

# Equipos e Instalaciones Industriales

2025

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

# RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN EXTERNA

FACULTAD DE INGENIERÍA  
UNIVERSIDAD NACIONAL  
DE CUYO

Ing. ....

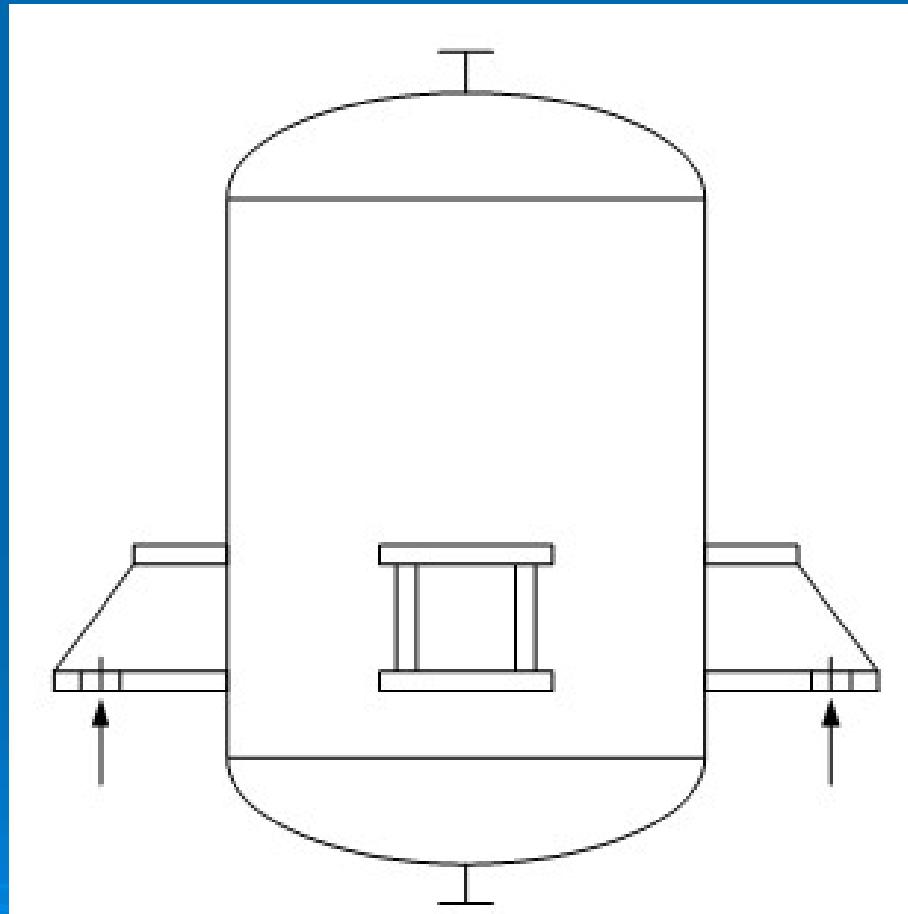
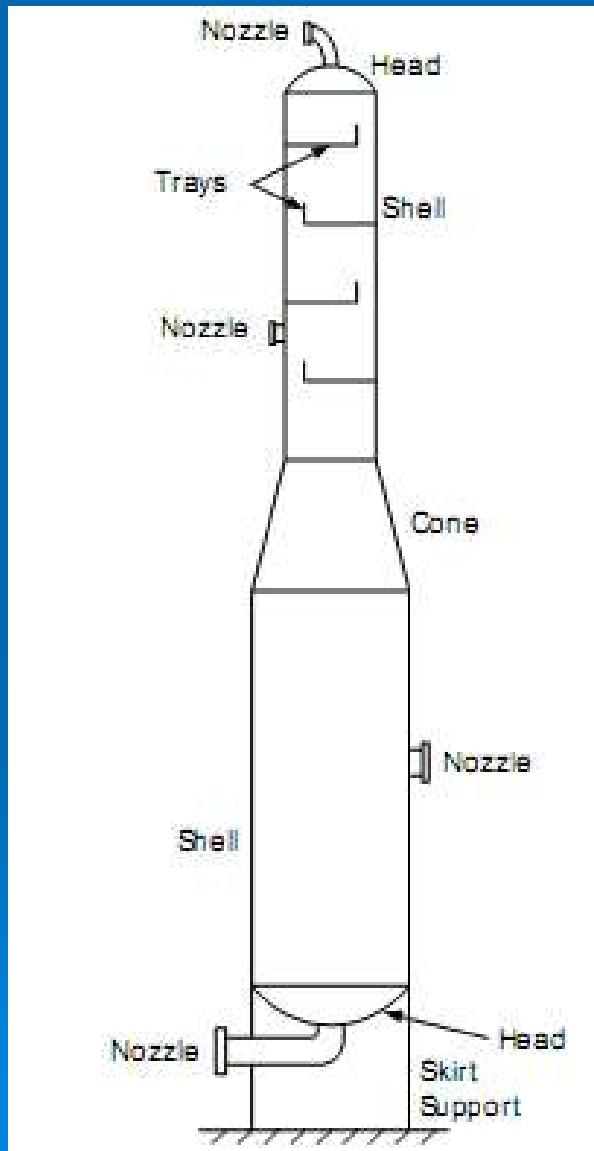
# *Recipientes sometidos a presión externa*

