

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

Versione 5.0 (10/2009)

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.

## **Elenco degli Argomenti**

<b>Aspetti generali sulla resistenza e collegamenti di organi meccanici</b> .....	<b>3</b>
Caratteristiche meccaniche di metalli per applicazioni costruttive.....	3
<b>Relazioni Generali delle Trasmissioni di Potenza</b> .....	<b>4</b>
<b>Alberi di trasmissione</b> .....	<b>5</b>
Reazioni vincolari e calcolo delle frecce negli alberi .....	5
Rigidità degli alberi .....	7
Sollecitazioni negli alberi .....	8
Dimensionamento statico di un albero .....	9
Verifica a fatica di un albero .....	9
<b>Giunzioni, collegamenti e trasmissioni fra organi meccanici</b> .....	<b>11</b>
Richiami di resistenza di bulloni e tratti filettati .....	13
Aspetti generali sulla capacità portante dei collegamenti .....	14
<b>Collegamenti Albero-Mozzo</b> .....	<b>15</b>
Accoppiamento albero-mozzo tramite linguetta .....	15
Profili scanalati .....	18
Collegamento forzato albero-mozzo.....	18
Collegamento a morsa .....	20
<b>Giunti fra alberi</b> .....	<b>21</b>
Giunto a gusci .....	21
Giunto a dischi e collegamento flangiato .....	21
<b>Manovella di estremità’</b> .....	<b>23</b>
<b>Contatti Hertziiani</b> .....	<b>25</b>
<b>Perni di estremità e supporti striscianti</b> .....	<b>27</b>
Calcolo della pressione massima di contatto .....	27
Verifica della pressione media di contatto per perni rotanti .....	28
Verifica ad usura .....	28
Verifica a riscaldamento per perni rotanti .....	29

<b>Cuscinetti volventi</b> .....	<b>30</b>
Disposizione dei cuscinetti su di un albero.....	30
Durata richiesta.....	31
Scelta del tipo di cuscinetto .....	32
Durata .....	33
Calcolo del carico dinamico equivalente P [N] .....	35
Tabelle cuscinetti.....	37
<b>Ruote dentate cilindriche a denti dritti</b> .....	<b>40</b>
Dimensionamento secondo Lewis – resistenza a flessione della base del dente .....	40
Verifica della pressione specifica sul fianco del dente .....	42
<b>Ruote dentate cilindriche a denti elicoidali</b> .....	<b>43</b>
Dimensionamento secondo Lewis o di resistenza alla flessione alla base del dente .....	44
Verifica della pressione specifica sul fianco del dente .....	44
<b>Cinghie di trasmissione</b> .....	<b>45</b>
Geometria della trasmissione semplice: .....	45
Relazioni fondamentali nella trasmissione con cinghie.....	45
Calcolo dei tiri delle cinghie.....	45
Scelta delle cinghie trapezoidali .....	47
Azioni sull'albero .....	50
Dimensioni delle pulegge .....	51
Procedura di dimensionamento .....	51
<b>Tabelle: Motori elettrici trifase isgev</b> .....	<b>52</b>

## 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

$\omega$  : velocità angolare

Velocità angolare

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

n: numero di giri al minuto

Rapporto di trasmissione

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

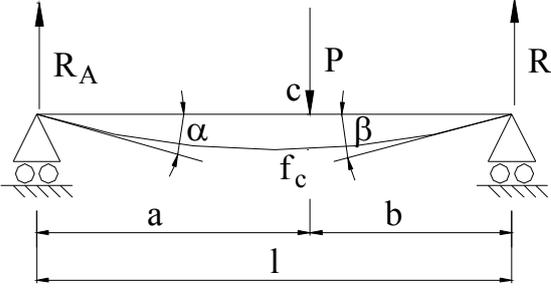
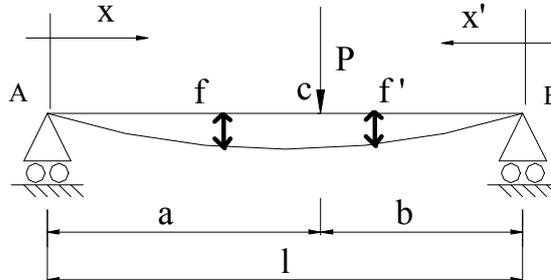
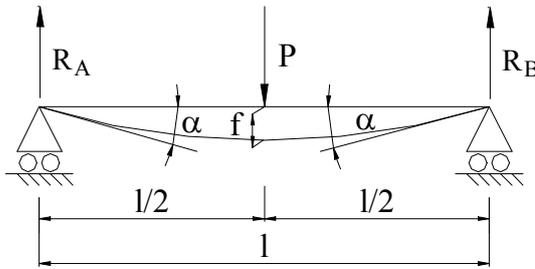
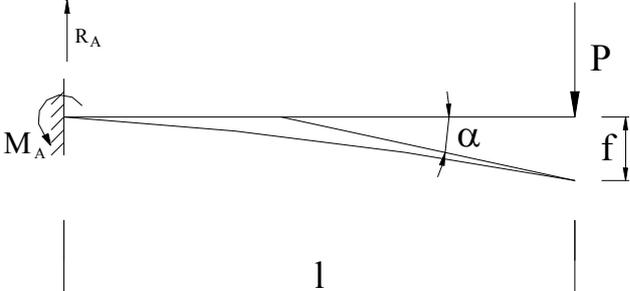
i: rapporto di trasmissione

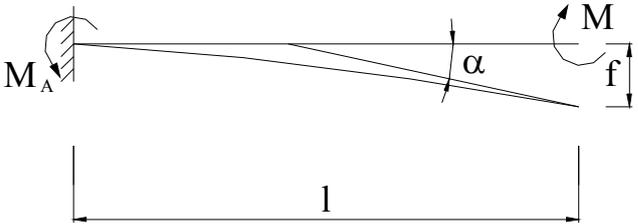
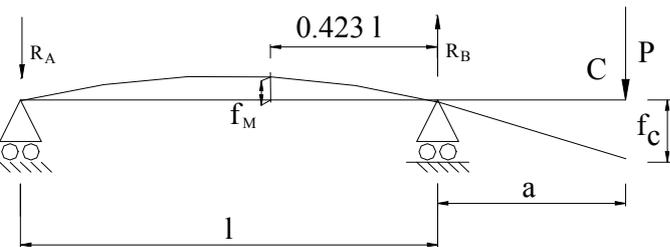
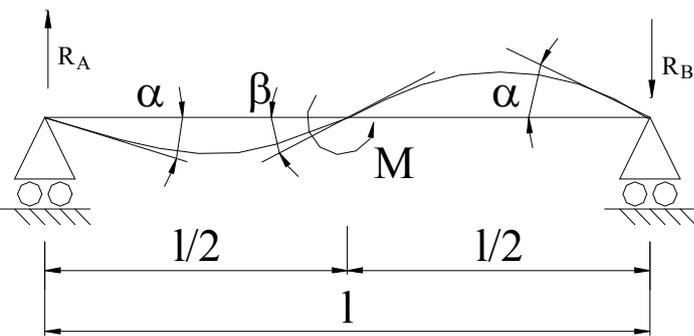
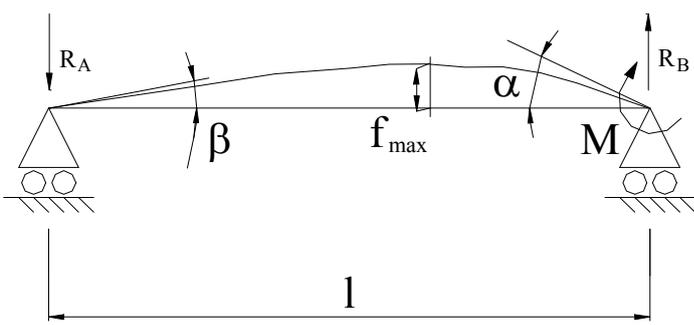
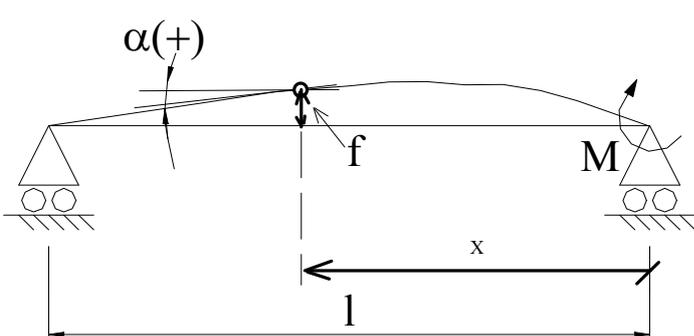
$n_1$  : numero di giri della ruota condotta

$n_1$  : numero di giri della ruota conduttrice

# ALBERI DI TRASMISSIONE

## Reazioni vincolari e calcolo delle frecce negli alberi

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

<p style="text-align: center;">Coppia applicata all'estremità</p> 	$M_A = M$	$f = \frac{1}{2} \frac{M l^2}{EJ}$ $\alpha = \frac{M l}{EJ}$
<p style="text-align: center;">Carico concentrato all'estremità dello sbalzo</p> 	$R_A = \frac{P a}{l}$ $R_B = \frac{P(a+l)}{l}$	$f_C = \frac{P}{EJ} \frac{(l+a)a^2}{3}$ $f_M = \frac{P}{EJ} \frac{l^2 a}{9\sqrt{3}}$
<p style="text-align: center;">Coppia concentrata in mezzeria</p> 	$R_A = \frac{M}{l}$ $R_B = \frac{M}{l}$	$\alpha = \frac{M l}{24EJ}$ $\beta = \frac{M l}{12EJ}$
<p style="text-align: center;">Coppia concentrata all'estremità</p> 	$R_A = \frac{M}{l}$ $R_B = \frac{M}{l}$	$f_C = \frac{M}{EJ} \frac{l^2}{9\sqrt{3}}$ $\alpha = \frac{M l}{3EJ}$ $\beta = \frac{M l}{6EJ}$
<p style="text-align: center;">Coppia concentrata all'estremità</p> 	$f = \frac{M}{EJ L} \left[ \frac{1}{6} x^3 - \frac{1}{2} L x^2 \right] + \frac{1}{3} \frac{M}{EJ} L x$ $\phi = \frac{M}{EJ L} \left[ L x - \frac{1}{2} x^2 \right] - \frac{1}{3} \frac{M L}{EJ}$	

