

Trasmissione con cinghie

La flessibilità e la leggerezza delle cinghie sono sfruttate per trasmissioni tra alberi distanti tra loro e comunque disposti.

I tipi di cinghie adoperati oggi sono le **cinghie piatte**, le **cinghie trapezoidali** e le **cinghie dentate** (o sincrone).

1. Cinghie piatte

Le cinghie piatte usate nelle moderne trasmissioni sono costituite da un nucleo di cotone a fibra lunga ricoperto con gomma naturale (Hevaloid hv - Pirelli) o da un nucleo di fibra sintetica ad alta resistenza ricoperto di gomma sintetica (Hevaflex - Pirelli).

Rispetto alle cinghie di cuoio, un tempo molto usate e delle quali hanno via via preso il posto, queste cinghie hanno spessori molto ridotti. Sono disponibili ad anello continuo in una certa gamma di sviluppi, ma possono essere anche confezionate nello sviluppo desiderato mediante giunzione a caldo.

In una trasmissione con cinghia patta (fig. 1) il momento motore M_m ha senso concorde con quello della velocità ω_m per cui il ramo più teso della cinghia è il ramo conduttore. Dette T_1 e T_0 le tensioni del ramo più teso e di quello meno teso, per l'equilibrio alla rotazione della puleggia motrice dovrà essere:

$$M_m = (T_1 - T_0) \cdot r$$

La differenza:

$$F = (T_1 - T_0) \quad [1]$$

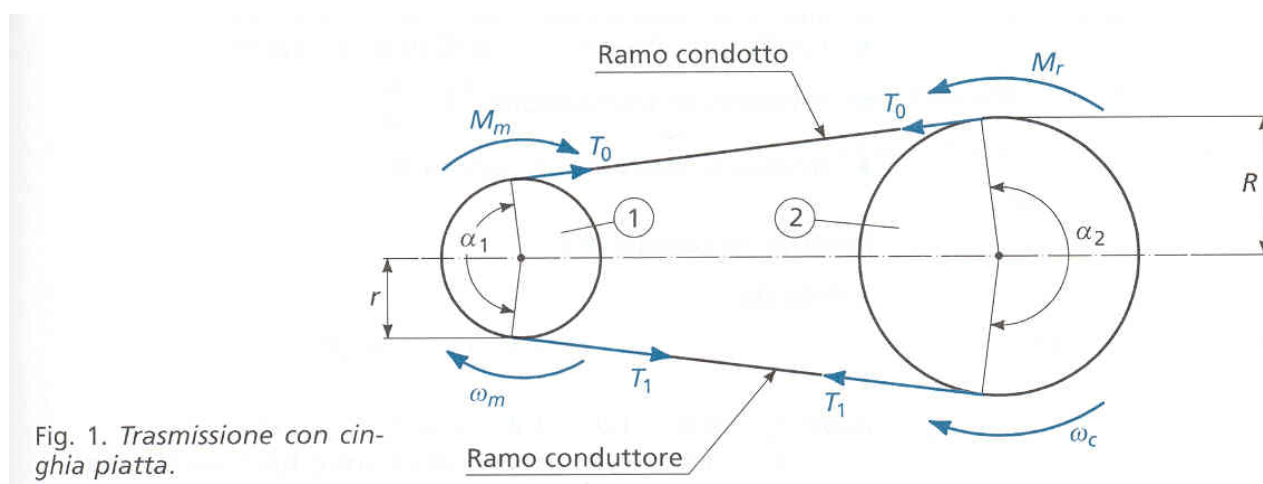


Fig. 1. Trasmissione con cinghia patta.

è la **forza periferica**, che tende a far slittare la cinghia sulla periferia della puleggia. Lo **slittamento** è impedito dall'**aderenza** che, nel caso delle cinghie piatte coincide con l'attrito puro e semplice ed è perciò misurata dal coefficiente d'attrito f tra cinghia e puleggia. L'equazione trovata, che lega F alle due tensioni T_1 e T_0 non è sufficiente per determinare i loro valori. L'altra equazione si ricava scrivendo le equazioni di equilibrio alla traslazione nelle direzioni radiale r e tangenziale t di un elemento di cinghia di lunghezza infinitesima.

