

Materiale integrativo per il corso di

Costruzione di Macchine N.O.

Prof. Claudio Braccesi

II Quadrimestre III Anno

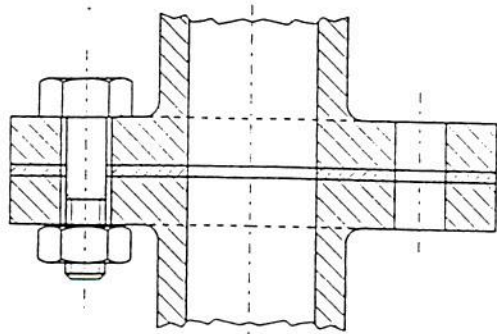
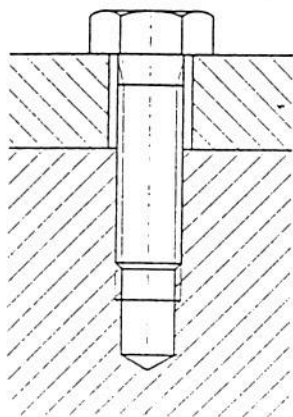
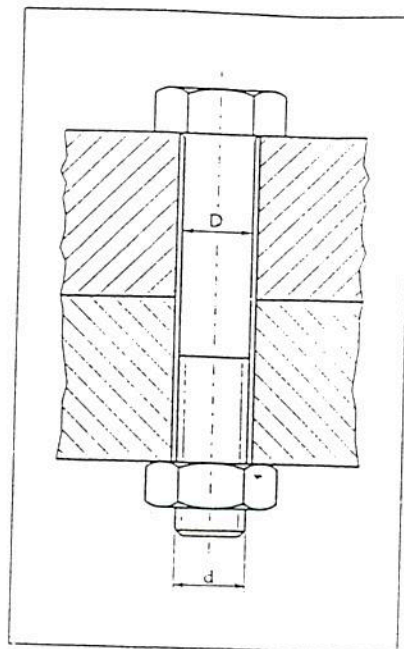
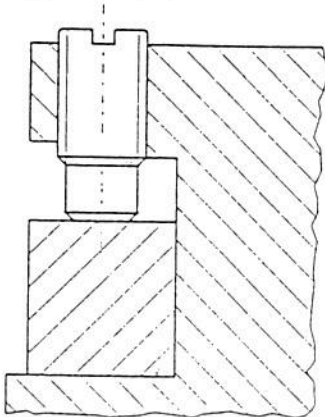


Fig. 1. Collegamento con vite passante e dado (bullone).

VITE INDIPENDENTE



VITE DI PRESSIONE



Diametro di filettatura d		Diametro foro passante D
	mm	
1/4	9,73	11,5
1/2	13,16	16
3/4	16,66	20
1	20,96	25
1 1/4	22,91	27
1 1/2	26,44	29
2	30,20	33
2 1/4	33,25	36
2 1/2	37,90	42
3	41,91	45
3 1/4	44,32	48
3 1/2	47,80	52
4	53,75	58
4 1/4	59,61	65
4 1/2	65,71	70
5	68,40	74
5 1/4	75,18	82
5 1/2	81,53	90
6	87,88	95
6 1/4	93,98	102

Tab. I. Fori passanti per filettature gas, secondo la UNI 1728.

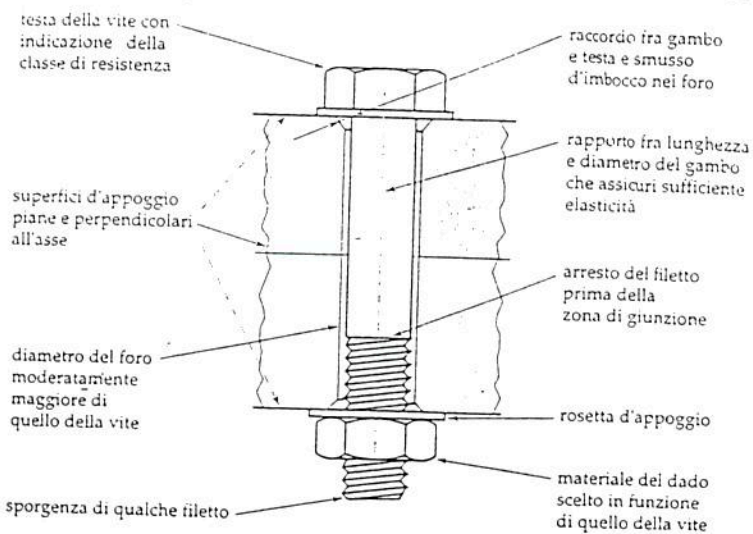


Fig. 4. In un collegamento filettato dovrebbero essere sempre rispettate le condizioni indicate.

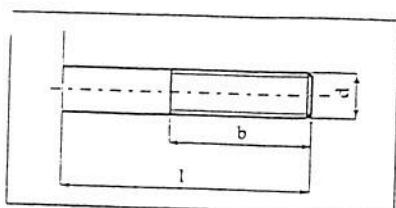


Fig. 6. Dimensioni unificate per il gambo delle viti, previste dalla norma UNI ISO 888.

2 - 2,5 - 3 - 4 - 5 - 6 - 7 - 8 - 9 - 10 - 11 - 12
14 - 16 - 18 - 20 - 22 - 25 - 28 - 30 - 32 - 35
38 - 40 - 45 - 50 - 55 - 60 - 65 - 70 - 75 - 80
85 - 90 - 95 - 100 - 105 - 110 - 115 - 120
125 - 130 - 140 - 150 - 160 - 180 - 190 - 200
220 - 240, ecc. di 20 in 20.

Tab. IIIa. Lunghezze normalizzate per il gambo delle viti (sono da preferire i valori indicati in neretto).

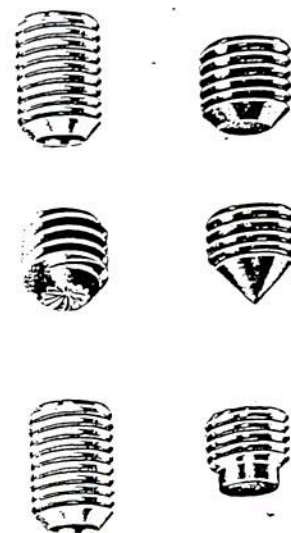


Fig. 7. Alcune estremità di viti.

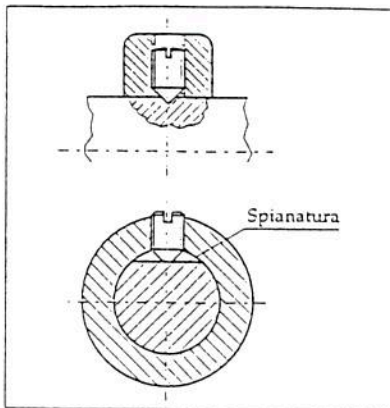


Fig. 8. L'estremità nelle viti di pressione è un dato funzionale, in quanto da essa può dipendere il tipo di appoggio e l'intensità della pressione.

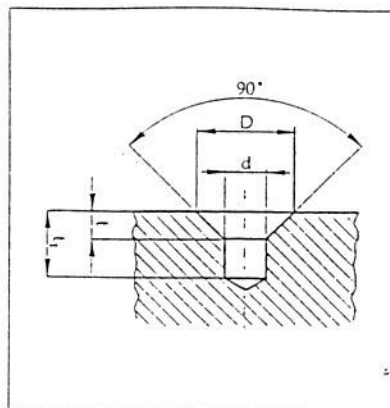


Fig. 9. Per alloggiare le estremità coniche delle viti di pressione la norma UNI 2377 prevede apposite sedi.

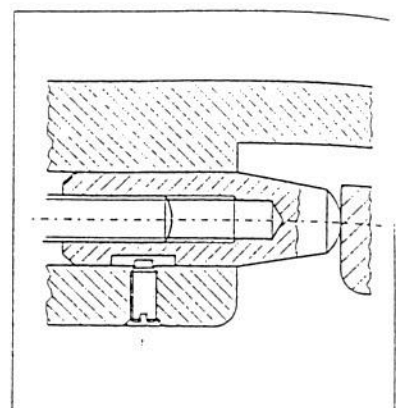


Fig. 10. L'estremità cilindrica di una vite, inserita in una scanalatura può guidare un pezzo mobile.

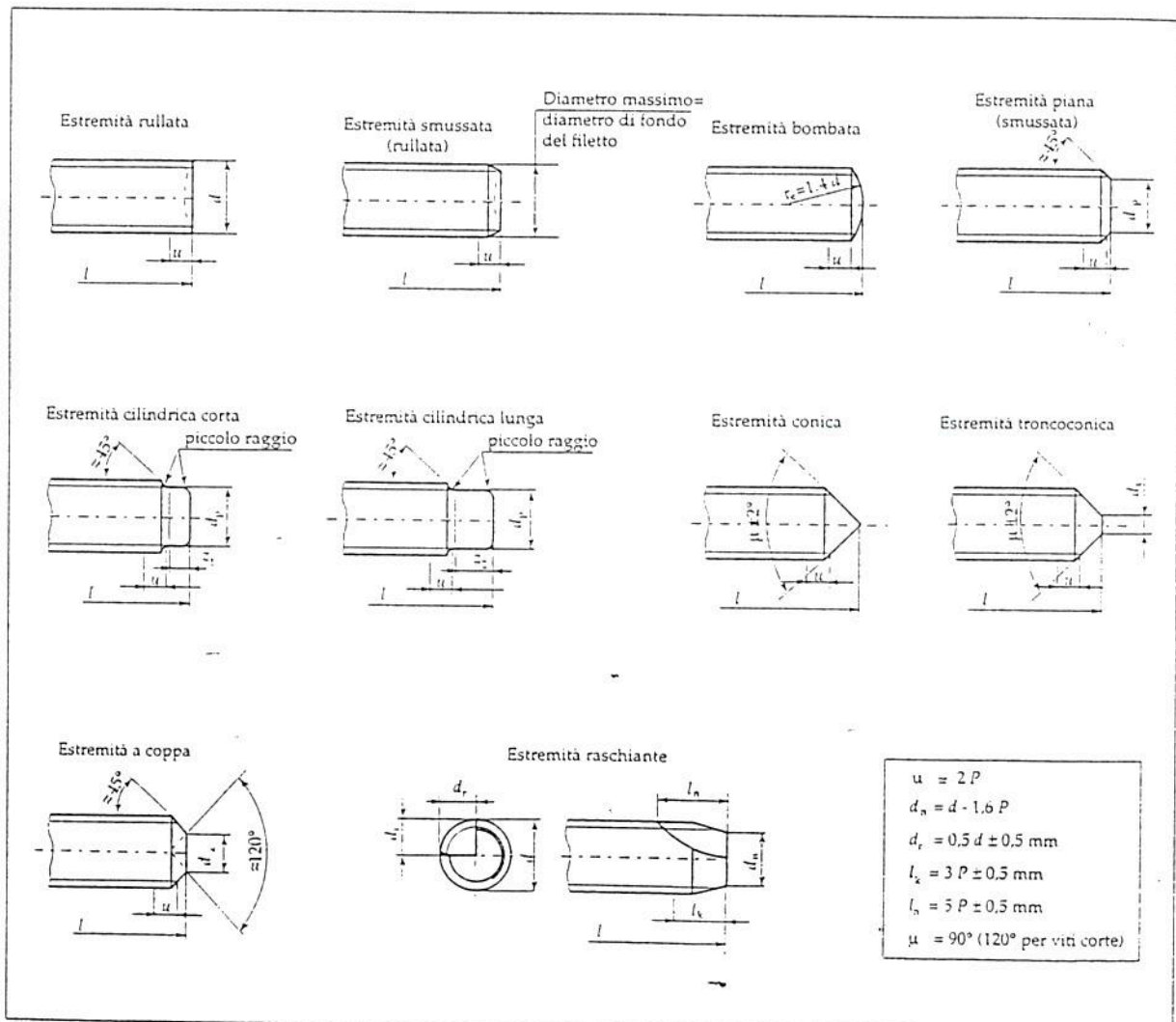


Fig. 11. Estremità unificate delle viti (UNI 947): le dimensioni si trovano nella tabella V.

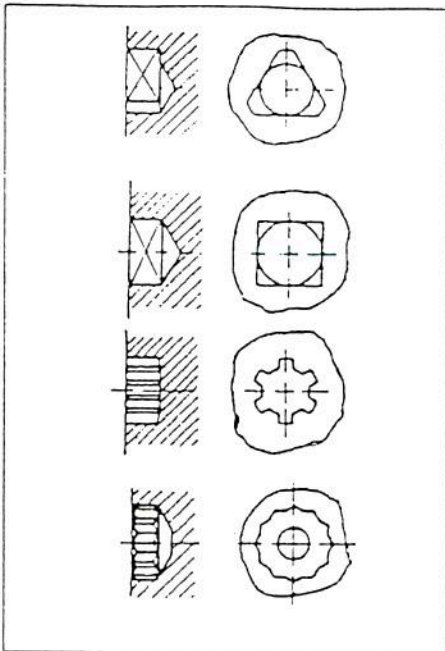


Fig. 15. Cave prismatiche di varia forma per teste di viti.

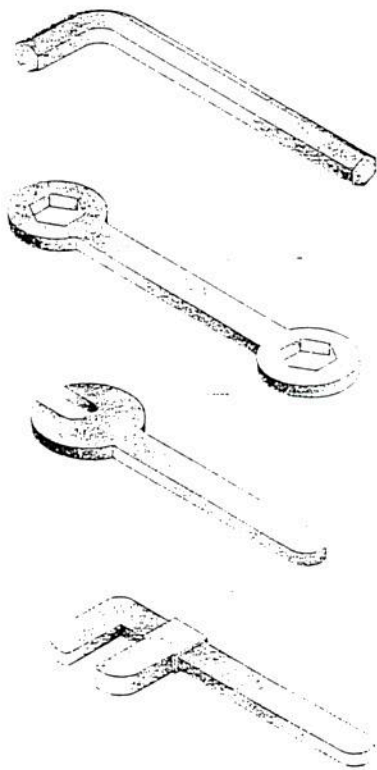


Fig. 16. Alcuni tipi di chiavi per bulloneria: la prima in alto è usata per cave esagonali.

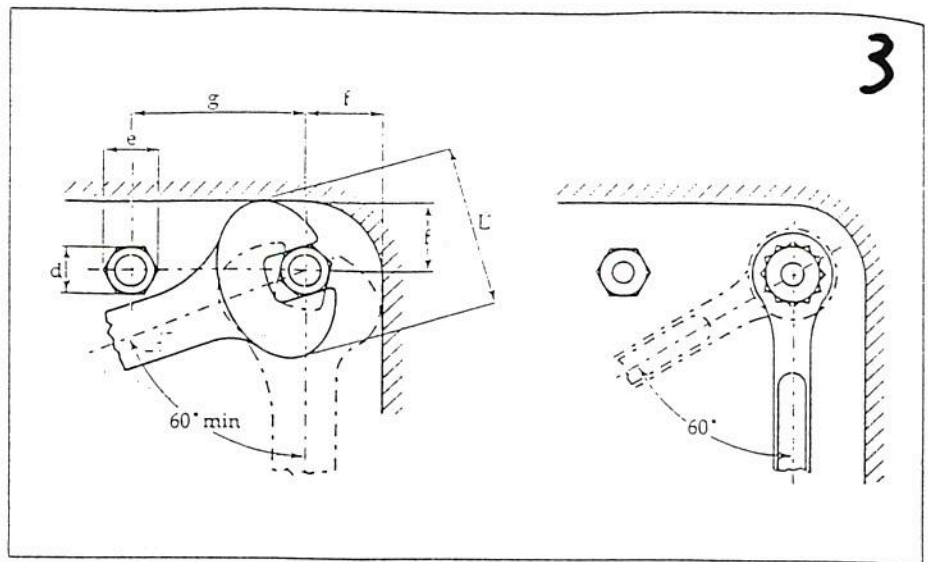
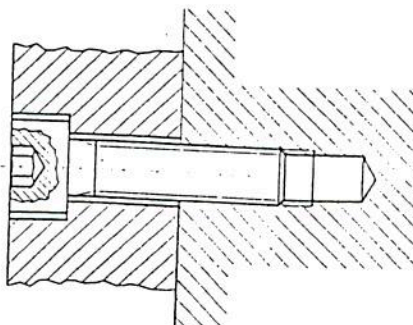


Fig. 17. Dimensioni minime per la manovra di chiavi per elementi esagonali. Si ha $f = L/2$; $g = (L + e + d)/2$.

S	a	b	c	f	g	R
3,2	3,5	4	15,5	7	10,5	10,5
4	5	5	17,5	7,5	11	11
4,5	5	5	17,5	7,5	11	11
5	5,5	5,5	20	7,5	12	12
5,5	6	6	22	8,5	13,5	13,5
6	7	6	22,5	9,5	15,5	14,5
7	8	7	25	10	16,5	15,5
8	9	7	28	10,5	18,5	17
9	9	8	30	11,5	20	18,5
10	9	8,5	32,5	13	22,5	20,5
11	9	9	34	14,5	24,5	22,5
12	10,5	9,5	38	15,5	26,5	24
13	11	10	41	16	28,5	25,5
14	12,5	10,5	43,5	16,5	30	27
17	15	12,5	52	19	35,5	32
19	16	14	56,5	21,5	40	35,5
22	18	16	64	23,5	45	40,5
24	19	17,5	69	25	48	43
27	21	19	76,5	28	55	48,5
30	23	20,5	84	30	60	53
32	24	22	90	31,5	62,5	55,5
36	26,5	23,5	99	37	73	63,5
41	30	26	112	41,5	82,5	71
46	35	28,5	122	45	90	77,5
50	40	31	134	47	96,5	83
55	45	32,5	142	49	102,5	88,5
60	50	35,5	150	51,5	109,5	94,5
65	57	39	164	57,5	121	104
70	60	44	180	64	134	115
75	65	46	198	69	144	124

S	d max	D min
3,2	14	15,5
4	14	15,5
5	14	15,5
5,5	14	15,5
6	14	15,5
7	20	22
8	20	22
10	20	22
11	20	22
12	20	22
13	20,3	22,5
14	28	30
17	35	37
19	37	40
22	37	40
24	37	40
27	39	42
30	45	48
32	48	51
36	58	61
41	61	64
46	68	71
50	76	79
55	82	85
60	88	91

Tab. VI. Dimensioni indicative di spazi minimi di manovra per chiavi, con riferimento alla figura 18: (a sinistra) per chiavi a forchetta; (sopra) per chiavi a bussola.



