

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Rehabilitación del Sistema para Transporte de Agua mediante
Línea Submarina en la Base Naval de Salinas”

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada Por:

Franklin Horacio Torres Núñez

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2007

AGRADECIMIENTO

A la Armada del Ecuador que me brindo la oportunidad de prepararme y representarla a la vez, a mi Director de Tesis el Ing. Julián Peña por su valiosa ayuda y colaboración que permitió llegar a feliz termino este trabajo y finalmente a todos los profesores que ayudaron en mi formación académica.

DEDICATORIA

A quienes han sido el faro que ilumina constantemente la travesía de mi vida permitiéndome surcar siempre por mares seguros,

A Dios Nuestro Señor,

A mi esposa,

A mis padres,

A mis abuelos,

A mis hermanos.

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Ing. Julián Peña E.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Ernesto Martínez L.
VOCAL

Ing. Gonzalo Zabala O.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

Franklin Horacio Torres Núñez

RESUMEN

El presente trabajo, tal como su nombre lo indica, está orientado a rehabilitar el sistema de aprovisionamiento de agua en la Base Naval de Salinas, sistema que en la actualidad debido a su tiempo de construcción se encuentra fuera de servicio.

La necesidad de mantener la logística en los buques de la Armada del Ecuador ha sido el principal motivo para desarrollar el presente trabajo, ya que actualmente la Base Naval de Salinas no tiene la capacidad de proveer de agua a las unidades de la escuadra.

El ámbito en el cual se enmarcará esta tesis será el sistema para el transporte del fluido, concentrándonos específicamente en el cálculo de materiales, equipos y accesorios necesarios para la rehabilitación y posterior funcionamiento de la línea submarina, incluyendo también la planificación y cronograma de trabajos, quedando pendiente únicamente la ejecución, construcción, montaje e inspección.

Una vez que se ha delimitado el alcance del trabajo, podemos entonces plantear el objetivo de la presente tesis, el cual es el de rehabilitar el sistema existente a fin de que permita transportar agua hacia los buques de la Armada

desde la Base Naval de Salinas y viceversa, con el fin de dotar a la Base de un medio importante que le permitirá cumplir con sus funciones.

Como metodología para el desarrollo de este tema será tomar como punto de partida los requerimientos de abastecimiento de agua, siendo estos valores las condiciones iniciales que permitan escoger las características y dimensiones del sistema, para mediante cálculos y comprobaciones verificar si es o no un diseño óptimo, caso contrario hacer las correcciones necesarias.

Para determinar los tramos de tubería que serán necesarios cambiar y la selección de un reemplazo adecuado, se lo realizará tomando como referencia todas las normas referentes al tema, pretendiendo alcanzar con esto un diseño confiable, seguro, y con una larga vida útil.

En el primer capítulo, se mencionará la disposición y funcionamiento que tendrá el sistema para poder realizar un diseño de forma preliminar que permita tener una referencia de la cantidad de material requerido y los accesorios necesarios. Es de suma importancia también, mencionar la dirección e intensidad del oleaje y las corrientes puesto que estos dos fenómenos naturales ejercerán fuerzas sobre la tubería submarina.

Una vez que se ha determinado la acción de la fuerza del mar sobre la tubería se tiene una base sobre la cual partir para hacer una adecuada selección de la ruta, además, también podemos asesorarnos con cartas batimétricas del fondo del lecho marino en la rada de Salinas.

El capítulo dos tratará del diseño hidráulico del sistema, en el que partiendo del caudal requerido se determinará los diámetros de las tuberías, cabezal de agua y demás parámetros necesarios para hacer un adecuado escogitamiento de las bombas que serán indispensables instalar.

El diseño hidráulico es el punto de partida para el capítulo tres, ya que una vez que se obtuvieron en el capítulo anterior el caudal y los diámetros de la tubería, podemos hacer los cálculos de las distintas cargas que actuarán sobre la tubería, cargas que son originadas tanto por la presión interna como por la presión externa.

Con estos cálculos se comprobará si la selección realizada es la adecuada o es necesario realizar correcciones a fin de mantener la seguridad del sistema y cumplir con las normas para este tipo de diseños y construcciones.

Uniendo y comparando los resultados obtenidos en los capítulos precedentes, el capítulo cuarto confronta la condición original del sistema con la situación actual del mismo, información que será obtenida del trabajo paralelo que realiza el alumno Carlos Ortega en su tesis "Inspección y evaluación del sistema de transporte de agua en la Base Naval de Salinas".

En este capítulo también, al contar ya con varios elementos de juicio, es posible realizar la selección definitiva de los elementos y componentes a ser cambiados, y por ende los materiales y accesorios adecuados a usarse en su

respectivo reemplazo, a fin de mantener la seguridad necesaria, no sobre dimensionar el sistema y abaratar costos.

El siguiente capítulo, se destinará a sentar las bases necesarias para la posterior implementación y ejecución del proyecto, por lo cual se realiza un estudio de factibilidad y la expectativa de vida que se espera del sistema a rehabilitar, se presentarán también los costos referenciales, costos que se requieren para establecer el presupuesto necesario para poner en marcha el trabajo y realizar el respectivo análisis económico que permitirá establecer la viabilidad de implementar el proyecto. Para complementar este quinto capítulo se incluirá también la programación y cronograma de actividades y trabajos a ejecutarse.

Finalmente en el capítulo sexto se presentarán las conclusiones y recomendaciones que facilitarán el trabajo posterior de construcción y montaje del sistema.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	VII
ABREVIATURAS.....	X
SIMBOLOGÍA.....	XI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XV
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPITULO 1	
1. CONSIDERACIONES PREVIAS.....	5
1.1. Requerimientos del Usuario.....	7
1.2. Disposición y Funcionamiento.....	10
1.3. Parámetros Oceanográficos.....	17
1.3.1. Altura de ola y velocidad de corriente.....	20
1.3.2. Dirección del oleaje y corriente.....	32
1.3.3. Fuerzas debidas a corrientes.....	39
1.3.4. Fuerzas debidas al oleaje.....	42
1.4. Selección de la Ruta.....	47
CAPITULO 2	
2. DISEÑO HIDRÁULICO DEL SISTEMA.....	55
2.1 Esquema.....	56

2.2	Propiedades del Agua.....	63
2.3	Ecuación de Continuidad.....	67
2.4	Ecuación de Momentum.....	68
2.5	Ecuación de Bernoulli.....	70
2.6	Ecuación de Darcy.....	73
2.7	Selección de la Bomba.....	74

CAPITULO 3

3.	DISEÑO DE LA LÍNEA SUBMARINA.....	114
3.1.	Determinación de Esfuerzos de Tensión, Longitudinales y Circunferenciales, según las normas: ANSI B31.4, ANSI B31.8, DNV- 81.....	120
3.2.	Determinación de la Presión Interna, según las normas: API 1993, API-RP1111.....	138
3.3.	Calculo del Espesor Mínimo Requerido.....	147
3.4	Tolerancias de Diseño.....	148
3.4.1.	Tolerancia por Corrosión.....	148
3.4.2.	Tolerancia por Fabricación.....	150

CAPITULO 4

4. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	170
4.1. Condiciones Originales del Sistema.....	170
4.2. Situación Actual del Sistema.....	172
4.3. Selección de Elementos a Reemplazar.....	175
4.4. Selección de materiales.....	177

CAPITULO 5

5. PRESUPUESTO Y PROGRAMACIÓN.....	197
5.1. Estudio de Factibilidad.....	197
5.2. Expectativa de Vida.....	201
5.3. Análisis Costos Referenciales.....	205
5.4. Cronograma de Actividades.....	210

CAPITULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	213
--	-----

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

ft	Pies
ft/s	Pies por segundo
gal/min	Galones por minuto
in	Pulgadas
INOCAR	Instituto Oceanográfico de la Armada
m	Metros
m/s	Metros por segundo
m ²	Metros cuadrados
m ³	Metros cúbicos
min	Minutos
N	Newton
Pa	Pascal
s	Segundos
W	Watt
rpm	Revoluciones por minuto
°C	Grados centígrados

SIMBOLOGÍA

A	Área de la sección transversal
CD	Coefficiente de resistencia al avance
CL	Coefficiente de sustentación
CI	Coefficiente de inercia
D_{ext}	Diámetro externo de la tubería
D_{int}	Diámetro interno de la tubería
D_{imp}	Diámetro del impeler
D_{nom}	Diámetro nominal
E	Módulo de elasticidad
η	Eficiencia de la bomba en porcentaje.
f	Distancia de la tubería al fondo marino
f	Factor de fricción paredes de la tubería
f_d	Factor de diseño
f_e	Factor de junta longitudinal de soldadura: 1.0
f_{pb}	Factor para diseño por presión interna, 0.63
f_t	Factor por temperatura
F_D	Fuerza de resistencia al avance
F_L	Fuerza de sustentación
F_I	Fuerza de inercia
g	Gravedad
GPM	Máximo Flujo a través de la bomba en el punto de mayor eficiencia tanto para simple como doble succión.
H	Cabeza total de la bomba en el punto de mayor eficiencia
H_o	Altura de la ola en aguas profundas
h_s	Diferencia de elevación desde el nivel del Fluido en el depósito hacia la entrada de la bomba <ul style="list-style-type: none">▪ Si la bomba esta debajo del depósito, h_s es positiva (se prefiere).▪ Si la bomba esta arriba del depósito, h_s es negativa.
h_f	Pérdida por fricción en la tubería de succión
L	Longitud de la tubería
L_o	Longitud de la ola en aguas profundas
m	Masa
m	Flujo másico
N_s	Velocidad específica de bombas centrífugas
NPSH	Cabeza neta de succión positiva
NPSHR	Cabeza neta de succión positiva requerida
NPSHA	Cabeza neta de succión positiva disponible
P	Presión
P_a	Sobre presión incidental (interna - externa)

P_{atm}	Presión atmosférica
P_b	Presión de reventamiento mínima
P_{cr}	Presión crítica de pandeo
P_d	Presión de diseño de la línea
P_{est}	Presión estática, debida al peso del fluido
P_{ext}	Presión externa
P_i	Capacidad permisible de presión interna en la tubería
P_{int}	Presión interna
P_{man}	Presión manométrica
P_o	Máxima presión de operación
P_r	Presión por rozamiento debida al recorrido del fluido
P_R	Presión residual con la que el fluido debe llegar al punto deseado
P_s	Es la presión debida a golpe de ariete
P_v	Presión de vapor del líquido a temperatura de operación
Q	Caudal
RPM	Velocidad rotacional del impulsor
S	Esfuerzo permisible de diseño
SMTS	Esfuerzo de Tensión Último Mínimo
SYMS	Esfuerzo de Fluencia Mínimo especificado
t	Tiempo
t	Espesor de pared de acero del tubo
V	Velocidad
V_{imp}	Velocidad en la periferia del impeller
Z	Altura punto referencia
ρ	Densidad
γ	Peso específico del agua
σ_{cr}	Esfuerzo crítico de pandeo
σ_f	Esfuerzo de fluencia
σ_h	Esfuerzo circunferencial
$\sigma_{h p.ext}$	Esfuerzo circunferencial por presión externa
σ_l	Esfuerzo longitudinal
τ	Esfuerzo cortante
μ	Viscosidad dinámica

ÍNDICE DE FIGURAS

		Pág.
Figura 1.1	Duque de alba, punto de entrega de agua.....	11
Figura 1.2	Duque de alba y boyas de amarre.....	12
Figura 1.3	Aproximación del buque al duque de alba.....	12
Figura 1.4	Amarre del buque a la boya.....	13
Figura 1.5	Buque en maniobra de reabastecimiento.....	14
Figura 1.6	Tanques cilíndricos de almacenamiento.....	16
Figura 1.7	Cisterna de almacenamiento.....	17
Figura 1.8	Ubicación de las estaciones.....	19
Figura 1.9	Altura promedio mensual de la ola.....	22
Figura 1.10	Período promedio mensual de olas.....	23
Figura 1.11	Velocidad promedio de las corrientes, en los tres niveles de profundidad estación # 1.....	28
Figura 1.12	Velocidad promedio de las corrientes, en los tres niveles de profundidad estación # 2.....	29
Figura 1.13	Velocidad de la corriente en los tres niveles de profundidad para las dos condiciones de marea.....	31
Figura 1.14	Distribución de las corrientes estación #1 y estación #2 para los dos estados de marea.....	33
Figura 1.15	Resumen de corrientes predominantes en el área.....	37
Figura 1.16	Dirección del oleaje y la corriente sobre la tubería tramo.....	38
Figura 1.17	Fuerzas debidas a la corriente que actúan sobre una tubería.....	39
Figura 1.18	Aguas profundas, semi profundas y poco profundas.....	45
Figura 1.19	Tres primeros puntos de la tubería.....	53
Figura 1.20	Ubicación de la línea submarina.....	54
Figura 2.1	Esquema del sistema de distribución, vista superior.....	56
Figura 2.2	Esquema del sistema de distribución, vista lateral.....	57
Figura 2.3	Esquema circuito hidráulico típico.....	72
Figura 2.4	Ejemplo sistema de bombeo 1.....	91
Figura 2.5	Ejemplo sistema de bombeo 2.....	92
Figura 2.6	Esquema del circuito y puntos de referencia.....	100
Figura 2.7	Diagrama de rugosidad relativa.....	106
Figura 2.8	Diagrama de Moody.....	107
Figura 3.1	Corte de una tubería.....	120
Figura 3.2	Esfuerzo longitudinal.....	121
Figura 3.3	Esfuerzo circunferencial.....	122
Figura 3.4	Esfuerzos permisibles ANSI B31.4.....	129
Figura 3.5	Esfuerzos permisibles ANSI B31.8.....	131
Figura 3.6	DNV esfuerzos permisibles cargas operacionales, caso A.....	133

Figura 3.7	DNV esfuerzos permisibles cargas operacionales más cargas ambientales, caso B.....	133
Figura 3.8	DNV (operacional) contra B31.4 (presión y carga).....	134
Figura 3.9	DNV(operacional y ambiental) contra B31.4 y B31.8.....	135
Figura 4.1	Cisterna de almacenamiento.....	172
Figura 4.2	Tanques cilíndricos de almacenamiento.....	173
Figura 4.3	Estructura de cemento del Duque de Alba.....	174
Figura 4.4	Estado actual de las tuberías.....	175
Figura 4.5	Estado actual de las tuberías.....	176
Figura 4.6	Tubería acero inoxidable.....	181
Figura 4.7	Tubería de acero galvanizado.....	182
Figura 4.8	Abrazadera anti-vibraciones STAUFF.....	184
Figura 4.9	Bridas de acople.....	185
Figura 4.10	Válvula de compuerta.....	186
Figura 4.11	Dimensiones ánodos tipo brazalete.....	194
Figura 4.12	Ánodos tipo brazalete a emplearse.....	196

ÍNDICE DE TABLAS

		Pág.
Tabla 1	Capacidad de almacenaje de agua dulce de los buques de guerra de la Armada del Ecuador.....	9
Tabla 2	Capacidad de almacenaje de agua dulce de los buques de auxiliares de la Armada del Ecuador.....	10
Tabla 3	Tiempos de reabastecimientos de agua dulce para los buques de guerra.....	15
Tabla 4	Ubicación de las estaciones.....	19
Tabla 5	Promedio mensual de alturas y períodos en banco copé.....	24
Tabla 6	Velocidad de la corriente estación # 1.....	25
Tabla 7	Velocidad de la corriente estación # 2.....	26
TABLA 8	Velocidades máximas y promedios de los flotadores superficiales (s) y subsuperficiales (p), en las áreas de interés.....	27
Tabla 9	Dirección de la corriente estación # 1.....	35
Tabla 10	Dirección de la corriente estación # 2.....	36
Tabla 11	Coeficientes de fuerza.....	41
Tabla 12	Ubicación geográfica de los puntos principales de la tubería.....	52
Tabla 13	Densidad del agua a distintas temperaturas.....	66
Tabla 14	Rango de velocidad específica de acuerdo al tipo de impeler.....	80
Tabla 15	Dimensiones de la tubería.....	101
Tabla 16	Comparación del tiempo requerido con el tiempo estimado para reabastecimiento de los buques.....	102
Tabla 17	Longitud de la tubería.....	104
Tabla 18	Accesorios tramo A.....	109
Tabla 19	Accesorios tramo B.....	109
Tabla 20	Factor de temperatura para capacidad de presión interna....	143
Tabla 21	Categorización de las líneas submarinas según DNV 1996.....	145
Tabla 22	Factores de uso.....	146
Tabla 23	Porcentaje de tolerancia por fabricación en el espesor de pared.....	150
Tabla 24	Tolerancias de fabricación de tubería API-RP-1111.....	151
Tabla 25	Propiedades del material seleccionado.....	152
Tabla 26	Datos de la tubería.....	152

Tabla 27	Dimensiones de la tubería seleccionada.....	180
Tabla 28	Composición del acero galvanizado.....	183
Tabla 29	Fórmulas de resistencia de mayor uso en la protección catódica en estructuras sumergidas.....	189
Tabla 30	Resistividad del agua de mar.....	190
Tabla 31	Densidades de corriente de protección en distintos medios agresivos.....	191
Tabla 32	Composición de los ánodos tipo brazalete.....	194
Tabla 33	precios referenciales de los materiales opción 1.....	206
Tabla 34	precios referenciales de los materiales opción 2.....	207
Tabla 35	Precios referenciales de mano de obra.....	208
Tabla 36	Costo total del proyecto opción 1.....	209
Tabla 37	Costo total del proyecto opción 2.....	209
Tabla 38	Cronograma de actividades del proyecto.....	211

INTRODUCCIÓN

En un buque el agua de bebida existente a disposición de la tripulación para el consumo es muy limitada, razón por la cual genera un problema para las unidades de superficie en el desarrollo de cualquier operación que se realice a bordo de la unidad.

El agua a bordo de las unidades constituye un papel muy importante dentro de la planificación para la navegación, ya que se debe tomar en cuenta la autonomía antes de salir a navegar, la autonomía en las unidades de superficie afecta el grado de alistamiento que tiene cada una de estas.

La autonomía de un buque se puede definir como el tiempo que este puede permanecer en la mar sin necesidad de regresar a puerto para reabastecerse ya sea de víveres, combustible, munición y agua para su tripulación.

Es entonces que al momento de planificar las operaciones de las unidades de superficie se tiene en consideración los puntos de reabastecimientos de: víveres, municiones, agua etc.

Desde sus inicios la Base Naval de Salinas, en la Península de Santa Elena no contaba con el servicio básico de agua potable, la misma que fue construida por los americanos en la década de los 40. Dentro de sus requerimientos se consideró la construcción de un sistema de reabastecimiento de agua dulce desde el mar a tierra por medio de un sistema de tuberías y bombas, los cuales conducían el agua dulce abastecida por buques tanqueros hasta las cisternas de la base; solucionando la necesidad de agua dulce en la Base Naval de Salinas.

En la actualidad ya no es necesario realizar este reabastecimiento de agua para la base ya que se cuenta con el servicio de agua dulce en la misma, pero vista la necesidad de reabastecimiento de agua dulce para las unidades de superficie de pequeño calado, es menester reactivar dicho sistema, debido a que no existen puntos de reabastecimiento dentro de la base. La operatividad del mismo beneficiará a las unidades de superficie de pequeño calado cuando se encuentren en la rada de Salinas.

El reabastecimiento de agua en la base evitará que nuestras unidades de pequeño calado tengan que realizar esta maniobra fuera de la misma, ya que al no contar con un servicio de reabastecimiento dificulta la ejecución de las operaciones que realizan nuestras unidades.

Además, se debe considerar que la Base Naval de Salinas, dentro de las características de una base logística debe estar en la capacidad de entregar agua en casos de emergencia ya sea en un conflicto o una guerra.

La inoperatividad del punto de reabastecimiento de agua dulce (Duque de Alba) en la rada de Salinas, ocasiona que nuestras unidades de pequeño calado tengan que reabastecerse de agua en otro lugar.

La reactivación del Duque de Alba permitirá a las unidades de la Armada (unidades de menor calado) o particulares contar con un sistema alternativo de reabastecimiento de agua dulce en la rada de Salinas.

La presente propuesta se ha desarrollado mediante la investigación de carácter cualitativo de los materiales constitutivos de la tubería, los mismos que serán la base para el análisis de la situación actual del Duque de Alba. Además, se ha realizado una investigación de campo interrelacionando el medio estudiado.

Mediante la previa identificación de cada uno de los componentes que conforman el sistema del Duque de Alba se inicia la observación y se determina el problema y sus causas al verificar el estado real de funcionamiento del Duque de Alba.

El empleo de este método ayudó a verificar la situación actual del sistema principal de tuberías, bombas y cisternas; ya que al observar las tuberías concluimos que además de la observación se necesitaba un análisis estructural interno de las tuberías mediante pruebas de laboratorio

CAPITULO 1

1. CONSIDERACIONES PREVIAS.

La Base Naval de Salinas, está ubicada en la ciudad de Salinas, tal como su nombre lo indica, en la Península de Santa Elena; esta saliente es el punto mas occidental de la costa continental del Ecuador, se extiende desde Punta Mandinga hasta Punta San Lorenzo, y es el principal balneario internacional del país y del Pacifico Sur; en él sobresalen modernos edificios de departamentos y hoteles de 5 estrellas, casinos, restaurantes y centros nocturnos, que le dan categoría e importancia. Uno de sus mayores atractivos son sus extensas playas que atraen al turismo. El terreno sobre el que se asienta esta ciudad es plano, destacándose como única elevación el Cerro de la Puntilla, con 95 m. de altura.

No hay cauces de ríos, la población se extiende a lo largo de la playa, esta zona no tiene protección de los vientos, la altura de las olas se incrementa en los días de aguajes, la máxima altura de ola registrada fue de 3.1 m, en el mes de febrero de 1998 correspondiente a un evento El Niño.

La dirección predominante de los vientos en este sector es hacia SW o hacia el W, variando en este rango según la época del año; durante los últimos seis meses del año la velocidad promedio es de 8 nudos, entre los meses de enero y mayo la velocidad del viento esta entre 6 y 7 nudos.

La profundidad en esta ensenada es irregular, pues el veril de los 5 m. cruza el área algunas veces acercándose a la costa y otras alejándose de ella, por Punta Mandinga y Punta San Lorenzo cruza a 0.15 de milla, mientras que frente a Punta Chipipe, lo hace a 0.3 de milla. El veril de 10 m. cruza a 0.7 y 0.5 de milla en Punta Chipipe y Punta Mandinga respectivamente.

Salinas tiene una gradiente de 0,7 % hasta el veril de 10 m., su fondo es arenoso. Las corrientes para el área de Banco Copé – Salinas, fluctúan entre 0.4 a 1.3 nudos y mostrando una clara tendencia hacia el SW durante todo el año. Sin embargo en el interior de la Bahía las velocidades están entre 0.13 y 0.58 nudos, mientras que la dirección de las corrientes durante el flujo se dirigen al SW y durante el reflujó al NW Para el área de Banco Cope, la dirección del oleaje proviene del SW con período promedio anual de 15 segundos y altura promedio de 0.86 metros.

1.1. Requerimientos del Usuario.

Antes de establecer los requerimientos del usuario, es necesario definir claramente quien o quienes serán los usuarios del sistema.

Empezaremos por mencionar que los grandes usuarios de la rehabilitación del sistema serán la Comandancia de Escuadra y el Cuerpo de Guardacostas, quienes recibirán el servicio a través de sus distintas unidades.

Sin embargo es necesario resaltar que el objetivo principal de la rehabilitación es proveer a la Base Naval con los medios necesarios para abastecer a los buques de guerra en caso de conflicto, siendo estos entonces los principales usuarios.

Los buques de la escuadra por lo general navegan en grupos de tarea, por lo cual cuando entran a reabastecerse lo hacen todos los miembros del grupo a la vez, es importante entonces que el sistema pueda proveer a todos ellos del líquido vital, y debe hacerlo en un tiempo adecuado y prudencial.

Las unidades guardacostas en cambio cumplen sus funciones de patrullaje, por lo general una sola lancha a la vez, por lo que no representan un volumen crítico a abastecer, y si el sistema está en capacidad de abastecer a toda la escuadra Naval, con mayor razón lo estará para las lanchas guardacostas.

De lo anteriormente expuesto se aprecia que es necesario establecer los requerimientos del usuario en Base a las capacidades de las unidades de la Comandancia de Escuadra.

En la TABLA 1 se presente el detalle de los buques de la escuadra Naval con su capacidad de almacenaje de agua de bebida.

TABLA 1**CAPACIDAD DE ALMACENAJE DE AGUA DULCE DE LOS BUQUES DE GUERRA DE LA ARMADA DEL ECUADOR**

UNIDADES DE COMBATE					
TIPO	CANTIDAD	CAPACIDAD		TOTAL POR TIPO	
		m ³	galones	m ³	galones
Fragatas	02	63.03	16650	126,06	33300
Corbetas	06	18.18	4800	109,08	28800
Lanchas	03	2.73	720	8,19	2160
Submarinos	02	48.19	12730	96,38	25460
			TOTAL	339,71	89720

Estas unidades de combate, deben ser las primeras en ser abastecidas y en el menor tiempo posible, con el fin de que salgan a cumplir con sus funciones encomendadas.

Las unidades auxiliares no es necesario abastecerlas a todas de una sola vez, pero si será importante que se tenga un tiempo adecuado de recarga ya que su función será encontrarse con un grupo de tarea en un sitio estratégico y brindarle su auxilio logístico. En la TABLA 2 se presentan las características de capacidad de almacenamiento de agua en las unidades auxiliares.

TABLA 2**CAPACIDAD DE ALMACENAJE DE AGUA DULCE DE LOS BUQUES DE AUXILIARES DE LA ARMADA DEL ECUADOR**

UNIDADES AUXILIARES					
TIPO	CANTIDAD	CAPACIDAD		TOTAL POR TIPO	
		m ³	galones	m ³	galones
Tanquero tipo 1	01	1090.2	288000	1090.2	288000
Tanquero tipo 2	01	327.3	86470	327.3	86470
Remolcador	01	98.0	25890	98.0	25890
Transportador	01	118.2	31225	118.2	31225
			TOTAL	1633,7	431585

1.2. Disposición y Funcionamiento.

La rehabilitación del sistema implica un cambio de funcionamiento y operación respecto al sistema original, ya que este en un principio funcionaba proporcionando agua desde el buque hacia tierra en vista de que en aquellos días la península de Santa Elena no contaba con el servicio de agua potable con el que ahora cuenta y por ende la Base en idéntica manera. La entrega de agua se realizaba desde el Duque de Alba, mostrado a continuación en la FIGURA 1.1.



FIGURA 1.1 DUQUE DE ALBA, PUNTO DE ENTREGA DE AGUA

El buque se aproximaba hasta el Duque de Alba se amarraba a las boyas destinadas para este fin y procedía con la maniobra de entrega de agua, la cual era conducida por la tubería submarina e impulsada por las bombas del buque hacia los tanques de almacenamiento que se encuentran en el interior de la Base para su posterior distribución, como se muestra en las FIGURAS 1.2, 1.3 y 1.4.



FIGURA 1.2 DUQUE DE ALBA Y BOYAS DE AMARRE



FIGURA 1.3 APROXIMACIÓN DEL BUQUE AL DUQUE DE ALBA



FIGURA 1.4 AMARRE DEL BUQUE A LA BOYA

Con el pasar de los años el sistema quedo inoperativo y no fue necesario rehabilitarlo en vista de que la Península de Santa Elena ya cuenta con el servicio continuo de agua potable, por lo tanto ha permanecido algunos años en el abandono.

Ahora con su rehabilitación cumplirá con la función inversa, es decir, entregará agua de tierra hasta los buques, eso si en idéntica forma mediante línea submarina e impulso del fluido con una bomba desde los tanques de almacenamiento de la Base, como se aprecia en las FIGURA 1.5.



FIGURA 1.5 BUQUE EN MANIOBRA DE REABASTECIMIENTO

En la sección anterior se estableció de manera aproximada la cantidad en volumen necesaria para abastecer a los buques de la armada, y ahora en Base a conceptos operacionales de las unidades y estados de alerta en los que se pueden encontrar las mismas, se tiene por doctrina que un reabastecimiento de agua de bebida debe tomar en tiempo, como se muestra en la TABLA 3

TABLA 3
TIEMPOS DE REABASTECIMIENTOS DE AGUA DULCE PARA LOS
BUQUES DE GUERRA

TIPO DE UNIDAD	TIEMPO MÁXIMO
----------------	---------------

Fragatas	2 horas
Corbetas	0.5 horas
Lanchas	0.25 horas
Submarino	1.5 horas

Estos tiempos son los que normalmente toman un reabastecimiento en la mar mediante las unidades auxiliares, o un reabastecimiento en puerto Base mediante circuito de distribución.

Si bien es cierto no son tiempos fijos pero si los máximos referenciales, el tiempo exacto dependerá entre otros factores de la capacidad de entrega de la unidad abastecedora así como también el estado de mar en el que naveguen.

En Base a los datos de volumen y a los datos de tiempos referenciales, se concluye que el sistema debe estar en capacidad de mantener un caudal aproximado de 35 metros cúbicos por hora (9250 galones por hora).

Para abastecer la demanda, la Base cuenta con los siguientes medios de almacenamiento: dos tanques cilíndricos de concreto con capacidad de 600 metros cúbicos (158500 galones) cada uno, los cuales se aprecian en la FIGURA 1.6, y una cisterna de capacidad igual a 1200 metros cúbicos (317000 galones), mostrada en la FIGURA 1.7, que sumados dan una capacidad total de almacenamiento de 2400 metros cúbicos (475500 galones) . Este es

un valor muy superior a la demanda requerida para abastecer a los buques de guerra, por lo cual el abastecer de agua a estos buques no afectará en lo más mínimo al normal abastecimiento a la Base.



FIGURA 1.6 TANQUES CILÍNDRICOS DE ALMACENAMIENTO



FIGURA 1.7 CISTERNA DE ALMACENAMIENTO

En este punto es necesario recalcar que estos centros de almacenamiento están constantemente abastecidos por la red de agua potable de AGUAPEN, por lo que bajo condiciones normales nunca estarán desabastecidos.

1.3. Parámetros Oceanográficos.

El estudio oceanográfico del cual se toma la información sobre los parámetros oceanográficos, fue realizado por el INOCAR. Este estudio se basa en la toma de muestras en sitio a fin de predecir las condiciones de mar predominantes en el área, y presenta los resultados en función de datos de vientos, oleaje y corriente.

Los datos utilizados corresponden a dos estaciones distintas, mostradas en la FIGURA 1.8 y cuya posición está detallada en la TABLA 4, que proporcionan la información necesaria a fin de predecir los valores extremos de viento, altura de ola, nivel de marea, corriente a 0%, 50% y 95% de profundidad, dirección de corriente más probable, período y dirección de frente de ola más probable, teniendo en cuenta los efectos de propagación, condición de fronteras, refracción, fricción de fondo y suponiendo fondo rígido.

Los parámetros oceanográficos fueron calculados en diferentes periodos de retorno y para cada una de las condiciones básicas del estado del mar, como son: pleamar y bajamar.

Del análisis de la información generada por el INOCAR se puede detectar un comportamiento propio de dos áreas plenamente identificadas. Esta división se debe a que las aguas someras a lo largo de la costa frente a la Base causan transformaciones muy particulares de las condiciones de acuerdo al estado del mar (altura de ola, corriente, elevación del nivel del mar, etc.).

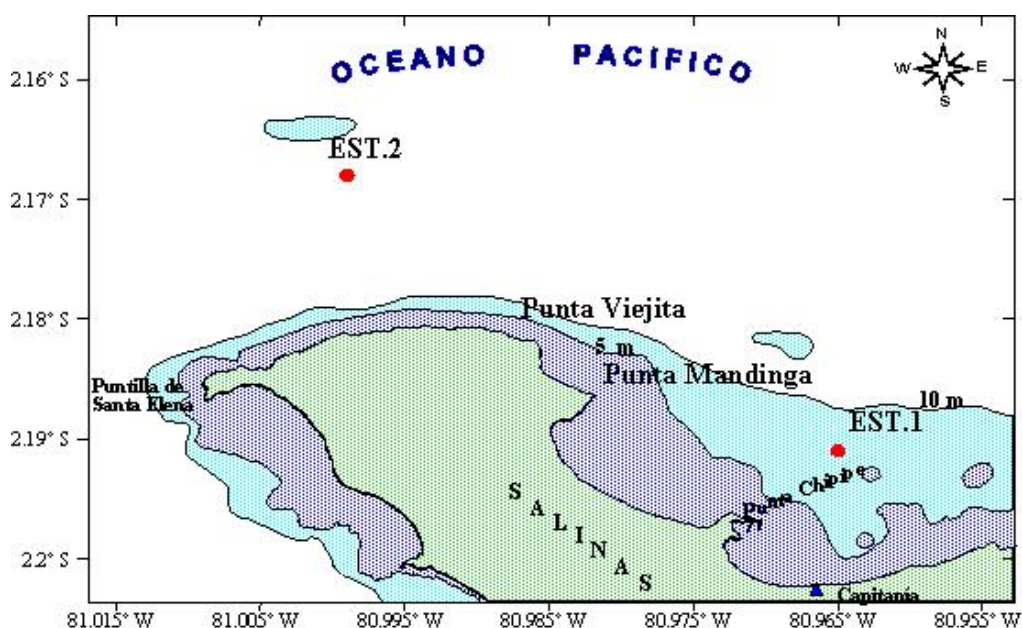


FIGURA 1.8 UBICACIÓN DE LAS ESTACIONES

TABLA 4

UBICACIÓN DE LAS ESTACIONES

ESTACIÓN	COORDENADAS UTM	COORDENADAS GEOGRÁFICAS
----------	-----------------	-------------------------

	NORTE	ESTE	LATITUD	LONGITUD
E-1	9'758.248	504.139	02°11'14" S	80°57'46" W
E-2	9'760.708	500.325	02°09'54" S	80°59'49" W

1.3.1. Altura de ola y velocidad de corriente.

Mediante el uso de series de tiempo de altura y período de olas, medidas cada tres horas durante aproximadamente 6 años consecutivos, se realizó un análisis estadístico del comportamiento estacional y mensual de las ondas en las localidades de Jaramijó y Salinas, encontrándose que las alturas de olas muestran diferencias estacionales. Los mayores valores se encontraron en la época húmeda (enero a mayo).

Se realizó además, el análisis espectral de la serie, de donde se deducen los picos de frecuencia más significativos y se determina que el régimen de oleaje, es el mismo en las dos localidades.

En cada una de las estaciones se realizaron mediciones visuales de altura, período y dirección del tren de olas. Para tener un estimativo de la dirección de la propagación del tren de oleaje se utilizó una brújula, para el período se

consideraron el arribo de 11 olas a las cuales se le tomo una altura promedio.

De acuerdo a las observaciones realizadas exactamente en las áreas de interés, se tiene que las olas en el área 1 alcanzan alturas de hasta 0.35 m. Mientras que en el área 2 la altura observada llega hasta 0.65 m. Las áreas 1 y 2 corresponden a las estaciones 1 y 2 respectivamente.

