



Ministero dell'Istruzione dell'Università e della Ricerca
M552 – ESAME DI STATO DI ISTITUTO TECNICO INDUSTRIALE

CORSO DI ORDINAMENTO

Indirizzo: MECCANICA

Tema di: MECCANICA APPLICATA E MACCHINE A FLUIDO

(Testo valevole per i corsi di ordinamento e per i corsi sperimentali del Progetto "SIRIO")

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 " β ", 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 cinematismo determinando dimensioni e materiali:

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

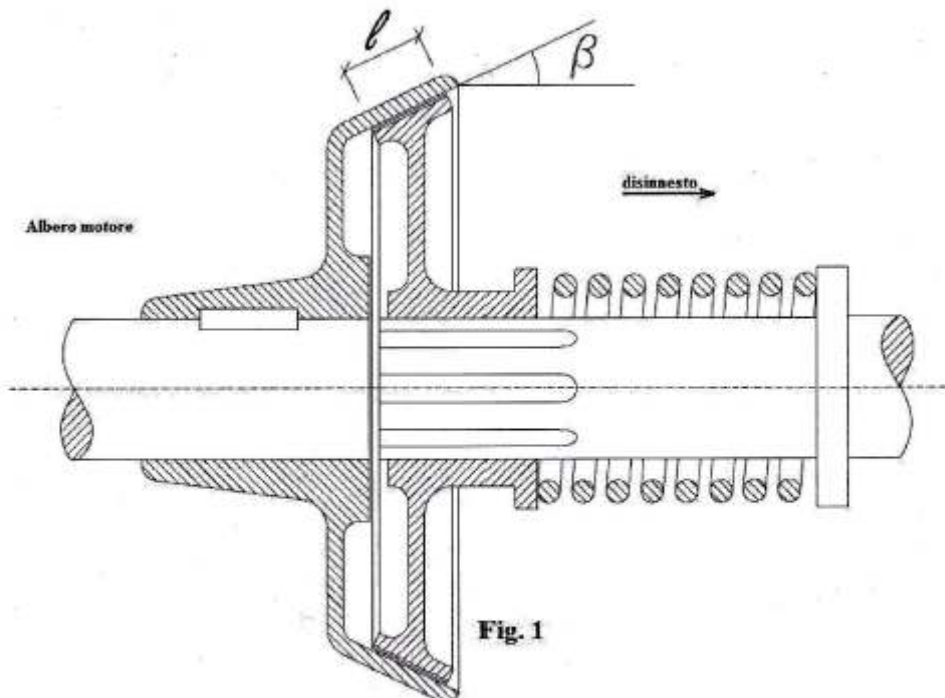


Fig. 1

Durata massima della prova: 6 ore.

È consentito soltanto l'uso di manuali tecnici e di calcolatrici non programmabili.

Non è consentito lasciare l'Istituto prima che siano trascorse 3 ore dalla dettatura del tema.

Lo studio delle frizioni coniche si effettua distinguendo il caso in cui le manovre di innesto e disinnesto si eseguono da fermo, dal caso in cui si eseguono in movimento, quindi con slittamento relativo tra le superfici di frizione dei coni.

Lo sforzo assiale durante la fase di innesto, supposto l' albero motore e l' albero condotto fermi, è :

$$F_a = F_n \cdot (\sin\theta + f \cdot \cos\theta) .$$

Nel caso in cui l' innesto si esegue in movimento, lo sforzo assiale diventa :

$$F_a = F_n \cdot \sin\theta .$$

In quest' ultimo caso, i due moti si combinano, ma, poiché, la velocità assiale di accostamento è in genere molto minore della velocità tangenziale di slittamento, la velocità relativa è diretta quasi tangenzialmente.

In questa condizione, le componenti elementari di attrito hanno una componente assiale, che si può trascurare.

Determiniamo il momento trasmesso M_t in funzione della potenza N e della velocità angolare ω :

$$M_t = N / \omega .$$

$$M_t = 125000 \cdot 60 / 2 \cdot \pi \cdot 2000 = 597 \text{ N m} .$$

Tuttavia, la frizione si dimensiona per trasmettere un momento massimo 1,25 – 1,5 volte il M_t nominale per tenere conto del rendimento delle superfici accoppiate .

Si decide di effettuare il dimensionamento per un momento di attrito :

$$M_a = 1,5 \cdot M_t .$$

$$M_a = 1,5 \cdot 597 = 895 \text{ N m} .$$

E considerando un innesto in movimento.

Si determina, in prima approssimazione, il diametro degli alberi condotto e conduttore, ipotizzando, in via cautelativa, con riferimento ad un acciaio C40 bonificato, una tensione ammissibile tangenziale pari a $\tau_{amm} = 45 \text{ N/mm}^2$.

$$d' = \sqrt[3]{16 \cdot M_t / \pi \cdot \tau_{amm}} .$$

$$d' = \sqrt[3]{16 \cdot 597000 / \pi \cdot 45} = 41 \text{ mm} .$$

Si ipotizza di utilizzare una campana e un disco entrambi in ghisa con interposto del ferodo, con un coefficiente di attrito $f = 0,35$, e una pressione specifica ammissibile pari a $0,30 \text{ N/mm}^2$.

