



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA
CORSO DI COSTRUZIONE DI MACCHINE

INTRODUZIONE AL DIMENSIONAMENTO ED ALLA VERIFICA DI RECIPIENTI IN PRESSIONE (BOILER AND PRESSURE VESSEL)

Contenuti

1. Approcci DBF e DBA
2. Principali normative
3. Tensioni ammissibili
4. Condizioni di carico
5. Efficienza delle saldature
6. Tensioni ideali e criteri di verifica
7. Gusci cilindrici con pressione interna
8. Gusci cilindrici con pressione esterna
9. Gusci cilindrici tensione longitudinale
10. Fondi
11. Penetrazioni (openings)
12. Design by Analysis
13. Fatica
14. Creep



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Principali approcci al progetto

- **Design by Formulas (DBF)** : il dimensionamento e la verifica del recipiente sono basati su relazioni pre-confezionate (formulas) ideate per coprire, con adeguati coefficienti di sicurezza, tutte le principali situazioni che si è soliti incontrare nel progetto di un recipiente in pressione; le formule sono solitamente basate su modelli semplici o semi-empirici non molto accurati, per cui i coefficienti di sicurezza tendono ad essere più elevati.
- **Design by Analysis (DBA)** : il dimensionamento e la verifica del recipiente sono basati su analisi accurate dell'effettivo stato di tensione, solitamente ottenibile solo con modelli basati sul Finite Element Method (FEM). L'approccio DBA si rende necessario per i casi non coperti dalle relazioni relative al metodo DBF, ma viene impiegato anche in alternativa a quest'ultimo, salvo i casi in cui i modelli analitici semplici. Fidando sulla maggiore accuratezza dell'analisi, i coefficienti di sicurezza impiegati tendono ad essere più bassi.



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Principali normative

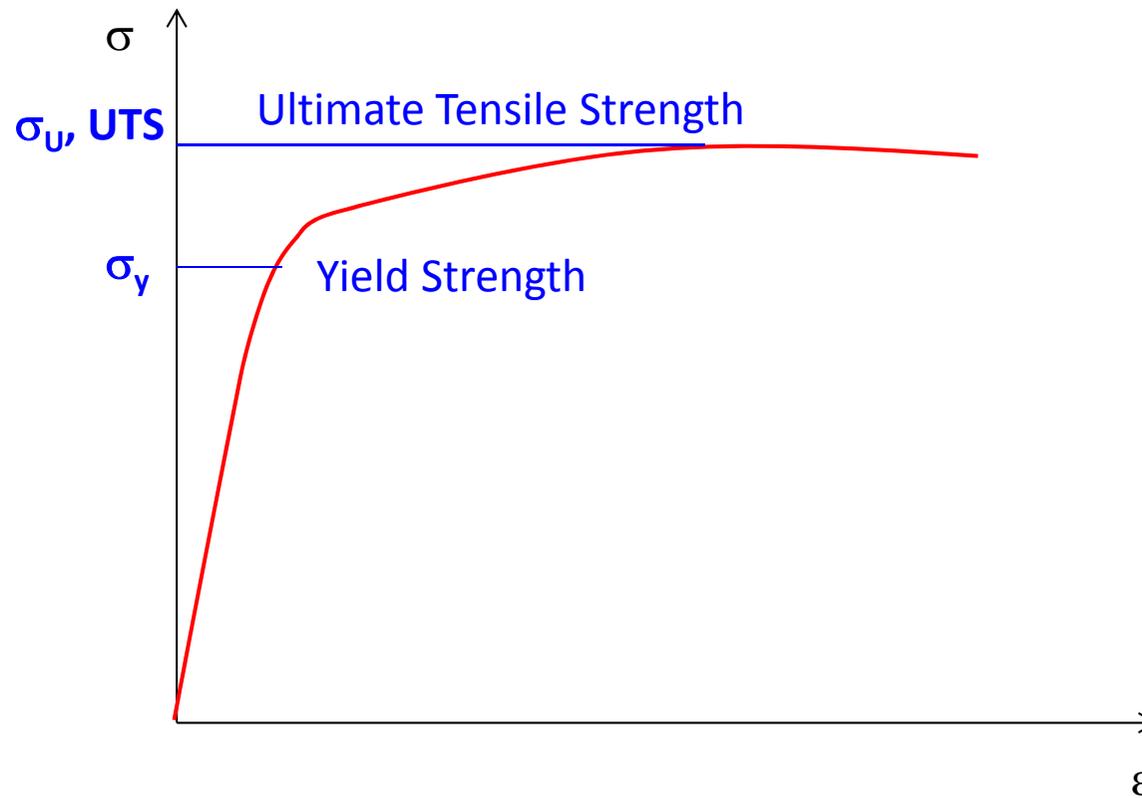
- ASME VIII
 - Div. 1 – Approccio DBF
 - Div. 2 – Approccio DBF+DBA
- EN 13445 – Approccio DBF+DBA

Nel seguito si farà riferimento principalmente alla normativa ASME VIII Div. 1 per la metodologia DBF ed alla Div. 2 per la metodologia DBA, inserendo, ove possibile, riferimenti alle principali differenze con la norma europea EN 13445.



Tensioni ammissibili/1

Le tensioni ammissibili sono in genere definite a partire dalla proprietà di base a trazione del materiale:





Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Tensioni ammissibili/2

ASME VIII - Div. 1 (DBF)
$$S = \min\left(\frac{UTS}{3.5}, \frac{\sigma_y}{1.5}\right)$$

ASME VIII - Div. 2 (DBF+DBA)
$$S_m = \min\left(\frac{UTS}{2.4}, \frac{\sigma_y}{1.5}\right)$$

EN 13445 - (DBF)
$$f_d = \min\left(\frac{UTS}{2.4}, \frac{\sigma_y}{1.5}\right)$$

EN 13445 - (DBA)
$$f_d = \min\left(\frac{UTS}{1.875}, \frac{\sigma_y}{1.5}\right)$$

Le proprietà meccaniche dei materiali contemplati dalle normative sono dati in funzione della temperatura



Condizioni di carico/1

Le condizioni di carico più comuni da considerare includono:

- pressione interna ed esterna
- peso proprio
- azioni trasmesse dal peso di eventuali equipaggiamenti
- azioni trasmesse da:
 - componenti interne (internals)
 - supporti
- azioni cicliche e dinamiche prodotte da variazioni di pressione e temperatura
- vento, neve, sisma
- azioni impulsive, come quelle dovute al "colpo d'ariete"
- gradienti di temperatura ed espansione termica differenziale
- prova di pressurizzazione

È comunque responsabilità del produttore individuare **tutte le azioni che è possibile ritenere agiranno durante la vita operativa**, che possano risultare rilevanti ai fini della sicurezza, incluse quelle derivanti da **eventuali usi erronei ragionevolmente prevedibili** dell'attrezzatura stessa.



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Efficienza delle saldature/1

Molto spesso il componente in pressione include delle giunzioni saldate, la cui presenza tende a ridurre i valori di tensione ammissibile del componente stesso tramite un coefficiente detto "**efficienza**" della saldatura.

L'**efficienza** della saldatura dipende, in generale, dai seguenti fattori:

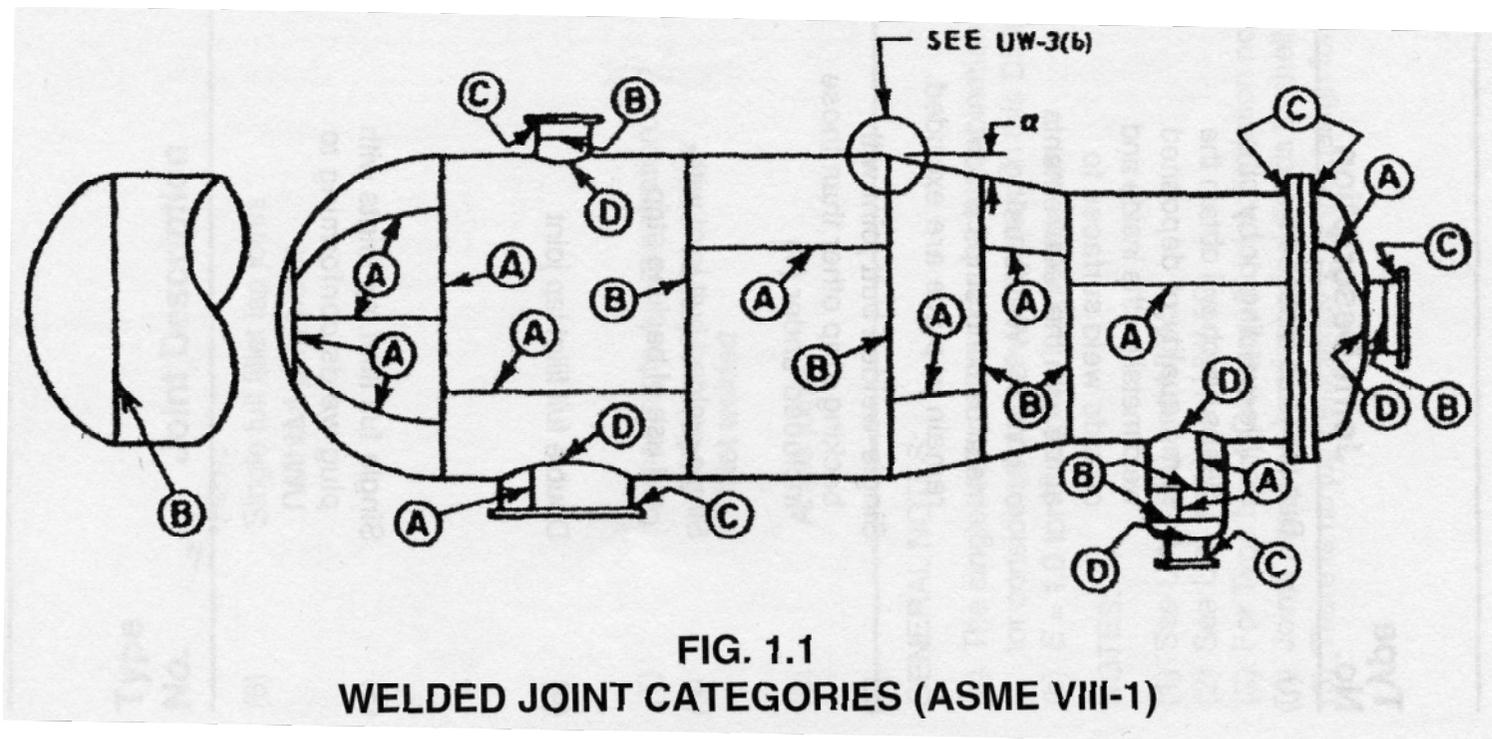
- tipologia di saldatura (di testa a p.p., d'angolo, etc.)
- controlli NDE o NDT ("Non Destructive Examination" o "Non Destructive Testing", es. US, X-ray, etc.) dopo saldatura
- spessore dei pezzi saldati
- temperature di esercizio
- tipologia di materiale base

Le diverse normative differiscono tra loro per il modo in cui viene esplicitata questa dipendenza.

Efficienza delle saldature/2

ASME VIII - Div. 1 (DBF)

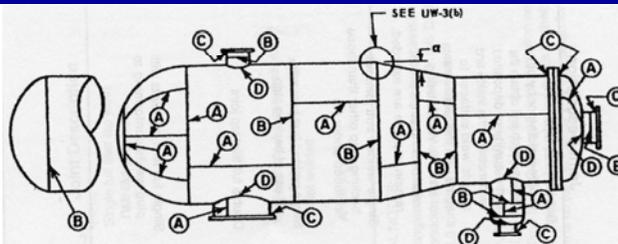
L'efficienza "E" dipende dalla posizione del giunto nel vessel ("category"), dalla tipologia di saldatura e dai controlli NDE ("type"), specificati in apposite tabelle.



Efficienza delle saldature/3 ASME VIII - Div. 1 (DBF)

Category

Tecnologia di saldatura



Controlli NDE

FIG. 1.1
WELDED JOINT CATEGORIES (ASME VIII-1)

TABLE 1.5
MAXIMUM ALLOWABLE JOINT EFFICIENCIES FOR ARC AND GAS WELDED JOINTS FOR VIII-1

Type No.	Joint Description	Limitations	Joint Category	Degree of Radiographic Examination		
				(a) Full [Note (1)]	(b) Spot [Note (2)]	(c) None
(1)	Butt joints as attained by double-welding or by other means which will obtain the same quality of deposited weld metal on the inside and outside weld surfaces to agree with the requirements of UW-35. Welds using metal backing strips which remain in place are excluded.	None	A, B, C & D	1.00	0.85	0.70
(2)	Single-welded butt joint with backing strip other than those included under (1)	(a) None except as in (b) below (b) Circumferential butt joints with one plate offset; see UW-13(b)(4) and Fig. UW-13.1, sketch (i)	A, B, C & D A, B & C	0.90 0.90	0.80 0.80	0.65 0.65
(3)	Single-welded butt joint without use of backing strip	Circumferential butt joints only, not over $\frac{5}{8}$ in. (16 mm) thick and not over 24 in. (600 mm) outside diameter	A, B & C	NA	NA	0.60
(4)	Double full fillet lap joint	(a) Longitudinal joints not over $\frac{3}{8}$ in. (10 mm) thick (b) Circumferential joints not over $\frac{5}{8}$ in. (16 mm) thick	A B & C [Note (3)]	NA NA	NA NA	0.55 0.55
(5)	Single full fillet lap joints with plug welds conforming to UW-17	(a) Circumferential joints [Note (4)] for attachment of heads not over 24 in. (600 mm) outside diameter to shells not over $\frac{1}{2}$ in. (13 mm) thick (b) Circumferential joints for the attachment to shells of jackets not over $\frac{5}{16}$ in. (16 mm) in nominal thickness where the distance from the center of the plug weld to the edge of the plate is not less than $1\frac{1}{2}$ times the diameter of the hole for the plug.	B C	NA NA	NA NA	0.50 0.50

Efficienza



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Efficienza delle saldature/4

ASME VIII - Div. 2 (DBA)

I giunti sono divisi in 6 "examination groups", in funzione del materiale, dello spessore e della tecnologia di saldatura.

**TABLE 1.3.1
EXAMINATION GROUPS (VIII-2)**

Parameter	Examination Group (1)					
	1a	1b	2a	2b	3a	3b
Permitted Material (1) (2)	All Materials in Annex 3.A	P-No.1 Gr 1 and 2, P-No. 8 Gr 1	P-No. 8 Gr 2 P-No 9A Gr 1 P-No 9B Gr 1 P-No. 11A Gr 1 P-No. 11A Gr 2 P-No. 10H Gr 1	P-No.1 Gr 1 and 2, P-No. 8 Gr 1	P-No. 8 Gr 2, P-No 9A Gr 1, P-No 9B Gr 1, P-No. 10H Gr 1	P-No.1 Gr 1 and 2, P-No. 8 Gr 1
Maximum thickness of governing welded joints	Unlimited (4)		30mm (1 3/16 in) for P-No 9A Gr 1 and P-No 9B Gr 1 16mm (5/8 in) for P-No. 8, Gr 2 (5) P-No. 11A Gr 1 P-No. 11A Gr 2 P-No. 10H Gr 1	50mm (2 in) for P-No.1 Gr 1 and P-No. 8 Gr 1; 30mm (1 3/16 in) for P-No.1 Gr 2	30mm (1 3/16 in) for P-No. 9A Gr 1 and P-No. 9B Gr 1; 16mm (5/8 in) for P-No.8, Gr 2 (5) P-No. 10H Gr 1	50mm (2 in) for P-No.1 Gr 1 and P-No. 8 Gr 1; 30mm (1 3/16 in) for P-No.1 Gr 2
Welding process	Unrestricted (4)		Mechanized Welding Only (3)		Unrestricted (4)	
Design basis (6)	Part 4 or Part 5 of this Division		Part 4 or Part 5 of this Division		Part 4 of this Division	



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Efficienza delle saldature/5

ASME VIII - Div. 2 (DBA)

Per ogni "examination group", in dipendenza anche dell'estensione dei controlli NDE e della "joint category", viene assegnata l'efficienza "E".

**TABLE 1.3.2
NDE REQUIREMENTS (VIII-2)**

Examination Group		1a	1b	2a	2b	3a	3b
		All Materials	P-No 1 Gr 1 & 2	P-No. 8 Gr 2 P-No 9A Gr 1 P-No 9B Gr 1 P-No. 11A Gr 1 P-No. 11A Gr 2	P-No 1 Gr 1 & 2	P-No 8 Gr 2 P-No 9A Gr 1 P-No 9B Gr 1	P-No 1 Gr 1 & 2
Permitted Materials		in Annex 3.A	P-No. 8 Gr 1	P-No. 10H Gr 1	P-No 8 Gr 1	P-No 10H Gr 1	P-No 8 Gr 1
Weld Joint Efficiency		1.0	1.0	1.0	1.0	0.85	0.85

Joint Category	Type of Weld (1)	Type of NDE (2)	Extent of NDE (10)(11)(12)							
			100%	100%	100%	100%	25%	10%	10%	10%
A	Full penetration butt weld	RT or UT MT or PT	100%	100%	100%	100%	25%	10%	10%	10%
B	1	Longitudinal joints	100%	100%	100%	100%	10%	10%	10%	10%
B	1	Circumferential joints on a shell	100%	100%	100%	100%	10%	10%	10%	10%
B	2,3	Circumferential joints on a shell with backing strip (9)	NA	100%	NA	25%	NA	25%	NA	10%
B	1	Circumferential joints on a nozzle where, d > 150mm (6 in) or t > 16mm (5/8 in)	100%	100%	100%	100%	10%	10%	10%	10%
B	2,3	Circumferential joints on a nozzle where d > 150 mm (6 in) or t > 16 mm (5/8 in) with backing strip (9)	NA	100%	NA	25%	NA	25%	NA	10%
B	1	Circumferential joints on a nozzle where d ≤ 150 mm (6 in) and t ≤ 16 mm (5/8 in)	100%	10%	100%	10%	10%	10%	10%	10%
A	1	All welds in spheres, heads and hemispherical heads to shells	100%	100%	100%	100%	25%	10%	10%	10%
B	1	Attachment of a conical shell with a cylindrical shell at an angle ≤ 30	100%	100%	100%	100%	10%	10%	10%	10%



Lezioni su “Boiler and Pressure Vessel”

Efficienza delle saldature/6

EN 13445 - (DBF)

I recipienti ed i relativi giunti sono divisi in 7 “testing groups”, in funzione del materiale, dei controlli NDT, dello spessore e della tecnologia di saldatura.

Table 6.6.1-1 — Testing groups for steel pressure vessels

Requirements	Testing group ^a						
	1a	1 1b	2a	2 2b	3a	3 3b	4 ^{b,j}
Permitted materials ^g	1 to 10	1.1, 1.2, 8.1	8.2, 9.1, 9.2, 9.3, 10	1.1, 1.2, 8.1	8.2, 9.1, 9.2, 10	1.1, 1.2, 8.1	1.1, 8.1
Extent of NDT for governing welded joints ^{e,h}	100 %	100 %	100 % - 10% ^d	100 % - 10% ^d	25 %	10 %	0 %
NDT of other welds	Defined for each type of weld in Table 6.6.2-1						
Joint coefficient	1	1	1	1	0.85	0.85	0.7
Maximum thickness for which specific materials are permitted	Unlimited	Unlimited	30 mm for groups 9.1, 9.2 16 mm for groups 9.3, 8.2, 10	50 mm for groups 1.1, 8.1 30 mm for group 1.2	30 mm for groups 9.2, 9.1 16 mm for groups 8.2, 10	50 mm for groups 1.1, 8.1 30 mm for group 1.2	12 mm for groups 1.1, 8.1
Welding process	Unlimited	Unlimited	Fully mechanical welding only ^c		Unlimited	Unlimited	Unlimited
Service temperature range	Unlimited	Unlimited	Unlimited	Unlimited	Unlimited	Unlimited	Limited to (-10 to +200) °C for group 1.1 (-50 to +300) °C for group 8.1



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Efficienza delle saldature/7

EN 13445 - (DBF)

Per ogni "Testing group" viene definito un "joint coefficient" z , corrispondente all'efficienza della saldatura

**Table 5.6-1 — Joint coefficient
and corresponding testing group**

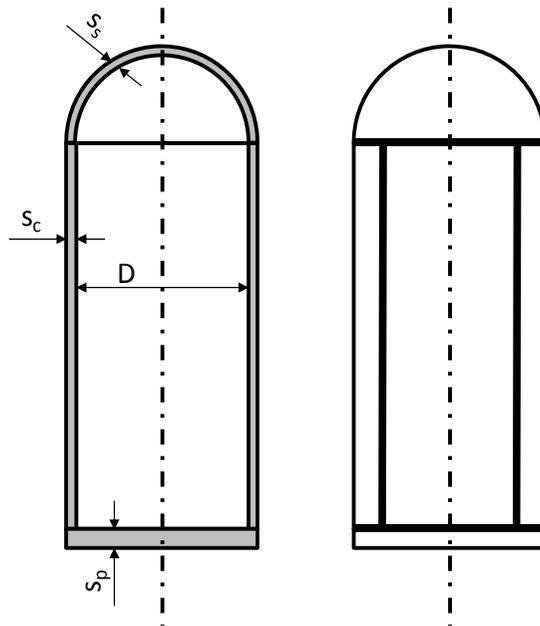
z	1	0,85	0,7
Testing Group	1, 2	3	4

Esercizio BPV-1

È richiesto di progettare un recipiente in pressione operante alla temperatura di 385 °C, in acciaio SA-182 Grade F12 (1 Cr 1/2 Mo). Il recipiente, mostrato nella figura, presenta della saldature circonferenziali e longitudinali a piena penetrazione.

