6149

U.N.A.M.

Facultad de Ingeniería

Diseño Hidráulico y Estructural de Tuberías de Bombeo Sujetas a Alta Presión

DESCARTE

T E S I S

Que para obtener el título de :

INGENIERO CIVIL

p r e s e n t a :

HECTOR FRANCISCO FERNANDEZ ESPARZA

México, D. F. 1978

Universidad Nacional Autónoma de México
UNAM
Biblioteca Central
Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

A MIS PADRES:

ROBERTO FERNANDEZ DERATH

Y MA. CONCEPCION ESPARZA

Gracias a cuyos esfuerzos he logrado alcanzar una de mis mayores metas.

A MIS HERMANOS:

ROBERTO, ANTONIO Y MA. TERESA

Quienes siempre me han brindado su apoyo.

A MIS ESCUELAS

A MIS MAESTROS, COMPAÑEROS Y AMIGOS:

MI RECONOCIMIENTO A LOS INGENIEROS:

HUMBERTO GARDEA V.
Y ARTURO ULLOA O.

Al primero por su valiosa y desinteresada dirección en la elaboración de esta tésis.
Al segundo porque gracias a sus enseñanzas y orientación fue posible este trabajo.

MI AGRADECIMIENTO A:

INGENIERIA Y PROCESAMIENTO ELECTRONICO, S.A.

Por las facilidades prestadas.

FACULTAD DE INGENIERIA
EXAMENES PROFESIONALES
60-1-243

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

Al Pasante señor HECTOR FRANCISCO FERNANDEZ ESPARZA,
P r e s e n t e .

En atención a su solicitud relativa, me es grato transcribir a usted a continuación el tema que aprobado por esta Dirección propuso el Profesor M. en I. Humberto Gardea Villegas, para que lo desarrolle como tesis en su Examen Profesional de Ingeniero CIVIL.

"DISEÑO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE TUBERIAS DE BOMBEO SUJETAS A ALTA PRESION"

1. Aspectos generales sobre tuberías de alta presión
2. Determinación de las presiones a que esta sujeta - una tubería
3. Aspectos económicos en tuberías
4. Localización y arreglo de la tubería
5. Diseño
6. Conclusiones

Ruego a usted se sirva tomar debida nota de que en cumplimiento de lo especificado por la Ley de Profesiones, deberá prestar Servicio - Social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito indispensable para sustentar Examen Profesional; así como de la disposición de la Dirección General de Servicios Escolares en el sentido de que se imprima en lugar visible de los ejemplares de la tesis, el título del trabajo realizado.

Atentamente
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
Cd. Universitaria, a 6 de junio de 1977
EL DIRECTOR

ING. ENRIQUE DEL VALLE CALDERON

EVC/GSA/ser

DISEÑO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE TUBERIAS DE BOMBEO SUJETAS A ALTA PRESION.

I N D I C E

		PAG.
CAP. 1.	Aspectos Generales sobre tuberías de alta presión.	1
CAP. 2.	Determinación de las presiones a que sujeta una tubería.	14
CAP. 3.	Aspectos económicos en tuberías.	41
CAP. 4.	Localización y arreglo general de la tubería.	54
CAP. 5.	Diseño.	70
5.1	Esfuerzos en la membrana.	75
5.2	Esfuerzos en los apoyos.	89
5.3.	Diseño de las columnas de los anillos.	103
5.4.	Diseño de piezas especiales.	131
CAP. 6.	Conclusiones.	164

C A P I T U L O I

ASPECTOS GENERALES SOBRE TUBERIAS DE ALTA PRESION

Uno de los problemas a que el hombre se ha enfrentado a través del tiempo es el de abastecimiento de agua para su subsistencia. Desde épocas remotas el transporte de agua desde las fuentes de abastecimiento hasta el lugar de consumo, se ha ido haciendo mediante la utilización de tuberías hechas de diferentes materiales como son la arcilla, la madera, el plomo, el cobre, el fierro fundido, el concreto y el acero, entre otros. En la actualidad, los materiales más empleados son el fierro fundido, el asbesto-cemento, el concreto reforzado y el acero; en nuestro caso, nos limitaremos a hablar de tuberías fabricadas de este último material.

Es usual el empleo de tuberías de acero en tramos de conducción sujetas a altas presiones (generalmente en plantas hidroeléctricas, en bombeos y sifones invertidos) debido a las propiedades intrínsecas del material como son, entre otras: gran resistencia, mayor ductilidad que otros materiales (trayendo consigo una mayor capacidad para deformarse sin dejar de ofrecer resistencia, haciéndose indicado para

absorver efectos de golpe de ariete y que otros materiales no pueden resistir durante un tiempo apreciable debido a su fragilidad), maniobrabilidad y mayor resistencia al impacto.

La gran resistencia del tubo de acero permite el uso de paredes delgadas con las ventajas consiguientes. Sin embargo, en ciertos casos, debido a consideraciones de orden práctico, aún el espesor mínimo elegido para una instalación posee resistencia de sobra. Esta resistencia de reserva hace posible aumentos en el futuro del gasto de entrega de agua, utilizando presiones más altas de bombeo.

Una línea de tubería puede ser enterrada o visible y ha de definirse de estudios previos cuál de los dos casos es más conveniente para su proyecto; en el primer caso podemos citar como ventajas el que la tubería queda protegida contra constantes cambios de temperatura, el panorama natural se conserva intacto, la tubería queda protegida contra actos de sabotaje y violencia, etc, sin embargo, como inconvenientes aparecen el de que, en tuberías de gran diámetro los costos de excavación se elevan considerablemente, además de que el mantenimiento se torna más difícil.

En tuberías de acero, se conciben dos tipos: las abiertas y las cerradas. Las tuberías abiertas son aquellas en que para absorver las va-

riaciones de longitud de una tubería metálica se colocan piezas especiales de libre expansión (juntas de dilatación); en tuberías cerradas, esto no se hace. Esto explica, el porqué las tuberías enterradas resultan cerradas (no se puede garantizar la operación de una junta de dilatación bajo tierra) y el porqué las tuberías visibles resultan abiertas (tomemos en cuenta, que en la intemperie los cambios de temperatura son mucho mayores que bajo tierra).

Es recomendable en tuberías sin juntas de dilatación prefatigar la tubería, es decir, producir en la tubería una deformación longitudinal tal que, el esfuerzo longitudinal a la temperatura de montaje, sea cero.

Las tuberías han de tener además, agujeros de inspección logrando así una mejor conservación, pues se facilita la inspección interior de las mismas. Estos agujeros han de colocarse en sitios de fácil acceso, procurándose a su vez situarlos a distancias que oscilan entre 100 y 200 m (esta separación ha de depender fundamentalmente del diámetro de la tubería y de la pendiente de la misma).

En los cambios de dirección las fuerzas presentadas por esta razón, obligan a anclar la tubería mediante bloques de concreto, denominados machones de anclaje.

Un aspecto fundamental en tuberías de acero es el referente al sistema de apoyo y cuya consecuencia principal son la magnitud de los esfuerzos presentados. El sistema de apoyo ha de depender del diámetro, teniéndose con ello, dos tipos: el primer sistema, para tuberías de pequeño diámetro consiste en tuberías sin anillos atiesadores apoyados sobre silletas; el segundo sistema, aplicable en tuberías de gran diámetro, ha de consistir en tuberías con anillos atiesadores, que se apoyarán sobre silletas o columnas; el uso de anillos atiesadores en tuberías de gran diámetro, permite evitar considerables esfuerzos transversales de flexión, así como grandes distorsiones sobre los apoyos. Resulta impreciso englobar el concepto de pequeñez de diámetro entre 2 números exactos, pues este estará en función principalmente de la carga total a que este expuesta la tubería.

Una línea de tubería ha de irse armando por tramos, los cuales se han de montar en el terreno; la longitud de estos ha de oscilar entre cinco y diez metros aproximadamente, siendo función esta de los problemas de fabricación, de transporte y constructivos, fundamentalmente.

Dentro de esta tesis, nos enfocaremos a una tubería de acero que será visible, abierta, con juntas soldadas y con anillos atiesadores, particularizando a casos de bombeo (aunque el diseño de una tubería para

generación resulta prácticamente el mismo.

Fabricación de tuberías de acero. Normas de calidad. Por lo que a manufactura se refiere, se utilizan dos métodos de fabricación: el proceso de soldadura y el proceso sin costura. El proceso de soldadura se refiere fundamentalmente a la producción de tubos partiendo de aceros rolados en frío, soldados en horno, con ciertas variantes como lo son tubos soldados a tope y traslape y, soldadura eléctrica. En el proceso sin costura, se utilizan dos métodos; en el primero, los lingotes son perforados en caliente para posteriormente, procesar el producto hasta la dimensión deseada; en el segundo, las placas de acero se acopan en caliente y se estiran hasta el tamaño deseado.

La producción de tuberías de acero quedará sujeta a un estricto control de calidad, tomando en cuenta normas nacionales como lo son las de la Dirección General de Normas (D.G.N.) de la extinta Secretaría de Industria y Comercio (actualmente Secretaría de Patrimonio y Fomento Industrial) y normas internacionales como lo son las de la American Society for Testing Materials (A.S.T.M.), las de la American Petroleum Institute (A.P.I.), las de la American Society for Mechanical Engineers (ASME) y las de la American Water Work Association (AWWA).

El tipo y el grado del acero se define por su composición química, su elaboración, su tratamiento térmico y sus características mecánicas y tecnológicas. Según especificaciones de la American Society for Testing Materials, los aceros recomendables para tuberías sujetas a alta presión en calidad brida y fogón se muestran en las tablas 1.1 a 1.5.

La American Petroleum Institute cubre siete grados de acero para tuberías a presión (API 5L y 5LX) mostrándose sus propiedades mecánicas en la tabla 1.6.

NORMA A 201-61T

GRADO	PUNTO DE FLUENCIA		RESIST. ULTIMA A TENSION		ELONGACION MIN. 200 mm (8") en %
	kg/cm^2	p.s.i.	kg/cm^2	p.s.i.	
Brida					
A	2 100	30 000	3 870/4 570	55 000/65 000	24
B	2 250	32 000	4 220/5 060	60 000/72 000	22
Fogón					
A	2 100	30 000	3 870/4 570	55 000/65 000	25
B	2 250	32 000	4 220/5 060	60 000/72 000	22

TABLA 1.1

NORMA .A 285-66 espesor hasta 2"

GRADO	PUNTO DE FLUENCIA		RESIST. ULTIMA A TENSION		ELONGACION MIN. 200 mm (8") en %
	kg/cm²	p.s.i.	kg/cm²	p.s.i.	
Brida					
A	1 680	24 000	3 160/3 870	45 000/55 000	26
B	1 900	27 000	3 515/4 220	50 000/60 000	24
C	2 100	30 000	3 870/4 570	55 000/65 000	22
Fogón					
A	1 680	24 000	3 160/3 870	45 000/55 000	27
B	1 900	27 000	3 515/4 220	50 000/60 000	25
C	2 100	30 000	3 870/4 570	55 000/65 000	23

TABLA 1.2

NORMA A 515-67 (sustituyendo al A 201-66)

GRADO	PUNTO DE FLUENCIA		RESIST. ULTIMA A TENSION		ELONGACION MIN. 200 mm (8") en %
	kg/cm²	p.s.i.	kg/cm²	p.s.i.	
55	2 100	30 000	3 870/4 570	55 000/65 000	23
60	2 250	32 000	4 220/5 060	60 000/72 000	21
65	2 450	35 000	4 570/5 410	65 000/77 000	19
70	2 670	38 000	4 920/5 980	70 000/85 000	17

TABLA 1.3

NORMA A 202-67

GRADO	PUNTO DE FLUENCIA		RESIST. ULTIMA A TENSION		ELONGACION MIN. 200 mm (8") en %
	kg/cm²	p.s.i.	kg/cm²	p.s.i.	
A	3 160	45 000	5 270/6 330	75 000/90 000	16
B	3 300	47 000	5 980/7 380	85 000/105000	15

TABLA 1.4

NORMA A 204-67

GRADO	PUNTO DE FLUENCIA		RESIST. ULTIMA A TENSION		ELONGACION MIN. 200 mm (8") en %
	kg/cm²	p.s.i.	kg/cm²	p.s.i.	
Espesor hasta 6"					
A	2 600	37 000	4 570/5 410	65 000/77 000	19
B	2 800	40 000	4 920/5 980	70 000/85 000	17
Espesor hasta 4"					
C	3 020	43 000	5 270/6 330	75 000/90 000	16

TABLA 1.5.

GRADO	FLUENCIA MINIMA (punto cedencia)		RESIST. ULTIMA A TENS. (MINIMA)		ALARGAM. PROM. 50.8 mm (2") en %
	kg/cm^2	p. s. i.	kg/cm^2	p. s. i.	
A	2 109	30 000	3 370	48 000	35
B	2 461	35 000	4 219	60 000	30
X-42	2 953	42 000	4 219	60 000	25
X-46	3 234	46 000	4 430	63 000	23
X-52	3 656	52 000	4 640	66 000	22
X-56	3 937	56 000	4 990	71 000	21
X-60	4 219	60 000	5 270	75 000	20
X-65	4 570	65 000	5 410	77 000	18

TABLA 1.6.

Las propiedades mecánicas para tornillos según normas de la A.S.T.M. se muestran en las tablas 1.7 y 1.8.

NORMA A 307-67

Ø DEL TORNILLO	n POR PULG.	AREA DE ESFZO. PULG²	FUERZA DE TENSION EN LIBRAS		TORNILLO	ESFUERZO DE TENSION PSI	ELONGACION PROB. 2"
			GRADO"A"Y"B" MIN	GRADO "B" MAX.			
1/2"	13	0.142	8 500	14 190	GRADO A Y GRADO B	60 000 MIN.	min. 18%
9/16"	12	0.182	11 000	18 200	GRADO B SOLAMENTE	100 000 MAX.	
5/8"	11	0.226	13 550	22 600			
3/4"	10	0.334	20 050	33 400			
7/8"	9	0.462	27 700	46 200			

TABLA 1.7

NORMA A 325-66b

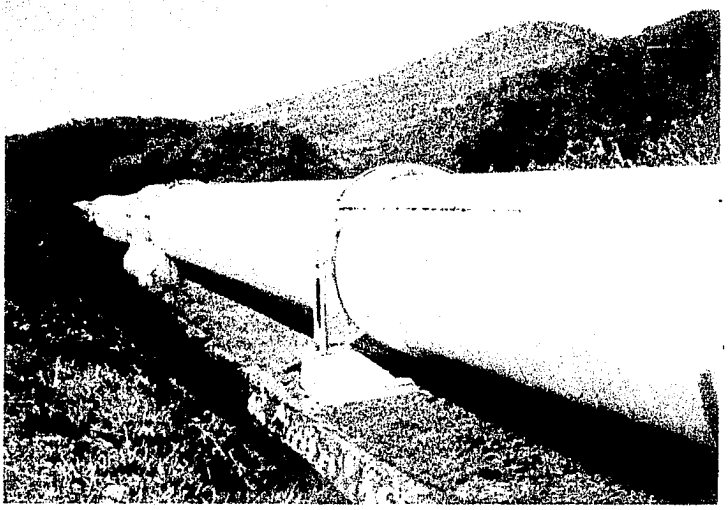
Ø DEL TORNILLO	n POR PULG.	AREA DE ESFZO. PULG²	FZA. TENSION MIN. EN LBS.	CARGAS DE PRUEBA EN LBS.	
				MET. DE LONG.	MET. FLUENCIA
1/2"	13	0.142	17 050	12 050	12 500
5/8"	11	0.226	27 100	19 200	19 900
3/4"	10	0.334	40 100	28 400	29 400
7/8"	9	0.462	55 450	39 250	40 650
TORNILLOS DE 1/2" A 1" DE Ø.			120 000 psi.	85 000 psi.	88 000 psi.

AREA DE ESFUERZO EN PULG. $A = 0.7854 \left(Ø - \frac{0.9743}{n} \right)^2$

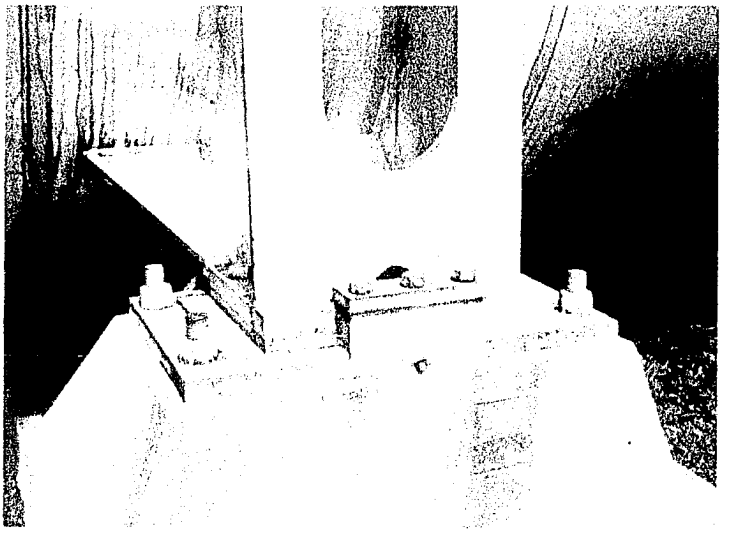
Ø = DIAMETRO DEL TORNILLO

n = NUMERO DE CUERDAS POR PULG.

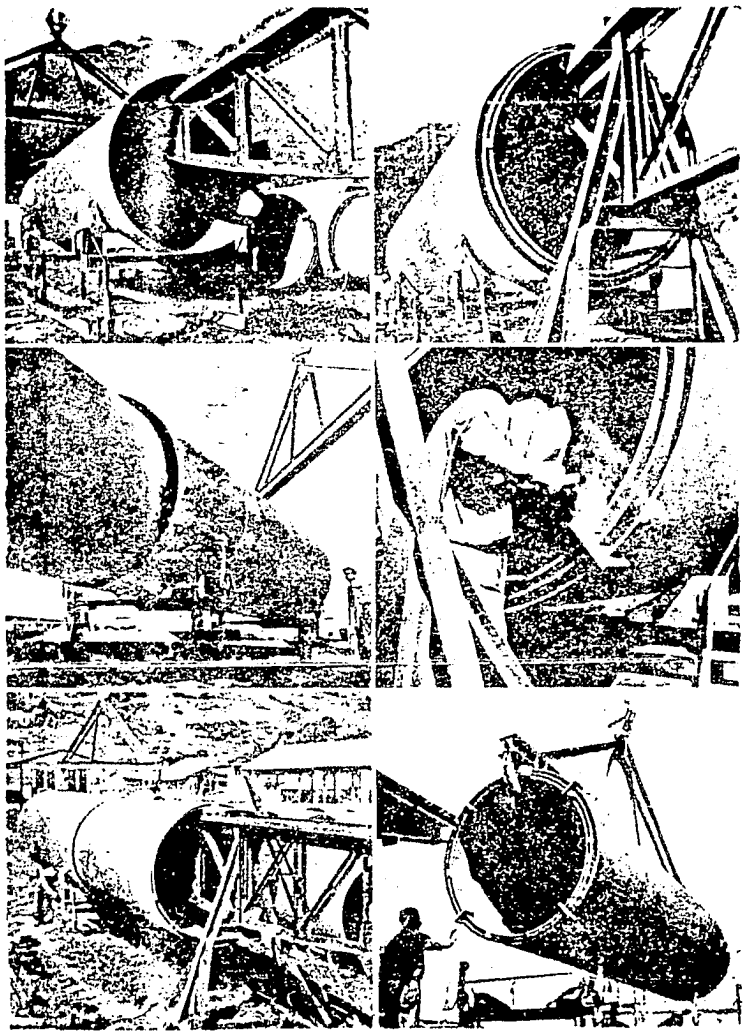
TABLA 1.8



Vista de una tubería forzada visible con anillos atiesadores apoyados sobre silletas



Detalle del sistema de apoyo .
Anillos atiesadores descargando sobre silletas.



Embarque de tuberías de tipo "telescopico".
(Foto tomada de la publicación de Ugo Bellometti para tuberías forzadas en 1955).

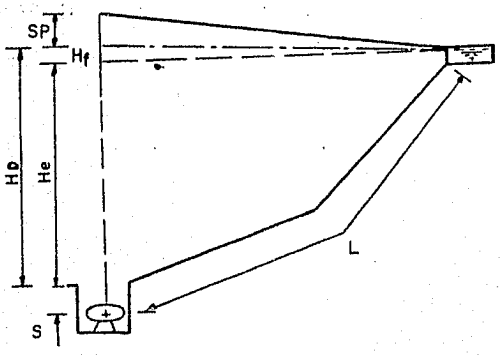
C A P I T U L O 2

DETERMINACION DE LAS PRESIONES A QUE ESTA SUJETA UNA TUBERIA

Para la determinación de las presiones a que está sujeta una tubería hemos de considerar dos casos: el primero consistente en una tubería a presión trabajando a gravedad y el segundo, que es el caso a tratar, en una tubería de bombeo.

Para el primero de los casos, la carga total de trabajo de la tubería estará dada por la suma de la carga estática, más el aumento de carga de presión por efectos de golpe de ariete.

Para el caso de tuberías de bombeo, la carga total de trabajo vendrá a ser la suma de la carga estática, más las pérdidas de energía a través de toda la línea, más la sumergencia requerida para las bombas, más la sobrepresión por golpe de ariete. La carga estática sumada a las pérdidas de energía, constituyen la carga dinámica o de operación y es para la que se ha de diseñar el equipo electromecánico. Un esquema representativo de un bombeo se muestra en la fig. 2.1.



S = Sumergencia

HE= Carga estática

Hf= Perdidas de energía

SP= Sobre presión por golpe de ariete.

Hd= Carga dinámica

Figura 2.1

Pérdidas de energía

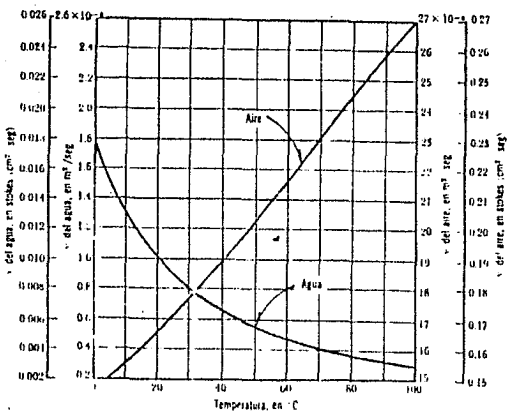
Las pérdidas de carga que hemos de considerar en una tubería a presión son las siguientes:

a). Pérdidas mayores. Estas pérdidas corresponden a las pérdidas por fricción y pueden ser calculadas por medio de la expresión de Darcy-Weisbach

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \qquad (2.1)$$

siendo:

f = Coeficiente por fricción; puede ser calculado por el diagrama de Moody en función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa $(\frac{\varepsilon}{D})$. Este diagrama es el que aparece en la fig. 2.2. Los valores de ε son función del tipo de tubo; para tubos de acero, estos valores son mostrados en la tabla 2.1.



Viscosidad cinemática del agua y del aire a la presión atmosférica del nivel del mar.

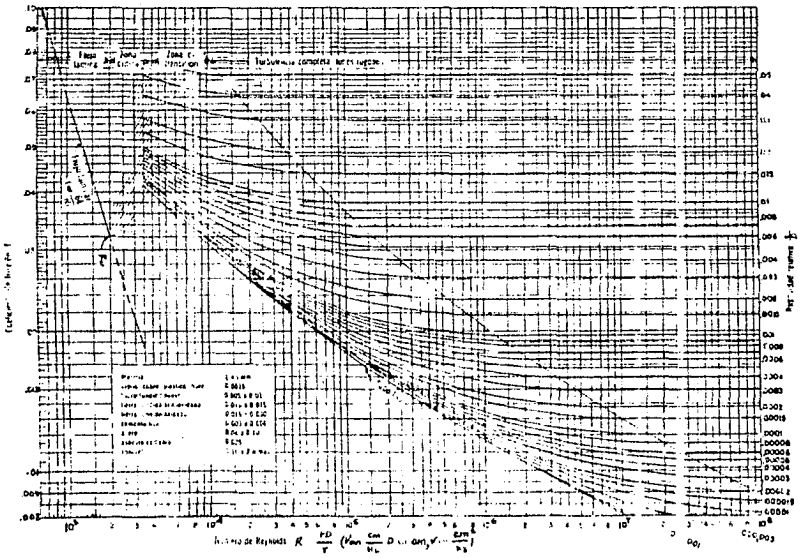


Figura 2.2 Coeficiente de fricción para cualquier tipo y tamaño de tubo, diagrama universal de Moody.

L = Longitud de la tubería, en metros

D = Diámetro interior de la tubería, en metros

V = Velocidad media del agua, en m/seg

g = Aceleración de la gravedad, en m/seg^2

Valores de la rugosidad absoluta ε en tubos de acero:

Nuevo	0.05 a 0.10
Limpiado después de mucho uso	0.15 a 0.20
Moderadamente oxidado, con pocas incrustaciones	0.40
Con muchas incrustaciones	3
Con remaches transversales, en buen estado	0.1
Con costura longitudinal y una línea transversal de remaches en cada junta, o bién laqueado interiormente	0.3 a 0.4
Con líneas transversales de remaches, sencilla o doble; o tubos remachados con doble hilera longitudinal de remaches e hilera transversal sencilla, sin incrustaciones.	0.6 a 0.7
Acero soldado con una hilera transversal sencilla de pernos en cada junta, laqueado interior, sin oxidaciones, con circulación de agua turbia	1
Acero soldado, con doble hilera transversal de pernos, agua turbia, tuberías remachadas con doble costura longitudinal de remaches y transversal sencilla, interior asfaltado o laqueado	1.2 a 1.3

Acero soldado, con costura doble de remacheos transversales, muy oxidado. Acero remachado, de cuatro a seis filas longitudinales de remacheo, con mucho tiempo de servicio	2
Tubos remachados, con filas longitudinales y transversales.	
a) Espesor de lámina menor a 5 mm ----------	0.65
b) Espesor de lámina de 5 a 12 mm ----------	1.95
c) Espesor de lámina mayor a 12 mm, o entre 6 y 12 mm si las hileras de pernos tienen cubrejuntas ----------	3
e) Espesor de lámina mayor a 12 mm con cubrejuntas ------	5.5
Tubos remachados con cuatro filas transversales y seis longitudinales con cubrejuntas interiores----------	4

TABLA 2.1.

Otra expresión que puede ser empleada para el cálculo de pérdidas por fricción es la de Manning, con la ventaja de evitar el cálculo del coeficiente f, que como vimos, tiene un valor variable; esta expresión viene dada por:

$$h_f = \left(\frac{vn}{r^{2/3}}\right)^2 L \text{----------} \qquad (2.2)$$

en donde:

V = Velocidad media del agua, en m/seg

n = Coeficiente de fricción; para acero tenemos:

		Mínimo	Normal	Máximo
a).-	Soldado	0.010	0.012	0.013
b).-	Remachado	0.013	0.016	0.017

r = Radio hidráulico, en metros

L = Longitud de la tubería, en metros

b).- Pérdidas menores.- Estas pérdidas engloban los conceptos de: pérdidas por entrada, pérdidas por cambio de dirección, pérdidas por válvulas y pérdidas por salida, entre otras. Valores bastante aproximados para el cálculo de estas se muestran en la tabla No. 2.2.

Pérdidas por entrada	0.2	$\frac{v^2}{2g}$
Pérdidas por codo	0.9	$\frac{v^2}{2g}$
Pérdidas por válvula	2.0	$\frac{v^2}{2g}$
Pérdidas por salida	1.0	$\frac{v^2}{2g}$
Siendo $\frac{v^2}{2g}$ = la carga de velocidad		

TABLA No. 2.2.

Golpe de ariete. El rápido cierre o apertura de una válvula, produce una onda de presión en la tubería debida a la expansión del líquido al obstruirsele el paso, este fenómeno se denomina golpe de ariete. En la fig. 2.3, se muestran en forma esquemática las fases de este fenómeno.

Para la cuantificación de la sobrepresión producida por los efectos del golpe de ariete nos basaremos enlas ecuaciones básicas de Allievi, considerando maniobra lenta.

Se considera maniobra lenta cuando el tiempo de cierre de la válvula, es mayor al período de la onda de presión y maniobra brusca cuando sucede lo contrario. Haciendo referencia en la figura 2.1., tendremos que:

$$T = \frac{2L}{a} \qquad (2.3)$$

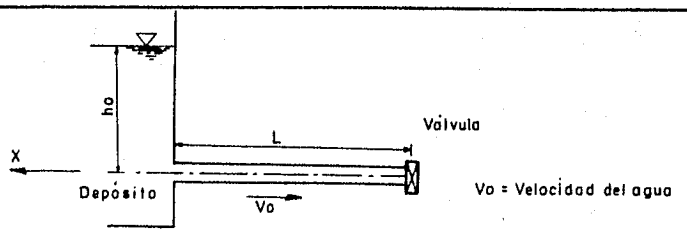
siendo:

T = Período de la onda de presión, en segundos

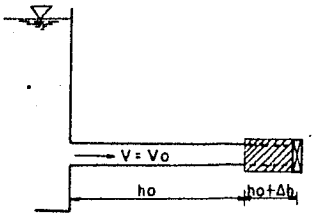
L = Longitud total de la tubería, en metros

a = Celeridad (velocidad de la onda de presión), en m/seg

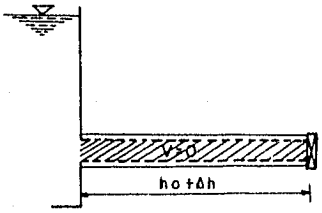
La celeridad viene dada por:



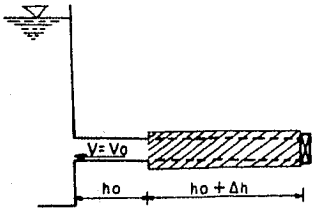
FASE DIRECTA. ONDA POSITIVA



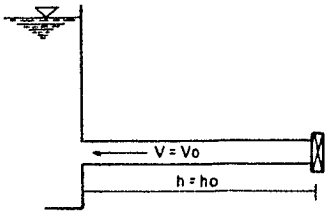
a) Onda positiva hacia el depósito



b) Onda positiva llegando al depósito

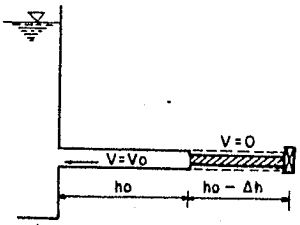


c) Onda negativa hacia la válvula

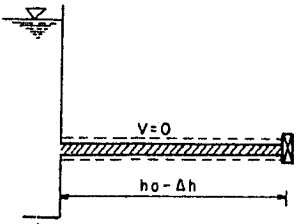


d) Onda negativa llegando a la válvula

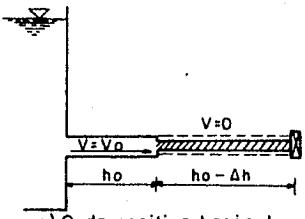
FASE INVERSA. ONDA NEGATIVA



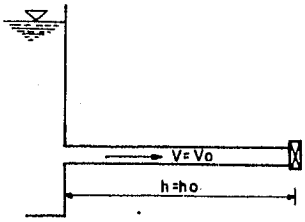
e) Onda negativa hacia el depósito



f) Onda negativa llegando al depósito



g) Onda positiva hacia la válvula



h) Onda positiva llegando a la válvula

Fig. 2.3. Fenómeno del golpe de ariete ante un cierre de válvula
(En caso de apertura, el fenómeno se sucita a partir de e)

$$a = \sqrt{\frac{g/\gamma}{\frac{1}{E\omega} + \frac{D}{Ese}}} \qquad \text{----------} \qquad (2.4)$$

donde:

g = Aceleración de la gravedad, en m/seg^2

γ = Peso volumétrico del líquido, en kg/m^3 (γ = 1000kg/m^3, para el agua)

$E\omega$ = Módulo de elasticidad del líquido, en kg/m^2 ($E\omega = 2.067 \times 10^8$ kg/m^2, para el agua)

Es = Módulo de elasticidad del material de la tubería, en kg/m^2, ($Es = 2.1 \times 10^{10}$ kg/m^2, para el acero)

D = Diámetro de la tubería, en metros

e = Espesor de la tubería, en metros

Si Tc = tiempo de cierre, en segundos, necesario para obturar completamente el hueco inicial en la válvula, se tiene:

Maniobra lenta para $Tc > T$

Maniobra brusca para $Tc < T$

La relación $\frac{Tc}{T}$ se denomina tiempo relativo de cierre

$$Tr = \frac{Tc}{T} \text{ ---------- (2.5)}$$

y corresponde al número de períodos presentados durante la maniobra.