- 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

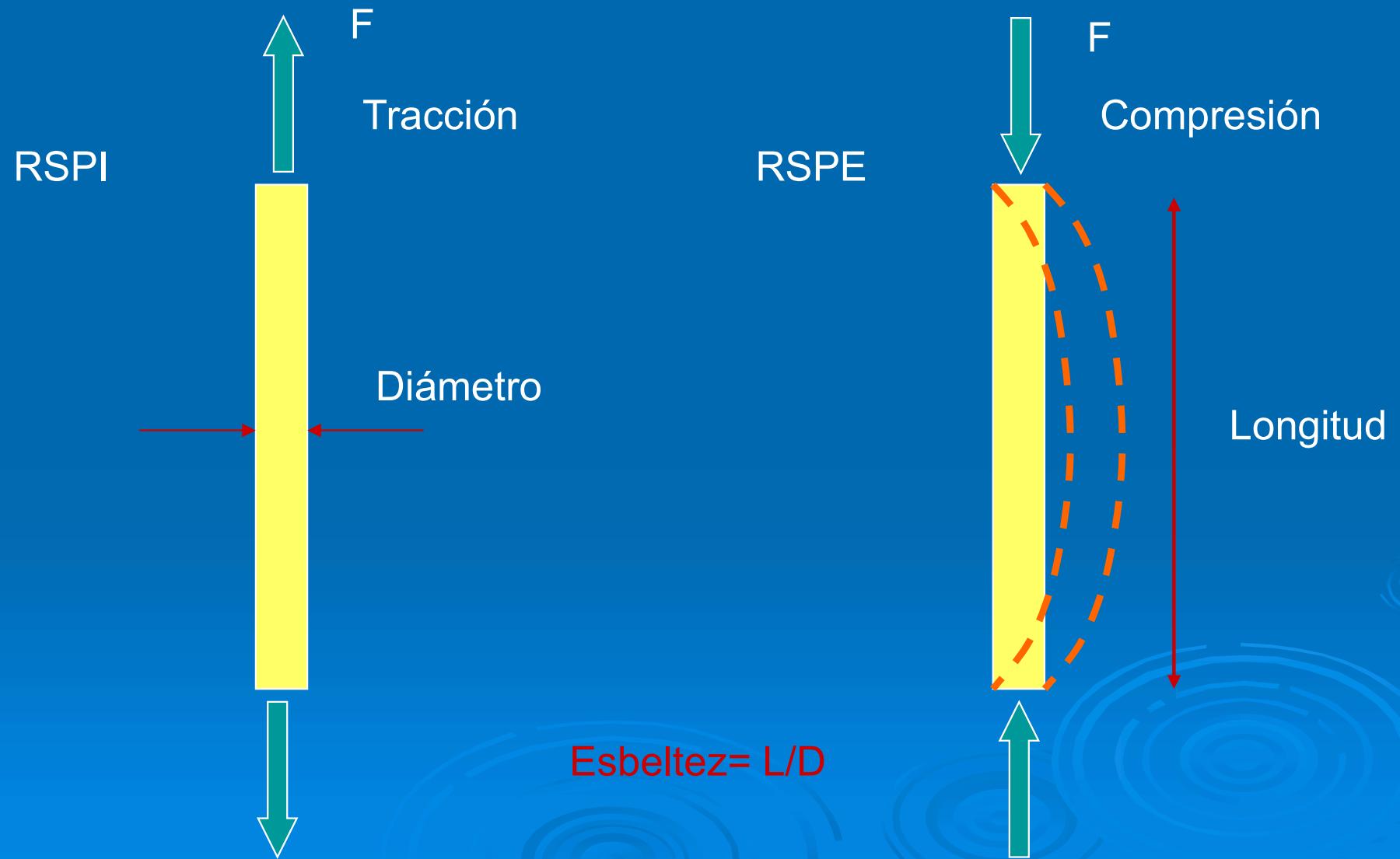
# *RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN EXTERNA*



