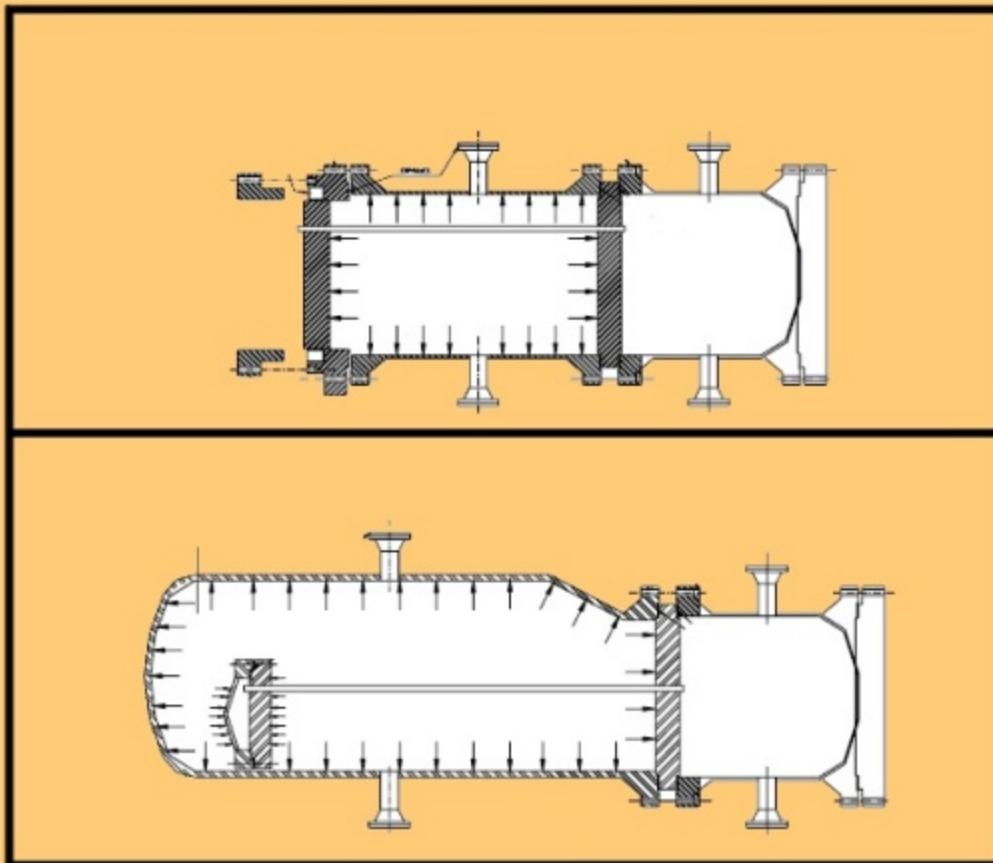


Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares



INGLESIA



Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

Contenido

Capítulo I

Nomenclatura y terminología

- I.1. Códigos empleados*
- I.2. Aspectos generales*
- I.3. Nomenclatura e identificación de cambiadores de calor*
- I.4. Elementos constitutivos de cambiadores de calor*

Capítulo II

Materiales de construcción

- II.1. Formas de suministro*
- II.2. Aspectos generales de la corrosión*
- II.3. Factores que intervienen para una adecuada selección de materiales*
- II.4. Recomendaciones generales*

Capítulo III

Diseño mecánico de los elementos constitutivos

- III.1. Mampara de choque*
- III.2. Plantilla de barrenado*
- III.3. Cabezal flotante*
- III.4. Corazas*
- III.5. Domos y cinturones de distribución*
- III.6. Boquillas*
- III.7. Elementos de refuerzo para instalación de boquillas*
- III.8. Bridas integrales*
- III.9. Tapas*
- III.10. Espejos*
- III.11. Anillo de prueba*
- III.12. Soportes del equipo*
- III.13. Dimensionamiento*



Capítulo IV

Fabricación

IV.1. Capacidad y/o recursos de fabricación

IV.2. Inventario de materiales

IV.3. Doblado de tubos

IV.4. Preparación

IV.5. Rolado en frío y rolado en caliente

IV.6. Maquinados

IV.7. Ensamblajes de accesorios

IV.8. Soldadura

IV.9. Esmerilado

IV.10. Tratamientos térmicos

IV.11. Ensamble

IV.12. Inspección

Capítulo V

Mantenimiento y reparación

V.1. Aspectos generales

V.2. Recomendaciones para instalación, operación y mantenimiento de cambiadores de calores



Índice

Capítulo I

Nomenclatura y terminología

I.1. Códigos empleados

I.1.1. Código Asme

I.1.2. Normas tema. (Standard of tubular exchangers manufactures association)

I.2. Aspectos generales

I.3. Nomenclatura e identificación de cambiadores de calor

I.4. Elementos constitutivos de cambiadores de calor

Capítulo II

Materiales de construcción

II.1. Formas de suministro

II.2. Aspectos generales de la corrosión

II.2.1. Formas de corrosión

II.2.1.1. Corrosión uniforme

II.2.1.2. Corrosión galvánica

II.2.1.3. Corrosión por erosión

II.2.1.4. Corrosión por picadura

II.2.1.5. Corrosión de fractura por tensión

II.3. Factores que intervienen para una adecuada selección de materiales

II.3.1. Lista de requisitos

II.3.2. Factores adicionales para la selección de los materiales

II.3.3. Selección del material

II.4. Recomendaciones generales

II.4.1. Recomendaciones para los elementos principales de los cambiadores de calor

Capítulo III

Diseño mecánico de los elementos constitutivos

III.1. Mampara de choque

III.1.1. Literales utilizadas en este capítulo

III.1.2. Criterios para el empleo de mampara de choque

III.1.3. Procedimientos de cálculo y selección del diámetro de boquilla

III.1.4. Dimensionamiento y localización de la mampara de choque

III.2. Plantilla de barrenado



- III.2.1. Datos requeridos para el diseño
 - III.2.1.1. Tipos de cabezal
 - III.2.1.2. Arreglo de tubos
 - III.2.1.3. Números de pasos por los tubos
 - III.2.1.4. Tipos de flujo en la coraza
- III.2.2. Datos finales que deberá incluir la plantilla de barrenado
 - III.2.2.1. Trazo de la plantilla de barrenado
 - III.2.2.2. Mamparas transversales
 - III.2.2.3. Varilla tensoras
 - III.2.2.4. Fajas de sello
 - III.2.2.5. Tornillos de ojo
- III.3. Cabezal flotante*
 - III.3.1. Geometría del casquete
 - III.3.2. Espesor del casquete esférico
 - III.3.3. Bridas del cabezal flotante
 - III.3.4. Contrabrida dividida del cabezal flotante
- III.4. Corazas*
 - III.4.1. Coraza sometida a presión interna (UG-27)
 - III.4.2. Coraza sometida a presión externa (UG-28)
 - III.4.3. Espesores mínimos de "tema"
- III.5. Domos y cinturones de distribución*
 - III.5.1. Domos y distribuciones de vapor
 - III.5.2. Cinturones de distribución de vapor
 - III.5.3. Cálculo de espesores en cinturones y domos de vapor (Apéndice 9)
- III.6. Boquillas*
 - III.6.1. Conexiones
 - III.6.2. Dimensionado de boquillas
- III.7. Elementos de refuerzo para instalación de boquillas*
- III.8. Bridas integrales*
- III.9. Tapas*
 - III.9.1. Tapas toriesféricas ASME
 - III.9.2. Tapas semielípticas
 - III.9.3. Tapas 80:16
 - III.9.4. Espesores mínimos "TEMA"
 - III.9.5. Tapas planas
 - III.9.5.1. Cálculo del espesor de la tapa plana según TEMA
 - III.9.5.2. Cálculo del espesor de la tapa plana según Código ASME
- III.10. Espejos*
 - III.10.1. Diseño de espejos
 - III.10.1.1. Espejos empacados, flotantes y estacionarios
 - III.10.1.1.1. Espesor efectivo de espejos
 - III.10.1.1.2. Recubrimiento aplicado en espejos (forro)
 - III.10.1.1.3. Espejos con recubrimientos integrados



- III.10.1.1.4. Espesor mínimo de espejos con uniones de tubos rolados
- III.10.1.1.5. Cálculo por flexión
- III.10.1.1.6. Cálculo por cortante
- III.10.1.1.7. Presión de flexión efectiva de diseño para cambiadores con cabezal flotante con empacado exterior
- III.10.1.1.8. Presión de cortante efectiva de diseño
- III.10.1.1.9. Espejo flotante empacado con anillo opresor (tipo M)
- III.10.1.2. Espejos fijos
 - III.10.1.2.1. Presión de expansión diferencial equivalente
 - III.10.1.2.2. Presión equivalente de pernos
 - III.10.1.2.3. Presión efectiva de diseño lado coraza
 - III.10.1.2.4. Presión efectiva de diseño lado tubos
 - III.10.1.2.5. Presión de diseño diferencial efectiva
 - III.10.1.2.6. Esfuerzos longitudinales en la coraza y los tubos
 - III.10.1.2.7. Problemas y soluciones de posibles
- III.10.2. Tubos en agujeros ranurados
- III.10.3. Longitud de expansión
- III.10.4. Espejos
- III.10.5. Recubrimiento
- III.11. Anillo de prueba*
- III.12. Soportes del equipo*
- III.13. Dimensionamiento*
 - III.13.1. Factores que intervienen en el dimensionamiento
 - III.13.1.1. De construcción
 - III.13.1.2. De operación
 - III.13.1.3. De mantenimiento

Capítulo IV

Fabricación

- IV.1. Capacidad y/o recursos de fabricación*
- IV.2. Inventario de materiales*
- IV.3. Doblado de tubos*
- IV.4. Preparación*
- IV.5. Rolado en frío y rolado en caliente*
- IV.6. Maquinados*
- IV.7. Ensamblajes de accesorios*
- IV.8. Soldadura*
- IV.9. Esmerilado*
- IV.10. Tratamientos térmicos*
- IV.11. Ensamble*



IV.12. Inspección

Capítulo V

Mantenimiento y reparación

V.1. Aspectos generales

V.2. Recomendaciones para instalación, operación y mantenimiento de cambiadores de calores

V.2.1. Instalación de cambiadores de calor

V.2.2. Operaciones de cambiadores de calor

V.2.3. Mantenimiento de cambiadores de calor



Conceptos

Cambiador de calor

Es un equipo de proceso en el que circulan generalmente dos fluidos en condiciones de temperatura diferentes, uno por el lado tubos y el otro por el lado coraza, con el fin de intercambiar calor a través de las paredes metálicas de los tubos de transferencia, sin que ocurra un contacto directo entre ellos.

Lado tubos

Llamamos así a los conductos por donde circula el fluido que pasa por el interior de los tubos de transferencia.

Lado coraza o lado envolvente

Se llama así al conducto por donde circula el fluido que baña a los tubos de transferencia.

Presión de operación (P_o)

También conocida como presión de trabajo. Se define como la presión manométrica a la cual está sometido un equipo en condiciones normales de operación. Debemos tener presente que en el caso de los cambiadores de calor, se manejan dos presiones de operación, una por el lado de tubos y la otra por el lado de la coraza.

Presión de diseño (P_D)

Se define como la presión que será utilizada en el diseño del cambiador de calor. Para servicios a "vacío" se debe especificar una presión externa de diseño de $15 \text{ Lb} / \text{pu l g}^2$ (vacío total). Para una presión de operación arriba de la atmosférica, la presión de diseño será:

$$P_d = P_o + 30 \text{ Lb} / \text{pu l g}^2 \quad \text{si } P_o \leq 300 \text{ Lb} / \text{pu l g}^2$$

ó

$$P_d = 1,1 P_o \quad \text{si } P_o > 300 \text{ Lb} / \text{pu l g}^2$$

Resulta importante mencionar que al hablar de presiones, temperaturas, materiales, etc., en cambiadores de calor, debemos siempre especificar si se trata del lado de los tubos o del lado de la coraza, ya que generalmente las condiciones de operación y consecuentemente las de diseño, son diferentes en un lado y en el otro.

Presiones de prueba (P_p)

Normalmente conocida como presión hidrostática de prueba, la cual es llevada a cabo una vez que ha sido fabricado el cambiador de calor, fundamentalmente consiste en el llenado del equipo con agua, al mismo tiempo



que se le somete a presión, su valor se cuantificará por medio de la siguiente ecuación:

$$Pp = 1.5Pd(Sta / Std)$$

Donde:

Sta = Esfuerzo a la tensión del material a la temperatura ambiente

Std = Esfuerzo a la tensión del material a la temperatura de diseño

Presión de trabajo máxima permisible

Es la presión máxima a la que se puede someter un cambiador de calor en condiciones de operación, la evaluación de esta presión, será de mayor utilidad cuando el equipo se encuentre en las siguientes condiciones:

- a) En condiciones corroídas
- b) Bajo los efectos de la temperatura de diseño
- c) En posición normal de operación

Temperatura de operación (T_o)

Es el valor normal de temperatura en las condiciones de operación del proceso, a la cual el cambiador de calor será expuesto.

Temperatura de diseño (T_D)

Se define como la temperatura que será utilizada en el diseño del cambiador de calor, esta temperatura se selecciona como sigue:

Para fluidos que operan con una temperatura superior a 32 F (0 C), la temperatura de diseño será la que resulte mayor de las siguientes:

$$T_D \left\{ \begin{array}{l} 1.1T_o \\ T_o + 25^\circ F \\ 150^\circ F \end{array} \right.$$

Para fluidos que operan a una temperatura de 32 F (0 C) o inferior, se deberá especificar simultáneamente la temperatura mínima y la máxima anticipada, siendo esta última no menor a 150 F (65.5 C) para el lado de la coraza con el objeto de considerar la circulación de aire caliente durante la operación de secado, posterior a la prueba hidrostática.

Esfuerzo de diseño a la tensión (S)

Es el valor máximo al que puede someterse un material que forma parte de un cambiador de calor en condiciones normales de operación. Su valor está basado de secado 25% del esfuerzo último a la tensión del material en cuestión.



Eficiencia de las soldaduras(E)

Se define como el grado de confiabilidad de las juntas soldadas en relación al grado de inspección y se establece como un porcentaje según se define a continuación para el caso de soldadura a tope con penetración completa.

	RADIOGRAFIADA AL 100%	RADIOGRAFIADA POR PUNTOS	SIN RADIOGRAFIAR
VALORES DE "E"	1.00	0.85	0.7



CAPÍTULO I

NOMENCLATURA Y TERMINOLOGÍA

I.1. CODIGOS EMPLEADOS

El diseño mecánico de recipientes a presión, como el de la gran mayoría de los equipos para procesos industriales, se encuentran regidos por diferentes normas y códigos. Para el caso de los cambiadores de calor tubo y coraza, que es el tema del que nos ocuparemos, el código más empleado es el ASME Boiler and Pressure Vessels Code (Código para Calderas y Recipientes a Presión de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos).

La aplicación de dicho código, requiere de un amplio criterio para la interpretación correcta del mismo en el diseño. Asimismo existen las normas "TEMA" (Standard of Tubular Exchangers Manufactures Association) cuya finalidad es regular los criterios de diseño y fabricación de los equipos que nos ocupan.

I.1.1. CODIGO ASME

El código ASME es un conjunto de normas, especificaciones, fórmulas de diseño y criterios basados en muchos años de experiencia, todo esto aplicado al diseño, fabricación, instalación, inspección, y certificación de recipientes sujetos a presión.

Fue creado en los Estados Unidos de Norteamérica en el año de 1907, por iniciativa de varias compañías de seguros con el fin de reducir pérdidas y siniestros. El comité que lo forma está constituido por ingenieros de todas las especialidades y de todos los sectores, con el fin de mantenerlo siempre actualizado.

El código ASME se encuentra dividido en las siguientes secciones:

SECCION I Calderas de Potencia.

SECCION II Especificación de Materiales.

SECCION III Recipientes para Plantas Nucleares.

SECCION IV Calderas de Calentamiento.

SECCION V Pruebas No Destructivas.

SECCION VI Cuidado y Mantenimiento de Calderas de Calentamiento.

SECCION VII Cuidado y Mantenimiento de Calderas de Potencia.



SECCION VIII Recipientes a Presión (Div. 1 y Div. 2).
SECCION IX Procedimientos para Calificar Soldaduras.

SECCION X Recipientes a Presión de Fibra de Vidrio con Plástico.

SECCION XI Reglas para Inspección de Sistemas de Enfriamiento de Reactores Nucleares.

Siendo SECCION VIII la que rige los equipos que trataremos en este trabajo, la describiremos brevemente.

La SECCION VIII se encuentra constituida por la DIVISIÓN 1 Y LA DIVISIÓN 2.

DIVISIÓN 1

Esta a su vez está dividida en tres subsecciones: La subsección "A" que cubre los requisitos generales para todos los recipientes sujetos a presión, la subsección "B", que cubre los requisitos específicos para los diferentes métodos utilizados en la fabricación de dichos recipientes y la subsección "C", que cubre los requisitos específicos para los materiales empleados en la fabricación.

En sí, la DIVISIÓN 1 es un compendio de normas de diseño para las partes constitutivas de los recipientes sometidos a presión, las cuales están basadas en la teoría de membrana. Las fórmulas mandatorias que determinan los espesores en todas las partes sujetas a presión, obedecen a los esfuerzos directos permisibles, basados en $1/4$ de Ft (Esfuerzo último a la tensión).

Los criterios anteriores, se contemplan para equipos, cuya presión no exceda $3,000 \text{ Lb/pulg}^2$.

DIVISIÓN 2

Esta división cubre solamente a los recipientes que son instalados en una localización determinada y para un servicio específico, donde exista un estricto control de los materiales, operación, construcción y mantenimiento. En relación a la División 1, ésta es más restrictiva en la selección de los materiales y aunque el valor de la intensidad de los esfuerzos permisibles, se basa en $1/3$ de Ft, exige una evaluación de esfuerzos en todos los elementos que constituyen el equipo, siendo aplicable esta División para aquellos cuya presión es $3,000 \text{ Lb/pulg}^2$ o mayor.



I.1.2. NORMAS TEMA. (STANDARD OF TUBULAR EXCHANGERS MANUFACTURERS ASSOCIATION)

ORIGEN.- Las causas que motivaron la realización de estos estándares esencialmente fueron, asociar a los fabricantes de cambiadores de calor en los Estados Unidos de Norteamérica, con la finalidad de unificar sus criterios en la solución de los problemas presentados por los usuarios de equipos que constantemente reclamaban por la calidad y tolerancias proporcionadas en el diseño y fabricación de los mismos.

CONTENIDO GENERAL

Estas normas se han dividido en las partes siguientes:

- * Nomenclatura
- * Tolerancias de Fabricación
- * Fabricación en General, Información Necesaria
- * Instalación, Operación y Mantenimiento
- * Normas Mecánicas "TEMA" CLASE R"
- * Normas Mecánicas "TEMA" CLASE C"
- * Normas Mecánicas "TEMA" CLASE B"
- * Especificación de Materiales
- * Normas Térmicas
- * Propiedades Físicas de Fluidos
- * Información General
- * Prácticas Recomendadas

Con respecto a las Normas Mecánicas, es importante señalar que las diferentes CLASES se desarrollan con las mismas partes; sin embargo, su diferencia radica principalmente en factores de diseño para cada una de ellas. Por otra parte conviene indicar que siempre se deberá especificar la categoría (CLASE), que desea emplearse de estas normas. Por ejemplo TEMA "R", TEMA "B" o TEMA "C", pero nunca especificar solamente TEMA, ya que carecería de sentido.



La CLASE "R", es parte de las normas donde los requisitos de diseño, fabricación y materiales son los más estrictos.

Esta CLASE se especifica generalmente para condiciones severas de operación y procesos de petróleo.

La CLASE "C", se especifica para procesos y aplicaciones generales, siendo los requisitos menos estrictos que para el caso anterior. Esto último se aplica también para la CLASE "B" con la única diferencia que los equipos clasificados para esta categoría generalmente se encuentran en procesos químicos.

1.2. ASPECTOS GENERALES

El equipo de transferencia de calor se define tomando en consideración la función que desempeña dentro de una planta industrial. El cambiador de calor tiene como función principal, como su nombre lo indica, intercambiar calor entre dos o más corrientes en un proceso determinado. Como parte integrante de una planta de proceso industrial, su función es determinante en todas las etapas.

El cambiador de calor se clasifica principalmente bajo dos consideraciones; por su funcionamiento térmico y por su tipo de construcción.

Por su funcionamiento térmico, se clasifica de la siguiente manera:

Evaporadores

Rehervidores

Calentadores

Pre calentadores

Condensadores

Enfriadores

Postenfriadores

Reactores, Etc.

Por su tipo de construcción, se identifican como sigue:

- Cambiadores de tubo y coraza o envolvente



- Cambiadores de tubos concéntricos
- Cambiadores de Multitubos
- Cambiadores enfriados por aire
- Cambiadores de placas, etc.

Para efectos de este curso, estudiaremos el tipo de mayor difusión y uso en nuestra Industria Petrolera, el de tubos y coraza. Este, con su amplio rango de servicio y su alta resistencia a diversas condiciones de operación, ha propiciado el desarrollo de una tecnología bastante amplia para este tipo de construcción.

Con el objeto de visualizar más a fondo este tipo de construcción, haremos una clasificación menos generalizada, en la cual tomaremos en consideración las ventajas y desventajas que cada uno presenta para determinados servicios.

Cambiador de Calor Tipo Espejos-Fijos

Ventajas: Construcción económica y un mínimo de juntas empacadas, reduciendo con esto las posibilidades de fuga.

Desventajas: La coraza y el exterior de los tubos del haz, no pueden ser limpiadores por medios mecánicos, ni ser inspeccionados físicamente. Problemas estructurales originados por la expansión diferencial entre la coraza y el haz de tubos para gradientes de temperatura considerables.

Cambiador de Calor de Tubos En "U"

Ventajas: Maneja fluidos de alta presión y temperatura lado tubos, absorbe libremente las expansiones térmicas y su costo es relativamente bajo.

Desventajas: Dificultad para limpiar mecánicamente el interior de los tubos y limitación en el número de pasos (lado tubos).

Cambiadores de Calor de Cabezal Flotante

Ventajas: Amplias facilidades de inspección, mantenimiento y reparación, elimina problemas de expansión diferencial por efectos térmicos entre tubos y coraza mediante el libre desplazamiento del cabezal flotante.

Desventajas: Mayor costo de fabricación que en los casos anteriores y un número considerable de juntas empacadas que lo hacen poco recomendable para el manejo de fluidos tóxicos o peligrosos.



1.3. NOMENCLATURA E IDENTIFICACIÓN DE CAMBIADORES DE CALOR

La nomenclatura utilizada por "TEMA", adopta tres literales que representan:

La primera, el tipo de cabezal de distribución o entrada, la segunda, el tipo de coraza y la tercera, el tipo de cabezal de retorno. Ver Fig. I.1.

Así por ejemplo, un cambiador de calor del tipo "AES", estará constituido por un cabezal de distribución "A", una coraza "E" y un cabezal de retorno "S". El tamaño de un cambiador de calor se indica por dos números: el primero representa el diámetro interior de la coraza y el segundo la longitud recta de los tubos de transferencia.

1.4. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE UN CAMBIADOR DE CALOR

El nombre que recibe cada uno de los elementos que constituye un cambiador de calor de tubos y coraza, se proporciona en las Figs. I.2. y I.3., de los cuales se describirán los de mayor importancia.

CORAZA

Es un cuerpo cilíndrico construido de una sola pieza que puede ser un tubo sin costura o una placa rolada que contendrá en su interior el haz de tubos y a través de los cuales circula el fluido que baña el exterior de los tubos de dicho haz.

HAZ DE TUBOS

Es el elemento formado por los tubos de transferencia, situado en el interior de la coraza y orientado paralelamente a ella.

Consta también de mamparas, cuya función además de soportar los tubos, es crear turbulencias y dirigir el fluido que circula por el exterior de los tubos mismos.

ESPEJOS

El haz de tubos remata sus extremos en placas perforadas llamadas espejos, que sirven por una parte como elemento divisores entre el flujo del lado coraza y el flujo del lado tubos y por otra parte como elementos de sujeción de los tubos; estos cruzan el espejo a través de sus perforaciones y sellan expansionados contra los espejos o mediante una soldadura perimetral en los extremos de los tubos para unirlos a los espejos permanentemente.



TUBOS DE TRANSFERENCIA

Son tubos de longitud normalizada por "TEMA", cuyo diámetro nominal corresponde a su diámetro exterior y su espesor varía según el calibrador Birmingham, que en la práctica se conoce como BWG del tubo.

CABEZAL DE DISTRIBUCIÓN

Elemento similar a la coraza, cuya función es recibir el fluido que ha de circular por el interior de los tubos, distribuirlo y recolectarlo para mandarlo fuera de el.

CABEZAL FLOTANTE

Está constituido por una tapa que se fija al espejo flotante por medio de pernos y un anillo dividido, teniendo como función retornar el fluido que circula por el interior de los tubos hacia el cabezal de distribución o bien mandar el fluido fuera del cambiador cuando este cuenta con un solo paso lado tubos.



Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares



SELECCION DE MATERIALES PARA FLUIDOS NO CORROSIVOS

NORMAS

FIGURA No. 11.6

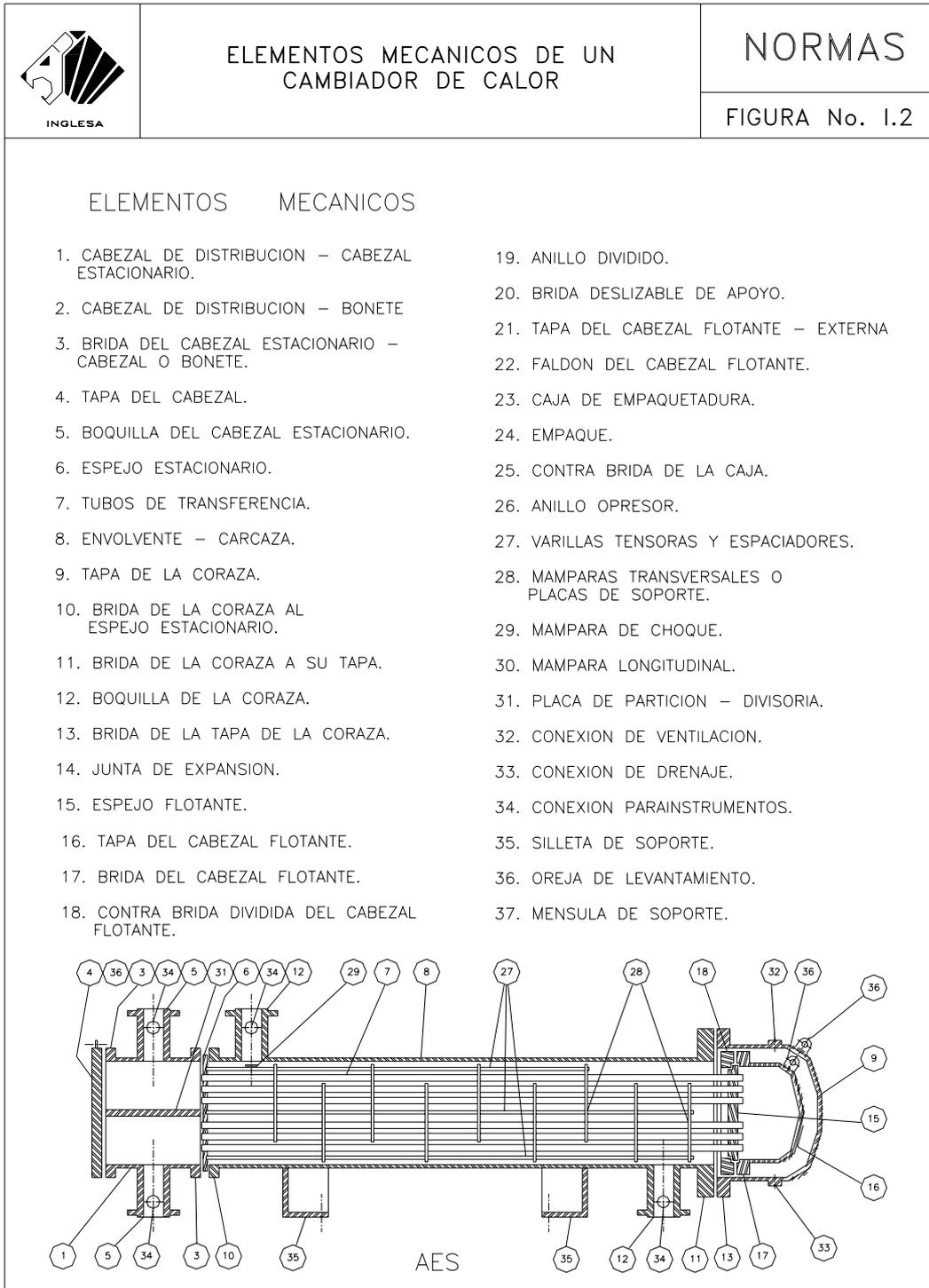
TABLA: MANEJO DE FLUIDOS NO CORROSIVOS

DESCRIPCION	TEMPERATURA °C								
	BAJA			INTERMEDIA			ELEVADA		
	-100 A -61	-60 A -46	-45 A -31	-30 A -16	-15 A 16	16 A 412	413 A 454	455 A 565	566 A 620
CORAZA (2)	SA-203 E Ó D	SA-203 A Ó B	SA-516-70(5)	SA-516-70(6)	SA-516-70(6)	SA-516-70(3) (7)	SA-204-B SA-204-C	SA-387 11 CL 2	SA-204-304L
TUBOS DE TRANSFERENCIA	SA-334-3	SA-334-7	SA-210-C	SA-210-C	SA-210-C	SA-179 (1)	SA-209 T1	SA-199 T11	SA-213-TP 304
ESPEJO (4) PLACA FORJA	SA-203 E Ó D SA-350 LF 3	SA-203 A Ó B SA-350 LF 3	SA-516-70(5) SA-350 LF 2	SA-516-70(6) SA-350 LF 2	SA-516-70(6) SA-350 LF 2	SA-515-70 SA-105	SA-204 B Ó C SA-102 F1 Ó F2	SA-387 11 CL 2 SA-182 F 11	SA-182 F-304-H
TAPA DE LA CORAZA	SA-203 E Ó D	SA-203 A Ó B	SA-516-70(5)	SA-516-70(6)	SA-516-70(6)	SA-515-70(7)	SA-204 B Ó C	SA-387 11 CL 2	SA-204-304
CABEZAL (2)	SA-203 E Ó D	SA-203 A Ó B	SA-516-70(5)	SA-516-70(6)	SA-516-70(6)	SA-515-70(7)	SA-204 B Ó C	SA-387 11 CL 2	SA-204-304
TAPA CABEZAL (4) PLACA FORJA	SA-203 E Ó D	SA-203 A Ó B	SA-516-70(5)	SA-516-70(6) SA-350 LF 2	SA-516-70(6) SA-350 LF 2	SA-515-70 SA-105	SA-204 B Ó C SA-102 F1 Ó F2	SA-387 11 CL 2 SA-182 F 11	SA-182 F-304-H
BRIDAS	SA-350 LF 3	SA-350 LF 3	SA-350 LF 2	SA-350 LF 2	SA-350 LF 2	SA-105	SA-102 F1 Ó F2	SA-182 F 11	SA-182 F-304-H
TUBOS P/BOQUILLAS	SA-333-3	SA-333-7	SA-333-6	SA-333-6	SA-333-6	SA-105-B	SA-333 P 1	SA-333 P 11	SA-312-TP F-304-H
SOPORTES TIPO SILLETAS	SA-36 (9)	SA-36 (9)	SA-36	SA-36	SA-36	SA-36	SA-283-C	SA-283-C	SA-283
BRIDA DEL CABEZAL FLOTANTE	SA-350 LF 3	SA-350 LF 3	SA-350 LF 2	SA-350 LF 3	SA-350 LF 3	SA-105	SA-102 F1 Ó F2	SA-182 F 11	SA-182 F-304-H
TAPA DEL CABEZAL FLOTANTE	SA-203 B Ó D	SA-203 A Ó B	SA-516-70(5)	SA-516-70(6)	SA-516-70(6)	SA-515-70(7)	SA-204 B Ó C	SA-387 11 CL 2	SA-182 F-304-H
VARILLAS TENSORAS	SA-320-L7	SA-320-L7	SA-320-L7	SA-193-B7	SA-193-B7	SA-36	SA-36	SA-193-B7	SA-193-B8
ESPACIADORES	SA-333-3	SA-333-7	SA-333-6	SA-333-6	SA-333-6	SA-53-B	SA-335 P 1	SA-335 P 11	SA-182- F-304-H
MAMPARAS	SA-203 B Ó D	SA-203 A Ó B	SA-516-70	SA-516-70	SA-516-70	SA-36	SA-204 B Ó C	SA-387 11 CL 2	SA-182- F-304-H
PLACA DE PARTICION	SA-203 B Ó D	SA-203 A Ó B	SA-516-70	SA-516-70	SA-516-70	SA-515-70	SA-204 B Ó C	SA-387 11 CL 2	SA-182- F-304
ESPARRAGOS	SA-320-L7	SA-320-L7	SA-320-L7	SA-193-B7	SA-193-B7	SA-193-B7	SA-193-B7	SA-193-B7	SA-193-B8
TUERCAS	SA-194-4	SA-194-4	SA-194-4	SA-192-2H	SA-194-2H	SA-194-2H	SA-194-2H	SA-194-2H	SA-194-8
OREJAS DE IZAJE	SA-203 B Ó D	SA-203 A Ó B	SA-516-70	SA-516-70	SA-516-70	SA-515-70	SA-204 B Ó C	SA-387 11 CL 2	SA-182- F-304-H
COPLES Y TAPONES	SA-350 LF 3	SA-350 LF 3	SA-350 LF 2	SA-350 LF 2	SA-350 LF 2	SA-105	SA-102 F1 Ó F2	SA-182 F 11	SA-182- F-304-H
ANILLO DE PRUEBA					SA-105				
PLACAS DE REFUERZO	SA-203 E Ó D	SA-203 A Ó B	SA-516-70	SA-516-70	SA-516-70	SA-515-70	SA-204 B Ó C	SA-387 11 CL 2	SA-204-304L
PLACA DE CHOQUE	SA-203 E Ó D	SA-203 A Ó B	SA-516-70	SA-516-70	SA-516-70	SA-36	SA-204 B Ó C	SA-387 11 CL 2	F-204-304
PRENSA ESTOPAS					SA-516-70				

NOTAS

- 1.- PARA CAMBIADORES DE CALOR DE ESPEJOS FIJOS SE RECOMIENDA UTILIZAR TUBOS SA-210-A1 O SA-210-C
- 2.- A MENOS QUE SE INDIQUE OTRA COSA, LA TOLERANCIA A LA CORROSION ES DE 3.2 mm
- 3.- EN CASO QUE LA CORAZA SEA DE TUBO, EL MATERIAL SERA SA-106-B
- 4.- PARA ESPESORES MAYORES DE 63.5 mm, EL MATERIAL RECOMENDADO SERA DE FORJA
- 5.- DEBERA CUMPLIR CON LOS REQUERIMIENTOS DE LA PRUEBA DE IMPACTO.
- 6.- PARA ESPESORES MAYORES DE 24.5 mm, SE DEBERA REALIZAR LA PRUEBA DE IMPACTO.
- 7.- MATERIAL PARA ESPESORES MENORES DE 38.1 mm, PARA ESPESORES MAYORES EL MATERIAL SERA SA-516-70
- 8.- PARA ESPESORES MAYORES DE 50.6 mm, SE DEBERA REALIZAR LA PRUEBA DE IMPACTO.
- 9.- EL MATERIAL DEBERA SER DESGASIFICADO (KILLED) O SE DEBERA UTILIZAR EL MISMO MATERIAL QUE LAS PARTES SOMETIDAS A PRESION.

Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares



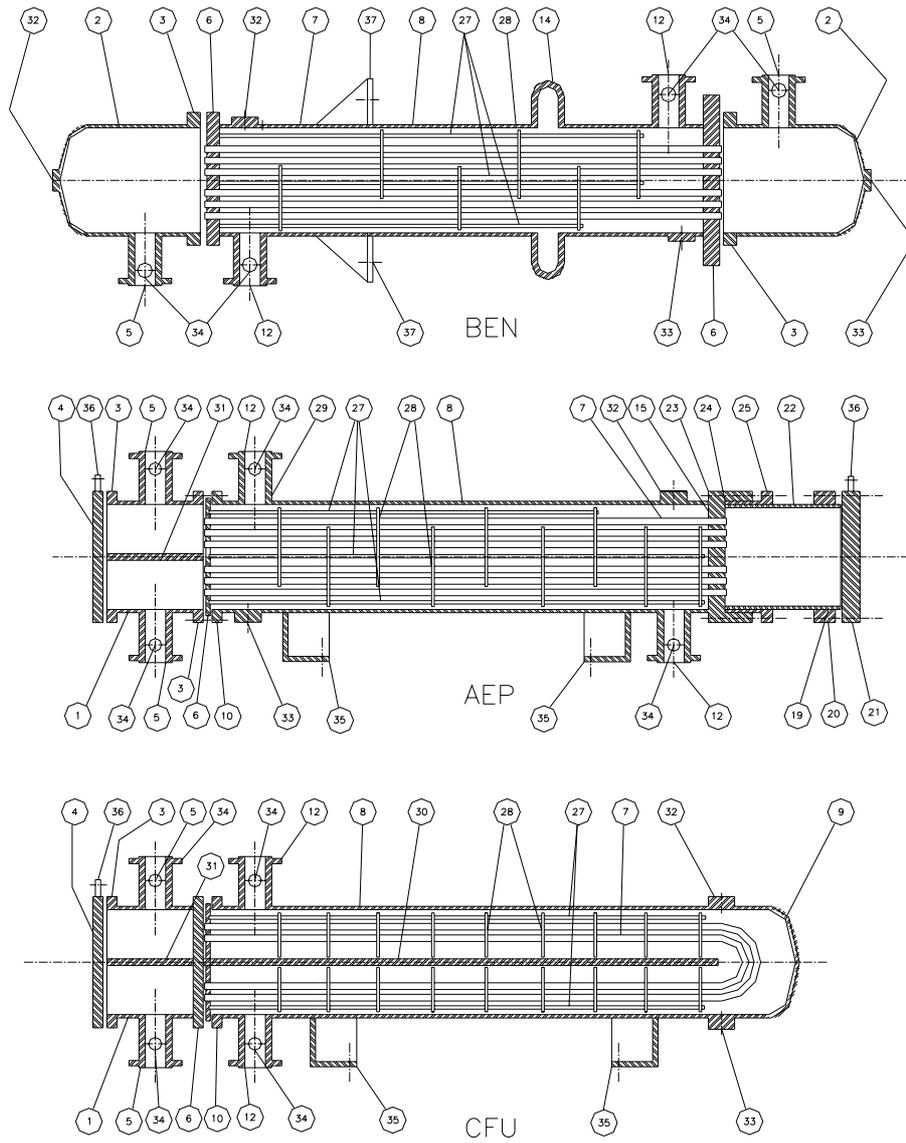
Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares



ELEMENTOS MECANICOS DE UN CAMBIADOR DE CALOR

NORMAS

FIGURA No. 1.3



CAPÍTULO II

MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN

II.1. FORMAS DE SUMINISTRO

Los materiales se fabrican en formas comerciales que se denominan "Formas de Suministro" y para ello se han normalizado las de mayor utilidad. En los cambiadores de calor se emplean algunas de dichas formas, que son solicitadas mediante las especificaciones de los códigos, tomando en consideración la forma del elemento que ha de fabricarse. A continuación se presentan las formas de suministro y su utilidad en la fabricación de los cambiadores de calor.

PLACA: Se emplea en la fabricación de mamparas, silletas, tapas formadas y planas, placas divisorias, tiras de sello, mamparas de choque, espejos y secciones cilíndricas (corazas y cabezales)

FORJA: Se emplea en la fabricación de bridas, coples y en algunos casos cuando los espejos y tapas planas cuentan con espesores mayores a 2 ½ pulg. (63.5mm.) por limitaciones de disponibilidad en el mercado y por la dificultad que presenta controlar los defectos en el laminado de placas con espesores mayores a 4 pulg (101.6 mm.)

TUBOS: Existen en el mercado tubos de cédula y tubos calibre, ambos fabricados para diámetros normalizados aunque con características de fabricación diferentes y utilidad específica dentro del diseño de los cambiadores de calor.

Los tubos de cédula pueden conseguirse en el mercado desde 1/8 pulg. (3.2mm.) hasta 42pulg. (1067 mm.) (Mercado Nacional hasta 18pulg.) (457mm.) de diámetro nominal, que no corresponde al diámetro interno o externo real, a excepción de aquellos mayores a 12pulg. (305 mm.) en los cuales el diámetro exterior es común al diámetro de identificación (nominal). La utilidad que pueden ofrecer los tubos de cédula para nuestras necesidades de diseño es variada, debido a que los espesores que pudieran requerirse en los elementos por diseñarse, se pueden seleccionar en función del diámetro nominal y una cédula que satisfaga el espesor requerido, ya que existen varias cédulas para cada diámetro nominal con un espesor definido (Tabla III.1). Son fabricados con costura o sin ella, estos soldados o estruidos, de los cuales se prefieren los segundos en el diseño de cuellos de boquillas, espaciadores y secciones cilíndricas como corazas y cabezales cuando no exceden de 18pulg. (457mm.) de diámetro nominal.



Los tubos calibre también llamados tubos de transferencia, se fabrican en diámetros nominales desde 1/4pulg. (6.55mm.) hasta 21/2pulg. (63.5mm.) que corresponde al diámetro exterior y cada uno de ellos se fabrica con diferentes espesores normalizados, a los cuales se les identifica con un número denominado "calibre del tubo", también existen en el mercado con o sin costura, prefiriéndose los últimos para la fabricación de haces de tubos (Tabla III.6).

BARRA: Se utiliza para la fabricación de varillas tensoras, espárragos y tornillos.

II.2. ASPECTOS GENERALES DE LA CORROSIÓN

En términos técnicos, la corrosión ha sido definida como el deterioro o destrucción de un material metálico, ocasionado por el ataque electroquímico del medio que le rodea.

La vida útil de los equipos en las industrias petroleras se ve reducida frecuentemente como resultado de las corrosiones, es por ello que se ha dado especial atención a su estudio, lográndose resultados importantes con respecto a la detección y control de las mismas.

Para fines prácticos es casi imposible eliminar la corrosión y es por ello que la labor efectiva de la ingeniería en este campo, radica más en su control que en su eliminación, de ahí la importancia del entendimiento de los mecanismos de la corrosión a fin de tomarlos en cuenta desde el diseño de los equipos.

Todos los metales y aleaciones son susceptibles a la corrosión, no existiendo materiales útiles para todas las aplicaciones, por ejemplo: el oro se corroe rápidamente con el mercurio, pero posee una excelente resistencia al ataque corrosivo del ambiente atmosférico, por otro lado el acero es muy resistente al ataque del mercurio, pero se oxida fácilmente estando expuesto al ambiente atmosférico.

Afortunadamente se cuenta con una amplia gama de metales que pueden comportarse satisfactoriamente en medios específicos contándose además con métodos de control de la corrosión que reducen considerablemente el problema. Con frecuencia, los paros de producción en las plantas ocurren como resultado de la corrosión, provocando pérdidas directas e indirectas de aspectos económicos y humanos.



Dentro de los aspectos que generan pérdidas económicas se tienen:

- 1) Reposición del equipo.
- 2) Coeficientes de seguridad y sobre diseño.
- 3) Paros de producción.
- 4) Contaminación de productos.

Pérdida de la eficiencia del equipo, ya que el sobre diseño reduce la velocidad de transmisión de calor en cambiadores de calor.

Dentro de los aspectos que generan pérdidas humanas y repercusión social se tienen:

- 1) Incendios, explosiones y liberación de productos tóxicos
- 2) Contaminación ambiental

Agotamiento de los recursos naturales no renovables, tanto en metales como en combustibles empleados para la fabricación de los equipos. Naturalmente los aspectos sociales y humanos tienen también consecuencias económicas, por lo que resulta difícil nombrar todas las razones que justifican el estudio de la corrosión y su control.

II.2.1. FORMAS DE CORROSIÓN

Cuando la corrosión se hace presente en los equipos de una planta, es indispensable establecer un criterio de solución al problema, mismo que dependerá del conocimiento de las diversas formas de corrosión existentes, las cuales se indican en la Figura II.1

A continuación, se describen los tipos de corrosión, que con mayor frecuencia se presentan en los cambiadores de calor, ya que este es el tema que nos ocupa.

II.2.1.1. CORROSIÓN UNIFORME

Se denomina como corrosión uniforme o general aquella que se presenta uniformemente sobre una superficie metálica, frecuentemente puede ser previsto un rango de corrosión admisible mediante gráficas de corrosión o pruebas de laboratorio para ser considerado en el diseño de equipos. Para este tipo de corrosión, el rango se expresa en pulgadas de penetración por año o milésimas de



penetración por año, lo cual puede detectarse en los equipos mediante una inspección ultrasónica periódica a fin de vigilar que el rango de corrosión admisible no sea sobrepasado, evitando con ello consecuencias indeseables.

El medio corrosivo es el factor más importante que gobierna la corrosión. La acidez, temperatura, concentración, movimiento relativo de las superficies metálicas, grado del poder de oxidación, aireación y la presencia o ausencia de inhibidores o aceleradores son variables que siempre deberán considerarse, mismas que frecuentemente interactúan en forma compleja, dando como resultado el fenómeno de corrosión uniforme.

Para los metales sujetos a corrosión uniforme en un medio químico, establecen como adecuados los rangos siguientes:

- 1) Excelente-rango de corrosión menor a 5 milésimas por año. Los metales en esta categoría son apropiados para la fabricación de partes críticas, tales como tubos de transferencia térmica.
- 2) Satisfactoria-rango de corrosión de a 50 milésimas por año. Los metales que comprenden este rango son apropiados generalmente para la fabricación de partes no críticas, donde puede admitirse un rango de corrosión previsto desde el diseño, como es el caso de los elementos en general de un cambiador de calor.
- 3) Comúnmente insatisfactorio-rango de corrosión mayor a 50 milésimas por año.

La corrosión uniforme puede ser de origen químico o electroquímico y puede considerarse que su control radica esencialmente en la selección adecuada del material en relación al medio que le rodea, o bien mediante el uso de inhibidores de corrosión, pinturas anticorrosivas o resinas epóxicas.

II.2.1.2. CORROSIÓN GALVÁNICA

La diversidad de fluidos manejados en plantas químicas y petroquímicas, hace necesario el empleo de una gran variedad de metales y aleaciones que a menudo están en contacto físico. El contacto o acoplamiento de metales de naturaleza distinta, generan velocidades de corrosión considerables cuando se encuentran en presencia de un fluido electrolítico, dado que se origina un flujo eléctrico entre ambos metales y con ello la llamada corrosión galvánica.

La diferencia de potencial existente entre dos metales o aleaciones, se relaciona directamente con el rango de corrosión galvánica que puede llegarse a producir, siendo el metal más activo el que actúa como ánodo y por ello el que se



corroe, mientras que el metal más noble actúa como cátodo y de esta manera tiende a protegerse.

Este tipo de corrosión puede presentarse por ejemplo; en cambiadores de calor cuyos tubos de transferencia térmica sean de un metal no ferroso y el resto de su fabricación sea de acero al carbono. En estas condiciones la presencia del agua de enfriamiento inicia la corrosión galvánica por ser un buen electrolito, quedando el acero al carbono expuesto al ataque corrosivo por hacer la función de ánodo y el metal no ferroso, cobre o alguna de sus aleaciones que son las más comunes, la función de cátodo, conservándose los tubos de transferencia térmica, un tiempo más prolongado.

Es importante señalar que el área de los metales expuesta al ambiente electrolítico, también se relaciona directamente con el rango de corrosión galvánica, por lo que deberá tenerse presente que a medida que se incrementa el área catódica en relación al área anódica, el ataque corrosivo se hace más severo.

A continuación, se indican algunas alternativas, que pueden ser útiles en forma aislada o combinada para el control de la corrosión galvánica.

- 1) Evitar siempre que sea posible el uso de materiales de naturaleza distinta.
- 2) Evitar exponer a un ambiente electrolítico áreas anódicas pequeñas, en relación a las áreas catódicas.
- 3) Cuando se utilicen metales de distinta naturaleza, emplean materiales de aislamiento (recubrimientos).
- 4) Instalar ánodos de sacrificio para proteger las áreas anódicas del equipo.

II.2.1.3. CORROSIÓN POR EROSIÓN

Cuando el ataque corrosivo se genera sobre una superficie metálica, debido a la velocidad de flujo del medio corrosivo produciendo un desgaste mecánico, este recibe el nombre de corrosión por erosión.

Generalmente este ataque presenta apariencia de picaduras poco profundas de fondo terso, con distribución direccional, debido a la trayectoria; seguido por el agente agresivo al fluir sobre la superficie metálica.

La corrosión por erosión se incrementa en condiciones de alta velocidad, turbulencia, choque, etc. y frecuentemente se observa en la boquilla de



alimentación (Lado Coraza) de los cambiadores de calor, en codos y cambios de dirección de tuberías, por citar algunos ejemplos:

La corrosión por erosión puede ser controlada con placas de choque o con la selección de materiales más resistentes a este efecto.

II.2.1.4. CORROSIÓN POR PICADURA

La picadura es una forma de ataque corrosivo extremadamente localizado que da lugar a agujeros en el metal, en general una picadura puede ser descrita como una cavidad o agujero con un diámetro superficial aproximadamente igual o menor que su profundidad.

La picadura es una de las formas más destructivas de corrosión que causa fallas por perforación con sólo un pequeño porcentaje de pérdida de peso en todo el equipo.

A menudo, es difícil detectar las picaduras debido a su pequeño tamaño debido a que también es frecuente que estén cubiertas con productos de corrosión, además resulta difícil medirlas y evaluar la magnitud del picado debido a la variación en profundidades y al número de picaduras que pueden ocurrir bajo condiciones idénticas.

La mayoría de las picaduras se desarrollan y crecen hacia abajo de las superficies horizontales, un menor número se inicia en superficies verticales y sólo en raras ocasiones las picaduras se presentan en superficies horizontales superiores.

La picadura generalmente requiere un prolongado periodo de iniciación antes de que se hagan visibles sus efectos, sin embargo; una vez iniciado el ataque, la picadura se incrementa a una velocidad cada vez mayor.

Es importante mencionar que la mayor parte de los problemas de picadura se deben a la presencia de iones halógenos (Cloruros, Bromuros o Hipocloritos), y que su efecto se puede controlar con el uso de aleaciones resistentes a la picadura, uso de inhibidores de corrosión, o bien modificando la velocidad del fluido, dado que la picadura esta generalmente asociada con condiciones de flujo laminar o condiciones de flujo estacionario.

II.2.1.5. CORROSIÓN DE FRACTURA POR TENSIÓN

La acción conjunta de un esfuerzo de tensión y un medio ambiente corrosivo, dará como resultado, en algunos casos, la fractura de una aleación metálica. La mayoría de las aleaciones son susceptibles a este ataque, pero



afortunadamente el número de combinaciones aleación-medio corrosivo que causa este problema son relativamente pocas, sin embargo dado que ciertos equipos fallan bajo este fenómeno se requiere prever que este tipo de corrosión no cause daños considerables.

La fractura por este tipo de corrosión, puede preverse o reducirse por la aplicación de uno o más de los siguientes métodos:

- a) Ya que los esfuerzos que causan las fracturas provienen de trabajos mecánicos en frío, soldadura, o bien pueden ser aplicados en forma externa durante la operación del equipo, es necesario realizar un tratamiento térmico para el relevado de esfuerzos.
- b) Seleccionar un material más resistente a este tipo de corrosión.
- c) Agregar inhibidores de corrosión con el fin de neutralizar el fluido corrosivo.

II.3. FACTORES QUE INTERVIENEN PARA UNA ADECUADA SELECCIÓN DE MATERIALES.

Los materiales que se deben utilizar en la construcción de cambiadores de calor se realizarán conjuntamente con el Ingeniero Mecánico (Diseñador del equipo) y el Ingeniero de Proceso. Los materiales que se elijan, deberán resistir los efectos de la corrosión y deberán tener la suficiente resistencia para soportar la temperatura y presión de diseño, teniendo además que conducir a un diseño práctico. Una buena selección de materiales, asegurará bajos costos de mantenimiento e iniciales.

A continuación, se mencionarán las etapas más convenientes, para efectuar una selección adecuada de materiales para la construcción de cambiador de calor.

II.3.1. LISTA DE REQUISITOS.

II.3.2. FACTORES ADICIONALES PARA SELECCIÓN DE LOS MATERIALES

II.3.3. SELECCIÓN DEL MATERIAL

II.3.1. LISTA DE REQUISITOS

En esta lista, se deben incluir los materiales que satisfagan las condiciones de servicio, y para que esto suceda, es necesario que los materiales que se sugieran tengan las propiedades adecuadas, siendo más importantes las siguientes:



1) Propiedades Mecánicas. Las propiedades del material que más importancia tienen son:

- * Una alta resistencia a la tensión
- * Un punto de cedencia alto
- * Una mínima reducción de área
- * Un alto porcentaje de alargamiento

Contando con estas propiedades, establecidos los esfuerzos de diseño para el material en cuestión.

2) Propiedades Físicas. Siendo más importante el coeficiente de dilatación térmico del material, ya que este limitará el valor del esfuerzo a la tensión y en consecuencia afectará el diseño del cambiador.

3) Resistencia a la Corrosión. Los materiales que se propongan deberán soportar el ataque químico de las sustancias a las cuales estarán en contacto.

4) Facilidad para su Fabricación. De acuerdo a los medios disponibles y elegidos para la fabricación del equipo, los materiales deberán contar con las siguientes características:

Maquinabilidad. Se hace necesario maquinar ciertas partes del cambiador (como son: las bridas, espejos, tapas Planas, etc.), para darle la forma o acabado a las superficies para asentamiento del empaque, juntas de ensamble, etc. Para ello, un material difícil de maquinar es más costoso en su fabricación, ya que requiere de procedimientos y herramientas costosas.

Soldabilidad. El material que se ha de utilizar para la fabricación del cambiador, deberá tener buenas propiedades de soldabilidad, ya que gran parte de sus elementos son de construcción soldable.

En la Tabla II.1 se muestra la soldabilidad y afinidad metalúrgica para los diferentes materiales utilizados en la construcción de cambiadores de calor, dicha tabla es una guía que contiene información técnica suficiente para lograr la evaluación adecuada del concepto.

Facilidad de ser formado. El material será trabajado mecánicamente para darle la forma deseada, como el rolado de las placas para la fabricación de elementos cilíndricos, formado de tapas, etc.



Compatibilidad del Equipo Existente. Se deberá utilizar por conveniencia materiales de una misma clase, para evitar el tener gran cantidad de materiales de reposición en el almacén.

II.3.2. FACTORES ADICIONALES PARA LA SELECCIÓN DE LOS MATERIALES

En esta etapa se tomará en cuenta la vida útil de la planta donde serán integrados los equipos (Cambiadores de Calor) que se están diseñando, para ello, se fijará la atención en los siguientes puntos:

1) Vida estimativa de la planta. Generalmente, una planta se proyecta para un determinado tiempo de vida útil, partiendo de esta base, se puede formar un criterio sobre la clase de los posibles materiales a utilizar.

2) Duración estimada del material. Para conocer la vida estimada del material, será necesario auxiliarnos de literatura existente sobre el comportamiento del material en situaciones similares, así como reportes de las experiencias de personas que han operado y conocen los problemas que frecuentemente se presentan en plantas idénticas.

3) Disponibilidad y tiempo de entrega del material. Hay que tener en cuenta la producción nacional de los materiales para la fabricación de los cambiadores, debido a que existirá la posibilidad de utilizar los materiales de los cuales se dispone sin tener grandes tiempos de entrega y a un costo menor que las importaciones.

4) Costo del material y fabricación. Frecuentemente a un alto costo de material le corresponde un alto costo de fabricación. En las Tablas II.2. y II.3., se muestran los costos relativos para los diferentes materiales utilizados en la construcción de cambiadores de calor.

5) Información necesaria para estimar el comportamiento de los materiales ante la corrosión. Para poder efectuar una evaluación correcta de los materiales, es necesario disponer de la mayor información posible en lo que se refiere a las condiciones de proceso, dicha información, la podemos desglosar de acuerdo a su procedencia como sigue:

a) Características del fluido.

a.1.) Principalmente compuesto. Se requiere de un análisis químico para poder conocer la composición del fluido, y así determinar las características corrosivas de este.

a.2.) Impurezas. Dicho análisis, nos servirá para conocer tanto cualitativa como cuantitativamente el grado de impurezas del fluido, y de esta manera determinar si son corrosivas.



a.3.) Temperatura. Dicha condición es un factor que afecta directamente la corrosión, ya que con una variación de temperatura puede alterarse la velocidad de corrosión en ciertos casos.

a.4.) PH (Potencia de Hidrógeno). Una sustancia es más corrosiva en la medida en que disminuye su PH (Aumento de Acidez).

a.5.) Velocidad del fluido. La erosión aumenta con un incremento de velocidad, debido a que el fluido tiende a ser más turbulento provocando con esto un desprendimiento de las partículas corrosivas y exponiendo nuevamente el material al contacto del fluido.

b) Función de la parte del equipo. La función que desempeña cada una de las partes que componen el equipo, nos obligan a tomar decisiones conservadoras sobre los materiales a elegir.

c) Experiencia.

c.1.) Si el material ha sido utilizado en servicios idénticos se deben a revisar los reportes de inspección que se hayan efectuado al equipo para conocer los resultados que se tienen, y con esto saber si aún el equipo se encuentra en servicio.

c.2.) Si el material ha sido utilizado en situaciones similares ¿Qué diferencia existe entre la situación actual y la posibilidad de hacer una elección idéntica?

c.3.) Las experiencias vividas en planta, en plantas piloto, datos de prueba de corrosión en plantas y laboratorios así como literatura disponible, son las fuentes más confiables para formarse un criterio en la selección de los materiales.

II.3.3. SELECCIÓN DEL MATERIAL

La decisión final que se tomará para la selección del material, se hará de acuerdo a lo siguiente:

1) Material más adecuado. Este será aquél que cumpla con el mayor porcentaje de requisitos técnicos, ya que de estos depende el buen funcionamiento del equipo.

2) Requisitos económicos. El material que implique menores gastos como son: iniciales, de operación, de mantenimiento y un mayor reembolso de inversión, sin que por este concepto se tenga que sacrificar el punto anterior.

II.4. RECOMENDACIONES GENERALES

En este capítulo, se mostró en forma general los parámetros que se deberán tomar en cuenta para una selección adecuada de los materiales de construcción.



Resulta difícil establecer recetas que contemplen todos los casos de materiales expuestos a la gran cantidad de fluidos que se manejan en la industria en general, es por ello que al efectuar la selección correspondiente, es necesario hacer un análisis detallado tomando en cuenta lo establecido en el presente capítulo.

Sin embargo cuando se asegura que las corrientes (lado coraza y lado tubos) que circulan en un cambiador de calor, no poseen propiedades corrosivas (las cuales generalmente determinan el tipo de material a utilizar), la selección del material se facilita, ya que debido a un sinnúmero de experiencias se han logrado clasificar los materiales más utilizados en los cambiadores de calor fabricados con acero al carbono y sus aleaciones. En la Tabla II.4., se muestran estos, limitando su selección a la temperatura de diseño del equipo.

Un segundo servicio que ha sido estudiado detalladamente es el manejo de agua para el enfriamiento por el lado de los tubos, sin embargo se requiere verificar el comportamiento de los materiales propuestos en la Tabla II.5., con la corriente por el lado de la coraza.

Otro servicio considerado en el estudio de materiales, que se presenta con frecuencia en los procesos industriales es el manejo de servicios de hidrógeno, el cual queda delineado mediante el diagrama de G. A. Nelson presentado en la Tabla II.6.

El diagrama antes referido agrupa los materiales apropiados en relación a la temperatura de diseño y la presión parcial del hidrógeno presente en las corrientes del servicio en cuestión.

II.4.1. RECOMENDACIONES PARA LOS ELEMENTOS PRINCIPALES DE LOS CAMBIADORES DE CALOR

a) TUBOS.- En la selección del material de los tubos, se deberá atender con especial cuidado el ataque corrosivo a las condiciones de servicio (Presión y Temperatura) de cada fluido, ya que ambos están en contacto con ellos, uno por el interior y el otro por su exterior. Además, se deberá tomar en cuenta que comercialmente no se cuenta con espesores normalizados que proporcionen el material disponible para corrosión, por lo que está deberá resultar imperceptible.

b) ESPEJOS.- En la selección del material de los espejos, también debe atenderse con especial cuidado el ataque corrosivo a las condiciones de servicio (Presión y Temperatura) de ambos fluidos y en especial, para el más crítico, ya que un fluido ataca una de sus caras y el otro la opuesta. A estos elementos, se les pueden incrementar el espesor para soportar la corrosión (cuando estos se fabrican de acero al carbón), asimismo debido a que los tubos irán insertados en



ellos, quedando expuestas sus uniones a la acción de los fluidos, el material de los espejos deberá ser el mismo que el de los tubos u otro de las mismas características electroquímicas, para evitar que se desarrolle la corrosión galvánica.

Cuando los tubos son de acero al carbono o de acero inoxidable, no existen problemas en seleccionar los espejos del mismo material, pero cuando los tubos son de cobre o de alguna de sus aleaciones, surgen problemas para seleccionar el material de los espejos, debido a que tienen bajos esfuerzos permisibles y bajan más aún al elevarse la temperatura, por lo que se necesitará un espesor mayor que el del acero al carbono, es entonces cuando dichos espejos se proporcionan de acero al carbono un recubrimiento integral de cobre o alguna de sus aleaciones, aunque en ciertas ocasiones se proporcione totalmente de estos últimos materiales (cuando el espesor total del mismo es menor o igual a 2" (51 mm), o cuando por ambos lados se tiene presente la corrosión galvánica). Como generalmente se utiliza el cobre y sus aleaciones para servicios de agua para enfriamiento, el recubrimiento integral (con material base de acero al carbono), únicamente ya que el acero al carbono resiste los esfuerzos (Figura II.2.).

c) EMPAQUES. En las juntas desmontables de los cambiadores de calor se utilizan empaques de metal sólido o de asbesto comprimido recubierto de un metal (enchaquetado). Los empaques llamados enchaquetados, deben tener buena plasticidad para que al ser comprimidos, puedan deformarse y fluir hasta llenar todos los huecos existentes en las caras de asentamiento, evitando así cualquier fuga. El metal que recubre el asbesto deberá seleccionarse para resistir el ataque corrosivo del fluido que se maneja, por lo que, generalmente se adopta un metal igual o de las mismas características electroquímicas que las de los elementos en que se asienta, para evitar que se genere la corrosión galvánica.

d) BRIDAS. Son fabricadas de un acero al carbono, similar al de las partes a las que han de soldarse y únicamente en casos muy especiales se fabricarán de otro material, puesto que se les puede adicionar material disponible para la corrosión.

Siempre que un espejo y empaque de material diferente al acero al carbono deban formar junta con una brida, ésta podrá ser fabricada de acero al carbono, recubriéndola en la cara de asentamiento del empaque con material igual o de características similares a las del empaque de tal forma que éste se apoye en su totalidad sobre el recubrimiento, para evitar que se produzca la corrosión galvánica (Figura II.2a.). El espesor del material de recubrimiento será normalmente de 1/8pulg. (3mm.) y será aplicado mediante soldadura.

e) CORAZAS, CABEZALES, TAPAS Y BOQUILLAS. Estos elementos contendrán a los fluidos de proceso; a diferencia de los tubos de transferencia, en estos elementos si es posible proporcionar material adicional para soportar el



ataque corrosivo, pero cuando se requiere de materiales de aleación es más adecuado el uso de recubrimientos integrales (con material base de acero al carbón, recubierto con aleación).

