

Progetto di cinghie trapezoidali

Le cinghie trapezoidali sono utilizzate frequentemente per la trasmissione di potenza

Vantaggi

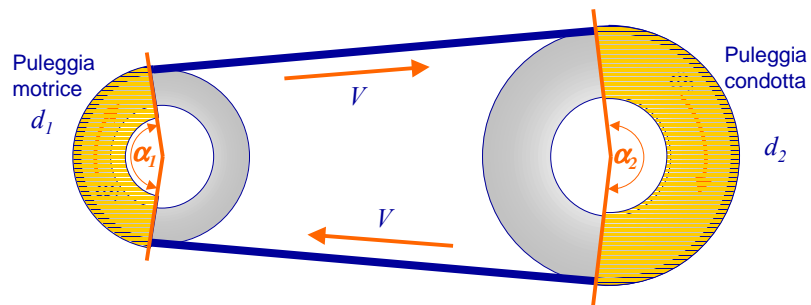
- ✓ Basso costo
- ✓ Semplicità di installazione
- ✓ Capacità di assorbire vibrazioni torsionali e picchi di coppia

Svantaggi

- ✓ Mancanza di sincronismo
- ✓ Rendimento non elevato



Comportamento dinamico della trasmissione



Velocità periferica $V = \omega_1 \frac{d_1}{2} = \omega_2 \frac{d_2}{2}$

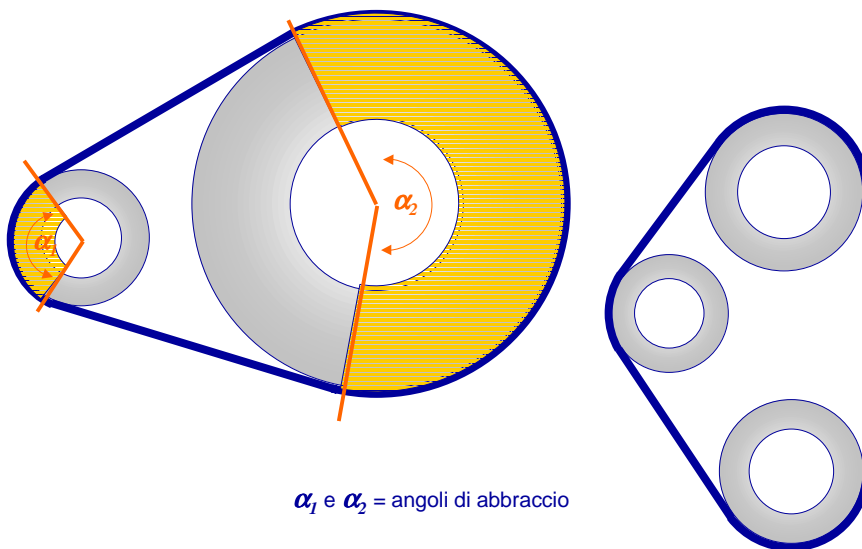
α_1 e α_2 = angoli di abbraccio

Rapporto di trasmissione $\frac{d_1}{d_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \tau$

se $\tau = 1 \Rightarrow \alpha_1 = \alpha_2 = \pi$

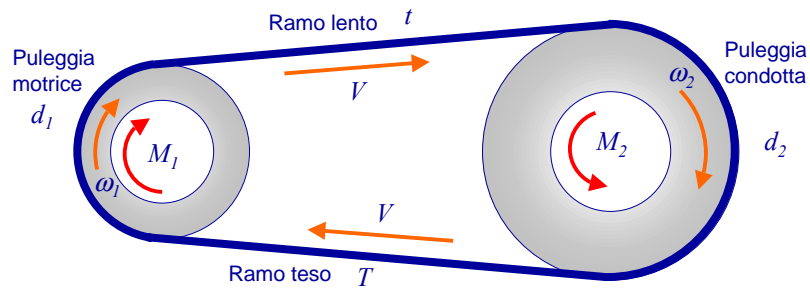
Comportamento dinamico della trasmissione

L'angolo di abbraccio della puleggia piccola si riduce se il rapporto di trasmissione si discosta molto dall'unità e se l'interasse non è sufficientemente elevato.



α_1 e α_2 = angoli di abbraccio

Comportamento dinamico della trasmissione



Velocità periferica $V = \omega_1 \frac{d_1}{2} = \omega_2 \frac{d_2}{2}$

Rapporto di trasmissione $\frac{d_1}{d_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \tau = \frac{M_1}{M_2}$

Nel caso ideale di rendimento pari ad 1 la potenza in ingresso è uguale a quella in uscita:

$$M_1 \omega_1 = M_2 \omega_2$$

Equilibrio alla rotazione delle pulegge

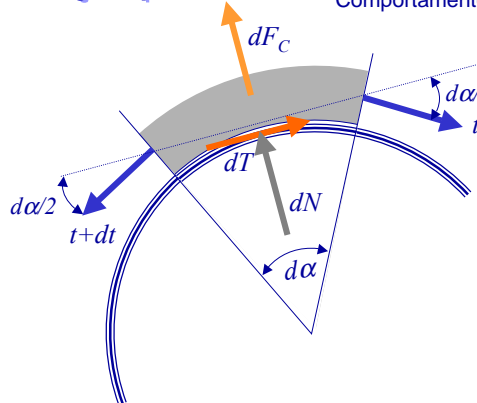
$$(T - t) \frac{d_1}{2} = M_1$$

$$(T - t) \frac{d_2}{2} = M_2$$

$$M \omega = (T - t) \frac{d}{2} \omega$$

$$W = (T - t) V$$

Comportamento dinamico della trasmissione



Si consideri l'equilibrio di un conico di cinghia di lunghezza circonferenziale infinitesima

Equilibrio radiale

$$dN + dF_C - (t + dt) \sin \frac{d\alpha}{2} - t \sin \frac{d\alpha}{2} = 0$$

$$dt \sin \frac{d\alpha}{2} \cong 0$$

è un infinitesimo di ordine superiore trascurabile rispetto agli altri termini

$$\sin \frac{d\alpha}{2} \cong \frac{d\alpha}{2}$$

$$dN = 2t \frac{d\alpha}{2} - dF_C = t d\alpha - dF_C$$

$$dN = (t - qV^2) d\alpha$$

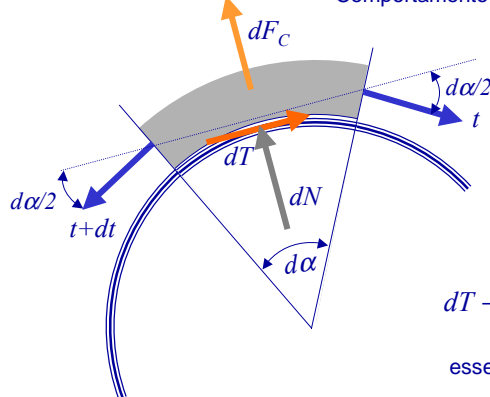
$$dF_C = \rho A \frac{d}{2} d\alpha \omega^2 \frac{d}{2}$$

$$dF_C = \rho A \omega^2 \frac{d^2}{4} d\alpha = qV^2 d\alpha$$

$$q = \rho A \quad V^2 = \omega^2 \frac{d^2}{4}$$

CDM - Cinghie trapezoidali

Comportamento dinamico della trasmissione



Si consideri l'equilibrio di un conico di cinghia di lunghezza circonferenziale infinitesima

