

RECIPIENTI A PRESSIONE

ORGANI PER IL CONTENIMENTO E LA CONDOTTA DEI FLUIDI

Introduzione

Gli organi per la condotta ed il contenimento dei fluidi, nonché le strutture o parti di esse, costituite da piastre o lastre (solidi aventi due delle dimensioni grandi rispetto alla terza), vanno dimensionati al pari di qualsivoglia organo di macchina, seguendo quel criterio o quei criteri che meglio soddisfano le varie e spesso opposte esigenze della produzione quale ad esempio la resistenza, l'efficienza e l'economia (materiale, processo di lavorazione, ingombro, durata, manutenzione...) del manufatto.

La specifica ed estesa trattazione riscontrabile nella letteratura tecnica è motivata dal notevole snellimento che la particolare forma geometrica di tali solidi consente di apportare all'algoritmo col quale si indaga sullo stato di tensione e su quello di deformazione in essi indotti da un sistema chiuso di forze esterne.

La classificazione più comune di questi solidi detti spesso "recipienti in pressione", vien fatta con riferimento al rapporto $\frac{r}{\delta}$, tra lo spessore ed il raggio di curvatura minimo valutabili in corrispondenza del generico punto della loro superficie media (meta spessore). Si individuano in tal modo due classi di recipienti: una "a parete sottile" ed una "a parete grossa (o spessa)".

RECIPIENTI A PARETE SOTTILE

Generalità

Sotto un profilo concettualmente rigoroso, tra recipienti

a parete grossa e recipienti a parete sottile non esiste alcuna differenza nella distribuzione tensionale. Ma per ragioni di ordine pratico e per comodità di calcolo, quando lo spessore s della parete è modesto in rapporto al raggio ρ innanzi definito, si adotta un'impostazione di calcolo semplificata. La semplificazione deriva dall'accoglimento dell'ipotesi

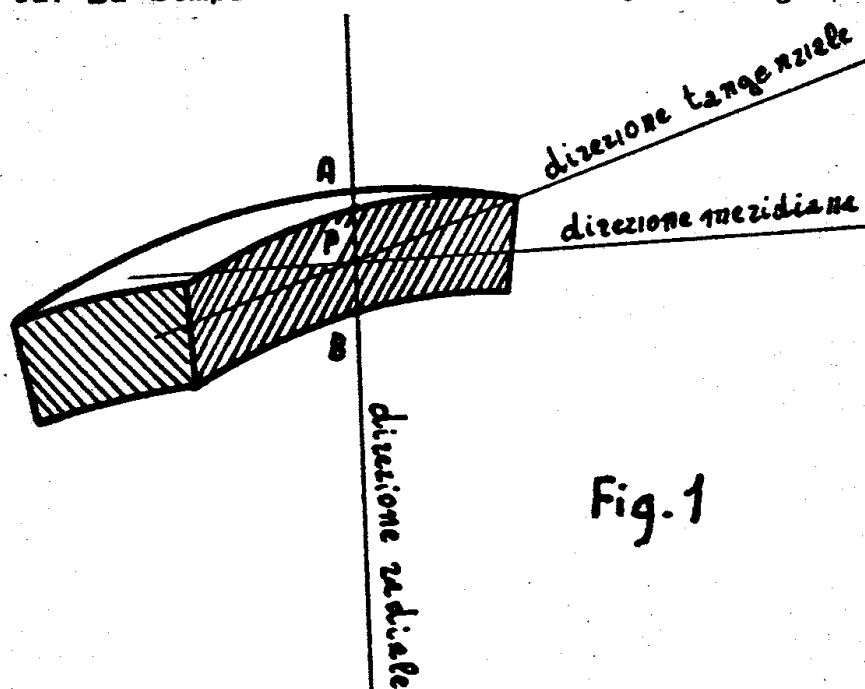


Fig. 1

per nulla rispondente, in termini rigorosi, alla realtà - che la distribuzione di tutte e tre le tensioni principali sia uniforme lungo lo spessore parietale (AB ad esempio in figura 1), ossia che tali solidi siano privi di rigidità a flessione ed a torsione⁽¹⁾.

In realtà sia le tensioni periferiche (tangenziale e normale), sia quella radiale, i cui vettori hanno le direzioni indicate nella figura 1, variano lungo lo spessore della parete e, per tutte, la differenza tra l'intensità della tensione all'interno e di quella all'esterno della parete è pari all'ammontare della sovrappressione interna, se $p_i > p_e$, o esterna se $p_i < p_e$.

Per contenere entro limiti accettabili l'errore comportato dall'ipotesi di uniformità di ciascuna tensione lungo lo spessore, è necessario adottare un criterio idoneo a delimitare l'estensione ^{del campo} dei recipienti a parete sottile, e a fissare l'inizio di quello dei recipienti a parete grossa, per i quali riesce indispensabile tener conto della variazione delle tensioni lungo lo spessore della parete.

(1) Gli involucri che possono considerarsi privi di rigidità flessionale e torsionale vengono detti anche membrane curve, o involucri, o recipienti membranali e le relative tensioni sono chiamate tensioni del regime di membrana.

tria ed a cindizioni di carico particolari (1). Per calcolare le tensioni membranali principali σ_m e σ_n , (i cui vettori sono nell'ordine diretti secondo la tangente al meridiano e normalmente a questo nel piano tangente), o gli sforzi $S_m = \sigma_m \cdot s \cdot 1$ e $S_n = \sigma_n \cdot s \cdot 1$ agenti su elementi di superficie delimitati da piani binormali e normali (2) (fig. 2), bastano le condizioni di equilibrio, essendo essi (sforzi) indipendenti dalla de-

(1) Vedi ad es.: E. BROMBERG and J. J. STOKER 'Non Linear Theory of Curved Elastic Sheets' QUATERLY of applied mathematics Vol 3 (1945) pp. 248-265 E. REISSNER 'On the Theory of Thin Elastic Shells', H. REISSNER 'Anniversary volume, contributions to applied mechanics; J. W. EDWARDS, Ann arbor, Michigan, 1949, pp. 231-247.

(2) Con riferimento alla linea sghemba che si proietta nel piano della figura 3 nella curva n' , si definisce retta 'tangente' alla curva sghemba in un suo punto P' su n' la retta limite alla quale tende la secante PN , essendo N un altro punto di n (N' su n') al tendere di N verso P . Se si considera un terzo punto, M (M' su n') di n e si fa passare per esso e per gli altri due, P ed N , un piano α , dicesi piano osculatore alla curva in P , il piano limite al quale tende al tendere di M ed N verso P .

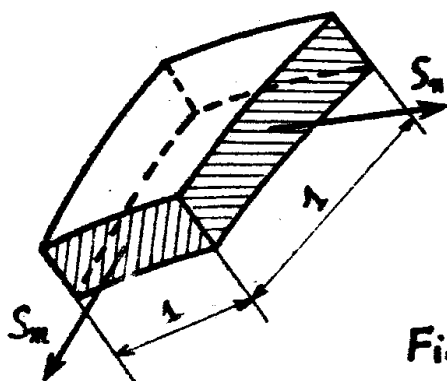


Fig. 2

La retta di intersezione del piano osculatore con il piano perpendicolare in P alla suddetta retta tangente, e quindi alla curva, e

La suddivisione tra recipienti a parete sottile e recipienti a parete grossa, comunemente adottata, e' di ordine convenzionale, in quanto una suddivisione piu' razionale che potrebbe venire istituita tenendo conto delle indicazioni derivanti dalla applicazione delle ipotesi di rottura risulta di scarso interesse pratico.

Secondo una convenzione molto diffusa, un recipiente cilindrico a sezione circolare retta, ad esempio, viene ritenuto a parete sottile quando il suo spessore "s" non supera un 1/20 del valore del diametro interno $d_i = 2r_i$ cioe' quando

$$s \leq \frac{1}{10} r_i .$$

Piu' in generale, si considerano recipienti a parete sottile quelle strutture laminari aventi uno spessore che in nessun punto della loro superficie media superi un 1/10 del valore i vi raggiunto dal piu' piccolo dei due raggi di curvatura principali della superficie medesima. (1)

Essendo, inoltre, in questi solidi la tensione radiale molto piu' piccola delle altre, e percio' trascurabile rispetto ad esse, potra' considerarsi piano lo stato tensionale, ed il piano delle tensioni (piano che contiene i vettori delle tensioni) coincidente con quello tangente alla superficie media.

Rimane da precisare che le membrane curve si considerano inestensibili - salvo a tener conto delle dilatazioni quando interessa il calcolo delle deformazioni - per la limitata influenza che hanno sulle tensioni le loro deformazioni elastiche, a meno che queste non siano tanto grandi da alterare sensibilmente la posizione relativa dei punti di applicazione delle forze. In tal caso si rendera' necessario l'impiego di una delle teorie delle grandi deformazioni finora proposte relativamente a geome

(1) Se P e' un punto della superficie ed r la retta ^{condotta per P normale} ~~normalmente alla superficie,~~ tutti i piani passanti per P intersecano la superficie medesima secondo altrettante curve i cui raggi di curvatura in P sono i raggi di curvatura della superficie nello stesso punto. Il piu' piccolo ed il piu' grande di essi sono i raggi di curvatura principali.

formazione della parete, e tale quindi da rendere il problema staticamente determinato internamente; ed e' particolarmente semplice nel caso, molto frequente, delle membrane aventi la forma di una superficie di rivoluzione, assoggettate a carichi radialsimmetrici, quali, ad esempio, il peso proprio del recipiente (contenitore di modeste dimensioni e trasportabile), del serbatoio (contenitore di notevoli dimensioni e fisso) o della cupola; la pressione di un gas, la pressione idrostatica di un liquido, il peso di un materiale incoerente e la forza centrifuga, se il recipiente e' in rotazione intorno ad un suo asse di simmetria.

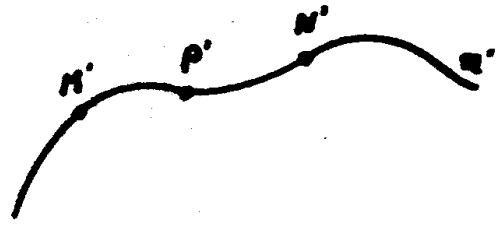


Fig. 3

Nei casi di forze non simmetriche o di membrana di forma qualsiasi, il problema, pur essendo ancora staticamente determinato, richiede la risoluzione di un sistema di equazioni alle derivate parziali (4).

la "normale" alla curva in P . La "binormale" e' la retta che passa per P ed e' perpendicolare sia alla tangente sia alla normale.

Le tre rette, tangente, normale e binormale, costituiscono la terna fondamentale di assi di riferimento nel generico punto P della curva sghemba e definiscono il triedro fondamentale di riferimento in P .

Se la superficie e' di rivoluzione, il piano "osculatore" in un punto P della sua curva generatrice (detta curva meridiana o semplicemente meridiano) coincide col piano meridiano, ed il piano "tangente" alla curva risulta tangente alla superficie; il piano "normale" e' perpendicolare ai primi due. La terna di assi di riferimento sara' in tal caso costituita dalle tre rette passanti per P , tra loro perpendicolari: la retta normale alla superficie, la retta tangente al meridiano e la retta perpendicolare a quest'ultima e contenuta nel piano tangente. Il triedro e la terna di riferimento ora definiti diventano "principali" quando alla simmetria geometrica dell'involucro e' associata una assialsimmetria dei carichi su di esso agenti.

(4) S.P. TIMOSHENKO - S. WOINOWSKY - KRIGER "Theory of Plates and Shells" Mc.GRAW-HILL, N.J. - KOGAKUSHA, TOKIO, 1959, p.447 - A. PUCHER, PUBLS. INTERN. ASSOC. BRIDGE STRUCTURAL ENGRS. Vol.5° - 1930.

Le tensioni principali nelle membrane di rivoluzione

Prendiamo in considerazione un recipiente o un serbatoio in lamiera a parete sottile, o anche un involucro di tessuto, avente ad esempio la geometria di un ellissoide di rotazione

assoggettato a forze esterne assial simmetriche, di cui Z e' la generica componente normale alla superficie e relativa all'unita' di area di questa. Lo stato di tensione destantesi nel solido e' triassiale: alle tensioni principali meridiana σ_m e normale σ_n , i cui vettori perpendicolari tra loro sono contenuti nel piano tangente alla superficie, si accompagna la tensione radiale σ_r , col versore diretto normalmente alla superficie e quindi perpendicolare al piano tangente, che in modulo vale

$$\sigma_r = - \left[\frac{p_i + p_e}{2} \right]$$

Ma, per le ipotesi semplificative di cui sopra, quest'ultima tensione e' da ritenersi trascurabile rispetto alle altre due che restano le uniche due incognite da determinarsi.

La prima, dedotta dalla condizione di equilibrio dell'elemento di membrana rappresentato in fig.2, e' l'equazione di equilibrio puntuale (vedi Belluzzi Vol.III pag.247)

$$\frac{S_m}{\rho_m} + \frac{S_n}{\rho_n} = Z \quad (1)$$

ove accanto a grandezze note compaiono i raggi di curvatura normale ρ_n , nel piano normale, e meridiano ρ_m , nel piano meridiano (osculatore).

Allorche' la forza esterna e' dovuta alla pressione p di un fluido la (1) diventa:

$$\frac{\sigma_n}{\rho_n} + \frac{\sigma_m}{\rho_m} = \frac{p}{s}$$

(vedi Appunti dalle lezioni del Prof. MANNA).

L'altra equazione, che in uno con la (1) consente di valutare le tensioni σ_n e σ_m , si ottiene scrivendo la condizione di equilibrio di una delle due parti in cui si puo' idealmente dividere il recipiente, intersecandolo con una superficie conica coassiale e ad esso normale (le generatrici del cono sono perpendicolari alla superficie media del recipiente), dopo aver sostituito la parte asportata con le azioni da essa esercitata in precedenza su quella rimanente. La loro distribuzione puo', per semplicita', discretizzarsi su $2\pi r$ parti della superficie d'intersezione, ciascuna di area $A = s \cdot l$ (s = spessore; l = lunghezza unitaria di meridiano), nei cui baricentri vengono applicate le forze "unitarie" (fig. 4):

$$\sigma_n \cdot s \cdot l$$

aventi singolarmente una componente, secondo l'asse di rotazione del solido, pari a $\sigma_n \cdot s \cdot \sin\theta$.

Il vettore risultante di tali forze, di modulo

$$2\pi r \sigma_n s \sin\theta,$$

deve essere opposto alla componente assiale, Q , della risul-

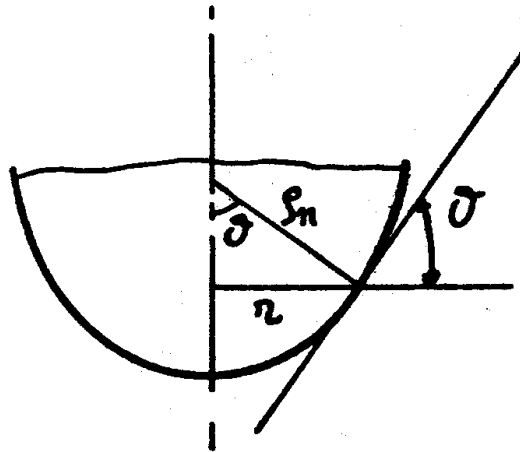


Fig. 4

tante di tutte le forze esterne agenti sulla porzione di solido considerato. Dovra' quindi aversi

$$\sigma_n = \frac{Q}{2\pi r \sin \theta \cdot s}$$

ossia

$$\sigma_n = \frac{Q}{2\pi \rho_n s \sin^2 \theta} \quad (2)$$

essendo $r = \rho_n \sin \theta$ (fig. 5).

Raccordi.

Nei serbatoi riveste molta importanza lo studio dei raccordi, perche' e' li' che si origina una perturbazione dello stato tensionale membranale, e' li' che le sollecitazioni, e quindi le tensioni, raggiungono i valori massimi.

Per raccordo in un serbatoio si intende la zona in cui:

1) la linea meridiana della superficie media presenta brusche variazioni di curvatura (fig. 5);

2) la linea meridiana della superficie media presenta un punto angoloso (fig. 6a);

3) si ha una brusca variazione di spessore (fig. 6b);

4) si ha una brusca variazione della temperatura (fig. 6c);

5) si ha una discontinuita' nella distribuzione dei carichi applicati (fig. 4e);

6) si interrompe la continuita' della membrana per applicarvi un vincolo che reagisca con un momento e/o con una forza non tangente al meridiano (fig. 7);

Una forza di reazione diretta secondo la tangente al meridiano, avente ^{cioe'} componente nulla ~~ortogonalmente~~ alla superficie, non