Para el caso de maniobra brusca, la sobrepresión máxima puede ser calculada mediante la expresión:

$$\Delta H = \frac{a}{g} v \text{ ---------- (2.6)}$$

donde:

v = Velocidad del flujo destruído, en m/seg

Esta expresión, resulta de la solución particular de las ecuaciones de Allievi utilizadas para maniobra lenta y de las que se hace referencia más adelante. Nótese que para cierre brusco, la sobrepresión es del orden de cien veces la velocidad del flujo destruído (también denominda velocidad de inercia), si tomamos en cuenta que la celeridad en tuberías de acero es del orden de 1000 m/seg.

En tuberías de bombeo, sujetas a alta presión, generalmente no se presenta el caso de una maniobra brusca. Esto se explica con el hecho de que, aún considerando una suspensión brusca de energía eléc-

trica, debido al momento volante propio de las bombas estas seguirán girando, teniendo con ello, el caso de una maniobra lenta.

La deducción de las ecuaciones para el caso de un cierre lento está basada en las siguientes hipótesis:

a) Se considera el líquido compresible, y que es justificable desde el punto de vista de que las presiones son considerables.

b) Los efectos de fricción de la onda de presión se consideran despreciables en comparación con las otras presiones.

Partamos de considerar la fig. 2.4.

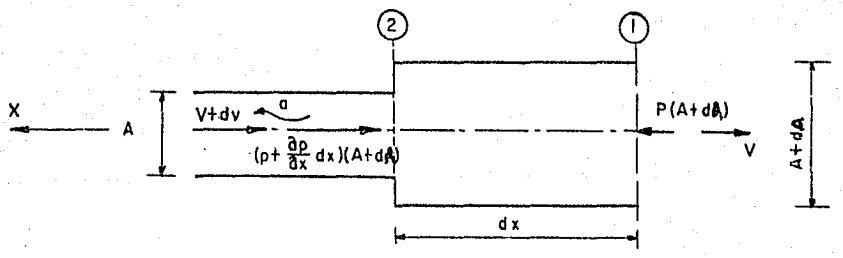


Figura 2.4

Estableciendo la ecuación de cantidad de movimiento

$$\sum_{1}^{2} F\,dt = mdv$$

para este caso tendremos:

$$\left[-\left(p + \frac{\partial p}{\partial x}\,dx\right) + p \right](A+dA)dt = \frac{\gamma+d\gamma}{g}(A+dA)dx \left[-(v+dv)-(-v) \right]$$

de donde:

$$-\frac{\partial p}{\partial x}\,dxdt = -\frac{\gamma}{g}\,dxdv - \frac{d\gamma}{\gamma}\,dx\,dv$$

despeciando diferenciales de tercer orden:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\gamma}{g}\,\frac{dv}{dt}$$

donde:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial x}\,\frac{dx}{dt}$$

siendo

$\frac{\partial v}{\partial x}$ despreciable en comparación a $\frac{\partial v}{\partial t}$ bajo la hipótesis de líquido

compresible.

sabiendo que:

$$P = \gamma h$$

tenemos finalmente:

$$\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} \quad \text{---------- (2.7) Ec. dinámica}$$

Ahora, consideremos la fig. 2.5.

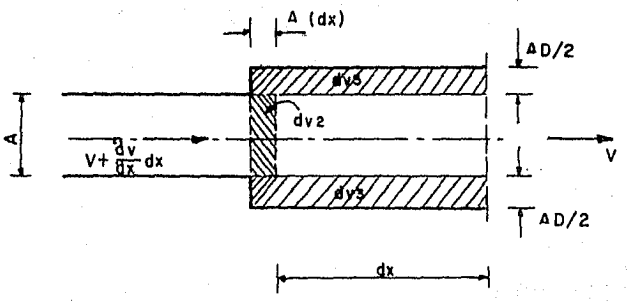


Figura 2.5

llamemos:

dV_1 = Volumen de agua que entra

dV_2 = Volumen que se deforma

dV_3 = Volumen que se aloja en la tubería deformada

tendremos que (por continuidad):

$$dV_1 = dV_2 + dV_3 \quad \text{----------} \quad (2.8.1.)$$

por otro lado, dentro de la ley de Young

$\sigma = Ee$ (hipótesis de comportamiento lineal)

para el líquido:

$$dp = \frac{\partial p}{\partial t} dt = E\omega \frac{\Delta (dx)}{dx}$$

siendo $E\omega$: módulo de elasticidad del líquido

de donde:

$$\Delta (dx) = \frac{dx}{E\omega} \frac{\partial p}{\partial t} dt$$

y si consideramos que:

$dV_2 = A \ \Delta(dx)$

tendremos que:

$$dV_2 = \frac{A}{E\omega} \frac{\partial p}{\partial t} dt\, dx \text{----------} \quad (2.8.2)$$

para la tubería (de diámetro D) ==

$$fs = Es \frac{\Delta D}{D} ; \quad \Delta D = \frac{fs\ D}{Es}$$

Es: módulo de elasticidad del acero

por otro lado sabemos que:

$$e = \frac{dp\ D}{2fs} ; \quad fs = \frac{dp\ D}{2e} = \frac{\partial p}{\partial t} dt \frac{D}{2e}$$

e = espesor requerido por una tubería para resistir una presión dp

llegando a:

$$\Delta D = \frac{D^2}{2Ese} \frac{\partial p}{\partial t} dt$$

y dado que:

$$dV_3 = \pi D \frac{\Delta D}{2} dx$$

obtenemos:

$$dV_3 = \frac{\pi D^2}{4} \frac{D}{Ese} \frac{\partial p}{\partial t} dt\, dx \text{ ---------- } (2.8.3)$$

de la misma forma

$$dV_1 = A \frac{\partial v}{\partial x} dx\, dt \text{ ---------- } (2.8.4)$$

sustituyendo (2.8.2), (2.8.3) y (2.8.4) en (2.8.1):

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial t} \left(\frac{1}{E\omega} + \frac{D}{Ese} \right)$$

de la ecuación (2.4):

$$\frac{1}{E\omega} + \frac{D}{Ese} = \frac{g}{\gamma a^2}$$

por lo que:

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{g}{\gamma a^2} \frac{\partial p}{\partial t}$$

llegando a:

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{g}{a^2} \frac{\partial h}{\partial t} \quad \text{---------- (2.8) Ec. de continuidad}$$

La soluciones de las ecuaciones (2.7 y 2.8) vienen a ser respectivamente:

$$v = v_o - \frac{g}{a} \left[F\left(t - \frac{x}{a}\right) + f\left(t + \frac{x}{a}\right) \right]$$

$$h = h_o + F\left(t - \frac{x}{a}\right) - f\left(t + \frac{x}{a}\right)$$

donde F y f son funciones de la carga de presión.
Para el caso particular de:

$x = L$ tenemos $h = h_o$

y por lo tanto:

$$F\left(t - \frac{L}{a}\right) = f\left(t + \frac{L}{a}\right)$$

es decir:

$$F_{i-1} = f_i$$

donde i = número de orden de un período completo; teniendo pues:

$$v_i = v_o - \frac{g}{a} (F_i + F_{i-1}) \text{----------} \quad (2.9.1)$$

$$h_i = h_o + F_i - F_{i-1} \text{----------} \quad (2.9.2)$$

Considerando que $F_o = 0$ (la sobrepresión por golpe de ariete no exite para i = o) llegamos a establecer:

i	Vi	h_i
1	$v_1 = v_o - \frac{g}{a} F_1$	$h_1 = h_o + F_1$
2	$v_2 = v_o - \frac{g}{a} (F_2 + F_1)$	$h_2 = h_o + F_2 - F_1$

que al hacerlas sumultáneas para cada período obtendremos:

para i=1 : $h_1 - h_o = \frac{a}{g} (v_o - v_1)$

para i=2 : $h_2 + h_1 - 2h_o = \frac{a}{g} (v_1 - v_2)$

y generalizando para cualquier valor de i:

$$h_i + h_{i-1} - 2h_o = \frac{a}{g} (v_{i-1} - v_i) \text{----------} \quad (.2.9.3)$$

Llamemos ahora v a la velocidad del fluído en condiciones normales de servicio y multipliquemos el segundo miembro de la ecuación (2.9.3) por $\frac{v}{v}$ y toda la ecuación por $\frac{1}{h_o}$:

$$\frac{h_i}{h_o} + \frac{h_{i-1}}{h_o} - 2 = \frac{av}{gh_o}\left(\frac{v_{i-1}}{V} - \frac{v_i}{V}\right) \text{----------} \quad (2.9.4)$$

Consideremos ahora, la fig. 2.6.

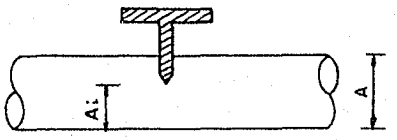


Figura 2.6

Haciendo uso de las ecuaciones de orificios y continuidad para el período cero y el período i cualquiera:

$$Av = C\,A\,\sqrt{2g\,h_o}$$

$$Avi = CA_i\,\sqrt{2g\,h_i}$$

de donde:

$$\frac{Vi}{V} = \frac{Ai}{A} \sqrt{\frac{hi}{h_o}} \quad \text{----------} \quad (2.9.5)$$

Estableciendo las siguientes igualdades:

$$\rho = \frac{av}{2gh_o} \quad \text{----------} \quad (2.9.6)$$ Constante de Allievi

$$\xi_i^2 = \frac{hi}{h_o} \quad \text{----------} \quad (2.9.7)$$

y:

$$n_i = \frac{Ai}{A} \quad \text{----------} \quad (2.9.8)$$

que en caso de apertura (fig. 2.7.a)

$$n_i = \frac{iT}{Tc} = \frac{i}{Tr} \quad \text{----------} \quad (2.9.8.1)$$

y en caso de cierre (fig. 2.7.b)

$$n_i = \frac{Tc - iT}{Tc} = 1 - \frac{i}{Tr} \quad \text{----------} \quad (2.9.8.2)$$

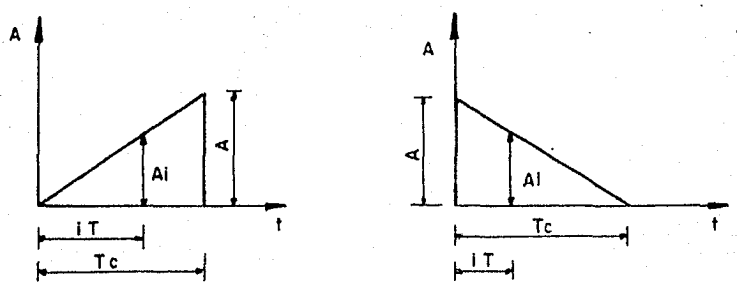


Figura 2.7

llevando (2.9.7) y (2.9.8) a (2.9.5):

$$\frac{V_i}{V} = \eta_i \quad \xi_i \text{ ----------} \quad (2.9.9)$$

Por último, de sustituir (2.9.6), (2.9.7) y (2.9.9) en (2.9.4) obtenemos:

$$\xi_i^2 + \xi_{i-1}^2 - 2 = 2\rho \ (\eta_{i-1} \ \xi_{i-1} - \eta_i \ \xi_i) \text{----------} \quad (2.9)$$

y que es la ecuación general para valuar el golpe de ariete en cualquier período i

NOTA: Como previamente apuntamos, en el caso de tuberías para generación se emplea como carga normal (h_o), la carga estática y en tuberías a bombeo la carga dinámica y que corresponde a la suma de la carga estática más las pérdidas de energía en todo el tramo a bombeo.

Ejemplo: Calcular la sobrepresión máxima por efectos de golpe de ariete, que se produce debido al cierre de una válvula en una tubería de acero empleada en un bombeo, al suministrarsele un gasto de 15 m^3/seg, dado que las características de la conducción y de operación son las siguientes:

Carga estática	200.00 m
Longitud	800.00 m
Diámetro	2.50 m
Espesor	1.905 cm
N Manning	0.011
Tiempo de cierre	4.15 seg.

Suponiendo un 5% de pérdidas menores respecto a las pérdidas por fricción.

Solución:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi(2.5)^2}{4} = 4.9087 \text{ m}^2$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{15.00}{4.9087} = 3.06 \text{ m/seg}$$

$$r = \frac{D}{4} = \frac{2.50}{4} = 0.625 \text{ m}$$

De la ec. 2.2.

$$h_f = 1.05 \left(\frac{3.06 \times 0.011}{0.625^{\ 2/3}}\right)^2 800 = 1.78 \text{ m}$$

$$h_o = h_e + h_f = 200.00 + 1.78 = 201.78 \text{ m}$$

De la ec. 2.4.

$$a = \left(\frac{9.81/1000}{\frac{1}{2.067\times10^8} + \frac{1}{2.1\times10^{10}} \times 0.01905}\right)^{1/2} = 1156.26 \text{ m/seg.}$$

De la ec. 2.9.6

$$\rho = \frac{1156.26\ (3.06)}{2\ (9.81)(201.78)} = 0.894 \ ; \ 2\rho = 1.788$$

De la ec. (2.3)

$$T = \frac{2.\ (800)}{1156.26} = 1.38 \text{ seg.}$$

De la ec. (2.5)

$$Tr = \frac{4.15}{1.38} = 3$$

De la ec. (2.9.8.2)

$$\eta_i = 1 - \frac{i}{3}$$

Previo al inicio de la maniobra; para $i = 0 : h_i = h_o = 201.78$ y

$$\xi_o^2 = 1$$

Elaboramos una tabla como la siguiente para facilidad de cálculo (la que se va llenando para cada número de período).

i	η_i	ξ_i	ξ_i^2	$h_i = \xi_i^2$ ho
0	1	1	1	201.78
1	0.66	1.181	1.394	281.38
2	0.33	1.150	1.322	266.69
3	0	1.165	1.357	273.72
4	0	0.802	0.643	129.75
5	0	1.165	1.357	273.72

De la ecuación (2.9) :

para i=1 :

$$\xi_1^2 + 1 - 2 = 1.788 \ (1 \times 1 - 0.66 \ \xi_1)$$

$$\xi_1^2 + 1.180\ \xi_1 - 2.788 = 0$$

$$\xi_1 = -\frac{1.180}{2} + \sqrt{\left(\frac{1.180}{2}\right)^2 - (-2.788)} = 1.181$$

para i = 2:

$$\xi_2^2 + 1.394 - 2 = 1.788\ (0.66 \times 1.181 - 0.33 \times \xi_2)$$

$$\xi_2^2 + 0.590\ \xi_2 - 2.000 = 0$$

$$\xi_2 = 1.150$$

para i = 3:

$$\xi_3^2 + 1.322 - 2 = 1.788\ (0.33 \times 1.150 - 0)$$

$$\xi_3^2 = 1.357\ ;\ \xi_3 = 1.165$$

para i = 4:

$$\xi_4^2 + 1.357 - 2 = 1.788\ (0-0)$$

$$\xi_4^2 = 0.643\ ;\ \xi_4 = 0.802$$

para $i = 5$:

$$\xi_5^2 + 0.643 - 2 = 0$$

$$\xi_5^2 = 1.357 \; ; \; \xi_5 = 1.165$$

de aquí concluímos que la máxima sobrepresión positiva, para este caso particular, se presenta en el primer período con un valor:

$$SP_+ = 281.38 - 201.78 = 79.60 \text{ m}$$

mientras que la "sobrepresión negativa" se presenta en el cuarto período después de haber cerrado completamente la válvula, y su valor viene dado por:

$$SP_- = 129.75 - 201.78 = -72.03 \text{ m}$$

Es importante hacer notar el hecho de que después del cierre completo de una válvula se presentarán en forma alternada sobrepresiones negativas y positivas, que en la realidad se irán amortiguando por efectos friccionantes de la onda de presión. En el ejemplo, se ve claramente que en el quinto período la presión total es idéntica a la del tercer período, pero no hay que olvidar que partimos de la hipótesis de que

los efectos friccionantes mencionados, eran despreciables en relación a la magnitud de las sobrepresiones presentadas.

C A P I T U L O 3

ASPECTOS ECONOMICOS EN TUBERIAS.

a).- SELECCION DE DIAMETRO ECONOMICO.

La determinación del diámetro para una tubería es un problema de suma importancia y ha de hacerse tomando en cuenta tanto aspectos económicos como de ingeniería.

El criterio de selección de diámetro en una tubería de bombeo ha de estar restringida en el aspecto hidráulico por la velocidad máxima permisible del agua, para así evitar la presencia de vibraciones inconvenientes y efectos de cavitación en los codos, así como sobrepresiones excesivas debidas al fenómeno de golpe de ariete.

Según comentarios del Ing. John P. Davies, jefe del Departamento Mecánico de "Crippen International L.T.D." (Canadá), de prácticas norteamericanas y europeas, se ha coincidido en que las velocidades promedio de 4 a 5 m/seg son normales para tuberías forzadas con longitudes hasta de 2 500 m; sin embargo, hay autores que aceptan hasta 8 m/seg como velocidad máxima. En la tabla 3.1, pueden observarse las velocidades en tuberías forzadas para obras ya construídas en diversos pases.

TABLA 3.1

VELOCIDADES EN TUBERIAS A PRESION

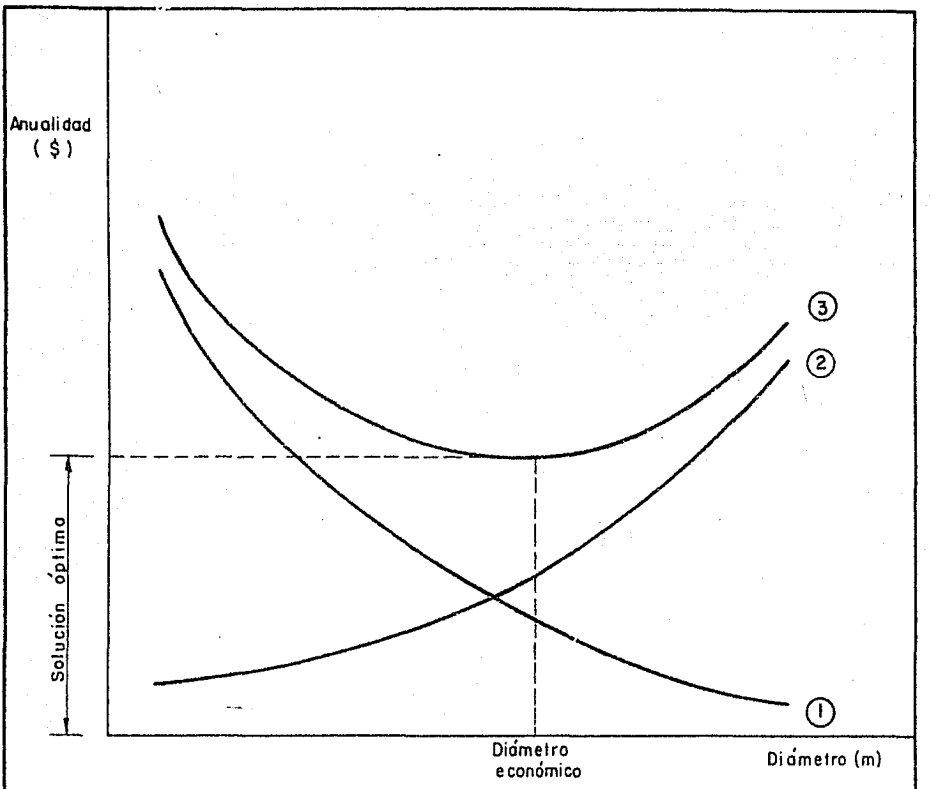
PLANTA O SITIO	GASTO m^3/seg	NUMERO LINEAS	DIAMETRO m	VELOCIDAD m/seg	OBSERVACIONES
Edward Hyatt U. S. A.	158.86 105.91 52.95	2 1 1	6.71 6.71 6.71	7.62 3.00 1.50	Generación Bombeo Bombeo
Del Valle U.S.A.	3.40	1	1.52	1.87	Bombeo
North Bay Interim U. S. A.	0.93	1	0.61	3.18	Bombeo
San Luis U. S. A.	371.52 311.49	4 4	5.33 5.33	4.16 3.49	Generación Túneles Bombeo
Dos Amigos U. S. A.	373.78	6	5.49	2.63	Bombeo, Tubería de concreto reforzado
Devil Canyon U. S. A.	33.98	1	2.90 a 2.44	5.14 7.27	Generación
Castaic U. S. A.	489.88	1	9.14	7.47	Generación y bombeo, túnel de los ángeles durante bombeo
Pyramid U. S. A.	87.78	2	3.66	4.17	Generación, tubería de concreto presforzado enterrada.
Tuy II Caracas, Ven.	6.00	1	1.80	2.36	Bombeo
Coche, Francia	34.20 34.20 34.20 34.20	1 1 1 1	2.75 2.71 2.65 2.63	5.76 5.93 6.20 6.30	Bombeo Bombeo Bombeo Bombeo
Mexicali-Tijuana México	4.00	1	1.37	2.71	Bombeo

Una vez fijados los rangos de velocidades permisibles según el proyecto en una tubería forzada, ha de elaborarse un estudio económico para fijar el diámetro que ha de servir de base para el diseño definitivo tanto hidráulico como estructural de la conducción. Para ello, hay que tomar en cuenta que para conducir un determinado caudal, cuanto menor es el diámetro elegido, mayor velocidad tiene el agua y por consiguiente, mayores son las pérdidas de energía en la tubería, trayendo consigo un incremento en la potencia requerida en el equipo electromecánico para vencer la carga dinámica de bombeo. Esto conduce a lo siguiente: cuanto menor es el diámetro en una tubería de bombeo, el pago anual por amortización de la inversión inicial tiende a reducirse, mientras que anaualidad por operación aumenta, pues la energía anual requerida crece con la potencia.

Así pues, como diámetro más económico que sirve de base al proyecto, se considera aquél para el cual la suma de los costos anuales de amortización más energía, es mínima. Una representación gráfica de este análisis se muestra en la fig. 3.1.

Este análisis puede hacerse variando los grados de acero, interviniendo con ello la componente extranjera para aceros que no son de fabricación nacional.

Para fines de este análisis, el espesor de la tubería puede fijarse mediante la siguiente expresión (y que ha de verse con más detalle en el capítulo 5):



(1) Pago anual por operación de un sistema

(2) Amortización anual de la inversión inicial

(3) Anualidad total (suma de (1) + (2))

Fig. 3.1

$$e = \frac{PD}{2fs} \quad \text{----------} \qquad (3.1)$$

donde:

e = Espesor de la tubería, en cm.

P = Presión máxima actuante en la tubería (incluyendo efectos de golpe de ariete), en kg/cm^2

D = Diámetro analizado, en cm

fs = Esfuerzo de trabajo del acero, en kg/cm^2

Este espesor ha de cumplir con especificaciones de espesor mínimo por "aplastamiento" ante un vaciado rápido o, por manejo y transporte para así garantizar la rigidez de la tubería; esto, según las condiciones del proyecto. Estos espesores mínimos vienen dados, para el primer caso de "aplastamiento" por la expresión (3.2) de Timoshenko y por la expresión (3.3) para maniobrabilidad.

$$e_{min} = 0.0124\ R\ q^{1/3} \quad \text{----------} \qquad (3.2)$$

donde:

e_{min}: espesor mínimo por aplastamiento, en cm

R: Radio interior de la tubería, en cm

q: Presión exterior actuante sobre la tubería (si la tubería es visible, q = 1 kg/cm^2, presión atmosférica).

$$e_{min} = \frac{D + 20}{400} \qquad (3.3.)$$

en este caso:

e_{min}: Espesor mínimo, por manejo y transporte, en pulgs.

D: Diámetro interior de la tubería, en pulgs.

Ha de concebirse el hecho de que, en el análisis de diámetro económico, para fijar el espesor, el proceso es iterativo ya que, como se mencionó, el espesor es función de la presión total actuante sobre la tubería, siendo a su vez, esta presión total la suma del desnivel estático, más sumergencia de las bombas, más pérdidas de carga, más sobrepresión por efectos del golpe de ariete; en donde el golpe de ariete es a su vez funció- de dicho espesor.

b).- CRITERIO DE SELECCION DEL NUMERO DE LINEAS.

Hasta ahora nos hemos limitado a hablar del problema de selección de diámetro económico en una tubería, siendo el criterio el mismo tanto para una como varias líneas. Otro problema a resolver es el de definir un criterio para decidir en el caso de un bombeo el número de líneas o conductos óptimo.

Generalmente, el abastecimiento de agua a una población (o en su defecto,

drenaje para eliminación de aguas negras), está regido por una ley de demandas determinada por el crecimiento de dicha población y en base a la dotación por habitante de la misma. Ello nos conduce al hecho de que, el caudal por una tubería, basados en un horizonte de diseño, será creciente y será apegado a la ley de demanda establecida.

El hecho de considerar en una conducción una o más líneas es una decisión que adoptará el proyectista involucrando varios aspectos, entre ellos, de los más importantes, el de considerar "inversiones pasivas", entendiéndose por "inversiones pasivas" aquellas inversiones que no son amortizables desde el inicio de operación de un sistema. Para explicar esto, consideremos que se tiene una línea para conducir un caudal total Q; al inicio de operación de un sistema el caudal requerido para satisfacer la ley de demandas Q1, es obviamente menor al caudal total y se irá incrementando hasta ser igual, y que será cuando el sistema trabaje a su capacidad total; en el tiempo en que el caudal Q1 iguale al caudal Q es decir, en el tiempo en que se alcance el caudal de diseño desde el inicio de operaciones, existirá una inversión que no es completamente amortizable, pues es una inversión hecha para el caudal total y que es amortizada únicamente por un caudal parcial; esta inversión es la que hemos determinado como "inversión pasiva".

Basados en lo anterior, surge la idea de hacer un estudio consistente en diferir parte de la inversión inicial mediante la elección de más líneas de conducción, pues nótese que si en lugar de una seleccionáramos dos líneas, la inversión pasiva se reduce, pues el tiempo en que

el caudal inicial iguala al caudal de diseño es menor, ya que este gasto de diseño resulta la mitad que en el caso de una línea. En este caso, la segunda línea se construirá de tal manera que entre a funcionar precisamente en el momento en que se requiera un caudal mayor a la mitad del caudal total.

Dentro del estudio económico para decidir sobre una o más líneas de conducción en un sistema, en nuestro caso de bombeo, han de involucrarse aspectos tanto de orden económico, como de ingeniería.

Según el autor Ugo Bellometti, desde un punto de vista económico, la tendencia general en grandes instalaciones, es la de seleccionar una sola tubería, aunque hay que recurrir a las empresas fundidoras de acero para ver la disponibilidad de placas y piezas especiales, según el diámetro elegido. El mismo autor menciona el hecho de que, el peso total de acero requerido para la conducción aumenta con el número de líenas instaladas. Según Bellometti, de experiencias anteriores, en el caso de varias líneas con idénticas pérdidas de carga, el peso de dos conductos respecto a uno solo es aproximadamente del 18% superior y del 40% para el caso de cuatro conductos. El mismo autor cita el hecho de que, no dejando al margen el aspecto mantenimiento y operación de un sistema, un conducto enterrado y sobre roca sana, puede sustituir económicamente a dos conductos al descubierto.

En nuestro caso, nos limitaremos a hablar de un criterio para seleccionar entre uno y dos conductos pero que puede ser ampliado para un mayor número de tubos.

Este criterio de análisis involucra los siguientes conceptos:

1). Costo de la línea. Se realiza un análisis de costo, tanto de suministro como de instalación, para machones, silletas, rampa, rieles y demás accesorios, así como de soldadura e inspección, para los diámetros económicos en el caso de una y dos líneas. Este análisis es de tipo preliminar, ya que el costo mencionado no se conoce sino hasta el diseño definitivo; puede estar basado en diseños anteriores de tuberías de bombeo con características similares. Para la tubería, se calcula su costo basados en las dimensiones de la misma y de acuerdo al costo del acero.

2). Inversión. El estudio de inversiones para ambas alternativas se basa en los principios de ingeniería económica, haciéndose un análisis de valor presente neto, fijándose un horizonte de diseño a partir de un año "cero", así como una tasa de interés anual.