Inoltre, si fissa l' angolo θ uguale a 20° ; quest' angolo garantisce, durante la fase di disinnesto, il libero sgancio della frizione :

$$\tan\theta > f .$$

$$\operatorname{tg} 20^\circ > 0,35 .$$

$$0,36 > 0,35 .$$

La condizione è soddisfatta .

Si fissa, successivamente, un raggio medio R_m della frizione pari a 150 mm; per cui la forza tangenziale trasmessa corrisponde a :

$$F_t = M_a / R_m .$$

$$F_t = 895000 / 150 = 5967 \text{ N} .$$

Con queste considerazioni, la forza assiale necessaria per l' innesto, supponendo l' innesto in movimento, vale :

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{sen} \theta / f .$$

$$F_a = 5967 \cdot \operatorname{sen} 20^\circ / 0,35 = 5831 \text{ N} .$$

Questo, oltremodo, è anche lo sforzo, che dovrà esercitare la molla durante la manovra di innesto o a frizione innestata .

Determiniamo la lunghezza ℓ delle generatrici di contatto , in modo che la pressione sulle superfici di appoggio risulti inferiore alla pressione ammissibile :

$$\ell \geq F_a / 2 \cdot \pi \cdot R_m \cdot P_{amm} \cdot \operatorname{sen} \theta .$$

$$\ell \geq 5831 / 2 \cdot \pi \cdot 150 \cdot 0,3 \cdot \operatorname{sen} 20^\circ \sim 60 \text{ mm} .$$

Basandosi al risultato ottenuto, in prima analisi, dal calcolo del diametro d' degli alberi, sceglieremo, per l' albero di destra, uno scanalato a denti diritti UNI 221-34 con appoggio medio e centraggio interno, di diametro esterno $D_e = 54 \text{ mm}$ e diametro interno $d_i = 46 \text{ mm}$ con $Z = 8$.

Definiremo, nella condizione di accoppiamento a profilo scanalato non sotto carico, i seguenti coefficienti per determinare la lunghezza L_m di contatto del mozzo sull' albero :

$$m = 2,85 .$$

$$K = 1,1 .$$

$$\Omega = d_i^2 / (D_e + d_i) \cdot (D_e - d_i) \cdot Z .$$

$$\Omega = 46^2 / (54 + 46) \cdot (54 - 46) \cdot 8 = 0,33 .$$

La lunghezza minima del tratto scanalato, o la lunghezza minima L_m di contatto del mozzo, deve soddisfare la seguente relazione :

$$L_m \geq d_i \cdot m \cdot \Omega / K .$$

$$L_m \geq 46 \cdot 2,85 \cdot 0,33 / 1,1 .$$

$$L_m \geq 40 \text{ mm} .$$

Tenendo presente, che il rapporto L / d non deve essere maggiore di 1,5, per cui :

$$L_m / d_i = 40 / 46 < 1,5 .$$

La condizione è soddisfatta .

Una ulteriore considerazione da farsi, nel calcolo degli accoppiamenti scanalati, è la verifica della pressione specifica sul fianco del dente.

Dapprima, determiniamo la forza utile F_u su ogni dente :

$$F_u = M_t / r_m \cdot z .$$

$$r_m = 0,54 \cdot d .$$

$$r_m = 0,54 \cdot 46 \sim 25 \text{ mm} .$$

$$F_u = 597000 / 25 \cdot 8 = 2985 \text{ N} .$$

La pressione specifica media gravante sul fianco di ogni dente, diviene :

$$p = F_u / L_m \cdot h .$$

$$p = 2985 / 40 \cdot 4 = 18,65 \text{ N/mm}^2 .$$

Valore decisamente accettabile, considerando il carico di sicurezza a compressione dei materiale utilizzati nella trasmissione della frizione.

Per l' albero, opposto a quello scanalato, si sceglie di adottare un diametro pari a quello calcolato, in prima analisi seguendo i criteri di resistenza, aggiungendo la sede t_1 della cava della linguetta.

Adottando una sede t_1 della linguetta di altezza pari a 5,5 mm, come la norma dispone, il diametro da adottare corrisponde a :

$$D = d' + t_1 .$$

$$D = 41 + 5.5 = 46,5 \text{ mm} .$$

Considerando, a buona ragione, di unificare i diametri dei due alberi, adotteremo un diametro esterno dell' albero di sinistra identico al diametro esterno di quello scanalato, per cui $D = 54 \text{ mm}$.

La linguetta da impiegare, per un diametro $D = 54 \text{ mm}$, è la UNI 6607-A 16X10 per una lunghezza minima di :

$$l = 3/2 \cdot (T / b \cdot \tau_{amm}) .$$

$$l = 3/2 \cdot (M_t / r \cdot b \cdot \tau_{amm}) .$$

$$l = 3/2 \cdot (597000 / 27 \cdot 16 \cdot 45) = 46 \text{ mm} .$$

Solitamente, la lunghezza della linguetta si puo' scegliere pari a 1,5 volte il diametro dell' albero, per cui :

$$l = 1,5 \cdot 54 \sim 80 \text{ mm} .$$

La molla, per l' innesto fisso della frizione, deve essere inserita all' esterno dell' albero scanalato, per cui, in base a questa considerazione, il suo diametro interno deve essere piu' grande del diametro D_e dell' albero scanalato.

