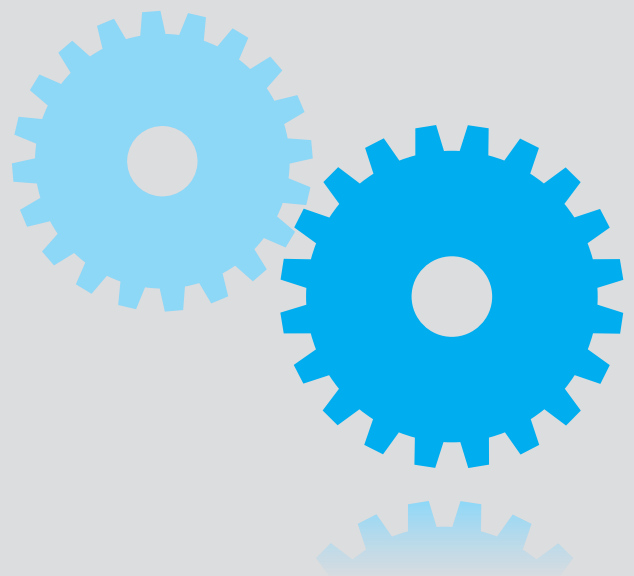


10

DIMENSIONAMENTO DELLA MANOVELLA DI UN MECCANISMO BIELLA-MANOVELLA

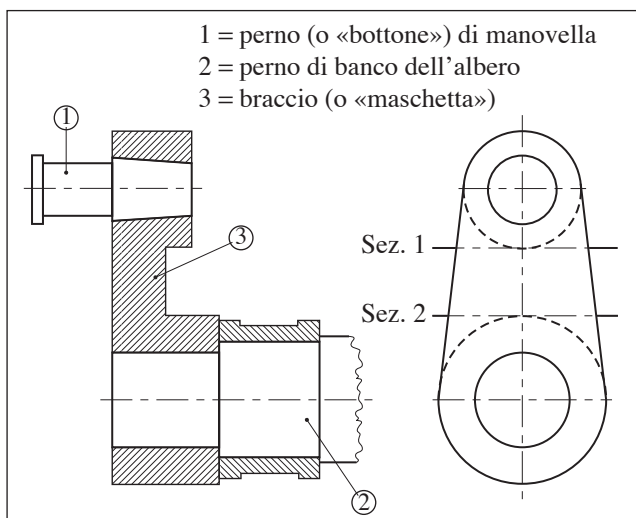


- ▶ Conoscenza delle grandezze fondamentali e derivate e delle unità di misura nel S.I.
- ▶ Conoscenza delle condizioni di equilibrio dei corpi vincolati e dei metodi di risoluzione delle travi isostatiche.
- ▶ Conoscenza della sollecitazione composta di flessotorsione.
- ▶ Conoscenza della dinamica dei moti rotatori.
- ▶ Conoscenza delle procedure di calcolo per il dimensionamento dei perni portanti.

10.1. Generalità

La manovella è l'elemento del meccanismo biella-manovella che trasforma il moto alternativo dello stantuffo nel moto rotatorio dell'albero o viceversa a seconda che il manovellismo sia impiegato in una macchina motrice o in una macchina operatrice.

▼ FIGURA 10.1
Manovella di estremità.



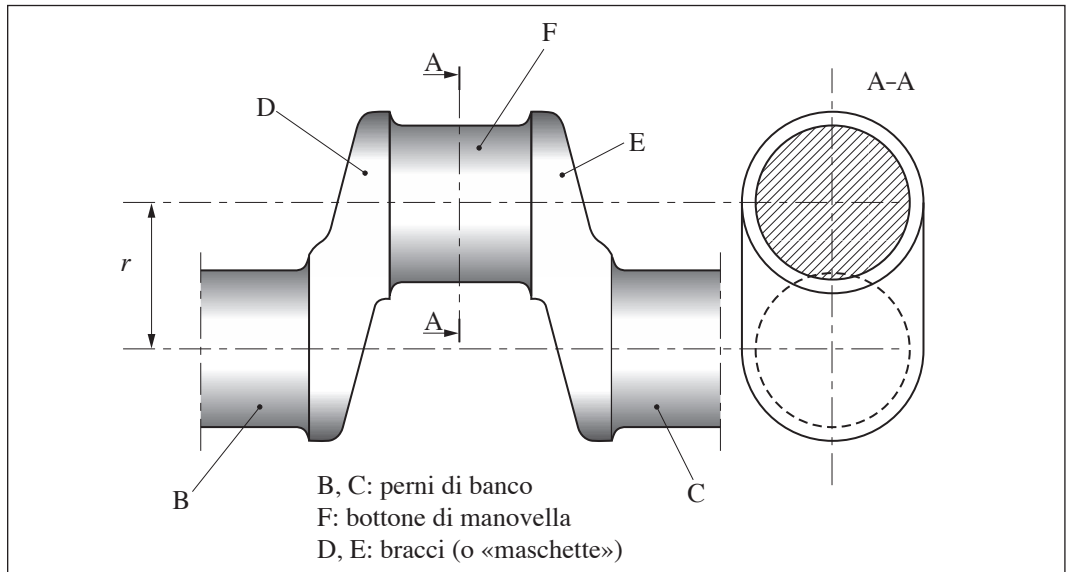
Le manovelle si suddividono in manovelle di estremità (o «frontali») e manovelle intermedie (o «a gomito» o «gomiti»). Una manovella di estremità è composta da un perno, detto «bottone di manovella» sul quale si articola la testa di biella e che è collegato all'albero tramite un «braccio» (o «maschetta») (Figura 10.1).

Le manovelle di estremità sono calettate a sbalzo sull'albero; il loro impiego è limitato alle macchine monocilindriche di potenza ridotta.

Le manovelle intermedie (Figura 10.2) sono composte da due maschette parallele che sono collegate tra loro, a una estremità, tramite un perno (il «bottone di manovella») sul quale si articola – come nel caso precedente – la testa di biella; all'altra estremità i due bracci di manovella sono collegati ai «perni di banco», il cui asse di rotazione è anche l'asse di rotazione dell'albero. La distanza tra quest'asse e l'asse del bottone di manovella vie-

ne chiamata «raggio di manovella» (r). Questo tipo di manovella presenta una migliore equilibratura e una maggiore resistenza rispetto a una manovella di estremità, a parità di dimensioni.

► FIGURA 10.2
Manovella
intermedia o
«a gomito».



I cosiddetti «alberi a gomiti» (o «a collo d’oca» o «colli d’oca») presenti nelle macchine alternative pluricilindriche sono costituiti da più manovelle intermedie uguali tra loro, collegate solidalmente l’una all’altra e aventi uno stesso asse di rotazione.

Le manovelle sono costituite normalmente da acciai da bonifica al carbonio o, per alberi particolarmente sollecitati, da acciai al Ni-Cr o al Ni-Cr-Mo.

Per quanto riguarda il dimensionamento, esso verrà qui limitato alle sole manovelle d’estremità.



10.2. Dimensionamento delle manovelle d’estremità

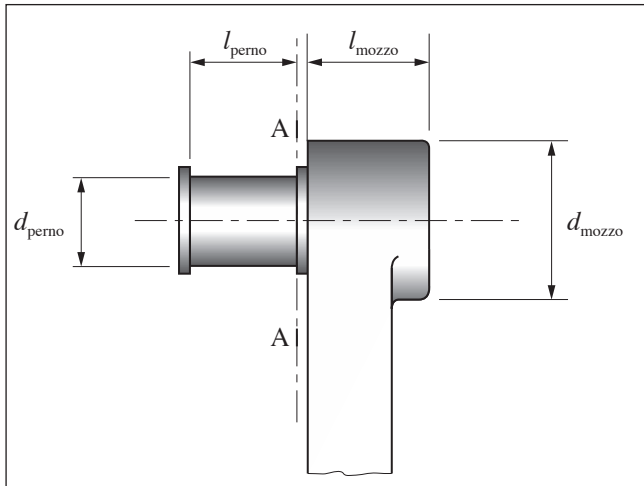
Il dimensionamento di una manovella d’estremità si sviluppa nelle seguenti fasi:

- dimensionamento del perno (o bottone) di manovella e del perno di banco dell’albero in base alle sollecitazioni meccaniche agenti su di essi;
- verifiche alla pressione specifica e allo smaltimento di calore per entrambi i perni così dimensionati;
- dimensionamento dei due mozzi e completamento del disegno della manovella;
- verifiche di resistenza delle sezioni più sollecitate della maschetta e cioè della sezione tangente al mozzo del perno (sezione 1 di Figura 10.1) e di quella tangente al mozzo dell’albero (sezione 2 di Figura 10.1).