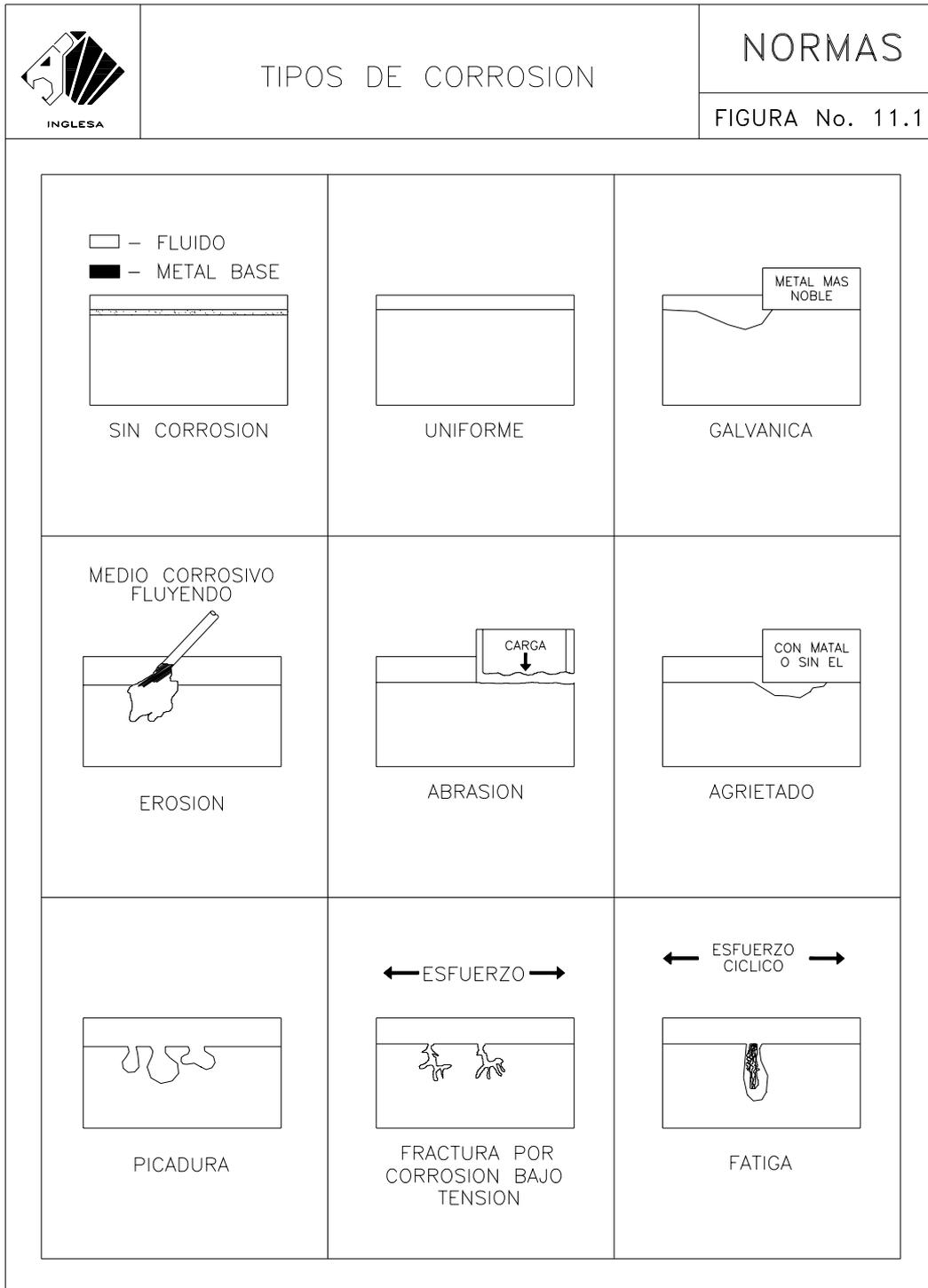
La construcción de estos elementos se lleva a cabo a partir de diversas formas de suministro, como el caso de las corazas y cabezales que algunas veces se obtienen de tubos de cédula (cuando el equipo es menor de 18pulg. (457mm.) de diámetro interno, sin que esto sea una limitante, ya que su elección dependerá de los recursos con los cuales, cuenta el fabricante), por lo que se deberá seleccionar la forma de suministro.

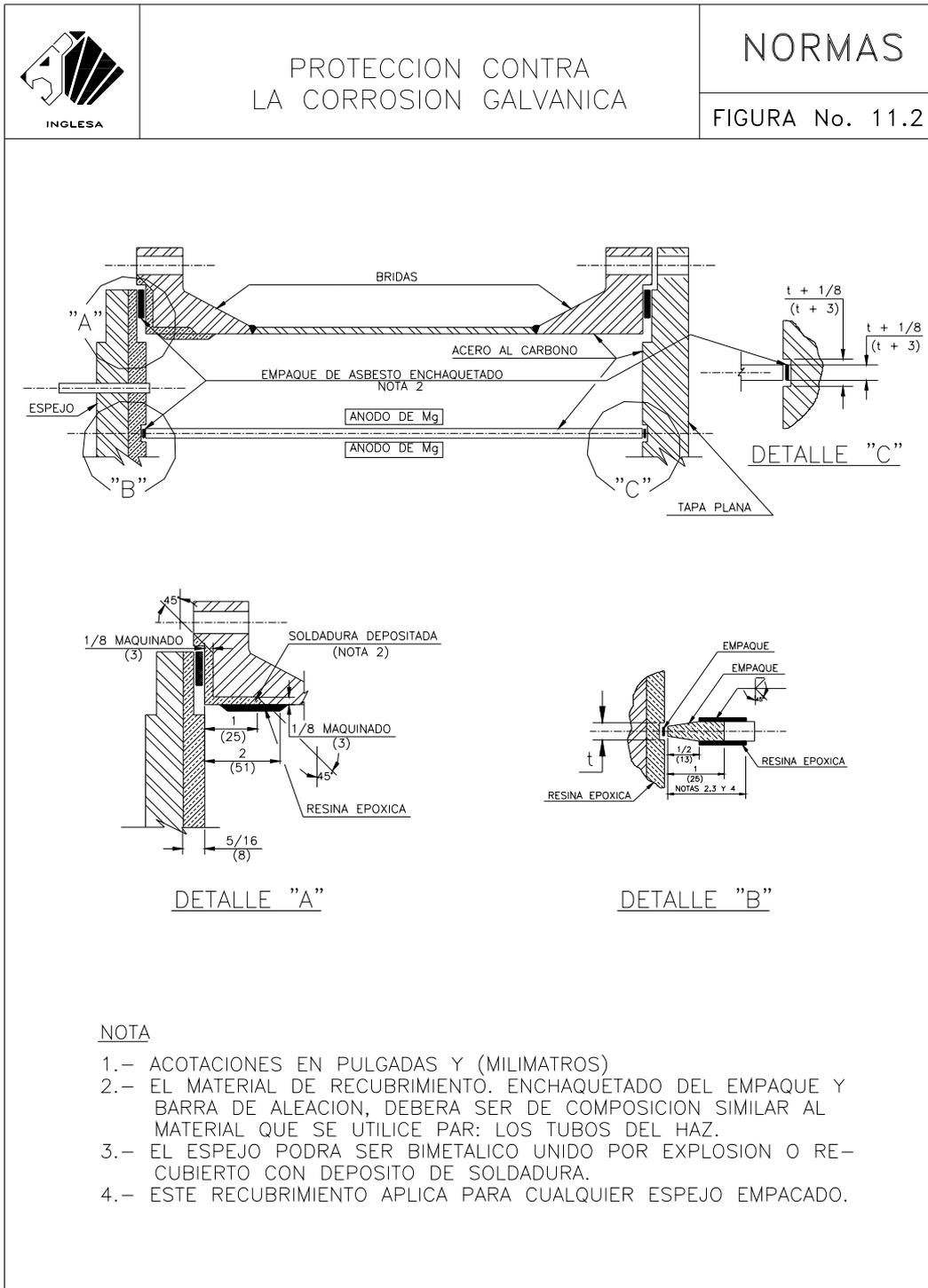
f) TAPAS CABEZAL FLOTANTE. Estas tapas no quedan incluidas entre las anteriores, por la función que desempeñan, ya que además de separar un fluido del otro, soportan el ataque corrosivo y las condiciones de servicio de ambos fluidos, por lo que se deberán seleccionar sus materiales de construcción para soportar las condiciones más críticas son seleccionados comúnmente de acero al carbono, puesto que es posible adicionar material disponible para la corrosión, pero cuando el efecto corrosivo que pueden presentar ambos fluidos es alto, tendrán que adicionar dicho material en las dos caras de la tapa. Esto puede traer como consecuencia una placa demasiado gruesa en ocasiones, lo que después de rolarla para darle la geometría requerida, presentará esfuerzos residuales que será necesario eliminar mediante tratamiento térmico y con lo cual se incrementará su costo, por lo que será necesario en estos casos seleccionar un material más resistente a la corrosión, adoptando normalmente el mismo seleccionado para los tubos y espejos a fin de evitar la corrosión galvánica.

g) MAMPARAS. Se seleccionan comúnmente de acero al carbono por ser elementos no sujetos a presión y además por el material disponible a la corrosión que puede ser incluido en su espesor, aunque algunas veces se construyen del mismo material o de características similares a las de los tubos, cuando el fluido de la coraza es un buen electrolito para evitar que se desarrolle la corrosión galvánica y con ello, la destrucción de las mamparas que son difíciles de reemplazar.

h) PLACAS DIVISORIAS. Se seleccionan del mismo material que los cabezales y tapas a los cuales habrán de soldarse. Cuando estas placas divisorias son proporcionadas de acero al carbón y los espejos en las cuales se empacan éstas, son de material diferente al de ellas, será indispensable proporcionar en el extremo (de la placa divisoria) un material igual o similar al del espejo, manteniendo de acero al carbono el resto de la placa divisoria y uniendo ambas partes mediante soldadura, para posteriormente recubrir la unión con resina epóxica (Figura II.2.b.), para evitar con ello la corrosión bimetálica y la presencia de puentes electrolíticos.







Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares



INGLESA

SOLUBILIDAD Y AFINIDAD METALICA DE MATERIALES

NORMAS

FIGURA No. 11.3

SOLDABILIDAD Y AFINIDAD METALICA

	ACERO AL CARBONO	ACERO AL CARBONO Mo	ACERO - 3 1/2 Ni	ACERO Cr - Cu - Ni	1/2 Cr - 1/2 Mo	2 1/4 Cr - 1/2 Mo	TIPO 304	TIPO 316	TIPO 347	TIPO 321	4 - 6 Cr - 1/2 Mo	12 Cr TP 410	17 Cr TP 430	70 - 30 Cu - Ni	SILICIO - BRONCE	MONEL
ACERO AL CARBONO	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S
ACERO AL CARBONO Mo	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S
ACERO - 3 1/2 Ni	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S
ACERO Cr - Cu - Ni	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S
1/2 Cr - 1/2 Mo	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S
2 1/4 Cr - 1/2 Mo	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S
TIPO 304	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S
TIPO 316	S	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
TIPO 347	S	T	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S
TIPO 321	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S
4 - 6 Cr - 1/2 Mo	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
12 Cr TP 410	S	S	T	T	S	S	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
17 Cr TP 430	T	T	X	X	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
70 - 30 Cu - Ni	T	T	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
SILICIO - BRONCE	T	T	T	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	T	S
MONEL	T	T	T	T	T	X	T	T	T	T	T	T	X	X	S	S

CLAVE S = PUEDE REALIZARSE UNA SOLDADURA SATISFACTORIA MADIANTE UNA BUENA PRACTICA ESTANDAR DE TALLER. PUEDE SER NECESARIO UN PRECALENTAMIENTO O RELEVADO DE ESFUERZOS.

T = SE REQUIERE UNA TECNICA ESPECIAL ESTA INCLUYE TRATAMIENTO TERMICO DE UNA ESPECIAL NATURALEZA O EL USO DE TIPOS ESPECIALES Y ALEACIONES DE ELECTRODOS PARA SOLDAR.

X = NINGUN DATO DISPONIBLE O CONOCIDO SATISFACE.

METALES Y ALEACIONES CON SOLDABILIDAD SATISFACTORIA

LOS MATERIALES DENTRO DE LOS SIGUIENTES GRUPOS NO REQUIEREN PRECALENTAMIENTO EN ESPESORES NORMALES DE PLACA.

ACERO AL CARBONO: SA-285, SA-201, SA-216, SA-181, SA-105, SA-106

ACEROS INOXIDABLES: TIPOS 304, 308, 309, 310, 316, 317, 321, 347.

COBRE Y ALEACIONES: COBRE PURO, SILICIO-BRONCE, ALUMINIO-BRONCE, COBRE-NIQUEL 70/30

OTROS: NIQUEL, ALUMINIO, MONEL

PARA LOS MATERIALES SIGUIENTES, GENERALMENTE SE DESEA UN PRECALENTAMIENTO EN ESPESORES ARRIBA DE 1/2 PULGADA.

ACEROS DE BAJA ALEACION: ACERO AL CARBONO A-212, ACEROS C-Mo, ACERO 1/2 Cr-1/2 Mo, ACERO Cr-Cu-Ni, ACERO 3 1/2 NIQUEL.

METALES Y ALEACIONES QUE REQUIEREN UNA TECNICA ESPECIAL DE SOLDADURA

ALEACIONES ENDURECIBLES AL AIRE LAS CUALES REQUIEREN PRECALENTAMIENTO

ACEROS AL CROMO TIPO 502 (4 - 6 Cr), 2 1/4 Cr - 1/2 Mo.



	COSTOS RELATIVOS DE PLACAS	NORMAS																																																																
		FIGURA No. 11.4																																																																
<table border="1"> <thead> <tr> <th>MATERIAL</th> <th>COSTO REAL</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>ACERO INOXIDABLE TIPO 304</td> <td>2.9</td> </tr> <tr> <td>ACERO INOXIDABLE TIPO 304L</td> <td>2.9</td> </tr> <tr> <td>ACERO INOXIDABLE TIPO 309</td> <td>3.5</td> </tr> <tr> <td>ACERO INOXIDABLE TIPO 310</td> <td>3.5</td> </tr> <tr> <td>ACERO INOXIDABLE TIPO 316</td> <td>5.0</td> </tr> <tr> <td>ACERO INOXIDABLE TIPO 316L</td> <td>5.0</td> </tr> <tr> <td>ACERO INOXIDABLE TIPO 317</td> <td>8.0</td> </tr> <tr> <td>ACERO INOXIDABLE TIPO 317L</td> <td>8.0</td> </tr> <tr> <td>ACERO INOXIDABLE TIPO 321</td> <td>3.5</td> </tr> <tr> <td>ACERO INOXIDABLE TIPO 410</td> <td>2.9</td> </tr> <tr> <td>NIQUEL SB-162-200</td> <td>18.2</td> </tr> <tr> <td>NIQUEL SB-162-201</td> <td>19.3</td> </tr> <tr> <td>NIQUEL - COBRE SB-127-400</td> <td>14.8</td> </tr> <tr> <td>INCONEL SB-168-600</td> <td>14.8</td> </tr> <tr> <td>INCONEL SB-443-625</td> <td>17.0</td> </tr> <tr> <td>INCONEL SB-489-800</td> <td>14.8</td> </tr> <tr> <td>INCONEL SB-424-825</td> <td>14.8</td> </tr> <tr> <td>ALEACION DE COBRE SB-152-102</td> <td>8.0</td> </tr> <tr> <td>ALEACION DE COBRE SB-152-110</td> <td>8.0</td> </tr> <tr> <td>ADMIRALTY SB-171-443</td> <td>7.0</td> </tr> <tr> <td>BRONCE AL ALUMINIO SB-169-614</td> <td>7.5</td> </tr> <tr> <td>BRONCE AL ALUMINIO SB-171-614</td> <td>7.5</td> </tr> <tr> <td>BROCE NAVAL SB-171-464</td> <td>6.8</td> </tr> <tr> <td>90-10 Cu Ni SB-171-706</td> <td>6.4</td> </tr> <tr> <td>70-30 Cu Ni SB-171-715</td> <td>8.0</td> </tr> <tr> <td>Cu-Si SB-96-655</td> <td>8.7</td> </tr> <tr> <td>Cu SB-11, 42-110</td> <td>8.0</td> </tr> <tr> <td>ACERO AL CARBON SA-515-70</td> <td>1.0</td> </tr> <tr> <td>ACERO AL CARBON SA-516-70</td> <td>1.05</td> </tr> <tr> <td>ACERO AL CARBON SA-285-C</td> <td>0.95</td> </tr> <tr> <td colspan="2">LOS COSTOS RELATIVOS PRESENTADOS. SE OBTUVIERON TOMANDO COMO BASE EL ACERO AL CARBON (SA-515-110)</td> </tr> </tbody> </table>			MATERIAL	COSTO REAL	ACERO INOXIDABLE TIPO 304	2.9	ACERO INOXIDABLE TIPO 304L	2.9	ACERO INOXIDABLE TIPO 309	3.5	ACERO INOXIDABLE TIPO 310	3.5	ACERO INOXIDABLE TIPO 316	5.0	ACERO INOXIDABLE TIPO 316L	5.0	ACERO INOXIDABLE TIPO 317	8.0	ACERO INOXIDABLE TIPO 317L	8.0	ACERO INOXIDABLE TIPO 321	3.5	ACERO INOXIDABLE TIPO 410	2.9	NIQUEL SB-162-200	18.2	NIQUEL SB-162-201	19.3	NIQUEL - COBRE SB-127-400	14.8	INCONEL SB-168-600	14.8	INCONEL SB-443-625	17.0	INCONEL SB-489-800	14.8	INCONEL SB-424-825	14.8	ALEACION DE COBRE SB-152-102	8.0	ALEACION DE COBRE SB-152-110	8.0	ADMIRALTY SB-171-443	7.0	BRONCE AL ALUMINIO SB-169-614	7.5	BRONCE AL ALUMINIO SB-171-614	7.5	BROCE NAVAL SB-171-464	6.8	90-10 Cu Ni SB-171-706	6.4	70-30 Cu Ni SB-171-715	8.0	Cu-Si SB-96-655	8.7	Cu SB-11, 42-110	8.0	ACERO AL CARBON SA-515-70	1.0	ACERO AL CARBON SA-516-70	1.05	ACERO AL CARBON SA-285-C	0.95	LOS COSTOS RELATIVOS PRESENTADOS. SE OBTUVIERON TOMANDO COMO BASE EL ACERO AL CARBON (SA-515-110)	
MATERIAL	COSTO REAL																																																																	
ACERO INOXIDABLE TIPO 304	2.9																																																																	
ACERO INOXIDABLE TIPO 304L	2.9																																																																	
ACERO INOXIDABLE TIPO 309	3.5																																																																	
ACERO INOXIDABLE TIPO 310	3.5																																																																	
ACERO INOXIDABLE TIPO 316	5.0																																																																	
ACERO INOXIDABLE TIPO 316L	5.0																																																																	
ACERO INOXIDABLE TIPO 317	8.0																																																																	
ACERO INOXIDABLE TIPO 317L	8.0																																																																	
ACERO INOXIDABLE TIPO 321	3.5																																																																	
ACERO INOXIDABLE TIPO 410	2.9																																																																	
NIQUEL SB-162-200	18.2																																																																	
NIQUEL SB-162-201	19.3																																																																	
NIQUEL - COBRE SB-127-400	14.8																																																																	
INCONEL SB-168-600	14.8																																																																	
INCONEL SB-443-625	17.0																																																																	
INCONEL SB-489-800	14.8																																																																	
INCONEL SB-424-825	14.8																																																																	
ALEACION DE COBRE SB-152-102	8.0																																																																	
ALEACION DE COBRE SB-152-110	8.0																																																																	
ADMIRALTY SB-171-443	7.0																																																																	
BRONCE AL ALUMINIO SB-169-614	7.5																																																																	
BRONCE AL ALUMINIO SB-171-614	7.5																																																																	
BROCE NAVAL SB-171-464	6.8																																																																	
90-10 Cu Ni SB-171-706	6.4																																																																	
70-30 Cu Ni SB-171-715	8.0																																																																	
Cu-Si SB-96-655	8.7																																																																	
Cu SB-11, 42-110	8.0																																																																	
ACERO AL CARBON SA-515-70	1.0																																																																	
ACERO AL CARBON SA-516-70	1.05																																																																	
ACERO AL CARBON SA-285-C	0.95																																																																	
LOS COSTOS RELATIVOS PRESENTADOS. SE OBTUVIERON TOMANDO COMO BASE EL ACERO AL CARBON (SA-515-110)																																																																		



Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

	COSTOS RELATIVOS PARA TUBOS	NORMAS																																						
		FIGURA No. 11.5																																						
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 80%;">MATERIAL</th> <th style="width: 20%;">COSTO REAL</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>ACERO AL CARBON SA-179</td><td style="text-align: right;">1.0</td></tr> <tr><td>ACERO AL CARBON SA-210-C</td><td style="text-align: right;">1.10</td></tr> <tr><td>ACERO AL CARBON SA-556-A2</td><td style="text-align: right;">1.8</td></tr> <tr><td>ACERO AL CARBON SA-556-02</td><td style="text-align: right;">1.75</td></tr> <tr><td>ACERO AL CARBON SA-557-A2</td><td style="text-align: right;">1.68</td></tr> <tr><td>ACERO AL CARBON SA-214</td><td style="text-align: right;">0.77</td></tr> <tr><td>ACERO INOXIDABLE SA-213-304</td><td style="text-align: right;">2.52</td></tr> <tr><td>ACERO INOXIDABLE SA-688-304 (CON COSTURA)</td><td style="text-align: right;">1.56</td></tr> <tr><td>ACERO INOXIDABLE SA-213-304L</td><td style="text-align: right;">4.45</td></tr> <tr><td>ACERO INOXIDABLE SA-688-304L (CON COSTURA)</td><td style="text-align: right;">3.6</td></tr> <tr><td>ACERO INOXIDABLE SA-213-316</td><td style="text-align: right;">4.34</td></tr> <tr><td>ACERO INOXIDABLE SA-213-316L</td><td style="text-align: right;">7.6</td></tr> <tr><td>90-10 Cu Ni SB-111-706</td><td style="text-align: right;">5.15</td></tr> <tr><td>70-30 Cu Ni SB-111-715</td><td style="text-align: right;">4.36</td></tr> <tr><td>NIQUEL COBRE SB-163-400</td><td style="text-align: right;">5.44</td></tr> <tr><td>BRONCE AL ALUMINIO SB-111-614</td><td style="text-align: right;">2.11</td></tr> <tr><td>ADMIRALTY SB-111-443</td><td style="text-align: right;">2.67</td></tr> <tr><td>TITANEO</td><td></td></tr> </tbody> </table> <p style="text-align: center; margin-top: 10px;"> LOS COSTOS RELATIVOS PRESENTADOS. SE OBTUVIERON TOMANDO COMO BASE EL ACERO AL CARBON (SA-179) </p>			MATERIAL	COSTO REAL	ACERO AL CARBON SA-179	1.0	ACERO AL CARBON SA-210-C	1.10	ACERO AL CARBON SA-556-A2	1.8	ACERO AL CARBON SA-556-02	1.75	ACERO AL CARBON SA-557-A2	1.68	ACERO AL CARBON SA-214	0.77	ACERO INOXIDABLE SA-213-304	2.52	ACERO INOXIDABLE SA-688-304 (CON COSTURA)	1.56	ACERO INOXIDABLE SA-213-304L	4.45	ACERO INOXIDABLE SA-688-304L (CON COSTURA)	3.6	ACERO INOXIDABLE SA-213-316	4.34	ACERO INOXIDABLE SA-213-316L	7.6	90-10 Cu Ni SB-111-706	5.15	70-30 Cu Ni SB-111-715	4.36	NIQUEL COBRE SB-163-400	5.44	BRONCE AL ALUMINIO SB-111-614	2.11	ADMIRALTY SB-111-443	2.67	TITANEO	
MATERIAL	COSTO REAL																																							
ACERO AL CARBON SA-179	1.0																																							
ACERO AL CARBON SA-210-C	1.10																																							
ACERO AL CARBON SA-556-A2	1.8																																							
ACERO AL CARBON SA-556-02	1.75																																							
ACERO AL CARBON SA-557-A2	1.68																																							
ACERO AL CARBON SA-214	0.77																																							
ACERO INOXIDABLE SA-213-304	2.52																																							
ACERO INOXIDABLE SA-688-304 (CON COSTURA)	1.56																																							
ACERO INOXIDABLE SA-213-304L	4.45																																							
ACERO INOXIDABLE SA-688-304L (CON COSTURA)	3.6																																							
ACERO INOXIDABLE SA-213-316	4.34																																							
ACERO INOXIDABLE SA-213-316L	7.6																																							
90-10 Cu Ni SB-111-706	5.15																																							
70-30 Cu Ni SB-111-715	4.36																																							
NIQUEL COBRE SB-163-400	5.44																																							
BRONCE AL ALUMINIO SB-111-614	2.11																																							
ADMIRALTY SB-111-443	2.67																																							
TITANEO																																								



Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares



SELECCION DE MATERIALES PARA FLUIDOS NO CORROSIVOS

NORMAS

FIGURA No. 11.6

TABLA: MANEJO DE FLUIDOS NO CORROSIVOS									
DESCRIPCION	TEMPERATURA °C								
	BAJA			INTERMEDIA			ELEVADA		
	-100 A -61	-60 A -46	-45 A -31	-30 A -16	-15 A 16	16 A 412	413 A 454	455 A 565	566 A 620
CORAZA (2)	SA-203 E Ó D	SA-203 A Ó B	SA-516-70(5)	SA-516-70(6)	SA-516-70(6)	SA-516-70(3) (7)	SA-204-B SA-204-C	SA-387 11 CL 2	SA-204-304L
TUBOS DE TRANSFERENCIA	SA-334-3	SA-334-7	SA-210-C	SA-210-C	SA-210-C	SA-179 (1)	SA-209 T1	SA-199 T11	SA-213-TP 304
ESPEJO (4) PLACA FORJA	SA-203 E Ó D SA-350 LF 3	SA-203 A Ó B SA-350 LF 3	SA-516-70(5) SA-350 LF 2	SA-516-70(6) SA-350 LF 2	SA-516-70(6) SA-350 LF 2	SA-515-70 SA-105	SA-204 B Ó C SA-102 F1 Ó F2	SA-387 11 CL 2 SA-182 F 11	SA-182 F-304-H
TAPA DE LA CORAZA	SA-203 E Ó D	SA-203 A Ó B	SA-516-70(5)	SA-516-70(6)	SA-516-70(6)	SA-515-70(7)	SA-204 B Ó C	SA-387 11 CL 2	SA-204-304
CABEZAL (2)	SA-203 E Ó D	SA-203 A Ó B	SA-516-70(5)	SA-516-70(6)	SA-516-70(6)	SA-515-70(7)	SA-204 B Ó C	SA-387 11 CL 2	SA-204-304
TAPA CABEZAL (4) PLACA FORJA	SA-203 E Ó D	SA-203 A Ó B	SA-516-70(5)	SA-516-70(6) SA-350 LF 2	SA-516-70(6) SA-350 LF 2	SA-515-70 SA-105	SA-204 B Ó C SA-102 F1 Ó F2	SA-387 11 CL 2 SA-182 F 11	SA-182 F-304-H
BRIDAS	SA-350 LF 3	SA-350 LF 3	SA-350 LF 2	SA-350 LF 2	SA-350 LF 2	SA-105	SA-102 F1 Ó F2	SA-182 F 11	SA-182 F-304-H
TUBOS P/BOQUILLAS	SA-333-3	SA-333-7	SA-333-6	SA-333-6	SA-333-6	SA-105-B	SA-333 P 1	SA-333 P 11	SA-312-TP F-304-H
SOPORTES TIPO SILLETAS	SA-36 (9)	SA-36 (9)	SA-36	SA-36	SA-36	SA-36	SA-283-C	SA-283-C	SA-283
BRIDA DEL CABEZAL FLOTANTE	SA-350 LF 3	SA-350 LF 3	SA-350 LF 2	SA-350 LF 3	SA-350 LF 3	SA-105	SA-102 F1 Ó F2	SA-182 F 11	SA-182 F-304-H
TAPA DEL CABEZAL FLOTANTE	SA-203 B Ó D	SA-203 A Ó B	SA-516-70(5)	SA-516-70(6)	SA-516-70(6)	SA-515-70(7)	SA-204 B Ó C	SA-387 11 CL 2	SA-182 F-304-H
VARILLAS TENSORAS	SA-320-L7	SA-320-L7	SA-320-L7	SA-193-87	SA-193-87	SA-36	SA-36	SA-193-B7	SA-193-B8
ESPACIADORES	SA-333-3	SA-333-7	SA-333-6	SA-333-6	SA-333-6	SA-53-B	SA-335 P 1	SA-335 P 11	SA-182- F-304-H
MAMPARAS	SA-203 B Ó D	SA-203 A Ó B	SA-516-70	SA-516-70	SA-516-70	SA-36	SA-204 B Ó C	SA-387 11 CL 2	SA-182- F-304-H
PLACA DE PARTICION	SA-203 B Ó D	SA-203 A Ó B	SA-516-70	SA-516-70	SA-516-70	SA-515-70	SA-204 B Ó C	SA-387 11 CL 2	SA-182- F-304
ESPARRAGOS	SA-320-L7	SA-320-L7	SA-320-L7	SA-193-B7	SA-193-B7	SA-193-B7	SA-193-B7	SA-193-B7	SA-193-B8
TUERCAS	SA-194-4	SA-194-4	SA-194-4	SA-192-2H	SA-194-2H	SA-194-2H	SA-194-2H	SA-194-2H	SA-194-8
OREJAS DE IZAJE	SA-203 B Ó D	SA-203 A Ó B	SA-516-70	SA-516-70	SA-516-70	SA-515-70	SA-204 B Ó C	SA-387 11 CL 2	SA-182- F-304-H
COPLES Y TAPONES	SA-350 LF 3	SA-350 LF 3	SA-350 LF 2	SA-350 LF 2	SA-350 LF 2	SA-105	SA-102 F1 Ó F2	SA-182 F 11	SA-182- F-304-H
ANILLO DE PRUEBA					SA-105				
PLACAS DE REFUERZO	SA-203 E Ó D	SA-203 A Ó B	SA-516-70	SA-516-70	SA-516-70	SA-515-70	SA-204 B Ó C	SA-387 11 CL 2	SA-204-304L
PLACA DE CHOQUE	SA-203 E Ó D	SA-203 A Ó B	SA-516-70	SA-516-70	SA-516-70	SA-36	SA-204 B Ó C	SA-387 11 CL 2	F-204-304
PRENSA ESTOPAS					SA-516-70				

NOTAS

- 1.- PARA CAMBIADORES DE CALOR DE ESPEJOS FIJOS SE RECOMIENDA UTILIZAR TUBOS SA-210-A1 O SA-210-C
- 2.- A MENOS QUE SE INDIQUE OTRA COSA, LA TOLERANCIA A LA CORROSION ES DE 3.2 mm
- 3.- EN CASO QUE LA CORAZA SEA DE TUBO, EL MATERIAL SERA SA-106-B
- 4.- PARA ESPESORES MAYORES DE 63.5 mm, EL MATERIAL RECOMENDADO SERA DE FORJA
- 5.- DEBERA CUMPLIR CON LOS REQUERIMIENTOS DE LA PRUEBA DE IMPACTO.
- 6.- PARA ESPESORES MAYORES DE 24.5 mm, SE DEBERA REALIZAR LA PRUEBA DE IMPACTO.
- 7.- MATERIAL PARA ESPESORES MENORES DE 38.1 mm, PARA ESPESORES MAYORES EL MATERIAL SERA SA-516-70
- 8.- PARA ESPESORES MAYORES DE 50.6 mm, SE DEBERA REALIZAR LA PRUEBA DE IMPACTO.
- 9.- EL MATERIAL DEBERA SER DESGASIFICADO (KILLED) O SE DEBERA UTILIZAR EL MISMO MATERIAL QUE LAS PARTES SOMETIDAS A PRESION.

MATERIALES DE CONSTRUCCION		TEMPERATURA °C														
		39	66	93	121	149	177	204	232	260	288	316	343	371	399	427
TUBOS DE TRANSFERENCIA	703.1	703.1	703.1	703.1	703.1	689.0										
SB-111-443,444,445	703.1	703.1	703.1	703.1	703.1	689.0										
PLACA PARA ESPEJOS	703.1	703.1	703.1	703.1	703.1	689.0										
SB-171-443,444,445	878.8	878.8	878.8	878.8	878.8	443.0										
SB-171-464																
TIPOS DE TRANSFERENCIA	843.7	815.6	794.5	773.4	759.3	745.2	935.1	710.1	696.0	689.0	675.0	668.0	661.0			
SB-111-715 (70:30) (1)	1265.5	1265.5	1265.5	1265.5	1265.5	1237.4	1251.5	1188.2	1167.1	1139.0	1132.0	1125.0	1111.0	1054.6		597.6
SB-111-715 (70:30) (2)	752.3	745.3	738.2	731.2	724.2	710.1	696.0	675.0	654.0	626.0	590.6	541.4	492.2			
SB-111-710 (80:20)	703.1	682.0	668.0	654.0	633.0	612.0	597.6	576.5	562.5	492.1	422.0					
SB-111-706 (90:10)																
PLACA PARA ESPEJOS																
SB-171-715 (70:30) (1)	878.7	794.5	738.2	731.2	731.2	731.2	731.2	731.2	731.2	731.2	731.2	731.2	731.2	731.2		731.2
SB-171-715 (70:30) (3)	794.5	710.1	661.0	653.9	653.9	653.9	653.9	653.9	653.9	653.9	653.9	653.9	653.9			
SB-171-706 (90:10)	703.1	682.0	668.0	654.0	633.0	612.0	597.6	576.5	562.5	492.1	422.0					
TUBOS DE TRANSFERENCIA (4)																
SA-179	829.6	829.6	829.6	829.6	829.6	829.6	829.6	829.6	829.6	829.6	829.6	829.6	829.6	808.5	745.3	646.8

NOTAS:

- 1.- NORMALIZADO
- 2.- ESTIRADO Y RALEVADO DE ESFUERZOS
- 3.- LIGERAMENTE REVENIDO
- 4.- EL USO DE TUBOS DE ACERO AL CARBON SOLO SE JUSTIFICA EN EQUIPOS CUYO SERVICIO SEA AUXILIAR O DE RELEVO, O BIEN CUANDO EN EQUIPOS DE SERVICIO CONTINUO LOS ANODOS DE MAGNESIO NO PUEDEN SER ALOJADOS EN EL CANAL.



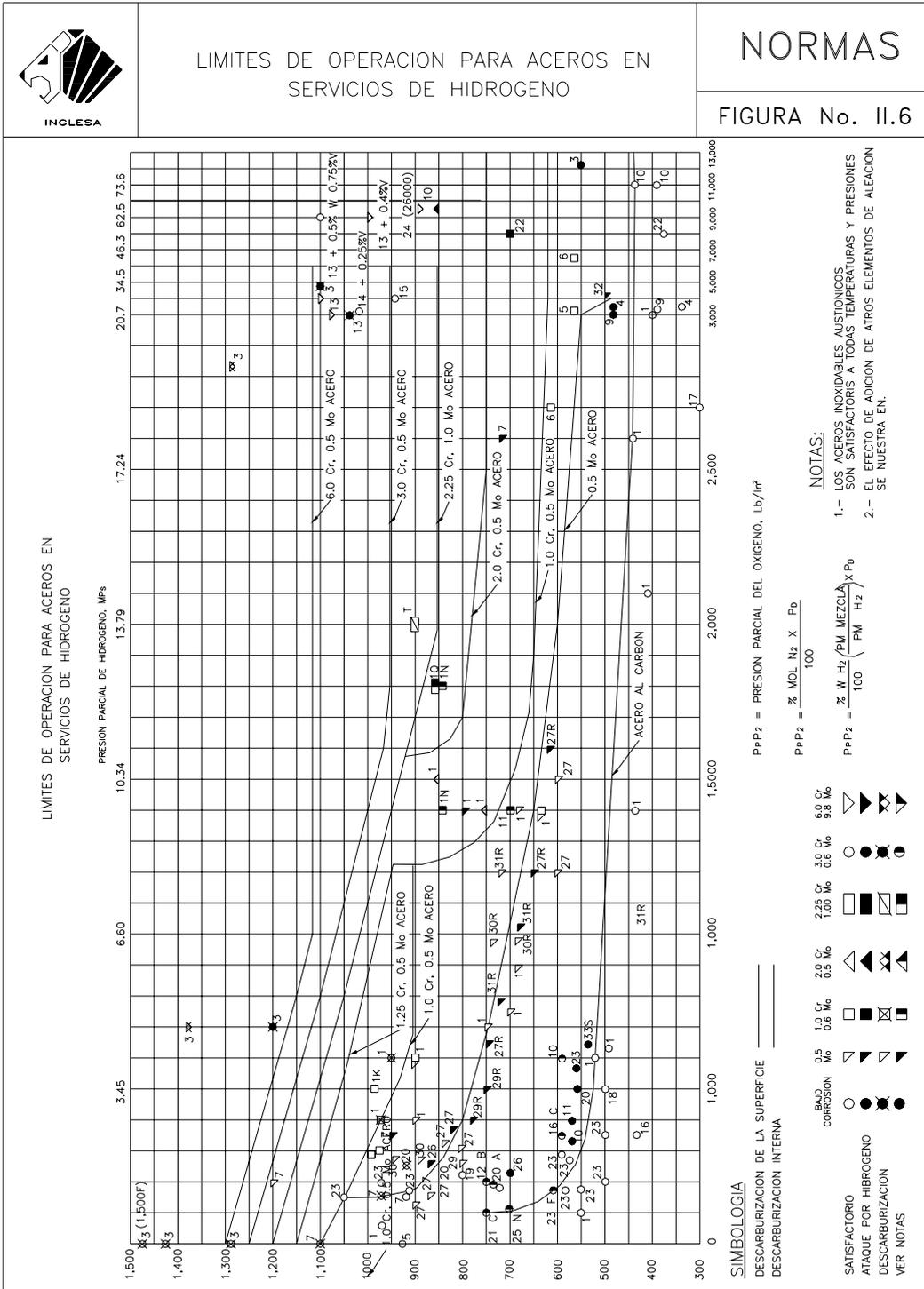
SERVICIOS DE AGUA DE ENFRIAMIENTO LADO TUBOS

NORMAS

FIGURA No. 11.7



Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares



CAPÍTULO III

DISEÑO MECÁNICO DE LOS ELEMENTOS CONSTITUTIVOS

En el presente capítulo, se describirán las características de cada uno de los elementos mecánicos que constituyen los cambiadores de calor de tubo y coraza, así como el procedimiento de diseño para cada uno de ellos.

Para iniciar el diseño de un equipo, será indispensable contar con la Hoja de Datos del mismo, que es una recopilación de información obtenida durante el estudio térmico del proceso que deberá efectuarse y mediante el cual se habrá determinado el tipo de cambiador de calor requerido conforme a la identificación descrita en el Capítulo I.3., con lo que será posible entonces conocer los elementos mecánicos que tendrán que diseñarse individualmente.

En seguida se presentará el método de diseño para cada elemento que puede ser necesario en los equipos de transmisión térmica que aquí se estudian, aunque no todos ellos se implicarán en cada equipo diseñado, deberán seleccionarse conforme a las necesidades y requerimientos especificados en la Hoja de Datos. Lo anterior significa por ejemplo, que para un cambiador tipo "NEN", no será necesario diseñar un cabezal flotante o una tapa toriesférica, que son elementos que también se describen en este capítulo para cuando se requiera un equipo constituido por estos elementos.

III.1. MAMPARA DE CHOQUE

La mampara de choque es una placa que se instala normal a la descarga de la boquilla alimentadora en la coraza, a fin de evitar que la corriente del fluido choque directamente sobre los tubos del haz y los dañe por efectos erosivos.

III.1.1. LITERALES UTILIZADAS EN ESTE CAPÍTULO

ρ - Densidad del fluido entrante a la coraza Lb/pie³ Kg/m³)

ρ_H - Densidad del agua Lb/pie³ (Kg/m³)

v - Velocidad del fluido a la entrada de la coraza pies/s (m/s)

ω - Flujo de masa a la coraza Lb/Hr (Kg/Hr)

Q - Gasto de entrada a la coraza pie³/s (m³/s)

S.G - Gravedad específica (densidad relativa) del fluido entrante

A - Área transversal interna de la boquilla alimentadora



D – Diámetro interior de la boquilla alimentadora

III.1.2. CRITERIOS PARA EL EMPLEO DE MAMPARA DE CHOQUE

Cuando alguno de los tres casos siguientes se presente, será necesario instalar mampara de choque (TEMA R-4.61).

1) $\rho v^2 > 1,500 \text{ Lb/pies.}^2$ ($2,250 \text{ Kg/ms}^2$). Cuando se tienen fluidos no corrosivos, no abrasivos y de una sola fase.

2) $\rho v^2 > 500 \text{ Lb/pies.}^2$ (750 Kg/m.s^2). Cuando se tienen fluidos de dos fases, incluyendo líquidos en punto de ebullición.

3) Para gases y vapores, incluyendo todos los vapores saturados y mezclas de vapores.

NOTA: Para ningún caso podrá aceptarse un valor de $\rho v^2 >$ mayor a $4,000 \text{ Lb/pies}^2$ ($6,000 \text{ Kg/ms}^2$), debiéndose incrementar el diámetro de la boquilla alimentadora en esos casos, a fin de reducir la velocidad de entrada y con ello el producto.

Deberá evitarse en los casos que sea posible la mampara de choque, seleccionando el diámetro de boquilla adecuado que proporcione un producto ρv^2 dentro de los límites antes establecidos, esto es cuando el diámetro puede elegirse y no es un dato, de lo contrario se tendrá que evaluar el producto y se determinará si será necesario o no la mampara, conforme a lo anteriormente expuesto.

III.1.3. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL DIÁMETRO DE BOQUILLA

Datos: Los datos proporcionados por la Hoja de Datos y que serán de utilidad para el cálculo de la boquilla que no requerirá mampara de choque son: ω , SG y ρ_H .

Se hará la conversión del flujo de masa en Lb/Hr a gasto en pie^3/s o (Kg/Hr a m^3/s).

$$\rho = \text{SG} \times \rho_H$$

$$Q = W / (\rho \times 3600)$$

$$Q = \text{Gastos en } \text{pie}^3/\text{s} \text{ ó } (\text{m}^3/\text{s})$$



Dependiendo del fluido entrante a la coraza, se iguala el producto ρv^2 al valor correspondiente, conforme lo indica el punto III.1.2

$$\rho v^2 = 1,500 \text{ Lb}/(\text{pie s}^2) \text{ o } (2,250 \text{ Kg}/\text{m s}^2)$$

$$\rho v^2 = 500 \text{ Lb}/(\text{pie s}^2) \text{ o } (750 \text{ Kg}/\text{m s}^2)$$

De las ecuaciones anteriores, según corresponda podrá despejarse la variable "V" para obtener el valor de la velocidad del fluido en la boquilla alimentadora.

$$\begin{aligned} \text{Se sabe que } Q &= V \times A \\ A &= Q / V \end{aligned}$$

Sabiéndose que el área de un círculo es:

$$A = 0.785 D^2$$

Se despeja finalmente el diámetro interior de la boquilla "D" requerido para evitar la necesidad de utilizar mampara de choque.

$$D = (A / 0.785)^{1/2} \text{ pie (m)}$$

Se procede ahora a convertir el diámetro obtenido a pulgadas (mm) para consultar cualquier tabla de Características Mecánicas de Tubos (Tabla III.1) y elegir el tubo con diámetro interno más próximo al calculado.

Se evaluará ahora el área transversal interna del tubo seleccionado para la fabricación de la boquilla, la cual deberá ser mayor al área requerida, en cuyo caso se tendrá la dimensión de boquilla que no requerirá mampara de choque.

En caso de tener la boquilla de un diámetro ya establecido deberá calcularse la posición de la mampara de choque, así como su dimensión, después de conocer el producto ρv^2 y comprobar que es necesaria (Fig. III.1.b.).

III.1.4. DIMENSIONAMIENTO Y LOCALIZACIÓN DE LA MAMPARA DE CHOQUE

La mampara deberá cubrir un área mayor a la comprendida por el diámetro interior de la boquilla, a fin de asegurar la protección de los tubos del haz en dirección a la descarga de esta misma boquilla. Por otra parte, es inconveniente una mampara demasiado grande, que restará área en el interior de la coraza, dificultando la distribución de tubos.



Tomando en cuenta los factores anteriores, se ha considerado suficiente tomar 1.25 veces el diámetro interior de la boquilla para el valor diametral de la mampara, que para facilitar su instalación será cuadrada, teniendo por lado este valor diametral calculado.

El área de flujo limitada por la proyección de la boquilla sobre la mampara y la altura H_{pp} (Fig. III.1.b.) que establece la localización de ésta, deberá ser al menos igual al área transversal interna de la boquilla, con la finalidad de evitar alteraciones del patrón de flujo presión, velocidad, esto es:

$$\pi D H_{pp} = (\pi D^2) / 4$$

$$H_{pp} = ((\pi D^2)/4) / \pi D$$

$$H_{pp} = D/4$$

Es recomendable fabricar estas mamparas con la misma curvatura que presente la coraza para hacer menos brusco el cambio de dirección en el flujo y evitar pérdidas de energía excesivas.

Cuando la boquilla alimentadora es de diámetro grande en relación al diámetro de la coraza y exista la necesidad de utilizar mampara de choque, esta será también de grande dimensiones y por consecuencia ocupará un espacio dentro de la coraza tal, que hará muy difícil la distribución de los tubos que requerirá el haz, es entonces cuando se deberá recurrir a otras soluciones, como lo son el diseño de cinturones de distribución o domos que se verán más adelante (Cap. III.5).

III.2. PLANTILLA DE BARRENADO

La Plantilla de Barrenado es el dibujo que muestra la posición en que irá situado cada uno de los tubos de transferencia con que contará el equipo y servirá de base para la perforación de las placas que han de soportarlos al ensamblar el haz completo (espejos y mamparas).

III.2.1. DATOS REQUERIDOS PARA EL DISEÑO

(PROPORCIONADOS EN LA HOJA DE DATOS)

- 1) Número de tubos requeridos.
- 2) Diámetro de los tubos.
- 3) Requiere mampara de choque o no (III.1).
- 4) Diámetro interior de la coraza.
- 5) Tipo de cabezal (III.2.1.1).



- 6) Arreglo de los tubos (III.2.1.2).
- 7) Número de pasos por los tubos (III.2.1.3).
- 8) Tipo de flujo en la coraza (III.2.1.4).

III.2.1.1. TIPOS DE CABEZAL

El número de tubos que especifica la hoja de datos para el haz, debe estar comprendido en un círculo cuyo diámetro se establece en función de las tolerancias de fabricación y montaje que deben considerarse para el tipo de cabezal requerido, así como por las dimensiones del empaque, el cual se reduce al ancho mínimo permisible (TEMA R-6.3) para obtener el mayor "Círculo Límite de Tubos", (CLT) y así contener los tubos necesarios.

El ancho mínimo de los empaques especificados por las normas es 3/8pulg. (9.5mm.) para equipos con 23pulg. (584mm.) de diámetro nominal o menores y 1/2pulg (13mm.) para aquéllos de mayor diámetro, pero será necesario comprobar posteriormente que estos empaques cumplan las necesidades de sello al diseñar los cabezales flotantes que los incluyan (Cap. III.3).

a) Cabezal Tipo "S"

Este cabezal será diseñado teniéndose presente que será desmontable y por lo mismo, requerirá tolerancias en su dimensionado que le permita al espejo flotante, salir libremente a través de la coraza al extraerse el haz, después de desmontar el bonete y las bridas de este cabezal flotante, que también contarán con tolerancias de fabricación para el fácil acoplamiento y desmontaje.

Cálculo del Máximo Círculo Límite de Tubos.

Considerando la Figura III.2-a, se calculará el "CLT" de la manera siguiente:

Diámetro del espejo flotante (DE)

$$DE = DI - 3/8 \text{ ó } (DI - 9.5 \text{ mm})$$

Diámetro exterior del empaque (DEE)

$$DEE = DE$$

Diámetro interior del empaque (DIE)

$$DIE = DEE - 2N$$



Diámetro macho del espejo flotante (DM)

$$DM = DIE - 3/8'' \text{ ó } (DIE - 9.5 \text{ mm})$$

Diámetro del máximo círculo límite de tubos (CLT)

$$CLT = DM - 1/4'' \text{ ó } (DM - 6.3\text{mm.})$$

b) Cabezal Tipo "T"

Deberá diseñarse de tal forma que al ser extraído el haz de tubos para la operación de limpieza y mantenimiento, el espejo del cabezal flotante, pueda salir libremente a través de la coraza estando acoplado con la brida de la tapa del cabezal mediante sus espárragos.

La tolerancia de 3/16pulg. (4.8mm.) mínima que se indica en la Figura III.2-a y b entre la cara interna de la coraza y el radio del espejo, es una dimensión que permitirá librar pequeños obstáculos que pudieran presentarse en la longitud de la coraza al extraer el haz, debidos a irregularidades en ella, tales como deformaciones causadas por golpes, por cambios de temperatura al aplicar la soldadura o bien defectos en la forma cilíndrica de la misma. Las tolerancias indicadas sobre el cabezal flotante permitirán el fácil acoplamiento y desensamble del espejo y la brida, además de facilitar su fabricación.

Literales utilizadas en la Figura III.2-b.

ϕ B – Diámetro del espárrago, que podrá tomarse por el momento como 3/4pulg. (19mm.) por ser el mínimo permitido en las normas, para evitar el peligro de sobreesfuerzo que existe en espárragos de menor diámetro, además de poder conseguir así una brida menos alta y con ello un "CLT" más amplio, aunque tendrá que verificarse al diseñar la brida del cabezal flotante (Cap. III.3)

E – Dimensión correspondiente al diámetro de espárrago seleccionado para proporcionar apoyo suficiente a las tuercas y dar resistencia a la brida en la sección acotada (Figura III.20).

N – Ancho del empaque

DI – Diámetro interior de la unidad

C – Tolerancia en el diámetro de las perforaciones del espejo y la brida para el libre cruce de los espárragos, que será de 1/16pulg. (1.6mm.) en diámetros menores o iguales a 1pulg, (25.4mm.) y 1/8pulg. (3mm.) para diámetros de espárragos mayores.



Cálculo del Máximo Círculo Límite de Tubos.

Considerando la Figura III.2-b se calcula el "CLT" de la siguiente manera:

$$CLT = DI - 3/8 - 2E (\phi B + c) - 1/4 - 1/8 - 2N - 1/4 - 1/8 - 1/4$$

$$CLT = DI - 2E - \phi B - c - 2N - 1 \frac{3}{8} \text{pulg.}$$

c) Cabezales Tipo L, M, N.

Siendo estos cabezales de espejos fijos, sólo tendrá que considerarse una tolerancia para el cálculo del "CLT", entre la cara interna de la coraza y la cara externa de los tubos más próximos a ella (Figura III. 1-a) con el fin de evitar que al aplicarse la soldadura de unión entre el espejo y la coraza, afecte por temperatura las uniones tubos espejo o bien para facilitar la soldadura y/o rolado de los tubos al espejo, además de no permitir que las perforaciones para los tubos de transferencia en las mamparas lleguen a su perímetro.

$$CLT = DI - 2 (3/8") = DI - 3/4"$$

III.2.1.2. ARREGLO DE TUBOS

El arreglo corresponde a la forma que presenta la línea de unión entre los centros de tubos más próximos entre sí, en su corte transversal y está en función de la dirección del fluido que circula por la coraza. En la Figura III.1.-c, se muestran los diferentes arreglos de tubos, denominado como "Paso" a la distancia comprendida de centro a centro de cada tubo.

III.2.1.3. NÚMERO DE PASOS POR LOS TUBOS

El arreglo de las placas divisorias en los cabezales de distribución y de retorno (o cabezal flotante), determinan el número de veces que el fluido lado tubos cambia de dirección al circular por el interior de ellos, a lo que se llamará número de pasos. En la Figura III.3., se ilustran los arreglos más usuales de placas divisorias para diferente número de pasos por los tubos.

III.2.1.4. TIPOS DE FLUJO EN LA CORAZA

En la Figura III.4. se presentan varios dibujos ilustrativos que muestran arreglos diferentes de las mamparas para lograr el tipo de flujo deseado en la coraza, el cual se indica en cada esquema.



III.2.2. DATOS FINALES QUE DEBERÁ INCLUIR LA PLANTILLA DE BARRENADO

- 1) Número, calibre y diámetro de tubos de transferencia.
- 2) Localización y dimensiones de la mampara de choque si se requiere (III.1.2.).
- 3) Arreglo de los tubos (III.2.1.2.).
- 4) Paso de los tubos en su arreglo (III.2.1.2.).
- 5) Número de pasos por los tubos (III.2.1.3.).
- 6) Diámetro y línea de corte de las mamparas transversales, indicando en ellos el "CLT" real (III.2.2.2.).
- 7) Número, diámetro y localización de las varillas tensoras (III.2.2.3.).
- 8) Dimensiones y localización de fajas de sello (III.2.2.4.).
- 9) Diámetro y localización de barrenos para tornillos de ojo (III.2.2.5.).

III.2.2.1. TRAZO DE LA PLANTILLA DE BARRENADO

Conociendo los datos indispensables para el diseño de la plantilla de barrenado (III.2.1.) y habiendo calculado el diámetro del máximo Círculo Límite de Tubos (CLT) correspondiente al cabezal de retorno (o flotante) requerido, se estará en posibilidad de trazar la plantilla.

Cuando el número de pasos por los tubos es la unidad y el haz no involucra mampara de choque ni mampara longitudinal (Fig. III.4.d y e), la plantilla se obtiene siguiendo los pasos indicados a continuación:

- 1) Trazar un sistema de ejes cartesianos x , y .
- 2) Dibujar el contorno del máximo "CLT" con centro en la intersección de los ejes indicados en el punto anterior.
- 3) Trazar familias de rectas conforme el arreglo de tubos; hasta llenar el área comprendida por el máximo "CLT".
- 4) Dibujar el contorno de tubos calibre en su sección transversal haciendo centro para su radio exterior en la intersección de las rectas que



establecen el arreglo de tubos (punto 3), cuidando que ninguno de ellos sobrepase el perímetro marcado por el máximo "CLT".

La cantidad de tubos comprendidos del "CLT", será el máximo número de ellos con el que podrá contar el equipo, por lo que deberán buscarse alternativas que convengan a las necesidades que se tengan.

En la Figura III.5 se presentan dos alternativas (c y d) para la distribución de tubos con el mismo arreglo y círculo límite de tubos, en las que se obtienen un número diferente de tubos como consecuencia de la posición relativa del eje "y" respecto a la línea de centros de la columna de tubos más próximos a este.

Cuando el número de pasos por los tubos sea diferente de la unidad, se distribuirá el número de tubos solicitado en la Hoja de Datos, de tal forma que se tenga la misma cantidad de éstos en cada paso, aunque no siempre será posible y entonces podrá aceptarse una diferencia del 3% máximo entre el número de tubos de un paso y otro.

Para el trazado de la plantilla en estos casos, tendrán que ser localizados primeramente las líneas de centro de las placas divisorias, para a continuación dibujar el arreglo de tubos conforme a su paso, teniéndose presente que la distancia "W₄" de la línea de centros de cualquier placa divisoria a la línea de centros de la hilera de tubos más próximos a ella, deberá incluir los espaciamientos y claros mínimos recomendados para lograr el ensamble de las placas divisorias con el espejo (Fig. III.6).

El espesor mínimo admisible para las placas divisorias en cabezales y bonetes de cabezal flotante "W₁" (TEMA R.8.131) no deberá ser menor al indicado por la tabla III.2.

TABLA III.2.

DIÁMETRO NOMINAL DEL CABEZAL	ACERO AL CARBÓN	MATERIALES DE ALEACIÓN
Hasta 23pulg. (584mm.)	3/8pulg. (9.5mm.)	1/4pulg. (6.3mm.)
24" a 60" (610 a 1524 mm)	1/2" (13 mm)	3/8pulg. (9.5mm.)
61" a 100" (1549 a 2540 mm)	5/8" (16 mm)	1/2" (13 mm)

El ancho mínimo permisible en la vena del empaque "Npp" (Figura III.6) para la placa de partición (TEMA R.6.4), no podrá ser menor al indicado en la tabla III.3.



En la Figura III.5 se incluyen dos ejemplos de plantilla de barrenado donde (b) presenta un desafiamiento de la línea central de la placa divisoria, respecto a la línea de centros horizontal del haz de tubos, a fin de obtener una altura H_{pp} mayor que en la Figura (a), donde será posible colocar una mampara de choque (Fig. III.1-b)

Obsérvese también que se ha eliminado cuatro tubos del paso inferior y dos del superior, debido a que los primeros interfieren con el "CLT" y los segundos se han evitado para cumplir con la descompensación máxima permisible del 3% de un paso a otro.

TABLA III.3.

DIÁMETRO NOMINAL DEL CABEZAL	ANCHO MÍNIMO DEL EMPAQUE N_{pp}
Hasta 23" (584 mm)	1/4" (6.3 mm)
24" a 60" (610 a 1524 mm)	3/8" (9.5 mm)
61" a 100" (1549 a 2540 mm)	1/2" (13 mm)

Teniéndose en cuenta que el trazado de una plantilla se ha limitado al estudio de los tubos comprendidos en el máximo Círculo Límite de Tubo Real, que es menor al anterior y por lo tanto será necesario su evaluación.

Mediante un cálculo matemático simple (Teorema de Pitágoras) podrá conocerse la distancia radial desde el centro del haz de tubos hasta el centro del tubo más próximo al "CLT" máximo, la cual habrá de multiplicarse por dos y sumársele el diámetro del tubo de transferencia, resultando así el diámetro del Círculo Límite de Tubos Real (Figura III.7-a).

III.2.2.2. MAMPARAS TRANSVERSALES

El área de ventana, es el área del segmento o sección libre de la mampara menos el área transversal de los tubos comprendidos en ella y se indica en porcentaje de corte del diámetro interior de la coraza. Este porcentaje está especificado en la Hoja de Datos, aunque por dificultad geométricas será necesario localizar el corte, sobre la línea de centros de la fila o columna de tubos más próxima al porcentaje especificado, o bien sobre los puntos centrales de los espacios libres comprendidos entre ellas, todo esto con la finalidad de evitar secciones aguadas y problemas de ensamble ocasionados por la tangencia o proximidad a ella de la línea de corte de la mampara con las perforaciones del mismo (Figura III.7-b).



La siguiente expresión proporciona la altura de corte en mamparas segmentadas (Figura III.8.-a).

$$H = D/2 - \% \text{ de } D$$

El reducir o aumentar el área de ventana como resultado de la modificación del corte teórico (Hoja de Datos) en la mampara, hace necesaria la revisión de las áreas de ventana y de flujo cruzado, las cuales deberán ser equivalentes a fin de evitar las contracciones y expansiones del fluido que provocarían caídas de presión y problemas de vibración en el haz de tubos.

A continuación se expondrá el procedimiento de cálculo para ambas áreas (Figura III.9.), donde las literales empleadas son:

D – Diámetro interior de la coraza.

Hc – Altura de corte real en la mampara.

D_t – Diámetro exterior de los tubos de transferencia.

N_t – Número de tubos de transferencia localizados en el área de la ventana.

N_{t FC} – Número de tubos de transferencia localizados sobre el área de flujo cruzado.

Espaciamiento de las mamparas (incluido en Hoja de Datos).

CÁLCULO DEL ÁREA DE VENTANA

El área total de medio círculo es:

$$(\pi D^2 / 4) / 2 = \pi D^2 / 8$$

El área de los triángulos superiores es:

$$Hc ((D/2)^2 - Hc^2)^{1/2} = (Hc(D^2 - 4Hc^2)^{1/2})/2$$

El área de los dos arcos del círculo es:

$$(\pi D^2 / 4) (\alpha/360) = (\pi D^2 / 4) (2 \text{ sen}^{-1} (2 Hc/D))/360 =$$

$$(\pi D^2 / 4) (\text{Sen}^{-1} (2 Hc/D))/360$$

El área de los tubos de transferencia localizados en la ventana será:



$$(\pi d_t^2 N_t) / 4$$

Sumando algebraicamente estas áreas se obtendrá el área de ventana:

$$A_v = (\pi D^2 / 8) - (H_c(D^2 - 4 H_c^2)^{1/2}) / 2$$

$$(\pi D^2 / 2) (\text{Sen}^{-1} (2H_c/D)) / 360$$

$$(\pi d_{t2} N_t) / 4$$

CÁLCULO DEL ÁREA DE FLUJO CRUZADO

$$A_{FC} = L (D - d_t N_{t FC})$$

Para definir el diámetro de las mamparas transversales (D_m) y la placa soporte, se tendrá presente que la holgura que éstos presenten con el diámetro interior de la coraza no deberá exceder los valores indicados en la Tabla III.4, a fin de evitar pérdidas de flujo por desajustes mayores:

TABLA III.4.

DIÁMETRO DE LA CORAZA	D-Dm	DIÁMETRO DE LA CORAZA	D-Dm
8" – 13" (203 – 330mm)	0.100" (2.5 mm)	24" – 39" (610 – 991 mm)	0.175 (4.4 mm)
14" – 17" (356-432 mm)	0.125" (3.2 mm)	40" – 54" (1016 – 1372 mm)	0.225" (5.7 mm)
18" – 23" (457 – 584 mm)	0.150" (3.8 mm)	55" (1397 mm) y mayores	0.300" (7.6 mm)

III.2.2.3. VARILLAS TENSORAS

La función de estas varillas es lograr un armazón rígido entre mamparas, placa soporte y uno de los espejos, haciendo posible el manejo del haz de tubos como un sólo elemento.

El número de varillas requeridas así como su diámetro están en función del diámetro de la coraza (Tabla III.5) y deberán ser distribuidas en toda la periferia de la plantilla de barrenado, teniendo cuidado en localizarlas también próximas al corte de las mamparas para evitar problemas de vibración.

Uno de los extremos de estas varillas irán empotrados al espejo fijo empacado, cuando se trata de un haz de tubos removible y este empotramiento se hará en el espejo próximo a la boquilla alimentadora de la coraza cuando se trata de un equipo de espejos fijos.



Solamente cuando el equipo en diseño sea de cabezal flotante, se estará en posibilidad de localizar estas varillas fuera del Círculo Límite de Tubos si fuera necesario por condiciones de espacio, cuidando únicamente que no sobresalgan del perímetro de las mamparas los tubos espaciadores que cubren estas varillas, así como las tuercas de sus extremos no empotrados.

TABLA III.5.

DIÁMETRO DE LA CORAZA	DIÁMETRO DE VARILLAS	NÚMERO MÍNIMO DE VARILLAS
8" – 15"	3/8" (9.5 mm)	4
16" – 27"	3/8" (9.5 mm)	6
28" – 33"	1/2" (13 mm)	6
34" – 48"	1/2" (13 mm)	8
49" – 60"	1/2" (13 mm)	10
61" – 100"	5/8" (16 mm)	12

III.2.2.4. FAJAS DE SELLO

Son elementos mecánicos alargados que se instalan longitudinalmente al haz, soportadas por las mamparas mediante ranuras efectuadas en ellas, su función consiste en obligar cruzar a través del haz a los fluidos que circulan por los espacios libres comprendidos entre los tubos exteriores del haz y la pared interna de la coraza, minimizada así los flujos inútiles (Figura III.10).

Normalmente contarán con un espesor de 3/8" (9.5 mm), su ancho depende del espacio libre disponible (1 1/2" ó mayor) y su longitud comprenderá la distancia existente entre la primera y última mampara (o placa soporte con un excedente en cada extremo de 1/2" (13 mm) normalmente.

III.2.2.5. TORNILLOS DE OJO

En todo cambiador de calor con haz de tubos removible es necesario contar con accesorios que faciliten la extracción del haz de su coraza, para las operaciones de limpieza y mantenimiento.

Los tornillos de ojo (Figura III.11). se emplean como un medio de sujeción, instalados sobre el espejo fijo empacado del haz de tubos por el lado del cabezal, a fin de poder aplicar una fuerza de tensión sobre ellos y así lograr la extracción.

Los agujeros roscados que se efectúan para la instalación de estos tornillos, deberán contar con una profundidad mínima igual a su diámetro en espejos de acero al carbono y de 1.25 veces su diámetro en espejos de material no ferroso. Al establecer sobre la plantilla de barrenado la localización de estos barrenos, será necesario conseguir el mayor espaciamiento entre ellos (Figura III.10).



III.3. CABEZAL FLOTANTE

Se denominan como flotantes, aquellos cabezales diseñados de tal forma que permiten la libre expansión y contracción que sufre el haz de tubos a consecuencia de los gradientes de temperatura existentes entre el fluido lado tubos y lado coraza.

Los cabezales flotantes, según las normas TEMA, están clasificados de acuerdo a los siguientes tipos: S, T, W y P.

El cabezal flotante tipo "S" está constituido generalmente por un casquete esférico unido a una brida tipo anillo y éstos, ya como un solo elemento, van ensamblados a un espejo flotante, auxiliados por una contrabrida dividida (Ver Figura III. 12-b).

El cabezal flotante tipo "T" se forma con los mismos elementos que el anterior, con la diferencia de que este es ensamblado directamente al espejo por medio de espárragos (Ver Figura III.12.a).

El cabezal flotante tipo "W", no es más que un espejo flotante empacado mediante un anillo de cierre hidráulico, lográndose el sello con el apriete de los espárragos que ensamblan la brida de la coraza y la del cabezal, (Ver Figura III.12-c).

El cabezal flotante tipo "p" es parecido al "W", solamente que el sello en la coraza se logra exteriormente con la ayuda de una contrabrida y el sello en el cabezal, con una brida deslizante y un empaque tipo anillo sólido dividido (Ver Figura III.12-d).

Para efectos de ordenamiento, se tratarán en este tema los dos primeros cabezales descritos, considerando que los demás cuentan con elementos que se estudiarán separadamente en subcapítulos posteriores.

III.3.1. GEOMETRÍA DEL CASQUETE

La geometría del casquete más utilizada en cabezales flotantes, es la de un segmento esférico donde la flecha "c", resulta ser una cuarta parte del diámetro interior de la brida a la cual va unida. Esto se deriva del hecho de que desde el punto de vista estructural, el casquete esférico presenta mejor resistencia a las cargas actuantes.

Tomando como punto de referencia la Figura III.13., se puede encontrar la dimensión del radio de abombado "L" para el casquete esférico.



$$L^2 = \left(L - \frac{8}{4}\right)^2 + \left(\frac{8}{2}\right)^2$$

$$L^2 = L^2 - \frac{BL}{2} + \frac{B^2}{16} + \frac{8^2}{4}$$

$$0 = -\frac{BL}{2} + \frac{B^2}{16} + \frac{B^2}{4}$$

$$0 = -8BL + B^2 + 4B^2$$

$$5B^2 = 8L \Rightarrow L = \frac{5}{8}B$$

Para cabezales flotantes con pasos múltiples (que involucran placas divisorias), la profundidad interior del mismo deberá ser tal que el área transversal mínima entre pasos adyacentes, sea al menos 1.3 veces el área transversal interna de los tubos de un solo paso. Para cabezales flotantes de un solo paso, la profundidad medida sobre la línea de centros de la boquilla, deberá ser como mínimo 1/3 del diámetro interior de la misma boquilla (TEMA R-5.11).