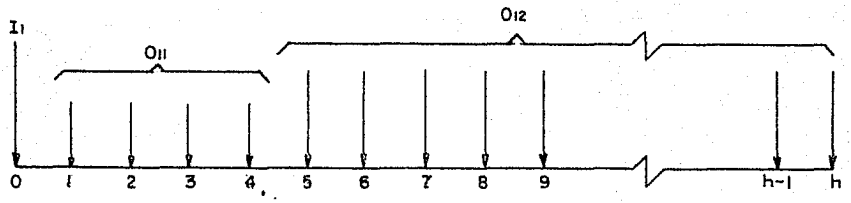
Para el caso de dos líneas, la inversión inicial de la segunda podrá ser diferida determinado tiempo, siempre acorde a la ley de demandas.

3). Costo de operación. Estos costos de operación se obtienen como ya previamente se mencionó, en base a la energía anual requerida para la operación del sistema y que es función de la potencia del mismo. Tanto en el caso de una como de dos líneas, el costo de operación se irá incrementando conforme aumente el caudal suministrado.

4). Inversión y operación. En ambas alternativas se involucran tanto los costos de inversión como de operación del sistema, realizándose el análisis en base al valor presente neto (ya mencionado con anterioridad).

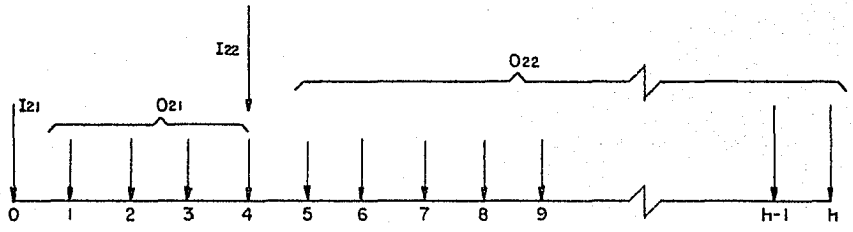
En las figs. 3.2 y 3.3 se representa esquemáticamente la forma de las inversiones y operaciones para el caso de una y dos líneas respectivamente de un sistema cualquiera. En la figura 3.2 se puede observar que para la alternativa de una sola línea, la inversión inicial, representada por I_1 es una sola y se efectúa antes de iniciar las operaciones, en este caso O_{11} y O_{12}, de acuerdo al gasto que se esté operando a lo largo de la vida útil considerada. En la Fig. 3.3, que corresponde a la alternativa de dos líneas, se observa que se tiene una inversión inicial, I_{21}, correspondiente a la primera línea, que es menor a la inversión en el caso de una línea; posteriormente se tiene un período de operación para un cierto gasto durante un período determinado (en este caso de cero a cuatro), O_{21};

en el año cuatro, además del costo de operación se tiene una inversión por la segunda línea; a partir del quinto año, y hasta el año h (horizonte de diseño), se presenta la operación para un gasto mayor, O_{22}.



Esquema de costos por inversión y operación, para el caso de una sola línea de conducción.

Figura 3.2



Esquema de costos por inversión y operación para el caso de dos líneas de conducción.

Figura 3.3.

El problema se reduce ahora a encontrar el valor presente de todas las erogaciones hechas. Este valor presente representa el valor total en el año cero de todas y cada una de dichas erogaciones.

La expresión mediante la cual se obtiene el valor presente de una cantidad única dada en el futuro, se señala mediante el número (3.4); mientras que para encontrar el valor presente de un pago anual constante se utiliza la expresión (3.5).

$$P = \frac{F}{(1+i)^{n}} \text{ ----------} \qquad (3.4)$$

donde:

P = capital presente

F = Capital dado en el futuro

i = Tasa anual de interés

n = Intervalo de tiempo, en años, entre el presente y el futuro

$$P = 0 \left[\frac{(1+i)^{n} - 1}{i\,(1+i)^{n}} \right] \text{----------} \qquad (3.5)$$

donde:

P = Capital presente

O = Pago anual constante

i = Tasa anual de interés

n = Número de años durante los cuales se efectúa el pago

En el caso considerado por los esquemas representativos tendríamos, en ambos casos, para obtener el valor presente de la segunda etapa de operación (a partir del año cuatro) que recurrir a primero pasar la operación de cuatro a "h" al año cuatro (expresión (3.5) con n = h-4) como valor en dicho año cuatro y posteriormente este valor pasarlo al año "cero" (expresión (3.4) con n = 4); en el caso de dos líneas al valor en cuatro se le sumará la inversión por la segunda línea previo a pasarlo a "cero". La operación de "cero a cuatro se obtiene en ambas alternativas por la expresión (3.5) con n = 4.

Económicamente es mejor aquella alternativa con menor valor presente neto. Sin embargo, y como Bellometti lo menciona, no se menospreciarán los aspectos constructivos y de eficiencia en la operación.

C A P I T U L O 4

LOCALIZACION Y ARREGLO GENERAL DE LA TUBERIA

a) LOCALIZACION.

La localización de la rampa sobre la cual irá instalada la tubería en un bombeo, estará determinada por las condiciones topográficas y geológicas del terreno atendiendo además, a un análisis de tipo económico el cual es determinante en la localización de la tubería.

Generalmente tendremos un mejor funcionamiento hidráulico en bombeos donde la longitud de la conducción sea lo menor posible es decir, mientras más vertical sea la misma. El incremento de longitud en una tubería forzada, aparte de incrementar el costo de la misma, trae consigo el aumento de pérdidas de energía, así como de sobrepresión por golpe de ariete, siendo por lo tanto las presiones de diseño mayores. Dicho aumento de longitud en la tubería repercute además en la complicación de los problemas de operación del sistema y que pueden ser decisivos en la localización de la tubería.

Se evitarán en lo posible cambios de dirección horizontales, mientras que para cambios de dirección verticales es recomendable situarlos a distancias que fluctuan entre los 100 y 200 m; cuando debido a la topografía resulta necesario hacer más corta dicha longitud es recomendable que en esta se de cabida cuando menos a la junta de expansión por cambios de temperatura, más un tramo libre de tubo a cada lado, con las silletas correspondientes y los machones de anclaje por cambio de dirección.

Pasando al aspecto geológico, la localización de una tubería ha de ser función de variados estudios de geotécnia y que comprenden, entre otros, análisis de estabilidad de taludes, estudios de movimientos diferenciales y de capacidad de carga del terreno sobre el que se desplantará la tubería.

Una vez seleccionado el sitio sobre el que se desplantará la tubería y hechos los esudios económicos para la selección del diámetro y del número de líneas, se ha de proceder a la asignación de coordenadas de los ejes de la tubería en los codos, basados en las coordenadas topográficas del terreno, y que han de servir de base para el arreglo general de la tubería y diseño de la misma.

El cálculo de las coordenadas X y Z (cadenamientos y elevaciones) se ilustra en la fig. 4.1. En esta figura los puntos 1, 2 y 3 represen-

tan puntos del terreno con coordenadas conocidas; las acotaciones d_1 y d_2 representan las distancias del eje de la tubería al terreno (y que para este caso se considera un caso general donde los diámetros son diferentes en dos tramos contiguos de tubería; en el caso particular de que el diámetro sea constante: $d_1 = d_2$; el valor di viene dado por la suma del radio de la tubería más aproximadamente 50 cm); las coordenadas de los codos sobre el eje de la tubería corresponden a la intersección del mismo en los cambios de dirección.

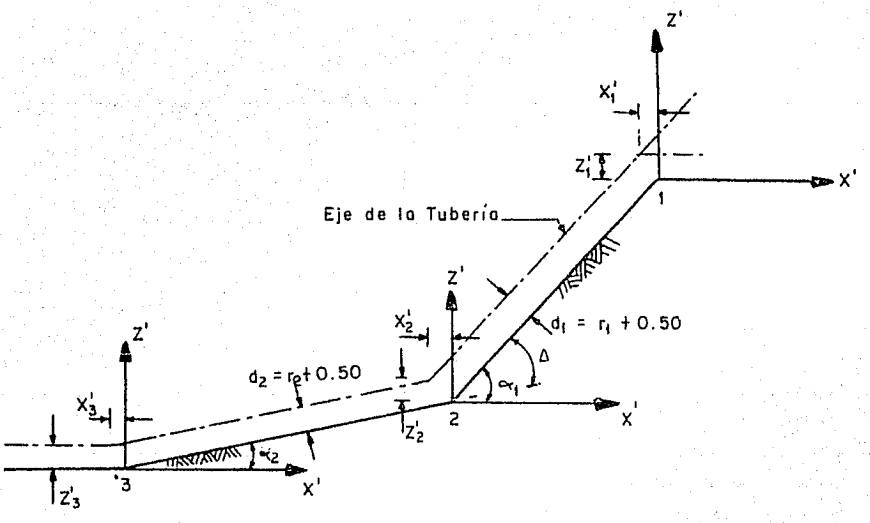


Figura 4.1

Los incrementos x' y z' habrán de sumarse algebraicamente a las coordenadas del terreno, obteniéndose así las coordenadas en los codos sobre el eje de la tubería. Estableciendo la ecuación de una recta:

$$Z'_i = S\,X'_i + b_i \text{ ----------} \qquad (4.1)$$

donde:

S_i = Tangente del ángulo que forma la recta respecto al eje de las x (pendientes).

b_i = Valor de la ordenada para x = 0

por otro lado se tiene que:

$$b_1 = \frac{d_1}{\cos \alpha_1} \quad ; \quad b_2 = \frac{d_2}{\cos \alpha_2} \text{ ---------} \qquad (4.2)$$

sustituyendo (4.2) en (4.1) se obtienen las ecuaciones de las dos rectas:

$$Z' = S_1 x' + \frac{d_1}{\cos \alpha_1} \text{ ----------} \qquad (4.3)$$

$$Z' = S_2 X' + \frac{d_2}{\cos \alpha_2} \text{ ----------} \qquad (4.4)$$

de la intersección de ambas rectas se encuentra precisamente el valor de los incrementos para el punto común, es decir:

$$S_1 X' + \frac{d_1}{\cos\alpha_1} = S_2 X' + \frac{d_2}{\cos\alpha_2}$$

llamandole:

$$b_i = \frac{di}{\cos \alpha i}$$

se tiene

$$(S_1 - S_2)\ X' = b_2 - b_1$$

de donde:

$$X' = \frac{b_2 - b_1}{S_1 \quad S_2} \qquad \text{----------} \qquad (4.5)$$

y que al sustituir en (4.3) o (4.4) da el valor de Z'. Es decir sustituyendo (4.5) en (4.3):

$$Z' = S_1 \left(\frac{b_2 - b_1}{S_1 - S_2} \right) + b_1$$

de donde se llega a:

$$Z' = \frac{S_1 b_2 - S_2 b_1}{S_1 - S_2} \text{ ----------} \qquad (4.6)$$

Las coordenadas en "Y" serán fijadas en planta; en la tabla 4.1 se muestra un cálculo de coordenadas sobre el eje de una tubería; en dicho cálculo las coordenadas en Y son nulas pues se trata de un bombeo sin cambios de dirección horizontales (esto es relativamente común, si se recuerda que un bombeo resulta más económico y eficiente si se evitan dichos cambios).

Una vez fijadas las coordenadas, se calculan las distancias entre ellas y las deflexiones de los codos.

La distancia entre dos puntos está dada por la fórmula:

$$d = \sqrt{(X_2 - X_1)^2 + (Y_2 - Y_1)^2 + (Z_2 - Z_1)^2} \text{ ------} \qquad (4.7)$$

y el ángulo entre dos rectas por:

$$\cos \Delta = (\cos \alpha_1)(\cos \alpha_2) + (\cos \beta_1)(\cos \beta_2) + (\cos \gamma_1)(\cos \gamma_2) \text{ -----} \qquad (4.8)$$

donde los cosenos directores valen:

CALCULO DE COORDENADAS DEL EJE DE UNA

PUNTO TERRENO	COORDENADAS TERRENO X	COORDENADAS TERRENO Z	TAN α (s)	COS α	d_2	d_1	$b_2 = \frac{d_2}{\cos \alpha_2}$	$b_1 = \frac{d_1}{\cos \alpha_1}$	$b_2 - b_1$	$S_1 - S_2$
			0.	1.						
1	270.00	1 793.80			1.95	1.95	2.81654	1.95000	0.86654	-1.04222
			1.04222	0.69234						
2	180.00	1 700.00			1.95	1.95	2.08491	2.81654	-0.73163	0.66384
			0.37838	0.93529						
3	143.00	1 686.00			1.95	1.95	2.75770	2.08491	0.67279	-0.62162
			1.00000	0.70711						
4	60.00	1 603.00			1.95	1.95	1.95000	2.75770	-0.80770	1.00000
			0.	1.						

NOTAS: Las coordenadas de los puntos 1 y 4 se obtienen auxiliándose en tramos virtuales de tubería antes y d y con posición horizontal (sen α = 0; cos α = 1).

En este cálculo, se ha considerado un diámetro constante en toda la línea (D = 2.90 m), teniendo con terreno al eje de la tubería también constante (d = 1.45 + 0.50 = 1.95 m).

El presente cálculo correspondería a una tubería sin cambios de dirección horizontales.

T A B L A 4. 1.

DE COORDENADAS DEL EJE DE UNA TUBERIA

$b_2 = \frac{d_2}{\cos \alpha_2}$	$b_1 = \frac{d_1}{\cos \alpha_1}$	$b_2 - b_1$	$S_1 - S_2$	x'	$S_1 b_2$	$S_2 b_1$	$S_1 b_2 - S_2 b_1$	Z'	COORDENADAS EJE TUBERIA		
									X	Z	Y
81654	1.95000	0.86654	-1.04222	-0.831	0.00000	2.03233	-2.03233	1.950	269.169	1795.750	0
08491	2.81654	-0.73163	0.66384	-1.102	2.17293	1.06572	1.10721	1.668	178.898	1701.668	0
75770	2.08491	0.67279	-0.62162	-1.082	1.04346	2.08491	-1.04145	1.675	141.918	1687.675	0
95000	2.75770	-0.80770	1.00000	-0.808	1.95000	0.00000	1.95000	1.950	59.192	1604.950	0

se en tramos virtuales de tubería antes y después de dichos puntos

n toda la línea (D = 2.90 m), teniendo con ello una distancia del
0.50 = 1.95 m).

os de dirección horizontales.

T A B L A 4. 1.

$$\cos\alpha = \frac{X_2 - X_1}{d} \; ; \; \cos\beta = \frac{Y_2 - Y_1}{d} \; ; \; \cos\gamma = \frac{Z_2 - Z_1}{d} \text{ ------- } (4.9)$$

debiéndose cumplir que:

$$\cos^2\alpha + \cos^2\beta + \cos^2\gamma = 1$$

Para el caso de las coordenadas calculadas en la tabla 4.1, se calcula a continuación y a manera de ejemplo la deflexión en el codo dos.

Primeramente, se obtienen las distancias de los tramos contiguos a dicho codo (fórmula 4.7):

$$d1\text{-}2 = \sqrt{(178.898-269.169)^2 + (1701.668-1795.75)^2} = 130.385 \text{ m}$$

$$d2\text{-}3 = \sqrt{(141.918-178.898)^2 + (1687.675-1701.668)^2} = 39.539 \text{ m}$$

de la expresión (4.9) se calculan los cosenos directores:

$$\cos\alpha_1 = \frac{178.898-269.169}{130.385} = -0.69234$$

$$\cos\beta_1 = 0.$$

$$\cos\gamma_1 = \frac{1701.668-1795.750}{130.385} = -0.72157$$

$$\cos \alpha_2 = \frac{141.918 - 178.898}{39.539} = -0.93528$$

$$\cos \beta_2 = 0.$$

$$\cos \gamma_2 = \frac{1687.675 - 1701.668}{39.539} = 0.35390$$

al sustituir en la expresión (4.8), se obtiene la deflexión entre los dos tramos:

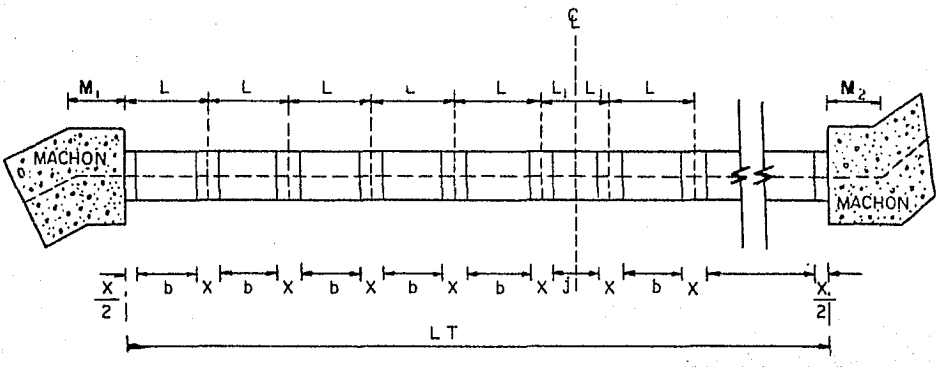
$$\cos \Delta = (-0.69234)(-0.93528)+(-0.72157)(-0.35390) = 0.90290$$

$$\Delta = 25° 27'$$

b) ARREGLO GENERAL DE LA TUBERIA

Tal y como se menciona en el capítulo primero, las tuberías visibles generalmente serán "abiertas", es decir con junta de expansión; esto debido a la exposición de la tubería a la intemperie, pues las variaciones de longitud, así como las contracciones laterales (ambas variaciones relacionadas con el módulo de Poisson) resultan mayores, pues obviamente los cambios de temperatura son más grandes al estar expuesta la tubería, trayendo consigo un incremento en los esfuerzos longitudinales por presentarse. La junta de expansión viene a reducir estos esfuerzos por lo que su diseño se hará tomando en cuenta que el cambio de longitud de una tubería de acero por grado de variación resulta de 12×10^{-6} m por metro lineal.

Al hacer el arreglo general de la tubería, es decir la distribución de las piezas que van entre dos cambios de dirección (machones de anclaje, tramos de tubo recto, tramos en que irán los apoyos y junta de expansión), se tomará en cuenta que los esfuerzos longitudinales a los que ya se ha hecho mención, se verán disminuidos en forma más eficiente, si la junta de expansión se coloca en los centros de cada tramo de tubería comprendido entre dos machones. En esta forma, y haciendo referencia a la figura 4.2, la parte de la tubería comprendida entre un anillo atiesador y la junta de expansión trabaja en cantiliver. Así pues, se procura que el momento de empotramiento del cantiliver sea igual al momento de empotramiento de los tramos apoyados.



LT = Longitud entre paños de machones
L = Longitud entre centros de apoyo
b = Longitud de los tramos rectos de tubo
X = Longitud de los tramos en que irán los apoyos
J = Longitud del tramo en que irá la junta de expansión
L1 = Longitud entre centros de apoyo y junta de expasión

Figura 4.2

Por consiguiente:

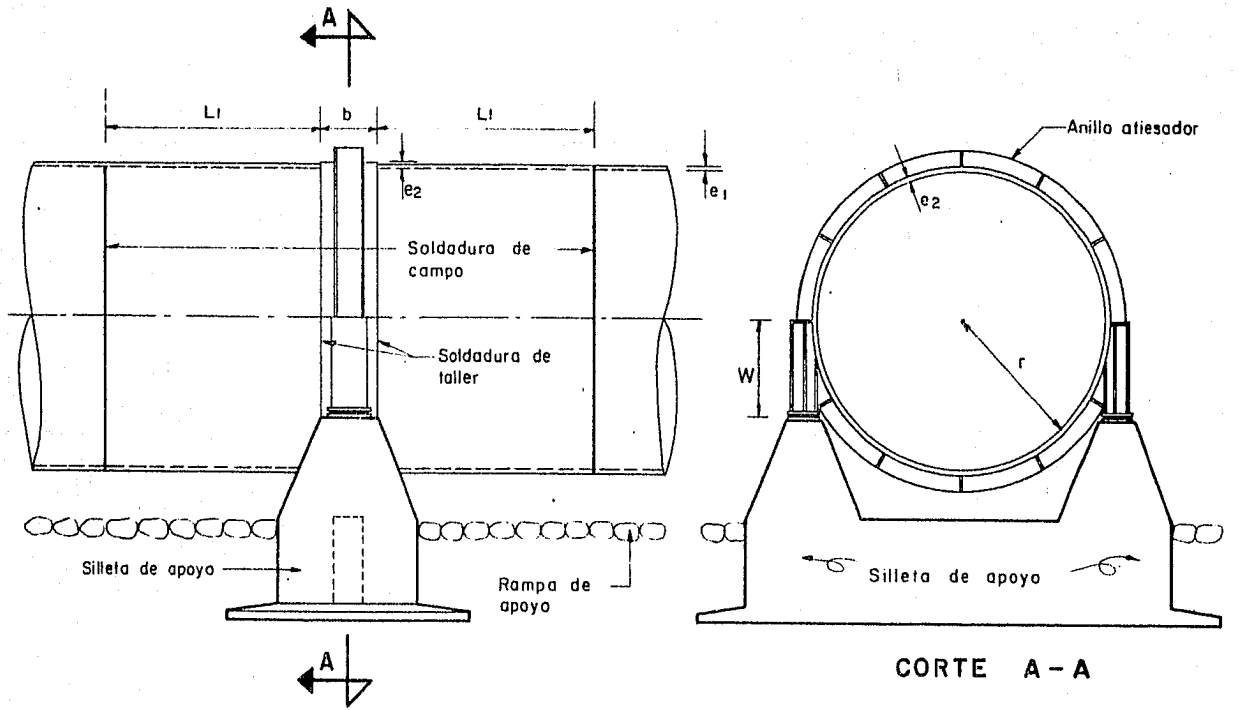
$M_A = \frac{wL^2}{12}$ (Momento de empotramiento de los tramos apoyados)

$Mc = \frac{wL_1^2}{2}$ (Momento de empotramiento del cantiliver)

Igualando ambos momentos:

$$\frac{wL^2}{12} = \frac{wL_1^2}{2} \; ; \quad L_1 = 0.4082\, L \qquad (4.10)$$

En base a esto, la longitud del tramo ocupado por la junta de expansión queda obligado. Por otro lado, la longitud de los tramos de tubo recto queda regido, como ya en el primer capítulo se mencionó, por los aspectos de fabricación, de transporte y montaje. Estos tubos a su vez, son producto de varias placas roladas y soldadas en taller. Finalmente, la longitud de los tramos en que darán los apoyos quedan limitados por el establecimiento de claros máximos (longitud entre centros de apoyo); en la figura 4.3 se muestra con un poco de más detalle estos tramos para los apoyos, ahí puede verse como estos tramos están compuestos de tres partes: dos tramos a los extremos con espesores iguales a los de los tubos de taller y un tramo al centro con espesor mayor y que corresponde al patín de los anillos atiesadores que tomarán la concentración de esfuerzos en el apoyo, tal y como se detallará en el capítulo 5 de esta tesis.



CORTE A – A

b = Ancho del patin del anillo atiesador con espesor e_2

L_1 = Tramos con espesor e_1 (igual al de la membrana), soldados en taller a el anillo atiesador formando así, los tramos que irán apoyados

W = Distancia de la superficie de apoyo al diámetro horizontal de la tubería

Fig. 4.3

Así pues (fig. 4.2), llamándole "N" al número de tramos de tubo recto a cada lado del tramo que alojará la junta de expansión, tendremos que:

$$2\ (NL + L_1) = LT$$

de donde, tomando en cuenta la ecuación (4.10) resulta:

$$2\ (NL + 0.4082\ L) = LT$$

pero:

$$L = b + x$$

resultando:

$$2\left[N\ (b + x) + 0.4082\ (b + x)\right] = LT \quad \text{----------} \quad (4.11)$$

Esta última ecuación servirá para determinar la longitud de los tramos en que irán los apoyos (x), pues los demás términos son ya conocidos, como con anterioridad se mencionó. La longitud entre paños de machones (LT) se puede asignar en base a la longitud, ya previamente calculada con coordenadas entre los cambios de dirección del tramo analizado, considerando las dimensiones longitudinales de los machones como obligadas (M_1 y M_2)

El espacio para el tramo en que irá alojada la junta de expansión vendrá dado, en base a lo anterior, por:

$$J = 2L_1 - X$$

es decir:

$$J = 2\,(0.4082)(b + x) - x \qquad (4.12)$$

Ejemplo:

Con el fin de hacer ilustrativo lo anteriormente expuesto, consideremos el primer tramo del ejemplo para la obtención de coordenadas en el inciso "a" de este mismo capítulo. En dicho tramo se tiene d 1-2 = 130.385 m; procedamos a hacer el arreglo en este tramo.

Considerando $M_1 = M_2 = 2.00$ m.

se tiene que:

$$LT = 130.385 - 4.00 = 126.385 \text{ m}$$

Tomando claros entre apoyos entre 12 y 14 m aproximadamente, se calcula el número de tramos de tubo a cada lado de la junta de expansión; es decir,

si se tiene que LT = 126.385 y dado que hay que dar cabida al tramo en que se alojará la junta de expansión resulta que (ec. 4.11):

$$2\,(N + 0.4082) = \frac{126.385}{13} \quad ; \quad \text{dado que} \quad b + x \doteq 13 \text{ m}$$

así pues:

$$2N = \frac{126.385}{13} - 0.816$$

de donde:

$$N = 4.45$$

tomando N = 5, cinco tramos a cada lado del tramo para la junta de expansión.

Asignando b = 7.00 m (longitud del tramo de tubo recto soldado en taller; de información del fabricante, igual que el claro entre apoyos).

De esta manera, de la ecuación (4.11)

$$2\left[5\,(7 + x) + 0.4082\,(7 + x)\right] = 126.385$$

resolviendo se obtiene la longitud de los tramos en que irán los apoyos:

$X = 4.685$ m

La longitud para el tramo en que irá alojada la junta de expansión viene a ser (ec. 4.12):

$J = 2\ (0.4082)\ (7+4.685) - 4.685$

$J = 4.854$ m

En resumen, para el tramo de este ejemplo, se tendrá la siguiente distribución:

$M_1 = 2.00$ m

$M_2 = 2.00$ m

$b = 7.00$ m (5 tramos a cada lado de la junta de expansión).

$x = 4.685$ m

$J = 4.854$ m

CAPITULO 5

DISEÑO

Previo al diseño, el proyectista recabará información respecto a dimensiones de placas comerciales y de ser posible, se ajustará a ellas.

Cargas en la tubería.- Los esfuerzos presentados en las tuberías son consecuencias de dos grupos de cargas: las cargas denominadas del grupo "A" que corresponden a cargas permanentes y las cargas del grupo "B" correspondientes a cargas accidentales.

Como cargas del grupo "A" tenemos:

1.- Presión interior producto de la presión hidrostática incluyendo efectos de golpe de ariete.

2.- Peso del agua contenida dentro del tubo.

3.- Peso propio de la tubería.

Como carga del grupo "B" se tienen:

4.- Fricción en los apoyos debida a los efectos de variación de temperatura del tubo.

5.- Fricción en la junta de dilatación debida también, a la variación de temperatura del tubo.

6.- Aceleraciones del lecho de sustentación, debida al efecto de los sismos.

7.- Empuje del viento; este efecto rara vez es considerado.

8.- Presión atmosférica al producirse un vaciado rápido de la tubería (efectos de "aplastamiento").

Aceptando que el comportamiento del acero, en base a la curva esfuerzos-deformaciones del mismo, es elástico líneal, el proceso de diseño de la tubería será en base al criterio de diseño por esfuerzos permisibles en el cual, se comparan los esfuerzos obtenidos de las solicitaciones mencionadas, con los esfuerzos permisibles establecidos por los reglamentos. En este caso, el diseño se apegará a normas establecidas por el BUREAU OF RECLAMATION, caso de tuberías de gran diámetro (de dos metros aproximadamente en adelante), con anillos atiesadores, apoyados sobre columnas.

De esta manera, es usual cuando se combinan las cargas del grupo "A" con las del grupo "B", incrementar los esfuerzos permisibles en un 25 %, sin que las dimensiones sean menores que las necesarias para cargas del grupo "A" con la fatiga normal de trabajo.

Para la mencionada fatiga normal de trabajo, se tomará de acuerdo a recomendaciones del BUREAU OF RECLAMATION, la menor de las dos siguientes:

0.5 del límite de fluencia

0.3 del límite de ruptura

En las juntas soldadas, habrá que tomar en cuenta la eficiencia (ε) la cual dependerá del tipo de acero, tipo de junta y su tratamiento térmico (ver valores de eficiencias en la tabla 5.1). El valor de esta eficiencia, reducirá la fatiga normal de trabajo previamente establecida.

EFICIENCIAS MAXIMAS ADMISIBLES PARA JUNTAS SOLDADAS POR FUSION

Soldadura y tipo de junta	LIMITACIONES	EFICIENCIA DE LA JUNTA %	
		Básica	Máxima
Doble a tope	Ninguna	80	Recocida 85 Radiografiada 90 Recocida y radiografiada de 95 a 100
Sencilla a tope con cubrejunta	Juntas longitudinales no mayores de 1¼" de espesor No hay limitación en juntas circunferenciales	80	Recocida 85 Radiografiada 90 Recocida y radiografiada de 95 a 100
Sencilla a tope sin cubrejunta	Juntas circunferenciales solamente, no arriba de ⅝" de espesor	70	Recocidas 75
Traslapada doble cordón	Juntas longitudinales no mayores de ⅝" de espesor Juntas longitudinales no mayores de ⅝" de espesor	65	Recocidas 70
Traslapada de cordón sencillo continuo y remaches de soldadura	Juntas circunferenciales solamente no arriba de ⅝" de espesor, y para unión de tapas ciegas con diámetro menor de 24" a placa de tubería no mayor de ⅝" de espesor	60	Recocidas 65
Traslapada de cordón continuo sin remaches de soldadura	Sólo para unión de tapas ciegas convexas del lado de la presión a tubos de no más de ⅝" de espesor, o tapas ciegas cóncavas del lado de la presión de diámetro exterior no mayor de 24" a tubería de espesor no mayor de ¼"	50	Recocidas 55

TABLA 5.1.

(tomada de: "Formulario para cálculo de tuberías forzadas", Ing. Calvo).

Es conveniente aclarar que los fines de este capítulo son los de proporcionar una ayuda para la aplicación práctica de diferentes expresiones (siguiendo el criterio del BUREAU OF RECLAMATION) para el diseño de tuberías de acero de gran diámetro y de ninguna manera, la deducción matemática de las mismas; por ello es recomendable que si alguna expresión no es demostrada matemáticamente en el presente trabajo, remitirse a la bibliografía señalada al final de la tesis, en donde podrá encontrarse dicha demostración.