Integrando si ottiene:

$$\frac{T_1}{T_0} = e^{f\alpha} \quad [2]$$

nella quale $e = 2,718$ è la base dei logaritmi naturali. Dalla [1] e [2] si ricava:

$$T_1 = F \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \quad T_0 = F \cdot \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} \quad [3]$$

Poiché l'aderenza deve essere garantita su entrambe le pulegge il valore di α che vi compare è quello minore α_1 .



Con le moderne cinghie si può fare assegnamento su valori del coefficiente d'attrito variabili da un minimo di $f = 0,50$ a un massimo di $f = 0,75$.

Il dimensionamento di una cinghia piatta consiste nel determinare l'area della sua sezione in modo che resista alla tensione di trazione e alle tensioni provocate dalla forza centrifuga e dalla flessione d'avvolgimento.

La velocità periferica di una trasmissione alla quale corrisponde la minima sezione della cinghia si definisce **velocità ottima**.

Per le cinghie attuali conviene assumere:

- tensione ammissibile: $\sigma_{adm} = 30 \div 50 \text{ daN/cm}^2$
- velocità ottima: $v = 30 \div 40 \text{ m/s}$

Calcolo di dimensionamento

Dati

- potenza da trasmettere P (kW)
- tipo e caratteristiche del motore
- tipo e caratteristiche macchina utilizzatrice
- condizioni di servizio e ambiente di lavoro
- rapporto di trasmissione $\left(i = \frac{D}{d} \right)$
- interasse (dato o accettabile) (I)

Potenza di calcolo (P_c)

È data da:

$$P_c = P \cdot c_s \cdot c_f \quad [\text{kW}]$$

dove: $c_s = 1,0 - 1,2 - 1,4 =$ coeff. di servizio

$c_f = 1,1 - 1,2 =$ coeff. correzione funzionamento

Prestazione base della cinghia (p)

Si fissa il diametro d della puleggia minore evitando, se possibile, i valori più bassi. Si calcola poi:

$$v = \omega \cdot \frac{d}{2} \quad D = i \cdot d$$

In funzione di d e v , da tabelle fornite dal costruttore, si ricava la prestazione base p del tipo di cinghia prescelto (kW/cm), cioè la potenza che la cinghia può trasmettere per ogni cm di larghezza se l'angolo d'avvolgimento è di 180° .

Prestazione corretta (p_c)

Mediante la formula:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \cdot \frac{d \cdot (i - 1)}{I} \geq 140^\circ$$

si calcola l'angolo di avvolgimento, verificando che sia $\geq 140^\circ$.

L'interasse I che lo deve garantire è dato da relazioni del tipo:

$I \geq 2 \cdot D$ (per piccole variazioni di carico)

$I \leq 3 \cdot D$ (per medie e grandi variazioni di carico)

Da apposita tabella si ricava il coefficiente correttivo c_α . La prestazione corretta è:

$$p_c = c_\alpha \cdot p$$

Larghezza della cinghia (ℓ)

È data da:

$$\ell = \frac{P_c}{p_c} \quad [\text{cm}]$$

che si arrotonda al valore unificato più prossimo.



Sviluppo della cinghia (L) e interasse effettivo (I_e)

La lunghezza sviluppata si calcola con la formula:

$$L = 2 \cdot I + 1,57 \cdot (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 \cdot I}$$

Tra i valori unificati si sceglie il valore L' più prossimo a L . L'interasse effettivo si calcola usando una delle seguenti formule:

$$I_e = I + \frac{L' - L}{2} \quad (\text{se } L' > L) \quad ; \quad I_e = I + \frac{L - L'}{2} \quad (\text{se } L' < L)$$

Apposite tabelle forniscono poi la larghezza minima delle puleggie ℓ_p in funzione della larghezza della cinghia e della freccia f della bombatura delle puleggie.

Esercizio

Mediante cinghie trapezoidali si vuole trasmettere il moto dall'albero secondario del cambio di velocità (1) all'albero del mandrino (2) di una macchina utensile. L'interasse previsto è $I = 600$ mm. In condizioni normali di funzionamento l'albero condotto (2) ha una frequenza di rotazione $n_2 = 465$ giri/min e una potenza utile $P_2 = 4,5$ kW.

Sapendo che il rapporto di trasmissione è $i = 2,22$ e che il rendimento della trasmissione è $\eta = 0,96$, calcolare:

- numero, sezione e lunghezza delle cinghie;
- dimensioni delle due pulegge.