## 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.

### Freccie 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 deve essere inferiore o uguale a:

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

### 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 rad	3' 0,0009 rad	2' 0,0006 rad	1.5°-3°

## 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  $\theta$  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  $\nu$  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  $J_t = \frac{1}{3} b t^3$

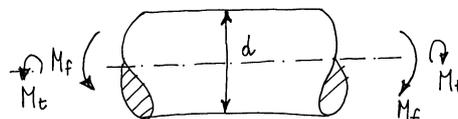
Angolo di torsione  $\theta$  fra due sezioni di una trave a sezione rettangolare sollecitata a torsione:

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

## Dimensionamento statico di un albero

Assegnata la tensione ammissibile  $\sigma_{adm}$  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

$\sigma_{adm}$  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  $\sigma_{id}$  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:

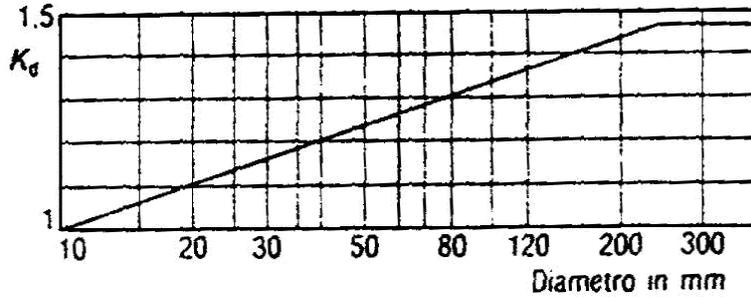
$$(K_f - 1) = q (K_t - 1) \quad q = \frac{1}{1 + \frac{a}{r}}$$

$K_t$  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  $K_f = K_t$ ).

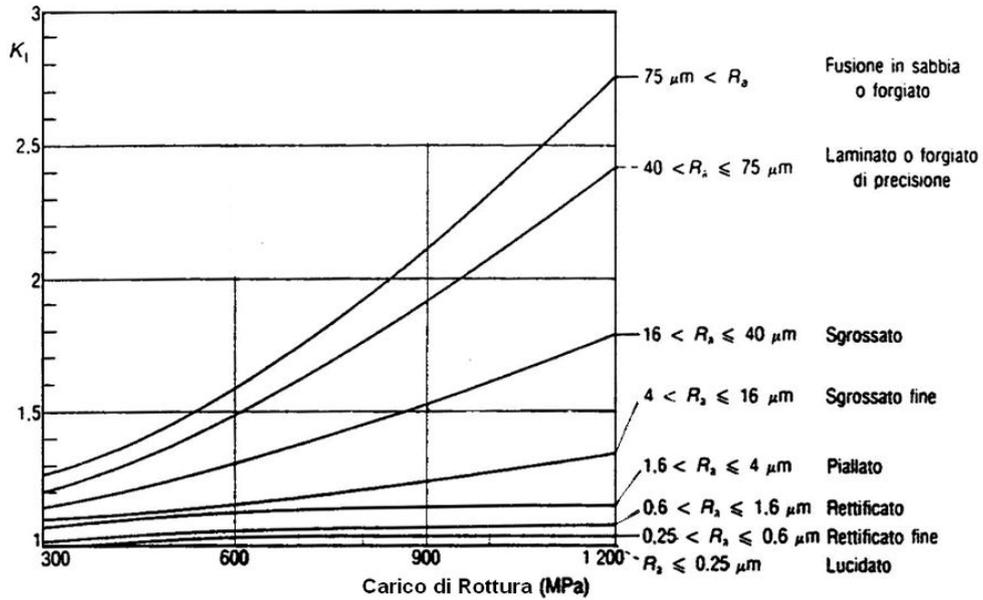
**Parametro "a" per il calcolo della sensibilità all'intaglio**

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**

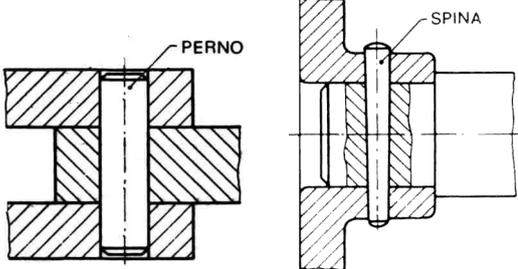
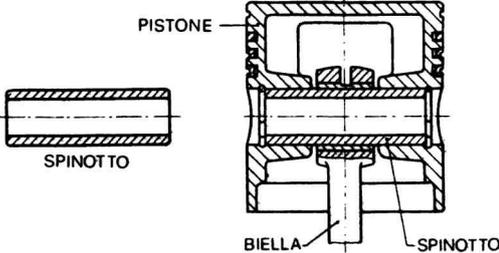
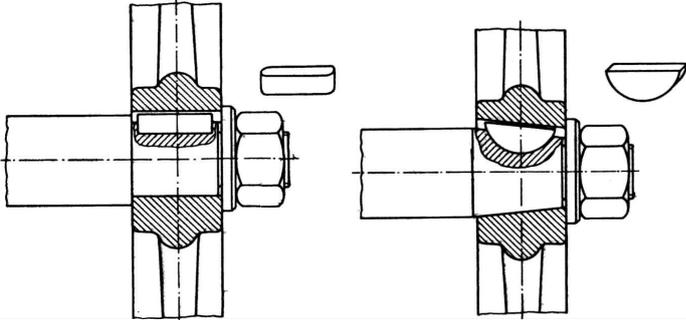
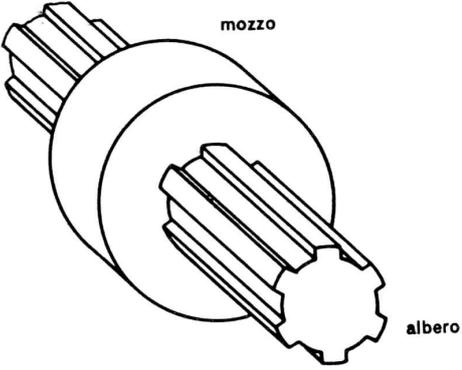


**Grafico per la stima del fattore di influenza della rugosità superficiale**

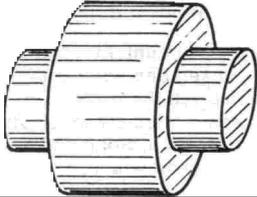


## GIUNZIONI, COLLEGAMENTI E TRASMISSIONI FRA ORGANI MECCANICI.

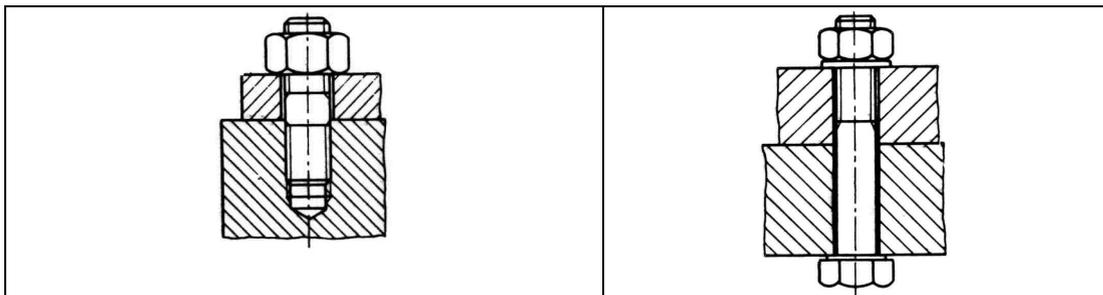
### Accoppiamenti per forma:

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

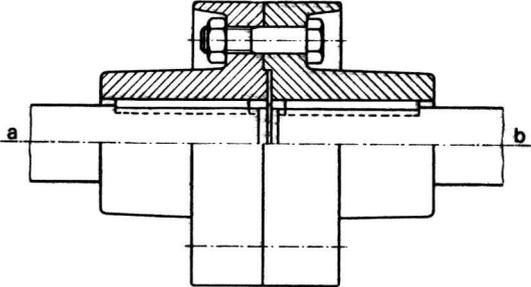
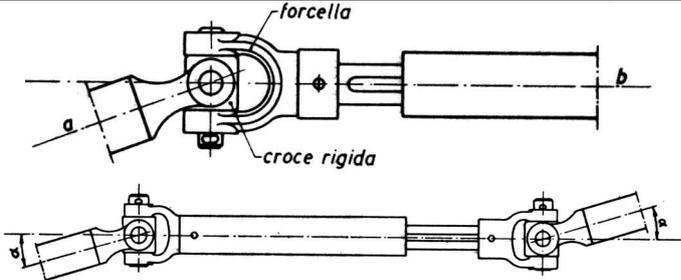
Accoppiamenti per attrito

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

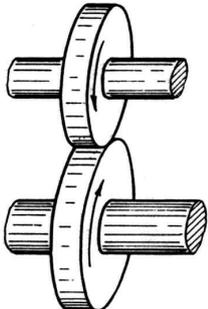
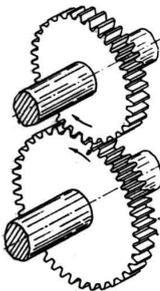
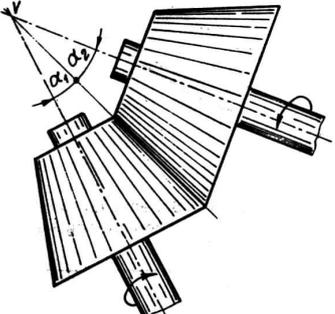
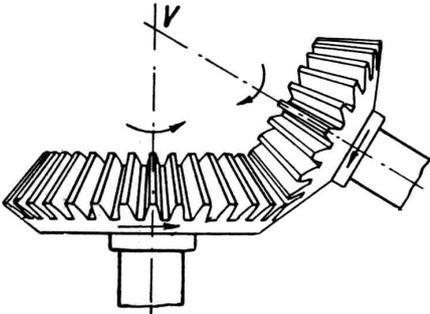
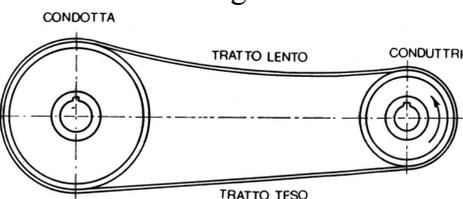
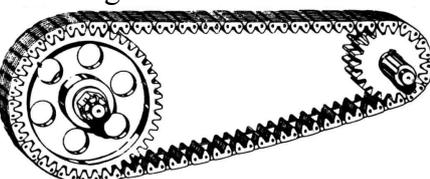
Accoppiamenti filettati



