ILUSTRE COLEGIO OFICIAL DE INGENIEROS
TECNICOS INDUSTRIALES DE CIUDAD REAL

CURSO:

CÁLCULO Y DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR. NORMAS "TEMA" Y CÓDIGO "ASME"



Puertollano 22 al 25 de Octubre de 2007

INTERCAMBIADORES DE CALOR

INDICE

1-CONCEPTOS-Pag-1

2- DIMENSIONES NUMERICAS Y DESIGNACION DE TIPOS-Pag-2

3-SECCON-2-TOLERANCIAS EN LAS DIMENSIONES-Pag-14

4- SECCION-3 - DEFINICIONES DE LAS PARTES DEL INTERCAMBIADOR-Pag-17

5- SECCION- STANDARARS MECANICOS PARA INTERCAMBIADORES RCB-Pag-19

5.1-RCB-1 ALCANCE DE LOS STANDARDS-Pag-19

5.2- RCB-2 TUBOS-Pag-24

5.3- RCB-3 ENVOLVENTES Y TAPA DE ENVOLVENTES-Pag-28

5.4- RCB-4 BAFFLES Y CHAPAS SOPORTE-Pag-30

5.5- RCB-5 CONSTRUCION DE FINALES FLOTANTES(CAB. FLOTANTES) Pag-41

5.6- RCB-6 JUNTAS-Pag-48

5.7- RCB-7 PLACAS PARA TUBOS-Pag-51

5.8- RCB-8 ELEMENTOS FLEXIBLES EN LA ENVOLVENTE—Pag-93

5.9- RCB-9 CHANELS (DISTRIBUIDOR), COVER (TAPAS) Y BONNETS (CIERRES)- Pag-109

5.10- RCB-10 BOQUILLAS-Pag-113

5.11- RCB-11 BRIDAS FINALES Y PERNOS-Pag-116

6- SECCION- 6-VIBRACION INDUCIDA POR EL FLUJO-Pag-120

7- EJEMPLO DEL DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR-Pag-148

8-ANEXO-pag-185

A-1- TABLAS DE PERNOS-Pag-184

A-2- TABLAS DE MODULOS DE ELASTICIDAD-Pag-186

A-3 -TABLAS DEL RATING PRESIOM-TEMPERATURA DE MATERIALES DE PARA BRIDAS Y ACCESORIOS

A-4- TABLAS CON LOS VALORES DE LAS CONTANTES PARA EL DISÑO DE LAS BRIDAD

A-5-HOJA PARA ESPECIFICACIONES EN EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES

INTERCAMBIADORES DE CALOR

1-CONCEPTOS

Un intercambiador de calor en un sistema de proceso permite la transferencia de la energía, como es el calor, entre dos superficies. Sin este proceso esencial de transferencia en los equipos, la mayoría de procesos industriales no serían posibles.

Son varios los tipos de intercambiadores de calor, y cada uno de ellos se acomoda a los requerimientos que son necesarios en un proceso.

Los intercambiadores de calor construidos con envolventes cilíndricas y con tubos, son los más comunes por causa de su sencillez y adecuarse fácilmente a la gran variedad de fluidos.

Los intercambiadores de aletas de chapa, convienen en servicio de gases criogénicos, y reemplazan a los intercambiadores de tubo o cilindro en las plantas de procesos de gas.

Los intercambiadores más generales son:

1-Reboiler- Transfiere calor entre un líquido a una mezcla de dos fases gas-líquido en una columna de destilación.

2-Termosifón Reboiler- Proporciona la circulación natural de un fluido en ebullición por la cabeza de una columna líquida estática. Estática.

3-Reboiler con circulación forzada- Es un reboiler en que una bomba es usada para suministrar la fuerza al líquido a través de un intercambiado(reboiler) dentro de una columna de destilación.

4-Condensador-Es un intercambiador que condensa vapor al quitar calor a un gas.

5-Condensador parcial- Solo una parte del gas se condensa al suministrar calor a otro medio para satisfacer las condiciones de un proceso. El gas residual es recirculado a través de un calentador y reciclado. Una aplicación común es el uso del exceso de vapor para calentar un fluido. La aplicación típica de un condensador parcial en una columna de destilación es solo el condensado suficiente de líquido para el reflujo cuando se produce un exceso de vapor.

6-Condensador total- Es un intercambiador en que todo el gas es condensado y el calor es transferido a otro medio.

7-Generador de vapor-Un dispositivo que genera vapor, para suministrar la energía requerida en un proceso. El ejemplo más clasico es una locomotora, que con una envolvente e intercambiador de tubos .

8-Vaporizador- un intercambiador que parcial o total vaporiza a un líquido

N-1- DIMENSIONES NUMERICAS Y DESIGNACION DE TIPOS

N-1.1.- DIMENSIONES

N-1.11- DIÁMETRO NOMINAL

El diámetro nominal será el diámetro interior de la envolvente en inches (mm), redondeado al más próximo valor entero. En el hervidor de una caldera (reboiler) el diámetro nominal será el del conducto, seguido por el diámetro de la envolvente, cada uno redondeado al entero más cercano.

N-1.12- LONGITUD NOMINAL

La longitud nominal será la longitud del tubo en inches (mm). En los tubos rectos la longitud será tomada la total que tengan, para tubos en –U- la longitud será tomada como la longitud recta desde el final del tubo a la tangente a la curva del tubo.

N-1.2-TIPOS

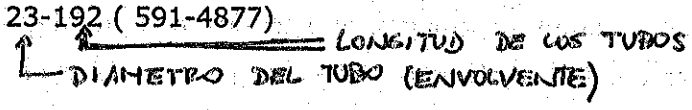
La designación será por letras describiendo, cabezas estacionarias, flotantes, envolventes (omitidas solo para haces), y cabezas posteriores, en el orden que se indica en la figura N-1.

N-1.3- EJEMPLOS

N-1.31-Intercambiado con cabeza flotante con aro partido, con distribuidor(channel) y tapa desmontable, envolvente de simple paso, 23-1/4" (591 mm) de diámetro interior, con tubos de longitud 16'= 192 " (4877 mm) .

DIMENSIONES: 23-192 (591-4877)

TIPO: AES



N-1.32- Intercambiador con tubos en – U con tapa (bonet) tipo cabeza estacionaria, envolvente con flujo partido, de diámetro 19"(483 mm), con tubos de longitud recta 7' = 84 " (2134 mm)

DIMENSIONES : 19-84 (483-2134)

TIPO. BGU

N-1.33- Arrastre a través (pull through) de cabeza flotante tipo reboiler teniendo cabeza estacionaria integral con hoja de tubos, diámetro posterior 23" (584 mm) y diámetro interior de la envolvente 37" (940 mm) con tubos de longitud 16' (4877 mm)

DIMENSIONES : 23/37-192 (584 / 940-487)

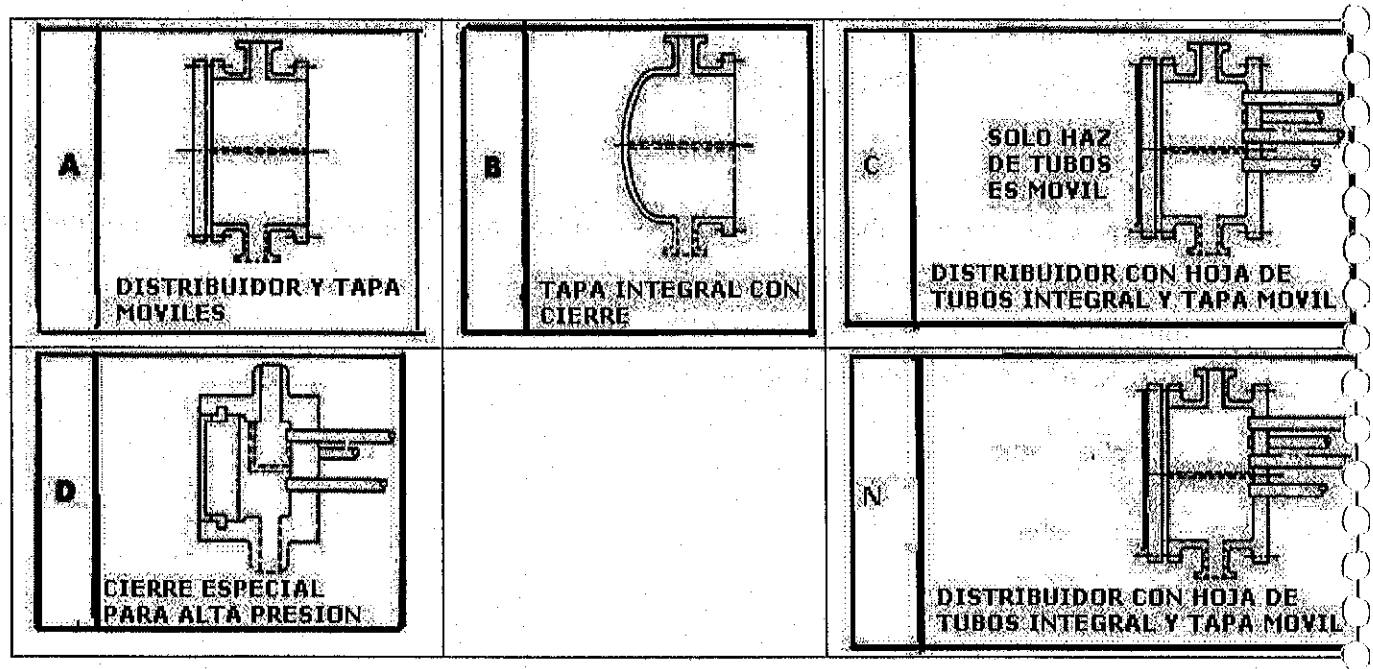
TIPO. CKT

N-1.34- Intercambiador con hoja de tubos fija con distribuidor (channel) y tapa (cover) movible, con tipo de cabeza trasera de tapa (bonnet) , envolvente de dos pasos, diámetro interior 33-1 / 8 "(841 mm), con tubos de longitud 8' (2438 mm)
DIMENSIONES : 33.-96 (841-2438)
TIPO. AFM

N-1.35- Intercambiador con hoja de tubos fija, teniendo la cabeza estacionaria e integral con la placa de tubos, envolvente de simple paso, diámetro interior 17" (432 mm), con tubos de longitud de 16' (4877 mm)
DIMENSIONES: 17-192 (432-4877)
TIPO: NEN

SECCION-1

NOMENCLATURA DEL LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR



NOMENCLATURA DEL LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

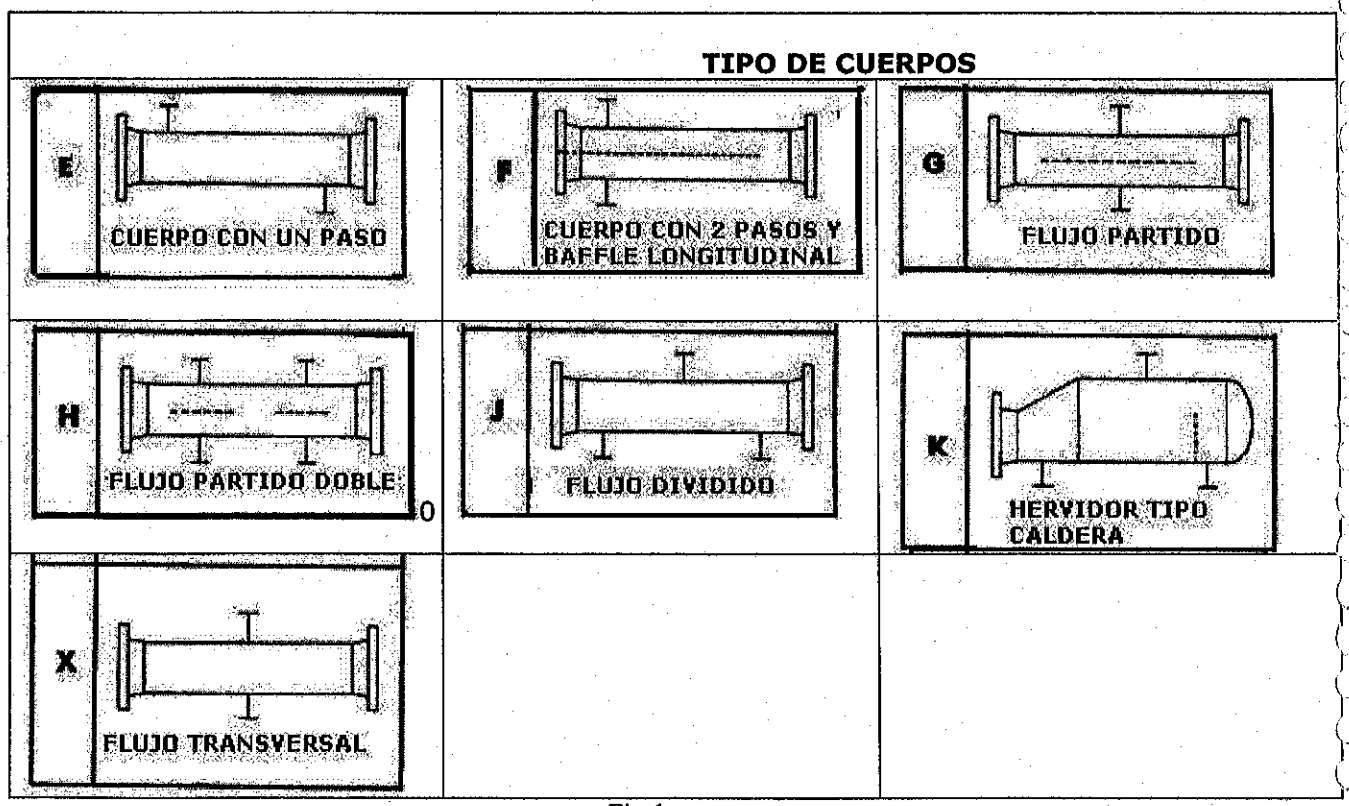


Fig-1

NOMENCLATURA DEL LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

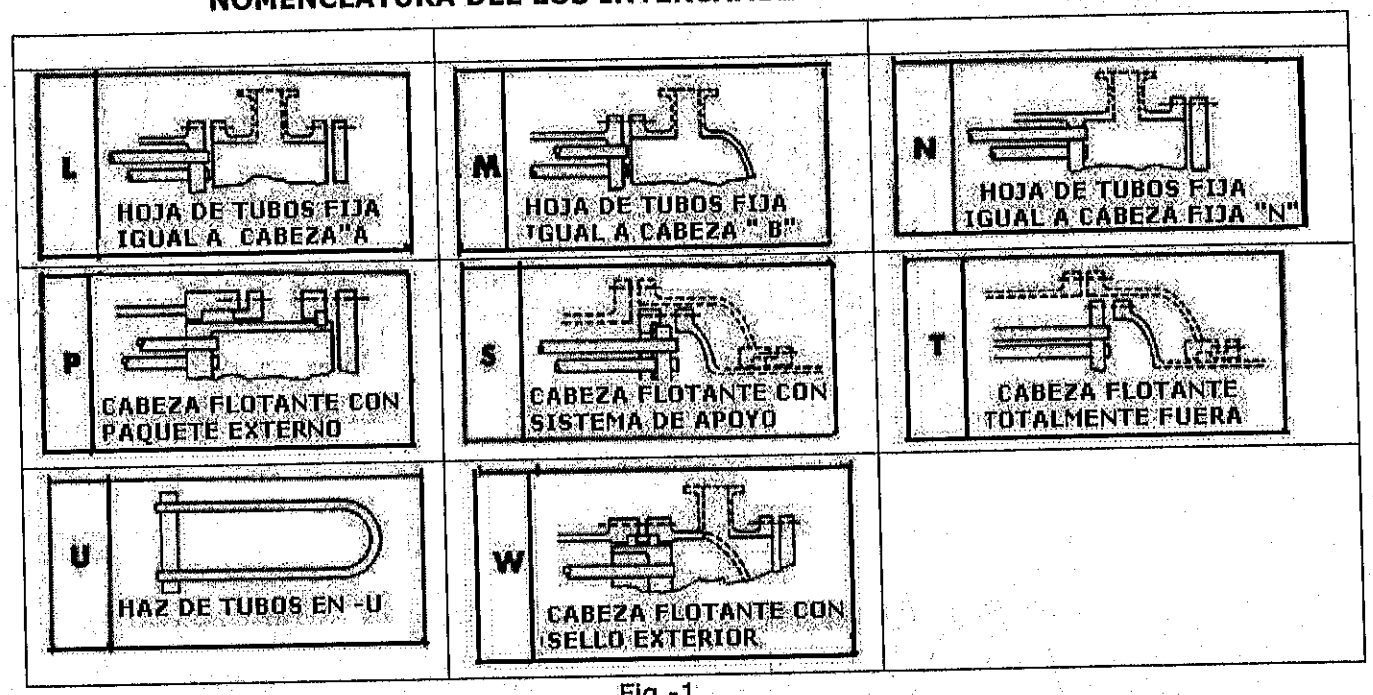
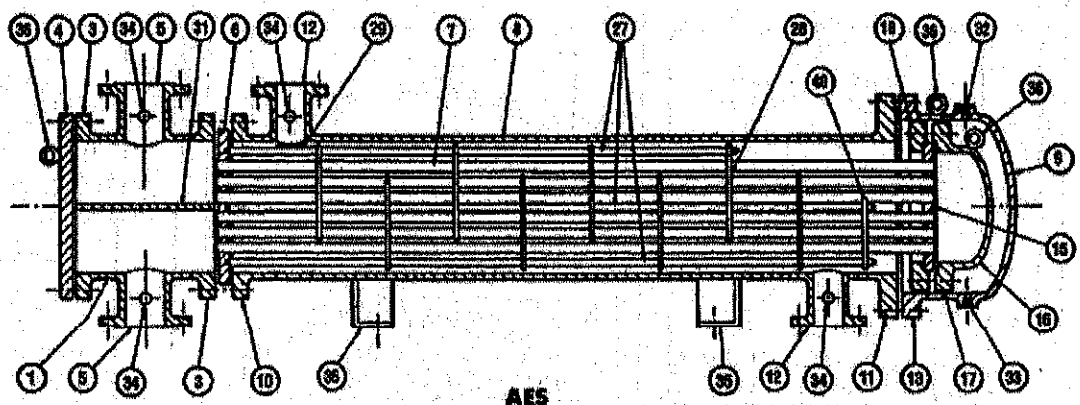


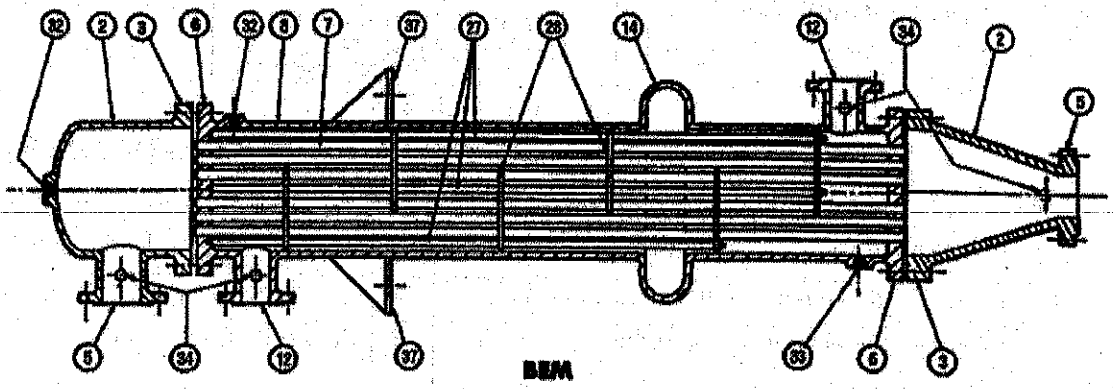
Fig -1

2- NOMENCLATURA DE LAS COMPONENTES DE UN INTERCAMBIADOR

Nº	DENOMONACION	Nº	DENOMINACION
1	Distribuidor (channel) y cabeza estacionarios	21	Cabeza flotante de cierre extern
2	Cabeza. de cierre (bonnet) estacionaria	22	Falda de la hoja de tubos flotante
3	Cabeza,bridacanal, cierre (bonnet) estacionarios	23	Caja de empaquetadura
4	Cierre del distribuidor(channel)	24	Empaquetadura
5	Conexión de cabeza estacionaria	25	Prensoestopas de la empaquetadura
6	Hoja de tubos estacionaria	26	Anillo de cierre
7	Tubos	27	Espaciadores múltiples
8	Envolvente (shell)	28	Baffles transversales o chapas soporte
9	Cierre de la envolvente	29	Chapa de choque
10	Brida de envolvente, cabeza final estacionaria	30	Baffle (deflector, separador) longitudinal
11	Brida de envolvente, cabeza final posterior	31	Paso de partición
12	Conexión de la envolvente	32	Conexión de venteo
13	Brida del cierre de la envolvente	33	Conexión de drenaje
14	Junta de expansión	34	Conexión de instrumento
15	Hoja de tubos flotante	35	Silleta soporte
16	Cabeza de cierre flotante	36	Adaptador de orejeta
17	Brida de la cabeza de cierre flotante	37	Ménsula soporte
18	Amortiguador de la cabeza flotante	38	Vertedero
19	Split shear ring(Aro partido)	39	Conexión de nivel de liquido
20	Amortiguador de la brida loca	40	Soporte de cabeza flotante

FIGURA-2





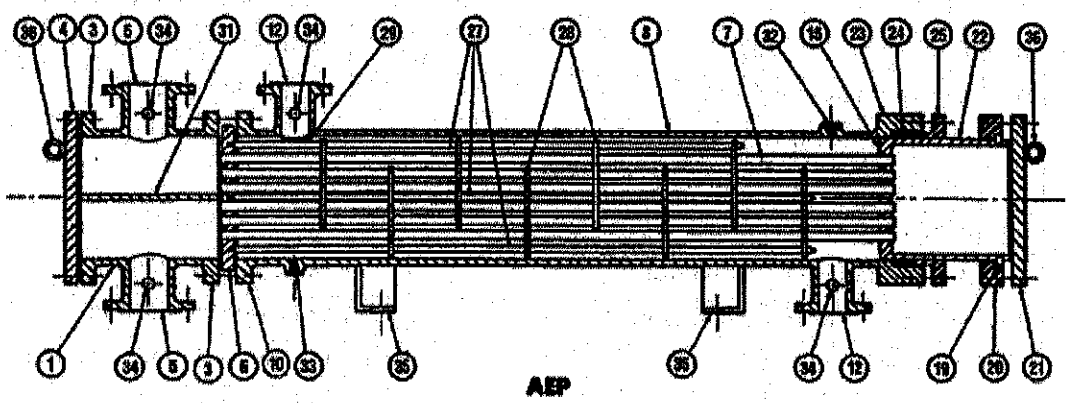
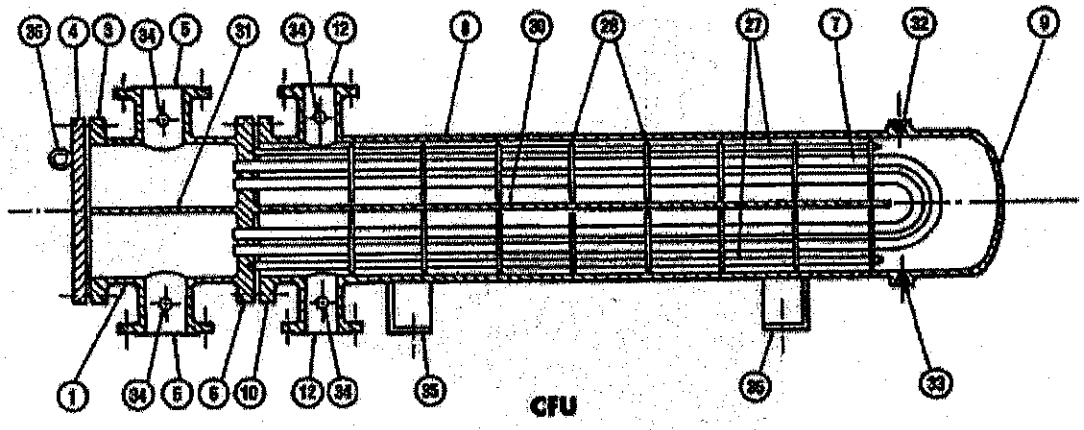
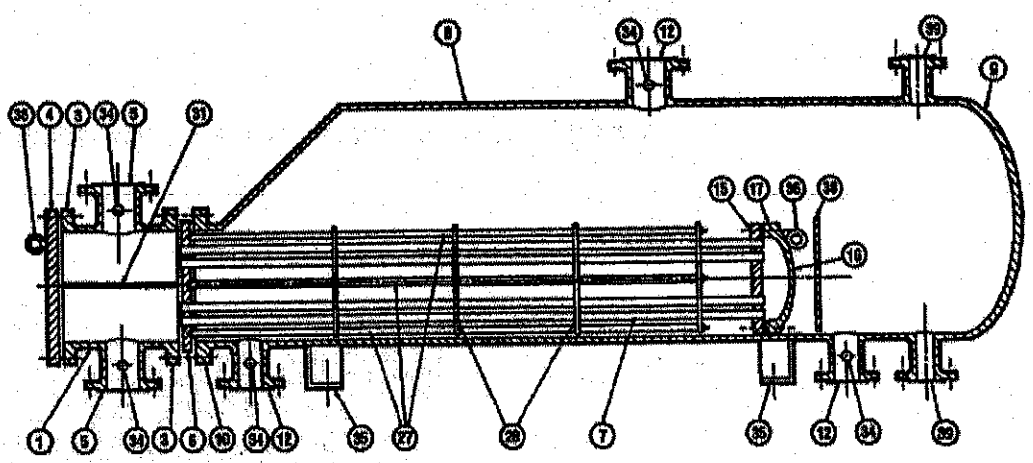


FIGURA-2





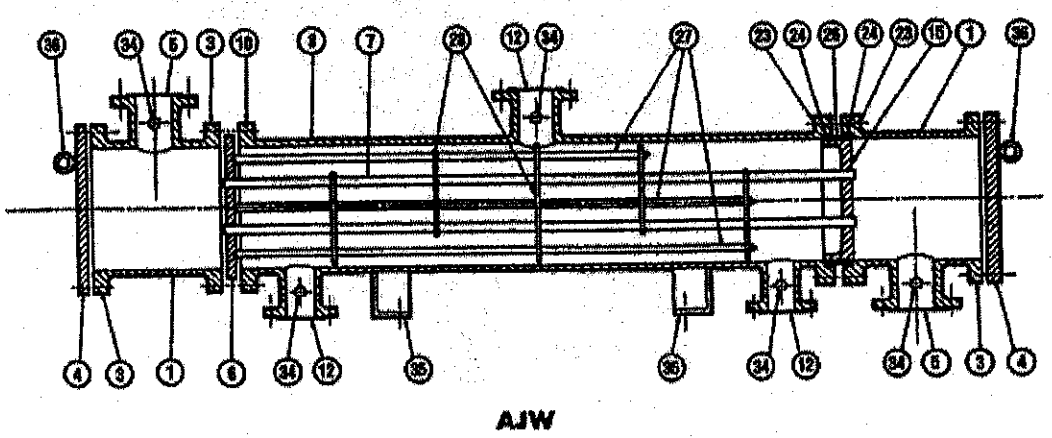
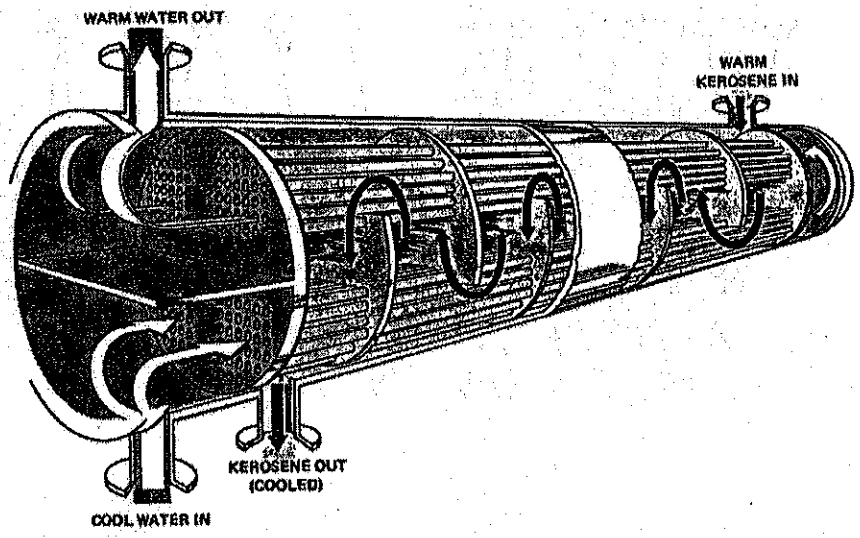
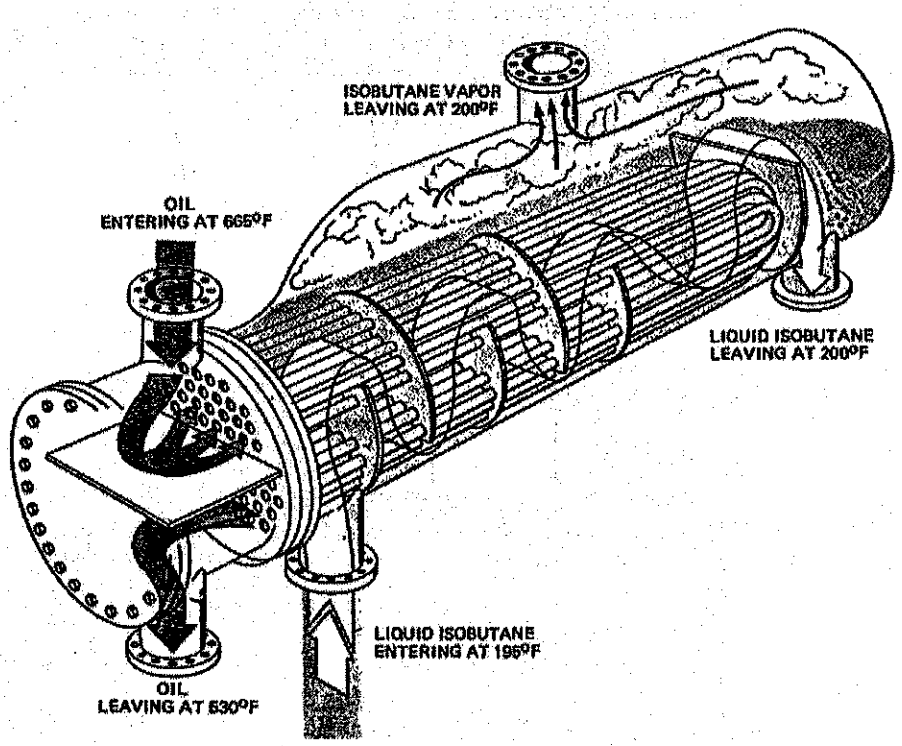


FIGURA-3



INTERCAMBIADOR CON HOJA DE TUBOS FIJA



HOJA DE TUBOS FIJA EN UN REBOILER

1.1- CUERPO CON PLACA DE TUBOS FIJA EN INTERCAMBIADORES DE CALOR

La hoja de tubo consiste en una placa en cado lado del haz de tubos a la que se unen los tubos.

Las hojas (placas) de tubos se unen mediante soldadura a la envolvente con tal que el sello en la unión sea total, para evitar que el fluido en el lado del cuerpo pueda fugar.

En la placa de tubos fija, los tubos pueden llenar por entero el cuerpo para conseguir el máximo intercambio de calor (esto también incrementa la perdida de presión del fluido en el lado cuerpo) tal que las tolerancias entre tubos sea mínima. Este factor limita en el lado cuerpo, una relativa limpieza del fluido por causa de lo ajustado del paquete de tubos que no puede facilitar la limpieza mecánica o la inspección.

Otra limitación en el diseño es que no tolera la dilatación térmica de los tubos, excepto si se usa una junta de expansión externa, que es totalmente común en este tipo de intercambiadores.

Normalmente se utiliza como junta de expansión un fuelle con una simple circunvolución cuando la máxima temperatura diferencial es de 200º F = 93,33 C.y el ciclo de carga es insignificante.

Las cabezas en lado tubos, tapa del distribuidor y los internals de tubos pueden limpiarse con facilidad, mientras que en el lado cuerpo solo se puede limpiar por circulación de un fluido limpiador o contra lavado.

1.2- INTERCAMBIADORES CON TUBOS EN-U- LADO CUERPO

Un cuerpo con tubos en –U- consiste en una placa de tubos, con los tubos curvados en forma de –U- y unidos a una simple placa tubular.

Este tipo de intercambiadores son usados para grandes temperaturas diferenciales, donde habría una gran dilatación de los tubos. Este tipo de diseño permite un fácil acceso al lado tubos y el desmontar el haz de tubos.

El interior de los tubos debe de ser limpiado con herramientas especiales, y solo en el caso que el radio de curvatura de los tubos es grande. En este tipo de diseño es muy aplicable la limpieza química.

El máximo número de tubos por placa tubular con tubos en –U, es menor que en el diseño de placa tubular fija con tubos rectos, por causa del mínimo que debe tener el requerido radio de curvatura para los tubos en forma de –U.

El diseño de tubos en –U- se aplica mucho para servicios de alta presión..

1.3- INTERCAMBIADORES CON CABEZA FLOTANTE EN LADO CUERPO

Este tipo de cuerpo de Intercambiador de calor con tubos, que tiene cabeza flotante, es diseñado para acomodar la expansión térmica de los tubos y suministrar acceso a los componentes del intercambiador en el lado-cuerpo y en el lado-tubos.

Este tipo de diseño es caro y su uso solo debe de considerarse en función de otros posibles diseños.

1.31-INTERCAMBIADORES CON EMPAQUETADURA Y ANILLO DE CIERRE HIDRAULICO

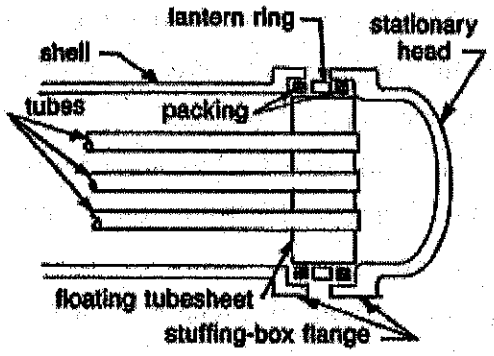
Esta construcción es normalmente limitada a temperaturas de diseño de T < 370º F = 188º C, y presión de diseño de P < 300 Psi = 21,11 kp/cm^2 = 2,11 MPa.

Este tipo de diseño es usado solamente para servicios ligeros como , vapor, aire y aceites de baja viscosidad.

En este diseño el lado- cuerpo y el lado-tubos, los fluidos son sellados con empaquetamientos (prensaestopas) separados, en forma de anillos de cierre hidráulico. El primer anillo entre empaquetaduras que separa los fluidos del lado-tubos del lado-cuerpo, normalmente contiene agujeros de derrame que contienen cualquier derrame a través de la empaquetadura.

Cada derrame es sacado al exterior y conducido a las cimentaciones inferiores, para no causar la mezcla de los fluidos del lado- cuerpo y del lado-tubos.

Ocasionalmente, un faldón delgado es añadido a la placa tubular, que actúa como una superficie de apoyo al aro de cierre hidráulico de la empaquetadura.



Fig—5.A – Anillo de cierre hidráulico de la empaquetadura

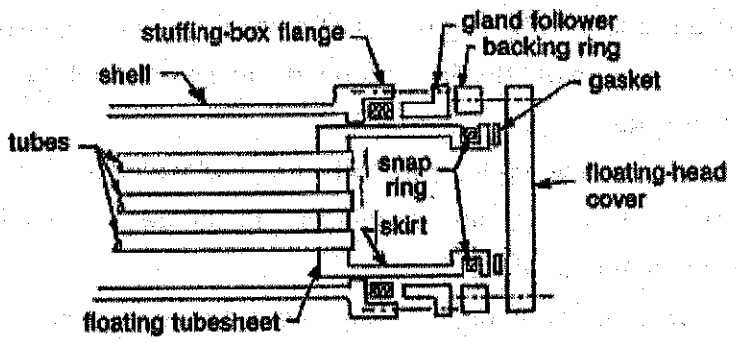
* A presión externa SÍ INFLUYE LA longitud del tubo / o recipiente. En presión interna NO INFLUYE, siempre provoca tensiones longitudinales y circunferenciales de tracción.

1.32- INTERCAMBIADORES CON EMPAQUETADURA FLOTANTE EXTERNA

El aro de la empaquetadura contiene el fluido del lado-cuerpo, que es comprimido por el casquillo presa estopas que es guiado al faldón de la placa tubular..El faldón es integral con la placa tubular.

Esto permita la construcción del haz movible para la expansión diferencial entre la envolvente y los tubos.

El diseño normalmente esta limitado a T=600ºF= 316º C y P=600 Psi =42,22 kp/cm^2 =4,22 MPa, lo cual es una razón de que este sea común en el uso de intercambiadores con haz. moviblé en la industria química del petróleo.



(B) Outside-packed floating head exchanger

Fig-5.B. empaquetadura flotante externa

1.33- INTERCAMBIADORES CON CABEZAS FLOTANTES INTERNAS

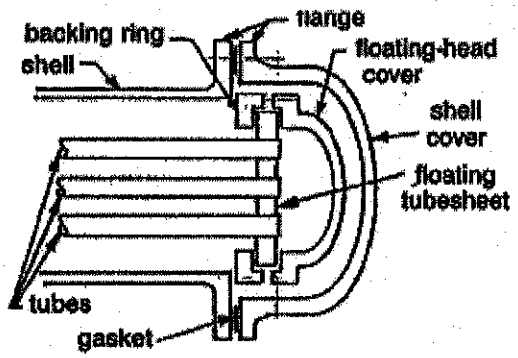
Este diseño consiste en una placa-tubular flotante interna, sujeta por un aro de respaldo interno, que es empernado a la tapa de la cabeza flotante interna. Rl aro de respaldo interno y la tapa interna de la envolvente esta más allá del final de la envolvente que contiene los tubos.

El alejar el haz tubular, la tapa de la envolvente, el aro partido de respaldo y la tapa de la cabeza flotante interna pueden ser desmontados. La tapa de la cabeza flotante interna actúa como una tapa de retorno para el fluido de los tubos con un número de pasos uniforme en el lado-tubos.. Con un número de pasos mayor en el lado-tubos, una boquilla debe ser extendida desde la tapa de la cabeza flotante a través de la tapa exterior de la envolvente.

El espacio entre la envolvente y los tubos mas alejados será de 1 1/8 inch = 29 mm para envolventes de tubo y una dimensión media de 1 7/16 inch = 37 mm para envolventes de chapa laminada..

Este diseño es más conveniente para altas temperaturas y presiones en el lado-cuerpo que para la construcción de haz de principio a fin.

Este diseño ha sido usado extensivamente en la industria química del petróleo, pero ha declinado por el uso el paso de los años.



(C) Internal floating head exchanger

Fig 5-C Cabeza flotante interna

BACKING RING → ARO DE RESPALDO.

1.34- INTERCAMBIADORES CON HAZ Y CABEZA DE CIERRE FLOTANTES

Este diseño, consiste en una cabeza flotante directamente empernada a una cabeza flotante de tapa.

El haz de tubos puede desmontarse sin desmontar cualquiera de las cabezas de cierre o la tapa de la envolvente, cuando el haz es estirado hacia el exterior en el otro cierr en el final opuesto de la envolvente.

Estas características disminuyen el tiempo para el mantenimiento en la inspección y en la reparación..

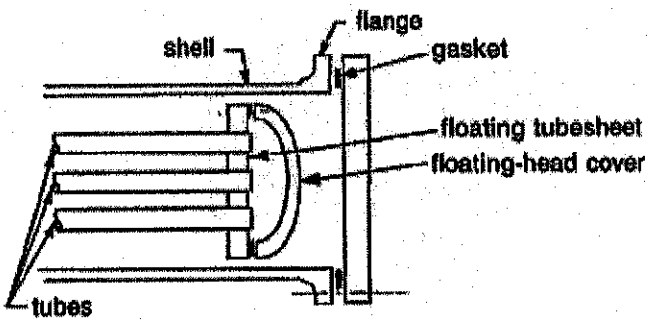
El espacio libre entre el exterior de los tubos y el interior del a envolvente debe de ser suficiente para permitir el espacio para los pernos y la junta en la cabeza flotante de cierre. Este espacio libre es normalmente el doble que el requerido por el aro partido utilizado en el diseño de las cabezas flotantes anteriores..

Este diseño es normalmente limitado a servicios donde la fuga en la junta interior es tolerable.

Con un número impar de pasos en el lado de los tubos, un nozzle (boquilla) debe de ir a través de la cabeza flotante de cierre a la tapa de la envolvente.

El número de pasos en el lado tubos es siempre limitado por el número de tubos.

Este diseño es generalmente adoptado para bajas presiones y temperaturas como en los casos anteriores de cabezas flotantes.



(D) Pull-through floating head exchanger

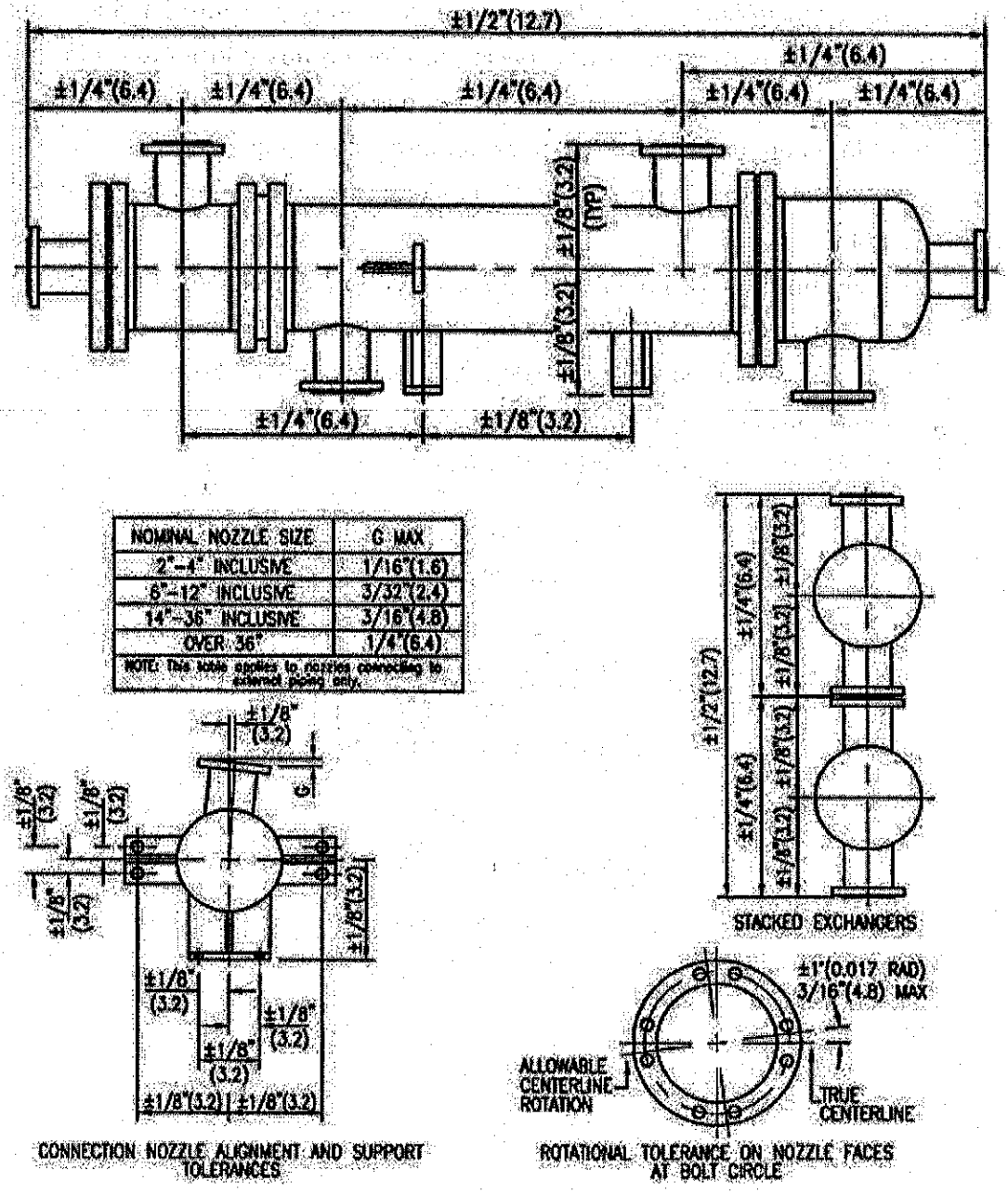
Fig 5-D

SECCION-2 TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN EN LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

F-1-CONEXIONES Y POSICION DE LOS SOPORTES , DIMENSIONES EXTERNAS

Las tolerancias Standard para conexiones de procesos de flujo y posición de los soporte y proyecciones se muestran en la figura adjunta F-1: Las dimensiones en Inches (mm)

FIGURA F-1



CONNECTION NOZZLE ALIGNMENT AND SUPPORT TOLERANCES

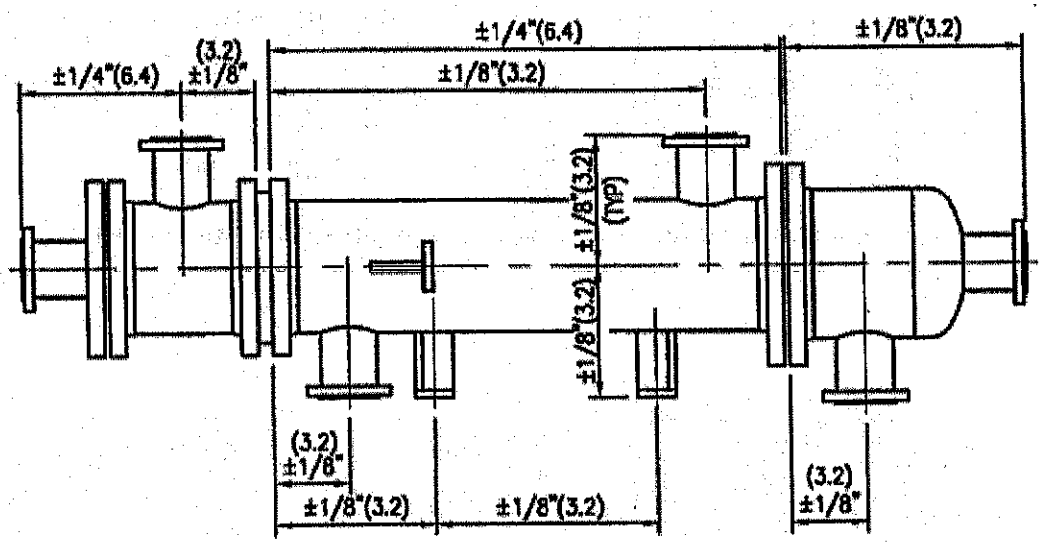
ROTATIONAL TOLERANCE ON NOZZLE FACES AT BOLT CIRCLE

TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN EN LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

F-2-RECOMENDACIÓN DE LAS TOLERANCIAS EN LA FABRICACIÓN

Las tolerancias normales requeridas en fabricación que mantiene las conexiones en el proceso de flujo y la localización sde los soportes se muestran en la Figura F-2. Estas tolerancias debes de ser ajustadas cuanto sea necesario a las tolerancias mostradas en la figura F-1. Las dimensiones en inches (mm)

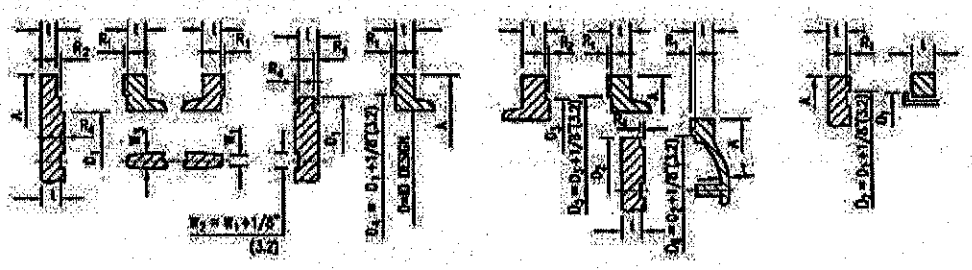
FIGURA F-2



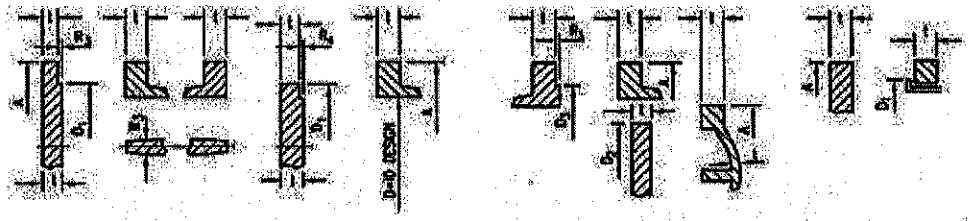
SECCION-2 TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN EN LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

F-3-HOJAS DE TUBOS, PARTICIONES, TAPAS Y BRIDAS

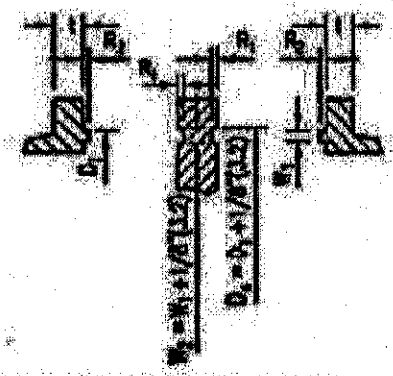
El Standard de holguras y separaciones aplicables a las hojas de tubos, particiones, tapas y bridas se muestran en la figura adjunta F-3: dimensiones en inch (mm)



STANDARD LIMITADO A CONSTRUCCION DE JUNTAS



STANDARD NO LIMITADO A CONSTRUCCION DE JUNTAS DE CARA PLANA



DIMENSIONES	TOLERANCES
A	+1/4" -1/8" (+6.4 -3.2)
$D_1, D_2, D_3, D_4, D_5, D_6$	±1/32" (±0.8)
L	±1/16" (±1.6)
R_1 = 3/16" (4.8)	+0" -1/32" (+0 -0.8)
R_2=1/4" (6.4) R_3=1/4" (6.4)	+1/32" -0" (+0.8 -0)
R_4 = 3/16" (4.8)	-1/32" (-0.8) (SEE NOTE 1)
W_1, W_2, W_3	±1/32" (±0.8)

ALTERNATIVA DE JUNTA DE JUNTA LENGUETA RANURA

1ª-Sección 2- No prohíbe la no mecanización de las caras de las hojas de tubos, y de las cara planas de las cubiertas. Como quiera la tolerancia no superara el valor dado en R-4

2º- Negativo- No será construido con un valor medio de la tolerancia final. Las dimensiones pueden ser menores que las requeridas por cálculo

3º- Juntas periféricas.- La limitación menor esta limitada al diámetro exterior

4ª- Los detalles típicos no excluyan el uso de otros detalles que son funcionalmente equivalentes.

5º- Para unidades mayores de 60" (1524 mm) a 100" (2540mm) ede diámetro, laa tolerancias D y W se aumentarán a ± 1(16" (1,6mm)

SECCION-3

DEFINICIONES

1- Baffle- Es un dispositivo direccional del fluido a través de los tubos, en el lado de la envolvente (cuerpo), para optimizar la transferencia de calor.

2- Baffle y Soporte de la hoja de tubos con espacio libre entre los agujeros de los tubos.: Es el diámetro diferencia entre el diámetro exterior del tubo y el diámetro nominal del agujero del tubo en el baffle o chapa soporte.

3- Consecuencia de daños y perjucios- Son responsabilidades indirectas externas a la fabricación del intercambiador indicadas en las obligaciones de garantía.

4- Construcción de Hojas de Tubos Dobles-Es un tipo de construcción en que dos (2)hojas de tubos espaciadas o equivalentes son empleadas en lugar de una simple hoja de tubos en uno o ambos finales del intercambiador de calor.

5- Presión de diseño efectiva en la envolvente y en lado de tubos. Son los valores de la carga resultante, expresados como presiones uniformes, usados para determinar de las hojas de tubos para las hojas de tubos fijas en intercambiadores de calor, y son función de la presión de diseño lado envolvente, y de la presión de diseño lado tubos, de la equivalente presión de la expansión diferencial, y de la presión equivalente por los pernos.

6- Presión equivalente de los Pernos Es la presión equivalente resultante por los efectos de las cargas impuestas a los pernos en las placas de tubos, en una placa de tubos fija en un intercambiador, cuando la placa de tubos es ampliada con pernos como una conexión embridada.

7- Presión Equivalente a la Expansión Diferencial- Es la presión equivalente resultante por el efecto de la fuerza en la hoja de tubos impuesta por .la limitación entre la envolvente y los tubos a la expansión diferencial.

8- Unión Expandida de Tubo. Es la unión tubo-hoja de tubos por intrusión mecánica expansión explosiva del tubo dentro del agujero de la hoj de tubos.

9- Factor- "J "- de la Junta de Expansión, Es la relación entre la cantidad de deformación elástica de la junta de expansión, a la suma de la cantidad d deformación axial en la envolvente y la cantidad expandida de la junta.

10-Factores de concentración de l Carga en la Brida. Son factores usados para compensar la aplicación desigual del momento rn los pernos por la gran separación entre pernos.

11-Maxima y mínima separación entre apoyos de los Baffles. Son las limitaciones para la separación de los baffles para suministrar la integridad mecánica y térmica, y la efectividad hidráulica del haz tubular.

DEFINICIONES

12- Condición Normal de Operación de la envolvente y tubo del intercambiador de calor , son el cumplimiento
De los requerimientos térmicos e hidráulicos , generalmente especificados por las medidas del intercambiador.

13. Condiciones de pulsación deflujo:Son condiciones generales del flujo caracterizadas por las rápidas fluctuaciones en la presión y cantidad de flujo resultando por fuentes externas al intercambiador de calor

14 Cargas sísmicas. Son las fuerzas y momentos resultantes de la tensión inducida en cualquier miembro del intercambiador debido a las aceleraciones del modo de oscilaciones en forma de onda, que son el resultado del sismo.

15 Temperatura media en la envolvente (cuerpo) y tubos Son las temperaturas medias en el metal a través de los espesores de la envolvente y tubos sobre la longitud del intercambiador de calor para dar las condiciones de operación constantes.

16 Condiciones fijas son las condiciones de operación que existen en el tiempo de estado estable de las condiciones de operación, del flujo a la vez que el caudal ha cesado ambos procesos de transferencia entre cuerpo y tubos.

17 Condicion de arranque Son las condiciones de operación que existen en cualquiera de ambos procesos cuando se inicia la corriente a la vez que los estados estacionarios de operación son guardados.

18 Placa soprte Es el dispositivo que soporta el haz de tubos y reduce el espacio sin soporte de los tubos sin considerar la transferencia de calor.

19 Ligamentos en la placa de tubos Es la disminución de la distancia entre el borde de los agujeros de tubos ádyacentes en el esquema de tubos.

20 Unión soldada del tubo es la unión tubo-placa de tubos cuando el tubo es soldado a la hoja de tubos.

SECCION-5

STANDARARS MECANICOS PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR CALOR- RCB

RCB-1 ALCANCE DE LOS STANDARDS

RCB-1.11 GENERAL

Los Standards del TEMA son aplicables a las envolventes y tubos de intercambiadores de calor que no excedan de los siguiente criterios:

1)- El diámetro interior no excederá de 100 pulgadas (2540 mm).

2)- El producto del diámetro nominal, en pulgadas (mm) y la presión de diseño, no excederá de: $6'9.10^5$ kPa.

100.000 Psi ($17,5 \times 10^6$ k Pa)

3)-La presión de diseño no será superior a 3.000 Psi (20,684 KPa).

El propósito de estos parámetros es el limitar el máximo espesor de la pared de la envolvente aproximadamente a 3 pulgadas (76 mm), y el máximo diámetro de las tuercas a 4 pulgadas (102 mm).

Los criterios contenidos en estos Standards de TEMA pueden ser aplicados a unidades que excedan los parámetros superiores.

R-1.12 INTERCAMBIADORES DE LA CLASE "R"

Incluye los intercambiadores de calor con las especificaciones de diseño y fabricación de envolventes y tubos para las más severas condiciones de servicio en los procesos industriales de refinerías de petróleo. La seguridad y durabilidad son requeridas para estos intercambiadores diseñados para las condiciones más rigurosas.

C-1.12 INTERCAMBIADORES DE LA CLASE "C"

Incluye los intercambiadores diseñados en general para moderados servicios y requerimientos de procesos en general

La economía y general compacidad son los dos rasgos de esta clase.

B-1.12 INTERCAMBIADORES DE LA CLASE "B"

Son los intercambiadores especificados para servicio en procesos químicos.

Máxima economía y compacidad son el principal criterio de diseño.

RCB-1.13 CODIGO DE CONSTRUCCION

Los recipientes deben cumplir individualmente con el Código ASME Sección VIII División I. Los Standard de TEMA suplementan y definen al Código ASME para los intercambiadores de calor.

RCB-1.21 PRESION DE DISEÑO

La presión de diseño para la envolvente y el lado tubos, será especificada por el comprador.

RCB-1.3 PRUEBA

RCB-1.31 PRESION DE PRUEBA STANDARD

La prueba será hidrostática con agua. la presión será mantenida al menos 30 minutos. En el lado envolvente y en el lado tubos serán probados separadamente, de manera semejante para que pueda ser detectadas las perdidas de las juntas de los tubos, al menos desde un lado. Las juntas soldadas serán limpiadas a priori en el intercambiador para permitir la inspección durante la prueba.

La mínima presión de prueba a la temperatura ambiente eserá la quee indique el código.

RCB-1.311 OTROS LIQUIDOS DE PRUEBA

otros líquidos diferentes al agua pueden ser utilizados como medio para la prueba si hay acuerdo entre propietario y constructor.

RCB-1.32 PRUEBA NEUMATICA

Cuando los líquidos no pueden ser tolerados como prueba para la prueba del intercambiador se puede realizar una prueba neumática de acuerdo con el Código.

Esta prueba es considerada peligrosa y no exenta de riesgo. La presión a la temperatura ambiente será de acorde con lo especificado por el Código

RCB-1.33 PRUEBA SUPLEMENTARIA CON AIRE

Cuando una prueba suplementaria es especificada por el propietario, ella será precedida por la prueba hidrostática requerida en el párrafo RCB-1.31. Esta prueba será aceptada por propietario y fabricante, pero no excederá a lo requerido en el párrafo RCB-1.32.

RCB-1.4 TEMPERATURAS DE LOS METALES

RCB-1.41 LIMITACIONES EN LAS TEMPERATURAS EN LAS PARTES A PRESION

La limitación en la temperatura de los diferentes materiales metálicos son los prescritos en el Código.

RCB-1.42 TEMPERATURAS DE DISEÑO EN LOS INTERCAMBIADORES

RCB-1.421 PARA LAS PARTES QUE NO ESTEN EN CONTACTO CON AMBOS FLUIDOS

La temperatura de diseño para la envolvente en el lado tubos será especificada separadamente por el propietario. El Código proporciona los limites de las tensiones admisibles de las partes diseñadas a la temperatura de diseño.

RCB-1.422 PARA LAS PARTES QUE ESTEN EN CONTACTO CON AMBOS FLUIDOS

La temperatura de diseño es la temperatura de diseño del metal y es usada para establecer en el Código los limites de las tensiones para los materiales.

La temperatura de diseño estará basada en la temperatura de operación en los fluidos en el lado de la envolvente y en el lado de los tubos., excepto cuando la propiedad especifica otra temperatura de diseño en el metal. Cuando la temperatura de diseño en el metal es menor que la más alta temperatura de las temperaturas referidas en el párrafo RCB-1.421, la temperatura de diseño del metal y las partes afectadas serán indicadas en la placa de fabricación como indica el párrafo G-3.1.

RCB-1.43 TEMPERATURAS MEDIAS EN EL METAL

RCB-1.421 PARA LAS PARTES QUE NO ESTEN EN CONTACTO CON AMBOS FLUIDOS

La temperatura media del metal es la calculada temperatura del metal, especificada bajo las condiciones de operación, de una parte en contacto con el fluido. Este es usado para establecer las propiedades del metal bajo las condiciones en operación. La temperatura media esta basada en la temperatura operante de la parte en contacto con el fluido.

RCB-1.421 PARA LAS PARTES QUE ESTEN EN CONTACTO CON AMBOS FLUIDOS

La temperatura media del metal es la calculada temperatura del metal, bajo las condiciones de operación especificadas, de una parte en contacto con los fluidos en el lado de la envolvente y en el lado. Esta es usada para establecer las propiedades del metal bajo las condiciones de operación. La temperatura media esta basdae n la temperaturas especificadas operantes de los fluidos en el lado de la envolvente y en lado de los tubos. Establecida la temperatura media debe de considerarse esta en factores como es la relativo al coeficiente de transferencia de calor de los dos fluidos con la parte en contacto, y el área relativa a la transferencia de calor de las partes en contacto con los dos fluidos.

RCB-1.5 CORROSION ADMISIBLE STANDARD

La corrosión admisible Standard usada en las diferentes partes de un intercambiador son las siguientes, a menos que las condiciones de servicio creen una tolerancia mas conveniente y que tal tolerancia sea especificada por la propiedad.

RCB-1.51 PARTES DE ACERO AL CARBONO

R-1.511 PARTES A PRESION

Las partes a presión de acero al Carbono, excepto las anotadas a continuación, tendrán una corrosión admisible de 1/8" (3,2 mm).

CB-1.511 PARTES A PRESION

Las partes a presión de acero al Carbono, excepto las anotadas a continuación, tendrán una corrosión admisible de 1/16" (1,6 mm).

RCB-1.512 CABEZAS FLOTANTES INTERNAS DE CIERRE

Las cabezas flotantes interna de cierre, tendrán la tolerancia de la corrosión en las superficies soldadas, excepto las superficies de asiento de las juntas. La tolerancia de la corrosión en el exterior de la porción de brida puede ser incluida en la distancia mínima recomendada al borde.

RCB-1.513 PLACA TUBULAR

La placa de tubos tiene un tolerancia a la corrosión en cada lado, con la provisión qUe en lado estriado de una placa de tubos estriada, la profundidad de la junta estriada puede ser considerada la tolerancia de la corrosión.

RCB-1.514 TAPAS EXTERIORES

Cuando la tapa plana externa es estriada, la profundidad de las estrías de la junta pueden ser consideradas como disponible para la tolerancia de la corrosión.

RCB-1.515 BRIDAS FINALES

La tolerancia a la corrosión será aplicada solamente en el diámetro interior de la brida cuando esta expuesta los fluidos.

RCB-1.516 PARTES SIN PRESION

Las partes sin presión, tales como tirantes, espaciadores, baffles y placas de soporte, no necesitan margen de corrosión.

RCB-1.517 TUBOS, PERNOS Y APOYO DE CABEZAS FLOTANTES

Los tubos, pernos y apoyos de cabezas flotantes no requieren margen de corrosión.

RCB-1.518 PLACAS DE DIVISION DE PASO.

Estas no necesitan margen de corrosión

.

RCB-1.52 PARTES ALEADAS

Las partes aleadas no requieren margen de corrosión.

R-1.53 PARTES DE HIERRO DE FUNDICION

Las partes a presión de hierro de fundición deberán tener un margen de coorrosión de 1/8" (3,2 mm).

CB-1.53 PARTES DE HIERRO DE FUNDICION

Las partes a presión de hierro de fundición deberán tener un margen de corrosión de 1/16" (1,6 mm)

RCB-1.6 LIMITACIONES DE SERVICIO

RB-1.61 PARTES DE HIERRO DE FUNDICION

Las partes de hierro fundido solamente serán usadas para servicios con agua a presión que no exceda a 150 Psi (1034 kPa).

C-1.61 PARTES DE HIERRO DE FUNDICION

LLas partes de hierro fundido no se usaran para presión que exceda a 150 psi (1034 kpa), o para fluidos letales o inflamables a cualquier presión.

RCB-1.62 PRENSAESTOPAS DE JUNTAS EXTERNAS

No serán usadas cuando el propietario especifique que el fluido en contacto con las juntas es letal o inflamable

RCB-2 TUBOS

RCB-2.1 LONGITUD DE LOS TUBOS

Las siguientes longitudes para los tubos rectos y los tubos en-U- en los intercambiadores son comúnmente usadas:
96 (2438), 120 (3048), 144 (3658), 192 (4877) y 240 (6090) pulgadas (milímetros). Otras longitudes también pueden ser usadas. Ver párrafo N-1.12

RCB-2.2 DIAMETRO Y CALIBRE DE LOS TUBOS

RCB-2.21 TUBOS DESNUDOS

La tabla adjunta RCB-2.21 lista lel diámetro y calibre de los tubos comunes de cobre, acero y aleados. Otros diámetros y calibres son aceptados.

DIAMETRO Y CALIBRE DE TUBOS DESNUDOS			
OD inches (mm)	Cobre y Cobre aleado	Acero al Carbono, Aluminio y Aluminio Aleado	Otros Aleados
	B.W.G.	B.W.G.	B.W.G.
1/4 (6.4)	27 24 22	- - -	27 24 22
3/8 (9.5)	22 20 18	- - -	22 20 18
1/2 (12.7)	20 18	- -	20 18
5/8 (15.9)	20 18 16	18 16 14	20 18 16
3/4 (19.1)	20 18 16	16 14 12	18 16 14
7/8 (22.2)	18 16 14 12	14 12 10 -	16 14 12 -
1 (25.4)	18 16 14	14 12 -	16 14 12
1-1/4 (31.8)	16 14	14 12	14 12
1-1/2 (38.1)	16 14	14 12	14 12
2 (50.8)	14 12	14 12	14 12

Tabla RBC-2.21

Notas:

1)- El espesor de la pared será especificado como cualquier mínimo o medio

2)-Las características de los tubing son mostradas en las Tablas D-7 y D 7 M

RCB-2.22 TUBOS INTEGRALES ALETEADOS

El diámetro nominal de la aleta no excederá al diámetro exterior de la sección sin aleta. La especificación de la pared será basada en el espesor en el diámetro del núcleo.

RCB-2.3 TUBOS EN –U-

RCB-2.31 REQUERIMIENTO DE CURVADO EN –U-

Cuando se forma la curva de la –U-es normal que el espesor de la pared del tubo en el radio exterior de la curva sea más delgado. .El mínimo espesor en la pared del tubo en la porción de curvado anterior a la curva sea:

$$t_o = t_1 \left[1 + \frac{d_o}{4R} \right]$$

t_o = Espesor original de la pared del tubo, inches (mm)

t_1 = Mínimo espesor de la pared del tubo calculado por las reglas del Código para un tubo recto, sujeto a la misma presión y temperatura, inches (mm)

d_o = diámetro exterior del tubo,inches (mm)

R = Radio medio de la curva, inches (mm)

Más que un calibre de tubo, o dos calibres de tubos, pueden ser usados en el haz de tubos.

Cuando la forma en-U- es formada en tubos con material que es relativamente no sirve para un trabajo duro a temperatura adecuada, el adelgazamiento de la pared del tubo en la curva no excederá del 17% del espesor original de la pared del tubo.

El aplanado en la curva no excederá del 10% del diámetro nominal de la pared del tubo.

Las curvas en –U- construidas con tubos de material teniendo una baja ductilidad, o con material que sea susceptible de trabajo duro, pueden requerir consideración especial. Ver párrafo RCB-2.33.

RCB-2.32 ESPACIO ENTRE CURVAS

RCB-2.321 DIMENSION DE CENTRO A CENTRO

La dimensión de centro-a-centro entre las ramas paralelas será tal que ellas puedan ser insertadas dentro del baffle y ensambladas sin dañar a los tubos.

RCB-2.322 INTERFERENCIA DE CURVAS

El ensamblaje de las curvas será aparentemente un trabajo manual. El contacto metal-metal entre las curvas en el mismo plano no será permitido..

RCB-2.33 TRATAMIENTO TERMICO

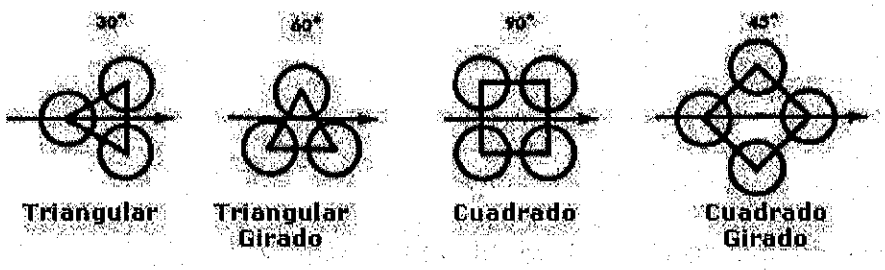
El trabajo en frío en la fabricación de las curvas-U- puede inducir esfuerzos que seguro producen fragilidad en los materiales por la corrosión en /o el ambiente.

El tratamiento térmico mitiga que las condiciones, pudiendo ser realizado entre el acuerdo entre propiedad y fabricante.

RCB-2.4 DISTRIBUCION DE TUBOS

El Standard de la distribución de los tubos se muestra en la figura adjunta:

Fig RCB-2.4



Nota: Las flechas de flujo son perpendiculares al borde cortante del baffle

RCB-2.41 DISTRIBUCION CUADRADA

En unidades del haz movibles, cuando la limpieza mecánica de los tubos es especificada por el propietario, la faja de tubos puede ser continua.

RCB-2.41 DISTRIBUCION TRIANGULAR

La distribución triangular o la triangular girada no pueden ser usada cuando el lado de la envolvente es limpiado mecánicamente.

R-2.5 PASO DE TUBOS

Los tubos serán espaciados con un mínimo de la distancia de centro-a-centro de 1,25 veces el diámetro exterior del tubo. Cuando la limpieza mecánica de los tubos es especificada por la propiedad, será prevista una mínima faja despejada de ¼" (6,4mm).

C-2.5 PASO DE TUBOS

Los tubos serán espaciados con un mínimo de la distancia de centro-a-centro de 1,25 veces el diámetro exterior del tubo. Cuando el diámetro de los tubos es 5/8" (15,9mm) o menor, y solo las juntas del tubo-a-placa tubular se expanden, la mínima distancia de centro-a-centro puede ser reducida a 1,20 veces el diámetro externo.

B-2.5 PASO DE TUBOS

Los tubos serán espaciados con un mínimo de la distancia de centro-a-centro de 1,25 veces el diámetro exterior del tubo. . Cuando la limpieza mecánica de los tubos es especificada por la propiedad y el diámetro nominal de la envolvente es de 12 pulgadas (305) o menor, será prevista una mínima faja despejada de3/16" (4,8mm).

RCB-3 ENVOLVENTES Y TAPA DE ENVOLVENTES

RCB-3.1 ENVOLVENTES

RCB-3.11 DIAMETRO DE LAS ENVOLOVENTES

Este se deja la discreción de cada fabricante a establecer un sistema de diámetros Standard de envolventes dentro del TEMA, en orden a archivar las peculiaridades económicas de estos disños individuales y facilitar la fabricación.

RCB-3.12 TOLERANCIAS

RCB-3.121 ENVOLOVENTES DE TUBO

El diámetro interior del tubo que forma la envolvente será de acuerdo con ASTM/ASME especificaciones de tubería.

RCB-3.121 ENVOLOVENTES DE CHAPA

El diámetro interior de cualquier envolvente de chapa no excederá al diámetro interior de diseño en más de 1/8" (3,2mm) como determina la medición circunferencial.

RCB-3.12 MINIMO ESPESOR DE LA ENVOLVENTE

El espesor de la envolvente es determinado por las formulas de diseño del Código, más la corrosión admisible, pero en ningún caso el espesor nominal de la envolvente será menor que los mostrados en las tablas que se adjuntan R-3.13 y CB-3.13

El espesor nominal total para envolventes revestidas será el mismo que para envolventes de acero al carbono.

RCB-3.12 MINIMO ESPESOR DE LA ENVOLVENTE

Tabla R-3.13

Mínimo espesor de la Envolvente en pulgadas (mm)

Diámetro Nominal de La Envolvente	Espesor Mínimo		
	Acero al Carbono		Aleado*
	Tubo	Chapa	
6 (152)	SCH 40	--	1/8 (3,2)
8-12 (203-305)	SCH 30	--	1/8 (3,2)
13-29 (330-737)	SCH STD	3/8 (9,5)	3/16 (4,8)
30-39 (762-991)	"	7/16 (11,1)	1/4 (6,4)
40-60 (1016-1524)	"	1/2 (12,7)	5/16 (7,9)
61-80 (1549-2032)	"	1/2 (12,7)	5/16 (7,9)
81-100 (2057-2540)	"	1/2 (12,7)	3/8 (9,5)

Tabla CB-3.13

Mínimo espesor de la Envolvente en pulgadas (mm)

Diámetro Nominal de La Envolvente	Espesor Mínimo		
	Acero al Carbono		Aleado*
	Tubo	Chapa	
6 (152)	SCH 40	--	1/8 (3,2)
8-12 (203-305)	SCH 30	--	1/8 (3,2)
13-23 (330-584)	SCH 20	5/16 (7,9)	1/8 /3,2)
24-29 (610-737)	"	5/16 (7,9)	3/16 (4,8)
30-39 (762-991)	"	3/8 (9,5)	1/4 (6,4)
40-60 (1016-1524)	"	7/16 (11,1)	5/16 (7,9)
61-80 (1549-2032)	"	1/2 (12,7)	5/16 (7,9)
81-100 (2057-2540)		1/2 (12,7)	3/8 (9,5)

* El Schedule 5S es permitido para diámetros de 6 pulgadas (152 mm) y de 8 pulgadas (203 mm)

RCB-3.12 ESPESOR DE LA TAPAS DE LA ENVOLVENTE

El espesor nominal de las cabezas de cierre de la envolvente, antes del conformado de la cabeza, será al menos igual al espesor de la envolvente mostrado en las tablas anteriores.

RCB-4 BAFFLES Y CHAPAS SOPORTE

RCB-4.1 TIPO DE BAFFLES TRANSVERSALES

Los baffles están al servicio de severas funciones y por consiguiente el diseño de cada uno es dependiente del servicio que deba cumplir.

Pueden actuar como:

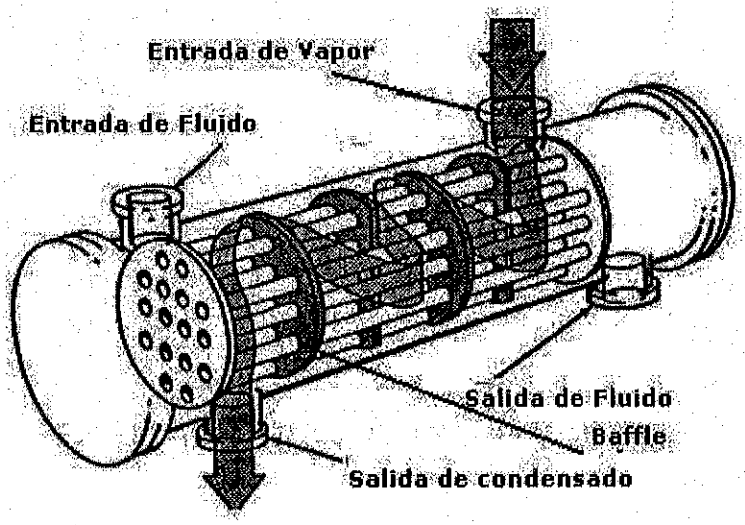
1)-Soporte estructural de tubos

2)- Como amortiguador de las vibraciones

3)-Como mecanismo de control y dirección del modelo de flujo del lfluido en el lado de la envolvente

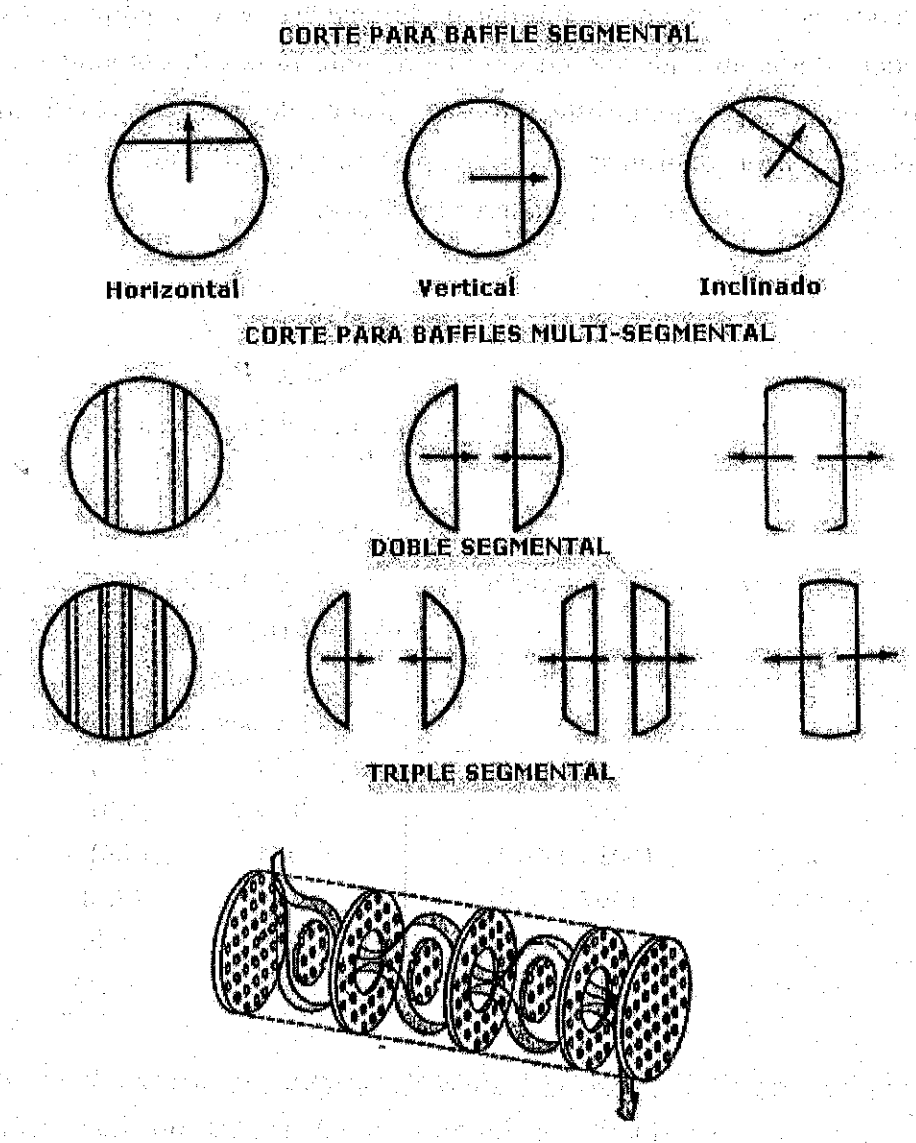
El tipo de los baffle o de las placas soporte Standard es el segmental o multi-segmental. Son permitidos otros tipos de baffles. El baffle es definido como el segmento, obtenido por el corte en una placa, produciendo una abertura en altura y expresado en porcentaje del diámetro interno de la envolvente o como un porcentaje del área neta total libre en el interior de la envolvente(área de la sección transversal menos área total del tubo). El número de filas de tubos superpuestas para baffles multi-segmental serán ajustadas aproximadamente al área de la sección neta de flujo á través de cada baffle.

Los baffles segmentales tienen el corte, cerca de la línea central de la fila de tubos, de la ruta de paso en la dirección del tubo, o exterior a la distribución de los tubos. Los baffles tendrán un acabado de calidad en el diámetro exterior. Los típicos baffles segmentales cortados son mostrados en las figuras adjuntas.



RCB-4.1 TIPO DE BAFFLES TRANSVERSALES

Figura RCB-4.1



RCB-4.2 AGUJEROS PARA LOS TUBOS

Cuando la máxima longitud sin soporte de los tubos es 36 pulgadas (914 mm) o menor, o para tubos de diámetro mayor que 1 ¼ de pulgada (31,8 mm) de diámetro exterior, los agujeros Standard para los tubos serán de 1/32 pulgadas (0,8 mm) sobre el diámetro exterior de los tubos. Cuando la máxima longitud sin soporte de un tubos excede a 36 pulgadas (917 mm), para los tubos de diámetro de 1 ¼ de pulgada (31,8 mm) y diámetro menor, los agujeros Standard para los tubosderán de 1/64 pulgadas (0,4 mm) sobre el diámetro exterior del tubo. Para condiciones de vibración, los agujeros para tubos pueden ser menores que los Standard. Cualquier rebava sera eliminada y el agujero para el tubo tendrá un acabado final de calidad. Los agujeros para los tubos tendrán una sobre tolerancia de 0,010 pulgadas (0,3 mm) excepto que el el 4% de los agujeros es admisible una sobre tolerancia de 0,015 pulgadas (0,4 mm).

RCB-4.3 BAFFLES TRANSVERSALES Y SOPORTES CON ESPACIO LIBRE

Los baffles transversales y chapas de soporte despejadas serán tales que la diferencia entre el diámetro interior de la envolvente y el diámetro exterior del baffle no excederá del limite indicado en la tabla adjunta RCB-4.3. Comoquiera, la separación libre no tiene un efecto significativo en el coeficiente de transferencia de calor en el lado de la envolvente, o en diferencia en la temperatura media. Este máximo espacio libre puede incrementarse al doble de los valores tabulados.



Baffle con el corte horizontal la sección incluye los tubos

Tabla RCB-4.3

Estándar de separación de secciones de Baffles y de las placas soporte

Pulgadas (mmM

Diámetro nominal interior de la Envolvente		Diámetro interior de la Envolvente menos Diámetro exterior del Baffle	
6-17	(152-432)	1/8	(3,2)
18-39	(457-991)	3/16	(4,8)
40-54	(1016-1372)	1/4	(6,4)
55-69	(1397-1763)	5/16	(7,9)
70-84	(1778-2134)	3/8	(9,5)
85-100	(2159-2540)	7/16	(11,1)

RCB-4.3 BAFFLES TRANSVERSALES Y PLACAS SOPORTE CON ESPACIO LIBRE

El diámetro interior de diseño de la envolvente de un tubo, definido por el diámetro exterior nominal del tubo, menos dos veces el espesor nominal de la pared del tubo. El diseño del diámetro interno de una envolvente de chapa es el especificado diámetro interno en cualquier caso. El diámetro interiorde diseño puede ser tomado como la medida actual del diámetro interior de la envolvente

RCB-4.4 ESPESOR DE BAFFLES Y DE PLACAS SOPORTE

RCB-4.41 BAFFLES TRANSVERSALES Y PLACAS SOPORTE

Las tablas adjuntas muestran el mínimo espesor de los baffles transversales y de las placas soporte aplicados a todos los materiales para varios diámetros de la envolvente y espacios entre placas.

Los espesores en los baffles y en las placas soporte para haces tubulares de tubos en –U- están basados en la longitud sin soporte de la sección recta del haz. La longitud de la curva no será considerada en la determinación de la longitud del tubo sin soporte para determinar el espesor de la placa soporte

Tabla R-4.41

Espesores de baffles y chapas soporte

Dimensiones en pulgadas y (mm)

DI. Nominal de la Envolvente		Espesor de las chapas									
		Longitud de los tubos sin soporte entre centro de baffles. El espacio final entre las placas tubulares y baffles no es considerado									
		24"(610) y menor		Mas de 24"(610) a 36"(914) inclusive		Mas de 36"(910) a 48"(914) inclusive		Mas de 48"(1219) a 60"(1524) inclusive		Mas de 60"(1524)	
6-14	(152-356)	1/8	(3,2)	3/16	(4,8)	1/4	(6,4)	3/8	(9,5)	3/8	(9,5)
15-28	(381-711)	3/16	(4,8)	1/4	(6,4)	3/8	(9,5)	3/8	(9,5)	1/2	(12,7)
29-38	(737-965)	1/4	(6,4)	5/16	(7,5)	3/8	(9,5)	1/2	(12,7)	5/8	(15,9)
39-60	(991-1524)	1/4	(6,4)	3/8	(9,5)	1/2	(12,7)	5/8	(15,9)	5/8	(15,9)
61-100	(1564-2540)	3/8	(9,5)	1/2	(12,4)	5/8	(15,9)	3/4	(19,1)	3/4	(19,1)

Tabla CB-4.41

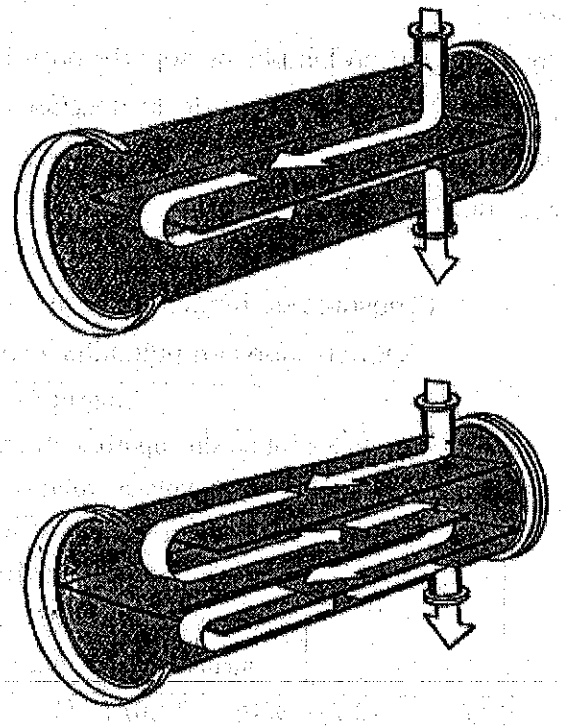
Espesores de baffles y chapas soporte

Dimensiones en pulgadas y (mm)

DI. Nominal de la Envolvente		Espesor de las chapas									
		Longitud de los tubos sin soporte entre centro de baffles. El espacio e final entre las placas tubulares y baffles no es considerado									
		24"(610) y menor		Mas de 24"(610) a 36"(914) inclusive		Mas de 36"(910) a 48"(914) inclusive		Mas de 48"(1219) a 60"(1524) inclusive		Mas de 60"(1524)	
6-14	(152-356)	1/16	(1,6)	1/8	(3,2)	3/16	(4,8)	1/4	(6,4)	3/8	(9,5)
15-28	(381-711)	1/8	(3,2)	3/16	(4,8)	1/4	(6,4)	3/8	(9,5)	1/2	(12,7)
29-38	(737-965)	3/16	(4,8)	1/4	(6,4)	5/16	(7,5)	3/8	(9,5)	5/8	(15,9)
39-60	(991-1524)	1/4	(6,4)	1/4	(6,4)	3/8	(9,5)	1/2	(12,7)	5/8	(15,9)
61-100	(1564-2540)	1/4	(6,4)	3/8	(9,5)	1/2	(12,7)	5/8	(15,9)	3/4	(19,1)

R-4.42 BAFFLES LONGITUDINALES

Los baffles longitudinales de acero al carbono, tendrán el espesor nominal del metal no será menor de 1/4" (6,4 mm)



Baffles longitudinales dirigiendo el flujo en la dirección axial

CB-4.42 BAFFLES LONGITUDINALES

Los baffles longitudinales de acero al carbono tendrán el espesor nominal del metal no menor de 1/4" (6,4).

Los baffles longitudinales de aleado tendrán el espesor nominal del metal no serán menor de 1/8" (3,2 mm).

RCB-4.42 PRECAUCIONES ESPECIALES

Consideraciones especiales serán dadas en:

1)- Baffles y placas soporte sujetas a vibración

2)-Baffles y placas sopote en el acoplamiento de tubos aleteados

3)- Los baffles longitudinales sujetos a grandes diferencias de presión debido a la gran caída de presión del fluido en el lado de la envolvente

4)- El soporte del haz de tubos con tolerancia a grandes espacios libres por RCB-4.3 son usados.

RCB-4.5 SEPARACION ENTRE BAFFLES Y PLACAS SOPORTE

RCB-4.51 SEPARACION MINIMA

Los segmentos de baffles normalmente no se separarán del cierre que el valor de 1/5 del diámetro interior de la envolvente o 2" (51 mm), el que sea mayor valor. Comoquiera, consideraciones especiales de diseño pueden ser dictadas en un espacio cerrado.

RCB-4.52 SEPARACION MAXIMA

Las placas soporte de los tubos estarán espaciadas, cuando la distancia sin soporte en los tubos no excede al valor indicado en la Tabla RCB-4.52 para el material del tubo usado.

Tabla RCB-4.52

MAXIMA SEPARACION EN TUBOS RECTOS SIN APOYAR

Dimensiones en pulgadas y (mm)

DO del Tubo	Materiales de los tubos y Temperatura Limite en °F y°C	
	Carbon Steel & High Alloy Steel, 750 (399) Low Alloy Steel, 850 (454) Nickel-Copper, 600 (316) Nickel, 850 (454) Nickel-Chromium-Iron, 1000 (538)	Aluminum & Aluminum Alloys, Copper & Copper Alloys, Titanium Alloys At Code Maximum Allowable Temperature
1/4 (6.4)	26 (660)	22 (559)
3/8 (9.5)	35 (889)	30 (762)
1/2 (12.7)	44 (1118)	38 (965)
5/8 (15.9)	52 (1321)	45 (1143)
3/4 (19.1)	60 (1524)	52 (1321)
7/8 (22.2)	69 (1753)	60 (1524)
1 (25.4)	74 (1880)	64 (1626)
1-1/4 (31.8)	88 (2235)	76 (1930)
1-1/2 (38.1)	100 (2540)	87 (2210)
2 (50.8)	125 (3175)	110 (2794)

Notas:

1)- En la tabla se muestran los limite de la temperatura del metal, máxima separación que será reducida en proporción a la raiz cuarta de la relación del módulo de Elasticidad a temperatura al Imodulo de Elasticidad que es tabulado a la temperatura limite.

2)- En el caso de tubos aleteados circunferenciales, el DO del tubo será el de el núcleo de las aletas y la correspondiente tabulada o interpolada luz será reducida en proporción directa a la raíz cuarta de la relación del peso por longitud de tubo, si el rzona de las aletas coincide con el actual tubo aleteado.

3)- la máxima separación sin soporte en los tubos en la Tabla RCB-4.52 no procede a considera el flujo potencial que induce vibraciones.

RCB-4.53 SEPARACION DE BAFFLES

Los baffles normalmente estarán separados uniformemente, en la longitud efectiva del tubo. Cuando esto no es posible, los baffires cercanos a los finales de la envolvente, y/o placas tubulares, serán localizados como practica cerca de las conexiones a la envolvente. Los restantes baffles serán espaciados uniformemente.

RCB-4.54 SOPORTE DE LOS TUBOS POSTERIORES EN –U-

Los soportes de las placas o baffles adyacentes a las curvas de los tubo-U en los intercambiadores serán localizados de modo que, para cualquier curva individual, la suma del diámetro de la curva más la longitudes rectas medidas a lo largo de ambas ramas que soportan las tangentes a las curvas no excederán la máxima separación sin soporte determinada en el párrafo RCB-4.52. Cuando el diámetro de la curva impide el desplazamiento previsiones especiales en adición a lo de arriba serán hechas para soporte de las curvas.

RCB-4.55 CLASES ESPECIALES

Cuando las condiciones de pulsación son especificadas por la propiedad, las separaciones sin soporte serán cortas, permitiendo la s restricciones a la caída de presión. Si la distancia bajo estas circunstancias se aproximan al máximo permitido en el párrafo RCB-4.52, deberá considerarse el dar una alternativa a la adaptación del flujo que pueda permitir acortar la distancias bajo las mismas restricciones por la perdida de carga del flujo.

RCB-4.56 VIBRACION EN EL HAZ DE TUBOS

El flujo en el lado de la envolvente produce fuerzas de excitación que resultan vibraciones destructivas en los tubos. Existiendo correlación en la predicción es inadecuado asegurar que cualquier diseño dado pueda estar libre de semejante daño. La vulnerabilidad de un intercambiador al flujo que induce vibración depende en la cantidad de flujo, en los materiales de tubos y baffles,en la separación sin soporte de los tubos, en la disposición de los tubos, diámetro de la envolvente, y en la configuración de Entrada y salida.

RCB-4.6 PROTECCION DE LOS BAFFLES A EL CHOQUE Y LA EROSION

Se suministran las limitaciones para prevenir o minimizar la erosión de las componentes del haz de tubos en las áreas de entrada y salida haz de tubos. Estas limitaciones no tiene correlación con la vibración, y el diseñador deberá referirse a la Sección 6 para referirse a estos fenómenos.

RCB-4.61 REQUERIMIENTOS DE PROTECCION EN EL LADO ENVOLVENTE CONTRA EL CHOQUE Y LA EROSION.

Una placa al choque, o otra medida de protección dell haz de tubos en función de del choque del fluido, será suministrada cuando los valores en la línea de entrada de ρV^2 excede alo siguiente. No abrasivo, simple fase fluida, 1500(2232); todos los otros líquidos incluyendo los que están en el punto de ebullición. 500(744). Para todos los otros gases y vapores, incluyendo todos los vapores nominalmente saturados, y las mezclas vapor-líquido, una protección al choque es requerida. **V** es la velocidad lineal del fluido en pies/segundo (m/seg). El valor de **ρ** es la densidad en libras/ pie^3 (Kg/m^3). El diseño de un difusor adecuado puede ser usado para reducir la velocidad lineal a la entrada de la envolvente

RCB-4.62 AREAS DE ENTRADA Y SALIDA EN LA ENVOLVENTE O EN EL HAZ DE TUBOS

En ningún caso en el área a le entrada o salida de la envolvente o del haz de tubos el producto ρV^2 excederá de 4000((5953) donde **V** es la velocidad lineal del fluido en pies/segundo (m/seg). El valor de **ρ** es la densidad en libras/ pie^3 (Kg/m^3).

RCB-4.621 AREAS DE ENTRADA Y SALIDA EN LA ENVOLVENTE CON PLACA DE CHOQUE

Cuando una placa de choque es proporcionada, el área del flujo será considerada un área libre entre el el diámetro interior de la envolvente en la boquilla (nozzle) y en la cara de la placa de choque.

RCB-4.622 AREAS DE ENTRADA Y SALIDA EB LA ENVOLVENTE SIN PLACA DE CHOQUE

Para determinar el área disponible de flujo en la entrada o salida de la envolvente, cuando no hay placa de choque, el área de flujo entre los tubos dentro de la proyección del agujero de la boquilla (nozzle) la actual área radial disponible de flujo libre desde bajo el domo de la boquilla, puede considerarse la medida entre el haz de tubos y el diámetro interior de la envolvente.

RCB-4.623 AREAS DE ENTRADA Y SALIDA EN EL HAZ DE TUBOS CON PLACA DE CHOQUE

Cuando una placa de choque es suministrada bajo una boquilla, el área del flujo será un área sin restricciones entre los tubos dentro del compartimiento entre los baffles y(o la placa de tubos.

RCB-4.624 AREAS DE ENTRADA Y SALIDA EN EL HAZ DE TUBOS SIN PLACA DE CHOQUE

Para determinar el área disponible para el flujo a la entrada o salida del haz de tubos cuando no hay placa de choque, puede ser considerada el área del flujo entre los tubos dentro del compartimiento de los baffles y/o placa de tubos.

RCB-4.63 LADO TUBOS

Cuando no se dan mecanismos especiales para prevenir la erosión de los finales de los tubos, bajo las siguientes condiciones se tendrá en consideración:

1)-Usar una boquilla axial en la entrada

2)- Liquido con un valor de ρV^2 excediendo a 6000((8928), donde es . **V** es la velocidad lineal del fluido en pies/segundo (m/seg). El valor de ρ es la densidad en libras/pie^3 (Kg/m^3).

RCB-4.7 TIRANTES DE AMARRE Y ESPACIADORES

Los tirantes y espaciadores u otros medios equivalentes se suministrarán conjuntamente al sistema de baffles, y serán suministrados para conservar en posición segura todos los baffles transversales y las placas soporte de los tubos.

R-4.71 NUMERO Y DIMENSIONES DE LOS TIRANTES

En la tabla adjunta R-4.71 se muestran las características de los tirantes.

Otras combinaciones en el número y diámetro de los tirantes pueden hacerse, siempre que el área en el metal sea equivalente. Como quiera, no menor a 4l en número y de diámetro no inferior a 3/8" (9,5 mm) serán permitidos. Cualquier segmento de baffle requiere tres puntos de soporte.

Tabla R-4.71

Standrs de Tirantes

Dimensiones en pulgadas (mm)

Diámetro nominal De la Envolvente		Diámetro de los Tirantes		Mínimo número de tirantes
6-15	(152-381)	3/8	(9,5)	4
16-27	(406-686)	3/8	(9,5)	6
28-33	(711-838)	1/2	(12,7)	6
34-48	(864-1219)	1/2	(12,7)	8
49-60	(1245-1524)	1/2	(12,7)	10
61-100	(1549-2540)	5/8	(15,9)	12

CB-4.71 NUMERO Y DIMENSIONES DE LOS TIRANTES

En la tabla adjunta CB-4.71 se muestran las características de los tirantes. Otras combinaciones en el número y diámetro de los tirantes pueden hacerse, siempre que el área en el metal sea equivalente. Como quiera, no menor a 4l en número y de diámetro no inferior a 3/8" (9,5 mm) serán permitidos. Cualquier segmento de baffle requiere tres puntos de soporte.

Tabla CB-4.71

Standrs de Tirantes

Dimensiones en pulgadas (mm)

Diámetro nominal De la Envolvente		Diámetro de los Tirantes		Mínimo número de tirantes
6-16	(152-381)	1/4	(6,4)	4
16-28	(406-686)	3/8	(9,5)	6
28-34	(711-838)	1/2	(12,7)	6
34-49	(864-1219)	1/2	(12,7)	8
49-61	(1245-1524)	1/2	(12,7)	10
61-100	(1549-2540)	5/8	(15,9)	12

RCB-4.8 MECANISMOS DE SELLO

En adición a los baffles, mecanismos de sello serán instalados cuando es necesario el prevenir excesivos by-pases alrededor o a través del haz de tubos.

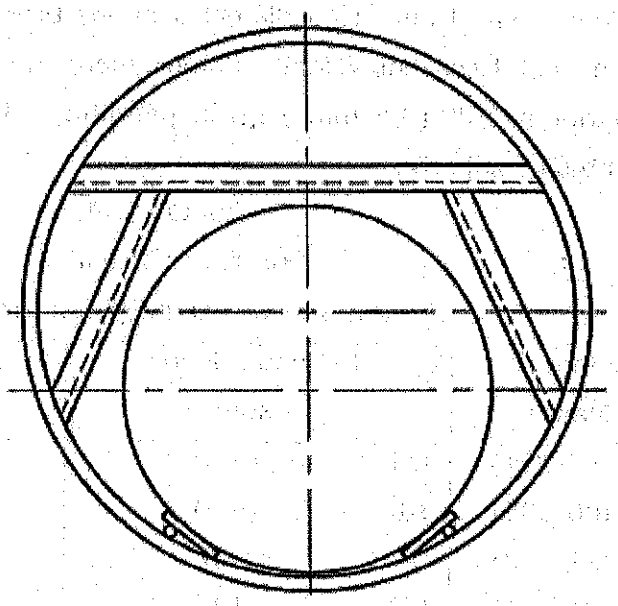
Los mecanismos de sello pueden ser bandas de precintos, tirantes con espaciadores, falsos tubos, o combinaciones de estas.

RCB-4.9 REBOILER TIPO KETTLE

Para este tipo de Reboiler, puede tener vigas de asiento y un haz tubular sujeto inferiormente como se muestra en la figura adjunta RCB-4.99.Otros métodos que se asemejan son aceptables. En los Kettle con placa de tubos fija el haz sujeto inferiormente no es necesario

RCB-4.9 <u>REBOILER TIPO KETTLE</u>

Figura-4.9



VIISTA DE LA SECCION TRANSVERSAL FINAL DE UN TUBO DEL HAZ Y LA ENVOLVENTE

RCB-5.1 CONTRUCION DE FINALES FLOTANTES

RCB.-5.1 CABEZAS FLOTANTES INTERNAS (Tipos S y T)

R-5.11 MINIMA PROFUNDIDAD(ALTURA) DE LAS CABEZAS FLOTANTES INTERIORES DE CIERRE

Para multi-paso, las cabezas flotantes de cierre en el interior, la profundidad será tal que la mínima área de flujo sobre la sección transversal entre los sucesivos pasos de tubos es al menos igual 1,3 vecesel área del flujo a través de los tubos en un paso. Para un paso simple las cabezas flotantes de cierre la profundidad de la linea central de la boquilla tendrá un mínimo de un tercio (1/3) del diámetro de la boca.

CB-5.11 MINIMA PROFUNDIDAD(ALTURA) DE LAS CABEZAS FLOTANTES INTERIORES DE CIERRE

Para multi-paso, las cabezas flotantes de cierre en el interior la profundidad será tal que la mínima área de flujo sobre la sección transversal entre los sucesivos pasos de tubos es al menos igual 1,3 vecesel área del flujo a través delos tubos en un paso. Para un paso simple las cabezas flotantes de cierre la profundidad de la linea central de la boquilla tendrá un mínimo de un tercio (1/3) del diámetro del a boca.

RCB-5.12 TRATAMIENTO DE CALOR POST-SOLDADURA

La fabricación de cabezas flotantes de cierre, después de l soldadura tendrá tratamiento de calor, cundo lo requiera el Código o lo especifique la propiedad.

RCB-5.13 PERNOS INTERNOS

El material para la fabricación de los pernos interiores para las cabezas flotantes será apropiado para el diseño mecánico y resistencia similar a la corrosión que la de los materiales usados en el interior de la envolvente.

RCB-5.14 DISPOSITIVOS DE APOYO DE LAS CABEZAS FLOTANTES

El material de construcción del anillo divisor u otros dispositivos de apoyo de las cabezas flotantes serán equivalentes a la resistencia a la corrosión de los materiales usados en el interior.