Proponiamo di adottare un diametro interno della molla pari a :

$$D_{int} \geq D_{albero} + 5 \text{ mm} .$$

Fissata questa relazione, adottiamo un diametro medio e del filo della molla pari a :

$$D_{medio} = 75 \text{ mm} .$$

$$d \text{ del filo} = 16 \text{ mm} .$$

Consideriamo di adottare come materiale per la molla un acciaio legato 52SiCrNi5 UNI3545 con un carico di snervamento $R_s = 1065 \text{ N/mm}^2$, un grado di sicurezza $n = 1,5$ per condizioni statiche, determiniamo la tensione tangenziale ammissibile :

$$\tau_{amm} = R_s \cdot 0,576 / n .$$

$$\tau_{amm} = 1065 \cdot 0,576 / 1,5 = 409 \text{ N/mm}^2 .$$

Verifichiamo che lo sforzo a cui è soggetta la molla, in condizioni statiche, sia inferiore a quello ammissibile.

Per raggiungere lo scopo, dapprima, dobbiamo determinare un fattore di incremento della tensione, che dipende dal rapporto di avvolgimento.

Questo fattore è il fattore di Wahl, che vale :

$$K = (4C - 1 / 4C - 4) + 0,615 / C . \quad C = D_{medio} / d \text{ del filo} .$$

$$C = 75 / 16 = 4,7 .$$

$$K = ((4 \cdot 4,7) - 1 / (4 \cdot 4,7) - 4) + 0,615 / 4,7 = 1,33 .$$

La tensione τ cui è sottoposta la molla risulta :

$$\tau = K \cdot 8 \cdot F_a \cdot D_{medio} / \pi \cdot d^3 .$$

$$\tau = 1,33 \cdot 8 \cdot 5831 \cdot 75 / \pi \cdot 16^3 = 362 \text{ N/mm}^2 .$$

essendo $\tau < \tau_{amm}$ la condizione è soddisfatta .

Considerando una freccia di 23 mm, si determina il numero di spire attive:

$$i_u = G \cdot d^4 \cdot f / 8 \cdot F_a \cdot D_m^3 .$$

$$i_u = 78500 \cdot 16^4 \cdot 23 / 8 \cdot 5831 \cdot 75^3 = 6 \text{ spire} .$$

Per determinare il numero di spire totali i_t , dapprima, dobbiamo considerare il numero di spire inattive.

Poiché si tratta di molla con estremità chiuse e molate, è necessario aggiungere le spire inattive i_m , in numero di 2 .

Quindi, in definitiva, il numero di spire totali diviene :

$$i_t = i_u + i_m .$$

$$i_t = 6 + 2 = 8 \text{ spire} .$$

Calcolo della lunghezza a blocco della molla; senza interspazi :

$$L_b = (i_t - 0,5) \cdot d .$$

$$L_b = (8 - 0,5) \cdot 16 = 120 \text{ mm} .$$

Calcolo della lunghezza minima della molla carica; con interspazi :

$$L_{min} = (1,2 \cdot d \cdot i_u) + (2 \cdot d) .$$

$$L_{min} = (1,2 \cdot 16 \cdot 6) + (2 \cdot 16) = 147,2 \text{ mm} .$$

Tuttavia, dobbiamo considerare che la molla deve comprimersi ulteriormente, di qualche mm, per permettere lo sgancio della frizione, per cui possiamo considerare una lunghezza di lavoro della molla pari a :

$$L = L_b / 0,80 > L_{min} .$$

$$L = 120 / 0,80 = 150 \text{ mm} .$$

La lunghezza libera L_o della molla risulta :

$$L_o = L + f .$$

$$L_o = 150 + 23 \sim 173 \text{ mm} .$$

Durante il disinnesto della frizione, considereremo di comprimere la molla per una freccia f_2 di 25 mm; per cui la forza di F_s necessaria alla compressione dell' elica diviene :

$$F_s = (F_a / f) \cdot f_2 .$$

$$F_s = (5831 / 23) \cdot 25 = 6338 \text{ N} .$$

La tensione τ cui è sottoposta la molla risulta :

$$\tau = K \cdot 8 \cdot F_s \cdot D_{medio} / \pi \cdot d^3 .$$

$$\tau = 1,33 \cdot 8 \cdot 6338 \cdot 75 / \pi \cdot 16^3 = 393 \text{ N/mm}^2 .$$

essendo $\tau < \tau_{amm}$ la condizione è nuovamente soddisfatta .

Riportiamo, di seguito, il disegno relativo al gruppo della frizione in prospettiva e con le quote principali, inerenti il tema ministeriale, di massima :