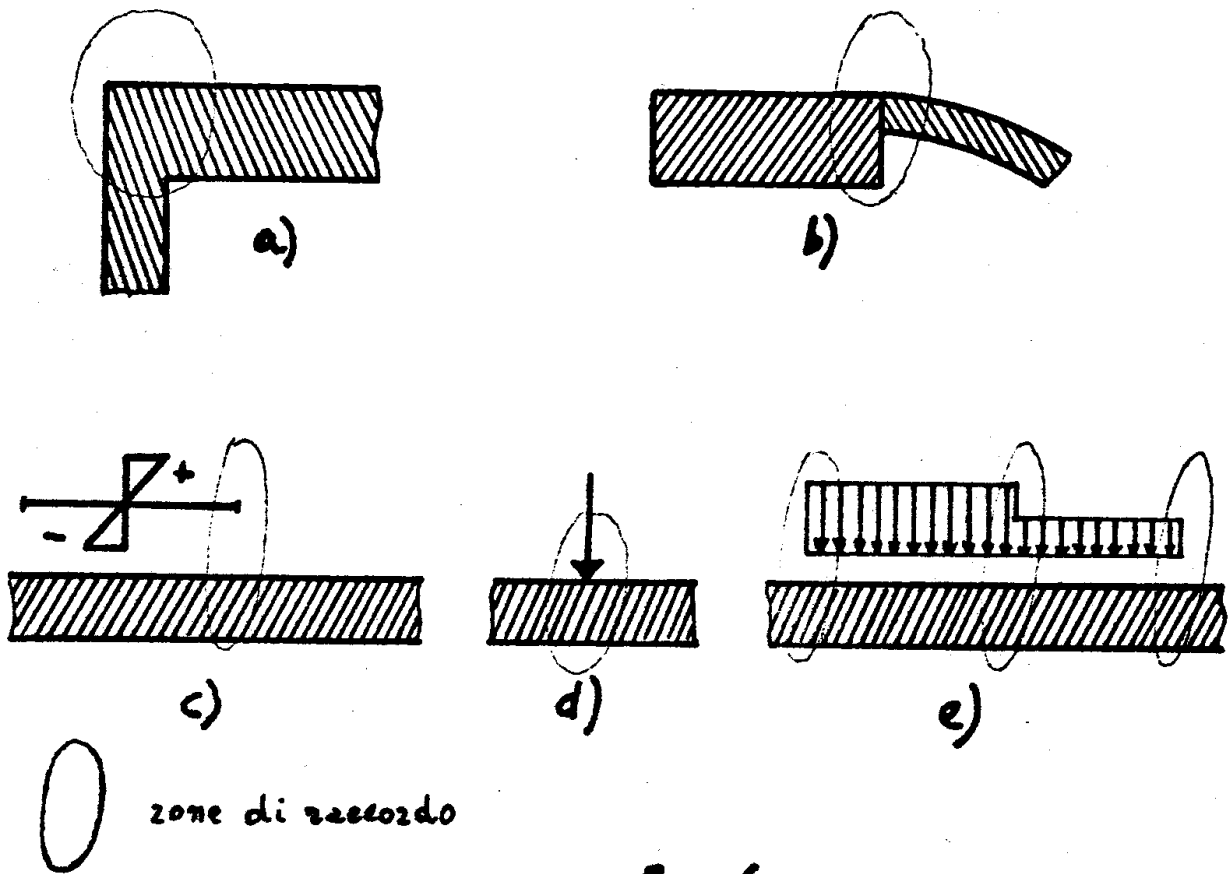
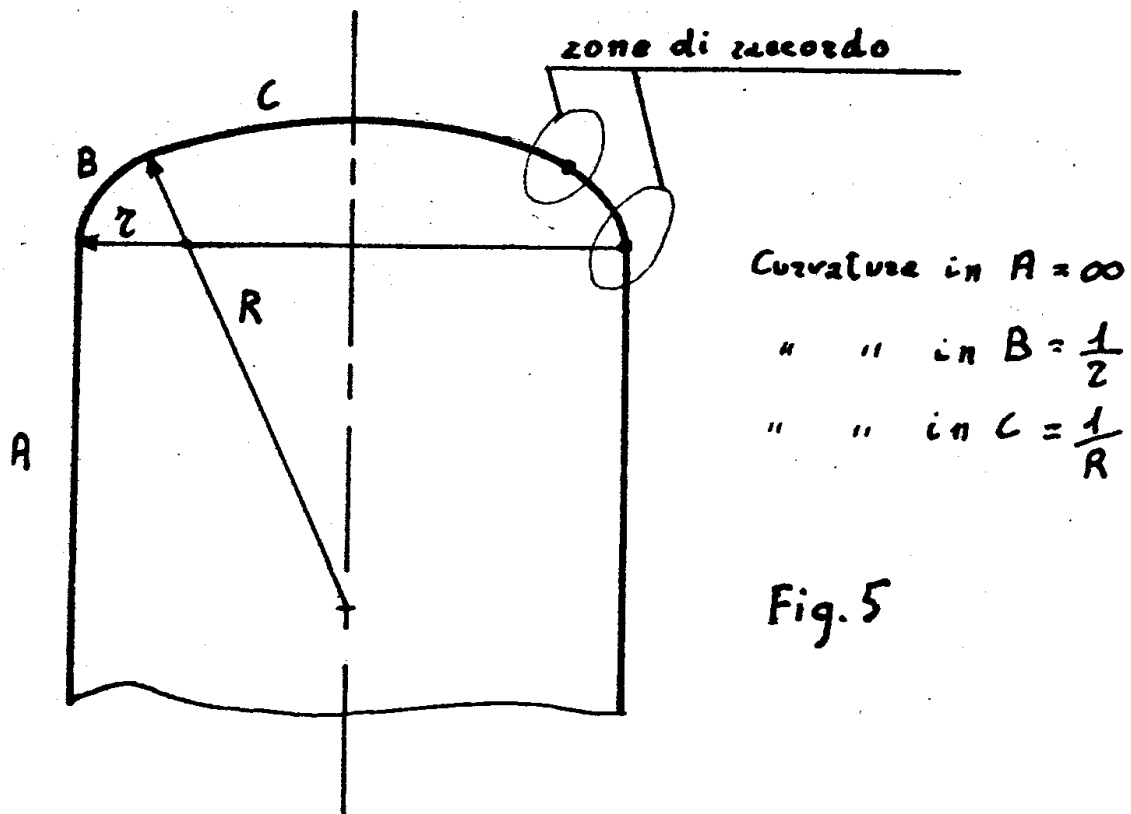
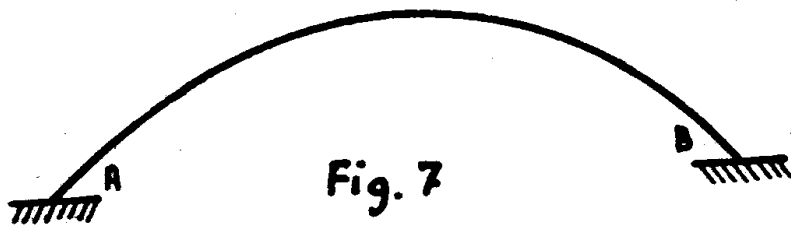
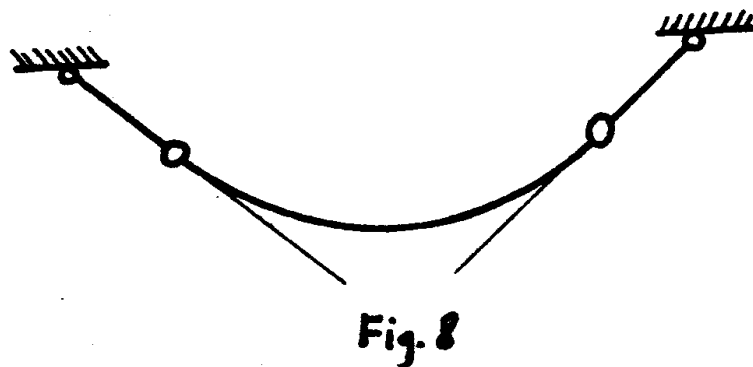


Fig. 6



altera il regime di membrana (Fig. 8).



La teoria membranale non e' piu' sufficiente a giustificare lo stato di tensione reale. A cio' provvede la teoria flessionale (che non trascura la flessione ed il taglio) del guscio assialmmetrico, che dalla trattazione originaria di Love e' presentata in varie vesti da altri Autori (Reissner, Meissner, Novoshilov e Timoshenko, ad es.). L'integrazione del relativo sistema di equazioni differenziali, viene, di solito, effettuata per via numerica. (vedi ad

es. Galletly e Hoff).

Per rendere i risultati di facile utilizzazione si fa uso dei "coefficienti di influenza", ossia delle relazioni che legano le forze e deformazioni applicate sul o sui paralleli di orlo, e dei "coefficienti di influenza interni", ossia delle relazioni che legano le caratteristiche di forze e deformazioni in un parallelo interno alle forze applicate sui paralleli di orlo.

C'e' infine da osservare che le sollecitazioni di flessione

e di taglio, di cui sopra, si estinguono rapidamente al crescere della distanza dal raccordo.

- o - o - o - o -

A coloro che non sanno come impiegare il "tempo libero" raccomandiamo di leggere i seguenti brani:

- Membrane di rivoluzione assoggettate a forze non radialsimmetriche (Belluzzi vol.III, pag.289) -
- Membrane di forma qualsiasi (Belluzzi vol.III, pag.304) -
- Tensioni locali dovute alla flessione nei serbatoi a parete sottile (Timoshenko - Scienza delle costruzioni - vol.II, pag.156) -
- Tensioni termiche negli involucri cilindrici (Timoshenko - Scienza delle costruzioni - vol.II, pag.158).

Esercizi

A) Serbatoi per gas

1) Serbatoio sferico

In ogni punto della superficie media di un serbatoio sferico i raggi di curvatura principali ρ_n e ρ_m sono entrambi uguali al raggio della superficie sferica R , ossia $\rho_n = \rho_m = R$.

Ne deriva, per le (1) e (2),

$$\sigma_n = \sigma_m = \frac{pR}{2s}$$

2) Serbatoio cilindrico

In un involucro cilindrico a sezione circolare retta di raggio R , si ha:

$$\rho_n = R \quad \text{e} \quad \rho_m = \infty$$

e, per le (1) e (2),

$$\sigma_n = \sigma_t = \frac{pR}{s} \quad (\text{tensione tangenziale})$$

$$\sigma_m = \sigma_a = 0 \quad (\text{tensione assiale})$$

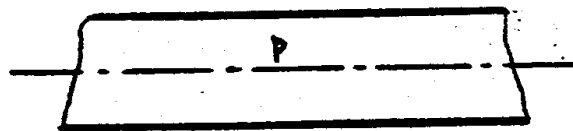


fig. 9

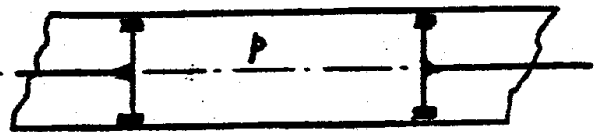


fig. 10

se e' privo di fondi e e' chiuso con pistoni (figg. 9 e 10), ovvero

$$\sigma_t = \frac{pR}{s} \text{ e } \sigma_a = \frac{pR}{2s}$$

nel caso sia munito di fondi (fig. 11).

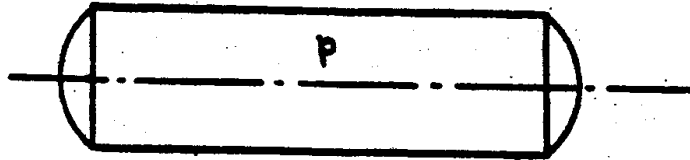


fig. 11

3) Serbatoio conico

In questo caso (figura 12) si ha:

$$\rho_n = \infty$$

$$\rho_n = R = \frac{r}{\cos \alpha}$$

e, per le (1) e (2),

$$\sigma_n = \frac{pR}{s} = \frac{pr}{s \cos \alpha}$$

$$\sigma_m = \frac{pR}{2s} = \frac{pr}{2s \cos \alpha}$$

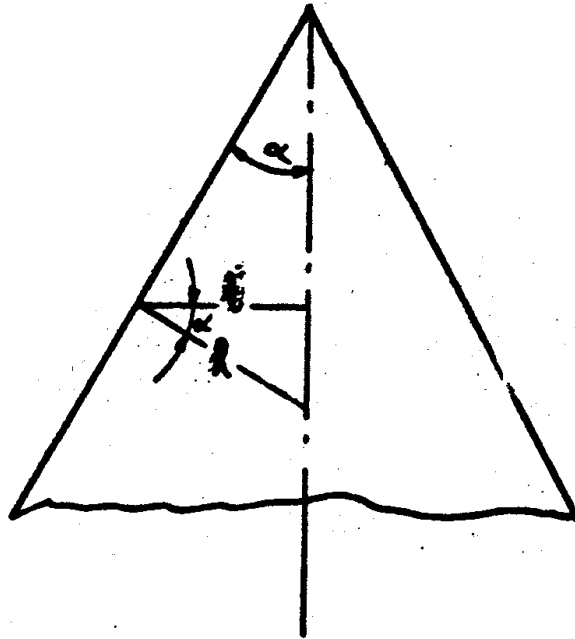


fig. 12

4) Recipienti ellissoidici

Se la superficie media di un involucro di rotazione e' un ellissoide di semiassi a e b , i raggi di curvatura meridiano ρ_m e normale ρ_n in un punto alla colatitudine θ sono dati, rispettivamente, da

Fig. 13

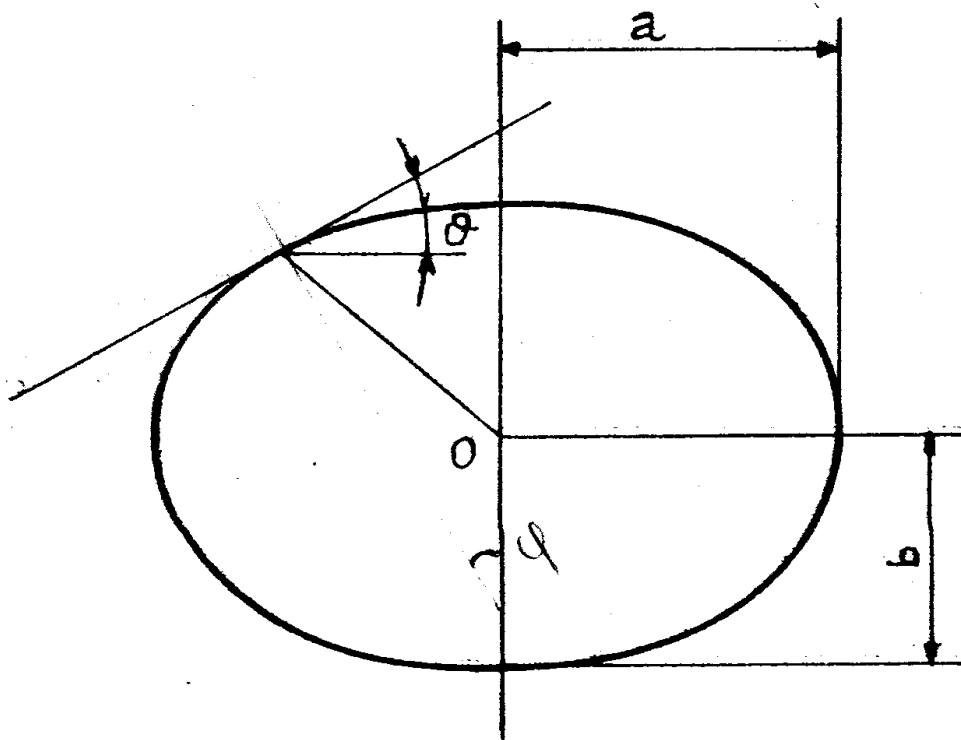


Fig. 13

$$\rho_n = \frac{a^2 b^2}{(a^2 \sin^2 \theta + b^2 \cos^2 \theta)^{3/2}}$$

$$\rho_n' = \frac{a^2}{(a^2 \sin^2 \theta + b^2 \cos^2 \theta)^{1/2}}$$

Noti ρ_n e ρ_n' , con la (2) e la (1) si calcolano nell'ordine σ_n e σ_n'' .

Nei poli si ha $\rho_n = \rho_n' = \frac{a^2}{b}$ onde, per le (1) e (2),

$$\sigma_n = \sigma_n'' = \frac{p \rho_n}{2s} = \frac{p a^2}{2s b}$$

laddove all'equatore, essendo $\rho_n = a$ $\rho_n' = \frac{b^2}{a}$ si ha

$$\sigma_n = \frac{p a}{2s} \quad \text{e} \quad \sigma_n = \frac{p a}{2s} \left[2 - \frac{a^2}{b^2} \right].$$

B) Serbatoi per liquidi.

Nei serbatoi contenenti liquidi, la pressione p , non uniforme, varia nel volume con la legge

$$p = p_0 + \gamma y$$

se indichiamo con γ il peso specifico del liquido, con y (figura 14) la profondita' del punto in cui si valuta la pressione (γy = pressione idrostatica) e con p_0 una eventuale pressione uniforme agente sul liquido.

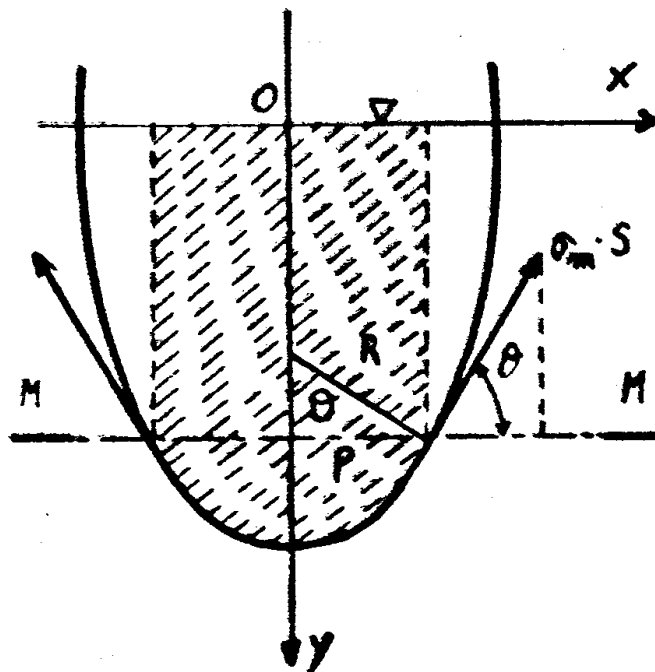


Fig. 14

Pertanto, l'equazione (1) puo' scriversi nella forma

$$\frac{\sigma_B}{\rho_B} + \frac{\sigma_D}{\rho_D} = \frac{P_0 + \gamma V}{s} \quad (1')$$

e l'equazione (2) diventa (vedi fig. 19)

$$\sigma_B = \frac{\gamma V + \rho_0 \pi r^2}{2\pi r s \sin^2 \theta} \quad (2')$$

se si trascura il peso del recipiente rispetto al peso del liquido γV sommato alla forza $\rho_0 \pi r^2$ agente sul liquido stesso.

Il peso del liquido dipende sia dalla configurazione della superficie, sia dal grado di invasamento della medesima.

Con riferimento alla fig. 15 il volume V si puo' calcolare come somma del volume V_1 che sta al disotto del piano $M-M$, e del volume V_2 del sovrastante cilindro la cui direttrice e' il parallelo di intersezione del piano con la superficie media del solido.

Se h e' la distanza del piano $M-M$ dal pelo libero del liquido ed r il raggio di detto parallelo, sara' ovviamente

$$V_2 = \pi r^2 h$$

Il calcolo di V_1 si puo' effettuare in due modi.

I) Se si conosce l'equazione $y = f(x)$ del profilo meridiano dell'involucro, V_1 si ottiene integrando tra 0 ed r , il volume infinitesimo $dV = 2\pi x y dx$ contenuto fra due superfici cilindriche coassiali, di altezza $y = f(x)$ e distanti dx l'una dall'altra:

$$V_1 = \int_0^r dV = \int_0^r 2\pi x y dx = 2\pi \int_0^r x f(x) dx$$

Esempi

1) Serbatoio conico. (Fig. 16)

In questo caso il volume V e' facilmente ricavabile dalle note formule della geometria:

$$V = \pi r^2 (H - h) + \frac{\pi r^2 h}{3}$$

ossia

$$V = \pi \frac{h^2}{\operatorname{tg}^2 \theta} (H - h) + \frac{\pi h^3}{3 \operatorname{tg}^2 \theta} =$$

$$= \frac{\pi h^2}{\operatorname{tg}^2 \theta} \left[H - \frac{2}{3} h \right] = \pi h^2 \left[H - \frac{2}{3} h \right] \operatorname{tg}^2 \alpha .$$

essendo $r = \frac{h}{\operatorname{tg} \theta} = h \cdot \operatorname{tg} \alpha$

Di conseguenza la (2'), con la ipotesi che sia $p_0 = 0$, diventa

$$\sigma_n = \frac{\gamma V}{2\pi r s \sin \theta} = \frac{\gamma V}{2\pi h \operatorname{tg} \alpha s \cos \alpha} =$$

$$= \frac{\gamma \pi h^2 \left[H - \frac{2}{3} h \right] \operatorname{tg}^2 \alpha}{2\pi s h \operatorname{tg} \alpha \cos \alpha} = \frac{\gamma \cdot h \left[H - \frac{2}{3} h \right]}{2 s} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha} .$$

Essendo inoltre

$$\rho_n = \infty, \quad \rho_n = \left[\frac{h}{\cos \alpha} \right] \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad \text{e} \quad p = \gamma (H - h)$$

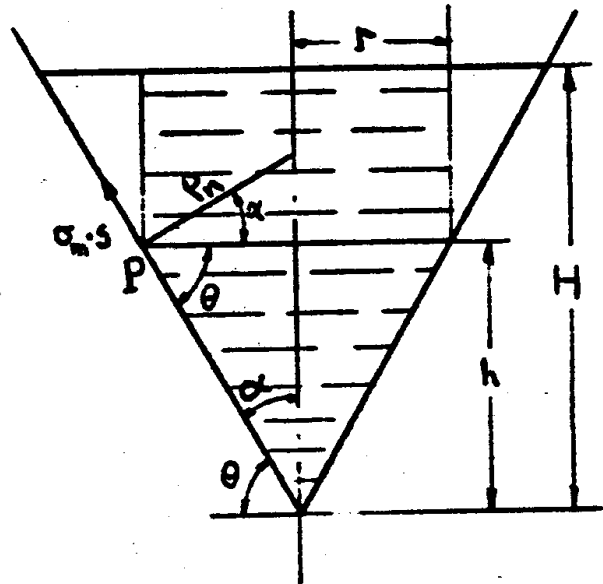


fig. 16

dalla (1') risulta

$$\frac{\sigma_n}{h} \frac{\cos \alpha}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{p}{s} = \frac{\gamma(H-h)}{s}$$

onde

$$\sigma_n = \frac{\gamma h}{s} (H-h) \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha},$$

Uguagliando a zero le derivate rispetto ad h , si trova che σ_n e σ_m raggiungono il loro massimo valore rispettivamente, per $h = \frac{H}{2}$ e per $h = \frac{3}{4} H$.

Essi sono:

$$[\sigma_n]_{h=\frac{H}{2}} = \frac{1}{4} \gamma H^2 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha}$$

$$[\sigma_m]_{h=\frac{3}{4}H} = \frac{3}{16} \gamma H^2 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha}$$

2) Serbatoio cilindrico

Di un serbatoio cilindrico ad asse verticale chiuso inferiormente con un fondo sferico in parete sottile e recante all'interno un anello di rinforzo (fig. 17) in corrispondenza del raccordo del mantello cilindrico con il fondo, vogliamo calcolare le tensioni massime σ_m e σ_n nella parte cilindrica e in quella sferica, nonché la tensione di compressione nell'anello di rinforzo, a prescindere dagli effetti di bordo (vedi Raccordie appunti "Recipienti in pressione - Parte B". Piastre curve).