RCB-5.141 ESPESORES DE LOS DISPOSITIVOS DE APOYO (TIPO-S-)

Los espesores requeridos en los dispositivos de apoyo en las cabezas flotantes serán determinados por las formulas siguientes o el mínimo espesor mostrado en la Figura RCB-4.141, usando el que sea mayor.

FLEXION

Para estilo "A" "C" y "D"
Unidades Métricas

$$T = \frac{(W)(H)(Y)}{(B)(S)}^{\frac{1}{2}} \times 10^{3} \text{ en mm}$$

Para estilo "A" "C" y "D"
Unidades USA

$$T = \frac{(W)(H)(Y)}{(B)(S)}^{\frac{1}{2}} \text{ en pulgadas}$$

CORREGIR TODAS LAS FÓRMULAS

Para estilo "B"
Unidades Métricas

$$T = \frac{2(W)(H)(Y)}{(B)(S)}^{\frac{1}{2}} \times 10^{3} \text{ en mm}$$

Para estilo "B"
Unidades USA

$$T = \frac{2(W)(H)(Y)}{(B)(S)}^{\frac{1}{2}} \text{ en pulgadas}$$

CORTADURA

Unidades Métricas

$$t = \frac{W}{(\pi)(Z)(S_S)} \times 10^{6} \text{ mm}$$

Unidades USA

$$t = \frac{W}{(\pi)(Z)(S_S)} \text{ en pulgadas}$$

RCB-5.141 ESPESORES DE LOS DISPOSITIVOS DE APOYO (TIPO-S-)

A = OD de aro en Inch (mm)

B = Mostrado en la Figura RCB-5.141 en Inch (mm)

C = Circulo de pernos en Inch (mm)

H = 0,5 (C-B) en Inch (mm)

W = Carga de diseño en los pernos Lb (kN) En Apéndice 2 del Código ASME

Y = En Apéndice 2 del Código ASME

Z = OD de la placa de tubos en Inch (mm)

L = el mayor de T o t en Inch (mm) (uno por cortadura y otro por flexión)

siempre se calculan al menos para flexión

S = tensión admisible a tracción a T.de D en Psi (kPa)

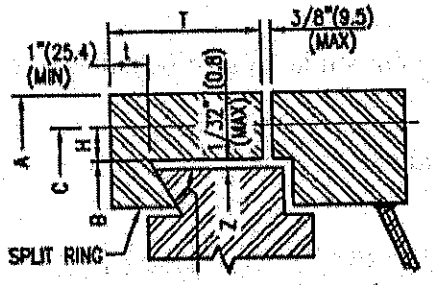
S_s = 0,8s en Psi (kPa)

S_{br} = S del aro de apoyo en Psi (kPa)

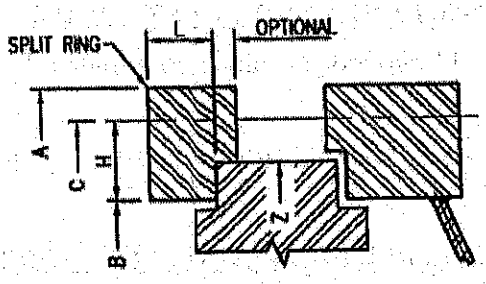
S_{kr} = S de la chaveta del aro partido en Psi (kPa)

S_{ts} = S de la placa de tubos en Psi (kPa)

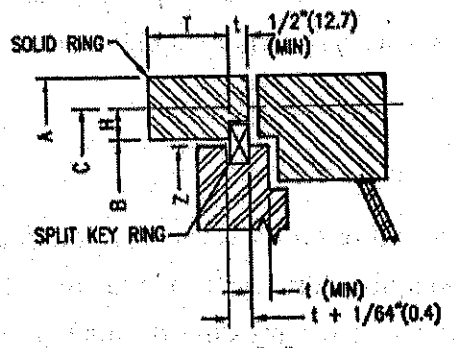
Figura RCB-5.141



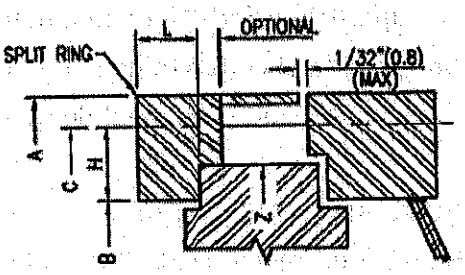
STYLE "A"



STYLE "B"



STYLE "C"



STYLE "D"

Notas.

1)- Todas las Referencias al código ASME en Sección VIII Div I (Apéndice II)

2)-Cautela: Para los Estilos "A", "B" y"D" chequear el espesor en cortadura de la placa de tubos si $S_{ts} \leq S_{br}$

3)- Cautela: Para el Estilo "C" chequear el espesor en cortadura de la placa de tubos si $S_{ts} \leq S_{kr}$

RCB-5.15 SOPORTE DEL HAZ DE TUBOS

Cuando se utiliza una tapa de cierre móvil de la envolvente, una placa de soporte parcial, u otro medio adecuado, será suministrado para soportar la cabeza flotante y el final del haz tubular. Si se usa una placa, el espesor de esta será igual o excederá al espesor de la placa soporte especificado en Tabla R-4.41 o en CB-4.41 que se aplica a los tubos sin soporte de lon.gitud mayor a 60 pulgadas (1524 mm).

RCB-5.16 BOQUILLA (NOZZLES) Y CABEZA FLOTANTE

La cabeza flotante y el prensaestopas de la boquilla para un intercambiador con simple paso, cumplirá con los requerimientos del párrafo RCB-5.21, RCB-5.22 y RCB-5.23.

RCB-5.17 PLACA DE PARTICIÓN DE PASO

El espesor nominal de la placa de partición de paso en la cabeza flotante será idéntico que

los mostrados en RCB-9.13 para el channel(distribuidor) y el bonnet(tapa).

RCB-5.2 EMPAQUETADURA EXTERIOR DE LA CABEZA FLOTANTE (TIPO-P-)

RCB-5.21 EMPAQUETADURA EN CABEZAS FLOTANTES

La superficie cilíndrica de la empaquetadura de cabezas flotantes, de placas de tubos y faldón, cuando el contacto con la empaquetadura (incluyendo la expansión admisible), se le dará un mecanizado fino final de 63 microInches.

RCB-5.22 PRENSAESTOPAS

Se dará un mecanizado fino en la envolvente o en el prensaestopas, cuando pasa por la placa de tubos. Si el material usado en la empaquetadura es trenzado, un mínimo de tres aros de empaquetadura serán usados para una presión máxima de diseño de 150Psi (1034 kPa) y un mínimo de cuatro aros serán usados para una máxima presión de diseño de 300Psi (2068 kPa). Para presiones inferiores a 150Psi (1034 kPa) y temperatura inferior a 300ºF (149ºC) y servicios no `peligrosos se podrán usar menos aros de empaquetadura. La Figura RCB-5.22 y la Tabla RCB-5.22 muestran detalles típicos y dimensiones de prensaestopas.

RCB-5.22 PRENSAESTOPAS

Fig- RCB-5.22

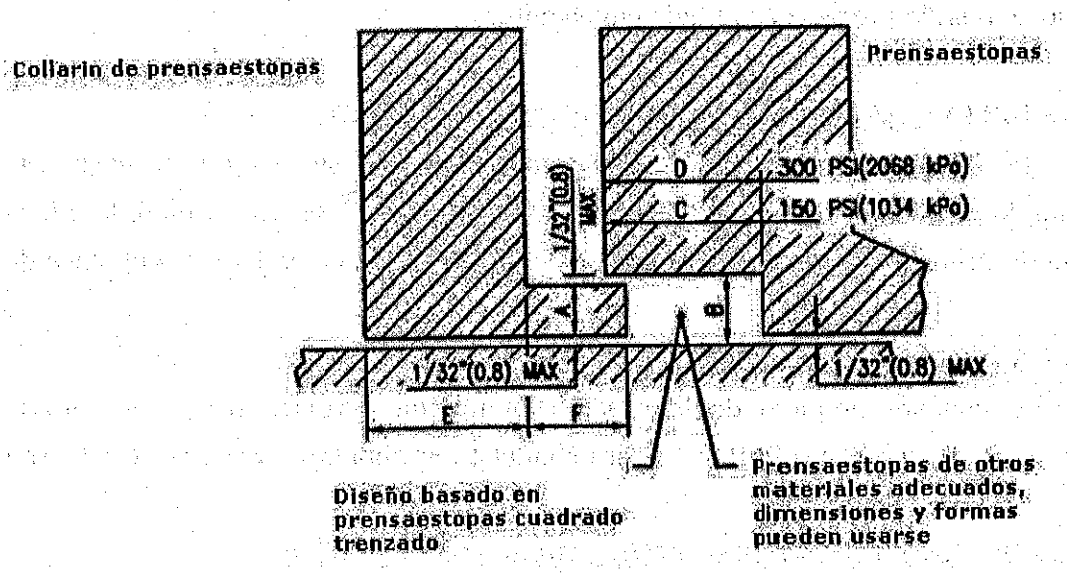


TABLA RCB-5.22

DIMENSIONES TIPICAS DE LA EMPAQUETADURA PARA CABEZAS FLOTANTE

PRESIONES DE 150 Psi (1034 kPa) Y 300 Psi (2068 kPa)

CON TEMP. MAX DE 600° F (316°C)

DIMENSIONES EN PULGADAS

SIZE	A	B	C	D	E (MIN)	F	BOLTS NO.	BOLTS SIZE
6 - 8	3/8	7/16	1-1/4	1-5/8	1	3/4	4	5/8
9 - 13	3/8	7/16	1-1/4	1-5/8	1	3/4	6	5/8
14 - 17	3/8	7/16	1-1/4	1-5/8	1	3/4	8	5/8
18 - 21	3/8	7/16	1-1/4	1-5/8	1	3/4	10	5/8
22 - 23	3/8	7/16	1-1/4	1-5/8	1	3/4	12	5/8
24 - 29	1/2	9/16	1-3/4	2-1/4	1-1/8	1	16	5/8
30 - 33	1/2	9/16	1-3/4	2-1/4	1-1/8	1	20	5/8
34 - 43	1/2	9/16	1-3/4	2-1/4	1-1/8	1	24	5/8
44 - 51	5/8	11/16	2-1/8	2-3/4	1-1/4	1-1/4	28	5/8
52 - 60	5/8	11/16	2-1/8	2-3/4	1-1/4	1-1/4	32	5/8

DIMENSIONES EN MILIMITROS

SIZE	A	B	C	D	E (MIN)	F	BOLTS NO.	BOLTS SIZE
152-203	9.53	11.11	31.75	41.28	25.40	19.05	4	M16
229-330	9.53	11.11	31.75	41.28	25.40	19.05	6	M16
356-432	9.53	11.11	31.75	41.28	25.40	19.05	8	M16
457-533	9.53	11.11	31.75	41.28	25.40	19.05	10	M16
559-584	9.53	11.11	31.75	41.28	25.40	19.05	12	M16
610-737	12.70	14.29	44.45	57.15	28.58	25.40	16	M16
762-838	12.70	14.29	44.45	57.15	28.58	25.40	20	M16
864-1092	12.70	14.29	44.45	57.15	28.58	25.40	24	M16
1118-1295	15.88	17.46	53.98	69.85	31.75	31.75	28	M16
1321-1524	15.88	17.46	53.98	69.85	31.75	31.75	32	M16

NoTa, La dimensión del prensaestopas es la misma de la "A"

RCB-5.23 MATERIAL DEL PRENSAESTOPAS

La propiedad especificara el material del prensaestopas quee s compatible con las condiciones de proceso en el lado envolvente.

RCB-5.24 FALDON DE LA PLACA TUBULAR FLOTANTE

El faldón de la placa de tubos normalmente se extenderá hacia el exterior. .Cuando el faldón puede extenderse hacia el interior, se usará un método adecuado para impedir áreas inactivas entre en la boquilla del lado de la envolvente y la placa de tubos.

RCB-5.25 PLACA DE PARTICIÓN DE PASOS

El espesor nominal de la cabeza flotante de partición de pasos será idéntico al mostrado en el párrafo RCB-9.13 para chanels(distribuidores y bonnet (cubiertas).

RCB-5.3 PLACA TUBULAR FLOTANTE AISLADA DE EXTERIOR

RB-5.31 ANILLO DE CIERRE HIDRAULICO

La placa de tubos aislada del exterior será usada solo para agua, vapor, aire, aceite de engrase o servicios similares. La temperatura de diseño no excederá de 375ºF (191ºC).

La presión de diseño estará limitada por la tabla adjunta Tabla RB-5.31

TABLA RB-5.31

MAXIMA PRESION DE DISEÑO PARA PLACA DE TUBOS FLOTANTES AISLADAS

Diámetro interno nominal de la envolvente Pulgadas (milimetros)		Máxima Presión de Diseño Psi (kPa)	
6-24	(152-610)	300	(2068)
25-42	(635-1067)	150	(1034)
43-60	(1092-1524)	75	(517)
60-100	(1549-2540)	50	(345)

C-5.31 ANILLO DE CIERRE HIDRAULICO

La placa de tubos aislada del exterior será usada solo para agua, vapor, aire, aceite de engrase o servicios similare. La temperatura de diseño, presión y diámetro de la envolvente estan limitados por el servicio, configuración de la unión, material de la empaquetadura y número de aros de empaquetadura, para un valor máximo dde la presión de 600 Psi (4137 kPa).

RCB-5.32 PRECACIOONES CON LA ESTANQUEIDAD

El diseño Incorporara el suministro de un aro de cierre hidráulico tal que cualquier fuga por delante de la empaquetadura ira a la atmósfera. Cuando aros de empaquetadura sin fin son usado, un aro de empaquetadura será usado en cada lado del aro de cierre hidráulico. Para materiales de la empaquetadura trenzados con costura,un mínimo de de empaquetadura deben de ser usadoen cada lado del aro de cierre hidráulico, con costuras alternada durante el ensamblaje.

RCB-5.33 MATERIAL DE EMPAQUETADURA

La propiedad especificara el material de la empaquetadura que sea compatible con las condiciones de proceso.

Figura RCB-5.22

RCB-6 JUNTAS

RCB-6.1 TIPO DE JUNTAS

R-6.2 MATERIELES PARA JUNTAS

Las juntas de metal encamisado o de metal sólido, serán usadas para las juntas de las cabezas flotantes internas, y todas serán aptas para presiones de 300 Psj (2068kPa) o superiores y para estar en contacto con hidrocarburos. Otros materiales para las juntas pueden ser especificados por acuerdo entre la propiedad y el fabricante para encontrar las condiciones especiales de servicio y el diseño de la brida. Cuando las dos camisas de la junta son comprimidas por los mismos pernos, se tomaran medidas para garantizar la estanquidad en ambas juntas, pero nuca la junta será aplastada por la carga de los pernos.

CB-6.2 MATERIELES PARA JUNTAS

Para presiones de diseño de 300 Psi (2068 kPa) y menores, camisas compuestas pueden usarse para juntas externas, a menos temperatura o de otra manera indicados para contenido de fluidos con naturaleza corrosiva. Las juntas con camisas rellenas de metal sólido pueden usarse en todas las juntas con presiones de diseño mayores de 300Psi (2068 kPa) y para juntas encabezas flotantes internas. Otros materiales para las camisas pueden especificarse por acuerdo entre la propiedad y el fabricante para encontrar las condiciones especiales en el diseño de la brida. Cuando las dos camisas de la junta son comprimidas por los mismos pernos, se tomaran medidas para garantizar la estanquidad en ambas juntas, pero nuca la junta será aplastada por la carga de los pernos.

RCB-6.3 JUNTAS PERIFERICAS

RC-6.31

La mínima anchura del aro periférico de la junta para uniones externas será 3/8 " (9,5 mm) para envolventes de dimensiones 23 pulgadas (584 mm) de diámetro nominal y 1/2" (12,7 mm) para todas las envolventes más largas.

B-6.31

La mínima anchura del aro periférico de la junta para uniones externas será 3/8 " (9,5 mm) para envolventes de dimensiones 23 pulgadas (584 mm) de diámetro nominal y 1/2" (12,7 mm) para todas las envolventes más largas. Las juntas de cara total serán usadas para bridas de acero fundido.

RCB-6.32

La mínima anchura del aro priférico de la junta para juntas internas será 1/4"(6,4 mm)
para todas las dimensiones.

R-6.33

La junta periférica tendrá en las superficies de contacto una tolerancia en la desviación de la llanura de un máximo de ± 1/32" (0,8 mm) referida a cualquier plano. Esta máxima desviación no sucederá en un arco menor de 20º (0,3 Rad) .

CB-6.33

Las juntas periféricas con las superficies de contacto serán lo suficiente planas para cumplir los requerimientos del párrafo RCB-1.3.

RCB-6.4 JUNTAS PARA PASO PARTIDO

La anchura de una junta con alma para paso partido del distribuidor (channel), cubierta (bonnet= y cabeza flotante no será menor que 1/4" (6,4 mm) para dimensiones de envolvente de 23 pulgads (584 mm) de diámetro nominal y no menor que 3/8" (9,5 mm) para ltodas las envolventes más largas

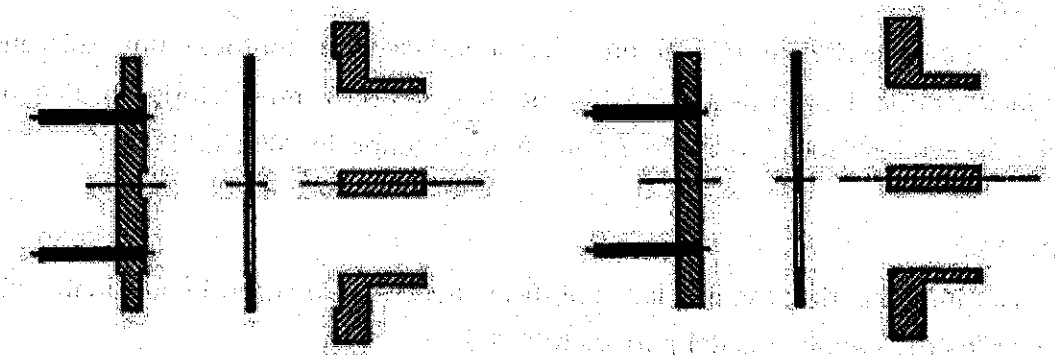
R-6.5 DETALLES DE JUNTAS

Las juntas serán de tipo confinado.

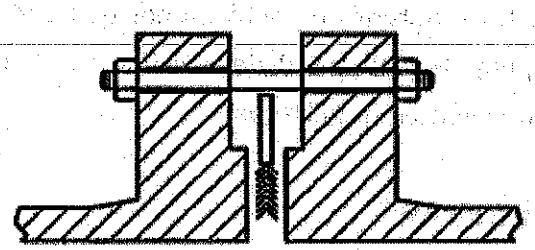
CB-6.5 DETALLES DE JUNTAS

Las juntas serán de tipo confinado o no confinado.

Figura -6.5



JUNTA CONFINADA JUNTA NO CONFINADA



JUNTA CONFINADA

JUNTA CON DEVANADO ESPIRAL CON ARO DE OTRO MATERIAL

RCB-6.6 JUNTAS DE RESERVA

A menos que se especifique de otra manera, las juntas de reserva solo comprenden las juntas más importante del cuerpo de la brida.

RCB-7 PLACAS PARA TUBOS

RCB-7.1 ESPESORES DE LAS PLACAS TUBULARES

RCB-7.11 INSTRUCCIONES PARA APLICACIÓN Y LIMITACIONES

Sujetos a los requerimientos del Código, las formulas y criterios de diseño contenidos en el párrafos RCB-7.1 a RCB-7.25 son aplicables con limitaciones, cuando las normales condiciones de diseño son consideradas.

1)- La dimensión y la presión están dentro del alcance de TEMA en el párrafo RCB-1.1.

2)-Las uniones entre los tubos-placa de tubos son dilatables, construidas con soldadura o con cualquier otra forma que sea efectiva contribuyendo al el soporte de la placa de tubos (excepto placa de tubos en-U-)

3)- los tubos son uniformemente distribuidos) no grandes área sin entubar)

Anormales condiciones de soporte o cargas son consideradas en casos especiales, y son definidas en el párrafo RCB-7.3 en cuyo caso es referenciado en este y subsiguientes párrafos.

RCB-7.12 ESPESOR EFECTIVO DE LA PLACA DE TUBOS

Excepto lo calificado en los párrfos RCB-7.121 y RCB-7.122, el efectivo espesor de la placa tubular será el espesor medido en el fondo de el lado de tubos en la ranura del paso de partición y/o en el lado de la envolvente la ranura de el baffile longitudinal menos la corrosión admisible en el exceso de profundidad.

RCB-7.121 CARAS APLICADAS A LAS PLACAS TUBULARES

El espesor del material de las caras aplicadas no será incluido en el espesor mínimo efectivo de la placa tubular.

RCB-7.122 REVESTIMIENTO INTEGRAL DE LAS PLACAS TUBULARES

El espesor del material de revestimiento en placas revestidas integralmente y los revestimientos depositados por soldadura serán incluidos en el espesor efectivo y considerado admisible por el Código.

RCB-7.13 ESPASOR EFECTIVO REQUERIDO EN LA PLACA TUBULAR

El requerido espesor efectivo en una placa tubular para cualquier tipo de intercambiador de calor será determinado desde los párrafos siguientes, para ambas placas, la del lado de tubos y la del lado de la envolvente, corroídos o sin corroer, usando el mayor valor de los espesores. Ambas placas tubulares de intercambiadores con placa tubular fija tendrán el mismo espesor a menos que lo previsto en el párrafo RCB-7.166 sea satisfecho.

R-7.131 MINIMO ESPESOR EN PLACAS TUBULARES CON LAS UNIONES A LOS TUBOS SE EXPANSIONEN

En ningún caso será el espesor total menos la corrosión admisible, menor que el diámetro exterior de los tubos en el área interior en que los tubos se dilatan, de cualquier placa tubular. En ningún caso el espesor total de la placa tubular, incluyendo la corrosión admisible, será menor que 3/4" (19,1 mm).

C-7.131 MINIMO ESPESOR EN PLACAS TUBULARES CON LAS UNIONES A LOS TUBOS SE EXPANSIONEN

En ningún caso será el espesor total menos la corrosión admisible, menor que 3/4 del OD de los tubos de 1" (25,4mm) y menor que 7/8" (22,2 mm) para tubos de OD 1-1/4"(31,8 mm), 1" (24,4 mm) para tubos de OD 1-1/2" (38,1mm) o 1-1/4" (31,8 mm) para tubos de OD de 2" (50,8 mm)en el área interior en que los tubos se dilatan, de cualquier placa tubular.

B-7.131 MINIMO ESPESOR EN PLACAS TUBULARES CON LAS UNIONES A LOS TUBOS SE EXPANSIONEN

En ningún caso será el espesor total menos la corrosión admisible, menor que 3/4 del OD de los tubos de 1" (25,4mm) y menor que 7/8" (22,2 mm) para tubos de OD 1-1/4"(31,8 mm), 1" (24,4 mm) para tubos de OD 1-1/2" (38,1mm) o 1-1/4" (31,8 mm) para tubos de OD de 2" (50,8 mm)en el área interior en que los tubos se dilatan, de cualquier placa tubular. En ningún caso el espesor total de la placa tubular, incluyendo la corrosión admisible, será menor que 3/4" (19,1 mm).

RCB-7.132 ESPESOR DE LA PLACA TUBULAR A FLEXION

$$T = \frac{F\,G}{3}\sqrt{\frac{P}{\eta S}}$$

(ver 'F' en pag 55)

T = Espesor efectivo de la Placa tubular en, inches (mm)

S = Tensión admisible a tracción para el material de la placa tubular ala temperatura de diseño del metal en en el Código, en Psi (kPa) ver párrafo RCB-1.42

P_s = Presión de diseño lado envolvente en, Psi (kPa)

P_t = Presión de diseño lado tubos en, Psi (kPa)

G = Para cualquiera de las condiciones corroídas o sin corrosión , dependiendo en que condición se cosiderà toma los valores dados en la tabla adjunta

VALORES DE –G-	
1)-Intercambiadores con placa tubular fija	G = ID de la envolvente
2)-Intercambiadores tipo Kettle	G =ID del conducto (port)
3)-Para cualquier placa tubular flotante (excepto dividida)	G = El valor que tiene para placa tubular fija, usando la P definida para otro tipo de intercambiadores
4)-Placa tubular Tipo T	El valor de G será usando P definida arriba con pernos y usando el valor actual de junta de placas tubulares flotantes
5)- Para placas tubulares divididas	G= 1,41 (d) (d) =longitud luz más corta entre la línea de centros de las juntas
6)-Para otro tipo de intercambiadores	G = diámetro en (mm),sobre donde la P está actuando (eje: P actuando en lel lado de la junta de la placa tublar. G= Diámetro de situación en la junta de la reacción sobre la junta) (Eje: P actuando en el lado de una placa tubular integral :G= ID de la parte donde actúa la P)

RCB-7.132 ESPESOR DE LA PLACA TUBULAR A FLEXION

P= Presión de diseño en Psi (kPa) sus valores en la tabla adjunta

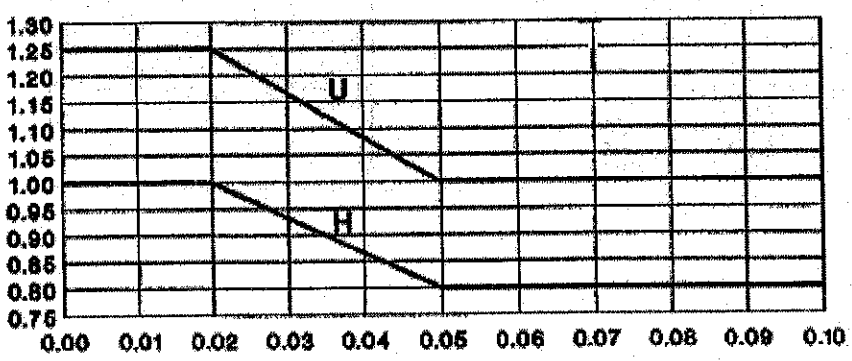
Valores de P para diferentes tipos de Intercambiadores	
TIPO DE INTERCAMBIADOR	Valor de P
1)-Para intercambiador con cabeza flotante exterior (Tipo-P-)	P es definida en el párrafo RCB-7.142 Psi (kPa)
2)-Intercambiador con empaquetadura flotante final con anillo de cierre hidráulico (Tipo-W-)con placa tubular flotante	P es definida en el párrafo RCB-7.141 Psi (kPa)
3)-Intercambiador con placas tubular fija	P es definida en el párrafo RCB-7.163. RCB-7.164 O RCB-7.165 Psi (kPa)
4)-Para otro tipo de intercambiadores ,P será la presión de diseño, en el lado envolvente o en el lado tubos, corregida cuando se presente vacio en el lado opuesto, o presión diferencial cuando sea especificada por la propiedad en Psi (kPa)	
5)-Para placas tubulares con tubos en-U-(tipo-U),donde la placa de tubos se prolonga como una brida para empernarse a la cabeza o la envolvente con aro tipo junta.	El valor de P vale según el lado bajo consideración $P = P_s + P_b$ o $P = P_t + P_b$ $P_b = -\frac{6{,}2\,M^*}{F^2\,G^2}$ M*=definida en RCB-7.1342 En Psi (kPa)
6)-Para placas tubulares flotantes(Tipo-T)donde la placa se extiende como una brida empernada a la cabeza aro tipo junta.El efecto del Momento actuando sobre la extensión definida en RCB-7.162, en terminos de equivalentes presiones en lado tubo y lado envolvente, excepto G = G de la junta para placas tubulares flotantes	P el mayor valor de $P = P_t + P_{st}$ $P = P_s - P_{st}$ $P = P_t$ $P = P_{st}$

RCB-7.132 ESPESOR DE LA PLACA TUBULAR A FLEXION

VALORES DE η
1)- $\eta = 1 - \frac{0{,}785}{\frac{\text{pitch}}{\text{ODtubos}}}^2$ para diseño cuadrado de tubos o cuadrado girado
2)- $\eta = 1 - \frac{0{,}907}{\frac{\text{pitch}}{\text{ODtubos}}}^2$ para diseño triangular de tubos o triangular girado
3- Para tubos aleteados integrales el OD del tubo en la placa tubular será usado

VALORES DE F
1)-Para placas de tubos sin soporte (eje: placa de tubos en-U) para las juntas en ambos lados: F=1,25
2)- Para placas de tubos soportada (Eje: placas de tubos fijas y placas flotantes) Para las juntas en ambos lados: F= 1,0
3)- Para placas de tubos integral sin soporte (eje: placa de tubos en-U) con las juntas en uno o ambos lados: F = Valor determinado en la curva-U- en la Fig. RCB-7.132 adjunta
4)- Para placas integrales de tubos soportada (Eje: placas de tubos fijas y placas flotantes) con las juntasen uno o en ambos lados: F0 Valor determinado en la curva-H- de la Fig RCB.7.132

Fig RCB-7.132

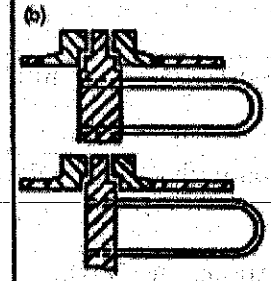
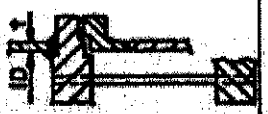
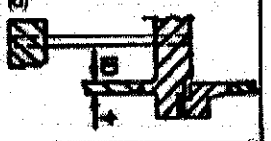
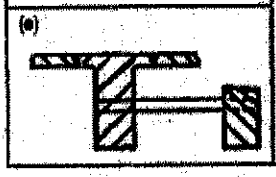


Espesor de pared / ID para integral placas de tubos

Nota:Si la placa tubular es integral en ambos lados tubos y envolvente los espesores de pared e ID están basados en el Limite Elástico del lado del menor valor de F.

RCB-7.132 ESPESOR DE LA PLACA TUBULAR A FLEXION

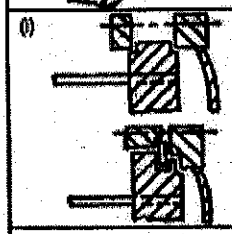
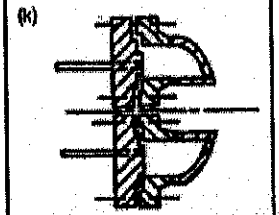
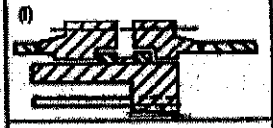
Tablas RCB-7.132 Ilustran las aplicaciones de las ecuaciones anteriores

	TUBESHEET THICKNESS FOR BENDING			
	$T = \frac{FG}{3}\sqrt{\frac{P}{\eta S}}$ Note: Must be calculated for shell side or tube side pressure, whichever is controlling.			
	For □ ◇ Tube pattern $\eta = 1 - \left[\frac{0.785}{\left(\frac{\text{Pitch}}{\text{Tube OD}}\right)^2}\right]$ For integrally finned tubes, the OD of the tube in the tubesheet shall be used	For ▷ △ Tube pattern $\eta = 1 - \left[\frac{0.907}{\left(\frac{\text{Pitch}}{\text{Tube OD}}\right)^2}\right]$ For integrally finned tubes, the OD of the tube in the tubesheet shall be used		S = Code allowable stress in tension, psi (kPa), for tubesheet material at design metal temperature. (See Paragraph RCB-1.42.)
	F	G		P
		Shell Side Pressure	Tube Side Pressure	
(a) 	1.0	Gasket G shell side See note 1	Gasket G tube side See note 1	Design pressure, psi (kPa), shell side or tube side, per Paragraph RCB-7.132 corrected for vacuum when present on opposite side or differential pressure when specified by customer.
(b) 	1.25	Gasket G shell side See note 1	Gasket G tube side See note 1	Design pressure, psi (kPa), shell side or tube side, per Paragraph RCB-7.132 corrected for vacuum when present on opposite side or differential pressure when specified by customer.
(c) 	See Figure RCB-7.132 $F = \frac{\left[17 - 100\left(\frac{t}{ID}\right)\right]}{15}$ Note: F Max = 1.0 F Min = 0.8	Gasket G shell side See note 1	Channel ID	Design pressure, psi (kPa), shell side or tube side, per RCB-7.132 corrected for vacuum when present on opposite side or differential pressure when specified by customer, or fixed tubesheet type units, as defined in Paragraphs RCB-7.163 thru RCB-7.165
(d) 		Shell ID or port inside diameter for kettle type exchangers	Gasket G (shell ID if fixed tubesheet type unit) See note 1	
(e) 		Shell ID or port inside diameter for kettle type exchangers	Channel ID (shell ID if fixed tubesheet type unit)	

RCB-7.132 ESPESOR DE LA PLACA TUBULAR A FLEXION

Tablas RCB-7.132 ilustran las aplicaciones de las ecuaciones anteriores

TABLE RCB - 7.132 (Continued)

	F	*G*		*P*
		Shell Side Pressure	Tube Side Pressure	
(f) 	See Figure RCB-7.132 $F = \frac{\left[17 - 100\left(\frac{t}{ID}\right)\right]}{12}$ Note: *F* Max = 1.25 *F* Min = 1.00	Gasket *G* shell side See note 1	Channel ID	Design pressure, psi (kPa), shell side, or tube side, per Paragraph RCB-7.132 corrected for vacuum when present on opposite side, or differential pressure when specified by customer.
(g) 		Shell ID or port inside diameter for kettle type exchangers	Gasket *G* tube side See note 1	
(h) 		Shell ID or port inside diameter for kettle type exchangers	Channel ID	
(i) 	1.0	Same *G* as used for stationary tubesheet		Design pressure, psi (kPa), shell side, or tube side, per Paragraph RCB-7.132 corrected for vacuum when present on opposite side, or differential pressure when specified by customer.
(j) 	1.0	Same *G* as used for stationary tubesheet. Also check using gasket *G* of the floating tubesheet See note 1		See Paragraph RCB-7.132
(k) 	1.0	*G* = 1.41 (*d*) *d* = Shortest span measured over center lines of gaskets.		Design pressure, psi (kPa), shell side, or tube side, per Paragraph RCB-7.132 corrected for vacuum when present on opposite side, or differential pressure when specified by customer.
(l) 	1.0	Same *G* as used for stationary tubesheet		Design pressure, psi (kPa), tube side per paragraph RCB-7.132 corrected for vacuum when present on the shell side.
(m) 	1.0	Same *G* as used for stationary tubesheet		Defined in Paragraph RCB-7.1411

Notes:
1. Gasket *G* = the diameter at the location of the gasket load reaction as defined in the Code.

RCB-7.133 ESPESOR DE LA PLACA TUBULAR A CORTE

$$T = \frac{0{,}31\, D_L}{1 - \frac{d_o}{pitch}} \quad \frac{p}{S}$$

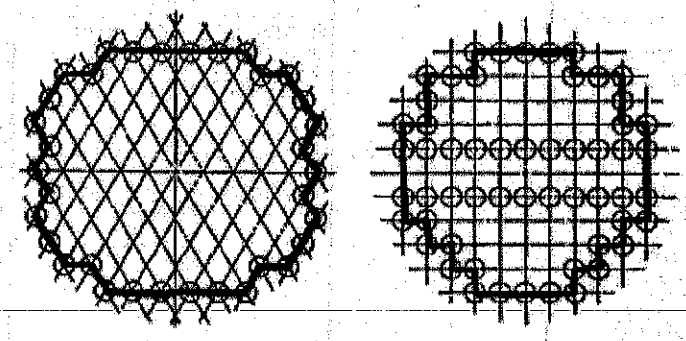
T = Espesor efectivo de la placa de tubos en, mm

D_L = Diámetro equivalente, del tubo de centro limite perímetro = $\frac{4A}{C}$ mm

C = Perímetro del trazado del tubo en forma escalonada medido incrementos de un pitch de tubo desde el centro-a-centro de los tubos más externos en mm.

La Fig RCB-7.133 muestra la aplicación de las formas típicas triangular y cuadrada

Fig RCB-7.133



"C" perímetro de la longitud definida por la línea gruesa

A = Area total encerrada por el perímetro "C " en inches^2 (mm^2)

d_o = Diámetro exterior del tubo en inches (mm), para tubos integrales aleteados se usará el OD del tubo en la placa tubular.

pitch = Espacio de centro-a-centro de tubos en inches (MM)

P = Presión en Psi (kPa)

VALORES DE –P-
1)-Para intercambiadores con empaquetadura de cabeza flotante exterior(Tipo P), P será como la definida en RCB-7.141 en Psi (KPa)
2)- Para intercambiadores con placa tubular fija, P será como la definida en RCB-7.163; RCB-7.164º RCB.7.165 en Psi)kPa)
3)- Para otros tipos de Intercambiadores, P será la presión de diseño en el lado tubos o lado envolvente en Psi (kPa), corregida para la presencia devacío en el lado opuesto, o la presión diferencial cuando lo especifica la propiedad

S= Tensión admisible a tracción en el Código, para el material de los tubos a temperatura de diseño en Psi (kPa)

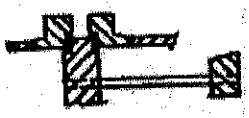
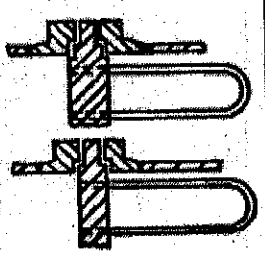
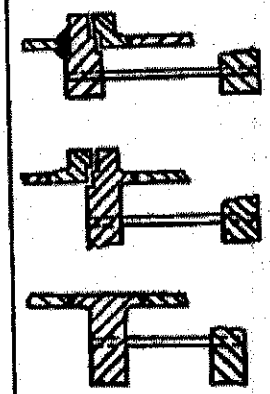
→ NO NECESITA SER CALCULADA

NOTA: La Cortadura no es controlada cuando $\frac{P}{S} < 1{,}6 \quad 1 \quad \frac{d_o}{pitch}^2$

Las Tablas RCB-7.133 ilustran las aplicaciones para las formulas de arriba

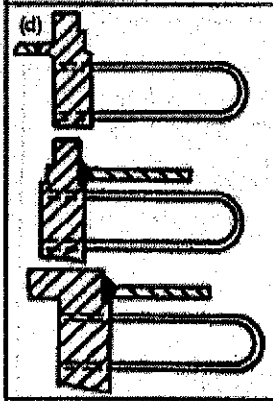
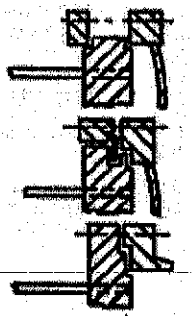
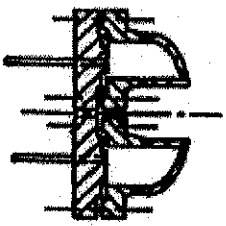
RCB-7.133 ESPESOR DE LA PLACA TUBULAR A CORTE

Tabla RCB-7.133

	TUBESHEET THICKNESS FOR SHEAR	
	$T = \left[\frac{0.31 \quad D_L}{\left(1 - \frac{d_o}{Pitch}\right)}\right]\left(\frac{P}{S}\right)$ Note: Must be calculated for shell side or tube side pressure, whichever is controlling.	
	d_o = Outside tube diameter, inches (mm). For integrally finned tubes, the OD of the tube in the tubesheet shall be used.	$Pitch$ = Tube spacing, center-to-center, inches (mm).
	P	S = Code allowable stress in tension, psi (kPa). For tubesheet material at design metal temperature.(See paragraph RCB-1.42.)
		D_L
(a) 	Design pressure, psi (kPa), shell side or tube side, corrected for vacuum when present on opposite side, or differential pressure when specified by customer	$D_L = 4\left(\frac{A}{C}\right)$ C = Perimeter of tube layout measured stepwise in increments of one tube-to-tube pitch center-to-center of the outermost tubes, in inches (mm). See Figure RCB-7.133 A = total area enclosed by C in square inches (mm ^{2}). See Figure RCB-7.133
(b) 	Design pressure, psi (kPa), shell side or tube side, corrected for vacuum when present on opposite side, or differential pressure when specified by customer	
(c) 	Design pressure, psi (kPa), shell side or tube side, corrected for vacuum when present on opposite side, or differential pressure when specified by customer, or for fixed tubesheet type units, as defined in paragraphs RCB-7.163 thru RCB-7.165	

RCB-7.133 ESPESOR DE LA PLACA TUBULAR A CORTE

Tabla RCB-7.133

	P	D_L
(d) 	Design pressure, psi (kPa), shell side or tube side, corrected for vacuum when present on opposite side, or differential pressure when specified by customer	$D_L = 4\left(\frac{A}{C}\right)$ C = Perimeter of tube layout measured stepwise in increments of one tube-to-tube pitch center-to-center of the outermost tubes, in inches (mm), See Figure RCB-7.133 A = total area enclosed by C in square inches (mm^2), See Figure RCB-7.133
(e) 	Design pressure, psi (kPa). Shell side or tube side, corrected for vacuum when present on opposite side, or differential pressure when specified by customer	
(f) 	Design pressure, psi (kPa), shell side or tube side, corrected for vacuum when present on opposite side, or differential pressure when specified by customer	
(g) 	Design pressure, psi (kPa), tube side, corrected for vacuum when present on the shell side	
(h) 	Defined in Paragraph RCB-7.1412	

RCB.7.134 FORMULAS DE PLACAS TUBULARES-EXTENSION DE LA ACCION DE LA BRIDA ALA PLACA

Este párrafo solo es aplicable cuando las cargas en los pernos son transmitidas ,en el circulo de pernos, extendiendo su acción a una porción de la placa de tubos. La porción periférica prolongada desde una cabeza empernada a una brida o envolvente con un un aro de junta, puede diferir en espesor con el de la porción interior de envolvente calculada en el párrafo RCB-7.132. El espesor mínimo de la porción prolongada puede ser calculado por las formulas siguientes:

RCB-7.1341 INTERCAMBIADORES CON PLACA TUBULAR FIJA O PLACA TUBULAR FLOTANTE.

$$T_r = 0{,}98 \left[\frac{M\left(r^2 \quad 1 + 3{,}71\, r^2 \ln r\right)}{S\,(A - G)\left(1 + 1{,}86\, r^2\right)} \right]^{1/2}$$

T_r = Espesor mínimo de la porción extendida, en inches (mm)

A = Diámetro exterior de la placa de tubos, en inches (mm)

r = A/G

M = El mayor de M_1 o M_2 definidos en el párrafo RCB-7.162

Nota: Los momentos pueden diferir con los momentos actuando en la brida acoplada

S y G definidos en el párrafo RCB-7.132

RCB-7.1342 PACA TUBULAR DE INTERCAMBIADORES

$$T_r = 1{,}38 \left[\frac{M^* + M + 0{,}39\, P\, G^2\, \omega}{(A \quad G)S} \right]^{1/2}$$

T_r= Espesor mínimo de la porción extendida, en imm

$$M^* = \frac{\frac{0{,}069}{\eta}\, \omega\, F^3\, P\, G^3 \left[\frac{T_r}{T} \right]^3 - M\ G - 0{,}39\, \omega\, P\, G^2}{G + \frac{1{,}37}{\eta} \left[\frac{T_r}{T} \right]^3 \omega}$$

T = Espesor efectivo calculado en párrafo RCB-7.132, en m

ω =0,5 (A-G)

M = El mayor de M_1 o M_2 definidos en el párrafo RCB-7.162

Nota: Los momentos pueden diferir con los momentos actuando en la brida acoplada

F y G y η son definidos en el párrafo RCB-7.132

P = P_s o P_t o máxima presión diferencial es aplicable

Nota: Ver el párrafo siguiente RCB-7.13421 para procedimiento

RCB-7.13421 METODOS ITERATIVOS DE CALCULO

METODO-1

(1)-Calculo de M* asumiendo T_r = T

(2)-Calculo P_b Con P en párrafo RCB-7.132

(3)- Calculo de T con párrafo RCB-7.132

(4)- Calculo de T_r con párrafo RCB-7.1342

(5)- Comparar T y T_r; Si T es mayor que T_r el cálculo ha terminado. Usar el valor T_r calculado. De no proceder seguir:

(6)- Si T_r es mayor T, o si esto es deseado se reduce $T_r$por debajo de T, se selecciona una relación T_r /T que sea menor que (1) y repetir las etapas (1) a (5).

Nota: T_r /T esta relación es calculada usando el espesor actual corroído de una parte

RCB-7.13421 METODOS ITERATIVOS DE CALCULO

METODO-2 (ALTERNATIVA)

(1)-Se toma M*= -M

(2)-Calculo P_b Con P en párrafo RCB-7.132

(3)- Calculo de T con párrafo RCB-7.132

(4)- Calculo de T_r con párrafo RCB-7.1342

(5)- Recalcular M*= -M usando valores T y T_r en las etapas (3) y (4) y como son definidos en el párrafo RCB-7.1342. (Nota T_r (T debe de ser ≤ 1)

(6)-Si $|M^*|$ obtenido en etapa (5) es menor que $|M|$ desde etapa (1) , el calculo ha terminado. Use T_r calculado en etapa (4). De no ser así proceder con la etapa (7)

(7)-Si $|M^*|$ obtenido en etapa (5) es mayor que $|M|$ de la etapa (1), repetir etapa (2) usando M* calculado en etapa (5). Entonces repetir desde etapa (3) a etapa (5).

(8)- Si el último valor calculado $|M^*|$ es menor que el valor previo $|M^*|$ usando en el cálculo P_b , el cálculo ha terminado. use el ultimo valor calculado de T_r .

(9)-Si el ultimo valor calculado de $|M^*|$ es mayor que el valor previo de $|M^*|$ usando en el cálculo P_b, repetir la etapa (2) usando el último valor calculado de M*.Entonces repetir las etapas (3) a (5). Continuar con el procedimiento hasta que la etapa (8) sea satisfecha.

RCB-7.141 PLACA TUBULAR FLOTANTE CON EMPAQUETADURA EN EL TIPO DE INTERCAMBIADOR CON PRESION EFECTIVA

RCB-7.141 CABEZA FLOTANTE CON EMPAQUETADURA

Los espesores de las placas de tubos en intercambiadores cuyas cabezas están empaquetadas en el diámetro exterior de la placa de tubos o en la prolongación cilíndrica de ella será calculada igual como si fuera estacionaria, usando P en las formulas dadas continuación.

RCB-7.1411 FLEXION-PRESION EFECTIVA DE DISEÑO

La presión efectiva de diseño es usada con la formula dada en el párrafo RCB-7.132 que viene dada por:

$$P = P_t + P_s \frac{1{,}25\left(D^2 - D_c^2\right)\left(D - D_c\right)}{D\,F^2\,G^2}$$

P_t=Presión de diseño en el lado tubos, en Psi (kPa) (para diseño vacío P_t <0))

P_s = Presión de diseño en el lado envolvente, en Psi (kPa) (para diseño vacío P_t <0))

D = Diámetro exterior de la palca de tubos fltante, inches (mm)

$D_c = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$ Diámetro equivalente del tubo en el centro al limite del perímetro

en inches (mm) usando para el valor de A el definido en el párrafo RCB-7.133

F y G definidos en el párrafo RCB-7,132

RCB-7-1412 CORTE-PRESION EFECTIVA DE DISEÑO

La presión efectiva de diseño es usada con la formula dada en el párrafo RCB.7.132 que viene dada por.

$$P = P_t + P_s \frac{D^2 - D_c^2}{D_c^2}$$

RCB-7.142 PLACA TUBULAR EMPAQUETADA CON ARO DE CIERRE HIDRULICO

El espesor de la placa tubular en intercambiadores cuya placa tubular flotante es empaquetada en el diámetro exterior con una tapa de retorno o con un distribuidor embridado ala brida del la envolvente, será calculada como una placa tubular estacionaria con junta, usando el valor de P definido en el diseño en el lado tubos en Psi (kPa), corregida para vacío cuando se presenta en un lado de la envolvente. Es incorrecto utilizar la presión en el lado de la envolvente.

RCB-7.15 DOBLE PLACA TUBULAR

RCB—7.151 ESPESOR MINIMO

Ningun componente de una placa tubular doble tendrá un espesor menor que el requerido en el párrafo RCB-7.131

RCB-7.152 VENTEOS Y DRENAJES

La placa tubular doble tipo soldada en los bordes será provista con venteo y drenaje conectando los puntos altos y bajos en el espacio cerrado.

RCB-7.153 PRECAUCIONES ESPECIALES

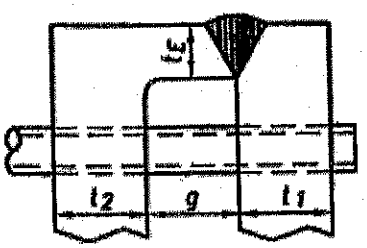
Vuando una placa tubular dobles es usada, especial atención se tendrá con l condición de soportar los tubos sin dañarlos, por las cargas mecanicas y térmicas que actuan sobre ellos en la construcción.

RCB-7.154 INTEGRAL PACA DE TUBOS INTEGRAL

La placa tubular es conectada de una manera en que la distribución axial de cargas y radial de las cargas de expansión térmica entre las placas por medio de un elemento interconectado capaz de prevenir el aumento radial individual en cada placa.

Es asumido que el elemento es suficiente rígido pata la transferencia mutua de todas las cargas mecánicas y térmicas radiales entre los tubos. Es creído que los tubos son suficientemente rígidos para la transferencia mutua de todas las cargas radiales mecánicas y térmicas entre las placas.

Fig-RCB-7.154



RCB-7.1541 ESPESOR DE LAS PLACAS DE TUBOS

Calcular el espesor total combinado de las placas tubulares, (T) por el párrafo RCB-7.13

T = El mayor de los espesores, inches (mm) ,resultante de los párrafos RCB-7.132 o RCB.7.133 usando las formulas para condiciones variables.

G = Por párrafos RCB-7.13 en,inches (mm), usando los casos con valores más desfavorables de la placa en lado envolvente y del lado tubos, a sus respectivas temperatura de diseño

S = La menor de las tensiones admisibles en el Código para cualquier componente de la placa a las respectivas temperaturas de diseño en , Psi (kPa)

F = Por el párrafo RCB-7.13, usando el valor de los casos más desfavorables del lado envolvente y del lado tubos a sus respectivas temperaturas de diseño.

Todas las de mas variables en el párrafo RCB-7.13

Establecido el espesor individual de cada placa tubular que son $t_2 + t_1 \geq T$ y el mínimo espesor individual de las placas (t_1 y t_2) será e´l mayor de los párrafos RCB-7.13 o RCB-7.134 que son aplicables.

t_1 = Espesor del lado tubos de la placa en mm

t_2 = Espesor del lado envolvente de la placa en mm

RCB-7.1542 DISEÑO DE ELEMENTOS INTERCONECTADOS-CORTE

El esfuerzo radial de corte (τ), Psi (Kpa) en la unión debido a la expansión diferencial de las placas de tubos no excedera del 80% de la más baja tensión admisible del Código (S)de cualquiera de los materiales de las placas de tubos en los elementos interconectados a cualquier diseño de temperatura.

El corte es definido como:

$$\tau = \frac{F_E}{t_E} \times 10^6 \leq 0{,}8\,S \quad \text{Métrico}$$

T_E = Espesor de elementos interconectados, en mm

$$F_E = \left| \frac{(\alpha_1 \Delta T_1 - \alpha_2 \Delta T_2)(t_1 E_1)(t_2 E_2)}{(t_1 E_1) + (t_2 E_2)} \right| \times 10^6 \text{ en Métrico}$$

F_E = fuerza unidad de longitud debida a la expansión radial, KN/mm

E_1 = Módulo de Elasticidad de la placa (1) a la temperatura media del material en kPa

E_2 = Módulo de Elasticidad de la placa (2) a la temperatura media del material en kP

α_1 = Coeficiente de expansión térmica de la placa (1) a la temperatura media del metal en mm/mm/ºC)

α_2 = Coeficiente de expansión térmica de la placa (2) a la temperatura media del metal en mm/mm/ºC

ΔT_1 = Diferencia de temperatura entre las condiciones del ambiente a la temperatura media en el metal de las placa (1),º C.

ΔT_2 = Diferencia de temperatura entre las condiciones del ambiente a la temperatura media en el metal de las placa (2), º C.

RCB-7.1543 DISEÑO DE ELEMENTOS INTERCONECTADOS-FLEXION Y TRACCION

La combinada tensión por flexión debida a la expansión diferencial térmica y la tracción axial debida a la expansión térmica de los tubos no excedera a 1,5 veces la tensión admisible del Código (S) del elemento interconectado.

La tensión total combinada del elemento interconectado (σ_E9, en Psi (kPa) viene dada por:

$$\sigma_E = \sigma_B + \sigma_{TE} \leq 1{,}5\ S$$

La tensión debida a la expansión térmica de los tubos (σ_{TE}, en kPases definida por:

$$\sigma_{TE} = \left|\frac{F_{TE}}{A_E}\right| \times 10^6 \text{ Métrico}$$

Donde:

$$F_{TE} = \left|\frac{(\alpha_T \Delta T_T - \alpha_E \Delta T_E)(E_T A_t)(E_E A_E)}{(E_T A_T) + (E_E A_E)}\right| \times 10^6 \text{ en métrico}$$

M_B = Momento de flexión por unidad, medido actuando en interconexión el elemento en, imm- KN/mm

g = espacio entre placas de tubos en ,inches (mm).El espacio entre las placas de tubos para una placa integral doble es dejado a la discreción del fabricante.: Para otros tipos de doble placa tubular, el mínimo espacio es determinado de acuerdo con el párrafo RCB-7.1552 o RCB-7.1562 ambos son aplicables.

α_T = Coeficiente de expansión térmica de los tubos a la temperatura media del metal en in mm/mm/ºC.

α_E = Coeficiente de expansión térmica del elemento interconectado a la temperatura media del metal en imm/mm/ºC.

ΔT_T = Diferencia de temperatura entre las condiciones del ambiente a la temperatura media en el metal de los tubos (1), º C.

ΔT_E = Diferencia de temperatura entre las condiciones del ambiente a la temperatura media en el metal del elemento interconectado , ºC.

RCB-7.1543 DISEÑO DE ELEMENTOS INTERCONECTADOS-FLEXION Y TRACCION

E_T = Módulo de Elasticidad de los tubos a la temperatura media del material en kPa.

E_E = Módulo de Elasticidad del elemento intercomunicado a la temperatura media del material en kPa

A_T = Area total de la sección transversal de los tubos entre las placas tubulares en, mm^2

A_E = Area total de la sección transversal del elemento interconectado en, $inch^2$(mm^2)

F_{TE} = Fuerza resultante debida a la expansión diferencial entre tubos y elemento, kN

RCB-7.1544 CONSIDERACION DE LA TENSION EN LOS TUBOS- TENSION AXIAL

La tensión axial en los tubos debido a la expansión térmica y carga de presión, no excederá a la tensión admisible en el Código (S) de los tubos a temperatura de diseño.

La tensión combinada total en los tubos (σ_T), en kPa es dada por:

$$\sigma_T = \sigma_F + \sigma_{TT} \leq S$$

La tensión axial debida a la presión (σ_F), en kPa es definida por:

$$\sigma_F = \frac{P\,n\left(G^2 - N\,d_o^2\right)}{4\,A_T}$$

Donde.

P = Mayor presión de diseño del lado envolvente o lado tubos, en, kPa

G = Definida en párrafo RCB-7.13 en, mm

N = Número de tubos

d_o = OD de los tubos entre placas de tubos en, mm

La tensión debida a la expansión térmica radial de los tubos (σ_{TT}) en kPa es definida por:

$$\sigma_{TT} = \frac{F_{TE}}{A_T} \times 10^6$$

RCB-7.155 DOBLE PLACA TUBULAR CONECTADA

Las placas tubulares son conectadas de manera que la distribución de la carga axial entre las placas por medio de interconectares cilíndricos. El efecto del aumento la diferencial radial entre placas , es un factor mayor en la tensión es en los tubos y en el espacio entre placas. Es asumido que la interconexión entre cilíndricos y tubos es suficiente rígida para la transferencia mutua de todas las cargas mecánicas y térmicas entre las placas de tubos.

Fig RCB-7.155

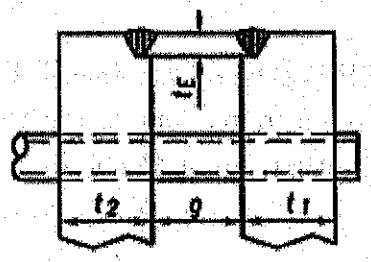


FIGURE RCB-7.155

RCB-7.1551 ESPESOR DE LAS PLACA

Es el espesor calculado en la combinación de las placas (T) por el párrafo RCB-7.13 T l mayor de los espesores en,Inches (mm) resultante de los párrafos RCB-7.132, o RCB7.133 usando las variables definidas en el párrafo RCB-7.1541.

Establecido el espesor de cada placa de tubos individualmente con tal que $t_2+t_1 \geq T$ y el espesor mínimo individual (t_1 o t_2) será el mayor de los párrafos RCB-7.13 o RCB-7.134. cuando es aplicables.

t_1 = Espesor de la placa tubular en el lado tubos en, inches (mm)

t_2 = Espesor de la placa tubular en el lado envolvente en, Inches (mm)

RCB-7.1552 MINIMO ESPACIO ENTRE PLACAS TUBULARES

El mínimo espacio (g) en, inches (mm),requerido entre las placas tubulares para evitar la sobre tensión de los tubos resultante del aumento de la diferencial térmica de cada placa individual es dado por:

$$g = \sqrt{\frac{d_o \, \Delta r \, E_T}{0{,}27 \, Y_T}}$$

Donde:

d_o = od de tubos en las placas tubulares en,Inches (mm).

Y_T =limite Elástico del material del tubo a la máxima temperatura del metal en,Psi (kPa)

Δr=Expansión radial diferencial entre adyacentes placas de tubosen,Inches (mm) (Medido desde el centro de la placa tubular a D_{TL}).

$$\Delta r = \left| \frac{D_{TL}}{2} \left(\alpha_2 \Delta T_2 - \alpha_1 \Delta T_1\right) \right|$$

Donde.

D_{TL} = Limite externo del tubo en, Inches (mm)

RCB-7.1553 DISEÑO DE ELEMENTOS CONECTADOS – TENSION AXIAL

La tensión axial en los elementos interconectados (σ_{TE}) en kPa, debido a la expansión térmica de los tubos no excederá de la tensión admisible en el código (S) del elemento Interconectado a la temperatura de diseño.

La tensión axial se define por:

$$\sigma_{TE} = \frac{F_{TE}}{A_E} x10^{6}$$

Donde

$$F_{TE} = \left| \frac{(\alpha_T \Delta T_T - \alpha_E \Delta T_E)(E_T A_T)(E_E A_E)}{(E_T A_T) + (E_E A_E)} \right| \times 10^{6}$$

RCB-7.1554 TENSIONES EN LOS TUBOS-TENSION AXIAL

La tensión axial en los tubos debido a la expansión térmica y a la carga por la presión no s excederá a la tensión admisible en el Código (S) del material de lo tubos a temperatura de diseño.

La tensión total combinada en los tubos (σ_T) en, kPa es definida por:

$$\sigma_T = \sigma_p \pm \sigma_{TT} \leq S$$

La tensión axial debida a la presión (σ_P) en, kPa es definida por:

$$\sigma_P = \frac{P\,\pi\,(G^2 \quad N\,d_o^2)}{4\,A_T}$$

Donde:

P = La mayor de las presiones del lado envolvente o lado tubos en, kPa)

G = Dada en párrafo RCB-7.13 en,mm

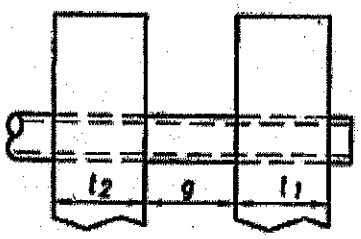
N= número de tubos

D_o = OD entre tubo en la placa de tubos en, mm

RCB-7.156 SEPARACION EN PLACA DE TUBOS DOBLE

Las placas de tubos son conectadas solo por la interconexión de los tubos. El efecto del aumento de la diferencial radial entre las placas de tubos es un factor mayor en la tensión de los tubos y en la separación entre placas. Es asumido que las cargas no son transferidas entre las placas tubulares.

Fig RCB-7.156



RCB-7.1561 ESPESOR DE LA PLACA DE TUBOS

El espesor es calculado por el párrafo RCB-7.13 para la placa tubular en el lado tubos. En el se usan todas las variables definidas por TEMA, considerando todas las condiciones en el lado tubos.

RCB-7.1562 MINIMA SEPARACION ENTRE PLACAS TUBULARES

La mínima separación requerida (g) en mm, entre placas para salvar la sobre tensión en los tubos resultando del aumento diferencial térmico de cada placa individual es dado por:

$$g = \sqrt{\frac{d_o \Delta r E_T}{0{,}27\, Y_T}}$$

RCB-7.16 PRESION EFECTIVA EN PLACA TUBULAR FIJA

Este párrafo será aplicado a los intercambiadores que tengan la placa tubular fija en ambos extremos de la envolvente con o sin junta de expansión, excepto cuando es requerido o permitido por el párrafo RCB-7.3. Ambas placas en un intercambiador con las placas tubulares fijas deberán tener el mismo espesor, a menos que sea satisfecho lo suministrado en el párrafo RVB-7.166.

Para intercambiadores con placas tubulares fijas, la mutua interdependencia en las cargas ejercidas en las placas, tubos y envolvente son definidas en términos de equivalente y efectiva presión en los párrafos RCB-7-161 a RCB-7.165 para usar en los párrafos RCB-7.132 y RCB-7.133. Estas presiones son también usadas con (J=1)en el párrafo RCB-7.22, RCB-7.23 y RCB-7.25 para no calcular la junta de expansión. El diseño considerará las condiciones más adversas especificadas por la propiedad.

RCB-7.161 PRESION EQUIVALENTE POR EXPANSIÓN DIFERENCIAL TERMICA

La presión debida a la expansión térmica diferencial, Psi (kPa), es dada por:

$$P_d = \frac{4\,J\,E_S\,t_S\,\dfrac{\Delta L}{L_t}}{(D_o - 3\,t_S)\left(1 + JKF_q\right)}$$

Nota: Los signos algebraicos deben de retenidos para usar en los párrafos RCB.7.163 a RCB-7.166, RCB-7.22 y RCB-7.

Donde:

J= 1,0 Para envolventes sin junta de expansión

$$J = \frac{S_j L}{S_j L + \pi (D_o\ t_S) t_S E_S}$$ Ver nota (1)

S_j = Proporcionalidad elástica de la junta de expansión, lbs/inch (kN7mm)

$$K = \frac{E_S t_S (D_o - t_s)}{E_t t_t N (d_o - t_S)}$$

$$F_q = 0{,}25 + (F-0{,}6)\left[\frac{300\,t_S E_S}{k\,I\,E}\left(\frac{G}{T}\right)^3\right]^{1/4}$$

(Use el valor de F_q o 1,0 el que sea mayor)

Los valores F y g en el párrafo RCB-7.132

T = Espesor usado de la placa tubular, pero no menor que el 98,5% que el mayor delos valores definidos en el párrafo RCB-7.132 o RCB-7.133 (El valor asumido para la evaluación de F_q debe estar equiparado con los valores calculados dentro una tolerancia del 15%)

L = Longitud interior entre caras de la placa tubular, inches (mm)

Δ L = Aumento por la expansión térmica diferencial, inches (mm) (Ver Sección-7)

L_t = Longitud del tubo entre las caras de la placa tubular, inches (mm)

E_S = Modulo de elasticidad del metal de la envolvente a temperatura media, Psi (kPa) (Ver párrafo RCB-1.431 Nota (3)),

E_t = Modulo de elasticidad del metal del tubo a temperatura media, Psi (kPa) (Ver párrafo RCB-1.432).

E = Modulo de elasticidad del metal de la placa tubular a temperatura media, Psi (kPa) (Ver párrafo RCB-1.432).

N = número de tubos en la envolvente.

RCB-7.161 PRESION EQUIVALENTE POR EXPANSIÓN DIFERENCIAL TERMICA

D_o = OD de la envolvente o conducto en el caso de un tipo Kettle, inches (mm)

d_o = OD de tubos (para tubos integrales con aletas, d_o es el diámetro en el diámetro del círculo raiz de la aleta).

t_t = Espesor de la pared del tubo (para tubos aleteados es el espesor de la pared bajo la aleta) inches (mm).

t_s = Espesor de la pared de la envolvente en mm.

Notas:

1)- El valor de J puede ser igual=0 para envolventes con junta de expansión cuando

$$S_J < \frac{(D_o t_s) t_s E_s}{10 L}$$

2)-Placas tubulares gruesas, no es permitido suministrar ni envolvente ni tubos sobre cargados .

3)- Para el tipo Kettle:

$$E_s = \frac{E_s G L}{(2 L_p) + [(4 L_B T_p D_n)/((D_n + D_k) T_B)] + [(L_k T_p D_p)/(D_k T_k)]}$$

Donde:

E_{sH} =Módulo de elasticidad del material de la envolventea la temperatura media, Psi (kPa) (Ver párrafo-7.1431)

L = Longitud del tubo entre caras interiore de la placa, inches (mm).

L_p = longitud del conducto en el tipo Kettle, inches (mm)

T_p = Espesor del conducto cilíndrico del tipo kettle, inches (mm)

D_p = Diámetro medio del conducto cilíndrico del Kettle, inches (mm)

L_k= Longitud del cilindro en el Kettle, inches (mm9

T_K = Espesor del cilindro del Kettle,inches (mm)

D_k = diámetro medio del cilindro del Kettle,inches (mm)

L_c= longitud axial del cono del Kettle, inches (mm=

T_c= Espesor del cono del Ketlle, inches (mm)

RCB-7.162 PRESION EQUIVALENTE BAJO PERNOS

Cuando la placa tubular fija sea ampliada con una cabeza empernada con una junta tipo aro, la prolongación y y aquella porción de la placa tubular interior a la envolvente puede diferir en espesor.

La prolongación será diseñada de acuerdo con el párrafo RCB-7.134.El efecto del momento actuando sobre la prolongación de la estará de acuerdo con con los siguientes párrafos en términos de presión equivalente en el lado tubos y en el lado de pernos en la envolvente , que es definida por:

$$P_{st} = \frac{6{,}2\, M_1}{F^2\, G^2}$$

$$P_{ss} = \frac{6{,}2\, M_2}{F^2\, G^2}$$

Donde.

F y G definidos en el párrafo RCB-7.132

M_1 = Momento total sobre la prolongación bajo las condiciones de operación, definido por el Código como M_o bajo el diseño de una brida , inch-pounds(mm-kN)

M_2 = Momento total sobre la prolongación bajo las condiciones sobre los pernos, definido por el Código como M_o bajo el diseño de una brida , inch-pounds(mm-kN)

P_{st} = Presión equivalente por los pernos cuando la presión actúa en el lado tubo, en kPa.

P_{ss} = Presión equivalente por los pernos cuando la presión en el lado tubo no actúa, en kPa.

.RCB- 7.163 DISEÑO DE LA PRESION EFECTIVA EN LADO ENVOLVENTE

El diseño de la presión efectiva en el lado de la envolvente, se toma como el mayor valor absoluto de lo siguiente:

$P = 0{,}5(P'_S - P_d)$

- $P = P'_S$
- $P = P_{Bs}$
- $P = 0{,}5(P'_S - P_d - P_{Bs})$
- $P = 0{,}5 (P_{Bs} + P_d)$
- $P = P'_S - P_{Bs}$

Donde.

$$P'_S = P_S \left[\frac{0{,}4\, J\left[1{,}5 + K\left(1{,}5 + f_S\right)\right] - \left[0{,}5(1-J)\left(D_J^2 / G^2 - 1\right)\right]}{1 + JKF_q} \right.$$

P_S = Presión de diseño lado envolvente, Psi (kPa),(Para diseño con vacío la P_S es negativa).

$$f_S = 1 - N\left(\frac{d_o}{G}\right)^2$$

G = Diámetro interior de la envolvente, inches (mm)

D_J = Máximo diámetro interior de la junta, inches (mm) (D_J =G cuando no hay junta de expansión)

Otros símbolos son definidos en los párrafos RCB-7.161 y RCB-7.162

Notas:

1)-El signo algebraico de P'_S de las ecuaciones anteriores, puede guardarse paara ser usado en los párrafos RCB-7.164,RCB-7.165,RCB-7.166, RCB-7.22y RCB-7.23.

2)- Cuando J=o las formulas contenlendo P_d no controlan

3)-Eliminar el termino P_{Bs} de las formulas anteriores para usarlas en el párrafo RCB-7.133

4)- Para tipo Krettle G = Diámetro interior del conducto

RCB-7.164 DISEÑO DE LA PRESION EFECTIVA EN EL LADO TUBOS

En el diseño para la presión efectiva en el lado de los tubos se toma el mayor valor absoluto de los siguientes valores.

Cuando $P'_S > 0$ (positiva)
$P = 0,5(P'_t + P_{Bt} + P_d)$
O
$P = P'_t + P_{Bt}$

Cuando $P'_S < 0$ (negativa)
$P = 0,5(P'_t - P'_S + P_{Bt} + P_d)$
O
$P = P'_t - P'_S + P_{Bt}$

Donde:

$$P'_t = P_t \left[\frac{1+0,4\ J\ K(1,5+f_t)}{1+JKF_q} \right]$$

P_t = Presión de diseño en el lñado tubos, Psi (kPa) (Para diseño en vacío, P, es negativa)

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

G = Diámetro interior de la envolvente, Inches (mm)

Otros símbolos son definidos en los párrafos RCb-7.161, RCB-7.162 y RCB-7.163

Notas:

1)- El signo algebraico de P'_t , debe de ser usado en las ecuaciones de arriba,y puede guardarse para ser usado en los párrafos RCB-7.165, RCB-7.166, RCB-7.22 y RCB-7.23.

2)-Cuando J=0

a)-Las formulas que contiene P_d no controlan

b)-Cuando P_S y P_t son ambas positivas la siguiente formula es la que controla

$$P = P_t + 0,5\ P_S \left[\left(\frac{D_J}{G} \right)^2 - 1 \right] + P_{Bt}$$

3)-Suprimir el termino P_{Bt} en las formulas anteriores para ser usadas en el párrafo RCB-7.133.

4)- Para tipo Kettle G = Diámetro interior del conducto

RCB-7.165 DISEÑO DE LA PRESION EFECTIVA DIFERENCIAL

Bajo ciertas circunstancias el Código y otros cuerpos reguladores permiten diseñar en bases de acciones simultaneas de presión en ambos lados de la envolvente y de los tubos La presión efectiva diferencial para una placa tubular fija bajo parecidas circunstancias es tomada como la mayor en valor absoluto de la siguientes:

$P = P'_t - P'_S + P_{Bt}$

O $P = 0{,}5\ (P'_t - P'_S + P_{Bt} + P_d)$

O $P = P_{BS}$

O $p = 0{,}5\ (P_{Bt} + P_d)$

O $P = P'_t - P'_S$

O $P = 0{,}5\ (P'_t - P'_S + P_d)$

O $P = P_{Bt}$

Donde:

P_{BS}, P'_t, P'_S, P_{Bt} P_d están definidas en los párrafos RCB-7.161, RCB-7.162, RCB-7.163 y RCB-7.164

Notas:

1)-No es permisible el uso de $(P_s - P_t)$ en lugar de P_s, en el cálculo de P'_S en el párrafo RCB-7.163, y nom está permitido el uso de $(P_t - P_S)$ en lugar de P_t en el cálculo de P'_t en el párrafo RCB-7.164

2)- Cuando J=0 las formulas conteniendo P_d no controlan

3)- 3)-Suprimir los términos P_{Bt} y P_{BS} en las formulas anteriores para ser usadas en el párrafo RCB-7.133.

RCB-7.166 PLACAS TUBULARES DE DIFERENTES ESPESORES

Las reglas presentadas en los párrafos RCB-7.161 hasta RCb-7.165 y RCB-7.2 son deseadas para intercambiadores con placas tubulares fijas cuando ambas placas son del mismo espesor. Pueden existir condiciones donde es apropiado el uso de placas tubulares de diferente espesor. Estas condiciones pueden resultar desde diferencias significativas del módulo de elasticidad y(o de las tensiones admisibles. El siguiente procedimiento puede se usado para cada caso:

1)-Separadamente definir los parámetros de diseño en los párrafos previos para cada sistema de placa tubular asignando sunidices A y B a cada uno de los siguientes términos:

T es T_A y T_B

L es L_A y L_B donde $L_A + L_B = 2L$

E es E_A y E_B

F_q es F_{qA} y F_{qB}

RCB-7.166 PLACAS TUBULARES DE DIFERENTES ESPESORES

Nota: Los valores de M_1, M_2, f, G, Δ L, L_t, D_o, t_s, d_o, t_t, E_S, E_t, N y S debe de quedar constantes a través de este análisis. Si un intercambiador con placas tubulares fijas tiene diferentes momentos de pernos en las placas tubulares, el diseñador deberá usar los valores M_1 y M_2, con lo que se tiene un diseño conservativo.

2)- Calcular T_A por los párrafos RCB-7.161 hasta el RCB-7.165, asumiendo que para ambas placas tiene los mismos subíndices A y $L_A = L$

3)-C Calcular T_B por los párrafos RCB-7.161 hasta el RCB-7.165, asumiendo que para ambas placas tiene los mismos subíndices B y $L_B = L$

4)-Calcular $L = L_t - T_A - T_B$

$$L_B = \frac{2L}{\left[1+\left(\frac{E_B}{E_A}\right)\left(\frac{T_B}{T_A}\right)^3\right]}$$

5)- Recalcular T_A por los párrafos RCB-7.161 hasta RCB-7.165 usando las propiedades de los subíndice A y L_A de la etapa 4.

6)- Recalcular T_B por los párrafos RCB-7.161 hasta RCB-7.165 usando las propiedades de los subíndice B y L_B de la etapa 4.

7)- Repetir las etapas desde la 4 a la 6, hasta que los valores asumidos en la etapa 4 están dentro del 15% del valor calculado en la etapa 5 para T_A y en la etapa 6 T_B.
8)-Redondear por arriba T_A y T_B con un incremento apropiado y recalcular L_A y L_B por la etapa 4.
9)-Calculadas las tensiones en la envolvente y tubo y las cargas en la junta de tubo-placa tubular por el párrafo RCB-7.2 para cada sistema de placa tubular, usando los apropiadas propiedades de los subíndices .
Nota: La tensión en la envolvente y tubo y la carga en la junta tubo-placa tubular, para cada sistema de placa sería teóricamente idéntica. Pequeñas diferencias pueden existir, como quiera, por causa del redondeo en el cálculo de espesores en las placas en la etapa 8. La tensión en el tubo y en las cargas en la unión tubo-placa tubular desde los dos sistemas sería antes una media comparando estos valores a los valores admisibles calculados con el párrafo RCB-7.2.

RCB.7.2 TENSION LONGITUDINAL EN ENVOLVENTE Y TUBO-PLACA DE TUBOS FIJA

La tensión longitudinal en envolvente y tubo, la cual depende de la presión equivalente y efectiva, determinada en los párrafos RCB-7.161 hasta el RCB_7.164,será calculada para la placa tubular fijando un intercambiador con o sin junta de expansión en la envolvente, usando los párrafos siguientes. El diseñador deber-a de considerar las adversas condiciones de operación especificadas por la propiedad (Ver párrafo E-3.2)

Nota: Las formulas y criterios de diseño presentadas en los párrafos RCB-7.23 hasta el RCB-7.25, consideran solamente los tubos en la periferia del haz, donde es normalmente más alta la tensión en los tubos.. Consideraciones adicionales de la distribución de la tensión en los tubos a través del haz puede ser de interés para el diseñador bajo ciertas condiciones de carga y(o geometría.

RCB-7.21 PRUEBA HIDROSTATICA

Las condiciones de la prueba hidrostática, pueden imponer una excesiva tensión en la envolvente o en los tubos. Esta tensión puede ser calculada por sustitución de la presión y temperatura en prueba hidrostática por las apropiadas presión y temperatura de diseño en los párrafos que siguen y en los párrafos RCB-7.161 hasta el RCB-7.164 cuando son aplicables.

RCB-7.22 TENSION LONGITUDINAL EN LA ENVOLVENTE

La efectiva tensión longitudinal es dada por:

$$S_s = \frac{C_S(D_o - t_o)P_S^*}{4\,t_S}$$

Donde:

$C_s = 1{,}0$ excepto la Nota (1)

$P_S^* = P_1$ Nota (2)

O $P_S^* = P'_S$ Nota (2)

O $P_S^* = -P_d$ Nota (1)

O $P_S^* = P_1 + P'_S$

O $P_S^* = P_1 - P_d$ Notas (1) y (2)

O $P_S^* = P'_S - P_d$ Notas (1) y (2)

O $P_S^* = P_1 + P'_S - P_d$ Notas (1)

Donde:

$P_1 = P_t - P'_t$

RCB-7.22 TENSION LONGITUDINAL EN LA ENVOLVENTE

Otros símbolos son definidos en los párrafos RCB-7.161,RCB-7.163 y RCB-7.164, usando los espesores actuales en la envolvente y en la placa tubular y reteniendo los signos algebraicos.

Notas:

1)-El signo algebraico de P_S* es positivo y $C_S = 0,5$

2)- Estas formulas no son aplicables para diseño de presión diferencial en el párrafo RCB-7.165

Será presumible exista que una condición de sobre tensión cuando el valor mayor absoluto de S_S excede a la tensión admisible a tracción del Código para ele material de la envolvente a temperatura de diseño, al 90% del limite elástico en la prueba hidrostática, o cuando el mayor valor negativo de S_S excede a la tensión admisible del Código a compresión a la temperatura de diseño.

RCB-7.23 TENSION LONGITUDINAL EN LOS TUBOS-PERIFERIA DEL HAZ

La máxima tensión longitudinal efectiva en los tubos, en la periferia del haz es dada por:

$$S_t = \frac{C_t F_q \quad P_t * G^2}{4 N \; t_t (d_o - t_t)}$$

Donde:

$C_t = 1,0$ excepto la Nota (1)

$P_t^* = P_2$ Nota (2)

O $P_t^* = -P_3$ Nota (2)

O $P_t^* = P_d$ Nota (1) y (2)

O $P_t^* = P_2 - P_3$

O $P_t^* = P_2 + P_d$ Notas (1) y (2)

O $P_t^* = -P_3 + P_d$ Notas (1) y (2)

O $P_t^* = P_2 - P_3 + P_d$ Notas (1)

Donde :

$$P_2 = P'_t - \frac{f_t P_t}{F_q}$$

$$P_3 = P'_S - \frac{f_S P_S}{F_q}$$

RCB-7.23 TENSION LONGITUDINAL EN LOS TUBOS-PERIFERIA DEL HAZ

Otros símbolos son definidos en los párarfos RCB-7.161,Rcb-7.163 y RCB-7.164 usando los espesores actuales en la envolvente y en la placa de tubos y reteniendo los signos algebraicos.

Notas:

1)-El signo algebraico de P_s* es positivo y $C_s = 0,5$

2)- Estas formulas no son aplicables para diseño de presión diferencial en el párrafo RCB-7.165

Será presumible exista que una condición de sobre tensión cuando el valor mayor absoluto de S_s excede a la tensión admisible a tracción del Código para ele material del tubo a temperatura de diseño, al 90% del limite elástico en la prueba hidrostática, o cuando el mayor valor negativo de S_s excede a la tensión admisible del Código a compresión a la temperatura de diseño.

RCB-7.24 TENSION DE COMPRESIÓN ADMISIBLE ENLOS TUBOS-PERIFERIA DEL HAZ

La tensión admisible a compresión, Psi (kPa), para los tubos de la periferia del haz viene dada por.

$S_c = \dfrac{\pi^2 E_t}{F_S \dfrac{k l}{r}}$	cuando $C_c \leq \dfrac{k l}{r}$
$S_c = \dfrac{S_y}{F_S}\left(1 - \dfrac{\dfrac{k l}{r}}{2 C_c}\right)$	cuando $C_c > \dfrac{k l}{r}$

Donde:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E_t}{S_y}}$$

S_y = limite elástico, Psi (kPa), del material del tubo a la temperatura de diseño(ver párrafo RCB-1.42)

r=Radio de giro del tubo, inches (mm) dado por.

$r = 0,25\sqrt{d_0^2 + (d_0 - 2t)^2}$ (Ver tabla D-7)

kl = longitud equivalente de buckling del tubo sin soporte, inches (mm9.El mayor valor considerado del espacio del tubo sin soporte será usado.

RCB-7.24 TENSION DE COMPRESIÓN ADMISIBLE ENLOS TUBOS-PERIFERIA DEL HAZ

l = Distancia sin soporte en el tubo, inches (mm)

K =	0,8 para distancia sin soporte entre dos placas tubulares
	0,8 para distancia sin soporte entre una placa tubulare y un soporte de tubo
	1,0 para distancia sin soporte entre dos soprtes de tubo

F_S = Factor de seguridad dado por:

$F_S = 3{,}25 - 05\ F_q$

Nota: F_S será no menor que 1,25 y no se tomara nunca mayor de 2,0

Otros símbolos son definidos en el párrafo RCB-7.161

Nota: La tensión de compresión admisible en el tubo estará limitada por el valor menor de la tensión admisible a tracción en el Código, para el material del tubo a la temperatura de diseño (Ver párrafo RCB-1.42) o por el valor de S_C.

RCB-7.25 CARGAS EN LA JUNTA DE UNION TUBO-PLACA DE TUBOS-PERIFERIA DEL HAZ

La máxima carga en la junta de unión tubo-placa tubular, lbs (KN), en la periferia del haz es dada por :

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

Donde:

$P_t^* = P_2$

O $P_t^* = - P_3$

O $P_t^* = P_2 - P_3$

P_2 y P_3 están definidas en el párrafo RCB-7.23. otros símbolos son definidos en los párrafos RCB-7.161 y RCB-7.164, usando los actuales valores de los espesores en la envolvente y enla placa tubular.

Nota

1)- Esta formula no es aplicable para el diseño de la presión diferencial en el párrafo RCB-7.165.

Las cargas admisibles en la junta de unión entre tubo-placa calculadas por el Código o puede atizarse otras como guía en la evaluación de W_J.

Las cargas calculadas en este párrafo consideran solamente la carga por efecto de presión. Las cargas en la junta tubo-placa es causada por la restricción diferencial térmica de expansión, entre la envolvente y tubos serán consideradas que están dentro del limite aceptable si los requerimientos del párrafo RCB-7.23 son cumplidos.

RCB-7.3 CASOS ESPECIALES

Consideración especial debe darse al diseño de placas tubulares con condición anormal de soporte o carga. Los siguientes son ejemplos típicos:

1)- Placas tubulares con porciones no suficientemente soportad por los tubos, o con aro ancho.

2)- Intercambiadores con grandes diferencias en el diámetro interior de la envolvente y de la cabeza; ejm-placa tubular fija con envolvente tipo Kettle.

3)-La adecuación de la acción de soporte de os tubos durante la prueba hidostática; ejem-con aros para tipos S y T, o tipos P y W.

4)-Intercambiadores verticales dosne el peso y/o las cargas por perdida de presión producen significativos efectos relativos a la presión de diseño.

5)-Temperaturas diferenciales extremas en el entrepaso.

RCB-7.4 AGUJEROS EN PLACAS TUBULARES PARA TUBOS

RCB-7.41 DIAMETRO DEL AGUJERO DEL TUBO Y TOLERANCIAS

Los agujeros para tubo en las placas tubulares serán terminados con los diámetros y tolerancias mostrados en las tablas RCB-7.41 y RCB-7.41M columna(a). Al atenuar el trabajo de tratamiento, un cierre ajustado entre el OD y el ID del tubo, es mostrado en la columna (b), puede ser suministrado cuando es especificado por la propiedad.

Tabla RCB-7.41

DIÁMETRO DE LOS AGUJEROS Y TOLERANCIAS

(Dimensiones en pulgadas)

Nominal Tube OD	Nominal Tube Hole Diameter and Under Tolerance				Over Tolerance: 96% of tube holes must meet value in column (c). Remainder may not exceed value in column (d)	
	Standard Fit (a)		Special Close Fit (b)			
	Nominal Diameter	Under Tolerance	Nominal Diameter	Under Tolerance	(c)	(d)
1/4	0.259	0.004	0.257	0.002	0.002	0.007
3/8	0.384	0.004	0.382	0.002	0.002	0.007
1/2	0.510	0.004	0.508	0.002	0.002	0.008
5/8	0.635	0.004	0.633	0.002	0.002	0.010
3/4	0.760	0.004	0.758	0.002	0.002	0.010
7/8	0.885	0.004	0.883	0.002	0.002	0.010
1	1.012	0.004	1.010	0.002	0.002	0.010
1-1/4	1.264	0.006	1.261	0.003	0.003	0.010
1-1/2	1.518	0.007	1.514	0.003	0.003	0.010
2	2.022	0.007	2.018	0.003	0.003	0.010

RCB-7.41 DIAMETRO DEL AGUJERO DEL TUBO Y TOLERANCIAS

Tabla RCB-7.41 M

DIÁMETRO DE LOS AGUJEROS Y TOLERANCIAS

(Dimensiones en millimétros)

Nominal Tube OD	Nominal Tube Hole Diameter and Under Tolerance				Over Tolerance: 96% of tube holes must meet value in column (c). Remainder may not exceed value in column (d)	
	Standard Fit (a)		Special Close Fit (b)			
	Nominal Diameter	Under Tolerance	Nominal Diameter	Under Tolerance	(c)	(d)
6.4	6.58	0.10	6.53	0.05	0.05	0.18
9.5	9.75	0.10	9.70	0.05	0.05	0.18
12.7	12.95	0.10	12.90	0.05	0.05	0.20
15.9	16.13	0.10	16.08	0.05	0.05	0.25
19.1	19.30	0.10	19.25	0.05	0.05	0.25
22.2	22.48	0.10	22.43	0.05	0.05	0.25
25.4	25.70	0.10	25.65	0.05	0.05	0.25
31.8	32.11	0.15	32.03	0.08	0.08	0.25
38.1	38.66	0.18	38.46	0.08	0.08	0.25
50.8	51.96	0.18	51.26	0.08	0.08	0.25

RCB-7.42 LIGADURAS ENTRE PLACAS TUBULARES

Las Tablas RCB-7-42 y RCB-7.42M dan los ligamentos permisibles en las placas tubulares, entre broca y orificio recomendando el máximo espesor en la pared del tubo.

Tabla RCB-7.42

TABLA DE LIGAMENTOS EN PLACAS TUBULARES Y CALIBRES RECOMENDADOS

(Dimensiones en pulgadas)

Tube Dia. d_o	Tube Pitch p	$\frac{p}{d_o}$	$p - d_o$	Heaviest Recommended Tube Gage BWG	Tube Hole Dia. Std. Fit	Nominal Ligament Width	Minimum Std. Ligaments (96% of ligaments must equal or exceed values tabulated below) Tubesheet Thickness								Minimum Permissible Ligament Width
							1	1-1/2	2	2-1/2	3	4	5	6	
1/4	5/16	1.25	1/16	22	0.259	0.054	0.025	0.025	0.025	0.025	--	--	--	--	0.025
	3/8	1.50	1/8	20		0.116	0.063	0.077	0.070	0.064	--	--	--	--	0.060
3/8	1/2	1.33	1/8	18	0.384	0.116	0.057	0.083	0.079	0.075	0.070	0.062	--	--	0.060
	17/32	1.42	5/32	18		0.147	0.119	0.114	0.110	0.105	0.102	0.093	0.085	0.076	0.075
1/2	5/8	1.25	1/8	18	0.510	0.115	0.089	0.085	0.082	0.079	0.076	0.069	0.063	--	0.060
	21/32	1.31	5/32	16		0.145	0.120	0.117	0.113	0.110	0.107	0.101	0.094	0.088	0.075
	11/16	1.38	3/16	16		0.178	0.151	0.148	0.145	0.142	0.138	0.132	0.126	0.119	0.090
5/8	25/32	1.25	5/32	15	0.635	0.146	0.111	0.109	0.106	0.103	0.101	0.096	0.091	0.086	0.075
	13/16	1.30	3/16	14		0.178	0.142	0.140	0.137	0.135	0.132	0.127	0.122	0.117	0.090
	7/8	1.40	1/4	14		0.240	0.205	0.202	0.200	0.197	0.195	0.189	0.184	0.179	0.120
3/4	15/16	1.25	3/16	13	0.760	0.178	0.143	0.141	0.139	0.137	0.135	0.130	0.126	0.122	0.090
	1	1.33	1/4	12		0.240	0.206	0.204	0.201	0.199	0.197	0.193	0.189	0.184	0.120
	1-1/16	1.42	5/16	12		0.303	0.268	0.266	0.264	0.262	0.260	0.255	0.251	0.247	0.150
	1-1/8	1.50	3/8	12		0.365	0.331	0.329	0.326	0.324	0.322	0.318	0.314	0.309	0.185
7/8	1-3/32	1.25	7/32	12	0.885	0.209	0.175	0.173	0.171	0.170	0.168	0.164	0.160	0.157	0.105
	1-1/8	1.29	1/4	12		0.240	0.206	0.205	0.203	0.201	0.199	0.195	0.192	0.188	0.120
	1-3/16	1.36	5/16	10		0.303	0.269	0.267	0.265	0.263	0.262	0.258	0.254	0.251	0.150
	1-1/4	1.43	3/8	10		0.365	0.331	0.330	0.328	0.326	0.324	0.320	0.317	0.313	0.185
1	1-1/4	1.25	1/4	10	1.012	0.238	0.205	0.203	0.202	0.200	0.198	0.195	0.192	0.189	0.120
	1-5/16	1.31	5/16	9		0.301	0.267	0.266	0.264	0.263	0.261	0.259	0.255	0.251	0.150
	1-3/8	1.38	3/8	9		0.363	0.330	0.328	0.327	0.325	0.323	0.320	0.317	0.314	0.185
1 1/4	1-9/16	1.25	5/16	9	1.264	0.299	0.266	0.265	0.263	0.262	0.261	0.258	0.256	0.253	0.150
1 1/2	1-7/8	1.25	3/8	8	1.518	0.357	0.325	0.324	0.323	0.322	0.321	0.318	0.316	0.314	0.180
2	2-1/2	1.25	1/2	6	2.022	0.478	--	0.446	0.445	0.444	0.443	0.442	0.440	0.438	0.250

Notas: En esta tabla los ligamentos Standard están basados en una tolerancia que no exceda la suma de dos veces la tolerancia de entre le diámetro del taladro y del orificio aumentado en 0,020" para tubos de diámetro menores de 5/8" de OD y 0,030" para tubos de diámetro de 5/8" y mayores. La tolerancia entre el taladro y el orificio es de 0,0016 "

RCB-7.42 LIGADURAS ENTRE PLACAS TUBULARES

Tabla RCB-7.42 M

TABLA DE LIGAMENTOS EN PLACAS TUBULARES Y CALIBRES RECOMENDADOS

(Dimensiones en milímetros)

Tube Dia. d_o	Tube Pitch p	$\frac{p}{d_o}$	$p-d_o$	Heaviest Recommended Tube Gage BWG	Tube Hole Dia. Std. Fit	Nominal Ligament Width	Minimum Std. Ligaments (95% of ligaments must equal or exceed values tabulated below)								Minimum Permissible Ligament Width
							Tubesheet Thickness								
							25.4	38.1	50.8	63.5	76.2	101.6	127.0	152.4	
6.4	7.94	1.25	1.59	22	6.579	1.361	0.635	0.635	0.635	0.635	-	-	-	-	0.635
	9.53	1.50	3.18	20		2.951	2.106	1.956	1.778	1.626	-	-	-	-	1.524
9.5	12.70	1.33	3.17	18	9.754	2.946	2.210	2.108	2.007	1.905	1.778	1.575	-	-	1.524
	13.49	1.42	3.96	18		3.736	3.023	2.896	2.794	2.692	2.591	2.362	2.159	1.930	1.906
12.7	15.88	1.25	3.18	18	12.954	2.926	2.261	2.159	2.083	2.007	1.930	1.753	1.600	-	1.524
	16.67	1.31	3.97	16		3.716	3.048	2.972	2.870	2.794	2.718	2.565	2.388	2.235	1.905
	17.46	1.37	4.76	16		4.506	3.835	3.759	3.683	3.607	3.505	3.353	3.200	3.023	2.286
15.9	19.84	1.25	3.96	15	16.129	3.711	2.819	2.769	2.692	2.616	2.565	2.438	2.311	2.184	1.905
	20.64	1.30	4.76	14		4.511	3.607	3.556	3.480	3.429	3.353	3.226	3.099	2.972	2.286
	22.23	1.40	6.35	14		6.101	5.207	5.131	5.080	5.004	4.953	4.801	4.674	4.547	3.048
19.1	23.81	1.25	4.76	13	19.304	4.506	3.632	3.581	3.531	3.480	3.429	3.302	3.200	3.099	2.286
	25.40	1.33	6.35	12		6.096	5.232	5.182	5.105	5.055	5.004	4.902	4.801	4.674	3.048
	26.99	1.42	7.94	12		7.686	6.807	6.756	6.706	6.655	6.604	6.477	6.375	6.274	3.810
	28.58	1.50	9.53	12		9.276	8.407	8.357	8.280	8.230	8.179	8.077	7.976	7.849	4.699
22.2	27.78	1.25	5.55	12	22.479	5.301	4.445	4.394	4.343	4.318	4.267	4.166	4.064	3.965	2.667
	28.58	1.29	6.35	12		6.101	5.232	5.207	5.156	5.105	5.055	4.953	4.877	4.775	3.048
	30.16	1.36	7.93	10		7.681	6.833	6.782	6.731	6.680	6.655	6.553	6.452	6.375	3.810
	31.75	1.43	9.52	10		9.271	8.407	8.382	8.331	8.280	8.230	8.128	8.052	7.950	4.699
25.4	31.75	1.25	6.35	10	25.705	6.045	5.207	5.156	5.131	5.080	5.029	4.953	4.877	4.801	3.048
	33.34	1.31	7.94	9		7.635	6.782	6.756	6.706	6.680	6.629	6.553	6.477	6.375	3.810
	34.93	1.38	9.53	9		9.225	8.382	8.331	8.306	8.255	8.204	8.128	8.052	7.976	4.699
31.8	39.69	1.25	7.94	9	32.106	7.564	6.756	6.731	6.680	6.655	6.629	6.553	6.502	6.426	3.810
38.1	47.63	1.25	9.53	8	38.557	9.073	8.255	8.230	8.204	8.179	8.153	8.077	8.026	7.976	4.572
50.8	63.50	1.25	12.70	6	51.359	12.141	-	11.328	11.303	11.278	11.252	11.227	11.176	11.125	6.350

Notas: En esta tabla los ligamentos Standard están basados en una tolerancia que no exceda la suma de dos veces la tolerancia de entre le diámetro del taladro y del orificio aumentado en 0,5mm para tubos de diámetro menores de 15,9mm de OD y 0,76 mm para tubos de diámetro 15,9 mmy mayores. La tolerancia entre el taladro y el orificio es de 0,041 mm

RCB-7.43 AGUJERO FINAL PARA EL TUBO

Los birdes interiores de los agujeros en las placas tubulares estarán libres de rebabas para prevenir el desbarbado de los tubos. Las superficies internas tendran un acabado manual.

RB-7.44 TUBOS CON AGUJEROS ESTRIADO

Los agujeros de los tubos para juntas de expansión con tubos de OD 5/8" (15,9 mm) y mayores serán mecanizados con al menos dos estrías, por resistencia adicional a la carga longitudinal, cada aproximadamente 1/8" (3,2 mm) de ancho por 1/64" (0,4 mm) de profundidad. Cuando un chapado integral o una aplicación en las caras de la placa es usado, todas las estrías deberá estar en el material base a menos que otra especificación sea dada por la propiedad. Los tubos reforzados con soldadura r no necesitan estrías. Cuando se utiliza la expansión hidráulica las estrías serán de 1/4" (6,4 mm) de ancho.

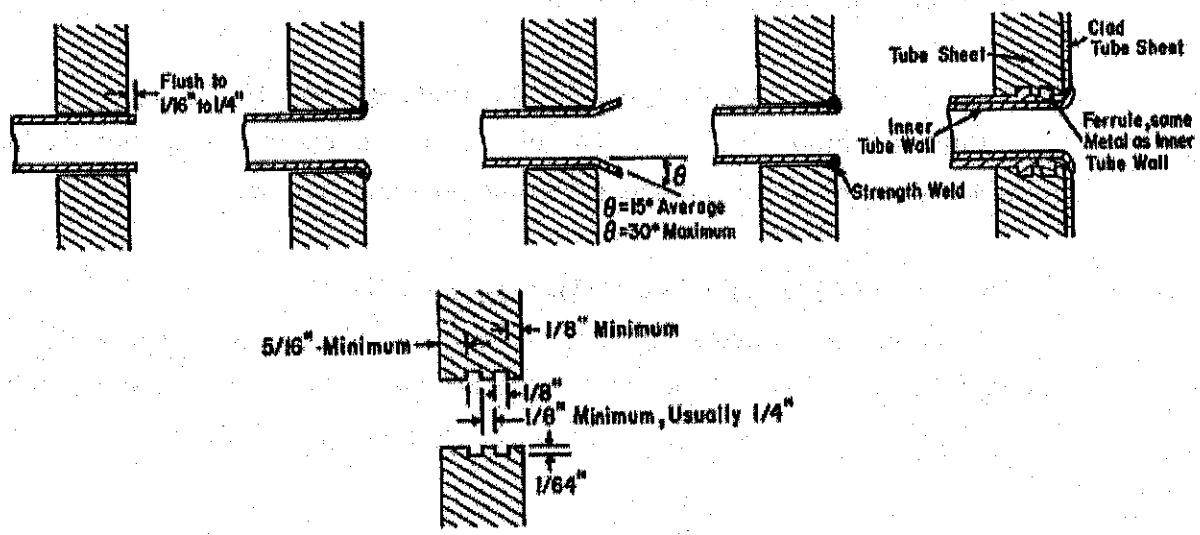
C-7.44 TUBOS CON AGUJEROS ESTRIADO

Para presiones de diseño superiores a 300 Psi (2068kPa) y/o temperatura superior a 350ºF(177ºC), el agujero de los tubos por causa de la junta de expansión para tubos de OD 5/8" (15,9 mm) y mayores, estarán mecanizados con al menos dos estrías, por resistencia adicional a la carga longitudinal, cada aproximadamente 1/8" (3,2 mm) de ancho por 1/64" (0,4 mm) de profundidad. Cuando un chapado integral o una aplicación en las caras de la placa es usado, todas las estrías deberá estar en el material base a menos que otra especificación sea dada por la propiedad .Los tubos reforzado con soldadura no necesitan estrías Placas tubulares con espesores menores que 1" (25,4 mm) serán suministradas con una estría. Cuando se utiliza la expansión hidráulica las estrías serán de 1/4" (6,4 mm) de ancho.

***RCB-7.5 JUNTA DE TUBO-PLACA TUBULAR**

RCB-7.51 DILATACION EN LA JUNTA TUBO-PLACA TUBULAR

La dilatación en la junta del tubo-placa tubular es Standard.



RB-7.511 LONGITUD DE DILATACIÓN

La dilatación de los tubos dentro de la placa será una longitud no menor que 2" (50,8 mm) o el espesor de la placa tubular menos 1/8" (3,2 mm), cualquiera que sea menor. En ningún caso se extendará la porción dilatada mas lejos de la cara de la placa del lado envolvente. Cuando es especificado por la propiedad, los tubos podrán dilatarse por cel espesor completo de la placa tubular.

C-7.511 LONGITUD DE DILATACIÓN

La dilatación de los tubos dentro de la placa será una longitud no menor que dos diámetros del tubo ,2"(50,8 mm), o el espesor de la placa tubular menos 1/8" (3,2 mm), cualquiera que sea menor. En ningún caso se extenderá a porción dilatada mas lejos de la cara de la placa del lado envolvente. Cuando es especificado por la propiedad, los tubos podrán dilatarse por cel espesor completo de la placa tubular.

RCB-7.512 CONTORNO DE LA DILATACIÓN DEL TUBO

El procedimiento para la dilatación será substancialmente semejante a como suministrar una dilatación uniforme a través de la porción dilatada del tubo, sin una transición repentina en la parte no dilatada.

RB-7.513 PROYECCION DEL TUBO

Los tubos serán con enrase o se extendían no más que una mitad del diámetro más alla de la cara de cada placa tubular, excepto que los tubos enrasados con la cabeza de la placa tubular en intercambiadores verticales para facilitar el drenaje a menos que otra cosa sea especificada por la propiedad.

RCB-7.52 SOLDADURA DE LAS JUNTAS TUBO-PLACA TUBULAR

Cuando ambos tubo y placa tubular, o las caras dela placa tubular, son de materiales apropiados, las uniones del tubo pueden soldarse.

RCB-7.521 SELLO EN LAS UNIONES SOLDADAS

Cuando las uniones soldadas son usadas solo para adicional estanquidad a las fugas, y las cargas en el tubo son cargadas por la junta de dilatación, las uniones del tubo estarán sujetas a las reglas del párrafo RCB-74 hasta RCB-7.51

RCB-7.522 RESISTENCI DE LA UNION SOLDADA

Cuando las uniones son soldadas será usada la carga de la fuerza longitudinal, considerando que puede darse modificación de los requerimientos de los párrafos RCB-7.4 hasta el RCB-7.51. Los mínimos espesores de la placa tubular mostrados en párrafos R-7.131, c-7.131 y B-7.131 no aplican.

RCB-7.523 PROCEDIMIENTOS DE FABRICACIÓN Y ENSAYO

Los procedimientos de soldadura y técnicas de ensayo para cualquier de estos, o resistencia de la junta soldada en el tubo será dado por acuerdo entre propiedad y fabricante.

