

Equipos e Instalaciones Industriales

2025

Ing. Jorge Nozica
Ing. Leticia Simoncini
Ing. Héctor A. Perez

RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN EXTERNA

FACULTAD DE INGENIERÍA

UNIVERSIDAD NACIONAL

DE CUYO

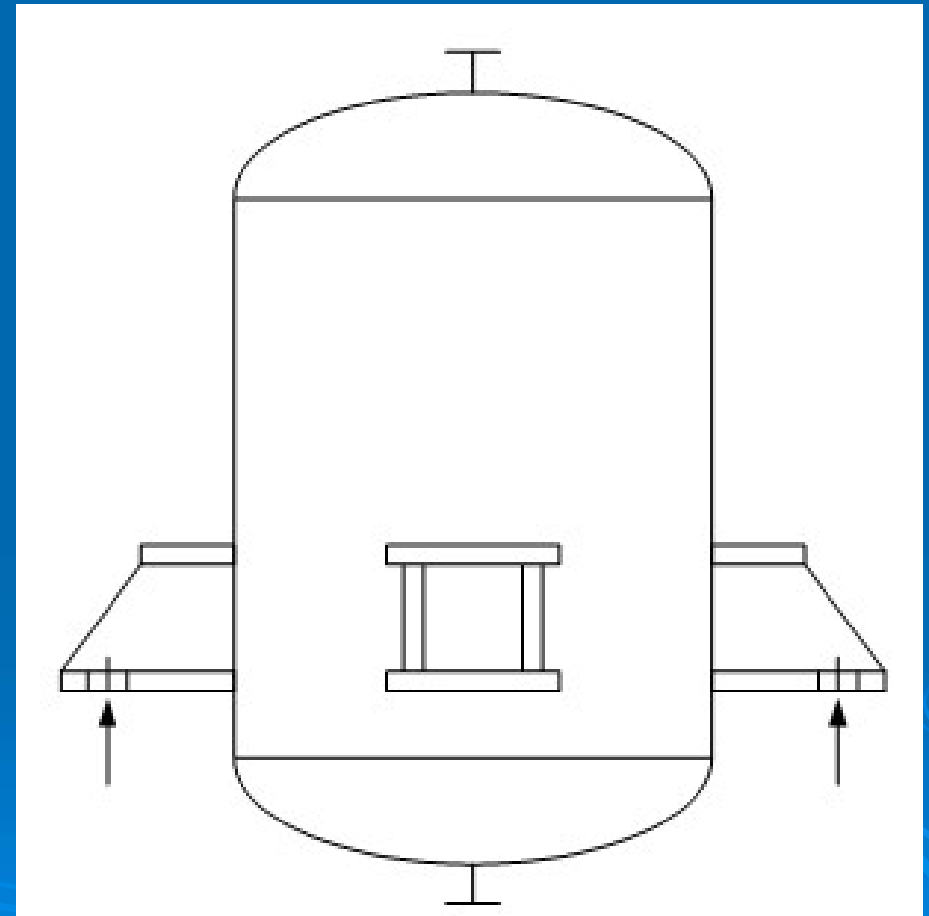
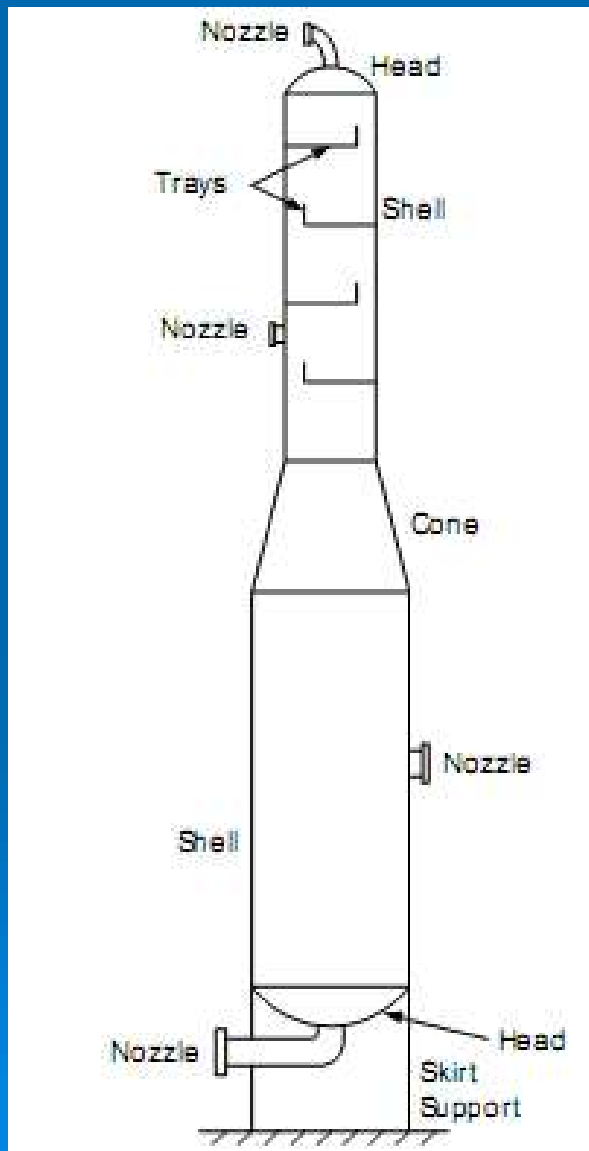
Recipientes sometidos a presión externa

- Son aquellos donde la presión externa supera a la del interior, o la diferencia entre dos secciones o cámaras contiguas es diferente.
- Ej.: las torres de fraccionamiento (de vacío) generalmente trabajan a presión externa mayor que la interna.
- Evaporadores
- Condensadores
- Tubo hogar de caldera humutubular