10.2.1 Dimensionamento del bottone di manovella

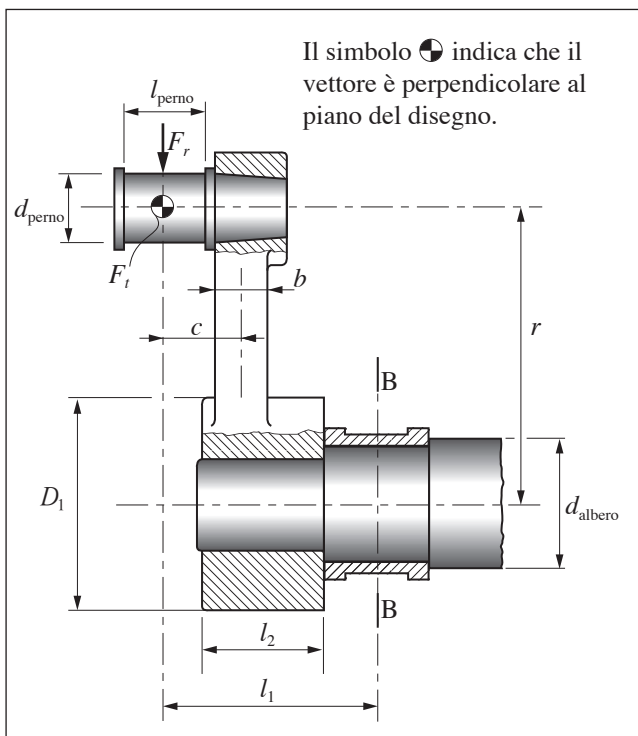
Il bottone di manovella è in questo caso un perno portante di estremità e come tale verrà dimensionato (si vedano a questo proposito i prospetti riassuntivi relativi al dimensionamento dei perni portanti d’estremità, riportati nel Capitolo 9).

È sollecitato a flessione e taglio; la sezione maggiormente sollecitata è la sezione A-A (Figura 10.3).



▲ FIGURA 10.3 Proporzionamento del mozzo (d_{mozzo}) del perno di manovella in funzione del diametro (d_{perno}) del bottone di manovella. $d_{\text{mozzo}} = (2 \div 2,5) \cdot d_{\text{perno}}$

10.2.2. Dimensionamento del perno di banco



▲ FIGURA 10.4 Proporzionamento del mozzo (D_1) del perno di banco dell'albero in funzione del diametro (d_{perno}) del bottone di manovella. $D_1 = (1,8 \div 2) \cdot d_{\text{albero}}$

$$c = \frac{l_{\text{perno}} + b}{2}$$

$$l_1 = 3,5 \cdot d_{\text{perno}}$$

$$l_2 = (0,8 \div 1,2) \cdot d_{\text{perno}}$$

In un progetto di massima si può ipotizzare che la forza che sollecita il bottone di manovella sia la spinta F_{max} esercitata dal fluido sul pistone in prossimità del P.M.S.; tale forza vale:

$$F_{\text{max}} = p_{\text{max}} \cdot A_{\text{stant}}$$

ove: p_{max} è la pressione massima del fluido e;
 A_{stant} è l'area dello stantuffo.

Per quanto riguarda il rapporto tra la lunghezza e il diametro del perno di manovella, esso è di preferenza compreso tra 1 e 1,3; le pressioni ammissibili possono variare tra 6 e 9 N/mm²; come coefficiente di sicurezza statico relativo alla rottura si assumono in genere valori compresi tra 3 e 6.

Il perno di banco dell'albero sul quale è calettata una manovella d'estremità è un perno portante intermedio sollecitato a flessione, taglio e torsione. Esso viene perciò dimensionato a flessotorsione utilizzando le formule di calcolo proprie di questo tipo di perni (si vedano a questo proposito i prospetti riassuntivi relativi al dimensionamento dei perni portanti intermedi, riportati nel Capitolo 9). Con riferimento alla Figura 10.4 e alle Figure 8.6 e 8.7, nelle quali si erano indicati con α l'angolo di biella e con β l'angolo di manovella, il momento flettente (M_{fB}) che agisce sulla sezione B-B del perno è la composizione di due momenti flettenti, l'uno che vale:

$$M_{f1} = F_r \cdot l_1$$

ove:

$$F_r = F_{\text{tot}} \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \alpha}$$

e che inflette l'albero sul piano del disegno, e l'altro che vale:

$$M_{f2} = F_t \cdot l_1$$

ove:

$$F_t = F_{\text{tot}} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \alpha}$$

e che fa inflettere l'albero sul piano ortogonale a quello del disegno. Si ha allora:

$$M_{fB} = \sqrt{M_{f1}^2 + M_{f2}^2}$$

Il momento torcente (M_{tB}) che agisce sulla sezione B-B del perno vale:

$$M_{tB} = F_t \cdot r$$

ove r è il «raggio di manovella», ovvero la distanza tra gli assi del perno di manovella e del perno di banco.

Il momento flettente ideale, in base al quale si dovrebbe poi procedere al dimensionamento del perno, vale quindi:

$$M_{fid} = \sqrt{M_{fB}^2 + 0,75 \cdot M_{fA}^2}$$

Sia M_{fA} che M_{fB} dipendono, in ultima analisi, dagli angoli di manovella (β) e di biella (α). Il valore massimo di M_{fid} (e quindi anche la massima sollecitazione complessiva) si ha perciò in corrispondenza di una ben determinata configurazione del manovellismo. Risulta però notevolmente difficoltoso definire tale configurazione, per cui, per semplificare i calcoli, i perni di banco vengono progettati in posizioni particolari del manovellismo, cioè:

- a) in quadratura;
- b) con angolo di manovella $\beta = 45^\circ$

a. Manovellismo in quadratura

Nel caso delle macchine nelle quali la pressione del fluido si mantiene pressoché costante durante la corsa dello stantuffo (come accade per le pompe alternative, i compressori alternativi ecc.), si considera il manovellismo nella configurazione «di quadratura», in corrispondenza della quale, essendo la biella perpendicolare alla manovella, il momento torcente (M_{fB}) è massimo. In quadratura si ha:

$$\alpha + \beta = 90^\circ$$

quindi:

$$\text{sen}(\alpha + \beta) = \text{sen} 90^\circ = 1$$

e:

$$\text{cos}(\alpha + \beta) = \text{cos} 90^\circ = 0$$

per cui risulta:

$$F_t = F_{t_{\max}} = F_{\text{tot}} \cdot \frac{\text{sen} 90^\circ}{\text{cos} \alpha} = \frac{F_{\text{tot}}}{\text{cos} \alpha} = F'$$

e:

$$F_r = F_{\text{tot}} \cdot \frac{\text{cos} 90^\circ}{\text{cos} \alpha} = 0$$

Di conseguenza è anche:

$$M_{f1} = 0$$

e:

$$M_{f2} = F' \cdot l_1 \quad (1)$$

quindi:

$$M_{fB} = M_{f2} = F' \cdot l_1$$

Si ha inoltre:

$$M_{fB} = M_{fB_{\max}} = F' \cdot r \quad (2)$$

In definitiva risulta, dalle (1) e (2):

$$M_{fid} = \sqrt{(F' \cdot l_1)^2 + 0,75 \cdot (F' \cdot r)^2} = \frac{F_{\text{tot}}}{\text{cos} \alpha} \cdot \sqrt{l_1^2 + 0,75 \cdot r^2} \quad (3)$$

ove α , angolo di biella corrispondente alla configurazione «di quadratura» del manovellismo, vale:

$$\alpha = \text{arctg} \frac{r}{l}$$

con l = «lunghezza» della biella.

b. Manovellismo con angolo di manovella $\beta = 45^\circ$

Nel caso delle macchine nelle quali la pressione del fluido varia rapidamente durante la corsa dello stantuffo (come accade nei motori alternativi a combustione interna) il momento torcente (M_{tb}) raggiunge il valore massimo in corrispondenza di un angolo di manovella (β) che, per valori elevati del rapporto tra la «lunghezza» (l) della biella e quella (r) della manovella, è prossimo a 45° .

In tale configurazione il momento torcente può ritenersi approssimativamente uguale a:

$$M_{tb} \cong 0,5 \cdot F_{\max} \cdot r \quad (4)$$

ove:

$$F_{\max} = p_{\max} \cdot A_{\text{stant}}$$

e il momento flettente pari a:

$$M_{f1} \cong 0,7 \cdot F_{\max} \cdot l_1 \quad (5)$$

per cui il momento flettente ideale risulta, dalla (4) e dalla (5):

$$M_{fid} \cong F_{\max} \cdot \sqrt{0,49 \cdot l_1^2 + 0,19 \cdot r^2} \quad (6)$$

Per quanto riguarda il rapporto tra la lunghezza del perno di banco e il suo diametro si adottano preferibilmente i seguenti valori:

- per le *macchine lente*: 1,5;
- per i *motori alternativi a c.i.*: $0,5 \div 0,8$.

Riguardo alle pressioni specifiche ammissibili si fa riferimento a valori compresi tra 2 e 3 N/mm² per le macchine lente e da 8 a 10 N/mm² per quelle veloci.

Una volta che si siano calcolati i diametri del bottone di manovella e del perno di banco dell'albero e siano stati proporzionati i relativi mozzi, si completa il disegno della manovella tracciando due rette tangenti ai mozzi.

Successivamente si procede alla verifica delle sezioni più sollecitate del braccio e cioè della sezione tangente al mozzo del perno di manovella (sezione 1) e della sezione tangente al mozzo dell'albero (sezione 2).



