

Formulario di Elementi Costruttivi delle Macchine Elementi Costruttivi delle Trasmissioni di Potenza

Versione 5.5 (12/2015)

Questo “Formulario di Elementi Costruttivi delle Macchine e delle Trasmissioni di Potenza” costituisce una raccolta di schemi di riferimento, grafici e formule per le verifiche strutturali richieste nelle esercitazioni e nella verifica scritta dell’esame.

Esso non fornisce una trattazione esaustiva o accurata degli argomenti affrontati, quindi non può essere considerato come un testo di riferimento per la preparazione dell’esame. Il formulario è semplicemente una raccolta di formule, dati e suggerimenti allo studente, per la realizzazione dei progetti e delle relazioni di calcolo proposte durante il corso.

Sommario

Aspetti generali sulla resistenza e collegamenti di organi meccanici.....	3
Caratteristiche meccaniche di metalli per applicazioni costruttive.....	3
Relazioni Generali delle Trasmissioni di Potenza	4
Alberi di trasmissione	5
Reazioni vincolari e calcolo delle frecce negli alberi	5
Rigidità degli alberi	8
Sollecitazioni negli alberi	9
Dimensionamento statico di un albero	10
Verifica a fatica di un albero	10
Giunzioni, collegamenti e trasmissioni fra organi meccanici	12
Richiami di resistenza di bulloni e tratti filettati.....	14
Aspetti generali sulla capacità portante dei collegamenti.....	15
Collegamenti Albero-Mozzo.....	16
Accoppiamento albero-mozzo tramite linguetta.....	16
Accoppiamento spina-innesto.....	17
Accoppiamento Forcella-perno-asta (verifica perno)	18
Profili scanalati	20
Collegamento forzato albero-mozzo.....	20
Collegamento a morsa	22
Giunti fra alberi.....	23
Giunto a gusci.....	23
Giunto a dischi e collegamento flangiato	23
Manovella di estremità’	25
Contatti Hertziani	27
Perni di estremità e supporti striscianti	29
Calcolo della pressione massima di contatto	29
Verifica della pressione media di contatto per perni rotanti	30
Verifica ad usura	30

Verifica a riscaldamento per perni rotanti	31
Verifica per lubrificazione stabile	31
Cuscinetti volventi.....	32
Disposizione dei cuscinetti su di un albero.....	32
Durata richiesta.....	33
Scelta del tipo di cuscinetto	34
Durata	34
Calcolo del carico dinamico equivalente F_{eq} [N].....	38
Tabelle dei cuscinetti	40
Ruote dentate cilindriche a denti dritti	43
Dimensionamento secondo Lewis – resistenza a flessione della base del dente	43
Verifica della pressione specifica sul fianco del dente	45
Ruote dentate cilindriche a denti elicoidali	46
Dimensionamento secondo Lewis o di resistenza alla flessione alla base del dente	47
Verifica della pressione specifica sul fianco del dente	48
Cinghie di trasmissione	49
Geometria della trasmissione semplice:	49
Relazioni fondamentali nella trasmissione con cinghie.....	50
Calcolo dei tiri delle cinghie.....	50
Scelta delle cinghie trapezoidali	52
Azioni sull'albero	56
Dimensioni delle pulegge	56
Procedura di dimensionamento di una trasmissione a cinghia trapezoidale	56
Tabelle: Motori elettrici trifase isgev.....	57

ASPETTI GENERALI SULLA RESISTENZA E COLLEGAMENTI DI ORGANI MECCANICI

Caratteristiche meccaniche di metalli per applicazioni costruttive

Proprietà dell'Acciaio laminato

Materiale	Carico di rottura [MPa]	Carico di snervamento [MPa]	Allungamento A [%]
Fe 360 (S235)	≥360	≥235	22
Fe 430 (S275)	≥430	≥275	19
Fe 510 (S355)	≥510	≥355	16

Spessori fino a 16 mm

Caratteristiche Acciai da Bonifica

Gruppo di acciaio	Qualità di acciaio	Carico di rottura [MPa]	Carico di snervamento [MPa]	Allungamento A [%]
Non Legato	C 25	490-690	305-360	19-21
	C 30	540-780	325-440	17-20
	C 35	570-810	355-470	16-19
	C 40	590-840	370-490	15-18
	C 45	640-870	410-510	14-16
	C 50	690-900	440-540	13-15
	C 55	710-940	430-560	12-14
	C 60	740-980	450-590	11-13
Legato al Cr	41 Cr 4	740-1130	540-735	11-14
Legato al Cr-Mn	36 Cr Mn 5	740-1080	540-685	12-14
Legato al C-V	50 Cr V 4	830-1230	685-835	10-12
Legato al Cr-Mo	25 Cr Mo 4	690-1030	440-635	13-14
	30 Cr Mo 4	690-1080	420-685	12-15
	35 Cr Mo 4	690-1130	460-735	11-14
	42 Cr Mo 4	740-1230	510-835	10-13
Legato al Ni-Cr-Mo	40 Ni Cr Mo 2	740-1230	540-835	10-13
	38 Ni Cr Mo 3	740-1180	540-785	11-13
	40 Ni Cr Mo 7	780-1230	635-835	11-13
	30 Ni Cr Mo 12	880-1180	685-785	14
	34 Ni Cr Mo 16	980-1420	785-1030	9-11

Carico di rottura Ghisa Grigia

Designazione convenzionale	Carico di rottura provino unificato [MPa]	Caratteristiche dei getti [MPa]		
		d=15 s 3.5÷7.5	d=30 s ≥ 7.5÷15	d=60 s ≥ 15÷30
G 00 UNI 5007	-	-	-	-
G 10 UNI 5007	100	160	100	-
G 15 UNI 5007	150	210	150	130
G 20 UNI 5007	200	260	200	150
G 25 UNI 5007	250	310	250	210
G 30 UNI 5007	300	-	300	270
G 35 UNI 5007	350	-	350	320

d: diametro dei getti prevalentemente cilindrici [mm]

s: spessore di parete del getto [mm]

Proprietà della Ghisa a Grafite Sferoidale per Getti-UNI 4544

Designazione convenzionale	Carico di rottura [MPa]	Carico di snervamento [MPa]	Allungamento minimo [%]
----------------------------	-------------------------	-----------------------------	-------------------------

GS 370-17	370	230	17
GS 400-12	400	250	12
GS 500-7	500	320	7
GS 600-2	600	370	2
GS 700-2	700	440	2
GS 800-2	800	480	2

RELAZIONI GENERALI DELLE TRASMISSIONI DI POTENZA

Potenza trasmessa

$$P = M_t \omega$$

P: potenza

M_t : momento torcente

ω : velocità angolare

Velocità angolare

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

n: numero di giri al minuto

Rapporto di trasmissione

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

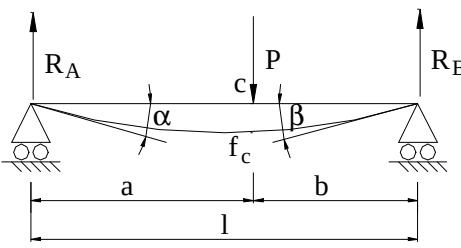
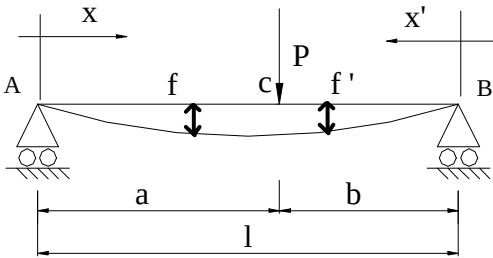
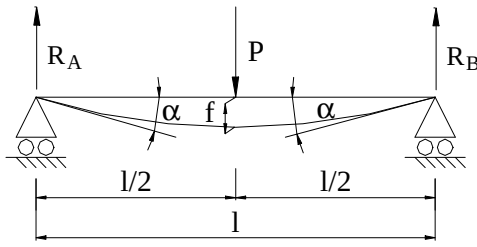
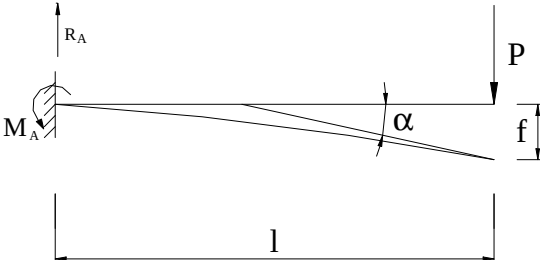
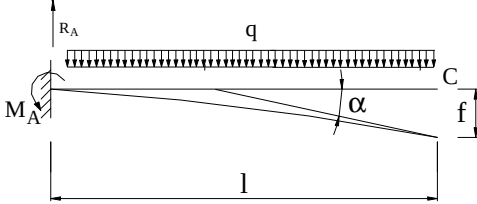
i: rapporto di trasmissione

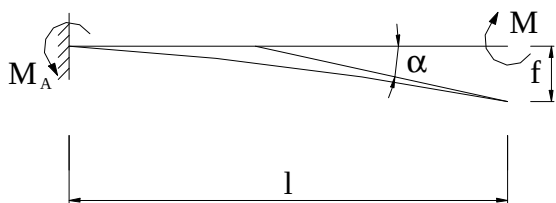
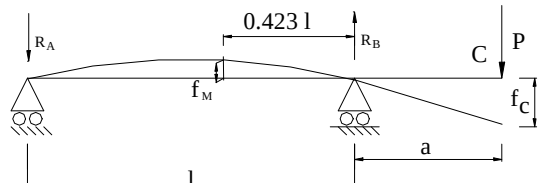
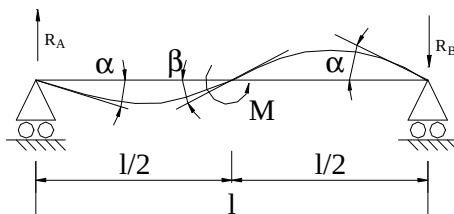
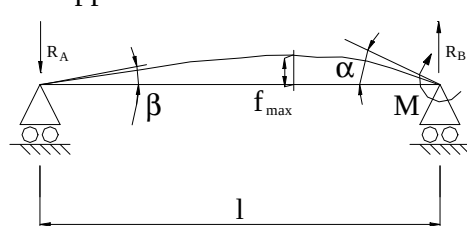
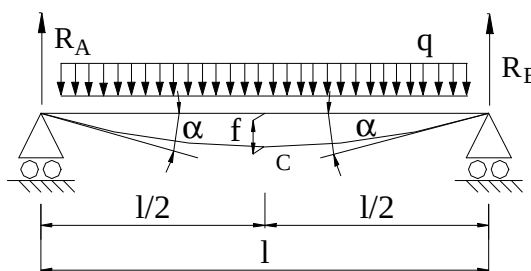
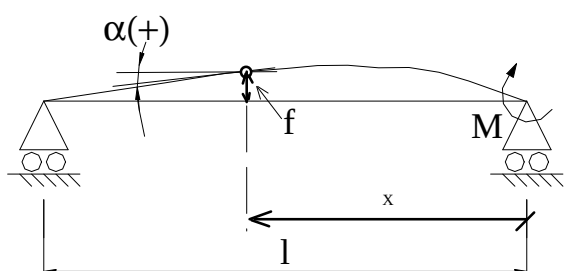
n_1 : numero di giri della ruota condotta

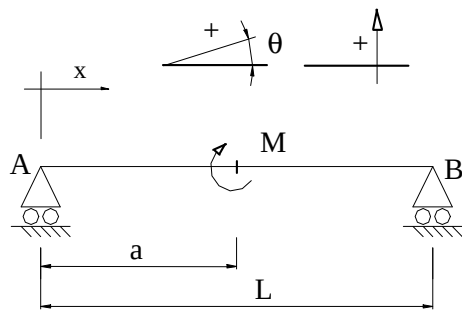
n_2 : numero di giri della ruota conduttrice

ALBERI DI TRASMISSIONE

Reazioni vincolari e calcolo delle frecce negli alberi

Carico concentrato in un punto intermedio C 	$R_A = \frac{Pb}{l}$ $R_B = \frac{Pa}{l}$	$f_c = \frac{1}{3} \frac{Pa^2 b^2}{EJl}$ $\alpha = \frac{Pb(l^2 - b^2)}{6EJl}$ $\beta = \frac{Pa(l^2 - a^2)}{6EJl}$
Carico concentrato in un punto intermedio C 	$AC: f = \frac{1}{6} \frac{Pa^2 b^2}{EJl} \left[2 \frac{x}{a} + \frac{x}{b} - \frac{x^3}{a^2 b} \right]$ $BC: f' = \frac{1}{6} \frac{Pa^2 b^2}{EJl} \left[2 \frac{x'}{b} + \frac{x'}{a} - \frac{x'^3}{ab^2} \right]$	
Carico concentrato in mezzeria 	$R_A = R_B = \frac{P}{2}$	$f = \frac{1}{48} \frac{Pl^3}{EJ}$ $\alpha = \frac{Pl^2}{16EJ}$
Carico applicato all'estremità 	$R_A = P$ $M_A = Pl$	$f_c = \frac{1}{3} \frac{Pl^3}{EJ}$ $\alpha = \frac{Pl^2}{2EJ}$
Carico uniformemente distribuito 	$R_A = ql$ $M_A = \frac{ql^2}{2}$	$f_c = \frac{1}{8} \frac{ql^4}{EJ}$

Coppia applicata all'estremità 	$M_A = M$	$f = \frac{1}{2} \frac{M l^2}{E J}$ $\alpha = \frac{M l}{E J}$
Carico concentrato all'estremità dello sbalzo 	$R_A = \frac{P a}{l}$ $R_B = \frac{P(a+l)}{l}$	$f_c = \frac{P}{E J} \frac{(l+a)a^2}{3}$ $f_M = \frac{P}{E J} \frac{l^2 a}{9\sqrt{3}}$
Coppia concentrata in mezzeria 	$R_A = \frac{M}{l}$ $R_B = \frac{M}{l}$	$\alpha = \frac{M l}{24 E J}$ $\beta = \frac{M l}{12 E J}$
Coppia concentrata all'estremità 	$R_A = \frac{M}{l}$ $R_B = \frac{M}{l}$	$f_c = \frac{M}{E J} \frac{l^2}{9\sqrt{3}}$ $\alpha = \frac{M l}{3 E J}$ $\beta = \frac{M l}{6 E J}$
Carico uniformemente distribuito 	$R_A = \frac{q l}{2}$ $R_B = \frac{q l}{2}$	$f_c = \frac{5}{384} \frac{q l^4}{E J}$
Coppia concentrata all'estremità 	$f = \frac{M}{E J L} \left[\frac{1}{6} x^3 - \frac{1}{2} L x^2 \right] + \frac{1}{3} \frac{M}{E J} L x$ $\phi = \frac{M}{E J L} \left[L x - \frac{1}{2} x^2 \right] - \frac{1}{3} \frac{M L}{E J}$	
Coppia concentrata in posizione intermedia		



$$\theta_A = \frac{-M}{6EJL} [2L^2 - 6aL + 3a^2]$$

$$\theta_B = \frac{M}{6EJL} [L^2 - 3a^2]$$

$$\theta_A(x) = \theta_A - \frac{M}{L} \frac{x^2}{2EJ} \quad 0 \leq x \leq a$$

$$\theta_A(x) = \theta_A - \frac{M}{L} \frac{x^2}{2EJ} + \frac{M}{EJ} (x-a) \quad x > a$$

$$f(x) = \theta_A x - \frac{M}{L} \frac{x^3}{6EJ} \quad 0 \leq x \leq a$$

$$f(x) = \theta_A x - \frac{M}{L} \frac{x^3}{6EJ} + \frac{M}{2EJ} (x-a)^2 \quad x > a$$

Rigidezza degli alberi

Ai fini di assicurare una adeguata rigidezza agli alberi posti in rotazione si devono adottare delle limitazioni alle deformazioni assolute o relative.

Frecce limiti

In mancanza di prescrizioni particolari, è consuetudine confrontare le frecce alla distanza fra gli appoggi. La seguente tabella distingue le freccia massima ammissibile in funzione del tipo di applicazione.

Freccia massima ammissibile: L: distanza fra gli appoggi			
Applicazioni grossolane	Applicazione comune	Riduttori	Macchine Utensili
$L/1000$	$L/2000$	$L/(3000-4000)$	$L/(5000-6000)$

Rotazione ruote dentate

Il valore della rotazione massima flessionale in corrispondenza di una ruota dentata a denti diritti deve essere inferiore o uguale a:

$$0.0005 \text{ rad} = 1,7'$$

Freccia ruote dentate

Il valore della freccia in corrispondenza di una ruota dentata a denti diritti di modulo pari a m deve essere inferiore o uguale a (modulo in mm):

$$\begin{array}{ll} 0.075 \text{ mm} & 1 < m < 3 \\ 0.125 \text{ mm} & 3 < m < 6 \\ 0.25 \text{ mm} & 6 < m \end{array}$$

Rigidezza torsionale

Il valore della rotazione relativa di due sezioni di un albero sollecitato a torsione deve essere inferiore a uguale a :

$$15'/\text{m} = 0.0044 \text{ rad/m}$$

Rotazioni ammissibili nei cuscinetti

Nella seguente tabella vengono riportate le rotazioni massime ammissibili in funzione del tipo di cuscinetto

	Cuscinetto rigido a sfere	Cuscinetto a rulli cilindrici	Cuscinetto a rulli conici	Cuscinetto orientabile a sfere
Rotazione limite	$10'$ $0,003 \text{ rad}$	$3'$ $0,0009 \text{ rad}$	$2'$ $0,0006 \text{ rad}$	$1.5^\circ-3^\circ$

Sollecitazioni negli alberi

Trazione

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{dove: } F = \text{forza; } A = \text{area della sezione}$$

Flessione semplice

$$\sigma = \frac{M_f}{J_f} y \quad \sigma_{\max} = \frac{M_f}{W_f}$$

dove: M_f momento flettente, J_f momento di inerzia flessionale della sezione, y distanza dall'asse di inflessione, $\sigma_{\max}$ tensione massima di flessione, W_f modulo di resistenza flessionale

sezione circolare (diametro d)	$J_f = \frac{\pi}{64} d^4$	$W_f = \frac{\pi}{32} d^3$
sezione rettangolare inflessa sull'altezza (altezza h e larghezza b)	$J_f = \frac{1}{12} b h^3$	$W_f = \frac{1}{6} b h^2$

Torsione e rigidezza torsionale

Sezione circolare

La sollecitazione di torsione in una sezione circolare piena sollecitata a torsione risulta:

$$\tau = \frac{M_t}{J_p} r \quad \tau_{\max} = \frac{M_t}{W_t}$$

dove: M_t momento torcente, J_p momento di inerzia polare della sezione, r distanza dall'asse di torsione, $\tau_{\max}$ tensione massima di torsione, W_t modulo di resistenza torsionale

sezione circolare (diametro d)	$J_p = \frac{\pi}{32} d^4$	$W_t = \frac{\pi}{16} d^3$
-----------------------------------	----------------------------	----------------------------

L'angolo di torsione θ fra due sezioni di un albero circolare sollecitato a torsione vale:

$$\theta = \frac{M_t L}{G J_p}$$

G : Modulo di rigidezza torsionale;

$G = E / (2(1+\nu))$ con ν coeff. di Poisson ed E modulo elastico. Per acciaio: $E = 206 \text{ GPa}$; $\nu = 0.3$.