# *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

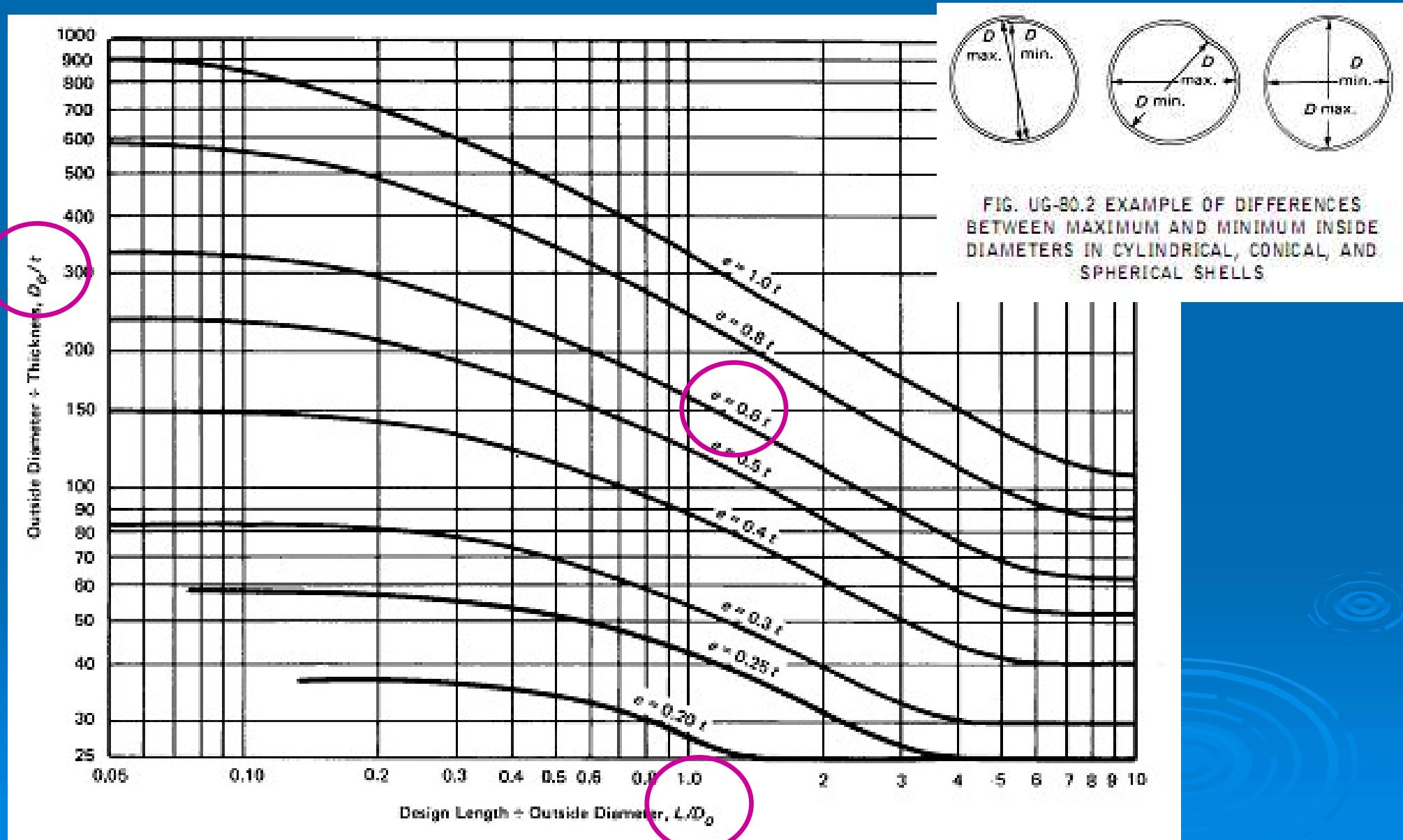
# *Excentricidad con presión externa*

- 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 solicitudes 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



# 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:

$$D_o/t > 10$$

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

$$D_o/t < 4$$

Nos valemos de 2 factores:

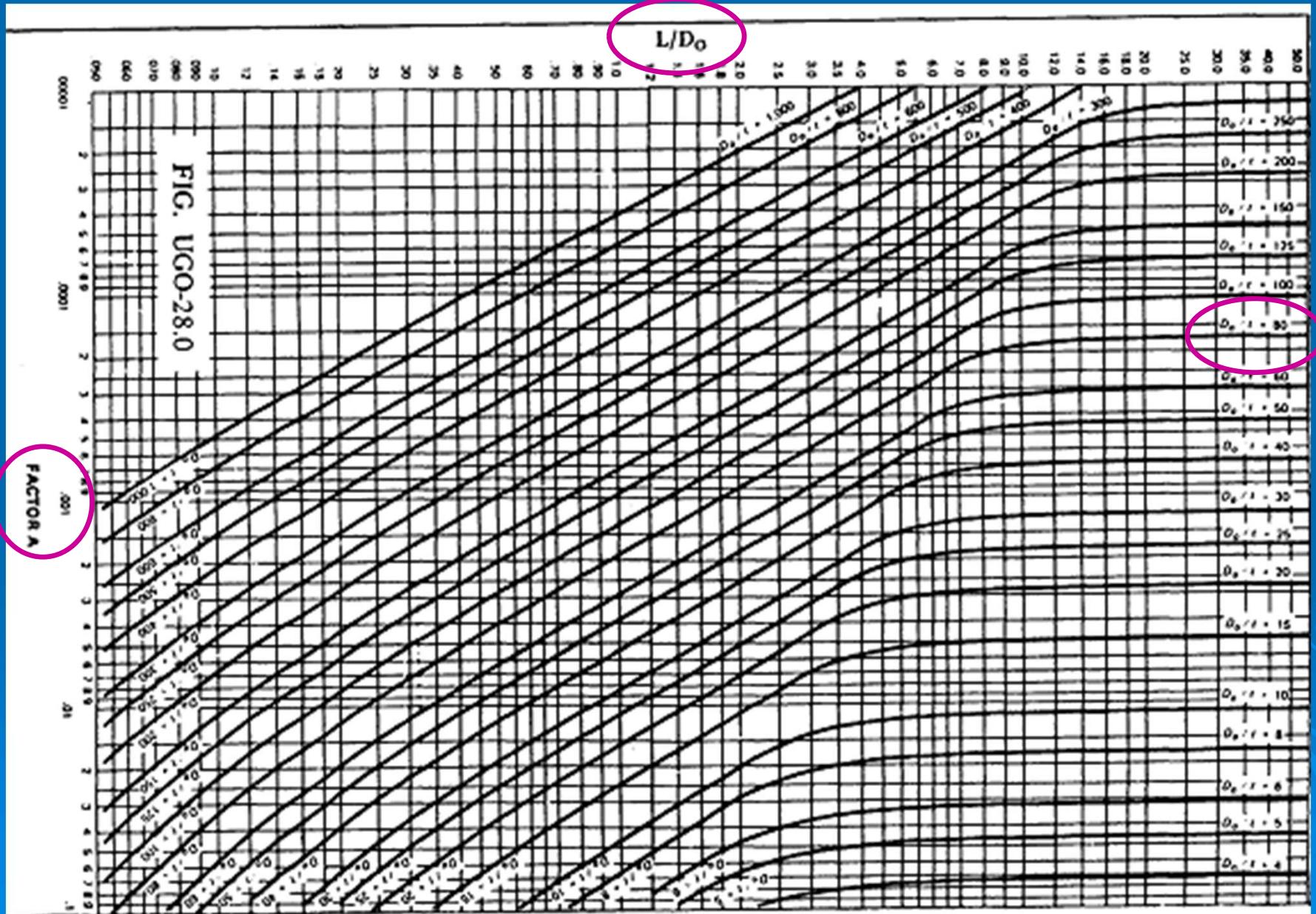
- Factor A:  $f(L/D_o \text{ y } D_o/t)$ , que es un factor geométrico función de las dimensiones del recipiente.
- Factor B: Este factor está relacionado con la máxima tensión permitida para el material a la presión de diseño. Es función del tipo de material usado, temperatura de diseño, factor A y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

Donde:

- Do: 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.