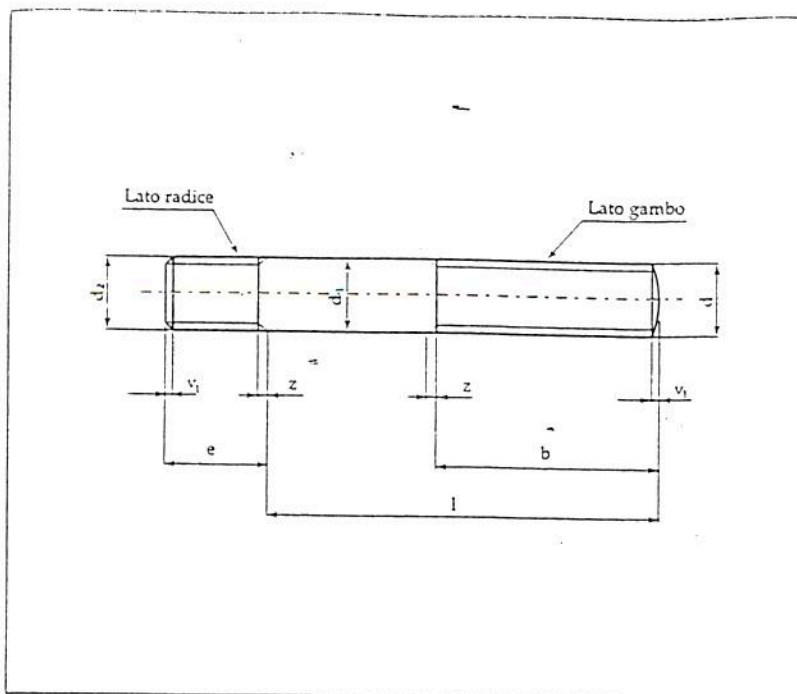


Fig. 23. Dimensioni caratteristiche dei prigionieri unificati.

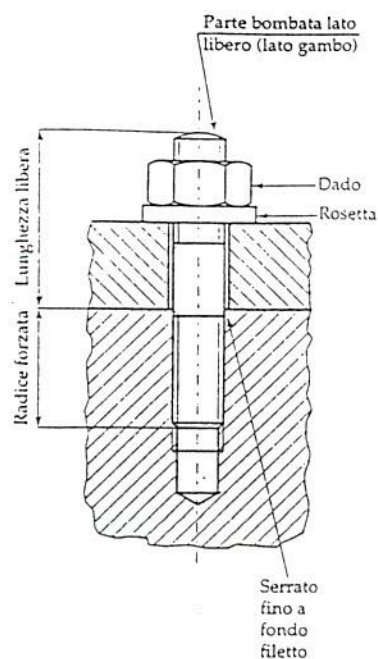


Fig. 24. Collegamento con prigioniero.

Viti prigioniere a radice corta (secondo UNI 5909 - 66 e 5910 - 66)														
Passo	grosso	M 3	M 4	M 5	M 6	M 8	M 10	M 12	M 16	M 20	M 24	M 30	M 36	M 42
	fine	-	-	-	-	M 8 x 1	M 10 x 1,25	M 12 x 1,25	M 16 x 1,5	M 20 x 1,5	M 24 x 2	M 30 x 2	M 36 x 2	M 42 x 3
Lunghezza radice e		3	4	5	6	8	10	12	16	20	24	30	36	42
Lunghezza gambo b		12	14	16	18	22	26	30	38	46	54	66	78	90
		-	-	-	-	-	32	36	44	52	60	72	84	96
		-	-	-	-	-	-	-	-	-	73	85	97	109
Lunghezza l		10 ÷ 30	10 ÷ 40	12 ÷ 50	14 ÷ 70	16 ÷ 100	18 ÷ 120	20 ÷ 140	28 ÷ 170	35 ÷ 200	45 ÷ 220	55 ÷ 240	65 ÷ 240	75 ÷ 240

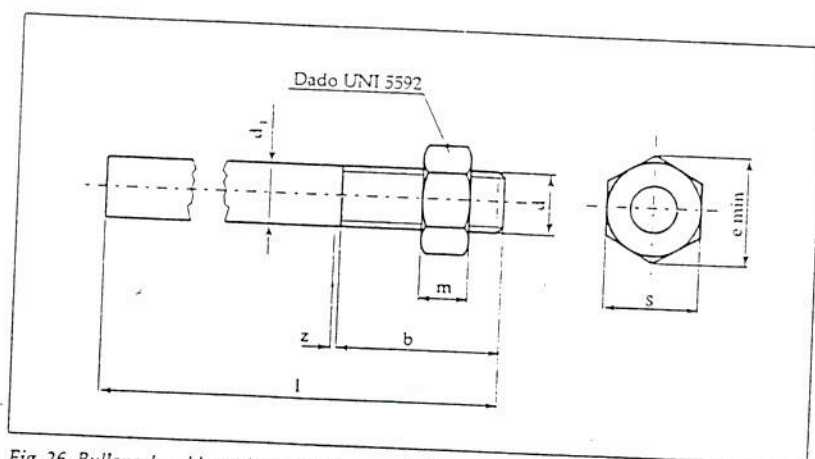


Fig. 26. Bullone da saldare: tipo unificato secondo la UNI 5736.

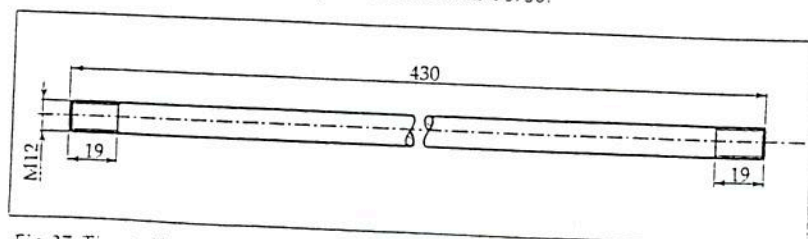


Fig. 27. Tirante plettato.

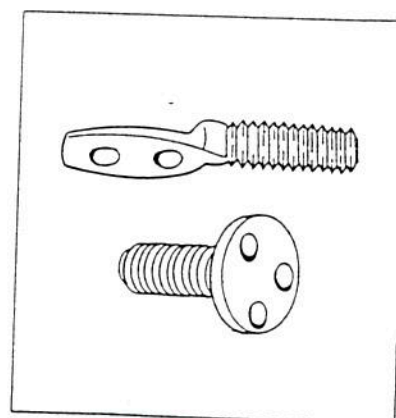


Fig. 25. Gambi filettati da saldare in opera: esempi generici.

Rappresentazione	Denominazione	a passo	Categoria	a	a tabella UNI
	Viti a testa esagonale larga ad alta resistenza per carpenteria	grosso	A	12 ÷ 27	5712
			C		
	Viti a testa esagonale con gambo parzialmente filettato	grosso	A	3 ÷ 68	5737
		fine	B	3 ÷ 80	5738
	Viti a testa esagonale con gambo interamente filettato	grosso	A	3 ÷ 52	5739
		fine	B	8 ÷ 52	5740
	Viti a testa quadra con gambo interamente filettato	grosso	C	5 ÷ 36	5726
	Viti e bulloni a testa quadra con dado esagonale	grosso	C	5 ÷ 36	5728
	Viti e bulloni a testa tonda stretta e nasello con dado esagonale	grosso	C	5 ÷ 24	5730
	Viti e bulloni a testa tonda larga e quadro sottotesta con dado quadro	grosso	C	5 ÷ 14	5731
	Bulloni a gambo da saldare con dado esagonale	grosso	C	8 ÷ 24	5736
	Viti prigioniere	grosso	A	3 ÷ 52	5909
		fine		10 ÷ 64	5919
		fine su gambo, grosso su radice		8 ÷ 70	5919
	Viti senza testa con esagono incassato ed estremità conica	grosso	A	3 ÷ 24	5927
		fine		8 ÷ 24	
	Viti senza testa con esagono incassato ed estremità a coppa	grosso	A	3 ÷ 24	5929
		fine		8 ÷ 24	
	Viti a testa cilindrica con esagono incassato	grosso	A	3 ÷ 52	5931
		fine		8 ÷ 52	
	Viti a testa svasata piana con esagono incassato	grosso	A	3 ÷ 20	5933
		fine		8 ÷ 20	
	Viti senza testa con esagono incassato ed estremità piana smussata	grosso	A	3 ÷ 24	5923
		fine		8 ÷ 24	
	Viti senza testa con esagono incassato ed estremità cilindrica	grosso	A	3 ÷ 24	5925
		fine		8 ÷ 24	
	Viti a testa svasata piana con intaglio	grosso	A	1,6 ÷ 12	6109
	Viti a testa svasata con calotta ed intaglio	grosso	A	1,6 ÷ 12	6110
	Viti a testa cilindrica con intaglio	grosso	A	1,6 ÷ 12	6107

Filettatura d 6 g		a max		d ₁	b + 2 P D			s norm.	k h 13	D h 13	t		r min	
a passo grosso	a passo fine	corta	normale	h 12	l ≤ 125	125 < l ≤ 200	l > 200				min	max		
M 3	-	1	1,2	3	12	-	-	2,5	3	5,5	1,3	1,7	0,1	5 ÷ 30
M 4	-	1,4	1,8	4	14	-	-	3	4	7	2,0	2,4	0,2	6 ÷ 50
M 5	-	1,6	2	5	16	-	-	4	5	8,5	2,7	3,1	0,2	10 ÷ 60
M 6	-	2	2,5	6	18	-	-	5	6	10	3,3	3,78	0,25	10 ÷ 60
M 8	M 8 x 1	2,5	3,1	8	22	-	-	6	8	13	4,3	4,78	0,4	14 ÷ 100
M 10	M 10 x 1,25	3	3,8	10	26	-	-	8	10	16	5,5	6,25	0,4	14 ÷ 120
M 12	M 12 x 1,25	3,5	4,4	12	30	-	-	10	12	18	6,6	7,5	0,6	20 ÷ 120
M 14	M 14 x 1,5	4	5	14	34	-	-	12	14	21	7,8	8,7	0,6	30 ÷ 120
M 16	M 16 x 1,5	4	5	16	38	44	-	14	16	24	8,8	9,7	0,6	30 ÷ 140
M 18	M 18 x 1,5	5	6,2	18	42	48	-	14	18	27	9,8	10,7	0,6	40 ÷ 140
M 20	M 20 x 1,5	5	6,2	20	46	52	-	17	20	30	10,7	11,8	0,8	40 ÷ 180
M 22	M 22 x 1,5	5	6,2	22	50	56	69	17	22	33	11,3	12,4	0,8	50 ÷ 200
M 24	M 24 x 2	6	7,5	24	54	60	73	19	24	36	12,9	14	0,8	50 ÷ 220
M 27	M 27 x 2	6	7,5	27	60	66	79	19	27	40	15,1	16,2	1	70 ÷ 240
M 30	M 30 x 2	7	8,8	30	66	72	85	22	30	45	17,1	18,2	1	80 ÷ 240
M 33	M 33 x 2	-	-	33	72	78	91	24	33	50	18,8	20,1	1	100 ÷ 240
M 36	M 36 x 3	-	10	36	78	84	97	27	36	54	20,8	22,1	1	100 ÷ 240
M 39	M 39 x 3	-	-	39	84	90	103	27	39	56	22,9	24,2	1	120 ÷ 240

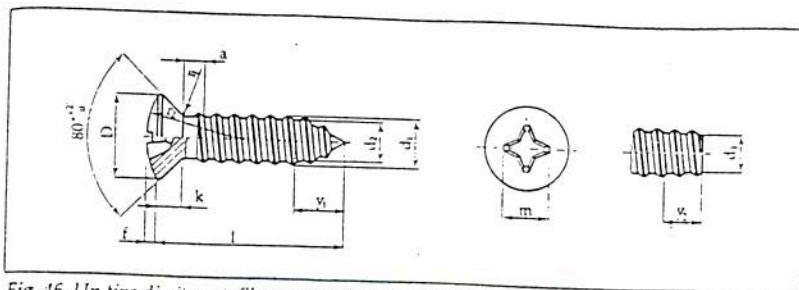


Fig. 46. Un tipo di vite autofilettante unificata (UNI 6956).

Simbolo ISO	2	4	6	7	8	10	12	14
Diametro nominale di filettatura	2,2	2,9	3,5	3,9	4,2	4,8	5,5	6,3
D	max (teor)	4,37	5,71	7,09	7,75	8,43	9,78	11,13
	min	3,73	4,95	6,20	6,81	7,42	8,64	9,88
k	=	1,3	1,7	1,9	2,31	2,54	2,95	3,35
f	=	0,76	0,97	1,14	1,27	1,32	1,52	1,73
r ₁	max	0,89	1,17	1,42	1,57	1,68	1,90	2,18
sfera r ₁	=	3,8	4,6	5,4	6	6,6	8,2	9,4
Impronta a croce	Grandezza	1	1	2	2	2	3	3
	m =	2,8	3,4	4,6	4,7	4,9	5,4	7
Profondità	max	1,57	2,21	2,39	2,54	2,74	3,2	3,53
	min	1,17	1,81	1,89	2,04	2,24	2,7	3,02
l		4,5 x 9,5	4,5 x 25	6,5 x 38	9,5 x 38	9,5 x 45	13 x 50	13 x 50

Lunghezze unificate: 4,5; 6,5; 9,5; 13; 16; 19; 22; 25; 32; 38; 45; 50.

AUTOFILETTANTI

Tab. XXIII. Alcune dimensioni delle viti di figura 46.

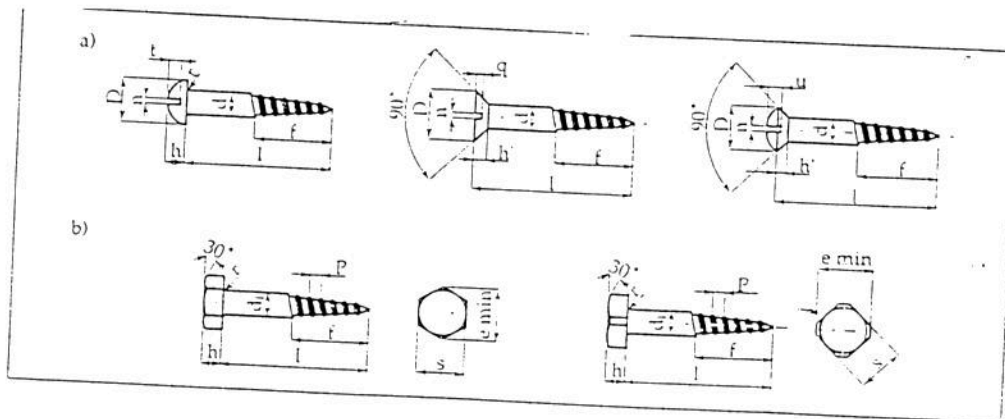
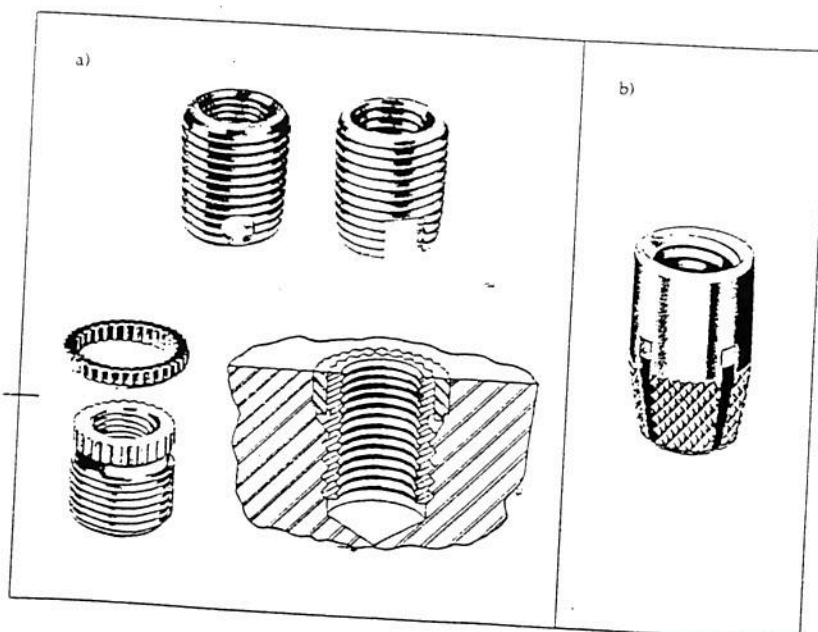
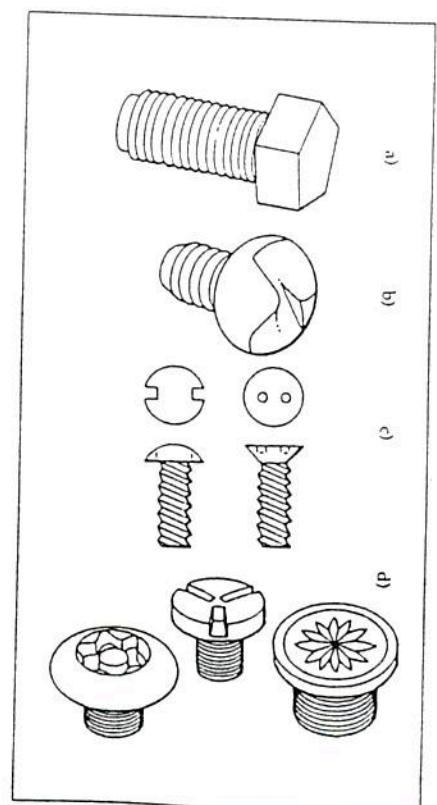


Fig. 48. Alcuni tipi di viti da legno unificate.



INSERTI FILETTATI



VITI ANTI
MANOVITA'

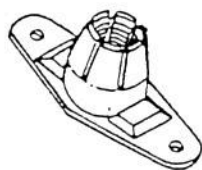
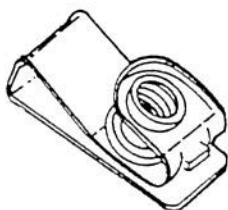
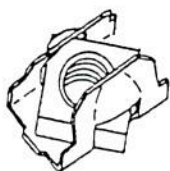
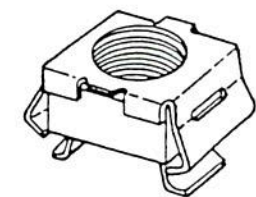


Fig. 61. Dispositivi di ancoraggio per dadi non accessibili.

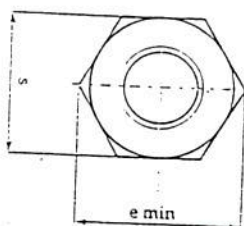
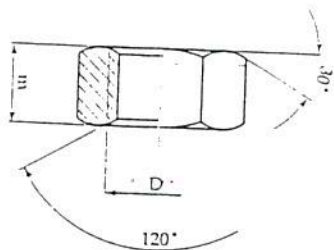


Fig. 56. Dadi esagonali: la distinzione fra alti (UNI 5587), normali (UNI 5588) e bassi (UNI 5589) si basa sulla dimensione assiale in rapporto alle altre dimensioni, vite passante.