L : distanza fra le sezioni

J_p : momento di inerzia polare della sezione

Sezione rettangolare

La tensione massima di taglio in una sezione rettangolare "bxt" con $b \gg t$ vale:

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{J_t} t$$

dove: b altezza sezione rettangolare, t spessore sezione rettangolare e $J_t = \frac{1}{3} b t^3$

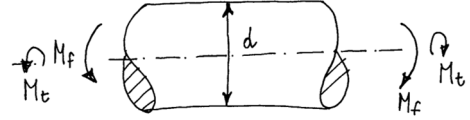
Angolo di torsione θ fra due sezioni di una trave a sezione rettangolare sollecitata a torsione:

$$\theta = \frac{M_t L}{G J_t}$$

Dimensionamento statico di un albero

Assegnata la tensione ammissibile σ_{adm} è possibile calcolare la dimensione minima di un albero a sezione circolare in modo da garantire la condizione di sicurezza imposta:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \frac{1}{\sigma_{adm}} \sqrt{4M_f^2 + 3M_t^2}}$$



Dove:

M_f Momento flettente applicato all'albero (da considerare come la somma vettoriale dei momenti agenti su più piani)

M_t Momento torcente

σ_{adm} tensione ammissibile

d diametro minimo dell'albero

In alternativa, è possibile calcolare il momento flettente ideale M_{id} , equivalente secondo Von Mises, alla contemporanea presenza di un momento flettente M_f e di un momento torcente M_t :

$$M_{id} = \sqrt{M_f^2 + \frac{3}{4}M_t^2}$$

e la relativa tensione ideale di flessione σ_{id} vale:

$$\sigma_{id} = \frac{M_{id}}{W_f}$$

dove W_f rappresenta il modulo di resistenza flessionale.

Verifica a fatica di un albero

Nell'ipotesi che il rapporto di sollecitazione sia pari a -1 , e che i fattori di influenza siano: la concentrazione delle tensioni, l'effetto dimensionale e quello della rugosità superficiale, il limite di fatica espresso in funzione della tensione nominale risulta

$$\sigma_{a,f} = \frac{\sigma_{a,liscio}}{K_d K_l K_f}$$

Dove: $\sigma_{a,f}$ ampiezza di tensione al limite di fatica del componente, $\sigma_{a,liscio}$ ampiezza di tensione al limite di fatica del provino liscio, K_d coeff. Relativo alla sezione, K_l coeff. Relativo allo stato superficiale mentre K_f è il coefficiente di riduzione della vita a fatica così esprimibile:

$$(K_f - 1) = q (K_t - 1) \quad q = \frac{1}{1 + \frac{a}{r}}$$

K_t coeff. Di concentrazione delle tensioni, q fattore di sensibilità all'intaglio, a costante del materiale desumibile da tabella, r raggio di raccordo intaglio (in favore di sicurezza $K_f = K_t$).

Parametro "a" per il calcolo della sensibilità all'intaglio

Carico di Rottura [MPa]	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700
a [mm]	0.42	0.33	0.265	0.212	0.175	0.145	0.117	0.094	0.077	0.065	0.057	0.05	0.043	0.038	0.034

Grafico per la stima del fattore dimensionale

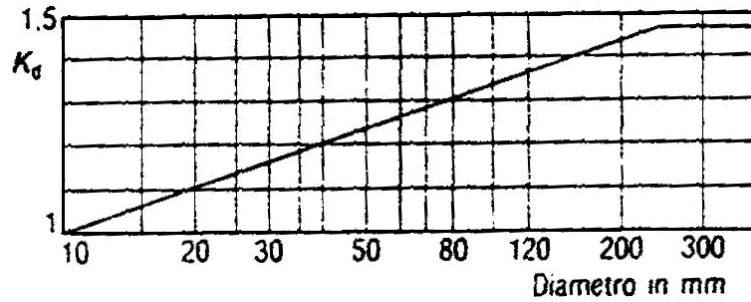
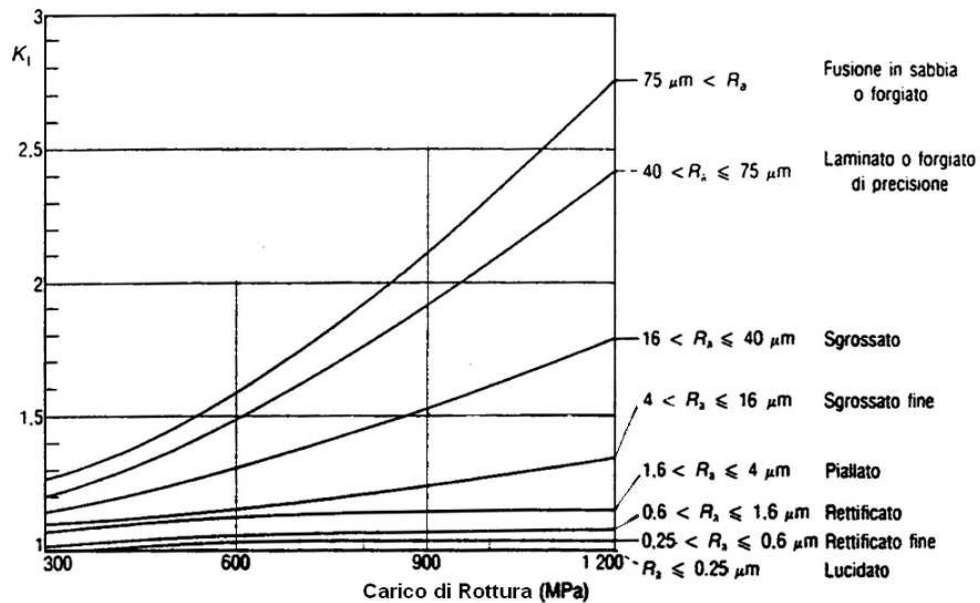
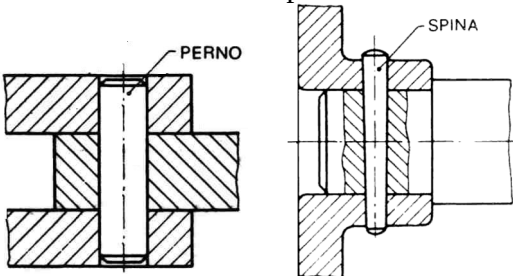
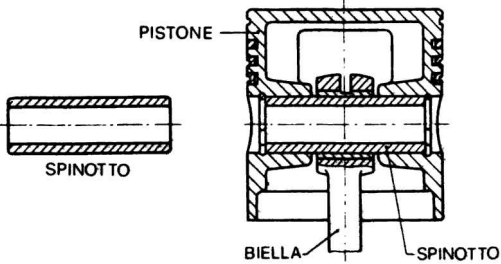
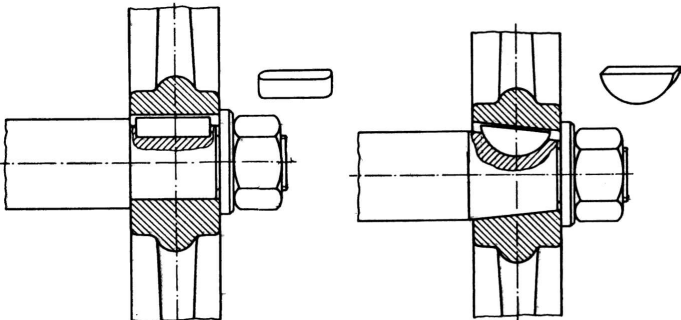
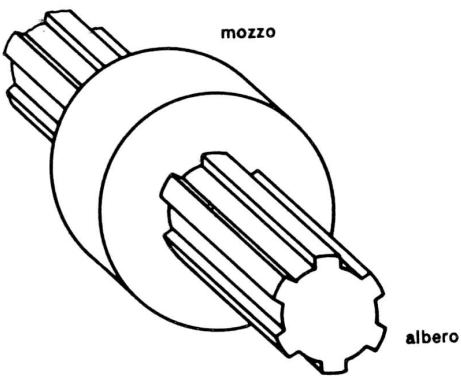


Grafico per la stima del fattore di influenza della rugosità superficiale

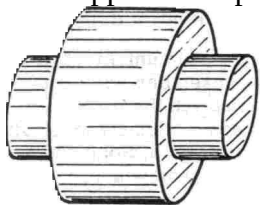


GIUNZIONI, COLLEGAMENTI E TRASMISSIONI FRA ORGANI MECCANICI.

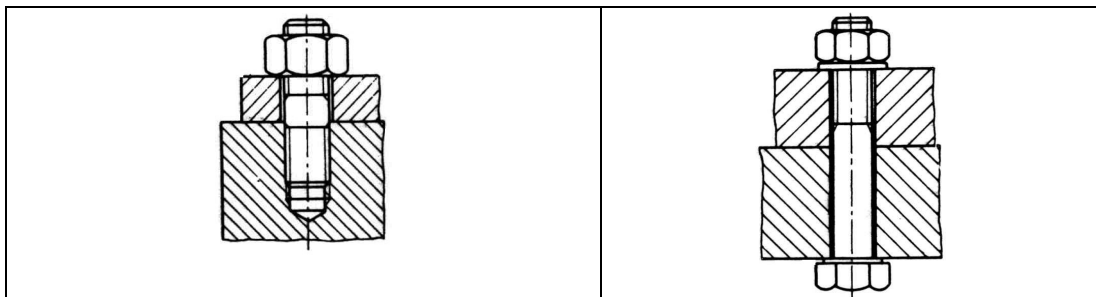
Accoppiamenti per forma:

Perni e spine 	Elementi cilindrici o tronco conici che collegano due parti in maniera amovibile. Vengono utilizzati anche come riferimenti nei posizionamenti relativi.
Spinotto 	Elemento cilindrico, spesso cavo che collega la biella con il pistone permettendone il moto relativo
Linguette 	Elementi prismatici che consentono un collegamento solidale e amovibile tra albero e mozzo
Profili scanalati, innesti dentati 	Sagomature dell'albero e del mozzo che consentono la trasmissione della coppia permettendo l'amovibilità della giunzione ed il movimento relativo assiale

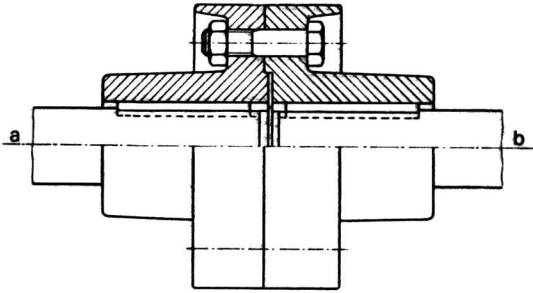
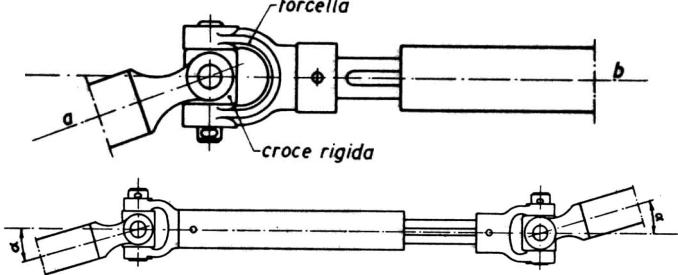
Accoppiamenti per attrito

Calettamento o accoppiamento per interferenza 	Collegamento forzato albero-mozzo che ne garantisce l'unione tramite l'attrito reciproco
--	---

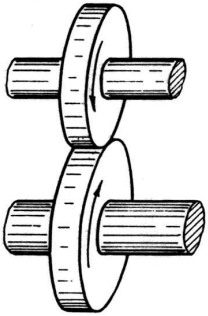
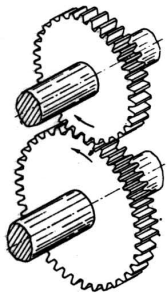
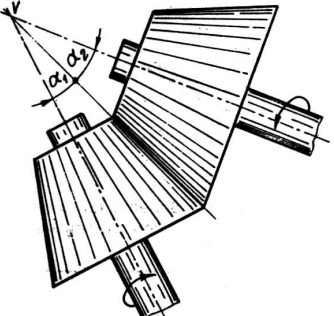
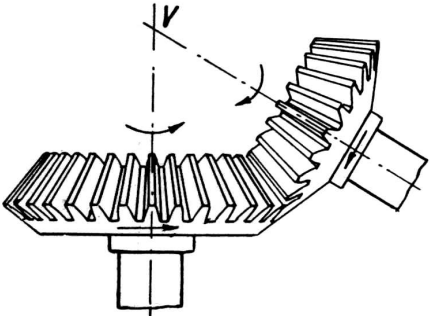
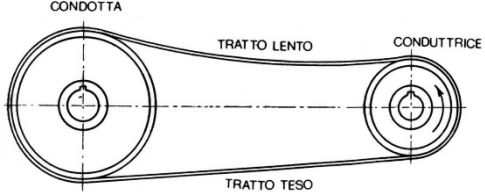
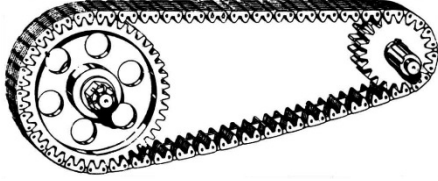
Accoppiamenti filettati



Giunti

	Collegamento di alberi coassiali
	Collegamenti di alberi sghembi (giunto cardanico singolo) o paralleli (doppio giunto cardanico)

Trasmissioni fra alberi

	Ad attrito	Per forma
Fra alberi vicini e paralleli	Ruote di frizione 	Ruote dentate cilindriche 
Fra alberi vicini sghembi	Ruote di frizione coniche 	Ruote dentate coniche 
Fra alberi lontani paralleli	Cinghie 	Cinghie dentate e catene 

Richiami di resistenza di bulloni e tratti filettati

Area resistente per viti a passo grosso

d [mm]	A _{res} [mm ²]
6	20.1
8	36.6
10	58
12	84
14	115
16	157
18	192
20	245
22	303
24	353
27	459
30	561

Carico di rottura e snervamento e tensioni ammissibili

classe	σ_R [MPa]	σ_s [MPa]	σ_{adm} [MPa]	τ_{adm} [MPa]
4.6	400	240	160	113
5.6	500	300	200	141
6.6	600	360	240	170
8.8	800	640	373	264
10.9	1000	900	467	330

Resistenza di progetto a trazione

$$f_{k,N} = \min (0.7 \sigma_R ; \sigma_s)$$

σ_R carico di rottura

σ_s carico di snervamento

Per EuroCODICE
$$N_s = \frac{0,7 \cdot \sigma_R \cdot A_{res}}{1,25}$$

Coppia di serraggio

$$T_s = 0.2 N_s d$$

Forza di serraggio

Per UNI
$$N_s = 0.8 f_{k,N} A_{res}$$

Aspetti generali sulla capacità portante dei collegamenti

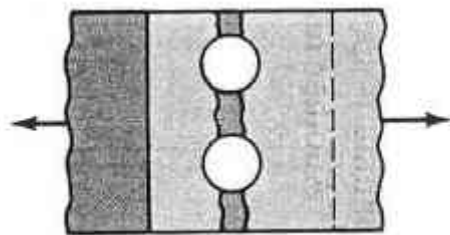
Il trasferimento del carico da un elemento all'altro può essere schematizzato, in termini generali, come un trasferimento per "forma" o per "attrito". Nel primo caso le forze scambiate fra i vari elementi sono prevalentemente perpendicolari alla superficie di contatto. Nel secondo caso, poichè ad ogni pressione normale può corrispondere anche una componente tangenziale alla superficie (il cui valore massimo dipende dal coefficiente di attrito), questa viene utilizzata per trasferire forze da un elemento all'altro.

Negli accoppiamenti per forma, nelle verifiche di resistenza, si deve garantire che nessuna delle parti degli elementi in contatto subisca delle "rottture" o deformazioni permanenti.

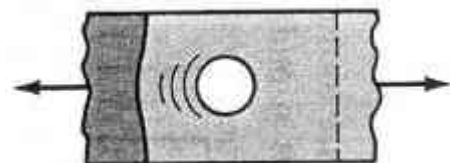
Considerando ad esempio una spina o un perno, si deve garantire l'integrità del perno a seguito delle sollecitazioni di flessione e/o taglio.



Inoltre si deve verificare la resistenza degli elementi da giuntare che devono resistere a trazione (e/o a flessione, torsione o quant'altro) nella sezione di giunzione così come in tutte le altre sezioni.



Infine si deve verificare l'entità delle pressioni di contatto



Nelle giunzioni che sfruttano l'attrito si deve verificare che la pressione imposta sia sufficiente a garantire la forza tangenziale richiesta.

Spesso nelle applicazioni reali sono, in misura diversa, presenti entrambi i meccanismi di trasferimento del carico, ma è prassi ingegneristica confidare solo sul meccanismo prevalente ed eseguire le verifiche come se uno solo dei sistemi fosse presente.

COLLEGAMENTI ALBERO-MOZZO

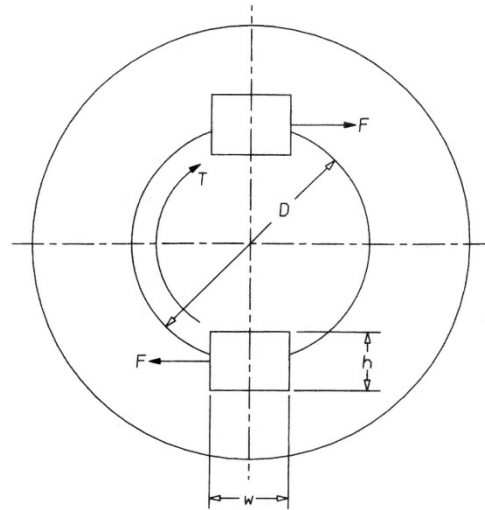
Accoppiamento albero-mozzo tramite linguetta

Coppia trasmessa: $T \cong \frac{FDn}{2}$

Tensione tangenziale media sulla linguetta: $\tau \cong \frac{F}{wL} = \frac{2T}{wLDn}$

Pressione di contatto: $p \cong \frac{2F}{hL} = \frac{4T}{hLDn}$

Dove: L lunghezza della linguetta
 w larghezza della linguetta
 h altezza della linguetta
 n numero di linguette
 T coppia torcente da trasmettere
 F forza totale per ciascuna linguetta



Verifica della pressione di contatto

$$p \leq \alpha p_{adm} = \alpha \frac{\sigma_{lim}}{\nu}$$

	σ_{lim}	ν
materiali duttili	σ_s	1.-1.5
materiali fragili	σ_R	1.3-2

Fattore di collaborazione α per la verifica a pressione di contatto

Componente	Materiale	Fattore di collaborazione α
Linguetta	Acciaio da costruzione, acciaio da bonifica	1,0
Albero	Acciaio a costruzione, acciaio da bonifica, acciaio cementato, ghisa GJS,	1,2
	Ghisa GJL	1,0
Mozzo	Acciaio a costruzione, acciaio da bonifica, acciaio cementato, ghisa GJS	1,5
	Ghisa GJL	2,0

Calcolo approssimato della tensione media sulla sezione del mozzo ridotta dalla sede della linguetta

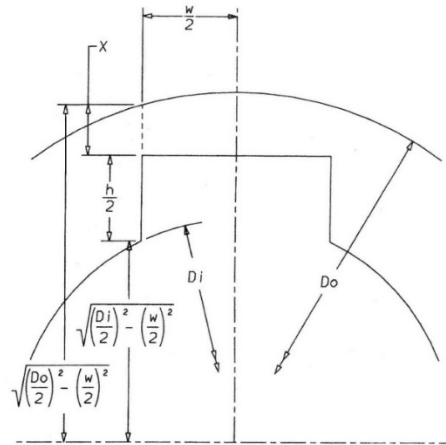
Tensione media: $\sigma \cong \frac{T}{LXYn}$

