



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN

4
2 ej.

DISEÑO DE UNA LINEA DE ALIMENTACION DE VA-
POR A UN REHERVIDOR DE UNA PLANTA DE
PROCESO INDUSTRIAL

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A :

ROBERTO ARAUJO SANCHEZ

DIRECTOR DE TESIS I. I. Q.
EDUARDO SALAS CORDOVA



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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.

CONTENIDO

INTRODUCCION.

CAPITULO I. GENERALIDADES.

- 1.1. Aspectos generales del diseño de tuberías. 3
- 1.2. Facetas del diseño de tuberías. 3
- 1.3. Características del proyecto. 8

CAPITULO II. SELECCION DEL MATERIAL, DIAMETRO Y ESPESOR DE LA TUBERIA.

- 2.1. Selección del material. 22
- 2.2. Selección del diámetro del tubo. 24
- 2.3. Cálculo del espesor del tubo. 26
- 2.4. Selección de la cédula del tubo. 30
- 2.5. Comprobación del diámetro del tubo. 31

CAPITULO III. CONEXIONES BRIDADAS, EMPAQUES Y TORNILLOS.

3.1.	Descripción de las bridas, tipos, usos y limitaciones. . .	35
3.2.	Descripción de las caras de las bridas, tipos, usos y limitaciones.	40
3.3.	Selección del material y tipo de brida.	43
3.4.	Selección del rango de presión y temperatura de la brida.	46
3.5.	Selección del tipo de cara de la brida:	46
3.6.	Descripción de los empaques de las bridas.	48
3.7.	Selección del empaque.	55
3.8.	Cálculo y selección de los pernos.	56

CAPITULO IV. VALVULAS Y ACCESORIOS.

4.1.	Factores de selección.	67
4.2.	Clasificación de las válvulas.	69
4.3.	Selección del tipo de válvula.	70

4.4.	Características de operación de la válvula.	70
4.5.	Elementos de la válvula.	71
4.6.	Selección de los elementos de la válvula.	81
4.7.	Selección del material de la válvula.	82
4.8.	Selección del rango de presión y temperatura de la válvula.	83
4.9.	Accesorios.	83

CAPITULO V. SELECCION Y CALCULO DEL AISLAMIENTO DE -
 TUBERIA.

5.1.	Materiales aislantes.	87
5.2.	Selección del material.	88
5.3.	Determinación del espesor económico de aislamiento.	89

CAPITULO VI. DISEÑO DEL TRAZO DE LA LINEA.

6.1.	Información necesaria para el trazo.	99
------	--	----

6.2. Localización de las bridas de orificio. 105

6.3. Trayectoria de la línea. 106

CAPITULO VII. SELECCION DE LA TRAMPA DE VAPOR.

7.1. Que es una trampa de vapor y porque de su uso. 110

7.2. Tipos de trampas de vapor. 112

7.3. Selección del tipo y tamaño de la trampa. 114

7.3.1. Partes que constituyen la trampa termodinámica y principio de operación. 115

7.3.2. Determinación del tamaño nominal de la trampa. 119

CAPITULO VIII. ANALISIS DE ESFUERZOS Y FLEXIBILIDAD.

8.1. Análisis de flexibilidad. 130

8.2. Análisis de esfuerzos. 133

CAPITULO IX. CHEQUEO HIDRAULICO.

9.1. Procedimiento. 140

CAPITULO X.

ESTIMACION DE COSTOS.

10.1. Consideración general.	144
10.2. Estimación de gastos.	144
XI. <u>CONCLUSIONES.</u>	150

XII. APENDICE	152
-------------------------	-----

XIII. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	165
--	-----

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

La utilización de las tuberías se remonta a mucho tiempo atrás, por ejemplo: se han encontrado en las ruinas de babilonia, tuberías de arcilla de 4000 años (A.C), así como -- sistemas de distribución de tubería de plomo con valvulería de bronce en las ruinas de pompeya; también se tienen antecedentes de la utilización de tubería de hierro fundido desde el siglo XIV.

Pero, en su mayoría, las tuberías solo se utilizaron - como sistema de drenaje o como sistemas de distribución de - agua. No es sino con el desarrollo de las máquinas de vapor en el siglo XVIII, auge que permitió el desarrollo de los métodos de fabricación, así como de nuevos materiales y posteriormente, a la primera guerra mundial, que las tuberías no solo son utilizadas como sistemas de drenaje o distribución, sino que son parte importante de un proceso y que debido a - las crecientes necesidades de presión y temperatura requeridas por las plantas energéticas y de proceso, se hace necesario el desarrollo de sistemas de tubería, que cada vez son - más complejas e importantes para el funcionamiento de las -- mismas.

En la actualidad el diseño de tuberías es uno de los temas de ingeniería que requiere para su aplicación óptima, un estudio a fondo y detallado de cada sistema.

Se sabe que las tuberías constituyen del 25 al 35% del costo del material de una planta, de un 30 a un 40% del trabajo de montaje y que consumen de un 40 a un 48% de las horas-hombre de ingeniería de diseño de una planta.

Debido a los recientes descubrimientos energéticos en nuestro país, tales como los hidrocarburos, "PETROLEOS MEXICANOS", ha propiciado la creación de nuevas plantas de proceso con el fin de aprovechar este recurso, motivo por el cual se hace necesario el desarrollo de los diferentes sistemas de tubería que funcionarán dentro de esas plantas.

El desarrollo de esta tesis, tiene como objetivo fundamental, el mostrar la metodología práctica del diseño de uno de esos sistemas de tubería; tal sistema es; la línea de alimentación de vapor a un rehervidor (EA-101), el cual pertenece a la planta purificadora de propano que forma parte del complejo petroquímico de Pajaritos, Veracruz. México.

El sistema antes mencionado es considerado como un sistema auxiliar para el proceso, pero a su vez parte vital para el funcionamiento de la planta, ya que sin vapor no es posible operar la planta; y de ahí de la importancia de este sistema y de su diseño.

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1 ASPECTOS GENERALES DEL DISEÑO DE TUBERIAS.

Fundamentalmente, el diseño de tuberías consiste en la aplicación de los conocimientos sobre el flujo de fluidos, análisis de esfuerzos, propiedades de los materiales y de las prácticas a utilizar para decidir la disposición del sistema de tuberías; buscando siempre la seguridad, economía y funcionalidad del diseño.

En el diseño de tuberías, es necesario hacer algunas consideraciones, como son el tomar en cuenta las necesidades y características de funcionamiento de los equipos involucrados y de los dispositivos especiales empleados en la tubería, así como las técnicas de diseño que deberán utilizarse para lograr un buen diseño.

Considerando que las tuberías son el eslabón de las diferentes especialidades de un proyecto y que no hay equipos o estructuras dentro de una planta de proceso donde no estén presentes éstas; en el diseño de tuberías, es necesario tener conciencia del grado de exactitud y funcionalidad de los trazos de tubería para obtener una buena operación, tanto del sistema de tubería como de la planta.

1.2 FACETAS DEL DISEÑO DE TUBERIAS.

El diseño de tuberías, se puede dividir en dos grandes partes. La primera consiste en la selección y cálculo de

los diferentes elementos que constituyen un sistema de tubería y la segunda consiste en la elaboración de un arreglo o trazo del sistema de tubería.

I.- La Primera Parte del Diseño de Tuberías.

Como se mencionó con anterioridad, ésta primera parte consiste en la selección y cálculo de los elementos de la tubería y para ello se requiere la información referente al proyecto, contenida en las especificaciones y estándares de cada compañía y para el cálculo en códigos de diferentes organismos de los cuales se nombran algunos de los más importantes para tubería a continuación:

- | | |
|--------------------|---|
| A.N.S.I. () A21.1 | Manual para el cálculo de la resistencia y espesor de los tubos de hierro fundido. |
| A.N.S.I. A21.6 | Tubo de hierro fundido, fundido centrífugamente en moldes metálicos, tubo para agua u otros líquidos. |
| A.N.S.I. A21.8 | Tubo de hierro fundido, fundido centrífugamente en moldes de arena, tubo para agua u otros líquidos. |
| A.N.S.I. A21.10 | Accesorios de hierro fundido de cuerpo corto de 76 mm (3") a 305 mm (12"). |
| A.N.S.I. A21.11 | Especificaciones de juntas metálicas para tubos de hierro fundido sujetos a presión. |

() siglas de acuerdo a los estándares aprobados por "AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE"

A.N.S.I.	B16.b	Bridas de hierro fundido clase - 250 y accesorios bridados.
A.N.S.I.	B16.1	Bridas de hierro fundido clase - 125 y accesorios bridados.
A.N.S.I.	B16.5	Bridas para tubo de acero y accesorios bridados.
A.N.S.I.	B16.9	Accesorios de acero soldable a tope.
A.N.S.I.	B16.10	Dimensiones cara a cara de bridas ferrosas y válvulas con extremos soldados.
A.N.S.I.	B16.20	Empaques para bridas de anillo y ranura para tubo de acero.
A.N.S.I.	B16.21	Empaques no metálicos para bridas.
A.N.S.I.	B31.1	Código para tubería de potencia.
A.N.S.I.	B31.2	Código para tubería industrial de gas y aire.
A.N.S.I.	B31.3	Código de tubería para refinería de petróleo y plantas químicas.
A.N.S.I.	B31.4	Código para tubería de transporte de petróleo líquido.

A.N.S.I. B31.5 Código para sistemas de tubería de refrigeración.

A.N.S.I. B31.7 Código para tubería de plantas nucleares.

A.N.S.I. B31.8 Código para sistemas de tubería de transmisión y distribución de gas.

... y otros más.

II.- Segunda Faceta del Diseño de Tuberías.

Como se mencionó con anterioridad esta constituye la elaboración del trazo de tubería y para ello es necesario hacer algunas consideraciones, como son las siguientes:

- a). La utilización de prácticas de diseño o procedimientos básicos establecidos por la experiencia, juicio e ingeniería.
- b). Considerar las necesidades del proceso, las cuales pueden restringir el diseño, como puede ser el evitar las caídas de presión excesivas, respetar ciertas velocidades, evitar en algunos casos vaporizaciones, considerar la naturaleza del fluido, su estado de vapor o líquido o ambos, su presión, temperatura, etc.
- c). La economía. Es decir el tratar de evitar los arreglos o trazos muy complicados, ya que son antieconómicos.
- d). Cuidar la accesibilidad. Esto es, dar el acceso para el montaje operación y mantenimiento tanto a equipos como al sistema de tubería.

- e). El evitar los esfuerzos excesivos en la tubería y - boquillas; esto es con el fin de eliminar las fallas de los materiales y el desalineamiento de las boquillas.
- f). La seguridad. Esto es, proveer pasillos libres de - obstrucciones, tanto para la operación segura de los operarios como también para escape en caso de accidentes.
- g). Dispositivos para el control. Como el propósito del control es la automatización y el control del proceso, es necesario observar los diferentes tipos de controles e instrumentos que se requiere en el proceso - así como algunas normas para su localización adecuada en la tubería.

1.3 CARACTERISTICAS DEL PROYECTO.

Con el fin de centrar el tema de esta tesis, se dará la descripción del proceso, así como la información que se tiene para el diseño de la línea de vapor en cuestión.

I. Descripción del Proceso.

La función de la planta (Unidad Purificadora de Propano),

es la de obtener la mayor recuperación posible de propano de alta pureza (96% mol mínimo), de una corriente de propano comercial, proveniente de una unidad tratadora y fraccionadora de hidrocarburos.

Una parte del producto obtenido tendrá como destino la planta de percloroetileno y la otra parte será empleada como refrigerante para una planta de etileno.

La corriente de alimentación a la unidad que corresponde a 486BPD, se recibe en el tanque de balance FA-101, el cual opera a una presión de (1.3 MPa), de donde por medio de la bomba de carga GA-101/R, se envía a la torre rectificadora de propano DA-101, siendo precalentada antes de entrar a la misma en el precalentador de carga ED-101. La torre rectificadora de propano DA-101, opera a una presión de (1.8 MPa), tiene 18 platos de 0.610 m., de diámetro y es de un paso.

El calor requerido para llevar a cabo la purificación de propano es proporcionado por medio del rehervidor EA-101, cuyo medio de calentamiento es vapor saturado de - - - (441.3 KPa), manométricos.

El producto de fondos de la torre rectificadora de propano, se manda al condensador EA-102, donde se separan las

dos fases, la fase de vapor que corresponde a 1.43 M³/hr., la cual se encuentra rica en ligeros, se une con la corriente de propano-vapor que sale del enfriador de vapor de regeneración ED-102, para enviarse al cabezal de desfogue a una presión de (343.2 KPa).

Parte del destilado líquido (95 LPM), se utiliza como - reflujo de la torre rectificadora de propano y el resto se envía a tratamiento; este tanque recibe además el propano dulce proveniente de los endulzadores FA-103 A - - - y FA-103 B, durante su etapa de vaciado con el fin de ser regenerados.

Con el propósito de endulzar el producto y cumplir con la especificación de obtener un propano libre de compuestos de azufre (máximo 2 PPM), se utiliza un proceso a base de mallas moleculares.

Con el fin de llevar a cabo la absorción a condiciones - óptimas, el propano amargo se enfría en el equipo ED-103 y posteriormente, se envía a endulzamiento.

Este sistema de tratamiento comprende dos tanques endulzadores FA-103 A y FA-103 B y el otro en regeneración, - el ciclo de operación del sistema es de 12 horas una vez obtenido el propano dulce a (1.7 MPa) y 38°C, se envía -

como refrigerante a la planta de etileno (4.7×10^6 Kg/año).

La operación del sistema de endulzamiento se describe a continuación de acuerdo a los lineamientos considerados en el diseño de la unidad y la operación que esté llevando a cabo.

El sistema consta de dos ciclos de 12 horas que se encuentran divididos en las siguientes etapas:

Ciclo de endulzamiento.

Este ciclo consta de una sola etapa y consume las doce horas asignadas. Su operación consiste en pasar el propano a través del endulzador que se encuentre en ese momento actuando como tal y enviar el producto dulce a su destino en el límite de batería.

Ciclo de regeneración.

El ciclo de regeneración consta de tres etapas: Purgá, calentamiento y enfriamiento. La forma prevista de operación es la siguiente: una vez que las mallas contenidas en el endulzador se encuentren saturadas de ácido sulfhídrico, se procederá a regenerar el lecho, sin embargo, antes de calentar será necesario drenar el líquido contenido en el equipo para lo cual se cuenta con una línea de vaciado de los endulzadores que descargará el propano líquido y dulce al acumulador de reflujo FA-102. Para lograr

esta operación, se cuenta con gas residual proveniente de la planta criogénica, el cual actuará como gas de barrido el tiempo previsto para efectuar esta operación es de 0.5 horas.

Una vez que el endulzador se encuentra vacío, se tomará - propano dulce de la línea de producto ($201 \text{ M}^3 \text{ STD/h}$) y se vaporizará en el EA-103, hasta alcanzar las condiciones de regeneración a $288 \text{ }^\circ\text{C}$ con el fin de pasarlo a contracorriente a través de las mallas moleculares, si en el endulzador se contara con una pequeña cantidad de líquido éste se evapora al ponerse en contacto con el medio gaseoso. Una vez que el vapor de propano haya cumplido con su fin, se enfriará hasta $38 \text{ }^\circ\text{C}$ en el enfriador de vapor de regeneración ED-102 y se enviará dicho gas al cabezal de desfogue.

Se hace notar que este vapor de regeneración no se integra como producto, ya que al arrastrar el ácido sulfhídrico contenido en las mallas, sale de la especificación solicitada por el cliente. Este tiempo estimado para realizar la operación de calentamiento es de 10.5 horas; y la presión a la cual operará el sistema durante esta etapa es de (2.0 MPa).

El enfriamiento del lecho de mallas moleculares, después de haber sido regenerado, se realiza empleando también - una corriente de propano producto (630 Kg/h), el cual - una vez que ha realizado su función, se reintegra a la - corriente de producto de la unidad, previo enfriamiento en el enfriador de propano producto ED-104. Al iniciar la etapa de enfriamiento, la corriente de propano tendrá que ser condensada y enfriada, conforme se lleva a cabo la operación, ya no será enfriada. El tiempo asignado - a esta etapa es de 1.0 hora.

El sistema de mallas moleculares para su correcto funcionamiento, requiere del uso de un conjunto de válvulas - programadas que coordinan las diferentes etapas operacionales de acuerdo a los tiempos establecidos.

Tomando en consideración el tiempo de regeneración de cada uno de los lechos, se observa que el vaporizador de propano EA-103, se encontrará fuera de operación durante 1.5 horas por ciclo.

Entrega del producto.

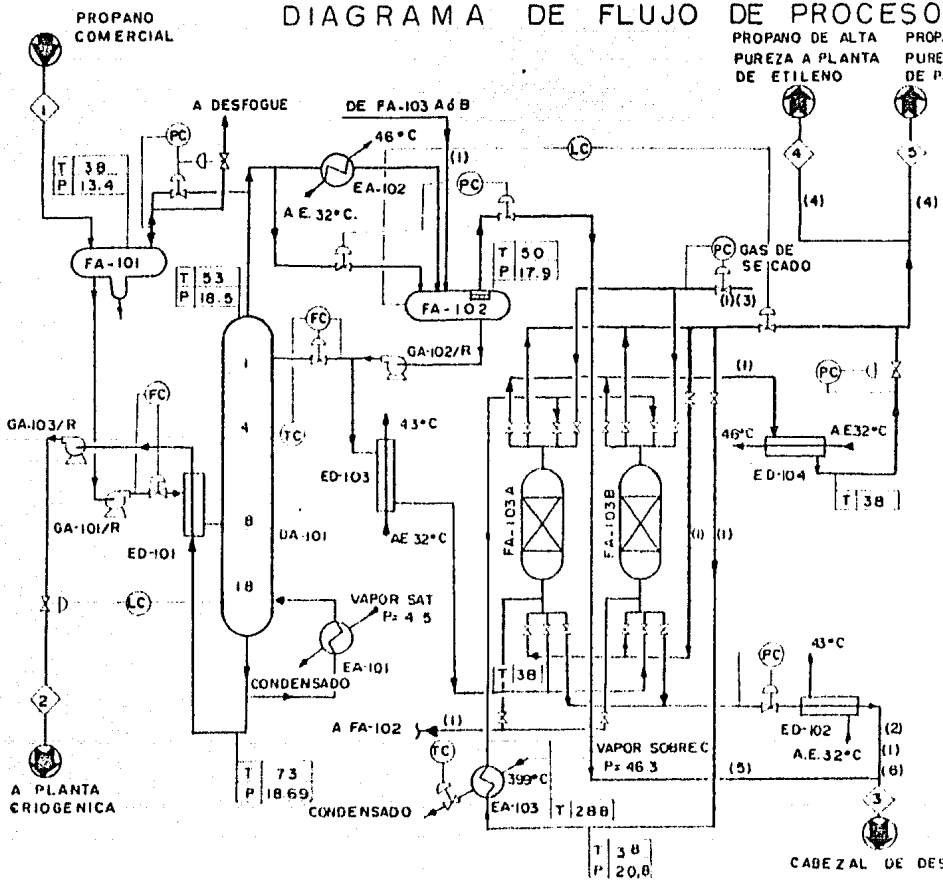
Debido a que el producto obtenido de esta unidad es en parte retroalimentado al proceso, para cumplir con las etapas de calentamiento y de enfriamiento, el flujo de -

ríodo de calentamiento el flujo es de 1090 kg/h de propano producto (573 Kg/h a la planta de percloroetileno y 525 Kg/h a la planta de etileno), sin embargo, el flujo neto cumple con la demanda solicitada por el cliente de 9×10^6 Kg/año.

II.- Diagrama de Proceso.

El diagrama de proceso es el primer dibujo producido en el diseño de una planta de proceso y es asimismo, la fuente principal de datos para todos los grupos de diseño, pero fundamentalmente para tuberías. El diagrama de proceso es una representación del proceso tal como es concebido por los ingenieros químicos. Todos los flujos a través de las tuberías para obtener el producto deseado son mostrados y especificados en éste diagrama, proporcionando las cantidades de flujo, sentido, presiones, temperaturas, el orden de conexión entre los equipos, etc.

Para el caso de esta tesis el diagrama de proceso de la planta purificadora de propano es mostrado en la figura (1.1), en el cual se encuentra el equipo EA-101, - - -



NOTAS

- (1) FLUJO INTERMITENTE
 - (2) FLUJO MAXIMO 8.48 Kg mol/hr DURANTE 21 hr AL DIA
 - (3) GAS RESIDUAL DE LA PLANTA CRIOGENICA P=21.79 MAN
 - (4) EL FLUJO INDICADO EN ESTAS CORRIENTES CORRESPONDE AL QUE SE TENDRIA EN LB DURANTE EL PERIODO DE CALENTAMIENTO DURANTE EL PERIODO DE ENFRIAMIENTO LOS FLUJOS SERAN 701/767 kg/hr RESPECTIVAMENTE,
 - (5) CONTENIDO MAXIMO DE H₂S : 10 ppm.
 - (6) FLUJO MAXIMO 9.85 Kg mol/hr DURANTE 21 hr AL DIA (CICLO DE REGENERACION)
- T : °C
 - P : Kg/cm²
 - VER CORRIENTES EN TABLA I.1

Fig. 1.1

T A B L A I. I.

COMPONENTE	CORRIENTE	①	②	③	④
		% mol	% mol	% mol	% mol
AZUFRE	TOTAL	0.021 (13)		0.019	(10)
BIOXIDO DE CARBONO		(9)		0.041	0.031
HIDROGENO		0.037		0.097	0.018
METANO		0.210		0.337	0.177
ETANO		2.735	0.001	3.248	2.751
PROPANO		94.166	52.980	95.982	96.724
ISOBUTANO		2.015	32.829	0.254	0.274
N. BUTANO		0.796	14.353	0.023	0.026
ISOPENTANO		0.002	0.037		
FLUJO Kg MOL/hr.		36.9	2.0	9.85	12 / 13
FLUJO Kg / hr.		1627	100	429	525 / 573
PESO MOLECULAR MEDIO		44.03	50.69	43.54	43.69
DENSIDAD RELATIVA 288° K		0.506	0.539	0.504	0.504
BDP A 288° K		486	28		157 / 172
Mm 3 Std/d a 293° K Kg/cm ² abs.				5.862	
PRESION, Pa man.					
TEMPERATURA ° C		38	44	38	38
DENSIDAD AP y Tg/cm ³		0.466	0.488	1.1274	0.485

rehervidor de la torre rectificadora, del cual su línea de alimentación de vapor es el objeto de esta tesis.

III.- Datos del Rehervidor EA-101.

Los siguientes datos fueron obtenidos de la hoja de datos de este equipo, la cual contiene las condiciones de diseño y operación del rehervidor. Los datos de interés obtenidos de esta hoja son los siguientes:

El tipo de rehervidor es (CEN) termosifón, su posición es vertical, es de un paso tanto en el lado de la coraza como en el lado de los tubos. Contiene 105 tubos arreglados en forma triangular con una separación de 25 milímetros, en ellos entran 15252 Kg/h de líquido proveniente de los fondos de la torre rectificadora DA-101, a una presión de 1.86 MPa y a una temperatura de 73 °C y salen de ellos hacia la torre líquido y vapor a 76 °C.

La carga necesaria de calentamiento es proporcionada por vapor que entra en el lado de la coraza, entregando - - 289,800 Kcal/h (336950 watts)

Los datos del vapor de calentamiento son los siguientes:

Entra vapor saturado con las siguientes características:

Flujo	579.24 Kg/h.
Calor latente.....	(581.94 $\frac{\text{watt-hr}}{\text{Kg}}$)
Peso molecular.....	18.02
Conductividad térmica.....	(0.028 watt/m°C)
Calor específico.....	(0.535 $\frac{\text{watt h}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}}$)
Viscosidad.....	0.0158 cp.
Densidad.....	2.93 Kg/m ³ .
Temperatura.....	155.56 °C
Presión.....	(447.18 KPa)

Sal líquido saturado con las siguientes características:

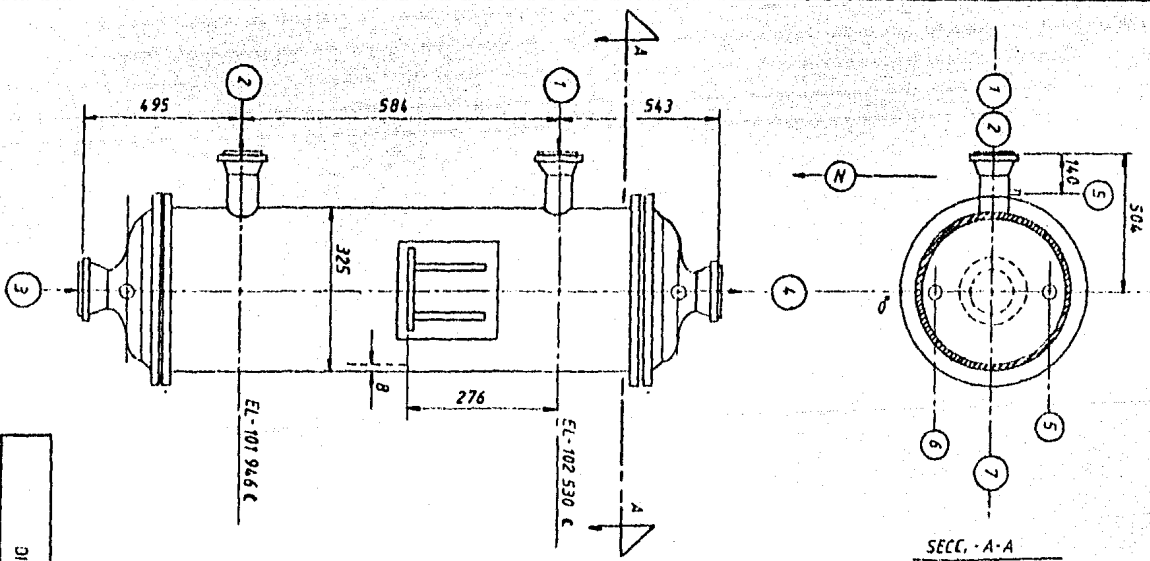
Flujo.....	579.24 Kg/h
Conductividad térmica.....	(0.674 watt/m°C)
Calor específico.....	(1.198 $\frac{\text{watt-hr}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}}$)
Viscosidad.....	0.185 cp.
Peso molecular.....	18.02
Temperatura.....	155.56 °C.

