

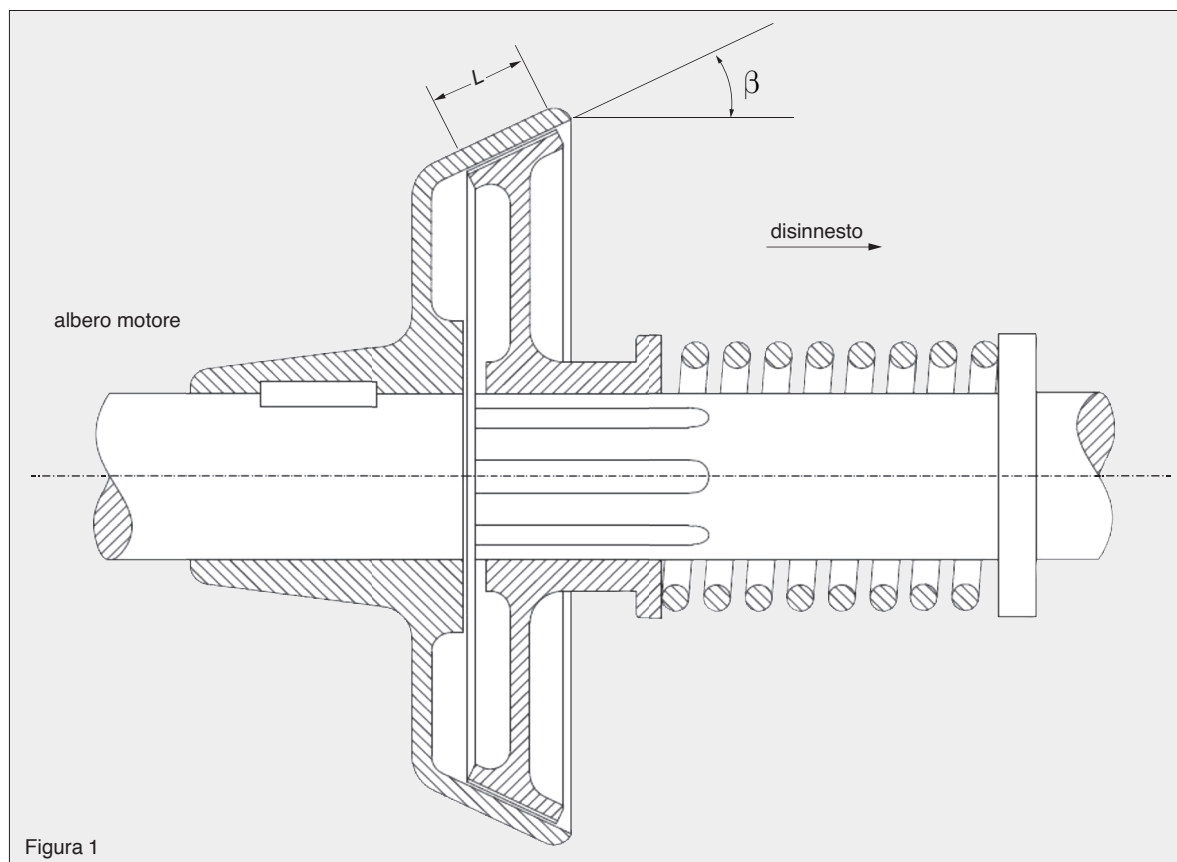
**ARGOMENTO** Innesti, dimensionamento di alberi, chiavette, profili scanalati, molle elicoidali

**RIFERIMENTO** Volume 3, Capitoli 1, 5, 7, 8

Lo schema rappresentato in Fig. 1 rappresenta un innesto a frizione conico con il quale si deve trasmettere la potenza di 125 kW tra due alberi che ruotano a 2.000 giri/min.

Il candidato, fissato con motivati criteri ogni elemento necessario (materiali della campana, del disco e delle superfici di contatto, angolo di conicità " $\beta$ ", ecc.), calcoli la lunghezza " $l$ " delle generatrici del tronco di cono d'attrito e lo sforzo che deve esercitare la molla durante la manovra di innesto. Esegua infine il proporzionamento del cinematisma determinando dimensioni e materiali:

- della molla di innesto;
- dei due alberi;
- della chiavetta di calettamento della campana sull'albero motore.



