

Una macchina operatrice, funzionante a 750 giri/min, è azionata, mediante una trasmissione a cinghie trapezoidali con due successive riduzioni, da un albero motore che ruota alla velocità di 2520 giri/min. L'albero intermedio della trasmissione è sorretto alle due estremità da cuscinetti volventi e porta calettata, in mezzeria, una puleggia scanalata a gradini, a due diametri. Tale puleggia riceve il moto mediante tre cinghie di sezione A UNI 5265, che sono montate sul gradino di diametro maggiore, essendo pari a 180 mm il valore del diametro primitivo. A sua volta la puleggia calettata sull'albero motore ha il diametro primitivo pari a 100 mm.

Il candidato, con riferimento alla potenza massima trasmissibile dalle suddette cinghie di sezione A, fissando con giustificato criterio ogni altro dato necessario, esegua:

- il proporzionamento completo della trasmissione;
- il dimensionamento dell'albero intermedio nell'ipotesi che il tiro delle cinghie della prima riduzione sia parallelo e di verso opposto a quello della seconda riduzione;
- il disegno di fabbricazione della puleggia a gradini;
- il ciclo di lavorazione della puleggia a gradini per una produzione di piccola serie, a partire da un grezzo ottenuto per fusione, dopo aver scelto il materiale e aver definite, con uno schizzo quotato, la forma e le dimensioni del grezzo stesso. Il ciclo dovrà essere descritto indicando, per ogni operazione, la macchina utensile, le fasi, le attrezzature, gli utensili e gli strumenti di misura necessari.

Buona parte di quanto richiesto dal problema è competenza di altre discipline di studio; ci limiteremo quindi a considerare i primi due punti.

Proporzionamento della trasmissione

Si deve passare da una velocità di 2520 giri/min dell'albero motore a una di 750 giri/min con due successive riduzioni, ottenute con due diverse coppie di pulegge e con una puleggia intermedia a due gradini calettata su un albero intermedio (figura A).

Con le notazioni di figura si ha:

$$D_1 = 100 \text{ mm} \quad D_2 = 180 \text{ mm} \quad i = 1,8$$

$$n_1 = 2520 \text{ giri/min}$$

$$\omega_1 = \frac{2\pi \cdot n_1}{60} \cong 263,9 \text{ rad/s}$$

$$v_1 = \omega_1 \cdot \frac{D_1}{2} \cong 13,2 \text{ m/s}$$

Essendo $D_2/D_1 = 1,8$ si ricava dal Manuale (tab. 72, pag. 712) che $f_b = 1,12$, che il diametro equivalente è pari a 112 mm e che una cinghia di tipo A può trasmettere una potenza teorica di 2,26 kW.

Introdotti poi i coefficienti di correzione f_α e f_L , si ha che la potenza davvero trasmissibile con una sola cinghia è pari a circa 2 kW, mentre con tre cinghie si potrà trasmettere una potenza complessiva di 6 kW.

Dall'albero intermedio, che ruota alla velocità $n_2 = 1400$ giri/min, si dovrà passare all'albero finale della macchina operatrice, a 750 giri/min. Fissiamo il diametro inferiore D_3 della puleggia a gradini pari a 100 mm: si ha che $D_4/D_3 = 1,867$ e $f_b = 1,12$, quindi $D_{eq} = 112$ mm e $v = 7,33$ m/s. Interpolando le solite tabelle si vede che una cinghia di tipo A può trasmettere una potenza teorica di 1,46 kW, che diventano 1,288 kW con le solite cor-

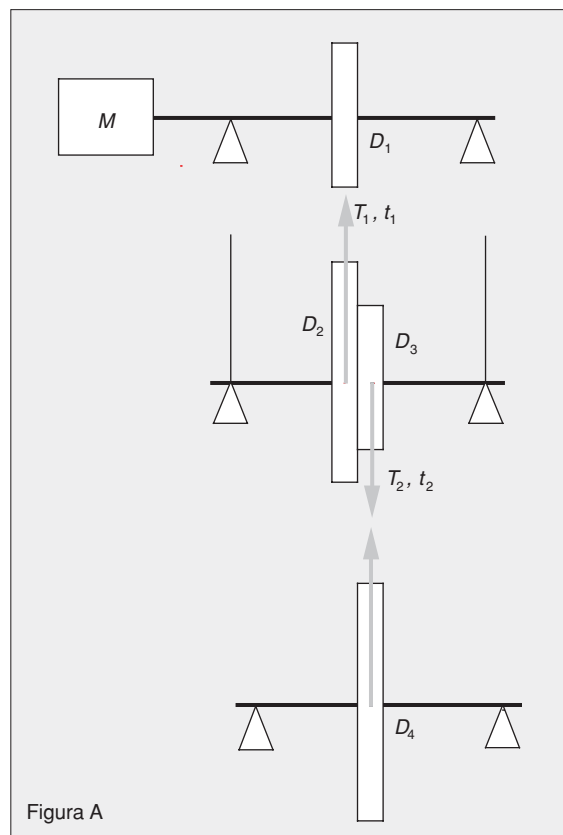


Figura A

rezioni: avendo già calcolato che la potenza complessiva da trasmettere è di 6 kW, per la seconda puleggia occorreranno 5 cinghie di tipo A.