Rappresentazione	Denominazione	Filettatura a passo	Categoria	Filettatura o	Riferimento a tab. UNI
	Dadi esagonali alti (per impieghi speciali)	grosso	A	3 ÷ 68	5587
		fine		8 ÷ 80	
		grosso	C	5 ÷ 68	5591
	Dadi esagonali normali	grosso	A	3 ÷ 68	5588
		fine		8 ÷ 80	
		grosso	C	5 ÷ 68	5592
		fine		36 ÷ 68	
	Dadi esagonali bassi	grosso	A	6 ÷ 52	5589
		fine		8 ÷ 125	
	Dadi esagonali sottili	grosso	A	1,6 ÷ 10	5590
	Dadi esagonali normali ad intagli	grosso	A	4 ÷ 52	5593
		fine		8 ÷ 52	
	Dadi esagonali larghi ad alta resistenza per carpenteria	grosso	A C	12 ÷ 27	5713
	Dadi quadrati sottili	grosso	A	1,6 ÷ 10	5596
	Dadi quadrati normali	grosso	C	5 ÷ 52	5597
	Dadi cilindrici a due fori	grosso	A	2 ÷ 10	5719
	Dadi cilindrici a fori a croce	grosso	A	2 ÷ 10	
	Dadi esagonali ciechi con calotta sferica	grosso	A	6 ÷ 24	5721
		fine		8 ÷ 24	
	Dadi cilindrici ad impronta	grosso	C	5 ÷ 12	5723
	Dadi a corna	grosso	C	12 ÷ 33	2402
		fine		36 e 39	
	Dadi zigrinati	grosso	A	1,6 ÷ 10	6005
		fine		3 e 10	

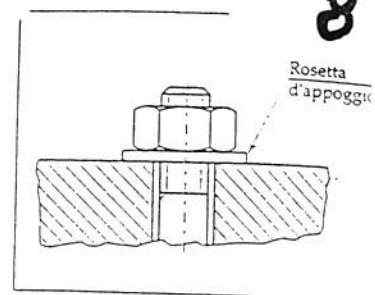
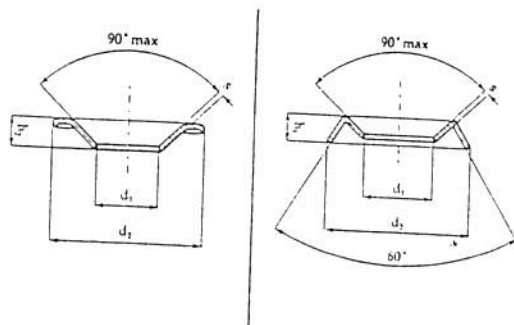
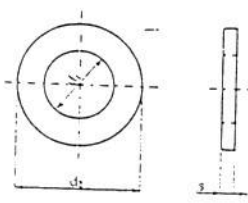
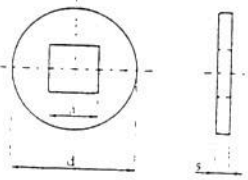
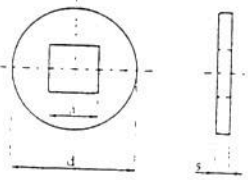


Fig. 62. La rosetta dà appoggio al dado, distribuendo lo sforzo e proteggendo la superficie.

Fig. 63. Rosette d'appoggio piane unificate.

Denominazione		Categoria	Per bulloneria con diametro di filettatura mm	Riferimento a unificazione UNI
 Rosette (per appoggio su materiali duri)	per bulloneria esagonale	A	da 1,6 fino a 125	UNI 6592-69
	per viti a testa cilindrica con intaglio		da 1,6 fino a 12	
 Rosette	per appoggio su materiali duri	C	da 5 fino a 68	UNI 6533-69
	per appoggio su materiali tenen		da 5 fino a 52	
 Rosette con loro quadro (per appoggio su materiali tenen)		C	da 5 fino a 14	UNI 6595-69

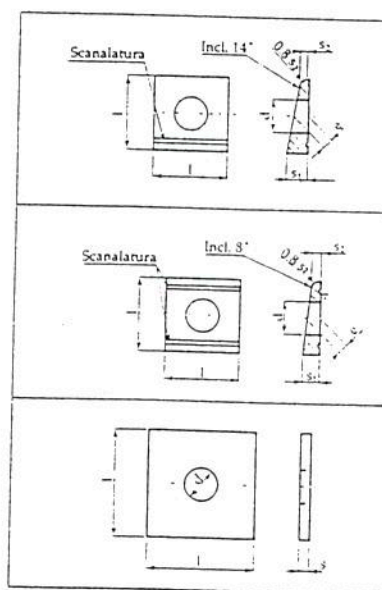


Fig. 65. Le piastrine d'appoggio unificate.

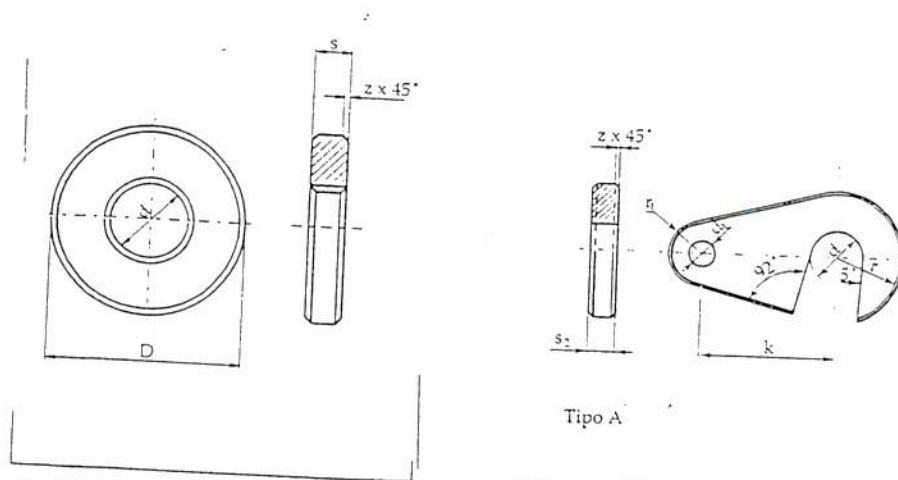
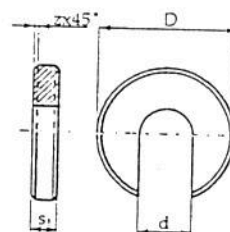
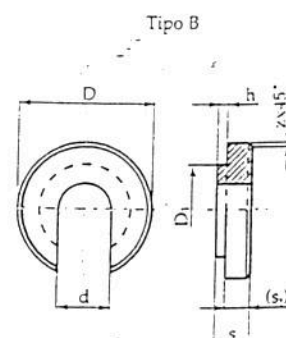


Fig. 66. Rosette d'appoggio per tiranti (UNI 5325).



Tipo A



Tipo B

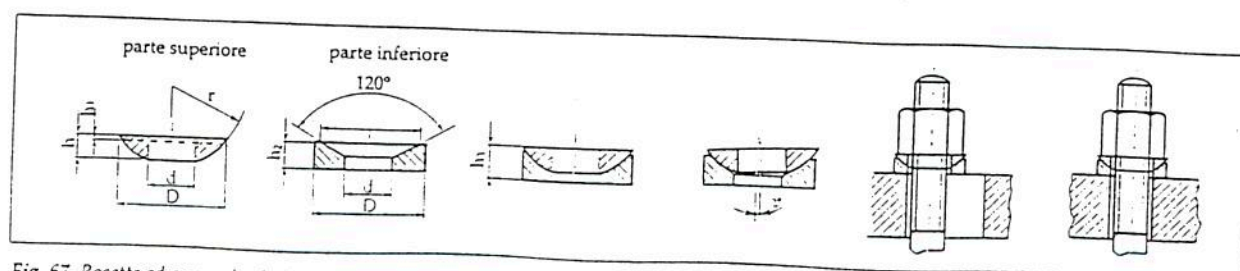
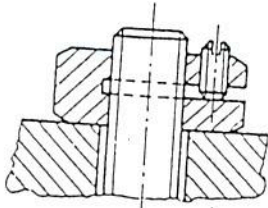
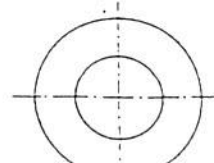
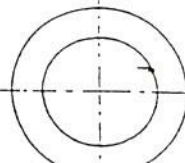
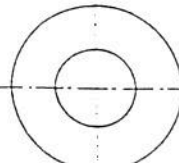
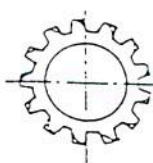
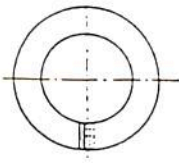
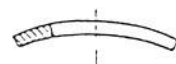
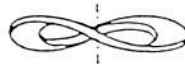
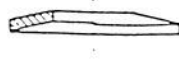
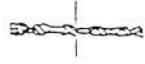
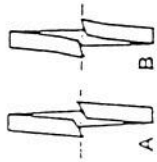
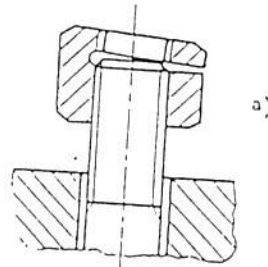


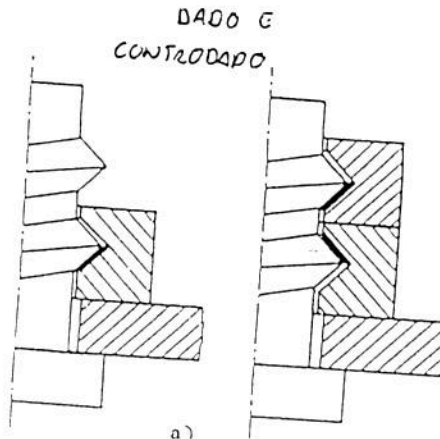
Fig. 67. Rosette ad appoggio sferico (UNI 5326) e loro applicazione.



DADI
TAGLIATI fig.



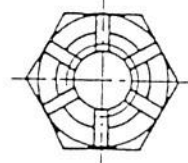
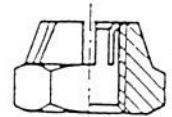
a)



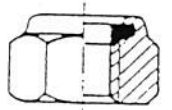
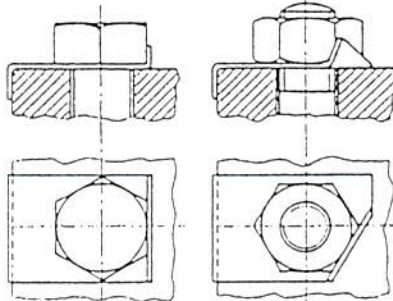
DADO E
CONTRODADO

a)

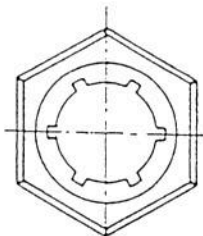
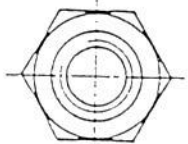
DADI ANTIBLOCCANTI



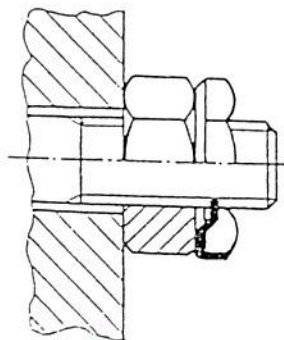
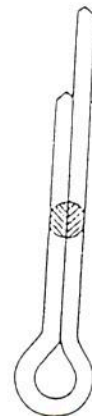
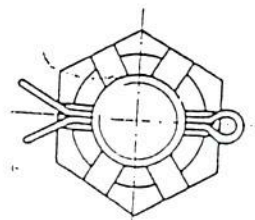
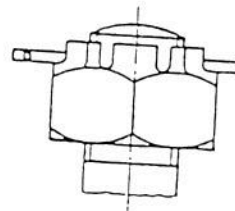
PIASTINE DI SICUREZZA



DADO E
INSERT
ELASTICO



COPICOLA



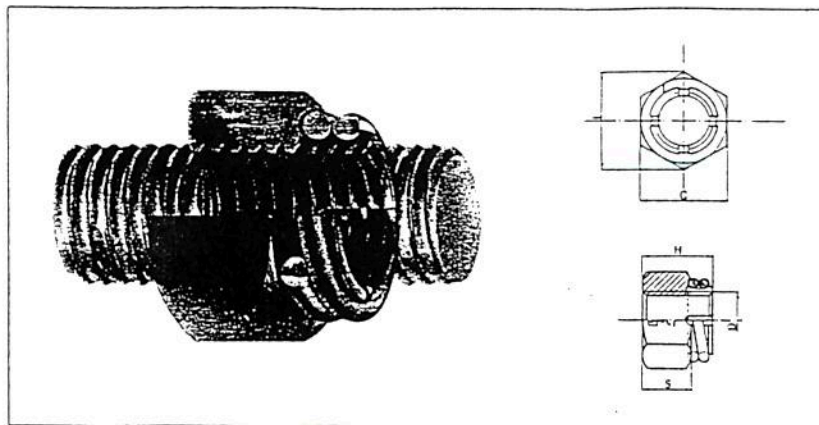


Fig. 100. Dado autofrenante VARGAL con molla (corrispondente al tipo UNI 9319): il collare superiore aumenta l'attrito sul filetto per contrazione diametrale provocata dalla molla.

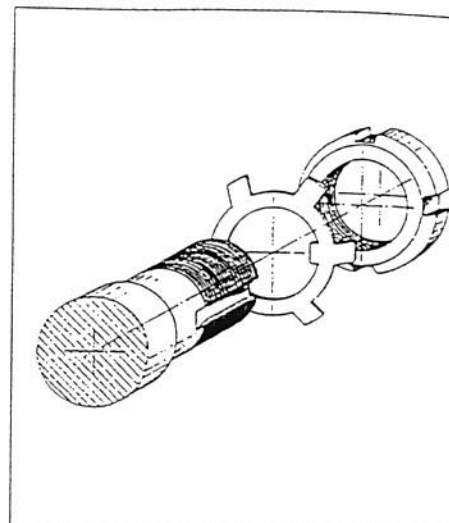


Fig. 98. Il funzionamento della rosetta di sicurezza nel montaggio di ghiera.

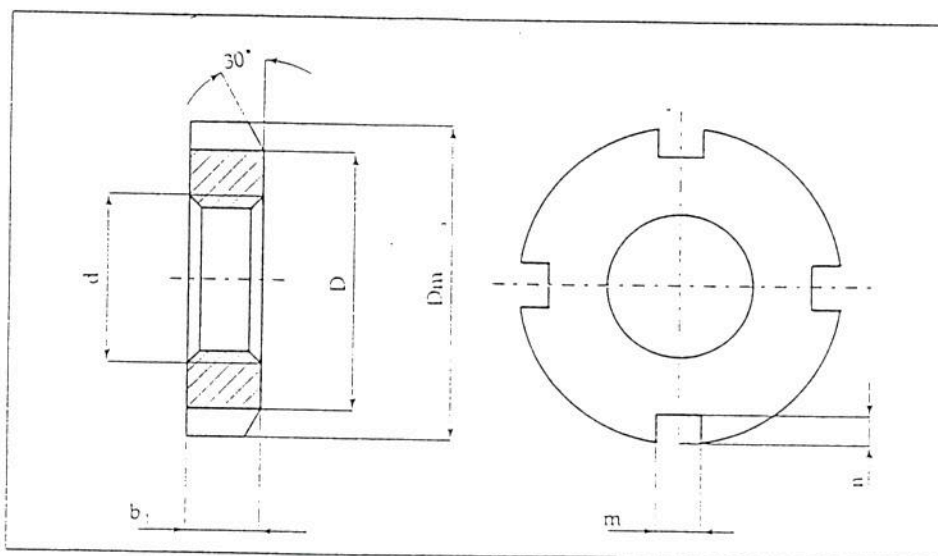


Fig. 97. Ghiera ad intagli.

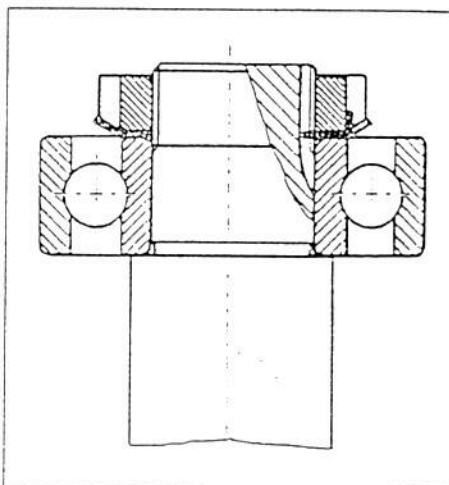


Fig. 99. Esempio di bloccaggio di un cuscinetto a sfere con ghiera ad intagli e rosetta di sicurezza.

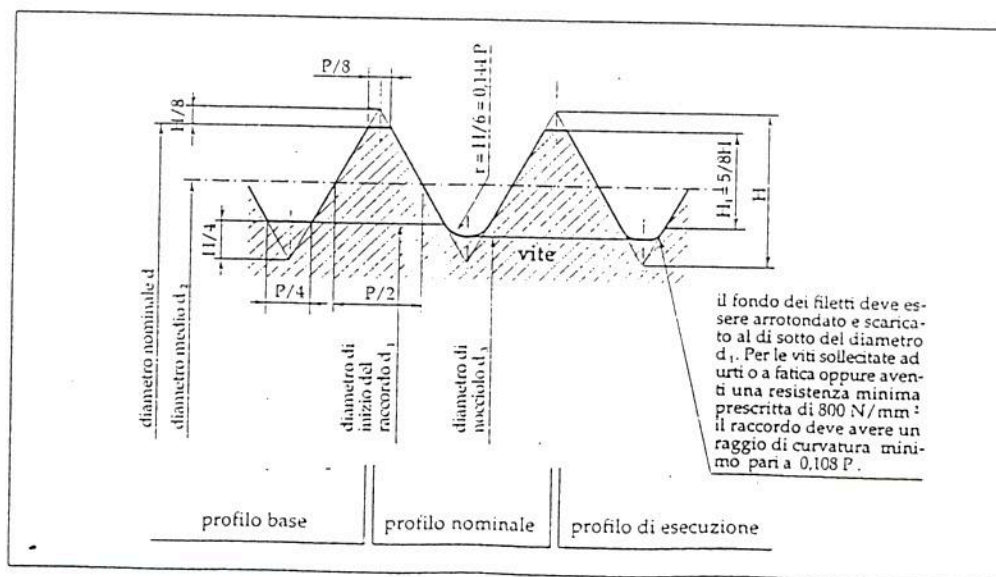


Fig. 18. Profili della filettatura metrica ISO per la vite.

