

Capitolo 6

Una coppia rotoidale è composta da un **perno** facente parte dell'organo mobile, da un **supporto** rigidamente fissato che lascia al perno il solo moto di rotazione e da un **cuscinetto** (a strisciamento o a rotolamento) che si interpone tra perno e supporto. Il cuscinetto ha il compito di rendere la pressione di contatto più uniforme possibile e di minimizzare il coefficiente di attrito; deve inoltre essere facilmente sostituibile una volta usurato.

Le caratteristiche dei supporti dipendono principalmente dalla macchina dove andranno a operare. Si possono avere **supporti in un sol pezzo**, ricavati direttamente nella macchina o dotati di **flange** o **orecchie** per il collegamento perpendicolare o parallelo a una superficie, e **supporti in due pezzi**, fissati tra loro mediante viti passanti in fori allungati e dotati di orecchie che collegano il supporto alla macchina mediante viti mordenti. Il supporto generalmente è realizzato con un materiale di buona resistenza. Il **cuscinetto**, invece, è realizzato con un materiale tenero che si usura durante il funzionamento e non danneggia quindi le superfici dell'albero. Se il supporto è in due pezzi, lo è anche il cuscinetto, che spesso è dotato di risalti per impedire la traslazione assiale. L'accoppiamento è spesso lubrificato, prevalentemente mediante lubrificazione forzata.

I **materiali antifrizione** utilizzati per i cuscinetti devono avere basso valore di f , buona durata, durezza inferiore al materiale dell'albero o del perno e punti di fusione relativamente bassi in modo da fondere in caso di malfunzionamento prolungato del sistema di lubrificazione.

- I **bronzi** (da cui il termine *bronzine*) hanno buona durezza superficiale e permettono il funzionamento anche con lubrificazione scarsa.
- I **bronzi al piombo** hanno un coefficiente d'attrito più basso e permettono pressioni specifiche più alte, specialmente alle basse velocità.
- I **metalli bianchi** (leghe ternarie di piombo, stagno e antimonio) hanno un basso valore del coefficiente d'attrito, ma una scarsa durezza superficiale (4 N/mm^2), che al crescere della temperatura scende rapidamente, e un basso punto di fusione; a volte si aggiunge fosforo per incrementare la durezza superficiale (*metallo rosa*).
- I **metalli sinterizzati** trattengono l'olio rendendoli adatti a condizioni di lubrificazione precarie. Esistono **bronzi sinterizzati**, con pressioni specifiche fino a 3 N/mm^2 , e **ferri sinterizzati**, per pressioni fino a 20 N/mm^2 .

La dimensione assiale del cuscinetto varia da $l = (1,5 \div 2) \cdot d$ a $l = (3 \div 4) \cdot d$ per supporti oscillanti.

I **supporti di spinta** sono simili a quelli portanti; esistono anche supporti destinati ad alloggiare perni ad anelli multipli.

Il dimensionamento di un **perno portante** deve soddisfare tre requisiti: la resistenza alle sollecitazioni esterne, la limitazione della pressione di contatto e lo smaltimento del calore generato per attrito. I **perni di estremità** sono sollecitati a flessione a causa della forza radiale F agente a metà della lunghezza:

$$d = \sqrt[3]{\frac{F \cdot l}{0,2 \cdot \sigma_{am}}}$$

Limitando la pressione di contatto al valore p_a (i cui valori sono riportati in tabelle in base ai materiali e al tipo d'impiego) si ottiene:

$$l \cdot d = \frac{F}{p_n}$$

e quindi si ottengono l e d . La terza condizione è soddisfatta limitando la temperatura t del perno: uguagliando il calore prodotto per attrito (= lavoro delle forze di attrito) al calore smaltito si ottiene:

$$l = \frac{F \cdot n}{K}$$

dove K è una costante numerica che contiene una serie di valori costanti o poco variabili e che si trova tabellata. Se il perno è veloce, è opportuno calcolare l con questa formula e poi verificarne il valore con le precedenti; se il perno è lento si utilizza questa formula per la verifica.

I **perni intermedi** sono sollecitati anche a torsione. Il procedimento è identico al precedente solo si utilizza un valore del momento flettente ideale secondo Von Mises. La prima equazione tra le tre utilizzate per i perni di estremità viene sostituita da

$$\frac{M_{f(id)}}{W_f} \leq \sigma_{am}$$

I **perni di spinta** più semplici sono composti da una ralla circolare di raggio r e sono soggetti a compressione con forza normale F . Limitando la pressione di contatto si ottiene:

$$\frac{F}{\pi \cdot r^2} \leq p_a$$

Se il perno è a sezione anulare, si considera il rapporto m fra il raggio interno e quello esterno, si pone solitamente $m = 0,2 \div 0,4$ e si ricavano entrambi i raggi da

$$\frac{F}{\pi \cdot r_2^2 \cdot (1 - m^2)} \leq p_a$$

Imponendo lo smaltimento del calore generato per attrito, si ottiene:

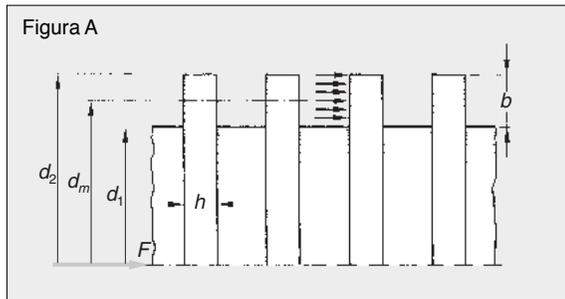
$$r_2 - r_1 = \frac{F \cdot n}{K}$$

dalla quale si possono ricavare, insieme alla precedente, i valori dei raggi.

