

# Recipienti in pressione



I RECIPIENTI IN PRESSIONE SONO UTILIZZATI PER LO STOCCAGGIO DI FLUIDI DI VARIA NATURA.

IN ALCUNI CASI, QUESTI ULTIMI POSSONO CAMBIARE IL PROPRIO STATO SE MESSI IN PRESSIONE. È IL CASO DEL GAS, CHE QUANDO VIENE STOCCATO PASSA DALLO STATO GASSOSO A QUELLO LIQUIDO.

TUTTI GLI ELEMENTI MECCANICI PREVEDONO UN OPPORTUNO DIMENSIONAMENTO. MA NEL CASO SPECIFICO DEI RECIPIENTI IN PRESSIONE, ALLA FASE PROGETTUALE VA POSTA PARTICOLARE ATTENZIONE IN QUANTO UNA LORO ROTTURA CAUSEREBBE UN'ESPLOSIONE CON CONSEGUENZE CATASTROFICHE.

I MATERIALI TIPICAMENTE UTILIZZATI SONO SIA DI NATURA FRAGILE, COME LA GHISA, CHE DI NATURA DUTTILE COME GLI ACCIAI.

## Classificazione dei recipienti in pressione

I recipienti in pressione possono venire caratterizzati in vari modi.

### Dimensioni:

La classificazione dimensionale distingue principalmente le soluzioni in parete sottile ed in parete spessa. La prima condizione la si ha quando lo spessore del mantello risulta inferiore ad 1/10 del diametro del recipiente. Questa soluzione viene adottata, ad esempio, per la costruzione di boiler, serbatoi e condotti, mentre si utilizza una parete spessa per cilindri idraulici e le canne degli armamenti.

### Tipologia costruttiva:

A seconda della tipologia di fondo, i recipienti in pressione possono essere classificati in recipienti aperti (canne degli armamenti) o chiusi (bombole etc.).

Nel caso di recipienti aperti, nel mantello si andranno a generare solamente sforzi circonferenziali (ed eventualmente radiali nel caso di parete spessa). Nel caso di recipienti chiusi, a questi si andranno a sommare anche sollecitazioni di tipo assiale.

## Recipiente in pressione in parete sottile

### Sollecitazioni nel mantello a causa della pressione

L'analisi delle sollecitazioni nei recipienti in parete sottile si basa sulle seguenti ipotesi:

- Gli effetti della curvatura del cilindro possono essere considerati trascurabili
- Gli sforzi di trazione possono essere considerati uniformemente distribuiti all'interno della sezione
- Gli effetti di bordo possono essere trascurati

Un recipiente in parete sottile messo in pressione può arrivare a cedimento in due modi, come mostrato in figura 1, legati al massimo sforzo circonferenziale e massimo sforzo assiale.

### Sollecitazione circonferenziale

Considerando una superficie cilindrica soggetta a pressione interna  $p$ , la forza complessiva agente nella sezione longitudinale (sez. X-X) è data dal prodotto della pressione per l'area della sezione.

Questa forza è controbilanciata dallo sforzo circonferenziale che agisce nel mantello.

$$p \cdot d \cdot l = \sigma_c \cdot 2t \cdot l$$

Lo sforzo circonferenziale risulta pertanto

$$\sigma_c = \frac{p \cdot d}{2t}$$

### Sollecitazione longitudinale

Indipendentemente dalla forma del fondello, la sollecitazione assiale che si ha in un recipiente chiuso è data dal prodotto della pressione per l'area della sezione longitudinale. Ammesso di avere un recipiente cilindrico si avrà

$$p \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \pi = \sigma_l \cdot \pi d \cdot t$$

Lo sforzo longitudinale risulterà pertanto

$$\sigma_l = \frac{p \cdot d}{4t}$$

## ESEMPIO

In un recipiente in pressione in parete sottile di genera vapore ad una pressione pari a 1.75MPa. Il diametro del recipiente è pari a 1.2m. Si trovi lo spessore minimo del mantello affinché lo sforzo longitudinale non superi i 28MPa e quello circonferenziale non superi i 42MPa.

A partire dai valori limite si va a calcolare lo spessore minimo necessario

$$t_l = \frac{p \cdot d}{4\sigma_l} = \frac{1.75 \cdot 1200}{4 \cdot 28} = 18.75mm$$
$$t_c = \frac{p \cdot d}{2\sigma_c} = \frac{1.75 \cdot 1200}{2 \cdot 42} = 25mm$$

Lo spessore minimo da garantire risultapertanto  $t \geq 25mm$ .

ESEMPIO

Un sistema idraulico per la movimentazione assiale utilizza un recipiente in pressione sferico (A) connesso con un cilindro idraulico (B). La pompa mantiene la pressione nel sistema pari a 3MPa.

