

ANNEX J- DISSENY MECÀNIC DE L'INTERCANVIADOR E-503**Índex**

J.1- Introducció	3
J.2- Procediment. Codi ASME	3
J.2.1- Càlcul del gruix de la carcassa a la zona dels tubs i carcassa.....	4
J.2.2- Càlcul del gruix dels fons toriesfèrics.....	5
J.2.3- Càlcul del gruix de la placa tubular.....	6
J.2.4- Disseny de juntes i brides.....	8
J.2.4.1- Càlcul de les forces.....	9
J.2.4.2- Càlcul dels moments.....	11
J.2.4.3- Càlcul dels factors.....	11
J.2.4.4- Càlcul dels esforços.....	14
J.2.4.5- Comprovació del disseny.....	15
J.2.5- Càlcul del nombre de cargols.....	15
J.3- Resultats	16
J.4- Bibliografia	18





J.1- Introducció

En aquest annex s'explica i es fa el disseny mecànic de l'intercanviador de calor E-503. El disseny mecànic de l'intercanviador s'ha fet mitjançant la normativa americana: Codi ASME Secció VIII [1].

El disseny mecànic consisteix en el càlcul del gruix de la carcassa de l'intercanviador, dels fons i de la placa tubular. A més a més s'ha realitzat el disseny de les juntes i de les brides i s'ha fet el corresponent càlcul dels cargols.

En tot moment s'ha treballat amb una tolerància de corrosió d'1 mm tal i com marca la normativa. La tolerància de corrosió és el gruix addicional que es posa a les parets de l'aparell per l'efecte de la corrosió (es considera que durant la vida útil de l'aparell es corroirà 1 mm de material)

J.2- Procediment. Codi ASME

A continuació hi ha un esquema de l'intercanviador on s'hi poden observar totes les parts que seran objecte del disseny mecànic:

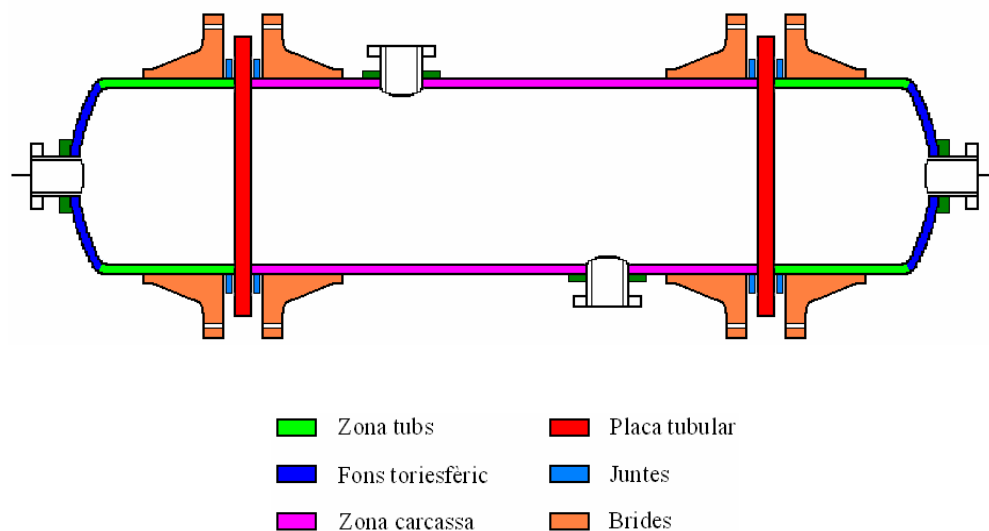


Figura J.1- Esquema d'un intercanviador amb les seves parts més importants.



J.2.1- Càlcul del gruix de la carcassa a la zona dels tubs i carcassa

A l'esquema que hi ha a continuació es pot veure un cilindre que representa la carcassa de l'intercanviador

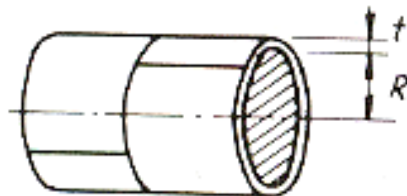


Figura J.2- Esquema d'un cilindre que representa la carcassa de l'intercanviador.

Per calcular el gruix de la carcassa es fa servir l'expressió següent:

$$t = \frac{P \cdot r}{S \cdot E - 0,6 \cdot P} + 1 \tag{J.1}$$

t és el gruix de la carcassa en mm, P és la pressió de disseny en bar, r és el radi de la carcassa en mm, S és l'esforç admissible del material en bar i E l'eficiència de la junta. La pressió de disseny és un 10% superior a la pressió de treball.