Si determini la tensione ammissibile per il Codice ASME VIII Div. 1 e 2, assumendo di effettuare sulle saldature un controllo radiografico completo (100%) oppure "a spot" (10%).

Prop. Meccaniche in funzione della temp. (da ASME II)



T [°C] [°C]	Yield [MPa]	UTS [MPa]
20	221	414
65	207	410
100	198	405
125	192	402
150	187	398
200	180	398
250	174	398
300	170	398
325	167	398
350	165	398
375	163	398
400	161	398
425	158	398
450	155	398
475	151	391
500	147	375
525	142	355



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Esercizio BPV-1 - SOLUZIONE

Si interpolano i valori delle tensioni Yield ed UTS per la temperatura di 385 °C:

$$s_{y385} := 163 \text{ MPa} + \frac{(161 - 163) \cdot \text{MPa}}{(400 - 375)} \cdot (385 - 375) = 162.2 \text{ MPa}$$

$$\text{UTS}_{385} := 398 \text{ MPa}$$

Prop. Meccaniche in funzione della temp. (da ASME II)

T [°C] [°C]	Yield [MPa]	UTS [MPa]
20	221	414
65	207	410
100	198	405
125	192	402
150	187	398
200	180	398
250	174	398
300	170	398
325	167	398
350	165	398
375	163	398
400	161	398
425	158	398
450	155	398
475	151	391
500	147	375
525	142	355

Si ottengono i valori delle tensioni ammissibili:

$$S_{\text{m}} := \min \left[\left(\frac{\text{UTS}}{3.5} \right), \left(\frac{s_y}{1.5} \right) \right] = 108.133 \text{ MPa} \quad \text{ASME VIII-Div. 1}$$

$$S_{\text{m}} := \min \left[\left(\frac{\text{UTS}}{2.4} \right), \left(\frac{s_y}{1.5} \right) \right] = 108.133 \text{ MPa} \quad \text{ASME VIII-Div. 2}$$

Dalle Tabelle precedenti si ottengono i valori dell'efficienza:

$$E = 1.0 \quad \text{controllo radiografico completo (100%).}$$

$$E = 0.85 \quad \text{controllo radiografico "a spot" (10%).}$$



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Tensioni ideali e criteri di verifica/1

ASME VIII - Div. 1 (DBF) : Criterio di Lamé (max. tensione normale)

ASME VIII - Div. 2 (DBF) : Criterio di Tresca (max. tensione tangenziale)

ASME VIII - Div. 2 (DBA) : Criterio di Von Mises (energia di distorsione)

EN13445 (DBF+DBA) : Criterio di Tresca (max. tensione tangenziale)



Gusci cilindrici – Pressione interna/1

ASME VIII - Div. 1 (DBF)

Viene fornita una relazione per il calcolo dello spessore richiesto per i **gusci sottili**, basata sul criterio di Tresca (o di Lamé) e sul non superamento del limite di snervamento:

$$t = \frac{P \cdot R}{(S \cdot E - 0.6P)} \quad t < 0.5 \cdot R \quad \text{o} \quad P < 0.385 \cdot S \cdot E$$

Diagrammatic annotations for the equation above:

- Red arrow from "pressione" to P
- Red arrow from "raggio interno" to R
- Red arrow from "tensione ammissibile" to S
- Red arrow from "efficienza" to E

La formula è stata ottenuta modificando la relazione di Boyle & Mariotte, che fornirebbe:

$$\sigma_{id(Lamé \text{ o } Tresca)} = \frac{P \cdot R}{t} = S \cdot E \quad \Rightarrow \quad t = \frac{P \cdot R}{S \cdot E}$$

La modifica ha permesso di estendere il campo di applicazione della formula oltre il limite teorico ($t \leq 0.1 R$).



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Gusci cilindrici – Pressione interna/2

ASME VIII - Div. 1 (DBF)

Per i **gusci spessi**, si utilizza la seguente relazione:

$$t = R(Z^{1/2} - 1) \quad \text{dove: } Z = \frac{S \cdot E + P}{S \cdot E - P}$$

La formula è stata ottenuta dalla soluzione generale di Lamé, calcolando la tensione ideale omonima ed imponendo il non superamento del limite di snervamento:

$$\sigma_{id(Lamé)} = \sigma_{\theta\theta}(R) = P \frac{(R+t)^2 + R^2}{(R+t)^2 - R^2} = S \cdot E$$

$$(R+t)^2 + R^2 = \frac{S \cdot E}{P} [(R+t)^2 - R^2]$$

$$(R+t)^2 \left(1 - \frac{S \cdot E}{P}\right) + R^2 \left(1 + \frac{S \cdot E}{P}\right) = 0$$

$$\frac{(R+t)^2}{R^2} = \frac{\left(1 + \frac{S \cdot E}{P}\right)}{\left(\frac{S \cdot E}{P} - 1\right)} = \frac{(S \cdot E + P)}{(S \cdot E - P)}$$

$$\left(1 + \frac{t}{R}\right)^2 = \frac{(S \cdot E + P)}{(S \cdot E - P)} = Z$$

$$1 + \frac{t}{R} = Z^{1/2}$$

$$t = R(Z^{1/2} - 1)$$

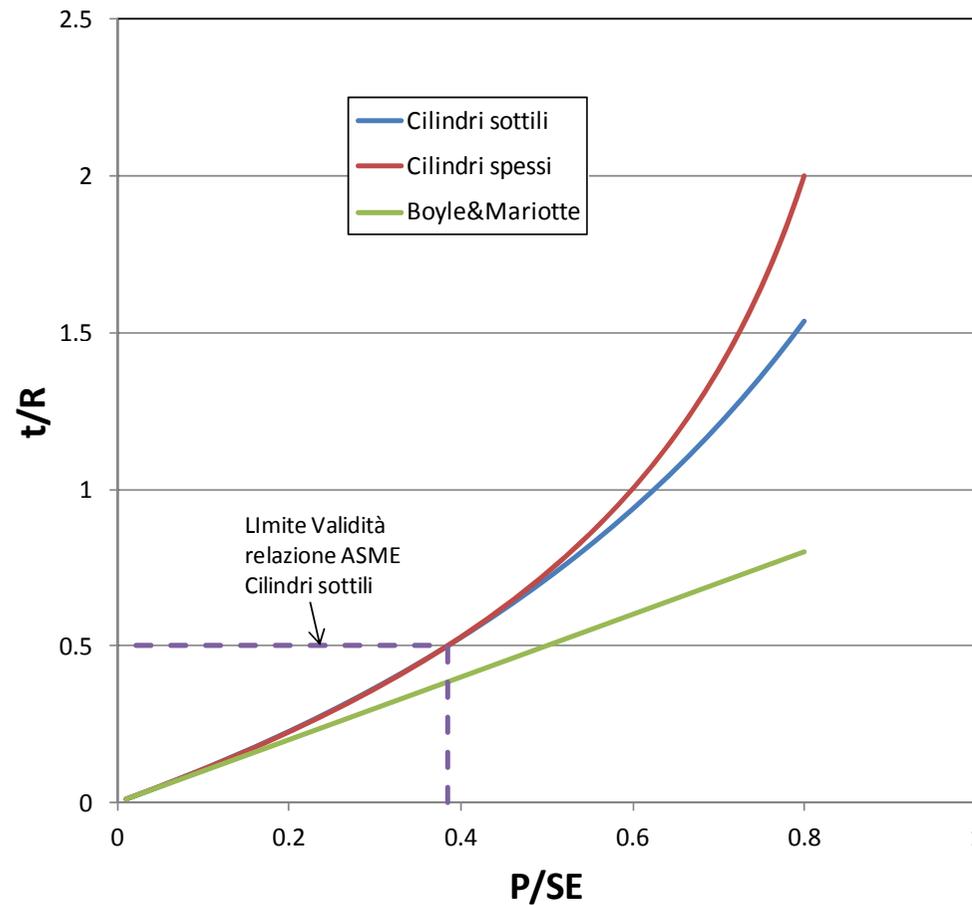


Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Gusci cilindrici – Pressione interna/3

ASME VIII - Div. 1 (DBF)

Confronto tra le diverse relazioni (Pressione limite di progetto = 3000 psi = 206.8 bar):





Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Gusci cilindrici – Pressione interna/4

ASME VIII - Div. 2

Viene fornita la seguente relazione, valida per ogni spessore:

$$t = R \left(e^{\frac{P}{S \cdot E}} - 1 \right)$$

Per ottenere la relazione precedente, si calcola la pressione necessaria alla completa plasticizzazione della sezione, secondo il criterio di Tresca:

$$\begin{cases} \sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta} = -r \frac{d\sigma_{rr}}{dr} \\ |\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta}| = \sigma_{\theta\theta} - \sigma_{rr} = \sigma_s \end{cases}$$

$$\frac{d\sigma_{rr}}{dr} = \frac{\sigma_s}{r}$$

$$\sigma_{rr}(r) = \sigma_s \cdot \ln(r) + C \quad + C.C. \quad \sigma_{rr}(R+t) = 0$$

$$\sigma_{rr}(r) = \sigma_s \cdot \ln\left(\frac{r}{R+t}\right)$$

$$t = R \left(e^{\frac{P}{\sigma_s}} - 1 \right)$$

$$t = R \left(e^{\frac{P}{S \cdot E}} - 1 \right)$$

$$S \cdot E \rightarrow \sigma_s$$

$$\sigma_{rr}(R) = -P = \sigma_s \cdot \ln\left(\frac{R}{R+t}\right)$$

$$\ln\left(\frac{R+t}{R}\right) = \frac{P}{\sigma_s}$$

$$\frac{R+t}{R} = e^{\frac{P}{\sigma_s}}$$

$$t = R \left(e^{\frac{P}{\sigma_s}} - 1 \right)$$

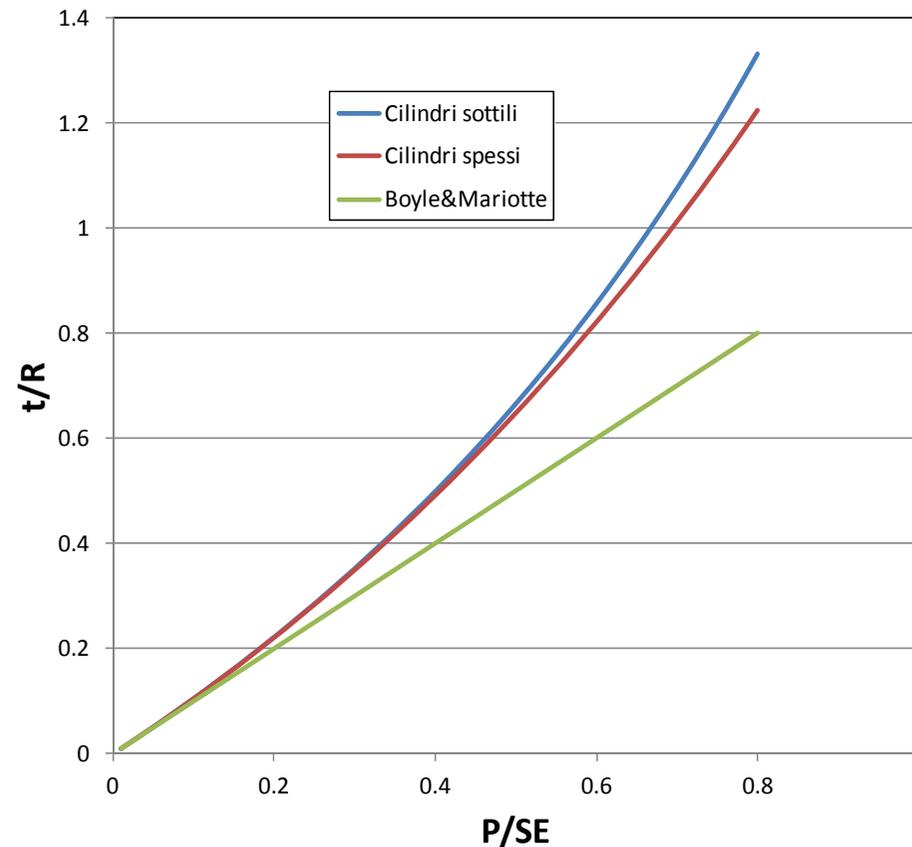


Gusci cilindrici – Pressione interna/5

ASME VIII - Div. 2

Viene fornita inoltre la seguente relazione, ottenuta modificando la relazione di Boyle&Mariotte per spessori sottili:

$$t = \frac{P \cdot R}{(S \cdot E - 0.5P)}$$



Nota : per la Div. 2 non ci sono veri limiti alla pressione di progetto, tuttavia, al di sopra di 10000 psi = 689 bar, si consiglia l'impiego della Div. 3.

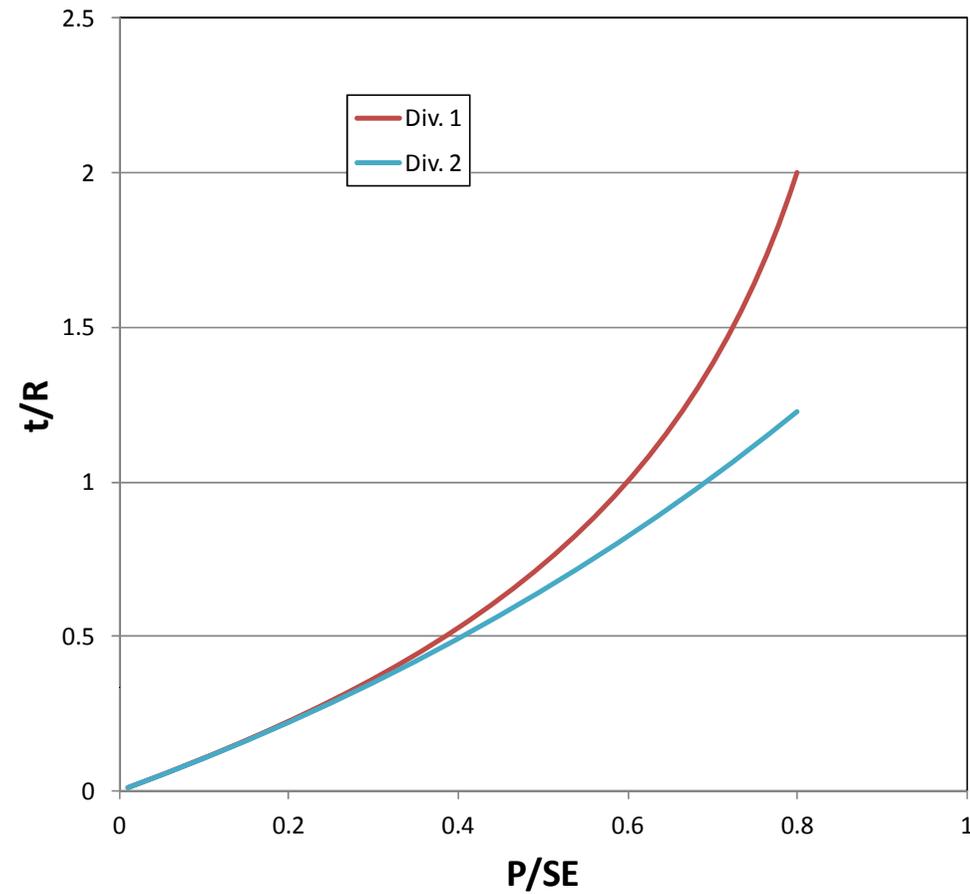


Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Gusci cilindrici – Pressione interna/6

ASME VIII - (DBF)

Confronto tra le relazioni Div. 1 e 2 per forti spessori:





Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Gusci cilindrici – Pressione interna/7

EN 13445 - (DBF)

Viene fornita la seguente relazione:

$$t = \frac{P \cdot D}{(2S \cdot E - P)} \quad \frac{t}{R} < 0.47$$

← diametro interno

La formula si ottiene calcolando il valore medio sullo spessore della tensione ideale secondo Tresca.

Se si supera il limite di validità è necessario passare al metodo DBA.



Gusci cilindrici – Pressione interna/7

EN 13445 - (DBF)

Dimostrazione della relazione:

$$\sigma_{\theta\theta} = P \frac{1 + \left(\frac{R+t}{r}\right)^2}{\left(\frac{R+t}{R}\right)^2 - 1}$$

$$\sigma_{rr} = P \frac{1 - \left(\frac{R+t}{r}\right)^2}{\left(\frac{R+t}{R}\right)^2 - 1}$$

$$\bar{\sigma}_{\theta\theta} = \frac{1}{t} \int_R^{R+t} P \frac{1 + \left(\frac{R+t}{r}\right)^2}{\left(\frac{R+t}{R}\right)^2 - 1} dr = \frac{P}{\left(\frac{R+t}{R}\right)^2 - 1}$$

$$\bar{\sigma}_{rr} = \frac{1}{t} \int_R^{R+t} P \frac{1 - \left(\frac{R+t}{r}\right)^2}{\left(\frac{R+t}{R}\right)^2 - 1} dr = -\frac{P}{\left(\frac{R+t}{R}\right)^2 + 1} \approx -\frac{P}{2} \quad (\text{spess.sott.})$$

$$\bar{\sigma}_{eq,(Tresca)} = \bar{\sigma}_{\theta\theta} - \bar{\sigma}_{rr} \approx \frac{P}{\left(\frac{R+t}{R}\right)^2 - 1} - \frac{P}{2} = \frac{P}{2} \frac{\left(\frac{R+t}{R}\right)^2 + 1}{\left(\frac{R+t}{R}\right)^2 - 1}$$

$$\frac{P}{2} \frac{\left(\frac{R+t}{R}\right)^2 + 1}{\left(\frac{R+t}{R}\right)^2 - 1} = S \cdot E$$

$$\left(\frac{R+t}{R}\right)^2 + 1 = 2 \frac{S \cdot E}{P} \left[\left(\frac{R+t}{R}\right)^2 - 1 \right]$$

$$\left(\frac{R+t}{R}\right)^2 \left(1 - 2 \frac{S \cdot E}{P}\right) = -\left(2 \frac{S \cdot E}{P} + 1\right)$$

$$t = R \frac{\left(2 \frac{S \cdot E}{P} + 1\right)}{\left(2 \frac{S \cdot E}{P} - 1\right)} - R = R \left[\frac{\left(2 \frac{S \cdot E}{P} + 1\right)}{\left(2 \frac{S \cdot E}{P} - 1\right)} - 1 \right] =$$

$$= R \frac{\left(2 \frac{S \cdot E}{P} + 1\right) - \left(2 \frac{S \cdot E}{P} - 1\right)}{\left(2 \frac{S \cdot E}{P} - 1\right)} =$$

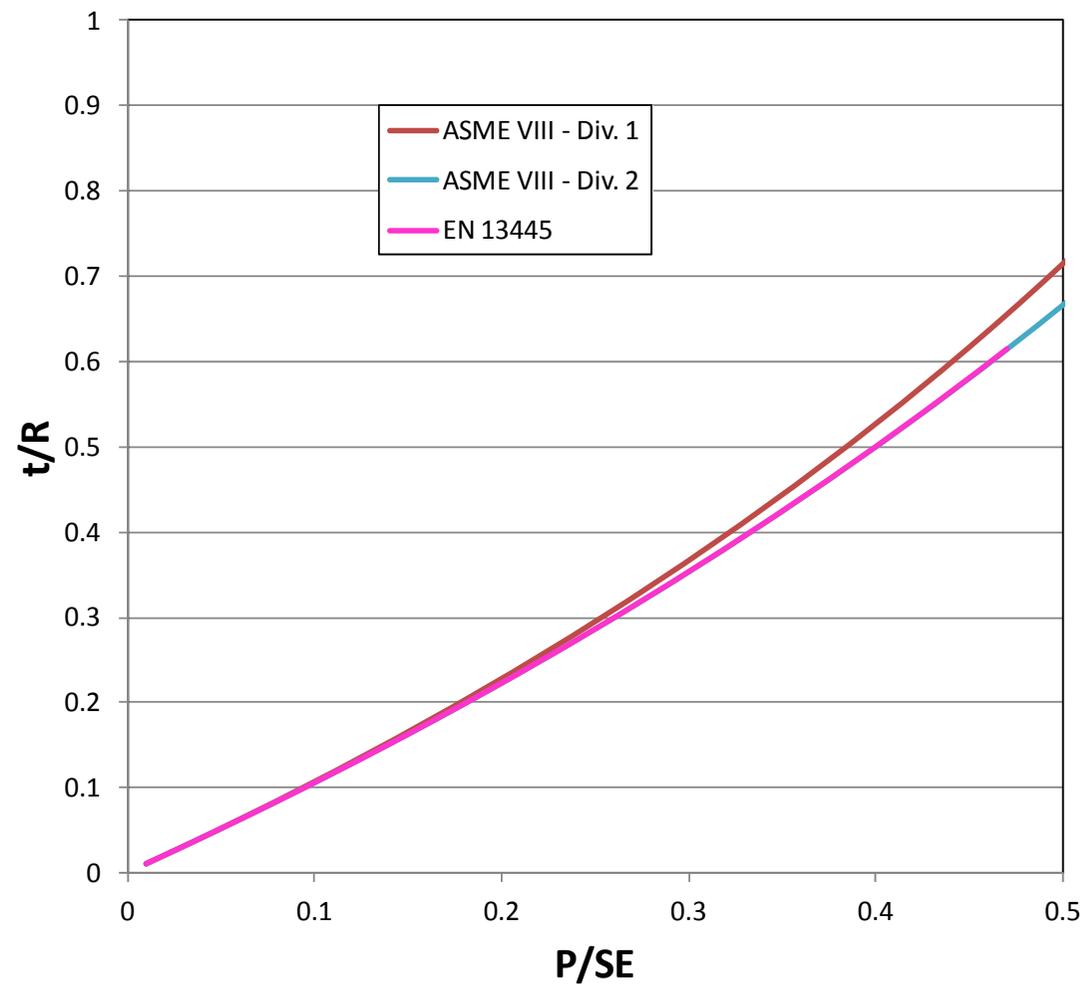
$$= R \frac{2}{\left(2 \frac{S \cdot E}{P} - 1\right)} = \frac{P \cdot D}{2S \cdot E - P}$$



Gusci cilindrici – Pressione interna/8

EN 13445 - (DBF)

Di seguito si riporta il confronto tra le relazioni ASME VIII ed EN 13445 per spessori sottili.