La caída de presión es muy pequeña por lo tanto se desprecia.

IV.- Dibujo del Rehervidor EA-101.

El dibujo del rehervidor es un dibujo preliminar que -

FIG. (1.2)



DIBUJO MECANICO	
EA-101	POSICION VERTICAL
ACC : VM.	ESC : SIN

N°	CANTIDAD	TAMANO Y RANGO	CEDULA	TIPO Y CARA	SERVICIO
7	4	3/4" - 3000 W	NPT	COPLÉ	VENTEO Y DRENAJE
6	2	1" - 6000 W	NPT	COPLÉ	CONEXION PARA MEDIDOR DE TEMPERATURA
5	3	3/4" - 3000 W	S.W.	COPLÉ	CONEXION PARA MEDIDOR DE PRESION
4	1	6" - 300 H	30	W.N.R.F.	SALIDA DE FLUIDO DE PROCESO
3	1	4" - 300 H	30	W.N.R.F.	ENTRADA DE FLUIDO DE PROCESO
2	1	1 1/2" - 150 W	80	W.N.R.F.	SALIDA DE CONDENSADO
1	1	3" - 150 W	80	W.N.R.F.	ENTRADA DE VAPOUR SATURADO

preparan los diseñadores de Cambiadores de Calor, el cual es un dibujo esquemático que contiene las dimensiones, boquillas de entrada y salida, así como la elevación sobre el nivel del piso. Este dibujo se muestra en la figura (1.2.).

V.- Plano de Localización General.

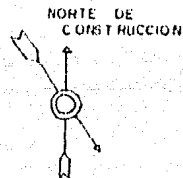
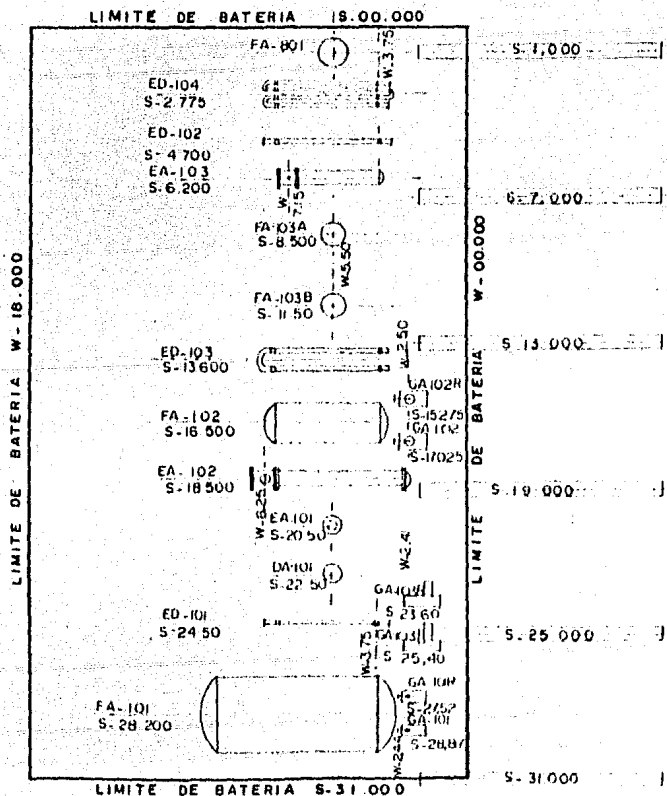
El plano de localización general contiene la ubicación y orientación de los equipos, edificios, calles de acceso, así como los límites de la planta que definen el área total de la planta. Esta localización de equipos se hace considerando la secuencia del proceso, áreas de operación y mantenimiento y consideraciones sobre la seguridad de la planta.

Este dibujo es mostrado en la figura (1.3), en la cual se observa la ubicación del rehervidor con respecto a los equipos adyacentes y lugar dentro de la planta.

VI.- Trayectoria que debe seguir la línea de vapor.

La línea de vapor en cuestión es (3"V.B 31 A2A). la cual sale de un cabezal de vapor que se encuentra sobre la cama de tuberías, que es mostrada en el plano de localización y que deberá alimentar al rehervidor EA-101.

PLANO DE LOCALIZACION GENERAL



VIENTOS
DOMINANTES

VIENTOS REINANTES

NOMENCLATURA DEL EQUIPO

CLAVE	SERVICIO
EA-103	VAPORIZADOR DE PROPANO
DA-101	TORRE RECTIFICADORA DE PROPANO
EA-101	REHERVIDOR DE LA TORRE RECTIFICADORA
EA-102	CONDENSADOR DE LA TORRE RECTIFICADORA
ED-101	PRECALENTADOR DE CARGA
ED-102	ENFRIADOR DE VAPOR DE REGENERACION
ED-103	ENFRIADOR DE PROPANO AMARGO
ED-104	ENFRIADOR DE PROPANO PRODUCTO
FA-101	TANQUE DE BALANCE
FA-102	ACUMULADOR DE REFLUJO DE LA TORRE RECTIFICADORA
FA-103A/B	ENDULZADORAS DE PROPANO
GA-101/R	BOMBA DE CARGA
GA-102/R	BOMBA DE REFLUJO DE LA TORRE RECTIFICADORA
GA-103/R	BOMBA DE PROPANO RESIDUAL
FA-101	TANQUE DE DESFOQUE

Fig. 1.3

CAPITULO II

SELECCION DE MATERIAL, DIAMETRO Y ESPESOR DE LA TUBERIA

En los códigos de tuberías, se encuentran registrados más de 200 tipos diferentes de materiales, pero solamente alrededor de 40, son fácilmente encontrados y fabricados en el país, los materiales de tubería más comunes se mencionan a continuación.

Acero al carbón, acero inoxidable, hierro forjado, cobre, latón, aluminio, aleaciones base níquel, cromo molibdeno, plásticos, resinas, concreto, hule, vidrio, etc.

2.1 SELECCION DEL MATERIAL.

La selección del material para un determinado servicio puede ser muy complicado, especialmente cuando la corrosión es un factor importante y con más de 3000 aleaciones de materiales para resolverla. Pero en forma general, hay varios factores que influyen la selección del material como son los siguientes:

- 1) Propiedades mecánicas adecuadas (resistencia a la tracción, impacto, fatiga, etc).
- 2) Costo.

- 3). Características de fabricación (doblado, estirado, etc.).
- 4). Resistencia a la corrosión y o erosión.
- 5). Disponibilidad en el mercado y forma apropiada.
- 6). Soldabilidad.
- 7). Características térmicas y eléctricas.
- 8). Características especiales como baja densidad, magnetismo o requerimientos nucleares.
- 9). Resistencia a la baja temperatura y ductilidad.

Algunos de estos factores serán más importantes que otros para algún tipo en particular de problema.

En el caso de la línea de vapor, la selección del material es más sencilla, puesto que el fluido es vapor de baja presión - y sus condiciones de operación no son muy severas. Por lo general el acero al carbón es adecuado para este tipo de fluido, sin embargo, para la selección de que tipo de acero al carbón es adecuado, es necesario hacer una comparación, la cual se encuentra en la tabla (2.1), en la que se enlistan algunos -

materiales para tubería y su relación de costo, en base a un acero al carbón ASTM-A53 sin costura.

De esta tabla se entiende que el acero más económico es el acero ASTM-A53, del cual se encuentra en dos grados diferentes grado (A) y grado (B).

El grado (A), es menos costoso, pero menos resistente. El grado (B), es más fácil de encontrar en el país y es de mejores cualidades, aunque un poco más costoso.

De acuerdo al servicio que presta la línea y condiciones de operación, presión y temperatura y por lo anteriormente espuesto, se elegirá el acero al carbón ASTM-A53 grado (B) sin costura.

Se pudo haber elegido el mismo acero con costura, pero es más recomendable sin costura, especialmente si se espera que el diámetro de la línea es pequeño, además de soportar mejor la presión y tener menos problemas de corrosión, así como menor caída de presión.

2.2 SELECCION DEL DIAMETRO DEL TUBO.

El proceso de selección del diámetro del tubo generalmente es de tipo iterativo, debido a que en un principio, se estima un diámetro y después se comprueba, ya

TABLA (2,1)

RELACION DE COSTO EN TUBERIA METALICA

MATERIAL	CECULA	ESPECIFICACION A.S.T.M.	RELACION DE COSTO
ACERO AL CARBON SIN COSTURA	40	A - 53	1,00
ACERO AL CARBON SIN COSTURA	40	A - 106	1,03
HIERRO	40	A - 72	1,84
COBRE	40	B - 42	4,19
ACERO AL NIQUEL	40	A - 333	2,31
ACERO INOXIDABLE TIPO 304	40	A - 312	4,60

NOTAS.

1. LA RELACION ESTA BASADA EN 100 PIES DE TUBERIA DE 3 PULGADAS,
10 CODOS, 4 BRIDAS DE CUELLO Y 24 SOLDADURAS A TOPE.

2. ESTA TABLA ES PARTE DE LA FIGURA(2,7) DE LA REFERENCIA (7).

sea por restricciones de velocidad o por caída de presión permisible.

La consideración tomada en vapor para la caída de presión permisible es 0.5% por cada 30.48 metros (100 pies) de longitud de tubería.

Debido a la baja presión y las condiciones de operación de la línea de vapor, se estima que el diámetro del tubo se encuentra en el rango de 0.0508 metros (2 pulgadas), a 0.102 metros (4 pulgadas) de diámetro nominal.

Por lo tanto, se tomará como primer intento un diámetro nominal de 0.0762 metros (3 pulgadas) y comprobándose posteriormente.

2.3 CALCULO DEL ESPESOR DEL TUBO.

De acuerdo al código ANSI B.31.1, el espesor mínimo requerido para tubería se encuentra dado por la siguiente expresión:

$$T_m = \frac{P D_o + A}{2(SE+Py)} \quad (2.1)$$

En cuya expresión los términos se definen como:

T_m = Espesor mínimo de tubería (m).

P = Máxima presión interna de servicio (Pa. man).

D_o = Diámetro externo del tubo (m)

s = Esfuerzo máximo permisible del material relacionado a la temperatura de diseño (Pa).

E = Eficiencia de la soldadura o factor de calidad de fundición.

y = Coeficiente para aceros ferríticos y austeníticos

A = Espesor adicional (m).

Con estos términos y con los siguientes datos, el cálculo se realiza como sigue:

Presión $P = 447.18 \times 10^3$ Pa.

Temperatura $T = 155.56^\circ\text{C}$

Material ASTM-A53, sin costura. GRADO (B)

$D_o = 88.9 \times 10^{-3}$ m. (3.5 pulgadas) (ver tabla (1) en el apéndice).

$SE = 103.3 \times 10^6$ Pa (ver tabla 2.2.).

$y = 0.4$ (ver tabla 2.3.).

$A = 1.5875 \times 10^{-3}$ m. (0.0625 pulgadas) (Espesor adicional para compensar la corrosión de acuerdo a la referencia 1 y 7 en la bibliografía).

Por lo tanto, sustituyendo valores en (2.1), se tiene lo siguiente:

TABLA (2,2)

ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE A LA TEMPERATURA DEL METAL

TUBERIA SIN COSTURA.

TEMPERATURA (°C)		-29 ^a 343	371	399	427
ESPECIFICACION A.S.T.M.	GRADO	S x E (MPa.)			
A - 53	A	82,64	80,57	73,69	61,96
A - 53	B	103,30	99,17	89,53	74,38
A - 106	A	82,64	80,57	73,69	61,98
A - 106	B	103,30	99,17	89,53	74,38
A - 106	C	120,52	114,32	101,92	82,64

NOTAS .

1, ESTA TABLA ES PARTE DE LA TABLA (A-1) DE LA REFERENCIA (1).

TABLA (2,3)

VALORES DEL FACTOR (γ).

TEMPERATURA °C	482 Y MENORES	510	538	566	593	621 Y MAYORES
ACERO FERRITICO	0,4	0,5	0,7	0,7	0,7	0,7
ACERO AUSTENITICO	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,7

NOTAS.

1, ESTA TABLA ES TOMADA DE LA TABLA 104,1,2(A) DE LA REFERENCIA (1).

$$\frac{(447.18 \times 10^3) (99.9 \times 10^{-3})}{2[(103.3 \times 10^6) + (447.18 \times 10^3) 0.4]} + 1.5875 \times 10^{-3}$$

$$T_m = 1.7795 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Con esto, para obtener el espesor nominal, (t_n), se afecta al espesor mínimo con un factor (1/0.875), que comprende la tolerancia de fabricación; por consiguiente el espesor nominal es el siguiente:

$$t_n = \frac{t_m}{0.875} = \frac{1.7795 \times 10^{-3}}{0.875}$$

$$t_n = \underline{2.0337 \times 10^{-3} \text{ m (0.0801 pulgadas)}}$$

2.4 SELECCION DE LA CEDULA DEL TUBO.

En la selección de la cédula del tubo será necesario consultar la tabla (1) del apéndice, para un tubo de 72.2×10^{-3} m., (3 pulgadas), de diámetro nominal, la cédula más adecuada es la estandar o también cédula 40, con un espesor de 0.216 pulgadas (5.48×10^{-3} m), que es el más cercano al espesor nominal calculado de 2.0337×10^{-3} m.

Por lo que se infiere que el tubo será de 3 pulgadas (76.2×10^{-3} m) de diámetro nominal, cédula 40.

2.5 COMPROBACION DEL DIAMETRO DEL TUBO.

La caída de presión en la tubería debido a la fricción será la definida por medio de la ecuación de DARCY, con la siguiente expresión particular al sistema de unidades que se está utilizando.

$$AP = 6.253 \times 10^8 f \left(\frac{L}{D} \right) \frac{W^2}{D^4 P} \quad - (2.2).$$

Donde los términos son los siguientes:

- AP = Caída de presión debido a la fricción (Pa).
- f = Factor de fricción (contenido en el gráfico de MOODY).
- W = Cantidad de flujo (Kg/hr).
- P = Densidad del fluido (Kg/m³).
- D = Diámetro interno del tubo (m).
- L = Longitud de la tubería (m).

I.- Cálculo del factor de fricción (f).

Para el cálculo de (f), primeramente se calculará el número de Reynolds, definido con la siguiente expresión particular al sistema de unidades.

$$Re = 353.81 \times 10^3 \frac{W}{Md} \quad - \quad (2.3).$$

Cuyos términos son:

Re = Número de Reynolds.

W = Cantidad de flujo (kg/hr).

M = Viscosidad (c.p.).

d = Diámetro interno del tubo (m).

Con las condiciones de operación se tiene que.

W = 579.24 kg/hr.

M = 0.0158 c.p.

d = 0.078 m (tomado de la tabla (1) del apéndice).

Por lo tanto, sustituyendo valores en (2.3), se tiene lo siguiente:

$$Re = \frac{353.81 \times 10^3 (579.24)}{0.0158 (0.078)}$$

∴

$$Re = 1.66 \times 10^5$$

Para obtener (f), falta obtener la rugosidad relativa, con un diámetro nominal de 3 pulgadas (76.2×10^{-3} m) y considerando acero comercial como material de la tubería en la fig. (1) del apéndice se tiene.

$$E/D = 0.0006 \quad (\text{rugosidad relativa}).$$

Con (Re) y (E/D), de la figura (2) en el apéndice - - (gráfico de MOODY), se tiene a (f) factor de fricción con el siguiente valor:

$$\underline{f = 0.02}$$

De acuerdo a los datos obtenidos se procede al cálculo de las pérdidas de presión, debido a la fricción.

II.- Cálculo de la caída de presión.

De los datos anteriormente obtenidos y de acuerdo a las condiciones de operación se tiene que:

$$W = 579.24 \text{ Kg/hr.}$$

$$P = 2.93 \text{ Kg/m}^3$$

$$D = 0.078 \text{ m.}$$

$$f = 0.02$$

$$L = 30.48 \text{ m (100 pies).}$$

Por lo tanto sustituyendo valores en (2.2), se tiene lo siguiente:

$$AP = \frac{6.253 \times 10^{-8} (0.02) (30.48) (579.24)^2}{(0.078)^5 (2.93)}$$

$$AP = \underline{1.5119 \times 10^3 \text{ Pa}}$$

Considerando que la presión de la línea es de $447.18 \times 10^3 \text{ Pa}$ la caída de presión en porcentaje y por cada 30.48 m., (100 pies) de longitud es:

$$\% \text{ pérdidas de fricción} = 0.3381 \% = \frac{1.5119 (100)}{447.18}$$

Comparando $0.3381 < 0.5$ y por lo tanto, la selección del diámetro es adecuada.

CAPITULO III

CONEXIONES BRIDADAS, EMPAQUES Y TORNILLOS

3.1 DESCRIPCION DE LAS BRIDAS, TIPOS, USOS Y LIMITACIONES.

En términos generales los principales tipos de bridas se citan a continuación:

I.- BRIDA ROSCADA.

Es una brida que va directamente roscada a la tubería y no necesita soldadura. Este tipo de brida se recomienda para baja presión y temperatura. Es usada por su rapidez de montaje. No se recomienda para servicios que impliquen fatigas térmicas; es susceptible de goteo o fuga y no es económico su uso para diámetros grandes (Ver fig. 3.1).

II.- BRIDA DESLIZABLE.

Este tipo de brida se desliza sobre el diámetro exterior del tubo, que coincide con el diámetro interior de la brida, se fija al tubo mediante dos soldaduras, una exterior y la otra interior; su costo inicial es menor que una brida de cuello soldable.

Se recomienda para servicios de presión y temperatura moderadas, pero su resistencia es menor que la de cuello, así como su promedio de vida (ver - fig. 3.1).

III.- BRIDA DE CUELLO SOLDABLE.

Esta es la brida más utilizada, termina en un cuello cónico que coincide con la tubería. La disminución progresiva hace que se produzca una buena - distribución de fatigas, siendo la brida que mejor se adapta a este tipo de esfuerzos. Se usa para - servicios de condiciones severas, tales como: alta presión y temperatura, servicios criogénicos, servicios de fluidos inflamables o explosivos y servicios de fluidos tóxicos. (Ver fig. 3.1).

IV.- BRIDA LOCA.

En este tipo de brida solo hay contacto del fluido con la tubería, ya que se usa un casquillo en el - extremo de la tubería. La vida en condiciones de fatiga es de un décimo en comparación con la de - cuello soldable. Se usa en servicios corrosivos - donde se requieran frecuentes inspecciones y desmontajes; se utiliza también en grandes diámetros - -

donde la posibilidad de girar la brida es importante. Se debe evitar para condiciones que impliquen fatigas de flexión. Se puede utilizar de acero al carbón, cuando la tubería es de acero inoxidable - para servicio corrosivo. (Ver fig. 3.1).

V.- BRIDA DE INSERTO SOLDABLE.

La tubería se ajusta en un rebaje en el interior de la brida y se fija mediante un cordón de soldadura exterior. Es muy útil en diámetros pequeños que operan con presiones altas. La unión exterior entre la tubería y la brida puede estar sujeta a gran corrosión bajo ciertas condiciones, aunque se puede realizar una soldadura interior de sellaje. El costo inicial es 10% menor que las fabricadas en campo; con la soldadura interna tiene 50% más resistencia a la fatiga, con la misma resistencia estática. (Ver fig. 3.1).

VI.- BRIDA CIEGA.

Sirve como tapón u obstáculo en los extremos de los cabezales, lo cual permite desmontar y montar con facilidad en caso de ampliaciones o limpieza se recomienda para servicios de presión y vacío, en terminales de tubería y válvulas.

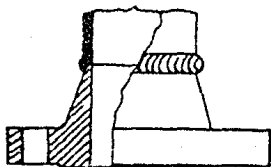
VII.- BRIDAS REDUCCION.

Son bridas cuyo orificio central es menor que el correspondiente a su diámetro exterior. Su uso es la reducción de diámetro; se recomienda en ocasiones que es más económico utilizar estos accesorios; no se recomienda por las caídas de presión. Solo las hay roscadas, deslizables y de cuello soldable. (Ver fig. 3.1).

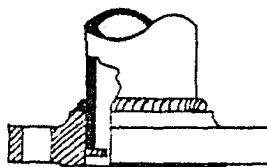
VIII.- BRIDA DE CUELLO LARGO.

Son como una de cuello soldable, pero más largas de lo común, se usan principalmente para boquillas de equipos, apropiadas para temperaturas altas, resisten impacto y esfuerzos aplicados por vibración. Raramente, se usan en tubería.

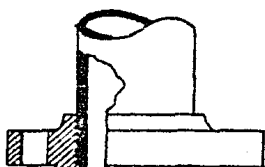
FIGURA (3.1)
TIPOS DE BRIDAS



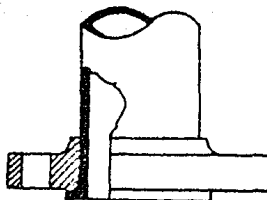
CUELLO SOLDABLE



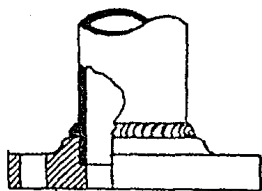
DESLIZABLE



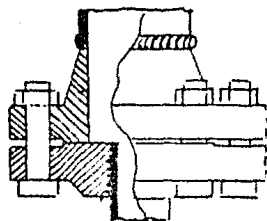
ROSCADA



A TRASLAPE O LOCA



INSERTO SOLDABLE



ROSCADA REDUCCION

3.2 DESCRIPCION DE LAS CARAS DE LAS BRIDAS.

Tipos, usos, ventajas y limitaciones:

I. CARA REALZADA.

Esta cara es la de mayor uso en ambas bridas, es idéntica, teniendo un realce de $1/16$ de pulgada para la clase 150 y 300 libras (*) y $1/4$ de pulgada para los demás rangos. La junta es menor al realce, se utiliza principalmente para servicios de presión y temperaturas moderadas. (Ver. fig. 3.2).

II. CARA JUNTO DE ANILLO.

La cara tiene una ranura cóncava y se le coloca un anillo convexo que generalmente es del mismo material. Se utiliza en servicios de alta presión y temperatura; es más costoso pero más eficiente, es difícil de dañar durante el montaje. (Ver. fig. 3.2).

III. CARA MACHO Y HEMBRA.

En un juego de bridas de este tipo, una cara es hembra, esta tiene un pequeño rebaje con una profundidad

de 1/16 de pulgada y la compañera es macho con un realce de 1/4 de pulgada. Se puede utilizar con este tipo de cara juntas metálicas, debido a la gran compresión a que se puede someter a la junta. Tiene problemas de almacen al tener que ser almacenadas por parejas. En ellas existe poca probabilidad de fuga; son usadas en servicios especiales que requieren una junta retenida y no son recomendables usarse con empaques muy duros. (Ver fig. 3.2).

* No deberá entenderse como la presión que soportará la brida, sino el rango de presión y temperatura del material y la brida, de acuerdo a la clasificación del Código A.N.S.I.

IV.- CARA DE LENGUA Y RANURA.

Las hay de 2 tamaños chica y grande. El fluido no entra en contacto con la junta, se utiliza en sistemas de refrigeración o con amoniaco. Es muy usada en servicios que requieran una junta retenida, que no entra en contacto con el fluido, no son frecuentes en diámetros pequeños. Da una mayor eficiencia con juntas planas y por tenerse que almacenar por parejas, tiene problemas de almacenaje. (Ver fig. 3.2).

FIGURA (3.2)

TIPOS DE CARAS PARA BRIDAS



CARA PLANA



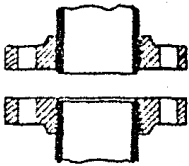
CARA REALZADA



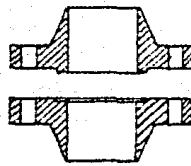
CARA TRASLAPADA



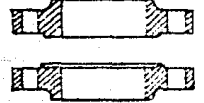
CARA JUNTA DE ANILLO



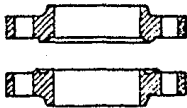
MACHO Y HEMBRA (pequeño)



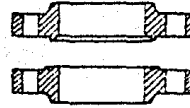
MACHO Y HEMBRA (pequeño)



MACHO Y HEMBRA (grande)



LENGUA Y RANURA (grande)



LENGUA Y RANURA (pequeño)

V.- CARA PLANA.

Este tipo es igual a la realzada, excepto que carece de realce. Se usa cuando se tienen presiones y temperaturas bajas, es muy usada en bombas, se emparejan con válvulas y accesorios de hierro fundido de clase 125 y 250 libras. (Ver fig. 3.2).

3.3 SELECCION DEL MATERIAL Y TIPO DE BRIDA.

SELECCION DE MATERIAL.

Existen bridas de acero al carbón y de aleación, así como bridas de fierro fundido. Las primeras son utilizadas en tuberías de proceso y algunos servicios en las plantas industriales, mientras que las segundas se utilizan generalmente en drenajes o con accesorios ferrosos, conexiones para manguera, etc.

