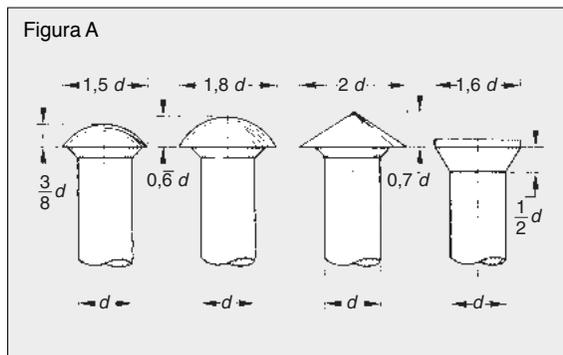


Capitolo 8

Gli organi di collegamento realizzano un accoppiamento rigido tra più elementi. I **collegamenti stabili** non possono essere interrotti (saldature, chiodature, forzature ecc.), mentre i **collegamenti mobili** possono essere annullati togliendo l'organo intermedio che li realizza (viti, chiavette, spine ecc.); questi ultimi si basano sull'attrito che si sviluppa tra i pezzi accoppiati.

Le **chiodature** sono spesso utilizzate per collegare elementi sottili (lamiere). I **chiodi** hanno un *gambo* cilindrico e una *testa* di varie forme (figura A). Il materiale del gambo deve essere adatto alla *ribaditura*; una volta inserito, il chiodo viene ribadito per formare una seconda testa: a freddo per i piccoli spessori, a caldo per assicurare un collegamento ermetico.

Figura A



Nella ribaditura a caldo un chiodo è sollecitato prevalentemente a trazione; una volta che si è raffreddato: $\sigma = E \cdot \alpha \cdot \Delta t$.

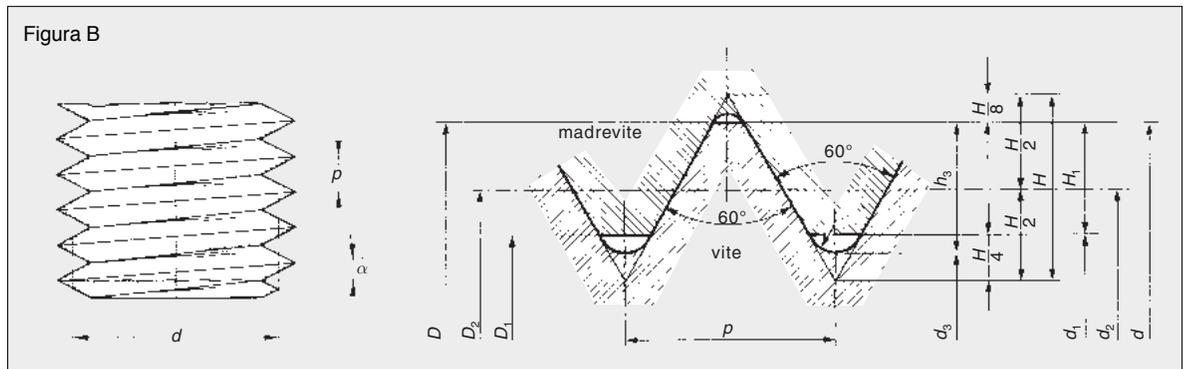
Il chiodo è quindi in grado di assicurare il collegamento se la forza che tende a separare i pezzi collegati è tale che

$$F < R = f \cdot N = f \cdot \sigma \cdot A$$

Nella ribaditura a freddo il chiodo è sollecitato a taglio da F .

Le chiodature possono essere disposte a **sovrapposizione** (si può venire a creare M_f) o a **semplice** o **doppio coprigiunto**; le file di chiodi possono essere disposti a **catena** o a **quinconce**.

