

ESERCIZI PROPOSTI

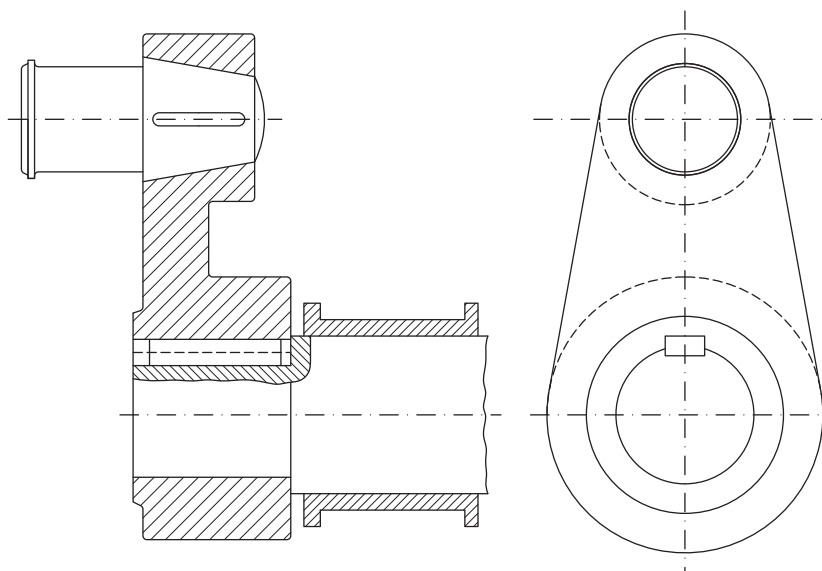
Argomenti:

- A1 Manovella d'estremità: bottone di manovella
- A2 Manovella d'estremità: perno di banco (lento)
- A3 Manovella d'estremità: perno di banco (veloce)
- A4 Manovella d'estremità: verifica della sezione 1 della maschetta
- A5 Manovella d'estremità: verifica della sezione 2 della maschetta (albero lento)
- A6 Manovella d'estremità: verifica della sezione 2 della maschetta (albero veloce)

Gli argomenti trattati negli esercizi seguenti riguardano una manovella d'estremità (**Figura 1**):

Figura 1

Manovella d'estremità.



A1 | Esercizio 1

Dimensionare il bottone di una manovella d'estremità in base ai seguenti dati: l'albero ha frequenza di rotazione $n = 550$ giri/min; la pressione del fluido raggiunge, quando il pistone è al 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/mm².

La pressione ammissibile è $p_{\text{adm}} = 8$ N/mm².

$[F_{\text{max}} \approx 2862,78$ N; si utilizza il prospetto riassuntivo dei perni portanti d'estremità nel caso dei perni veloci; se si adotta: $C = 60\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}$ (vedi Tabella 5.4,

reperibile nella parte digitale del testo, nell'ipotesi di lubrificazione ordinaria e raffreddamento in aria mossa) risulta: $l_{\text{min perno}} \approx 26,24$ mm, valore che può essere approssimato a 28 mm. Risulta inoltre, se si adotta un coefficiente di sicurezza relativo alla rottura $k_R = 5$: $\sigma_{\text{adm stat}} = 112$ N/mm²; $\sigma_{\text{adm a fatica}} \approx 37,3$ N/mm² se si adotta $k_{\text{fatica}} = 3$, dove k_{fatica} è un coefficiente di sicurezza che tiene conto del fenomeno della fatica; $d_{\text{min perno}} \approx 22,2$ mm (valore che può essere approssimato a 24 mm). Dato che si ricava: $l_{\text{perno}} \cdot d_{\text{perno}} = 672$ mm² e: $F_{\text{max}}/p_{\text{adm}} = 358$ mm², la verifica alla pressione specifica ha esito positivo]

A2 | Esercizio 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 6.3). La forza complessiva agente sullo stantuffo quando biella e manovella sono in quadratura è $F_{\text{tot}} = 850$ N. L'albero ruota, a regime, a 280 giri/min. L'acciaio utilizzato è caratterizzato dal carico unitario di snervamento: $R_{eH} = 240$ N/mm². La pressione ammissibile è $p_{\text{adm}} = 2$ N/mm². Dimensionare il perno di banco.