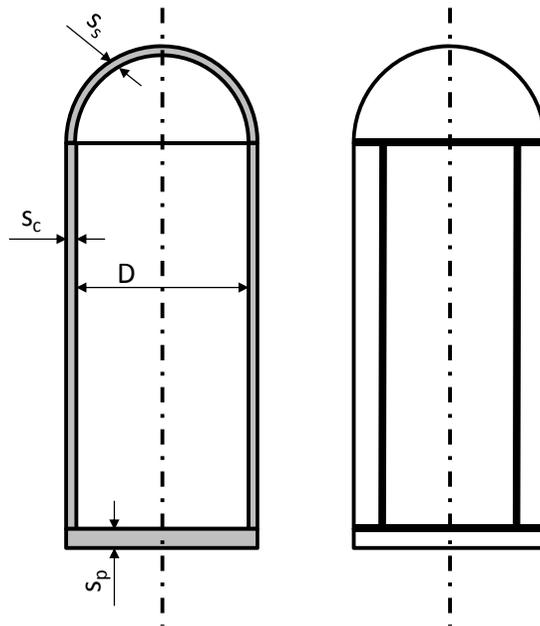


Esercizio BPV-2

Per il recipiente di cui all'esercizio BPV-1, ipotizzando una pressione interna di 200 bar, un diametro interno D pari ad 1 m ed una tensione ammissibile:

1. calcolata nel BPV-1, con controllo radiografico completo
2. $S=S_m=53$ MPa, con controllo a spot ($E=0.85$)

calcolare lo spessore minimo richiesto secondo ASME VIII Div. 1 e 2 per il fasciame cilindrico.



Esercizio BPV-2 - SOLUZIONE

Per le norme ASME VIII-Div. 1, nel caso 1 si ha $S=S_m=108$ MPa, $E=1.0$, per cui:

$$\frac{P}{S \cdot E} = 0.185 < 0.385, \text{ per cui si applica la relazione relativa agli spessori sottili, ottenendo:}$$

$$t := \frac{P \cdot R}{(S \cdot E - 0.6P)} = 0.104\text{m}$$

Nel caso 2 si ha $S=S_m=53$ MPa, $E=0.85$, per cui:

$$\frac{P}{S \cdot E} = 0.444 > 0.385, \text{ per cui si applica la relazione relativa agli spessori elevati, ottenendo:}$$

$$t := R \cdot \left(\frac{1}{Z^2} - 1 \right) = 0.306\text{m}$$

Per le norme ASME VIII-Div. 2, nel caso 1 si ha:

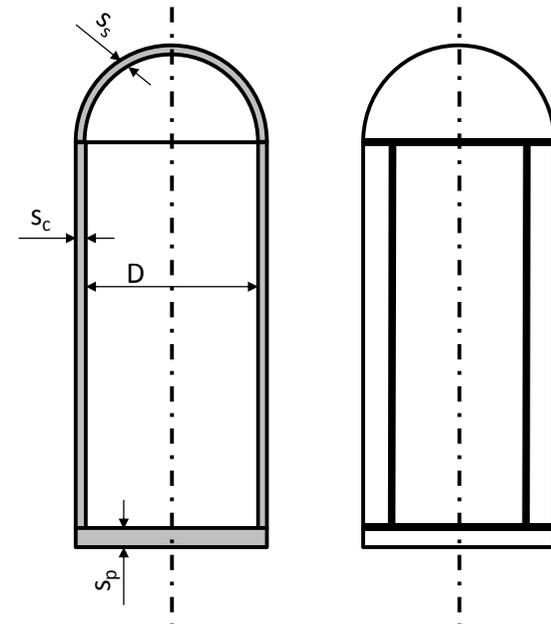
$$t := R \cdot \left(e^{\frac{P}{S \cdot E}} - 1 \right) = 0.102\text{m}$$

Nel caso 2 si ha $S=S_m=53$ MPa, $E=0.85$, per cui:

$$t := R \cdot \left(e^{\frac{P}{S \cdot E}} - 1 \right) = 0.279\text{m}$$

In questo caso non è necessario distinguere tra recipienti sottili e spessi, dato che la formula relativa a questi ultimi è sostanzialmente sempre valida. Comunque, per il caso 1, la relazione per spessori sottili fornirebbe:

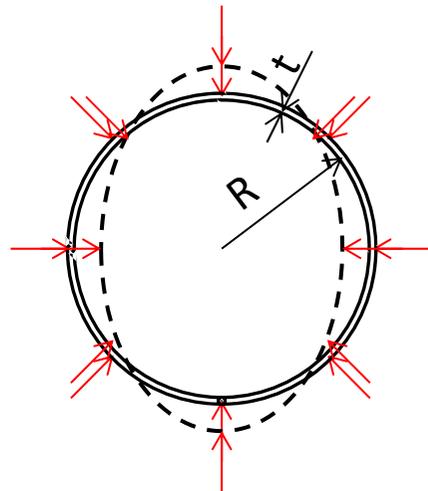
$$t := \frac{P \cdot R}{(S \cdot E - 0.5P)} = 0.102\text{m} \quad \text{cioè lo stesso valore ottenuto con la relazione per recipienti spessi.}$$



Gusci cilindrici – Pressione esterna/1

ASME VIII Div. 1 - (DBF)

Il principale meccanismo di cedimento, in particolare per gusci sottili, è il "buckling" del guscio.



La relazione base per il calcolo della minima pressione esterna in grado di provocare l'instabilizzazione di un guscio di lunghezza infinitamente grande è nota:

$$P_{cr} = 2 \cdot E_m \left(\frac{t}{D} \right)^3$$

modulo elastico

Nella norma si impiegano relazioni leggermente modificate, di cui la seguente è un esempio (una relazione simile è utilizzata nella EN13445):

coefficiente

$$P = \frac{2}{3} \cdot A \cdot E_m \left(\frac{t}{D} \right)$$

pressione
ammissibile

coeff. sicurezza

"A" è dato in un apposito diagramma come funzione dei rapporti L/D e D/t e, per L/D → ∞ (>10) si ha A → (t/D)².



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

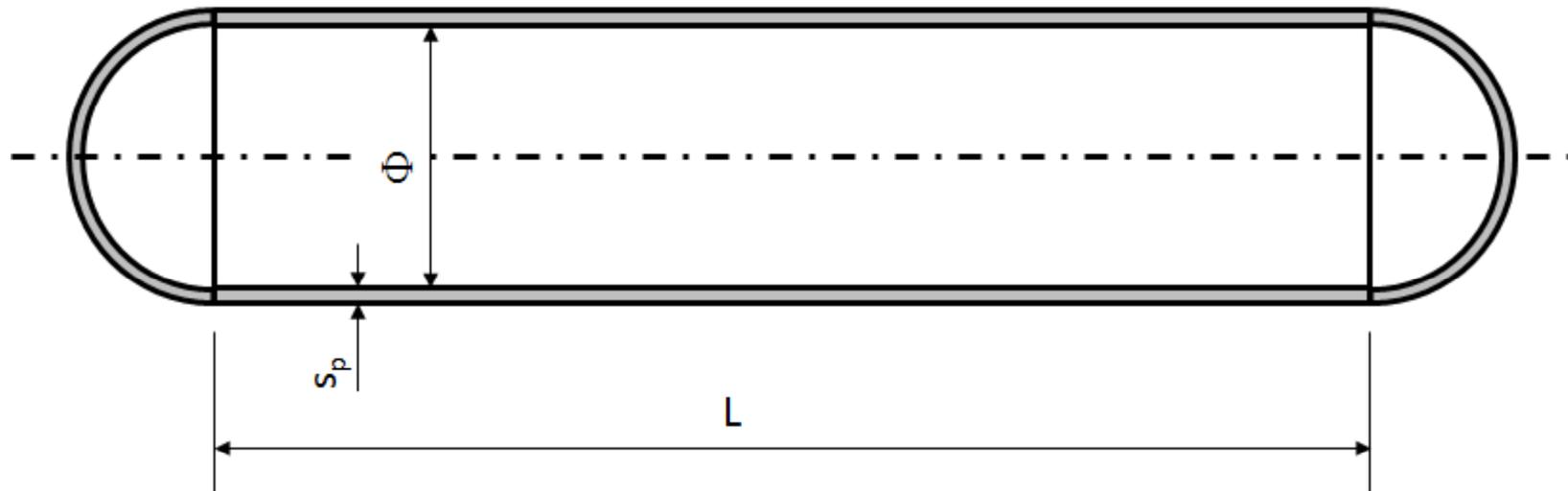
Esercizio BPV-3

Dato il recipiente cilindrico mostrato nella Figura, verificare se in esso può essere fatto il vuoto spinto, mantenendo un coefficiente di sicurezza almeno pari a 2, nel caso il materiale scelto sia:

- acciaio
- lega di alluminio

Dati:

- $\Phi = 1500$ mm
 - $s_p = 15$ mm
- $L = 15$ m





Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Esercizio BPV-3 - SOLUZIONE

Nel recipiente dato il rapporto L/D è abbastanza grande da giustificare l'uso della relazione generale. In presenza di Vuoto spinto all'interno si crea una pressione esterna che tende al valore di 1 bar. Il valore critico della pressione esterna vale:

Acciaio ($E_m = E_{m_st} = 210000$ MPa):

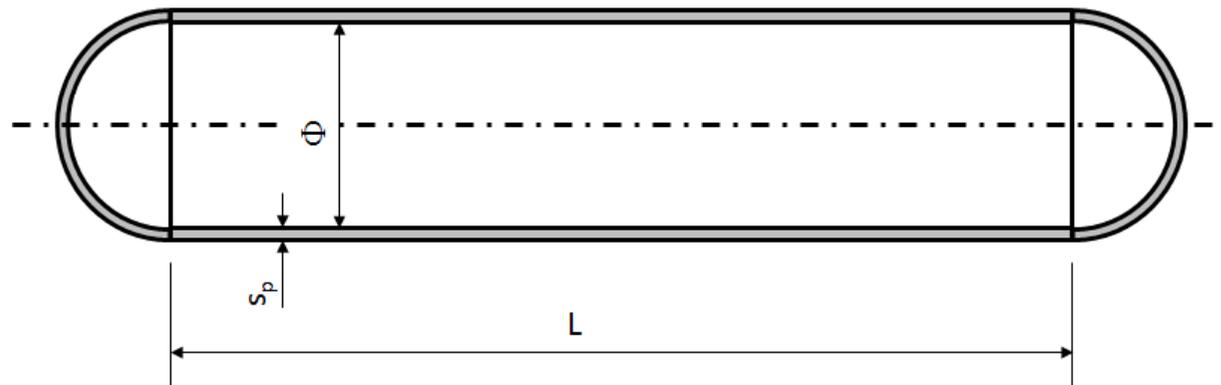
$$P_{cr_st} := 2 \cdot E_{m_st} \cdot \left(\frac{s_p}{D_0} \right)^3 = 4.2 \cdot \text{bar}$$

Coefficiente di sicurezza = 4.2, OK

Lega di alluminio ($E_m = E_{m_al} = 70000$ MPa):

$$P_{cr_al} := 2 \cdot E_{m_al} \cdot \left(\frac{s_p}{D_0} \right)^3 = 1.4 \cdot \text{bar}$$

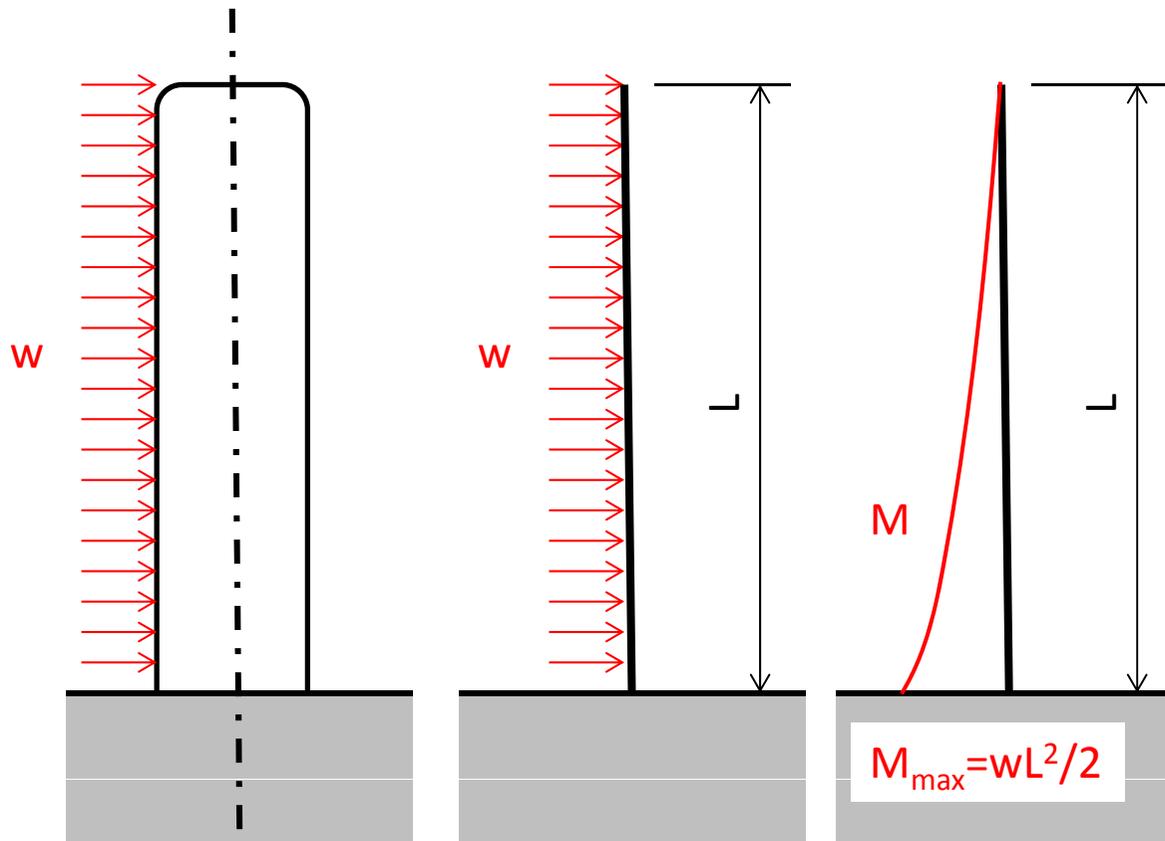
Coefficiente di sicurezza = 1.4 < 2, NO



Gusci cilindrici – Tensione longitudinale/1

ASME VIII Div. 1 - (DBF)

La tensione longitudinale, nei gusci cilindrici, è spesso dovuta, oltre che alla pressione esterna o interna, a carichi di altra natura (peso proprio, vento, neve, etc.), il cui contributo viene solitamente calcolato assimilando il recipiente ad una trave.



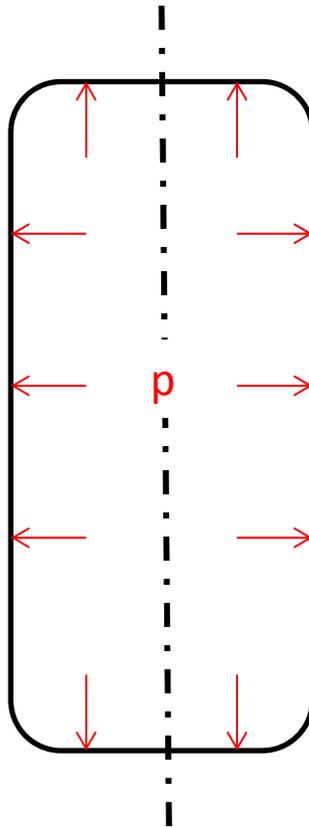
$$J = \frac{\pi[(D + 2t)^4 - D^4]}{64}$$

$$\sigma_{z,\max} = \frac{M_{\max}}{J} \frac{(D + 2t)}{2}$$

Gusci cilindrici – Tensione longitudinale/2

ASME VIII Div. 1 - (DBF)

Il contributo della pressione interna alla tensione longitudinale, nei gusci cilindrici, può essere ottenuto ipotizzando che quest'ultima sia semplicemente uniformemente ripartita sulla sezione, indipendentemente dalla sezione.



$$\sigma_z = \frac{\frac{P\pi(D+2t)^2}{4}}{\pi \left[\frac{(D+2t)^2 - (D)^2}{4} \right]} = P \frac{(D+2t)^2}{(D+2t)^2 - (D)^2}$$



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Gusci cilindrici – Tensione longitudinale/3

ASME VIII Div. 1 - (DBF)

I limiti sulla tensione longitudinale devono tener conto di:

- rottura nella zone tese (limite S·E)
- instabilità o rottura nelle zone compresse

La relazione base per il calcolo della minima tensione longitudinale di compressione in grado di provocare l'instabilità di un guscio di lunghezza infinitamente grande e piccolo spessore è nota:

$$\sigma_{cr} = 0.6 \cdot E_m \left(\frac{t}{R+t} \right)$$

Nella norma si impiegano relazioni leggermente modificate, di cui la seguente è un esempio:

$$\sigma_{cr} = 0.0625 \cdot E_m \left(\frac{t}{R+t} \right)$$

coeff. sicurezza ≈ 10

Infine, considerando anche le condizioni di rottura, si ha: $\sigma_{amm,c} = \min \left\{ \begin{array}{l} \sigma_{cr} \\ S \cdot E \end{array} \right.$



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Esercizio BPV-4

Dato il recipiente cilindrico mostrato nella Figura, verificare se in esso sono rispettati i limiti sulla tensione longitudinale. Dati:

$$\Phi = 1500 \text{ mm}$$

$$s_p = 5 \text{ mm}$$

$$P = 1 \text{ MPa}$$

$$L = 6000 \text{ mm}$$

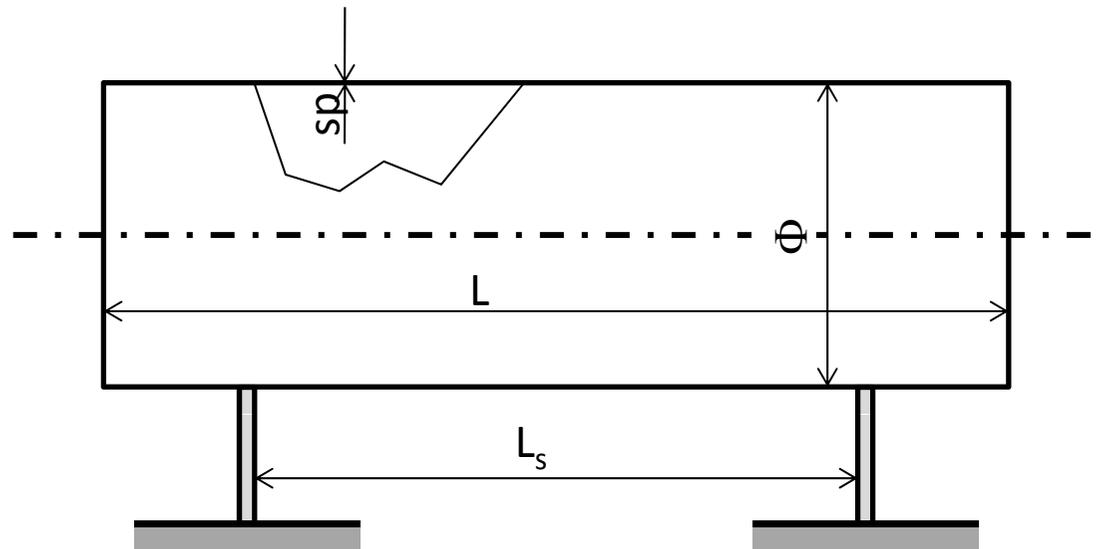
$$L_s = 4500 \text{ mm}$$

$$W = 500 \text{ kN}$$

$$S = S_m = 150 \text{ MPa}$$

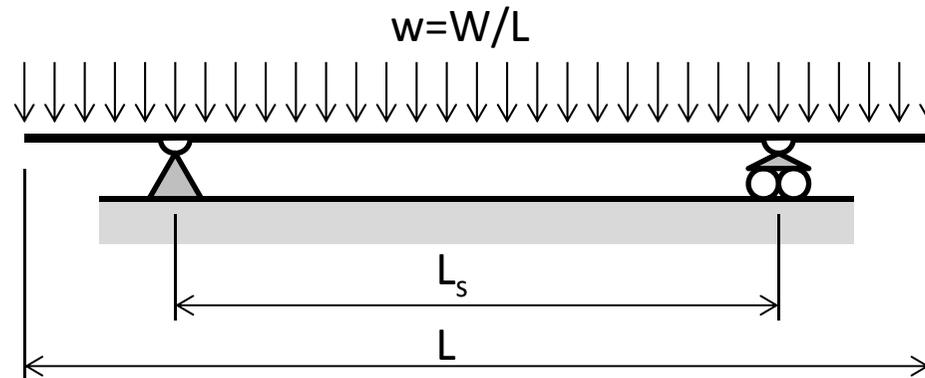
$$E = 1$$

Calcolare inoltre il valore di L_s che rende minime le tensioni massime dovute al peso proprio.