Las bridas de acero al carbón y aleación, las hay de 150, 300, 400, 600, 900, 1500, libras de acuerdo a la clasificación del código A.N.S.I.

Como la tubería es de acero al carbón de 76.2 mm., (3 pulgs.), de diámetro nominal, la brida también deberá ser de acero al carbón.

Para seleccionar el tipo de acero al carbón, es necesario consultar la tabla (3.1), de la cual se elegirá el grupo (1.1), (aceros al carbón), de este grupo se puede escoger el acero de la brida de acuerdo a las 3 formas de fabricación; forja, fundición y placa.

La selección del tipo de forma de fabricación es relativamente sencilla para el caso de estas bridas, ya que generalmente son más utilizadas las bridas forjadas en plantas industriales; esto se debe a que se pueden encontrar con facilidad en el mercado del país, así como economía en diámetros pequeños. La fundición es muy especial y no se encuentra tan fácil, mientras que la placa solo es utilizada en diámetros muy grandes. Por lo que se utilizará las bridas de acero forjadas.

De acuerdo a la tabla (3.1), con el grupo (1.1) y considerando forja, se tiene que el material debe ser acero al carbón, ASTM A-105.

De acuerdo a la especificación A.S.T.M., este tipo de acero contiene 0.035% de carbono y sus límites de temperatura oscilan de (-28.9 °C) a (537.8°C).

TABLA (3,1)

LISTA DE MATERIALES

APLICABLE A LA ESPECIFICACION A.S.T.M

GRUPO 1		FORMAS DEL PRODUCTO		
MATERIAL GRUPO	ACERO DESIGNACION NOMINAL	FORJA ESPEC - GR.	FUNDICION ESPEC - GR	PLACAS ESPEC - GR
1.1	CARBON	A 105 A 101-II A 350-LF2	A 216-WCB	A 515-70 A 516-70
	C-Mn-Si			A 537-C1.1
1.2	Carbon		A 216-WCC	
	2-1/2 Ni		A 352-LC2	A 203-B
	3-1/2 Ni	A 350-LF2	A 352-LC3	A 203-E
1.4	Carbon	A 101-I		A 515-60
		A 350-LF1		A 516-60
1.5	C-1/2 Mo	A 182-F1	A 217-WC1 A 362-LC1	A 204-A A 204-B
1.7	C-1/2 Mo			A 204-C
	1/2 Cr-1/2 Mo	A 195-F2		
	Ni-Cr-1/2 Mo		A 217-WC4	
1.9	Ni-Cr-1 Mo		A 217-WC5	
	1Cr-1/2 Mo	A 192-F12		
1.10	1-1/4 Cr-1/2 Mo	A 182-F11	A 217-WC6	A 387-11 C1.2
	2-1/4 Cr-1 Mo	A 182-F22	A 217-WC9	A 387-22-C1.2
1.13	5Cr-1/2 Mo	A 182-F5a	A 217-C5	
1.14	9Cr-1 Mo	A 182-F9	A 21-C12	

NOTA

LA TABLA ES PARTE DE LA TABLA 1,A DE LA REFERENCIA 3

3.4 SELECCION DEL RANGO DE PRESION Y TEMPERATURA DE LA BRIDA.

De acuerdo con el código A.N.S.I. B-16.5, el rango de presión y temperatura se puede obtener de la tabla (3.2), de la cual con las condiciones de la línea en cuestión, esto es, presión de 447 (KPa) y temperatura de (155.56°C), se tiene que: con la clase 150 libras, la brida soporta a (155.56°C), una presión de (1559.2 KPa), (Interpolando), la cual es mayor que la de diseño; por lo tanto la brida será de (clase 150 libras).

3.5 SELECCION DEL TIPO Y CARA DE LA BRIDA.

De acuerdo a la descripción de los tipos de bridas que se hizo anteriormente, así como los tipos de caras y considerando las condiciones de operación de la línea en cuestión, la brida que mejor se adapta, es la brida de cuello soldable, la cual tiene buena resistencia a la fatiga térmica, así como la carencia de fugas.

Con respecto a la cara, las bridas de cuello pueden ser de cara realzada y de junta de anillo, la primera es lo más común, económica y adecuada, mientras que la segunda se utiliza cuando la presión es muy grande.

Por lo tanto la brida será de cuello soldable, cara realzada.

RANGOS DE PRESION Y TEMPERATURA.

CLASE 150

GRUPO	1,1	1,2	1,4	1,5	1,7	1,9	1,10	1,13	1,14
MATERIALES	ACERO AL CARBON			C	1/2 Cr 1/2 Mo	1 1 1/2 Cr 1/2 Mo	2 1/2 Cr 1 Mo	5 Cr 1/2 Mo	9 Cr 1 Mo
TEMPERATURA °C	NORMAL	ALTO	BAJO						
- 28,9 a 37,8	1962,7	1997,1	1618,4	1825,0		1997,1			
93,3	1790,5	1790,5	1480,6			1790,5			
148,9	1583,9	1583,9	1446,2			1583,9			
204,4						1377,3			
260,0						1170,7			
315,6						964,2			
343,3						860,8			
371,1						757,5			
398,9						654,2			
426,7						550,9			
454,4						447,6			
482,2						344,3			
510,0						241,6			
537,8						137,7			

TABLA (3.2)

NOTAS

1. LOS VALORES TABULADOS SON DE PRESION EN (kPa) manométricos.
2. LA TABLA ES PARTE DE LA TABLA(2-150) DE LA REFERENCIA -3.

Para las dimensiones de la brida basta consultar cualquier catálogo de algún fabricante o también directamente consultar el código A.N.S.I. B 16.5.

Por lo tanto consultando el código antes mencionado las dimensiones de una brida de cuello soldable cara realza da de 150 # 76.2 mm., (3pulgadas), de diámetro se muestra en la figura (3.3).

3.6 DESCRIPCION DE LOS EMPAQUES DE LAS BRIDAS.

Un empaque o junta, es una pieza sellante de la unión de dos bridas y puede ser de diversos materiales, pero en todos los casos, se debe adaptar a la forma de las caras de la brida.

Cuando se selecciona un empaque, es necesario tener en cuenta 3 factores, los cuales son:

- 1) La fuerza que se debe de aplicar con los espárragos o pernos, en la cual como regla, debe considerarse que el material del empaque debe ser más blando que la cara de la brida. Si el empaque no sede, el sello no será hermético a menos que se usen pastas sellantes.

La fuerza de apriete debe ser suficiente para hacer que

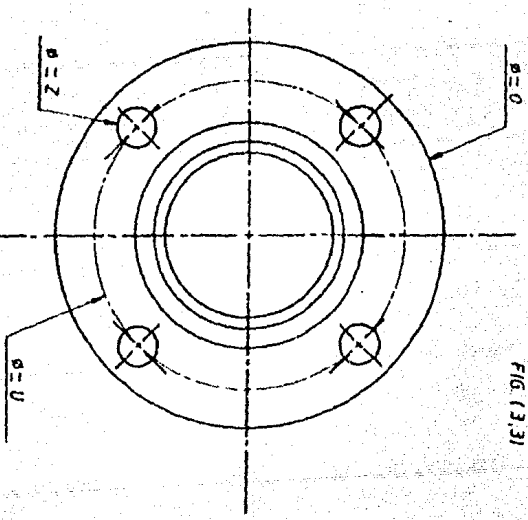
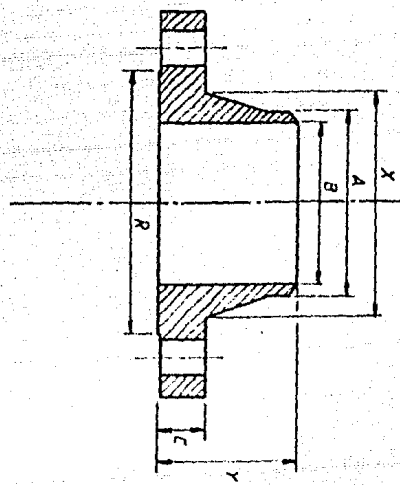


FIG. (3.3)



DIMENSIONES		NOTAS	
A	89		
B	78		
C	24		
R	127		
O	191		
X	108		
Y	70		
U	152	2	EL DIAMETRO DE LOS PERNOS ES DE 5/8 (pulg)
Z	19	1	LAS DIMENSIONES (C) y (Y) INCLUYEN UN REALCE DE 1/16 (pulg)

DIMENSIONES DE LA BRIDA Ø = 31/8 pulg

ACO : M.M

ESCALA : 1:25

selle el empaque y lograr un adecuado asentamiento, las fuerzas naturalmente varían con el tipo y material del empaque.

- 2) Las presiones y temperaturas internas.

La fuerza total del perno también debe compensar las presiones y temperaturas interiores que darán contra el cierre.

- 3) Las características del fluido que se deba sellar, y su efecto sobre el material del empaque.

Para ciertos medios corrosivos hay uno o dos materiales resistentes, tanto la fuerza como la concentración del agente corrosivo, las cuales influyen en la selección del material. La temperatura de dicho agente también afecta el régimen del ataque corrosivo y determina hasta cierto punto el tipo de empaque que deberá usarse.

En general los empaques no metálicos y los metálicos de bajo punto de fusión soportan temperaturas de menos de 121.11°C; los de asbesto parcial o totalmente reforzados resisten hasta 454.4°C a temperaturas más altas los empaques enteramente metálicos dan buen resultado.

Materiales de los empaques y aplicaciones.

Se derivan en dos grandes grupos, metálicos y no metálicos.

I). No metálicos.

CAUCHO

Tiene dureza de hasta 80 grados Brinell, sirve para vapor y gas de muy baja presión, así como para ciertos álcalis y ácidos, pero no se recomienda para ácidos fuertes, aceite ni derivados del petróleo, en baja presión puede llegar a soportar hasta 160°C y no menos de (-40°C), aunque no se recomienda para esas temperaturas.

NEOPRENO.

Es el caucho más resistentes a los aceites, productos químicos e intemperie.

ASBESTO.

Es un material muy popular para manejar fluidos con temperaturas moderadas. Para servicios específicos, puede obtenerse asbestos combinados con materiales metálicos.

CUERO.

Los empaques para presiones bajas y temperaturas de -56°C a 105°C, no sirven para vapor, ácidos, ni alcalis se usan para sellos estáticos en bridas de cara sencilla.

PLASTICOS.

Entre los nuevos materiales para empaques están los plásticos de fluorocarbonato (TEFLON). Estos materiales son muy resistentes a los ácidos, impermeables al agua y no se pegan a las superficies, aguantan de 199°C a 260°C en servicios de alta temperatura y hasta -196°C en temperaturas criogénicas.

ARMALON.

Es un material blando hecho de fieltro de fluorocarbonato impregnado de teflón, resisten el ataque de productos tales como ácido sulfúrico, clorhídrico y amoníaco, sirve para temperaturas de -73°C a 204°C. Es relativamente costoso, pero muy durable y por ser blando, se acomoda a las irregularidades de la brida.

VITON.

Es un caucho sintético, ideal para aceites combustibles y disolventes a temperaturas de 204°C y más altas.

SILICON.

Es un Elastómero de material semiorgánico, es muy resistente a la oxidación y a la intemperie, así como a los ácidos de alto punto de anilina, se recomienda para bajas presiones y hasta 260°C, pero no se recomienda para sellar gasolinas, benceno, tolueno, etileno, ni tetracloruro de carbono.

II.- EMPAQUES METALICOS.

Sirven para presiones y temperaturas altas. El metal a usar depende de cada caso de los efectos corrosivos que pueden ejercer el fluido a sellar y del límite de temperatura de cada metal.

ALUMINIO.

Suele usarse para sellar gases calientes cargados de azufre y baja presión. Aguanta hasta 426°C y se le forma una película que le imparte protección contra la corrosión, pero dicha película no protege contra ácidos, ni álcalis.

LATON Y COBRE.

Son usados para servicios múltiples, son resistentes a la corrosión y aguantan 260 y 316°C, respectivamente a menos que se oxide el cobre, se vuelve

quebradizo al entrar en contacto con hidrógeno, monóxido de carbono y otros gases reductores, los ácidos oxidantes, el amoníaco acuoso y el cloro también los atacan.

HIERRO Y ACEROS DE BAJO CONTENIDO DE CARBONO.

(0.20% o menos de carbono), son los indicados para presiones altas y temperaturas de hasta 538°C, sirven para sellar casi todo tipo de fluido, excepto crudos, ácidos o soluciones acuosas de sales de escala neutra a ácida, los gases sulfurosos a más de 316°C., también los atacan.

PLOMO.

Resiste bien el ataque corrosivo, pero a la intemperie solo aguanta 100°C.

MONEL.

Mezcla de níquel y cobre, sirve para muchos ácidos alcalis. y vapor de hasta temperatura de 816°C., los ácidos muy oxidantes y el ácido clorhídrico concentrado - lo atacan en presencia de gases sulfurosos, se vuelve quebradizo a más de 260°C, el vapor de más de 427°C., puede causarle corrosión por fatiga.

NIQUEL.

No es más resistente que el monel, pero tiene la ventaja de aguantar cloro a 510°C., también se conserva intacto en atmósferas oxidantes a temperaturas de hasta 760°C., con vapor de 455°C., se vuelve quebradizo.

ACEROS INOXIDABLES.

Con (11.5 a 14.5% de cromo), son más resistentes que el hierro a la corrosión y se recomienda para temperatura de 704°C., el acero inoxidable tipo 302 resiste la oxidación a 649°C., al tipo 410 a 704°C.

ACEROS INOXIDABLES AL CROMO NIQUEL AUSTENITICO.

Con (16 a 20% de cromo y de 8 a 10% níquel), el tipo 304 es sin lugar a dudas el material de empaque metálico más popular para servicios corrosivos a temperaturas de 427°C a 816°C., desarrolla corrosión intergranular.

En cuanto a la forma (Ver tabla 2), en el apéndice.

3.7 SELECCION DEL EMPAQUE.

De acuerdo con la anterior descripción, para vapor existen varias opciones que son: usar caucho natural, asbesto y empaques de tipo metálico, como hierro o cobre y -

también combinaciones de metal y asbesto.

Para el primero, la temperatura de 155.50°C ., es muy alta por lo tanto, no sirve, el asbesto resiste la temperatura pero tiene un inconveniente que es el de erosión que provoca el vapor, lo cual acabaría la vida -- útil del empaque rápidamente, los metálicos son buenos ya que resisten altas presiones y temperaturas, pero necesitan una gran fuerza de apriete y es posible que para la brida de 3 pulgadas (76.2 mm), los pernos no resisten esta fuerza, además que para las condiciones de operación de la línea, quedaría muy sobrado.

Por lo tanto, la opción es usar asbesto insertado en metal. El material del metal puede ser una aleación de aluminio, bronce o cobre, de hierro o acero, etc. De todos ellos, los que menos fuerza para sellar necesitan son los tres primeros, por ser más blandos, pero de los tres el hierro o acero es de lo más económico -- además, evita la creación de un par galvánico, entre la brida y el empaque, así como con los tornillos.

Por lo tanto el empaque será de asbesto insertado o cubierto con metal, hierro ondulado.

3.8 CALCULO Y SELECCION DE LOS PERNOS.

Existen 2 factores que determinan la carga sobre los --

pernos, los cuales son las condiciones de operación y la fuerza necesaria para el sellado. De estas la con dic ión que sea mayor será la que regirá al diseño.

Por lo tanto, para poder seleccionar el material de los pernos se deben hacer varios tanteos, los cuales determinarán si con un tipo de material y de acuerdo a las dimensiones standar de la brida, del número de pernos y del tamaño de los mismos; estos pernos serán capaces de soportar la carga, ya sea por presión o por la fuerza de sellado.

Los materiales de los pernos de acuerdo con la espe ci ficación A.S.T.M., se pueden clasificar en pernos de baja resistencia, esfuerzo intermedio y alto esfuerzo tal como se muestra en la tabla (3.3). De la cual se selecciona el material A-193-B7, de alto esfuerzo, co mo material de prueba y posteriormente, se comprobará si es el adecuado.

TABLA (3,3)

LISTA DE ESPECIFICACIONES PARA PERNOS.
 APLICABLE A LA ESPECIFICACION A.S.T.M.

MATERIALES DE PERNOS.		
ALTO ESFUERZO	ESFUERZO INTERMEDIO	BAJO ESFUERZO
ESPEC. - GR.	ESPEC. - GR.	ESPEC. - GR.
A193-B7	A193-B5	A193-B8 C1.1
A193-B16	A193-B6	A193-B8C C1.1
A193-L7	A193-B6X	A193-B8M C1.1
A320-L7A	A193-B7M	A193-B8T C1.1
A320-L7B	A193-B8 C1.2	A193-B8A
A320-L7C	A193-B8C C1.2	A193-B8CA
A320-L43	A193-B8M C1.2	A193-B8MA
A354-BC	A193-B8T C1.2	A193-B8TA
A354-BD	A320-B8	A307-B
A453-665	A320-B8C	A320-B8
A540-B21	A320-B8F	A320-B8C
A540-B22	A320-B8M	A320-B8M
A540-B23	A320-B8T	A320-B8T
A540-B24	A354-BB	
	A449	
	A453-651	
	A453-650	
	A453-660	

NOTA

LA TABLA ES PARTE DE LA TABLA 1,8 DE LA REFERENCIA 3

I.- CALCULO DE LA CARGA DEL PERNO DEBIDO A LAS CONDICIONES DE OPERACION.

De acuerdo al código A.S.M.E., sección VIII, división I, la carga del perno requerida para las condiciones de operación, está dada por la siguiente expresión:

$$W_1 = (0.785) G^2 P + 2 (b) r (G) (m) P - (3.1)$$

En donde los términos se definen como:

W_1 = Carga del perno debido a las condiciones de operación en (N).

G = $R - 2 (b)$ en (m).

R = Diámetro del realce de la brida en (mm).

b = ancho o superficie de contacto entre la brida y el empaque en (m).

P = Presión de diseño en (Pa) man.

m = Factor que representa la relación de la presión de asiento y la presión de operación.

A continuación se procederá a determinar cada uno de los factores.

Determinación de (b).

De la tabla (2), en el apéndice se tiene que para un empaque de asbesto encamizado con hierro ondulado, el

tipo de empaque cae dentro de la columna II, con las referencias (1a, 1b, 1c). Con este dato consultando la tabla (3) del apéndice, para bridas de cara realizada grupo 1a y la columna II, se tiene que:

$$b_o = N/2 \text{ (pulg.)}$$

Donde:

N = Ancho usado para determinar la capacidad básica de empaque en (pulgadas), (mm).

Ahora de la tabla (2.1) del apéndice, se tiene que el empaque se encuentra en el grupo (I).

Con lo anterior de la tabla (4) del apéndice tomando la figura (2) de la tabla como referencia se tiene que $N = W$,

y para 3 pulgadas se tiene que:

$$N = 0.75 \text{ pulgadas.}$$

$$\therefore N/2 = \frac{0.75}{2} = 0.375 \text{ pulgadas.}$$

$$\therefore b_o = \underline{0.375 \text{ pulg.}}$$

ahora de acuerdo con la tabla (3) del apéndice

$$b = b_o \text{ si } b_o < 1/4 \text{ pulgada}$$

$$b = \frac{\sqrt{b_o}}{2} \text{ si } b_o > 1/4 \text{ pulgada}$$

Comparando

$$b_0 = 0.375 \text{ pulgadas} \quad 0.25 \text{ pulgadas}$$

$$\text{Por lo tanto} \quad b = \frac{\sqrt{b_0}}{2} = \frac{\sqrt{0.375}}{2}$$

$$\therefore b = \underline{0.3062 \text{ pulg} = (7.7775 \text{ mm}) = 7.77 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

Ahora los valores de m , R , G , P .

$m = 3$ (ver tabla 2 del apéndice).

$R = 5 \text{ pulg} = 127 \text{ mm}$ (ver dimensiones de la brida).

$$G = R - 2(b) = 127 - 2(7.7775) = 111.445 \text{ mm.}$$

$$= \underline{111.445 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$P = 447.18 \times 10^3 \text{ Pa.}$$

Ahora volviendo a la expresión (3.1) y sustituyendo - valores, se tiene lo siguiente:

$$W_1 = (0.785) (0.1115)^2 + 2(0.0078) \pi (0.1115) (3) (447 \times 10^3)$$

$$\therefore W_1 = \underline{11.69 \times 10^3 \text{ N.}}$$

II.- Cálculo de la mínima carga inicial del perno requerida para sellar el empaque

La carga inicial del perno requerida a sellar, bajo las condiciones de temperatura atmosférica, sin presencia - de presión interna, tiene la siguiente expresión:

$$W_2 = \pi (b) (G) (y) \quad (3.2)$$

En donde términos que faltan por definir son:

W_2 = Carga inicial de sellado (N)

y = fatiga de asiento (Pa).

$$\therefore b = 0.0078 \text{ m.}$$

$$G = 0.1115 \text{ m.}$$

$$y = 4500 \text{ (Psi)} = \underline{30.99 \times 10^6 \text{ Pa}} \quad (\text{ver tabla (2) y tabla (2.1) en el apéndice.})$$

\therefore sustituyendo en 3.2.

$$W_2 = \pi (0.0078) (0.1115) (30.99 \times 10^6)$$

$$\therefore W_2 = \underline{84.672 \times 10^3 \text{ N.}}$$

Comparando, se tiene que:

$$W_2 > W_1 \quad \text{i} \quad \underline{84.672 \times 10^3 > 11.69 \times 10^3}$$

Esto indica que la carga inicial de sellado será la que regirá el diseño.

III.- Cálculo del área de raíz que deberá tener el perno -
para soportar una carga (W)

La carga (W) sera (W_2) por ser la mayor y deberá ser soportada por el área real del perno, obtenida de los estandares.

El área de raíz de la rosca está dada por la siguiente expresión:

$$A_t = \frac{W_2}{S_a} \quad (m^2) \quad (3.3)$$

donde los términos se definen como:

A_t = Area total de sección transversal de raíz de la rosca de diámetro menor bajo esfuerzo en (m^2)

W_2 = Carga inicial de sellado (N.).

S_a = Esfuerzo permisible del perno a la temperatura atmosférica (Pa).

$$W_2 = 84.672 \times 10^3 N$$

$$S_a = (172.2 \times 10^6 Pa)$$

(Ver tabla (3.4) con el tipo de material SA-193-87 y a temperatura atmosférica).

TABLA (3,4)

MAXIMO ESFUERZO PERMISIBLE PARA ACERO

MATERIALES PARA PERNOS.

ESPECIFICACION	GRADO	TEMPERATURA °C DE -29 A 343.
SA - 193	B 5	137,7
//	B 7	172,2
//	B7M	137,7
//	B 16	172,2

NOTAS.

1. LOS VALORES TABULADOS SON DE S_a . (M Pa.)
2. LA TABLA (34) ES PARTE DE LA TABLA UCS.23 PAG. 208. REFERENCIA (4).

TABLA (3.5)

DIAMETRO NOMINAL DEL PERNO		AREA DE RAIZ DE LA ROSCA	
PUGADAS	MM	(pulg.) ²	$\times 10^{-6}$ (m) ²
1/4	6,35	0,027	17,42
5/16	7,94	0,045	29,03
3/8	9,53	0,068	43,87
7/16	11,11	0,093	60,00
1/2	12,7	0,126	81,29
9/16	14,29	0,162	104,52
5/8	15,88	0,202	130,32
3/4	19,05	0,302	194,84
7/8	22,23	0,419	270,32
1	25,40	0,551	355,48

NOTA.

LA TABLA SE OBTUVO DE LA PAG. 383 DE LA REFERENCIA 12.

∴ Sustituyendo en (3.3) se tiene que

$$A_t = \frac{84.672 \times 10^3}{172.2 \times 10^6} = 491.8 \times 10^{-6} \text{ m}^2.$$

Ahora para obtener el área de sección transversal que deberá tener cada perno deberá dividirse el área total entre el número de pernos (n) el cual es igual a 4, - (ver dimensiones de la brida).

$$\therefore A_c = \frac{491.8 \times 10^6}{4} = 122.95 \times 10^6 \text{ m}^2$$

Ahora considerando que los pernos tienen (5/8) de pulgada de diámetro (Ver dimensiones de la brida), y consultando la tabla (3.5), el área de raíz de la rosca de los pernos es igual a 130.32 x 10⁻⁶ m²

Comparando con el área calculada.

$$130.32 \times 10^{-6} > 122.95 \times 10^{-6} \quad (\text{m}^2)$$

∴ El perno soportará la carga y esto significa que el material que se eligió es el adecuado.

∴ Los espárragos serán de acero A-193-B7 de 5/8 de pulgada de diámetro y 3.75 pulgadas (95.25 mm) de longitud. Se ajustarán con tuercas de acero A-194GR4.

CAPITULO IV

VALVULAS Y ACCESORIOS DE TUBERIA

Dentro de la inversión total de una planta industrial, se estima que las válvulas representan alrededor del 8% en promedio.

Dentro de la industria de los hidrocarburos, se sabe que un 60% de las válvulas instaladas son del tipo compuerta, un 15% son válvulas macho de 2 a 3% son válvulas de bola, un 15% son válvulas de globo y retención y el 5% restante son de mariposa.

Según lo anterior, es difícil imaginar una planta química - una refinería, sistemas de ductos para el transporte de líquidos o gases, plantas procesadoras de alimentos, lecheras, etc., sin que utilice válvulas.

Las condiciones en la que va a operar una válvula, determina las características de construcción de esta, tales como temperatura, presión, fluido a ser manejado, etc.