Dove: D_0 diametro esterno del mozzo
 D_i diametro esterno del mozzo
 Y braccio efficace della sezione resistente del mozzo

$$Y \cong \frac{2 D_i + h}{4}$$

X altezza efficace della sezione resistente del mozzo

$$X \cong \sqrt{\left(\frac{D_0}{2}\right)^2 - \left(\frac{w}{2}\right)^2} - \frac{h}{2} - \sqrt{\left(\frac{D_i}{2}\right)^2 - \left(\frac{w}{2}\right)^2}$$



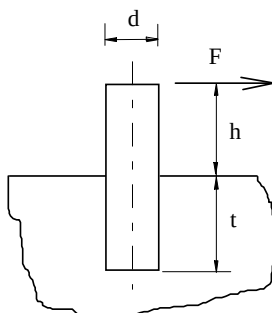
Accoppiamento spina-innesto

Verifica spina: Tensione tangenziale media: $\tau \cong \frac{F}{\pi/4 d^2} \leq \tau_{adm}$

Verifica spina: Tensione di flessione $\sigma \cong \frac{F \cdot h}{\pi/32 d^3} \leq \sigma_{adm}$

Verifica pressione contatto della spina e dell'innesto: Pressione di contatto

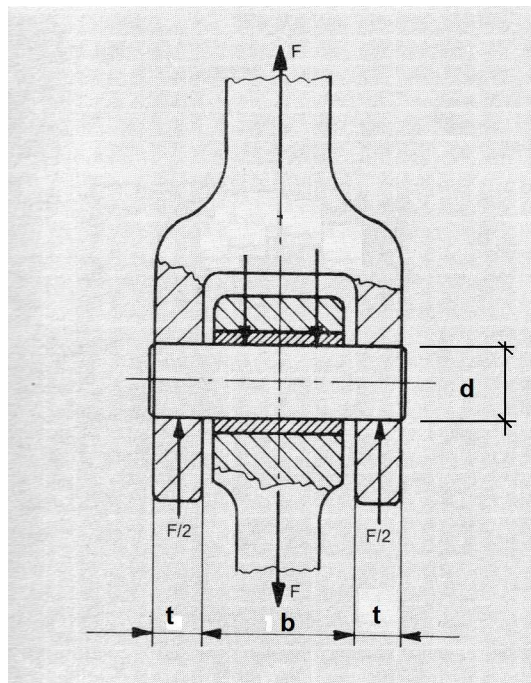
massima: $p \cong \frac{F(4 + 6 \cdot h/t)}{d t} \leq p_{adm}$



materiali componenti	ghisa GJL	ghisa GJS	S235	E295	E335	E360
p_{adm} [MPa]	70	84	91	126	140	154
materiali spine (R_m carico di rottura)	R_m 400	R_m 490 E295	R_m 590 E335	R_m 690 E360		
σ_{adm} [MPa]	77	112	133	147		
τ_{adm} [MPa]	56	70	84	98		

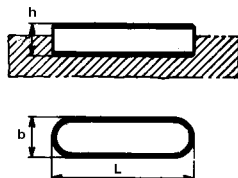
Accoppiamento Forcella-perno-asta (verifica perno)

forcella	asta	Tensione di flessione massima sul perno	Tensione media di taglio sul perno	Pressione di contatto con il perno
				forcella asta
Accoppiamento mobile	Accoppiamento mobile	$\sigma = \frac{(F/4) \cdot (t+b)}{\pi/32 d^3} \leq \sigma_{adm}$	$\tau \cong \frac{F/2}{\pi/4 d^2} \leq \tau_{adm}$	$p \cong \frac{F/2}{d t} \leq p_{adm} \quad p \cong \frac{F}{b d} \leq p_{adm}$
Accoppiamento fisso	Accoppiamento mobile	$\sigma = \frac{(F/12) \cdot b}{\pi/32 d^3} \leq \sigma_{adm}$		
Accoppiamento mobile	Accoppiamento fisso	$\sigma = \frac{(F/4) \cdot t}{\pi/32 d^3} \leq \sigma_{adm}$		

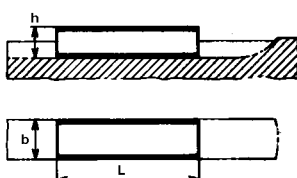


Linguette unificate

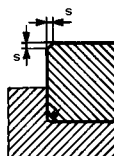
Arrotondate
(forma A)



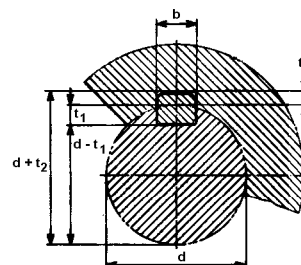
Diritte
(forma B)



Particolare
smussi ed arrotondamenti



Applicazione



Designazione:

Forma A: Linguetta A — b x h x / UNI 6604

Forma B: Linguetta B — b x h x / UNI 6604

Dimensioni in mm

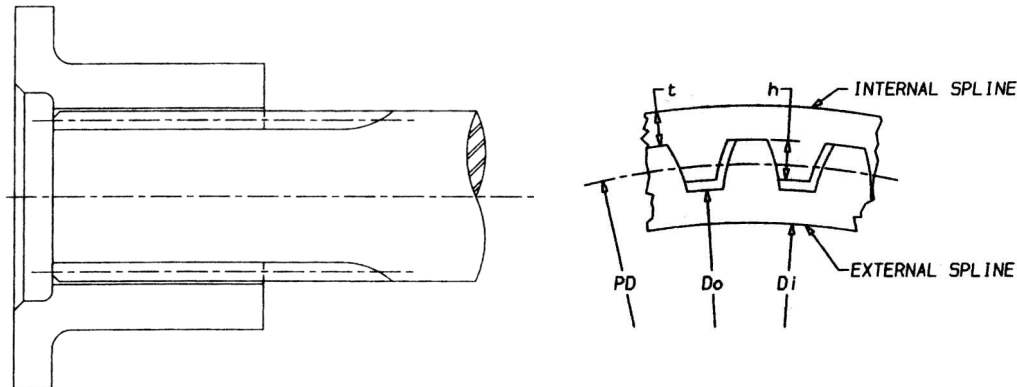
Campo di applicazione				LINGUETTA				CAVA											
				Sezione		Lunghezza	Smusso		Larghezza b					Profondità				Raggio di arrotond.	
Diametro albero d	Dimens. nomin. b x h	Tolleranza su		/ *	min				max	Dim. nom.	Tolleranza per accoppiamento libero			bloccato Albero e mozzo P9	Albero		Mozzo		
		b9	h			Albero H9	Mozzo D10	Albero N9			Mozzo js9	t1 nom.	t1 toll.		t2 nom.	t2 toll.	r min	r max	
da 6 a 8	2 x 2	0	0	da 6 a 20	0,16	0,25	2	+0,025	+0,060	-0,004	±0,012	-0,006	1,2	+0,1	1	+0,1	0,08	0,16	
sopra 8 » 10	3 x 3	-0,025	-0,025	» 6 » 36			3	0	+0,020	-0,029		-0,031	1,8		1,4				
» 10 » 12	4 x 4	0	0	» 8 » 45			4						2,5		1,8				
» 12 » 17	5 x 5	0	0	» 10 » 56	0,25	0,40	5	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	3	0	2,3	0	0,16	0,25	
» 17 » 22	6 x 6	-0,030	-0,030	» 14 » 70			6	0	+0,030	-0,030		-0,042	3,5		2,8				
» 22 » 30	8 x 7	0	0	» 18 » 90			8						4		3,3				
» 30 » 38	10 x 8	-0,036	-0,090	» 22 » 110	0,40	0,60	10	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	5	+0,2	3,3	+0,2	0,25	0,40	
» 38 » 44	12 x 8	0		0			» 28 » 140	12	0	+0,040	-0,036		-0,051		5				3,3
» 44 » 50	14 x 9	0		0			» 36 » 160	14							5,5				3,8
» 50 » 58	16 x 10	-0,043	-0,110	» 45 » 180	0,60	0,80	16	+0,043	+0,120	0	±0,021	-0,018	6	0	4,3	0	0,40	0,60	
» 58 » 65	18 x 11	0		0			» 50 » 200	18	0	+0,050	-0,043		-0,061		7				4,4
» 65 » 75	20 x 12	0		0			» 56 » 220	20							7,5				4,9
» 75 » 85	22 x 14	0	0	» 63 » 250	1,00	1,20	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022	9	+0,3	5,4	+0,3	1,2	1,6	
» 85 » 95	25 x 14	-0,052	-0,110	» 70 » 280			25	0	+0,065	-0,052		-0,074	9		5,4				
» 95 » 110	28 x 16	0	0	» 80 » 320			28						10		6,4				
» 110 » 130	32 x 18	0	-0,130	» 90 » 360	1,60	2,00	32						11	0	7,4	0	2,0	2,5	
» 130 » 150	36 x 20	0		0			» 100 » 400	36	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026		12				8,4
» 150 » 170	40 x 22	-0,062		-0,130			» 110 » 400	40	0	+0,080	-0,062		-0,088		13				9,4
» 170 » 200	45 x 25	0	0	» 125 » 400	2,50	3,00	45						15	+0,3	10,4	+0,3	1,2	1,6	
» 200 » 230	50 x 28	0	0	» 140 » 400			50						17		11,4				
» 230 » 260	56 x 32	0	0	» 160 » 400			56						20		12,4				
» 260 » 290	63 x 32	0	0	» 180 » 400	2,50	3,00	63	+0,074	+0,220	0	±0,037	-0,032	20	0	12,4	0	1,2	1,6	
» 290 » 330	70 x 36	-0,074	-0,160	» 200 » 400			70	0	+0,100	-0,074		-0,106	22		14,4				
» 330 » 380	80 x 40	0	0	» 220 » 400			80						25		15,4				
» 380 » 440	90 x 45	0	0	» 250 » 400	2,50	3,00	90	+0,087	+0,260	0	±0,043	-0,037	28	+0,3	17,4	+0,3	1,2	1,6	
» 440 » 500	100 x 50	-0,087	-0,160	» 280 » 400			100	0	+0,120	-0,087		-0,124	31		19,5				

* Lunghezze / unificate: 6 - 8 - 10 - 12 - 14 - 16 - 18 - 20 - 22 - 25 - 28 - 32 - 36 - 40 - 45 - 50 - 56 - 63 - 70 - 80 - 90 - 100 - 110 - 125 - 140 - 160 - 180 - 200 - 220 - 250 - 280 - 320 - 360 - 400.
Tolleranze su /: per / sino a 28 mm, 0 mm per la linguetta e +0,2 mm per la cava; per / oltre 28 sino a 80 mm, 0 mm per la linguetta e +0,3 mm per la cava; per / oltre 80 mm, -0,5 mm per la linguetta e -0,5 mm per la cava.

- 1 - Per esigenze più restrittive, in luogo della zona di tolleranza D10 può essere impiegata quella H9.
- 2 - In caso di particolari esigenze le forme A e B possono anche essere combinate: un'estremità diritta e l'altra arrotondata. In tale caso il simbolo della forma è C.
- 3 - Per linguette con fori e smussi di imbocco vedere tabella UNI 6605.

Profili scanalati

Le problematiche presenti negli accoppiamenti tramite linguetta si presentano, in prima approssimazione, anche nei profili scanalati.



Nel caso di denti a sezione rettangolare la pressione di contatto risulta

$$\text{Pressione di contatto: } \sigma \cong \frac{2T}{h L P_D n}$$

Tensione tangenziale media sul dente: dipende dalla geometria del dente; se il dente è di sezione rettangolare si usa la stessa formula della linguetta. A volte, per denti “snelli” può essere critica anche la tensione dovuta alla flessione del dente stesso.

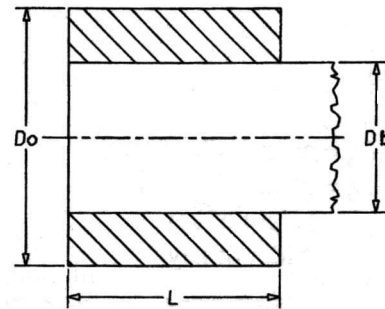
Collegamento forzato albero-mozzo

La coppia viene trasmessa tangenzialmente, per attrito. La coppia massima dipende dalla pressione imposta durante il calettamento. Il valore minimo della pressione risulta:

$$P_{\min} \cong \frac{2T}{\pi D_b^2 L \mu}$$

Dove:

- T coppia torcente da trasmettere
- L larghezza del mozzo
- D_b diametro dell'albero
- μ coefficiente d'attrito



Per garantire tale pressione minima si deve imporre un'interferenza diametrale “i” minima, tra albero e mozzo pari a:

$$i_{\min} = \frac{2p_{\min} D_b}{E(1-\beta^2)} + i_c \quad \text{con} \quad i_c = \frac{3+\nu}{16} \frac{\delta}{E} \omega^2 D_b D_0^2$$

- dove: E modulo di elasticità del materiale
- β rapporto tra diametro dell'albero e diametro esterno del mozzo (D_b/D_0)
- i_c incremento necessario in presenza di elevate velocità di rotazione
- E, ν modulo elastico e coefficiente di Poisson del materiale
- δ densità del materiale
- ω velocità di rotazione in rad/sec.

Il valore massimo dell'interferenza definisce la pressione massima di interfaccia:

$$p_{\max} = i_{\max} \frac{E(1-\beta^2)}{2D_b}$$

da cui la forza massima di forzamento è: $F_{\max} = \mu p_{\max} \pi D_b L$

e lo stato tensionale sul mozzo, va verificato nel caso di velocità di rotazione nulla, e risulta:

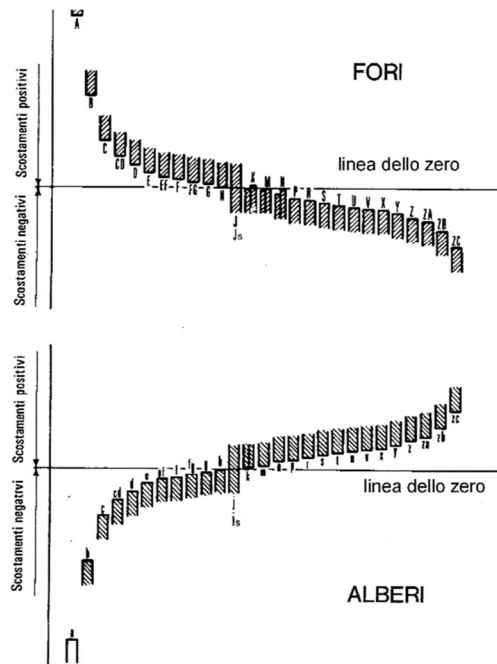
$$\sigma_r = -p_{\max}; \quad \sigma_t = p_{\max} \frac{1+\beta^2}{1-\beta^2}; \quad \sigma_{\text{id, Guest}} = \frac{2 p_{\max}}{1-\beta^2}$$

Scelta tolleranze d'accoppiamento

VALORI NUMERICI DELLE TOLLERANZE FONDAMENTALI																		
Gruppi di dimensioni		Valori in μm																
		Corrispondenti unità di tolleranza i																
		Qualità																
mm	mm	IT 01	IT 0	IT 1	IT 2	IT 3	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 9	IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14	IT 15
da 1 a 3	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400
sopra 3 a 6	6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480
sopra 6 a 10	10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580
sopra 10 a 18	18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700
sopra 18 a 30	30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840
sopra 30 a 50	50	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200
sopra 50 a 80	80	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400
sopra 80 a 120	120	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600
sopra 120 a 180	180	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850
sopra 180 a 250	250	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100
sopra 250 a 315	315	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300
sopra 315 a 400	400	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500
sopra 400 a 500	500	5	8	12	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700

Valori numerici delle tolleranze fondamentali

- Posizioni delle tolleranze. Ogni posizione è definita in base allo scostamento fondamentale che di volta in volta è quello inferiore o superiore; nella figura ogni rettangolo è chiuso con il lato a tratto grosso dalla parte dello scostamento fondamentale. L'altro lato, quello mancante, è determinato dalla qualità IT della tolleranza.



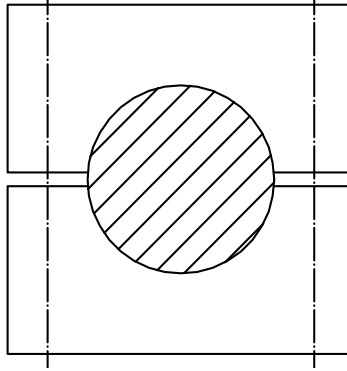
Scostamento fondamentale per alberi [μm]

	c	d	f	g	h	k	n	p	s	u
0-3	-0.060	-0.020	-0.006	-0.002	0	0	+0.004	+0.006	+0.014	+0.018
3-6	-0.070	-0.030	-0.010	-0.004	0	+0.001	+0.008	+0.012	+0.019	+0.023
6-10	-0.080	-0.040	-0.013	-0.005	0	+0.001	+0.010	+0.015	+0.023	+0.028
10-14	-0.095	-0.050	-0.016	-0.006	0	+0.001	+0.012	+0.018	+0.028	+0.033
14-18	-0.095	-0.050	-0.016	-0.006	0	+0.001	+0.012	+0.018	+0.028	+0.033
18-24	-0.110	-0.065	-0.020	-0.007	0	+0.002	+0.015	+0.022	+0.035	+0.041
24-30	-0.110	-0.065	-0.020	-0.007	0	+0.002	+0.015	+0.022	+0.035	+0.048
30-40	-0.120	-0.080	-0.025	-0.009	0	+0.002	+0.017	+0.026	+0.043	+0.060
40-50	-0.130	-0.080	-0.025	-0.009	0	+0.002	+0.017	+0.026	+0.043	+0.070
50-65	-0.140	-0.100	-0.030	-0.010	0	+0.002	+0.020	+0.032	+0.053	+0.087
65-80	-0.150	-0.100	-0.030	-0.010	0	+0.002	+0.020	+0.032	+0.059	+0.102
80-100	-0.170	-0.120	-0.036	-0.012	0	+0.003	+0.023	+0.037	+0.071	+0.124
100-120	-0.180	-0.120	-0.036	-0.012	0	+0.003	+0.023	+0.037	+0.079	+0.144
120-140	-0.200	-0.145	-0.043	-0.014	0	+0.003	+0.027	+0.043	+0.092	+0.170
140-160	-0.210	-0.145	-0.043	-0.014	0	+0.003	+0.027	+0.043	+0.100	+0.190
160-180	-0.230	-0.145	-0.043	-0.014	0	+0.003	+0.027	+0.043	+0.108	+0.210
180-200	-0.240	-0.170	-0.050	-0.015	0	+0.004	+0.031	+0.050	+0.122	+0.236
200-225	-0.260	-0.170	-0.050	-0.015	0	+0.004	+0.031	+0.050	+0.130	+0.258
225-250	-0.280	-0.170	-0.050	-0.015	0	+0.004	+0.031	+0.050	+0.140	+0.284
250-280	-0.300	-0.190	-0.056	-0.017	0	+0.004	+0.034	+0.056	+0.158	+0.315
280-315	-0.330	-0.190	-0.056	-0.017	0	+0.004	+0.034	+0.056	+0.170	+0.350
315-355	-0.360	-0.210	-0.062	-0.018	0	+0.004	+0.037	+0.062	+0.190	+0.390
355-400	-0.400	-0.210	-0.062	-0.018	0	+0.004	+0.037	+0.062	+0.208	+0.435

Collegamento a morsa

Se il mozzo è composto da due gusci serrati sull'albero, la forza totale di serraggio deve essere:

$$F \cong \frac{2T}{\pi D_b \mu} \text{ che induce una pressione media di contatto: } p \cong \frac{2T}{\pi D_b^2 L \mu}$$

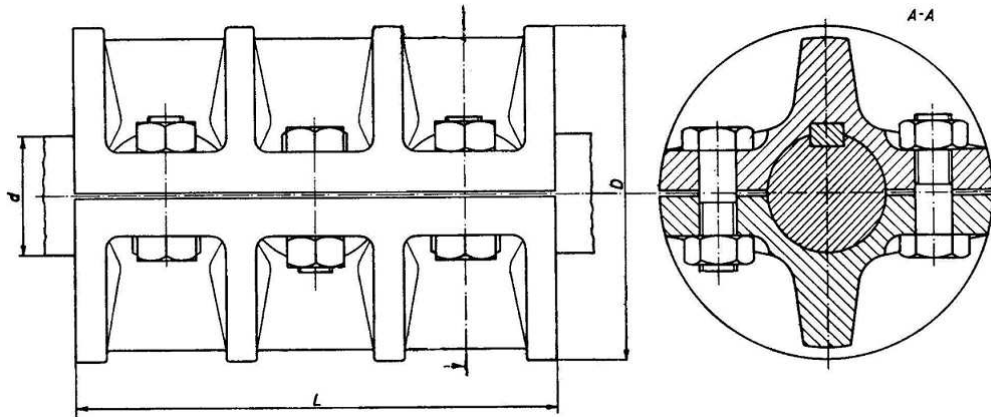


Considerazioni sul coefficiente d'attrito

In collegamenti del tipo albero-mozzo il coefficiente d'attrito statico effettivamente presente è difficilmente valutabile e può essere estremamente variabile. Si consiglia di utilizzare i valori di 0.15 o 0.2 per contatti acciaio-acciaio rispettivamente “unti” o “secchi”.

