

Capitolo 5

Sia le manovelle di estremità o a gomito, sia gli alberi a gomito, a causa della presenza di organi che possono generare sollecitazioni anomale o vibrazioni dovute alle forze centrifughe, necessitano di essere bilanciati. Più la velocità di rotazione è alta, più lo sono le forze centrifughe e quindi maggiore è l'esigenza di effettuare un **bilanciamento**.

Una **manovella di estremità** viene *bilanciata staticamente* prolungando il braccio in modo che il baricentro della stessa manovella cada sull'asse di rotazione dell'albero. In questo modo la forza centrifuga sollecita ancora la manovella, ma non dà squilibri periodici e il moto risulta più regolare. Il bilanciamento delle forze centrifughe può dar luogo a una coppia $M_c = F_c \cdot b$ nel piano del manovellismo, dato che le forze centrifughe hanno rette d'azione parallele e non coincidenti, non essendo le masse simmetriche rispetto all'asse di rotazione. Con opportuni contrappesi si crea una coppia uguale e contraria, realizzando il *bilanciamento dinamico*.

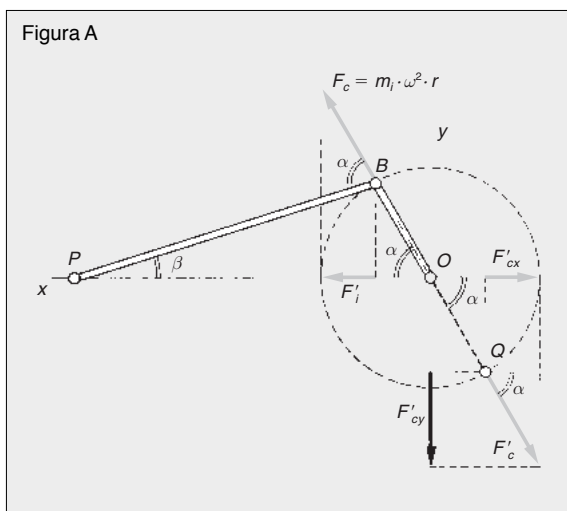
Il bilanciamento esposto non è però sufficiente. La forza d'inerzia può essere pensata come composta da due componenti

$$F'_i = m_i \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos \omega t$$

$$F''_i = m_i \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \frac{1}{\mu} \cdot \cos 2\omega t$$

rispettivamente definite **forza d'inerzia del primo ordine** e **del secondo ordine** (figura A).

Il bilanciamento della forza d'inerzia di primo ordine avviene grazie al contrappeso Q . Questo produce infatti una forza centrifuga F'_c composta da due componenti: $F'_{cx} = F'_i$, che bilancia quindi le forze



d'inerzia del primo ordine, e $F'_{cy} = m_i \cdot \omega^2 \cdot \text{sen } \alpha$, non equilibrata. Si introduce quindi una nuova forza che comporta vibrazioni in un altro senso, anche se meno dannose. Le forze d'inerzia del secondo ordine non sono invece bilanciate, dato che ciò richiederebbe un contrappeso orientato di un angolo α in avanti e con velocità di rotazione doppia. Inoltre, come visto, il contrappeso introduce la coppia $M_c = F_c \cdot b$ a causa delle forze F_c e F'_c .

La forma, le dimensioni e le tecniche costruttive dei contrappesi variano da macchina a macchina (manovelle a settore, a disco, con contromanovella).

L'**albero** (figura B) è sollecitato a momento torcente $M_t = N_t \cdot r$, a compressione N_r , a flessione