4.1 FACTORES DE SELECCION.

En la selección de una válvula se consideran los siguientes factores:

a). Diseño básico.

Permitir o interrumpir el flujo.

Regular o estrangular el flujo.

Prevenir el retroceso del flujo.

Aliviar o regular el flujo.

b). Presión y temperatura.

Como una válvula es un recipiente sujeto a presión, su construcción se determina por los esfuerzos provocados en el material. La temperatura modifica la resistencia a la presión de la válvula y por otra parte se encuentra sometida a los esfuerzos provocados por la contracción y dilatación de las tuberías.

c). Fluido a ser manejado

Líquido o gas.

Homogéneo o con sólidos en suspensión.

Permanece líquido el fluido, se cristaliza o vaporiza durante el trayecto.

Es corrosivo o erosivo o ambos casos.

d). Condiciones de funcionamiento

Velocidad del fluido a través de la válvula

Frecuencia y operación

Vibración en la línea en donde se encuentra instalada la válvula.

4.2 CLASIFICACION DE LAS VALVULAS.

Las válvulas se pueden clasificar dependiendo de su función en:

- 1). Para obturar o permitir flujo.
- 2). Para regular o estrangular el flujo.
- 3). Para prevenir el retroceso del flujo.

Los tipos de válvulas más comunes son los siguientes:

Compuerta

Globo

Retención

Mariposa

Bola

Macho

4.3 SELECCION DEL TIPO DE VALVULA QUE UTILIZARA LA LINEA DE VAPOR.

En el caso de la línea de vapor que alimenta al hervidor, es necesario colocar al menos una válvula la cual deberá servir para sacar de operación a la línea o ponerla en marcha, en los casos de mantenimiento y arranque del sistema de tubería.

Es por tanto que la válvula deberá obstruir totalmente el paso del fluido, en el caso de mantenimiento y permanecer totalmente abierta, en el caso de operación normal de la línea.

Por las razones anteriormente expuestas, se infiere que la válvula deberá ser de compuerta.

4.4 CARACTERISTICAS DE OPERACION DE LA VALVULA DE COMPUERTA.

Las características de operación o de servicio son las siguientes:

- 1) Se pueden usar completamente abiertas o cerradas.
- 2) No deberán usarse para regular.
- 3) Tienen mínima resistencia al paso del fluido.

- 4) Para operación poco frecuente.
- 5) Para servicios de cualquier líquido, gas, vapor, etc.
- 6) Estas válvulas se encuentran en el mercado en tamaños nominales de:

3.175 mm (1/8 pulg) a 1219 mm (48 pulg).
- 7) Sus rangos de temperatura varían de:
- 29°C (-3°F) a 816°C (1500°F).
- 8) Sus rangos de presión varían de:
de vacío a 440 kg/cm² (43.12 MPa).

4.5 ELEMENTOS DE LA VALVULA DE COMPUERTA.

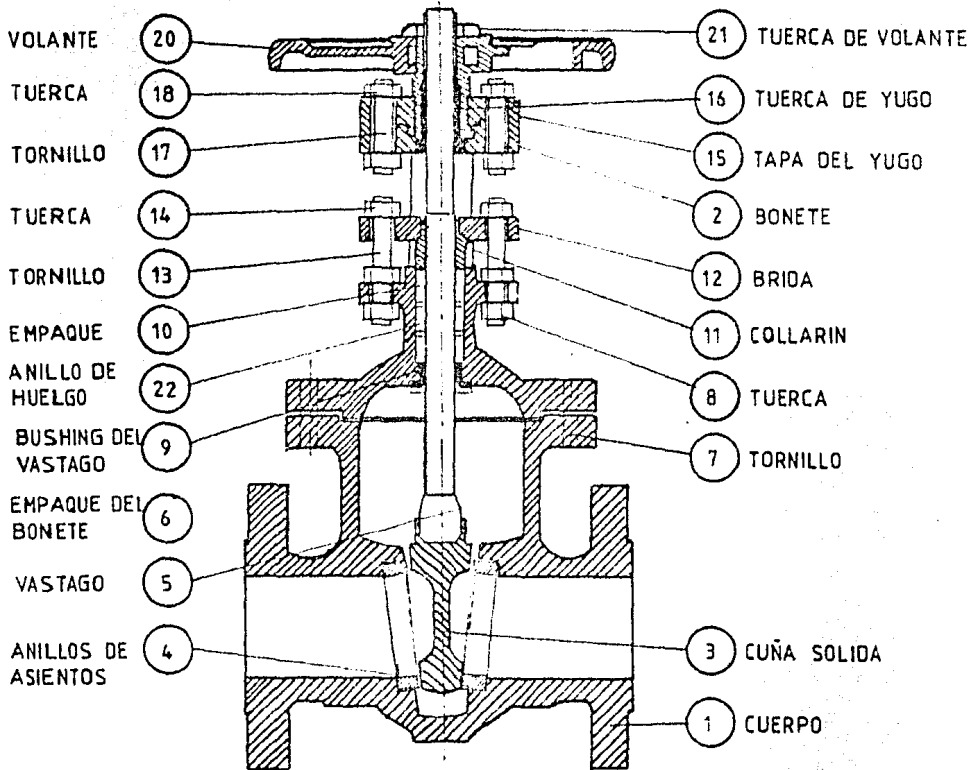
Las partes elementales de una válvula de compuerta se muestran en la figura (4.1), cuyos elementos se definen a continuación:

1) Cuerpo.

Es lo que contiene al elemento obturador y a las entradas de las válvulas.

2) Bonete.

Esta parte une al cuerpo con elementos operadores



VALVULA DE COMPUERTA

FIGURA (4,1)

Como vástago y volante.

3) Disco

Es el elemento que obtura el flujo.

4) Vástago.

Es el mecanismo que conecta al operador (volante) y al elemento de operación (disco).

5) Asientos.

Es la parte que realiza el sello junto con el disco para impedir u obturar el flujo.

Los elementos antes mencionados constituyen las partes principales de una válvula de compuerta habiendo diferencias en los tipos de diseño de cada elemento, los cuales se mencionan a continuación.

I). TIPOS DE DISCOS.

1). Disco de cuña sólida.

Es el más común, sirve para trabajo pesado, presiones y temperaturas altas, tiene buena resistencia a la fatiga, no atrapa el fluido en el bonete. Puede instalarse en cualquier posición sin que se atasque. (Ver fig. 4.2).

2) Disco de cuña flexible.

Es utilizado para temperaturas moderadas, solo en válvulas de hierro y bronce de todos los tamaños, se recomienda donde hay cambios térmicos. (Ver fig. 4.2)

3) Disco doble.

Se utiliza en válvulas de gran tamaño, donde se requiere un buen cierre. (ver fig. 4.2).

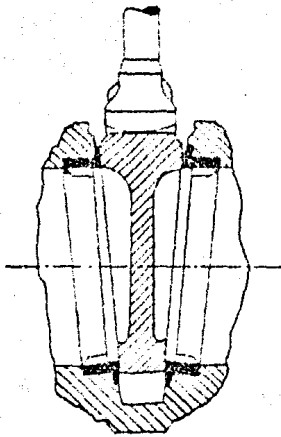
4) Disco de cuña partida o dividida (cabeza "T").

Se recomienda para manejo de fluidos corrosivos, gases no condensables. Solo se puede usar el vástago en posición vertical. (Ver fig. 4.2).

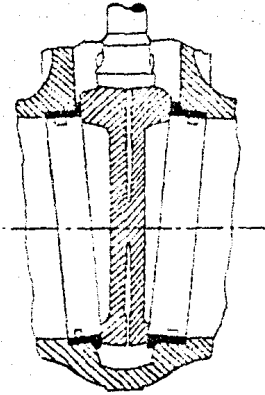
5) Cuña dividida tipo bola.

Los mismo que el tipo anterior. (Ver fig. 4.2).

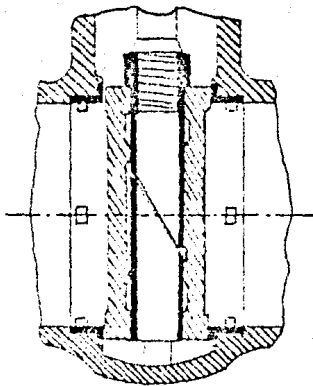
FIGURA (4,2)
 DETALLES DE DISCOS, CUÑAS Y ASIENTOS DE VALVULAS DE COMPUERTA



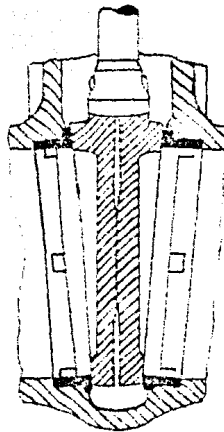
CUÑA SOLIDA
 CONSTRUCCION CABEZA - T



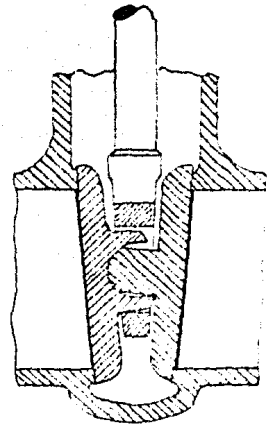
CUÑA FLEXIBLE
 CONSTRUCCION CABEZA - T



DOBLE DISCO
 ASIENTOS PARALELOS



CUÑA DIVIDIDA
 CONSTRUCCION CABEZA - T



CUÑA DIVIDIDA
 TIPO BOLA Y DE INSERTO

II.- TIPOS DE VASTAGOS.

1) Vástago fijo.

Este tipo de vástago se presenta cuando el volante de operación no sube ni baja al abrir o cerrar la válvula. Lo más importante de este diseño es que requiere un mínimo de espacio de instalación; el calor, la corrosión y erosión, pueden dañar la rosca del vástago además, no es posible determinar la posición del disco, ya que tanto el volante como el vástago, no tienen movimientos ascendentes o descendentes, cuando accionan la cuña.

(Ver fig. 4.3).

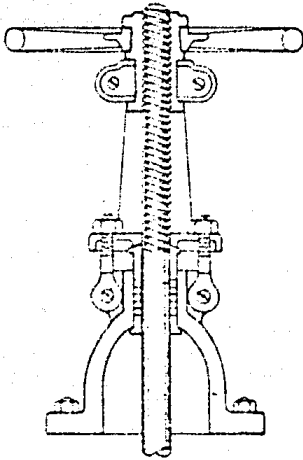
2) Vástago ascendente con volante.

Cuando la válvula está completamente abierta la rosca del vástago se aísla de la cámara del bonete; al operar la válvula el vástago sube junto con el volante, esto nos indica la posición del disco. (Ver fig. 4.3).

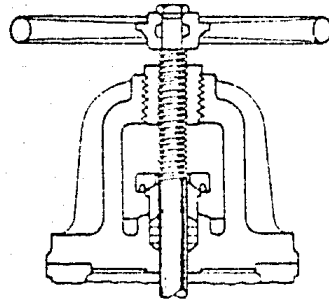
3) Vástago saliente con rosca interior.

Es de construcción frecuente para válvulas -

VASTAGOS PARA VALVULAS

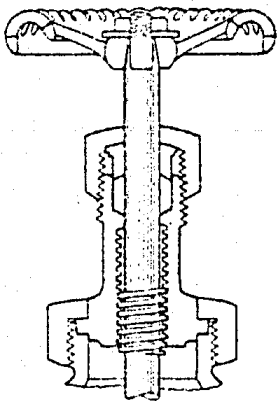


(a) El volante permanece estacionario

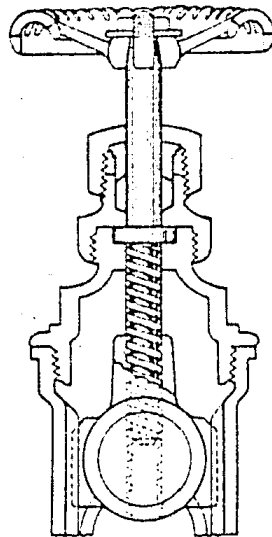


(b) El volante asciende con el husillo

Musillo ascendente - Rosca exterior con horquilla (OS & Y)



(c) Husillo ascendente - Rosca interior



(d) Husillo no ascendente - Rosca interior

de dos pulgadas y menores son utilizadas en plantas de proceso para fluidos que no dañan la rosca, tales como hidrocarburos, vapor y agua - (Ver fig. 4.3).

III.- TIPOS DE BONETE.

1) Bonete roscado.

Es el más sencillo y el más económico, se utiliza en válvulas pequeñas en servicio no crítico para trabajar bajas presiones y temperaturas; no se recomienda utilizarlo cuando hay vibraciones, ya que no es muy seguro contra la fuga. El mantenimiento es sencillo para lograr el acople entre el bonete y el cuerpo se usan juntas, solamente es de aplicación satisfactoria cuando no requiere frecuente desmontaje. (Ver fig. 4.4).

2) Bonete atornillado (bridado) o soldado.

Es usado en tamaños grandes de pulgada y media y mayores; las válvulas de acero en las plantas de proceso son de construcción atornillada o soldada. (Ver fig. 4.4).

3) Bonete con unión roscada.

Se usa en válvulas pequeñas de uso general en proceso con frecuente desmontaje, se utiliza generalmente en válvulas de bronce y en diámetros pequeños. (Ver fig. 4.4).

4) Bonete embridado con junta.

Es una versión modificada del bonete bridado, su construcción es sólida y robusta, son fáciles de desensamblar para darles limpieza y reparación. Es utilizada para manejar fluidos viscosos o con sedimentos, así como en procesos que requieran limpieza frecuente, su utilización es frecuente hasta temperaturas de 496.11°C (925°F).

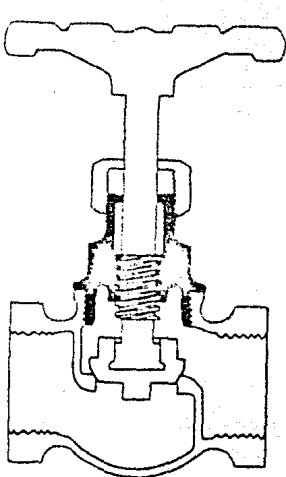
5) Bonete bridado con junta de anillo.

Es especial para altas presiones y temperaturas.

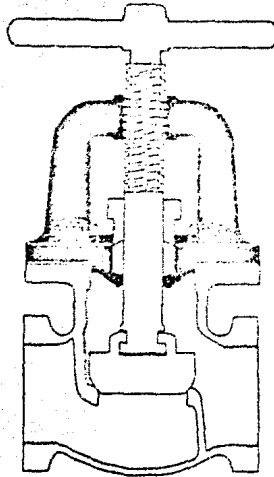
6) Bonete soldado.

Este tipo no es utilizado en todo tipo de

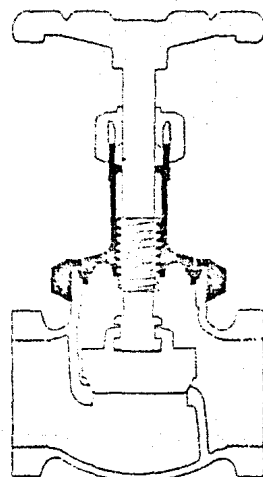
FIGURA (4.4)
 BONETES PARA VALVULAS DE COMPUERTA



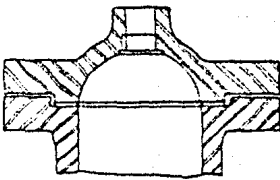
(a) Bonete roscado



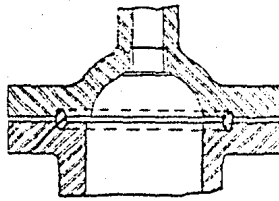
(b) Bonete atornillado o soldado



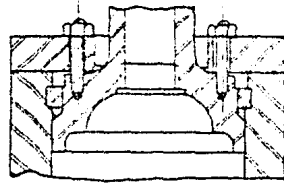
(c) Bonete de unión roscado



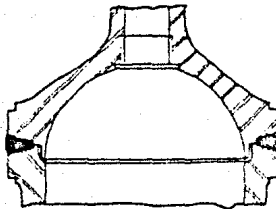
(d) Bonete embridado con junta



(e) Bonete embridado con junta de anillo



(f) Bonete de cierre a presión



(g) Bonete soldado

materiales solo cuando se trabaja con acero. Se utiliza para alta presión y temperatura, las fugas son nulas, es ideal para manejo de fluidos corrosivos o fluidos tales como hidrógeno, pero se utilizan en fluidos que requieran el mínimo de mantenimiento debido a la inaccesibilidad de las partes internas.

7) Bonete de cierre de presión.

Está diseñado de tal modo que la presión produce el cierre en el anillo de sección triangular requiere ajuste en servicio debido a la relajación de los tornillos. Es bueno para servicios difíciles que requieran desmontaje. Es utilizado en plantas nucleares.

4.6 SELECCION DE LOS ELEMENTOS DE LA VALVULA PARA LA LINEA DE VAPOR.

El tipo de disco será de cuña sólida por ser el más resistente, especialmente a la vibración.

El tipo de vástago será ascendente con rosca exterior, dado por las condiciones de presión y temperatura, así como el diámetro de la línea.

El tipo de bonete será bridado, ya que hay posibilidad de mantenimiento; se requiere que no haya fugas y dado que soporta bien la presión y temperatura de la línea.

Extremos de las válvulas.

Los extremos de las válvulas pueden ser roscadas, bridadas, soldables a tope y con caja para soldar.

Los extremos de la válvula para la línea deberán estar acorde con las conexiones bridadas, por lo tanto los extremos serán bridados.

4.7 SELECCION DEL MATERIAL DE LA VALVULA.

Como el material de la tubería y el de las bridas es de acero al carbón, el cuerpo de la válvula también será de acero al carbón.

Para el tipo de acero es necesario consultar la tabla (3.1), del capítulo de bridas, en la cual para un acero al carbón grupo (1.1), se tienen las tres posibilidades de fabricación: forja, fundición y placa. De estos se elegirá la fundición por ser lo más común y fácil de encontrar en el mercado. Por lo tanto el material será: A-216-WCB.

4.8 RANGO DE PRESION Y TEMPERATURA DE LA VALVULA.

En forma similar a las bridas, se puede obtener su clase, consultando la tabla (3.2), en la cual para un acero al carbón del grupo (1.1), se tiene que la clase será de 150 libras, al igual que las bridas y por lo tanto se puede decir que la línea en su totalidad se clasifica como una línea de 150 libras.

Para 3 pulgadas (76.2 mm), de diámetro nominal y clase 150; en la figura 4.5 se muestra esquemáticamente las dimensiones exteriores de la válvula que son - - utilizadas para el diseño.

4.9 ACCESORIOS DE LA TUBERIA.

Los accesorios son todos aquellos elementos de unión entre tramos rectos de tubo, los cuales son: codos - tee, reducciones, tapones, etc.

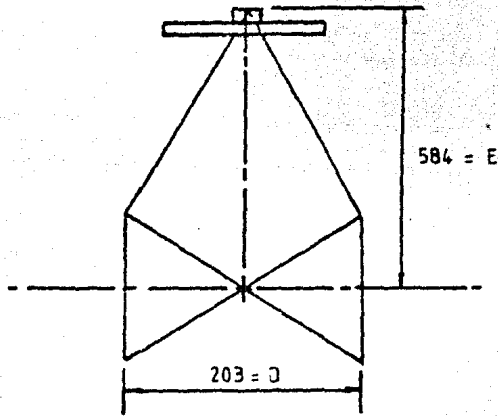
El tipo de accesorios deberá estar de acuerdo con el tipo del tubo. En este caso los accesorios deben - ser soldables a tope, ya que se utilizan roscados y soldables en caja hasta un diámetro de 2 (pulg).

El tipo de material será acero al carbón, de acuerdo

FIGURA (4,5)

DIMENSIONES PRINCIPALES DE LA VALVULA DE COMPUERTA

CLASE 150#
DIAMETRO NOMINAL 3 PULGADAS
EXTREMOS BRIDADOS (CARA REALZADA)



NOTAS,

- 1- LAS DIMENSIONES EN (MM)
- 2- LA DIMENSION (D) ES STANDARD CARA A CARA ,VER LA REFERENCIA (5)

con el material del tubo. En acero al carbón el material de los accesorios es ASTM A 234 GRADO B, hasta 30 (pulg), de diámetro.

Por lo tanto los accesorios serán de acero al carbón ASTM-A 234 GRADO B, de 3 (pulgadas) y soldables a tope

Para las dimensiones ver la tabla (8) del apéndice.

CAPITULO V

SELECCION Y CALCULO DEL AISLAMIENTO DE TUBERIA

Existen principalmente dos razones para la aplicación de aislamiento en sistemas de tubería "calientes", que son:

- 1) Aislar para conservar calor, cuando se requiere eliminar relativamente la pérdida de calor y aplica a las tuberías cuya temperatura del fluido sea mayor de 35°C.
- 2) Aislar para proteger al personal. Aplica en las tuberías cuya temperatura del fluido sea de 65°C o mayor, principalmente se aplica en superficies calientes con las que pudiera entrar en contacto inadvertidamente el personal, asimismo la temperatura exterior de la tubería no deberá ser mayor de 60°C. Esta protección aplicará hasta una altura de 2.15 metros del nivel de piso o cualquier nivel de plataforma.

El aislar termicamente una tubería por cualquier razón implica la selección adecuada del espesor y material del aislante, cuyas propiedades físicas en términos generales

son, muy baja densidad y conductividad térmica; cierta resistencia al abuso mecánico, abrasión, degradación y deformación; alto punto de fusión e incombustible o por lo menos autoestinguible. Asimismo, se deberá considerar el rango de temperatura del material, así como su costo.

5.1 MATERIALES AISLANTES.

Existen varios tipos de materiales para conservación de calor, de los cuales los más comunmente utilizados se enlistan a continuación.

- a) Fibra de asbesto moldeada.
- b) Lana mineral.
- c) Silicato de calcio.
- d) Silice diatomacio y asbesto.
- e) Fibra de vidrio.
- f) Poliuretano.
- g) Perlita expandida.

De estos materiales en tubería se puede utilizar:

- Lana mineral, cubierta para tubería, desde tuberías de 2 (pulg) 51 mm., y mayores y cuyo límite de operación es de 650°C.

- Silicato de calcio en placa para tuberías mayores de (36 pulg) 914 mm., y cuyo límite de operación es de 700°C.
- Silicato de calcio, medias cañas, en tubería - hasta (20 pulg) 508 mm., y cuyo límite de temperatura es de 700°C.
- Fibra de vidrio en colcha para tuberías de - - (14 pulg) 356 mm., y mayores, su límite de operación es de 538°C.
- Fibra de vidrio en medias cañas, para tubería - de hasta (12 pulg) 305 mm., su límite de operación es de 232°C.
- Poliuretano en placa, para tubería de hasta - (24 pulg) 610 mm., su límite de operación es - de 110°C.
- Perlita expandida, medias cañas, para tubería - de hasta (24 pulg) (610 mm), su límite de operación es de 816°C.

5.2 SELECCION DEL MATERIAL.

De la descripción de materiales aislantes se selecciona la fibra de vidrio en medias cañas por ser lo más económico para el tamaño y temperatura de la línea de vapor.

5.3 DETERMINACION DEL ESPESOR MAS ECONOMICO DE AISLAMIENTO.

Existen muchos métodos para determinar el espesor más económico de tubería cuyos resultados son más o menos muy parecidos.

En el presente capítulo se presenta uno de esos métodos, cuya selección se debió a su simplicidad de aplicación ya que ofrece en la mayoría de los casos resultados razonables.

Este método determina el costo que ocasiona la pérdida de calor, así como el costo del aislamiento de tal forma que para cada espesor de aislamiento se tiene un costo total, el cual se comparará con los demás y de esta forma se selecciona el de menor costo.

La ventaja del método consiste, en que no importa en si el valor numérico de los costos, sino solamente

la diferencia entre los costos de cada espesor, es por eso que se pueden tomar los costos válidos en cualquier momento y extropolar.

I. Cálculo de la pérdida de calor.

En tuberías se utiliza la ecuación de "FOURIER", considerando cilindros concéntricos con flujo radial de calor en estado estable y homogéneo, cuya expresión es la siguiente:

$$Q = \frac{(T_i - T_o)}{\frac{1/D_i h_i + \ln(D_2/D_1)}{2K_1} + \ln(D_3/D_2) + \frac{1}{D_3 h_o}} \quad \text{--- (5.1).}$$

En donde el significado de los términos es el siguiente:

Q = Pérdida de calor (watts), por cada metro de tubo.

T_i = Temperatura interior del fluido (°C)

T_o = Temperatura del medio ambiente (°C)

D₁ = Diámetro interior del tubo (m).

D₂ = Diámetro exterior del tubo (m).

D₃ = Diámetro exterior del tubo, más el espesor adicional = D₂ + 2(e) (m).

- e = Espesor adicional de aislamiento (m).
 K_1 = Conductividad térmica del tubo (watt/m°C).
 K_2 = Conductividad térmica del aislamiento - -
 (watt/m°C).
 h_i = Conductancia del fluido (watt/m²°C).
 h_o = Conductancia del medio ambiente (aire)
 (watt/m²°C).