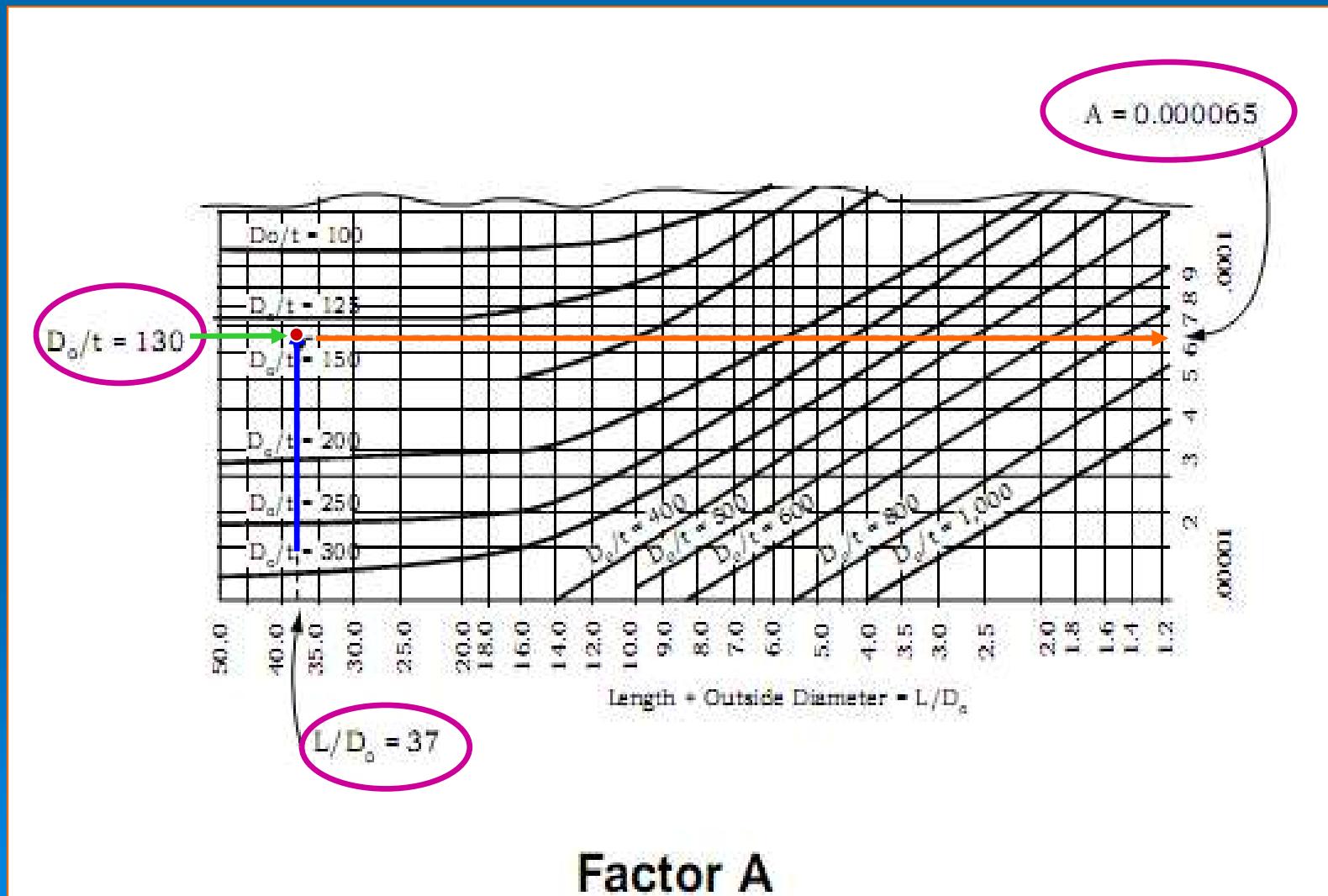
# Envolventes cilíndricas

- Si  $D_o / t$  es mayor o igual de 10

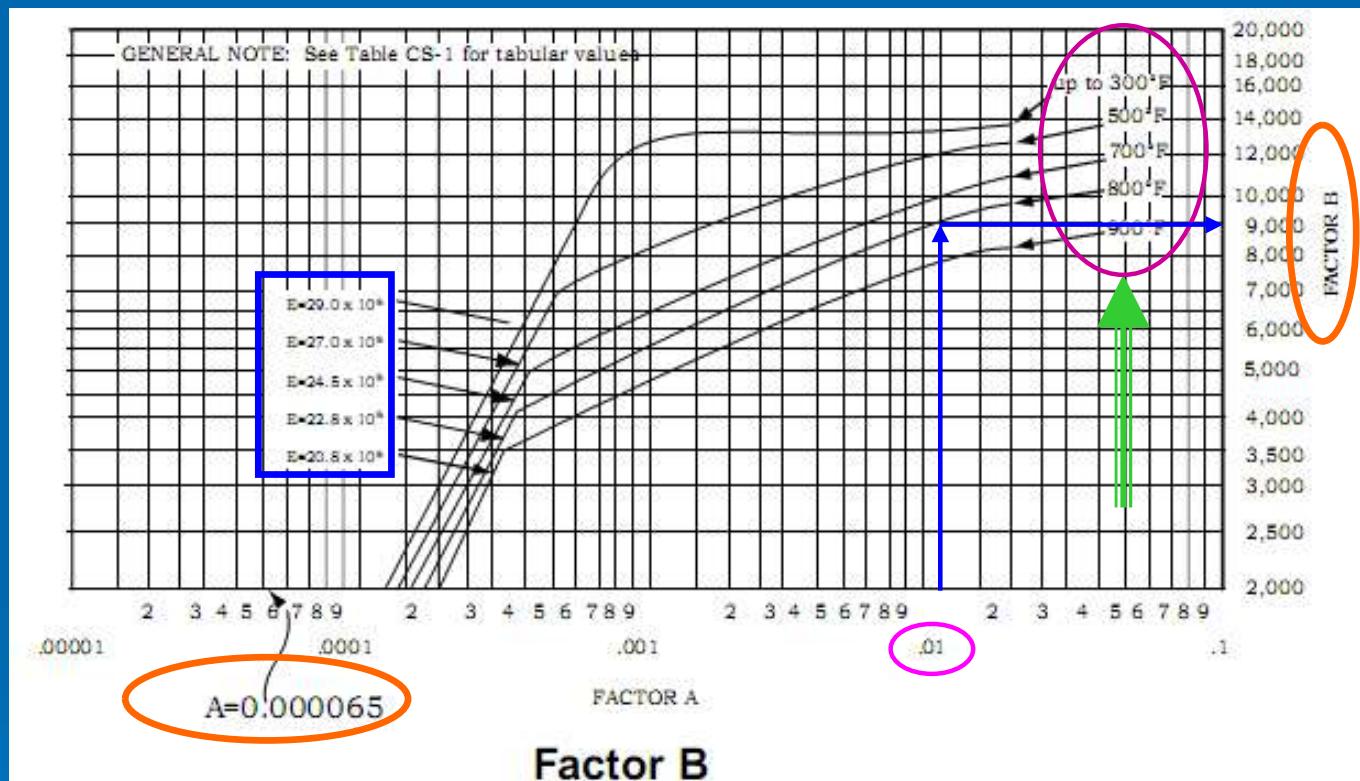


# Envolventes cilíndricas

- Si  $D_0/t$  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 linea del material/temperatura, se intersecta la linea de A con la linea 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 Pa.

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

Para valores de A que caen a la izquierda de la linea del material/temperatura, se continua el calculo con otra fórmula para la obtención de la Pa.