GIUNTI FRA ALBERI

Giunto a gusci



Se si desidera che il collegamento funzioni ad attrito (la linguetta riportata in figura sia stata posizionata solo per sicurezza) si deve predisporre un adeguato serraggio. La forza di serraggio totale deve essere:

$$F_{\text{tot}} = \frac{4 T}{\pi \mu d}$$

dove: T coppia da trasmettere
 μ coefficiente d'attrito
d diametro dell'albero

la forza di serraggio del singolo bullone deve essere pari alla forza totale diviso per il numero di bulloni.

Giunto a dischi e collegamento flangiato

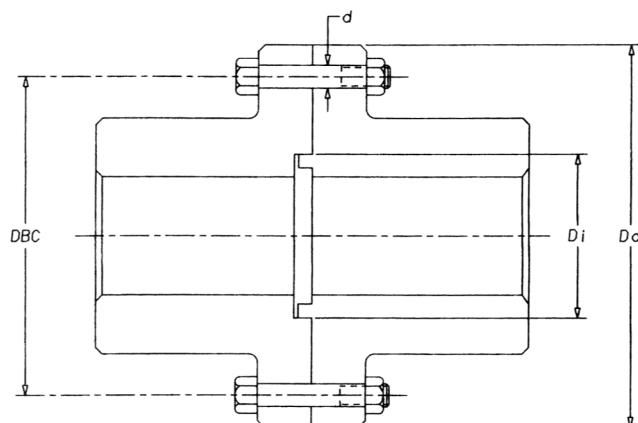
Coppia trasmissibile da un collegamento flangiato: $T \cong (F n) \mu R_f$

Dove:

T coppia torcente trasmissibile
F forza di serraggio del singolo bullone
n numero di bulloni
 μ coefficiente di attrito fra le facce della flangia
 R_f raggio efficace d'attrito (in ipotesi di pressione uniforme sulla corona circolare di contatto fra le due flange)

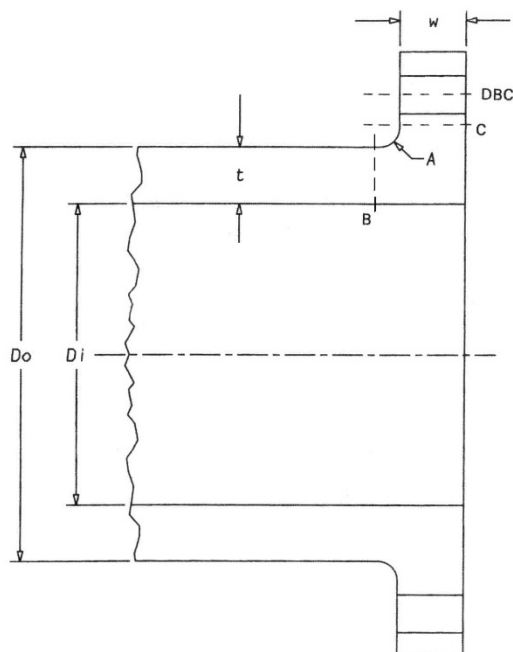
$$R_f = \frac{2}{3} \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right)$$

R_i raggio interno della superficie di contatto
 R_o raggio esterno della superficie di contatto



Stato tensionale sulla flangia:

Oltre alle verifiche relative alla possibilità di trasmettere il carico, la flangia deve essere verificata dal punto di vista resistenziale. In particolare, se l'albero è sollecitato sia torsionalmente che flessionalmente, devono essere investigate le sezioni "B" e "C" di figura. Si ricorda che, particolarmente nei casi in cui la flangia sia sollecitata flessionalmente, la variazione di carico legata alla rotazione della flangia induce dei carichi affaticanti che possono essere particolarmente critici per l'effetto d'intaglio indicato in figura come "A".



Considerazioni generali sui giunti rigidi a dischi.

Indipendentemente dalle verifiche resistenziali o deformative, è prassi progettuale seguire alcune proporzioni di massima nella definizione dei giunti rigidi a dischi. Si riportano tali indicazioni di massima, ricordando che non sono comunque vincolanti per l'efficienza del giunto:

$$D \approx 2.4d + 120\text{mm}$$

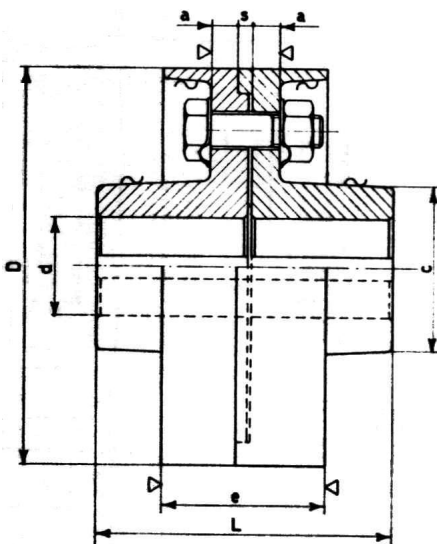
$$L \approx 0.2d + 50\text{mm} \div 3d$$

$$a \approx 0.2d + 15\text{mm} \div 0.3d$$

$$s \approx 0.1d + 2\text{mm}$$

$$c \approx 1.8d + 10\text{mm}$$

$$e \approx 1.2d + 20\text{mm} \div 1.8d$$



Diam. albero d mm	Dischi					Bulloni		Massa ≈ kg
	D mm	L mm	a mm	c mm	e mm	Diam. mm	Num.	
35	170	125	22	80	60	12	4	—
40	190	150	23	90	70	12	4	—
45	190	150	24	100	75	12	4	—
50	225	175	25	110	80	16	4	—
55	225	175	26	120	85	16	4	—
60	260	200	27	130	90	20	4	43
65	270	210	28	140	100	20	4	48
70	290	220	29	150	105	20	4	56
75	300	240	30	160	110	20	4	64
80	310	250	31	170	115	24	4	72
85	320	260	32	180	120	24	4	78
90	340	270	33	180	130	24	4	85
95	350	290	34	190	135	24	4	92
100	360	300	35	200	140	24	6	100
105	370	310	36	210	145	24	6	110
110	390	320	37	220	150	30	6	120
120	410	350	39	240	165	30	6	132
130	430	370	41	260	180	30	6	150
140	450	400	43	270	190	30	8	165
150	470	420	45	290	200	30	8	190
160	500	450	47	310	210	30	8	215
170	520	470	49	320	220	36	8	245
180	550	500	51	350	230	36	8	275
190	570	520	53	360	250	36	8	310
200	600	550	55	380	260	42	10	345

MANOVELLA DI ESTREMITÀ'

E' usata nelle macchine monocilindriche (pompe, compressori) ed era usata in passato nelle motrici a vapore, ora abbandonate.

Analisi delle forze

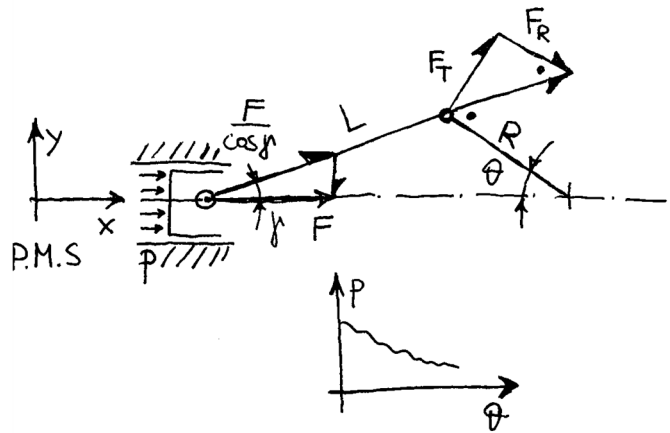
Si considera una manovella rotante a bassa velocità in modo da poter trascurare le forze inerziali. Si suppone che sia noto l'andamento della pressione sul pistone

$$L \sin \gamma = R \sin \theta$$

$$F = \frac{\pi}{4} d_p^2 p$$

$$F_R = \frac{F}{\cos \gamma} \cos(\gamma + \theta)$$

$$F_T = \frac{F}{\cos \gamma} \sin(\gamma + \theta)$$



Dove:

θ angolo di manovella
 γ angolo formato dalla biella rispetto all'asse del manovellismo

L lunghezza della biella

R lunghezza della manovella

d_p diametro del pistone (alesaggio)

p pressione dei gas assegnata in funzione dell'angolo di manovella

F forza esplicata dai gas sul pistone

F_R forza in direzione radiale applicata alla manovella

F_T forza in direzione tangenziale applicata alla manovella

Si dimensionano:

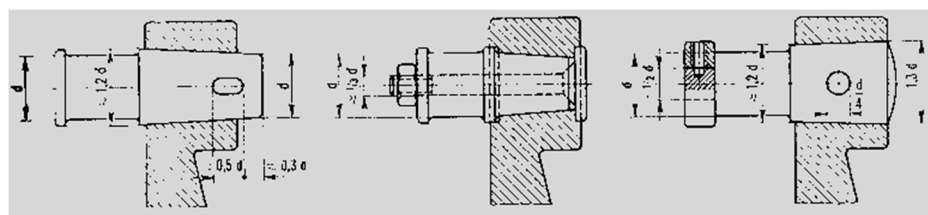
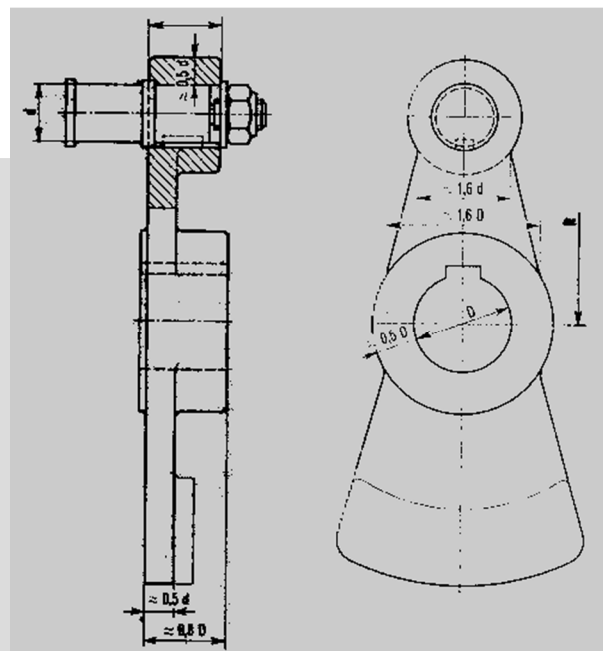
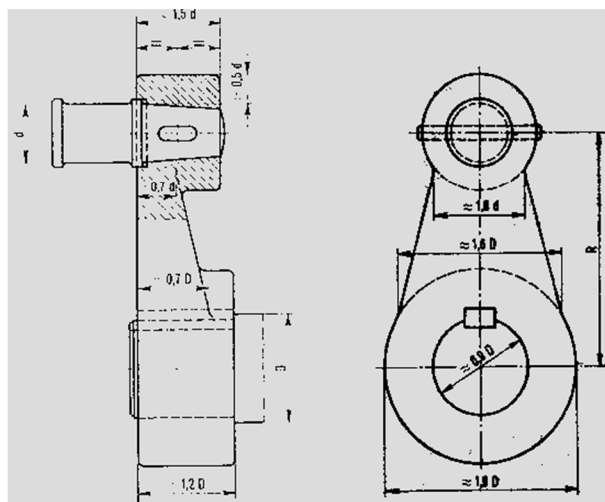
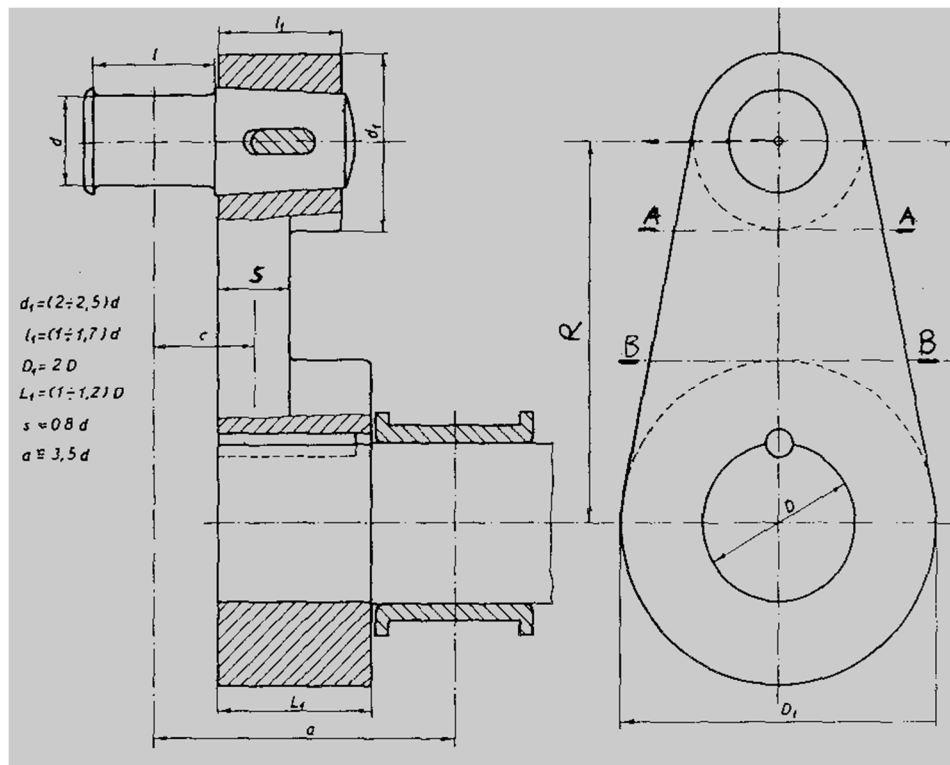
perno ed albero con le equazioni sopra riportate. Assegnato il diagramma delle pressioni in funzione dell'angolo di manovella, si dovrà far riferimento alla condizione più sfavorevole.

Le proporzioni geometriche della manovella vengono dedotte con regole pratiche.

Si verificano:

Le sezioni del braccio sotto il bottone di manovella e sopra il mozzo (sez. A-A e B-B). Tali sezioni sono sollecitate a flessione, torsione, taglio e sforzo normale. Se viene assegnato il diagramma delle pressioni in funzione dell'angolo di manovella, si dovrà far riferimento alla condizione più sfavorevole.

Esempi di geometrie e dettagli di manovelle di estremità



CONTATTI HERTZIANI

Corpi a contatto, con area di contatto teorica nulla

E : modulo elastico

ν : coeff. di Poisson

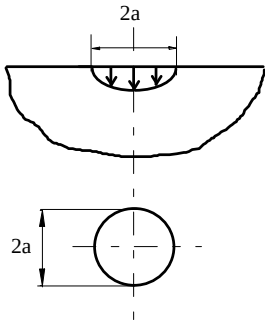
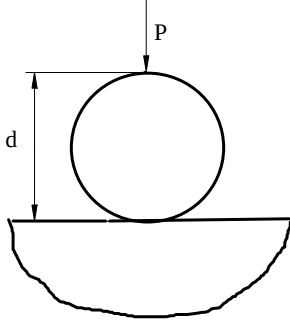
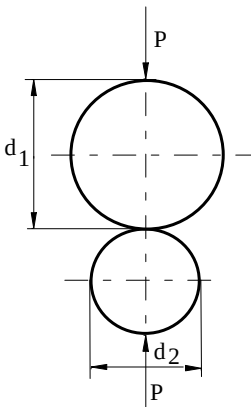
d : diametro

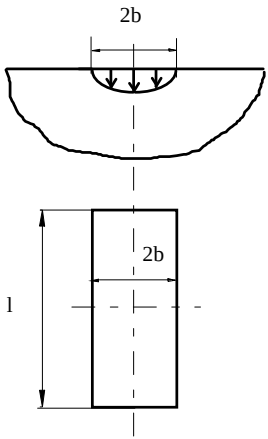
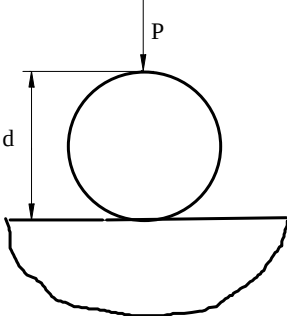
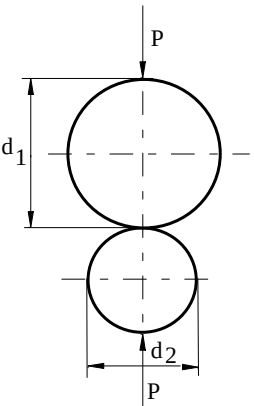
L : lunghezza generatrice cilindro

z : posizione del massimo della tensione di Guest sotto la superficie

$$C = 2 \frac{1-\nu^2}{E} \text{ nel caso di materiali uguali;}$$

$$C = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \text{ nel caso di materiali diversi (con pedici relativi ai due elementi);}$$

 Area di contatto circolare di raggio a	Sfera su piano 	Sfera su sfera 
Raggio area di contatto	$a = \sqrt[3]{\frac{3}{8} P d C}$	$a = \sqrt[3]{\frac{3}{8} P \frac{C}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}}$
Pressione massima	$p_{\max} = 1.5 \cdot p_{\text{media}} = 1.5 \frac{P}{\pi a^2}$	
Posizione picco della tensione di Guest	$\zeta_0 = \frac{z}{a} = 0.429$	
Massima tensione di Guest	$\sigma_{\max} = 0.982 \cdot p_{\text{media}} = 0.982 \frac{P}{\pi a^2}$	

 Area di contatto rettangolare $2b \cdot l$	Cilindro su piano 	Cilindro su cilindro 
Larghezza di contatto	$b = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \sqrt{\frac{P}{L}} d C$	$b = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \sqrt{\frac{P}{L} \frac{C}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}}$
Pressione massima	$p_{\max} = \frac{4}{\pi} \cdot p_{\text{media}} = \frac{4}{\pi} \frac{P}{2 b L}$	
Posizione picco della tensione di Guest	$\zeta_0 = \frac{z}{b} = 0.489$	
Massima tensione di Guest	$\sigma_{\max, \text{Guest}} = 0.801 \cdot p_{\text{media}} = 0.801 \frac{P}{2 b L}$	

PERNI DI ESTREMITÀ E SUPPORTI STRISCIANTI

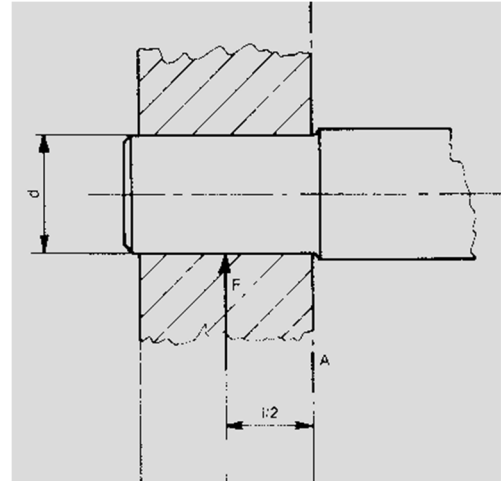
Deve essere garantita la condizione di resistenza meccanica nonché, nel caso di rotazione, anche il buon funzionamento del cuscinetto a strisciamento.