[Il perno da dimensionare è un perno portante intermedio: viene quindi progettato a flessotorsione, nell'ipotesi di manovellismo di spinta rotativa in quadratura. Poiché si tratta di una macchina *lenta*, si ha: $M_{fid} \approx 56\,329$ Nmm, con: $\beta = 18,43^\circ$; di conseguenza è: $d_{\text{min perno}} \approx 22,1$ mm in quanto si è posto: $\sigma_{\text{adm stat}} = 160$ N/mm² con $k_{sn} = 1,5$; $\sigma_{\text{adm a fatica}} \approx 53,3$ N/mm² se si adotta $k_{\text{fatica}} = 3$, dove k_{fatica} è un coefficiente di sicurezza che tiene conto del fenomeno della fatica. Si può adottare: $d_{\text{perno}} = 24$ mm. Risulta inoltre: $F' \approx 895,95$ N; $l_{\text{min perno}} = 18,66$ mm, valore che può essere approssimato a 20 mm. Nell'ipotesi di lubrificazione scarsa e assenza di un qualsiasi sistema di raffreddamento dell'olio, dalla Tabella 5.4, reperibile nella parte digitale del testo, si può scegliere

$C = 15\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}$. Si ricava: $l = 20$ mm $> F' \cdot n/C \approx 16,7$ mm, quindi la verifica al riscaldamento ha esito positivo]

A3 | Esercizio 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 6.3). La pressione ammissibile è: $p_{\text{adm}} = 8$ N/mm². L'acciaio utilizzato è caratterizzato da un carico unitario di snervamento $R_{eH} = 220$ N/mm².

[$A_{\text{stant}} \approx 1385$ mm²; si tratta di un perno portante intermedio e come tale viene progettato a flessotorsione. È inoltre un perno *veloce*, per cui il momento flettente ideale risulta: $M_{fid} \approx 84,18$ Nm. Dal prospetto riassuntivo relativo al dimensionamento dei perni portanti intermedi, reperibile nella UDA 5, si ricava: $d_{\text{min perno}} \approx 25,97$ N/mm²; $\sigma_{\text{adm stat}} \approx 146,7$ N/mm² con $k_{sn} = 1,5$; $\sigma_{\text{adm a fatica}} \approx 48,89$ N/mm²; se si adotta $k_{\text{fatica}} = 3$, dove k_{fatica} è un coefficiente di sicurezza che tiene conto del fenomeno della fatica; si può approssimare il diametro del perno a 28 mm.

Si ottiene inoltre: $l_{\text{min perno}} \approx 24,56$ mm, con: $F_{\text{max}} \approx 2631,5$ N e se si pone, dalla Tabella 5.4, reperibile nella parte digitale del testo: $C = 150\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}$ nell'ipotesi di lubrificazione perfetta e di raffreddamento forzato. Si può adottare come lunghezza del perno: $l_{\text{perno}} = 26$ mm.

Si ricava inoltre: $l_{\text{perno}} \cdot d_{\text{perno}} = 728$ mm²; dato che risulta: $F_{\text{max}}/p_{\text{adm}} \approx 329$ mm², la verifica alla pressione specifica ha esito positivo]

A4 | Esercizio 4

Con riferimento alla Figura 6.5, dove è: $c = 26$ mm; $b = 20$ mm e $h_1 = 65$ mm, verificare la sezione 1, sezione della maschetta tangente al mozzo del perno della manovella d'estremità, in base ai seguenti dati: la forza massima esercitata sul bottone di manovella nella posizione di P.M.S. è $F_{\text{max}} = 12$ kN; il materiale utilizzato è l'acciaio UNI EN ISO 683-1:2018-C 40 avente carico unitario di snervamento $R_{eH} = 550$ N/mm².