Figura B



Un contenitore cilindrico in pressione deve avere uno spessore

$$s = \frac{p \cdot r}{\sigma_{am}}$$

La relazione può anche essere scritta come

$$\sigma = \frac{p \cdot r}{s}$$

La forza che sollecita la chiodatura è $F = p \cdot r \cdot l$; fissato il tipo di chiodatura, il numero m di file di chiodi, il loro diametro d e il passo t , si ottiene dalle precedenti il numero z di chiodi. La **formula di Bach** permette di valutare il diametro d dei chiodi:

$$d = 7 \cdot \sqrt{s - C}$$

mentre $t = C_0 \cdot d + C_1$, dove C , C_0 e C_1 sono tabellati. Inoltre:

$$z = m \cdot \frac{l}{t}$$

Quindi si ottiene:

$$\frac{m}{t} \cdot f \cdot \sigma \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \geq p \cdot r$$

$$2 \cdot \frac{m}{t} \cdot f \cdot \sigma \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \geq p \cdot r$$

I fori nella lamiera la indeboliscono e quindi si definisce un **coefficiente di indebolimento**

$$e = \frac{t - d}{t}$$

i cui valori sono riportati in apposite tabelle; Risulta infine:

$$s = \frac{p \cdot r}{e \cdot \sigma_{am}}$$

Le **viti** realizzano collegamenti mobili e sono formate da un *gambo* filettato e da una *testa* con svariate forme. La vite si impegna in una *madrevite* che può essere indipendente (dado) o ricavata direttamente nel pezzo da collegare.

Gli elementi caratteristici di una filettatura sono (figura B): la *sezione del filetto*, il *passo p* del filetto e l'*angolo di inclinazione* α dell'elica. I parametri p e α sono legati al diametro d della vite dalla relazione:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{p}{\pi \cdot d}$$

Le filettature sono unificate e ne esistono vari tipi: Whintworth, trapezia, metrica, a dente di sega, gas. Ognuna è identificata da una serie di lettere e numeri che ne descrivono anche alcune caratteristiche. Il gambo di una vite è sollecitato prevalentemente a trazione e a torsione per effetto della coppia di serraggio.

Si possono eseguire collegamenti con **viti passanti** (bulloni), **viti mordenti** (la madrevite è ricavata in un pezzo mentre l'altro è attraversato in un foro con gioco) e **viti prigioniere** (dove la testa è assente e si collegano come le mordenti, tranne per il fatto che all'altra estremità si pone un dado) (figura C). Per impedire lo svitamento si utilizzano sistemi quali rosette elastiche, piastrine deformabili, viti di pressione, rosette di sicurezza, copiglie, spine coniche o liquidi frenafiletto da cospargere sulla filettatura.

Una **vite senza forzamento iniziale** è soggetta a una forza

$$N = \frac{F}{z}$$

dove z è il numero di viti. Si può quindi ottenere la sezione resistente della vite S_r , da

$$\frac{N}{S} \leq \sigma_{am}$$

Le **viti con forzamento iniziale** sono soggette anche a torsione; si inserisce questo contributo maggiorando N del 25 ÷ 30%.

Nelle **viti calibrate** $F = R = f \cdot N$ e quindi si ottiene N ; eventualmente si può considerare anche il taglio dovuto a F .

Il numero di filetti n in presa è unificato; se questo non accade si può scrivere:

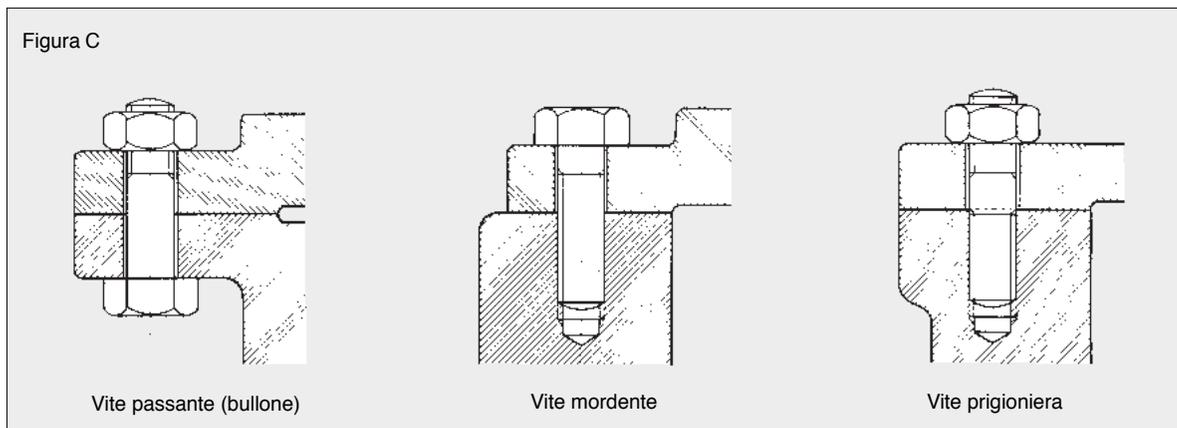
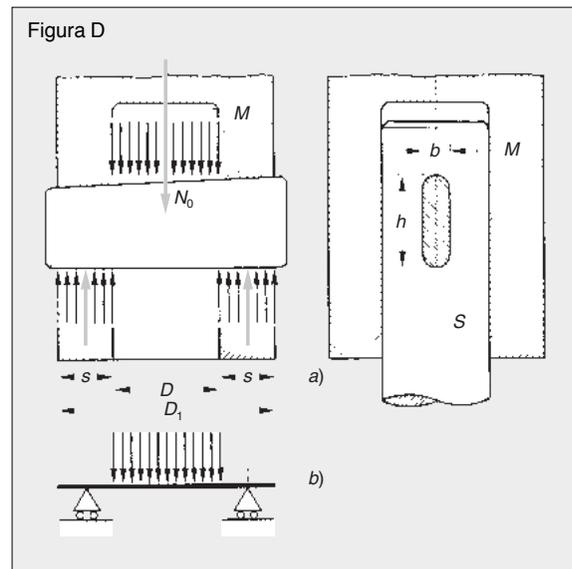
con d diametro esterno e d_0 diametro del nucleo. Limitando il valore della pressione si ottiene n :

$$p_a = \frac{N}{S} \leq 10 \div 12 \text{ N/mm}^2$$

La **classe di resistenza** è indicata con due numeri separati da un punto, per esempio «5.8». Il primo numero, moltiplicato per 100, indica il carico di rottura (500 MPa), mentre il secondo numero esprime il carico di snervamento in decimi del carico di rottura (400 MPa). Le norme indicano un grado di sicurezza di 2,5, dal quale si ottiene quindi σ_{am} .

Esistono **chiavette trasversali** e **longitudinali**; le **spine** sostituiscono le chiavette trasversali se la forza da trasmettere è bassa.

Le **chiavette trasversali** sono adatte a collegare due pezzi allungati soggetti a carico lungo il loro asse (figura D).



Se l'inclinazione della chiavetta è inferiore all'angolo di attrito, si ottiene un forzamento che assicura il collegamento. A causa del forzamento si dimensiona la chiavetta con un carico N_0 maggiore di N . A causa della flessione si ottiene:

$$\frac{6 \cdot N_0 \cdot D}{8 \cdot b \cdot h^2} \leq \sigma_{am}$$

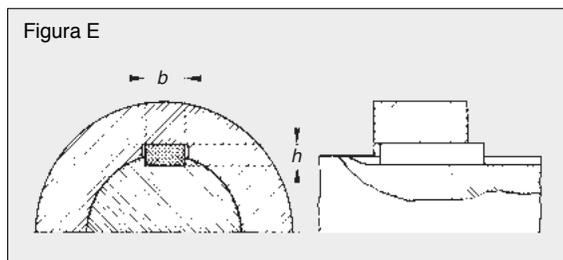
$$p = \frac{N_0}{b \cdot D} \quad p' = \frac{N_0}{2 \cdot s \cdot b}$$

Solitamente si sceglie $d = 4 \cdot b$ e quindi $p' = p = p_a \approx 150 \text{ N/mm}^2$. Si ottengono quindi b, h, s e D_1 .