Para el área del Banco Cope, se tiene que de acuerdo a los registros de la Base de datos de 5 años en las proximidades de Banco Copé indican un régimen de oleaje proveniente del suroeste con período promedio anual de 15 segundos y altura promedio de 0.86 m.

En la zona de playa frente a la Capitanía, las olas rompen en forma de volteo (plunging) y en muy raras ocasiones en forma de derrame (spilling). Las alturas promedio de rompiente oscilan entre 0.15 y 0.46 m durante la fase de sicigia y entre 0.14 y 0.39 m durante la cuadratura (INOCAR, 1998). Los períodos de las olas rompientes oscilan entre 6 y 17 segundos, que son característicos de mar de fondo, es decir a un oleaje generado en lugares distantes a nuestras costas.

En la zona de la playa de Chipipe, las olas rompen en forma de volteo (plunging) y en muy raras ocasiones en forma de derrame (spilling). Las alturas promedio de rompiente oscilan entre 0.15 y 0.46 m durante la fase de sicigia y entre 0.14 y 0.39 m. durante la cuadratura.

El comportamiento de los promedios mensuales de altura de ola muestra una tendencia estacional, es decir varían de acuerdo a la estación del año. Las alturas son mayores en los meses correspondientes a la época lluviosa, como se aprecia en la FIGURA 1.9

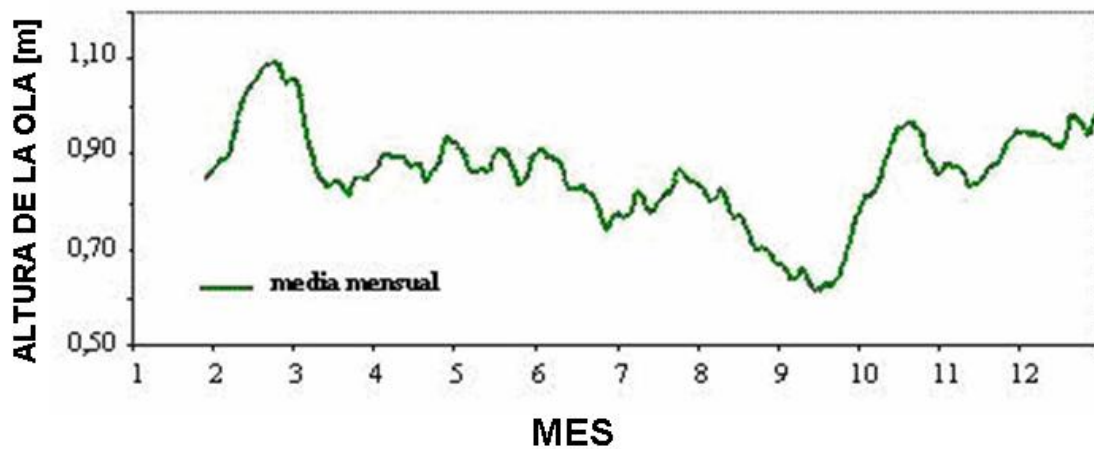


FIGURA 1.9 ALTURA PROMEDIO MENSUAL DE LA OLA

El mayor promedio mensual corresponde a febrero de 1998, año de un evento El Niño con un valor de 1.4 m. Las máximas alturas de ola registradas por el sensor fueron de 3.1 m, en febrero de 1998 y de 2.6 m, en noviembre de 1997.

Los períodos oscilan alrededor de la media con una desviación estándar de ± 2.3 segundos, no presentan cambios con las estaciones del año por ser una propiedad conservativa de las olas.

Los períodos predominantes se encuentran concentrados entre 10 y 16 segundos, con valores importantes alrededor de los 19 segundos, y siendo mínimos en el rango inferior a 7 segundos, como se aprecia en la FIGURA 1.10

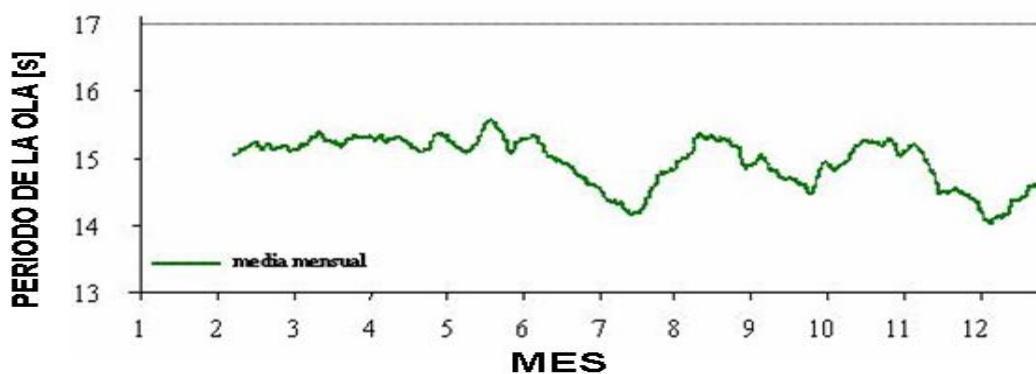


FIGURA 1.10 PERÍODO PROMEDIO MENSUAL DE OLAS

En la TABLA 5, se presentan los valores de altura mensual promedio en la estación de Banco Copé.

TABLA 5

PROMEDIO MENSUAL DE ALTURAS Y PERÍODOS EN BANCO COPÉ

MES	PROMEDIO ALTURA	PERÍODO (seg.)

	(m.)	
Enero	0.88	15
Febrero	1.05	15
Marzo	0.84	15
Abril	0.93	15
Mayo	0.88	15
Junio	0.77	14
Julio	0.83	15
Agosto	0.67	15
Septiembre	0.76	15
Octubre	0.88	15
Noviembre	0.95	14
Diciembre	0.98	15
Media anual	0.86	15

En la estación 1, situada en dirección perpendicular a la Capitanía de Salinas, las magnitudes en la columna de agua se encuentran en el rango de 0.17 – 0.02 m/s durante el reflujó, mientras que en marea de flujo el rango es aún menor 0.07 – 0.01 m/s, como se aprecia en la TABLA 6.

TABLA 6
VELOCIDAD DE LA CORRIENTE ESTACIÓN # 1

Nivel	Velocidad Promedio	Velocidad Máxima	Estado de Marea
	Magnitud (m/s)	Magnitud (m/s)	
Superficial	0.17	0.27	REFLUJO
Medio	0.10	0.21	
Fondo	0.02	0.32	
Superficial	0.07	0.16	FLUJO
Medio	0.06	0.15	
Fondo	0.01	0.20	

En la estación 2, situada diagonalmente a la Puna Viejita, las magnitudes en la columna de agua se encuentran en el rango de 0.44 – 0.18 m/s durante el reflujó, mientras que en marea de flujo el rango es aún menor 0.19 – 0.08 m/s, como se demuestra en la TABLA 7.

TABLA 7

VELOCIDAD DE LA CORRIENTE ESTACIÓN # 2

NIVEL	VELOCIDAD PROMEDIO	VELOCIDAD MÁXIMA	ESTADO DE MAREA
	MAGNITUD (m/s)	MAGNITUD (m/s)	
Superficial	0.44	0.66	REFLUJO
Medio	0.38	0.59	
Fondo	0.18	0.51	
Superficial	0.19	0.50	FLUJO

Medio	0.16	0.46
Fondo	0.08	0.29

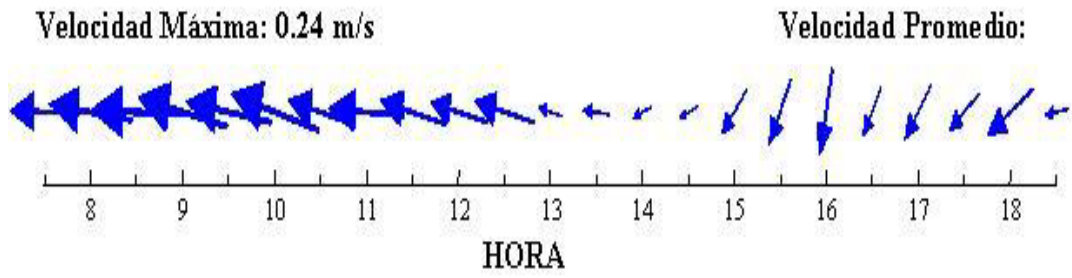
El resumen de los resultados de los parámetros medidos en las áreas de interés se presentan a continuación en la TABLA 8.

TABLA 8
VELOCIDADES MÁXIMAS Y PROMEDIOS DE LOS FLOTADORES
SUPERFICIALES (S) Y SUBSUPERFICIALES (P)

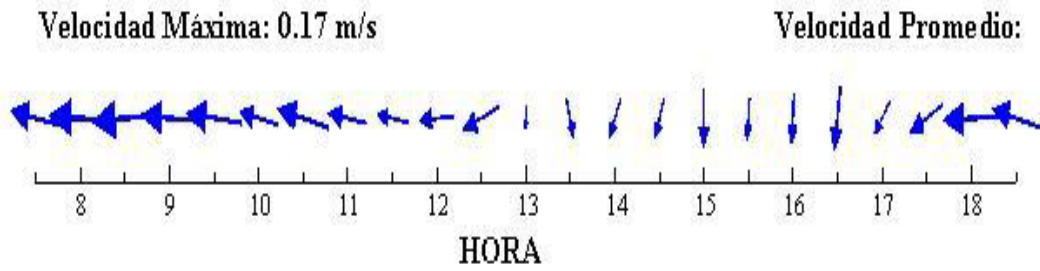
ÁREA	FLOTADOR	V.PROMEDIO (M/S)	V.MAXIMA (M/S)	ESTADO DE MAREA
CAPITANIA	S	0.25	0.35	REFLUJO
	P	0.19	0.26	
	S	0.10	0.13	FLUJO
	P	0.07	0.12	
BANCO COPE	S	0.45	0.55	REFLUJO
	P	0.41	0.88	
	S	0.15	0.16	FLUJO
	P	0.12	0.34	

En las FIGURAS 1.11 y 1.12 siguientes se presenta en forma esquemática un resumen de los perfiles de corrientes obtenidos en las dos áreas de estudio, estaciones 1 y 2.

SUPERFICIE



MEDIO



FONDO

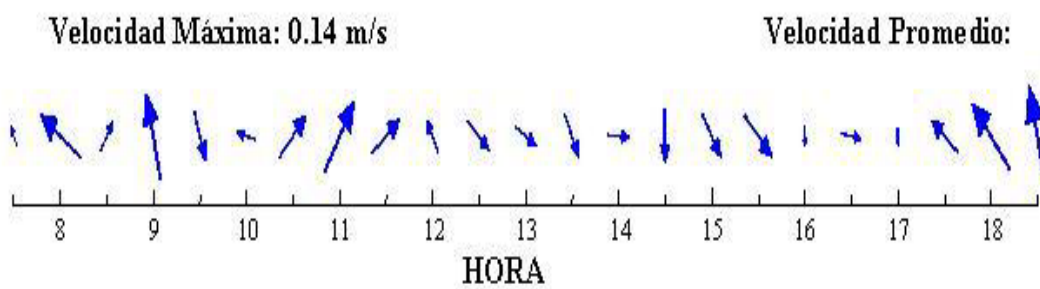


FIGURA 1.11 VELOCIDAD PROMEDIO DE LAS CORRIENTES, EN LOS TRES NIVELES DE PROFUNDIDAD ESTACIÓN # 1

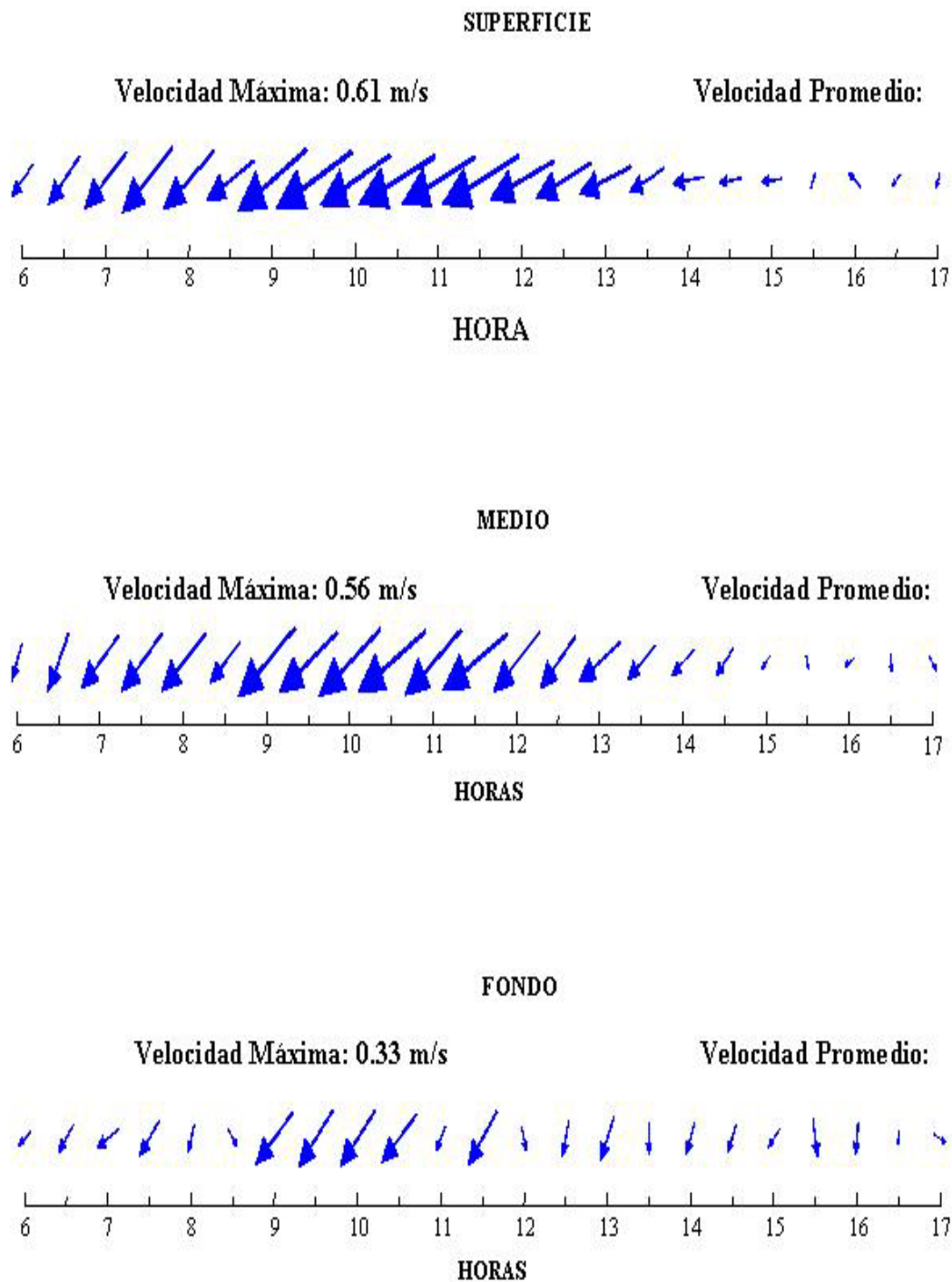


FIGURA 1.12 VELOCIDAD PROMEDIO DE LAS CORRIENTES, EN LOS TRES NIVELES DE PROFUNDIDAD ESTACIÓN # 2

Las mayores velocidades se presentan en el área 2 (Banco Copé), lugar donde alcanzan magnitudes de hasta 0.88 m/s (TABLA 7), los cuales corresponden al estado de reflujos y a los niveles sub superficiales.

Las magnitudes máximas alcanzadas es de 0.35 m/s que corresponden al estado de reflujos y a los niveles superficiales.

Los mayores rangos de velocidad promedio, fueron observados en la estación 2, en los 3 niveles: superficie, medio y fondo, durante el estado de marea de bajamar (reflujo), estos valores corresponden respectivamente a 0.44 m/s, 0.38 m/s y 0.18 m/s, como se muestra en la FIGURA 1.12. Durante el estado de pleamar (flujo) las magnitudes son mucho menores y no superan los 0.19 m/s.

En la FIGURA 1.13 se presentan los resultados de la velocidad para las condiciones de marea.

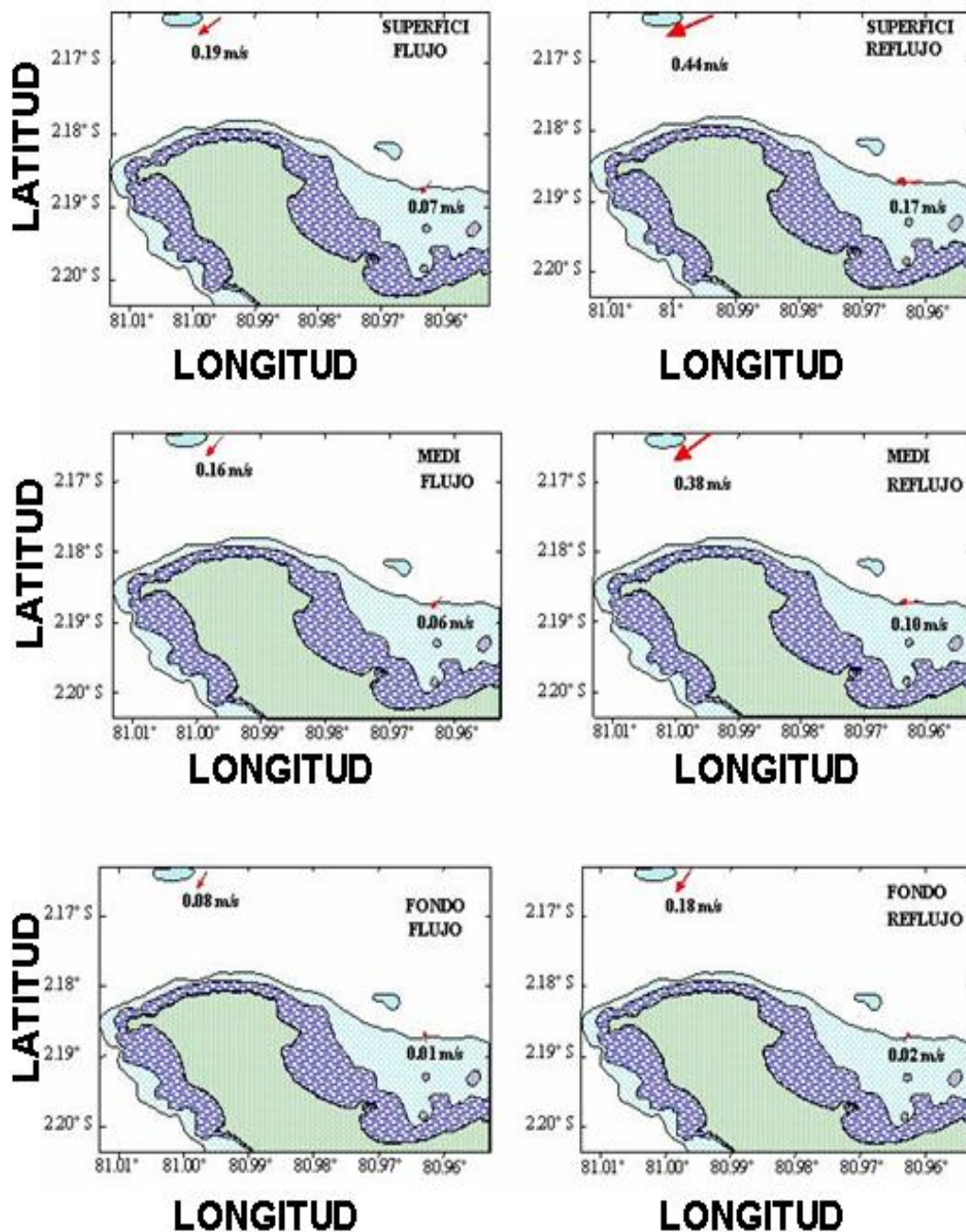


FIGURA 1.13 VELOCIDAD DE LA CORRIENTE EN LOS TRES NIVELES DE PROFUNDIDAD PARA LAS DOS CONDICIONES DE MAREA

1.3.2. Dirección del oleaje y corriente.

Con respecto a la dirección del oleaje se presentan trenes de ondas provenientes del norte y noreste. Un grupo de las crestas de olas forman con la línea de playa ángulos de 10° a

30°, induciendo una corriente litoral hacia el sureste – este geográfico. Otro grupo las crestas forman ángulos con la línea de playa entre 165 y 175 grados, provocando una corriente litoral hacia el noroeste – oeste.

En el área 2 no se observa un cambio de dirección de las líneas de corrientes con un cambio de estado de marea, como se aprecia en la FIGURA 1.14; es decir que tanto para el estado de flujo como para reflujos la tendencia de las corrientes es de dirigirse hacia el oeste, con oscilaciones noroeste y suroeste.

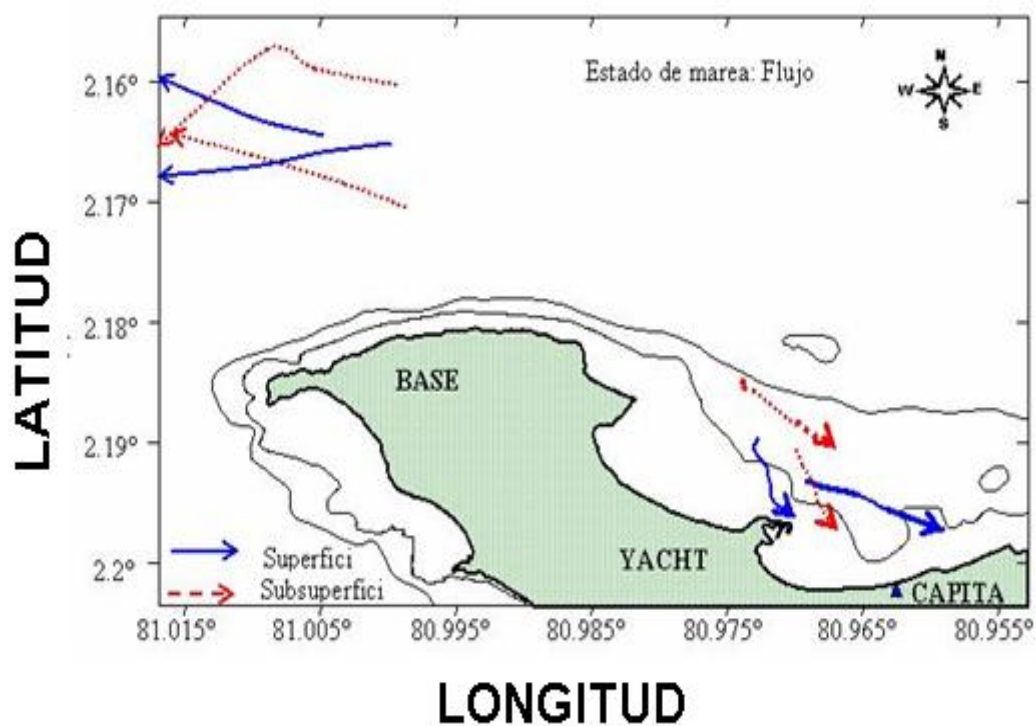
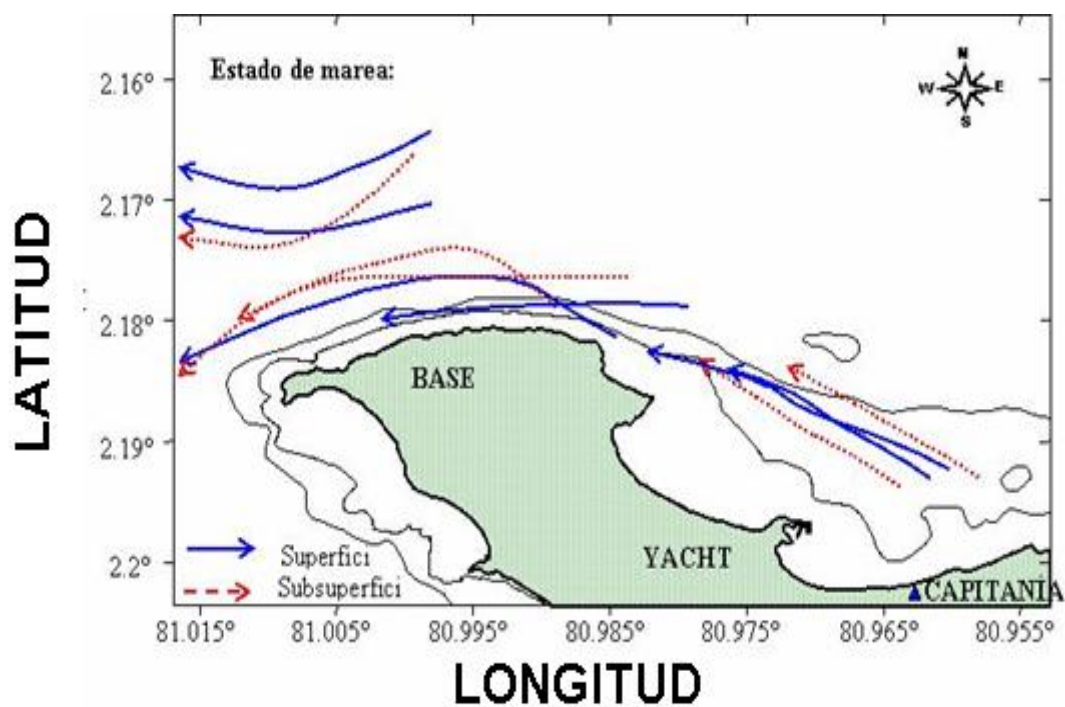


FIGURA 1.14 DISTRIBUCIÓN DE LAS CORRIENTES ESTACIÓN #1 Y

ESTACIÓN #2 PARA LOS DOS ESTADOS DE MAREA

Sin embargo en el área 1 (frente a la Capitanía) se observa claramente el cambio en la dirección de las corrientes con el

cambio del estado de mareas, esto es hacia el oeste durante el refluo y hacia el sur-este durante el estado de flujo.

En ambas áreas consideradas, las líneas de flujo siguen en forma paralelamente el contorno de los veriles de profundidad, sobre todo durante el estado de refluo.

No se observa ninguna variación en la dirección de las corrientes con el cambio de la marea, es decir, tanto para flujo como para refluo la dirección de las corrientes se mantiene en ambas estaciones, esto es hacia el suroeste, estos resultados son presentados en las TABLAS 9 y 10.

TABLA 9

DIRECCIÓN DE LA CORRIENTE ESTACIÓN # 1

NIVEL	PROMEDIO	MÁXIMA	ESTADO DE MAREA
	DIRECCIÓN (grados)	DIRECCIÓN (grados)	

Superficial	278	281	REFLUJO
Medio	270	267	
Fondo	32	158	
Superficial	225	240	FLUJO
Medio	227	190	
Fondo	352	343	

TABLA 10

DIRECCIÓN DE LA CORRIENTE ESTACIÓN # 2

NIVEL	PROMEDIO	MÁXIMA	ESTADO DE MAREA
	DIRECCIÓN (grados)	DIRECCIÓN (grados)	

Superficial	249	246	REFLUJO (verde)
Medio	236	242	
Fondo	217	222	
Superficial	236	233	FLUJO (rojo)
Medio	222	232	
Fondo	210	201	

De acuerdo a las observaciones realizadas exactamente en las áreas de interés, se tiene que las olas en el área 1 tienen una dirección que oscila entre 195° y 240°. Mientras que en el área 2, en un rango de 210° a 240°.

En la estación 1, en lo que se refiere a la dirección, durante el refluo, hay una tendencia hacia el oeste sur-oeste a nivel superficial, medio y fondo; igual patrón de circulación se presenta durante el flujo.

El resumen de las corrientes predominantes en el área se presentan en la FIGURA 1.15.



FIGURA 1.15 RESUMEN DE CORRIENTES PREDOMINANTES EN EL ÁREA

Para la cinemática de la ola se deberá considerar el principal ángulo de incidencia de la misma con respecto al eje de la tubería (componente vectorial perpendicular al eje de la tubería). No existe en particular ningún sector o punto con una dirección específica de frente de ola en condiciones extremas. Así, mientras los extremos calculados podrían considerarse en todas direcciones, hay una alta probabilidad de que en cualquier punto, el vector promedio direccional de valores extremos no ocurra.

La dirección de la corriente será siempre paralela a la batimetría y con el mismo sentido de la componente de la velocidad de la ola paralela a la batimetría, como se aprecia en la FIGURA 1.16

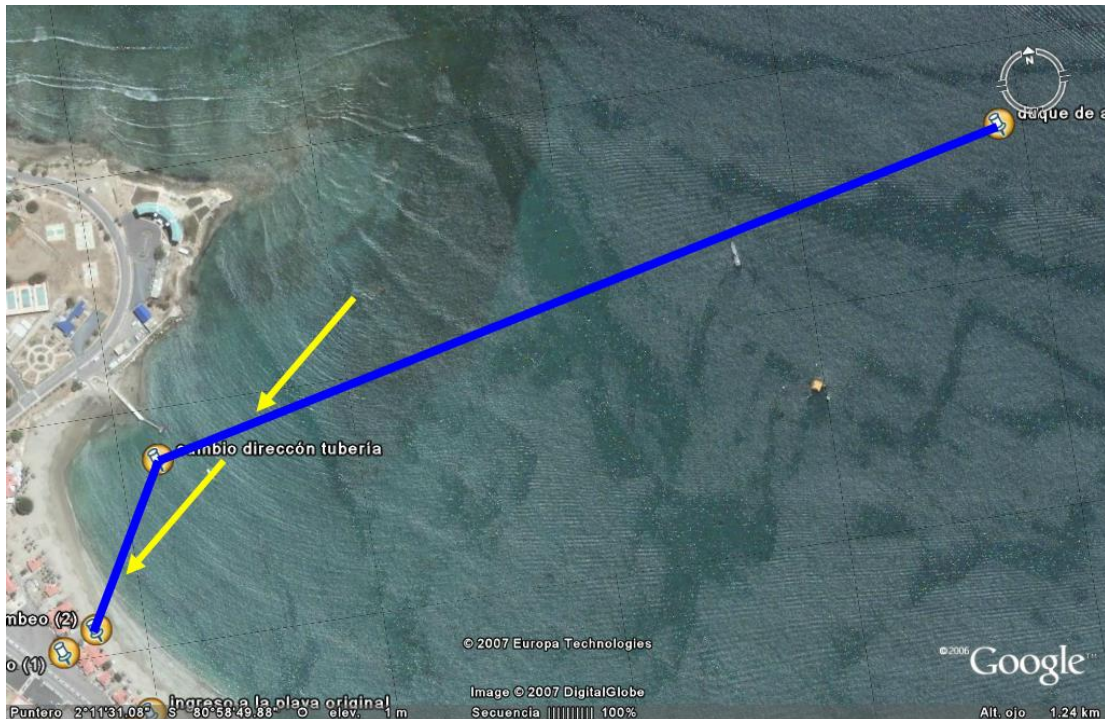


FIGURA 1.16 DIRECCIÓN DEL OLEAJE Y LA CORRIENTE SOBRE LA TUBERÍA

La corriente se considerará paralela a la batimetría y con el mismo sentido de la componente de la velocidad de la ola paralela a la batimetría.

1.3.3. Fuerzas debidas a corrientes.

Los cálculos de las fuerzas de las corrientes que actúan sobre una tubería pueden ser complicados. Un método simplificado

para calcular estas fuerzas a grosso modo, se detalla en esta sección.

Cuando una corriente ataca una tubería, ésta estará sometida a una fuerza. La fuerza puede dividirse en dos componentes, una fuerza de resistencia al avance y una fuerza de sustentación, como se aprecia en la FIGURA 1.17.

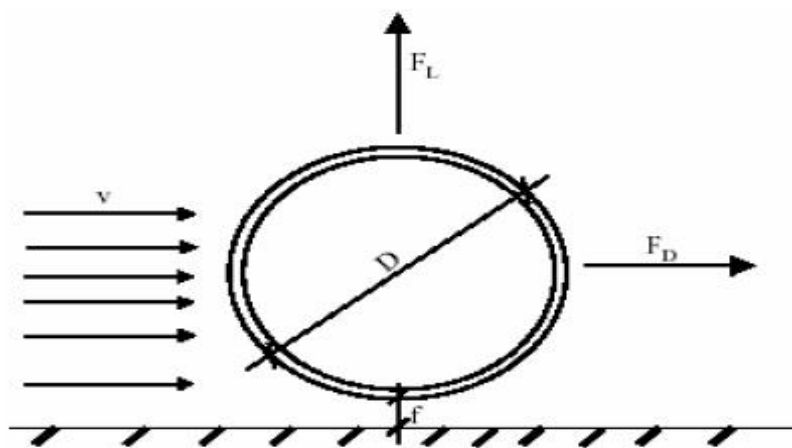


FIGURA 1.17 FUERZAS DEBIDAS A LA CORRIENTE QUE ACTÚAN SOBRE UNA TUBERÍA

La magnitud de las fuerzas depende principalmente de:

- la velocidad de la corriente
- el diámetro de la tubería
- la densidad del agua que forma la corriente
- distancia de la tubería al fondo marino

Las fuerzas pueden expresarse matemáticamente de la siguiente manera:

$$F_D = C_D \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot D \quad (1.1)$$

$$F_L = C_L \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot D \quad (1.2)$$

Los coeficientes se deciden experimentalmente y dependen de la distancia entre la tubería y el fondo marino; si el agua puede pasar bajo la tubería, los coeficientes se reducirán.

Los coeficientes en principio dependen del número Reynolds y de la rugosidad del fondo. Normalmente, los valores para los coeficientes variarán entre 0,5 – 1,2 para una tubería tendida sobre el fondo marino.

La TABLA 11 se indica algunos valores prácticos para los coeficientes y su respectivo cálculo.

TABLA 11
COEFICIENTES DE FUERZA

Coeficiente	Distancia al fondo = 0	Distancia al fondo $\geq D/4$
C_i	3,3	2
C_D	1	0,7
C_L	2	0

La fuerza de sustentación disminuirá a medida que aumenta la distancia (f) entre la tubería y el fondo. Si $f=0,5$ del diámetro, la fuerza de sustentación será aproximadamente el 10% de la

fuerza de sustentación de una tubería que reposa directamente sobre el fondo.

Este es un detalle esencial a la hora de diseñar los contrapesos de hormigón.

Como se puede notar, las fuerzas disminuyen significativamente si el ángulo de ataque α es pequeño. Por lo tanto, es buena idea evitar que la corriente discurra perpendicular a la tubería.

Los contrapesos causarán fuerzas de resistencia al avance y de sustentación. Para una tubería tendida de forma estable sobre el fondo marino, puede considerarse que las fuerzas están uniformemente distribuidas a lo largo del tramo de la tubería entre los soportes (contrapesos de hormigón), pero limitado por la longitud de cresta de las olas.

Una vez conocida la fuerza uniforme por unidad de longitud de la tubería, podremos calcular las tensiones aplicando una serie de fórmulas bien conocidas correspondientes al análisis estático de vigas.

1.3.4. Fuerzas debidas al oleaje.

Las olas ejercerán grandes fuerzas sobre una tubería subacuática instalada directamente sobre el fondo marino.

En el caso de fuerzas de oleaje, también hemos de considerar las fuerzas de inercia, especialmente cuando se trata de grandes diámetros.