10.2.3. Dimensionamento della maschetta: verifica della sezione tangente al mozzo del perno di manovella

La verifica della sezione 1, cioè della sezione tangente al mozzo del perno di manovella, (Figura 10.5) viene realizzata ipotizzando che si sia raggiunta la posizione di P.M.S., in corrispondenza della quale la forza (F) che agisce sul bottone di manovella è parallela al braccio e raggiunge il suo valore massimo, che è:

$$F = F_{\max} = p_{\max} \cdot A_{\text{stant}}$$

La sezione 1 è pertanto soggetta sia a uno sforzo «normale» di compressione che vale F_{\max} , sia a un momento flettente che vale:

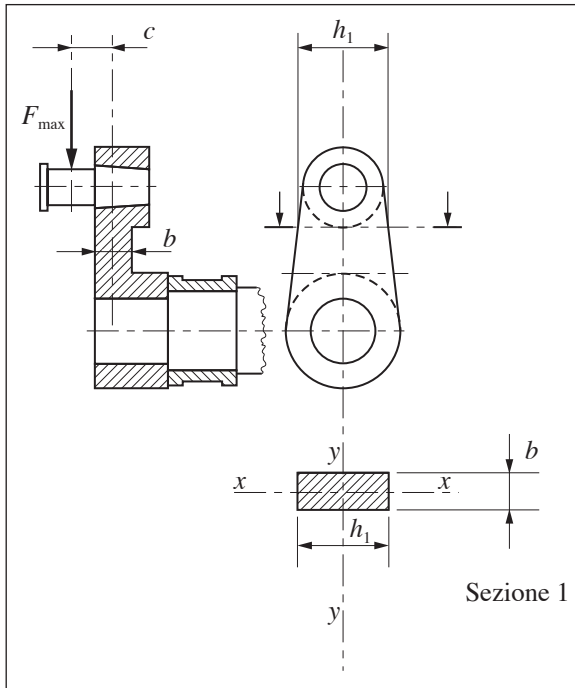
$$M_{f1} = F_{\max} \cdot c$$

La tensione di compressione (σ_N) è allora:

$$\sigma_N = \frac{F_{\max}}{A_1} \quad (7)$$

ove: A_1 = area della sezione 1 del braccio di manovella, vale:

$$A_1 = b \cdot h_1 \quad (8)$$



▲ FIGURA 105

Configurazione con manovella al P.M.S.

lizzata nella configurazione del manovellismo in corrispondenza della quale il momento motore raggiunge il valore massimo. Tale situazione si ha:

- per le macchine «lente» (pompe alternative, compressori alternativi ecc.), nella posizione «di quadratura»;
- per le macchine «veloci» (motori alternativi a c.i. ecc.), quando l'angolo di manovella è $\beta = 45^\circ$.

a. Verifica in quadratura

Nella configurazione «di quadratura» del manovellismo risulta, come è noto:

$$F_r = 0$$

$$F_t = F_t' = F' = \frac{F_Q}{\cos \alpha}$$

con:

$$\alpha = \arctg \frac{r}{l}$$

e: F_Q = forza agente sullo stantuffo in corrispondenza della posizione «di quadratura» del manovellismo.

Perciò, con le notazioni di Figura 10.6, per effetto della forza F_t la sezione 2 è sollecitata da un momento flettente (M_{f_2}) che vale:

$$M_{f_2} = F_t \cdot m_2 \quad (12)$$

e da un momento torcente (M_{t_2}) pari a:

$$M_{t_2} = F_t \cdot c \quad (13)$$

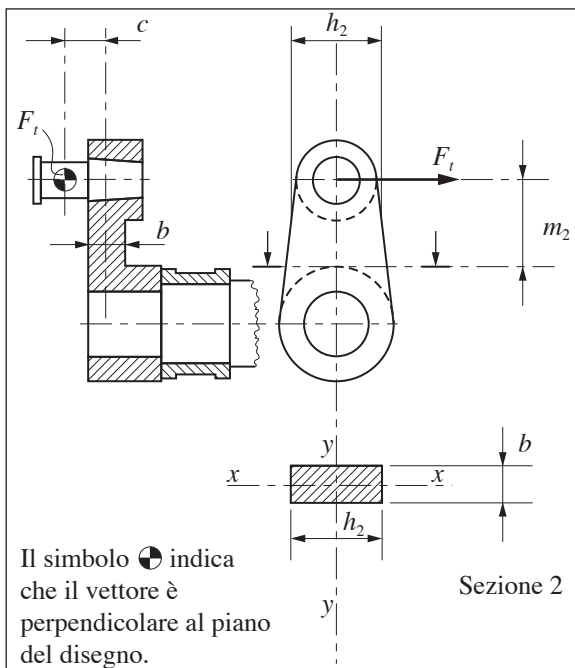
Con riferimento alla Figura 10.7, i punti più sollecitati all'interno della sezione in esame sono i punti A e B in corrispondenza dei quali si ha sia la tensione massima di flessione sia la tensione massima, sia pure in senso relativo, di torsione. Risulta cioè:

$$\sigma_{A,B} = \frac{M_{f_2}}{W_{y_2}} \quad (14)$$

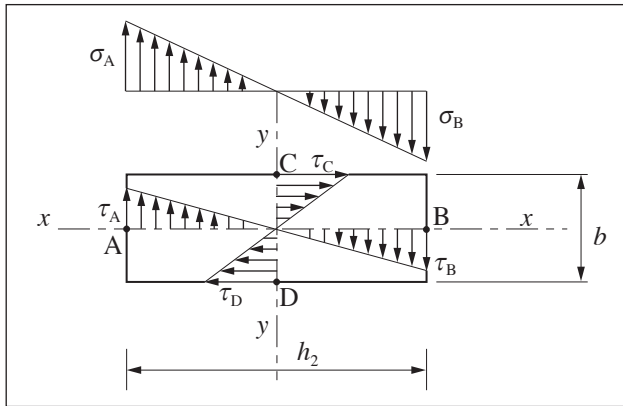
$$\text{ove: } W_{y_2} = \frac{b \cdot h_2^2}{6} \quad (15)$$

▼ FIGURA 106

Configurazione «di quadratura».



Il simbolo \odot indica che il vettore è perpendicolare al piano del disegno.



▲ FIGURA 10.7

La verifica a flessotorsione è soddisfatta se risulta:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_{A,B}^2 + 3 \cdot \tau_{A,B}^2} \leq \sigma_{adm}$$

ovvero, in base alle (16) e (18):

$$\frac{F_Q}{b \cdot h_2^2 \cdot \cos \alpha} \cdot \sqrt{36 \cdot m_2^2 + 3 \cdot k_1^2 \cdot c^2} \leq \sigma_{adm} \quad (19)$$

con:

$$\alpha = \arctg \frac{r}{l}$$

Tabella 10.1

h/b	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,5	3	4	5	∞
k_1	4,80	4,57	4,40	4,27	4,16	4,07	3,88	3,74	3,55	3,43	3,00

b. Verifica con $\beta = 45^\circ$

Quando la manovella è ruotata di un angolo prossimo a 45° la spinta F' trasmessa dalla biella al bottone di manovella vale approssimativamente:

$$F' = 0,7 \cdot F_{max}$$

con:

$$F_{max} = p_{max} \cdot A_{stant}$$

Supponendo, per semplificare i calcoli, che la lunghezza della biella sia molto elevata, tale forza risulta inclinata di 45° rispetto all'asse y (Figura 10.8). Scomponendo allora F' nelle direzioni orizzontale e verticale (cioè nelle direzioni tangenziale e radiale della circonferenza descritta dal baricentro del perno di manovella) si ottengono le componenti F'_{orizz} e F'_{vert} uguali e perpendicolari tra loro. Esse valgono:

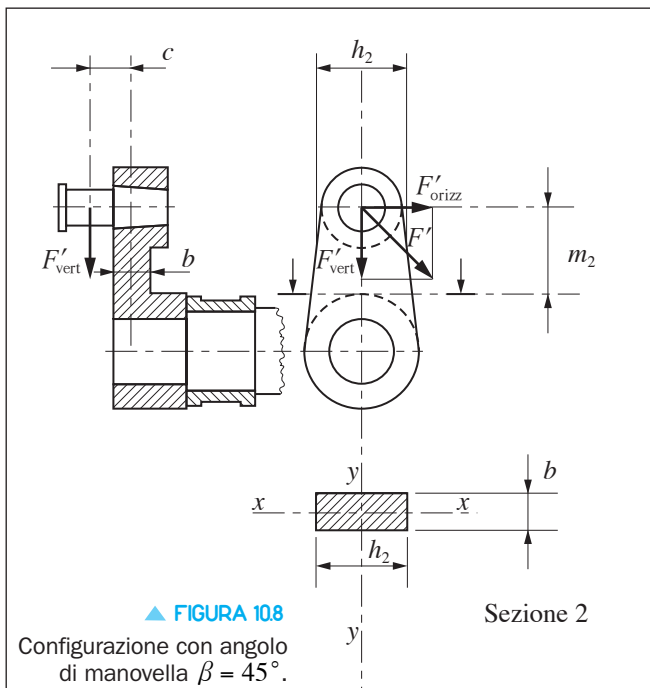
$$F'_{orizz} = F'_{vert} = 0,7 \cdot F_{max} \cdot \sin 45^\circ \cong 0,5 \cdot F_{max}$$

Per effetto della componente F'_{orizz} la sezione 2 è soggetta a un momento flettente che vale:

$$M_{fs} = F'_{orizz} \cdot m_2 \quad (20)$$

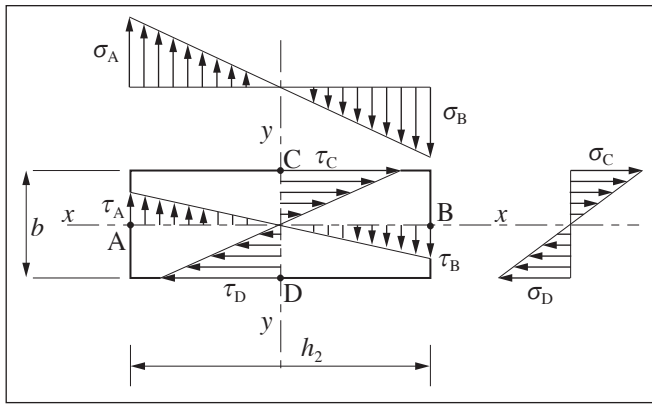
e a un momento torcente che vale:

$$M_{ts} = F'_{orizz} \cdot c \quad (21)$$



▲ FIGURA 10.8

Configurazione con angolo di manovella $\beta = 45^\circ$.