De acuerdo a las condiciones de operación y de los datos de los ingenieros de proceso, se tienen los siguientes datos:

$$T_i = 155.56^\circ\text{C}$$

$$T_o = 36.11^\circ\text{C (promedio).}$$

$$D_1 = 3.07 \text{ pulgadas (0.078 m).}$$

$$D_2 = 3.5 \text{ pulgadas (0.089 m).}$$

$$K_1 = 50.08 \frac{\text{watt}}{\text{m}^\circ\text{C}} \text{ (Acero al carbón).}$$

$$K_2 = 0.05 \frac{\text{watt}}{\text{m}^\circ\text{C}} \text{ (fibra de vidrio).}$$

$$h_i = 8491.2 \frac{\text{watt}}{\text{m}^2^\circ\text{C}} \text{ (vapor saturado).}$$

$$h_o = 22.64 \frac{\text{watt}}{\text{m}^2^\circ\text{C}} \text{ (aire)}$$

∴ El flujo de calor por metro de tubería para los distintos espesores de aislamiento es el siguiente:

1) $e = 0.0$ pulgadas (0.0 m). i $D_3 = D_2 = 0.089$ m.

$$Q = \frac{(155.56 - 36.11)}{\frac{1}{(0.078)(8491.2)} + \frac{\ln(0.089/0.078)}{2(50.08)} + \frac{1}{(0.089)(22.64)}}$$

∴ $Q = \underline{751.86}$ watts.

2) $e = 0.5$ pulgadas (0.013 m); $D_3 = 0.089 + 2(0.013) = 0.115$ m

$$Q = \frac{(155.56 - 36.11)}{\frac{1}{(0.078)(8491.2)} + \frac{\ln(0.089/0.078)}{2(50.08)} + \frac{\ln(0.115/0.089)}{2(0.05)} + \frac{1}{(0.115)(22.64)}}$$

$$+ \frac{1}{(0.115)(22.64)}$$

∴ $Q = \underline{127.21}$ watts.

3) $e = 1$ pulgada (0.0254 m) i $D_3 = 0.089 + 2(0.0254) = 0.14$ m

$$Q = \underline{77.40}$$
 watts.

4) $e = 1.5$ pulgadas (0.038m) i $D_3 = 0.089 + 2(0.038) = 0.165$ m

$$Q = \underline{58.131}$$
 watts.

5) $e = 2$ pulgadas (0.051 m) i $D_3 = 0.089 + 2(0.051) = 0.191$ m

$$Q = \underline{47.8}$$
 watts.

$$6) \quad e = 2.5 \text{ pulgadas (0.064 m)} \quad i \quad D_3 = 0.089 + 2(0.004) \\ = 0.216 \text{ m}$$

$$\therefore Q = 41.357 \text{ watts.}$$

$$(7) \quad e = 3 \text{ pulgadas (0.076 m)} \quad i \quad D_3 = 0.089 + 2(0.076) \\ = 0.241 \text{ m:}$$

$$\therefore Q = 36.921 \text{ watts.}$$

$$(8) \quad e = 3.5 \text{ pulgadas (0.089m)} \quad i \quad D_3 = 0.089(1+2) \\ = 0.267 \text{ m.}$$

$$\therefore Q = 33.676 \text{ watts.}$$

II.- Cálculo de la pérdida de calor por año y costo de esa pérdida.

$$\text{El calor/año es } Q \text{ [watts]} \times \frac{3600 \text{ seg}}{1 \text{ h}} \times \frac{24 \text{ h}}{1 \text{ día}} \times \frac{365 \text{ días}}{1 \text{ año}}$$

$$= \frac{\text{Joule}}{\text{año}}$$

$$Q/\text{año} = Q[\text{watts}] \times 31.536 \times 10^6 \quad \left[\frac{\text{Joule}}{\text{año}} \right]$$

El costo de calor es:

$$* \quad 280 \text{ \$}/10^6 \text{ Btu} = 2.65 \times 10^{-7} \frac{\text{\$}}{\text{Joule}}$$

* Costo aproximado del (Btu) liberado en 1982
(en pesos)

∴ el calor por año y su costo para diferentes -
espesores se tabulan a continuación:

Tabla (5.1)

	Pérdida de calor anual	Costo de la Pérdida (C _q) de calor anual
Espesor e (m)	Joule/año	\$
0	2.371×10^{10}	6283.415
0.013	4.012×10^9	1.063×10^3
0.0254	2.441×10^9	646.835
0.038	1.833×10^9	485.803
0.051	1.507×10^9	399.467
0.064	1.304×10^9	345.622
0.076	1.164×10^9	308.55
0.089	1.062×10^9	281.432

III.- Selección del espesor económico de aislamiento.

Para la selección del espesor óptimo es necesario
hacer un análisis de tipo económico, el cual se -

determinan como sigue.

El análisis económico se basa en calcular el costo total de inversión por año, que se efectúa con cada espesor de aislamiento y expresado como:

$$C_t = C_i (P/R) + C_g \quad - \quad (5.2)$$

Donde los términos se definen a continuación.

C_t = Costo total anual (\$)

C_i = Costo inicial de la inversión, esto es, el costo para cada espesor de aislamiento (\$).
(Ver tabla 5.2).

(P/R) = factor que transforma el costo inicial en una serie de costos anuales.

C_g = Costo anual debido a la pérdida de calor - (\$).

III.a. Cálculo del factor (P/R) .

Este factor está definido por la siguiente expresión:

$$P/R = \frac{i (1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

Donde

i = Interés mínimo requerido.

n = Número de períodos (años)

La tasa mínima de interés es del 20% (00.20)

n = vida de la planta, 15 años.

$$\therefore P/R = \frac{0.20 \cdot (1+0.2)^{15}}{(1+0.2)^{15} - 1} = 0.2139$$

Tabla 5.2

Costo para cada espesor de aislamiento (*) (1)

Fibra de vidrio (por metro).

e (in)	e (m)	Ci (\$)
0	0	0
0.5	0.013	722.64
1.0	0.0254	980.76
1.5	0.038	1470.69
2.0	0.051	1951.52
2.5	0.064	2415.45
3.0	0.076	2969.25
3.5	0.089	3432.18

* Los costos son aproximados e incluyen el montaje - del aislamiento (en 1982).

- 1) Debido a la gran variación que existe en las pre - ci - os de los materiales aislantes, así como el de los combustibles en la actualidad; se seleccionó estos costos por ser significativos para fines - de diseño, incurriendo en un pequeño error, el - cual no tiene influencia significativa en los re - sultados, debido a que en el cálculo solo intere - sa la diferencia del costo total entre los espe - sores de aislantes, como se verá al final del - capítulo.

IV.- Cálculo de C_t

De acuerdo con la expresión 5.2.

$$C_t = (0.2139) C_i + C_g$$

∴ para $e = 0$ pulgadas

$$C_t = (0.2139) (0) + 6283.42 = \underline{6283.42 \$}$$

Sustituyendo valores de (C_i) tabla 5.2 y (C_g) tabla 5.1 y aplicando la expresión 5.2, los - valores de C_t para cada espesor del - - -

aislamiento se tabulan a continuación:

Tabla 5.3

e (pul)	e (m)	C _i (\$)	C _g (\$)	C _t (\$)
0	0	0	6283.42	6283.42
0.5	0.013	722.64	1063	1217.57
1.0	0.0254	980.76	646.835	856.62
1.5	0.038	1470.69	485.803	800.38
2.0	0.051	1951.52	399.467	816.90
2.5	0.064	2415.45	345.622	862.29
3.0	0.076	2969.25	308.55	943.67
3.5	0.089	3432.18	281.432	1015.58

V.- Análisis de resultados.

Observando la tabla 5.3, se tiene que el espesor de aislamiento de 1.5 pulgadas (0.038 mm), es el que tiene el más pequeño valor de costo total anual, por lo que se elegirá este espesor.

∴ El espesor de aislamiento de fibra de vidrio para la tubería será de 1.5 pulgadas (0.038 m).

CAPITULO VI

DISEÑO DEL TRAZO DE TUBERIA

Después de haber obtenido datos tales como: tipo de material de la tubería, diámetro, cédula, tipo de conexiones, válvulas y accesorios; es posible proceder con el trazo de la trayectoria más adecuada, contando para ello con la información básica y considerando algunos criterios para el diseño.

6.1 INFORMACION NECESARIA PARA EL DISEÑO DEL TRAZO.

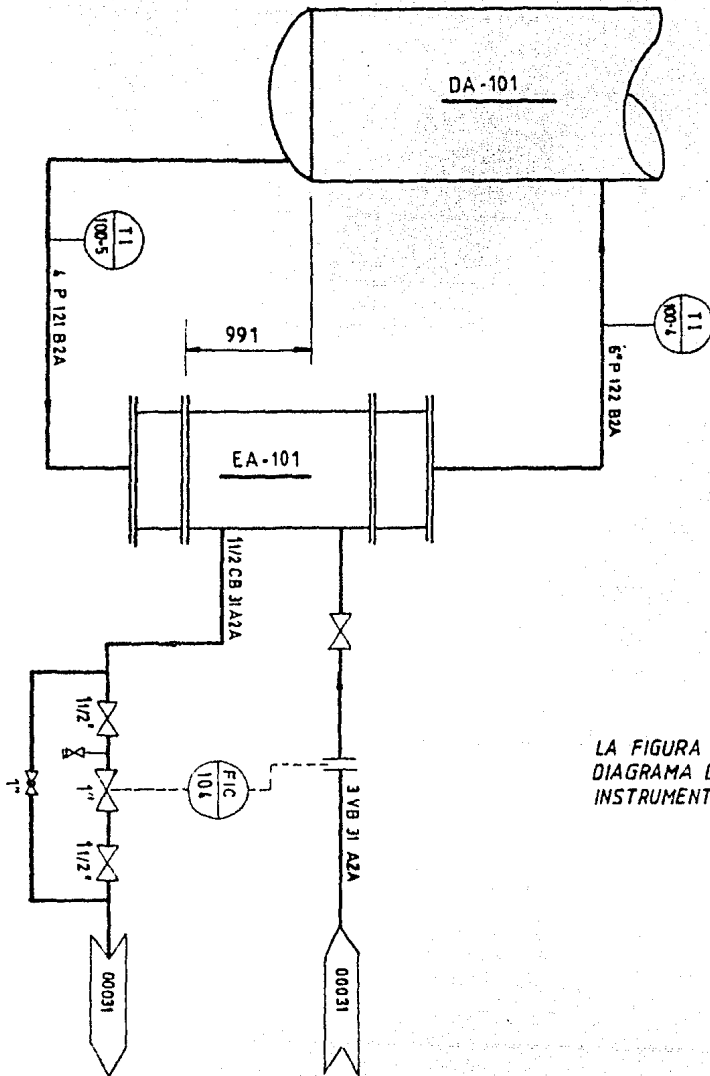
- 1). Plano de localización general de los equipos -
(mostrado en el capítulo I).
- 2). Dibujo del equipo, así como la elevación y -
orientación de las boquillas del rehervidor -
(mostrado en el capítulo I).
- 3). Definición del origen y destino de la línea.
Para el caso del presente trabajo, el origen -
es un cabezal de vapor que se encuentra en la
cama de tuberías y el destino es la boquilla -
de entrada de vapor del rehervidor.

4). Diagrama de tubería e instrumentación. Este diagrama se elabora después de haber obtenido los diámetros, material y tipos de elementos de la tubería. En este diagrama se pueden encontrar la interconexión entre los equipos incluyendo todos aquellos dispositivos para el control, tales como válvulas e instrumentos. Este diagrama es muy parecido al diagrama de proceso; la diferencia de este, es que el diagrama de tubería e instrumentación se muestran los diámetros de las líneas así como todos los elementos de tubería, esto es, más detallado. En la figura (6.1) se muestra parte de este diagrama.

5). Criterios de diseño. Estos criterios son prácticas de ingeniería, tales como normas basadas en la experiencia de diseño. Existe más información que se puede utilizar en el diseño pero los datos que se pueden utilizar para este caso particular están incluidos en los siguientes criterios:

5.1) Es recomendable que la tubería se proyecte de tal forma que su ruta tenga la menor longitud y el menor número de

FIGURA (6,1)



LA FIGURA ES PARTE DEL
DIAGRAMA DE TUBERIA E
INSTRUMENTACION

conexiones posible, sin descuidar las -
previsiones necesarias para la expansión
y flexibilidad. La razón es el hacer el
diseño económico y evitar las caídas de
presión.

5.2) Es recomendable disponer el trazo de tal
forma que se pueda soportar fácilmente,
así como el proporcionar en el diseño de
tubería apoyos tales que el remover válvu
las y otros accesorios, no sea necesario
colocar apoyos provisionales. Lo cual -
ayuda al mantenimiento.

5.3) Procurar que las válvulas y accesorios -
grandes queden abajo o cerca de estructu-
ras de acero de donde podrán desmontarse
para mantenimiento.

5.4) No invadir con arreglos de tuberías, las
áreas correspondientes a pasillos y plata
formas.

5.5) Todas las tuberías elevadas que van por -
arriba del piso, plataformas, pasillos y
escaleras, deben colocarse a una elevación

mínima de 2.4 metros a lecho bajo de tubo, previendo que la parte inferior de cualquiera de sus accesorios, no quede a una elevación inferior a 2 metros sobre el nivel de los elementos mencionados.

5.6) Las tuberías se agruparán adecuadamente y se llevarán a una elevación común; cuando cambien de dirección dicha elevación tendrá otro nivel.

5.7) Los arreglos de tuberías se diseñarán para facilitar el servicio e inspección del equipo. Las áreas de mantenimiento tendrán un espacio libre de interferencia de tuberías y tan amplio como sea posible.

5.8) Evitar que las tuberías calientes se lleven junto a cables eléctricos, debido a que cualquier calentamiento, disminuirá la resistencia de estos y podría dañarlos. Las líneas de solventes y ácidos no deben correr sobre cables de plástico.

5.9) Las uniones en todos los sistemas de tubería de 3 pulgadas y mayores se harán de -

preferencia soldables. Las uniones de tubería de 2 pulgadas y menor se harán con conexiones de inserto soldable.

5.10) Se usarán insertos en ramales de 3 pulgadas y mayores a cabezales de 4 pulgadas y mayores, donde el ramal y cabezal sean de diámetro diferente. Cuando el servicio sea crítico, los insertos podrán sustituirse por accesorios soldables reforzados o bien usar parches de refuerzo.

5.11) Cada línea deberá ventearse o drenarse a través de equipos o por otras conexiones propias que además de ser accesibles, se colocarán donde no ocasionen interferencia.

5.12) Todos los ramales de vapor se conectarán por la parte superior del cabezal. Asimismo, llevarán válvulas de bloqueo.

5.13) Las trampas de vapor podrán descargar al drenaje o al sistema de retorno de condensados.

5.14) Las caídas de presión a través de orificio

de medición, deberán seleccionarse de manera tal que se obtenga mediante cálculo una relación de diámetro de orificio a diámetro de tubería, (d/D) , no menor de 0.30 y no mayor de 0.70.

6.2 DETERMINACION DE LAS LONGITUDES RECTAS DE TUBO, PARA LA LOCALIZACION DE LAS BRIDAS CON PLACA DE ORIFICIO.

Las bridas con placa de orificio se utilizan como un elemento para medir flujo, el cual consta de un par de bridas con una placa con un orificio entre ellas. La cual produce una diferencia de presión, aprovechada por medio de 2 tomas de presión sobre las bridas, las cuales transmiten a otro elemento esa diferencia de presión la que puede ser relacionada con la cantidad de flujo que circula por el ducto.

Este tipo de elemento se usa por lo común por ser el más económico, aunque solo son construídas desde la clase de 300 libras en adelante.

La placa tiene un orificio, el cual se relaciona por una razón de diámetros a esto es diámetro de orificio a diámetro interior de tubería. Esta relación en plantas industriales oscila de (0.30) a (0.70).

Lo más común y más recomendable es:

$$\beta = \underline{0.70}$$

La localización de este elemento, se determina como sigue:

Con la relación de diámetros y de la figura (6.2), la longitud mínima antes del elemento es el siguiente:

$$A = 14 \text{ diámetros} = 14 (76.2 \text{ mm}).$$

$$\therefore \underline{A = 1067 \text{ mm.}}$$

La longitud mínima después del elemento es la siguiente:

$$B = 4 \text{ diámetros} = 4 (76.2 \text{ mm})$$

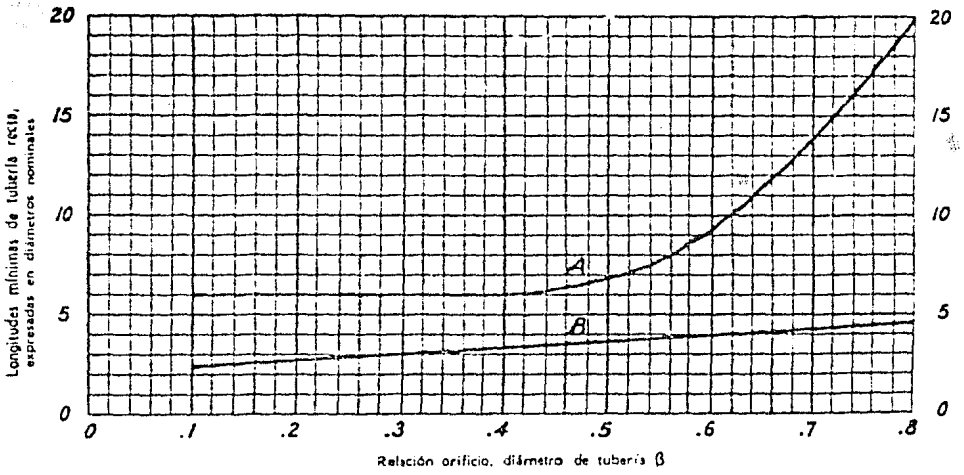
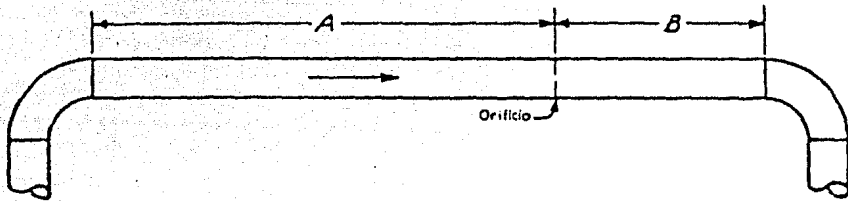
$$\therefore \underline{B = 305 \text{ mm}}$$

6.3 TRAYECTORIA DE LA LINEA.

El diseño del trazo es un proceso iterativo, en el cual siempre se busca la ruta óptima. En la fig. (6.3) es mostrado ese trazo en un dibujo isométrico, el cual es un dibujo tridimensional que representa -

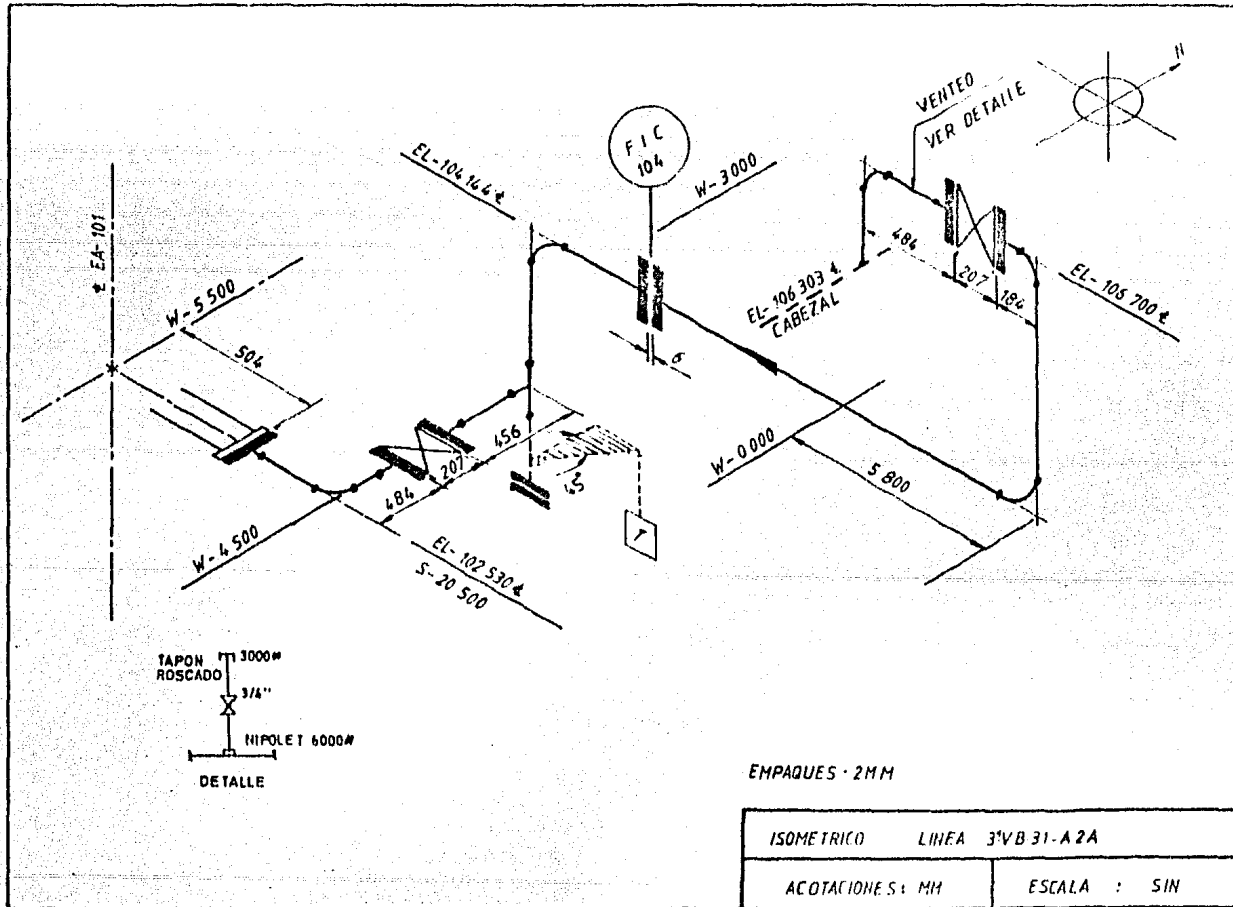
FIGURA (6.2)

STANDARD AGA PARA LA INSTALACION DE PLACAS DE ORIFICIO



* TOMADA DE LA REFERENCIA (7).

FIGURA (63)



gráficamente lo que será el sistema de -
tubería.

Este dibujo tal vez es el más importante
para el diseñador de tuberías, el fabricad
dor, el personal que se encargará de la -
compra de materiales y del equipo que efect
tuará el montaje y ensamble de la tubería.

CAPITULO VII

SELECCION DE LA TRAMPA DE VAPOR.

7.1 QUE ES UNA TRAMPA DE VAPOR Y PORQUE DE SU USO.

Los problemas inherentes al manejo de vapor son: la formación y acumulación de condensados y la presencia de aire y gases no condensables como el bióxido y monóxido de carbono.

El condensado formado en una línea de vapor genera una baja de eficiencia del sistema y puede ocasionar problemas graves como son: la corrosión y el golpe de ariete. Es por esta causa que se hace necesario su eliminación en alguna forma.

El aire puede entrar al sistema de calderas, ya sea por el agua de complemento o puede ser succionado por causa de la condensación del vapor al parar un sistema.

Este aire es nocivo por las siguientes razones:

- 1) Cuando se mezcla con vapor, reduce la temperatura de saturación debajo de lo que deberá ser para -

esa presión.

- 2) Reduce el gasto de vapor que entra al equipo.
El vapor entra solamente tan rápido como se desaloje el aire.
- 3) El aire mezclado con bióxido de carbono y agua puede causar corrosión muy severa.
- 4) El aire es un conductor muy pobre de calor y al formarse con el vapor forma una capa aislante - que es difícil de manejar.

Con respecto a los gases incondensables, estos pueden producirse en pequeñas cantidades, debido a reacciones químicas que se verifican en el agua de calderas durante la ebullición. Y además, de producir - corrosión al mezclarse con el aire y el vapor bajan las temperaturas de la mezcla resultante.

Por las razones anteriormente mencionadas, es necesario la utilización de un dispositivo que resuelva estos problemas.

Este dispositivo es la trampa de vapor, la cual debe ser capaz de:

- 1) Eliminar el condensado y retener el vapor.
- 2) Eliminar aire y gas rápidamente, especialmente al arrancar.
- 3) Debe efectuar la remoción de condensado, aire y gas respondiendo al cambio de condiciones de la línea.

En conclusión una trampa de vapor es un dispositivo que permite la salida de condensado y retiene el vapor, funcionando como una válvula automática de condensado, respondiendo a los cambios de la línea así como a la eliminación de aire y gases no condensables.

Desafortunadamente, no hay una trampa de vapor universal con una amplia variedad de aplicaciones; por lo tanto, existen varios tipos para diferentes demandas y características de operación, las cuales se mencionan a continuación:

7.2 TIPOS DE TRAMPAS DE VAPOR.

Existen 3 grandes clases de trampas de vapor que son:

a) TRAMPAS MECANICAS.

Esta clase de trampas opera por el cambio de estado del fluido que llega a la trampa, esto es, aprovecha la diferente densidad del líquido y vapor para accionar la trampa. De esta clase - las más importantes son:

- 1) TRAMPA DE FLOTADOR.
- 2) TRAMPA DE CUBETA ABIERTA.
- 3) TRAMPA DE CUBETA INVERTIDA.
- 4) TRAMPA DE FLOTADOR Y TERMOSTATICA.

b) TRAMPAS TERMOSTATICAS.

Estas trampas aprovechan la temperatura del líquido que llega a la trampa para accionar un dispositivo, ya sea mediante dilataciones o contracciones de un elemento; abren al condensado más frío y cierran cerca de la temperatura de vapor.

Las trampas termostáticas más importantes son:

- 1) TRAMPA DE EXPANSION METALICA.
- 2) TRAMPA DE PRESION BALANCEADA.

