PP = \frac{(P_s + 1) \cdot VA}{V} - 1$$

en donde:

PP : Presión de hinchado previo (bares)

PS : Presión de servicio del sist m (bares)

VA : Volumen de aire deseado en el tanque a la presión de servicio (Litros)

V : Volumen total del tanque (litros)

- Llenar por la válvula de hinchado del tanque con aire o con nitrógeno con ayuda de un compresor o de una botella hasta que se alcance la presión de hinchado previo calculada.
- Abrir, la válvula que aísla el tanque del sistema . En ese momento, si el resto de la instalación está llena de agua, bajo la presión estática, penetrará en el tanque y la presión de aire aumentará.
- Se pondrá los grupos de bombeo en marcha, y la presión de la instalación aumentará y se estabilizará a la presión dinámica de servicio.
- Después de cada puesta en marcha, asegurarse que todas las fijaciones y las juntas no presenten ningún escape de agua ni micro-escape de aire. Los microescapes de aire pueden controlarse fácilmente con agua jabonosa.

B I B L I O G R A F I A

1. G.E. Symons, "Treatment of Industrial Wastes", Water and Sewage, Vol 82, N°11 November 1944
H.E. Jordan, "Industrial Requeriments for water", the Johnson National Driller's Joarnal, July-August 1948
2. "Reglamento Nacional de Construcciones",
3. Elliot, G.A. "The Use of Steel Pipe in Water Works", Jour AWWA 9:839, Nov. 1922
4. Du Pont Canadá INC., "Sclairpipe", Dupont Canadá INC, Canadá (Información Técnica).
5. SIDER PERU, "Especificaciones Técnicas de los aceros SIDER PERU", SIDER PERU, 1985 (Separata)
6. J.M. de Azevedo Netto, "Manual de Hidráulica" volumen I, 6ta edición, Edgard Blucher Ltda., Sao Paulo-Brasil, 1973
7. Crane "Manual de Hidráulica"
8. Tyler G. Hicks, BME, "Bombas su selección y aplicación, Compañía Editorial Continental S.A., Mexico 22, D.F., Tercera impresión 1962
9. American Water Works Association (AWWA), "Tubería de Acero Diseño e Instalación", Litografía Rekord S.A. Mexico D.F., 1967.

10. Igor Karassik y Roy Carter, "Bombas Centrífugas", Editorial Continental S.A., Mexico , 1980.
11. Lionels-Marxs, "Manuel del Ingeniero Mecánico de Marks", Unión Tipográfica editorial Hispano Americana, Mexico.
12. Igor I. Karassik, "Pump Handbook", McGraw-Hill Book Company, USA 1976
13. John Parmakian "Waterhammer analysis", Dover Publications. INC., New York, 1963.
14. Marcos J. Murta Dos Santos, "Golpe de Ariete en Instalaciones de Bombeo", Ministerio del Interior, Brasil, 1971.
15. Watkins, R.K. y Spander, M.G., "Some Characteristics of the Modulus of Passive Resistance of Soil" A Study in similitude" USA, 1958.
16. R.U. Broca, Foster Wheeler Corp., y John Happel, "New Cost Data Bring Economic Pipe Sizing", New York University, Enero 1953.