L'esforç admissible del material S s'obté del llibre Chemical Engineering. [2]

TABLE 13.2. Typical design stresses for plate
(The appropriate material standards should be consulted for particular grades and plate thicknesses)

Material	Tensile strength (N/mm ²)	Design stress at temperature °C (N/mm ²) × 10 = <i>Kil</i>									
		0 to 50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
Carbon steel (semi-killed or silicon killed)	360	135	125	115	105	95	85	80	70		
Carbon-manganese steel (semi-killed or silicon killed)	460	180	170	150	140	130	115	105	100		
Carbon-molybdenum steel, 0.5 per cent Mo	450	180	170	145	140	130	120	110	110		
Low alloy steel (Ni, Cr, Mo, V)	550	240	240	240	240	240	235	230	220	190	170
Stainless steel 18Cr/8Ni unstabilised (304)	510	165	145	130	115	110	105	100	100	95	90
Stainless steel 18Cr/8Ni Ti stabilised (321)	540	165	150	140	135	130	130	125	120	120	115
Stainless steel 18Cr/8Ni Mo 2½ per cent (316)	520	175	150	135	120	115	110	105	105	100	95

Figura J.3- Esforços admissibles dels materials en funció de la temperatura.



El valor de l'eficiència de la junta es troba a la figura J.4 segons Megyesy [3].

TABLE 13.3. *Maximum allowable joint efficiency*

Type of joint	Degree of radiography		
	100 per cent	spot	none
Double-welded butt or equivalent	1.0	0.85	0.7
Single-weld butt joint with bonding strips	0.9	0.80	0.65

Figura J.4- Eficiències de les juntes.

Queda clar que la carcassa té dos gruixos molt diferenciats depenent de la zona en què ens trobem. Una pressió elevada serà sinònim d'un gruix important mentre que una baixa pressió donarà petits gruixos. S'intentarà que la zona dels tubs sigui la que suporti la pressió per tal de descarregar la zona de la carcassa.

J.2.2- Càlcul del gruix dels fons toriesfèrics

En el croquis que hi ha a continuació es pot veure una forma toriesfèrica que representa el fons de la carcassa de l'intercanviador

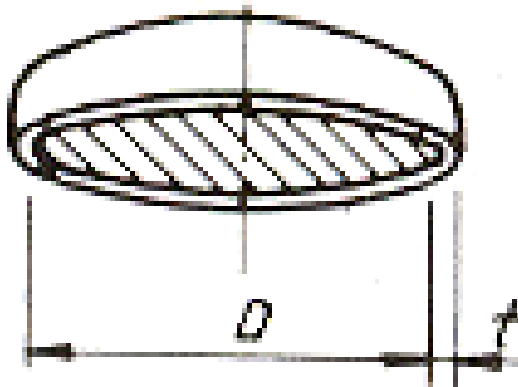


Figura J.5- Esquema dels fons toriesfèrics.



El gruix dels fons es calculen segons la fórmula:

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P} + 1 \quad (J.2)$$

Igual que abans, t és el gruix dels fons en mm, P és la pressió de disseny en bar, D és el diàmetre de la carcassa en mm, S és l'esforç admissible del material en bar i E és l'eficiència de la junta.

J.2.3- Càlcul del gruix de la placa tubular

Els dos dibuixos següents representen un esquema de la placa tubular. Es pot observar el gruix t i els forats necessaris per tal que el fluid pugui passar a través d'ells.

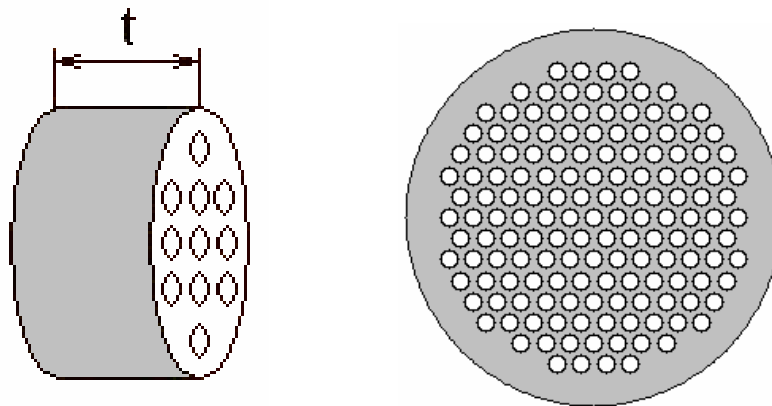


Figura J.6- Esquema de la placa tubular.