Verifica di resistenza meccanica
Fissato il rapporto l/d (vedi tabella)

$$d = \sqrt{\frac{5 F l}{\sigma_{adm} d}}$$

Dove:

F Forza agente sul perno in direzione radiale (da considerare come la somma vettoriale delle forze agenti su più piani)
 σ_{adm} tensione ammissibile
 d diametro minimo del perno
 l lunghezza del perno



I valori medi più frequenti per l/d in base all'impiego sono:

Campo automobilistico	$l/d = 0.5 \div 1$
Motori elettrici	$0.8 \div 1.2$
Macchine a vapore	$1 \div 1.2$
Trasmissioni	$1.2 \div 1.5$
Apparecchi di sollevamento	$1.2 \div 1.5$
Macchine utensili	$1.2 \div 2$

Quanto maggiore è il diametro del perno, tanto più è rigido e si tende ai valori inferiori di l/d

Calcolo della pressione massima di contatto

La pressione massima di contatto può essere stimata con le equazioni di Hertz in funzione del giuoco relativo ψ . Come regola generale si faccia riferimento ai seguenti valori di ψ :

	Perni veloci	Perni lenti
Poco caricati	0.2-0.3 %	0.07-0.12 %
Molto caricati	0.15-0.25 %	0.03-0.06 %

Definita la pressione media sul perno:

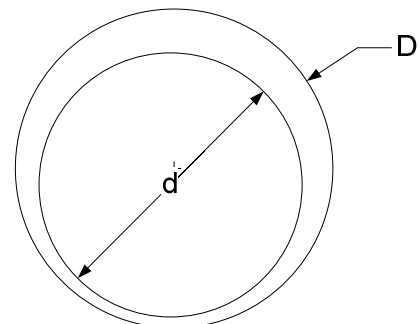
$$p = \frac{F}{dl}$$

la pressione massima di contatto vale:

$$p_{max} = 0.59 \sqrt{E} \sqrt{p \psi}$$

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)$$

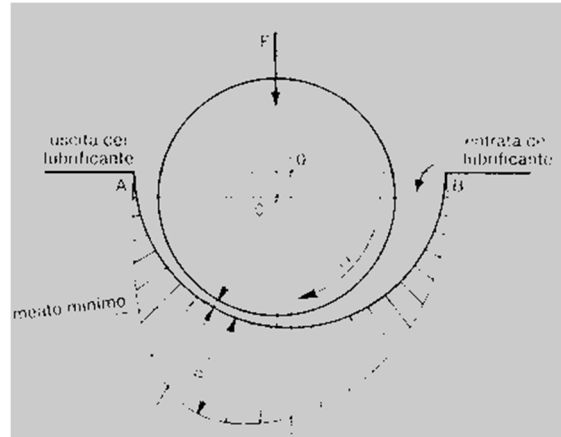
Dove



F	Forza agente sul perno in direzione radiale (da considerare come la somma vettoriale delle forze agenti su più piani)
p	pressione media sul perno
E ₁ , E ₂	moduli di elasticità dei due materiali
d	diametro del perno
D	diametro del cuscinetto
ψ	giuoco relativo pari a (D-d)/d

valori orientativi del modulo di elasticità :

acciaio:	206000 MPa
bronzo:	75000 MPa
metallo bianco:	60000 MPa



Verifica della pressione media di contatto per perni rotanti

Verifica semplificata di capacità portante:

$$p = \frac{F}{dl} \leq p_{adm} \quad \text{dove: } p_{adm} \text{ pressione ammissibile}$$

Verifica ad usura

In alternativa o in aggiunta all'indice w di può usare il prodotto della pressione per la velocità periferica del perno con indice della propensione all'usura in condizioni di attrito secco:

$$p v \leq (pv)_{adm}$$

p pressione media
 v velocità periferica del perno
 (pv)_{adm} valore ammissibile del prodotto pv

Valori ammissibili della pressione media e del prodotto pv per **perni portanti**

Applicazione e velocità [m/s]	Materiale del cuscinetto	P _{amm} [N/mm ²]	Pv [N m/ (mm ² s)]
Trasmissioni; pompe rotative; v<6	Antifrizione	1,5÷2	2÷3,5
Turbomacchine; v<60	Antifrizione	0,5÷2	20÷25
Macchine utensili	Antifrizione o bronzo	3÷9	4÷8
Apparecchi di sollevamento	Bronzo	7÷13	12÷20
Motori elettrici; elettrodomestici	Antifrizione	0,5÷1	10÷20
Motori (a benzina) per auto			
- spinotto – piede di biella	Bronzo	25÷30 *	
- testa di biella - manovella	Antifrizione o bronzo	4÷10 *	90÷150 *
- cuscinetti di banco	Antifrizione o bronzo	9÷15 *	90÷150 *
Motori (Diesel) per autocarri			
- spinotto – piede di biella	Bronzo	25÷60 *	
- testa di biella - manovella	Antifrizione o bronzo	4÷6 *	130÷150 *
- cuscinetti di banco	Antifrizione o bronzo	4÷15 *	40÷140 *

* calcolati in base alla pressione massima in condizioni di regime

Valori ammissibili della pressione media per **perni reggi spinta**

Tipologia/geometria e velocità [m/s]	Materiale del cuscinetto	P _{amm} [N/mm ²]
Anulari; v<10	Antifrizione o bronzo	0,4÷0,8
	Antifrizione o bronzo (attrito limite)	< 7
Serie di collari	Bronzo	0,2÷0,9
Segmenti inclinati fini	Antifrizione	1÷3
Segmenti orientabili; v<60	Antifrizione	2÷5

Verifica a riscaldamento per perni rotanti

Il riscaldamento non deve essere elevato per non danneggiare il lubrificante. La verifica si compie per mezzo della formula pratica:

$$w = \frac{F n}{l} \leq w_{adm}$$

w indice di riscaldamento
 w_{adm} valore ammissibile dell'indice di riscaldamento
 n numero di giri al minuto
 F forza totale sul cuscinetto [N]
 l lunghezza del perno [mm]

I valori dalle unità di misura di w dipendono da quelle assunte per le singole grandezze sopra elencate.

Valori ammissibili del parametro W per velocità fino a 5 m/s: $W = \frac{F n}{l} \leq W_{amm}$

Condizione di funzionamento	Valori di $W \left[\frac{N}{mm} \frac{giri}{min} \right]$
Lavorazione grossolana, lubrificazione scarsa, aria calma	15 000 ÷ 20 000
Lavorazione accurata, lubrificazione abbondante, aria calma	30 000 ÷ 40 000
Lavorazione accurata, lubrificazione abbondante, aria mossa	60 000 ÷ 70 000
Lavorazione accurata, lubrificazione abbondante, aria molto mossa	100 000 ÷ 200 000
Lavorazione accurata, lubrificazione forzata con raffreddamento artificiale	150 000 ÷ 300 000

Verifica per lubrificazione stabile

Per avere una lubrificazione stabile, senza entrare ne merito del dimensionamento idrodinamico del cuscinetto, si può verificare se:

$$\frac{\mu N}{p} \geq 1.7 \cdot 10^{-6}$$

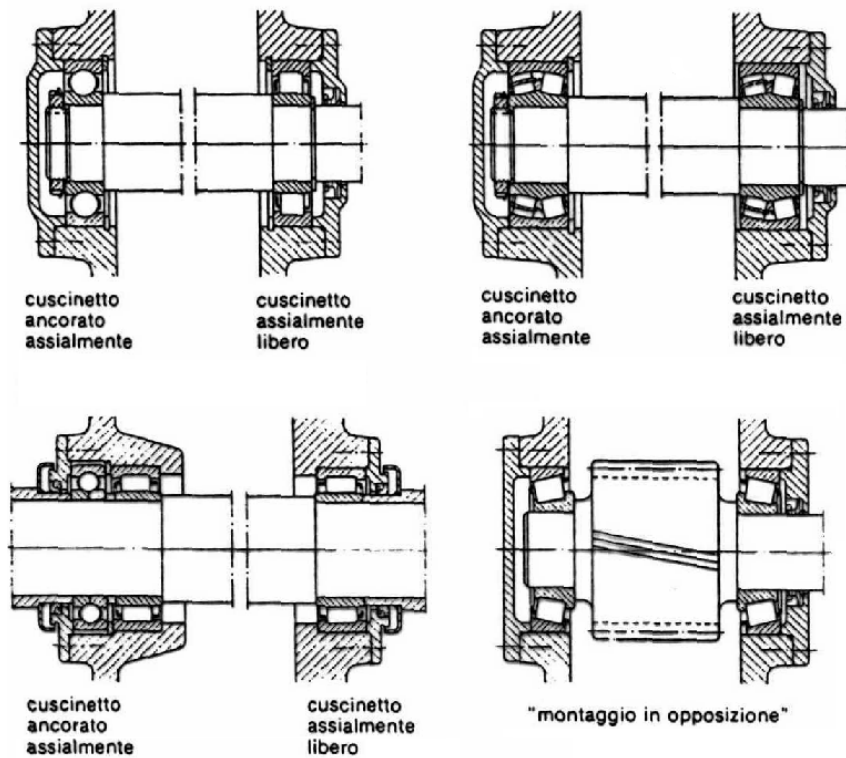
p pressione media di contatto [Pa]
 μ viscosità dinamica [Pa·s]
 N numero di giri al secondo [s]

I valori dalle unità di misura di w dipendono da quelle assunte per le singole grandezze sopra elencate.

CUSCINETTI VOLVENTI

Disposizione dei cuscinetti su di un albero

Per gli alberi su due appoggi si usano normalmente una delle seguenti configurazioni: un cuscinetto bloccato assialmente più un cuscinetto assialmente libero; due cuscinetti obliqui montati in opposizione



Il cuscinetto bloccato assialmente deve avere entrambi gli anelli bloccati: l'anello interno sull'albero, l'anello esterno nella sede sul supporto fisso della macchina. Il cuscinetto assialmente libero ha un solo anello bloccato, il movimento assiale è consentito fra corpi volventi e pista o fra anello libero e sua sede.

I cuscinetti montati in opposizione hanno entrambi gli anelli bloccati, ma da un solo lato, opposto per i due anelli.

Durata richiesta

A seconda del tipo d'applicazione cui sarà destinata la macchina all'interno della quale si dispongono i cuscinetti, si indicano in questo prospetto le durate di base richieste per i cuscinetti:

Tipo di macchina	L_{10h} – ore di funzionamento
Apparecchiatura d'uso domestico, macchine agricole, strumenti, attrezzature mediche	Da 300 a 3000
Macchine destinate a funzionare per brevi periodi o ad intermittenza; dispositivi elettrici manuali, paranchi d'officina, macchine per l'edilizia	Da 3.000 a 8.000
Macchine destinate a funzionare con alta affidabilità operativa, per brevi periodi o ad intermittenza; Montacarichi, gru per collettame o dispositivi di imbragatura di fusti, balle, ecc.	Da 8.000 a 12.000
Macchine destinate a funzionare per 8 ore al giorno, ma non sempre pienamente utilizzate; gruppi di comando ad ingranaggi per impieghi generali, motori elettrici per le industrie, frantoi rotanti.	Da 10.000 a 25.000
Macchine destinate a funzionare per 8 ore al giorno e pienamente utilizzate: macchine utensili, macchine per la lavorazione del legno, macchine varie per l'industria, gru per merci, nastri trasportatori, soffianti per ventilatori, ecc.	Da 20.000 a 30.000
Macchine a funzionamento continuo per 24 ore al giorno: riduttori per laminatoi, macchine elettriche di medie dimensioni, compressori, montacarichi, pompe, ecc.	Da 40.000 a 60.000
Macchine idrauliche, forni rotanti, impianti di propulsione per imbarcazioni	Da 60.000 a 100.000
Macchine destinate a funzionare con alta affidabilità operativa per 24 ore al giorno: Macchine elettriche di grandi dimensioni, generatori di forza motrice, pompe e ventilatori per miniere, ecc.	Circa 100.000

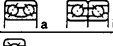
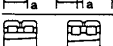
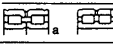
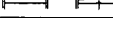
Tipo di veicolo	Milioni di chilometri
Veicoli stradali	
Autovetture	0.3
Autocarri autobus	0.6
Veicoli ferro-tramviari	
Carri merci.	1.5
Veicoli per traffico locale, tramvie	2
Carrozze per treni viaggiatori	4
Automotrici per traffico su lunghi percorsi	Da 4 a 6
Locomotive elettriche e diesel per traffico su lunghi percorsi	Da 5 a 8

Scelta del tipo di cuscinetto

Si può fare riferimento al seguente schema per la scelta dei cuscinetti più adatti al tipo di carico cui è sottoposto un albero:

La presente matrice dà solo una indicazione di massima e pertanto per ogni singolo caso è necessario fare una scelta più accurata riferendosi a quanto detto nelle pagine precedenti o alle informazioni particolareggiate esistenti nel testo che precede le sezioni tabellari. Quando sono indicate una accanto all'altra diverse esecuzioni di un certo tipo di cuscinetto, l'informazione relativa è contrassegnata con la stessa lettera utilizzata per identificare la singola esecuzione.

Simboli:
 ++ adattissimo
 + molto adatto
 - meno adatto
 -- non adatto
 → in un solo senso
 ↔ in entrambi i sensi

Tipi di cuscinetto		Caratteristiche Attitudine del cuscinetto per												
		carico puramente radiale	carico puramente assiale	carico combinato	momento ribaltante	alta velocità	elevata precisione di rotazione	rigidezza elevata	silenziosità	basso attrito	compensazione dei disallineamenti in funzionamento	compensazione degli errori di allineamento (iniziali)	sistemi di vincolo assiale	sistemi di vincolo assiale
Cuscinetti radiali a sfere		-	↔	+	-	+	+	-	+	+	-	-	-	-
Cuscinetti orientabili a sfere		-	↑	+	+	+	+	-	+	+	-	-	-	-
Cuscinetti obliqui a sfere		+	-	-	-	+	+	+	+	+	-	-	+	-
(sistemazione ad "O")		-	↑	+	-	-	-	+	+	+	-	-	+	-
Cuscinetti a quattro contatti		-	↑	+	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
Cuscinetti a rulli cilindrici		-	-	-	-	+	+	+	+	+	-	-	+	+
		+	↑	+	+	+	+	+	+	+	-	-	+	+
Cuscinetti a rulli cilindrici a pieno riempimento		+	↑	+	+	+	+	+	+	+	-	-	+	+
		+	↑	+	+	+	+	+	+	+	-	-	+	+
Cuscinetti a rullini		-	-	-	-	+	+	+	+	+	-	-	+	+
Cuscinetti orientabili a rulli		-	↑	+	+	+	+	+	+	+	-	-	+	+
Cuscinetti a rulli conici		-	↑	+	+	+	+	+	+	+	-	-	+	+
(sistemazione ad "X")		-	↑	+	+	+	+	+	+	+	-	-	+	+

Coefficiente di carico statico C_0 [N]

Impiegato per i cuscinetti aventi velocità di rotazione ridottissime, oppure normalmente in rotazione ma soggetti a forti urti. E' il carico sotto l'azione del quale la deformazione permanente totale indotta nei corpi volventi e nelle piste è pari a 1/10000 del diametro dei corpi volventi.

Coefficiente di carico dinamico C [N]

E' il carico sotto l'azione del quale il 90 % dei cuscinetti del campione raggiunge e supera una durata teorica di 1 milione di giri prima che compaiano segni di danneggiamento. Esso è tabulato nei cataloghi dei produttori ed è valido fino a temperature di 120°C.

Durata

Si intende per durata il numero di giri o il numero di ore di funzionamento, ad una velocità angolare costante data, che il 90% dei cuscinetti di un campione significativo di cuscinetti fra loro uguali raggiunge prima che compaiano segni di danneggiamento delle piste o dei corpi volventi.

Formula della durata

Il calcolo della durata dei cuscinetti si fa in base ad una formula che lega coefficiente di carico dinamico C , carico che agisce sul cuscinetto e pendenza della curva di fatica per quel tipo di cuscinetto. Poiché sul cuscinetto possono agire carichi sia radiali sia assiali, a seconda del tipo di cuscinetto si calcola il carico che tiene conto della combinazione dei due; questo carico è detto carico dinamico equivalente e si indica con F [N].

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F} \right)^p \text{ in milioni di giri}$$

L'esponente p è pari a 3 per i cuscinetti a sfere e 10/3 per quelli a rulli.

Esistono tabelle che danno il fattore di correzione del coefficiente c_t in funzione della temperatura di funzionamento.

Temperatura del Cuscinetto (°C)	150	200	250	300
Fattore relativo alla Temperatura c_t	1,00	0,90	0,75	0,60

Il calcolo della durata dovrà essere effettuato con il valore $C \cdot c_t$ che considera l'effetto della temperatura.

$$L_{10} = \left(\frac{C c_t}{F} \right)^p \text{ in milioni di giri}$$

In genere si preferisce esprimere la durata come ore di funzionamento se è noto il numero di giri n al minuto:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{n \cdot 60} \left(\frac{C}{F} \right)^p$$

(n è in giri/min).