- 3) TRAMPA DE EXPANSION DE LIQUIDOS.
- 4) TRAMPA DE EXPANSION BIMETALICA.
- 5) TRAMPA DE DIAFRAGMA.
- 6) TRAMPA DE TUBO BOURDON
- 7) TRAMPA DE FUELLE METALICO.

c) TRAMPAS TERMODINAMICAS.

Esta clase de trampa opera utilizando la diferencia que hay de energía termodinámica entre vapor y condensado caliente, es decir, aprovecha la vaporización de condensado caliente con baja presión, para poder abrir o cerrar la trampa.

Las trampas termodinámicas que se conocen son:

- 1) TRAMPA DE ORIFICIO.
- 2) TRAMPA DE LABERINTO.
- 3) TRAMPA DE IMPULSO.
- 4) TRAMPA DE DISCO CONTROLADO.

7.3 SELECCION DEL TIPO Y TAMAÑO DE LA TRAMPA.

Las consideraciones para seleccionar una trampa son las siguientes:

- 1) Análisis del proceso que se va a realizar, tomando en cuenta las condiciones de operación.

- 2) Tipo de condensado que se va a manejar.
- 3) Presión y contrapresión.
- 4) Gasto de condensado calculado.
- 5) Tipo de carga de condensado.
- 6) Capacidad de manejo de aire y gases no condensables.
- 7) Costo inicial y mantenimiento.
- 8) Espacio disponible y peso.

Por el tipo de servicio que deberá prestar la trampa, condiciones de operación de la línea y presión de esta - - (P = 447.63 KPa), de la tabla (7.1), se tienen 2 opciones de tipo de trampas posibles y dado que es posible que la trampa sufra golpe de ariete, se selecciona la trampa termodinámica tipo disco controlado, debido a su tipo de construcción partes y funcionamiento como se menciona a continuación:

7.3.1. PARTES QUE CONSTITUYEN LA TRAMPA TERMODINAMICA Y PRINCIPIO DE OPERACION.

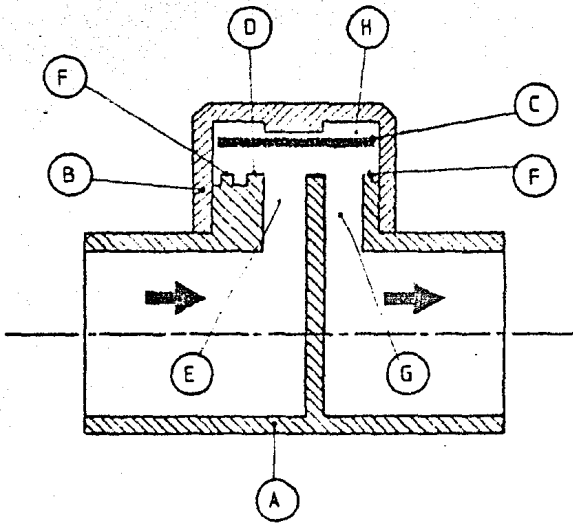
Como se observa en la figura (7.1), la trampa termodinámica es de un cuerpo (A), una tapa (B) un disco (C) y 2 orificios, uno de entrada (E) y otro de salida (G).

TABLA (7.1)

GUIA Y SELECCION DE TRAMPAS DE VAPOR		
APLICACION		
Serpentines, calentadores de aire		
Presión baja y media	Flotador y termostática	_____
Presión alta		Termodinámica
Intercambiadores de coraza y tubos		
Pequeños - Alta presión	Termodinámica	Flotador y termodinámica
Grandes - presión media	Flotador y termostática	_____
Rehervidores	Flotador y termostática	_____
Recipientes enchaquetados con vapor		
Alta presión	Termodinámica	Flotador y termostática
Baja presión	Flotador y termostática	Termodinámica
Líneas de vapor		
0 - 103.3 KPa	Flotador y termostática	_____
110.2 KPa - 860.8 KPa	Termodinámica	Flotador y termostática
867.7 KPa-4.1 MPa	Termodinámica	Cubeta invertida
Radiadores de vapor	Termostática	Termodinámica
Separadores de vapor		
0 - 103.3 KPa	Flotador y termostática	_____
110.2 KPa-860.8 KPa	Termodinámica	Flotador y termostática
867.7 KPa-4.1 MPa	Termodinámica	Cubeta invertida
Venas de vapor	Termodinámica	Expansión de líquidos.

FIGURA (7,1)

TRAMPA TERMODINAMICA DE DISCO
ESQUEMA TIPICO



- A - CUERPO
- B - TAPA
- C - DISCO
- D - ASIENTO INTERIOR
- E - ORIFICIO DE ENTRADA
- F - ASIENTO EXTERIOR
- G - ORIFICIO DE SALIDA

El principio de operación es el siguiente:

Inicialmente cuando el condensado frío entra a la trampa, este empuja el disco (C) hacia arriba y sale por el orificio (G) descargándose; cuando comienza a llegar condensado muy caliente y vapor el flujo de alta velocidad que sale por la periferia del disco en (D), hacia arriba la cámara (H), tiende a reducir en la parte inferior del disco, al hacer que parte del condensado se convierta en vapor instantáneo, al mismo tiempo el condensado que vaporiza al fluir hacia arriba a una alta velocidad, golpea contra la pared lateral de la cámara (H), haciendo que el aumento de presión en la cámara dispare al disco a su posición de cierre.

El disco permanece en la posición de cierre, hasta que la presión dentro de la cámara caiga debido a la condensación dentro de ella, entonces cuando baja la presión dentro de ella, el disco sube y se repite el ciclo.

7.3.2. DETERMINACION DEL TAMAÑO NOMINAL DE LA TRAMPA.

Como la trampa va a descargar a un drenaje que está a presión atmosférica la diferencia de presión que se considera es de (447.63 KPa).

El tipo de carga es de arranque del sistema. Esto hace necesario calcular la cantidad de condensado que se formará en el arranque, el cual se forma por la pérdida de calor.

Esta pérdida de calor se divide en 2, una es la pérdida de calor necesaria para elevar el tubo a la temperatura de vapor y la otra es la pérdida de calor hacia el medio ambiente.

Para el trazo de la figura (7.2), se procede con el cálculo a continuación:

La longitud (L) tomada de (C) hasta (h) fig. (7.2) es:

$$L_t = 1.614 + 10.300 + 2.556 + 0.875 + 0.400 = \underline{15.745 \text{ m.}}$$

De la tabla (7.3). Para un tubo de 76.2 mm (3 pulg) de diámetro nominal y una presión de

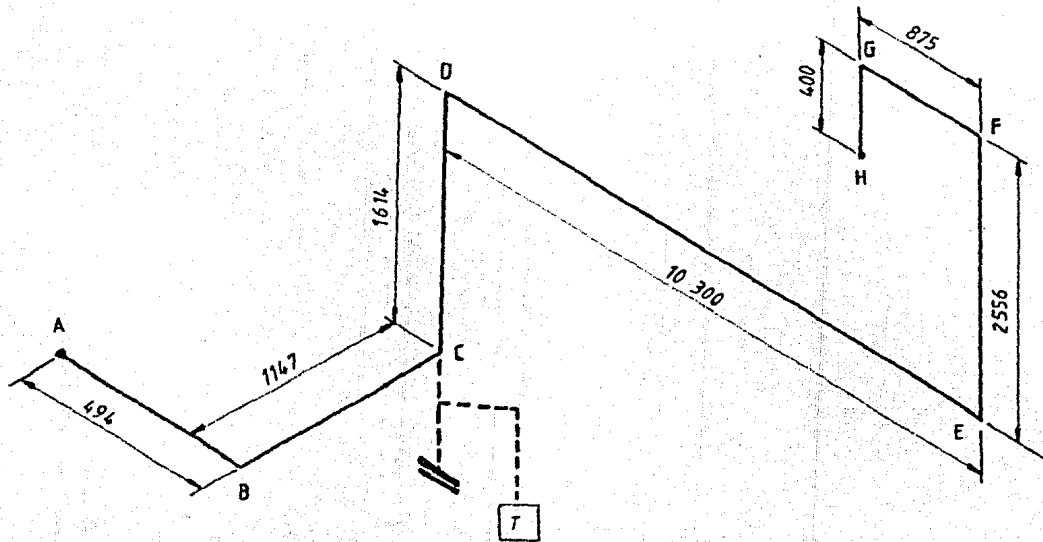


FIGURA (7,2)

ACOTACIONES EN (MM)

(447.63 KPa), la cantidad de condensado por metro lineal es:

$$W_1 = 0.3423 \frac{\text{Kg}}{\text{Pie}} \quad (0.23 \frac{\text{lb}}{\text{Pie}})$$

Por lo tanto la cantidad de condensado por hora que se forma para calentar el tubo frío es:

$$C_1 = \frac{W_1 L_t}{T} \quad - (7.1)$$

En donde (T) = tiempo de calentamiento (hr).

Para acero al carbón, tubo 76.2 mm y cédula estándar, se tiene que $t = 0.656 \text{ min/m}$ (0.02 min/pie). aproximadamente en forma empírica.

Por lo tanto, el tiempo en que se calentará toda la longitud considerada es:

$$T = t (L_t) = 0.656 (15.745) = \underline{1.0329 \text{ min}}$$

Sustituyendo valores en (7.1) y convirtiendo los minutos en horas, se tiene lo siguiente:

$$C_1 = \frac{(0.3422) (15.745) 60}{1.0329}$$

TABLA (7.3)

CARGA DE CONDENSADO (TUBO CEDULA 40 A.C.).

Presión (KPa)	13.77	103.3	206.6	413.2	860.83	1240	1722
tamaño del tubo		Kg/m	lineal				
1"	0.0446	0.0551	0.0640	0.0759	0.0938	0.1057	0.1176
1 1/4"	0.0595	0.6744	0.0848	0.1012	0.1265	0.1414	0.1577
1 1/2"	0.0714	0.0878	0.1027	0.1220	0.1503	0.1697	0.1890
2"	0.0967	0.1191	0.1369	0.1637	0.2024	0.2277	0.2545
2 1/2"	0.1548	0.1875	0.2173	0.2589	0.3200	0.3899	0.4033
3"	0.1979	0.2455	0.2828	0.3378	0.4197	0.4703	0.5268

NOTAS:

1°. La tabla (.7.3), es un fragmento de la tabla (A-26), de la referencia 21.

$$\therefore C_1 = \underline{312.98 \text{ Kg/hr de condensado.}}$$

De la tabla (7.4), la cantidad de condensado por hora y por metro lineal a (447.63 KPa) de presión que se forma por la pérdida de calor al medio ambiente es:

$$W_R = 0.2752 \text{ Kg/hr. m (0.185 lb/hr Pie).}$$

Por lo tanto la cantidad de condensado que se forma por la pérdida de calor al medio a lo largo de la trayectoria (L_t) de la tubería es:

$$C_R = W_R L_T \quad (\text{kg/m}) - \quad (7.2)$$

$$\therefore C_R = (0.2752) (15.745) = \underline{4.333 \text{ Kg/hr}}$$

De aquí que la cantidad total de condensado formado es:

$$\begin{aligned} C_T = C_1 + C_R &= 312.98 + 4.333 \\ &= \underline{317.313 \text{ Kg/hr de condensado.}} \end{aligned}$$

De la tabla (7.5), con la presión de 447.63 KPa y la cantidad de condensado de 317.313 Kg/hr, el

TABLA (7.4).

Condensado en tubos aislados, llevando vapor con aire quieto A, 21°C y asumiendo 75% de eficiencia del aislamiento

Presión (KPa)	103.3	206.6	413.2	860.83	1240	1722
Tamaño del tubo	Kilogramos de condensado por hora-por metro					
1"	0.0744	0.0893	0.1042	0.1488	0.1786	0.2083
1½"	0.0893	0.1042	0.1339	0.786	0.2083	0.2530
1¾"	0.1042	0.1191	0.1488	0.2083	0.2381	0.2828
2"	0.1191	0.1488	0.1935	0.2530	0.2976	0.3423
2½"	0.1488	0.1786	0.2083	0.2976	0.3572	0.4167
3"	0.1786	0.2083	0.2679	0.3574	0.4167	0.4911

NOTAS:

La tabla (7.4), es un fragmento de la tabla (B-27), de la referencia (21).

TABLA (7.5).

CAPACIDADES DE TRAMPAS TERMODINAMICAS DE DISCO

Tamaño	3/8"		1/2"		3/4"		1"	
Presión (KPa)	A	B	A	B	A	B	A	B
68.87	90.72	131.54	190.51	249.48	453.59	607.81	816.47	1292.74
103.3	103.33	149.69	235.87	285.76	489.88	635.03	907.18	1474.18
137.73	113.40	172.37	258.55	317.51	521.63	657.71	1020.58	1587.57
172.17	127.01	185.97	276.69	344.73	580.00	689.46	1088.62	1698.70
344.32	163.29	254.01	353.8	449.06	689.46	816.47	1406.14	2041.17
516.50	190.51	294.84	412.77	526.17	789.32	934.40	1655.61	2313.32

NOTAS: A - A temperatura de vapor saturado.

B - (30°F)abajo de la temperatura del vapor.

1° Las capacidades están en (Kg/hr).

2° La tabla (7.5) es fragmento de la tabla de capacidades de la referencia (22).

3° Esta tabla fué seleccionada por ser común y significativa.

tamaño que corresponde de la trampa es:
 1/2 (pulg) (12.7 mm), con una capacidad de:
 $(X = 389.18 \frac{\text{lb conde}}{\text{hr}})$

Por lo tanto con la capacidad real de la trampa para la presión de servicio, se procede con el cálculo del factor de seguridad (f.s) a continuación:

$$f.s. = \frac{389.18}{313.313} = 1.2421$$

El cual se encuentra dentro del rango recomendable para trampas termodinámicas y por lo tanto se concluye que el tamaño y tipo de trampa es el adecuado.

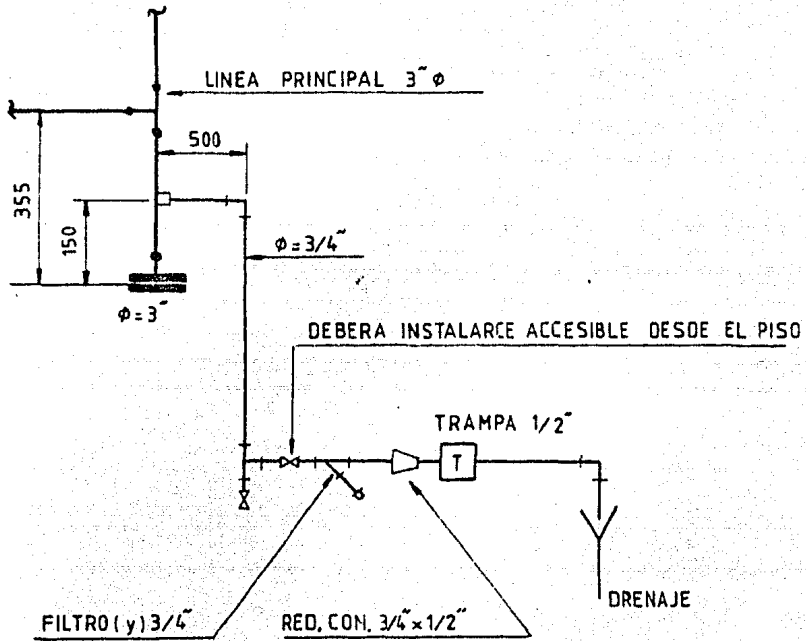
Tales factores de seguridad para trampas se mencionan a continuación

TRAMPA TERMOSTATICA	f.s. = (2 a 4)
TRAMPA DE EXPANCIÓN DE LIQUIDO	f.s. = (2 a 4)
TRAMPA DE FLOTADOR Y TERMOSTATICA	f.s. = (1.5 a 2.5)
TRAMPA TERMODINAMICA	f.s. = (1.2 a 2)
TRAMPA DE CUBETA	f.s. = (2 a 4)

- El arreglo de la trampa se encuentra en la -
figura (6.3)

FIGURA (7,3)

AREGLO TIPICO DE LA TRAMPA DE VAPOR



CAPITULO VIII

ANALISIS DE ESFUERZOS Y FLEXIBILIDAD.

Las tres circunstancias que causan esfuerzos en un sistema de tuberías son las siguientes:

- 1) Presión interna o externa
- 2) Cargas externas, peso propio, válvulas y carga del fluido.
- 3) Dilatación térmica.

Los esfuerzos producidos por presión interna o externa son resueltos con espesores y diámetros adecuados, tal como se hizo en el capítulo (II)

Los esfuerzos producidos por el peso de la línea se resuelven mediante el empleo de soportes adecuados.

El análisis de los esfuerzos producidos por la dilatación térmica, así como su solución es más intangible y difícil de analizar. Aunque las fatigas pueden ser calculadas para ciertas condiciones de un sistema.

La mayoría de los sistemas de tubería tienen buena flexibilidad esto se debe a que los cambios de dirección se hacen con codos de 90° y por lo tanto se hace necesario hacer un estudio exacto de la flexibilidad del sistema en los siguientes casos:

- a) Configuraciones poco frecuentes.
- b) Líneas peligrosas o que trabajan a alta presión y temperatura.
- c) Configuraciones muy rígidas.

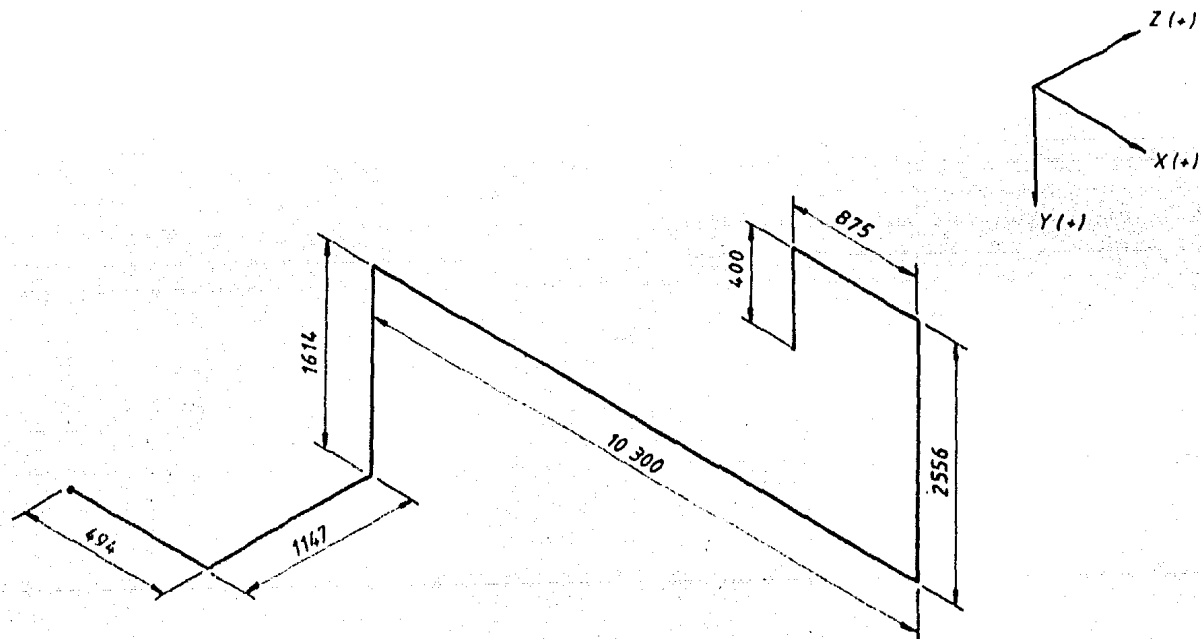
8.1 ANÁLISIS DE FLEXIBILIDAD.

De acuerdo a la referencia (1), la cual establece una regla o modelo razonable para determinar con cierta seguridad la existencia de una buena flexibilidad en la tubería. Esta regla es la siguiente:

$$\frac{DE}{(L-U)^2} \leq 0.03 \left(\frac{\text{pul}}{\text{pie}} \right)^2 \quad - \quad (8.1)$$

En donde:

D = Diámetro nominal del tubo (mm) (pulgadas)



ACOTACIONES EN (MM)

FIGURA (8,1)

E = Resultante de los movimientos a ser absorbidos por la línea (mm), (pulgadas).

$$= U (e)$$

e = coeficiente de expansión térmica (mm/30.48m) (pulg/100 pies)

L = Longitud desarrollada (m); (pies).

u = Distancia entre puntos extremos (m), (pies)

De acuerdo a la figura (8.1), los datos son los siguientes:

$$D = \underline{76.2 \text{ mm}} \quad (3 \text{ pulg})$$

$$e = B/100 \text{ pies} = \frac{1.93}{100} = 0.0193 \frac{\text{pulg}}{\text{pie}} \quad \left(\frac{1.6079 \text{ mm}}{\text{m}} \right)$$

(B = factor de expansión térmica lineal de la tabla 5 del apéndice).

$$L = (0.494) + (1.147) + (1.614) + (10.300) + (2.556) + (0.875) + (0.400) = \underline{17.386 \text{ m}} \quad (57.02 \text{ pies})$$

$$U = \sqrt{(X)^2 + (Y)^2 + (Z)^2}$$

$$X = (0.494) + (10.300) - (0.875) = \underline{9.919 \text{ m}} \quad (32.53 \text{ pies})$$

$$Y = (1.614) + (2.556) - (0.400) = \underline{3.77 \text{ m}} \quad (12.37 \text{ pies})$$

$$Z = \underline{1.147 \text{ m}} \quad (3.76 \text{ pies}).$$

$$\begin{aligned} \therefore U &= \sqrt{(9.919)^2 + (3.77)^2 + (1.147)^2} \\ &= \underline{10.673 \text{ m}} \quad (35 \text{ pies}) \end{aligned}$$

$$\therefore E = U (e) = 10.673(1.6079) = \underline{17.1613 \text{ mm}} \quad (0.6755 \text{ pulg})$$

\therefore Sustituyendo valores en la expresión (8.1), se tiene que:

$$\begin{aligned} \frac{(76.2)(17.1613)}{(17.386 - 10.673)^2} &= 29.02 \quad \left(\frac{\text{mm}}{\text{m}}\right)^2 \\ &= 0.0042 \left(\frac{\text{pulg}}{\text{pie}}\right)^2 < 0.03 \end{aligned}$$

\therefore Se concluye que la configuración de la figura (8.1), es flexible.

8.2 ANÁLISIS DE ESFUERZOS

El código A.N.S.I., B31.1, reconoce el concepto de rango de esfuerzos debido a la expansión térmica, y lo define como rango de esfuerzo permisible y se expresa como sigue:

$$S_A = f (1.25 S_c + 0.25 S_h) \quad (8.2)$$

En donde:

S_A = Rango de esfuerzos permisible por expansión
(Pa)

S_C = Esfuerzo permisible para la condición fría o
esfuerzo en frío (Pa).

S_H = Esfuerzo permisible para la condición calient
te o esfuerzo en caliente (Pa).

f = Factor de reducción del rango de esfuerzos -
para las condiciones ciclicas = 1, (conside-
rando 7000 ciclos de vida esperada).

El cual se refiere a los paros y arranques de la
tubería esperados en la vida de la planta.

Este rango de esfuerzo permisible debe ser mayor
que el esfuerzo debido a la expansión térmica que
se calculará, el cual se define mediante la siguient
te expresión:

$$SE = \sqrt{(S_B)^2 + 4 (S_T)^2} \quad (8.3)$$

Donde:

SE = Esfuerzo de expansión (Pa)

S_B = Esfuerzo de flexión debido a la expansión -
térmica (Pa)

S_T = Esfuerzo debido a la torsión (Pa).

- I. Cálculo de los esfuerzos de la trayectoria (fig. 8.1)
utilizando el método de la referencia (8), se tiene -
lo siguiente:

De la figura (8.1), se tiene que:

$$\sum X = 9.919 \text{ m (32.53 pies).}$$

$$\sum Y = 3.77 \text{ m (12.37 pies).}$$

$$\sum Z = 1.147 \text{ m (3.76 pies).}$$

Con estos datos se forma una nueva configuración -
simplificada y más útil, la cual se muestra en la -
fig. (8.2), que es muy similar a la configuración -
de tipo general mostrada en la tabla (7) del apéndice.