Equilibrio radiale

$$dN = (t - qV^2) d\alpha$$

Equilibrio tangenziale

$$dT - (t + dt) \cos \frac{d\alpha}{2} + t \cos \frac{d\alpha}{2} = 0$$

$$\text{essendo } \cos \frac{d\alpha}{2} \cong 1$$

$$\text{si può scrivere: } (t + dt) - t = dT \rightarrow dt = dT$$

Indicando con f il coefficiente di attrito tra cinghia e puleggia si ha:

$$dt = fdN$$

Essendo il prodotto qV^2 costante sono uguali i differenziali:

$$dt = d(t - qV^2)$$

e quindi si ha: $d(t - qV^2) = fdN$

$$dF_c = \rho A \frac{d}{2} d\alpha \omega^2 \frac{d}{2}$$

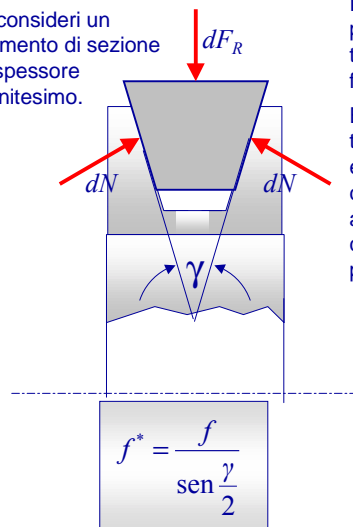
$$dF_c = \rho A \omega^2 \frac{d^2}{4} d\alpha = qV^2 d\alpha$$

$$q = \rho A \quad V^2 = \omega^2 \frac{d^2}{4}$$

CDM - Cinghie trapezoidali

Il coefficiente di attrito

Si consideri un elemento di sezione di spessore infinitesimo.



$$\text{Per } \gamma = 30^\circ \rightarrow f^* \cong 3.8f$$

Il contatto tra cinghia e puleggia, nelle sezioni trapezoidali, avviene sui fianchi.

È necessario, quindi, tenere conto della effettiva pressione di contatto dovuta all'incuneamento della cinghia nella gola della puleggia.

Equilibrio radiale

$$dN = (t - qV^2) d\alpha$$

Equilibrio tangenziale

$$d(t - qV^2) = fdN$$

Equilibrio radiale

$$2dN \sin \frac{\gamma}{2} = dF_R$$

$$dN = \frac{dF_R}{2 \sin \frac{\gamma}{2}}$$

Equilibrio tangenziale

$$dT = 2dN \cdot f$$

$$dT = dF_R \cdot \frac{f}{\sin \frac{\gamma}{2}}$$

Separando le variabili si può scrivere:

$$\frac{d(t - qV^2)}{(t - qV^2)} = f^* d\alpha$$

Integrando il primo membro tra $t - qV^2$ e $T - qV^2$ ed il secondo tra θ ed α si ottiene:

$$\int_{t - qV^2}^{T - qV^2} \frac{d(t - qV^2)}{(t - qV^2)} = \int_{\theta}^{\alpha} f^* d\alpha$$

$$\frac{T - qV^2}{t - qV^2} = e^{f^* \alpha} \longrightarrow t - qV^2 = \frac{T - qV^2}{e^{f^* \alpha}} \longrightarrow t = qV^2 + \frac{T - qV^2}{e^{f^* \alpha}}$$

$$T - t = T - qV^2 - \frac{T - qV^2}{e^{f^* \alpha}} \longrightarrow T - t = \frac{e^{f^* \alpha} - 1}{e^{f^* \alpha}} (T - qV^2)$$

Per semplicità nel seguito si ometterà l'asterisco nel coefficiente di attrito: $f \Rightarrow f^*$

Equilibrio radiale

$$dN = (t - qV^2) d\alpha$$

Equilibrio tangenziale

$$d(t - qV^2) = f^* dN$$

$$d(t - qV^2) = f^* (t - qV^2) d\alpha$$

$$T - t = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} (T_a - qV^2)$$

$$T_a = \sigma_0 A$$

Dalla differenza $T - t$ dipende il momento trasmissibile e, di conseguenza, la potenza. Questa relazione può, quindi, essere utilizzata per il progetto della trasmissione introducendo la caratteristica di resistenza della cinghia.

dove σ_0 è la tensione ammissibile e A è l'area resistente della sezione.

La potenza trasmissibile può essere espressa come segue:

$$W_0 = (T - t) V = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} (\sigma_0 A - qV^2) V$$

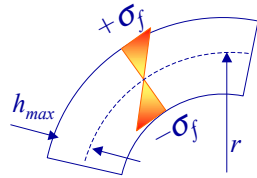
Termine che rappresenta le sollecitazioni inerziali

Termine che rappresenta il limite di aderenza della cinghia alla puleggia (con minor angolo di abbraccio).

Termine che rappresenta la resistenza della cinghia

Effetto della flessione

Oltre alle sollecitazioni di trazione è necessario tenere conto della flessione della cinghia che si verifica nell'assumere la curvatura delle pulegge.



$$\frac{M}{EJ} = \frac{1}{r} = \frac{2}{d} \quad \rightarrow \quad M = \frac{2EJ}{d}$$

$$\sigma_f = \frac{M}{J} h_{\max} \quad \rightarrow \quad \sigma_f = \frac{2Eh_{\max}}{d}$$