Formula della durata corretta

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{23} \left(\frac{C}{F} \right)^p$$

n indica in valore assoluto la differenza fra l'affidabilità richiesta e l'affidabilità del 100%;
Il coefficiente a_1 relativo all'affidabilità è tabulato secondo il grado di affidabilità richiesto:

coefficiente di affidabilità	
Affidabilità %	a_1
90	1
95	0.62
96	0.53
97	0.44
98	0.33
99	0.21

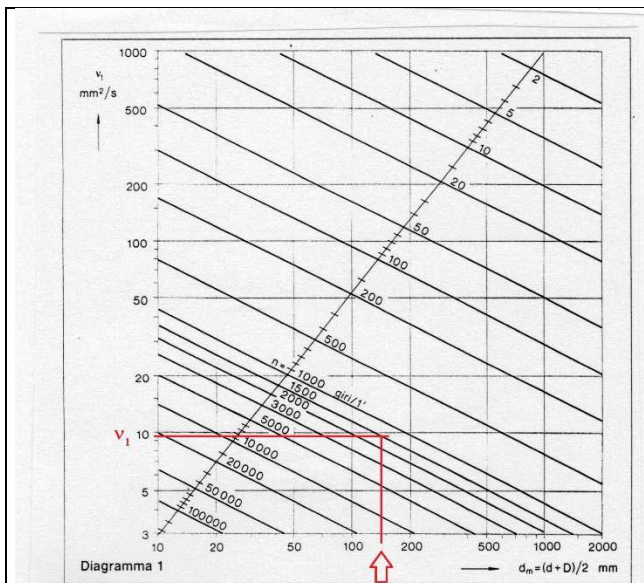
Il coefficiente a_{23} tiene conto del materiale e delle condizioni di funzionamento e dipende dalle caratteristiche di viscosità del lubrificante attraverso il rapporto di viscosità χ fra v e v_1 che sono rispettivamente la viscosità del lubrificante, effettivamente impiegato, alla temperatura di funzionamento T_f e la viscosità ideale alla temperatura di funzionamento necessaria per una corretta lubrificazione. La viscosità v_1 si ricava dal diagramma (a): la verticale all'ascissa corrispondente al diametro medio d_m del cuscinetto interseca la retta corrispondente alla velocità di rotazione n (giri/minuto) del cuscinetto individuando così la viscosità v_1 necessaria per una corretta lubrificazione alla temperatura di funzionamento.

Nota la viscosità dell'olio effettivamente impiegato v_R alla temperatura di riferimento T_r , e nota la temperatura del lubrificante nelle condizioni di funzionamento T_f , si entra nel diagramma (b) per ottenere la viscosità effettiva v alla temperatura di funzionamento dell'olio realmente impiegato. L'intersezione della temperatura di riferimento con il valore di viscosità corrispondente a v_R individua una retta inclinata; muovendosi lungo tale retta si arriva fino all'intersezione con la temperatura di funzionamento T_f determinando il valore richiesto della viscosità v del lubrificante alla temperatura di funzionamento.

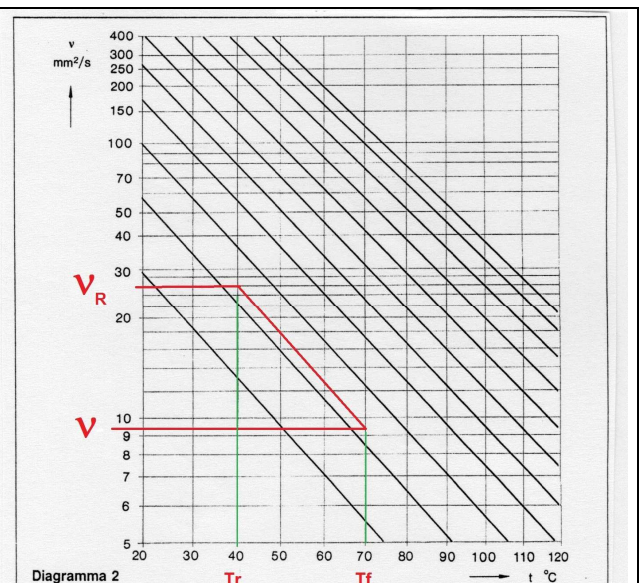
Calcolato il rapporto di viscosità $\chi = v / v_1$, si determina il valore del coefficiente a_{23} attraverso il diagramma (c) che dà a_{23} in funzione di χ .

Nota:

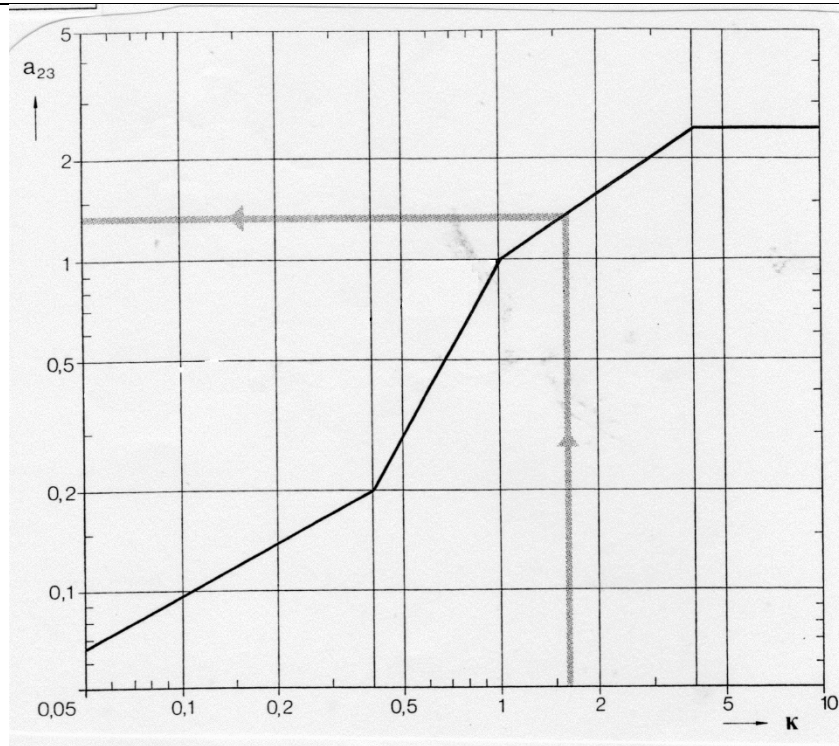
tramite il diagramma (b), entrando con la viscosità v_1 e la temperatura T_f , si può ottenere la viscosità dell'olio effettivamente necessaria ascritta alla temperatura di riferimento T_r .



(a)



(b)



(c)

Verifica statica

Al fine di evitare danneggiamenti permanenti delle piste e dei corpi volventi, a volte è necessario verificare che il carico applicato sia sufficientemente basso rispetto al coefficiente di carico statico C_0 diviso per un opportuno coefficiente di sicurezza s_0 dato dalla seguente tabella

coefficiente di sicurezza statico s_0

Tipo di funzionamento	silenziosità					
	non importante		normale		elevata	
	sfere	rulli	sfere	rulli	sfere	rulli
Normale	0.5	1	1	1.5	2	3.5
Carichi d'urto	≥ 1.5	≥ 2.5	≥ 1.5	≥ 3	≥ 2	≥ 4

$$F \leq \frac{C_0}{s_0}$$

Calcolo del carico dinamico equivalente F_{eq} [N]

Il carico equivalente F_{eq} è quel carico costante in intensità, direzione e verso (radiale per i radiali ed assiale per gli assiali), che applicato al cuscinetto darebbe la stessa durata dei carichi reali applicati. In generale la formula per il carico F_{eq} è data dalla seguente equazione:

$$F_{eq} = XF_r + YF_a$$

X fattore relativo al carico radiale

Y fattore relativo al carico assiale

F_r componente radiale del carico [N]

F_a componente assiale del carico [N]

Cuscinetti radiali rigidi a sfere

Il carico è dato dalle seguenti espressioni:

$F = F_r$	se $F_a/F_r \leq e$
$F = XF_r + YF_a$	se $F_a/F_r > e$

I fattori X e Y e il coefficiente e si determinano attraverso la seguente tabella in funzione del rapporto F_a/C_0 . Il coefficiente di carico statico C_0 si trova nelle tabelle del produttore in corrispondenza del cuscinetto scelto.

Fattori per il calcolo del carico equivalente nei cuscinetti radiali a corona di sfere (coefficienti per cuscinetti con gioco normale)			
F_a/C_0	e	X	Y
0,025	0,22	0,56	2
0,04	0,24	0,56	1,8
0,07	0,27	0,56	1,6
0,13	0,31	0,56	1,4
0,25	0,37	0,56	1,2
0,5	0,44	0,56	1

Cuscinetti radiali a rulli cilindrici

Se si utilizzano cuscinetti con orletti su entrambi gli anelli per vincolare l'albero assialmente, il carico dinamico equivalente va calcolato usando le seguenti formule:

$F = F_r$	se $F_a/F_r \leq e$
$F = 0.92 F_r + YF_a$	se $F_a/F_r > e$

dove: e fattore di calcolo = variabile da 0.2 a 0.3 in funzione del tipo di cuscinetto

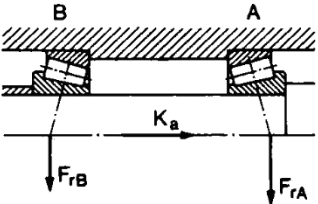
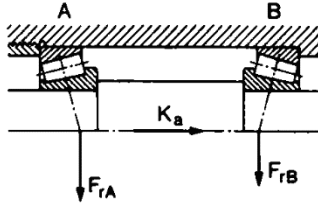
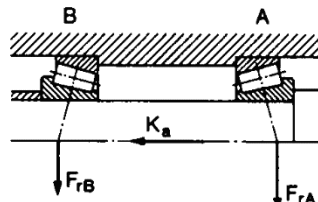
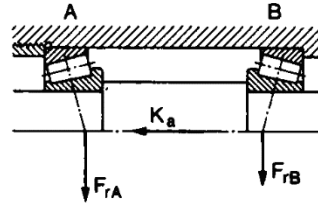
Y fattore carico assiale = variabile da 0.4 a 0.6 in funzione del tipo di cuscinetto

Cuscinetti a rulli conici

Se sottoposti a solo carico radiale il carico dinamico equivalente coincide con esso:

$$F = F_r$$

Dato che le piste sono inclinate rispetto l'asse del cuscinetto, quando i cuscinetti a rulli conici sono soggetti ad un carico radiale insorge al loro interno una forza assiale: di questa bisogna tenere conto nel calcolo del carico dinamico equivalente sul cuscinetto. Il calcolo della componente assiale si fa in base alle formule riportate nel seguente schema a seconda delle disposizioni e delle condizioni di carico. Tali formule valgono solo per gioco zero in funzionamento ma senza precarico. Il fattore Y si trova nelle tabelle del produttore.

Disposizione	Condizioni di carico	Carichi assiali
Disposizione ad O		
	1a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	1b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	1c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = F_{aB} - K_a$ $F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
Disposizione ad X		
	2a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$ $F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
	2b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$ $F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
	2c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} - K_a$

Per il calcolo del carico dinamico equivalente valgono le seguenti formule:

$$F = F_r \quad \text{se } F_a/F_r \leq e$$

$$F = 0,4 F_r + Y F_a \quad \text{se } F_a/F_r > e$$

con "e" e "Y" dipendenti dal tipo di cuscinetto

Tabelle dei cuscinetti

d: diametro dell'albero

D: diametro esterno del cuscinetto

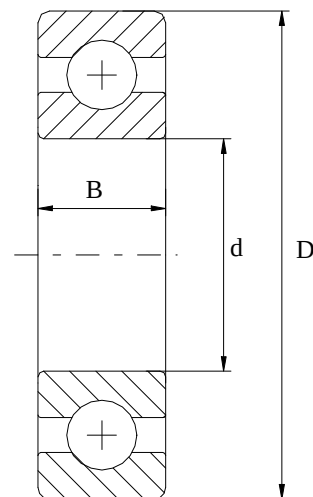
B: larghezza del cuscinetto

C: coefficiente di carico dinamico

C₀: coefficiente di carico statico

Cuscinetti radiali a sfere

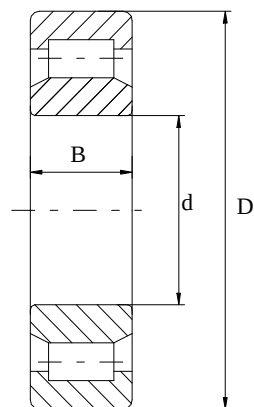
d	D	B	C	C ₀	Appellativo	[mm]	[mm]	[mm]	[N]	[N]	
[mm]	[mm]	[mm]	[N]	[N]							
15						35	47	7	4750	3200	61807
	24	5	1560	800	61802		55	10	9560	6200	61907
	28	7	4030	2040	61902		62	9	12400	8150	16007
	32	8	5590	2850	16002		62	14	15900	10200	6007
	32	9	5590	2850	6002		72	17	25500	15300	6207
	35	11	7800	3750	6202		80	21	33200	19000	6307
	42	13	11400	5400	6302		100	25	55300	31000	6407
17	26	5	1680	930	61803	40	52	7	4940	3450	61808
	30	7	4360	2320	61903		62	12	13800	9300	61908
	35	8	6050	3250	16003		68	9	13300	9150	16008
	35	10	6050	3250	6003		68	15	16800	11600	6008
	40	12	9560	4750	6203		80	18	30700	19000	6208
	47	14	13500	6550	6303		90	23	41000	24000	6308
	62	17	22900	10800	6403		110	27	63700	36500	6408
20	32	7	2700	1500	61804	45	58	7	6050	4300	61809
	37	9	6370	3650	61904		68	12	14000	9800	61909
	42	8	6890	4050	16004		75	10	15600	10800	16009
	42	12	9360	5000	6004		75	16	20800	14600	6009
	47	14	12700	6550	6204		85	19	33200	21600	6209
	52	15	15900	7800	6304		100	25	52700	31500	6309
	72	19	30700	15000	6404		120	29	76100	45000	6409
25	37	7	4360	2600	61805	50	65	7	6240	4750	61810
	42	9	6630	4000	61905		72	12	14600	10400	61910
	47	8	7610	4750	16005		80	10	16300	11400	16010
	47	12	11200	6550	6005		80	16	21600	16000	6010
	52	15	14000	7800	6205		90	20	35100	23200	6210
	62	17	22500	1600	6305		110	27	61800	38000	6310
	80	21	35800	19300	6405		130	31	87100	52000	6410
30	42	7	4490	2900	61806	55	72	9	8320	6200	61811
	47	9	7280	4550	61906		80	13	15900	11400	61911
	55	9	11200	7350	16006		90	11	19500	14000	16011
	55	13	13300	8300	6006		90	18	28100	21200	6011
	62	16	19500	11200	6206		100	21	43600	29000	6211
	72	19	28100	16000	6306		120	29	71500	45000	6311
	90	23	43600	23600	6406		140	33	99500	62000	6411



d D B C C₀ Appellativo

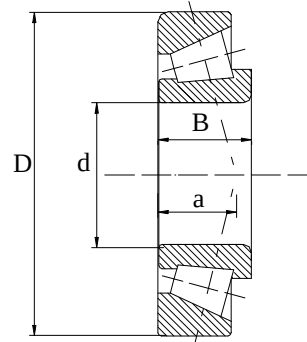
Cuscinetti a rulli cilindrici

La tabella è relativa a cuscinetti tipo NU senza orletti di ritegno sull'anello interno



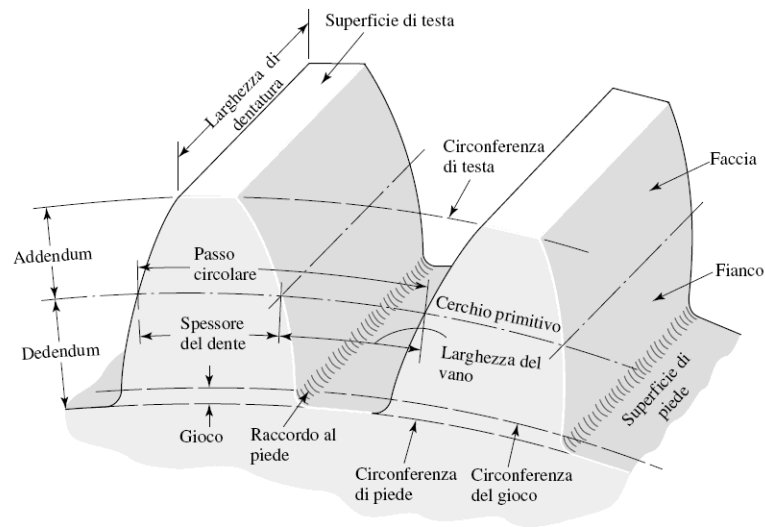
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [N]	C ₀ [N]	Appellativo
15	35	11	12500	10200	NU 202 EC
	42	13	19400	15300	NU 302 EC
17	40	12	17200	14300	NU 203 EC
	40	16	23800	21600	NU 2003 EC
	47	14	24600	20400	NU 303 EC
20	47	14	25100	22000	NU 204 EC
	47	18	29700	27500	NU 2204 EC
	52	15	30800	26000	NU 304 EC
	52	21	41300	38000	NU 2304 EC
25	47	12	14200	13200	NU 1005 EC
	52	15	28600	27000	NU 205 EC
	52	18	34100	3400	NU 2205 EC
	62	17	40200	36500	NU 305 EC
	62	24	56100	55000	NU 2305 EC
30	55	13	17900	17300	NU 1006 EC
	62	16	38000	36500	NU 206 EC
	62	20	48400	49000	NU 2206 EC
	72	19	51200	48000	NU 306 EC
	72	27	73700	75000	NU 2306 EC
	90	23	60500	53000	NU 406 EC
35	62	14	35800	38000	NU 1007 EC
	72	17	48400	48000	NU 207 EC
	72	23	59400	63000	NU 2207 EC
	80	21	64400	63000	NU 307 EC
	80	31	91300	98000	NU 2307 EC
	100	25	76500	69500	NU 407
40	68	15	25100	26000	NU 1008
	80	18	53900	53000	NU 208 EC
	80	23	70400	75000	NU 2208 EC

Cuscinetti a rulli conici



d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [N]	C ₀ [N]	a [mm]	e	Y	Y ₀	Appellativo
15	42	14.25	22400	20000	9	0.28	2.1	1.1	30302
17	40	13.25	19000	18600	10	0.35	1.7	0.9	30203
	47	15.25	28100	25000	10	0.28	2.1	1.1	30303
	47	20.25	34700	33500	12	0.28	2.1	1.1	32303
20	42	15	24200	27000	10	0.37	1.6	0.9	32004 X
	47	15.25	27500	28000	11	0.35	1.7	0.9	30204
	52	16.25	34100	32500	11	0.30	2	1.1	30304
	52	22.25	44000	45500	14	0.30	2	1.1	32304
22	44	15	25100	29000	11	0.40	1.5	0.8	320/22 X
	47	17	34100	36500	11	0.33	1.8	1	T2CC 022
25	47	15	27000	32500	11	0.43	1.4	0.8	32005 X
	52	16.25	30800	33500	12	0.37	1.6	0.9	30205
	52	19.25	35800	44000	16	0.57	1.05	0.6	32205 B
	52	22	47300	56000	14	0.35	1.7	0.9	33205
	62	18.25	44600	43000	13	0.30	2	1.1	30305
	62	18.25	38000	40000	20	0.83	0.72	0.4	31305
	62	25.25	60500	63000	15	0.30	2	1.1	32305
28	52	16	31900	38000	12	0.43	1.4	0.8	320/28 X
	58	20.25	41800	50000	17	0.57	1.05	0.6	322/28 B
30	55	17	35800	44000	13	0.43	1.4	0.8	32006 X
	62	17.25	40200	44000	14	0.37	1.6	0.9	30206
	62	21.25	50100	57000	15	0.37	1.6	0.9	32206
	62	25.25	49500	58500	18	0.57	1.05	0.6	32206
	62	25	64500	76500	16	0.35	1.7	0.9	33206
	72	20.75	56100	56000	15	0.31	1.9	1.1	30306
	72	20.75	47300	50000	22	0.83	0.72	0.4	31306
	72	28.75	78500	85000	18	0.31	1.9	1.1	32306
32	58	17	36900	46500	14	0.46	1.3	0.7	320/32 X
35	82	18	42900	54000	15	0.46	1.3	0.7	32007
	72	18.25	51200	56000	15	0.37	1.6	0.9	30207
	72	24.25	66000	78000	17	0.37	1.6	0.9	32207
	72	24.25	60500	75000	21	0.57	1.05	0.6	32207 B
	72	28	84200	106000	18	0.35	1.7	0.9	33207