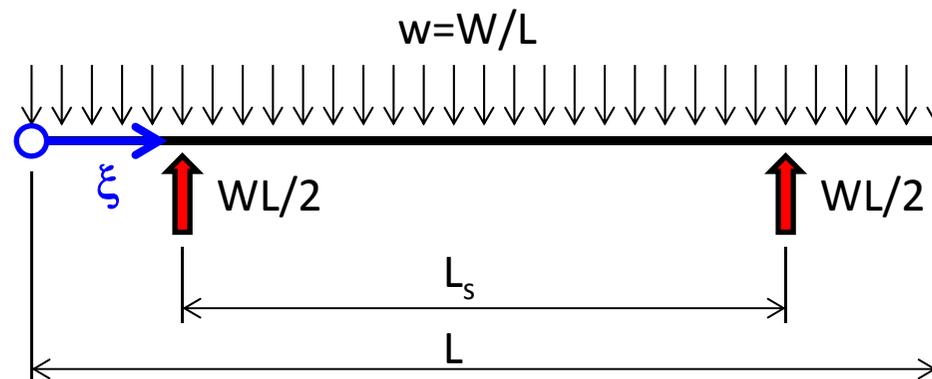


Esercizio BPV-4 -SOLUZIONE

Il recipiente può essere assimilato ad una trave semplicemente appoggiata soggetta ad un carico uniforme:



che, una volta calcolate le reazioni vincolari, fornisce il seguente diagramma di corpo libero:



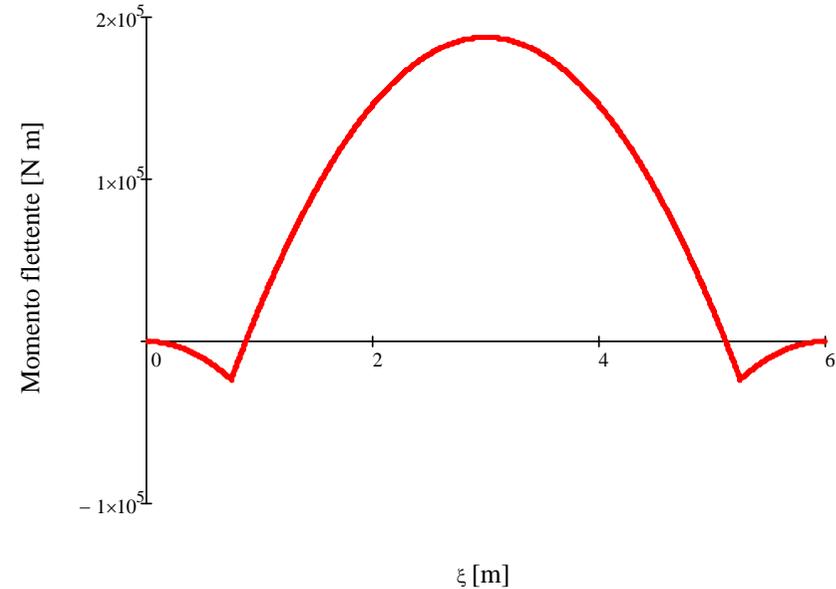


Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Esercizio BPV-4 -SOLUZIONE

Si ottiene in tal modo il seguente andamento del momento flettente:

$$M(\xi) := \begin{cases} \left[-w \cdot \frac{\xi^2}{2} \right] & \text{if } 0 \leq \xi \leq \frac{(L - L_s)}{2} \\ \left[-w \cdot \frac{\xi^2}{2} + \frac{W}{2} \cdot \left[\xi - \frac{(L - L_s)}{2} \right] \right] & \text{if } \frac{(L - L_s)}{2} < \xi \leq L - \frac{(L - L_s)}{2} \\ \left[-w \cdot \frac{(L - \xi)^2}{2} \right] & \text{otherwise} \end{cases}$$



il cui valore massimo si verifica per $\xi = L/2$ ed è pari a: $M\left(\frac{L}{2}\right) = 1.875 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{m}$

Le relative tensioni longitudinali si ottengono con la formula di Navier:

$$J_w := \frac{\pi}{64} \cdot \left[\left(\Phi + \frac{s_p}{2} \right)^4 - \left(\Phi - \frac{s_p}{2} \right)^4 \right] = 3.313 \times 10^9 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{z_max} := \frac{M\left(\frac{L}{2}\right)}{J} \cdot \frac{\left(\Phi + \frac{s_p}{2} \right)}{2} = 42.512 \text{ MPa}$$

Un ulteriore contributo alle tensioni longitudinali deriva dalla pressione interna:

$$\sigma_{z_p} := \frac{P \cdot \Phi}{4 \cdot s_p} = 75 \text{ MPa}$$



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Esercizio BPV-4 -SOLUZIONE

La verifica sulla tensione longitudinale viene condotta per il massimo valore di trazione, che si ottiene in presenza della pressione interna:

$$\sigma_{z_max} + \sigma_{z_p} = 117.512 \text{MPa} < SE = 150 \text{MPa, OK}$$

La verifica per il massimo valore di compressione, che si ottiene in assenza della pressione interna:

$$\sigma_{z_max} = 42.512 \text{MPa} < \sigma_{cr} := 0.0625 E_{m_st} \cdot \left(\frac{s_p}{\frac{D}{2} + \frac{s_p}{2}} \right) = 130.597 \text{MPa} \quad \text{OK}$$

Al fine di rispondere alla seconda domanda, si osserva che il momento massimo (in valore assoluto) può verificarsi sull'appoggio oppure al centro della trave. Il valore minimo (assoluto) si otterrà quando i due valori assoluti sono uguali:

$$\left| M \left(\frac{L - L_s}{2} \right) \right| = w \cdot \frac{(L - L_s)^2}{8}$$

$$\left| M \left(\frac{L}{2} \right) \right| = \frac{wL}{8} \cdot (L - 2L_s) \quad \text{se} \quad 0 < L_s < \frac{L}{2}$$

$$\left| M \left(\frac{L}{2} \right) \right| = \frac{wL}{8} \cdot (2L_s - L) \quad \text{se} \quad \frac{L}{2} \leq L_s < L$$



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Esercizio BPV-4 -SOLUZIONE

Esaminando separatamente i due casi:

$$0 < L_s < \frac{L}{2}$$

$$\left| M\left(\frac{L-L_s}{2}\right) \right| = w \cdot \frac{(L-L_s)^2}{8} = \left| M\left(\frac{L}{2}\right) \right| = \frac{wL}{8} \cdot (L-2L_s)$$

$$w \cdot \frac{(L-L_s)^2}{8} = \frac{wL}{8} \cdot (L-2L_s)$$

$$(L-L_s)^2 = L \cdot (L-2L_s)$$

$$L^2 - 2LL_s + L_s^2 = L^2 - 2LL_s$$

$$L_s = 0$$

$$\frac{L}{2} \leq L_s < L$$

$$\left| M\left(\frac{L-L_s}{2}\right) \right| = w \cdot \frac{(L-L_s)^2}{8} = \left| M\left(\frac{L}{2}\right) \right| = \frac{wL}{8} \cdot (2L_s - L)$$

$$w \cdot \frac{(L-L_s)^2}{8} = \frac{wL}{8} \cdot (2L_s - L)$$

$$(L-L_s)^2 = L \cdot (2L_s - L)$$

$$L^2 - 2LL_s + L_s^2 = 2LL_s - L^2$$

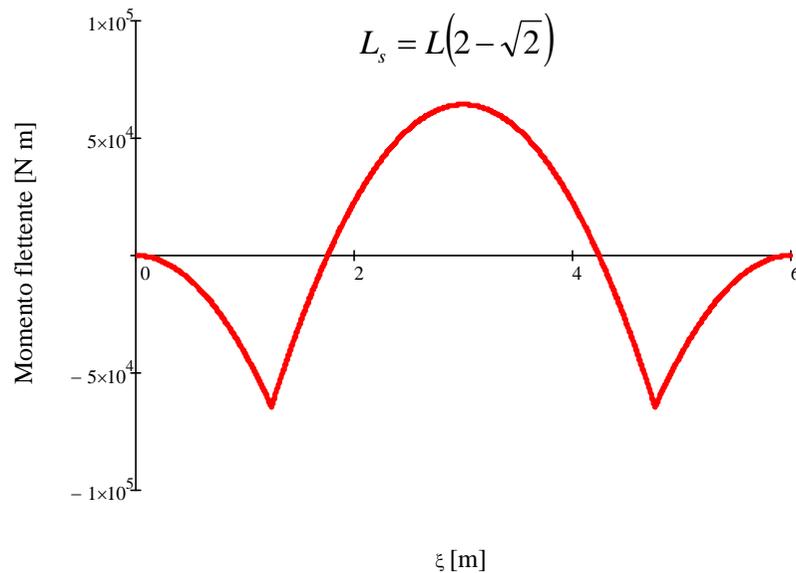
$$L_s^2 - 4LL_s + 2L^2 = 0$$

$$L_s = \frac{4L \pm \sqrt{16L^2 - 8L^2}}{2}$$

$$L_s = 2L \pm L\sqrt{2} = L(2 \pm \sqrt{2})$$

$$L_s = L(2 + \sqrt{2}) > L \quad \text{NO}$$

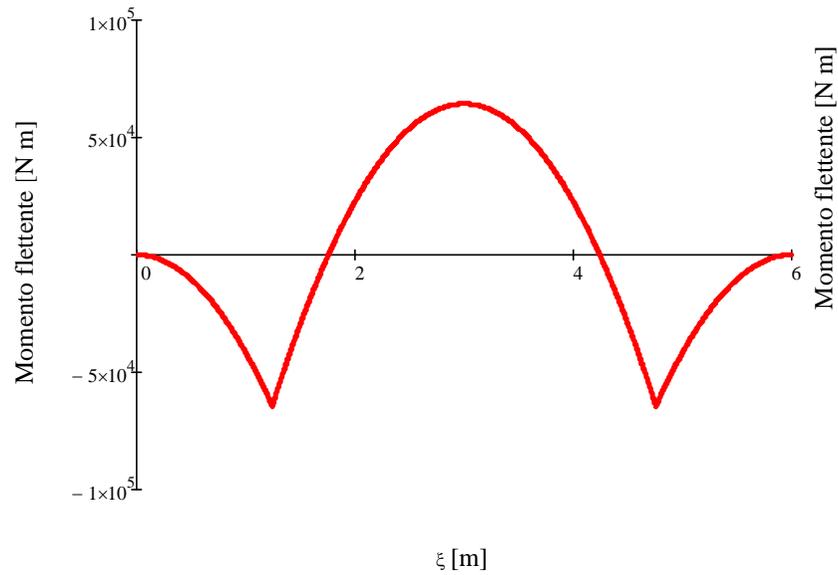
$$L_s = L(2 - \sqrt{2}) > \frac{L}{2}, < L \quad \text{OK}$$



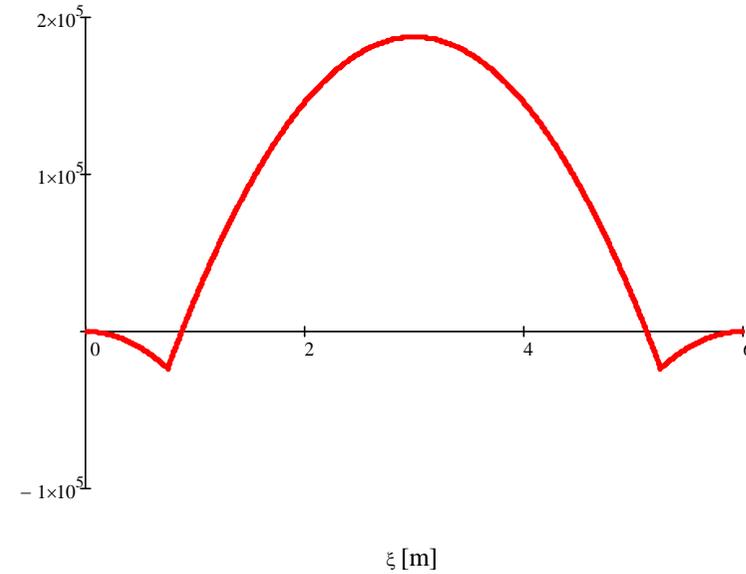


Esercizio BPV-4 - SOLUZIONE

Esaminando separatamente i due casi:



$$L_s = L(2 - \sqrt{2}) \approx 0.586L$$



$$L_s = \frac{3}{4}L$$



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Fondi/1 - Gusci sferici, pressione interna

ASME VIII - Div. 1 (DBF)

Viene fornita una relazione per il calcolo dello spessore richiesto per i **gusci sottili**, basata sul criterio di Tresca (o di Lamé) e sul non superamento del limite di snervamento:

$$t = \frac{P \cdot R}{(2 \cdot S \cdot E - 0.2P)} \quad t < 0.356 \cdot R \quad o \quad P < 0.665 \cdot S \cdot E$$

La formula è stata ottenuta modificando la relazione di Boyle & Mariotte, che fornirebbe:

$$\sigma_{id(Tresca)} = \frac{P \cdot R}{2t} = S \cdot E \quad \Rightarrow \quad t = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E}$$

La modifica ha permesso di estendere il campo di applicazione della formula oltre il limite teorico ($t \leq 0.1 R$).



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

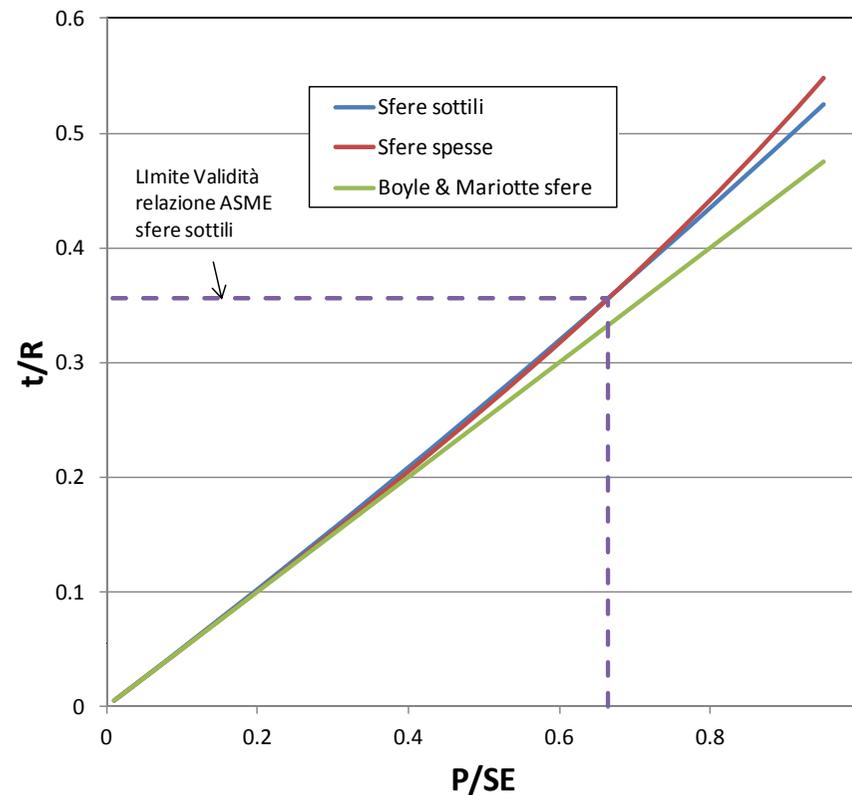
Fondi/2 - Gusci sferici, pressione interna

ASME VIII - Div. 1 (DBF)

Per i **gusci spessi**, si utilizza la seguente relazione:

$$t = R(Y^{1/3} - 1) \quad \text{dove } Y = \frac{2(S \cdot E + P)}{2 \cdot S \cdot E - P}$$

La formula è stata ottenuta dalla soluzione generale di Lamé, calcolando la tensione ideale omonima ed imponendo il non superamento del limite di snervamento:





Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

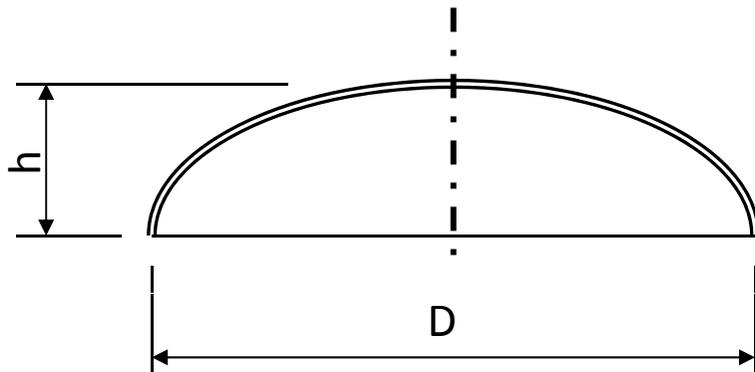
Fondi/3 - Gusci semi-ellittici, pressione interna

ASME VIII - Div. 1 (DBF)

Viene fornita una relazione per il calcolo dello spessore richiesto:

$$t = \frac{P \cdot D \cdot K}{(2 \cdot S \cdot E - 0.2P)}$$

$$K = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{D}{2h} \right)^2 \right]$$





Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Fondi/4 - Fondi piani, pressione interna

ASME VIII - Div. 1 (DBF)

Viene fornita una relazione per il calcolo dello spessore minimo richiesto per i **fondi piani circolari**, data da:

diametro su
cui agisce P

Coeff. per condizioni di vincolo $\in \{0.1-0.33\}$

$$t = d \left(\frac{C \cdot P}{S \cdot E} \right)^{1/2}$$

tensione ammissibile

efficienza

pressione

La formula è assimilabile a quella che fornisce la tensione ideale massima (secondo Tresca) per una piastra circolare caricata da una pressione uniforme:

$$\sigma_{id(Tresca)} = \gamma \cdot P \left(\frac{d}{t} \right)^2 = S \cdot E$$

γ = coefficiente dipendente dalla condizioni di vincolo



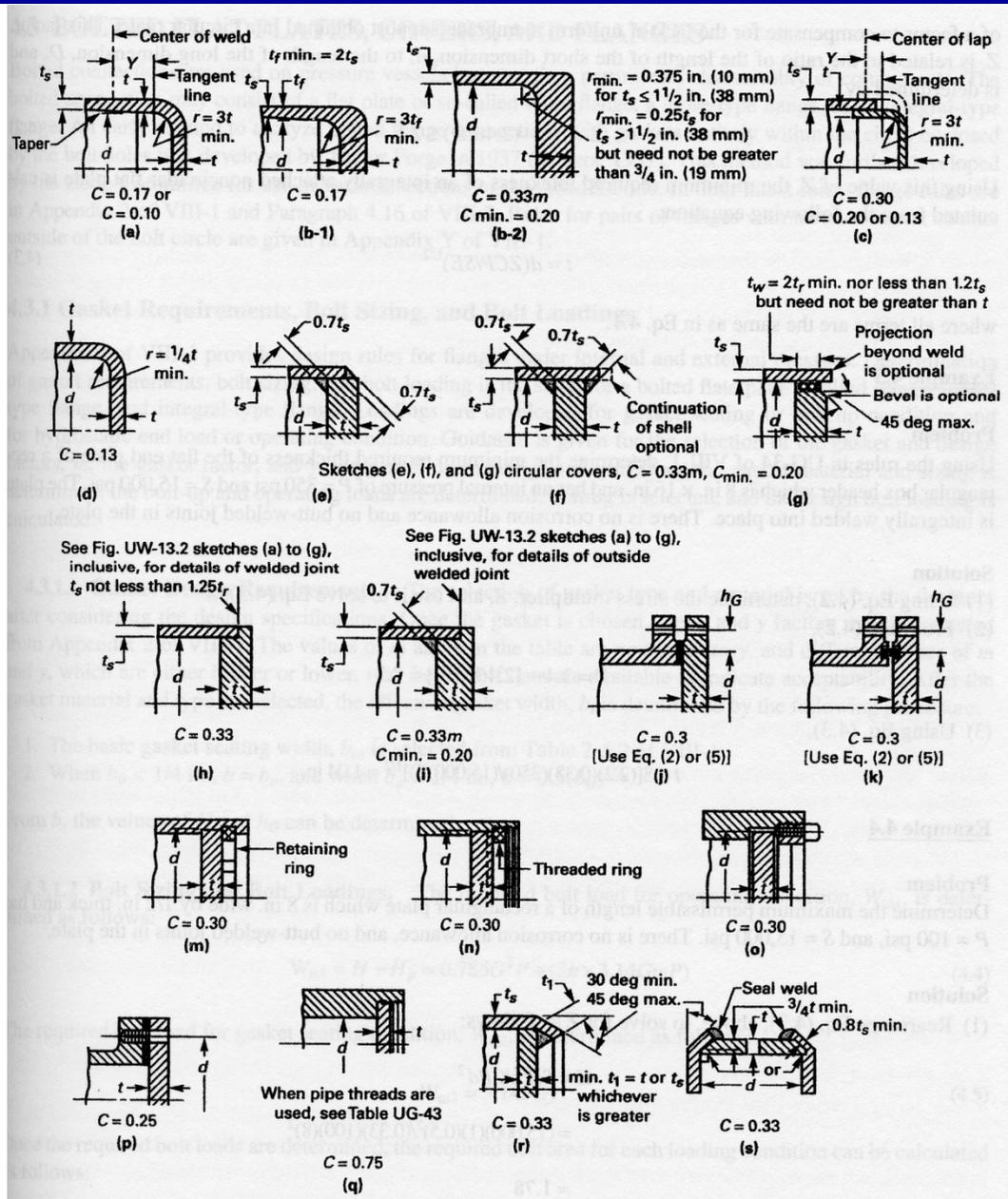
Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Fondi/5 - Fondi piani