R-7.6 RANURAS EN LA PLACA TUBULAR PARA LA PARTICIÓN DE PASO

Las placas tubulares serán provistas con ranuras de aproximadamente con una profundidad de 3/16"(4,8 mm) para la junta de partición de paso .

CB-7.6 RANURAS EN LA PLACA TUBULAR PARA LA PARTICIÓN DE PASO

Para presiones de diseño superiores a 300 Psi (2068 kPa), las placas tubulares serán suministradas con ranuras de partición de paso de aproximadamente 3/16" (4,8 mm) de profundidad, u otros medios medíos apropiados para la retención la junta en su lugar.

RCB-7.7 MIRILLAS EN LAS PLACAS TUBULARES

En intercambiadores con el haz tubular desmontable, teniendo un diámetro nominal superior a 12"(305 mm) y/o longitud de tubos excediendo a 96" (2438 mm), la placa fubular estacionaria será suministrada con dos orificios en estas caras para mirillas. Estos orificios serán protegidos en servicio por tapones de material compatible.

RB-7.8 CHAPADO Y CARAS DE LA PLACA TUBULAR

El espesor nominal del chapado en la cara de la placa tubular en el lado tubos, no será menor que 5/16" (7,8 mm) cuando solo se extienden los tubos, y 1/8" (3,2 mm) cuando los tubos están soldados a la placa tubular. El espesor nominal del chapado en la cara del lado envolvente no será menor de 3/8" (9,5 mm). La superficie chapada debe de tener al menos 1/8" (3,2 mm) de espesor de chapado.

C-7.8 CHAPADO Y CARAS DE LA PLACA TUBULAR

El espesor nominal del chapado en la cara de la placa tubular en el lado tubos, no será menor que 3/16″ (4,8 mm) cuando solo se extienden los tubos, y 1/8″ (3,2 mm) cuando los tubos están soldados a la placa tubular. El espesor nominal del chapado en la cara del lado envolvente no será menor de 3/8″ (9,5 mm). La superficie chapada debe de tener al menos 1/8″ (3,2 mm) de espesor de chapado.

RCB-8 ELEMENTOS FLEXIBLES EN LA ENVOLVENTE

Este párrafo se aplica a intercambiadores con placas tubulares fijas, que requieran elementos flexibles que reduzcan la tensión longitudinal en la envolvente y en los tubos y las cargas en la unión tubo-placa tubular. El tipo de juntas de expansión fuelle de medida ligera dentro del alcance de lod Stnadards de la Asociación de Fabricantes de Juntas de expansión(ENEMA) no son incluidas en el alcance de estos párrafos. El contenido del análisis dentro de estos párrafos esta basado sobre la equivalencia geométrica usado en " Expansion Joints for Heat Exchangers" por S.Kopp y M.Sayer.: Las formulas derivadas están basadas sobre el uso de la teoría modificada de chapas y envolventes modificada a cuenta para la rigidez del radio de la knucle, cuando es usado. Los tipos de juntas de expansión de solo pletina y pletina-tubo son ejemplos de envolventes combinadas con elementos flexibles. El diseño debe considerarse en las condiciones mas adversas especificadas por la propiedad.

RCB-8.1 INSTRUCCIONES DE APLICACIÓN Y LIMITACIONES

Las formulas contenidas en los párrafos siguientes son aplicables asumiendo las siguientes bases:

1)-Las cargas aplicadas son axiales.

2)-Las cargas de torsión son despreciables.

3)-Los elementos flexibles son suficientemente gruesos para evitar la inestabilidad.

4)-Los elementos flexibles son asimétricos.

Todas las dimensiones en inches (mm) y las fuerzas en pound (kN)

La relación de poisson es =0,3

RCB-8.11 SECUENCIA DE CALCULO

La secuencia es la siguiente:

1)- Seleccionar una geometría para el elemento flexible por el párafo RCB-8.21.

2)-Determinar las constante de la geométria efectiva por el párrafo RCB-8.22.

3)-Calcular los factores de los elementos flexibles por el párrafo RCB-8.3.

4)-Calcular los factores geométricos del elemento por párrafo RCB-8.4.

5)-calcular los multiplicadores de rigidez por párrafo RCB-8.5.

+)- Calcular el elemento de rigidez equivalente por párrafo RCB-8.6.

7)-Calcular la fuerza axial inducida por párrafo RCB-8.7 para cada condición mostrada en Tabla RCB-8.7.

8)- Calcular momentos y tensiones del elemento flexible por párrafo RCB-8.8.

9)-Comparar la tensión del elemento flexible con la apropiada tensión admisible del código para la condiciones de carga anotadas en la etapa 7

10)-Repetir las etapas de 1 hasta 8 cuando sea necesario.

RCB-8.12 CORROSION ADMISIBLE

Los elemento flexible de la envolvente serán analizados en ambos las condiciones corroídas y no corroídas.

RCB-8.13 CONDICIONES DE PRUEBA HIDROSTATICA

El elemento flexible de la envolvente será evaluado ppor las condiciones de prueba hidrostática.

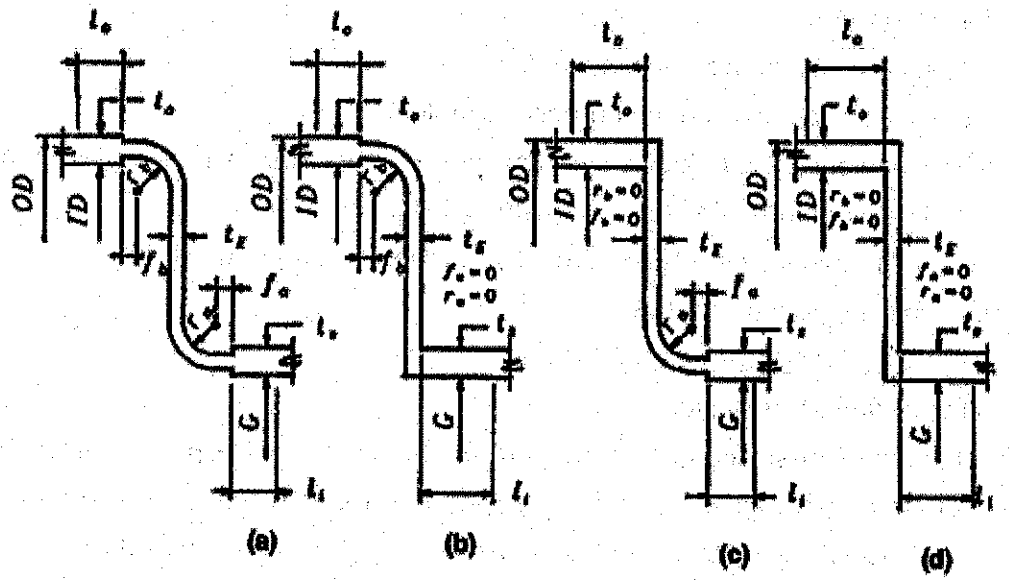
RCB-8.2 DEFINICION GEOMETRICA

La geometría puede hacerse sobre cualquiera de las combinaciones de cilindros y chapa anular con o sin radio knucle y sus uniones.

RCB-8.21 CONSTANTES GEOMETRICAS FISICAS

La figura RCB-8.21 define la nomenclatura usa en los párrafos siguientes basadoas en las dimensiones nominales del elemento flexible.

Figura RCB-8.21



Dnde:

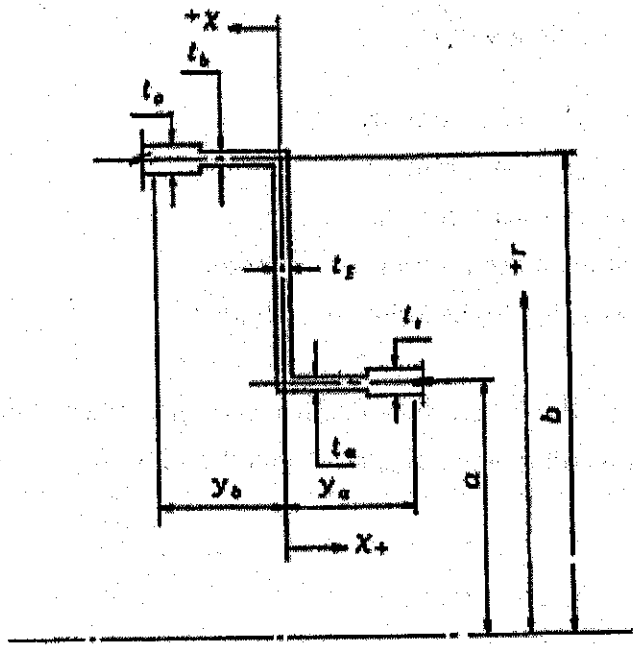
l_o y l_i = Son las longitudes de los cilindros soldados a la envolvente del elemento flexible simple.

Cuando dos elementos flexibles son unidos con un cilíndro, la longitud aplicable al cilindro, l_o o l_i, usadas en el FSE será la mitad de la longitud del, cilindro actual que. La longitud aplicable del cilindro, l_o y l_i, será 0 donde un cilindro no se une.

RCB-8.22 CONSTANTES GEOMETRICAS EFECTIVAS

La figura RCB-8.22 define la nomenclatura usada en kos siguientes párrafos basada sobre el modelo equivalente de elemento flexible.

Fig-RCB-8.22



$t_a = t_E$ si el elemento flexible tiene un radio knucle en el interior de la unión, en mm
$t_a = t_s$ si el elemento flexible no tiene un radio knucle en el interior de la unión, en mm

$t_b = t_E$ si el elemento flexible tiene un radio knucle en el exterior de la unión, en mm
$t_b = t_s$ si el elemento flexible no tiene un radio knucle en el exterior de la unión, en mm

$a = 0{,}5\ (G + t_a)$ en mm

$b = 0{,}5\ (OD - t_b)$ en mm

$h = b - a$

$t_a = f_a + r_a + 0{,}5\ t_E$ en mm

$t_b = f_b + r_b + 0{,}5\ t_E$ en mm

$r_a' = r_a + 0{,}5\ t_E$ en mm

$r_b' = r_b + 0{,}5\ t_E$ en mm

K = multiplicador de rigidez (ver párrafo RCB-8.5)

$y_a = l_o + l_o$ en mm . Nota: Las secciones del cilindro mas allá del limite $y_a = 2\sqrt{a\,t_a}$ solo en si necesario se encuentran en los requerimientos para cilindros en el código.

$Y_b = l_{ob+}\ l_l$ en mm .

Nota: Las secciones del cilindro mas allá del limite $y_b = 2\sqrt{b\,t_b}$ solo en si necesario se encuentran en los requerimientos para cilindros en el código.

G, OD, t_E, r_a, r_b, f_a, f_b, l_l y l_b están indicadas en Fig-8.21.

RCB-8.3 FACTORES DE FLEXIBLILIDAD DEL ELEMENTO

Los efectivos factores DE FLEXIBILIDAD SON DADOS POR:

$$\beta_a = \frac{1{,}285}{\sqrt{a\, t_a}} \quad \text{Radianes/mm}$$

$$\beta_b = \frac{1{,}285}{\sqrt{b\, t_b}} \quad \text{Radianes /mm}$$

$D_a = 0{,}0916\, E_a\, t_a^3 \times 10^{-6}$ mm-kN

$D_b = 0{,}0916\, E_b\, t_b^3 \times 10^{-6}$ mm-kN

$D_E = 0{,}0916\, E_E\, t_E^3 \times 10^{-6}$ mm-kN

$\Omega_a = \beta_a\, y_a$ para cilindro interior, rn radianes

$\Omega_b = \beta_b\, y_{ab}$ para cilindro exterior, rn radianes

Todos los valores dados en este cuadro pueden ser calculados con Ω_a, en el cilindro interior, asi como con el valor Ω_b, en el cilindro exterior
$J_1 = \text{sen}\,\Omega\ \text{sh}\,\Omega$
$J_2 = \cos\Omega\ \text{ch}\,\Omega$
$Z = j_1^2 + J_2^2$
$K_o = \text{sh}\,\Omega + \text{sen}\Omega$
$K_1 = \frac{\text{ch}\,\Omega + \cos\Omega}{k_o}$
$K_2 = \frac{\text{sh}\,\Omega \quad \text{sen}\,\Omega}{k_o}$
$K_3 = \frac{\text{ch}\,\Omega \quad \cos\Omega}{k_o}$

E_s = Módulo de Elasticidad del cilindro interior en, kPa

E_o = Módulo de Elasticidad del cilindro exterior en, kPa

E_E = Módulo de Elasticidad de la envolvente del elemento flexible en, kPa

$E_a = E_E$ si el elemento flexible tiene un radio knucle en la unión interior en, kPa
$E_a = E_s$ si el elemento flexible no tiene un radio knucle en la unión interior en, kPa

$E_b = E_E$ si el elemento flexible tiene un radio knucle en la unión interior en, kPa
$E_a = E_o$ si el elemento flexible no tiene un radio knucle en la unión interior en, kPa

A, b, t_a, t_b, t_E e y_a son definidos en el párrafo RCB-8.22,

RCB-8.31 FACTORES DE FLEXIBILIDAD ENTRE CILINDRO-CILINDRO

Los factores de flexibilidad entre cilindro-cilindro, e_a y e_b son dados por lo siguiente:

En la unión interior	En la unión exterior	Nota
$e_a = e$	$e_b = e$	Si ellos no son cilindros externos $e_b = 1$
$C_1 = \frac{l_a}{\sqrt{a\, t_a}}$	$C_1 = \frac{l_b}{\sqrt{b\, t_b}}$	
$C_2 = \frac{t_S}{t_a}$	$C_2 = \frac{t_o}{tb}$	
$C_3 = \frac{E_a}{Es}$	$C_3 = \frac{E_b}{Eo}$	

Calcular los valores C_4, C_5, C_6, C_7, Y C_8 con los valores apropiados de C_1, C_2 y C_3 para la unión interna y externa.

Cuando $C_2 < 1,0$
$C_4 = -0,364661 + \frac{0,338172}{C_2} - \frac{0,0366351}{C_2^2}$
$C_5 = -1,06871 + \frac{1,01164}{C_2} - \frac{0,122627}{C_2^2}$
$C_6 = 0,0696709 + 1,76415\, C_2 - 5,46103\, C_2^3$
$C_7 = -0,1427340 + 0,918656\, C_2 - 2,00749\, C_2^3$

Cuando $C_2 \geq 1,0$
$C_4 = \frac{3,37310 - 1,707962\, C_2 + 0,226216\, C_2^2}{1000}$
$C_5 = -0,413287 + 0,320037\, C_2 - 0,0307508\, C_2^2$
$C_6 = -0,684978 + 0,582549\, C_2 - 0,0547812\, C_2^2$
$C_7 = -0,201334 + 0,168201\, C_2 - 0,0127280\, C_2^2$

$$C_8 = \frac{\frac{C_5}{C_1^2} - \frac{C_6}{C_1^3} + \frac{C_7}{C_1^4}}{C_3^{0,2}}$$

$e = 2,718^{C_8}$

Notas:

1)- Cuando $C_1 < 0,4$, $C_1 = 04$

2)- Cuando C_2 y C_3 ambos son =1,0, entonces e=1,0.

RCB-8.4 FACTORES GEOMETRICOS DEL ELEMENTO

Los cálculos para las rigideces y tensiones son dependientes de los factores geométricos del elemento de flexión dados por:

$Y_1 = \frac{e_a}{D_a \beta_a}(k_3 - \frac{k_2^2}{2k_1})$ Nota: Los valores de k son evaluados usando Ω_o para cilindro interior

$Y_2 = \frac{e_b}{D_b \beta_b}(k_3 - \frac{k_2^2}{2k_1})$ Nota: Los valores de k son evaluados usando Ω_o para cilindro exterior.

$$C = \frac{a^2}{b^2 - a^2}$$

$$d = \frac{b}{a}$$

$$x_1 = \frac{a\,c\,(0{,}769 + 1{,}428\,d^2)}{D_E}$$

$$x_2 = \frac{2{,}2\ a\ c\,d^2}{D_E}$$

$$x_3 = \frac{a^2\,[1{,}583 + \ln(d)\,(2 + c\,(2 + 3{,}714\,d^2))]}{4\,D_E}$$

$$x_4 = \frac{2{,}2bc}{D_E}$$

$$x_5 = \frac{b\,c\,(0{,}769\,d^2 + 1{,}428)}{D_E}$$

$$x_6 = \frac{-a\,b\ (1{,}538\ + 5{,}714 \ln(d))}{4D_E}$$

$$X = (x_1 - y_1)(x_5 + y_2) - x_3\,x_4$$

$$x_7 = \frac{x_2 x_6 - x_3 x_5 - x_3 y_2}{X}$$

$$x_8 = \frac{x_3 x_4 - x_1 x_6 + x_6 y_1}{X}$$

$$q_1 = 0{,}385\,a^2 + 1{,}429\,c\,b^2 \ln(d)$$

$$q_2 = (-0{,}385\ -1{,}429\,c\ \ln(d))\ b^2$$

$$q_3 = 0{,}385\,a\,b^2\,\{\frac{1{,}269}{c\,d^2} + 3{,}714\,c\,(\ln(d))^2\}$$

$$g = \frac{a}{b}$$

RCB-8.4 FACTORES GEOMETRICOS DEL ELEMENTO

$$g^* = \frac{g^4}{1 - g^2} \ln(g)$$

$m_1 = 0{,}51 - 0{,}635\, g^2 + g^*$

$m_2 = 0{,}635\,(1 - g^2) + g^*$

$m_3 = 2{,}357\, g^2 + 3{,}714\, g^*$

Donde: a y b son definidas en párrafo RCB-8.22 y β_a, β_b, D_b, D_E, e_o, e_b, k_1, k_2 y k_3 son definidos en el párrafo RCB-8.3

RCB-8.5 MULTIPLICADOR DE RIGIDEZ

Calcular las relaciones $\frac{y_a}{G}$, $\frac{y_b}{G}$, $\frac{r'_a}{t_a}$, $\frac{r'_b}{t_b}$, $\frac{r'_a}{h}$, $\frac{r'_b}{h}$ y $\frac{G}{t_E}$.

RCB-8.51:

Si $\frac{y_a}{G} \geq 0{,}075$, $y_a = 1$; Si $\frac{y_a}{G} < 0{,}075$, calcular y_a

Si $\frac{y_b}{G} \geq 0{,}075$, $y_b = 1$; Si $\frac{y_b}{G} < 0{,}075$, calcular y_b

En ambos casos se calculan y_a e y_b por las formulas siguientes:

$$Y_x = 0{,}961 - 11{,}293\,(Y_x/G) + 450{,}903\,(Y_x/G)^2 - 5647\,(Y_x/G)^3 + 23.140\,(Y_x/G)^4$$

RCB-8.52:

Si ambas r_a y r_b están presentes, en la **Fig RCB-8.21(a)** y $r_a = r_b$, determinar el valor de **–m-** desde la **Fig-8.51** y calcular el termino α de acuerdo con la siguiente ecuación:

Para $\frac{G}{t_E} < 160$, $\alpha = 4{,}30\,(G / t_E)^{-0.287}$

Para $\frac{G}{t_E} \geq 160$, $\alpha = 2{,}92\,(G / t_E)^{-0.211}$

El multiplicador de rigidez final es dado por $\mathbf{K = \alpha\, m\, y_a\, y_b}$

RCB-8.53:

Si ambas r_a y r_b están presentes, en la Fig RCB-8.21(a) y r_a distinto de r_b, determinar el valor de $-m_{o1}-$ en Fig- RCB-8.52 usando r'_b, y el valor de-**m-** en Fig- RCB-8.51 usando r'_a, y $-m_{o2}-$ en Fig- RCB-8.52 usando r'_a . Calculado el valor de – α-- como hemos visto en el párrafo RCB-8.52 anterior.

$\mathbf{K = (\alpha\, m\, m_{o1}\, y_a\, y_b / m_{o2})}$

RCB-8.5 MULTIPLICADOR DE RIGIDEZ

RCB-8.54:

SI solo r_b está presente en Fig-RCB-8.21(b), determinar-**m**- desde la Fig-RCB-8.52 y calcular el valor del termino- **λ**- de acuerdo con las siguientes ecuaciones:

Para $\frac{G}{t_E} < 160$, $\lambda = 2{,}13(G/t_E)^{-0{,}149}$

Para $\frac{G}{t_E} \geq 160$, $\lambda = 1{,}86(G/t_E)^{-0{,}122}$

El multiplicador de rigidez final es dado por $\mathbf{K = \lambda m y_a y_b}$

RCB-8.55:

SI solo r_a está presente enFig-RCB-8.21(c), determinar **–m-** desde la Fig RCB-8.51 usando r'_a, y calcular α, desde el párrafo RCB-8.52. determinar **$-m_o$-** desde la Fig-RCB-8.52 usando $r'_a = r'b$ y calcular-**λ**- desde el párrafo RCB-8.54.

El multiplicador de rigidez final es dado por

$$\mathbf{K = \frac{\alpha m \lambda m_o y_a y_b}{\lambda m_o - \alpha m + \alpha m \lambda m_o}}$$

RCB-8.56:

Si ambos r_a y $r_{b,}$ son iguales =0, Fig RCB-8.21(d), $\mathbf{K = y_a y_b}$

Figura RCB-8.51

Multiplicador de Rigidez, como una Función de los Parámetros Dimensionales del Elemento Flexible de la Envolvente

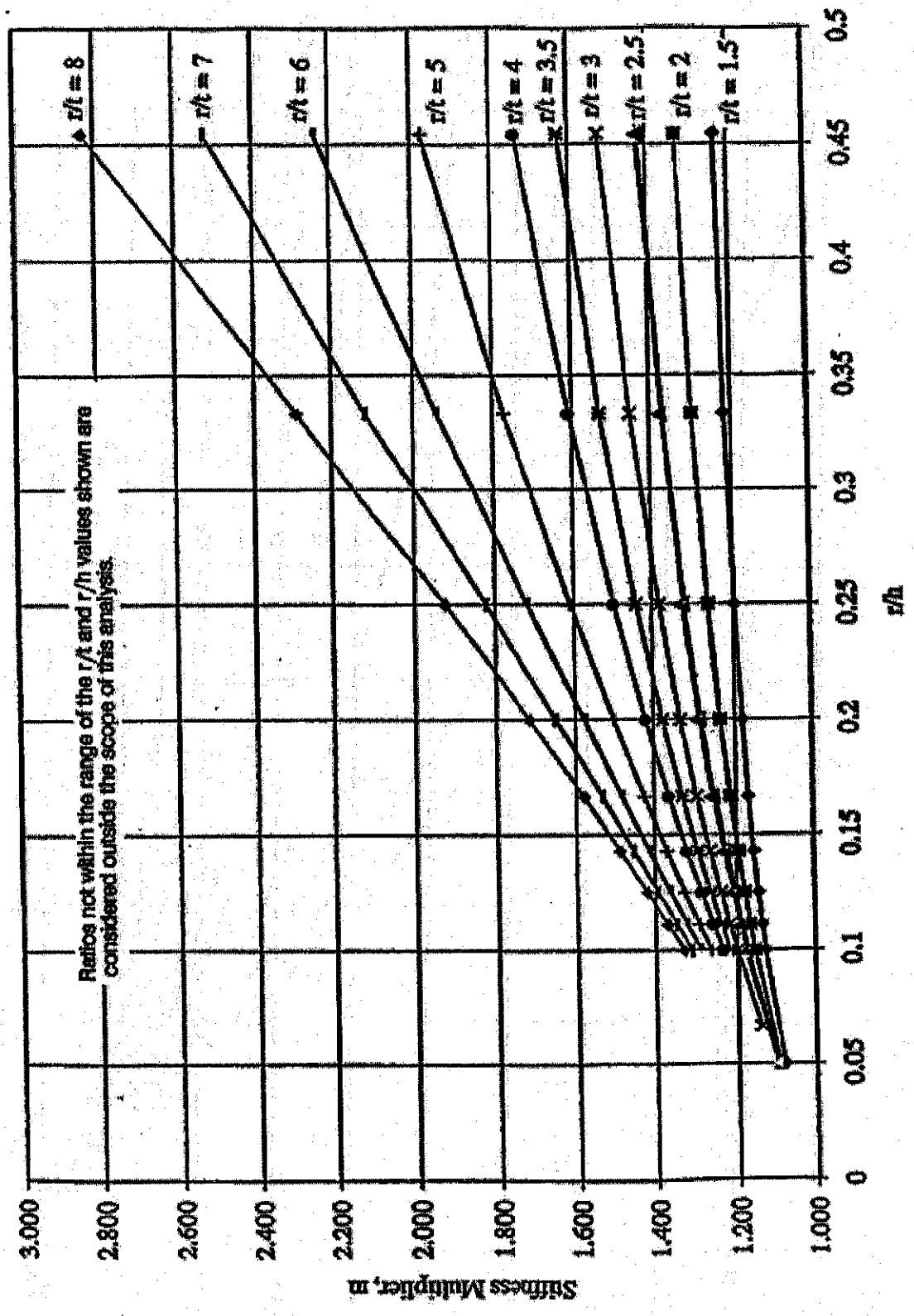
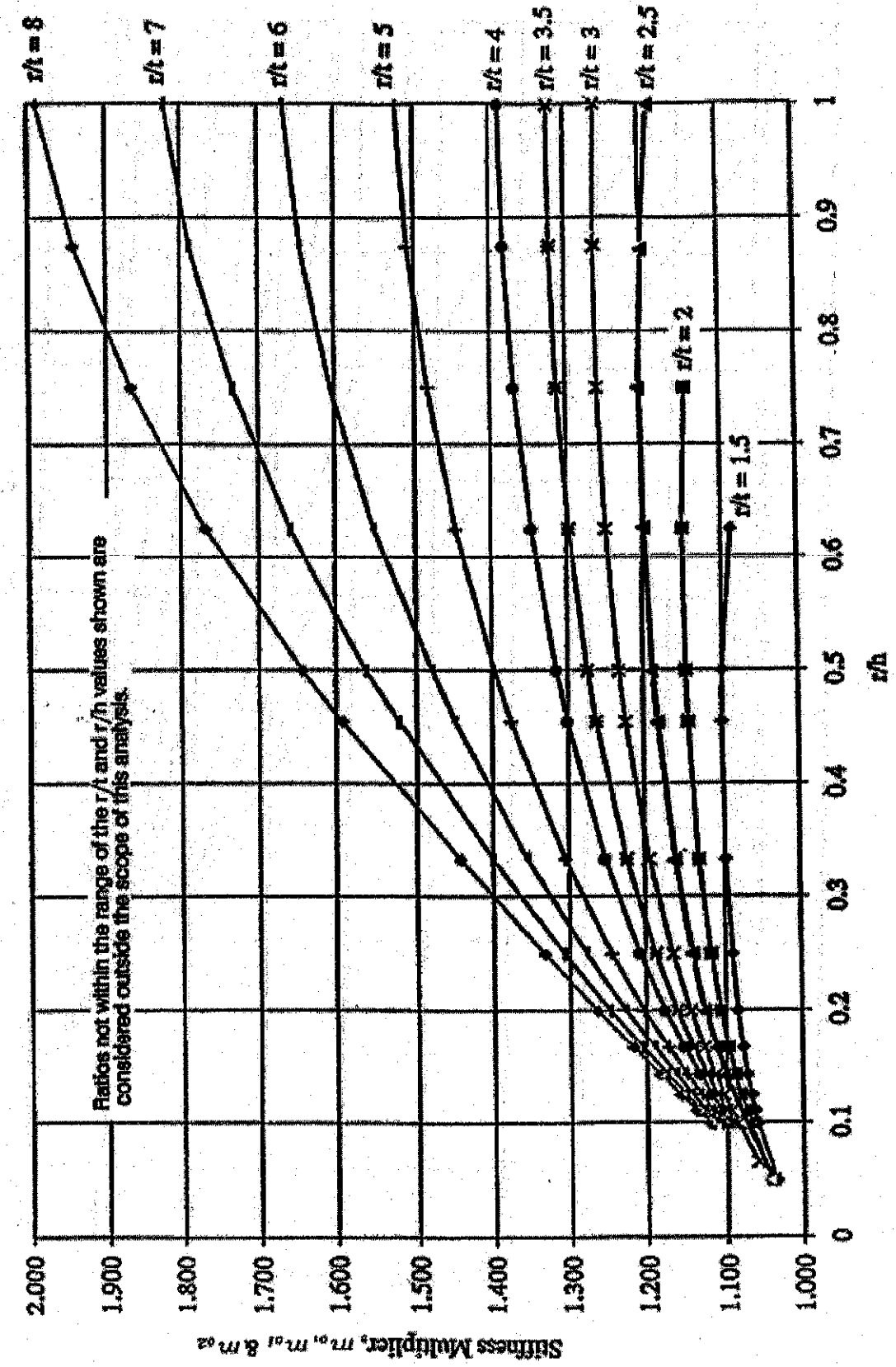


Figura RCB-8.51

Multiplicador de Rigidez, como una Función de los Parámetros Dimensionales del Elemento Flexible de la Envolvente



RCB-8.6 RIGIDIZADOR EQUIVALENTE DEL ELEMENTO FLEXIBLE

Cuando hay solo un elemento flexible en la envolvente(Ver párrafo RCB-8.21), ela relación de elasticidad, (KN7mm) es dada por:

$$S_{JE} = \frac{2\pi\alpha D_E k}{x_7 q_1 + x_8 q_2 + q_3}$$

Los valores de los terminos han sido definidos en los párrafos RCB-8.22, RCB-8.4 y RCV-8.5.

Cuando son usados dos o más elementos flexible en la envolvente, la relación de elasticidad global del sistema de elementos flexibles es dado por:

$$S_j = \frac{1}{\frac{1}{S_{jE1}} + \frac{1}{S_{jE2}} + \ldots \frac{1}{S_{jEn}}}$$

Donde:

S_j = Relación efectiva de elasticidad global, en (kN/mm), usado en el párrafo RCB-7.161

S_{JE1}, S_{JE2}, ... S_{JEn}) Respectivas relaciones de elasticidad de cada elemento flexible de la envolvente, calculados individualmente desde las formulas anteriores en kN/mm.

RCB-8.7FUERZA AXIAL INDUCIDA

El cálculo de las tensiones de los elementos flexibles en la envolventes depende de la calculada fuerza axial inducida actuando sobre cada elemento. Esta fuerza axial en el interior de la circunferencia de la envolvente será calculada para cada condición descrita en los párrafos RCB-8.11 hasta el RCB-8.13 y es dada por:

$$F_{ax} = \frac{a P_s^*}{2} \times 10^{-6} \text{ kN/mm}$$

Donde:

$P_S^* = P_l + P_S' - P_d$

$P_l = P_t - P_t'$

Tabla RCB-8.7

Variaciones del Parámetro F_{ax}

CONDITION	P_1	P_s'	P_d
Differential Expansion Only	0	0	P_d
Shell side Pressure Only, Note (1)	0	P_s'	0
Tube side Pressure Only, Note (1)	P_t	0	0
Shell side Pressure + Tube side Pressure	P_1	P_s'	0
Shell side Pressure Only + Differential Expansion, Note (1)	0	P_s'	P_d
Tube side Pressure Only + Differential Expansion, Note (1)	P_t	0	P_d
Shell side Pressure + Tube side Pressure + Differential Expansion	P_1	P_s'	P_d

Notas:

1)-Esta condición no es aplicable para diferentes presiones de diseño por Párrafo RCB-7.165

2)- a es definida en el párrafo RCB-8.22

3)-Los otros símbolos usados son definidos en los párrafos RCB-7.161, RCB-7.163 y RCB-7.164 usando el espesor actual de la placa tubular para cada condición bajo las consideraciones de los párrafos RCB- 8.11 hasta el RCB-8.13.***Los signos algebraicos deben de conservarse.***

RCB-8.8 MOMENTOS Y TENSIONES EN LOS ELEMENTOS FLEXIBLES

Los siguientes párrafos suministran las formulas para calcular la predicción de nivel de esfuerzo en el elemento flexible. La configuración de cada elemento flexible tendrá un juego único de esfuerzo para condición analizada.

RCB-8.81 MOMENTOS EN LAS UNIONES

La tensión en la chapa plana anular y en las porciones cilíndricas de un área de elemento flexible, dependen de los momentos (mm-kN por mm de circunferencia) en las uniones interiores y exteriores. Los momentos vienen dados por:

$$M_a = \frac{(x_5 + y_2)(-\theta_a - F_{ax}\, x_3 - \beta_a Z_a) + x_2 \left(F_{ax}\, x_6 + \theta_b - \frac{\beta_b k_2 Z_b}{k_1}\right)}{X}$$

$$M_b = \frac{(y_1 - x_1)\left(\theta_b - F_{ax}\, x_6 - \frac{\beta_b k_2 Z_b}{k_1}\right) + x_4\left((F_{ax}\, x_3 + \theta a - + \beta_a Z_a)\right)}{X}$$

Donde:

$$Z_a = \frac{P_S a^2 - 0{,}3\, a\, F_{ax}}{E_a t_a}$$

$$Z_b = \frac{P_S b^2 - 0{,}3\,(a\, F_{ax} + 0{,}5(b^2 \quad a^2) P_S}{E_b t_b}$$

$$\Theta_a = \frac{P_S b^3}{8 D_E}\left(-2\, g\, m_2 - \frac{m_3}{g} - 0{,}5\, g^3 - 2\, g^3\, \ln(g)\right)$$

$$\Theta_b = \frac{P_S b^3}{8 D_E}\left(-2\, m_2 - m_3 + 0{,}5 - g^2\right)$$

P_S= Presión en el lado envolvente en KPa, para las condiciones bajo consideración (incluyendo 0 o valor negativo si el vacío es aplicable)

F_{ax} = Este termino es calculado en el párrafo RCB-8.7 dependiendo de las condicones bajo consideración.

K_1 y K_2 = Términos que son calculados en el párrafo RCB-8.3 usando Ω_b en el exterior del cilindro.

Los restantes términos son definidos en los párrafos RCB-8.22, RCB-8.3 y RCB-8.4

RCB-8.82 TENSION ELECTO EN LA PLACA ANULAR

La tensión de flexión meridional en la placa anular , KPa, será calculada para cada condición especificada en párrafos RCB-8.11,RCB-8.12 y RCB-8.13 mediante las siguientes formulas.

$$S_b = \frac{6}{t_s^2}\{ A_1 + \frac{A_2}{r^2} + A_3 r^2 + A_4 \ln(\frac{r}{b}) \}$$

Donde:

$A_1 = - c M_a + c d^2 M_b + 0{,}65 a c F_{ax} \ln(g) - P_S (0{,}325 m_2 b^2 + 0{,}4125 a^2)$

$A_2 = b^2 (c M_a - c M_b - 0{,}65 a c F_{ax} \ln(g) + 0{,}0875 m_3 P_S b^2)$

$A_3 = 0{,}206 P_S$

$A_4 0 0{,}65 a (F_{ax} - 0{,}5 a P_S)$

F_{ax} = Término calculado en el párrafo RCB-8.7 dependiendo sobre las condiciones bajo consideración.

P_S = Presión en el lado envolvente en kPa, para las condiciones bajo consideración (incluyendo el 0 o valor negativo de vacío).

r = Distancia radial desde la línea central al punto bajo consideración en mm

RCB-8.83 TENSIONES EN ELEMENTO CILINDRICO

La tensión circunferencial en kPa en los cilindros será calculada para cada condición especifica en los párrafos RCB-8.11, RCB-8.12 y RCB-8.13 por las siguientes formulas.

$$S_m = \frac{E(b+v_2)}{r}$$

Donde:

$V_1 = \beta (y - x)$

$V_2 = B_1 \text{sen}(v_1) \text{senh}(v_1) + B_2 \cos(v_1) \cosh(v_1)$

$$\delta = \frac{r}{Et} (P_s r - 0{,}3 F_2)$$

$$B_1 = \frac{1}{Z}\left(\frac{J_2 M}{2\beta e D} - J_1 \delta\right)$$

$$B_2 = \frac{1}{Z}\left(\frac{J_1 M}{2\beta e D} - J_2 \delta\right)$$

X = Distancia bajo consideración, mostrado en Fig-RCB 8.22 en mm.

Los terminos restantes son definidos en párrafos RCB-8.21, RCB-8.22, RCB-8.23 y RCB-8.7.

Para Cilindro Interior	Para Cilindro exterior
$r = a$	$r = b$
$t = t_s$ para $(y_a - x) < l_i$	$t = t_o$ para $(y_b - x) < l_o$
$t = t_a$ para $(y_a - x) > l_i$	$t = t_b$ para $(y_b - x) > l_o$
t menor de t_a o t_s para $(y_a - x) = l_i$	t menor de t_b o t_o para $(y_b - x) = l_o$
$E = E_a$	$E = E_b$
$M = M_a$	$M = M_b$
$F_2 = F_{ax}$	$F_2 = F_{ax}\left(\frac{a}{b}\right) + \left(\frac{b^2 - a^2}{2b}\right) P_s$
$e = e_a$	$e = e_b$
$D = D_a$	$D = D_b$
$\beta = \beta_a$	$\beta = \beta_b$
$y = y_a$	$y = y_b$

Notas:

1)-$S_{cmP} = S_m$ calculado para la condición de presión solo con la condición lado envolvente

2)- $S_{cmP} = S_m$ calculadosolo para la condición de expansión diferencial so con la condición de presión solo lado envolvente.

3)- $S_{cmP} = S_m$ calculado para la condicón de la combinación de presión y expansión diferencial.

4)- El máximo valor de S_m estará localizado donde $x = y_a$ o $x = l_a$ para el cilindro interior y donde $x = y_b$ o $x = l_b$ para cilindro exterior.

RCB-8.84 MAXIMA TENSION EN EL CILINDRO PARA EL CALCULO DEL CICLO DE VIDA

La máxima tensión. En kPa, para condiciones partioculares, para usar en la evaluación del ciclo de vida es dada por:

$$S_{cl} = \left|\frac{6M}{t^2}\right| + \left|\frac{F_2}{t}\right|$$

Donde:

F_2 es definida en párrafo RCB-8.83

Y

Para unión interna

$M = M_a$

t = Es el menor de t_E o t_a

Para unión externa

$M = M_b$

t = Es el menor de t_E o t_b

Nota:

1)- Un valor positivo de Mestablece una tensión de compresiónen en la fibra externade del cilíndro bajoconsideración.

2)- S_{cl}, es un posible limite externo para establecer el rango de tensiones.

3)- S_n para un elemento cilíndrico es igual a S_{cl}.

RCB-8.9 TENSION ADMISIBLE

La tensión admisible en el elemento flexible estará definida por el Código, usando el apropiado factor de concentración de tensión para la geométria bajo consideración.

RCB-8.10 ESÈSOR MINIMO

El mínimo espesor del elemento flexible de la envolvente será deteminado por las reglas de los parrafos RCB-8.1 hasta el RCB-8.9. En ningún caso será el espesor condiciones no corroidas menor que 1/8" (3,2 mm) para un diámetro nominal de 18" (457 mm) y menor de 3/16" (4,8mm) para diámetro nominal de 19" (483 mm)hasta 30" (762 mm), o ¼" (6,4 mm) para diámetros mayores a 30" (762 mm).

RCB-9.1 CHANELS (DISTRIBUIDOR), COVER (TAPAS) Y BONNETS (CIERRE)

RCB-9.1 CHANELS Y BONNETS

R-9.11 ESPESOR MINIMO DE CHANELS Y BONNETS

El espesor de chanels (distribuidor) y bonnets (cierres) es determinado por el Código con ls formulas de diseño, más la corrosión admisble, pero en ningún caso , será el espesor nominal de chanels y bonnets menor que el mínimo espesor de la envolvente mostrado en la Tabla R-3.13. El espesor total nominal para channels y bonnet chapados será el mismo que el de channels de acero al carbono.

CB-9.11 ESPESOR MINIMO DE CHANELS Y BONNETS

El espesor de chanels(distribuidor) y bonnets (cierres) es determinado por el Código con ls formulas de diseño, más la corrosión admisble, pero en ningún caso , será el espesor nominal de chanels y bonnets menor que el mínimo espesor de la envolvente mostrado en la Tabla cb-3.13. El espesor total nominal para channels y bonnet chapados será el mismo que el de channels de acero al carbono.

RCB-9.12 MINIMA PROFUNDIDAD INTERIOR

Para channels y bonnet multipaso la profundidad interior tendrá que ser tal, que el área mínima transversal sobre el flujo entre los sucesivos pasos de tubo es al menos 1,3 veces el área del flujo a través de un paso de tubo. Cuando una tubuladura axial es usada, la profundidad a la linea central de la tubuladura tenga un mínimo de un-tercio del diámetro interior de la conexión.

RCB-9.13 PLACA DE PARTICIÓN DE PASO

RCB-9.131 ESPESOR MINIMO

El espesor de la placa de partición de paso no ser-a menor que el mayor de los mostrados en la Tabla RCB-9.131, o calculado por el párrafoRCB-9.132. Las placas de partición de paso pueden ser achaflanadas en el ancho de la junta en contacto con las dos superficies.

Tabla RCB-9.131

ESPESORES NOMINALES DE LS CHAPAS DE PARTICIÓN DE PASO

Dimensiones en pulgadas y (mm)

Dimension Nominal	Acero al Carbono	Material Aleado
Menos de 24" (610)	3/8" (9,50)	1/4"" (6,40)
24"-60" (610-1524)	1/2" (12,7)	3/8" (9,50)
61".-100" (1549-2540)	5/8" (15,90)	½" (6,40)

RCB-9.132 ESPESOR DELA PLACA DE PARTICIÓN DE PASO

El espesor dela placa biene dado por:

$$t = b\sqrt{\frac{qb}{1{,}5S}}$$

Donde :

t= Mínimo espesor dela placa de prtición de paso en, mm.

B =Factor cuyo valor en la tabla RCB-9.132 (interpolar linealmente).

q = Perdida de presión a través de la placa en, KPa.

S = Tensión admisible a tracción en el Código a la temperatura de diseño del material kPa.

b = Dimensión de la placa en mm (Ver Tabla RCB-9.132)

Tabla RCB-9.132

Factor de ldimensions de la Placa de partición de passo

 3 lados fijos 1 lado simple soportado		 Lados largos fijos Lados cortos soportados		 Lados cortos fijos Lados largos simple soportados	
a / b	B	a / b	B	a / b	B
0.25	0.020	1.0	0.4182	1.0	0.4182
0.50	0.081	1.2	0.4626	1.2	0.5208
0.75	0.173	1.4	0.4860	1.4	0.5988
1.0	0.307	1.6	0.4968	1.6	0.6540
1.5	0.539	1.8	0.4971	1.8	0.6912
2.0	0.657	2.0	0.4973	2.0	0.7146
3.0	0.718	∞	0.5000	∞	0.7500

RCB-9.133 DIMENSION DE LA SOLDADURA EN LA PLACA DE PARTICIÓN DE PASO

La placa de partición de paso será unida con filete de soldadura en cada lado con un mínimo de 3/4t (t en párrafo RCB-9.132)de pata del filete de soldadura.Otros tipos de uniones son admitidos pero tendrán una resisitencia equivalente.

RCB-9.134 PRECAUCIONES ESPECIALES

Especial consideración puede darse en las condiciones de refuerzos o espesores para particiones Intenas sujetas a las vibraciones de los fluidos, presión diferencial extrema y/o temperaturas, excesivas restricciones o desviaciones perjudiciales bajo condiciones especificadas para operación o Inusual condiciones especificadas en el comienzo o en el mantenimiento especificadas por la propiedad.

Tambien las consideraciones deberan darse en un potencial bypass del fluido en el lado tubo, cuaando es posible que la partición de paso pueda adelantarse por la desviación debida a la junta.

RCB-9.14 TRATAMIENTO TERMICO POST-SOLDADURA

Los channels(distribuidores9 y bonnets(cierres finales abombados) después de construidos, tendrán un tratamiento térmico cuando es requerido por el Código o especificado por la propiedad.

RCB-9.2 PLACA DEL CHANNEL (DISTRIBUIDOR) DE CIERRE

***RCB-9.21 DEFLEXION DE PLACA MULTIPASO DE LA UNIDAD CHANNEL DE CIERRE**

El espesor efectivo de la placa del channel de cierre es el espesor en el fondo de la ranura de partición de paso (o de la cara si esta no fuera reNurada) menos la corrosió admisible en exceso de la prfundidad de la ranura.Este espesor es menor que el requerido grosor por la formula apropiada en el Código.

EL límite recomendados para la deflexión del distribuidor de cierre es:

0,03" (0,8 mm) para diámetro nominal hasta 24" (610 mm)

0,125% del diámetro nominal (diámetro nominal /800) para dimensiones mayores.

Un metodo para calcular la deflexión en el distribuidor de cierre es:

$$Y = \frac{G}{ET^2}\left(0{,}0435\, G^3 P + 0{,}5\, S_B A_B h_g \right)$$

Donde:

Y = Deflexión ene le centro del distribuidor de cierre, en mm

G =Diámtro de la fuerza de reacción en la junta, definido en el Código en mm.

E =m Módulo de Elasticidad a la temperatura de diseño en kPa.

E = Espesor bajo consideración en mm.

P = Presión de diseño en KPa

S_B = Tensión admisble en los pernos a temperatura de diseñoe en kPa

A_B = Area actual de la sección transversal en el nucleo los pernos en mm^2

h_g = distancia radial desde el diámetro g al centro del circulo de pernos en mm.

***RCB-9.21 DEFLEXION DE PLACA MULTIPASO DE LA UNIDAD CHANNEL DE CIERRE**

Si la deflexión calculada (flecha) es mayor que el límita recomendado, la deflexión(flecha) puede ser reducida por un metodo acepteble que es:

1)- Aumentar el espesor del distribuidor de cierre por la raiz cubica de la relación de deflexión calculada/ al limite recomendado-

2)- Uso de resistente parte posterior.

3)-Cambiar el tipo dem construcción

Nota: Para distribuidores de simple paso, u otros en que la junta de estanqueidad junto al distribuidor de cierre no es partición de paso.

***RCB-9.21 DEFLEXION DE PLACA MULTIPASO DE LA UNIDAD CHANNEL DE CIERRE**

El distribuidor de cierre será suministrado con ranuras para partición de paso, con profundidad aproximada 3/16" (4,8 mm). En un chapado o aplicado a las caras, todas las superficies expuestas al fluido, incluyendo las juntas de asiento de las superficies, deberán tener al menos un espesor nominal de chapado de 1/8" (3,2 mm).

R-9.22 RANURAS EN CHANNEL DE CIERRE CON PARTICON DE PASO

El disrtribuidor de cierre se suministra con ranuras para la partición de paso, con una profundidad aproximada de 3/16" (4,8 mm). En un chapado, o aplicado a las caras, todas las superficies expuestas al fluido, incluyendo la junta de sello de las supeficies, tendran al menos espesor nominal de chapado de 1/8" (3,2 mm).

CB-9.22 RANURAS EN CHANNEL DE CIERRE CON PARTICON DE PASO

Para presiones de diseño superiores a 300Psi (2068 kPa), el distribuidor de cierre sera suministrado con ranuras para la partición de paso, con una profundidad aproximada de 3/16· (4,8 mm), u otras inferiores adecuadas para participar en la junta del lugar. En un chapado, o aplicado a las caras, todas las superficies expuestas al fluido, incluyendo la junta de sello de las supeficies, tendran al menos espesor nominal de chapado de 1/8" (3,2 mm).

RCB-10 BOQUILLAS

RCB-10.1 CONSTRUCION DE BOQUILLAS

La construcción será de acuerdo con los requerimientos del el Código. La envolvente de la boquilla no sobresaldra mas halladle contorno interno de la envolvente si ello interfiere con la inserción o extracción del haz.Las boquillas de el cuerpo o del distribuidorque sobresalgan en el contorno interno de la pared del cilíndo mayor deben de ser sus venteos o drenajes por la inserción de ellas en entalladuras en los puntos mas altos o más bajos del cilíndro. Si separadamente son usadass conexiones de venteos y drenajes , ellos estarán limpios en el contorno interior de la pared de la envolvente o del distribuidor.Las dimensiones de las bridas y sus caras deben de cumplir conASME B.16.5.

Los aguros para los pernos deberan estar centrados en el circulo de pernos.

RCB-10.2 INSTALACION DE BOQUILLAS

Las boquillas radiales serán consideradas Standard. Otros tipos de boquillas pueden ser agragados entre acuerdo de propiedad y fabricante.

R-10.3 CONEXIONES DE DERIVACIONES DE TUBERI

Todas las conexiónes de una derivación de tubería serán con acoplamientos Standard como minimo de 6000 Psi o equivalentes. Cada conexión llevara un tapoó redondo como cabeza de acuerdo con ASME B.16.11, construido con el mismo materialde la conexión.Materiales alternativos en el tapón pueden ser usados cuando sea tenida en cuenta la corrosión, excepto los tapones de hierro no serán usados.

C-10.3 CONEXIONES DE DERIVACIONES DE TUBERIA

Todas las conexiónes de una derivación de tubería serán con acoplamientos Standard como minimo de 3000 Psi o equivalentes.

B-10.3 CONEXIONES DE DERIVACIONES DE TUBERIA

Todas las conexiónes de una derivación de tubería serán con acoplamientos Standard como minimo de 3000 Psi o equivalentes. Cada conexión llevara un tapoó redondo como cabeza de acuerdo con ASME B.16.11, construido con el mismo materialde la conexión.Materiales alternativos en el tapón pueden ser usados cuando sea tenida en cuenta la corrosión, excepto los tapones de hierro no serán usados.

RCB-10.31 CONEXIONES DE VENTEOS Y DRENAJES

Solo en todos los puntos altos y bajos en los lados envolvente y tubos de un intercambiador, se colocarán venteos y drenajes con una conexión un minima de 3/4" NPS.

R-10.32 CONEXIONES PARA MEDIDA DE PRESION

Todas las conexiones con brida de 2" NPS o mayores serán suministradas con una conexión mínima de 3/4" NPS, para un medidor de presión a menos que consideraciones especiales digan que debe de omitirse. Ver párrafo RB-10.4.

C-10.32 CONEXIONES PARA MEDIDA DE PRESION

La conexión de un medidor de presión será especificada por la propiedad. Ver párrafo C-10.4.

B-10.32 CONEXIONES PARA MEDIDA DE PRESION

Todas las conexiones con brida de 2" NPS o mayores serán suministradas con una conexión mínima de 1/2" NPS, para un medidor de presión a menos que consideraciones especiales digan que debe de omitirse. Ver párrafo RB-10.4.

RB-10.33 CONEXIONES PARA TERMOMETRO

Todas las conexiones con brida de 4" NPS o mayores serán suministradas con una conexión mínima de 1" NPS, para un TERMOMÉTRO a menos que consideraciones especiales digan que debe de omitirse. Ver párrafo RB-10.4.

C-10.33 CONEXIONES PARA TERMÓMETRO

Las conexiones para termómetro serán especificadas por la propiedad, ver párrafo C-10.4

RB-10.4 CONJUNTO DE UNIDADES

Las boquillas intermedias entre unidades deberán de tener bridas de cara plana o con resalte.Las conexiones para medidores de presión y termómetros pueden omitirse en una de las dos unidades acopladas y conectadas en serie. Los pernos de las bridas en los acoplamientos de las conexiones entre conjunto de intercambiadores serán desmontables sin mover los intercambiadores.

C-10.4 CONJUNTO DE UNIDADES

Las boquillas intermedias entre unidades deberán de tener bridas de cara plana o con resalte.Las conexiones para medidores de presión y termómetros pueden omitirse en una de las dos unidades acopladas y conectadas en serie.

RCB-10.5 DISEÑO DE BRIDA PARTIDA

Circunstancias de fabricación, instalación o mantenimiento puede imposibilitarel uso normal en las boquillas de d las bridas circulares enteras integrales o locas. Bajo estas condiciones las bridas circulare partidas dobles pueden ser usada de acuerdo con el Código.

RCB-10.6 BOQUILLAS CARGADAS

No es deseable que un Intercambiador que sirva como anclaje de puntos de tubeia..el proposito del diseño delas boquillas cargadas es asumir que sea insignificante, amenos que la propiedad especificamente detalle que cargas son investigadas como indica el párrafo RGP-RCB-10.6. El analisis y cualquier modificación en el diseño o construcción del intercambiador con estas crgas sea de acuerdo con el propietario.

RCB-11 BRIDAS FINALES Y PERNOS

Las bridas y pernos para las uniones externas estarán de acuerdo con las reglas de diseño del Código sujetas alas limnitaciones de los párrafos siguientes.

R-11.1 MINIMA DISMESION DE LOS PERNOS

El mínimo diámetro permilsbble en los pernoes es ¾" (M20).Las dimensiones de 1" y menores serán las Serles Roscado de Paso ancho, y las dimensiones mayores serán Series de Roscado Pitch-8.

C-11.1 MINIMA DISMESION DE LOS PERNOS

El mínimo diámetro recomendado para los pernos es 1/2"(M14). Si pernos menores de 1/2" (M14) son usados, deberán tomare precauciones para evitar sobretensionar a los pernos.

B-11.1 MINIMA DISMESION DE LOS PERNOS

El mínimo diámetro permisible para los pernos es 5/8"(M16)

TABLAS DE PERNOS

Tabla D-5

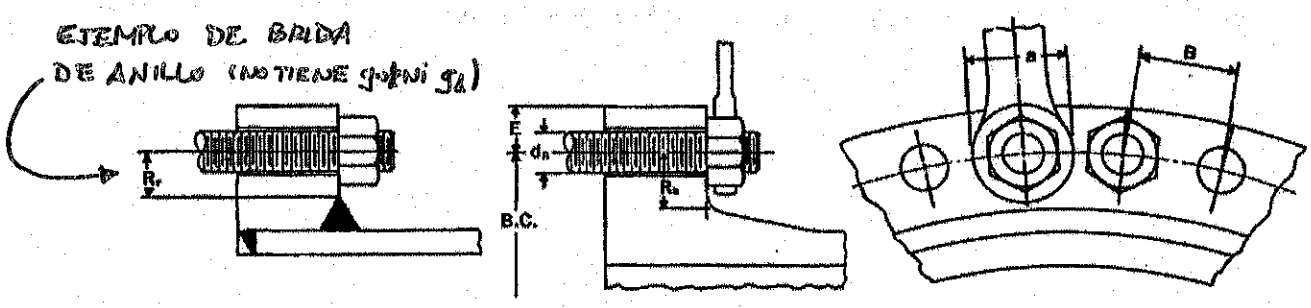
DIMENSIONES MINIMAS RECOMENDADA DE DATOS DE PERNOS

Dimensiones en pulgadas

AREA DEL NUCLEO (PARTE INTERIOR) DEL PERNO, QUE ES LO QUE TRABAJA Y POR TANTO EL AREA CON LA QUE INTERESA COMPARAR.

Bolt Size d_n	Threads		Nut Dimensions		Bolt Spacing B	Radial Distance R_n	Radial Distance R_c	Edge Distance E	Wrench Diameter a	Bolt Size d_n
	No. of Threads	Root Area $in.^2$	Across Flats	Across Corners						
½	13	0.126	⅞	0.969	1¼	1 1/16	⅜	⅝	1½	½
⅝	11	0.202	1 1/16	1.176	1½	1 5/16	½	⅝	1¾	⅝
¾	10	0.302	1¼	1.383	1¾	1½	1 1/16	1 5/16	2 1/16	¾
⅞	9	0.419	1 7/16	1.589	2 1/16	1¾	1 5/16	1 5/16	2⅜	⅞
1	8	0.551	1⅝	1.796	2⅛	1⅞	1 11/16	1 11/16	2⅝	1
1⅛	8	0.728	1 13/16	2.002	2½	1½	1¼	1⅛	2⅞	1⅛
1¼	8	0.929	2	2.209	2 13/16	1⅜	1⅛	1¼	3¼	1¼
1⅜	8	1.155	2 3/16	2.416	3 1/16	1⅜	1⅜	1⅜	3½	1⅜
1½	8	1.405	2⅜	2.622	3⅛	2	1½	1½	3¾	1½
1⅝	8	1.680	2 9/16	2.828	3½	2⅛		1⅝	4	1⅝
1¾	8	1.980	2¾	3.035	3¾	2¼		1¾	4¼	1¾
1⅞	8	2.304	2 15/16	3.242	4	2⅜		1⅞	4½	1⅞
2	8	2.652	3⅛	3.449	4¼	2½		2	4¾	2
2¼	8	3.423	3½	3.862	4¾	2¾		2¼	5¼	2¼
2½	8	4.292	3⅞	4.275	5¼	3 1/16		2½	5⅞	2½
2¾	8	5.259	4¼	4.688	5¾	3⅜		2¾	6½	2¾
3	8	6.324	4⅝	5.102	6¼	3⅝		2⅞	7	3
3¼	8	7.487	5	5.515	6½	3¾		3	7¼	3¼
3½	8	8.749	5⅜	5.928	7⅛	4¼		3⅛	8	3½
3¾	8	10.108	5¾	6.341	7⅝	4 7/16		3½	8⅝	3¾
4	8	11.565	6⅛	6.755	8⅛	4⅝		3⅝	9	4

EJEMPLO DE BRIDA DE ANILLO (NO TIENE g_0 ni g_1)



Las dimensiones de las tuercas estan basadas en American Nacional Standard B18.2.2

Las series inferiores a 1" son las Series Roscado de Paso Grueso

Las series superiores a 1" son Series de Roscado Pitch-8.

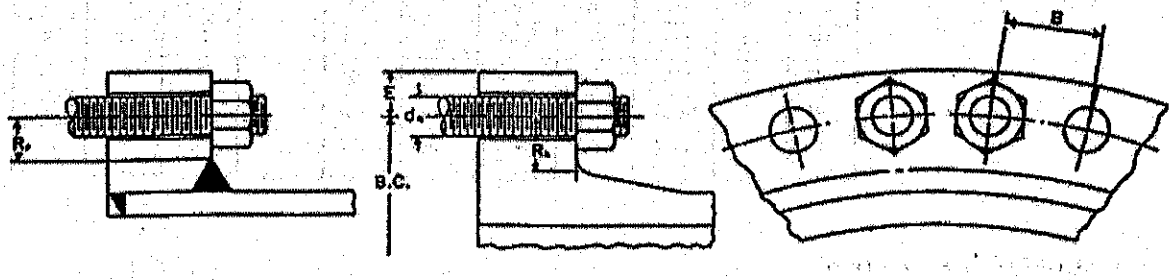
TABLAS DE PERNOS

Tabla D-5M

DIMENSIONES MINIMAS RECOMENDADA PARA PERNOS METRICOS

Dimensiones en milímetros

Bolt Size d_B	Threads		Nut Dimensions		Bolt Spacing B	Radial Distance R_h	Radial Distance R_r	Edge Distance E	Bolt Size d_B
	Pitch	Root Area (mm^2)	Across Flats	Across Corners					
M12	1.75	72.396	21.00	24.25	31.75	20.64	15.88	15.88	M12
M16	2.00	138.324	27.00	31.18	44.45	28.58	20.64	20.64	M16
M20	2.50	217.051	34.00	39.26	52.39	31.75	23.81	23.81	M20
M22	2.50	272.419	36.00	41.57	53.98	33.34	25.40	25.40	M22
M24	3.00	312.748	41.00	47.34	58.74	36.51	28.58	28.58	M24
M27	3.00	413.852	46.00	53.12	63.50	38.10	29.00	29.00	M27
M30	3.50	502.965	50.00	57.74	73.03	46.04	33.34	33.34	M30
M36	4.00	738.015	60.00	69.28	84.14	53.97	39.69	39.69	M36
M42	4.50	1018.218	70.00	80.83	100.00	61.91		49.21	M42
M48	5.00	1342.958	80.00	92.38	112.71	68.26		55.56	M48
M56	5.50	1862.725	90.00	103.92	127.00	76.20		63.50	M56
M64	6.00	2467.150	100.00	115.47	139.70	84.14		66.68	M64
M72	6.00	3221.775	110.00	127.02	155.58	88.90		69.85	M72
M80	6.00	4076.831	120.00	138.56	166.69	93.66		74.61	M80
M90	6.00	5287.065	135.00	155.88	186.91	107.95		84.14	M90
M100	6.00	6651.528	150.00	173.21	207.96	119.06		93.66	M100



RCB-11.2 TRAZADO DEL CIRCULO DE PERNOS

RCB-11.21 MINIMO ESPACIO RECOMENDADO ENTRE PERNOS

EL mínimo espacio recomendado entre pernos es dado en las Tabjad D5 o D-5M

RCB-11.22 MAXIMO ESPACIO RECOMENDADO ENTRE PERNOS

El máximo espacio recomendado entre pernos es:

$$B_{max} = 2\,d_B + \frac{6\,t}{(m+0{,}5)}$$

Donde.

B = separación entre pernos, entre centros de la línea de centros en inches (mm)

d_B = diámetro nominal de los pernos en inches (mm)

t = Espesor de la brida en inches (mm)

m = Factor de estanqueidad de la junta , en el Código.

RCB-11.23 FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE CARGA

Cuando la disancia entre los centros de los pernos excede a la máxima recomendada B_{max}, el momento total de la brida detemninado por los metodos de diseño en el Código, será multiplicado por el factor de corrección igual a:

$$\sqrt{\frac{B}{B_{max}}}$$

B = separación actual enbtre los pernos definido en el párrafo RCb-11.22.

RCB-11.24 ORIENTACION DE LOS PERNOS

Los pernos estarán normalmente uniformemente espaciados y estarán a caballo entre ambas lineas de centros del intercambiador. Para unidades horizontales, las líneas naturales de los centros se considerara que es las líneas de los centros horizontal y vertical del intercambiador.En casos especiales,el total de pernos puede ser cambiado por un multiplo de cuatro.

RCB-11.3 MINIMA LLAVE DE APRIETE Y SEPARACION ENTRE TUERCAS

La llave de apriete mínima recomendada y la separación entre tuercas es dado en las Tablas D-5 y D-5M

SECCION- 6

VIBRACION INDUCIDA POR EL FLUJO

V-1 ALCANCE Y GENERAL

V-1.1 ALCANCE

El flujo del fluido esta inter-relacionado con la geométria del intercambiador de calor,y puede causar la vibración en los tubos del intercambiador. Este fenómeno es altamente complejo y en el estado actual es difícil dar con la solución a este problema.

Esta sección define los datos basicos que pueden ser considerados cuando se evalua el flujo potencial para inducir una vibración en el intercambiador de calor.Cuando el flujo potencial,induce vibración, el problema tiene que ser evaluado, las relaciones que aparecen en esta sección y /o en otros medios pueden ser usados.Debido a la complejidad del problema TEMA no da garantias para cubrir los daños producidos por la vibración.

V-1.2 GENERAL

La vibración puede dañar a los tubos bajo ciertas condicionasen, que se producen con el flujo en el lado de la envolvente, con la configuración relativa de los baffles y la separación sin soporte en los tubos.. La máxima separación en los tubo sin soporte en la Tabla RCB-4.52, no considera el problema de que un potencial flujo induzca vibración. En estos casos, cuando el analisis indican la probabilidad de vibración destructiva, debe de usarse la referencia dada en el párrafo V-13.

V-2 MODELO DE VIBRACION PERJUDICIAL

El fallo mecánico en los tubos por causa de un flujo que induce vibraciónpuede ocurrir de varias formas.Los daños pueden resultarde condiciones independiente, o de una ombinación de estas.

V-2.1 DAÑOS POR COLISION

El impacto de los tubos contra otros o contra la la pared del recipiente, debido a las grandes amplitudes de la vibración de los tubos,puede resultar en un fallo.El impacto desarrolla en el tubo las caracteristicas áreas aplanadas, generalmente en el punto medio de la longitud que esta sin soporte. Las paredes del tubo generalmente son de pared delgada, por lo que se produce el fallo.

V-2.2 DAÑOS EN LOS BAFFLES

Los agujeros para los tubos en el baffle requiere una ejecución limpia (Ver párrafo RCB-4.2) para facilitar su paso por los agujeros del diámetro exterior de los tubos.Cunado estan presentes en un fluido grandes fuerzas, el tubo puede impactar en el agujero con baffle, causando a la pared del tubo una abolladura circunferencial, que usualmente tiene la anchura del espesor del baffle. Continuados periodos de tiempo actuando sobre la delgadez de la pared producen el fallo.

V-2.3 EFECTO EN LA SUJECIÓN DE LA PLACA DE TUBOS

Los tubos pueden dilatar dentro de la palca tubular minimizando la hendidura entre el exterior dé la pared del tubo y el agujero en la placa tubular. La frecuencia natural del tubo en el espacio adyacente a la placa tubular es incrementada por el efecto resujeción.: La tensión debida a cualquier deflexión lateraldel tubo, ex máxima ene. Lugar donde el tubo sale de la placa tubular,contibuyendo al posible rotura del tubo.

V-2.4 DEFECTOS EN LA PROPAGACION MATERIAL

La determinación del diseño que este libre de vibraciones perjudiciales contenidas en los tubos que vibran con muy pequeña amplitud debido a la claridad en el agujero del tuboy a la flexibilidad en el espacio del tubo entre apoyos, Con bajo nivel de tensión las fluctuaciones son menos perjudiciales en materiales homogeneos.Imperfecciones contenidas dentro del material y estratégicamente orientadas con respecto al campo de la tensión, pueden realmente propagarse y producir el fallo del tubo.La corrosión y erosión pueden añadirse a ls fallos mecánicos.

V-2.5 VIBRACION ACUSTICA

La resonancia acustica es debido a la oscilación de la columna de gas y a las excitacioón por la fase de torbellino cortante.Las oscilaciones creadas en una vibración acústica, de una onda estacionária..La generación de onds sonoraspueden no afectar al haz tubular menos que la frecuencia de resonancia apropiada a la frecuencia natural de cada tubo., Cuando la frecuencia de resonacia acustica se aproxima a la frecuencia natural del tubo, cualquier tendencia hacia la vibración será acentuada con posibilidad de fallo en el tubo.

V-3 REGIONES DE FALLO

Los fallos pueden estar cerca de todos los lugares dentro del intecambiador.Los lugares de relativa flexibilidad en el espacio entre soporte de tubos y/o las regiones de alta velocidad de flujo son las de interes.

V-3.1 CURVAS-U

La fila exterior de las curvas-U tiene una baja frcuencia natural de vibración, por lo que es más susceptible al fallo la fila interior, debido a la vibración inducida por el flujo.

V-3.2 AREA DE ENTRADA Y SALIDA EN LA CONEXIÓN DE BOQUILLAS

Las placas reintrusión,tubos con grandes limites externo y boquillas con pequño diámetro, pueden contribuir a restricciones en las áreas de entrada y salida.Esta áreas de restricción usualmente son creadas con velocidades locales altas, que puden dar como resultado un flujo que induzca una vibración perjudicial.

V-3.3 REGION DE LA PLACA TUBULAR

Los tubos sin soporte en el espacio adyacente a la placa tubular tienen frecuente-Mente mayor longitud que en la región del intercambiador, y resultan con una baja frecuencia natural.: Las áreas de entrada y salida son comúnmente estas regiones.La posible alta velocidad local, en combinación con una frcuencia natural baja, convierten a estas regiones, zonas de interes primordial para prevenir los daños por vibración.

V-3.4 REGION DE LOS BAFFLES

Los tubos localizados en los baffles, tienen espacios sin soporte iguales a multiplos del espacio entre los baffles. El largo del espacio sin soporte del tubo reduce la frecuencia natural de vibración y tiene una mayor tendenci a vibrar.

V-3.5 OBSTRUCCIONES

Cualquier obstrucción al flujo como es una varilla en T, bandas de cierre,y planchas de intrusión,pueden causar en zonas con alta velocidad que puedan iniciar vibraciones en la vecindad de la obstrucción.

V-4 NUMEROS ADIMENSIONALES

V-4.1 NUMERO DE STROUHAL

El Torbellino de derrame para tubos aislados en medio de un fluido es dado por el Número se Strouhal y vale:

$$S = \frac{f_S \, d_o}{12\,V}$$

Donde:

f_S = Frecuencia del torbellino, ciclos/seg

V = Velocidad del flujo transversal del fluido, relativa al tubo en ft/seg

d_o = diámetro exterior del tubo en inches

nota: Para tubos aleteados d o = Diámetro de la raiz de la aleta, inches.

V-4.2 PARAMETRO DE ELASTICIDAD DEL FLUIDO

El parámetro adimensional usado en la corelación para predecir el flujo que induce vibración viene dado por:

$$X = \frac{144\,\omega_o\,\delta_T}{\rho_o\,d_o^2}$$

Donde:

ω_o = Peso efectivo del tubo por unidad de longitud (Ver párrafo V-7.1) en lb/ft

δ_T = Disminución logaritmica en el espacio sin soporte del tubo,(Ver párrafo V-8)

ρ_o = Densidad del fluidoe en la envolvente a temperatura de la masa, lb/ft^3

d_o = Diámetro exterior del tubo en inches

Para tubos aleteados d_o = Diámetro en la raiz de la aleta en inches

V-5 FRECUENCIA NATURAL

V-5.1 GENERAL

Muchos intercambiadores tienen multiples baffles soportados y y variable número de espacios sin soporte.El cálculo de la frecuencia natural de los tubos en un intercambiador es un etapa esencial para estimar si potenciales flujos inducen fallo por vibración.El potencial para vibración es evaluado para cada individual espacio sin soporte, considerando la velocidad y la frecuencia natural existente del espacio sin soporte bajo examen.

V-5.2 FACTORES QUE AFECTAN A LA FRECUENCIA NATURAL

La frecuencia natural de los espacios individuales sin soporte están afectados por:

1)-Elasticidad del tubo, propiedades inerciales y propiedades geométricas.

2)-Forma del espacio.

3)-Tipo de soporte en cada final del espacio sin soporte del tubo.

4)-Carga axial en elespacio sin soporte del tubo (Ver párrafo V-6).

V-5.21 FORMA DEL ESPACIO

La forma basica del espacio será el espacio recto y el espacio curvado en –U.

V-5.22 SOPORTES EN EL ESPACIO

Las condiciones comunes de soporte son:

1)-Fijo en la Placa tubular y simplemete soportado en el baffle.

2)-Simplemente soportado en cada baffle.

Los soportes del baffle tienen espacios muertos que representan la no linealidad cuando el soporte es anlizado. La placa de tubos no es rigida, y como quiera el asumir el empotramiento es solo aproximado.El saber estas aproximaciones tiene un menor efecto en el cálculo de la frecuencia natural.

V-5.3 CALCULO DE LA FRECUENCIA NATURAL FUNDAMENTAL

El valor de la frecuencia fundamental natural de los tubos en el espacio sin soporte, puede calcularse por la combinación de la forma de los espacios sin soporte y las condiciones de soprte en los finales de los espacios, usando la Tabla V-5.3

Donde:

f_n = Frecuencia natural fundamental de los tubos en el espacio sin soporte, en ciclos/seg

l = Espacio del tubo sin soporte en Tabla V-5.3 en inches.

E = módulo de Elasticidad del material del tubo a la temperatura del meta, en Psi (Ver párrafo RCB-1.43).

ω_o = Pesoefectivo del tubo por unidad de longitud definido en párrafo V-7.1, en lb/ft.

I = Momento de Inerciade la sección transversal del tubo , en inches^4 y viene dado por.

$$I = \frac{\pi}{64} (d_o^2 - d_i^2)$$

d_i = Diámetro interior del tubo en inches

d_o = Diámetro exterior del tubo en inches.

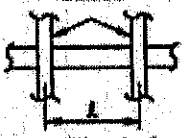
Para tubos integrales aleteados

d_o = Diámetro en la raiz de la aleta, en inches.

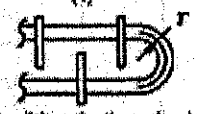
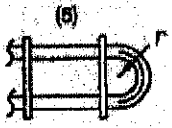
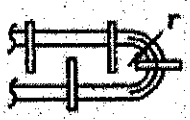
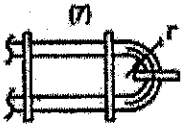
V-5.3 CALCULO DE LA FRECUENCIA NATURAL FUNDAMENTAL

Tabla V-5.3

FRECUENCIA FUNDAMENTAL NATURAL

Span Geometry	Equation	Nomenclature
(1) Baffles  Edge condition: both ends simply supported	$f_a = 10.838 \frac{AC}{l^2}\left[\frac{EI}{w_0}\right]^{1/2}$	A = Tube axial stress multiplier. See Paragraph V-6 C = Constant depending on edge condition geometry.
(2) Tubesheet, Baffle  Edge condition: one end fixed, other end simply supported		
(3) Tubesheets  Edge condition: both ends fixed		

Span Geometry	C
1	9.9
2	15.42
3	22.37

(4)  Edge condition: both ends simply supported	$f_a = 68.06 \frac{C_u}{r^2}\left[\frac{EI}{w_0}\right]^{1/2}$	r = Mean bend radius, inches C_u = Mode constant of U-bend
(5)  Edge condition: both ends simply supported		
(6)  Edge condition: both ends simply supported		
(7)  Edge condition: both ends simply supported		

Span Geometry	C_u Figure
4	V-5.3
5	V-5.3.1
6	V-5.3.2
7	V-5.3.3

FIGURA V-5.3

CONSTANTE DE MODO EN CURVA-U, C_U

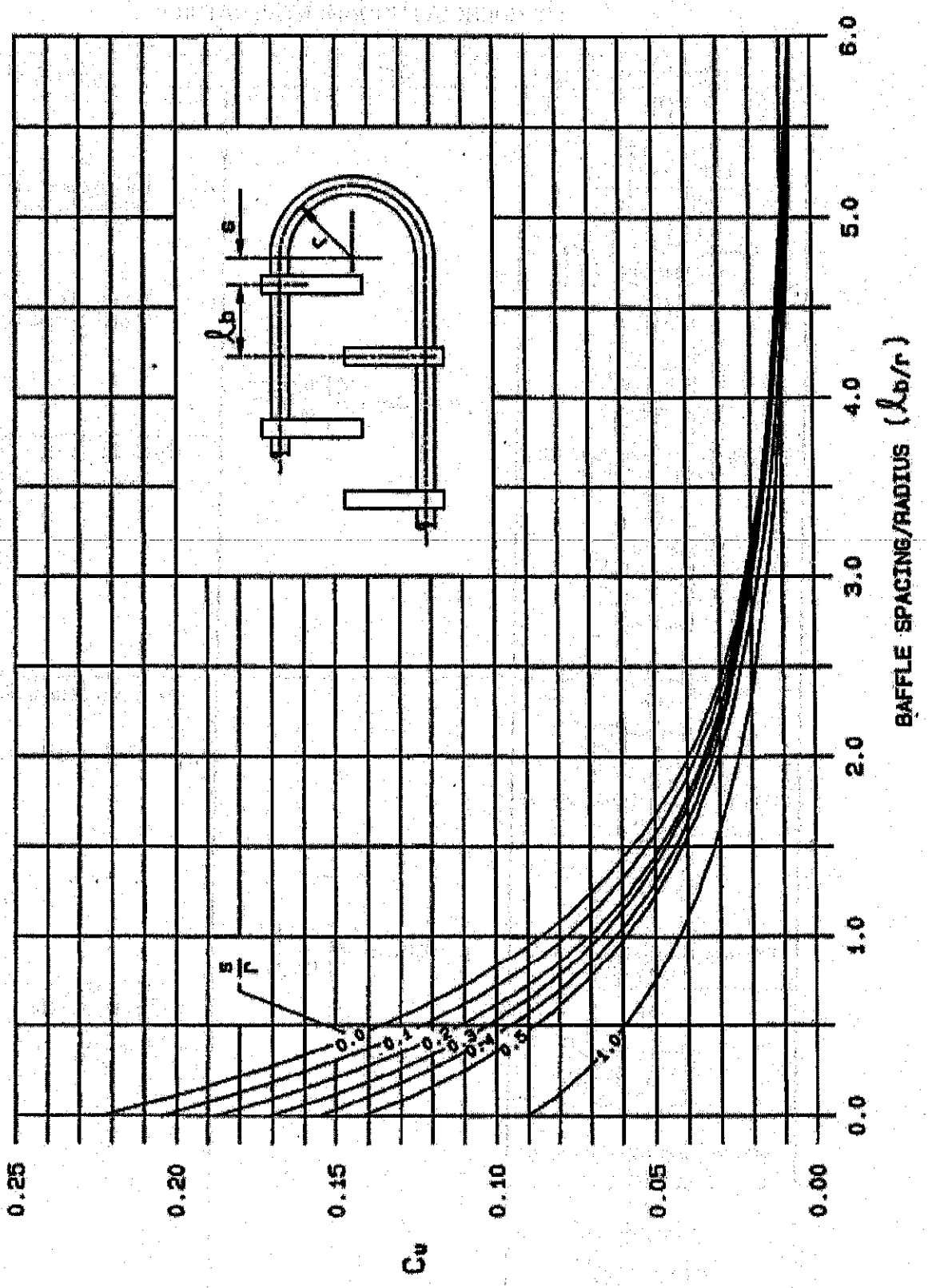


FIGURA V-5.3.1

CONSTANTE DE MODO EN CURVA-U, C_U

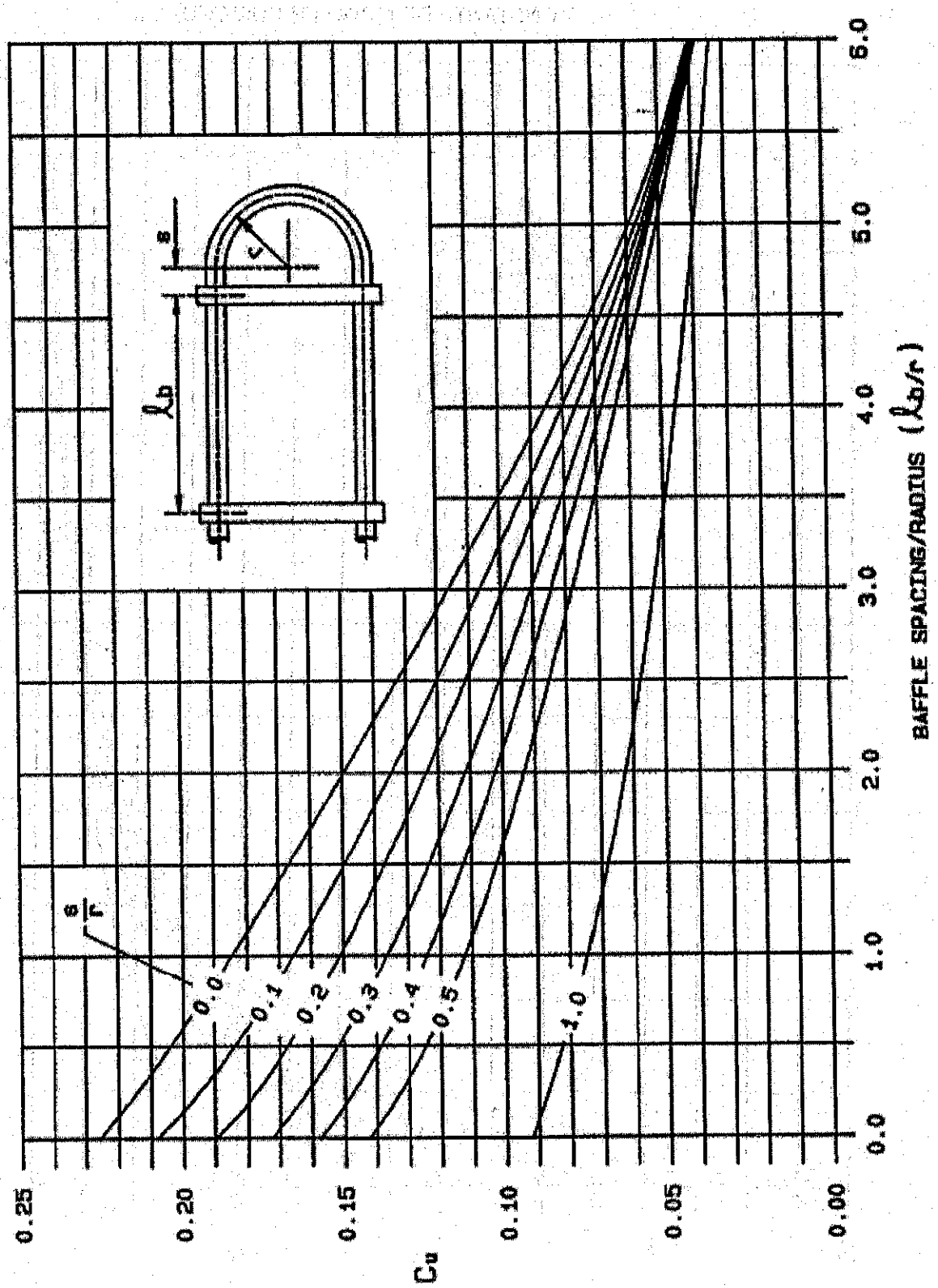


FIGURA V-5.3.2

CONSTANTE DE MODO EN CURVA-U, C_U

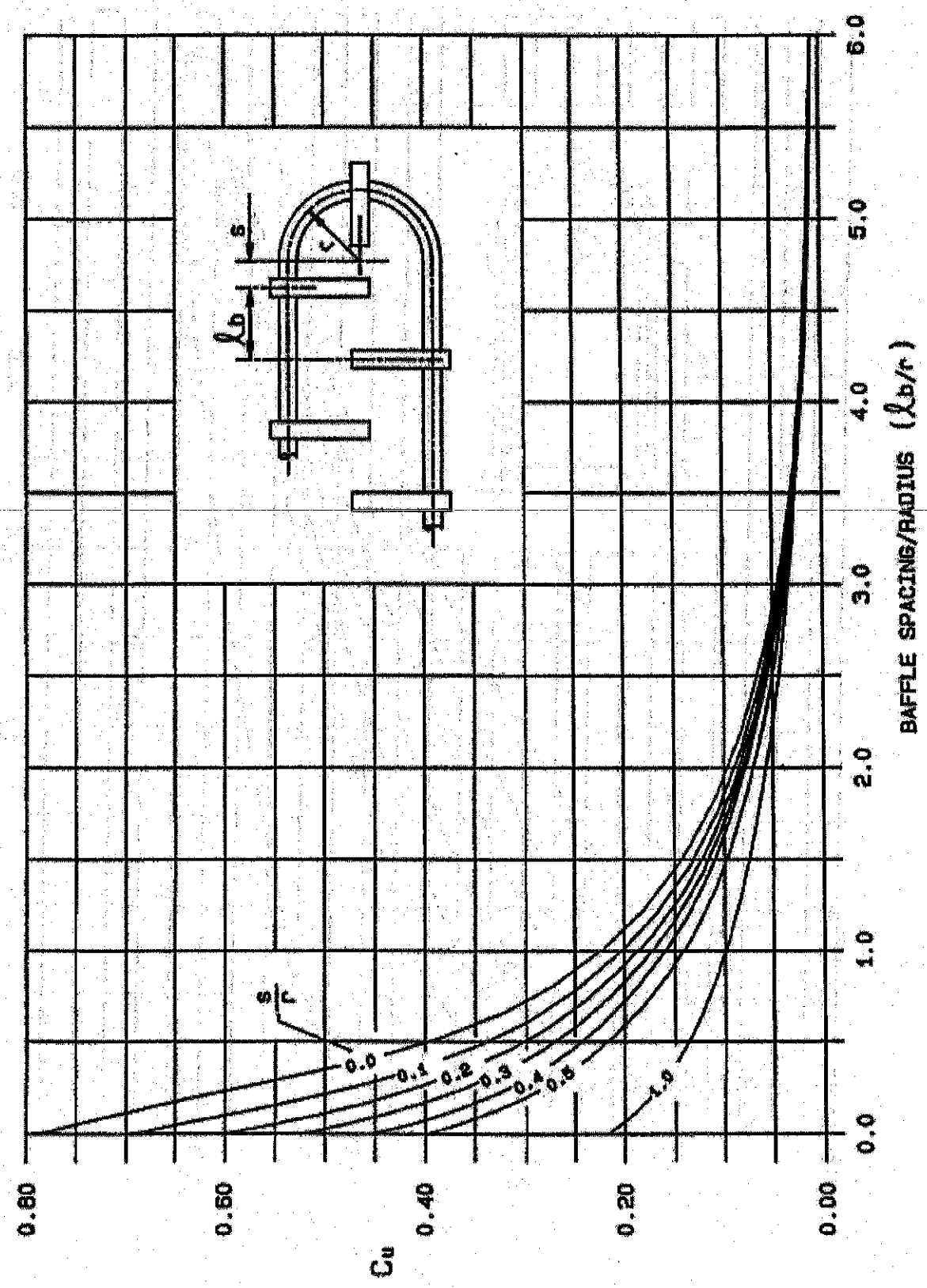
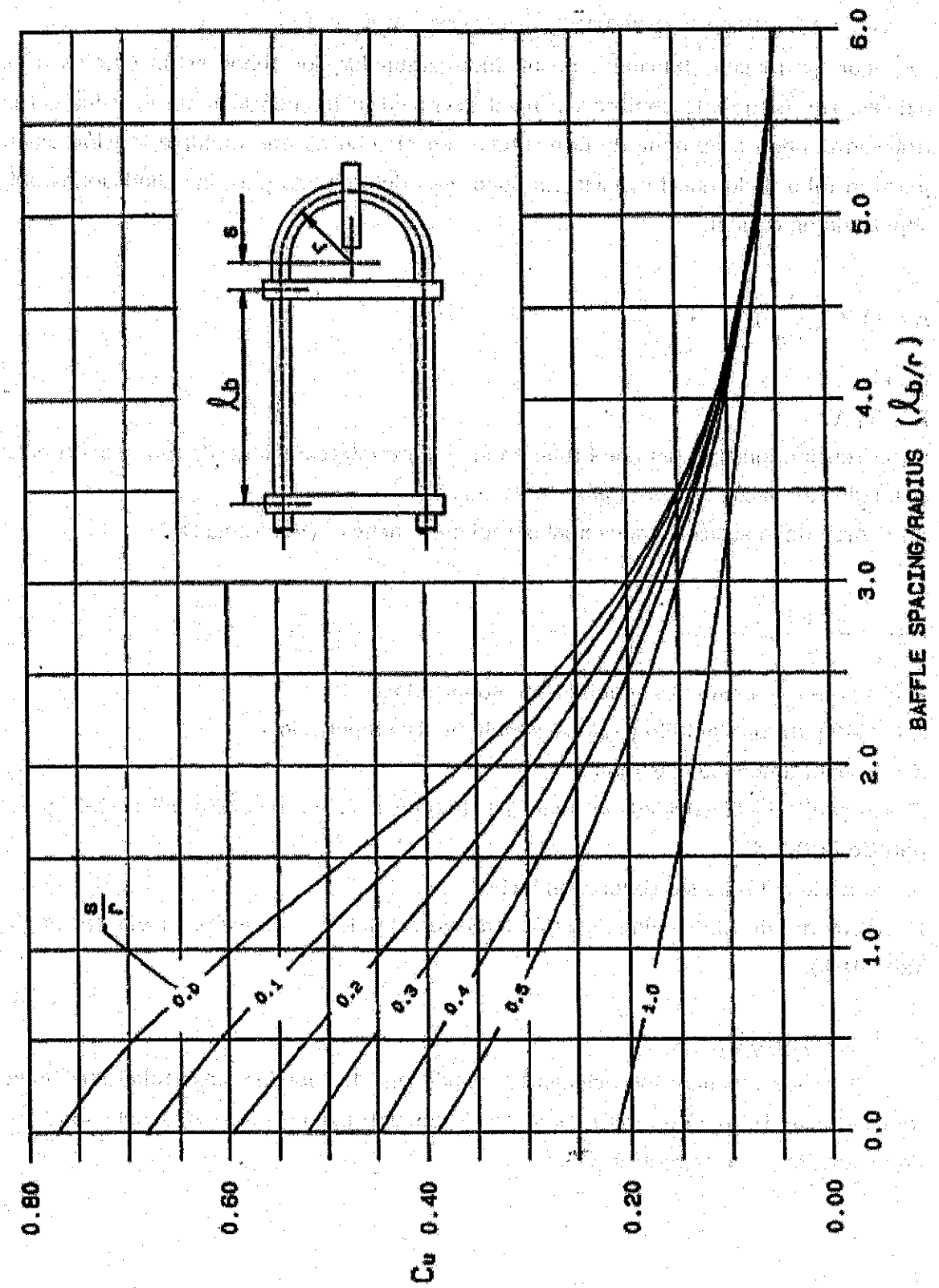


FIGURA V-5.3.3

CONSTANTE DE MODO EN CURVA-U, C_U



V-6 TENSION AXIAL EN EL TUBO

V-6.1 MULTIPLES TENSIONES AXIALES EN EL TUBO

Por las muchas funciones de un intercambiador, los tubos están sujetos a cargas axiales. Las cargas de compresión axial decrecen la frecuencia natural, y las cargas de tracción tienden a aumentarla.El resultado en el tubo es una multiple tensión axial, que para un tubo dado ene l espacio sin soportees deteminada para las condiciones del tubo soportado en el final.

$$A = (1 + \frac{F}{F_{CR}})^{1/2}$$

Donde:

$F = S_t A_t$

S_t = Tensión longitudinal ene l tubo en Psi (para intercambiadores con placa tubular fija, S_t puede ser calculada por el párrafo RCB-7.23)

A_t = Area de la sección transversal del tubo en inches ^{2} (Ver Tabla D-7)

$$F_{CR} = \frac{K^2 E I}{l^2}$$

K = n para ambos finales simplemente soportados

K = 4,49 para un final fijo y el otro simplemente empotrado

K =2n para ambos finales fijos

E = módulo de Elasticidad del material deltubo a la temperatura del metal en Psi (Ver párrafo RCB-1.43)

L = Espacio del tubo sin soporte en inches

I = momento de Inercia de la sección transversal del tubo en inches^4 (ver párrafo V-5.3 y Tabla D-7).

V-6.2 TUBOS EN-U

Oara las mismas aplicaciones los tubos en –U- pueden desarrollaraltos niveles de tensión axial..Un metodo para computar la tensión axial en las patas del tubo-U es dada en el párrafo V-14 Referencia (1).

V-7 MASA EFECTIVA DEL TUBO

Al simplificar las formulas, las constantes tienen que ser modificadas, al permitir el uso del peso en lugar de la masa.

V-7.1 PESO EFECTIVO DEL TUBO

El peso efectivo del tubo se define como.

$\omega_o = \omega_t + \omega_{fl} + H_m$

Donde:

ω_t = Peso total del metal por unidad de longitud del tubo en lb/ft (Ver tabla D-7).

$\omega_{fl} = 0{,}00545\ \rho_i\ d_i^2$ = Peso del fluido interior en el tubo por unidad de longitud en lb/ft.

H_m = Masa Hidrodinámica en el párrafo V-7.11.

P_i = densidad del fluido interior del tubo a la temperaturaen en el lado tubos de la masa del fluido en lb/ft^3.

d_i = diámetro interiordel tubo en inches.

V-7.11 MASA HIDRODINAMICA

La masa hidrodinámica es un efecto que incrementa el peso aparente del cuerpo vibrante debido al desplazamiento del fluido en el ladoenvolvente,resultando por.

1)-Movimiento de el tubo vibrante.

2)-La proximidad de otros tubos dentro del haz.

3)-La situación relativa de la pared de la envolvente.

La masa hidrodinámica es definida como:

$H_m = C_m\ \omega_{fo}$

Donde:

C_m = Coeficiente de masa añadida en Fig-V-7.11

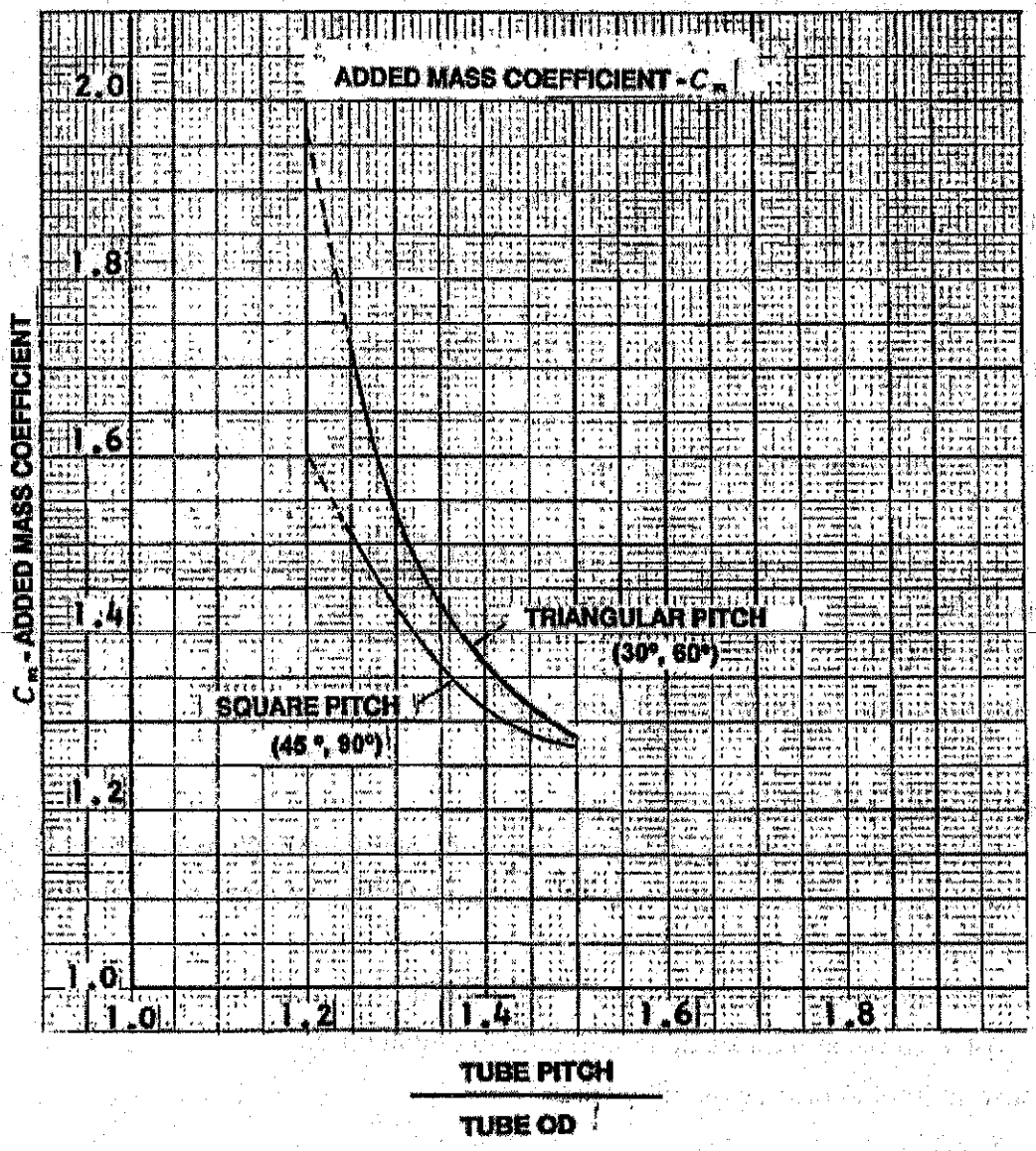
$\omega_{fo} = 0{,}00545\ \rho_o\ d_o^2$ = Peso del fluido desplazado por el tubo por unidad de longitud en lb/ft.

P_o = densidad del fluido exterior del tubo a la temperaturaen en el lado tubos de la masa del fluido en lb/ft^3.(Para dos fases de fluido usar dos densidades).

d_o= diámetro exteriordel tubo en inches.

V-7.11 MASA HIDRODINAMICA

Figura V-7.11



V-8 AMORTIGUAMIENTO

Los mecanismos inmplicados en el amortiguamiento son numerosos,y los efectos varios no son realmente medidodos o cuantificados.La siguiente expresiçon para el decrecimiento logaritmico – δ_T – esta basda estrictamente en la observación de experimentos y en análisis de modelos.

Para liquidos en el lado de la envolvente, δ_T es el mayor de δ_1 o δ_2

$\delta_1 = \frac{3{,}41\, d_o}{\omega_o f_n}$	$\delta_2 = \frac{0{,}012\, d_o}{\omega_o} \left[\frac{\rho_o \mu}{f_n}\right]^{1/2}$

Donde.

μ = viscosidaddel liquido en el lado envolvente a la temperatura de la masa liquida en centipoises.

d_o =Diámetro exterior del tubo en inches.Para tubos aleteados integrales d_o 0 Diámetro en la raid de la aleta en inches.

P_o = densidad del fluido en el lado envolvente a la temperaturalocal de la amsa del fluido en lb/ft^3.

f_n = frecuencia fundamental natural en el espacio del tubo en ciclos/seg.

Ω_o = Peso efectivo del tubo definido en el párrafo V-7.1 en lb/ft.

Para vapores en el lado de la envolvente:

$$\delta_v = 0\ 0{,}314\ \frac{N-1}{N}\ (t_b/l)^{1/2}$$

Donde:

N = Numero de espacios

t_b = Espesor de la placa soporte del baffle, en inches

l = Longitud sin soporte del tubo, en inches

Para dos fases comunicadas en el lado envolvente.

$$\delta_{TP} = 0{,}0022\ [\ f(\varepsilon_g)\ f(S_T)\ (\ \frac{\rho_l\, d_o^2}{\omega_o}\ )\ (\ C_{FU})\ ]$$

$$\delta_{TP} = \frac{\varepsilon_g}{0{,}4} \quad \text{para} \quad \varepsilon_g < 0{,}4$$

$$\delta_{TP} = 1 \quad \text{para} \quad 0{,}4 \le \varepsilon_g \le 0{,}4$$

$$\delta_{TP} = 1 - (\ \frac{\varepsilon_g\, 0{,}7}{0{,}3}\ ) \quad \text{para} \quad \varepsilon_g < 0{,}7$$

V-8 AMORTIGUAMIENTO

$$\varepsilon_g = \frac{V_g}{V_g + V_l}$$

V_g = Volumen del flujo unitario del gas en, en ft^3/seg.

V_g = Volumen del flujo unitario del liquido en, en ft^3/seg.

$f(S_t)$ = función de tensión superficial = $\frac{S_T}{S_{T70}}$

S_T = Tensión superficial del liquido en el lado envolvente a la temperatura ambiente (Ver párrafo V-14 Referencia (20))

S_{T70} = Tensión superficial del liquido en el lado envolvente a la temperatura ambiente (Ver párrafo V-14 Referencia(20))

ρ_l = Densidad del liquido en lado envolvente a te,peratura ambiente ,en lb/ft^3

ρ_g = Densidad del liquido en lado envolvente a te,imperatura ambiente ,en lb/ft^3

d_o = Diámetro exterior de tubo ,en Inches, para tubos aleteados d_o = diámetro en la raiz de la aleta en Inches,

ω_o = Peso efectivo del tubo definido en párrafo V-7.1, en lb/ft.

Nota: Usar densidad para las dos fases para el cálculo de la masahidrodinámica

ρ_{TP} = Densidad de las dos fases a la temperatura ambiente, en lb/ft^3

$$\rho_{TP} = \rho_l (1 - \varepsilon_g) + \rho_g \varepsilon_g$$

C_{FU} = función de confinamiento, ver Tabla V-8

Amortiguamiento total para dos fases

$\delta_T = \delta_{TP} + \delta_2 + \delta_V$

Nota.

Usar las propiedades de las dos fases para densidad y masa hidrodinamica.

V-8 AMORTIGUAMIENTO

Tabla V-8

COEFICIENTE DE CONFINAMIENTO

C_{FU}

Tube Pitch / Tube OD	Triangular Pitch C_{FU}	Square Pitch C_{FU}
1.20	2.25	1.87
1.25	2.03	1.72
1.33	1.78	1.56
1.50	1.47	1.35

V-9 DISTRIBUCION DE VELOCIDAD EN EL LADO ENVOLVENTE

V-9.1 GENERAL

Ino de los más importantes y menos predecible de los parámetros del flujo que induce vibración es la velocidad del fluido. El cálculo de la velocidad local del fluido, en un punto particular del intercambiador es un cometido difícil.Muchos modelos complejos de flujo están opresentes en un intercambiador.Varias cantidades de fluido baypasan el haz de tubos, o pasan a través de los claros entre los baffles y la envolvente,o el tubo y el agujero del tubo en el baffle. Muchos metodos son desarrolados pára el cálculo exacto de la velocidad local del fluido. El diseñador puede usar velocidades medias transversales del fluido basado en metodos empiricos.

V—9.2 VELOCIDAD DE REFERENCIA TRANSVERSAL DE FLUJO

La velocidad transversal en el haz de tubos varia entre espacio libre y espacio libre, desde fila a la fila identro del espacio libre,y desde el tubo a tubo dentro de la fila.La velocidad de referencia transversal de flujo es cálculada para cada regiónde interes(Ver párrafo V-3)y se basa en la velocidad media ytransversal representatiba de una fila de tubos en esta región.

La presencia de caminos alineados de particiónn de paso en la dirección transversal al flujo, claros entre el haz y la envolvente, claros entre tubo y agujero anular en el baffle, etc., reduceel flujo neto unitariodel flujo transversal en el lado de la envolvente.Esto debe de ser considerao en el computao la velocidad de referencia transversalen del flujo.