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

$$P_a = \frac{24E}{3(D_a/t)}$$

# Verificación

Se compara la Presión  $P_a$  (Valor calculado de la Máxima presión externa de trabajo para el valor asimido 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 <b><math>t</math> menor</b>
$P_a < P$	Asumimos un <b><math>t</math> mayor</b> 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.:

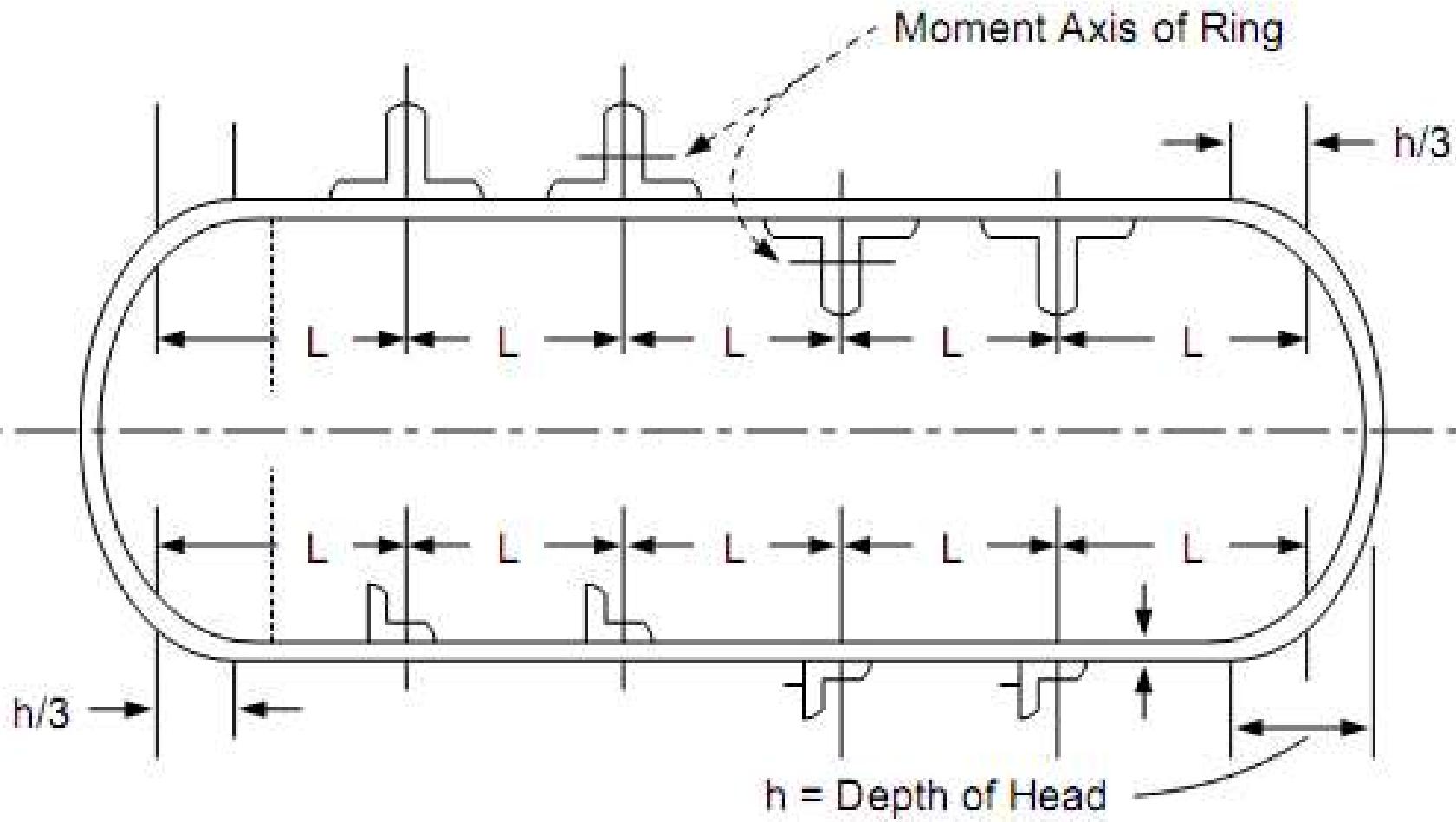
L: Es a la Longitud de diseño, para la cual se toma **la mayor de las siguientes:**