▲ FIGURA 10.9

– Punti A e B

In questi punti è massima la tensione ($\sigma_{A,B}$) dovuta al momento flettente M_{f_3} ; essa vale:

$$\sigma_{A,B} = \frac{M_{f_3}}{W_{y_3}} = \frac{F'_{orizz} \cdot m_2}{\frac{b \cdot h_2^2}{6}} \quad (23)$$

(l'asse neutro in questo caso è l'asse y-y).

La tensione tangenziale dovuta alla torsione è anch'essa massima, sia pure in senso relativo, e vale:

$$\tau_{A,B} = \frac{k_1 \cdot M_{t_3}}{b \cdot h_2^2} = \frac{k_1 \cdot F'_{orizz} \cdot c}{b \cdot h_2^2} \quad (24)$$

La verifica viene realizzata tramite l'espressione:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_{A,B}^2 + 3 \cdot \tau_{A,B}^2} \leq \sigma_{adm}$$

ovvero, in base alle (23) e (24):

$$\sigma_{id} = \frac{F'_{orizz}}{b \cdot h_2^2} \cdot \sqrt{36 \cdot m_2^2 + 3 \cdot k_1^2 \cdot c^2} \leq \sigma_{adm} \quad (25)$$

– Punti C e D

In questi punti è massima la tensione ($\sigma_{C,D}$) dovuta al momento flettente M_{f_4} ; essa vale:

$$\sigma_{C,D} = \frac{M_{f_4}}{W_{x_4}} = \frac{F'_{vert} \cdot c}{\frac{h_2 \cdot b^2}{6}} \quad (26)$$

(l'asse neutro ora è l'asse x-x).

La tensione tangenziale dovuta alla torsione è anch'essa massima e vale:

$$\tau_{C,D} = \frac{k_1 \cdot M_{t_3}}{h_2 \cdot b^2} = \frac{k_1 \cdot F'_{orizz} \cdot c}{h_2 \cdot b^2} \quad (27)$$

La verifica viene realizzata tramite l'espressione:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_{C,D}^2 + 3 \cdot \tau_{C,D}^2} \leq \sigma_{adm}$$

ovvero, in base alle (26) e (27) e ricordando che è $F'_{orizz} = F'_{vert} (= 0,5 \cdot F_{max})$:

$$\sigma_{id} = \frac{F'_{vert}}{h_2 \cdot b^2} \cdot c \cdot \sqrt{36 + 3 \cdot k_1^2} \leq \sigma_{adm} \quad (28)$$

La componente F'_{vert} produce invece sulla suddetta sezione un momento flettente:

$$M_{f_4} = F'_{vert} \cdot c \quad (22)$$

e uno sforzo assiale di compressione che in genere è trascurabile.

Le tensioni interne che ne conseguono sono particolarmente rilevanti in corrispondenza dei punti A, B, C, e D (Figura 10.9). In tali punti dovranno quindi essere eseguite le necessarie verifiche di resistenza.

Perno (o bottone) di manovella

Vedi prospetto riassuntivo relativo al dimensionamento dei perni portanti d'estremità (Capitolo 9)

Perno di banco dell'albero

Vedi prospetto riassuntivo relativo al dimensionamento dei perni portanti intermedi (Capitolo 9)

Espressioni del momento flettente ideale (calcolo a flessotorsione):

a) macchine «lente» (pompe alternative, compressori alternativi ecc.) in quadratura (Figura 10.4):

$$M_{f_{id}(Q)} = \frac{F_{tot}}{\cos \alpha} \cdot \sqrt{l_1^2 + 0,75 \cdot r^2}$$

ove: $\alpha = \arctg \frac{r}{l}$

b) macchine «veloci» (motori alternativi a c.i.) per $\beta = 45^\circ$ (Figura 10.4):

$$M_{f_{id}} = p_{max} \cdot A_{stant} \cdot \sqrt{0,49 \cdot l_1^2 + 0,19 \cdot r^2}$$

Braccio di manovella

– Verifica della sezione 1, tangente al mozzo del perno (posizione di P.M.S.) (Figura 10.5)

$$\sigma_{id} = \frac{F_{max}}{b \cdot h_1} + \frac{6 \cdot F_{max} \cdot c}{h_1 \cdot b^2} \leq \sigma_{adm}$$

– Verifica della sezione 2, tangente al mozzo dell'albero

a) macchine «lente» (in quadratura) (Figure 10.6 e 10.7):

– punti A e B

$$\sigma_{id} = \frac{F_Q}{b \cdot h_2^2 \cdot \cos \alpha} \cdot \sqrt{36 \cdot m_2^2 + 3 \cdot k_1^2 \cdot c^2} \leq \sigma_{adm}$$

ove:

$$\alpha = \arctg \frac{r}{l}$$

b) macchine «veloci» ($\beta = 45^\circ$) (Figure 10.8 e 10.9):

– punti A e B

$$\sigma_{id} = \frac{F'_{orizz}}{b \cdot h_2^2} \cdot \sqrt{36 \cdot m_2^2 + 3 \cdot k_1^2 \cdot c^2} \leq \sigma_{adm}$$

con:

$$F'_{orizz} = 0,5 \cdot F_{max}$$

– punti C e D

$$\sigma_{id} = \frac{F'_{vert} \cdot c}{h_2 \cdot b^2} \cdot \sqrt{36 + 3 \cdot k_1^2} \leq \sigma_{adm}$$

con:

$$F'_{vert} = 0,5 \cdot F_{max}$$

Esercizi svolti

Esercizio 1 Progettare il perno di una manovella d'estremità sapendo che la frequenza di rotazione dell'albero è: $n = 500$ giri/min e che la pressione massima del fluido vale 20 bar. Il diametro dello stantuffo è: $D_{\text{stant}} = 50$ mm. Come materiale del perno di manovella si assuma un acciaio avente un carico unitario di rottura pari a 600 N/mm^2 . La pressione ammissibile sia: $p_{\text{adm}} = 8 \text{ N/mm}^2$.

Soluzione Utilizzeremo il prospetto riassuntivo relativo al dimensionamento dei perni portanti d'estremità riportato nel Capitolo 9.

Dalla verifica al riscaldamento che, come è noto, nei perni «veloci» (quale è quello da progettare, essendo $n = 500$ giri/min) assume particolare rilevanza, si ricava l'espressione:

$$l_{\text{perno}}^{\text{min}} = \frac{F \cdot n}{C}$$

Supponendo che il manovellismo sia nella configurazione di P.M.S. si ha:

$$F = F_{\text{max}} = p_{\text{max}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{stant}}^2}{4}$$

Con i valori numerici dell'enunciato del problema risulta:

$$F_{\text{max}} = 20 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot \frac{\pi \cdot (0,05 \text{ m})^2}{4} \cong 3927 \text{ N}$$

Si ottiene quindi:

$$l_{\text{perno}}^{\text{min}} = \frac{3927 \text{ N} \cdot 500 \text{ giri/min}}{70000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}} \cong 28,05 \text{ mm}$$

avendo scelto dalla Tabella 9.3: $C = 70000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}$ (relativo a una lubrificazione forzata e raffreddamento in aria calma).

Approssimeremo l_{perno} a 30 mm.

Dal calcolo a resistenza si ricava il valore del diametro del perno. Si ha infatti:

$$d_{\text{perno}}^{\text{min}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F_{\text{max}} \cdot l_{\text{perno}}}{\pi \cdot \sigma_{\text{adm a fatica}}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3927 \text{ N} \cdot 30 \text{ mm}}{\pi \cdot 40 \text{ N/mm}^2}} \cong 24,66 \text{ mm}$$

avendo posto:

$$\sigma_{\text{stat}}^{\text{adm}} = \frac{R_m}{k_R} = \frac{600 \text{ N/mm}^2}{5} = 120 \text{ N/mm}^2$$

con:

$$k_R = 5$$

e:

$$\sigma_{\text{a fatica}}^{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{stat}}^{\text{adm}}}{3} = \frac{120 \text{ N/mm}^2}{3} = 40 \text{ N/mm}^2$$

Arrotonderemo il valore del diametro del bottone di manovella a 26 mm.