V-9.21 CALCULO DE LA VELOCIDAD DE REFERNCI TRANSVERSAL

El siguiente metodo de cálculo de una velocidad de referencia transversaltomada dentro del computo del baypas del fluido y de la dispersiónrelacionadas con la) geométria del Intercambiador.El metodo es valido para una fase simple en el fluido en lado envolvente con simple segmentación en el baffle en envolventes en TEMA E. Otros metodos pueden ser usados para evaluar la velocidad de referencia transversal.
La velocidad de refeencia transversal es dada por:

$$V = \frac{(F_h)(W)}{(M)(a_x)(\rho_o)(3600)} \text{ ft/seg}$$

V-9.211 CALCULO DE CONSTANTES

Las constantes usadas en los calculos de la velocidad de referncia transversal son dados por:

$$C_1 = \frac{D_1}{D_3}$$

$$C_2 = \frac{d_1 - d_o}{d_o}$$

$$C_3 = \frac{D_1 - D_2}{D_1}$$

$$f_1 = \frac{(C_1 - 1)^{3/2}}{(C_1)^{1/2}}$$

$$f_2 = \frac{C_2}{(C_1)^{3/2}}$$

$$f_3 = C_3 (C_1)^{1/2}$$

$$C_a = 0{,}00674 \left(\frac{P - d_o}{P} \right)$$

$$C_7 = C_4 \left(\frac{P}{P - d_o} \right)^{3/2}$$

Tabla V-9.211ª

	TUBE PATTERN (See Figure RCB-2.4)			
	30°	60°	90°	45°
C_4	1.26	1.09	1.26	0.90
C_5	0.82	0.61	0.66	0.56
C_6	1.48	1.28	1.38	1.17
m	0.85	0.87	0.93	0.80

V-9.211 CALCULO DE CONSTANTES

Tabla V-9.211B

	C_8 vs cut-to-diameter ratio $\frac{h}{D_1}$								
$\frac{h}{D_1}$	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
C_8	0.94	0.90	0.85	0.80	0.74	0.68	0.62	0.54	0.49

La interpolación lineal es permitida.

$$A = C_5 C_8 \left(\frac{D_1}{l_3}\right)\left(\frac{d_o}{P}\right)^2\left(\frac{P}{P-d_o}\right)$$

$$E = C_6 \left(\frac{P}{P-d_o}\right)\left(\frac{D_1}{l_3}\right)\left(1-\frac{h}{D_1}\right)$$

$$N_h = (f_1)(C_7) + (f_2)(A) + (f_3)(E)$$

$$F_h = \frac{1}{1+(N_h)\left(\frac{D_1}{P}\right)^{1/2}}$$

$$M = \left[\frac{1}{1+\frac{0{,}70\,(l_3)}{D_1}\left[\frac{1}{(M_\omega)^{0,6}}-1\right]}\right]$$

$$a_x = (l_3)(D_3)(C_a)$$

Donde:

D_1 = Diámnetro interior de la envolvente, en inches

D_2 = Diámnetro del baffle, en inches

D_3 = Limite externo del tubo (OLT), en inches

d_1 = Diámetro del agujero del tubo en el baffle, en inches

d_o 0 diámetro exterior del tubo, en inche para tubos aleteados d_o = diámetro en al raiz de la aleta en inches.

P = Pitch del tubo en inches.

l_3 = espacio entre baffles, en inches.

ρ_o = Densidad del fluidoen el lado envolvente a la temperatura ambiente, en lb/ft^3

W = flujo unitario del fluido en la envolvente en lb/hora

h = Altura desde el corte del baffle al diámetro interior de la envolvente, en inches

V-9.3 BANDAS DE SELLO

Las bandas de sello son muy usadas en el bloque auxiliar en el baypas circunferencial en el espacio entre untubo del haz y la envolvente, o en otras vias de baypas.La fuerza del fluido en la banda de sello desdela corriente posterior al baypaas, dentro del haz.Este incremento en la velocidad de referencia transversal prodra ser considerado en el analisisb de vibración..

La velocidad local del fluido en la vecindad de las bandas de sello pueden ser significativamente mas altas que la velocidad media transversal. Vver párrafo V-14 (Refrencia 6.)).

V-9.31 VELOCIDAD TRANSVERSAL DE REFERENCIA CON BANDAS DE SELLO

La velocidad de referencia transversal es calculada por el uso del valor modificado de C_1 en la ecuación del párrafo V-9.211.

$$C_1 = 1 + [\frac{(\frac{\rho_1}{D_3})-1}{4}] + (1,5)\ (C_3)$$

V-9.4 VIAS DE PASO PARALELAS AL FLUJO

Cuando las lineas de paso están orientadas paralelas al flujo (a 90º del corte del baffle) ellas crean una falsa resistencia, relativamente baja en el el fluido.El efecto es menos fluido en la sección transversal de los tubos del haz,resultando una velocidad media transvesal menor.Como quiera, los tubos adyacentes a estas vias pueden estar sujetos a altas velocidades locales.el numero y anchura de estas vias debe de ser considerado cuando se calcula la velocidad de referencia transversal.

V-9.41 VELOCIDAD DE REFERENCIA TRANSVERSAL CON VIAS DE PASO PARALEAS AL FLUJO

Si las vias de paso no son bloqueadas por un mismo tipo especial de baffle, una modificación del valor de D_3 puede usarse

Donde:

D_3 = Menor limite externo di tubo (Número de vias de paso paralelas x ancho de la via de paso) en inches.

V-9.5 REGION DE ENTRADA EN EL HAZ Y PLACAS DE CHOQUE

Directamente en los tubos, en la entrada de boquillas y placas pueden estar sujetas a velocidades locales del fluido mayores que las que hay en otras partes del haz. Numerosos problemas documentados en vibración son causados por la aparición de altas velocidades dell fluido.Estos standards suministran las guias para cual debe de ser la máxima velocidad en esta region y cual debe de ser el criterio para el uso de placas de choque. El limite de $-Pv^2$ – en el párrafo RCB-4.6 estan para suministrar protección contra la corrosión de los tubos pero no necesariamente previene dde los daños por la vibración.

V-9.6 TUBOS INTEGRALES ALETEADOS

En el computo referente a la velocidad transversal, la presencia de tubos aleteados será tomada en cuenta. Para Para el proposito de usar la ecuación en párrafo V-9.2 en los calculos referentes a la velocidad transversal el diámetro de la aleta debera de ser usado en lugar del diámetro nominal exterior del tubo OD.

V-10 ESTIMACION DE LAVELOCIDAD CRITICA DE FLUJO

La velocidad crítica $V_{c,}$ para un espacio libre del tubo es la mínima velocidad del flujo-transversal, con que el espacio libre puede vibrar con grandes amplitudes inaceptables. La velocidad crítica del flujo debe de calcularse para el espacio libre superpuesto,en las regiónes entrantes y salientes, de curvas-U, y de todos los lugares atipicos.

La velocidad critivca V_C, viene definida por :

$$V_C = \frac{D\, f_n\, d_o}{12} \text{ ft/seg}$$

Donde:

D = Valor obtenido en la Tabla V-10.1

F_n = frecuencia fundamental natural en ciclos/seg (Ver párrafo V-5.3).

d_o = Diámetro exterior del tubo en inches, para tubos aleteados d_o = es el diámetro en la raiza de la aleta en inches.

El uso de la velocidad transversal de referncia V, debe asegurar su total localización, y que sea menor que V_c .velocidad critica en el lugar.

V-10 ESTIMACION DE LAVELOCIDAD CRITICA DE FLUJO

TABLA V-10.1

FORMULAS PARA EL FACTOR-D- PARA LA VELOCIDAD CRITICA DE FLUJO

Tube Pattern (See Figure RCB-2.4)	Parameter Range for x	Dimensionless Critical Flow Velocity Factor, D
30°	0.1 to 1	$8.86\left(\frac{P}{d_o}-0.9\right)x^{0.34}$
	over 1 to 300	$8.86\left(\frac{P}{d_o}-0.9\right)x^{0.5}$
60°	0.01 to 1	$2.80x^{0.17}$
	over 1 to 300	$2.80x^{0.5}$
90°	0.03 to 0.7	$2.10x^{0.16}$
	over 0.7 to 300	$2.35x^{0.5}$
45°	0.1 to 300	$4.13\left(\frac{P}{d_o}-0.5\right)x^{0.5}$

P = Tube pitch, inches

d_o = Tube OD or fin root diameter for integrally finned tubes, inches

$x = \frac{144 w_o \delta_T}{\rho_o d_o^{\,2}}$ = Fluid elastic parameter

where

ρ_o = Shell side fluid density at the corresponding local shell side bulk temperature, lb/ft^3

δ_T = Logarithmic decrement (See Paragraph V-6)

w_o = Effective weight of the tube per unit length, lb/ft (See Paragraph V-7.1)

V-11 AMPLITUD DE LA VIBRACION

V-11.1 GENERAL

Son cuatro vibraciones mecanicas inducidas por el flujo y que pueden ocurrir en el haz de tubos. Ellas son, inestabilidad en la elasticidad del fluido, Vértice dirigido,vibración estructuraly resonancia acústica.Los tres primeros mecanismos están acompañados por amplias vibracione en los tubos , que al poco tiempo causan resonancia acustica fuerte ruido que teóricamente no aumenta la amplitud de la vibración en el tubo.

La inestabilidad elastica del fluido es la más dañina, puesto que producevibraciones con amplitudes extremadamente largas que con lod daños en modelos son descritos en el párrafo V-2. El diseño apropiado evita en esta caso la situación de inestabilidad fluidoelastica evitando de ese modo el acompañamiento de vibración de grandes amplitudes(ver páerrafo V-10).

El remolino dirigido puede ser un problem acuando su frecuencia es igual a la frecuencia natural del tubo. Las vibraciones debidas a remolinos dirigidos son esparadas con $f_n < 2 f_{vs}$, donde f_{vs}0 1,2 SV/d_o (Ver párrafo V-12.2).Solamente cuando sucede esto sucede la amplitud debe de ser calculada. Esta frecuencia igual a la frecuencia natural puede dar como resultao una vibración con amplitud que puede dañar a los tubos en la vecindad de la entrada a la envolvente y a la salida de las conexiones..Los vértices dirigidos degeneran dentro de una amplia banda de turbulencias y ambos mecanismos interviene profundamente en el interior del haz.Las vamplitudes de las ibraciones por vértice dirigido y por turbulencias son tolerables dentro de limitesespecificos.La estimación de la amplitud de la vibració y el limete tolerable se mustrna continuación.

V-11.2 AMPLITUD DEL VÉRTICE DIRIGIDO

$$Y_{vs} = \frac{C_L \rho_o d_o V^2}{2\pi \delta_T f_n^2 \omega_o}$$

Donde:

Y_{vs} = Amplitud de pico de la vibraciónen la mitad del espacio despejado para el primer modo, para simple paso del fluido en inches.

C_L = Coeficiente de elevación para el vértice dirigido (Ver Tabla V-11.2).

P_o = Densidad del fluido en el exterior del tubo en el lado envolvente a la temperatura ambiente del fluido en lb/ft^3

d_o = Diámetro exterior del tubo en inches, para tubos aleteados d_o = diámetro de la riaza de la aleta en inches.

V = Velocidad transversal de referencia en, ft/seg (Ver párrafo V-9.2).

δ_T = Decrecimiento logaritmico (Ver párrafo V-8).

F_n = Frecuencia natural fundamental en ciclos/seg (ver párrafo V-5.3).

ω_o= Peso efectivo del tubo por unidad de longitud en lb/ft(ver párrafo V-7.1)

V-11.21 AMPLITUD MAXIMA RECOMENDAD

$Y_{vs} \leq 0{,}02\ d_o$ en inches.

V-11.3 AMPLITUD DE VIBRACION TURBULENTA

$$Y_{tB} = \frac{C_F \rho_o d_o V^2}{8\pi \delta_T^{1/2} f_n^{3/2} \omega_o}$$

Donde:

Y_{tB} = Máxima amplitud de vibración para simple paso de fluido en inches.

C_f = Coeficiente de fuerza(Ver Tabla V-11.3).

V-11.31 MAXIMA AMPLITUD RECOMENDADA

$Y_{tB} \leq 0{,}02\ d_o$ en inches.

TABLA V-11.2

COEFICIENTE DE ELEVACIÓN

C_L

$\frac{P}{d_o}$	TUBE PATTERN (See Figure RCB-2.4)			
	30°	60°	90°	45°
1.20	0.090	0.090	0.070	0.070
1.25	0.091	0.091	0.070	0.070
1.33	0.066	0.017	0.070	0.010
1.50	0.025	0.047	0.068	0.049

TABLA V-11.3

COEFICIENTE DE FUEZA

C_F

Location	f_n	C_F
Bundle Entrance Tubes	≤ 40	0.022
	> 40 < 88	$-0.00045 f_n + 0.04$
	≥ 88	0
Interior Tubes	≤ 40	0.012
	> 40 < 88	$-0.00025 f_n + 0.022$
	≥ 88	0

V-12 VIBRACION ACUSTICA

La resonancia acústica es debido a las oscilaciones de la columna de gas.

Las oscilaciones de la columna de gas pueden ser excitadas por etapas del vértice dirigido o por los golpes de la turbulencia. La oscilación ocurre normalmente ocurre en la dirección del flujo perpendicular a ambos ejes del tubo.. cuando la frecuencia natural acústica de la envolvente se aproximaa la frecuencia de excitación de los tubos,puede ocurrir un acoplamientoy la energia cinética de la corriente de flujo es convertida en ondas de presión acústica. La resonancia acústica puede ocurrir independiente de la vibración mecánica del tubo.

V-12.1 FRECUENCIA ACUSTICA DE LA ENVOLVENTE

La frcuencia acústica es dad por:

$$F_a = \frac{409}{\omega}\left(\frac{P_s\, Y}{\rho_o\left(1+\frac{0{,}5}{x_t\, x_l}\right)}\right)^{1/2} x\, i \qquad \text{en ciclos /seg}$$

Donde:

Ω = Distancia medida entre la reflexión paralela a las paredes a el segmento cortado del baffle en inches.

P_s = Presión de operación en el lado envolvente en Psi.

Y = Relación del calor especifico en el gas en el lado envolvente, sin dimensiones

P_o = Densidad del fluido a la temperatura ambiente del fluido en lb/ft^3

$$x_l = \frac{P_l}{d_o}$$

$$x_t = \frac{P_t}{d_o}$$

P_l = Longitudinal pitch en inches (ver figura V-12.2A y V-12.2B).

P_t = Transversal pitch en inches (ver figura V-12.2A y V-12.2B)

d_o = Diámetro exterior del tubo en inches, para tubos aleteados d_o = diámetro de la riaza de la aleta en inches

i = modo (1,2,3,4)

V-12.2 FRECUENCIA DE VÉRTICE DIRIGIDO

La frecuencia de vértice dirigido es dada por:

$$f_{vs} = \frac{12\,S\,V}{d_o} \text{ en ciclos/seg}$$

Donde:

V = velocidad de referencia de flujo transversal en ft7seg (Ver párrafo V-9.2).

S = numero de Strouhal (Ver Figuras V-12.2A y V-12.2B)

d_o = Diámetro exterior del tubo en inches, para tubos aleteados d_o = diámetro de la riaza de la aleta en inches

V-12.3 FRECUENCIA DE TURBULENCIA RECOMENDADA

La frecuencia de turbulencia recomendada es dada por:

$$f_{tb} = \frac{12\ V}{d_o\ x_t\ x_l}\left[3{,}05\ (1-\frac{1}{x_t})^2 + 0{,}028\right] \qquad \text{en ciclos/seg}$$

Donde.

d_o = Diámetro exterior del tubo en inches, para tubos aleteados d_o = diámetro de la riaza de la aleta en inches

$$x_t = \frac{P_t}{d_o}$$

$$x_l = \frac{P_l}{d_o}$$

P_l = Pitch longitudinal, en inches /Ver Fig V-12.2A y V-12.2B)

P_t = Pitch transversal , en inches /Ver Fig V-12.2A y V-12.2B)

V = Velocidad transversal de referencia del flujo en ft/seg (Ver párrafo V-9.2)

V-12.4 RESONANCIA ACUSTICA

Es posible incidencias de resonancia acústic si cualquiera de las siguientes Condiciones es satisfecha a cualquier condición de operación:

V-12.41 CONDICON EN LOS PARÁMETROS

$0{,}8\ f_{vs} < f_a < 1{,}2\ f_{vs}$

O

$0{,}8\ f_{tb} < f_a < 1{,}2\ f_{tb}$

V-12.42 CONDICIONES EN LOS PARÁMETROS

$$V > \frac{f_a d_o (x_l - 0{,}5)}{6}$$

V-12.43 CONDICIONES EN LOS PARÁMETROS

$$V > \frac{f_a d_o}{12S}$$

Y

$$\frac{R_e}{S\ x_l}(1-\frac{1}{x_o})^2 > 2000$$

V-12.43 CONDICIONES EN LOS PARÁMETROS

Donde

$x_o = x_l$ para tubos a90º

$x_o = 2\,x_l$ para tubos a 30º, 45º y 60º

f_a = frecuencia acústica en ciclos/seg (Ver párrafo V-12.1)

S = número de Strouhal(Ver Fig V-12.2ª y V-12.2B)

R_e = número de Reynolds,evaluado en la referencia develocidad transversal del flujo

$$R_e = \frac{124{,}13\ V\ d_o\ \rho_o}{\mu}$$

M = coeficiente de viscosidad cinemática en centipoise.

V-12.5 ACCIONES CORRECTIVAS

Ellas son severas medidas disponibles pata corregir la condición de resonancia,pero la mayor parte pueden tener el mismo efectúen el comportamiento del intercambiador.El metodo simple es la instalación de baffles desresontas en el haz para romper la la onda (s) en o cerca al antinodo(vientre).Esto puede suceder sin significada afectación en el modelo de flujo en el lado de la envolvente.En los tubos y envolvente de un intercambiador, la forma vertical de las ondas esta limitada por las maneras de vibrar de primera y segunda frecuencia natural.El fallo al chequear ambas maneras de vibrar pueden dar como resultado resonancia acústica, pero con baffles mno resonantes laa vibración es constante.

FIGURA V-12.2A

NUMERO DE STROUHAL PARA MODELO DE TUBOS A 90º

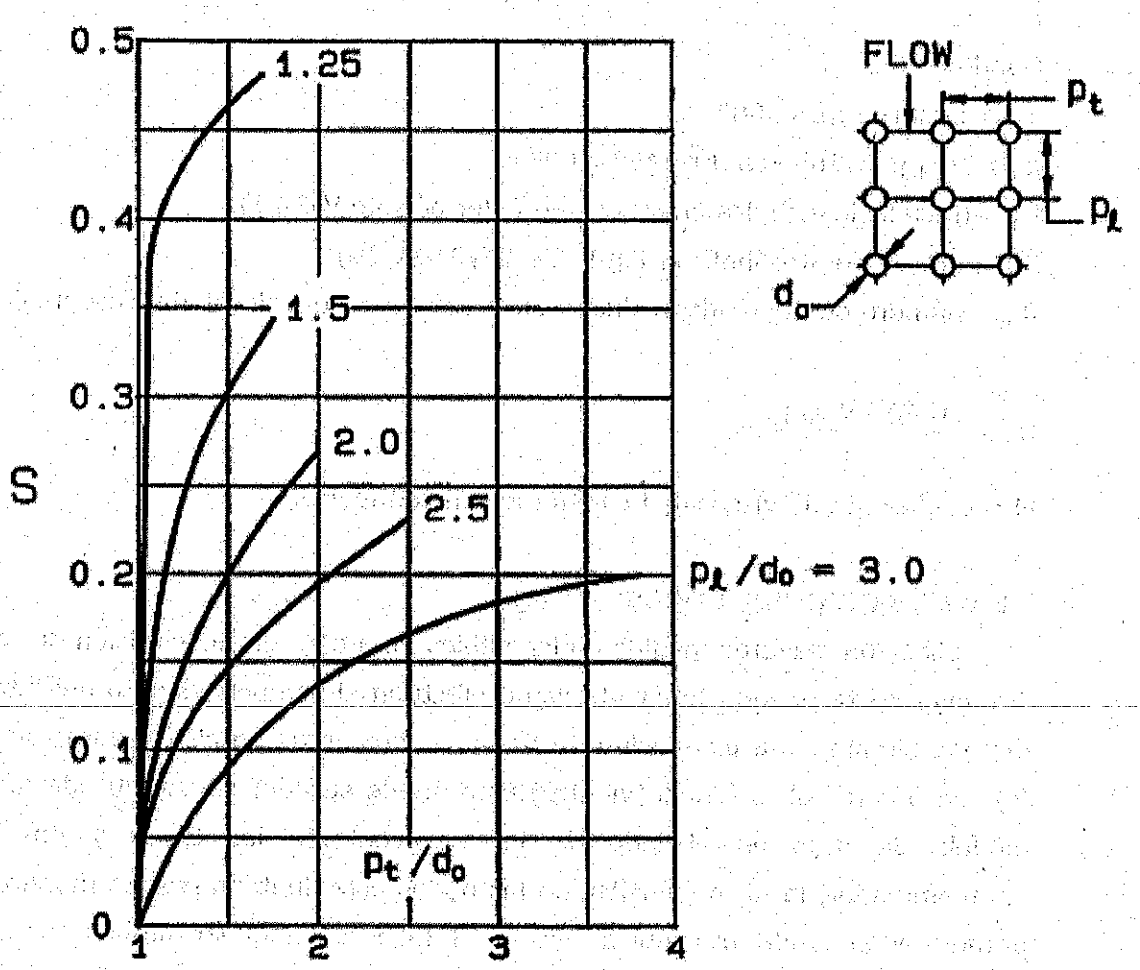
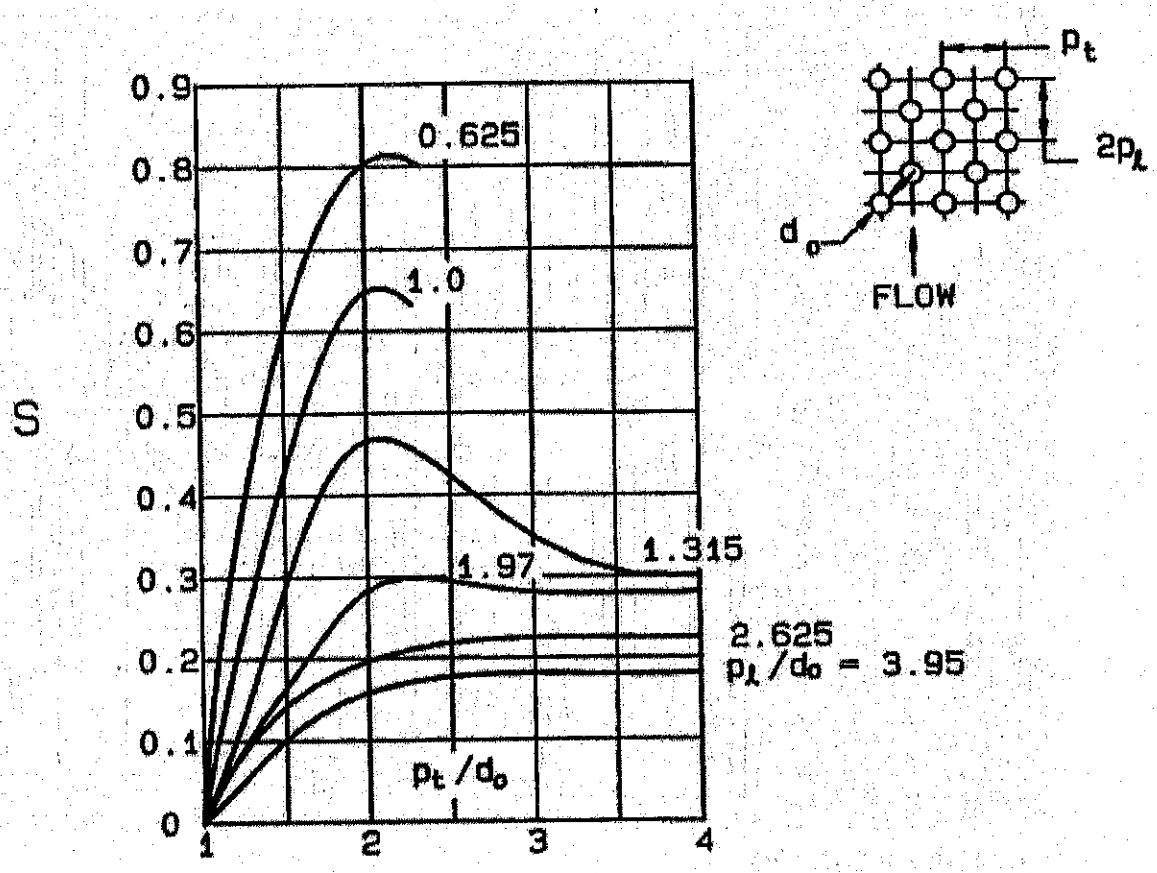
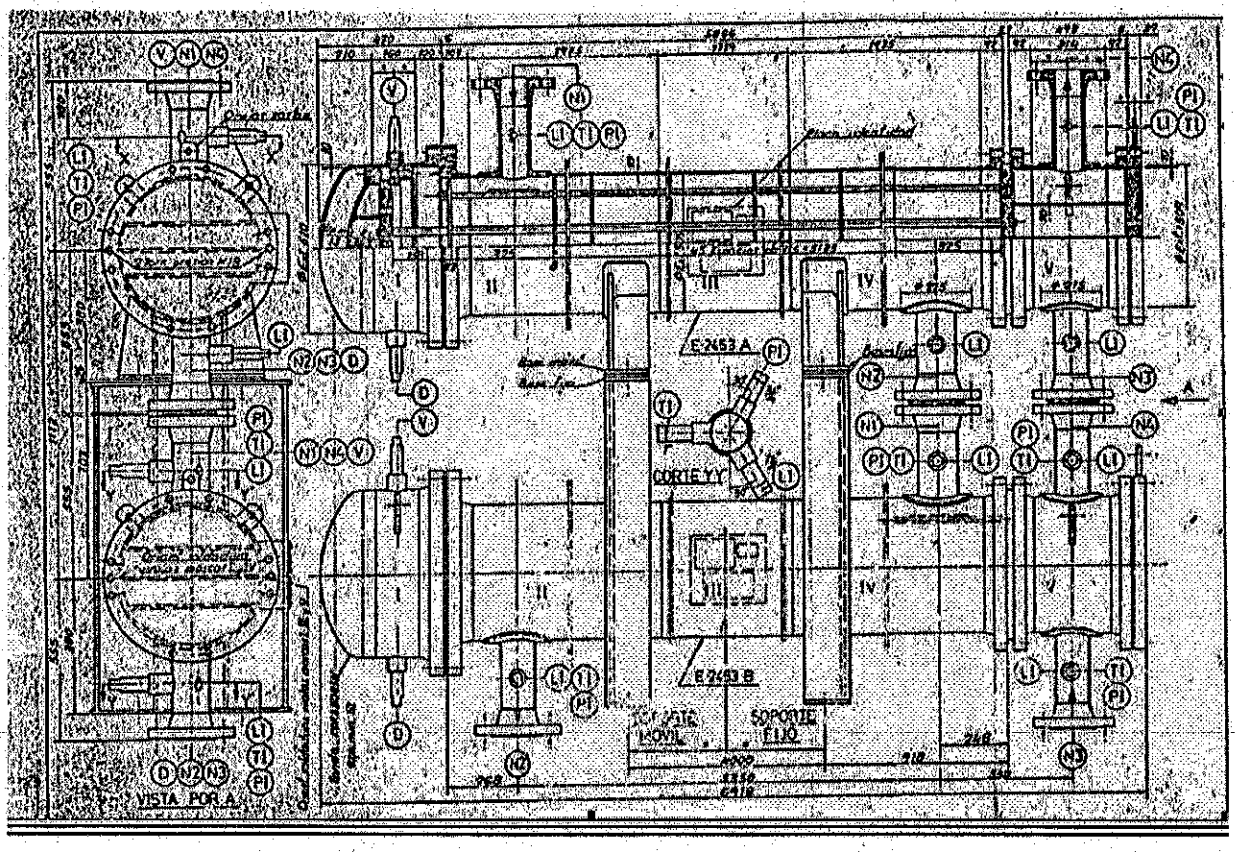


FIGURA V-12.2B

NUMERO DE STROUHAL PARA MODELO DE TUBOS A 30º, 45º Y 60º



EJEMPLO DEL CALCULO DE UN INTERCAMBIADOR



1-DATOS DE DISEÑO

1.1-Tipo: AES

1.2-Tamaño: 20" (509 mm)-272"(6918mm)

1.3-Tubos:

Nº =99

$Ø_{ext}$ =1" = 25,4 mm

Paso =31,75 mm =pitch 1,25 BWG =12 Min

Longitud de tubos = 6096 mm

Pasos. 6 en el lado de tubos y 1 en el lado carcasa

2-CARACTERISTICAS DE DISEÑO

Máxima presión a la que puede operar

	LADO CARCASA	LADOTUBOS
Presion de Diseño	15,12 Kp/cm^2	7,03 kp/cm^2
Presion de prueba	22,68 kp/cm^2	10,54 kp/cm^2
Temperatura de diseño	149ªC	66ªC
Espesor de corrosión	3,00 mm	3,00 mm
Eficiencia de soldadura	0,85	0,85

Peso Haz Tubular =1570 kp

Peso lleno de agua =4320 Kp → Para comprobar si soportará el peso de l agua en la prueba hidraulica con su espesor disponible.

Peso Vacio =3220 Kp

3-MATERIALES

CARCASA	MATERIAL	TENSION DE TRABAJO
CIlindro	A-516Gr 60	S =1202 kp/cm^2
Bridas principales	A-105	S= 1406 kp/cm^2
Bridasde conexiones	A-105	
Conexiones	A-106 Gr B	S=1202 kp/cm^2

CABEZAL DE CARCASA	MATERIAL	TENSION DE TRABAJO
Cilindro	A-516 Gr60	
Fondo	A-516 Gr60	
Bridas principales	A-105	
Bridas en conexiones	A-105	

DISTRIBUIDOR	MATERIAL	TENSION DE TRABAJO
Cilindro	A-516Ge 60	
Bridas principales	A-105	
Bridas en conexiones	A-105	
Conexiones	A-106 Gr B	
Tapa	A-266.2	S=1406 kp/cm^2
Chapa de partición	A-516 Gr60	

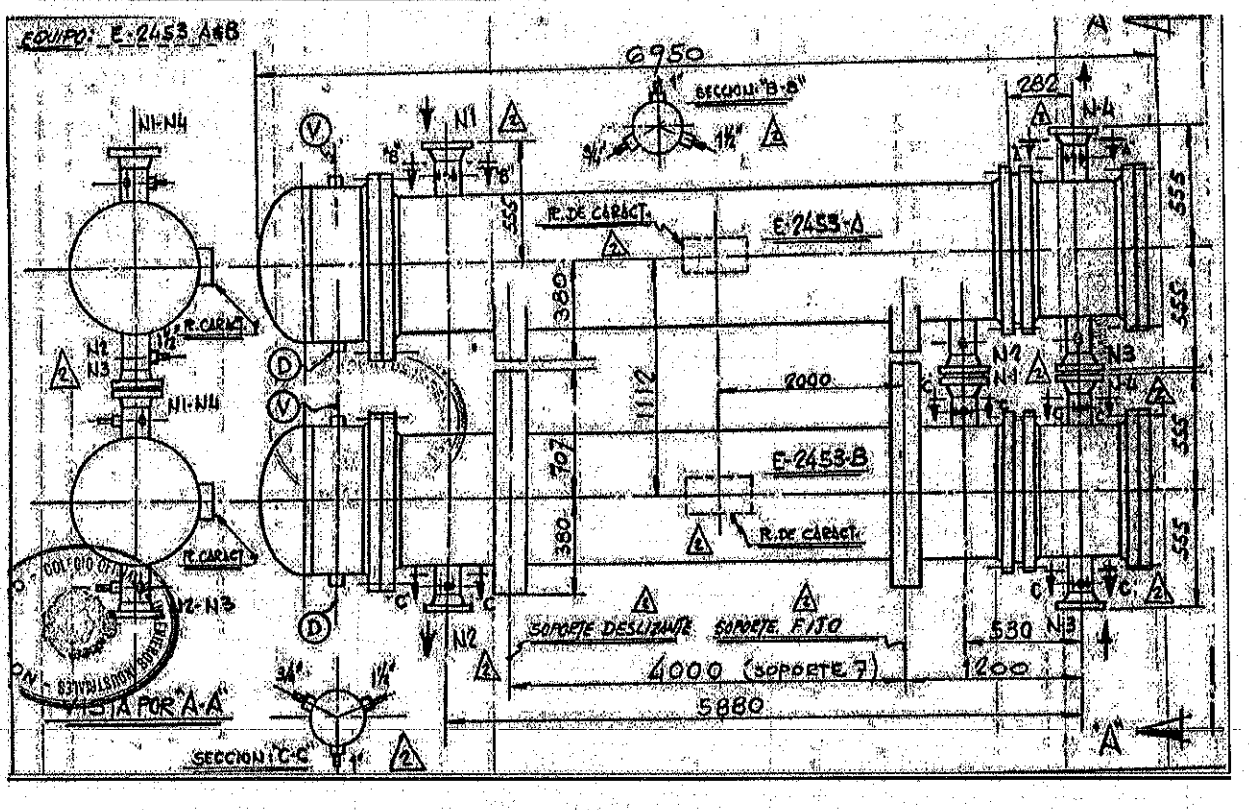
CABEZAI FLOTANTE	MATERIAL	TENSION DE TRABAJO
Fondo Esferico	A-516 Gr60	
Brida	A-105	
Chapa de partición	A-516 Gr60	
Anillo partido de respaldo	A-105	

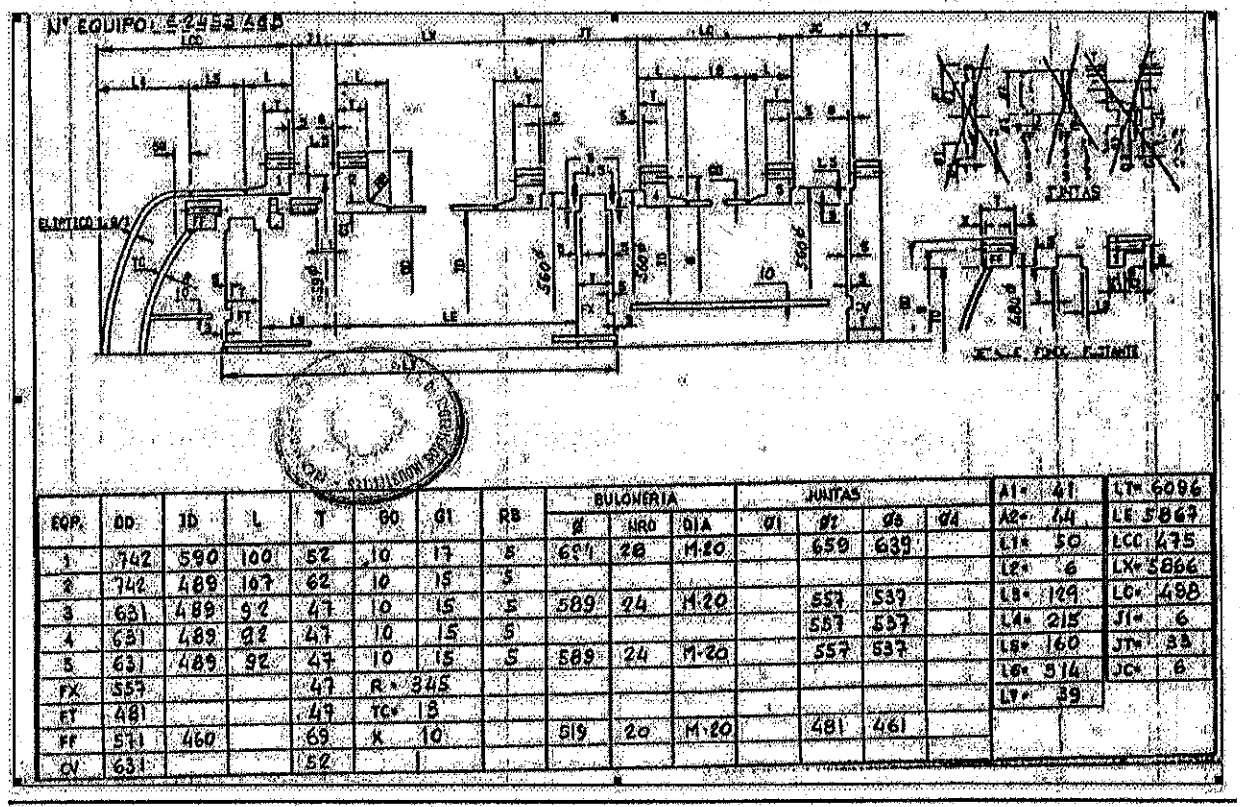
HAZ DE TUBOS	MATERIAL	TENSION DE TRABAJO
Placas tubulares	A-266.2	S=1406 kp/cm^2
Tubos	A-179	S=956 kp/cm^2 (A TRACCIÓN)
Deflectores	A-516 Gr 60	
Tirantes	A-6	
Espaciadores	A-179	
Chapa soporte	A-516 Gr 60	

	MATERIAL	TENSION DE TRABAJO
PERNOS	1Cr-2Mo A-193 Gr B7	S= 1758 kp)cm^2

TUERCAS	CS.A-194 Gr 2H	

4-CARACTERISTICAS GEOMETRICAS





EQP.	DD	ID	L	T	GO	GI	RB	BULONERIA Ø	NRO	DIA	JUNTAS GI	GO	GD	GA
1	742	590	100	52	10	17	5	609	28	M-20		659	639	
2	742	489	107	62	10	15	5							
3	631	489	92	47	10	15	5	589	24	M-20		557	539	
4	631	489	92	47	10	15	5					587	537	
5	631	489	92	47	10	15	5	589	24	M-20		557	637	
TX	557			47	R= 345									
ET	481			49	TC= 13									
FF	571	460		69	K 10			519	20	M-20		481	461	
CV	631			52										

A1= 41	LT= 6096
A2= 14	LE= 5867
L1= 50	LCC= 475
L2= 6	LX= 5866
L3= 129	LO= 488
L4= 215	J1= 6
L5= 160	JT= 38
LG= 314	JC= 8
L7= 39	

1- FIGURA REPRESENTATIVA DE TODOS LOS ELEMENTOS QUE NECESITAN SER CALCULADOS.

4-CARACTERISTICAS GEOMETRICAS

CARCASA (SHELL)	DIÁMETRO	MATERIAL (MARCA)
Envolvente (Virola)	$Ø_{ext}$=509 mm L_X=5866mm t(espesor) = 10 mm	A-516 Gr 60
Brida Integral (WN)	A($Ø_{ext}$) =742 mm B ($Ø_{int}$)=489 mm t(espesor)= 62mm	A-105 (2)
Brida Integral (WN)	A($Ø_{ext}$) =631 mm B ($Ø_{int}$)=489 mm t(espesor)= 47mm	A-105 (3)

CABEZAL DE LA ENVOLVENTE (SHELL COVER)	DIAMETRO	MATERIAL (MARCA)
Virola	$Ø_{ext}$=610 mm L5 =160 mm t(espesor) = 10 mm	A-516 Gr 60
Fondo Korbbogen Cabeza elíptica	$Ø_{ext}$= 610 R (Radio cabeza)= 488 mm r(Radio knucle)= mm H(Altura cabeza)= 210 mm h(tangencia)= mm	A-516 Gr 60
Brida Integral (circunferencial)	A($Ø_{ext}$) =742 mm B ($Ø_{int}$)=590 t(espesor)= 52mm	A-105 (1)

4-CARACTERISTICAS GEOMETRICAS

DISTRIBUIDOR (CHANENEL)	DIAMETRO	MATERIAL (MARCA)
Virola	$Ø_{ext}$ = 509 mm $Ø_{Int}$ = 489 mm LC= 498 mm t(espesor)= 10mm	A-516 Gr 60
Tapa del Distribuidor Channel Cover	$Ø_{ext}$ = 631 mm t(espesor)= 52mm	A-266..2 CV)
Brida Integral WN	A($Ø_{ext}$) =631 mm B ($Ø_{Int}$)=489 mm t(espesor)= 47mm	A-105 (4)
Brida Integral WN	A($Ø_{ext}$) = 631 mm B ($Ø_{Int}$)=489 mm t(espesor)= 47mm	A-105 (5)

CABEZAL FLOTANTE	DIAMETRO	MATERIAL (MARCA)
Fondo esferico	$Ø_{Int}$ =460 mm Radio = L= 345 mm t(espesor)= 13mm	A-516 Gr 60 (TC)
Brida Integral WN	A($Ø_{ext}$) = 742 mm B ($Ø_{Int}$)=590 mm t(espesor)= 52mm	A-105 (1)
Brida de anillo fondo	A($Ø_{ext}$) = 571 mm B ($Ø_{Int}$)=460 mm t(espesor)= 52mm	A-105 FF
Anillo partido de respaldo	A($Ø_{ext}$) = 577 mm B ($Ø_{Int}$)=512 mm t(espesor)= 41mm	A-105

4-CARACTERISTICAS GEOMETRICAS

HAZ TUBULAR	DIAMETRO	MATERIAL MARCA
Placa Tubular Fija	Ø= 557 mm t= 47 mm	A-266.2 (FX)
Placa Tubular Flotante	Ø= 481 mm t=47 mm	A-266.2 (FT)
Baffles	Ø= 485 mm t=10 mm	A-516 Gr 60
Placa Soporte	Ø= 485 mm t=10 mm	A-516 Gr 60

5-JUNTAS

Ac.Inox.

Factor de estanqueidad m=3,75

Factor de compresión y = 9600 Psi = 6,75 Kp/mm^2

BRIDA	Diámetro exterior D_j	Diámetro interior d_j
WN (1)	659 mm	639mm
WN(2)	659 mm	639 mm
WN(3)	557mm	537 mm
WN (4)	557 mm	537 mm
WN(5)	557mm	537mm
Anillo FF	481	461

6-ESPESOR DE LA ENVOLVENTE LADO CUERPO

Material A-516 Gr60

S_d a T.D. = 1202 Kg/cm^2=12,02 kP/mm^2

Presión= 15,14 Kg/cm^2=0,1514 kp/mm^2

Envolvente Cilíndrica

Diámetro Exterior D_e = 509 mm

Diámetro Interior D =489 mm

Radio Interior r = 244,5 mm

Espesor Nominal t_d= 10 mm

Factor de soldadura E= 0,85 (en teoría lo elige el procesista).

Corrosión=3 mm

ASME VIII Div 1 UG-27 c)

1- Circunferencial Stress

t_r = (Pr/SE-0,6P)= (0,1514 x 244,5)/(12,02 x 0,85 -0,6 x 0,1514)= 3,65 mm

ESPESOR MINIMO REQUERIDO= 3,65 mm+Corrosión=3,65+3=6,65 mm

Por TEMA RCB-3.13:" **EL espesor mínimo necesario** para envolventes cilíndricas Construidas con tubo en material acero al carbono y Diametro entre 13"-29"debe de ser como mínimo de t=3/8"=9,5 mm.

El espesor nominal de 10 mm es valido. (incluye ya el de corrosión)

7-ESPESOR DEL CABEZAL LADO CUERPO

Material A-516Gr60

S_d a T.D. = 1202 Kg/cm^2=12,02 kP/mm^2

Presión= 15,14 Kg/cm^2=0,1514 kp/mm^2

Envolvente Cilíndrica

Diámetro Exterior D_e = 610 mm

Diámetro Interior D =590 mm

Radio Interior r = 295 mm

Espesor Nominal t_d=10 mm

Factor de soldadura E= 0,85

Corrosión=3 mm

ASME VIII Div 1UG-27 c)

2- Circunferencial Stress

t_r = (Pr/SE-0,6P)= (0,1514 x 295)/(12,02 x 0,85 -0,6 x 0,1514)= 4,41 mm

ESPESOR MINIMO REQUERIDO=4,411 mm+Corrosión=4,41+3=7,411 mm

El espesor nominal de 10 mm es valido.

8-ESPESOR DEL FONDO ELIPTICO DEL CUERPO

Material A-516Gr60

S_d a T.D. = 1202 Kg/cm^2=12,02 kP/mm^2

Presión= 15,14 Kg/cm^2=0,15,14 kp/mm^2

Cabeza (fondo) elíptica 2:1 Korbbogen

Diámetro Interior D =590 mm

Radio Cabezar R = 328 mm

Espesor Nominal t_d=10 mm

Factor de soldadura E= 1

Corrosión=3 mm

ASME VIII Div I Apendice 1-4 c

3- Circunferencial Stress
4-
Para cabezas elípticas 2:1 korboggen K=1

t_r = (PDk)/(2SE-0,2P)= (0,1514 x590/(2 x 12,02 x 0,85 -0,2 x 0,1514)=4,38 mm

ESPESOR MINIMO REQUERIDO=4,38 mm+Corrosión=4,38+3= 7,38 mm

El espesor nominal de 10 mm es valido.

9-ESPESOR DEL DISTRIBUIDOR

Material A-516Gr60

S_d a T.D. = 1202 Kg/cm^2=12,02 kP/mm^2

Presión= 7,03 Kg/cm^2=0,0703 kp/mm^2

Envolvente Cilíndrica

Diámetro Exterior D_e = 509 mm

Diámetro Interior D =489 mm

Radio Interior r = 244,5 mm

Espesor Nominal t_d=10 mm

Factor de soldadura E= 0,85

Corrosión=3 mm

ASME VIII Div 1UG-27 c)

5- Circunferencial Stress

t_r = (Pr/SE-0,6P)= (0,0703 x 245,5)/(12,02 x 0,85 -0,6 x 0,0703)= 1,69 mm

ESPESOR MINIMO REQUERIDO=1,69 mm+Corrosión=1,69+3=4,69 mm

El espesor nominal de 10 mm es valido.

(MAWP)

10-PRESION MAXIMA ADMISIBLE (Limitada por cabeza y cuerpo)

P= (SxE xt)/(r+0,6t)

E = Eficiencia de soldadura = 0,85

t = Espesor nominal =10 mm

r = Radio interior del cabezal = 590mm

S_y = limite Elastico de A-516 Gr 60 =32.000psi = 2250 Kp/cm^2

S=90% del Limite Elástico del material A-516 Gr60 =0,9 x 2250 = 2025 kp/cm^2=20,25Kp/mm^2

P= (SxE xt)/(r+0,6t)= (20,25 x 0,85 x10)/(590-0,6x10)= 0,2888 kp/mm^2 =28,88 Kp/cm^2

Presión Máxima que podría soportar con nuestro espesor de pared nominal. Esto se hace para verificar que nuestro equipo soportará la presión de prueba hidráulica.

Se contemplará siempre restando todo el espesor de corrosión.

11-PLACA TUBULAR FIJA

Material A-266.2

S = Tensión admisible= 1406 Kp/cm2= 14,06 Kp/mm^2=14,06x10^4 KPa

P= Presion mayor de diseño =0,1514 Kp/mm^{2}0,1514x10^4 KPa

G =Diámetro en que la presión actua sobre la junta = 0,5(D_{extj}+d_{intj})=0,5(557+537)=547mm

F= Factor que para tubos soportados =1,0

η =Para configuraciçon cuadrada de tubos= 1- 0,785/ (pitch/D_{ext}tubo)^2

pitch = 1,25" =31,75 mm

D_{ext}tubo =1" =25,4 mm

η =1-0,785/(31,75/25,4)^2= 1-0,785/(1,25)2=1-0,785/1,5625=1-0,5024=0,4976

Corrosión =3 mm

Ranura placa =5 mm

Por RCB-7.132 ESPESOR A FLEXION

El espesor de la placa tubular a Flexión viene dado por:

$$T = \frac{FG}{3}\sqrt{\frac{P}{\eta S}} = \frac{1x547}{3}\sqrt{\frac{0,1514}{0,4976x14,06}} = 182,33x0,147 = 26,8 \text{ mm} + \text{corrosion} + \text{ranura}$$

T=26,8+3+5 = 34,8 mm

ESPESOR ADOPTADO PARA LA PLACA A FLEXION 47 MM

RECORDAR QUE EL ESPESOR DE LA RANURA SE DEBE AÑADIR TB AL MECÁNICO CALCULADO.

Por RCB-7.133 ESPESOR A CORTADURA

$$T = \frac{0,31xD_L}{(1 - \frac{d_o}{pitch})^2}(\frac{P}{S})$$

P =Presión = 0,1514 kp/mm^2

S = Tensión admisible= 1406 Kp/cm2= 14,06 Kp/mm2

$$D_L = \frac{4A}{C}$$

A = Area total del perímetro encerrado por los tubos en mm^2

C = perímetro del contorno de los tubos mas externos (Ver Fig-7.133 pag 57)

d_o = Diámetro exterior de l tubos =1"=35,4 mm

Pitch = Paso de tubos cuadrados= 1,25" =31,75 mm

Nota: cuando $\frac{P}{S} < 1,6(1-\frac{d_o}{pitch})^2$ No aplca la cortadura

$\frac{P}{S}$ =0,1514/14,06 =0,0177

$$1,6(1-\frac{d_o}{pitch})^2 = 1,6(1-\frac{25,4}{31,75})^2 = 1,6(1-0,8)^2 = 1,6x\ 0,04 = 0,064$$

0,0177<0,064

NO SE REALIZA EL CALCULO A CORTADURA

12-PLACA TUBULAR FLOTANTE

Material A-266.2

Revisar porqué toma esa presión para diseñar esa placa tubular flotante.

S = Tensión admisible= 1406 Kp/cm2= 14,06 Kp/mm^2=14,06x10^4 KPa

P= Presion de diseño =7,03 Kp/cm^2 =0,0703Kp/mm^2 =0,0703x10^4 KPa

G =Diámetro en que la presión actua sobre la junta = 0,5(D_{extj}+d_{intj})=0,5(481+461)=471mm

F= Factor que para tubos soportados =1,0

η =Para configuraciçon cuadrada de tubos= 1- 0,785/ (pitch/D_{ext}tubo)^2

pitch = 1,25" =31,75 mm

D_{ext}tubo =1" =25,4 mm

η =1-0,785/(31,75/25,4)^2= 1-0,785/(1,25)2=1-0,785/1,5625=1-0,5024=0,4976

Corrosión =3 mm

Ranura placa =5 mm

Por RCB-7.132 ESPESOR A FLEXION

El espesor de la placa tubular a Flexión viene dado por:

$$T = \frac{FG}{3}\sqrt{\frac{P}{\eta S}} = \frac{1x471}{3}\sqrt{\frac{0,0703}{0,4976x14,06}} = 157x0,1 = 15,7 \text{ mm} + \text{corrosion} + \text{ranura}$$

T=15,7+3+5 = 23,7 mm

ESPESOR ADOPTADO PARA LA PLACA A FLEXION 47 MM

Por RCB-7.133 ESPESOR A CORTADURA

$$T = \frac{0,31xD_L}{(1 \leftarrow \frac{d_o}{pitch})^2}\left(\frac{P}{S}\right)$$

P =Presión = 0,0703 kp/mm^2

S = Tensión admisible= 1406 Kp/cm2= 14,06 Kp/mm2

$$D_L = \frac{4A}{C}$$

A = Area total del perímetro encerrado por los tubos en mm^2

C = perímetro del contorno de los tubos mas externos (Ver Fig-7.133 pag 57)

d_o = Diámetro exterior de l tubos =1"=35,4 mm

Pitch = Paso de tubos cuadrados= 1,25" =31,75 mm

Nota: cuando $\frac{P}{S} < 1,6(1-\frac{d_o}{pitch})^2$ No apica la cortadura

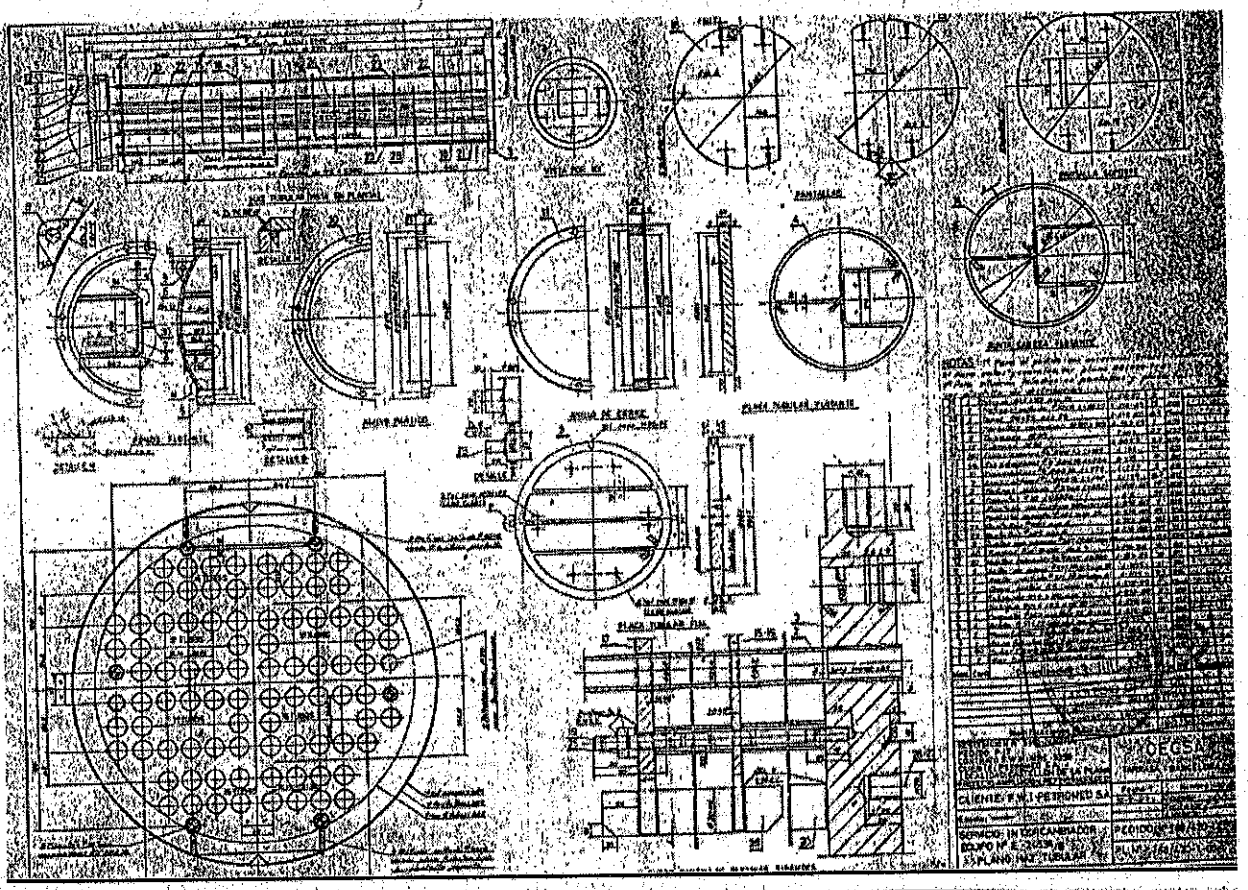
$\frac{P}{S}$ =0,0703/14,06 =0,005

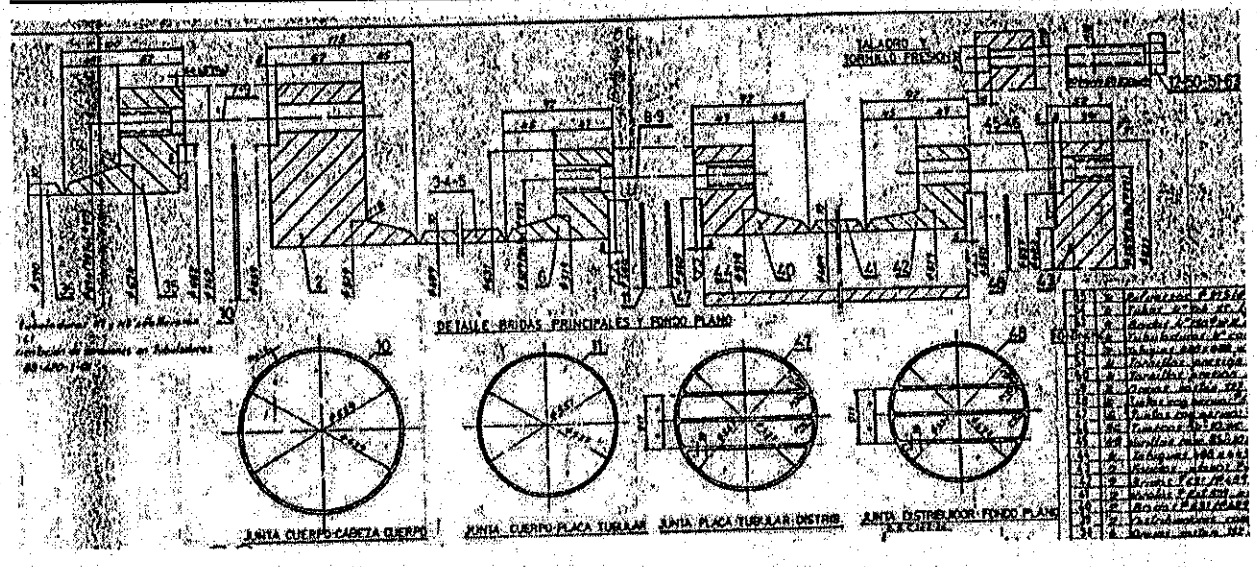
$1,6(1-\frac{d_o}{pitch})^2 = 1,6(1-\frac{25,4}{31,75})^2 = 1,6(1-0,8)^2 = 1,6x\ 0,04 = 0,064$

0,005<0,064

NO SE REALIZA EL CALCULO A CORTADURA

CALCULO DE LAS BRIDAS

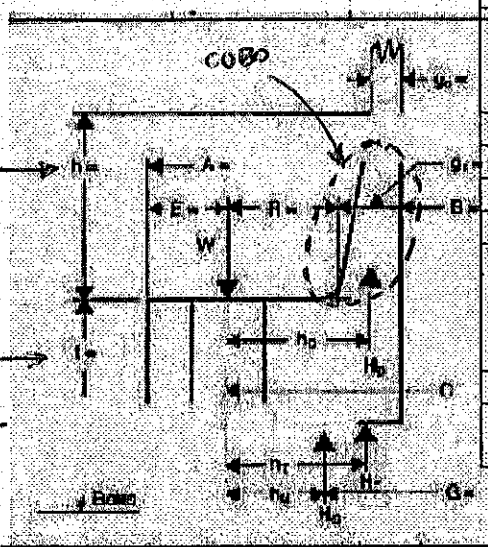




G indica el punto en que se da la reacción de la junta sobre la brida.
B es igual al diámetro interior del tubo.
N es la anchura de junta. Su ancho efectivo (donde realmente se aplasta y reacciona) es b_o.

13-BRIDA INTEGRAL DEL CABEZAL WN (1)

En unas condiciones coinciden, en otras no. ← { b = ancho nominal de junta; b_o = ancho efectivo "



JUNTA	DATOS DE DISEÑO		
	P = Pres. Diseño = 1,512 N /mm²		
	Temp. Diseño °C= 149°=300°F		
	Material Brida A-105 =		
N= 10 mm	S_{fo} = Ten.Adm. a T.D=140,6 N/mm²		
b_o= N/2= 5mm	S_{fa} = Ten.Adm. a T.D=14,0,6 N/mm²		
	Materia Pernos A-193 Gr B7		
CALIDAD:	S_{ba} = S_{bo} = Ten.Adm. a T.A =175,8 N/mm²		
m=3,75 y=65,7 N/mm²	N° Pernos=28 M-22	A_{bi}=272,42mm² ver tabla D-6M	d"
	d_B=mm d_B=	$d_{agu}=d_B+1/8"$ d_{agu}=26 m m	
Si b_o<0,25" (6 mm)	b=b_o=5	A_{TB}= 28x272,42=7628 mm²	
Si b_o>0,25"(6 mm.) b=2,5(b_o)^{0,5} = 8,66		h_o= [Bg_o]^{0,5}= 77 mm	

ESPESOR BRIDA INTEGRAL

Datos de P

VER NOTA PIE DE PÁGINA

A= 742	B=594mm	C=694 mm	G=649 mm	t=58mm ↖ debería decir 47 mm	$g_1=0,7\sqrt{M_O/S_{FB}}$ =16,62
E= 24	R= 35	d_{iJ}=639	d_{oJ}=659	$g_o=t_n$=10 mm	g_1=15 mm (Adoptado)

A=C+2E =740 mm	C=B+2(g_1+R)= 692 mm	$h_o=\sqrt{Bg_o}$ =77	h=50
Si b<0,25 in (6 mm) G= 0,5 (d_o + d_i)=649	factor ajustado	Si b_o > 0,25" (6 mm)	G= d_o -2b
d_{oJ}/d_{iJ} = [(γ-Pm)/ (γ-P(m+1))]^{0,5}=1,013; d_{oJ} =647 mimimo	N=0,5(d_o-d_i)= 10 Adoptado	← presión interna	

CALCULO DE PERNOS

cuanto > es, más difícil será que la P pueda deformarla.

FUERZAS EN OPERACION	H_P =2 π b G m P= 115.611 N	A_m (El Mayor de W_{m1}/S_{bo}= 3503 o W_{m2}/S_{ba} = 3810
	H = π G^2 P/4 = 500.190 N	A_{Tb} (Sección Total de Pernos) = 7328N
	W_{m1}= (H_P + H) = 615.800 N	W = 0,5 (A_m +A_{Tb}) S_{ba} = 0,5(7628+3810)175,8=1.005.400 N
ASIENTO	W_{m2}= π b G γ = 669.776 N	A_b= 7628 debe de ser > A_m= 3810

Fuerza total que ejerce la presión interna sobre los pernos.

CALCULO BRIDA

sobre el eje de la brida

CONDICION.	CARGA	BRAZO	MOMENTO respecto al eje de pernos
OPERACIÓN	H_D = πB²P/4= 419.000 N	h_D = R+0,5 g_1 = 42.5	M_D = H_D • h_D = 17.807.522
	H_G = W_{M1}- H= 115.758 N	h_G = 0,5 (C-G) = 22,5	M_G = H_G • h_G = 2.604.555
	H_T = H-H_D = 81.189 N	h_T = 0,5 (R+g_1+h_G) = 32.5	M_T = H_r • h_T = 2.638.642
	W= W_{m1} =	EN OPERACIÓN M_o=Σ M	M_o = ΣM = **23.050.719**
ASIENTO DE JUNTA	H_G = W = 0,5(A_m+A_b)S_{ba}= W= 1.005400	EN ASIENTO M_a = W h_G	M_a =W h_G = 22.621.500

S_H y S_R (longitudinal y radial respectivamente) valen 0 en bridas de anillo porque no hay cubo

CÁLCULO DE ESFUERZOS (OPERACIÓN)	CONSTANTES DE FORMA		
S_H = f M_o/Lg_1^2 B= 124,25 <1,5S_a=1,5x140,6=210,9	K = A/B =1,249	h/h_o=0,65	α=te+1=1,51
S_R = β M_o/Lt^2B = 24 < S_{fa}=140,6	T= 1,82	V=0,28	β=1,33te+1=1,67
S_T= Y M_o/t^2B-Z • S_R= 45,67 < S_{fa}= 140,6	Z= 4,56	V_L=	γ= α/T= 0,83
0,5 (S_H+S_R) = 74,12 < S_{fa}= 140,6	Y= 8,83	f= 1	δ= t^3/d =0,39
0,5 (S_H+S_r) =84,96 < S_{fa}= 140,6	U=9,70	F=0,83	L=γ+δ= 1,22
Bri.Int. d= (U/V) x h_o g_o^2= 266.750	g_1/g_0 =1,5	F_L=	Bri.Int.e=F/h_o=0,0108
Bri.Los. d= (U/V_L)x h_o g_o^2=	t=47 mm ADOPTADO		Bri.Los. e=F_L /h_o=
g_1= 2g_o si g_o ≤1,5in; g_1= 1,5g_o si g_o>1,5in; *			

DEBO COMPROBAR ESAS 3 TENSIONES + ESAS 2 COMBINACIONES

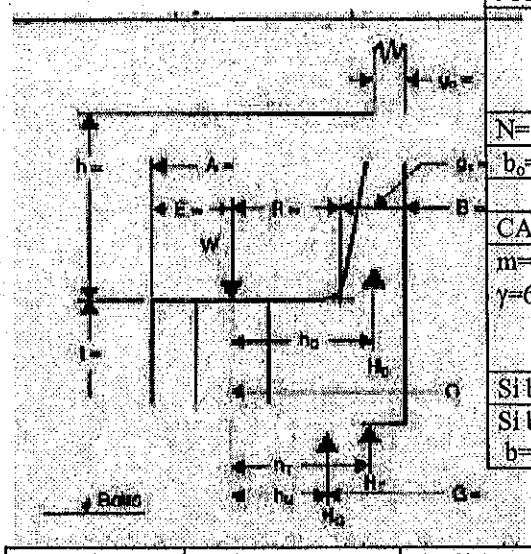
Tensión tangencial

¡OJO! Debería decir 58 mm que es lo que empezó suponiendo, según indica la segunda tabla.

VALIDAS LAS DIMENSIONES DE LA BRIDA

W es la fuerza que actúa sobre los pernos.
H_G es la fuerza que actúa sobre la junta por presión interior

13-BRIDA INTEGRAL CARCASA- CABEZAL WN (2)



JUNTA	DATOS DE DISEÑO		
	P = Pres. Diseño = 1,512 N /mm^2		
	Temp. Diseño °C= 149°=300°F		
	Material Brida A-105 =		
N= 10 mm	S_{fo} = Ten.Adm. a T.D=140,6 N/mm^2		
b_o= N/2= 5mm	S_{fa} = Ten.Adm. a T.D=14,0,6 N/mm^2		
	Materia Pernos A-193 Gr B7		
CALIDAD:	S_{ba} = S_{bo} = Ten.Adm. a T.A =175,8 N/mm^2		
m=3,75 γ=65,7 N/mm^2	N° Pernos=28 M-22	A_{bJ}=272,425m m^2	d"
	d_B=35mm d_B=1 3/8"	$d_{agu}=d_B+1/8"$ d_{agu}=24 m m	
Si b_o<0,25" (6 mm)	b=b_o=5	A_{TB}= 28x272,42=7628 mm^2	
Si b_o>0,25"(6 mm) b=2,5(b_o)^{0,5} = 8,66		h_o= [Bg_o]^{0,5}= 77 mm	

A= 742	B=495mm	C=694 mm	G=649 mm	t=58mm	$g_1=0,7\sqrt{M_O/S_FB}$ =16
E= 24	R=87,5(adoptado)	d_{iJ}=639	d_{oJ}=659	$g_o=t_n$=8 mm	g_1=12 mm (Adoptado)

A=C+2E =740 mm	C=B+2(g_1+R)= 694 mm	$h_o=\sqrt{Bg_o}$ =63	h=53
Si b<0,25 in (6 mm) G= 0,5 (d_o + d_i)=649	;	Si b_o > 0,25" (6 mm)	G= d_o –2b
d_{oJ}/d_{iJ} = [(γ-Pm)/ (γ-P(m+1))]^{0,5}=1,013; d_{oJ} =637 mimimo		N=0,5(d_o-d_i)= 10 Adoptado	

CALCULO DE PERNOS

FUERZAS EN OPERACION	H_P =2 π b G m P= 115.605 N	A_m (El Mayor de W_{m1}/S_{bo}= 3503 o W_{m2}/S_{ba} = 3810
	H = π G^2 P/4 = 500.185 N	A_{Tb} (Sección Total de Pernos) = 7628N
	W_{m1}= H_P + H = 615.790 N	W = 0,5 (A_m +A_{Tb}) S_{ba} = 0,5(7628+3810)175,8=1.005.400 N
ASIENTO	W_{m2}= π b G γ = 669.776 N	A_b= 7628 debe de ser > A_m= 3810

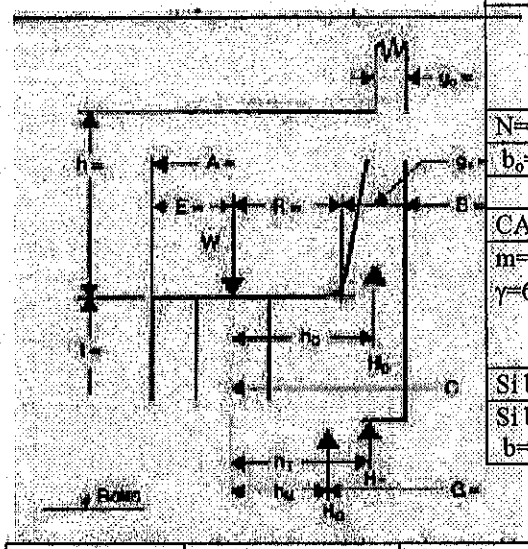
CALCULO BRIDA

CONDICION.	CARGA	BRAZO	MOMENTO
OPERACIÓN	H_D = πB^2P/4 = 290.972 N	h_D = R+0,5 g_1 = 93,5	M_D = H_D • h_D = 27.205.882
	H_G = W_{M1}- H= 115.605 N	h_G = 0,5 (C-G) = 22,5	M_G = H_G • h_G = 2.601.112
	H_T = H-H_D = 209.213 N	h_T = 0,5 (R+g_1+h_G) = 58	M_T = H_r • h_T = 12.134.354
	W= W_{m1} =	EN OPERACIÓN M_o=Σ M	M_o = ΣM = **41.941.348**
ASIENTO DE JUNTA	H_G = W = 0,5(A_m+A_b)S_{ba}= W= 1.005.400	EN ASIENTO M_a = W h_G	M_a =W h_G = 22..621.500

CÁLCULO DE ESFUERZOS (OPERACIÓN)	CONSTANTES DE FORMA		
S_H = f M_o/Lg_1^2 B= 144 <1,5S_a=1,5x140,6=210,9	K = A/B =1,5	h/h_o=0,84	α=te+1=1,794
S_R = β M_o/Lt^2B = 11,01 < S_{fa}=140,6	T= 1,71	V=0,28	β=1,33te+1=2,055
S_T = Y M_o/t^2B-Z • S_R= 80,70 < S_{fa}= 140,6	Z= 2,60	V_L=	γ= α/T= 1,049
0,5 (S_H+S_R) = 77,50 < S_{fa}= 140,6	Y= 4,96	f= 1	δ= t^3/d =3,037
0,5 (S_H+S_r) = 112,35 < S_{fa}= 140,6	U = 5,45	F=0,81	L=γ+δ= 4,086
Bri.Int. d= (U/V)h_o g_o^2= 78.480	g_1/g_0 =1,5	F_L=	Bri.Int e=F/h_o=0,0128
Bri.Los. d= (U/V_L)h_o g_o^2=	t=62 mm ADOPTADO		Bri.Los. e=F_L /h_o=
g_1= 2g_o si g_o ≤1,5in; g_1= 1,5g_o si g_o>1,5in; *			

VALIDAS LAS DIMENSIONES DE LA BRIDA

14-BRIDA INTEGRAL WN [CARCASA-PT-DISTRIBUIDO (3)] [PT-DISTRIBUIDOR (4)]-[DISTRIBUIDOR-FONDO PLANO (5)]



JUNTA	DATOS DE DISEÑO		
	P = Pres. Diseño = 1,512 N /mm^2		
	Temp. Diseño °C= 149°=300°F		
	Material Brida A-105 =		
N= 10 mm	S $_{fo}$ = Ten.Adm. a T.D=140,6 N/mm^2		
b_o= N/2= 5mm	S $_{fa}$ = Ten.Adm. a T.D=14,0,6 N/mm^2		
	Materia Pernos A-193 Gr B7		
CALIDAD:	S $_{ba}$ = S $_{bo}$ = Ten.Adm. a T.A =175,8 N/mm^2		
m=3,75 γ=65,7 N/mm^2	N° Pernos=24 M-22	A_{bl}=272,425m m^2	d"
	d_B=35mm d_B=1 3/8"	$d_{agu}=d_B$+1/8" d_{agu}=24 m m	
Si b_o<0,25" (6 mm)	b=b_o=5	A_{TB}= 24x272,42=6538 mm^2	
Si b_o>0,25"(6 mm) b=2,5(b_o)^{0,5} = 8,66		h_o= [Bg_o]^{0,5}= 77 mm	

A= 631	B=495mm	C=589 mm	G=547 mm	t=52mm	$g_1=0,7\sqrt{M_O/S_FB}$ =15
E= 21	R=35(adoptado)	d_{iJ}=557	d_{oJ}=537	$g_o=t_n$=8 mm	g_1=12 mm (Adoptado)

A=C+2E =631 mm	C=B+2(g_1+R)= 589 mm	$h_o=\sqrt{Bg_o}$ =63	h=53
Si b<0,25 in (6 mm) G= 0,5 (d_o + d_i)=649	;	Si b_o > 0,25" (6 mm)	G= d_o -2b
d_{oJ}/d_{iJ} = [(γ-Pm)/ (γ-P(m+1))]^{0,5}=1,013; d_{oJ} =544 mimimo	N=0,5(d_o-d_i)= 10 Adoptado		

CALCULO DE PERNOS

FUERZAS EN OPERACION	H_p =2 π b G m P= 97.436 N	A_m (El Mayor de W_{m1}/S_{bo}= 2578 o W_{m2}/S_{ba} = 3299
	H = π G^2 P/4 = 355.317 N	A_{Tb} (Sección Total de Pernos) = 6538N
	W_{m1}= H_p + H = 452.753 N	W = 0,5 (A_m +A_{Tb}) S_{ba} = 0,5(6538+329)175,8= 864.672 N
ASIENTO	W_{m2}= π b G γ = 579.977 N	A_b= 7628 debe de ser > A_m= 3810

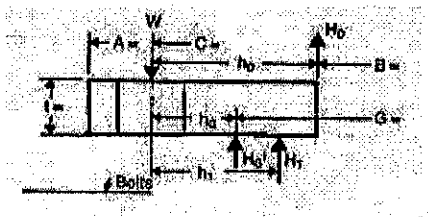
CALCULO BRIDA

CONDICION.	CARGA	BRAZO	MOMENTO
OPERACIÓN	H_D = πB^{2}P/4 = 290,972 N	h_D = R+0,5 g_1 = 41	M_D = H_D • h_D = 11.929,852
	H_G = W_{M1}- H= 97.436 N	h_G = 0,5 (C-G) = 21	M_G = H_G • h_G = 2.046,156
	H_T = H-H_D = 64.345 N	h_T = 0,5 (R+g_1+h_G) = 31	M_T = H_t • h_T = 1.994,695
	W= W_{m1} =	EN OPERACIÓN M_o=Σ M	M_o = ΣM = 15.970,703
ASIENTO DE JUNTA	H_G = W = 0,5(A_m+A_b)S_{ba}= W= 864,672	EN ASIENTO M_a = W h_G	M_a =W h_G = **18.158,118**

CÁLCULO DE ESFUERZOS (OPERACIÓN)	CONSTANTES DE FORMA		
$S_H = f M_o/Lg_1^2 B$= 144 <1,5S_a=1,5x140,6=210,9	K = A/B =1,275	h/h_o=0,84	α=te+1=1,743
$S_R = \beta M_o/Lt^2B$ = 18,65 < S_{fa}=140,6	T= 1,81	V=0,28	β=1,33te+1=1,988
$S_T = Y M_o/t^2B - Z \cdot S_R$= 56,68 < S_{fa}= 140,6	Z= 4,20	V_L=	γ= α/T= 0,963
0,5 (S_H+S_R) = 81,32 < S_{fa}= 140,6	Y= 8,13	f= 1	δ= t^3/d = 0,807
0,5 (S_H+S_r) = 100,34 < S_{fa}= 140,6	U = 8,93	F=0,81	L=γ+δ= 1,77
Bri.Int. d= (U/V)h_o g_o^2= 128.592	g_1/g_0 =1,5	F_L=	Bri.Int e=F/h_o=0,0158
Bri.Los. d= (U/V_L)h_o g_o^2=	t=47 mm ADOPTADO		Bri.Los. e=F_L /h_o=
g_1= 2g_o si g_o ≤1,5in; g_1= 1,5g_o si g_o>1,5in;			

VALIDAS LAS DIMENSIONES DE LA BRIDA

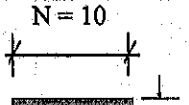
15- BRIDA DE ANILLO- CABEZA FLOTANTE (FF) (Primero se calcula la brida de anillo y después se calcula la cabeza flotante)



BRIDA DE ANILLO

H_G → Fuerza que ejerce la presión sobre la brida

H_D → Fuerza en el diámetro interior.

DETALLE CARA	DATOS DE DISEÑO		
	P = Pres. Diseño = 0,0703 Kg/mm^2 =0,703N/mm^2		
	Temp. Diseño °C= 149 °= 300 °F		
	Corrosión Admis.= 3 mm		
	Material Brida A-105		
N = 10 	S_{fo} = Ten.Adm. a T.D= 14,06 Kg/mm^2=140,6 N/mm^2		
	S_{fa} = Ten.Adm. a T.A = Kg/mm^2=		
	Material Pernos A-193 GrB7		
	S_{bo} = Ten.Adm. a T.D= 17,58 Kg/mm^2= 175,8 N/mm^2		
CALIDAD:	S_{ba} = Ten.Adm. a T.A =17,58 Kg/mm^2= 175,8 N/mm^2		
m=3,75	2N=20	N° Pernos=20	d_B=22 mm
γ= 6,75 Kg/mm^2	N=10	Ø=22	d_B=
γ= 67,5 N/mm^2	b_o= N/2=5	$d_{agu}=d_B+1/8"$	A_{bl}=272,42mm^2
		d_{agu} = 26 mm	A_{bl}= in^2
Si b_o<0,25=6,35mm ; b=b_o =5			A_{TB}= 20 x272,42= 5448 mm^2
Si b_o>0,25 b=0,5(b_o)^{0,5}=			

A=571 mm	B=464mm	C=519 mm	G=476 mm		g_1=
E=26 mm	R_f=27,5 mm	d_J= 486	d_{oJ}=466 mm		g_o=t_n= mm

Para defir G ver Ape.2 (3)

Si b<0,25 in G= 0,5 (d_o + d_j)=476 mm	;Si b_o > 0,25 G= d_o –2b=	C=B+2(R+g_1)= 519	
A=C+2E =519	N=0,5(d_o-d_j)=10		
d_{oJ}/d_{iJ} = [(γ-Pm)/ (γ-p(m+1))]^{0,5}=1,013; d_{oJ} = 472	Si *g_1<g_o es g_1 =g_o		

CALCULO PERNOS

CALCULO			
	H_p =2 bπ G m P= 39.422 N	A_{m1}= $W_{m\,1}/S_{bd}$= 936 mm^2	A_{m2}= $W_{m\,2}/S_{ba}$ = 2871 mm^2
		A_m=El Mayor de A_{m1} o A_{m2} ;=2871 mm^2	
DE	H =π/4 G^2 P= 125.100 N	A_b (Sección Total de Pernos) = 5448 mm^2	
		W=0,5 (A_m +A_b) S_{ba}=0,5(2871+5448)175,8= 713.240 N	
PERNOS	$W_{m\,1}$= H + H_P= 164.522 N	$A_{T\,b}$= 5448 mm^2 debe de ser > A_m=2871 mm^2	
	$W_{m\,2}$= H_y= π bG γ = 504.697 N		

CALCULO BRIDA:

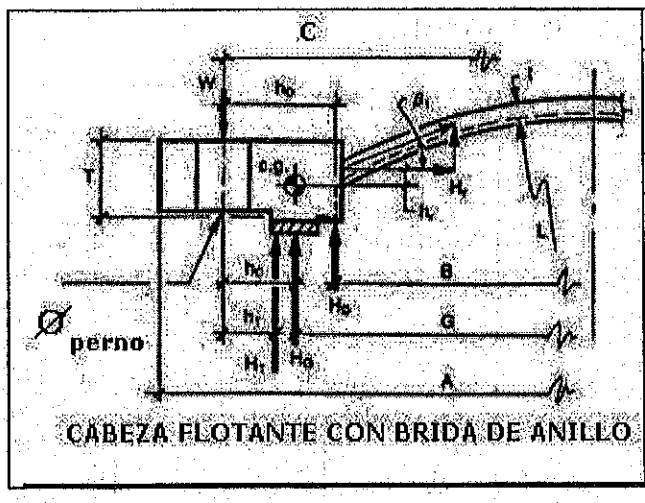
CONDICION.	CARGA EN N	BRAZO EN mm	MOMENTO EN mmxN
OPERACIÓN	H_D= π/4 B^2 P= 118.872 N	h_D = 0,5(C-B) = 27,5	M_D =H_D • h_D = 3.268.980
	H_G =W_{m1} –H= 39.422 N	H_G = 0,5 (C-G)= 21,5	M_p = H_P • h_P= 847.573
	H_T = H- H_D= 6228 N	h'$_T$ =0,5(h_D +h_G)= 24,5	M_T = H_r • h_T = 152.586
			M_o=ΣM = 4.269.139
ASIENTO DE JUNTA	W = 0,5(A_m+A_b)S_{ba}= 713.240N	EN ASIENTO M_a = W h_G M_a = W h_G=	M_a = **15.334.660** mmkg

	k=A/B= 1,230
S_R=S_H=0	Y=1/(K-1){0,66845+[5,76169(K^{2}logK) /(K^2-1)]}
S_T = Y x(M)/t^{2}B= 140,6 N/mm^2	**Y= 9,50**
S_t= < S_{fo}=	**t=[YM$_o$ /BS$_{fo}$)]^{0,5}= 47,25 mm**
S_H =≤1,5 S_{fo}=	t=[YM$_a$ /BS$_{fo}$)]^{0,5}=
	t(Adoptado)= 69 mm
ESPACIO ENTRE PERNOS B_{Olt}=πC/n=	$B_{Olt.\,max}$= 2d_B+ 6t/(m+0,5)=

TODAS LAS FORMULAS SALEN DE ASME. (Ver pag 14 del libro del curso).

VALIDAS LAS DIMENSIONES DE LA BRIDA

16-CALCULO DE LA CABEZA FLOTANTANTE –TC



CABEZA FLOTANTE CON BRIDA DE ANILLO

DATOS DE DISEÑO
P=Pres. Diseño =0,703N/mm^2
Temp. Diseño °C= 149 °= 300 °F
Corrosión Admis.= 3 mm
Material Brida A-105
S_{fo} = Ten.Adm. a T.D=140,6 N/mm^2
S_{fa} = Ten.Adm. a T.A = 140,6 N/mm^2=
Material Pernos A-193 GrB7
S_{bo} = Ten.Adm. a T.D= 175,8 N/mm^2
S_{ba} = Ten.Adm. a T.A = 175,8 N/mm^2

Datos de junta		Datos de pernos	Fuerzas y calculo de los pernos
N=	b=	N=	H_p =2 bπ G m P= 39.422 N
m=	γ=	d_{agu}=	H =π/4 G^2 P= 125.100 N
D_{extj} =	D_{Intj}=	A_{jb}=	W_{m1}= H + H_P= 164.522 N
		A_{Tb}=	W_{m2}= H_y= π bG γ = 504.697 N
Datos geometricos			A_{m1}= W_{m1}/S_{bd}= 936 mm^2
A=571	B=464	L=345	A_{m2}= W_{m2}/S_{ba} = 2871 mm^2
C=519	G=476	t=13 Adoptado	Am(mayor de A_{m1}o A_{m2})=
β_1=arc sen $\frac{B}{2L+t}=\frac{464}{2x345+13}$=0,6600		β_1=41,30° cot β_1 =1,1382	W=0,5(A_m +A_{Tb})S_{bo}=

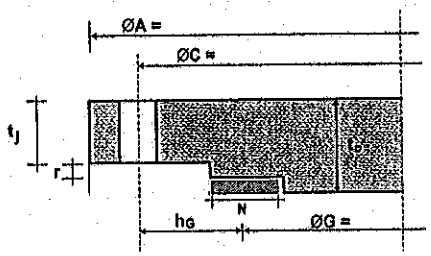
Fuerzas en la brida	Brazos de las fuerzas	Momentos
H_D= π/4 B^2 P= 118.872 N	h_D = 0,5(C-B) = 27,5	M_D =H_D • h_D= 3.268.980
H_G =W_{m1} –H= 39.422 N	H_G = 0,5 (C-G)= 21,5	M_p = H_P • h_P= 847.573
H_T = H- H_D= 6228 N	h'$_T$ =0,5(h_D +h_G)= 24,5	M_T = H_r • h_T = 152.586
H_r =H_D / tan β_1=135.299 N	h_r= -15	M_D =H r • h_r= -2.029.491

M_o = M_D+M_G+M_T ±M_r=4.269..139-2.029.491	M_r es(+) si el eje de la cabeza corta por debajodel C.de G.
M_{asi}= Wx h_G = = **15.334.660** mmxN	Es (-) si eje de la cabeza corta por arriba del C.de G
M_{asi}= Wx h_G = = **15.334.660** mmxN	Se toma el mayor valor de los dos momentos
Espesor requerido en la brida (T)	
F = $\frac{P B\sqrt{4L^2 - B^2}}{8 S_{fo}(A-B)}$ = 0,387 $\frac{\sqrt{260804}}{(107)}$=1,85	J=($\frac{M}{SB}$) ($\frac{A+B}{A-B}$)= (235,055)($\frac{1035}{107}$) =2.274

Espesor requerido en la cabeza (t)	Espesor requerido en la Brida (T)
t= $\frac{5PL}{6S}=\frac{5x0,703x345}{6x140,6}$ =1,43 mm **Adoptado t =13**	T= F+ $\sqrt{F^2 + J}$ = 1,85+ $\sqrt{1,85^2 + 2274}$ =1,85+47 T=48,85 +corr+rana=56,85 mm ,**Adoptado T =69mm**

17.-TAPA DE FONDO DEL DISTRIBUIDOR (CV).

FONDO PLANO.	MARCA:	EQUIPO:



DATOS DE DISEÑO
P = Pres. Diseño = 0,0703 Kg/mm^2 =0,703N/mm^2=703 KPa
Temp. Diseño °C= 149 °= 300 °F
Corrosión Admis.= 3 mm
Material Brida A-105
S_{fo} = Ten.Adm. a T.D= 14,06 Kg/mm^2=140,6 N/mm^2
S_{fa} = Ten.Adm. a T.A = Kg/mm^2=
Material Pernos A-193 GrB7
S_{bo} = Ten.Adm. a T.D= 17,58 Kg/mm^2= 175,8 N/mm^2=17580KPa
S_{ba} = Ten.Adm. a T.A =17,58 Kg/mm^2= 175,8 N/mm^2

DETALLE DE JUNTA	N=10	m=3,75	DETALLE DE PERNOS. M-22	d_{agu}j=26 N°=24	A_{bl}=272,42mm^2 A_{Tb}=6538 mm^2
	b=5	γ=67,5 N/mm^2			
A=631	C=589	G=547			
B=	d_i= 587	d_o= 537			

Calculo de G

Si b<0,25 in G= 0,5 (d_o + d_i)= 547	;Si b_o > 0,25 G= d_o -2b=	
A=C+2E =	Min.Ancho de Junta N=$A_{TB}S_{ba}/2\pi\gamma G$=	N=0,5(d_o-d_i)=
d_o/d_i = $[(\gamma-Pm)/(\gamma-p(m+1))]^{0,5}$ =1,013; D_{ex} = 1,013x537 = 544 mm Minimo		

COMPROBACION ANCHURA JUNTA (solo para R.F.) $N_{min}=\frac{A_b S_a}{2\pi\gamma G}$ =

CALCULO PERNOS

	H_p =2 π b G m P= 97.436 N	A_m (El Mayor de W_{m1}/S_{bo}= 2578 o W_{m2}/S_{ba} = 3299
	H = π G^2 P/4 = 355.317 N	A_{Tb} (Sección Total de Pernos) = 6538N
OPERACION	W_{m1}= H_p + H = 452.753 N	W = 0,5 (A_m +A_{Tb}) S_{ba} = 0,5(6538+329)175,8= 864.672 N
ASIENTO	W_{m2}= π b G γ .= 579.977 N	A_b= 7628 debe de ser > A_m= 3810

CALCULO DEL ESPESOR DE LA TAPA

EN EL CENTRO DE LA TAPA

OPERACIÓN ASME UG-34

$$T = d\sqrt{\frac{CP}{S_{fo}E} + \frac{1,9\,W\,h_G}{S_{fa}E\,d^3}} =$$

r= ranura en mm=5
d= G= 547 Ver Fig UG-34)
h_G= 0,5 (C-G) = 21
Para valor de h_G (Ver Ap 2 Tabla 2-6)
C= 0,3 (Ver Fig UG-34)
W= W_{m1} En operación= 452.753
W= 0,5(A_m+A_b)S_a=En Asiento=864.672 N
Espesor adoptado fondo plano del distribuidor
T =52 mm VALIDO

E= eficiencia de soldadura=1

EN LA ZONA DE JUNTA

ASIENTO ASME UG-34

$$T = d\sqrt{\frac{1,9\,W\,h_G}{S_{fa}E\,d^3}} =$$

OPERACION

$$T=547\sqrt{\frac{0,3x0,703}{140,6x1} + \frac{1,9x\,452.753\,x\,21}{140,6x1x547^3}} = 547\sqrt{0,0015+0,000785} = 547x0,048 = \mathbf{26,15\ m}$$

ASIENTO

$$T = 547\sqrt{\frac{1,9x864.675\,x\,21}{140,6\,x\,1\,x547^3}} = 547\ x\ 0,039 = \mathbf{21,18\ mm}$$

TEMA RCB-9-21

$$T = \sqrt[3]{\frac{0,0435\,G^4P + 0,5\,G\,S_bA_bh_G}{EY}} = \sqrt[3]{\frac{2,74x10^{12} + 6,6x10^{12}}{157,2x10^6}} = \mathbf{39\ mm\ +3\ corr+5\ ran\ =47\ mm}$$

Y =flecha máxima en el centro de la chapa= 0,8 mm para D< 24"
E=Modulo de Elasticidad en KPa=196,5x10^6 KPa

18-CALCULO DEL REFUERZO EN LAS CONEXIONES-N-1;N-2; N3 y N-4

Conexión N-1 en Envolvente de Diámetro Nominal D= 4" a Presion Interior de P =15,12 kg/cm^2

Envolvente Cilindrica(Cuerpo)
Material A-516 Gr60

S_d a T.D. = 1202 Kg/cm^2=12,02 kP/mm^2

Presión= 15,14 Kg/cm^2=0,1514 kp/mm^2

Envolvente Cilíndrica

Diámetro Exterior D_e = 509 mm

Diámetro Interior D =489 mm

Radio Interior r = 244,5 mm

Espesor Nominal t_d= 10 mm

Factor de soldadura E= 0,85

Corrosión=3 mm

Espesor requerido

t_r = (Pr/SE-0,6P)= (0,1512 x 244,5)/(12,02 x 0,85 -0,6 x 0,1512)= 3,65 mm

Conexión

Material A-106 Gr BL

Tubo 4" Sch XS

Tensión Admisible a T.D S_d a T.D. = 12,02 Kg/mm^2

Diámetro Exterior D_e = 4,5 inch =114,30mm

Diámetro Interior D_i = d = 3,826 inch = 97,18 mm

Radio Interior R = 1,913 inch = 48,59 mm

Factor de Soldadura E=1/tubo sin soldadura)

Espesor Nominal t_n=0,337 in =8,56 mm

Espesor requerido

t_r = (Pr/SE-0,6P)= (0,1512 x 48,59)/(12,02 x 1 -0,6 x 0,1512)= 0,616 mm

18-CALCULO DEL REFUERZO EN LAS CONEXIONES-N-1;N-2; N3 y N-4

E_1= E= Factor de Soldadura =**0,85**

t= Espesor Nominal Envolvente sin Corrosión =**10-3 mm =7 mm**

t_n= Espesor Nominal de Conexión sin Corrosión = **8,56-3=5,56 mm**

t_r= Espesor Requerido por la Eenvolvente = **3,65 mm**

t_{rn}= Espesor Requerido en la conexión **= 0,616 mm**

Cálculo de la unión entre cuerpo y conexión
d =d_1+2c = 97,17+2x3=**103,18 mm**

E_1= 1 para chapas enteras → eficiencia de soldadura para el bulbo, no para la soldadura entre bulbos.
F=1

f_{r1}= f_{r1}= f_{r2}= f_{r3}= 1(En este caso en que S_v / S_n=1)

(tE_1- F.t_r)=7x1,0-1x5,65= **1,35 mm**

t+t_n=7+5,56 = **12,56 mm**

(t_n – tr_n)=(5,56 - 0,616) = **4,944mm**

t_{min} = El menor de t, o ¾"= ~~6,35~~ 7 **mm**

t_{min}= 7mm ; ¾"=~~6,35~~ 19'05 mm → 7

t_c= El menor de , 0,7t_{min} o ¼" → 6'35 **t_c =~~4,445~~ mm** (4'9 = 0'7)

0,7t_{min} =0,7x 6,35 =**4,445mm** ; **¼"**=6,35 mm

t_e= Espesor del Refuerzo-corrosión =10-3 = 7 mm

h= Longitud de la prolongación de la Tubuladura =El Menor de 2,5t o 2,5t_n

2,5t = ; o 2,5t_n=

A= Area Necesaria de Refuerzo = d.t.$_r$F +2.t_r.t_n.(1- f_{r1})= d.t_r =103,18x5,65 = **582,97 mm²**

A_1= Area que colabora por exceso de pared de la envolvente = Mayor de: d.(E.t-F.t_r) o 2.(t+ t_n).(E. t-F t_r)

A_1= d.(E.t-F.t_r)= 114,3.(7x1,0-1x5,65)= 114,3x1,35= 154,3 mm² o

A_1= 2x(7+5,56)(7x1,0-1x5,65)= 33,91 mm²

A_1 = 154,3 mm²

18-CALCULO DEL REFUERZO EN LAS CONEXIONES-N-1;N-2; N3 y N-4

A_2= Area que colabora de la conexión = El menor de $5(t_n - tr_n).f_{r1}.t$ o $5(t_n - tr_n).f_{r1}.t_n$(Caso sin refuerzo)

A_2= El menor de $5(t_n - tr_n).f_{r1}.t$ o $2(t_n - tr_n)..(2,5t_n+t_e)f_{r1}$ (Caso que se ponga refuerzo)

$A_2=5(5,56-0,616).7=157,29$ mm ^{2} o $A_2=5(5,56-0,616).5,56=124,93$ mm^2 (sin refuerzo)

A_2= 124,93 mm ^{2}

A_{41}= Area que colabora de la soldadura $=(t_{min})^2.f_{r2}=6,35^2=$ **= 40,32 mm^2**

$A_1+ A_2+ A_{41}$= 151,3+124,93+40,32= 316,11 mm^2 < A=582,97 in^2

HACE FALTA REFUERZO PARA PRESION INTERNA

Calculo del refuerzo
A=654,8 mm^2
A_1 = 151,3 mm^2

A_2= Area que colabora de la conexión

El menor de $5(t_n - tr_n).f_{r1}.t$ o $2(t_n - tr_n)..(2,5t_n+t_e)f_{r1}$
$A_2 = 5(t_n - tr_n).f_{r1}.t = 5\ (5,56-0,616)\ 7= 157,29$mm^2 o
$A_2=2(t_n - tr_n)..(2,5t_n+t_e)f_{r1} = 2(5,56-0,616)(2x5,56+7) = 162,86$ mm^2

A_2= 157,29 mm ^{2}

A_{41}= Area que colabora de la soldadura = $(t_{min})^2.f_{r2}$= **$6,35^2$= 40,32 mm^2**

A_{42}= Area que colabora de soldadura $=(t_c)^2.\ f_{r4}$ **=4,445 in^2= 19,76 mm^2**

Area necesaria de refuerzo

$A_5 = A -(A_1+ A_2+ A_{41}+ A_{42}) = 582,97 - (151,3+157,29+,40,32+19,76)$
$A_5 = 582,97- 368,67= 214,3$ mm^2

Area disponible

A_5= Area que colabora con el refuerzo$=(D_p-d-2t_n).t_e.f_{r3}=$ $=214,3$ in^2

$(D_p-d-2t_n)x7x1 =214,3$ mm^2; $(D_p-d-2t_n) =214,3 / 7= 30,61$

$D_P = d +2\ t_n +30,61 = 114,3 + 2 \times 5,56+30,61 = 156,03$ mm

SE ADOPTA UN ARO DE DIAMETRO EXTERIOR D_P = 158 mm

Refuerzo de 158 x 116x10 mm

19-DISEÑO DEL APOYO

19.1-Datos del equipo

W_o = Peso del deposito y sus contenidos en operación en (kg) =4790 ~4800 Kp
D_{equipo}= Diámetro del equipo =0,509 m
R = 25,45 cm
Longitud entre eje de asientos L =4,0 m
Longitud total = L Total =6918 mm =6,918 m
Angulo del apoyo =120º
Altura desde el centro del equipo al suelo =h = 47,4 cm

19.2-Datos de la placa de la silleta

Largo de la placa base D=64 cm
Ancho de la placa base b=250mm
Espesor de la palca base t_b = 20 mm
Espesor del alma del apoyo t_a =16 mm
Espesor de los nervios externos t_{ne} = 16 mm

Factores de viento
Velocidad del viento V = 33,33 m/seg (corresponde a 120 kg/hora). Hoy es menor porque en España las ingenierías deben usar el CÓDIGO TÉCNICO DE LA EDIFICACIÓN.
Coeficientes por viento G=1,32
K_Z=0,8
C_f =0,8

El sismo no es obligatorio si el coefic. correspondiente es <0'5.

19.2-Fuerzas por sismo

Factores desismo
Factor sismico C_a =0,06
R=2,9
I=1
C_h=(2,5xC_a xI)/R = 2,5x0,06 x 1 /2,9 = 0,52

En AME no se considera que puedan ocurrir ambos fenómenos a la vez, así que se aplica o viento o sismo.