[La sezione è sollecitata a pressoflessione. Risulta: $\sigma_{\text{max}} \approx 81,23$ N/mm²; $\sigma_{\text{adm stat}} \approx 366,6$ N/mm² con $k_{sn} = 1,5$; $\sigma_{\text{adm a fatica}} \approx 122,2$ N/mm² se si adotta $k_{\text{fatica}} = 3$ dove k_{fatica} è un coefficiente di sicurezza che tiene conto del fenomeno della fatica; dato che si è ottenuto $\sigma_{\text{max}} < \sigma_{\text{adm a fatica}}$, la verifica di resistenza ha esito positivo]

A5 | Esercizio 5

Con riferimento alla Figura 6.6, dove è: $c = 15 \text{ mm}$; $b = 15 \text{ mm}$; $h_2 = 45 \text{ mm}$ e $m_2 = 26 \text{ mm}$, verificare la sezione 2, sezione del braccio della manovella tangente al mozzo dell'albero a gomito, in base ai seguenti dati: la macchina è un compressore alternativo; il materiale utilizzato è l'acciaio UNI EN 10025-S 275 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 di spinta rotativa 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 di manovellismo di spinta rotativa nella configurazione di quadratura.

I punti più sollecitati all'interno di tale sezione sono i punti A e B di Figura 6.7, 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:

$\beta \approx 15,94^\circ$; $k_1 = 3,88$ (Tabella 6.2, reperibile nella parte digitale del testo, per $h_2/b = 3$) e quindi: $\sigma_{id} = 44,91 \text{ N/mm}^2$; $\sigma_{adm \text{ stat}} \approx 183,3 \text{ N/mm}^2$ per $k_{sn} = 1,5$;

$\sigma_{adm \text{ a fatica}} \approx 61,11 \text{ N/mm}^2$ se si adotta $k_{fatica} = 3$, dove k_{fatica} è un coefficiente di sicurezza che tiene conto del fenomeno della fatica; dato che si è ottenuto

$\sigma_{id} < \sigma_{adm \text{ a fatica}}$, la verifica di resistenza ha esito positivo]

A6 | Esercizio 6

Verificare la sezione 2 del braccio della manovella di Figura 6.6, sezione tangente al mozzo dell'albero a gomito, con $c = 20 \text{ mm}$; $b = 25 \text{ mm}$; $h_2 = 40 \text{ mm}$; $m_2 = 36 \text{ mm}$; 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 $F_{\max} = 28 \text{ kN}$. Il materiale impiegato è l'acciaio UNI EN ISO 683-2:2018-20 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, E, L in Figura 6.9. Per quanto riguarda i punti A e B si ha: $F'_{orizz} = 14000 \text{ N}$;

$\sigma_{id} = 91,63 \text{ N/mm}^2$ con $k_1 = 4,27$, rilevabile dalla Tabella 6.2, reperibile nella parte digitale del testo, in corrispondenza del rapporto $h_2/b = 1,6$; risulta inoltre:

$\sigma_{adm \text{ stat}} = 490 \text{ N/mm}^2$ per $k_{sn} = 1,5$; $\sigma_{adm \text{ a fatica}} \approx 163,3 \text{ N/mm}^2$ se si adotta

$k_{fatica} = 3$, dove k_{fatica} è un coefficiente di sicurezza che tiene conto del fenomeno della fatica, dato che è: $\sigma_{id} < \sigma_{adm \text{ a fatica}}$, la verifica di resistenza dei punti A e B ha

esito positivo. Per quanto riguarda i punti C e D risulta: $F'_{vert} = 14000 \text{ N}$;

$\sigma_{id} \approx 106,7 \text{ N/mm}^2$. Dato che si è ottenuto $\sigma_{id} < \sigma_{adm \text{ a fatica}}$ anche per i punti C e D,

la verifica di resistenza della sezione 2, tangente al mozzo dell'albero a gomito, ha esito positivo. Per quanto riguarda i punti E e L risulta:

$\sigma_{tot \text{ E,L}} \approx 142,8 \text{ N/mm}^2 < 163,3 \text{ N/mm}^2 = \sigma_{adm \text{ a fatica}}$.

Perciò anche per i punti E e L la verifica di resistenza ha esito positivo]