De esta tabla y considerando el sistema de ejes se -
hace la conversión siguiente:

$$L_1 = \sum X = 9.919 \text{ m} \quad (32.53 \text{ pies})$$

$$L_2 = \sum Z = 3.147 \text{ m} \quad (3.76 \text{ pies})$$

$$L_3 = \sum Y = 3.77 \text{ m} \quad (12.37 \text{ pies})$$

De acuerdo con las expresiones de la tabla 7 - del apéndice, el cálculo es el siguiente:

$$L_1 > L_3$$

$$\frac{L_1}{L_3} = m = \frac{9.919}{3.77} = \underline{2.63}$$

$$\frac{L_2}{L_3} = n = \frac{1.147}{3.77} = \underline{0.3042}$$

∴ Interpolando se tiene que los factores son:

$$m = 2.63 \quad K_b = 47.99$$

$$n = 0.3042 \quad K_t = 3.14$$

$$K_x = 10.97$$

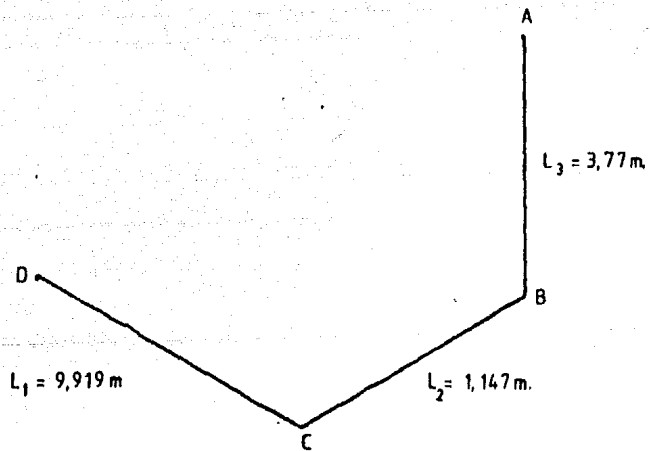
$$K_y = 1.98$$

$$K_z = 1.27$$

$$K_{xy} = 8.08$$

$$K_{yz} = 1.02$$

$$K_{xz} = 0.70$$



CONFIGURACION SIMPLIFICADA

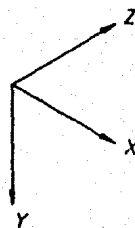


FIGURA (8,2)

Por lo tanto usando las expresiones de la tabla 7 del apéndice se tiene que:

$$S_B = K_b (c) \frac{D}{L^3}$$

(Psi):

El uso de este sistema de unidades es para estar acorde con las de la tabla (7) del apéndice.

$$S_T = K_t (c) \frac{D}{L^3} \quad (\text{Psi})$$

$$D = 3.5 \text{ pulg.}$$

$c = 311.04$ (factor de expansión de la tabla (6) del apéndice e interpolando).

$$L_3 = 12.37 \text{ pies}$$

∴ Sustituyendo en las expresiones anteriores se tiene que:

$$S_B = 47.99 \frac{(311.04)(3.5)}{12.37} = 4226.85 \text{ Psi} = (29.1089 \text{ MPa})$$

$$S_T = 3.14 \frac{(311.04)(3.5)}{12.37} = 276.56 \text{ Psi} = (1.9046 \text{ MPa})$$

$$\begin{aligned} \therefore S_E &= \sqrt{(29.1089 \times 10^6)^2 + 4(1.9046 \times 10^6)^2} \\ &= 29.3571 \text{ M. Pa} \quad (4262.89 \text{ Psi}) \end{aligned}$$

II. Cálculo del rango de esfuerzo permisible.

$$S_c = S_h = 103.3 \text{ MPa (Ver el capítulo II)}$$

∴ sustituyendo en (8.2)

$$S_A = 1.5 (103.3) = 154.95 \text{ MPa.}$$

Comparando S_A y S_E se tiene que

$$S_E \ll S_A$$

$$29.3571 \ll 154.95$$

∴ Por lo tanto los esfuerzos están dentro del -
rango permisible y la tubería es capaz de - -
absorberlos.

CAPITULO IX

CHEQUEO HIDRAULICO.

El chequeo hidráulico consiste en una comprobación de la caída total de presión de la línea, de acuerdo a un rango preestablecido; esta caída de presión se calcula tomando en cuenta las dimensiones del trazo de la línea, - esto es las longitudes rectas de tubo, así como todos - los accesorios, elementos y conexiones involucradas en la trayectoria del flujo.

9.1. PROCEDIMIENTO.

De este modo, de acuerdo al trazo de la línea y el procedimiento para calcular las pérdidas por fricción del capítulo (II), se tienen los datos siguientes:

- factor de fricción (f) = 0.02
- cantidad de flujo (w) = 579.24 Kg/hr.
- densidad (p) = 2.93 Kg/m³
- diámetro (d) = 0.078 m.
- la longitud de tramo recto es:
L = 15.667 m
- 5 codos de radio largo.

- 2 válvulas de compuerta
- medidor de flujo (bridas con placa de orificio).
- 1 tee recta
- 1 conexión de venteo.

De los datos obtenidos del trazo de la línea, las longitudes equivalentes para cada accesorio (tomada de la referencial), son las siguientes:

	(L/D) por unidad	(L/D) total
codos	20	5 (20) = 100
válvulas	13	2 (13) = 26
tee	60	60
conexión de venteo	20	<u>20</u>
	(por accesorios)	$(L/D)_{ac} = 206$

Medidor de flujo

(tomado como una estrangulación) $K = 0.22$

en donde $K = f (L/D)$

La (L/D) por parte de los tramos rectos de tubo es:

$$(L/D)_T = \frac{15.667}{0.078} = 200.86$$

Por lo tanto la suma de (L/D) es:

$$\begin{aligned}\sum(L/D) &= (L/D)_{ac} + (L/D)_T \\ &= 206 + 200.86 = \underline{406.86}\end{aligned}$$

Utilizando la expresión (2.2) del capítulo II, y considerando que $K = f(L/D)$ se tiene lo siguiente:

$$AP = 6.253 \times 10^{-3} \frac{W^2}{D^4 P} \left(f \sum \left(\frac{L}{D} \right) + K \right) \text{ (pas.)}$$

Sustituyendo valores en la expresión anterior, el cálculo es el siguiente:

$$AP = 6.253 \times 10^{-3} \frac{(579.24)^2}{(0.078)^4 (2.93)} \quad [0.02(406.86) + 0.22]$$

$$\therefore AP = \underline{1.6167 \times 10^3} \text{ Pa} \quad (0.2347 \#)$$

Por consiguiente la caída de presión, considerando que la presión de la línea es de $(447.18 \times 10^3 \text{ Pa})$ es:

$$\% \text{ pérdida de presión} = \frac{1.6167 \times 10^3}{447.18 \times 10^3} (100)$$

$$= \underline{0.3615 \% \text{ de caída de presión.}}$$

Comparado este valor con 0.5% de caída, la presión límite expuesto en el capítulo II, se concluye que la caída de presión es aceptable y por lo tanto, el diámetro de la tubería es el correcto.

CAPITULO X

ESTIMACION DE GASTOS

10.1 CONSIDERACION GENERAL.

Debido a la situación económica del país, así como a la creciente inestabilidad en los precios unitarios de los elementos que constituyen una tubería y a lo variable del costo de fabricación y montaje de la misma, es muy difícil hacer una valoración exacta del costo de una línea de vapor.

Razón por la que en este capítulo solamente se hará una estimación de gastos o estimación de la línea - con carácter orientativo, la que comprenderá los - precios unitarios de los principales elementos de - la tubería, así como una estimación de gastos de fa - bricación y montaje de la línea.

10.2 ESTIMACION DE GASTOS.

a). GASTOS POR CONCEPTO DE TUBO.

El precio unitario del tubo de 76.2 mm (3 pulg)

* Todos los precios están actualizados hasta mayo 1983

Por lo tanto, los gastos de accesorios son:

CODOS	5	(973.50) =	\$4,867.50
(T)	1	(2,705.40) =	\$2,705.00
GASTOS DE ACCESORIOS:			<u>\$7,572.90</u>

c). GASTOS POR CONCEPTO DE BRIDAS Y MEDIDOR DE FLUJO.

La cantidad de estos elementos es:

- 5 bridas de cuello soldable, de acero al carbón ASTM-A105, de 150 libras, 76.2 mm., de diámetro nominal, de peso standard.
- Se tiene una brida ciega del mismo material rango y diámetro.
- Se tiene un medidor de flujo, bridas con placa de orificio del mismo material, diámetro y peso, de 300 libras.

Los precios unitarios son los siguientes:

BRIDAS DE CUELLO SOLDABLE	\$ 1,684.65
BRIDAS CIEGAS	1,415.11
MEDIDOR DE FLUJO	18,782.40

El gasto por concepto de bridas y medidor de flujo es el siguiente:

BRIDAS DE CUELLO	5 (1,684.65) =	\$ 8,423.25
BRIDA CIEGA	1 (1,415.11) =	1,415.11
MEDIDOR DE FLUJO	1 (18,782.4) =	18,782.4
EL GASTO DE BRIDAS Y MEDIDOR ES:		<u>\$28,620.76</u>

d) GASTOS DE FABRICACION.

Los gastos de fabricación para acero al carbón - se estiman que son iguales a la suma de los gastos de tubo, accesorios y bridas.

Por lo tanto, los gastos de fabricación son los siguientes:

GASTOS DE TUBO	\$ 40,111.66
GASTOS DE ACCESORIOS	7,572.90
GASTOS DE BRIDAS Y MEDIDOR	<u>28,620.76</u>
GASTOS DE FABRICACION:	<u>\$ 76,305.32</u>

e) GASTOS DE MONTAJE.

Los gastos de montaje en acero al carbón se estiman que son el doble del gasto de fabricación

Por lo tanto, el gasto de montaje es el siguiente:

$$\text{GASTO DE MONTAJE} = 2(76,305.32) = \underline{\underline{\$ 152,610.64}}$$

f) GASTO POR CONCEPTO DE VALVULAS.

La cantidad de válvulas es la siguiente:

- Se tiene 2 válvulas de compuerta de 76.2 mm., (3 pulg), de diámetro nominal, de acero al carbón A216 WCB, de 150 libras con extremos bridados.
- Se tiene una trampa de vapor, termodinámica de disco de 12.7 mm (1/2 pulg), con accesorios.

Los precios unitarios son los siguientes:

VALVULAS DE COMPUERTA	\$ 43,276.20
(ARREGLO) TRAMPA	12,000.00

Por lo tanto, el gasto por concepto de válvulas es:

VALVULAS DE COMPUERTA	2(43,276.20)= \$82,552.40
TRAMPA DE VAPOR	1(12,000.00)= 12,000.00
GASTO DE VALVULAS ES:	<u>\$98,552.40</u>

g). GASTO TOTAL

El gasto total del sistema montado y entregado -
es la suma de los resultados de los siguientes -
incisos:

$$\text{GASTO TOTAL} = a+b+c+d+e+f$$

Sustituyendo se tiene lo siguiente:

a) GASTOS DE TUBO	\$ 40,111.66
b) GASTOS DE ACCESORIOS	7,572.90
c) GASTOS DE BRIDAS	28,620.76
d) GASTOS DE FABRICACION	76,305.32
e) GASTOS DE MONTAJE	152,610.34
f) GASTOS DE VALVULAS	98,552.40
<hr/>	
g) GASTO TOTAL:	<u>\$ 403,773.38</u>

XI. CONCLUSIONES

Los detalles del proceso de diseñar serán diferentes para cada problema que se emprenda, pero su espíritu, su unidad orgánica, son siempre los mismos.

Aunque algunos métodos de cálculo y selección mostrados -- pueden aplicar en el diseño de varios sistemas de tuberías solo se ha presentado una metodología que aplica al diseño de un sistema de tubería en particular.

En general el proceso de diseño de cualquier sistema de tubería, es de tipo iterativo y llevando con ello una gran cantidad de modificaciones en su desarrollo; por tanto, solo se mostró el método en un orden lógico de diseño, destacándose en el desarrollo del tema las dos etapas del diseño que son; el cálculo y la selección de los distintos elementos de la tubería y el diseño del trazo de la misma, asimismo, se presentó los métodos de comprobación y forma de estimar su costo.

El presente trabajo muestra la metodología práctica del diseño de un sistema de tubería en particular lo suficientemente completo, y a su vez, es una modesta búsqueda a ser considerado como una guía auxiliar en el diseño de tuberías, así como un complemento de las distintas publicaciones que se han

hecho al respecto, para todo aquel que se interese por el -
tema de diseño de tuberías y muy especialmente del diseño -
de los sistemas de tuberías conductoras de vapor.

XII APENDICE

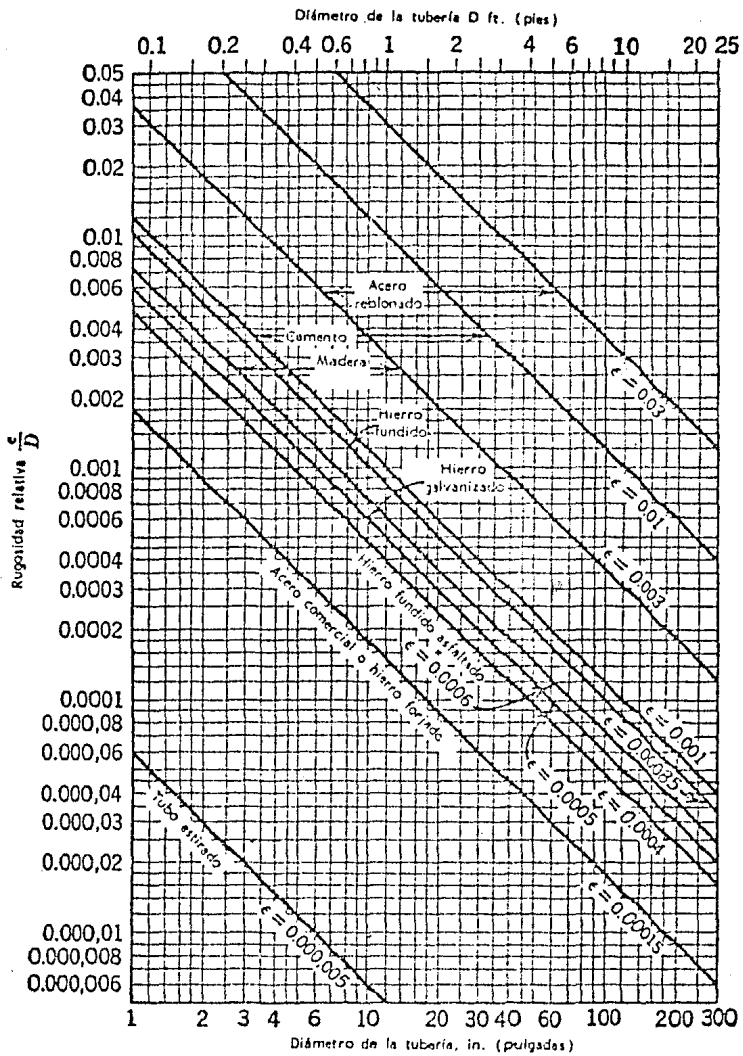
TABLA (1)

PROPERTIES OF PIPE

Pipe Size and Outside Diam.	Sch. No.	Nominal Wall	t	t	A _r	A _m	I _r	S _w	Factors k and i											
									Inside Diam. Inches	Wall Thickness Inches	Inside Area Inches ²	Metal Area Inches ²	Moment of Inertia Inches ⁴	Section Modulus Inches ³	Short Radius Elbow	Long Radius Elbow	Radius of Curvature Nominal Pipe Diameters			
																	3	4	5	6
1" 1.315"	40	Std.	1.049	0.133	0.564	0.194	0.0574	0.133	k	4.33 1.71	2.89 1.31	1.41 1.00	1.05 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00					
	80	XS	0.937	0.179	0.719	0.639	0.1056	0.161	k	...	1.95 1.02	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00					
	160	0.815	0.250	0.522	0.536	0.1252	0.190	k	...	1.21 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00				
		XNS	0.599	0.356	0.282	1.076	0.1405	0.214	k	...	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00					
1 1/8" 1.660"	40	Std.	1.380	0.140	1.496	0.699	0.1918	0.235	k	5.45 2.00	3.63 1.00	1.82 1.00	1.26 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00					
	80	XS	1.278	0.191	1.253	0.881	0.2118	0.291	k	...	2.49 1.18	1.24 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00					
	160	1.160	0.250	1.057	1.107	0.2839	0.342	k	...	1.75 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00				
		XNS	0.896	0.382	0.631	1.534	0.3111	0.411	k	...	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00					
1 1/2" 1.900"	40	Std.	1.610	0.145	2.036	0.799	0.3069	0.326	k	5.84 2.09	3.89 1.00	1.95 1.01	1.46 1.00	1.17 1.00	1.00 1.00					
	80	XS	1.500	0.200	1.767	1.028	0.3912	0.412	k	3.97 1.62	2.65 1.23	1.32 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00					
	160	1.338	0.281	1.406	1.429	0.4826	0.508	k	...	1.71 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00				
		XNS	1.100	0.400	0.950	1.885	0.5678	0.598	k	...	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00					
2" 2.375"	40	Std.	2.067	0.154	3.356	1.075	0.6657	0.561	k	6.61 2.27	4.40 1.23	2.20 1.09	1.67 1.00	1.32 1.00	1.10 1.00					
	80	XS	1.939	0.218	2.933	1.477	0.8679	0.731	k	4.40 1.73	2.94 1.32	1.47 1.00	1.10 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00					
	160	1.689	0.343	2.240	2.190	1.1626	0.979	k	...	1.66 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00				
		XNS	1.503	0.456	1.774	2.656	1.312	1.104	k	...	1.19 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00					
2 1/2" 2.875"	40	Std.	2.469	0.203	4.788	1.704	1.530	1.064	k	5.80 2.08	3.87 1.39	1.93 1.00	1.45 1.00	1.16 1.00	1.00 1.00					
	80	XS	2.323	0.276	4.238	2.254	1.925	1.339	k	4.01 1.67	2.69 1.25	1.35 1.00	1.01 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00					
	160	2.125	0.375	3.547	2.945	2.333	1.637	k	...	1.83 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00				
		XNS	1.771	0.552	2.464	4.028	2.872	1.988	k	...	1.05 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00					
3" 3.500"	40	Std.	3.058	0.216	7.393	2.228	3.017	1.721	k	6.86 2.43	4.57 1.78	2.29 1.12	1.71 1.00	1.37 1.00	1.11 1.00					
	80	XS	2.980	0.300	6.605	3.016	3.879	2.226	k	4.09 1.81	3.13 1.38	1.56 1.00	1.17 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00					
	160	2.626	0.437	5.416	4.205	5.033	2.876	k	...	1.97 1.01	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00				
		XNS	2.359	0.600	4.155	5.466	5.993	3.425	k	...	1.28 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00	1.00 1.00					
3 1/2" 4.000"	40	Std.	3.518	0.226	9.89	2.63	4.788	2.39	k	7.42 2.45	4.95 1.87	2.47 1.15	1.86 1.00	1.38 1.00	1.24 1.00					

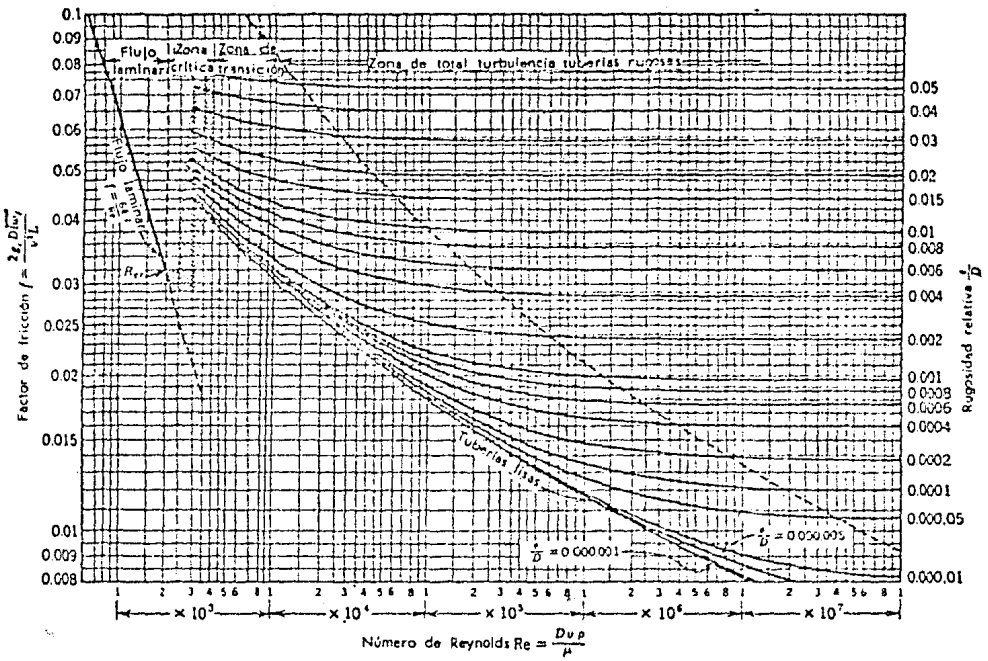
* Esta tabla fue tomada de la Referencia (8)

FIG. (1)



* La figura fue tomada de la referencia (7)

FIG. (2)



* La figura fue tomada de la referencia (7)

TABLA (2)

Gasket Factors (m) for Operating Conditions and Minimum Design Seating Stress (y)

Gasket Material		Gasket Factor <i>m</i>	Min. Design Seating Stress <i>y</i>	Sketches and Notes	Use Facing Sketch	Use Column
					Refer to Table UA-49.2	
Self-Energizing Types O Rings, Metallic, Elastomer other gasket types considered as self-sealing		0	0
Elastomers without fabric or a high percentage of asbestos fiber: Below 75 Shore Durometer 75 or higher Shore Durometer		0.50 1.00	0 200		(1a),(1b), (1c),(1d), (4),(5)	} I
Asbestos with a suitable binder for the operating conditions	1/4 thick	2.00	1600			
	1/8 thick	2.75	3700			
	1/2 thick	3.50	6500			
Elastomers with cotton fabric insertion		1.25	400			
Elastomers with asbestos fabric insertion, with or without wire reinforcement	3-ply	2.25	2200			
	2-ply	2.50	2900			
	1-ply	2.75	3700			
Vegetable fiber		1.75	1100			
Spiral-wound metal, asbestos filled	Carbon	2.50	10,000			
	Stainless or Monel	3.00	10,000			
Corrugated metal, asbestos inserted or Corrugated metal, jacketed asbestos filled	Soft aluminum	2.50	2900		(1a),(1b), (1c),(1d)	} I
	Soft copper or brass	2.75	3700			
	Iron or soft steel	3.00	4500			
	Monel or 4-6% chrome	3.25	5500			
	Stainless steels	3.50	6500			
Corrugated metal	Soft aluminum	2.75	3700		(1a),(1b), (1c),(1d)	} I
	Soft copper or brass	3.00	4500			
	Iron or soft steel	3.25	5500			
	Monel or 4-6% chrome	3.50	6500			
	Stainless steels	3.75	7600			
Flat metal jacketed asbestos filled	Soft aluminum	3.25	5500		(1a),(1b), (1c),(1d), (2)'	} I
	Soft copper or brass	3.50	6500			
	Iron or soft steel	3.75	7600			
	Monel	3.50	8000			
	4-6% chrome Stainless steels	3.75 3.75	9000 9000			
Grooved metal	Soft aluminum	3.25	5500		(1a),(1b), (1c),(1d), (2),(3)	} I
	Soft copper or brass	3.50	6500			
	Iron or soft steel	3.75	7600			
	Monel or 4-6% chrome	3.75	9000			
	Stainless steels	4.25	10100			
Solid flat metal	Soft aluminum	4.00	8800		(1a),(1b), (1c),(1d), (2),(3), (4),(5)	} I
	Soft copper or brass	4.75	13000			
	Iron or soft steel	5.50	18000			
	Monel or 4-6% chrome	6.00	21800			
	Stainless steels	6.50	26000			
Ring joint	Iron or soft steel	5.50	18000		(6)	} I
	Monel or 4-6% chrome	6.00	21800			
	Stainless steels	6.50	26000			

* La tabla fue tomada de la referencia (4)

TABLA (2.A)

Número de grupo de junta	Material de la junta	Factor de junta m	Mínima fatiga de asiento f (diseño) Y	Esquema	
I	Caucho sin trama o alto contenido en fibra de amianto Menor de 75 (durómetro Shore). Mayor de 75 (durómetro Shore).	0.50 1.00	0 2.00		
	Amianto, con un recubrimiento adecuado.	$\frac{1}{4}$ " } Espesor. $\frac{3}{16}$ " }	2.00 2.75	1600 3700	
	Caucho con trama de algodón.		1.25	400	
	Caucho con trama de algodón con o sin refuerzo de alambre.	3- 2- 1- } Capas.	2.25 2.50 2.75	2200 2900 3700	
	Fibra vegetal.		1.75	1100	
	Metálica arrollada en espiral rellena de amianto.	Acero al carbono, inoxidable o monel.	2.50 3.00	2900 4500	
	Metal ondulado, amianto insertado. Metal ondulado, relleno de amianto.	Aluminio, cobre o latón, hierro o acero dulce.	2.50 2.75 3.00	2900 3700 4500	
	Metal ondulado.	Aluminio, cobre o latón.	2.75 3.00	3700 4500	
IIa & IIb	Amianto con un recubrimiento adecuado.	$\frac{1}{2}$ " Espesor.	3.50	6500	
	Metal ondulado, amianto insertado. Metal ondulado, relleno de amianto.	Monel ó 4-6 % cromo. Acero inoxidable.	3.25 3.50	5500 6500	
	Metal ondulado	Hierro o acero dulce. Monel ó 4-6 % cromo. Acero inoxidable.	3.25 3.50 3.75	5500 6500 7600	
	Metal plano, relleno de amianto.	Aluminio.	3.25	5500	
		Cobre o latón.	3.50	6500	
		Hierro o acero dulce.	3.75	7600	
		Monel.	3.50	8000	
		4-6 % cromo. Acero inoxidable.	3.75 3.75	9000 9000	
Metal estriado.	Aluminio, cobre o latón.	3.25 3.50	5500 6500		
	Hierro o acero dulce.	3.75	7600		
	Monel ó 4-6 % cromo.	3.75	9000		
	Acero inoxidable.	4.25	10100		
IIIa & IIIb	Metal plano, maciza.	Aluminio.	4.00	8800	
		Cobre o latón.	4.75	13000	
		Hierro o acero dulce.	5.50	18000	
		Monel ó 4-6 % cromo	6.00	21800	
		Acero inoxidable	6.50	26000	

* La tabla fue tomada de la referencia (7)

TABLE (3)
EFFECTIVE GASKET WIDTH

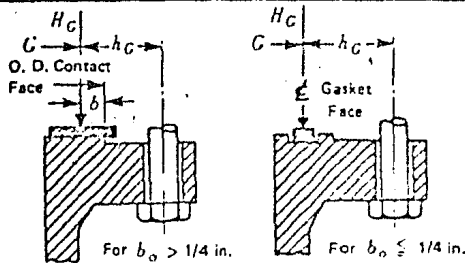
Facing Sketch (Exaggerated)	Basic Gasket Seating Width, b_0	
	Column I	Column II
(1a)		
(1a)'	$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$
(1c)		
(1d)'	$\frac{u' + T}{2} : \left(\frac{u' + N}{4} \max \right)$	$\frac{u' + T}{2} : \left(\frac{u' + N}{4} \max \right)$
(2)		
1/64 in. Nubbin	$\frac{u' + N}{4}$	$\frac{u' + 3N}{8}$
(3)		
1/64 in. Nubbin	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
(4)'	$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
(5)'	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
(6)	$\frac{w}{8}$	

Effective Gasket Seating Width, "b"

$$b = b_0, \text{ when } b_0 \leq \frac{1}{4} \text{ in.}$$

$$b = \frac{\sqrt{b_0}}{2}, \text{ when } b_0 > \frac{1}{4} \text{ in.}$$

Location of Gasket Load Reaction



NOTE: The gasket factors listed only apply to flanged joints in which the gasket is contained entirely within the inner edges of the bolt holes

NOTE:

(1) Where serrations do not exceed 1/64 in. depth and 1/32 in. width spacing, sketches (1b) and (1d) shall be used.