ASME VIII - Div. 1 (DBF)

Coefficiente C e diametro effettivo d per casi notevoli:

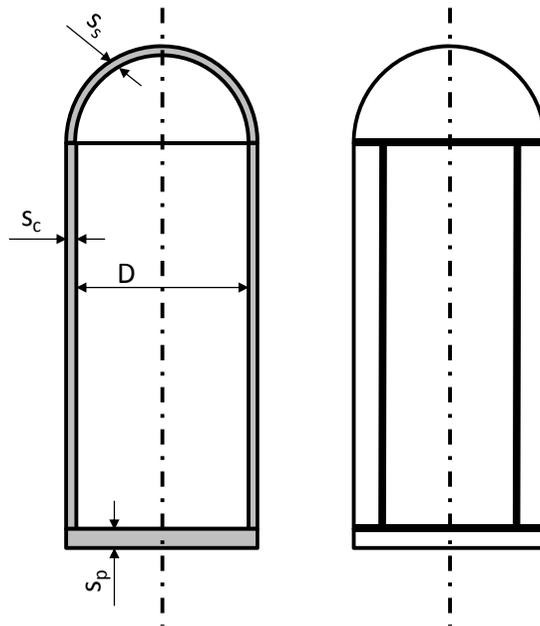
Corso di "Costruzione di macchine"
Anno accademico 2013-4



Esercizio BPV-5

Per il recipiente di cui all'esercizio BPV-1, ipotizzando una pressione interna di 200 bar, un diametro interno D pari ad 1 m ed una tensione ammissibile:

1. calcolata nel BPV-1, con controllo radiografico completo
 2. $S=S_m=53$ MPa, con controllo a spot ($E=0.85$)
- calcolare lo spessore minimo richiesto secondo ASME VIII Div. 1 per il fondo emisferico superiore e per il fondo piano inferiore.





Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Esercizio BPV-5 - SOLUZIONE

Per il fondo emisferico le norme ASME VIII-Div. 1, nel caso 1 si ha $S=S_m=108$ MPa, $E=1.0$, per cui:

$$\frac{P}{S \cdot E} = 0.185 < 0.665, \text{ per cui si applica la relazione relativa agli spessori sottili, ottenendo:}$$

$$t_w := \frac{P \cdot R}{(2S \cdot E - 0.2 \cdot P)} = 0.047 \text{ m}$$

Nel caso 2 si ha $S=S_m=53$ MPa, $E=0.85$, per cui:

$$\frac{P}{S \cdot E} = 0.444 < 0.665, \text{ per cui si applica ancora la relazione relativa agli spessori sottili, ottenendo:}$$

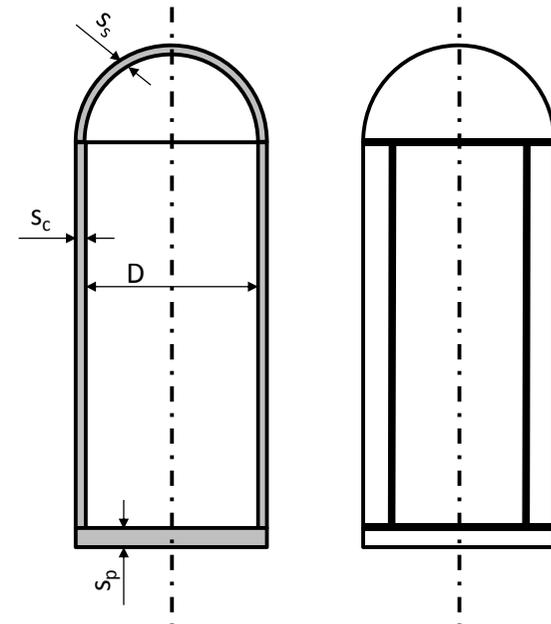
$$t_w := \frac{P \cdot R}{(2S \cdot E - 0.2 \cdot P)} = 0.116 \text{ m}$$

Per il fondo piano, nel caso 1 si ha:

$$t_w := D \cdot \left(\frac{C_0 \cdot P}{S \cdot E} \right)^{\frac{1}{2}} = 0.247 \text{ m}$$

Nel caso 2:

$$t_w := D \cdot \left(\frac{C_0 \cdot P}{S \cdot E} \right)^{\frac{1}{2}} = 0.383 \text{ m}$$





Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Penetrazioni (Openings)/1

ASME VIII - Div. 1 (DBF)

- introducendo un'apertura, si elimina materiale e si interrompe il flusso delle tensioni attraverso tale materiale
- si rende quindi necessario rimpiazzare il materiale mancante con altro materiale, sufficientemente vicino all'apertura da poter essere interessato dal flusso delle tensioni
- Il materiale sostitutivo può essere fornito da un surplus di spessore del vessel, rispetto al minimo richiesto, oppure da appositi rinforzi collocati nella zona dell'apertura
- nel seguito si vedranno quindi:
 - i limiti geometrici entro cui deve essere contenuto il materiale che può sostenere le tensioni
 - i valori dell'area necessaria per la trasmissione delle tensioni nella zona dell'apertura
 - i valori dell'area derivante dal materiale già disponibile, nello spessore del vessel e del rinforzo
 - eventuali disposizioni di rinforzi aggiuntivi

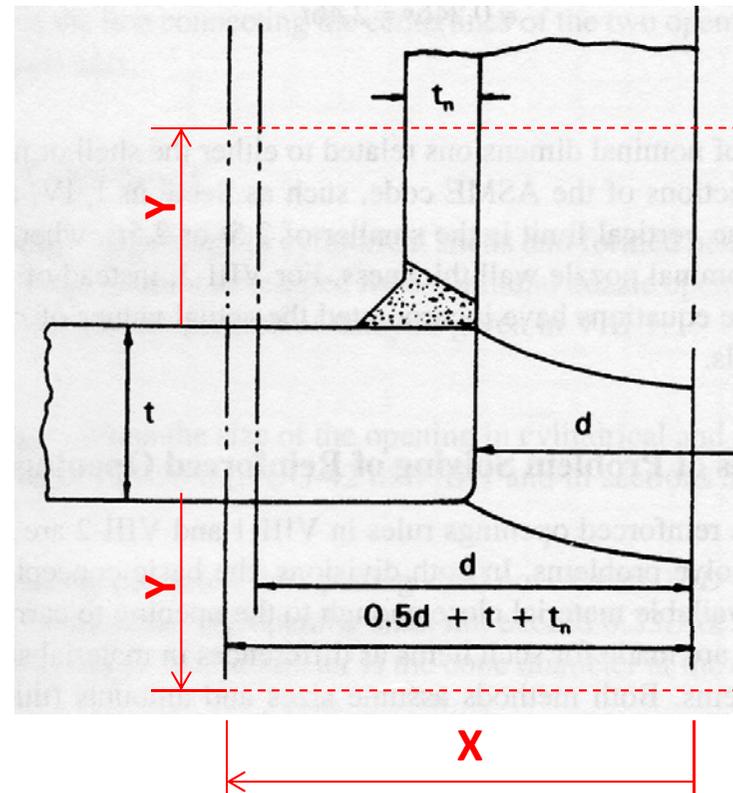
Penetrazioni (Openings)/2 – Limiti geometrici delle zone di rinforzo

ASME VIII - Div. 1 (DBF)

Limiti sulle dimensioni per validità regole seguenti (altrimenti regole aggiuntive):

- $D < 60$ in. (1524 mm), $d < 0.5D$ o 20 in. (508 mm)
- $D > 60$ in. (1524 mm), $d < 0.33D$ o 40 in. (1016 mm)

$$Y = \min \begin{cases} 2.5 \cdot t \\ 2.5 \cdot t_n \end{cases}$$



$$X = \max \begin{cases} d \\ 0.5d + t + t_n \end{cases}$$



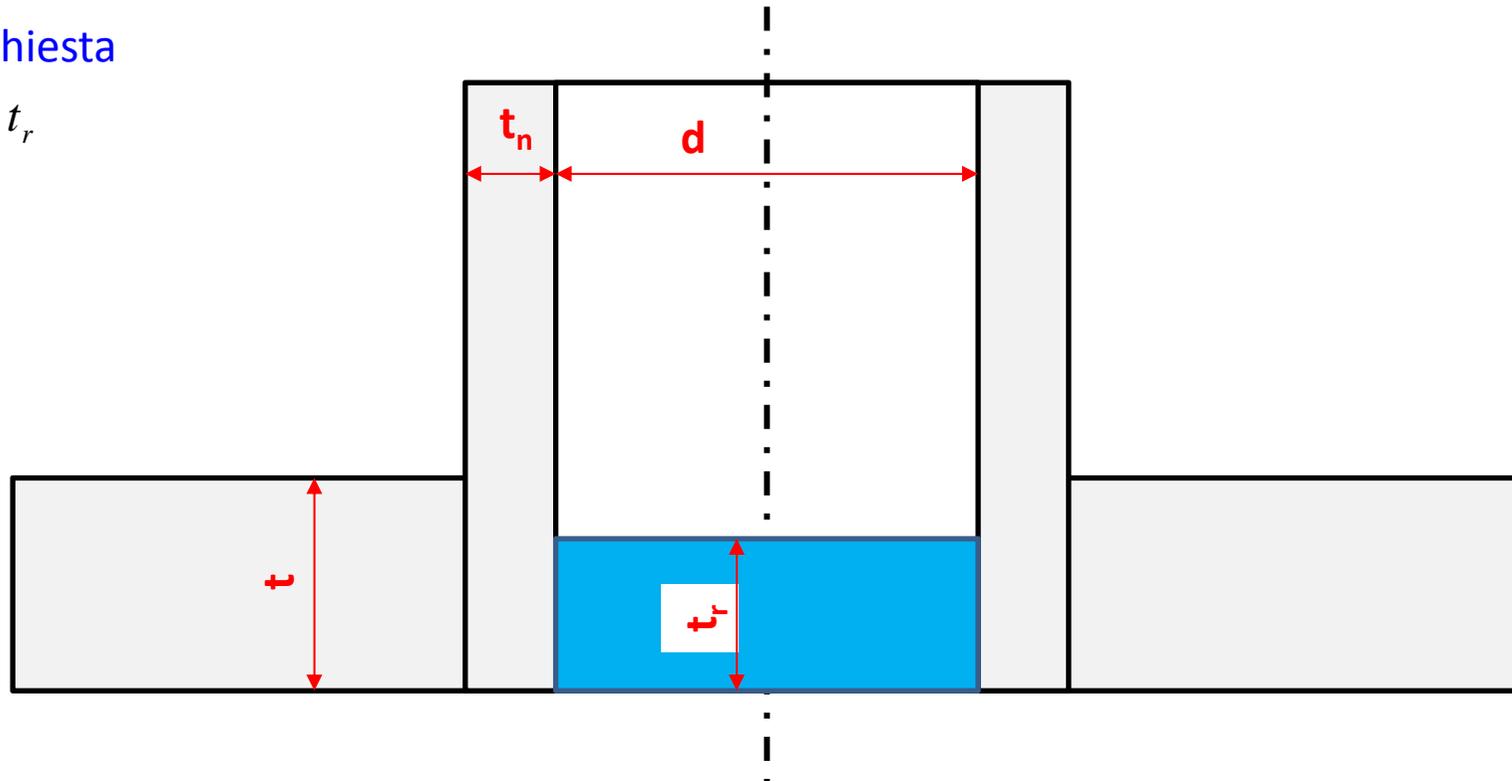
Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Penetrazioni (Openings)/3 – Area di rinforzo richiesta

ASME VIII - Div. 1 (DBF)

Area richiesta

$$A_r = d \cdot t_r$$

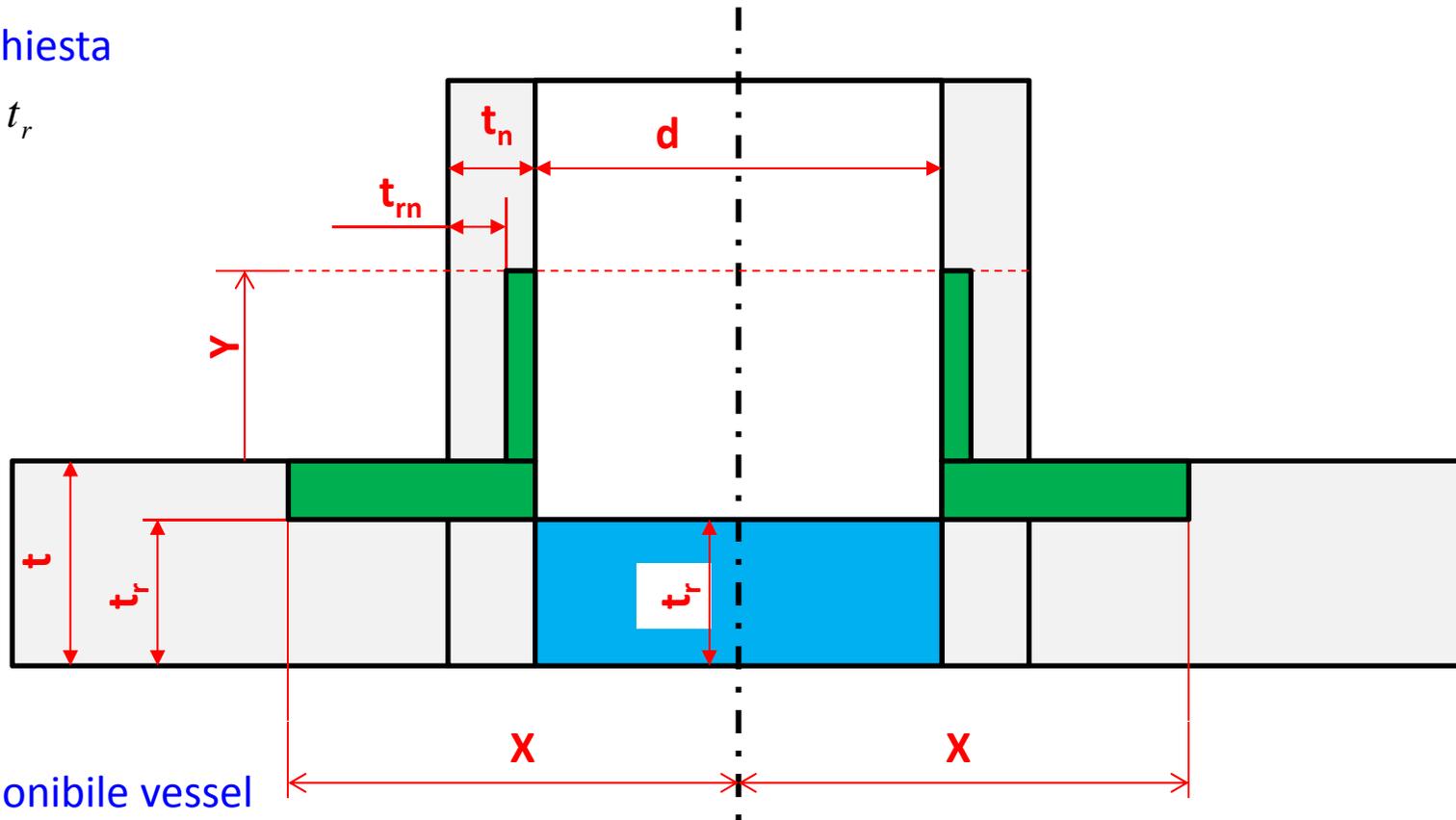


Penetrazioni (Openings)/4 – Area di rinforzo disponibile

ASME VIII - Div. 1 (DBF)

Area richiesta

$$A_r = d \cdot t_r$$



Area disponibile vessel

$$A_1 = (2X - d) \cdot (t - t_r)$$

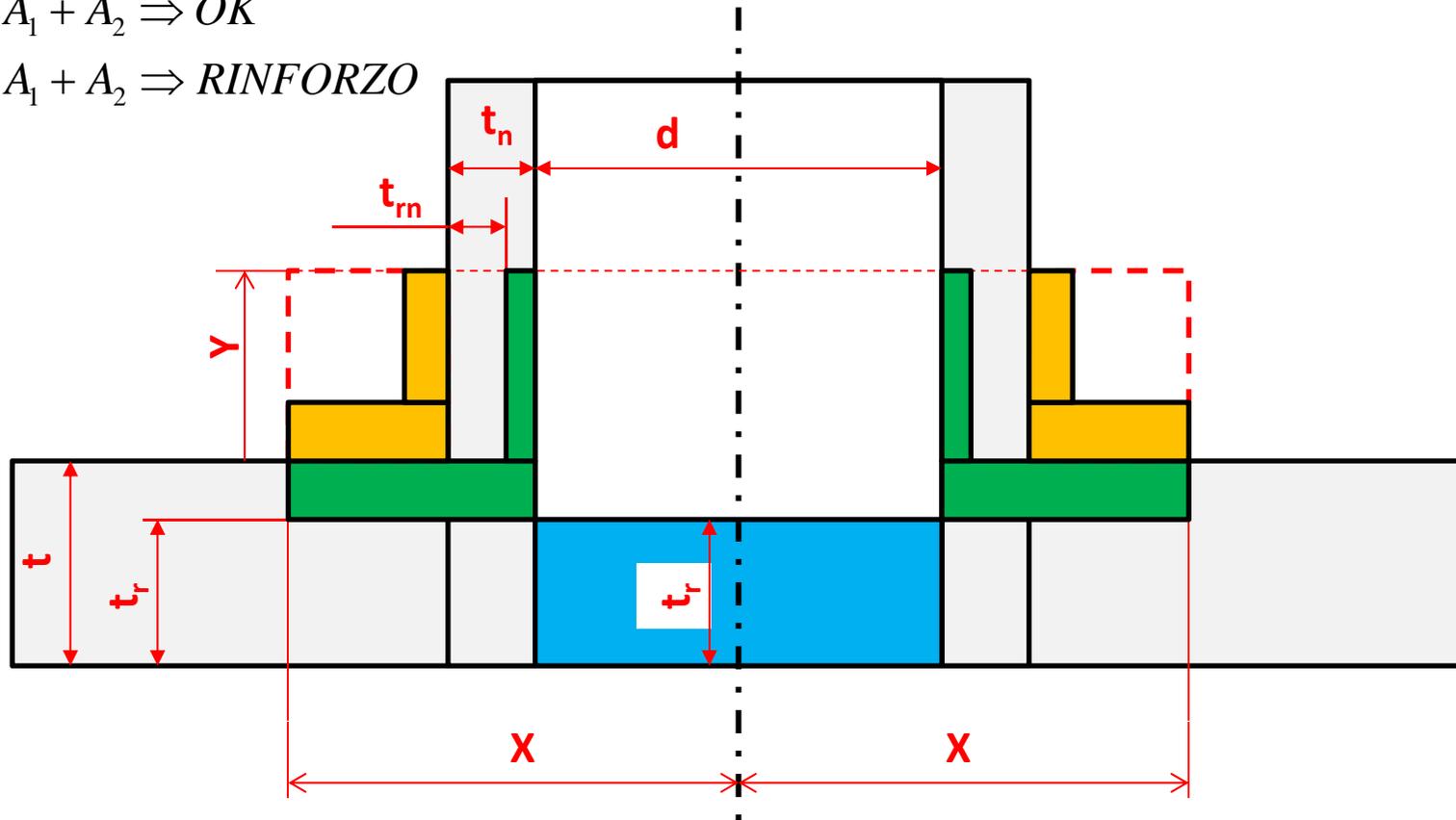
Area disponibile penetrazione

$$A_2 = 2Y \cdot (t_n - t_m)$$

Penetrazioni (Openings)/5 – Area di rinforzo disponibile

ASME VIII - Div. 1 (DBF)