**DIDATTICA  
SU MSIURA**  
 Risoluzione delle prove  
d'esame

Il momento torcente da trasmettere è:

$$M_t = 9549,3 \cdot \frac{P}{n} = 9549,3 \cdot \frac{125}{2000} \approx 597 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La frizione però va dimensionata per trasmettere per attrito una coppia ( $M_a$ ) maggiore di quella ( $M_t$ ) fornita dai dati di progetto; questo accorgimento è necessario per evitare eventuali slittamenti in prossimità del valore massimo prodotto dalla motrice.

Faremo quindi per sicurezza il dimensionamento per un momento di attrito pari a:

$$M_a = 1,4 \cdot M_t = 1,4 \cdot 597 \approx 3836 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Nell'ipotesi di utilizzare una campana e un disco in ghisa rivestito di ferodo, con un coefficiente di attrito

$f=0,23$ , una pressione ammissibile  $p_{am} = 0,4 \text{ N/mm}^2$ , un diametro medio  $D_m = 300 \text{ mm}$ , un angolo di conicità  $= 16^\circ$ , si possono calcolare:

la forza tangenziale di attrito sulle generatrici:

$$F_t = \frac{M_a}{r_m} = \frac{836000}{150} \cong 5570 \text{ N}$$

la forza assiale P sulla frizione:

$$F_a = \frac{F_t \cdot \sin\beta}{f} = \frac{5570 \cdot \sin 16^\circ}{0,23} \cong 6676 \text{ N}$$

che corrisponde anche alla forza che dovrà esercitare la molla elicoidale, e che servirà per il suo dimensionamento.

La lunghezza “ $l$ ” di contatto delle generatrici coniche va calcolata in modo che la pressione sulle superfici di contatto sia inferiore alla pressione ammissibile ( $p_{am} = 0,4 \text{ N/mm}^2$ ):

$$l \geq \frac{F_a}{\pi \cdot D_m \cdot p_{amm} \cdot \sin\beta} = \frac{6676}{\pi \cdot 300 \cdot 0,4 \cdot \sin 16^\circ} \cong 64 \text{ mm.}$$

Assumeremo quindi  $l = 65 \text{ mm}$ .

### Dimensionamento dei due alberi

Il diametro degli alberi si determina in funzione del momento torcente trasmesso; si tiene conto di eventuali sollecitazioni di flessione, non valutabili, riducendo opportunamente lo sforzo ammissibile.

Scegliendo per il materiale degli alberi un acciaio legato da bonifica laminato a caldo 40NiCrMo2, che ha un carico di rottura minimo, per barre di diametro tra 40 e 100 mm, di  $830 \text{ N/mm}^2$  (pg.391 del Manuale, tab.48), e assunto un coefficiente di sicurezza pari a 9, si ha:

$$\sigma_{am} = \frac{\sigma_r}{9} = \frac{830}{9} \cong 92,2 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{am} = \frac{\sigma_{am}}{\sqrt{3}} = \frac{92,2}{\sqrt{3}} \cong 53,2 \text{ N/mm}^2$$

Considerando che il momento torcente da trasmettere è di  $597 \text{ N}\cdot\text{m}$ , il diametro minimo degli alberi dovrà essere pari a:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_{am}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 597000}{\pi \cdot 53,2}} \cong 39 \text{ mm}$$

Quindi per l'albero condotto (vedi figura 1) si sceglierà un profilo scanalato a denti dritti della serie media 8x42x48 UNI 8953 (pg.672 del Manuale, tabella 32), avente un diametro interno di 42 mm, appena maggiore di quello minimo sopra calcolato.

La lunghezza  $L$  del profilo scanalato si determina con la relazione (8.16) del volume 3:

$$\frac{L}{d} = \frac{m \cdot \Omega}{K}$$

in cui assumeremo:

$\Omega = 0,51$  (tabella 8.4) che dipende dalle caratteristiche geometriche del profilo

$m = 2,42$  (accoppiamenti scorrevoli)

$k = 0,32$  (accoppiamento scorrevole sotto carico)

Si ha quindi:

$$L = d \frac{m \cdot \Omega}{K} = 42 \cdot \frac{2,42 \cdot 0,51}{0,32} \cong 162 \text{ mm}$$

Usando lo stesso criterio, per l'albero motore si adotta un diametro pari a quello minimo più due volte la profondità della cava sull'albero, necessaria all'alloggio della chiavetta.