Giunti

	<p>Collegamento di alberi coassiali</p>
	<p>Collegamenti di alberi sghembi (giunto cardanico singolo) o paralleli (doppio giunto cardanico)</p>

## Trasmissioni fra alberi

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

## Richiami di resistenza di bulloni e tratti filettati

Area resistente per viti a passo grosso

d [mm]	$A_{res}$ [mm <sup>2</sup> ]
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	$\sigma_R$ [MPa]	$\sigma_s$ [MPa]	$\sigma_{adm}$ [MPa]	$\tau_{adm}$ [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

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

$\sigma_R$  carico di rottura

$\sigma_s$  carico di snervamento

### Forza di serraggio

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

Per EuroCODICE  $N_s = \frac{0.7 \cdot \sigma_R \cdot A_{res}}{1.25}$

### Coppia di serraggio

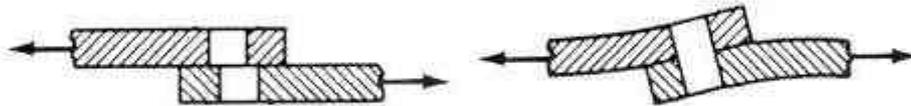
$$T_s = 0.2 N_s d$$

## Aspetti generali sulla capacità portante dei collegamenti

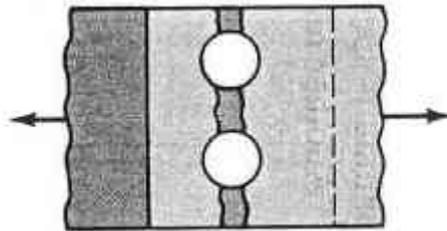
Il trasferimento del carico da un elemento all'altro può essere schematizzato, in termini generali, come un trasferimento per "forma" o per "attrito". Nel primo caso le forze scambiate fra i vari elementi sono prevalentemente perpendicolari alla superficie di contatto. Nel secondo caso, poichè ad ogni 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.

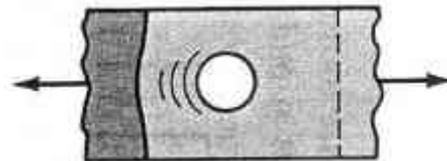
Considerando ad esempio una spina o un perno, si deve garantire l'integrità del perno a seguito delle sollecitazioni di flessione e/o taglio.



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

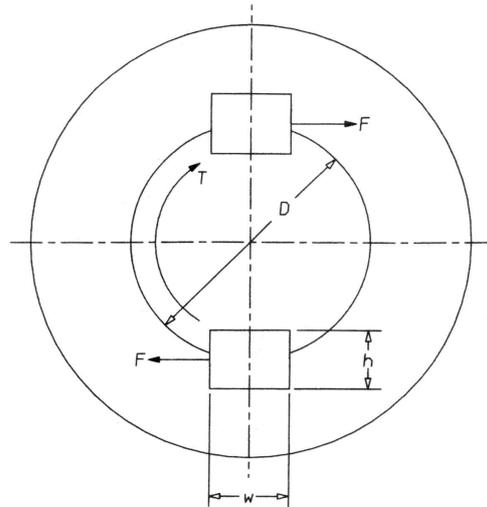
### Accoppiamento albero-mozzo tramite linguetta

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

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

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

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

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

	$\sigma_{lim}$	v
materiali duttili	$\sigma_s$	1.-1.5
materiali fragili	$\sigma_R$	1.3-2

Fattore di collaborazione  $\alpha$  per la verifica a pressione di contatto

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

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

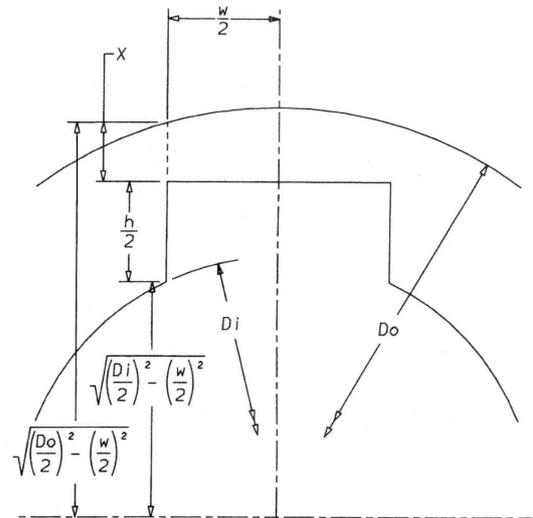
$$\text{Tensione media: } \sigma \cong \frac{T}{L X Y n}$$

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

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

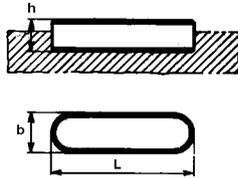
$X$  altezza efficace della sezione resistente del mozzo

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

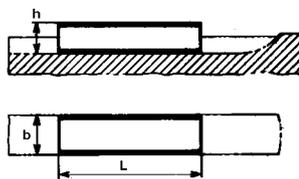


# Linguette unificate

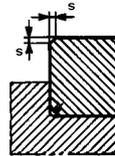
Arrotondate  
(forma A)



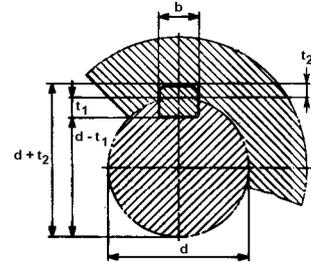
Diritte  
(forma B)



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

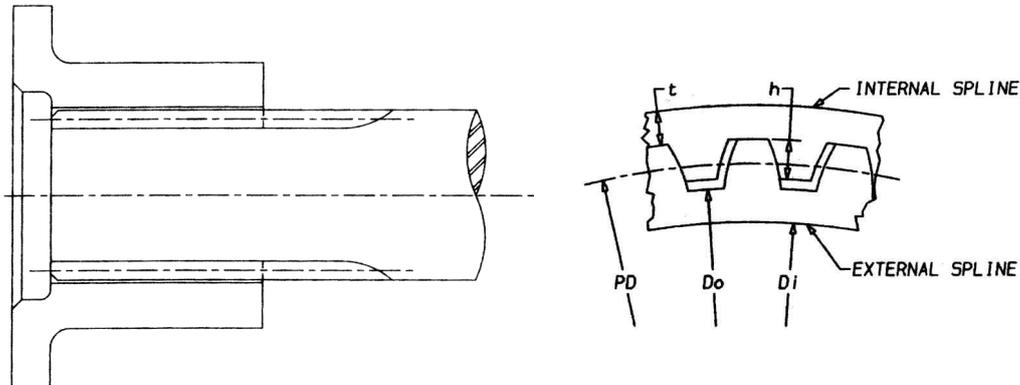
Campo di applicazioni	LINGUETTA						CAVA												
	Sezione		Lunghezza	Smusso		Dim. nom.	Larghezza b				Profondità		Raggio di arrotond.						
	Dimens. nomin. b x h	Tolleranza su		min	max		Tolleranza per accoppiamento				Albero t <sub>1</sub>	Mozzo t <sub>2</sub>							
		b	h			libero	incerto	bloccato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

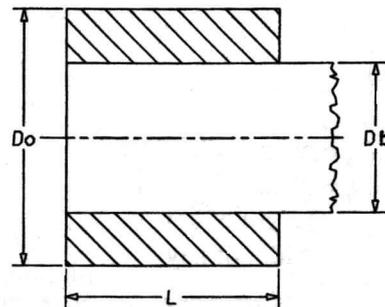
## Collegamento forzato albero-mozzo

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
- $\mu$  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
- $\beta$  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,  $\nu$  modulo elastico e coefficiente di Poisson del materiale
- $\delta$  densità del materiale
- $\omega$  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:

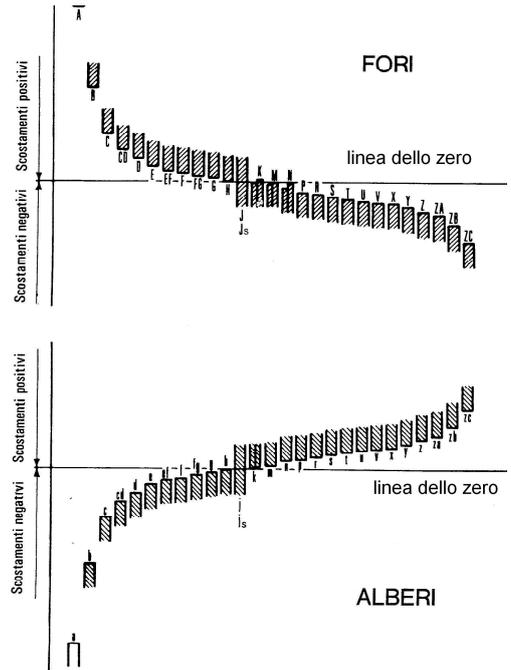
$$\sigma_r = -p_{\max}; \quad \sigma_t = p_{\max} \frac{1+\beta^2}{1-\beta^2}; \quad \sigma_{id, Guest} = \frac{2 p_{\max}}{1-\beta^2}$$

### Scelta tolleranze d'accoppiamento

Gruppi di dimensioni mm		VALORI NUMERICI DELLE TOLLERANZE FONDAMENTALI																				
		Valori in $\mu\text{m}$																				
		Corrispondenti unità di tolleranza $i$																				
da	1 a	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600
		Qualità																				
		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	IT 16	IT 17		
sopra	3 a	6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	—	
sopra	6 a	10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500	
sopra	10 a	18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800	
sopra	18 a	30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100	
sopra	30 a	50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500	
sopra	50 a	80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000	
sopra	80 a	120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500	
sopra	120 a	180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000	
sopra	180 a	250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600	
sopra	250 a	315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200	
sopra	315 a	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700	
sopra	400 a	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300	

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.