Per la parte cilindrica, essendo $\rho_m = \infty$ e $\rho_n = r$, nell'ipotesi di pressione uniforme nulla: $p_0 = 0$, si ha, per la (1'):

$$\frac{\sigma_n}{r} = \frac{\gamma r}{s}$$

ossia

$$\sigma_n = \frac{\gamma r^2}{s}$$

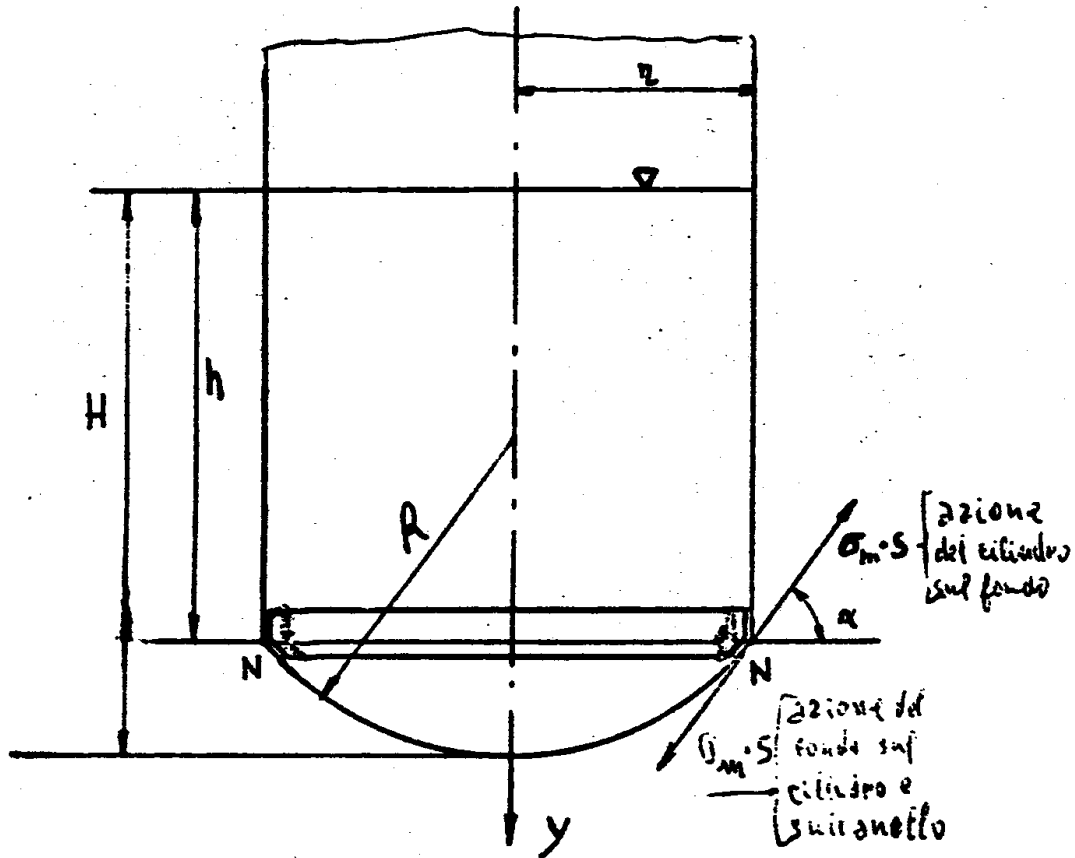


fig. 17

e

$$(\sigma_n)_{max} = \frac{h y r}{s}$$

La (2') ci fornisce la σ_n :

$$\sigma_n = \frac{Q}{2\pi r s}$$

ove Q e' il peso di tutto il liquido.

Per la parte sferica, la massima tensione si ha nel punto piu' basso, ove la pressione del liquido e' γH . e $\sigma_r = \sigma_s$; pertanto dalla (1') avremo:

$$2 \frac{\sigma_{max}}{R} = \frac{\gamma H}{s}$$

onde

$$\sigma_{max} = \frac{R \gamma H}{2s}$$

Le tensioni di compressione nell'anello sono dovute alle componenti radiali delle azioni esercitate dalla calotta sferica sul cilindro. Su ogni elemento di superficie che si estende circonferenzialmente per un tratto di parallelo di lunghezza unitaria agisce la forza di trazione

$$\sigma_r \cdot s \cdot l$$

la cui componente radiale

$$\sigma_r \cdot s \cdot \cos \theta$$

si trasmette all'anello di rinforzo che viene cosi' ad essere uniformemente premuto sull'estradosso.

Per calcolarne le tensioni prendiamo in considerazione meta' anello sul quale agiscono, oltre ai menzionati carichi, le forze F' esercitate dall'altra meta' asportata.

Il sistema di forze sara' equilibrato allorché si verifica la condizione

$$2F' = \sigma_n \cdot s \cdot \cos\theta \cdot 2r$$

cioe'

$$2F' = \frac{Q}{2\pi r} \cotg\theta \cdot 2r$$

ossia

$$F' = \frac{Q}{2\pi} \cotg\theta$$

essendo

$$\sigma_n = \frac{Q}{2\pi r s \sin\theta}$$

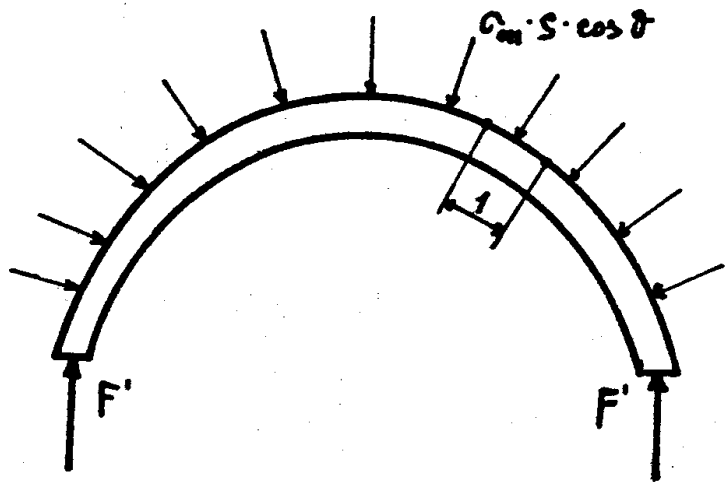


fig. 18

Dividendo infine F' per l'area della sezione dell'anello si ottiene la tensione di compressione voluta:

$$\sigma_c = \frac{Q}{2\pi s} \cotg\theta$$

3) Serbatoio sferico sospeso in un punto assoggettato solo al peso proprio.

Se γ_n e' il peso specifico del materiale della sfera, il peso per unita' di superficie e' $\gamma_n \cdot s$. Sezionata la sfera col piano di traccia 4-4 ortogonale all'asse Ω_1 passante per il punto in cui si vogliono valutare le tensioni, l'area della calotta sottostante il parallelo $m-m$ (fig. 19) e' pari a:

$$A = 2\pi Rf = 2\pi R^2(1 - \cos\theta)$$

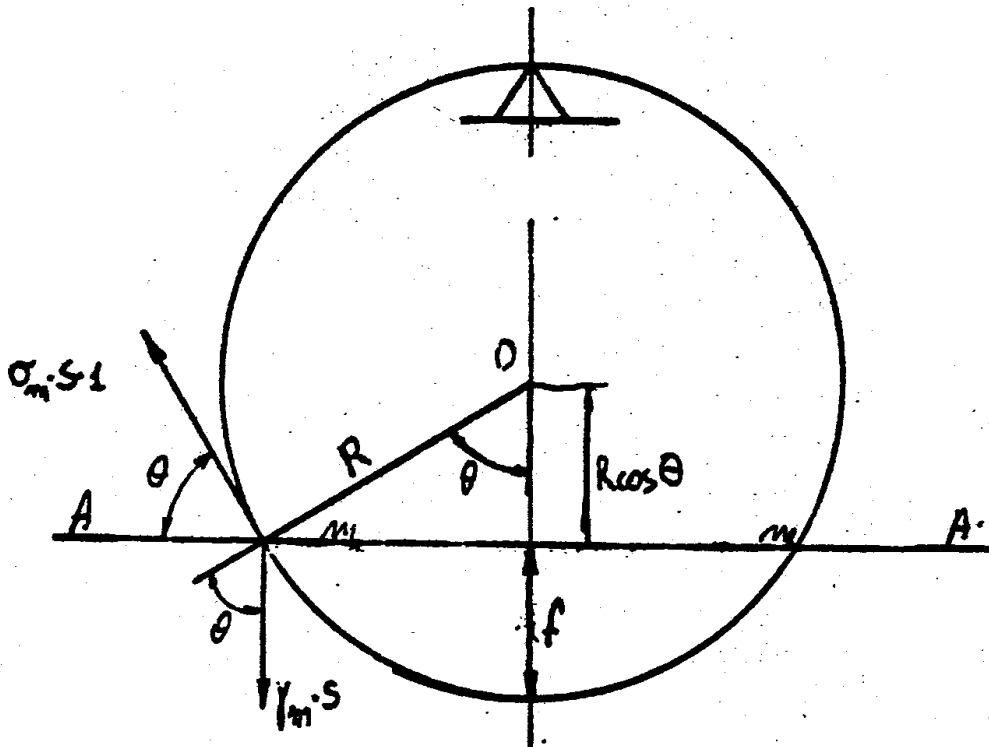


fig. 19

onde

$$Q = \gamma_m \cdot s \cdot A$$

e, per la (2'),

$$\sigma_m = \frac{\gamma_m \cdot s \cdot 2\pi R^2 (1 - \cos\theta)}{2\pi R s \sin^2 \theta} = \frac{\gamma_m R (1 - \cos\theta)}{\sin^2 \theta} = \frac{\gamma_m R}{1 + \cos\theta}$$

essendo $r = R \sin \theta$.

D'altra parte le relazioni valide in questo caso

$$p = \gamma s \cos \theta \quad \text{e} \quad \rho_m = \rho_n = R$$

in uno con ^{la} (1) forniscono:

$$\sigma_n = \frac{pR}{s} - \sigma_n = \frac{\gamma_n \cdot s \cdot \cos \theta R}{s} - \frac{\gamma_n R}{1 + \cos \theta} =$$

$$= \gamma_n R \left(\cos \theta - \frac{1}{1 + \cos \theta} \right)$$

La tensione meridianale è dappertutto positiva, mentre $\sigma_n \geq 0$, a seconda che $\theta \leq 51^\circ 50'$.

Nel punto di sospensione ($\theta = 180^\circ$) i valori di entrambe le tensioni σ_n e σ_n tendono all'infinito.

Recipienti di uniforme resistenza

I serbatoi nei quali le due tensioni principali σ_n e σ_n assumono lo stesso valore, invariabile da punto a punto della parete, vengono comunemente detti serbatoi di uniforme resistenza.

A rigore si dovrebbe dire che un recipiente è di uniforme resistenza quando in tutti i suoi punti la "tensione equivalente" σ_{eq} assume lo stesso valore, giacché la condizione

$$\sigma_n = \sigma_n = k \quad (3)$$

non comporta ovunque nel solido lo stesso grado di pericolosità.

Per individuare le curve profilo di tali recipienti è sufficiente sostituire nella (1) alle σ_n e σ_n il k di cui alla (3)

$$\frac{k}{\rho_n} + \frac{k}{\rho_n} = \frac{p}{s} \quad (3 \text{ bis})$$

e risolvere analiticamente o per via numerica la (3 bis) così ottenuta, per avere i profili riportati nella Fig. 20 nell'ipote

si di pressione uniforme (ovviamente anche qui come in tutti i casi in cui non sia stato detto esplicitamente il contra-

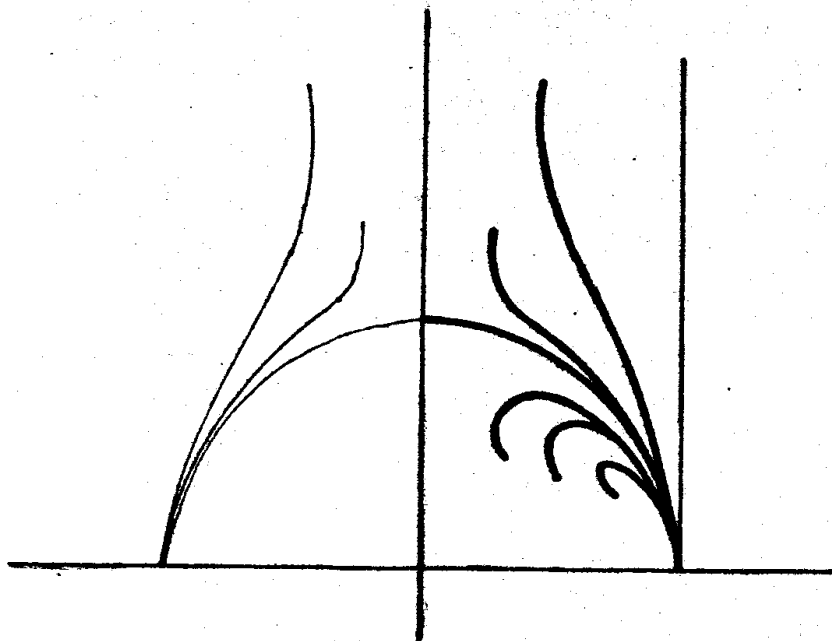


Fig. 20

rio, il peso del recipiente e del suo contenuto non vengono presi in considerazione), l'unica configurazione chiusa e' quella sferica.

I recipienti membranali di uniforme resistenza, contenenti liquidi, assumono le configurazioni riportate nella Fig. 21 se sono sospesi e quella della Fig. 22 se appoggiati.

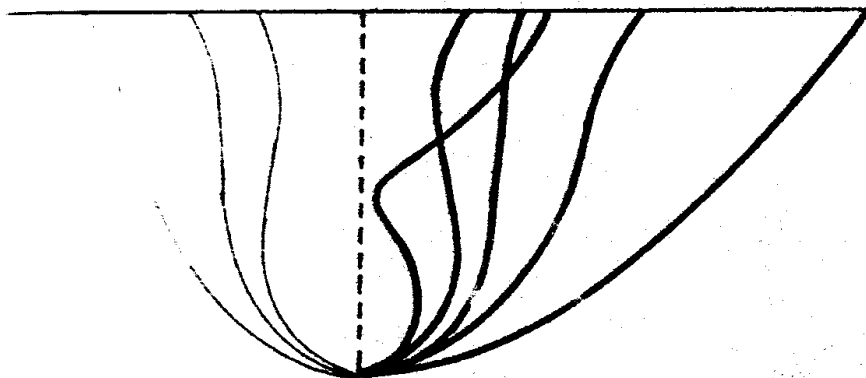


Fig. 21

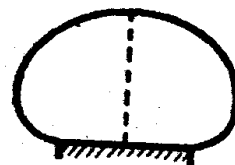


Fig. 22

Criteria di proporzionamento

Il proporzionamento del recipiente cilindrico presuppone il computo della tensione equivalente e , quindi, la scelta di una ipotesi di rottura. L'espressione di calcolo dello spesso re parietale varia pertanto a seconda della ipotesi che viene prescelta. In tali ipotesi, per il proporzionamento dei recipienti a parete sottile ne vengono comunemente considerate soltanto alcune e precisamente:

- l'ipotesi della massima tensione normale
- l'ipotesi della massima deformazione principale
- l'ipotesi della massima tensione tangenziale
- l'ipotesi del massimo lavoro per variazione di forma.

Di seguito vengono ricavate le formule di calcolo corrispondenti alle predette ipotesi di rottura, con riferimento a recipienti premuti solo dall'interno, con una pressione p , ed aventi i raggi r_e esterno ed r_i interno il cui rapporto sarà indicato con k .

Secondo il De Saint Venant il materiale entra in crisi quando la massima $|\sigma|$ supera la σ_r per la prova di trazione monoassiale.

\rightarrow tensione di rottura

Secondo il Lamé per avervi rottura occorre che la max e superi il valore corrispondente alla σ_r come sopra definita.

Secondo il Mohr, quando la max $|\tau|$ supera la τ_r che si ha, su facce inclinate a 45° su quella sollecitata dalla sola σ_r , nella prova a trazione monoassiale.

Secondo il Von Mises, infine, quando il lavoro di sfiguramento massimo supera il valore dello stesso lavoro di sfiguramento relativo ad uno stato tensionale monoassiale con $\sigma = \sigma_r$.

Esaminiamo a quali risultati conduce ciascuna delle ipotesi descritte.

A) Ipotesi del De Saint Venant

Se si fa riferimento al cilindro premuto dall'interno risulta che la max delle σ è la σ_e . Perché dunque ci si trovi in buone condizioni di resistenza deve essere

$$\sigma_{ri} = \sigma_{sicurezza} = \sigma_f$$

(Tensione ammissibile massima indicata conf nelle norme ANCC; v. Appunti Parte II).

essendo (i: interna)

$$k = \frac{r_e}{r_i}$$

$$\sigma_{r_i} = -p$$

e

$$\sigma_s = p \frac{1}{k^2 - 1} \text{ minor di } \sigma_c$$

ossia

$$p \frac{k^2 + 1}{k^2 - 1} = \sigma_s$$

ovvero

$$r_e = r_i \sqrt{\frac{\sigma_s + p}{\sigma_s - p}} \quad r_e - r_i = s = r_i \left(\sqrt{\frac{\sigma_s + p}{\sigma_s - p}} - 1 \right) \quad (5)$$

Con $s = r_e - r_i$ trascurabile rispetto ad r_i , la (5) si scrive

$$\begin{aligned} \sigma_s &= p \frac{r_e^2 + r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} = p \frac{r_i^2 + s^2 + 2r_i s + r_i^2}{r_i^2 + s^2 + 2r_i s - r_i^2} = p \frac{2r_i^2 + s^2 + 2r_i s}{s^2 + 2r_i s} \approx \\ &\approx p \frac{2r_i(r_i + s)}{2r_i s} \approx p \frac{r_i}{s} \end{aligned}$$

da cui

$$s = p \frac{r}{\sigma_s}$$

che e' la formula cosiddetta delle caldaie.

Da notare che s e' espresso in cm se p e' misurato in kg/cm^2 ($\approx \text{atm}$), r in cm, σ_r in kg/cm^2 . Se invece, come piu' spesso avviene, si vuole s in mm, con p sempre in atm, r in mm e σ_r in kg/mm^2 si deve scrivere:

$$s = \frac{pr}{100 \sigma_r} \quad (6)$$

oppure

$$s = \frac{pD}{200 \sigma_r} \quad (D = \text{diametro})$$

Questa formula (che trascura lo spessore e quindi la distribuzione di σ_r al variare di r) puo' essere ottenuta semplicemente, sempre nel caso di parete sottile, nel seguente modo.

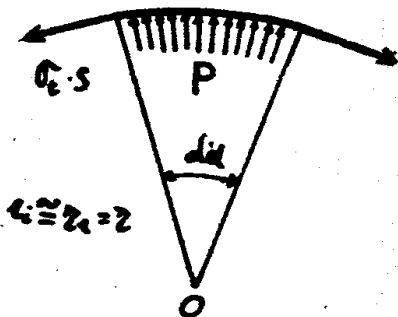


Fig. 23

Facendo riferimento alla fig. 23, per l'equilibrio deve essere:

$$prda = 2\sigma_r s \sin \frac{da}{2} \approx \sigma_r s da ;$$

da cui:

$$s = \frac{pr}{\sigma}$$

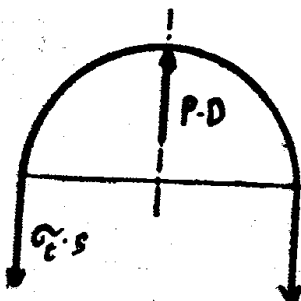


fig. 24

Oppure sezionando il cilindro con un piano assiale ed allontanando una meta' dopo averla sostituita con le forze $\sigma_r \cdot s \cdot 1$; queste dovranno equilibrare la risultante delle forze dovute alla pressione e agenti sull'altra meta'. Si ha:

$$pD = 2\sigma_r s$$

da cui

$$s = \frac{pD}{2\sigma_r}$$

B) Ipotesi del Lamé

Abbiamo detto che secondo Lamé si ha rottura quando la $|\epsilon_{max}|$ raggiunge il valore della ϵ_r di uno stato tensionale monoassiale. Occorre quindi vedere quale delle tre ϵ è massima nel punto più sollecitato del solido.