Se $A_r \leq A_1 + A_2 \Rightarrow OK$
 Se $A_r > A_1 + A_2 \Rightarrow RINFORZO$



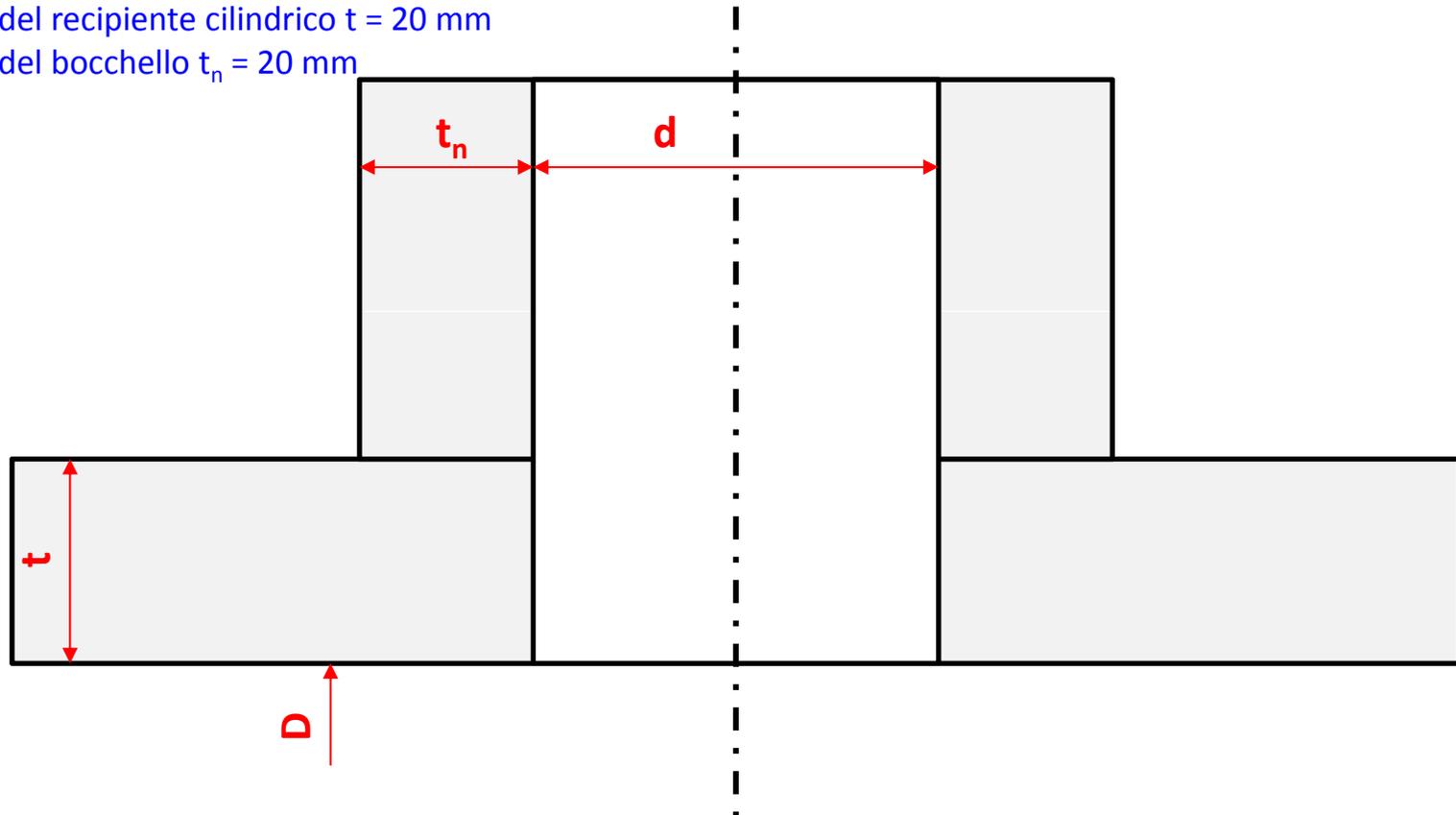


Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Esercizio BPV-6

Determinare, in accordo con ASME VIII_Div. 1, l'entità del rinforzo richiesto per un bocchello ("nozzle") avente diametro interno $d=150$ mm, da inserire in un recipiente cilindrico avente le seguenti caratteristiche:

- pressione interna di 5 MPa;
- diametro interno $D = 1$ m
- temperatura di progetto = 204 °C
- tensione ammissibile a 204 °C (efficienza $E=1$, nessuna correzione per corrosione):
 - materiale del vessel (SA-516 Gr. 70) $S_v=138$ MPa
 - materiale del bocchello (SA-506 Gr. B) $S_n=118$ MPa
- spessore del recipiente cilindrico $t = 20$ mm
- spessore del bocchello $t_n = 20$ mm



Esercizio BPV-6 SVOLGIMENTO

Limiti sulle dimensioni soddisfatti

- $D=1000 \text{ mm} < 60 \text{ in. (1524 mm)}$, $d=150 \text{ mm} < 0.5D \text{ (500 mm)}$ o 20 in. (508 mm)

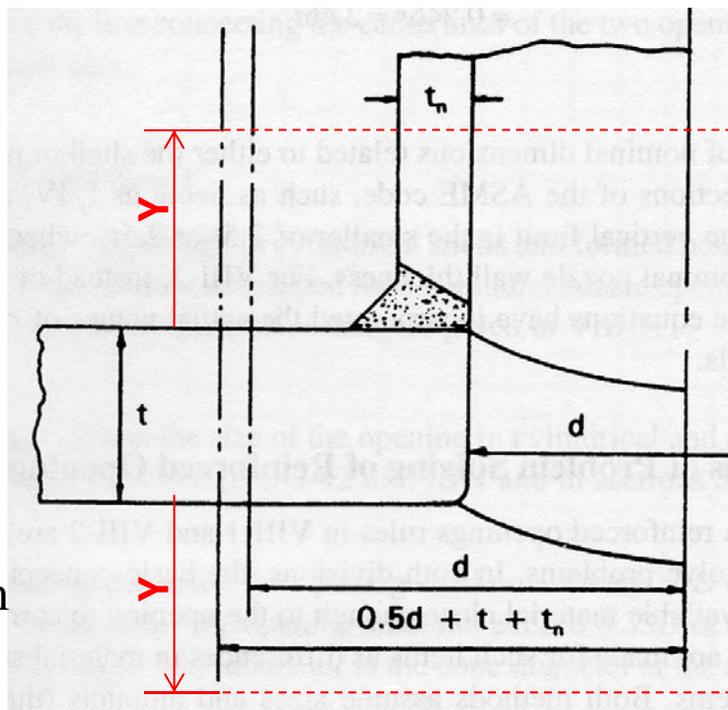
Spessore minimo vessel

$$t_r := \frac{P \cdot R}{(S_v \cdot E - 0.6P)} = 18.519 \cdot \text{mm}$$

Spessore minimo nozzle

$$t_{rn} := \frac{P \cdot R_n}{(S_n \cdot E - 0.6P)} = 3.261 \cdot \text{mm}$$

$$Y := \min(2.5 \cdot t, 2.5 \cdot t_n) = 50 \text{ mm}$$



$$X := \max\left(d, \frac{d}{2} + t + t_n\right) = 150 \text{ mm}$$



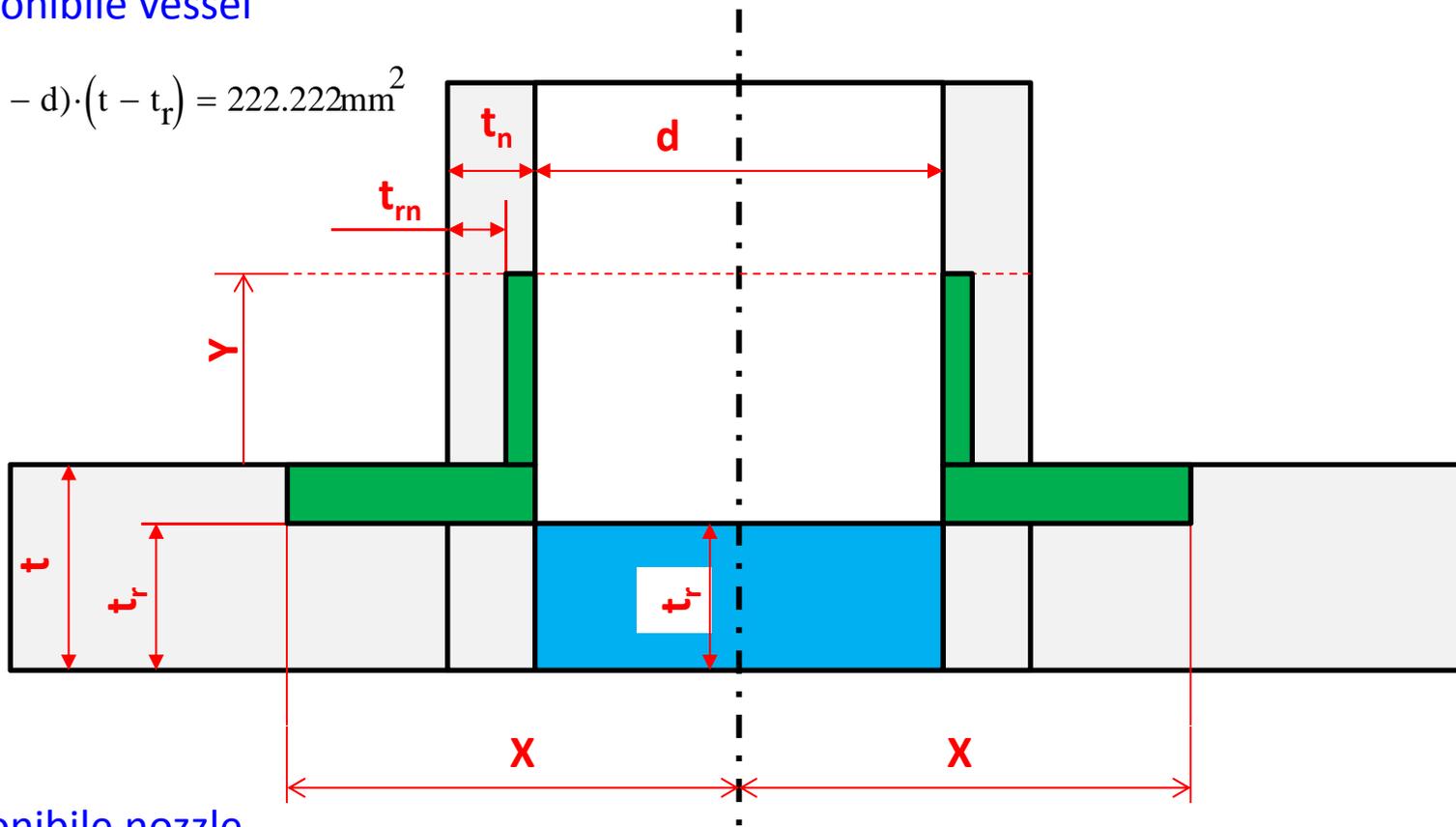
Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Esercizio BPV-6 SVOLGIMENTO

ASME VIII - Div. 1 (DBF)

Area disponibile vessel

$$A_1 := (2 \cdot X - d) \cdot (t - t_r) = 222.222 \text{ mm}^2$$



Area richiesta

$$A_r := d \cdot t_r = 2.778 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

Area disponibile nozzle

$$A_2 := 2 \cdot Y \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot \frac{S_n}{S_v} = 1.431 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

$$A_r = 2778 \text{ mm}^2 > A_1 + A_2 = 1654 \text{ mm}^2 \Rightarrow \text{RINFORZO}$$



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Esercizio BPV-6 SVOLGIMENTO

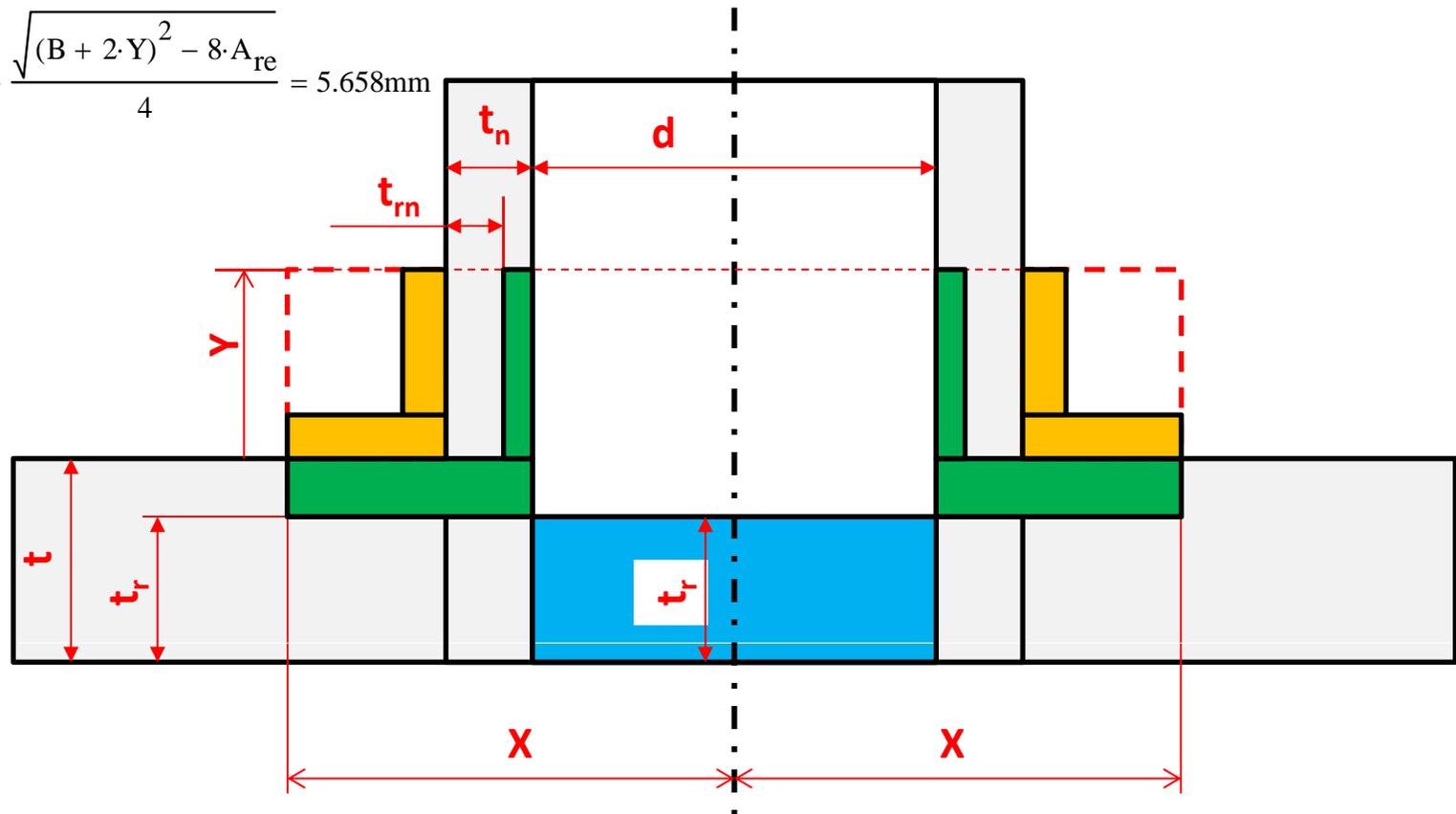
$$\text{Area rinforzo richiesta} = A_{re} := A_r - A_1 - A_2 = 1.124 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

Rinforzo di spessore costante esteso a tutta la lunghezza disponibile

$$A_{re} = (2X - d - 2t_n)t_{re} + 2(Y - t_{re})t_{re} = Bt_{re} + 2(Y - t_{re})t_{re}$$

$$2t_{re}^2 - (B - 2Y)t_{re} + A_{re} = 0$$

$$t_{re} := \frac{(B + 2 \cdot Y)}{4} - \frac{\sqrt{(B + 2 \cdot Y)^2 - 8 \cdot A_{re}}}{4} = 5.658 \text{ mm}$$



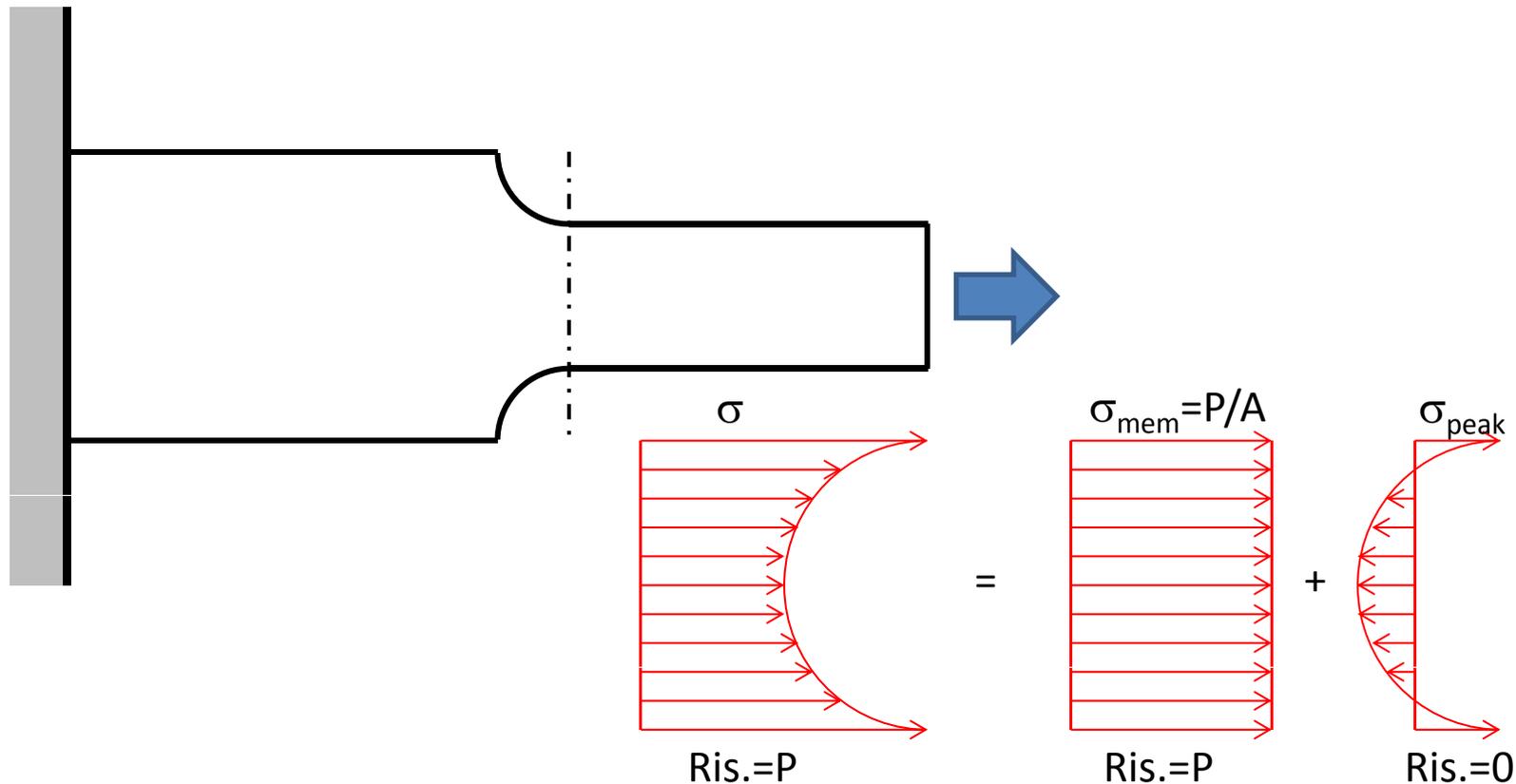


Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

DESIGN BY ANALYSIS/1 (ASME VIII Div. 2, EN 13445)

Stress-Analysis (FEM) in tutti i casi in cui non sono date formule adeguate alla progettazione DBF.

Le tensioni ottenute dal modello FEM sono la somma di vari contributi, aventi rilevanza diversa.