Da ultimo, in base alla verifica alla pressione specifica deve risultare:

$$(l_{\text{perno}} \cdot d_{\text{perno}}) \geq \frac{F_{\text{max}}}{p_{\text{adm}}}$$

Essendo: $l_{\text{perno}} \cdot d_{\text{perno}} = 30 \text{ mm} \cdot 26 \text{ mm} = 780 \text{ mm}^2$
e:

$$\frac{F}{p_{\text{adm}}} = \frac{3927 \text{ N}}{8 \text{ N/mm}^2} \cong 491 \text{ mm}^2$$

la verifica ha esito positivo.

Esercizio 2 Progettare il perno di banco di un compressore alternativo sapendo che sull'albero è calettata una manovella d'estremità. È inoltre noto che: la «lunghezza» della biella è $l = 245 \text{ mm}$; la forza complessiva agente sullo stantuffo quando il manovellismo è in quadratura è $F_{\text{tot}} = 900 \text{ N}$; la frequenza di rotazione dell'albero è $n = 300 \text{ giri/min}$; il raggio di manovella è $r = 70 \text{ mm}$; inoltre è: $l_1 = 30 \text{ mm}$ (Figura 10.4). L'acciaio utilizzato ammette un carico unitario di snervamento $R_{eH} = 360 \text{ N/mm}^2$; la pressione ammissibile sia:

$$p_{\text{adm}} = 2 \text{ N/mm}^2$$

Soluzione Il perno di banco da dimensionare è un perno portante intermedio e, come tale, verrà progettato a flessotorsione. Trattandosi di una macchina «lenta», l'espressione del momento flettente ideale da utilizzare in questo calcolo (espressione reperibile nel prospetto riassuntivo relativo al dimensionamento di una manovella d'estremità) è la seguente:

$$M_{fd} = \frac{F_{\text{tot}}}{\cos \alpha} \cdot \sqrt{l_1^2 + 0,75 \cdot r^2}$$

ove:

$$\alpha = \arctg \frac{r}{l}$$

Essendo:

$$\alpha = \arctg \frac{70 \text{ mm}}{245 \text{ mm}} \cong 15,95^\circ$$

si ricava:

$$M_{fd} = \frac{900 \text{ N}}{\cos 15,95^\circ} \cdot \sqrt{(30 \text{ mm})^2 + 0,75 \cdot (70 \text{ mm})^2} \cong 63312 \text{ Nmm}$$

Dal prospetto riassuntivo relativo al dimensionamento dei perni portanti intermedi, reperibile nel Capitolo 9, si ricava per i perni «lenti»:

$$d_{\text{perno}}^{\text{min}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{fd}}{\pi \cdot \sigma_{\text{adm}}^{\text{a fatica}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 63312 \text{ Nmm}}{\pi \cdot 80 \text{ N/mm}^2}} \cong 20 \text{ mm}$$

ove si è assunto:

$$\sigma_{\text{adm}}^{\text{stat}} = \frac{R_{eH}}{k_{\text{sn}}} = \frac{360 \text{ N/mm}^2}{1,5} = 240 \text{ N/mm}^2$$

con:

$$k_{\text{sn}} = 1,5$$

e:

$$\sigma_{\text{adm}}^{\text{a fatica}} = \frac{\sigma_{\text{adm}}^{\text{stat}}}{3} = \frac{240 \text{ N/mm}^2}{3} = 80 \text{ N/mm}^2$$

Approssimeremo il diametro del perno di banco a 22 mm.

Dalla verifica alla pressione specifica si trae la relazione:

$$l_{\text{perno}}^{\text{min}} = \frac{F'}{d_{\text{perno}} \cdot p_{\text{adm}}}$$

In base ai valori numerici assegnati dal testo del problema si ottiene:

$$l_{\text{perno}}^{\text{min}} = \frac{936 \text{ N}}{22 \text{ mm} \cdot 2 \text{ N/mm}^2} \cong 21,3 \text{ mm}$$

essendo:

$$F' = \frac{F_{\text{tot}}}{\cos \alpha} = \frac{900 \text{ N}}{\cos 15,95^\circ} \cong 936 \text{ N}$$



Assumeremo: $l_{\text{perno}} = 23 \text{ mm}$.

La verifica al riscaldamento prevede che sia:

$$l_{\text{perno}} \geq \frac{F' \cdot n}{C}$$

Risultando:

$$23 \text{ mm} > \frac{936 \text{ N} \cdot 300 \text{ giri/min}}{15000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}} \cong 18,72 \text{ mm}$$

(ove si è assunto, in Tabella 9.3:

$$C = 15000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}$$

ipotizzando una lubrificazione scarsa e l'assenza di un qualsiasi sistema di raffreddamento dell'olio) la verifica ha esito positivo.

Esercizio 3 Dimensionare il perno di banco di un albero a gomito di un motore alternativo a c.i. monocilindrico. L'albero porta calettata una manovella d'estremità. Sono noti i seguenti valori: «lunghezza» della biella: $l = 220 \text{ mm}$; diametro dello stantuffo: $D_{\text{stant}} = 40 \text{ mm}$; pressione massima esercitata dal fluido: $p_{\text{max}} = 18 \text{ bar}$; «lunghezza» della manovella: $r = 55 \text{ mm}$; frequenza di rotazione dell'albero: $n = 1500 \text{ giri/min}$; $l_1 = 25 \text{ mm}$ (Figura 10.4).

La pressione ammissibile sia $p_{\text{adm}} = 8 \text{ N/mm}^2$; l'acciaio utilizzato ammette un carico unitario di snervamento $R_{eH} = 250 \text{ N/mm}^2$.

Soluzione Il perno di banco da progettare è un perno portante intermedio e, come tale, verrà progettato a flessotorsione. Trattandosi di una macchina «veloce», l'espressione del momento flettente ideale da utilizzare in questo calcolo (espressione reperibile nel prospetto riassuntivo relativo al dimensionamento di una manovella d'estremità) è la seguente:

$$M_{fid} = p_{\text{max}} \cdot A_{\text{stant}} \cdot \sqrt{0,49 \cdot l_1^2 + 0,19 \cdot r^2}$$

Si ricava:

$$M_{fid} = 18 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot 0,001256 \text{ m}^2 \cdot \sqrt{0,49 \cdot (0,025 \text{ m})^2 + 0,19 \cdot (0,055 \text{ m})^2} \cong 67,104 \text{ Nm}$$

essendo:

$$A_{\text{stant}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{stant}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,04 \text{ m})^2}{4} \cong 0,001256 \text{ m}^2$$

Dal prospetto riassuntivo relativo al dimensionamento dei perni portanti intermedi, reperibile nel Capitolo 9, si ricava per i perni «veloci»:

$$d_{\text{perno}}^{\text{min}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{fid}}{\pi \cdot \sigma_{\text{adm}}^{\text{a fatica}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 67104 \text{ Nmm}}{\pi \cdot 55,56 \text{ N/mm}^2}} \cong 23,08 \text{ mm}$$

essendo:

$$\sigma_{\text{stat}}^{\text{adm}} = \frac{R_{eH}}{k_{\text{sn}}} = \frac{250 \text{ N/mm}^2}{1,5} \cong 166,67 \text{ N/mm}^2$$

con:

$$k_{\text{sn}} = 1,5$$

e:

$$\sigma_{\text{a fatica}}^{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{stat}}^{\text{adm}}}{3} = \frac{166,67 \text{ N/mm}^2}{3} \cong 55,56 \text{ N/mm}^2$$



Assumeremo: $d_{\text{perno}} = 25 \text{ mm}$.
 Dalla verifica al riscaldamento (che, com'è noto, assume particolare rilevanza nei perni veloci) si ha:

$$l_{\text{perno}}^{\text{min}} = \frac{F_{\text{max}} \cdot n}{C} = \frac{2260,8 \text{ N} \cdot 1500 \text{ giri/min}}{150000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}} \cong 22,61 \text{ mm}$$

essendo: $F_{\text{max}} = p_{\text{max}} \cdot A_{\text{stant}} = 18 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot 0,001256 \text{ m}^2 \cong 2260,8 \text{ N}$
 e:

$$C = 150000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}$$

(dalla Tabella 9.3, nell'ipotesi che la lubrificazione sia completa e il raffreddamento forzato).

Assumeremo: $l_{\text{perno}} = 24 \text{ mm}$.
 Le dimensioni ora calcolate devono infine soddisfare la condizione, relativa alla verifica alla pressione specifica:

$$l_{\text{perno}} \cdot d_{\text{perno}} \geq \frac{F_{\text{max}}}{p_{\text{adm}}}$$

Essendo:

$$l_{\text{perno}} \cdot d_{\text{perno}} = 24 \text{ mm} \cdot 25 \text{ mm} = 600 \text{ mm}^2$$

e:

$$\frac{F_{\text{max}}}{p_{\text{adm}}} = \frac{2260,8 \text{ N}}{8 \text{ N/mm}^2} \cong 282,6 \text{ mm}^2$$

la verifica ha esito positivo.

Esercizio 4 Verificare la sezione tangente al mozzo del perno della manovella d'estremità di Figura 10.5, ove è: $c = 22 \text{ mm}$; $b = 15 \text{ mm}$; $h_1 = 60 \text{ mm}$, sapendo che la forza che agisce sul bottone di manovella nella posizione di P.M.S. vale:

$$F_{\text{max}} = 10 \text{ kN}$$

Come materiale è utilizzato l'acciaio UNI EN 10025-S235 (avente carico unitario di snervamento $R_{eH} = 235 \text{ N/mm}^2$).