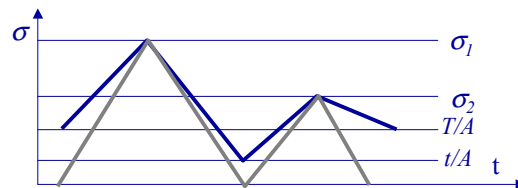
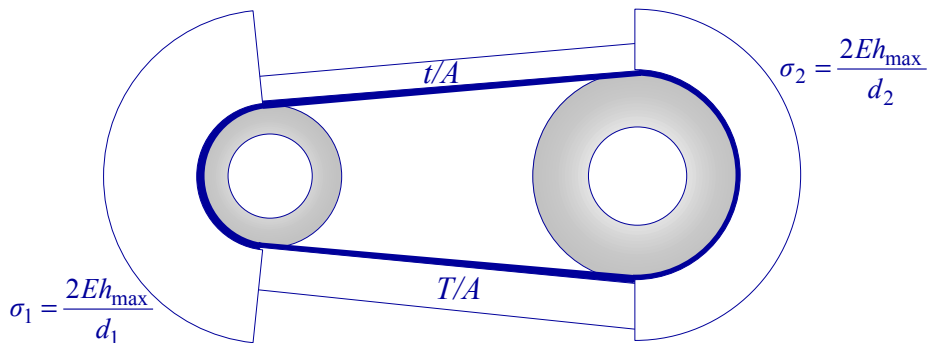
$$\sigma_0 = \sigma_T + \sigma_f = \frac{T}{A} + \frac{2Eh_{\max}}{d} \quad \rightarrow \quad T = \sigma_0 A - \frac{2EAh_{\max}}{d}$$

La potenza trasmissibile può, quindi, essere espressa come segue:

$$W_0 = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} (T - qV^2) V = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} \left(\sigma_0 A - \frac{2EAh_{\max}}{d} - qV^2 \right) V$$

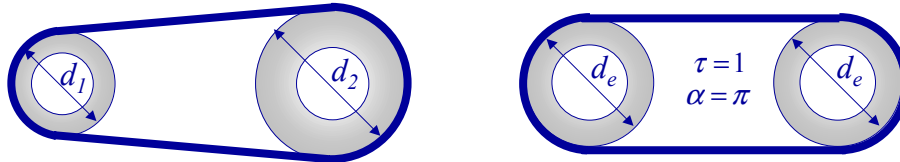
Comportamento a fatica della trasmissione

Diagramma della massima tensione di trazione nella cinghia



Comportamento a fatica della trasmissione

Il diametro equivalente



$$\sigma_1 = \frac{2Eh_{\max}}{d_1}$$

Curva di Wöhler

$$\sigma^\varepsilon N = cost \rightarrow \sigma_1^\varepsilon N_{1c} = \sigma_2^\varepsilon N_{2c} = \sigma_e^\varepsilon N_{ec}$$

$$\sigma_2 = \frac{2Eh_{\max}}{d_2}$$

$$N_{1c} = \frac{\sigma_e^\varepsilon N_{ec}}{\sigma_1^\varepsilon}$$

$$N_{2c} = \frac{\sigma_e^\varepsilon N_{ec}}{\sigma_2^\varepsilon}$$

$$\frac{2N}{N_{ec}} = \frac{N}{N_{1c}} + \frac{N}{N_{2c}}$$

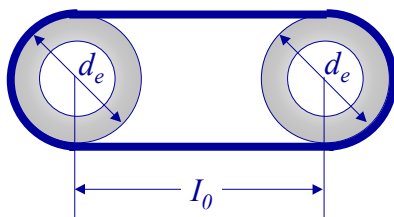
$$\frac{2N}{N_{ec}} = \frac{N\sigma_1^\varepsilon}{\sigma_e^\varepsilon N_{ec}} + \frac{N\sigma_2^\varepsilon}{\sigma_e^\varepsilon N_{ec}}$$

$$\sigma_e = \left(\frac{\sigma_1^\varepsilon + \sigma_2^\varepsilon}{2} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}}$$

$$d_e = d_1 \left(\frac{2}{1 + \tau^\varepsilon} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}}$$

Equazione di progetto

La trasmissione tipo



$\tau = 1$ rapporto di trasmissione unitario

$\alpha = \pi$ angolo di abbraccio 180°

$$d_e = d_1 \left(\frac{2}{1 + \tau^\varepsilon} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} \text{ diametro equivalente}$$

I_0 = interasse standard

L_0 = lunghezza cinghia standard

h_0 = durata standard

Potenza tipo

$$W_0 = \frac{e^{f\pi} - 1}{e^{f\pi}} \left(\sigma_0 A - \frac{2EAh_{\max}}{d_e} - qV^2 \right) V$$

$$C_\alpha = \frac{(e^{f^*\alpha} - 1) \cdot e^{f^*\pi}}{e^{f^*\alpha} \cdot (e^{f^*\pi} - 1)}$$

Potenza attuale

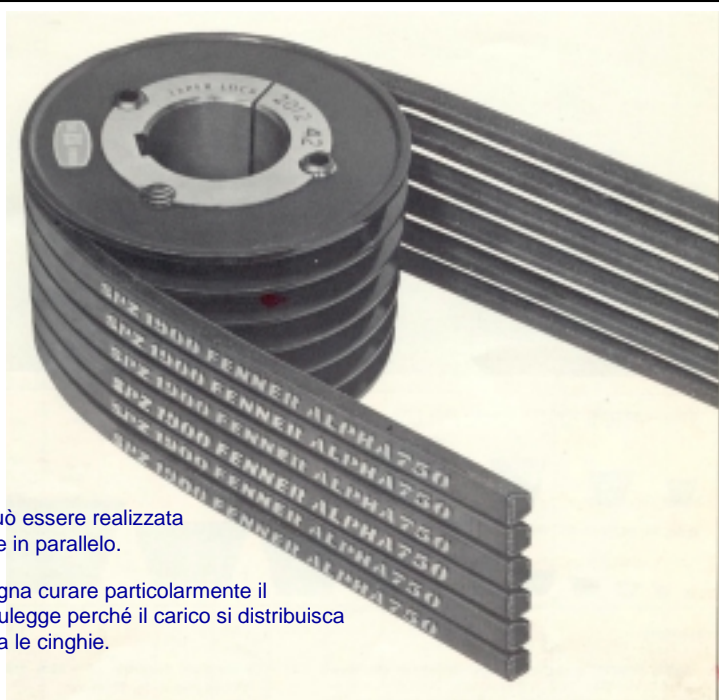
$$W_a = C_\alpha \cdot C_L \cdot C_h \cdot W_0$$

$$C_L = \left(\frac{L}{L_0} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} \quad C_h = \left(\frac{h_0}{h} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}}$$

$$\text{n° cinghie} = \frac{\text{Potenza da trasmettere}}{\text{Potenza attuale}}$$

$$n_c = \frac{W_e}{W_a}$$

CDM - Cinghie trapezoidali



Una trasmissione può essere realizzata mettendo più cinghie in parallelo.

In questo caso bisogna curare particolarmente il parallelismo tra le pulegge perché il carico si distribuisca in modo uniforme tra le cinghie.