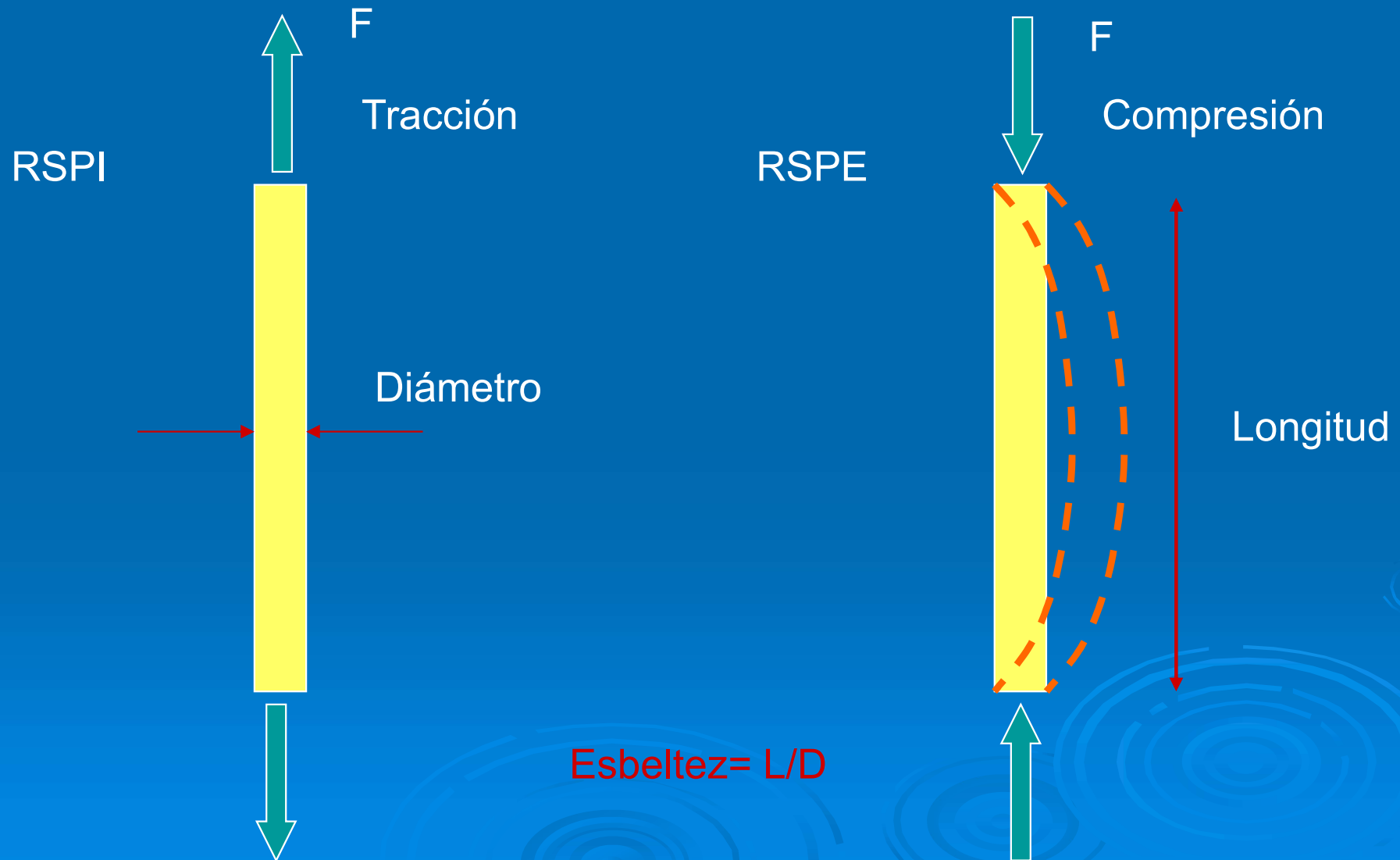
RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN EXTERNA



RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN EXTERNA



RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN EXTERNA



Diseño para RPE y Cargas de Compresión

- En estos recipientes el Diseño debe tener en cuenta el comportamiento del mismo frente a cargas de compresión .
- Las fuerzas de compresión pueden deberse a:
 - Peso muerto, viento, sismo, vacío interno
 - Pueden causar inestabilidad elástica (colapso)
 - Los recipientes deben tener un adecuado refuerzo
 - Por Anillos de Refuerzo
 - Por aumento del Espesor

Excentricidad con presión externa

- El hecho de que exista una deformación implica de inmediato una excentricidad de las fuerzas aplicadas originadas por la presión externa, que hará que el recipiente colapse para solicitaciones menores a las previstas en él calculo.
- Esto hace que la construcción de los mismos requiera de una esmerada calidad de terminación, elevando de esta manera los costos de fabricación.





Máxima Excentricidad Permitida

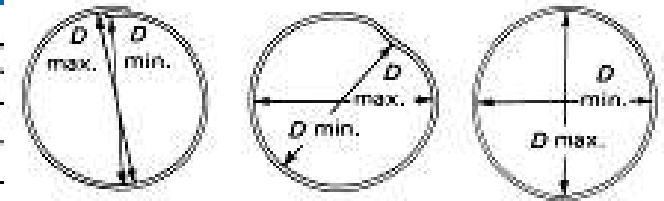
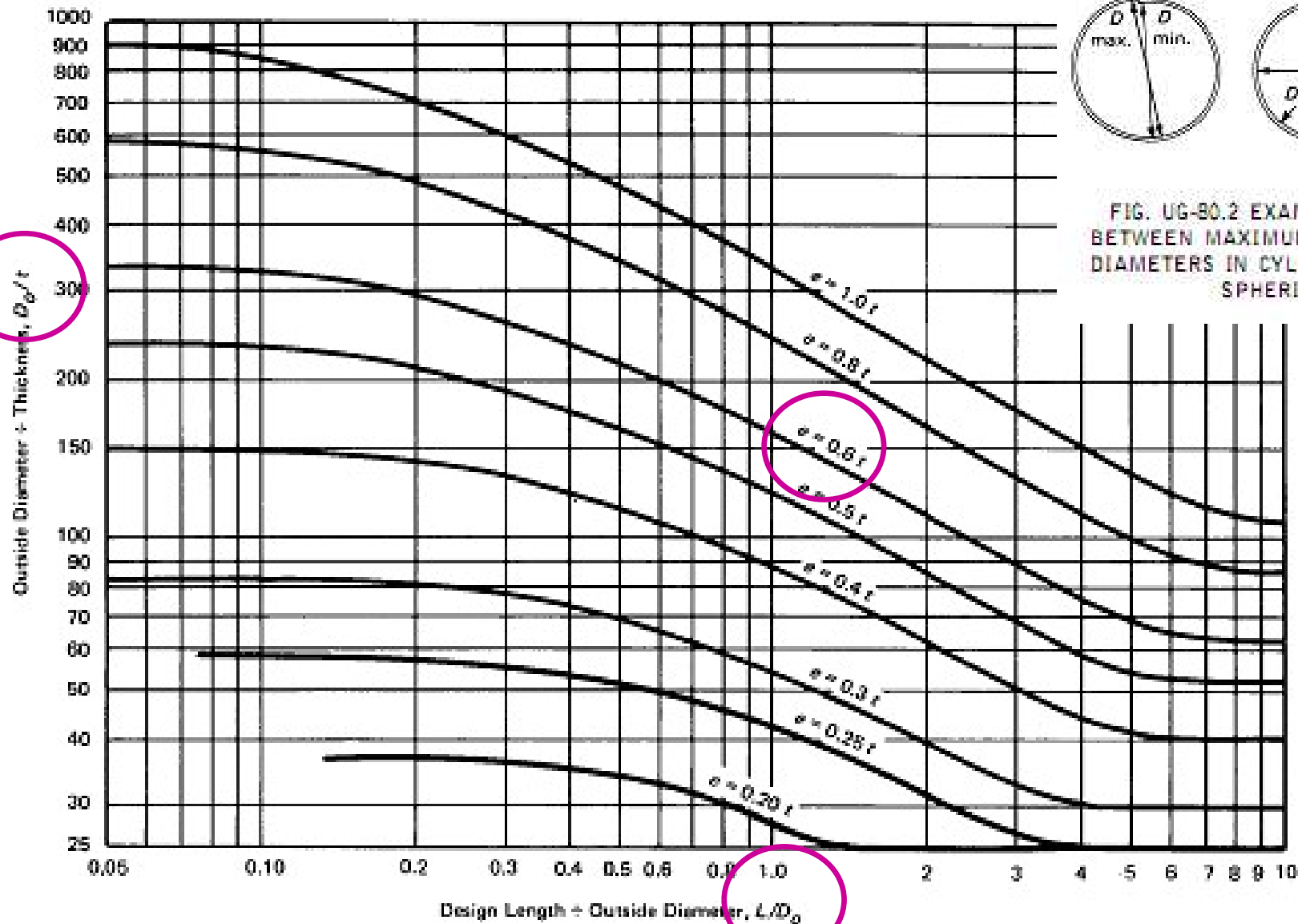