Soluzione La sezione tangente al mozzo del perno di manovella è sollecitata a pressoflessione. Le sue dimensioni dovranno perciò essere tali da soddisfare l'espressione (11):

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{F_{\text{max}}}{b \cdot h_1} + \frac{6 \cdot F_{\text{max}} \cdot c}{h_1 \cdot b^2} \leq \sigma_{\text{adm}}$$

Con i valori numerici in nostro possesso risulta:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{10000 \text{ N}}{15 \text{ mm} \cdot 60 \text{ mm}} + \frac{6 \cdot 10000 \text{ N} \cdot 22 \text{ mm}}{60 \text{ mm} \cdot (15 \text{ mm})^2} \cong 108,9 \text{ N/mm}^2$$

e:

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{R_{eH}}{k_{\text{sn}}} = \frac{235 \text{ N/mm}^2}{1,5} \cong 157 \text{ N/mm}^2$$

con:

$$k_{\text{sn}} = 1,5$$

Essendosi ricavato:

$$\sigma_{\text{max}} = 108,9 \text{ N/mm}^2 < 157 \text{ N/mm}^2 = \sigma_{\text{adm}}$$

la verifica ha esito positivo.



Esercizio 5

Verificare la sezione 2 del braccio della manovella di Figura 10.6, sezione tangente al mozzo dell'albero a gomito, essendo: $c = 12 \text{ mm}$; $b = 12 \text{ mm}$; $h_2 = 30 \text{ mm}$; $m_2 = 23 \text{ mm}$ e sapendo che la macchina è una pompa alternativa. Il materiale è l'acciaio UNI EN 10083 C 50 (avente carico unitario di snervamento $R_{eH} = 610 \text{ N/mm}^2$).

La spinta esercitata dal fluido sullo stantuffo quando il manovellismo è nella configurazione «di quadratura» è: $F_Q = 6,8 \text{ kN}$.

Il raggio di manovella è: $r = 44 \text{ mm}$; la «lunghezza» della biella è: $l = 154 \text{ mm}$.

Soluzione

Com'è noto, la verifica di resistenza della sezione 2 del braccio, sezione tangente al mozzo dell'albero, viene realizzata, per le macchine «lente» (e le pompe alternative lo sono), nella posizione «di quadratura» della manovella.

La sezione considerata è sollecitata a flessotorsione e i punti più sollecitati all'interno di tale sezione sono i punti A e B di Figura 10.7 in corrispondenza dei quali si ha sia la tensione massima di flessione, sia la tensione massima, anche se in senso relativo, di torsione.

La verifica a flessotorsione è pertanto soddisfatta se risulta, in base alla (19):

$$\sigma_{id} = \frac{F_Q}{b \cdot h_2^2 \cdot \cos \alpha} \cdot \sqrt{36 \cdot m_2^2 + 3 \cdot k_1^2 \cdot c^2} \leq \sigma_{adm} \text{ a fatica}$$

Essendo (in quadratura):

$$\alpha = \arctg \frac{r}{l} = \arctg \frac{44 \text{ mm}}{154 \text{ mm}} \cong 15,94^\circ$$

si ottiene:

$$\begin{aligned} \sigma_{id} &= \frac{6800 \text{ N}}{12 \text{ mm} \cdot (30 \text{ mm})^2 \cdot \cos 15,94^\circ} \cdot \sqrt{36 \cdot (23 \text{ mm})^2 + 3 \cdot 3,88^2 \cdot (12 \text{ mm})^2} \cong \\ &\cong 104,7 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

ove è: $k_1 = 3,88$ (si veda la Tabella 10.1 per: $\frac{h_2}{b} = \frac{30 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} = 2,5$).

Inoltre è:

$$\sigma_{stat}^{adm} = \frac{R_{eH}}{k_{sn}} = \frac{610 \text{ N/mm}^2}{1,5} \cong 406,7 \text{ N/mm}^2$$

con:

$$k_{sn} = 1,5$$

e:

$$\sigma_{a fatica}^{adm} = \frac{\sigma_{stat}^{adm}}{3} = \frac{406,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{3} = 135,6 \text{ N/mm}^2$$

Risultando:

$$\sigma_{id} = 104,7 \text{ N/mm}^2 < 135,6 \text{ N/mm}^2 = \sigma_{a fatica}^{adm}$$

la verifica a flessotorsione ha esito positivo.

Esercizio 6

Verificare la sezione 2 del braccio della manovella di Figura 10.6, sezione tangente al mozzo dell'albero a gomito, essendo: $c = 12 \text{ mm}$; $b = 15 \text{ mm}$; $h_2 = 30 \text{ mm}$; $m_2 = 23 \text{ mm}$ e sapendo che la macchina è un motore alternativo a c.i. monocilindrico. La spinta esercitata dal fluido sullo stantuffo quando la manovella è al P.M.S. è $F_{max} = 25 \text{ kN}$. Il materiale impiegato è un acciaio da bonifica avente carico unitario di snervamento $R_{eH} = 1050 \text{ N/mm}^2$.

Soluzione

I punti della sezione in esame, maggiormente sollecitati, sono quelli indicati con le lettere A, B, C, e D in Figura 10.9.



In particolare, nei punti A e B è massima sia la tensione dovuta al momento flettente (M_{f_3}) sia, anche se in senso relativo, quella dovuta al momento torcente (M_{t_3}).
La verifica viene realizzata tramite l'espressione (25):

$$\sigma_{id} = \frac{F'_{orizz}}{b \cdot h_2} \cdot \sqrt{36 \cdot m_2^2 + 3 \cdot k_1^2 \cdot c^2} \leq \sigma_{adm \text{ a fatica}}$$

ove:

$$F'_{orizz} \cong 0,5 \cdot F_{max}$$

In base ai valori assegnati dal testo del problema si ha:

$$F'_{orizz} = 0,5 \cdot 25000 \text{ N} = 12500 \text{ N}$$

$$k_1 = 4,07 \text{ (vedi Tabella 10.1 essendo: } \frac{h_2}{b} = \frac{30 \text{ mm}}{15 \text{ mm}} = 2)$$

quindi:

$$\sigma_{id} = \frac{12500 \text{ N}}{15 \text{ mm} \cdot (30 \text{ mm})^2} \cdot \sqrt{36 \cdot (23 \text{ mm})^2 + 3 \cdot 4,07^2 \cdot (12 \text{ mm})^2} \cong 149,87 \text{ N/mm}^2$$

Risulta inoltre:

$$\sigma_{adm \text{ stat}} = \frac{R_{eH}}{k_{sn}} = \frac{1050 \text{ N/mm}^2}{1,5} = 700 \text{ N/mm}^2$$

con:

$$k_{sn} = 1,5$$

e:

$$\sigma_{adm \text{ a fatica}} = \frac{\sigma_{adm \text{ stat}}}{3} = \frac{700 \text{ N/mm}^2}{3} \cong 233,3 \text{ N/mm}^2$$

Essendosi ricavato:

$$\sigma_{id} = 149,87 \text{ N/mm}^2 < 233,3 \text{ N/mm}^2 = \sigma_{adm}$$

la verifica nei punti A e B ha esito positivo.

Nei punti C e D è massima sia la tensione dovuta al momento flettente M_{f_4} sia quella dovuta al momento torcente M_{t_3} .

La verifica viene realizzata mediante l'espressione (28):

$$\sigma_{id} = \frac{F'_{vert} \cdot c}{h_2 \cdot b^2} \cdot \sqrt{36 + 3 \cdot k_1^2} \leq \sigma_{adm}$$

ove:

$$F'_{vert} \cong 0,5 \cdot F_{max}$$

In base ai valori assegnati dal testo del problema si ottiene:

$$F'_{vert} \cong 0,5 \cdot 25000 \text{ N} = 12500 \text{ N}$$

$$k_1 = 4,07 \text{ (vedi Tabella 10.1, essendo: } \frac{h_2}{b} = \frac{30 \text{ mm}}{15 \text{ mm}} = 2)$$

quindi:

$$\sigma_{id} = \frac{12500 \text{ N} \cdot 12 \text{ mm}}{30 \text{ mm} \cdot (15 \text{ mm})^2} \cdot \sqrt{36 + 3 \cdot 4,07^2} \cong 205,71 \text{ N/mm}^2$$

Essendosi ricavato:

$$\sigma_{id} = 205,71 \text{ N/mm}^2 < 233,3 \text{ N/mm}^2 = \sigma_{adm \text{ a fatica}}$$

anche la verifica nei punti C e D ha esito positivo.