Para un diseño correcto es necesario llevar a cabo unos cálculos completos. También es importante indicar que las fuerzas de oleaje disminuyen significativamente al aumentar la profundidad del agua.

Los factores principales son:

- altura de la ola
- periodo de la ola
- diámetro de la tubería
- distancia entre la tubería y el fondo marino
- ángulo entre la tubería y la dirección de desplazamiento de la ola
- profundidad del agua
- condiciones del fondo

Las olas, al aproximarse a la costa, estarán influenciadas por las condiciones del fondo y tarde o temprano llegan a una profundidad en la que rompen.

Una ola, al romper, libera gran cantidad de energía que puede dañar la estructura de la tubería.

Una buena norma es: “enterrar la tubería hasta una profundidad igual o superior a la profundidad a la que rompe la ola de diseño”. En la práctica, esto significa una profundidad de 5-15 m, dependiendo de las condiciones locales de la instalación. Para nuestro caso, en que el mar en este sector las olas no tienen mayor altura, con enterrar la tubería 1.5 metros será suficiente.

La descripción del oleaje y las fuerzas debidas al mismo implica fórmulas muy complicadas.

Hay varias teorías, pero una característica común es la división de las componentes de la fuerza en 3 elementos:

- fuerza de resistencia al avance
- fuerza de sustentación
- fuerza de inercia

Las fuerzas de oleaje no afectarán nunca a las tuberías instaladas en aguas profundas.

Aguas profundas se definen como aquellas con una profundidad (h) superior a la mitad de la longitud de la ola en la superficie ($h > L/2$).

En aguas semiprofundas, ($L/20 < h < L/2$), las fuerzas pueden ser importantes cuando llegan a los valores extremos cercanos a aguas poco profundas ($h > L/20$). La FIGURA 1.18 muestra los efectos de las olas.

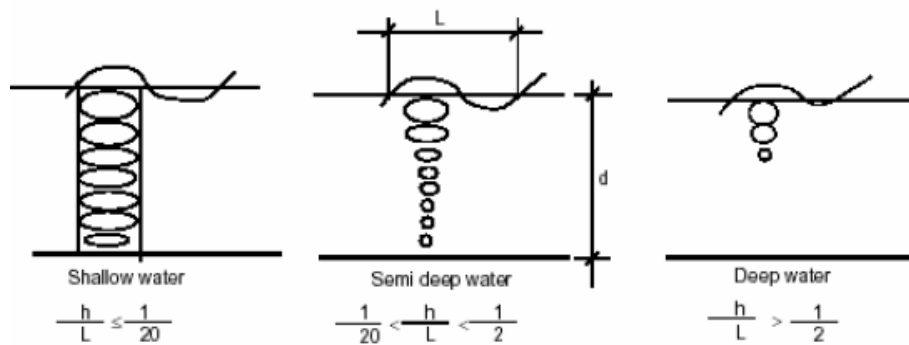


FIGURA 1.18 AGUAS PROFUNDAS, SEMI PROFUNDAS Y POCO PROFUNDAS

Puesto que las partículas de la ola se mueven continuamente en el tiempo, las fuerzas debidas al oleaje cambiarán, tanto en dirección como en magnitud.

En un momento determinado, las fuerzas que actúan en una dirección afectarán a un tramo de la tubería mientras que otro tramo estará expuesto a fuerzas que actúan en dirección contraria.

La tubería tiene que enterrarse a una profundidad mínima igual a la profundidad de formación de los rompientes. Normalmente enterramos la tubería a una profundidad igual a la altura de ola máxima, H.

Para calcular las fuerzas debido al oleaje se emplearán las siguientes fórmulas:

$$F_i = \pi \cdot C_i \cdot f \cdot \gamma \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{H_o}{L_o} \quad (1.3)$$

$$F_D = C_D \cdot f^2 \cdot \gamma \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{H_o}{L_o} \cdot \frac{H_o}{D} \quad (1.4)$$

$$F_L = C_L \cdot f^2 \cdot \gamma \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{H_o}{L_o} \cdot \frac{H_o}{D} \quad (1.5)$$

La altura de la ola en aguas profundas, es la distancia vertical desde la parte inferior de la ola hasta la cresta de la misma.

Hay un desfase entre las tres fuerzas, lo que indica que nunca se dan simultáneamente. Por lo tanto si la ola golpea la tubería con un ángulo α , las fuerzas deberán corregirse en un factor \sin de α .

1.4. Selección de la Ruta.

La ruta de una línea submarina debe seleccionarse tomando en cuenta la seguridad del personal, la protección del medio ambiente y la probabilidad de daño del ducto u otras instalaciones. Para su selección, se deben tomar en cuenta las siguientes consideraciones mínimas:

- Tráfico de embarcaciones y actividad pesquera.
- Instalaciones costa fuera y líneas existentes.
- Características del fondo
- Actividad sísmica.
- Áreas ecológicamente sensibles y protegidas.

Tomando como referencia los ítems anteriores, se debe mencionar que la selección de la ruta será la misma del sistema original, es decir no sufrirá cambio alguno ya que esta cumple a cabalidad y de una manera satisfactoria con los requerimientos aquí planteados.

Uno de las principales motivos para no realizar modificaciones en la ruta es el hecho que a pesar de que la línea tiene más de sesenta años de vida, esta no ha sufrido daños estructurales debido a las fuerza de oleaje y corriente, los daños que presenta son por desgaste del material debido a la oxidación y la corrosión.

Analizando primeramente lo que se refiere al tráfico de embarcaciones, es importante mencionar que este es restringido ya

que la zona del proyecto se encuentra dentro de un recinto militar, y de las pocas embarcaciones que circulan la mayoría son de propiedad de la armada y sirven para el entrenamiento y adiestramiento de guardiamarinas y grumetes; estas embarcaciones son de muy bajo calado (en su mayoría no llegan ni a un metro) por lo que no representan un peligro alguno para la línea a construirse.

Los buques que se abastezcan de agua lo harán a una distancia de cuatro a cinco metros de la toma, tanto por seguridad de esta, como por seguridad de la unidad de superficie, además su calado no supera los cinco metros por lo que tampoco constituye un peligro para la línea.

La actividad pesquera al igual que el tráfico de embarcaciones esta limitada por la misma razón, la zona del proyecto se encuentra dentro de la Base Naval por lo cual no hay un libre acceso. Además la pesca que se realiza en el área es artesanal y no de arrastre por lo cual tampoco afectará a la tubería. Por lo general las embarcaciones pesqueras que circulan por el sector son las comúnmente denominadas "fibras" pero lo hacen alejadas mar afuera una distancia de una a dos millas del Duque de Alba.

En cuanto se refiere a instalaciones costa a fuera no hay nada que mencionar, y por la ubicación de Salinas y su calidad turística es muy

poco probable que se lleve a cabo alguna construcción. La única línea existente es la línea que vamos a reemplazar.

En el análisis del fondo del mar podemos mencionar que en Base a los resultados obtenidos del INOCAR se concluyó que se aprecian dos tipos de material bien definidos: arena y arena-gravosa.

Los sedimentos que cubren este sector son predominantemente arenosos, con granos que van de muy fino hasta muy grueso, con grandes y pequeños fragmentos de concha; mal clasificadas, con asimetrías negativas.

Su mala clasificación se debe a que los diferentes tamaños de grano que los conforman, son movilizados continuamente por las corrientes, manteniendo siempre la mezcla.

Su asimetría negativa, es decir, poseen exceso de material grueso, sugiere que la dinámica de las corrientes en este sector es suficiente para el lavado continuo del material limoso o arcilloso que pudiera depositarse, y por lo tanto mantiene a esta arena con escaso porcentaje de dichos tamaños de grano.

La arena proviene tanto del mar, como de la zona de acantilados bajos, muy inestables, y por lo tanto fácilmente erosionables, que se encuentran ubicados cerca del área en mención.

En este sector, durante eventos El Niño, las olas han depositado en la playa gran cantidad de material grueso, especialmente fragmentos de concha y de roca.

El fondo del área en mención, como también el de las áreas adyacentes, están cubierto principalmente de arena y algo de grava, casi no hay material limoso o arcilloso que pueda ser resuspendido por las corrientes marinas.

No existen en el sector adyacente áreas ecológicamente sensibles y protegidas, sin embargo al tratarse Salinas de uno de los principales balnearios y centro turísticos del país es necesario trabajar con toda la acuciosidad del caso para evitar molestia alguna a los bañistas durante la etapa de montaje. Durante las fases de operación del sistema no hay problema ya que no existe riesgo alguno en el caso de un derrame o falla del circuito, ya que el fluido que se transporta es agua.

Se debe mencionar también, que el tramo de tubería que atraviesa la playa, será enterrada un metro y medio bajo la arena por dos motivos principales: para evitar dañar la apariencia y evitar molestias a los bañistas, para evitar la fuerza que ocasionen las olas al reventar sobre la arena de la playa.

La profundidad de un metro y medio se escogió en Base a la altura de la ola predominante en el área, así como también porque esta es la profundidad bajo la tierra a la que se encuentra la tubería original. En la TABLA 12 se presentan las posiciones principales de la tubería a instalar.

TABLA 12
UBICACIÓN GEOGRÁFICA DE LOS PUNTOS PRINCIPALES DE LA
TUBERÍA

	PUNTO	LATITUD	LONGITUD
1	Conexión a la red de agua	2°11'39.88" S	80°59'12.10" W
2	Estación de bombeo	2°11'39.13" S	80°59'10.63" W
3	Cambio de dirección	2°11'32.50" S	80°59'07.00" W
4	Subida a la superficie	2°11'24.00" S	80°58'30.00" W
5	Duque de Alba	2°11'24.00" S	80°58'30.00" W

En las FIGURAS 1.19 y 1.20, se muestra la ubicación de la tubería submarina.



FIGURA 1.19 TRES PRIMEROS PUNTOS DE LA TUBERÍA

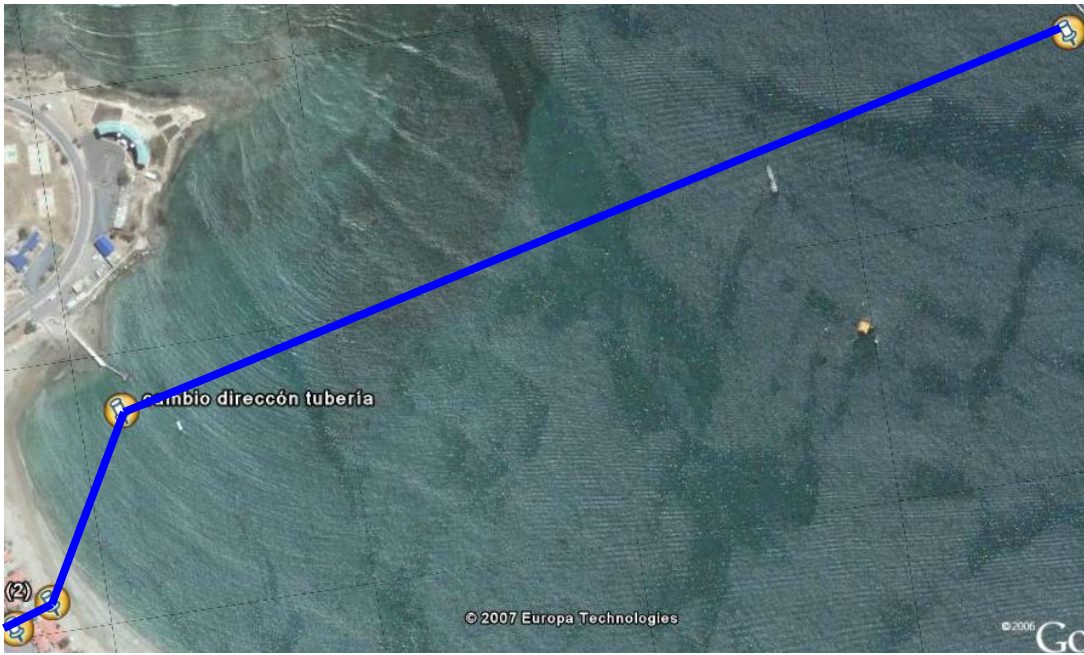


FIGURA 1.20 UBICACIÓN DE LA LÍNEA SUBMARINA

CAPITULO 2

2. DISEÑO HIDRÁULICO DEL SISTEMA

La hidráulica del flujo a través de tuberías y la solución a la mayoría de los problemas encontrados en este campo se pueden resolver mediante tres ecuaciones básicas:

- Continuidad
- Momentum
- Energía

Estas tres ecuaciones han sido desarrolladas a través de las leyes de la conservación de la masa, la segunda ley de Newton, y la primera ley de la termodinámica.

2.1 Esquema.

En el capítulo anterior se establecieron el volumen necesario para abastecer el requerimiento de la fuerza, y el caudal aproximado para

cumplir con los tiempos mínimos necesarios de acuerdo al tipo de unidad.

Se describió también de manera sucinta como se llevará a cabo la maniobra de reabastecimiento de agua, relato que se complementa con los gráficos mostradas en las FIGURAS 2.1 y 2.2, en los cuales se aprecia un esquema general del sistema, ubicación de puntos importantes y funcionamiento del mismo.

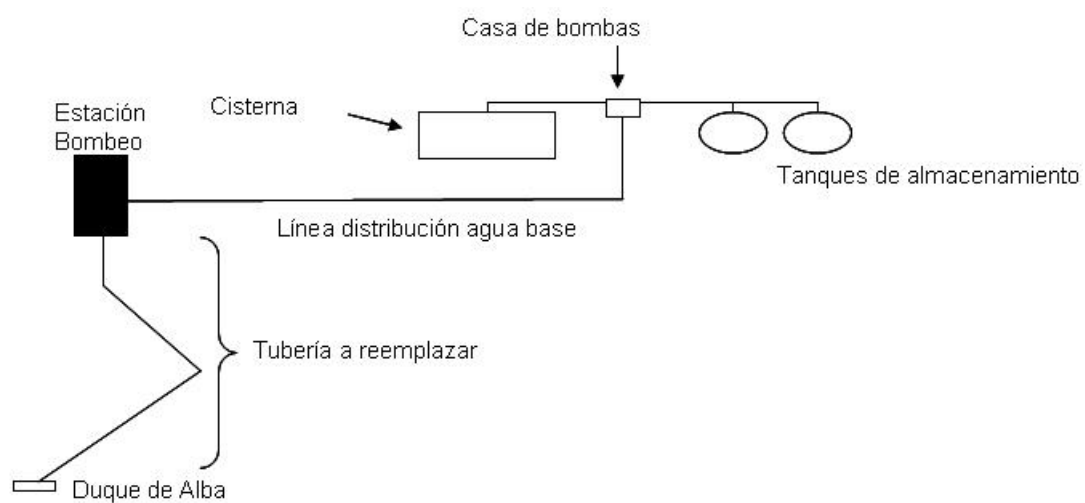


FIGURA 2.1 ESQUEMA DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN, VISTA SUPERIOR

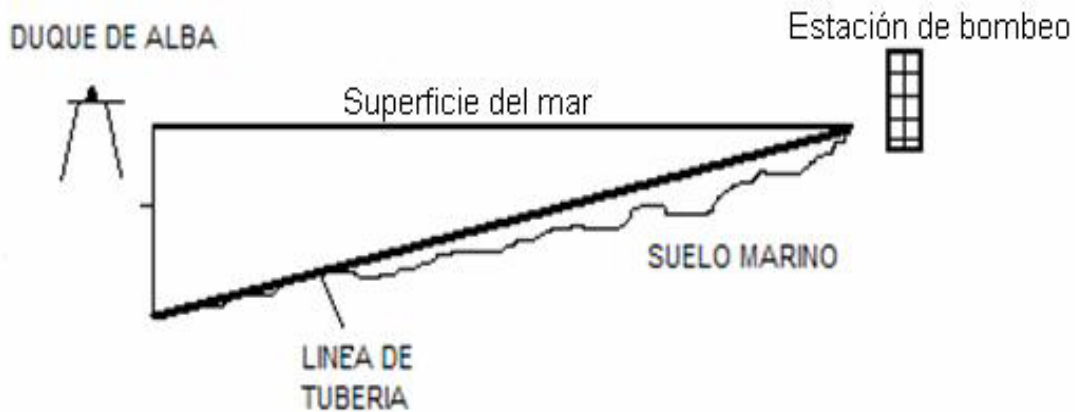


FIGURA 2.2 ESQUEMA DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN, VISTA LATERAL

En cuanto a la tubería a emplear mencionaremos que el diámetro escogido es el de 2^{1/2} pulgadas por dos razones importantes: primero por que la toma de agua dulce de todos los buques tienen esta dimensión y así evitaríamos cambio de área o sección en la línea de entrega.

La segunda razón es para evitar la acción tanto de las fuerzas debidas a la corriente, así como también las fuerzas debidas al oleaje, ya que ambas fuerzas tienen muy baja incidencia en tuberías de diámetros pequeños (menores a 5 pulgadas), no así en grandes diámetros (mayores de 5 pulgadas) en los cuales no se puede despreciar su acción.

El material escogido es acero inoxidable AISI-304, debido a que por sus características resistirá el ambiente salino y agresivo en el cual va a trabajar; por otro lado su uso en instalaciones para consumo y servicio humano es muy generalizado ya que no constituye ningún

peligro que atente contra la salud de las personas sino por el contrario conservará la calidad y potabilidad del agua a transportar.

Cabe mencionar también, que actualmente se están reemplazando los circuitos de agua dulce en los buques de la Armada y se esta empleando este material por lo que su adquisición se facilita.

La elevada resistencia mecánica de este tipo de acero, es otro de los motivos importantes para escogerlo, puesto que seleccionando un espesor adecuado no tendrá problema alguno en resistir los esfuerzos a los que será sometido debido tanto a las presiones internas como externas.

Velocidades de flujo recomendadas para tuberías

Los factores que determinan la velocidad de flujo en una tubería son:

- Tipo de flujo
- Tipo de tubería
- Caída de presión permisible
- Tipo de accesorios que se acoplarán al sistema
- Control de la erosión que provoca el fluido sobre la tubería
- Ruido permisible

Una velocidad de flujo razonable para sistemas de distribución de fluido es aproximadamente 3 m/s (10 pies/s), luego de la descarga de

la bomba. Este criterio se puede aplicar a agua, petróleo, aceite y en general a líquidos.

En realidad este rango de velocidades en la descarga de bombas varía entre 1.5 a 3.5 m/s (4.5 a 11.2 pies/s), dependiendo del diámetro de la tubería.

En la tubería de succión de las bombas es importante tomar en cuenta que velocidades de aproximadamente 1 m/s (3 pies/s), son recomendables. El rango de variación en la succión está entre 0.5 y 1.5 m/s (1.6 a 5 pies/s), dependiendo del diámetro de la tubería.

Sistema de tuberías en serie

Los sistemas de flujo a través de tuberías involucran pérdidas mayores de energía por fricción y pérdidas menores por accesorios. Si el sistema se arregla de modo que el fluido fluye a través de una línea continua sin ramificaciones, este se conoce como sistema en serie.

En un sistema en serie, la pérdida total de energía es la sumatoria de las pérdidas individuales mayores y menores. Existen 6 parámetros que se deben considerar en el diseño o análisis de un sistema de flujo a través de tuberías:

- Las pérdidas de energía del sistema o la adición de energía al mismo.

- La velocidad del fluido
- El diámetro de la tubería
- La longitud de la tubería
- La rugosidad de la tubería
- Las propiedades del fluido a transportar: peso específico, viscosidad

Normalmente se determinan uno de los tres primeros parámetros mientras que los demás se conocen o pueden especificarse por el diseñador. Los métodos para el diseño se clasifican en 3 tipos:

- Tipo 1: se determinan las pérdidas o adiciones de energía.
- Tipo 2: se determina la velocidad del fluido
- Tipo 3: se determina el diámetro de la tubería.

En las tuberías configuradas en serie, se cumplen las siguientes reglas fundamentales:

$$Q_1 = Q_2 = \dots Q_n \quad (2.1)$$

Siendo Q el flujo a través de accesorios

$$H_t = H_1 + H_2 + \dots + H_n \quad (2.2)$$

Siendo H, las pérdidas por fricción en cada accesorio

Tubería de succión

Las condiciones de flujo al ingreso de una bomba, pueden afectar significativamente el comportamiento de la misma. Buenas condiciones en la tubería de succión requieren una presión de succión adecuada, de modo que el NPSH disponible sea suficiente, dando como resultado un flujo uniforme y estable en el impeller.

Codos, tes y válvulas en la tubería de succión causan significativos disturbios en la succión. Mientras más cerca se encuentren los accesorios al ojo del impeller, es peor, pues se genera un flujo rotacional no uniforme y altamente turbulento. Estos efectos causan en la bomba, reducción de eficiencia y cavitación.

Otro aspecto que hay que atender es que se debe mantener suficiente presión en la succión. Esto se consigue instalando en el lado de succión, el diámetro de tubería más grande como sea posible, de modo que las pérdidas por fricción sean menores. Además, colocando a la bomba, en el caso de una instalación por columna de aspiración, lo más cercana al nivel libre del líquido a transportar. Si esto no es posible se debe pensar en instalar unidades de bombeo "Booster" para la succión.

Hablando en términos de longitud equivalente (L_e), en la tubería de succión la longitud equivalente aumenta en las siguientes condiciones:

- instalación de equipos nuevos como filtros, medidores de flujo, válvulas, y en general cualquier tipo de accesorios.
- Haciendo la tubería, físicamente más larga, por cambio del sitio de la succión.
- Oclusiones parciales en la tubería de succión, tales como válvulas atascadas o semi abiertas. El estrangulamiento de válvulas en la succión debe ser evitado a toda costa. Los estrangulamientos son permitidos solo en el lado de la descarga

La consecuencia del incremento en la longitud equivalente, afecta directamente el NPSHA, especialmente si la succión proviene de tanques atmosféricos, o líquidos volátiles que podrían vaporizarse total o parcialmente y contribuir a la cavitación.

2.2 Propiedades del Agua.

Agua, es el nombre común que se aplica al estado líquido del compuesto de hidrógeno y oxígeno H_2O , más sin embargo el agua pura casi no existe en la naturaleza.

El agua pura es un líquido inodoro e insípido. Tiene un matiz azul, que sólo puede detectarse en capas de gran profundidad. A la presión atmosférica (760 mm de mercurio), el punto de congelación del agua es de 0 °C y su punto de ebullición de 100 °C.

El agua alcanza su densidad máxima a una temperatura de 4 °C y se expande al congelarse. Como muchos otros líquidos, el agua puede existir en estado sobreenfriado, es decir, que puede permanecer en estado líquido aunque su temperatura esté por debajo de su punto de congelación; se puede enfriar fácilmente a unos -25 °C sin que se congele. Sus propiedades físicas se utilizan como patrones para definir, por ejemplo, escalas de temperatura.

El agua del mar contiene, además de grandes cantidades de cloruro de sodio o sal, muchos otros compuestos disueltos, debido a que los océanos reciben las impurezas procedentes de ríos y arroyos. Al mismo tiempo, como el agua pura se evapora continuamente el porcentaje de impurezas aumenta, lo que proporciona al océano su carácter salino.

Propiedades físicas del agua:

1) Estado físico: sólida, líquida y gaseosa

- 2) Color: incolora
- 3) Sabor: insípida
- 4) Olor: inodoro
- 5) Densidad: 1 kg /m³ a 4°C
- 6) Punto de congelación: 0°C
- 7) Punto de ebullición: 100°C
- 8) Presión de vapor: 217,5 atm.
- 9) Temperatura critica: 374°C

En la TABLA 13 se presenta la densidad en función de la temperatura.

TABLA 13

DENSIDAD DEL AGUA A DISTINTAS TEMPERATURAS

TEMPERATURA (°C)	DENSIDAD (kg/m ³)
0	999,8
2	999,9

4	1.000,0
6	999,9
8	999,8
10	999,7
20	998,2
30	995,6
40	992,2
50	988,0
60	983,2
70	977,7
80	971,8
90	965,2
100	958,3

El agua es uno de los agentes más ionizantes, Puesto que todas las sustancias son de alguna manera solubles en agua, se le conoce frecuentemente como el disolvente universal. El agua combina con ciertas sales para formar hidratos, reacciona con los óxidos de los metales formando ácidos y actúa como catalizador en muchas reacciones químicas importantes

2.3 Ecuación de Continuidad.

La forma general de esta ecuación es la siguiente:

$$\sum A_i V_i d_i = 0 \quad (2.3)$$

La forma más simple de esta ecuación se desarrolla en una sola dimensión para un fluido incompresible dentro de un conducto cerrado. Al aplicar la ecuación (2.3) entre dos secciones del conducto se obtiene el caudal, el cual se define como la relación del volumen de líquido en un tiempo determinado.

$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2 = Q \quad (2.4)$$

Si se considera que el fluido transportado es incompresible o tiene esta característica debido a condiciones transitorias, se considera en la ecuación (2.4) el efecto de la densidad de la siguiente manera:

$$A_1 \cdot V_1 \cdot D_{\text{int}1} = A_2 \cdot V_2 \cdot D_{\text{int}2} = \dot{m} \quad (2.5)$$

2.4 Ecuación de Momentum.

Existen varios ejemplos en mecánica de fluidos en los que se requiere una fuerza externa para provocar un cambio en la velocidad del flujo. La boquilla de una manguera contra incendios que lanza agua a alta velocidad debe sostenerse firmemente o se retorcerá debido a la fuerza del agua sobre la boquilla.

En las instalaciones de un acueducto, las fuerzas que se ejerzan sobre los codos donde la dirección del flujo del fluido cambia y sobre expansiones y contracciones en donde la velocidad cambia, y estos elementos deben estar bien anclados para resistir estas fuerzas.

Segunda Ley de Newton:

$$Fuerza = masa \cdot aceleración \quad (2.6)$$

$$F = M \cdot \frac{dV}{dt} \quad (2.7)$$

$$= \frac{M}{dt} \cdot dV \quad (2.8)$$

$$= \dot{m} \cdot \Delta V \quad (2.9)$$

$$F = \rho \cdot Q \cdot \Delta V \quad (2.10)$$

$$\text{Impulso} = \text{Fuerza} \cdot \text{variación de tiempo} \quad (2.11)$$

$$\text{Cambio de Momentum} = \text{Masa} \cdot \text{Cambio de Velocidad} \quad (2.12)$$

Aplicando la segunda ley de Newton se establece que:

$$\text{Impulso} = \text{Cambio de Momentum} \quad (2.13)$$

La ecuación de la fuerza es válida cuando todos los términos tengan la misma dirección. Por esta razón existen diferentes ecuaciones para cada dirección de interés en un caso particular.

En general, si las tres direcciones perpendiculares son x, y, z, se pueden escribir 3 ecuaciones independientes

$$F_x = \rho \cdot Q \cdot (V_{2x} - V_{1x}) \quad (2.14)$$

$$F_y = \rho \cdot Q \cdot (V_{2y} - V_{1y}) \quad (2.15)$$

$$F_z = \rho \cdot Q \cdot (V_{2z} - V_{1z}) \quad (2.16)$$

La fuerza resultante sobre el cuerpo es la resultante de todas las fuerzas ejercidas en todas las direcciones.

2.5 Ecuación de Bernoulli.

La primera ley de la termodinámica establece que, el cambio de energía interna de un sistema es igual a la resultante de la suma de energía y trabajo añadidos.

En el caso de flujos incompresibles, que es nuestro caso, la forma general de la ecuación de la energía para fluidos dentro de tuberías es la siguiente:

$$\left(\frac{P_1}{\rho} + g \cdot Z_1 + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + g \cdot Z_2 + \frac{V_2^2}{2} - W_p + W_t + W_f \right) \quad (2.17)$$

Las unidades de cada término son energía por unidad de masa.

Los dos primeros términos en cada lado de la ecuación (2.17) se denominan energía potencial, el tercer término es la energía cinética.

W_p es la energía de bombas añadida al sistema. W_t es la energía de turbinas tomada desde el sistema. W_f es la energía perdida por fricción.

La ecuación (2.17) ignora otros tipos de energía como son: nuclear, eléctrica, solar, magnética y de tensión superficial.

Una forma más útil para usar la ecuación (2.17) es dividir a cada término por la gravedad, de manera que las unidades de cada término son pies, metros o cualquiera de longitud. Así se tiene:

$$\left(\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} - H_p + H_t + H_f \right) \quad (2.18)$$

Los tres primeros términos de la ecuación (2.18) se llaman cabezas, de presión, elevación, y velocidad respectivamente. Los tres últimos términos del lado derecho de esta ecuación se llaman H_p , cabeza total de la bomba, H_t cabeza total tomado por turbinas, H_f cabeza de pérdidas por fricción.

La energía es una cantidad escalar, y es una función de punto, esto significa que cuando se compara la energía entre dos puntos cualesquiera del sistema, independientemente de la ruta escogida, siempre debe conservarse dicha energía.

Cuando se aplica la ecuación de la energía en acueductos, es conveniente mostrarlo gráficamente y seleccionar puntos de interés y referencia que permitirán hacer simplificaciones y facilitar los cálculos, como se muestra en la FIGURA 2.3

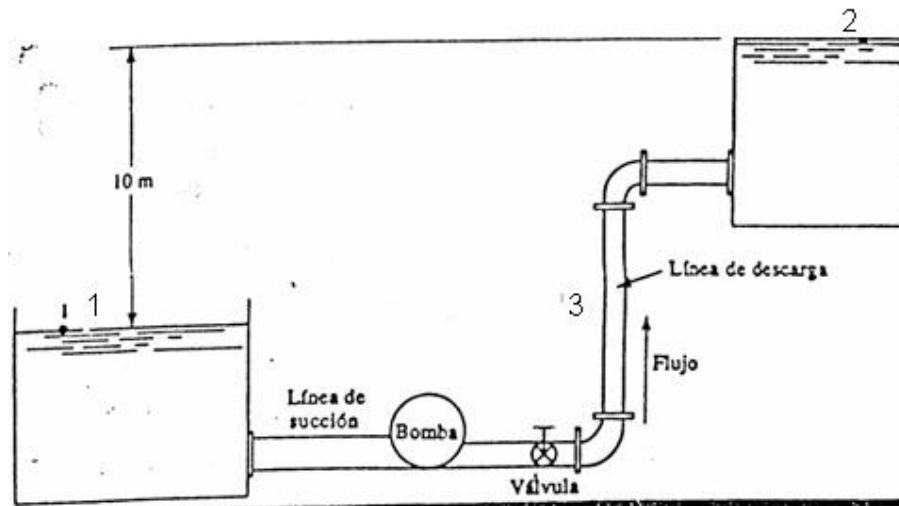


FIGURA 2.3 ESQUEMA CIRCUITO HIDRÁULICO TÍPICO

En el punto 1 sobre la superficie del reservorio aguas abajo, la presión manométrica es cero, pues solo existe la presión atmosférica, y tampoco existe velocidad, luego toda la energía es potencial de altura Z_1 . En el punto 2, también en el reservorio, pero sobre la boca de salida del tanque, la energía total es $\frac{P_2}{\gamma} + Z_2$. En el punto 3, justamente dentro de la tubería, la energía total es

$$\frac{P_3}{\gamma} + Z_3 + \frac{V_3^2}{2g}$$

De esta manera despreciando las pérdidas menores de energía, se puede concluir que la energía total depende de la localización del punto analizado.

Dado que el diámetro de la tubería que conecta los dos reservorios es constante, y su rugosidad es la misma en toda su longitud, existe una línea llamada línea de grado energético EGL, con una pendiente constante.

La línea llamada línea de grado hidráulico, HGL, es la suma de la energía potencial de altura, Z , más la energía de presión manométrica.

La energía que indica la EGL, se llama CABEZA TOTAL (TOTAL HEAD), mientras que la energía que indica la HGL, se denomina CABEZA PIEZOMETRICA (PIEZOMETRIC HEAD).

2.6 Ecuación de Darcy.

El término H_f , denominado pérdidas de energía por fricción que se encuentra definido en la ecuación de energía, es proporcional al cuadrado de la velocidad del flujo para el caso de conductos

$$H_f = f \cdot \frac{L}{D_{\text{int}}} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2.19)$$

2.7 Selección de la Bomba.

Para seleccionar una bomba se deben considerar los siguientes factores:

- Clase de Fluido a bombear
- Rata de Flujo requerida
- Condiciones de la succión de la bomba
- Condiciones de la descarga de la bomba
- Cabeza total de la bomba
- Cual es el destino del Fluido bombeado (tanque, bomba, atmósfera)
- Que tipo de sistema de potencia va a ser acoplado a la bomba
- Limitaciones como espacio, peso etc.
- Condiciones ambientales
- Costo de la bomba e instalación
- Códigos y estándares que rigen al tipo de bomba instalado.

Con los parámetros anteriores se procede a especificar los siguientes puntos:

- Tipo de bomba y fabricante
- Tamaño de la bomba
- Tamaño de la succión
- Tamaño de la descarga
- Velocidad de operación
- Tamaño de la potencia que va a ser acoplada.

- Tipo de acoplamiento
- Características del montaje
- Lista de materiales requeridos para el montaje.

Tipos de bombas

Las bombas se clasifican según dos consideraciones generales diferentes: la que toma en consideración las características de movimiento del líquido, y la que se basa en el tipo de aplicación específica para los cuales se ha diseñado la bomba.

De acuerdo al primer criterio existen dos grandes grupos de bombas:

- Bombas centrífugas de flujo radial
- Bombas centrífugas de flujo mixto y axial

Bombas centrífugas son aquellas que adicionan energía al fluido acelerándolo a través de la acción de un impulsor giratorio.

Bombas centrífugas de flujo radial

Bombas Tipo Voluta:

EL impulsor descarga en una cala espiral que se expande progresivamente de forma que el líquido se reduce en forma gradual.

Por este medio parte de la energía de velocidad del líquido se convierte en presión estática.

Bombas Tipo Difusor

Los alabes direccionales estacionarios rodean al rotor o impulsor. Los pasajes con expansión gradual cambian la dirección del flujo del líquido y convierten la energía de velocidad a columna de presión.

Bombas centrífugas de flujo mixto y axial.

Las bombas de flujo mixto desarrollan su columna parcialmente por fuerza centrífuga y parcialmente por el impulsor de los alabes sobre el líquido.

El diámetro de descarga de los impulsores es mayor que el de entrada. Las bombas de flujo axial desarrollan su columna por la acción de impulso o elevación de las paletas sobre el líquido.

El diámetro del impulsor es igual en la succión y en la descarga. Una bomba de impulsor es un tipo de bomba de flujo axial.

Características de una bomba centrífuga

A diferencia de una bomba de desplazamiento positivo, una bomba centrífuga que se opera a velocidad constante puede suministrar cualquier capacidad de cero a un máximo, dependiendo de la columna, diseño y succión.

Las curvas características de una bomba centrífuga muestran la relación existente entre la presión de descarga, capacidad volumétrica, potencia requerida, eficiencia, presión de succión

requerida, para un diámetro de impulsor específico y una carcasa determinada.

A diferencia de las bombas reciprocantes, las centrífugas tienen una descarga de flujo continua y no necesitan de dampers en su descarga.

Pueden manejar líquidos limpios, contaminados, viscosos, con sólidos en suspensión, abrasivos.