FIG. UG-80.2 EXAMPLE OF DIFFERENCES BETWEEN MAXIMUM AND MINIMUM INSIDE DIAMETERS IN CYLINDRICAL, CONICAL, AND SPHERICAL SHELLS

Diseño para RPE y Cargas de Compresión

Los procedimientos para cuerpos cilíndricos, cabezales, secciones cónicas es función de:

- ✓ Material
- ✓ Presión de Diseño
- ✓ Temperatura de Diseño
- ✓ Diámetro
- ✓ Espesor
- ✓ Longitud de diseño

Procedimiento de cálculo de Recipientes Sometidos a Presión externa según el Código ASME

Los datos iniciales con los que contamos para el cálculo son los siguientes:

- Dimensiones del recipiente. Para un volumen
 - Diámetro.
 - Longitud física y Longitud de diseño
- Tipo de cabezal a usar.
- Condiciones de operación.
 - Presión de Diseño
 - Temperatura de Diseño

Calculo del espesor de la envolvente

El procedimiento de cálculo se inicia con la **elección de un espesor “ t ” para la envolvente**, que deberá verificar la Presión Admisible P_a para ese espesor elegido.

Verificamos si:

$$D_o/t > 10$$

$$D_o/t < 10 \text{ y } > 4$$

$$D_o/t < 4$$

Nos valemos de 2 factores:

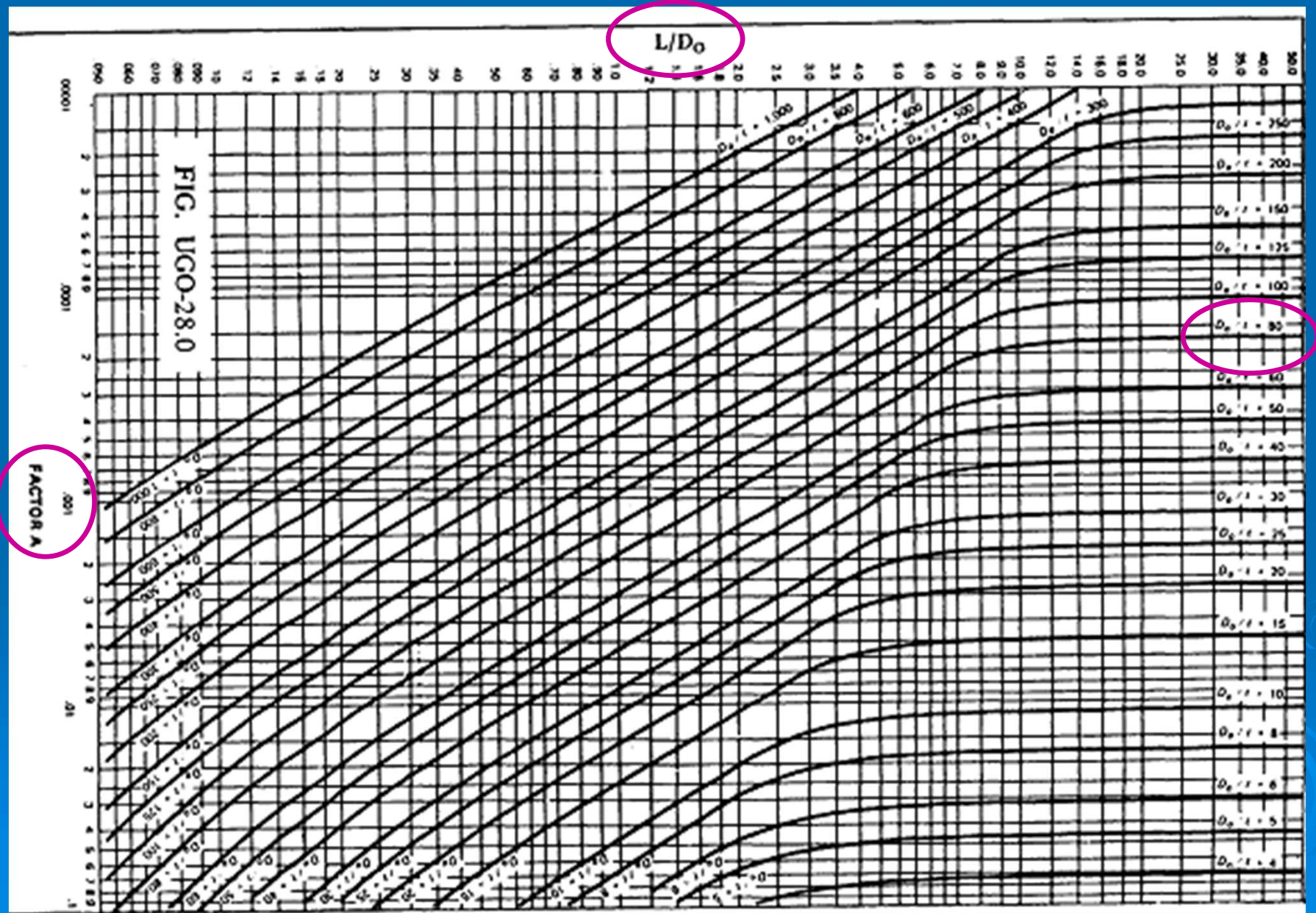
- **Factor A:** $f(L/D_o \text{ y } D_o/t)$, que es un factor geométrico función de las dimensiones del recipiente.
- **Factor B:** Este factor está relacionado con la máxima tensión permitida para el material a la presión de diseño. Es función del tipo de material usado, temperatura de diseño, factor A y módulo de Young del material.