Se la profondità della cava fosse di 5,5 mm, il diametro dell'albero dovrebbe essere:  $D = 39 + 5,5 + 5,5 = 50$  mm

Dalla tabella 30 a pg.670 del Manuale si verifica che, per alberi con diametro da 44 a 50 mm, si deve usare una chiavetta UNI6607 (chiavetta diritta) di dimensioni nominali  $b=14$  e  $h=9$  mm, con profondità della cava sull'albero proprio di 5,5 mm.

Diametro dell'albero e dimensioni della sezione di chiavetta sono quindi state identificate.

La lunghezza minima della chiavetta si determina considerando che essa è sollecitata a taglio sulla sezione media  $b \times l$ ; la sollecitazione media unitaria di taglio vale approssimativamente:

$$\tau_m = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot b \cdot l}$$

Quindi assumendo un valore di  $\tau_{am}$  pari a  $30 \text{ N/mm}^2$  si determina il valore di  $l$

$$l = \frac{2 \cdot M_t}{\tau_{am} \cdot d \cdot b} = \frac{2 \cdot 597\,000}{30 \cdot 50 \cdot 14} \approx 56,9 \text{ mm}$$

Si adotterà quindi la lunghezza unificata di 63 mm

### Dimensionamento della molla

Le molle elicoidali sono costituite da un filo a sezione circolare avvolto secondo un'elica cilindrica.

Per il dimensionamento della molla elicoidale si ipotizza di utilizzare un tondino di acciaio al silicio ( $\tau_{am} = 420 \text{ N/mm}^2$ ) avvolto secondo un'elica di diametro medio  $D = 75$  mm, che sembra compatibile (salvo verifica finale) con il diametro già trovato dell'albero (48 mm).

Il carico della molla è già stato calcolato ( $F = 6676 \text{ N}$ ).

Il diametro del tondino si calcola con la (7.33) del terzo volume:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F \cdot R}{\pi \cdot \tau_{am}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 6676 \cdot 37,5}{\pi \cdot 420}} \approx 14,5$$

che va arrotondato al valore unificato di 15 mm.

Si procede a questo punto al calcolo di verifica, ottenendo

$$\tau_n = \frac{16 \cdot 6676 \cdot 37,5}{\pi \cdot 15^3} = 377,8 \text{ N/mm}^2$$

$D/d = 5$ ;  $\Psi = 1,31$  (coefficiente di Wahl);  $\tau' = 495 > \tau_{am}$

Occorre fare un secondo tentativo, assumendo un valore di  $\tau_{am}$  inferiore, e precisamente  $\tau_{am} = 420/1,31 = 320 \text{ N/mm}^2$ .

Ripetendo i calcoli si ottiene,

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 6676 \cdot 37,5}{\pi \cdot 320}} \approx 15,8 \text{ mm}$$

che arrotonderemo a 16 mm.

Procedendo a una nuova verifica

$$\tau_n = \frac{16 \cdot 6676 \cdot 37,5}{\pi \cdot 15^3} = 311,3 \text{ N/mm}^2;$$

$D/d = 4,69$ ;  $\Psi = 1,33$ ;  $\tau' = 415,4 < \tau_{am}$

Il diametro del tondino deve essere quindi di 16 mm.

$$C = R \cdot \sqrt{\frac{\tau_{am}}{F}} = 37,5 \cdot \sqrt{\frac{420}{6579}} \approx 9,5$$

e verificato che il suo valore è idoneo al progetto, dalla tabella 7 si ricava subito  $\frac{R}{d} = 2,36$ , e quindi  $d = 2,36 \cdot 37,5 \approx 15,88$  mm, da arrotondare a 16 mm.

Stimato poi un valore della freccia di 25 mm, che la molla deve realizzare sotto l'azione del carico F, si può calcolare il numero di spire efficaci

$$z = \frac{f \cdot G \cdot d^4}{64 \cdot F \cdot R^3} = \frac{25 \cdot 81\,500 \cdot 16^4}{64 \cdot 6676 \cdot 37,5^3} \approx 5,9$$

ossia 6 spire efficaci.

Le estremità della molla saranno chiuse e molate, per cui è necessario aggiungere 2 spire inattive, per un numero totale di 8 spire.

Per concludere verificiamo che il diametro interno della molla sia maggiore del diametro dell'albero; infatti è  $75 - 16 = 59$  mm  $>$  48 mm.