Sempre nel caso che stiamo trattando ($p_e = 0$) la massima ϵ è la ϵ_t : ossia sulla fibra interna. Infatti è:

$$\sigma_t > \sigma_a > \sigma_r$$

quindi

$$\sigma_t + \sigma_a > \sigma_t + \sigma_r > \sigma_a + \sigma_r$$

Per cui, essendo:

$$\epsilon_t = \frac{1}{E} \left(\sigma_t - \frac{\sigma_a + \sigma_r}{m} \right) ;$$

$$\epsilon_a = \frac{1}{E} \left(\sigma_a - \frac{\sigma_t + \sigma_r}{m} \right) ;$$

$$\epsilon_r = \frac{1}{E} \left(\sigma_r - \frac{\sigma_t + \sigma_a}{m} \right) ;$$

la ϵ_t , per la quale alla grandezza maggiore si sottrae la minore, risulta la massima. Il massimo valore è poi attinto da ϵ_t sulla fibra interna perché è ivi massima la σ_t , e la σ_r parte a \rightarrow allunge anch'essa, in valore assoluto, il massimo.

Del resto, volendo confrontare meglio i valori delle ϵ , basterà sostituire nelle relative espressioni le espressioni delle σ . Si ha per $m = 10/3$:

$$\epsilon_t = \frac{1}{E} \left[\frac{2}{5} \frac{pr_i^2}{r_e^2 - r_i^2} + \frac{13}{10} p \frac{r_i^2 r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} \cdot \frac{1}{r^2} \right]$$

$$\epsilon_a = \frac{1}{E} \frac{2}{5} \frac{pr_i^2}{r_e^2 - r_i^2}$$

$$\epsilon_r = \frac{1}{E} \left[\frac{2}{5} \frac{pr_i^2}{r_e^2 - r_i^2} - \frac{7}{10} p \frac{r_i^2 r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} \cdot \frac{1}{r^2} \right]$$

dalle quali appare evidente che e' sempre $\epsilon_t > \epsilon_r$, ed inoltre $\epsilon_{tmax} = \epsilon_{ri}$.

Se poi e' $\sigma_a = 0$ (assenza di fondi), a pari p la ϵ_{ti} risulta maggiore; cioe' la presenza dei fondi e' benefica nei riguardi della sicurezza. Cio' posto, per essere in buone condizioni di resistenza deve essere

$$\epsilon_{ti} \leq \epsilon_s = \frac{\sigma_s}{E}$$

cioe':

$$\epsilon_{ti} = \frac{1}{E} \left[p \frac{k^2 + 1}{k^2 - 1} + \frac{p}{m} - \frac{p}{m} \frac{1}{k^2 - 1} \right] =$$

$$= \frac{p}{E} \left[\frac{k^2 + 1 + \frac{1}{m} (k^2 - 1) - \frac{1}{m}}{k^2 - 1} \right] =$$

$$= \frac{p}{E} \left[\frac{k^2 + 1 + \frac{k^2}{m} - \frac{2}{m}}{k^2 - 1} \right] = \frac{p}{E} \frac{k^2 \left[1 + \frac{1}{m} \right] + \frac{m-2}{m}}{k^2 - 1} =$$

$$= \frac{p}{E} \frac{1,3k^2 + 0,4}{k^2 - 1} \leq \frac{\sigma_s}{E}$$

avendo posto $m = 10/3$. Quindi deve essere:

$$\sigma_s = p \frac{1,3k^2 + 0,4}{k^2 - 1}$$

ovvero

$$k = \sqrt{\frac{\sigma_s + 0,4p}{\sigma_s - 1,3p}} = \frac{r_e}{r_i} \quad \circ$$

$$s = r_i \left(\sqrt{\frac{\sigma_s + 0,4p}{\sigma_s - 1,3p}} - 1 \right). \quad (7)$$

Ove fosse $\sigma_a = 0$, sarebbe:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{ti} &= \frac{1}{E} \left[p \frac{k^2 + 1}{k^2 - 1} + \frac{p}{m} \right] = \frac{p}{E} \left[\frac{k^2 + 1 + \frac{1}{m} (k^2 - 1)}{k^2 - 1} \right] = \\ &= \frac{p}{E} \cdot \frac{k^2 \left(\frac{m+1}{m} \right) + \left(\frac{m-1}{m} \right)}{k^2 - 1} \end{aligned}$$

da cui, dovendo essere

$$\varepsilon_{ti} \leq \frac{\sigma_s}{E}$$

si ha:

$$\sigma_s = p \frac{1,3k^2 + 0,7}{k^2 - 1}$$

e lo spessore

$$s = r_i \left[\sqrt{\frac{\sigma_s + 0,7p}{\sigma_s - 1,3p}} - 1 \right] \quad (8)$$

La (8) - formula di Lamé' per corpi cilindrici senza fondi - da' dunque spessori maggiori della (7). Poiche' per il calcolo dei corpi cilindrici le formule piu' adoperate sono la (6) e la (7) e' interessante stabilire quale sia il rispettivo campo d'applicazione.

Per ragioni di sicurezza si applica, caso per caso, la formula che da' spessori maggiori.

Vale la seguente regola: "Scelta una σ_s in relazione alle caratteristiche del materiale, per pressioni inferiori a $0,165 \sigma_s$ si adoperera' la formula delle caldaie, per pressioni superiori la formula del Lamé'". Infatti affinche' sia:

$$s_{Lamé} > s_{Caldaia}$$

e' necessario che si abbia:

$$\sqrt{\frac{\sigma_s + 0,4p}{\sigma_s - 1,3p}} - 1 > \frac{p}{\sigma_s}$$

ossia

$$\sqrt{\frac{\sigma_s + 0,4p}{\sigma_s - 1,3p}} > 1 + \frac{p}{\sigma}$$

Ponendo $y = \frac{p}{\sigma}$ ed elevando al quadrato si ha:

$$\frac{1 + 0,4y}{1 + 1,3y} > 1 + y^2 + 2y \quad ; \quad 1 + 0,4y > (1 - 1,3y)(1 + y^2 + 2y)$$

$$1 + 0,4y - 1 + 1,3y - y^2 + 1,3y^3 - 2y + 2,6y^2 > 0 .$$

$$1,3y^3 + 1,6y^2 - 0,3y > 0 ,$$

Posto il primo termine eguale a zero, l'equazione rappresenterà la condizione per cui $s_L = s_C$. Per y maggiore del valore che soddisfa a questa condizione, sarà $s_L > s_C$.

Dividendo per y , si ha:

$$1,3y^2 + 1,6y - 0,3 = 0 .$$

Risolvendo:

$$y = 0,165 \quad ;$$

quindi

$$p = 0,165 \sigma_s .$$

Resta così giustificata la regola enunciata.

C) Ipotesi del Mohr.

Poiché la τ_{max} nello stato di sollecitazione monoassiale è: $\tau_{max} = \sigma/2$ (sui piani più sopra ricordati), dovremo, per essere in buone condizioni di resistenza, eguagliare la nostra τ_{max} a $\sigma_s/2$. Per uno stato tensionale triassiale, per il quale sia $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ tensioni principali) si ha

$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$. Ricordiamo a questo proposito, che tale espressione della τ_{max} risulta immediatamente dalla rappresentazione di uno stato tensionale triassiale con i cerchi di

Mohr. Dunque nel nostro caso deve essere:

$$\frac{\sigma_{ti} - \sigma_{ri}}{2} = \frac{\sigma_s}{2}$$

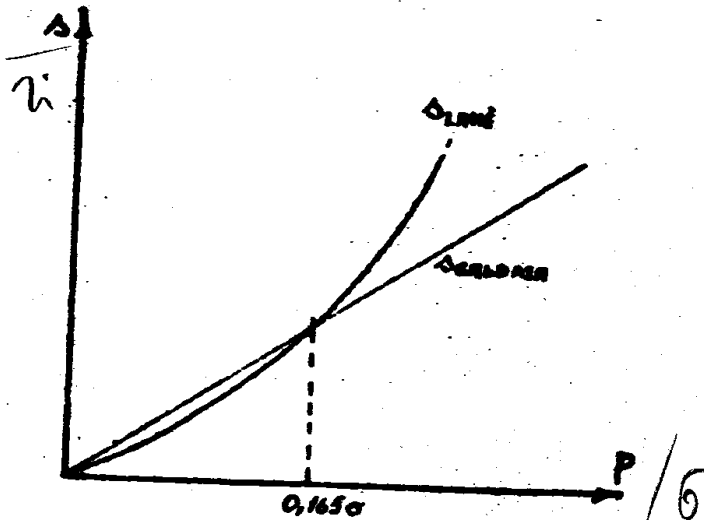


fig. 25

cioè

$$p \frac{k^2 + 1 + k^2 - 1}{k^2 - 1} = \frac{2pk^2}{k^2 - 1} = \sigma_s \quad ; \quad \sigma_s(k^2 - 1) = 2pk^2$$

$$k^2(\sigma_s - 2p) = \sigma_s \quad ; \quad k = \sqrt{\frac{\sigma_s}{\sigma_s - 2p}}$$

ed infine:

$$s = r_i \left[\sqrt{\frac{\sigma_s}{\sigma_s - 2p}} - 1 \right]$$

D) Ipotesi del Von Mises.

Si ha la rottura, secondo Von Mises, quando il lavoro di sfiguramento nella sollecitazione reale eguaglia quello che produce la crisi nella sollecitazione monoassiale.

Definiamo il lavoro di sfiguramento. Il lavoro di deformazione totale (f_t) puo' essere pensato come somma di due lavori, uno relativo alla variazione di volume e un relativo alla sola **Variazione di forma.**

Il primo lo indicheremo con f_d , lavoro di dilatazione; il secondo con f_s , lavoro di sfiguramento. Sara' dunque:

$$f_s = f_t - f_d$$

Alla base di questa teoria sta la considerazione che una pressione del tipo idrostatico non influisce sullo stato limite: cosi' una sfera immersa in un fluido in pressione non si rompe mai, per quanto grande sia la pressione. Cio' perche' la sfera si contrae diminuendo di volume, ma conservando inalterata la forma sferica. Procuriamoci l'espressione del lavoro di sfiguramento f_s . Essendo in un generico punto σ_t , σ_a , σ_r le sollecitazioni o tensioni principali, consideriamo l'espressione

$$\sigma_m = \frac{\sigma_t + \sigma_a + \sigma_r}{3}$$

ossia la tensione media aritmetica delle tre tensioni principali. Se da ciascuna delle σ principali detraiamo la σ_m , le tensioni residue:

$$\sigma_t - \sigma_m \quad ; \quad \sigma_a - \sigma_m \quad ; \quad \sigma_r - \sigma_m$$

sono tali che la variazione di volume ad esse relativa e' uguale a zero. Infatti e' noto che il coefficiente di dilatazione cubica e' proporzionale alla somma delle tensioni normali:

$$\theta = \frac{1}{E} \left[1 - \frac{2}{m} \right] (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)$$

(essendo $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ tensioni principali o comunque tensioni normali ortogonali fra di loro). Nel caso delle tensioni residue σ_i è uguale a zero.

A questo stato tensionale residuo possiamo dunque attribuire il lavoro di sfiguramento e per calcolarlo basterà applicare la formula generale del lavoro di deformazione (1), in funzione delle tensioni principali, al detto stato tensionale residuo.

Si ottiene (per unita' di volume)

$$l_s = \frac{1}{12G} [(\sigma_a - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_a)^2] \gamma$$

o anche:

$$l_s = \frac{m+1}{3Em} [(\sigma_t^2 + \sigma_a^2 + \sigma_r^2) - (\sigma_t\sigma_a + \sigma_t\sigma_r + \sigma_a\sigma_r)] \gamma$$

essendo

$$G = \frac{E}{2 \left(1 + \frac{1}{m}\right)}$$

Nello stato tensionale monoassiale, due delle tre sollecitazioni principali sono uguali a zero. A rottura si ha $\sigma = \sigma_s$ e il massimo lavoro di sfiguramento sarà

$$l_s^r = \frac{m+1}{3Em} \sigma_s^2$$

Il criterio di cui ci stiamo occupando impone che sia:

(1) Ricordiamo la formula:

$$l = \frac{1}{2E} [\sigma_t^2 + \sigma_a^2 + \sigma_r^2 - \frac{2}{m} (\sigma_t\sigma_a + \sigma_t\sigma_r + \sigma_a\sigma_r)] \gamma$$

alla quale si perviene considerando un cubetto con gli spigoli paralleli alle direzioni principali e facendovi agire successivamente prima la σ_t , poi la σ_a ed infine la σ_r . Da tener presente che quando agisce la σ_a lavora anche la σ_t ; quando agisce la σ_r , lavorano anche la σ_t e la σ_a .

$$f_s = f'_s$$

ossia

$$\sigma_t^2 + \sigma_a^2 + \sigma_r^2 - (\sigma_t \sigma_a + \sigma_t \sigma_r + \sigma_a \sigma_r) = \sigma_s^2$$

che per le espressioni di σ_t , σ_a , σ_r per $p_e = 0$,

$$\sigma_t = \frac{pr_i^2}{r_e^2 - r_i^2} + \frac{pr_e^2}{r_e^2 - r_i^2} \cdot \frac{r_i^2}{r_e^2} = p \frac{k^2 z^2 + 1}{k^2 - 1}$$

$$\sigma_r = \frac{pr_i^2}{r_e^2 - r_i^2} - \frac{pr_e^2}{r_e^2 - r_i^2} \cdot \frac{r_i^2}{r_e^2} = -p \frac{k^2 z^2 - 1}{k^2 - 1}$$

$$\sigma_a = \frac{pr_i^2}{r_e^2 - r_i^2} = p \frac{1}{k^2 - 1}$$

ove $z = r/r_i$,

diventa

$$p^2 \frac{3k^4 z^4}{(k^2 - 1)^2} = \sigma_s^2$$

Il massimo valore di z , e quindi di f_s , si ha per $r = r_i$ nel qual caso $e' z = 1$. Quindi la verifica va fatta, anche in questo caso, sulla fibra interna ($r = r_i$). Sarà:

$$p^2 \frac{3k^4}{(k^2 - 1)^2} = \sigma_s^2 \quad \text{e per} \quad x = \frac{\sigma_s}{p}$$

$$x^2 = \frac{3k^4}{(k^2 - 1)^2} ; \quad x(k^2 - 1) = \pm 1,73k^2 ; \quad k^2(1 \pm 1,73) = x ;$$

$$k = \sqrt{\frac{\sigma_s}{\sigma_s \pm 1,73p}}$$

Naturalmente e' valido solo il segno meno perche' deve essere $k > 1$. Infine si ha per s:

$$s = r_i \left[\sqrt{\frac{\sigma_s}{\sigma_s - 1,73p}} - 1 \right] \quad (2)$$

Flange

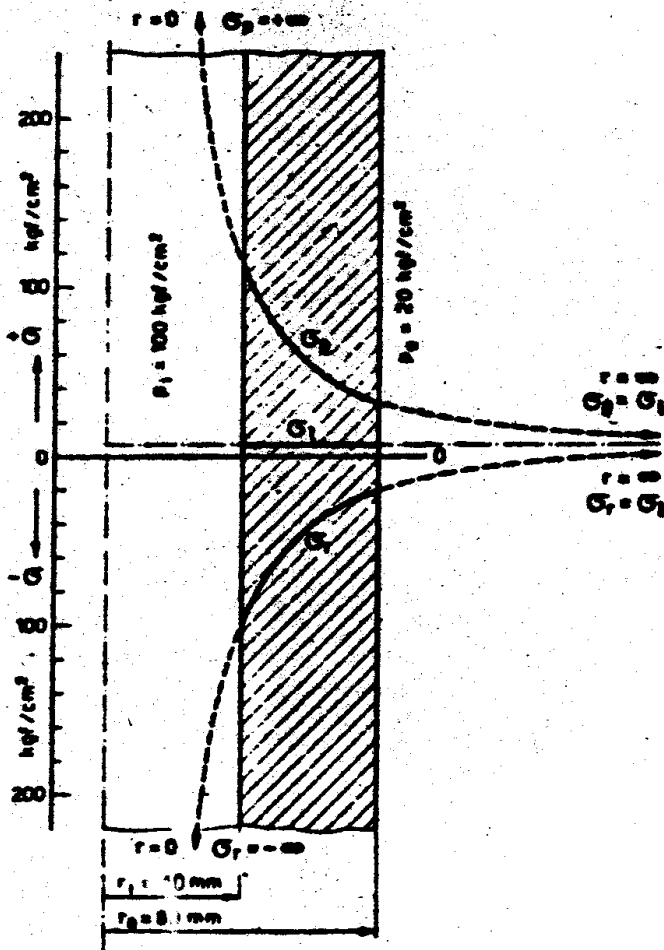
Benche' oggi la saldatura sia molto usata nella giunzione dei tubi, il collegamento a flangia non ha perduto la sua importanza potendo permettere la sostituzione di parte di condotte. Nella costruzione di contenitori ed apparecchi in pressione in ghiera il collegamento a flangia e' poi insostituibile.

Il proporzionamento o la verifica delle flange non standardizzate si puo' ottenere con l'ausilio delle norme ASME (americane), BS (britanniche), DIN (tedesche). La scelta del metodo deve essere fatta dal progettista caso per caso, tenendo conto delle specifiche esigenze di esercizio, del materiale della flangia e del tipo di guarnizione da impiegare.

Recipienti cilindrici a parete grossa

Lo stato tensionale di un recipiente cilindrico a parete

grossa munito di fondi ed assoggettato ad un sistema di forze assialsimmetrico, con il presupposto che il materiale si trovi in regime elastico, e' definito dalle note relazioni (1)



$$\sigma_t = A + \frac{B}{r^2} \quad (\text{tensione tangenziale})$$

$$\sigma_r = A - \frac{B}{r^2} \quad (\text{tensione radiale})$$

$$\sigma_a = A \quad (\text{tensione assiale})$$

ove le costanti A e B si determinano con le condizioni al contorno. Nel caso, ad es., che le forze siano dovute alla pressione interna p_i ed esterna p_e si avra':

fig. 26

$$A = \frac{p_i r_i^2 - p_e r_e^2}{r_e^2 - r_i^2}$$

$$B = (p_i - p_e) \frac{r_i^2 r_e^2}{r_e^2 - r_i^2}$$

essendo $\sigma_r = -p_i$, per $r = r_i$, e $\sigma_r = -p_e$, per $r = r_e$.

(1) MANNA F. "Costruzione di Macchine" L'Ateneo - Napoli - Vol. I - 1963

La distribuzione delle tensioni lungo lo spessore parietale e' indicata a titolo esemplificato nella figura 26 per $p_i > p_e$ e nella fig. 27 per $p_i < p_e$; la tensione equivalente σ_{eq} assume in ogni caso, in corrispondenza del raggio interno, una intensita' maggiore di quella relativa al raggio esterno (figg. 28 e 29).

Ne deriva che nel recipiente cilindrico monoparete la utilizzazione del materiale risulta nel complesso insoddisfacente, nel senso che gli strati interni della parete sono piu' sollecitati di quelli esterni, ed in misura tanto piu' grande quanto maggiore e' il rapporto ρ tra i raggi esterno r_e e interno r_i .

Questo fatto pone evidenti limitazioni all'impiego dei contenitori cilindrici a parete unica per pressioni elevate (almeno fino a quando il materiale viene utilizzato nell'ambito della elasticita' lineare) che nel recente sviluppo industriale si e' andato sempre piu' diffondendo, specie in alcuni settori dell'industria chimica. Il valore limite del rapporto ρ , per tali recipienti (soggetti a regime elastico) puo' venir preso nell'intervallo $3,5 \div 4$.