III.3.2. ESPESOR DEL CASQUETE ESFÉRICO

Por Presión Interna.

El Código ASME VIII, Div. 1, establece las siguientes ecuaciones para el cálculo del espesor de un cascarón esférico sujeto a presión interna (ASME UG-27 (d)).

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P}$$

$$t = \frac{5PL}{6S}$$

t - Espesor mínimo requerido sin tolerancia a la corrosión, eligiendo el mayor de los resultados obtenidos, pulg.

P - Presión de diseño en el interior de tubos, Lb/pulg².

R = L Radio interior del casquete en condiciones corroídas, pulg.

S - Esfuerzo máximo permitido del material empleado a la temperatura de diseño (ASME VIII, Subsección C), Lb/pulg².



E - Eficiencia de la junta soldada (ASME, U_w-12) en %.

C - Corrosión permisible (frecuentemente se considera 1/8" (3.2 mm) en acero al carbono) pulg.

Por Presión Externa.

El espesor mínimo requerido de un cascarón esférico bajo presión externa, ya sea sin costura o de construcción armada con juntas o tope, debe determinarse mediante el siguiente procedimiento:

PASO 1. Suponga un valor inicial de "t" y calcule el valor del factor "A" empleando la ecuación siguiente:

$$A = \frac{0.125}{R_o / t}$$

Donde:

R_o – Radio exterior del cascarón en condiciones corroídas.

t – Espesor supuesto

PASO 2. Utilizando el valor de "A" calculado en el paso 1, entre a la gráfica correspondiente en el apéndice y del Código ASME SECCIÓN VIII, División 1 para el material bajo consideración (ver ejemplo Fig. III.15 para acero al carbono y baja aleación). Trace una línea imaginaria verticalmente hacia arriba hasta intersectar a la curva material / temperatura (utilice la temperatura de diseño).

En casos donde el valor de "A" se localice a la izquierda de la curva material/temperatura, ver el paso 5.

PASO 3. De la intersección obtenida en el paso 2, trace una línea horizontal imaginaria hacia la derecha y lea el valor del factor "B".

PASO 4. Utilizando el factor "B", calcule el valor de la presión externa máxima permisible "P_a" (Lb/pulg). mediante la siguiente ecuación:

$$P_a = \frac{B}{R_o / t}$$

PASO 5. Para valores de "A" localizados a la izquierda de la curva material/temperatura, el valor de "P_a" (Lb/pulg), puede calcularse por:



$$Pa = \frac{0.0625E}{(R_0/t)^2}$$

Donde:

E = Módulo de elasticidad del material a la temperatura de diseño.

PASO 6. Compare "Pa" obtenida en los paso 4 y 5 con "p" (presión de diseño lado coraza). Si $Pa < P$ suponga un valor de "t" mayor al supuesto inicialmente y repita el procedimiento anterior hasta conseguir que sea $Pa \geq P$.

Habiendo determinado el espesor requerido por el casquete esférico mediante los procedimientos antes descritos debe agregarse la tolerancia por corrosión sobre ambos lados del casquete según el párrafo UG-25 del código ASME y el párrafo R-1.5 del TEMA (al menos 1/8" (3.2 mm) por lado, en acero al carbono y 1/16" (1.6 mm) para materiales aleados).

III.3.3. BRIDA DEL CABEZAL FLOTANTE

En conexiones bridadas sujetas a presión interna y externa, como es el caso de las bridas para cabezales flotantes tipo "S" y "T", los cálculos inherentes a su diseño deben efectuarse bajo ambas condiciones de presión, tomando en consideración las condiciones para asentamiento del empaque y las de operación.

En la Figura III.16 se muestra el formato de diseño correspondiente a la brida del cabezal flotante en el cual se presenta por medio de numeración progresiva la secuencia de cálculo, por lo que para un manejo adecuado del mismo, se deberá trabajar con las siguientes notas aclaratorias para ciertos puntos específicos de la secuencia.

1) Dimensione el cabezal flotante, para ello auxíliese de las Figuras II.2. y III.17, así como de los siguientes párrafos.

El ancho "N" del empaque en su periferia, deberá ser al menos 3/82 (9.5mm) para equipos con 23" (584 mm) de diámetro nominal o menores, y 1/2pulg (12.7mm.) para aquellos que son mayores. (TEMA R-6.3)

El diámetro mínimo permisible de espárragos (\emptyset esp) será de 3/4" (19.0 mm) (TEMA R-10.1).

En el párrafo III.3.1 se presenta la geometría del casquete esférico.

2) Las condiciones de diseño de la brida se proporcionan en la Hoja de Datos del equipo a diseñar.



3) La selección de los materiales para la brida y los espárragos dependerá de los fluidos manejados tanto del lado coraza como del lado tubos, generalmente se utilizan materiales de acero al carbono, para su selección Ver Tabla II.4

4) En la Figura III.19 se muestran los diferentes tipos de caras de asentamiento para el espejo y la brida del cabezal.

5) Se elige primeramente el material adecuado para el empaque, de la Figura III.18, para conocer de esta manera sus características "m" y "Y", así como la columna a utilizar en la Figura III.19

Empaques de asbesto enchaquetado deberán ser usados en juntas de cabezales flotantes internos juntas sujetas a una presión de diseño de 300PSI (21.1 Kg/cm²) y mayores, para todas las juntas en contacto con hidrocarburos. (TEMA R-6.2).

b y b_o, se determinan con la ayuda de la Figura III.19

6) Los valores correspondientes S_{fo}, S_{fa}, S_a y S_b, se encuentran tabulados en las secciones UCS, UHA y UNF-23 del Código ASME, conforme a la especificación del material y su temperatura.

7) Cálculo de área de pernos, consideraciones importantes:

Los valores de "K" (indicados en los puntos 7.1, 7.5 y 7.9), se presentan en la Figura III.3

Para la determinación del número de espárragos (N_{esp}) requeridos en la brida aplique la siguiente ecuación:

$$N_{o_{esp}} = \frac{Am}{Araíz} \text{ Redondear a enteros múltiplos de cuatro}$$

Araíz = área de la raíz del espárrago seleccionado, ver Figura III.20.

Una vez determinados los espárragos requeridos en la brida, verificar el espaciamiento real como sigue.

$$E_{min} \leq E_{real} \geq E_{max. tent}$$

E_{min} = espaciamiento mínimo, el cual es proporcionado en la Figura III.20.

E_{real} = Espaciamiento real = π x círculo de barrenos / No_{esp}.



$$E_{\max_{\text{tent}}} = \text{Espaciamiento Max Tentativo} = 2x\phi_{\text{esp.}} + \frac{18}{m+0.5}$$

Si el ancho de empaque mínimo requerido (N_{min}) indicado en el punto 7.14 excede al ancho propuesto (N) en el punto 5.5, repita el procedimiento a partir del punto 1, proponiendo un ancho de empaque mayor.

11) Para la determinación de "hR" consultar la Figura III.21.

$$D_1 = \sqrt{(L+t/2)^2 - (B/2)^2}; D_2 = \sqrt{(L+t)^2 - (B/2 - 1/8)^2}$$

$$D_R = D_2 - D_1; X = D_R + 1/8$$

$$h_R = \frac{T_{\text{nom}}}{2} - X$$

14) M_{RO} = momento real por presión interna

M_{ROE} = momento real por presión interna

M_{ROP} = Momento real de operación

15) Si las condiciones de diseño no se cumplen, utilice las siguientes alternativas.

Si $M_{RO} \geq M_{ROE}$ y $M_{RO} \geq M_{ROP}$, entonces el brazo de palanca HR (punto 11) deberá calcularse por la siguiente ecuación:

$$h_R = \frac{M_o - MA}{HR}$$

Si $M_{ROE} \geq M_{ROP}$ entonces el brazo de palanca HR (punto 11) deberá calcularse por la siguiente ecuación.

$$H_R = \frac{M_e - MA}{HR}$$

En ambos casos, se requiere modificar el brazo de palanca, lo cual se logra ajustando la dimensión "X", presentada en la Figura III.21.

Si $M_{RO} > M_{\Lambda}$, entonces en el punto 9.2 del formato sustituir MA por M_{ROP} , para determinar nuevamente el espesor "T" final requerido por la brida (Punto 9.3).



16) Conocido el espesor (T) verifique el espaciamiento de espárragos.

III.3.4. CONTRABRIDA DIVIDIDA DEL CABEZAL FLOTANTE

La función de la contrabrida dividida es anclar los espárragos de la brida del cabezal flotante, por lo tanto, está sujeta a la acción de los mismos espárragos y a la reacción que presenta el espejo flotante.

La contrabrida está formada por dos secciones semicirculares, a fin de poder desmontarla y remover el haz de tubos en las operaciones de mantenimiento. Su dimensión "a" (Figura III.22-d) debe ser tal que impida el deslizamiento de la brida sobre el espejo, pero sin llegar a interferir con los tubos del haz, siendo por esto recomendable que su diámetro interior sea el mismo que el de la brida del cabezal (B).

Unión Contrabrida Espejo.

En algunas ocasiones, dependiendo de las dimensiones del equipo así como para evitar al máximo que la contrabrida salga de su posición debido a la torsión, se diseña un tipo de unión como el que se muestra en la Figura III.22-a, comprendiendo un ángulo ϕ , maquinado tanto para el espejo como para la misma contrabrida.

Cálculo del Espesor de la Contrabrida.

Como se ve en la Figura III.22-d, la contrabrida está sujeta a cargas concentradas debidas a la fuerza transmitida por cada uno de los espárragos y a la reacción que presente el espejo.

Aunque los espárragos están diseñados tomando en consideración las presiones que actúan en el cambiador de calor y el factor de asentamiento del empaque para que trabajen el esfuerzo permisible del material, es conveniente considerar la carga máxima que pueden soportar los pernos, es decir, su área transversal por su esfuerzo de cedencia.

El espesor "h" (Figura III.22-d) se puede diseñar por esfuerzo cortante empleando la siguiente expresión:

$$h = \frac{(N)(Ap)(fy)}{(DE)(\pi)(fs)}$$

Donde:

N = Número de espárragos



A_p = área transversal de cada espárrago pulg².

S_{fa} = esfuerzo máximo permisible de los espárragos, a la temperatura ambiente, Lb/ pulg².

F_y = Esfuerzo de cedencia para los espárragos, especificado en el Código ASME, Lb/ pulg².

D_E = Diámetro exterior del espejo flotante, pulg.

F_s = Esfuerzo permisible al corte del material de la contrabrida, Lb/ pulg². = 0.4 x S_{fa} .

El espesor obtenido mediante la fórmula anterior pudiera resultar pequeño y tomando en consideración las severas condiciones de operación a que está sometido el equipo, no es conveniente tener espesores muy delgados, por lo que se recomienda que el valor calculado con la expresión anterior no sea menor al diámetro de los espárragos más 7/16pulg. (11 mm).

$$H \geq D_p + 7/16''$$

Donde:

D_p = Diámetro de espárragos

III.4. CORAZAS

Se denomina con el nombre de coraza al elemento generalmente cilíndrico, que constituye esencialmente el cuerpo de un cambiador de calor, el cual aloja en su interior al haz de tubos.

Desde el punto de vista estructural, la coraza es un cascerón cilíndrico, el cual se comporte como una membrana. El Código ASME, Div. 1, especifica las fórmulas adecuadas para el diseño de este elemento.

III.4.1. CORAZAS SOMETIDAS A PRESIÓN INTERNA (UG-27)

El espesor mínimo requerido por presión interna para un elemento cilíndrico, podrá determinarse por medio de las siguientes ecuaciones:

a) En función del radio interior.

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$



b) En función del radio exterior.

$$t = \frac{PR_o}{SE + 0.4P}$$

Siendo:

T = Espesor mínimo requerido por presión, sin corrosión pulg.

P = Presión interna de diseño, Lb/pulg².

R = Radio interior de la coraza en condiciones corroídas pulg.

Ro = Radio exterior de la coraza, pulg.

S = Esfuerzo máximo permisible del material a la temperatura de diseño, Lb/pulg².

E = Eficiencia de la junta soldada, %

C = Corrosión permisible, pulg.

III.4.2. CORAZAS SOMETIDAS A PRESIÓN EXTERNA (UG-28)

El espesor de pared mínimo requerido por presión externa deberá ser calculado de acuerdo al párrafo UG-28 y a las gráficas del apéndice V del Código ASME.

Los símbolos utilizados para este procedimiento son los siguientes:

A = Factor determinado por la figura UGO-28.0 en el apéndice V.

B = Factor determinado por las gráficas del apéndice V.

$$Pa = \frac{2AE}{3(D_o/t)}$$

Do = Diámetro exterior de la coraza cilíndrica.

E = Módulo de elasticidad del material a la temperatura de diseño.

L = Longitud de la sección considerada del recipiente.

P = Presión de diseño externa.



P_a = Presión máxima permisible

T = Espesor mínimo de pared

El procedimiento para el cálculo del espesor de pared por presión externa es el siguiente:

Para cilindros que tienen relaciones de $D_o/t > 10$ (Ver Figura III.14).

PASO 1. Considere un valor t y determine las relaciones L/D_o y D_o/t .

PASO 2. Entrar a la Figura III.14 UGO-28.0 con el valor L/D_o determinado en el primer paso. Para valores de L/D_o mayores que 50, entrar a la misma gráfica con un valor de $L/D_o = 50$.

PASO 3. Usando el valor de A , calculado en el paso anterior, entrar a la gráfica para el material y temperatura requeridos del mismo apéndice V , trace una línea perpendicular hacia arriba e intersecte la curva material-temperatura a la temperatura de diseño.

En caso de que el valor de A se localice a la izquierda de la curva antes mencionada, ver el paso 7.

PASO 5. De la intersección obtenida en el paso 4, trazar una línea horizontal a la derecha y leer el valor de B .

PASO 6. Usando este valor de B , calcular el valor de P_a , presión máxima admisible, empleando la siguiente fórmula:

$$P_a = \frac{4B}{3(D_o/t)}$$

PASO 7. Para valores de A que se localicen a la izquierda de la curva material – temperatura, el valor de P_a , puede calcularse mediante la expresión siguiente:

PASO 8. Comparar el valor calculado de P_a , obtenido en los pasos 6 y 7 con la presión de diseño externa. Si $P_a \geq P$, el espesor " t " supuesto es el correcto; si $P_a < P$, suponer un nuevo valor para t y repetir el procedimiento anterior.



III.4.3. ESPESORES MÍNIMOS "TEMA"

Las condiciones de operación en algunos equipos, resultan en ocasiones no ser críticas por las dimensiones de los mismos o por la baja presión a que operan, por lo que el espesor de pared requerido por presión para la construcción de la coraza será muy reducido, sin embargo tal espesor de pared pudiera resultar insuficiente para resistir otro tipo de cargas, como son por ejemplo las producidas por el peso propio del equipo en los puntos de contacto de la coraza con los soportes de apoyo, o bien los esfuerzos debidos a la distancia comprendida entre apoyos y el mismo peso del equipo que tenderá a crear una flexión en la coraza.

Debido a lo anterior, la norma TEMA, hace referencia a los espesores requeridos. Estos fueron fijados en base a la experiencia de los usuarios en cuanto al manejo de equipos en plantas. Esto repercute en el hecho de que ninguna coraza deberá tener un espesor inferior al mínimo permitido por TEMA indicado en función del diámetro del equipo (ver Tabla III.4).

TABLA III.4
ESPESORES MÍNIMOS PARA CORAZAS

DIAMETRO NOMINAL	ESPESOR MÍNIMO ACERO AL CARBONO		ALEACIÓN
	TUBO	PLACA	
8" – 12" (203-305 mm)			1/8" (3.2 mm)
13" – 29" (330 O 737 mm)	Ced. 80		3/16" (4.8 mm)
30" – 29" (769 – 991 mm)	3/8" (9.5-m)	3/8 (9.5 mm)	1/4" (6.3 mm)
40" – 60" (1016 – 1524 mm)	1/2" (13 mm)		5/16" (8 mm)

III.5 DOMOS Y CINTURONES DE DISTRIBUCIÓN

III.5.1. DOMOS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

El domo de distribución es un dispositivo en el que la coraza desempeña el papel de mampara de choque a la entrada del flujo, por lo que viene a reemplazarla, con el fin de dar cavida a un número mayor de tubos sin que se presente la necesidad de incrementar el diámetro del equipo (Figura III.23).

El empleo de un Domo de Distribución resulta ser más costoso por ser mayor la dificultad de su construcción, así como mayor la cantidad de material necesarios en relación a la mampara de choque, por lo que solamente se



justificará su uso cuando la boquilla de entrada a la coraza, sea grande en relación al diámetro del equipo y haga necesaria una mampara de choque que impida distribuir el número requerido de tubos a consecuencia del espacio que ocupa.

Requerimientos Geométricos en Domos de Distribución.

Las características geométricas de un Domo de Distribución son siempre una función del área transversal interna de la boquilla de alimentación esto es:

a) Se emplearán dos ventanas o ranuras (Figura III.23-b) cuando la boquilla de alimentación sea mayor de 14" (356 mm) diámetro nominal, debiendo cumplirse las condiciones siguientes:

Área del domo (AD) > 0.5 área de la boquilla (Ab).
Área de la ventana (Av) \cong 1.25 área del domo.

b) Deberá emplearse una ventana cuando la boquilla de alimentación sea menor o igual a 14" (356 mm) diámetro nominal.

Área del domo > área de la boquilla.

Área de la ventana \cong 1.25 área del domo.

Cálculo de Áreas.

1) Deberá calcularse el área transversal interna de la boquilla (Ab)

$$Ab = \frac{\pi d^2}{4}$$

2) El cálculo del área requeridos por el domo deberá efectuarse de acuerdo a las características geométricas del inciso a o b anteriores que se tengan, haciendo la igualdad que aplique de las dos siguientes, obteniendo así el área mínima permisible para el domo (A_{dm}).

$$Ad_m = Ab \text{ ó } Ad_m = 0.5Ab$$

3) Habiendo conocido el área mínima permitida en el domo, se procederá a la selección de un tubo estándar mayor en diámetro a la boquilla y menor al del equipo, para verificar a continuación si el área de domo que proporciona la sección longitudinal de dicho tubo, es suficiente para cubrir las necesidades de área que se tienen en el punto dos anterior.



El área de domo que proporcione el tubo seleccionado se calculará por métodos geométricos, teniendo como datos el radio exterior de la coraza y el radio interno de la sección de tubo para el domo en cuestión (Fig. III.23-a). Siguiendo la fórmula indicada a continuación podrá obtenerse el valor del área buscada.

$$Ad = \frac{r^2\pi}{2} - \left[\frac{2\phi\pi R^2}{360} - r\sqrt{R^2 - r^2} \right]$$

Donde:

$$\phi = \angle \text{sen} \frac{r}{R}$$

4) Deberá comprobarse ahora que la desigualdad siguiente se cumpla, en cuyo caso quedará indicado que la selección del tubo para el domo fue adecuada.

$$Ad \geq Ad_m$$

Pudiera resultar también que no se cumpliera la desigualdad, debiendo entonces elegirse un diámetro mayor para el domo y así calcular nuevamente el área "Ad" a fin de hacer cumplir la desigualdad.

5) Habiendo cumplido el punto 4, deberá calcularse el área de las ventanas necesarias, que comúnmente son de forma rectangular, orientadas transversalmente a la coraza (Figura III.23-a y b). Las dimensiones de longitud y ancho de las ventanas estarán limitadas únicamente por el arco de la coraza comprendido dentro del domo o comprendido por el ángulo 2ϕ , lo cual dará una idea de la longitud de ventana que podrá darse, ya que bastará con dejar libre un claro "CL" (Figura III.23-a) a cada extremo del arco para obtener una longitud probable de ventana y sólo restará conocer el ancho de la misma, que deberá ser tal que se cumpla lo siguiente:

Área de la ventana \geq área del domo.

$$\text{Ancho}_{\text{Minimo de ventana}} = \frac{\text{Area del domo}}{\text{Longitud de ventana}}$$

III.5.2. CINTURONES DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

El uso de cinturones de distribución es mandatorio en equipos que manejan fluidos gaseosos o vapores a altas velocidades y que provocan problemas de vibración.



La finalidad de utilizar cinturones de distribución es como su nombre lo indica, proporcionar una distribución uniforme del fluido en la periferia del hazo.

Los cinturones de distribución, además de actuar como distribuidores de vapor, sirven para proteger contra la erosión a los tubos de transferencia, al igual que un domo.

Requerimientos Geométricos de un Cinturón de Distribución.

Los requerimientos geométricos en un cinturón de distribución, dependen directamente del área interna de la sección transversal en la boquilla de alimentación (lado coraza) y los requerimientos que para la soldadura se presentan.

El área del cinturón indicado en la Figura III.24-b es el área de cruce disponible para la circulación del fluido, que al entrar al anillo se divide en dos partes para entrar a continuación en la coraza por las ventanas existentes, para lo cual deberán tenerse áreas de cruce apropiadas tanto en el cinturón como en las ventanas, debiendo considerarse los requerimientos geométricos siguientes.

$$\text{Área del cinturón} \geq 0.5 \text{ Área de boquilla.}$$

$$\text{Suma del área de ventana} \cong \text{Área de boquilla.}$$

Cálculo de Áreas en Cinturones de Distribución.

El cálculo de las dimensiones del cinturón de distribución como se muestra en la Figura III.24-b depende siempre de las condiciones del servicio que se presente en el equipo. Como ejemplo, se tiene la dimensión "O", la cual depende de que se cumplan las condiciones del área transversal de la boquilla de entrada. La distancia "L", depende del diámetro exterior de la boquilla y el tipo de soldadura entre el carrete del cinturón y la tapa.

El área de las ventanas, dependerá del número de éstas y del área de la boquilla. Esto quiere decir que se coloquen un número determinado de ventanas, tal que, la suma de todas ellas sean mayor o igual que el área de las boquilla.

III.5.3. CÁLCULO DE ESPESORES EN CINTURONES Y DOMOS DE VAPOR (APÉNDICE 9)

a) El cálculo del espesor de la parte cilíndrica del cinturón o domo, se deberá hacer conforme a lo señalado en el párrafo III.4.1 (Corazas sometidas a presión interna).



b) El cálculo de las tapas de un cinturón de distribución, del tipo mostrado en la Figura II.25-a,b, deberá tener un espesor al menos igual al espesor de la parte cilíndrica (sin incluir corrosión). Para realizar la junta soldada de la parte cilíndrica y la tapa se deberá utilizar un tipo de soldadura con penetración completa o al menos un filete de 0.7 veces el espesor total de la tapa (se incluye corrosión).

c) Para las tapas del tipo mostrado en la Figura III-25-c el espesor de las mismas deberá ser determinado mediante el procedimiento presentado en ASME UG-32-(g) para transiciones cónicas, pero este no deberá ser menor que el espesor de la parte cilíndrica; y el ángulo \emptyset estará limitado a 30° máx.

d) Las tapas mostradas en las Figuras III.26-d-1 y d-2, podrán utilizarse siempre y cuando el espesor mínimo de pared por presión interna "trj" (sin incluir corrosión) no exceda 5/8" (16 mm). El espesor por presión interna requerido para este tipo de tapas deberá ser el mayor de los siguientes:

$$T_{rc} = 2tr_j$$

$$T_{rc} = 0.707 j \sqrt{P/S}$$

Las dimensiones de las soldaduras serán como sigue:

"Y" no deberá ser menor que el más pequeño de los productos.

$$0.75 t_c \text{ ó } 0.75 t_s$$

"Z" no deberá ser menor que t_j.

e) En las Figuras III.25, f-1, f-2, f-3 se muestran algunos tipos de juntas soldadas parte cilíndrica-tapa, pudiendo calcularse el espesor mínimo de la tapa mediante las fórmulas del párrafo (d) anterior.

La dimensión de las soldaduras de unión de la coraza con las tapas de la camisa (cinturón) deberá ser como sigue:

"Y" no deberá ser menor que 1.5t_c ó 1.5t_s y deberá ser medida como la suma de "a" y "b" como se indica en las figuras de referencia.

"Z" Dimensión mínima del filete necesario cuando se usa en conjunción con una soldadura de ranura u otro filete de soldadura, para mantener la dimensión de "Y" mínima permitida.



f) Los tipos de soldadura mostrados en las Figuras III.24-g-1, g-2, g-3, podrán emplearse para la unión del domo (o cinturón) con sus tapas y los mostrados en las Figuras III.24-g-4, g-5, g-6 podrán emplearse para el mismo fin siempre que el espesor requerido por presión t_{rj} (no incluye corrosión) para la sección cilíndrica del cinturón o domo no exceda de $5/8''$ (16 mm).

III.6. BOQUILLAS

En un cambiador de calor de tubo y coraza se presenta la circulación de dos fluidos dentro del mismo, para lo cual será indispensable conectar al equipo tuberías de alimentación y descarga para tales fluidos, por medio de las llamadas boquillas, constituidas por un tubo soldado en un extremo al cambiador y bridado en el otro a fin de poder efectuar la conexión (ver Fig. III.27).

El control del proceso que se lleva a cabo en los equipos de transmisión térmica, es tan indispensable que hace necesaria la instalación de termómetros y manómetros para la medición de las temperaturas y presiones respectivamente. La instalación de estos instrumentos de medición se hace en las boquillas de entrada y salida del equipo por ser estos los puntos en que más interesa conocer las condiciones del proceso.

Siendo tan importante lo anteriormente expuesto, se deberán tomar en consideración al diseñar las boquillas, las conexiones para los instrumentos de medición así como otros aspectos de importancia involucrados en los criterios siguientes:

III.6.1. CONEXIONES

a) Las conexiones de flujo de entrada y salida (boquillas) deberán ser bridadas, con las características propias de la brida seleccionada (Taylor Forge), de acuerdo con los requerimientos especificados en la Hoja de Datos del equipo, tales como presión de diseño, tipo y cara de la brida.

b) Todo cambiador enfriado con agua deberá estar equipado con una conexión bridada (con empaque, brida ciega y espárragos) para limpieza química de $1\ 1/2''$ (38mm) de diámetro mínimo, localizada en las boquillas de entrada y salida de agua, cuando el diámetro de estas es mayor de 3pulg. (76mm) (Ver Figura III.27-b) para boquillas iguales o menores de 3pulg (76mm), la conexión para limpieza química, deberá estar localizada sobre el cabezal.

c) Las boquillas bridadas podrán ser de los siguientes tipos:



1.- Forjas bridada integralmente (cuello largo soldable).

2.- Cuello de tubos sin costura o placa rolada y soldada longitudinalmente, penetración completa, con una unión soldada con penetración completa a una brida forjada de cuello soldable.

d) El espesor mínimo permisible del cuello de boquillas bridadas, deberá ser Cédula 80 para diámetros de 8" (203 mm) y menores. El espesor mínimo para cuellos de boquillas de 10" (254 mm) de diámetro y mayores deberá ser 1/2" (12.7 mm).

e) Todos los puntos altos y bajos tanto del lado de la coraza como del lado de los tubos no ventilados y/o drenados de alguna manera, deberán estar provistos con conexiones (coples) para ventilación y drenaje de 3/4" (19 mm) de diámetro 3000 Lb/pulg² (211 Kg/cm²) excepto para el caso siguiente:

En los cambiadores de calor con servicio de hidrógeno, los puntos altos y bajos de la coraza y lado tubos no ventilados o drenados de alguna manera por las boquillas, deberán estar provistos de una conexión bridada (con empaque, brida ciega y espárragos) para ventilación y drenaje de 1" (25.4mm) de diámetro, y cara de brida de las boquillas principales. Cuando el cambiador está verticalmente montado con el extremo caliente hacia arriba y los requerimientos de diseño de la boquilla principal difieren, debido a los temperaturas diferenciales, el diseño de la conexión de ventilación en el extremo caliente, deberá cumplir con los requerimientos de la boquillas principal caliente (ver párrafo III.6.1-g).

f) Cuando el cambiador involucra servicio de hidrógeno las conexiones (coples) para medición de presión y temperatura en las boquillas, no son permitidas por la fuga del hidrógeno que puede presentarse con facilidad a través de la rosca (Ver párrafo III.6.1-e).

g) En cambiadores con servicio que involucra hidrógeno las bridas deberán cumplir con lo siguiente. La junta tipo anillo es obligatoria para todas las bridas de las boquillas, excepto cuando son radiales, localizadas entre corazas o entre cabezales conectados directamente o cuando la presión en las boquillas es menor a 600 Lb/pulg² (21.1 Kg/cm²) ó 150 Lb/pulg² (42.2 Kg/cm²) ANSI. Para 300 Lb/pulg² (21.1 Kg/cm²) o 150 Lb/pulg² (10.56 Kg/cm²) de presión ANSI, las bridas podrán tener cara tipo realzada, teniendo un acabado superficial en la cara comparable a 125 R.M.S.

h) Cada boquilla bridada de 4" (102 mm) de diámetro y mayores deberán estar provistas de una conexión (cople) para medición de presión de 3/4" (19 mm) de diámetro 6000 Lb/pulg² (422 Kg/cm²)* y una conexión (cople) para medición de temperatura de 1" (25.4 mm) de diámetro 6000 Lb/pulg² (422



Kg/cm²) (Ver Figura III.27a). Boquillas menores de 4" (152 mm) de diámetro deberán estar provistas únicamente de una conexión para medición de presión de 3/4" (19mm 9 de diámetro 3000 Lb/pulg² (211 Kg/cm²). Las conexiones para medición de presión y temperatura podrán ser omitidas en las interconexiones de los cambiadores conectados en serie.

i) Las bridas para las boquillas de interconexión en cambiadores conectados en serie, deberán ser del mismo calibre y cara como para las conexiones externas de tubos, excepto cuando estas últimas tengan junta tipo anillo en este caso las bridas de interconexión deberán tener cara realizada a no ser que se especifique otra cosa.

j) Cuando el arreglo de la unidad involucra varias corazas conectadas en serie, las boquillas podrán tener el calibre ANSI requerido por la temperatura y presión de diseño de cada coraza y cada cabezal (la presión de diseño tiene el mismo valor a través de todo el arreglo).

* Únicamente para TEMA CLASE "R".

III.6.2. DIMENSIONADO DE BOQUILLAS

Habiendo considerado los párrafos del punto III.6.1, se habrá definido el tipo de conexiones con que ha de contar la boquilla que se esté diseñando, con lo que será posible establecer la longitud mínima (L_{min}) permisible por requerimiento de construcción y operación, así como la localización (H_{min}) de las conexiones mediante la suma de las dimensiones que se indican en la Figura III.27 -a y b.

El diámetro exterior "A" y la altura "Y" de las bridas que intervienen en estos diseños son dimensiones tabuladas en función del tipo de brida, diámetro nominal del cuello de la boquilla y calibre de las mismas (presión para la que han sido diseñadas), por lo que deberá recurrirse a un catálogo de bridas (Taylor Forge) para la obtención de estos datos; asimismo, deberá procederse para conocer el diámetro "B" de los coples y el espesor "t" del cuello de la boquilla, ya que generalmente no es necesario el diseño de estos elementos.

El espesor del aislamiento (t_a) para protección del personal y/o la conservación de la energía que requieren los equipos, se encuentran tabulados en función del diámetro nominal del equipo y la temperatura de operación. Como referencia puede decirse que el espesor del aislamiento que comúnmente se requiere es de 1 1/2pulg. (38mm 9 o 2pulg. (51mm), por lo que podrá considerarse 2pulg. (51mm) para efectos de dimensionamiento de la boquilla (L_{min}).



El espesor t_s es el calculado anteriormente para la coraza o cabezal donde vaya a ser instalada la boquilla, por lo que únicamente resta conocer el espesor "te" de la placa de refuerzo, cuando esta sea necesaria, por lo que debe atenderse el Capítulo III.7.

III.7. ELEMENTOS DE REFUERZO PARA LA INSTALACIÓN DE BOQUILLAS

Los elementos de refuerzo para la instalación de boquillas pueden ser placas que se sueldan a la coraza, para compensar así el debilitamiento que se le ocasiona en las áreas adyacentes al centro de la perforación, efectuada para la inserción del cuello de la boquilla. (III.28-a).

Otro tipo de refuerzo que puede emplearse con la misma finalidad es aquél en el que el cuello de la boquilla se incrementa de espesor en el extremo de unión con la coraza, como se ilustra en la Figura III.28-b.

Para determinar si una boquilla está reforzada adecuadamente, primero será necesario investigar si las áreas de refuerzo disponible, serán suficientes sin el uso de un refuerzo adicional.

La Figura III.29. incluye un diagrama esquemático de la unión de una boquilla con la coraza perforada, donde se muestran las áreas y todos los cálculos requeridos.

III.8. BRIDAS INTEGRALES

Las bridas tipo integral son aquellas en las que la brida forma un solo elemento con el cuello y la pared del recipiente, o unida a la pared del recipiente por algún tipo de junta soldada que sea el equivalente de una estructura integral. Estas bridas constituyen las uniones principales del cuerpo en un cambiador, es decir, la unión de la coraza con los cabezales y sus tapas planas en caso de contar con ellas.

En la Figura III.31., se ilustra este tipo de bridas, indicándose las dimensiones, cargas y brazos de palanca actuantes en la misma.

Las bridas integrales son empleadas preferentemente a cualquier otro tipo de bridas, por la transición de esfuerzos que proporcionan en su extensión o cuello, ya que cualquier cambio brusco en la geometría del cuerpo del cambiador, ocasiona concentraciones de esfuerzos, como ocurriría al instalar bridas tipo anillo por ejemplo, es por ello que en el presente capítulo, se proporciona una secuencia de cálculo para este tipo de bridas, para lo cual se recomienda trabajar conjuntamente con el formato correspondiente a la Figura III.30.



1.- Dimensione la brida, para ello auxíliese de la Figura III.31, así como de los siguientes párrafos.

El ancho "N" del empaque en su periferia, deberá ser al menos 3/8pulg (9.5mm) para equipos con 23" (584 mm) de diámetro nominal o menores, y 1/2pulg. (12.7mm) para aquellos que son mayores. (TEMA R-6.3).

- El diámetro permisible de espárragos (\emptyset esp.) será de 3/4pulg. (19 mm) (TEMA R-10.1).

2.- Las condiciones de diseño de la brida se proporcionan en la Hoja de Datos del equipo a diseñar.

El material de la brida es usualmente de la misma composición química que la placa de la coraza.

Para materiales de acero al carbono en bridas y espárragos. (Ver Tabla II.4.)

3.- Seleccionar el material del empaque y el tipo de caras de asentamiento en las Figuras III.18 y III.19.

Se deberán emplear empaques de asbesto enchaquetado en juntas de cabezales flotantes internos, juntas sujetas a una presión de diseño de 300Lb/pulg² (21.1 Kg/cm²) y mayores, y para todas las juntas en contacto con hidrocarburos. (TEMA R-6.2).

4.- De la Figura III.18 obtenga los valores de los factores "m" y "y", así como la columna a utilizar en la Figura III.19, para la determinación de b y bo.

5.- Los valores correspondientes a Sfo, Sfa, -Sb y Sa, se encuentran tabulados en las secciones UCS, UHA y UNF 23 del Código ASME, conforme a la especificación del material y su temperatura.

6.- Cálculo de fuerzas.- Consideraciones Importantes.

Los valores de "K", indicada en los puntos 6.1 y 6.2 del formato, se presentan en la Figura III.3

Para la determinación del área real de espárragos (Ab), se requiere conocer primeramente el número de espárragos (N esp.) requeridos en la brida por medio de la siguiente ecuación.

$$No_{esp} = \frac{Am}{Araíz} \text{ (Redondear a enteros múltiplos de cuatro)}$$



Araíz = Área de la raíz del espárrago seleccionado, ver Figura III.20.

Una vez determinados los espárragos requeridos en la brida, verificar el espaciamiento real como sigue:

$$E_{min} \leq E_{real} \leq E_{max} \text{ Tent.}$$

E_{min} = Espaciamiento mínimo, el cual se proporciona en la Figura III.20.

E_{real} = Espaciamiento real = Π x círculo de barrenos / No esp.

$E_{max} \text{ Tent}$ = Espaciamiento máximo tentativo =

$$2\phi_{eesp} + \frac{18}{M + 0.5}$$

Si el ancho de empaque mínimo requerido (N_{min}) indicado en el punto 6.9, excede al ancho propuesto (N) en el punto 4.4, repita el procedimiento a partir del punto 1, proponiendo un ancho de empaque mayor.

7 y 8.- Determinación de momentos en condiciones de operación y asentamiento de empaque.

9.- Determinación de constantes de forma.

Los valores correspondientes a los puntos 9.2, 9.3, 9.4 y 9.5 se obtienen de la Figura III.32, entre a ella con el valor de K .

La relación h/h_o indicada en el punto 9.8 se obtiene de la Figura III.33, entre a ella con la relación g_1/g_o y f .

Los factores F y V para los puntos 9.9 y 9.10 se obtienen de la Figura III.34.

10.- Verifique el espaciamiento de los espárragos y si se requiere ajuste M_o y M_a .

11.- De los valores M y M' sólo utilice el mayor (M_m) y con este prosiga los cálculos.

12.- Para el punto 12.1, la " t " asumida, se determina por la siguiente ecuación:

$$T \text{ asumida } = 0.72 \sqrt{\frac{MmY}{Sf_o}} \text{ (Redondear A } \frac{X}{16} \text{)}$$



13.- Sólo verifique los esfuerzos para el valor de M mayor (en condiciones de operación o asentamiento de empaque). Si los esfuerzos calculados son mayores o sustancialmente menor que lo permisible, recalculer con un valor ajustado asignado a "t asumida", hasta que los esfuerzos calculados resulten menores a los esfuerzos permisibles, pero próximos entre sí.

14.- Conocido el espesor "t" requerido en la brida, verifique finalmente los espaciamientos.

III.9. TAPAS

Los elementos utilizados en los cabezales tanto de entrada como de retorno (o salida), a fin de proporcionar el cierre en los extremos del cambiador de calor, pueden ser de dos tipos; Tapas Abombadas y Tapas Planas, las cuales se han de seleccionar en función de las características propias de cada una de ellas o bien de acuerdo al tipo de tapa requerida por el cambiador que se esté diseñando, tomando en consideración las condiciones de servicio.

Las tapas reciben diversos nombres que van de acuerdo al perfil que presenta su geometría, de los cuales se hará mención únicamente de aquéllas que frecuentemente se utilizan para la fabricación de los equipos que ahora nos ocupan.

Dentro de la clasificación de Tapas Abombadas se presentan las llamadas Toriesféricas y Semiélicas, ambas soldables al cuerpo cilíndrico de los cabezales en el extremo de la ceja recta con que cuentan y siendo por consecuencia, elementos no desmontables.

III.9.1. TAPA TORIESFERICA ASME

Este tipo de tapas son las que tienen más aceptación en la industria debido a que su costo es bajo, soportando altas presiones manométricas, su característica principal es que el radio de corona es igual al diámetro interior del cabezal, mientras que el radio interior de la rodilla es el 6% del diámetro interior del cabezal. El espesor requerido para este tipo de tapas, deberá determinarse por la siguiente ecuación:

$$t = \frac{0.885PD}{SE - 0.1P}$$



III.9.2. TAPA SEMIELIPTICA

Son empleadas cuando el espesor calculado en una tapa toriesférica es relativamente alto. Este tipo de tapas son formadas a base troqueles en donde la sección transversal es una elipse con relación 2.1.

Existe un inconveniente para el uso de estas tapas ya que en México sólo hay fabricadas en pequeños diámetros, lo cual implica que sean conseguidas de importación únicamente. El espesor requerido por una tapa de forma semielíptica, deberá determinarse mediante la siguiente ecuación:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P}$$

III.9.3. TAPA 80:16

Como se mencionó anteriormente, las tapas Semi-elípticas en diámetros grandes solo son conseguidas de importación, para evitar la fuga de divisas; se han creado en México las tapas 80:16, cuyas características principales son:

- a) Tanto el radio de corona como el de rodilla (Figura III.35), hacen posible un perfil semejante al de una elipse.
- b) El radio de corona es el 81.22% del diámetro interior del cabezal.
- c) El radio de rodilla es el 15.84% del diámetro interior del cabezal. El espesor requerido en las tapas 80.16 se determina por medio de la siguiente ecuación.

$$t = \frac{1.0640PD}{2SE - 0.2P}$$

Siendo:

T = Espesor mínimo de pared (Sin corrosión), pulg.

P = Presión interna de diseño, Lb/pulg²

D = Diámetro interior de la tapa en condiciones corroídas, pulg.

S = Esfuerzo máximo permisible del material a la temperatura de diseño. Lb/pulg².

E = Eficiencia de la junta soldada, %



C = Corrosión permisible, pulg.

Finalmente, en la Figura III.36, se muestra el procedimiento para determinar con precisión el perfil de las tapas mencionadas.

III.9.4. ESPESORES MÍNIMOS "TEMA"

El tema hace referencia a los espesores requeridos, ellos fueron fijados en base a la experiencia de los usuarios en cuanto al manejo de equipos en plantas. Esto repercute el hecho de que ninguna tapa deberá tener un espesor de pared menor al de la coraza a la cual va a unirse. Ver Tabla III.6 (III.4.3).

III.9.5. TAPAS PLANAS

Las tapas planas utilizadas en los cambiadores de calor tienen como característica principal el ser desmontables, por estar sujetas a la brida del cabezal por medio de espárragos o tornillos, además de contar con un empaque localizado entre la cara de la brida y la misma tapa, a fin de proporcionar un sello adecuado al ser apretados los espárragos.

Este tipo de tapas deberán contar con un maquinado que permita alojar adecuadamente el contorno del empaque, incluyendo las venas del mismo que servirán de sello a las placas de partición (en caso de estar presentes) con la tapa. En la Figura III.37. a se presenta un ejemplo de tapa plana para un cambiador de calor con cuatro pasos por el lado de los tubos, para mejor comprensión del caso.

Para dimensionar correctamente la tapa, será necesario considerar las proporciones de la brida del cabezal diseñada anteriormente (Capítulo III.8), con la finalidad de incluir tolerancias que permitan el ajuste requerido entre ellas al ensamblarse, sin que se presenten problemas de interferencia o apriete excesivo. Dichas tolerancias han sido estandarizadas como se indican en la Figura III.37.b.

Se procederá ahora al cálculo del espesor efectivo "T", de la tapa, para lo cual el Código ASME presenta un procedimiento para tal efecto, a su vez que las normas TEMA indican uno diferente para la evaluación del mismo espesor. Ambos procedimientos se estudiarán a continuación para aplicar el adecuado según las necesidades del caso.

III.9.5.1. CÁLCULO DEL ESPESOR DE LA TAPA PLANA SEGÚN TEMA

El espesor efectivo de la tapa plana del cabezal, deberá ser el espesor medido en la parte baja de la ranura para la placa de partición, menos la corrosión permisible en exceso de la profundidad de la ranura. El valor requerido deberá ser



ya sea el determinado por la fórmula del Código (ASME UG-34, 2-2) o el obtenido por la siguiente ecuación (TEMA R-8.21), el que resulte mayor.

$$T = \left[\frac{1.425(G)^4 P}{E} + \frac{0.5h_G A_B (10)^6}{E \sqrt{d_B}} \right]^{1/3}$$

Donde:

T - Espesor efectivo de la tapa del cabezal, pulg.

P - Presión de diseño, Lb/pulg²

G - Diámetro medio del empaque, pulg.

^dB - Diámetro nominal de espárragos, pulg.

h_G - Distancia radial entre el diámetro medio del empaque "G" y el círculo de barrenos "C", pulg.

A_B - Área total de la sección transversal de los espárragos, pulg².

E - Módulo de elasticidad del material de la tapa a la temperatura de diseño Lb/pulg².

El cálculo puede efectuarse conocidos los datos de la brida del cabezal y su empaque, que son los mismos que deben aplicar para el cálculo de la tapa. Para empaques que tengan factor de comprensión "m" de 3.0 o menor, el valor de "T" obtenido por la ecuación anterior, podrá reducirse en un 20%.

En la fabricación de tapas planas, existen tres alternativas en cuanto al material que podrán emplearse, siendo éstas, acero al carbono, aleaciones y acero al carbono recubierta con aleación en la cara expuesta al contacto del fluido, para las cuales se toman consideraciones particulares en el diseño. Para la corrosión permisible basta incrementar el espesor efectivo "T" en 1/8 (3.2 mm) al utilizar acero al carbono y únicamente con 1/16pulg. (1.6mm) al emplear alguna aleación resistente a dicha corrosión.

Las ranuras para las placas de partición con que deberán proveerse las tapas de los cabezales, presentarán una profundidad de 3/16pulg. (4.8mm) Figura III.37.b, dimensión que se sumará al valor de "T", con lo que habrá quedado incluido a su vez, el espesor adicional que para la corrosión se requiere. Cuando el material a utilizar sea un acero al carbono recubierto con alguna aleación en la cara de contacto con el fluido circulante, tendrá que proporcionarse la misma



profundidad para las ranuras, dimensión constituida por el material aleado, cuidando que el espesor mínimo del recubrimiento en las superficies expuestas al fluido sea al menos 1/8" (3.2mm) incluyendo las superficies de asentamiento del empaque (Figura III.38.a).

Considerando el párrafo anterior puede deducirse que el espesor mínimo permitido para el material de recubrimiento es de 5/16pulg. (8mm), independiente del espesor efectivo "T" constituido generalmente de acero al carbono, para que al sumarlos proporcionen el espesor total de la tapa descubierta. (Ver Figura III.38.a).

En cabezales que no involucran placas de partición y que por consecuencia no presentan venas en sus empaques, sólo será necesario aplicar el procedimiento que marca el Código para la evaluación del espesor efectivo "T", adoptando las mismas consideraciones que en cuanto a recubrimientos y corrosión permisible se han hecho en los párrafos anteriores.

III.9.5.2. CÁLCULO DEL ESPESOR DE LA TAPA PLANA SEGÚN CÓDIGO ASME

A continuación se presenta la ecuación que será de utilidad para el cálculo del espesor efectivo de la tapa plana para cabezales, de acuerdo al Código.

$$T = G \left[\frac{CP}{S} + 1.9 \frac{Wh_G}{SG^3} \right]^{1/2}$$

Donde:

C – Factor que depende del tipo de unión entre la tapa plana y el cilindro que constituye el cabezal, correspondiendo un valor de C = 0.3 a una tapa apernada del tipo mostrado en las Figuras III.38.a y b y (ASME Figura UG-34), que son las empleadas comúnmente en el diseño de cambiadores de calor.

S – Esfuerzo máximo permisible para el material de la tapa a la temperatura de diseño.

P,T,h_G,G – mantienen el significado que presentan en el párrafo III.9.4.1

W – carga de apernado

Cuando la placa de la tapa esta ranurada perimetralmente para la instalación de un empaque tipo anillo como el que se muestra en la Figura III.38.b, el espesor efectivo de la tapa medido desde el fondo de la ranura hasta la cara externa, no deberá ser menor que G (1.9 W h_G/S G³) (ASME UG-34 (d)).



III.10. ESPEJOS

Los espejos empleados en cambiadores de calor son placas planas circulares de espesor constante, perforadas con agujeros circulares (Figura III.39), en los cuales habrán de insertarse los tubos de transferencia para ser rolados y/o soldados, de acuerdo a las necesidades del diseño, para formar un sello hermético en esta junta y evitar la contaminación de los fluidos de proceso.

Los espejos cumplen tres funciones principales; primero como elementos divisores entre los flujos del lado coraza y el del lado tubos, impidiendo el contacto directo entre ellos, segundo, como elemento estructural para soportar las presiones tanto del lado coraza como del lado tubos y tercero como elemento de sujeción de los tubos.

Por lo anterior es evidente que están expuestos a un sistema complejo de cargas, tales como presiones, efectos de temperatura y reacciones de soportes. Las presiones actúan en el espejo de la manera siguiente:

En un cambiador de calor se tienen actuando dos presiones (lado tubos y lado coraza). Al actuar las presiones en ambas caras del espejo, obviamente tienden a contrarrestarse, pero el diseñador debe tomar en consideración el caso más crítico y partir de la suposición de que una de estas es suprimida por alguna causa y solamente está actuando en el espejo la mayor de las dos.

La temperatura actúa de dos maneras, primero: su distribución irregular en todo el espejo causa esfuerzos por temperatura que en algunos casos son críticos; cuando las temperaturas son altas (650 °F (343 °C) en adelante) o bajas (menores de -20 °F (-29 °C)), se modifican apreciablemente las propiedades mecánicas y térmicas del material, tales como esfuerzos, módulo de elasticidad, coeficiente de expansión térmica, etc., lo que conduce a un problema más complejo. Segunda: las diferentes temperaturas que actúan en los tubos y la coraza además de las diferentes propiedades de estos elementos, causan fuerzas aplicadas al espejo a través de los tubos.

Los tubos de transferencia, anclados sobre los espejos le transmiten cargas actuando bien como tirantes o como puntales, dependiendo de las condiciones de deformación y colocación de los tubos, además de los movimientos ocasionados por diferencias de temperatura.

Existen fundamentalmente dos tipos de espejos, empacados y fijos (Figura III.12), los primeros se dividen a su vez en flotantes y estacionarios, pudiendo presentarse combinaciones entre ellos.



III.10.1. DISEÑO DE ESPEJOS

Los espejos constituyen un elemento importante dentro de un cambiador de calor, por tal motivo, su cálculo debe efectuarse tomando en consideración cada uno de los factores que puedan afectarlo tales como ranuras, corrosión, recubrimientos, etc.

Aunque el diseño de los espejos es sumamente complejo, en el presente trabajo se proporcionan tanto el procedimiento como las expresiones matemáticas de cálculo en una forma ya elaborada, para lo cual se ha dividido en dos partes principales.

Fórmulas y especificaciones de espesores para espejos empacados; flotantes y estacionarios.

Fórmulas y especificaciones de espesores para espejos fijos.

III.10.1.1. ESPEJOS EMPACADOS, FLOTANTES Y ESTACIONARIOS

III.10.1.1.1. ESPESOR EFECTIVO DE ESPEJO

El espesor efectivo del espejo debe ser el espesor medido desde la base de la ranura para la placa de partición, menos la corrosión permisible de lado de la coraza y la corrosión permisible del lado de los tubos, si ésta excede de la profundidad de la ranura.

III.10.1.1.2. RECUBRIMIENTO APLICADO EN ESPEJOS (FORRO)

El espesor del forro aplicado, no está incluido en el espesor mínimo o efectivo del espejo, cuando éste es aplicado por el método de soldadura por puntos o mediante soldadura a base de placas delgadas fundidas.

III.10.1.1.3. ESPEJOS CON RECUBRIMIENTOS INTEGRADOS

El espesor del material de recubrimiento en placas con recubrimiento integrado o recubrimientos con depósitos de soldadura, puede ser incluido en el espesor efectivo del espejo.

III.10.1.1.4. ESPESOR MÍNIMO DE ESPEJOS CON UNIONES DE TUBOS ROLADOS

En ningún caso el espesor total menos la corrosión permisible, en el área en la cual los tubos son rolados, debe ser menor que el diámetro exterior de los tubos.



III.10.1.1.5. CÁLCULO POR FLEXIÓN

$$T = \frac{FG}{2} \sqrt{\frac{P}{S}}$$

Donde:

T – Espesor efectivo del espejo. Pulg.

S – Esfuerzo de tensión permisible para el material del espejo a la temperatura de diseño. Lb/pulg².

P – Para cambiadores con cabezal flotante empacado por fuera (tipo P), P debe ser como se define en los párrafos III.10.1.1.7 y III.1.1.8. Lb/pulg².

P – Para cambiadores con espejo flotante empacado con anillo opresor (tipo W); P debe ser como se define en el párrafo III.10.1.1.9. Lb/pulg².

P – Para cambiadores con espejos fijos, P debe ser como se define en los párrafos III.10.1.2.3, III.10.1.2.4 y III.10.1.2.5. Lb/pulg².

P – Para otros tipos de cambiadores, P debe ser la presión de diseño, del lado de la coraza o del lado de los tubos, corregido para vacío cuando se presente en el lado opuesto, o presión diferencial cuando se especifique por el cliente, Lb/pulg².

F – Constante que depende del tipo de espejo (1.0 para todos los espejos, excepto para espejos estacionarios de tubos en "U" que debe ser 1.25).

G – Diámetro medio del empaque, en algunos casos es el diámetro interior de la parte sujeta a presión, pulg.

III.10.1.1.6. CÁLCULO POR CORTANTE

$$T = \frac{0.31DL}{\left[1 - \frac{do}{P}\right]} \left[\frac{P}{S}\right]$$

Donde:

T – Espesor efectivo del espejo, pulg.

DL = 4 A/C = Diámetro equivalente del perímetro límite centro a centro de tubos.



C – Perímetro de la plantilla tomada a partir de centro a centro de los tubos periféricos, pulg.

A – Área total encerrada por el perímetro "C" pulg²

Do - Diámetro exterior de los tubos de transferencia, pulg.

P – Paso entre tubos, centro a centro, pulg.

P – Definido en III:10.1.1.5

S – Esfuerzo de tensión permisible, para el material del espejo a la temperatura de pared, Lb/pulg².

NOTA: El esfuerzo por cortante no gobierna cuando:

$$\frac{P}{S} < 1.6 \left[1 - \frac{do}{P} \right]^2$$

III.10.1.1.7. PRESIÓN DE FLEXIÓN EFECTIVA DE DISEÑO PARA CAMBIADORES CON CABEZAL FLOTANTE CON EMPACADO EXTERIOR.

$$P = P_t + P_s \left[\frac{1.25(D^2 - Dc^2)(D - DC)}{DF^2G^2} \right]$$

Donde:

Pt – Presión de diseño lado tubos (para vacío Pt es negativo).

Ps – Presión de diseño lado coraza (para vacío Ps es negativo).

D – Diámetro externo del espejo flotante.

$Dc = \sqrt{4A/\pi}$ = Diámetro equivalente del túnel perimetral del centro de los tubos empleando "A" definida en el párrafo III.10.1.1.6

F y G - Definidos en el párrafo III.10.1.1.5.

III.10.1.1.8. PRESIÓN DE CORTANTE EFECTIVA DE DISEÑO

$$P = P_f + P_s \left[\frac{D^2 - Dc^2}{Dc^2} \right]$$



Empleando los mismos términos que en el párrafo III.10.1.1.7.

III.10.1.1.9. ESPEJO FLOTANTE EMPACADO CON ANILLO OPRESOR (TIPO M)

P – Presión de diseño lado tubos, corregido para vacío cuando se presenta en el lado opuesto.

G – Diámetro medio del empaque para espejos estacionarios

F = 1.0

III.10.1.2. ESPEJOS FIJOS

Este párrafo deberá aplicarse a cambiadores que tienen espejos fijos en ambos extremos de la coraza con o sin junta de expansión, excepto para casos especiales. Ambos espejos de un cambiador de calor de este tipo deberán tener el mismo espesor. Para el cambiador, las cargas mutuas interdependientes ejercidas en los espejos, tubos y coraza, están definidos en términos de equivalente o efectiva en los párrafos III.10.1.2.1., hasta III.10.1.2.5., para usarse en los párrafos III.10.1.1.5. y III.10.1.1.6.

III.10.1.2.1. PRESIÓN DE EXPANSIÓN DIFERENCIAL EQUIVALENTE

La presión debida a la expansión térmica diferencial, está dada por:

$$Pd = \frac{4JEs_t(\alpha_s \theta_s - \alpha_t \theta_t)}{(D_o - 3t_s)(1 + JK F q)}$$

(el signo algebraico debe mantenerse para el uso en los párrafos III.10.1.2.3, III.10.1.2.4, III.10.12.5 y III.10.1.2.6).

Donde:

$$J = \begin{cases} 1.0 \text{ para } _ \text{corazas } _ \text{ sin } _ \text{ juntas } _ \text{ de } _ \text{ expansion} \\ \frac{1}{1 + (\pi(D_o - t_s)t_s E_s) S_j L} \left\{ \begin{array}{l} \text{Para } _ \text{ corazas } _ \text{ con} \\ \text{juntas } _ \text{ de } _ \text{ expansion} \end{array} \right. \end{cases}$$

J = 0 cuando $S_j < (D_o - t_s)t_s E_s/10L$



$$K = \frac{Es(ts)(Do - ts)}{Et(t_r)N(Do - t_r)}$$

$$Fq = 0.25 + (F - 0.6) \left[\frac{300ts(Es)}{KLE} \left[\frac{G}{T} \right]^3 \right]^{1/4}$$

(Use el valor calculado de Fq o 1.0, el que sea mayor)

F y G - Han sido definidos en el párrafo III.10.1.1.5.

Sj – Rango elástico de la junta de expansión Lb/pulg.

T – Espesor del espejo utilizado, no menor que el 98 1/2% del mayor de los valores definidos por los párrafos III.10.1.1.5. y III.10.1.1.6., (valor adoptado al calcular Fq, debe corresponder al valor final calculado dentro de una tolerancia de + 1.5%), pulg.

L – Longitud de los tubos entre caras internas de espejos pulg.

θ - Temperatura de pared menos 70 °F.

Es – Módulo de elasticidad del material de la coraza a la temperatura del metal Lb/pulg².

Et – Módulo de elasticidad del material de los tubos a la temperatura del metal Lb/pulg².

E – Módulo de elasticidad del material del espejo a la temperatura del metal Lb/pulg².

α - Coeficiente de expansión térmica pulg. por pulg/°F

N – Número de tubos en la coraza

Do – Diámetro exterior de la coraza pulg.

do – Diámetro exterior de los tubos pulg.

t – Espesor de pared pulg.

Los subíndices "s" y "t" se refieren a la coraza y los tubos respectivamente.



III.10.1.2.2. PRESIÓN EQUIVALENTE DE PERNOS

Cuando los espejos fijos se extienden para apernar cabezales bridados, la extensión y la porción del espejo dentro de la coraza puede diferir en espesor, la extensión deberá ser calculada de acuerdo al Código ASME.

Los efectos de los momentos actuando sobre la extensión del espejo están definidos en los párrafos siguientes, en términos de presión equivalente de pernos del lado de tubos y del lado coraza.

$$P_{Bt} = \frac{6.2}{G^3} = \frac{M1}{G^3}$$

$$P_{Bs} = \frac{6.2}{F^2} = \frac{M2}{G^3}$$

Donde:

F – Valor dado por la curva H en la Figura III.40.

G – Diámetro interior de la coraza. Pulg.

M₁ – Momento total actuante sobre la extensión bajo condiciones de operación, definido en el Cap. III.8 como Mo al diseñar la brida, pulg-Lb.

M₂ – Momento total actuante sobre la extensión en condiciones de apernado, definido en el Capítulo III.8 como MA.

P_{Bt} – Presión equivalente de pernos cuando está actuando la presión del lado tubos, Lb/pulg².

P_{Bs} – Presión equivalente de pernos cuando no actúe la presión de lado tubos. Lb/pulg².



III.10.1.2.3. PRESIÓN EFECTIVA DE DISEÑO LADO CORAZA

La presión efectiva de diseño lado coraza está dado por:

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{(Ps' - Pd)}{2} \\ \acute{o} _ P &= Ps' _ \acute{o} _ P = P_{Bs} \\ \acute{o} _ P &= \frac{(Ps' - Pd - P_{Bs})}{2} \\ \acute{o} _ P &= \frac{(P_{Bs} + Pd)}{2} \\ \acute{o} _ P &= (Ps' - P_{Bs}) \end{aligned} \right\} \text{Cualquiera que tenga el mayor valor absoluto}$$

$$Ps' = Ps \left[\frac{0.4J[1.5 + K(1.5 + fs)] - \left[\left(\frac{1-J}{2} \right) \left(\frac{Dj^2}{G^2} - 1 \right) \right]}{(1 + JKfq)} \right]$$

Ps – Presión de diseño lado coraza (para vacío, Ps es negativo) Lb/pulg².

$$fs = 1 - N \left[\frac{do}{G} \right]^2$$

G – Diámetro interior de la coraza pulg.

Dj – Diámetro interior de la junta de expansión de fuelle pulg.

(Dj = G cuando no se tiene junta de expansión).

Otros símbolos se definen en los párrafos III.10.1.2.1. y III.10.1.2.2.

NOTAS:

1) Los signos algebraicos de Ps' deben mantenerse para ser usados en los párrafos III.10.1.2.4, III.10.1.2.5 y III.10.1.2.6.

2) Cuando J = 0, las fórmulas que contienen a Pd no aplican.

3) Las fórmulas que contienen el término PBs' no son aplicables en los párrafos. III.10.1.1.6.



III.10.1.2.4. PRESIÓN EFECTIVA DE DISEÑO LADO TUBOS

La presión efectiva de diseño lado tubos está dada por:

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{Pt' + P_{Bt} + Pd}{2} \\ \text{ó } P &= Pt' + P_{Bt} \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{Cualquiera que tenga valor absoluto mayor cuando } Ps' \text{ es} \\ \text{positivo} \end{array}$$

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{Pt' + Ps' + P_{Bt} + Pd}{2} \\ \text{ó } P &= (P' - Ps' + P_{Bt}) \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{Cualquiera que tenga el valor absoluto mayor cuando } Ps' \\ \text{es negativo} \end{array}$$

$$Pt' = Pt \left[\frac{1 + 0.4JK(1.5 + ft)}{(1 + JKFq)} \right]$$

Donde.

Pt – Presión de diseño lado tubos Lb/pulg² (para vacío Pt es negativo).

G – Diámetro interior de la coraza (espejo apernado a canal estacionario) o diámetro interior del cabezal estacionario cuando es integral con el espejo.

$$ft = 1 - N \left[\frac{do - 2t_t}{G} \right]^2$$

Los símbolos faltantes se definen en los párrafos III.10.1.2.1.

NOTAS:

1) El signo algebraico de Pt' debe conservarse para su uso en el párrafo III.10.1.2.5 y III.10.1.2.6.

2) cuando J = 0

a) Las fórmulas que contienen Pd no aplican.

$$P = Pt + \frac{Ps}{2} \left[\left(\frac{Dj}{G} \right)^2 - 1 \right] + P_{Bt}$$



Está fórmula sólo aplica cuando P_s y P_t , son positivas.

3) Cancelar el término P_{Bt} en las fórmulas anteriores para su uso en el párrafo III.10.1.1.6

III.10.1.2.5. PRESIÓN DE DISEÑO DIFERENCIAL EFECTIVA

Bajo determinadas circunstancias el código y otras normas permiten el diseño en la base de acción simultánea de ambas presiones lado coraza y lado tubos. La presión de diseño efectiva diferencial para espejos fijos bajo tales circunstancias está dada por:

$$P = (P_t' - P_s' + P_{Bt})$$

$$\text{ó } P = (P_t' - P_s' + P_{Bt} + P_d) / 2$$

$$\text{ó } P = P_{Bs}$$

$$\text{ó } P = P_{Bt}$$

$$\text{ó } P = (P_{Bs} + P_d) / 2$$

$$\text{ó } P = (P_t' - P_s' + P_d) / 2$$

$$\text{ó } P = (P_t' - P_s')$$

Cualquier que tenga el valor absoluto mayor.

Donde:

P^d , P_{Bs} , P_{Bt} , P_s' y P_t' están definidos en los párrafos III.10.1.2.1, III.10.1.2.2, III.10.1.2.3 y III.10.1.2.4 respectivamente.

NOTAS:

1) No es permisible entrar en la ecuación para P_s' en el párrafo III.10.1.2.3., con $(P_s - P_t)$ en lugar de P_s ; ni a la ecuación para P_t' en el párrafo III.10.1.2.4., con $(P_t - P_s)$ en lugar de P_t' para determinar una presión de diseño efectiva lado coraza o lado tubos para espejos fijos.

2) Cuando $J = 0$, las fórmulas con el término P_d , no aplican.

3) Las fórmulas que contienen los términos P_{Bt} o P_{Bs} no son aplicables en el párrafo III.10.1.1.6.



III.10.1.2.6. ESFUERZOS LONGITUDINALES EN LA CORAZA Y LOS TUBOS

Los esfuerzos longitudinales en la coraza y los tubos, dependen de las presiones equivalente y efectiva determinadas en los párrafos anteriores, y para lo cual el diseñador deberá considerar las condiciones más adversas de operación especificadas por el comprador.

Las fórmulas y los criterios presentados en este análisis consideran solamente los tubos en la periferia del haz, donde se localizan los tubos sometidos a los esfuerzos más severos.

PRUEBA HIDROSTÁTICA

Las condiciones de Prueba Hidrostática, pueden imponer esfuerzos excesivos en la coraza y/o en los tubos. Estos esfuerzos pueden ser evaluados cuando el diseñador lo considere indispensable, sustituyendo las condiciones de prueba (presión y temperaturas de metal) en los cálculos de los párrafos siguientes y los anteriores (III.10.1.2.1., al III.10.1.2.4.), cuando apliquen las condiciones de diseño.

1.- ESFUERZOS LONGITUDINALES EN LA CORAZA.

Los esfuerzos longitudinales en la coraza están dados por:

$$S_s = \frac{C_s(D_o - t_s)P_s^*}{4t_s}$$

Donde:

$C_s = 1.0$ excepto como se indica en la Nota 1.

$P_s^* = P_1$ Nota 2

ó $P_s^* = P_s$ Nota 2

ó $P_s^* = P_d$ Nota 1

ó $P_s^* = P_1 + P_s'$

ó $P_s^* = P_1 - P_d$ Notas 1, 2

ó $P_s^* = P_s' - P_d$ Notas 1, 2

ó $P_s^* = P_1 + P_s' - P_d$ Nota 1



Donde:

$$P_1 = P_t - P_t'$$

Otros símbolos fueron definidos en los párrafos anteriores usando el espesor real de la coraza y el espejo, manteniendo el signo algebraico.