Nomenclatura:

A: Area de la sección de la tubería.

Aa: Area dela sección combinada del anillo.

D: Diámetro interior del tubo

E: Módulo de elasticidad del acero en tensión.

F_1, F_2: Fuerzas de fricción del tubo en su apoyo y en la junta de expansión respectivamente.

H: Carga total, en metros de columna de agua, sobre el tramo analizado.

I: Momento de inercia de la sección de los anillos atiesadores.

L: Longitud del tubo entre apoyos.

Qa: Peso del agua contenida en el tramo L del tubo.

Qs: Peso del tubo vacio en el tramo L.

Q = Qs + Qa.

a_1 : Distancia del centro de gravedad de la superficie apoyada del tubo en una silleta o columna, al eje horizontal que pasa por el centro del tubo.

b : Ancho real del patín exterior del anillo atiesador. También longitud del tubo que carga sobre la empaquetadura o estopado en la junta de expansión.

d : Espesor del alma o longitud del tubo que abarcan las almas de un anillo atiesador.

e : Excentricidad o distancia del eje de la columna de apoyo al lugar de centroides del anillo atiesador.

f_1, f_2 : Coeficiente de fricción: f_1, entre tubo y silleta; f_2 en juntas de expansión.

fs : Esfuerzo de trabajo admisible.

l : Altura del alma de un anillo atiesador.

l_1 : Longitud de un patín equivalente.

n : Coeficiente de sismo.

p : Presión interior = γH

r : Radio interior y también radio medio del tubo.

t : Espesor de la placa del tubo.

t_1 : Espesor del alma de un anillo atiesador.

α : Angulo que el eje de la tubería forma con la horizontal.

β : Angulo que forma la vertical ascendente con el radio de la sección del tubo que va al principio de la silleta.

γ : Peso específico del agua.

γ_s : Peso específico del acero.

δ : Coeficiente de dilatación del acero.

Θ : Angulo variable medido a partir de la vertical ascendente en la sección transversal del tubo.

λ_1 : Longitud de la tubería medida del centro del claro considerado a la junta de expansión.

λ_2 : Longitud de la tubería desde la sección considerada a la junta de expansión.

μ : Módulo de Poisson = 0.3 para el acero.

(+): Signo para designar a la tensión.

(-): Signo para designar a la compresión.

5.1. ESFUERZOS EN LA MEMBRANA.

Se designan así a los esfuerzos producidos en cualquier punto del cuerpo de la tubería, fuera de la influencia de los apoyos.

El proceso de diseño se inicia considerando un primer espesor mínimo que soporte los esfuerzos de tensión producto de la presión interior. Para ello, considerense la fig. 5.1 en donde se representa un corte transversal de tubería y se muestran las fuerzas de tensión producto de la presión interna.

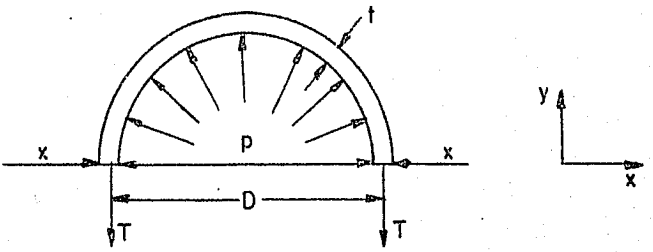


Fig. 5.1

de $\Sigma Fx = 0$: se ve que las reacciones "X", se anulan una a otra

de $\Sigma Fy = 0$: $T = \frac{pD}{2}$

los esfuerzos correspondientes, al tomarlos por unidad de longitud de la tubería, valen:

$$\sigma = \frac{T}{t} = \frac{pD}{2t} = \frac{pr}{t}$$

haciendo la igualación de estos al esfuerzo normal de trabajo y tomando en cuenta la eficiencia en las juntas soldadas:

$$\epsilon f_s = \frac{pr}{t}$$

de donde, para la determinación del espesor preliminar, tendremos:

$$tmín = \frac{pr}{fs\varepsilon} + c \quad \text{----------} \quad (5.1)$$

siendo c un espesor adicional previsto para corrosión y que no interviene en los cálculos de resistencia. En la actualidad, algunos autores ya no consideran dicho espesor adicional, lo cual puede ser justificable desde el punto de vista de que debido al avance de la tecnología, el acabado y mantenimiento de las tuberías ha mejorado notablemente.

El valor del espesor preliminar obtenido por la expresión (5.1) debe satisfacer las condiciones de espesor mínimo por aplastamiento ante un vaciado rápido de la tubería (expresión 5.2, de Timoshenko) o bien de rigidez del tubo para maniobras y transporte (expresión 5.3); esto según las condiciones del proyecto.

Por aplastamiento:

$$tmin \geq 0.0124\ rq^{1/3} \quad \text{----------} \quad (5.2)$$

ryt: en cm.

q: presión exterior actuante sobre la tubería, en kg/cm^2 (para tuberías visibles q = 1 kg/cm^2, presión atmosférica).

por maniobras y transporte

$$tmin \geq \frac{D + 20}{400} \quad \text{----------} \quad (5.3)$$

t y D: en pulgadas.

De esta manera, partiendo del espesor preliminar mencionado se calcularán los esfuerzos actuantes y de no cumplirse las especificaciones mencionadas más adelante respecto a combinaciones de esfuerzos y esfuerzos permisibles, se incrementará dicho espesor hasta que se cumplan.

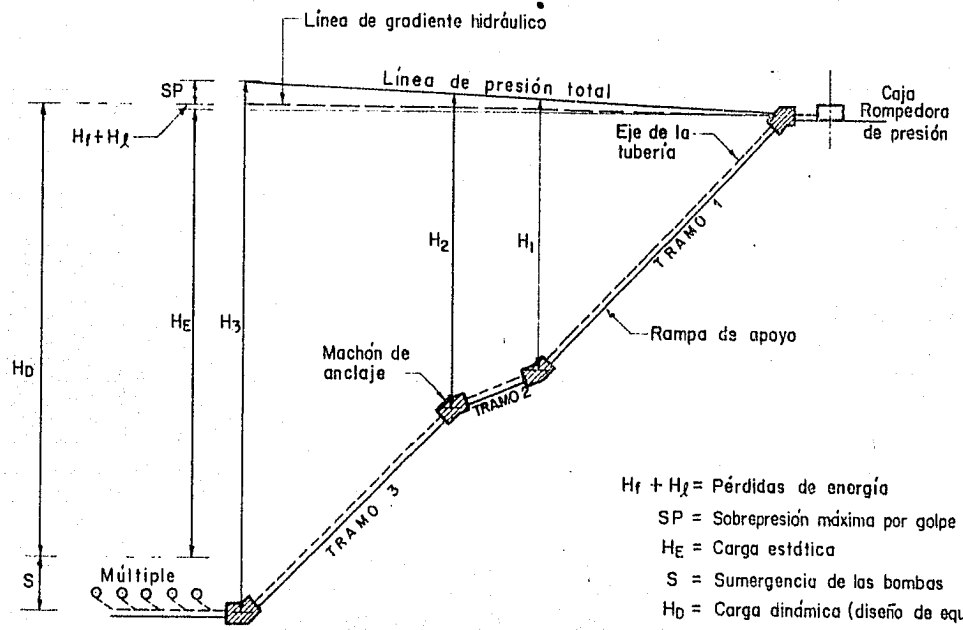
Para cada tramo comprendido entre dos cambios de dirección, es decir entre dos machones, conviene mantener el mismo espesor, diseñando para la carga máxima en dicho tramo. Refiriendose a la fig. 5.2. esta carga máxima corresponde a la diferencia de ordenadas entre la línea denominada de presión total y el eje de la tubería.

La nomenclatura para designar esfuerzos transversales y longitudinales es meramente convencional y esta acorde a la bibliografía señalada al final de la tesis.

5.1.1. CASO DE CARGAS DEL GRUPO "A"

Esfuerzos transversales.- Suma de esfuerzos debidos a la presión hidrostática tomada en el centro del tubo más la corrección para considerar el esfuerzo originado por el peso del líquido y peso de la tubería (fig. 5.3); vienen dados por:

$$\sigma_y = \frac{pr}{t} - \frac{Q}{\pi L t}\left(1 - \frac{Qs}{2Q}\right)\cos\theta \qquad \text{- - - - - - - - -} \quad (5.4)$$



$H_f + H_\ell$ = Pérdidas de energía

SP = Sobrepresión máxima por golpe de ariete

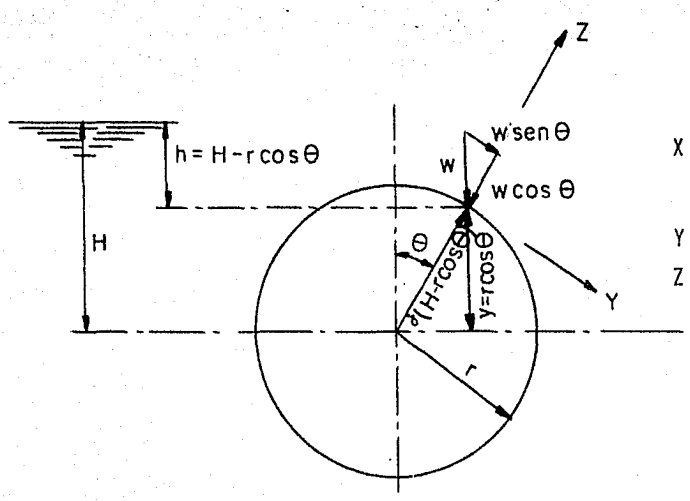
H_E = Carga estática

S = Sumergencia de las bombas

H_D = Carga dinámica (diseño de equipo electromecánico)

Hi = Carga total de diseño para la tubería en el tramo correspondiente

Fig. 5.2



X = 0 (perpendicular al plano del dibujo)

Y = ω senθ

Z = ω cosθ - γ (H - r cosθ)

γ : Peso específico del agua

ω : Peso de la placa del tubo por unidad de superficie.

Fig. 5.3

Esfuerzos Longitudinales.

a) Por momentos flexionantes en un tubo completamente lleno sin presión. Las fuerzas actuantes, provocarán ciertos momentos respecto al eje de flexión de la tubería; estos momentos originan ciertos esfuerzos longitudinales y que pueden ser valuados como:

$$\sigma_2 x = \frac{Q}{\pi L t}\left\{\left[\frac{x^2}{2r^2} - \frac{L^2}{24r^2} - \mu\left(1 - \frac{Qs}{2Q}\right)\right]\right\} \cos\theta \quad - - - \quad (5.5)$$

cuyas soluciones particulares son:

para x = o, en el centro del claro.

$$\sigma_2 x = -\frac{Q}{\pi L t}\left\{\left[\frac{L^2}{24r^2} + \mu\left(1 - \frac{Qs}{2Q}\right)\right]\right\}\cos\theta \quad - - - - - - - - - - \quad (5.6)$$

. para $x = \frac{L}{2} - 0.78\sqrt{rt}$, donde termina el efecto del apoyo

$$\sigma_2 x = \frac{Q}{\pi L t}\left\{\frac{L^2}{12r^2} + \frac{0.3t}{r} - \frac{0.39Lt}{r\sqrt{rt}} - \mu\left(1 - \frac{Qs}{2Q}\right)\right\}\cos\theta \quad - - \quad (5.7)$$

. para $X = \frac{L}{2}$, efecto en los apoyos (ver esfuerzos en los apoyos, cálculo de anillos atiesadores.

b) Esfuerzo debido a obturadores (tapas ciegas, compuertas, válvulas, etc). En la sección x-x de la fig. 5.4 la fuerza actuante vale:

$$F = \pm\ p\pi r^2$$

y el esfuerzo:

$$\sigma_5 x = \pm\ \frac{p\pi r^2}{2\pi rt} = \pm\ \frac{pr}{2t} \quad - - - - - - - - - - - - - \quad (5.8)$$

el signo (+) para el caso en que el obturador este aguas abajo de la sección y (-) si está aguas arriba.

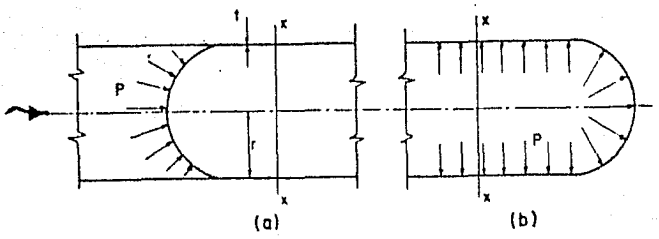


Fig. 5.4

. para $x = \frac{L}{2} - 0.78\sqrt{rt}$, donde termina el efecto del apoyo

$$\sigma_2 x = \frac{Q}{\pi Lt}\left\{\left[\frac{L^2}{12r^2} + \frac{0.3t}{r} - \frac{0.39Lt}{r\sqrt{rt}} - \mu\left(1 - \frac{Qs}{2Q}\right)\right]\right\} \cos\theta \quad - - \quad (5.7)$$

. para $X = \frac{L}{2}$, efecto en los apoyos (ver esfuerzos en los apoyos, cálculo de anillos atiesadores.

b) Esfuerzo debido a obturadores (tapas ciegas, compuertas, válvulas, etc). En la sección x-x de la fig. 5.4 la fuerza actuante vale:

$$F = \pm\ p\pi r^2$$

y el esfuerzo:

$$\sigma_5 x = \pm\ \frac{p\pi r^2}{2\pi rt} = \pm\ \frac{pr}{2t} \quad - - - - - - - - - - - - - - \quad (5.8)$$

el signo (+) para el caso en que el obturador este aguas abajo de la sección y (-) si está aguas arriba.

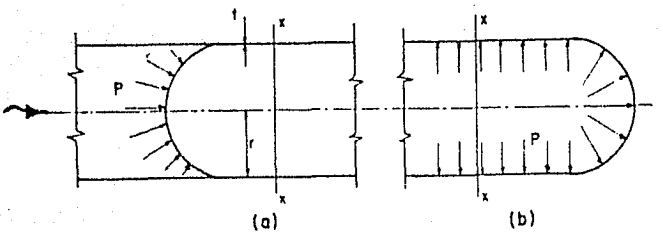


Fig. 5.4

c) Esfuerzo debido a conos de reducción. Atendamos a la fig. 5.5:

Para una sección de tubo del lado de radio mayor (sección $X_1 - X_1$), la fuerza actuante vale:

$$F = p\pi (r_1^2 - r_2^2)$$

y el esfuerzo

$$\sigma_6 x = \frac{p\pi (r_1^2 - r_2^2)}{2\pi r_1 t} = \frac{p(r_1^2 - r_2^2)}{2 r_1 t} \quad \text{------ (5.9)}$$

Para una sección del tubo del lado del radio menor (sección $X_2 - X_2$), la fuerza actuante valdrá:

$$F = - p\pi (r_1^2 - r_2^2)$$

y el esfuerzo

$$\sigma_6 x = - \frac{p\pi(r_1^2 - r_2^2)}{2\pi r_2 t} = - \frac{p(r_1^2 - r_2^2)}{2 r_2 t} \quad \text{------ (5.10)}$$

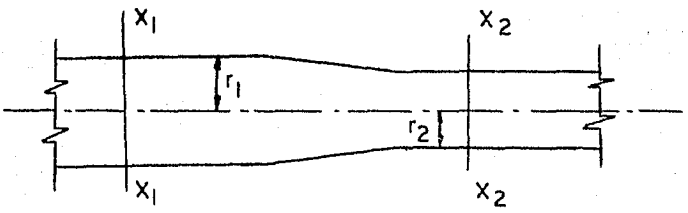


Fig. 5.5

5.1.2. CASO DE CARGAS DEL GRUPO "B"

Esfuerzo transversales - Deberán considerarse los mismos del caso de cargas del grupo "A".

Esfuerzos Longitudinales.

a) Esfuerzos provocados por la fricción en los apoyos.- Atendiendo a las figs. 5.6 y 5.7, sobre el centro de gravedad de la superficie apoyada estára aplicada una fuerza de fricción que vale:

$$F_1 = f_1 \frac{\lambda_1}{L} Q$$

en el eje del tubo hay una fuerza F_1 y un momento $F_1 \times a_1$, que dan un esfuerzo total (debido a flexo-compresión):

$$\sigma_{3x} = \pm f_1 \frac{\lambda_1}{L} \frac{Q}{2\pi rt} \left\{ 1 - \frac{2a_1}{r} \cos\theta \right\} \quad \text{- - - - - - - (5.11)}$$

en donde el signo (+) es para descenso de temperatura y (-) para aumento de temperatura.

$$a_1 = \frac{r \operatorname{sen}\beta}{\pi - \beta} \quad \text{- - - - - - - - - - - - - - - - - (5.12)}$$

donde 2 $(\pi-\beta)$: ángulo que abarca la silleta. El coeficiente de fricción f_1, viene dado en la tabla 5.2 de acuerdo a los materiales que formen el apoyo.

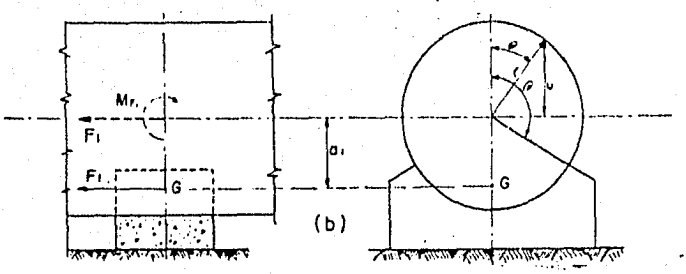


Figura 5.6

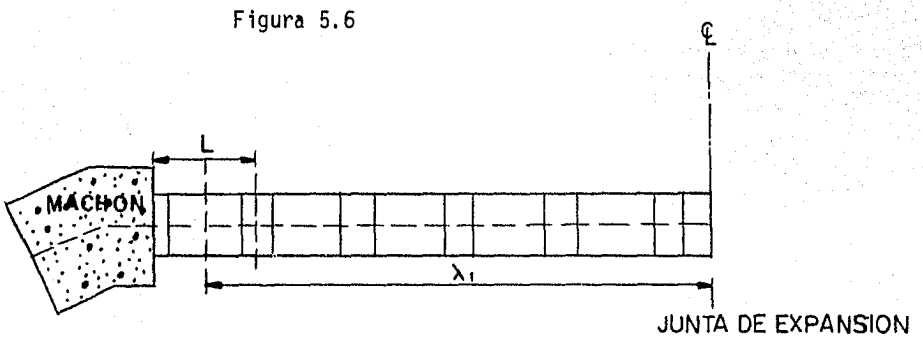


Figura 5.7

Fricción en los apoyos.—El coeficiente de fricción f_1 es para

Acero vs. concreto (pedestal que rodea al tubo parcial o totalmente)	0.60
Acero vs. concreto con papel asfaltado para techo, intermedio	0.50
Acero vs. acero herrumbroso	0.50
Acero vs. acero engrasado	0.25
Acero vs. acero con dos capas de hojas grafitadas intermedias	0.25
Acero vs. bronce seco	0.152
Bronce vs. bronce seco	0.199
Bronce vs. bronce untuoso	0.133
Soportes de balancín deteriorados	0.15
Soporte de rodillos deteriorados	0.10
Acero sobre tierra (tuberías enterradas)	1.00

TABLA 5.2

(tomada de: "Formulario para cálculo de tuberías forzadas", Ing. Calvo)

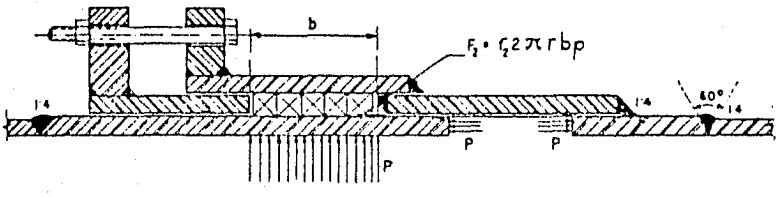
b) Esfuerzos originados en la junta de dilatación.- Haciendo referencia a la figura 5.8, la fuerza de fricción vale:

$$F = \pm f_2 \ 2\pi rbp$$

y el esfuerzo producido será: $\pm \frac{f_2 2\pi rbp}{2\pi rt} = \pm p \ f_2 \frac{b}{t}$; si a este esfuerzo agregamos el producido por la presión "p" actuando en la sección recta del tubo, tendremos:

$$\sigma_4 x = \pm p \ f_2 \frac{b}{t} - p = p \ (\pm f_2 \frac{b}{t} - 1) \text{ - - - - - - - - - - - (5.13)}$$

en el término de doble signo, (+) es para descenso y el (-) para aumento de temperatura. Como coeficientes de fricción f_2 entre la empaquetadura untuosa y la superficie del tubo perfectamente lisa, se toman valores que varían de 0.06 a 0.11 para presiones de 1 a 50 kg/cm^2; en las peores condiciones $f_2 = 0.25$. El valor de b corresponde a la longitud de estopado.



Fuerzas en juntas de dilatación

Figura 5.8

También se puede tomar, como valor de la fuerza longitudinal total debida a la junta, de 750 a 1 500 kgs. por metro de circunferencia del tubo, entonces:

$$\sigma_4 x = \pm K \frac{\pi D}{\pi D t} = \pm \frac{K}{t} \quad \text{- - - - - - - - - - - - - (5.14)}$$

K = 7.5 a 15 kgs., con t en cms.

Se aceptará el mayor de los valores obtenido por los dos métodos.

En el caso de que no haya junta de expansión entre dos atraques, el esfuerzo anterior se sustituye por el esfuerzo debido a la dilatación longitudinal del tubo y que es independiente de la longitud del mismo. Este esfuerzo vale:

$$\sigma_4 x = \pm E\delta\Delta_t \quad \text{- - - - - - - - - - - - - - - - - - - (5.15)}$$

donde:

δ : Coeficiente de dilatación del acero = 12×10^{-6} por grado centígrado.

Δ_t: Variación de temperatura. El signo (+) para descenso y el (-) para aumento de temperatura.

Tuberías inclinadas

Las fórmulas que se han dado anteriormente se refierên a tuberías horizontales, si llamamos "α" al ángulo que forma el eje de la tubería con la horizontal, los esfuerzos son como sigue:

$$\sigma'_y = \frac{pr}{t} - \frac{Q}{\pi Lt}\left(1 - \frac{Qs}{2Q}\right)\cos\theta \cos\alpha \quad \text{- - - - - - - - - - - (5.16)}$$

$$\sigma'_{2X} = \sigma_{2X} \cos\alpha \quad \text{- (5.17)}$$

$$\sigma'_{5X} = \sigma_{5X} \quad \text{- (5.18)}$$

$$\sigma'_{6X} = \sigma_{6X} \quad \text{- (5.19)}$$

$$\sigma'_{3X} = \sigma_{3X} \cos\alpha \quad \text{- (5.20)}$$

$$\sigma'_{4X} = \sigma_{4X} \quad \text{- (5.21)}$$

a los cuales se añadirá el esfuerzo longitudinal originado por la componente del peso de la tubería según su propio eje (fig. 5.9), correspondiente a cargas del grupo "A" y que vale:

$$\sigma_{7X} = \pm \frac{Qs\ \lambda_2}{2\pi rLt} \operatorname{sen}\alpha \quad \text{- - - - - - - - - - - - - - - - - (5.22)}$$

el signo (+) para tensión en caso de que el atraque este arriba y la junta de expansión abajo de la sección considerada.

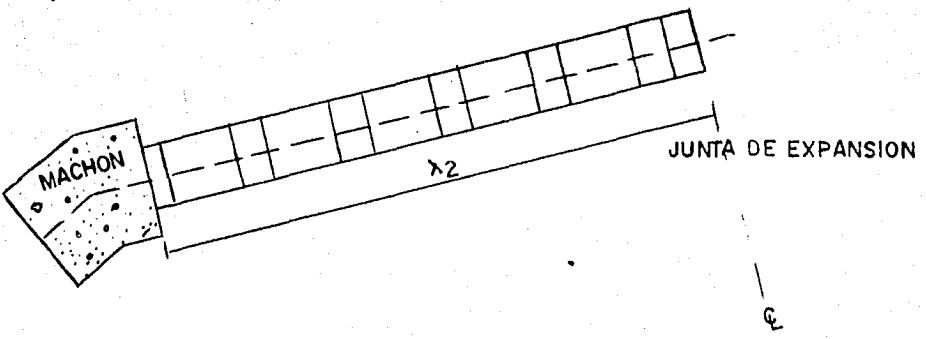


Figura 5.9

Las condiciones que se deberán verificar para todo punto en la membrana (teoría de falla de St. Venant Guest.)son:

para cargas del grupo "A"

(1) $\Sigma\sigma x = \sigma_2 x + \sigma_5 x + \sigma_6 x + \sigma_7 x \leq \sigma$ - - - - - - - - - - - - - - (5.23)

(2) $\Sigma\sigma y = \sigma' y \leq \sigma$ - (5.24)

(3) $(\Sigma\sigma)$ mayor - 0.303 $(\Sigma\sigma)$ menor $\leq \sigma$ - - - - - - - - - - - - - (5.25)

(4) $\dfrac{(\Sigma\sigma) \text{ mayor} - (\Sigma\sigma) \text{ menor}}{1.2} \leq \sigma$ - - - - - - - - - - - - - - - - - (5.26)

. Caso de cargas combinadas del grupo "A" con el grupo "B".

(5) $\Sigma\sigma x = \sigma_2 x + \sigma_3 x + \sigma_4 x + \sigma_5 x + \sigma_6 x + \sigma_7 x \leq 1.25\,\sigma$ -- (5.27)

(6) $\Sigma\sigma y = \sigma' y \leq 1.25\,\sigma$ - (5.28)

(7) $(\Sigma\sigma)$ mayor - 0.303 $(\Sigma\sigma)$ menor $\leq 1.25\,\sigma$ - - - - - - - - - - (5.29)

(8) $\dfrac{(\Sigma\sigma) \text{ mayor} - (\Sigma\sigma) \text{ menor}}{1.2} \leq 1.25\,\sigma$ - - - - - - - - - - - - - (5.30)

se investigarán los puntos en que los esfuerzos hagan críticas estas desigualdades; el valor de σ (fatiga de trabajo) se calculará en base a el esfuerzo de trabajo admisible, tomando en cuenta la eficiencia máxima admisible para juntas soldadas.

5.2. ESFUERZOS EN LOS APOYOS.

Para el caso particular de tuberías con anillos atiesadores apoyados sobre columnas, y que es el caso para tuberías de grandes diámetros (de dos metros en adelante aproximadamente).

Patín equivalente. Definición. Cuando una tubería está soportada por anillos atiesadores ligados a la placa por medio de soldadura (fig. 5.10), el alma del anillo es capaz de imponer sus deformaciones a la placa en la unión entre ambos. La placa tiene, por otra parte, cierta capacidad para resistir las deformaciones que trata de imponerle el anillo, resultando que este recibe cierta ayuda de la tubería. Se designa como patín equivalente al ancho de placa del tubo de cada lado del alma o almas del anillo, según el tipo, que substituirá el efecto de la tubería sobre el anillo en lo que se refiere a la resistencia a la deformación, si este ancho fuera tratado como patín y sus esfuerzos calculados conforme a la teoría elemental de la flexión. El ancho del patín equivalente es:

$$l_1 = \frac{l}{q} = 0.78\sqrt{rt} \text{ ---------- (5.31)}$$

siendo t en este caso, el espesor del patín

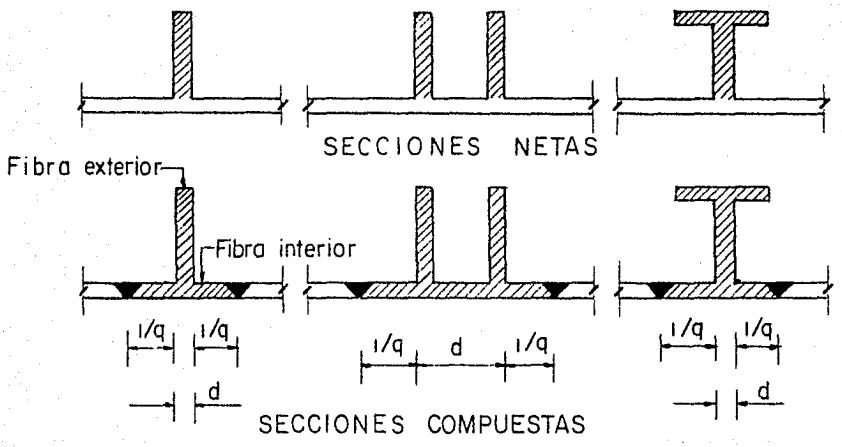


Figura 5.10

Para valuar los esfuerzos en los apoyos, para cada sección se deberán examinar un punto en la fibra interior y un punto en la fibra exterior.

5.2.1. CASO DE CARGAS DEL GRUPO "A"

Para la fibra interior y la fibra exterior

Esfuerzos transversales.- Estos esfuerzos son producidos básicamente por tres elementos que son: el momento flexionante circunferencial en el anillo, por la tensión en el anillo debido a la presión interior y

por la fuerza tangencial debida a la reacción de apoyo; los esfuerzos por fuerza cortante en el anillo suelen despreciarse por ser pequeños en general.

- Momento flexionante circunferencial en el anillo. Está dado por las fórmulas:

para $0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{2}$

$$M\theta = Q\{R\left[\frac{\pi}{2} - \frac{3}{2}\cos\theta - \theta\,\text{sen}\,\theta\right]\frac{1}{2\pi} + e\left[\frac{\pi}{2} - 2\cos\theta\right]\frac{1}{2\pi}\} \quad \text{----- (5.32)}$$

para $\frac{\pi}{2} \leq \theta \leq \pi$

$$M\theta = Q\{R\left[-\frac{\pi}{2} - \frac{3}{2}\cos\theta + (\pi-\theta)\,\text{sen}\,\theta\right]\frac{1}{2\pi} + e\left[-\frac{\pi}{2} - 2\cos\theta\right]\frac{1}{2\pi}\} \qquad (5.33)$$

que son de la forma:

$$M\theta = Q\left[Rk_3 + e\,k_4\right]$$

siendo R el radio de la circunferencia de centroides del anillo y e la distancia horizontal del eje de la columna a la circunferencia de centroides contada sobre el eje horizontal que pasa por el centro del tubo, su valor más favorable es:

$$e = 0.04\ R \qquad (5.34)$$

es conveniente referirse a la figura 5.11 en cuyas tablas aparecen tabulados los valores de k_3 y k_4. En tuberías inclinadas se multiplicará Q por cos α

- Tensión en el anillo debido a la presión interior. Esta tensión tiene por valor:

$$N\theta = pr\left[d+1.56\,(1-\mu^2)\,\sqrt{rt}\right] \qquad (5.35)$$

siendo d la longitud habida entre las almas de un anillo atiesador (referirse a la figura 5.11).