El càlcul del gruix de la placa tubular s'ha de fer a flexió i a cisalla. El gruix final serà el més gran dels dos.



El gruix a flexió es calcula de la forma següent.

$$t_{flexió} = \frac{F \cdot G}{2} \cdot \sqrt{\frac{P}{S}} + 1 \quad (J.3)$$

F és una constant, G és el diàmetre mitjà de la junta en mm, P és l'increment de pressió entre el costat dels tubs i el de la carcassa en bar i S és l'esforç admissible del material en bar.

La constant F es calcula segons TEMA [4].

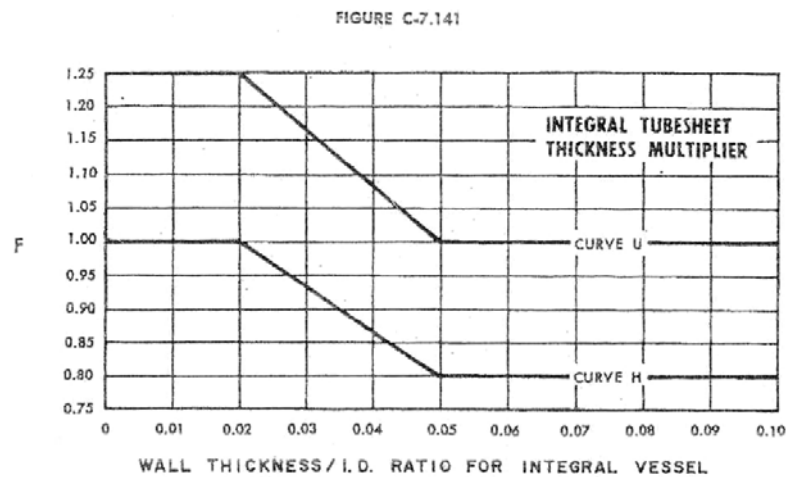


Figura J.7- Constant F segons TEMA.

Per altra banda, el gruix a cisalla es determina amb la fórmula que hi ha a continuació.

$$t_{cisalla} = \frac{0,31 \cdot D_s}{1 - \frac{D_{ext}}{p_t}} \cdot \left(\frac{P}{S} \right) + 1 \quad (J.4)$$

D_s és el diàmetre de la carcassa en mm, D_{ext} és el diàmetre exterior dels tubs en mm i p_t és la distància entre tubs en mm.



J.2.4- Disseny de juntes i brides

El disseny que es realitza no és un disseny òptim sinó que es tracta d'un disseny funcional i com a tal ha de ser efectiu (no es pot trencar fàcilment). Per fer aquest disseny se suposen una sèrie de distàncies i es comprova si amb aquests valors la brida aguanta o no (forces i moments).

A la figura següent hi ha un esquema d'una brida amb totes les distàncies importants que s'han de determinar.