El punto de operación de una bomba centrífuga proporciona su capacidad para un determinado valor de cabeza total. Es importante recordar que la pérdida de energía en un sistema de tuberías, y por tanto la cabeza que debe desarrollar la bomba, se incrementan de acuerdo al cuadrado de la velocidad del flujo.

Cuando un sistema de bombeo debe operar con una variedad de capacidades, se utiliza con frecuencia una válvula de estrangulación, siempre la bomba debe diseñarse para la capacidad más grande.

De acuerdo a las leyes de afinidad, a medida que la velocidad disminuye, su capacidad también, lo que permite que la bomba opere a las velocidades deseadas sin ahogamiento. Debido a que la potencia requerida por la bomba disminuye en proporción al cubo de la relación de velocidades, se obtiene un beneficio adicional.

- Velocidad específica de bombas centrífugas N_S

La velocidad específica es un parámetro adimensional, usado para clasificar los impellers de las bombas por su tipo y tamaño, por lo tanto el N_S hará una predicción de ciertas características de la bomba.

A medida que el N_S aumente, la relación entre el diámetro exterior del impeller y el diámetro del ojo del impeller disminuye, esta relación llega a ser 1.0 cuando se trata de impellers de flujo axial.

Los impellers de flujo radial desarrollan la presión de descarga básicamente debido al efecto de la fuerza centrífuga. Las bombas con N_S altos, desarrollan la presión por fuerza centrífuga y fuerza axial.

Mientras mayor es el N_S , significa que la bomba desarrolla la presión debido a fuerza axial antes que a la centrífuga, Un N_S de 10000 o mayor genera la presión exclusivamente a través de fuerza axial.

Impellers que se diseñan para altas presiones de descarga y cuyo NPSHR es pequeño, tienen N_S pequeños. Impellers diseñados para presiones de descarga bajas y altas NPSHR, tienen N_S altos.

El rango de la velocidad específica está entre 400 y 20000, de modo que se puede establecer la siguiente clasificación mostrada en la TABLA 14

TABLA 14
RANGO DE VELOCIDAD ESPECÍFICA DE ACUERDO AL TIPO DE
IMPELLER

TIPO DE IMPELLER	N_s
Radial o turbina (alta presión, bajo caudal)	De 500 a 4200
Flujo mixto (presión media, caudal medio)	De 4200 a 9000
Flujo axial (baja presión, alto caudal de descarga)	De 9000 a 20000

La velocidad específica de una bomba y la velocidad específica de succión, son parámetros muy usados en el diseño y selección de bombas centrífugas.

El N_s es un índice del tipo de bomba que usa la capacidad de columna que se obtiene en el punto de eficiencia máxima, el cual determina el perfil o forma general del impulsor.

La definición exacta de N_s es:

“La velocidad específica es la velocidad, en revoluciones por minuto a la cual un impulsor deberá girar si su tamaño se reduce, para generar un flujo de un galón/minuto contra una columna de un pie a

vencer”.

La velocidad específica se calcula siempre en el punto de mayor eficiencia (BEP), con el máximo diámetro y con una sola etapa. Cada diseño de Impulsor tiene una región de velocidad específica para la cual está mejor adaptado.

$$N_S = \frac{RPM \cdot \sqrt{GPM}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (2.20)$$

- Velocidad específica de succión N_{SS}

Al igual que el N_s , el N_{ss} es un parámetro adimensional que se refiere puntualmente al diseño de la succión de la bomba.

Para calcular la velocidad específica N_s , se debe usar la máxima capacidad GPM (galones por minuto), tanto para bombas con succión simple o doble. Para calcular la velocidad específica de succión, N_{ss} , se debe usar solo la mitad de la máxima capacidad, GPM, cuando se trate de bombas con doble succión.

$$N_{SS} = \frac{RPM \cdot \sqrt{GPM}}{\sqrt[4]{(NPSHR)^3}} \quad (2.21)$$

El N_{SS} puede variar entre 3000 y 20000 dependiendo del tipo de impeller, velocidad, naturaleza del líquido y grado de cavitación.

- Cabeza de succión neta positiva (NPSH).-

El NPSH se define como la presión absoluta total en la toma de succión de la bomba. Simplemente, es un análisis de energía que permite ver, si el líquido en el lado de succión se vaporizará o no, con la presión disponible en el punto de succión.

Cuando la presión de vapor del fluido alcanza el valor de la presión total del medio, el fluido comienza a formar vapor. La temperatura a la cual esta vaporización ocurre decrecerá si la presión del medio también disminuye.

La entrada o sistema de succión debe ser capaz de permitir la entrada a la bomba de un flujo parejo de líquido a una presión suficientemente alta para evitar la formación de burbujas en el fluido.

A medida que la presión en un fluido disminuye, la temperatura a la cual se forman las burbujas de vapor también disminuye, por lo tanto, es esencial que la presión de succión a la entrada de la bomba tenga un valor más elevado que la presión a la cual se presentaría la vaporización a la temperatura que opera el líquido. Esto se logra proporcionando una cabeza de succión neta positiva. (NPSH).

La cavitación se produce cuando la presión de succión disminuye hasta el punto donde se presenta la vaporización del líquido. En este caso la bomba tomará una mezcla vapor-líquido provocando una disminución a la entrega. Además, a medida que las burbujas de vapor ingresan a la bomba, éstas encuentran presiones mayores que provocan que las burbujas de vapor se colapsen en forma rápida. Lo anterior se refleja en ruido excesivo, vibración, y un desgaste mayor de las diferentes partes de la bomba.

Los fabricantes de bombas proporcionan datos acerca del NPSH, a este se le conoce como NPSH requerido denominado NPSHR, el cual es función del diseño de una bomba.

Observando que sucede cuando el líquido pasa del tubo de succión al ojo del impeller, la velocidad se incrementa mientras que la presión disminuye. Adicionalmente las aspas del impeller aumentan la velocidad disminuyendo la presión.

El NPSHR, es la presión absoluta requerida para que el fluido ingrese al punto de succión, venciendo las caídas de presión y manteniendo al líquido sobre su presión de vapor, mientras que del análisis y configuración de la succión de la bomba se obtendrá el NPSHR disponible ó NPSHA. Tanto el NPSHR como el NPSHA, se miden en unidades absolutas.

Siempre debe cumplirse que, el NPSH disponible, sea mayor que, el NPSHR requerido

Calculo del NPSH disponible.

El valor del NPSHA, depende de la naturaleza del líquido a transportar, la tubería de succión, la ubicación del depósito del fluido y la presión aplicada al fluido en el depósito.

Este se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$NPSHA = \frac{P_{atm}}{\gamma} \pm h_s - h_f - \frac{P_v}{\gamma} \quad (2.22)$$

- Cabeza de presión.-

La presión en cualquier punto de la columna líquida ejerce una presión en la base debida a su peso. La altura de esta columna es llamada presión estática.

Una bomba centrífuga imparte velocidad al líquido. Esta energía de velocidad se transforma en energía de presión cuando el líquido abandona la bomba. De esta forma, la cabeza de presión desarrollada es aproximadamente igual a la energía cinética en la

periferia del impeller. Esta relación se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$H = \frac{V_{imp}^2}{2g} \quad (2.23)$$

Se puede predecir aproximadamente la cabeza de presión desarrollada por una bomba centrífuga a través de la velocidad periférica del impeller y su diámetro.

$$V_{imp} = \frac{RPM \cdot D_{imp}}{229} \quad (2.24)$$

$$H = \left[\frac{D_{imp} \cdot RPM}{1838} \right]^2 \quad (2.25)$$

- Potencia requerida por una bomba centrífuga (BHP)

Es la energía necesaria impartida a la bomba para transportar el fluido de un punto a otro, venciendo la presión estática existente entre ellos y la fricción creada por la velocidad de transporte,

Debe tomarse en cuenta que el valor de BHP entregado por las curvas se hacen para líquidos con una gravedad específica igual a 1.0, para líquidos con diferentes valores de gravedad específica, hay que multiplicar el valor que arroja la tabla por dicho valor de gravedad específica.

Se debe tomar en cuenta que el BHP para flujo cero, es distinto de cero, pues hay energía que se necesita para hacer rotar el o los impellers cuando la bomba está en stand by.

La ecuación que describe la potencia requerida, tanto para bombas centrífugas como para reciprocantes es:

$$BHP = \frac{H \cdot Q \cdot \gamma}{3960 \cdot eff} \quad (2.26)$$

$$HydHP = \frac{H \cdot Q \cdot \gamma}{3960} \quad (2.27)$$

Donde:

H : Cabeza total en pies de líquido.

Q : Capacidad en GPM

Otras formas de presentarse la ecuación (2.26) son:

$$BHP = \frac{GPM \cdot psi}{1714 \cdot eff} \quad (2.28)$$

$$BHP = \frac{(m^3/seg) \cdot metros \cdot \gamma}{76 \cdot eff} \quad (2.29)$$

- Eficiencia de la bomba

Se expresa en porcentaje, y representa la relación entre la energía impartida por la bomba al líquido versus la energía que el motor entrega a la bomba.

La eficiencia también es un indicador de la energía perdida en la bomba. Mientras mayor es la eficiencia, menor es la pérdida de energía.

$$\eta = \frac{HydHP}{BHP} \quad (2.30)$$

Selección de una bomba

Un método para decidir que tipo de bomba es apropiada para un servicio determinado es analizar su curva característica proporcionada por el fabricante. Algunas conclusiones generales pueden realizarse de esta gráfica, pero hay que enfatizar que las fronteras entre las zonas son aproximadas.

Dos o más tipos de bombas pueden proporcionar un servicio satisfactorio bajo las mismas condiciones. Factores como el costo, tamaño, condiciones de succión y tipo de fluido, pueden decidir la elección de una bomba en particular.

- Las bombas reciprocantes se utilizan para velocidades de flujo aproximadamente 1.9 m³/min (500 gal/min) y desde valores de cabeza muy bajos hasta valores tan altos como 15240 metros (50000 pies) de cabezal.
- Las bombas centrífugas se utilizan en una variedad muy amplia

de condiciones, la mayoría de ellas de alta capacidad y aplicaciones de valor de cabezal moderado.

- Las bombas centrífugas de una sola etapa que operan a 3500 rpm son económicas a velocidades de flujo mayores y valores de cabezal moderados.
- Las bombas centrífugas multi etapa son adecuadas para condiciones de valor de cabezal alto.
- Las bombas rotatorias (engranaje, paleta) se utilizan en aplicaciones que requieren capacidades moderadas y altos valores de cabezal o para fluidos de altas viscosidades.
- Las bombas centrífugas de alta velocidad especiales que operan a una velocidad mayor a las 3500 rpm, son adecuadas para cabezas altas y capacidades moderadas.
- Las bombas de Flujo mixto y axial se utilizan para velocidades de flujo muy altas y valores de cabezal bajos.

Sistemas de bombeo

A continuación se definen algunos conceptos que se manejan en sistemas de bombeo:

- Cabeza de aspiración (suction lift):
Cuando la fuente de succión se encuentra debajo del eje de la bomba.
- Cabeza de succión (suction head):
Cuando la fuente de succión se encuentra sobre el eje de la bomba.
- Cabeza de descarga (discharge head):
Es la distancia vertical entre el eje de la bomba y la superficie libre del líquido en el depósito de descarga.
- Cabeza total de descarga (total discharge head):
Es la distancia vertical entre la superficie libre del líquido en la fuente de succión y la superficie libre del líquido en el depósito de descarga.

Ejemplos de sistemas típicos de bombeo se presentan en las FIGURAS 2.4 y 2.5.

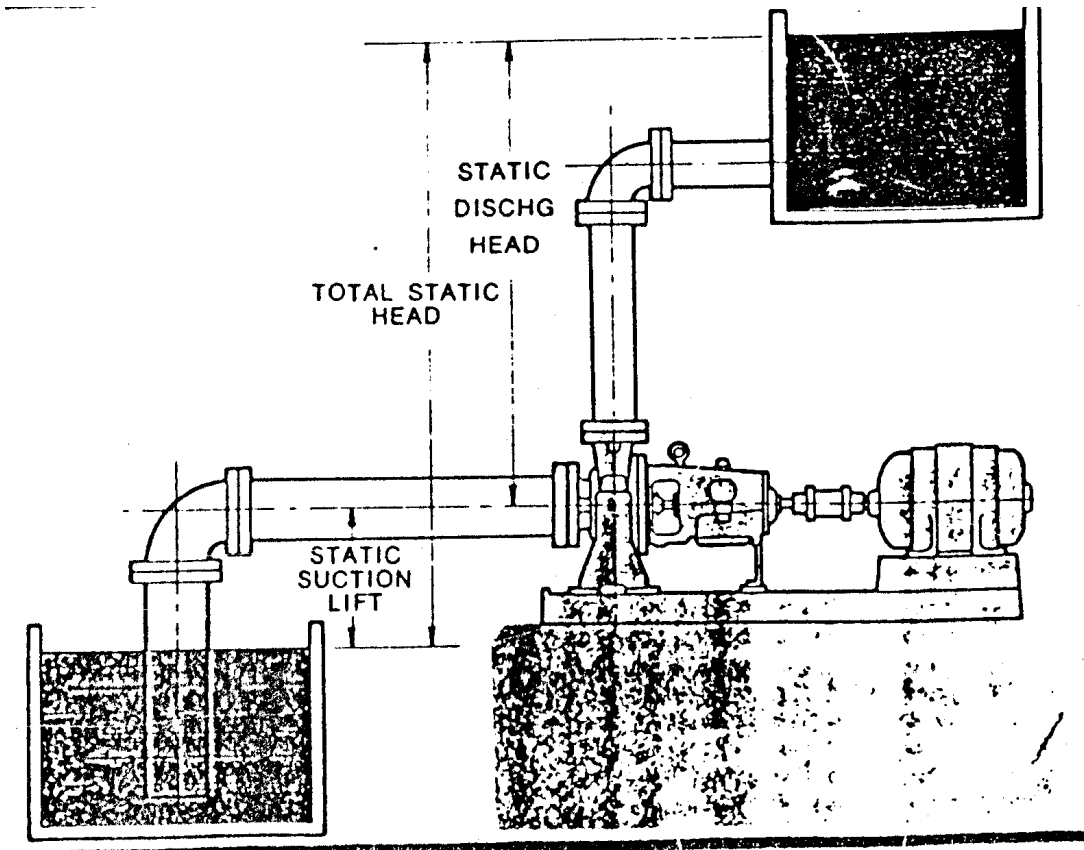


FIGURA 2.4 EJEMPLO SISTEMA DE BOMBEO

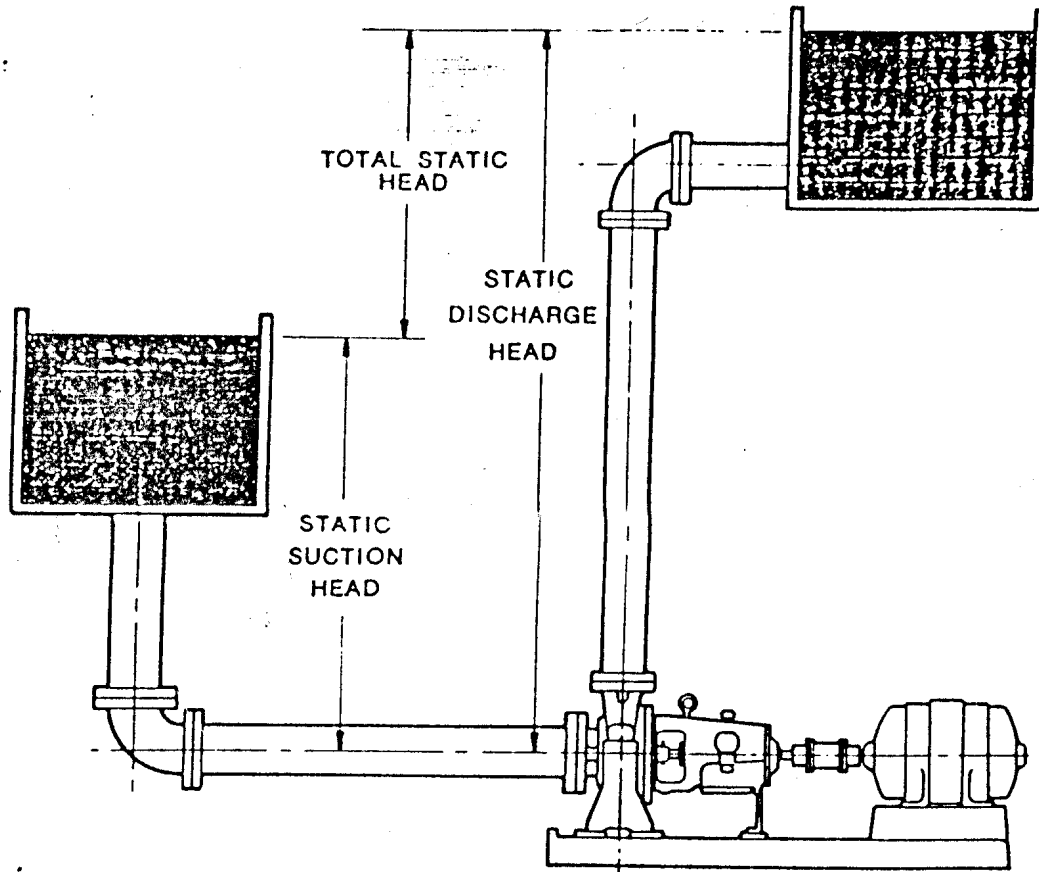


FIGURA 2.5 EJEMPLO SISTEMA DE BOMBEO

Se aplican los términos "estática" y "dinámica" a los 4 conceptos anteriores, en el caso dinámico hay que tomar en cuenta las pérdidas por fricción primarias y secundarias

- Cabeza DE VELOCIDAD:

Es la energía del líquido debida a su velocidad. Es la altura desde la cual el agua debería caer, para adquirir la velocidad que tiene, o en otras palabras, es la presión necesaria para acelerar la columna de agua.

$$H = \frac{V^2}{2g} \quad (2.31)$$

Curva característica del sistema

Una bomba centrífuga siempre opera en la intersección de su propia curva H-Q, y la curva característica del sistema.

La curva característica del sistema o simplemente curva del sistema establece la presión requerida para hacer que el líquido fluya a través de la tubería, válvulas, etc. La presión total necesaria consta de 3 componentes:

- Presión estática
- Presión adicional o residual.
- Presión para compensar las pérdidas por fricciones primarias y secundarias.

Las presiones estática y residual no varían con el flujo, mientras que las pérdidas por fricción varían con el cuadrado del caudal Q.

$$H_f = \frac{f \cdot L}{32.2 \cdot D_{int}^5} \cdot Q^2 \quad (2.32)$$

$$K = \frac{f \cdot L}{32.2 \cdot D_{int}^5} \quad (2.33)$$

ecuación de una parábola

$$H_f = K \cdot Q^2 \quad (2.34)$$

Donde:

- H_f : Pérdidas por fricción en pies,
 L : Longitud de tubería más la longitud equivalente de los accesorios (pies)
 D : Diámetro interno de la tubería en pulgadas.
 Q : Caudal en galones por minuto.

Para ciertas condiciones $K = H_{f1} / Q_1^2$, en la parábola de fricción. Para

otras condiciones de la misma parábola $K = H_{f2} / Q_2^2$

Igualando las dos expresiones anteriores se tiene: $\frac{H_{f1}}{Q_1^2} = \frac{H_{f2}}{Q_2^2}$

Estos factores se igualan siempre que se trate de la misma curva de fricción.

Enfoque matemático de las curvas para bombas centrífugas

La intersección de la curva de la bomba (s), y la curva del sistema, se denomina punto de operación de la bomba en el sistema.

El BEP (BEST EFFICIENCY POINT), es el punto de la curva de la bomba donde se presenta la mayor eficiencia hidráulica de la misma. Muchas veces es necesario, llevar al punto de operación lo más cerca del BEP, estrangulando la descarga de la bomba mediante una válvula de control.

Es conveniente expresar la relación gráfica H-Q, de las bombas centrífugas en forma matemática. Para una bomba centrífuga con una curva característica normal que opera cerca de su punto de diseño (BEP), la ecuación de la parábola que rige su comportamiento es la siguiente:

$$H_b = H_o - C_1 \cdot Q - C_2 Q^2 \quad (2.35)$$

Donde:

H_b : Cabeza de presión de descarga de la bomba.

H_o : Cabeza de presión cuando el flujo es cero

C_1 y C_2 Constantes que se evalúan de la curva de la bomba.

Para determinar estas constantes, se debe sustituir H_o y dos sets de valores de Q y H tomados de la curva y cerca del BEP, luego se resuelven las ecuaciones obtenidas simultáneamente y se obtiene los valores de las constantes.

Es importante observar que las bombas centrífugas pueden operar solo en un rango limitado de flujo mayor o menor respecto al flujo de diseño del BEP.

Si la bomba trabaja con un flujo muy pequeño, comienza haber recirculación en la entrada del impeller, dando como resultado una operación inadecuada y una eficiencia baja en la bomba.

Si el flujo es muy alto en comparación con el flujo de diseño, la bomba demanda una mayor potencia del motor, con la consecuente sobrecarga para este, y problemas de cavitación se presentan ya que el NPSHR, se incrementa con el incremento del caudal, además la eficiencia de la bomba disminuye.

Lo anteriormente mencionado, es una razón para usar sistemas de bombeo en serie ó paralelo.

Arreglo en serie o paralelo en los sistemas de bombeo

a) Sistema en paralelo.-

- Dos ó más bombas poseen un punto de succión común, y un punto de descarga común generando un diferencial de presión constante entre la entrada y la salida para el conjunto de bombas bajo este arreglo.
- La capacidad de flujo resultante es la suma algébrica horizontal de las capacidades de flujo parciales de cada bomba para un mismo valor de cabeza de presión.
- Este método se usa cuando la capacidad deseada está más allá del límite de capacidad de cualquier bomba por sí sola.
- Da flexibilidad a la operación, pues cualquier bomba puede

apagarse o salir de línea sin disminuir la presión de entrega al sistema.

- Cuando las bombas trabajan en paralelo, todas trabajan para vencer una presión a la descarga común. Por lo tanto es importante que para hacer un arreglo en paralelo, las cabezas de descarga sean iguales, de lo contrario, si existe una bomba de menor cabeza que las demás, esta será "bombeada", por el grupo de mayor cabeza con los consiguientes problemas.
- Es importante que cada bomba del conjunto en paralelo y el grupo total, trabajen en ó cerca del BEP (best efficiency point).
- El sistema de bombas en paralelo, es recomendable cuando la curva del sistema tiene un bajo componente en pérdidas por fricción, en idioma inglés, estas curvas se llaman "low steeping curves"
- Se debe realizar una conexión en paralelo, cuando se desea incrementar en un futuro, la capacidad de bombeo.
- Las curvas de las bombas operadas en paralelo, deben tener curvas características iguales o similares como condición para operar en paralelo.

b) Sistema en serie.-

- La descarga de una bomba constituye la succión de la siguiente bomba.
- La cabeza de presión resultante es la suma algébrica vertical de las cabezas de presión parciales de cada bomba para un mismo valor de caudal de flujo.
- Este tipo de arreglo se utiliza cuando se necesita altos valores de cabeza en la descarga de las bombas.
- Cuando la curva del sistema exhibe un alto valor de las presiones, estática y residual, que son independientes del flujo, y este valor de presión no puede ser alcanzado por una sola bomba, se debe usar un sistema en serie.
- Los sistemas de bombeo en serie, son apropiados cuando la curva del sistema presenta un alto valor del componente de pérdidas por fricción. A estas curvas se las denomina "high stepping curves".

En la FIGURA 2.6 se presenta un esquema del sistema y los puntos de referencia para la rehabilitación, objeto del presente estudio.

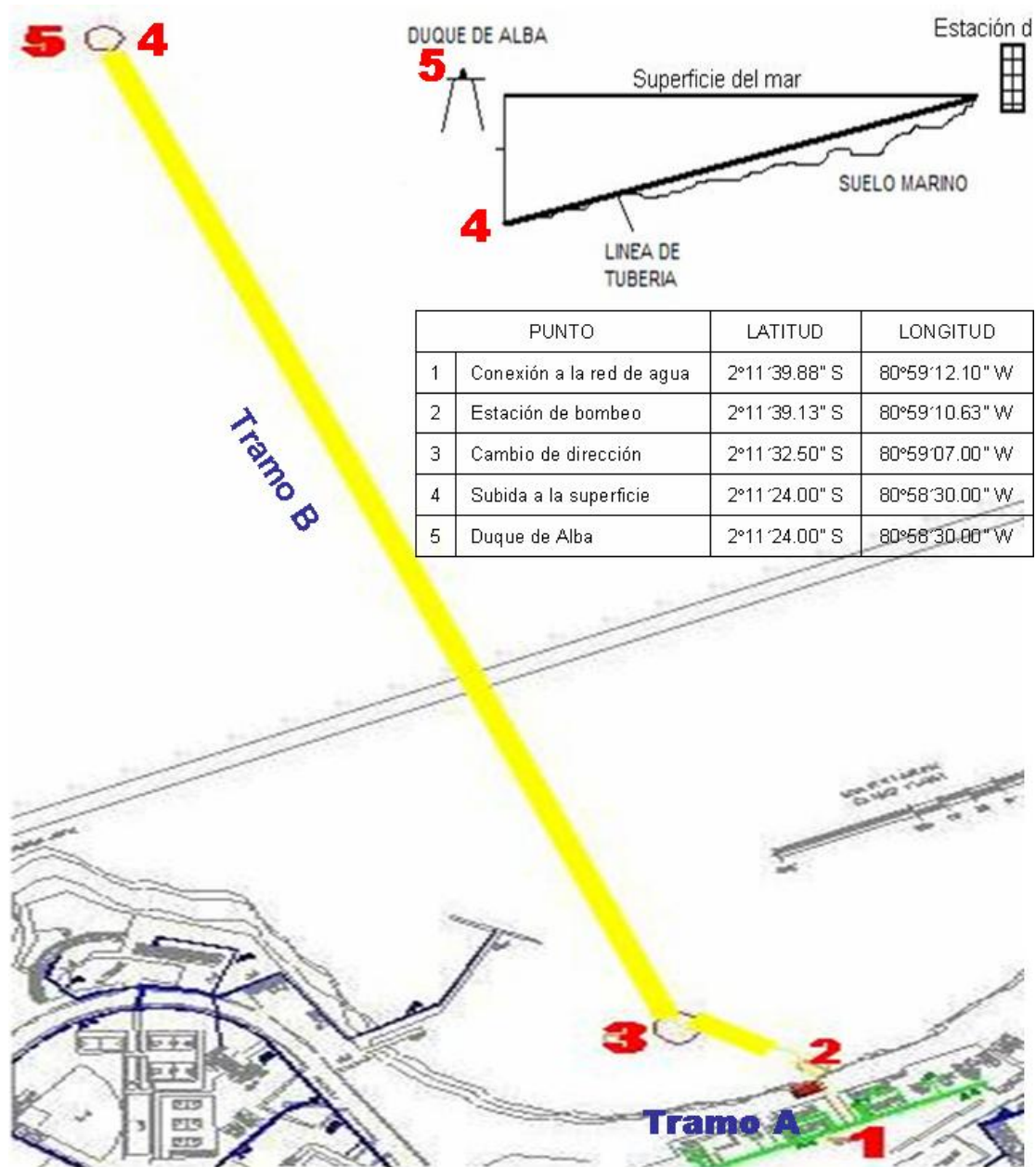


FIGURA 2.6 ESQUEMA DEL CIRCUITO Y PUNTOS DE REFERENCIA

CÁLCULOS.-

DATOS.-

Las dimensiones para la tubería se escogió en base a las tomas de agua dulce de los buques, y cuyas características se detallan a continuación en la TABLA 16.

TABLA 15

DIMENSIONES DE LA TUBERÍA

Diámetro externo	73 [mm]
Diámetro interno	68 [mm]
Espesor	2.5 [mm]
Presión de ingreso del agua al sistema	50000 [Pa]
Presión de descarga en el Duque de Alba	210000 [Pa]
Velocidad en el I tramo A	1 [m/s]
Velocidad en el tramo B	3 [m/s]

Área interior:

$$A_{\text{int}} = \pi \cdot \frac{D_{\text{int}}^2}{4} \quad (2.36)$$

$$= \pi \cdot \frac{(68 \times 10^{-3})^2}{4}$$

$$A_{\text{int}} = 3.63 \times 10^{-3} [m^2]$$

Caudal

$$Q = V_d \cdot A_{\text{int}} \quad (2.37)$$

$$= 3 \cdot (3.63 \times 10^{-3})$$

$$Q = 10.89 \times 10^{-3} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$= 39.2 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

$$= 10356,64 \left[\frac{\text{galones}}{h} \right]$$

En la TABLA 16 se presentan los tiempos requeridos y los estimados para llenado de agua en los depósitos de los buques.

TABLA 16

COMPARACIÓN DEL TIEMPO REQUERIDO CON EL TIEMPO ESTIMADO PARA REABASTECIMIENTO DE LOS BUQUES

UNIDAD	Tiempo requerido [h]	Volumen [m ³]	Caudal [m ³ /h]	Tiempo estimado $t = \frac{V}{Q}$ [h]
Fragatas	2.00	63.03	39.2	1.61
Corbetas	0.50	18.18	39.2	0.46
Lanchas	0.25	2.73	39.2	0.07
submarinos	1.50	48.19	39.2	1.23

Se aprecia que con este caudal, se cumple satisfactoriamente los tiempos requeridos.

Datos:

Fluido a transportar: agua

$$t^{\circ} = 15 \left[^{\circ}\text{C} \right]$$

$$\rho = 999 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$\gamma = 9800 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^3} \right]$$

$$\mu = 1.12 \times 10^{-3} \left[\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} \right]$$

$$P_v = 1.77 \times 10^3 \left[\text{Pa} \right]$$

En la TABLA 17 se presentan las longitudes de los tramos de tubería, los mismos que se muestran a través de la FIGURA 2.6

TABLA 17
LONGITUD DE LA TUBERÍA

SECCION		LONGITUD [m]	
Tramo A	de 1 a 2	32.00	32.00
Tramo B	de 2 a 3	130.00	1232.10
	de 3 a 4	1087.10	
	de 4 a 5	15.00	
TOTAL		1264,10	1264.10

La velocidad en el tramo A es constante y es igual a la velocidad de ingreso del fluido a la bomba.

La velocidad en el tramo B es constante y es igual a la velocidad de descarga de la bomba

Calculo del número de Reynolds:

$$\begin{aligned} \text{Re}_A &= \frac{\rho \cdot V_A \cdot D_{\text{int}}}{\mu} & (2.38) \\ &= \frac{999 \cdot 1.68 \times 10^{-3}}{1.12 \times 10^{-3}} \\ \text{Re}_A &= 6.1 \times 10^4 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Re}_B &= \frac{\rho \cdot V_B \cdot D_{\text{int}}}{\mu} & (2.39) \\ &= \frac{999 \cdot 3 \cdot 68 \times 10^{-3}}{1.12 \times 10^{-3}} \\ \text{Re}_B &= 1.8 \times 10^5 \end{aligned}$$

De acuerdo al Diagrama de Moody, los valores de Reynolds indican el flujo se encuentran en la zona de régimen turbulento.

Obtención de la rugosidad relativa:

- Con el diámetro interno de la tubería y utilizando el diagrama de rugosidad relativa mostrado en la FIGURA 2.7 se obtiene el valor correspondiente

- Como el diámetro es el mismo para ambos tramos, el valor de rugosidad relativa es similar.

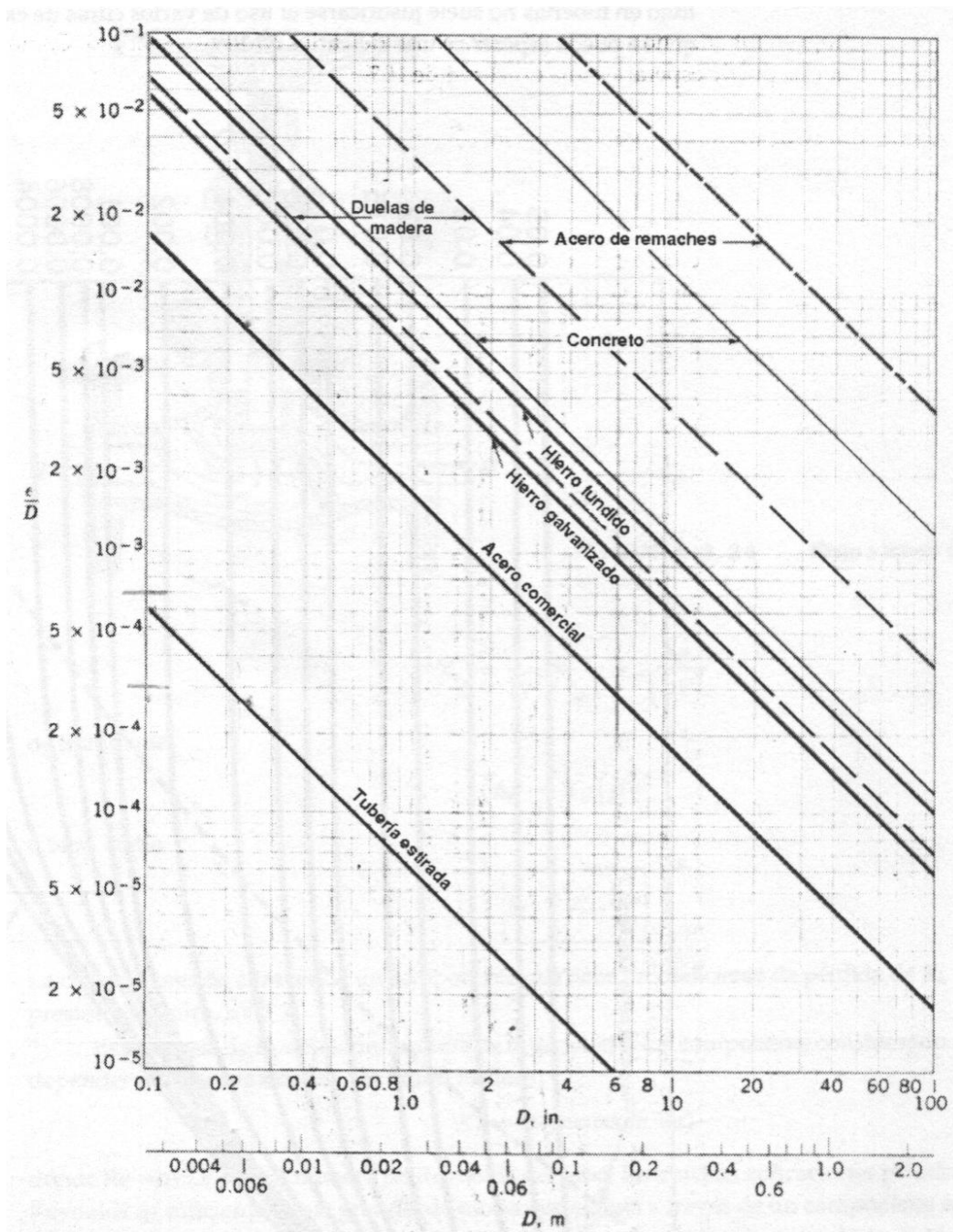


FIGURA 2.7 DIAGRAMA DE RUGOSIDAD RELATIVA

$$\frac{\epsilon}{D_{\text{int}}} = 7 \times 10^{-4}$$

Obtención del coeficiente de fricción por rugosidad

- Con los datos de rugosidad relativa y el número de Reynolds se utiliza el diagrama de Moody presentado en la FIGURA 2.8 para obtener este coeficiente.