- Fuerza tangencial debida a la reacción de apoyo. Esta fuerza tiene por expresión:

para $0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{2}$

$$T = Q\left\{-\frac{1}{4\pi}\,(3\cos\theta+2\,\theta\operatorname{sen}\theta)+\frac{1}{R}\,(r-1.56K\sqrt{rt}-e)\frac{\cos\theta}{\pi}\right\} \qquad (5.36)$$

para $\frac{\pi}{2} \leq \theta \leq \pi$

$$T = Q\left\{-\frac{1}{4\pi}\left[3\cos\theta - 2(\pi-\theta)\operatorname{sen}\theta\right]+\frac{1}{R}\,(r-1.56\,K\sqrt{rt}-e)\frac{\cos\theta}{\pi}\right\} \qquad (5.37)$$

el valor de K viene dado por:

$$K = \frac{r}{L}\left[\frac{\mu L^2}{12r^2} + (1-\mu^2)\left(1-\frac{Qs}{2Q}\right)+\frac{(2+\mu)L}{4qr^2}\right] \text{ ---------- } (5.38)$$

μ: Módulo de Poisson = 0.3

q: inverso del patín equivalente $= \frac{1.285}{\sqrt{rt}}$ --------- (5.39)

las expresiones (5.36) y (5.37) son de la forma:

$$T = Q\left[k_1+Bk_2\right]$$

los coeficientes k_1 y k_2, aparecen tabulados en la figura 5.11; en tuberías inclinadas se multiplicará Q por cos α

De esta manera, los esfuerzos transversales para cargas del grupo "A", valen:

a) en la fibra interior:

$$fi = \frac{Ne}{Aa} + \frac{Me\bar{Z}}{I} + \frac{T}{Aa} \text{ ---------- } (5.40)$$

b) en la fibra exterior:

$$fe = \frac{Ne}{Aa} - \frac{Me\bar{X}}{I} + \frac{T}{Aa} \text{ ---------- } (5.41)$$

$\overline{X}$ y $\overline{Z}$: son las distancias del centroide de la sección combinada del anillo a las superficies exterior e interior de la misma.

I: es el momento de inercia del anillo con respecto al eje horizontal que pasa por su centroide.

Se recomienda, para el cálculo del momento circunferencial y la fuerza tangencial debida a la reacción del apoyo, referirse a las tablas consignadas en la figura 5.11 por facilidad en el cálculo.

Para la fibra interior:

Esfuerzos longitudinales.- Aparecen los mismos esfuerzos longitudinales que en la membrana. Se pondrá por t el valor del espesor ya reforzado (si así ocurre) correspondiente al patín de la sección del anillo. Aparece además un nuevo esfuerzo debido a la restricción que los anillos imponen a la membrana y que se menciona más adelante.

De esta manera, los esfuerzos longitudinales para cargas del grupo "A" son de la siguiente forma:

a) Esfuerzo por momento flexionante. Solución particular de la ec(5.5) para $x = \frac{L}{2}$, en el apoyo:

$$\sigma_2 x = \frac{Q}{\pi L t}\left[\frac{L^2}{12r^2} - \mu\left(1 - \frac{Qs}{2Q}\right)\right] \cos\theta \cos\alpha \qquad (5.42)$$

el cos α para tomar en cuenta la inclinación de la tubería; en tuberías horizontales $\alpha = 0°$

b) Esfuerzo debido a obturadores, σ_{5x}

(ver ecuación 5.8).

c) Esfuerzo debido a conos de reducción, σ_{6x}

(ver ecuaciones 5.9 y 5.10)

d) Esfuerzo originado por la componente del peso de la tubería según su propio eje, $\sigma^2 x$

(ver ecuación 5.22).

e) Esfuerzos debido a la restricción que los anillos imponen en la membrana. Debido a que la presión interior produce deformaciones mayores en la embrana que en el anillo (fig. 5.12), la membrana estará sometida amomentos secundarios, existiendo consecuentemente un esfuerzo adicional.

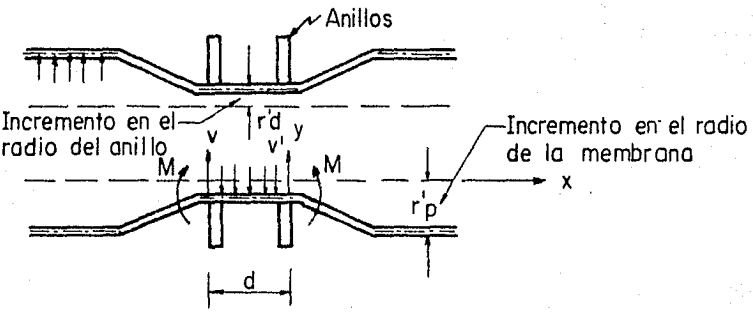


Figura 5.12

Refiriéndonos a Timoshenko en su libro de Theory of Plates and Shells el valor del momento secundario resulta:

$$M = 0.304\ prt\ \Omega$$

siendo Ω un factor que mide el grado de restricción a que está sujeta la tubería y vale:

$$\Omega = \frac{Aa - td}{Aa + 1.56\ t\sqrt{rt}} \qquad (5.43)$$

aplicando la fórmula de la escuadría para un módulo de sección de la lámina por unidad de ancho $S = \frac{t^2}{6}$ obtenemos el esfuerzo producido que viene a ser:

$$\sigma_{8x} = \pm \frac{M}{S} = \pm\ 1.82\ \frac{pr}{t}\ \Omega \qquad (5.44)$$

en la mayoría de los casos la presencia de este esfuerzo es la que obliga a reforzar la placa en la vecindad de los apoyos aumentando el espesor del patín con respecto al de la placa.

5.2.2. CASO DE CARGAS DEL GRUPO "B"

Para la fibra interior y la fibra exterior

Esfuerzos transversales. Debido a la acción sísmica, aparecen tanto momento circunferencial suplementario, como fuerza tangencial debido a la reacción de apoyo y tensión suplementarias además del cortante, también suplementario, y del que se mencionó, era despreciable en el

caso de cargas del grupo "A". En el caso de sismos tanto la tensión como el cortante suplementario dan valores muy pequeños que por lo mismo, no conviene involucrar en nuestro análisis. Analizaremos pues, únicamente la forma de valuar el momento circunferencial y fuerza tangencial que aparecen ante la acción de cargas del grupo "B" (sismo en este caso).

- Momento flexionante circunferencial suplementario. Tiene por expresión:

para $0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{2}$

$$M_{\theta s} = n\,Q\left[R\left(\frac{\operatorname{sen}\theta}{2} - \theta\cos\theta\right)\frac{1}{2\pi} - W\frac{\operatorname{sen}\theta}{4}\right] \text{----------} \qquad (5.45)$$

para $\frac{\pi}{2} \leq \theta \leq \pi$

$$M_{\theta s} = n\,Q\left\{R\left[\frac{\operatorname{sen}\theta}{2} + (\pi-\theta)\cos\theta\right]\frac{1}{2\pi} + W\frac{\operatorname{sen}\theta}{4}\right\} \text{----------} \qquad (5.46)$$

siendo n el coeficiente sísmico y W la distancia de la superficie de apoyo al diámetro horizontal de la tubería. Este momento es de la forma:

$$M_{\theta s} = nQ\left[Rk_1 + Wk_2\right]$$

k_1 y k_2 se encuentran tabuladas en la tabla de la fig. 5.13; en tuberías inclinadas, se multiplicará Q por cos α

- Fuerza tangencial suplementaria. Está dada por las expresiones:

para $0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{2}$

$$Ts = n\,Q\,\{(\frac{\text{sen }\theta}{2} - \theta\cos\theta)\frac{1}{2\pi} - \frac{1}{R}(r-1.56\,K\,\sqrt{rt} + \frac{\pi w}{4})\frac{\text{sen }\theta}{\pi}\} \qquad (5.47)$$

para $\frac{\pi}{2} \leq \theta \leq \pi$

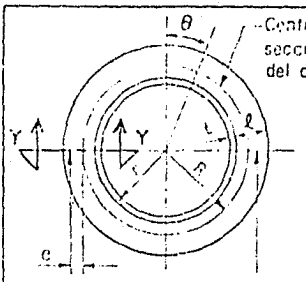
$$Ts = n\,Q\,(\frac{\text{sen }\theta}{2} - 2\,(\pi-\theta)\cos\theta)\frac{1}{2\pi} - \frac{1}{R}(r-156K\sqrt{rt} + \frac{\pi W}{4})\frac{\text{sen }\theta}{\pi} \qquad (5.48)$$

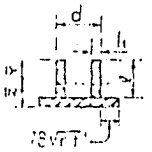
que son de la forma:

$$Ts = nQ\left[k_3 + Bk_4\right]$$

los coeficientes k_3 y k_4 se encuentran tabulados en la figura 5.13; en tubería inclinadas, se multiplicará Q por cos α.

De esta manera, los esfuerzos transversales para cargas del grupo "B", valen





$$B=\frac{r}{R}\left(1-\frac{2K}{qr}\right)-\frac{e}{R}$$

$$q=\frac{1.285}{\sqrt{rt}}$$

$$K=\frac{r}{L}\left[\frac{t_1 L^2}{12 r^2}+\left(1-\mu^2\right)\left(1-\frac{Q_1}{2Q}\right)+\frac{(2+\mu)L}{4qr^2}\right]$$

$$Mo=pr\left[d+\frac{2(1-\mu^2)}{q}\right]$$

SECCION Y-Y μ = Módulo de Poisson = 0.3

A = Area de la sección combinada del anillo = $t(d+1.56\sqrt{rt})+2lt_1$

I = Momento de inercia de la Sección Y-Y

L = Longitud de un claro

Mo = Momento flexionante en el anillo (+) = Tensión, (-) = Compresión

Ne = Tensión debida a la presión interior

p = Carga de presión

Q_1 = Peso de la tubería en un claro

Q = Peso total de la tubería y del agua en un claro

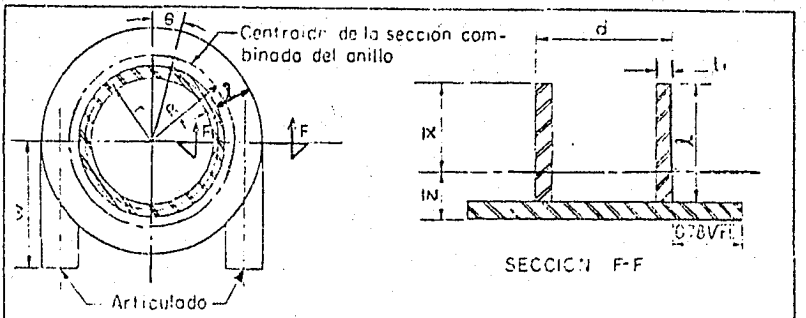
T = Fuerza directa en el anillo sin considerar a Ne

Esfuerzo total en la fibra exterior del anillo $= \frac{T}{A}-Mo\frac{Y}{I}+\frac{No}{A}$

Esfuerzo total en la fibra interior del anillo $= \frac{T}{A}+Mo\frac{Y}{I}+\frac{No}{A}$

θ°	$T = Q\,(K_1+BK_2)$		$Me = Q\,(RK_3 + e\,K_4)$	
	k_1	k_2	k_3	k_4
0°	-0.238732	+0.318310	+0.011267	-0.068310
60°	-0.263704	+0.159155	-0.013704	+0.090845
90º	-0.250000	0	0	+0.250000
90°+	+0.250000	0	0	-0.250000
180°	+0.238732	-0.318310	-0.011267	+0.068310

FIGURA 5.11



$$B = \frac{r}{R}\left(1 - \frac{2K}{qr}\right) + \frac{\pi w}{4R} \qquad K = \frac{r}{L}\left[\frac{\mu L^3}{12 r^3} + (1-\mu^2)\left(1 - \frac{0.5}{2Q}\right) + \frac{(2+\mu)L}{4qr^2}\right]$$

$$q = \frac{1.285}{\sqrt{rt}}$$

μ = Módulo de Poisson = 0.3

A = Area combinada de la sección del anillo
L = Longitud del claro
M_θ = Momento flexionante en el anillo
Q_0 = Peso de la tubería en un claro
Q = Peso combinado de la tubería más agua en un claro
n = Coeficiente de sismo [(+)Tensión (-) Compresión]

T = Fuerza directa en el anillo

Esfuerzo total en la fibra exterior del anillo = $\frac{T}{A} - M_\theta \frac{\bar{x}}{I}$

Esfuerzo total en la fibra interior del anillo = $\frac{T}{A} + M_\theta \frac{\bar{x}}{I}$

θ°	$M_\theta = nQ(RK_1 + WK_2)$		$T = nQ(K_3 + BK_4)$	
	k_1	k_2	k_3	k_4
0°	0	0	0	0
60°	-0.014417	-0.216506	-0.014417	-0.275664
90º	+0.079577	-0.250000	+0.079577	-0.318310
90°+	+0.079577	+0.250000	+0.079577	-0.318310
180°	0	0	0	0

ESFUERZOS EN LOS ANILLOS DEBIDOS A SISMOS
(Tomado del Eng. Monographs Nº 3, B. of R)

FIGURA 5.13

a) en la fibra interior:

$$f'_i = \pm\left(\frac{M_{es}\,\bar{Z}}{I} + \frac{T'}{Aa}\right) \text{----------} \qquad (5.49)$$

b) en la fibra exterior:

$$f'_e = \pm\left(-\frac{M_{es}\,\bar{X}}{I} + \frac{T'}{Aa}\right) \text{----------} \qquad (5.50)$$

el signo $\pm$ para tomar en cuenta la inversión del sentido del sismo.

Para la fibra interior:

Esfuerzos longitudinales. En el caso de cargas del grupo "B", han de considerarse los siguientes esfuerzos longitudinales:

a) Esfuerzos provocados por la fricción en los apoyos
(ver ecuación 5.11; para tuberías inclinadas habrá que multiplicarse por cos α tal como se indica en la ecuación 5.20).

b) Esfuerzos originados en la junta de dilatación
(ver ecuaciones 5.13 y 5.14 o bién 5.15 según que haya o nó juntas de dilatación).

Las condiciones que se deberán verificar (teoría de falla de St Venant Guest) son:

° para cargas del grupo "A"

a) en la fibra interior

(1) $\Sigma\sigma x = \sigma 2x+\sigma_5 x+\sigma_6 x+\sigma_7 x+\sigma_8 x \leq \sigma$ ---------- (5.51)

(2) $\Sigma\ \sigma y = fi \leq \sigma$ ---------- (5.52)

(3) $(\Sigma\sigma)$ mayor - 0.303 $(\Sigma\sigma)$ menor $\leq \sigma$ ---------- (5.53)

(4) $\dfrac{(\Sigma\sigma) \text{ mayor} - (\Sigma\sigma) \text{ menor}}{1.2} \leq \sigma$ ---------- (5.54)

b) en la fibra exterior

(5) $\Sigma\sigma y = fe \leq \sigma$ ---------- (5.55)

° para el caso de cargas combinadas del grupo "A" con el grupo "B"

a) en la fibra interior

(6) $\Sigma\sigma x = \sigma_2 x + \sigma_3 x + \sigma_4 x + \sigma_5 x + \sigma_6 x + \sigma_7 x + \sigma_8 x \leq 1.25\sigma$ --- (5.56)

(7) $\Sigma\sigma y = fi + f_i' \leq 1.25\ \sigma$ ---------- (5.57)

(8) $(\Sigma\sigma)$ mayor - 0.303 $(\Sigma\sigma)$menor $\leq 1.25\ \sigma$ ---------- (5.58)

(9) $\frac{(\Sigma\sigma)\ \text{mayor}}{1.2} - (\Sigma\sigma)\ \text{menor} \leq 1.25\ \sigma$ ---------- (5.59)

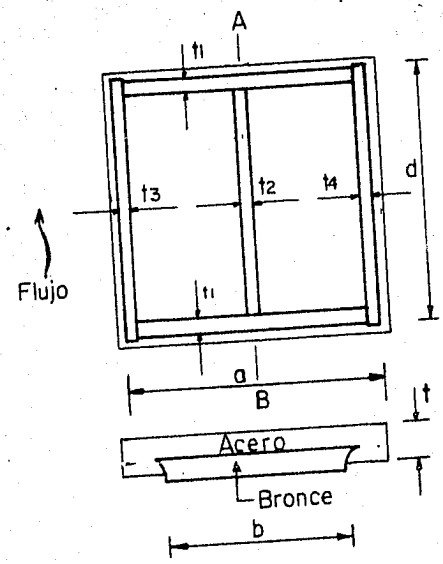
b) en la fibra exterior

(10) $\Sigma\sigma y = fe + f'e \leq 1.25\sigma$ ---------- (5.60)

se investigará el punto o valor de θ en que los esfuerzos hagan críticas estas desigualdades; el valor de σ (fatiga de trabajo) se calculará en base a el esfuerzo de trabajo admisible, tomando en cuenta la eficiencia máxima admisible para juntas soldadas, en el caso de que se esté analizando la fibra interior.

5.3. DISENO DE LAS COLUMNAS DE LOS ANILLOS.

En la figura 5.11 se presenta una vista de frente del anillo de apoyo. La figura 5.14 es la vista desde abajo de la extremidad inferior de una columna. Esta parte está constituída por una placa de acero, soldada a los costados de la columna que son una derivación de los anillos. Su eje longitudinal AB dista del plano vertical que pasa por el eje de la tubería $r+e+\bar{z}$ (para más detalle, conviene referirse al plano No. 1 al final de este capítulo).



t_1 = espesor del alma de un anillo atiesador

t_2 t_3 y t_4 = espesores propuestos

t = espesor de la placa de apoyo.

Figura 5.14

Suponiendo lubricadas las superficies en fricción, la placa ha de ser capaz de transmitir la carga de $\frac{1}{2}$ Q, siendo Q el peso total del tramo entre dos apoyos incluyendo el peso del agua contenida en el mismo. Tomando como presión de expulsión de la grasa 250 kg/cm^2, valor común empleado en la práctica, deberá cumplirse:

$$\frac{Q}{2Ac} < 250 \qquad (5.61)$$

siendo Ac el área de contacto entre las placas de acero y bronce

A su vez, la placa de acero ha de revisarse por penetración, debiendo cumplirse que:

$$\sigma max = \frac{0.5wd^2}{t^2(1+0.623\alpha^6)} < fs \qquad (5.62)$$

siendo:

$$w = \frac{Q}{2ad} \qquad (5.63)$$

$$\alpha = \frac{d}{a} \qquad (5.64)$$

fs: esfuerzo de trabajo admisible para la placa de acero.

El valor de d corresponde a la longitud que abarcan las almas de un anillo atiesador. Para el caso de que se considere a = d, α = 1.

Por otro lado, se deberá de revisar si la columna es capaz de tomar la flexión debida a la fuerza de fricción con coeficiente f, (ver tabla 5.2) Dicha fuerza viene dada por:

$$F_f = \frac{1}{2} f, Q \qquad (5.65)$$

y el momento actuante por:

$$M = F_f \times W \qquad (5.66)$$

siendo W la distancia de la superficie de apoyo al diámetro horizontal de la tubería.

El módulo de sección necesario para soportar los esfuerzos producidos será:

$$S_{nec} = \frac{M}{f_s} \qquad (5.67)$$

y deberá de ser menor al módulo de sección resistente de la columna. La sección resistente de la columna será la mostrada en la figura 5.15, donde se puede ver que no se considera la resitencia que ofrece la pared del tubo y las placas de espesor t_3 y t_4, sin embargo, por lo general la sección queda sobrada.

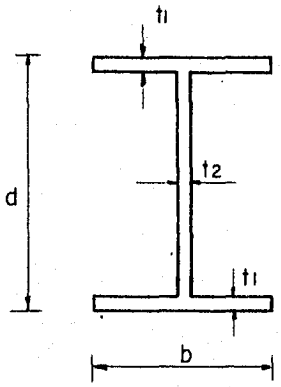


Figura 5.15

Finalmente, la contra del apoyo de las columnas deberá de organizarse de igual manera, pero la placa de acero deberá admitir 6 tornillos de anclaje que den el área de corte para un esfuerzo cortante τ de 700

kg/cm^2 generalmente. De esta manera se tendrá:

$$6a = \frac{Ff}{\tau} \qquad (5.68)$$

siendo a el área de corte mínima requerida.

EJEMPLO DE CALCULO DE ESPESORES

DATOS (ejemplo del capítulo 4, tramo No. 1).

Placa de acero ASTM A 202-67 (grado A) - fs = 1 580.00 kg/cm^2

Distancia entre apoyos L = 1 168.50 cm

Diámetro interior del tubo D = 290.00 cm

Radio interior del tubo r = 145.00 cm

Presión de cálculo (refiriéndose a la figura 5.2 que está basada en el ejemplo y calculándose como con anterioridad se mencionó) p = 9.83 kg/cm^2

$\cos \alpha$ = 0.69234

$\operatorname{sen} \alpha$ = 0.72157

λ_1 = 5735.20 cm.

λ_2 = 6319.45 cm.

Partiendo del espesor mínimo en la membrana por presión interna (ec 5.1), con un espesor adicional por corrosión de 1/16" = 0.16 cm y tomando una eficiencia del 90% (juntas radiografiadas):

$$t_{1min} = \frac{pr}{f_{s\varepsilon}} + c = \frac{9.83\ (145.00)}{1580.0\ (0.9)} + 0.16 = 1.162 \text{ cm.}$$

El espesor mínimo por aplastamiento viene a ser(ec.5.2)

$$t = 0.0124\ rq^{1/3} = 0.0124\ (145.00)\ (1)^{1/3} = 1.798 \text{ cm}$$

que sumado al espesor adicional por corrosión nos da:

$$t_{2min} = 1.798 + 0.16 = 1.958 \text{ cm} > t_{1min}$$

Por lo tanto, se usarán por ser medidas comerciales los siguientes espesores:

en la membrana $t = 2.0638$ cm = 13/16"

en los anillos $t = 2.3813$ cm = 15/16"

(se supone un incremento en el patín de los anillos debido al esfuerzo de restricción fundamentalmente).

Se revisarán las fatigas sin considerar el espesor por corrosión, de esta manera, para los cálculos de resistencia se tendrá:

Espesor de la placa a la mitad del tramo $tm = 2.0638-0.16=1.9050$ cm.

Espesor de la placa en los extremos $tp = 2.3813-0.16=2.2225$ cm

Radio medio a la mitad del tramo $rm = 145.00+1.905/2=145.95$ cm

Radio medio en los apoyos $rm = 146.11+2.2225/2=146.11$ cm

Es indiferente en los cálculos, emplear el radio interior o el radio medio.

Peso del tubo vacío por tramo.- Para este cálculo en rigor, debe de considerarse la variación de los espesores en la membrana y los anillos incluyendo el espesor adicional por corrosión. Sin embargo, es común tomar un espesor medio (incluyendo el valor por corrosión) con el radio medio al centro, lo cual es justificable desde el punto de vista de que el peso del tubo vacío es mínimo respecto al peso del agua contenida en el tramo. Así pues:

$Qs = 2\pi rmtL\gamma s = 2\pi(145.95)(2.2225)(1168.5)(0.0078) = 18\ 576$ kg

con γs = peso específico del acero = 0.0078 kg/cm^3

Peso del agua contenida en el tramo:

$$Qa = \frac{\pi D^2}{4} L\gamma = \frac{\pi(290.00)^2}{4} (1168.5)(0.001) = 77182 \text{ kg}$$

Peso total del tramo:

$Q = Qs + Qa = 95\ 758$ kg

$$(1 - \frac{Qs}{2Q}) = 0.90301$$

ESFUERZOS EN LA MEMBRANA.

CASO DE CARGAS DEL GRUPO "A"

Esfuerzos transversales

De la fórmula (5.16) caso particular de la ec. (5.6):

$$\sigma y = \frac{pr}{t_m} - \frac{Q}{\pi L t_m}\left(1 - \frac{Qs}{2Q}\right) \cos\theta \cos\alpha =$$

$$= \frac{9.83 \times 145.00}{1.905} - \frac{95\,758}{\pi \times 1168.5 \times 1.905}\ 0.90301 \times \cos\theta \times 0.69234$$

$$\sigma y = 748.22 - 8.56 \cos\theta$$

Esfuerzos Longitudinales

a) Por momento flexionante. De la ecuación (5.6) en el centro del claro y tomando en cuenta la ecuación (5.17) por ser inclinada la tubería:

$$\sigma_{2x} = - \frac{Q}{\pi L t_m}\left[\frac{L^2}{24r^2} + \mu\left(1 - \frac{Qs}{2Q}\right)\right] \cos\theta \cos\alpha =$$

$$= - \frac{95\,758}{\pi \times 1168.5 \times 1.905}\left[\frac{(1168.5)^2}{24(145)^2} + 0.3\,(0.90301)\right] \cos\theta \times 0.69234$$

$\sigma_{2x} = - 28.22 \cos \theta$

De la ecuación (5.7) donde termina el efecto del apoyo y tomando en cuenta la ecuación (5.17) por ser inclinada la tubería:

$$\sigma_{2x} = \frac{Q}{\pi L t_m} \left[\frac{L^2}{12r^2} + \frac{0.3t_p}{r} - \frac{0.39Lt_p}{r\sqrt{rt_p}} - \mu \left(1 - \frac{Qs}{2Q}\right) \right] \cos \theta \cos \alpha$$

$$= \frac{95\ 758}{\pi x\ 1168.5 x 1.905} \left[\frac{(1168.5)^2}{12(145)^2} + \frac{0.3(2.2225)}{145} - \frac{0.39(1168.5)(2.2225)}{145\sqrt{145 \times 2.2225}} - \right.$$

$$\left. - 0.3\ (0.90301) \right] \cos \theta \times 0.69234$$

$\sigma_{2x} = 45.09 \cos \theta$

b) Esfuerzo debido a obturadores. De la ecuación (5.8):

$$\sigma_{5x} = \pm \frac{pr}{2t_m} = \pm \frac{9.83 \times 145}{2x1.905}$$

$\sigma_{5x} = \pm\ 374.11$

c) Esfuerzo debido a conos de reducción. En este ejemplo se considera diámetro constante

$\sigma_{6x} = 0$

d) Esfuerzo por componente del peso de la tubería según su propio eje (caso de tubería inclinada). De la ecuación (5.22):

$$\sigma_{7x} = \pm \frac{Qs\ \lambda 2}{2\pi r L t_m} \quad sen\alpha = \pm \frac{18\ 576\ (6319.45)\ (0.72157)}{2\pi(145.00)(1168.5)(1.905)}$$

$$\sigma_{7x} = \pm\ 41.77$$

CASO DE CARGAS DEL GRUPO "B"

Esfuerzos Transversales. Deberán considerarse los mismos del caso de cargas del grupo "A"

$$\sigma y = 748.22 - 8.56 \cos \theta$$

Esfuerzos longitudinales

a) Esfuerzos provocados por la fricción en los apoyos. De las ecuaciones (5.11) y (5.12) y tomando en cuenta la ecuación (5.20) por tratarse de una tubería inclinada:

$$a_1 = \frac{r\ sen\ \beta}{\pi - \beta} = \frac{145.00\ (sen\ 120°)}{\pi - 2.0944} = 119.91\ cm$$

esto, considerando $\beta = 120° = \frac{2}{3}\pi$

$$\sigma_{3x} \pm f_1 \frac{\lambda_1}{L} \frac{Q}{2\pi r t_m} \left[1 - \frac{2 a_1}{r} \cos\theta\right] \cos\alpha$$

$$= \pm 0.25 \frac{5735.20}{1168.5} \frac{95\,758}{2\pi(145)(1.905)} \left[1 - \frac{2(119.91)}{145.00} \cos\theta\right] 0.69234$$

$$\sigma_{3x} = + 46.87 (1 - 1.65 \cos\theta)$$

habiendo considerado $f_1 = 0.25$ (acero contra acero)

b) Esfuerzos originados en la junta de dilatación. De las ecuaciones (5.13) y (5.14):

$$\sigma_{4x} = p \left(\pm f_2 \frac{b}{t_m} - 1\right) \geq \pm \frac{K}{t}$$

$$\sigma_{4x} = 9.83 \left(\pm 0.25 \frac{15}{1.905} - 1\right) \geq \pm \frac{15}{1.905}$$

$$\sigma_{4x} = \begin{cases} + 9.52 \\ \geq \pm 7.87 \\ - 29.18 \end{cases}$$

Habiendo considerado $f_2 = 0.25$, b = 15 cm y K = 15 kgs. El resumen de esfuerzos en la membrana para diferentes valores del ángulo θ, se presenta en la tabla 5.3.