1- Distancia entre las uniones de los dos cabezales de la envolvente mas un tercio de la profundidad de cada cabezal.

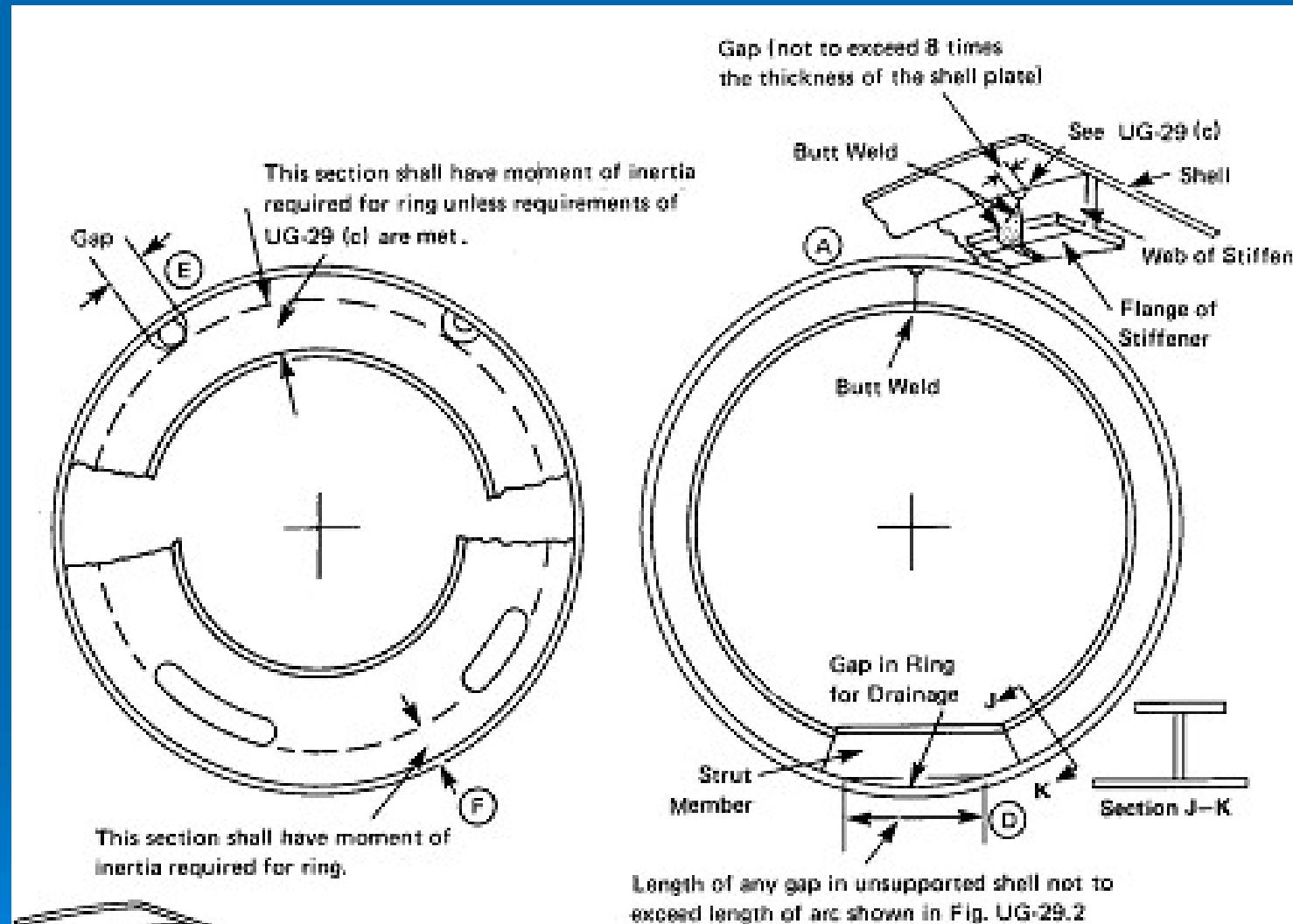
2- Cuando existen anillos de refuerzo se toma la mayor de:

-Distancia entre centros de dos anillos

-Distancia entre el centro del primer anillo de refuerzo a la unión del cabezal del la envolvente mas un tercio de la profundidad del cabezal.