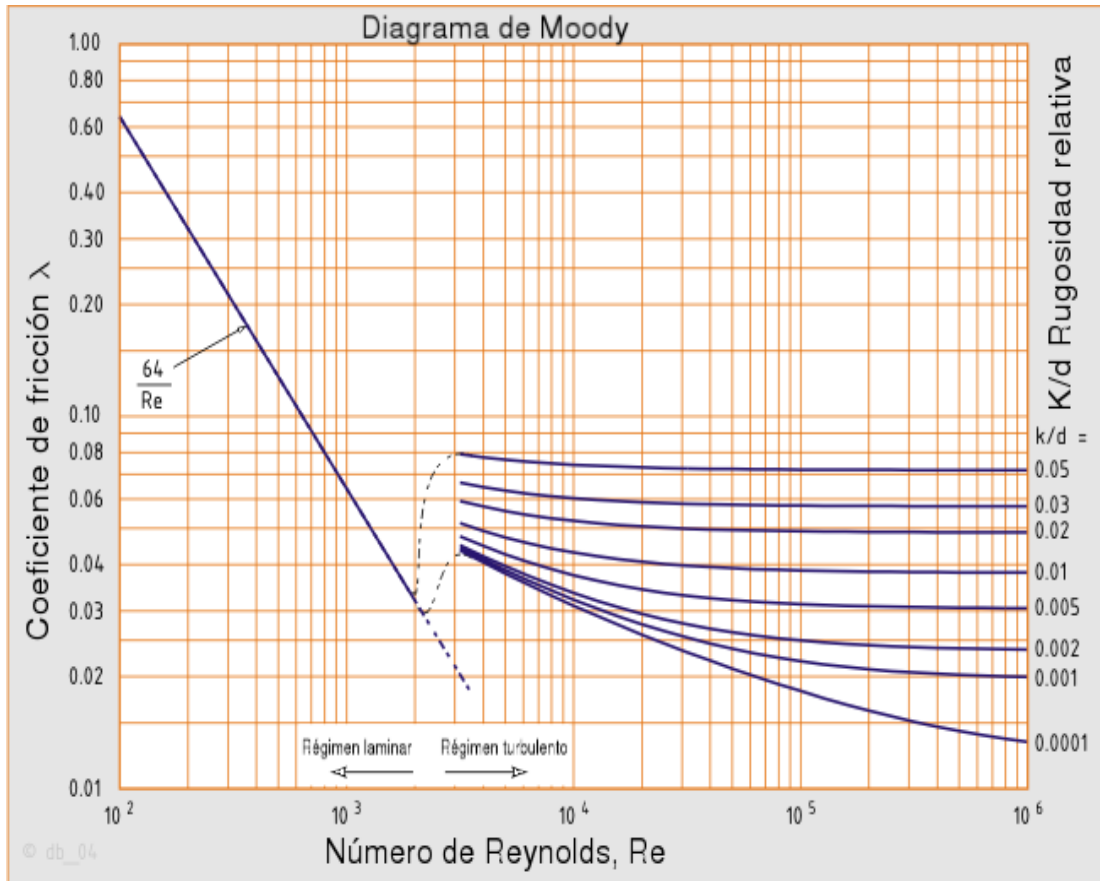


FIGURA 2.8 DIAGRAMA DE MOODY

$$f_A = 0.023$$

$$f_B = 0.021$$

Cálculo de pérdidas por fricción:

$$h_{f_A} = f_A \cdot \frac{L_A}{D_{\text{int}}} \cdot \frac{V_A^2}{2g} \quad (2.40)$$

$$= 0.023 \cdot \frac{32}{68 \times 10^{-3}} \cdot \frac{1^2}{2 \cdot 9.81}$$

$$h_{f_A} = 0.55 \text{ [m]}$$

$$h_{f_B} = f_B \cdot \frac{L_B}{D_{\text{int}}} \cdot \frac{V_B^2}{2g} \quad (2.41)$$

$$= 0.021 \cdot \frac{1232.10}{68 \times 10^{-3}} \cdot \frac{3^2}{2 \cdot 9.81}$$

$$h_{f_B} = 174.54 \text{ [m]}$$

$$h_f = h_{f_A} + h_{f_B} \quad (2.42)$$

$$= 0.55 + 174.54$$

$$h_f = 175.1 \text{ [m]}$$

Cálculo de pérdidas menores:

Para el cálculo de este tipo de pérdidas se utilizarán las TABLAS 18 y 19

mostradas a continuación

TABLA 18

ACCESORIOS TRAMO A

Tramo A	cantidad	K	Total
Válvula esférica totalmente abierta	01	10	10

ΣK_A	10
--------------	----

$$\begin{aligned}
 h_{l_A} &= \Sigma K_A \cdot \frac{V_A^2}{2g} & (2.43) \\
 &= 10 \cdot \frac{1^2}{2 \cdot 9.81} \\
 h_{l_A} &= 0.51 \text{ [m]}
 \end{aligned}$$

TABLA 19
ACCESORIOS TRAMO B

Tramo B	cantidad	K	Total
Válvula esférica totalmente abierta	02	10.0	20.0
Tubo acodado de 45° embriado	02	0.2	0.4
Tubo acodado de 90° embriado	02	0.2	0.4
ΣK_B			20.8

$$\begin{aligned}
 h_{l_B} &= \Sigma K_B \cdot \frac{V_B^2}{2g} & (2.44) \\
 &= 20.8 \cdot \frac{3^2}{2 \cdot 9.81} \\
 h_{l_B} &= 9.54 \text{ [m]}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 h_l &= h_{l_A} + h_{l_B} & (2.45) \\
 &= 0.51 + 9.54 \\
 h_l &= 10.05 \text{ [m]}
 \end{aligned}$$

Ecuación de Bernoulli entre los puntos 1 y 5:

$$P_1 = 5 \times 10^4 \text{ [Pa]}$$

$$V_1 = 1 \text{ [m/s]}$$

$$Z_1 = 1 \text{ [m]}$$

$$P_5 = 0 \text{ [Pa]}$$

$$V_5 = 3 \text{ [m/s]}$$

$$Z_5 = 8 \text{ [m]}$$

$$h_f = 175.1 \text{ [m]}$$

$$h_l = 10.05 \text{ [m]}$$

$$h_p = ?$$

Reemplazando los valores de los parámetros obtenidos en la ecuación

(2.18) se tiene:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + h_p = \frac{P_5}{\gamma} + \frac{V_5^2}{2g} + Z_5 + h_f + h_l \quad (2.46)$$

$$\frac{5 \times 10^4}{9800} + \frac{1^2}{2 \cdot 9.81} + 1 + h_p = \frac{0}{9800} + \frac{3^2}{2 \cdot 9.81} + 8 + 175.1 + 10.05$$

$$6.15 + h_p = 193.61$$

$$h_p = 193.61 - 6.15$$

$$h_p = 187.46 \text{ [m]}$$

Potencia requerida

$$Pot = \gamma \cdot Q \cdot h_p \quad (2.47)$$

$$= 9800 \cdot (10.89 \times 10^{-3}) \cdot 187.46$$

$$Pot = 20006.11 \text{ [W]}$$

$$= 32.7 \text{ [HP]}$$

Ecuación y curva característica del sistema:

Análisis entre los puntos 1 y 5.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + h_p = \frac{P_5}{\gamma} + \frac{V_5^2}{2g} + Z_5 + h_f + h_l \quad (2.48)$$

$$h_p = \frac{P_5 - P_1}{\gamma} + \frac{V_5^2 - V_1^2}{2g} + (Z_5 - Z_1) + h_f + h_l \quad (2.49)$$

$$= \frac{0 - 5 \times 10^4}{9800} + \frac{3^2 - 1^2}{2 \cdot 9.81} + (8 - 1) + h_f + h_l \quad \text{Reemplazando}$$

$$= 2.31 + h_f + h_l$$

$$= 2.31 + \left(f \cdot \frac{l}{D_{\text{int}}} \cdot \frac{V^2}{2g} \right) + \left(\sum K \cdot \frac{V^2}{2g} \right)$$

$$= 2.31 + \left\{ \left(f \cdot \frac{l}{D_{\text{int}}} + \sum K \right) \cdot \frac{V^2}{2g} \right\}$$

$$= 2.31 + \left\{ \left(0.021 \cdot \frac{1264 \cdot 10}{68 \times 10^{-3}} + 30 \cdot 8 \right) \cdot \frac{V^2}{2 \cdot 9.81} \right\}$$

$$h_p = 2.31 + 21.47 V^2 \quad (2.50)$$

$$Q = V \cdot A \quad (2.37)$$

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

$$(V)^2 = \left(\frac{Q}{A} \right)^2$$

$$V^2 = \frac{Q^2}{\left(\pi \cdot \frac{D_{\text{int}}^2}{4} \right)^2}$$

$$V^2 = \frac{16 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot D_{\text{int}}^4} \quad (2.51)$$

$$= \frac{16 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot (68 \times 10^{-3})^4}$$

$$V^2 = 75820.14 \cdot Q^2 \quad (2.52)$$

Reemplazando la ecuación (2.50) en la (2.52) se obtiene:

$$h_p = 2.31 + 21.47 \cdot (75820.14 \cdot Q^2) \quad (2.53)$$

$$h_p = 2.31 + (1.63 \times 10^6) \cdot Q^2 \quad (2.54)$$

Calculo del NPSH disponible

$$NPSHa = h_{sp} + h_s - h_f - h_{vp} \quad (2.55)$$

$$= \frac{P_{atm}}{\gamma} + Z_1 - h_f - \frac{P_v}{\gamma}$$

$$= \frac{101.3 \times 10^3}{9800} + 1 - 0.55 - \frac{1.77 \times 10^3}{9800}$$

$$NPSHa = 10.61 [m]$$

CAPITULO 3

1. DISEÑO DE LA LINEA SUBMARINA

El diseño de tuberías de transporte tales como oleoductos y poliductos, involucran a más del diseño de ingeniería, consideraciones de otro tipo como aspectos sociales, ambientales, políticos y legales.

En este capítulo se realizará un enfoque global del diseño de tuberías, desde el punto de vista de ingeniería. Se tomará en cuenta aspectos referentes especialmente a la resistencia y propiedades de los materiales y se respaldará en las normas para el diseño de tuberías, las cuales proporcionarán los respectivos márgenes de seguridad.

Propiedades para el diseño de tuberías

El diseño de tuberías se realiza en base a ciertas suposiciones, una de ellas es considerar al material como un continuo, es decir que no existen

huecos, grietas o defectos internos. Por lo tanto los esfuerzos se calculan tomando en cuenta la totalidad del área disponible del tubo. Este tipo de análisis es conocido como mecánica del medio continuo.

Con esta base de suposición, el diseño de tuberías de acuerdo a la teoría del medio continuo, se fundamenta en establecer un esfuerzo permisible tal que el material trabaje en un rango inferior de su capacidad de resistencia.

Al someter al material a algún esfuerzo, primeramente ocurre una deformación elástica, cuya magnitud es proporcional al esfuerzo; la constante de proporcionalidad es el módulo de elasticidad E .

Cuando se sobrepasa el esfuerzo de fluencia o cedencia, ocurre la deformación plástica, durante la cual, el esfuerzo para continuar la deformación se incrementa debido al endurecimiento por deformación en frío, hasta que se alcanza un valor máximo, llamado esfuerzo máximo.

Después que se sobrepasa el esfuerzo máximo, el esfuerzo aplicado va decreciendo ya que se forma una constricción o cuello en la sección transversal de la probeta hasta que se produce la fractura.

La deformación máxima hasta el punto de fractura se conoce como ductilidad. Ya que la fractura, es un hecho posterior a la deformación

plástica, entonces al diseñar sin llegar a la deformación plástica, se supone que se está evitando la fractura.

Para compensar los esfuerzos adicionales por defectos de fabricación, imperfecciones internas del material, etc., el esfuerzo de diseño o esfuerzo permisible se calcula dividiendo el esfuerzo a la fluencia del material para un factor de seguridad.

De modo que cuando se diseña, se pueden hablar de cuatro niveles de esfuerzos:

- Esfuerzo máximo del material
- Esfuerzo de fluencia del material
- Esfuerzo máximo permisible para el diseño
- Esfuerzo normal de operación del material

En resumen podemos decir que las propiedades para el diseño de tuberías se clasifican en dos grupos principales, que son los siguientes:

Primarias:

- Esfuerzo de fluencia
- Esfuerzo a la tensión

Secundarias:

- Elongación (ductilidad)

- Dureza
- Fractura

Condiciones de carga

Las líneas regulares deben diseñarse para la más desfavorable de las siguientes condiciones de carga:

- Cargas durante la operación de la tubería
- Cargas durante la instalación de la tubería

Cargas durante la operación de la tubería.

Las cargas durante la operación normalmente son debidas a los siguientes factores: peso, presión interna y externa, expansión y temperatura.

La fluctuación de temperatura es importante considerar porque puede causar fatiga y se deberá tomar en cuenta en la determinación de esfuerzos por este efecto cuando las oscilaciones sean críticas.

Los esfuerzos residuales debido a curvaturas permanentes o elongaciones durante la instalación se deberán tomar en cuenta en la determinación de los esfuerzos actuantes.

Las cargas son principalmente estáticas, a excepción de la presión interna del fluido que puede cambiar con el tiempo, lo suficientemente rápido como para producir efectos dinámicos. Bajo condiciones normales, este efecto

puede ser aceptado para los esfuerzos permisibles circunferenciales en condición estática.

Cargas durante la instalación de la tubería.

Las principales cargas durante la instalación son: peso propio, presión y fuerzas de instalación.

En las fuerzas por instalación se incluyen todas las fuerzas actuando sobre la superficie de la tubería, debidas a las maniobras de instalación.

Las fuerzas típicas de instalación son: Tensión durante el tendido y fuerzas debidas a las maniobras durante el zanjado y enterrado de la tubería.

Códigos de Referencia

En el diseño de líneas submarinas nos basaremos en los siguientes documentos de referencia:

- API-RP1111-1993
- DNV-81/96

El API-RP1111-1993, editado por el American Petroleum Institute, el cual es una práctica recomendada para el Diseño, Construcción, Operación y mantenimiento de Líneas Submarinas que transportan hidrocarburos, hace referencia a los códigos ASME / ANSI B31.4 (editado por el American Society of Mechanical Engineers) hidrocarburos líquidos y ASME/ANSÍ

B31.8 (editado por el American Society of Mechanical Engineers)
hidrocarburos gaseosos.

El DNV-81/96, editado por Det Norske Ventar, son las reglas noruegas para diseño, construcción e inspección de líneas submarinas y ductos ascendentes. En su última edición (1996) se presenta toda una nueva metodología y concepción del análisis y diseño de líneas submarinas, conocida como confiabilidad estructural.

3.1. Determinación de Esfuerzos de Tensión, Longitudinales y Circunferenciales, según las normas: ANSI B31.4, ANSI B31.8, DNV81

Determinación de esfuerzos.

Considérese ahora una tubería circular de pared delgada con presión interna "p" como la que se muestra en la FIGURA 3.1. En ésta se presenta un elemento esforzado cuyas caras son paralelas y perpendiculares al eje de la tubería.

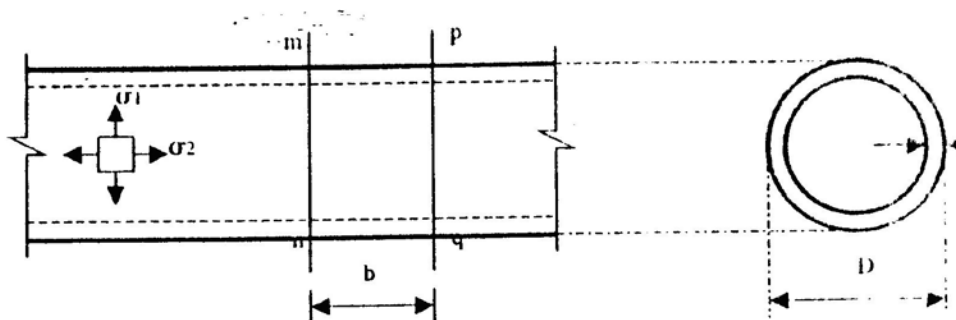


FIGURA 3.1 CORTE DE UNA TUBERÍA

Los esfuerzos normales σ_h y σ_l , que actúan sobre las caras laterales de este elemento, representan los esfuerzos de membrana en la pared. Sobre las caras del elemento no actúan esfuerzos cortantes debido a la simetría de la tubería. Por lo tanto, los esfuerzos σ_h y σ_l son esfuerzos principales.

Debido a su dirección, el esfuerzo σ_h se denomina esfuerzo circunferencial o esfuerzo tangencial, y σ_l es el esfuerzo longitudinal o esfuerzo axial. Las fórmulas para calcular estos esfuerzos pueden deducirse mediante el empleo de diagramas de cuerpo libre.

Para calcular el esfuerzo circunferencial σ_h , se aísla un cuerpo libre mediante dos cortes (mn y pq) separados una distancia b y perpendiculares al eje longitudinal (FIGURA 3.2).

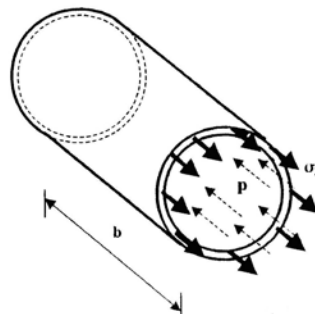


FIGURA 3.2 ESFUERZO LONGITUDINAL

También se efectúa un tercer corte en un plano vertical a través del propio eje; y el cuerpo libre resultante se muestra en la FIGURA 3.3.

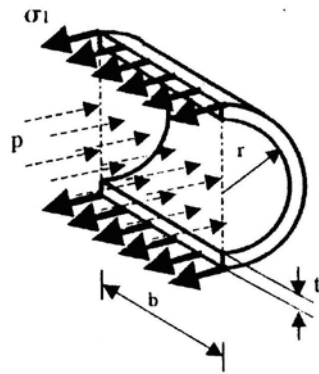


FIGURA 3.3 ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL

Sobre la cara vertical longitudinal de este cuerpo libre (FIGURA 3.3) actúan los esfuerzos σ_h en la pared y la presión interna p . Sobre las caras transversales de este cuerpo libre también actúan esfuerzos y presiones, pero no se muestran ya que no intervienen en la ecuación de equilibrio que se utilizará. Asimismo, se omite el peso del recipiente y su contenido.

Las fuerzas horizontales debidas al esfuerzo σ_h y a la presión p actúan en direcciones opuestas, por lo que se tiene la siguiente ecuación de equilibrio:

$$\begin{aligned}
 F_{activas} &= F_{reactivas} \\
 F &= \sigma \cdot A \qquad (3.1)
 \end{aligned}$$

Entonces

$$\sigma_h(2bt) = p(2br) \qquad (3.2)$$

Despejando σ_h :

$$\sigma_h = \frac{p \cdot r}{t} = \frac{p \cdot D}{2 \cdot t} \quad (3.3)$$

La ecuación (3.3) sirve para obtener el esfuerzo circunferencial.

Según se explicó anteriormente, este esfuerzo está distribuido uniformemente sobre el espesor de pared siempre y cuando ésta sea muy delgada.

El esfuerzo longitudinal σ_l se obtiene a partir de un cuerpo libre de la parte de la tubería a la izquierda de un corte (tal como mn) que es perpendicular al eje longitudinal (FIGURA 3.2). En este caso, la ecuación de equilibrio es:

$$\sigma_l(2\pi \cdot r \cdot t) = p(\pi \cdot r^2) \quad (3.4)$$

Despejando σ_l se obtiene:

$$\sigma_l = \frac{p \cdot r}{2 \cdot t} = \frac{p \cdot D}{4 \cdot t} \quad (3.5)$$

La ecuación (3.5) es utilizada para obtener el esfuerzo longitudinal.

Limitaciones de Esfuerzos

Los códigos de diseño para ductos ascendentes y tuberías submarinas definen las limitaciones de diseño en términos de un esfuerzo permisible máximo en la tubería bajo condiciones específicas de cargas, los códigos limitan los esfuerzos a algún porcentaje del Esfuerzo de Fluencia Mínimo Especificado (SYMS).

Este criterio de diseño lleva implícita la suposición de que únicamente se acepta el comportamiento elástico del material y que la fluencia es un fenómeno inaceptable. Aunque la falla no ocurre cuando sucede la fluencia, este criterio de diseño es el más aceptado.

Esta revisión de criterios se enfoca a la comparación gráfica de los niveles relativos de seguridad contenidos en los criterios de diseño de los códigos. La comparación se basa en el análisis de las diferentes teorías utilizadas por cada código. La amplia variedad de cargas en las tuberías submarinas y ductos ascendentes y su interconexión complica el proceso de diseño.

Aunque la explotación de yacimientos petroleros en el mar a gran escala empezó desde hace más de cuatro décadas, aún no se cuenta con un criterio unificado aplicable ni diseño de tuberías submarinas y ductos ascendentes en los códigos.

Se presentan a continuación las teorías de fluencia empleadas por los códigos, así como un análisis de los límites de esfuerzos permisibles para diferentes casos de carga.

Los códigos que se consideran son:

- Det Norske Veritas (Normas para Tuberías Submarinas) 1981.
- ASME/ANSÍ B31.4 (Sistemas de Tubería de Transporte de Petróleo Líquido) 1992.
- ASME/ANSÍ B31.8 (Sistemas de Tubería para Transporte y Distribución de Gas) 1995.

Teorías de Fluencia

Los códigos ANSÍ/ASME y DNV difieren en la teoría de fluencia empleada al definir el esfuerzo máximo en la línea regular y en el ducto ascendente bajo combinaciones de carga. Tales diferencias de criterios sugieren diferentes grados de conservatismo cuando se aplican a las tuberías submarinas.

La fluencia generalmente se define como el punto donde los esfuerzos y deformaciones ya no se relacionan linealmente. En la práctica, el inicio de la fluencia se considera cuando se tiene una desviación del 0.2% de la linealidad. Para la mayoría de los materiales de las tuberías, la fluencia se define en términos del SMYS (Esfuerzo de Fluencia Mínimo Especificado), siendo su valor el correspondiente a un 0.5% de deformación.

Teoría de Rankin (Esfuerzo Principal Máximo).

Esta teoría asume que la fluencia ocurre cuando uno de los esfuerzos principales en la condición biaxial de esfuerzos, es igual o mayor que el esfuerzo de fluencia en tensión o compresión uní axial simple. Por consiguiente, para un material con el mismo esfuerzo de fluencia sujeto a tensión o compresión, para cualquiera de los esfuerzos que sea mayor, la fluencia ocurre cuando:

$$\begin{aligned} \sigma_h &= \sigma_f \\ \text{ó} & \\ \sigma_h &= -\sigma_f \end{aligned} \quad (3.6)$$

Teoría De Tresca (Cortante Máximo)

Se define la fluencia bajo combinación de esfuerzos biaxiales como el punto donde el cortante máximo en la tubería alcanza el valor máximo al corte ocurrido en las pruebas de un espécimen simple, sujeto a tensión uní axial en el inicio de la fluencia. El cortante máximo se define como la mitad mayor de las diferencias de los esfuerzos principales.

En el caso de tensión uní axial.

$$\tau = \frac{1}{2} \sigma_{fluencia} \quad (3.7)$$

Teoría De Mohr (Esfuerzo De Tensión Equivalente)

Esta teoría extiende el concepto de Tresca, asumiendo que un esfuerzo normal puede estar actuando en el plano del cortante máximo. Se asume que la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante de Mohr alcanza el valor del cortante obtenido en una prueba uní axial ó 0.5 del esfuerzo de fluencia.

$$\tau = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_L - \sigma_H)^2 + 4\tau^2} = \frac{1}{2} \sigma_{fluencia} \quad (3.8)$$

Teoría De Von Misses

Esta teoría supone que la fluencia ocurre cuando la "energía de distorsión" en un punto iguala a la energía de distorsión en una prueba de tensión uní axial en la fluencia. En términos de esfuerzos principales, esta teoría predice que la fluencia ocurre cuando:

$$2\sigma_{fluencia}^2 = (\sigma_h - \sigma_l)^2 + (\sigma_l - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_h)^2 \quad (3.9)$$

Para el caso biaxial la ecuación puede simplificarse a:

$$\sigma_{fluencia}^2 = \sigma_l^2 - \sigma_l \cdot \sigma_h + \sigma_h^2 \quad (3.10)$$

LÍMITES DE ESFUERZOS EN LOS CÓDIGOS APLICABLES

Los límites de esfuerzos a la tensión de la norma ASME B31.4, se muestran en la FIGURA 3.4 para combinaciones de esfuerzos permisibles máximos longitudinales y circunferenciales.

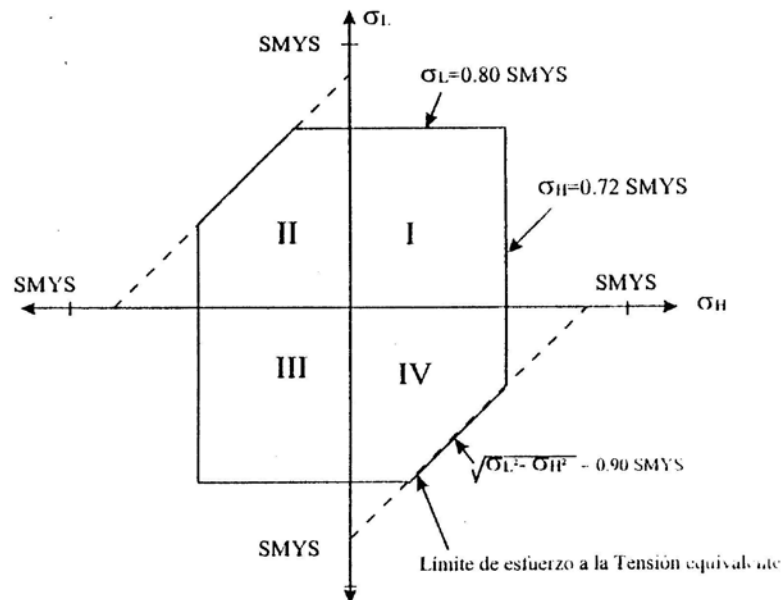


FIGURA 3.4 ESFUERZOS PERMISIBLES ANSI B31.4

Los esfuerzos en los cuadrantes I y III son del mismo signo y están limitados por los esfuerzos máximos longitudinales y circunferenciales, los cuales están dentro del cortante de Mohr y tensión equivalente.

En los cuadrantes II y IV los esfuerzos son de signo opuesto, en este caso los límites están gobernados por los esfuerzos de tensión equivalente y no son independientes.

Los códigos de tuberías difieren en la teoría empleada referente a la fluencia. El ASME B31.8 para Tuberías de Transporte de Gas

considera independientemente los esfuerzos circunferenciales y longitudinales frente a una teoría del esfuerzo máximo.

Para el caso de esfuerzos combinados, el ANSÍ B31.8 se basa en la Teoría de Fluencia de Tresca y como una alternativa sugiere la teoría de la Energía distorsional Máxima de Von Misses.

El capítulo VIII del código B31.8 se refiere a los requerimientos de diseño para tuberías costa-fuera que transportan gas. Los esfuerzos que fija como permisibles se muestran en la FIGURA 3.5.

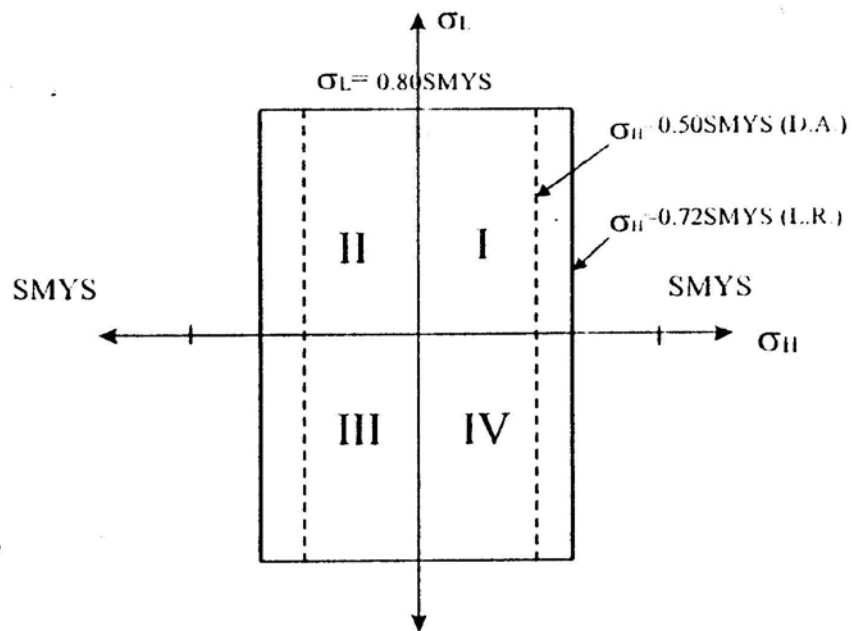


FIGURA 3.5 ESFUERZOS PERMISIBLES ANSI B31.8

La norma ASME B31.8 incluye un límite para esfuerzos combinados que es de 0.90 SMYS para línea regular y ducto ascendente, el límite del esfuerzo circunferencial es un valor fijo de 0.72 SMYS para la zona de línea regular y 0.50 SMYS para la zona de ducto ascendente.

El valor límite para los esfuerzos longitudinales es de 0.80 SMYS para las dos zonas. Para el esfuerzo flexionante únicamente por efecto de la temperatura el límite es de 0.72 SMYS

La norma DNV no indica límites directos sobre los esfuerzos longitudinal y circunferencial sino que se basa en esfuerzos cortantes octaédricos o en la Energía de Distorsión de Von Mises. De acuerdo a esta teoría la fluencia ocurre cuando la Energía de Distorsión alcanza el valor de fluencia en una prueba de tensión simple.

El DNV limita el esfuerzo de Von Mises en dos tipos de carga. El caso de cargas operacionales que incluye aquellas cargas generadas por la operación de la línea, como son la presión, el peso, la expansión térmica y la fuerza de flotación.

Para este caso, el esfuerzo de Von Mises se limita a 0.72 SMYS para tuberías en Zona 1 y 0.50 SMYS para el ducto ascendente y tuberías en Zona 2.

El segundo caso agrega cargas ambientales a las cargas operacionales. El esfuerzo se limita a 0.96 SMYS para Zona 1 y 0.67 para Zona 2 (FIGURAS 3.4 y 3.5).

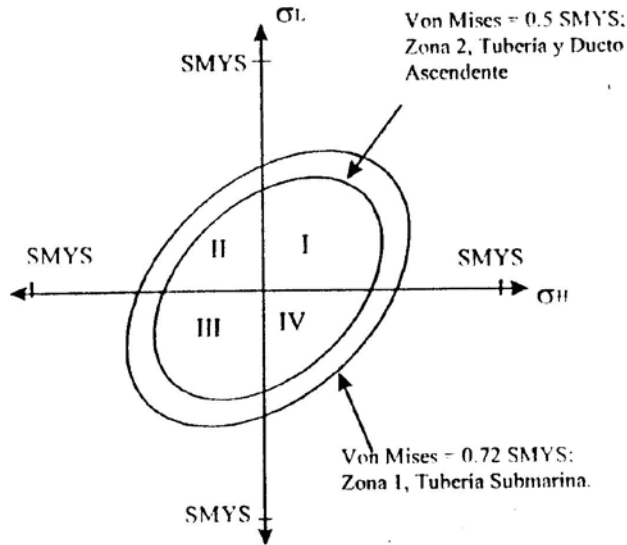


FIGURA 3.6 DNV ESFUERZOS PERMISIBLES CARGAS OPERACIONALES, CASO A

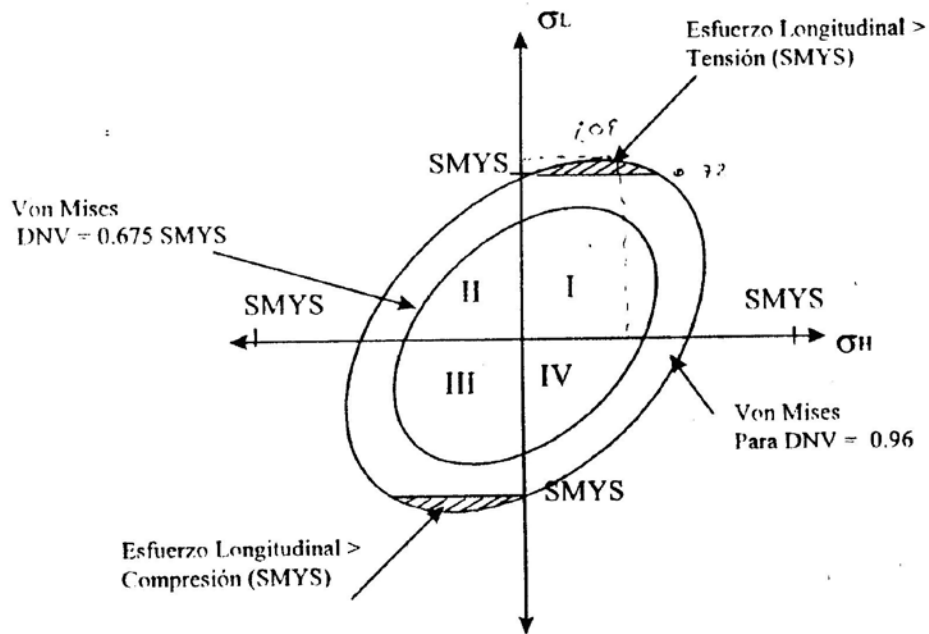


FIGURA 3.7 DNV ESFUERZOS PERMISIBLES CARGAS OPERACIONALES MÁS CARGAS AMBIENTALES, CASO B

Como se muestra en las FIGURAS 3.6 y 3.7, para Zona 1, en el caso de carga operacional más ambiental, hay regiones en los cuadrantes I y III que permiten que los esfuerzos longitudinales y circunferenciales excedan el esfuerzo de fluencia. Para un esfuerzo circunferencial de

0.72 SMYS el esfuerzo máximo permisible longitudinal es de 1.09 SMYS.

Las FIGURAS 3.8 y 3.9 presentan las comparaciones entre los tres códigos.