Dai dati assegnati si ricavano subito le velocità angolari ω_2 e ω_1 la frequenza di rotazione n_1 , e la potenza P_1 :

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 465}{30} = 48,7 \text{ rad/s}$$

$$\omega_1 = i \cdot \omega_2 = 2,22 \cdot 48,7 = 108,2 \text{ rad/s}$$

$$n_1 = \frac{30 \cdot \omega_1}{\pi} = \frac{30 \cdot 108,2}{\pi} = 1033 \text{ giri/min}$$

Potenza da trasmettere:

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta} = \frac{4,5}{0,96} = 4,7 \text{ [kW]}$$

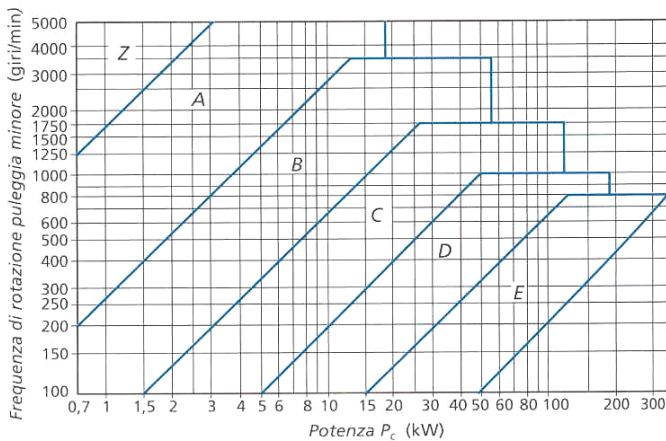
Potenza di calcolo (P_c)

Per servizio di $8 \div 10$ ore su macchina utensile si assume un fattore di servizio $F_s = 1,2$. Pertanto:

$$P_c = F_s \cdot P_1 = 1,2 \cdot 4,7 = 5,64 \text{ kW}$$



Sezione appropriata della cinghia



Dalla tabella a fianco, per $P_c = 5,64$ kW ed $n_1 = 1033$ giri/min, si rileva che la cinghia più adatta è quella con sezione B.

Diametri delle pulegge (d_p ; D_p)

Dalla UNI 5266, tra i diametri da preferire si sceglie: $d_p = 160$ mm l'angolo di avvolgimento vale:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \cdot \frac{160 \cdot (2,22 - 1)}{600} = 168^\circ 21' = 2,818 \text{ rad}$$

Il diametro primitivo D_p è: , ,

$$D_p = i \cdot d_p = 2,22 \cdot 160 = 355 \text{ mm}$$

che risulta un valore unificato.

Lunghezza della cinghia (L_p)

Con l'interasse $I = 600$ mm previsto, la lunghezza della cinghia risulta:

$$L = 2 \cdot I + 1,57 \cdot (D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 \cdot I} = 2 \cdot 600 + 1,57 \cdot 515 + 16 = 2025 \text{ mm} = L_p$$

che coincide col valore unificato di L_p .

Diametro equivalente

Dalla tabella dei valori di F_b (UNI 5789):

i	da	1,00	1,02	1,07	1,12	1,20	1,30	1,50	Oltre
	a	1,02	1,07	1,12	1,20	1,30	1,50	2,50	2,50
F_b		1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14

per $i = 2,22$, si ricava $F_b = 1,12$.

Il diametro equivalente risulta:

$$d_e = F_b \cdot d_p = 1,12 \cdot 160 = 180 \text{ mm}$$

Potenza trasmissibile (P)

La velocità periferica è: $v = \omega_1 \cdot \frac{d_p}{2} = 108,2 \cdot \frac{0,16}{2} = 8,66 \text{ m/s}$

Dalle tabelle, interpolando si ricava:

ha la:

$$p_1 = 3,116 \text{ kW} \quad \text{potenza nominale}$$

$$F_a = 0,953; \quad F_e = 1,00$$



Potenza effettivamente trasmissibile da una cinghia:

$$p = F_a \cdot F_e \cdot p_1 = 0,953 \cdot 3,116 = 2,97 \text{ kW}$$

Numero di cinghie (z_c)

Il numero di cinghie necessario è:

$$z_c = \frac{P_c}{p} = \frac{5,64}{2,97} = 1,9$$

Si adottano 2 cinghie sezione B.