1. Se il diametro del recipiente in pressione risulta pari a 0.8m, si calcoli lo spessore necessario considerando che il materiale può supportare 50MPa.
2. Si determini il diametro del cilindro (in ghisa) necessario per produrre una spinta pari a 25kN assumendo una tolleranza del 10% (per considerazione gli attriti) ed una perdita di carico tra serbatoio e cilindro pari a 0.2MPa. Il limite del materiale può essere assunto pari a 30MPa.

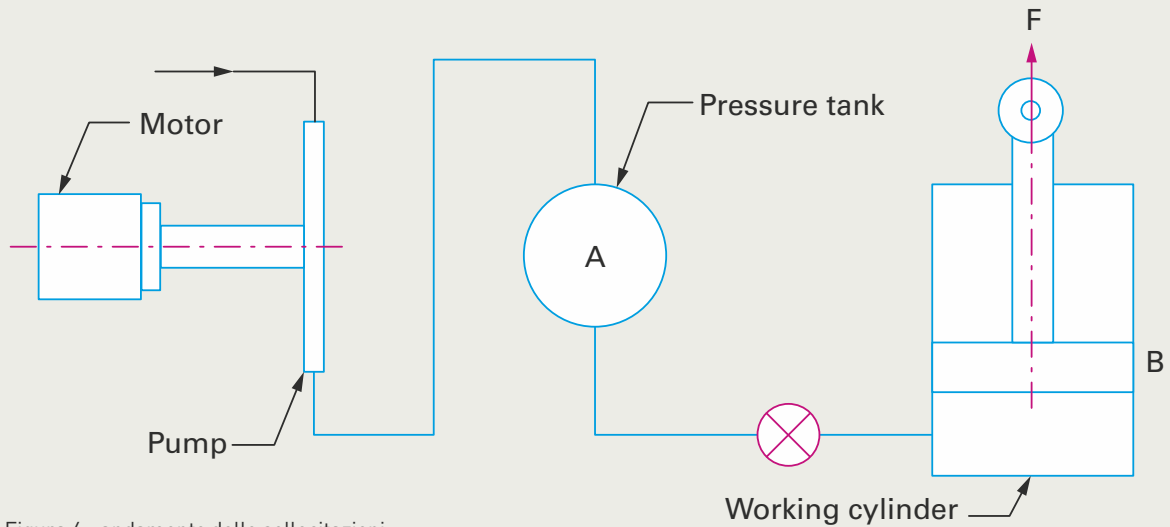


Figura 4 - andamento delle sollecitazioni

1. Lo spessore può essere calcolato, considerando la area sezionata della sfera.

$$p \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \pi = \pi d \cdot t \cdot \sigma_{lim} \rightarrow t \geq \frac{p \cdot d}{4\sigma_{lim}} = \frac{3 \cdot 800}{4 \cdot 50} = 12mm$$

2. Al fine di garantire una spinta pari a 25kN, la forza che il cilindro deve essere in grado di applicare risulta pari a

$$F = F_{ext} + F_{ext} \cdot 10\% = 27.5kN$$

Il diametro necessario risulterà

$$F = (p - \Delta p) \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \rightarrow D \geq 112mm$$

Lo spessore del mantello dovrà essere

$$t_c \geq \frac{(p - \Delta p) \cdot d}{2\sigma_l} = \frac{(3 - 0.2) \cdot 112}{2 \cdot 30} = 5.2mm$$

## Recipiente in pressione in parete spessa

A differenza di quanto fatto per i recipienti in pressione in parete sottile, in questo caso non è più possibile assumere che gli sforzi siano distribuiti uniformemente nel materiale. Si avranno sollecitazioni circonferenziali e radiali dipendenti dal raggio considerato.

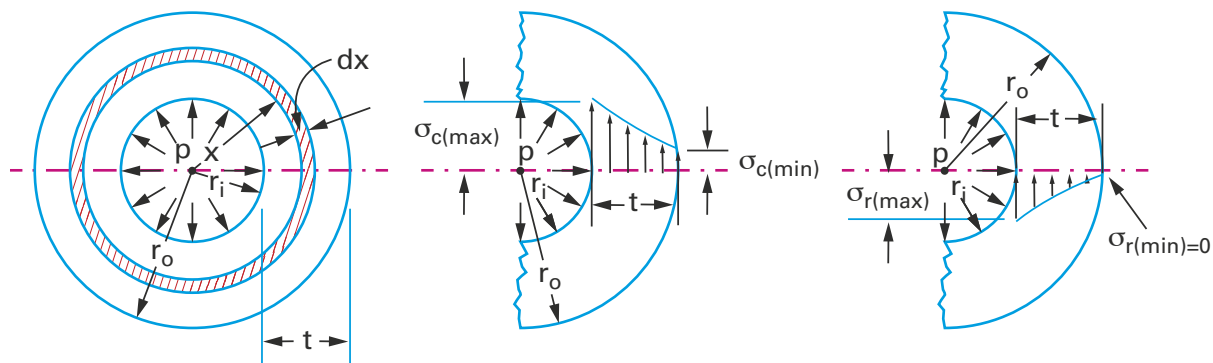
La distribuzione caratteristica delle sollecitazioni nel materiale è rappresentata in figura 4.