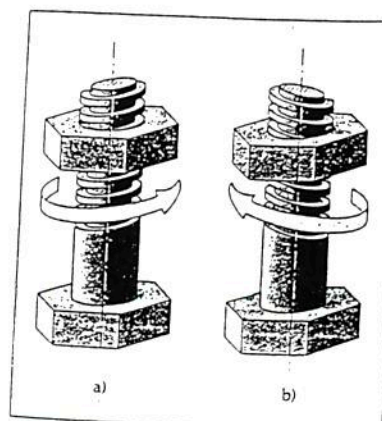
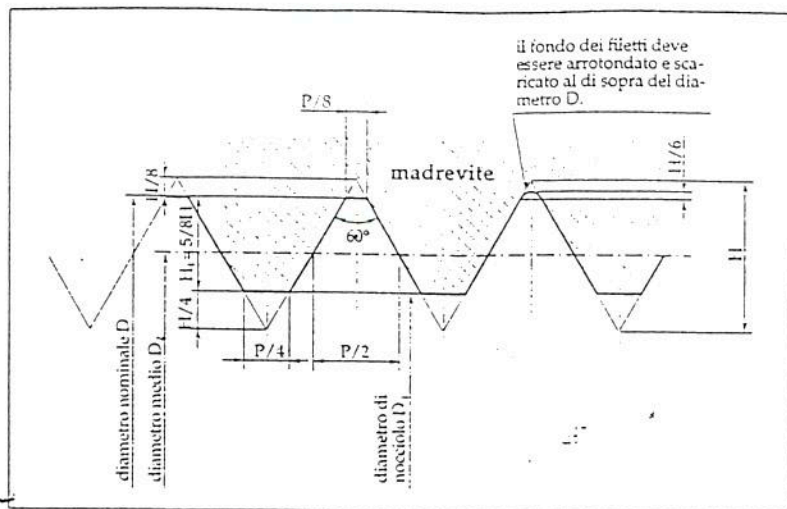


Fig. 15. Vite destra (a) e sinistra (b): la freccia indica la direzione di svitamento del dado.



ISO
TRIANGOLARE
MADREVITE

Fig. 17. Profili della filettatura metrica ISO a profilo triangolare per la madre vite. Si può notare che esistono quattro possibili profili: a) il profilo ideale, caratterizzante la figura che genera il profilo; b) il profilo base; c) il profilo nominale; d) il profilo d'esecuzione.

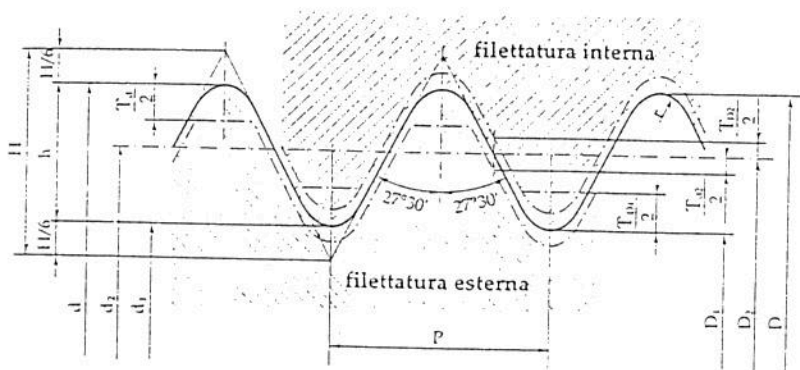


Fig. 22. Profilo, zone di tolleranza, formule di dimensionamento e designazione della filettatura gas non a tenuta stagna sul filetto.

GAS

SIMBOLI E LORO DEFINIZIONE

- G: Filettatura di tubazioni per accoppiamento non a tenuta sul filetto
A: Classe più ristretta di tolleranza della filettatura esterna di tubazioni per accoppiamento non a tenuta sul filetto
B: Classe più ampia di tolleranza della filettatura esterna di tubazioni per accoppiamento non a tenuta sul filetto
H: Altezza del triangolo generatore della filettatura
h: Altezza del profilo di filettatura tra creste e fondi arrotondati
r: Raggio degli arrotondamenti delle creste e dei fondi del filetto
P: Passo
D = d: Diametro esterno della filettatura

- $d_1 = d - 1,280\ 654\ P$: Diametro di nocciolo della filettatura esterna
 $D_1 = D - 1,280\ 654\ P = d_1$: Diametro di nocciolo della filettatura interna
 $d_2 = d - 0,640\ 327\ P$: Diametro medio della filettatura esterna
 $D_2 = D - 0,640\ 327\ P = d_2$: Diametro medio della filettatura interna
 T_{d_2} : Tolleranza sul diametro medio della filettatura esterna
 T_{D_2} : Tolleranza sul diametro medio della filettatura interna
 T_d : Tolleranza sul diametro esterno della filettatura esterna
 T_{D_1} : Tolleranza sul diametro di nocciolo della filettatura interna

Prospetto di confronto nella designazione della UNI 338 e della UNI ISO 228/1*

Filettatura	Designazione	
	UNI 338	UNI ISO 228/1
interna	G 1 1/4	G 1 1/4
esterna	G 1 1/4	G 1 1/4A G 1 1/4B

Esempi di designazione di una filettatura 1 1/4

Filettatura interna	Una sola classe di tolleranza	Filettatura UNI ISO 228/1-G 1 1/4
Filettatura esterna	Classe di tolleranza A	Filettatura UNI ISO 228/1-G 1 1/4A
	Classe di tolleranza B	Filettatura UNI ISO 228/1-G 1 1/4B

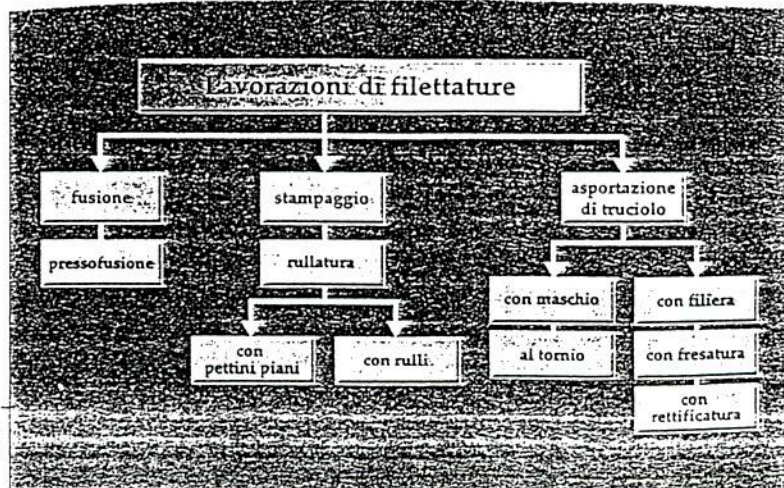


Fig. 28. Classificazione delle lavorazioni delle filettature.



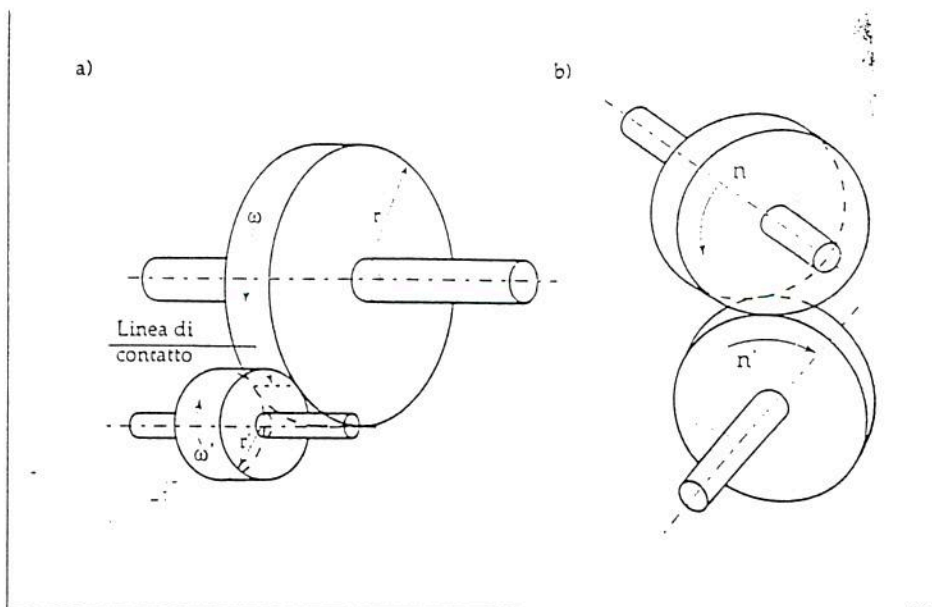


Fig. 3. Trasmissione di moto rotatorio continuo mediante ruote di frizione (ad assi paralleli anche sghembi).

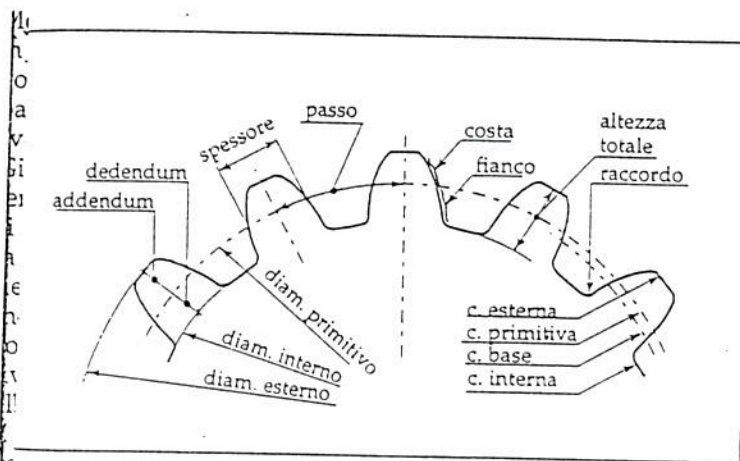


Fig. 6. Elementi caratteristici del profilo di una ruota dentata: la circonferenza di base è compresa fra circonferenza primitiva e circonferenza interna e solo il tratto di profilo laterale del dente al suo esterno appartiene all'evol-

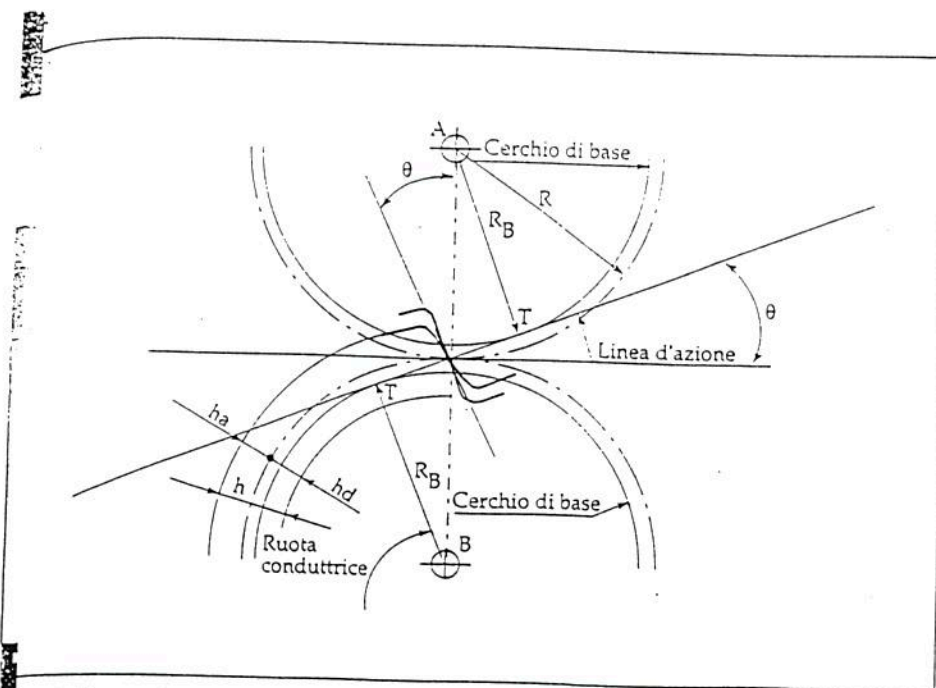
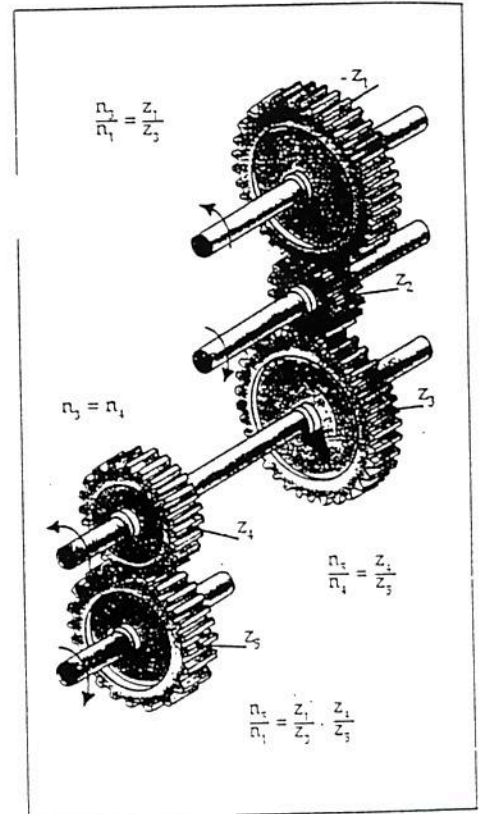


Fig. 5. Elementi geometrici nella trasmissione del moto: la retta passante per il punto di contatto fra le circonferenze primitive di raggio R ed inclinata dell'angolo di pressione θ è normale al profilo dei denti ma anche tangente alle circonferenze di base, su cui viene costruita l'evolvente che definisce il profilo dei denti.

Fig. 7. Un ruotismo complesso: nel primo gruppo la ruota intermedia (ruota oziosa) inverte il verso di rotazione della terza ruota rendendolo concorde con la prima. Il rapporto fra numero di giri del primo e dell'ultimo albero è uguale al prodotto dei rapporti dei due gruppi.



MODULI NORMALIZZATI			
valori principali		valori secondari	
0,50	4	0,550	4,5
0,60	5	0,700	5,5
0,80	6	0,900	7
1	8	1,125	9
1,25	10	1,375	11
1,50	12	1,750	14
2	16	2,250	18
2,50	20	2,750	22
3	25	3,500	-

Tab. I. Valori normalizzati del modulo delle dentature.

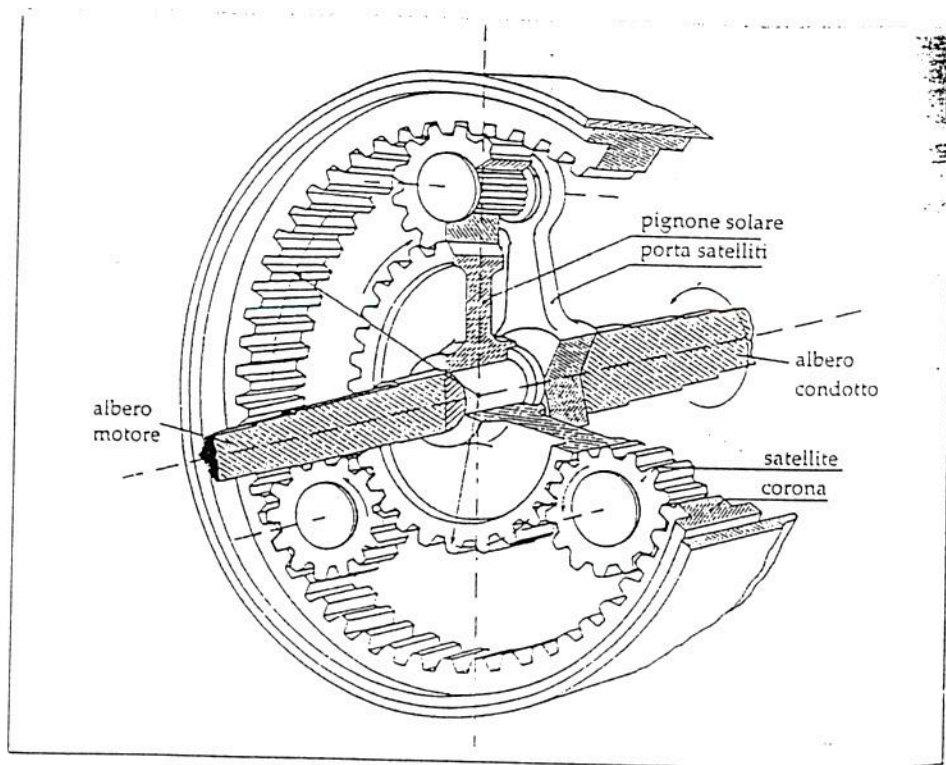


Fig. 12. Un ruotismo epicicloidale: le ruote satelliti che ingranano con il pignone centrale (solare) rotolano sulla corona dentata e muovono la forcella porta satelliti calettata su un albero che quindi ruota con esso.

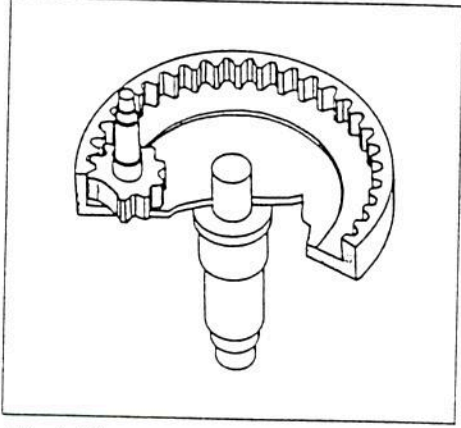


Fig. 9. Pignone accoppiato con una corona a dentatura interna.

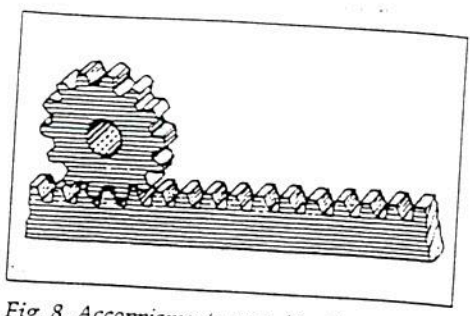


Fig. 8. Accoppiamento ruota/dentiera.