RUOTE DENTATE CILINDRICHE A DENTI DRITTI



Relazioni fondamentali ruote dentate denti dritti:

Modulo

$$m = \frac{d_p}{z}$$

m : modulo ruota dentata

d_p : diametro primitivo

z : numero di denti

Rapporto di trasmissione

$$i = \frac{d_{p1}}{d_{p2}} = \frac{z_2}{z_1}$$

1 ruota motrice

2 ruota condotta

altezza del dente: addendum $h_a = m$,
dedendum $h_d = 7/6 m$,

diametro esterno $d_e = d_p + 2m$,
diametro di fondo $d_f = d_p - 7/3 m$

Dimensionamento secondo Lewis – resistenza a flessione della base del dente

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 M_t}{\lambda Y z k}}$$

- m è il modulo in mm; il valore scelto alla fine del procedimento di calcolo deve essere assunto pari ad un valore unificato;
- M_t è il momento torcente sulla ruota;
- λ rapporto fra la larghezza b della ruota e il modulo m ; per applicazioni comuni $\lambda = 10$.
- Y si trova su tabelle in funzione del numero di denti e dell'angolo di pressione ϕ ;
- z è il numero di denti e deve essere superiore al minimo numero previsto per il rapporto d'ingranaggio e in base all'angolo di pressione;
- k è il carico di sicurezza del materiale, esso va espresso in funzione della velocità di rotazione del materiale:

$$k = \frac{k_0}{k_v} = k_0 \frac{5.6}{5.6 + \sqrt{v}}$$

v = la velocità espressa in metri al secondo

k_0 = resistenza a basse velocità di rotazione desumibile dalla tabella dei materiali

Moduli Unificati [mm] UNI 6587

0.5	2.5	6
0.75	2.75	6.5
1	3	7
1.125	3.25	8
1.25	3.5	9
1.375	3.75	10
1.5	4	11
1.75	4.5	12
2	5	14
2.25	5.5	16

Da impiegare preferibilmente i moduli scritti in neretto

Numero minimo di denti

z''/z'	Angolo di pressione: $\phi=15^\circ$	Angolo di pressione: $\phi=20^\circ$
1	21	13
1.5	23	14
2	25	15
2.5	26	15
3	26	16
3.5	27	16
4	28	16
6	28	16

z'' numero di denti ruota maggiore, z' numero di denti ruota minore

Valori del coefficiente Y di Lewis

Numero di denti Z	Angolo di pressione: $\phi=15^\circ$	Angolo di pressione: $\phi=20^\circ$
12	0.210	0.245
13	0.220	0.261
14	0.226	0.276
15	0.236	0.289
16	0.242	0.295
17	0.251	0.302
18	0.261	0.308
19	0.273	0.314
20	0.283	0.320
21	0.289	0.327
22	0.292	0.330
24	0.298	0.336
26	0.307	0.346
28	0.314	0.352
30	0.320	0.358
34	0.327	0.371
38	0.336	0.383
43	0.346	0.396
50	0.352	0.408
60	0.358	0.421
75	0.364	0.434
100	0.371	0.446
150	0.377	0.459
300	0.383	0.471
∞	0.390	0.484

Materiali di comune impiego nella costruzione delle ruote dentate (N/mm²)

Materiale	Carico di rottura	Carico di sicurezza k_0	Durezza Brinell (H_B)	Pressione ammissibile p_0
Ghisa grigia (G 20)	200	40	205-210	400-420
Ghisa grigia (G 25)	250	50	210-220	450-470
Ghisa sferoidale (GS5512)	550	110	200-250	450-550
Ghisa bonificata (60ASTM)	700-900	150	270-350	550-650
Acciaio (Fe 52)	520	100	140-150	320-340
Acciaio (F e 60)	600	120	160-170	380-400
Acciaio da fucina (Fe 50)	500-600	120	150-155	400-420
Acciaio da fucina (Fe 60)	600-700	130	175-180	440-460
Acciaio da bonifica (C 40)	700-850	160	210-220	500-520
Acciaio da bonifica (C 50)	750-900	180	240-250	540-560
*Acciaio da Tempera (C 48)	780-950	200-220	650-750	1300-1400
Acciaio al nichel (38 Ni Cr Mo 4)	1000-1100	220-240	300-320	600-650
*Acciaio al nichel (40 Ni Cr Mo 7)	1100-1200	240-260	320-340	700-750
Acciaio al nichel (40 Ni Cr Mo 4)	1000-1200	240-280	640-720	1200-1300
Acciaio da cementazione (16 Cr Ni 4)	1200-1400	220-280	650-750	1250-1350
Acciaio da cementazione (20 Cr Ni 4)	1300-1600	250-300	720-800	1350-1450
Acciaio da cementazione (18 Ni Cr Mo 5)	1300-1600	250-300	720-820	1400-1500
Acciaio da nitrurazione (42 Cr Al Mo 7)	900-1100	250-280	800-850	1150-1250
Acciaio di nitrurazione (38 Cr Al Mo 7)	1000-1100	240-280	800-900	1250-1350

*Temperato

Il carico di sicurezza k_0 va inteso per basse velocità di rotazione

In mancanza di precise indicazioni, per l'acciaio si può assumere: $k = \sigma_r / (4-5)$

In mancanza di precise indicazioni sulla durata si può assumere come pressione ammissibile p_0

Durezza Brinell altri materiali

Bronzo	80 – 90
Bronzo fosforoso	160 – 190
Ottone	100 – 140

Verifica della pressione specifica sul fianco del dente

Il criterio di verifica si basa sulla limitazione della pressione specifica che si sviluppa nel punto di contatto fra due denti in presa calcolata con le caratteristiche cinematiche del pignone:

$$\sigma_c = k' \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot M_t}{b \cdot d_{pmin}^2} \cdot \left(1 + \frac{z_{min}}{z_{mag}}\right)}$$

- M_t è il momento torcente in N mm del pignone;
- b è la larghezza di fascia del dente in mm;
- d_{pmin} è il diametro primitivo del pignone in mm;
- z_{min} e z_{mag} i numeri dei denti del pignone e della ruota;
- k' è un coefficiente che dipende dal tipo di materiale:

$k' = \sqrt{\left(\frac{2}{\pi \cos \phi \sin \phi}\right) / \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}\right)}$	Per $\phi = 15^\circ$		Per $\phi = 20^\circ$	
	Acciaio – acciaio	542 [(N/mm ²) ^{0.5}]	Acciaio - ghisa	477 [(N/mm ²) ^{0.5}]
	Acciaio - ghisa	443 [(N/mm ²) ^{0.5}]	Ghisa - ghisa	389 [(N/mm ²) ^{0.5}]
	Ghisa - ghisa	383 [(N/mm ²) ^{0.5}]		338 [(N/mm ²) ^{0.5}]

p_0 (in mancanza di indicazioni sulla durata)

$$\sigma_c \leq$$

oppure

$$25 \cdot \frac{H_B}{\sqrt[6]{n \cdot h}} = 2.3 \cdot H_B \sqrt[6]{\frac{10^8}{n_{cicli}}}$$

- H_B la durezza Brinell del materiale della ruota in verifica;
- n è il numero di giri al minuto della ruota in verifica;
- n_{cicli} è il numero totale di giri della ruota in verifica;
- h è il numero di ore di funzionamento della ruota in verifica;

p_0 pressione ammissibile da assumere se non è specificata la durata

funzionamento continuo	$h = 150.000 - 130.000$
funzionamento discontinuo	$h = 30.000 - 10.000$
funzionamento saltuario	$h = 1.000 - 100$

RUOTE DENTATE CILINDRICHE A DENTI ELICOIDALI

Relazioni fondamentali ruote dentate denti elicoidali

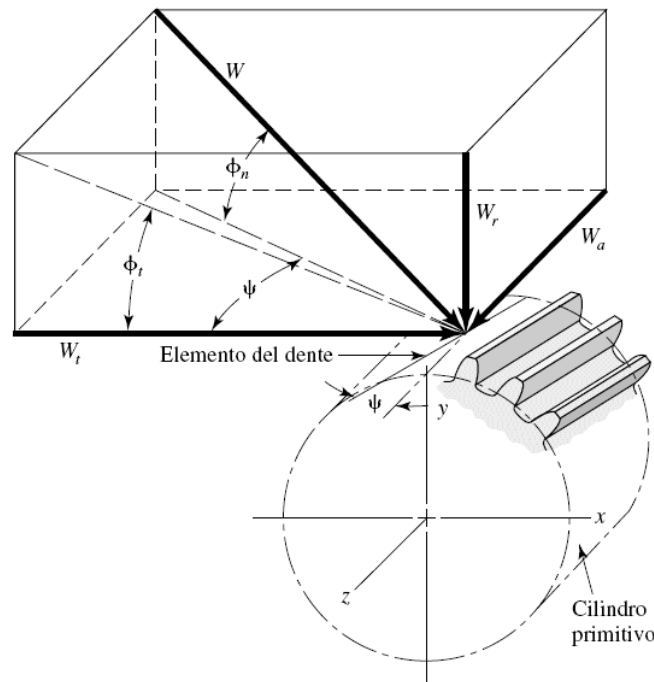
$$m_f = \frac{d_p}{z}$$

m_f : modulo frontale
 d_p : diametro primitivo
 z : numero di denti

$$m_f = \frac{m_n}{\cos \psi}$$

m_n : modulo normale
 ψ : angolo dell'elica

altezza del dente: addendum $h_a = m_n$,
dedendum $h_d = 7/6 m_n$,
diametro esterno $d_e = d_p + 2 m_n$,
diametro di fondo $d_f = d_p - 7/3 m_n$



Componenti della forza sui denti

$$W_t = \frac{2 \cdot M_t}{d_p} \quad \text{forza tangenziale}$$

$$W_a = W_t \cdot \operatorname{tg} \psi \quad \text{forza assiale}$$

$$W_r = \frac{W_t}{\cos \psi} \cdot \operatorname{tg} \phi_n \quad \text{forza radiale}$$

dove ψ è l'angolo d'elica, ϕ_n è l'angolo di pressione normale.

Dimensionamento secondo Lewis o di resistenza alla flessione alla base del dente

L'equazione valida per le ruote dentate a denti diritti, viene adattata per l'impiego alle ruote a denti elicoidali

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_t \cdot \cos \psi}{Y \cdot \lambda \cdot z \cdot k}}$$

- il modulo normale m_n è il modulo in mm; il valore scelto alla fine del procedimento di calcolo deve essere assunto pari ad un valore unificato;
- z numero di denti;
- M_t è il momento torcente sulla ruota;
- λ rapporto fra la larghezza b della ruota e il modulo normale m_n ; per applicazioni comuni $\lambda=10$.
- Y si trova su tabelle in funzione del numero di denti e dell'angolo di pressione *normale* ϕ_n e deve essere letto in corrispondenza di un numero di denti pari a $z_{id} = z / \cos \psi^3$
- ψ angolo d'elica
- k è il carico di sicurezza del materiale, esso va espresso in funzione della velocità di rotazione del materiale (come per le ruote cilindriche).

Il numero minimo di denti $Z_{\min}^{\text{elicoidale}}$ di una ruota elicoidale può essere espresso in funzione del numero minimo di denti $Z_{\min}^{\text{diritti}}$ di una ruota a denti diritti avente lo stesso angolo di pressione ($\phi = \phi_n$):

$$Z_{\min}^{\text{diritti}} = \frac{Z_{\min}^{\text{elicoidale}}}{\cos^3 \psi}$$

Verifica della pressione specifica sul fianco del dente

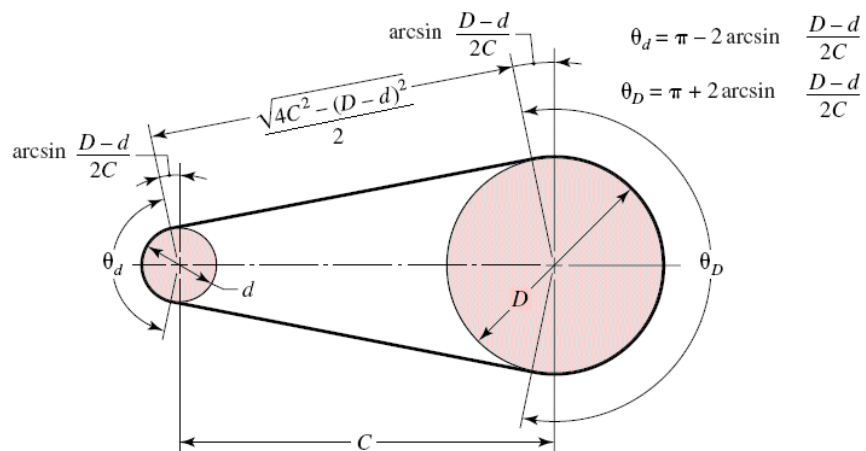
Il criterio di verifica si basa sulla limitazione della pressione specifica che si sviluppa nel punto di contatto fra due denti in presa:

$$k' \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot M_t}{b \cdot d_{p \min}^2} \cdot \left(1 + \frac{z_{\min}}{z_{\max}}\right) \cos^2 \psi} \leq \begin{matrix} p_0 \\ \text{oppure} \end{matrix} \quad 25 \cdot \frac{H_B}{\sqrt[6]{n \cdot h}} = 2.3 \cdot H_B \sqrt[6]{\frac{10^8}{n_{\text{cicli}}}}$$

- ψ angolo d'elica
- M_t è il momento torcente in N mm del pignone;
- b è la larghezza di fascia del dente in mm;
- $d_{p \min}$ è il diametro primitivo del pignone in mm;
- $z_{\min}$ e $z_{\max}$ i numeri dei denti del pignone e della ruota;

CINGHIE DI TRASMISSIONE

Geometria della trasmissione semplice:



Lunghezza primitiva di cinghia:
$$L_p = 2 \sqrt{C^2 - \left(\frac{D-d}{2}\right)^2} + \frac{D}{2} \theta_D + \frac{d}{2} \theta_d$$

$$\cong 2C + \pi(D+d)/2 + (D-d)^2/(4C)$$

Calcolo dell'interasse:
$$C = \frac{1}{4} \left\{ \left[L_p - \frac{\pi}{2}(D+d) \right] + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2}(D+d) \right]^2 - 2(D-d)^2} \right\}$$

L'interasse deve rispettare $0.7 (D+d) < C < 2 (D+d)$ per non richiedere alla trasmissione altri dispositivi

Relazioni fondamentali nella trasmissione con cinghie

Potenza e coppia trasmessa

$$T = (F_1 - F_2) \frac{d_p}{2} \quad P = (F_1 - F_2) \frac{d_p}{2} \omega = (F_1 - F_2) v$$

Con:

T: coppia trasmessa

P: potenza trasmessa

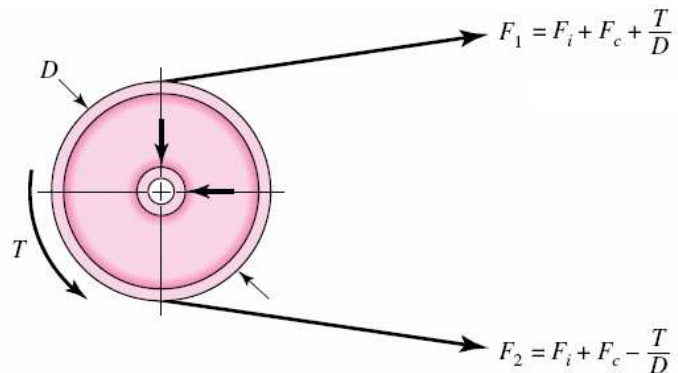
F_1 : tiro sul ramo teso

F_2 : tiro sul ramo lento

d_p : diametro primitivo

ω : velocità angolare

v : velocità periferica



Calcolo dei tiri delle cinghie

Tiro delle cinghie

$$(F_1 + F_2) = 2 F_i$$

F_i : tiro di cinghia a pulegge ferme

Differenza massima nei tiri di cinghia

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} \leq e^{f\theta}$$

$$F_c = m r^2 \omega^2 = m v^2$$

f : coeff. di attrito

θ : angolo di avvolgimento

m : massa per unità di lunghezza

r : raggio primitivo

v : velocità della cinghia

Calcolo dei tiri cinghia

$$F_i \geq \frac{T}{d} \frac{e^{f\theta} + 1}{e^{f\theta} - 1} \quad F_1 = F_c + F_i \frac{2e^{f\theta}}{e^{f\theta} + 1} ; \quad F_2 = F_c + F_i \frac{2}{e^{f\theta} + 1}$$

(quando la cinghia viene installata il tiro di cinghia è incrementato approssimativamente del 30% per evitare l'effetto negativo del rilassamento della cinghia dopo il montaggio)

Valore efficace del coefficiente d'attrito: $f_{\text{trapezoidali}} = \frac{f_{\text{piatte}}}{\sin(\phi/2)}$

Con: $f_{\text{piatte}} = 0.15$ e ϕ = angolo della sezione della cinghia (40° in figura da cui $f_{\text{trap.}} = 0.44$).

In alcuni casi produttori di cinghie consigliano valori di $f_{\text{trap.}}$ prossimi a 0.5.