NOTAS:

- 1.- Si el signo algebraico de P_s^* es positivo, $C_s = 0.5$.
- 2.- No aplicable para presión de diseño diferencial efectiva (III.1.2.5).

Se supondrá la existencia de sobreesfuerzo, cuando el mayor valor absoluto de S_s exceda el esfuerzo permisible a tensión por código para el material de la coraza a la temperatura de diseño o el 90% del esfuerzo de cedencia en prueba hidrostática, o cuando el mayor valor negativo de S_s exceda el esfuerzo permisible a compresión por el código a la temperatura de diseño.

2.- ESFUERZO LONGITUDINAL EN LOS TUBOS-PERIFERIA DEL HAZ.

El máximo esfuerzo longitudinal efectivo en los tubos localizados en la periferia del haz está dado por:

$$S_t = \frac{C_t(Fq)(P_t^*)(G^2)}{4N(t_i)(d_o - t_i)}$$

Donde:

$C_t = 1.0$ excepto como se indica en la Nota 1.

$P_t^* = P_2$ Nota 2

ó $P_t^* = P_3$ Nota 2

ó $P_t^* = P_d$ Nota 1, 2

ó $P_t^* = P_2 - P_3$

ó $P_t^* = P_2 + P_d$ Nota 1, 2

ó $P_t^* = - P_3 + P_d$ Nota 1, 2

ó $P_t^* = P_2 - P_3 + P_d$ Nota 1



Donde:

$$P_2 = Pt' - \frac{ft}{Fp} Pt$$

$$P_3 = Ps' - \frac{fs}{Fp} Ps$$

Otros símbolos fueron definidos en los párrafos anteriores usando el espesor real de la coraza y el espejo, manteniendo el signo algebraico.

NOTAS:

- 1) Si el signo algebraico de Pt^* es positivo, $Ct = 0.5$.
- 2) No aplicable para presión de diseño diferencial (III.10.1.2.5.).

Se supondrá la existencia de sobreesfuerzo, cuando el mayor valor positivo de St exceda el esfuerzo permisible a tensión definida en código a la temperatura de metal de diseño o el 90% del esfuerzo de cedencia en prueba hidrostática, o cuando el mayor valor negativo de St exceda el esfuerzo permisible de compresión en los tubos como se establece en el párrafo siguiente.

3.- ESFUERZO PERMISIBLE DE COMPRESIÓN-PERIFERIA DEL HAZ.

El esfuerzo permisible de compresión ($Lb/pulg^2$) para los tubos en la periferia del haz está dado por:

$$Sc = \pi^2 \left[\frac{Et}{2(Kt/r)^2} \right] \text{ Cuando } Cc \leq kt/r$$

$$Sc = \frac{Sy}{2} \left(1 - \frac{Kl}{2rCc} \right) \text{ Cuando } Cc > kl/r$$

Donde:

$$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 Et}{Sy}}$$

Sy = Esfuerzo de cedencia del material de los tubos a la temperatura del metal, $Lb/pulg^2$.



r = Radio de giro del tubo pulg. (Tabla III.6).

Kl = Longitud equivalente sin soportar del tubo, pulg. usar el claro mayor longitud.

l = Claro sin soportar, pulg.

$K = 0.6$ para claros localizados entre dos espejos.

$K = 0.8$ para claros localizados entre espejo y mampara

$K = 1.0$ para claros localizados entre dos mamparas.

Otros símbolos fueron definidos en párrafos anteriores.

El valor de Sc no deberá exceder el esfuerzo permisible a tensión del material del tubo a la temperatura de metal de diseño.

4.- CARGAS EN LA JUNTA TUBO A ESPEJO-PERIFERIA DEL HAZ.

La máxima carga efectiva en la junta tubo a espejo, libras, en la periferia del haz está dada por:

$$W_j = \frac{\pi}{4N} F_q P_t^* G^2$$

Donde:

$$P_t^* = P_2 \quad \text{Nota 1}$$

$$\text{ó } P_t^* = - P_3 \quad \text{Nota 1}$$

$$\text{ó } P_t^* = P_2 - P_3$$

Donde:

P_2 y P_3 son definidos en el párrafo III.4.2.1.6.3.

NOTA 1:

No aplicable para presión diferencial de diseño (III.10.1.2.5).

La carga en la junta tubo a espejo aquí calculada, considera solamente los efectos de cargas debidas a la presión. Las cargas en la junta tubo a espejo



causadas por expansión térmica diferencial entre coraza y tubos se consideran que están dentro de límites aceptables si se cumple con los requerimientos del párrafo III.4.2.1.6.2.

Se supondrá la existencia de una condición de sobrecarga cuando el mayor valor absoluto de W_j exceda la carga permisible por código, en la junta tubo a espejo, la cual se determina a continuación:

CARGAS PERMISIBLES EN LA JUNTA TUBO-ESPEJO

En el diseño de los cambiadores de calor, la máxima carga axial, permisible en dirección a la junta tubo-espejo será determinada en base a la siguiente expresión:

$$L_{\max} = A_t S_a f_e f_r F_y$$

Donde:

L_{\max} = Máxima carga axial permisible en dirección de la junta tubo espejo, libras.

A_t = Área nominal de la sección transversal de la pared del tubo, pulg.

S_a = Esfuerzo permisible a tensión del tubo a la temperatura de metal, Lb/pulg².

$G_e = 1/d_o$ o 1.0, el que sea menor, para juntas hechas con expansores de tubos en agujeros sin ranuras.

L = Longitud de la porción expandida del tubo, pulg.

D_o = Diámetro exterior del tubo, pulg.

$F_e = 1.0$ en juntas hechas con expansores de tubos en agujeros ranurados.

F_r = Factor de confiabilidad de la junta.

F_y = Factor por las diferencias en las propiedades mecánicas del material del espejo y los tubos.

Representa la relación entre el esfuerzo de cedencia del material del espejo respecto al esfuerzo de cedencia del material de los tubos ó 1.0, el que sea menor, estos esfuerzos de cedencia serán a la temperatura del metal.



FACTOR DE CONFIABILIDAD f_r		
Descripción de la junta	F_r prueba	F_r sin pruebas
Rolado, dos o más ranuras y soldado	0.95	0.75
Rolado una ranura y soldado	0.85	0.65
Rolado sin ranuras y soldado	0.70	0.50
Rolado, dos o más ranuras	0.90	0.70
Rolado, una ranura	0.80	0.65
Rolado, sin ranuras	0.60	0.50

El paso nominal usado para diseñar el espejo con juntas con juntas roladas y expandidas no será menor que:

$$P = do + 0.165 (do + 2t)$$

P = Paso nominal, distancia de centro a centro de agujeros para tubos adyacentes, pulg.

Do = Diámetro exterior de los tubos, pulg.

T = Espesor nominal de la pared del tubo, pulg.

III.10.1.2.7. PROBLEMAS Y SOLUCIONES POSIBLES

Se ha señalado ya la forma para determinar los esfuerzos a que son sometidos los tubos al igual que la coraza y la resistencia máxima de la junta tubo-espejo, así como la condición para que dicha unión no presente problemas, sin embargo, puede suceder que las fuerzas a que los tubos están sometidos, resulten mayores a lo permisible; siendo necesario en tal caso buscar una solución. Enseguida se ofrecen algunas alternativas que pueden ser analizadas.

1. VARIAR EL ESPESOR DE LOS TUBOS.

Se ha observado que al incrementar el espesor de los tubos disminuyen sus esfuerzos (St) pero aumentan su carga (ft) y la resistencia de la junta (Wj) es mayor; sin embargo se incrementan los esfuerzos en la coraza. Por lo tanto, si únicamente se tienen problemas en la coraza, conviene recalcular con un espesor de tubos mayor. Si se pretende reducir los esfuerzos en la coraza (Ss) y la carga (ft) en los tubos, sin importar que aumenten los esfuerzos en estos últimos (St), es recomendable repetir los cálculos con un espesor de pared, en tubos más pequeños, debiendo compararse, este con el mínimo requerido por efectos de la presión (externa e interna).



2. MODIFICAR ESPESOR DE LA CORAZA.

Al disminuir tal espesor, los esfuerzos (S_t) y cargas (ft) en tubos, decrecen, pero en la coraza aumenta mientras que la resistencia de la junta no varía.

Por consiguiente vale la pena efectuar nuevamente los cálculos, con un espesor más pequeño para la coraza, cuando se tenga problemas en las cargas (ft) o esfuerzos (S_t) de los tubos y la coraza posea capacidad para soportar mayores fuerzas; empero debe cuidarse que dicho espesor soporte la presión correspondiente y cumpla con los requisitos mínimos de TEMA (R-3.13). Puede probarse un espesor más grande para coraza cuando no exista problema en los tubos.

3. CAMBIAR MATERIAL.

3.1. DE TUBOS DE TRANSFERENCIA.

Para esto, debe primeramente considerarse que dicho cambio no afecte las condiciones de proceso.

Es conveniente seleccionar materiales con un esfuerzo permisible a la tensión, preferentemente mayor, mientras que el coeficiente de expansión térmica (αt) debe ser mayor si la temperatura de pared en los tubos es menor que en la coraza, o menor si sucede lo contrario. Cuando la junta tubo espejo no presenta problema, pueden probarse los cálculos aún con esfuerzos permisibles menores.

3.2. DE LA CORAZA.

Esto se lleva a cabo cuando los problemas se presentan sobre la coraza y muchas veces resulta más favorable utilizar un material con esfuerzo permisible mayor, que incrementar su espesor.

COMBINAR MODIFICACIONES.

Pueden realizarse combinaciones tales como cambiar material de la coraza y disminuir espesor de tubos, variar espesor de coraza y cambiar material de tubos, etc., hasta conseguir las mejores condiciones de seguridad y economía, considerando que las aleaciones tienen un valor más elevado que el acero al carbono.



3.4. USO DE JUNTAS DE EXPANSIÓN.

Si después de haber agotado las posibles soluciones, no se consigue satisfacer las condiciones mínimas requeridas, es preciso analizar el uso de una junta de expansión.

III.10.2. TUBOS EN AGUJEROS RANURADOS

Todos los agujeros para la inserción de los tubos en el espejo deberán contar al menos con dos ranuras de aproximadamente 1/8" (3.2 mm) de ancho y 1/64" (0.40 mm) de profundidad, cuando el sello que deberá existir en la unión tubo espejo se ha logrado mediante la expansión (rolado) de los tubos.

Cuando se utilicen espejos con recubrimiento integrado o aplicado, todas las ranuras deberán localizarse en el material base, a menos que el cliente especifique otra cosa (Ver Figura III.12.e).

III.10.3. LONGITUD DE EXPANSIÓN

Los tubos deben ser rolados dentro del espejo en una longitud no menor que 2 pulgadas (50.8 mm) o el espesor del espejo menos 1/8" (3.2 mm), cualquiera que sea menor. En ningún caso la porción expandida deberá extenderse más lejos de la cara del espejo del lado de la coraza. Cuando el cliente lo especifique, los tubos pueden ser rolados por el espesor total del espejo.

III.10.4. ESPEJOS CON RANURA DE PARTICIÓN

Los espejos deben ser provistos con ranuras de 3/16" (4.76 mm) de profundidad para los empaques de las placas de partición.

III.10.5. RECUBRIMIENTO

El espesor nominal del recubrimiento o forro de la cara del lado de los tubos de un espejo, no deberá ser menor que 5/16" (7.9 mm) cuando los tubos sean rolados y 1/8" (3.2 mm) cuando los tubos sean soldados al espejo. El espesor nominal de recubrimiento o forro sobre la cara del lado de la coraza, no deberá ser menor que 3/8" (9.5 mm). Todas las superficies expuestas al fluido, incluyendo la superficie de asentamiento del empaque, deberá tener cuando menos 1/8" de espesor nominal de recubrimiento.



III.11. ANILLO DE PRUEBA

Este elemento es instalado en los cambiadores de calor tipo "S", "T", "P", "W" o "U" (si el cabezal de distribución es del tipo "A" o "B"), cuando se someten a la prueba hidrostática. Su función consiste en crear un sello con el fin de verificar la hermeticidad en las uniones tubos-espejo.

En la Figura III.41., se muestran los anillos de prueba para algunos tipos de cambiadores de calor, lo cual permite observar la posición y forma de éstos.

A continuación se presenta una secuencia de cálculo para los anillos de prueba, por lo que para su manejo adecuado, se recomienda se trabaje conjuntamente con el formato presentado en la Figura III.42.

1.- Dimensione el anillo de prueba, para ello auxíliese de los siguientes párrafos.

El número y diámetro de los espárragos para el anillo serán los mismos que los proporcionados en la brida de la coraza. (ver Figura III.20) de 4 pulg. a 6 pulg. (102 – 152mm.).

Para el prensa-estopas, es suficiente proporcionar como máximo tres empaques de asbesto trenzado de 3/8 pulg. (10mm.) sección cuadrada.

2.- Para los espárragos del prensa-estopas, se recomienda proporcionar un espaciamiento "B" (Las condiciones de diseño se proporcionan en la hoja de datos del equipo a diseñar.

3.- El empaque de sello con la coraza, deberá ser del mismo material y dimensiones que el utilizado en operación. Seleccione el tipo de cara de la Figura III.19., conforme a la empleada en la brida de la coraza.

4.- De la Figura III.18., obtenga los valores de los factores "m" y "y", así como la columna a utilizar en Figura III.19., para la determinación de b y bo.

5.- Los valores correspondientes a Sfo, Sfa, Sb y Sa, se encuentran tabulados en las secciones UCS, UHA y UNF-23 del código ASME, conforme a la especificación del material y su temperatura.

6.- Cálculo de fuerzas y área de pernos.

El área real de espárragos (A_b) estará dada por la siguiente ecuación:



$$Ab = (\text{No. espárragos}) (Ar)$$

Ar = Área de raíz del espárrago, seleccionado, ver Figura III.20.

7 y 8.- Determinación de momentos en condiciones de operación y asentamiento de empaque.

9.- El valor de "Y" se obtienen de la Figura III.32, entre a ella con el valor de "K".

De estos valores M y M' sólo utilice el mayor y con este prosiga los cálculos.

10.- Determine el espesor requerido para el anillo de prueba.

Resulta importante mencionar que la determinación del espesor requerido para un anillo de prueba del tipo "A" (Figura III.41), se lleva a cabo con el uso del mismo formato (Figura III.42), debiendo considerar las condiciones de carga de la brida a la cual se va a unir, sin embargo será suficiente proporcionar un empaque de asbesto comprimido (a fin de proteger la cara de asentamiento del espejo) con las mismas dimensiones que el empaque empleado en operación.

III.12. SOPORTES DEL EQUIPO

Los soportes de un recipiente se pueden seleccionar y diseñar tomando en cuenta variables, tales como tamaño, peso, espesor de la coraza, espacio libre de instalación y elevación del recipiente.

Los cambiadores de calor, considerados como recipientes, se pueden soportar por medio de dos silletas que colocan de tal manera que las cargas sobre que las cargas sobre cada una de ellas sean aproximadamente iguales. Generalmente el peso y tamaño de un cambiador de calor resulta ser pequeño comparado con el de un recipiente de almacenamiento, por la que haciendo un análisis para determinar el espesor requerido por la placa de las silletas, éstas resultan de pequeño espesor.

La práctica ha demostrado, que utilizando una silleta con ángulo de 60° entre sus extremos de apoyo y el centro del cambiador de calor y con placa de 3/8pulg. (9.5mm.) de espesor, se tiene una silleta suficiente para soportar un cambiador hasta 57,000 Lb (25,885 Kg) de peso, suficiente para los casos comunes. La altura de las silletas será la mínima posible para no tener demasiada altura en las líneas de tubería.

Como la coraza sufre variaciones en su temperatura de pared tiene pequeñas alteraciones en su longitud, por lo que debe tener libertad para absorber



estas dilataciones y para tal efecto se tendrán perforaciones alargadas en la base de una de sus silletas, a fin de que las anclas que sujetan al equipo con la cimentación no restrinjan su libre desplazamiento (Figura III.43).

III.13. DIMENSIONAMIENTO GENERAL

Habiéndose estudiado el diseño de cada uno de los elementos constitutivos de los cambiadores de calor, se tratará en este capítulo lo referente al dimensionamiento general del cuerpo ya ensamblado, involucrando los valores dimensionales obtenidos durante el diseño.

Para tal efecto habrá de seguirse un ordenamiento que consiste en definir independientemente las dimensiones longitudinales para cada una de las partes principales que corresponden al tipo de cambiador de calor por ensamblar, para que finalmente sea posible establecer la longitud total del equipo terminado.

Las partes principales antes mencionadas de un cambiador de calor son las siguientes:

- a) Cabezal de Distribución o de entrada.
- b) Cabezal de Retorno o salida.
- c) Coraza.
- d) Haz de tubos.

III.13.1. FACTORES QUE INTERVIENEN EN EL DIMENSIONAMIENTO

Para poder realizar el dimensionamiento, es importante que el diseñador conozca el funcionamiento de cada uno de los elementos, así como el tipo de servicio que el equipo deberá proporcionar. Entre los diferentes requisitos que deberán cumplirse, están los siguientes:

- 1) DE CONSTRUCCIÓN
- 2) DE OPERACIÓN
- 3) DE MANTENIMIENTO



III.13.1.1. DE CONSTRUCCIÓN

En la fabricación de equipos, existen limitaciones de construcción que deberán ser consideradas al dimensionar cada una de las cuatro partes principales nombradas anteriormente, en donde se presentan dimensiones mínimas permisibles en algunos de sus elementos, a fin de prevenir las dificultades que se presentarían en caso de contar con una dimensión más reducida.

Las dimensiones mínimas de las que aquí se habla, son una necesidad existente para la aplicación de las soldaduras en las uniones, ya que no podrán permitirse dos o más uniones soldadas demasiado próximas entre sí, por lo que al menos deberá dejarse una separación mínima de tres veces el espesor de la placa que se esté soldando, para evitar en lo posible el debilitamiento de la misma en la parte intermedia entre las soldaduras, a consecuencia de la alta temperatura a que estará sujeta al ser aplicada la soldadura en sus extremos.

Un ejemplo de lo anteriormente expuesto, puede ser la longitud requerida entre la soldadura de la placa de refuerzo de una boquilla y la unión soldada de la tapa toriesférica en el cabezal de entrada tipo "B" (Ver Figura III.45.a.).

III.13.1.2. DE OPERACIÓN

El haz de tubos es el que encierra primordialmente los requerimientos dimensionales del equipo para el buen funcionamiento del mismo, ya que de la localización de las boquillas en la coraza y por consecuencia de la distribución de las mamparas, dependerá en gran parte el funcionamiento adecuado del cambiador.

El espaciamiento de las mamparas, deberá ser el calculado en el diseño térmico (indicado en la Hoja de Datos), pero una de las limitaciones que habrán de encontrarse, será la dimensión comprendida desde la línea de centros de cada boquilla en la coraza a la pared de la mampara más cercana a ellas, que se deberá evitar, resulte demasiado justa al radio interno de la boquilla en cuestión, teniéndose presente que las temperaturas de operación ocasionan alteraciones de longitud en el haz de tubos de los cambiadores con cabezal flotante o tipos "U", por lo que tendrá que considerarse un cambio de la posición relativa de las boquillas con las mamparas en función de las temperaturas de operación (Ver Figura III.44.a).

Otra de las dimensiones del asa de tubos que deberá cuidarse en los equipos que cuenten con uno o más mamparas longitudinales, o sea aquellos constituidos por una coraza tipo F, G ó H, es la comprendida desde el espejo, ya sea el fijo, el flotante o ambos según el caso, hasta el extremo de la mampara longitudinal, ya que de esta dimensión dependerá el área de cruce longitudinal que



se proporcione al fluido, en su paso por esta sección del equipo; es por lo que tal dimensión deberá calcularse a fin de obtener un área longitudinal de cruce similar al área transversal de cruce, que se indica en la Figura III.44.c con un arreglo tipo "G" como ejemplo.

Para el funcionamiento adecuado del equipo se tomará una precaución más en cuanto al tipo de flujo que ha de presentarse dentro de la coraza, esto es, siempre que se requiere un flujo de arriba abajo, será necesario contar con un número para de mamparas y nunca lo contrario, por necesidad de circulación y desperdicio de área de transferencia en la longitud de tubos que no estaría en contacto con la corrientes del fluido en la coraza (Ver Figura III.44.d).

III.13.1.3. DE MANTENIMIENTO

Al llevarse a cabo el mantenimiento de un equipo, será indispensable el empleo de herramientas adecuadas y en ocasiones no adecuadas para el desensamble de elementos mecánicos como son: tapas, bridas, boquillas, etc.

Durante el diseño mecánico y específicamente al dimensionar el equipo se deberá prever una serie de dificultades que se presentarían sino existiera el espacio suficiente para el manejo de las herramientas necesarias.

En la Figura III.45.b se muestran algunas de las dimensiones mínimas permitidas tanto en la fabricación como en el mantenimiento del equipo.

Las restricciones dimensionales por construcción y mantenimiento pueden dar como resultado, diferentes dimensiones para un mismo elemento, en cuyo caso habrá de elegirse aquella que resulte mayor (Ver Figura III.45.b).

Los conceptos expuestos en los párrafos anteriores serán una ayuda para el establecimiento de las proporciones longitudinales que interesa conocer en los equipos que aquí se han estudiado.

DIMENSIONAMIENTO GENERAL

El equipo que se presenta es denominado por las normas TEMA como AES y será dimensionado conforme a la Figura III.46



Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

 INGLESA		DIMENSIONES PARA TUBOS										NORMAS					
		FIGURA No. 111.1															
DIMENSIONES EN TUBOS SOLDADOS Y SIN COSTURA																	
DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERNO	ESPESOR NOMINAL DE PARED PARA															
		CED. 5 S *	CED. 10 S *	CED. 10	CED. 20	CED. 30	ESTAN-DAR 1	CED. 40	CED. 60	EXTRA FUERTE	CED. 80	CED. 100	CED. 120	CED. 140	CED. 160	XX FUERTE	
1/8	0.405	0.049	0.068	0.068	0.095	0.095
1/4	0.540	0.065	0.088	0.088	0.119	0.119
3/8	0.675	0.065	0.091	0.091	0.126	0.126
1/2	0.840	0.065	0.083	0.109	0.109	0.147	0.147	0.188	0.294
3/4	1.050	0.065	0.083	0.113	0.113	0.154	0.154	0.219	0.308
1	1.315	0.065	0.109	0.133	0.133	0.179	0.179	0.250	0.358
1 1/4	1.660	0.065	0.109	0.140	0.140	0.191	0.191	0.250	0.382
1 1/2	1.900	0.065	0.109	0.145	0.145	0.200	0.200	0.281	0.400
2	2.375	0.065	0.109	0.154	0.154	0.218	0.215	0.344	0.436
2 1/2	2.875	0.083	0.120	0.203	0.203	0.276	0.276	0.375	0.552
3	3.5	0.083	0.120	0.216	0.216	0.300	0.300	0.438	0.600
3 1/2	4.0	0.083	0.120	0.223	0.226	0.318	0.318
4	4.5	0.083	0.120	0.237	0.237	0.337	0.337	0.438	0.531	0.674
5	5.563	0.109	0.134	0.258	0.258	0.375	0.375	0.500	0.625	0.750
6	6.625	0.109	0.134	0.280	0.280	0.432	0.432	0.562	0.719	0.864
8	8.625	0.109	0.145	0.250	0.277	0.322	0.322	0.406	0.500	0.500	0.594	0.719	0.812	0.906	0.875
10	10.75	0.134	0.165	0.250	0.307	0.365	0.365	0.500	0.500	0.594	0.719	0.843	1.000	1.125	1.000
12	12.75	0.156	0.180	0.250	0.330	0.375	0.406	0.562	0.500	0.638	0.844	1.000	1.125	1.312	1.000
14 D.E.	14.0	0.156	0.188	0.250	0.312	0.375	0.375	0.438	0.594	0.500	0.750	0.938	1.094	1.250	1.406
16 D.E.	16.0	0.165	0.188	0.250	0.312	0.375	0.375	0.500	0.656	0.500	0.844	1.031	1.219	1.438	1.594
18 D.E.	18.0	0.165	0.188	0.250	0.312	0.436	0.375	0.562	0.750	0.500	0.938	1.156	1.375	1.562	1.781
20 D.E.	20.0	0.188	0.218	0.250	0.375	0.500	0.375	0.594	0.812	0.500	1.031	1.281	1.500	1.750	1.969
22 D.E.	22.0	0.188	0.218	0.250	0.376	0.500	0.375	0.875	0.500	1.125	1.375	1.625	1.875	2.125
24 D.E.	24.0	0.218	0.250	0.250	0.378	0.562	0.375	0.688	0.969	0.500	1.218	1.531	1.812	2.062	2.344
26 D.E.	26.0	0.312	0.500	0.375	0.500
28 D.E.	28.0	0.312	0.500	0.625	0.375	0.500
30 D.E.	30.0	0.250	0.312	0.312	0.500	0.625	0.375	0.500
32 D.E.	32.0	0.312	0.500	0.625	0.375	0.688	0.500
34 D.E.	34.0	0.312	0.500	0.625	0.375	0.688	0.500
36 D.E.	36.0	0.312	0.500	0.625	0.375	0.750	0.500
42 D.E.	42.0	0.375	0.500

TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN DADAS EN PULGADAS

LOS ESPESORES LISTADOS PARA LOS DIAMETROS RESPECTIVOS DE TUBOS, REPRESENTAN SUS DIMENSIONES DE PARED NOMINAL O PROMEDIO, PUDIENDO PRESENTAR UN ESPESOR HASTA EN UN 12.5 % MENOR.

1 LOS ESPESORES INDICADOS CON CIFRAS GRUESA SON PERMITIDOS TAMBIEN EN ACERO INOXIDABLE, BAJO LA DESIGNACION CEDULA 40 S.

* LAS CEDULAS 5 S Y 10 S SON PERMITIDAS PARA MATERIALES RESISTENTES A LA CORROSION, SIENDO LA CEDULA 10 S PERMITIDA TAMBIEN PARA ACERO AL CARBONO.

Δ LOS ESPESORES INDICADOS CON CIFRA GRUESA SON PERMITIDOS TAMBIEN EN ACERO INOXIDABLE, BAJO LA DESIGNACION CEDULA 80 S.



Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

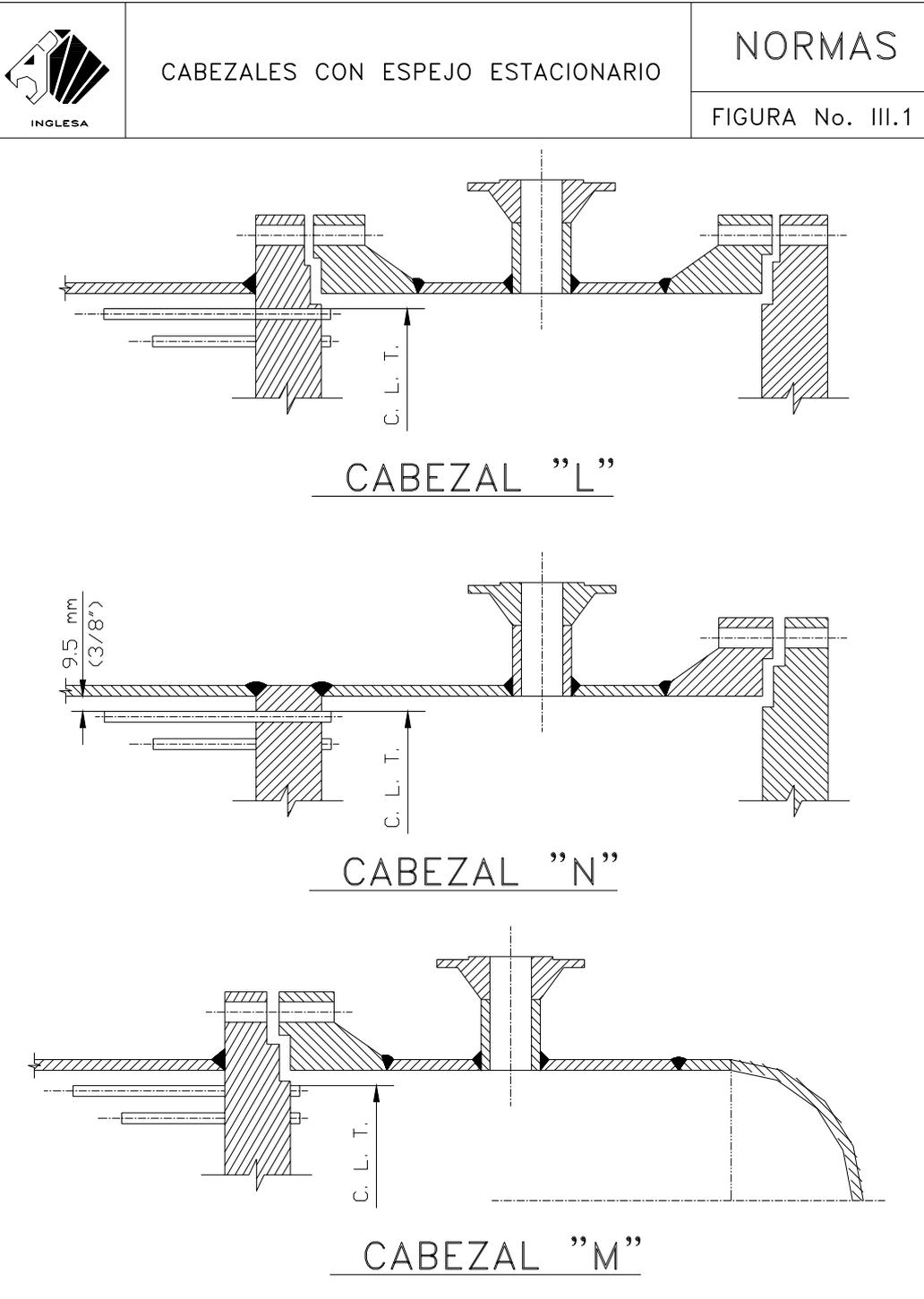
		DIMENSIONES PARA TUBOS DE CALIBRE										NORMAS		
		FIGURA No. 111.6												
CARACTERISTICAS DE TUBOS CALIBRE														
DIAMETRO EXTERNO DEL TUBO Pulg.	CALIBRE B.W.G.	ESPESOR Pulg.	AREA INTERNA Pulg ²	SUPERFICIE EXTERNA POR PIE DE LONGITUD PIE ²	SUPERFICIE INTERNA POR PIE DE LONGITUD PIE ²	PESO POR PIE DE LONGITUD ACERO * Lbs.	DIAMETRO INTERNO DEL TUBO Pulg.	MOMENTO DE INERCIA Pulg. ⁴	MODULO DE SECCION Pulg. ³	RADIO DE GIRO Pulg.	CONSTANTE C **	D.E. D.I.	AREA TRANSVERSAL METALICA Pulg. ²	
1/4	22	0.28	0.0296	0.0654	0.0604	0.056	0.194	0.00012	0.00098	0.0792	46	1.289	0.0195	
1/4	24	0.22	0.0333	0.0654	0.0639	0.054	0.206	0.00011	0.00083	0.0810	52	1.214	0.0159	
1/4	26	0.18	0.0380	0.0654	0.0640	0.045	0.214	0.00009	0.00071	0.0824	56	1.168	0.0131	
1/4	27	0.16	0.0373	0.0654	0.0670	0.040	0.218	0.00008	0.00065	0.0829	58	1.146	0.0117	
3/8	18	0.049	0.0603	0.0982	0.0725	0.171	0.277	0.00068	0.0036	0.1164	94	1.354	0.0502	
3/8	20	0.035	0.0731	0.0982	0.0798	0.127	0.305	0.00055	0.0029	0.1213	114	1.233	0.0374	
3/8	22	0.028	0.0799	0.0982	0.0835	0.104	0.319	0.00045	0.0025	0.1227	123	1.176	0.0305	
3/8	24	0.022	0.0860	0.0982	0.0867	0.083	0.331	0.00038	0.0020	0.1246	134	1.133	0.0244	
1/2	16	0.066	0.1075	0.1309	0.0968	0.302	0.370	0.0022	0.0086	0.1556	168	1.351	0.0888	
1/2	18	0.049	0.1268	0.1309	0.1052	0.238	0.402	0.0018	0.0072	0.1606	198	1.244	0.0694	
1/2	20	0.035	0.1452	0.1309	0.1126	0.174	0.430	0.0014	0.0056	0.1649	227	1.163	0.0511	
1/2	22	0.028	0.1548	0.1309	0.1162	0.141	0.444	0.0012	0.0046	0.1671	241	1.126	0.0413	
5/8	12	0.109	0.1301	0.1636	0.1064	0.602	0.407	0.0061	0.0197	0.1864	203	1.536	0.177	
5/8	13	0.095	0.1486	0.1436	0.1139	0.537	0.435	0.0057	0.0183	0.1903	232	1.437	0.156	
5/8	14	0.083	0.1655	0.1636	0.1202	0.479	0.459	0.0053	0.0170	0.1938	258	1.362	0.141	
5/8	15	0.072	0.1617	0.1836	0.1259	0.428	0.481	0.0049	0.0156	0.1971	283	1.299	0.125	
5/8	16	0.065	0.1924	0.1636	0.1296	0.388	0.495	0.0045	0.0145	0.1993	300	1.263	0.114	
5/8	17	0.056	0.2035	0.1636	0.1333	0.350	0.508	0.0042	0.0134	0.2016	317	1.228	0.103	
5/8	18	0.048	0.2181	0.1636	0.1380	0.302	0.527	0.0037	0.0118	0.2043	340	1.186	0.089	
5/8	19	0.042	0.2296	0.1836	0.1416	0.262	0.541	0.0033	0.0105	0.2068	358	1.155	0.077	
5/8	20	0.035	0.2419	0.1836	0.1453	0.221	0.555	0.0026	0.0091	0.2089	377	1.126	0.065	
3/4	10	0.134	0.1825	0.1963	0.1262	0.833	0.482	0.0129	0.0344	0.2229	285	1.556	0.260	
3/4	11	0.120	0.2043	0.1963	0.1335	0.809	0.510	0.0122	0.0326	0.2267	318	1.471	0.238	
3/4	12	0.109	0.2223	0.1963	0.1393	0.746	0.532	0.0118	0.0308	0.2299	347	1.410	0.220	
3/4	13	0.095	0.2463	0.1963	0.1468	0.685	0.560	0.0107	0.0285	0.2340	384	1.339	0.196	
3/4	14	0.083	0.2679	0.1963	0.1529	0.592	0.584	0.0098	0.0262	0.2376	418	1.284	0.174	
3/4	15	0.072	0.2864	0.1963	0.1587	0.520	0.606	0.0089	0.0236	0.2410	450	1.238	0.153	
3/4	16	0.065	0.3019	0.1963	0.1623	0.476	0.620	0.0083	0.0221	0.2433	471	1.210	0.140	
3/4	17	0.056	0.3157	0.1963	0.1680	0.428	0.634	0.0076	0.0203	0.2455	492	1.183	0.126	
3/4	18	0.048	0.3339	0.1963	0.1707	0.387	0.652	0.0067	0.0178	0.2484	521	1.150	0.109	
3/4	20	0.035	0.3632	0.1963	0.1780	0.269	0.680	0.0050	0.0134	0.2532	567	1.103	0.079	
1	8	0.166	0.3524	0.2618	0.1754	1.473	0.670	0.0392	0.0784	0.3009	550	1.493	0.433	
1	10	0.134	0.4208	0.2618	0.1916	1.241	0.732	0.0350	0.0700	0.3098	656	1.366	0.364	
1	11	0.120	0.4536	0.2618	0.1990	1.129	0.760	0.0327	0.0654	0.3140	708	1.316	0.332	
1	12	0.109	0.4803	0.2618	0.2047	1.037	0.782	0.0307	0.0615	0.3174	749	1.279	0.305	
1	13	0.095	0.5153	0.2618	0.2121	0.918	0.810	0.0280	0.0559	0.3217	804	1.235	0.270	
1	14	0.083	0.5463	0.2618	0.2183	0.813	0.834	0.0253	0.0507	0.3255	852	1.199	0.239	
1	15	0.072	0.5755	0.2618	0.2241	0.714	0.856	0.0227	0.0455	0.3291	898	1.167	0.210	
1	16	0.065	0.5943	0.2618	0.2278	0.650	0.870	0.0210	0.0419	0.3314	927	1.149	0.191	
1	18	0.049	0.6390	0.2618	0.2361	0.496	0.902	0.0168	0.0332	0.3368	997	1.109	0.146	
1	20	0.035	0.6793	0.2618	0.2435	0.361	0.930	0.0124	0.0247	0.3414	1060	1.075	0.106	
1 1/4	7	0.180	0.6221	0.3272	0.2330	2.059	0.890	0.0890	0.1425	0.3836	970	1.404	0.605	
1 1/4	8	0.165	0.6648	0.3272	0.2409	1.914	0.920	0.0847	0.1355	0.3880	1037	1.359	0.565	
1 1/4	10	0.134	0.7574	0.3272	0.2571	1.599	0.982	0.0741	0.1187	0.3974	1182	1.273	0.470	
1 1/4	11	0.120	0.8012	0.3272	0.2644	1.448	1.010	0.0658	0.1100	0.4018	1250	1.238	0.426	
1 1/4	12	0.109	0.8365	0.3272	0.2702	1.329	1.032	0.0642	0.1027	0.4052	1303	1.211	0.391	
1 1/4	13	0.095	0.8825	0.3272	0.2775	1.173	1.060	0.0578	0.0926	0.4097	1377	1.179	0.345	
1 1/4	14	0.083	0.9229	0.3272	0.2838	1.035	1.084	0.0521	0.0833	0.4136	1440	1.153	0.304	
1 1/4	16	0.065	0.9852	0.3272	0.2932	0.823	1.120	0.0426	0.0682	0.4196	1537	1.116	0.242	
1 1/4	18	0.049	1.042	0.3272	0.3016	0.629	1.152	0.0334	0.0534	0.4250	1626	1.085	0.185	
1 1/4	20	0.035	1.094	0.3272	0.3089	0.455	1.180	0.0247	0.0395	0.4297	1707	1.059	0.154	
1 1/2	10	0.134	1.192	0.3927	0.3225	1.953	1.232	0.1354	0.1806	0.4853	1860	1.218	0.575	
1 1/2	12	0.109	1.291	0.3927	0.3356	1.818	1.282	0.1159	0.1546	0.4933	2014	1.170	0.476	
1 1/2	14	0.083	1.398	0.3927	0.3492	1.258	1.334	0.0931	0.1241	0.5018	2181	1.124	0.370	
1 1/2	16	0.065	1.474	0.3927	0.3587	0.996	1.370	0.0758	0.1008	0.5079	2300	1.095	0.293	
2	11	0.120	2.433	0.5236	0.4608	2.410	1.780	0.3144	0.3144	0.6660	3795	1.136	0.709	
2	12	0.109	2.494	0.5236	0.4665	2.204	1.782	0.2904	0.2904	0.6697	3890	1.122	0.647	
2	13	0.095	2.573	0.5236	0.4739	1.934	1.810	0.2586	0.2586	0.6744	4014	1.105	0.569	
2	14	0.083	2.642	0.5236	0.4801	1.701	1.834	0.2300	0.2300	0.6784	4121	1.090	0.500	

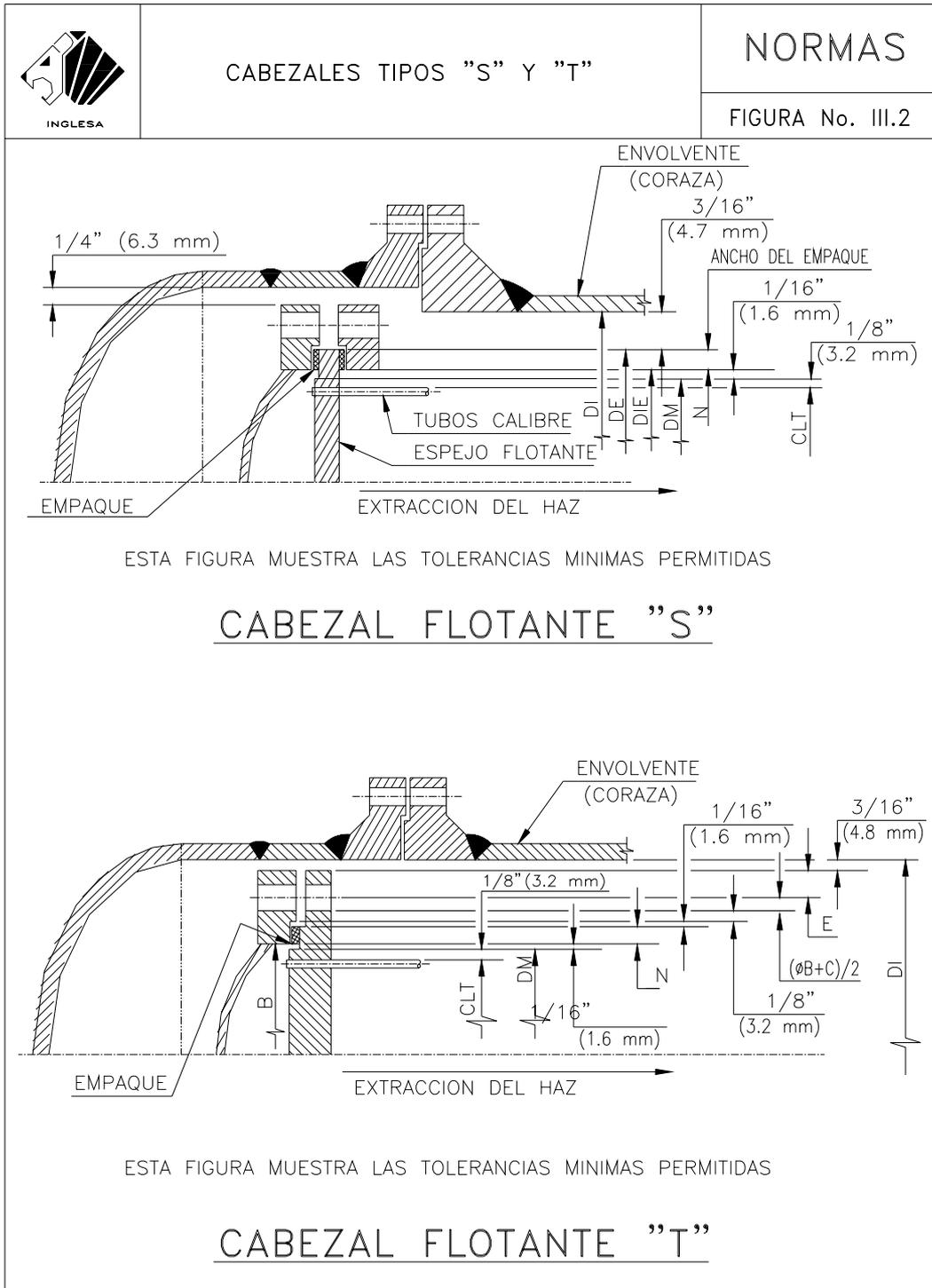
* LOS PESOS SE BASAN EN EL ACERO DE BAJO CARBONO CON UNA DENSIDAD DE 0.2836 Lb/Pulg.³
 PARA OTROS MATERIALES MULTIPLICAR POR LOS SIGUIENTES FACTORES:

ALUMINIO _____	0.33	NIQUEL-CROMO-ACERO _____	1.07
A.I.S.I. 400 SERIE ACEROS INOXIDABLES _____	0.99	COBRE-ESTANO-ZINC _____	1.09
A.I.S.I. 300 SERIE ACEROS INOXIDABLES _____	1.02	NIQUEL Y NIQUEL-COBRE _____	1.13
ALUMINIO BRONCE _____	1.04	COBRE Y CUPRO-NIQUELS _____	1.14
ALUMINIO LATON _____	1.06		

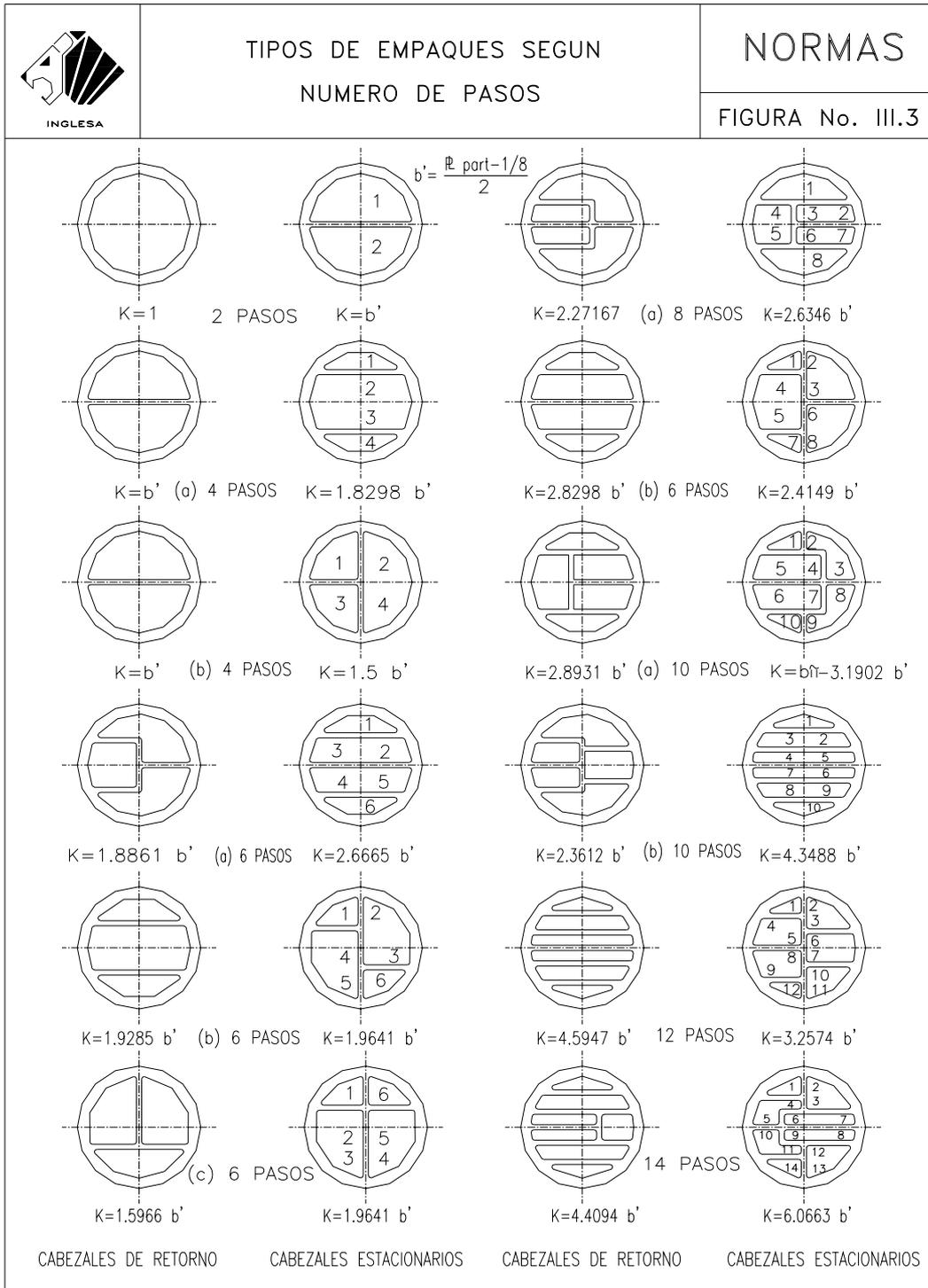
** VELOCIDAD DEL LIQUIDO = $\frac{\text{Lbs. POR TUBO POR NORA}}{C \times \text{GR. ESP. DEL LIQUIDO}}$ EN PIES POR SEGUNDO (GR. ESP. DEL AGUA A 60 °F = 1.0)







Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

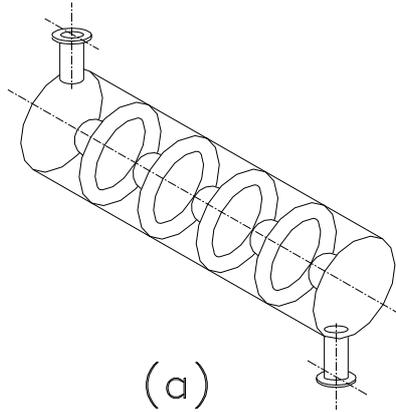




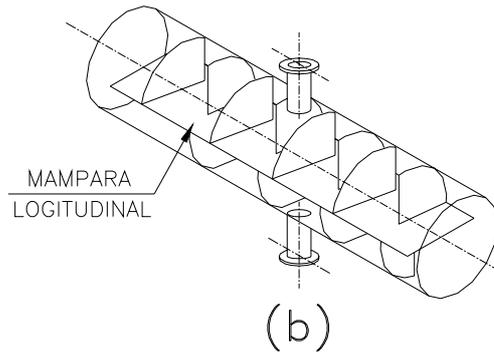
ARREGLOS DE MAMPARAS

NORMAS

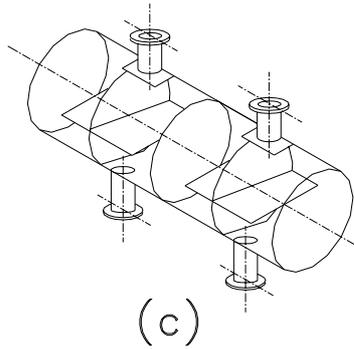
FIGURA No. III.4



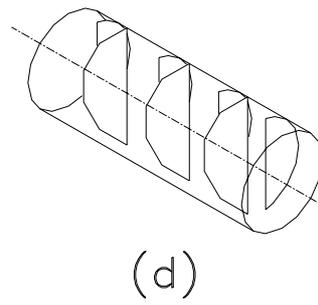
(a)



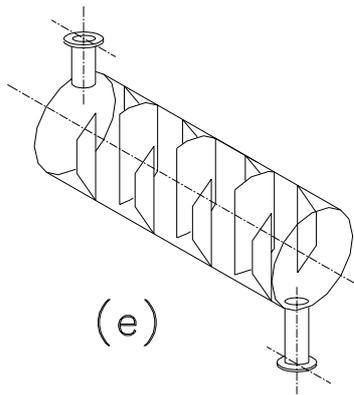
(b)



(c)



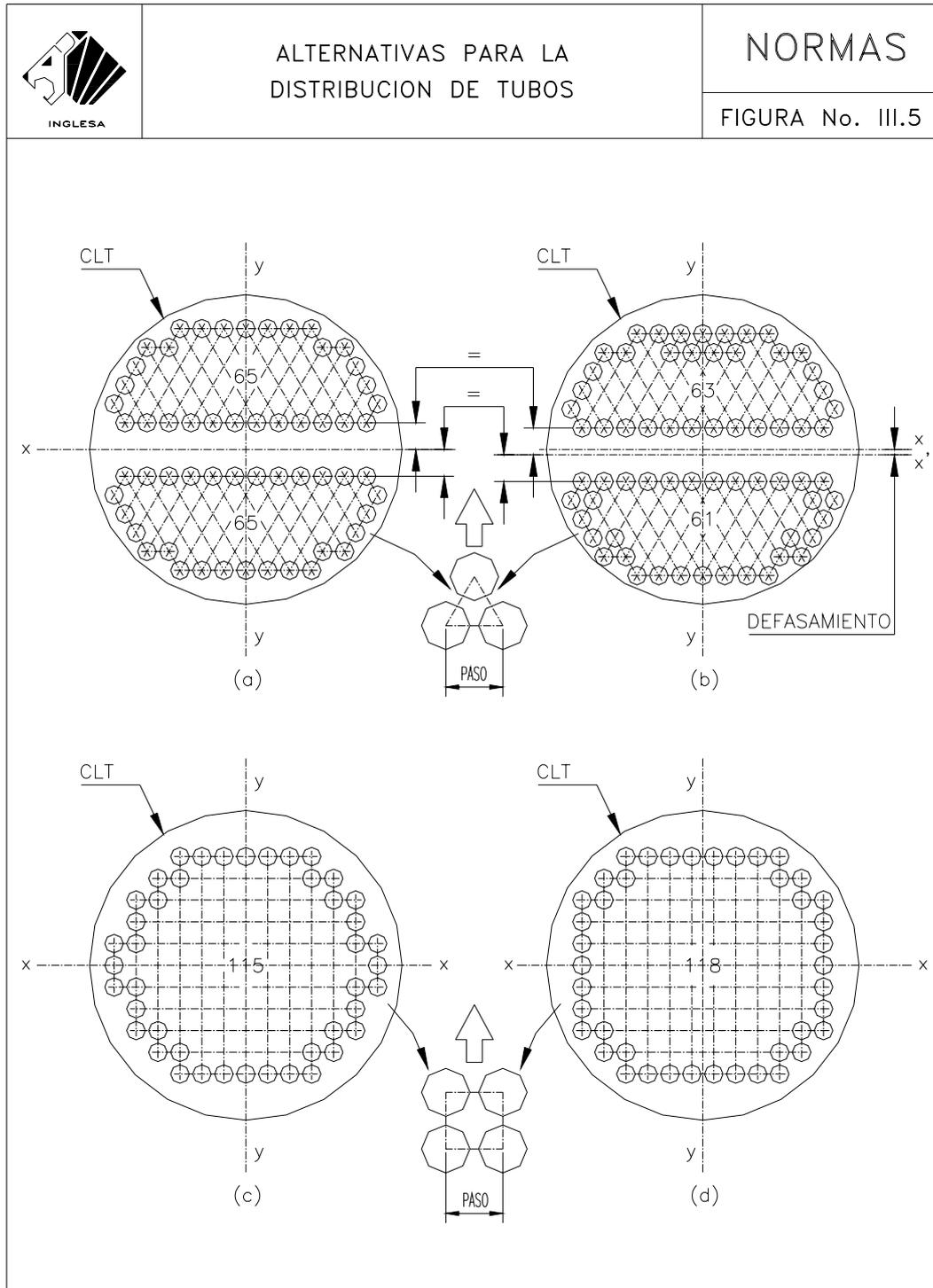
(d)

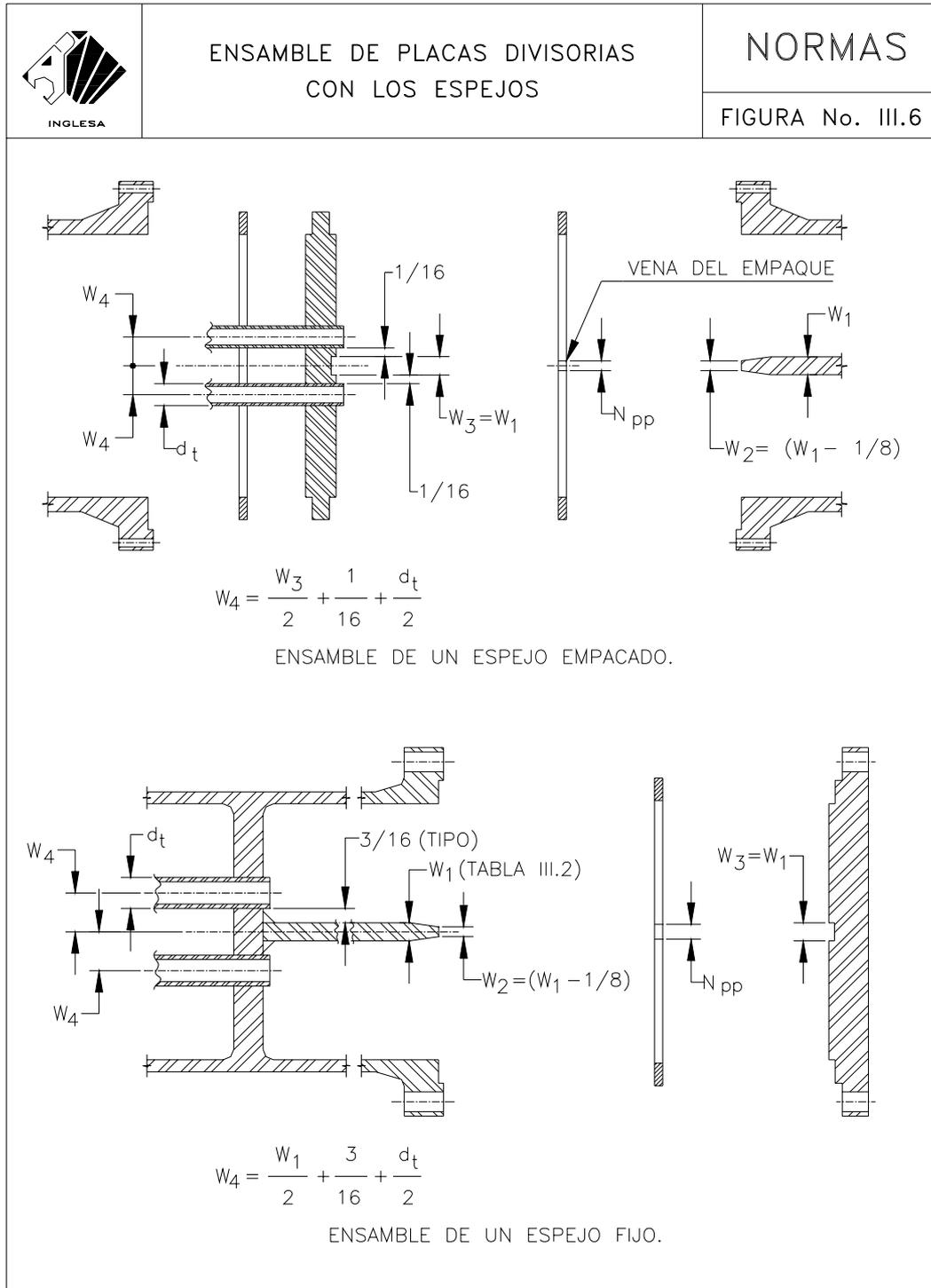


(e)

- a) FLUJO PARA DISCO Y CORONA
- b) FLUJO DIVIDIDO
- c) FLUJO DOBLE DIVIDIDO
- d) FLUJO LADO A LADO
- e) FLUJO PARA DOBLE SEGMENTO





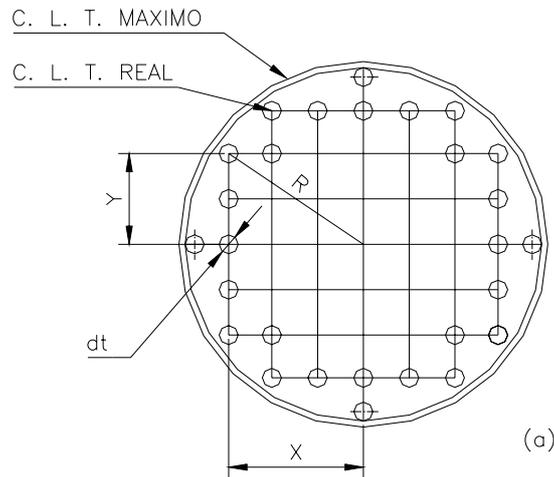




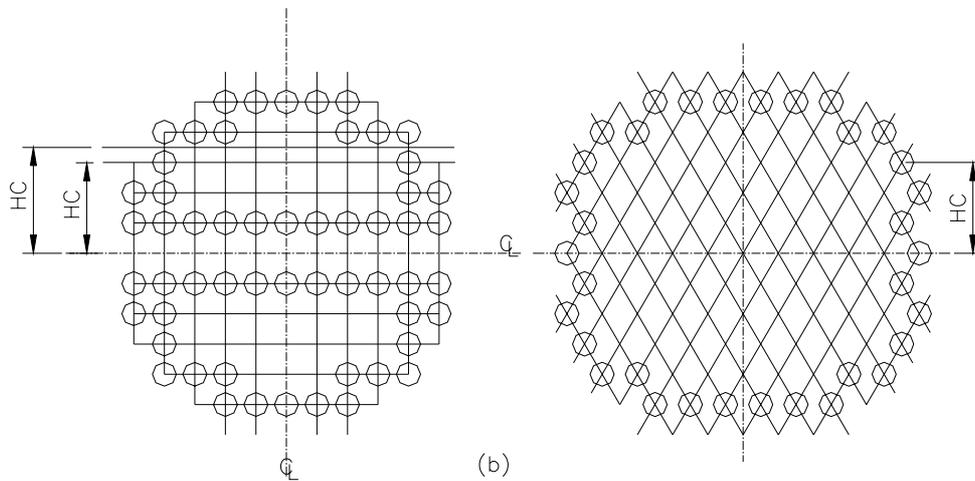
CALCULO DEL CLT REAL Y LINEAS DE CORTE RECOMENDABLES PARA LAS MAMPARAS

NORMAS

FIGURA No. III.7

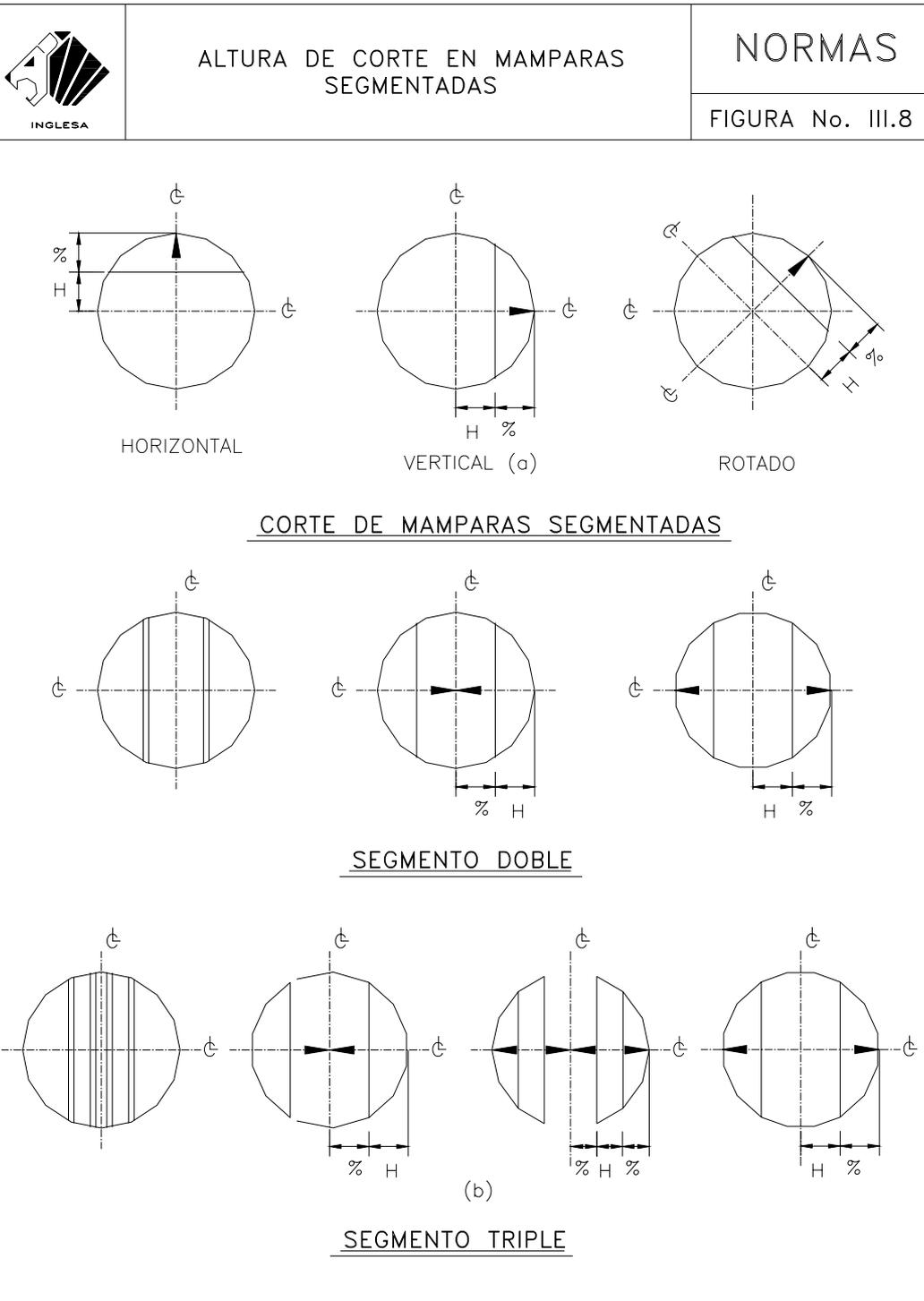


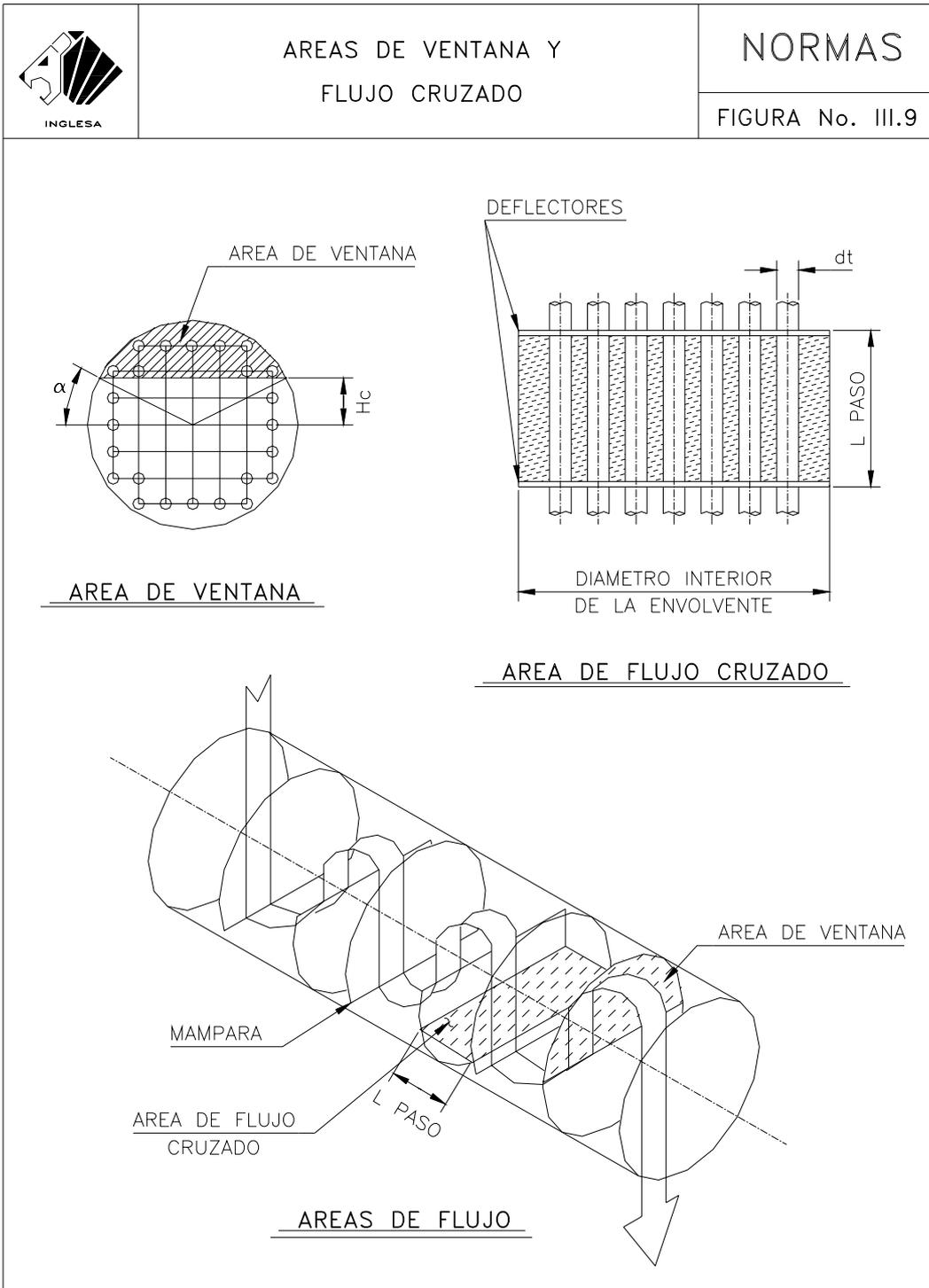
CALCULO DEL CIRCULO LIMITE DE TUBOS REAL