ESFUERZOS EN LA MEMBRANA (kg/cm^2)

CARGAS DEL GRUPO "A"

θ	σ_{2x}	σ_{5x}	σ_{7x}	$\Sigma\sigma_x$ ec(5.23)	σ_y ec (5.24)	cond (3) ec(5.25)	cond (4) ec(5.26)
0°	±45.09	±374.11	±41.77	+460.97	+ 739.66	+872.89	+ 986.47
	-28.22			-444.10			
60°	+22.55	±374.11	±41.77	+438.43	+ 743.94	+872.94	+ 978.28
	-14.11			-429.99			
90°	+ 0.00	±374.11	±41.77	+415.88	+ 748.22	+872.98	+ 970.08
	- 0.00			-415.88			
180°	+ 28.22	±374.11	±41.77	+444.10	+ 756.78	+895.07	+1014.79
	- 45.09			-460.97			

CARGAS DEL GRUPO "A+B"

θ	σ_{3x}	σ_{4x}	$\Sigma\sigma_x$ (ec 5.27)	σ_y ec5.28)	cond (7) (ec.5 29)	cond (8) (ec. 5.30)
0°	± 30.47	+ 9.52	+500.96	+739.66	+890.79	+1036.18
		-29.18	-503.75			
60°	± 8.20	+ 9.52	+456.15	+743.94	+884.15	+1009.43
		-29.18	-467.37			
90°	± 46.87	+ 9.52	+472.27	+748.22	+895.80	+1033.46
		-29.18	-491.93			
180°	±124.21	+ 9.52	+577.83	+756.78	+941.09	+1142.62
		-29.18	-614.36			

para caso de cargas del grupo "A" $\sigma = f_{s\varepsilon} = 1580 \times 0.9 = 1422\ kg/cm^2$

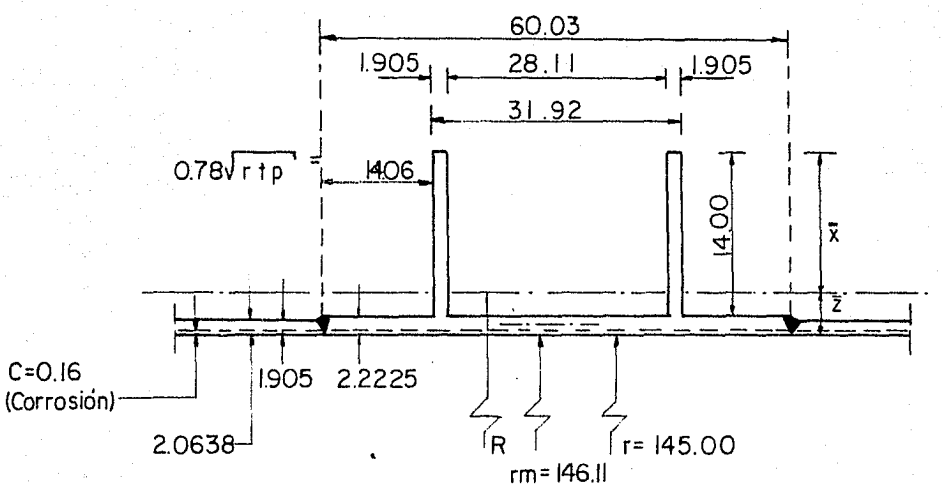
para caso de cargas del grupo "A+B" $\sigma = 1.25\ f_{s\varepsilon} = 1422 \times 1.25 = 1777\ kg/cm^2$

verificándose las condiciones establecidas.

TABLA 5.3.

ESFUERZOS EN LOS APOYOS (CALCULO DE LOS ANILLOS ATIESADORES SOPORTES). Analizaremos los esfuerzos en la fibra interior y en la fibra exterior.

Habrá de proponerse una sección de los anillos como se mostraron en la figura 5.10 de este capítulo. Para el ejemplo la sección propuesta será como la mostrada en la figura 5.16.



NOTAS:
En el cálculo se considerán los espesores sin corrosión la altura de las almas se logra mediánte tanteos.

Figura 5.16

Cálculo de las propiedades geométricas del anillo

De la ecuacion (5.31)

$$\frac{1}{q} = 0.78\sqrt{rt_p} = 0.78\sqrt{146.11 \times 2.2225} = 14.06 \text{ cm}$$

(para efectos de cálculo es indiferente tomar el radio interior o el radio medio)

Determinación del centroide

Tomando momentos estáticos respecto al centroide tenemos:

$$60.03 \times 2.2225 \left(\overline{Z} - \frac{2.2225}{2}\right) - 2 \times 1.905 \times 14 \left(\overline{X} - 7\right) = 0$$

$$133.4167 \left(\overline{Z} - 1.1113\right) - 53.3400 \left(\overline{X} - 7\right) = 0$$

pero

$$\overline{X} = (14 + 2.2225) - \overline{Z} \; ; \; \overline{X} = 16.2225 - \overline{Z}$$

por lo que

$$133.4167 \left(\overline{Z} - 1.1113\right) - 53.3400 \left(9.2225 - \overline{Z}\right) = 0$$

de donde

$$186.7567 \, \overline{Z} = 640.1941$$

obteniendo

$$\overline{Z} = 3.428 \text{ cm}; \quad \overline{X} = 12.795 \text{ cm}$$

Momento de inercia del anillo

$$I = \frac{60.03\ (2.2225)^3}{12} + (60.03 \times 2.2225)\left(3.428 - \frac{2.2225}{2}\right)^2 +$$

$$+ 2\left[\frac{1.905\ (14)^3}{12} + (1.905 \times 14)(12.795 - 7)^2\right] = 3\ 433\ cm^4$$

Area del anillo

$$A_a = 60.03 \times 2.2225 + 2\ (1.905 \times 14) = 186.76\ cm^2$$

Radio al centroide de los anillos

$$R = r + \overline{Z} = 145.00 + 3.428 = 148.43\ cm$$

Excentricidad o distancia del eje de la columna de apoyo al lugar de centroides del anillo atiesador. Tomando el valor más crítico (ecuación 5.34).

$$e = 0.04\ R = 0.04\ (148.43) = 5.937\ cm.$$

Distancia de la superficie de apoyo al diámetro horizontal de la tubería

$$W = 0.7\ r = 0.7\ (145) = 101.50\ cm.$$

(referirse a la figura 4.3 del capítulo 4).

OBTENCION DE LOS ESFUERZOS

CASO DE CARGAS DEL GRUPO "A"

Esfuerzos Transversales (fibra interior y fibra exterior)

- Tensión en el anillo debida a la presión interior. De la ecuación (5.35):

$$N_\theta = pr \left[d + 1.56\,(1-\mu^2)\sqrt{rt_p} \right] =$$

$$= 9.83 \times 146.11 \left[31.920 + 1.56\,(1-\overline{0.3}^2)\sqrt{146.11 \times 2.2225} \right]$$

$N\theta = 82\ 587$ kg.

- Para la obtención del momento flexionante circunferencial y la fuerza tangencial debida a la reacción del apoyo, actuantes sobre el anillo, nos remitiremos a la tabla de la figura 5.11 del B.of R. evitando así el empleo de las ecuaciones (5.32), (5.33), (5.36) y (5.37). Constantes para la tabla:

  De la ecuación (5.31):

$$q = \frac{1.285}{\sqrt{rt_p}} = \frac{1.285}{\sqrt{146.11 \times 2.2225}} = 0.071309$$

Como es tubería inclinada habrá que multiplicar por cos α los pesos y así poder emplear las tablas, entonces:

Qs = 18576 x 0.69234 = 12 861 kg

Qa = 77182 x 0.69234 = 53436 kg

Q = 95758 x 0.69234 = 66 297 kg

De la ecuación (5.38):

$$K = \frac{r}{L}\left[\frac{\mu L^2}{12r^2} + (1-\mu^2)\left(1-\frac{Qs}{2Q}\right) + \frac{(2+\mu)L}{4qr^2}\right] =$$

$$= \frac{146.11}{1168.5}\left[\frac{0.3(1168.5)^2}{12(146.11)^2} + (1-\overline{0.3}^2)\left(1-\frac{12\ 861}{2x66297}\right) + \frac{(2+0.3)\ 1168.5}{4x0.071309x146.11^2}\right]$$

K = 0.357873

$$B = \frac{r}{R}\left(1-\frac{2K}{qr}\right) - \frac{e}{r} = \frac{146.11}{148.43}\left(1-\frac{2 \times 0.357873}{0.071309x146.11}\right) - \frac{5.937}{148.43}$$

B = 0.876748

Se obtendrá de las tablas del B. of R. los valores del momento flexionante circunferencial y fuerza tangencial así como los esfuerzos correspondientes incluyendo los producidos por la tensión (por presión interior), para los puntos θ =0°,60°,90°y 180°,tanto en la fibra interior como exterior; este cálculo se resume en la tabla 5.4.

ANILLOS ATIESADORES
(PARA CARGAS DEL GRUPO "A")

θ	0°	60°	90°-	90°+	180°
		FUERZA TANGENCIAL ($T = Q\ (k_1+Bk_2)$			
k_1	-0.238732	-0.263704	-0.250000	+0.250000	+0.238732
BK_2	+0.279078	+0.139539	0.000000	0.000000	-2.279078
k_1+Bk_2	+0.040346	-0.124165	-0.250000	+0.250000	-0.040346
T	+ 2675	- 8232	- 16574	+ 16574	- 2675
		MOMENTO CIRCUNFERENCIAL ($M\theta = Q\ (Rk_3+ek_4)$			
Rk_3	+1.672361	-2.034085	0.000000	0.000000	-1.672361
ek_4	-0.405556	+0.539347	+1.484250	-1.484250	+0.405556
Rk_3+ek_4	+1.266805	-1.494738	+1.484250	-1.484250	-1.266805
Mθ	+ 83985	- 99097	+ 98 401	- 98 401	- 83 985
		ESFUERZOS TRANSVERSALES (kg/cm^2)			
T/Aa	+ 14.32	- 44.08	- 88.74	+ 88.74	- 14.32
$M\theta\bar{Z}/I$	+ 83.86	- 98.95	+ 98.26	- 98.26	- 83.86
$M\theta\bar{X}/I$	+ 313.02	-369.34	+366.75	-366.75	-313.02
Nθ/Aa	+ 442.21	+442.21	+442.21	+442.21	+442.21
f_i	+ 540.39	+299.18	+451.73	+432.69	+344.03
fe	+ 143.51	+767.47	- 13.28	+897.70	+740.91

f_i Esfuerzo en la fibra interior del anillo $= \frac{N\theta}{Aa} + \frac{M\theta\bar{Z}}{I} + \frac{T}{Aa}$

fe Esfuerzo en la fibra exterior del anillo $= \frac{N\theta}{Aa} - \frac{M\theta\bar{X}}{I} + \frac{T}{Aa}$

Se debe cumplir que fe $\leq \sigma = fs = 1580\ \frac{kg}{cm^2}$

TABLA 5.4

Esfuerzos Longitudinales (para la fibra interior). En este caso se toman los pesos de agua y tubería sin multiplicar por cos α, pues en las fórmulas viene implícita la inclinación de la tubería.

a) Por momento flexionante. De la ecuación (5.42):

$$\sigma_{2x} = \frac{Q}{\pi L t_p}\left[\frac{L^2}{12r^2} - \mu\left(1 - \frac{Qs}{2Q}\right)\right] \cos\theta \cos\alpha =$$

$$= \frac{95\,758}{\pi 1168.5} \times 2.2225 \left[\frac{(1168.5)^2}{12(146.11)^2} - 0.3\ (0.90301)\right] \cos\theta \times 0.69234$$

$$\sigma_{2x} = 41.11 \cos\theta$$

b) Esfuerzo debido a obturadores. De la ecuación (5.8):

$$\sigma_{5x} = \pm \frac{pr}{2t_p} = \frac{9.83 \times 146.11}{2 \times 2.2225}$$

$$\sigma_{5x} = \pm\ 323.12$$

c) Esfuerzo debido a conos de reducción. En nuestro caso se considera diámetro constante

$$\sigma_{6x} = 0$$

d) Esfuerzo por componente del peso de la tubería según su propio eje (caso de tubería inclinada). De la ecuación (5.22):

$$\sigma_{7x} = \frac{Qs\lambda_2}{2\pi r L t_p} \operatorname{sen}\alpha = \pm \frac{18\ 576\ (6319.45)\ (0.72157)}{2\pi\ (146.11)(1168.5)(2.2225)}$$

$$\sigma_{7x} = \pm\ 35.53$$

e) Esfuerzo debido a la restricción que los anillos imponen a la membrana. De la ecuación (5.43) y (5.44):

$$\Omega = \frac{Aa - t_p d}{Aa + 1.56 t_p \sqrt{rt_p}} = \frac{186.76 - 2.2225\ (31.92)}{186.76 + 1.56\ (2.2225)\sqrt{146.11 \times 2.2225}}$$

$$\Omega = 0.4647$$

$$\sigma_{8x} = \pm\ 1.82\ \frac{pr}{t_p}\ \Omega = \pm\ 1.82\ \frac{9.83 \times 146.11}{2.2225}\ 0.4647$$

$$\sigma_{8x} = \pm\ 546.56$$

CASO DE CARGAS DEL GRUPO "B"

Esfuerzos transversales (fibra interior y fibra exterior)

- En el calculo del momento flexionante circunferencial suplementario y la fuerza tangencial suplementaria dediba a la reacción del apoyo, se empleará la tabla de la figura 5.13 del B. of R. evitando así

el empleo de las ecuaciones (5.45), (5.46), (5.47) y (5.48).

Constantes para la tabla:

Igual que para el caso de cargas del grupo "A":

q = 0.071309

Qs = 12 861 kg

Qa = 53436 kg

Q = 66297 kg

K = 0.357873

Para este caso de cargas del grupo "B":

$$B = \frac{r}{R}\left(1-\frac{2K}{qr}\right) + \frac{\pi W}{4R} = \frac{146.11}{148.43}\left(1 - \frac{2x0.357873}{0.071309x146.11}\right) + \frac{\pi x101.50}{4x148.43}$$

B = 1.453821

Se obtendrá de las tablas del B of R. los valores suplementarios del momento flexionante circunferencial y fuerza tangencial, así como los esfuerzos correspondientes para los puntos θ = 0°, 60°, 90° y 180°, tanto en la fibra interior como exterior; este cálculo se resume en la tabla 5.5.

Se utiliza como coeficiente sísmico n = 0.075, por consiguiente:

nQ = 0.075 x 66 297 = 4 972 kg.

ANILLOS ATIESADORES
(PARA CARGAS DEL GRUPO "B")

θ	0°	60°	90º	90°+	180°
	FUERZA TANGENCIAL ($T_s = nQ(k_3 + Bk_4)$				
k_3	0.000000	-0.014417	+0.079577	+0.079577	0.000000
Bk_4	0.000000	-0.400766	-0.462766	-0.462766	0.000000
k_3+Bk_4	0.000000	-0.415183	-0.383189	-0.383189	0.000000
T_s	0	- 2064	- 1905	- 1905	0
	MOMENTO CIRCUNFERENCIAL ($Mes = nQ(Rk_1 + Wk_2)$				
Rk_1	0.000000	-2.139915	+11.811614	+11.811614	0.000000
Wk_2	0.000000	-21.975359	-25.375000	+25.375000	0.000000
Rk_1+Wk_2	0.000000	-24.115274	-13.563386	+37.186614	0.000000
Mes	0	-119 901	-67 437	+184 892	0
	ESFUERZOS TRANSVERSALES (kg/cm^2)				
T_s/Aa	0.00	- 11.05	- 10.20	- 10.20	0.00
$Me\bar{Z}/I$	0.00	-119.73	- 67.34	+184.62	0.00
$Mes\bar{X}/I$	0.00	-446.88	-251.34	+689.10	0.00
fi	0.00	$\mp$130.78	$\mp$ 77.54	$\pm$174.42	0.00
fe	0.00	$\pm$435.83	$\pm$241.14	$\pm$699.30	0.00

fi = Esfuerzo en la fibra interior del anillo = $\pm \left(\frac{Mes\bar{Z}}{I} + \frac{Ts}{Aa}\right)$

fe = Esfuerzo en la fibra exterior del anillo = $\pm\left(-\frac{Mes\bar{X}}{I} + \frac{Ts}{Aa}\right)$

TABLA 5.5.

Esfuerzos Longitudinales (para la fibra interior). Nuevamente se vuelven a considerar los pesos de agua y tubería sin multiplicar por cos α, pues en las fórmulas viene implícita la inclinación de la tubería.

a) Esfuerzos provocados por la fricción en los apoyos. De la ecuación (5.11) y (5.12) y tomando en cuenta la ecuación (5.20) por tratarse de una tubería inclinada:

$$a_1 = \frac{r \operatorname{sen}\beta}{\Pi - \beta} = 119.91 \text{ cm}$$

(igual que para el análisis en la membrana)

$$\sigma_{3x} = \pm f_1 \frac{\lambda_1}{L} \frac{Q}{2 \Pi r t_p} \left[1 - \frac{2a_1}{r} \cos \theta \right] \cos \alpha$$

$$= \pm 0.25 \frac{5735.20}{1168.5} \frac{95758}{2\Pi(146.11)(2.2225)} \left[1-\frac{2(119.91)}{146.11} \cos \theta \right] 0.69234$$

$$\sigma_{3x} = \pm 39.87 \ (1 - 1.64 \cos \theta)$$

habiendo considerado $f_1 = 0.25$ (acero contra acero)

b) Esfuerzos originados en la junta de dilatación. De las ecuaciones (5.13) y (5.14)

$$\sigma_{4x} = p \left(\pm f_2 \frac{b}{t_p} - 1\right) \geq \pm \frac{K}{t}$$

$$\sigma_{4x} = 9.83 \left(\pm 0.25 \frac{15}{2.2225} - 1\right) \geq \pm \frac{15}{2.2225}$$

$$\sigma_{4x} = \begin{cases} + \ 6.76 \\ \\ - \ 26.42 \end{cases} \geq \pm \ 6.75$$

habiendo considerado $f_2 = 0.25$, b = 15 cm y K = 15 kgs.

El resumen de esfuerzos en los apoyos para diferentes valores del ángulo θ, se presenta en las tablas 5.6 y 5.7.

ANILLOS ATIESADORES
ESFUERZOS TRANSVERSALES (kg/cm²)

CARGAS:	GRUPO "A"		GRUPO "B"		GRUPO "A + B"	
θ	fi	fe	f'i	f'e	$fi+f'_i$	$fe+f'_e$
0°	+540.39	+143.51	0.00	0.00	+540.39	+143.51
60°	+299.18	+767.47	∓130.78	±435.83	+168.40	+1203.30
					+429.96	+331.64
90°	+451.73	- 13.28	∓ 77.54	±241.14	+374.19	+227.86
					+529.27	-254.42
90°+	+432.69	+897.70	±174.42	∓699.30	+607.11	+198.40
					+258.27	+1597.00
180°	+344.03	-740.91	0.00	0.00	+344.03	-740.91

Se debe cumplir que $fe+f'e \leq 1.25\ \sigma = 1.25\ (1580) = 1975$ kg/cm²

TABLA 5.6 (Resumen tablas 5.4 y 5.5.)

ESFUERZOS EN LOS ANILLOS ATIESADORES (kg/cm) COMBINACION DE ESFUERZOS TRANSVERSALES Y LONGITUDINALES (fibra interior)

CARGAS DEL GRUPO "A"

θ	σ_{2x}	σ_{5x}	σ_{7x}	σ_{8x}	$\Sigma\sigma x$ ec(5.51)	$\Sigma\sigma y$ ec(5.52)	cond (3) ec (5.53)	cond (4) ec. (5.54)
0°	+ 41.11	±323.12	± 35.53	± 546.56	+946.32	+ 540.39	- 1 026.22	- 1 170.41
					-864.10			
60°	+ 20.56	±323.12	± 35.53	± 546.56	+925.77	+ 299.18	- 974.40	- 986.53
					-884.65			
90°	0.00	±323.12	± 35.53	± 546.56	+905.21	+ 451.73	+ 1 040.73	- 1 130.78
					-905.21			
180°	- 41.11	±323.12	± 35.53	± 546.56	+864.10	+ 344.03	- 1 049.53	- 1 075.29
					-946.32			

CARGAS DEL GRUPO "A+B"

θ	σ_{3x}	σ_{4x}	$\Sigma\sigma x$ ec (5.56)	$\Sigma\sigma y$ ec (5.57)	cond (8) ec(5.58)	cond (9) ec (5.59)
0°	± 25.52	+ 6.76	+ 978.60	+ 540.39	- 1078.16	- 1213.69
		-26.42	- 916.04			
60°	± 7.18	+ 6.76	+ 939.71	+ 429.96	- 1047.24	- 1123.51
		-26.42	- 918.25			
90°	± 39.87	+ 6.76	+ 951.84	+ 607.11	- 1153.63	- 1315.51
		-26.42	- 971.50			
180°	±105.26	+ 6.76	+ 976.12	+ 344.03	- 1181.21	- 1185.03
		-26.42	-1078.00			

para caso de cargas del grupo "A" $\sigma = f_{s\varepsilon} = 1580 \times 0.9 = 1442$ kg/cm^2, para caso de cargas del grupo "A+B" $\sigma = 1.25\ f_{s\varepsilon} = 1422 \times 1.25 = 1777$ kg/cm^2, verificandose las condiciones establecidas.

TABLA 5.7

Para los siguientes valores (ver plano No. 1 al final del capítulo):

$$L_2 = \frac{1}{2}\left(x - \left|d + 2\left(\frac{1}{q}\right)\right|\right) = \frac{1}{2}(468.5 - 60.03) = 204.24 \text{ cm}$$

Longitud de apoyo: $L = 2(R+e) = 2(148.43+5.94) = 308.74$ cm.

$h_2 = \overline{X} = 12.79$ cm

COLUMNAS DE LOS ANILLOS

Peso total del tramo entre apoyos $Q = 95\,758$ kg.

$\frac{1}{2}\ Q = 47\,879$ kg.

De la fig. 5.16, donde se muestra la sección del anillo atiesador para el ejemplo:

Longitud de tubería que abarcan las almas de un anillo atiesador d= 31.92 cm.

$t_1 = 1.905$ cm (espesor de las almas)

Haciendo referencia a la fig. 5.14 se tomará en este ejemplo:

$a = d$, teniendo con ello una relación $\alpha = 1$ (ec (5.64))

$t_2 = 1.905$ cm

$t_3 = t_4 = 0.9525$ cm

De la ecuación (5.61) el área de contacto mínima requerida entre las placas de acero y bronce (para una presión de expulsión de la grasa de 250 kg/cm^2) será:

$$Ac = \frac{Q}{2(250)} = \frac{47879}{250} = 191.52 \text{ cm}^2$$

Proponiendo las dimensiones de contacto de 7" = 17.78 cm (valor de "b" en la fig. 5.14), la presión resulta de $47\,879/(17.78)^2 = 151.5$ kg/cm^2

Se calculará el espesor t de la placa de acero, considerada como empotrada en el rectángulo de d = 31.92 cm y a = 31.92 cm, de tal manera que resista a la carga uniformemente distribuida w. De la ecuación (5.63):

$$w = \frac{Q}{2ad} = \frac{47\,879}{(31.92)^2} = 47.0 \text{ kg/cm}^2$$

De la ecuación (5.62):

$$\sigma \text{ máx} = \frac{0.5\ wd^2}{t^2(1+0.623\ \alpha^6)} < fs$$

para un esfuerzo de trabajo fs = 1580.0 kg/cm^2 y un valor de $\alpha = d/a = 1$:

$$t^2 = \frac{0.5\ (47.0)(31.92)^2}{1580.0(1+0.623)} = 9.34;\ t = 3.06 \text{ cm}$$

Usando una medida comercial: $\underline{t = 3.18 \text{ cm}}$

Veamos si la columna es capaz de tomar la flexión debida a la fuerza de fricción con coeficiente $f_1 = 0.25$. De la ecuación (5.65):

$F_f = f_1 \frac{1}{2} Q = 0.25\ (47879) = 11\ 970$ kg.

como la altura de la columna W es de 101.5 cm, de la ecuación (5.66), el momento actuante vale:

$M = F_f \times W = 11\ 970 \times 101.5 = 1\ 214\ 955$ kg.cm

con un valor fs = 1580.0 kg/cm^2, de la ecuación (5.67), el módulo de sección necesario de la columna será:

$$S_{nec} = \frac{M}{fs} = \frac{1\ 214\ 955}{1580} = 769.0\ cm^3$$

La sección resistente de la columna es la mostrada en la fig. 5.15 con los siguientes valores:

$t_1 = t_2 = 1.905$ cm.

b = 17.78 cm

d = 31.92 cm

en esta sección tendremos:

$$I = \frac{1}{12}\left[17.78 \times \overline{31.92^3} - 15.88 \times \overline{28.11^3} \right] = 18\ 794\ cm^4$$

$$S = \frac{18\ 794}{(31.92/2)} = 1177.6 > \text{Snec}$$

Finalmente, se había visto que la contra del apoyo de las columnas se organizaría de igual manera, pero la placa de acero debería admitir 6 tornillos de anclaje que den el área de corte para un esfuerzo cortante $\tau = 700\ kg/cm^2$; de la ecuación (5.68):

$$6a = \frac{F_f}{\tau} = \frac{11970}{700} = 17.100\ cm^2$$

$$a = 2.850\ cm^2$$

el diámetro de tornillos de anclaje requerido sería:

$$\phi = \sqrt{\frac{2.850}{(\pi/4)}} = 1.905\ cm$$

se pondrán 6 tornillos de anclaje de 2.06 cm ø.

5.3. PIEZAS ESPECIALES

5.3.1. DISEÑO DE BRIDAS

Se instalarán bridas en las uniones de la tubería con válvulas u otros accesorios y en los registros de inspección.

Las bridas se dividen en dos grupos diferentes, para los cuales se siguen métodos de cálculo un tanto diferentes. Al primer grupo corresponden las denominadas "bridas contínuas" y que son aquellas en que existe un apoyo entre bridas en una corona entre la circunferencia de los pernos y el borde

exterior de las bridas. Al segundo corresponden las "bridas discontinuas" siendo aquellas en las que no existe contacto entre bridas adyacentes fuera de la circunferencia de pernos. En las tuberías instaladas por la S.A.R.H., se prefiere el uso de bridas continuas y son a las que se refiere esta tesis. Llamando plato al disco con un agujero que constituye la brida propiamente dicha; cubo a la parte reforzada o no del tubo que es adyacente al plato y haciendo referencia a la figura 5.17, se seguirá la siguiente nomenclatura:

A = Diámetro del plato

Ar = Sección radial de dos platos en contacto = t (A-B)

B = Diámetro interior de la tubería y de la brida

c = Dos veces el espesor del plato = 2t

C = Diámetro de la circunferencia de los pernos

d = Profundidad o ancho radial de la parte apoyada entre bridas que reaccionan entre sí.

E = Distancia radial entre la circunferencia de pernos y el borde del plato = 1/2 (A-C)

g_o = Espesor de la tubería o espesor medio del cubo

g_1 = Espesor mayor del cubo

G = Diámetro de la línea de centro del estopado o empaquetadura

h = Longitud del cubo.

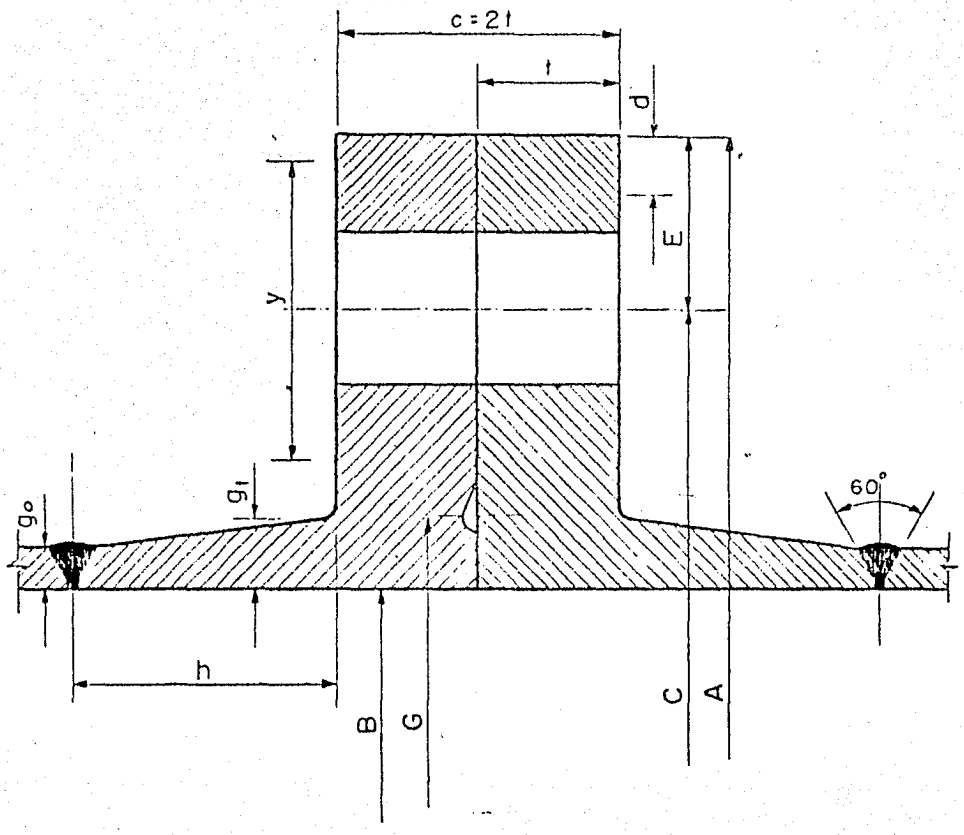
H = Fuerza longitudinal total o tracción en la extremidad

t = Espesor del plato

Y = Diámetro del careado para apoyo de la cabeza del perno

Wa = Tracción máxima disponible de los pernos

ø = Diámetro de los pernos.



A, B, C y G son diámetros

Figura 5.17

El método de cálculo para una brida contínua es el siguiente:

a) Determínese el diámetro del estopado o empaquetadura de manera que se asegure un buen cierre. La posición de la empaquetadura debe ser tal, en el límite, que el borde interior de la ranura diste más de 1.27 cm. del borde interior del plato. fig. 5.18

b) Obtengase la tracción de la brida mediante la siguiente fórmula:

$$H = \frac{\pi}{4} G^2 \, p \qquad \text{---------- (5.69)}$$

siendo p la presión de cálculo incluyendo el golpe de ariete

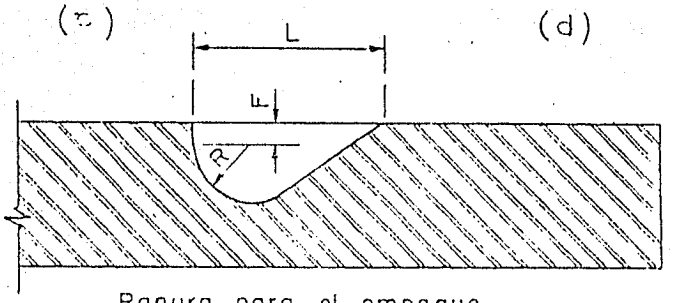
c) Determinar el espesor del cubo en la unión con el plato. El valor del momento en el punto de restricción de una tubería, empleando el espesor g_1 del cubo y despreciando la rotación de la brida que disminuye este momento, valdrá:

$$Mx = 0.304 \, \frac{pB}{2} \, g_1 \, \frac{Ar - cg_1}{Ar + 1.56 \, g_1 \sqrt{\frac{Bg_1}{2}}} \qquad \text{---------- (5.70)}$$

Limitando el esfuerzo circunferencial en la tubería a 700 kg/cm^2, se puede encontrar que el espesor g_1 valdrá aproximadamente

$g_1 = 1.5 \, g_o$ cuando $g_o \leq 3.81$ cm ----------(5.71)

$g_1 = 1.25 \, g_o$ cuando $g_1 > 3.81$ cm ----------(5.72)



Ranura para el empaque

Empaquetadura tubular Garlock N°28			Dimensión de la ranura				% de ranura mayor que el área neta de la empaquetadura
Diámetro		Area Neta	R	L	F	Area	
Exterior	Interior						
3/4	3/16	4141	3/8	15/16	3/32	.4450	17.5
5/8	3/16	2821	5/16	1 1/8	1/8	.3091	19.6
1/2	3/16	.1687	1/4	7/8	3/32	.1938	14.9
3/8	3/16	.0828	3/16	21/32	1/16	.1053	27.0
GARLOCK Nº 500							
3/4	3/16	.4141	3/8	15/16	5/32	.1450	7.5
5/8	3/16	2821	5/16	1 1/8	1/8	.3091	9.6
1/2	1/16	.1932	1/4	15/16	1/8	.2175	12.6
3/8	1/16	.1073	3/16	11/16	1/8	1300	21.0
JOHNS - MANVILLE							
1/2	1/8	1840	1/4	7/8	1/8	2112	14.8

DIMENSIONES EN PULGADAS

Figura 5.18

(tomada de: "Formulario para cálculo de tuberías forzadas", Ing. Calvo).