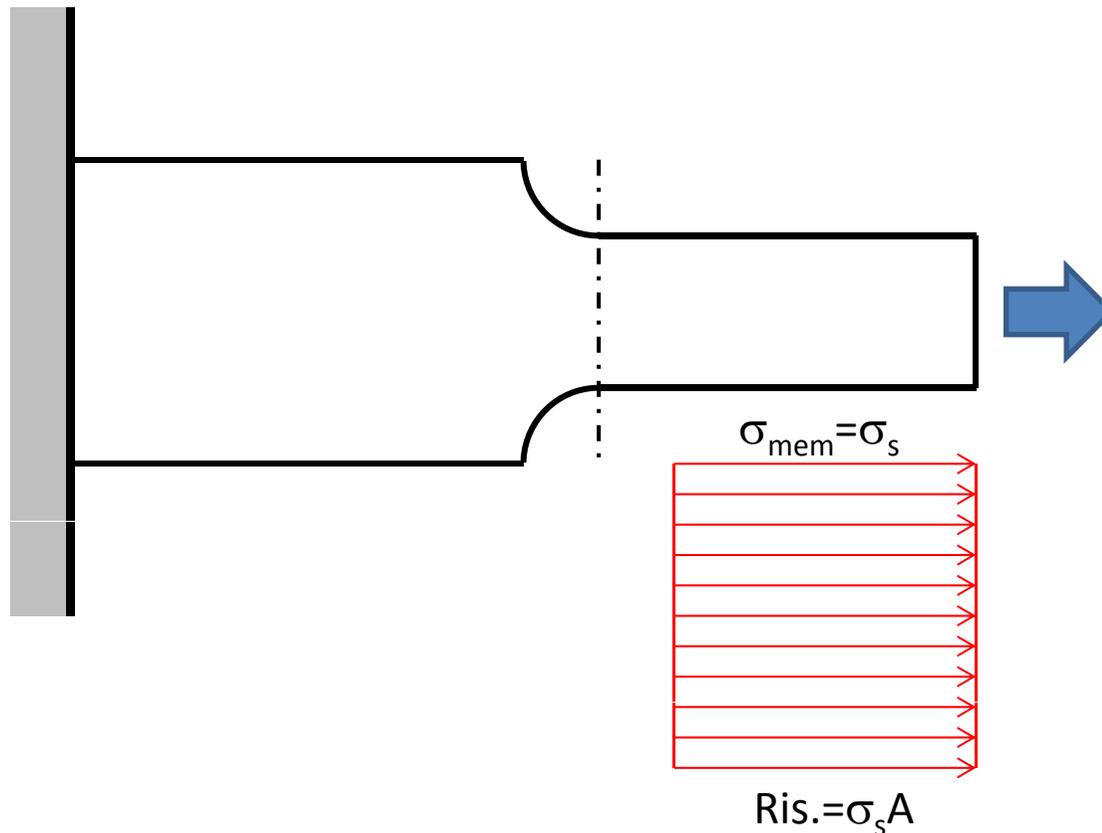
Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

DESIGN BY ANALYSIS/2 (ASME VIII Div. 2, EN 13445)

Al momento del collasso plastico le tensioni si uniformano, cancellando l'effetto della concentrazione.

La concentrazione produce solo eventuali deformazioni plastiche localizzate che non influenzano la capacità di carico massima del componente.

Per questo appare logico imporre sui due contributi di tensione limiti diversi.





Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

DESIGN BY ANALYSIS/3 (ASME VIII Div. 2)

TIPI DI VERIFICHE RICHIESTE

- a) Protection Against Plastic Collapse
- b) Protection Against Local Failure (non richiesto, se sono rispettati determinati limiti)
- c) Protection Against Collapse From Buckling
- d) Protection Against Failure From Cyclic Loading

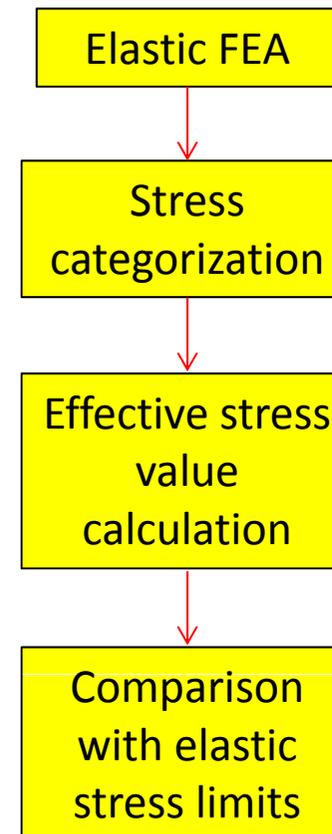


Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

DESIGN BY ANALYSIS/4 (ASME VIII Div. 2)

TIPI DI VERIFICHE RICHIESTE

- a) Protection Against Plastic Collapse
 - a) Elastic Stress Analysis Method
 - b) Limit-Load Method
 - c) Elastic-Plastic Stress Analysis Method





DESIGN BY ANALYSIS/5 (ASME VIII Div. 2)

ELASTIC FEA

5.1.2 Numerical Analysis

5.1.2.1 The design-by-analysis rules in Part 5 are based on the use of results obtained from a detailed stress analysis of a component. ...

.....

5.1.2.3 Recommendations on a stress analysis method, modeling of a component, and validation of analysis results are not provided. While these aspects of the design process are important and shall be considered in the analysis, a detailed treatment of the subject is not provided because of the variability in approaches and design processes. **However, an accurate stress analysis including validation of all results shall be provided as part of the design.**



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

DESIGN BY ANALYSIS/5 (ASME VIII Div. 2)

Table 5.2 – Load Descriptions

Design Load Parameter	Description
P	Internal and external specified design pressure
P_s	Static head from liquid or bulk materials (e.g. catalyst)
D	Dead weight of the vessel, contents, and appurtenances at the location of interest, including the following: <ul style="list-style-type: none">• Weight of vessel including internals, supports (e.g. skirts, lugs, saddles, and legs), and appurtenances (e.g. platforms, ladders, etc.)• Weight of vessel contents under operating and test conditions• Refractory linings, insulation• Static reactions from the weight of attached equipment, such as motors, machinery, other vessels, and piping
L	<ul style="list-style-type: none">• Appurtenance Live loading• Effects of fluid momentum, steady state and transient
E	Earthquake loads (see ASCE 7 for the specific definition of the earthquake load, as applicable)
W	Wind Loads
W_{pt}	Is the pressure test wind load case. The design wind speed for this case shall be specified by the Owner-User.
S_s	Snow Loads
T	Is the self-restraining load case (i.e. thermal loads, applied displacements). This load case does not typically affect the collapse load, but should be considered in cases where elastic follow-up causes stresses that do not relax sufficiently to redistribute the load without excessive deformation.



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

DESIGN BY ANALYSIS/6 (ASME VIII Div. 2)

Table 5.3 – Load Case Combinations and Allowable Stresses for an Elastic Analysis

Design Load Combination (1)	Allowable Stress
1) $P + P_s + D$	Determined based on the Stress Category shown in Figure 5.1
2) $P + P_s + D + L$	
3) $P + P_s + D + L + T$	
4) $P + P_s + D + S_s$	
5) $0.6D + (W \text{ or } 0.7E)$ (2)	
6) $0.9P + P_s + D + (W \text{ or } 0.7E)$	
7) $0.9P + P_s + D + 0.75(L + T) + 0.75S_s$	
8) $0.9P + P_s + D + 0.75(W \text{ or } 0.7E) + 0.75L + 0.75S_s$	
Notes	
1) The parameters used in the Design Load Combination column are defined in Table 5.2.	
2) This load combination addresses an overturning condition. If anchorage is included in the design, consideration of this load combination is not required	
3) Loads listed herein shall be considered to act in the combinations described above; whichever produces the most unfavorable effect in the component being considered. Effects of one or more loads not acting shall be considered.	



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

DESIGN BY ANALYSIS/7 (ASME VIII Div. 2)

CLASSI DI TENSIONE (Stress Categories)

- **Tensioni primarie** (Primary Stress, $P_{m,L,b}$): sono le tensioni che sono indispensabili per soddisfare le equazioni di equilibrio (es. tensioni membranali circonferenziali in un guscio cilindrico). La loro principale caratteristica è di non essere autolimitanti (ad esempio non sono significativamente limitate dalla eventuale insorgenza di deformazioni plastiche).
- **Tensioni secondarie** (Secondary Stress, Q): sono tensioni dovute principalmente al ripristino della congruenza delle deformazioni tra elementi strutturali diversi o tra parti dello stesso elemento (Es. tensioni flessionali che si producono alla congiunzione tra corpo cilindrico e fondi in un recipiente pressurizzato, tensioni da dilatazione impedita in una tubazione). Le tensioni secondarie sono auto-limitanti (ad esempio possono essere significativamente limitate da fenomeni di plasticità) e generalmente non possono produrre rottura con una singola applicazione.
- **Tensioni di picco** (Peak Stress, F): sono tensioni che interessano zone estremamente limitate della struttura, non producendo significative deformazioni generali (Es. tensioni prodotte da un intaglio). Sono significative soprattutto per la resistenza a fatica ed alla frattura fragile.

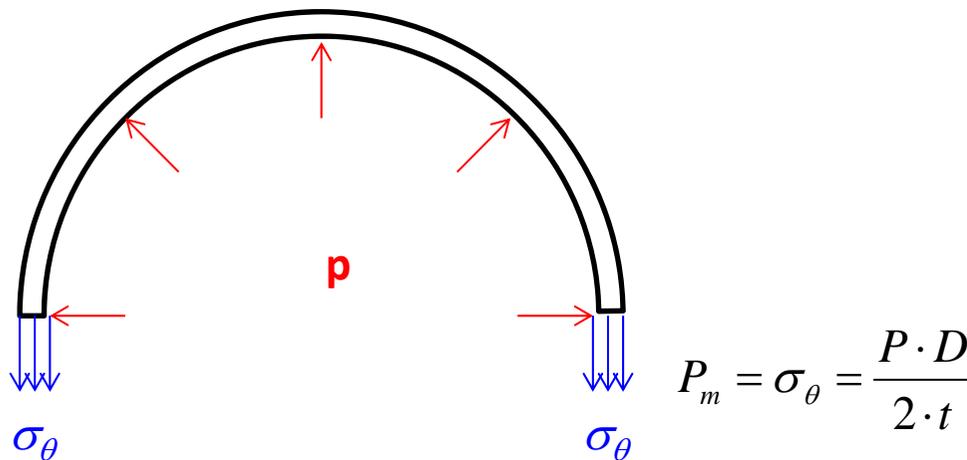


Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

DESIGN BY ANALYSIS/8 (ASME VIII Div. 2)

CLASSI DI TENSIONE (Stress Categories)

Tensioni primarie (Primary Stress): il valore della componente media (membranale) delle tensioni circonferenziali del recipiente in pressione è dato dalla condizione di equilibrio in direzione radiale e, pertanto, continua e cresce con p anche in presenza di eventuali plasticizzazioni, sino al raggiungimento del collasso



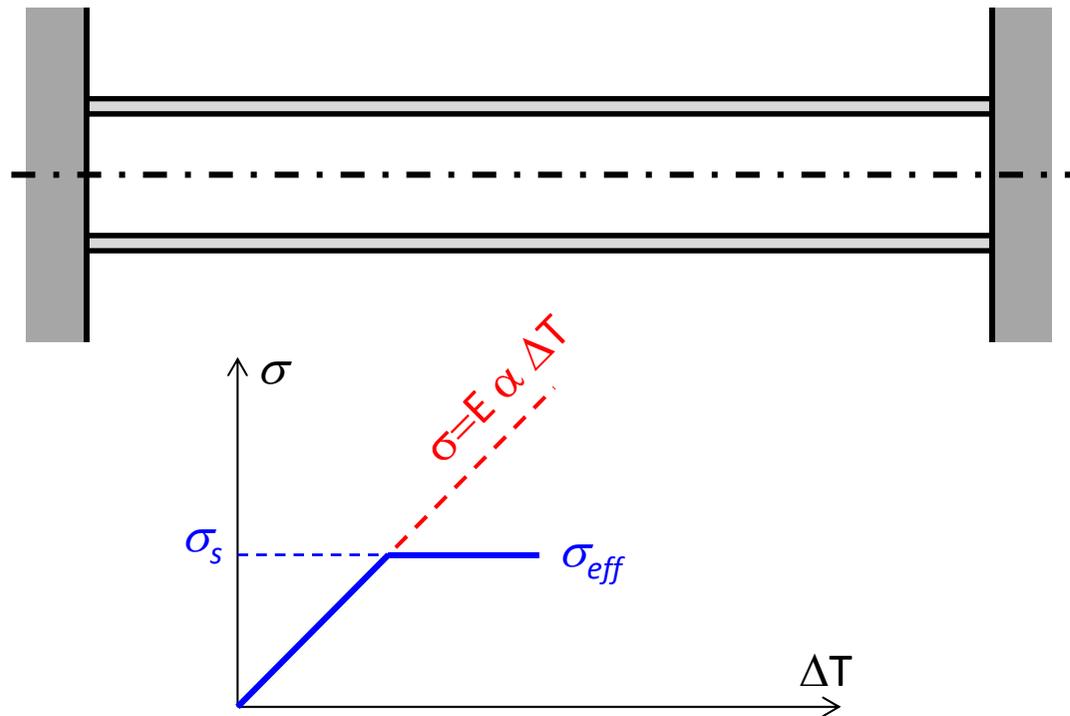


Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

DESIGN BY ANALYSIS/9 (ASME VIII Div. 2)

CLASSI DI TENSIONE (Stress Categories)

Tensioni secondarie (Secondary Stress, **Q**): il valore delle tensioni agenti nella tubazione soggetta a dilatazione termica viene limitato dalla plasticità alla tensione di snervamento, in seguito a piccole deformazioni plastiche che ripristinano la congruenza, assorbendo l'allungamento termico.





Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

DESIGN BY ANALYSIS/10 (ASME VIII Div. 2)

CLASSIFICAZIONE TENSIONI PRIMARIE

Le **Tensioni Primarie** sono ulteriormente suddivise in sottocategorie, cui si applicano limiti diversi:

- **Tensioni Primarie Membranali Generali** (General Primary Membrane Stress, P_m) è la quota membranale delle tensioni primarie generali, vale a dire presenti sull'intera struttura o su una parte rilevante di essa
- **Tensioni Primarie Membranali Locali** (Local Primary Membrane Stress, P_l) è la quota membranale delle tensioni primarie locali, vale a dire presenti in un'area ristretta della struttura, ad esempio per equilibrare un carico applicato localmente (es. forze trasmesse da un bocchello). Una distribuzione di tensioni si considera locale se la zona nella quale le tensioni stesse superano $1.1S$ non si estende per una distanza maggiore di $\sqrt{(Rt)}$.
- **Tensioni Primarie Flessionali** (Primary Bending Stress, P_b) è la quota flessionale delle tensioni primarie (es. tensioni flessionali prodotte dalla pressione interna su di un fondo piatto).



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

DESIGN BY ANALYSIS/11 (ASME VIII Div. 2)

Table 5.6 – Examples Of Stress Classification

Vessel Component	Location	Origin of Stress	Type of Stress	Classification
Any shell including cylinders, cones, spheres and formed heads	Shell plate remote from discontinuities	Internal pressure	General membrane	P_m
			Gradient through plate thickness	Q
	Near nozzle or other opening	Net-section axial force and/or bending moment applied to the nozzle, and/or internal pressure	Membrane	Q
			Bending	Q
			Peak (fillet or corner)	F
Any location	Temperature difference between shell and head	Membrane	Q	
Shell distortions such as out-of-roundness and dents	Internal pressure	Bending	Q	
Cylindrical or conical shell	Any section across entire vessel	Net-section axial force, bending moment applied to the cylinder or cone, and/or internal pressure	Membrane stress averaged through the thickness, remote from discontinuities; stress component perpendicular to cross section	P_m
			Bending stress through the thickness; stress component perpendicular to cross section	P_b
	Junction with head or flange	Internal pressure	Membrane	P_L
Dished head or conical head	Crown	Internal pressure	Bending	Q
	Knuckle or junction to shell	Internal pressure	Membrane	P_m
Flat head	Center region	Internal pressure	Bending	P_b
			Membrane	P_m
	Junction to shell	Internal pressure	Membrane	P_L
			Bending	Q [note (2)]

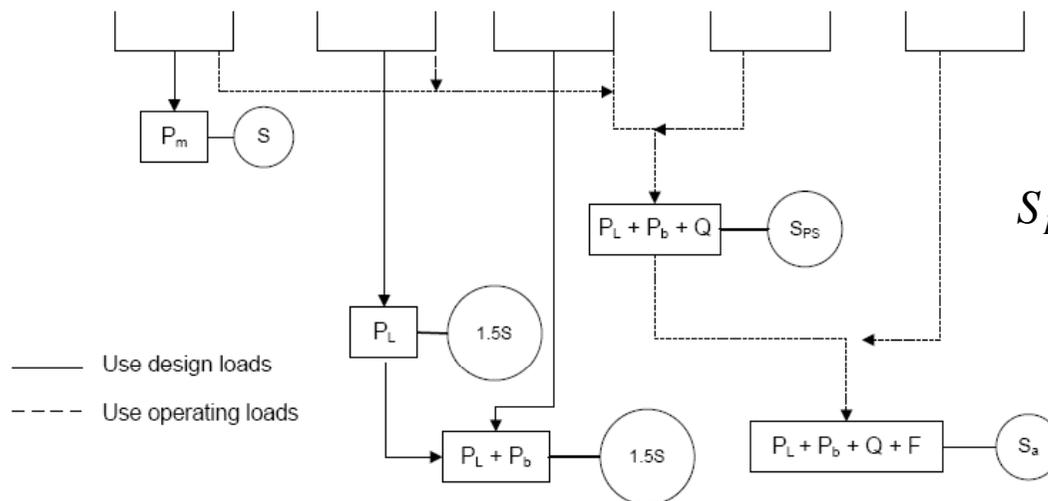


Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

DESIGN BY ANALYSIS/12 (ASME VIII Div. 2)

LIMITI SULLE TENSIONI

Stress Category	Primary			Secondary Membrane plus Bending	Peak
	General Membrane	Local Membrane	Bending		
Description (For examples, see Table 5.2)	Average primary stress across solid section. Excludes discontinuities and concentrations. Produced only by mechanical loads.	Average stress across any solid section. Considers discontinuities but not concentrations. Produced only by mechanical loads.	Component of primary stress proportional to distance from centroid of solid section. Excludes discontinuities and concentrations. Produced only by mechanical loads.	Self-equilibrating stress necessary to satisfy continuity of structure. Occurs at structural discontinuities. Can be caused by mechanical load or by differential thermal expansion. Excludes local stress concentrations.	<ol style="list-style-type: none"> Increment added to primary or secondary stress by a concentration (notch). Certain thermal stresses which may cause fatigue but not distortion of vessel shape.
Symbol	P_m	P_L	P_b	Q	F



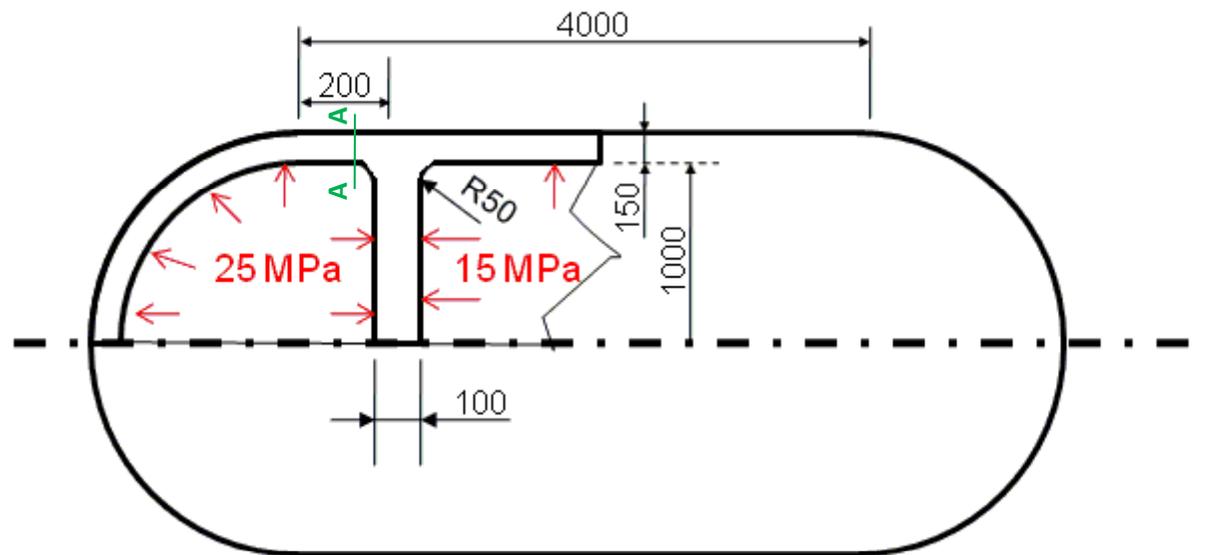
$$S_{PS} = \max(3 \cdot S, 2 \cdot S_y)$$



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

DESIGN BY ANALYSIS/12 (ASME VIII Div. 2)