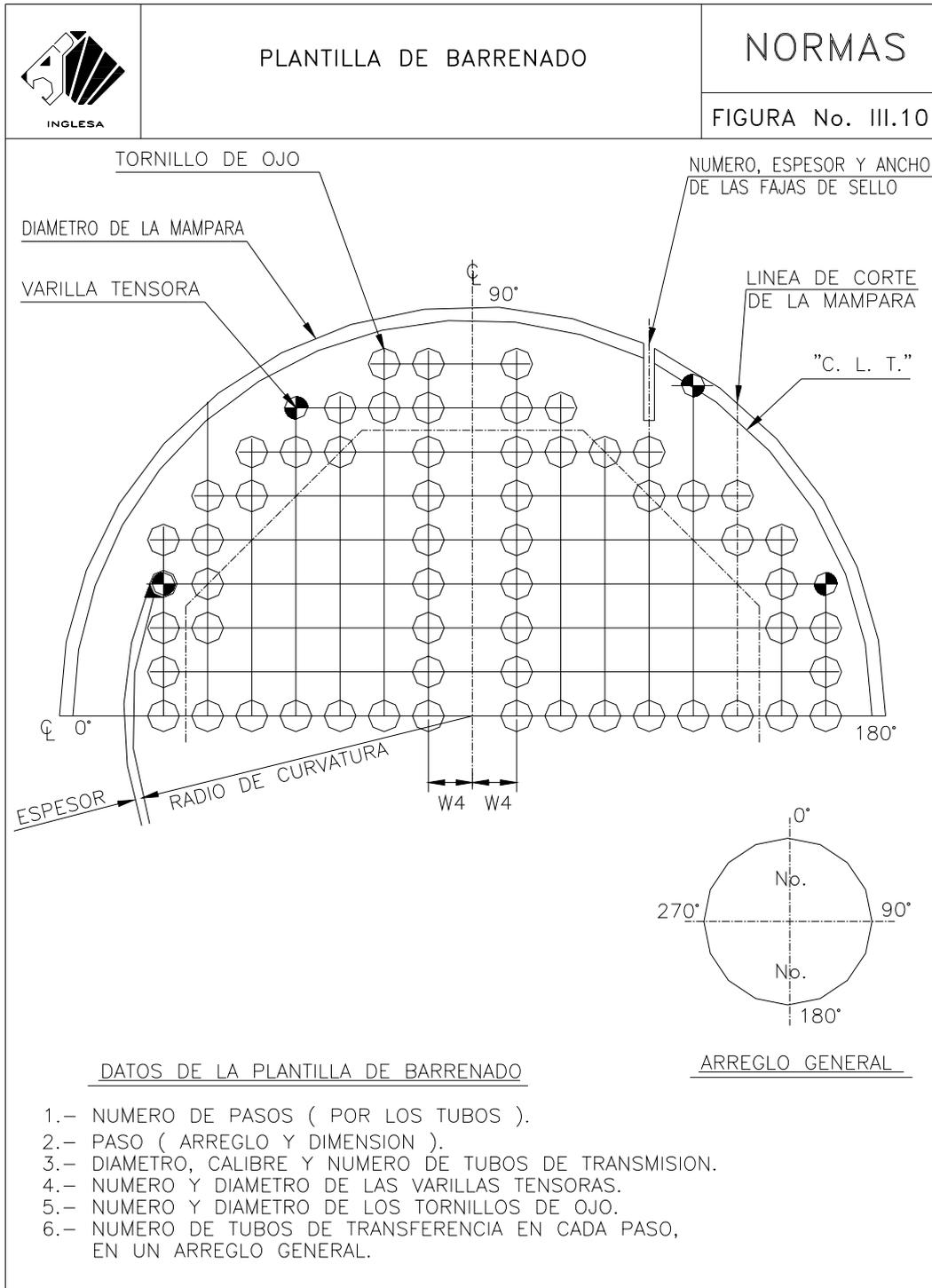
LINEAS DE CORTE RECOMENDABLES



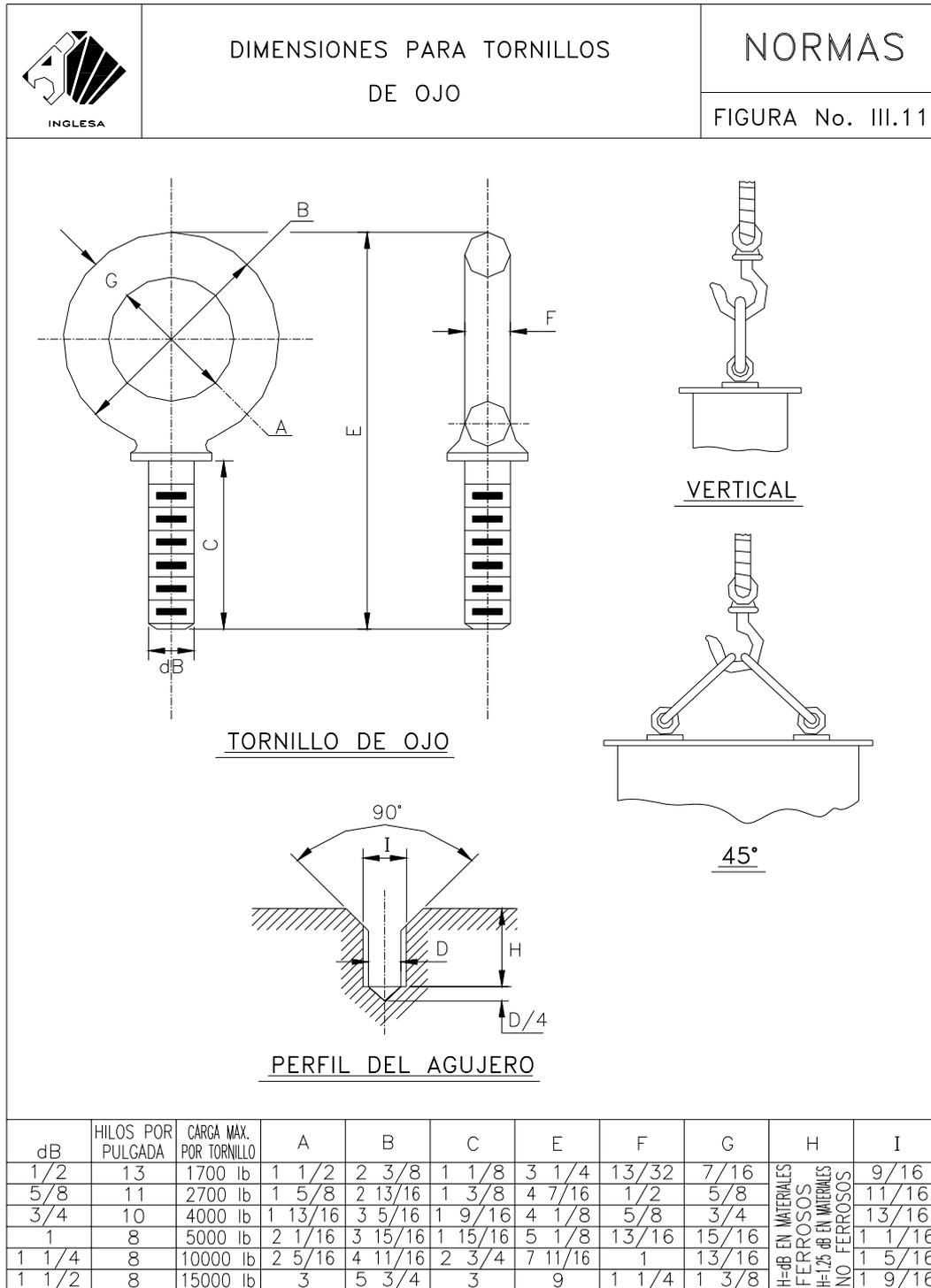


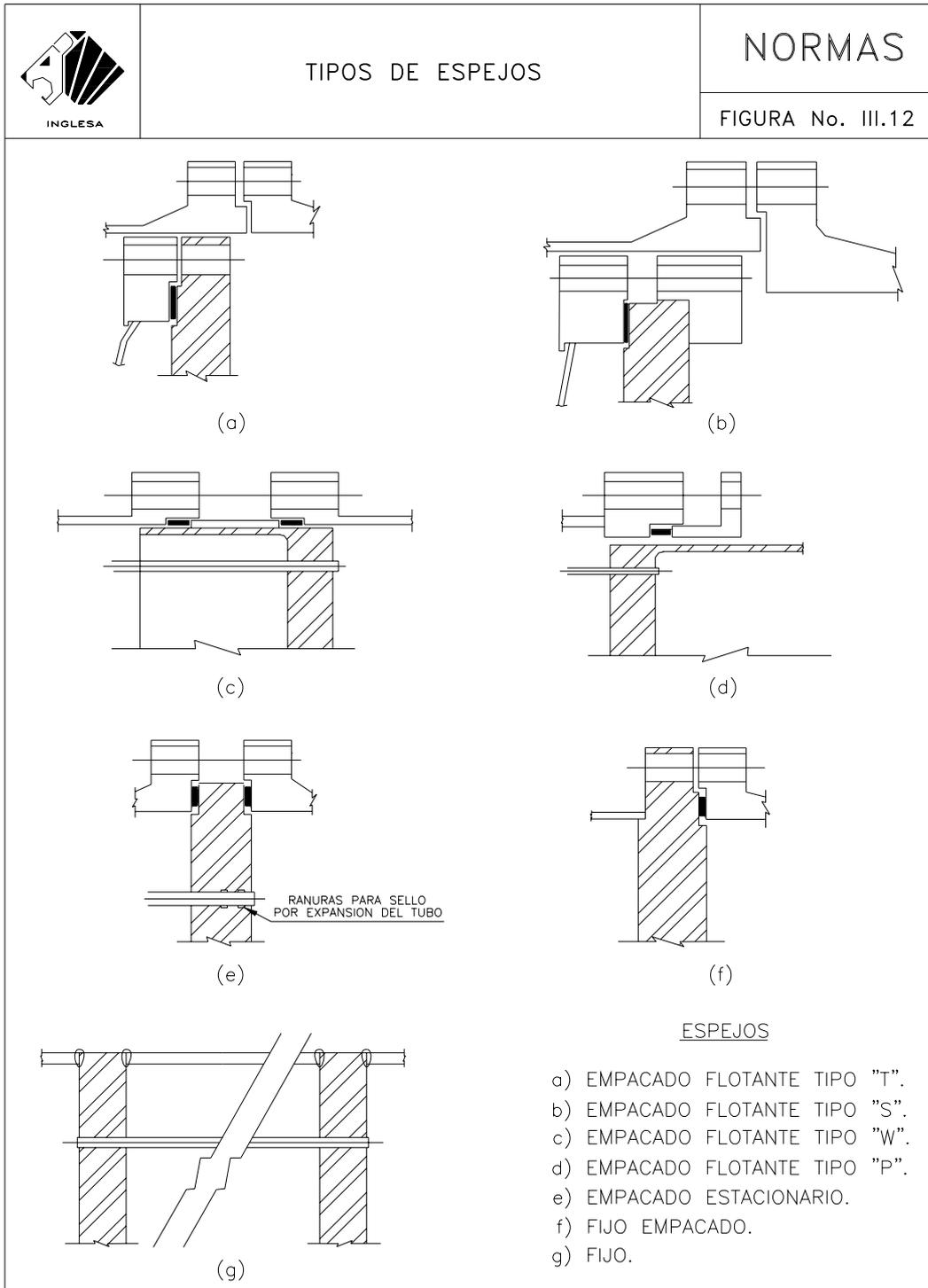


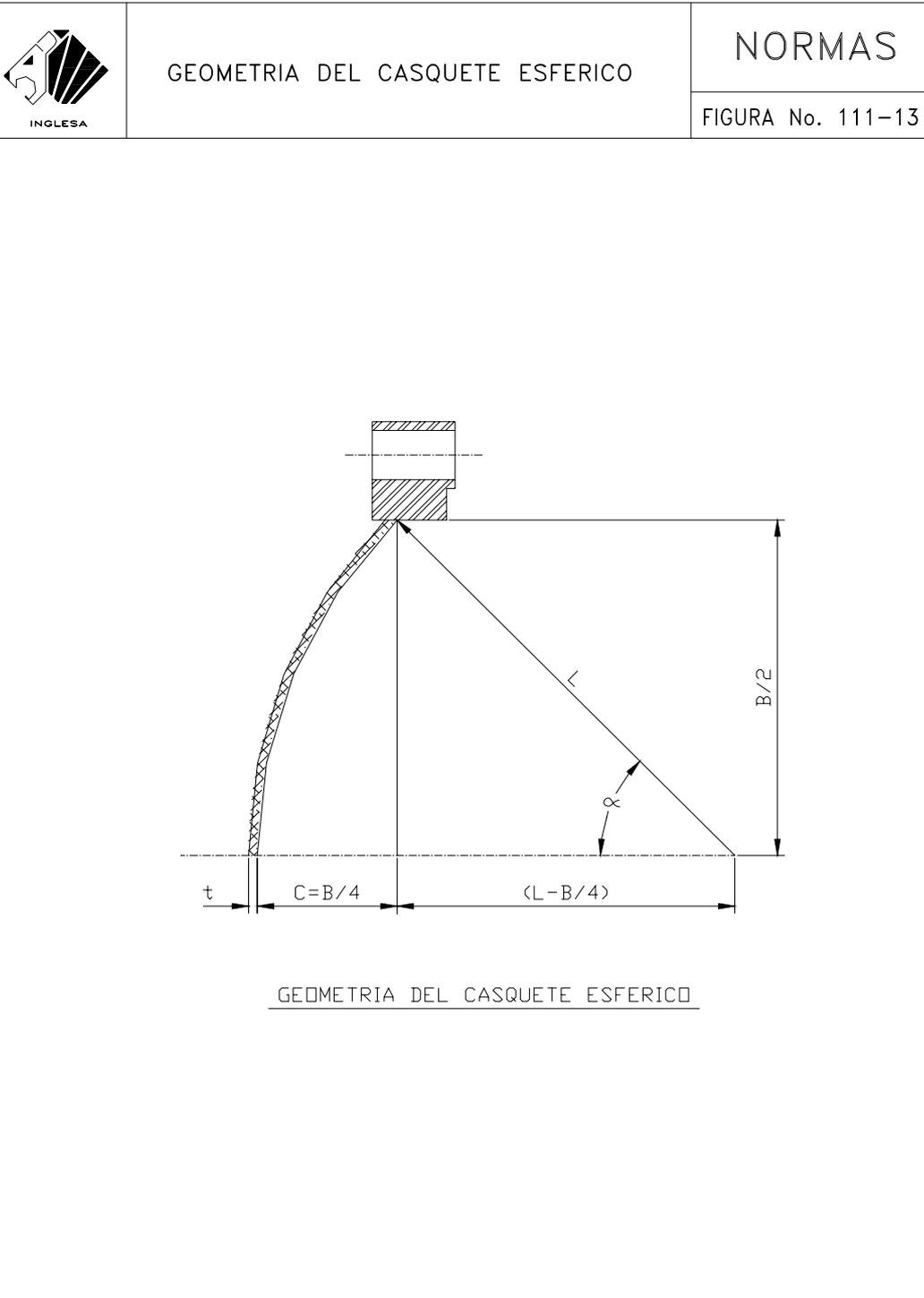
Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

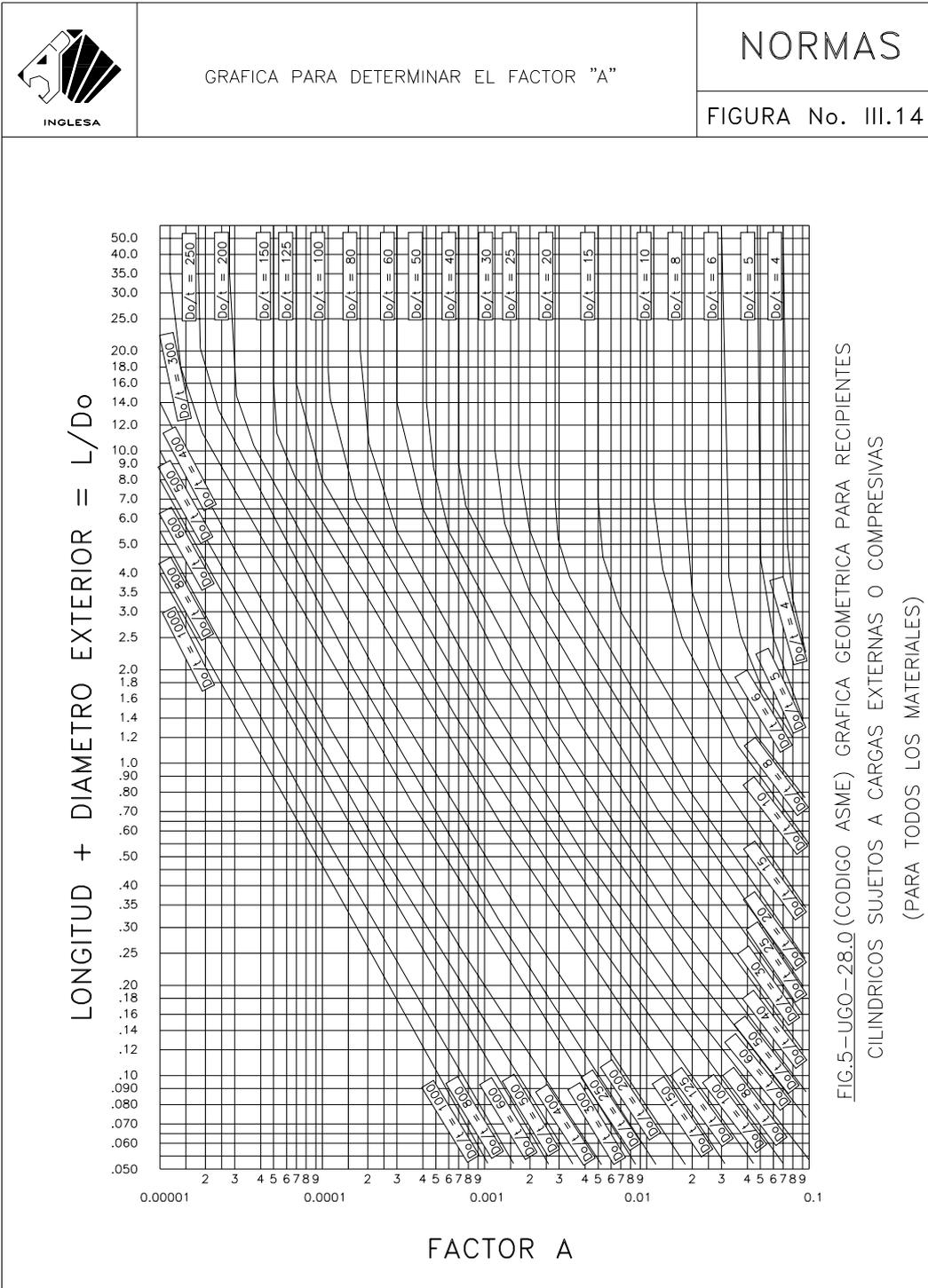


Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares









Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

		MATERIALES DE EMPAQUE Y CARAS DE CONTACTO <small>FACTORES DE EMPAQUE (m) PARA CONDICIONES DE OPERACION Y ESFUERZO MINIMO DE ASENTAMIENTO DE DISEÑO (Y) ESTA TABLA PROPORCIONA UNA LISTA DE MATERIALES PARA EMPAQUES COMUNNMENTE USADOS Y LAS CARAS EN CONTACTO CON VALORES DE DISEÑO SUGERIDO PARA (m) Y (Y) QUE HAN SIDO GENERALMENTE PROBADOS EN FORMA SATISFACTORIA SERVICIO ACTUAL USADO ANCHO EFECTIVO (b) DE SELLO DEL EMPAQUE DE LA TABLA No. 2 LOS VALORES DE DISEÑO, OTROS DETALLES DADOS EN ESTA TABLA SON SUGERIDOS Y NO OBLIGATORIOS.</small>			NORMAS		
MATERIAL DEL EMPAQUE		FACTOR DE EMPAQUE m	ESFUERZO DE "Y"	FORMA Y TIPO	REFERIDO A LA FORMA DE CARA	TABLA 2 USE COLUMNA	
HULE SIN TEJER O UN ALTO PORCENTAJE DE FIBRA ASBESTO	CON DUREZA SHORE MENOR DE 75	0.50	0		1(a,b,c,d) 4,5	II	
	CON DUREZA SHORE 75 Y MAYOR	1.00	200				
ASBESTO CON UN LIGADO ACEPTABLE PARA LAS CONDICIONES DE OPERACION	1/8 ESPESOR	2.00	1600				
	1/16 ESPESOR	2.75	3700				
	1/32 ESPESOR	3.50	6500				
HULE CON TEJIDO DE ALGODON INSERTADO		1.25	400				
HULE CON TEJIDO DE ASBESTO INSERTADO CON O SIN REFUERZO DE ALAMBRE	3 JUEGOS	2.26	2200				
	2 JUEGOS	2.50	2900				
	1 JUEGO	2.75	3700				
FIBRAS VEGETALES		1.75	1100				
METAL DEVANADO ESPIRAL CON ACERO AL CARBON ASBESTO ACERO INOX. O MONEL		2.50	2900		1(a,b)		
		3.00	-4500				
METAL CORRUGADO CON ASBESTO INSERTADO O METAL CORRUGADO CON ALMA DE ACERO	ALUMINIO SUAVE	2.50	2900				
	COBRE SUAVE BRONCE	2.75	3700				
	HIERRO O ACERO SUAVE	3.00	4500				
	MONEL O 4-5 % Cr.	3.25	5500				
	ACERO INOX.	3.50	6500				
METAL CORRUGADO CON:	ALUMINIO SUAVE	2.75	3700		1(a,b,c,d)		
	COBRE SUAVE BRONCE	3.00	4500				
	HIERRO O ACERO SUAVE	3.25	5500				
	MONEL O 4-5 % Cr.	3.50	6500				
	ACEROS INOXIDABLES	3.75	7600				
METAL PLANO CON ALMA DE ASBESTO	ALUMINIO SUAVE	3.25	5500		1(a,b,c,d) 2		
	COBRE SUAVE O BRONCE	3.50	6500				
	HIERRO O ACERO SUAVE	3.75	7600				
	MONEL	3.50	8000				
	4-6 % Cr.	3.75	9000				
	ACEROS INOXIDABLES	3.75	9000				
METAL RANURADO	ALUMINIO SUAVE	3.25	5500		1(a,b,c,d) 2,3		
	COBRE SUAVE O BRONCE	3.50	6500				
	HIERRO O ACERO SUAVE	3.75	7600				
	MONEL O 4-6 % Cr.	3.75	9000				
	ACEROS INOXIDABLES	4.25	10100				
METAL SOLIDO DE PLACA	ALUMINIO SUAVE	4.00	8800		1(a,b,c,d) 2,3,4,5		
	COBRE SUAVE O BRONCE	4.75	13000				
	HIERRO O ACERO SUAVE	5.50	18000				
	MONEL O 4-6 % Cr.	6.00	21800				
	ACEROS INOXIDABLES	6.50	26000				
JUNTA REDONDA	HIERRO O ACERO SUAVE	5.50	18000		6	I	
	MONEL O 4-6 % Cr.	6.00	21800				
	ACEROS INOXIDABLES	6.50	26000				

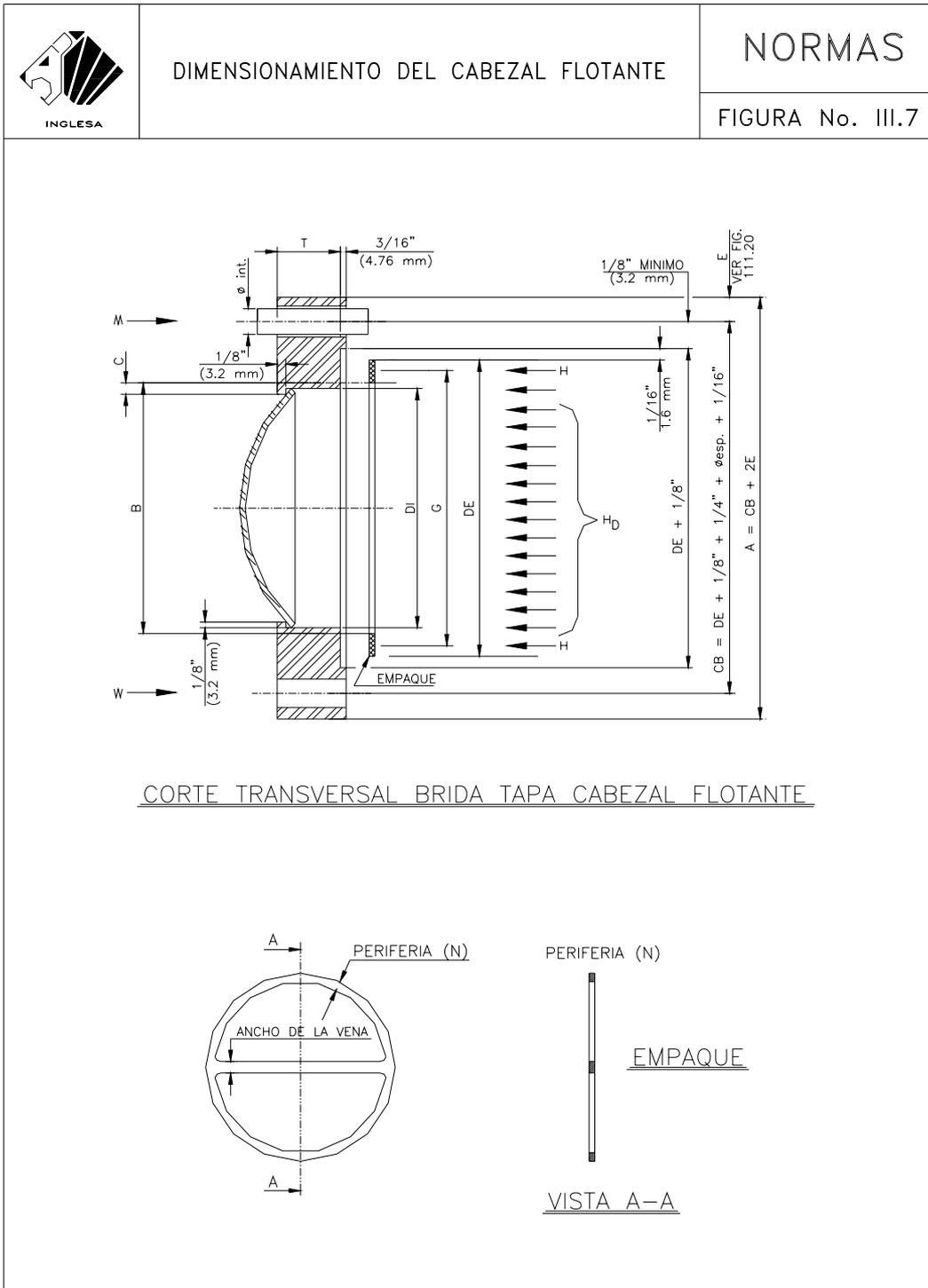


Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

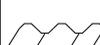
 INGLESA		DISEÑO DE BRIDA CABEZAL FLOTANTE			NORMAS	
					FIGURA No. III.16	
2	CONDICIONES DE DISEÑO	LADO ENVOLVENTE Pe	LADO TUBOS P	DETALLE EMPAQUE	DATOS DE EMPAQUE	
	PRESION DE DISEÑO	Psi 2.1	2.4	4	N =	5.5
	TEMP. DE DISEÑO	*F 2.2	2.5		be =	5.4
	CORROSION PERM.	Pulg. 2.3	2.6		b =	5.3
	MAT. DE LA BRIDA		3.1		y =	5.2
	MAT. DE LOS PERNOS		3.2		m =	5.1
3	ESF. PERM. LBS./PULG. PERNO BRIDA	TEMP. DE DIS. Ste.= 6.1	7) CALCULO AREA DE PERNOS			
	TEMP. AMD. Ste.= 6.2	POR PRESION INTERNA		POR PRESION EXTERNA		
	TEMP. DEDIS. Sb= 6.3	Hp= (b π + K) G m p	7.1	Hpe= (b π + K) G m p e=	7.5	
	TEMP. AMB Sa= 6.4	H=0.785 G ² p=	7.2	H=0.785 G ² pe =	7.6	
	Wm ₂ = (b π + K) Gy = 7.9	Wm ₁ =Hp+H=	7.3	W m _{le} =EL MAYOR DE Hpe O He=	7.7	
	Am ₂ = Wm ₂ /Sb= 7.10	Am ₁ =W ² m ₁ /Sb=	7.4	Am=Wm ₁ /Sb=	7.8	
	Am = el MAYOR DE Am ₁ , Am _{1e} O Am ₂			(AREA REQUERIDA)	7.11	
	Ab = No DE PERNOS = AREA DE LA RAIZ			(AREA DISPONIBLE)	7.12	
	W = Ab Se =	7.13	VERIFICACION ANCHO DEL EMPAQUE=N MIN. Ab Sb/2y πG =	7.14		
12	PRESION INTERNA	CARGA x	BRAZO DE PALANCA =	MOMENTO		
	HR = HD COS β = 12.1	hr =	(11)	MR=HR hr =	12.8	
	HD = 0.785 B ² P = 12.2	hd = 0.5 (C - B) =	12.5	MD=HG hd =	12.9	
	HG = W-H = 12.3	hg = 0.5 (C - G) =	12.6	MG=HG hg =	12.10	
	HT = H-HD = 12.4	ht = 0.5 (hd + hg) =	12.7	MT=HT ht =	12.11	
				Mo=MD+MG+MT =	12.12	
8	ASENTAMIENTO EMP.	w = 8.1	hg = 0.5 (C - G) =	8.2	MA=Whg =	8.3
	HDe = 0.785 B ² Pe = 13.1	hd - hg =	13.4	Mpe=Hpe(hp hg) =	13.6	
13	PRESION EXTERNA	HTe = He -HDe = 13.2	ht - hg =	13.5	Mte=Hte (ht-hg) =	13.7
		HRe = HDe COT β = 13.3	hr =	(11)	Me=Mpe+Mte =	13.8
				Mre=Hre hr =	13.9	
9	$F = \frac{PB \sqrt{4L^2 - B^2}}{8 St_0 (A - B)} =$ 9.1					
	$J = \left(\frac{MA}{St_0 B} \right) \left(\frac{A+B}{A-B} \right) =$ 9.2					
	$T = F + \sqrt{F^2 + J} =$ 9.3					
14	MRo = Mo - MR	MRoe = MRe				
	MRD 14.1	MRoe 14.2				
	MOMENTO REAL DE OPERACION = Mo-MR-Me+MRe=MRop					
15	MRop =		14.3			
	CONDICION: MRo,MRoe δ MRo ≤ MA					
10	$\beta = \text{SEN}^{-1} \frac{B}{2L+t \text{ CORR.}}$ COT β =					
	AREA TRANSVERSAL					
	AREA TRANSVERSAL REQUERIDA					
	$\frac{\text{No. TOTAL DE TUBOS}}{\text{No. DE PASOS}} \times (\text{AREA/TUBO}) =$					
16	ESPACIAMIENTO DE PERNOS		φ TORN. = No. TORN. =			
	REAL = π C/N' P		C =			
	MINIMO =		C =			
	MAXIMO = 2d + $\frac{6t}{m + 0.5}$		A =			

The diagram illustrates the geometry of a floating head gasket. Key dimensions and labels include: D.E. (Distance to Edge), hp (Height of Pad), HD (Head Diameter), centroide (Center of Gravity), hr (Height to Root), D.I. (Distance to Inner Edge), B (Gasket Width), T (Gasket Thickness), T NOM. (Nominal Thickness), hT (Height to Tube Center), NT (Nominal Thickness), he (Height to Edge), C (Distance to Center), E (Distance to Edge), φ TORN. (Pitch Circle Diameter), No. TORN. (Number of Bolts), A (Pitch Circle Diameter), and 1 (Reference to a specific detail).



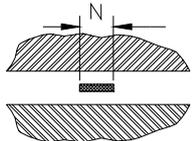
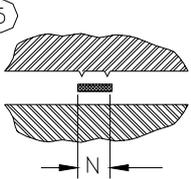
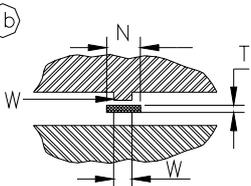
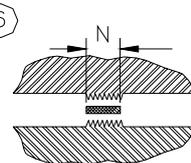
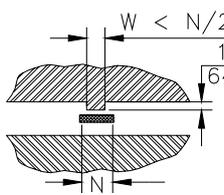
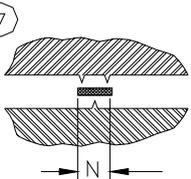
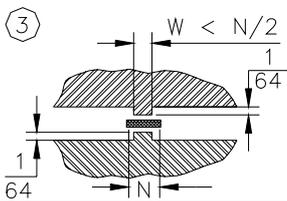
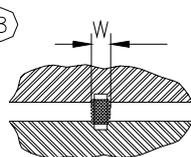
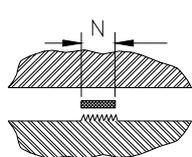
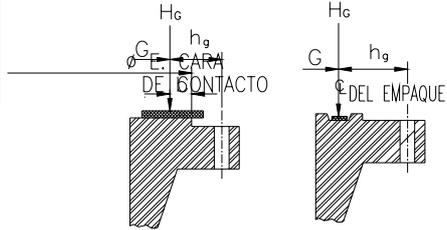


Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

		MATERIALES DE EMPAQUE Y CARAS DE CONTACTO <small>FACTORES DE EMPAQUE (m) PARA CONDICIONES DE OPERACION Y ESFUERZO MINIMO DE ASENTAMIENTO DE DISEÑO (Y) ESTA TABLA PROPORCIONA UNA LISTA DE MATERIALES PARA EMPAQUES COMUNNMENTE USADOS Y LAS CARAS EN CONTACTO CON VALORES DE DISEÑO SUGERIDO PARA (m) Y (Y) QUE HAN SIDO GENERALMENTE PROBADOS EN FORMA SATISFACTORIA SERVICIO ACTUAL USADO ANCHO EFECTIVO (b) DE SELLO DEL EMPAQUE DE LA TABLA No. 2 LOS VALORES DE DISEÑO, OTROS DETALLES DADOS EN ESTA TABLA SON SUGERIDOS Y NO OBLIGATORIOS.</small>			NORMAS		
MATERIAL DEL EMPAQUE		FACTOR DE EMPAQUE m	ESFUERZO DE "Y"	FORMA Y TIPO	REFERIDO A LA FORMA DE CARA	TABLA 2 USE COLUMNA	
HULE SIN TEJER O UN ALTO PORCENTAJE DE FIBRA ASBESTO	CON DUREZA SHORE MENOR DE 75	0.50	0		1(a,b,c,d) 4,5	II	
	CON DUREZA SHORE 75 Y MAYOR	1.00	200				
ASBESTO CON UN LIGADO ACEPTABLE PARA LAS CONDICIONES DE OPERACION	1/8 ESPESOR	2.00	1600				
	1/16 ESPESOR	2.75	3700				
	1/32 ESPESOR	3.50	6500				
HULE CON TEJIDO DE ALGODON INSERTADO		1.25	400				
HULE CON TEJIDO DE ASBESTO INSERTADO CON O SIN REFUERZO DE ALAMBRE	3 JUEGOS	2.26	2200				
	2 JUEGOS	2.50	2900				
	1 JUEGO	2.75	3700				
FIBRAS VEGETALES		1.75	1100				
METAL DEVANADO ESPIRAL CON ACERO AL CARBON ASBESTO ACERO INOX. O MONEL		2.50	2900		1(a,b)		
		3.00	-4500				
METAL CORRUGADO CON ASBESTO INSERTADO O METAL CORRUGADO CON ALMA DE ACERO	ALUMINIO SUAVE	2.50	2900				
	COBRE SUAVE BRONCE	2.75	3700				
	HIERRO O ACERO SUAVE	3.00	4500				
	MONEL O 4-5 % Cr.	3.25	5500				
	ACERO INOX.	3.50	6500				
METAL CORRUGADO CON:	ALUMINIO SUAVE	2.75	3700		1(a,b,c,d)		
	COBRE SUAVE BRONCE	3.00	4500				
	HIERRO O ACERO SUAVE	3.25	5500				
	MONEL O 4-5 % Cr.	3.50	6500				
	ACEROS INOXIDABLES	3.75	7600				
METAL PLANO CON ALMA DE ASBESTO	ALUMINIO SUAVE	3.25	5500		1(a,b,c,d) 2		
	COBRE SUAVE O BRONCE	3.50	6500				
	HIERRO O ACERO SUAVE	3.75	7600				
	MONEL	3.50	8000				
	4-6 % Cr.	3.75	9000				
	ACEROS INOXIDABLES	3.75	9000				
METAL RANURADO	ALUMINIO SUAVE	3.25	5500		1(a,b,c,d) 2,3		
	COBRE SUAVE O BRONCE	3.50	6500				
	HIERRO O ACERO SUAVE	3.75	7600				
	MONEL O 4-6 % Cr.	3.75	9000				
	ACEROS INOXIDABLES	4.25	10100				
METAL SOLIDO DE PLACA	ALUMINIO SUAVE	4.00	8800		1(a,b,c,d) 2,3,4,5		
	COBRE SUAVE O BRONCE	4.75	13000				
	HIERRO O ACERO SUAVE	5.50	18000				
	MONEL O 4-6 % Cr.	6.00	21800				
	ACEROS INOXIDABLES	6.50	26000				
JUNTA REDONDA	HIERRO O ACERO SUAVE	5.50	18000		6		
	MONEL O 4-6 % Cr.	6.00	21800				
	ACEROS INOXIDABLES	6.50	26000				



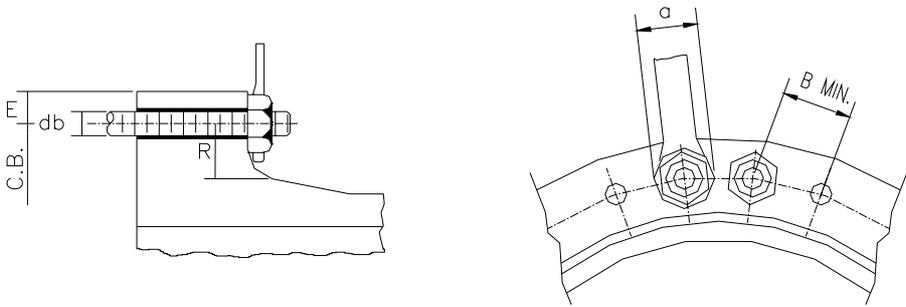
Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

	ANCHO EFECTIVO DEL ASENTAMIENTO DEL EMPAQUE "b"		NORMAS		
			FIGURA No. 111.19		
TIPO DE CARA	bo		TIPO DE CARA	bo	
	columna I	columna II		columna I	columna II
(1a) 	$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$	(5) 	$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
(1b) 	$\frac{W + T}{2}$ $\frac{W + N}{4} \text{ max.}$	$\frac{W + T}{2}$ $\frac{W + N}{4} \text{ max.}$	(6) 	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
(2) 	$\frac{W + N}{4}$	$\frac{W + 3N}{8}$	(7) 	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
(3) 	$\frac{W}{2}$ $\frac{N}{4} \text{ min.}$	$\frac{W + N}{4}$ $\frac{3N}{8} \text{ min.}$	(8) 	$\frac{W}{8}$	
(4) 	$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$	LOCALIZACION DE LA REACCION DE CARGA DEL EMPAQUE 		
ANCHO EFECTIVO DEL ASENTAMIENTO DEL EMPAQUE "b" $b = bo$,CUANDO $bo \leq 1/4"$ $b = \frac{\sqrt{bo}}{2}$,CUANDO $bo > 1/4"$			PARA $bo > 1/4"$ PARA $bo \leq 1/4"$		

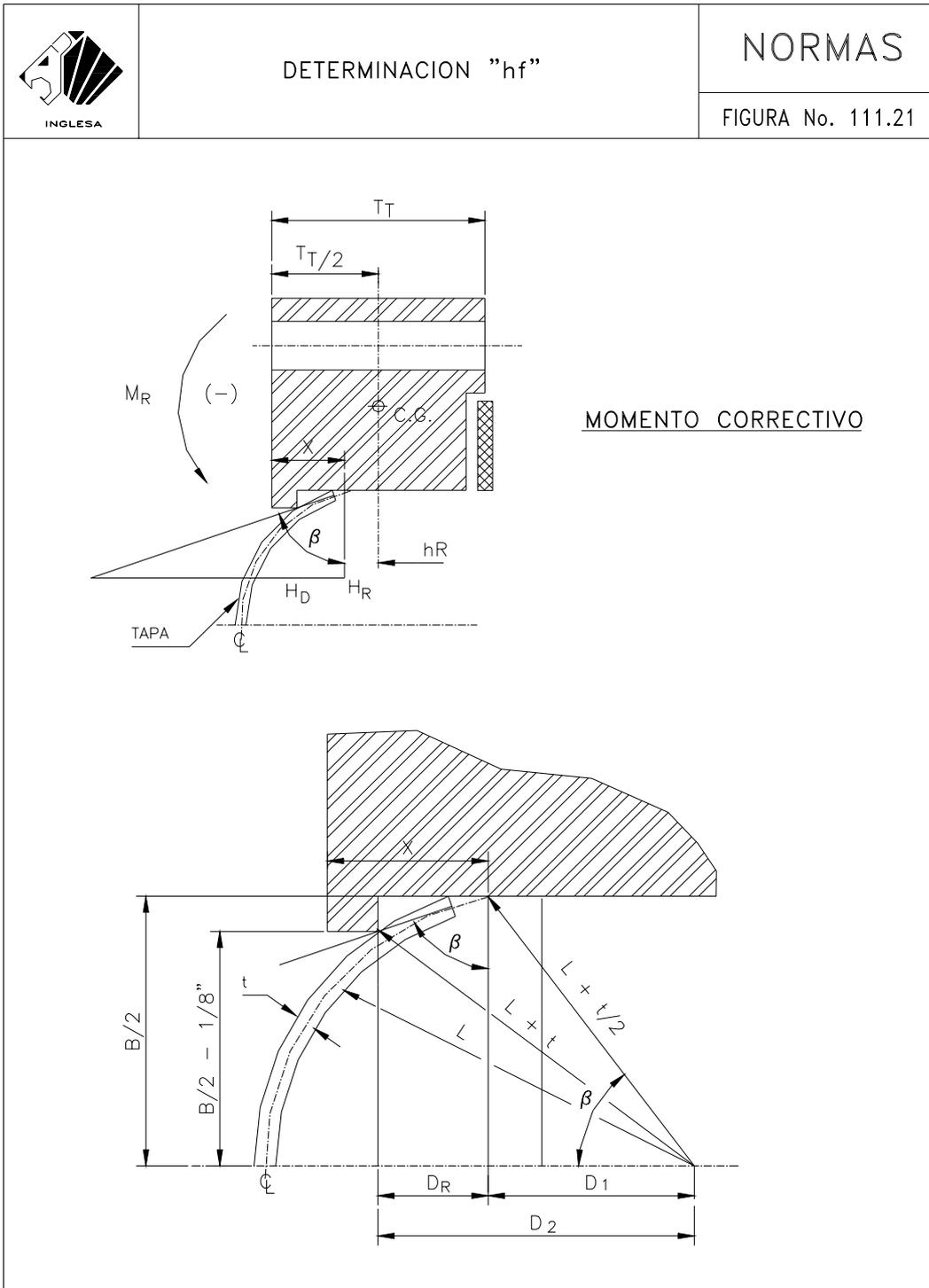


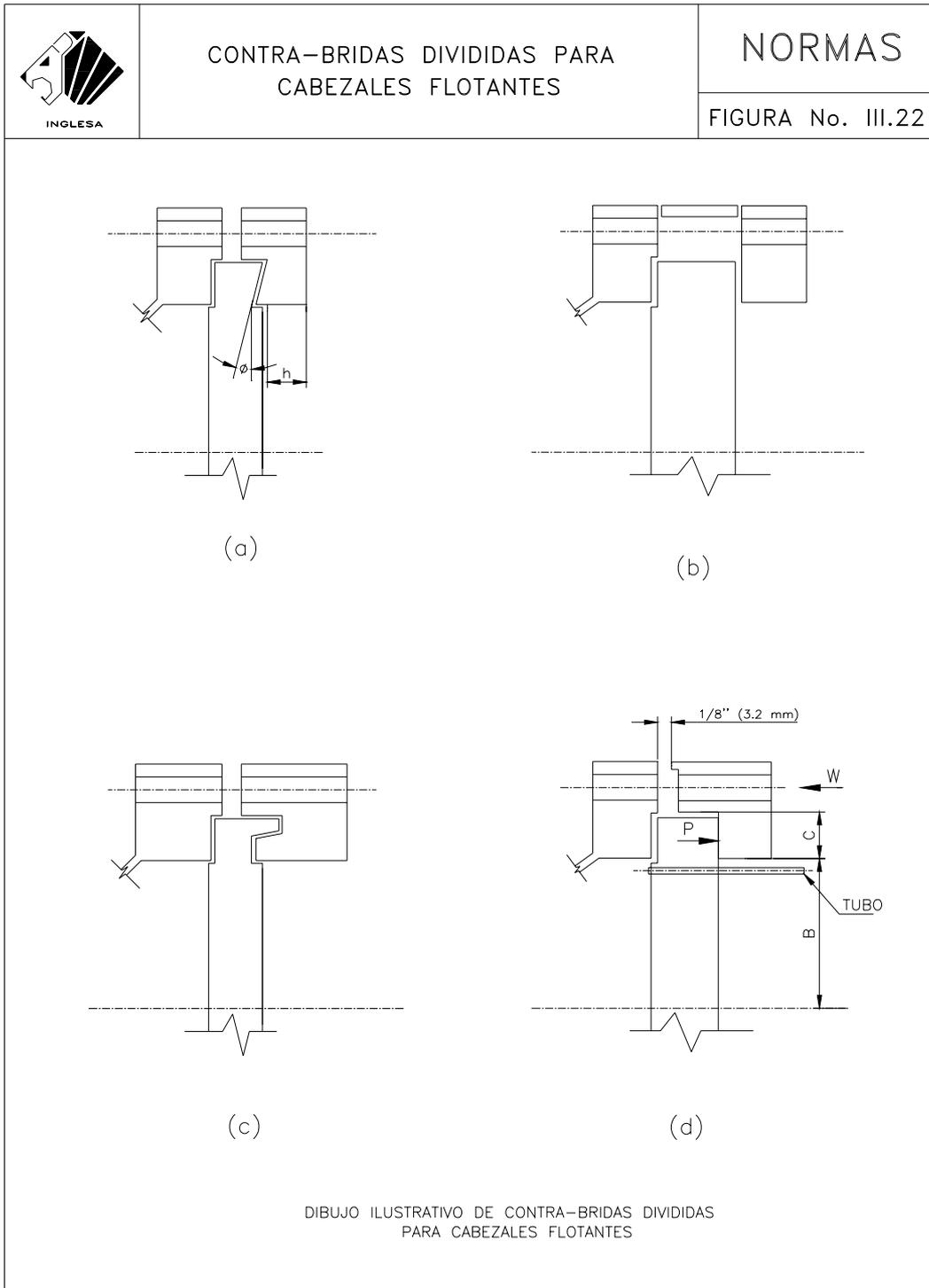
Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

 INGLESA		INFORMACION PARA APERNAR						NORMAS	
		FIGURA No. 111.20							
DIAMETRO DE PERNOS d_B	H I L O S		DIMENSION DE TUERCAS		ESPACIO MINIMO B MIN.	DISTANCIA RADIAL MINIMA R	DISTANCIA AL BORDE E	DIAMETRO DE LA LLAVE a	DIAMETRO DE PERNOS d_B
	NUMERO DE HILOS	AREA TRANSVERSAL	ENTRE PLANOS	ENTRE ESQUINAS					
1/2"	13	0.126	7/8"	0.969	1 1/4"	13/16"	5/8"	1 1/2"	1/2"
5/8"	11	0.202	1 1/16"	1.175	1 1/2"	15/16"	3/4"	1 3/4"	5/8"
3/4"	10	0.302	1 1/4"	1.383	1 3/4"	1 1/8"	13/16"	2 1/16"	3/4"
7/8"	9	0.419	1 7/16"	1.589	2 1/16"	1 1/4"	15/16"	2 3/8"	7/8"
1"	8	0.551	1 5/8"	1.796	2 1/4"	1 3/8"	1 1/16"	2 5/8"	1"
1 1/8"	8	0.728	1 13/16"	2.002	2 1/2"	1 1/2"	1 1/8"	2 7/8"	1 1/8"
1 1/4"	8	0.929	2"	2.209	2 13/16"	1 3/4"	1 1/4"	3 1/4"	1 1/4"
1 3/8"	8	1.155	2 3/16"	2.416	3 1/16"	1 7/8"	1 3/8"	3 1/2"	1 3/8"
1 1/2"	8	1.405	2 3/8"	2.622	3 1/4"	2"	1 1/2"	3 3/4"	1 1/2"
1 5/8"	8	1.680	2 9/16"	2.828	3 1/2"	2 1/8"	1 5/8"	4"	1 5/8"
1 3/4"	8	1.980	2 3/4"	3.035	3 3/4"	2 1/4"	1 3/4"	4 1/4"	1 3/4"
1 7/8"	8	2.304	2 15/16"	3.242	4"	2 3/8"	1 7/8"	4 1/2"	1 7/8"
2"	8	2.652	3 1/8"	3.449	4 1/4"	2 1/2"	2"	4 3/4"	2"
2 1/4"	8	3.423	3 1/2"	3.862	4 3/4"	2 3/4"	2 1/4"	5 1/4"	2 1/4"
2 1/2"	8	4.292	3 7/8"	4.275	5 1/4"	3 1/16"	2 3/8"	5 7/8"	2 1/2"
2 3/4"	8	5.259	4 1/4"	4.688	5 3/4"	3 3/8"	2 5/8"	6 1/2"	2 3/4"
3"	8	6.324	4 5/8"	5.102	6 1/4"	3 5/8"	2 7/8"	7"	3"







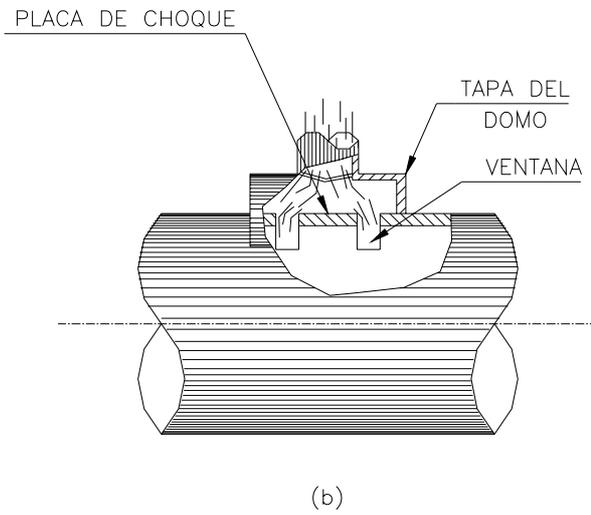
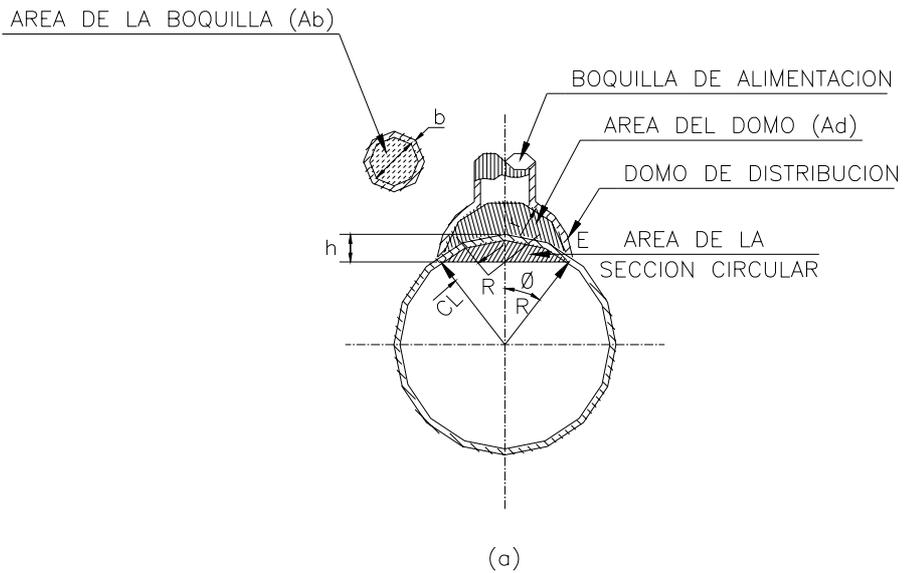


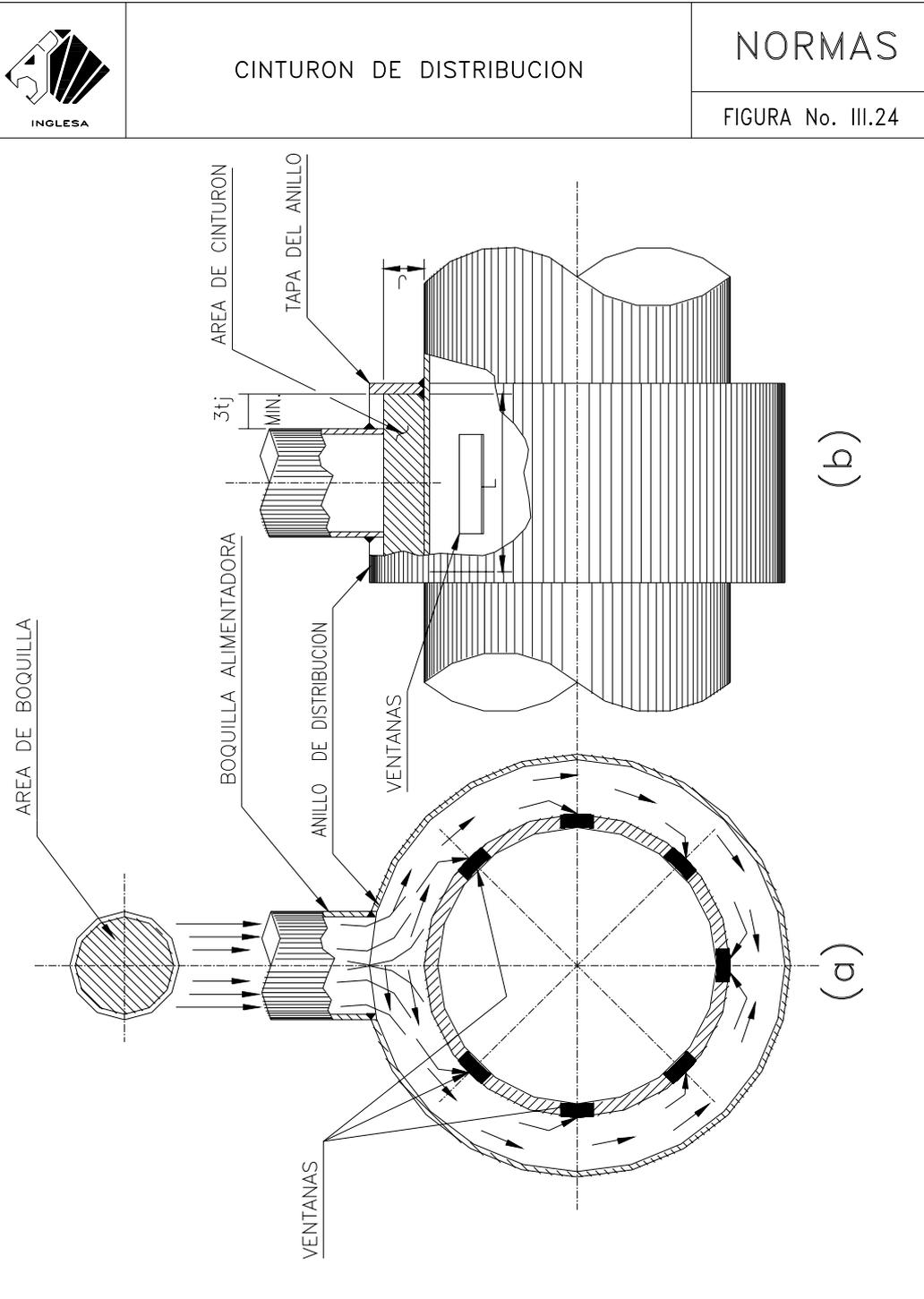


DOMO DE DISTRIBUCION

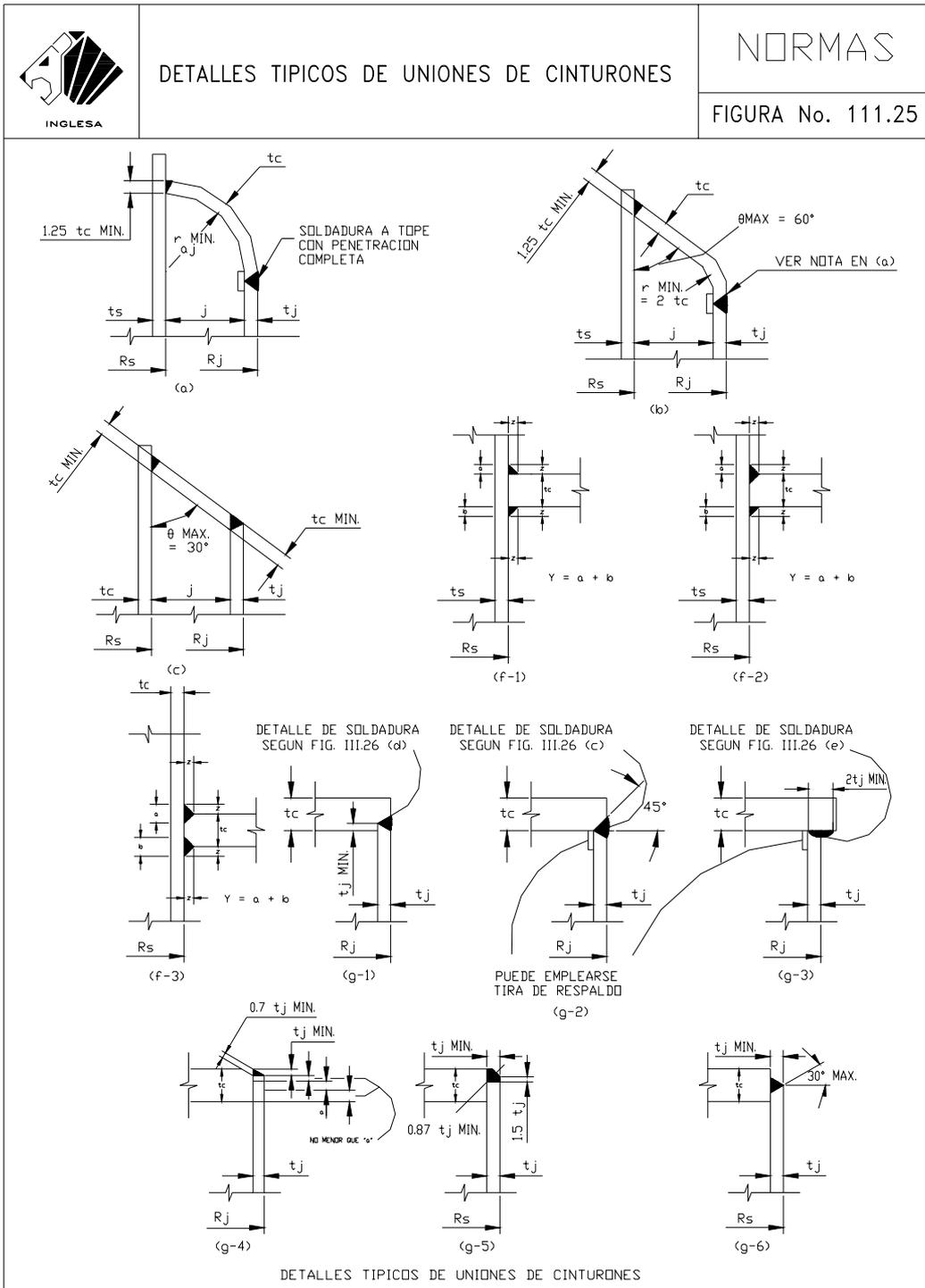
NORMAS

FIGURA No. III.23





Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares



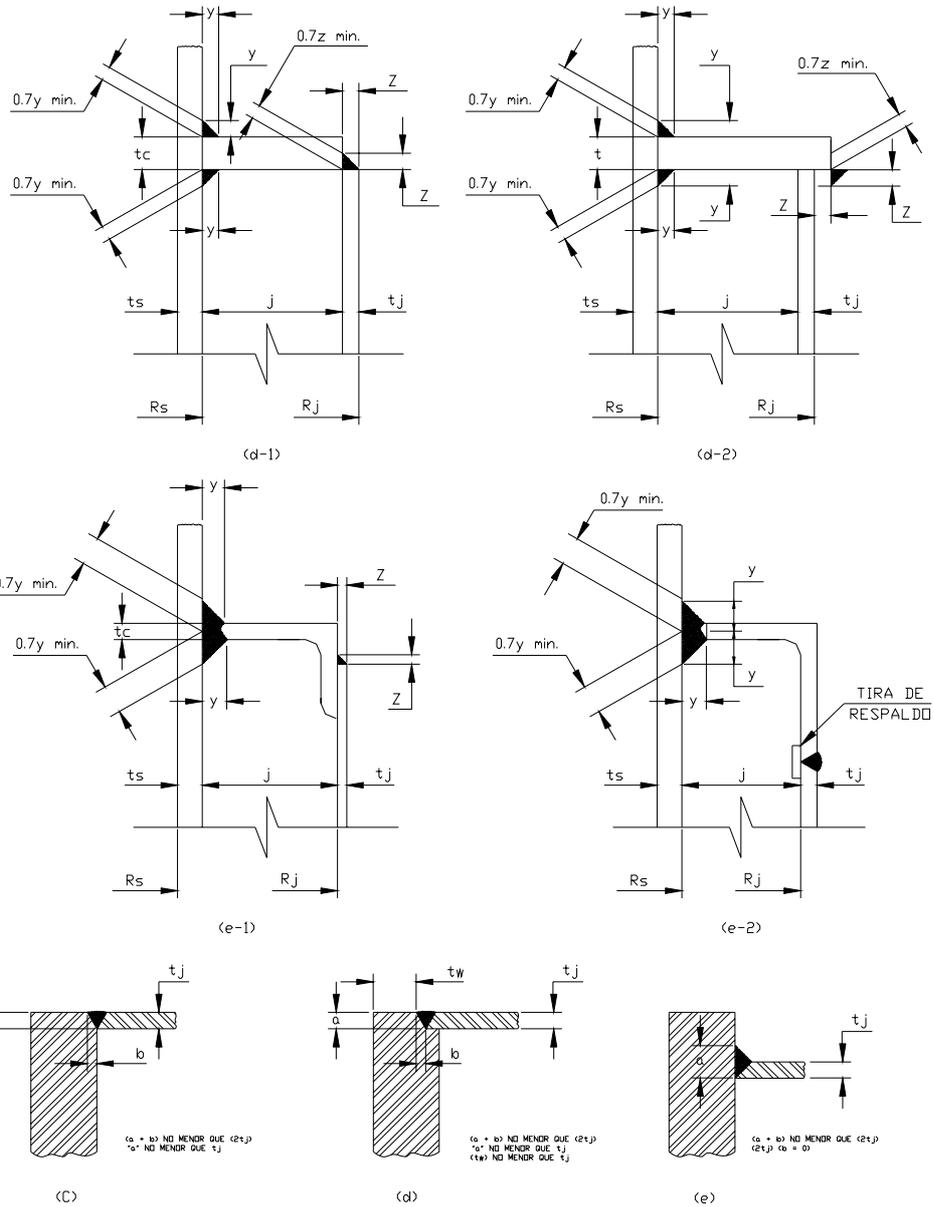
Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