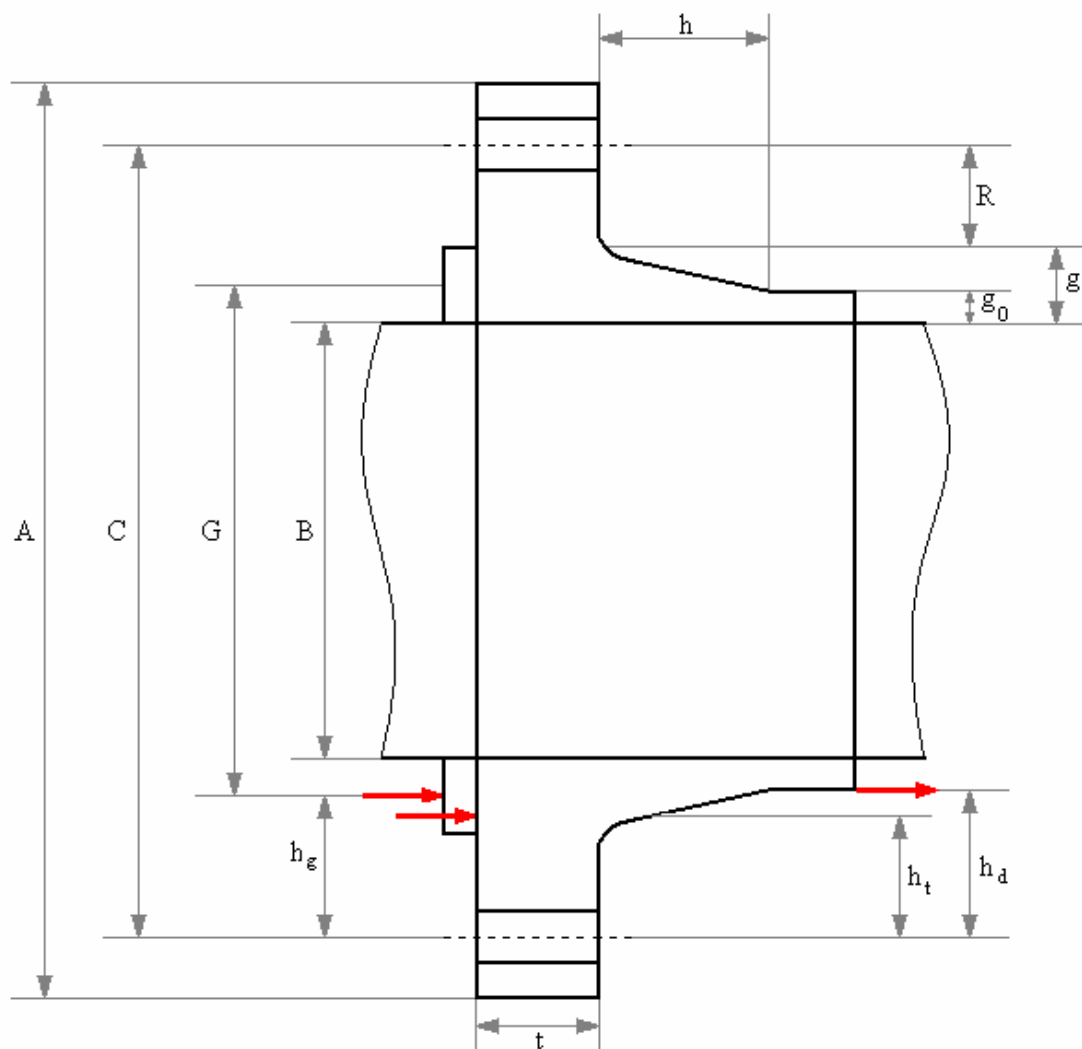


Figura J.8- Esquema de la brida amb els seus paràmetres importants.



J.2.4.1- Càlcul de les forces

Per poder fer el disseny correctament s'han de calcular les forces que actuen sobre la brida amb les fórmules següents:

Força total:

$$H = \frac{\pi}{4} \cdot G^2 \Delta P \quad (J.5)$$

Força de pressió dins de la brida

$$H_d = \frac{\pi}{4} \cdot B^2 \Delta P \quad (J.6)$$

Reacció de la junta

$$H_g = 2 \cdot \pi \cdot G \cdot b \cdot m \cdot \Delta P \quad (J.7)$$

Força de pressió a la cara de la brida

$$H_t = H - H_d \quad (J.8)$$

G és el diàmetre mitja de la junta, ΔP és l'increment de pressió, B és el diàmetre interior de la brida, m és el factor de junta que es pot obtenir de la figura J.9 i b és un factor que es troba a la figura J.10.



TABLE 13.4. Gasket materials
(Based on a similar table in BS 5500: 1976)

Gasket material	Gasket factor m	Min. design seating stress $y(N/mm^2)$	Sketches	Minimum gasket width (mm)
Rubber without fabric or a high percentage of asbestos fibre: hardness: below 75° IRH	0.50	0		10
75° IRH or higher	1.00	1.4		10
Asbestos with a suitable binder for the operating conditions	3.2 mm thick	2.00		10
	1.6 mm thick	2.75		
	0.8 mm thick	3.50		
Rubber with cotton fabric insertion	1.25	2.8		10
Rubber with asbestos fabric insertion, with or without wire reinforcement	3-ply	2.25		10
	2-ply	2.50		
	1-ply	2.75		
Vegetable fibre	1.75	7.6		10

Figura J.9- Tipus i factor de juntes.

El factor b de la junta es calcula a partir de b_0 amb la figura següent.