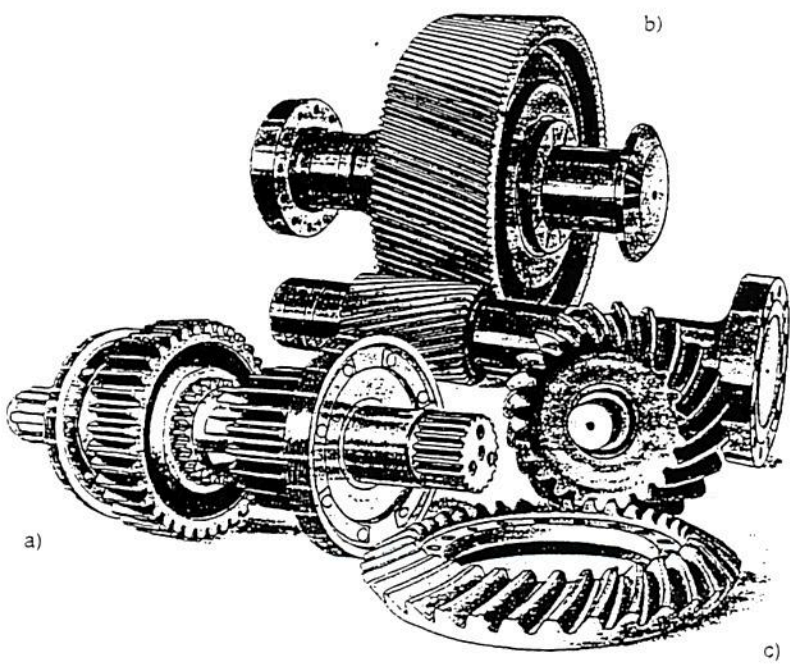
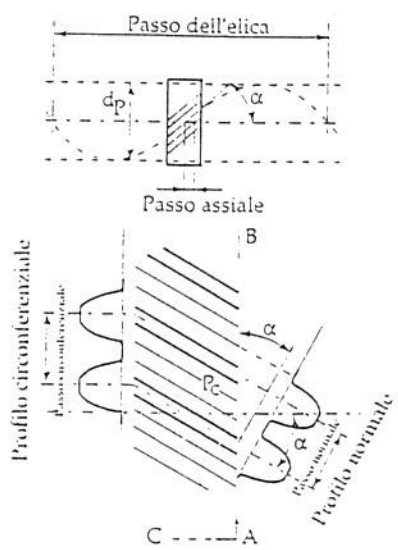


Fig. 13. Ruote cilindriche con dentature diritte (a) o elicoidali (b) e ruote coniche (c).

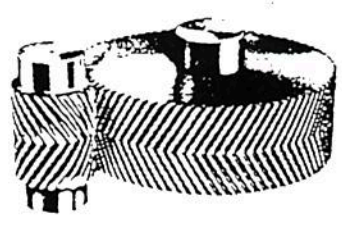


Fig. 14. Dentature bielcoidali: le opposte spinte assiali sui denti si annullano.

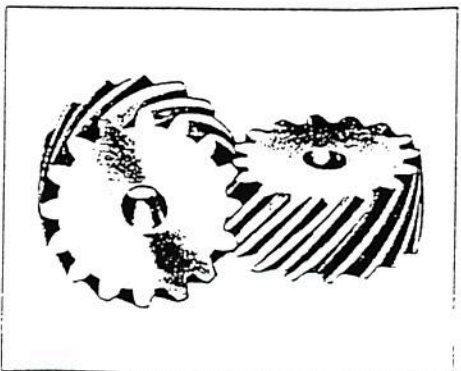


Fig. 15. Trasmissione del moto rotatorio tra assi sghembi per mezzo di ruote a denti elicoidali.

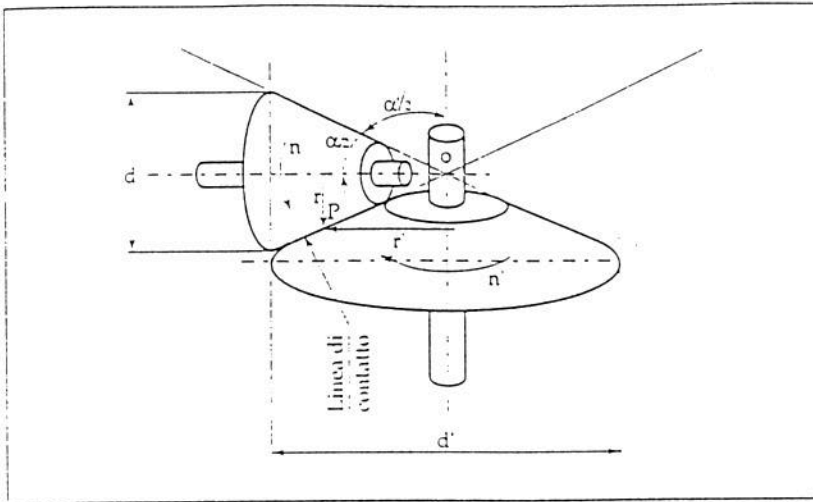


Fig. 16. Ruote di frizione tronco coniche: gli assi concorrono nel punto O e si ha $OP = l$ per cui $r = l \sin(\alpha/2)$ ed $r' = l \sin(\alpha'/2)$

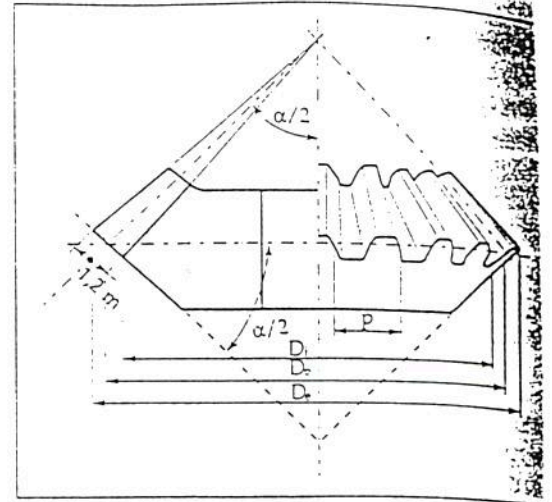


Fig. 17. Elementi geometrici di una dentatura conica.

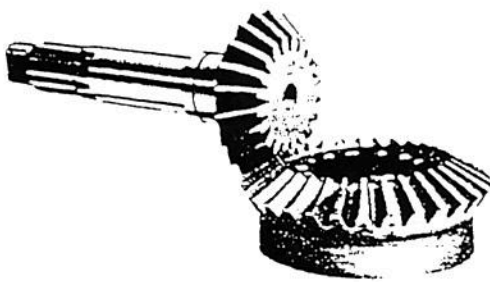


Fig. 18. Ingranaggio con ruote coniche.

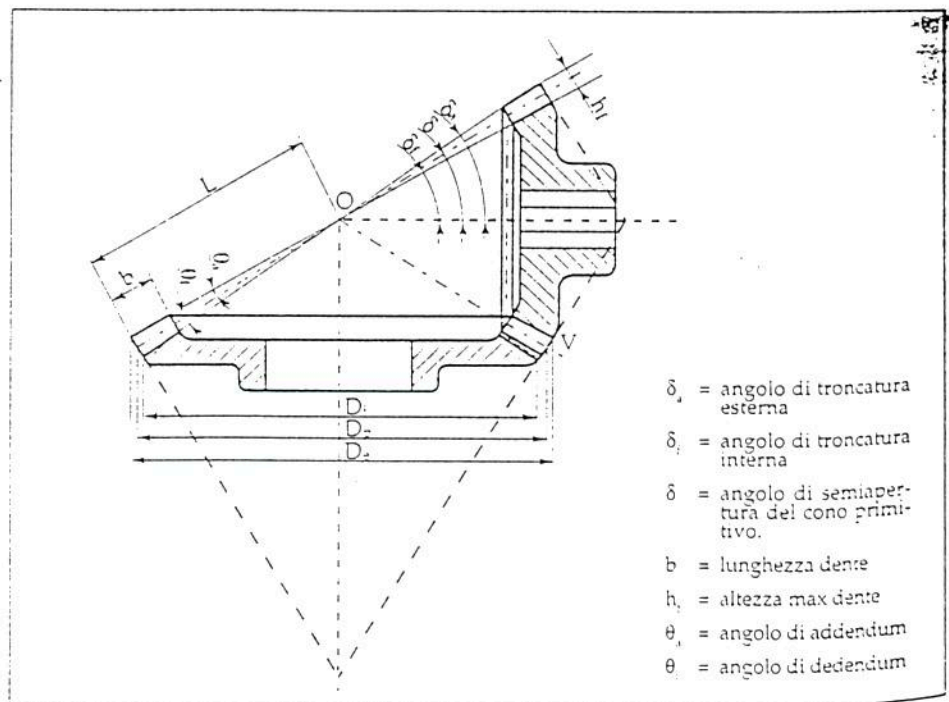


Fig. 18. Ruote dentate coniche.

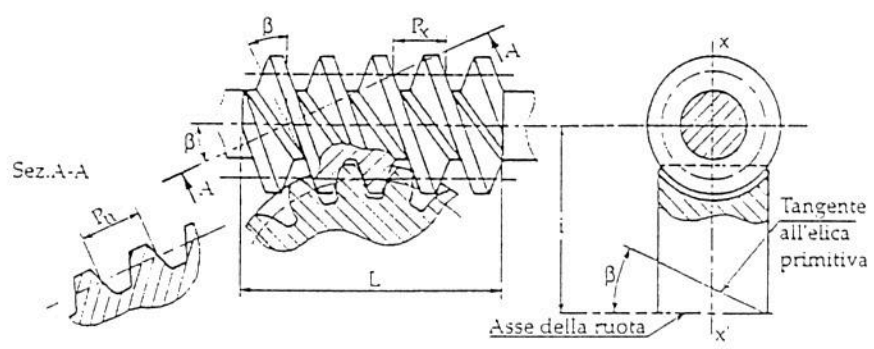
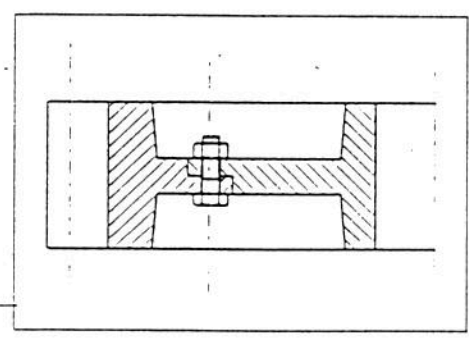


Fig. 22. Elementi geometrici della coppia vite senza fine - ruota elicoidale.



DENOMINAZIONE	RAPPRESENTAZIONE
Ruote cilindriche esterne a dentatura dritta od elicoidale	
Pignone cilindrico e corona a dentatura interna	

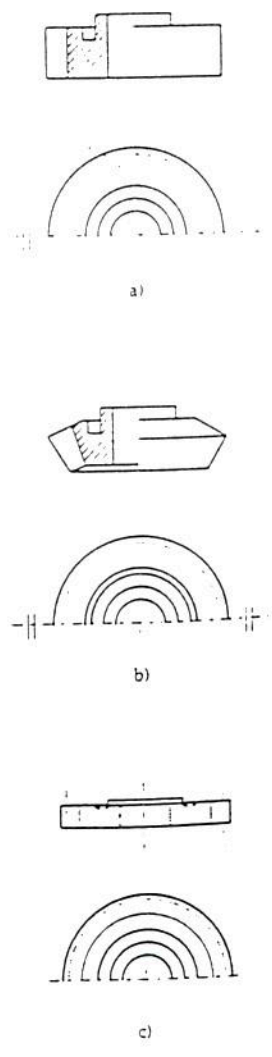
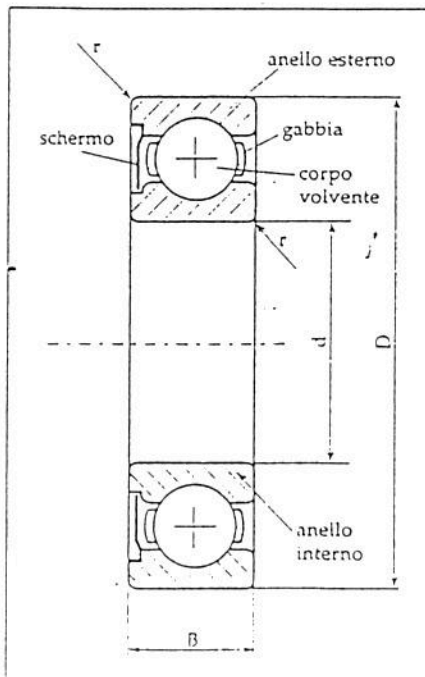


Fig. 25. Rappresentazione convenzionale ruote dentate, in vista ed in sezione.



TIPO	DISEGNO SEMPLIFICATO	RAPPRESENTAZIONE SIMBOLICA
Rigido a sfere		
Rigido a due corone di sfere		
Rigido a rulli		
A rullini		
A rullini senza anello interno		
Orientabile a doppia corona di sfere		
Orientabile a doppia corona di rulli a botte		

Fig. 46. Vari tipi di cuscinetti volventi radiali. Accanto all'illustrazione compaiono la rappresentazione semplificata e quella simbolica.

TIPO	DISEGNO SEMPLIFICATO	RAPPRESENTAZIONE SIMBOLICA	TIPO	
Assiale a rulli			A sfere a quattro contatti (per spinte oblique nei due sensi)	
Combinato			A rulli incrociati (per forti carichi obliqui e basse velocità)	
Rotella a rullini con fascia esterna convessa (per possibili orientamenti)			Y con fissaggio a viti di pressione	

Fig. 53. Alcuni cuscinetti speciali.

TIPO	DISEGNO SEMPLIFICATO
A sfere	
A rulli conici	
A doppia corona di sfere	

Fig. 47. Cuscinetti obliqui.

TIPO	DISEGNO SEMPLIFICATO
Rigido a semplice effetto	
Orientabile a doppio effetto	
Orientabile a rulli	

Fig. 51. Cuscinetti assiali.

Tabella 4 Valori orientativi della durata di base richiesta L_{10h} per diversi tipi di macchine

Tipo di macchina	L_{10h} ore di funzionamento
Apparecchiature d'uso domestico, macchine agricole, strumenti, attrezzature mediche	da 300 a 3 000
Macchine con funzionamento per brevi periodi o ad intermittenza: utensili elettrici portatili, paranchi d'officina, macchine per l'edilizia	da 3 000 a 8 000
Macchine a funzionamento, con alta affidabilità operativa, per brevi periodi o ad intermittenza: ascensori, montacarichi, gru per merci imballate o fusti imbragati, balle, ecc.	da 8 000 a 12 000
Macchine con funzionamento per 8 ore al giorno, ma non sempre pienamente utilizzate: azionamenti ad ingranaggi per impiego generale, motori elettrici per le industrie, frantoi rotativi	da 10 000 a 25 000
Macchine con funzionamento per 8 ore al giorno e pienamente utilizzate: macchine utensili, macchine da legno, macchine varie per l'industria, gru per merci alla rinfusa, ventilatori, trasportatori a nastro, macchine da stampa, separatori e centrifughe	da 20 000 a 30 000
Macchine con funzionamento continuo per 24 ore al giorno: riduttori per laminatoi, macchine elettriche di medie dimensioni, compressori, montacarichi per miniere, pompe, macchinari tessili	da 40 000 a 50 000
Macchine per opere idrauliche, fomi rotativi, cordatrici, dispositivi di propulsione per navi oceaniche	da 60 000 a 100 000
Macchine da carta, grosse macchine elettriche, centrali elettriche, pompe e ventilatori per miniere, cuscinetti per linee d'asse di navi oceaniche	$\approx 100 000$

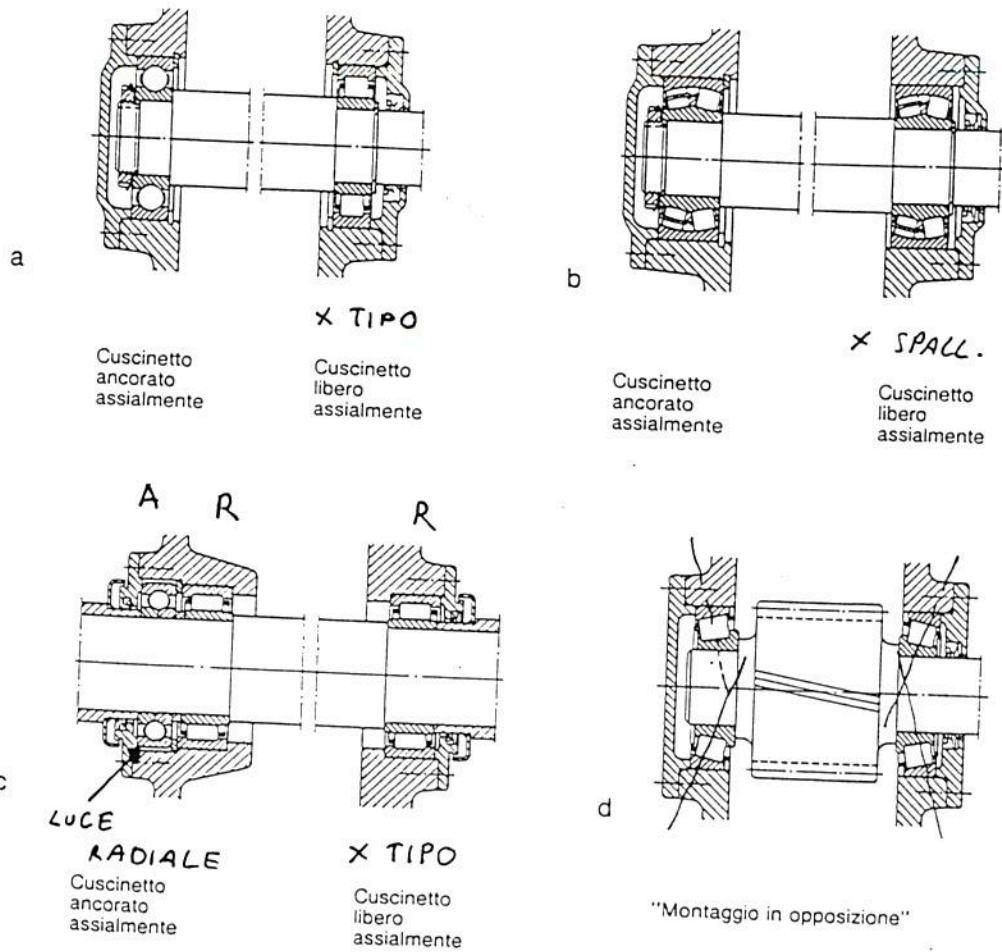
Simboli:
+ + + adattissimo
+ + molto adatto
+ adatto

meno adatto
non adatto
in un solo senso
in entrambi i sensi

[illegible]

Bloccaggio assiale dei cuscinetti (dil. Termiche)

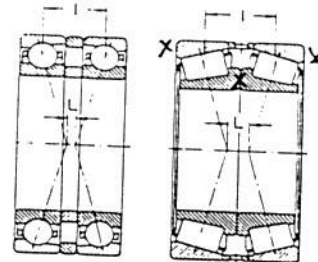
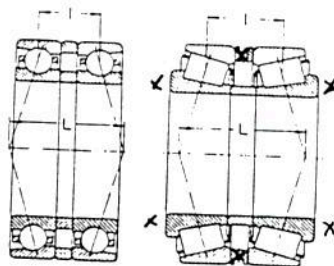
20