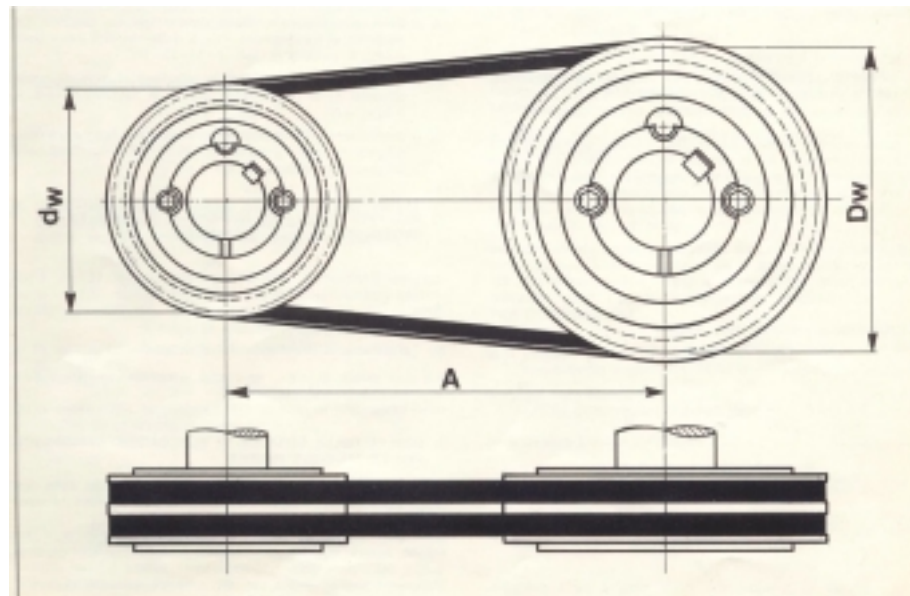
CDM - Cinghie trapezoidali

Equazione di progetto

In alcuni manuali invece della "potenza tipo" è utilizzata la "potenza base" che è relativa ad una trasmissione con le stesse caratteristiche di quella tipo ($\tau = 1$ $\alpha = \pi$) ma che utilizza pulegge di diametro d_1 invece di diametro equivalente.

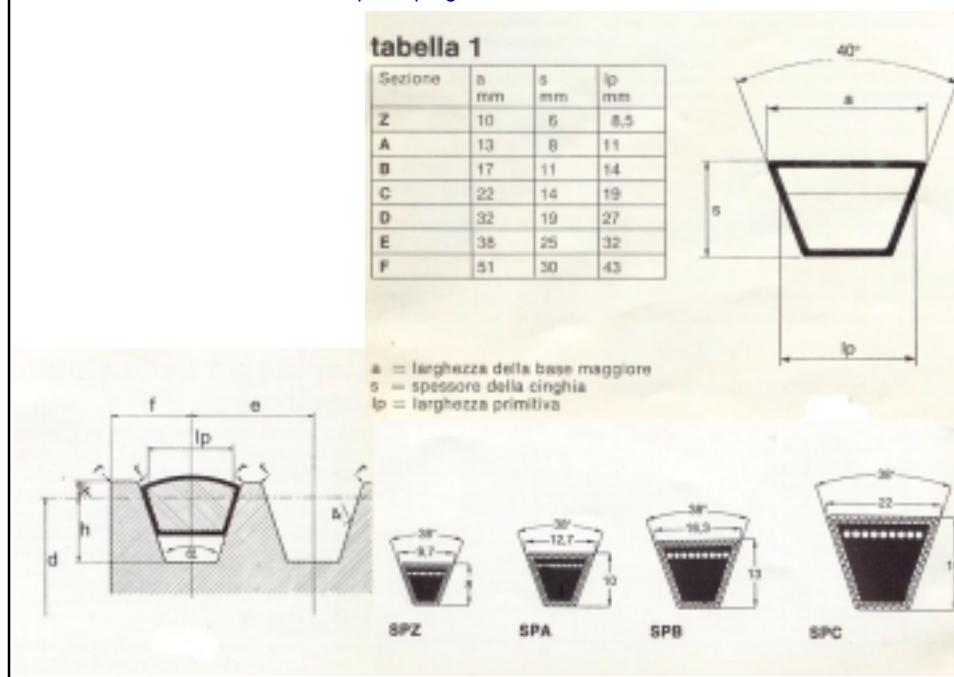
Potenza base	Potenza supplementare
$W_b = \frac{e^{f\pi} - 1}{e^{f\pi}} \left(\sigma_0 A - \frac{2EAh_{\max}}{d_1} - qV^2 \right) V$	ΔW_b

Nel caso reale (rapporto di trasmissione diverso da 1) la cinghia sarà in grado di trasmettere una potenza maggiore di quella base a causa della minore sollecitazione di fatica che si verifica nella puleggia maggiore.



SIMBOLI

A	interasse (mm)
c_0	coefficiente di sicurezza supplementare, per trasmissioni con moltiplicazione di velocità (tab. 3)
c_1	coefficiente di correzione in relazione all'arco di avvolgimento della cinghia (tab. 4)
c_2	coefficiente di sicurezza di carico (tab. 2)
c_3	coefficiente di correzione, in relazione alla lunghezza della cinghia (tab. 6, 9, 12, 15)
d_w	diametro primitivo della puleggia piccola (mm)
D_w	diametro primitivo della puleggia grande (mm)
i	rapporto di trasmissione
L_p	lunghezza primitiva della cinghia (mm)
n_1	numero di giri della puleggia piccola (giri/1')
n_2	numero di giri della puleggia grande (giri/1')
N	potenza da trasmettere (kW)
N_a	potenza addizionale (kW) (tab. 7, 10, 13, 16)
N_b	potenza di calcolo (kW)
N_c	potenza effettiva trasmissibile con una cinghia (kW)
N_n	potenza nominale trasmissibile con una cinghia (kW) (tab. 5, 8, 11, 14)
v	velocità della cinghia (m/s)
z	numero di cinghie necessarie per una trasmissione
α	$90 - \beta/2$ (gradi)
β	arco di avvolgimento della cinghia sulla puleggia piccola (gradi)



Procedimento

1) DETERMINAZIONE DELLA POTENZA DI CALCOLO N_B

Moltiplicare il valore della potenza da trasmettere « N » per il coefficiente di sicurezza di carico « C_2 » (v. tab. 2) e per l'eventuale coefficiente di sicurezza supplementare « C_0 » (v. tab. 3). Si avrà così il valore della potenza di calcolo N_B , che è di base per la scelta degli elementi della trasmissione.