Per la costruzione dei recipienti cilindrici per alte e altissime pressioni si son dovute, pertanto, ricercare soluzioni idonee ad assicurare la collaborazione massima di strati quanto piu' estesi possibile dello spessore della parete, essendo la migliore utilizzazione del materiale strettamente col-

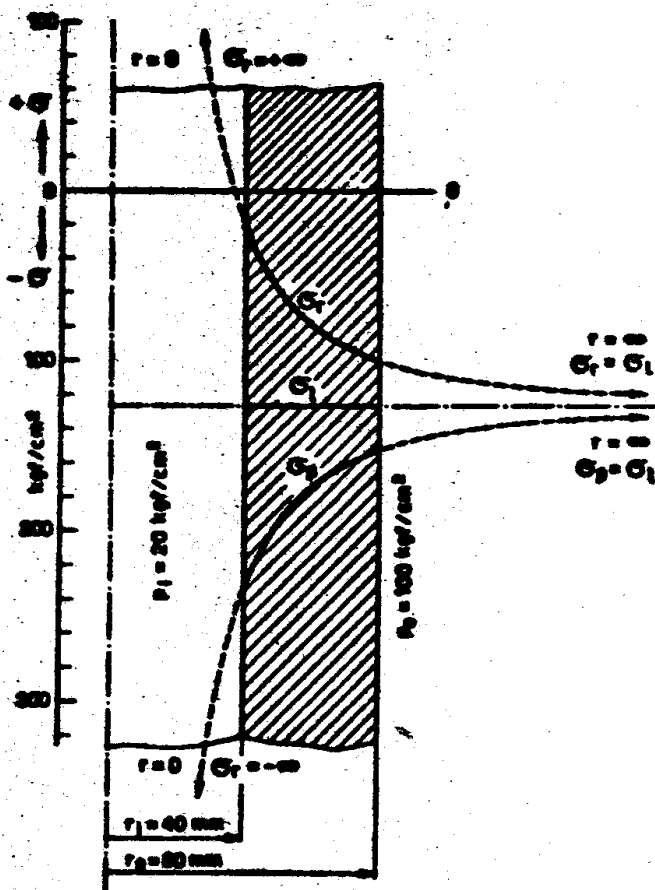
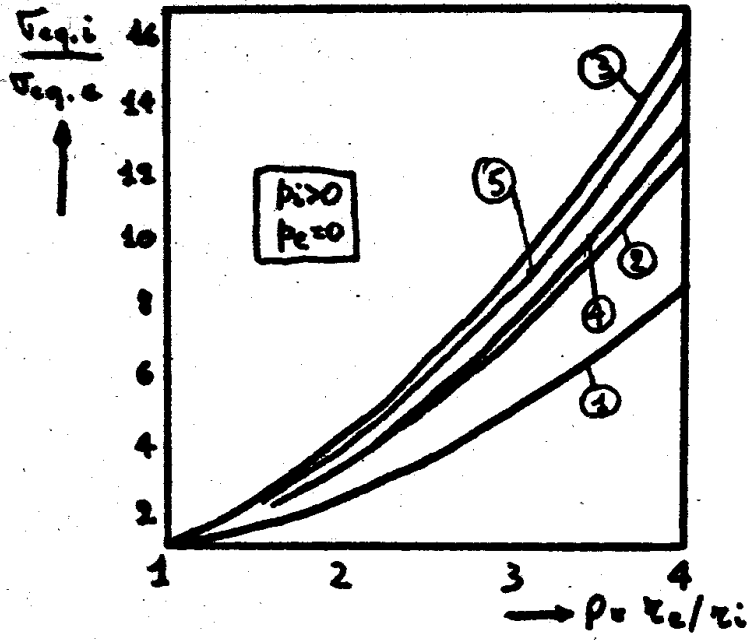
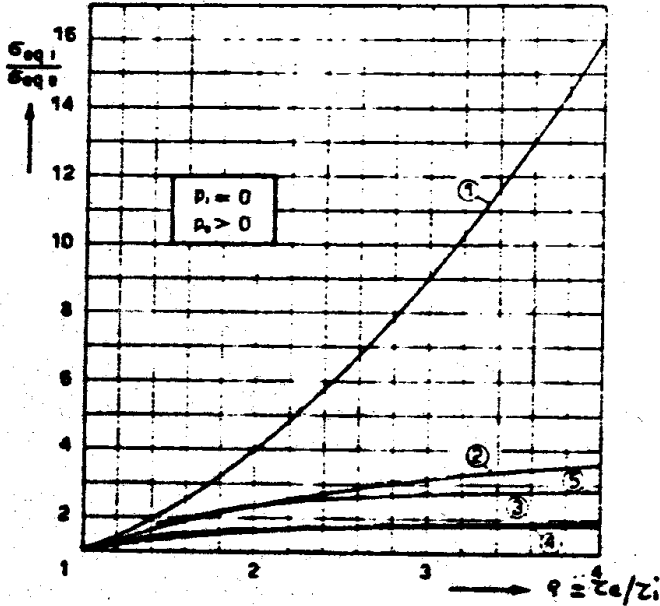


fig. 27



1. Ipotesi di De Saint-Venant
2. Ipotesi di Lamé
3. Ipotesi di Mohr e di Von Mises
4. Ipotesi di Beltrami
5. Ipotesi di Beltrami modificata

fig. 28



1. Ipotesi di Mohr e di Von Mises
2. Ipotesi di Lamé
3. Ipotesi di De Saint-Venant
4. Ipotesi di Beltrami
5. Ipotesi di Beltrami modificata

fig. 29

legata ad una piu' uniforme distribuzione delle tensioni lungo lo spessore (la distribuzione puo' dirsi ottimale dal punto di vista economico quando la tensione equivalente σ_{eq} risulta uniforme lungo tutto lo spessore, e il suo valore uguaglia

quello della tensione ammissibile $\sigma_{am} = \sigma_s \cdot f$

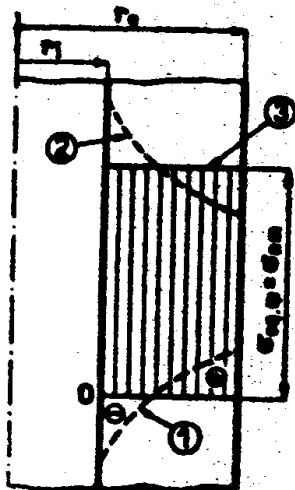
Delle numerose soluzioni proposte solo poche hanno effettiva importanza e diffusione sul piano industriale. Esse si riducono sostanzialmente a tre, note con i nomi di:

- A) recipienti autoforzati o autocerchiati o autofrettati
- B) recipienti a parete multipla (multilayer)
- C) recipienti nastrati.

RECIPIENTI AUTOFRETTATI

Generalita'

Per autofrettaggio od autocerchiatura si intende una particolare operazione tecnologica - eseguita su recipienti cilindrici monoparete - mirante a produrre nello spessore parietale dei recipienti uno stato di pretensione (fig. 30 ad es.) con



Diagrammi delle tensioni parziali e di quella risultante in un recipiente idealmente pretensionato e successivamente assoggettato a pressione interna.

- 1) Diagramma del pretensionamento teorico
- 2) Tensione equivalente prodotta dal solo effetto della pressione interna, in assenza di pretensionamento
- 3) Tensione risultante

fig. 30

figurato secondo un diagramma prestabilito. L'autofrettaggio viene eseguito nel modo che segue.

Per mezzo di pressione interna idraulica, lo spessore pa

rietaie di un recipiente viene dapprima assoggettato ad un pre stabilito grado di plasticizzazione, accompagnato da un moderato trattamento termico, avente lo scopo di stabilizzare le tensioni lungo la parete stessa. Successivamente il recipiente viene decompresso, passando dalla pressione interna di autofrettaggio a quella atmosferica. Dopo la decompressione, gli strati parietali interni - che erano stati assoggettati a regime plastico - mantengono una deformazione permanente; quelli esterni, già assoggettati a deformazione elastica, tendono a riacquistare il loro assetto originario ed esercitano un'azione di compressione sullo strato anulare interno deformato plasticamente. Pertanto, al termine della operazione di autofrettaggio la parete del recipiente risulta soggetta ad un particolare stato di tensione, caratterizzato da:

- compressione per lo strato anulare interno, deformato plasticamente; su di esso lo strato anulare esterno, deformato elasticamente, contraendosi al cessare della pressione idraulica, esercita una pressione dall'esterno;

- trazione per lo strato anulare esterno, deformato elasticamente; la deformazione permanente dello strato interno impedisce, al cessare della pressione idraulica di autofrettaggio, la contrazione dello strato esterno nel quale, per tale ragione, si determina uno stato di coazione che si configura come effetto di una pressione interna.

L'autofrettaggio costituisce un metodo particolarmente semplice per provocare delle pretensioni nei recipienti cilindrici monoparete, che non richiede attrezzature complesse o costose. Esso risulta specialmente vantaggioso per recipienti soggetti a pressioni variabili nel tempo e per strutture caratterizzate da discontinuità parietali (forature ed intagli in genere).

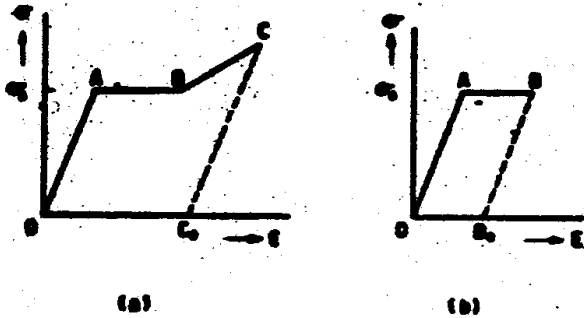
Dal punto di vista storico il procedimento è noto da tempo; è stato largamente impiegato nel passato specie nella costruzione delle bocche da fuoco. Attualmente esso risulta di particolare interesse per i molteplici tipi di recipienti per alte pressioni che sono impiegati nell'industria chimica.

Le caratteristiche dell'autofrettaggio trovano la loro spiegazione nel comportamento dei materiali soggetti a trazione, quale esso appare dal noto diagramma $\sigma = f(\epsilon)$. Per molti materiali metallici il diagramma in questione può schematizzarsi

come indicato nelle figure 31a e 31b.

Nel primo caso (fig. 41a) il diagramma risulta fondamentale

mente costituito da tre tratti:



- il tratto \overline{OA} , nel quale il materiale si comporta elasticamente adeguandosi alla legge di Hooke;

- il tratto \overline{AB} , con andamento sostanzialmente parallelo all'asse delle ascisse, nel qua

fig. 31

le il materiale si snerva con comportamento plastico, anche in assenza di incrementi tensionali; la deformazione cessa quando raggiunge un determinato valore B ;

- se la tensione σ cresce ulteriormente, la deformazione riprende, secondo \overline{BC} , con un andamento che corrisponde approssimativamente ad una nuova legge di proporzionalita', con modulo diverso da quello iniziale; se nel punto C il carico viene annullato la deformazione segue la retta $\overline{CC_0}$, parallela alla \overline{OA} e la deformazione permanente assume il valore $\epsilon = \overline{OC_0}$.

Nel secondo caso, invece (fig. 41b), il diagramma $\epsilon = f(\sigma)$ risulta costituito da due soli tratti:

- il tratto \overline{OA} , che corrisponde al comportamento elastico;
- il tratto \overline{AB} , corrispondente al comportamento plastico; se in B il carico viene annullato la deformazione segue la retta $\overline{BB_0}$ e la deformazione permanente assume il valore $\epsilon = \overline{OB_0}$.

Nell'autofrettaggio, qualunque sia il comportamento del materiale, la deformazione permanente provocata dalla pressione negli strati interni, impedisce - al cessare del carico - la contrazione degli strati esterni e provoca in tale modo lo stato di pretensionamento della parete.

Poiche' il raggio esterno R di plasticizzazione dello spessore parietale puo' variare tra i limiti di r_i (raggio interno) e di r_e (raggio esterno), al variare del raggio R di plasticizzazione si possono conseguire diversi gradi di autofrettaggio. Si parla di autofrettaggio parziale o di autofrettaggio totale, a seconda che la plasticizzazione derivante dalla

pressione idraulica abbia interessato solo parzialmente ovvero totalmente lo spessore della parete. In quello parziale una porzione cilindrica dello spessore - situata nella parte esterna della parete - (non interessata dalla plasticizzazione ottenuta mediante pressione idraulica) rimane in regime elastico. Si ammette che le due zone, plastica ed elastica, siano divise fra loro da una superficie di separazione cilindrica (figura 32).

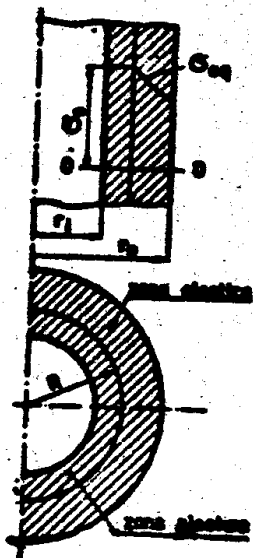


fig. 32

Per nessun tipo di materiale è possibile giudicare di primo acchitto quale sia il grado ottimale di autofrettaggio. Occorre sempre ricercare di volta in volta - per via analitica o per via grafica - le caratteristiche di autofrettaggio idonee a configurare la distribuzione ottimale delle tensioni.

In conclusione, mediante l'operazione di autofrettaggio si conseguono i seguenti vantaggi:

- viene ridotta la punta di tensione indotta dalla pressione interna di esercizio in corrispondenza alla superficie interna della parete; vengono invece maggiormente caricati gli strati parietali esterni che nel recipiente non autofrettato sono invece molto modestamente sollecitati;

- in relazione alla più uniforme distribuzione delle tensioni lungo lo spessore della parete, nel caso di carichi derivanti da pressioni periodicamente variabili, si conseguono delle sensibili riduzioni di ampiezza delle alternanze di carico e si determinano perciò più favorevoli condizioni nei riguardi della resistenza del materiale a fatica.

Un calcolo rigoroso dei recipienti autofrettati risulta notevolmente complesso, in ragione soprattutto delle difficoltà di una attendibile scelta del diagramma $\sigma = f(\rho)$, il cui aspetto configura le caratteristiche di comportamento del materiale in regime elastico e plastico.

BIBLIOGRAFIA: - MACRAE, A. E. "The overstrain of metals" London H.M. Stationary Office, 1930 - MANNING, W. R. D. "The overstrain of tubes by internal pressure" - Engineering, Vol. 159 - pag. 101 e 183, 1945

Recipienti a parete multipla (multilayer) (1)

I recipienti a parete multipla sono costituiti da due o più cilindri calati l'uno sull'altro con un prefissato forzamento, in guisa che - indipendentemente dall'effetto della pressione interna - ciascuno degli elementi cilindrici risulti soggetto a pressione esterna, ad opera del o degli elementi cilindrici esterni a quello che si considera.

La distribuzione delle tensioni lungo gli spessori parietali varia a seconda delle caratteristiche geometriche della parete multipla del recipiente (2); vale a dire a seconda degli spessori che vengono attribuiti ai vari strati che costituiscono la parete del recipiente. Tra le molteplici soluzioni possibili viene definita ottimale

quella per cui, in esercizio, risultano uguali tra loro, in tutti gli strati parietali, i valori massimi della tensione equivalente (fig. 33) che insorge per l'effetto congiunto della pressione interna e del pretensionamento (fig. 34) dovuto al calaggio dei vari elementi cilindrici l'uno sull'altro. A tale condizione corrisponde la migliore possibile distribuzione della tensione lungo lo spessore della parete e la migliore utilizzazione del materiale.

Il metodo Multi-Layer è impiegabile convenientemente se il numero degli strati non è superiore a quattro, poiché all'aumentare di tale numero diminuisce il vantaggio derivante dal suo impiego e crescono in maniera considerevole le difficoltà tecnologiche connesse con la realizzazione del recipiente.

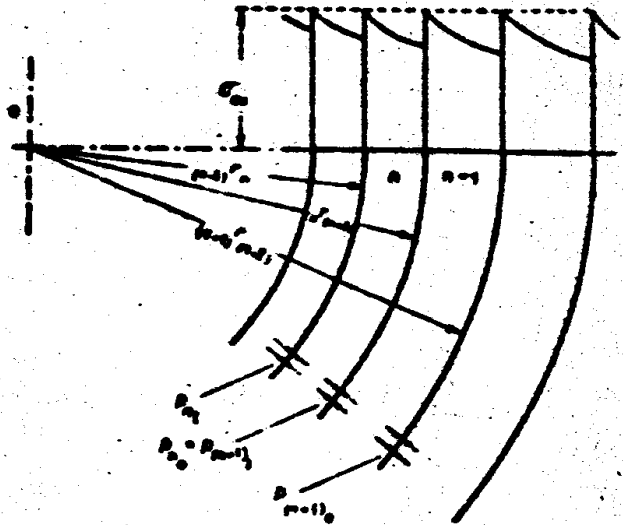


fig. 33

(1) YASPER, T. Mc L. & SCUDDER C. V. "Multilayer construction of thick wall pressure vessels", Trans. Am. Inst. Chem. E., Vol. 37 - pag. 885, 1941
(2) NEVITT, D. M. "The design of vessels to withstand high internal pressure" Trans. Inst. Chem. E., Vol. 14, pag. 85, 1936

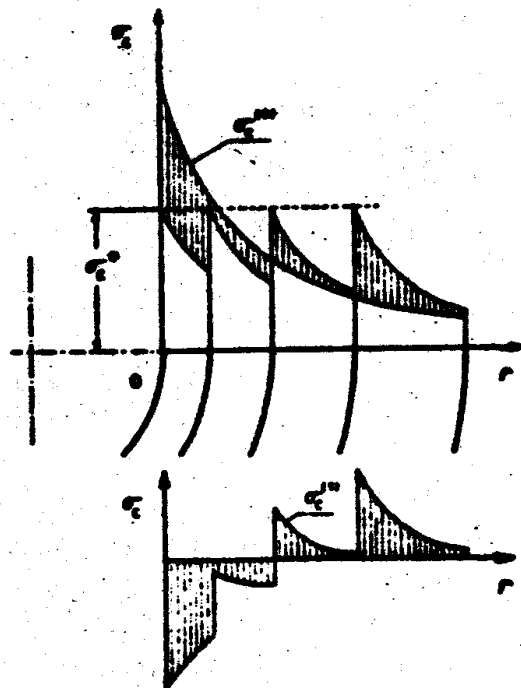


Fig. 34 Andamento delle tensioni di confronto dovute al calettamento equivalente (calaggio)

RECIPIENTI NASTRATI

Generalita'

Mentre il corpo cilindrico multistrato risulta concettualmente del tutto idoneo - in virtu' del tipo di distribuzione tensionale che gli e' proprio - ad essere adottato per i recipienti destinati alle alte ed altissime pressioni, il suo impiego e' in realta' limitato da difficolta' d'ordine costruttivo - e quindi anche economico - che derivano da problemi tecnologici.

Fondamentalmente tali problemi si impernano sulla difficolta' di ottenere gli esatti valori delle interferenze occorrenti per realizzare con la voluta precisione il calaggio, l'uno sull'altro, degli elementi cilindrici che costituiscono il recipiente multistrato; elementi che, per dare luogo alla de-

siderata distribuzione quanto piu' possibile uniforme della tensione equivalente lungo lo spessore della parete, debbono essere numerosi e caratterizzati da valori molto modesti per il loro spessore.

Per ovviare a questa difficulta' costruttiva ed ottenere, con procedimento tecnologico piu' agevole, dei recipienti costituiti da molteplici strati, idonei al contenimento di elevate pressioni, sono stati adottati oramai da diversi decenni i recipienti nastrati la cui realizzazione, nella forma attualmente impiegata, avviene secondo una metodologia - sviluppata a suo tempo in Germania presso Badische Anilin & Soda Fabrik (BASF) e brevettata nel 1938 - che comunemente e' nota nella letteratura tecnica con il nome di metodo Schierenbeck - BASF.

I recipienti, costruiti secondo questo metodo, consistono di un'anima d'acciaio relativamente sottile, intorno alla quale e' avvolto, con andamento spiraleforme e con tensione prefissata, un nastro d'acciaio preventivamente riscaldato il quale, in seguito a raffreddamento, si contrae e sottopone a pressione esterna gli strati della parete ad esso sottostanti. L'avvolgimento viene effettuato facendo ruotare l'anima in guisa che il nastro, proveniente da una bobina pure capace di ruotare, si avvolga con velocita' costante intorno all'anima stessa, dando luogo ad uno stato tensionale omogeneo e simmetrico.

La modalita' dell'operazione di nastraggio e' schematicamente illustrata nella fig. 35. L'avvolgimento a spirale sulla anima dei successivi strati di nastro, che si svolge da apposita bobina, avviene con velocita' lineare di 4 + 5 m/min.