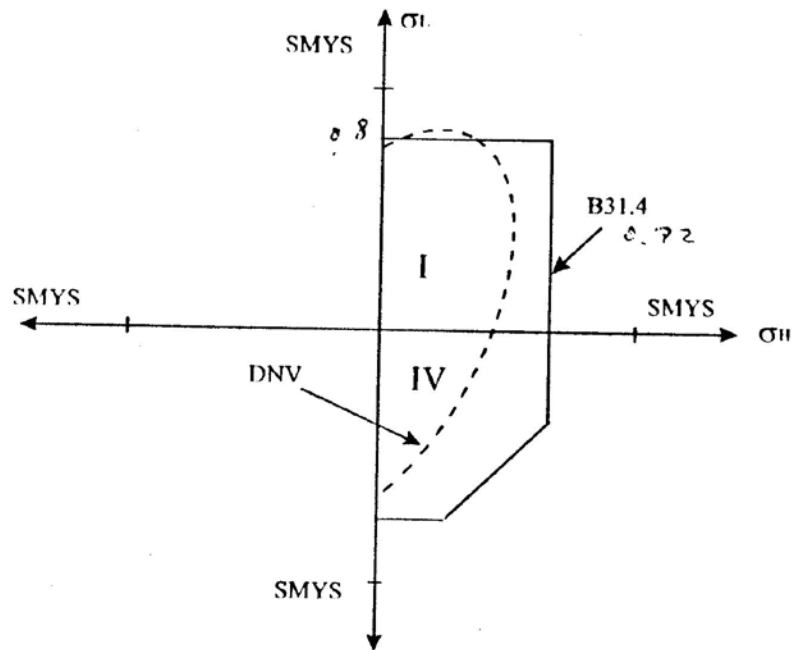


FIGURA 3.8 DNV (OPERACIONAL) CONTRA B31.4 (PRESIÓN Y CARGA)

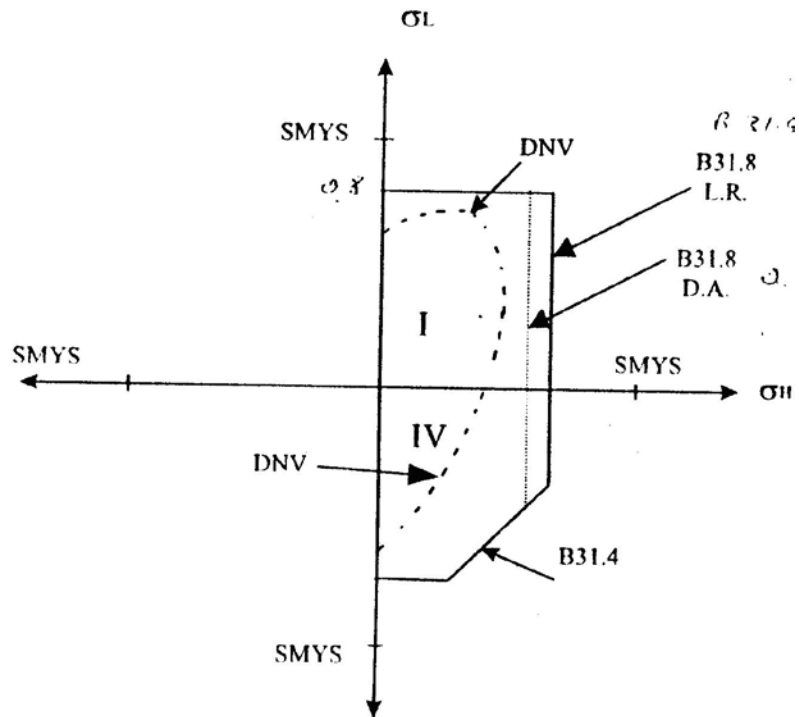


FIGURA 3.9 DNV (OPERACIONAL Y AMBIENTAL) CONTRA B31.4 Y B31.8

El código B31.8 al ser incorporado el capítulo VIII para instalaciones costa fuera, ofrece una combinación comparable con el B31.4 y el DNV. Las limitaciones de esfuerzos para ductos ascendentes se pueden ver en la gráfica de la FIGURA 3.5.

La FIGURA 3.9 muestra la frontera de esfuerzos máximos permisibles para las cargas operacionales del DNV y las cargas de presión y peso del código B31.4. El B31.8 no se incluye porque no tiene casos de carga comparables.

Para cada código se grafican los esfuerzos circunferenciales y longitudinales máximos permisibles. La elipse de Von Misses del DNV

está truncada en el lado derecho por límites de esfuerzos circunferenciales separados.

Similarmente, los límites de los esfuerzos circunferenciales y longitudinales del B31.4 se atenúan en el cuadrante IV por los límites de esfuerzos de tensión equivalente. De la FIGURA 3.8 se observa que el B31.4 permite esfuerzos mayores, siendo el menos conservador, mientras que el código DNV parece tener los mismos límites excepto en el cuadrante IV.

La FIGURA 3.9 es una comparación de las cargas operacionales y ambientales del DNV con las cargas de presión, peso, ola y corriente de los códigos ANSÍ.

En el primer cuadrante, donde ambos esfuerzos son positivos, el B3.14 limita los esfuerzos a 0.72 SMYS, el B31.8 fija los esfuerzos permisibles para ducto ascendente a 0.50 SMYS y el DNV limita los esfuerzos circunferenciales al 0.50 SMYS (Zona 2). Los esfuerzos longitudinales permisibles son de 0.80 SMYS para el B31.4 y el B31.8.

En el cuarto cuadrante, cuando los esfuerzos son de signo contrario, DNV, B31.8 y B31.4 limitan los esfuerzos combinados de acuerdo a esfuerzos individuales.

Las limitaciones de esfuerzos de los códigos aplican a combinaciones de cargas particulares. Para asegurar un diseño conservador, las combinaciones escogidas deben ser aquellas que provocarán deformaciones y falla. Sin embargo para evitar un sobre dimensionamiento, las combinaciones deben limitarse a aquellas que realmente se van a presentar.

El código ASME/ANSÍ en sus diferentes secciones se preparó originalmente para tuberías en tierra, por lo que, a excepción del B31.8 no consideran los aspectos mas críticos en el diseño de los ductos ascendentes.

De lo anterior se desprende que los criterios establecidos por los códigos deben interpretarse como recomendaciones mínimas que deben complementarse con la experiencia y con una buena práctica de ingeniería.

3.2. Determinación de la Presión Interna, según las normas: API-RP1111- 1993, API-RP1111-1999.

Las líneas submarinas que transportan hidrocarburos son estructuras cerradas que contienen líquidos o gases a presión. Algunos otros ejemplos de estructuras sometidas a presión interna son los tanques esféricos para almacenamiento de agua, los tanques cilíndricos para aire comprimido y globos inflados.

Las paredes curvas de los recipientes sujetos a presión a menudo son muy delgadas en relación con el radio y la longitud, y en tales casos se encuentran en la clase general de estructuras conocidas como cascarones. Otros ejemplos de estructuras de cascarón son los techos curvos, las cúpulas (o domos) y los fuselajes.

En este análisis consideramos únicamente estructuras de pared delgada de forma cilíndrica circular. El término de pared delgada no es preciso, pero una regla general es que la relación del radio r al espesor de pared t debe ser mayor que 10 a fin de que podamos determinar los esfuerzos en las paredes con exactitud razonable mediante únicamente la estática.

Una segunda limitación es que la presión interna debe ser mayor que la externa; de lo contrario, el cascarón puede fallar por colapso debido al pandeo de las paredes.

Definiciones de Presión

Presión interna:

Es la presión dentro de la tubería.

Presión externa:

Es la presión inmediatamente afuera de la tubería.

Sobre presión:

Es la diferencia entre dos presiones absolutas.

Presión de operación:

Es la presión que se presenta regularmente en una línea

Presión máxima de Operación:

Es la máxima presión que se presenta durante el período de operación de la línea.

Presión de diseño:

Puede ser la Presión Máxima de Operación, aunque generalmente se considera como un 110% de esta presión.

Nivel de presión sobre tuberías

Para seleccionar la clase de presión (nivel), al que está sujeta la tubería, hay que tomar en cuenta lo siguiente:

- Máxima presión interna de operación
- Presión interna debida a golpe de ariete.
- Variación de las propiedades mecánicas de la tubería por efecto de la temperatura.
- Daño resultante del manejo de la tubería.
- Factor de envejecimiento de la tubería por lo general debido a inadecuado almacenamiento.
- Cargas exteriores sobre la tubería, tales como cargas vivas,

terremotos etc.

Estos 6 factores anteriores disminuyen la resistencia de la tubería, por lo que es necesario considerarlos dentro del diseño.

Las presiones internas debido a situaciones transientes, tal como el golpe de ariete no son tan fáciles de determinar pues depende de la configuración de cada sistema.

Presión Interna De Diseño (P_{int})

La tubería y sus componentes deben diseñarse para una presión interna de diseño, la cual no debe ser menor a la presión de la carga hidrostática en cualquier punto del ducto en una condición estática.

Todos los factores que modifican la resistencia de la tubería se deben tomar en cuenta en el concepto de -Presión interna de diseño, P_{int} la cual se define en la siguiente formula:

$$P_{int} = P_o + P_S \quad (3.11)$$

Donde P_o es la máxima presión de operación en estado estable y a la vez es la suma de la presión estática, más la presión necesaria para vencer el rozamiento y más la presión residual necesaria para llegar al siguiente punto.

$$P_o = P_{(estática)} + P_{(rozamiento)} + P_{(residual)} \quad (3.12)$$

La presión residual es la presión con la que se debe llegar al punto deseado con el objetivo de:

- Llenar tanques de almacenamiento
- Cumplir con el NPSH de las bombas
- Sobrepasar accidentes geográficos
- La presión residual es un término constante en la ecuación anterior.

Comparación de los Códigos de Referencia en Presión Interna

La capacidad permisible por presión interna para diseño de líneas submarinas que transportan líquido o gas, está dada por la siguiente expresión:

$$P_i = \frac{2t(\text{SMYS})f_{pb}}{(D - t)} \quad (3.13)$$

$$P_i = P_{int} - P_{ext} \quad (3.14)$$

Código API 1993

La fórmula del API-RP-1111-1993 para presión interna es la siguiente.

$$P_i = 2 \cdot \text{SMYS} \left(\frac{t}{D_{ext}} \right) \cdot f_d \cdot f_e \cdot f_t + P_o \quad (3.15)$$

Donde:

f_d : Factor de diseño

Los valores adoptados por el factor de diseño son los siguientes

- a) Para línea regular (líquido o gas): 0.72
- b) Para tuberías de la plataforma y ductos ascendentes con líquido 0.60
- c) Para tuberías de la plataforma y ductos ascendentes con gas 0.50

El factor de temperatura f_t , varía según la TABLA 20

TABLA 20
FACTOR DE TEMPERATURA PARA CAPACIDAD DE PRESIÓN
INTERNA

Temperatura (°F)	f_t
250 o menor	1.000
300	0.967
350	0.933
400	0.900
450	0.867

CÓDIGO DNV 1996

Para el uso del este código se tiene que clasificar a la parte de la línea submarina que se está diseñando de acuerdo a los siguientes factores:

Categorización del contenido

- A) Fluidos no inflamables a base de agua
- B) Líquidos inflamables y/o tóxicos
- C) Gases no inflamables
- D) Gas no tóxico (metano)
- E) Gases inflamables

Zona:

- 1) Donde no haya actividad humana
- 2) Cerca de la plataforma o en áreas con frecuente actividad humana (mínimo un radio de 500 m desde las plataformas).

Con la categorización y la zona se obtiene la clasificación de la línea, como se presenta en la TABLA 21

TABLA 21
CATEGORIZACIÓN DE LAS LÍNEAS SUBMARINAS SEGÚN DNV
1996

Fase	Categorías A, C		Categoría B		Categoría D, E	
	Zona 1	Zona 2	Zona 1	Zona 2	Zona 1	Zona 2
Temporal	Baja	Baja	Baja	Baja	Baja	Baja
Operaciona	Baja	Baja	normal	Alta	normal	Alta

Las formulaciones para diseñar por presión interna según DNV-1996 son las siguientes:

$$\sigma_h \leq \eta_s \cdot SMYS \quad (3.16)$$

$$\sigma_h \leq \eta_u \cdot SMTS \quad (3.17)$$

Donde:

$\left. \begin{matrix} \eta_s \\ \eta_u \end{matrix} \right\}$ Factores de uso, su valor depende de la clasificación de la línea,

presentada en la TABLA 22

TABLA 22
FACTORES DE USO

Factor de Uso	Clase de Seguridad		
	Baja	Normal	Alta
η_s	0.83	0.77	0.77
η_u	0.72	0.67	0.64

CÓDIGO API NUEVO

La nueva edición del API-RP-1111 cambió la filosofía de cálculo de presión interna tomando como base la formulación de presión de reventamiento.

$$P_i \leq f_d \cdot f_e \cdot f_t \cdot P_b$$

Donde:

f_d = Factor de diseño por presión interna

= 0.90 para línea regular

= 0.75 para ductos ascendentes

La presión de reventamiento mínima P_b se determina con una de las siguientes fórmulas:

$$P_b = 0.45 \cdot (SMYS + SMTS) \cdot \ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right) \quad (3.18)$$

ó

$$P_b = 0.90 \cdot (SMYS + SMTS) \cdot \left(\frac{t}{D_{ext} - t}\right) \quad (3.19)$$

Las fórmulas son equivalentes para $(D_{ext}/t) > 15$. Se recomienda la primera fórmula para valores de $(D_{ext}/t) < 15$

3.3. Calculo del Espesor Mínimo Requerido

Espesor de la tubería:

$$t = \frac{P_{int} \cdot D_{ext}}{2S} \quad (3.20)$$

Donde:

Pint = Presión interna

Dext = Diámetro externo

S= Límite de fluencia del material

3.4. Tolerancias de Diseño

3.4.1. Tolerancia por Corrosión

Se debe utilizar un margen de corrosión con base en resultados estadísticos en el manejo del producto que se va a transportar. De no contar con dicha información se debe utilizar un espesor adicional de 0.109 mm (4.28 milésimas de pulgada) para línea regular, y de 0.254 mm (0.01 pulgadas) para ducto ascendente por año.

Adicionalmente, debe considerarse el estudio y diseño del sistema de protección catódica respectivo, así como los sistemas de protección anticorrosiva con recubrimientos para las zonas sumergida y atmosférica, además de la protección anticorrosiva interior mediante inhibidores de corrosión cuando el fluido manejado lo amerite, con base a las condiciones de operación y resultados estadísticos de sistemas semejantes y a la posible integración con otras instalaciones.

El código DNV 1996 recomienda incluir un espesor por corrosión en todo el diseño, el cual estará basado en los siguientes factores:

- Corrosividad del medio y del tipo de material
- Metodología de inspección y tolerancias

El API 1993 indica que no es necesaria una tolerancia por corrosión externa siempre que tenga un sistema de protección anticorrosiva adecuado.

El API Nuevo menciona que al espesor de pared debe incluirse una tolerancia por corrosión externa dependiendo de la elección de las medidas a implantar para prevenir la corrosión. No se necesita de tolerancia a la corrosión interna.

De acuerdo a los códigos anteriores, la tolerancia a la corrosión externa es criterio del diseñador y se tendrá que hacer un estudio de la velocidad de corrosión en los ductos marinos. De no contar con estos estudios, se pueden utilizar los siguientes resultados:

$$t_c : \begin{cases} 0.125 \text{ mm para línea regular} \\ 0.200 \text{ mm para ducto ascendente} \end{cases}$$

3.4.2. Tolerancia por Fabricación

El espesor de tolerancia por fabricación, se debe obtener en función de los valores de porcentaje de tolerancia que se muestran en la TABLA 23

TABLA 23
PORCENTAJE DE TOLERANCIA POR FABRICACIÓN EN EL ESPESOR DE PARED

DIÁMETRO EXTERIOR cm (pulg) Y TIPO DE TUBERÍA	PORCENTAJE DE TOLERANCIA (%) GRADO X42 O MAYOR
7.29 (2.875) y menores con y sin costura.	12.5
Mayores que 7.29 (2.875) pero menores que 50.8 (20.0) con y sin costura.	12.5
50.8 (20.0) y mayores con costura.	8.0
50.8 (20.0) y mayores sin costura.	10.0

El código API-RP-1111 indica las tolerancias por corrosión que se deben considerar en la fabricación de tuberías, las cuales se presentan en la TABLA 24:

TABLA 24
TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN DE TUBERÍA APL-RP-1111

Designación de tamaño	Tipo de tubería	Tolerancia (% del espesor especificado)	
		Grado B o menor	Grado X-42 o mayor
≤ 2.875	todos	+20.0 ; -12.5	+15.0 ; -12.5
>2.875 y <20	Todos	+15.0 ; -12.5	+15.0 ; -12.5
≥ 20	Soldadura	+17.5 ; -12.5	+19.5 ; -8.0

≥ 20	Sin soldadura	+15.0 ; -12.5	+17.5 ; -10.0
-----------	---------------	---------------	---------------

Para la selección final del espesor de la tubería se deben aplicar las siguientes fórmulas.

Operación:

$$t = t_{nom} + t_{fab} + t_{corr} \quad (3.21)$$

Fabricación:

$$t_{fab} = \% \cdot t_{nom} \quad (3.22)$$

Corrosión:

$$t_{corr} = \frac{f_{cor}}{100} \cdot t_{nom} \quad (3.23)$$

Cálculos

El material a ser empleado en la tubería presenta dos alternativas, cuyas principales propiedades mecánicas se demuestran en la TABLA 25.

TABLA 25

PROPIEDADES DEL MATERIAL SELECCIONADO

PROPIEDAD	SÍMBOLO	AISI 304	ASTM-A53 Grado B
Módulo de Elasticidad	E [Pa]	210 exp 9	200 exp 9
Esfuerzo de Tensión Último Mínimo	SMTS [Pa]	1270 exp 6	1000 exp 6
Esfuerzo de Fluencia Mínimo especificado	SYMS [Pa]	1100 exp 6	865 exp 6

Los datos de los diámetros y espesor fueron medidos en las tuberías de toma de agua dulce de los buques, los datos se demuestran en la TABLA 26.

TABLA 26
DATOS DE LA TUBERÍA

Diámetro externo	73 [mm]
Diámetro interno	68 [mm]
Espesor	2.5 [mm]
Largo	6 [m]

Calculo de presión externa:

Para la tubería en el fondo marino la presión externa será:

$$\begin{aligned}
 P_{ext} &= P_{man} + P_{atm} & (3.24) \\
 &= \gamma_{mar} \cdot H + P_{atm} \\
 &= (10100 \cdot 10) + 101300 \\
 P_{ext} &= 202300 \text{ [Pa]}
 \end{aligned}$$

Para la tubería enterrada en la playa la presión externa será:

$$\begin{aligned}
 P_{ext(arena)} &= P_{man} + P_{atm} & (3.25) \\
 &= \gamma_{arena} \cdot H + P_{atm} \\
 &= (24525 \cdot 1.5) + 101300 \\
 P_{ext(arena)} &= 138088 \text{ [Pa]}
 \end{aligned}$$

Como la presión externa para la tubería sumergida es mucho mayor que para la tubería enterrada en la arena, será suficiente hacer el análisis únicamente para la tubería que esta en el agua.

A continuación se realiza una comprobación para verificar si se los puede considerar tubos de paredes delgadas, la ecuación aplicada es de la referencia bibliográfica (13).

$$\frac{t}{r} < \frac{1}{10} \quad (3.26)$$

$$\frac{t}{D_{ext}} < \frac{1}{20}$$

$$\frac{2.5}{73} < \frac{1}{20}$$

$$0.034 < 0.05$$

El factor calculado es menor, por lo tanto se trata de tubería de pared delgada.

Presión de operación

$$\begin{aligned} P_o &= P_{est} + P_r + P_R \quad (3.27) \\ &= \gamma \cdot h + \gamma \cdot h_t + P_R \\ &= (9800 \cdot 15) + (9800 \cdot 175.1) + 206850 \\ P_o &= 2.1 \times 10^6 \text{ [Pa]} \end{aligned}$$

Golpe de ariete

$$\begin{aligned}
 c &= \sqrt{\frac{E \cdot t}{\rho \cdot D_{it}}} & (3.28) \\
 &= \sqrt{\frac{2.07 \times 10^{11}}{7800} \cdot \frac{2.5 \times 10^{-3}}{0.025}} \\
 c &= 2760.1 \text{ [m/s]}
 \end{aligned}$$

Cálculo de la caída de presión:

$$\begin{aligned}
 \Delta P &= \frac{V \cdot c}{g} & (3.29) \\
 &= \frac{3 \cdot 2760.1}{9.81} \\
 \Delta P &= 844.1 \text{ [m]}
 \end{aligned}$$

Cálculo de la presión debida al golpe de ariete

$$\begin{aligned}
 P_S &= \Delta P \cdot \gamma & (3.30) \\
 &= 844.1 \cdot 9800 \\
 P_S &= 8.3 \times 10^6 \text{ [Pa]}
 \end{aligned}$$

Calculo de la presión interna de diseño

$$\begin{aligned}
 P_{int} &= P_o + P_S & (3.31) \\
 &= 2.1 \times 10^6 + 8.3 \times 10^6 \\
 P_{int} &= 10.4 \times 10^6 \text{ [Pa]}
 \end{aligned}$$

Presión de reventamiento según el código API nuevo

$$(3.32)$$

$$\frac{D_{ext}}{t} > 15$$

$$\frac{73 \times 10^{-3}}{2.5 \times 10^{-3}} > 15$$

$$29.2 > 15$$

Debido a que el factor calculado es mayor que el permitido según el código API, se procede a utilizar la siguiente fórmula:

$$P_b = 0.90 \cdot (SMYS + SMTS) \cdot \left(\frac{t}{D_{ext} - t} \right) \quad (3.33)$$

$$= 0.90 \cdot (1100 + 1270) \times 10^6 \cdot \left(\frac{2.5 \times 10^{-3}}{73 \times 10^{-3} - 2.5 \times 10^{-3}} \right)$$

$$P_b = 75.7 \times 10^6 \text{ [Pa]}$$

Cálculo de la capacidad permisible de presión interna:

API-1993

$$P_i = 2 \cdot SMYS \cdot \frac{t}{D_{ext}} \cdot f_d \cdot f_e \cdot f_t + P_{ext} \quad (3.34)$$

$$= 2 \cdot 1100 \times 10^6 \cdot \frac{2.5 \times 10^{-3}}{73 \times 10^{-3}} \cdot 0.72 \cdot 1 \cdot 1 + 202300$$

$$P_i = 54.5 \times 10^6 \text{ [Pa]}$$

API NUEVO

$$P_i = f_d \cdot f_e \cdot f_t \cdot P_b \quad (3.35)$$

$$= 0.90 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 75.7 \times 10^6$$

$$P_i = 68.2 \times 10^6 \text{ [Pa]}$$

DNV

$$(3.36)$$

$$P_i = \frac{2 \cdot t \cdot SMTS \cdot f_{pb}}{D_{ext} - t}$$

$$= \frac{2 \cdot 2.5 \times 10^{-3} \cdot 1270 \times 10^6 \cdot 0.63}{73 \times 10^{-3} - 2.5 \times 10^{-3}}$$

$$P_i = 56.8 \times 10^6 \text{ [Pa]}$$

Cálculo de los factores de diseño de la capacidad permisible de presión interna respecto a la presión interna de diseño:

API 1993

$$\eta = \frac{P_i}{P_{int}} \quad (3.37)$$

$$= \frac{54.5 \times 10^6}{10.9 \times 10^6}$$

$$\eta = 5$$

API NUEVO

$$\eta = \frac{P_i}{P_{int}} \quad (3.38)$$

$$= \frac{68.2 \times 10^6}{10.9 \times 10^6}$$

$$\eta = 6.26$$

DNV

$$\eta = \frac{P_i}{P_{int}} \quad (3.39)$$

$$= \frac{56.8 \times 10^6}{10.9 \times 10^6}$$

$$\eta = 5.21$$

Se procede a escoger el menor de todos y se realiza una corrección a la presión interna de diseño

$$\begin{aligned} P_{\text{int}} &= \eta \cdot P'_{\text{int}} & (3.40) \\ &= 5 \cdot 10.9 \times 10^6 \\ P_{\text{int}} &= 54.5 \times 10^6 \text{ [Pa]} \end{aligned}$$

Cálculo del esfuerzo circunferencial

$$\begin{aligned} \sigma_h &= \frac{P_{\text{int}} \cdot D_{\text{ext}}}{2 \cdot t} & (3.41) \\ &= \frac{54.5 \times 10^6 \cdot 73 \times 10^{-3}}{2 \cdot 2.5 \times 10^{-3}} \\ \sigma_h &= 795.7 \times 10^6 \text{ [Pa]} \end{aligned}$$

Cálculo del esfuerzo longitudinal

$$\begin{aligned} \sigma_l &= \frac{P_{\text{int}} \cdot D_{\text{ext}}}{4 \cdot t} & (3.42) \\ &= \frac{54.5 \times 10^6 \cdot 73 \times 10^{-3}}{4 \cdot 2.5 \times 10^{-3}} \\ \sigma_l &= 397.9 \times 10^6 \text{ [Pa]} \end{aligned}$$

Cálculo del esfuerzo cortante máximo

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{P_{\text{int}} \cdot D_{\text{ext}}}{4 \cdot t} & (3.43) \\ &= \frac{54.5 \times 10^6 \cdot 73 \times 10^{-3}}{4 \cdot 2.5 \times 10^{-3}} \\ \tau &= 397.9 \times 10^6 \text{ [Pa]} \end{aligned}$$

Teoría de Rankin:

$$(3.44)$$

si $\sigma_h \leq \sigma_f \Rightarrow$ no hay fluencia

$$795.7 \times 10^6 \leq 1100 \times 10^6$$

Si el esfuerzo circunferencial es menor o igual al esfuerzo de fluencia, entonces no existe fluencia en el material, en este caso de estudio se cumple.

Teoría de tresca o cortante máximo

$$si \tau \leq \frac{1}{2} \sigma_f \Rightarrow no \text{ hay fluencia} \quad (3.45)$$

$$397.9 \times 10^6 \leq 550 \times 10^6$$

Aquí se cumple la teoría del cortante máximo.

Teoría de Mohr:

$$si \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_l - \sigma_h)^2 + 4\tau^2} \leq \frac{1}{2} \sigma_f \Rightarrow no \text{ hay fluencia} \quad (3.46)$$

$$\frac{1}{2} \sqrt{(397.9 \times 10^6 - 795.7 \times 10^6)^2 + 4(397.9 \times 10^6)^2} \leq \frac{1}{2} \cdot 1100 \times 10^6$$

$$444.9 \times 10^6 \leq 550 \times 10^6$$

Para este caso se cumple la Teoría de Mohr

Teoría de Von Misses

$$si \sqrt{\sigma_l^2 - (\sigma_l \cdot \sigma_h) + \sigma_h^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_f \Rightarrow no \text{ hay fluencia} \quad (3.47)$$

$$\sqrt{(397.9 \times 10^6)^2 - (397.9 \times 10^6 \cdot 795.7 \times 10^6) + (795.7 \times 10^6)^2 + 3(397.9 \times 10^6)^2} \leq 1100 \times 10^6$$

$$795.8 \times 10^6 \leq 1100 \times 10^6$$

Para este caso se cumple la Teoría de Von Misses

Esfuerzo de expansión:

$$si \sqrt{(\sigma_{flex})^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_f \Rightarrow no \text{ hay fluencia} \quad (3.48)$$

$$\sqrt{(0)^2 + 4(397.9 \times 10^6)^2} \leq 1100 \times 10^6$$

$$795.8 \times 10^6 \leq 1100 \times 10^6$$

Para este caso se cumple el esfuerzo de expansión

Esfuerzo de tensión equivalente

$$si \sqrt{(\sigma_l - \sigma_h)^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_f \Rightarrow no \text{ hay fluencia} \quad (3.49)$$

$$\sqrt{(397.9 \times 10^6 - 795.7 \times 10^6)^2 + 4(397.9 \times 10^6)^2} \leq 1100 \times 10^6$$

$$889.8 \times 10^6 \leq 1100 \times 10^6$$

Para este caso se cumple el esfuerzo de tensión equivalente

VERIFICACIÓN DE FACTORES DE SEGURIDAD SEGÚN LOS CODIGOS

B 31.4

Esfuerzo circunferencial:

$$\sigma_h \leq 0.72 \cdot SMYS \quad (3.50)$$

$$\leq 0.72 \cdot 1100 \times 10^6$$

$$795.7 \times 10^6 \leq 792 \times 10^6$$

El valor calculado del esfuerzo circunferencial no puede ser menor que el valor indicado por la norma, por lo tanto puede producirse fluencia del material del tubo.

Esfuerzo longitudinal:

$$\begin{aligned}\sigma_l &\leq 0.80 \cdot SMYS && (3.51) \\ &\leq 0.80 \cdot 1100 \times 10^6 \\ 397.9 \times 10^6 &\leq 880 \times 10^6\end{aligned}$$

El valor calculado para el esfuerzo longitudinal es menor que el valor indicado por la norma, por lo tanto indica que en el material no se producirá falla por fluencia.

Esfuerzo de expansión:

$$\begin{aligned}\text{esfuerzo expansión} &\leq 0.72 \cdot SMYS && (3.52) \\ &\leq 0.72 \cdot 1100 \times 10^6 \\ 795.8 \times 10^6 &\leq 792 \times 10^6\end{aligned}$$

El valor del esfuerzo de expansión no puede ser menor que el valor indicado por la norma, por lo tanto pueda haber falla del material.

Esfuerzo cortante de Mohr

$$\begin{aligned}\text{esfuerzo cor tan te mohr} &\leq 0.45 \cdot SMYS && (3.53) \\ &\leq 0.45 \cdot 1100 \times 10^6 \\ 444.9 \times 10^6 &\leq 495 \times 10^6\end{aligned}$$

El valor del esfuerzo cortante de Mohr es menor al indicado por la norma, por lo tanto en el material no se producirá falla.

Esfuerzo de tensión equivalente

$$(3.54)$$

esfuerzo tensión equivalente $\leq 0.90 \cdot SMYS$

$$\leq 0.90 \cdot 1100 \times 10^6$$

$$889.8 \times 10^6 \leq 990 \times 10^6$$

El valor del esfuerzo de tensión es menor que el indicado por la norma, por lo que no fallará el material.

B 31.8

Esfuerzo circunferencial

$$\sigma_h \leq 0.72 \cdot SMYS \quad (3.55)$$

$$\leq 0.72 \cdot 1100 \times 10^6$$

$$795.7 \times 10^6 \leq 792 \times 10^6$$

El esfuerzo no es menor al valor referencial, puede haber fluencia del material

Esfuerzo longitudinal:

$$\sigma_l \leq 0.80 \cdot SMYS \quad (3.56)$$

$$\leq 0.80 \cdot 1100 \times 10^6$$

$$397.9 \times 10^6 \leq 880 \times 10^6$$

El esfuerzo es menor que el valor referencial por lo que no se producirán fallas en el material.

Esfuerzo de Von Mises

$$\text{esfuerzo von mises} \leq 0.90 \cdot SMYS \quad (3.57)$$

$$\leq 0.90 \cdot 1100 \times 10^6$$

$$795.8 \times 10^6 \leq 990 \times 10^6$$

El esfuerzo es menor que el valor referencial por lo que no se producirán fallas en el material

DNV-81

Esfuerzo circunferencial

$$\begin{aligned}\sigma_h &\leq 0.72 \cdot SMYS && (3.58) \\ &\leq 0.72 \cdot 1100 \times 10^6 \\ 795.7 \times 10^6 &\leq 792 \times 10^6\end{aligned}$$

El esfuerzo es mayor al valor referencial por lo que se puede presentar fallas por fluencia en el material

Esfuerzo de Von Mises

$$\begin{aligned}\text{esfuerzo von mises} &\leq 0.72 \cdot SMYS && (3.59) \\ &\leq 0.72 \cdot 1100 \times 10^6 \\ 795.8 \times 10^6 &\leq 792 \times 10^6\end{aligned}$$

El esfuerzo es menor que el valor referencia por lo que no fallará el material

$$\begin{aligned}\sigma_h &\leq \eta_s \cdot SMYS && (3.60) \\ &\leq 0.77 \cdot 1100 \times 10^6 \\ 795.7 \times 10^6 &\leq 847 \times 10^6\end{aligned}$$

El esfuerzo es menor que el valor referencia por lo que no fallará el material

$$\begin{aligned}\sigma_h &\leq \eta_u \cdot SMTS && (3.61) \\ &\leq 0.64 \cdot 1270 \times 10^6 \\ 795.7 \times 10^6 &\leq 812.8 \times 10^6\end{aligned}$$

El esfuerzo es menor que el valor referencia por lo que no fallará el material

COMPROBACIÓN DEL ESPESOR MÍNIMO [t]

$$t = \frac{P_{\text{int}} \cdot D_{\text{ext}}}{2S} \quad (3.62)$$

$$S = \frac{SMYS}{\eta}$$

Como esta fórmula está en base al esfuerzo circunferencial, se utiliza el factor de seguridad correspondiente para dicho esfuerzo

$$\frac{1}{\eta} = 0.72$$

$$S = 0.72 \cdot 1100 \times 10^6 \quad (3.63)$$

$$S = 792 \times 10^6 \text{ [Pa]}$$

$$t = \frac{10.9 \times 10^6 \cdot 73 \times 10^{-3}}{2 \cdot 792 \times 10^6}$$

$$t = 0.50 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$t = \frac{54.5 \times 10^6 \cdot 73 \times 10^{-3}}{2 \cdot 792 \times 10^6}$$

$$t = 2.50 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

COMPROBACIÓN DE PANDEO

$$\frac{l}{r_{ext}} = \frac{6}{36.5 \times 10^{-3}} \quad (3.64)$$

$$\frac{l}{r_{ext}} = 164.4$$

$$\frac{d_{ext}}{t} = \frac{73 \times 10^{-3}}{2.5 \times 10^{-3}}$$

$$\frac{d_{ext}}{t} = 29.2$$

\therefore tubos largos

del gráfico coeficientes de pandeo

$$K = 2.2$$

El valor de K es tomado de la referencia bibliográfica (18)

$$P_{cr} = K \cdot E \cdot \left(\frac{t}{d_{ext}} \right)^3 \quad (3.65)$$

$$= 2.2 \cdot 210 \times 10^9 \left(\frac{2.5 \times 10^{-3}}{73 \times 10^{-3}} \right)^3$$

$$P_{cr} = 18.6 \times 10^6 \text{ [Pa]}$$

$$P_{cr} > P_{ext} \quad (3.66)$$

$$18.6 \times 10^6 > 0.21 \times 10^6$$

La presión externa es menor que el valor de presión crítica que produciría pandeo, por lo tanto no se presentará pandeo en la tubería.

$$P_{cr} > P_{trabajo} \quad (3.67)$$

$$18.6 \times 10^6 > 8.1 \times 10^6$$

La presión interna de trabajo es menor que la presión crítica que produciría pandeo por lo que no el material no fallará por pandeo

$$\begin{aligned}\sigma_{cr} &= \frac{K \cdot E}{2} \cdot \left(\frac{t}{d}\right)^2 & (3.68) \\ &= \frac{2.2 \cdot 210 \times 10^9}{2} \cdot \left(\frac{2.5 \times 10^{-3}}{73 \times 10^{-3}}\right)^2 \\ \sigma_{cr} &= 270.93 \times 10^6 \text{ [Pa]}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_f &> \sigma_{cr} & (3.69) \\ 1100 \times 10^6 &> 270.93 \times 10^6\end{aligned}$$

El esfuerzo de fluencia es mayor al esfuerzo crítico de pandeo, por lo tanto si falla el material lo hará por pandeo y no por fluencia.

$$\begin{aligned}\sigma_{h.p.ext} &= \frac{P_{ext} \cdot D_{ext}}{2 \cdot t} & (3.70) \\ &= \frac{202300 \cdot 73 \times 10^{-3}}{2 \cdot 2.5 \times 10^{-3}} \\ \sigma_{h.p.ext} &= 2.96 \times 10^6 \text{ [Pa]}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_f &> \sigma_{h.p.ext} & (3.71) \\ 1100 \times 10^6 &> 2.96 \times 10^6\end{aligned}$$

El esfuerzo de fluencia es mayor al esfuerzo circunferencial producido por la presión externa por lo que el material no fallará por fluencia.

$$\sigma_{cr} > \sigma_{h.p.ext} \quad (3.72)$$

$$270.93 \times 10^6 > 2.96 \times 10^6$$

El esfuerzo crítico de pandeo es mayor que el esfuerzo circunferencia producido por la presión externa, por lo que el material no fallará por pandeo de la tubería.