# Anillos de Refuerzo



# Condición para Anillos de Refuerzo

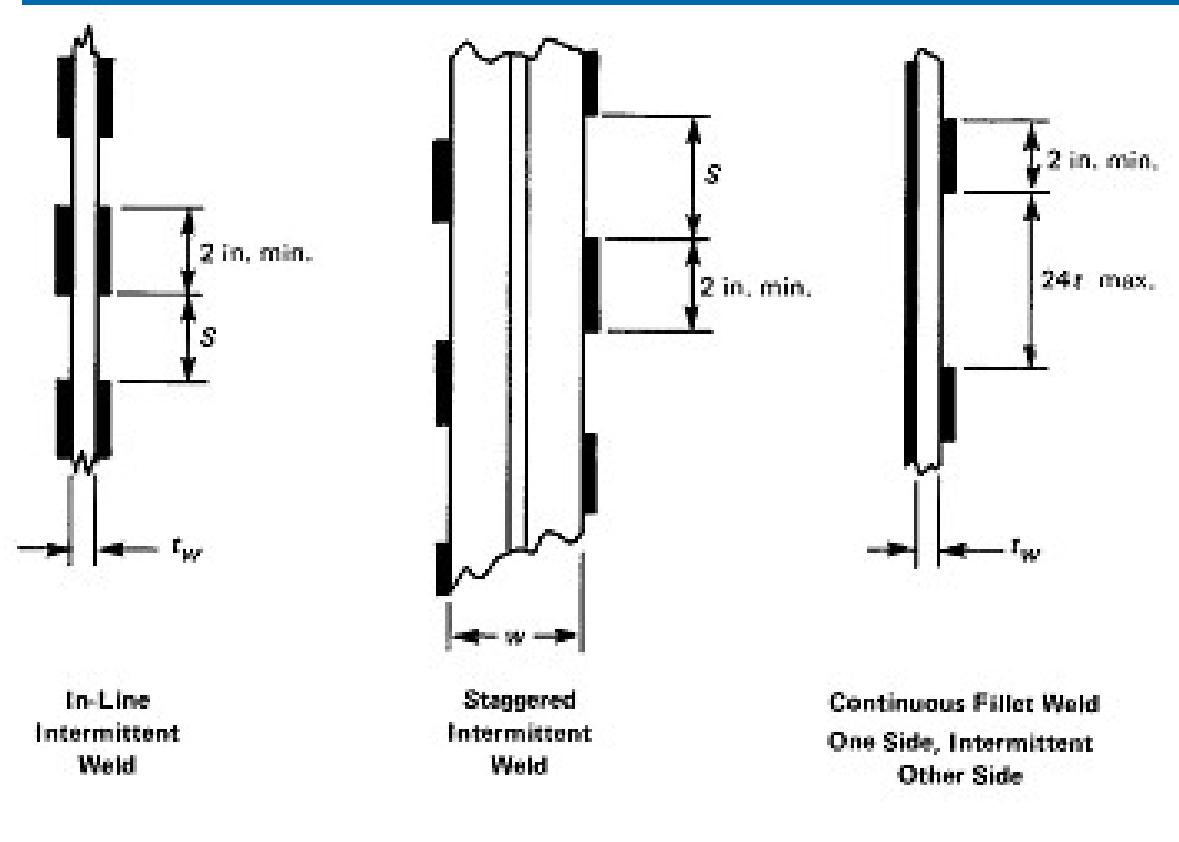
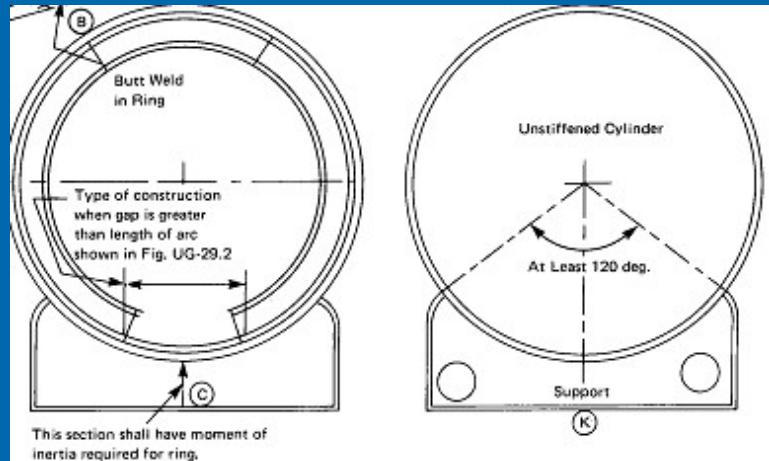
Para poder considerarse Anillo de Refuerzo, el perfil debe cumplir la siguiente condición:

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

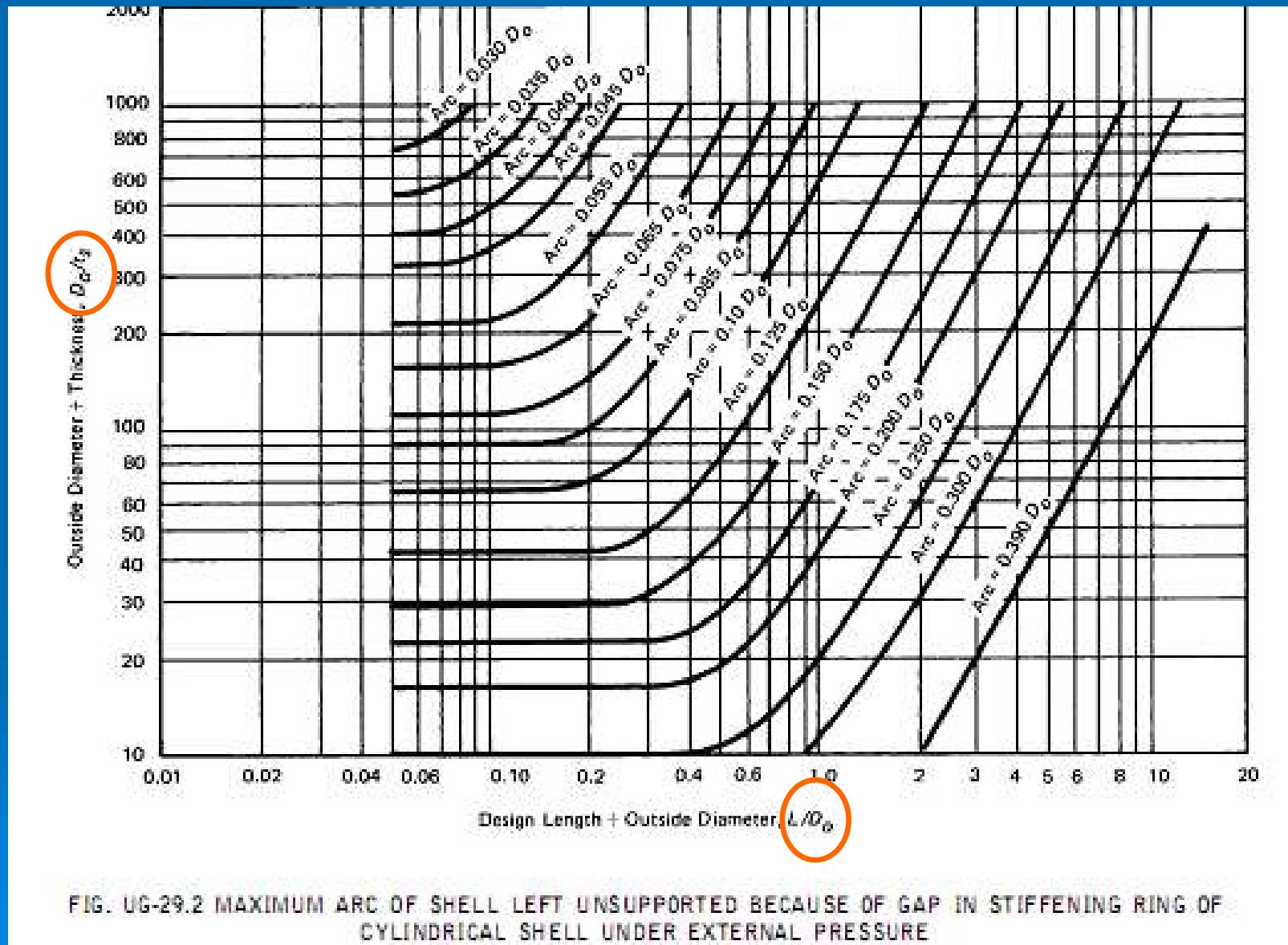
$$I_s = [D_o^2 L_s (t + A_s / E_s) A] / 14$$

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

# Anillos de Refuerzo



# Anillos de Refuerzo



## ➤ Si $D_0/t < 10$

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

## ➤ Si $D_0/t < 4$

- 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:

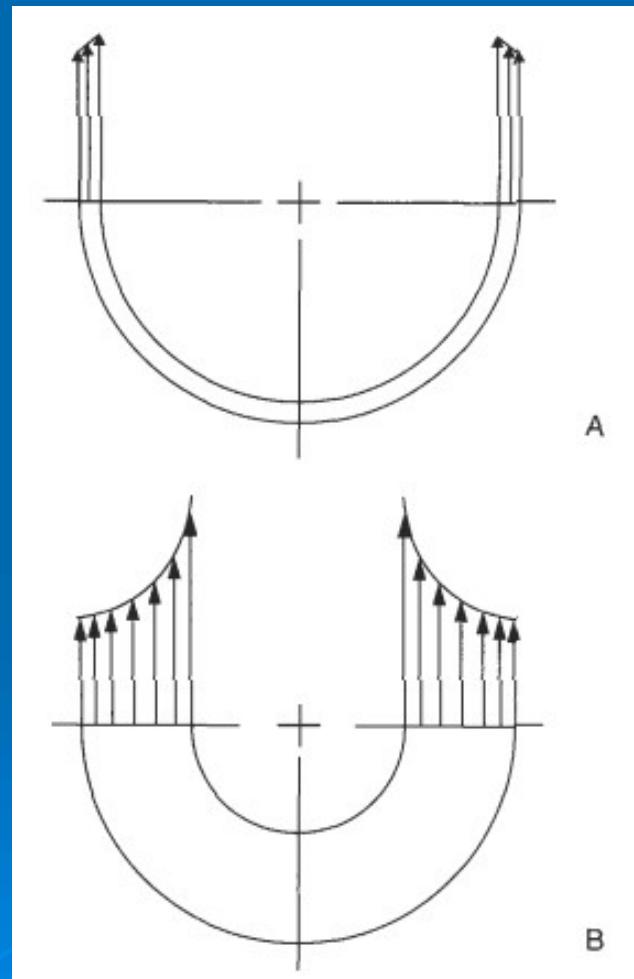
$$A = \frac{1,1}{(D_0/t)^2}$$

$$P_{a1} = \left[ \frac{2.167}{(D_0/t)} - 0.0833 \right] * B$$

$$P_{a2} = \left[ \frac{2S}{(D_0/t)} * \left[ 1 - \frac{1}{(D_0/t)} \right] \right]$$

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

# *Tensiones en Paredes Laminares y Gruesas*



- Envolventes 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:

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

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:

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