Cuscinetti appaiati



Disposizione in tandem sull'asse DT



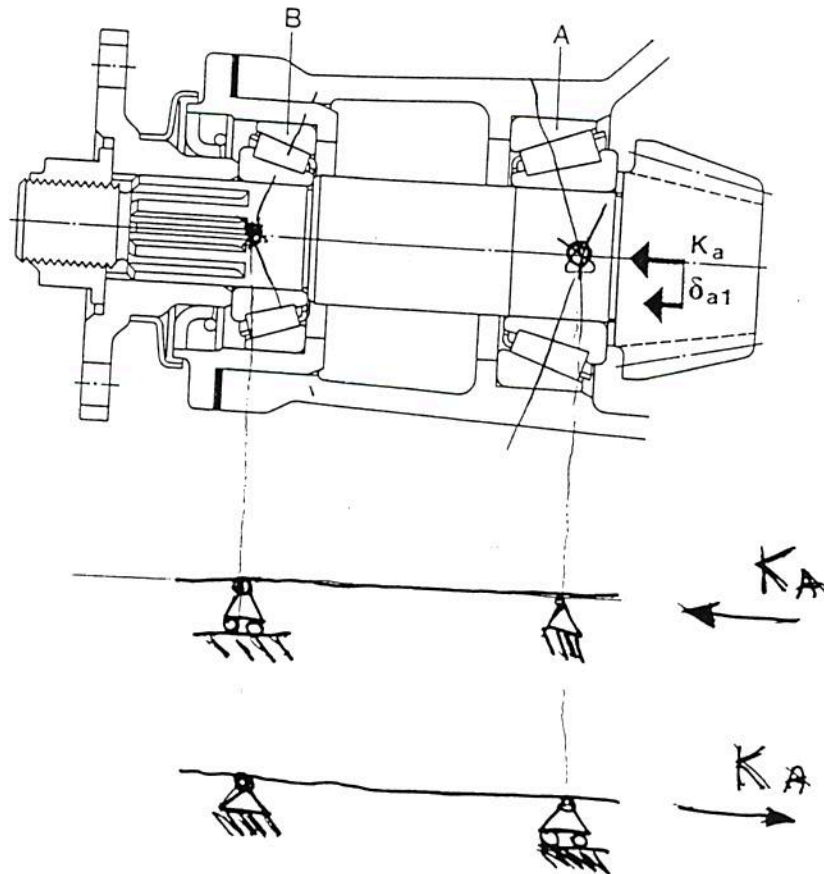
→ Recupero dilatazioni termiche

→ Alberi continui

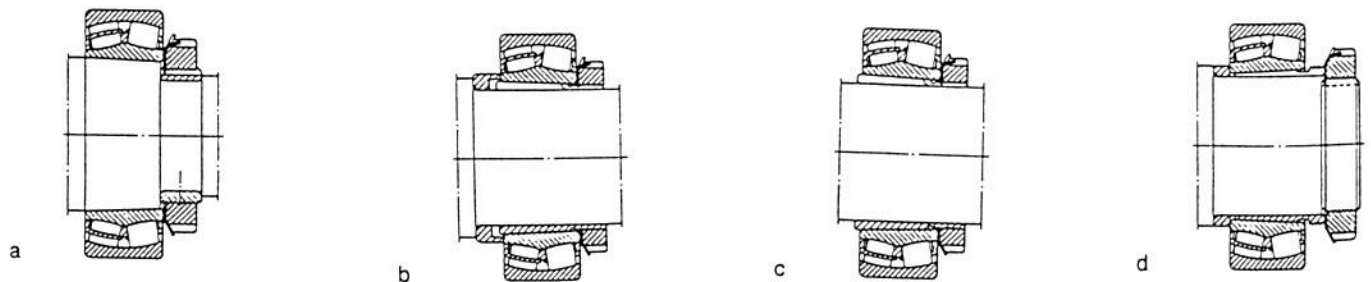
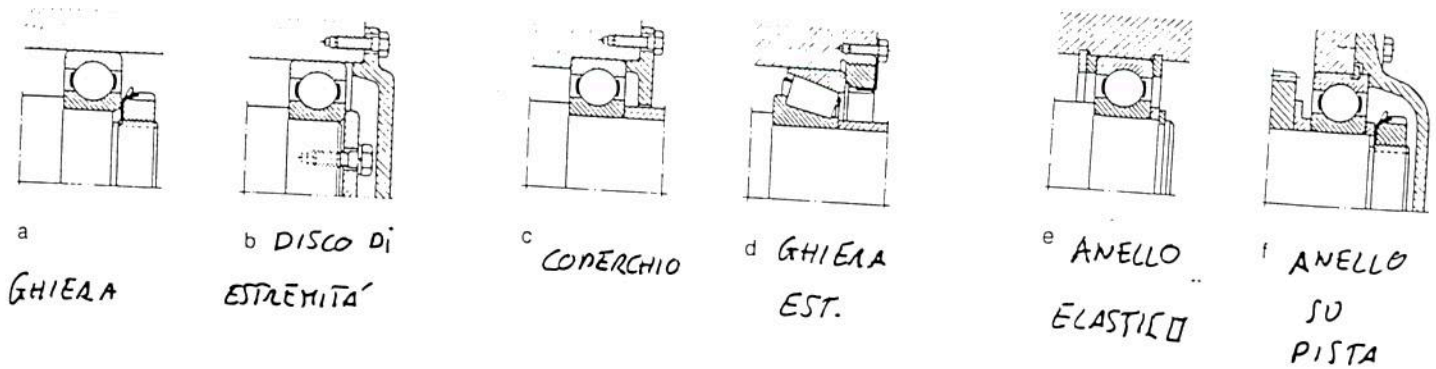
→ Momento ribaltante

→ Rigidezza elastica

$$L_{\text{tot}} > L_{\text{max}}$$



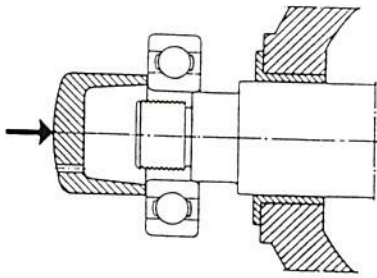
BLOCCAGGI, interferenza non sufficiente



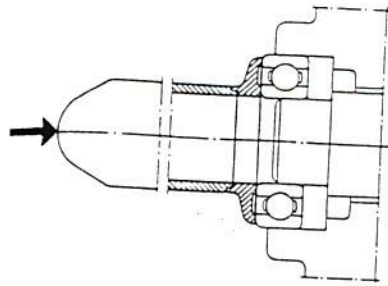
BUSSOLA DI TRAZIONE
(SPINGO USCINETTO)

BUSSOLA DI PRESSIONE
(SPINGO BUSSOLA)

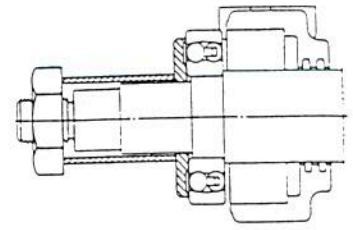
Bicchieri



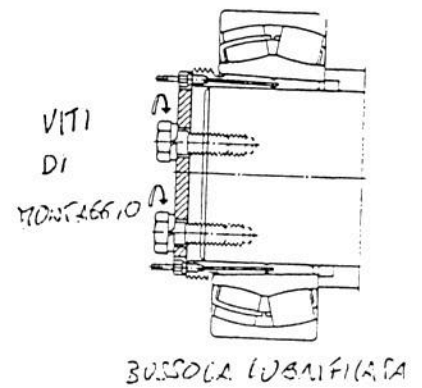
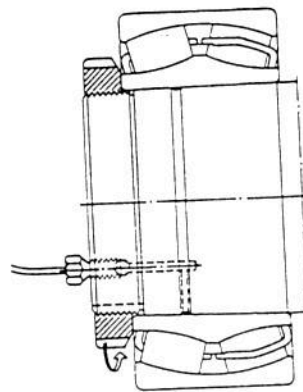
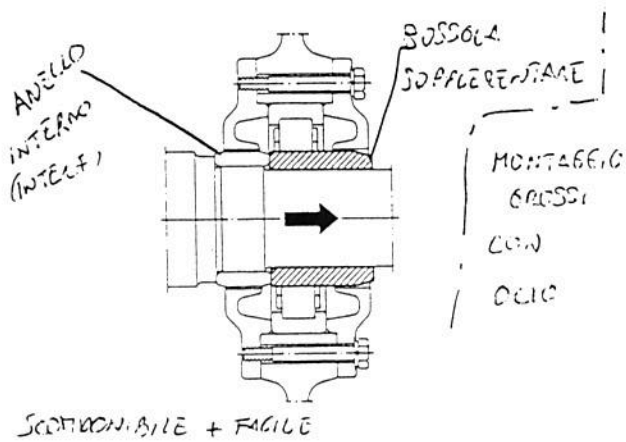
INTERFERENZA ANELLO
INTERNO



INTERFERENZA ESTERNA
SUL ANELLO



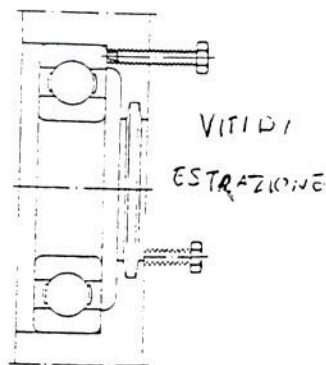
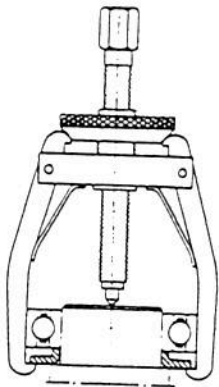
ATTENZIONE CUSCINETTI
ORIENTABILI



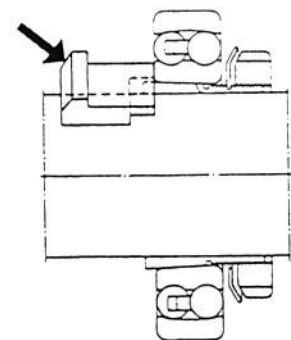
BOSSOLA LUBRIFICATA

MONTAGGIO

ESTRATTORE

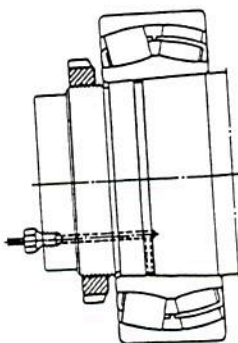


BOSSOLA DI TRAZIONE

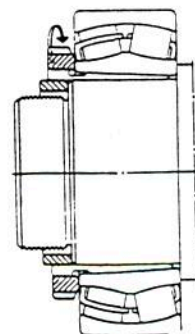


SI 'AGGICHA'
SULL'ANELLO
INTERNO

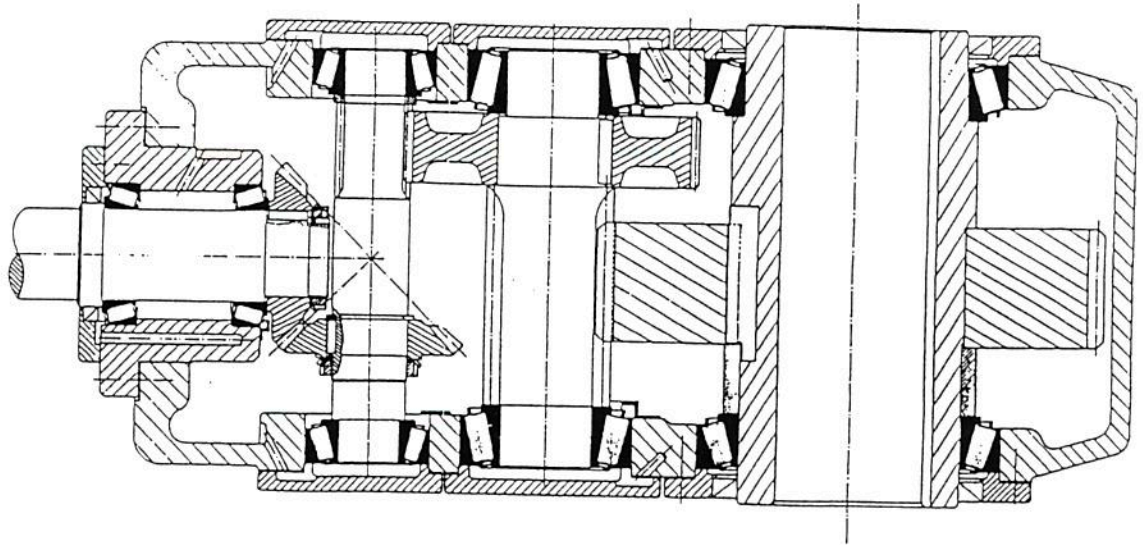
BOSSOLA
CONICA
+
SISTEMA
IDRAULICO
(OLIO)



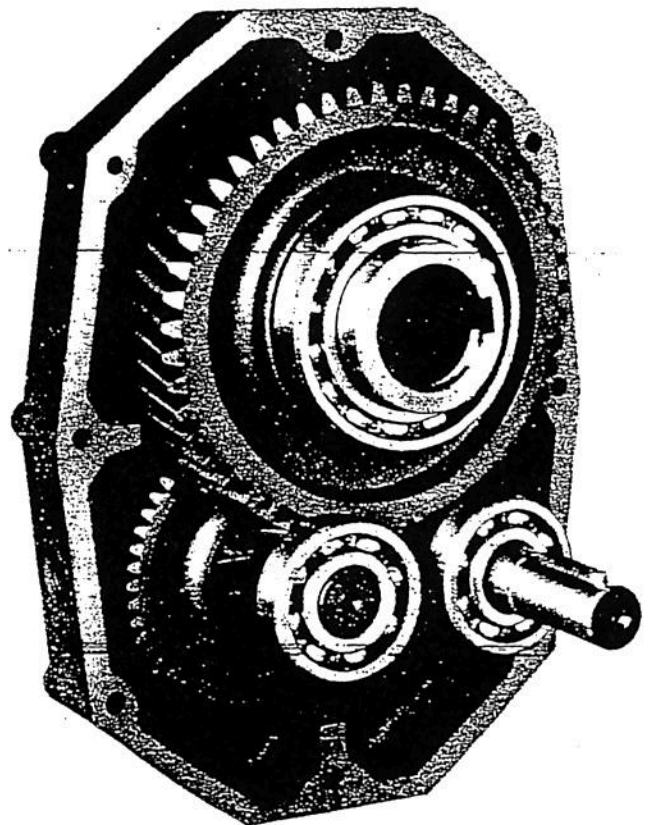
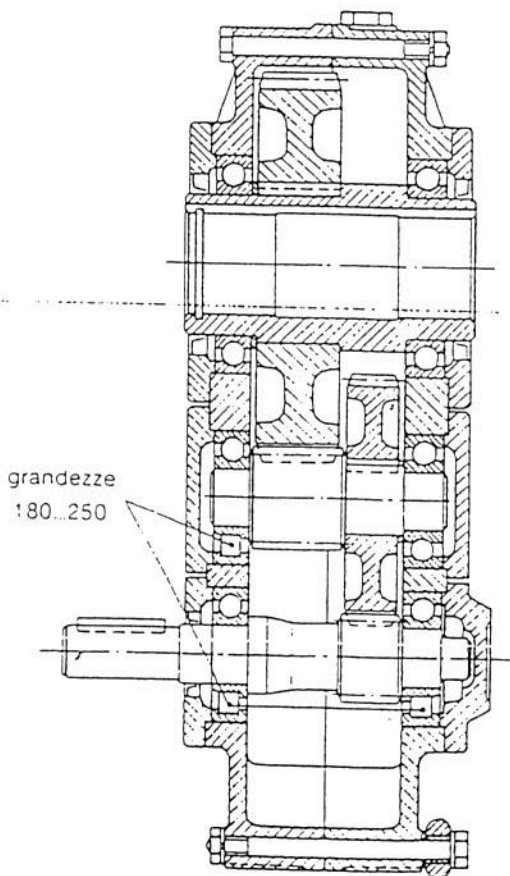
BOSSOLA DI COMPRESSIONE



CHIERA
INPLEMENTALI
ALLA
BUSHING



Riduttore industriale



Riduttore
Planetary

Riduttori a vite senza fine della BONFIGLIOLI
RIDUTTORI di elevate caratteristiche qualita-
tive.

Esecuzioni predisposte per accoppiamento
ai motori unificati UNEL-MEC.

Réducteurs à vis sans fin BONFIGLIOLI RI-
DUTTORI de caractéristiques qualitatives éle-
vées.

Exécution avec prédisposition universelle
pour la liaison avec des moteurs électriques
normalisés CEI.

Coppia vite-corona con rapporto di riduzio-
ne scelto per avere il massimo rendimento.
La vite è in acciaio cementato e temprato e
rettificata.

La corona ha la dentatura in bronzo con otti-
me caratteristiche di resistenza e di basso
attrito.

Couple vis-couronne avec rapport de réduc-
tion choisi pour obtenir le meilleur rende-
ment. La vis sans fin est en acier cémenté
trempé et rectifié.

La couronne voit sa denture taillée dans le
bronze et présente d'excellentes caractéristi-
ques de résistance et de faible frottement.

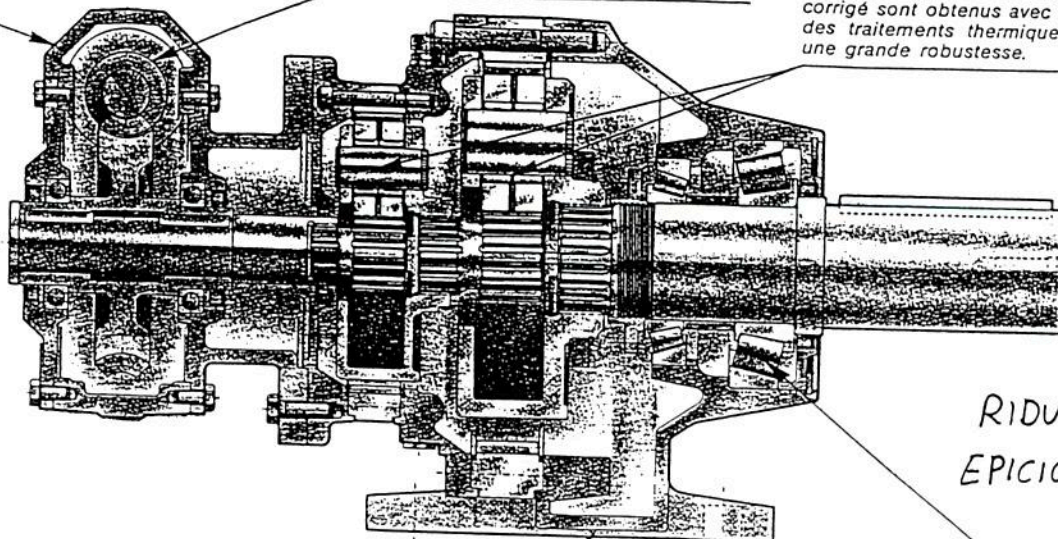
Riduzioni epicicloidali con ingranaggi:

Le riduzioni epicicloidali, insieme alla vite
senza fine, offrono una vasta gamma di rap-
porti. Sono progettate e dimensionate per
esaltarne la robustezza. Gli ingranaggi han-
no dentature a profili corretti, i materiali e
trattamenti termici conferiscono elevata resi-
stenza.