Potenza di progetto

$$P_d = P K_S$$

P_d : potenza di progetto

K_S : fattore di servizio

Fattore di servizio K_S (tabella C1)

Tipo di macchina condotta		Tipo di unità primaria					
Casi speciali	Per trasmissioni con incremento di velocità o di inversione, moltiplicare il fattore di servizio per 1.25 tranne quando all'avviamento non vi sia un'elevata coppia. Se si usano pulegge folli, aggiungere i seguenti fattori di servizio: puleggia folle all'interno del lato lasco: 0; puleggia folle all'esterno del lato lasco: 0.1	Motori in c.a.; avviamento stella-triangolo per gabbia di scoiattolo e coppia normale; tranne l'avviamento in linea per motori sincroni e a partizione di fase.			Motori in c.a.; avviamento diretto in linea; ad induzione a repulsione con alta coppia ed elevato scorrimento; monofase con avvolgimento in serie ed anello di scorrimento.		
		Motori in c.c.; avvolgimento in parallelo. Motori a c.i. oltre i 600 giri/min. Innesti centrifughi con coppia limitata al 150% della coppia di carico massimo			Motori in c.c.; avvolgimento serie e misto. Motori monocilindrici e a c.i. sotto i 600 giri/min con alberi in linea; innesti comandati, freni		
		Ore giornaliere di funzionamento					
		≤ 10	10÷16	>16 e servizio continuo	≤ 10	10÷16	>16 e servizio continuo
Impiego leggero	Agitatori per liquidi; soffiatori e tubi di scarico; pompe e compressori centrifughi; ventole fino a 7.5 kW; trasportatori per impiego leggero	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Impiego medio	Trasportatori a nastro per sabbie, grano, ecc.; miscelatori; ventole oltre i 7.5 kW; generatori; alberi in linea; macchine per lavanderia; macchine utensili; punzonatrici; presse; taglierine; macchine tipografiche; pompe rotative a cilindrata fissa; vagli rotanti e vibranti	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Impiego pesante	Macchine per laterizi; elevatori a tazze; eccitatori; compressori a pistoncini; trasportatori (continuo a strascico, a cucchiaiate, a coclea); mulini a martelli; raffinatori olandesi per carta; pompe a pistoncini; soffianti volumetrici; polverizzatori; macchine per il taglio e la lavorazione del legno; macchine tessili	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Impiego Extra pesante	Frantoi (rotanti, a mascelle, a rulli); mulini (a palle, a barre, a tubi); paranchi; calandre; estrusori e mulini per gomma	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Scelta delle cinghie trapezoidali

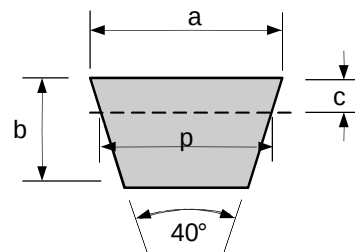
Geometria della cinghie trapezoidali (tabella C2):

Sezione della cinghia		A	B	C	D	E
Range di potenza consigliata	kW	0,15-7,5	0,75-19	11-75	37-186	> 75
Larghezza	a [mm]	13	17	22	32	40
Spessore	b [mm]	8	11	14	20	25
Larghezza primitiva	p [mm]	11	14	19	27	32
Profondità sezione primitiva	c [mm]	2,7	4,1	4,1	6,9	11,0
Diametro minimo consigliato	d [mm]	75	125	220	330	550
Massa per unità di lunghezza	Kc [kg/m]	0,097	0,166	0,296	0,603	0,869
Coefficiente di curvatura	Kb [N mm]	24 855	65 076	180 767	641 722	1 225 824
Indice di durata	K [N]	2 998	5 306	9 065	18 717	26 959
Esponente di durata	b	11,9	10,9	11,2	11,1	11,1

Tabella C3

Sezione	A	B	C	D	E
50					
63					
71					
80		80			
90					
100		100			
112		112			
118					
125		125			
132					
140		140	140		
150		150			
160		160	160		
180		180	180		
190		190	190		
200		200	200		
			212		
224		224	224		
		236	236		
250		250	250		
280		280	280	280	
300		300	300		
315		315	315	315	
355		355	355	355	
400		400	400	400	
450		450	450	450	450
500		500	500	500	500
560		560	560	560	560
		600	600	600	600
630		630	630	630	630
					670
710		710	710	710	710
		750	750	750	750
800		800	800	800	800
		900	900	900	900
1000		1000	1000	1000	1000
		1120	1120	1120	1120
		1250	1250	1250	1250
			1400	1400	1400
				1500	1500
				1600	1600
				1800	1800
				2000	2000

Diametri standard per pulegge [mm]
per le varie sezioni di cinghia



Lunghezze unificate delle cinghie (tabella C4)

Sezione	Sviluppo interno, in	Sviluppo primitiva mm
Z		335, 425, 455, 500 , 560, 603, 630 , 655, 678 , 730, 772, 780, 788 , 800, 855, 885, 906 , 955, 987 , 1035, 1050, 1087, 1187, 1238, 1315, 1415, 1530
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128	684 , 794, 912 , 993 , 1004, 1093 , 1193, 1244, 1321, 1421 , 1545, 1620, 1670, 1756 , 1800, 1931 , 2060, 2085, 2150, 2190 , 2315, 2470 , 2699 , 2877 , 3080 , 3285, 3495 , 3691, 4050, 4455, 4600
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300	921 , 1002 , 1030, 1102 , 1202, 1253 , 1270, 1330, 1430 , 1450, 1554 , 1615, 1765 , 1940, 2020, 2094, 2199 , 2324, 2479 , 2500, 2688, 2708 , 2886 , 3089 , 3292, 3455, 3504 , 3700, 4054 , 4150, 4434 , 4614, 4994 , 5370, 5700 , 6100, 6300 , 6475, 6860 , 7240, 7620, 8000, 8375, 8760
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420	1340, 1400, 1440 , 1564, 1775, 1950 , 2104, 2209 , 2334, 2489 , 2635, 2718 , 2896 , 3099, 3302, 3514 , 3710, 4064 , 4162, 4270, 4444 , 4724, 5004 , 5400, 5710 , 6100, 6300, 6480, 6860 , 7250, 7620, 8030 , 8380, 8765, 9145 , 10000, 10670, 10770
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660	3115 , 3318, 3510, 3530 , 3726 , 3975, 4080 , 4175, 4460 , 4640, 5020 , 5330, 5726 , 6100, 6300 , 6475, 6860 , 7245, 7620, 7980, 8030 , 8380, 8765, 9145 , 9910, 100000 , 10670, 11200 , 12190 , 13715 , 15240, 16765, 18300
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660	4658, 5038 , 5425, 5744 , 6100, 6300, 6475, 6860 , 7235, 7620, 8030 , 8380, 8770, 9145 , 10000, 10670, 11200 , 12190 , 13715 , 15240, 16765 , 18290 , 19805

In grassetto le lunghezze unificate preferenziali, in corsivo le lunghezze sconsigliate

Numero minimo di cinghie (approssimato):

$$N_c = P_d / P_{amm}$$

Dove la Potenza ammissibile:

$$P_{amm} = P_{stand} K_1 K_2$$

P_{stand} : potenza standard riportata in tabelle
 K_1 : fattore correttivo per l'angolo di avvolgimento
 K_2 : fattore correttivo per la lunghezza della cinghia

Velocità cinghia

$$v = \frac{d_p n}{19100}$$

d_p : diametro primitivo in millimetri

n : numero di giri al minuto della puleggia

Potenza standard (tabella C5)

↓ Potenza N1 (in CV)* trasmessa da cinghie trapezoidali con arco di contatto 180° - UNI 5789.

Sezione della cinghia	Diametro vert. della puleggia mm	Velocità periferica, m/s										
		2	6	10	12	14	16	18	20	22	26	30
Z	50	0.24	0.52	0.70	0.75	0.78	0.78	0.74	0.68	0.58	0.27	
	70	0.35	0.87	1.27	1.44	1.58	1.69	1.77	1.82	1.84	1.75	1.5
	90	0.42	1.06	1.59	1.82	2.02	2.20	2.34	2.46	2.54	2.58	2.45
	110	0.46	1.18	1.79	2.06	2.31	2.52	2.71	2.86	2.98	3.10	3.06
	130	0.48	1.26	1.93	2.23	2.50	2.75	2.96	3.14	3.29	3.47	3.47
A	150		1.32	2.03	2.35	2.64	2.91	3.14	3.35	3.52	3.74	3.78
	60	0.26	0.42	0.41	0.34	0.22						
	80	0.48	1.09	1.52	1.67	1.78	1.84	1.86	1.81	1.72	1.33	0.66
	100	0.61	1.49	2.19	2.47	2.71	2.91	3.06	3.15	3.18	3.06	2.66
	120	0.70	1.76	2.63	3.01	3.34	3.62	3.86	4.04	4.16	4.22	4.00
	140	0.76	1.95	2.95	3.39	3.78	4.13	4.43	4.67	4.86	5.05	4.95
	160	0.81	2.09	3.19	3.67	4.11	4.51	4.86	5.15	5.39	5.67	5.66
	180	0.85	2.20	3.37	3.89	4.37	4.81	5.19	5.52	5.79	6.15	6.2
B	220										6.85	7.03
	120	0.86	1.99	2.78	3.08	3.29	3.43	3.48	3.44	3.30	2.69	1.60
	130	0.95	2.25	3.23	3.61	3.92	4.14	4.28	4.33	4.28	3.85	2.94
	150	1.10	2.68	3.95	4.47	4.92	5.29	5.57	5.76	5.86	5.72	5.09
	170	1.21	3.01	4.49	5.13	5.69	6.17	6.56	6.86	7.06	7.14	6.73
	190	1.29	3.27	4.93	5.65	6.29	6.86	7.34	7.72	8.01	8.26	8.03
	210	1.36	3.48	5.28	6.07	6.78	7.42	7.97	8.42	8.78	9.17	9.08
	230		3.66	5.57	6.41	7.19	7.88	8.49	9.00	9.42	9.92	9.95
	250						8.27	8.92	9.49	9.45	10.56	10.67
	180	1.61	3.70	5.20	5.75	6.17	6.44	6.56	6.51	6.29	5.25	3.35
C	190	1.72	4.04	5.77	6.43	6.96	7.35	7.58	7.65	7.54	6.73	5.06
	200	1.83	4.35	6.28	7.05	7.68	8.17	8.51	8.68	8.67	8.07	6.59
	220	2.00	4.88	7.17	8.11	8.92	9.59	10.10	10.45	10.62	10.37	9.25
	240	2.15	5.33	7.90	9.00	9.95	10.77	11.43	11.92	12.24	12.29	11.46
	260	2.38	6.02	9.06	10.39	11.58	12.62	13.52	14.24	14.79	15.30	14.94
	320						14.02	15.08	15.98	16.70	17.56	17.55
	360										19.58	
D	290	3.30	7.49	10.43	11.49	12.27	12.76	12.93	12.75	12.22	9.94	5.89
	300	3.46	7.97	11.22	12.44	13.38	14.03	14.35	14.34	13.96	12.00	8.27
	320	3.74	8.83	12.66	14.17	15.40	16.33	16.94	17.21	17.12	15.74	12.58
	340	4.00	9.59	13.93	15.69	17.17	18.36	19.22	19.75	19.91	19.04	16.38
	380	4.42	10.87	16.06	18.25	20.16	21.78	23.07	24.02	24.61	24.59	22.79
	420			17.79	20.33	22.58	24.54	26.18	27.48	28.42	29.09	27.98
	460								30.34	31.56	32.80	32.27
	500											35.87
E	420	5.52	13.07	18.79	21.05	22.91	24.32	25.27	25.71	25.62	23.66	19.07
	440	5.80	13.91	20.19	22.73	24.87	26.56	27.79	28.51	28.70	27.30	23.27
	460		14.68	21.47	24.27	26.66	28.61	30.09	31.07	31.51	30.62	27.11
	500			23.72	26.97	29.81	32.21	34.14	35.57	36.46	36.48	33.86
	540								39.40	40.68	41.46	39.61
	580										45.76	44.57

* Per ottenere i valori in kW dividere i valori in CV per 1.36.

Per il calcolo del valore esatto (con valori di progetto diversi dai tabulati) assumere, partendo dal valore tabulato più vicino, $P/(v \cdot d) = \text{costante}$.

Fattore di correzione K_1 dovuto all'angolo di avvolgimento per cinghie trapezoidali (tab. C6)

$D - d$ C	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	1.1	1.2
$\theta [^\circ]$	180	174.3	166.5	162.7	156.9	151.0	145.1	139.0	132.8	126.5	120	113.3	106.3
K_1	1	0.99	0.97	0.96	0.94	0.93	0.91	0.89	0.87	0.85	0.82	0.80	0.77

Fattore di correzione K_2 dovuto alla lunghezza della cinghia (tabella C7)

Fattore di correzione per la lunghezza	Lunghezza nominale della cinghia, mm				
	A	B	C	D	E
0.85	fino a 889	fino a 1168	fino a 1905	fino a 3251	
0.90	965-1168	1219-1524	2057-2438	3658-4115	fino a 4953
0.95	1219-1397	1575-1905	2667-3048	4394-5334	5334-6096
1.00	1524-1905	1981-2464	3251-4013	6096	6858-7620
1.05	1981-2286	2667-3048	4115-4953	6858-8382	8382-9906
1.10	2438-2845	3251-3658	5334-6096	9144-10 668	10 668-12 192
1.15	3048 e oltre	4013-4572	6858-7620	12192	13 716-15 240
1.20		4953 e oltre	8382 e oltre	13 716 e oltre	16 764

Fattore di tensione K_0 legato al tipo di impiego (tabella C8)

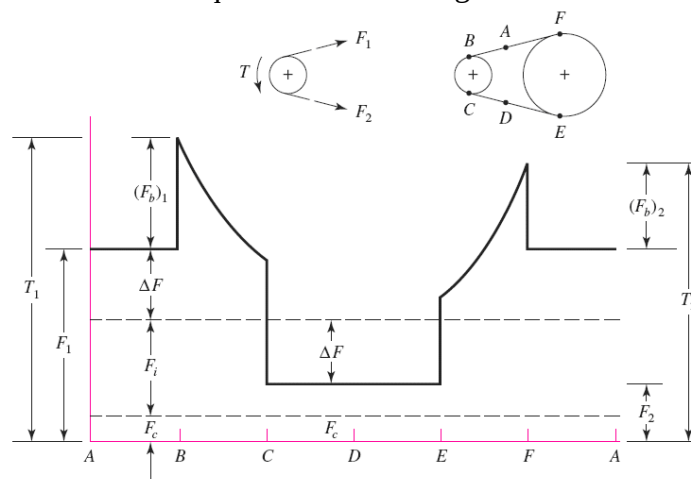
θ [°]	Leggero	medio	pesante
180	1.5	1.7	2.0
170	1.5	1.8	2.1
160	1.6	1.8	2.1
150	1.6	1.8	2.1
140	1.6	1.9	2.2
130	1.7	1.9	2.3
120	1.8	2.0	2.4

Calcolo del tiro iniziale di cinghia T_i

$$T_i = K_0 \frac{P_D}{2z v} + K_C v^2$$

Verifica resistenziale delle cinghie trapezoidali

Andamento della tensione e del tiro equivalente sulla cinghia durante una rivoluzione completa.



Incrementi di tiri equivalente causato dalla flessione: $(F_b)_1 = K_b / d$ $(F_b)_2 = K_b / D$

Valori massimi dei tiri equivalenti: $T_1 = F_1 + (F_b)_1 = F_1 + K_b / d$ $T_2 = F_1 + (F_b)_2 = F_1 + K_b / D$

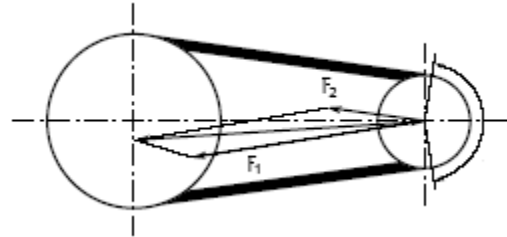
Calcolo della durata della cinghia in termini di numero di passaggi

$$\frac{1}{N_p} = \left(\frac{T_1}{K} \right)^b + \left(\frac{T_2}{K} \right)^b$$

Azioni sull'albero

In genere la risultante sull'albero è la somma vettoriale dei due tiri sulle cinghie, che è quindi inclinata rispetto alla congiungente i centri.

In prima approssimazione si assume la risultante orientata come la congiungente dei due centri di rotazione e di valore pari a $F_1 + F_2$.



Dimensioni delle pulegge

Dimensioni delle gole delle pulegge

(d_d : diametro primitivo).

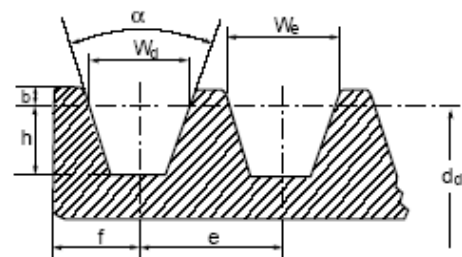


Tabella C9

Sezione	A	B	C	D	E
W_d	11	14	19	27	32
W_e	12,7	16,3	22	32	40
b	2,75	3,5	4,8	8,1	9,6
h	11	14	19	20	23,4
e	15	19	25	37	44,5
f	10	12,5	17	24	29

Procedura di dimensionamento di una trasmissione a cinghia trapezoidale

Dati: potenza, numero di giri e rapporto di riduzione:

- 1) Calcolo della potenza di progetto P_D (vedere tabella C1)
- 2) Scelta di massima del tipo di sezione (vedere tabella C2)
- 3) Calcolo dei diametri (vedere tabella C3)
- 4) Scelta della lunghezza della cinghia e calcolo interasse (vedere tabella C4)
- 5) Calcolo della velocità della cinghia
- 6) Calcolo della potenza ammissibile (vedere tabelle C5, C6 e C7)
- 7) Calcolo del numero di cinghie di progetto
- 8) Calcolo delle forze sulle cinghie (vedere tabella C2 e C8)
- 9) Calcolo del tiro equivalente dovuto alla flessione (vedere tabella C2)
- 10) Calcolo della durata (vedere tabella C2)
- 11) Calcolo delle forze sull'albero
- 12) Disegno/dimensionamento della puleggia (vedere tabella C9)

TABELLE: MOTORI ELETTRICI TRIFASE ISGEV

2 POLI (Caratteristiche a 400 Volts e 50 Hz)

Tipo				Potenza [kw]	Velocità [min ⁻¹]
A	63	A	2	0,18	2800
A	63	B	2	0,25	2850
A	71	A	2	0,37	2820
A	71	B	2	0,55	2820
A	80	A	2	0,75	2820
A	80	B	2	1,1	2820
A	90	S	2	1,5	2840
A	90	L	2	2,2	2840
A	100	L	2	3,0	2840
A	112	M	2	4,0	2910
A	132	SA	2	5,5	2900
A	132	SB	2	7,5	2900
A	132	M	2	9,2	2880
A	160	MA	2	11	2910
A	160	MB	2	15	2920
A	160	L	2	18,5	2910
A	180	M	2	22	2950
A	200	LA	2	30	2940
A	200	LB	2	37	2950
A	225	M	2	45	2970
A	250	M	2	55	2970
A	250	MB	2	75	2970
A	280	S	2	75	2970
A	280	M	2	90	2970

4 POLI (Caratteristiche a 400 Volts e 50 Hz)

Tipo				Potenza [kw]	Velocità [min ⁻¹]
A	63	A	4	0,12	1330
A	63	B	4	0,18	1330
A	71	A	4	0,25	1390
A	71	B	4	0,37	1380
A	80	A	4	0,55	1390
A	80	B	4	0,75	1400
A	90	S	4	1,1	1410
A	90	L	4	1,5	1420
A	100	LA	4	2,2	1425
A	100	LB	4	3,0	1435
A	112	M	4	4,0	1440
A	132	S	4	5,5	1440
A	132	MA	4	7,5	1450
A	132	MB	4	9,2	1435
A	160	MA	4	11	1450
A	160	M	4	15	1440
A	160	L	4	18,5	1440
A	180	M	4	22	1440
A	200	L	4	30	1450
A	225	S	4	37	1465
A	225	M	4	45	1470
A	250	M	4	55	1480
A	250	MB	4	75	1480
A	280	S	4	75	1480
A	280	M	4	90	1480

6 POLI (Caratteristiche a 400 Volts e 50 Hz)

Tipo				Potenza [kw]	Velocità [min ⁻¹]
A	63	A	6	0,06	820
A	63	B	6	0,09	770
A	71	A	6	0,18	850
A	71	B	6	0,25	850
A	80	A	6	0,37	930
A	80	B	6	0,55	945
A	90	S	6	0,75	940
A	90	L	6	1,1	940
A	100	L	6	1,5	930
A	112	M	6	2,2	945
A	132	S	6	3,0	950
A	132	MA	6	4,0	960
A	132	MB	6	5,5	960
A	160	M	6	7,5	965
A	160	L	6	11	955
A	180	L	6	15	965
A	200	LA	6	18,5	970
A	200	LB	6	22	970
A	225	M	6	30	970
A	250	M	6	37	975
A	280	S	6	45	980
A	280	M	6	55	985

8 POLI (Caratteristiche a 400 Volts e 50 Hz)

Tipo				Potenza [kw]	Velocità [min ⁻¹]
A	71	A	8	0,09	670
A	71	B	8	0,12	640
A	80	A	8	0,18	700
A	80	B	8	0,25	700
A	90	S	8	0,37	700
A	90	L	8	0,55	700
A	100	LA	8	0,75	700
A	100	LB	8	1,1	700
A	112	M	8	1,5	705
A	132	S	8	2,2	705
A	132	M	8	3,0	710
A	160	MA	8	4,0	715
A	160	MB	8	5,5	710
A	160	L	8	7,5	710
A	180	L	8	11	695
A	200	L	8	15	720
A	225	S	8	18,5	720
A	225	M	8	22	720
A	250	M	8	30	725
A	280	S	8	37	730
A	280	M	8	45	730