Cálculo del espesor requerido.

$$t_{nom} = 2.5 \times 10^{-3} [m] \quad (3.73)$$

$$factor_{corr} = 0.159 \times 10^{-3} [m/año]$$

$$\%_{fab} = 12.5$$

$$t_{vida\ util} = 20 [años]$$

Corrección por corrosión:

$$t_{corr} = factor_{corr} \cdot t_{vida\ util} \quad (3.74)$$

$$= 0.109 \times 10^{-3} \cdot 20$$

$$t_{corr} = 2.18 \times 10^{-3} [m]$$

Corrección por fabricación:

$$t_{fab} = \%_{fab} \cdot t_{nom} \quad (3.75)$$

$$= \frac{12.5}{100} \cdot 2.5 \times 10^{-3}$$

$$t_{fab} = 0.32 \times 10^{-3} [m]$$

Espesor requerido:

$$(3.76)$$

$$\begin{aligned}t &= t_{nom} + t_{fab} + t_{corr} \\ &= (2.5 \times 10^{-3}) + (0.32 \times 10^{-3}) + (2.18 \times 10^{-3}) \\ t &= 5 \times 10^{-3} [m]\end{aligned}$$

CAPITULO 4

4. ANALISIS DE RESULTADOS

4.1. Condiciones Originales del Sistema

El Duque de Alba, se encuentra ubicado en la Rada de Salinas sector Chipipe en las coordenadas 2°11.4" Latitud Sur y 80°58.5 Longitud Oeste. Los tanques de almacenamiento están frente a la Cámara de Tripulantes de la ESGRUM, por este sitio pasa una tubería metálica hasta el Edificio "Corsario" (coordenadas 2°11'32.4" Latitud Sur y 80°59'14.9" Longitud Oeste) con una distancia de 1074.16 m, el transporte de agua se lo realizaba por tubería paralela al fondo marino.

El sistema originalmente fue concebido para abastecer de agua tanto a la Base Naval como a la ciudad de Salinas. El buque transportaba desde Guayaquil el líquido vital hasta la rada de Salinas, se amarraba a la boya destinada para tal efecto que se encuentra próxima a la toma de agua y procedía con la maniobra.

El agua era impulsada por las bombas del tanquero y mediante la tubería submarina era dirigida a tierra, al llegar al primer punto en tierra, Edificio "EL CORSARIO", la tubería tenía una bifurcación con la

cual se podía, mediante válvulas, escoger si el fluido iba para el pueblo o en su defecto era almacenado en los tanques de la base.

Cuando el agua era para consumo de la base, su primer almacenaje se realizaba en los tanques cilíndricos destinados para tal efecto, cuya capacidad de almacenaje se detallo en un capítulo anterior; luego de lo cual mediante bombas, el agua era impulsada a otro tanque ubicado en el cerro que se encuentra dentro de la base, ubicado aproximadamente a 50 metros sobre el nivel del mar.

Una vez que el agua se encontraba en este sitio de almacenamiento, se distribuía por gravedad a toda la red de agua potable de la base y sus distintos usuarios.

La tubería de transporte de agua era de acero con un recubrimiento exterior de asbesto cemento y un diámetro nominal de 4 pulgadas a lo largo de todo el trayecto, a excepción de la tubería de ascenso y toma de agua propiamente dicha, cuyo diámetro era de dos y media pulgadas.

4.2. Situación Actual del Sistema

El sistema de distribución de agua en la Base Naval de Salinas, tiene aproximadamente 64 años de servicio, en los actuales momentos las tuberías se encuentran en mal estado y totalmente deterioradas.

La cisterna de 1200 metros cúbicos (317000 galones) de capacidad mostrada en la FIGURA 4.1 se encuentra en buen estado.



FIGURA 4.1 CISTERNA DE ALMACENAMIENTO

En los tanques de almacenamiento con capacidad de 600 metros cúbicos (158500 galones) es necesario realizar un mantenimiento completo, en el que se incluyan entre otras cosas la limpieza de sus interiores y exteriores debido a que están llenos de moho, reconstrucción de sus paredes y tapa superior y además pintado total de su superficie. Una parte de este tipo de tanque se presenta en la FIGURA 4.2.



FIGURA 4.2 TAPA TANQUES CILÍNDRICOS DE ALMACENAMIENTO

De acuerdo a las inspecciones realizadas, (en el trabajo paralelo que realiza en su tesis el alumno Carlos Ortega), la línea de tubería que viene desde el Duque de Alba debe ser reemplazada en su totalidad debido a que se encuentra en mal estado.

La estructura de cemento del Duque de Alba, a pesar de sus años de servicio todavía se puede reutilizarla, sin embargo es necesario realizar un mantenimiento general; las tomas de agua existentes en la estructura del Duque de Alba deben ser remplazarse ya que se encuentran oxidadas. La estructura puede apreciarse en la FIGURA 4.3.



FIGURA 4.3 ESTRUCTURA DE CEMENTO DEL DUQUE DE ALBA

Para la rehabilitación el Duque de Alba es necesario reemplazar el sistema de tuberías que viene desde la baliza hasta el edificio Corsario. Los daños que el Duque de Alba posee no se encuentran en su estructura externa, sino en su sistema de tuberías, los problemas son fugas de fluidos y desgastes considerables debidos a la corrosión.

4.3. Selección de Elementos a Reemplazar

Al realizar el análisis metalográfico del material existente en la tubería, y de acuerdo a los resultados obtenidos, se concluye que debe reemplazarse en su totalidad. Parte de los tramos de la tubería se aprecian en las FIGURAS 4.4 y 4.5.



FIGURA 4.4 ESTADO ACTUAL DE LAS TUBERÍAS

Al realizar el cálculo de los esfuerzos en base a las normas aplicables para tuberías, claramente se nota que los valores obtenidos para la tubería original, se encuentran fuera de las tolerancias permitidas por lo cual no cumplen los requerimientos mínimos establecidos en la norma.

Se debe destacar que la tubería debe reemplazarse íntegramente desde el edificio Corsario hasta el Duque de Alba, para lo cual se han seleccionado los nuevos materiales a utilizar en la rehabilitación de este sistema.



FIGURA 4.5 ESTADO ACTUAL DE LAS TUBERÍAS

4.4. Selección de materiales

Materiales para tubería.

Los materiales a ser usados en ductos de transporte varían desde fundición gris, hierro dúctil, acero, etc. La decisión para escoger uno u otro material se basa en la rugosidad hidráulica requerida, presión a soportar, tipo de fluido a transportar, diámetro requerido, resistencia a la corrosión, medio ambiente del sitio de instalación, vida útil y análisis económico.

Es importante en el diseño de la tubería, chequear la presión interna positiva, pero también se debe considerar que se pueden tener presiones negativas aunque sean momentáneas que podrían colapsar la tubería, específicamente en situaciones transientes.

Si una tubería está enterrada, la presión de la tierra y las cargas vivas, podrían colapsar la tubería aun cuando esta tuviera presión positiva interna.

La selección del espesor de pared para tuberías de diámetro grande, generalmente depende de la presión de colapso y las cargas que soportan antes que en la presión de falla por presión interior, para lo cual debe cumplir lo siguiente:

Mientras mayor es el diámetro de una tubería que posea un espesor de pared constante, menor es la presión interna que esta puede resistir. Esto quiere decir que una tubería de diámetro pequeño tiene mayor capacidad de presión que una de diámetro mayor, para el mismo espesor de pared.

Una tubería de espesor de pared delgado y de gran diámetro, podría colapsar fácilmente frente a presiones internas negativas, o frente a un mal manejo en su instalación, antes que frente a presiones internas positivas.

Cédula de una tubería.

Este parámetro indica la relación del espesor de la pared de la tubería para una determinada presión interna P , y un esfuerzo permisible S , la cual se presente en la siguiente ecuación:

$$cédula = \frac{1000 \cdot P_i}{S} \quad (4.1)$$

La norma ANSI B36.10 establece las cédulas de tubería de acero al carbón. Siendo estas: 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 120, 140 y 160.

Esta norma se refiere a tubos construidos por cualquiera de los procesos usados en la fabricación.

Diámetros Comerciales.

De acuerdo a la norma ANSI B36.10, se mencionan tubos de diámetro nominal desde 1/8" hasta 36". El diámetro nominal no corresponde a ninguna dimensión física del tubo, es decir no es medible. Desde 14" en adelante, el diámetro nominal coincide con el diámetro exterior de la tubería.

Para cada diámetro se fabrican los tubos con varios espesores de pared, adicionalmente para cada diámetro nominal, el diámetro externo siempre es el mismo variando solamente el diámetro interno de acuerdo con el espesor de la tubería.

Los diámetros nominales estandarizados por la ANSI B36.10 son: 1/8, 1/4, 3/8, 1/2, 3/4, 1, 1 1/4; los diámetros sobre 36", solamente se realizan bajo pedido y son solamente con costura.

Los tubos de acero son fabricados con 3 tipos de extremidades de acuerdo con el sistema de acople a ser usado, estas son:

- Puntas lisas (flat ends)
- Puntas chaflanadas (beveled ends)
- Puntas roscadas (threaded ends)

En base a los resultados obtenidos tanto en el diseño hidráulico como estructural, la tubería seleccionada para el sistema de transporte de agua es de 2^{1/2} pulgadas de diámetro nominal de cédula #40, cuyas dimensiones principales se detallan en la TABLA 27:

TABLA 27
DIMENSIONES DE LA TUBERÍA SELECCIONADA

NOMINAL	DIAMETRO		ESPESOR		PRESION/PRUEBA		PESO
	EXTERIOR		e	pulg	kg/cm2	lb/pulg2	kg/mt
	mm	pulg	mm				
1/4"	13.70	0.54	2.24	0.08	49	700	0.63
3/8"	17.10	0.37	2.81	0.09	49	700	0.85
1/2"	21.30	0.84	2.77	0.10	49	700	1.27
3/4"	26.70	1.05	2.87	0.11	49	700	1.68
1"	33.40	1.31	3.38	0.13	49	700	2.50
1 1/4"	42.20	1.66	3.56	0.14	91	1300	3.38
1 1/2"	48.30	1.90	3.68	0.14	91	1300	4.05
2"	60.30	2.37	3.91	0.15	176	2500	5.44
2 1/2"	73.00	2.87	5.16	0.20	176	2500	8.62
3"	88.90	3.50	5.49	0.21	176	2500	11.29
4"	114.30	4.50	6.02	0.23	155	2210	16.07
5"	141.30	5.56	6.55	0.25	137	1950	21.78
6"	168.30	6.62	7.11	0.28	125	1780	28.26
8"	219.10	8.62	8.18	0.32	110	1570	42.53
10"	273.00	10.75	9.27	0.36	101	1430	60.29
12"	323.80	12.75	10.31	0.40	94	1340	79.65

Como se menciona en la TABLA 17, se necesitan 1264.10 metros de tubería, y tomando en cuenta que el material a comprar se fabrica con

una longitud estándar de 6 metros, se requieren 211 tubos para reemplazar toda la longitud de la línea.

El material de la tubería a reemplazarse presenta tres opciones: acero inoxidable, acero galvanizado y tubería de CUPPER-NICKEL, la cual, a pesar de tener las mejores características y propiedades para cumplir con el trabajo deseado, no es apropiada por dos motivos: a) no hay en producción nacional por lo que sería obligatoria su importación, y b) su elevado valor, que sumado a los costos de importación hacen al proyecto económicamente inejecutable. Las tuberías de acero inoxidable se presentan en la FIGURA 4.6.



FIGURA 4.6 TUBERÍA ACERO INOXIDABLE

Los aceros inoxidables son aleaciones de hierro con un mínimo de 10,5% de cromo. Sus características se obtienen mediante la formación de una película adherente e invisible de óxido de cromo.

La aleación cumple la norma AISI-304, la cual indica que es un acero inoxidable austenítico de uso general con una estructura cúbica de caras centradas. Es esencialmente no magnético en estado recocido y sólo puede endurecerse en frío. Su bajo contenido en carbono con respecto a la aleación 302 otorga una mejor resistencia a la corrosión en estructuras soldadas.

El acero galvanizado sin costura cedula 40, mostrado en la FIGURA 4.7, cumple la norma ASTM A 53 GR B para conducción de fluidos. El espesor de la capa de galvanizado es de 75 micras tanto en el interior como en el exterior, y su composición se presenta en la TABLA 28.



FIGURA 4.7 TUBERÍA DE ACERO GALVANIZADO

TABLA 28

COMPOSICION DEL ACERO GALVANIZADO

Composición Química	Máximo porcentaje
Carbón	0.3
Manganeso	1.2
Fósforo	0.05
Azufre	0.06

Para la instalación de la línea es necesario contar con algunos accesorios a más de la tubería propiamente dicha. Estos accesorios cumplirán diferentes funciones como cambio de dirección de los tubos y la unión entre los mismos.

De los catálogos proporcionados por el proveedor, se obtuvo la información de las propiedades del material, la cual indica que tanto el módulo de elasticidad, límite de fluencia y esfuerzo último de tensión son los mismos para ambos tipos de tubos, por lo tanto la selección del material finalmente dependerá del factor económico o las condiciones del medio donde va a trabajar el sistema.

En lo referente al cambio de dirección de la tubería se utilizarán dos codos de 45° para el cambio de dirección en la playa y en el primer punto bajo el agua. Serán necesarios también dos codos de 90°, el primero para permitir que la tubería suba desde el fondo hacia la superficie y el segundo para girar el tubo en el Duque de Alba y permitir el acople con las mangueras para la respectiva entrega de agua.

Para la unión entre tubos se utilizará abrazaderas y bridas de acople, cuyas características se detallan a continuación.

Abrazaderas STAUFF

- Absorben vibraciones y cambios de presión

- Fácil montaje e instalación
- Fabricación en aluminio, poliamida, polipropileno
- Bases en acero al carbono e inoxidable.
- Eficaces en el sector industrial y naval.
- Este tipo de abrazadera se presenta en la FIGURA 4.8



FIGURA 4.8 ABRAZADERA ANTIVIBRACIONES STAUFF

Bridas de Acople

Este tipo de brida, presentada en la FIGURA 4.9, tiene las siguientes características:

- Acoplamiento y adaptadores de brida para tuberías
- Material: fundición dúctil
- Pernos recubiertos



FIGURA 4.9 BRIDAS DE ACOPLE

Es necesario también, que el sistema cuente con válvulas que permitan el control del flujo; se instalarán un total de tres válvulas las cuales estarán distribuidas de la siguiente manera: la primera al inicio de la tubería de succión.

La segunda unos metros después de la descarga de la bomba para utilizarla en casos de emergencia, y la tercera en el punto de entrega en el Duque de Alba. Las características principales de las válvulas a emplearse se detallan a continuación:

Válvulas

Esta válvula es fabricada en bronce y aleaciones, para las clases ANSI 150, 300, 600, 900, 1500 y 2500 en diámetros nominales desde 2" hasta 30". Es del tipo cuña, modelo OUT- SIDE SCREW AND YOKE (OS&Y), bonete empernado, vástago ascendente y volante no ascendente con sentido de cierre y apertura convencional. Se fabrica blindada y con extremos para soldar. Está diseñada para utilizarla en servicios múltiples, normales y en condiciones severas de erosión, abrasión y altas temperaturas. Su diseño está basado en el estándar API 600. Este tipo de válvula se aprecia en la FIGURA 4.10.



FIGURA 4.10 VÁLVULA DE COMPUERTA

Las válvulas de compuerta se utilizan en aquellas instalaciones en las que se requiere que la válvula permanezca normalmente abierta o cerrada en forma total.

Adicionalmente la rehabilitación del sistema implica la adquisición de una bomba que cubra las siguientes características: potencia mínima de 33 HP, capaz de proveer un caudal de 10400 gal/h, y un cabezal de 190 m.

Para asegurar y fijar la posición de la tubería al fondo se requiere la utilización de pesos muertos, los cuales se han diseñado y calculado con ayuda del departamento de construcciones de la Dirección de Ingeniería Civil y Portuaria de la Armada.

El cálculo de peso y tamaño de los bloques se realizó tomando en consideración la fuerza, dirección y velocidad de la corriente y el oleaje, con lo cual se determinó que son necesarios bloques ubicados cada 25 metros y en los puntos de cambio de dirección de la tubería.

Los bloques de 90 kilos, serán ubicados cada 25 metros sobre la tubería, mientras que en los puntos de cambio de dirección de la línea y ascenso hacia la superficie se emplearán bloques de 180 kilos.

Las dimensiones de los bloques son las siguientes, un metro de ancho por ochenta centímetros de fondo con cuarenta centímetros de alto para los bloques pequeños; y para los más pesados se incrementa veinte centímetros en cada dimensión incluyendo piedra en su interior.

Adicionalmente, en el caso de escoger la tubería de acero galvanizado será necesario colocar brazaletes de protección anódica para mejorar la protección del material y por ende alargar su vida útil.

La norma A.S.T.M.- B6-46 y la especificación norteamericana U.S. Mil-A 18001 H definen la composición para ánodos de aleación de zinc, magnesio y aluminio.

En la TABLA 29 se presenta la formulación para protección catódica mayormente usada en estructuras sumergidas.

TABLA 29

**FÓRMULAS DE RESISTENCIA DE MAYOR USO EN LA PROTECCIÓN
CATÓDICA EN ESTRUCTURAS SUMERGIDAS**

Nombre	Fórmula	
Modificada de Dwight	$R = \frac{\rho}{2\pi L} \cdot \ln \frac{4L}{a} - 1$	ρ = Resistividad específica del agua de mar (ohm-cm). L = Longitud del ánodo (cm).
McCoy	$R = \frac{0,315 \cdot \rho}{\sqrt{A}}$	a = Radio efectivo medio del ánodo (A = área de la sección transversal / π (cm).
Waldron y Peterson	$R = \frac{\rho}{0,58 A^{0,727}}$	A = área de la superficie expuesta del ánodo (cm ²).
Lloyd's	$R = \frac{\rho}{2 S}$	S = Media aritmética de la longitud y ancho del ánodo (cm).

El diseño de ánodos de sacrificio para proteger estructuras sumergidas, así como submarinos y barcos, requiere el conocimiento de la resistencia ohmica de éstos elementos, la cual se puede conocer aplicando la Ley de Ohm. Para el cálculo de resistividad se utiliza la información proporcionada en la TABLA 30.

TABLA 30

RESISTIVIDAD DEL AGUA DE MAR

Nombre	Fórmula	
Modificada de Dwight	$R = \frac{\rho}{2\pi L} \cdot \ln \frac{4L}{a} - 1$	<p>ρ = Resistividad específica del agua de mar (ohm-cm).</p> <p>L = Longitud del ánodo (cm).</p> <p>a = Radio efectivo medio del ánodo (A = área de la sección transversal / π (cm).</p> <p>A = área de la superficie expuesta del ánodo (cm²).</p> <p>S = Media aritmética de la longitud y ancho del ánodo (cm).</p>
McCoy	$R = \frac{0,315 \cdot \rho}{\sqrt{A}}$	
Waldron y Peterson	$R = \frac{\rho}{0,58 A^{0,727}}$	
Lloyd's	$R = \frac{\rho}{2 S}$	

Generalmente la ecuación modificada de Dwight es la más usada para el ánodo tipo barra o ánodos delgados (de sección transversal rectangular o trapezoidal), libremente suspendidos o separados de la plataforma, sin embargo se puede aplicar para ánodos montados apoyados al mismo nivel de la superficie a proteger.

La ecuación de McCoy fue expuesta para determinar la resistencia del ánodo basado en la superficie expuesta y sin considerar la forma geométrica. Se recomienda para ánodos tipo brazaletes, y se aplica también en ánodos montados al mismo nivel de la superficie a proteger.

La ecuación de Waldron y Peterson se usa para ánodos rectangulares y planos con respaldo de madera, brazaletes seccionados sobre línea de tubos y estructuras.

La fórmula de Lloyd's ha sido propuesta para el tipo de ánodo de placa delgada expuesta por un solo lado, aunque puede aplicarse a

brazaletes y montados al mismo nivel de la superficie a proteger. En la TABLA 31 se presentan las características para protección en distintos medios.

TABLA 31
DENSIDADES DE CORRIENTE DE PROTECCIÓN EN DISTINTOS
MEDIOS AGRESIVOS.

Estado superficial	Medio agresivo	Densidad de corriente	
		mA / m ²	mA / ft ²
Acero desnudo	Agua de mar Velocidad 0,5 m / s	86-130	8,0-12,0
Acero desnudo	Agua de mar velocidad 1 - 15 m / s	150 - 600	14-56
Acero pintado (epoxi, vinílica, clorocaucho)	Agua de mar	25-35	2,3-2,5
Acero pintado sujeto a roces de fondo	Agua de mar	50-210	5,0-20,0
Acero pintado (aluminio bituminoso)	Agua de mar	35-50	3,25-5,0
Tanque carga lastre petróleo	Agua de mar	100	9,0
Tanque carga lastre ligero	Agua de mar	170	16
Tanque carga lastre limpio	Agua de mar	190	18
Acero desnudo	Agua dulce estancada	56	5,2
Acero desnudo	Agua dulce en movimiento	56-66	5,2-6,0
Acero desnudo	Agua dulce turbulenta/caliente	56-170	5,2-16

Para calcular el número de ánodos necesarios para llevar a efecto la protección catódica, es fundamental determinar la intensidad total de corriente, la superficie a proteger y conocer la densidad de corriente de protección.

La cantidad de ánodos resultantes deben quedar distribuidos proporcionalmente y en una forma igual o semejante al ducto por proteger, el cual quedará sumergido en el agua de mar.

El requisito mínimo de corriente de protección prevista por metro cuadrado del área de la tubería puede determinarse en base a las densidades de corriente para la zona donde se está trabajando, sin embargo el agua de mar, tiene un valor promedio o característico que varía en el rango de 54 a 161 ma/m² (5 a 15 ma/pie²), estos valores son los mínimos necesarios para proteger catódicamente a los ductos en mar abierto.

Los ánodos de sacrificio deben diseñarse con la suficiente área expuesta de los mismos, a fin de producir la corriente de protección requerida para la vida de la instalación anódica.

El sistema de la instalación debe contar con material suficiente para suministrar corriente por los años de protección deseada, basada en los datos de comportamiento del ánodo instalado.

Deben emplearse bridas o uniones aislantes en la tubería vertical para aislar eléctricamente ambas estructuras metálicas y evitar el riesgo de un corto circuito causado por falla de la unión aislante, acumulación de sales, residuos metálicos u otros materiales conductores. Estas bridas o uniones aislantes no deben localizarse bajo la línea de agua y debe considerarse el peligro potencial de chisporroteo de estos dispositivos para los casos en que la corriente drenada sea alta.

El tipo de ánodo a emplearse es el ánodo galvánico (Galvanum III), este es el más utilizado en la protección catódica en las áreas marinas; son ánodos tipo brazalete cuya composición aproximada se presenta en la TABLA 32.

TABLA 32
COMPOSICIÓN DE LOS ANODOS TIPO BRAZALETE

ELEMENTO	% EN PESO
Mercurio [Hg]	0.000
Indio [In]	0.015
Silicio [Si]	0.100
Zinc [Zn]	3.00
Aluminio [Al]	96.885

Las dimensiones de los ánodos tipo brazalete, estándar para instalaciones en agua de mar, mostrado en la FIGURA 4.11, son las siguientes:

- Diámetro interior: 0 + 4 mm. (del diámetro exterior de la tubería)
- Espesor: \pm 6 mm (del espesor nominal de la tubería)

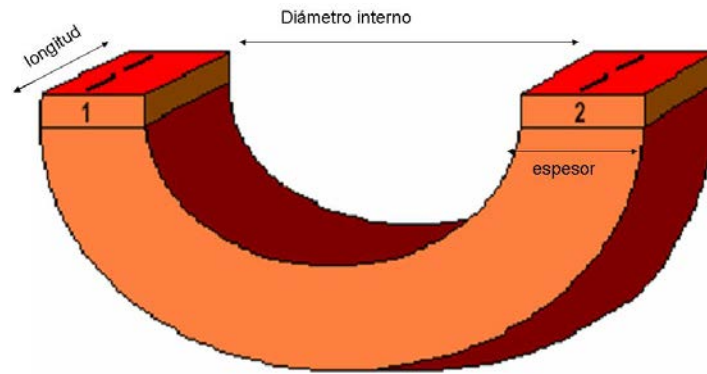


FIGURA 4.11 DIMENSIONES ÁNODOS TIPO BRAZALETE

Determinación de la masa de material de protección galvánica, número de ánodos y distancia entre ánodos.

Área a proteger:

$$\begin{aligned}
 A_{proteger} &= \pi \cdot D_{ext} \cdot L_{tubería} & (4.2) \\
 &= \pi \cdot 73 \times 10^{-3} \cdot 1264.10 \\
 A_{proteger} &= 289.91 [m^2]
 \end{aligned}$$

Corriente requerida:

$$\begin{aligned}
 I_a &= A_{proteger} \cdot Dc \cdot (1 - eff_a) & (4.3) \\
 &= 289.91 \cdot 35 \times 10^{-3} \cdot (1 - 0.80) \\
 I_a &= 2.03 [A]
 \end{aligned}$$

Cálculo de la masa total (M_a) de material de protección galvánica

$$\begin{aligned}
 M_a &= \frac{\# \text{ horas}_{año} \cdot t_{vidautil} \cdot I_a}{factor_{USO} \cdot Camp_a} & (4.4) \\
 &= \frac{8760 \cdot 20 \cdot 2.03}{0.85 \cdot 354} \\
 M_a &= 1181.98 [lbs]
 \end{aligned}$$

Donde:

la: corriente que deben proveer los ánodos

Camp: capacidad de amperaje del ánodo

tvida util: tiempo esperado que dure el ánodo

Cálculo del número de ánodos requeridos

$$m_a = 23[\text{lbs}] \quad (4.5)$$

$$N_a = \frac{M_a}{m_a}$$

$$= \frac{1181.98}{23}$$

$$N_a \approx 52$$

La masa del ánodo viene dada por el tamaño del mismo y es un dato que proporciona el fabricante de este material

Cálculo de la separación entre ánodos

$$N_a = \frac{L}{N_a} \quad (4.6)$$

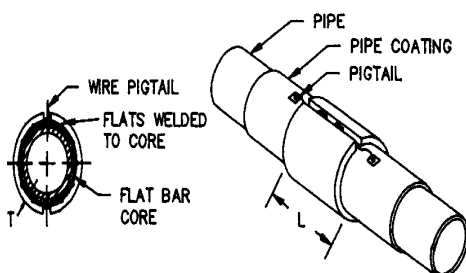
$$= \frac{1264.10}{52}$$

$$N_a \approx 24[m]$$

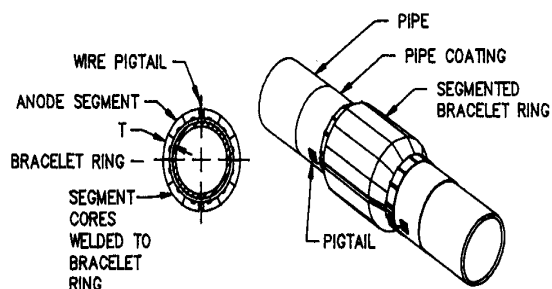
La separación de los ánodos debe ser de 24 m.

En la FIGURA 4.12 se presentan los modelos de ánodos tipo brazalete a utilizarse en el proyecto

SEMI-CYLINDRICAL (SQUARE)



MULTI-SEGMENTED (TAPERED)



CAPITULO 5

5. PRESUPUESTO Y PROGRAMACIÓN

5.1. Estudio de Factibilidad

El primer paso en el diseño de conductos es realizar un estudio de factibilidad. En general, éste consiste en un diseño preliminar para identificar el alcance del proyecto y los factores de mayor influencia en la viabilidad del mismo. El diseño propuesto es analizado en relación con los aspectos legales, políticos, sociales, ambientales y económicos.

Los principales aspectos a considerar en un estudio de factibilidad de tendido de conductos se indican a continuación:

DISEÑO PRELIMINAR

- Identificar la demanda de fluido (caudal)
- Disponibilidad del fluido a transportar
- Identificar las posibles rutas, cruces, y los riesgos geológicos
- Determinar los centros de almacenamiento y su tamaño
- Tener en cuenta problemas especiales como transientes,

cambios climáticos, cavitación, que pueden sugerir un diseño especial.

PROBLEMAS LEGALES

- Derecho de vía
- Zonas protegidas
- Derechos sobre el fluido a transportar
- Seguridad

PROBLEMAS SOCIALES

- Reacción de la comunidad frente al proyecto
- Impacto en la economía local a corto y largo plazos.
- Impacto en la calidad de vida de la comunidad
- Ruido y vibración provocado por las unidades de bombeo

PROBLEMAS AMBIENTALES

- Daños a la vegetación
- Daños al terreno, erosión provocada por la construcción
- Daño del paisaje y línea vista.
- Impacto en la vida animal salvaje
- Polución y contaminación de acuíferos, ríos, y aire.

Los puntos anteriores, son solo el inicio que globaliza la idea fundamental de la factibilidad del proyecto. Si al menos se presta

atención a todos los puntos mencionados, se podrá en el transcurso del proyecto evitar malentendidos con las poblaciones y gobiernos locales.

Como se analizó en los tres primeros capítulos, ninguno de estos puntos representan una dificultad para el desarrollo y ejecución del proyecto, ya que entre otras razones se ejecutará dentro de un área militar, y el fluido a transportar no constituye un peligro de contaminación en caso de producirse algún derrame.

El proyecto no afectará en lo más mínimo a la población con problemas de ruido o algún otro factor que afecten el normal desarrollo de la vida humana, ya que por ejemplo el ruido casi no será perceptible debido a que la bomba utilizada en el sistema es aceptablemente pequeña y su uso no será continuo sino únicamente cuando se realicen las maniobras de reabastecimiento.

La verdadera fortaleza y factibilidad del proyecto radica en el enorme beneficio que representará este a favor de la Armada Nacional, ya que sus buques podrán ser abastecidos cuando así lo requieran en tiempos de paz, de conflicto y de guerra.

El principal o mayor obstáculo que representa la reactivación del sistema es el factor económico puesto que a pesar de que se intenta mantener un equilibrio entre calidad de los materiales y su valor económico, es imposible tratar de abaratar costos ya que esto

redundería en una disminución del tiempo de vida y la confiabilidad del sistema, lo que a largo plazo implicaría más gastos al incurrir en sucesivas sesiones de mantenimiento correctivo.

A pesar de que se pueda lograr un valor aceptable en el precio del proyecto, esto no implica que el mismo no deje de generar un valor extra presupuestario para las arcas de la Armada, razón por la cual si se desea que esta reactivación se lleve a cabo será necesario una adecuada planificación que permita a su vez convencer al mando naval de la importancia de poder llevar a cabo el trabajo desarrollado en esta tesis, ya que con anuencia de ellos se incluirá en el presupuesto del próximo año y así se contará con la financiación para el proyecto.

5.2. Expectativa de Vida

Existe una permanente necesidad de optimizar el uso de los recursos asignados al sostenimiento del material, lo que obliga a incrementar la eficiencia en el uso de dichos recursos.

El concepto de ciclo de vida o expectativa de vida de un sistema o un activo, nace desde el momento mismo de la concepción del proyecto que se realizará, continúa durante su puesta en servicio y empleo pleno, y finaliza con su baja (cambio total o reparación mayor).

La baja se considera a la fase final de un activo o sistema, fase en la cual por diferentes motivos, que va desde los operacionales hasta los

económicos, debido a que no resulta rentablemente sustentable mantenerlo en funcionamiento.

Es necesario establecer que los activos o sistemas y su empleo se vinculan al cumplimiento de los objetivos institucionales, los cuales ya perfectamente definidos necesitan de estrategias para alcanzarlos. Es así que la administración de los activos es un proceso global de gestión, dentro de la cual se incluye el uso y cuidado de los equipos durante todo su ciclo de vida, centrandose su buen empleo en una correcta administración del mantenimiento sin perder de vista la confiabilidad del equipamiento y su disponibilidad operacional.

En la planificación del ciclo de vida de un activo, necesariamente se debe precisar los costos a lo largo del ciclo ya definido. Estos costos deben incluir todos los gastos asignables al activo, desde aquellos iniciales del proyecto de adquisición, hasta los costos de operación mantenimiento y baja final, es decir, los costos de inversión, operación, mantenimiento y finalmente los costos residuales.

Para cumplir esta meta, los costos deben ser expresados en términos globales y organizados, deben expresar la vida útil de los bienes en términos económicos desglosados a niveles cuantificables que expresen los costos reales de operación y mantenimiento de los equipos o sistemas, y finalmente deben ser el punto de control de las

gestiones de todos los involucrados en las acciones antes descritas y que se las lleva a cabo a lo largo de vida del ciclo de los activos.

Sin embargo, centrarse en administrar la vida de los activos únicamente desde el punto de vista de los costos, podría proveer una visión a corto plazo en contraste con la búsqueda de resultados a mediano y largo plazo, lo cual deberá lograrse combinando los aspectos económicos de la gestión junto con las acciones destinadas a mantener la operatividad y disponibilidad de los activos.

En la medida que se desarrolla el ciclo de vida de un activo, las acciones de mantenimiento son fundamentales para la conservación de sus capacidades originales, además, permite sostener su disponibilidad a lo largo del tiempo, lo que reafirma que el proceso de incorporación de un sistema o activo debe incluir en sus primeras etapas el planeamiento de las necesidades de mantenimiento, que van desde capacitación hasta equipamiento.

Otro aspecto a ser tomado en cuenta para sustentar el concepto de ciclo de vida, es el papel de las finanzas, las mismas que juegan un rol muy importante en la institución, debido fundamentalmente a la escasez de recursos. Este aspecto debe ser manejado con una visión de largo plazo, que enlaza con la planificación estratégica institucional de la Armada, alimentándola con información real actualizada de costos de operatividad a lo largo de la vida de los activos.

Actualmente debido a la reducción de presupuestos a los que se ven sometidas muchas instituciones, entre ellas las Fuerzas Armadas, la Armada del Ecuador no es la excepción, razón por la cual la tendencia es lograr que todos sus grandes proyectos tengan por lo menos un tiempo de vida útil planificado de veinticinco años; será entonces este tiempo la expectativa de vida que se pretende alcanzar con la reactivación del sistema de entrega de agua.