19.2.1-Fuerza longitudunal

F_{LS} = C_hx W_o = 0,52 x 4800= **2500 kp**

19.2.1-Fuerza ltransvesal

F_{TS} =0,5(C_hx W_o)= 0,5(0,52 x 4800)= **1250 kp**

19.3-Reacciones en los apoyos con por sismo

19.3.1-Longitudinal

$$Q_{1S}= \frac{W_o}{2}+\frac{F_{LS}h}{L} = 0,5x\ 4800 + 2500x47,4/400= 2400+296,25=\mathbf{2696,25\ kp}$$

19.3.2-Transversalal

$$Q_{2S}= \frac{W_o}{2}+\frac{3F_{LS}h}{D} = 0,5x\ 4800 +3x\ 1250x47,4/64= 2400+2777,34=\mathbf{5177,34kp}$$

19.4-Fuerzas por viento

Factores de viento

Velocidad del viento V = 33,33 m/seg

Diámetro equivalente = D_e =1,5 D_{equipo} =1,5 x 0,509 =0,7635 m

Coeficientes por viento G=1,32

K_Z=0,8

Coeficiente de forma C_f =0,8

Area = 0,785 x D^2_e =0,785 x $0,7635^2$=0,437 m^2

19.4.1-Fuerza longitudunal

coeficiente de altura

F_{LW} = 0,06255 $(V)^2$ K_Z C_f G A = 0,06255 $(33,33)^2$ x 0,8 x 0,8 x 1,32 x 0,437 **=26 kg**

Es un coeficiente de forma

19.4.1-Fuerza ltransvesal

F_{TW} =0,5(($V)^2$ K_Z C_f G A_w)= 0,5(4956)= **2478 kp**

A_W = D_e (L_{Total}) = 0,7635 x 6,918=

19.5-Reacciones en los apoyos con por sismo

19.3.1-Longitudinal

$$Q_{1W} = \frac{W_o}{2} + \frac{F_{LW}h}{L} = 0,5x\ 4800 + 26x47,4/400 = 2400+3,08 = \mathbf{2403,08\ kp}$$

19.3.2-Transversalal

$$Q_{2W} = \frac{W_o}{2} + \frac{3F_{TW}h}{D} = 0,5x\ 4800 + 3x\ 2478x47,4/64 = 2400+5505,8 = \mathbf{7905,8\ kp}$$

19.6-Carga en los apoyos

Se toma el valor mayor de los valores de las Q / Q_{1S},Q_{2S}, Q_{1W} o Q_{2W})

El valor máximo corresponde a Q_{2W} =7905,8 kp

Se adopta Q = 7900 kp

19.6.- CARACTERÍSTICAS DE LAS SILLETAS

19.6.1- .- ESPESORES

Los espesores de los nervios t_n se consideran iguales al espesor t_n de las placas verticales externas igual al espesor del alma t_a =16 mm

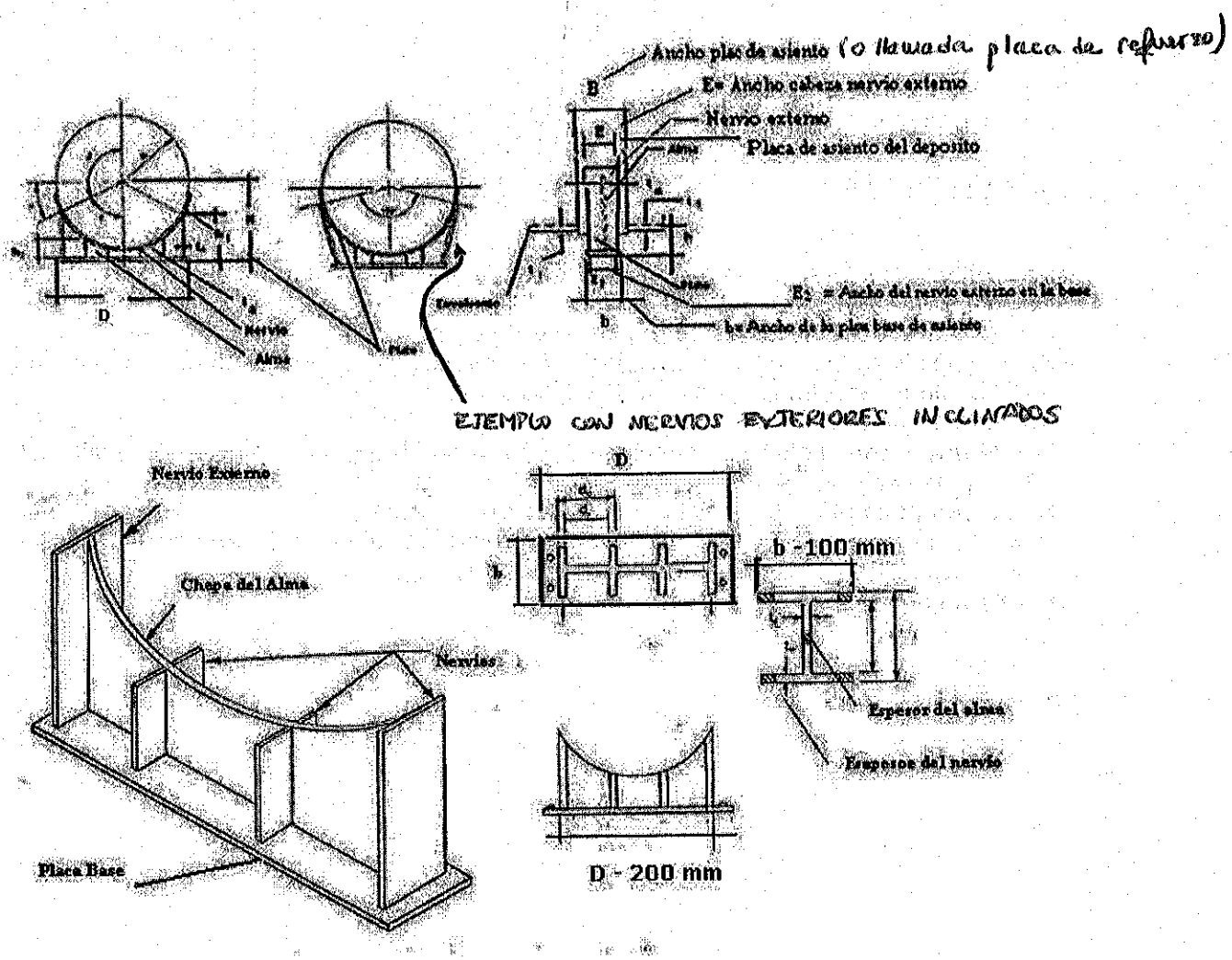


Fig DA-19.6.1

16.6.2- .- NUMERO DE NERVIOS

N=0,1058D+1 en cm el valor de D_{equipo}= 0,0164 x50,9 +1=1,83

N=2 nervios

Numero redondeado por arriba

19.6.3- .- CARACTERÍSTICAS DE LA SILLETA-

MÍNIMO ANCHO DE LA CHAPA DE LA CABEZA DE LA SILLETA E_1 cm	ANCHO DE LA CABEZA DE LA SILLETA cm	ESPESOR DE LA CHAPA DE LA CABEZADE LA SILLETA t_r cm
$E_1 = 1{,}5984 \sqrt{\frac{F_L\left[1{,}96h + D(1-\text{sen}\alpha)\right]}{t_n(n-1)S_F}}$ E1=15,87~ 16 cm	$B = E_1 + 1{,}56\sqrt{rt_S}$ B =15,87+7,86=23,73cm B =25 cm	$t_B = \frac{(B-E_1)^2}{2{,}43r} = 1$ cm t_B = 10 mm

E_1 = Mínima anchura de la parte superior de la chapa del plato de la silleta en (cm) (Fig DA-19.6.1 y Fig DA-19.6.2)
F_L = Máxima fuerza longitudinal en kg =2696,25kp
t_n = Espesor de los nervios verticales e igual al espesor t_a del alma en (cm) =1,6 cm
α = Angulo central en grados (Fig DA-19.6.1) =120º
n= Número de nervios=2
h = Altura desde el suelo en el centro del apoyo hasta la parte inferior de la silleta (Fig DA-19.6.1) en (cm) =47,4
D = Largo de la placa base del apoyo en (cm) =64 cm
S_F = Tensión Admisible a Flexión en el material de la silleta en (Kg/cm^2) = 1733 kp/cm^2
t_S= Espesor de lA apared del recipiente en (cm) =1,0 cm
r = Radio del recipiente en (cm) =25,4 cm

19.6.4- .- MOMENTO DE INERCIA DE LA SECCION COMBINADA SILLETA-ENVOLVENTE RECIPIENTE

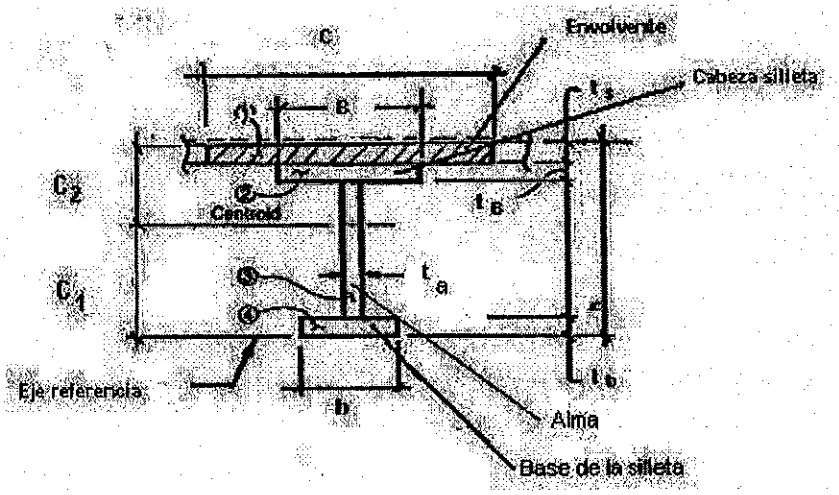


Figura DA-19.6.2 Sección Compuesta Silleta-Envolvente

C = Longitud del casco que colabora en la Sección Compuesta en (cm) $=B + 1{,}56\sqrt{r\,t_S}$

C= 25 +7,86=32,86

B = Ancho de la cabeza de la silleta en (cm) =25

b= Ancho de la base de la silleta en (cm) =25

h= Altura de la seccion compuesta =24 cm

h_a = Altura desde el suleo al casco en la parte media de la silleta e(alma) (cm)=20 cm

t_S = Espesor del casco en (cm)=1,0

t_B = Espesor de la cabeza de la silleta en (cm)=1,0

t_b = Espesor de la base de la silleta en (cm)=2,0

t a = Espesor del Alma de la silleta en (cm) =1,6

r = radio del deposito en (cm) =25,4

h_a = Altura del Alma en (cm)= ($h - t_S - t_B - t_b$) =(20-1-1-2)=16

A = Area de cada sección simple en (cm^2)

A_1 = Area en (cm^2) de la envolvente que colabora = C x t_S=32,56 x1=32,56

A_2 = Area en (cm^2) de la cabeza de la silleta= B x t_B =25x1 =25

A_3 = Area en (cm^2) del nervio = ($h - t_S - t_B - t_b$) x t_a =16x1,6=25,6

A_4 = Area en (cm^2) de la base de la silleta = b x t_b=25 x 2=50

Y = Distancia en (cm) desde el eje al C.de G de cada sección

Y_S = Posición del C.de G (cm) de la envolvente en (cm)= h-0,5 t_S=20-0,5x1=19,5

Y_B = Posición del C.de G (cm) de la cabeza de la silleta en (cm)= $h - t_S - 0{,}5\,t_B$=18,5

Y_a = Posición del C.de G (cm) del alma en (cm)= $0{,}5(h - t_S - t_B + t_b)$ =8

Y_b = Posición del C.de G (cm) de la base de la silleta en (cm)= $0{,}5t_b$= 1

I = Momento de Ineria de cada sección referido al eje horizontal que pasa por su C.de G. en (cm^4)

I_S =Momento de Inercia de la sección (1) envolvente = $\frac{1}{12}$ C x t^3_S en cm^4= 2,738

I_B =Momento de Inercia de la sección (2) cabeza silleta = $\frac{1}{12}$ Bx t^3_B en cm^4=2,083

I_W =Momento de Inercia de la sección (3) nervio = $\frac{1}{12}$ t_a x h^3_a en cm^4= 1066,67

I_b =Momento de Inercia de la sección (2) base silleta = $\frac{1}{12}$ bx t^3_b en cm=16,67

19.6.4.1- POSICIÓN DEL C.DE G. DE LA SECCIÓN COMPUESTA-C_1 –

$$C_1 = \frac{\Sigma A x Y}{\Sigma A} = \frac{A_S Y_S + A_B Y_B + A_w Y_w + A_b Y_b}{A_S + A_B + A_w + A_b} = \text{C. de G. de la sección Compuesta en cm}$$

$$C_1 = \frac{32{,}56x19{,}5 + 25x18{,}5 + 25{,}6x8 + 50x1}{32{,}56 + 25 + 25{,}6 + 50} = \frac{1347{,}42}{133{,}16} = 10{,}12 \text{ cm}$$

$C_2 = h - C_1$ en cm =24-10,12=13,88 cm

19.6.4.2.- MOMENTO DE INERCIA DE LA SECCION COMPUESTA

$I_T = \Sigma HI + \Sigma A (C_1 - Y)^2$ Momento de Inercia Total de la sección compuesta en cm^4

Secciones	Areas A cm^2	Posición del c.deg. de cada sección Y cm	AY cm^3
(1)	32,56	19,5	634,92
(2)	25,00	18,5	462,50
(3)	25,60	8,0	200,00
(4)	50,00	1,0	50,00
Sumas Σ	**133,16**		**1347,42**

Secciones	Momentos de inercia I cm^4	$(C_1 - Y)^2$ cm^2	$A(C_1 - Y)^2$
(1)	2,74	$(10{,}12-19{,}5)^2=87{,}98$	241,09
(2)	2,08	$(10{,}12-18{,}5)^2=70{,}22$	146,06
(3)	1066,67	$(10{,}12-8{,}0)^2=4{,}49$	4789,35
(4)	16,67	$(10{,}12-1{,}0)^2=83{,}17$	1386,44
Sumas Σ	**1088,16**		**6563,00**

19.6.5.- DISEÑO DE LAS PARTES DE LAS SILLETAS

1º) .- COEFICIENTE DE SILLETA-K_1 -

$$K_1 = \frac{1+\cos\beta - 0{,}5\,\mathrm{sen}^2\,\beta}{\pi - \beta + \mathrm{sen}\beta\cos\beta} = 0{,}204$$

$\beta = 180º-\theta = 180-60 = 120º = 2\pi/3$ en radianes
θ = semi angulo central abrcado por el asiento del deposito

K_1	2θ
0,204	120º
0,214	126º
0,226	132º
0,237	138º
0,248	144º
0,260	150º
0,271	156º
0,278	162º
0,294	168º

Tabla DH-19.7

2º) .- FUERZA DE DESGARRO EN SILLETA-F_d -

$F_d = K_1 (Q \circ Q_T)$ en kg=0,204 x 7900= 1611,6 kp

3º) .- TENSIÓN DE TRACCIÓN

$$S_T = \frac{F_d}{A_S} = 1611{,}6/8 = 201{,}45 \text{ kg/cm}^2 < 0{,}6\,F_y = 0{,}6 \times 2600 = 1560 \text{ kg/cm}^2$$

A_S = Area de la seccion de la silleta (area del alma)= 8 cm^2
F_y = limite elastico del material = 2600 kg/cm^2

19.6.5.- DISEÑO DE LAS PARTES DE LAS SILLETAS

3º) .- MOMENTO FLECTOR

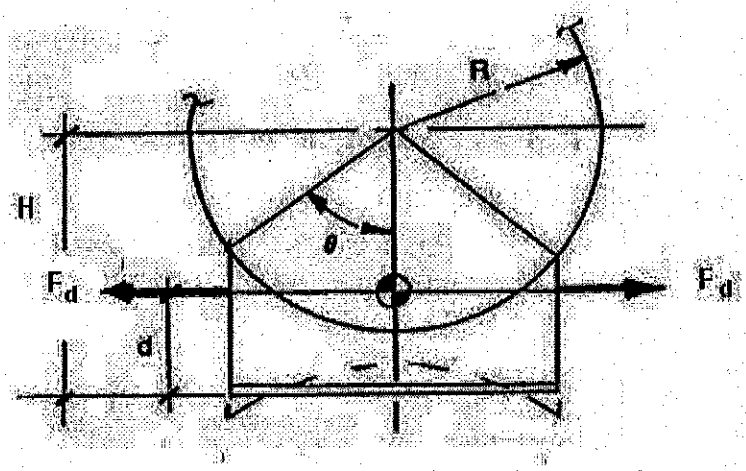


Fig DA-19.7.3

$d = H - \frac{R \operatorname{sen} \theta}{\theta}$ en cm y $\theta = 60º = \pi/3$ radianes

$d = 47,4 - (25,4 \times \operatorname{sen} 60) / \pi/3 = 47,4 - 3(25,4 \times 0,866)/3,14 = 47,4-21=26,4$ cm

MOMENTO FLECTOR

$M = F_d \times d = 1611,6 \times 26,4 = 42.546,24$ en cm-kg

4º) .- TENSIÓN A FLEXIÓN

TENSIÓN DE FLEXIÓN

$S_F = \frac{M C_1}{I} = 42.546,24 \times 10,12/6563 = 65,60$ kg/cm^2 < 2/3 F_y=0,66x2600=1716 kp/cm^2

F_y = limite Elastico del material de la silleta en Kg/cm^2=2600
I = momento de Inercia de la sección envolvente-silleta en cm^4=6365
C_1 = Distancia del C. de G. de la sección envolvente-silleta al extremo más cercano=10,12 cm

19.6.6.- CHAPA BASE DE LA SILLETA CON NERVIO CENTRADO

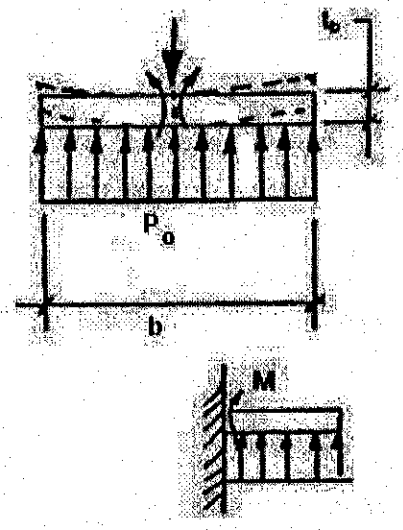


Fig-19.8

1º).- AREA DE LA PLACA BASE- A_{Pb} -

A_{Pb} = D x b en cm^2= 64x25 =1600 cm^2

2º) .- PRESIÓN EN EL ASIENTO- P_{Pb}-

$$P_{Pb} = P_o = \frac{Q}{A_{Pb}} \text{ en kp/cm}^2 = 7900/1600 = 4{,}94 \text{ kp/cm}^2$$

3º) .- ESPESOR DE LA PLACA BASE

MOMENTO EN EL CENTRO DE LA PLACA M_{Pb} cm-kg	MOMENTO RESISTENTE EN LA SECCION (MODULO DE SECCION) Z cm^3	TENSIÓN A FLEXIÓN EN LA PLACA S_F Kg/cm^2
$M_{Pb} = \frac{Qxb}{8}$ en cm-kg M_{Pb} =7900x25/8=246.875	$Z = \frac{A_{Pb} x t_b^2}{6}$ en cm^3 Z = 1600x2²/6=1066,67	$S_F = \frac{M}{Z} = \frac{3Q x b}{4 A_{Pb} x t_b^2}$ en kg/cm^2 **S_F =246.875/1066,67=231,44**

ESPESOR DE LA PLACA BASE t_b cm
$t_b = \sqrt{\frac{3Qxb}{4 A_{Pb} x S_F}}$ en cm **t_b =0,63 cm =6,3 mm< 20 mm**

19.7.- DIMENSIONADO DE NERVIOS EXTERIORES

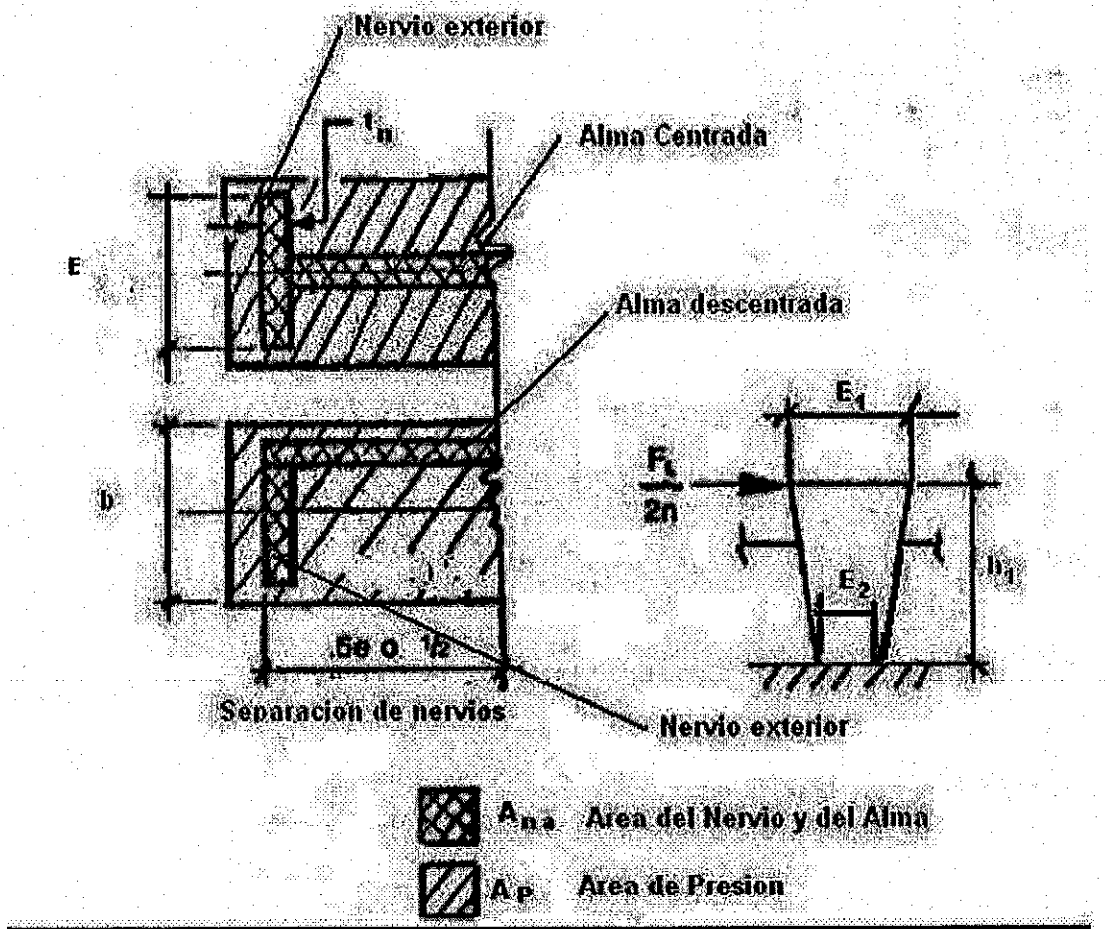


Figura DA-19.11.1 Nervios Exteriores

1º).- CARGA AXIAL

$P_{Ax} = P_{Pb} \times A_P$ en kg= 4,94x1600=7904 kp

P_{Pb} = Presion de asiento =4,94 kp/cm^2
A_P =Area de presion =D x b= 64x25= 1600 cm^2
E_2 = Ancho de la placa base neto =b-20 mm=25-2 = 23 cm
t_n =Espesor del nervio = 16 mm =1,6 cm

19.7.- DIMENSIONADO DE NERVIOS EXTERIORES

2º).- TENSIÓN DE COMPRESIÓN AXIAL

$$S_{CA} = \frac{P_{Ax}}{A_n} = 7900/107,2 = 73,69 \text{ en kg / cm}^2$$

P_{Ax} = Carga axial =7900 kp
A_{na} = Suma de las areas de los nervios y del alma $=A_n + A_a = 36,8+70,4=107,2$
L_n = Longitud del nervio $=E_2 = 23$ cm
t_n = Espesor del nervio =1,6 cm
A_n =Area del nervio = $L_n \times t_n = 23 \times 1,6 = 36,8$ cm^2
L_a =Ingitud del alma = separacion entre los dos nervios = D-2O=64-20=44 cm
t_a = Espesor del alma =1,6 cm
A_a = area del alma= $L_a \times t_a = 44 \times 1,6 = 70,4$ cm^2

3º).- RADIO DE GIRO

RADIO DE GIRO DEL NERVIO	MOMENTO DE INERCIA DEL NERVIO
$r = \sqrt{\frac{I_n}{A_n}} = 2,66$ en cm	$I_n = \frac{0,5(E_1+E_2)^2 \times t_n^3}{12} = 259,6 \text{ cm}^4$ $C_1 = 0,25 (E_1+E_2) = 9,75$ cm

E_1 = 16 cm
E_2 = 23 cm
t_n =1,6 cm
A_n = 36,8 cm^2

4º).- ESBELTEZ

$$\frac{h_1}{r} = \lambda = 25,4/2,66 = 9,55 \text{ se tiene } \omega = 1$$

h_1 = Altura del nervio = h-rsen 60º =47,4 -25,4x0,866= 25,4 cm

5º).- FUERZA AXIAL

$$F_{Ax} = \frac{P_{Ax}\ \omega}{A_n} = 7900x1/36,8=214,67 \text{kp/cm}^2$$

19.7.- DIMENSIONADO DE NERVIOS EXTERIORES

6º).- FUERZA UNITARIA

$$F_U = \frac{F_L}{2A_n} = 2696,6 / 77,2 = 34,93 \text{ kg/cm}^2$$

F_L =Fuerza longitudinal maxima =2696,6 kp
A_n = 36,8 cm^2

7º).- MOMENTO DE FLEXIÓN

$$M_n = 0,5 F_U x\ h_1\ x\ e = 0,5 \times 39,93 \times 25,4 \times 40,8 = 20.64,3 \text{ cm-kp}$$

e= distancia entre nervios = $D-20-2t_n$ =64-20-2x1,6= =40,8 cm

8º).- TENSIÓN DE FLEXIÓN

$$I_n = \frac{t_n}{12}\left(\frac{E_1 + E_2}{2}\right)^2 = 259,6 cm^4$$

$$C_1 = \frac{E_1 + E_2}{4} = 9,75 \text{ cm}$$

$$S_{Fn} = \frac{M_n \times C_1}{I_n} = 20.364,3 \times 9,75 / 259,6 = 764,38 \text{ kp/cm}^2 < 0,66 \times 260001716 \text{kp/cm}^2$$

19.8.- PERNOS DE ANCLAJE

1º) .- CASO DE CARGA LONGITUDINAL

a).- Si $Q_o > Q_L$ NO OCURRE LEVANTAMIENTO y un número mínimo de pernos y de dimensión deberá colocarse.
$Q_0 = 4800kp$
$Q_L = 2696,6\ kp$
NO OCURRE LEVANTAMIENTO PERO COLOCAMOS 4 PERNOS (2 EN CADA EXTREMO)

ANEXO

A-1 TABLA DE PERNOS

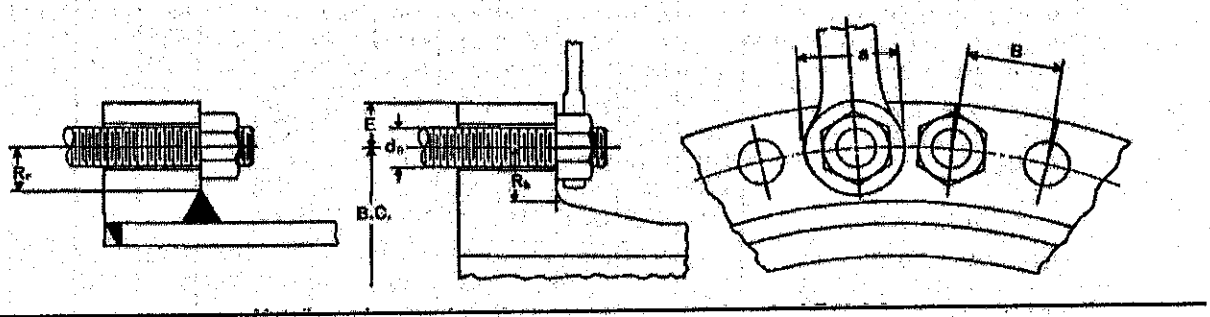
(All Dimensions in Millimeters Unless Noted)

Bolt Size d_B	Threads		Nut Dimensions		Bolt Spacing B	Radial Distance R_H	Radial Distance R_V	Edge Distance E	Bolt Size d_B
	Pitch	Root Area (mm^2)	Across Flats	Across Corners					
M12	1.75	72.398	21.00	24.25	31.75	20.64	15.88	15.88	M12
M16	2.00	138.324	27.00	31.18	44.45	28.58	20.64	20.64	M16
M20	2.50	217.051	34.00	39.26	52.39	31.75	23.81	23.81	M20
M22	2.50	272.419	36.00	41.57	53.98	33.34	25.40	25.40	M22
M24	3.00	312.748	41.00	47.34	58.74	36.51	28.58	28.58	M24
M27	3.00	413.852	46.00	53.12	63.50	38.10	29.00	29.00	M27
M30	3.50	502.965	50.00	57.74	73.03	46.04	33.34	33.34	M30
M36	4.00	738.015	60.00	69.28	84.14	53.97	39.69	39.69	M36
M42	4.50	1018.218	70.00	80.83	100.00	61.91		49.21	M42
M48	5.00	1342.959	80.00	92.38	112.71	68.26		55.56	M48
M56	5.50	1862.725	90.00	103.92	127.00	76.20		63.50	M56
M64	6.00	2467.150	100.00	115.47	139.70	84.14		66.68	M64
M72	6.00	3221.775	110.00	127.02	155.58	88.90		69.85	M72
M80	6.00	4076.831	120.00	138.56	166.69	93.65		74.61	M80
M90	6.00	5287.085	135.00	155.88	188.91	107.95		84.14	M90
M100	6.00	6651.528	150.00	173.21	207.96	119.06		93.66	M100

A-1 TABLA DE PERNOS

Bolt Size d	Standard Thread No. of Threads	Standard Thread Root Area	8-thread Series No. of Threads	8-thread Series Root Area	Bolt Spacing* Minimum B_c	Bolt Spacing* Preferred	Radial Distance R	Edge Distance E	Nut Dimension (across flats)	Fillet Radius r
¼″	13	0.126	No. 8		1¼″	3″	13/16″	5/8″	7/8″	¼ ″
5/16″	11	0.202	thread		1⅝	3	15/16	¾	11/16	1/16
⅜″	10	0.302	series		1⅞	3	1 1/16	13/16	1¼	3/16
7/16″	9	0.419	below 1″		2 1/16	3	1 1/16	15/16	1 1/16	3/16
1″	8	0.551	8	0.551	2¼	3	1⅜	1 1/16	1⅝	1/16
1⅛″	7	0.693	8	0.728	2½	3	1½	1⅛	1 13/16	1/16
1¼″	7	0.890	8	0.929	2 13/16	3	1¾	1¼	2	1/16
1⅜″	6	1.054	8	1.155	3 1/16		1⅞	1⅜	2 1/16	1/16
1½″	6	1.294	8	1.405	3⅓		2	1½	2⅜	⅛
1⅝″	5½	1.515	8	1.680	3⅔		2⅛	1⅝	2 5/16	⅛
1¾″	5	1.744	8	1.980	3¾		2¼	1¾	2¾	⅛
1⅞″	5	2.049	8	2.304	4		2⅜	1⅞	2 15/16	⅛
2″	4½	2.300	8	2.652	4⅓		2½	2	3⅛	1/16
2¼″	4½	3.020	8	3.423	4¾		2¾	2¼	3⅝	1/16
2½″	4	3.715	8	4.292	5¼		3 1/16	2⅝	3¼	1/16
2¾″	4	4.618	8	5.259	5¾		3⅛	2⅞	4¼	⅛
3″	4	5.621	8	6.324	6¼		3⅝	2⅞	4⅝	1/16

* B_c = center-to-center distance between bolts, inches



A-2 TABLAS DE MODULOS DE ELASTICIDAD

TABLE D-10 M
MODULUS OF ELASTICITY

TEMP. DEG. C. / MATERIAL	kPa X 10^{+6}												
	21.1	37.8	93.3	148.9	204.4	260.0	315.6	371.1	426.7	482.2	537.8	593.3	648.9
C STL, C-MO, MN-MO	201.3	199.9	196.5	193.1	188.9	186.2	182.0	174.4	164.8	153.1	138.6	122.7	105.5
AUSTENITIC STN STL	195.1	193.7	190.3	186.2	182.7	177.9	174.4	171.0	166.2	162.0	157.2	152.4	146.2
LOW CHROMES THRU 2%	204.8	203.4	199.9	196.5	192.4	189.6	185.5	181.3	175.8	171.0	164.8	158.6	150.3
2-1/4 CR-1 MO & 3 CR-1 MO	211.0	209.6	205.5	202.7	198.6	195.1	191.0	186.8	181.3	176.5	169.6	163.4	155.1
INT CR-MO (5-9% CR)	213.0	211.7	207.5	204.8	199.9	197.2	193.1	188.2	180.0	170.3	156.5	140.7	125.5
12, 13, 15 & 17% CR	201.3	199.9	196.5	192.4	188.2	184.1	180.0	176.5	170.3	160.0	148.2	131.7	114.5
LOW NI STEELS THRU 3-1/2%	191.7	190.3	186.8	184.1	180.0	177.2	173.7	169.6	158.6	147.5	135.8	120.7	105.5
NI-CU ALLOY 400 (N04400)	179.3	177.9	175.1	172.4	170.3	167.5	166.2	163.4	159.3	155.8	152.4	149.6	146.2
90-10 CU-NI (C70600)	124.1	123.4	121.3	119.3	116.5	114.5	110.3	106.2					
ALUMINUM	68.9	68.3	66.2	63.4	60.0	55.8							
NI-CR-FE ALLOY 600 (N06600)	213.7	212.4	208.2	206.2	203.4	199.9	197.9	194.4	190.3	186.2	182.0	176.6	174.4
NI-FE-CR (N08800 & N08810)	196.5	195.1	191.7	188.9	186.8	183.4	182.0	178.6	175.1	171.0	166.9	164.1	160.0
NI-MO ALLOY B (N10001)	214.4	213.0	208.9	206.2	203.4	200.6	198.6	195.1	191.0	186.8	182.0	179.3	174.4
NI-MO-CR ALLOY C-276 (N10276)	205.5	204.1	200.6	197.2	195.1	192.4	190.3	186.8	182.7	178.6	174.4	171.7	167.5
NICKEL 200 (N02200)	206.8	205.5	202.0	198.6	196.5	193.7	191.7	188.2	184.1	180.0	175.8	173.1	168.9
COPPER & AL-BRONZE	117.2	116.5	114.5	112.4	110.3	107.6	104.1	100.0					
COMMERCIAL BRASS	103.4	102.7	100.7	99.3	97.2	95.1	92.4	88.3					
ADMIRALTY	110.3	109.6	107.6	106.2	103.4	101.4	97.9	94.5					
TITANIUM	106.9	106.2	103.4	100.7	98.5	91.7	86.9	82.0	77.2				
70-30 CU-NI (C71500)	151.7	151.0	148.2	145.5	142.7	139.3	135.1	129.6					
NI-MO ALLOY B-2 (N10665)	216.5	215.1	211.0	207.5	205.5	202.0	199.9	197.2	192.4	188.2	184.1	180.6	176.5
NI-FE-CR-MO-CU (N08825)	193.1	191.7	188.2	185.5	183.4	180.6	178.6	175.8	171.7	168.2	164.1		
MUNTZ (C36500)	103.4	102.7	100.7	99.3	97.2	95.1	92.4	88.2					
ZIRCONIUM (R60702)	99.3	95.8	92.4	85.5	79.3	73.8	68.3						
NI-CR-MO-CB (N06625)	206.8	202.0	198.6	196.5	193.7	191.7	188.2	184.1	180.0	175.8	173.1	168.9	165.5
7 MO (S32900)	199.9	198.6	193.1	189.6									
7 MO PLUS (S32950)	199.9												
TP 439 STN STL	199.9												
AL-6XN STN STL (N08367)	195.1	193.7	188.9	184.8	180.0	175.8	171.0	166.2	161.3	157.2	152.4		
AL-29-4-2	199.9												
SEA-CURE	213.7												
2205 (S31803)	199.9	198.5	194.4	190.3	186.1	183.4	180.6						
3RE60 (S31500)	199.9	197.9	189.6	184.8	179.2	174.4	168.9	164.1	158.6				

A-3 TABLAS DEL RATING PRESION –TEMPERATURA PARA ACCESORIOS Y BRIDAS

TABLE 1A LIST OF MATERIAL SPECIFICATIONS

Material Group	Nominal Designation	Pressure–Temperature Rating Table	Applicable ASTM Specifications[1]		
			Forgings	Castings	Plates (CHAPAS)
1.1	C–Si C–Mn–Si C–Mn–Si–V	2-1.1	A 105 A 350 Gr. LF2 A 350 Gr. LF6 Cl. 1	A 216 Gr. WCB	A 515 Gr. 70 A 516 Gr. 70 A 537 Cl. 1
1.2	C–Mn–Si C–Mn–Si–V 2½Ni 3½Ni	2-1.2	A 350 Gr. LF6 Cl. 2 A 350 Gr. LF3	A 216 Gr. WCC A 352 Gr. LCC A 352 Gr. LC2 A 352 Gr. LC3	A 203 Gr. B A 203 Gr. E
1.3	C–Si C–Mn–Si 2½Ni 3½Ni	2-1.3		A 352 Gr. LCB	A 515 Gr. 65 A 516 Gr. 65 A 203 Gr. A A 203 Gr. D
1.4	C–Si C–Mn–Si	2-1.4	A 350 Gr. LF1 Cl. 1		A 515 Gr. 60 A 516 Gr. 60
1.5	C–½Mo	2-1.5	A 182 Gr. F1	A 217 Gr. WC1 A 352 Gr. LC1	A 204 Gr. A A 204 Gr. B
1.7	C–½Mo ½Cr–½Mo Ni–¼Cr–½Mo ¾Ni–¾Cr–1Mo	2-1.7	A 182 Gr. F2	A 217 Gr. WC4 A 217 Gr. WC5	A 204 Gr. C
1.9	1Cr–½Mo 1¼Cr–½Mo 1¼Cr–½Mo–Si	2-1.9	A 182 Gr. F12 Cl. 2 A 182 Gr. F11 Cl. 2	A 217 Gr. WC6	A 387 Gr. 11 Cl. 2
1.10	2¼Cr–1Mo	2-1.10	A 182 Gr. F22 Cl. 3	A 217 Gr. WC9	A 387 Gr. 22 Cl. 2
1.13	5Cr–½Mo	2-1.13	A 182 Gr. F5 A 182 Gr. F5a	A 217 Gr. C5	
1.14	9Cr–1Mo	2-1.14	A 182 Gr. F9	A 217 Gr. C12	
1.15	9Cr–1Mo–V	2-1.15	A 182 Gr. F91	A 217 Gr. C12A	A 387 Gr. 91 Cl. 2
2.1	18Cr–8Ni	2-2.1	A 182 Gr. F304 A 182 Gr. F304H	A 351 Gr. CF3 A 351 Gr. CF8	A 240 Gr. 304 A 240 Gr. 304H
2.2	16Cr–12Ni–2Mo 18Cr–13Ni–3Mo 19Cr–10Ni–3Mo	2-2.2	A 182 Gr. F316 A 182 Gr. F316H	A 351 Gr. CF3M A 351 Gr. CF8M A 351 Gr. CG8M	A 240 Gr. 316 A 240 Gr. 316H A 240 Gr. 317
2.3	18Cr–8Ni 16Cr–12Ni–2Mo	2-2.3	A 182 Gr. F304L A 182 Gr. F316L		A 240 Gr. 304L A 240 Gr. 316L
2.4	18Cr–10Ni–Ti	2-2.4	A 182 Gr. F321 A 182 Gr. F321H		A 240 Gr. 321 A 240 Gr. 321H

ACERO AL CARBONO

PEQUEÑA ALEACIÓN

INOXIDABLE

TABLE 1A MAY BE MATERIAL SPECIFICATIONS (NOTE (1))

Material Group	Nominal Designation	Pressure-Temperature Rating Table	Applicable ASTM Specifications[1]		
			Forgings	Castings	Plates
2.5	18Cr–10Ni–Cb	2-2.5	A 182 Gr. F347 A 182 Gr. F347H A 182 Gr. F348 A 182 Gr. F348H	A 351 Gr. CF8C	A 240 Gr. 347 A 240 Gr. 347H A 240 Gr. 348 A 240 Gr. 348H
2.6	25Cr–12Ni 23Cr–12Ni	2-2.6		A 351 Gr. CH8 A 351 Gr. CH20	 A 240 Gr. 309S A 240 Gr. 309H
2.7	25Cr–20Ni	2-2.7	A 182 Gr. F310	A 351 Gr. CK20	A 240 Gr. 310S A 240 Gr. 310H
2.8	20Cr–18Ni–6Mo 22Cr–5Ni–3Mo–N 25Cr–7Ni–4Mo–N 24Cr–10Ni–4Mo–V 25Cr–5Ni–2Mo–3Cu 25Cr–7Ni–3.5Mo–W–Cb 25Cr–7Ni–3.5Mo–N–Cu–W	2-2.8	A 182 Gr. F44 A 182 Gr. F51 A 182 Gr. F53 A 182 Gr. F55	A 351 Gr. CK3MCuN A 351 Gr. CE8MN A 351 Gr. CD4MCu A 351 Gr. CD3MWCuN	A 240 Gr. S31254 A 240 Gr. S31803 A 240 Gr. S32750 A 240 Gr. S32760
3.1	35Ni–35Fe–20Cr–Cb	2-3.1	B 462 Gr. N08020		B 463 Gr. N08020
3.2	99.0Ni	2-3.2	B 160 Gr. N02200		B 162 Gr. N02200
3.3	99.0Ni–Low C	2-3.3	B 160 Gr. N02201		B 162 Gr. N02201
3.4	67Ni–30Cu 67Ni–30Cu–S	2-3.4	B 564 Gr. N04400 B 164 Gr. N04405		B 127 Gr. N04400
3.5	72Ni–15Cr–8Fe	2-3.5	B 564 Gr. N06600		B 168 Gr. N06600
3.6	33Ni–42Fe–21Cr	2-3.6	B 564 Gr. N08800		B 409 Gr. N08800
3.7	65Ni–28Mo–2Fe	2-3.7	B 335 Gr. N10665		B 333 Gr. N10665
3.8	54Ni–16Mo–15Cr 60Ni–22Cr–9Mo–3.5Cb 62Ni–28Mo–5Fe 70Ni–16Mo–7Cr–5Fe 61Ni–16Mo–16Cr 42Ni–21.5Cr–3Mo–2.3Cu	2-3.8	B 564 Gr. N10276 B 564 Gr. N06625 B 335 Gr. N10001 B 573 Gr. N10003 B 574 Gr. N06455 B 564 Gr. N08825		B 575 Gr. N10276 B 443 Gr. N06625 B 333 Gr. N10001 B 434 Gr. N10003 B 575 Gr. N06455 B 424 Gr. N08825
3.9	47Ni–22Cr–9Mo–18Fe	2-3.9	B 672 Gr. N08002		B 435 Gr. N06002
3.10	25Ni–46Fe–21Cr–5Mo	2-3.10	B 672 Gr. N08700		B 599 Gr. N08700
3.11	44Fe–25Ni–21Cr–Mo	2-3.11	B 649 Gr. N08904		B 625 Gr. N08904
3.12	26Ni–43Fe–22Cr–5Mo 47Ni–22Cr–20Fe–7Mo	2-3.12	B 621 Gr. N08320 B 581 Gr. N06985		B 620 Gr. N08320 B 582 Gr. N06985

TABLE 1A LIST OF MATERIAL SPECIFICATIONS (CONT'D)

Material Group	Nominal Designation	Pressure-Temperature Rating Table	Applicable ASTM Specifications[1]		
			Forgings	Castings	Plates
3.13	49Ni–25Cr–18Fe–6Mo Ni–Fe–Cr–Mo–Low Cu	2-3.13	B 581 Gr. N06975 B 564 Gr. N08031		B 582 Gr. N06975 B 625 Gr. N08031
3.14	47Ni–22Cr–19Fe–6Mo	2-3.14	B 581 Gr. N06007		B 582 Gr. N06007
3.15	33Ni–42Fe–21Cr	2-3.15	B 564 Gr. N08810		B 409 Gr. N08810
3.16	35Ni–19Cr–1¼Si	2-3.16	B 511 Gr. N08330		B 536 Gr. N08330
3.17	29Ni–20.5Cr–3.5Cu–2.5Mo	2-3.17		A 351 Gr. CN7M	

GENERAL NOTES:
(a) For temperature limitations, see Notes in Table 2.
(b) Plate materials are listed only for use as blind flanges (see para. 5.1). Additional plate materials listed in ASME B16.34 may also be used with corresponding B16.34 Standard Class ratings.
(c) Material Groups not listed in Table 1A are intended for use in valves. See ASME B16.34.

NOTE:
(1) ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section II materials, which also meet the requirements of the listed ASTM specifications, may also be used.

TABLES 2
PRESSURE–TEMPERATURE RATINGS FOR GROUPS 1.1 THROUGH 3.17 MATERIALS

RATINGS DE PRESIÓN Y TEMPERATURA PARA LOS MATERIALES COMPRENDIDOS DEL GRUPO 1.1 AL 3.17

TABLE 2-1.1 RATINGS FOR GROUP 1.1 MATERIALS

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
C–Si	A 105 (1)	A 216 Gr. WCB (1)	A 516 Gr. 70 (1)
C–Mn–Si	A 350 Gr. LF2 (1)		A 516 Gr. 70 (1)(2) A 537 Cl. 1 (3)
C–Mn–Si–V	A 350 Gr. LF6 Cl. 1 (4)		

NOTES:
(1) Upon prolonged exposure to temperatures above 800°F, the carbide phase of steel may be converted to graphite. Permissible, but not recommended for prolonged use above 800°F.
(2) Not to be used over 850°F.
(3) Not to be used over 700°F.
(4) Not to be used over 500°F.

Class Temp., °F	WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig						
	150	300	400	600	900	1500	2500
-20 to 100	285	740	990	1480	2220	3705	6170
200	260	675	900	1350	2025	3376	5625
300	230	655	875	1315	1970	3280	5470
400	200	635	845	1270	1900	3170	5280
500	170	600	800	1200	1795	2995	4990
600	140	550	730	1095	1640	2735	4560
650	125	535	715	1075	1610	2685	4475
700	110	535	710	1065	1600	2665	4440
750	95	505	670	1010	1510	2520	4200
800	80	410	550	825	1235	2060	3430
850	65	270	355	535	805	1340	2230
900	50	170	230	345	515	860	1430
950	35	105	140	205	310	515	860
1000	20	50	70	105	155	260	430

TABLE 2-1.2 RATINGS FOR GROUP 1.2 MATERIALS

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
C–Mn–Si		A 216 Gr. WCC (1) A 352 Gr. LCC (2)	
C–Mn–Si–V	A 350 Gr. LF6 Cl. 2 (3)		
2½Ni		A 352 Gr. LC2	A 203 Gr. B (1)
3½Ni	A 350 Gr. LF3	A 352 Gr. LC3	A 203 Gr. E (1)

NOTES:
(1) Upon prolonged exposure to temperatures above 800°F, the carbide phase of steel may be converted to graphite. Permissible, but not recommended for prolonged use above 900°F.
(2) Not to be used over 650°F.
(3) Not to be used over 500°F.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig

Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
-20 to 100	290	750	1000	1500	2250	3750	6250
200	260	750	1000	1500	2250	3750	6250
300	230	730	970	1455	2185	3640	6070
400	200	705	940	1410	2115	3530	5890
500	170	665	885	1330	1995	3325	5540
600	140	605	805	1210	1815	3025	5040
650	125	590	785	1175	1765	2940	4905
700	110	570	755	1135	1705	2840	4730
750	95	505	670	1010	1510	2520	4200
800	80	410	550	825	1235	2060	3430
850	65	270	355	535	805	1340	2230
900	50	170	230	345	515	860	1430
950	35	105	140	205	310	515	860
1000	20	50	70	105	155	260	430

TABLE 2-1.3 RATINGS FOR GROUP 1.3 MATERIALS

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
C–Si		A 352 Gr. LCB (3)	A 515 Gr. 65 (1)
C–Mn–Si			A 516 Gr. 65 (1)(2)
2½Ni			A 203 Gr. A (1)
3½Ni			A 203 Gr. D (1)

NOTES:
(1) Upon prolonged exposure to temperatures above 800°F, the carbide phase of steel may be converted to graphite. Permissible, but not recommended for prolonged use above 800°F.
(2) Not to be used over 850°F.
(3) Not to be used over 650°F.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig

Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
−20 to 100	285	695	925	1390	2085	3470	5785
200	250	655	875	1315	1970	3280	5470
300	230	640	850	1275	1915	3190	5315
400	200	620	825	1235	1850	3085	5145
500	170	585	775	1165	1745	2910	4850
600	140	535	710	1065	1600	2665	4440
650	125	525	695	1045	1570	2615	4355
700	110	520	690	1035	1555	2590	4320
750	95	475	630	945	1420	2365	3945
800	80	390	520	780	1175	1955	3260
850	65	270	355	535	805	1340	2230
900	50	170	230	345	515	860	1430
950	35	105	140	205	310	515	860
1000	20	60	70	105	165	260	430

TABLE 2-1.4 RATINGS FOR GROUP 1.4 MATERIALS

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
C–Si			A 515 Gr. 60 (1)
C–Mn–Si	A 350 Gr. LF1, Cl. 1 (1)		A 516 Gr. 60 (1)(2)

NOTES:
(1) Upon prolonged exposure to temperatures above 800°F, the carbide phase of steel may be converted to graphite. Permissible, but not recommended for prolonged use above 800°F.
(2) Not to be used over 850°F.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig

Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
–20 to 100	235	620	825	1235	1850	3085	5145
200	215	560	750	1125	1685	2810	4680
300	210	550	730	1095	1640	2735	4560
400	200	530	705	1060	1585	2645	4405
500	170	500	665	995	1495	2490	4150
600	140	455	610	915	1370	2285	3905
650	125	450	600	895	1345	2245	3740
700	110	450	600	895	1345	2245	3740
750	95	445	590	885	1325	2210	3685
800	80	370	495	740	1110	1850	3085
850	65	270	355	535	805	1340	2230
900	50	170	230	345	515	860	1430
950	35	105	140	205	310	515	850
1000	20	50	70	105	155	260	430

Reprinted from ASME B16.5-1996 and 1998, by permission of The American Society of Mechanical Engineers. All rights reserved

TABLE 2-1.4 RATINGS FOR GROUP 1.4 MATERIALS

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
C–Si			A 515 Gr. 60 (1)
C–Mn–Si	A 350 Gr. LF1, Cl. 1 (1)		A 516 Gr. 60 (1)(2)

NOTES:
(1) Upon prolonged exposure to temperatures above 800°F, the carbide phase of steel may be converted to graphite. Permissible, but not recommended for prolonged use above 800°F.
(2) Not to be used over 850°F.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig

Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
–20 to 100	235	620	825	1235	1850	3085	5145
200	215	560	750	1125	1685	2810	4680
300	210	550	730	1095	1640	2735	4560
400	200	530	705	1060	1585	2645	4405
500	170	500	665	995	1495	2490	4150
600	140	455	610	915	1370	2285	3805
650	125	450	600	895	1345	2245	3740
700	110	450	600	895	1345	2245	3740
750	95	445	590	885	1325	2210	3685
800	80	370	496	740	1110	1850	3085
850	65	270	355	535	805	1340	2230
900	50	170	230	345	515	860	1430
950	35	105	140	205	310	515	860
1000	20	50	70	105	155	260	430

Reprinted from ASME B16.5-1996 and 1998, by permission of The American Society of Mechanical Engineers. All rights reserved

TABLE 2-1.5 RATINGS FOR GROUP 1.5 MATERIALS

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
C–½Mo	A 182 Gr. F1 (1)	A 217 Gr. WC1 (1)(2) A 352 Gr. LC1 (3)	A 204 Gr. A (1) A 204 Gr. B (1)

NOTES:
(1) Upon prolonged exposure to temperatures above 875°F, the carbide phase of carbon-molybdenum steel may be converted to graphite. Permissible, but not recommended for prolonged use above 875°F.
(2) Use normalized and tempered material only.
(3) Not to be used over 650°F.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig

Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
–20 to 100	265	695	925	1390	2085	3470	5785
200	260	680	905	1360	2035	3395	5660
300	230	655	870	1305	1955	3260	5435
400	200	640	855	1290	1920	3200	5330
500	170	620	830	1245	1865	3105	5180
600	140	605	806	1210	1815	3025	5040
650	125	590	785	1175	1765	2940	4905
700	110	570	755	1135	1705	2840	4730
750	95	530	710	1065	1595	2660	4430
800	80	510	675	1015	1525	2540	4230
850	65	485	650	975	1460	2435	4060
900	50	450	600	900	1350	2245	3745
950	35	280	375	560	845	1405	2345
1000	20	165	220	330	495	825	1370

TABLE 2-1.7 RATINGS FOR GROUP 1.7 MATERIALS

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
C–½Mo			A 204 Gr. C (1)
½Cr–½Mo	A 182 Gr. F2 (3)		
Ni–½Cr–½Mo		A 217 Gr. WC4 (2)(3)	
¾Ni–¾Cr–1Mo		A 217 Gr. WC5 (2)	

NOTES:
(1) Upon prolonged exposure to temperatures above 875°F, the carbide phase of carbon-molybdenum steel may be converted to graphite. Permissible, but not recommended for prolonged use above 875°F.
(2) Use normalized and tempered material only.
(3) Not to be used over 1000°F.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig

Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
-20 to 100	290	750	1000	1500	2250	3750	6250
200	260	750	1000	1500	2250	3750	6250
300	230	720	965	1445	2165	3610	6015
400	200	695	925	1385	2080	3465	5775
500	170	665	885	1330	1995	3325	5540
600	140	605	805	1210	1815	3025	5040
650	125	590	785	1175	1765	2940	4905
700	110	570	755	1135	1705	2840	4730
750	95	530	710	1065	1595	2660	4430
800	80	510	675	1015	1525	2540	4230
850	65	485	650	975	1460	2435	4060
900	50	450	600	900	1350	2245	3745
950	35	315	420	630	945	1575	2630
1000	20	200	270	405	605	1010	1685
1050	...	160	210	315	475	790	1315

TABLE 2-1.9 RATINGS FOR GROUP 1.9 MATERIALS

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
1Cr–½Mo	A 182 Gr. F12 Cl. 2 (1)(2)		
1¼Cr–½Mo		A 217 Gr. WC6 (1)(3)	
1¼Cr–½Mo	A 182 Gr. F11 Cl. 2 (1)(2)		A 387 Gr. 11 Cl. 2 (2)

NOTES:
(1) Use normalized and tempered material only.
(2) Permissible, but not recommended for prolonged use above 1100°F.
(3) Not to be used over 1100°F.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig

Class ... Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
−20 to 100	290	750	1000	1500	2250	3750	6250
200	260	750	1000	1500	2250	3750	6250
300	230	720	965	1445	2165	3610	6015
400	200	695	925	1385	2080	3465	5775
500	170	665	886	1330	1995	3325	5540
600	140	605	805	1210	1815	3025	5040
650	125	590	785	1175	1765	2940	4905
700	110	570	755	1135	1705	2840	4730
750	95	530	710	1065	1595	2660	4430
800	80	510	675	1015	1525	2540	4230
850	65	485	650	975	1460	2435	4060
900	50	450	600	900	1350	2245	3745
950	35	320	425	640	955	1595	2655
1000	20	215	290	430	650	1080	1800
1050	...	145	190	290	430	720	1200
1100	...	95	130	190	290	480	800
1150	...	60	80	125	185	310	515
1200	...	40	50	75	115	190	315

TABLE 2-1.10 RATINGS FOR GROUP 1.10 MATERIALS

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
2¼Cr–1Mo	A 182 Gr. F22 Cl. 3 (2)	A 217 Gr. WC9 (1)(3)	A 387 Gr. 22 Cl. 2 (2)

NOTES:
(1) Use normalized and tempered material only.
(2) Permissible, but not recommended for prolonged use above 1100°F.
(3) Not to be used over 1100°F.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig

Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
–20 to 100	290	750	1000	1500	2250	3750	6250
200	260	750	1000	1500	2250	3750	6250
300	230	730	970	1455	2185	3640	6070
400	200	705	940	1410	2115	3530	5890
500	170	665	885	1330	1995	3325	5540
600	140	605	805	1210	1815	3025	5040
650	125	590	785	1175	1765	2940	4905
700	110	570	755	1135	1705	2840	4730
750	95	530	710	1065	1595	2660	4430
800	80	510	675	1015	1525	2540	4230
850	65	485	650	975	1460	2435	4060
900	50	450	600	900	1350	2245	3745
950	35	375	505	755	1130	1885	3145
1000	20	280	345	520	780	1305	2170
1050	...	175	235	350	525	875	1455
1100	...	110	145	220	330	550	915
1150	...	70	90	135	205	345	570
1200	...	40	55	80	125	205	345

TABLE 2-1.13 RATINGS FOR GROUP 1.13 MATERIALS

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
5Cr–½Mo	A 182 Gr. F5 A 182 Gr. F5a	A 217 Gr. C5 (1)	

NOTE:
(1) Use normalized and tempered material only.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig

Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
–20 to 100	290	750	1000	1500	2250	3750	6250
200	260	745	995	1490	2235	3725	6205
300	230	715	955	1430	2150	3580	5965
400	200	705	940	1410	2115	3530	5880
500	170	665	885	1330	1995	3325	5540
600	140	605	805	1210	1815	3025	5040
650	125	590	785	1175	1765	2940	4905
700	110	570	755	1135	1705	2840	4730
750	95	530	705	1055	1585	2640	4400
800	80	510	675	1015	1525	2540	4230
850	65	485	645	965	1450	2415	4030
900	50	370	495	740	1110	1850	3085
950	35	275	365	550	825	1370	2285
1000	20	200	265	400	595	995	1655
1050	...	145	190	290	430	720	1200
1100	...	100	135	200	300	495	830
1150	...	60	80	125	185	310	515
1200	...	35	45	70	105	170	285

TABLE 2-1.14 RATINGS FOR GROUP 1.14 MATERIALS

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
9Cr–1Mo	A 182 Gr. F9	A 217 Gr. C12 (1)	

NOTE:
(1) Use normalized and tempered material only.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig

Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
–20 to 100	290	750	1000	1500	2250	3750	6250
200	260	750	1000	1500	2250	3750	6250
300	230	730	970	1455	2185	3640	6070
400	200	705	940	1410	2115	3530	5880
500	170	665	885	1330	1995	3325	5540
600	140	605	805	1210	1815	3025	5040
650	125	590	785	1175	1765	2940	4905
700	110	570	755	1135	1705	2840	4730
750	95	530	710	1065	1595	2660	4430
800	80	510	675	1015	1525	2540	4230
850	65	485	650	975	1460	2435	4060
900	50	450	600	900	1350	2245	3745
950	35	375	505	755	1130	1885	3145
1000	20	255	340	505	760	1270	2115
1050	...	170	230	345	515	855	1430
1100	...	115	150	225	340	565	945
1150	...	75	100	150	225	375	630
1200	...	50	70	105	155	255	430

TABLE 2-1.15 RATINGS FOR GROUP 1.15 MATERIALS

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
9Cr–1Mo–V	A 182 Gr. F91	A 217 Gr. C12A	A 387 Gr. 91 Cl. 2

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig

Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
–20 to 100	290	750	1000	1500	2250	3750	6250
200	260	750	1000	1500	2250	3750	6250
300	230	730	970	1455	2185	3640	6070
400	200	705	940	1410	2115	3530	5880
500	170	665	885	1330	1995	3325	5540
600	140	605	805	1210	1815	3025	5040
650	125	590	785	1175	1765	2940	4905
700	110	570	755	1135	1705	2840	4730
750	95	530	710	1065	1595	2660	4430
800	80	510	675	1015	1525	2540	4230
850	65	495	650	975	1460	2435	4060
900	50	450	600	900	1350	2245	3745
950	35	385	515	775	1160	1930	3220
1000	20	365	485	725	1090	1820	3030
1050	...	350	480	720	1080	1800	3000
1100	...	300	400	605	905	1510	2515
1150	...	225	295	445	670	1115	1855
1200	...	145	190	290	430	720	1200

TABLE 2-2.1 RATINGS FOR GROUP 2.1 MATERIALS

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
18Cr–8Ni	A 182 Gr. F304 (1)	A 351 Gr. CF3 (2)	A 240 Gr. 304 (1)
	A 182 Gr. F304H	A 351 Gr. CF8 (1)	A 240 Gr. 304H

NOTES:
(1) At temperatures over 1000°F, use only when the carbon content is 0.04% or higher.
(2) Not to be used over 800°F.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig

Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
-20 to 100	275	720	960	1440	2160	3600	6000
200	230	600	800	1200	1800	3000	5000
300	205	540	720	1080	1620	2700	4500
400	190	495	660	995	1490	2485	4140
500	170	465	620	930	1395	2330	3880
600	140	435	580	875	1310	2185	3640
650	125	430	575	860	1290	2150	3580
700	110	425	565	850	1275	2125	3540
750	95	415	555	830	1245	2075	3460
800	80	405	540	805	1210	2015	3360
850	65	395	530	790	1190	1980	3300
900	50	390	520	780	1165	1945	3240
950	35	380	510	765	1145	1910	3180
1000	20	320	430	640	965	1605	2675
1050	...	310	410	615	925	1545	2570
1100	...	255	345	515	770	1285	2145
1150	...	200	265	400	595	995	1655
1200	...	155	205	310	465	770	1285
1250	...	115	150	225	340	565	945
1300	...	85	115	170	255	430	715
1350	...	60	80	125	185	310	515
1400	...	50	65	90	145	240	400
1450	...	35	45	70	105	170	285
1500	...	25	35	55	80	135	230

TABLE 2-2.2 RATINGS FOR GROUP 2.2 MATERIALS

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
16Cr–12Ni–2Mo	A 182 Gr. F316 (1) A 182 Gr. F316H	A 351 Gr. CF3M (2) A 351 Gr. CF8M (1)	A 240 Gr. 316 (1) A 240 Gr. 316H
18Cr–13Ni–3Mo			A 240 Gr. 317 (1)
19Cr–10Ni–3Mo		A 351 Gr. CG8M (3)	

NOTES:
(1) At temperatures over 1000°F, use only when the carbon content is 0.04% or higher.
(2) Not to be used over 850°F.
(3) Not to be used over 1000°F.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig

Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
–20 to 100	275	720	960	1440	2160	3600	6000
200	235	620	825	1240	1860	3095	5160
300	215	560	745	1120	1680	2795	4660
400	195	515	685	1025	1540	2570	4280
500	170	480	635	955	1435	2390	3980
600	140	450	600	900	1355	2255	3760
650	125	445	590	890	1330	2220	3700
700	110	430	580	870	1305	2170	3620
750	95	425	570	855	1280	2135	3560
800	80	420	565	845	1265	2110	3520
850	65	420	555	835	1255	2090	3480
900	50	415	555	830	1245	2075	3460
950	35	385	515	775	1160	1930	3220
1000	20	350	465	700	1050	1750	2915
1050	...	345	460	685	1030	1720	2865
1100	...	305	405	610	915	1525	2545
1150	...	235	315	475	710	1185	1970
1200	...	185	245	370	555	925	1545
1250	...	145	195	295	440	735	1230
1300	...	115	155	235	350	585	970
1350	...	95	130	190	290	480	800
1400	...	75	100	150	225	380	630
1450	...	60	80	115	175	290	485
1500	...	40	55	85	125	205	345

TABLE 2-2.3 RATINGS FOR GROUP 2.3 MATERIALS

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
16Cr–12Ni–2Mo	A 182 Gr. F316L		A 240 Gr. 316L
18Cr–8Ni	A 182 Gr. F304L (1)		A 240 Gr. 304L (1)

NOTE:
(1) Not to be used over 900°F.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig

Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
–20 to 100	230	600	800	1200	1800	3000	5000
200	195	505	675	1015	1520	2530	4220
300	175	455	605	910	1360	2270	3780
400	160	415	550	825	1240	2065	3440
500	145	380	510	765	1145	1910	3180
600	140	360	480	720	1080	1800	3000
650	125	350	470	700	1050	1750	2920
700	110	345	460	685	1030	1715	2860
750	95	335	450	670	1010	1680	2800
800	80	330	440	660	985	1645	2740
850	65	320	430	645	965	1610	2680

TABLE 2-2.5 RATINGS FOR GROUP 2.5 MATERIALS

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
18Cr–10Ni–Cb	A 182 Gr. F347 (2) A 182 Gr. F347H (1) A 182 Gr. F348 (2) A 182 Gr. F348H (1)	A 351 Gr. CF8C (3)	A 240 Gr. 347 (2) A 240 Gr. 347H (1) A 240 Gr. 348 (2) A 240 Gr. 348H (1)

NOTES:
(1) For temperatures over 1000°F, use only if the material is heat treated by heating to a minimum temperature of 2000°F.
(2) Not to be used over 1000°F.
(3) At temperatures over 1000°F, use the material only when the carbon content is 0.04% or higher.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig

Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
–20 to 100	275	720	960	1440	2160	3600	6000
200	255	660	880	1320	1980	3300	5500
300	230	615	820	1230	1845	3070	5120
400	200	575	765	1145	1720	2870	4780
500	170	540	720	1080	1620	2700	4500
600	140	515	685	1025	1540	2570	4280
650	125	505	670	1010	1510	2520	4200
700	110	495	660	990	1485	2470	4120
750	95	490	655	985	1475	2460	4100
800	80	485	650	975	1460	2435	4060
850	65	485	645	970	1455	2425	4040
900	50	450	600	900	1350	2245	3745
950	35	385	515	775	1160	1930	3220
1000	20	385	485	725	1090	1820	3030
1050	...	380	480	720	1080	1800	3000
1100	...	325	430	645	965	1610	2685
1150	...	275	365	550	825	1370	2285
1200	...	170	230	345	515	855	1430
1250	...	125	165	245	370	615	1030
1300	...	95	125	185	280	465	770
1350	...	70	90	135	205	345	570
1400	...	55	75	110	165	275	455
1450	...	40	55	80	125	205	345
1500	...	35	45	70	105	170	285

TABLE 2-2.6 RATINGS FOR GROUP 2.6 MATERIALS

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
23Cr–12Ni			A 240 Gr. 309S (1)(2)(3) A 240 Gr. 309H
25Cr–12Ni		A 351 Gr. CH8 (1) A 351 Gr. CH20 (1)	

NOTES:
(1) At temperatures over 1000°F, use only when the carbon content is 0.04% or higher.
(2) For temperatures above 1000°F, use only if the material solution is heat treated to the minimum temperature specified in the specification but not lower than 1900°F, and quenching in water or rapidly cooling by other means.
(3) This material should be used for service temperatures 1050°F and above only when assurance is provided that grain size is not finer than ASTM 6.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig							
Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
−20 to 100	260	670	895	1345	2015	3360	5600
200	230	605	805	1210	1815	3025	5040
300	220	570	760	1140	1705	2845	4740
400	200	535	710	1065	1600	2665	4440
500	170	505	670	1010	1510	2520	4200
600	140	480	635	955	1435	2390	3980
650	125	465	620	930	1395	2330	3880
700	110	455	610	910	1370	2280	3800
750	95	445	595	895	1340	2230	3720
800	80	435	580	870	1305	2170	3620
850	65	425	565	850	1275	2125	3540
900	50	415	555	830	1245	2075	3460
950	35	385	515	775	1160	1930	3220
1000	20	335	450	670	1010	1680	2800
1050	...	290	390	585	875	1460	2430
1100	...	225	300	445	670	1115	1860
1150	...	170	230	345	515	860	1430
1200	...	130	175	260	390	650	1085
1250	...	100	135	200	300	495	830
1300	...	80	105	160	235	395	660
1350	...	60	80	115	175	290	485
1400	...	45	60	90	135	225	370
1450	...	30	40	60	95	155	260
1500	...	25	30	50	70	120	200

TABLE 2-2.7 RATINGS FOR GROUP 2.7 MATERIALS

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
25Cr–20Ni	A 182 Gr. F310 (1)(3)	A 351 Gr. CK20 (1)	A 240 Gr. 310S (1)(2)(3) A 240 Gr. 310H

NOTES:
(1) At temperatures over 1000°F, use only when the carbon content is 0.04% or higher.
(2) For temperatures above 1000°F, use only if the material is heat treated by heating it to a temperature of at least 1900°F and quenching in water or rapidly cooling by other means.
(3) Service temperatures of 1050°F and above should be used only when assurance is provided that grain size is not finer than ASTM 6.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig							
Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
-20 to 100	260	670	895	1345	2015	3360	5600
200	235	605	810	1215	1820	3035	5060
300	220	570	760	1140	1705	2845	4740
400	200	535	715	1070	1605	2675	4460
500	170	505	675	1015	1520	2530	4220
600	140	480	640	960	1440	2400	4000
650	125	470	625	935	1406	2340	3900
700	110	455	610	910	1370	2280	3800
750	95	450	600	900	1345	2245	3740
800	80	435	580	875	1310	2185	3640
850	65	425	570	855	1280	2135	3560
900	50	420	555	835	1255	2090	3480
950	35	385	515	775	1160	1930	3220
1000	20	345	460	685	1030	1720	2865
1050	...	335	450	670	1010	1680	2800
1100	...	260	345	520	780	1305	2170
1150	...	190	250	375	565	945	1570
1200	...	135	185	275	410	685	1145
1250	...	105	135	205	310	515	855
1300	...	75	100	150	225	375	630
1350	...	60	80	115	175	290	485
1400	...	45	60	90	135	225	370
1450	...	35	45	65	100	165	275
1500	...	25	35	50	75	130	215

TABLE 2-2.4 RATINGS FOR GROUP 2.4 MATERIALS

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
18Cr–10Ni–Ti	A 182 Gr. F321 (2) A 182 Gr. F321H (1)		A 240 Gr. 321 (2) A 240 Gr. 321H (1)

NOTES:
(1) At temperatures over 1000°F, use only if the material is heat treated by heating to a minimum temperature of 2000°F.
(2) Not to be used over 1000°F.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig							
Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
–20 to 100	275	720	960	1440	2160	3600	6000
200	245	645	860	1290	1935	3230	5380
300	230	595	795	1190	1785	2975	4960
400	200	550	735	1105	1655	2760	4600
500	170	515	685	1030	1545	2570	4285
600	140	485	650	975	1460	2435	4060
650	125	480	635	955	1435	2390	3980
700	110	465	620	930	1395	2330	3880
750	95	460	610	915	1375	2290	3820
800	80	450	600	900	1355	2255	3760
850	65	445	595	895	1340	2230	3720
900	50	440	590	885	1325	2210	3680
950	35	385	515	775	1160	1930	3220
1000	20	355	475	715	1070	1785	2970
1050	...	315	415	625	940	1565	2605
1100	...	270	360	545	815	1360	2265
1150	...	235	315	475	710	1185	1970
1200	...	185	245	370	555	925	1545
1250	...	140	185	280	420	705	1170
1300	...	110	145	220	330	550	915
1350	...	85	115	170	255	430	715
1400	...	65	85	130	195	325	545
1450	...	50	70	105	155	255	430
1500	...	40	50	75	115	190	315

A.4 CONSTANTESDE BRIDAS

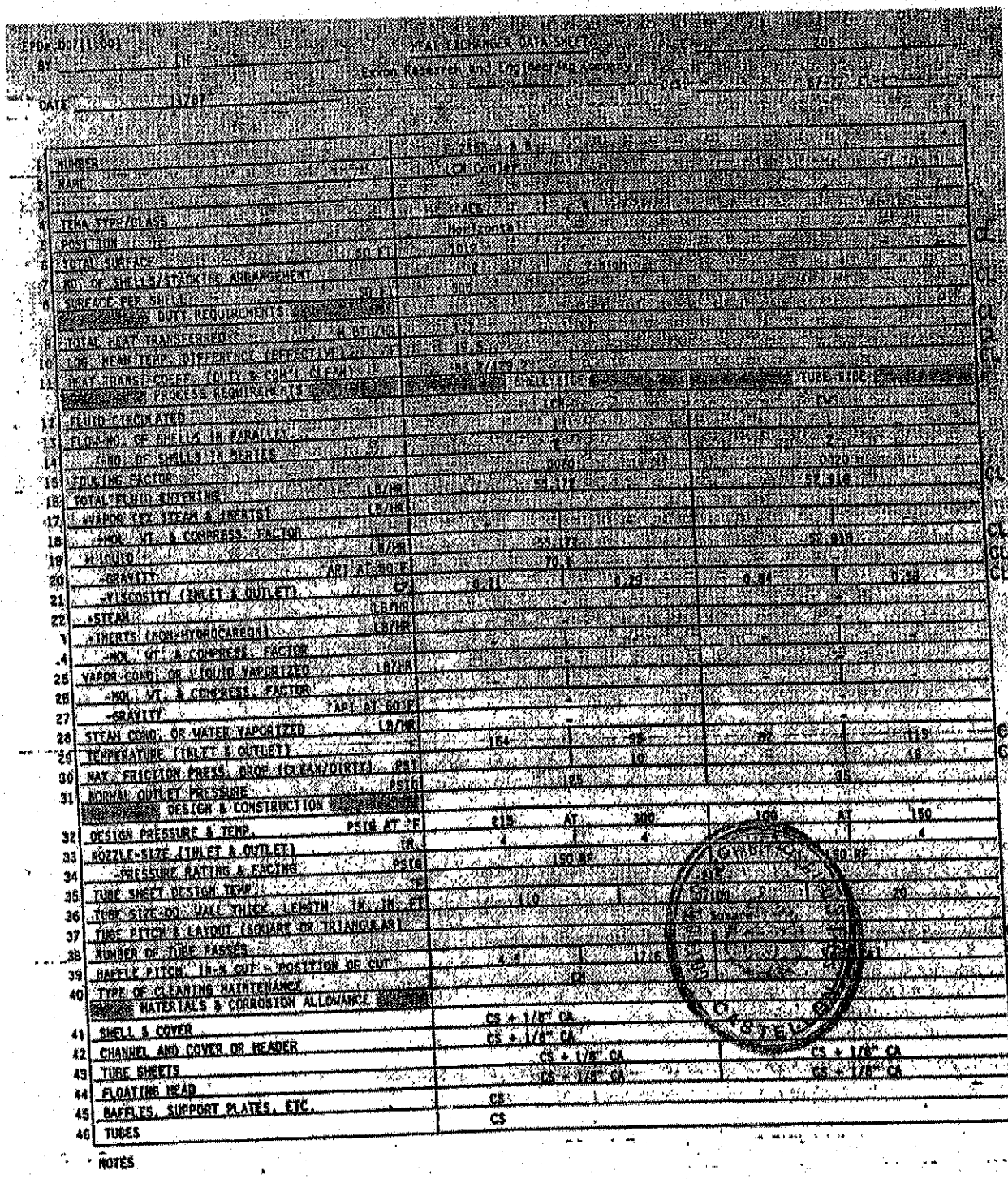
K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U
1.001	1.91	1000.50	1911.16	2100.16	1.046	1.90	22.05	42.75	46.99	1.091	1.88	11.52	22.22	24.41	1.136	1.86	7.88	15.26	16.77
1.002	1.91	500.50	956.16	1050.72	1.047	1.90	21.79	41.87	46.03	1.092	1.88	11.40	21.99	24.16	1.137	1.86	7.83	15.15	16.66
1.003	1.91	333.83	637.85	700.93	1.048	1.90	21.36	41.02	45.09	1.093	1.88	11.28	21.76	23.91	1.138	1.86	7.78	15.05	16.54
1.004	1.91	250.50	478.71	526.05	1.049	1.90	20.92	40.21	44.21	1.094	1.88	11.16	21.54	23.67	1.139	1.86	7.73	14.95	16.43
1.005	1.91	200.50	383.22	421.12	1.050	1.89	20.51	39.43	43.34	1.095	1.88	11.05	21.32	23.44	1.140	1.86	7.68	14.86	16.33
1.006	1.91	167.17	319.56	351.16	1.051	1.89	20.12	38.68	42.51	1.096	1.88	10.94	21.11	23.20	1.141	1.86	7.62	14.76	16.22
1.007	1.91	143.36	274.09	301.20	1.052	1.89	19.74	37.96	41.73	1.097	1.88	10.83	20.91	22.97	1.142	1.86	7.57	14.66	16.11
1.008	1.91	125.50	239.95	263.75	1.053	1.89	19.36	37.27	40.96	1.098	1.88	10.73	20.71	22.75	1.143	1.86	7.53	14.57	16.01
1.009	1.91	111.61	213.40	234.42	1.054	1.89	19.03	36.60	40.23	1.099	1.88	10.62	20.51	22.99	1.144	1.86	7.48	14.46	15.91
1.010	1.91	100.50	192.19	211.19	1.055	1.89	18.69	35.96	39.64	1.100	1.88	10.52	20.31	22.18	1.145	1.86	7.43	14.39	15.83
1.011	1.91	91.41	174.83	192.13	1.056	1.89	18.36	35.34	38.84	1.101	1.88	10.43	20.15	22.12	1.146	1.86	7.38	14.29	15.71
1.012	1.91	83.84	160.38	176.25	1.057	1.89	18.06	34.74	38.19	1.102	1.88	10.33	19.94	21.92	1.147	1.86	7.34	14.20	15.61
1.013	1.91	77.43	148.06	162.81	1.058	1.89	17.76	34.17	37.56	1.103	1.88	10.23	19.76	21.72	1.148	1.86	7.29	14.12	15.51
1.014	1.91	71.93	137.69	151.30	1.059	1.89	17.47	33.62	36.95	1.104	1.88	10.14	19.58	21.52	1.149	1.86	7.25	14.03	15.42
1.015	1.91	67.17	128.61	141.33	1.060	1.89	17.18	33.04	36.34	1.105	1.88	10.05	19.38	21.30	1.150	1.86	7.20	13.95	15.34
1.016	1.90	63.00	120.56	132.49	1.061	1.89	16.91	32.55	35.78	1.106	1.88	9.96	19.33	21.14	1.151	1.86	7.16	13.86	15.23
1.017	1.90	59.33	111.98	124.81	1.062	1.89	16.64	32.04	35.21	1.107	1.87	9.87	19.07	20.96	1.152	1.86	7.11	13.77	15.14
1.018	1.90	56.06	107.36	118.00	1.063	1.89	16.40	31.55	34.68	1.108	1.87	9.78	18.90	20.77	1.153	1.86	7.07	13.69	15.05
1.019	1.90	53.14	101.72	111.78	1.064	1.89	16.15	31.06	34.17	1.109	1.87	9.70	18.74	20.59	1.154	1.86	7.03	13.61	14.96
1.020	1.90	50.51	96.73	106.30	1.065	1.89	15.90	30.61	33.65	1.110	1.87	9.62	18.55	20.38	1.155	1.86	6.99	13.54	14.87
1.021	1.90	48.12	92.21	101.33	1.066	1.89	15.67	30.17	33.17	1.111	1.87	9.54	18.42	20.25	1.156	1.86	6.95	13.45	14.78
1.022	1.90	45.96	88.04	96.75	1.067	1.89	15.45	29.74	32.69	1.112	1.87	9.46	18.27	20.08	1.157	1.86	6.91	13.37	14.70
1.023	1.90	43.98	84.30	92.64	1.068	1.89	15.22	29.32	32.22	1.113	1.87	9.38	18.13	19.91	1.158	1.86	6.87	13.30	14.61
1.024	1.90	42.17	80.81	88.81	1.069	1.89	15.02	28.91	31.79	1.114	1.87	9.30	17.97	19.75	1.159	1.86	6.83	13.22	14.53
1.025	1.90	40.51	77.61	85.29	1.070	1.89	14.80	28.51	31.34	1.115	1.87	9.22	17.81	19.55	1.160	1.86	6.79	13.15	14.45
1.026	1.90	38.97	74.70	82.09	1.071	1.89	14.61	28.13	30.92	1.116	1.87	9.15	17.68	19.43	1.161	1.85	6.75	13.07	14.38
1.027	1.90	37.54	71.97	79.06	1.072	1.89	14.41	27.76	30.51	1.117	1.87	9.07	17.54	19.27	1.162	1.85	6.71	13.00	14.28
1.028	1.90	36.22	69.43	76.30	1.073	1.89	14.22	27.39	30.11	1.118	1.87	9.00	17.40	19,12	1.163	1.85	6.67	12.92	14.20
1.029	1.90	34.99	67.11	73.75	1.074	1.88	14.04	27.04	29.72	1.119	1.87	8.94	17.27	18.98	1.164	1.85	6.64	12.85	14.12
1.030	1.90	33.84	64.91	71.33	1.075	1.88	13.85	26.69	29.34	1.120	1.87	8.86	17.13	18.80	1.165	1.85	6.60	12.78	14.04
1.031	1.90	32.76	62.85	69.06	1.076	1.88	13.68	26.36	28.98	1.121	1.87	8.79	17.00	18.66	1.166	1.85	6.56	12.71	13.97
1.032	1.90	31.76	60.92	66.94	1.077	1.88	13.50	26.03	28.69	1.122	1.87	8.72	16.87	18.54	1.167	1.85	6.53	12.64	13.89
1.033	1.90	30.81	59.11	64.95	1.078	1.88	13.35	25.72	28.27	1.123	1.87	8.66	16.74	18.40	1.168	1.85	6.49	12.58	13.82
1.034	1.90	29.92	57.41	63.08	1.079	1.88	13.18	25.40	27.92	1.124	1.87	8.59	16.62	18.26	1.169	1.85	6.46	12.51	13.74
1.035	1.90	29.06	55.80	61.32	1.080	1.88	13.02	25.10	27.59	1.125	1.87	8.53	16.49	18.11	1.170	1.85	6.42	12.43	13.66
1.036	1.90	28.29	54.29	59.66	1.081	1.88	12.87	24.81	27.27	1.126	1.87	8.47	16.37	17.99	1.171	1.85	6.39	12.38	13.60
1.037	1.90	27.54	52.85	58.06	1.082	1.88	12.72	24.52	26.95	1.127	1.87	8.40	16.25	17.86	1.172	1.85	6.35	12.31	13.53
1.038	1.90	26.83	51.50	56.59	1.083	1.88	12.57	24.24	26.65	1.128	1.87	8.34	16.14	17.73	1.173	1.85	6.32	12.25	13.46
1.039	1.90	26.15	50.21	55.17	1.084	1.88	12.43	24.00	26.34	1.129	1.87	8.28	16.02	17.60	1.174	1.85	6.29	12.18	13.39
1.040	1.90	25.51	48.97	53.82	1.085	1.88	12.29	23.69	26.05	1.130	1.87	8.22	15.91	17.48	1.175	1.85	6.25	12.10	13.30
1.041	1.90	24.90	47.81	53.10	1.086	1.88	12.15	23.44	25.77	1.131	1.87	8.16	15.79	17.35	1.176	1.85	6.22	12.06	13.25
1.042	1.90	24.32	46.71	51.33	1.087	1.88	12.02	23.18	25.48	1.132	1.87	8.11	15.68	17.24	1.177	1.85	6.19	12.00	13.18
1.043	1.90	23.77	45.64	50.15	1.088	1.88	11.89	22.93	25.20	1.133	1.86	8.05	15.57	17.11	1.178	1.85	6.16	11.93	13.11
1.044	1.90	23.23	44.64	49.05	1.089	1.88	11.76	22.68	24.93	1.134	1.86	7.99	15.46	16.99	1.179	1.85	6.13	11.87	13.05
1.045	1.90	22.74	43.69	48.02	1.090	1.88	11.63	22.44	24.66	1.135	1.86	7.94	15.36	16.90	1.180	1.85	6.10	11.79	12.96

A.4 CONSTANTESDE BRIDAS

K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U
1.182	1.85	6.04	11.70	12.66	1.278	1.81	4.15	8.06	8.85	1.434	1.74	2.69	5.56	6.10	1.75	1.60	1.97	3.64	4.00
1.184	1.85	5.98	11.58	12.73	1.281	1.81	4.12	7.98	8.77	1.436	1.74	2.67	5.52	6.05	1.76	1.60	1.95	3.61	3.96
1.186	1.85	5.92	11.47	12.61	1.284	1.80	4.08	7.91	8.69	1.442	1.74	2.65	5.48	6.01	1.77	1.60	1.94	3.57	3.93
1.188	1.85	5.86	11.36	12.49	1.287	1.80	4.05	7.84	8.61	1.446	1.74	2.63	5.44	5.97	1.78	1.59	1.92	3.54	3.89
1.190	1.84	5.81	11.26	12.37	1.290	1.80	4.01	7.77	8.53	1.450	1.73	2.61	5.40	5.93	1.79	1.59	1.91	3.51	3.85
1.192	1.84	5.75	11.15	12.25	1.293	1.80	3.98	7.70	8.46	1.454	1.73	2.60	5.36	5.89	1.80	1.58	1.89	3.47	3.82
1.194	1.84	5.70	11.05	12.14	1.296	1.80	3.94	7.63	8.39	1.458	1.73	2.78	5.32	5.85	1.81	1.58	1.88	3.44	3.78
1.196	1.84	5.65	10.95	12.03	1.299	1.80	3.91	7.57	8.31	1.462	1.73	2.76	5.28	5.80	1.82	1.58	1.86	3.41	3.75
1.198	1.84	5.60	10.85	11.92	1.302	1.80	3.88	7.50	8.24	1.466	1.73	2.74	5.24	5.76	1.83	1.57	1.85	3.38	3.72
1.200	1.84	5.55	10.75	11.81	1.305	1.80	3.84	7.44	8.18	1.470	1.72	2.72	5.20	5.71	1.84	1.57	1.84	3.35	3.69
1.202	1.84	5.50	10.65	11.71	1.308	1.79	3.81	7.38	8.11	1.475	1.72	2.70	5.16	5.66	1.85	1.56	1.83	3.33	3.65
1.204	1.84	5.45	10.56	11.61	1.311	1.78	3.78	7.32	8.05	1.480	1.72	2.68	5.12	5.61	1.86	1.56	1.81	3.30	3.62
1.206	1.84	5.40	10.47	11.51	1.314	1.79	3.75	7.26	7.98	1.485	1.72	2.66	5.08	5.57	1.87	1.56	1.80	3.27	3.59
1.208	1.84	5.35	10.38	11.41	1.317	1.79	3.72	7.20	7.92	1.490	1.72	2.64	5.04	5.53	1.88	1.55	1.79	3.24	3.56
1.210	1.84	5.31	10.30	11.32	1.320	1.79	3.69	7.14	7.85	1.495	1.71	2.62	5.00	5.49	1.89	1.55	1.79	3.22	3.54
1.212	1.83	5.27	10.21	11.22	1.323	1.79	3.67	7.09	7.79	1.500	1.71	2.60	4.96	5.45	1.90	1.54	1.77	3.19	3.51
1.214	1.83	5.22	10.12	11.12	1.326	1.78	3.64	7.03	7.73	1.505	1.71	2.58	4.92	5.41	1.91	1.54	1.75	3.17	3.48
1.216	1.83	5.18	10.04	11.03	1.329	1.78	3.61	6.98	7.67	1.510	1.71	2.56	4.88	5.37	1.92	1.54	1.74	3.14	3.45
1.218	1.83	5.14	9.96	10.94	1.332	1.78	3.58	6.92	7.61	1.515	1.71	2.54	4.84	5.33	1.93	1.53	1.73	3.12	3.43
1.220	1.83	5.10	9.89	10.87	1.335	1.78	3.56	6.87	7.55	1.520	1.70	2.53	4.80	5.29	1.94	1.53	1.72	3.09	3.40
1.222	1.83	5.06	9.80	10.77	1.338	1.78	3.53	6.82	7.50	1.525	1.70	2.51	4.77	5.25	1.95	1.53	1.71	3.07	3.38
1.224	1.83	5.01	9.72	10.68	1.341	1.78	3.51	6.77	7.44	1.530	1.70	2.49	4.74	5.21	1.96	1.52	1.70	3.05	3.35
1.226	1.83	4.98	9.65	10.60	1.344	1.78	3.48	6.72	7.39	1.535	1.70	2.47	4.70	5.17	1.97	1.52	1.69	3.03	3.33
1.228	1.83	4.94	9.57	10.52	1.347	1.78	3.46	6.68	7.33	1.540	1.69	2.46	4.66	5.13	1.98	1.51	1.68	3.01	3.30
1.230	1.83	4.90	9.50	10.44	1.350	1.78	3.43	6.63	7.28	1.545	1.69	2.44	4.63	5.09	1.99	1.51	1.68	2.98	3.28
1.232	1.83	4.86	9.43	10.36	1.354	1.77	3.40	6.57	7.21	1.55	1.69	2.43	4.60	5.05	2.00	1.51	1.67	2.96	3.26
1.234	1.83	4.83	9.36	10.28	1.358	1.77	3.37	6.50	7.14	1.56	1.69	2.40	4.54	4.99	2.01	1.50	1.66	2.94	3.23
1.236	1.82	4.79	9.29	10.20	1.362	1.77	3.34	6.44	7.08	1.57	1.68	2.37	4.48	4.92	2.02	1.50	1.65	2.92	3.21
1.238	1.82	4.76	9.22	10.13	1.366	1.77	3.31	6.38	7.01	1.58	1.68	2.34	4.42	4.86	2.04	1.49	1.63	2.88	3.17
1.240	1.82	4.72	9.15	10.06	1.370	1.77	3.28	6.32	6.95	1.59	1.67	2.31	4.36	4.79	2.05	1.48	1.62	2.86	3.15
1.242	1.82	4.69	9.08	9.98	1.374	1.77	3.25	6.27	6.89	1.60	1.67	2.28	4.31	4.73	2.06	1.48	1.60	2.81	3.09
1.244	1.82	4.65	9.02	9.91	1.378	1.76	3.22	6.21	6.82	1.61	1.66	2.26	4.26	4.67	2.10	1.47	1.59	2.78	3.06
1.246	1.82	4.62	8.95	9.84	1.382	1.76	3.20	6.16	6.77	1.62	1.66	2.23	4.20	4.61	2.12	1.46	1.57	2.74	3.01
1.248	1.82	4.59	8.89	9.77	1.386	1.76	3.17	6.11	6.72	1.63	1.65	2.21	4.15	4.56	2.14	1.46	1.56	2.71	2.97
1.250	1.82	4.56	8.83	9.70	1.390	1.76	3.15	6.06	6.66	1.64	1.65	2.18	4.10	4.50	2.16	1.45	1.55	2.67	2.94
1.252	1.82	4.52	8.77	9.64	1.394	1.76	3.12	6.01	6.60	1.65	1.65	2.16	4.06	4.46	2.18	1.44	1.53	2.64	2.90
1.254	1.82	4.49	8.71	9.57	1.398	1.75	3.10	5.96	6.55	1.66	1.64	2.14	4.01	4.40	2.20	1.44	1.52	2.61	2.87
1.256	1.82	4.46	8.65	9.51	1.402	1.75	3.07	5.92	6.49	1.67	1.64	2.12	3.96	4.35	2.22	1.43	1.51	2.58	2.84
1.258	1.81	4.43	8.59	9.44	1.406	1.75	3.05	5.87	6.44	1.68	1.63	2.10	3.92	4.30	2.24	1.42	1.50	2.56	2.81
1.260	1.81	4.40	8.53	9.38	1.410	1.75	3.02	5.82	6.38	1.69	1.63	2.08	3.87	4.26	2.26	1.41	1.49	2.53	2.78
1.263	1.81	4.36	8.46	9.28	1.414	1.75	3.00	5.77	6.34	1.70	1.63	2.06	3.83	4.21	2.28	1.41	1.48	2.50	2.75
1.266	1.81	4.32	8.37	9.19	1.418	1.75	2.98	5.72	6.29	1.71	1.62	2.04	3.79	4.17	2.30	1.40	1.47	2.48	2.72
1.269	1.81	4.28	8.29	9.11	1.422	1.74	2.96	5.68	6.25	1.72	1.62	2.02	3.75	4.12	2.32	1.40	1.46	2.45	2.69
1.272	1.81	4.24	8.21	9.02	1.426	1.74	2.94	5.64	6.20	1.73	1.61	2.00	3.72	4.08	2.34	1.39	1.45	2.43	2.67
1.275	1.81	4.20	8.13	8.93	1.430	1.74	2.91	5.60	6.15	1.74	1.61	1.99	3.68	4.04	2.36	1.38	1.44	2.40	2.64

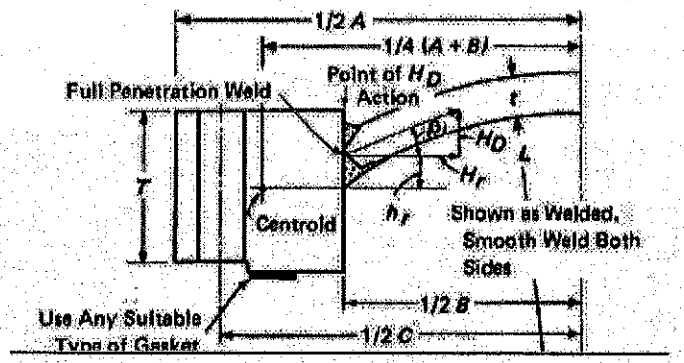
K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U
2.38	1.38	1.43	2.38	2.61	2.83	1.25	1.28	1.88	2.17	3.46	1.11	1.18	1.84	1.80	4.15	.969	1.12	1.40	1.64
2.40	1.37	1.42	2.36	2.59	2.86	1.24	1.26	1.96	2.15	3.50	1.10	1.18	1.82	1.78	4.20	.962	1.12	1.39	1.63
2.42	1.36	1.41	2.33	2.56	2.89	1.23	1.27	1.94	2.13	3.54	1.09	1.17	1.81	1.76	4.25	.975	1.12	1.38	1.61
2.44	1.36	1.40	2.31	2.54	2.92	1.22	1.27	1.92	2.11	3.58	1.08	1.17	1.69	1.75	4.30	.998	1.11	1.38	1.60
2.46	1.35	1.40	2.29	2.52	2.95	1.22	1.26	1.90	2.09	3.62	1.07	1.16	1.57	1.73	4.35	.992	1.11	1.36	1.48
2.48	1.35	1.39	2.27	2.50	2.98	1.21	1.25	1.88	2.07	3.66	1.07	1.16	1.56	1.71	4.40	.955	1.11	1.34	1.47
2.50	1.34	1.38	2.25	2.47	3.02	1.20	1.25	1.86	2.04	3.70	1.06	1.16	1.55	1.70	4.45	.948	1.11	1.33	1.46
2.53	1.33	1.37	2.22	2.44	3.06	1.19	1.24	1.83	2.01	3.74	1.05	1.15	1.53	1.68	4.50	.941	1.10	1.31	1.44
2.56	1.32	1.36	2.19	2.41	3.10	1.18	1.23	1.81	1.99	3.78	1.05	1.15	1.52	1.67	4.55	.934	1.10	1.30	1.43
2.59	1.31	1.35	2.17	2.38	3.14	1.17	1.23	1.79	1.97	3.82	1.04	1.15	1.50	1.66	4.60	.928	1.10	1.29	1.42
2.62	1.30	1.34	2.14	2.35	3.18	1.16	1.22	1.77	1.94	3.86	1.03	1.14	1.49	1.64	4.65	.921	1.10	1.28	1.41
2.65	1.30	1.33	2.12	2.32	3.22	1.16	1.21	1.75	1.92	3.90	1.03	1.14	1.48	1.62	4.70	.914	1.09	1.27	1.39
2.68	1.29	1.32	2.09	2.30	3.26	1.15	1.21	1.73	1.90	3.94	1.02	1.14	1.46	1.61	4.75	.906	1.09	1.26	1.38
2.71	1.28	1.31	2.07	2.27	3.30	1.14	1.20	1.71	1.88	3.98	1.01	1.13	1.45	1.60	4.80	.900	1.09	1.25	1.37
2.74	1.27	1.31	2.04	2.25	3.34	1.13	1.20	1.69	1.86	4.00	1.009	1.13	1.45	1.59	4.85	.893	1.09	1.24	1.36
2.77	1.26	1.30	2.02	2.22	3.38	1.12	1.19	1.67	1.84	4.05	1.002	1.13	1.43	1.57	4.90	.887	1.09	1.23	1.35
2.80	1.26	1.29	2.00	2.20	3.42	1.11	1.19	1.66	1.82	4.10	.996	1.13	1.42	1.56	4.95	.880	1.08	1.22	1.34
															5.00	.873	1.08	1.21	1.33

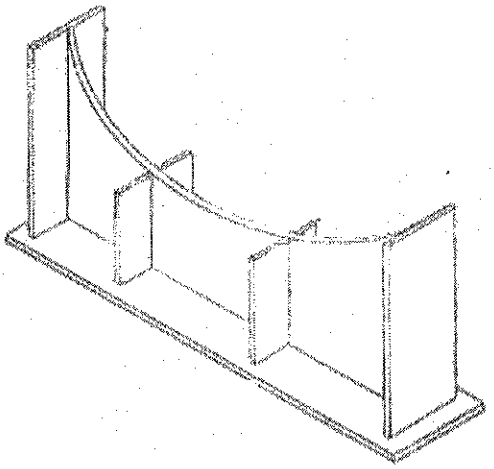
A-5 HOJA DE ESPECIFICACIONES PARA EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR

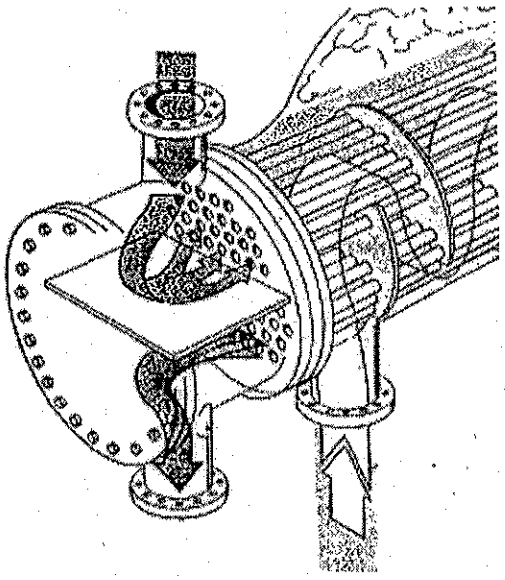


1	NUMBER							
2	NAME							
3								
4	TEMA TYPE/CLASS							
5	POSITION							
6	TOTAL SURFACE							
7	NO. OF SHELLS/STACKING ARRANGEMENT							
8	SURFACE PER SHELL							
9	PERFORMANCE DUTY REQUIREMENTS & DATA							
10	TOTAL HEAT TRANSFERRED							
11	LOG. MEAN TEMP. DIFFERENCE (EFFECTIVE)							
12	HEAT TRANSF. COEFF. (DUTY & CON'L CLEAN)							
13	PERFORMANCE PROCESS REQUIREMENTS							
14								
15	FLUID CIRCULATED							
16	FLOW NO. OF SHELLS IN PARALLEL							
17	NO. OF SHELLS IN SERIES							
18	FOULING FACTOR							
19	TOTAL FLUID ENTERING	LB/HR						
20	VAPOR (EX. STEAM & INERTS)	LB/HR						
21	MOL. WT. & COMPRESS. FACTOR							
22	LIQUID	LB/HR						
1	GRAVITY	API AT 60°F						
4	VISCOSITY (INLET & OUTLET)	CP						
25	STEAM	LB/HR						
26	INERTS (NON-HYDROCARBON)	LB/HR						
27	MOL. WT. & COMPRESS. FACTOR							
28	VAPOR COND. OR LIQUID VAPORIZED	LB/HR						
25	MOL. WT. & COMPRESS. FACTOR							
30	GRAVITY	°API AT 60°F						
31	STEAM COND. OR WATER VAPORIZED	LB/HR						
32	TEMPERATURE (INLET & OUTLET)	°F	164	216		82	118	
33	MAX. FRICTION PRESS. DROP (CLEAN/DIRTY)	PSI		10			15	
34	NORMAL OUTLET PRESSURE	PSIG	125			35		
35	DESIGN & CONSTRUCTION							
36	DESIGN PRESSURE & TEMP.	PSIG AT °F	215 AT 300			100 AT 150		
37	NOZZLE SIZE (INLET & OUTLET)	IN.	4	4		4	4	
38	PRESSURE RATING & FACING	PSIG	150 RF			150 RF		
39	TUBE SHEET DESIGN TEMP.	°F						
40	TUBE SIZE-OD, WALL THICK, LENGTH, IN-IN-FT		1.0				20	
41	TUBE PITCH & LAYOUT (SQUARE OR TRIANGULAR)							
42	NUMBER OF TUBE PASSES		1-8	1716				
43	BAFFLE PITCH, In-S CUT - POSITION OF CUT		CH					
44	TYPE OF CLEANING MAINTENANCE							
45	MATERIALS & CORROSION ALLOWANCE							
46	SHELL & COVER		CS + 1/8" CA					
	CHANNEL AND COVER OR HEADER		CS + 1/8" CA			CS + 1/8" CA		
	TUBE SHEETS		CS + 1/8" CA			CS + 1/8" CA		
	FLOATING HEAD							
	BAFFLES, SUPPORT PLATES, ETC.		CS					
	TUBES		CS					

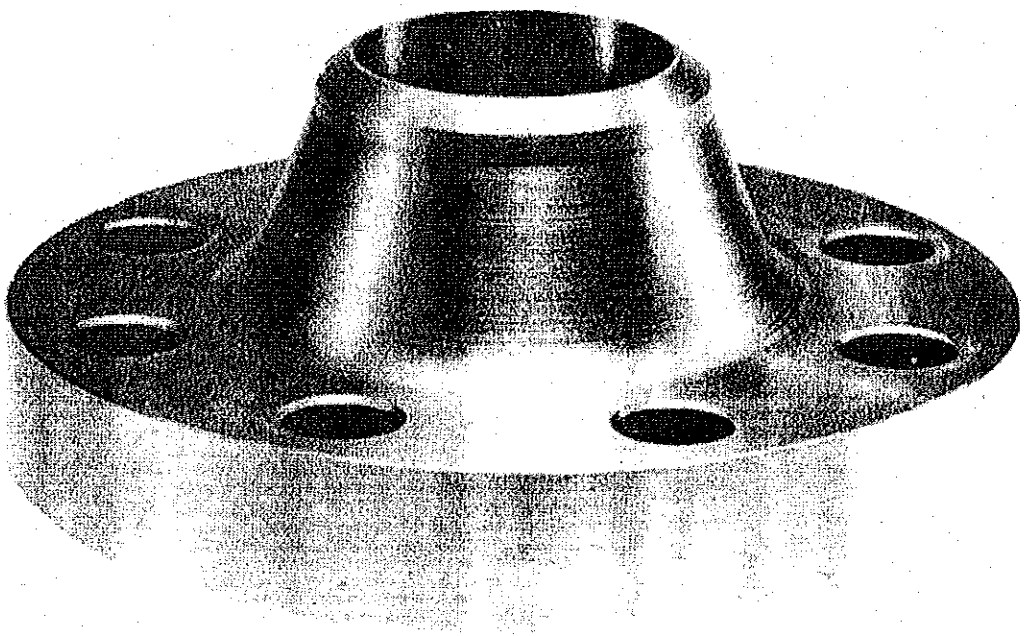
NOTES


1/2 A
1/4 (A + B)
Point of H_D Action
Full Penetration Weld
t
D_i
H_D
L
H_r
T
Centroid
h_r
Shown as Welded, Smooth Weld Both Sides
1/2 B
Use Any Suitable Type of Gasket
1/2 C





COMPLEMENTOS PARA EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES



AUTOR: LUIS ORIA VIDAL

COMPLEMENTOS PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR

INDICE

1- Diseño y Calculo de Bridas-(Ejemplos)-Pag 1

2- Diseño y Calculo de Conexiones-(Ejemplos)-Pag-42

3-Diseño de apoyos para recipientes Horizontales-Pag-82

BRIDAS

BR.1-GENERAL

1°).- Siempre que sea posible utilizar bridas Standard. El Código ASME acepta los ratings de presión-temperatura de ANSI B16.5. "Para Bridas de mayor diámetro usar el ANSI B16.47"

2°).- El calculo de las bridas puede hacerse como integral o loca. Una tercera clasificación de las bridas es la "opcional".