Esercizio 7

Il candidato proceda al calcolo e al dimensionamento di una manovella di estremità, in acciaio fucinato, di una motrice lenta. Si suppongono noti i seguenti dati fondamentali relativi alla macchina e all'organo meccanico:

1. potenza trasmessa $P = 58,84 \text{ kW}$;
 2. raggio della manovella $r = 250 \text{ mm}$;
 3. velocità di rotazione $n = 400 \text{ giri/min}$.
- (Problema assegnato a un esame di Stato per Periti Meccanici)

Soluzione

Dal prospetto riassuntivo relativo al dimensionamento di un perno portante d'estremità (quale è il bottone di manovella) (Capitolo 9) si ricava, per i perni «lenti», l'espressione:

$$d_{\text{perno}}^{\text{min}} = \left(\frac{16 \cdot F^2}{\pi \cdot \sigma_{\text{adm a fatica}} \cdot p_{\text{adm}}} \right)^{0,25}$$

Il momento motore sviluppato dalla macchina a regime vale:

$$M_t = 9549,3 \cdot \frac{P \text{ (kW)}}{n \text{ (giri/min)}} = 9549,3 \cdot \frac{58,84 \text{ kW}}{400 \text{ giri/min}} \cong 1404,7 \text{ Nm}$$

Di conseguenza la forza (F) agente sul perno può essere ricavata tramite la relazione:

$$M_t = F \cdot r$$

Si ottiene:

$$F = \frac{M_t}{r} = \frac{1404,7 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{250 \text{ mm}} \cong 5618,8 \text{ N}$$

Il materiale che utilizzeremo per la costruzione della manovella sarà l'acciaio UNI EN 10025 – E295, che ammette come carico unitario di snervamento: $R_{eH} = 295 \text{ N/mm}^2$. Il carico unitario di sicurezza statico sarà pertanto:

$$\sigma_{\text{stat}}^{\text{adm}} = \frac{R_{eH}}{k_{\text{sn}}} = \frac{295 \text{ N/mm}^2}{1,5} \cong 196,7 \text{ N/mm}^2$$

e quello a fatica:

$$\sigma_{\text{a fatica}}^{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{stat}}^{\text{adm}}}{3} = \frac{196,7 \text{ N/mm}^2}{3} \cong 65,56 \text{ N/mm}^2$$

Adottando una pressione ammissibile:

$$p_{\text{adm}} = 9 \text{ N/mm}^2$$

si ricava:

$$d_{\text{perno}}^{\text{min}} = \left[\frac{16 \cdot (5618,8 \text{ N})^2}{\pi \cdot 65,56 \text{ N/mm}^2 \cdot 9 \text{ N/mm}^2} \right]^{0,25} \cong 22,85 \text{ mm}$$

valore che potremo arrotondare a 24 mm.

Per quanto riguarda la lunghezza del perno, dalla verifica alla pressione specifica si ricava l'espressione:

$$l_{\text{perno}}^{\text{min}} = \frac{F}{d_{\text{perno}} \cdot p_{\text{adm}}}$$

Da tale relazione si ottiene:

$$l_{\text{perno}}^{\text{min}} = \frac{5618,8 \text{ N}}{24 \text{ mm} \cdot 9 \text{ N/mm}^2} \cong 26,01 \text{ mm}$$

Arrotonderemo questo valore a 28 mm.

Appureremo, in base all'espressione relativa alla verifica al riscaldamento, che sia soddisfatta la relazione:

$$l_{\text{perno}} \geq \frac{F \cdot n}{C}$$



Risultando:

$$28 \text{ mm} > \frac{5618,8 \text{ N} \cdot 400 \text{ giri/min}}{150000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}} \cong 14,98 \text{ mm}$$

(avendo posto:

$$C = 150000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}$$

nell'ipotesi che la lubrificazione sia perfetta e il raffreddamento sia forzato) (Tabella 9.3), la verifica al riscaldamento ha esito positivo.

Dimensionamento del perno di banco dell'albero

Dal prospetto riassuntivo relativo al dimensionamento dei perni portanti intermedi si ricava, per i perni «lenti», l'espressione:

$$d_{\text{perno}}^{\text{min}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{fid}}}{\pi \cdot \sigma_{\text{adm. a fatica}}}}$$

Mentre il momento torcente è noto e vale: $M_t = 1404700 \text{ Nmm}$, il momento flettente che agisce sul perno di banco può essere determinato solo stabilendo a priori la distanza l_1 di Figura 10.4, in base a considerazioni relative a un proporzionamento accettabile.

Posto: $l_1 = 130 \text{ mm}$

il momento flettente diviene:

$$M_f = F \cdot l_1 = 5618,8 \text{ N} \cdot 130 \text{ mm} \cong 730444 \text{ Nmm}$$

Di conseguenza è:

$$M_{\text{fid}} = \sqrt{M_f^2 + 0,75 \cdot M_t^2} = \sqrt{730444^2 + 0,75 \cdot 1404700^2} \cong 1418956 \text{ Nmm}$$

e quindi:

$$d_{\text{perno}}^{\text{min}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1418956 \text{ Nmm}}{\pi \cdot 65,56 \text{ N/mm}^2}} \cong 60,41 \text{ mm}$$

avendo stabilito di utilizzare anche per il perno di banco dell'albero lo stesso acciaio impiegato per la costruzione del bottone di manovella.

Adotteremo perciò:

$$d_{\text{perno}} = 62 \text{ mm}$$

La lunghezza minima del perno verrà ricavata dall'espressione:

$$l_{\text{perno}} \geq \frac{F}{d_{\text{perno}} \cdot p_{\text{adm}}}$$

Si ottiene:

$$l_{\text{perno}}^{\text{min}} = \frac{5618,8 \text{ N}}{62 \text{ mm} \cdot 9 \text{ N/mm}^2} \cong 10,07 \text{ mm}$$

Approssimeremo tale valore a 16 mm.

Infine dovrà essere soddisfatta l'espressione:

$$l_{\text{perno}} \geq \frac{F \cdot n}{C}$$

Risultando:

$$16 \text{ mm} > \frac{5618,8 \text{ N} \cdot 400 \text{ giri/min}}{150000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}} \cong 14,98 \text{ mm}$$

la verifica ha esito positivo.



Esercitazioni proposte

- 1 Dimensionare il bottone di una manovella d'estremità sapendo che l'albero ha frequenza di rotazione $n = 550$ giri/min e che la pressione del fluido raggiunge, in corrispondenza del P.M.S., un valore massimo pari a 18 bar. Il diametro dello stantuffo è $D_{\text{stant}} = 45$ mm. Il materiale del perno di manovella è un acciaio avente un carico unitario di rottura pari a 560 N/mm^2 .
La pressione ammissibile sia $p_{\text{adm}} = 8 \text{ N/mm}^2$.

[$F_{\text{max}} \approx 2862,78 \text{ N}$; si utilizzi il prospetto riassuntivo dei perni portanti d'estremità (nel caso dei perni «veloci»); adottando: $C = 60000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}$ (vedi Tabella 9.3, nell'ipotesi di lubrificazione ordinaria e raffreddamento in aria mossa) risulta: $l_{\text{perno}}^{\text{min}} \approx 26,24 \text{ mm}$, valore che può essere approssimato a 28 mm.
Risulta inoltre, adottando un coefficiente di sicurezza relativo alla rottura $k_R = 5$:
 $\sigma_{\text{stat}}^{\text{adm}} = 112 \text{ N/mm}^2$; $\sigma_{\text{a fatica}}^{\text{adm}} \approx 37,3 \text{ N/mm}^2$; quindi: $d_{\text{perno}}^{\text{min}} \approx 22,2 \text{ mm}$ (valore che può essere approssimato a 24 mm). Avendosi infine: $l_{\text{perno}} \cdot d_{\text{perno}} = 672 \text{ mm}^2$ e:
 $F_{\text{max}}/p_{\text{adm}} = 358 \text{ mm}^2$, la verifica alla pressione specifica ha esito positivo]

- 2 L'albero di una pompa alternativa porta una manovella d'estremità. Sono note le seguenti dimensioni del manovellismo: «lunghezza» della biella: $l = 195$ mm; «lunghezza» della manovella: $r = 65$ mm; $l_1 = 28$ mm (Figura 10.4). La forza complessiva agente sullo stantuffo nella configurazione di «quadratura» del manovellismo sia $F_{\text{tot}} = 850 \text{ N}$. L'albero ruota, a regime, a 280 giri/min. L'acciaio utilizzato è caratterizzato dal carico unitario di snervamento: $R_{eH} = 240 \text{ N/mm}^2$. La pressione ammissibile è $p_{\text{adm}} = 2 \text{ N/mm}^2$. Dimensionare il perno di banco.

[Il perno da dimensionare è un perno portante intermedio: verrà quindi progettato a flessotorsione, ipotizzando che il manovellismo sia «in quadratura». Trattandosi di una macchina «lenta», si ha:
 $M_{\text{fda}} \approx 56329 \text{ Nmm}$, con: $\alpha = 18,43^\circ$; di conseguenza è: $d_{\text{perno}}^{\text{min}} \approx 22,1 \text{ mm}$ avendo posto: $\sigma_{\text{stat}}^{\text{adm}} = 160 \text{ N/mm}^2$ (con $k_{\text{sn}} = 1,5$) e quindi: $\sigma_{\text{a fatica}}^{\text{adm}} \approx 53,3 \text{ N/mm}^2$.
Si potrà adottare: $d_{\text{perno}} = 24 \text{ mm}$.
Risultando inoltre: $F' \approx 895,95 \text{ N}$, si ottiene: $l_{\text{perno}}^{\text{min}} = 18,66 \text{ mm}$, valore che potrà essere approssimato a 20 mm. La verifica al riscaldamento dà esito positivo; infatti, ipotizzando una lubrificazione scarsa e l'assenza di un qualsiasi sistema di raffreddamento dell'olio, dalla Tabella 9.3 si può scegliere $C = 15000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}$. Si ricava allora: $l = 20 \text{ mm} > F' \cdot n/C \approx 16,7 \text{ mm}$]

- 3 Progettare il perno di banco di un albero a gomito di un motore alternativo a c.i. monocilindrico che porta calettata una manovella d'estremità. Sono assegnate le seguenti dimensioni: diametro dello stantuffo $D_{\text{stant}} = 42$ mm; «lunghezza» della biella $l = 203$ mm; «lunghezza» della manovella: $r = 58$ mm. L'albero ruota, a regime, con una frequenza pari a 1400 giri/min; la pressione massima esercitata dal fluido è $p_{\text{max}} = 19$ bar. Inoltre è: $l_1 = 28$ mm (Figura 10.4). La pressione ammissibile è: $p_{\text{adm}} = 8 \text{ N/mm}^2$. L'acciaio utilizzato è caratterizzato da un carico unitario di snervamento $R_{eH} = 220 \text{ N/mm}^2$.