TABLE 3-320.2 EFFECTIVE GASKET WIDTH

FACING SKETCH Exaggerated	BASIC GASKET SEATING WIDTH, b_0	
	COLUMN I	COLUMN II
1a		
1b*	$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$
1c		
1d*	$\frac{w+T}{2}; \left(\frac{w+N}{4} \max\right)$	$\frac{w+T}{2}; \left(\frac{w+N}{4} \max\right)$
2	$\frac{w+N}{4}$	$\frac{w+3N}{8}$
3	$\frac{w}{2}; \left(\frac{N}{4} \min\right)$	$\frac{w+N}{4}; \left(\frac{3N}{8} \min\right)$
4*	$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
5*	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
6	$\frac{w}{8}$	

EFFECTIVE GASKET SEATING WIDTH, "b"

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

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

Figura J.10- Factor b i b_0 de les juntes.



J.2.4.2- Càlcul dels moments

Les forces anteriors donen lloc a uns moments que es calculen així:

$$M_d = H_d \cdot h_d \quad (J.9)$$

$$M_t = H_t \cdot h_t \quad (J.10)$$

$$M_g = H_g \cdot h_g \quad (J.11)$$

$$M_{tot} = M_d + M_t + M_g \quad (J.12)$$

h_d és la distància entre la circumferència de cargols i la força F_d , h_t és la distància entre la circumferència de cargols i la força F_t i h_g és la distància entre la circumferència de cargols i la força F_g .

J.2.4.3- Càlcul dels factors

Els factors necessaris per trobar els esforços es calculen mitjançant els gràfics i fórmules adients.



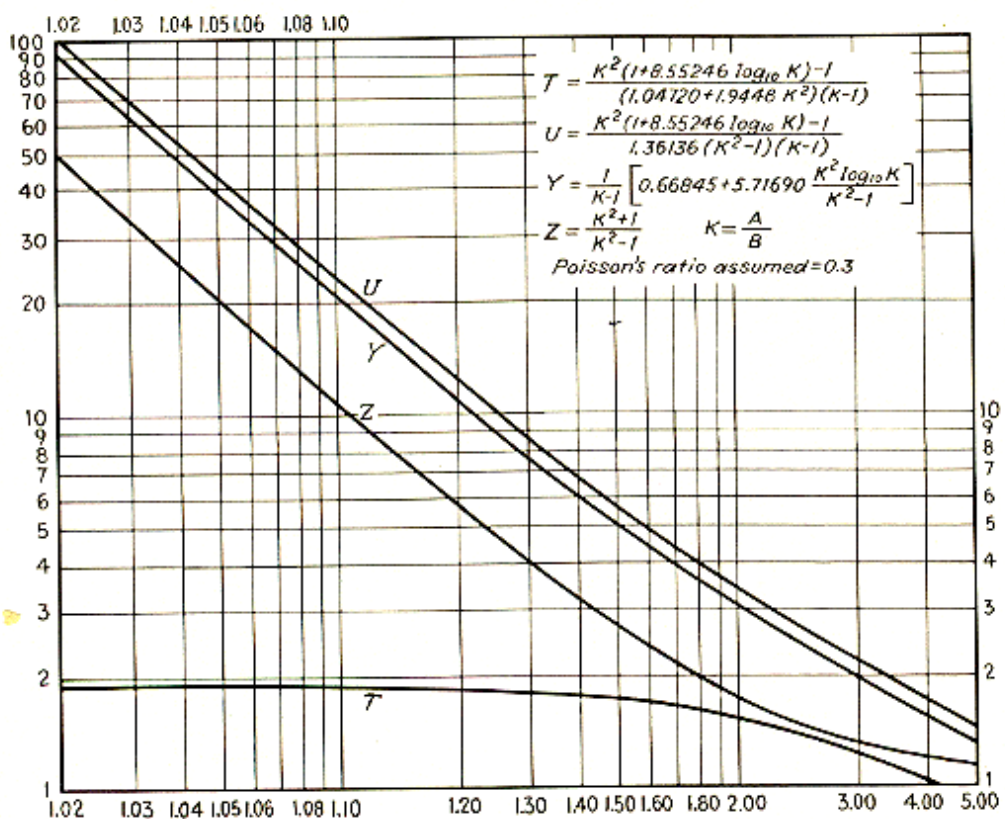


Figura J.11- Gràfic pel càlcul dels factors U, Y, Z i T.