$$N_B = N \cdot C_2 \cdot C_0 \text{ (kW)}$$

TAB. 2 - COEFFICIENTI DI SICUREZZA DI CARICO $\geq 6,3$

Macchine operatrici	Macchine mobili					
	Funzionamento (ore/giorno)			Funzionamento (ore/giorno)		
	fino a 10	10 - 16	oltre 16	fino a 10	10 - 16	oltre 16
Trasmissioni leggere Agitatori per liquidi Aspiratori Compressori centrifughi Piccoli ventilatori (potenze minori di 7,5 kW) Pompe Trasportatori a nastro (leggeri)	1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Trasmissioni medie Eserci generatori Linee d'alimentazione Macchinario per lavanderie (ventilatori centrifughi, centrifughe) Macchinario per stampe (stabilizzatori, stoffe, nastri) Macchine utensili (banchi, rettificatrici, taglieri, trapani) Presse, tagliatrici Trasportatori a nastro (pesanti) Ventilatori (potenze superiori a 7,5 kW)	1,3	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Trasmissioni pesanti Compressori a pistoni Eserci generatori Frangitori Macchinario per cantieri Macchinario per industria chimica e dei metalli Macchinario per industria tessile Pompe a pistoni, pompe per frangimento Trasportatori (a vite, a pneumatici, a nastro)	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Trasmissioni extra-pesanti Macchinario per industria della gomma (macchine, stampe, battenti) Mulini a pietra, a cilindri, mollette	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,7

Esempio di progetto con l'uso di un manuale del costruttore

Macchine operatrici	Macchine mobili					
	Funzionamento (ore/giorno)			Funzionamento (ore/giorno)		
	fino a 10	10 - 16	oltre 16	fino a 10	10 - 16	oltre 16
Trasmissioni leggere Agitatori per liquidi Aspiratori Compressori centrifughi Piccoli ventilatori (potenze minori di 7,5 kW) Pompe Trasportatori a nastro (leggeri)	1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3

TAB. 3 - COEFFICIENTI DI SICUREZZA SUPPLEMENTARE $\geq 6,3$

Caratteristiche della trasmissione	Rapporto di trasmissione ≥ 1				
	1 - 1,24	1,25 - 1,75	1,76 - 2,49	2,5 - 3,49	3,5 e oltre
Con giri puleggia motrice < giri puleggia condotta	1	1,05	1,11	1,16	1,25

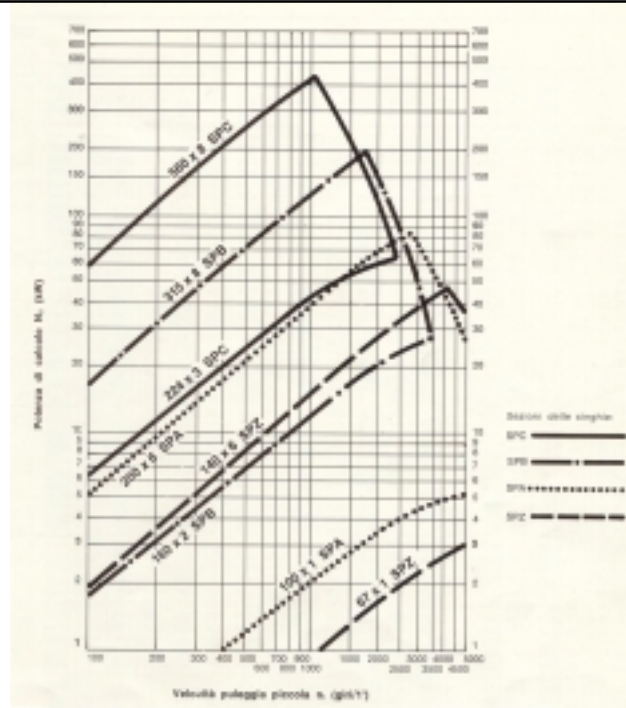
2) SCELTA DELLA SEZIONE DELLA CINGHIA DA UTILIZZARE E DETERMINAZIONE APPROSSIMATA DEL NUMERO DI GOLE E DEL DIAMETRO PRIMITIVO « d₀ » DELLA PULEGGIA PICCOLA

In funzione della potenza di calcolo « N₃ » e della velocità « n₁ » della puleggia piccola si determina nel diagramma A un punto che può trovarsi internamente a una o a più aree delimitate dalle linee diversamente tracciate. A ciascuna area corrisponde una sezione di cinghia diversa.

La sezione più conveniente è normalmente quella a cui corrisponde, nel diagramma, l'area più centrata rispetto al punto determinato.

Sulle linee di confine di ciascuna area sono indicati i valori limite del diametro primitivo e del numero di gole (numero di cinghie da utilizzare) della puleggia piccola della trasmissione. Mediante interpolazione tra questi valori limite, relativamente al punto individuato e alla sezione scelta, si determinano approssimativamente le caratteristiche della puleggia piccola: diametro primitivo e numero di gole.

Diagrammi di selezione della sezione



3) DETERMINAZIONE DEL RAPPORTO DI TRASMISSIONE

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

4) DETERMINAZIONE ESATTA DEL DIAMETRO PRIMITIVO DELLE PULEGGE, DELLA LUNGHEZZA «L_p» E DEL NUMERO DI RIFERIMENTO DELLE CINGHIE

In funzione della sezione scelta, del rapporto di trasmissione «i», dell'interasse «A» e tenendo in considerazione il valore del diametro «d_p» ricavato approssimativamente al punto 2, la tab. 17 ci permette di definire esattamente i diametri primitivi delle due pulegge della trasmissione nonché la lunghezza «L_p» e il numero di riferimento delle cinghie da utilizzare.

N.B. - Nel caso in cui una delle due pulegge sia da montare su un motore elettrico è da verificare che il suo diametro primitivo risulti non inferiore a quello indicato nella tab. 23.

Sezione SPB

Diametro		Rap- porto i	Riferimento cinghia																	
d _a mm	D _a mm		1260	1340	1410	1500	1600	2020	2150	2280	2410	2530	2680	2840	2990	3170	3360	3550	3630	4060
			Lunghezza cinghia = L _w = (mm)																	
		Interasse «A» (mm)																		
236	236	1,00																		
	250	1,06																		
	265	1,13																		
	280	1,19																		
	315	1,33																		
	355	1,50																		
	400	1,69																		
	450	1,91																		
	500	2,12																		
	560	2,37																		
250	250	1,00																		
	280	1,12																		
	315	1,26																		
	355	1,42																		
	400	1,59																		
	450	1,81																		
	500	2,12																		
	560	2,37																		
	630	2,67																		
	710	3,01																		
800	3,39																			
900	3,81																			
1000	4,24																			
1250	5,30																			

4.1 Lunghezza primitiva della cinghia « L_v »:

può essere calcolata come segue:

approssimativamente

$$L_v \approx 2 A + 1,57 (D_v + d_v) + \frac{(D_v - d_v)^2}{4 A} \text{ (mm)}$$

esattamente

$$L_v = 2 A \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} (D_v + d_v) + \frac{\pi \cdot \alpha}{180} (D_v - d_v) \text{ (mm)}$$

dove:

$$\alpha = 90 - \frac{\beta}{2} \text{ (gradi)}$$

« β » = angolo di avvolgimento della cinghia sulla puleggia piccola (vedi punto 4.2).