[$A_{\text{stant}} \cong 1385 \text{ mm}^2$; si tratta di un perno portante intermedio e come tale verrà progettato a flessotorsione. È inoltre un perno «veloce», per cui il momento flettente ideale risulta: $M_{\text{id}} \cong 84,18 \text{ Nm}$.

Dal prospetto riassuntivo relativo al dimensionamento dei perni portanti intermedi, reperibile nel Capitolo 9, si ricava:

$d_{\text{perno}}^{\text{min}} \cong 25,97 \text{ N/mm}^2$, avendo calcolato $\sigma_{\text{adm}}^{\text{stat}} \cong 146,7 \text{ N/mm}^2$ con $k_{\text{sn}} = 1,5$ e quindi: $\sigma_{\text{adm}}^{\text{a fatica}} \cong 48,89 \text{ N/mm}^2$; si può approssimare il diametro del perno a 28 mm. Si ottiene inoltre: $l_{\text{perno}}^{\text{min}} \cong 24,56 \text{ mm}$, essendo: $F_{\text{max}} \cong 2631,5 \text{ N}$ ed essendosi posto, dalla Tabella 9.3: $C = 150000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}$ (nell'ipotesi di lubrificazione perfetta e di raffreddamento forzato). Si può adottare come lunghezza del perno: $l_{\text{perno}} = 26 \text{ mm}$. Si ricava inoltre: $l_{\text{perno}} \cdot d_{\text{perno}} = 728 \text{ mm}^2$; risultando: $F_{\text{max}}/p_{\text{adm}} \cong 329 \text{ mm}^2$, la verifica alla pressione specifica ha esito positivo]

- 4 Con riferimento alla Figura 10.5, ove è: $c = 26 \text{ mm}$; $b = 20 \text{ mm}$ e $h_1 = 65 \text{ mm}$, verificare la sezione 1 (sezione della mascheretta, tangente al mozzo del perno della manovella d'estremità) sapendo che la forza massima esercitata sul bottone di manovella nella posizione di P.M.S. è $F_{\text{max}} = 12 \text{ kN}$. Il materiale utilizzato è l'acciaio UNI EN 10083 C40 (avente carico unitario di snervamento $R_{eH} = 550 \text{ N/mm}^2$).

[La sezione è sollecitata a pressoflessione. Risulta: $\sigma_{\text{max}} \cong 81,23 \text{ N/mm}^2$; $\sigma_{\text{adm}}^{\text{stat}} \cong 366,6 \text{ N/mm}^2$ con $k_{\text{sn}} = 1,5$; $\sigma_{\text{adm}}^{\text{a fatica}} \cong 122,2 \text{ N/mm}^2$; essendosi ottenuto $\sigma_{\text{max}} < \sigma_{\text{adm}}^{\text{a fatica}}$, la verifica ha esito positivo]

- 5 Con riferimento alla Figura 10.6 (ove è: $c = 15 \text{ mm}$; $b = 15 \text{ mm}$; $h_2 = 45 \text{ mm}$; $m_2 = 26 \text{ mm}$) si verifichi la sezione 2 (sezione del braccio della manovella, tangente al mozzo dell'albero a gomito) sapendo che la macchina è un compressore alternativo. Il materiale utilizzato è l'acciaio UNI EN 10025 S275 (avente carico unitario di snervamento $R_{eH} = 275 \text{ N/mm}^2$). La forza che si produce sullo stantuffo nella configurazione «di quadratura» del manovellismo è $F_Q = 7,2 \text{ kN}$. Il raggio della manovella è $r = 48 \text{ mm}$, la «lunghezza» della biella è $l = 192 \text{ mm}$.

[La sezione indicata nell'enunciato del problema è sollecitata a flessotorsione, con l'ipotesi che il manovellismo sia nella configurazione «di quadratura». I punti più sollecitati all'interno di tale sezione sono i punti A e B di Figura 10.7, in corrispondenza dei quali si ha sia la σ_{max} di flessione sia un valore notevolmente elevato, anche se non il massimo in senso assoluto, della τ di torsione. Risulta: $\alpha \cong 15,94^\circ$; $k_1 = 3,88$ (si veda la Tabella 10.1 per $h_2/b = 3$) e quindi: $\sigma_{\text{id}} \cong 44,91 \text{ N/mm}^2$; $\sigma_{\text{adm}}^{\text{stat}} \cong 183,3 \text{ N/mm}^2$ per $k_{\text{sn}} = 1,5$; $\sigma_{\text{adm}}^{\text{a fatica}} \cong 61,11 \text{ N/mm}^2$; essendosi ottenuto $\sigma_{\text{id}} < \sigma_{\text{adm}}^{\text{a fatica}}$, la verifica di resistenza ha esito positivo]

- 6 Verificare la sezione 2 del braccio della manovella di Figura 10.6, sezione tangente al mozzo dell'albero a gomito, essendo $c = 20 \text{ mm}$; $b = 25 \text{ mm}$; $h_2 = 40 \text{ mm}$; $m_2 = 36 \text{ mm}$ e sapendo che la macchina è un motore alternativo a c.i. monocilindrico. La forza che viene esercitata dal fluido sullo stantuffo in corrispondenza del P.M.S. è $F_{\text{max}} = 28 \text{ kN}$. Il materiale impiegato è l'acciaio 20 Ni Cr Mo 5, che è caratterizzato da un carico unitario di scostamento dalla proporzionalità ($R_{p0,2}$) pari a 735 N/mm^2 .



[I punti maggiormente sollecitati sono quelli indicati con le lettere A, B, C, D in Figura 10.9. Per quanto riguarda i punti A e B si ha:

$F'_{orizz} = 14000 \text{ N}$; $\sigma_{id} \approx 91,63 \text{ N/mm}^2$ essendo $k_1 = 4,27$ (rilevabile dalla Tabella 10.1 in corrispondenza del rapporto $h_2/b = 1,6$); risulta inoltre: $\sigma_{adm}^{stat} = 490 \text{ N/mm}^2$ per $k_{sn} = 1,5$; $\sigma_{adm}^{a\text{ fatica}} \approx 163,3 \text{ N/mm}^2$; essendo: $\sigma_{id} < \sigma_{adm}^{a\text{ fatica}}$, la verifica dei punti A e B ha esito positivo. Per quanto riguarda i punti C e D risulta: $F'_{vert} = 14000 \text{ N}$;

$\sigma_{id} \approx 106,7 \text{ N/mm}^2$. Essendosi ottenuto $\sigma_{id} < \sigma_{adm}^{a\text{ fatica}}$ anche per i punti C e D, la verifica di resistenza della sezione 2, tangente al mozzo dell'albero a gomito, ha esito positivo]

Verifica dell'apprendimento

Riconoscere se le seguenti affermazioni sono vere (V) o false (F).

1. L'asse di rotazione dei perni di banco di un albero a gomiti coincide con l'asse di rotazione dell'albero stesso. V F
2. Il bottone di una manovella d'estremità viene dimensionato come un perno portante d'estremità. V F
3. Il perno di banco dell'albero sul quale è calettata una manovella d'estremità è sollecitato a flessione, taglio e torsione. V F
4. Le sezioni maggiormente sollecitate del braccio di una manovella d'estremità sono quella tangente al mozzo del perno di manovella e quella tangente al mozzo dell'albero. V F
5. Il bottone di manovella è il perno sul quale si articola il piede di biella. V F
6. In una manovella d'estremità, il perno di manovella è collegato all'albero tramite un unico braccio. V F
7. Le maschette hanno in genere sezioni di forma rettangolare. V F
8. La manovella frontale è un tipo di manovella intermedia. V F

Quesiti

Individuare la risposta esatta ai seguenti quesiti a risposta multipla.

- 1 In un motore alternativo a c.i. il momento torcente raggiunge il valore massimo quando la manovella d'estremità

<input type="checkbox"/> a è al punto morto superiore;	<input type="checkbox"/> c è in posizione «di quadratura»;
<input type="checkbox"/> b ha compiuto un angolo di circa 45° ;	<input type="checkbox"/> d è al punto morto inferiore.
- 2 La maschetta è:

<input type="checkbox"/> a il perno sul quale si articola la testa di biella;
<input type="checkbox"/> b l'elemento che collega il bottone di manovella all'albero;
<input type="checkbox"/> c un perno di banco;
<input type="checkbox"/> d un tipo di cuscinetto radente.