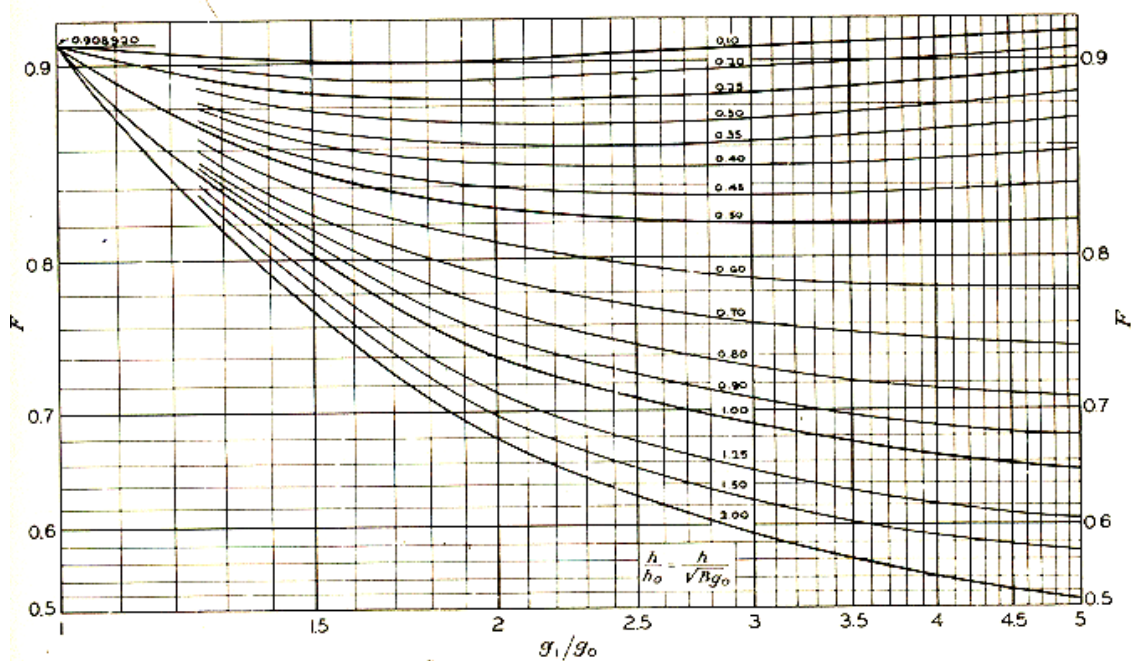


Figura J.12- Gràfic pel càlcul del factor F.



Figs. 3-340.3-3-340.4 SECTION VIII - DIVISION 2 PRESSURE VESSELS

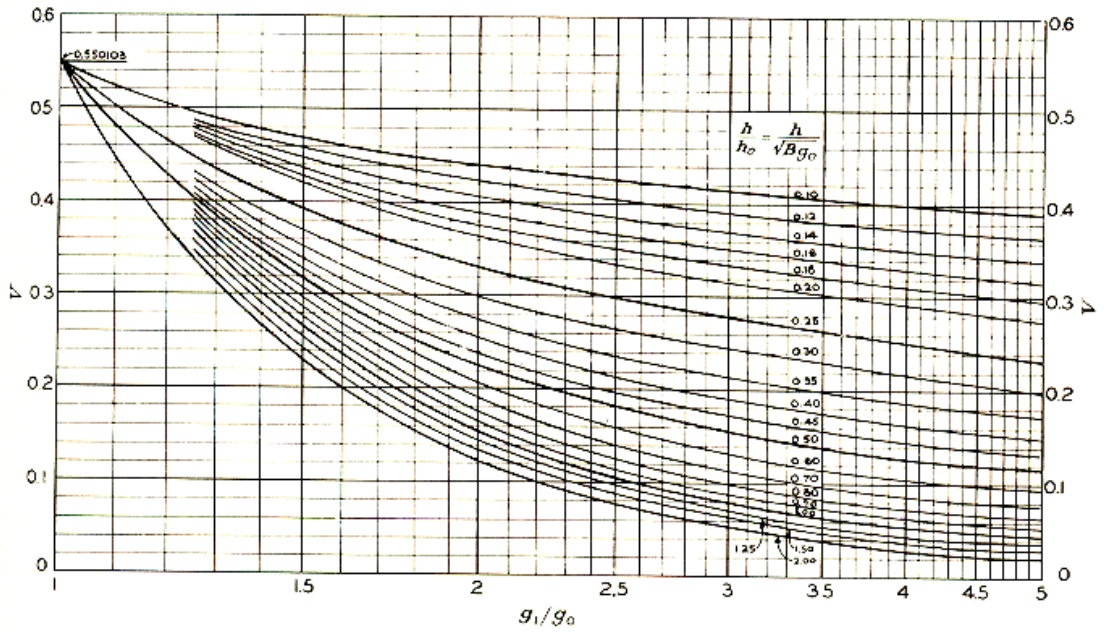


Figura J.13- Gràfic pel càlcul del factor V.