4.2 Angolo di avvolgimento « β »:

calcolo approssimato (valido per $110^\circ < \beta < 180^\circ$)

$$\beta \approx 180 - 60 \cdot \frac{D_v - d_v}{A} \text{ (gradi)}$$

calcolo esatto

$$\beta = \arccos \left[2 \left(\frac{D_v - d_v}{2 A} \right)^2 - 1 \right] \text{ (gradi)}$$

5) INTERASSE « A »

Quando non imposto scegliere

$$A \approx 2 \cdot \sqrt{(D_v + d_v) \cdot d_v} \text{ (mm)}$$

Quando si conosce L_v , d_v , D_v , si può ricavare « A » dalla tab. 17, oppure calcolare nel seguente modo:

$$A = p + \sqrt{p^2 - q} \text{ (mm)}$$

dove:

$$p = 0,25 L_v - 0,393 (D_v + d_v)$$

$$q = 0,125 (D_v - d_v)^2$$

6) DETERMINAZIONE DELLA POTENZA EFFETTIVA « N_E » TRASMISSIBILE CON UNA CINGHIA

$$N_E = (N_R + N_A) \cdot C_1 \cdot C_2$$

dove:

N_R = potenza nominale di una cinghia. Si determina per ciascuna sezione in funzione della velocità « n_1 » e del diametro primitivo « d_w » della puleggia piccola (v. tab. 5 - 8 - 11 - 14).

N_A = potenza addizionale. Viene determinata, in funzione del rapporto di trasmissione « i » e della velocità « n_1 » della puleggia piccola (v. tab. 7 - 10 - 13 - 16).

C_1 = coefficiente di correzione in relazione all'arco di avvolgimento β ; si ricava dalla tab. 4 in funzione di « d_w », « D_w », « A ».

C_2 = coefficiente di correzione in relazione alla lunghezza della cinghia; si ricava dalle tab. 6 - 9 - 12 - 15 in funzione della lunghezza primitiva « L_w ».

TAB. 13 - POTENZA MODORIALE P_N (kW) IN FUNZIONE DEL RAPPORTO DI TRASMISSIONE i E DELLA VELOCITÀ DELLA PULEGGIA PICCOLA v (m/s)

Sezione SPB

Rapporto di trasmissione i											Velocità della puleggia piccola v (m/s)
1,00	1,05	1,08	1,12	1,18	1,25	1,30	1,38	1,45	1,50	oltre	
$\frac{v}{1,00}$	$\frac{v}{1,05}$	$\frac{v}{1,11}$	$\frac{v}{1,16}$	$\frac{v}{1,26}$	$\frac{v}{1,36}$	$\frac{v}{1,50}$	$\frac{v}{1,71}$	$\frac{v}{1,90}$	$\frac{v}{2,25}$	$\frac{v}{3,00}$	
0,00	0,06	0,14	0,25	0,33	0,40	0,47	0,53	0,58	0,62	0,65	720
0,00	0,07	0,15	0,23	0,46	0,54	0,63	0,71	0,76	0,80	0,83	960
0,00	0,10	0,26	0,40	0,67	0,81	0,95	1,07	1,19	1,23	1,26	1440
0,00	0,21	0,46	0,66	1,06	1,20	1,35	1,54	1,68	1,73	1,76	2880
0,00	0,41	0,90	1,30	2,16	2,35	2,57	2,87	3,08	3,19	3,23	3600
0,00	0,61	1,34	1,90	3,20	3,51	3,77	4,20	4,44	4,54	4,57	4800
0,00	0,82	1,90	2,60	4,30	4,71	5,00	5,56	5,84	5,94	5,97	6000
0,00	1,03	2,36	3,30	5,40	5,91	6,25	6,90	7,22	7,32	7,35	7200
0,00	1,24	2,82	3,90	6,40	6,91	7,25	7,90	8,22	8,32	8,35	8400
0,00	1,45	3,23	4,40	7,30	7,91	8,25	8,90	9,22	9,32	9,35	9600
0,00	1,66	3,64	4,90	8,20	8,91	9,25	9,90	10,22	10,32	10,35	10800
0,00	1,87	4,05	5,30	9,10	9,91	10,25	10,90	11,22	11,32	11,35	12000
0,00	2,08	4,46	5,80	1,00	1,09	1,12	1,19	1,22	1,23	1,23	13200
0,00	2,29	4,87	6,20	1,10	1,19	1,22	1,29	1,32	1,33	1,33	14400
0,00	2,50	5,28	6,60	1,20	1,29	1,32	1,39	1,42	1,43	1,43	15600
0,00	2,71	5,69	6,90	1,30	1,39	1,42	1,49	1,52	1,53	1,53	16800
0,00	2,92	6,10	7,20	1,40	1,49	1,52	1,59	1,62	1,63	1,63	18000
0,00	3,13	6,51	7,50	1,50	1,59	1,62	1,69	1,72	1,73	1,73	19200
0,00	3,34	6,92	7,80	1,60	1,69	1,72	1,79	1,82	1,83	1,83	20400
0,00	3,55	7,33	8,10	1,70	1,79	1,82	1,89	1,92	1,93	1,93	21600
0,00	3,76	7,74	8,40	1,80	1,89	1,92	1,99	2,02	2,03	2,03	22800
0,00	3,97	8,15	8,70	1,90	1,99	2,02	2,09	2,12	2,13	2,13	24000
0,00	4,18	8,56	9,00	2,00	2,09	2,12	2,19	2,22	2,23	2,23	25200
0,00	4,39	8,97	9,30	2,10	2,19	2,22	2,29	2,32	2,33	2,33	26400
0,00	4,60	9,38	9,60	2,20	2,29	2,32	2,39	2,42	2,43	2,43	27600
0,00	4,81	9,79	9,90	2,30	2,39	2,42	2,49	2,52	2,53	2,53	28800
0,00	5,02	10,20	10,20	2,40	2,49	2,52	2,59	2,62	2,63	2,63	30000
0,00	5,23	10,61	10,50	2,50	2,59	2,62	2,69	2,72	2,73	2,73	31200
0,00	5,44	11,02	10,80	2,60	2,69	2,72	2,79	2,82	2,83	2,83	32400
0,00	5,65	11,43	11,10	2,70	2,79	2,82	2,89	2,92	2,93	2,93	33600
0,00	5,86	11,84	11,50	2,80	2,89	2,92	2,99	3,02	3,03	3,03	34800
0,00	6,07	12,25	11,90	2,90	2,99	3,02	3,09	3,12	3,13	3,13	36000