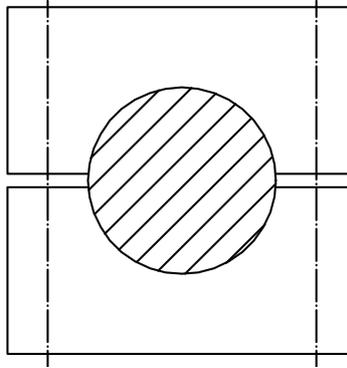
### Scostamento fondamentale per alberi [ $\mu\text{m}$ ]

	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:

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

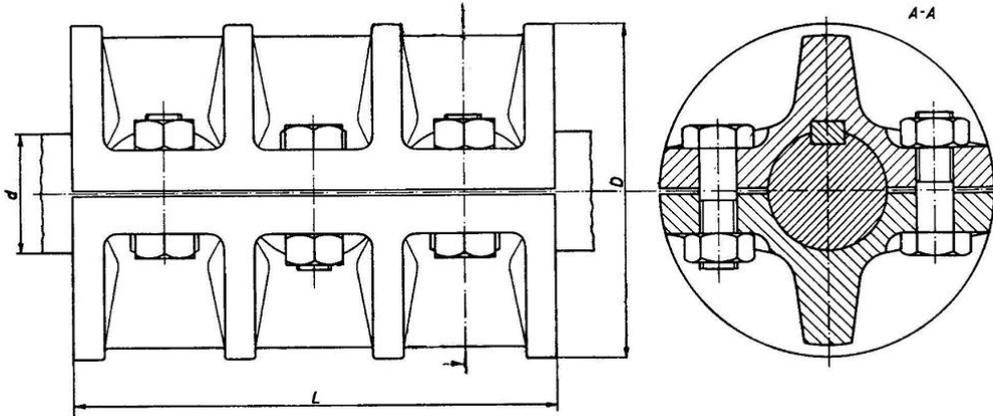


### Considerazioni sul coefficiente d'attrito

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  
 $\mu$  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

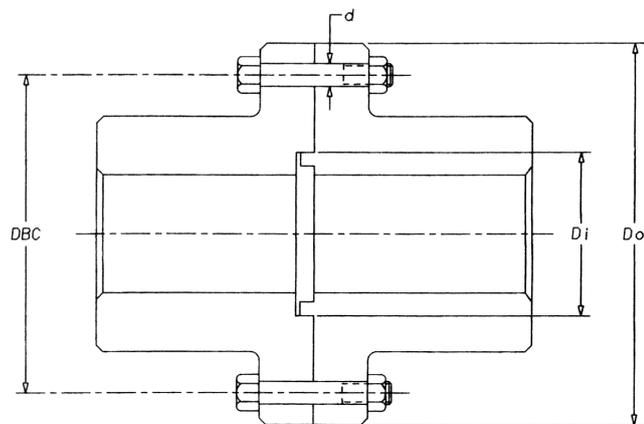
Coppia trasmissibile da un collegamento flangiato:  $T \cong (F n) \mu R_f$

Dove:

T coppia torcente trasmissibile  
 F forza di serraggio del singolo bullone  
 n numero di bulloni  
 $\mu$  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)

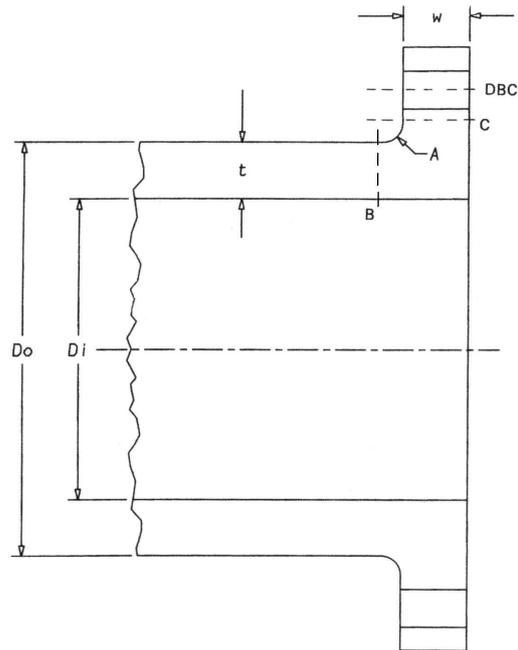
$$R_f = \frac{2}{3} \left( \frac{R_0^3 - R_i^3}{R_0^2 - R_i^2} \right)$$

$R_i$  raggio interno della superficie di contatto  
 $R_0$  raggio esterno della superficie di contatto



Stato tensionale sulla flangia:

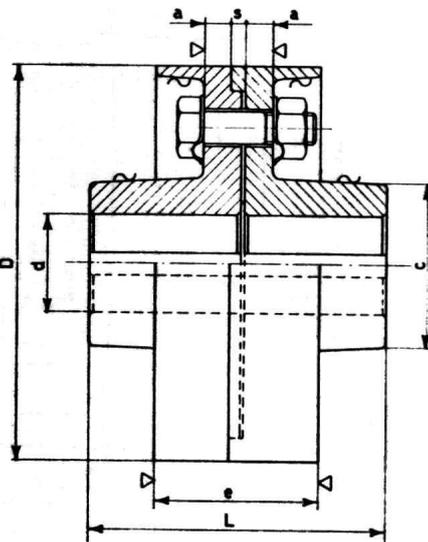
Oltre alle verifiche relative alla possibilità di trasmettere il carico, la flangia deve essere verificata dal punto di vista resistenziale. In particolare, se l'albero è sollecitato sia torsionalmente che flessionalmente, devono essere investigate le sezioni "B" e "C" di figura. Si ricorda che, particolarmente 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:

$\theta$       angolo di manovella  
 $\gamma$       angolo formato dalla biella rispetto all'asse del manovellismo

$L$       lunghezza della biella

$R$       lunghezza della manovella

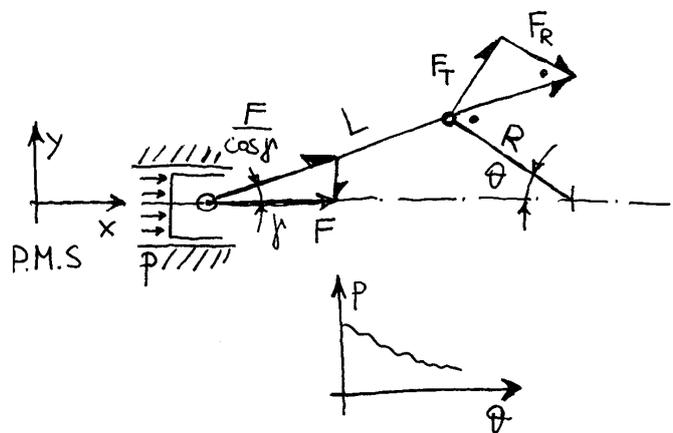
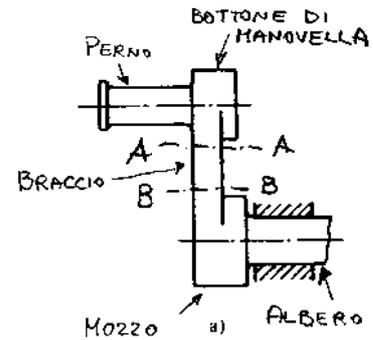
$d_p$      diametro del pistone (alesaggio)