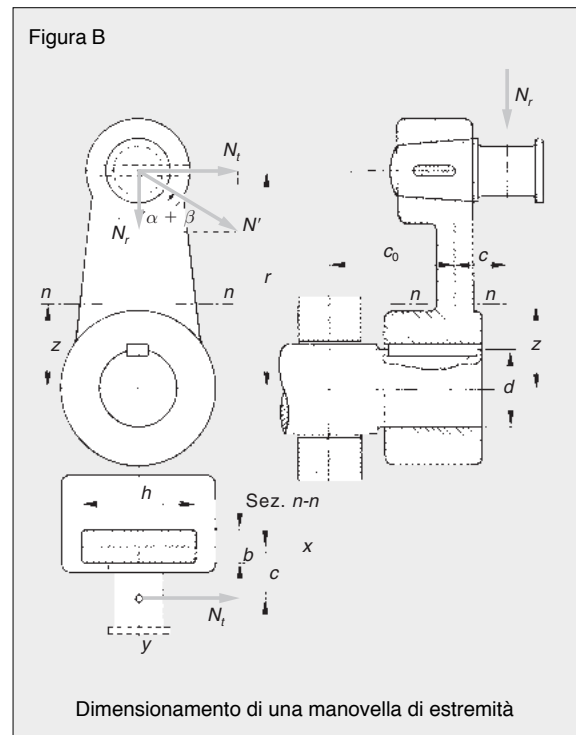
$$M_f = \sqrt{M_{f1}^2 + M_{f2}^2} = (c + c_0) \cdot \sqrt{N_r^2 + N_t^2}$$

Il momento flettente ideale vale:

$$M_{f(ideal)} = \sqrt{M_f^2 + 0,75 \cdot M_t^2}$$

e dipende dalla posizione del manovellismo. Poiché è laborioso trovare il massimo, si considera il manovellismo nella posizione di quadratura della biella e quindi

$$M_f = (c + c_0) \cdot N_t$$



Ricavato il diametro d dell'albero, si esegue il **dimensionamento della manovella** nelle posizioni di quadratura e di punto morto:

- al punto morto

$$\sigma_{\text{tot}} = \frac{N}{b \cdot h} + \frac{6 \cdot N \cdot c}{h \cdot b^2}$$

dovuta al carico assiale N e al momento flettente $M_{f1} = N \cdot c$; il contributo di N in prima approssimazione può essere trascurato;

- in posizione di quadratura, trascurando il taglio, si ottiene

$$\sigma = \frac{6 \cdot N_t \cdot (r - z)}{b \cdot h^2}$$

dovuta a

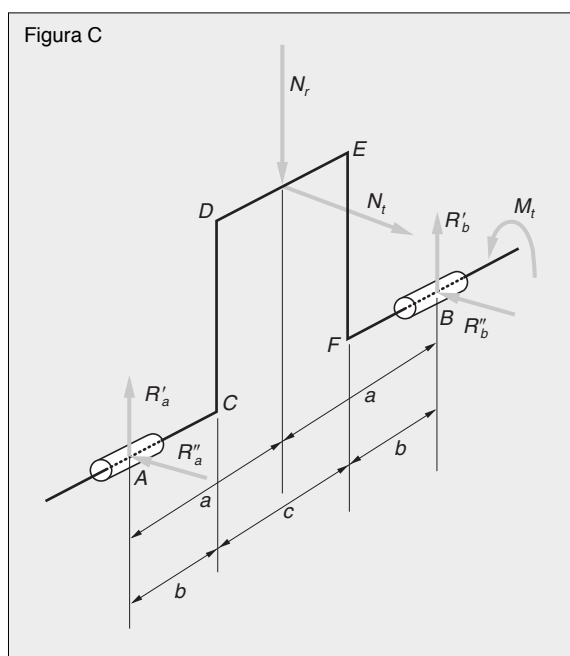
$$M_{f2} = N_t \cdot (r - z), \text{ e}$$

$$\tau = z \cdot \frac{N_t \cdot c}{h \cdot b^2}$$

dovuta a $M_t = N_t \cdot c$. La condizione di resistenza è

$$\sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{am}$$

Esistono varie forme costruttive (pezzo unico, forato, alleggerito ecc.) di un **albero a gomiti**, cioè del complesso formato dall'albero rotante, dai bracci e dal perno interposto; la manovella è così sostenuta da entrambi i lati (figura C).