Esempio di progetto con l'uso di un manuale del costruttore

COEFFICIENTI DI CORREZIONE c_1 IN RELAZIONE ALL'ARCO DI AVVOLGIMENTO β DELLA CINGHIA

$\frac{D_2 - d_2}{A}$	0	0,01	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25	1,30	1,35	1,40	1,45
Arco di avvolgimento β (gradi)	150	177	174	171	169	166	163	160	157	154	151	148	145	142	139	136	133	130	127	123	120	117	113	108	103	99	95	91	87	
C_1	1,35	0,89	0,89	0,89	0,87	0,86	0,85	0,84	0,83	0,82	0,81	0,80	0,79	0,78	0,77	0,76	0,75	0,74	0,73	0,72	0,71	0,70	0,69	0,68	0,67	0,66	0,65	0,64	0,63	0,62

Sezione SPZ

COEFFICIENTI DI CORREZIONE c_1 IN RELAZIONE ALLA LUNGHEZZA DELLA CINGHIA

Lunghezza primitiva L_p (mm)	630	710	800	900	1010	1140	1270	1430	1600	1800	2030	2280	2540	2840	3170	3550
Coefficiente c_1	0,83	0,85	0,87	0,89	0,91	0,93	0,95	0,98	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14

7) DETERMINAZIONE DEL NUMERO DI CINGHIE « z » NECESSARIE PER LA TRASMISSIONE

$$z = \frac{N_b}{N_k}$$

dove:

N_b si determina come indicato al punto 1;

N_k si determina come indicato al punto 6.

N.B. - Il valore di « z », se risulta decimale, va arrotondato all'unità superiore.

8) SCELTA DELLE BUSSOLE DI BLOCCAGGIO TAPER-LOCK PER LE PULEGGE FENNER

Nelle tabelle 18 ÷ 21 sono riportate le dimensioni delle pulegge normalizzate FENNER ed il numero di riferimento delle bussole TAPER-LOCK relative.

Sulla base di questo riferimento le bussole TAPER-LOCK dovranno essere scelte con un diametro foro corrispondente a quello dell'albero della trasmissione in esame (v. tab. 24).

Il diametro dell'albero va indicato a fianco del numero di riferimento della bussola TAPER-LOCK.

Esempio di progetto con l'uso di un manuale del costruttore

Esempio di calcolo

Macchina	compressore a pistoni
Motore	Diesel
Velocità motore « n_1 »	1050 giri/1'
Velocità compressore « n_2 »	660 giri/1'
Potenza « N »	45 kW
Interasse « A »	circa 1125 mm
Funzionamento continuo	24 ore/giorno
∅ albero compressore	85 mm
∅ albero motore	70 mm

1) DETERMINAZIONE DELLA POTENZA DI CALCOLO N_b

$$N_b = N \cdot C_2 = 45 \cdot 1,4 = 63 \text{ kW}$$

$$C_2 = 1,4 \text{ (v. tab. 2)}$$

C_3 non è da considerare in questo caso.

2) SCELTA DELLA SEZIONE DELLA CINGHIA DA UTILIZZARE E DETERMINAZIONE APPROSSIMATA DEL NUMERO DI GOLE E DEL DIAMETRO PRIMITIVO « d_p » DELLA PULEGGIA PICCOLA

Nel diagramma A il punto corrispondente a $n_1 = 1050 \text{ giri/1'}$ e $N_b = 63 \text{ kW}$ si trova all'interno delle aree corrispondenti alle sezioni SPB e SPC.

Il punto è tuttavia più centrato rispetto all'area della sezione SPB. In questo caso sarà pertanto più conveniente adottare la sezione SPB.

Il diametro primitivo approssimato della puleggia piccola risulta « d_p » $\approx 290 \text{ mm}$ ed il numero delle gole uguale a circa 6.

- Motori a corrente alternata con momenti torcenti elevati
- Motori a corrente continua (commutazione in serie)
- Motori a combustione interna fino a 4 cilindri o sotto i 600 giri/1'

Funzionamento (ore/giorno)

fino
a 10

10 - 16

oltre
16

1,1

1,2

1,3

Trasmissioni medie

Gruppi generatori
Linee d'alberi
Macchinario per lavanderia (lavatrici centrifughe, umidificatrici)
Macchinario per stampa (rotative, offset, linotype)
Macchine utensili (torni, rettificatrici, trapani, fresatrici)
Presse, taglierine
Trasportatori a nastro (pesanti)
Ventilatori (potenze superiori a 7,5 kW)

1,2

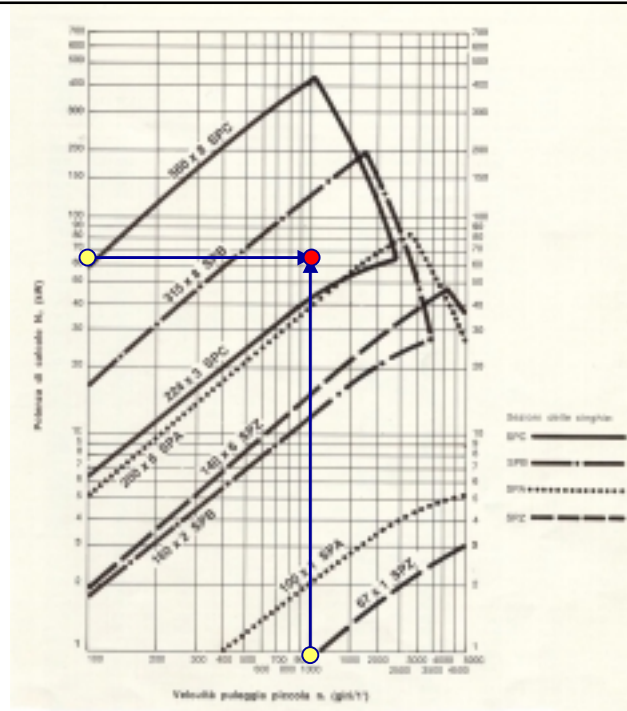
1,3

1,4

CDM - Cinghie trapezoidali

Diagrammi di selezione della sezione

Velocità = 1050 g/min
Potenza = 63 kW



CDM - Cinghie trapezoidali

Esempio di progetto con l'uso di un manuale del costruttore

3) DETERMINAZIONE DEL RAPPORTO DI TRASMISSIONE

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1050}{660} = 1,59$$

4) DETERMINAZIONE ESATTA DEL DIAMETRO PRIMITIVO DELLE PULEGGE, DELLA LUNGHEZZA « L_w » E DEL NUMERO DI RIFERIMENTO DELLA CINGHIA

Dalla tab. 17 relativa alla sezione SPB, in funzione del rapporto $i = 1,59$, dell'interasse $A = 1125$ mm, del diametro approssimato $d_w \approx 290$ mm, si determina:

- la scelta dei diametri primitivi esatti delle pulegge
 $d_w = 315$ mm
 $D_w = 500$ mm
- la scelta della lunghezza e del numero di riferimento delle cinghie da utilizzare
 $L_w = 3550$ mm.
 SPB 3550

5) INTERASSE "A")

Dalla tab. 17 si ricava $A = 1131$ mm, valore accettabile molto vicino a quello indicato in partenza $A = 1125$ mm.