$p$       pressione dei gas assegnato in funzione dell'angolo di manovella

$F$       forza esplicita dai gas sul pistone

$F_R$      forza in direzione radiale applicata alla manovella

$F_T$      forza in direzione tangenziale applicata alla manovella



### Si dimensionano:

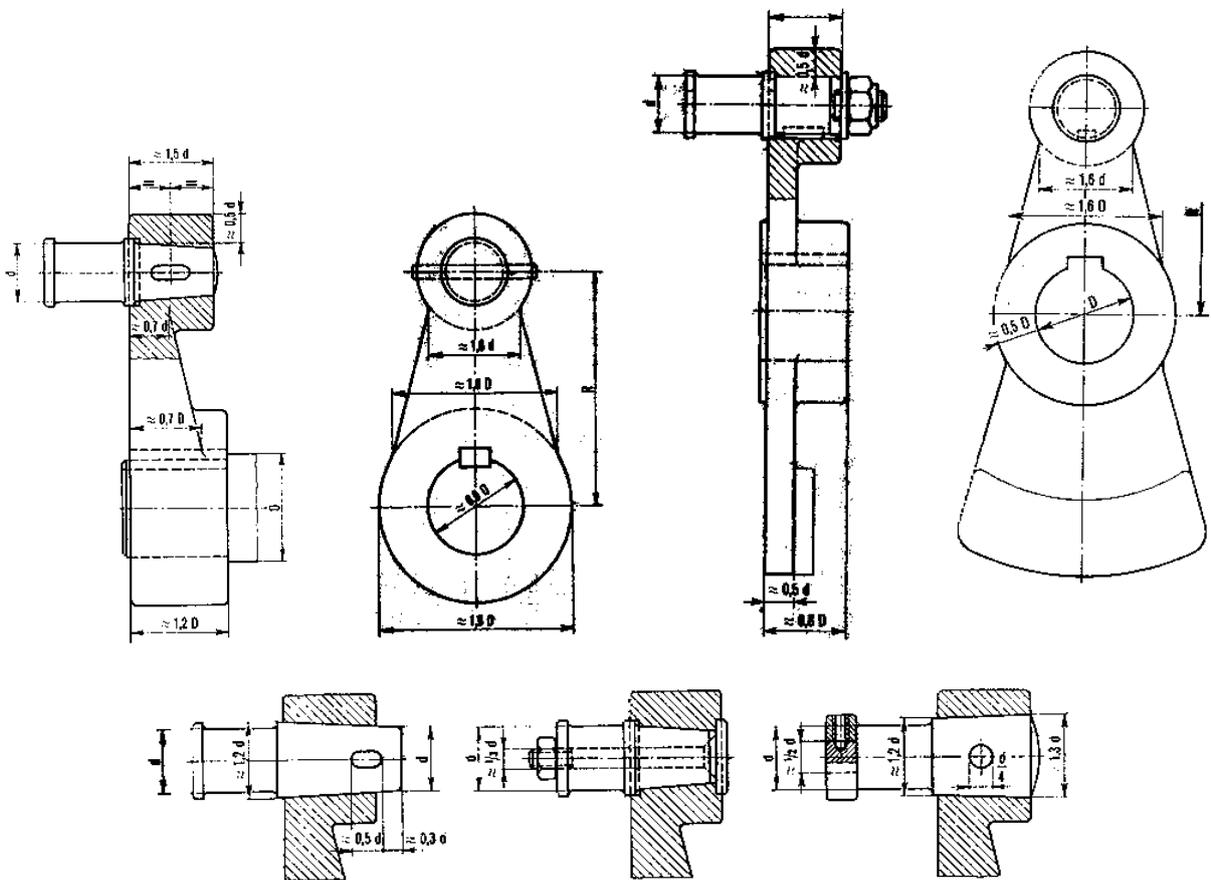
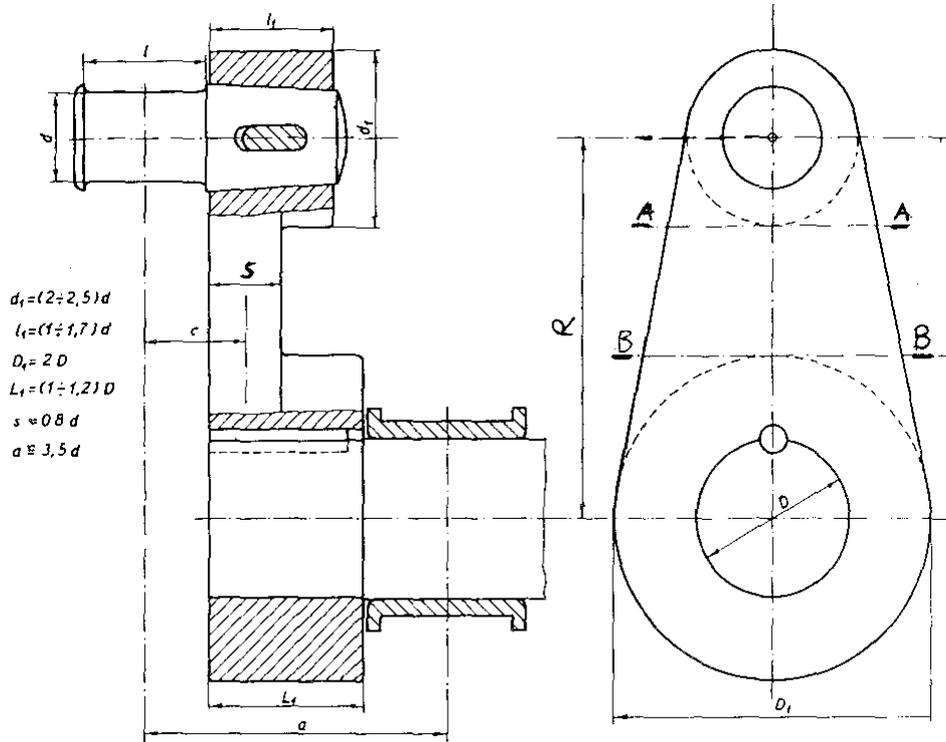
perno ed albero con le equazioni sopra riportate. Assegnato il diagramma delle pressioni in funzione dell'angolo di manovella, si dovrà far riferimento alla condizione più sfavorevole.

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

$\nu$  : coeff. di Poisson

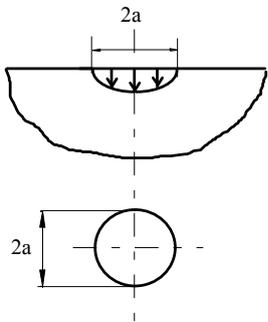
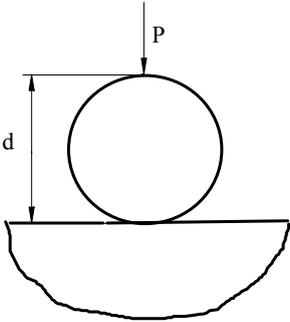
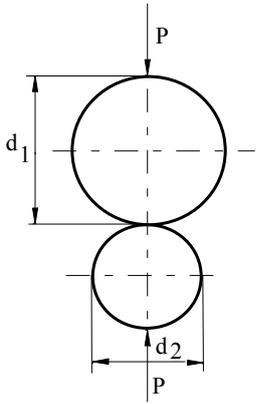
$d$  : diametro

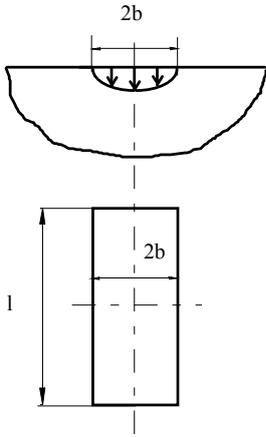
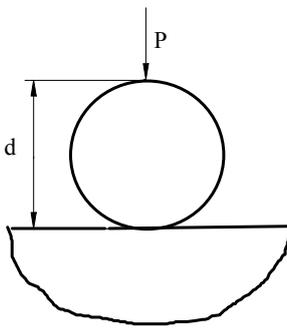
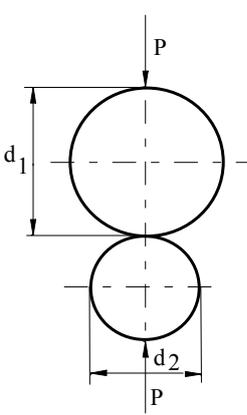
$L$ : lunghezza generatrice cilindro

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

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

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

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

 <p data-bbox="215 772 438 851">Area di contatto rettangolare <math>2b \cdot l</math></p>	<p data-bbox="574 264 821 302">Cilindro su piano</p> 	<p data-bbox="989 264 1252 302">Cilindro su cilindro</p> 
<p data-bbox="183 884 462 929">Larghezza di contatto</p>	$b = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \sqrt{\frac{P}{L}} d C$	$b = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \sqrt{\frac{P}{L} \frac{C}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}}$
<p data-bbox="199 1025 446 1064">Pressione massima</p>	$p_{\max} = \frac{4}{\pi} \cdot p_{\text{media}} = \frac{4}{\pi} \frac{P}{2bL}$	
<p data-bbox="183 1120 462 1198">Posizione picco della tensione di Guest</p>	$\zeta_0 = \frac{z}{b} = 0.489$	
<p data-bbox="183 1205 462 1276">Massima tensione di Guest</p>	$\sigma_{\max, \text{Guest}} = 0.801 \cdot p_{\text{media}} = 0.801 \frac{P}{2bL}$	

## 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)

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

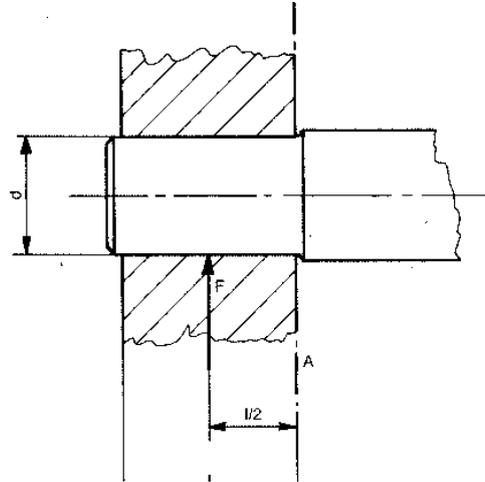
Dove:

F Forza agente sul perno in direzione radiale (da considerare come la somma vettoriale delle forze agenti su più piani)

$\sigma_{adm}$  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  $\psi$ . Come regola generale si faccia riferimento ai seguenti valori di  $\psi$ :

	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:

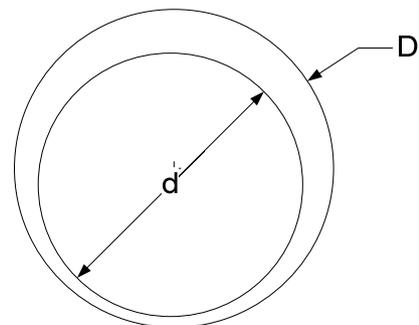
$$p = \frac{F}{d l}$$

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



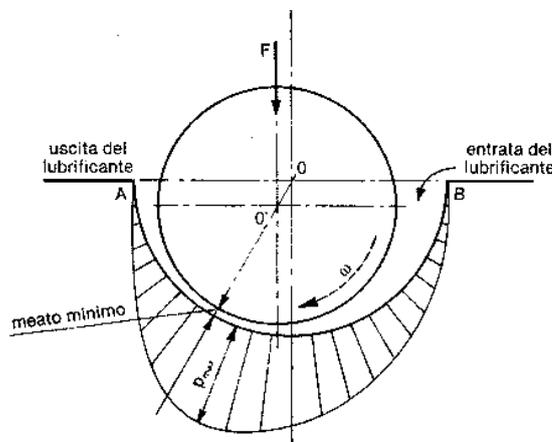
- F Forza agente sul perno in direzione radiale (da considerare come la somma vettoriale delle forze agenti su più piani)
- p pressione media sul perno
- $E_1, E_2$  moduli di elasticità dei due materiali
- d diametro del perno
- D diametro del cuscinetto
- $\psi$  giuoco relativo pari a  $(D-d)/d$

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 <sup>2</sup> ]	Pv [N m/ (mm <sup>2</sup> 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 <sup>2</sup> ]
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:

$$w = \frac{Fn}{l} \leq w_{adm}$$

- $w$       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.