* Tomada de la referencia (4)

TABLA (4)
GRUPO 1 DE EMPAQUES

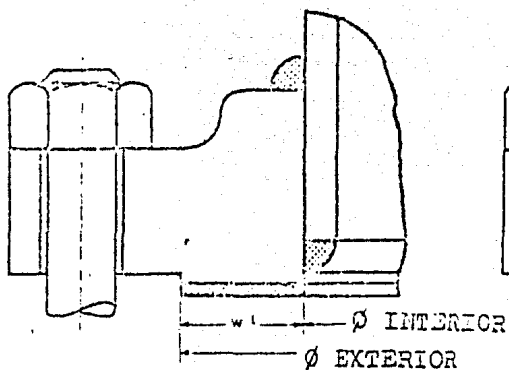


FIGURA 2³

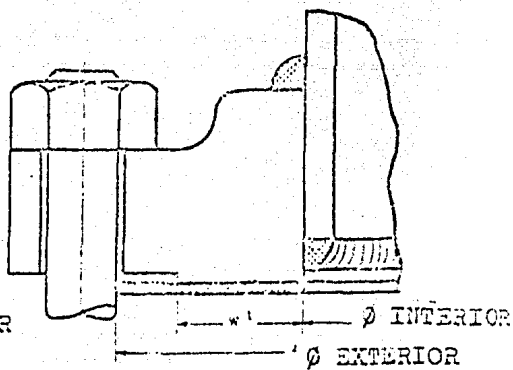


FIGURA 3³

Diámetro nominal	Anchura de contacto	FIGURA 2			FIGURA 3						
		Diámetro inferior	Diámetro exterior	Diámetro inferior	DIÁMETRO EXTERIOR						
					150	300	400	600	800	1500	2500
1/4	0.27	0.54	1.38	0.84	1.50	2.12	2.12	2.12	2.50	2.50	2.75
3/8	0.31	1.06	1.69	1.06	2.25	2.62	2.62	2.62	2.75	2.75	3.00
1/2	0.34	1.31	2.00	1.31	2.52	2.93	2.93	2.93	3.12	3.12	3.38
5/8	0.42	1.56	2.50	1.56	3.00	3.25	3.25	3.25	3.50	3.50	4.12
3/4	0.44	1.91	2.88	1.91	3.38	3.75	3.75	3.75	3.84	3.84	4.62
2	0.62	2.34	3.62	2.34	4.12	4.28	4.28	4.28	5.62	5.62	5.75
2 1/4	0.62	2.83	4.12	2.38	4.88	5.12	5.12	5.12	6.50	6.50	6.62
3	0.75	3.30	5.00	3.50	5.38	5.83	5.83	5.83	7.99	7.99	7.75
3 1/4	0.75	4.00	5.30	4.00	6.38	6.50	6.34	6.38	—	—	—
4	0.84	4.50	6.19	4.50	6.83	7.12	7.00	7.02	8.12	8.25	9.25
5	0.88	5.95	7.31	5.16	7.75	8.50	8.38	8.50	9.75	10.00	11.00
6	0.94	6.62	8.50	6.62	8.75	9.83	9.75	10.50	11.25	11.12	12.50
8	1.00	8.62	10.62	8.62	11.00	12.12	12.00	12.52	14.12	13.88	15.25
10	1.00	10.75	12.75	10.75	13.38	14.25	14.12	15.75	17.12	17.12	18.75
12	1.12	12.75	15.00	12.75	16.12	16.62	16.50	18.00	19.62	20.50	21.62
14	1.12	14.00	16.25	14.00	17.75	18.12	18.00	19.44	21.50	22.25	—
16	1.25	16.00	18.50	16.00	20.25	21.25	21.12	22.12	23.62	23.25	—
18	1.50	18.00	21.00	18.00	21.75	23.50	23.38	24.12	25.12	24.75	—
20	1.50	20.00	23.00	20.00	23.25	25.75	25.50	26.38	27.50	27.25	—
24	1.62	24.00	27.25	24.00	28.25	30.50	30.25	31.12	33.00	33.50	—

Todas las dimensiones son en pulgadas.

* La tabla fue tomada de la referencia (3)

THERMAL EXPANSION DATA

A = Mean Coefficient of Thermal Expansion $\times 10^6$ (In./In./F) in Going from 70 F to Indicated Temperature
 H = Linear Thermal Expansion (In./100 Ft)

Material	Coeffi- cient	Temperature Range -- 70 F to													
		70	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400
Carbon steel; Carbon-moly steel low- chromium steels (thru 3 1/2 Cr.)	A	...	0.38	0.60	0.82	1.02	1.23	1.44	1.65	1.84	2.07	2.32	2.58	2.84	3.10
	H	0	0.09	1.82	2.70	3.62	4.60	5.63	6.70	7.81	8.89	10.01	11.10	12.22	13.31
Intermediate alloy steels; 5 Cr. Mo. thru 9 Cr. Mo.	A	...	0.01	0.10	0.34	0.60	0.60	0.80	0.98	1.10	1.22	1.32	1.41	1.49	1.55
	H	0	0.91	1.71	2.50	3.35	4.21	5.14	6.10	7.07	8.06	9.05	10.00	11.06	12.05
Austenitic stainless steels	A	...	0.31	0.17	0.50	0.70	0.82	0.92	1.05	1.16	1.29	1.39	1.48	1.51	1.60
	H	0	1.40	2.61	3.80	5.01	6.21	7.50	8.80	10.12	11.48	12.81	14.20	15.56	16.92
Straight chromium stainless steels; 12 Cr, 17 Cr. and 27 Cr.	A	...	5.50	5.60	5.81	6.06	6.13	6.29	6.39	6.52	6.63	6.72	6.78	6.85	6.90
	H	0	0.86	1.56	2.30	3.08	3.90	4.73	5.60	6.49	7.40	8.31	9.20	10.11	11.01
25 Cr. - 20 Ni.	A	...	7.70	7.92	8.08	8.22	8.35	8.52	8.68	8.81	8.92	9.00	9.08	9.12	9.18
	H	0	1.21	2.18	3.20	4.21	5.33	6.41	7.60	8.78	9.95	11.12	12.31	13.46	14.65
Mand 67 Ni - 30 Cu.	A	...	7.81	8.02	8.20	8.40	8.58	8.78	8.96	9.10	9.31	9.52	9.70	9.88	10.04
	H	0	1.21	2.21	3.25	4.33	5.40	6.61	7.85	9.12	10.42	11.77	13.16	14.64	16.02
Mand 66 Ni - 29 Cu, Al.	A	...	7.48	7.68	7.90	8.09	8.30	8.50	8.70	8.80	9.10	9.30	9.50	9.70	9.89
	H	0	1.17	2.12	3.13	4.17	5.28	6.43	7.62	8.80	10.16	11.50	13.00	14.32	15.78
Aluminum	A	...	12.95	13.28	13.60	13.90	14.20								
	H	0	2.00	3.60	5.39	7.17	9.03								
Gray cast iron	A	...	5.75	5.03	6.10	6.28	6.47	6.65	6.83	7.00	7.19				
	H	0	0.90	1.64	2.32	3.21	4.11	5.04	5.98	6.95	8.02				
Bronze	A	...	10.03	10.12	10.23	10.32	10.41	10.52	10.62	10.73	10.80	10.90	11.00		
	H	0	1.50	2.70	4.05	5.33	6.64	7.95	9.30	10.68	12.05	13.47	14.92		
Brass	A	...	9.76	10.00	10.23	10.47	10.69	10.92	11.16	11.40	11.63	11.85	12.09		
	H	0	1.52	2.70	4.05	5.40	6.80	8.26	9.78	11.35	12.98	14.65	16.39		
Wrought iron	A	...	7.32	7.48	7.61	7.73	7.88	8.01	8.13	8.29	8.39				
	H	0	1.11	2.00	3.01	3.99	5.01	6.00	7.12	8.20	9.36				
Copper-Nickel (70-30)	A	...	8.51	8.71	8.90										
	H	0	1.33	2.40	3.52										

* La tabla fue tomada de la referencia (8)

TABLA (5)

TABLA (6)

EXPANSION FACTOR, c

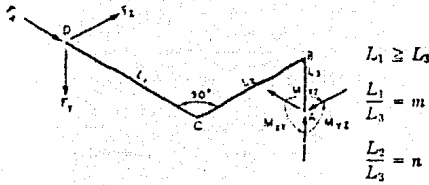
Temp. °F	Carbon Steel C ≤ .30%	Carbon Steel C > .30%	C-Moly & Low Cr-Moly Cr ≤ 3%	Cr-Moly 5% ≤ Cr Mo ≤ 9%	Austenitic Stainless Steel	Cr. Stainless Steels 12 Cr, 17Cr. & 27 Cr.	25 Cr.- 20 Ni	Wrought Iron
70	0	0	0	0	0	0	0	0
100	37	40	40	35	54	31	17	41
150	98	106	106	92	113	90	125	120
200	160	171	171	149	232	145	204	195
250	228	244	244	212	323	204	287	273
300	294	315	315	271	411	264	368	352
350	365	391	391	335	509	326	455	434
400	436	467	467	396	603	389	541	514
450	510	547	547	465	699	455	629	598
500	581	626	626	531	794	520	716	681
550	664	711	711	603	893	590	809	768
600	743	796	796	672	989	659	901	855
650	827	886	886	744	1089	730	995	940
700	900	974	974	815	1189	799	1088	1035
750	996	1068	1068	891	1292	874	1186	1125
775	1038	1113	1113	929	1344	909	1235	1171
800			1150	967	1395	946	1281	1216
825			1205	1005	1448	983	1335	
850			1256	1043	1500	1022	1384	
875			1303	1081	1552	1061	1435	
900			1351	1121	1605	1097	1484	
925			1398	1161	1659	1134	1533	
950			1445	1200	1713	1174	1585	
975			1492	1240	1766	1212	1631	
1000			1538	1278	1820	1250	1681	
1050			1630	1357	1928	1328	1781	
1100			1737	1435	2036	1404	1879	
1150				1511	2144	1480	1980	

$$\text{Expansion Factor } c = \frac{\text{Expansion in inches per 100 ft.} \times E_c}{1728 \times 100}$$

* La tabla fue tomada de la referencia (8)

TABLE (7)

THREE DIMENSIONAL 90° TURNS



$L_1 \geq L_3$
 $\frac{L_1}{L_3} = m$
 $\frac{L_2}{L_3} = n$

Bending Stress $s_B = k_b \cdot c \cdot \frac{D}{L_3}$ psi
 Torsional Stress $s_T = k_t \cdot c \cdot \frac{D}{L_3}$ psi

For Method of combining stresses see page 4

Reacting Force $F_x = k_x \cdot c \cdot \frac{I_P}{L_3}$ lb

Reacting Force $F_y = k_y \cdot c \cdot \frac{I_P}{L_3}$ lb
 Reacting Force $F_z = k_z \cdot c \cdot \frac{I_P}{L_3}$ lb
 Reacting Moment $M_{xy} = k_{xy} \cdot c \cdot \frac{I_P}{L_3}$ ft. lb.
 Reacting Moment $M_{xz} = k_{xz} \cdot c \cdot \frac{I_P}{L_3}$ ft. lb.
 Reacting Moment $M_{yz} = k_{yz} \cdot c \cdot \frac{I_P}{L_3}$ ft. lb.

I_P in inches⁴ L in feet D in inches

n	m = 1									m = 2								
	k_x	k_y	k_z	k_{xy}	k_{xz}	k_{yz}	k_x	k_y	k_z	k_{xy}	k_{xz}	k_{yz}	k_x	k_y	k_z	k_{xy}	k_{xz}	k_{yz}
0.25	30.24	0.95	8.56	8.56	3.2	4.9	0.31	1.37	41.40	2.09	10.0	2.75	1.11	6.9	0.60	0.74	0.25	
0.50	22.40	1.36	5.25	5.25	4.0	3.7	0.45	1.82	30.54	3.03	6.92	1.82	1.95	5.0	1.01	1.07	0.50	
0.75	19.62	1.66	3.78	3.78	4.4	2.5	0.55	2.13	22.14	3.33	4.78	1.29	2.00	3.5	1.10	1.11	0.75	
1	19.20	1.68	2.80	2.80	4.8	2.0	0.55	2.53	18.12	3.36	3.70	0.98	2.00	2.8	1.12	1.11	1	
2	26.7	1.11	1.20	1.10	6.4	0.9	0.37	4.10	13.50	0.42	1.27	0.43	2.06	1.0	0.60	1.30	2	
3	31.5	1.65	0.94	0.94	7.9	0.6	0.58	3.96	17.34	0.45	0.83	0.29	2.38	0.70	0.66	1.66	3	
4	43.4	1.98	0.74	0.74	9.5	0.64	0.65	7.2	21.0	0.39	0.65	0.21	2.72	0.56	0.65	2.01	4	
5	52.2	2.17	0.62	0.62	11.0	0.55	0.72	8.6	25.3	0.12	0.52	0.17	3.10	0.45	0.63	2.38	5	
6	61.0	2.31	0.53	0.53	12.6	0.48	0.77	10.2	29.1	0.51	0.41	0.14	3.43	0.39	0.68	2.76	6	
7	70.0	2.43	0.47	0.47	14.1	0.43	0.81	11.6	33.5	0.51	0.39	0.12	3.79	0.35	0.72	3.13	7	
8	79.2	2.70	0.42	0.42	15.7	0.39	0.91	13.2	37.6	0.63	0.35	0.11	4.16	0.32	0.73	3.50	8	
9	88.2	2.76	0.38	0.38	17.2	0.35	0.93	14.6	41.4	0.53	0.31	0.093	4.50	0.28	0.76	3.84	9	
10	97.0	2.81	0.35	0.35	18.8	0.33	0.95	16.1	45.5	0.60	0.29	0.085	4.81	0.27	0.80	4.20	10	
n	m = 3									m = 1								
	k_x	k_y	k_z	k_{xy}	k_{xz}	k_{yz}	k_x	k_y	k_z	k_{xy}	k_{xz}	k_{yz}	k_x	k_y	k_z	k_{xy}	k_{xz}	k_{yz}
0.25	56.7	3.3	12.8	1.78	1.04	9.5	1.10	0.59	72.3	5.0	16.6	1.37	0.84	12.0	1.7	0.40	0.25	
0.50	40.3	4.9	8.7	1.12	1.40	6.7	1.64	0.84	50.5	6.8	10.5	0.85	1.13	8.4	2.3	0.70	0.50	
0.75	28.7	5.0	6.1	0.77	1.54	4.7	1.68	0.96	32.6	6.7	6.65	0.52	1.12	5.4	2.2	0.72	0.75	
1	22.3	4.36	4.5	0.54	1.50	3.6	1.62	0.74	24.0	6.0	4.80	0.37	1.10	3.9	2.0	0.61	1	
2	9.3	0.15	1.4	0.22	1.10	1.1	1.00	0.71	8.0	3.6	1.48	0.13	0.50	1.3	1.2	0.51	2	
3	10.4	0.24	0.76	0.13	1.08	0.60	0.74	0.70	7.26	0.10	0.76	0.09	0.65	0.6	0.88	0.42	3	
4	12.0	0.11	0.50	0.072	1.14	0.44	0.69	0.82	7.98	0.09	0.17	0.035	0.61	0.4	0.66	0.45	4	
5	13.7	0.21	0.42	0.072	1.24	0.31	0.58	0.95	8.58	0.16	0.35	0.019	0.67	0.3	0.58	0.50	5	
6	15.6	0.22	0.33	0.057	1.33	0.30	0.57	1.06	9.78	0.12	0.27	0.032	0.70	0.24	0.51	0.51	6	
7	17.5	0.20	0.28	0.048	1.45	0.25	0.55	1.18	11.04	0.10	0.23	0.026	0.71	0.20	0.50	0.59	7	
8	19.5	0.21	0.25	0.044	1.57	0.22	0.56	1.29	12.12	0.15	0.20	0.023	0.80	0.18	0.48	0.65	8	
9	21.6	0.21	0.23	0.036	1.68	0.21	0.59	1.42	13.2	0.10	0.18	0.019	0.83	0.17	0.49	0.69	9	
10	23.6	0.21	0.21	0.032	1.80	0.19	0.61	1.55	14.3	0.10	0.16	0.017	0.88	0.15	0.49	0.75	10	

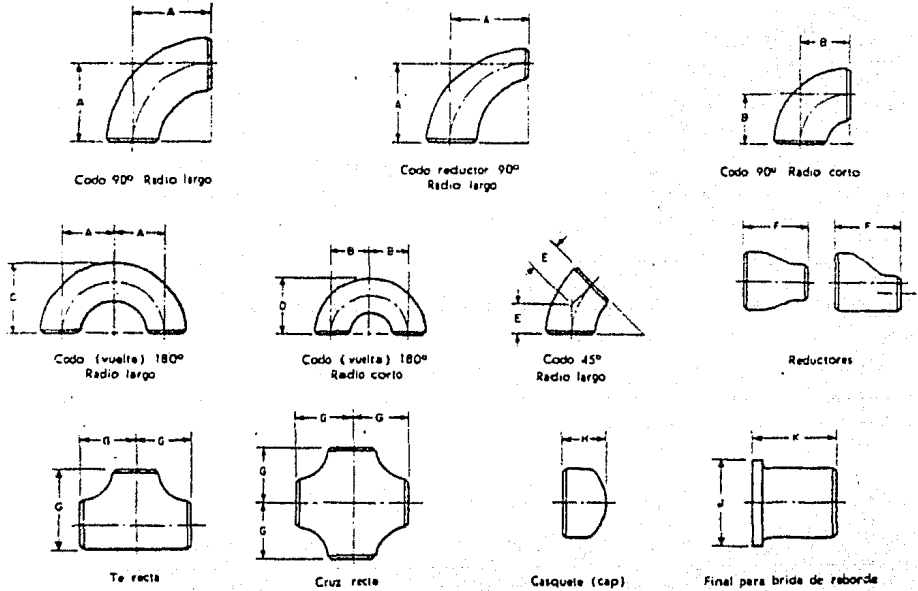
NOTE: Letters indicate location of maximum combined stress.

* La tabla fue tomada de la referencia (8)

TABLA (8)

DIMENSIONES DE ACCESORIOS DE ACERO (SOLDADOS)
(ASA B.169)

Todas las dimensiones son pulgadas



Tamaño nominal de tubería	A	B	C	D	E	F	G	H ⁽¹⁾	J	K
1	1½		2¾	1½	¾	2	1½	1½	2	4
1½	2¼		3¼	2½	1½	2½	2¼	1½	2½	4
2	3		4¾	3½	1¾	3	2½	1½	3½	6
3	4½		6¼	4½	2	3½	3¾	2	5	6
4	6		8¼	6½	2½	4	4½	2½	6½	6
6	9		12¾	9¾	3¼	5½	5¾	3½	8½	8
8	12		16¾	12¾	5	6	7	4	10½	8
10	15		20¾	15¾	6¼	7	8½	5	12¾	10
12	18		24¾	18¾	7½	8	10	6	15	10
14	21		28	21	8¾	13	11¼	6½	16¼	12
16	24		32	23	10	14	12¼	7	18½	12
18	27		36	25½	11¼	15	13¾	8	21	12
20	30		40	30¼	12½	20	15¼	9	23	12
24	36		48	34	15	20	17¼	10½	27¼	12

(1, 1) (tamaño nominal de tubería)
Igual al tamaño nominal de tubería

FIGURA 131
SIMBOLOGIA UTILIZADA



CONTROL DE NIVEL



CONTROL DE PRESION



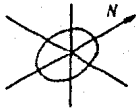
CONTROL DE TEMPERATURA



INDICADOR DE TEMPERATURA
AL TABLERO DE CONTROL



INDICADOR Y CONTROLADOR
DE FLUJO



NORTE CONSTRUCTIVO



ENTRADA O SALIDA
DE PLANTA

W - OESTE, COORDENADA

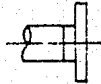
S - SUR, COORDENADA

• - LINEA DE CENTRO

EL - ELEVACION SOBRE EL NIVEL
DE PISO (100,000)



BRIDA DE CUELLO SOLDABLE



BOQUILLA DE EQUIPO



CODO DE 90° RADIO LARGO
SOLDABLES A TOPE



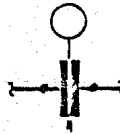
TEE RECTA SOLDABLE A TOPE



BRIDA CIEGA



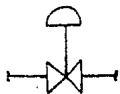
TRAMPA DE VAPOR



BRIDAS DE ORIFICIO



VALVULA DE COMPUERTA
BRIDADA



VALVULA DE CONTROL

XIII.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- 1°. AMERICAN NATIONAL STANDARD POWER PIPING
A.N.S.I. B. 31.1
EDITION 1980

- 2°. AMERICAN NATIONAL STANDARD CHEMICAL PLANT AN PETROLEUM
REFINERY PIPING.
A.N.S.I. B.31.3.
EDITION 1976.

- 3°. AMERICAN NATIONAL STANDARD STEEL PIPE
FLANGES AND FLANGED FITTINGS.
A.N.S.I. B.16.5.
EDITION 1980.

- 4°. AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERING
ASME SEC. VIII DIV. I, TOM.II.
APENDIX II. RULES FOR BOLTED FLANGE CONECTIONS.
EDITION 1977.

- 5°. AMERICAN NATIONAL STANDARDARD FACTORY .
MADE WROUGHT STEEL BUTT-WELDING FITTINGS.
A.N.S.I. B.16.9.
EDITION 1980.

- 6°. AMERICAN NATIONAL STANDARD NON-METALLIC GASKET FOR PIPE FLANGES
A.N.S.I. B.16.21
EDITION 1980
- 7°. DISENO DE TUBERIAS PARA PLANTAS DE PROCESO.
HOWARD F. RASE 1° VERSION ESPAÑOLA
EDITORIAL BUME.
- 8°. PIPING DESIGN AND ENGINEERING GRINELL
EDITION 1977.
- 9°. PROCESS PIPING DESIGN
RIP WEAYER VOLUMEN I Y II
GULF PUBLISHING COMPANY
HOUSTON, TEXAS. 1974
- 10°. THE PIPING GUIDE PART. I AND II.
DAVID R. SHERWOOD Y DENNIS S. WHISTANCE.
EDIT. SYEN TEK 1° EDIC.
- 11°. FLOW OF FLUIDS THROUGH VALVES FITTINGS AND PIPE
CRANE 1974
- 12°. CATALOGO DE VALVULAS NUMERO 60
CRANE. 1980

- 13°. "CATALOGO DE VALVULAS"
PACIFIC VALVES INC. 1977.
- 14°. PRUEBAS EN MATERIALES PARA VALVULAS
DATOS DE INGENIERIA
WALWOR 1977
- 15°. ARTICULO SOBRE AISLAMIENTO TERMICO.
HIDROCARBON PROCESSING
JULY 1982.
- 16°. APUNTES SOBRE AISLAMIENTO TERMICO PARA EQUIPO
Y TUBERIA
VITROFIBRAS, S.A.
- 17°. PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.
DONALD Q. KERN.
EDIT. C.E.C.S.A. MEXICO.
- 18°. PRINCIPIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.
FRANK KREITH
EDIT. HERRERO, MEXICO.
- 19°. MANUAL DE AISLACION TERMICA
ING. A. ERNITZ.
EDIT. ALSINA, BUENOS AIRES, 1975

- 20°. INGENIERIA ECONOMICA
GEORGE A. TAYLOR
EDIT. LIMUSA, MEXICO 1980.
- 21°. "SELECCION DE TRAMPAS".
OF THE AMSTRONG STEAM TRAP BOOK
1970
- 22°. CAPACIDADES DE TRAMPAS TERMODINAMICAS
BOLETIN No. 257
TRAMPAS SARCO
- 23°. TRAMPAS DE VAPOR MISCO.
CATALOGO No. T-1
- 24°. INSTRUCTIVO DE INSTALACION, OPERACION
Y MANTENIMIENTO PARA TRAMPAS.
MISCO, S.A. 1978
- 25°. INVESTIGACION ACERCA DEL CONSUMO DE VAPOR
DE VARIAS TRAMPAS PARA VAPOR.
HAMP INDUSTRIAL STATE
OLID TA UNTON ROAD, BROGWATER, SOMERSET
ESPIRAX SARCO, 1978.