

## ESERCIZI SVOLTI

### Argomenti:

A7 Manovella d'estremità: bottone di manovella e perno di banco

#### A7 Esercizio 1

Dimensionare il bottone di manovella e il perno di banco di una manovella d'estremità, in acciaio fucinato. Si suppongono noti i seguenti dati fondamentali relativi alla macchina e all'organo meccanico:

potenza trasmessa:  $P = 58,84 \text{ kW}$ ;

raggio della manovella:  $r = 250 \text{ mm}$ ;

velocità di rotazione:  $n = 400 \text{ giri/min}$ .

Assumere con giustificato criterio gli altri dati mancanti.

#### SOLUZIONE

##### Dimensionamento del bottone di manovella

Dal prospetto riassuntivo relativo al dimensionamento di un perno portante d'estremità quale è il bottone di manovella (UDA 5) si ricava l'espressione:

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

Il momento motore sviluppato dalla macchina a regime vale:

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

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

$$M_t = F \cdot r$$

Si ottiene:

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

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

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

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

e quello a fatica:

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

con  $k_{fatica}$ , coefficiente di sicurezza a fatica, pari a 3. Se si adotta una pressione ammissibile:

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

si ricava:

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

valore che possiamo arrotondare a 24 mm.

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

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

Da questa relazione si ottiene:

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

Arrotondiamo questo valore a 28 mm.

In base all'espressione relativa alla verifica al riscaldamento, deve essere soddisfatta la relazione:

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

Dato che risulta:

$$28 \text{ mm} > \frac{5618,8 \text{ N} \cdot 400 \text{ giri/min}}{150\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}} \approx 14,98 \text{ mm}$$

in quanto si è posto:

$$C = 150\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}$$

nell'ipotesi di lubrificazione perfetta e raffreddamento forzato (Tabella 5.4, reperibile nella parte digitale del testo), 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 l'espressione:

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

Mentre il momento torcente è noto e vale:  $M_t = 1\,404\,700 \text{ Nmm}$ , il momento flettente che agisce sul perno di banco può essere determinato solo se si stabilisce a priori la distanza  $l_1$  di Figura 6.3, in base a considerazioni relative a un proporzionamento accettabile.

Posto:  $l_1 = 130 \text{ mm}$ , il momento flettente diviene:

$$M_f = F \cdot l_1 = 5618,8 \text{ N} \cdot 130 \text{ mm} \approx 730\,444 \text{ Nmm}$$

Di conseguenza è:

$$M_{f \text{ id}} = \sqrt{M_f^2 + 0,75 \cdot M_t^2} = \sqrt{730\,444^2 + 0,75 \cdot 1\,404\,700^2} \approx 1\,418\,956 \text{ Nmm}$$

e quindi:

$$d_{\min \text{ perno}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1418 \, 956 \, \text{Nmm}}{\pi \cdot 65,56 \, \text{N/mm}^2}} \approx 60,41 \, \text{mm}$$

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

Adottiamo perciò:

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

La lunghezza minima del perno viene ricavata dall'espressione:

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

Si ottiene:

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

Approssimiamo tale valore a 16 mm.

Infine deve essere soddisfatta l'espressione relativa alla verifica al riscaldamento:

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

Poiché risulta:

$$16 \, \text{mm} > \frac{5618,8 \, \text{N} \cdot 400 \, \text{giri/min}}{150 \, 000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}} \approx 14,98 \, \text{mm}$$

la verifica al riscaldamento ha esito positivo.