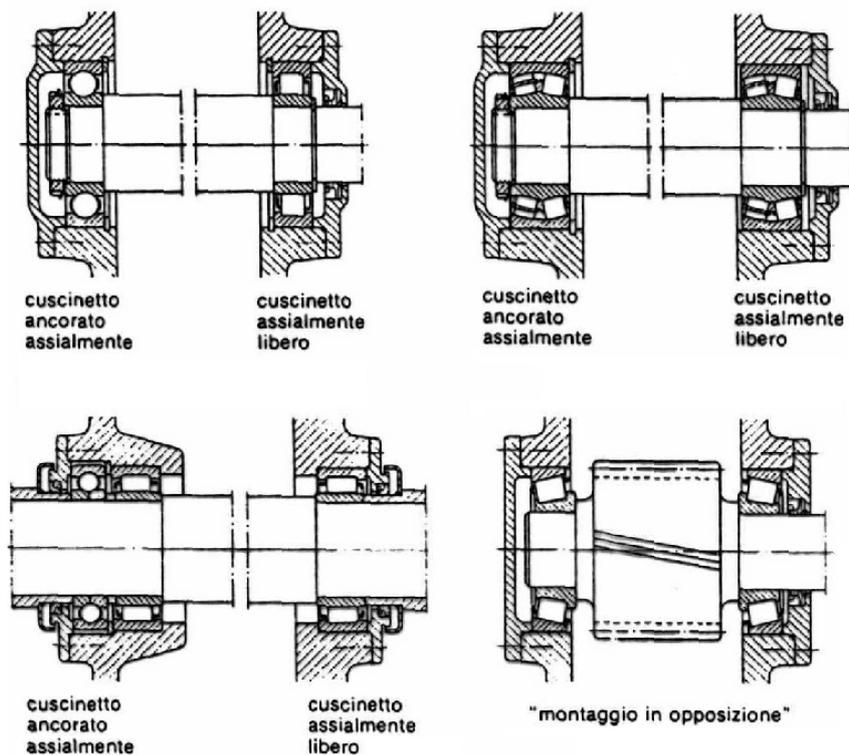
Valori ammissibili del parametro  $W$  per velocità fino a 5 m/s:  $W = \frac{Fn}{l} \leq W_{amm}$

Condizione di funzionamento	Valori di $W \left[ \frac{N \text{ giri}}{mm \text{ min}} \right]$
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

## 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:

<b>Tipo di macchina</b>	<b>L<sub>10h</sub> – ore di funzionamento</b>
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;	Da 8.000 a 12.000
Montacarichi, gru per collettame o dispositivi di imbragatura di fusti, balle, ecc.	
Macchine destinate a funzionare per 8 ore al giorno, ma non sempre pienamente utilizzate:	Da 10.000 a 25.000
gruppi di comando ad ingranaggi per impieghi generali, motori elettrici per le industrie, frantoi rotanti.	
Macchine destinate a funzionare per 8 ore al giorno e pienamente utilizzate:	Da 20.000 a 30.000
macchine utensili, macchine per la lavorazione del legno, macchine varie per l'industria, gru per merci, nastri trasportatori, soffianti per ventilatori, ecc.	
Macchine a funzionamento continuo per 24 ore al giorno:	Da 40.000 a 60.000
riduttori per laminatoi, macchine elettriche di medie dimensioni, compressori, montacarichi, pompe, ecc.	
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:	Circa 100.000
Macchine elettriche di grandi dimensioni, generatori di forza motrice, pompe e ventilatori per miniere, ecc.	

<b>Tipo di veicolo</b>	<b>Milioni di chilometri</b>
<b>Veicoli stradali</b>	
Autovetture	0,3
Autocarri autobus	0,6
<b>Veicoli ferro-tramviari</b>	
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

### Caratteristiche Attitudini del cuscinetto per

Tipi di cuscinetto	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 (ritratti)	sistemazioni di vincolo assiale	sistemazioni non di vincolo assiale	spostamento assiale possibile nel cuscinetto
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 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. Esistono tabelle che danno il fattore di correzione del coefficiente C in funzione della T per temperature superiori:

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

## 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  $P$  [N].

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

L'esponente  $p$  è pari a 3 per i cuscinetti a sfere e 10/3 per quelli a rulli.  
In genere si preferisce esprimere la durata come ore di funzionamento:

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

dove  $n$  è in giri/min.

### Formula della durata corretta

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

$n$  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:

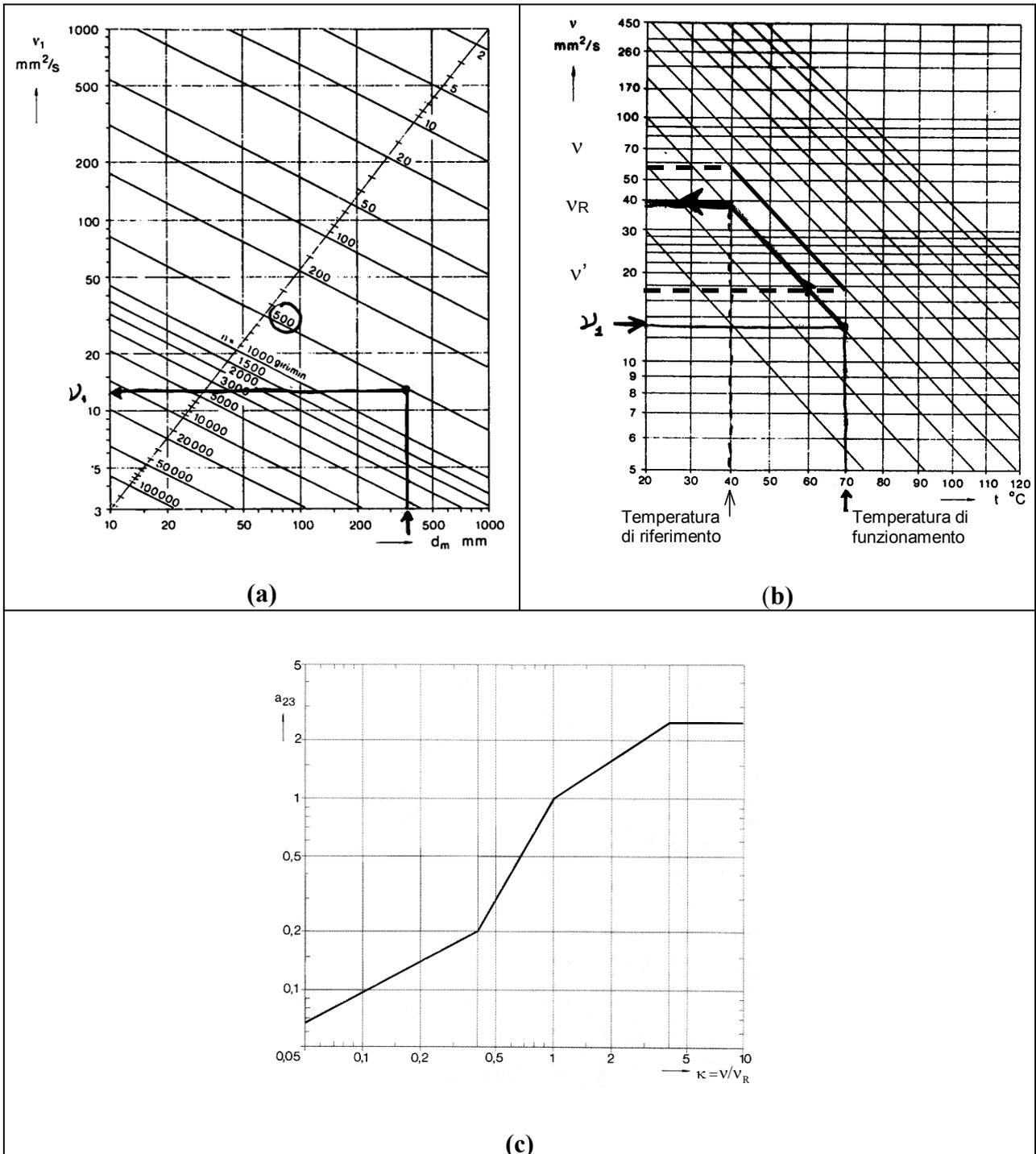
coefficiente di affidabilità	
Affidabilità %	$a_1$
90	1
95	0.62
96	0.53
97	0.44
98	0.33
99	0.21

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  $\chi$  fra  $v$  e  $v_R$  che sono rispettivamente la viscosità del lubrificante realmente impiegato alla temperatura di riferimento di 40°C e la viscosità necessaria per un corretto funzionamento letta alla temperatura di riferimento di 40° C. 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 la viscosità  $v_1$  necessaria per una corretta lubrificazione alla temperatura di funzionamento. Individuata  $v_1$ , e nota la temperatura del lubrificante nelle condizioni di funzionamento, si entra nel diagramma **b** per ottenere la viscosità  $v_R$  alla temperatura di

riferimento. L'intersezione della temperatura di funzionamento con il valore di viscosità corrispondente a  $v_1$  individua una retta inclinata; risalendo lungo tale retta fino all'intersezione con la temperatura di riferimento si determina il valore della viscosità  $v_R$  del lubrificante richiesto.

Determinata  $v_R$  si calcola il rapporto di viscosità  $\chi = v/v_R$  e si determina il valore del coefficiente  $a_{23}$  attraverso il diagramma *c* che dà  $a_{23}$  in funzione di  $\chi$

(N.B. il valore di  $\chi$  potrebbe essere calcolato anche alla temperatura di funzionamento purché si determini la viscosità  $v'$  del lubrificante realmente impiegato a tale temperatura:  $\chi = v' / v_1$  ).