Donde:

- D_o : Diámetro exterior de la envolvente cilíndrica
- P : Presión externa de diseño, que es la mayor diferencia de presión que puede presentarse durante la vida útil del recipiente
- t : Mínimo espesor requerido, para envolventes cilíndricas o esféricas y sin tolerancia por corrosión
- L : Es a la Longitud de diseño: Distancia entre las uniones de los dos cabezales de la envolvente mas un tercio de la profundidad de cada cabezal.

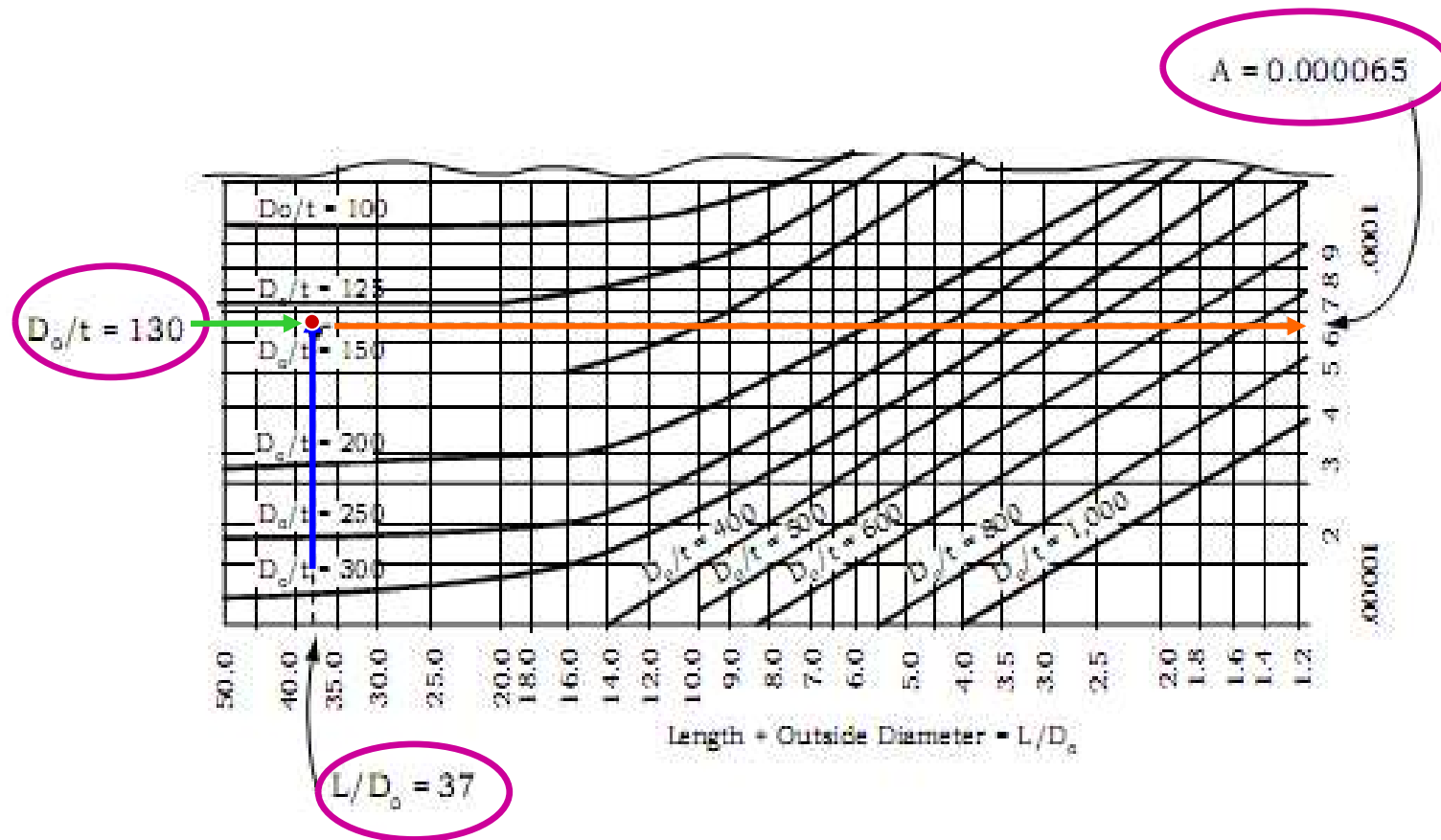
Envolventes cilíndricas

- Si D_o / t es mayor o igual de 10

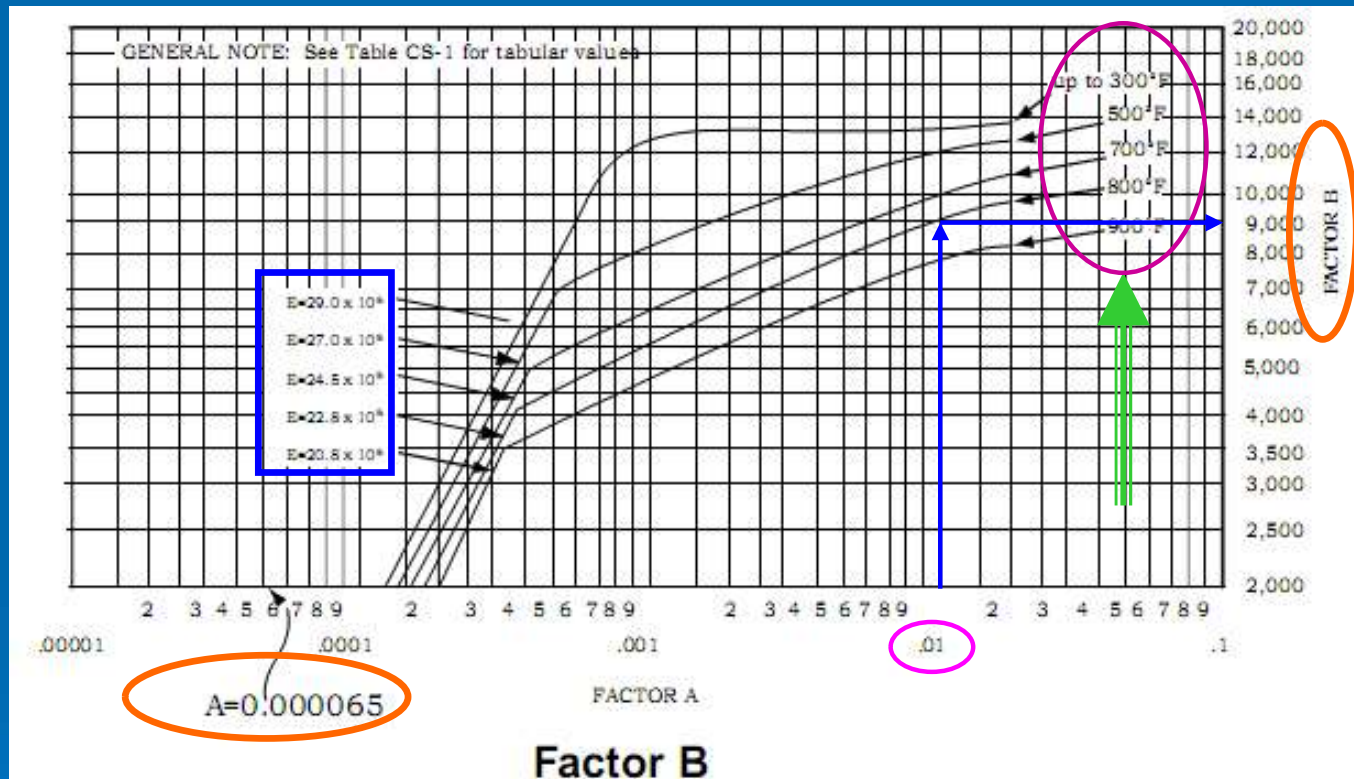


Envolventes cilíndricas

- Si D_o/t es mayor o igual de 10



Obtención del Factor B



Obtención del Factor B

En los casos en que los valores de A cae a la derecha de la línea del material/temperatura, se intersecta la línea de A con la línea del material / temperatura correspondiente a la temperatura de diseño encontrándose horizontalmente a la derecha, el valor de B. Luego se aplica este valor en la fórmula para obtener la Presión P_a .