Los esfuerzos de tensión y compresión quedan limitados a 840 kg/cm² aproximadamente (esto con el fin de hacerlos semejantes a los escogidos para el otro tipo de diseño, según el criterio de St. Venant-Guest y la calidad de acero para bridas).

d) Obtención de la longitud del cubo. Para espesores uniformes de la tubería se obtiene que el valor de Mx es igual a cero en $x = \lambda/8$ en donde:

$$\lambda = 4.89 \sqrt{\frac{Bg_1}{2}}$$

por lo que se puede limitarse la longitud del cubo a ese valor, es decir:

$$h = \frac{\lambda}{8} = 0.612 \sqrt{\frac{Bg_1}{2}} \quad \text{---------- (5.73)}$$

e) Obtener el diámetro aproximado de los pernos mediante la siguiente regla práctica:

$$\phi = 1.92 \times 10^{-3} \; p \; (B + g_o + g_1 + 2.54) \text{ cm} \quad \text{---------- (5.74)}$$

con p en kg/cm²

f) Determinar la tracción máxima disponible de los pernos multiplicando el área total efectiva de los mismos (A_p) por el esfuerzo permitido para estos (σ_p) =

$$W_a = A_p \sigma_p \quad \text{---------- (5.75)}$$

Se procurará que

$$\frac{W_a}{H} > 1.5 \quad \text{---------- (5.76)}$$

g) Determinese el diámetro del círculo de los pernos

$$C = B + g_o + g_1 + Y \quad \text{---------- (5.77)}$$

siendo $Y = 2\ (\phi + 1.27)$ cm ---------- (5.78)

La distancia radial del círculo de pernos al cubo $(C-B)/2 - g_1$ no deberá ser menor que la mitad de la cabeza del perno, más el espacio para colocar la llave de apriete (valor de R de fig. 5.19).

h) Determinese el número de pernos para las distancias:

$$d_1 = 2\phi + 0.635 \text{ cm} \quad \text{---------- (5.79)}$$

$$d_2 = 3\phi \text{ cm} \quad \text{---------- (5.80)}$$

siendo ϕ el diámetro nominal; se obtendrá con ello:

$$N_1 = \frac{\pi C}{d_1} \quad \text{---------- (5.81)}$$

$$N_2 = \frac{\pi C}{d_2} \quad \text{---------- (5.82)}$$

el múltiplo de 4 próximo menor del promedio de N_1 y N_2 es el número de pernos que puede servir para iniciar los cálculos.

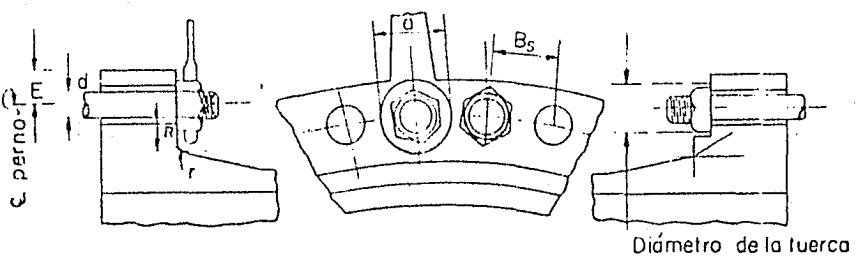
i) La separación real de los pernos vendrá dada por:

$$S = \frac{\pi C}{\text{Núm. de pernos}} \quad \text{---------- (5.83)}$$

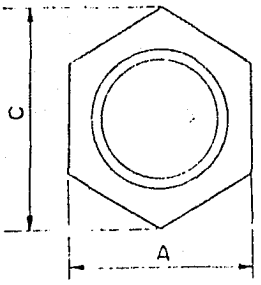
debiendose tener :

DATOS DE PERNOS

Medida Pernos d	Cuerda Estandard N° De Cuerdas	Area Neta pulg²	Serie de 8 cuerdas N° de cuerdas	Area Neta en pulg²	Dimensión Tuerca A	Dimensión Tuerca C	Separacion Pernos B_s Minima	Separacion Pernos Preferible	Distancia Radial Minima R	Distancia al Extremo E	Radio de enlace máx. r	Diám. de la llave a
½"	13	0.126"	Abajo de 1" no hay serie de 8 cuerdas		⅞"	1.01"	1 ¼"	3"	⅝"	⅝"	¼"	1 ½"
⅝"	11	0.202"			1 1/16"	1.23"	1 ½"	3"	15/16"	¾"	5/16"	1 ¾"
¾"	10	0.302"			1 ¼"	1.44"	1 ¾"	3"	1 ⅛"	13/16"	⅜"	2 1/16"
⅞"	9	0.419"			1 7/16"	1.66"	2 1/16"	3"	1 ¼"	15/16"	⅜"	2 ⅜"
1"	8	0.551"	8	0.551"	1 5/8"	1.88"	2 ¼"	3"	1 3/8"	1 1/16"	7/16"	2 5/8"
1 ⅛"	7	0.693"	8	0.728"	1 13/16"	2.09"	2 ½"	3"	1 ½"	1 ⅛"	7/16"	2 ⅞"
1 ¼"	7	0.890"	8	0.929"	2"	2.31"	2 13/16"	3"	1 ¾"	1 ¼"	½"	3 ¼"
1 ⅜"	6	1.054"	8	1.155"	2 1/16"	2.53"	3 1/16"		1 ⅞"	1 ⅜"	½"	3 ½"
1 ½"	6	1.294"	8	1.405"	2 ⅜"	2.74"	3 ¼"		2"	1 ½"	5/8"	3 ¾"
1 ⅝"	5½	1.515"	8	1.680"	2 9/16"	2.96"	3 ½"		2 ⅛"	1 5/8"	5/8"	4"
1 ¾"	5	1.744"	8	1.980"	2 ¼"	3.18"	3 ¾"		2 ¼"	1 ¾"	5/8"	4 ¼"
1 ⅞"	5	2.049"	8	2.304"	2 15/16"	3.39"	4"		2 ⅜"	1 ⅞"	5/8"	4 ½"
2"	4½	2.300"	8	2.652"	3 ⅛"	3.61"	4 ¼"		2 ½"	2"	11/16"	4 ¾"
2 ⅛"			8	3.040"	3 5/16"	3.82"	4 ½"		2 5/8"	2 ⅛"	11/16"	5"
2 ¼"	4½	3.020"	8	3.423"	3 ½"	4.04"	4 ¼"		2 ¾"	2 ¼"	11/16"	5 ¼"
2 ½"	4	3.715"	8	4.292"	3 ⅞"	4.48"	5 ¼"		3 1/16"	2 ⅜"	13/16"	5 ⅞"
2 ¼"	4	4.618"	8	5.259"	4 ⅛"	4.91"	5 ¾"		3 ⅜"	2 5/8"	⅞"	6 ½"
3"	4	5.428"	8	6.324"	4 5/8"	5.34"	6 ¼"		3 5/8"	2 ⅞"	15/16"	7"



BRIDA CON TUERCA



NOTAS: - Los dimensiones de la tuerca dadas, son para la serie exagonal pesada de la A.S.A.
El radio "r" es el máximo posible

TOMADO DEL TAYLOR FORGE & PIPE WORKS

Figura 5.19

(tomada de: "Formulario para cálculo de tuberías forzadas", Ing. Calvo).

$$2\phi + 0.635 < S < 2\phi + t \text{ cm} \quad \text{---------- (5.84)}$$

El valor de t (espesor de la brida) se obtiene en el inciso k existiendo así una retroalimentación en el diseño. Por otro lado, se debe cumplir además que la separación de los pernos cumpla con la indicada en la fig. 5.19 con el fin de poder colocar la llave de apriete.

j) Obtención del diámetro exterior de la brida: limitando el esfuerzo de apoyo a aproximadamente 840 kg/cm^2 como previamente se había mencionado, se puede calcular el diámetro exterior de la brida mediante:

$$A = C + 2E \quad \text{---------- (5.85)}$$

con

$$E \geq \frac{C-B-g_o}{1.8\left(\frac{Wa}{H} - 1\right)} \quad \text{---------- (5.86)}$$

obtenido E se determinará el ancho de apoyos d entre platos por la fórmula:

$$d = E - \sqrt{E^2 - \frac{H\,(C-B-g_o)}{\sigma a \pi\,(B+g_o)}} \quad \text{---------- (5.87)}$$

siendo σa la cifra de aplastamiento del material del plato (es común tomar σa = 840 kg/cm^2), lo cual permite verificar si los pernos trabajan dentro de la seguridad por la fórmula:

$$\frac{H}{Ap}\left[\frac{C-B-g_o}{E - \frac{d}{2}} + 1\right] \leq \sigma p \quad \text{----------(5.88)}$$

que de no ocurrir se deberá aumentar E en 0.3 centímetros o sus múltiplos hasta obtener un valor aceptable para el primer miembro de la desigualdad. El valor de E que satisfaga la condición será el que se sustituya en la ec. (5.85).

k) Determinación del espesor de la brida : el momento en la circunferencia de pernos es:

$$Mp = \frac{H}{\pi(B+g_o)} \quad \frac{C - B - g_o}{2} \quad (kg\text{-}cm/cm) \text{----------} (5.89)$$

por lo que siendo σ la cifra de trabajo aceptable para el plato y $t^2/6$ el módulo de sección, aplicando la fórmula de la escuadría se puede llegar a =

$$t = \sqrt{\frac{6Mp}{\sigma}} \text{ ---------- } (5.90)$$

l) Para la obtención de los esfuerzos en el cubo, se determinará primeramente la sección radial de los dos platos en contacto mediante:

$$Ar = 2t \left(\frac{A-B}{2} \right) = t\,(A-B) \text{ ---------- } (5.91)$$

m) Obtención del esfuerzo total en el cubo : el esfuerzo en el cubo se debe al del momento axial y al debido al obturador (válvula, compuerta o tapa ciega). Por momento axial se tiene (siendo $g_1^2/6$ el módulo del cubo por unidad de ancho):

$$\sigma mx = \frac{6\,Mx}{g_1^2} \text{ ----------} (5.92)$$

donde Mx es el momento obtenido por la ecuación (5.70).

Por obturador el esfuerzo es:

$$\sigma_2 x = \frac{pB}{4\, g_1} \qquad \text{----------(5.93)}$$

el esfuerzo total es:

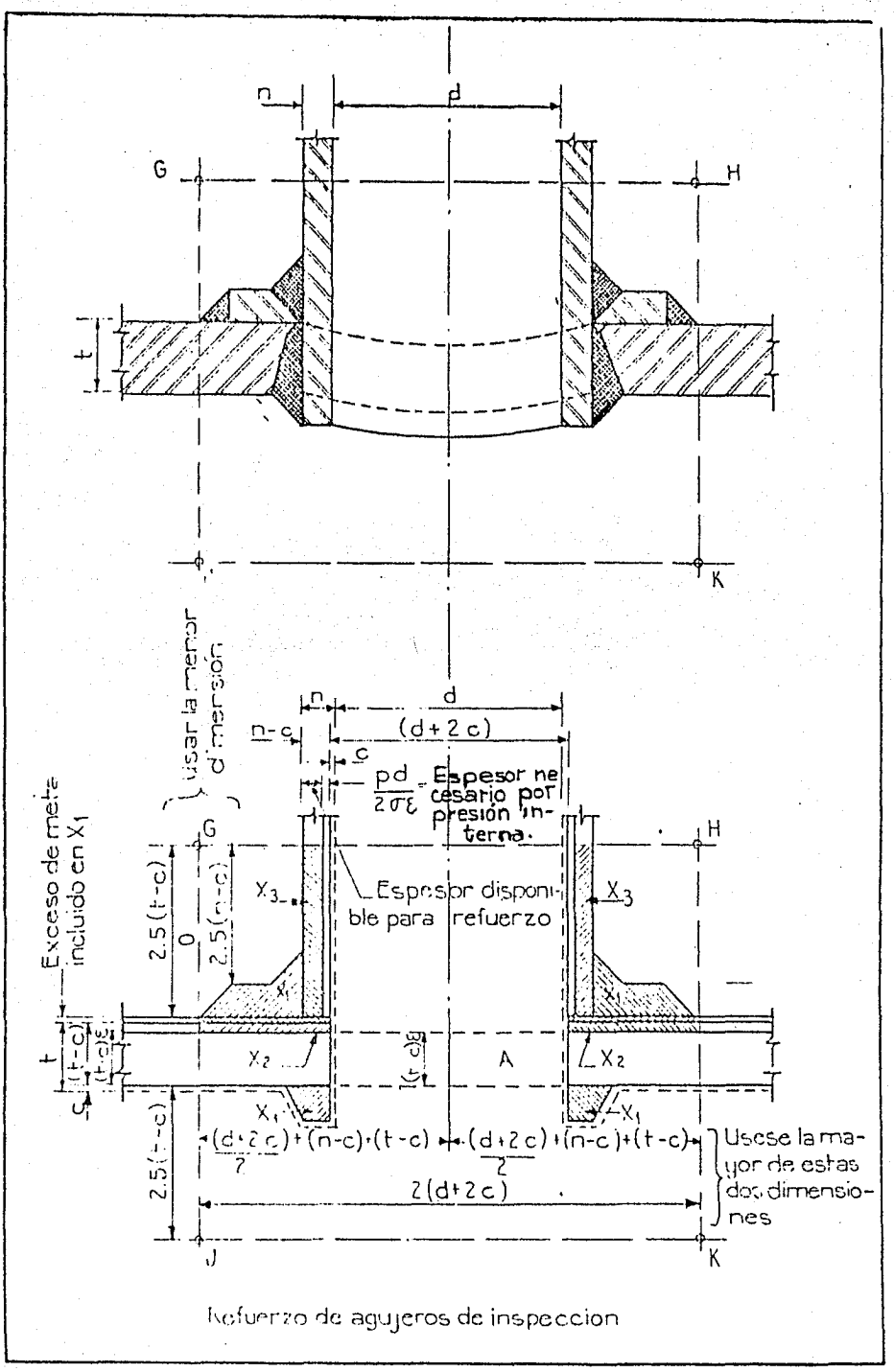
$$\sigma = \sigma mx + \sigma_2 x \leq \sigma \qquad \text{---------- (5.94)}$$

que permite verificar si el valor de g, estimado es correcto.

5.3.2. DISEÑO DE AGUJEROS DE INSPECCION.

Como ya con anterioridad se mencionó, se colocarán agujeros para la inspección de la tubería, cuya separación ha de oscilar entre 100 y 200 m, dependiendo del diámetro de la tubería y pendiente de la misma; estos agujeros se localizarán en lugares de fácil acceso, principalmente en la parte superior e inferior del tubo, cerca de los apoyos de los atraques, juntas de expansión, compuertas, etc.

El diseño de un agujero de inspección se resume en sustituir el acero faltante al hacer dicho agujero, por acero llamado de refuerzo y así, poder soportar las presiones actuantes en la tubería. Atendiendo a la figura 5.20, se llama "área de refuerzo" la de la sección hecha por el plano diámetral de la boquilla que contenga el eje del tubo, limitada dentro del rectángulo GHJK, con las dimensiones que en la misma figura se indican.



Refuerzo de agujeros de inspeccion

Figura 5.20

(tomada de "Formulario para cálculo de tuberías forzadas", Ing. Calvo).

Refuerzo para un agujero. La determinación del refuerzo para un agujero se hará siguiendo la siguiente nomenclatura (ver fig. 5.20):

A = Area que debe reemplazarse por el refuerzo

$A = (d+2c)\ (t-c)\ \varepsilon \leq X_1 + X_2 + X_3$

X_1 = Area del refuerzo incluyendo cuello, soldadura entre el cuello y tubería y la soldadura entre cuello y boquilla $\geq A - X_2 - X_3$

X_2 = Toda el área excedente en la tubería y en la pared de la boquilla dentro de la zona de refuerzo aprovechable

X_3 = Area en el exterior de la pared de la boquilla aprovechable para refuerzo

El valor de X_3 será calculado considerando:

t = Espesor necesario para la tubería sin aumento por corrosión

d = Diámetro interior del agujero (el suficiente para que quepa una persona; aproximadamente 20 pulgs.)

c = Adición por corrosión

n = Espesor total de la pared de la boquilla

ε = Eficiencia de la junta longitudinal

El valor de X_2 (fig. 5.20), viene dado por:

$$X_2 = (d+2c)\ (t-c)\ (1-\varepsilon) \qquad (5.95)$$

y el valor de X_1 por:

$$X_1 = A-X_2-X_3 = (d+2c)\,(t-c)\,\varepsilon - (d+2c)\,(t-c)\,(1-\varepsilon) - X_3 =$$

$$= (d+2c)\,(t-c)\,(2\varepsilon-1) - X_3 \text{ ---------- (5.96)}$$

La máxima longitud JK, según la figura 5.20, del área donde se efectúa el refuerzo, es el doble del diámetro del agujero más cuatro veces el aumento por corrosión y simétrica con respecto al centro del agujero. La altura de la zona de refuerzo a uno y otro lado de la pared del tubo se determina de cualquiera de estas dos formas: 2.5(t-c) ó 2.5(n-c) más el espesor de refuerzo.

De esta manera, para la obtención del refuerzo de un agujero, el procedimiento es el siguiente:

a) Determínese el espesor necesario por presión interna

$$e_p = \frac{pd}{2f_s\,\varepsilon} \text{ ---------- (5.97)}$$

p = presión total actuante sobre el agujero, en kg/cm^2

d = diámetro interior del agujero, en cm.

f_s = esfuerzo de trabajo admisible, en kg/cm^2

ε = eficiencia en las juntas

b) Dese el espesor adicional por corrosión; puede ser tomado c = 1/16" = 0.16 cm.

c). Estímese un valor de "n" correspondiente al espesor total de la pared de la boquilla; este espesor puede ser estimado del orden de dos veces el valor del espesor necesario e irá ajustado a medidas comerciales.

d) Obténgase el espesor disponible para refuerzo en la boquilla

$$ee = n - ep - c \quad \text{---------- (5.98)}$$

e) Calcúlese el área de refuerzo

$$A = (d+2c)\ (t-c)\ \varepsilon \quad \text{---------- (5.99)}$$

f) Calcúlese la altura de refuerzo

$$h = 2.5\ (t-c) \quad \text{---------- (5.100)}$$

g) Determínese el área en el exterior de la pared de la boquilla aprovechable para refuerzo

$$X_3 = 2\ (h \times e_e) \quad \text{---------- (5.101)}$$

h) Calcúlese el área excedente en la tubería y en la pared de la boquilla dentro de la zona de refuerzo aprovechable, mediante la ecuación (5.95)

i) Determínese, mediante la ecuación (5.96), el valor mínimo del área del refuerzo incluyendo cuello, soldadura entre el cuello y tubería y la soldadura entre cuello y boquilla.

j) Obtengase el diámetro exterior de refuerzo

$$de = 2\ (d + 2c) \geq 2 \left[\frac{d+2c}{2} + (n-c) + (t-c) \right] \text{------} \quad (5.102)$$

k) Calcúlese el espesor necesario de la placa para formar el cuello

$$en = \frac{X_1}{de - d - 2n} \text{----------} \quad (5.103)$$

l) Ajustese el espesor obtenido en el inciso anterior a un valor próximo superior que sea medida comercial

m) Revísese que la altura de refuerzo sea menor a:

$$2.5\ (n-c) + e_n \text{----------} \quad (5.104)$$

que de no cumplirse habrá de repetirse el cálculo desde el inciso "g" tanteando con el valor obtenido en la ecuación (5.104) como altura de refuerzo "h"; puede repetirse el mismo procedimiento desde el inciso "c" suponiendo otro valor para el espesor total de la boquilla, siempre que cumpla con los demás incisos.

n) La resistencia de la soldadura que une las diversas partes deberá ser cuando menos la menor de las resistencias en las placas dentro de la zona de refuerzo o de la resistencia a la tensión de la placa removida, resistencia calculada sobre la base de cifras de trabajo permitidas. Las soldaduras serán localizadas en forma tal, que permitan una correcta transmisión de los esfuerzos. La resistencia de la soldadura se calculará al corte o a la tensión, según como este trabajando y tomando la longitud completa del cordón

a los dos lados de la sección considerada. Cuando trabaje en tensión y corte se tomará la menor resistencia. Cuando la boquilla pasa a través de la tubería, el espesor de la pared de la boquilla se tomará en cuenta al calcular los esfuerzos cortantes.

Esfuerzos permitidos en las soldaduras. (fig. 5.21).

a) Soldaduras a tope trabajando en tensión = $\sigma\varepsilon$

b) Soldaduras a tope trabajando a esfuerzo cortante = 0.75 $\sigma\varepsilon$

c) Soldaduras a tope alrededor de una abertura = 0.87 $\sigma\varepsilon$

d) Cordones de soldadura sujetos a carga normal = 0.7 $\sigma\varepsilon$

e) Cordones de soldadura sujetos a carga longitudinal = 0.5 $\sigma\varepsilon$

f) Cordones de soldadura alrededor de una abertura = 0.6 $\sigma\varepsilon$

σ = Cifra de trabajo permitida en la placa

ε = Eficiencia de la soldadura.

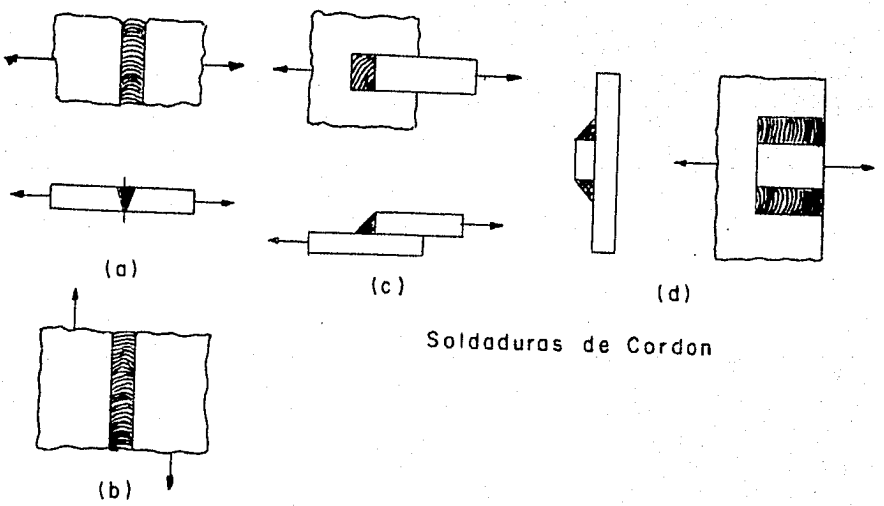


Figura 5.21

Espesor de la tapadera del agujero de inspección. Nos limitaremos a enunciar el proceso para la determinación del espesor en tapas planas como las mostradas en la figura 5.22.

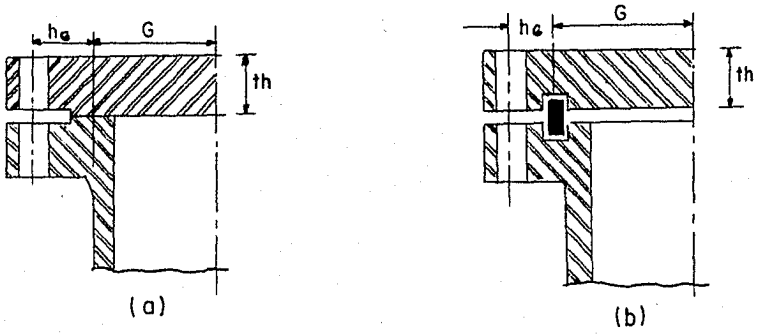


Figura 5.22

En tapas planas el espesor t_h está dado por:

$$t_h = d\sqrt{\frac{Cp}{fs}} + c \qquad (5.105)$$

d = Diámetro interior del tubo del agujero, en cm

p = Presión interior incluyendo golpe de ariete, en kg/cm²

fs = Esfuerzo de trabajo admisible, en kg/cm²

c = Espesor adicional por corrosión, en cm.

$$C = 0.3 + \frac{1.4h_G W}{Hd} \qquad (5.106)$$

W = Carga de diseño de pernos para bridas (ec. 5.75)

h_G = Distancia radial de la circunferencia de pernos al círculo interior del tubo

$$H = \frac{\pi}{4} d^2 p \qquad (5.107)$$

Ha de verificarse que el espesor t_h obtenido por la ecuación (5.105) resista por presión interior:

$$t_h \geq \frac{pr}{f_s} \qquad (5.108)$$

siendo r el radio interior de la conducción (no del tubo del agujero de inspección en este caso)

Brida del registro de inspección. Es conveniente diseñarla como brida contínua (ver diseño de bridas), poniendo un apoyo entre bridas en una corona entre la circunferencia de pernos y el borde exterior de la brida; es el caso de la fig. 5.22 (b).

5.3.3. DISEÑO DE JUNTAS DE EXPANSION.

Como se ha venido haciendo énfasis, los movimientos de una tubería sujeta a cambios de temperatura pueden ser tomados por juntas de expansión para reducir los esfuerzos longitudinales en la tubería.

Es usual en tuberías de grandes diámetros la junta de expansión de manga, la cual consiste en una manga interior (que puede ser el tubo mismo) y un manguito exterior ligado a la otra parte del tubo por medio de un anillo de retén o tope (fig. 5.23), constituyendose así la caja del prensa-estopa que contiene la empaquetadura o estopado, el cual recibe la presión por un anillo con ceja o brida (prensa-estopa). La manga debe de ser capaz de resistir la presión exterior que le transmite el empaque

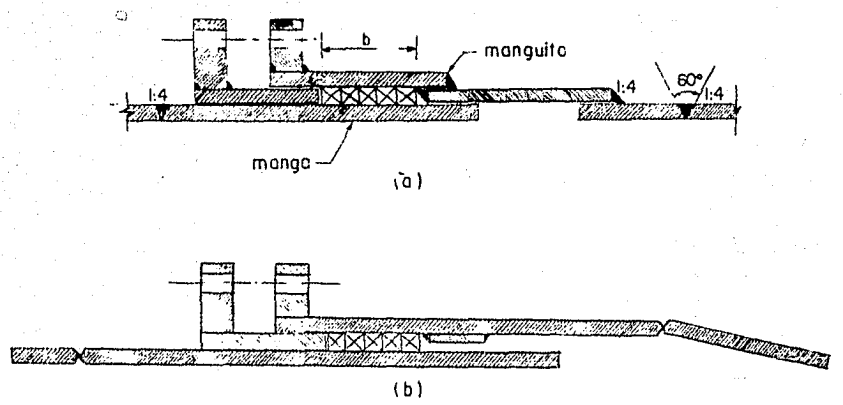


Figura 5.23

Para el diseño de juntas de expansión, conviene seguir las siguientes recomendaciones:

a) La dilatación por cambio de temperatura, produce un alargamiento de $12 \times 10^{-6}\ \lambda_2$ por grado centígrado, despreciando la fricción en los apoyos y en la junta de expansión y siendo λ_2 la longitud de la tubería desde la junta de expansión hasta el paño del machón de anclaje. Las juntas de expansión deberán diseñarse teniendo en cuanta este máximo alargamiento incluyendo la contracción medida por la relación de Poisson y la tolerancia por discrepancias en la longitud de la tubería. Los claros dejados entre la extremidad de la manga y el tubo, así como las distancias entre la extremidad del manguito y el anillo de retén serán lo suficientemente amplias que permitan los máximos movimientos que se espera tener.

b) La empaquetadura o estopado será de 4 á 8 anillos de sección cuadrada de 16 mm (5/8") a 31.8 mm (1 1/4") dependiendo de las dimensiones de la junta, fabricado de lino de fibra larga, trenzado y lubricado. La longitud de empaquetadura vendrá dada por:

$$b = \text{Nº de anillos} \times \text{sección del anillo} \quad \text{---------- (5.109)}$$

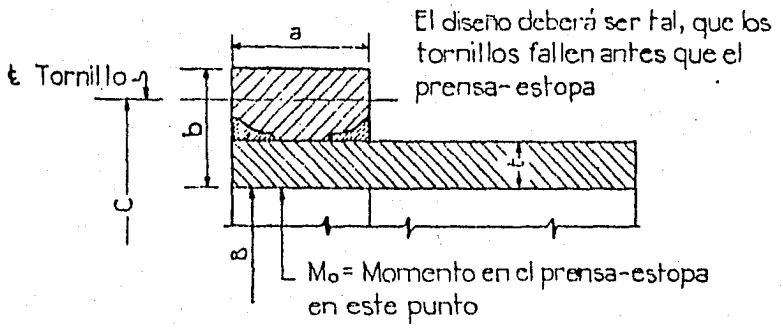
c) Para el cálculo del prensa-estopa, será necesario previamente conocer el área transversal efectiva de los tornillos de apriete. Para los tornillos es recomendable poner tantos como sea necesario pero múltiplos de 4 (para apriete uniforme), con una separación entre 30 y 35 cm. (equivalente aproximadamente a 15 diámetros de los mismos).

De esta manera, cumpliendo con lo recién expuesto, se procede a ensayar con un número dado de tornillos, proponiendo para ello un diámetro de los mismos:

- Obtengase el diámetro del círculo de pernos (valor de C en la fig. 5.24). Respetese la llamada distancia radial mínima indicada en la figura 5.19 para el manguito exterior.