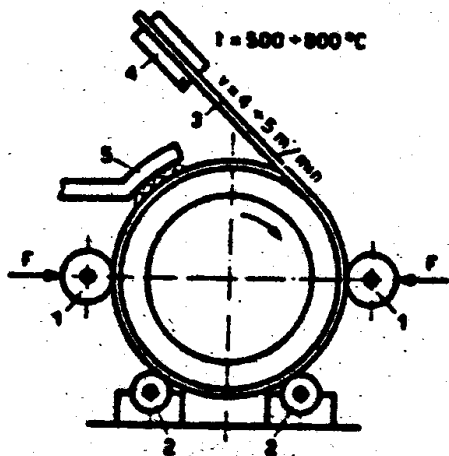


fig. 35

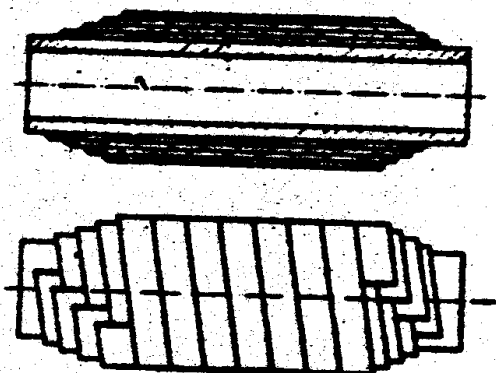
Indicazione schematica della costruzione dei recipienti nastrati

(1 - rulli di compressione; 2 - rulli di rotolamento; 3 - nastro di acciaio; 4 - fornello elettrico di riscaldamento; 5 - raffreddamento ad aria o ad acqua)

Prima di essere avvolto sul recipiente, il nastro d'acciaio viene riscaldato elettricamente ad una temperatura di $500^{\circ} + 800^{\circ}\text{C}$ e dopo 5 o 6 giri di avvolgimento viene bruscamente raffreddato, dapprima con un getto di aria e poi d'acqua, in guisa da ottenere - per effetto della contrazione del nastro - una compressione sugli strati parietali sottostanti.

Affinche' all'atto dell'avvolgimento il nastro si adagi senza giuochi sulla superficie ad esso sottostante, il nastro stesso viene mantenuto pressato sul recipiente per mezzo di rulli di pressione. La tensione di nastroggio si aggira sui 5 kg/mm^2 .

Non appena e' terminato l'avvolgimento di uno strato, l'estremita' del nastro viene saldata al recipiente ed ha inizio l'avvolgimento dello strato successivo. La saldatura dei terminali dei vari strati si presenta come e' indicato in fig. 36



Recipiente in pressione rinforzato mediante avvolgimento di nastro di acciaio a sezione rettangolare.

fig. 36

Durante l'intera operazione di nastroggio il tubo d'anima viene mantenuto refrigerato mediante circolazione di acqua.

Storicamente questa tecnologia si collega a precedenti realizzazioni di recipienti in pressione nei quali gli elementi cilindrici esterni, ovvero eventuali cerchiature esterne con anelli di rinforzo, venivano sostituiti con avvolgimento di filo o di fune metallica o di nastro piatto. Tale nastro piatto a sezione rettangolare veniva avvolto a spirale, inizialmente a freddo, su di un'anima di acciaio. Tuttavia questo genere di rinforzo presentava un duplice inconveniente: che cioe', l'avvolgimento a freddo non assicurava il voluto pretensionamento della parete e che, inoltre, il filo od il nastro impiegati

non erano assolutamente in grado di contribuire al contenimento degli sforzi longitudinali eventualmente presenti nel recipiente.

Al primo inconveniente e' stato successivamente ovviato effettuando il nastraggio a caldo. Al secondo, adottando nastri di sezione piu' complessa, idonei a resistere, piu' o meno efficacemente, anche a sforzi longitudinali.

Le figg. 36, 37 e 38 illustrano alcune soluzioni adottate nel passato per realizzare la nastratura.

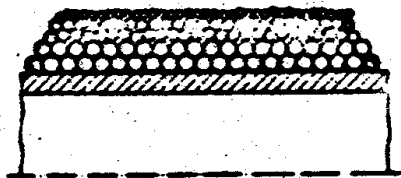


Fig. 37 - Condotta in pressione rinforzata mediante avvolgimento di filo d'acciaio a sezione circolare.

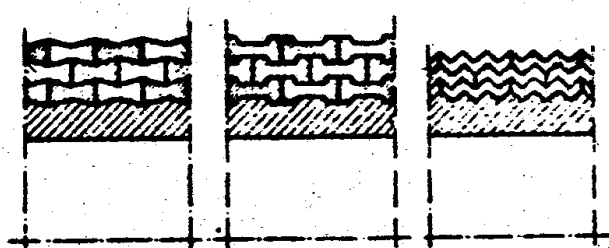


Fig. 38 - Recipienti nastrati con nastro d'acciaio di profilatura particolare, idonei a contenere sforzi longitudinali.

Successivamente l'evoluzione tecnologica dei corpi nastrati - al cui sviluppo ha concorso in Europa in maniera preminente la già citata BASF - e' consistita soprattutto nell'adozione di nastri particolarmente profilati, caratterizzati dapprima da 2 e poi da 3 rientranze ed altrettante sporgenze, come indicato nelle figg. 39 e 40.

Attualmente il tipo di nastro che viene comunemente impiegato e' quello a 3 sporgenze e 3 rientranze, illustrato nella figura 40, la quale fornisce pure le indicazioni dimensionali di questo tipo di profilazione. Con questo nastro, nel passaggio da uno strato a quello successivo si attua uno sfasamento di un terzo della lunghezza del nastro stesso ed il giuoco esistente tra due sezioni contigue viene coperto dal nastro sovrastante il quale, con la sua sporgenza, ingrana con entrambe le due sezioni sottostanti. Anche il tubo d'anima deve naturalmente venire profilato in modo da consentire l'esatto avvolgimen-

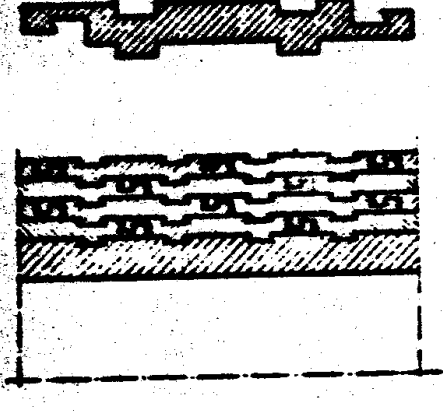


Fig. 39 - Recipiente nastrato con nastro profilato a 2 rientranze e 2 sporgenze.

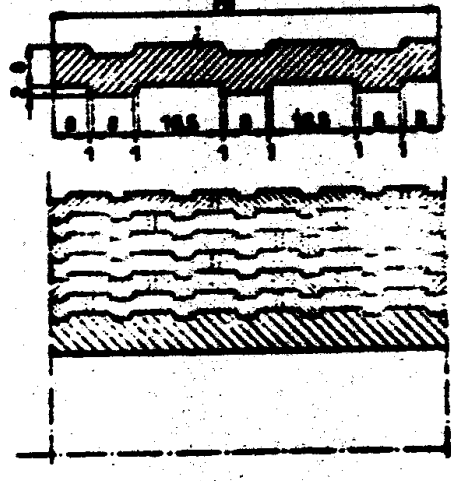


Fig. 40 - Recipiente nastrato con nastro profilato a 3 rientranze e 3 sporgenze.

to del primo strato.

In tale maniera anche la porzione nastrata della parete risulta in grado di contribuire al contenimento degli sforzi longitudinali.

Lo spessore dell'anima viene prescelto appunto in rapporto all'entità degli sforzi longitudinali che l'anima stessa deve sopportare. Nel caso di nastro piatto, tutto lo sforzo longitudinale viene sopportato dall'anima, alla quale, di conseguenza, deve essere attribuito adeguato spessore. Con i nastri profilati, invece, riesce possibile ridurre sostanzialmente la tensione longitudinale dell'anima, il cui spessore può venire portato a valori minimi. Questa circostanza riesce molto vantaggiosa nei riguardi del costo perché consente di adottare tubi d'anima - eventualmente realizzati con acciai speciali - di spessore molto ridotto.

Per quanto concerne gli aspetti positivi dei recipienti nastrati va ricordato ancora il vantaggio derivante dal fatto di poter adoperare materiale laminato, di caratteristiche ben note, il quale per la propria maggiore omogeneità e' in grado di assicurare affidabilità ben maggiore di quella offerta dagli elevati spessori che sono propri dei recipienti monopare-

te. Tanto piu' che nello spessore nastrato la direzione delle tensioni piu' elevate, cioe' quelle periferiche, coincide con la direzione nella quale il materiale del nastro presenta le caratteristiche meccaniche migliori.

Per quanto riguarda la esecuzione dell'anima, e' da rilevare l'assenza delle pesanti e spesse saldature che caratterizzano i recipienti monoparete.

Da ultimo va ricordato sia il fatto che la costruzione dei recipienti nastrati consente un minor sfrido di materiale e sia che il nastraggio puo' venire attuato sul posto di installazione, evitando il trasporto di corpi che, quasi sempre, sono molto pesanti ed ingombranti.

Dal punto di vista del comportamento in esercizio i recipienti nastrati si dimostrano, per alcuni aspetti, piu' sicuri dei recipienti monoparete. Infatti, mentre nei recipienti monoparete una modesta cricca superficiale od interna puo' costituire innesco sufficiente per il cedimento, nei recipienti realizzati con nastri profilati la struttura composita della parete risulta in grado di assicurare la resistenza del recipiente nel suo complesso, anche nel caso di rottura di un singolo nastro. Inoltre, a differenza di quanto avviene nei recipienti monoparete, il cedimento dei recipienti nastrati e' preceduto da grandi deformazioni che risultano idonee a segnalare l'imminenza del collasso della struttura.

I notevoli vantaggi connessi con la costruzione e coll'esercizio dei recipienti nastrati ne hanno determinato, nell'ultimo ventennio, una diffusione sempre crescente specie nel settore dell'industria chimica, con realizzazioni via via sempre piu' importanti.

Lo stato di tensione nei recipienti nastrati

Lo studio dei recipienti nastrati puo' venire effettuato in duplice maniera: facendo ricorso a formule elementari di tipo empirico, ovvero impostando - in termini di massima approssimazione possibile - uno studio della distribuzione delle tensioni.

Per un proporzionamento del tutto approssimativo si riportano, ad esempio alcune formule empiriche che sono fornite dal Kantorowitsch.

Detti:

s' = spessore parietale del tubo d'anima

s'' = spessore globale della parete nastrata

lo spessore globale si calcola mediante la relazione:

$$s' + s'' \geq \frac{p_i r_i}{0,625 \sigma_{an} - 0,5 p_i}$$

Se il tubo d'anima ed il nastro sono di materiale diverso il valore convenzionale della tensione limite di snervamento si assume pari a:

$$\sigma_L = \frac{s'}{s' + s''} \sigma_L' + \frac{s''}{s' + s''} \sigma_L''$$

in cui σ_L' e σ_L'' esprimono il valore della tensione limite del materiale del tubo d'anima e, rispettivamente, di quello del nastro.

Per uno studio piu' accurato dello stato tensionale si procede invece facendo ricorso al principio della sovrapposizione degli effetti. Vengono cioe' studiati separatamente l'effetto prodotto dal solo nasttaggio, quello provocato dalla sola pressione interna e - infine - quello globale derivante dalla sovrapposizione dei due precedenti.

Lo stato tensionale di coazione indotto dalla fasciatura si puo' esprimere in funzione della tensione della banda. La pressione esercitata da una spira di banda avvolta su di una superficie di raggio r_n e'

$$p_n = \frac{s}{r_n} \sigma \quad (13)$$

dove σ e' la tensione nella banda ed s lo spessore di questa. Tale pressione da' luogo nel materiale compreso tra la superficie di raggio r_n e la superficie interna del recipiente a variazioni delle tensioni tangenziale $\Delta\sigma_t$ e radiale $\Delta\sigma_r$, espres-

se da:

$$\Delta\sigma_t = -p_n \frac{r_n^2}{r_n^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_i^2}{r^2} \right)$$

$$\Delta\sigma_r = -p_n \frac{r_n^2}{r_n^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_i^2}{r^2} \right)$$

($r_i \leq r \leq r_n$)

che per la (13) diventano:

$$\Delta\sigma_t = -\sigma \frac{s}{r_n} \frac{1 + \frac{r_i^2}{r^2}}{1 - \frac{r_i^2}{r_n^2}}$$

$$\Delta\sigma_r = -\sigma \frac{s}{r_n} \frac{1 - \frac{r_i^2}{r^2}}{1 - \frac{r_i^2}{r_n^2}}$$

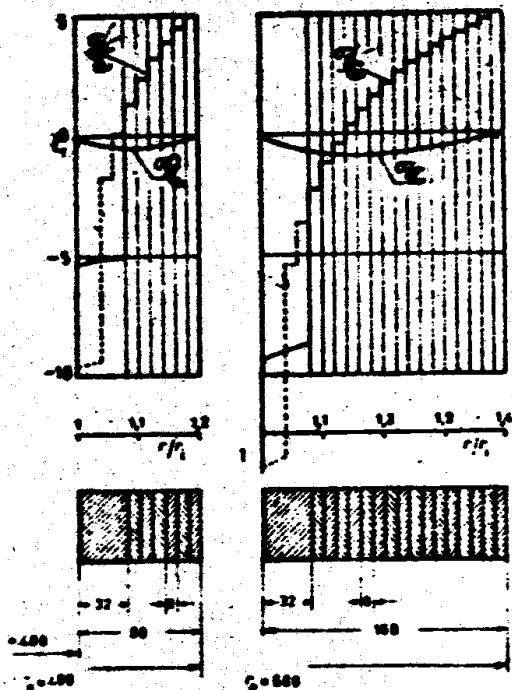
(14)

La sovrapposizione di ogni nuovo strato produce quindi in tutto il materiale sottostante un'alterazione dello stato tensionale secondo le (14). Lo stato tensionale finale si ottiene come somma delle singole variazioni. In fig. 41 sono rappresentati i diagrammi delle tensioni di fasciatura aventi rapporti di raggi rispettivamente

$$k = \frac{r_e}{r_i} = \frac{480}{400} = 1,2 \quad ; \quad k = \frac{560}{400} = 1,4$$

In entrambi si ha $\sigma = 5 \text{ kg/mm}^2$ e $k_{\text{nucleo}} = 1,08$. Le linee a tratti indicano l'andamento delle tensioni tangenziali che si avrebbero, nei due casi, con un rapporto del nucleo $k_n = 1,04$.

Dai diagrammi appare che il nucleo è sottoposto a tensioni tangenziali di compressione di entità crescente con il rapporto tra lo spessore totale del recipiente e quello del nucleo.



Diagrammi di tensioni
in recipienti fasciati

fig. 41

composita estremamente compatta, nella quale i successivi strati sono strettamente aderenti l'uno all'altro; per cui si deve ritenere che le tensioni σ_r - causate sia dal nasttaggio che dalla pressione interna p_i - si trasmettano lungo lo spessore parietale esattamente come nel recipiente monoparete. Lo stesso vale per le tensioni periferiche σ_p , poiche' il nasttaggio consente continuita' indisturbata del flusso di forze in direzione circonferenziale. Viceversa, come gia' ricordato, il flusso di forze in direzione longitudinale risulta molto piu' complesso e comunque dipendente dalla geometria della sezione trasversale del nastro.

I recipienti cilindrici composti, sia multistrati, sia fasciati offrono il vantaggio di permettere di impiegare per lo strato interno materiale diverso che per gli strati rimanenti. In tal modo il problema per la scelta del materiale resistente agli accacchi chimici viene a circoscriversi al solo corpo cilindrico costituente lo strato interno.

Questo vantaggio e' specialmente sentito nei recipienti fa

Le condizioni piu' favorevoli per la buona utilizzazione del materiale si hanno facendo si' che la massima tensione di compressione nel nucleo non superi il valore della massima tensione di trazione nella fasciatura. Questo si ottiene quando lo spessore del nucleo e' pari a $20 + 25\%$ dello spessore totale. In ogni caso il primo non deve essere inferiore al 10% del secondo.

Riesce opportuno a questo proposito ricordare che, dal punto di vista della distribuzione tensionale, la parete di un recipiente nastrato costituisce una struttura

sciati, i quali per questo, oltre che per la semplicità e per la economicità del procedimento costruttivo, appaiono particolarmente adatti per le applicazioni nell'industria chimica.

LA COSTRUZIONE DEI RECIPIENTI IN PRESSIONE (*)

1. Generalità.

I recipienti in pressione trovano impiego nei più svariati settori dell'industria; tuttavia le applicazioni più numerose e più importanti - sia per quanto concerne le dimensioni delle costruzioni e sia per quanto attiene alle condizioni di esercizio (pressione e temperatura) - appartengono ai settori seguenti:

- generatori di vapore;
- industria chimica;
- applicazioni fluidodinamiche.

I recipienti in pressione in genere, ma più particolarmente quelli per elevate pressioni, vengono di norma realizzati come costruzioni singole; molto più raramente come costruzioni di serie. Lo sviluppo delle tecniche di progettazione e costruttive è strettamente collegato alla evoluzione dei materiali disponibili per l'esecuzione, in rapporto alle esigenze di sicurezza che sono proprie dell'esercizio in questo genere di costruzioni.

Le modalità esecutive comunemente adottate sono condizionate dalle caratteristiche fisiche e chimiche dei fluidi contenuti nei recipienti. Pertanto, a seconda delle caratteristiche d'esercizio si adottano costruzioni ottenute per fusione, per fucinatura o da laminati.

Per lungo tempo, sia nel campo delle pressioni moderate che in quello delle alte pressioni, ha predominato il recipiente monoparete, variamente realizzato. Successivamente, specie in rapporto alle accresciute esigenze dell'industria chimica ed in conseguenza degli sviluppi della metallurgia, si sono potuti realizzare dei notevoli progressi costruttivi, e, mentre si è evoluta la costruzione del monoparete, hanno avuto svi-

(*) Lurzolla - Recipienti in pressione - Padova

luppo i recipienti a pareti multiple di diverso tipo.

Per quanto concerne i materiali, dapprima e' prevalso l'impiego degli acciai al carbonio e successivamente - gia' a partire dal primo decennio di questo secolo - sono stati adottati gli acciai legati, con i quali e' risultato possibile migliorare in maniera sostanziale le caratteristiche

di resistenza dei recipienti. Nel contempo, in relazione alla evoluzione tecnologica e' risultato pure possibile incrementare in maniera molto notevole le dimensioni delle costruzioni, specie di quelle ottenute per fucinatura e per lavorazione a freddo con asporto di truciolo.

Infine la tecnica costruttiva dei recipienti in pressione si e' evoluta in funzione dello sviluppo delle metodologie di controllo non distruttivo dei materiali - con raggi X, raggi γ od ultrasuoni - le quali hanno contribuito in maniera decisiva a rendere possibile la costruzione dei recipienti di grandi e grandissime dimensioni a parete sia semplice che multipla.

Come risulta dalle trattazioni analitiche svolte nei capitoli precedenti, i recipienti in pressione si possono fondamentalmente suddividere - sotto il profilo costruttivo - in due grandi categorie:

- recipienti a parete semplice (monoparete);
- recipienti a parete composita che, a loro volta, si possono distinguere in recipienti multistrato e recipienti nastrati.

Oppure, secondo una schematizzazione proposta da Closs e Maier, i recipienti in questione si possono suddividere in funzione della modalita' strutturale adottata per il contenimento degli sforzi longitudinali. Secondo tale criterio i recipienti in pressione si possono classificare in quattro categorie:

- 1: recipienti monoparete, nei quali gli sforzi longitudinali vengono sopportati da tutto lo spessore parietale;
- 2: recipienti a parete composita, nei quali gli sforzi longitudinali vengono sopportati esclusivamente dall'elemento parietale interno; ;
- 3: recipienti a parete composita, nei quali gli sforzi longitudinali vengono sopportati da elementi strutturali co-

struiti appositamente per assolvere a tale funzione;

- 4: recipienti a parete composita nei quali tutti gli strati parietali concorrono al contenimento degli sforzi longitudinali.

Maggiori dettagli costruttivi per i fondamentali tipi di recipienti vengono forniti nei capitoli che seguono.

2. Recipienti a parete semplice

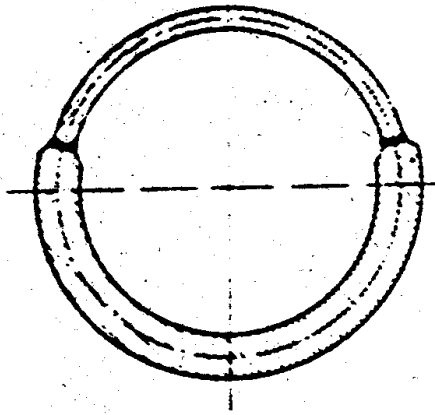
2.1. Recipienti monoparete in lamiera saldata

Per il contenimento di basse e medie pressioni si impiegano recipienti cilindrici - usualmente a parete sottile - la cui parte cilindrica viene ottenuta saldando tra loro tegoli o virole ricavati da lamiera. La lamiera viene incurvata, a freddo o a caldo, su calandra ottenendo, a seconda dei casi, una virola - cioè un elemento richiedente un'unica saldatura longitudinale per realizzare la configurazione cilindrica - ovvero, più semplicemente, dei tegoli, cioè degli elementi incurvati che, uniti a due a due, mediante saldature longitudinali, configurano un elemento cilindrico completo. Se la lunghezza della lamiera non è sufficiente per completare l'intera lunghezza della porzione cilindrica, occorre saldare tra loro le virole ed i tegoli mediante saldature circonferenziali.