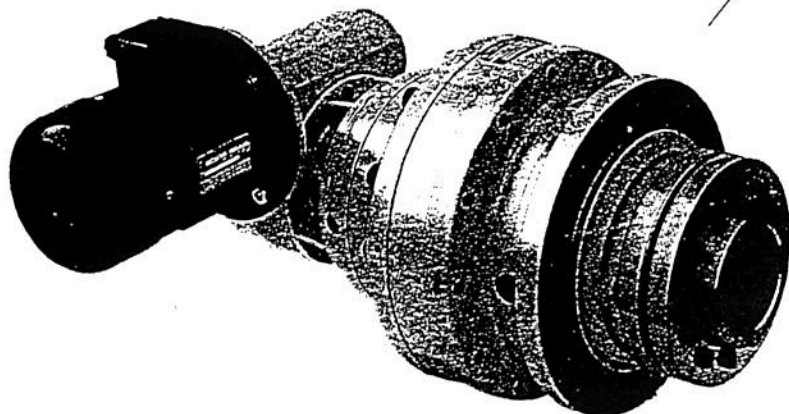
Réduction épicycloïdale à engrenage:

Les réductions épicycloïdales associées à la
roue et vis sans fin offrent une vaste gamme
de rapports. Elles ont été conçues et dimen-
sionnées pour en exploiter la robustesse.

Les engrenages dont la denture est à profil
corrigé sont obtenus avec des matériaux et
des traitements thermiques leur conférant
une grande robustesse.

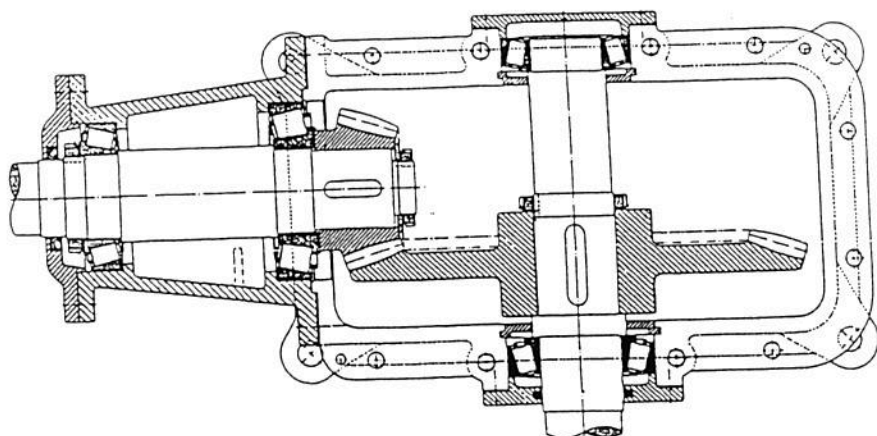


RIDUTTORE
EPICICLOIDALE

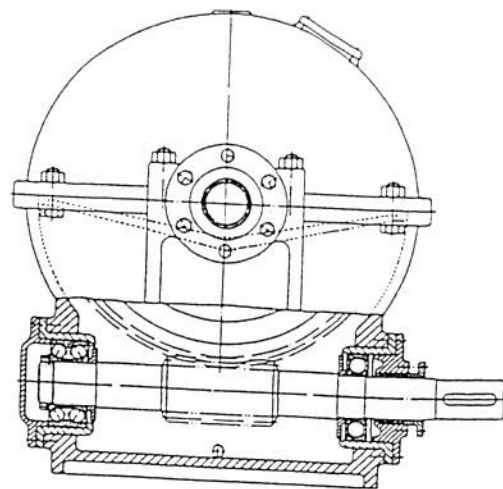


Le uscite con albero maschio portano cusci-
netti a rulli conici ad elevata capacità di cari-
co per sopportare elevati carichi radiali ed
assiali esterni.

Les versions avec arbre de sortie mâle pré-
voient des roulements à rouleaux coniques à
capacités de charge élevées pour supporter
d'importants efforts radiaux et axiaux exté-
rieurs.



RIDUTTORE CON
RUOTE CONICHE



RIDUTTORE CON
RUOTA - VITE SENZA FINE

Scelta delle dimensioni del cuscinetto

Capacità di carico e durata

Le dimensioni del cuscinetto da impiegare in una data applicazione vengono stabilite sulla base della sua capacità di carico in relazione ai carichi applicati ed alle esigenze di durata e di affidabilità. La capacità di reggere un carico viene espressa nei calcoli mediante parametri noti come coefficienti di carico. I valori del coefficiente di carico dinamico C e di quello statico C_0 sono riportati nelle tabelle dei cuscinetti.

Coefficienti di carico

Il coefficiente di carico C è usato per il calcolo dei cuscinetti sollecitati dinamicamente e cioè quando occorre stabilire le dimensioni di un cuscinetto che deve ruotare sotto carico. Esso rappresenta il carico sul cuscinetto a cui corrisponde una durata di base (definita più sotto) di 1 000 000 di giri. I coefficienti di carico dinamico dei cuscinetti SKF sono stati calcolati in conformità ai metodi prescritti nella ISO 281 e sono stati riveduti per tener conto dei miglioramenti intervenuti nella produzione standard SKF per quanto riguarda sia i materiali sia le tecniche di lavorazione. Si riferiscono a carichi costanti in grandezza e direzione e che, nei cuscinetti radiali, agiscono in modo puramente radiale ed in quelli assiali in modo puramente assiale e centrato.

Il coefficiente di carico statico C_0 viene applicato quando si debbano calcolare cu-

scinetti destinati a ruotare a velocità molto basse, ad essere soggetti ad oscillazioni molto lente od a restare fermi per certi periodi sotto carico. Se ne deve anche tener conto nei casi in cui un cuscinetto rotante (sollecitato dinamicamente) è sottoposto a forti carichi d'urto di breve durata. Il coefficiente di carico statico è definito come quel carico che determina, nella zona di contatto corpo volvente/pista maggiormente sollecitata, una deformazione permanente totale del corpo volvente e della pista pari a 1/10 000 del diametro dei corpi volventi stessi.

Durata

Per durata di un cuscinetto volvente si intende il numero di giri (o quello di ore di funzionamento ad una certa velocità costante) che il cuscinetto può raggiungere prima che si verifichino fenomeni di fatica (erosioni) su uno degli anelli o sui corpi volventi.

Risulta però chiaro, sia da prove di laboratorio, sia dall'impiego pratico, che cuscinetti apparentemente identici e funzionanti nelle stesse condizioni hanno durate diverse. E' perciò indispensabile, per il calcolo del dimensionamento del cuscinetto, dare una definizione chiara del termine "durata". Tutti i dati indicati dalla SKF sui coefficienti di carico dinamico sono basati sulla durata che si prevede possa venir raggiunta o superata dal 90 % dei cuscinetti di una campionatura sufficientemente grande costituita da unità apparentemente tutte

26/1

Durata di base richiesta

Per la scelta delle dimensioni del cuscinetto è indispensabile conoscere la durata di base richiesta per l'applicazione specifica. Questa dipende generalmente dal tipo di macchina e dalle esigenze di durata in servizio e di affidabilità operativa. In mancanza di esperienza diretta, si possono assumere come base i valori indicati nella tabella qui sotto.

Valori orientativi della durata di base richiesta L_{10h} per diversi tipi di macchine	
Tipo di macchina	L_{10h} ore di funzionamento
Apparecchiature d'uso domestico, macchine agricole, strumenti, attrezzature mediche	da 300 a 3 000
Macchine destinate a funzionare per brevi periodi o ad intermittenza: Dispositivi elettrici manuali, paranchi d'officina, macchine per l'edilizia	da 3 000 a 8 000
Macchine destinate a funzionare, con alta affidabilità operativa, per brevi periodi o ad intermittenza: Montacarichi, gru per collettame o dispositivi di imbragatura di fusti, balle ecc.	da 8 000 a 12 000
Macchine destinate a funzionare per 8 ore al giorno, ma non sempre pienamente utilizzate: Gruppi di comando ad ingranaggi per impiego generale, motori elettrici per le industrie, frantoi rotanti	da 10 000 a 25 000
Macchine destinate a funzionare 8 ore al giorno e pienamente utilizzate: Macchine utensili, macchine per la lavorazione del legno, macchine varie per l'industria, gru per merci alla rinfusa, soffiatori di ventilatori, nastri trasportatori, macchinario per la stampa, separatori e centrifughe	da 20 000 a 30 000
Macchine a funzionamento continuo per 24 ore al giorno: Riduttori per laminatoi, macchine elettriche di medie dimensioni, compressori, montacarichi per miniere, pompe, macchinario per l'industria tessile	da 40 000 a 50 000
Macchine idrauliche, forni rotanti, macchine cordatrici, impianti di propulsione per navi oceaniche	da 60 000 a 100 000
Macchine per la produzione di cellulosa e di carta, macchine elettriche di grandi dimensioni, generatori di potenza motrice, pompe per miniere, giranti di ventilatori per miniere, gruppi per alberi portaelica di navi oceaniche	~ 100 000

Sceita delle dimensioni del cuscinetto

uguali. Tale grandezza è detta durata di base (o durata teorica) ed è conforme alla definizione ISO. La maggior parte dei cuscinetti SKF raggiunge una durata molto maggiore di quella sopra indicata: la durata della metà di loro è circa cinque volte quella di base risultante dal calcolo.

Formula della durata

La relazione tra la durata di base, il coefficiente di carico dinamico ed il carico gravante sul cuscinetto è espressa dalla formula:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \text{ oppure } \frac{C}{P} = L_{10}^{1/p}$$

in cui

L_{10} = durata di base, in milioni di giri
 C = coefficiente di carico dinamico, in N
 P = carico dinamico equivalente sul cuscinetto (vedere a pagina 39), in N
 p = esponente della formula della durata
 $p = 3$ per cuscinetti a sfere
 $p = 10/3$ per cuscinetti a rulli

Negli abachi per il calcolo della durata della pagina seguente e nella Tabella 1 sono riportati i valori del rapporto di carico C/P correlati a quelli della durata L_{10} .

Se i cuscinetti ruotano a velocità costanti, può essere più pratico calcolare la durata di base espressa in ore di funzionamento con la formula:

$$L_{10h} = \frac{1\,000\,000}{60\,n} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

in cui

L_{10h} = durata di base, in ore di funzionamento

n = velocità di rotazione, in giri/min

I valori di L_{10h} in funzione di C/P e di n possono venir ricavati dagli abachi della pagina a fianco, oppure nelle Tabelle 2 (cuscinetti a sfere) e 3 (cuscinetti a rulli).

Nella scelta delle dimensioni del cuscinetto si dovrebbero utilizzare le durate di base L_{10} o L_{10h} .

Abachi per il calcolo della durata

Esempio

Un cuscinetto radiale rigido a sfere deve ruotare ad una velocità $n = 1\,000$ giri/min sotto l'azione di un carico costante $F_r = 3\,000$ N e raggiungere almeno una durata di base L_{10h} di 20 000 ore. Che dimensioni deve avere il cuscinetto?

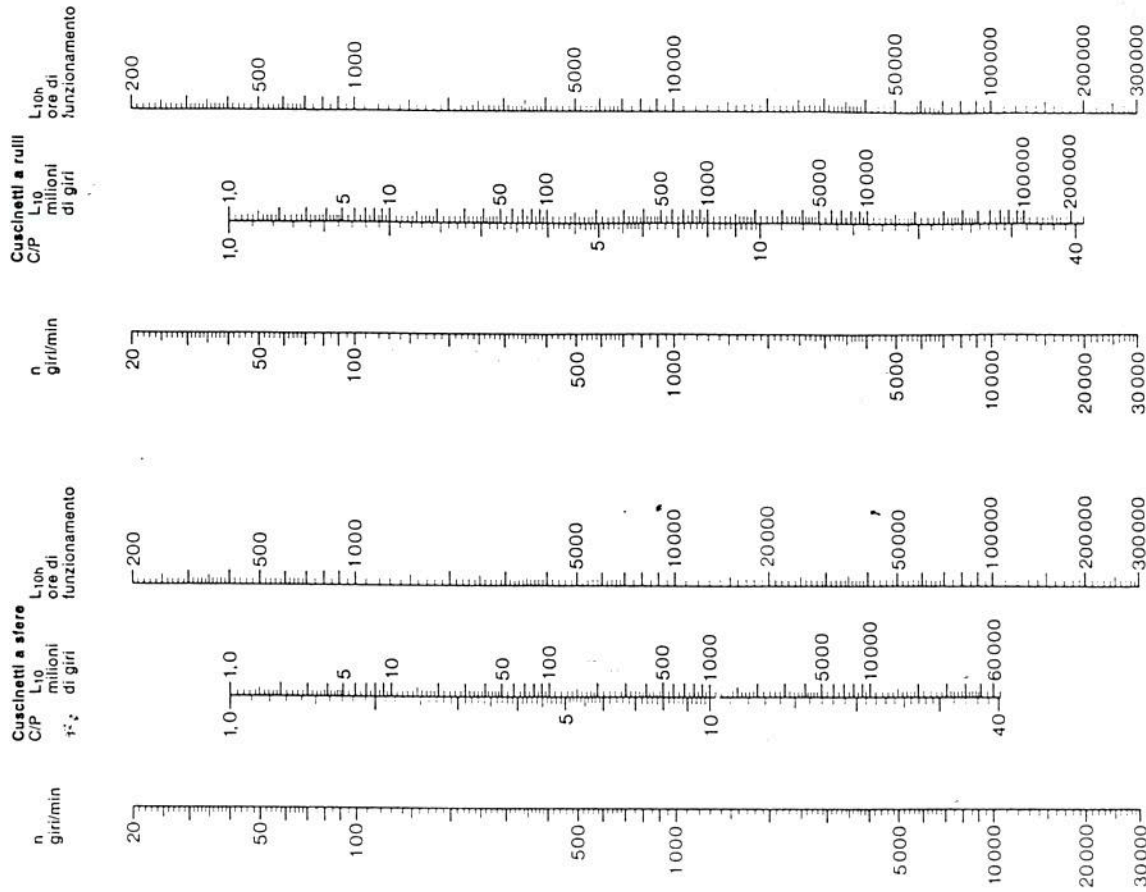
Dall'abaco della pagina a fianco, risulta che il rapporto C/P vale 10,6 (vedere la linea chiara). Dato che il carico è puramente radiale, si ha, in conformità a quanto indicato a pagina 39, $P = F_r$. Da ciò risulta che occorre un cuscinetto con un coefficiente di carico dinamico C che valga almeno $C = 10,6 \times 3\,000 = 31\,800$ N.

Dalle tabelle dei cuscinetti risulta che sono adatti sia il cuscinetto 6307 sia quello 6209 entrambi con $C = 33\,200$ N. La scelta definitiva tra questi due cuscinetti è fatta in funzione del diametro dell'albero.

Osservazioni

Qualora si riscontrasse che, applicando i nuovi coefficienti di carico dinamico "ritoccati", si ottiene una durata adeguata con un cuscinetto di dimensioni inferiori a quelle previste, generalmente è preferibile usare un cuscinetto di una serie più leggera e con lo stesso foro piuttosto che un cuscinetto della stessa serie ma con foro più piccolo. Prima di adottare un foro più piccolo è bene controllare non solo che l'albero di dimensioni inferiori abbia la necessaria robustezza, ma anche che il suo cedimento non provochi un disassamento eccessivo che si ripercuoterebbe negativamente sulla durata del cuscinetto stesso.

Poiché i miglioramenti ai cuscinetti SKF sono continui ma gradualmente, un cuscinetto scelto negli ultimi anni potrebbe già incorporare i miglioramenti ora quantificati nel coefficiente "ritoccato" e non ci si dovrebbe perciò aspettare nessun eccezionale miglioramento delle prestazioni.



Sceita delle dimensioni del cuscinetto

Per ruote ed assali di veicoli stradali e ferroviari, si preferisce indicare la durata dei cuscinetti come una percorrenza in chilometri, secondo le equazioni:

$$L_{10} = \frac{1000}{\pi D} L_{10s} \text{ e } L_{10s} = \frac{\pi D}{1000} L_{10}$$

in cui

L_{10s} = durata teorica in milioni di chilometri

D = diametro della ruota, in metri

Alcuni valori orientativi per L_{10s} sono indicati nella tabella qui sotto.

Influenza della temperatura di funzionamento sul materiale del cuscinetto

A temperature elevate si ha una diminuzione di durezza del materiale del cuscinetto e quindi anche della relativa capacità di carico dinamico. Si tiene conto nei calcoli della riduzione della capacità di carico dinamico alle diverse temperature moltiplicando il coefficiente di carico dinamico C per un numero detto fattore relativo alla temperatura, che si ottiene dalla seguente tabella:

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

Valori orientativi della durata di base richiesta L_{10s} per veicoli stradali e ferroviari

Tipo di veicolo	L_{10s} milioni di chilometri
Applicazioni di cuscinetti alle ruote di veicoli stradali:	
Autoveicoli	0,2
Autocarri/autobus	0,4
Cuscinetti per i boccole di veicoli ferroviari:	
Carri merci (secondo le norme UIC) che prevedono un carico massimo per asse costantemente applicato	0,8
Veicoli per traffico locale (tranvie)	1,5
Carrozze per treni viaggiatori (traffico su lunghi percorsi)	3
Automotrici/locomotive elettriche e diesel per traffico su lunghi percorsi	da 3 a 4
	da 3 a 5

Durata corretta

Nella formula della durata presentata a pag. 28

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

è stata presa in considerazione l'influenza del carico sulla durata di un determinato cuscinetto. Quando i cuscinetti volventi riportati in questo catalogo sono impiegati in applicazioni tradizionali, un calcolo fatto in base alla formula sopra riportata risulta adeguato alle esigenze: ciò perché le raccomandazioni sulla durata richiesta derivano dall'esperienza ed in effetti prendono già in considerazione certi fattori come la lubrificazione.

In casi eccezionali si può però ritenere opportuno prendere in considerazione più dettagliatamente altri fattori che influiscono sulla durata. A tale scopo è stata fissata dall'ISO la seguente formula della durata corretta:

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

o semplicemente

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10}$$

in cui

L_{na} = durata corretta, in milioni di giri (l'indice n rappresenta la differenza, in valore assoluto, tra l'affidabilità richiesta ¹⁾ e quella pari al 100 %)

a_1 = fattore correttivo della durata relativo all'affidabilità

a_2 = fattore correttivo della durata relativo al materiale

a_3 = fattore correttivo della durata relativo alle condizioni di funzionamento

Valori del fattore correttivo a_1

Affidabilità %	a_1
90	1
95	0,62
96	0,53
97	0,44
98	0,33
99	0,21

Un calcolo della durata corretta presuppone che siano ben note le condizioni di funzionamento e che i carichi gravanti sul cuscinetto possano venir calcolati con accuratezza e cioè conoscendo la funzione con cui varia il carico, le inflessioni dell'albero ecc.