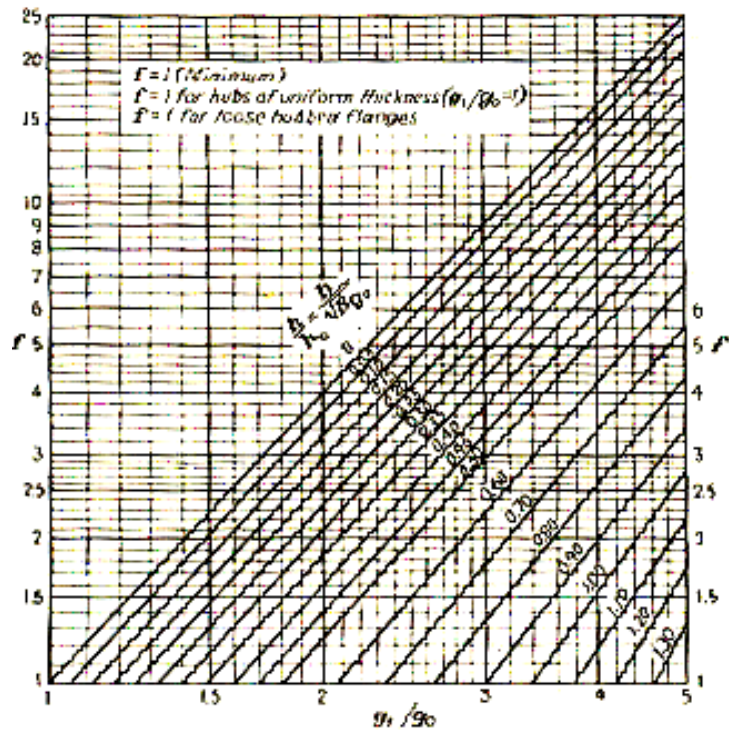


Figura J.14- Gràfic pel càlcul del factor f.



La resta de factors necessaris es calculen amb les expressions adequades:

$$d = \frac{U}{V} \cdot \sqrt{B \cdot g_0} \cdot g_0^2 \quad (J.13)$$

$$e = \frac{F}{\sqrt{B \cdot g_0}} \quad (J.14)$$

$$L = \frac{t \cdot e + 1}{T} + \frac{t^3}{d} \quad (J.15)$$

g_0 és el gruix del cub de la brida al principi i t és el gruix de la brida en mm. La resta de paràmetres ja han aparegut anteriorment.

J.2.4.4- Càlcul dels esforços

Tal i com marca el Codi ASME els esforços a la brida es calculen com:

$$S_H \equiv \text{esforç longitudinal} = \frac{f \cdot M_{tot}}{L \cdot g_1^2 \cdot B} \quad (J.16)$$

$$S_R \equiv \text{esforç radial} = \frac{(1,33 \cdot t \cdot e + 1) \cdot M_{tot}}{L \cdot t^2 \cdot B} \quad (J.17)$$

$$S_T \equiv \text{esforç tan gencial} = \frac{Y \cdot M_{tot}}{t^2 \cdot B} - Z \cdot S_R \quad (J.18)$$

M_{tot} és el moment total i g_1 és el gruix del cub de la brida al darrere.



J.2.4.5- Comprovació del disseny

Perquè el disseny sigui correcte (la brida no es trenqui) s'han de complir les següents condicions:

$$S_H < 1,5 \cdot S_{material} \quad (J.19)$$

$$S_R < S_{material} \quad (J.20)$$

$$S_T < S_{material} \quad (J.21)$$

$$\frac{S_H + S_R}{2} < S_{material} \quad (J.22)$$

$$\frac{S_H + S_T}{2} < S_{material} \quad (J.23)$$

J.2.5- Càlcul del nombre de cargols

El nombre de cargols necessari perquè la brida s'aguanti perfectament és:

$$N^{\circ}_{cargols} = \frac{A_m}{A_{cargol}} \quad (J.24)$$

$$A_m \equiv \text{secció cargols} = \left(\frac{H + H_g}{\text{límit elàstic}/2} \right) \quad (J.25)$$

$$A_{cargol} = \frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \quad (J.26)$$

A_m és la secció de cargols i D_c és el diàmetre d'un cargol.