Il dimensionamento di un **perno a ralle multiple** (necessario per spinte elevate) procede imponendo una limitazione alla pressione di contatto, dalla quale si ottiene:

$$\frac{F}{\pi \cdot d_m \cdot b \cdot z} \leq p_a$$

(z numero di anelli che formano il perno) (figura A).



Imponendo la condizione di resistenza a flessione per i vari anelli, si ottiene:

$$h = b \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot d_m \cdot p_a}{\sigma_{am} \cdot d_1}}$$

Fissati i valori dei diametri interno ed esterno, si possono ricavare da queste equazioni le altre dimensioni.

I perni portanti sono soggetti a sollecitazioni spesso variabili ed è necessario assumere un grado di sicurezza basso.

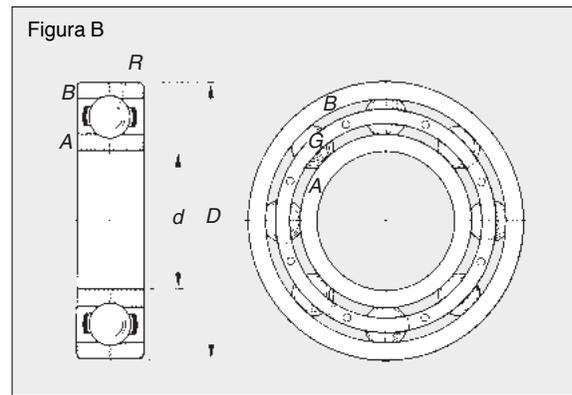
Inoltre le condizioni di lubrificazione determinano il valore di f , che può variare da 0,02 a 0,5.

Per spinte maggiori si possono utilizzare i reggi-spinta **Michell**, una via di mezzo tra perni a strisciamento e perni a rotolamento.

I **cuscinetti a rotolamento** hanno una serie di vantaggi: minor valore di f , facilità di sostituzione, integrità dell'albero sul quale sono calettati e capacità di funzionare in ambienti polverosi. Sono costruiti in serie, per cui non si dimensionano ma si scelgono da cataloghi. Sono composti da (figura B):

- un anello interno, fissato all'albero;
- un anello esterno, bloccato in un supporto o in un alloggiamento;
- i corpi rotolanti, che possono essere sfere, rulli, rulli a botte, rulli conici ecc.;
- la gabbia, che guida le sfere e impedisce l'ingresso di detriti.

Esistono **cuscinetti radiali a sfere o rulli** sia **rigidi**, sia **oscillanti**; questi ultimi hanno due corone di elementi di rotolamento, con ognuna una propria guida sull'anello interno, mentre l'anello esterno è conformato internamente come un'unica superficie sferica, per



permettere deviazioni lungo l'asse geometrico dell'albero. I cuscinetti a sfere obliqui possono avere anche una sola corona di elementi quando la superficie esterna del cuscinetto è sferica. I cuscinetti a rulli permettono di supportare carichi maggiori.

I **cuscinetti assiali** sono composti da due anelli accostati frontalmente con interposte una o più corone di corpi rotolanti, con apposite guide ricavate sugli anelli. Questi cuscinetti non possono supportare nessuna forma di spinta radiale. Spesso si montano quindi due cuscinetti radiali per supportare l'albero e un cuscinetto assiale per le spinte assiali.

I **cuscinetti obliqui** permettono di supportare modeste spinte assiali. Spesso hanno una corona di sfere e raramente due. Esistono anche a rulli conici.

La **scelta del cuscinetto** avviene considerando vari fattori in base all'impiego dello stesso.

Insieme alle dimensioni del cuscinetto nei cataloghi sono riportati anche i **fattori di carico statico e dinamico** (C_0 e C). Il primo è il carico massimo sopportabile in condizione di quiete, mentre il secondo è il carico massimo che permette una vita di 1 000 000 di cicli. Si può quindi scegliere il cuscinetto una volta noto F . Indicando con L la durata prevista del cuscinetto in milioni di cicli, si può scrivere:

$$C = F \cdot L^{1/p}$$

dove p è 3 per cuscinetti a sfere e 10/3 per quelli a rulli.

La relazione

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{1\,000\,000}$$

permette di ottenere L partendo dalla durata in ore.

F è il carico radiale agente sul cuscinetto. In presenza di forze assiali e radiali si può utilizzare

$$F = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

(catalogo RIV-SKF), dove Y è tabellato in funzione del cuscinetto. Se i carichi sono variabili (linearmente) nel tempo, si può utilizzare, se la velocità è costante e i carichi non cambiano né direzione né verso

$$F = \frac{F_{\min} + 2 \cdot F_{\max}}{3}$$