## Calcolo del carico dinamico equivalente P [N]

Esso è quel carico costante in intensità, direzione e verso (radiale per i radiali ed assiale per gli assiali), che se applicato al cuscinetto darebbe la stessa durata dei carichi reali applicati. In generale la formula per il carico P è:

$$P = XF_r + YF_a$$

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]

calcolo del carico dinamico equivalente per i cuscinetti radiali rigidi a sfere, radiali a rulli cilindrici, radiali a rulli conici

### Cuscinetti radiali rigidi a sfere

Il carico è dato dalle seguenti espressioni:

$P = F_r$	se $F_a/F_r \leq e$
$P = XF_r + YF_a$	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:

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

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

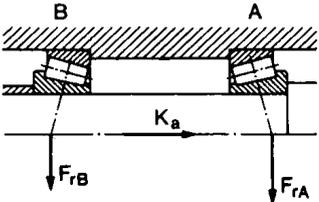
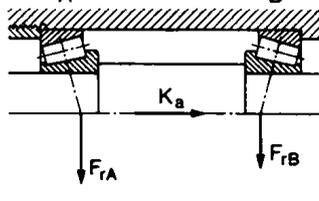
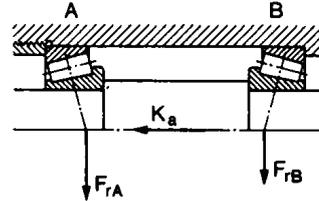
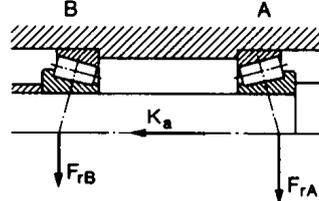
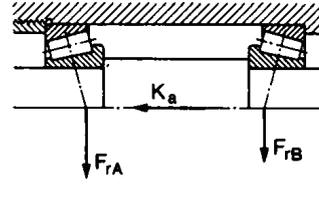
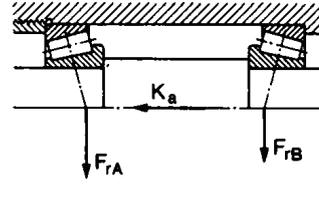
$Y$       fattore carico assiale      = variabile da 0.4 a 0.6 in funzione del tipo di cuscinetto

### Cuscinetti a rulli conici

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

$$P = F_r$$

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

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

$$P = 0.4 F_r + YF_a \quad \text{se } F_a/F_r > e$$

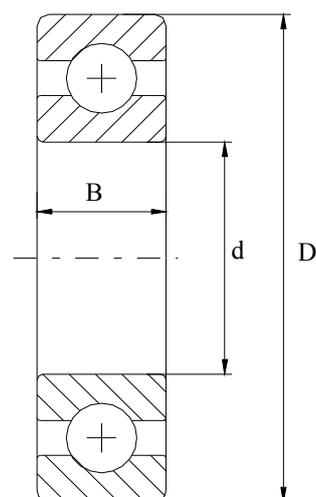
con "e" e "Y" dipendenti dal tipo di cuscinetto

## Tabelle cuscinetti

d: diametro dell'albero  
 D: diametro esterno del cuscinetto  
 B: larghezza del cuscinetto  
 C: coefficiente di carico dinamico  
 C<sub>0</sub>: coefficiente di carico statico

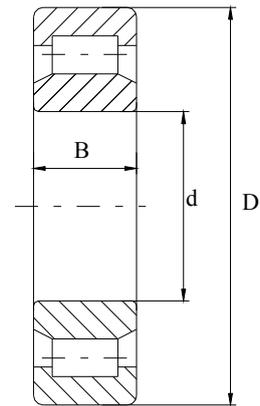
### *Cuscinetti radiali a sfere*

d	D	B	C	C <sub>0</sub>	Appellativo	d	D	B	C	C <sub>0</sub>	Appellativo
[mm]	[mm]	[mm]	[N]	[N]		[mm]	[mm]	[mm]	[N]	[N]	
<b>15</b>	24	5	1560	800	61802	<b>35</b>	47	7	4750	3200	61807
	28	7	4030	2040	61902		55	10	9560	6200	61907
	32	8	5590	2850	16002		62	9	12400	8150	16007
	32	9	5590	2850	6002		62	14	15900	10200	6007
	35	11	7800	3750	6202		72	17	25500	15300	6207
	42	13	11400	5400	6302		80	21	33200	19000	6307
							100	25	55300	31000	6407
<b>17</b>	26	5	1680	930	61803	<b>40</b>	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
<b>20</b>	32	7	2700	1500	61804	<b>45</b>	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
<b>25</b>	37	7	4360	2600	61805	<b>50</b>	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
<b>30</b>	42	7	4490	2900	61806	<b>55</b>	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



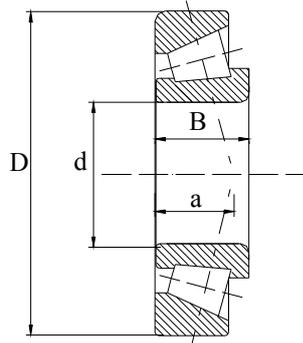
### Cuscinetti a rulli cilindrici

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



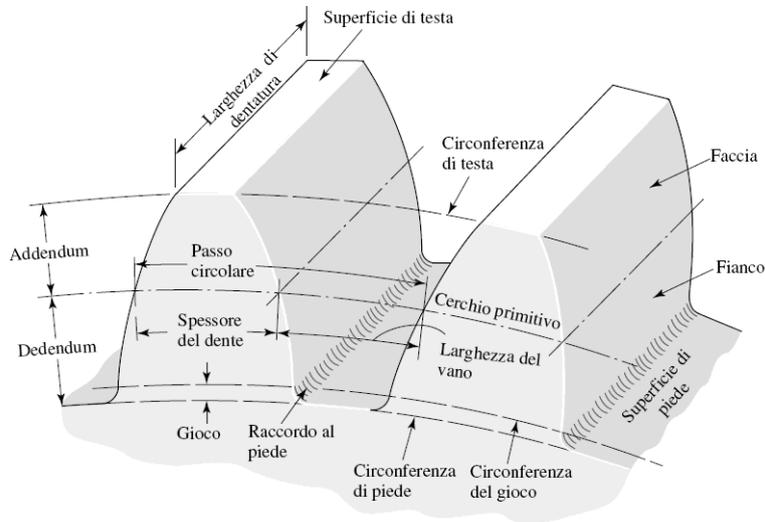
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [N]	C <sub>0</sub> [N]	Appellativo
<b>15</b>	35	11	12500	10200	NU 202 EC
	42	13	19400	15300	NU 302 EC
<b>17</b>	40	12	17200	14300	NU 203 EC
	40	16	23800	21600	NU 2003 EC
	47	14	24600	20400	NU 303 EC
<b>20</b>	47	14	25100	22000	NU 204 EC
	47	18	29700	27500	NU 2204 EC
	52	15	30800	26000	NU 304 EC
	52	21	41300	38000	NU 2304 EC
<b>25</b>	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
<b>30</b>	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
<b>35</b>	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
<b>40</b>	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
<b>15</b>	42	14.25	22400	20000	9	0.28	2.1	1.1	30302
<b>17</b>	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
<b>20</b>	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
<b>22</b>	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
<b>25</b>	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
<b>28</b>	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
<b>30</b>	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
<b>32</b>	58	17	36900	46500	14	0.46	1.3	0.7	320/32 X
<b>35</b>	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  $d_e = d_p + 2 m$ ,  
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 prossimo al modulo unificato più vicino;
- $M_t$  è il momento torcente sulla ruota;
- $\lambda$  rapporto fra la larghezza  $L$  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  $\phi$ ;
- $z$  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<sub>0</sub> = resistenza a basse velocità di rotazione desumibile dalla tabella dei materiali

*Moduli Unificati [mm] UNI 6587*

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

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
$\infty$	0.390	0.484

## Materiali di comune impiego nella costruzione delle ruote dentate (N/mm<sup>2</sup>)

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  $k$  va inteso per basse velocità di rotazione

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

### 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:

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

- $k'$  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 <sup>2</sup> ) <sup>0.5</sup> ]	477 [(N/mm <sup>2</sup> ) <sup>0.5</sup> ]	443 [(N/mm <sup>2</sup> ) <sup>0.5</sup> ]
Acciaio - ghisa	443 [(N/mm <sup>2</sup> ) <sup>0.5</sup> ]	389 [(N/mm <sup>2</sup> ) <sup>0.5</sup> ]	383 [(N/mm <sup>2</sup> ) <sup>0.5</sup> ]	338 [(N/mm <sup>2</sup> ) <sup>0.5</sup> ]
Ghisa - ghisa	383 [(N/mm <sup>2</sup> ) <sup>0.5</sup> ]	338 [(N/mm <sup>2</sup> ) <sup>0.5</sup> ]		

- $M_t$  è il momento torcente in N mm;
- $L$  è la larghezza di fascia del dente in mm;
- $d_{pmin}$  è il diametro primitivo della ruota minore in mm;
- $z_{min}$  e  $z_{mag}$  i numeri dei denti della ruota minore e della ruota maggiore;
- $H_B$  la durezza Brinell del materiale delle ruote (per acciai vedi tabella precedente):

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

- $n$  è il numero di giri al minuto della ruota minore;
- $n_{cicli}$  è il numero totale di giri di progetto della ruota minore;
- $h$  è il numero di ore di funzionamento previsto per la trasmissione:

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

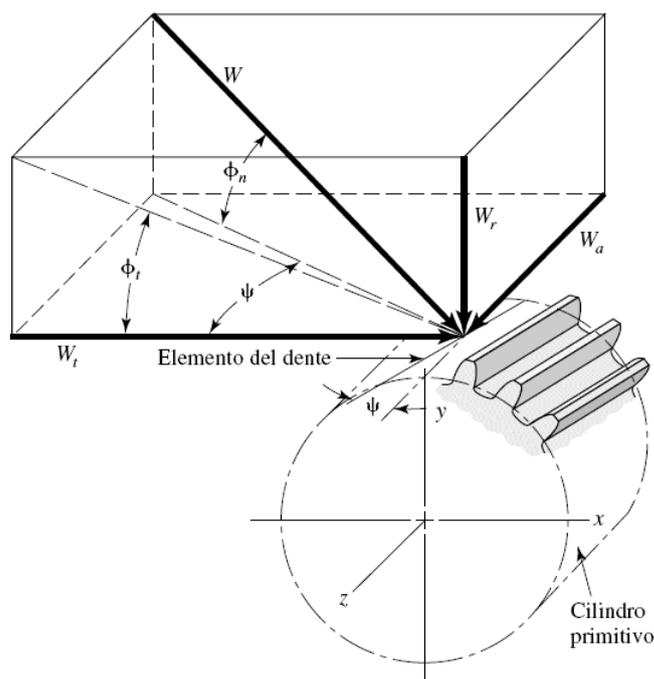
$$m_f = \frac{d_p}{z}$$

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

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

$m_n$ : modulo normale  
 $\psi$ : 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  $\psi$  è l'angolo d'elica,  $\phi_n$  è l'angolo di pressione normale.