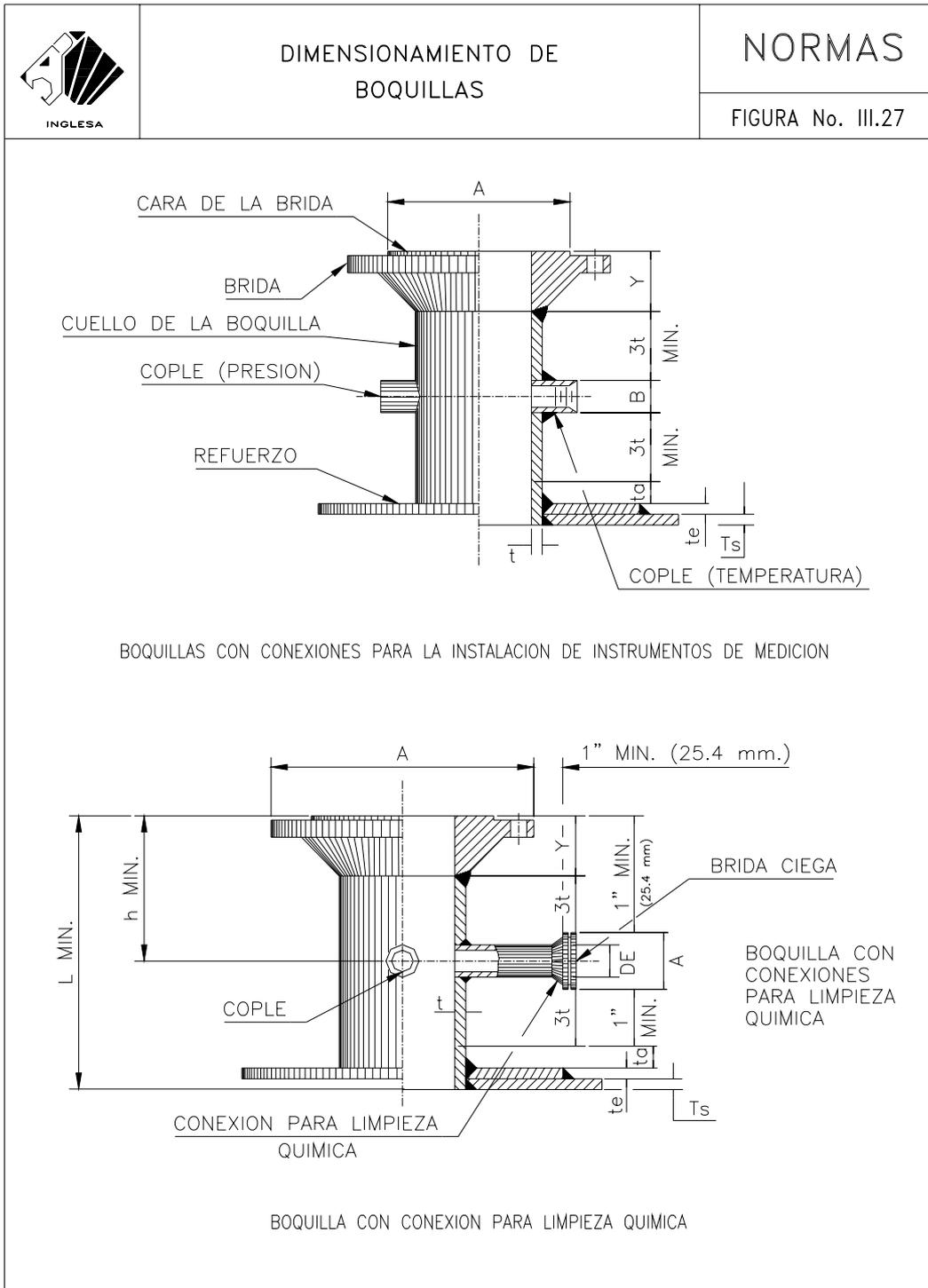


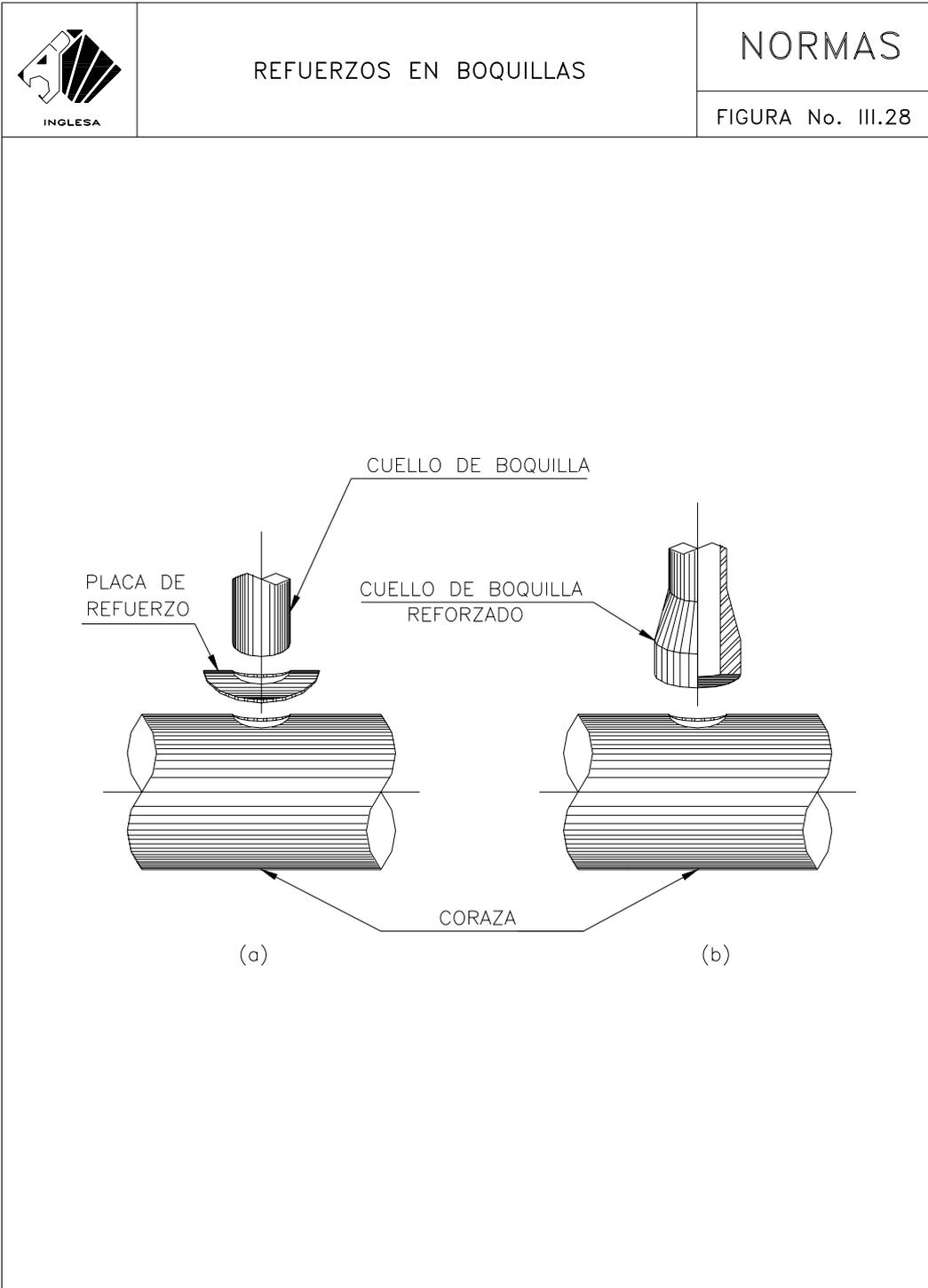
DETALLES TÍPICOS DE UNIONES DE CINTURONES

NORMAS

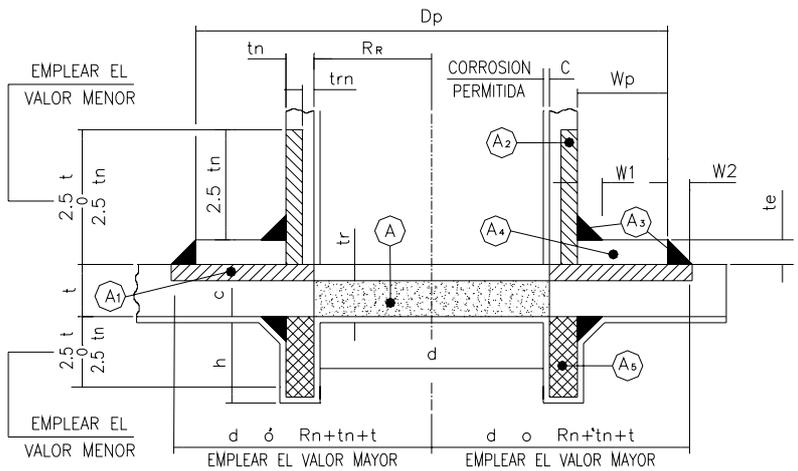
FIGURA No. 111.26







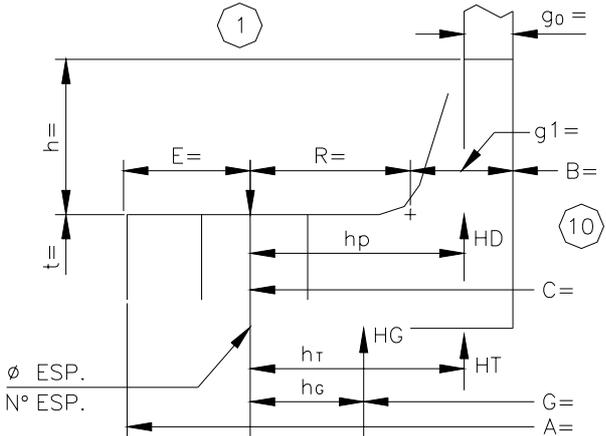
Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

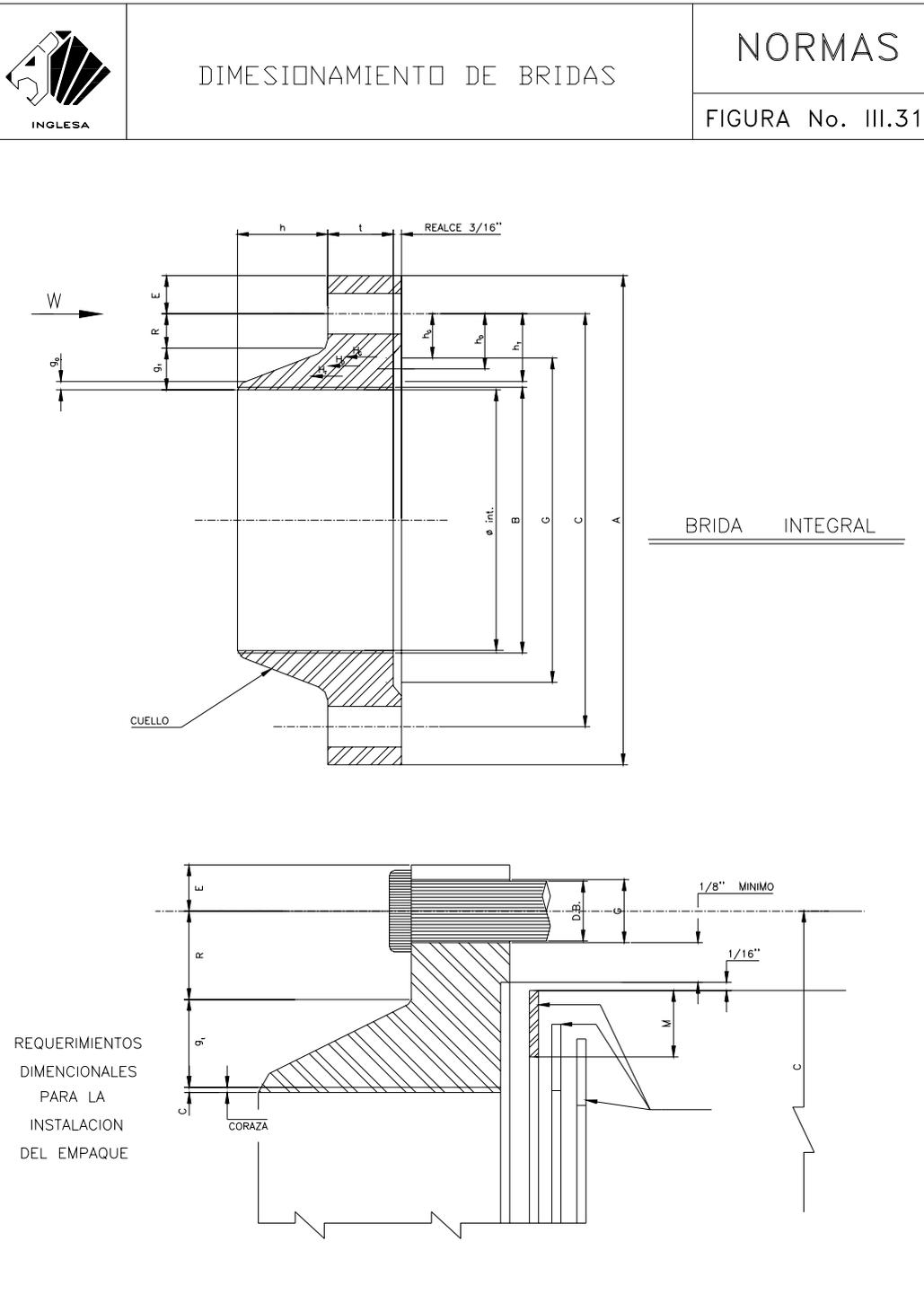
	<h3>REFUERZO EN BOQUILLAS</h3>	<h2>NORMAS</h2>
		FIGURA No. 111.29
PRESION DE DISEÑO (P)= TEMPERATURA DE DISEÑO =		<p style="text-align: center;">SIN CONSIDERAR ELEMENTO DE REFUERZO</p> <p>AREA DE REFUERZO REQUERIDA $A = d \times tr$</p> <p>EL VALOR MAYOR ES EL AREA DE LA CORAZA DISPONIBLE PARA REFUERZO. A1 = EL MAYOR DE: $\begin{cases} (t-tr) d = \\ (t-tr)(tn + t) 2 = \end{cases}$</p> <p>EL VALOR MENOR ES EL AREA DE LA PARED DE BOQUILLA DISPONIBLE PARA REFUERZO. A2 = EL VALOR MENOR DE: $\begin{cases} (tn-trn) 5 t (S_N/S_v) = \\ (tn-trn) 5 tn (S_N/S_v) = \end{cases}$</p> <p>A3 = AREA TOTAL DE SOLDADURA =</p>
RECIPIENTE	MATERIAL: ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE (Sv)=	
BOQUILLA	MATERIAL: ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE (SN)=	
REFUERZO	MATERIAL: ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE (Sp)=	
$S_N/S_v \leq 1 =$ $S_P/S_v \leq 1 =$		
E =	CORROSION PERMISIBLE (C) =	
		
<p>SI $A_1 + A_2 + A_3 \geq A$ LA BOQUILLA ESTA REFORZADA ADECUADAMENTE</p> <p>SI $A_1 + A_2 + A_3 < A$ LA DIFERENCIA DEBERA SER PROPORCIONADA MEDIANTE UN ELEMENTO DE REFUERZO ADICIONAL</p> <p style="text-align: center;">CONSIDERANDO ELEMENTO DE REFUERZO</p> <p>A, A1 Y A3 SON LAS MISMAS CONSIDERANDAS ANTERIORMENTE SIN ELEMENTO DE REFUERZO EL AREA A2 DEBERA SER LA MENOR DE:</p> <p>$A_2 = \begin{cases} (tn - trn) 5 t (S_N/S_v) = \\ (tn - trn) (2.5 tn + te) 2 (S_N/S_v) = \end{cases}$</p> <p>EL AREA A4 DEL ELEMENTO DE REFUERZO ES:</p> <p>$A_4 = (D_p - d - 2tn)te (S_p/S_v) = 2 W_p te$</p> <p>SI $A_1 + A_2 + A_3 + A_4 > A$ LA BOQUILLA ESTA REFORZADA ADECUADAMENTE</p>		



Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

		SECUENCIA DE CALCULO DE BRIDA TIPO INTEGRAL				NORMAS		
						FIGURA No. III.30		
2	CONDICIONES DISEÑO		CALCULOS EMPAQUE Y TORNILLOS			4		
	PRESION DE DISEÑO P		Detalles Empaque		Detalles Cara		N= 4.4	
	TEMPERATURA DE DISEÑO		3		3		b= 4.3	
	BRIDA MATERIAL						y= 4.2	
	ESPESOR DEL MATERIAL						m= 4.1	
	CORROSION		Wm2 = (bπ + K)Gy = 6.1		Am ≥ Wm2/Sa ó Wm1/Sb = 6.5			
5	Esfuerzo Permitido	Brida	TEMP. DE DIS. Sfo 5.1	Hp = 2 (b π + K)Gm P = 6.2	Ab =		6.6	
			TEMP. ATM. Sfa 5.2	H = G ² πP/4 = 6.3	W = (Ab)Sa = 6		6.7	
	Esparr.	TEMP. DE DIS. Sb 5.3	Wm1 = Hp + H = 6.4	Wm1 =			6.8	
		TEMP. ATM. Sa 5.4	Solo (Raised Face): Nmin = Absa/2yπG = 6.9					
	CONDICION	C A R G A X B R A Z O = M O M E N T O						
7	Operación	HD = π B ² P/4 = 7.1	hD = R + 0.5 g1 = 7.4	MD = HDhD = 7.7				
		HG = Wm1 - H = 7.2	Hg = 0.5 (C - G) = 7.5	MG = HGhG = 7.8				
		HT = H - HD = 7.3	hT = 0.5 (R + g1 + Hg) = 7.6	MT = HT hT = 7.9				
				Mo = 7.10				
8	Asentam. de Empaque	W = 8.1	hg = 0.5 (C - G) = 8.2	MA = 8.3				
13	Esfuerzo Permitido	ESFUERZO - CALCULO - OPERACION - (use M)			CONSTANTES DE FORMA 9			
	15 Sfo.	Long. Hub. SH = f Mm/λg1 ²		13.1	K = A/B = 9.1	h/ho = 9.8		
		Sfo. Radial SR = ρMm/λt ²		13.2	T = 9.2	F = 9.9		
		Sfo. Tang. ST = (MmY/t ²) - Z SR		13.3	Z = 9.3	V = 9.10		
		Sfo. Mayor de 0.5 (SH + SR) 0.5 (SH + ST)		13.4	Y = 9.4	f = 9.11		
13	Esfuerzo Permitido	ESFUERZO - CALCULO Asentam. Empaque (use M')			U = 9.5			e = F/ho = 9.12
		15 Sfa.	Long. Hub. SH = f Mm/λg1 ²		13.1	g1/go = 9.6	d = U/V ho go ² = 9.13	
			Sfa. Radial SR = ρMm/λt ²		13.2	ho = √Bgo = 9.7		
			Sfa. Tang. ST = (MmY/t ²) - Z SR		13.3	OTROS FACTORES 12		
			Sfa. Mayor de 0.5 (SH + SR) 0.5 (SH + ST)		13.4	t (asumida)		12.1
					α = te + l		12.2	
					β = 4/3 te + l		12.3	
					γ = α/T		12.4	
					δ = t ³ /d		12.5	
					λ = γ + δ		12.6	
					M = Mo/B	11	11.1	
					M' = MA/B		11.2	
					Espórtagos Si espacio excede 2a + t, multiplica $\sqrt{\frac{\text{Espacio}}{2a + t}}$ Mo Y MA POR			
					ESP. MIN = 14		14.1	
					ESP. ACT. =		14.2	
					ESP. MAX. = 2a + 6t/m + 0.5		14.3	
					2a + t =		14.4	





Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

	TABLA DE VALORES PARA LA CONSTANTE "K"	NORMAS
		FIGURA No. III.32

K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U
1.001	1.91	1000.50	1911.16	2100.18	1.061	1.89	16.91	32.55	35.78	1.121	1.87	8.79	17.00	18.68
1.002	1.91	500.50	956.16	1050.72	1.062	1.89	16.64	32.04	35.21	1.122	1.87	8.72	16.87	18.54
1.003	1.91	333.83	637.85	700.93	1.063	1.89	16.40	31.55	34.68	1.123	1.87	8.66	16.74	18.40
1.004	1.91	250.50	478.71	526.05	1.064	1.89	16.15	31.08	34.17	1.124	1.87	8.59	16.62	18.26
1.005	1.91	200.50	383.22	421.12	1.065	1.89	15.90	30.61	33.65	1.125	1.87	8.53	16.49	18.11
1.006	1.91	167.17	319.56	351.16	1.066	1.89	15.67	30.17	33.17	1.126	1.87	8.47	16.37	17.99
1.007	1.91	143.36	274.09	301.20	1.067	1.89	15.45	29.74	32.69	1.127	1.87	8.40	16.25	17.86
1.008	1.91	125.50	239.95	263.75	1.068	1.89	15.22	29.32	32.22	1.128	1.87	8.34	16.14	17.73
1.009	1.91	111.61	213.40	234.42	1.069	1.89	15.02	28.91	31.79	1.129	1.87	8.28	16.02	17.60
1.010	1.91	100.50	192.19	211.19	1.070	1.89	14.80	28.51	31.34	1.130	1.87	8.22	15.91	17.48
1.011	1.91	91.41	174.83	192.13	1.071	1.89	14.61	28.13	30.92	1.131	1.87	8.16	15.79	17.35
1.012	1.91	83.84	160.38	176.25	1.072	1.89	14.41	27.76	30.51	1.132	1.87	8.11	15.68	17.24
1.013	1.91	77.43	148.06	162.81	1.073	1.89	14.22	27.39	30.11	1.133	1.86	8.05	15.57	17.11
1.014	1.91	71.93	137.69	151.30	1.074	1.88	14.04	27.04	29.72	1.134	1.86	7.99	15.46	16.99
1.015	1.91	67.17	128.61	141.33	1.075	1.88	13.85	26.69	29.34	1.135	1.86	7.94	15.36	16.90
1.016	1.90	63.00	120.56	132.49	1.076	1.88	13.68	26.36	28.98	1.136	1.86	7.88	15.26	16.77
1.017	1.90	59.33	111.98	124.81	1.077	1.88	13.56	26.03	28.69	1.137	1.86	7.83	15.15	16.65
1.018	1.90	56.06	107.36	118.00	1.078	1.88	13.35	25.72	28.27	1.138	1.86	7.78	15.05	16.54
1.019	1.90	53.14	101.72	111.78	1.079	1.88	13.18	25.40	27.92	1.139	1.86	7.73	14.95	16.43
1.020	1.90	50.51	96.73	106.30	1.080	1.88	13.02	25.10	27.59	1.140	1.86	7.68	14.86	16.35
1.021	1.90	48.12	92.21	101.33	1.081	1.88	12.87	24.81	27.27	1.141	1.86	7.62	14.76	16.22
1.022	1.90	45.96	88.04	96.75	1.082	1.88	12.72	24.52	26.95	1.142	1.86	7.57	14.66	16.11
1.023	1.90	43.98	84.30	92.64	1.083	1.88	12.57	24.24	26.65	1.143	1.86	7.53	14.57	16.01
1.024	1.90	42.17	80.81	88.81	1.084	1.88	12.43	24.00	26.34	1.144	1.86	7.48	14.48	15.91
1.025	1.90	40.51	77.61	85.29	1.085	1.88	12.29	23.69	26.05	1.145	1.86	7.43	14.39	15.83
1.026	1.90	38.97	74.70	82.09	1.086	1.88	12.15	23.44	25.77	1.146	1.86	7.38	14.29	15.71
1.027	1.90	37.54	71.97	79.08	1.087	1.88	12.02	23.18	25.48	1.147	1.86	7.34	14.20	15.61
1.028	1.90	36.22	69.43	76.30	1.088	1.88	11.89	22.93	25.20	1.148	1.86	7.29	14.12	15.51
1.029	1.90	34.99	67.11	73.75	1.089	1.88	11.76	22.68	24.93	1.149	1.86	7.25	14.03	15.42
1.030	1.90	33.84	64.91	71.33	1.090	1.88	11.63	22.44	24.66	1.150	1.86	7.20	13.95	15.34
1.031	1.90	32.76	62.85	69.06	1.091	1.88	11.52	22.22	24.41	1.151	1.86	7.16	13.86	15.23
1.032	1.90	31.76	60.92	66.94	1.092	1.88	11.40	21.99	24.16	1.152	1.86	7.11	13.77	15.14
1.033	1.90	30.81	59.11	64.95	1.093	1.88	11.28	21.76	23.91	1.153	1.86	7.07	13.69	15.05
1.034	1.90	29.92	57.41	63.08	1.094	1.88	11.16	21.54	23.67	1.154	1.86	7.03	13.61	14.96
1.035	1.90	29.08	55.80	61.32	1.095	1.88	11.05	21.32	23.44	1.155	1.86	6.99	13.54	14.87
1.036	1.90	28.29	54.29	59.66	1.096	1.88	10.94	21.11	23.20	1.156	1.86	6.95	13.45	14.78
1.037	1.90	27.54	52.85	58.08	1.097	1.88	10.83	20.91	22.97	1.157	1.86	6.91	13.37	14.70
1.038	1.90	26.83	51.50	56.59	1.098	1.88	10.73	20.71	22.75	1.158	1.86	6.87	13.30	14.61
1.039	1.90	26.15	50.21	55.17	1.099	1.88	10.62	20.51	22.39	1.159	1.86	6.83	13.22	14.53
1.040	1.90	25.51	48.97	53.82	1.100	1.88	10.52	20.31	22.18	1.160	1.86	6.79	13.15	14.45
1.041	1.90	24.90	47.81	53.10	1.101	1.88	10.43	20.15	22.12	1.161	1.85	6.75	13.07	14.36
1.042	1.90	24.32	46.71	51.33	1.102	1.88	10.33	19.94	21.92	1.162	1.85	6.71	13.00	14.28
1.043	1.90	23.77	45.64	50.15	1.103	1.88	10.23	19.76	21.72	1.163	1.85	6.67	12.92	14.20
1.044	1.90	23.23	44.64	49.05	1.104	1.88	10.14	19.58	21.52	1.164	1.85	6.64	12.85	14.12
1.045	1.90	22.74	43.69	48.02	1.105	1.88	10.05	19.38	21.30	1.165	1.85	6.60	12.78	14.04
1.046	1.90	22.05	42.75	46.99	1.106	1.88	9.96	19.33	21.14	1.166	1.85	6.56	12.71	13.97
1.047	1.90	21.79	41.87	46.03	1.107	1.87	9.87	19.07	20.96	1.167	1.85	6.53	12.64	13.89
1.048	1.90	21.35	41.02	45.09	1.108	1.87	9.78	18.90	20.77	1.168	1.85	6.49	12.58	13.82
1.049	1.90	20.92	40.21	44.21	1.109	1.87	9.70	18.74	20.59	1.169	1.85	6.46	12.51	13.74
1.050	1.89	20.51	39.43	43.34	1.110	1.87	9.62	18.55	20.38	1.170	1.85	6.42	12.43	13.66
1.051	1.89	20.12	38.68	42.51	1.111	1.87	9.54	18.42	20.25	1.171	1.85	6.39	12.38	13.60
1.052	1.89	19.74	37.96	41.73	1.112	1.87	9.46	18.27	20.08	1.172	1.85	6.35	12.31	13.53
1.053	1.89	19.38	37.27	40.96	1.113	1.87	9.38	18.13	19.91	1.173	1.85	6.32	12.25	13.46
1.054	1.89	19.03	36.60	40.23	1.114	1.87	9.30	17.97	19.75	1.174	1.85	6.29	12.18	13.39
1.055	1.89	18.69	35.96	39.64	1.115	1.87	9.22	17.81	19.55	1.175	1.85	6.25	12.10	13.30
1.056	1.89	18.38	35.34	38.84	1.116	1.87	9.15	17.68	19.43	1.176	1.85	6.22	12.06	13.25
1.057	1.89	18.06	34.74	38.19	1.117	1.87	9.07	17.54	19.27	1.177	1.85	6.19	12.00	13.18
1.058	1.89	17.76	34.17	37.56	1.118	1.87	9.00	17.40	19.12	1.178	1.85	6.16	11.93	13.11
1.059	1.89	17.47	33.62	36.95	1.119	1.87	8.94	17.27	18.98	1.179	1.85	6.13	11.87	13.04
1.060	1.89	17.18	33.04	36.34	1.120	1.87	8.86	17.13	18.80	1.180	1.85	6.10	11.79	12.96



Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

					VALORES PARA LA CONSTANTE "K"					NORMAS				
										FIGURA No. 111.32				
1.182	1.85	6.04	11.70	12.86	1.323	1.79	3.67	7.09	7.79	1.60	1.67	2.28	4.31	4.73
1.184	1.85	5.98	11.58	12.73	1.326	1.79	3.64	7.03	7.73	1.61	1.66	2.26	4.25	4.67
1.186	1.85	5.92	11.47	12.61	1.329	1.78	3.61	6.98	7.67	1.62	1.65	2.23	4.20	4.61
1.188	1.85	5.86	11.36	12.49	1.332	1.78	3.58	6.92	7.61	1.63	1.65	2.21	4.15	4.56
1.190	1.84	5.81	11.26	12.37	1.335	1.78	3.56	6.87	7.55	1.64	1.65	2.18	4.10	4.50
1.192	1.84	5.75	11.15	12.23	1.338	1.78	3.53	6.82	7.50	1.65	1.65	2.16	4.05	4.45
1.194	1.84	5.70	11.05	12.14	1.341	1.78	3.51	6.77	7.44	1.66	1.64	2.14	4.01	4.40
1.196	1.84	5.65	10.95	12.03	1.344	1.78	3.48	6.72	7.39	1.67	1.64	2.12	3.96	4.35
1.198	1.84	5.60	10.85	11.92	1.347	1.78	3.46	6.68	7.33	1.68	1.63	2.10	3.92	4.30
1.200	1.84	5.55	10.75	11.81	1.350	1.78	3.43	6.63	7.28	1.69	1.63	2.08	3.87	4.26
1.202	1.84	5.50	10.65	11.71	1.354	1.77	3.40	6.57	7.21	1.70	1.63	2.06	3.83	4.21
1.204	1.84	5.45	10.56	11.61	1.358	1.77	3.37	6.50	7.14	1.71	1.62	2.04	3.79	4.17
1.206	1.84	5.40	10.47	11.51	1.362	1.77	3.34	6.44	7.08	1.72	1.62	2.02	3.75	4.12
1.208	1.84	5.35	10.38	11.41	1.366	1.77	3.31	6.38	7.01	1.73	1.61	2.00	3.72	4.08
1.210	1.84	5.31	10.30	11.32	1.370	1.77	3.28	6.32	6.95	1.74	1.61	1.99	3.68	4.04
1.212	1.83	5.27	10.21	11.22	1.374	1.77	3.25	6.27	6.89	1.75	1.60	1.97	3.64	4.00
1.214	1.83	5.22	10.12	11.12	1.378	1.76	3.22	6.21	6.82	1.76	1.60	1.95	3.61	3.96
1.216	1.83	5.18	10.04	11.03	1.382	1.76	3.20	6.16	6.77	1.77	1.60	1.94	3.57	3.93
1.218	1.83	5.14	9.96	10.94	1.386	1.76	3.17	6.11	6.72	1.78	1.59	1.92	3.54	3.89
1.220	1.83	5.10	9.89	10.83	1.390	1.76	3.15	6.06	6.66	1.79	1.59	1.91	3.51	3.85
1.222	1.83	5.05	9.80	10.77	1.394	1.76	3.12	6.01	6.60	1.80	1.58	1.89	3.47	3.82
1.224	1.83	5.01	9.72	10.68	1.398	1.75	3.10	5.96	6.55	1.81	1.58	1.88	3.44	3.78
1.226	1.83	4.98	9.65	10.60	1.402	1.75	3.07	5.92	6.49	1.82	1.58	1.86	3.41	3.75
1.228	1.83	4.94	9.57	10.52	1.406	1.75	3.05	5.87	6.44	1.83	1.57	1.85	3.38	3.72
1.230	1.83	4.90	9.50	10.44	1.410	1.75	3.02	5.82	6.39	1.84	1.57	1.84	3.35	3.69
1.232	1.83	4.86	4.93	10.36	1.414	1.75	3.00	5.77	6.34	1.85	1.56	1.83	3.33	3.65
1.234	1.83	4.83	9.36	10.28	1.418	1.75	2.98	5.72	6.29	1.86	1.56	1.81	3.30	3.62
1.236	1.82	4.79	9.29	10.20	1.422	1.75	2.96	5.68	6.25	1.87	1.56	1.80	3.27	3.59
1.238	1.82	4.76	9.22	10.13	1.426	1.74	2.94	5.64	6.20	1.88	1.55	1.79	3.24	3.56
1.240	1.82	4.72	9.15	10.05	1.430	1.74	2.91	5.60	6.15	1.89	1.55	1.78	3.22	3.54
1.242	1.82	4.69	9.08	9.98	1.434	1.74	2.89	5.56	6.10	1.90	1.54	1.77	3.19	3.51
1.244	1.82	4.65	9.02	9.91	1.438	1.74	2.87	5.52	6.05	1.91	1.54	1.75	3.17	3.48
1.246	1.82	4.62	8.95	9.84	1.442	1.74	2.85	5.48	6.01	1.92	1.54	1.74	3.14	3.45
1.248	1.82	4.59	8.89	9.77	1.446	1.74	2.83	5.44	5.97	1.93	1.53	1.73	3.12	3.43
1.250	1.82	4.56	8.83	9.70	1.450	1.73	2.81	5.40	5.93	1.94	1.53	1.72	3.09	3.40
1.252	1.82	4.52	8.77	9.64	1.454	1.73	2.80	5.36	5.89	1.95	1.53	1.71	3.07	3.38
1.254	1.82	4.49	8.71	9.57	1.458	1.73	2.78	5.32	5.85	1.96	1.52	1.70	3.05	3.35
1.256	1.82	4.46	8.65	9.51	1.462	1.73	2.76	5.28	5.80	1.97	1.52	1.69	3.03	3.33
1.258	1.81	4.43	8.59	9.44	1.466	1.73	2.74	5.24	5.76	1.98	1.51	1.68	3.01	3.30
1.260	1.81	4.40	8.53	9.38	1.470	1.72	2.72	5.20	5.71	1.99	1.51	1.68	2.98	3.28
1.263	1.81	4.36	8.45	9.28	1.475	1.72	2.70	5.16	5.66	2.00	1.51	1.67	2.96	3.26
1.266	1.81	4.32	8.37	9.19	1.480	1.72	2.68	5.12	5.61	2.01	1.50	1.66	2.94	3.23
1.269	1.81	4.28	8.29	9.11	1.485	1.72	2.66	5.08	5.57	2.02	1.50	1.65	2.92	3.21
1.272	1.81	4.24	8.21	9.02	1.490	1.72	2.64	5.04	5.53	2.04	1.49	1.63	2.88	3.17
1.275	1.81	4.20	8.13	8.93	1.495	1.71	2.62	5.00	5.49	2.06	1.48	1.62	2.85	3.13
1.278	1.81	4.16	8.05	8.85	1.500	1.71	2.60	4.96	5.45	2.08	1.48	1.60	2.81	3.09
1.281	1.81	4.12	7.98	8.77	1.505	1.71	2.58	4.92	5.41	2.10	1.47	1.59	2.76	3.05
1.284	1.80	4.08	7.91	8.69	1.510	1.71	2.56	4.88	5.37	2.12	1.46	1.57	2.74	3.01
1.287	1.80	4.05	7.84	8.61	1.515	1.71	2.54	4.84	5.33	2.14	1.46	1.56	2.71	2.97
1.290	1.80	4.01	7.77	8.53	1.520	1.70	2.53	4.80	5.29	2.16	1.45	1.55	2.67	2.94
1.293	1.80	3.98	7.70	8.46	1.525	1.70	2.51	4.77	5.25	2.18	1.44	1.53	2.64	2.90
1.296	1.80	3.94	7.63	8.39	1.530	1.70	2.49	4.74	5.21	2.20	1.44	1.52	2.61	2.87
1.299	1.80	3.91	7.57	8.31	1.535	1.70	2.47	4.70	5.17	2.22	1.43	1.51	2.58	2.84
1.302	1.80	3.88	7.50	8.24	1.540	1.69	2.46	4.66	5.13	2.24	1.42	1.50	2.56	2.81
1.305	1.80	3.84	7.44	8.18	1.545	1.69	2.44	4.63	5.09	2.26	1.41	1.49	2.53	2.78
1.308	1.79	3.81	7.38	8.11	1.550	1.69	2.43	4.60	5.05	2.28	1.41	1.48	2.50	2.75
1.311	1.79	3.79	7.32	8.05	1.560	1.69	2.40	4.54	4.99	2.30	1.40	1.47	2.48	2.72
1.314	1.79	3.75	7.26	7.98	1.570	1.68	2.37	4.48	4.92	2.32	1.40	1.46	2.45	2.69
1.317	1.79	3.72	7.20	7.92	1.580	1.68	2.34	4.42	4.86	2.34	1.39	1.45	2.43	2.67
1.320	1.79	3.69	7.14	7.85	1.590	1.67	2.31	4.36	4.79	2.36	1.38	1.44	2.40	2.64

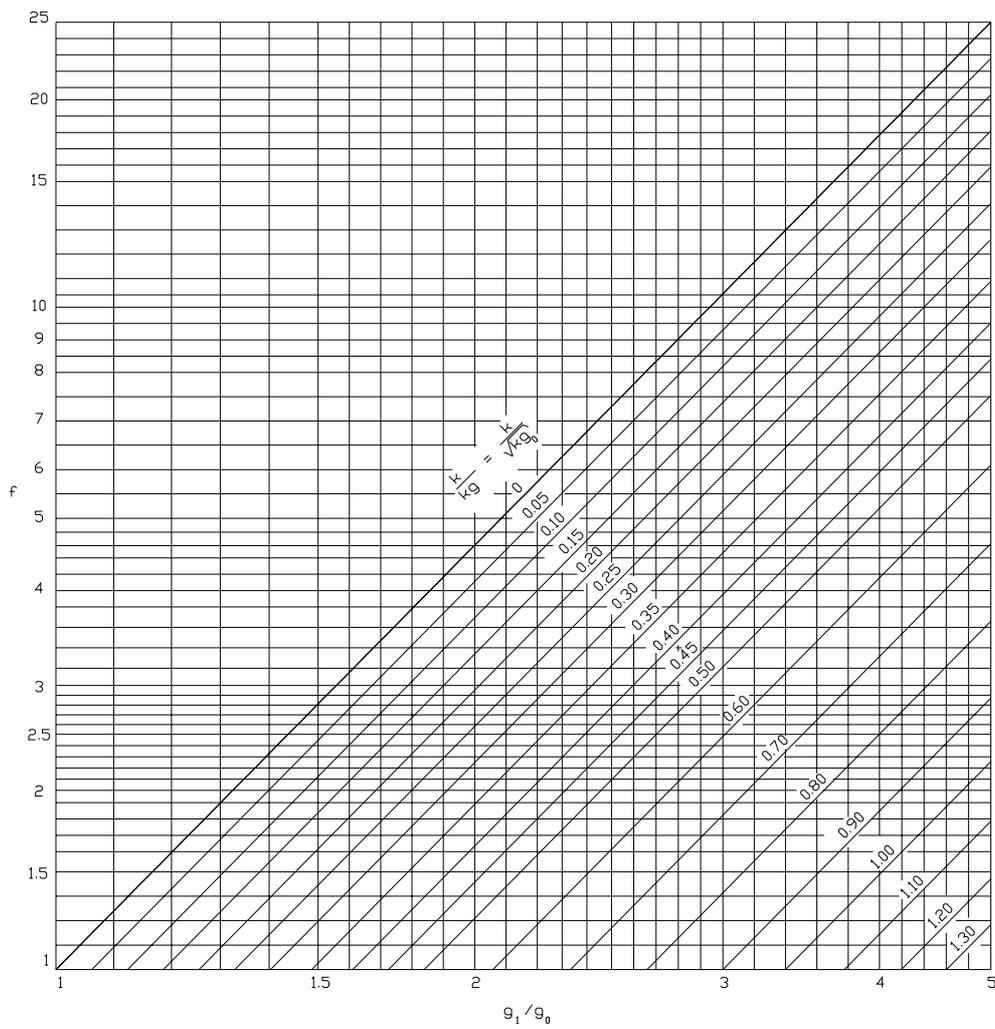




GRAFICA PARA DETERMINAR EL VALOR DE "f"

NORMAS

FIGURA No. 111.33



$F' = 1$ (minimum)
 F' = for hubs of uniform thickness ($q_1/q_0 = 1$)
 F' = for loose hubbed flanges



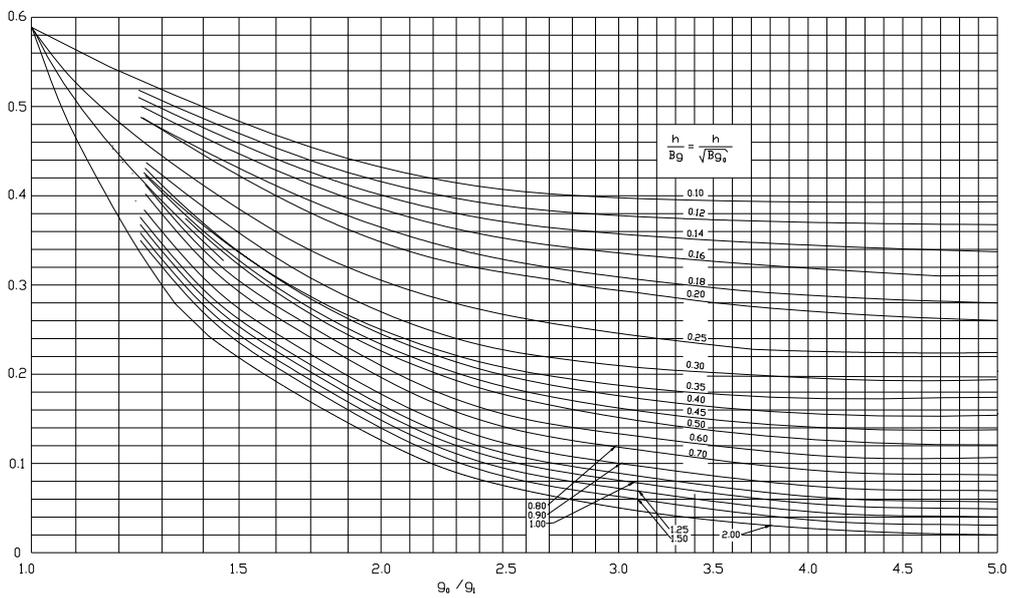
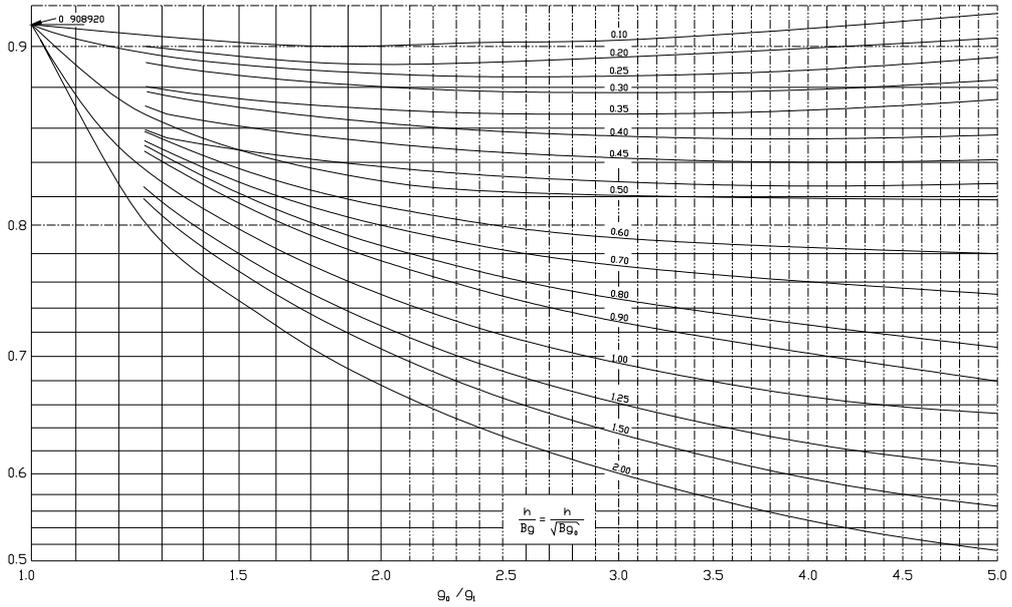
Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

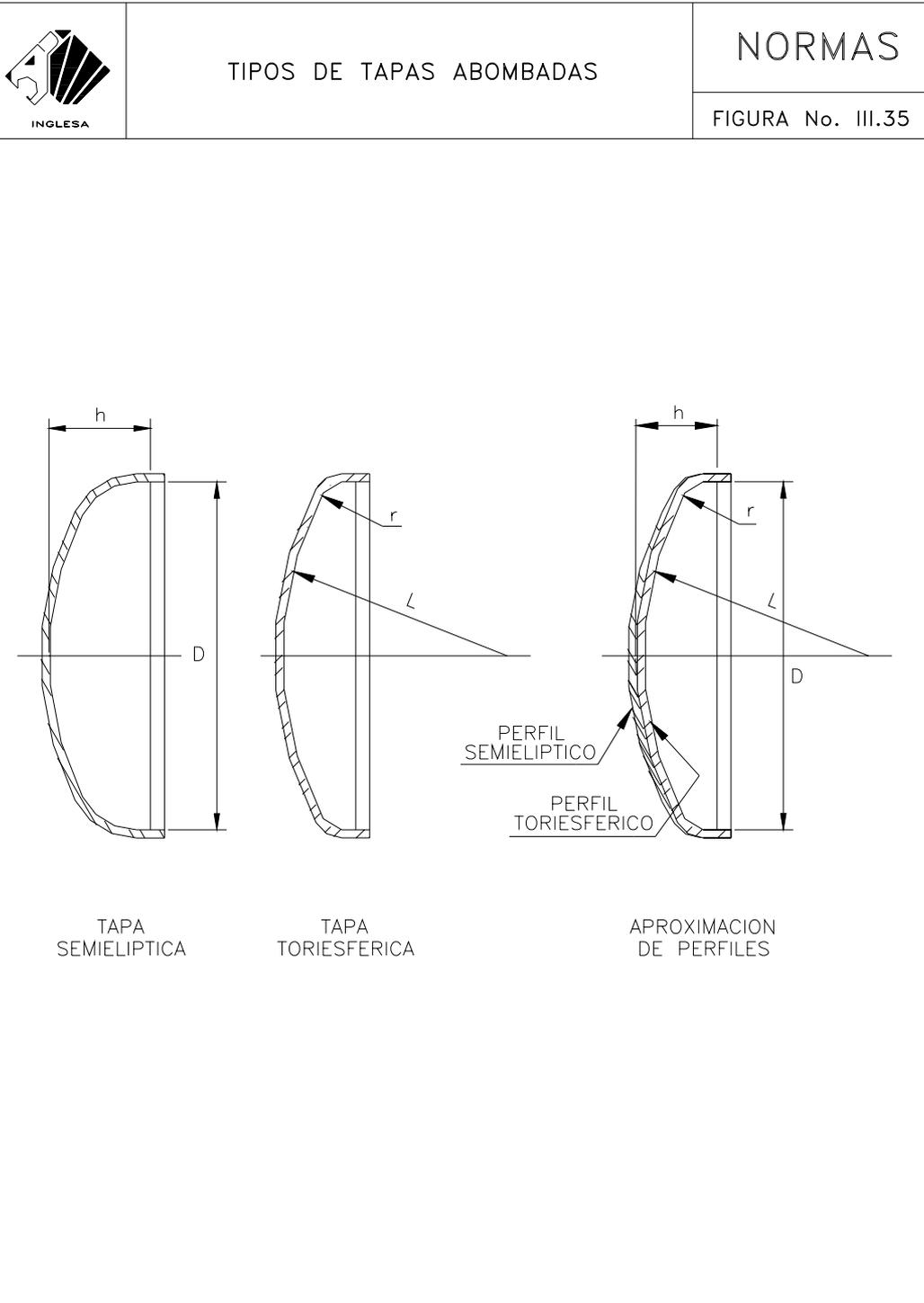


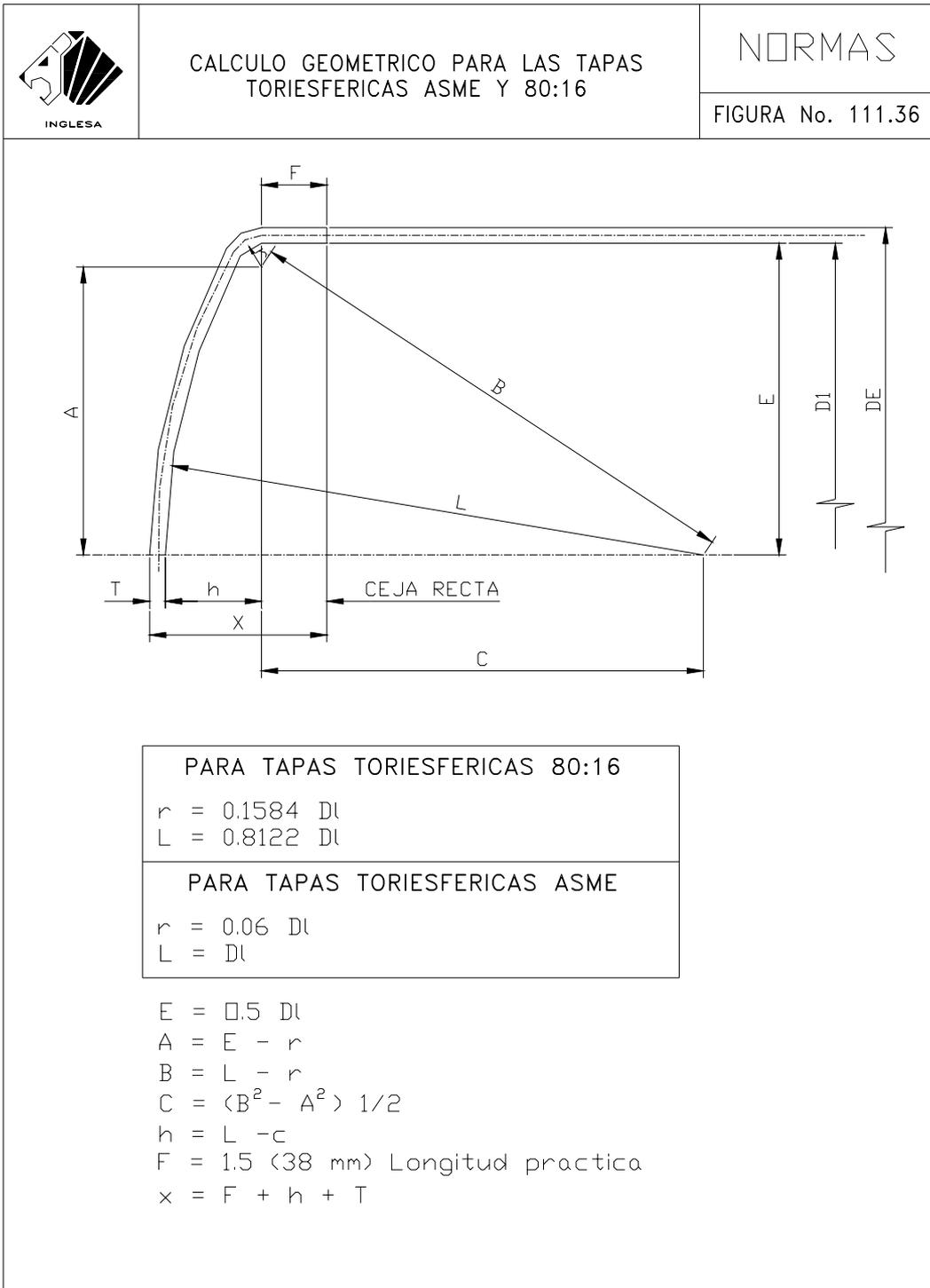
GRAFICAS PARA DETERMINAR LOS VALORES DE "F" Y "V"