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

Para valores de A que caen a la izquierda de la línea del material/temperatura, se continúa el cálculo con otra fórmula para la obtención de la P_a .

Siendo P_a : Valor calculado de la Máxima presión externa de trabajo para el valor asumido de t .

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

Verificación

Se compara la Presión P_a (Valor calculado de la Máxima presión externa de trabajo para el valor asumido de t .) con la Presión P (Presión externa de Diseño).

$P_a \geq P$	Si la diferencia es muy grande, el cálculo se puede mejorar asumiendo un t menor
$P_a < P$	Asumimos un t mayor y repetimos nuevamente todo el procedimiento.

Verificación

Si $P_a < P$, Asumimos un **t mayor** y repetimos nuevamente todo el procedimiento.

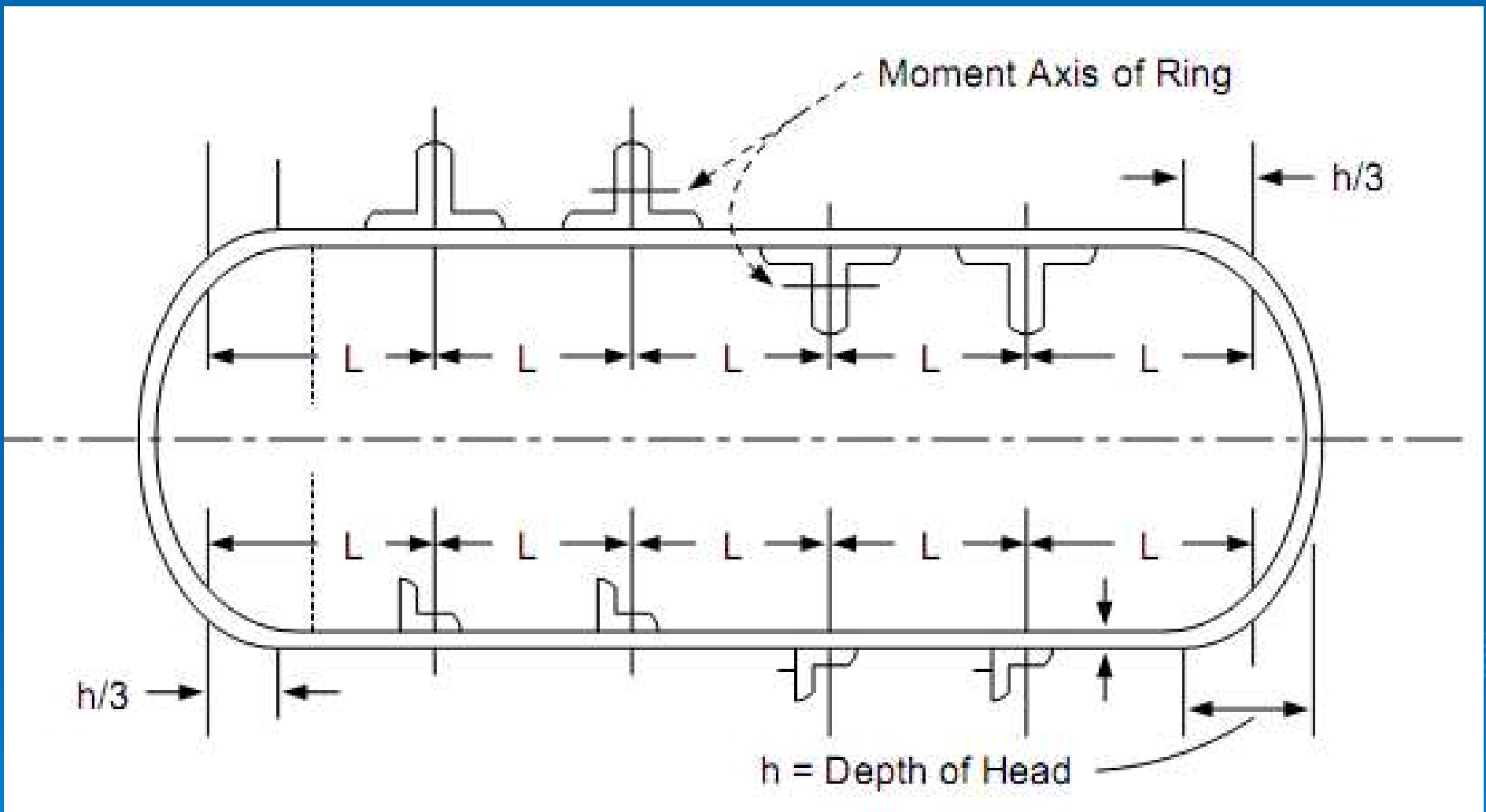
Si no tenemos otro espesor disponible (No tenemos otro **t mayor**), usando el concepto de esbeltez podemos buscar cambiar la longitud de diseño.