- Obtengase la separación real para los tornillos propuestos y certifiquese que ande entre 30 y 35 cm es decir:

$$30 \text{ cm} < S = \frac{\pi C}{N} < 35 \text{ cm} \quad \text{---------- (5.110)}$$



El diseño deberá ser tal, que los tornillos fallen antes que el prensa-estopa

A = Seccion transversal efectiva de un tornillo...cm.²

N = Numero de tornillos de apriete

$\frac{C}{2}$ = Radio de la circunferencia de los tornillos.....cm.

$\frac{B}{2}$ = Radio interior del prensa-estopa _____cm.

t = Espesor del prensa-estopa

Y_b = Límite elástico del material de los tornillos___Kg/cm.²

Y_g = Límite elastico del prensa-estopa _____Kg/cm²

Fórmulas

$$q = \frac{1.282}{\sqrt{\frac{B}{2}t}}$$

W = Fuerza del tornillo por cm de circunferencia interior = $\frac{NAY_b}{\pi B}$

M_t = Momento aplicado por cm. de circunferencia interior = $\frac{W}{2}[C-(B+t)]$

$$Mo = Mt \frac{1}{1+\frac{qa}{2}+\frac{2x\,1.1513}{qB}\left(\frac{a}{t}\right)^3 Log_{10}\left(1+\frac{2b}{B}\right)}$$

σb = Esfuerzo de flexión en el prensa-estopa = $\pm \frac{6Mo}{t^2}$ Kg/cm²

σc = Esfuerzo de compresión en el prensa-estopa = $-\frac{W}{t}$ Kg/cm²

Esfuerzo total = $\sigma c \pm \sigma b$ (debe ser menor que Y_g)

DISEÑO DEL PRENSA-ESTOPA
FORMULAS

Tomado del Reclamation Manual.

Figura 5.24

siendo N el número de tornillos del ensaye.

- Los tornillos serán de sección suficiente que permitan ejercer la fuerza requerida que desarrolle la presión indispensable entre el empaque y la manga exterior que es de 1.25 a 1.5 veces la presión interior máxima normal. En otras palabras, la fuerza con que se oprime el prensa-estopa (tomando 1.5 veces la presión interior) viene dada por:

$$F = 1.5\ (f_2 2\pi rbp) \qquad (5.111)$$

f_2 = Coeficiente de fricción; $f_2 = 0.25$ en las peores condiciones.

r = Radio interior del empaque

b = Longitud de empaquetadura

p = Presión máxima interior

la fuerza por tornillo sera por tanto:

$$f = \frac{F}{N} \qquad (5.112)$$

la cual, para que el ensaye hecho en este inciso sea correcto, ha de ser menor a la resistencia a la ruptura en el fondo de la cuerda del tornillo empleado y que para obtenerla, auxiliandose en las tablas 1.7 y 1.8 del primer capítulo, se utiliza la siguiente expresión:

$$R = \left(\frac{fr}{FC}\right)\left(\frac{\text{área de esfuerzo}}{\text{área del tornillo}}\right) \qquad (5.113)$$

fr = Resistencia a la ruptura

FC = Factor de concentración (es usual FC = 2)

conviene tener cuidado con las unidades ya que en las tablas 1.7 y 1.8, se maneja el sistema inglés.

d) Para el cálculo del prensa-estopa, en la fig. 5.24 se da la secuela, la cual es semejante al cálculo de bridas.

5.3.4. DISEÑO DE LAS SILLETAS DE APOYO.

Las silletas o columnas de apoyo se tratan considerandolas como los apoyos intermedios de una viga contínua, con varios claros iguales, con un cantiliver en un extremo correspondiente a la junta de expansión, estando el otro apoyo extremo perfectamente empotrado en el machón de anclaje, con carga uniformemente repartida en todos los claros debido al peso propio del tubo y del agua y con momento de inercia constante (ver fig. 5.25).

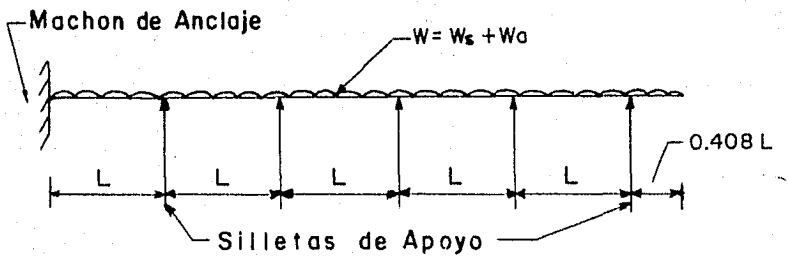


Figura 5.25

La carga que soportará cada silleta corresponderá a la componente vertical del peso total de la tubería; es decir, la suma del peso de la tubería para el tramo entre dos apoyos (tramo "L"), más el peso del agua contenida en dicho tramo, todo ello, multiplicado por el coseno del ángulo que forma el eje de la tubería con la horizontal. Esta carga corresponderá a la obtenida al diseñar los anillos atiesadores; recordando:

$$Q = (Qs + Qa) \cos \alpha \quad \text{---------- (5.114)}$$

Q = Peso que soportará cada silleta
Qs = Peso del tubo vacio entre dos apoyos
Qa = Peso del agua contenida entre dos apoyos
α = Angulo que el eje de la tubería forma con la horizontal

Haciendo referencia a la figura 5.26, la lontitud de apoyo "l ', corresponde a la obtenida en este capítulo en el ejemplo de cálculo de los anillos atiesadores, es decir:

$$"l" = 2 (R + e) \quad \text{----------(5.115)}$$

R = Radio de la circunferencia de centroides del anillo
e = Distancia horizontal del eje de la columna a la circunferencia de centroides contada sobre el eje horizontal que pasa por el centro del tubo y esta dada por la ecuación (5.34).

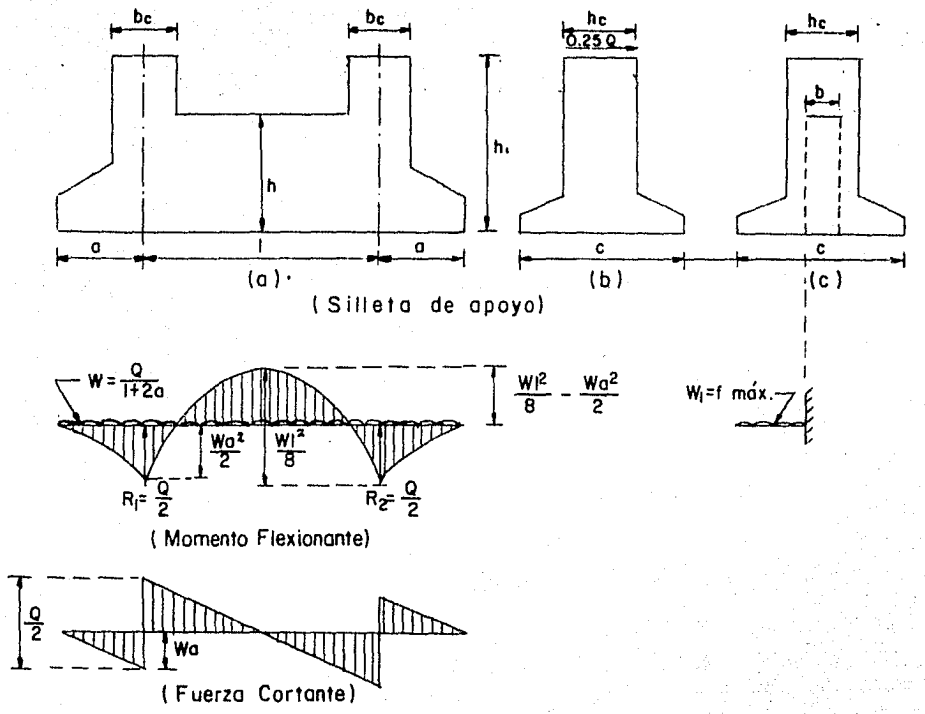


Figura 5.26

En la figura 5.26 se puede ver que el diseño de una silleta se resume en:

a) El diseño de una trabe común y corriente, libremente apoyada, con doble voladizo y sujeta a carga uniformemente repartida. Los diagramas de elementos mecánicos para dicha trabe se muestran en la misma figura 5.26. El peralte total "h" así como el ancho "b" son fijados por el proyectista según las condiciones del proyecto (según especificaciones del Bureu of Reclamation el peralte total debe ser como mínimo 91.44 cm). El valor de "a" (longitud del voladizo) se encuentra de tal manera que el momento flexionante máximo

positivo sea igual al momento flexionante máximo negativo, de modo que:

$$\frac{wl^2}{8} - \frac{wa^2}{2} = \frac{wa^2}{2} \; ; \; a = \frac{l}{\sqrt{8}} \quad \text{---------- (5.116)}$$

El armado de la trabe se encuentra siguiendo el reglamento de construcción adecuado.

b) El diseño de la zapata con lados "$l+2a$" y "c" dependiendo este último en parte de las fatigas sobre el terreno; la fuerza que estará actuando sobre el área de desplante de la zapata es la correspondiente a la suma del peso que soportará cada silleta y el peso propio de la silleta:

$$N = Q + \text{peso propio de la silleta} \quad \text{---------- (5.117)}$$

Las fatigas sobre el terreno pueden ser calculadas aplicando la fórmula de la escuadría; es decir, atendiendo a la figura 5.27:

$$f = \frac{Q}{A} \pm \frac{M}{I} \bar{X} \quad \text{---------- (5.118)}$$

A = Area de desplante de la silleta

I = Momento de inercia de la sección respecto al eje "Y"

$\bar{X}$ = Distancia sobre el eje "X" del eje centroidal a la orilla de la sección.

donde:

$$M = 0.25\, Qh, \quad \text{---------- (5.119)}$$

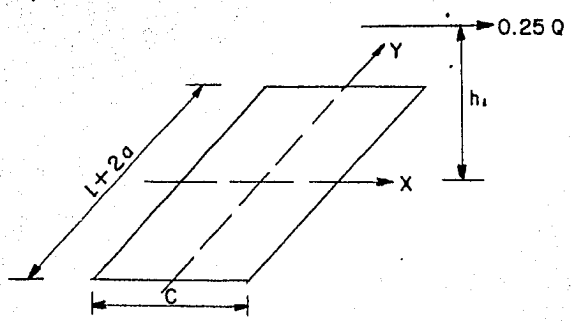


Figura 5.27

Con la fátiga máxima considerada como carga uniforme, se calcula la zapata considerandola de profundidad unitaria (ver fig. 5.26 (c)); el espesor de la zapata así como el armado dependen de este cálculo el cual será apegado al reglamento de construcción adecuado.

c) El diseño de las columnas de apoyo, las cuales se calcularán como columnas cortas con carga axial de Q/2 y estribos. La sección de lados b_c y h_c queda determinada de tal manera que quepan las placas de los anillos.

5.3.5. DISEÑO DE LOS MACHONES DE ANCLAJE.

Repitiendo lo que ya con anterioridad se mencionó, todo tubo con un cambio de dirección debe estar anclado en forma tal, que las fuerzas transmitidas por el tubo, debidas a presión, cambios de temperatura y dirección, sean absorvidas por el anclaje y soportados por él sin transmitirlas a la sección de tubería que le sigue. Solamente los ángulos pequeños pueden dejarse sin anclar y siempre que no se produzcan deformaciones y traslaciones perjudiciales. También se les emplea en tramos rectos de tubería para evitar juntas de expansión muy distantes entre sí y que las tuberías sufran grandes

esfuerzos por cambios de temperatura. Generalmente una distancia de 150 m entre atraques puede ser considerada como satisfactoria.

Para el diseño de un machón de anclaje se considera la resultante de todas las fuerzas que actuarán sobre el eje de la tubería, tanto aguas arriba como aguas abajo del machón, en la condición de expansión y contracción; resultante que a su vez se combinará con el peso propio del machón, obteniendo así, una resultante final la cual, ha de caer dentro del tercio medio o en su límite del machón propuesto para que el diseño sea correcto. A su vez, la fatiga que produzca dicha resultante final sobre el terreno, debe ser igual o menor que la permisible y puede calcularse con la fórmula de la escuadría:

$$f = \frac{N}{A} + \frac{M}{I}\bar{y} \qquad (5.120)$$

El armado requerido en el machón será únicamente por temperatura.

Para obtener las fuerzas en el anclaje, se seguirá la siguiente nomenclatura:

h = Altura máxima de carga incluyendo golpe de ariete

A = Area de la sección del tubo en el anclaje

A' = Area de la sección transversal del tubo arriba del cono reductor situado aguas arriba (recuerdese, que la tubería puede ser de diámetro variable)

A'' = Area de la sección transversal del tubo abajo del cono reductor situado aguas abajo

α_1 = Angulo del eje de la tubería con la horizontal aguas arriba del anclaje

α_2 = Angulo del eje de la tubería con la horizontal aguas abajo del anclaje

P_1 = Peso del tubo desde el anclaje hasta la junta de expansión hacia aguas arriba

W = Peso del agua contenida en el tubo P_1

P'_1 = Peso del tubo desde el anclaje hasta la junta de expansión hacia aguas abajo

W' = Peso del agua contenida en el tubo P'_1

P' = Peso del tubo y agua contenida desde el anclaje hasta el apoyo inmediato superior

P" = Peso del tubo y agua contenida desde el anclaje hasta el apoyo inmediato inferior

γ = Peso específico del agua

D = Diámetro interior del tubo

a = Area de la sección transversal de la pared del tubo hacia arriba de la junta de expansión

a' = Area de la sección transversal de la pared del tubo hacia abajo de la junta de expansión

b = Ancho del estopado en la junta de expansión

t = Espesor del tubo

Q = Gasto que circula por el tubo

V = Velocidad del agua

g = Aceleración de la gravedad

f_1 = Coeficiente de fricción entre el tubo y los apoyos

f_2 = Coeficiente de fricción entre el tubo y el estopado de la junta de expansión

C = Peso del anclaje

Así pues, atendiendo a la figura 5.28, las fuerzas en el anclaje resultan:

1. Fuerzas hidrostáticas actuando según el eje del tubo en cada lado del codo

$$F_1 = Ah\gamma \quad \text{---------- (5.121)}$$

2. Fuerza dinámica actuando contra el lado exterior del codo

$$F_2 = \frac{QV}{g}\gamma \quad \text{---------- (5.122)}$$

3. Componente del peso propio de la tubería arriba del anclaje según su propio eje

$$F_3 = P_1 \operatorname{sen} \alpha_1 \quad \text{---------- (5.123)}$$

4. Componente del peso propio de la tubería abajo del anclaje según su eje

$$F_4 = P_1' \operatorname{sen} \alpha_2 \quad \text{---------- (5.124)}$$

5. Fuerza de fricción en los apoyos debido a la expansión o contracción del tubo aguas arriba

$$F_5 = f_1 \cos \alpha_1 \left(P_1 + W - \frac{P}{2}\right) \quad \text{---------- (5.125)}$$

6. Fuerza de fricción en los apoyos debido a la expansión o contracción de la tubería aguas abajo

$$F_6 = f_1 \cos \alpha_2 \left(P'_1 + W' - \frac{P'}{2}\right) \text{ ---------- (5.126)}$$

7. Fuerza de fricción en la junta de expansión colocada aguas arriba

$$F_7 = f_2 \pi (D + 2t)\, bh\gamma \text{ ---------- (5.127)}$$

8. Fuerza por fricción en la junta de expansión colocada aguas abajo

$$F_8 = f_2 \pi (D + 2t)\, bh\gamma \text{ ---------- (5.128)}$$

9. Fuerza debido a la presión actuando sobre la extremidad del tubo en la junta de expansión situada aguas arriba

$$F_9 = \gamma_a h \text{ ---------- (5. 129)}$$

10. Fuerza debida a la presión sobre la extremidad del tubo de la junta de expansión situada aguas abajo.

$$F_{10} = \gamma_a' h \text{ ---------- (5.130)}$$

11. Fuerza longitudinal debido a una reducción aguas arriba del anclaje:

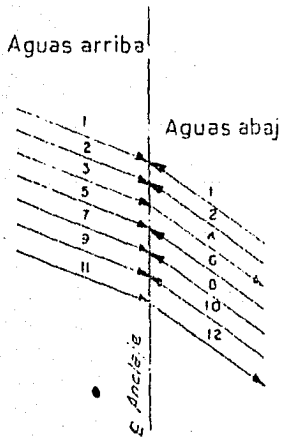
$$F_{11} = \gamma h (A'-A) \text{ ---------- (5.131)}$$

12. Fuerza longitudinal debida a una reducción aguas abajo del anclaje.

$$F_{12} = \gamma h (A-A'') \text{ ----------}$$

FUERZAS QUE OBRAN EN EL ANCLAJE

CONDICIONES DE EXPANSION



CONDICIONES DE CONTRACCION

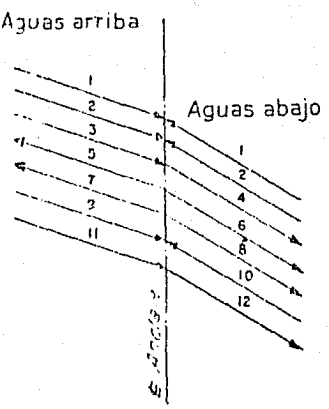
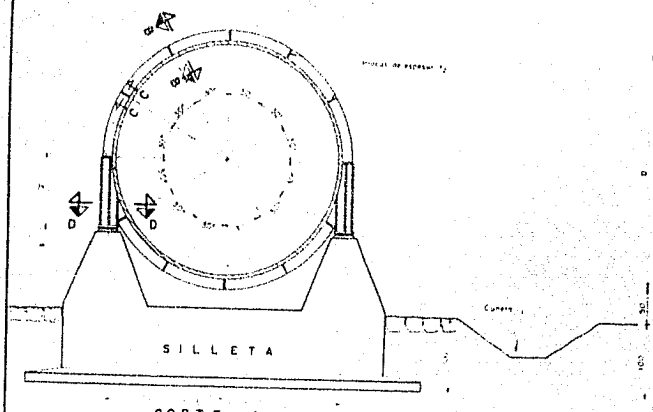
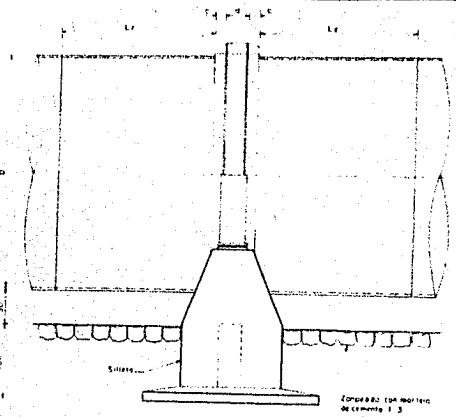


Figura 5.28

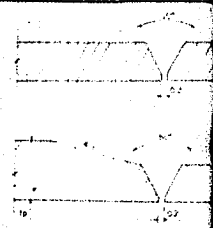
(Tomado de: "Formulario para cálculo de tuberías forzadas", Ing. Calvo).



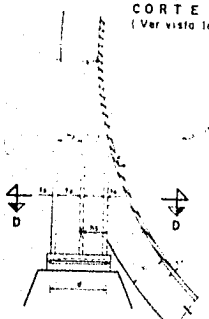
CORTE A-A
(Ver vista longitudinal)



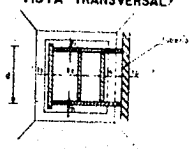
VISTA LATERAL



DETALLES DEL BISELADO EN L
DE LAS PLACAS

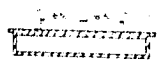


VISTA TRANSVERSAL

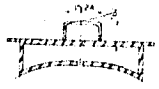


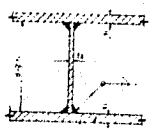
PLANTA DEL APOYO
CORTE D-D

CORTE B-B

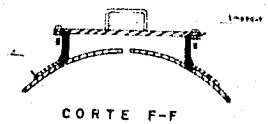


DETALLES DE LAS TAPAS

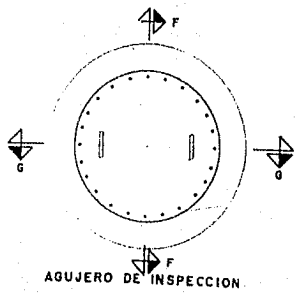




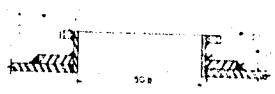
CORTE C-C



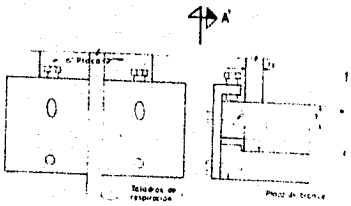
CORTE F-F



AGUJERO DE INSPECCION

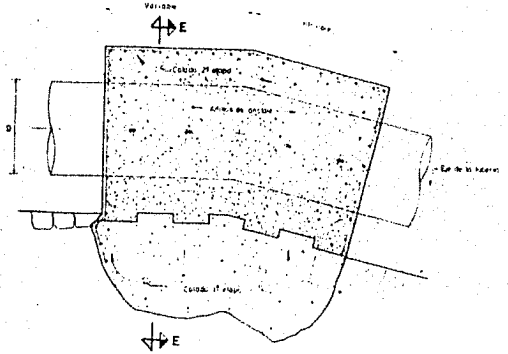


CORTE G-G

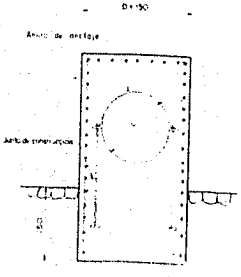


CORTE A'-A'

DETALLE DE LA PLACA DE APOYO



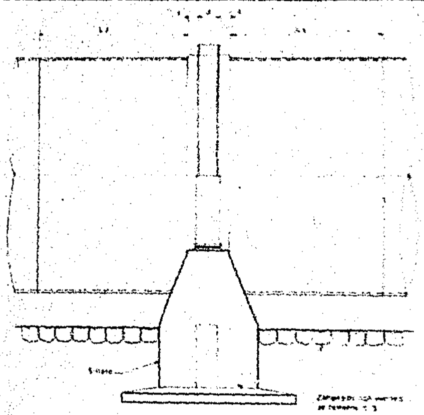
VISTA LONGITUDINAL



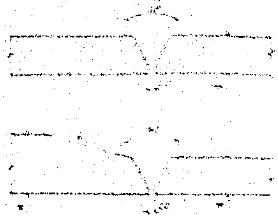
CORTE E-E
CORTE TRANSVERSAL

MACHON DE ANCLAJE

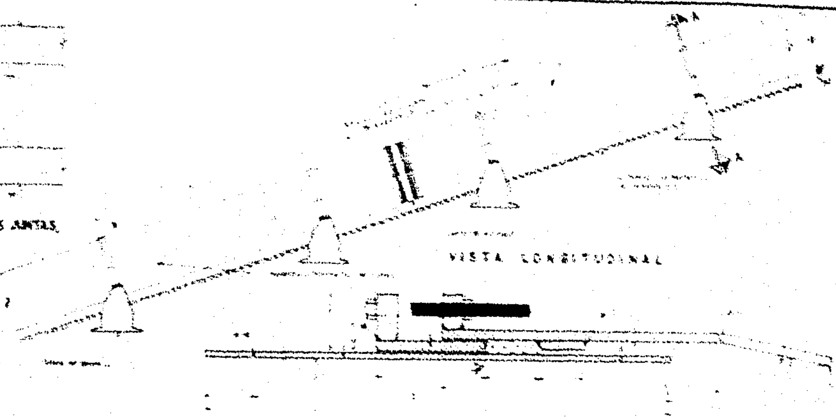
NOTAS



VISTA LATERAL

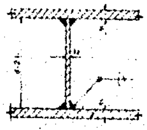


DETALLES DEL BISELADO EN LAS JUNTAS DE LAS PLACAS

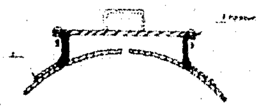


VISTA LONGITUDINAL

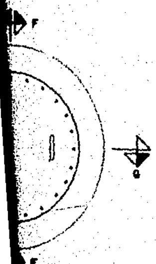
JUNTA DE EXPANSION



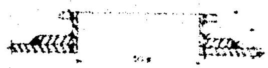
CORTE C-C



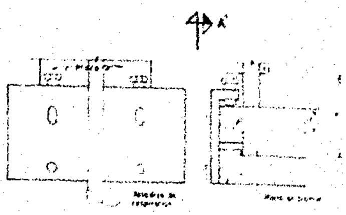
CORTE F-F



SPECCION

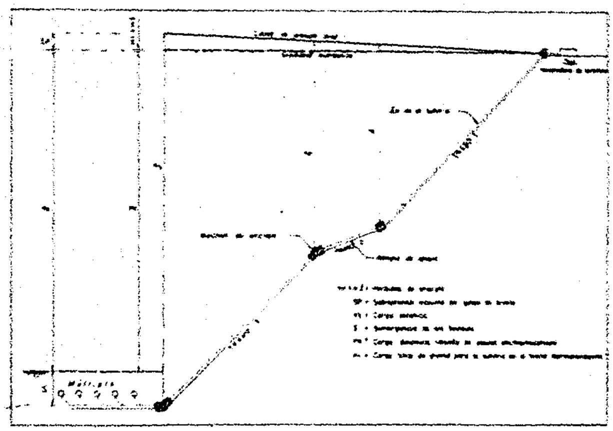


CORTE G-G

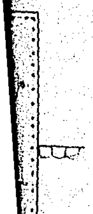


CORTE A-A

DETALLE DE LA PLACA DE APOYO



PERFIL DE LA LINEA



RSAL

CARACTERISTICAS EN UNA LINEA DE BOMBEO (TUBERÍA DE ACERO)
[illegible]

NOTAS

[illegible]

UNAM FACULTAD DE INGENIERIA

PLANO GENERAL EN UNA LINEA DE BOMBEO

TESIS PROFESIONAL

HECTOR FRANCISCO FERNANDEZ ESPARZA

MEXICO, D.F. | PLANO No 1

CAPITULO 6
CONCLUSIONES

Como pudo verse en el desarrollo de los capítulos 1 a 5, el diseño de tuberías de acero, si bien no resulta ser demasiado complejo, si requiere de ciertos cuidados por parte del proyectista; por ello es que, previo al diseño de tuberías de acero, como al de cualquier otra obra de ingeniería, ha de recurrirse a una completa documentación del tema, incluyendo asesorías de gente con experiencia en el ramo.

Con este trabajo, el cual de ninguna manera resulta ser una guía exacta para el diseño de tuberías de acero de grandes diámetros, se pretende dar una pequeña ayuda para la interpretación de otras publicaciones referidas al mismo tema. En el momento que se pretenda diseñar una tubería sujeta a alta presión, el proyectista habrá de remitirse a la bibliografía y reglamentos adecuados; al final de esta tesis se publica parte de la bibliografía mencionada y que puede resultar de gran utilidad.

En un país en vías de desarrollo como es México, que incluso, empieza a exportar tecnología, resulta de vital importancia la transmisión de conocimientos o experiencias técnicas de cualquiera que sea el ramo; desgraciadamente esto, en la actualidad no sucede, algunas veces por egoísmo, otras por cierta modestia que puede sentirse bajo la creencia de que los conocimientos o experiencias adquiridas, no han de contribuir grandemente al darse a conocer.

En cualquier proyecto de ingeniería, desde el momento en que se tiene la oportunidad de participar técnicamente, aunque esta participación resulte mínima, las experiencias adquiridas suelen ser de gran utilidad. El presente trabajo tiene como principal objetivo ese, el dar a conocer ciertas experiencias en el diseño de tuberías de acero, aunque sea en una forma muy superficial; todo esto viene acompletado por una recabación de información de otras publicaciones que resultan de gran utilidad.

Por otro lado, es conveniente hacer sentir que actualmente cualquier problema, por complejo que este sea, puede ser resuelto aprovechando el recurso de las máquinas computadoras. En el caso particular del diseño de tuberías de acero, este ha de resultar mucho más sencillo si el proyectista se auxilia en sus conocimientos de programación; hay que tomar muy en cuenta que este tipo de diseño puede resultar iterativo, tanto en el caso de la membrana y anillos atiesadores (en la proposición de espesores y revisión de esfuerzos), como en el caso de piezas especiales; si el problema es resuelto manualmente este llega a resultar sumamente tardado. Sin embargo, no hay que olvidar que para que los resultados por medio de una computadora sean satisfactorios, los datos deben ser correctos, siendo aquí donde entrarán los conocimientos del proyectista, el cual, insistiendo, ha de ser sumamente cuidadoso en el manejo de dichos conocimientos. En el caso particular que se ha tratado en esta tesis, el proyectista jamás ha de dudar en ningún aspecto y previo a cualquier acción, ha de tener a su alcance todo tipo de información para la aclaración de cualquier duda; duda que se puede presentar desde la evaluación económica hasta la elaboración de planos de proyecto.

Finalmente, y a manera de conclusión, espero que los objetivos de que se hizo mención en este capítulo, hayan sido cumplidos cuando menos en cierta parte.

B I B L I O G R A F I A

° MANUAL DE LA AMERICAN WATER WORKS ASOCIATION (AWWA) VOLUMEN 56

° NORMAS DE LA AMERICAN SOCIETY FOR TESTING MATERIALS (ASTM)

° REVISTA OFICIAL DE LA SOCIEDAD MEXICANA DE INGENIERIA SANITARIA Y AMBIENTAL DE JUNIO DE 1976. ARTICULO DEL ING. LAURO REYNOSO

° PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE LA TUBERIA A PRESION PARA LA TERCERA UNIDAD DE LA CASA DE MAQUINAS DEL PROYECTO HIDRO-ELECTRICO DE IXTAPANTONGO, MEXICO.
TESIS PROFESIONAL (JORGE CASTAÑON CANO)

° HYDRAULICS TRANSIENTS, RICH

° CALIFORNIA STATE WATER PROJECT

° POWER AND PUMPING FACILITIES, VOLUME 4

° STATE OF CALIFORNIA. THE RESOURCES AGENCY. DEPARTAMENT OF WATER RESOURCES

° REVISTA SIEMENS No. 4, DE ABRIL DE 1969

° CONDOTTE FORZATE, UGO BELLOMETTI

° BUREAU OF RECLAMATION. ENGINEERING MONOGRAPH No. 3.
WELDED STEEL PENSTOCKS, DESIGN AND CONSTRUCTIONS. P. J. BIAR

° THEORY OF PLATES AND SHELLS, TIMOSHENKO

° FORMULARIO PARA EL CALCULO DE TUBERIAS FORZADAS,
ING. ANGEL S. CALVO M.

° APUNTES DE OBRAS HIDRAULICAS,
ING. F. TORRES H.

° HIDRAULICA GENERAL
ING. G. SOTELO A.