Bridas Integrales:
La brida y el cubo son una estructura continua bien por fabricación o por penetración total de la soldadura en la unión.
Se conectan al recipiente o tubería por soldadura de forma que la conexión forma un conjunto integral
Pertenecen a este tipo las siguientes

a) Bridas Welding Neck
b) Bridas de cuello largo soldado
c) Bridas de anillo con penetración total de soldadura

Bridas Loose (Locas):
La brida no tiene ninguna sujeción a la tubería y no son integrales. Es asumido que el cubo(si es que lo lleva) actúa independientemente de la tubería. Ver en Fig-BR.3.1 la soldadura se ve en Fig.9-1.1
Ejemplo de este tipo son :

a) Bridas Slip-on
b) Bridas de cuello soldado
c) Bridas Lap-joint
d) Bridas roscadas
e) Bridas de anillo conectádas sí la soldadura con total penetración

Bridas Opcionales
Este tipo cubre el diseño cuando la unión de la brida al cuello de la boquilla, pared del tubo o del recipiente se considera que esa unión es una unidad que seria calculada como una brida integral, excepto que para simplificar el diseño podrá ser calculada como una brida loca, para lo cual se debe cumplir que no se excedan los valores de:

g_o =5/8 in =16 m m

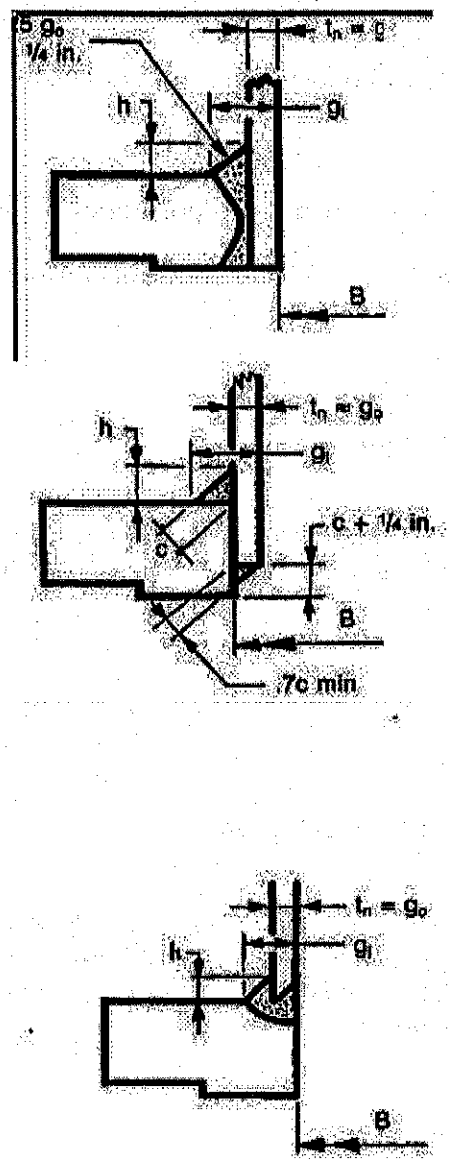
B/g_o =300

P=300 p s i = 21 kg /cm ^{2}

Temperatura de Operación =700º F=371 ºC

B = Diámetro interior de la brida
g_o = Espesor del cubo de una brida integral en su parte mas delgada donde se une al tubo o accesorio

BR.2-BRIDAS DE ANILLO



Figuras BR.2- Varios tipoos de acople para bridas de anillo

NOTA:
Si $g_o < 1{,}5\ t_n$ y $h < g_o$ el diseño de la brida es Integral
Si $g_o > 1{,}5\ t_n$ y $h > g_o$ el diseño de la brida es Loca
Si $g_o \leq 5/8$ in (16 mm) ; $B/g_o \leq 300$; $P \leq 300$ psi y la Temp. de Diseño > 700°, el diseño puede ser Integral o Loca
c= El menor de t_n o $2t_m$ para Loca : pero no menor que 1/4 in (6 mm)
c= El menor de t_n o $2g_o$ para Integral : pero no menor que 1/4 in (6 mm)

BR.3--TIPOS DE BRIDAS

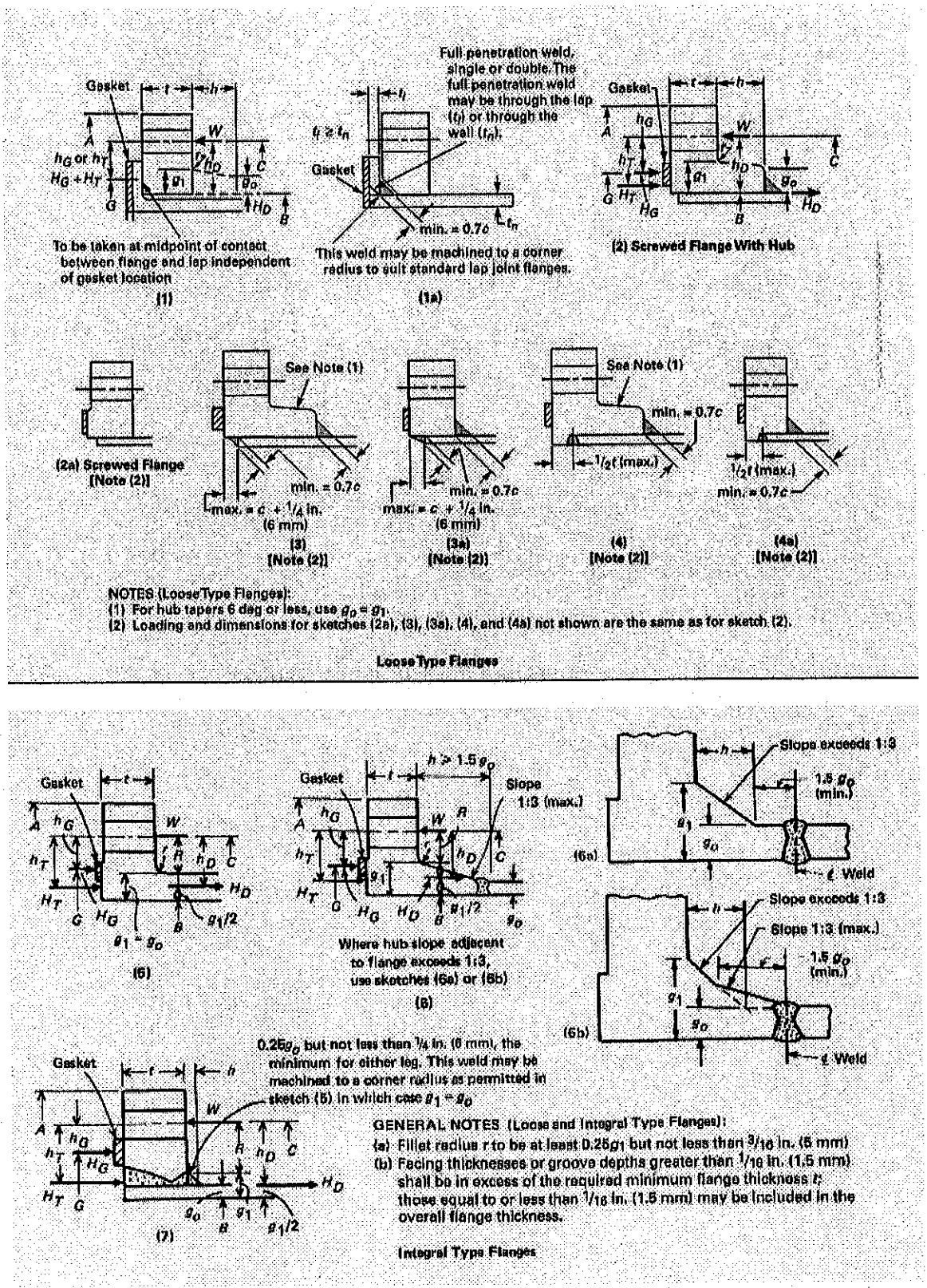


Figura BR 3.1 Tipos de bridas

BR.3--TIPOS DE BRIDAS

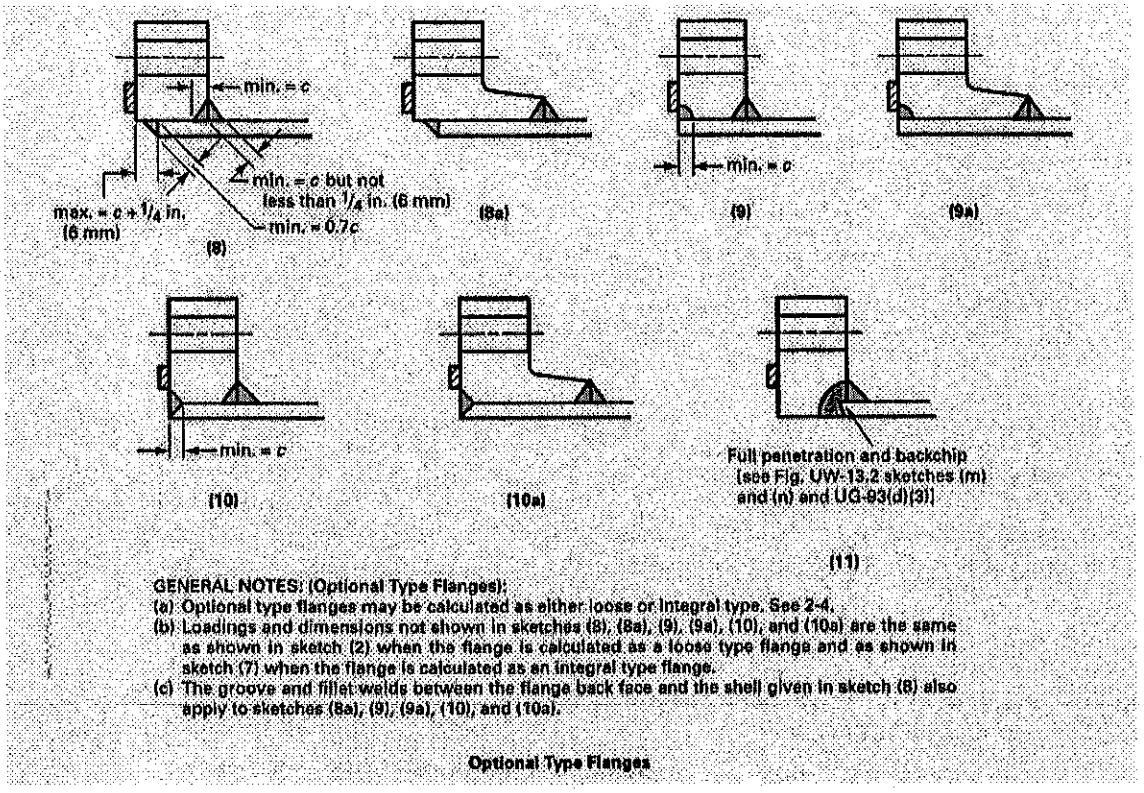


Figura BR 3.1 Tipos de bridas

BR.4- PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO DE BRIDAS

1)- BRIDAS INTEGRALES

1.1)-.Las bridas Integrales suelen tener el cubo en forma ahusada teniendo una pendiente igual o menor que 1/3, a menos que se se use un cubo en forma de doble huso con doble pendiente.. Si se usa el doble huso, la pendiente adyacente a la soldadura será igual o menor que 1/3 para una longitud mínima de $1,5g_o$, medida desde desde el centro de la soldadura. .Para un cubo con simple huso , puede usarse una mayor inclinación de 1/3 si se usa una sección recta que también tenga una mínima longitud de $1,5\ g_o$.

1.2)- En una primera prueba, el espesor del cubo puede tomarse $g_1 = 2\ g_o$ para valores de $g_o \leq$ 1,5 in
(38 mm) y el valor de $g_1 = 1,5\ g$ para valores de $g_o > 1,5$ in (38 mm) .
Un formula de calculo para el valor de g_1 es

	VALOR ASIGNADO A g_1 EN 1º CALCULO
Si $g_o \leq 1,5$ in (38 mm)	$g_1 = 2,0\ g_o$
Si $g_o > 1,5$ in (38 mm)	$g_1 = 1,5\ g_o$

Un formula de calculo por fabricante de bridas americanos, para el valor de g_1 es

$$g_1 = 0,7\sqrt{\frac{M_o}{SB}} \qquad \text{(BR.4.1)}$$

M_o = Momento total en la brida en operación
S = Tensión admisible en el material de la brida en operación
B = Diámetro interior de la brida

BR.4- PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO DE BRIDAS

1)- BRIDAS INTEGRALES

1.3)- Si g_1 es calculado por la ecuación anterior (BR.4.1) y el valor de es $g_1 < g_o$, ello indica que la brida con el cubo ahusado no es requerido y g_1 puede tomar el valor $g_1 = g_o$ teniendo h un valor igual al mínimo requerido por la soldadura .
-Si el valor calculado de $g_1 > g_o$ el valor de h puede determinarse por la grafica (Valores de f) en Apéndice 2 de ASME VIII. En esta grafica se tomara f = 1,0

1.4)-Los cubos no tienen limite mínimo para h y g_o. Valores de $g_o < 1{,}5\ t_n$ y $h < g_o$ no son recomendados.
h_o = Factor = $\sqrt{B g_o}$ en in
Para Bridas tipo Slip-on en una primera prueba se coge el valor de g_1 =2 veces el espesor de la pared del tubo.

1.5)- B es el Diámetro Interior de la brida y no el diámetro interior I.D de la tubería.
Para bridas de pequeño diámetro en que $B < 20\ g_1$ se puede sustituir B por B_1 en la formula que da el stress longitudinal en el cubo S_H..
$B_1 = B + g_o$ para bridas integrales cunado $f \geq 1$

2)- BRIDAS EN GENERAL

2.1).- Los pernos siempre deberán usarse en múltiplo de cuatro.
Para bridas de diámetro grande, use muchos pernos de diámetro pequeño en un apretado circulo de pernos, lo cual reduce el espesor de la brida..
Pernos mayores requieren un mayor circulo de pernos, lo cual incrementa el diámetro exterior y el espesor de la brida.

2.2).-Las bridas cuadradas u ovaladas deben de tratarse como una brida circular inscrita en las mismas.
Par ello suponer un círculo de pernos que pase por los centros de los agujeros de los pernos más externos.
Esto mismo aplica para aberturas no circulares; por lo que el espaciamiento entre los pernos se convierte en más critico. El factor de espaciamiento entre los pernos puede ser menor que el requerido para brida circular , y que el metal sobrante en las esquinas tiende a uniformar tanto la carga en los pernos como el momento.

2.3)-El diseño de bridas para resistir ambas presiones, interna y externa, mas cargas externas y momentos debe de hacerse usando la presión equivalente P_e

$$P_e = P + \frac{4F}{\pi G^2} + \frac{16M}{\pi G^3} \qquad \text{(BR.4.2)}$$

P = Presión interna o externa en N /mm^2
F = Carga radial externa en N
M = Momento externo en mm x kg
G = Diámetro de la reacción en la junta en mm

BR.4- PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO DE BRIDAS

3) - BRIDAS SOMETIDAS A BAJA PRESIÓN

3.1).-Minimizar la anchura de la junta para reducir la fuerza en asiento.

3.2).- Usar un número e de pernos de pequeño diámetro y minimizar el diámetro del circulo de pernos para que el Momento sea menor, con lo cual también lo será el espesor.

3.3.)- Utilizar bridas sin cubo tipo lap joint o bridas de anillo, para minimizar el coste del forjado

4).-BRIDAS SOMETIDAS A ALTA PRESIÓN

4.1).- Las bridas sometidas a alta presión requieren una gran área número de pernos para contrarrestar la gran fuerza debida a la presión hidrostática. Un gran número de pernos, incrementa el círculo de pernos con el correspondiente aumento del brazo del momento.
Para ello hacen falta bridas gruesas con grandes cubos que son necesarios para la distribución de la carga debida a los pernos. Hay que buscar un equilibrio entre la cantidad y dimensión de los pernos, el espacio entre pernos y el diámetro del círculo de pernos.

5)-BRIDAS ESPECIALES

El diseño de bridas especiales solo será requerido como un Último recurso. Siempre que sea posible las Bridas Standard deben de ser utilizadas. En general este tipo de bridas se da para altas presiones. En esta categoría de bridas, estas son gobernadas por una de las dos condiciones siguientes:

1.-Fuerza de asiento de la junta W_{m2}

2- Fuerza Total Final Hidrostática H

En el caso de bridas sometidas a alta presión es típico que sea la fuerza Hidrostática **-H-** la que gobierne. Para bridas sometidas a baja presión es la fuerza de asiento- W_{m2} -la que gobierna. Por lo tanto la estrategia para diseñar estas bridas será diferente.

BR.5 – FUERZAS SOBRE LOS PERNOS DE LA BRIDA

1)- CARGA TOTAL EN LOS PERNOS EN OPERACION

$$W_{m1} = 0{,}785\, G^{32} P + 2\,\pi\, G\, b\, m\, P \quad \text{en N} \quad \text{(BR.5.1)}$$

2)- CARGA T EN LOS PERNOS EN ASIENTO

$$W_{m2} = \pi\, G\, b\, y \quad \text{en N} \quad \text{(BR.5.2)}$$

3-) CARGA PARA EL DISEÑO EN LOS PERNOS- W

	VALOR DE W
EN ASIENTO	$W = 0{,}5\,(A_m + A_b)\,S_b$ (BR.5.3)
EN OPERACION	$W = W_{m1}$

BR.6- FUERZAS EN LA BRIDA

13.4.1) – FUERZAS EN LA JUNTA EN ASIENTO
1) - Fuerza Total Final Hidrostática en la junta -H

$$H = 0{,}785\ G^2 P \quad \text{en N} \qquad \text{(BR.6.1)}$$

2).-Fuerza Total de Compresión entre la Junta y la Cara de Contacto -H_P

$$H_P = 2\ b\ \pi\ G\ m\ P \quad \text{en N} \qquad \text{(BR.6.2)}$$

13.4.2) – FUERZAS EN OPERACIÓN
1).- Fuerza Final Hidrostática en Interior de la Brida- H_D

$$H_D = 0{,}785\ B^2\ P \quad \text{en N} \qquad \text{(BR.6.3)}$$

2).- Fuerza sobre la Junta H_G (diferencia entre la fuerza de diseño de los pernos W y la fuerza total hidrostática en la brida -H)

$$H_G = W - H \quad \text{en N= } 2\ b\ \pi\ G\ m \qquad \text{(BR.6.4)}$$

3).- Fuerza- H_T (diferencia entre la Fuerza Total Hidrostática H y la Fuerza Hidrostática H_D en el interior de la Brida)

$$H_T = H - H_D = 0{,}785\ (G^2 - B^2)\ P \quad \text{en N} \qquad \text{(BR.6.5)}$$

BR.7-BRAZOS DE LAS FUERZAS BAJO PRESION

h_D = Distancia radial en in. Desde el circulo de pernos al circulo en que actúa la fuerza hidrostática H_D en el interior de la brida

h_G = Distancia radial en in. Desde el circulo de pernos al punto donde actúa la fuerza de reacción en la junta y vale = (C-G)/2

h_T = Distancia radial en in. Desde el circulo de pernos en que actúa la fuerza H_T

	h_D	h_T	h_G
Tipo de Bridas Integrales y opcionalmente para el tip de bridas calculadas como Integrales	$R+0,5g_1$	0,5 $(R+g_1+h_G)$	0,5(C-G)
Tipo de Bridas Locas, excepto Bridas Lap-joint	0,5(C-B)	0,5 $(h_D + h_G)$	0,5(C-G)
Tipo de Bridas Lap-joint	0,5(C-B)	0,5 (C-G)	0,5(C-G)

Tabla BR.7.1

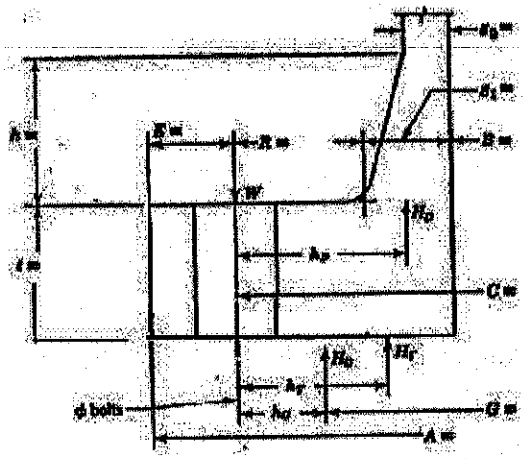


Figura BR 7.1 Fuerzas y momentos en una brida

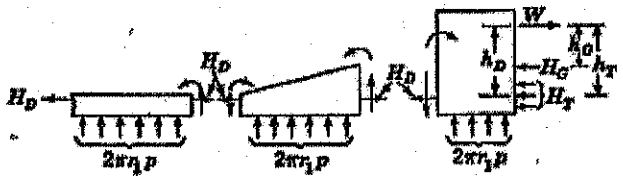


Figura BR.7.2- Fuerzas y sus brazos en un brida integra

BR.8- MOMENTOS EN LA BRIDA BAJO PRESION

1).- Momento M_D

$M_D = H_D\, h_D$ en mm-N (BR.8.1)

2).- Momento M_G

$M_G = H_G\, h_G$ en mm-N BR.8.2)

3).- Momento M_T

$M_T = H_T\, h_T$ en mm- N BR.8.3)

4).- MOMENTO TOTAL EN OPERACIÓN O EN ASIENTO- M_O

VALOR DEL MOMENTO TOTAL	
En condiciones de Asiento	$M_O = W\,(C-G)/2$ (BR.8.4)
En condiciones de Operación	$M_O = M_D + M_G + M_T$ (BR.8.5)

BR.9- TENSIONES EN LA BRIDA

S_a = Tensión Admisible en los pernos a Temp..Ambiente en N/mm ^{2}

S_b = Tensión Admisible en los pernos a Temp. De Diseño en N/mm ^{2}

S_{fa} = Tensión Admisible en material de la Brida a Temp..Ambiente (Asiento) en N/mm ^{2}

S_{fo} = Tensión Admisible en material de la Brida a Temp. De Diseño (Operación) en N/mm ^{2}

S_n = Tensión Admisible en el material del recipiente, boquilla o tubería a Temp.. de Diseño en N/mm ^{2}

S_H = Tensión longitud Calculada en el cubo en N/ mm^2

S_R = Tensión Radial Calculada en la Brida en N/mm ^{2}

S_T = Tensión Tangencia Calculada en la Brida en N/mm ^{2}

BR.9- TENSIONES EN LA BRIDA

1)- BRIDAS INTEGRALES

TENSIÓN LONGITUDINAL EN EL CUBO:

$$S_H = \frac{f M_o}{L g_1^2 B} \qquad \text{(BR.9.1)}$$

TENSIÓN RADIAL EN LA BRIDA:

$$S_R = \frac{(1{,}33te+1)M_o}{L t^2 B} \qquad \text{(BR.9.2)}$$

TENSIÓN TANGENCIAL EN LA BRIDA:

$$S_T = \frac{Y M_o}{t^2 B} - Z S_R \qquad \text{(BR.9.3)}$$

2).- PARA EL TIPO DE BRIDAS SIN CUBO Y TIPO DE BRIDAS LOCAS CON CUBO,

TENSIÓN LONGITUDINAL EN EL CUBO

$$S_H = 0 \qquad \text{(BR.9.4)}$$

TENSIÓN RADIAL EN LA BRIDA

$$S_R = 0 \qquad \text{(BR.9.5)}$$

TENSIÓN TANGENCIAL EN LA BRIDA

$$S_T = \frac{Y M_o}{t^2 B} \qquad \text{(BR.9.6)}$$

BR.10- TENSIONES ADMISIBLES EN LAS BRIDAS

(A) Las Tensiones calculadas deben de cumplir:

(1).- El valor de Tensión Longitudinal en el cubo $S_H < S_f$ para bridas fundidas, y no mayor que 1,5 S_f para otros materiales siempre que no lo limite (1) (a) y (1) (b).

(1)(a).- La Tensión Longitudinal en el cubo S_H no mayor que el menor de 1,5 S_f o 1,5 S_n para Bridas tipo opcional diseñadas como integrales [Fig 2-4 imágenes (8), (8 a), (9 9, (9 a), (10) y (10 a),Para las integrales imágenes (7) cuando el material del cuello forma el material del cubo.]

(1) (b).- La Tensión Longitudinal en el cubo S_H no mayor que el menor de 1,5 S_f o 1,5 S_n para Bridas tipo integral, con el cubo soldado al cuello, tubería o recipiente Fig 2-4 imágenes (6), (6 a) y (6 b).

(2).- La Tensión Radial $S_R < S_f$

(3).- La Tensión Tangencial $S_T < S_f$

(4).- Se debe de cumplir que: $0,5 (S_H + S_R) < S_f$ y $0,5 (S_H + S_T) < S_f$

(b).- Para bridas con cubo conectadas como en Fig.BR 3.1 imágenes (2), (2 a), (3), (3 a) y (4) el cuello de la boquilla, y la pared del recipiente o de la tubería no debe considerarse que tiene el valor de un cubo.

(c).- En el caso de bridas Locas con solape, Fig.BR 3.1 imagen (1) y (1a), cuando la junta esta en el solape, está sometida a esfuerzo de corte y está Tensión Cortante será menor de 0,8 S_n para el material del solape.

En el caso de bridas soldadas mostradas en Fig. BR 3.1 imágenes (3), (3 a), (4),(4 a), (7), (8), (8a) y (8 b) cuando el cuello de la boquilla, o la pared del recipiente o tubo se extienden hasta cerca de la cara de la brida y del contacto de la junta con la cara, la Tensión Cortante inducida por la soldadura no excederá de 0,8 S_n.

La Tensión cortante se calculara en función de W_{m1} o W_{m2}, tomándose el valor mayor. Siempre que partes de una brida están sometidas a Cortante gobierna el mismo requerimiento.

TIPO DE TENSION	TENSION ADMISIBLE
S_H	$S_H < 1,5\ S_{fo}$
S_R	$S_R < S_{fo}$
S_T	$S_T < S_{fo}$
	$0,5 (S_H + S_R) < S_{fo}$
	$0,5 (S_H + S_T) < S_{fo}$

Tabla BR 10.1

BR.11- <u>CABEZAS UNIDAS MEDIANTE PERNOS</u>

(a)-Las cabezas embutidas eséfricas circulares con bridas empernadas, con presión en amos lados cóncavo o convexo y conformando los tipos mostrados en la adjunta figura serán diseñadas de acuerdo a las formulas siguientes:

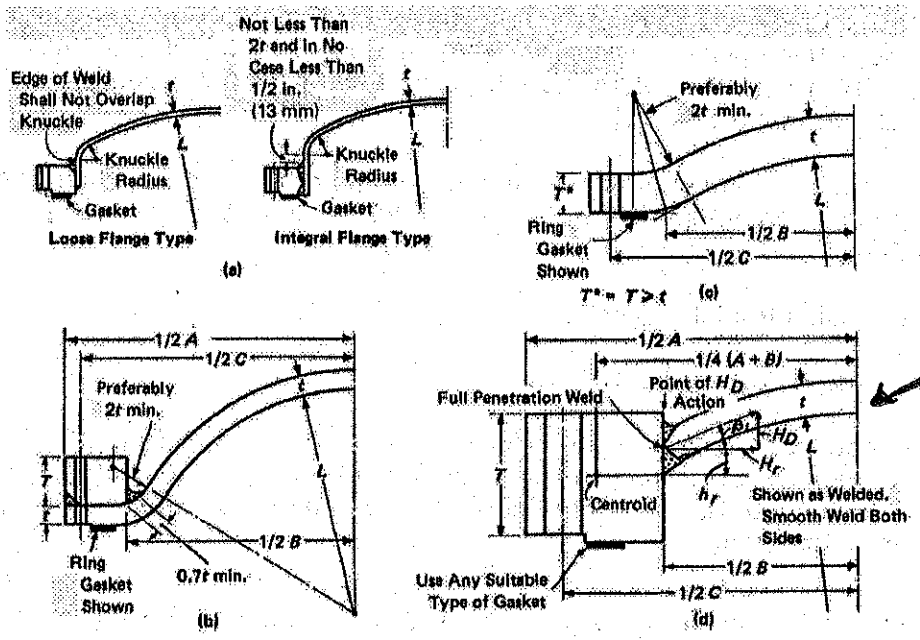


FIGURA CORRESPONDIENTE A NUESTRO CASO

(b)- <u>NOTACION</u>

t= Mínimo espesor requerido en la chapa de la cabeza después del conformado

L= Radio interior de la cabeza o corona

P = Presión interna (ver UG.21) para presión en el lado cócvo, para la presión en el lado convexo (ver UG-28(f)).

S = Máxima tensión admisible (ver UG-23)

T = Espesor de la brida.

M_o = El momento total determinado en 2-6 para presión en cabezas cóncavas, y en 2-11 para cabezas convexas; excepto que las cabezas mostradas en la figura corresponda a la imagen (d).H_D y h_D serán definidos a continuación, y el momento adicional $M_r = H_r \cdot h_r$ (el cual puede ser positivo o negativo) son tambien definas a continuación.

H_r = componente radial de la carga de membrana actuando en el segmento esférico en la intersección del lado interno de la brida con el c la línea central en el espesor de la cabeza = $H_D \cot \beta_1$

h_r = Brazo de la fuerza H sobre el centroide de la brida de anillo.

H_D = componente radial de la carga de membrana en el segmento esférico actuando en el interior de la brida de anillo = $0{,}785\ B^2P$

h_D =Distancia radial desde el circulo de pernos al el interior de la brida de anillo,

(b)- <u>NOTACION</u>

NOTA: En diseño de cabezales lo único que se puede hacer cuando un espesor no cumple es aumentarlo.

β_1 = Angulo formado por la tangente a la linena central en el espesor de cierre de la cabeza, en el punto de intersección con la brida de anillo, y una línea perpendicular al eje de la cabeza = arc sen $\frac{B}{2L+t}$

A = diámetro exterior de la brida

B= Diámetro interior de la brida

C= diámetro del circulo de pernos

(c)- Es Importante el hacer notar que el valor actual del momento total M_o, puede calcularse para cualquiera de ambas presiones, interna (lado cóncavo), externa (lado convexo): En cualquier caso se usara en todas las formulas que siguen, el valor absoluto de P y M_o

(d)- Cabezas mostradas en la imagen (a) de la figura :

(1)- El espesor -t- de la cabeza será determinado por las formilas apropiadas de UG-32 para presión en el lado cóncavo, y por UG-33 (a)(1)para presión en el lado convexo.

(2)-El radio -L- o el radio -r- del knucle, cumplirán con las limitaciones dadas en UG-32.

(3)-La brida cumplirá al menos con los requerimientos de la Figura 2-4 y será diseñada con las previsiones de 2-1 hasta 2-6 para presión en ele lado cóncavo, y 2-11 para presión en le lado convexo(Dentro del rango en el los listados Standard de bridas en la Tabla U-3, la brida y los taladros pueden ser conformes a los Standard, y el espesor requerido deberán considerarse con el mínimo requerido).

(e)- Cabezas del tipo mostrado en la imagen (b) de la figura(no requieren factor de eficiencia de junta)

(1)- Espesor de la cabeza

(a)- Para presión en el lado cóncavo

$$T = \frac{5PL}{6S} \quad (1)$$

(b) Para presión en el lado convexo. El espsor de la cabeza será determinado por UG-33©, usando el radio exterior del segmento esférico de la cabeza

(2) Espesor de la brida de anillo

$$T = (M_o/SB [(A+B)/(A-B)\})^{0,5} \quad (2)$$

(b)- <u>NOTACION</u>

(3) Espesor de la brida para juntas de cara total

$$T = 0,6[P/S [(B(A+B)(c-B) / (A-B)]^{1/2} \quad (3)$$

Nota: La Componente radial de la carga de membrana en el segmento esférico es asumido que será resistido por la brida.

(Dentro del rango en el los listados Standard de bridas en la Tabla U-3, la brida y los taladros pueden ser conformes a los Standard, y el espesor requerido deberán considerarse con el mínimo requerido).

(f)-Cabezas del tipo mostrado en la imagen –c- de la fiigura adjunta(no requiere factor de eficiencia de junta)

(1) Espesor de la cabeza

(a) Para presión en el lado cóncavo

$$t = \frac{5PL}{6S} \quad (4)$$

(b) Para presión en el lado convexo, el espesor dé la cabeza será determinado por UG-33(c= usando el radio exterior del segmento esférico.

(2)-El espesor de la brida para juntas de anillo para las cabezas con agujeros redondos para pernos.

$$T = Q + \sqrt{\frac{1{,}875M_o(C+B)}{SB(7C \quad 5B)}} \quad (5)$$

Donde:

$$Q = \frac{PL}{4S} x \left(\frac{C+B}{7C \quad 5B} \right)$$

(3)- El espesor de la brida para juntas de anillo para las cabezas con agujeros r para pernos rasgados en los bordes de la cabeza

$$T = Q + \sqrt{\frac{1{,}875M_o(C+B)}{SB(3C \quad B)}} \quad (6)$$

Donde:

$$Q = \frac{PL}{4S} x \frac{C+B}{3C \quad B}$$

(f)-Cabezas del tipo mostrado en la imagen –c- de la fiigura adjunta(no requiere factor de eficiencia de junta)

(4) Espesor de brida para junta de cara vtotal en cabezas cpn agujeros redondos para pernos.

$$T = Q + \sqrt{Q^2 + \frac{3BQ(C \quad B)}{L}} \quad (7)$$

Donde

$$Q = \frac{PL}{4S} \times \left(\frac{C + B}{7C \quad 5B} \right)$$

(5) Espesor de la brida para juntas de cara total para cabezas con pernos rasgados a través del borde de la cabeza

$$T = Q + \sqrt{Q^2 + \frac{3\,B\,Q(C \quad B)}{L}} \qquad (8)$$

Donde

$$Q = \frac{PL}{4S} \times \left(\frac{C + B}{3C \quad B} \right)$$

(6) El espesor requerido en la brida será T calculado por (2), (3), (4) o (5) pero en ninguno de los casos será menor que el valor de -t- calculado en (1)

(g) Cabezas del tipo mostrado en l imagen (d) de la figura(no requiere factor de eficiencia de junta)

(1) Espesor de la cabeza

(a) Para presión en el lado cóncavo (presión interior)

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

(b) Para presión en el lado convexo, el espesor de la cabeza será determinado por UG-33(c) usando el radio exterior del segmento esférico de la cabeza

(2) Espesor de la brida

$$T = F + \sqrt{F^2 + J} \quad (10)$$

Donde

$$F = \frac{PB\sqrt{4L^2 - B^2}}{8S\,(A - B)}$$

$$J = \left(\frac{M_o}{SB}\right)\left(\frac{A + B}{A \quad B}\right)$$

BR.11- BRIDAS SOMETIDAS A PRESION EXTERIOR

1).- En el diseño de Bridas, solamente bajo Presión Externa, se utilizaran las mismas formulas dadas en Pu para Presión Interna excepto que para condiciones de Operación se verifica:

En Operación

$$M_o = H_D (h_D - h_G) + H_T (h_T - h_G) \quad \text{(BR 11.1)}$$

Para Asiento de Junta

$$M_o = W h_G \quad \text{(BR 11.2)}$$

Donde :

$$W = \frac{A_{m2} + A_b}{2} \times S_a \quad \text{(BR 11,.3)}$$

$$H_D = 0{,}785\ B2\ Pe \quad \text{(BR 11.4)}$$

$$H_T = H - H_D \quad \text{(BR 11.5)}$$

$$H = 0{,}785\ G^2\ P_e \quad \text{(BR 11.6)}$$

Con P_e = Presión Exterior en N/ mm^2

2).- Cuando la Brida esta sujeta a veces en Operación a Presión Interior y Exterior, el diseño de la Brida se hará para satisfacer los requerimientos dados en la parte 1) de este párrafo y para la Presión Interior los requerimientos dados para Presión Interior.

Cuando la Presión Interna sucede solo durante la prueba de Presión, el diseño de la brida será basado en la Presión Externa

BR.12-JUNTAS EN LAS BRIDAS

La función de una junta es interponer un material semiplástico entre las caras de la brida, que al deformarse bajo la acción de las cargas que selle al instante las irregularidades en las caras para impedir el escape del fluido
La cantidad de deformación del material de la junta que se requiere para producir la estanqueidad del sello depende de las desigualdades de las superficies.

La cantidad de fuerza que debe de ser aplicada a la junta para causar la deformación que produzca el sello en las superficies es conocido como "fuerza en asiento". Esta fuerza es expresada en unidades de presión, independientemente de la presión que exista en el recipiente.

La fuerza en asiento, representa la mínima carga que debe de ser aplicada a la junta para que el asiento sea uniforme aunque la presión en el recipiente sea muy baja. Esto se consigue mediante el apriete de los pernos antes de que se aplique la presión al recipiente.

La fuga ocurrirá bajo presión si la fuerza hidrostática resultante es suficientemente mayor que la diferencia entre la fuerza entre los pernos y la carga en la junta por debajo de un valor crítico. También es posible la fuga con una baja presión de contactote de la junta para una no es adecuada para la presión interna.

La relación entre la tensión en la junta, cuando el recipiente esta bajo presión, y la presión interior es el
" factor de junta".El factor de la junta depende del material de la junta y de su construcción.

La selección de una junta adecuada para una determinada estanquidad, será una prioridad para conocer e la cantidad de fuerza necesaria para que la junta alcance el valor de su fuerza de asiento para mantener la estanquidad del sello bajo las condiciones de presión

Las características del tipo junta son – m- factor de junta (estanqueidad) y la – y – tensión de asiento.
Otra característica es la anchura efectiva de la junta – b- para distintos tipos.

Las juntas de "anillo plano" (flan-ring) son generalmente usadas donde lo permitan las condiciones de servicio por lo sencillo de su fabricación a partir de chapas planas.

Los materiales de su fabricación son, goma, papel, asbestos, cobre, tela, plomo, aluminio, niquel, monel y acero blando.
El tipo de la cara de la junta corresponde a las condiciones de servicio del fluido o gas, presión, temperatura, ciclo de operación y a la selección de la junta. El máximo cuidado se debe de tener en la selección de la junta como en el tipo de la cara.

Las caras que confinan a la junta, en el tipo macho-hembra, lengüeta- ranura y junta de anillo ofrecen gran seguridad contra imprevistos. Tiene la desventaja que el contacto entre las dos caras no es idéntico.

Da igual las unidades de presión usadas, porque deben irse.

BR.12-JUNTAS EN LAS BRIDAS

Para bridas tipo de lengüeta-ranura, la lengüeta tiene mas probabilidad de ser dañada que la ranura. Por lo tanto, desde el punto de vista de mantenimiento, ello es una ventaja en colocar la cara de la lengüeta en la parte en que pueda ser cambiada de servicio más fácilmente. La anchura de la junta debe de tener la misma anchura que la lengüeta.

Las juntas se fabrican con papel, tela, goma ,plásticos ,cobre, aluminio, níquel, monel y acero blando..
Las juntas de papel, goma y tela no son recomendadas para uso de más de 120ºC (250° F)-

Las juntas laminadas son fabricadas con un metal sólido encamisado con un relleno. Este tipo de juntas puede usarse para temperaturas entre los 400° C (750° F) a los 450 ºC(850° F( ) y requiere menos fuerza de los pernos en asiento y lo mantiene hermético entre el aro de metal plano de la junta y la cara..

Las juntas dentadas (serrated) están fabricadas con metal sólido y tienen estrías concéntricas mecanizadas en las caras. Este tipo reduce mucho el área de contacto en el apriete inicial por esa razón reduce la fuerza en los pernos. Cuando la junta se defórma el área de las superficies de contacto aumenta. Las juntas dentadas (serrated) son usadas cuando .las juntas blandas y las laminadas no son adecuadas y la carga en los pernos es excesiva con juntas metálicas en forma planas en forma de aro..
Las bridas de caras con acabado liso (smooth finished) serán usadas con juntas dentadas (serrated).

Las juntas corrugadas con alma de asbestos son similares a las juntas laminadas excepto que la superficie es rígida con círculos concéntricos como en el caso de las juntas aserradas (serrated).
Las juntas corrugadas requieren menos fuerza en asiento que las laminas o las aserradas y son extensamente usadas para servicios con líquidos o gases a baja presión..

La juntas corrugadas metálicas sin asbestos pueden ser usadas a temperaturas más altas que las de alma de asbestos y son extensamente usadas en el sello de agua, vapor, gas, petróleo y así como ácidos y productos químicos.

La decisión de que tipo de material debe de ser seleccionado muchas veces se basa según la anchura requerida de la junta.

Si la junta es estrecha la presión unitaria es excesiva.

Si la junta es demasiado ancha la carga de los pernos será innecesariamente aumentada..

La relación que en primera aproximación de la junta debe de tomarse se deriva de lo siguiente:

(La Fuerzan de asiento de la Junta)- (Fuerza de la Presión Hidrostática) =(Fuerza residual en la Junta

" La Fuerza Residual no debe de ser Menor que la requerida para prevenir la fuga de los fluidos interiores bajo la Presión de Operación"

$$\pi/4\ (d_o^2 - d_i^2)\ y\ -\ \pi/4\ d_o^2\ p = \pi/4\ (d_o^2 - di^2)p\ \pi$$

(BR 12.1)

m = factor de junta

p = presión interna en psi (Libras / pulgada^2)
d_o = diámetro exterior de junta en pulgadas
d_i = diámetro interior de junta en pulgadas
Lo anterior se puede escribir:

$$d_o/d_i = [(y-pm) / (y-p(m+1)]^{0,5} \quad \text{(BP 12.2)}$$

"En la ecuación anterior se asume que la fuerza Hidrostática actúa sobre el diámetro exterior d_o de la junta y que toda la fuerza Hidrostática se utiliza en mitigar la fuerza en la junta que existe primeramente por aplicación de la Presión Interior".
El asumir lo anterior supone despreocuparse de la deformación elástica de los pernos, junta y brida, pero la anterior relación es solo útil para la determinación inicial de las proporciones de la junta.

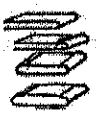
En el caso que sea deseable mantener el material elegido y disminuya el ancho de la junta, el stress de asiento ser mayor y deberá ser usado con reserva.

Si el stress de asiento excede al valor de y, la junta puede ser estrujada (prensada) entre las dos caras de la brida. En general el uso de stress de asiento que excedan del valor de y debe de ser limitado al uso de juntas sólido-metal y juntas embutidas lengüeta-ranura.

Son ecuaciones para conocer si el diámetro exterior tomado para la junta es válido para asegurar su estanqueidad.

BR.13- CARACTERISTICAS DE JUNTAS

GASKET MATERIALS AND CONTACT FACINGS[1] (CONT'D)
Gasket Factors *m* for Operating Conditions and Minimum Design Seating Stress *y*

Gasket Material	Gasket Factor *m*	Min. Design Seating Stress *y*, psi (MPa)	Sketches	Facing Sketch and Column in Table 2-5.2
Corrugated metal:				
Soft aluminum	2.75	3,700 (26)		
Soft copper or brass	3.00	4,500 (31)		(1a),(1b),(1c),(1d); Column II
Iron or soft steel	3.25	5,500 (38)		
Monel or 4%–6% chrome	3.50	6,500 (45)		
Stainless steels and nickel-base alloys	3.75	7,600 (52)		
Flat metal, jacketed asbestos filled:				
Soft aluminum	3.25	5,500 (38)		
Soft copper or brass	3.50	6,500 (45)		(1a),(1b),(1c),[2] (1d)[2];(2)[2]; Column II
Iron or soft steel	3.75	7,600 (52)		
Monel	3.50	8,000 (55)		
4%–6% chrome	3.75	9,000 (62)		
Stainless steels and nickel-base alloys	3.75	9,000 (62)		
Grooved metal:				
Soft aluminum	3.25	5,500 (38)		
Soft copper or brass	3.50	6,500 (45)		(1a),(1b),(1c),(1d), (2),(3); Column II
Iron or soft metal	3.75	7,600 (52)		
Monel or 4%–6% chrome	3.75	9,000 (62)		
Stainless steels and nickel-base alloys	4.25	10,100 (70)		
Solid flat metal:				
Soft aluminum	4.00	8,800 (61)		
Soft copper or brass	4.75	13,000 (90)		(1a),(1b),(1c),(1d), (2),(3),(4),(5); Column I
Iron or soft steel	5.50	18,000 (124)		
Monel or 4%–6% chrome	6.00	21,800 (150)		
Stainless steels and nickel-base alloys	6.50	26,000 (180)		
Ring joint:				
Iron or soft steel	5.50	18,000 (124)		
Monel or 4%–6% chrome	6.00	21,800 (150)		(6); Column I
Stainless steels and nickel-base alloys	6.50	26,000 (180)		

NOTES:
(1) This Table gives a list of many commonly used gasket materials and contact facings with suggested design values of *m* and *y* that have generally proved satisfactory in actual service when using effective gasket seating width *b* given in Table 2-5.2. The design values and other details given in this Table are suggested only and are not mandatory.
(2) The surface of a gasket having a lap should not be against the nubbin.

BR.13- CARACTERISTICAS DE JUNTAS

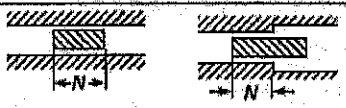
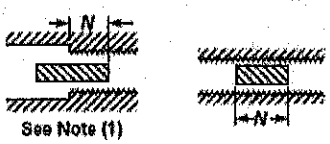
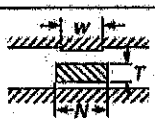
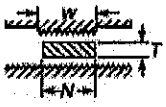
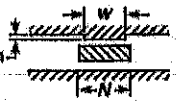
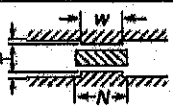
GASKET MATERIALS AND CONTACT FACINGS[1] (CONT'D)
Gasket Factors *m* for Operating Conditions and Minimum Design Seating Stress *y*

Gasket Material	Gasket Factor *m*	Min. Design Seating Stress *y*, psi (MPa)	Sketches	Facing Sketch and Column in Table 2-5.2
Corrugated metal:				
Soft aluminum	2.75	3,700 (26)		
Soft copper or brass	3.00	4,500 (31)		(1a),(1b),(1c),(1d); Column II
Iron or soft steel	3.25	5,500 (38)		
Monel or 4%–6% chrome	3.50	6,500 (45)		
Stainless steels and nickel-base alloys	3.75	7,600 (52)		
Flat metal, jacketed asbestos filled:				
Soft aluminum	3.25	5,500 (38)		
Soft copper or brass	3.50	6,500 (45)		(1a),(1b),(1c),[2] (1d)[2];(2)[2]; Column II
Iron or soft steel	3.75	7,600 (52)		
Monel	3.50	8,000 (55)		
4%–6% chrome	3.75	9,000 (62)		
Stainless steels and nickel-base alloys	3.75	9,000 (62)		
Grooved metal:				
Soft aluminum	3.25	5,500 (38)		
Soft copper or brass	3.50	6,500 (45)		(1a),(1b),(1c),(1d), (2),(3); Column II
Iron or soft metal	3.75	7,600 (52)		
Monel or 4%–6% chrome	3.75	9,000 (62)		
Stainless steels and nickel-base alloys	4.25	10,100 (70)		
Solid flat metal:				
Soft aluminum	4.00	8,800 (61)		
Soft copper or brass	4.75	13,000 (90)		(1a),(1b),(1c),(1d), (2),(3),(4),(5); Column I
Iron or soft steel	5.50	18,000 (124)		
Monel or 4%–6% chrome	6.00	21,800 (150)		
Stainless steels and nickel-base alloys	6.50	26,000 (180)		
Ring joint:				
Iron or soft steel	5.50	18,000 (124)		
Monel or 4%–6% chrome	6.00	21,800 (150)		(6); Column I
Stainless steels and nickel-base alloys	6.50	26,000 (180)		

NOTES:
(1) This Table gives a list of many commonly used gasket materials and contact facings with suggested design values of *m* and *y* that have generally proved satisfactory in actual service when using effective gasket seating width *b* given in Table 2-5.2. The design values and other details given in this Table are suggested only and are not mandatory.
(2) The surface of a gasket having a lap should not be against the nubbin.

BR.14 – ANCHO REQUERIDO DE LAS JUNTAS

EFFECTIVE GASKET WIDTH[2]

Facing Sketch (Exaggerated)	Basic Gasket Seating Width b_o	
	Column I	Column II
(1a) 	$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$
(1b)  See Note (1)		
(1c)  $w \le N$	$\frac{w+T}{2}$; $\left(\frac{w+N}{4}\text{ max}\right)$	$\frac{w+T}{2}$; $\left(\frac{w+N}{4}\text{ max}\right)$
(1d)  See Note (1) $w \le N$		
(2) $^1/_{64}$ in. (0.4 mm) nubbin  $w \le N/2$	$\frac{w+N}{4}$	$\frac{w+3N}{8}$
(3) $^1/_{64}$ in. (0.4 mm) nubbin  $w \le N/2$	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
(4)  See Note (1)	$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
(5)  See Note (1)	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
(6) 	$\frac{W}{8}$	...

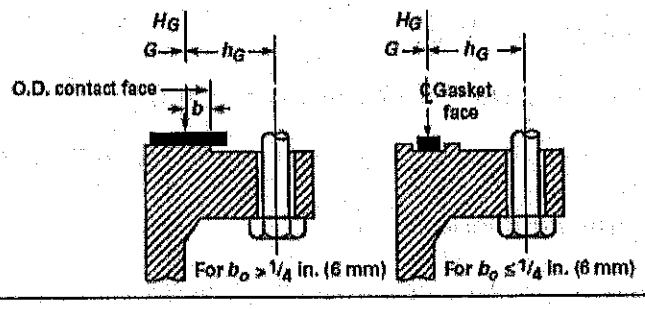
BR.14 – ANCHO REQUERIDO DE LAS JUNTAS

TABLE 2-5.2
EFFECTIVE GASKET WIDTH[2] (CONT'D)

Effective Gasket Seating Width, b

$b = b_o$, when $b_o \le 1/4$ in. (6 mm); $b = C_b\sqrt{b_o}$ when $b_o > 1/4$ in. (6 mm)

Location of Gasket Load Reaction



NOTES:
(1) Where serrations do not exceed 1/64 in. (0.4 mm) depth and 1/32 in. (0.8 mm) width spacing, sketches (1b) and (1d) shall be used.
(2) The gasket factors listed only apply to flanged joints in which the gasket is contained entirely within the inner edges of the bolt holes.

Figura BR 14.1 Ancho efectivo de la junta

$b = b_o$ cuando $b_o < 0{,}25$ in (6 mm) en el S..I

$C_b = 2{,}5\sqrt{b_o}$ cuando $b_o > 0{,}25$ in (6 mm) en el S.I

BR.15-ESTRATEGIA A SEGUIR PARA EL DISEÑO DE UNA BRIDA

1).-DETERMINAR EL NUMERO Y DIMENSIÓN DE LOS PERNOS REQUERIDOS

Es norma empezar con un número de pernos igual al diámetro del agujero de la brida en pulgadas redondeado a un múltiplo de 4.

a).-Primero se calcula W_{m1} o W_{m2}.

b).-Después se calcula A_m (Area de pernos requerida)

A_m (Area de pernos requerida)= al mayor de W_{m1}/S_{ba} o W_{m2}/S_{ba}

c).-El numero de pernos requerido es n

$n = A_m/R_a$, (siendo R_a = Area del perno en el filete)
Para estas dos ecuaciones hay gran variedad de combinaciones.

2).-DETERMINAR EL DIÁMETRO DEL CIRCULO DE PERNOS " C "
Para las dimensiones de los pernos seleccionados el Diámetro del círculo de pernos **C** viene dado por:

$$C=B+2g_1+2R \qquad \text{(BR 15.1)}$$

(Ver tabla de pernos para valores de R y de E)

3).-EL DIÁMETRO EXTERIOR DE LA BRIDA " A "

$$A= C+2\,E \qquad \text{(BR 15.2)}$$

(Ver tabla de pernos para valores de R y de E)

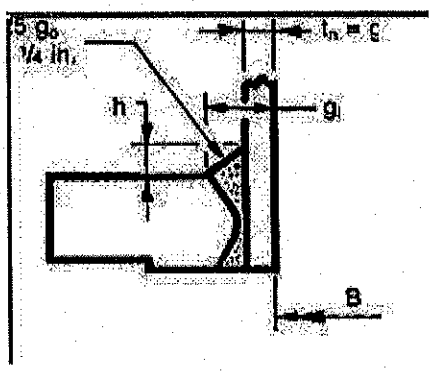
4).- DERTERMINAR EL ESPACIO ENTRE PERNOS QUE ES " B_S "

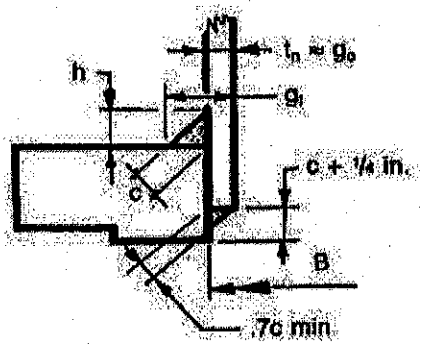
$$B_S= \pi C/n \qquad \text{(BR 15.3)}$$

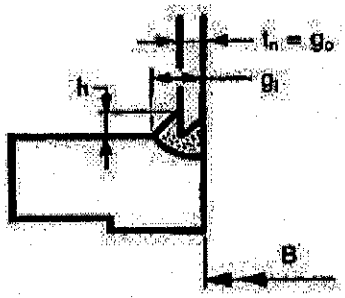
Se compara este valor con el dado en la tabla

El máximo espaciamiento entre pernos recomendado $B_{Sep\ Max} = 2\,d + [6\,t / (m+0,5)]$
d = Diámetro de los pernos en inch (pulgadas)
t= espesor de la brida en inch (pulgadas)
m= factor de junta

BR.16.- BRIDAS DE ANILLO







NOTA:

Si $g_o < 1,5\ t_n$ y $h < g_o$ el diseño de la brida es Integral

Si $g_o > 1,5\ t_n$ y $h > g_o$ el diseño de la brida es Loca

Si $g_o \leq 5/8$ in ; $B/g_o \leq 300$; $P \leq 300$ psi y la Temp. de Diseño > 700°, el diseño puede ser Integral o Loca

c= menor de t_n o para Loca : $2t_m$ pero no menor que ¼ in

c= menor de t_n o para Integral : $2g_o$ pero no menor que ¼ in

BR.17.-CALCULO DEL ESPESOR DE BRIDAS CIEGAS Y TAPAS CIRCULARES EMPERNADAS

1).-EN CONDICIONES DE OPERACIÓN

$$t = d\sqrt{\frac{CP}{S_{fo}E}+1{,}9\frac{Wh_G}{S_{fo}Ed^3}} = \qquad \text{Ec-BR.18.1}$$

C = generalmente 0,3 (ver Fig UG-34)

=

W = W_{m1} para operación en Kg.

=

S_{fo} =Ten. Adm. T.D del material Kg/mm^2 =

E = factor soldadura =

P = Presion Kg/mm^2 =

D = ∅ de valor en UG-34 (Fig-9.3) y Ap. 2-2 en mm =

t = espesor brida en operación en mm =

2)- EN CONDICIONES DE ASIENTO

$$t = \sqrt{1{,}9\frac{Wh_G}{S_{fa}d^3}} = \qquad \text{Ec- BR.18.2}$$

W= 0,5 (A_m+A_b) S_b en Kg =

d= Diametro en mm ver valor en UG-34 (Fig-9.3) =

S_{fa}= Ten.Adm a T.A .de material en Kg/mm^2=

SE TOMARA COMO ESPESOR DE LA BRIDA EL MAYOR DE LOS DOS VALORE

BR.18-TIPOS DE TAPAS

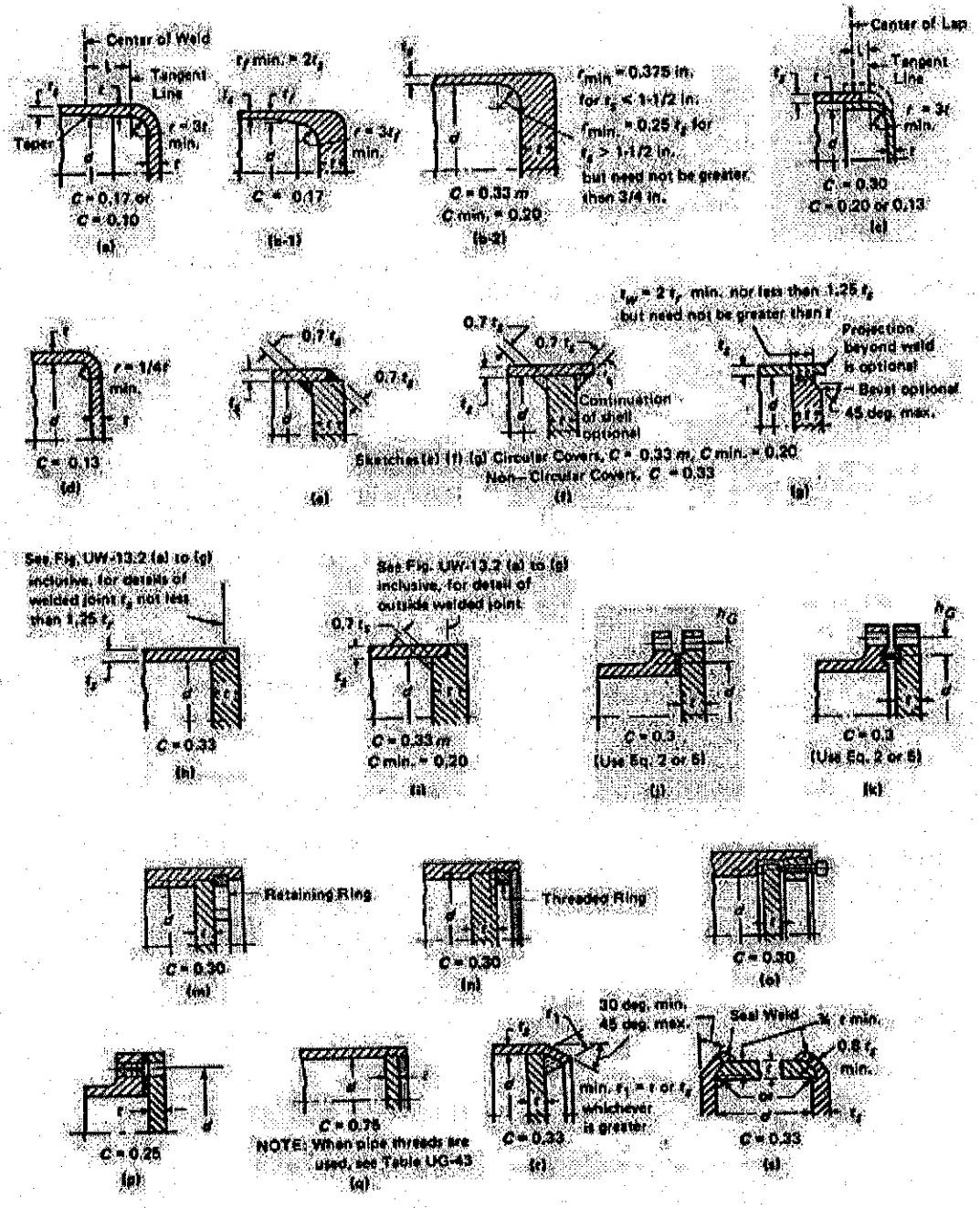
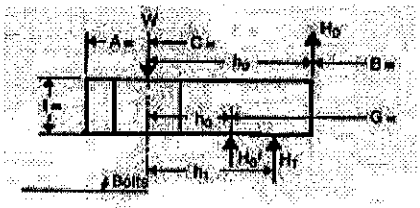


Fig-BR.19.1 Tipos de cabezas Planas Aceptables

BR.20- EJEMPLO 1- BRIDA DE ANILLO: ∅= 44 " =1118 mm PRESION INTERIOR P = 4 Bar= 0,4 N/ mm ²
Fuerza exterior F = 15.000 N ; momento exterior M = 25.500.000 mm x N



BRIDA DE ANILLO

Junta	DATOS DE DISEÑO
Klinger Top-sil ML.1 Grafito	$P_e = P + \frac{4F}{\pi G^2} + \frac{16M}{\pi G^3} = 0,40+0,15+0,086 = 0,50$ N/mm²
$b_o = \frac{N}{2} = 9$ mm $b_o = 0,354$ in	$\frac{4F}{\pi G^2} = \frac{60.000}{3,14x1141^2} = 0,015$ N/ mm² $\frac{16M}{\pi G^3} = \frac{16x25.000.000}{3,14x1141^3} = 0,086$
	Material Brida S275JR
N = 20mm	S_{fo} = Ten.Adm. a T.D= 178,5 N/mm²=
	S_{fa} = Ten.Adm. a T.A = 178,5 N/mm²=
	Material Pernos A-193 GrB7
	S_{bo} = Ten.Adm. a T.D= 175,8/mm²
CALIDAD:	S_{ba} = Ten.Adm. a T.A = 175,8Kg/mm²
m=3,5 γ= 15 N /mm²	Nº Pernos= 44 ; d_B= 7/8" in ; d_B= 22,22 mm ; A_{b1}= 270 mm² ; A_{b1}= 0,419 in²
	$d_{agu} = d_B + 1/8"$; d_{agu} = 26 mm
Si b_o<0,25"(6 mm) en SI $b=b_o$	A_{TB}= 11.880 mm²
Si b_o>0,25"(6 mm) en SI $b=2,5(b_o)^{0,5}$= 7,5	

A= 1230	B=1118mm	C= 1182	G= 1141		g_1==
E=24 mm	R =32 mm	d_{1J}= 1118	d_{oJ} = 1156		$g_o=t_n$= = mm

Para defir G ver Ape.2 (3)

Si b<0,25 in = 6,35 mm G= 0,5 (d_o + d_j)= ; Si b_o > 0,25" (6 mm) G= d_o -2b= 1141			
A=C+2E =1230	C=B+2R = 1182		
d_{oJ}/d_{1J} = [(γ-Pm)/ (γ-P(m+1))]^{0,5}=1,019; d_{oJ} =		N=0,5(d_o-d_j)= 19	

CALCULO PERNOS

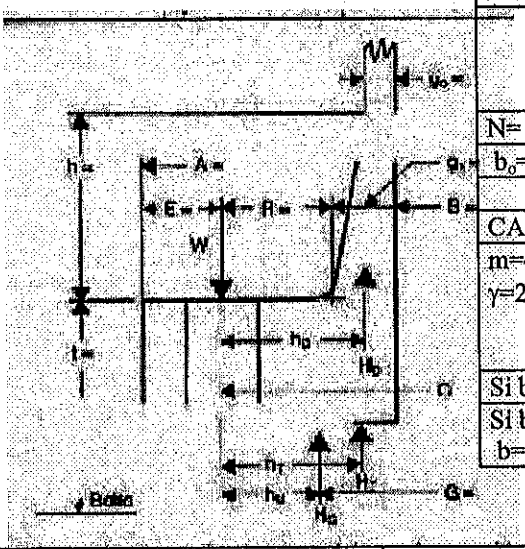
CALCULO		$A_{m1}=W_{m1}/S_{bd}$= 3336 m m²	A_{m2}= W_{m2}/S_{ba} = 753 mm²
	H =π/4 G² P= 511.247 N	A_m=(El Mayor de A_{m1} o A_{m2})	
DE	H_p =2 bπ G m P= 75.275 N	A_{TB} (Sección Total de Pernos) = 11880 mm²	
		W = 0,5 (A_m +A_b) S_{ba} = 1.337.486 N	
PERNOS	W_{m1}= H + H_p= 586.522 N	A_{Tb}= 11880 mm² debe de ser > A_m= 3336 mm²	
	W_{m2}= H_γ= π bG γ = 134.420 N		

CALCULO BRIDA:

CONDICION.	CARGA EN Kg	BRAZO EN cm	MOMENTO EN mmxkg
OPERACIÓN	H_D= π/4 B² P= 490.844 N	h_D = 0,5(C-B) = 32	M_D =H_D • h_D = 15.707.008
	H_G =W_{m1} –H= 75.275 K	H_G = 0,5 (C-G)= 20,5	M_p = H_P • h_P= 1.543.138
	H_T = H- H_D= 20403 Kg	h'$_T$ =0,25(h_D +h_G)=13,125	M_T = H_r • h_T = 267.789
			M_o=ΣM = 17.517.935 M_o= 17.517.935 mmxkg
ASIENTO D JUNTA	W = 0,5(A_m+A_b)S_{ba}= 1.337.486	EN ASIENTO M_a = W h_G M_a = W h_G	**M_a = 27.418.463 mmkg**

S_R=S_H=0	**k=A/B= 1230/ 1118= 1,1**
S_T = Y x(M)/t²B=	Y=1/(K-1){0,66845+[5,76169(K²logK) /(K²-1)]}
S_R = < S_{fo} = 178,5 N/ mm²	**Y= 20,31**
S_H = < 1,5 S_{fo} = 267,75 n / mm²	t=[YM_o /BS_{fo})]^{0,5}= 52,82 mm
S_T = < S_{fo} = 178,5 N/ mm²	t=[YM_a /BS_{fo})]^{0,5}=
0,5(S_H + S_R) = < S_{fo} = 178,5 N/ mm²	**t(Adoptado)= 55 mm**
0,5(S_H + S_T) = < S_{fo} = 178,5 N/ mm²	

BR.21- EJEMPLO 2- BRIDA INTEGRAL WN: Ø = 33"



JUNTA	DATOS DE DISEÑO		
	P = Pres. Diseño = 0,4 N /mm^2		
	Temp. Diseño °C= 300°=572°F		
	Material Brida A-105 =		
N= 24 mm	S_{fo} = Ten.Adm. a T.D=123 N/mm^2		
b_o= N/2= 12mm	S_{fa} = Ten.Adm. a T.D=123 N/mm^2		
	Materia Pernos A-193 Gr B7		
CALIDAD:	S_{ba} = S_{bo} = Ten.Adm. a T.A =175,8 N/mm^2		
m=4 γ=25 N/mm^2	N° Pernos=28	A_{b1}=680mm^2 A_{b1}= 1,054in^2	$d_{agu}=d_B+1/8"$ d_{agu}=32 m m
	d_B=35mm d_B=1 3/8"	$d_{agu}=d_B+1/8"$ d_{agu}=38 m m	
Si b_o<0,25" (6 mm) $b=b_o$	A_{TB}= 19.040 mm^2		
Si b_o>0,25"(6 mm) $b=2,5(b_o)^{0,5}$ = 8,66	$h_o=[Bg_o]^{0,5}$= 82 mm		

A= 1040	B=33"=838mm	C=970 mm	G=948 mm	t=2,28"=58mm	g_1= 16mm
E= 35	R= 48	d_{iJ}=924	d_{oJ}=972	$g_o=t_n$=0,315=8 mm	

A=C+2E = 1080 mm	C=B+2(g_1+R)= 1010 mm	$h_o=\sqrt{Bg_o}$ =81,88	
Si b<0,25 in (6 mm) G= 0,5 (d_o + d_i)=	;Si b_o > 0,25" (6 mm) G= d_o –2b= 972-24= 948		
d_{oJ}/d_{iJ} = [(γ-Pm)/ (γ-P(m+1))]^{0,5}=1,017; d_{oJ} =940	N=0,5(d_o-d_i)= 8 Adoptado =24 mm		

CALCULO DE PERNOS

FUERZAS EN OPERACION	H_P =2 π b G m P= 82.533 N	A_m (El Mayor de W_{m1}/S_{bo}= 2073 o W_{m2}/S_{ba} = 3668
	H = π G^2 P/4 = 283.336 N	A_{Tb} (Sección Total de Pernos) = 19040
	W_{m1}= H_P + H = 364.489 N	W = 0,5 (A_m +A_{Tb}) S_{ba} = 1.996.033 N
ASIENTO	W_{m2}= π b G γ = 644.786 n	A_b debe de ser > A_m

CALCULO BRIDA

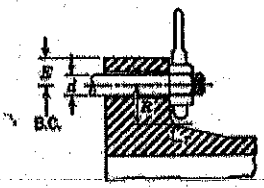
CONDICION.	CARGA	BRAZO	MOMENTO
OPERACIÓN	H_D = πB^{2}P/4 = 220.616 N	h_D = R+0,5 g_1 = 56	M_D = H_D • h_D = 12.354.496
	H_G = W_{M1}- H = 82.533 N	h_G = 0,5 (C-G) = 11	M_G = H_G • h_G = 907.863
	H_T = H-H_D = 61.720 N	h_T = 0,5 (R+g_1+h_G) = 37,5	M_T = H_r • h_T = 2.314.500
	W= W_{m1} =	EN OPERACIÓN M_o=Σ M	M_o = ΣM = 15.576.859
ASIENTO DE JUNTA	H_G = W = 0,5(A_m+A_b)S_{ba}= W= 1.996.033	EN ASIENTO M_a = W h_G	M_a =W h_G = **21.956.033**

CÁLCULO DE ESFUERZOS (OPERACIÓN)	CONSTANTES DE FORMA		
$S_H = f M_o/Lg_1^2 B$ = 61 <1,5S_a=	K = A/B =1,288	h/h_o=0,56	α=te+1=1,08
$S_R = \beta M_o/Lt^2B$ = 5,12 < S_{fa}=	T= 1,8	V=0,25	β=1,33te+1=1,106
$S_T = Y M_o/t^2B - Z \cdot S_R$ = 56 < S_{fa}=	Z= 4,05	V_L=	γ= α/T= 0,6
0,5 (S_H+S_R) = < S_{fa}=	Y= 7,84	f= 1	δ= t^3/d =1,081
0,5 (S_H+S_r) = < S_{fa}=	U = 8,61	F=0,82	L=γ+δ= 1,68
Bri.Int. d= (U/V)/h_o g_o^2= 180.477	g_1/g_0 =2	F_L=	Bri.Int e=F/h_o=0,01
Bri.Los. d= (U/V_L)/h_o g_o^2=			Bri.Los. e=F_L /h_o=
g_1= 2g_o si g_o ≤1,5in; g_1= 1,5g_o si g_o>1,5in; *			

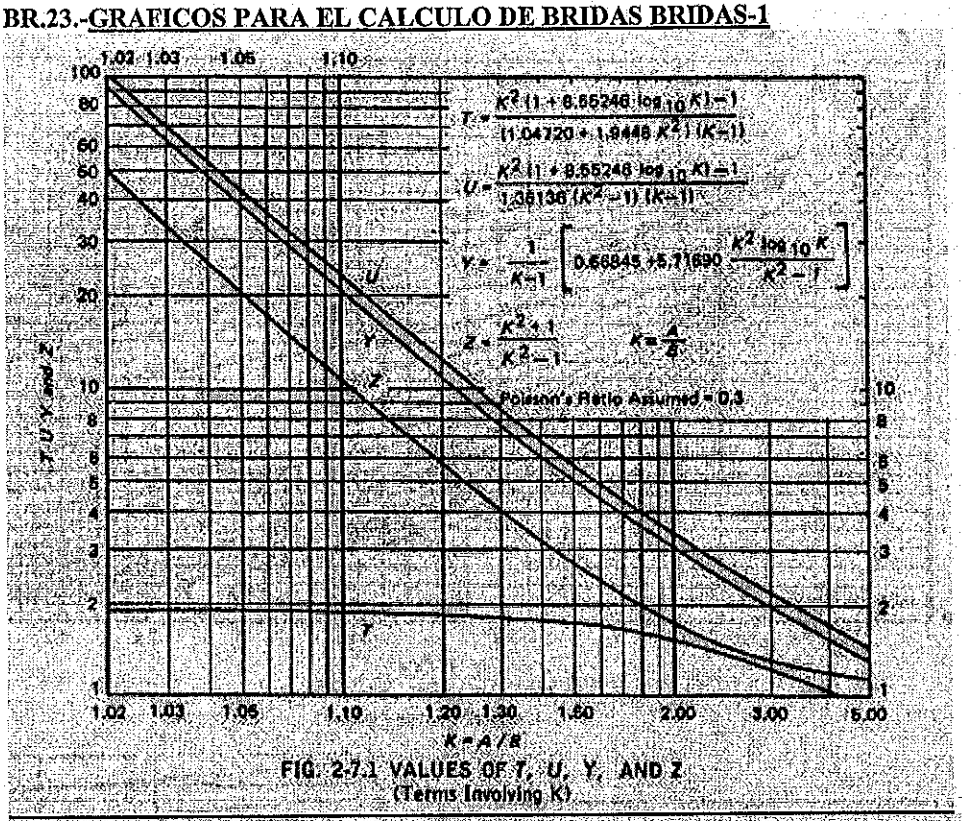
BR.22- TABLA DE PERNOS

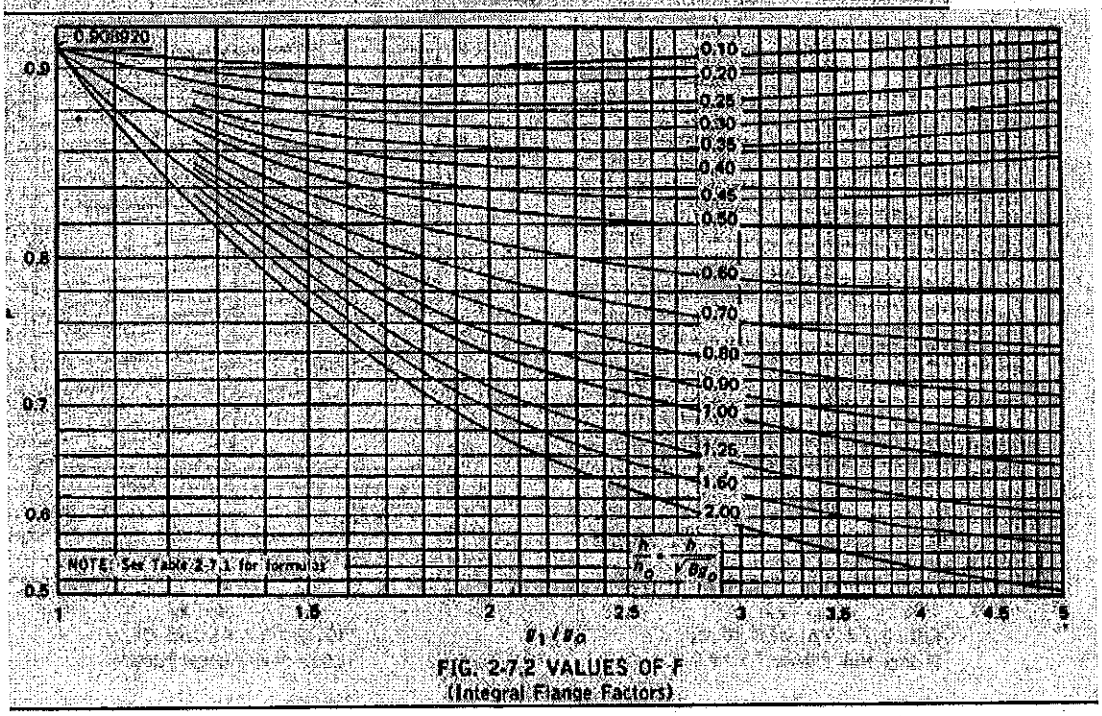
Bolt Size d	Standard Thread		8-thread Series		Bolt Spacing*		Minimum Radial Distance R	Edge Distance E	Nut Dimension (across flats)	Maximum Fillet Radius r
	No. of Threads	Root Area	No. of Threads	Root Area	Minimum B_s	Preferred				
½"	13	0.126	No. 8		1¼"	3"	1 3/16"	⅜"	¾"	¼ "
⅝"	11	0.202	thread		1½	3	1 5/16	¾	1 1/16	5/16
¾"	10	0.302	series		1¾	3	1⅛	1 5/16	1¼	⅜
⅞"	9	0.419	below 1"		2 1/16	3	1¼	1 5/16	1 5/16	⅜
1"	8	0.551	8	0.551	2¼	3	1⅜	1 1/16	1⅝	7/16
1⅛"	7	0.693	8	0.728	2½	3	1½	1⅛	1 13/16	7/16
1¼"	7	0.890	8	0.929	2 13/16	3	1¾	1¼	2	9/16
1⅜"	6	1.054	8	1.155	3 1/16		1⅞	1⅜	2 3/16	9/16
1½"	6	1.294	8	1.405	3¼		2	1½	2¾	⅝
1⅝"	5½	1.515	8	1.680	3½		2⅛	1⅝	2 9/16	⅝
1¾"	5	1.744	8	1.980	3¾		2¼	1¾	2¾	⅝
1⅞"	5	2.049	8	2.304	4		2⅜	1¼	2 13/16	⅝
2"	4½	2.300	8	2.652	4¼		2½	2	3⅛	13/16
2¼"	4½	3.020	8	3.423	4¾		2¾	2¼	3¼	13/16
2½"	4	3.715	8	4.292	5¼		3 1/16	2⅜	3⅞	13/16
2¾"	4	4.618	8	5.259	5¾		3⅜	2½	4¼	⅞
3"	4	5.621	8	6.324	6¼		3½	2¼	4⅝	15/16

* B_s = center-to-center distance between bolts, inches



BR.23.-GRAFICOS PARA EL CALCULO DE BRIDAS BRIDAS-1





BR.23.-GRAFICOS DE BRIDAS-2

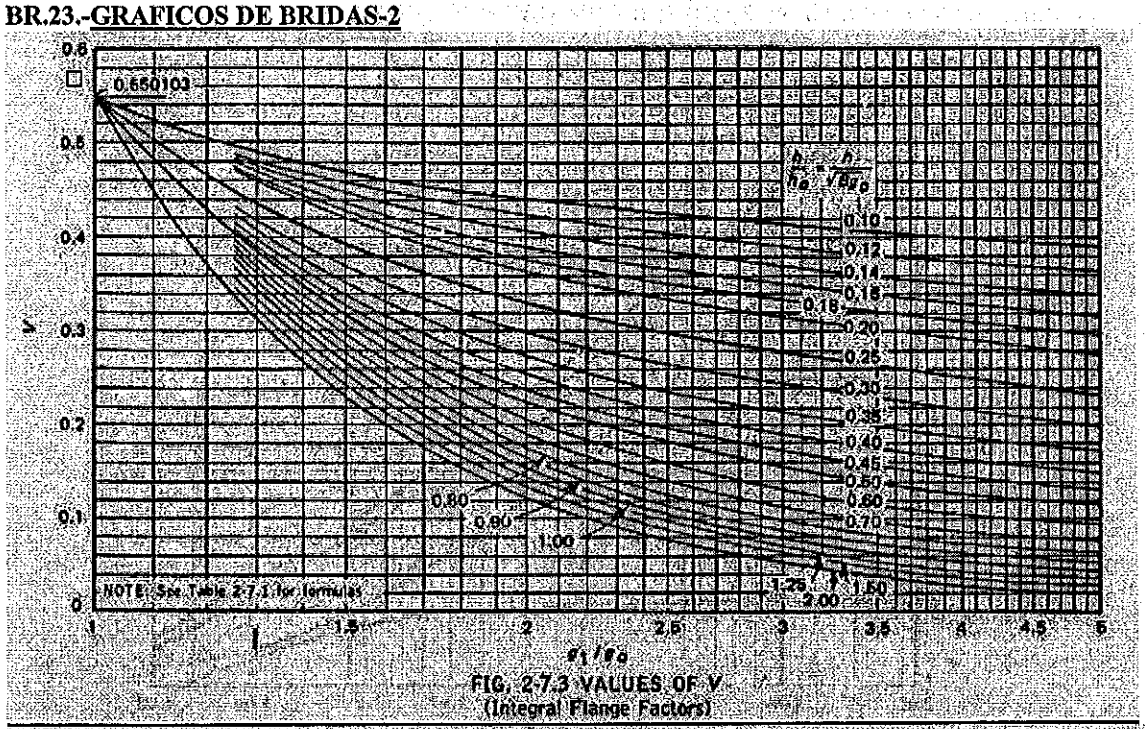


FIG. 2-7.3 VALUES OF V
(Integral Flange Factors)

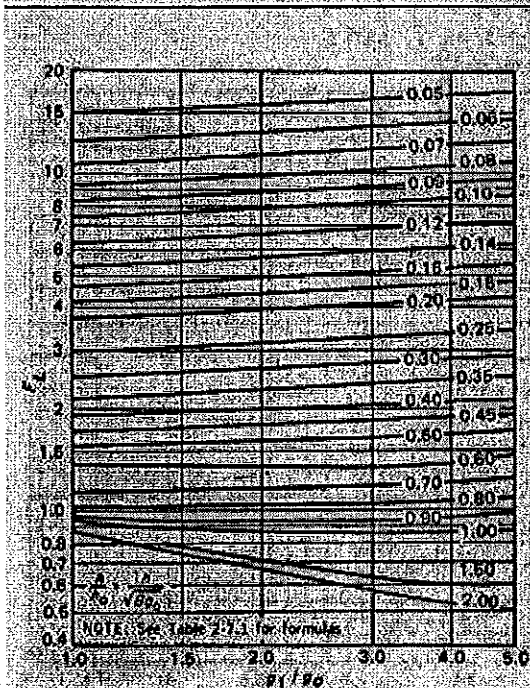


FIG. 2-7.4 VALUES OF F_L
(Loose Hub Flange Factors)

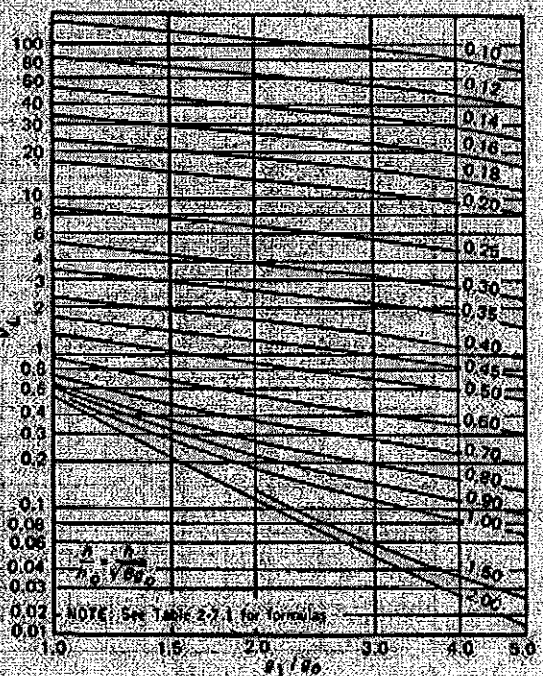


FIG. 2-7.5 VALUES OF V_L
(Loose Hub Flange Factors)

BR.23.-GRAFICOS DE BRIDAS-3

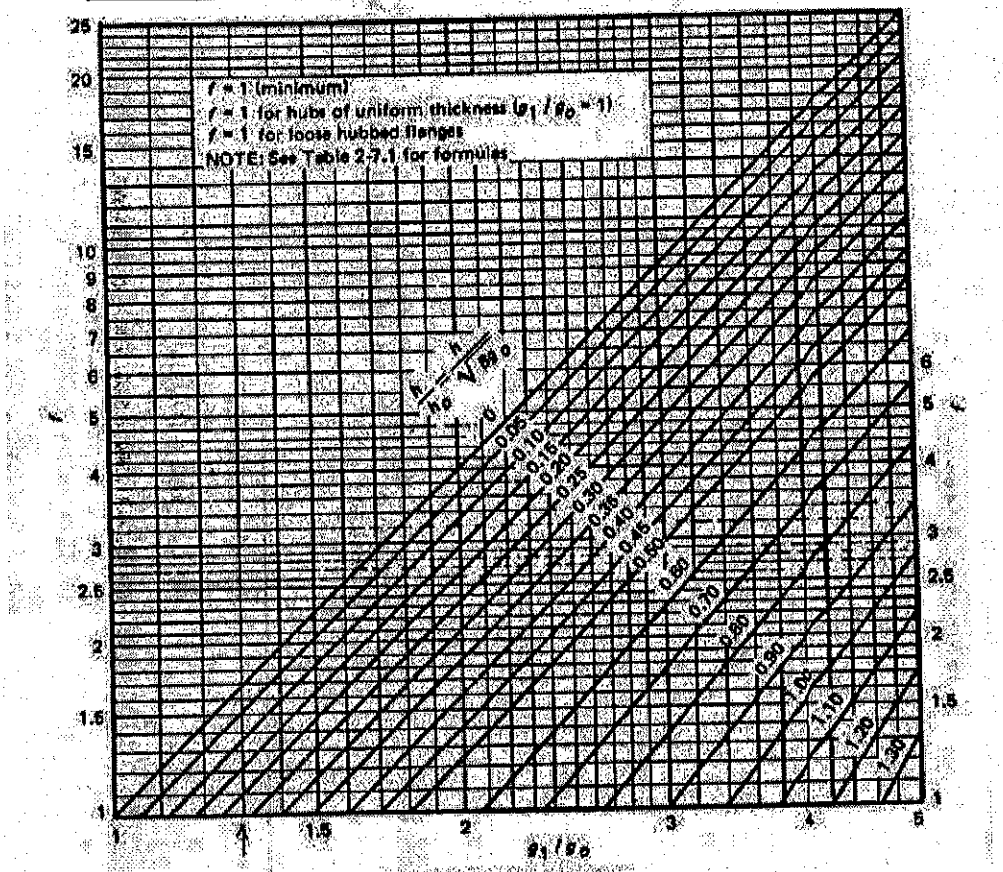


FIG. 2-7.6 VALUES OF f
(Hub Stress Correction Factor)

24-TABLA DE CONSTANTES DE BRIDAS

K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U
1.001	1.91	1000.50	1911.16	2100.16	1.046	1.90	22.05	42.75	46.99	1.091	1.88	11.52	22.22	24.41	1.136	1.86	7.69	15.28	16.77
1.002	1.91	500.50	956.16	1050.72	1.047	1.90	21.79	41.87	46.03	1.092	1.88	11.40	21.98	24.16	1.137	1.86	7.83	15.15	16.66
1.003	1.91	333.83	637.86	700.93	1.048	1.90	21.35	41.02	45.09	1.093	1.88	11.28	21.76	23.91	1.138	1.86	7.78	15.05	16.54
1.004	1.91	250.50	478.71	526.05	1.049	1.90	20.92	40.21	44.21	1.094	1.88	11.16	21.54	23.67	1.139	1.86	7.73	14.95	16.43
1.005	1.91	200.50	383.22	421.12	1.050	1.89	20.51	39.43	43.34	1.095	1.88	11.05	21.32	23.44	1.140	1.86	7.68	14.86	16.35
1.006	1.91	167.17	319.56	351.16	1.051	1.89	20.12	38.68	42.51	1.096	1.88	10.94	21.11	23.20	1.141	1.86	7.62	14.76	16.22
1.007	1.91	143.36	274.09	301.20	1.052	1.89	19.74	37.96	41.73	1.097	1.88	10.83	20.91	22.97	1.142	1.86	7.57	14.66	16.11
1.008	1.91	125.50	239.95	263.75	1.053	1.89	19.38	37.27	40.96	1.098	1.88	10.73	20.71	22.75	1.143	1.86	7.53	14.57	16.01
1.009	1.91	111.61	213.40	234.42	1.054	1.89	19.03	36.60	40.23	1.099	1.88	10.62	20.51	22.53	1.144	1.86	7.48	14.48	15.91
1.010	1.91	100.50	192.19	211.19	1.055	1.89	18.69	35.96	39.54	1.100	1.88	10.52	20.31	22.18	1.145	1.86	7.43	14.39	15.83
1.011	1.91	91.41	174.83	192.13	1.056	1.89	18.36	35.34	38.84	1.101	1.88	10.43	20.15	22.12	1.146	1.86	7.38	14.29	15.71
1.012	1.91	83.84	160.38	176.25	1.057	1.89	18.06	34.74	38.19	1.102	1.88	10.33	19.94	21.92	1.147	1.86	7.34	14.20	15.61
1.013	1.91	77.43	148.06	162.81	1.058	1.89	17.76	34.17	37.56	1.103	1.88	10.23	19.76	21.72	1.148	1.86	7.29	14.12	15.51
1.014	1.91	71.93	137.69	151.30	1.059	1.89	17.47	33.62	36.95	1.104	1.88	10.14	19.58	21.52	1.149	1.86	7.25	14.03	15.42
1.015	1.91	67.17	128.61	141.33	1.060	1.89	17.18	33.04	36.34	1.105	1.88	10.05	19.38	21.30	1.150	1.86	7.20	13.95	15.34
1.016	1.90	63.00	120.56	132.49	1.061	1.89	16.91	32.55	35.78	1.106	1.88	9.96	19.33	21.14	1.151	1.86	7.16	13.86	15.23
1.017	1.90	59.53	111.98	124.81	1.062	1.89	16.64	32.04	35.21	1.107	1.87	9.87	19.07	20.96	1.152	1.86	7.11	13.77	15.14
1.018	1.90	56.06	107.36	118.00	1.063	1.89	16.40	31.55	34.68	1.108	1.87	9.78	18.90	20.77	1.153	1.86	7.07	13.69	15.05
1.019	1.90	53.14	101.72	111.76	1.064	1.89	16.15	31.06	34.17	1.109	1.87	9.70	18.74	20.59	1.154	1.86	7.03	13.61	14.96
1.020	1.90	50.51	96.73	106.30	1.065	1.89	15.90	30.61	33.65	1.110	1.87	9.62	18.55	20.38	1.155	1.86	6.99	13.54	14.87
1.021	1.90	48.12	92.21	101.33	1.066	1.89	15.67	30.17	33.17	1.111	1.87	9.54	18.42	20.25	1.156	1.86	6.95	13.45	14.78
1.022	1.90	45.96	88.04	96.75	1.067	1.89	15.45	29.74	32.69	1.112	1.87	9.46	18.27	20.08	1.157	1.86	6.91	13.37	14.70
1.023	1.90	43.99	84.30	92.64	1.068	1.89	15.22	29.32	32.22	1.113	1.87	9.38	18.13	19.91	1.158	1.86	6.87	13.30	14.61
1.024	1.90	42.17	80.81	88.81	1.069	1.89	15.02	28.91	31.79	1.114	1.87	9.30	17.97	19.75	1.159	1.86	6.83	13.22	14.53
1.025	1.90	40.51	77.61	85.29	1.070	1.89	14.80	28.51	31.34	1.115	1.87	9.22	17.81	19.55	1.160	1.86	6.79	13.15	14.45
1.026	1.90	38.97	74.70	82.09	1.071	1.89	14.61	28.13	30.92	1.116	1.87	9.15	17.68	19.43	1.161	1.86	6.76	13.07	14.36
1.027	1.90	37.54	71.97	79.06	1.072	1.89	14.41	27.76	30.51	1.117	1.87	9.07	17.54	19.27	1.162	1.86	6.71	13.00	14.28
1.028	1.90	36.22	69.43	76.30	1.073	1.89	14.22	27.39	30.11	1.118	1.87	9.00	17.40	19.12	1.163	1.86	6.67	12.92	14.20
1.029	1.90	34.99	67.11	73.75	1.074	1.88	14.04	27.04	29.72	1.119	1.87	8.94	17.27	18.98	1.164	1.86	6.64	12.86	14.12
1.030	1.90	33.84	64.91	71.33	1.075	1.88	13.85	26.69	29.34	1.120	1.87	8.86	17.13	18.80	1.165	1.86	6.60	12.78	14.04
1.031	1.90	32.76	62.85	69.06	1.076	1.88	13.66	26.36	28.98	1.121	1.87	8.79	17.00	18.68	1.166	1.86	6.56	12.71	13.97
1.032	1.90	31.76	60.92	66.94	1.077	1.88	13.50	26.03	28.69	1.122	1.87	8.72	16.87	18.54	1.167	1.86	6.53	12.64	13.89
1.033	1.90	30.81	59.11	64.96	1.078	1.88	13.35	25.72	28.27	1.123	1.87	8.66	16.74	18.40	1.168	1.86	6.49	12.58	13.82
1.034	1.90	29.92	57.41	63.06	1.079	1.88	13.18	25.40	27.92	1.124	1.87	8.59	16.62	18.26	1.169	1.86	6.46	12.51	13.74
1.035	1.90	29.08	55.80	61.32	1.080	1.88	13.02	25.10	27.59	1.125	1.87	8.53	16.49	18.11	1.170	1.86	6.42	12.43	13.66
1.036	1.90	28.29	54.29	59.66	1.081	1.88	12.87	24.81	27.27	1.126	1.87	8.47	16.37	17.99	1.171	1.86	6.39	12.38	13.60
1.037	1.90	27.54	52.85	58.06	1.082	1.88	12.72	24.52	26.95	1.127	1.87	8.40	16.25	17.86	1.172	1.86	6.35	12.31	13.53
1.038	1.90	26.83	51.50	56.59	1.083	1.88	12.57	24.24	26.65	1.128	1.87	8.34	16.14	17.73	1.173	1.86	6.32	12.25	13.46
1.039	1.90	26.15	50.21	55.17	1.084	1.88	12.43	24.00	26.34	1.129	1.87	8.28	16.02	17.60	1.174	1.86	6.29	12.18	13.39
1.040	1.90	25.51	48.97	53.82	1.085	1.88	12.29	23.69	26.05	1.130	1.87	8.22	15.91	17.48	1.175	1.86	6.25	12.10	13.30
1.041	1.90	24.90	47.81	53.10	1.086	1.88	12.15	23.44	25.77	1.131	1.87	8.16	15.79	17.35	1.176	1.86	6.22	12.06	13.25
1.042	1.90	24.32	46.71	51.33	1.087	1.88	12.02	23.18	25.48	1.132	1.87	8.11	15.68	17.24	1.177	1.86	6.19	12.00	13.18
1.043	1.90	23.77	45.64	50.15	1.088	1.88	11.89	22.93	25.20	1.133	1.86	8.05	15.57	17.11	1.178	1.86	6.16	11.93	13.11
1.044	1.90	23.23	44.64	49.05	1.089	1.88	11.76	22.68	24.93	1.134	1.86	7.99	15.46	16.99	1.179	1.86	6.13	11.87	13.05
1.045	1.90	22.74	43.69	48.02	1.090	1.88	11.63	22.44	24.68	1.135	1.86	7.94	15.36	16.90	1.180	1.86	6.10	11.79	12.96

Reprinted by permission of Taylor Forge International, Inc.