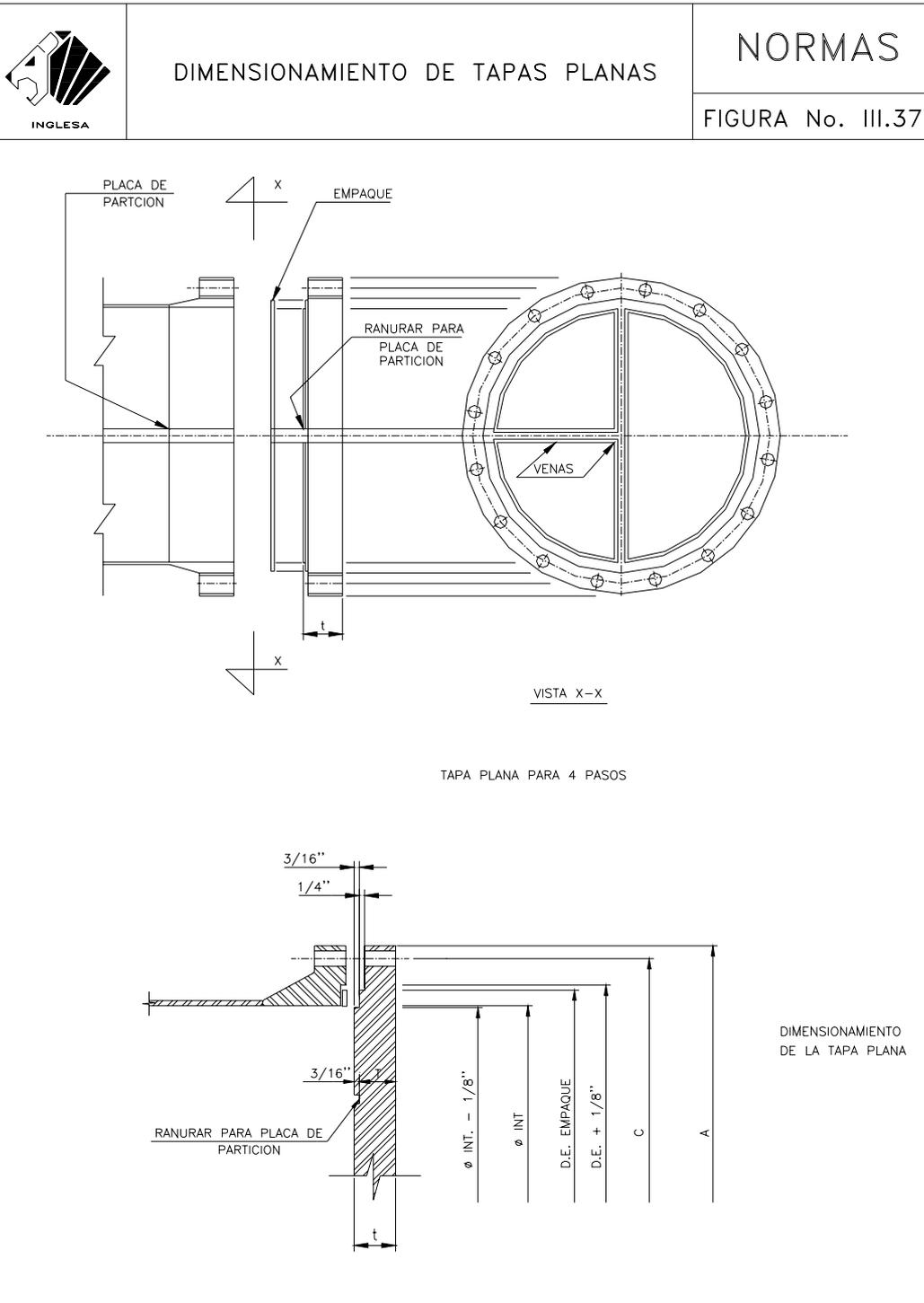
NORMAS

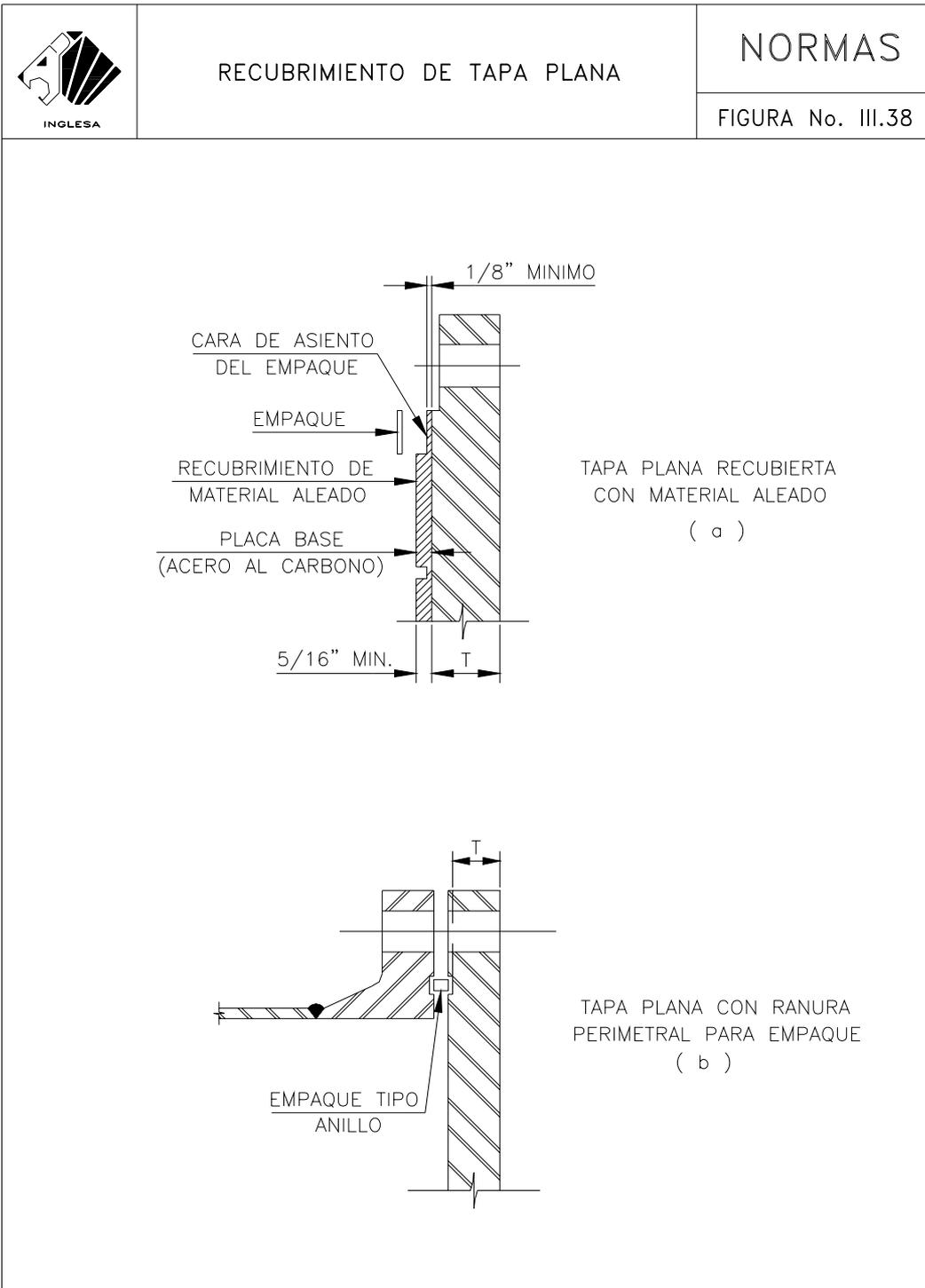
FIGURA No. 111.34

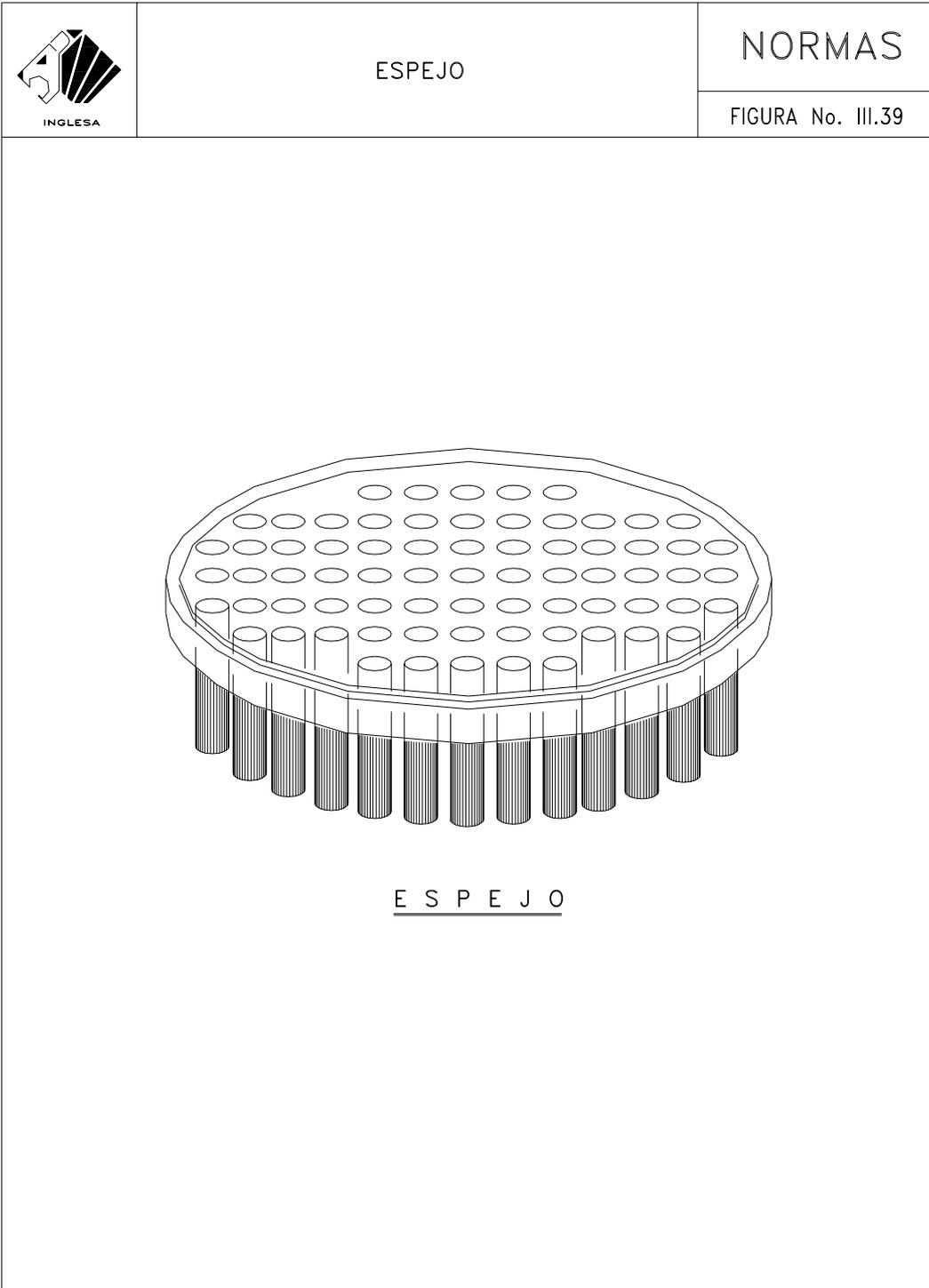


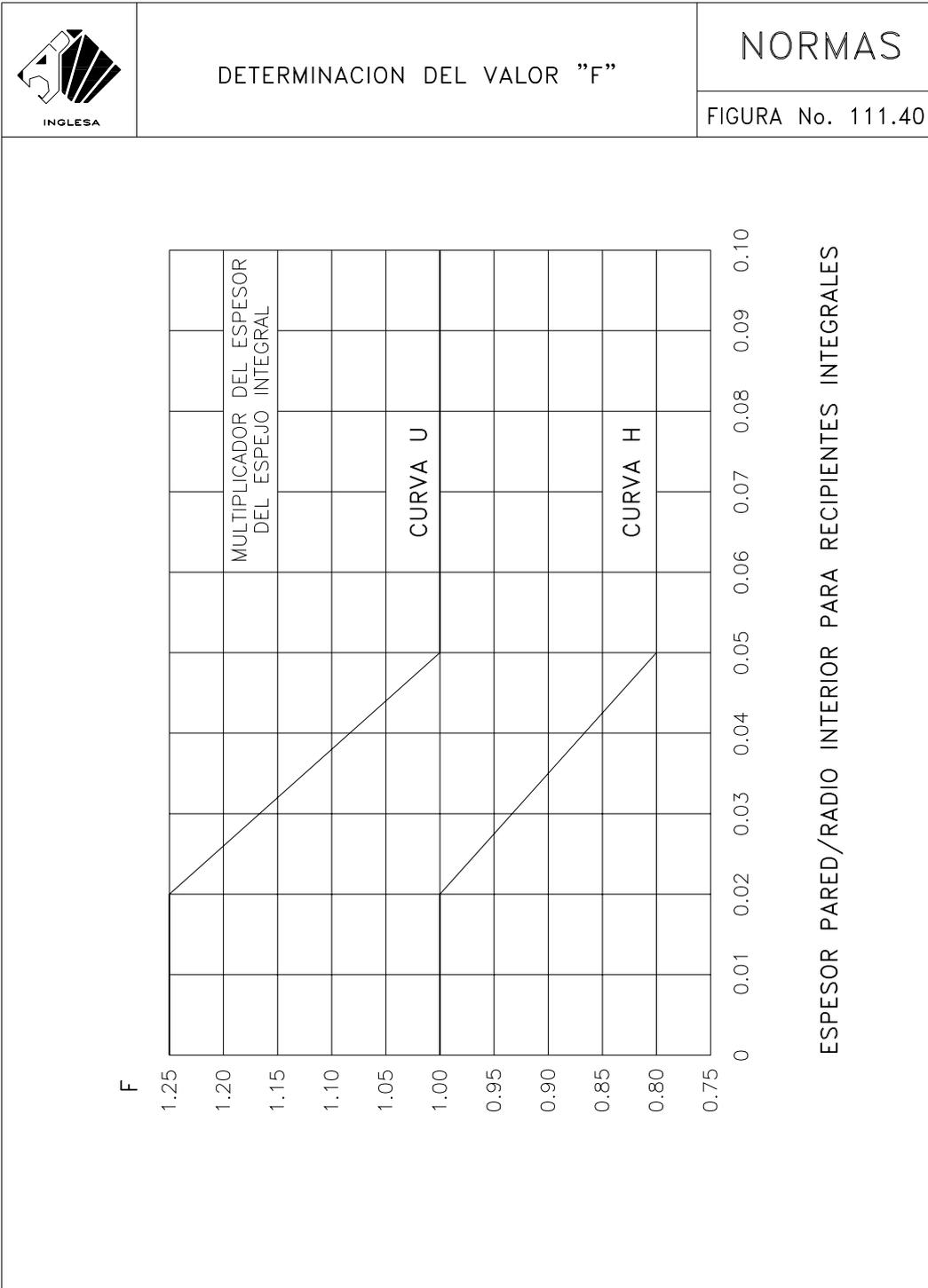


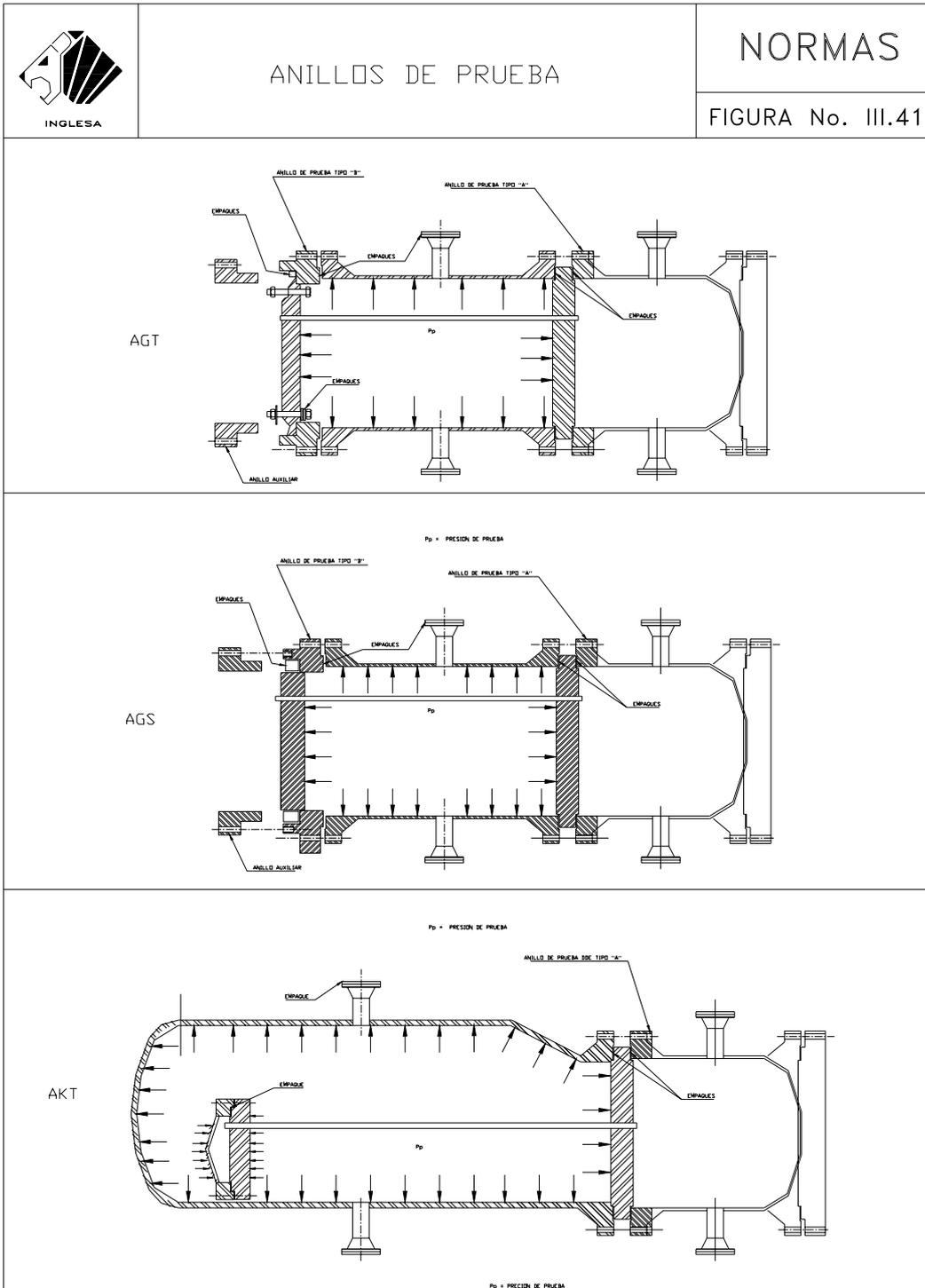




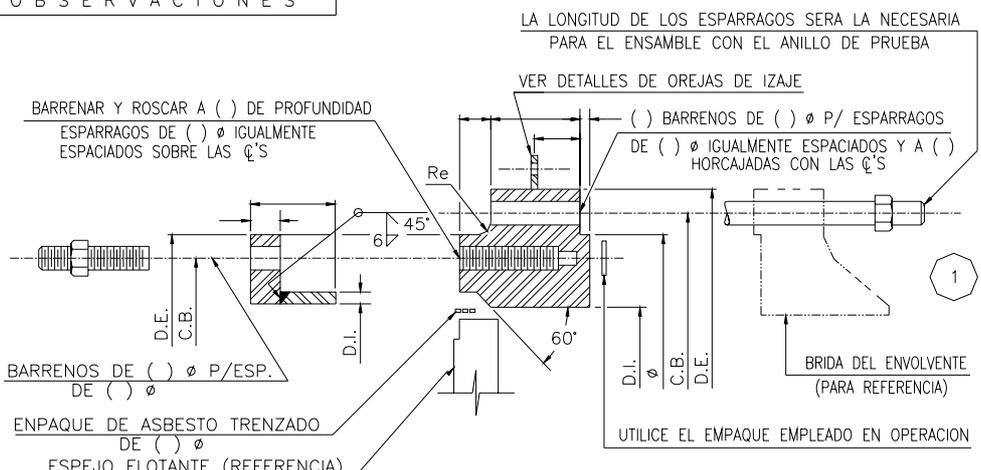




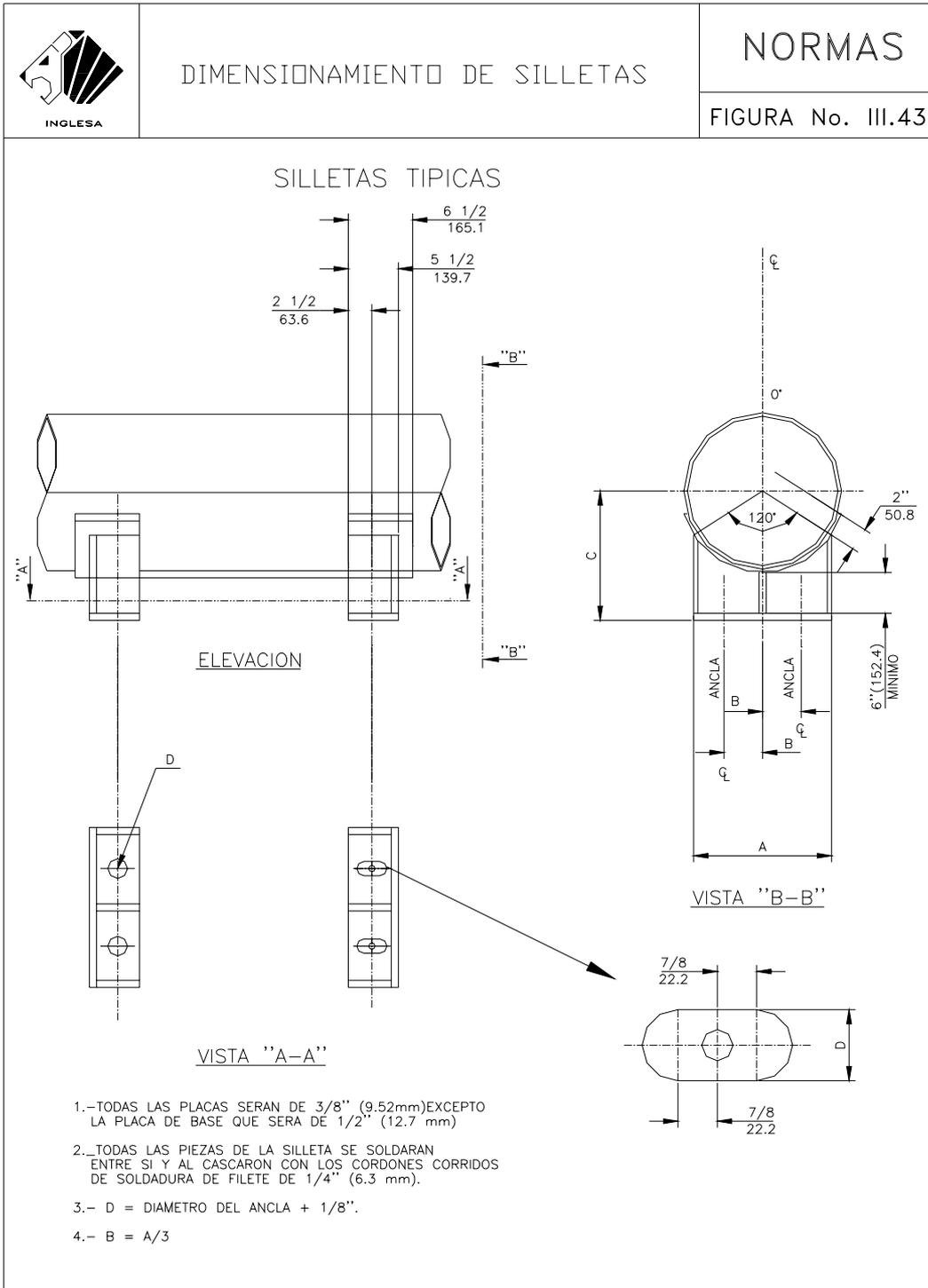




Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

		FORMATO DE CALCULO PARA EL ANILLO DE PRUEBA BRIDA PRINCIPAL ANILLO DE PRUEBA "S Y T"				NORMAS			
						FIGURA No. III.42			
CONTRATO:		CLAVE EQUIPO:							
CONDICIONES DE DISEÑO		DATOS DEL EMPAQUE							
PRESION DE DISEÑO	2.1	Lb/in ²	DETALLES EMPAQUE 3		DETALLE ASIENTOS EMPAQUE 3		N=	4.4	
TEMPERATURA DE DISEÑO	2.2	°F					b=	4.3	
MATERIAL DE LA BRIDA	2.3						y=	4.2	
MATERIAL DE LOS PERNOS	2.4						m=	4.1	
			FUERZAS ACTUANTES			CALCULO AREA DE PERNOS			
ESF. PERM. Lb/in ²	BRIDA	TEMP. DE DIS. Sfo	5.1	Wm ₂ = b π G Y =	6.1	Am = eL mayor de Wm ₂ /Sa ó Wm ₁ /Sb =	6.5		
		TEMP. AMB. Sfa	5.2	HP = 2 b π G m p =	6.2	Ab =	6.6		
	PERNOS	TEMP. DE DIS. Sb	5.3	H = (G ² - B ²) π P/4	6.3	W = Ab x Sa	6.7		
		TEMP. AMB. Sa	5.4	Wm ₁ = HP + H =	6.4	Wm ₁ =	6.8		
CONDICION C A R G A X B R A Z O D E P A L A N C A = M O M E N T O									
OPERACION	HG = W - H =		7.1	hg = (C - G)/2	7.3	Mg = Hg x hg =	7.5		
	HT = H		7.2	hf = (2C - G - B)/4	7.4	MT = HT x hT =	7.6		
						Mo = MG + MT =	7.7		
ASENTAMIENTO DE EMPAQUE		W =	8.1	hf = (C - G) / 2	8.2	Ma = W x ht =	8.3		
ESFUERZO PERMISIBLE		CALCULO DEL ESFUERZO EN OPERACION (USE M)				CONSTANTE DE FORMA		OTROS FACTORES	
		Sfo	S _T = (M Y / t ²)		K = A / B	9.1	M = Mo/B =	9.3	
		$t = \sqrt{\frac{M_n Y}{S_{fo}}} = (\text{REDONDEAR A } X/16)$		10 t = ESPESOR EFECTIVO		Y =	9.2	M' = Mo/B =	9.4
ESFUERZO PERMISIBLE		CALCULO DEL ESFUERZO PARA ASENTAMIENTO DEL EMPAQUE (USE M')							
		Sfa	S _T = (M' Y / t ²)						
O B S E R V A C I O N E S									
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p>BARRENAR Y ROSCAR A () DE PROFUNDIDAD ESPARRAGOS DE () Ø IGUALMENTE ESPACIADOS SOBRE LAS Q'S</p> <p>BARRENOS DE () Ø P/ESP. DE () Ø</p> <p>ENPAQUE DE ASBESTO TRENZADO DE () Ø</p> <p>ESPEJO FLOTANTE (REFERENCIA)</p> </div> <div style="width: 45%;"> <p>LA LONGITUD DE LOS ESPARRAGOS SERA LA NECESARIA PARA EL ENSAMBLE CON EL ANILLO DE PRUEBA</p> <p>VER DETALLES DE OREJAS DE IZAJE</p> <p>() BARRENOS DE () Ø P/ ESPARRAGOS DE () Ø IGUALMENTE ESPACIADOS Y A () HORCAJADAS CON LAS Q'S</p> <p>BRIDA DEL ENVOLVENTE (PARA REFERENCIA)</p> <p>UTILICE EL EMPAQUE EMPLEADO EN OPERACION</p> </div> </div> 									





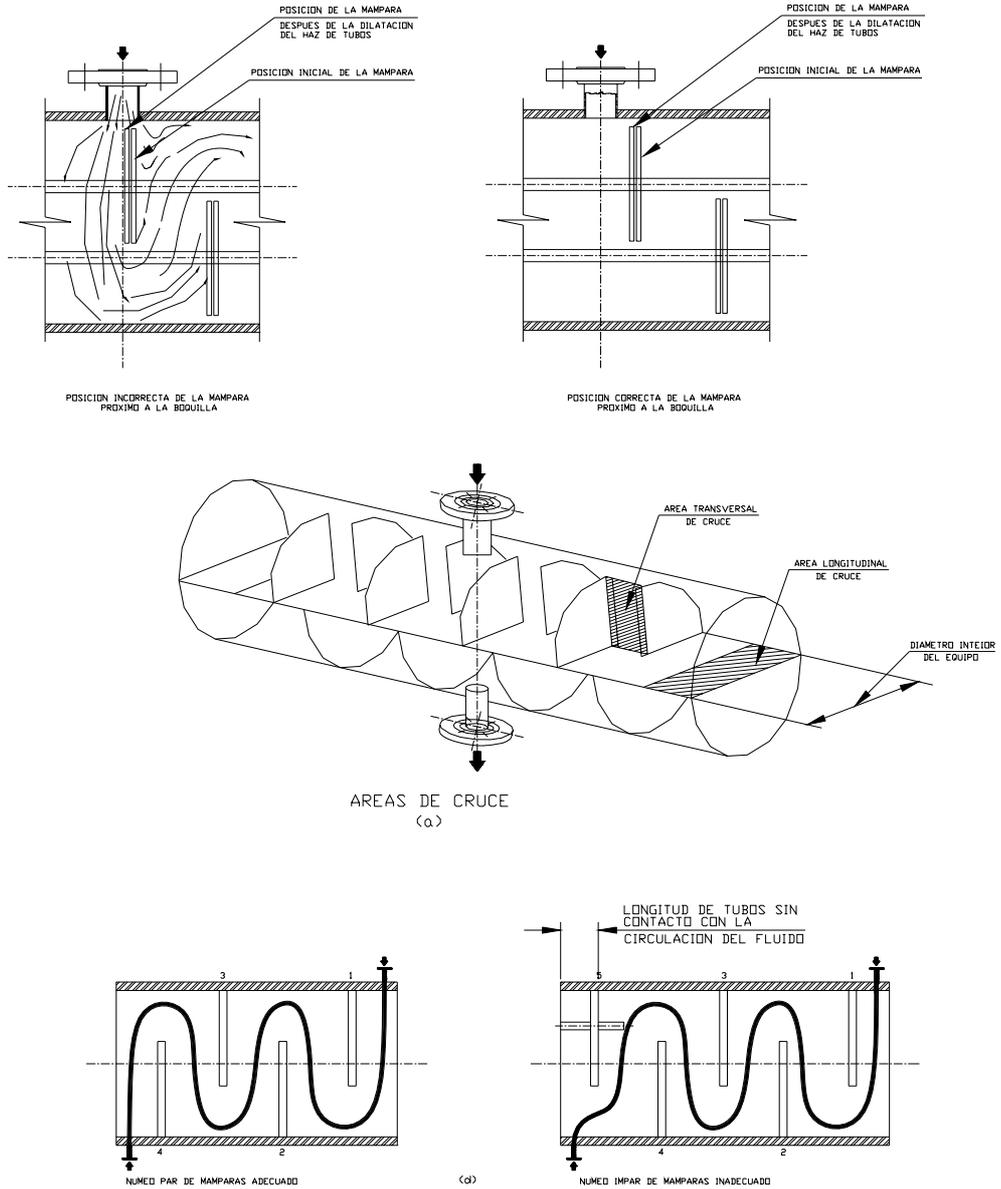
Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

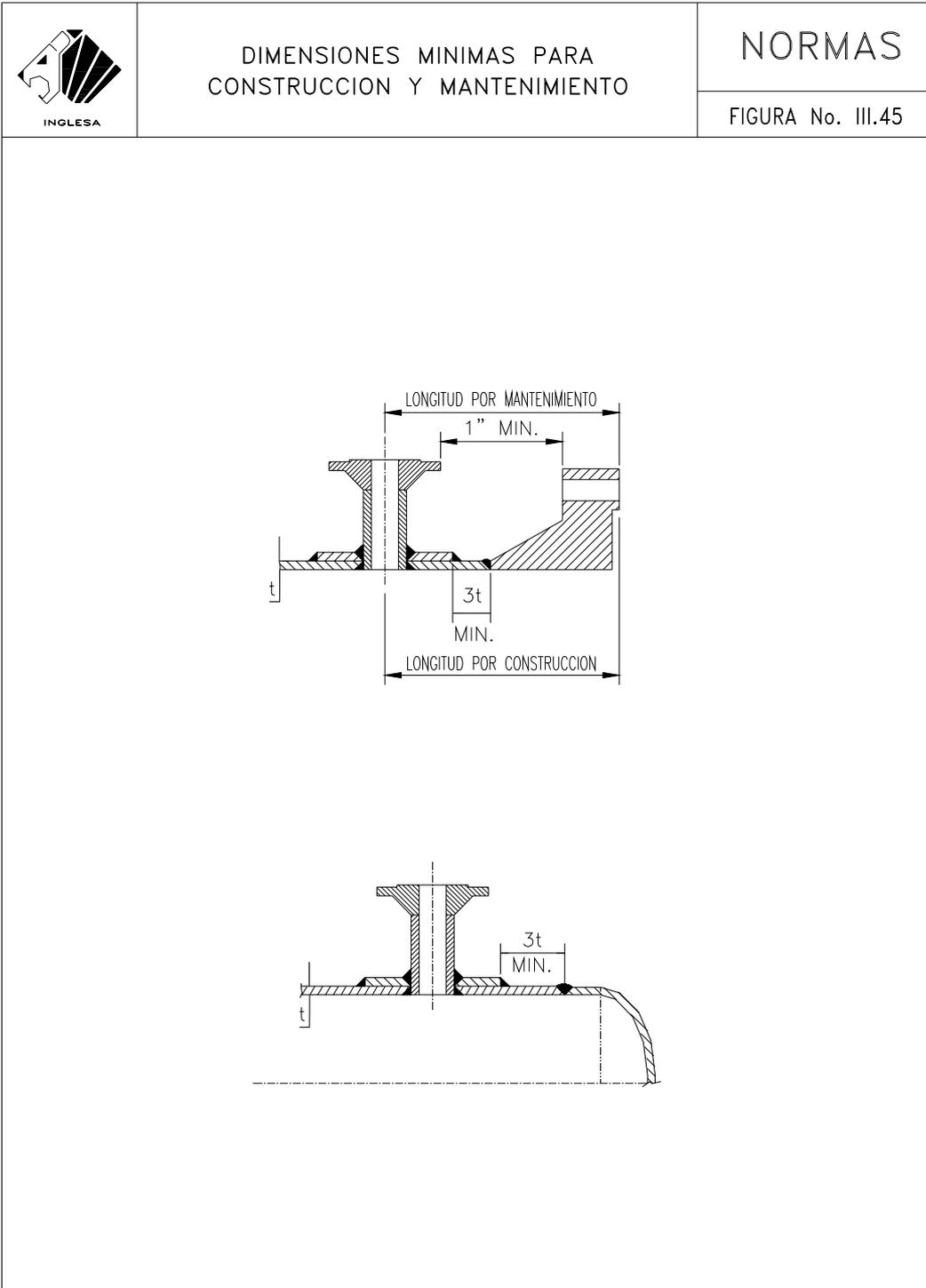


DIMENSIONES MINIMAS POR OPERACION

NORMAS

FIGURA No. 111.44



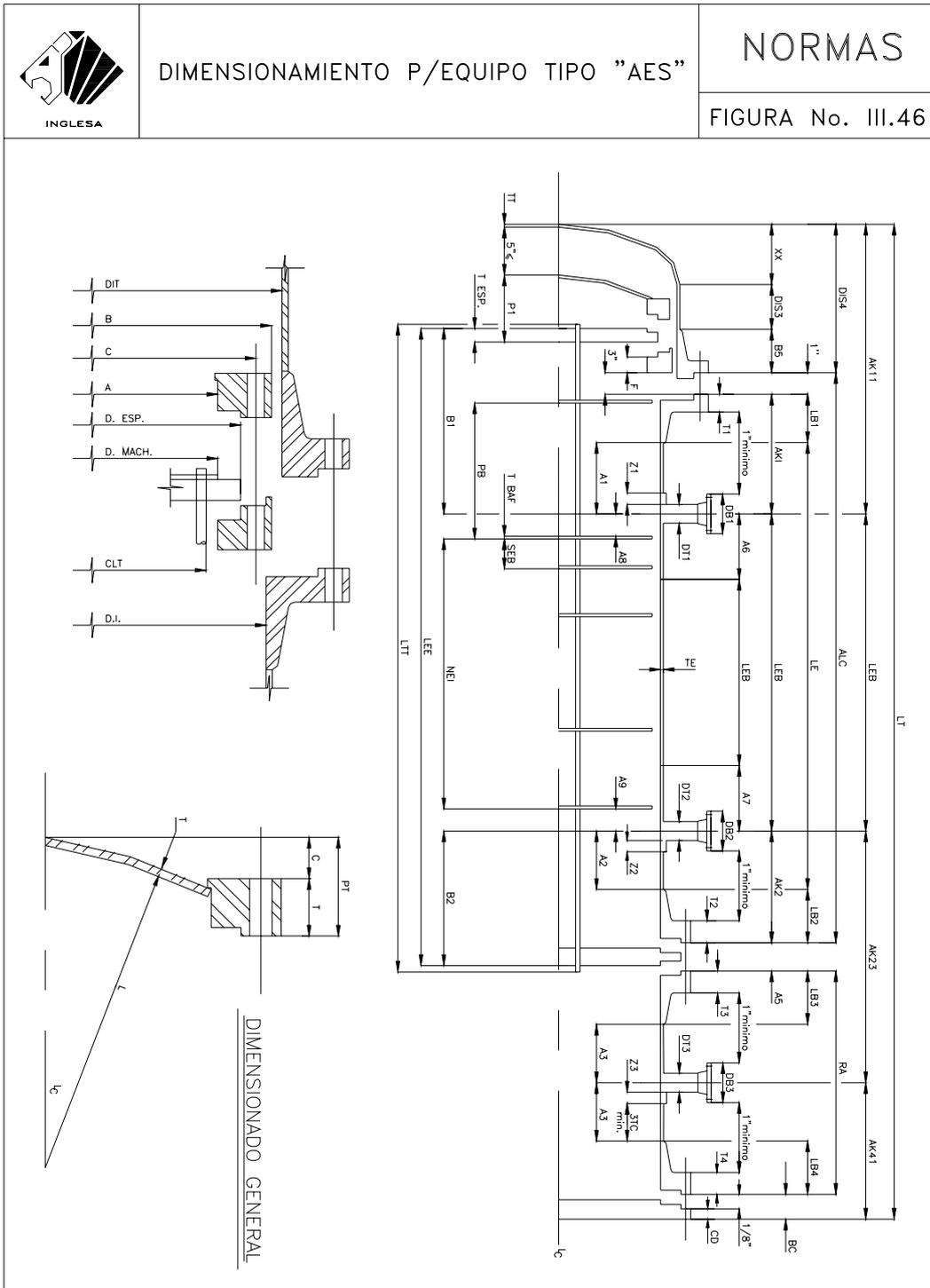




DIMENSIONAMIENTO P/EQUIPO TIPO "AES"

NORMAS

FIGURA No. III.46



CAPÍTULO IV

FABRICACIÓN

La finalidad de este capítulo es proporcionar un bosquejo de la secuencia de actividades involucradas en la fabricación de cambiadores de calor.

Para lo anterior se incluyen los aspectos siguientes:

IV.1. Capacidad y/o Recursos de Fabricación

IV.2. Inventario de Materiales

IV.3. Doblado de Tubos

IV.4. Preparación de Placas

IV.5. Rolado en Frío y Rolado en Caliente

IV.6. Maquinados

IV.7. Ensamble de Accesorios

IV.8. Soldadura

IV.9. Esmerilado

IV.10. Tratamientos Térmicos

IV.11. Ensamble

IV.12. Inspección

Antes de iniciar la descripción de los diferentes puntos antes citados, es importante señalar que algunas etapas de fabricación son independientes de otras por lo que son realizadas en forma simultánea, sin embargo el tema de fabricación será tratado con un planteamiento secuencial lógico, conforme se indica en la lista anterior y el esquema de fabricación IV.1.



IV.1. CAPACIDAD Y/O RECURSOS DE FABRICACIÓN

Normalmente se estima la capacidad de fabricación de una empresa o al menos sirve de referencia, tanto la capacidad de carga en sus gruas como las dimensiones útiles de trabajo en sus naves, que quedan limitadas por su longitud, ancho y altura libre hasta el gancho de las gruas.

Lo anterior no es un indicador definitivo que establezca las posibilidades de una empresa, ya que las características de toda la maquinaria, equipo y personal con que pueda contar también influye, sin embargo es una manera comúnmente empleada para catalogar a diferentes fabricantes.

IV.2. INVENTARIO DE MATERIALES

El inventario de los materiales reviste importancia relevante en las empresas por las grandes ventajas que proporciona, tales como:

- a) Conocimiento de las cantidades y características de los materiales almacenados
- b) Identificación y localización rápida en almacén
- c) Conocimiento de las necesidades de adquisición

Para obtener las ventajas indicadas anteriormente, será necesario cumplir con las condiciones siguientes:

Elaboración de un registro detallado de todos los materiales en forma selectiva, es decir; placas, forjas, tubos, accesorios, empaques, etc., incluyendo la especificación del material y colada, así como sus dimensiones sin dejar de registrar la clave de identificación del equipo a que pertenecen.

Marcar o etiquetar cada uno de los elementos almacenados con los mismos números o claves con que se encuentran registrados según el punto anterior, a fin de conservar correspondencia y lograr identificación inmediata, deberá tenerse cuidado en el tipo de pintura que se emplea como marcador para evitar que el manejo del material o el medio ambiente, borren las claves de identificación. Asimismo deberá cuidarse que después de seccionar materiales o maquinar los elementos forjados, sea restituida la marca con números o letras de golpe y así mantener la identificación permanente. Cuando el espesor y tipo de material así lo permitan.

Es recomendable que los materiales se almacenen cuidadosamente en un lugar apropiado que evite el deterioro o destrucción de los mismos ya que de lo



contrario pudiera tenerse registrado un volumen de elementos que posiblemente no sirvan en el momento de ser requeridos.

Mantener el inventario siempre actualizado incluyendo los nuevos materiales adquiridos y dando de baja aquéllos que han salido del almacén.

IV.3. DOBLADO DE TUBOS

El doblado de tubos de transferencia para haces tipo "U", se efectúa normalmente por medio de un dispositivo constituido por una polea principal calibrada al radio de curvatura requerido y una segunda polea de pequeño diámetro que hace curvar al tubo alrededor de la primera polea sin producir un ovalamiento apreciable en el tubo.

El movimiento de la polea pequeña puede ser de tipo manual o neumático, debiendo ser intercambiable la polea principal para diferentes radios de curvatura.

Algunos fabricantes evitan el ovalamiento de la sección transversal de los tubos, llenándolos con arena sílica antes de doblarlos, especialmente cuando se trata de pequeños radios de curvatura.

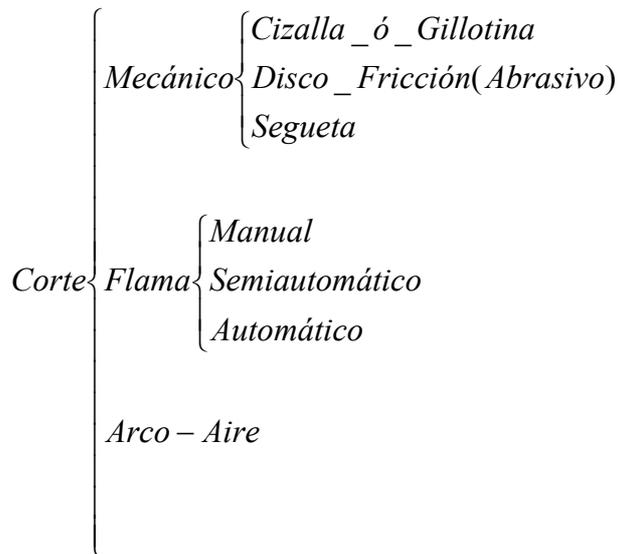
El radio mínimo de curvatura para tubos "U" se ha estandarizado a una y media veces el diámetro nominal de los mismos, sin embargo esto no es limitativo ya que depende del máximo adelgazamiento de la pared en los tubos permitidos por "TEMA", además del procedimiento utilizado por el fabricante.

IV.4. PREPARACIÓN DE PLACAS

Esta etapa de la fabricación comprende el trazo y corte de placas, así como la preparación de algunas aristas para la soldadura conforme a la forma y dimensiones especificadas en dibujos de taller, sin dejar de tener presente las tolerancias de fabricación que aseguran el ensamble adecuado entre elementos en etapas de fabricación posteriores.

A continuación se clasifican los procesos utilizados con mayor frecuencia para el corte en la práctica de un taller típico.





IV.5. ROLADO EN FRÍO Y ROLADO EN CALIENTE

Este evento en la fabricación consiste en la obtención de los cilindros que constituirán las corazas, carretes y algunos cuellos de boquillas a partir de placas planas.

Rolado en Frío.

El sistema de rolado en frío debe ser efectuado en placas de poco espesor (7/8 máximo), independientemente de la capacidad de la máquina roladora, debido a los esfuerzos internos que se generan en la materia y las fracturas intergranulares que pueden presentarse en el mismo.

Durante las operaciones de rolado, deberá comprobarse la redondez de los elementos con la finalidad de proporcionar un ajuste adecuado con otros elementos, tales como bridas y haces de tubos.

La redondez de los cilindros puede comprobarse mediante plantillas y mamparas calibradas para diferentes diámetros, con lo cual puede detectarse cualquier ovalamiento en toda la longitud del cilindro y en su caso, hacer la rectificación del rol con un rerolado o bien empleando gatos hidráulicos.

Rolado en Caliente.

El rolado en caliente, es un procedimiento de fabricación que proporciona un margen muy amplio en el uso de placas gruesas para la obtención de cilindros, lo cual queda limitado únicamente por la capacidad de la máquina roladora y la disponibilidad en el mercado de placas con gran espesor.



En este procedimiento es necesario elevar la temperatura de la placa al rango de relevo de esfuerzos, es decir de 1100° F 1200° F, con lo cual el material disminuye su rigidez y facilita el rolado, asegurando con ello la uniformidad en la estructura de grano, se evita la generación de esfuerzos internos, además de evitarse la posibilidad a producir fracturas intergranulares en la placa.

IV.6. MAQUINADOS

Esta etapa comprende la fabricación de los elementos que involucran las tolerancias dimensionales más estrictas, como es el caso de espejos, bridas, mamparas y todos aquellos elementos a los que se requiere proporcionar un acabado superficial y de forma especial. La fabricación de los elementos citados en el párrafo anterior, se logra empleando máquinas herramientas tales como tornos horizontales, tornos verticales, taladros radiales, taladros programables y en general máquinas que emplean herramientas de corte por desprendimiento de viruta.

Conforme a los requerimientos geométricos y dimensionales de los elementos por fabricar, se establece la secuencia de maquinado que tendrá que seguir el material hasta llegar al estado final de pieza fabricada en apego estricto a los dibujos de taller, así por ejemplo para fabricar un espejo, se seguirá la secuencia que aquí se indica.

Operación	Máquina empleada
1) Desbaste de caras y contornos del material (forja o placa) proporcionando la geometría del espejo	Torno vertical
2) Barrenado de espejo según plantilla de barrenado	Taladro programable (control numérico)
3) Rimado del espejo (Control numérico)	Taladro programable (control numérico)
4) Barrenado de espejo para inserción de pernos en espejos con extensión para bridar	Taladro Radial
6) Maquinado de palacios	Taladro Radial
7) Roscado de barrenos para varillas. Manual tensoras y tornillos de ojo	Machuelo
8) Ranurado de espejos para placas de partición	Fresadora

El ejemplo anterior ilustra el tipo de maquinaria que se utiliza y la secuencia que podría seguirse para la fabricación del espejo de un cambiador de calor, sin embargo puede modificarse conforme el caso que se tenga en particular y la línea de fabricación establecida en el área de maquinados.

IV.7. ENSAMBLE DE ACCESORIOS

En esta etapa de fabricación se efectúan los ajustes necesarios para la localización, orientación e instalación de todos aquellos accesorios que son indispensables en los cabezales y corazas de los cambiadores de calor, tales como



boquillas, coples, silletas, soportes para aislamiento, orejas de izamiento, placas de partición y en general cualquier elemento que marquen los dibujos, buscando siempre cumplir con las tolerancias que marcan las normas "TEMA".

En este evento de fabricación, el ensamble de accesorios se efectúa mediante la aplicación de puntos de soldadura a fin de hacer posible la revisión dimensional y en su caso algún ajuste.

IV.8. SOLDADURA

Para unir las diferentes partes de los intercambiadores de calor que deben tener una unión integral o permanente, por ejemplo: bridas a coraza, coraza a cuellos de boquillas, la coraza en si misma cuando se fabrica de placa rolada, etc. , se emplean los diferentes procesos de soldadura eléctrica que se conocen, los cuales pueden clasificarse en tres grupos muy generales que son:

- a) Métodos Manuales.
- b) Métodos Semiautomáticos.
- c) Métodos Automáticos.

Prácticamente para cualquiera de los materiales metálicos que se emplean en intercambiadores de calor, se pueden usar los procesos que quedan englobados en los grupos mencionados.

a) El método de soldadura manual prácticamente lo constituye el proceso de arco metálico protegido, en el cual la soldadura se obtiene por el calor generado por un arco eléctrico formado entre un electrodo metálico recubierto y la pieza. La protección se obtiene por la descomposición del recubrimiento del electrodo, el cual al derretirse o quemarse forma una atmósfera gruesa que impide el contacto del oxígeno y del nitrógeno con el metal fundido y además sirve de fundente para el cráter , recoge parte, en el recubrimiento se añaden ingredientes metálicos y no metálicos que determinan la composición química del material de depósito, por lo cual se tiene gran variedad de soldaduras a partir de los diversos recubrimientos que puede tener un electrodo.

La fuente de la energía de suministro proviene de alguno de los variados tipos de máquinas que existen en el mercado y que fundamentalmente consisten en transformadores especiales que proveen corriente alterna y para producir corriente continua se dispone de unidades motor generador, transformadores con rectificador o generadores impulsados por motores de combustión interna. La potencia de todas las máquinas de soldar es indicada por la corriente de salida, variando desde 100 amperes que se emplean en trabajo muy sencillos, hasta 1,200 ó más en las máquinas automáticas industriales.



b) En los métodos semiautomáticos en material de aportación es suministrado automáticamente y sin interrupción por la máquina, aunque el movimiento de avance y posición del electrodo se hace manualmente.

Los principales procesos que se usan son:

1.- MIG (Metal Iner Gas). Soldadura de Arco metálico con gas. En este proceso la protección del arco se obtiene con un gas, una mezcla de gases o una mezcla de gas con un material en polvo. El electrodo es consumible y suministra el material de relleno.

2.- TIG (Tungsten Inert Gas). Soldadura de arco tungsteno con gas. En este proceso el arco se forma entre un electrodo de tungsteno no consumible y la pieza. La protección se logra con un gas o mezcla de gases y el material de aportación se provee separadamente.

c) Los procesos de soldadura automática permiten que tanto la alimentación del material de aportación como el avance y posición del electrodo se hagan precisamente en forma automática, aunque naturalmente requiere el control por un operador.

A los procesos MIG y TIG antes mencionados, se hacen adaptaciones de mecanismos y se logran procesos completamente automáticos, pero el proceso más usado de soldadura automática, es el arco sumergido en el fundente que en forma granular cae sobre el arco. En avance y posición del electrodo lo efectúa automáticamente la máquina correspondiente.

Existan tres puntos importantes que deberán tenerse presentes para la aplicación de cualquier tipo de soldadura referidos al material que se va a soldar y son:

Limpieza.

Las superficies que van a ser soldadas deberán estar limpias y despejadas de cualquier material extraño como: costras, grasa, aceite, marcas de pintura, etc., removiéndose perfectamente de las partes en contacto y adyacentes, utilizando cepillo metálico, esmeril, arco aire (arclair) o cualquier otra herramienta adecuada. Estos materiales extraños deben ser removidos para impedir que se mezclen con la soldadura y hagan disminuir su resistencia ya que se forman soldaduras, poros e incrustaciones con tales elementos perjudiciales. Como se ve, la limpieza es un factor muy importante que es necesario atender cuidadosamente.

Biselado.

En la fabricación de recipientes, la forma en que se sueldan las piezas de la unidad en sí es de uniones a tope, exceptuando boquillas, soportes, refuerzos, etc.



El bisel o chaflán tiene por objeto hacer llegar el electrodo a la parte interna de la pieza de espesor considerable para obtener fusión completa del material y penetración total de la soldadura.

No es necesario preparar los bordes con biseles cuando el espesor de placa es de 6.3mm. (1/4 pulg.) o menor y tenga que ser soldada por un solo lado y en espesores de 9.5mm. (3/8pulg.) o menor, para placas soldadas por ambos lados.

Cuando se sueldan por un solo lado las placas con mayor espesor a 6.3mm. (1/4 pulg.), es necesario hacer un bisel para obtener penetración completa.

Cuando se sueldan por ambos lados las placas con mayor espesor a 9.5mm. (3/8 pulg.), se requiere hacer bisel por uno o ambos lados, según el grosor de las placas para obtener penetración y fusión completas.

Pre calentamiento.

Con el fin de reducir la fragilidad de la soldadura, es necesario precalentar las zonas afectadas por la misma, con lo que se logra un rango de enfriamiento de mayor duración, siendo así que el endurecimiento es mínimo pues es sabido que precisamente para aumentar la dureza del acero por medio de tratamiento térmico, se calienta hasta una temperatura en que cambia la estructura molecular (temperatura crítica) y luego se enfría rápidamente. En las soldaduras es perjudicial este endurecimiento ya que es sólo una pequeña porción del material la que sufre tal endurecimiento, teniéndose como consecuencia la fragilidad y la presencia de grandes tensiones internas cuyos efectos son perjudiciales.

El Código ASME, Sección VIII, menciona en el apéndice "R" las temperaturas mínimas de precalentamiento y entre pasos de soldaduras. Para los materiales del grupo P'1 (Grupo en el que se incluyen los aceros al carbono) las temperaturas son como sigue:

175° F para materiales que tienen un máximo contenido de carbono especificado de 0.30% y un espesor en la junta que excede 25.4mm. (1 pulg.).

50° F para todos los demás materiales de este Grupo P.

La zona que debe precalentarse abarca hasta una distancia de tres veces el espesor del material a soldar, medidos desde el centro de la junta; aunque puede usarse cualquier medio para suministrar calor de precalentamiento, es lo más común el empleo de sopletes de oxi-acetileno u oxibutano-propano. Para la medición de la temperatura es muy práctico el uso de los indicadores de temperatura Tempilstik o Markal, que son crayones que se funden o derriten al ponerse en contacto con el metal que ha llegado a la temperatura a la cual están



graduados, para lo cual existen indicadores graduados desde 100° F hasta 2,000° F y en forma de pastillas hasta 3000° F.

Es necesario aclarar que el precalentamiento no asegura necesariamente un complemento satisfactorio de las juntas soldadas ya que es afectado por factores fuera de control efectivo, tales como: análisis químicos, propiedades mecánicas, espesores adyacentes muy gruesos, etc.

IV.9. ESMERILADO

El esmerilado es una operación en la fabricación que puede representar o establecer la diferencia entre la calidad y la mediocridad del equipo fabricado, no solo por la apariencia que puede adquirir el producto terminado, sino por la integridad que puede lograrse en cada parte del mismo que es más importante, lograda con la eliminación de rebabas, aristas agudas excedentes en cordones de soldadura, bordes que pudieran interferir en el ensamble de elementos, escorias y óxidos que pueden originar defectos internos en soldaduras, etc., además de poderse efectuar con esta operación algunos ajustes que requieren precisión como es el caso del ensamble de boquillas coraza por ejemplo.

Con lo anteriormente expuesto, puede apreciarse la importancia que reviste este evento en la fabricación y el cuidado con el que deberá efectuarse, a fin de obtener un producto que refleje calidad.

IV.10. TRATAMIENTOS TÉRMICOS

Los tratamientos térmicos en general, tienen como finalidad el modificar las propiedades mecánicas y características físicas de los aceros, para lo cual deberá seleccionarse el tratamiento térmico que satisfaga los requerimientos del material conforme a las necesidades del servicio que deba cumplir.

Existen tratamientos para refinar el grano, para suavizarlo y hacerlo maquinable, para hacerlo dúctil, para hacerlo duro, para hacerlo resistente a la tensión, a la fatiga, al desgaste al impacto, para eliminar tensiones internas, etc.

Naturalmente el tratamiento térmico deberá ser acorde a la composición química del acero y su aplicación, pues sería absurdo templar por ejemplo, un acero cuya composición sabemos de antemano que no va a templar, así como también no tendría sentido recocer un acero altamente aleado inclusive de media aleación, para utilizarlo en estado suavizado.

Los tratamientos térmicos más usuales se indican a continuación, aunque no serán tratados a fin de no desviar la atención del tema que ahora nos ocupa,



(fabricación), solamente abordaremos lo referido a "Relevado de Esfuerzos" que es aplicable en la fabricación de los cambiadores de calor.

- a) Recocido.
- b) Normalizado.
- c) Relevado de Esfuerzos.
- d) Temple.
- e) Revenido.
- f) Temple Superficial.
- g) Cementación y Nitruración.

RELEVADO DE ESFUERZOS

Los esfuerzos mecánicos internos en el acero son originados como consecuencia del trabajo en frío del mismo, esto es, cuando ha sido deformado o bien cuando le ha sido aplicada una cantidad considerable de soldadura, es entonces cuando se hace necesario eliminar dichos esfuerzos en el material a fin de evitar problemas como pueden ser por ejemplo; la corrosión por esfuerzos o bien fragilidad de las uniones soldadas.

Este tratamiento consiste en elevar la temperatura del material al valor marcado por el Código ASME VIII en su Tabla UCS-56 o UCS-56-1 (Alrededor de 1100° F) durante un periodo establecido en estas mismas tablas en función del espesor y tipo de material, en seguida de lo cual dejará enfriarse dentro del horno o fuera de el al medio ambiente.

IV.11. ENSAMBLE

Los diferentes elementos y componentes fabricados en las diversas áreas de la planta, son reunidos en el área de ensamble que es la etapa en la que el proceso de fabricación de los cambiadores de calor quedará incluido.

Es aquí donde los tubos, mamparas, placa soporte, espaciadores, varillas tensoras y espejos son ensamblados para constituir el haz de tubos, el cual será alojado cuidadosamente en la coraza para que posteriormente, puedan ensamblarse los cabezales y/o tapas, lográndose así constituir el equipo terminado.

Durante el proceso de expansionado de los tubos o rolado como suele llamársele, la fuerza de expansión de la máquina es calibrada de tal forma que



todas las uniones tubo-espejo, quedan igualmente selladas tomando en consideración las tolerancias dimensionales en los tubos y barrenos del espejo.

Cuando se requiere soldadura de sello o de resistencia en la unión de tubos a espejo, deberá tenerse presente que su aplicación ya sea mediante procedimientos manuales o automáticos será posterior al expansionado de los tubos, ya que de lo contrario se corre el riesgo de fracturar las soldaduras.

IV.12. INSPECCIÓN

En relación a la inspección puede decirse que es una de las actividades de mayor relevancia por estar involucrada en la fabricación de cada uno de los elementos que constituyen a un cambiador de calor, además de ser la actividad que puede asegurar la aceptación del equipo terminado por parte del cliente, ya que durante la inspección se estará vigilando el apego estricto a los estándares, códigos, normas y requisitos del cliente, además de incluir una serie de pruebas no destructivas indispensables para asegurar la integridad de los materiales y partes fabricadas del equipo.

Durante la fabricación y al término de la misma, se efectúa la inspección por diferentes procedimientos, siendo los más comunes los siguientes:

- 1) Inspección visual.
- 2) Inspección dimensional.
- 3) Inspección por líquidos penetrantes.
- 4) Inspección por partículas magnéticas.
- 5) Inspección por corrientes Eddy.
- 6) Inspección por ultrasonido.
- 7) Inspección radiográfica.
- 8) Prueba hidrostática.

Existen otro tipo de pruebas que no se incluyen en la lista anterior por ser aplicables en la obtención de los materiales y no en la fabricación del equipo, siendo algunas de estas pruebas las siguientes:

- a) Análisis químico.



- b) Análisis metalográfico.
 - c) Prueba de tensión.
 - d) Prueba de aplastamiento.
 - e) Prueba de abocinado.
 - f) Prueba de doblez.
 - g) Prueba de impacto.
- Prueba de dureza.

Generalmente el fabricante de un equipo no requiere efectuar las anteriores pruebas de laboratorio, ya que en la compra de los materiales deberá obtener un certificado de calidad en el que se indique, la especificación del material según normas, dimensiones, cantidad, peso, composición química, tratamientos térmicos, propiedades mecánicas y el resultado de pruebas específicas solicitadas por el cliente.

A continuación se proporciona una breve descripción de cada uno de los procedimientos de inspección realizados durante la fabricación de un cambiador de calor.

1) Inspección Visual.

La inspección visual es el método de inspección básico no destructivo y deberá efectuarse antes, durante y después del depósito de cualquier soldadura. La interpretación visual es la base de todos los otros métodos de prueba no destructivos ya que finalmente los resultados son interpretados visualmente.

Las pruebas con partículas magnéticas (PM) y líquidos penetrantes (LP) son considerados como ayuda a la inspección visual en la misma categoría con lentes de aumento e iluminación apropiada. Ambas pruebas (PM) y (LP) en adición a la radiografía R, ultrasónica (U) y corrientes Eddy (CE), detectan discontinuidades no perceptibles al ojo, está es la razón principal de las pruebas no destructivas, sin embargo la interpretación y resultados finales se llevan a cabo visualmente; la "lectura" de radiografías es un excelente ejemplo.

El método de inspección visual proporciona una imagen total del proceso de soldadura más que cualquier otro método de inspección y sus resultados son directamente proporcionales al conocimiento y experiencia del soldador, supervisor e inspector.



El presente método de inspección se limita a la detección de discontinuidades y defectos superficiales en elementos maquinados, acabados superficiales, así como la apariencia en la preparación y aplicación de cordones de soldadura, apariencia en la preparación y aplicación de cordones de soldadura, apariencia de recubrimientos con depósitos de soldadura, geometría adecuada y en general todo aquello que pueda ser detectado externamente.

2) Inspección Dimensional.

Este método de inspección se limita a la verificación de cada una de las dimensiones especificadas en los dibujos de taller del cambiador de calor.

La gran importancia de este tipo de inspección, obliga a utilizar elementos de medición tan precisos como las tolerancias de fabricación lo permitan, es por esto que será indispensable contar con instrumentos de medición para interiores, exteriores, ángulos, radios, espesores, longitudes, etc., con la escala de medición apropiada.

3) Inspección por líquidos penetrantes (LP).

La técnica de pruebas no destructivas denominada líquidos penetrantes se aplica para detectar discontinuidades que salen a la superficie de los objetos por verificar, tales como: poros grietas, traslapes, costuras, falta de penetración, cordones de soldadura, etc.

De las pruebas no destructivas es la más económica, pero tiene el inconveniente de no poder detectar discontinuidades subsuperficiales, además de que las indicaciones de los defectos no proporcionan valores exactos del tipo y magnitud del defecto.

Descripción del método.

La inspección de un material mediante líquidos penetrantes, es una inspección no destructiva con la cual se obtiene la imagen del defecto sobre la superficie de la pieza, deduciéndose de esta forma la naturaleza de la discontinuidad para aceptar o rechazar el objeto sujeto a verificación. Esto se logra mediante la aplicación de un líquido penetrante sobre la superficie de la pieza a ser examinada, permitiendo que penetre en las aberturas del material, después de lo cual el exceso de líquido es removido. Se aplica entonces un revelador, el cual es humedecido o afectado por el penetrante atrapado en las discontinuidades. De esta manera se incrementa la evidencia de las discontinuidades, tal que pueda ser vista ya sea directamente o por medio de una lámpara de luz negra.



Existen dos tipos de penetrante: el primero corresponde a aquéllas pruebas donde se emplean penetrantes fluorescentes y el segundo corresponde a las verificaciones donde se emplean tintes penetrantes visibles.

Métodos de observación:

Los métodos de observación se clasifican en función del tipo de penetrantes utilizado como sigue:

	SIMPLE VISTA	USO LUZ NEGRA
LÍQUIDO PENETRANTE	ROJO	VERDE FLUORESCENTE
LÍQUIDO REMOVEDOR	INCOLORO	INCOLORO
LÍQUIDO REVELADOR	BLANCO	BLANCO

4) Inspección por partículas magnéticas.

Este método permite detectar discontinuidades en materiales que pueden ser altamente magnetizados. Los defectos que detecta pueden ser superficiales y/o internos. Dentro de la industria de la pailería se usa para detectar posibles discontinuidades en barras, forjas, tubos, soldaduras, placas, etc. Tales como grietas, costuras, poros, inclusiones, laminaciones, etc. La prueba de partículas magnéticas es una técnica relativamente sencilla, basada en la propiedad que presentan ciertos materiales de convertirse en imanes.

El principio básico de este método es el de establecer un campo magnético en el material de la pieza que deberá ser inspeccionada de tal manera que si es interrumpido por una o más discontinuidades, se producirá un escape de campo magnético reflejándose en la superficie. El patrón de discontinuidades es manifestado por la aplicación en las áreas por inspeccionar de finas partículas magnéticas en forma de polvo seco o suspendidas en un líquido, las cuales se ven afectadas al ser interrumpido el campo magnético por algunas discontinuidades, de tal manera que éstas podrán ser localizadas y evaluadas por la observación del aumento o concentración de partículas. Algunos de los factores que determinan la detectabilidad de discontinuidades son: la corriente de magnetización, la dirección y densidad del flujo magnético, el método de magnetización y las propiedades del material que deberá ser inspeccionado.

La magnetización de la pieza o material que deberá ser inspeccionado, se efectúa usualmente suministrando a través del mismo corriente de alto amparaje y bajo voltaje o colocándola en un campo magnético (bobina). La corriente eléctrica empleada para generar el campo magnético puede ser alterna (CA) o directa (CD), con la ventaja de esta última sobre la primera de producir campos magnéticos de mayor "penetración" para la detección de discontinuidades "profundas" en la inspección del material.



Comparado con el método de inspección de líquidos penetrantes (LP) tiene las siguientes ventajas o desventajas: Revela discontinuidades tales como fracturas no abiertas (fracturas llenas con carbón, escorias y otros contaminantes) que no son detectables por el método (LP), son generalmente más rápidas, económicas y requieren menos limpieza.

Tiene dificultades para su interpretación cuando se inspeccionan ensambles de soldadura donde las características magnéticas del metal de depósito de soldadura difiere apreciablemente de las del metal base o donde el campo magnético no es apropiadamente orientado.

5) Inspección por corrientes Eddy (CE).

La inspección por corrientes Eddy hace necesario que la parte a inspeccionar sea sometida a la influencia de un campo electromagnético por corriente alterna (CA). Esta prueba es utilizada para detectar y en muchos casos para evaluar discontinuidades superficiales subsuperficiales en cualquier material que sea un conductor eléctrico.

El efecto del campo electromagnético sobre el elemento inspeccionado puede ser de dos clases: si las corrientes Eddy son inducidas y si el material es magnético los campos magnéticos son también establecidos. Una separación completa de estos dos efectos en materiales magnéticos no es fácilmente realizable, sin embargo puede ser obtenido un alto grado de diferenciación por el uso de técnicas especiales.

El campo electromagnético alterno es generalmente producido por un inductor (Bobina) posicionado cerca del elemento bajo prueba. La selección de la sección, dimensión y arreglo de la bobina es regida por la sensibilidad requerida para detectar las discontinuidades, la orientación de las mismas y el perfil del elemento inspeccionado.

En las pruebas por corrientes Eddy, la magnitud y dirección de las corrientes Eddy son alteradas por discontinuidades en el metal. Este cambio en las corrientes Eddy es detectado por la bobina, o por otra bobina separada; el cual actúa a través de un circuito electrónico para registrar la discontinuidad.

Puesto que las corrientes Eddy pueden ser inducidas en cualquier conductor, la prueba de (CE) puede ser empleada en materiales magnéticos o no magnéticos.

En pruebas de materiales magnéticos, la distribución de flux magnético es afectado por variables magnéticas. Si la variación en el flux es asociada con discontinuidades en el material, las discontinuidades son detectadas.



Durante la preparación del material que debe ser inspeccionado, deberá ser removida cualquier superficie polvosa que pueda ser magnética o que haga la función de un conductor eléctrico.

El diseño de la bobina que produce el campo magnético es usualmente dependiente del perfil del elemento por inspeccionar y el tipo de discontinuidades que se buscan. La técnica más comúnmente usada en productos tubulares soldados requiere una bobina (o bobinas) que envuelva al material. La información reunida por el examen de la bobina es transmitida al circuito de prueba y analizada electrónicamente. Otra técnica de la prueba por (CE) emplean bobinas que no rodean al material para ser inspeccionado.

En límite práctico para penetración de (CE) en muchos metales no magnéticos es aproximadamente $\frac{1}{4}$ pulg. (6mm.) debajo de la superficie. Esta penetración depende de la frecuencia elegida para excitar al campo electromagnético. Usualmente las frecuencias están en el rango de 500 Hz a 500 KHz.

Las dos ventajas más significativas de las pruebas electromagnéticas sobre otros métodos de inspección son:

a) En muchos casos pueden ser completamente automatizados, proporcionando una inspección automática a gran velocidad y a un costo relativamente bajo.

b) Bajo ciertas circunstancias las indicaciones producidas son proporcionales al tamaño de la discontinuidad. También las pruebas pueden ser utilizadas para clasificar.

6) Inspección por ultrasonido.

El método de inspección por ultrasonido es aplicable a casi todos los materiales. Sus principales limitaciones son geometría, acceso al punto de inspección (juntas soldadas) y la capacidad de penetración de la emisión del sonido.

El método de ultrasonido utiliza la transmisión de energía mecánica en forma de ondas de frecuencia arriba del rango audible. Las reflexiones de esta energía por discontinuidades en los metales son detectadas en cierto modo, análogas a la detección de ondas de luz reflejadas en transferencia media. En la técnica de pulso-eco (la más usada comúnmente), un transductor y trasmite una pulsación de sonido de alta frecuencia dentro y a través del material y el sonido reflejado, es recibido desde una discontinuidad, la superficie opuesta u otras superficies del elemento inspeccionado. El sonido reflejado es recibido como un



eco, el cual junto con la pulsación original, es manifestado en la pantalla de un tubo de rayos catódicos. El método puede ser usado para detectar ambas superficies y discontinuidades "profundas".

Antes de iniciar la prueba, el instrumento debe ser calibrado contra un estándar de referencia. Por lo regular es deseable que la emisión de sonido interseque el plano de la discontinuidad a los 90° o cerca de ellos, de tal manera que la máxima señal reflejada regrese al transductor. La superficie de prueba utilizada para exploración con el transductor es seleccionada primeramente sobre las bases del perfil de la soldadura o elemento por inspeccionar y frecuentemente por el acceso requerido para prueba. El patrón de examinación debe ser suficiente para que pase la emisión de sonido proyectada a través del elemento inspeccionado en todo su volumen para permitir la detección de posibles defectos.

En algunos materiales las soldaduras son muy difíciles de inspeccionar ultrasónicamente, por ejemplo: las soldaduras de aleación a base níquel y los aceros inoxidable auténticos, atienden a disipar y dispersar la emisión de sonido, la penetración de la emisión de sonido en estos materiales es limitada y la interpretación de los resultados puede ser difícil. El personal debe ser calificado y en general requiere mayor adiestramiento y experiencia para la inspección por ultrasonido que para los otros métodos comunes de inspección.

7) Inspección Radiográfica.

La radiografía es básicamente una fotografía de dos dimensiones de la distribución de la intensidad de alguna forma de radiación, proyectada desde una fuente y la cual ha pasado a través de un material que atenúa parcialmente la intensidad de la radiación. Los huecos, cambios de espesor o regiones de diferente composición, será bajo circunstancias favorables, presentadas como sombras de diferente tonalidad sobre la superficie de la película radiográfica.

La radiografía industrial, empleando como fuente de radiación los rayos "X" o radiaciones "GAMA", es ampliamente usada en la verificación de soldaduras en la fabricación de cambiadores de calor, recipientes a presión, líneas de tuberías, etc., así también para detectar discontinuidades de los materiales metálicos, rolados, forjados, etc. Por lo tanto con esta técnica se pueden detectar poros, grietas, falta de penetración, escoria, cavidades gaseosas, etc.

De lo anterior, se deduce que con esta prueba no destructiva se pueden detectar discontinuidades internas y superficiales. En las pruebas radiográficas se requiere generalmente de un film expuesto a las radiaciones "X" o "GAMA", que penetran el objeto inspeccionado.



Dicho film se somete posteriormente al proceso de revelado, quedando listo para su interpretación.

Como todas las pruebas no destructivas, la radiografía presenta ventajas y limitaciones.

Ventajas de la inspección radiográfica:

- a) Su uso se extiende a diversos materiales.
- b) Se obtiene una imagen visual del interior del material.
- c) Se obtiene un registro permanente visual del objeto inspeccionado.
- d) Revela la naturaleza interna de los materiales.
- e) Descubre los errores de fabricación y ofrece las indicaciones correctivas.
- f) Revela discontinuidades estructurales y errores de ensamble.

Limitaciones de la inspección radiográfica:

- a) No es recomendable utilizarse en piezas de forma geométrica complicada.
- b) No debe emplearse cuando la orientación de la radiación sobre el objeto sea inoperante (no se obtiene la definición correcta en el Film).
- c) No se puede emplear cuando el material por inspeccionar, no tenga acceso cuando menos en dos de sus caras (espacios para colocar fuente de radiación y el Film).
- d) No detecta las fallas denominadas laminaciones.
- e) Su uso requiere mucha seguridad.
- f) Una laminación grande es su capacidad de penetración.

8) Prueba Hidrostática (ASME-VIII, DIV.1).

UG-99(a).- Todos los recipientes terminados, excepto aquellos que se prueben de acuerdo a los requerimientos de UG-100 o UG-101, deberán pasar satisfactoriamente la prueba hidrostática.



UG-99(b).- Excepto como se permite en (a) y (k), los recipientes diseñados para operar con presión interna, deberán probarse hidrostáticamente a presión en cualquier punto de recipiente por lo menos igual a 1.5 veces la presión máxima de trabajo permitido (o de diseño) misma que deberá ser marcada en la "placa de datos" del recipiente.

UG-99(c).- Una prueba hidrostática basada sobre una presión calculada, puede ser aplicada por acuerdo entre el usuario y el fabricante. Cuando se emplea esta presión, el inspector deberá reservarse el derecho de requerir del fabricante o diseñador, la "Memoria de Cálculo" para determinar la presión de prueba hidrostática de cualquier parte del recipiente.

UG-99(d).- Los requerimientos en (b) representan el estándar mínimo de presión para la prueba hidrostática requerida, los requerimientos en (c) representan una prueba especial basada sobre los cálculos. El código ASME no especifica el límite superior de presión para la prueba hidrostática, sin embargo; si la presión de prueba se excede intencional o accidentalmente del valor determinado, el inspector deberá reservarse el derecho de rechazar el recipiente.

UG-99(e).- Para pruebas hidrostáticas en unidades con cámaras combinadas, Ver Código ASME Sección VIII, Div. 1, párrafos UG-99(e), UG-19(a) y UG-21.

UG-99(h).- Es recomendable instalar una pequeña válvula de alivio de líquido ajustada a $1 \frac{1}{3}$ de la presión de prueba en el sistema a presión, para el caso en que el recipiente incremente su temperatura estando ausente el personal de supervisión.

UG-102(a).- Deberá estar conectado un indicador de presión directamente al recipiente y si este no fuese totalmente visible al operador que controla la presión aplicada, se deberá instalar otro donde le permita vigilarlo totalmente durante la prueba. En pruebas de grandes recipientes es recomendable utilizar un graficador de presión además de los dos manómetros convencionales.

UG-102(b).- Los manómetros de prueba empleados deberán tener preferentemente carátulas graduadas sobre un rango cerca del doble del rango de la máxima presión de la prueba y en todo caso no menos de $1 \frac{1}{2}$ veces.

UG-102(c).- Todos los manómetros deberán ser calibrados contra un estándar con una balanza de pesos muertos o un indicador de presión maestro calibrado, cada vez que por alguna razón se dude de su precisión.