- Il **perno A** è sollecitato da:

$$M_{f1} = R'_a \cdot a \quad M_{f2} = R''_a \cdot a \quad M_{t2} = R''_a \cdot r$$

$$T'_1 = N_r \quad \text{e} \quad T'_2 = N_t$$

- Il **perno B** è sollecitato da:

$$M_{f1} = R'_a \cdot 2 \cdot a - N_r \cdot a \quad M_{f2} = R''_a \cdot 2 \cdot a - N_t \cdot a$$

$$M_t = N_t \cdot r \quad T_1 = \frac{N_r}{2} \quad \text{e} \quad T_2 = \frac{N_t}{2}$$

- I **bracci**, di spessore s e larghezza h , sono dimensionati con formule empiriche:

$$s = (006 \div 0,8) \cdot d \quad \text{e} \quad h = (1,2 \div 1,3) \cdot d$$

Il braccio EF è quello più sollecitato da verificare ed è soggetto a

$$M_{f1} = R'_a \cdot b \quad M_{f2} = R''_a \cdot r$$

$$M_{t1} = R''_a \cdot b \quad M_t = N_t \cdot r$$

R'_a assiale e R''_a di taglio.

Un **albero a gomiti** correato di più manovelle permette il **bilanciamento** anche senza la presenza di contrappesi, sfasando le manovelle e ponendole in posizioni diverse rispetto a un piano che passa per la mezzeria dell'albero. Se τ è il numero di fasi del motore e z è il numero di manovelle, lo **sfasamento** utile vale

$$\theta = \pi \cdot \frac{\tau}{z} \text{ rad}$$

Per un **motore monocilindrico** il bilanciamento si può effettuare solo tramite contrappesi, anche se la manovella non è di estremità. Rimangono quindi le forze d'inerzia del secondo ordine mentre il bilanciamento dinamico è assicurato dalla simmetria rispetto a un piano normale all'asse di rotazione e passante per la mezzeria del perno.

Per un **motore bicilindrico** a quattro tempi (figura D) lo sfasamento è 360° e la situazione è simile alla precedente; se il motore è a due tempi lo sfasamento è 180° , si ha il bilanciamento statico ma non dinamico e quindi si utilizzano contrappesi per il bilanciamento dinamico.

Per un **motore tetracilindrico** a quattro tempi (figura E) lo sfasamento vale 180° . Sono possibili due diverse configurazioni, una delle quali consente bilanciamento statico e dinamico senza contrappesi. Le forze d'inerzia del secondo ordine non sono bilanciate ma non generano momenti.

Per un **motore esacilindrico** a quattro tempi lo sfasamento vale 120° . La configurazione che si ottie-

ne è bilanciata staticamente, dinamicamente e anche le forze d'inerzia del secondo ordine sono equilibrate.

Se un **albero ad asse rettilineo** è soggetto a torsione, approssimando il modulo di resistenza a torsione $W_t \approx 0,2 \cdot d^3$, la tensione vale

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,2 \cdot \tau_{am}}}$$

Se è soggetto anche a flessione, da

$$M_{f(id)} = \sqrt{(M_f)^2 + \frac{3}{4} \cdot (M_t)^2}$$

ponendo $W_f = 0,1 \cdot d^3$, si ottiene

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{f(id)}}{0,1 \cdot \sigma_{am}}}$$

Il carattere alternativo della sollecitazione richiede un'accurata scelta di σ_{am} (40 ÷ 60 MPa per acciai fucinati). Successivamente si verifica la freccia:

$$f_{max} \leq \frac{l}{3000} \quad (l \text{ lunghezza tra due appoggi})$$

e l'angolo di flessione

$$\text{tg } \varphi \leq \frac{l}{1000}$$

Se l'albero è soggetto prevalentemente a torsione si controlla

$$\frac{\theta}{l} \leq \frac{\pi}{720} \cdot \frac{1}{1000}$$

da cui si ricava:

$$d \approx 130 \cdot \sqrt[4]{\frac{P}{n}} \quad (*)$$

essendo P la potenza in kW

Dalla relazione

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,2 \cdot \tau_{am}}}$$

si ottiene invece

$$d \approx 130 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad (**)$$

Le due formule (*) e (**) danno lo stesso risultato per $d = 130$ mm: se d ha un valore inferiore si utilizza la prima, altrimenti la seconda.

Se l'albero ha più di due appoggi, si calcola d supponendo che ne abbia solamente due, aumentando quindi il grado di sicurezza.