Finalment es presenta un esquema de la brida i la junta.

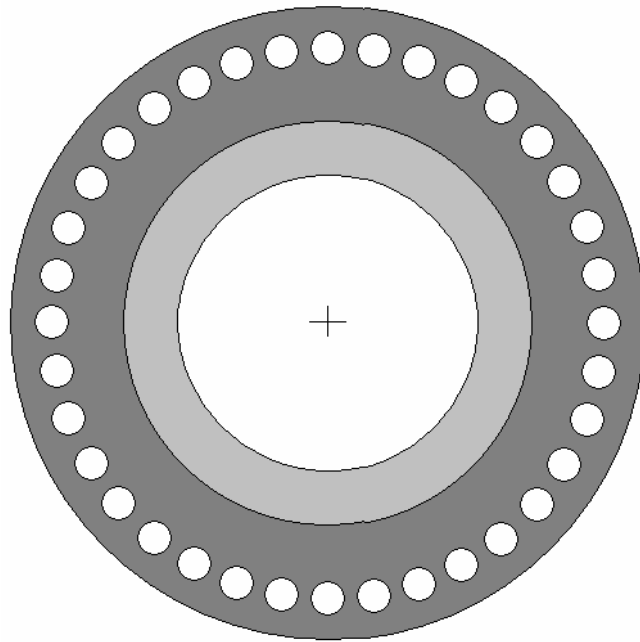


Figura J.15- Tall transversal on es veu la brida amb la junta.

J.3- Resultats

A continuació s'exposen els resultats del disseny mecànic en forma de taules.

A la taula J.1 hi ha els valors finals dels gruixos de la carcassa (zona tubs i zona carcassa), fons toriesfèrics i placa tubular

Paràmetre	Unitats	Símbol	Valor
Gruix carcassa zona tubs	mm	$t_{c,t}$	23
Gruix carcassa zona carcassa	mm	$t_{c,c}$	2
Gruix fons toriesfèrics	mm	t_f	19
Gruix placa tubular	mm	t_{pt}	74

Taula J.1- Resultats del disseny mecànic 1.



A continuació, a la taula J.2, hi ha els resultats finals del disseny de les juntes i de les brides.

Paràmetre	Unitats	Símbol	Valor
Diàmetre exterior de la brida	mm	A	698
Diàmetre interior de la brida	mm	B	537
Diàmetre de la circumferència de cargols	mm	C	645
Diàmetre mitjà de la junta	mm	G	557
Gruix del cub de la brida al principi	mm	g_0	25
Gruix del cub de la brida al darrere	mm	g_1	40
Distància radial	mm	R	14
Longitud del cub de la brida	mm	h	15
Gruix de la brida	mm	t	80
Distància entre la circumferència de cargols i la força F_t	mm	h_t	49
Distància entre la circumferència de cargols i la força F_d	mm	h_d	34
Distància entre la circumferència de cargols i la força F_g	mm	h_g	44
Força de pressió a la cara de la brida	N	H_t	141845
Força de pressió dins de la brida	N	H_d	1870457
Reacció de la junta	N	H_g	722185

Taula J.2- Disseny de juntes i brides

Finalment, a la taula J.3, es presenten els valors que fan referència al càlcul del nombre de cargols.

Paràmetre	Unitats	Símbol	Valor
Diàmetre dels cargols	cm	D_c	2
Àrea dels cargols	cm	A_c	3,142
Secció cargols (total)	cm	A_m	105,2
Nº cargols	-	N_c	36

Taula J.3- Càlcul del nombre de cargols.



J.4- Bibliografia

- [1] ASME, *Asme boiler and pressure vessel code Section VIII, Rules for construction of pressure vessels and American National Standard the American Society of Mechanical Engineers*. New York: Asme, United Engineering Center 1989
- [2] COULSON, J. M., RICHARDSON, J. F., SINNOTT, R. K., *Chemical Engineering Volume 6 Design*. Oxford: Pergamon Press 1991.
- [3] MEGYESY, EUGENE F., *Manual de Recipientes a Presión Diseño y Cálculo*. Mexico: Limusa 1989.
- [4] TEMA, *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*. New York: TEMA 1988.