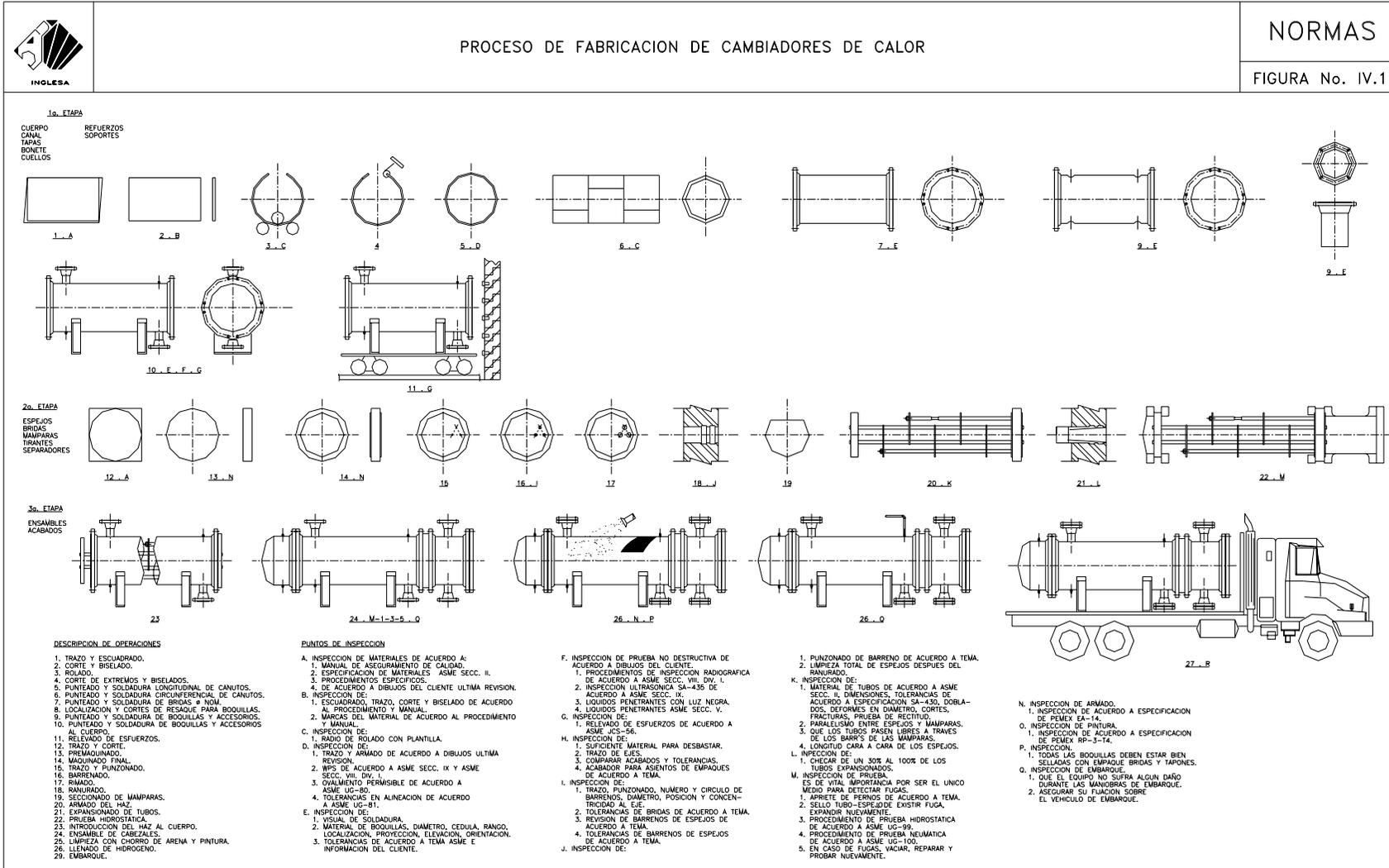


Otros:

- 1) Antes de iniciar la prueba, el recipiente deberá ser bloqueado apropiadamente para permitir la examinación de todas sus partes y prevenir deformaciones causadas por la carga de agua.
- 2) Deberá proveerse una ventilación adecuada en los puntos altos del recipiente (purgas de aire) con el fin de asegurar que todas las partes del recipiente podrán ser llenadas con agua.
- 3) La temperatura del agua podrá ser aproximadamente a la del ambiente, pero no menor de 60° F (16° C), ya que si ésta es menor, la humedad en el aire puede condensarse en las superficies causando dificultades de interpretación durante la prueba.
- 4) Deberán emplearse dos manómetros para asegurar un registro real de la presión aplicada. Si únicamente se utiliza un manómetro y este llegará a fallar durante la prueba, el recipiente podría dañarse por sobre-presión.
- 5) La examinación del recipiente deberá realizarse a la presión de prueba especificada, misma que por ningún motivo deberá excederse. Lograda la presión de prueba deberá mantenerse durante un tiempo razonable (previo acuerdo entre el inspector y el fabricante), no menor de dos horas, a fin de hacer posible la inspección visual de todas las juntas y conexiones para detectar posibles fugas.
- 6) Al terminar la prueba, el recipiente se deberá drenar e inspeccionar las superficies del mismo, para confirmar que no haya sufrido deformaciones.
- 7) Deberá efectuarse una prueba neumática en las placas de refuerzo de boquillas y registros a través de los barrenos testigo (uno de ¼ pulg. diámetro NPT para boquillas de 12 pulg. de diámetro. y menores y dos en refuerzos de boquillas de 14 pulg. diámetro y mayores) con el fin de detectar posibles fugas en las soldaduras, asimismo se deberá evitar que antes de la prueba hidrostática se encuentren tapones colocados en estos barrenos testigo.



Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares



Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

 METODOS DE PRUEBAS NO DESTRUCTIVAS		NORMAS	
		FIGURA No. IV.2	
		ULTRASONIDOS	<p>USAN ULTRASONIDOS PARA PENETRAR LA MATERIA INDICANDO LAS DISCONTINUIDADES EN LA PANTALLA DE UN OSCILOSCOPIO.</p>
		CORRIENTES EDDY	<p>USA UNA CORRIENTE ELECTRICA EN UNA BOBINA PARA INDUCIR UNA CORRIENTE ELECTRICA EN UN ESPECIMEN LOS INDICADORES REVELAN DISCONTINUIDADES QUE ALTERAN LA TRAYECTORIA DE LAS CORRIENTES INDUCIDAS.</p>
		RADIOGRAFIA	<p>USA RAYOS ELECTROMAGNETICOS (RAYOS X Y GAMMA) PARA PENETRAR LOS MATERIALES INDICANDO SOBRE PELICULA LAS DISCONTINUIDADES EN EL MATERIAL.</p>
		PARTICULAS MAGNETICAS.	<p>USA CORRIENTE ELECTRICA PARA CREAR UN CAMPO MAGNETICO EN UN ESPECIMEN, MIENTRAS QUE LAS PARTICULAS MAGNETICAS INDICAN DONDE EL CAMPO ES ROTO POR UNA DISCONTINUIDAD.</p>
DEFINICION	<p>LIQUIDOS PENETRANTES</p> <p>USA UN LIQUIDO PENETRANTE PARA FILTRARSE EN LAS DISCONTINUIDADES SUPERFICIALES PROPORCIONANDO UNA INDICACION VISIBLE.</p>		
USOS	<p>USANDO EN METALES, VIDRIO, CERAMICA PARA LOCALIZAR DISCONTINUIDADES SUPERFICIALES, ES SIMPLE DE USAR Y NO REQUIERE DE EQUIPO COMPLICADO.</p>		
LIMITACIONES	<p>NO DETECTA DISCONTINUIDADES BAJO LA SUPERFICIE DE UN ESPECIMEN.</p>		
			<p>USADO EN METALES, CERAMICOS, PLASTICOS, ETC. PARA DETECTAR DISCONTINUIDADES SUPERFICIALES Y SUBSUPERFICIALES. TAMBIEN MIDE ESPESORES DE MATERIALES. PUEDE OBTENERSE UN REGISTRO PERMANENTE SOBRE PAPEL.</p>
			<p>PROFUNDIDAD DE PENETRACION LIMITADA A MENOS DE UNA PULGADA. NO PROPORCIONA LA FORMA FISICA DE LAS DISCONTINUIDADES.</p>
			<p>ALTO COSTO INICIAL REQUIERE DE UNA FUENTE DE PODER, PUEDE SER PELIGROSO PARA EL PERSONAL.</p>
			<p>NO PUEDEN SER USADAS EN METALES QUE NO PUEDEN SER MAGNETIZADOS, REQUIERE DE UNA FUENTE DE PODER.</p>
			<p>COSTO INICIAL MODERADAMENTE ALTO, REQUIERE DE UNA FUENTE ELECTRICA DE PODER, PARA LA INTERPRETACION DE LOS RESULTADOS DE LA PRUEBA, SE REQUIERE DE PERSONAL ALTAMENTE CAPACITADO.</p>



Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

 INGLESA	DISCONTINUIDADES: SU ORIGEN Y LOCALIZACION		NORMAS
			FIGURA No. IV.3
PROCESO	DISCONTINUIDAD	CAUSADA POR	LOCALIZACION
FUNDICION	Pliegue frio	Falta de fusion entre dos superficies que se interceptan cuando fluyen en el molde.	Superficial
	Rasgaduras	Diferencia en la velocidad de enfriamiento entre las secciones delgadas y las gruesas.	Superficial
	Cavidad por contraccion	Falta de suficiente metal fundido para llenar el espacio creado por la contraccion.	Superficial
	Ampolla	Deficiencia de los gases externos para escapar del molde.	Superficial
	Porosidad	Gases internos atrapados.	Superficial o Subsuperficial
FORJADO	Traslape	Pliege de un fragmento delgado de metal sobre la superficie de la pieza.	Superficial
	Reventamiento	Forjado a temperatura inadecuada.	Superficial o Subsuperficial
LAMINADO	Laminacion (placa)	Aplastamiento y alargamiento de las discontinuidades encontradas en el metal de origen.	Subsuperficial
	Venas (barra)	Aplastamiento y alargamiento de las discontinuidades encontradas en el metal de origen.	Subsuperficial
	Costuras (barra)	Alargamiento de grietas superficiales contenidas en el metal de origen.	Superficial
TUBO CON COSTURA	Falta de fusion	Soldadura incompleta.	Superficial (interior o exterior)
	Laminacion	Presente en el metal de origen. (material de hoja o placa).	Subsuperficial
TUBOS Y TUBERIA SIN COSTURA	Costura	Presente en el metal de origen (barra o redonda).	Superficial exterior
	Adherencia	Metal pegado en el mandril penetrador.	Superficial interior
	Arrancamiento	Rayadura del mandril de calibrado.	Superficial interior
EXTRUCCION	Costura	Presente en el metal de origen.	Superficial
	Porosidad	Presente en el metal de origen.	Superficial y Subsuperficial
	Grietas	Flujo inadecuado del material a traves del dado.	Superficial



CAPÍTULO V

MANTENIMIENTO Y REPARACIÓN

V.1. ASPECTOS GENERALES

Los programas de mantenimiento básicamente tienen como objetivo reducir la frecuencia y duración de reparaciones, así como la de obtener la máxima eficiencia y economía en el funcionamiento y conservación de equipos e instalaciones. El presente capítulo describe las principales actividades del mantenimiento aplicadas a cambiadores de calor.

Mantenimiento. Es el conjunto de actividades que es necesario desarrollar para conservar edificios, equipos, instalaciones, etc., en condiciones óptimas de servicio y prolongar la vida útil y su operación al máximo nivel de eficiencia.

Las actividades de mantenimiento tienen dos aspectos:

El técnico y el económico. El objetivo inmediato del mantenimiento es conservar en condiciones de funcionamiento seguro, eficiente y confiable las instalaciones y equipos, para no demorar ni interrumpir sus servicios.

El objetivo básico del mantenimiento es contribuir por los medios disponibles a sostener lo más bajo posible el costo de operación de equipos e instalaciones.

El análisis de los múltiples problemas que se han presentado al personal de conservación en las instalaciones e industrias ha determinado la aplicación de los sistemas de mantenimiento clasificándolos en tres grupos:

Predictivo

Preventivo

Correctivo

Mantenimiento Predictivo. Se basa fundamentalmente en detectar una falla antes de que suceda, para dar tiempo a corregirla sin perjuicio de la operación, para ello se usan instrumentos de diagnóstico y pruebas no destructivas.

Uno de los aspectos del mantenimiento predictivo, se refiere a la vida útil de los elementos, esto nos lleva a definirlo como los trabajos necesarios para efectuar la reposición de las piezas que han estado sujetas a fatigas o desgaste, cuando han cumplido el término de vida útil fijado por el fabricante o por las



normas que lo rigen. En estos casos los elementos deben ser sustituidos, no importa que den la impresión de encontrarse en buenas condiciones de trabajo.

El mantenimiento predictivo es aplicado a unidades en las que una falla mecánica imprevista puede poner en peligro las instalaciones o vidas humanas.

El mantenimiento predictivo tiene las siguientes ventajas:

- a) No sustituye en forma rutinaria partes costosas sólo para estar del lado seguro.
- b) Determina el tiempo de vida que le queda a las partes de una máquina, a los tanques, a los recipientes, etc.
- c) Evita suspender el servicio fuera de programa; por fallas imprevistas.

Mantenimiento Preventivo. La característica principal del mantenimiento preventivo es la de detectar las fallas en su fase inicial y corregirlas en el momento oportuno.

Una buena organización de conservación dedicada al mantenimiento preventivo conoce el tiempo de operación seguro de algunos componentes, o bien, se llega a conocer puntos débiles de instalaciones, equipos, máquinas, etc. Estas posibilidades son las que han contribuido al desarrollo del mantenimiento preventivo.

Las ventajas del mantenimiento preventivo son:

- a) Los trabajos se realizan en la fecha prevista
- b) Da tiempo para programar y efectuar reparaciones

Da como resultado un funcionamiento más eficiente y sin interrupciones imprevistas de instalaciones y equipos.

Mantenimiento Correctivo. El mantenimiento correctivo es un sistema de trabajo que consiste en corregir las fallas cuando se presentan, ya sean síntomas claros y avanzados o por falla total.

El mantenimiento correctivo origina cargas de trabajo incontrolables que causan actividad intensa y lapsos sin trabajo; cuando las necesidades son imperiosas obliga el pago de horas extras. No se controla la productividad se interrumpe la producción, hay necesidad de comprar todos los materiales en un momento determinado. En resumen, son las consecuencias lógicas que se presentan cuando ocurre un paro no programado.



Esta forma de aplicar el mantenimiento impide el diagnóstico exacto de las causas que provocaron la falla, pues se ignora si falló por mal trato, por abandono, por desconocimiento de operación, etc., por lo que no es recomendable el uso de este sistema de mantenimiento por sus desventajas.

El mantenimiento predictivo y preventivo son los sistemas de trabajo que más se ajustan a los cambiadores de calor, por las ventajas que representan comparándolos con el mantenimiento correctivo.

V.2. RECOMENDACIONES PARA INSTALACIÓN, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE CAMBIADORES DE CALOR

V.2.1. INSTALACIÓN DE CAMBIADORES DE CALOR

- 1.- Espacios para movimientos
- 2.- Cimentación y soportes
- 3.- Nivelación
- 4.- Precauciones de limpieza
- 5.- Conexiones y tuberías principales
- 6.- Conexiones y tuberías auxiliares

1. Espacios para Movimientos.

Para la instalación de un cambiador de calor, debe disponerse del espacio necesario para los movimientos propios de la instalación además del necesario para el mantenimiento; estos espacios son función del tipo de cambiador que se ha de instalar.

Para un cambiador de tubos rectos con haz de tubos removible, déjese espacio libre suficiente del lado del cabezal fijo para permitir la extracción del haz de tubos. El diagrama de erección debe señalar las dimensiones exteriores y la posición de los soportes y las boquillas del cambiador que determinan estos espacios. Si el cambiador tiene tapa de coraza removible, debe dejarse libre suficiente para su remoción.

Para cambiadores de calor con espejos fijos, debe quedar espacio libre en uno de los extremos para permitir la limpieza y si fuera necesario, el reemplazo de los



tubos. Dispóngase, en el otro extremo del espacio que permita quitar la tapa del cabezal.

Para cambiadores de calor con tubos " U", es necesario un espacio libre en el extremo del cabezal para poder extraer el haz de tubos.

2. Cimentación y Soportes.

La cimentación más adecuada, es la que no permite asentamiento del cambiador de calor, ya que las tuberías causarían esfuerzos excesivos en las boquillas del cambiador.

Los tornillos de anclaje en las cimentaciones suelen tener cierta inexactitud de colocación. Para esto lo mejor será colocar en el colado de las zapatas de concreto, unas camisas de tubo, que con un diámetro igual al doble del de los tornillos, abracen a éstos, para permitir que los centros de los tornillos puedan ajustarse después de la cimentación.

El anclado de la unidad en uno de los extremos, (normalmente es opuesto al cabezal fijo) debe permitir la libre expansión de la coraza. Los barrenos alargados de los soportes del cambiador fueron hechos con este propósito.

Las tuberías de alimentación y descarga, deben soportarse de manera tal, que los movimientos por dilatación térmica que pudieran presentarse, no afecten al cambiador.

3. Nivelación.

El cambiador de calor debe quedar nivelado y orientado de tal manera que la instalación de las tuberías se realice sin esfuerzo, a la vez que pueda drenarse y purgarse satisfactoriamente.

4. Precauciones de Limpieza.

Con el fin de prevenir que materiales extraños puedan dañar los cambiadores de calor o los equipos adyacentes, los tapones y tapas se retirarán de la unidad, justamente antes de la instalación.

El cambiador de calor y las tuberías de alimentación y descarga, deberán estar perfectamente limpios antes de iniciar la operación. En ciertos casos es necesario instalar filtros o mallas, que dependiendo del servicio, serán permanentes o temporales para el periodo inicial de operación.

5. Conexiones y Tuberías Principales.



Es evidente la importancia de instalar las tuberías a sus correspondientes boquillas. En el dibujo del cambiador se debe dar especial importancia a las conexiones de boquillas, puesto que sólo con la correcta instalación puede esperarse un buen funcionamiento. Debe cuidarse que la instalación de la tubería esté protegida contra los movimientos ocasionados por la expansión térmica.

6. Conexiones y Tuberías Auxiliares.

Los cambiadores de calor van provistos de ventilas con el fin de desalojar gases no condensables que se hayan acumulado en el interior.

Cuando las boquillas del cambiador no fueron construidas para permitir por ellas el drenado de la unidad, el cambiador se proveerá de conexiones de drenaje. Al instalar tubería de drenaje es conveniente evitar ductos comunes de descarga.

Generalmente, formando parte de las boquillas se dispone de conexiones para medición, de no ser así, deseando obtener información bajo condiciones de operación, deberá instalarse en las tuberías de entrada y salida, conexiones para manómetros y termómetros.

Cuando el servicio así lo requiera, deberán instalarse válvulas y tuberías de desviación (by-pass), con el fin de facilitar las inspecciones, limpieza y reparaciones.

V.2.2. OPERACIONES DE CAMBIADORES DE CALOR

- 1.- Normas generales.
- 2.- Juntas empacadas.
- 3.- Impactos térmicos.
- 4.- Principio de operación.
- 5.- Detenciones o paros de operación.
- 6.- Drenado de cambiadores de calor.

1. Normas Generales.

Ningún equipo del intercambio térmico deberá ser operado bajo condiciones que excedan lo señalado en la placa de nombre, una buena precaución, será revisar las especificaciones y dibujos, para enterarse y aplicar las instrucciones particulares de cada unidad.



Los arranques y detenciones de operación deben hacerse con gran cuidado, pues pueden ser causa de graves daños, especialmente en los cambiadores de espejos fijos.

2. Juntas Empacadas.

Los cambiadores de calor fueron hidrostáticamente probados en concordancia con los requerimientos del Código de construcción aplicable, sin embargo, puesto que los empaques pueden haberse deformado en el tiempo comprendido entre la prueba hidrostática y la operación del cambiador, las juntas empacadas deberán reajustarse después de la instalación y preferentemente después de que el cambiador de calor ha alcanzado la temperatura de operación.

Es importante que los espárragos se aprieten uniformemente y en forma diametral, excepto en caso de alta presión de operación, en que deben seguirse las instrucciones específicas del fabricante. A continuación presentamos un croquis en el cual se muestra la secuencia adecuada para apretar los espárragos de las bridas. Figura V.1.

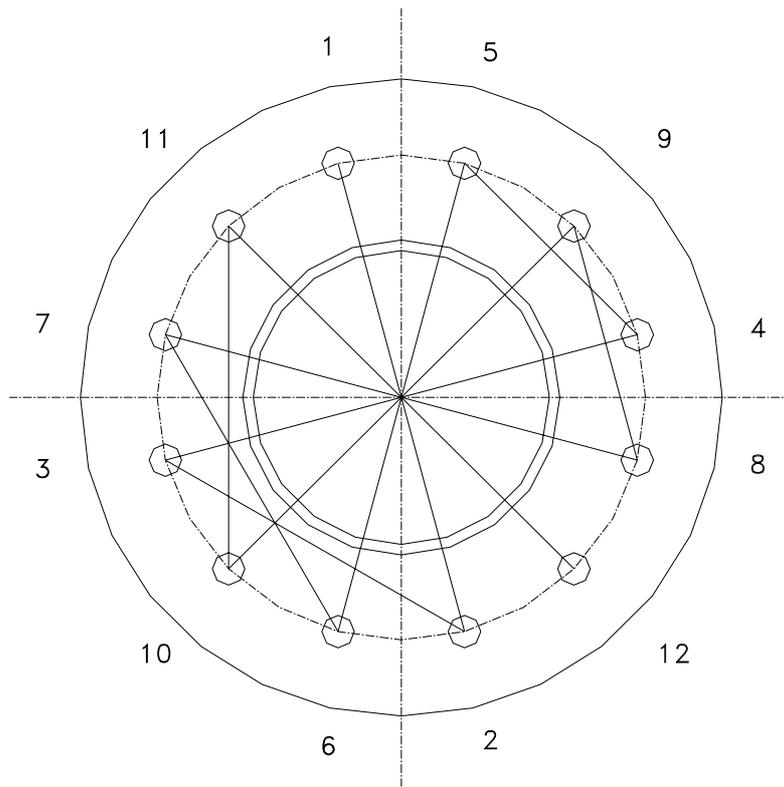




FORMA DIAMETRAL DE APRETAR
LOS TORNILLOS

NORMAS

FIGURA No. V.1



FORMA DIAMETRAL DE APRETAR LOS ESPÁRRAGOS

Al reajustar los espárragos debe tenerse cuidado de no sobre esforzarlos, si se ha apretado hasta el valor permitido por su material, y persiste alguna fuga, lo mejor será cambiar los empaques. El uso de una llave con dinamómetro resultará de gran utilidad asegurando una carga uniforme para cada espárrago.

Impactos Térmicos.

Los cambios de flujo, arranques y paros deben ser graduales, nunca debe introducirse en un cambiador de calor un fluido caliente cuando la unidad esté fría, ni un fluido frío cuando la unidad esté caliente, pues se producen impactos térmicos que pueden dañar al cambiador.

Principios de Operación.

Los cambiadores de calor de espejo flotante siempre deben ponerse en operación haciendo circular primeramente el fluido frío para después introducir gradualmente el fluido caliente.

En cambiadores de calor de espejos fijos, los fluidos deberán introducirse simultáneamente en forma gradual de tal forma que las expansiones diferenciales entre los tubos y la coraza sean mínimas.

Durante el arranque deberán permanecer las conexiones de venteo abiertas y todos los conductos deberán estar llenos del fluido de proceso y purgados de aire.

Detenciones y Paros de Operación.

Para detener la operación de cambiadores de espejo flotante, debe disminuirse gradualmente el flujo caliente para después suprimir el flujo frío.

Para unidades de espejos fijos debe suspenderse la operación, teniendo cuidado de limitar lo más posible las expansiones diferenciales entre los tubos y la coraza.

Drenado de Cambiadores de Calor.

Cuando una unidad es puesta fuera de operación, debe ser drenada completamente, a fin de disminuir las posibilidades de corrosión y/o congelación.

Cuando las unidades vayan a permanecer fuera de operación por periodos más o menos prolongados, deberá tomarse alguna de las siguientes opciones: El



cambiador vacío, seco y cerrado; lleno de agua con algún inhibidor de la corrosión tipo comercial o bien llenado con nitrógeno.

V.2.3. MANTENIMIENTO DE CAMBIADORES DE CALOR

1. Normas Generales.
2. Separación del haz de tubos.
3. Métodos de limpieza de cambiadores.
4. Precauciones durante la limpieza.
5. Localización de fugas.
6. Precauciones en pruebas bajo presión.
7. Errores de interpretación de prueba hidrostática.
8. Rolado de tubos.
9. Juntas tubo-espejo soldadas.
10. Reemplazo de empaques.
11. Disponibilidad de materiales.
12. Toma de decisiones.

Normas Generales.

A intervalos regulares, con la frecuencia que la experiencia y la eficiencia de los cambiadores de calor lo aconsejen, se examinará el interior de los mismos.

El descuido en la limpieza interior de los tubos, puede provocar la completa obstrucción del flujo de alguno de ellos, lo cual causará severos esfuerzos térmicos y daños en las juntas de los tubos.

Una capa de depósitos en los tubos, reduce la eficiencia de los cambiadores, incrementa la caída de presión y reduce el rendimiento, indicando la necesidad de limpieza. La resistencia por ensuciamiento afecta directamente la eficiencia de los cambiadores, a mayor espesor de los depósitos, mayor resistencia y menor eficiencia de transferencia térmica.



Puesto que las dificultades de limpieza aumentan rápidamente el aumentar el espesor de las costras de depósitos no deben alargarse mucho los periodos entre limpiezas.

Separación del Haz de Tubos.

Los movimientos que han de hacerse con un haz de tubos, deben hacerse con cuidados extremos para no dañar el haz o la coraza.

Los haces deben soportarse en las mamparas, espaciadores y espejos, nunca en los tubos. Los cables o demás medios para levantar los haces, deben pasar por los tornillos de ojo o las orejas de izamiento para ese efecto, de no contar con ellos, deben usarse mallas de acero. (Figura V.1).

El haz de tubos no debe manipularse con ganchos o útiles que puedan dañar los tubos. El haz de tubos no debe arrastrarse sobre superficies rugosas que puedan desnivelar o deformar las mamparas y los espejos.

Las superficies en contacto con empaques o retenes, deben ser protegidas contra daños accidentales, ya que debe tomarse en cuenta que resulta difíciles de reparar.

Métodos de Limpieza de Cambiadores.

Las superficies de transferencia térmica deberán conservarse limpias a fin de asegurar un funcionamiento satisfactorio. Los medios de limpieza deberán tenerse siempre disponibles.

Los cambiadores de calor, pueden conservarse limpios por medios químicos o mecánicos. La selección del método adecuado la hará el operador de la planta, dependiendo del tipo de depósitos y de las facilidades disponibles en la planta.

Puesto que siempre es posible reducir la cantidad de depósitos o incrustaciones, conviene preferentemente tratar de eliminar del fluido de proceso los elementos que los originan. Cuando esto no sea posible, quedará la alternativa de cambiar la composición de los sedimentos para hacerlos fáciles de eliminar esto se consigue por medio de filtros y agregados al fluido de proceso.

Cuando los depósitos y las incrustaciones persisten, se recomienda seleccionar alguno de los siguientes procedimientos.

Para incrustaciones solubles, circúlese aceite lavador caliente a través de los tubos o la cubierta a alta velocidad.



Algunos depósitos salinos pueden eliminarse haciendo circular agua caliente y limpia

El uso de compuestos comerciales para quitar sedimentos y las costras resistentes, agregados al agua caliente o al aceite, suelen dar buenos resultados

Escrepas, cepillos giratorios y otros medios mecánicos se usan para remover costras duras u otros depósitos. (Figura V.2.b).

Sumergir los haces de tubos en tinas con diesel a cierta temperatura y periodos de tiempo según la costra, para posteriormente turbinarlos con agua (Ver Figura V.2.b).

Precauciones Durante la Limpieza

Los tubos no deben limpiarse con vapor en forma individual, puesto que el tubo calentado, al expandirse, provoca grandes esfuerzos.

Cuando la limpieza sea mecánica, debe hacerse con mucho cuidado para evitar daños a los tubos, ya que la mayoría de estos sistemas arrastran junto con los sedimentos, algo del material del tubo.

Localización de Fugas.

Normalmente las fugas de un fluido se manifiesta por la contaminación entre fluidos o por la baja presión de operación. Si bien es cierto que los cambiadores no están exentos de fugas, es preferible y recomendable revisar todo el sistema antes de hacer un diagnóstico apresurado que señale el cambiador de calor como fuente de fugas.

En un cambiador de calor es evidente que las partes más delicadas son los tubos, puesto que se requieren espesores mínimos en las paredes para hacer más efectiva la transmisión térmica. Por esta razón, es de esperar que la mayoría de las fugas que suelen presentarse en un cambiador de calor, ocurran en los tubos.

Los siguientes procedimientos de prueba hidrostática, permitirán detectar las perforaciones y grietas en los tubos, así como las fugas en las juntas tubo-espejo.

En los cambiadores de calor con cabezales tipo carrete (Tipo TEMA A, C, N, L y P) se retiran las tapas planas de los mismos y se aplica presión más y se aplica presión hidráulica en la coraza. A continuación se realiza la detección de posibles fugas mediante las indicaciones siguientes:

Cuando se observa en los espejos que en ciertos tubos existe un flujo continuo



de agua, esto nos indica que esos tubos están fracturados, perforados o bien agrietados por lo que se deberán cambiar, o taponear, según se establece en el punto 8.

Las uniones tubo-espejo se deberán revisar cuidadosamente para detectar el lagrimeo en dichas uniones (gotas de agua en la unión) si este existiera. Si la fuga se presentará se deberá reparar de acuerdo a lo establecido en el punto número 8.

Revisar cuidadosamente las juntas soldadas practicadas en la coraza a fin de verificar que no existe lagrimeo a través de ellas, en caso contrario, reparar dichas juntas.

En unidades con cabezales tipo bonete (tipo TEMA B y M), con espejos fijos, donde los espejos están integrados con la coraza, retire los bonetes y aplique presión. Si los espejos no están integrados en la coraza, o el haz de tubos es removible, separe el bonete y retornille el espejo a la coraza empleando un anillo de prueba tipo "A" (Figura III.41), para luego aplicar presión hidráulica a dicha coraza. Aplique las indicaciones anteriores para la detección de posibles fugas.

Precauciones en Pruebas Bajo Presión.

Cuando se hace una prueba de presión para localizar fugas en los cambiadores de calor, deben atenderse las siguientes indicaciones:

Por ningún motivo debe excederse la presión de prueba señalada en la placa de nombre

En cambiadores usados, con corrosión en la coraza, debe reducirse la presión de prueba proporcionalmente

Siempre que sea posible, evítese hacer pruebas neumáticas, ya que además de ser peligrosas, tienden a dañar los equipos

Cuando sea necesario realizar una prueba neumática, esta debe ser precedida por una prueba hidrostática

e) Las pruebas neumáticas deben sobrepasar con muy poco la presión de operación, y definitivamente, deben evitarse en cambiadores usados.

f) En las pruebas neumáticas con gases diferentes al aire, deben usarse gases no corrosivos, no tóxicos, incombustibles y fáciles de identificar cuando escapan. El Freón es adecuado especialmente para juntas tubo-espejo soldadas.



La mayoría de los gases para pruebas neumáticas se encuentran en recipientes a muy alta presión, por lo tanto, es indispensable se extremen las precauciones al transversarlos al cambiador, pues puede presentarse un incremento excesivo en la presión de prueba, en forma repentina, lo cual resulta sumamente peligroso.

Errores de interpretación de la Prueba Hidrostática.

Debe vigilarse que la temperatura del agua en una prueba hidrostática sea la temperatura ambiente, pues de ella depende la correcta interpretación de la prueba. Si el agua está fría y la atmósfera es húmeda, las condensaciones pueden confundirse con las fugas (si las hay). El agua caliente puede causar expansiones dañinas al equipo.

Rolado de Tubos.

Las juntas tubo-espejo roladas están estandarizadas en cambiadores de calor y el sello de la junta se logra expandiendo el tubo.

Cuando se presenta una fuga en la unión tubo-espejo, es posible evitarla expandiendo el tubo por medio de un rolador, sin embargo, debe tenerse cuidado de no sobrerolar, pues podría adelgazarse demasiado la pared del tubo, romperse, o dañarse la soldadura aplicada alrededor de este. Si después de rolado el tubo, ya que puede dañarse el espejo, lo mejor será probar cambiando el tubo.

Como una medida de emergencia y con carácter provisional, puede taponearse un tubo fracturado, perforado o bien agrietado, por el cual se ha presentado la fuga. Como medida general, se recomienda nunca sobrepasar el taponamiento en un 10% del total de los tubos, sin embargo la caída de presión será la que determinará el porcentaje permitido para cada caso en particular, por lo que este es el parámetro limitante.

El diámetro interior final del tubo será igual al diámetro original del mismo más el claro existente entre el tubo y el barreno del espejo más la expansión por rolado, (Figura V.1). la expansión está dada en milésimas de pulgada, los diámetros deben darse en estas mismas unidades.

Juntas Tubo-Espejo Soldadas.

En algunos casos las juntas tubo-espejo se hacen soldadas. Cuando se haga necesario reparar una junta soldada o se vaya a subsistir un tubo, debe analizarse cuidadosamente el proceso y los materiales con que ha sido hecha la junta.



Si ciertas uniones soldadas (de sello y/o resistencia) tubo espejo, requieren ser reparadas, se deberá primeramente elaborar un procedimiento por personal calificado, para que posteriormente personal experimentado lo aplique, solo así puede asegurarse una buena soldadura.

Reemplazo de Empaques.

Los empaques y sus asientos deberán estar completamente limpios y libres de imperfecciones, además de ser perfectamente acomodados antes de apretar los espárragos.

Es necesario que al rearmar un cambiador, se usen empaques nuevos. Esto tiende a evitar la posibilidad de fugas y daños a los asientos de los empaques, la razón no es otra que los empaques suelen tornarse frágiles y quebradizos para luego no sellar correctamente al usarse por segunda vez.

Cuando los empaques son de metal sólido o enchaquetado, hay que tomar en consideración que éstos ya presentan deformaciones permanentes, por lo que seguramente al reutilizarlos se afectarán los asientos y difícilmente se logrará el sello.

Disponibilidad de Materiales.

A continuación se muestra una lista de partes de repuestos recomendables para la reparación y mantenimiento de cambiadores de calor.

5% de tubos de repuesto

5% de tornillería

2 juegos de empaques

1 anillo de prueba

Tapones para tubos, 5% del número total de tubos

Cuando el cambiador sea de haz de tubos removible, además de lo mencionado, es recomendable contar con un haz de repuesto. Esto permitirá un mantenimiento más efectivo y una mayor vida útil del cambiador al usarse alternadamente en forma de relevo los haces de tubos.

Toma de Decisiones.

En este punto es donde el Jefe de Mantenimiento analiza el tipo de falla que presenta el cambiador, y decide si es reparable o no. Si es posible repararla,



especificará los pasos a seguir tomando en cuenta la cantidad de personal necesario, material requerido, herramienta disponible y el tiempo que implica la reparación. Si no es posible repararla, también tomará la decisión de limpiar, ensamblar y poner en operación el cambiador provisionalmente o bien solicitar una unidad de repuesto, todo dependiendo de las necesidades que deba cubrir el cambiador de calor dentro del proceso de la planta.

La decisión que elija el Jefe de Mantenimiento, deberá estar respaldada por la capacidad, experiencia y habilidad con que cuente, involucrado también el aspecto económico, ya que una decisión mal tomada implicaría un gasto infructuoso o costos adicionales por reparaciones frecuentes.

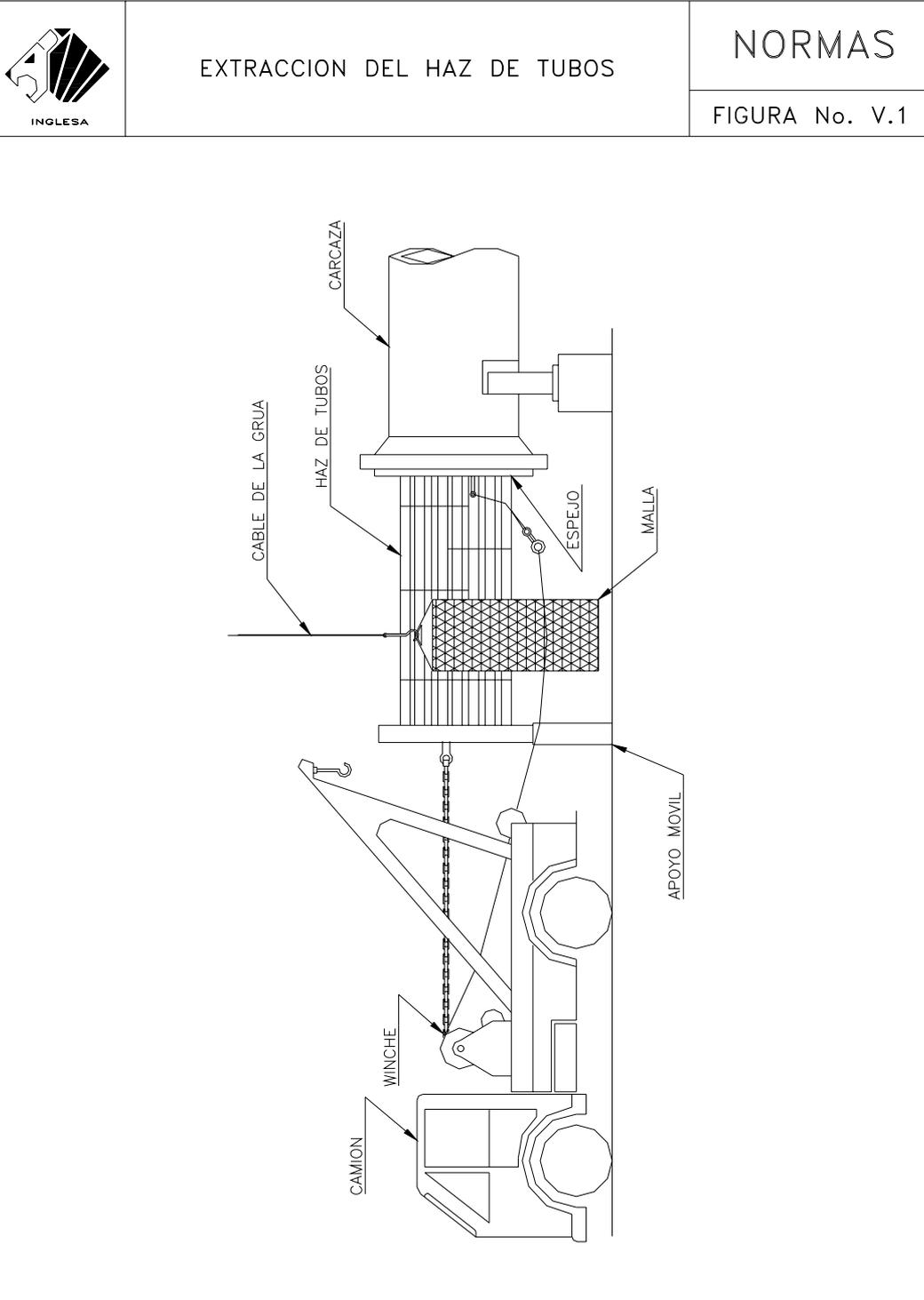


Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

	EXPANSIONAMIENTOS RECOMENDABLES		NORMAS
			FIGURA No. VI

		EXPANSION (en milésimas de pulgada)	
		CALIBRE	
D I A M E T R O D E L O S T U B O S	1/2"	16	5 a 7
		17	4 a 6
		18	4 a 6
		19	4 a 6
		20	4 a 5
		21	3 a 5
	5/8"	16	5 a 7
		17	4 a 6
		18	4 a 6
		19	4 a 6
		20	4 a 5
		21	3 a 5
	3/4"	14	6 a 8
		15	6 a 8
		16	5 a 7
		17	4 a 6
		18	4 a 6
		19	4 a 6
		20	4 a 5
	1"	21	3 a 5
		10	9 a 11
		12	8 a 10
		13	8 a 10
		14	6 a 8
		15	5 a 7
		16	5 a 7
		17	4 a 6
	18	4 a 6	



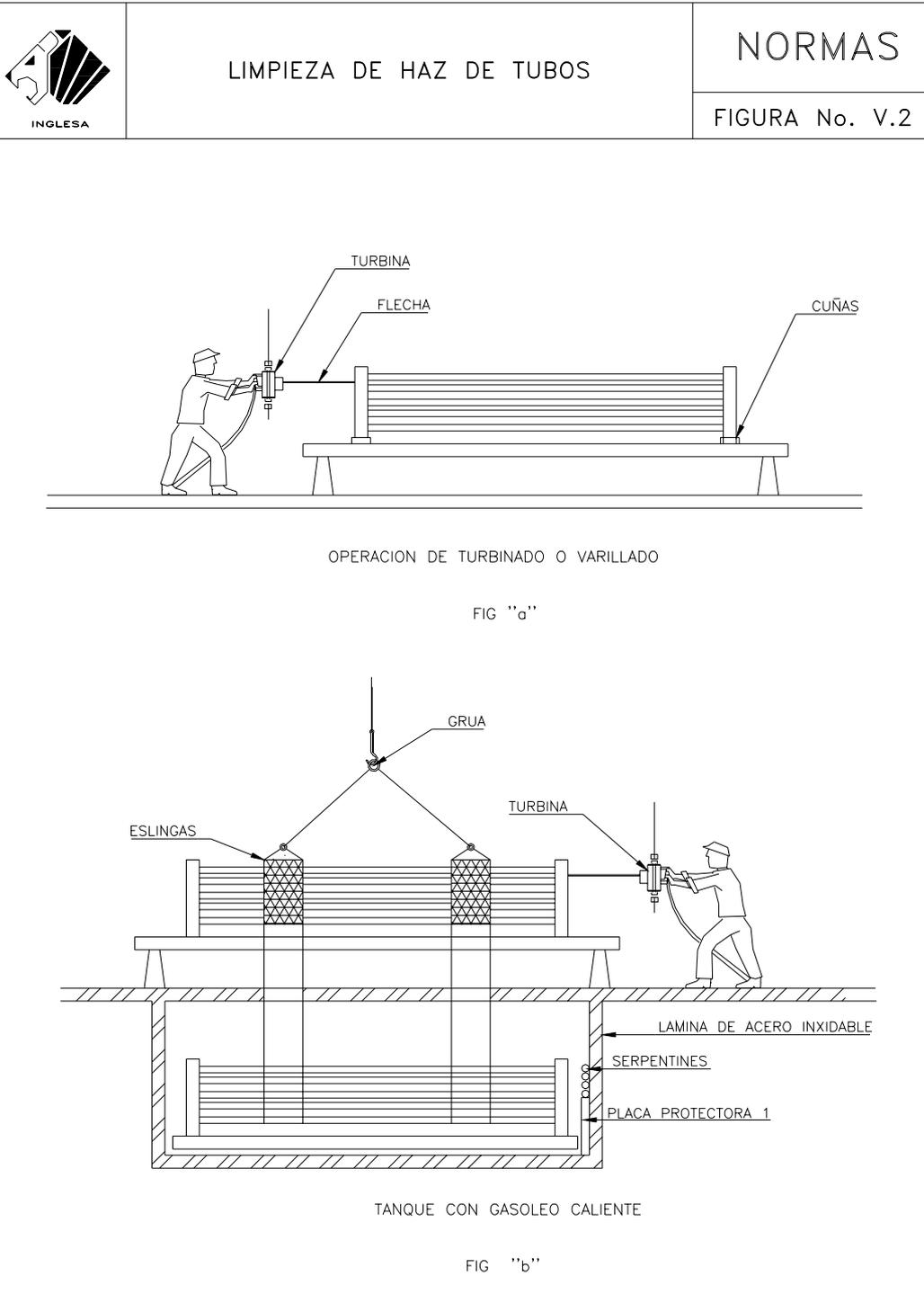


EXTRACCION DEL HAZ DE TUBOS

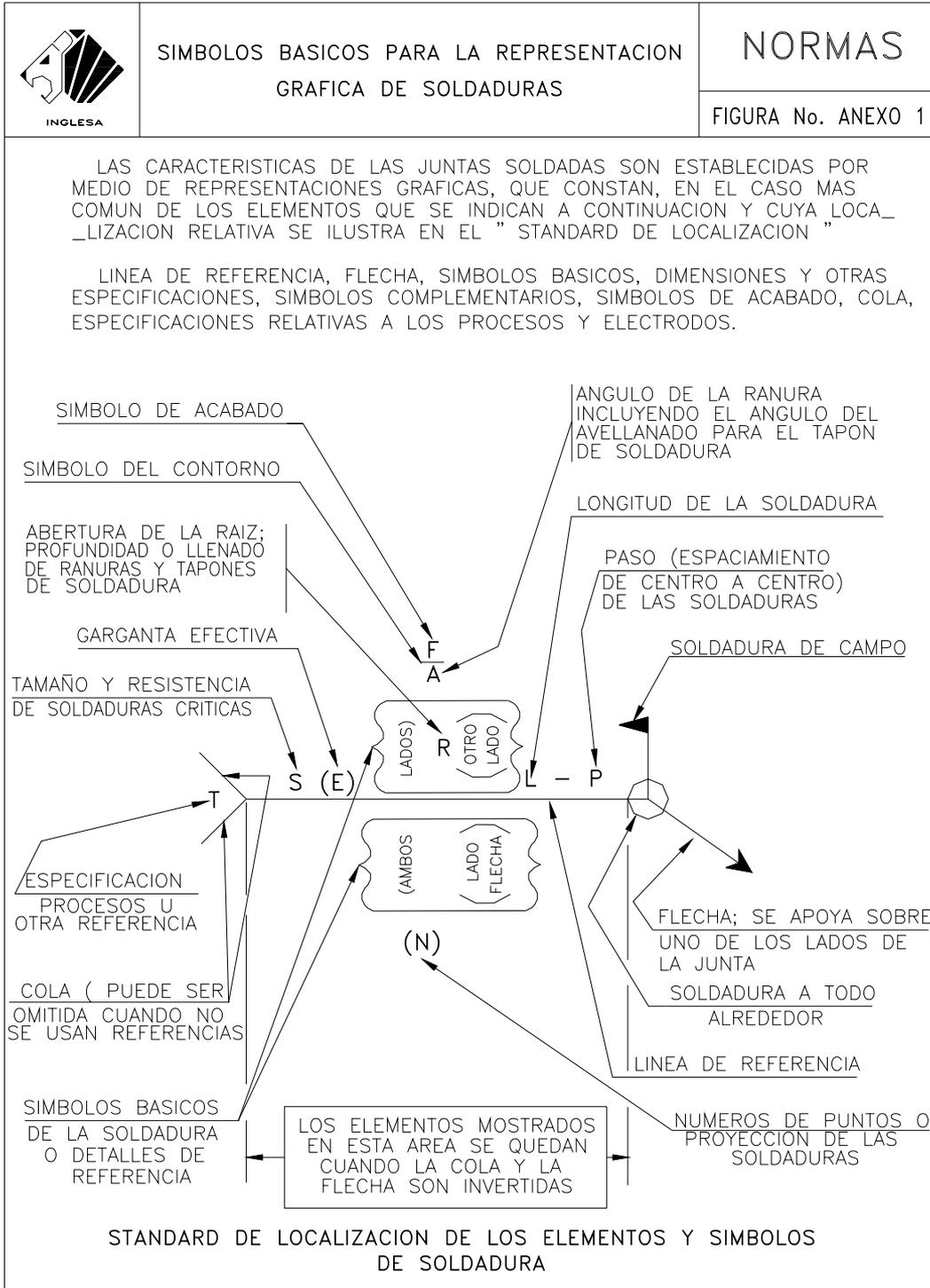
NORMAS

FIGURA No. V.1

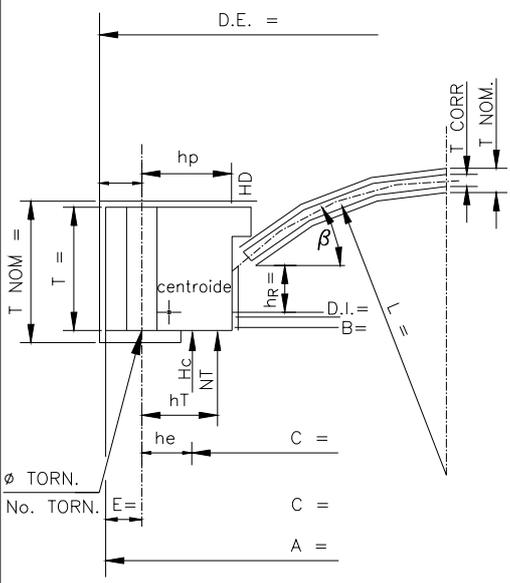




Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares



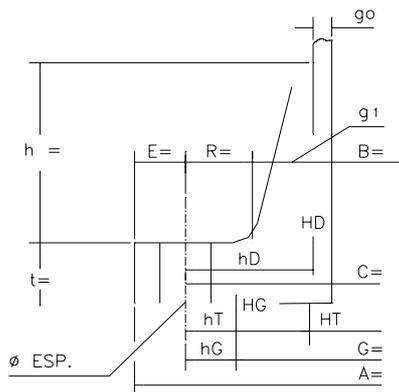
Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

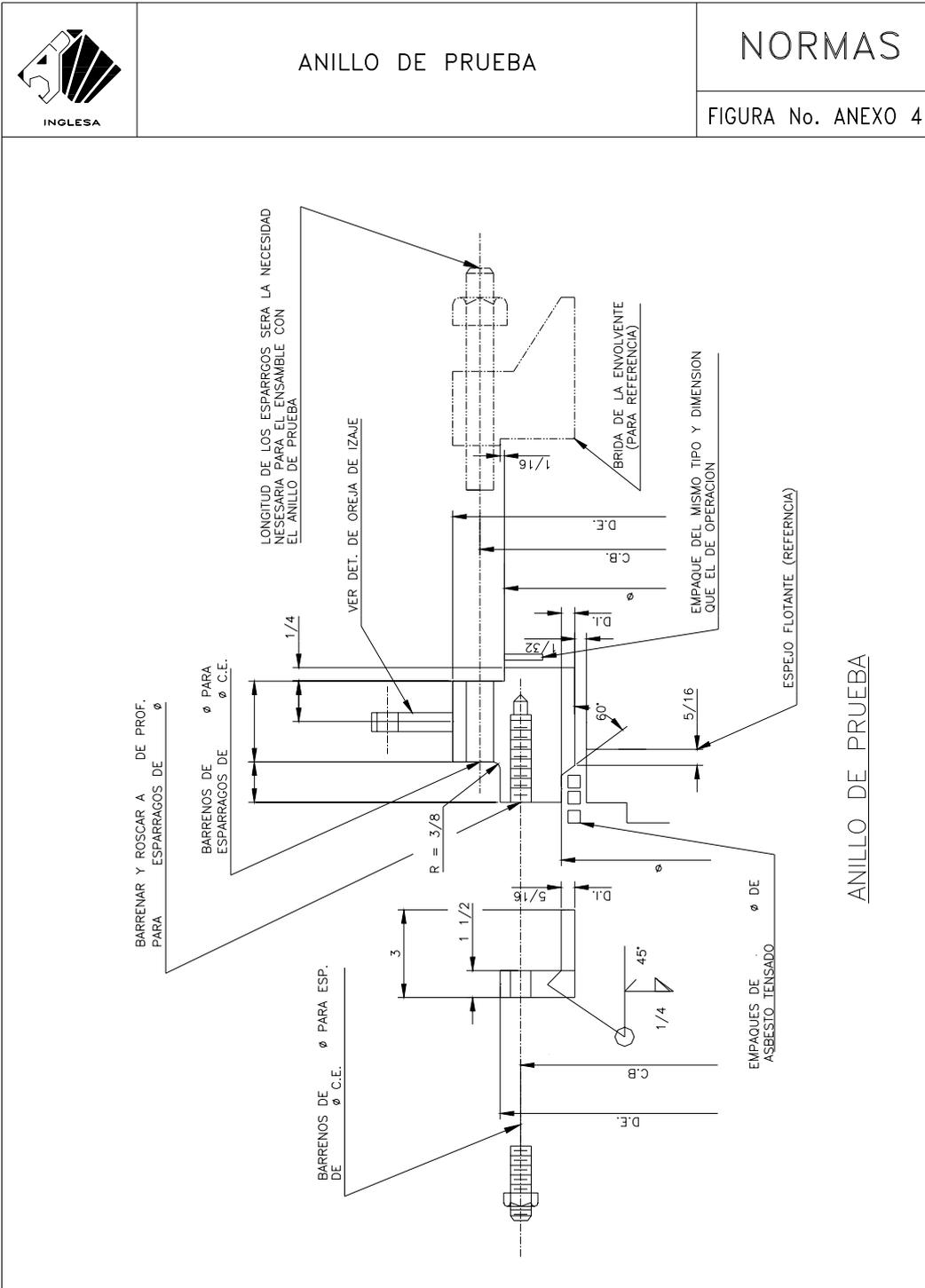
		DISEÑO DE BRIDA CABEZAL FLOTANTE			NORMAS	
					FIGURA No. ANEXO 2	
CONDICIONES DE DISEÑO		LADO ENVOLVENTE Pe	LADO TUBOS P	DETALLE EMPAQUE	DATOS DE EMPAQUE	
PRESION DE DISEÑO			Psi		N =	
TEMP. DE DISEÑO			°F		be =	
CORROSION PERM.			Pulg.		b =	
MAT. DE LA BRIDA					y =	
MAT. DE LOS PERNOS					m =	
ESF. PERM. LBS./PULG. PERNO/BRIDA	TEMP. DE DIS. Ste.=	CALCULO AREA DE PERNOS				
	TEMP AMD. Ste.=	POR PRESION INTERNA		POR PRESION EXTERNA		
	TEMP. DEDIS. Sb=	Hp= (bπ + K) G m p		Hpe= (bπ + K)G m p e=		
	TEMP. AMB Sa=	H=0.785 G ² p=		H=0.785 G ² pe =		
	Wm ₂ = (bπ + K) Gy =	Wm ₁ = Hp+H=		W m _{le} =EL MAYOR DE Hpe O He=		
	Am ₂ = Wm ₂ / Sb=	Am ₁ = W ² m ₁ / Sb=		Am=Wm ₁ / Sb=		
	Am = el MAYOR DE Am ₁ , Am _{1e} O Am ₂				(AREA REQUERIDA)	
	Ab = No DE PERNOS = AREA DE LA RAIZ				(AREA DISPONIBLE)	
	W = Ab Se =		VERIFICACION ANCHO DEL EMPAQUE=N MIN. Ab Sb/2yπG =			
	CONDICION	CARGA	x	BRAZO DE PALANCA =	MOMENTO	
PRESION INTERNA	HR = HD COS β =		hr =	MR=HR hr =		
	HD = 0.785 B ² P =		hd = 0.5 (C - B) =	MD=HG hd =		
	HG = W-H =		hg = 0.5 (C - G) =	MG=HG hg =		
	HT = H-HD =		ht = 0.5 (hd + hg) =	MT=HT ht =		
ASENTAMIENTO EMP.	w =		hc = 0.5 (C - G) =	MA=Whc =		
PRESION EXTERNA	HDe = 0.785 B ² Pe =		hd - hg =	MDe=HDe(hd - hg) =		
	HTe = He -HDe =		ht - hc =	MTe=HTe (ht -hc) =		
				Me=Mpe+Mte =		
	HRe = HDe Cot β=		hr =	MRe=HRe hr =		
$F = \frac{PB \sqrt{4L^2 - B^2}}{8 St_0 (A - B)} =$ $J = \left(\frac{M_A}{St_0 B} \right) \left(\frac{A+B}{A-B} \right) =$ $T = F + \sqrt{F^2 + J} =$						
$M_{Ro} = M_o - M_R \quad M_{Roe} - M_{Re}$ $M_{RD} \quad M_{Roe}$						
MOMENTO REAL DE OPERACION = Mo-MR-Me+MRe=Mrop						
Mrop =						
CONDICION: M _{Ro} , M _{Roe} δ M _{Ro} ≤ M _A						
$\beta = \text{SEN}^{-1} \frac{B}{2L+t \text{ CORR.}} \quad \text{COT} \beta =$						
AREA TRANSVERSAL						
AREA TRANSVERSAL REQUERIDA						
$\frac{\text{No. TOTAL DE TUBOS}}{\text{No. DE PASOS}} \times (\text{AREA/TUBO}) =$						
ESPACIAMIENTO DE PERNOS						
$\text{REAL} = \pi C/N' P$ $\text{MINIMO} =$ $\text{MAXIMO} = 2d + \frac{6t}{m + 0.5}$		$\phi \text{ TORN.}$ No. TORN.				



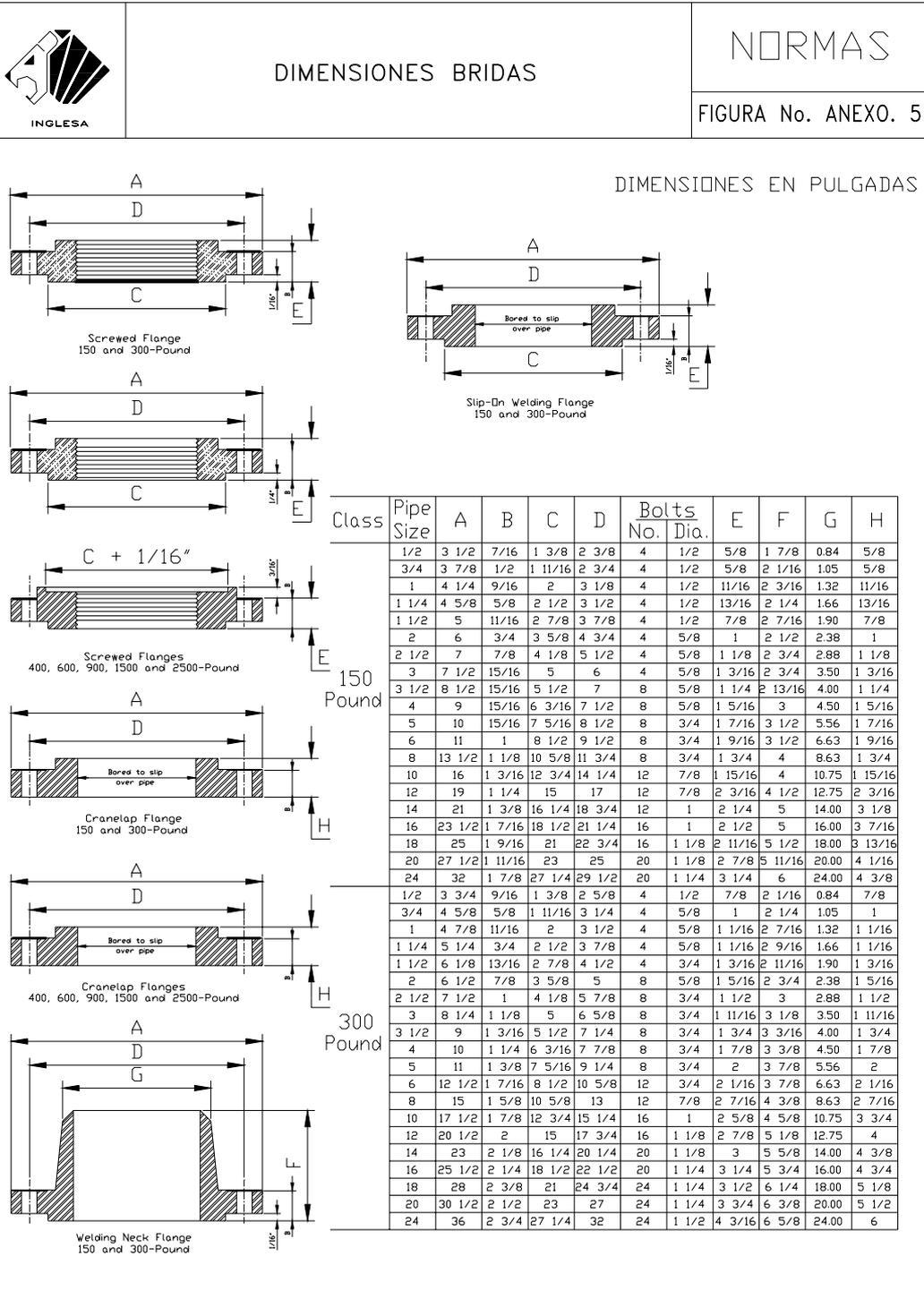
Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

 INGLESA	DISEÑO DE BRIDA INTEGRAL	NORMAS FIGURA No. ANEXO 3		
CONDICIONES DE DISEÑO				
PRESION DE DISEÑO P	CALCULOS DE ENPAQUE Y TORNILLOS DETALLES EMPAQUE DETALLES CARA			
TEMPERATURA DE DISEÑO				
BRIDA MATERIAL				
ESPESOR DEL MATERIAL				
CORROSION	$Wm_2 = (b\pi + K) G y =$	$Am \geq Wm_2 / Sa \text{ ó } Wm_1 / Sb =$		
ESFUERZO PERMITIDO	BRIDA	TEMP. DE DIS. SFO	$H_p = 2 (b\pi + K) G m P =$	$Ab =$
		TEMP. ATM. SFO	$H = G^2 \pi (P/4) =$	$W = Ab \times Sa =$
	ESPARR.	TEMP. DE DIS. Sb	$Wm_1 = HP + H =$	$Wm_1 =$
		TEMP. ATM. Sa	SOLO (RAICED FACE): $N_{min} = Ab Sa / 2 y \pi G =$	
CONDICION	C A R G A X B R A Z O = M O M E N T O			
OPERACION	$HD = \pi B^2 (P/4) =$	$hD = R + 0.5 g_1 =$	$MD = HD \times hD =$	
	$HG = Wm_1 - H =$	$hG = 0.5 (C - G) =$	$MG = HG \times hG =$	
	$HT = H - HD =$	$hT = 0.5 (R + g_1 + hG) =$	$MT = HT + hT =$	
			$Mo =$	
ASENTAM. DE EMPAQUE	$W =$	$hG = 0.5 (C - G) =$	$MA =$	
ESFUERZO PERMITIDO	CALCULO DEL ESFUERZO EN OPERACION (USE M)			CONSTANTES DE FORMA
1.5 SFO	LONG. HUB. $SH = f Mm / \lambda g_1^2$		$K = A / B$	$h/ho =$
SFO	RADIAL $SR = P Mm / \lambda t^2$		$T =$	$F =$
SFO	TANGENCIAL $ST = (Mm Y / t^2) - Z SR$		$Z =$	$V =$
SFO	$> 0.5 (SH + SR) \text{ ó } 0.5 (SH + ST)$		$Y =$	$f =$
ESFUERZO PERMISIBLE	CALCULO DEL ESFUERZO PARA ASENTAMIENTO DEL EMPAQUE (USE M')			$U =$
1.5 SFO	LONG. HUB. $SH = f Mm / \lambda g_1^2$		$g_1/g_0 =$	$s = F/ho =$
SFO	RADIAL $SR = P Mm / \lambda t^2$		$ho = \sqrt{B g_0}$	$d = U/V ho g_0^2 =$
SFO	TANGENCIAL $ST = (Mm Y / t^2) - Z SR$		OTROS FACTORES	
SFO	$> 0.5 (SH + SR) \text{ ó } 0.5 (SH + ST)$		t (ASUMIDA)	
			$\alpha = te + 1$	
			$\beta = (4/3) (te + 1)$	
			$\gamma = \alpha / T$	
			$\delta = t^3 / d$	
			$\lambda = \gamma / d$	
			$M = Mo / B$	
			$M' = MA / B$	
			ESPARRAGOS: SI EL ESPACIO EXCEDE DE: $2a + t$, MULTIPLICAR Mo Y MA POR:	
			$\sqrt{\frac{\text{ESPACIO}}{2a + t}}$	
			ESP. MIN. =	
			ESP. ACT. =	
			ESP. MAX. = $2a + 6t / m + 0.5 =$	
			$2a + 1 =$	

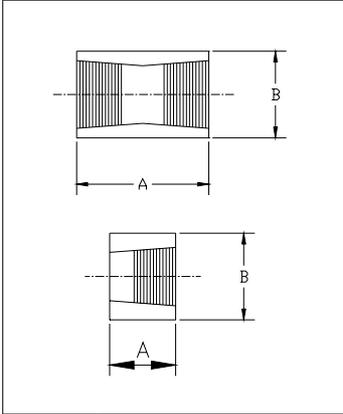




Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares



Diseño y Cálculo Mecánico de Intercambiadores de Calor Tubulares

	DIMENSIONES DE COPLES	NORMAS						
		FIGURA No. ANEXO 6						
<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;">  <div style="text-align: center;"> DIMENSIONES EN PULGADAS </div> </div>								
DIAMETRO NOMINAL	COPLE COMPLETO				MEDIO COPLE			
	3000 Lb		6000 Lb		3000 Lb		6000 Lb	
	LONGITUD A	DIAMETRO B	LONGITUD A	DIAMETRO B	LONGITUD A	DIAMETRO B	LONGITUD A	DIAMETRO B
1/8	1 1/4	3/4	1 1/4	7/8	5/8	3/4	5/8	7/8
1/4	1 3/8	3/4	1 3/8	1	11/16	3/4	11/16	1
3/8	1 1/2	7/8	1 1/2	1 1/4	3/4	7/8	3/4	1 1/4
1/2	1 7/8	1 1/8	1 7/8	1 1/2	15/16	1 1/8	15/16	1 1/2
3/4	2	1 3/8	2	1 3/4	1	1 3/8	1	1 3/4
1	2 3/8	1 3/4	2 3/8	2 1/4	13/16	1 3/4	1 3/16	2 1/4
1 1/4	2 5/8	2 1/4	2 5/8	2 1/2	1 5/16	2 1/4	1 5/16	2 1/2
1 1/2	3 1/8	2 1/2	3 1/8	3	1 9/16	2 1/2	1 9/16	3
2	3 3/8	3	3 3/8	3 5/8	1 11/16	3	1 11/16	3 5/8
2 1/2	3 5/8	3 5/8	3 5/8	4 1/4	1 13/16	3 5/8	1 13/16	4 1/4
3	4 1/4	4 1/4	4 1/4	5	2 1/8	4 1/4	2 1/8	5
3 1/2	4 1/2	4 3/4	4 1/2	5 3/4	2 1/4	4 3/4	2 1/4	5 3/4
4	4 3/4	5 1/2	4 3/4	6 1/4	2 3/8	5 1/2	2 3/8	6 1/4



BIBLIOGRAFÍA

STANDARDS OF TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION (TEMA)
SEXTA EDICIÓN, 1978
TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION,
INC.

ASME-BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE
SECTION VIII-DIVISIÓN 1, 1983 Y ADENDAS

TESIS. MANUAL PARA EL DISEÑO MECÁNICO DE TRANSMISORES DE CALOR DE
TUBOS Y ENVOLVENTE
ING. DAVID NAVA FLORES, 1979

DISEÑO Y CÁLCULO DE RECIPIENTES A PRESIÓN
ING. JUAN MANUEL LEÓN ESTRADA
EDICIÓN 1983

MODERN FLANGE DESIGNING
TAYLOR FORGE

PROCESS EQUIPMENT DESIGNING
BROWNELL, LLOYD. E. 1959