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

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

- $m_f$  è il modulo frontale; il valore scelto alla fine del procedimento di calcolo deve essere assunto in modo che il modulo normale  $m_n$  sia prossimo al modulo unificato più vicino;
- $M_t$  è il momento torcente sulla ruota;
- $\lambda$  rapporto fra la larghezza  $L$  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*  $\phi_n$ ;
- $\psi$  angolo d'elica
- $z$  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 e dell'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

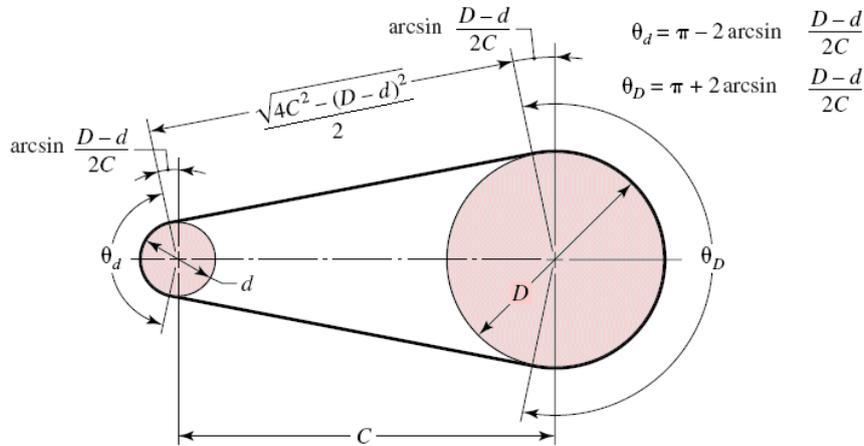
Il criterio di verifica si basa sulla limitazione della pressione specifica che si sviluppa nel punto di contatto fra due denti in presa con angolo di pressione normale  $\theta_n=20^\circ$ :

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

- $\psi$  angolo d'elica  
(per la definizione degli altri simboli valgono le stesse considerazioni fatte per l'analogia formula valida per le ruote a denti diritti).

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

### Relazioni fondamentali nella trasmissione con cinghie

#### Potenza e coppia trasmessa

$$T = (F_1 - F_2) \frac{d_p}{2}$$

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

Con:

T: coppia trasmessa

P: potenza trasmessa

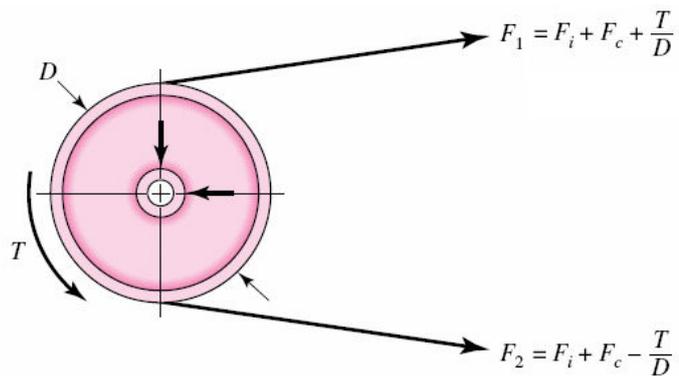
$F_1$ : tiro sul ramo teso

$F_2$ : tiro sul ramo lento

$d_p$ : diametro primitivo

$\omega$ : velocità angolare

$v$ : velocità periferica



### Calcolo dei tiri delle cinghie

#### Tiro delle cinghie

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

$F_i$ : tiro di cinghia a pulegge ferme

#### Differenza massima nei tiri di cinghia

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

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

$f$ : coeff. di attrito

$\theta$ : angolo di avvolgimento

$m$ : massa per unità di lunghezza

$r$ : raggio primitivo

### Calcolo dei tiri cinghia

$$F_i = \frac{T}{d} \frac{e^{f\theta} + 1}{e^{f\theta} - 1}$$

$$F_1 = F_c + F_i \frac{2e^{f\theta}}{e^{f\theta} + 1};$$

$$F_2 = F_c + F_i \frac{2}{e^{f\theta} + 1}$$

Potenza di progetto

$$P_d = v P K_S$$

$P_d$ : potenza di progetto

$K_S$ : fattore di servizio

$v$ : coefficiente di sicurezza o fattore di progetto

Fattore di servizio  $K_S$

	<b>Tipo di macchina condotta</b>	<b>Tipo di unità primaria</b>					
		<b>Ore giornaliere di funzionamento</b>					
		≤ 10	10÷16	>16 e servizio continuo	≤ 10	10÷16	>16 e servizio continuo
<b>Casi speciali</b>	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						
<b>Impiego leggero</b>	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
<b>Impiego medio</b>	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
<b>Impiego pesante</b>	Macchine per laterizi; elevatori a tazze; eccitatori; compressori a pistoni; trasportatori (continuo a strascico, a cucchiaiate, a coclea); mulini a martelli; raffinatori olandesi per carta; pompe a pistoni; 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
<b>Impiego Extra pesante</b>	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

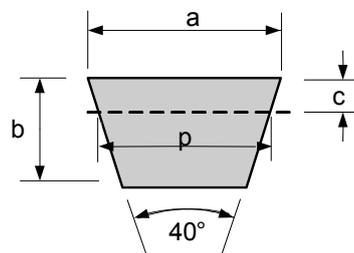
## Scelta delle cinghie trapezoidali

*Geometria della cinghie trapezoidali:*

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 lunghezza	m [kg/m]	0,097	0,166	0,296	0,603	0,869
Coefficiente di curvatura	$K_b$ [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

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	1600
			1800	1800	1800
			2000	2000	2000

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



### Lunghezze unificate delle cinghie

Sezione	Sviluppo interno, in	Sviluppo primitiva mm
Z		<b>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</b>
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	<b>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>
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	<b>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</b>
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	<b>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</b>
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660	<b>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</b>
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660	<b>4658, 5038, 5425, 5744, 6100, 6300, 6475, 6860, 7235, 7620, 8030, 8380, 8770, 9145, 10000, 10670, 11200, 12190, 13715, 15240, 16765, 18290, 19805</b>

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

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

Con:  $f_{\text{piatte}} = 0.15$  e  $\phi =$  angolo della sezione della cinghia ( $40^\circ$  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.

Numero minimo di cinghie (approssimato):

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

Dove la Potenza ammissibile:

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

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

Potenza standard

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	
	150		1.32	2.03	2.35	2.64	2.91	3.14	3.35	3.52	3.74	3.78	
A	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	
220										6.85	7.03		
B	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	
	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		
280	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 dovuto all'angolo di avvolgimento per cinghie trapezoidali

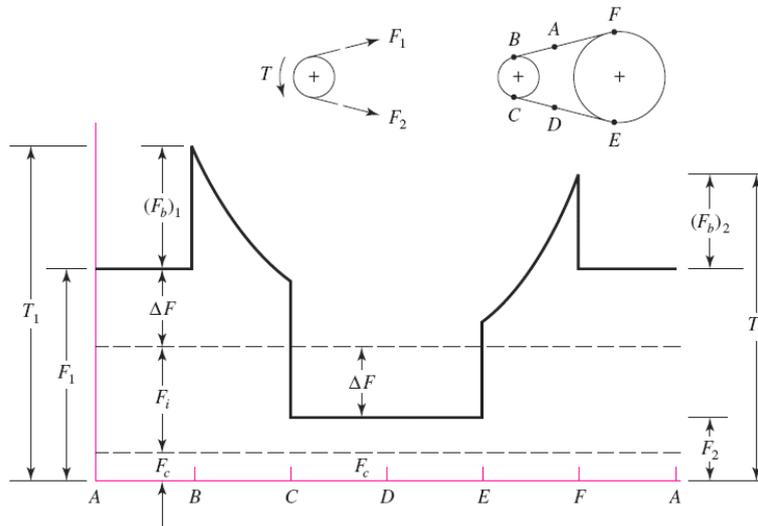
$\frac{D-d}{C}$	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	1.1	1.2
$\theta [^\circ]$	180	174.3	166.5	162.7	156.9	151.0	145.1	139.0	132.8	126.5	120	113.3	106.3
$K_1$	1	0.99	0.97	0.96	0.94	0.93	0.91	0.89	0.87	0.85	0.82	0.80	0.77

### Fattore di correzione dovuto alla lunghezza della cinghia

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

### 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:  $(F_b)_1 = K_b/d$   $(F_b)_2 = K_b/D$

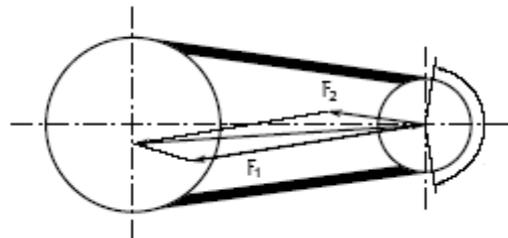
Valori massimi dei tiri equivalenti:  $T_1 = F_1 + (F_b)_1 = F_1 + K_b/d$   $T_2 = F_1 + (F_b)_2 = F_1 + K_b/D$

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

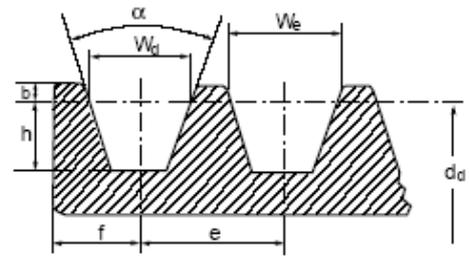
In genere la risultante sull'albero è la somma vettoriale dei due tiri sulle cinghie, che è quindi inclinata rispetto alla congiungente i centri.

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



## Dimensioni delle pulegge

Dimensioni delle gole delle pulegge  
( $d_d$ : diametro primitivo).



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

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

- 1) Calcolo della potenza di progetto
- 2) Scelta di massima del tipo di sezione e del diametro minore
- 3) Scelta del diametro secondario, della lunghezza della cinghia e dell'interasse
- 4) Calcolo della velocità della cinghia
- 5) Calcolo della potenza ammissibile
- 6) Calcolo del numero di cinghie di progetto
- 7) Calcolo delle forze sulle cinghie
- 8) Calcolo del tiro equivalente dovuto alla flessione
- 9) Calcolo della durata
- 10) Calcolo della forze sull'albero
- 11) Disegno/dimensionamento della puleggia

## TABELLE: MOTORI ELETTRICI TRIFASE ISGEV

### 2 POLI (Caratteristiche a 400 Volts e 50 Hz)

Tipo		Potenza [kw]	Velocità [min <sup>-1</sup> ]
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 <sup>-1</sup> ]
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 <sup>-1</sup> ]
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 <sup>-1</sup> ]
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