24-TABLA DE CONSTANTES DE BRIDAS

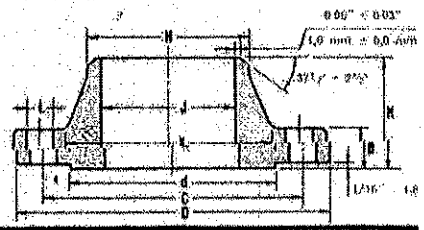
K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U
1.182	1.85	6.04	11.70	12.86	1.278	1.81	4.16	8.05	8.85	1.434	1.74	2.89	5.56	6.10	1.75	1.60	1.97	3.84	4.00
1.184	1.85	5.98	11.58	12.73	1.281	1.81	4.12	7.98	8.77	1.438	1.74	2.87	5.52	6.06	1.76	1.60	1.95	3.81	3.96
1.186	1.85	5.92	11.47	12.61	1.284	1.80	4.08	7.91	8.69	1.442	1.74	2.85	5.48	6.01	1.77	1.60	1.94	3.87	3.93
1.188	1.85	5.86	11.36	12.49	1.287	1.80	4.05	7.84	8.61	1.446	1.74	2.83	5.44	5.97	1.78	1.59	1.92	3.54	3.89
1.190	1.84	5.81	11.26	12.37	1.290	1.80	4.01	7.77	8.53	1.450	1.73	2.81	5.40	5.93	1.79	1.59	1.91	3.51	3.85
1.192	1.84	5.75	11.15	12.25	1.293	1.80	3.98	7.70	8.46	1.454	1.73	2.80	5.36	5.89	1.80	1.59	1.89	3.47	3.82
1.194	1.84	5.70	11.05	12.14	1.296	1.80	3.94	7.63	8.39	1.458	1.73	2.78	5.32	5.85	1.81	1.58	1.88	3.44	3.78
1.196	1.84	5.65	10.95	12.03	1.299	1.80	3.91	7.57	8.31	1.462	1.73	2.76	5.28	5.80	1.82	1.58	1.86	3.41	3.75
1.198	1.84	5.60	10.85	11.92	1.302	1.80	3.88	7.50	8.24	1.466	1.73	2.74	5.24	5.76	1.83	1.57	1.85	3.38	3.72
1.200	1.84	5.55	10.75	11.81	1.305	1.80	3.84	7.44	8.18	1.470	1.72	2.72	5.20	5.71	1.84	1.57	1.84	3.35	3.69
1.202	1.84	5.50	10.65	11.71	1.308	1.79	3.81	7.38	8.11	1.475	1.72	2.70	5.16	5.66	1.85	1.56	1.83	3.33	3.65
1.204	1.84	5.45	10.56	11.61	1.311	1.79	3.78	7.32	8.05	1.480	1.72	2.68	5.12	5.61	1.86	1.56	1.81	3.30	3.62
1.206	1.84	5.40	10.47	11.51	1.314	1.79	3.75	7.26	7.98	1.485	1.72	2.66	5.08	5.57	1.87	1.55	1.80	3.27	3.59
1.208	1.84	5.35	10.38	11.41	1.317	1.79	3.72	7.20	7.92	1.490	1.72	2.64	5.04	5.53	1.88	1.55	1.79	3.24	3.56
1.210	1.84	5.31	10.30	11.32	1.320	1.79	3.69	7.14	7.85	1.495	1.71	2.62	5.00	5.49	1.89	1.55	1.78	3.22	3.54
1.212	1.83	5.27	10.21	11.22	1.323	1.79	3.67	7.09	7.79	1.500	1.71	2.60	4.96	5.46	1.90	1.54	1.77	3.19	3.51
1.214	1.83	5.22	10.12	11.12	1.326	1.79	3.64	7.03	7.73	1.505	1.71	2.58	4.92	5.41	1.91	1.54	1.75	3.17	3.48
1.216	1.83	5.18	10.04	11.03	1.329	1.78	3.61	6.98	7.67	1.510	1.71	2.56	4.88	5.37	1.92	1.54	1.74	3.14	3.45
1.218	1.83	5.14	9.96	10.94	1.332	1.78	3.58	6.92	7.61	1.515	1.71	2.54	4.84	5.33	1.93	1.53	1.73	3.12	3.43
1.220	1.83	5.10	9.89	10.87	1.335	1.78	3.56	6.87	7.55	1.520	1.70	2.53	4.80	5.29	1.94	1.53	1.72	3.09	3.40
1.222	1.83	5.05	9.80	10.77	1.338	1.78	3.53	6.82	7.50	1.525	1.70	2.51	4.77	5.25	1.95	1.53	1.71	3.07	3.38
1.224	1.83	5.01	9.72	10.68	1.341	1.78	3.51	6.77	7.44	1.530	1.70	2.49	4.74	5.21	1.96	1.52	1.70	3.06	3.35
1.226	1.83	4.98	9.65	10.60	1.344	1.78	3.48	6.72	7.39	1.535	1.70	2.47	4.70	5.17	1.97	1.52	1.69	3.03	3.33
1.228	1.83	4.94	9.57	10.52	1.347	1.78	3.46	6.68	7.33	1.540	1.69	2.46	4.66	5.13	1.98	1.51	1.68	3.01	3.30
1.230	1.83	4.90	9.50	10.44	1.350	1.78	3.43	6.63	7.28	1.545	1.69	2.44	4.63	5.09	1.99	1.51	1.68	2.98	3.28
1.232	1.83	4.86	9.43	10.36	1.354	1.77	3.40	6.57	7.21	1.55	1.69	2.43	4.60	5.05	2.00	1.51	1.67	2.96	3.26
1.234	1.83	4.83	9.36	10.28	1.358	1.77	3.37	6.50	7.14	1.56	1.69	2.40	4.54	4.99	2.01	1.50	1.66	2.94	3.23
1.236	1.82	4.79	9.29	10.20	1.362	1.77	3.34	6.44	7.08	1.57	1.68	2.37	4.48	4.92	2.02	1.50	1.65	2.92	3.21
1.238	1.82	4.76	9.22	10.13	1.366	1.77	3.31	6.38	7.01	1.58	1.68	2.34	4.42	4.86	2.04	1.49	1.63	2.88	3.17
1.240	1.82	4.72	9.15	10.05	1.370	1.77	3.28	6.32	6.95	1.59	1.67	2.31	4.36	4.79	2.06	1.48	1.62	2.85	3.13
1.242	1.82	4.69	9.08	9.98	1.374	1.77	3.25	6.27	6.89	1.60	1.67	2.28	4.31	4.73	2.08	1.48	1.60	2.81	3.09
1.244	1.82	4.66	9.02	9.91	1.378	1.76	3.22	6.21	6.82	1.61	1.66	2.26	4.25	4.67	2.10	1.47	1.59	2.78	3.06
1.246	1.82	4.62	8.95	9.84	1.382	1.76	3.20	6.16	6.77	1.62	1.65	2.23	4.20	4.61	2.12	1.46	1.57	2.74	3.01
1.248	1.82	4.59	8.89	9.77	1.386	1.76	3.17	6.11	6.72	1.63	1.65	2.21	4.15	4.56	2.14	1.46	1.56	2.71	2.97
1.250	1.82	4.56	8.83	9.70	1.390	1.76	3.15	6.06	6.66	1.64	1.65	2.19	4.10	4.50	2.16	1.45	1.55	2.67	2.94
1.252	1.82	4.52	8.77	9.64	1.394	1.76	3.12	6.01	6.60	1.65	1.65	2.18	4.05	4.45	2.18	1.44	1.53	2.64	2.90
1.254	1.82	4.49	8.71	9.57	1.398	1.75	3.10	5.96	6.55	1.66	1.64	2.14	4.01	4.40	2.20	1.44	1.52	2.61	2.87
1.256	1.82	4.46	8.65	9.51	1.402	1.75	3.07	5.92	6.49	1.67	1.64	2.12	3.96	4.35	2.22	1.43	1.51	2.58	2.84
1.258	1.81	4.43	8.59	9.44	1.406	1.75	3.05	5.87	6.44	1.68	1.63	2.10	3.92	4.30	2.24	1.42	1.50	2.56	2.81
1.260	1.81	4.40	8.53	9.38	1.410	1.75	3.02	5.82	6.39	1.69	1.63	2.08	3.87	4.26	2.26	1.41	1.49	2.53	2.78
1.263	1.81	4.36	8.45	9.28	1.414	1.75	3.00	5.77	6.34	1.70	1.63	2.06	3.83	4.21	2.28	1.41	1.48	2.50	2.75
1.266	1.81	4.32	8.37	9.19	1.416	1.75	2.98	5.72	6.29	1.71	1.62	2.04	3.79	4.17	2.30	1.40	1.47	2.48	2.72
1.269	1.81	4.28	8.29	9.11	1.422	1.75	2.96	5.68	6.25	1.72	1.62	2.02	3.76	4.12	2.32	1.40	1.46	2.45	2.69
1.272	1.81	4.24	8.21	9.02	1.426	1.74	2.94	5.64	6.20	1.73	1.61	2.00	3.72	4.08	2.34	1.39	1.45	2.43	2.67
1.275	1.81	4.20	8.13	8.93	1.430	1.74	2.91	5.60	6.15	1.74	1.61	1.99	3.68	4.04	2.36	1.38	1.44	2.40	2.64

K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U
2.38	1.38	1.43	2.38	2.61	2.83	1.25	1.28	1.96	2.17	3.46	1.11	1.18	1.64	1.80	4.15	.969	1.12	1.40	1.54
2.40	1.37	1.42	2.36	2.59	2.86	1.24	1.28	1.96	2.15	3.50	1.10	1.18	1.62	1.78	4.20	.962	1.12	1.39	1.53
2.42	1.36	1.41	2.33	2.56	2.89	1.23	1.27	1.94	2.13	3.54	1.09	1.17	1.61	1.76	4.25	.975	1.12	1.38	1.51
2.44	1.36	1.40	2.31	2.54	2.92	1.22	1.27	1.92	2.11	3.58	1.08	1.17	1.59	1.75	4.30	.968	1.11	1.36	1.50
2.46	1.35	1.40	2.29	2.52	2.95	1.22	1.26	1.90	2.09	3.62	1.07	1.16	1.57	1.73	4.35	.962	1.11	1.35	1.48
2.48	1.35	1.39	2.27	2.50	2.98	1.21	1.25	1.88	2.07	3.66	1.07	1.16	1.56	1.71	4.40	.956	1.11	1.34	1.47
2.50	1.34	1.38	2.25	2.47	3.02	1.20	1.25	1.86	2.04	3.70	1.06	1.16	1.55	1.70	4.45	.948	1.11	1.33	1.46
2.53	1.33	1.37	2.22	2.44	3.06	1.19	1.24	1.83	2.01	3.74	1.05	1.15	1.53	1.68	4.50	.941	1.10	1.31	1.44
2.56	1.32	1.36	2.19	2.41	3.10	1.18	1.23	1.81	1.99	3.78	1.05	1.15	1.52	1.67	4.55	.934	1.10	1.30	1.43
2.59	1.31	1.35	2.17	2.38	3.14	1.17	1.23	1.79	1.97	3.82	1.04	1.15	1.50	1.65	4.60	.928	1.10	1.29	1.42
2.62	1.30	1.34	2.14	2.35	3.18	1.16	1.22	1.77	1.94	3.86	1.03	1.14	1.49	1.64	4.65	.921	1.10	1.28	1.41
2.65	1.30	1.33	2.12	2.32	3.22	1.16	1.21	1.75	1.92	3.90	1.03	1.14	1.48	1.62	4.70	.914	1.09	1.27	1.39
2.68	1.29	1.32	2.09	2.30	3.26	1.15	1.21	1.73	1.90	3.94	1.02	1.14	1.48	1.61	4.75	.906	1.09	1.26	1.38
2.71	1.28	1.31	2.07	2.27	3.30	1.14	1.20	1.71	1.88	3.98	1.01	1.13	1.46	1.60	4.80	.900	1.09	1.25	1.37
2.74	1.27	1.31	2.04	2.25	3.34	1.13	1.20	1.69	1.86	4.00	1.009	1.13	1.45	1.59	4.85	.893	1.08	1.24	1.36
2.77	1.26	1.30	2.02	2.22	3.38	1.12	1.19	1.67	1.84	4.05	1.002	1.13	1.43	1.57	4.90	.887	1.09	1.23	1.35
2.80	1.26	1.29	2.00	2.20	3.42	1.11	1.19	1.66	1.82	4.10	.996	1.13	1.42	1.56	4.95	.880	1.08	1.22	1.34
															5.00	.873	1.08	1.21	1.33

25- TABLAS DE BRIDAS

150 LB. BRIDAS WELDING NECK

150 LB. WELDING NECK FLANGES

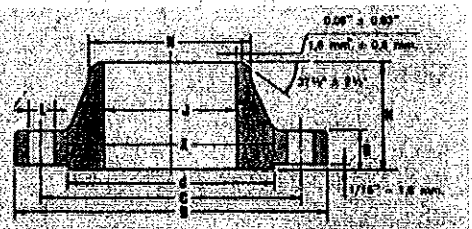


ANSI B16.5 - 1973

Nominal pipe size Ø nominal	Approx. Weight Peso aprox. Libras Kgs.	DIMENSIONES / DIMENSIONS D inches mm.	B* (min.) inches mm.	N* inches mm.	H inches mm.	X inches mm.	d inches mm.	L inches mm.	C inches mm.	N.° of holes N.° de taladros
½	2.0 0,9	3.50 88,9	0.44 11,1	1.88 47,6	0.84 21,3	1.19 30,2	1.38 34,9	0.62 15,9	2.38 60,3	4
¾	2.0 0,9	3.88 98,4	0.50 12,7	2.06 52,4	1.05 26,7	1.50 38,1	1.69 42,9	0.62 15,9	2.75 69,8	4
1	2.5 1,2	4.25 107,9	0.56 14,3	2.19 55,6	1.32 33,5	1.94 49,2	2.00 50,8	0.62 15,9	3.12 79,4	4
1 ¼	2.5 1,2	4.62 117,5	0.62 15,9	2.25 57,1	1.66 42,2	2.31 58,7	2.50 63,5	0.62 15,9	3.50 88,9	4
1 ½	4.0 1,8	5.00 127,0	0.69 17,5	2.44 61,9	1.90 48,3	2.56 65,1	2.88 73,0	0.62 15,9	3.88 98,4	4
2	6.0 2,7	6.00 152,4	0.75 19,0	2.50 63,5	2.38 60,4	3.06 77,8	3.62 92,1	0.75 19	4.75 120,6	4
2 ½	10.0 4,5	7.00 177,8	0.88 22,2	2.75 69,8	2.88 73,1	3.56 90,5	4.12 104,6	0.75 19	5.50 139,7	4
3	11.25 5,2	7.50 190,5	0.94 23,8	2.75 69,8	3.50 88,9	4.25 107,9	5.00 127,0	0.75 19	6.00 152,4	4
3 ½	12.0 5,4	8.50 215,9	0.94 23,8	2.81 71,4	4.00 101,6	4.81 122,2	5.50 139,7	0.75 19	7.00 177,8	8
4	15.0 6,8	9.00 228,6	0.94 23,8	3.00 76,2	4.50 114,3	5.31 134,9	6.19 157,2	0.75 19	7.50 190,5	8
5	19.0 8,6	10.00 254,0	0.94 23,8	3.50 88,9	5.56 141,2	6.44 163,5	7.31 185,7	0.88 22,2	8.50 215,9	8
6	24.0 11	11.00 279,4	1.00 25,4	3.50 88,9	6.63 168,4	7.56 192,1	8.50 215,9	0.88 22,2	9.50 241,3	8
8	39.0 17,5	13.50 342,9	1.12 28,6	4.00 101,6	8.63 219,2	9.69 246,1	10.62 269,9	0.88 22,2	11.75 298,4	8
10	52.0 23,5	16.00 406,4	1.19 30,2	4.00 101,6	10.75 273,0	12.00 304,8	12.75 323,8	1.00 25,4	14.25 361,9	12
12	80.0 36,5	19.00 482,6	1.25 31,8	4.50 114,3	12.75 323,8	14.38 365,1	15.00 381,0	1.00 25,4	17.00 431,8	12
14	120.0 54,5	21.00 533,4	1.38 34,9	5.00 127,0	14.00 355,6	15.75 400,0	16.25 412,7	1.12 28,6	18.75 476,2	12
16	127.0 57,5	23.50 596,9	1.44 36,5	5.00 127,0	16.00 406,4	18.00 457,2	18.50 469,9	1.12 28,6	21.25 539,7	16
18	140.0 63,5	25.00 635,0	1.56 39,7	5.50 139,7	18.00 457,2	19.88 504,8	21.00 533,4	1.25 31,7	22.75 577,8	16
20	170.0 77	27.50 698,5	1.69 42,9	5.69 144,5	20.00 508,0	22.00 558,8	23.00 584,2	1.25 31,7	25.00 635,0	20
22 *	224.0 102	29.50 749,3	1.81 46,0	5.88 149,2	22.00 558,8	24.00 609,6	25.25 641,2	1.38 34,9	27.25 692,1	20
24	260.0 118	32.00 812,8	1.88 47,6	6.00 152,4	24.00 609,6	26.12 663,6	27.25 692,1	1.38 34,9	29.50 749,3	20
26 Δ	300.0 136	34.25 869,9	2.00 50,8	5.00 127,0	26.00 660,4	28.50 723,9	29.25 742,9	1.38 34,9	31.75 806,4	24
28 Δ	315.0 143	36.50 927,1	2.06 52,4	5.06 128,6	28.00 711,2	30.75 781,0	31.25 793,7	1.38 34,9	34.00 863,6	28
30 Δ	360.0 163	38.75 984,2	2.12 54,0	5.12 130,2	30.00 762,0	32.75 831,8	33.75 857,2	1.38 34,9	36.00 914,4	28
32 Δ	435.0 197	41.75 1060,4	2.25 57,1	5.25 133,3	32.00 812,8	35.00 889,0	35.75 908,0	1.62 41,3	38.50 977,9	28
34 Δ	465.0 211	43.75 1111,2	2.31 58,7	5.31 134,9	34.00 863,6	37.00 939,8	37.75 958,8	1.62 41,3	40.50 1028,7	32
36 Δ	520.0 236	46.00 1168,4	2.38 60,3	5.38 136,5	36.00 914,4	39.25 996,9	40.25 1022,3	1.62 41,3	42.75 1085,8	32
42 Δ	750.0 340	53.00 1346,2	2.62 66,7	5.62 142,9	42.00 1066,8	46.00 1168,4	47.00 1193,8	1.62 41,3	49.50 1257,3	36

300 LB. BRIDAS WELDING NECK

300 LB. WELDING NECK FLANGES

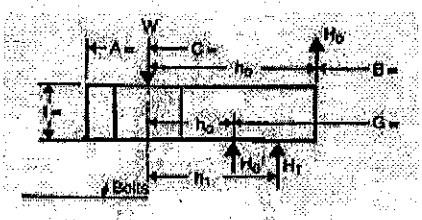


ANSI B16.5 - 1973

Nominal pipe size Ø nominal	Approx. Weight Peso aprox. Libras Kgs.	DIMENSIONES / DIMENSIONS D Inches mm.	B* (min.) Inches mm.	N* Inches mm.	H Inches mm.	X Inches mm.	d Inches mm.	L Inches mm.	C Inches mm.	N.º of holes N.º de taladros
½	2.0 0,9	3.75 95,2	0.56 14,3	2.06 52,4	0.84 21,3	1.50 38,1	1.38 34,9	0.62 15,9	2.62 66,7	4
¾	3.0 1,4	4.62 117,5	0.62 15,9	2.25 57,1	1.05 26,7	1.88 47,6	1.69 42,9	0.75 19	3.25 82,5	4
1	4.0 1,8	4.88 123,8	0.69 17,5	2.44 61,9	1.32 33,5	2.12 54,0	2.00 50,8	0.75 19	3.50 88,9	4
1 ¼	6.0 2,7	5.25 133,3	0.75 19,0	2.56 65,1	1.66 42,2	2.50 63,5	2.50 63,5	0.75 19	3.88 98,4	4
1 ½	8.0 3,6	6.12 155,6	0.81 20,6	2.69 68,3	1.90 48,3	2.75 69,8	2.88 73,0	0.88 22,2	4.50 114,3	4
2	9.0 4,1	6.50 165,1	0.88 22,2	2.75 69,8	2.38 60,4	3.31 84,1	3.62 92,1	0.75 19	5.00 127,0	8
2 ½	12.0 5,4	7.50 190,5	1.00 25,4	3.00 76,2	2.88 73,1	3.94 100,0	4.12 104,8	0.88 22,2	5.88 149,2	8
3	15.0 6,8	8.25 209,5	1.12 28,6	3.12 79,4	3.50 88,9	4.62 117,5	5.00 127,0	0.88 22,2	6.62 168,3	8
3 ½	18.0 8,2	9.00 228,6	1.19 30,2	3.19 81,0	4.00 101,6	5.25 133,3	5.50 139,7	0.88 22,2	7.25 184,1	8
4	25.0 11,3	10.00 254,0	1.25 31,8	3.38 85,7	4.50 114,3	5.75 146,0	6.19 157,2	0.88 22,2	7.88 200,0	8
5	32.0 14,5	11.00 279,4	1.38 34,9	3.88 98,4	5.56 141,2	7.00 177,8	7.31 185,7	0.88 22,2	9.25 234,9	8
6	42.0 19	12.50 317,5	1.44 36,5	3.88 98,4	6.63 168,4	8.12 206,4	8.50 215,9	0.88 22,2	10.62 269,9	12
8	67.0 30,5	15.00 381,0	1.62 41,3	4.38 111,1	8.63 219,2	10.25 260,3	10.62 269,9	1.00 25,4	13.00 330,2	12
10	91.0 41,5	17.50 444,5	1.88 47,6	4.62 117,5	10.75 273,0	12.62 320,7	12.75 323,8	1.12 28,6	15.25 387,3	16
12	138.0 62,5	20.50 520,7	2.00 50,8	5.12 130,2	12.75 323,8	14.75 374,6	15.00 381,0	1.25 31,7	17.75 450,8	16
14	186.0 84,5	23.00 584,2	2.12 54,0	5.62 142,9	14.00 355,6	16.75 425,4	16.25 412,7	1.25 31,7	20.25 514,3	20
16	246.0 111,5	25.50 647,7	2.25 57,2	5.75 146,0	16.00 406,4	19.00 482,6	18.50 469,9	1.38 34,9	22.50 571,5	20
18	305.0 138,5	28.00 711,2	2.38 60,3	6.25 158,7	18.00 457,2	21.00 533,4	21.00 533,4	1.38 34,9	24.75 628,6	24
20	378.0 171,5	30.50 774,7	2.50 63,5	6.38 161,9	20.00 508,0	23.12 587,4	23.00 584,2	1.38 34,9	27.00 685,8	24
22 *	429.0 194,5	33.00 838,2	2.62 66,7	6.50 165,1	22.00 558,8	25.25 641,2	25.25 641,2	1.62 41,3	29.25 742,9	24
24	545.0 247	36.00 914,4	2.75 69,8	6.62 168,3	24.00 609,6	27.62 701,7	27.25 692,1	1.62 41,3	32.00 812,8	24
26 Δ	670.0 304	38.25 971,5	3.12 79,4	7.25 184,1	26.25 666,7	28.38 720,7	29.50 749,3	1.75 44,4	34.50 876,3	28
28 Δ	810.0 367,5	40.75 1035,0	3.38 85,7	7.75 196,8	28.25 717,5	30.50 774,7	31.50 800,1	1.75 44,4	37.00 939,8	28
30 Δ	930.0 422	43.00 1092,2	3.62 92,1	8.25 209,5	30.25 768,3	32.56 827,1	33.75 857,2	1.88 47,6	39.25 996,9	28
32 Δ	1025.0 465	45.25 1149,3	3.88 98,4	8.75 222,2	32.25 819,1	34.69 881,0	36.00 914,4	2.00 50,8	41.50 1054,1	28
34 Δ	1200.0 545	47.50 1206,5	4.00 101,6	9.12 231,8	34.31 871,5	36.88 936,6	38.00 965,2	2.00 50,8	43.50 1104,9	28
36 Δ	1300.0 590	50.00 1270,0	4.12 104,8	9.50 241,3	36.31 922,3	39.00 990,6	40.25 1022,3	2.12 54	46.00 1168,4	32
42 *	1740.0 790	57.00 1447,8	4.62 117,5	10.88 276,2	42.31 1074,7	45.44 1154,1	47.00 1193,8	2.12 54	52.75 1339,8	36

26-.BRIDA DE ANILLO.

BRIDA DE ANILLO: ∅= PRESION INTERIOR P= Kg/cm²:



BRIDA DE ANILLO

DETALLE CARA	DATOS DE DISEÑO		
	P = Pres. Diseño = Kg/mm² = psi		
	Temp. Diseño °C= °= °F		
	Corrosión Admis. =		
	Material Brida A-105		
N =	S_{fo} = Ten.Adm. a T.D= Kg/mm²= psi		
	S_{fa} = Ten.Adm. a T.A = Kg/mm²= psi		
	Material Pernos A-193 GrB7		
	S_{bo} = Ten.Adm. a T.D= Kg/mm²= psi		
CALIDAD:	S_{ba} = Ten.Adm. a T.A = Kg/mm²= psi		
m=		N° Pernos=	d_B= mm
γ= psi			d_B=
γ= Kg/mm²	b_o= N/2=	$d_{agu}=d_B+1/8"$	A_{bl}= mm²
		d_{agu}= mm	A_{bl}= in²
Si b_o<0,25; b=b_o	A_{TB}= mm²		A_{TB}= in²
Si b_o>0,25 b=0,5$(b_o)^{0,5}$=			

A=	B=33"=m	C=	G=		g_1=
E=		d_{lJ}= B	d_{oJ}=		$g_o=t_n$= = mm

Para defir G ver Ape.2 (3)

Si b<0,25 in G= 0,5 (d_o + d_j)=	;Si b_o > 0,25 G= d_o –2b=	C=B+N =	
A=C+2E =	N=0,5(d_o-d_j)=		
d_{oJ}/d_{lJ} = [(γ-Pm)/ (γ-p(m+1))]^{0,5}=1,087; d_{oJ} =	Si *g_1<g_o es g_1=g_o		

CALCULO PERNOS

CALCULO		dA_{m1}= $W_{m\,1}/S_{bd}$= mm²	A_{m2}= $W_{m\,2}/S_{ba}$ = mm²
	H =π/4 G^2 P= Kg	A_m=El Mayor de A_{m1} o A_{m2} ;	
DE	H_p =2 bπ G m P= Kg	A_b (Sección Total de Pernos) = mm²	
		W = 0,5 (A_m +A_b) S_{ba} = = Kg	
PERNOS	$W_{m\,1}$= H + H_P= kg	$A_{T\,b}$= mm² debe de ser > A_m= mm²	
	$W_{m\,2}$= H_y= π bG γ = kg		

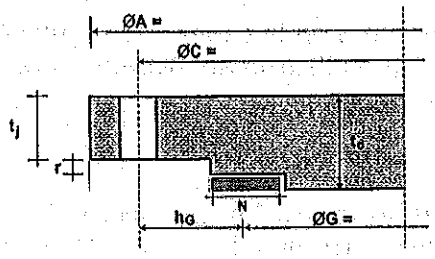
CALCULO BRIDA:

CONDICION.	CARGA EN Kg	BRAZO EN cm	MOMENTO EN mmxkg
OPERACIÓN	H_D= π/4 B^2 P= Kg	h_D = 0,5(C-B) =	M_D =H_D • h_D =
	H_G =W_{m1} –H= Kg	H_G = 0,5 (C-G)=	M_p = H_P • h_P=
	H_T = H- H_D= Kg	h'_T =0,25(h_D +h_G)=	M_T = H_r • h_T =
			M_o=ΣM =
			M_o= mmxkg
ASIENTO DE JUNTA	W = 0,5(A_m+A_b)S_{ba}=	EN ASIENTO M_a = W h_G	M_a = mmkg
		M_a = W h_G	

	k=A/B=
S_R=S_H=0	Y=1/(K-1){0,66845+[5,76169(K^2logK) /(K^2-1)]}
S_T = Y x(M)/t^2B=	Y=
S_T= psi < S_{fo}=	t=[YM_o /BS_{fo})]^{0,5}=
S_H =≤1,5 S_{fo}= psi (Bri.Int.sin Tubo)	t=[YM_a /BS_{fo})]^{0,5}=
1,5S_{fo}=≤ S_H= ≤2,5S_{fo}(Br.In.con Tubo)	t(Adoptado)=
S_R= ≤ S_{fo}= (Bri.Int sin Tubo)Ape.2-7b	
0,5(S_H+S_R)= ≤ S_{fo}=psi	
ESPACIO ENTRE PERNOS B_{Olt}=πC/n=	$B_{Olt,\,max}$= 2d_B+ 6t/(m+0,5)=

BR.27.-BRIDA CIEGA (BLIND).

FONDO PLANO.	MARCA:	EQUIPO:



DATOS DE DISEÑO
Pres. de Diseño en Kg/mm^2 =
Temp de Diseño en °C =
Corrosión Admisible en mm
MATERIAL FONDO
S_{fo}= Ten Adm. a T. D.Kg/mm^2=
S_{fa}= Ten.Adm. a T.A .Kg/mm^2 =
MATERIAL PERNOS A-193 B7
S_b= Ten.Adm. a T.D. Kg/mm^2=
S_a= Ten.Adm. a T.A .Kg/mm^2=

DETALLE DE JUNTA	N=	m=	DETALLE DE PERNOS	d_B=	A_{b1}=
	b=	γ=		N°=	$A_{T\,b}$=
A=	C=	G=			
B=219	d_i=219	d_o=			

Calculo de G

Si b<0,25 in G= 0,5 (d_o + d_j)=	;Si b_o > 0,25 G= d_o –2b=	C=B=
A=C+2E =	Min.Ancho de Junta N=$A_{TB}S_{ba}/2\pi\gamma G$=	N=0,5(d_o-d_i)=
d_o/d_i = $[(\gamma-Pm)/(\gamma-p(m+1))]^{0,5}$=		

COMPROBACION ANCHURA JUNTA (solo para R.F.) $N_{min}=\dfrac{A_b S_a}{2\pi\gamma G}$ =

CALCULO PERNOS

	H_P =2π bG mP =	A_m (El mayor de W_{m1}/S_b o W_{m2}/S_a)
	H =π G^2 P/4 =	A_m=
OPERACION	W_{m1}= H_P+H =	A_b= N°xA_{b1}=
ASIENTO	W_{m2}= π bG γ =	0,5(A_m+A_b)=

CALCULO DEL ESPESOR DE LA TAPA

EN EL CENTRO DE LA TAPA

OPERACIÓN ASME UG-34

$$t_j = d\sqrt{\frac{CP}{S_{fo}E}+\frac{1{,}9\,W\,h_G}{S_{fa}E\,d^3}} =$$

E= eficiencia de soldadura=

r= ranura en mm=
d= (Ver Fig UG-34)
h_G= 0,5 (C-G) =
Para valor de h_G (Ver Ap 2 Tabla 2-6)
C= (Ver Fig UG-34)
W= W_{m1} En operacion
W= 0,5(A_m+A_b)S_a=En Asiento

EN LA ZONA DE JUNTA

ASIENTO ASME UG-34

$$t_j = d\sqrt{\frac{1{,}9\,W\,h_G}{S_{fa}E\,d^3}} =$$

E= eficiencia de soldadura

CR-CONEXIONES EN RECIPIENTES

CR.1.-ABERTURAS EN RECIPIENTES BAJO PRESION INTERNA UG-36 a UG-40

UG-36

La filosofía de reforzar las aberturas realizadas en la pared o en la cabeza de un recipiente esta basada en que hay que suplir el material desaparecido al realizar la abertura por una cantidad igual de metal, alrededor de la abertura

(a).- Forma de las aberturas

(1)-Las aberturas en cilindros, porciones cónicas o en cabezas, serán preferiblemente circulares, elípticas u oblongas (rectangulares con los extremos semicirculares).Las aberturas hechas por una tubería o conexión circular, cuyo eje no es perpendicular a la pared del recipiente o a la cabeza deberá considerarse como una abertura elíptica.
Cuando la dimensión mayor de una abertura elíptica u oblonga excede dos veces a la dimensión corta el refuerzo en el lado corto será aumentado lo necesario para evitar la distorsión debida al momento de torsión.

(2). Aberturas con otras formas que las del punto (1) deberán estar provistas en las esquinas del apropiado radio de curvatura.
Cuando las aberturas son de tales proporciones que su resistencia no puede ser comprobada con garantía de seguridad, o cuando exista duda de la seguridad del recipiente con su abertura, la parte del recipiente afectada será sometida a una prueba hidráulica.

(b).- Dimensiones de las Aberturas

(2) - Las aberturas reforzadas correctamente en envolventes cilíndricas no están limitadas en la dimensión, excepto con las siguientes reglas
Las reglas para el refuerzo en aberturas corresponden a UG-36 a UG-40 y se aplican en general a aberturas que no sobrepasen los siguientes límites en sus dimensiones:

Para recipientes de diámetro 60 pulgadas (1500mm) de diámetro interior y menores las aberturas en la pared o cabeza del recipiente no podrán ser de más de la mitad del diámetro del recipiente, pero si sobrepasar las 20 pulgadas (500mm).

Para recipientes con diámetro mayor de 60 pulgadas (1500mm) la abertura en la pared o cabeza no podrá superar un tercio del diámetro pero sin superar las 40 pulgadas. (1000 mm)
Para aberturas mayores hay que aplicar lo especificado en el **Apéndice-1-7 y deben de satisfacer los requisitos de UG-36 a UG-40.**

Apéndice 1-7 (Grandes aberturas en envolventes cilíndricas)

1-7 (a)- Las aberturas que excedan las dimensiones de los límites dados en UG-36(b)(1) deben de ser provistas con refuerzos que cumplan con las siguientes reglas.

" Dos tercios del refuerzo requerido estará dentro de los siguientes limites:

1-7(a)(1) -Paralelo a la pared del recipiente: "El mayor de los 3/4 del Limite de UG-40(b)(1), paralelo a la pared del recipiente y a cada lado del eje de la abertura (que es el diámetro de la abertura corroído) o igual al limite de UG-40(b)(2) que viene definido como la suma del "radio de la abertura corroída, más el espesor de la pared del recipiente, más el espesor de la pared de la conexión".

1-7(a)(2).-Normal a la pared del recipiente. Será menor de los valores dados en UG-40 (c)(1), que es 2 1/2 veces el espesor nominal de la envolvente sin corrosión o el limite dado por UG-40 (c)(2) (2 1/2 veces el espesor de la pared de la conexión corroída más el espesor del refuerzo t_e)

1-7 (b)(1)-Aberturas para conexiones radiales que excedan los limitas en UG-36(b)(1)

1-7(b)(1) y cuando también astá dentro del rango definido por los limites dados en los requerimientos de (b)(2), (b)(3) y (b)(4)

(a)-Recipientes de diámetro interior mayor que 60" (1500mm).

(b)-Diámetro de conexiones cuyo diámetro interior excedán de 40" (1000 mm) y tambien excedan a $3,4\sqrt{Rt}$ siendo
R = Radio interno del recipiente y t = espesor nominal del recipiente (ver Fig 1-7.1)

(c)-La relación $R_n / R < 0,7.$, siendo R_n = radio interno de la conexión
Para aberturas con $R_n / R > 0,7$.no aplica
Estas reglas estan limitadas a conexiones radiales en envolventes cilíndricas que no tengan una proyección interior de la conexión, y no incluyendo cualquier análisis para el calculo de la tensión resultante por aplicación de cargas mecanica externas.para estos casos se debe aplicar U-2(g)

1-7(b)(2)- La tensión de mebrana S_m es calculada por las ecuaciones (1) o (2) pero que cumpla $S_m \leq S$ = tensión admisible a Tracción
La suma de $S_m + S_b$ (Tensión a flexión) $\leq 1,5\ S$, siendo $S_b = Mxa / I$

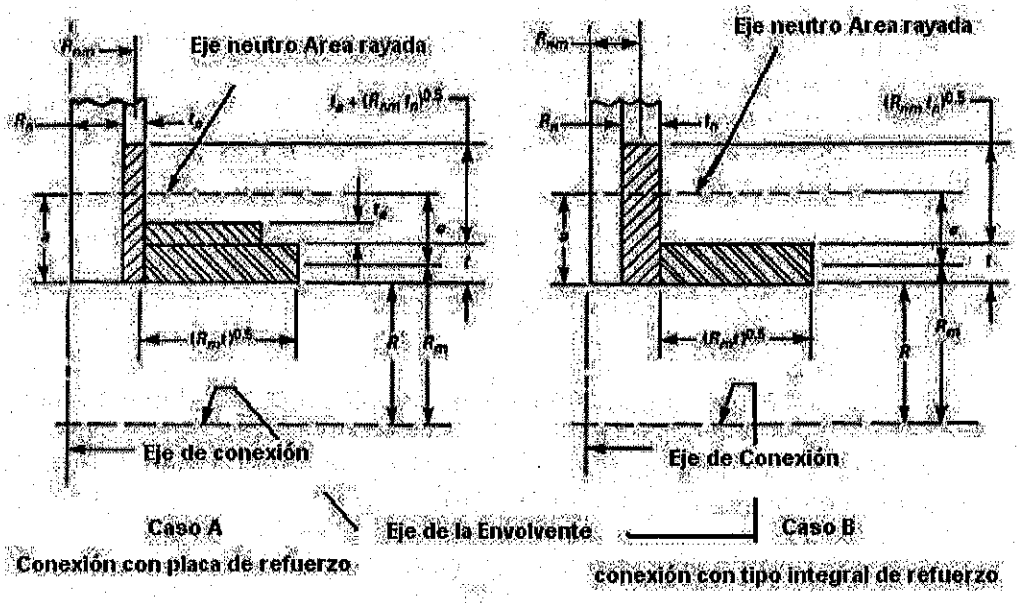


Fig-1-7-1

CR.1.-ABERTURAS EN RECIPIENTES BAJO PRESION INTERNA UG-36 a UG-40

UG-36

Apéndice 1-7 (Grandes aberturas en envolventes cilíndricas)

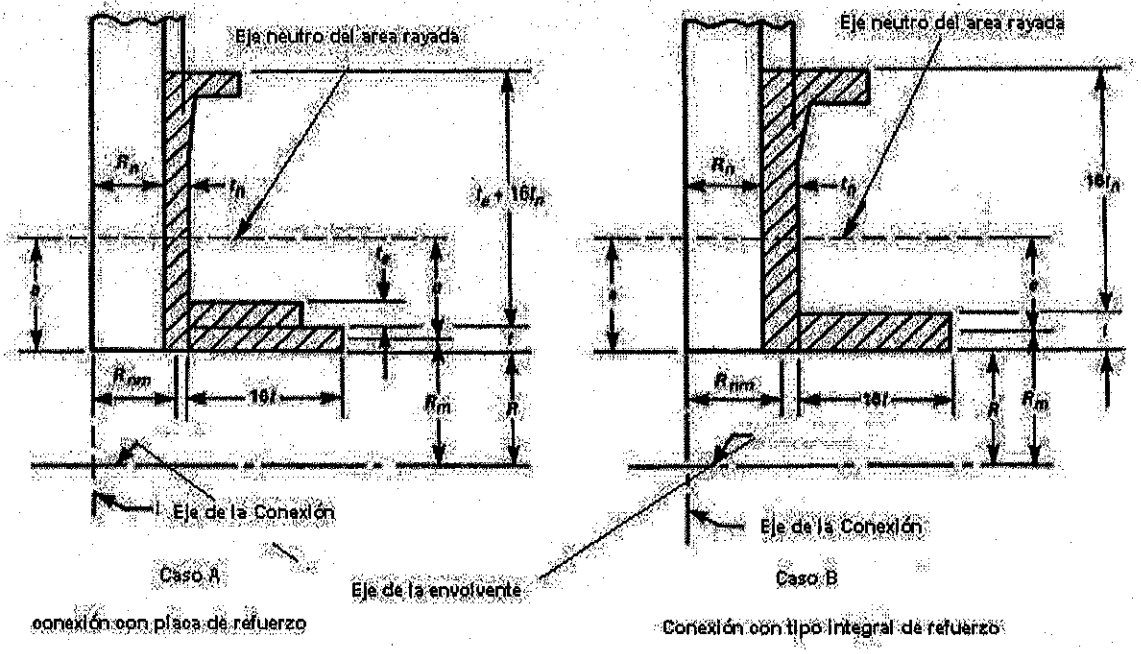


Fig-1-7-2

Nota: Cuando cualquier parte de una brida esta localizada dentro del mayor de $\sqrt{R_{nm}t_n} + t_e$ o de 1 $t_n + t_e$ en la Fig1-7-1 o en la Fig-1-7-2 Caso A, o el mayor de $\sqrt{R_{nm}}$ o de 16 t_n en Fig 1-7-1 o Fig 1-7-2 Caso B, la brida puede ser incluida como parte de la sección de que resiste el momento de flexión

CR.1.-ABERTURAS EN RECIPIENTES BAJO PRESION INTERNA UG-36 a UG-40

Apéndice 1-7 (Grandes aberturas en envolventes cilíndricas)

1-7(b)(2)- La tensión de mebrana S_m es calculada por las ecuaciones (1) o (2) pero que cumpla $S_m \leq S$ = tensión admisible a Tracción

La suma de $S_m + S_b$ (Tensión a flexión) ≤ 1,5 S, $S_b = Mxa / I$

Caso A Fig 1-7.1

$$S_m = P\left(\frac{R\left(R_n + t_n + \sqrt{R_m t}\right) + R_n\left(t + t_e + \sqrt{R_{mn} t_n}\right)}{A_s}\right) \quad (1)$$

Caso B Fig 1-7.1

$$S_m = P\left[\frac{R\left(R_n + t_n + \sqrt{R_m t}\right) + R_n\left(t + \sqrt{R_{nm} t_n}\right)}{A_S}\right] \quad (2)$$

Casos A y B (ver fig 1-7.1 o 1-7.2

$M = \left(\frac{R_n^3}{6} + R\,R_n\,e\right) P$	(3)
$a = e + t / 2$	(4)
$S_b = M\,a / I$	(5)

A_S = en los casos A y b es el area de las secciones rayadas

I = momento de Inercia de la mayor de las areas rayadas en las Fig 1-7.1 o fig 1-7.2 redferida al eje neutro

a =Distancia entre el eje neutrodel área rayada en Fig 1-7.1 o Fig 1-47.2 y el interior de la pared del recipiente

R_m = Radio medio de la pared del recipiente

R_{nm}= Radio medio del cuello de la conexión

e= distancia entre el eje neutro y el eje del área rayada en la pared del recipiente

S_m = Tensión de mebrana calculado por las Ec (1) o (2)

S_b = Tensión por flexión en la intersección del interior del cuello de la conexión y el interior de la pared del recipiente a lo largo del eje longitudinal de la pared del recipiente

S_y = limite elástico del material a la temperatura de prueba

1-7(b)(3) La evaluación de la tansión combinada por presión interna y cargas externa será hecha de acuerdo con U-2(g)

1-7(b)(4) Para el cálculo de la tensión de membrana, usar los limites definidos en la Fig 1-7.1, y cumplir con la resistencia del refuerzo requerida en UG-41.

Para el calcúlo de la tensión de flexión el mayor de los límites definidos en la Fig-1-7.1 o fig-1-7.2 debe de ser usado

La relación de la resistencia en la reducción dada por los requerimientos UG-41 no debe de ser aplicada, siempre que la relación de la tensión admisible del material en el cuello de la conexión, conexión fojada,chapa de refuerzo, y o brida, dividido por la tensión admisible en la envolvente del recipiente sea al menos del 0,8.

CR.1.-ABERTURAS EN RECIPIENTES BAJO PRESION INTERNA UG-36 a UG-40

UG-36

(b)- Dimensiones de las Aberturas(continuación)

(b)(1). Las aberturas reforzadas correctamente en cabezas y envolventes esféricas no están limitadas en la dimensión. Para una abertura en un final cerrado (extremo) que es mayor que la mitad del diámetro interior de la envolvente, una de las siguientes alternativas para el refuerzo puede ser usada:

(a) En sección cónica se muestra en la Fig-CR.1 Imagen (a)

(b) En un cono con radio en knucle en el final mayor se muestra en la Fig-CR.1 Imagen (b)

(c) En una sección con doble curva se muestra en la Fig-CR.1 Imagen (c) y (d).

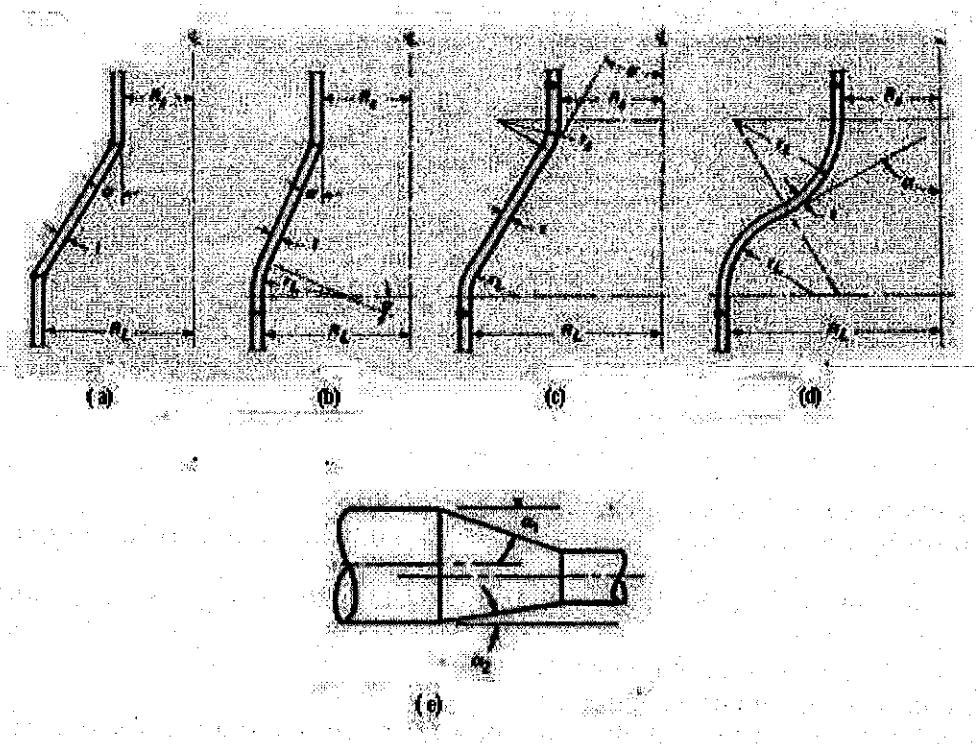


Fig-CR.1

(c).- Resistencia y Diseño de las aberturas

(1)- Todo lo referente a las dimensiones se aplica con la condición que el refuerzo se ha realizado con el material añadido con la corrosión admisible

(2) (a)-Todas las aberturas serán (en envolventes o cabezas, cilíndricas y cónicas) reforzadas para cumplir con los requerimientos de UG-37 excepto las que se mencionan a continuación.

(3) -Las aberturas simples en recipientes no sujetos a rápidas fluctuaciones de presión no requieren de refuerzo siempre que cumplan las siguientes condiciones:

(a) Las conexiones de tubos soldados y no mayores que

Tubos de 3 1/2" (89 mm) y menores a recipientes o cabezas de espesor de pared no mayor de t=3/8"=10mm

Tubos de 2 3/8"(60mm) y menores a recipientes o cabezas de espesor de pared mayor de t =3/8" =10 mm

Las aberturas de diámetro mayor deberán reforzarse.

(b) – Las conexiones roscadas o expandidas en que el diámetro de corte del agujero en la envolvente o cabeza , no es mayor que 2 3/8" (60 mm)

(c) –Dos aberturas aisladas sin reforzar de acuerdo con (a) o (b), deben de tener sus centros a una distancia uno del otro , tal que esta sea la suma de sus diámetros

(d) Dos aberturas aisladas sin reforzar, en un grupo de tres o más sin reforzar de acuerdo con (a) o (b) deben de tener el grupo de sus centros a la distancia siguiente.
Para envolventes conicas y cilíndricas: $(1+ 1,5 \cos \theta)\ (d_1+ d_2)$

Para envolventes de doble curvatura o cabezas planas: $2,5\ (d_1 + d_2)$

θ = Angulo entre la linea que conecta los centros de la abertura y el eje longitudibal del recipiente0
d_1 y d_2 = diámetros de las dos aberturas adjuntas

(d).- Aberturas a través de Juntas Soldadas

Las aberturas a traves de juntas soldadas se rigen por UW-14
UW-14
(a) Cualquier tipo de abertura que cumpla con los requerimientos apropiados, dados para el refuerzo en UG-37, puede ser localizada en una junta soldada.

(b) Las aberturas que estando dentro de los limites dados en UG-36(c)(3), que no cumplan por completo los requerimientos de refuerzo dado en UG-37, pueden localizarse en la junta cabeza-envolvente o en otras juntas circunferenciales, con tal que la apropiada soldadura requiera el radiografiado en UW-51 para una longitud de tres veces el diámetro de la abertura medido en el centro del agujero. Los defectos que son quitados completamente en el corte del agujero no deben de ser considerados en la aceptabilidad de la soldadura.

:NOTAS SOBRE REFUERZOS
Referente a las aberturas y los refuerzos de ellas hay que indicar lo siguiente:
a) No es necesario reponer la cantidad total del material eliminado con la abertura del agujero, sino solo aquella cantidad que sea necesaria para resistir la Presión Interna, puesto que el espesor de la pared del recipiente y el de la pared del tubo que se conecta suelen ser mayores que el que se requiere en estos elementos para soportar la presión interna. El material en exceso en el recipiente y el sobrante en la conexión proporciona unas ares A_1 y A_2 que ya actúan como refuerzo. También proporcionan co refuerzo las prolongaciones (si las hubiese) en le interior del recipiente de las conexiones que contribuyen con un área de refuerzo A_3.Lo mismo sucede con las áreas proporcionadas por las soldaduras de la conexión a la pared cuya área A_4 es considerada como un refuerzo de la zona.
b) En él supuesto que la conexión necesite de mayor cantidad de área de refuerzo que la que suministran las mencionadas anteriormente se coloca una placa de refuerzo comprendida dentro de ciertos limites.
c) El área que proporciona la placa de refuerzo será mayor o menor según que el material de dicha placa tenga distinta resistencia que el material de la pared del recipiente.
d) El área de refuerzo debe de ser satisfecha para todos los planos que pasen por el centro de la abertura y que son normales a la superficie del recipiente.

Valores del factor K_1 del Radio Esferico Radio esférico Equivalente $R_o = K_1D$; Relación de Ejes = D/2h;Valores Intermedios se Interpola						
D/2h	----------	3,0	2,8	2,6	2,4	2,2
K_1	----------	1,36	1,27	1,18	1,08	0,99
D/2h	2,0	1,8	1,6	1,4	1,2	1,0
K_1	0,90	0,81	0,73	0,65	0,57	0,50

Tabla-UG-37
Fig- CR-1

CR.2.- ESQUEMA PARA LAS ABERTURAS SIN Y CON REFUERZO EN ENVOLVENTES Y CABEZAS
UG-37

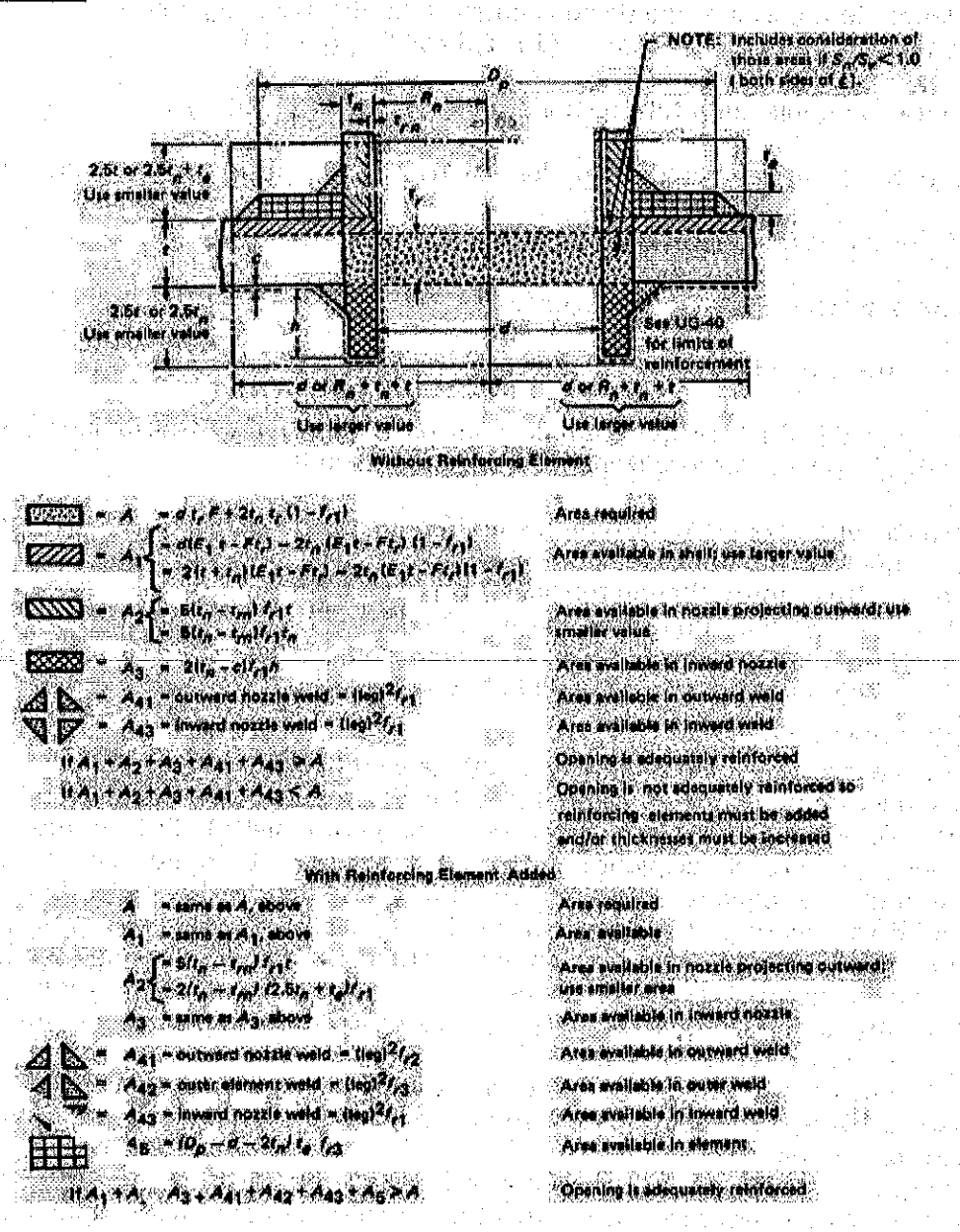


Fig UG-37.1
Fig- CR-2

REFUERZO REQUERIDO PARA LAS ABERTURAS EN ENVOLVENTES YCABEZAS
UG-37

(a)-Nomenclatura

A = Area de la sección transversal requerida de refuerzo en el plano bajo consideración en in^2 (incluido la consideración que la conexión atraviesa la envolvente si $S_n / S_V < 1,0$

A_1 = Area que colabora en el refuerzo debido exceso del espesor de la pared del recipiente en in^2(incluido la consideración que la conexión atraviesa la envolvente si $S_n / S_V < 1,0$

A_2 = Area que colabora en el refuerzo debido exceso del espesor de la pared de la conexión en in^2

A_2 = Area que colabora en el refuerzo cuando la conexión se extiende en el interior del recipiente en in^2

A_{41} , A_{42} y A_{43} = Areas de las secciones transversales de las soldaduras que colaboran al refuerzo en in^2

A_5 = Area de la sección transversal del material añadido como refuerzo en in^2

D = Diámetro interior del recipiente antes de añadir el espesor por corrosión en pulgadas =mm

D_p = Diámetro del refuerzo en pulgadas =mm

d = Diámetro interior de la conexión mas dos veces la corrosión en pulgadas =mm

E = Eficiencia de la soldadura para calculo de t_r y $t_{r\,n}$

E_1 = 1 cuando la abertura es sobre chapa o bien cuando la junta a tope es de Categoría B

E_1 = factor de eficiencia de junta (Tablas UW-12) cuando la abertura pasa por de cualquier junta soldada

E_1= Cuando la abertura esta en un recipiente que no se examina radiograficamente vale 0,85 para juntas Tipo-1 y vale 0,8 para juntas Tipo -2

F = Factor de corrección de compensación de variaciones del esfuerzo de presión según el plano de la abertura respecto al eje del recipiente generalmente vale 1 excepto que Fig-8.2 sea usada para aberturas reforzadas integralmente en cilindros y conos

h = Distancia en la conexión entre el interior y exterior de la pared del recipiente y que no excederá del menor de los valores de 2,5t o $2,5t_n$ en caso de conexión sin refuerzo y del menor valor de 2,5t o $2,5t_n + t_e$ en pulgadas =mm

K_1 = factor radio esfera Tabla UG-37

P =Presión de diseño en psi ($Lb/pulg^2$) o bien la máxima presión admisible de trabajo.

R = Radio interior del recipiente en inch (pulgadas) antes de añadir la corrosión

R_n = Radio interior de la conexión en inch (pulgadas) antes de añadir la corrosión.

REFUERZO REQUERIDO PARA LAS ABERTURAS EN ENVOLVENTES YCABEZAS UG-37

(a)-Nomenclatura

S = Tensión admisible del material dado en tablas en psi ($Lb/pulg^2$) excepto para recipientes diseñados según UW-12(c) y Tabla UW-12 que debe de ser multiplicado su valor por 0,8

S_v = Tensión admisible del material del recipiente dado en tablas en psi ($Lb/pulg^2$) excepto para recipientes diseñados según UW-12(c) y Tabla UW-12 que debe de ser multiplicado su valor por 0,8

S_n = Tensión admisible del material de la conexión dado en tablas en psi ($Lb/pulg^2$) excepto para recipientes diseñados según UW-12(c) y Tabla UW-12 que debe de ser multiplicado su valor por 0,8

S_p = Tensión admisible del material del refuerzo dado en tablas en psi ($Lb/pulg^2$) excepto para recipientes diseñados según UW-12(c) y Tabla UW-12 que debe de ser multiplicado su valor por 0,8

W= Carga total cargada sobre la soldadura de la unión (UG-41)

f_r = Factor de reducción de esfuerzo no mayor que 1,00, ver UG-41 (a)

$f_{r1} = S_n / S_v$ para tubo pasando toda la pared del recipiente ; f_{r1} =1,00 para pared de tubo colindante con pared del recipiente

$f_{r2} = S_n / S_v$

f_{r3} = (Menor de S_n o S_p) / S_v

$f_{r4} = S_p / S_v$

t =espesor nominal del recipiente en inch (pulgadas) descontando el espesor de corrosión

t_r =espesor requerido de la pared o cabeza sin soldadura al recipiente en inch (pulgadas) descontando el espesor de corrosión basado en la tensión circunferencial, para la presión de diseño usando E=1,0 excepto que:

(a)-Cuando la abertura y su refuerzo están por completo dentro de la porción esférica en una cabeza torlesferica, t_r es el espesor requerido en 1-4 (d) utilizando en las formulas el factor M=1

(b)- cuando la abertura esta en un cono, t_r es el espesor requerido para un cono sin soldaddura de diámetro D medido donde el eje del nozzle atraviesa al interior la pared del cono

(c)-Cuando la abertura y el refuerzo están en una cabeza elíptica y localizados por completo dentro del circulo cuyo centro coincide con el centro de la cabeza y cuyo diámetro es 0,8 veces el diámetro el de la cabeza, t_r es el espesor requerido para la esfera sin costura de radio igual a $K_1 D$ donde D es el diámetro de la envolvente y K_1 es dado por la Tabla UG-37.

REFUERZO REQUERIDO PARA LAS ABERTURAS EN ENVOLVENTES YCABEZAS UG-37

(a)-Nomenclatura

t_n =espesor nominal de la pared de la conexión según en inch (pulgadas) en condiciones corroidas

t_{rn} =espesor requerido de la pared a de la conexión sin soldadura en inch (pulgadas) sin corrosión)

t_1 = Dimensiones de la soldadura Fig UW-16.1

t_2 = Dimensiones de la soldadura Fig UW-16.1

t_c = Dimensiones de la soldadura Fig UW-16.1

t_{min} = Dimensiones de la soldadura Fig UW-16.1

t_w = Dimensiones de la soldadura Fig UW-16.1

t_e = Espesor de la altura del refuerzo en inch (pulgadas)

(b)- (General)

Las reglas de este parrafo eson aplicables a todas las aberturas como.

(1)- Pequeñas aberturas cubiertas por UG-36 (c)(3)

(2)-Aberturas en cabezas planas (UG-39)

(3)- Diseño de aberturas en reducción de secciones UG-36(e)

(4)-Grandes aberturas en cabezas UG-36 (b)(2)

Los refuerzos serán suministrados en la cantidad y distribución tal que el área requerida para refuerzo se satisfaga para todo plano que pase a traves del centro de la abertura y que sea normal a la superficie del recipiente. Para aberturas circulares, en envolventes cilíndricas, el plano que contiene el eje del recipiente es el plano de mayor carga debida a la presión. No menos de la mitad del refuerzo requerido estara en cada lado del centro en una simple abertura.

CR.4.-ABERTURA SIN Y CON REFUERZO. FORMULAS
UG-37
c)-Diseño para Presión Interna

El área total en la sección transversal del área de refuerzo requerida -A- en cualquier plano a traves de la abertura en una envolvente o cabeza bajo Presión Interna no será menor que

$A = d\, t_r\, F + 2\, t_n\, t_r\, F(1-f_{r1})$

El área total de la sección transversal requerida a reforzar A en cualquier plano a través de la abertura de la pared o cabeza no será menor que $A = d\, t_r F$ con
d = Diámetro de la abertura circular en la pared o cabeza en condiciones corroídas dado en inch (pulgadas)
t_r = Espesor requerido en la pared o cabeza en inch (pulgadas)
F = Factor de corrección para compensar las variaciones de presión en los diferentes planos con respecto al eje longitudinal. Vale F= 1,0 excepto para los casos de la Fig-CR.3

Area requerida en el agujero del en el casco o cabeza para resistir la presión interna- A

$A= d\, t_r\, F+ 2\, t_n\, t_r\, (1- f_{r1})$	C.R 4.1

Area disponible en la pared recipiente que colabora – A_1
El mayor de los valores de

CASO SIN Y CON REFUERZO-A_1	
$A_1= d\,(E_1\, t - F\, t_r) - 2t_n\,(E_1\, t - F\, t_r)(1- f_{r1})$ Sin refuerzo	C.R-4.2
$A_1= 2\,(t+ t_n)\,(E_1\, r - F\, t_r) - 2t_n\,(E_1\, r - F\, t_r)(1- f_{r1})$ Con refuerzo	C.R-4.

Area disponible en la proyección exterior de la conexión que colabora –A_2
El menor de los valores de

CASO SIN REFUERZO –A_2		
$A_2= 5\,(t_n - t_{rn})\, f_{r2}\, t$	C.R-4.4	$A_2= 5\,(t_n - t_{rn})\, f_{r2}\, t_n$
CASO CON REFUERZO-A_2		
$A_2= 5\,(t_n - t_{rn})\, f_{r2}\, t$	C.R-4.5	$A_2= 2\,(t_n - t_{rn})\,(2{,}5t_n+t_e)\, f_{r2}$

Area disponible debida a la prolongación de la conexión en el interior recipiente (si la hay)- A_3

CASO SIN Y CON REFUERZO-A_3

$A_3 = 2 (t_n - c) f_{r2} h$
C.R-4.6

Area disponible en la soldaduras- A_4

Area de la soldadura exterior superior del tubo al refuerzo (si lo hay) o a la pared del equipo (si no hay refuerzo)-A_{40}

CASO SIN REFUERZO-A_{41}
$A_{41} = 2 t c^2 f_r$
C.R-4.7
CASO CON REFUERZO
$A_{41} = 2t c^2 f_r$
C.R-4.8

Area de la soldadura interior de la prolongación del tubo (si la hay) a la pared equipo-A_{43}

CASO SIN Y CON REFUERZO-A_{43}
$A_{43} = 2 t c^2 f_r$
C.R-4.9

CR.4.-ABERTURA SIN Y CON REFUERZO. FORMULAS
UG-37
c)-Diseño para Presión Interna
Area soldadura exterior del refuerzo (si lo hay) a la pared equipo -A_{42}

SOLO CON REFUERZO-A_{42}
$A_{42} = 0{,}5t^2 min f_r$
C.R-4.10

Area de la sección de la Chapa de refuerzo-A_5

SOLO CON REFUERZO-A_5
$A_5 = (D_P - d - 2t_n) t_e f_r$
C.R-4.11

Si $A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} > A$ La abertura no requiere ser reforzada si es menor necesita refuerzo

Si $A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + A_5 > A$ El refuerzo es correcto

Los limites del refuerzo son:
1).-Paralelamente al eje del recipiente= D_P

0,5 D_P = El mayor de los valoresde **– *d*-** o **- (*R_n* +*t_n* +*t*)** - *a cado lado de la abertura*

2).- Paralelamente a la pared de la conexión=h

h= El menor de los valores **-2,5 *t*** **-o -2,5 *t_n*** - *si no hay refuerzo* .

h= Si hay refuerzo el menor de los valores de **- *2,5 t-* *o* -2,5 *t_n*+*t_e* -**

CR.4.-ABERTURA SIN Y CON REFUERZO. FORMULAS
UG-37

(d)-Diseño para Presión Externa
(1)- El refuerzo requeridopara una abertura en una pared simple en un recipiente sujeto a presión externa no será menos del **50% del area requerida en el punto anterior** (c) bajo presión interna, en cuya formula t_r es el espesor requerido por las reglas de presión externa y siendo el valor de F=1,en el cálculo todo refurzo bajo presión externa.

(2)- El refuerzo requerido en aberturas de la envolvemte de un recipiente con múltiple pared, debera cumplir con (1), cuando el el recipiente está sometido a presión externa, y con (c) cuando esta sometido a presión interna.

(e)-Diseño para Presión alternativa Interna y Externa
El refuerzo de recipientes sujetos alternativamente a presión interna y externa deberá cumplir con los requerimientos de

(c) para presión interna y con (d) para presión externa

CR.4.-ABERTURA SIN Y CON REFUERZO. FORMULAS
UG-37

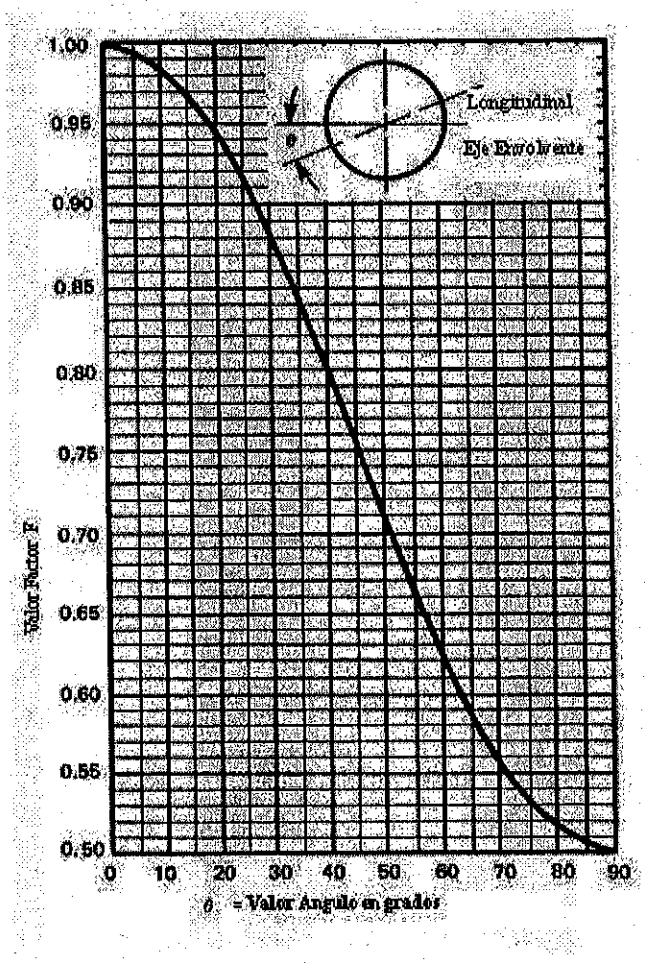


Fig UG-37
Fig-CR.3 Grafica para determinar el Factor F

CR.5.-ABERTURAS EN CONDUCTOS Y EN CABEZAS EMBUTIDAS

UG-38

(a)- Aberturas en envolventes de conductos y en cabezas embutidas hechas por embutición interior o exterior de la chapa de la cabeza deben de contener los rquerimientos para refuerzos dados en UG-37.
El espesor del resalte deL conducto, debera también tener los requerimientos de UG-27 y/o UG-28, que sean aplicables.cuando L es usado en UG-28 es la mínima profundidad de la brida dada en la Fig UG-38

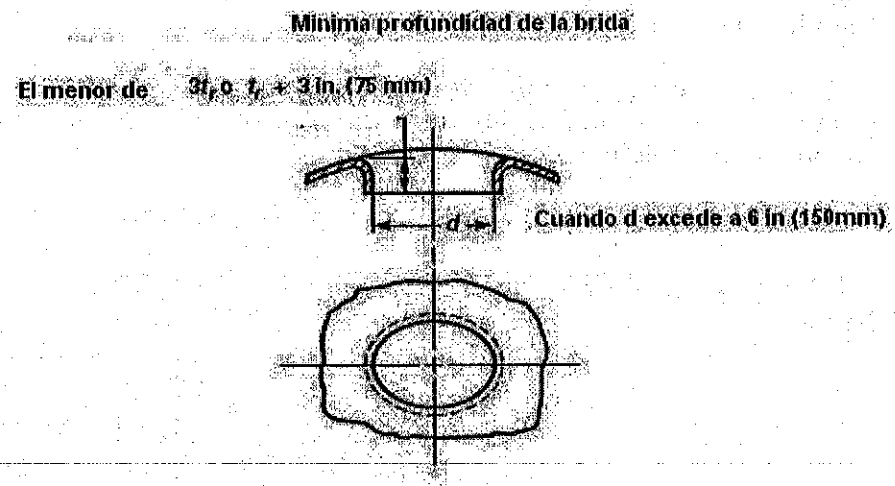


Fig-UG-38

El mínimo espesor del resalte de conducto en un recipiente sujeto a presión interna y externa debe de ser el mayor de los dos espesores que se exponen en los puntos indicados.

(b) - La mínima profundidad del resalte en una abertura de un conducto excediendo 6 in (mm)y con cualquier diámetro interior, cuand no esta atirantada por una unión de una tuber conducto, será igual a 3t, o (t_r +3 in) en (S.I t_r +75 mm) , cualquiera que sea menor donde t el espesor de la cabeza.

La profundidad del resalte será determinada por la situación en el borde recto de la sección e lado opuesto de la abertura
a lo largo del eje mayor y medida desde el borde recto al borde opuesto en la brida (ver Fig 38)

(c)- Esta no es la mínima profundidad requerida para lel resalte en aberturas en conducto exter

(d)-La mínima anchura de una superficie apoyada en una junta o en una abertura de autoci estará de acuerdo con UG-46(j)

CR.6- REFUERZO REQUERIDO PARA ABERTURAS EN CABEZAS PLANAS UG-39

(a)-General

Esta regla aplica a todas las aberturas excepto las pequeñas, cuando no exceden las dimensiones y los limites en UG-36 (c) (3) y no exceden de 1/4 del diámetro de la cabeza oen la dimensión corta

UG-39(b).- Simples o multiples aberturas en cabezas planas que tengan un diámetro que no exceda a la mitad (1/2) del diámetro de la cabeza o a la dimensión corta, deben de ser reforzadas por:

UG-39(b) (1)-Para cabezas planas que tengan un abertura simple cuyo diámetro no exceda a la mitad (1/2) del diámetro de la cabeza o de la dimensión corta, están definidas en UG-34 y deben de tener un área reforzada en la sección transversal, para todos los planos que pasan a traves del centro de la abertura no menor que el dado por la formula -

$A = 0{,}5d\,t + t\,t_n\,(1-f_{r1})$

d= Diámetro de la abertura circular en pulgadas, UG-37

t= Mínimo espesor requerido de la cabeza plana o cubierta

t_n = Espesor de la parefd de la conexión en UG-37

$f_{r1} = S_n / S_v$;

f_{r1} = 1,0 para paredes de la conexión empalmadas al recipiente y para conexiones mostradas en la Fig UG-40 esquemas (j),(k), (n) y (o)

S_n = Tensión admisible en el material de la conexión

S_v = Tensión admisible en el material del recipiente

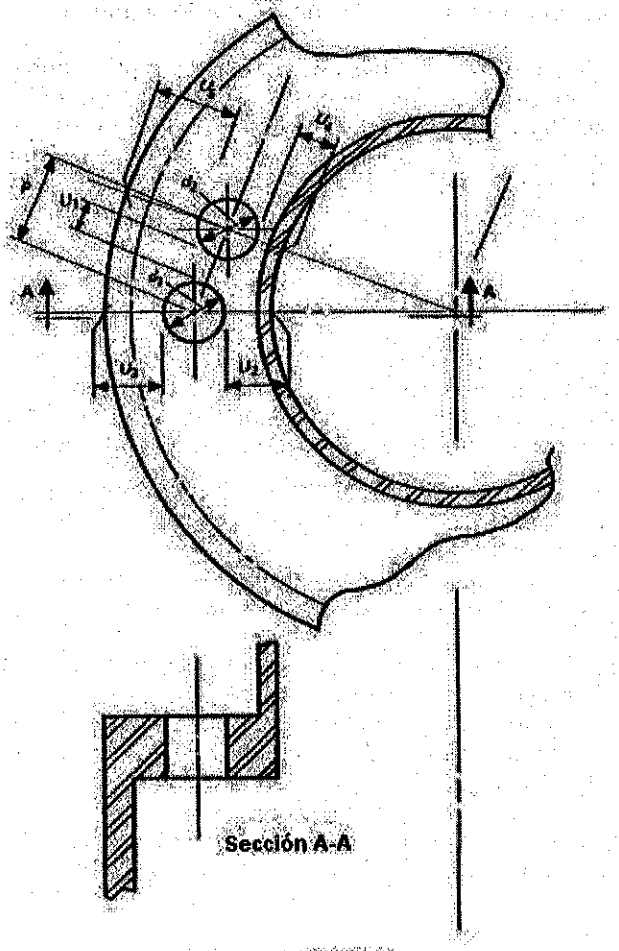


Fig UG-39

Multiples aberturas en la corona de la Cabeza con gran abertura central

p= p= Distancia de centro a centro entre dos berturas

U_1, U_2, ... = Ancho del ligamiento($d_1 + d_2$) /2 = Diámetro medio del par de aberturas

CR.6- REFUERZO REQUERIDO PARA ABERTURAS EN CABEZAS PLANAS UG-39

(b) (2)- Multiples aberturas en la que ninguna tenga su diámetro que exceda a la mitad (1/2) del diámetro de la cabeza y que ningun par tenga un diámetro medio mayor que un –cuarto (1 /4) del diámetro de la cabeza pueden ser reforzadas individualmente como es requerido en el punto (1), cuando el espacio entre cualquier par de aberturas adyacentes es igual o mayor que dos veces el diámetro medio de el par.

Cuando el espacio entre dos adyacentes aberturas es menor que dos veces pero igual o mayor que 1 ¼ del diámetro medio del par, el requerido refuerzo para cada abertura en el par es determinado por (1),entonces sera sumado conjuntamente y será distribuido al 50% a cada uno de la suma de entre las dos aberturas.

Para distancias menores que 1 ¼ del diametro medio de las aberturas adyacentes debe de ser tratado por U-2(g)

UG-39 (b) (3)- En ningun caso que la anchura de ligamiento entre dos adyacentes aberturas sea menor que un-cuarto (1/4) del diámetro de la menor de las dos aberturas en el par

La anchura del ligamiento entre los bordes de cualquier de una de las aberturas y el borde de la cabeza plana que es (U_3 o U_5 en fig Ug-39) no debe de ser menor que un-cuarto (¼) de una cualquiera de las aberturas

UG-39(c) -Las cabezas que tengan una abertura con un diámetro que exceda a la mitad del diámetro de la cabeza en la dimensión corta serán diseñadas por lo siguiente:

UG-39 (c) (1)- Cuando es una abertura circular simple, centrada la abertura en el centro de la cabeza plana y cuando la junta cabeza-envolvente es integral formando una unión integral por total penetración en la soldadura, similar a las imágenes (a), (b_1), (b_2), (d) y (g) de la Fig-UG-34 la cabeza será diseñada de acuerdo con el Apéndice-14 y con los factores dados en el Apéndice-2. El espesor de la cabeza no debe de ser calculado por la regla UG-34.
El espesor que satisfaga todos los requerimientos del Apéndice –14 es apropiado con los requerimientos de este Código.

UG-39 (c) (2) Las aberturas pueden ser localizadas en la corona en el espacio de la alrededor de la abertura central.ver fig UG-39.
Cada abertura puede ser reforzada por una area de refuerzo de acuerdo con la formula anterior en (b)(1)usando el requerido espesor de la cabeza y los espesores que satisfacen las reglas del Apéndice-14.
Multiples aberturas en una corona serann espaciadas convenientemente teniendo en cuenta las rglas dadas en (b)(2) y (b) (3) dadas anteriormente., alternativamente,el espesor de la cabeza apropiado a las reglas del apéndice –14 puede ser incrementado multiplicándolo por la raiz cuadada de ($\sqrt{2}$ = 1,4142) si solamente una simple abertura esta en la corona o si el espacio –p- entre dos aberturas es dos veces o más que el diámetro medio.
Para espacios menores que dos veces el diámetro medio el espesor que satisface al apéndice-14 debe de ser dividido por la raiz cuadrada del factor de eficiencia –e-, donde –e- esta definido en el parrafo posterior UG-39(e).
Las aberturas en la corona no serán mayores en diámetro que un-cuarto (1 /4) de la diferencia del diámetro de la cabeza menos el diámetro de la abertura central..La mínima anchura de ligamento -U- no sera menor que un-cuarto (1/4) del diámetro de la menor de las dos aberturas en el par.
La mínima anchura del ligamiento de un-cuarto (1/4) del diámetro de la corona aplica a las aberturas con ligamientos designados por U_2, U_4, U_3 y U_5 en Fig-UG-39

UG-39(c) (3)- Cuando un abertura grande es de cualquier otro tipo que el descrito en UG-39 (c) (1) anteriormente, no tendra rglas especificadas. Consecuentemente el requerimuiento será encontrados en U-2(g).

CR.6- REFUERZO REQUERIDO PARA ABERTURAS EN CABEZAS PLANAS UG-39

UG-39 (d)- Como altenatiba a UG-39(b)(1) el espesor de la cabeza plana o cubierta con una simple abertura con un diámetro que no excede en la mitad (1/2) al diámetro de la cabeza puede Incrementarse para prover el necesario refuerzo como sigue-

UG-39(d)(1)-En las formulas (1) o (3) de UG-34(c) use 2C o 0,75 en vez de C, el que sea menor, excepto eque para los esquemas (b-1),(b-2),8 e) , (f), (g) e (l) de la Fig UG-34 , use 2C= 0,5 o el que sea menor

UG-39(d)(2)- En las formulas (2) y (5) de UG-34(c) doblar la cantidad dentro de la raiz cuadrada.

UG-39(e)- Ninguna de las multiples aberturas que tengan un diámetro que exceda a la mitad (1/2) del diámetro de la cabeza y ningun par tiene un diámetro medio mayor que un-cuarto (1/4) del diámetro de la cabeza pueden reforzarse por.

UG-39(e)(1)-Cuando el espacio entre un par de aberturas adyacentes es igual o mayor que dos veces el diámetro medio del par, y esto es asi para todos los pares de aberturas, el espesor de la cabeza puede determinarse por la regla dada en UG-39(d).

UG-39(e)(2)-Cuando el espacio entre dos aberturas adyacentes en un par es menor que dos veces, pero igual o mayor que uno-un-cuarto (1 1/4) del diámetro medio del par, el requerido espesor de la cabaza dado en UG-39(d) será multiplicado por el factor-h- donde:

$h = \sqrt{0{,}5/e}$

$e = [(p - d_{medio}) / p]$

e = Factor de eficiencia de ligamento en un par de aberturas adyacentes e

p = distancia de centro a centro entre dos aberturas adyacentes

d_{medio} = Diámetro medio de las dos mismas aberturas

UG-39(e) (3)- Para espacios menores que (1 1/4) del diámetro medio de dos adyacentes aberturas sera tratado por las reglas de U-2(g).

UG-39(e) (4)- En ningun caso será la anchura de ligamiento entre dos aberturas adyacentes, menor que (1/4) del diámetro de la menor de las dos aberturas del par.

UG-39(e) (5)- La anchuara de ligamiento entre los bordes de cualquier abertura y el borde de la cabeza plana(com U_3, o U_5 en la Fig UG-39) no será menor que (1/4) del diámetro de aquella abertura.

CR.7.- LIMITES DEL REFUERZO EN CONEXIONES DE ENVOLVENTES Y CABEZAS UG-40

(a).- Los limites del área de la sección transversal en cualquier plano normal a la pared del recipiente y que pase a través del centro en el interior de la abertura en el metal, deberá establecer cual es el valor del refuerzo, designando cuales son los limites del refuerzo Ver Fig -8.3 [Fig UG-37.1]

(b).- Los limites del refuerzo, medidos paralelos a la pared del recipiente, deben de tener una distancia a cada lado del eje de la abertura, igual al mayor de lo siguiente:
(b)(1).- El diámetro de la abertura acabada en condiciones corroídas.
(b)(2).- El radio de la abertura terminada en condiciones corroídas, más el espesor de la pared del recipiente, más el espesor de la pared de la conexión.

(c).-Los límites del refuerzo, medidos normalmente a la pared del recipiente, serán conforme al contorno de la superficie a una distancia de cada superficie igual al menor de lo siguiente:
(c)(1).-2 ½ veces el espesor nominal de la pared de la envolvente menos la corrosión.
(c)(2).- 2 ½ veces el espesor nominal de la pared de la conexión menos la corrosión, más el espesor t_e definido en la Fig-8.3 [Fig UG-37.1] y en Nomenclatura de refuerzos.

(d).- El metal, dentro de los límites del refuerzo, que puede considerarse que colabora en el refuerzo [ver Fig UG-37.1] es:

(d)(1).- Metal en la pared del recipiente, sobrante del espesor requerido para soportar la presión .Esta área es A_1.
(d)(2).- Metal en la pared de la conexión, sobrante del espesor requerido para soportar la presión. Esta área es A_2.
Metal en la pared de la conexión, extendido interiormente a la pared del recipiente. Esta área es A_3
.(d)(3).- El metal que suministran las costuras de soldadura en la unión. Esta área es A_4. Y el metal que suministra la placa de refuerzo dado por el área A_5

CR.7.- LIMITES DEL REFUERZO EN CONEXIONES DE ENVOLVENTES Y CABEZAS UG-40

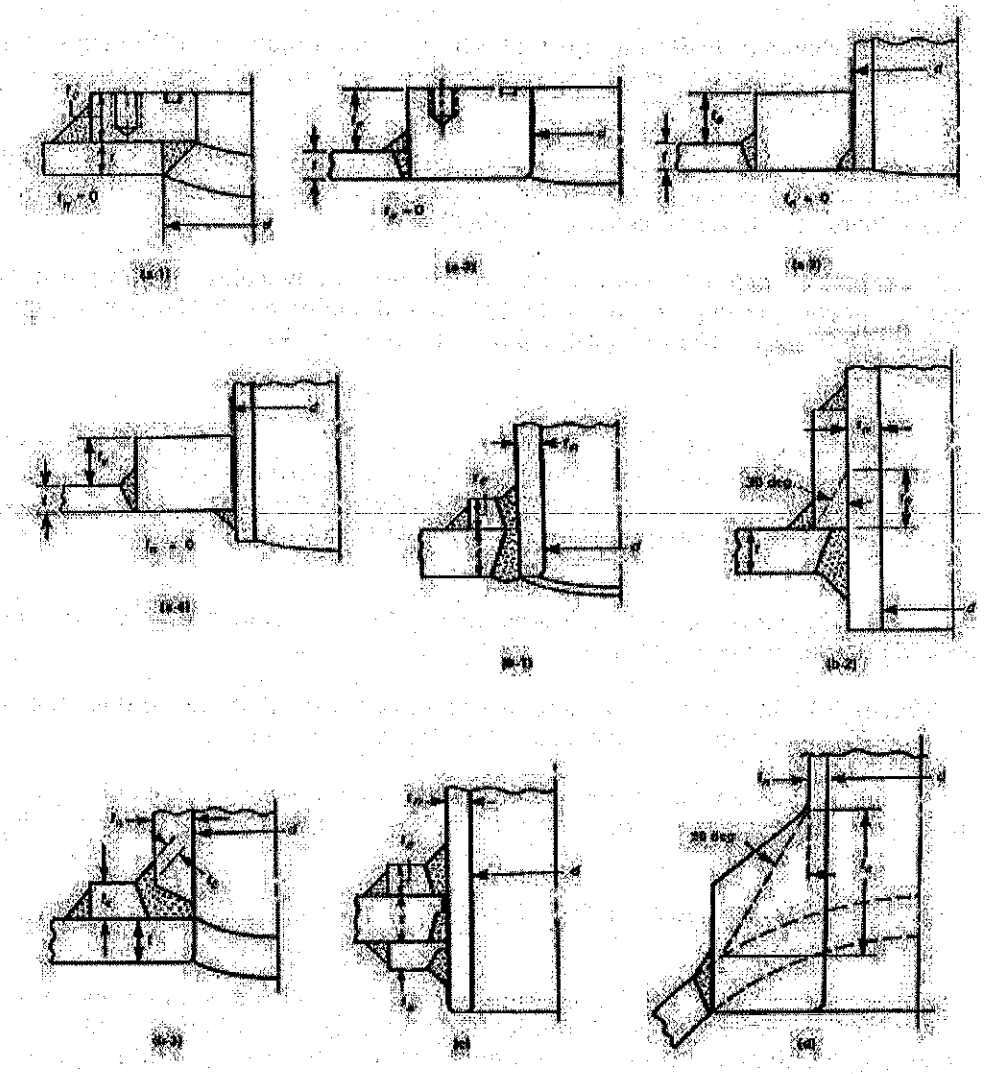


Fig -UG-40

DIFERENTES CONFIGURACIONES DESCRIBIENDO LA DIMENSION DEL REFUERZO t_e Y LA DIMENSION DE LA ABERTURA d

Nota:
Figura (a-3) Ver en la Fig-UW-16.la figura (v-2) para limitaciones
Figura (a-4) Ver en la Fig-UW-16.la figura (w-2) para limitaciones

CR 7.- LIMITES DEL REFUERZO EN CONEXIONES DE ENVOLVENTES Y CABEZAS UG-40

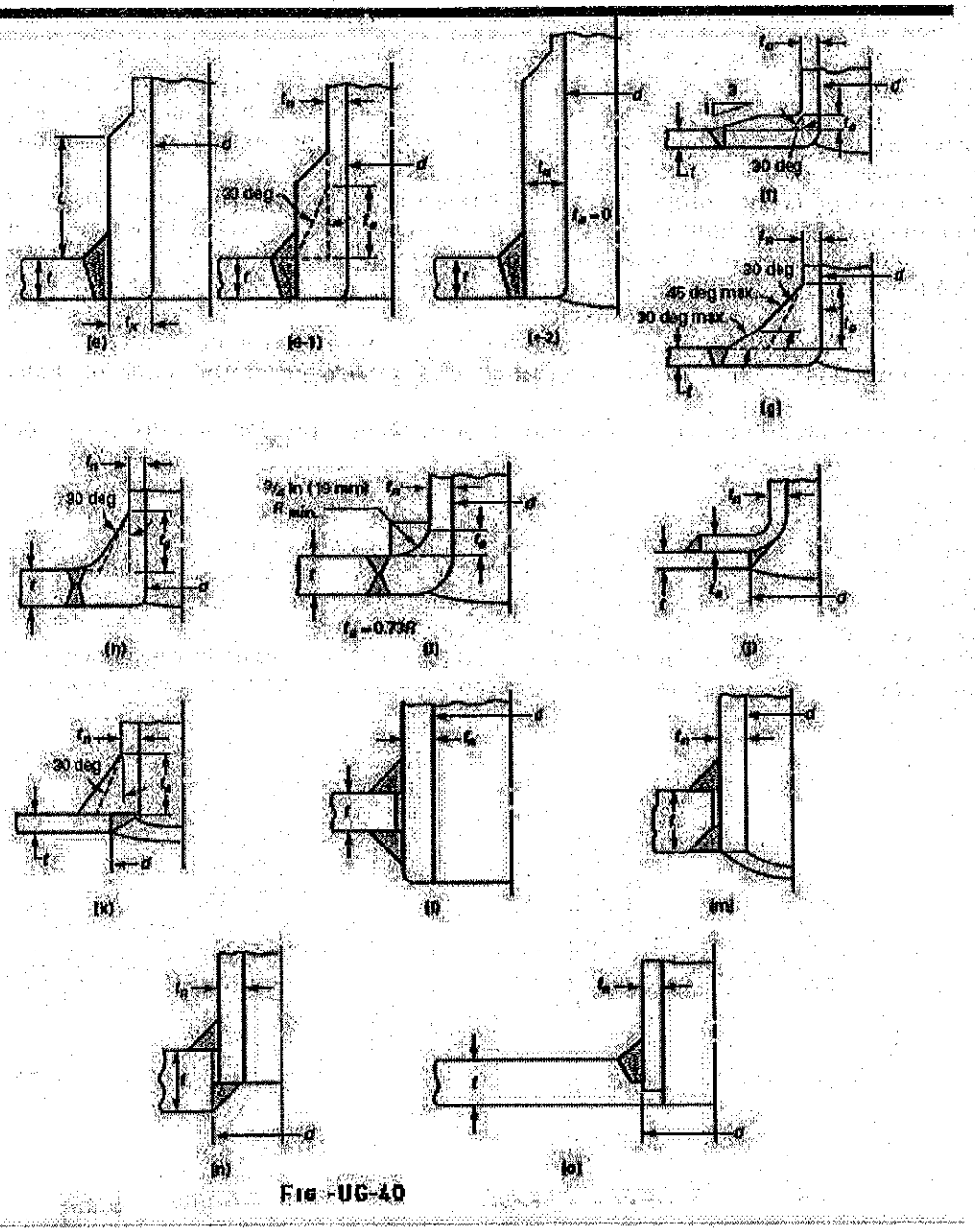


Fig. UG-40

DIFERENTES CONFIGURACIONES DESCRIBIENDO LA DIMENSION DEL REFUERZO t_e Y LA DIMENSION DE LA ABERTURA d

Nota:
En las Figuras (e), (e-1) y (e-2)
SI $L < 2{,}5t_x$ utilizar la figura (e-1)
SI $L \geq 2{,}5t_x$ utilizar la figura (e-2)

CR.8.-RESISTENCIA DE LAS UNIONES SOLDADAS EN LAS CONEXIONES UG-41

(a) El material usado en el refuerzo deberá tener una resistencia admisible de valor igual o mayor que el del material de la pared del recipiente, excepto cuando el material no coopera en el refuerzo, este ultimo puede ser usado con material de inferior resistencia para suministrar el área reforzada, debiéndose incrementar esta en proporción inversa a la relación de las tensiones admisibles de los dos materiales para compensar así la inferior resistencia del material del refuerzo.
No debe creerse que proporciona mayor resistencia adicional el tomar un refuerzo cualquiera que tenga una mayor tensión admisible superior a la del material de la pared de la envolvente.
El metal depositado por la soldadura en el exterior de cada pared del recipiente o en cada forro de refuerzo será usado como refuerzo y será aceptado con una tensión admisible de valor equivalente al más débil de los materiales unidos por la soldadura.
La unión por soldadura recipiente –a--conexión o forro de refuerzo -a-conexión, en el interior de la pared o en el interior del forro podrán aceptarse con un valor de tensión admisible igual al de la pared o a la del forro.
En los elementos que unen las aberturas al recipiente pueden ocurrir fallos por las soldaduras o por el cuello de la tubuladura.

(b) En cada lado del plano definido por la unión de la pared del recipiente y el refuerzo, la resistencia de la junta de unión de la pared del recipiente y refuerzo o en cualquiera de las dos partes de la unión la resistencia que tenga la junta será al menos igual al menor valor de:
1)-La resistencia a tracción de la sección transversal de cada elemento o elementos de refuerzo existentes W_{1-1}, W_{2-2} y W_{3-3} (Ver Fig UG-41.1)
2)-La resistencia a tracción del área definida en UG-37 menos la resistencia a tracción del área reforzada que suministra la pared del recipiente permitida por UG-40(d)(1)que es el área A_1(Ver valor de W en Fig-UG-41.1)

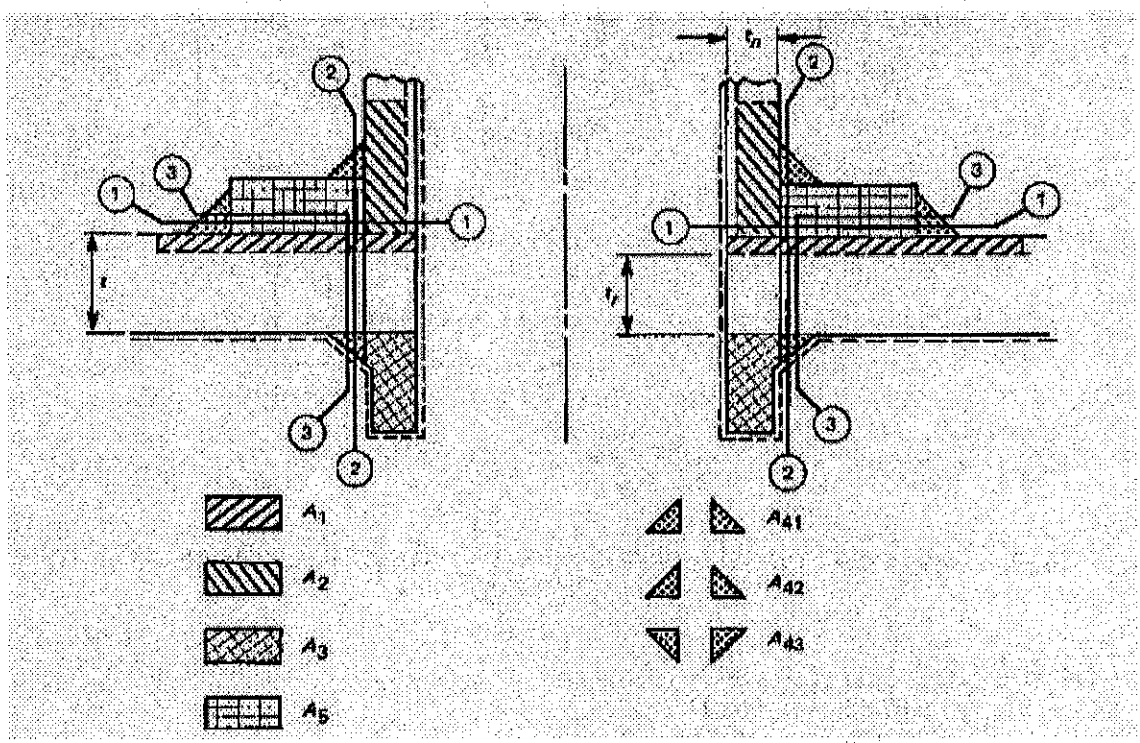


Fig UG-41.1.a

a) Conexión tipica de la conexión con el cuello insertado a traves de la pared del recipienteFig-UG 41.1(a) Cargas en las Soldaduras y resistencis en las soldaduras en las Areas a Considerar en la u de la conexión
W = Carga total en la soldadura (UG-41(b)(2)= $[A-A_1+ 2 t_n f_{r1}(E_1 t- F t_r) S_v$
W_{1-1} = Carga en la soldadura resistida por la trayectoria 1-1(UG-41(b)(1)= $[A_2 +A_5 +A_{41} +A_{42}] S_v$
W_{2-2} = Carga en la soldadura resistida por la trayectoria 2-2(UG-41(b)(1)= $[A_2 +A_3 +A_{41} +A_{43}+ 2 t_n t f$
W_{3-3} = Carga en la soldadura resistida por la trayectoria 3-3(UG-41(b)(1)= $[A_2 +A_3 + A_5 + A_{41} +A_{42}+ A_1] S_v$
NOTA:La áreas A_1, A_2, A_3 y A_4 son modificdas por los factores f_{rx}

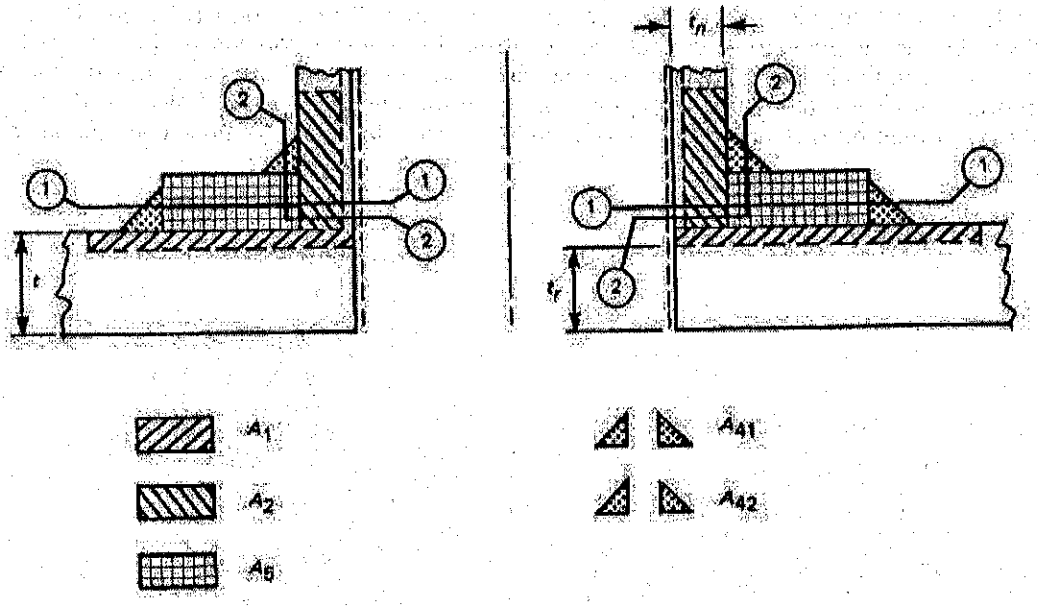


Fig-UG-41.1(b)

Conexión tipica de la conexión con el cuello unido a la pared del recipiente

Cargas en las Soldaduras y resistencia en las soldaduras en las Areas a Considerar en la unión de la conexión

W = Carga total en la soldadura (UG-41(b)(2)= **[A-A_1] S_v**

W_{1-1} = Ccarga en la soldadura resistida por la trayectoria 1-1(UG-41(b)(1)= **[A_2 +A_5 +A_{41} +A_{42}] S_v**

W_{2-2} = Ccarga en la soldadura resistida por la trayectoria 2-2(UG-41(b)(1)= **[A_2 +A_{41}] S_v**
NOTA:La áreas A_1, A_2, A_3 y A_4 son modificdas por los factores f_{rx}

CR.9.-REFUERZO DE ABERTURAS MULTIPLES
UG-42

(a).- Cuando dos aberturas están espaciadas a menos de dos veces el diámetro medio de ellas, de modo que los límites de sus refuerzos se solapan [Ver Fig UG-42 imagen (a)], las dos aberturas deberán ser reforzadas en el plano que conecta los centros de acuerdo con las reglas de UG-37 a UG-41 con un refuerzo combinado de tal forma que su área no sea menor que la suma de las áreas requeridas de refuerzo para cada abertura.. Ninguna porción de la sección transversal debe de ser considerada que es aplicada a mas de una abertura, no debiendo de considerar que el área combinada se aplica de una sola vez.

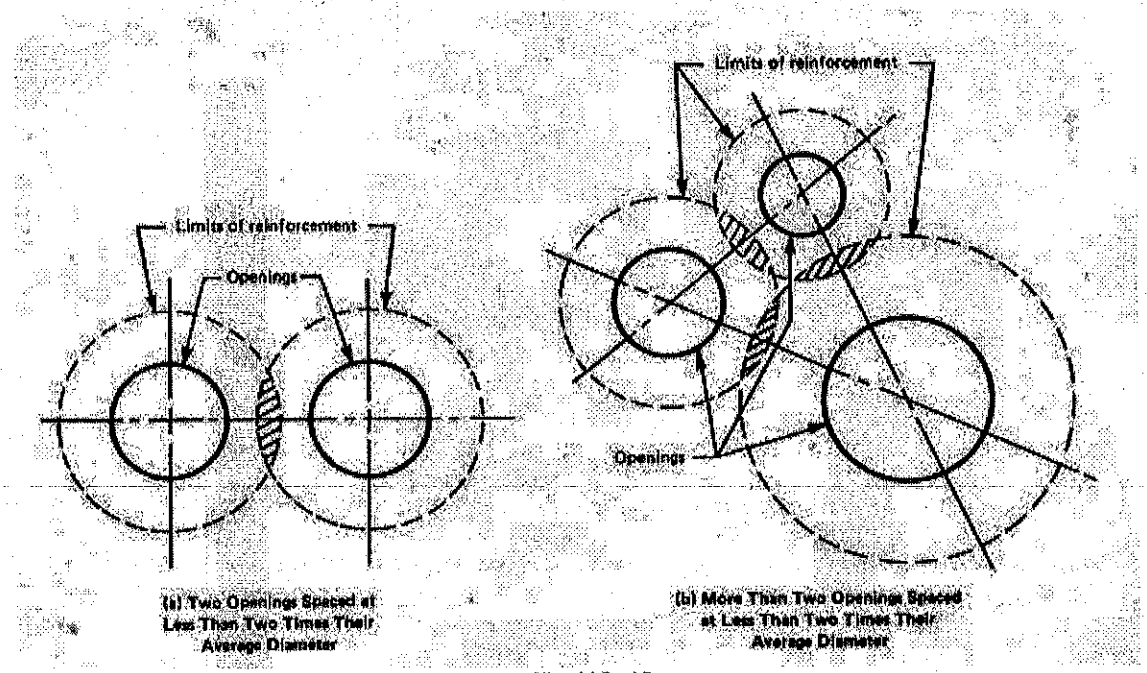


Fig-UG-42

(a)(1).-El área común de solape debe de ser proporcionada por las dos aberturas con relación a sus diámetros.

(a)(2).- Si el área de refuerzo entre las dos aberturas es menor que el 50% del área total requerida por las aberturas, deberá usarse el apartado 1-7.

(a)(3).- Una serie de aberturas todas ellas alineadas con sus centros, serán tratadas como sucesivos pares de aberturas

(b).- Cuando mas de dos aberturas están separadas [ver FigUG-42 (b)] deberán de ser provistas con un refuerzo combinado. La mínima distancia entre los centros de dos cualesquiera de las aberturas deberá ser de 1,5 veces el diámetro medio entre ellas, y el área de refuerzo entre dos cualesquiera de las aberturas será al menos el 50% del área total requerida por las dos aberturas.
Si la distancia entre los centros de dos de estas aberturas es menor que 1,5 veces el diámetro medio de ellas, ninguno de los materiales entre ellas deberá tomarse como refuerzo.

(c).- Cuando cualquier numero de aberturas adyacentes, en cualquier disposición, deberán ser reforzadas en general usando una abertura imaginaria que incluya en ella a cada una de las aberturas. Los límites del refuerzo de la abertura supuesta serán los dados en UG-40(b)(1) y UG-40(c)(1)

CR.10-ESPESOR EN EL CUELLO DE LAS CONEXIONES
UG-45
El mínimo espesor del cuello de una conexión en unrecipiente, será el mayoror de los espesores determinados por UG-45(a) y UG-45 (b) El esfuerzo cortante causado por las cargas que actuan sobre el recipiente (UG-22)no debra exceder al esfuerzo cortante admisible dado en el apartado UG-45(c).

UG-45(a)-El mínimo espesor en la pared del cuello de una tubuladura o de otro tipo de conexión (incluyendo las abertur de acceso para inspección), no será menor que el espesor calculado al aplicar las cargas que actúen, más el espesor admisible que corresponde a la corrosion y cuando sea aplicable al de roscado como exige UG-31 (c)(2)
UG-31 (c) (2)-
Cuando el final de un tubo es roscado el espesor de la pared se aumentra en 0,8/ n in (20 /n mm,) en donde n = Nº de roscas por pulgada (25,4mm".)Este se compara con el mínimo espesor suministrado por el material de la tubería standadrd siendo descontado a este el tanto por ciento de toleranciaa (12,5%). Para tubos fabricados con chapa la tolerancia para la chapa se tomara el menor valor de 0,25 mm (0,01 in) o el 6% del espesor UG-16(c)

UG-45(b) – El mínimo espesor del cuello de una boquilla (tubo) u otra conexión (excepto para aberturas de acceso e inspección solamente) es el menor de los espesores de la pared de la conexión determinados en los puntos (b)(1), (b)(2) o (b)(3) de este párrafo, y del espesor de la pared determinado en el punto (b)(4).

UG-45(b) (1)-Para recipientes sometidos solo a presión interna, el espesor (más la corrosión admisible) requerido por presión (asumiendo E=1,0) para la envolvente o cabeza donde se conecta el cuello de la conexión, en su unión al recipiente, en ningun caso será menor que el mínimo espesor especificado en UG-16(b) (1,5 mm)

UG-45(b)(2)- Para recipientes sometidos a presión externa. El espesor (más la corrosión admisible) obtenido bajo esta presión externa, es equivalente al obtenido con presión interna (asumiendo que E = 1,0) en la formula para la envolvente o cabeza en el lugar, cuando el cullo de la tubuladura u otra conexión se une al recipiente, pero en ningun caso seraá menor que el espesor especificado en UG-16(b) (1,5 mm).

UG-45(b)(3)-Para recipientes diseñados para ambas presiones,interna y externa, el mayor de los espesores determinadoe en los puntos (b)(1) y (b)(2) es el que rige.

UG-45(b)(4)-El mínimo espesor requerido en la pared de una tubería Standard es el dado según el schedule en tabla 2 de ANSI/ASME B36,10M, menos el 12,5%. Hay que añadir el espsor por la corrosión admisible en la conexión
.Para tubos de dimensión mayor que la dimensión mayor de la tubería incluida en ANSI/ASME B36.10M, el espesor de la pared de la conexión es el de la mayor tubería listada, más el espesor por corrosión.