Talvolta riesce necessario costruire delle virole a spessore variabile. In questo caso - che è molto comune nella costruzione dei generatori di vapore, quando le forature sulla parete sono concentrate in una zona del mantello - vengono preparati due tegoli di spessore diverso, che si saldano tra loro come indicato in fig. 52, in guisa cioè che le linee mediane dei tegoli siano l'una il prolungamento dell'altra.

Dopo la saldatura le virole, a causa di deformazioni intervenute, vengono usualmente ricilindrate alla calandra, al fine di assicurare la voluta configurazione circolare.

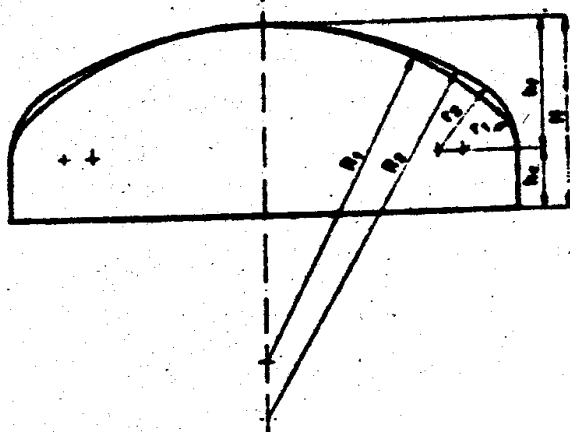
Terminata la costruzione del mantello cilindrico, le estremità vengono chiuse mediante fondi che, nella quasi totalità delle costruzioni, vengono fissati al mantello stesso mediante saldature circonferenziali di testa.



Mantello di un recipiente cilindrico in lamiera saldata, realizzato con tegoli di diverso spessore.

fig. 52

Vengono impiegati fondi con profilazioni diverse: il più delle volte ellittica o paraellittica, più raramente emisferica e più raramente ancora piana. La profilazione più usata è quella paraellittica, realizzata con una curva a due centri di curvatura, come illustrato nella fig. 53.

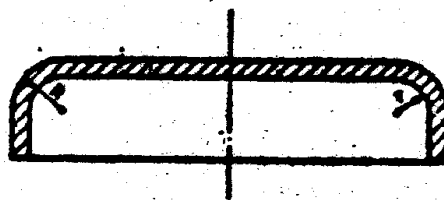


Geometria dei fondi a profilo paraellittico.

fig. 53

La figura 54 rappresenta invece un fondo piano con bordi imbutiti alla pressa.

Dei due fondi almeno uno è provvisto di una foratura per l'ispezionabilità dell'interno, che usualmente è praticata al centro del fondo stesso. L'apertura ha comune

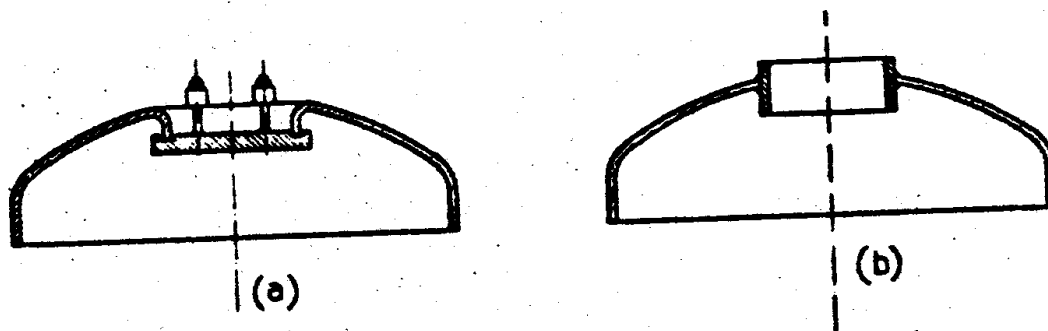


Fondo piano con bordo

fig. 54

mente forma ellittica od ovale con dimensioni dell'asse maggiore e di quello minore di 400 e rispettivamente 300 mm. L'apertura stessa viene rinforzata risvoltandone i bordi verso lo interno, ovvero saldando all'interno della foratura un anello fucinato ed ottenuto da lamiera spessa.

La foratura del fondo viene chiusa ad autoclave mediante una portina piana o bombata (ottenuta per stampaggio), che si appoggia dall'interno sull'anello o sulla bordatura di cui sopra, preventivamente spianati in modo da consentire l'applicazione di una guarnizione per la tenuta. La porticina viene chiusa mediante due tiranti e relativi cavalletti. La fig. 55 illustra due esecuzioni di chiusura ad autoclave della foratura (passo d'uomo) di un fondo paraellittico.



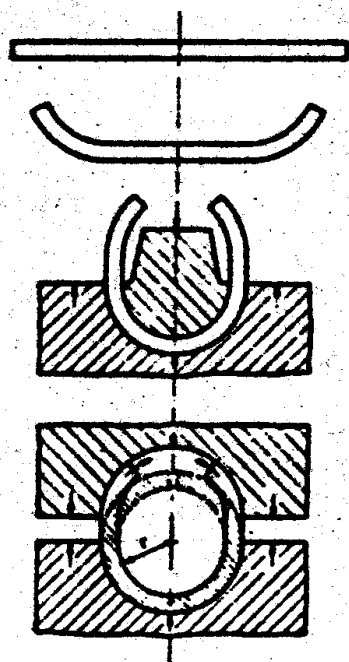
Fondo paraellittico con passo d'uomo chiuso ad autoclave: a) con bordi risvoltati; b) con anello ribadito.

fig. 55

All'aumentare della pressione, necessariamente deve aumentare il valore dello spessore parietale. Attualmente, in virtù delle evolute metodologie di cui si dispone per il controllo non distruttivo dei materiali, l'impiego di recipienti monoparete saldati ad elevato spessore, si va sempre più estendendo. Il limite superiore per lo spessore del materiale da impiegare per la costruzione di virole con saldatura longitudinale, può essere posto sui 180 mm circa. In questo caso cioè per elevati spessori parietali, la piegatura della lamiera per la preparazione della virola, oltre che alla calandra, viene effettua-

ta anche alla pressa, con stampo e controstampo, secondo le modalita' operative che sono messe in luce nella fig. 56.

La lunghezza totale del mantello viene ottenuta unendo tra loro di testa piu' virole, mediante saldatura circonferenziale.



Modalita' di deformazione della lamiera per la preparazione di virole di elevato spessore parietale.

fig. 56

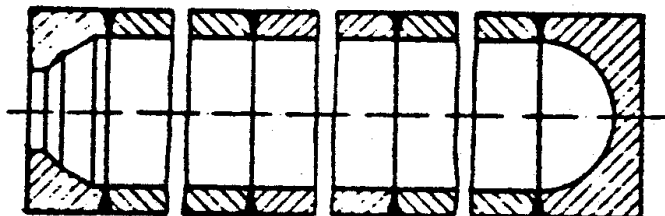
2.2. Recipienti monoparete costruiti di pezzo

I recipienti monoparete costruiti di pezzo, senza saldature longitudinali, si ottengono per fucinazione, partendo da masselli di acciaio che vengono forati e quindi progressivamente allungati, provvedendo nel contempo, con procedimenti diversi, all'allargamento del foro. Se la lunghezza ottenuta non e' sufficiente, il mantello del recipiente viene ottenuto unendo tra loro piu' elementi, il cui collegamento viene attuato secondo le seguenti modalita': mediante filettatura, mediante flange, mediante saldature circonferenziali.

Nei primi due casi, cioe' con collegamenti a vite e a flange, il problema della tenuta nelle sezioni di giunzione viene risolto adottando un sottile tubo di rivestimento interno, esteso a tutta la lunghezza del mantello; nel caso del collegamento mediante saldatura, gli stessi cordoni circonferenziali

di saldatura sono sufficienti a garantire la tenuta. Per la costruzione di quest'ultimo tipo di recipienti e' necessario adottare materiali caratterizzati da elevati requisiti di saldabilita'; si prescelgono percio' materiali a moderata resistenza (fino a $60 \div 70 \text{ kg/mm}^2$).

La figura 57 illustra un recipiente cilindrico realizzato con piu' elementi ottenuti di pezzo, uniti tra loro mediante saldature circonferenziali.



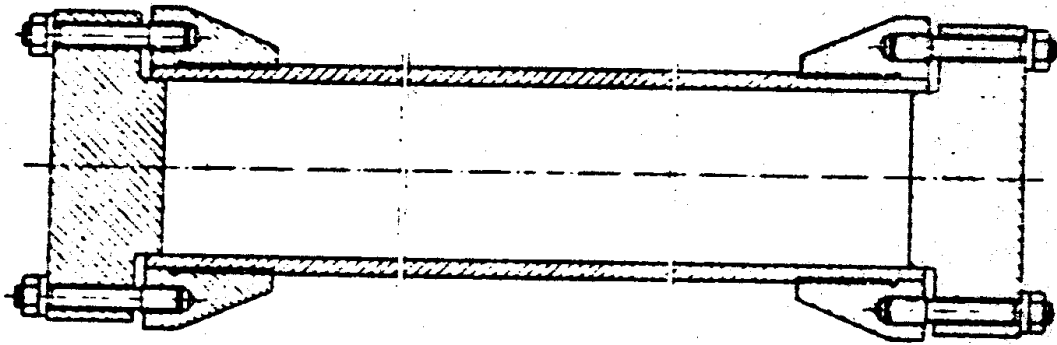
Recipiente monoparete ottenuto con piu' elementi costruiti di pezzo, uniti tra loro mediante cordoni circonfenziali di saldatura.

fig. 57

Le estremita' di detti recipienti vengono chiuse mediante fondi ottenuti con foggatura a caldo, oppure mediante coperchi.

Nel caso di fondi fucinati, uno di essi viene di norma realizzato cieco, ovvero chiuso con un tappo saldato; il secondo porta la foratura. Un'esemplificazione di questo tipo di costruzione e' fornito dalla figura precedente.

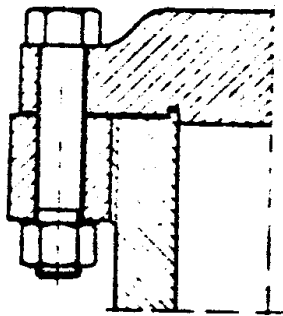
Invece, nel caso di chiusura delle estremita' del mantello mediante coperchi, occorre provvedere al montaggio di flange, le quali vengono fissate al fasciame secondo modalita' diverse: mediante filettatura, mediante saldatura o mediante cavigliaggio a caldo. La fig. 58 rappresenta, a titolo esemplificativo, un recipiente monoparete realizzato di pezzo, chiuso mediante coperchi fissati con prigionieri a flange avvitate sulle estremita' del mantello. Le successive figure illustrano alcune tipiche soluzioni comunemente adottate per il fissaggio delle flange alle estremita' del mantello ed indicano pure al



Recipiente monoparete realizzato di pezzo, chiuso alle estremita' mediante coperchi fissati con prigionieri su flange spesse avvitate sul mantello del corpo cilindrico.

fig. 58

cune modalita' esecutive per la tenuta. La fig. 59 rappresenta una chiusura con coperchio a fondo piano fissato mediante bulloni passanti ad una flangia spessa avvitata sulla estremita'



Chiusura di un recipiente monoparete mediante coperchio fissato con bulloni passanti su flangia avvitata sul mantello del corpo cilindrico, con tenuta ed incameratura semplice.

fig. 59

del mantello cilindrico. La tenuta e' assicurata da una guarnizione montata in una incameratura semplice.

La fig. 60 illustra una chiusura a fondo piano fissato mediante prigionieri ad una flangia spessa avvitata sulla estremita' del mantello cilindrico. La tenuta e' assicurata da una guarnizione a delta.

Le figure 61 e 62 rappresentano infine le estremita' di due recipienti chiusi con fondi piani fissati mediante prigionie-

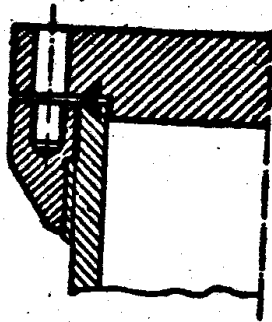


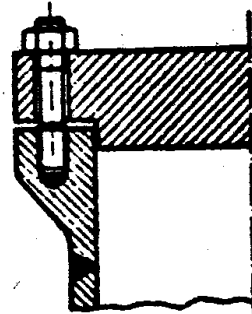
fig. 60

Chiusura di un recipiente monoparete mediante coperchio fissato con prigionieri su flangia avvitata sul mantello del corpo cilindrico, con tenuta a delta.

ri a flange spesse con collare, saldate di testa alla estremita' del mantello cilindrico. Nella esecuzione di fig.61 la tenuta e' assicurata da una superficie di otturazione tronco conica; nella esecuzione di fig.62 da una tenuta a doppio cono.

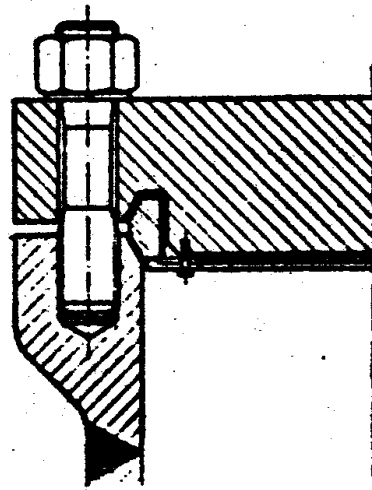
Chiusura di un recipiente monoparete mediante coperchio fissato con prigionieri su flangia saldata al mantello del corpo cilindrico.

fig. 61



Chiusura di un recipiente monoparete mediante coperchio fissato con prigionieri su flangia saldata al mantello del corpo cilindrico.

fig. 62



3. Recipienti a parete composita

3.1. Generalità

Come precedentemente menzionato, quando - a causa della sfavorevole distribuzione tensionale - la costruzione monoparete non è più in grado di fornire soluzioni esecutivamente accettabili, è necessario fare ricorso ai recipienti a parete composita, che sono costituiti dai recipienti a parete multipla e da quelli nastrati.

Poiché le tensioni longitudinali risultano essere dell'ordine della metà di quelle periferiche, non è necessario che tutti gli strati parietali risultino interessati al contenimento degli sforzi assiali; questi ultimi possono essere sopportati anche da uno o da alcuni degli strati esistenti, oppure anche da strutture particolari appositamente costruite per assolvere a questo compito.

Un posto a sé è occupato dai recipienti cerchiati o blindati i quali, in certo senso, rappresentano l'elemento di transizione tra i recipienti monoparete e quelli a parete composita.

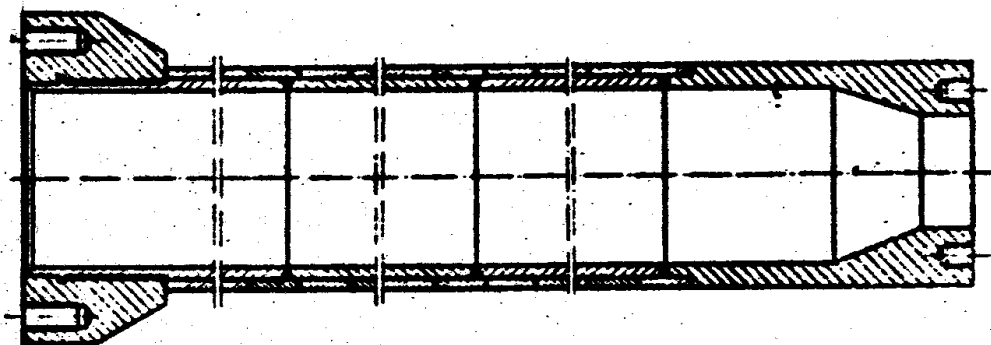
I singoli tipi di recipienti vengono descritti di seguito con maggiore dettaglio, sulla base soprattutto delle indicazioni fornite in proposito da Class e Maier.

3.2. Recipienti a parete multipla

I recipienti a parete multipla possono essere costituiti da pochi e relativamente spessi tratti parietali, ovvero da un numero più elevato di strati di spessore sottile.

Nel primo caso le costruzioni assumono l'aspetto del recipiente illustrato a titolo esemplificativo nella fig. 63 in cui gli strati parietali sono due. Lo strato esterno è costituito da elementi cilindrici accostati l'uno all'altro e calati a caldo sul tubo d'anima. Quest'ultimo è costituito da virole saldate l'una all'altra di testa mediante saldature circonferenziali, idonee a garantire la tenuta. Il calaggio assicura che il tubo d'anima risulti soggetto alla voluta pressione dall'esterno.

A seconda della modalita' esecutiva, lo sforzo longitudinale viene sopportato da tutti strati parietali oppure solo da



Recipiente a parete doppia con elementi cilindrici esterni multipli, saldati tra loro.

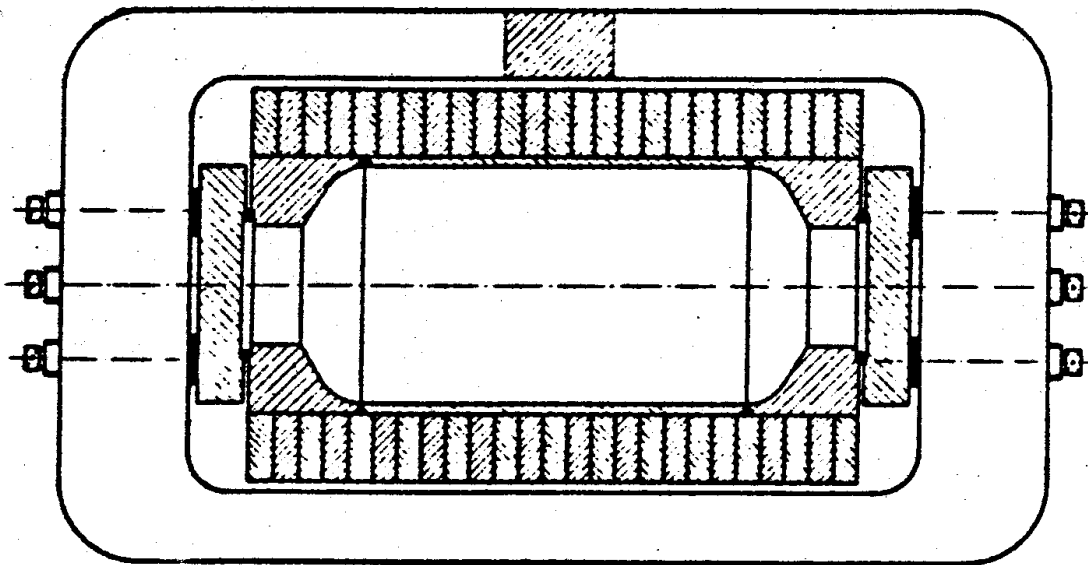
fig. 63

quello d'anima. Nel recipiente in figura la tensione longitudinale viene appunto sopportata interamente dallo strato parietale interno, cioe' dal tubo d'anima.

Questo tipo di costruzione viene abitualmente impiegato per recipienti a doppio o tutt'al piu' a triplo strato parietale.

Quando il tubo d'anima e' troppo esile per il contenimento degli sforzi assiali e quando la rimanente parte dello spessore parietale non e' idonea ad assolvere a tale compito, riesce necessario provvedere alla costruzione di particolari strutture atte a resistere alla predetta tensione longitudinale. Una esemplificazione e' costituita dalla figura 64, che illustra un recipiente per pressioni molto elevate costituite da un mantello cilindrico interno sottile, rinforzato da una serie di anelli esterni accostati l'uno all'altro, che hanno il compito di resistere alle tensioni periferica e radiale. Lo sforzo longitudinale e' invece sopportato da un telaio esterno al mantello cilindrico, sul quale si appoggiano i due fondi di chiusura del recipiente.

In altri recipienti di questo tipo, la membratura destinata al contenimento dello sforzo assiale, puo' essere costituita da tiranti, disposti intorno al recipiente.



Recipiente per alte pressioni, costituito da un'anima sottile rinforzato da anelli esterni e da un telaio per il contenimento dello sforzo assiale.