Le **spine cilindriche** hanno sezione circolare e presentano uno o più incavi longitudinali parziali o per tutta la loro lunghezza, in modo da garantirne l'elasticità. Vengono alloggiate in fori con un diametro più piccolo del proprio.

Le **bussole** sono cave e intagliate per tutta la loro lunghezza o composte da una lamiera avvolta a spirale; sopportano forze basse e possono essere smontate un numero limitato di volte.

Le **chiavette longitudinali** (figura E) permettono di collegare due organi che tendono a ruotare l'uno rispetto all'altro e quindi trasmettono momento torcente. Possono essere incassate, ribassate o concave e possono avere varie forme delle estremità (diritte, incastrate, con nasetto). Vengono forzate per realizzare il collegamento e hanno bassissime inclinazioni. Le loro dimensioni sono dettate da regole empiriche e sono unificate.

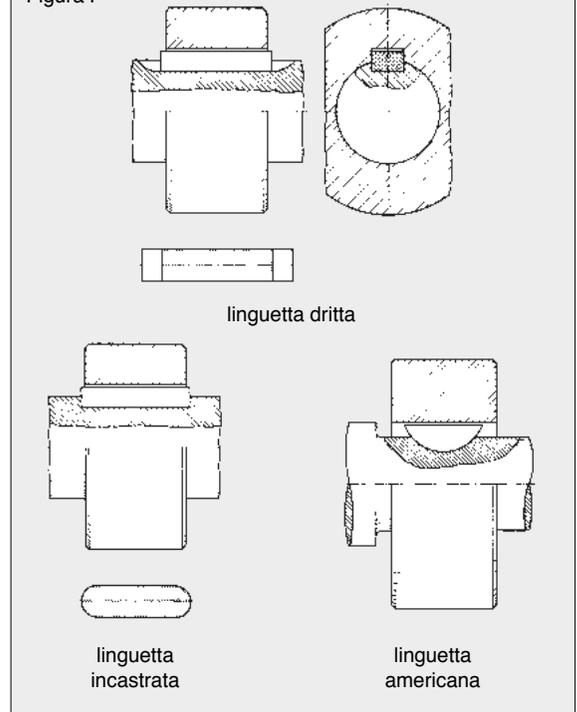


Le **linguette** (figura F) sono simili a chiavette longitudinali. Non vengono forzate e trasmettono un momento torcente (generalmente basso) attraverso le facce laterali; si deve quindi limitare la pressione sulle superfici a contatto. Permettono di realizzare collegamenti mobili in senso assiale; esistono linguette diritte, incastrate o fisse.

Le **linguette americane** hanno profili semicircolari e la relativa cava sull'albero lo indebolisce; sono spesso utilizzate su superfici coniche. Le dimensioni delle linguette sono unificate. Per evitare squilibri a causa della presenza di questi organi di collegamento, vengono utilizzati in coppia in posizione simmetrica.

Gli **alberi scanalati** hanno risalti che si inseriscono nei vani ricavati nel mozzo; trasmettono elevati mo-

Figura F



menti torcenti, essendo simili a più linguette che lavorano insieme (figura G).

Gli accoppiamenti con profili scanalati si possono centrare sul diametro interno o sui fianchi del profilo scanalato. Si ha:

$$\frac{L}{d} = \frac{m \cdot \Omega}{K}$$

dove m (2,42 ÷ 2,85) tiene conto della natura delle superfici a contatto e del tipo di accoppiamento, K (0,3 ÷ 1,25) tiene conto dei carichi di rottura dei materiali a contatto e Ω è un coefficiente che comprende alcuni dati geometrici dell'accoppiamento. I profili scanalati sono unificati.

Figura G