Los costos de la tubería, accesorios, materiales e instalación son parte fundamental del proyecto de tendido de ductos. El costo inicial y la expectativa de vida del conducto varían de acuerdo al tipo de material y recubrimientos usados. Al comparar el costo de varias tuberías que tienen distintas expectativas de vida, es necesario primero establecer la vida útil del proyecto, estimando costos futuros de reparación de la tubería. Todas estas inversiones a futuro, deben ser llevadas a valor presente para establecer el costo real de la tubería.

El valor presente es la suma del valor inicial de la tubería más los costos a futuro por reemplazo y mantenimiento.

A continuación se presentan datos conservativos y estimados sobre costos de materiales, instalación y puesta en funcionamiento del sistema que permitirán plantear el proyecto a la Armada a fin de que lo ponga en ejecución.

5.3. Análisis Costos Referenciales

Análisis económico.-

En el diseño de tuberías hay varios factores que afectan el proyecto desde el punto de vista económico, tales como:

- Ruta principal y alternativas
- Localización y tamaño del almacenamiento.
- Diámetro, longitud, y material de la tubería.

El empeño del diseñador es comparar la solución más económica con la propuesta hidráulica, siendo esta última preponderante sobre la primera.

En las TABLAS 33 y 34, se presentan los precios referenciales de conductos, accesorios y materiales necesarios para las opciones 1 y 2 propuestas. En la TABLA 35 se presentan los costos referenciales de mano de obra.

TABLA 33

PRECIOS REFERENCIALES DE LOS MATERIALES OPCION 1

ELEMENTO	DIMENSION	CANTIDAD	PRECIO U.	PRECIO T.
Tubería acero inoxidable	2 ½ "	211	\$ 60.95	\$ 12860,45

Bomba	40 HP	1	\$1200.00	\$1200.00
Bridas de acople	2 ½ ”	210	\$ 19.63	\$ 4122,3
Abrazaderas stauff	2 ½”	50	\$ 15.62	\$ 781,00
Ánodos de protección	2 ½”	52	\$18.00	\$936.00
Codo 90°	2 ½ ”	02	\$ 20.00	\$ 40,00
Codo 45°	2 ½ ”	02	\$ 20.00	\$ 40,00
Válvula de compuerta	2 ½ ”	03	\$ 23.33	\$ 69,99
Bloques peso muerto	-----	50	\$ 11.25	\$ 562,50
Construcción caseta	-----	-----	\$ 2000.00	\$2000,00
Varios	-----	-----	\$ 600.00	\$600,00
TOTAL				\$ 23212,24

TABLA 34**PRECIOS REFERENCIALES DE LOS MATERIALES OPCION 2**

ELEMENTO	DIMENSION	CANTIDAD	PRECIO U.	PRECIO T.
Tubería acero galvanizado	2 ½ ”	211	\$ 33.65	\$ 7100,15
Bomba	40 HP	1	\$1200.00	\$1200.00
Bridas de acople	2 ½ ”	210	\$ 19.63	\$ 4122,3
Abrazaderas stauff	2 ½ ”	50	\$ 15.62	\$ 781,00
Ánodos de protección	2 ½ ”	52	\$18.00	\$936.00
Codo 90°	2 ½ ”	02	\$ 20.00	\$ 40,00
Codo 45°	2 ½ ”	02	\$ 20.00	\$ 40,00
Válvula de compuerta	2 ½ ”	03	\$ 23.33	\$ 69,99
Bloques peso muerto	-----	50	\$ 11.25	\$ 562,50
Construcción caseta	-----	-----	\$ 2000.00	\$2000,00
Varios	-----	-----	\$ 600.00	\$600,00
			TOTAL	\$ 17451,94

TABLA 35**PRECIOS REFERENCIALES DE MANO DE OBRA**

ELEMENTO	HORAS TRABAJO	PRECIO POR HORA	NUMERO DE HOMBRES	PRECIO TOTAL
Transporte	40	\$ 46,75	-----	\$1870
Albañiles	96	\$ 1,50	10	\$1440
Buzos	200	\$8,00	04	\$6400
Electricistas	32	\$ 2,00	03	\$192
Gasfiteros	24	\$ 1,75	03	\$126
Barcaza	480	\$ 65,00	-----	\$31200
Excavadora	56	\$38,00	-----	\$2128
Obreros	270	\$ 1,05	08	\$2268
		TOTAL		\$ 45624

En las TABLAS 36 y 37 se presentan el costo total del proyecto tanto para la opción 1 y como para la opción 2 respectivamente, lo que permitirá hacer una comparación y tomar una decisión adecuada.

TABLA 36

COSTO TOTAL DEL PROYECTO OPCION 1

RUBRO	PRECIO	
Materiales	\$ 23212,24	
Mano de obra	\$ 45624,00	
Caja chica e imprevistos	\$ 3000,00	
	TOTAL	\$ 71836,24

TABLA 37

COSTO TOTAL DEL PROYECTO OPCION 2

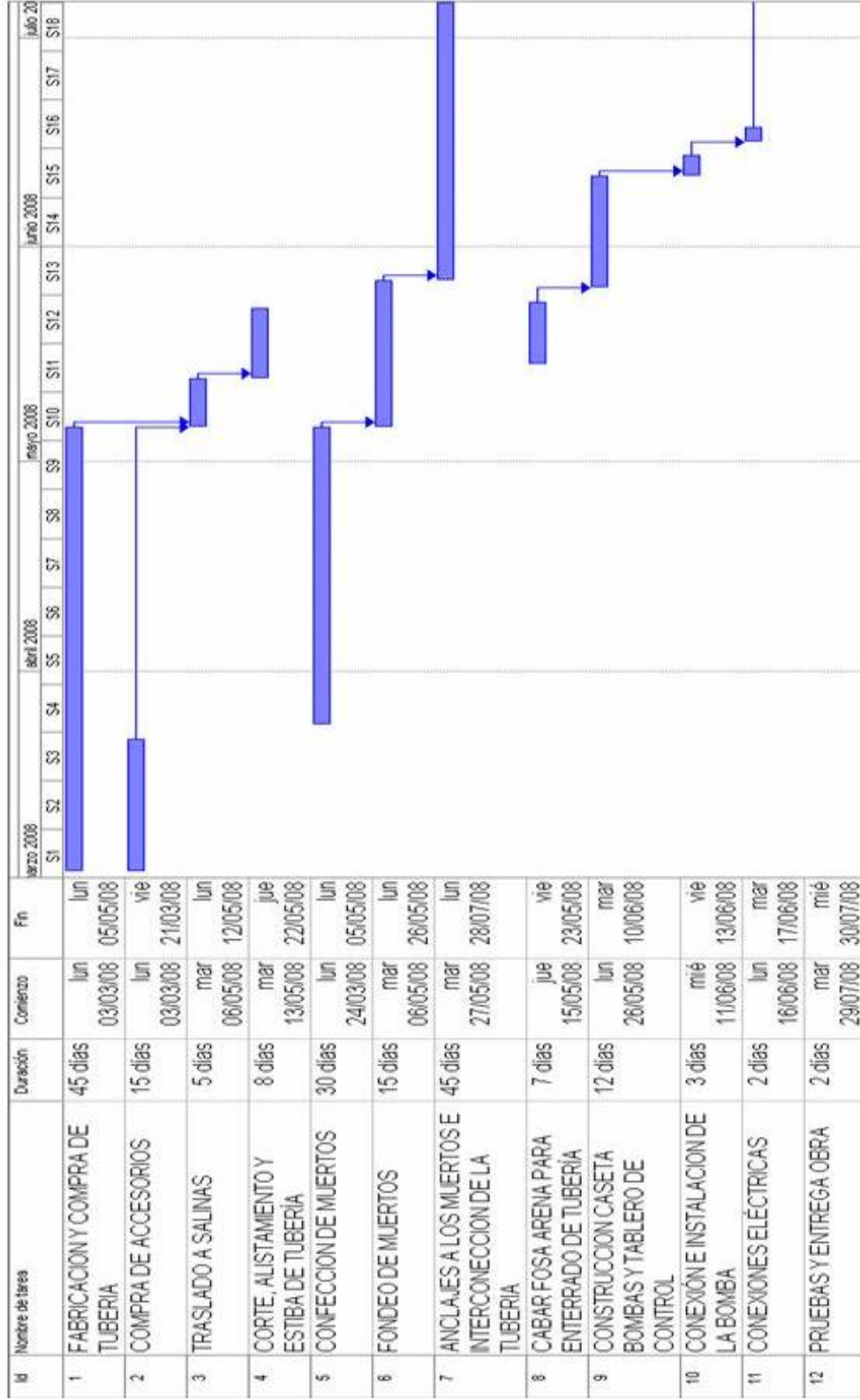
RUBRO	PRECIO	
Materiales	\$ 17451,94	
Mano de obra	\$ 45624,00	
Caja chica e imprevistos	\$ 3000,00	
	TOTAL	\$ 66075,94

5.4. Cronograma de Actividades

El cronograma de actividades mostrado en la TABLA 38, ha sido elaborado en base a datos teóricos de las horas hombre necesarias para cada uno de los trabajos necesarios durante la ejecución del proyecto, más sin embargo estos tiempos planificados son flexibles ya que dependerán entre otros factores de las condiciones climatológicas

y específicamente al estado del mar al momento de realizar los trabajos, más sin embargo se ha definido el siguiente cronograma.

**TABLA 38
CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES DEL
PROYECTO**



CAPITULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones:

1. La necesidad de ser un verdadero apoyo logístico para los buques, impulsa la realización y ejecución del trabajo desarrollado en esta tesis, ya que a lo largo de su elaboración se observó que el proyecto es viable y no existen condiciones adversas que lo impidan.
2. Las condiciones oceanográficas favorables predominantes en el área, baja velocidad de corriente y mínima altura de la ola, sumado al diámetro relativamente pequeño de la tubería, originan fuerzas no significativas que no afectarán el posicionamiento ni originarán daños estructurales a la misma.
3. La dirección en la que será ubicada la tubería sobre el lecho del fondo marino impide que las fuerzas originadas por el mar actúen perpendicularmente sobre la misma, sino por el contrario logrará que los ángulos de incidencia sean menores a 45° .

4. Los medios de almacenamiento de agua dulce de la base permiten almacenar alrededor de 475000 gal, siendo la demanda esperada de los buques de guerra casi 90000 gal, el abastecimiento de agua a estas unidades a las que es prioritario el abastecimiento, el mismo está asegurado, lo que permitirá que estas unidades se reabastezcan de forma oportuna quedando listas para entrar en acción en caso de ser necesario.

5. El sistema debe contar con una bomba con capacidad de mantener un flujo constante de 10400 gal/h, situación que facilitará cumplir con los tiempos referenciales para reabastecimiento de buques.

6. La selección del material de los conductos se realizará manteniendo el equilibrio entre sus propiedades y su valor económico, en tal virtud el acero seleccionado es el ASTM-A53 grado B, galvanizado para transporte de fluidos. Este material resiste el medio agresivo en el cual será instalado y su precio es razonable ya que está disponible en el mercado nacional.

7. El sistema estará en capacidad de abastecer un grupo de tarea, el cual está conformado por una fragata, tres corbetas y dos lanchas en un tiempo aproximado de cuatro horas, lo que permitirá que al presentarse un conflicto o guerra, los buques estén listos para salir a operar nuevamente en forma oportuna.

8. La tubería no tiene acceso directo a los tanques de almacenamiento sino que se alimenta a través de la red de distribución de agua potable de la base naval. Esta particularidad de diseño impide que la entrega de agua se puede realizar desde el buque hacia la base, quedando únicamente posible la maniobra en la vía base – buque.

9. El pasar del tiempo sumado al incorrecto mantenimiento, originaron la destrucción total de la línea siendo, necesario entonces el cambio de toda la tubería. Esto permitirá tras aproximadamente ocho años de inactividad recuperar la operatividad y retomar el uso del sistema por parte de los buques de la Armada.

10. El tiempo que no ha funcionado el circuito de entrega de agua ha originado un egreso de \$128000 (ciento veinte y ocho mil dólares americanos) por la movilización del buque tanquero. Si comparamos este valor con el costo estimado del proyecto, es evidente el ahorro que significará mantener operativo el sistema mediante una correcta operación y un plan de mantenimiento adecuado.

11. La inversión que demanda la reconstrucción y rehabilitación del Duque de Alba, será recuperada en un tiempo de cuatro años debido a que ya no se desplazará un buque tanque para que abastezca de agua al resto de unidades navales.

12. La propuesta de reactivación del Duque de Alba requirió del diseño hidráulico del sistema, diseño estructural de la tubería y finalmente la protección catódica de la misma. Esta combinación de conocimientos permitió lograr un diseño óptimo para el reabastecimiento de agua de los buques de la Armada en la Base Naval de Salinas.

Recomendaciones:

1. Asesorar y recomendar al Mando Naval para que se impulse de forma inmediata la rehabilitación del Duque de Alba ya que se ha demostrado el beneficio económico que representa para la Armada el llevar a cabo este proyecto. Adicionalmente, esta propuesta permite ampliar el radio de acción y tiempo de operación en el mar de las unidades navales.

2. El plan de mantenimiento sugerido en base a las características y manuales de los materiales, equipos y accesorios seleccionados es el siguiente:
 - Chequeo mensual de la bomba, accesorios y acoples.
 - Lubricación exterior de las válvulas, quincenalmente.

- Medir el potencial eléctrico de la protección catódica, semestralmente.
 - Verificación de la tubería durante las maniobras de entrega de agua con un buzo a fin de detectar posibles fugas.
 - Revisión de las conexiones eléctricas de la caseta de control, trimestralmente
3. Cumplir con el plan de mantenimiento propuesto para alargar el tiempo de vida útil del sistema, ya que así se evitará que este se deteriore con el paso del tiempo y deje de operar como sucedió años atrás.
 4. Una vez ya realizado el proyecto y entre en operación, se deberá entrenar a las dotaciones de los buques así como al personal de la base, mediante instrucción teórica y ejercicios para optimizar los tiempos de reabastecimiento, seguridad y buen funcionamiento del sistema.
 5. Comprar y adquirir todo el material necesario para la ejecución del proyecto previo a su inicio, a fin de evitar desfases en el cronograma de actividades propuesto.



Empresa: ESPOL
Creado Por: Horacio TORRES Núñez
Teléfono: 593-42273073
Fax:
Fecha: 02-MAR-07

Proyecto: REHABILITACION LINEA SUBMARINA
Código: BASE NAVAL DE SALINAS

Cliente: ARMADA DEL ECUADOR
Número del Cliente:
Contacto:

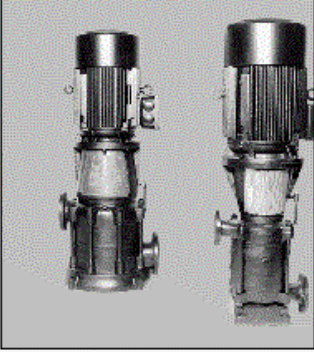
Posición	Contar	Descripción	Precio unitario
		Otros: Peso neto:475 kg	



Empresa: ESPOL
Creado Por: Horacio TORRES Núñez
Teléfono: 593-42273073
Fax:
Fecha: 02-MAR-07

Proyecto: REHABILITACION LINEA SUBMARINA
Código: BASE NAVAL DE SALINAS

Cliente: ARMADA DEL ECUADOR
Número del Cliente:
Contacto:

Posición	Contar	Descripción	Precio unitario
	1	<p>CV 70-40</p>  <p>Advierta! la fotografia puede diferir del actual producto</p> <p>Código: L7168527 Bomba centrífuga vertical, no autocebante, mono o multicelular para instalación en sistemas de tuberías o montaje en una cimentación.</p> <p>La bomba tiene las siguientes características:</p> <ul style="list-style-type: none">- Impulsores de Bronce DIN W.-Nr. 2.1050.01 DIN W.-Nr..- Aspiración, descarga y cámaras intermedias de Bronce DIN W.-Nr. 2.1050.01 DIN W.-Nr..- Longitud de montaje del cierre según DIN 24960.- El motor está montado en un soporte de motor y acoplado a la bomba mediante un acoplamiento rígido.- Conexión de tubería mediante bridas DIN. <p>El motor es un motor CA 3 -fásico de 2 polos.</p> <p>Líquido: Temperatura min. del líquido:-15 °C Temperatura max. del líquido:120 °C</p> <p>Datos técnicos: Velocidad de bomba:3500 rpm Caudal nominal:70 m³/h Tipo de cierre:DAQE</p> <p>Materiales: Material, cuerpo hidráulico:Bronce 2.1050.01 DIN W.-Nr. Material, impulsor:Bronce 2.1050.01 DIN W.-Nr.</p> <p>Instalación: Temperatura ambiente max.:40 °C Presión max.de trabajo:20 bar Conexión de tubería, estándar:DIN Dimensión, entrada bomba:DN 80 Dimensión, descarga bomba:DN 65 Presión, conexión de tubería:PN 40</p>	Precio bajo pedido



Empresa: ESPOL
Creado Por: Horacio TORRES Núñez
Teléfono: 593-42273073
Fax:
Fecha: 02-MAR-07

Proyecto: REHABILITACION LINEA SUBMARINA
Código: BASE NAVAL DE SALINAS

Cliente: ARMADA DEL ECUADOR
Número del Cliente:
Contacto:

Posición	Contar	Descripción	Precio unitario
		Datos eléctricos: Tipo de motor:MMG 200L N° de polos:2 Potencia de entrada velocidad 1-2-3: Potencia nominal (P2):37 kW Frecuencia red:60 Hz Tipo de arranque:SD Corriente nominal:68,1-54,7 A Corriente en velocidad 1-2-3: Corriente de arranque:537-857 % Corriente de arranque en velocidad 1-2-3: Cos phi - factor de potencia:0,91-0,89 Velocidad nominal:3530-3560 rpm Rendimiento a plena carga:91 % Grado de protección (IEC 34-5):IP55 Clase de aislamiento (IEC 85):F Otros: Peso neto:475 kg	

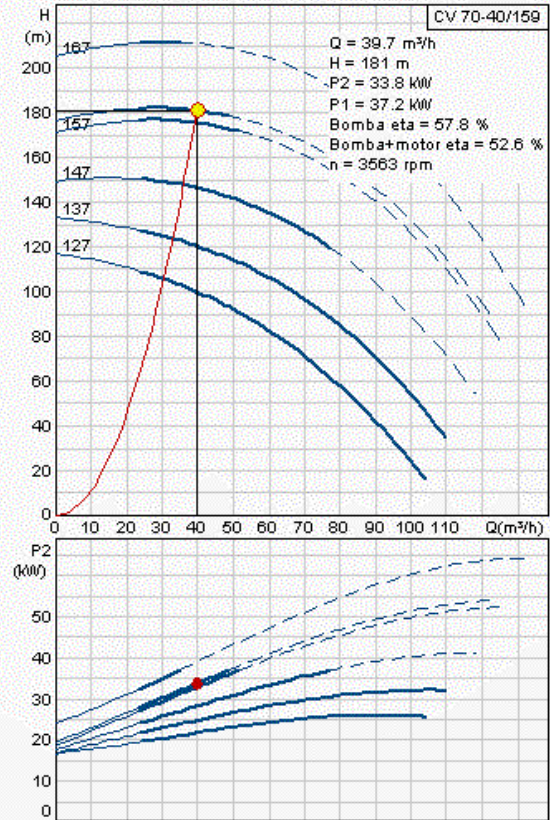


Empresa: ESPOL
Creado Por: Horacio TORRES Núñez
Teléfono: 593-42273073
Fax:
Fecha: 02-MAR-07

Proyecto: REHABILITACION LINEA SUBMARINA
Código: BASE NAVAL DE SALINAS
Posición:

Cliente: ARMADA DEL ECUADOR
Número del Cliente:
Contacto:

Descripción	Valor
Modelo:	CV 70-40
Temperatura mín. del líquido:	-15 °C
Temperatura máx. del líquido:	120 °C
Velocidad de bomba:	3500 rpm
Caudal nominal:	70 m³/h
Tipo de cierre:	DAQE
Material, cuerpo hidráulico:	Bronce
	2.1050.01 DIN W.-Nr.
Material, impulsor:	Bronce
	2.1050.01 DIN W.-Nr.
Temperatura ambiente máx.:	40 °C
Presión máx. de trabajo:	20 bar
Conexión de tubería, estándar:	DIN
Dimensión, entrada bomba:	DN 80
Dimensión, descarga bomba:	DN 65
Presión, conexión de tubería:	PN 40
Tipo de motor:	MMG 200L
Nº de polos:	2
Potencia nominal (P2):	37 kW
Frecuencia red:	60 Hz
Tipo de arranque:	SD
Corriente nominal:	68,1-54,7 A
Corriente de arranque:	537-857 %
Cos phi - factor de potencia:	0,91-0,89
Velocidad nominal:	3530-3560 rpm
Rendimiento a plena carga:	91 %
Grado de protección (IEC 34-5):	IP55
Clase de aislamiento (IEC 85):	F
Peso neto:	475 kg



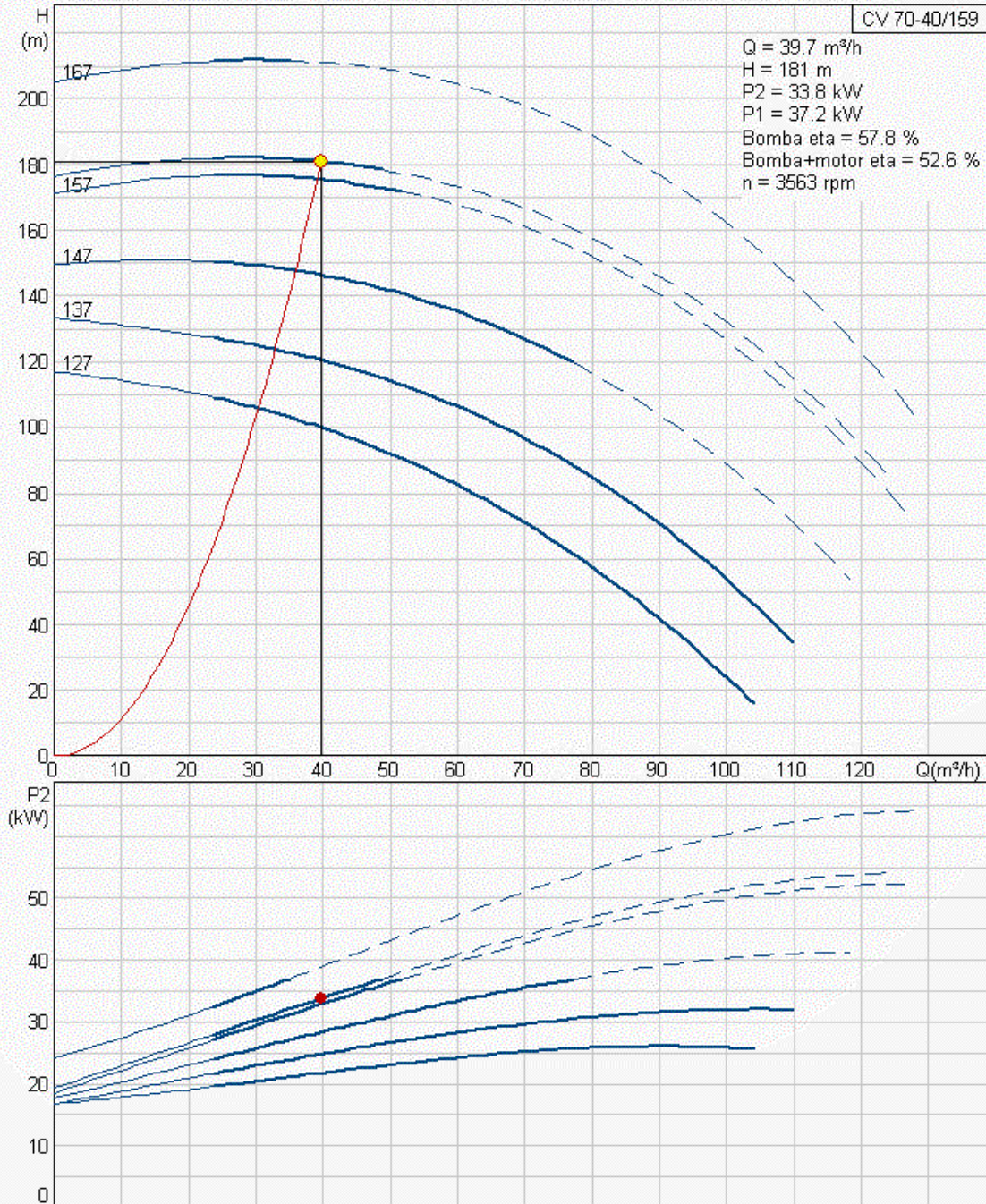


Empresa: ESPOL
Creado Por: Horacio TORRES Núñez
Teléfono: 593-42273073
Fax:
Fecha: 02-MAR-07

Proyecto: REHABILITACION LINEA SUBMARINA
Código: BASE NAVAL DE SALINAS
Posición:

Cliente: ARMADA DEL ECUADOR
Número del Cliente:
Contacto:

L7168527 CV 70-40



GRUNDFOS

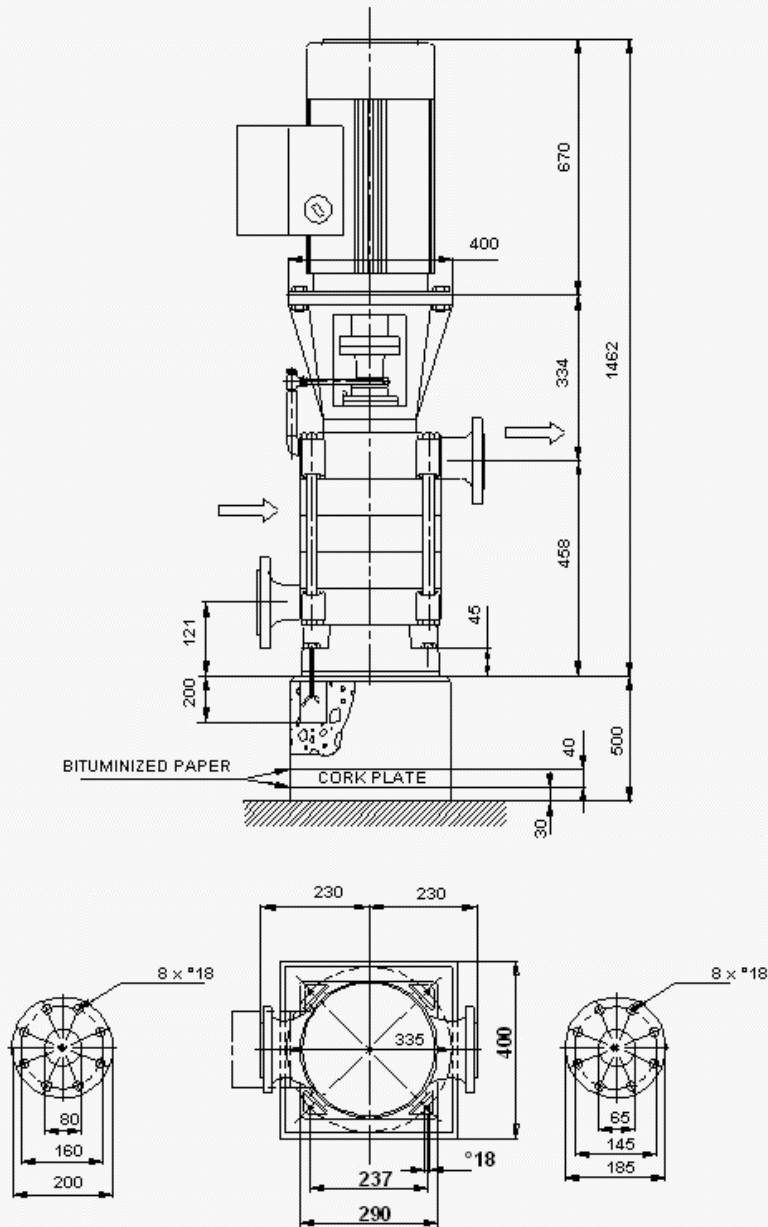


Empresa: ESPOL
Creado Por: Horacio TORRES Núñez
Teléfono: 593-42273073
Fax:
Fecha: 02-MAR-07

Proyecto: REHABILITACION LINEA SUBMARINA
Código: BASE NAVAL DE SALINAS
Posición:

Cliente: ARMADA DEL ECUADOR
Número del Cliente:
Contacto:

L7168527 CV 70-40



¡Nota! Todas las unidades están en [mm] a menos que otras estén expresadas

APÉNDICE B

RESUMEN DE ESFUERZOS SOBRE LA TUBERÍA

RESUMEN DE ESFUERZOS CON TUBERÍA DE 2.5 mm DE ESPESOR													
TIPO DE ESFUERZO	VALOR	LIMITE DE FLUENCIA			B31.4			B31.8			DNV		
	X 10 ⁶ [Pa]	X 10 ⁶ [Pa]			X 10 ⁶ [Pa]			X 10 ⁶ [Pa]			X 10 ⁶ [Pa]		
Circunferencial	795.8	AISI-304	1100	cumple	AISI-304	792	no cumple	AISI-304	792	no cumple	AISI-304	792	no cumple
		ASTM-A53	865	cumple	ASTM-A53	623	no cumple	ASTM-A53	623	no cumple	ASTM-A53	623	no cumple
Longitudinal	397.9	AISI-304	550	cumple	AISI-304	880	cumple	AISI-304	880	cumple	AISI-304	792	cumple
		ASTM-A53	433	cumple	ASTM-A53	692	cumple	ASTM-A53	692	cumple	ASTM-A53	623	cumple
De expansión	795.8	AISI-304	1100	cumple	AISI-304	792	no cumple	AISI-304	990	cumple	AISI-304	792	no cumple
		ASTM-A53	865	cumple	ASTM-A53	623	no cumple	ASTM-A53	780	no cumple	ASTM-A53	623	no cumple
Cortante de Mohr	397.9	AISI-304	550	cumple	AISI-304	495	cumple	AISI-304	990	cumple	AISI-304	792	cumple
		ASTM-A53	433	cumple	ASTM-A53	390	no cumple	ASTM-A53	780	cumple	ASTM-A53	623	cumple
De tensión equivalente	889.8	AISI-304	1100	cumple	AISI-304	990	cumple	AISI-304	990	cumple	AISI-304	792	no cumple
		ASTM-A53	865	no cumple	ASTM-A53	779	no cumple	ASTM-A53	780	no cumple	ASTM-A53	623	no cumple
De Von Misses	795.7	AISI-304	1100	cumple	AISI-304	990	cumple	AISI-304	990	cumple	AISI-304	792	no cumple
		ASTM-A53	865	cumple	ASTM-A53	780	no cumple	ASTM-A53	780	no cumple	ASTM-A53	623	no cumple

RESUMEN DE ESFUERZOS CON TUBERÍA DE 5.16 mm DE ESPESOR CEDULA 40

TIPO DE ESFUERZO	VALOR	LIMITE DE FLUENCIA			B31.4			B31.8			DNV		
	$\times 10^6$ [Pa]	$\times 10^6$ [Pa]			$\times 10^6$ [Pa]			$\times 10^6$ [Pa]			$\times 10^6$ [Pa]		
Circunferencial	385.6	AISI-304	1100	cumple	AISI-304	792	cumple	AISI-304	792	cumple	AISI-304	792	cumple
		ASTM-A53	865	cumple	ASTM-A53	623	cumple	ASTM-A53	623	cumple	ASTM-A53	623	cumple
Longitudinal	192.8	AISI-304	550	cumple	AISI-304	880	cumple	AISI-304	880	cumple	AISI-304	792	cumple
		ASTM-A53	433	cumple	ASTM-A53	692	cumple	ASTM-A53	692	cumple	ASTM-A53	623	cumple
De expansión	385.6	AISI-304	1100	cumple	AISI-304	792	cumple	AISI-304	990	cumple	AISI-304	792	cumple
		ASTM-A53	865	cumple	ASTM-A53	623	cumple	ASTM-A53	780	cumple	ASTM-A53	623	cumple
Cortante de Mohr	192.8	AISI-304	550	cumple	AISI-304	495	cumple	AISI-304	990	cumple	AISI-304	792	cumple
		ASTM-A53	433	cumple	ASTM-A53	390	cumple	ASTM-A53	780	cumple	ASTM-A53	623	cumple
De tensión equivalente	431.1	AISI-304	1100	cumple	AISI-304	990	cumple	AISI-304	990	cumple	AISI-304	792	cumple
		ASTM-A53	865	cumple	ASTM-A53	779	cumple	ASTM-A53	780	cumple	ASTM-A53	623	cumple
De Von Misses	385.6	AISI-304	1100	cumple	AISI-304	990	cumple	AISI-304	990	cumple	AISI-304	792	cumple
		ASTM-A53	865	cumple	ASTM-A53	780	cumple	ASTM-A53	780	cumple	ASTM-A53	623	cumple

BIBLIOGRAFÍA

1. API-RP-1111-1999, Práctica recomendada para el diseño, construcción, operación y mantenimiento de ductos para transporte de hidrocarburos costa afuera (Diseño por Estado Límite). Tercera edición, julio / 1999.
2. API-RP-1111-1993, Práctica recomendada para el diseño, construcción, operación y mantenimiento de ductos para transporte de hidrocarburos costa afuera. Segunda edición, noviembre / 1993.
3. ASME B31.4, Sistemas de ductos para transporte de hidrocarburos líquidos y otros líquidos. 1998.
4. ASME B31.8, Sistemas de ductos para transporte y distribución de gas. 1999.
5. ASTM A53, Especificación para tubería, acero, negra y recubierta, recubierta de zinc, soldada y sin costura, Agosto/2004.

6. AVALLONE EUGENE, Manual del Ingeniero Mecánico 9ª Edición, Editorial Mc Graw – Hill México 1995
7. BEER & JOHNSTON, Mecánica de Materiales, 2^{da} edición, capítulo 6
8. DINCYP, Instalación de una Toma Eléctrica mediante cable submarino en la Base Naval de San Cristóbal, 2004
9. DIPAC, Catálogo productos de acero DIPAC, Guayaquil, Eloy Alfaro y Calicuchima, 5932415371
10. DNV, Det Norske Veritas, Reglas para sistemas de ductos submarinos. 1981 / 1996.
11. INOCAR, Estudio de Impacto Ambiental para la Creación del Parque Submarino Salinas XXI, 2002
12. INOCAR, Estudio Batimétrico del Área de la Base Naval de Salinas, 2004
13. MUNSON & YOUNG, Fundamentos de Mecánica de Fluidos, Capítulos 8 y 12

14. NORTON ROBERTO, Diseño de Máquinas, capítulo 4

15. ORTIZ EDGAR ING. Resultado de Análisis Metalográfico de una muestra de la tubería original, ESPOCH

16. PATIÑO MARIO, Mecánica de Fluidos II apuntes de clase, ESPOL I término 2004

17. PETROECUADOR, Curso de Diseño de Líneas Submarinas, 1999

18. TORRES ALFREDO, Sólidos Avanzados apuntes de clase, ESPOL II término 2005

19. www.monografias.com, Diseño de Tuberías Submarinas