Per il dimensionamento dell'albero occorrerà calcolare il carico sulle pulegge, e fare delle ipotesi di posizionamento dei supporti.

La puleggia a gradini, di diametri rispettivamente 180 mm (assegnato dal testo) e 100 mm (ipotizzato da noi), deve alloggiare sul diametro maggiore 3 cinghie di tipo A e su quello minore 5 cinghie, sempre di tipo A. La larghezza della prima puleggia sarà (v. Manuale, tab. 74, pag. 714) (figura B):

$$L = 2 \cdot f + (3 - 1) \cdot e$$

dove per le cinghie di tipo A è $f = 0$ mm ed $e = 15$ mm, per cui $L = 50$ mm.

Per la seconda puleggia sarà invece

$$L = 2 \cdot f + (5 - 1) \cdot e = 80 \text{ mm}$$

Calcoliamo il tiro complessivo delle cinghie. Stimando un coefficiente di attrito $f = 0,3$ si avrà $f_0 = 0,877$; inoltre $\alpha_1 = \alpha_2 = 3,055$ rad.

Sulle cinghie che si impegnano sulla puleggia di diametro maggiore sarà, essendo $F_1 = 227$ N ed $e^{f_0 \cdot \alpha_1} = 14,6$:

$$T_1 = 244 \text{ N} \quad t_1 = 17 \text{ N}$$

e la forza complessiva sulla puleggia $F = 261$ N.

Sulle cinghie che si impegnano sulla puleggia di diametro minore sarà, essendo $F_2 = 409$ N ed $e^{f_0 \cdot \alpha_2} = 14,6$:

$$T_2 = 439 \text{ N} \quad t_2 = 30 \text{ N}$$

e la forza complessiva sulla puleggia $F = 460$ N.

Si devono poi calcolare i pesi delle due pulegge; con i dati di tabella, e considerando pulegge in ghisa, risulta un peso abbastanza ridotto, pari a circa 54 N per quella di diametro maggiore e 19 N per quella di diametro minore.

Supponendo infine che la mezzeria dei cuscini disti 100 mm dalla fine della puleggia a gradini, si può ipotizzare la situazione schematizzata in figura C.

Sulla puleggia di diametro D_2 agisce una forza, diretta verso l'alto, di valore

$$F_1 = T_1 + t_1 - P_1 = 244 + 17 - 54 = 207 \text{ N}$$

Sulla puleggia di diametro D_3 agisce una forza, diretta verso l'alto, di valore

$$F_2 = T_2 + t_2 + P_2 = 439 + 30 + 19 = 488 \text{ N}$$

Si calcola facilmente $R_B = 202,5$ N e $R_A = 78,5$ N (direzioni come in figura).

Il momento flettente ideale massimo si ha in corrispondenza della puleggia di diametro D_3 , in cui si calcola

$$M_{f(id)} \cong 34\,500 \text{ N/mm}^2$$

Assumendo per il materiale dell'albero $k = 50 \text{ N/mm}^2$, si calcola il diametro dell'albero: $d = 19$ mm, che vengono portati a 23 mm per tener conto della profondità della cava per la linguetta.

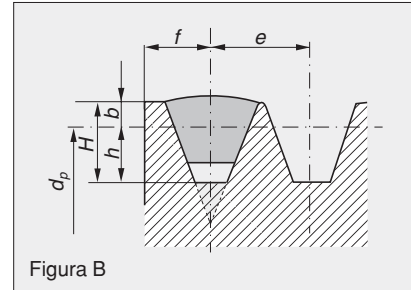


Figura B

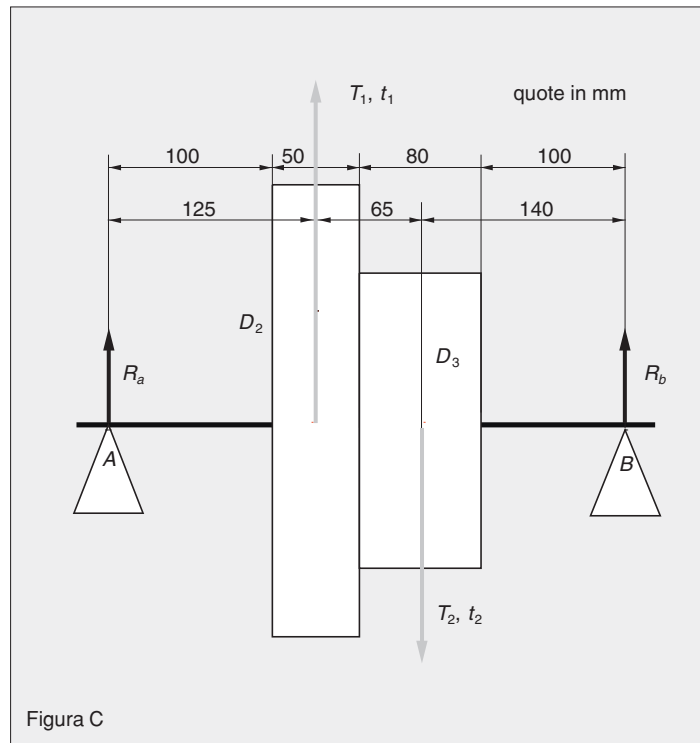


Figura C