UG-45(c)-El valor de la Tensión Cortante admisible en el cuello de la conexión (tubo) será del 70% de Tensión admisible a tracción

CR-11 EJEMPLO-1 CALCULO DEL ESPESOR EN EL CUELLO DE UNA CONEXIÓN UG-45
Recipiente Cilindrico
Diámetro interior D_i = 72" = 1800mm
Espesor de la pared t= 2"=50mm

Conexión Tubo
Diámetro exterior d_i = 16" = 400mm
Espesor de la pared t_n = 3/4"=19mm

Datos de Operación
Presión Interna P = 500Psi = 3,5 Mpa= 35 Kg/cm^2
Temperatura T = 400ºF = 205ºC
Corrosión c=1 /4" = 6 mm
Eficiencia de soldadura para recipiente y conexión E =1,0

Material
Recipiente y ccnexión
Tensión Admisible S =13700 Psi =963 Kg/cm^2

Esfuerzos externos sobre la conexión
Fuerza de Cortadura V = 11.350 kg
Momento de torsión M = 288.000 cm-kg

1)-Mínimo espesor en la pared del aconexión (UG-45)

Espesor requerido en el cuello de la conexión
El mínimo espesor requerido en la pared de la conexión será el mayor de los espesores determinados por UG-45(a) o UG-45(b)
La tensión cortante no excederá a la tensión admisible a cortadura dada en UG-45(c)

UG-45(a)
El mínimo espeso en la pared del cuello de una boquilla (nozzle) u otra conexión en un recipiente no será menor que los espesor calculados bajo la acción de las carga dadas por UG-22, entre otras las de peso , momento de viento y sismo, presión interior e exterior etc, más el espesor por corrosión y roscado [UG-31(2) "aumento en el espesor de la pared en la conexión de valor 20/n donde n = nº filetes por cada 25 mm)]
Las de presión interior UG-27 y presión exterior UG-28 dan respectivamente
Espesor requerido por presión interior

$$t_{nr} = \frac{P \times R_i}{S \times E - 0{,}6 \times P} = \frac{35 \times 200}{963 \times 1{,}0 - 0{,}6 \times 35} = 7{,}43 \text{ mm}$$

Espesor requerido por presión interior . t_{nn}= 7,43 mm +6 mm (corrosión) = **13,43 mm**
Este espesor se compara con el mínimo espesor suministrado por el material de la tubería con su tolerancia Para tubos fabricados de chapa la tolerancia para la chapa se toma el menor valor de 0,25mm= 0,01 in o el 6% del espesor por UG-16 (c) Espesor nomina -0,25= 19 -0,25 =18,75 mm
Como 18,75 mm es mayor que 7,43 mm se cumple la regla con el espesor mínimo necesario

CR-11 EJEMPLO-1 CALCULO DEL ESPESOR EN EL CUELLO DE UNA CONEXIÓN UG-45

UG-45(b)

El mínimo espesor del cuello de la conexión no será menor que el menor de los espesores de la pared de la conexión determinados aplicando las reglas (b)(1) ; (b)(2) o (b)(3) y compararlo con el espesor de la pared determinado por la regla (b)(4)

UG-45(b)(1)

Para recipientes sometidos solo a presión interna el espesor requerido por presión interna (asumiendo E =1) para la envolvente o cabeza a la que se conecta la conexión, pero nunca menor que el especificado en UG-16(b) = 1/16 in = 0,0625 imn = 1,5 mm

$$t_r = \frac{P \times R_i}{S \times E - 0{,}6 \times P} = \frac{35 \times 900}{963 \times 1{,}0 - 0{,}6 \times 35} = 33{,}44 \text{ mm}$$

t_r = 33,44+ c = 33,44+6 = 39,44 mm

UG-45(b)(2)
Para recipientes sometidos solo a presión externa el espesor equivalente obtenido usando la presión externa de diseño como una equivalente presión interna (asumiendo E =1) para la envolvente o cabeza a las que se conecta la conexión, pero nunca menor que el especificado en UG-16(b) 0 1/16 in = 0,0625 imn = 1,5 mm
NO APLICA

UG-45(b)(3)
Para recipientes sometidos a presión interna y a presión externa, es el mayor de los espesores de terminados en (b)(1) y (b)(2)
NO APLICA

UG-45(b)(4)
El mínimo espesor de la pared de la tubería standard (para todos los materiales la tolerancia del espesor de las paredes listada en la Tabla 2 de ASME B36.10M es el espesor nominal menos el 12,5%). Al igual que en los puntos anteriores habría que añadir el espesor por corrosión. El espesor nominal para un tubo de 16" Sch Std es t = 0,375 in = 9,52 mm

El mínimo espesor de la pared es.
t_{rn} = 0,375(1- 0,125) + corrosión = 0,328 +0,250= 0,578 in = 14,68 mm

UG-45 (b)
El mínimo espesor requerido en los apartados (b) es el menor de (b)(3) y (b)(4) que vale
t_{rn} = 0,578 in = 14,68 mm

UG-45
El mínimo espesor requerido en la pared de la conexión es el mayor de UG-45(a) t= 13,43mm y el de UG-45(b) que vale t =14,68 mm

EL MINIMO ESPESOR REQUERIDO POR UG-45 EN LA PARED DE LA CONEXIÓN ES
t_{rn} = 14,68 mm = 0,578 in

ESTE ESPESOR REQUERIDO ES MENOR QUE EL NOMINAL:

t_{rn} = 14,68 mm = 0,578 in < t_n = 19 mm = 0,75 in
CUMPLE CON UG-45

CR-11 EJEMPLO-1 CALCULO DEL ESPESOR EN EL CUELLO DE UNA CONEXIÓN

UG-45

2-Tension de Cortadura
UG-45(c)
La máxima tensión cortante de membrana debida a la superposición de las cargas de cortadura y del momento en el cuello de la conexión será del 70% dela tensión admisible a tracción para el material de la conexión

Tensión Admisible a T.D . S_{Ad} =13.700 psi = 963 Kg/cm^2

Tensión admisible a cortadura S_{AdC} = 0,7 x 13.700 = 9590 psi = 674,1 kg/cm

La máxima tensión de membrana debida a la carga de cortadura ocurre en el eje neutro de la sección.
Esfuerzo Cortante debido a la carga de cortadura:
Fuerza de cortadura V= 11.350

$$S_C = \frac{\text{Fuerza Cortante}}{\pi \times r \times t_n} = \frac{11.350}{3,14 \times 20,6 \times 1,275} = 137,55 \text{ kg/cm}^2$$

r = Radio interior corroído de la conexión corroida = 0,5x(400+ 2x 6) = 206 mm =20,6 cm

t_n = Mínimo espesor de la pared de la conexión(corroido) incluyendo la tolerancia de la del tubo =
t_n = 19 -c- tolerancia = 19-6 -0,25 = 12,75 mm = 1,275 cm

Esfuerzo Cortante debido al Momento :
La máxima tensión de membrana debida al momento se distribuye alrededor de la circunferencia de la sección circular
El máximo valor esta tensión Cortante es:

$$S_M = \frac{\text{Momento}}{2\pi \times r^2 \times t} = \frac{288.000}{2 \times 3,14 \times 20,6^2 \times 1,275} = 84,72 \text{ kg/cm}^2$$

La combinación total de cortadura vale

S_{CT} = 137,55 + 84,72 = 222,27 < S_{AdC} = 674,1 kg/cm^2 **ES VALIDA**

CR.12.- EJEMPLO –2CONEXION DE TUBERIA DE 50" EN UNA ENVOLVENTE CÍLINDRICA UG-36 (b) (1) y 1-7

1).- Datos
Estudio para Presión Interna P=3,061 Kg/cm^2=43,52 psi

Por UG-36 (1) Las aperturas en recipientes de diámetro > 60" no deben de exceder de D=40"
Para aberturas de diámetro mayor se aplica el las reglas de Apendica 1-7

Envolvente
Material St-52

Diámetro Exterior D_e =3590 mm =141,34 in

Diámetro Interior D =3560 mm = 140,16 in

Radio Exterior R=1795 mm=70,67 in

Radio Interior=1780 mm= 70,07 in

Espesor Nominal t_d= 15 mm = 0,59 in

t =15-7=8 mm =0,315 in(espesor sin corrosión)

Conexión

Tubo de 50" D_{ext} =1270 mm =50"; D_{in} =1250 mm=49,21in y espesor t =15 mm

Material: St-52

S_{adm} =17500 psi = S_n=1230,66 Kg/cm^2 Tensión admisible en la tubuladura

d_{ext} =Diámetro Exterior Tubuladura =1270 mm =50 in;

d_{in}= Diámetro Interior de la Tubuladura =1240 mm =48,82 in

r_n= Radio Interior de la Tubuladura = 620 mm =24,4 in

d =Diámetro Interior Tubuladura mas Corrosión = 1240+ 2 x7 =1254 mm =49,37 in

c = Corrrosión =7 mm=0,276 in

t_n= Espesor Nominal de la Tubuladura menos Corrosión =15-7=8 mm =0,315 in

Envolvente

t_r = (PxR)/(SxE-0,6P)= (43,52x70,07)/(17500x0,85-0,6x43,52)=0,205 in= 5,22 mm

Conexión
t_{rn} = (Pxr $_n$)/(SxE-0,6P)= (43,52x24,4)/(17500x0,85-0,6x43,52)=0,072 in=1,816 mm

Refuerzo

Material: SA-283 Gr C

S_{adm} =12700 psi =893,1 Kg/cm^2 Tensión Admisible en el Refuerzo

t_e= Espesor del refuerzo =10 mm =0,394 in

CR.12.- EJEMPLO -2 CONEXIOS DE TUBERIA DE 50" EN UNA ENVOLVENTE CÍLINDRICA UG-36(b) (1) y 1-7

2).-Calculo del Refuerzo

E= Factor de Soldadura =0,85

t= Espesor Nominal Envolvente menos Corrosión =15-7 =8 mm =0,315 in

t_n= Espesor Nominal de Conexión menos Corrosión =15-7=8 mm =0,315 in

t_r= Espesor Requerido por la Envolvente =5,22 mm =0,205 in

t_{rn}= Espesor Requerido por la Conexión =1,816 mm =0,072 in

F=1; E_1=1
S_v =Tensión admisible en recipiente =17500psi =1230,66,Kg/cm^2;

S_{adm}=17500 psi = S_n=1230,66 Kg/cm^2 Tensión admisible en la tubuladura

S_{adm}= 12700 psi = S_p=893,1 Kg/cm^2 Tensión Admisible en el Refuerzo

f_{r2}= f_{r1}= S_n / S_v=17500/17500=1 f_{r3}= (Menor de S_n o S_p/S_v= 12700/17500=0,72 ; f_{r3} =f_{r4} =S_p/S_v= 12700/17500=0,72

$(tE_1 - F.t_r)$=0,315x1-0,205=0,11 in

$t+t_n$=0,315+0,315=0,63 in

$(t_n - tr_n)$=0,315-0,072=0,243 in

$2,5t_n+t_e$=2,5x0,315+0,394=1,181 in

t_{min}= El menor de t_n o ¾" t_{min}=0,315 in

t=0,315 in ; ¾"=0,75 in

t_c= El menor de , 0,707t_{min} o ¼" t_c=0,22 in

0,7t_{min} =0,7x0,315=0,22in ; ¼"=0,25 in

t_e= Espesor del Refuerzo =10mm=0,315 in

h= Longitud de la prolongación de la Tubuladura =El Menor de 2,5t o 2,5t_n

2,5t = ; o 2,5t_n

CR.12.- EJEMPLO -2 CONEXIOS DE TUBERIA DE 50" EN UNA ENVOLVENTE CÍLINDRICA UG-36 (b) (1) y 1-7

d= Diámetro Interior Tubuladura mas Corrosión = 1240+2 x 7 =1254 mm =49,37 In

Area necesaria de A= $(dx\ t_r x\ F) + 2t_n\ t_r\ F\ (1- f_{r1})$ = 49,37x 0,205 x1=**10,12 in^2= 6530 mm^2**

A_1= Area que colabora por exceso de pared de la envolvente = Mayor de: $d.(E.t-F.t_r) -2\ t_n(E_1\ t- F\ t_r)(1-f_{r1})$
o $2.(t+ t_n).(E.\ t-F\ t_r) -2\ t_n(E_1\ t- F\ t_r)(1- f_{r1})$

A_1= =49,37.(0,315x1-0,205)=49,37x0,11= 5,43in^2 o A_1=2 x 0,63 x0,11=0,138 in^2;

A_1= 5,43 in^2=3503 mm^2

A_2= Area que colabora de la conexión = El menor de $5(t_n - tr_n).f_{r2}.t$ o $5(t_n - tr_n).f_{r2}.t_n$ (Caso sin refuerzo)

A_2= El menor de $5(t_n - tr_n).f_{r2}.t$ o $2(t_n - tr_n)..(2,5t_n+t_e)f_{r2}$ (Caso que se ponga refuerzo)

A_2=5(0,315-0,072)x0,72x.0,315=0,275 In ^{2} o A_2=2(0,315-0,072)(2,5x.0,315+0,394)x0,72=0,413(Caso con Refuerzo)

A_2= 0,275 in ^{2}=177,42 mm^2

A_3= Area de la prolongación interior de la tubuladura =$2.(t_n - c).f_{r2}.h$=0

A_{41}= Area que colabora de la soldadura = $(t_{min})^2.f_{r3}$=0,315^2 x 0,72 =**0,0714 in^2=46 mm^2**

A_{42}= Area que colabora de soldadura =$(t_c)^2.\ f_{r4}$ =0,22^2 x 0,72 **=0,0348 in^2=22,48 mm^2**

$A_1+ A_2+ A_{41}$= 5,43+0,275+0,0714+0,0348 = 5,811in^2 < A=10,12 in^2

Hace falta reforzar con una seccion de A_5= 10,12-5,811= 4,31 in^2=2780 mm^2

Longitud máxima del refuerzo la mayor de:

l_1=d =49,37 in==1254 mm

$l_2=r_n+t+t_n$= 24,68+0,315+0,315=25,315 In=643 mm

$D_p=2L_1$=2528

1-7 (a) *SE COLOCARA UN REFUERZO DE*
A_{re} =2780mm^2; 2/3x 2780= 1853,33mm^2 ;Por UG-36 (1) Las aperturas no deben de exceder de D=40"

Para aperturas de diámetro mayor se aplica el las reglas de Apéndice 1-7:
1-7 (a)
Las 2/3 partes del área suministrada por el refuerzo deben de estar dentro de los siguientes limites:
Paralelo a la pared del recipiente: 3/4 del mayor de d o $(r_n+ t + t_n)$
d =49,37in=1254mm; $r_n+ t + t_n$=24,68+0,315+0,315=25,315=643mm; t_e=10mm

2/3 $A_{re}=L_1 x\ t_e x\ f_{r3}$; L_1=2/3x2780/x 10x0,72=257,4 mm < 3/4 d=0,75x1254=940,5 Cumple con 1-7

$1/3A_{re}$=2780/3=926,66;L_2=1/3xA_{re}/t_ex0,72=926,66/10x0,72=128,7;L_1=257,4;
$L_T=L_1+L_2$=257,4+128,7=386mm

Longitud total de refuerzo: $D_{Exterefue=}=L_T$+ Dext=386+50"=386+1270= 1656 mm

Refuerzo de D_{Ext}=1660 mm; D_{Int}=1272mm y Espesor t=10mm

CR.13.-EJEMPLO-3 DIMENSIONES DE LAS SOLDADURAS ; REFUERZO SI ES NECESARIO Y RESISTENCIA DE LAS SOLDADURAS EN LA CONEXIÓN DE UN TUBO A UNA ENVOLVENTE

UG-36 (b)(1) y UG-41

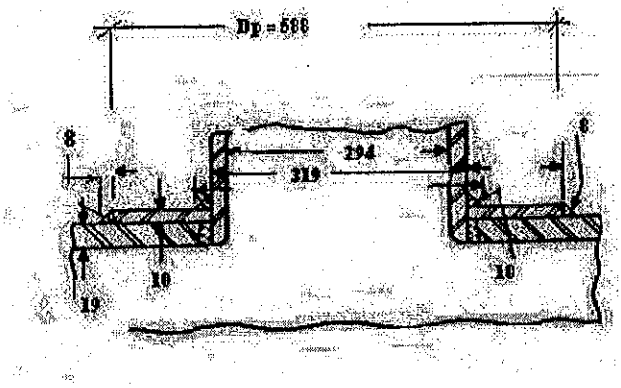


Fig- CR 15.1

Datoss

	Diámetro Interior	Espesor de Pared	Tensión admisible
Recipiente	D_i = 1500 mm	t =19 mm	S_v = 1197 kg/cm^2
Conexión	d_i =294 mm	t_n = 6 mm	S_n = 1162 kg/cm^2
Refuerzo		t_e =10mm	S_P = 1050 kg/cm^2

Juntas Longitudinales con radiografiado total E=1,0
La abertura no pasa a través del recipiente..Categoría de la Junta A
Presion Interior de Diseño P= 17 Kg/cm^2
Temp..de .Dis=400ºC

1)-Calculo espesores requeridos en la conexión

Espesor Requerido en Envolvente

t_r = Espesor requerido en la envolvente cilíndrica = $\frac{PR}{SE-0,6P} = \frac{17 \times 750}{1197 \times 1,0 - 0,6 \times 17} = 10,7$ mm

Espesor Requerido en Conexión

t_{rn} = Espesor requerido en la envolvente conexión= $\frac{PR_n}{SE-0,6P} = \frac{17 \times 147}{1162 \times 1,0 - 0,6 \times 17} = 2,17$ mm

2.-Espesores requerido en las Soldaduras
Por UW-16.(b)

t_{min}= El menor de t =19 mm; t_e = 10 mm o 3/ 4" =19 mm;

valor de t_{min}= 10 mm

t_c= El menor de $0,707t_{min}$ o 1/4"= 6 mm; valor de t_C=0,25 In
$0,7t_{min}$ =0,7x 10= 7,0mm ; 1/4"= 6 mm
valor de t_C =6 mm

Filete Interior (refuerzo elemental) de soldadura (Entre conexión y chapa de refuerzo) $t_{w\,1}$
El valor mínimo requerido de $t_{w\,1} = t_C$ = 6 mm (Fig UW-16.1 (a-1))
El valor real de $t_{w\,1}$ =10 mm (Fig –CR-15.1)

Filete Exterior (refuerzo elemental) de soldadura (entre refuerzo y envolvente) $t_{w\,2}$
Mínima garganta requerida $t_{w\,2} = 0,5t_{min}$= 0,5x 10=5 mm (Fig UW-16.1 (a-1))
El valor real de $t_{w\,2}$ = 8 mm (Fig –CR-15.1)
Las dimensiones de la soldadura son satisfactorias

CR.13.-EJEMPLO-3 DIMENSIONES DE LAS SOLDADURAS ; REFUERZO SI ES NECESARIO Y RESISTENCIA DE LAS SOLDADURAS EN LA CONEXIÓN DE UN TUBO A UNA ENVOLVENTE

UG-36 (b)(1) y UG-41

3.- Calculo del Refuerzo

3.1- Chequeo sin chapa de refuerzo elemental

E=1,0

F=1,0

$f_{r1} = f_{r2} = S_n/S_v$= 1197/1162= 1,03 >1,0 entonces usar $f_{r1} = f_{r2}$ =1,0

d= 294 mm

$(Et-F\ t_r)$ =1,0x 19-1,0 x 10,7= 8,3 mm

$(t+t_n)$ = 19+6= 25 mm

$(t_n - t_{r\,n})$ =6-2,17= 3,83 mm

$(2,5\ t_n + t_e)$ = 2,5 x 6 +10 = 25 mm

D_p el mayor valor de 2d o $2(R_n +t +t_n)$; D_p = 588 mm

2d = 2 x 294 = 588 mm

$2(R_n +t +t_n)$ = 2 (147+19+6)= 344 mm

Area de Refuerzo Requerida A: **A= d t_r F+2 t_n t_r F(1-f_{r1}) = 294x 10,7x1+0= 3145,8 mm²**

Area disponible en la Envolvente A_1: El mayor valor de

A_1= d(Et-F t_r) -2t_n(Et-F t_r) (1-f_{r1})= 294(1,0x19-1,0x10,7)-0=2440,2 mm²

A_1= 2(t+t_n) (Et-F t_r) -2t_n(Et-F t_r) (1-f_{r1})= 2(19+ 6)(1,0x19-1,0x 10,7)+0= 50 x 8,3= 415 mm²

A_1 = 2440,2 mm²

Area disponible en la Conexion **A_2:** Menor valor de

A_2= 5(t_n - $t_{r\,n}$) f_{r2} t = 5(6- 2,17)x1,0x 19 = 5x3,83 x19 = 363,85 mm ²

A_2=5(t_n - $t_{r\,n}$) f_{r2} t_n = 5(13- 2,17)x1,0x 6 = 5x 3,83 x 6 = 114,9 mm²

A_2 = 114,9 mm²

Area disponible en el filete exterior de soldadura A_{41}

A_{41} = ($t_{w\,1}$)² f_{r2} = (10) ² x 1,0 = 100 mm²

Area suministrada:

A_1 +A_2+A_{41} = 2440,2 + 114,9 + 100 = 2655,1 mm²

Como Area Sumunistrada = 2665,1 mm² < Area requerida A=3145,8 mm²
HACE FALTAREFUERZO

CR.13.-EJEMPLO-3 DIMENSIONES DE LAS SOLDADURAS ; REFUERZO SI ES NECESARIO Y RESISTENCIA DE LAS SOLDADURAS EN LA CONEXIÓN DE UN TUBO A UNA ENVOLVENTE

UG-36 (b)(1) y UG-41

3.- Calculo del Refuerzo
3.2.-Chequeo con chapa de refuerzo elemental

f_3 = (menor de S_n o S_p) / S_V = 1050 / 1197 = 0,877
$f_4 = S_p / S_V$ 0 1050/1197 = 0,877
Area Requierida:
A= 3145,8 mm²

Area disponible en la Envolvente A_1
: **A_1 =2440,2 mm²**

Area disponible en la Conexion A_2: Menor valor de
$A_2 = 5(t_n - t_{r\,n})\, f_{r2}\, t = 5(6- 2,17)x1,0x\ 19 = 363,85\ mm^2$
$A_2 = 2(t_n - t_{r\,n})\, f_{r2}\, (2,5t_n + t_e) = 2(6- 2,17)x(1,0)x\ (2,5x\ 6 + 10) = 191,5\ mm^2$

A_2 = 191,5 mm²
Area disponible en el interio filete de soldadura conexión-chapa refuerzo A_{41}

A_{41} $= (\ t_{W\,1}\ )^2 x\ f_{r3} = (10)^2 x\ 0,877 =$ **87,7 mm²**

Area disponible en el exterior filete de soldadura chapa refuerzo –envolvente A_{42}

A_{42} $= (\ t_{W\,2}\ )^2 x\ f_{r4} = (\ 8\ )^2 x\ 0,877 =$ **56,13 mm²**

Area disponible en la chapa refuerzo A_5

A_5 $= (\ D_P - d - 2\ t_n\ )\ t_e\ f_{r4} = (\ 588-294-2x\ 6)(\ 10)x(0,877) =$ **2473,14 mm²**

Area suministrada:

$A_1 + A_2 + A_{41} + A_{42}$ = 2440,2 + 191,5 +87,7 +56,13 = **2775,53 mm²**

$A - (\ A_1 + A_2 + A_{41} + A_{42}\ )$ = 3145,8- 2775,53= **370,27 mm²**

Hay suficiente refuerzo:

A_5 = 2473,14 mm² > [$A - (\ A_1 + A_2 + A_{41} + A_{42}\ )$] = 370,27 mm²
EL REFUERZO ES SUFICIENTE

CR.13.-EJEMPLN-3 CHMEMRHNMER CE L@R RNLC@CTR@R : REETERYN RH ER MECER@RHN X RERHRSEMCH@CE L@R RNLC@CTR@R EML@CNMEWH M CE TMSTAN @TM@EMUNLUEMSE

TF-35 '' ('1(wTF-31

3.-C pe q pcqgrgb q nmpj q qmjb bsp q
Fig UG-41.1 imagen(a)

Por UG-41(b)(2)

W= [A-(d-2t_n)((E_1t-F t_r)]S_V =[3145,8- (294-2 x 6)(1,0 x 19 -1,0 x 10,7)] x 11,97
W= 805,2 mm^2 x11,97kg/mm^2= **9538,23 ke**
S_V = 1197 kg/cm^2
S_n = 1162 kg/cm^2
S_p = 1050 kg/cm^2
Por UG-41(b)(1)

W_{1-1} = (A_2+A_5+A_{41}+A_{42}) S_V = (191,5+2473,14+ 87,7+ 56,13)x11,97= 33.617,39 kg

W_{2-2} = (A_2+A_3+A_{41}+A_{43} +2t_n t f_{r1}) S_V = (191,5+0+ 87,7+0+2x 6 x 19x1,0)x11,97= 6071,18 kg

W_{3-3} = (A_2+A_3+A_5+A_{41}+A_{42}+A_{43}+2t_n t f_{r1}) S_V = (191,5+0+2473,14+87,7+56,13+0+2x6x(19x1,0)x11,97= 36.346,55 kg

Puesto que la carga en soldadura W calculada por UG-41(b)(2) es menor que la carga W_{3-3} calculada por UG-41(b)(1), W será usada en lugar de W_{3-3} para comparar la capacidad de la soldadura bajo carga
Las tensiones Unitarias [UW-15(c) y UG-45(c)]
UW-15(c)
Los valores usados en los cálculos de UG-41 para ranuras y filetes de soldadura, en porcentaje del valor de la tensión admisible en el material del recipiente son:

Soldadura en ranura para Tracción el 74%
Soldadura en ranura para Cortadura el 60%
Filete de soldadura par Cortadura el 49%

UG-45(c)
Para recipientes diseñados para presión interna y externa, el mayor de los espesores determinados por (2)(a) o (2)(b)

(2)(a): El menor de los siguientes
a)-Para recipientes solo bajo presión interna, el espesor (mas la corrosión admisible) requerido por presión (asumiendo E=1,0) para la envolvente o la cabeza en el lugar donde el cuello de la boquilla u otra conexión se une al recipiente pero en ningún caso será menor que el mínimo espesor especificado en UG-16(b).

b)-Para recipientes bajo externa presión solamente, el espesor (mas la corrosión admisible) obtenidos usando la presión externa de diseño con una equivalente presión interna de diseño(asumiendo E=1,0) en las formulas para la envolvente o cabeza en el lugar donde el cuello de la boquilla u otra conexión conecta al recipiente pero en ningún caso será menor que el mínimo espesor especificado en UG-16(b)

Las tensiones Unitarias [UW-15(c) y UG-45(c)]
Cortadura en el filete exterior de soldadura = 0,49x S_p= 0,49 x 1050 = 514,5 kg/cm^2
Cortadura en el filete interior de soldadura = 0,49x S_p =0,49 x 1050 = 514,5 kg/cm^2
Tracción en la ranura de soldadura =0,74x S_V = 0,74 x 1197 = 885,78 kg/cm^2
Cortadura en la pared de la conexión =0,70x S_n =0,70 x 1162 = 813,4 kg/cm^2

CR.13.-EJEMPLO-3 DIMENSIONES DE LAS SOLDADURAS ; REFUERZO SI ES NECESARIO Y RESISTENCIA DE LAS SOLDADURAS EN LA CONEXIÓN DE UN TUBO A UNA ENVOLVENTE

UG-36 (b)(1) y UG-41

4.-Cargas resistidas por las soldaduras

Resistencia de los elementos conectados

1)-Cortadura en el filete interior de soldadura = $\pi/2$ x O.D.conexión x pata soldad x 514,5
1-)Cortadura en el filete interior de soldadura =1,57 (294+2x6)/10 x1,0 x514,5 = 24.717,6 kg

2)-Cortadura en la pared de la conexión =$\pi/2$ x Diámetro medio conexión x t_n x 885,78
2)-Cortadura en la pared de la conexión =1,57x 300/10x 0,6 x 813,4 = 25.032,14 kg

3)-Tracción en la ranura de soldadura = $\pi/2$ x O.D. conexión x t x 885,78 =
3)-Tracción en la ranura de soldadura = 1,57 x 306/10 x 1,9x 885,78= 80.853,82 kg

4)-Cortadura en el filete exterior de soldadura = $\pi/2$ x O.D. chapa refuerzo x pata soldadura x 514,5
4)-Cortadura en el filete exterior de soldadura = 1,57 x 558/10x 0,8x 514,5 = 37.997,26 kg

3.1.-Chequeo de la resistencia
1-1 (2) 25.032,14 + (4) 37.997,26 = 63.028,4 kg
2-2 (1) 24.717,6 + (3) 80.853,82 = 105.571,42 kg
3-3 (3) 80.853,82 + (4) 37.997,26 = 118.851,08 kg

Todas las trayectorias son más resistentes que la resistencia requerida W = 9638,24 kg [Ver UG-41 (b)(2)

El diseño de la resistencia del filete exterior de la soldadura en el refuerzo de la envolvente de (4) =37.977,2(es mayor que la resistencia del elemento de refuerzo que vale 2,16 x 1050=2268 kg

CR.14.-EJEMPLO-4 CONEXIÓN EN UNA CABEZA DE UNA CONEXIÓN DE 24"UG-36 y UG-45
Presion Interna P_i= 4 kg/cm^2 y Presión Externa P_e = 1 kg/cm^2

1)- Calculo de los espesores requeridos

Cabeza

Cabeza Toriesferica Koppler

Material SA-240 Gr.304

Tensión Admisible a T.D S_d =17.224 psi = 1211,25 Kg/cm^2

Diámetro Exterior D_e = 47,24 inch =1200 mm

Diámetro Interior D_i = 46,85 inch = 1190 mm

Factor de Soldadura E=0,85

Espesor nominal t = 0,197 inch = 5 mm

Espesor requerido en Cabeza por Presión Interna

$$t_r = \frac{P \times L \times M}{2 \times S \times E - 0{,}2 \times P} = \frac{56{,}88 \times 47{,}24 \times 1{,}54}{2 \times 17224 \times 0{,}85 - 0{,}2 \times 56{,}88} = 0{,}141 \text{ in} = 3{,}59 \text{ mm}$$

Espesor requerido por Presión Externa

t_{re} = 3,50 mm = 0,138 in

Conexión

Material SA-240 Gr 304

Tensión Admisible a T.D S_d =17.224 psi = 1211,25 Kg/cm^2

Presión Interna P = 56,88psi = 4 Kg/cm^2

Diámetro Exterior D_e = 24 in inch =610 mm

Diámetro Interior D_i = d = 23,62 inch= 600 mm

Radio Interior R_i = 11,81 = 300 mm

Factor de Soldadura E=0,85

Espesor Nominal t_n=0,197 in =5 mm

Carga de peso W = 5040 N= 514 kg = 1134 lbs

Esfuerzo Cortante C = 433 N = 44 kg = 97 Lbs

Momento Torsor M = 494 mN = 51 mKg = 4.429 in-Lb

CR.14.-EJEMPLO-4 CONEXIÓN EN UNA CABEZA DE UNA CONEXIÓN DE 24"UG-36 y UG-45
Presion Interna P_i= 4 kg/cm^2 y Presión Externa P_e = 1 kg/cm^2

2)-Mínimo espesor en la pared del aconexión (UG-45)

Espesor requerido en el cuello de la conexión

El mínimo espesor requerido en la pared de la conexión será el mayor de los espesores determinados por UG-45(a) o UG-45(b)

La tensión cortante no excederá a la tensión admisible a cortadura dada en UG-45(c)

UG-45(a)

El mínimo espeso en la pared del cuello de una boquilla (nozzle) u otra conexión en un recipiente no será menor que los espesor calculados bajo la acción de las carga dadas por UG-22, entre otras las de peso , momento de viento y sismo, presión interior e exterior etc, más el espesor por corrosión y roscado [UG-31(2) "aumento en el espesor de la pared en la conexión de valor 20/n donde n = nº filetes por cada 25 mm)]

Las de presión interior UG-27 y presión exterior UG-28 dan respectivamente

Espesor requerido por presión interior

$$t_{nr} = \frac{P \times R_i}{S \times E - 0{,}6 \times P} = \frac{56{,}88 \times 11{,}81}{17224 \times 0{,}85 - 0{,}6 \times 56{,}85} = 0{,}046 \text{ in} = 1{,}17 \text{ mm}$$

por uG-16 (b) mínimo espesor 1/16 in = 0,0625 in = 1,5 mm

Espesor requerido por presión interior $t_n r$ = 1,5 mm = 0,0625 in

Espesor requerido por presión exterior. t_{nr} = 2,3 mm = 0,091 in

Este espesor se compara con el mínimo espesor suministrado por el material de la tubería con su tolerancia Para tubos fabricados de chapa la tolerancia para la chapa se toma el menor valor de 0,25mm= 0,01 in o el 6% del espesor por UG-16 (c) Espesor nomina -0,25)= 5 -0,25 =4,75 mm

Como 4,75 mm es mayor que 2,3 mm se cumple la regla con el espesor mínimo necesario

UG-45(b)

El mínimo espesor del cuello de la conexión no será menor que el menor de los espesores de la pared de la conexión determinados aplicando las reglas (b)(1) ; (b)(2) o (b)(3) y compararlo con el espesor de la pared determinado por la regla (b)(4)

UG-45(b)(1)

Para recipientes sometidos solo a presión interna el espesor requerido por presión interna (asumiendo E =1) para la envolvente o cabeza a la que se conecta la conexión, pero nunca menor que el especificado en UG-16(b) 0 1/16 in = 0,0625 imn = 1,5 mm

NO APLICA

UG-45(b)(2)

Para recipientes sometidos solo a presión externa el espesor equivalente obtenido usando la presión externa de diseño como una equivalente presión interna (asumiendo E =1) para la envolvente o cabeza a las que se conecta la conexión, pero nunca menor que el especificado en UG-16(b) 0 1/16 in = 0,0625 imn = 1,5 mm

NO APLICA

UG-45(b)(3)

Para recipientes sometidos a presión interna y a presión externa, es el mayor de los espesores de terminados en (b)(1) y (b)(2)

Espesor requerido por presión interior en la cabeza

$$t_r = \frac{P \times L \times M}{2 \times S \times E - 0{,}2 \times P} = \frac{56{,}88 \times 47{,}24 \times 1{,}54}{2 \times 17224 \times 1{,}00 - 0{,}2 \times 56{,}88} = 0{,}120 \text{ in} = 3{,}05 \text{ mm} + \text{corrosión} = 3{,}05 \text{ mm}$$

Espesor requerido por presión exterior en la cabeza .

$$t_r = \frac{P \times L \times M}{2 \times S \times E - 0{,}2 \times P} = \frac{14{,}22 \times 47{,}24 \times 1{,}54}{2 \times 17224 \times 1{,}00 - 0{,}2 \times 14{,}22} = 0{,}030 \text{ in} = 0{,}763 \text{ mm}$$

El espesor que manda es el de presión interna t_r = 3,05 mm = 0,120in

CR.14.-EJEMPLO-4 CONEXIÓN EN UNA CABEZA DE UNA CONEXIÓN DE 24"UG-36 y UG-45
Presion Interna P_i= 4 kg/cm^2 y Presión Externa P_e = 1 kg/cm^2

2)-Mínimo espesor en la pared del aconexión (UG-45)

UG-45(b)(4)
El mínimo espesor de la pared de la tubería standard (para todos los materiales la tolerancia del espesor de las paredes listada en la Tabla 2 de ASME B36.10M es el espesor nominal menos el 12,5%). Al igual que en los puntos anteriores habría que añadir el espesor por corrosión. El espesor nominal para un tubo de 24 Sch Std es t = 0,375 in = 9,52 mm

El mínimo espesor de la pared es.

t = 0,375(1- 0,125) + corrosión = 0,328 +0,0= 0,328 in = 8,33 mm

UG-45 (b)
El mínimo espesor requerido en los apartados (b) es el menor de (b)(3) y (b)(4) que vale
t = 3,05 mm = 0,120 in

UG-45
El mínimo espesor requerido en la pared de la conexión es el mayor de UG-45(a) t= 2,3mm y el de UG-45(b) que vale t = 0,12 in = 3,05 mm

EL MINIMO ESPESOR REQUERIDO POR UG-45 EN LA PARED DE LA CONEXIÓN ES
t_{rn} = 3,05 mm = 0,12 in
ESTE ESPESOR REQUERIDO ES MENOR QUE EL ADOPTADO DE:

t = 5 mm = 0,197 in

3)-Tension de Cortadura
UG-45(c)
La máxima tensión cortante de membrana debida a la superposición de las cargas de cortadura y del momento en el cuello de la conexión será del 70% dela tensión admisible a tracción para el material de la conexión

Tensión Admisible a T.D S_{Ad} =17.224 psi = 1211,25 Kg/cm^2

Tensión admisible a cortadura S_{AdC} = 0,7 x 17.224 = 12.057 psi = 848 kg/cm

La máxima tensión de membrana debida a la carga de cortadura ocurre en el eje neutro de la sección.
Esfuerzo Cortante debido a la carga de cortadura:

$$S_C = \frac{\text{Fuerza Cortante}}{\pi \times r \times t_n} = \frac{97}{3{,}14 \times 11{,}81 \times 0{,}11} = 23{,}77\text{psi } 1{,}67\text{ kg}$$

r = Radio interior corroído de la conexión = 0,5x600 mm = 11,81 in
t_n = Mínimo espesor de la pared de la conexión incluyendo la tolerancia de la chapa del tubo= 0,11

Para tubos fabricados de chapa la tolerancia para la chapa se toma el menor valor de 0,25mm= 0,01 in o el 6% del espesor por UG-16 (c)

Chapa de mínimo espesor de 0,120 in = 3,05 mm mm con la tolerancia es el menor valor de
3,05-0,25 = 2,8 mm = 0,110 in o bien

3,05(1-0,06) = 2,87mm = 0,113

CR.14.-EJEMPLO-4 CONEXIÓN EN UNA CABEZA DE UNA CONEXIÓN DE 24"UG-36 y UG-45 Presion Interna P_i= 4 kg/cm² y Presión Externa P_e = 1 kg/cm²

3)-Tension de Cortadura

Esfuerzo Cortante debido a la carga de cortadura:

$$S_C = \frac{\text{Fuerza Cortante}}{\pi \times r \times t_n} = \frac{97}{3{,}14 \times 11{,}81 \times 0{,}11} = 23{,}77\text{psi} = 1{,}67\ \text{kg)cm}^2$$

Esfuerzo Cortante debido al Momento :

La máxima tensión de membrana debida al momento se distribuye alrededor de la circunferencia de la sección circular
El máximo valor esta tensión Cortante es:

$$S_M = \frac{\text{Momento}}{2x\,\pi \times r^2 x t_n} = \frac{4.429}{2 \times 3{,}14 \times 11{,}81^2 x 0{,}11} = 45{,}94\ \text{psi} = 3{,}23\ \text{kg/cm}^2$$

La combinación total de cortadura vale

S_{CT} = 23,78 + 45,94 = 69,72 psi < S_{AdC} = 12.057 psi

ES VALIDA

4)- Comprobación del refuerzo

UW-16 (c) Fig UW-16.1 Imagen (s)

t = Espesor nominal de la cabeza = 5 mm = **0,197 in**

t_n = Espesor nominal de la pared dela conexión = 5 mm = **0,197 in**

t_e = Espesor de la chapa de refuerzo = 5 mm = **0,197 in**

t_j = Espesor de la prolongación de la conexión en el interior = 5mm = **0,197in**

t_r= Espesor Requerido por la Cabeza = **0,141 in = 3,59 mm**

t_{rn}= Espesor Requerido en la conexión por presión interna = **0,0625 in = 1,5 mm**

t_{min} = El menor de t, t_p o ¾"= **0,197 in**

t= 0,197 in ; t_p =0,197 ¾"=0,75 in

t_c = El menor de , $0{,}7t_{min}$ o ¼"=**0,138 in =0,138 in = 3,50 mm**

$0{,}7t_{min}$ =0,7x0,197 =**0,138 in** ; **¼"=0,25 in**

Espesores mínimos

t_1 = Espesor del filete de soldadura entre chapa de refuerzo pared de conexión = t_c = **0,138 in = 3,50 mm**

t_2 = Espesor del filete de soldadura entre chapa de refuerzo pared de la cabeza =**$0{,}5t_{min}$ =0,5x0,197 = 0,0985in=2,5mm**

t_3 = Espesor del filete de soldadura entre chapa de refuerzo pared interior de conexión = **$0{,}7t_{min}$ = 0,138 i 3,5 mm**

CR.14.-EJEMPLO-4 CONEXIÓN EN UNA CABEZA DE UNA CONEXIÓN DE 24"UG-36 y UG-45
Presion Interna P_i= 4 kg/cm^2 y Presión Externa P_e = 1 kg/cm^2

4)- Comprobación del refuerzo por Presión Interna

Valores de coeficientes

$f_{r1} = f_{r2} = f_{r3} = f_{r4} = 1,00$

E_1= 1; F=1

$(tE_1 - F.t_r)$=0,197x1,0-0,141= 0,056 in

$t+t_n$=0,197+0,197 = 0,394 in

$(t_n - tr_n)$=0,197 - 0,0625) = 0,134in

t_{min} = El menor de t, t_p o ¾"= **0,197 in**

t= 0,315 in ; t_p =0,197 ¾"=0,75 in

t_c= El menor de , 0,7t_{min} o ¼"=**0,138 in**

0,7t_{min} =0,7x0,197 =**0,138 in** ; ¼"=0,25 in

Limites del refuerzo
Paralelo
d = 23,62 in = 600 mm

$R_n + t + t_n$ = 11,81 +0,197 +0,197 =12,204 in = 309,98 mm

Se adopta d = 23,62 in = 600 mm
Normal a la pared hacia arriba

2,5t = 2,5x0,197 =0,4925 in

$2,5t_n + t_e$ = 2,5x0,197 +0,197 = 0,6895 in

Se adopta 2,5t = 0,4925 in = 12,51 mm

4.1)- Presión Interna P =4 kg/cm^2

A= Area Necesaria de Refuerzo = d.t.$_r$F +2.t_r.t_n.(1- f_{r1})= d.t_r =23,62 x 0,141+0 = **3,33 in^2 =2148,38 mm^2**

A_1= Area que colabora por exceso de pared de la envolvente = Mayor de: d.(E.t-F.t_r) o 2.(t+ t_n).(E. t-Ft_r)

A_1= d.(E.t-F.t_r)=23,62.(0,197x1,0-0,141)=23,62x0,056= 1,323 in^2 o

A_1= 2x(0,197+0,197)(0,197x1,0-0,140)=0,044 in^2
A_1= 1,323 in^2 = 853,55 mm^2

A_2= Area que colabora de la conexión = El Menor de 5(t_n - tr_n).f_{r1}.t o 5(t_n - tr_n).f_{r1}.t_n(Caso sin refuerzo)
A_2= El menor de 5(t_n - tr_n).f_{r2}.t o 2(t_n - tr_n)..(2,5t_n+t_e) $t_n f_{r2}$ **(Caso con refuerzo)**

A_2=5(0,197-0,0625).0,197=0,132 in^2 o A_2=2(0,197-0,0625)(2,5 x 0,197+.0,197)=0,185 in^2

A_2= 0,132 in ^{2} = 85,16 mm^2

CR.14.-EJEMPLO-4 CONEXIÓN EN UNA CABEZA DE UNA CONEXIÓN DE 24"UG-36 y UG-45 Presion Interna P_i= 4 kg/cm^2 y Presión Externa P_e= 1 kg/cm^2

4)- Comprobación del refuerzo por Presión Interna

A_3 = Area que colabora popr pared interna de la conexión = El menor de $5\ t\ t_n\ f_{r2}$ o $5\ t^2_n\ f_{r2}$

A_3 = 5 x0,197x0,197 = 0,194

A_3 = 0,194 in^2= 125,19 mm^2

A_4 = Area que colabora de la soldadura =2 A_{41}+2 A_{42} + 2 A_{43} =

A_4 = $(t_c)^2 f_{r3} + (0,5\ t_{min})^2 f_{r4} + (0,7\ t_{min})^2\ f_{r2}$ =$(0,138)^2 + (0,0985)^2 + 0,138^2$ =0,0478in^2= 30,83 mm^2

A_1+ A_2+ A_3 + A_4 + A_p =1,323+0,132+0,194+,0,0478+ A_p= 1,697 + A_p = A = 3,33 in^2; A_p= 3,33-1,697= 1,633 in^2

A_p = Area refuerzo = $(D_p - d - 2\ t_n)\ t_p\ f_{r4}$ = A – (A_1+ A_2+ A_4) = 1,633in^2= 1053,55 mm^2

D_p = 1,633/ t_p +d+2t_n = 1,633/ 0,197 + 23,62+2x 0,197 = 8,29+23,62+0,394= 32,30 in = 820 mm

Se adopta un refuerzo de 830 x 610 x 5 MM PARA PRESION INTERNA

5)- Comprobación del refuerzo por Presion Externa P_e = 1 kg/cm^2 = 14,22 Psi

Cabeza

Toriesferica Koppler

Tensión Admisible a T.D S_d a T.D. = 17440 psi = 1226,44 Kg/cm^2

Material SA-240 Gr 304

Diámetro Exterior D_e = 47,24 inch =1200 mm

Diámetro Interior D_i = 46,85 inch = 1190 mm

Espesor nominal t = 0,197 inch = 5 mm

Espesor requerido en Cabeza

t_r =0,138 in = 3,5 mm

CR.14.-EJEMPLO-4 CONEXIÓN EN UNA CABEZA DE UNA CONEXIÓN DE 24"UG-36 y UG-45
Presion Interna P_i= 4 kg/cm^2 y Presión Externa P_e = 1 kg/cm^2

5)- Comprobación del refuerzo por Presion Externa P_e = 1 kg/cm^2 = 14,22 Psi

Conexión
Material SA-240 Gr 304

Tensión Admisible a T.D

Diámetro Exterior D_e = 24 in inch =610 mm

Diámetro Interior D_i = d = 23,62 inch= 600 mm

Espesor Nominal t_n=0,197 in =5 mm

Espesor requerido en la conexión

Espesor requerido a presión externa
L_s = 500mm; D_o = 610 mm

$$\frac{L_s}{D_o} = \frac{500}{610} = 0,82$$

Tomando t = 2,3 mm

$$\frac{D_o}{t} = \frac{610}{2,3} = 265$$

En grafico UGO-28.0 tenemos A = 0,00035 en figura UHA-28 nos da B= 4500 psi

$$P_a = \frac{4B}{3\left(\frac{D_o}{t}\right)} = \frac{4x4500}{3x265} = 22,64 \text{ psi} = 1,59 \text{ kg/cm}^2 > 14,22 \text{ psi} = 1 \text{ Kg7cm}^2$$

Espesor requerido a Presión externa t_{nre} = 2,3 mm = 0,0905 in

E_1=1 para conexión sin atravesar soldadura en chapas UG-37(a)

t= Espesor Nominal Cabeza sin Corrosión =5 mm =**0,197 in**

t_n= Espesor Nominal de Conexión sin Corrosión = 5 mm =**0,197 in**

t_r= Espesor Requerido por la Cabeza = **0,138 in = 3,5 mm**

t_{rn}= Espesor Requerido en la conexión = **0,0905 in = 2,3 mm**

t_j = Espesor de la prolongación de la conexión =**0,197 in =0 5 mm**

d = 23,62 inch = 600 mm
E_1= 1; F=1

$f_{r=}$= f_{r1}= f_{r2}= f_{r3}= 1(En este caso en que S_v / S_n=1)

(tE_1- F.t_r)=0,197x1,0-1,0 x 0,138= **0,059 in**

t+t_n=0,197+0,197 = **0,512 in**

(t_n - tr_n)=0,197 - 0,0905 = **0,106 in**

t_{min} = El menor de t, o ¾"= **0,197 in**

CR.14.-EJEMPLO-4 CONEXIÓN EN UNA CABEZA DE UNA CONEXIÓN DE 24"UG-36 y UG-45 Presion Interna P_i= 4 kg/cm^2 y Presión Externa P_e= 1 kg/cm^2

t= 0,197 in ; ¾"=0,75 in

t_c= El menor de , 0,7t_{min} o ¼"=**0,138 in**

0,7t_{min} =0,7x0,197 =**0,138 in** ; ¼"=0,25 in

t_e= Espesor del Refuerzo = 5 mm =0,197 in

h = menor de 2,5 t o de 2,5 t_n = 2,5x0,197 = **0,4925 in**

En UG-37(1) para presión Externa se necesita el 0,5 del are necesaria para presión Interna

A= Area Necesaria de Refuerzo =0,5x d.t_rF +2.t_r.t_n.(1- f_{r1})= d.t_r =0,5x23,62 x 0,138 = **1,665 in ^{2}= 1074,19 mm^2**

A_1=**Area que colabora por exceso de pared de la envolvente = Mayor de:** d.(E.t-F.t_r) o 2.(t+ t_n).(E. t-Ft_r)

A_1= d.(E.t-F.t_r)=23,62.(0,197x1,0-0,138)=23,62x0,056= 1,323 in^2

A_1= 2x(0,197+0,197)(0,197x1,0-0,140)=0,044 in^2

A_1 = 1,323 in^2= 853,55 mm^2

A_2= Area que colabora de la conexión = El Menor de 5(t_n – tr $_n$).f_{r1}.t o 5(t_n – tr $_n$).f_{r1}.t_n(Caso sin refuerz

A_2= El menor de 5(t_n – tr $_n$).f_{r2}.t o 2(t_n – tr $_n$)..(2,5t_n+t_e) $t_n f_{r2}$ **(Caso con refuerzo)**

A_2=5(0,197-0,0905).0,197=0,105 in^2 o A_2=2(0,197-0,0905)(2,5 x 0,197+.0,197)=0,147 in^2

A_2= 0,105 in ^{2}= 67,74 mm^2

A_3= Area que colabora popr pared interna de la conexión = El menor de 5 t t_n f_{r2} ; 5 t^2_n f_{r2} ;

A_3 = 5 x0,197x0,197 = 0,194

A_3 = 0,194 in^2= 125,16 mm^2

A_4= Area que colabora de la soldadura =2 A_{41}+2 A_{42} + 2 A_{43} =

A_4 = (t_c)$^2 f_{r3}$ +(0,5 t_{min})$^2 f_{r4}$ + (0,7 t_{min})^2 f_{r2} =(0,138)^2 +(0,0985)^2 + 0,138^2 **=0,0478in^2= 30,84 mm^2**

A_1+ A_2+ A_3 + A_4 + A_p =1,323+0,105+0,194+,0,0478+ A_p= 1,67 + A_p = A = 1,665 in^2; A_p= 1,665-1,67 1

POR PRESION EXTERNA NO NECESITA REFUERZO

DISEÑO DEL APOYO PARA RECIPIENTES HORIZONTALES

A-2-.1.- NOTACIÓN

A_s = Area de la sección transversal de la silleta de apoyo en (cm^2)

A_{Pb} = Area de la placa de base del apoyo en (cm^2)

A_w = Area de la sección perpendicular al viento (frontal o lateral) en (m^2)

A_{Pn} = Area de la sección del nervio donde se ejerce la presión en (cm^2)

A_{ne} = Area de la sección transversal del nervio en el apoyo en (cm^2)

A_B = Area de la sección transversal de los pernos en (cm^2)

D = Largo de la placa de asiento de la silleta en (cm)

b = Ancho de la placa de asiento en (cm)

b_n = Longitud del nervio incluido el espesor del alma t_a en cm

C_h = Coeficiente Sísmico (ver DA-4.4.3)

C_f = Factor de Forma para viento (ver DA-4.2)

F_C = Fuerza Axial admisible (Compresión) en (kg/cm^2)

F_L= Máxima fuerza longitudinal en (kg)

F_{LEC} = Fuerza longitudinal debida a la expansión/ contracción del recipiente en (kg)

F_{LFP} = Fuerza longitudinal debida a la flexión de la columna en (kg)

F_{LWS} = Fuerza longitudinal debida al viento o sismo en (kg)

F_S = Fuerza sismica en (kg)

F_{LS} = Fuerza longitudinal debida al sismo en (kg)

F_{LW} = Fuerza longitudinal debida al viento en (kg)

F_{TW} = Fuerza transversal debida al viento en (kg)

F_d = Fuerza de desgarro en la silleta en (kg)

F_{TB} = Fuerza de Tracción en los pernos en (kg)

F_u = Fuerza unitaria en (kg /cm)

F_Y = Limite Elástico en (kg/cm^2)

G = Factor de Ráfaga de Viento (ver DH-4.2)

H = Altura desde el eje del deposito al suelo en (cm)

K = Coeficiente de elasticidad de la columna en (kg/cm)

K_C = Coeficiente de cortadura en la silleta

A2.1.- NOTACIÓN

L_S = Longitud entre el centro de las silletas en (cm)

I = Momento de Inercia en (cm^4)

M= Momento de Flexión. Momento de Vuelco en (cm-kg)

d = Distencia en (cm) desde la placa base del apoyo al C. de G del arco (ver Fig DA -Fig 19.7)

h = Distancia desde el suelo al centro de la silleta en (cm) ver Fig DA-19.1

μ = Coeficiente de rozamiento (ver Tabla DA-19.3)

n= Numero de nervios , incluyendo los exteriores en la silleta

q_z = Fuerza ejercida por el viento en (kg/m^2) (ver DA-4.2)

t_a = Espesor del Alma en (cm) ver Fig DA-19.1

t_n = Espesor de los nervios exteriores en (cm) ver Fig DH-19.1

t_B = Espesor de la chapa de cabeza en cm ver Fig DH -19.9.1

t_b = espesor de la chapa base de la silleta en (cm) ver Fig DH-19.9.1

y = Flecha en la flexión de la columna en (cm) ver Fig. DH -19.4

w = Carga uniforme en (Kg/m)

N_B= Número de pernos de anclaje en e la chapa base del apoyo

P = Carga sobre la columna en (kg)

Q = Máxima carga por apoyo en (kg)

$Q_1 = Q_0 + Q_{FT}$ en (kg)

$Q_2 = Q_0 + Q_{FL}$ en (kg)

Q_0 = Carga vertical en operación en cada apoyo en (kg)

Q_{FT} = Carga vertical en cada apoyo debida a la fuerza transversal en (kg)

Q_{FL} = Carga vertical en cada apoyo debida a la fuerza Longitudinal en (kg)

Q_{TW} = Carga en cada apoyo en prueba hidrostática en (kg)

S = Máxima Tensión Admisible a Tracción (kg/cm^2)

S_T = Tensión a Tracción en (kg/cm^2)

S_C = Máxima Tensión Admisible a Cimpresion en (kg/cm^2)

S_{AX} = tension Axial (Compresión) en (kg/cm^2)

S_F = Tensión a Flexión en (kg/cm^2)

S_T = Tensión Admisible a Cortadura en (kg/cm^2)

W_o = Peso del deposito y sus contenidos en operación en (kg)

W_T = Peso del deposito lleno de agua en (kg)

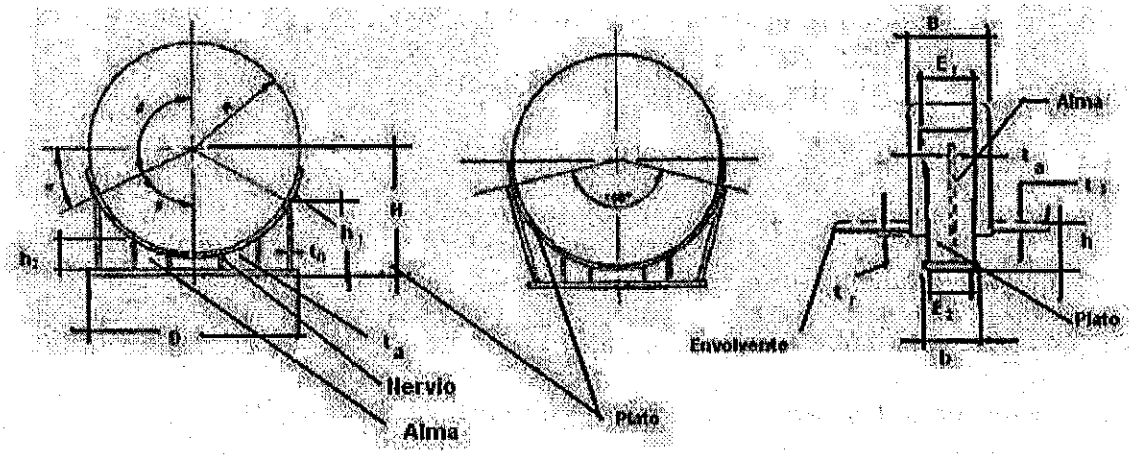


Figura DA-19.1 Dimensiones de las silletas de asiento con Alma centrada (El angulo θ = 168° es el ideal para recipientes largos)

A.2.- FUERZAS DE VIENTO Y SISMO

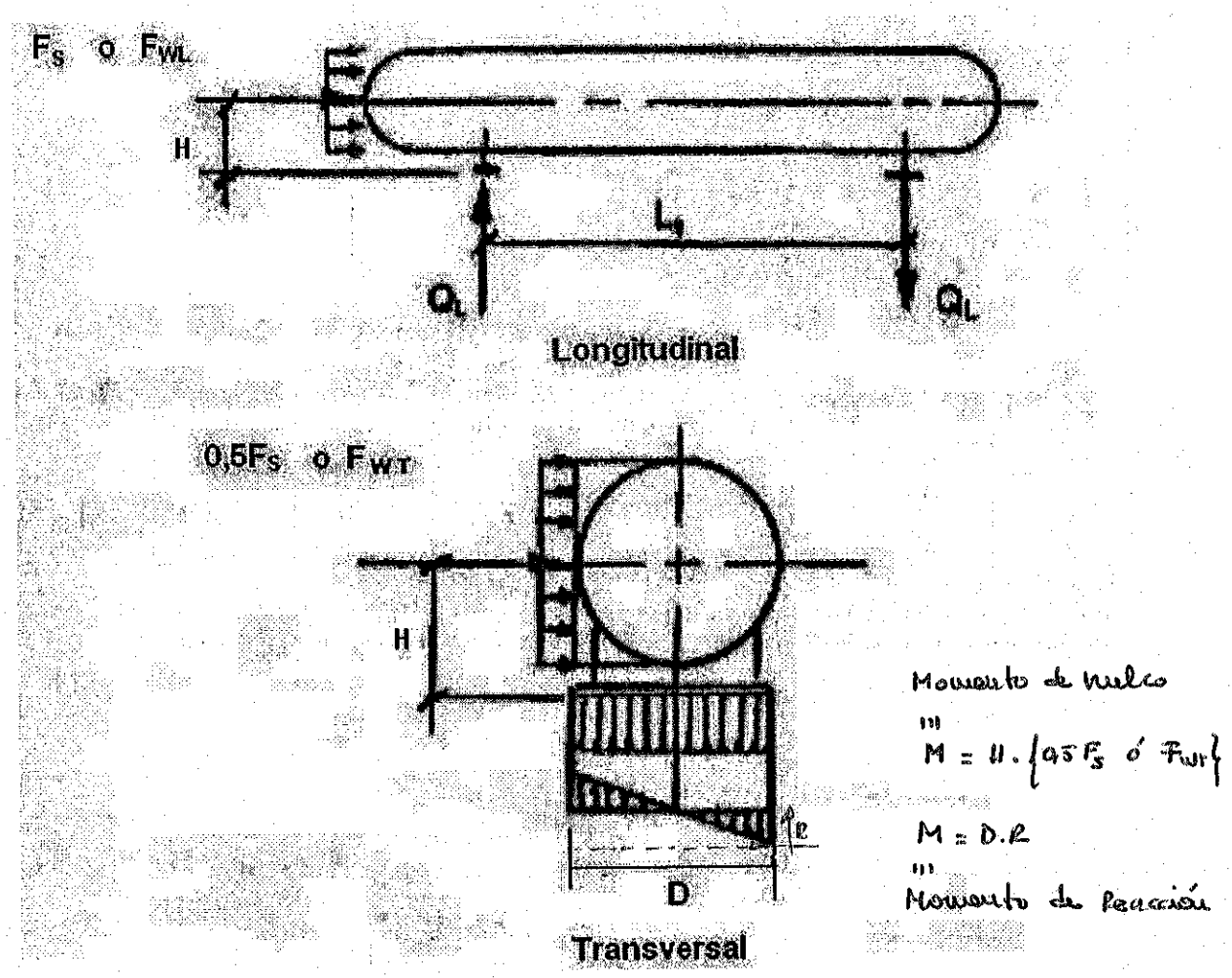


Figura DA-19.2 Cargas en las silletas por Viento o Sismo

A.2.1.- FUERZA HORIZONTAL LONGITUDINAL POR SISMO

$F_S = C_h W_o$ en kg	$C_h = (2,5\ C_a) / R$
R=2,9 para depositos horizontales	
C_a =Coeficiente sismico según el tipo de terreno	

COEFICIENTE SISMICO C_a

Tipo de Suelo	Coeficiente de intensificación A_a						
	$A_a < 0,05$ g	$A_v = 0,05$ g	$A_v = 0,10$ g	$A_v = 0,20$ g	$A_v = 0,30$ g	$A_v = 0,40$ g	$A_v \geq 0,50$ g [b]
S_A	A_a	0,04	0,08	0,16	0,24	0,32	0,40
S_B	A_a	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50
S_C	A_a	0,06	,012	0,24	0,33	0,40	0,50
S_D	A_a	0,08	0,16	0,28	0,36	0,44	0,50
S_E	A_a	0,13	0,25	0,34	0,36	0,36	a

Para valores intermedios interpolar

a)-La investigación dinámica para emplazamientos geotécnicos el análisis de la respuesta en el lugar será realizado

b)- Pueden resultar altos de Aa que sean peligrosos sserán incluidos en los mapas del emplazamiento

TIPOS DE PERFIL DEL SUELO

Perfil del Suelo TIPO	**Nombre del Perfil Descripción**	**Propiedades medias del suelo en la superficie del suelo a 30,48 m**		
		Velocidad de la Onda de Corte V, m/s	**Prueba de penetración Standard N (N_{CH} para suelos con estratos cohesivos) 3,28 golpes / pulgada**	**Resistencia al corte por desecado S_u KPa**
S_A	Roca Dura	> 1500		
S_B	Roca	760 a 1500		
S_C	Suelo muy denso con roca floja	360 a 760	>50	100
S_D	Perfil del SueloDuro	180 a 360	15 a 50	50 a 100
S_E	Perfil del Suelo Flojo	<180	<15	< 50
S_F	Este tipo de suelos requieren especial consideración			

En el tipo de Perfil del Suelo S_E se incluyen aquellos suelos con un perfil de mas de 3048 mm de arcilla blanda con índice de Plasticidad I P> 20,; $W_c \geq 40\%$ y S_d < 24 KPa:

A.2.2.- FUERZA HORIZONTAL POR VIENTO

LONGITUDINAL

Diámetro Efectivo

Diámetro D m	Diámetro Efectivo D_e m
< 0,9	1,50 D
0,9-1,37	1,37 D
1,37-2,0	1,28 D
2,0-2,6	1,20 D
> 2,6	1,18 D

Coeficientes para la fuerza por Viento

ALTURA Metros	G	K_z	C_f
0-5	1,32	0,80	0,8
5-10	1,26	0,98	0,8
10-15	1,21	1,13	0,8
15-30	1,16	1,38	0,8
30-45	1,14	1,55	0,8
45-60	1,11	1,68	0,8
60-100	1,09	1,88	0,8
100-150	1,06	2,18	0,8

$$F_{LW} = 0{,}613\ (V^2)\ K_z\ C_f\ G \times A \text{ en (N)} = 0{,}06255\ (V^2)\ K_z\ C_f\ G \times A \text{ en (kg)}$$

$$A = 3{,}14 \times \frac{D_e^2}{4} = 0{,}785 \times D^2_e \text{ en } (m^2)$$

V = Velocidad del viento en m/s

TRANSVERSAL

$$F_{TW} = 0{,}5\ [\ 0{,}06255(V^2)\ K_z\ C_f\ G \times A\ ] \text{ en (kg)}$$

A = Area expuesta al viento = $D_e\,(L+2H)$ en (m^2)

A.3.- FUERZAS VERICALES Y LONGITUDINALES EN LA SILLETA

1ª).- PESO EN OPERACION

$$Q_o = \frac{W_o}{2} \text{ en kg}$$

2ª).- PESO EN PRUEBA HIDROSTÁTICA

$$Q_{WT} = \frac{W_T}{2} \text{ en kg}$$

3ª).- LONGITUDINAL POR VIENTO O SISMO

$$Q_{FL} = \frac{(F_{LS} \text{ o } F_{LW})H}{L_S} \text{ en kg}$$

La mayor

4ª).- TRANSVERSAL POR VIENTO O SISMO

$$Q_{FT} = \frac{(F_{TS} \text{ o } F_{TW})H}{D} \text{ en kg}$$

La mayor

A.4.- FUERZAS HORIZONTALES

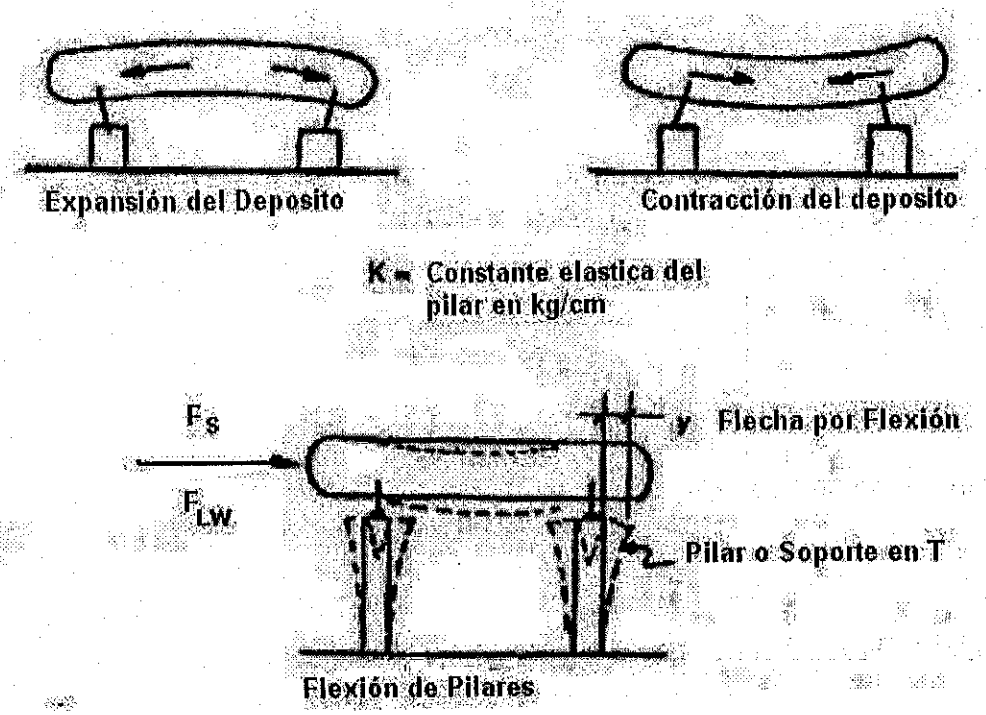


Fig-19.4

1ª).- EXPANSIÓN / CONTRACCIÓN EN EL RECIPIENTE

$$F_{LEC} = \mu Q_o \text{ en kg}$$

SUPERFICIES EN CONTACTO	FACTOR DE ROZAMIENTO μ
Acero engrasado –hormigón	0,45
Acero-Acero	0,50
Acero engrasado –acero a Temperatura > 260º	0,15
Acero engrasado –acero a Temperatura ≤ 260º	0,10
Acero engrasado –acero en cojinetes con Presion < 35 kg/cm^2	0,15
Teflón-Teflón en cojinetes con Presión ≥ 56 kg/cm^2	0,06
Teflón-Teflón en cojinetes con Presión ≤ 21 kg/cm^2	

2ª).- FUERZA LONGITUDINAL POR FLEXIÓN DE L COLUMNA

$$F_{LFP} = \frac{K y}{2} \text{ en kg}$$

y = Flecha en la flexión del pilar en cm

3ª).- FUERZA LONGITUDINAL POR VIENTO O SISMO EN COLUMNA

F_{LFP} = F_{LW} o F_{LS} en kg La mayor

A.5.- FUERZA MÁXIMA

1º.- VERTICAL

La mayor de Q_1 , Q_2 o Q_T

$Q_1 = Q_o + Q_{FT}$ en kg
$Q_2 = Q_o + Q_{FL}$ en kg

Q_T = Carga total en el Apòyo en Kg

2º.- LONGITUDINAL

F_L la mayor de F_{LEC}, F_{LFP} o F_{LWS} en kg

A.6.- CARACTERÍSTICAS DE LAS SILLETAS

1º) .- ESPESORES

"Los espesores de los nervios t_n se consideran iguales al espesor t_n de las placas verticales externas
Ver Fig DA-19.6.1

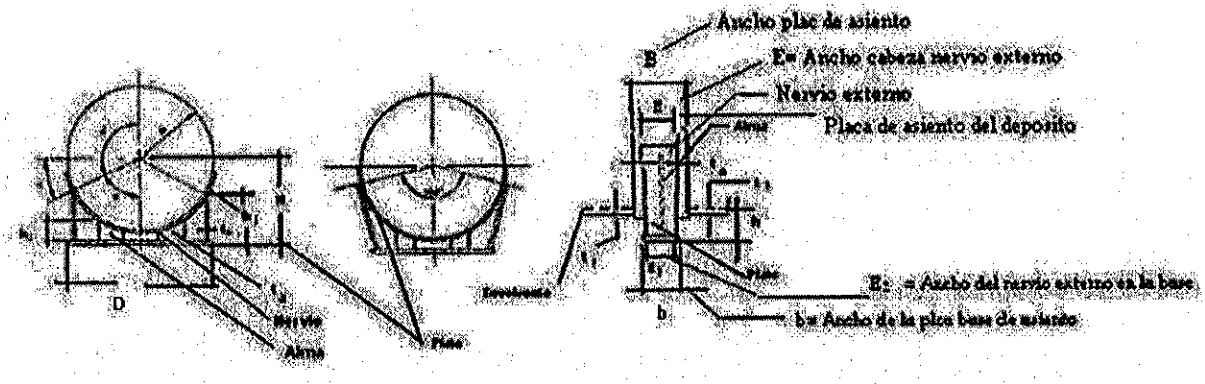


Fig DA-19.6.1

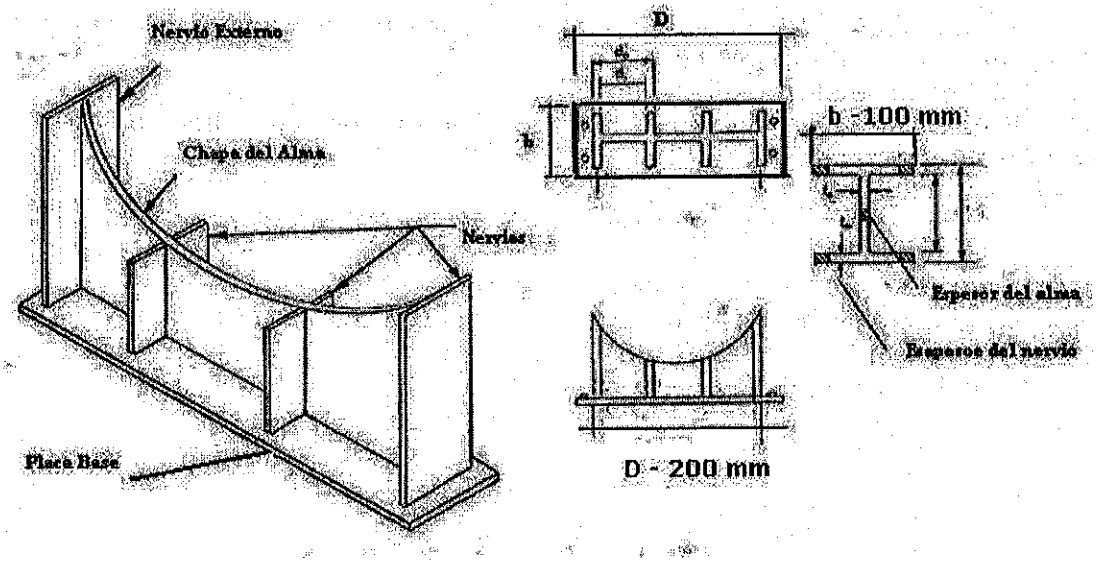


Fig DA-19.6.1

2º) .- <u>NUMERO DE NERVIOS</u>

n= 0,0164D+1 en cm el valor de D= 0,0164 x 50,9+1= 1,834 ~ 2 Nervios

Numero redondeado por arriba

3º) .- <u>CARACTERÍSTICAS DE LA SILLETA-</u>

MÍNIMO ANCHO DE LA CHAPA DE LA CABEZA DE LA SILLETA E_1 cm	***ANCHO DE LA CABEZA DE LA SILLETA*** **cm**	ESPESOR DE LA CHAPA DE LA CABEZADE LA SILLETA **t_r cm**
$E_1 = 1{,}5984 \sqrt{\frac{F_L\left[1{,}96\,h + D\left(1-\text{sen}\alpha\right)\right]}{t_n\left(n-1\right)S_F}}$	$B = E_1 + 1{,}56\sqrt{rt_S}$ Fig DH-20.6.2	$t_B = \frac{\left(B-E_1\right)^2}{2{,}43\,r}$

E_1 = Mínima anchura de la parte superior de la chapa del plato de la silleta en (cm) (Fig DA-19.6.1 y Fig DA-19.6.2)
F_L = Máxima fuerza longitudinal en kg
t_n = Espesor de los nervios verticales e igual al espesor t_a del alma en (cm)
α = Angulo central en grados (Fig DA-19.6.1)
n= Número de nervios
h = Altura desde el suelo en el centro del apoyo hasta la parte inferior de la silleta (Fig DA-19.6.1) en (cm)
D = Largo de la placa base del apoyo en (cm)
S_F = Tensión Admisible a Flexión en el material de la silleta en (Kg/cm^2)
t_S= Espesor de lA apared del recipiente en (cm)
r = Radio del recipiente en (cm)

4º) .- MOMENTO DE INERCIA DE LA SECCION COMBINADA SILLETA-ENVOLVENTE RECIPIENTE

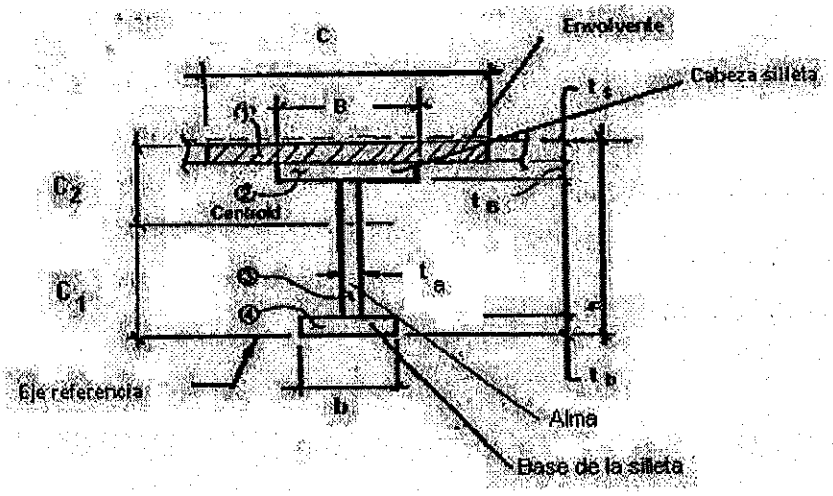


Figura DA-19.6.2 Sección Compuesta Silleta-Envolvente

C = Longitud del casco que colabora en la Sección Compuesta en (cm) = $B + 1{,}56\sqrt{r\,t_S}$

B = Ancho de la cabeza de la silleta en (cm) Fig-19.6.2

b= Ancho de la base de la silleta en (cm)

h = Altura desde el suleo al casco en la parte media de la silleta en (cm) Ver Fig DH-19.1

t_S = Espesor del casco en (cm)

t_B = Espesor de la cabeza de la silleta en (cm)

t_b = Espesor de la base de la silleta en (cm)

t a = Espesor del Alma de la silleta en (cm)

r = radio del deposito en (cm)

A.6.- CARACTERÍSTICAS DE LAS SILLETAS

4º) .- MOMENTO DE INERCIA DE LA SECCION COMBINADA SILLETA-ENVOLVENTE RECIPIENTE

h_a = Altura del Alma en (cm)= ($h - t_S - t_B - t_b$)

A = Area de cada sección simple en (cm^2)

A_1 = Area en (cm^2) de la envolvente que colabora = C x t_S

A_2 = Area en (cm^2) de la cabeza de la silleta= B x t_B

A_3 = Area en (cm^2) del nervio = ($h - t_S - t_B - t_b$) x t_a

A_4 = Area en (cm^2) de la base de la silleta = b x t_b

Y = Distancia en (cm) desde el eje al C.de G de cada sección

Y_S = Posición del C.de G (cm) de la envolvente en (cm)= $h-0{,}5\,t_S$

Y_B = Posición del C.de G (cm) de la cabeza de la silleta en (cm)= $h - t_S - 0{,}5\,t_B$

Y_a = Posición del C.de G (cm) del alma en (cm)= $0{,}5(h - t_S - t_B + t_b)$

Y_b = Posición del C.de G (cm) de la base de la silleta en (cm)= $0{,}5t_b$

I = Momento de Ineria de cada sección referido al eje horizontal que pasa por su C.de G. en (cm^4)

I_S =Momento de Inercia de la sección (1) envolvente = $\frac{1}{12}$ C x t^3_S en cm^4

I_B =Momento de Inercia de la sección (2) cabeza silleta = $\frac{1}{12}$ Bx t^3_B en cm^4

I_W =Momento de Inercia de la sección (3) alma = $\frac{1}{12}\,t_w$ x h^3_a en cm^4

I_b =Momento de Inercia de la sección (2) base silleta = $\frac{1}{12}$ bx t^3_b en cm

1º) .- <u>POSICIÓN DEL C.DE G. DE LA SECCIÓN COMPUESTA-C_1 –</u>

$$C_1 = \frac{\Sigma Ax\,Y}{\Sigma A} = \frac{A_S Y_S + A_B\,Y_B + A_w\,Y_w + A_b\,Y_b}{A_S + A_B + A_w + A_b}$$ = C. de G. de la sección Compuesta en cm

$C_2 = h - C_1$ en cm

2º) .- <u>MOMENTO DE INERCIA DE LA SECCION COMPUESTA</u>

$I_T = \Sigma\, HI + \Sigma\, A\,(C_1 - Y)^2$ Momento de Inercia Total de la sección compuesta en cm^4

Secciones	Areas A cm^2	Posición del c.deg. de cada sección Y cm	AY cm^3
(1)			
(2)			
(3)			
(4)			
Sumas Σ			

2º) .- <u>MOMENTO DE INERCIA DE LA SECCION COMPUESTA</u>

Secciones	Momentos de inercia I cm^4	$(C_1 - Y)^2$ cm^2	$A(C_1 - Y)^2$
(1)			
(2)			
(3)			
(4)			
Sumas Σ			

A.7.- DISEÑO DE LAS PARTES DE LAS SILLETAS

1º) .- COEFICIENTE DE SILLETA-K_1 -

$$K_1 = \frac{1+\cos\beta - 0{,}5\,\mathrm{sen}^2\,\beta}{\pi - \beta + \mathrm{sen}\beta\cos\beta}$$

$\beta = 180^o - \theta$ = en radianes
θ = semi angulo central abrcado por el asiento del deposito

K_1	2θ
0,204	120º
0,214	126º
0,226	132º
0,237	138º
0,248	144º
0,260	150º
0,271	156º
0,278	162º
0,294	168º

Tabla DH-19.7

2º) .- FUERZA DE DESGARRO EN SILLETA-F_d -

$$F_d = K_1 \,(\, Q \text{ o } Q_T \,) \text{ en kg}$$

3º) .- TENSIÓN DE TRACCIÓN

$$S_T = \frac{F_d}{A_S} < 0{,}6\, F_y \quad \text{en kg/cm}^2$$

S

A.7.- DISEÑO DE LAS PARTES DE LAS SILLETAS

3º) .- MOMENTO FLECTOR

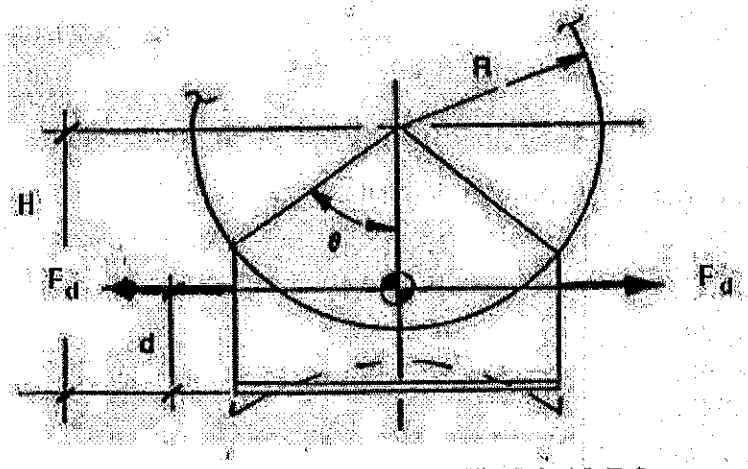


Fig DA-19.7.3

Se considera que la profundidad $h \leq R/3$

$$d = H - \frac{R \operatorname{sen} \theta}{\theta} \quad \text{en cm y } \theta = \text{radianes}$$

MOMENTO FLECTOR

$M = F_d \times d$ en cm-kg

4º) .- TENSIÓN A FLEXIÓN

TENSIÓN DE FLEXIÓN

$$S_F = \frac{M C_1}{I} \quad kg/cm^2 < 2/3\ F_y$$

F_y = limite Elastico del material de la silleta en Kg/cm^2

I = momento de Inercia de la sección envolvente-silleta en cm^4 ver fig DH-19.6.2

C_1 = Distancia del C. de G. de la sección envolvente-silleta al extremo más cercano en cm ver Fig DA-19.6.2

A.8.- CHAPA BASE DE LA SILLETA CON NERVIO CENTRADO

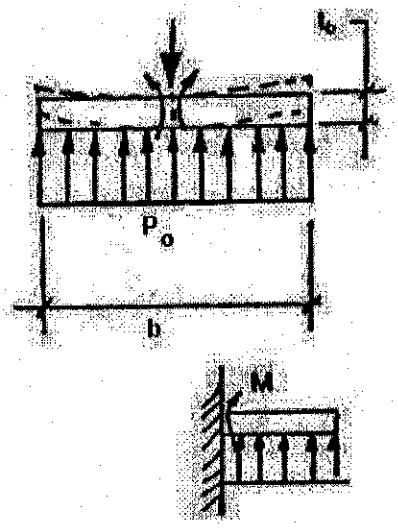


Fig-19.8

1º).- AREA DE LA PLACA BASE- A_{Pb}-

$$A_{Pb} = D \times b \text{ en } cm^2$$

2º) .- PRESIÓN EN EL ASIENTO- P_{Pb}-

$$P_{Pb} = P_o = \frac{Q}{A_{Pb}} \text{ en } kg/cm^2$$

3º) .- ESPESOR DE LA PLACA BASE

MOMENTO EN EL CENTRO DE LA PLACA M_{Pb} cm-kg	MOMENTO RESISTENTE EN LA SECCION (MODULO DE SECCION) Z cm^3	TENSIÓN A FLEXIÓN EN LA PLACA S_F Kg/cm^2
$M_{Pb} = \frac{Q x b}{8}$ en cm-kg	$Z = \frac{A_{Pb} x t_b^2}{6}$ en cm^3	$S_F = \frac{M}{Z} = \frac{3Q x b}{4 A_{Pb} x t_b^2}$ en kg/cm^2

ESPESOR DE LA PLACA BASE t_b cm
$t_b = \sqrt{\frac{3Q x b}{4 A_{Pb} x S_F}}$ en cm

A.9.- CHAPA BASE DE LA SILLETA CON NERVIO DESCENTRADO

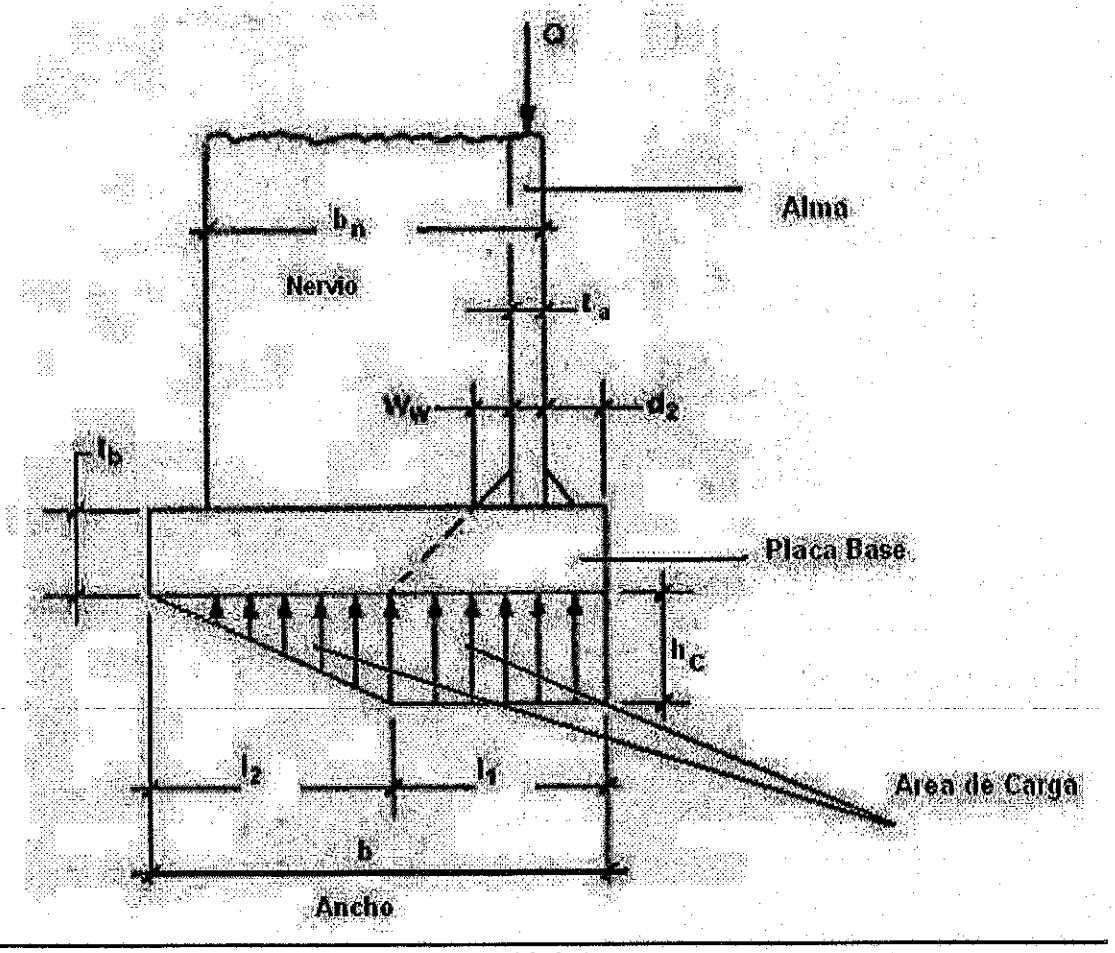


Figura DA-19.9.1

1º).- LONGITUDES

LONGITUD DEL ALMA L_{Al} cm	LONGITUD DE LOS NERVIOS L_{Ne} cm
$L_{Al} = D - 2\,d_e - 2\,t_n$ en cm	$L_{Ne} = n\,(b_n - t_a)$

d_e = Distancia de la cara externa de los nervios externos a los bordes de la placa base en cm
t_n = espesor de los nervios externos en cm
b_n = longitud total del nervio en cm ver Fig DH-19.9.1

LONGITUD TOTAL L_T cm
$L_T = L_{Al} + L_{Ne}$ en cm

A.9.- CHAPA BASE DE LA SILLETA CON NERVIO DESCENTRADO

2º) .-CARGA UNITRIA (FUERZA POR UNIDAD DE LONGITUD)- F_u =

Carga unitaria F_u Kg /cm
$F_u = \frac{Q}{L_T}$ en kg/ cm lineal

3º) .- VALOR DE LAS LONGITUDES DEL AREA DE CARGA

LONGITUD RECTANGULAR l_1 cm	LONGITUD TRIANGULAR l_2 cm
$l_1 = d_2 + t_a + W_W + t_{b\,e}$ en cm	$l_2 = b - l_1$ en cm

W_W = cateto de la soldadura a 45º en cm
t_b = espesor de la chapa base en cm ver Flf DH-19.9.1
d_2 = distancia del alma al borde dechapa base en cm
t_a = espesor del alma en cm

4º) .- MOMENTO DEL ÁREA DE CARGAS

4.1.- ALTURA DEL DIAGRAMA DE CARGAS

$$h_C = \frac{F_u}{l_1 + 0{,}5\,l_2} \text{ en kg/cm}^2$$

4.2.- MOMENTO DEL DIAGRAMA DE CARGAS

$$M_C = \frac{h_C \times l_2^2}{6} \text{ en cm-kg}$$

4.3.- TENSIÓN A FLEXIÓN DEL DIAGRAMA DE CARGAS

$$S_F = \frac{6 M_C}{t_b^2} \text{ en kg /cm}^2$$

A.10.- DIMENSIONADO DE NERVIOS INTERIORES

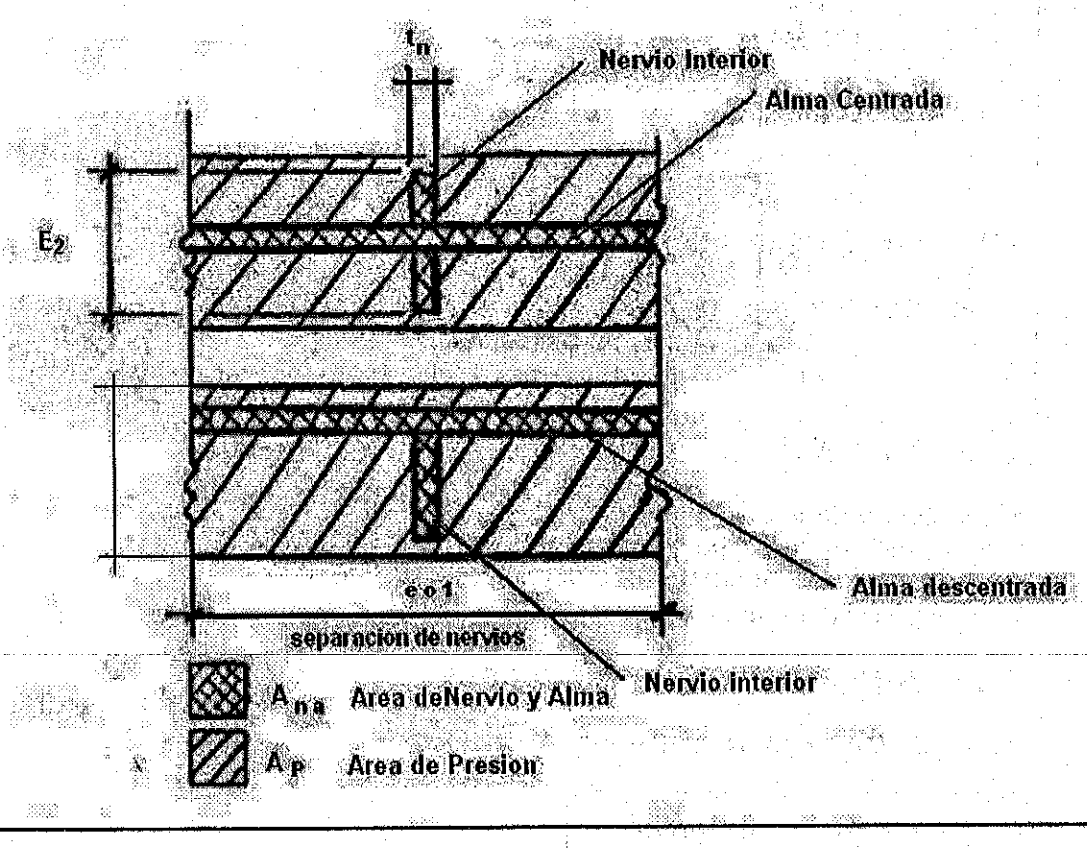


Figura DA-19.10.1 Nervios Interiores

1º).- CARGA AXIAL

$$P_{Ax} = P_{Pb} \times A_P \text{ en kg}$$

2º).- TENSIÓN DE COMPRESIÓN AXIAL

$$S_{CA} = \frac{P_{Ax}}{A_{na}} \text{ en kg / cm}^2$$

P_{Ax} = Carga axial KPp
A_{na} = Suma de las areas de los nervios y del alma $=A_n + A_a$ cm^2
L_n = Longitud del nervio $=E_2$ cm
t_n = Espesor del nervio = cm
A_n =Area del nervio = $L_n \times t_n$ cm^2
L_a =Ingitud del alma = separacion entre los dos nervios = D-20=6 cm
t_a = Espesor del alma cm
A_a = area del alma= $L_a \times t_a$ cm^2

3º).- RADIO DE GIRO

RADIO DE GIRO NERVIO	MOMENTO DE INERCIA DEL NERVIO
$r = \sqrt{\frac{I_n}{A_n}}$ en cm	$I_n = \frac{E_2 \times t_n^3}{12}$ cm^4 Fig.-20.10-1

A.10.- DIMENSIONADO DE NERVIOS INTERIORES

4º).- ESBELTEZ

$\frac{h_2}{r} = \lambda$ se tiene ω

h_2 = altura del nervio interior en cm

5º).- FUERZA AXIAL

$$F_{Ax} = \frac{P_{Ax}\ \omega}{A_n} \text{ en kg/cm}^2$$

5º).- FUERZA UNITARIA

$$F_U = \frac{F_L}{2A} \text{ en kg/cm}^2$$

6º).- MOMENTO DE FLEXIÓN

$$M_n = F_u x\ h_2\ x\ e \quad \text{en cm-kg}$$

e= distancia entre nervios interiores en cm

7º).- TENSIÓN DE FLEXIÓN

$$S_{Fn} = \frac{M_n \times C_2}{I_n} \text{ en kg/cm}$$

$C_2 = 0.5\ E_2$

8º).- TENSIÓN COMBINADA

$$\frac{S_{Ax}}{S_C} + \frac{S_{Fn}}{S_F} < 1$$

A.11.- DIMENSIONADO DE NERVIOS EXTERIORES

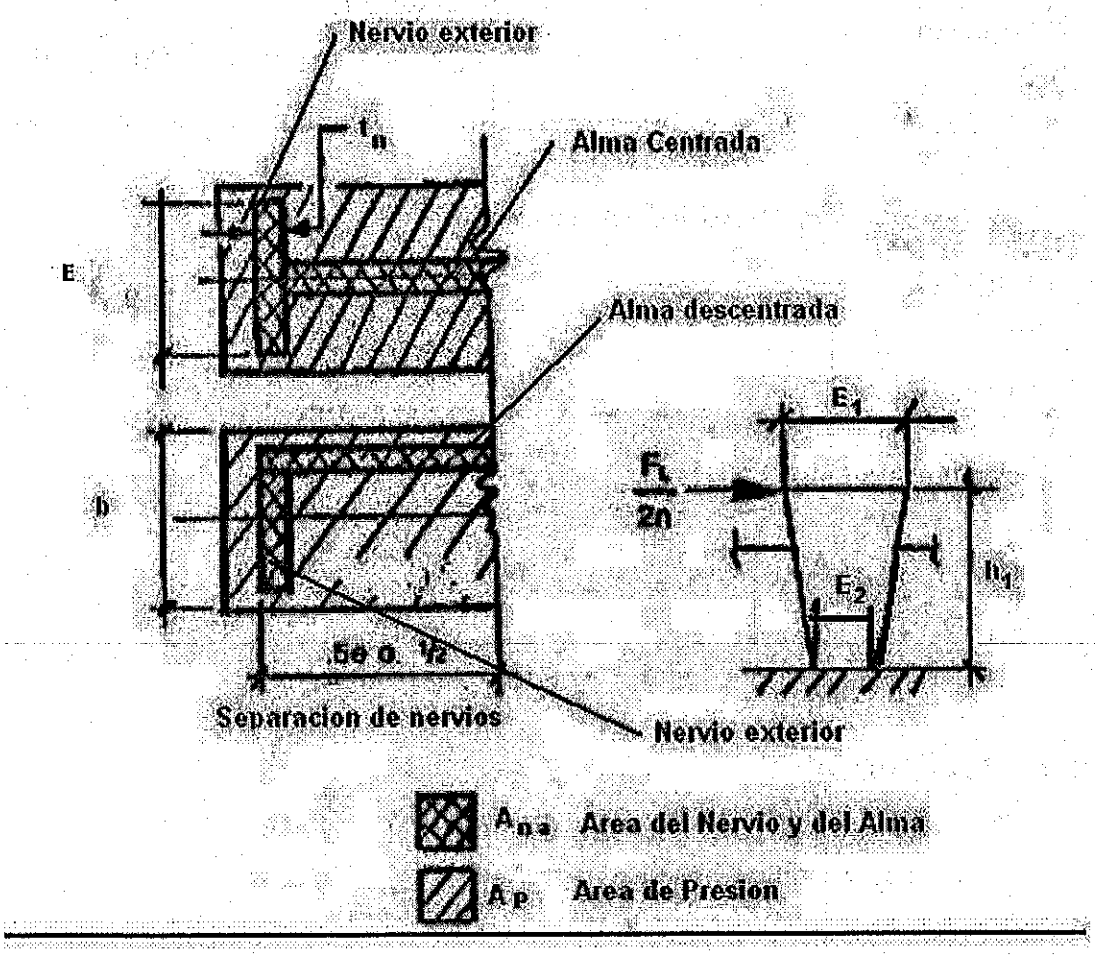


Figura DA-19.11.1 Nervios Exteriores

1º).- CARGA AXIAL

$P_{Ax} = P_{Pb} \times A_P$ en kg

2º).- TENSIÓN DE COMPRESIÓN AXIAL

$$S_{CA} = \frac{P_{Ax}}{A_n} \text{ en kg / cm}^2$$

P_{Ax} = Carga axial kp
A_{na} = Suma de las areas de los nervios y del alma $= A_n + A_a$ cm^2
L_n = Longitud del nervio $= E_2$ cm
t_n = Espesor del nervio = cm
A_n = Area del nervio = $L_n \times t_n$ cm^2
L_a = Ingitud del alma = separacion entre los dos nervios = D-20 cm
t_a = Espesor del alma cm
A_a = area del alma= $L_a \times t_a$ cm^2

A.11.- DIMENSIONADO DE NERVIOS EXTERIORES

3º).- RADIO DE GIRO

RADIO DE GIRO DEL NERVIO	MOMENTO DE INERCIA DEL NERVIO
$r = \sqrt{\frac{I_n}{A_n}}$ en cm	$I_n = \frac{0{,}5(E_1 + E_2)^2 \times t_n^3}{12}$ cm^4

4º).- ESBELTEZ

$$\frac{h_1}{r} = \lambda \text{ se tiene } \omega$$

h_1 = altura del nervio interior $= h - R \operatorname{sen}\theta$

5º).- FUERZA AXIAL

$$F_{Ax} = \frac{P_{Ax}\ \omega}{A_n}$$

6º).- FUERZA UNITARIA

$$F_U = \frac{F_L}{2A_n} \text{ en kg/cm}^2$$

7º).- MOMENTO DE FLEXIÓN

$$M_n = 0{,}5F_u x\, h_1 \; x\, e \quad \text{en cm-kg}$$

e= distancia entre nervios en cm

8º).- TENSIÓN DE FLEXIÓN

$$S_{Fn} = \frac{M_n \, x C_1}{I_n} < 0{,}66\, F_y \quad \text{en kg/cm}^2$$

9º).- MOMENTO DE INERCIA

$$I_n = \frac{t_n}{12}\left(\frac{E_1 + E_2}{2}\right)^2 \quad \text{en cm}^4$$

A.11.- DIMENSIONADO DE NERVIOS EXTERIORES

10º).- VALOR DE – C_1

$$C_1 = \frac{E_1 + E_2}{4} \quad \text{en cm}$$

A.12.- PERNOS DE ANCLAJE

1º) .- CASO DE CARGA LONGITUDINAL

a).- Si $Q_o > Q_L$ NO OCURRE LEVANTAMIENTO y un número mínimo de pernos y de dimensión deberá colocarse.

b).- Si $Q_o < Q_L$ OCURRE LEVANTAMIENTO siendo la carga en cada perno:

$$T_B = \frac{Q_L - Q_o}{N} \quad \text{Carga en cada perno en kg}$$

T_B = Esfuerzo a tracción en el perno
N = Número de pernos

2°) .- CASO DE CARGA DE CORTE

Se considera que fijada la silleta toma la carga total de corte

$S_C = \frac{\mu F_L}{N}$	Carga en cada perno en kg

A.12.- PERNOS DE ANCLAJE

3°) .- CASO DE CARGA TRANSVERSAL

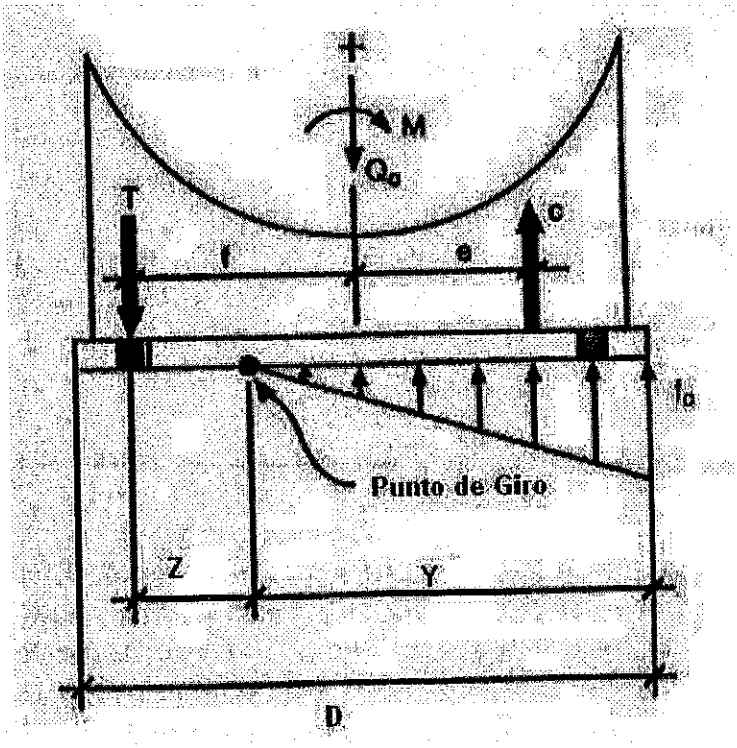


Figura DH-19.12.1. Distribución de las Fuerzas y Momentos sobre los anclajes

3°) .- CASO DE CARGA TRANSVERSAL

1ª) .- MOMENTO DE VUELCO- M

$M = (0,5\ F_S \text{ o } F_{TW}) \times H$
en cm- kg

2ª) .- EXCENTRICIDAD - e

$e = \frac{M}{Q_o}$ en cm

Si $e < \frac{D}{6}$ cae dentro del núcleo central NO HAY LEVANTAMIENTO

Si $e \geq \frac{D}{6}$ cae FUERA del núcleo central En este caso se efectúan los siguientes pasos-

A.12.- PERNOS DE ANCLAJE

º) .- CASO DE CARGA TRANSVERSAL

Si $e \geq \frac{D}{6}$ cae FUERA del núcleo central En este caso se efectúan los siguientes pasos-

1ª Etapa
Hay que hallar la longitud efectiva de apoyo Y.
Se calculan los factores K_1 , K_2 y K_3

$K_1 = 3(e - 0,5\ D)$	$K_2 = \frac{6 n_1 a_t}{b}(f+e)$	$K_3 = (-) K_2 \left(\frac{D}{2}+f\right)$

2ª Etapa
Sustituyendo los valores de K_1 , K_2 y K_3 en la ecuación

$Y^3 + K_1 Y^2 + K_2 Y + K_3 = 0$ (1)

Tomando en 1ª aproximación Y = 2/3 D.
Si no se cumple la igualdad a cero se sigue con la **etapa 3ª** en la que se da un nuevo valor a Y hasta que se consigue en sucesivas pruebas conseguir ajustar la igualdad a cero

4ª Etapa
Con el valor de Y que ajusta la igualdad (1) se calcula la fuerza de tracción T en el mas externo del perno o de los pernos.

$$T = (-)\ Q_o \left[\frac{\frac{D}{2} - \frac{Y}{3} - e}{\frac{D}{2} - \frac{Y}{3} + f} \right] \text{ en kg}$$

5ª Etapa
Con el valor de T se calcula el diámetro de los pernos en una tabla de pernos conociendo el material de los pernos

TENSIÓN DE FLEXIÓN
Distancia: $X = 0{,}5D + f - Y$

Momento : $M = T \times Z$

Tensión de Flexión: $S_F = \frac{6M}{t_b^2}$

ANEXO

Esfuerzo de Membrana
La componente del Esfuerzo Normal que esta distribuida uniformemente y es igual al valor medio del Esfuerzo que obra transversalmente al espesor de la sección bajo consideración

Esfuerzo Primario
Esfuerzo Normal o esfuerzo Cortante que se genera por la carga impuesta que es necesaria, para cumplir con las leyes simples de equilibrio de fuerzas externas e internas y los momentos

.La característica básica de un esfuerzo primario es que el es auto limitante

Los esfuerzos que sobrepasan considerablemente la resistencia de cedencia provocaran colapso o por lo menos una gran distorsión.

El esfuerzo Primario de Membrana se divide en categorías "local" y "general".

Un Esfuerzo Primario General de Membrana es uno que está distribuido de tal manera en la estructura que no hay redistribución alguna de carga como resultado de la cedencia. Algunos de ejemplos de Esfuerzos Primarios son. Esfuerzos generales de Membrana en un casco esférico o cilíndrico debidos a la presión interna o a la distribución de las cargas vivas; producen esfuerzo de flexión en la parte central de una cabeza plana debido a la presión

Esfuerzo Residual
Esfuerzo que queda en una estructura o miembro como resultado de tratamiento térmico o mecánico o de ambos.

Esfuerzo Secundario
Esfuerzo Normal o Cortante generado por la restricción de partes contiguas o por la autoconstricción de una estructura. La característica básica de un Esfuerzo Secundario es que es autolimitante. La cedencia local y las distorsiones menores pueden cumplir las condiciones que hacen que haya esfuerzo y no se espera la falla debida a la aplicación del esfuerzo. Ejemplos de esfuerzos secundarios: Esfuerzo general Térmico; Esfuerzo de Flexión en una discontinuidad estructural notable.