L'andamento degli sforzi circonferenziali e radiali può essere calcolato a partire dall'equilibrio di un volumetto elementare di materiale [2]. I risultati a cui si perviene sono:

$$\sigma_r = p \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left( 1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right)$$

$$\sigma_c = p \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left( 1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right)$$

Questi permettono il calcolo delle sollecitazioni in ogni punto del materiale. In particolare, osservando figura 4, si nota come sia lo sforzo circonferenziale che quello radiale risultano massimi in corrispondenza della superficie interna, per cui la verifica va eseguita ponendo  $r = r_i$ .



## ESEMPIO

In cilindro in ghisa avente diametro interno pari a 200mm e spessore 50mm, viene pressurizzato a 5MPa. Si effettui la verifica.

Il raggio esterno del recipiente risulta  $r_o = r_i + t = \frac{200}{2} + 50 = 150\text{mm}$

La sollecitazione circonferenziale in corrispondenza della superficie interna risulta pari a

$$\sigma_c = p \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left( 1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right) = 5 \frac{100^2}{150^2 - 100^2} \left( 1 + \frac{150^2}{100^2} \right) = 13\text{MPa}$$

$$\sigma_r = p \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left( 1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right) = 5 \frac{100^2}{150^2 - 100^2} \left( 1 - \frac{150^2}{100^2} \right) = -5\text{MPa}$$

Il valore negativo è coerente e corrispondente alla pressione  $p = 5\text{MPa}$ .

Lo sforzo assiale vale ancora

$$\sigma_l = \frac{p \cdot r_i^2}{(r_o^2 - r_i^2)} = \frac{5 \cdot 100^2}{150^2 - 100^2} = 36\text{MPa}$$

Per fare la verifica (statica), essendo in condizione di sforzo multiassiale, è necessario applicare un criterio di equivalenza tipo Von-Mises.

$$\sigma_{vM} = \sqrt{\sigma_I^2 + \sigma_{II}^2 + \sigma_{III}^2 - \sigma_I \sigma_{II} - \sigma_I \sigma_{III} - \sigma_{II} \sigma_{III}} = \sqrt{\sigma_l^2 + \sigma_c^2 + \sigma_r^2 + \sigma_l \sigma_c + \sigma_l \sigma_r + \sigma_c \sigma_r} = 41.4\text{MPa}$$

Questo valore andrà confrontato con il limite del materiale.

Figura 1  
sinistra:  
cedimento  
della sezione  
longitudinale;  
destra:  
cedimento della  
sezione trasversale