6) DETERMINAZIONE DELLA POTENZA EFFETTIVA « N_E » TRASMISSIBILE DA UNA CINGHIA

$$N_E = (N_R + N_A) \cdot C_1 \cdot C_3 = (17,83 + 0,78) \cdot 0,97 \cdot 1,02 = 18,41 \text{ kW}$$

$C_3 = 1.02$ è ricavato dalla tab. 12 in funzione di $L_w = 3550$ mm.

Esempio di progetto con l'uso di un manuale del costruttore

Velocità della puleggia piccola n_1 (giri/1')					Velocità della cinghia n_2 (giri/1')
	160	170	180	190	
720	4,54	5,11	5,68	6,25	11,21
960	5,73	6,47	7,21	7,94	14,96
1440	7,85	8,89	9,93	10,96	19,95
2880	12,04	13,68	15,26	16,76	—
100	0,84	0,93	1,02	1,12	1,94
200	1,53	1,71	1,89	2,06	3,62
300	2,17	2,43	2,69	2,94	5,20
400	2,77	3,11	3,45	3,78	6,72
500	3,35	3,76	4,17	4,58	8,18
600	3,90	4,39	4,87	5,36	9,58
700	4,43	4,99	5,55	6,10	10,94
800	4,95	5,56	6,20	6,83	12,26
900	5,44	6,14	6,84	7,53	13,53
1000	5,92	6,69	7,45	8,21	14,75
1100	6,39	7,22	8,05	8,87	15,92
1200	6,83	7,73	8,62	9,50	17,06
1300	7,27	8,23	9,18	10,12	18,13
1400	7,69	8,71	9,72	10,71	19,15
1500	8,09	9,17	10,24	11,29	20,12
1600	8,48	9,62	10,74	11,84	21,04
1700	8,85	10,04	11,22	12,37	21,90
1800	9,21	10,45	11,68	12,88	22,70

TAB. 13 - POTENZA MODULARE - N_1 (kW) IN FUNZIONE DEL RAPPORTO DI TRASMISSIONE - i - E DELLA VELOCITÀ DELLA PULEGGIA PICCOLA - n_1 -

Rapporto di trasmissione i					Velocità n_1 (giri/1')
1,27	1,39	1,56	1,95	oltre	
1,38	1,57	1,94	3,38	3,39	720
0,40	0,47	0,53	0,58	0,62	960
0,54	0,63	0,71	0,78	0,82	1440
0,81	0,96	1,07	1,18	1,23	2880
1,62	1,90	2,14	2,33	2,46	100
0,06	0,07	0,07	0,08	0,09	200
0,11	0,13	0,15	0,16	0,17	300
0,17	0,20	0,22	0,24	0,26	400
0,22	0,26	0,30	0,32	0,34	500
0,28	0,33	0,37	0,40	0,43	600
0,34	0,40	0,44	0,48	0,51	700
0,39	0,46	0,52	0,57	0,60	800
0,45	0,53	0,59	0,65	0,68	900
0,51	0,59	0,67	0,73	0,77	1000
0,56	0,66	0,74	0,81	0,86	1100
0,62	0,73	0,82	0,89	0,94	1200
0,67	0,79	0,89	0,97	1,03	1300
0,73	0,86	0,96	1,05	1,11	1400
0,79	0,92	1,04	1,13	1,20	1500
0,84	0,99	1,11	1,21	1,28	1600
0,90	1,06	1,19	1,29	1,37	1700

Esempio di progetto con l'uso di un manuale del costruttore

$\frac{D_w - d_w}{A}$	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60
Arco di avvolgimento β (gradi)	160	177	174	171	169	166	163	160	157	154	151	148	145
C_1	1,00	0,99	0,99	0,98	0,97	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,93	0,92	0,91

Sezione SPB

TAB. 12 - COEFFICIENTE DI CORREZIONE « c_1 » IN RELAZIONE ALLA LUNGHEZZA DELLA CINGHIA

Lunghezza primitiva « L_d » (mm)	1260	1410	1560	1800	2020	2260	2540	2840	3170	3550	4060	4540	5070	5660	6340	7100	7990	9000
Coefficiente « c_1 »	0,85	0,87	0,89	0,91	0,93	0,94	0,96	0,98	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09	1,11	1,13	1,15	1,17

7) DETERMINAZIONE DEL NUMERO DI CINGHIE « z »
NECESSARIE PER LA TRASMISSIONE

$$z = \frac{N_a}{N_c} = \frac{63}{18,41} = 3,42 \text{ ossia } 4 \text{ cinghie}$$

8) SCELTA DELLE BUSSOLE DI BLOCCAGGIO TAPER-LOCK
PER LE PULEGGE FENNER

Nella tab. 20 è indicato:

- a) per la puleggia SPB 315/4 gola l'impiego della bussola TAPER-LOCK 3535;
- b) per la puleggia SPB 500/4 gola l'impiego della bussola TAPER-LOCK 3535.

Nella tabella 24 si osserva che la bussola 3535 prevede la possibilità di bloccare gli alberi $\varnothing 70$ e $\varnothing 85$ mm. Pertanto i riferimenti delle bussole TAPER-LOCK da impiegare saranno:

- a) 3535/70 per il bloccaggio della puleggia motrice SPB 315/4 gola sull'albero $\varnothing 70$ mm;
- b) 3535/85 per il bloccaggio della puleggia condotta SPB 500/4 gola sull'albero $\varnothing 85$ mm.

**DESIGNAZIONE DELLA TRASMISSIONE FENNER
PER L'ORDINAZIONE**

- n. 1 puleggia Fenner SPB 315 x 4
con bussola Taper-Lock 3535/70
- n. 1 puleggia Fenner SPB 500 x 4
con bussola Taper-Lock 3535/85
- n. 4 cinghie Fenner SPB 3550.