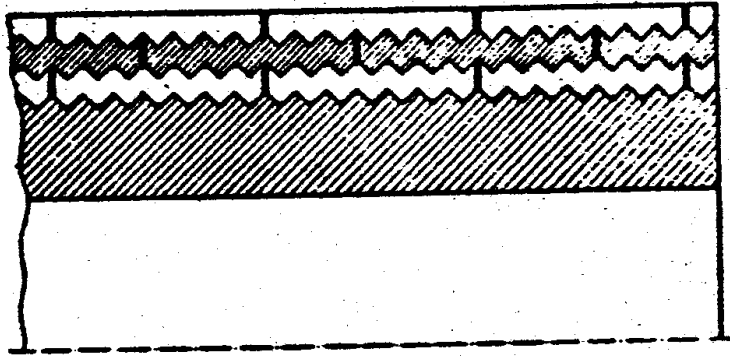
fig. 64

Con altre soluzioni costruttive riesce invece possibile interessare tutti gli strati parietali al contenimento dello sforzo assiale. Un esempio e' fornito dalla figura 65 che rappresenta un recipiente nel quale gli anelli, che costituiscono gli strati parietali esterni, sono avvitati su quelli interni, in guisa che gli sforzi longitudinali vengono trasmessi da uno strato parietale all'altro, distribuendosi cosi' lungo l'intero spessore della parete.

La soluzione risulta pero' notevolmente onerosa per l'elevato costo della lavorazione occorrente per una esecuzione sufficientemente precisa delle filettature.

Per la costruzione di recipienti caratterizzati da un nume

ro maggiore di strati parietali, si possono adottare svariate metodologie costruttive. Fondamentalmente si tratta di dispor

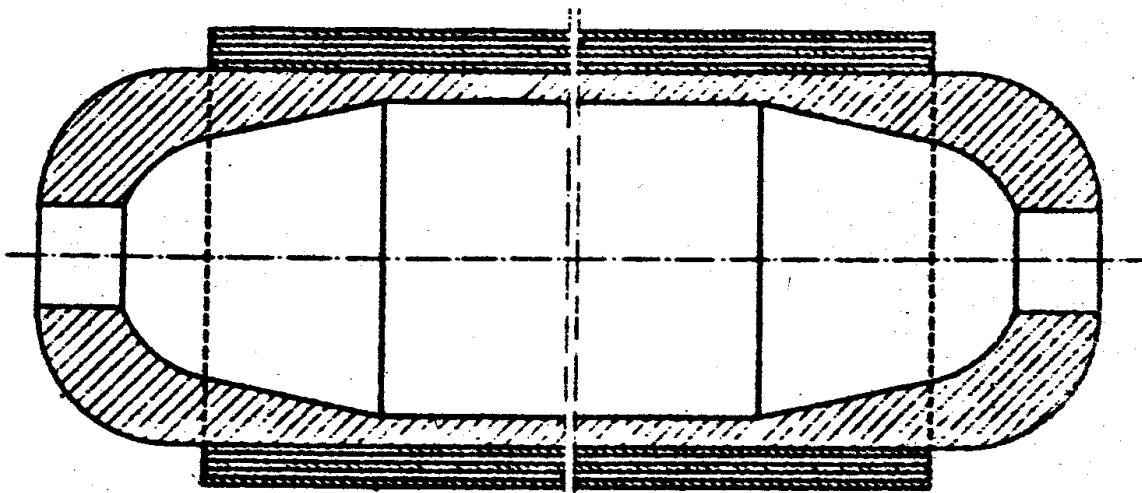


Parete d'un recipiente multistrato ottenuta con l'impiego di anelli filettati.

fig. 65

re uno entro all'altro molteplici elementi tubolari sottili, che possono essere senza saldatura, ovvero ottenuti da lamiera incurvata - a caldo od a freddo - e saldati lungo una generatrice del cilindro.

La figura 66 illustra una soluzione costruttiva nella qua

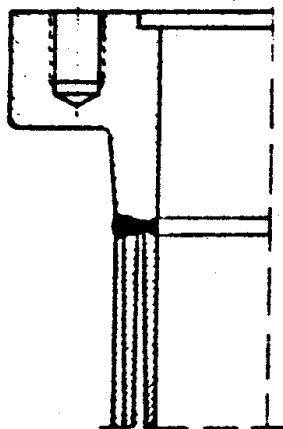


Recipienti cilindrici ottenuti per forgiatura, rinforzati da molteplici strati di lamiera sottile montata a caldo.

fig. 66

le un cilindro a parete spessa ottenuto per forgiatura, viene rinforzato mediante molteplici strati di lamiera sottile saldati longitudinalmente ed applicati a caldo, in modo che per la contrazione dovuta al raffreddamento i successivi strati si adagino sicuramente l'uno sull'altro.

Un'altra soluzione costruttiva consiste nell'introdurre liberamente, l'uno dentro all'altro, elementi cilindrici sottili i quali successivamente vengono portati a contatto l'uno con l'altro dilatandoli dall'interno o deformandoli dall'esterno. La costituzione compatta della parete puo' essere ottenuta anche mediante montaggio a caldo, ovvero adottando elementi leggermente tronco conici, spinti con forza uno entro l'altro. Comunemente si impiegano elementi cilindrici saldati lungo una generatrice, nei quali, da strato a strato la saldatura longitudinale viene sfalsata. La fig. 67 rappresenta un recipiente a parete multipla ottenuto con elementi leggermente



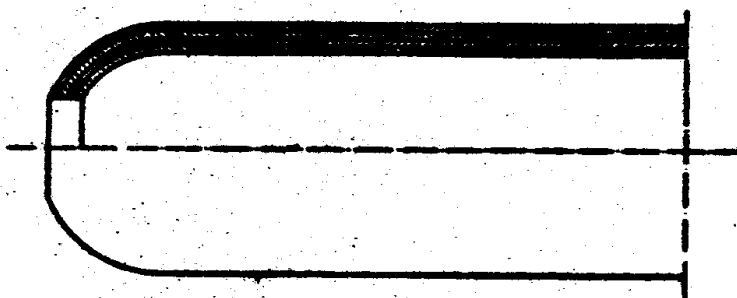
Recipiente multistrato costituito da virole leggermente troncoconi che montate l'una dentro all'altra e saldate di testa alle flange di estremita'.

fig. 67

troneoconici sfalsati, saldati di testa ad una flangia spessa con tronchetto, mediante saldatura profonda ripresa dall'interno.

La fig. 68 illustra invece un'analogha costruzione ottenuta con elementi troncoconici sfalsati, ma con estremita' del recipiente bombata. In questo tipo di costruzioni il collegamento di testa delle singole virole puo' venire effettuato mediante saldature profonde, che interessano tutto lo spessore parietale, ovvero mediante saldature circonferenziali sfalsate, limitate allo spessore di un solo strato parietale.

La figura 69 esemplifica le due menzionate soluzioni costruttive.



Recipiente multistrato costituito da virole leggermente troncoconiche montate l'una dentro all'altra e bombate alle estremità'.

fig. 68

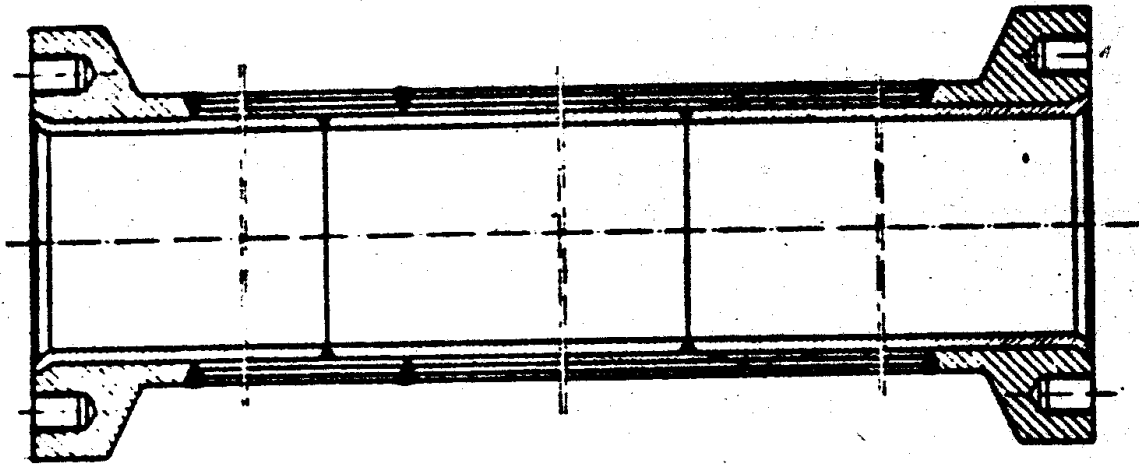
In questi recipienti lo sforzo longitudinale risulta distribuito, in maniera piu' o meno uniforme, lungo tutto lo spessore parietale. Per assicurare una partecipazione uniforme di tutti gli strati vengono talvolta collegati l'uno all'altro mediante saldature entro fori o mediante spine radiali distribuite lungo tutto il mantello.

La figura 69 costituisce un'esemplificazione di un recipiente a parete multipla nel quale il tubo d'anima partecipa solo moderatamente al contenimento dello sforzo assiale, essendo semplicemente mandrinato alle flange d'estremità'.

Il collegamento del mantello multistrato alle flangiature di estremità' puo' venire effettuato come indicato nelle figure 68 e 69, oppure mediante l'esecuzione a gradini illustrata nella figura 70.

Per quanto concerne l'esecuzione delle saldature sembra opportuno richiamare l'attenzione sulla necessità che la salda

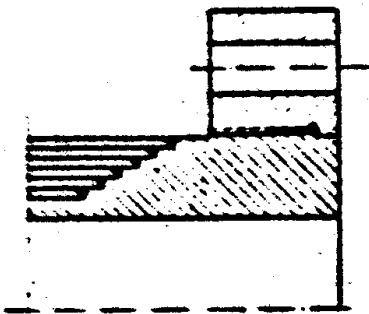
tura stessa interessi l'intero spessore della giunzione, al fine di evitare la costituzione d'intagli, che risultano parti-



Recipiente cilindrico multistrato, costituito da un tubo d'anima nonche' da:

- a) virole collegate tra loro di testa mediante saldature circonferenziali che interessano tutto lo spessore degli strati parietali;
- b) virole collegate tra loro di testa mediante saldature circonferenziali sfalsate.

fig. 69



Collegamento della parete multistrato alle flangiate d'estremita' mediante saldature circonferenziali sfalsate.

fig. 70

colarmente pericolosi nel caso di carichi di fatica. Nel caso di saldature longitudinali e' possibile ovviare a questo inconveniente eseguendo separatamente la saldatura di ciascuna virola ed operando un'opportuna ripresa dall'interno. Cio' non risulta ovviamente possibile per le saldature circonferenziali, per le quali non e' purtroppo possibile evitare le concentrazioni tensionali che sono connesse con gli intagli derivanti da saldature che non interessano l'intero spessore degli strati parietali.

3.3. Recipienti nastrati

Le caratteristiche fondamentali dei recipienti nastrati sono gia' state precedentemente illustrate ed, oltre alla descrizione delle modalita' costruttive, sono state fornite indicazioni sui tipi e sulle funzioni dei nastri di bendaggio. Di seguito verranno fornite alcune ulteriori indicazioni d'ordine costruttivo riguardanti in modo particolare i tubi d'anima, le flangiature e le chiusure d'estremita' dei recipienti.

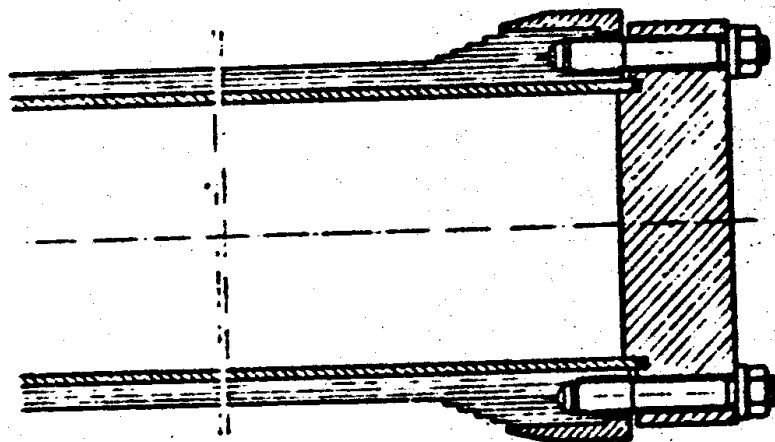
Il tubo d'anima fa notoriamente il compito di assicurare la tenuta del recipiente. Il materiale del tubo va perciò scelto in relazione alle caratteristiche fisiche ed alle condizioni del fluido contenuto nel recipiente. Esso deve pertanto resistere sia alla temperatura che alle eventuali azioni corrosive del fluido. Poiche' il suo spessore e' modesto vi e' la possibilita' di adottare acciai pregiati. E' opportuno che i detti tubi d'anima vengano realizzati senza saldature; in caso di grandi dimensioni possono essere comunque costruiti da lamiera incurvata alla calandra e giuntata con cordoni di saldature sia longitudinali che circonferenziali. Dato il modesto spessore, eventuali difetti nei cordoni di saldatura vengono rilevati con facilita' per mezzo del consueto controllo con raggi X o con altri metodi d'indagine.

In linea teorica lo spessore d'anima potrebbe essere ridotto a volonta', poiche' gli sforzi si possono fare sostene-

re dalla porzione nastrata. In pratica non e' possibile pero' sottopassare determinati valori minimi per lo spessore - che sono indicati dall'esperienza costruttiva - come gia' indicato precedentemente.

Fondamentalmente questa circostanza deriva dal fatto che, all'atto del nasttaggio, il tubo d'anima risulta soggetto, oltre che alle tensioni normali che gia' sono state studiate, anche ad una ~~in~~desiderata tensione addizionale di torsione. Inoltre, il tubo d'anima deve essere lavorato quasi sempre all'interno per ottenere una superficie liscia e talvolta anche dall'esterno. Pertanto non e' possibile adottare spessori eccessivamente ridotti.

Nella figura 71, che costituisce un'esemplificazione di un recipiente nastrato, la posizione del tubo d'anima e' eviden-



Recipiente nastrato chiuso alle estremita' con coperchi piani.

fig. 71

ziata con chiarezza.

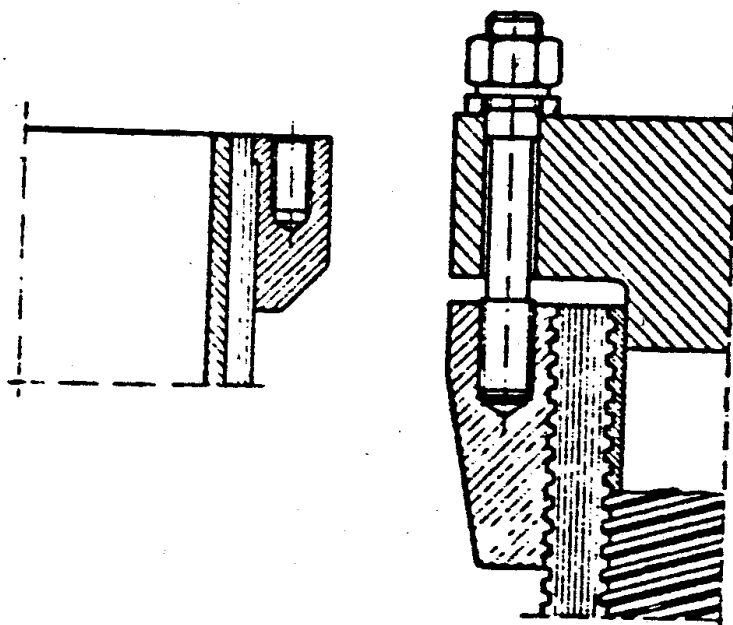
Per realizzare la chiusura d'estremita' si adottano flange di diverso tipo sulle quali vengono fissati fondi che, di norma, sono del tipo piano. Il serraggio del fondo puo' essere previsto con bulloni passanti, ovvero con prigionieri. Per

i recipienti nastrati e' piu' consueta la chiusura mediante prigionieri.

Le flange vengono previste in esecuzione spessa, disegnate secondo fogge diverse; ovvero vengono formate con lo stesso nastro di bendaggio.

Le flange, in ragione del loro spessore, vengono fissate al recipiente per avvitamento, ricavando i filetti direttamente sullo strato esterno del nastro di bendaggio.

La figura 72 illustra l'estremita' di un recipiente munito di flangia spessa avvitata sulla nastratura e munita di prigionieri fissati nel pieno della flangia stessa.



Estremita' di un recipiente nastrato munito di flangia piena avvitata sulla nastratura, con prigionieri fissati nel pieno della flangia. La chiusura e' a fondo piano.

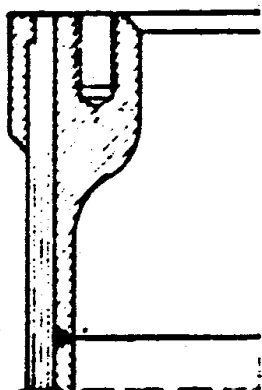
fig. 72

Per ridurre l'ingombro della chiusura e' possibile predisporre un terminale, da saldare di testa al tubo d'anima, con la flangia sviluppata verso l'interno (fig.73). In tale caso i prigionieri vengono fissati nella flangia lungo una circonferenza di diametro minore del diametro interno del recipiente.

All'esterno dell'estremita' del recipiente viene avvitato un anello, la cui funzione e' protettiva piuttosto che di rinforzo della struttura.

La flangia, anziche' di materiale pieno, puo' venire rea-

lizzata anche direttamente mediante nastratura, come indicato nella figura 74. In tal caso la flangia stessa assume l'a



Estremita' di un recipiente nastrato con terminale del tubo d'anima saldato di testa e provvisto di flangia piena, sviluppata verso l'interno, destinato ad alloggiare i prigionieri. All'estremita' il recipiente è protetto mediante un anello spesso avvitato sulla nastratura.

fig. 73

spetto a gradini e le dimensioni assiali possono essere sviluppate a volonta' secondo le specifiche esigenze della costruzione. Esternamente la flangia viene rinforzata mediante

Estremita' di un recipiente nastrato con flange ottenute con nastro e prigionieri avvitati direttamente nella nastratura. Esternamente la flangia nastrata e' protetta mediante un anello spesso avvitato sulla nastratura.

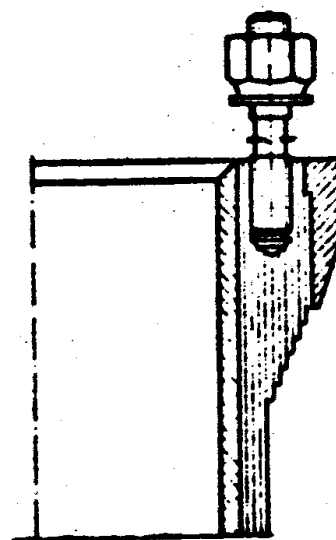


fig- 74

un anello spesso avvitato - come nel caso precedente - sullo strato esterno della nastratura, con finalita' esclusivamente protettive.

Con tale soluzione i prigionieri vengono avvitati direttamente nello spessore della nastratura, secondo una tecnologia originale che viene impiegata già da diversi anni e che si è ormai completamente affermata. Ai prigionieri viene di norma assegnata una lunghezza non minore di circa 1,8 volte il valore del diametro del prigioniero stesso. L'adozione di flange ricavate con la nastratura consente di conseguire una utile riduzione sia del diametro di fissaggio dei prigionieri che - anche - del numero dei prigionieri stessi.

Oltre che secondo le modalità descritte, la chiusura delle estremità dei corpi nastrati può venire effettuata con soluzioni miste, fissando i prigionieri parte nella flangia piena e parte nella zona nastrata, secondo modalità delle quali la figura 75 costituisce un'esemplificazione.

Estremità di un recipiente nastrato con flangia piena avvitata direttamente sulla nastratura e con i prigionieri fissati parte nella flangia e parte nella zona nastrata.

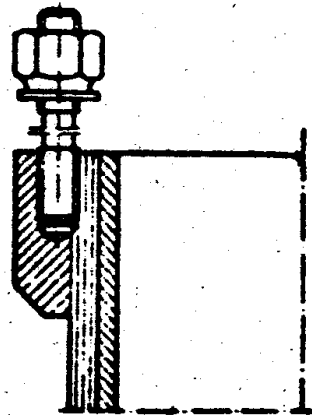


fig. 75