Para cambiar la longitud de diseño incorporamos Anillos de Refuerzo

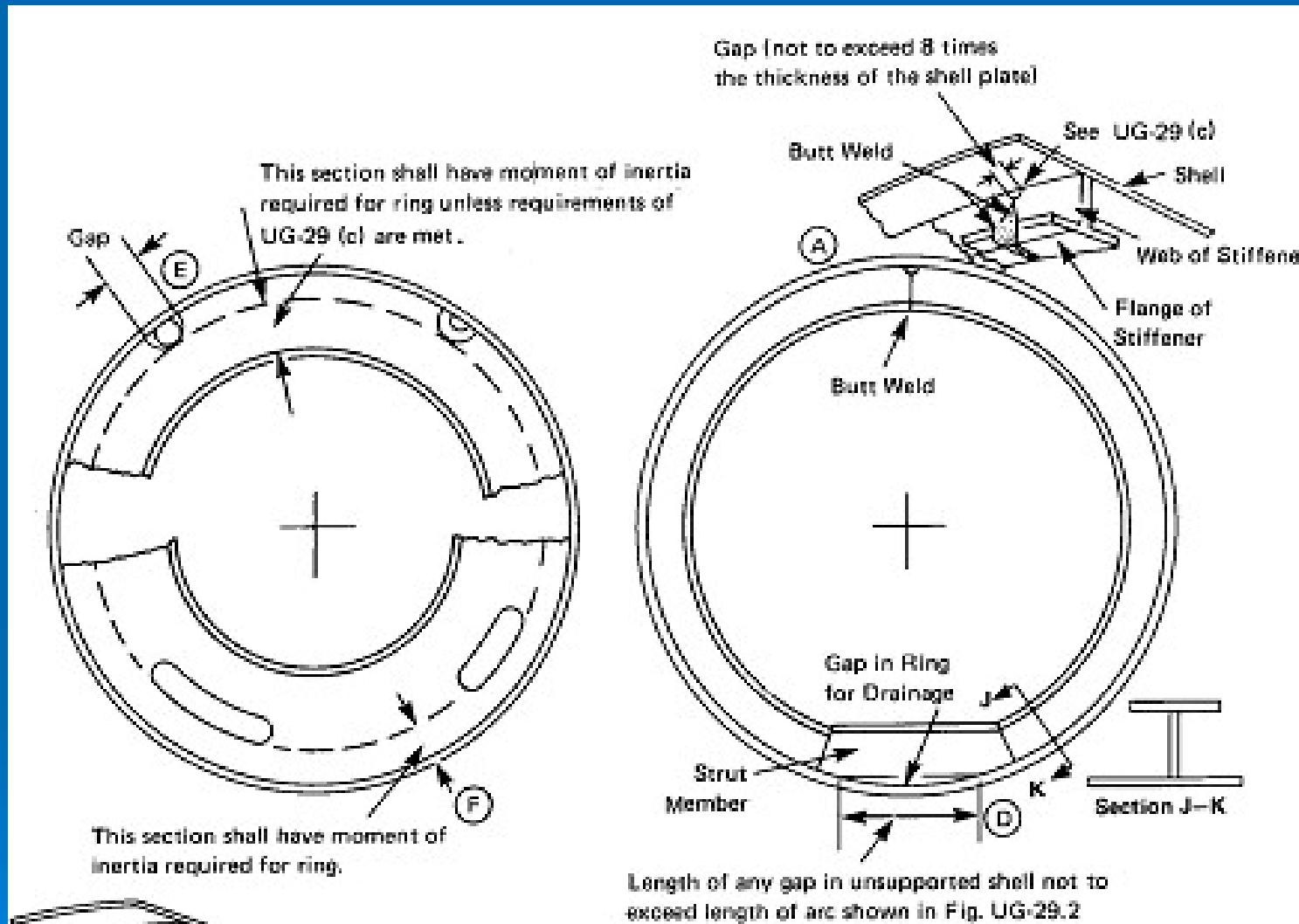
Siendo ahora la Longitud de Diseño la sig.:

L: Es a la Longitud de diseño, para la cual se toma **la mayor de las siguientes:**

- 1- Distancia entre las uniones de los dos cabezales de la envolvente mas un tercio de la profundidad de cada cabezal.
- 2- Cuando existen anillos de refuerzo se toma la mayor de:
 - Distancia entre centros de dos anillos
 - Distancia entre el centro del primer anillo de refuerzo a la unión del cabezal de la envolvente mas un tercio de la profundidad del cabezal.



Anillos de Refuerzo



Condición para Anillos de Refuerzo

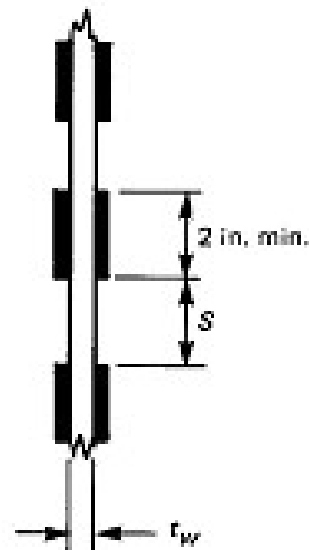
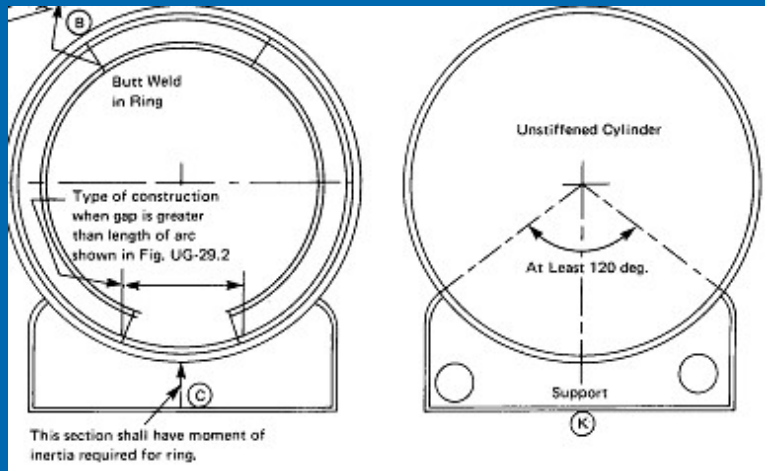
Para poder considerarse Anillo de Refuerzo, el perfil debe cumplir la siguiente condición:

- ✓ El momento de Inercia del anillo No deberá ser menor que el obtenido por las sig. fórmulas.