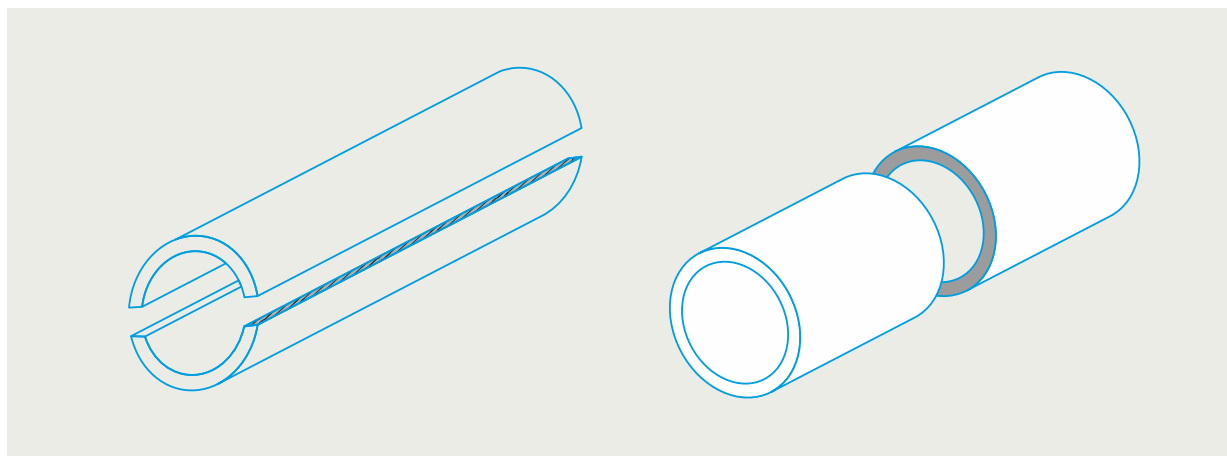


Figura 2  
sollecitazione  
circonferenziale

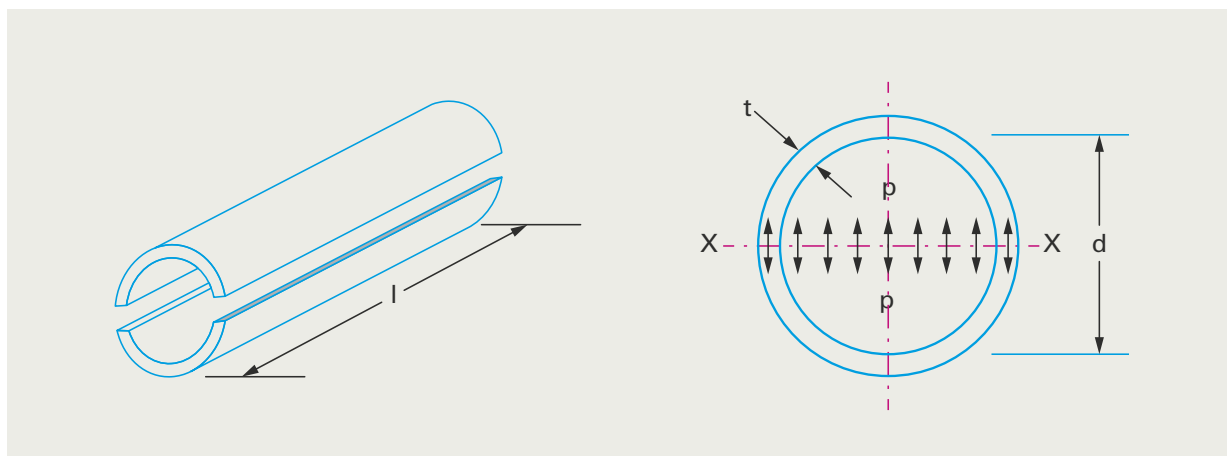
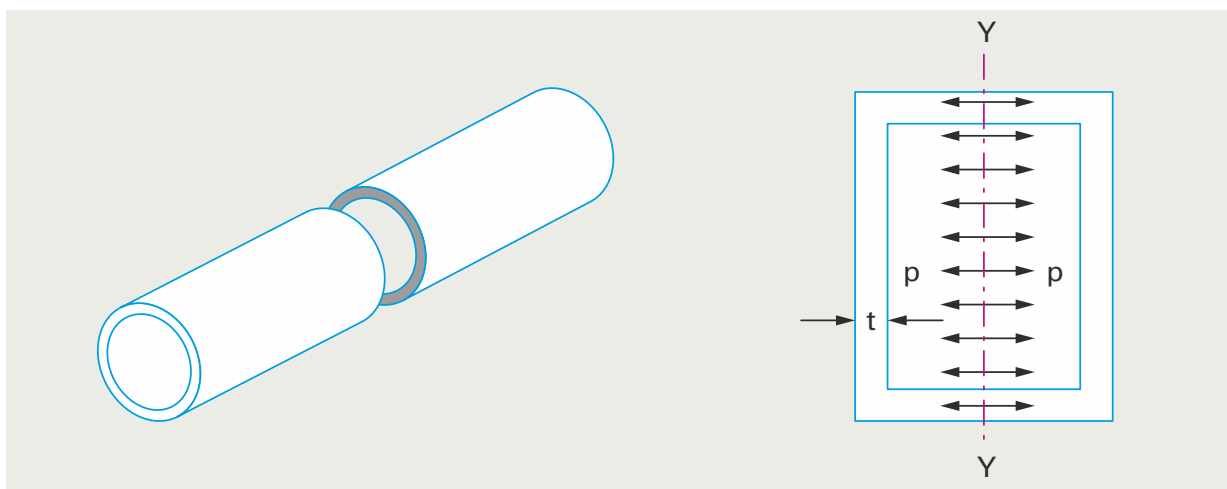


Figura 3  
sollecitazione  
longitudinale



## Conclusioni

La progettazione dei recipienti in pressione, specialmente se in parete spessa, si basa su una teoria molto complessa che però si riconduce a semplici formule per il calcolo delle sollecitazioni.

Si noti però che fatto un primo dimensionamento degli spessori, risulta anche importante andare a dimensionare nel dettaglio le zone critiche come le giunzioni e le aperture/valvole. Questo è possibile, ad esempio, attraverso approcci numerici FEM. ■

## Bibliografia

[1] Khurmi R.S., Gupta J.K., A Textbook of Machine Design, Eurasia Publishing House (PVT.) LTD.

[2] Concli F., QUADERNI DI PROGETTAZIONE: collegamenti forzati, Il progettista Industriale, Tecniche Nuove, PI2017/02, pp. 42-46