Recipiente in pressione

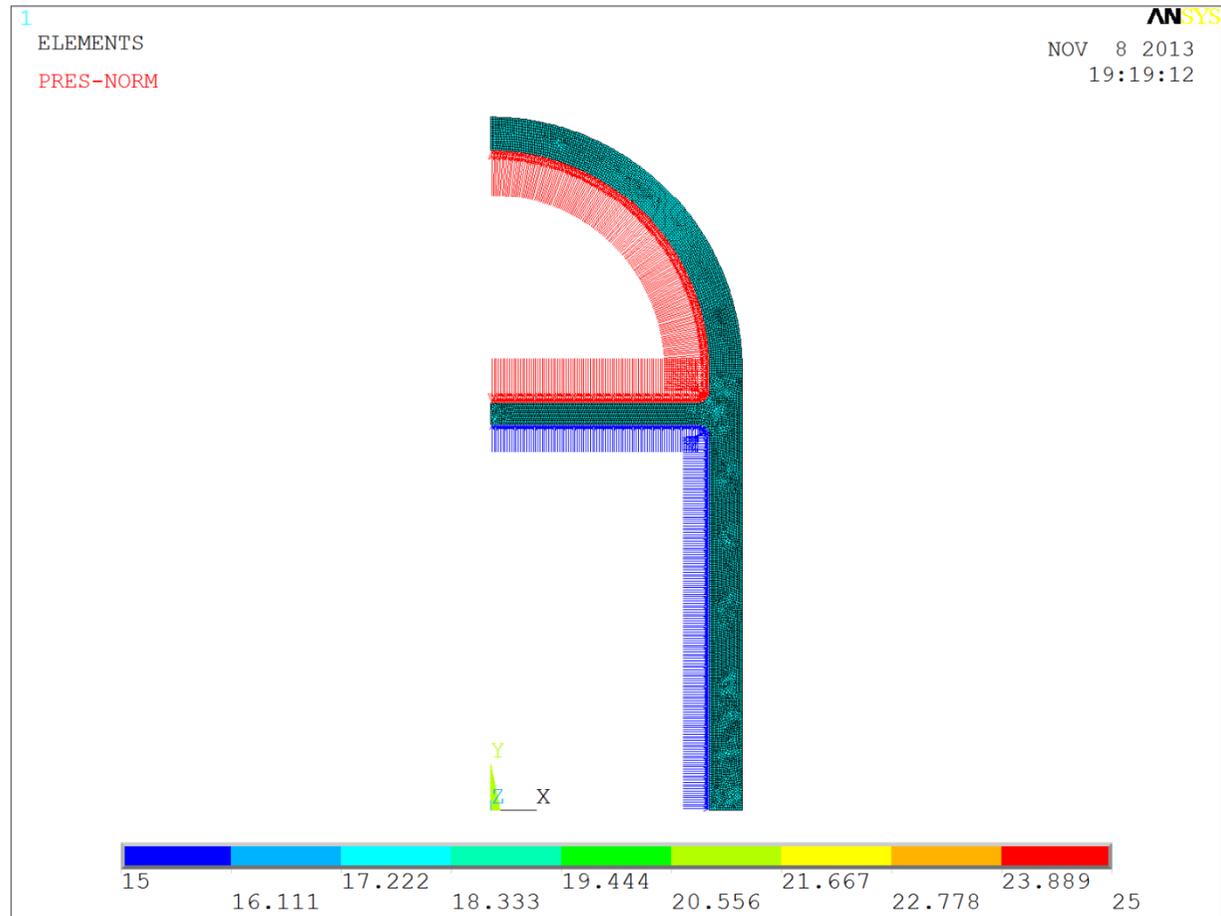




Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

DESIGN BY ANALYSIS/13 (ASME VIII Div. 2)

Modello FEM

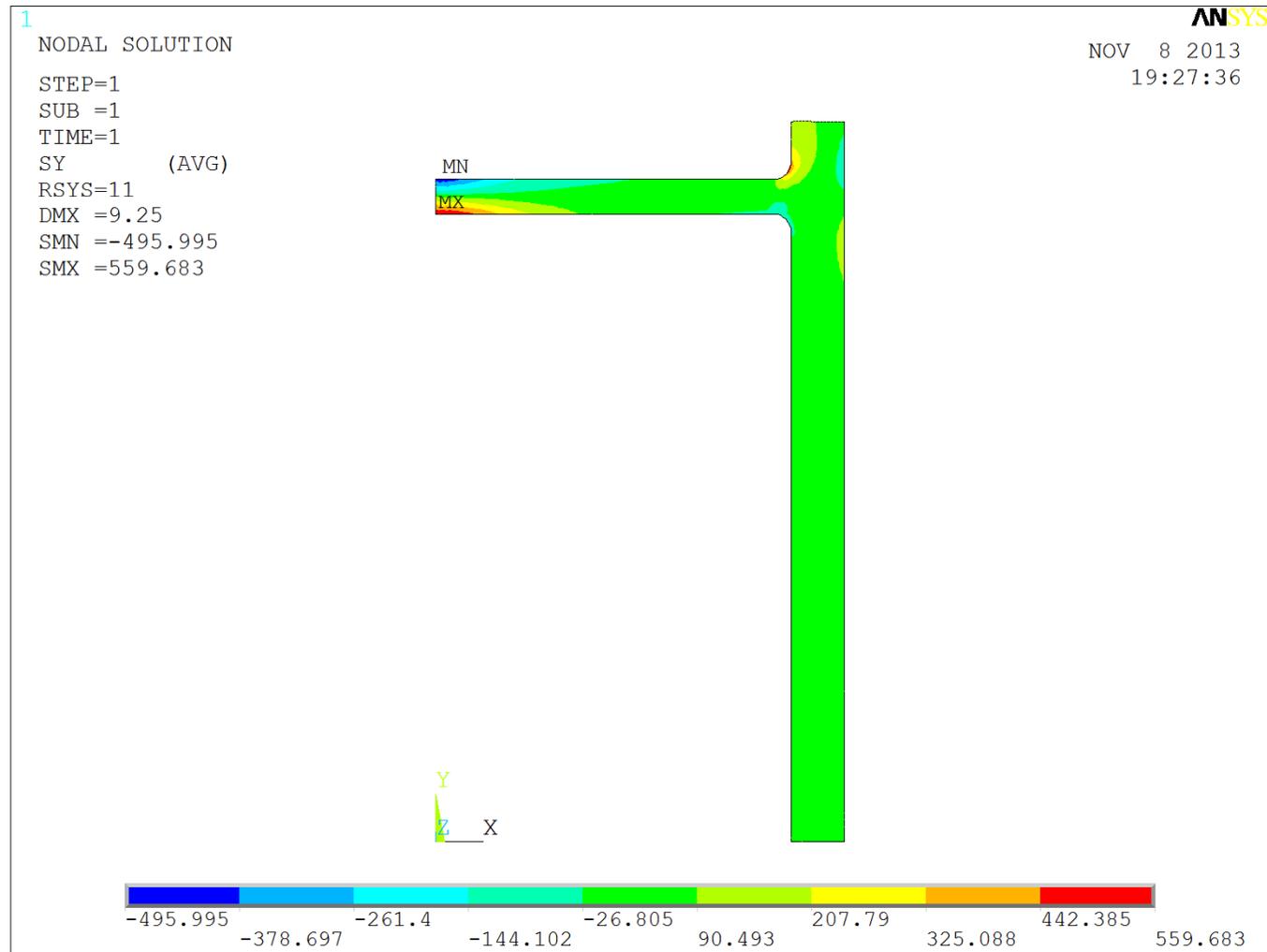




Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

DESIGN BY ANALYSIS/14 (ASME VIII Div. 2)

Esempio di mappa tensioni (Stress longitudinali)

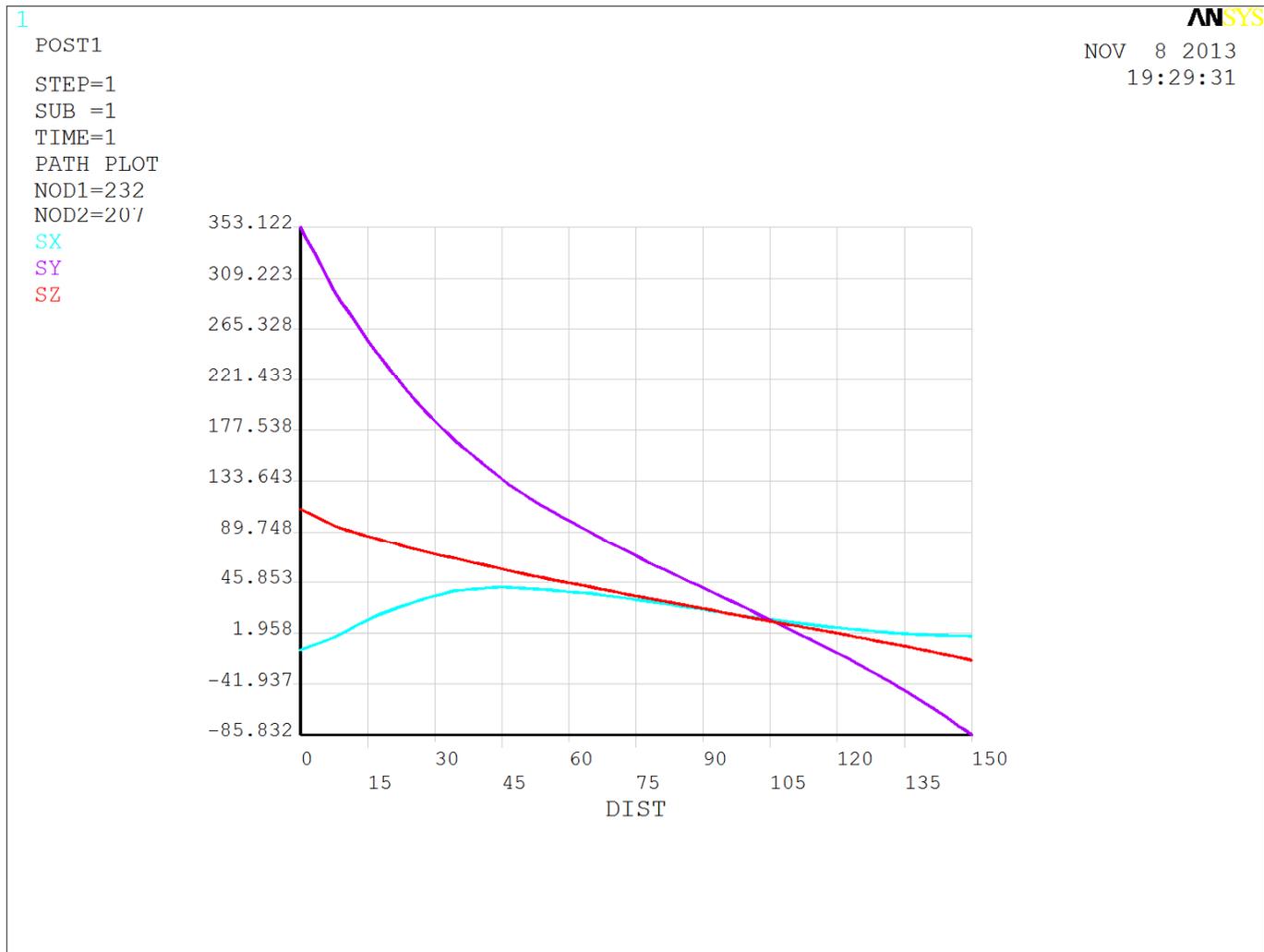




Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

DESIGN BY ANALYSIS/15 (ASME VIII Div. 2)

Andamento tensioni sulla sezione A-A

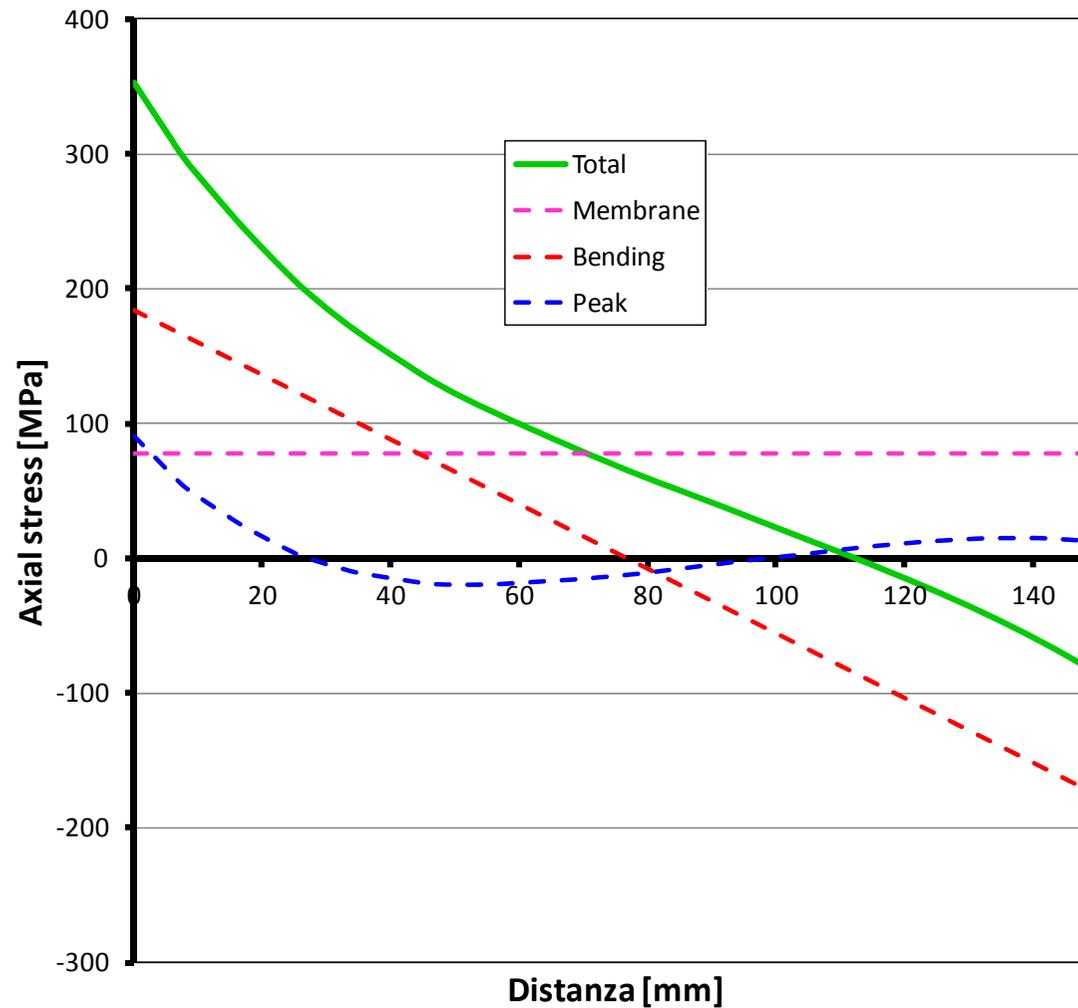




Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

DESIGN BY ANALYSIS/16 (ASME VIII Div. 2)

Scomposizione tensioni longitudinali



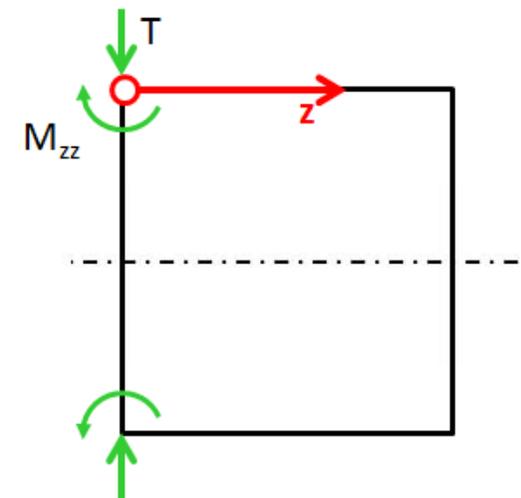
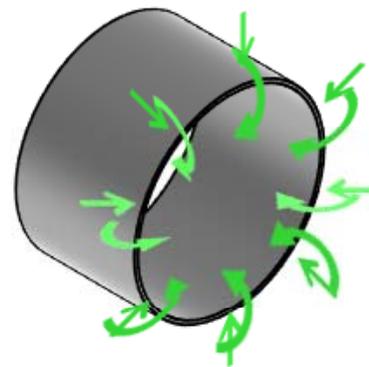
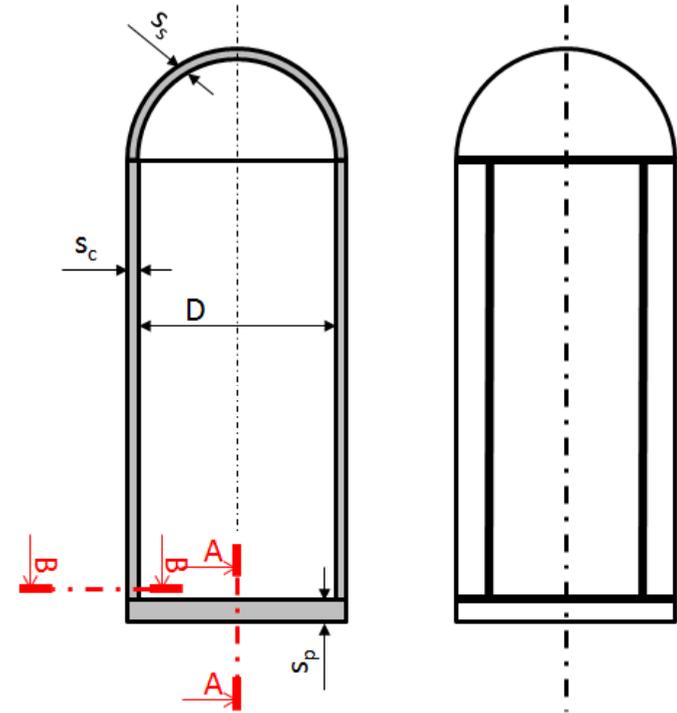
Esercizio BPV-7

Dato il recipiente mostrato nella Figura, condurre la verifica di resistenza secondo il metodo DBA nelle sezioni A-A e B-B. Dati:

- pressione interna di 5 MPa;
- diametro interno $D = 1$ m
- tensione ammissibile (efficienza $E=1$, nessuna correzione per corrosione) : 108 MPa
- tensione di snervamento : 162 MPa
- spessore del fasciame cilindrico $s_c = 14$ mm
- spessore del fondo piano $s_p = 100$ mm
- azioni scambiate (per unità di lunghezza) tra fondo (inf. rigido) e fasciame alla giunzione:
 - $T = 276.3$ N/mm
 - $M_{zz} = 9003$ N
- momento circonferenziale agente sul fasciame alla giunzione:
 - $M_{\theta\theta} = 2701$ N

Nota:

- Usare per il fondo il modello di piastra appoggiata al bordo
- Combinare le tensioni nella maniera più sfavorevole in valore assoluto





Esercizio BPV-7 - Svolgimento

Sezione A-A

Tensioni membranali (primarie) P

$$\sigma_{mA} := T \cdot \frac{1}{s_p} = 2.766 \text{ MPa} \quad < S=108 \text{ MPa} \rightarrow \text{OK}$$

Tensioni flessionali (primarie) P_b

$$\sigma_{bmaxA} := \frac{3}{8} \cdot (3 + \nu) \cdot \frac{P \cdot R^2}{s_p^2} = 154.687 \text{ MPa}$$

$$P_b := \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{2 \cdot (\sigma_{bmaxA} + \sigma_{mA})^2} = 157.454 \text{ MPa} \quad < 1.5 S=162 \text{ MPa} \rightarrow \text{OK (Tensioni primarie totali mem+bend)}$$



Lezioni su "Boiler and Pressure Vessel"

Esercizio BPV-7 - Svolgimento

Sezione B-B

Tensioni membranali (primarie, da modello guscio cilindrico) P

$$\sigma_{zzB} := \frac{P \cdot R}{2 \cdot s_c} = 49.398 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{\theta\theta B} := \frac{P \cdot R}{s_c} = 98.796 \cdot \text{MPa}$$

$$\underline{\underline{P}} := \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_{\theta\theta B} - \sigma_{zzB})^2 + \sigma_{\theta\theta B}^2 + \sigma_{zzB}^2} = 85.56 \cdot \text{MPa} \quad < S=108 \text{ MPa} \rightarrow \text{OK}$$



Esercizio BPV-7 - Svolgimento

Sezione B-B

Tensioni flessionali (secondarie) Q

$$\sigma_{bzzMax} := M_{zz} \cdot \frac{6}{s_c} = 275.602 \text{ MPa}$$

Tensioni da momenti flettenti

$$\sigma_{b\theta\theta Max} := M_{\theta\theta} \cdot \frac{6}{s_c} = 82.684 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 := \sigma_{zzB} + \sigma_{bzzMax} = 325 \text{ MPa}$$

Tensioni principali

$$\sigma_2 := \sigma_{\theta\theta B} + \sigma_{b\theta\theta Max} = 181.48 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 := 0 \text{ MPa}$$

Tensioni equivalente totale (primarie + secondarie)

$$S_{PL_Pb_Q} := \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = 282.098 \text{ MPa} < S_{ps} = 324 \text{ MPa} \rightarrow \text{OK}$$