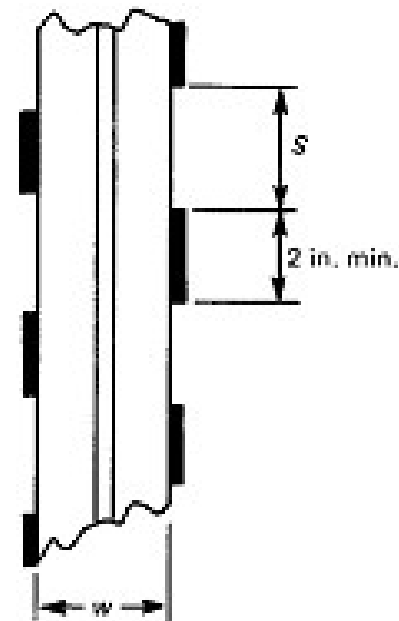
$$I_s = [D_o^2 L_s (t + A_s / L_s) A] / 14$$

$$I_s' = [D_o^2 L_s (t + A_s / L_s) A] / 10.9$$

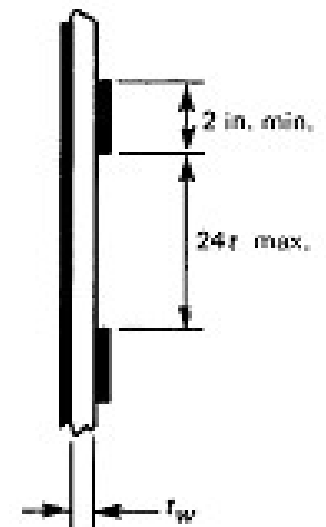
Anillos de Refuerzo



In-Line
Intermittent
Weld



Staggered
Intermittent
Weld



Continuous Fillet Weld
One Side, Intermittent
Other Side

Anillos de Refuerzo

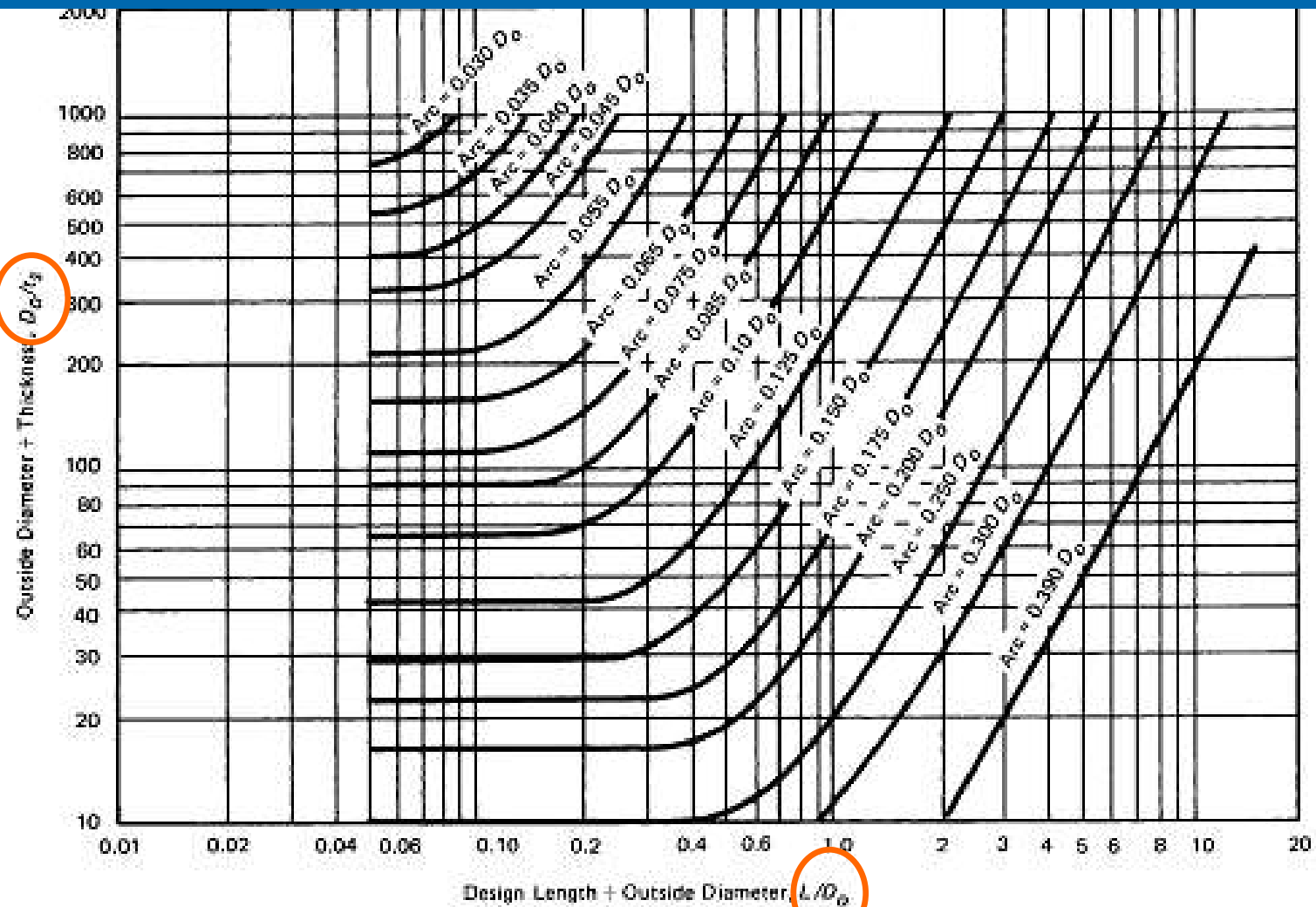


FIG. UG-29.2 MAXIMUM ARC OF SHELL LEFT UNSUPPORTED BECAUSE OF GAP IN STIFFENING RING OF CYLINDRICAL SHELL UNDER EXTERNAL PRESSURE

➤ **Si $D_o/t < 10$**

- Paso 1. Usando el mismo procedimiento como el dado en UG-28(c)(1), obtenemos el valor de B

➤ **Si $D_o/t < 4$**

- El valor del Factor A se calcula como:
- Para valores de A > que 0,10 use A= 0,10
- Usando los valores de B como en el paso 1 obtenemos:

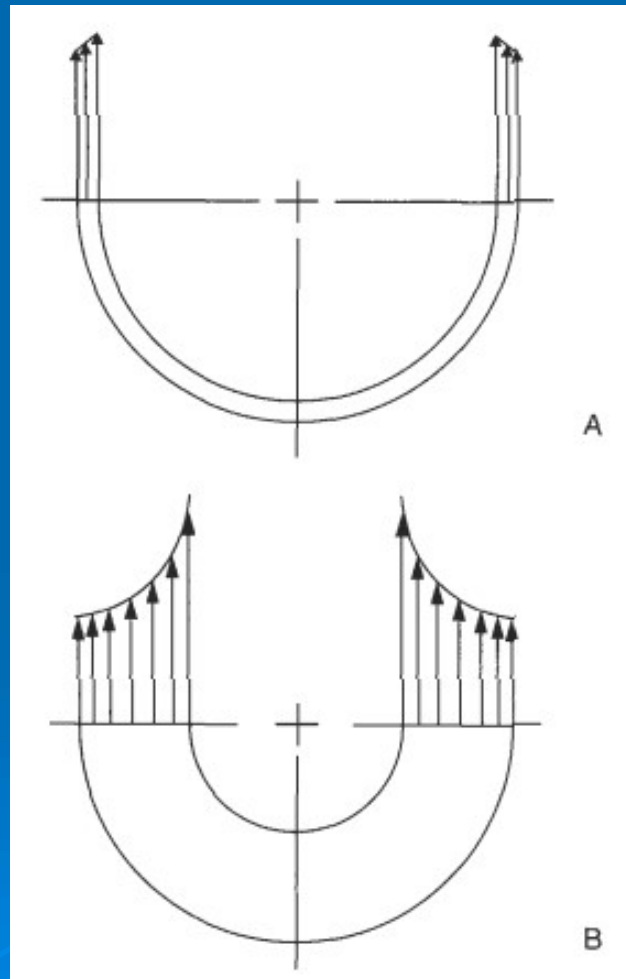
$$A = \frac{1.1}{(D_o/t)^2}$$

$$P_{a1} = \left[\frac{2.167}{(D_o/t)} - 0.0833 \right] * B$$

$$P_{a2} = \left[\frac{2S}{(D_o/t)} * \left[1 - \frac{1}{(D_o/t)} \right] \right]$$

- El menor de los valores calculados precedentemente se toma como Pa y se lo compara con P. En función del resultado se modifica o no el valor de t.

Tensiones en Paredes Laminares y Gruesas



- Envolvertes esféricas
- Calculo del espesor de cabezales
- Calculo de anillos de refuerzo
- Aberturas de los anillos de refuerzo
- Unión de los anillos de refuerzo y la envolvente

Fabricación de Recipientes Sometidos a Presión

La fabricación comprende:

- Transporte
- Almacenamiento
- Corte de la chapa
- Golpe de prensa
- Curvado ó Rolado
- Punteado
- Soldadura
- Distensionado
- Test hidráulico
- Pintado (Opcional)

Puntos a tener en cuenta:

- ❖ Design Temperature UG-20
- ❖ Design Pressure UG-21
- ❖ Loads UG-22
- ❖ Maximum Allowable Stress Value UG-23 - Tablas UCS 23 Sub part 1 section II Part D
- ❖ Corrosion UG – 25
- ❖ Thickness of Shell UG-27 / UG – 28 External Pressure
- ❖ Permissible out of roundness UG - 80
- ❖ Stiffening Rings UG -29
- ❖ Joint Efficiency UW – 12 (see UW – 3)
- ❖ Proof Test UG -101
- ❖ Procedures for postweld heat treatment UW – 40 / UCS – 56

Ejemplo de Cálculo

Example

Vessel ID: 96 inches (fabrication ID)

Design Pressure P: 100 psig

Plate Material: SA 515-70

Design Temperature: 100°F

Corrosion Allowance: 0.125 inch (corroded ID = 96.250 inches/designing for retirement thickness)

All circumferential and longitudinal seams are double-welded butt joints and are spot radiographed.

Determine

The vessel is to be built per ASME Code, Section VIII, and Division 1.

Ejemplo de Cálculo (cont.)

Solution

1. From Table 1A of Section II, Part D, for SA-515 Grade 70 at temperatures up to 650°F, the stress value $S = 17,500$ psi.
2. From Table UW-12 of Section VIII, Division 1, for double-welded (Type 1) butt welds that are spot radiographed, the joint efficiency, $E = 0.85$.
3. The required wall thickness, t , is determined from the following:

$$\begin{aligned} t &= \frac{PR}{SE - 0.6P} = \frac{(100)(48.125)}{(17,500)(0.85) - (0.6)(100)} \\ &= 0.325 \text{ inch} + 0.125 (\text{Corrosion Allowance}) \\ &= 0.450 \text{ inch} \end{aligned}$$

Use a 0.5-inch plate.

Ejemplo de Cálculo (cont.)

Spherical Shell and Hemispherical Heads under Internal Pressure
Code Paragraphs UG-27(d) and UG-32(f) use the following approximate equation:

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P} \quad (3)$$

The calculated minimum thickness of formed heads is rounded up to standard plate because of the thinning that occurs in portions of the head during forming (normally 1/16 of an inch)

The calculated value should be the minimum thickness at any point on the head; using the same vessel example,

$$t = \frac{(100)(48.125)}{(2)(17,500)(0.85) - (0.2)(100)} = 0.162 \text{ inch}$$

The calculated thickness should be increased by corrosion allowance:

$$t = 0.162 + 0.125 = 0.287 \text{ inch}$$

Ejemplo de Cálculo (cont.)

Semi-ellipsoidal Heads under Internal Pressure

Code Paragraph UG-32(d) uses the following approximate equation for 2:1 semi-ellipsoidal heads:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} \quad (4)$$

Where

D = Inside diameter of the head

Code Paragraph UG-12(d) states that “seamless vessel sections or heads shall be considered equivalent to welded parts of the same geometry in which all Category A welds are type no. 1

E = 1 when spot radiography requirements of UW-11(a)(5)(b) are met

E = 0.85 when spot radiography requirements of UW-11(a)(5)(b) are not met or when Category A or B welds connecting seamless vessel sections or heads are type nos. 3, 4, 5, or 6 or Table UW-12”

Ejemplo de Cálculo (cont.)

Using the same example, with $E = 1.0$, then head thickness is as follows:

$$\begin{aligned} t &= \frac{(100)(96.25)}{(2)(17,500)(1) - (0.2)(100)} = 0.275 + 0.125 \\ &= .400 \text{ inch} \end{aligned}$$