Per un valore generalmente accettato di affidabilità del 90 % e per materiali a cui corrispondono i valori di C e condizioni di funzionamento normali, risulta $a_1 = a_2 = a_3 = 1$ e le due formule di durata si identificano.

Fattore correttivo della durata a_1

Il fattore a_1 relativo all'affidabilità viene impiegato per determinare durate diverse da quella L_{10} durate cioè che vengono raggiunte o superate con un grado di probabilità maggiore del 90 %. Valori di a_1 sono riportati nella tabella qui sotto.

Fattore correttivo della durata a_2

Nello stabilire i coefficienti di carico dinamico SKF si è tenuto conto del fatto che gli acciai normali usati dalla SKF hanno delle caratteristiche di durata migliori di quelle del materiale su cui sono basate le equazioni di cui all'ISO 281. Ne segue che, quando si applicano questi coefficienti di carico (valori C), $a_2 = 1$. Possono venire assunti valori a_2 ancora maggiori nel caso di cuscinetti SKF prodotti con acciai spe-

¹⁾ Per affidabilità s'intende il grado di probabilità che ha un cuscinetto di raggiungere o superare una certa durata.

Scelta delle dimensioni del cuscinetto

ciali; si prega di consultare la RIV-SKF Industrie.

Fattore correttivo della durata a_3

Il fattore a_3 relativo alle condizioni di funzionamento è legato essenzialmente alla lubrificazione del cuscinetto, purché le temperature d'esercizio non siano eccessivamente elevate. Si tiene conto della variazione delle caratteristiche del materiale in presenza di temperature elevate riducendo il coefficiente di carico dinamico: vedere a pagina 34. L'efficienza della lubrificazione è determinata soprattutto dal grado di separazione delle superfici delle zone di contatto interessate dal moto volvente. Se le condizioni di pulizia sono normali, e se il cuscinetto è adeguatamente protetto dall'ingresso di impurità, il fattore a_3 dipende dal rapporto di viscosità κ . Tale parametro è definito come rapporto tra la viscosità ν del lubrificante effettivamente impiegato e quella ν_1 necessaria per un'adeguata lubrificazione: il rapporto deve essere riferito alla temperatura d'esercizio. Per la determinazione di ν_1 si fa rimando a pagina 96. Per i grassi si può ottenere un valore approssimativo impiegando la viscosità dell'olio base ν .

Combinazione di fattori correttivi della durata a_2 ed a_3

Dato che i fattori a_2 e a_3 sono interdipendenti, la SKF ha deciso di introdurre un fattore correttivo della durata combinato a_{23} relativo al materiale ed alla lubrificazione. Se le condizioni di pulizia sono normali, i valori di a_{23} possono venir ricavati dal grafico qui di fronte. La linea continua è valida per lubrificanti normali. La linea tratteggiata superiore indica il miglioramento massimo ottenibile con lubrificanti contenenti additivi EP, ecc.

Esempio

Un cuscinetto radiale orientabile a rulli 22318 CC/W33 realizzato con acciaio standard SKF deve ruotare ad una velocità corrispondente ad $n = 500$ giri/min sotto l'azione di un carico costante $F_r = 50\,000$ N.

Deve essere adottata la lubrificazione con un olio avente viscosità ν di $35\text{ mm}^2/\text{s}$ alla temperatura di funzionamento. Qual'è la durata corretta del cuscinetto per un'affidabilità pari al 98 %?

Dato che il carico agisce radialmente, $P = F_r = 50\,000$ N (vedere a pagina 39).

Dalla tabella a pagina 35, si ricava che il fattore correttivo della durata a_1 per un'affidabilità pari al 98 % vale 0,33.

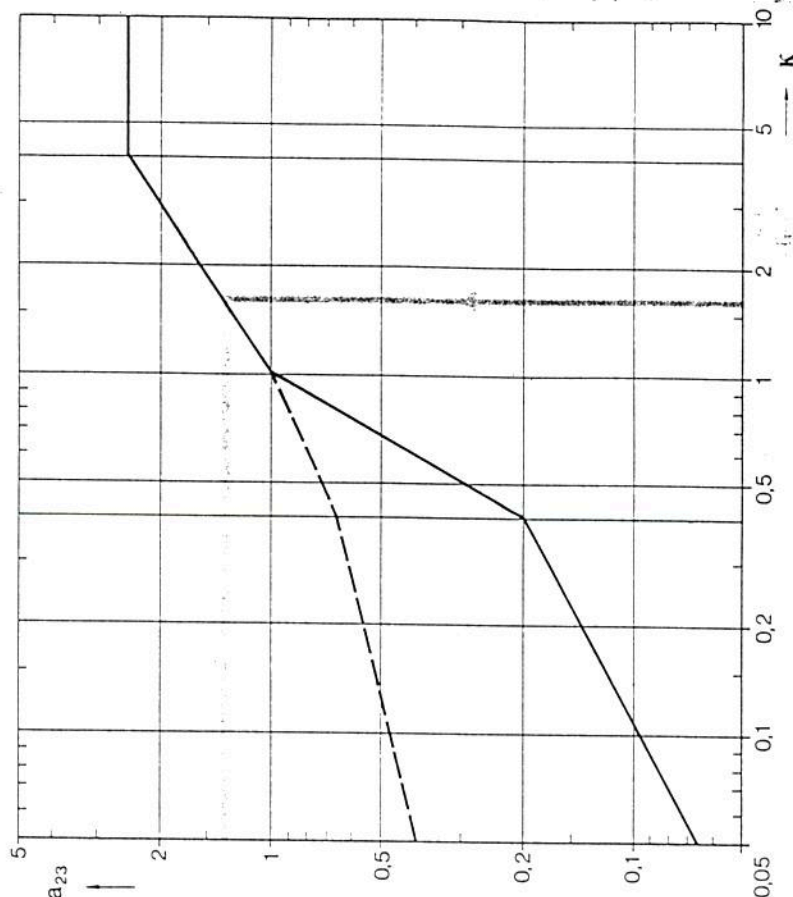
Dalle tabelle dei cuscinetti risulta $d_m = 0,5(d+D) = 0,5(90+190) = 140$ mm. Dal diagramma 2 a pagina 96, risulta che si otterrà una lubrificazione soddisfacente se la viscosità ν_1 dell'olio alla temperatura di funzionamento è di $21\text{ mm}^2/\text{s}$. Per il rapporto di viscosità κ vale pertanto la relazione $\kappa = \nu/\nu_1 = 35/21 = 1,67$. Dal grafico a lato si ricava perciò che il fattore correttivo della durata combinato a_{23} corrisponde a 1,4.

La durata corretta L_{2a} può venir calcolata dalla

$$L_{2a} = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P} \right)^{10/3} \\ = 0,33 \cdot 1,4 \left(\frac{477\,000}{50\,000} \right)^{10/3}$$

= 850 milioni di giri.

Dato che il cuscinetto ruota a $n = 500$ giri/min, il valore corrispondente di L_{2ah} sarà di 28 300 ore di funzionamento.

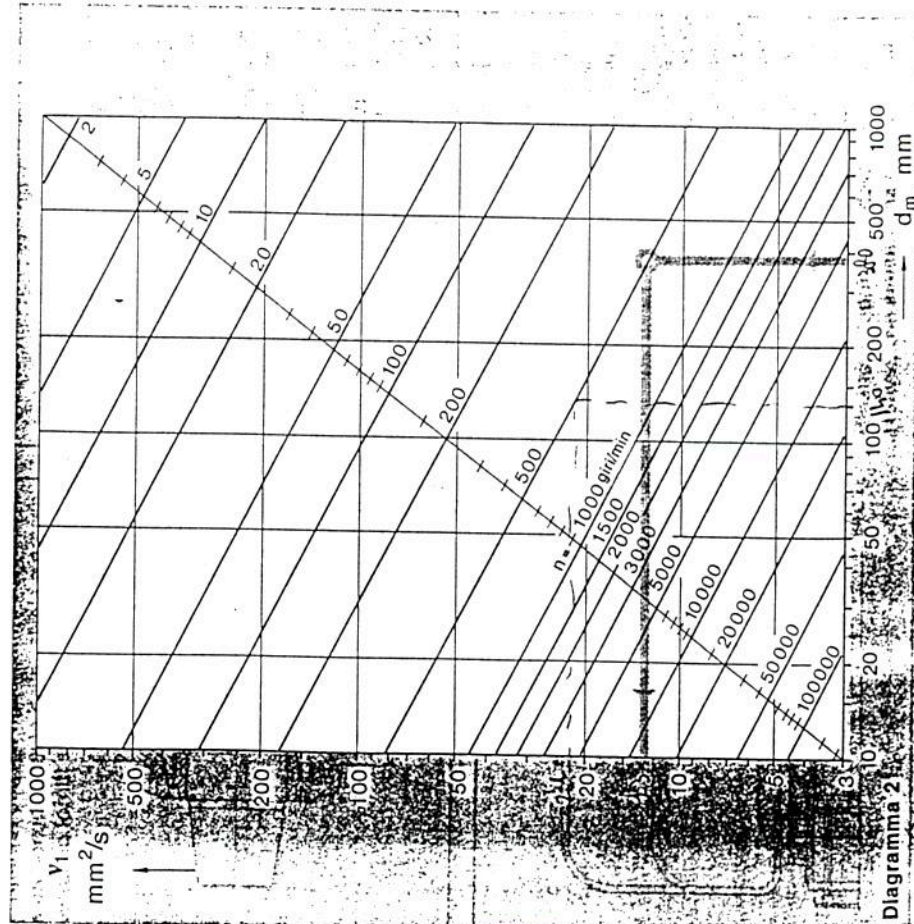


Oli lubrificanti

Per la lubrificazione dei cuscinetti volventi dovrebbero essere impiegati solo oli minerali raffinati al solvente. L'impiego di oli additivati per migliorare determinate proprietà (robustezza del velo lubrificante, resistenza all'ossidazione ecc) è in genere necessario solo per condizioni di funzionamento eccezionali. Gli oli sintetici, come lubrificanti dei cuscinetti, sono in linea di massima impiegati solo come oli base per grassi o in applicazioni del tutto particolari in cui si possono verificare temperature di funzionamento elevatissime.

Scelta dell'olio

La viscosità, che rappresenta una delle caratteristiche più importanti di un olio lubrificante, diminuisce con l'aumentare della temperatura. Per favorire la formazione di un velo lubrificante di spessore sufficiente in corrispondenza delle zone di contatto tra corpi volventi e piste, l'olio deve conservare alla temperatura di funzionamento un valore minimo di viscosità. La viscosità cinematica ν_1 necessaria, ad una data temperatura di funzionamento, per assicurare una lubrificazione adeguata può essere determinata mediante il Diagramma 2, a condizione che sia impiegato un olio minerale. Quando, in base all'esperienza, è nota la temperatura di funzionamento, o questa

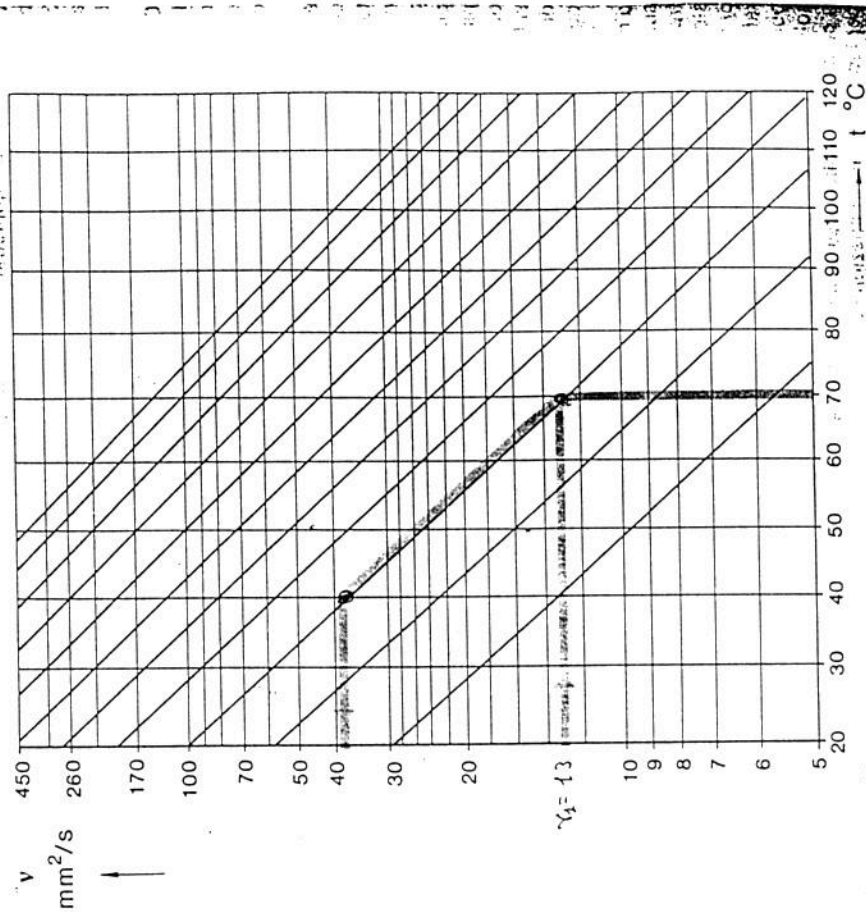


può venir determinata in qualche altro modo, è possibile ricavare i valori corrispondenti della viscosità alla temperatura di riferimento standardizzata a livello internazionale di 40 °C o ad altre temperature di prova (per es. 20 o 50 °C), dal Diagramma 3 (che è stato tracciato in base ad un indice di viscosità di 85). Certi tipi di cuscinetti, come ad esempio quelli radiali orientabili a rulli, quelli a rulli conici e quelli assiali orientabili a rulli, di norma presentano, in condizioni d'esercizio analoghe, temperature di funzionamento più alte di altri, come ad esempio i cuscinetti radiali rigidi a sfere e quelli a rulli cilindrici.

Nella scelta di un olio occorre considerare con la dovuta attenzione quanto segue.

La durata di un cuscinetto può essere aumentata con un olio di viscosità corrispondente un po' superiore a ν_1 . Si tenga però presente che aumentando la viscosità, cresce anche la temperatura di funzionamento del cuscinetto, per cui spesso si ha in pratica un valore limite al miglioramento della lubrificazione ottenibile in questo modo.

Se il rapporto tra le viscosità $\kappa = \nu/\nu_1$ è minore di 1, si raccomanda un olio con additivo EP; se però κ è minore di 0,4, tale additivo è addirittura necessario. Un olio con additivo EP può anche migliorare l'affidabilità nei casi in cui $\kappa > 1$: si tratta di applicazioni con cuscinetti a rulli di medie e grandi dimensioni.



Nel caso di velocità di funzionamento eccezionalmente basse o alte, di situazioni critiche per quanto riguarda il carico o di condizioni del tutto particolari di lubrificazione, si prega di consultare la RIV-SKF Industrie.

Esempio

Un cuscinetto con diametro del foro $d = 340$ mm e diametro esterno $D = 420$ mm deve funzionare ad una velocità di 500 giri/min. Essendo $d_m = 0,5 (d + D)$, si ottiene nel caso specifico $d_m = 380$ mm. Dal Diagramma 2 si ricava che la viscosità cinematica ν_1 minima necessaria ad ottenere una lubrificazione adeguata alla temperatura di funzionamento è di $13 \text{ mm}^2/\text{s}$. Assumendo come valore della temperatura di funzionamento del cuscinetto 70°C , dal Diagramma 3 si ricava che l'olio da impiegare deve avere una viscosità di almeno $39 \text{ mm}^2/\text{s}$ alla temperatura di riferimento di 40°C .

Cambio dell'olio

La frequenza con cui si deve effettuare il cambio dell'olio dipende essenzialmente dalle condizioni di funzionamento e dalla quantità di olio impiegato.

Nel caso di lubrificazione a bagno d'olio, è sufficiente di norma rinnovare il lubrificante una volta all'anno purché la temperatura del cuscinetto non superi i 50°C e non si verifichi inquinamento dell'olio da parte di sostanze estranee. Temperature più elevate o condizioni di funzionamento più gravose rendono necessario un cambio dell'olio più frequente: a titolo d'esempio, si tenga presente che ad una temperatura di 100°C il rinnovo dell'olio deve avvenire ogni tre mesi.

In caso di lubrificazione a circolazione d'olio, gli intervalli di tempo tra due rinnovi successivi del lubrificante dipendono dalla frequenza con cui l'intera quantità di questo viene fatta circolare in un certo periodo di tempo, dall'esistenza di un sistema di raffreddamento ecc. L'intervallo più adatto può quindi venire determinato, in generale, solo in base a prove pratiche ed a frequenti controlli dell'olio stesso. Ciò vale anche per lubrificazione ad iniezione d'olio.

Controllo e pulizia dei cuscinetti

Come tutti gli altri importanti elementi di macchina, i cuscinetti volventi vanno periodicamente controllati e ripuliti. La frequenza di queste revisioni dipende essenzialmente dalle condizioni d'esercizio.

Se è possibile, durante il funzionamento, sorvegliare lo stato del cuscinetto mediante l'auscultazione della sua rumorosità, la misurazione della sua temperatura o il controllo dello stato del lubrificante, basta in generale esaminare e ripulire a fondo una volta all'anno i cuscinetti (anelli, gabbie e corpi volventi) e tutte le parti di macchina ad essi collegate. Nel caso invece di cuscinetti fortemente caricati la revisione deve avvenire con maggior frequenza: ad esempio, i cuscinetti dei laminatoi vengono spesso ispezionati in occasione del cambio dei cilindri.

Dopo che le parti dei cuscinetti sono state lavate con un solvente adatto (ragia minerale, petrolio esente da acidi ecc.) devono venir subito oliate od ingrassate per proteggerle dalla ruggine. Ciò è particolarmente importante per i cuscinetti di macchine che devono restare ferme per periodi di tempo notevolmente lunghi.

Conservazione dei cuscinetti

Prima della confezione, i cuscinetti vengono normalmente protetti con uno speciale prodotto antiruggine e quindi possono venire conservati nella loro confezione originale per vari anni, purché tale confezione rimanga integra e l'umidità relativa del magazzino non sia superiore al 60 %.

Se si tengono a magazzino per periodi più estesi dei cuscinetti muniti di schermi di protezione o di tenuta si può riscontrare una coppia di spunto iniziale superiore a quella di cuscinetti nuovi.

Nella lubrificazione a nebbia d'olio la maggior parte dell'olio non viene recuperata: ciò è dovuto al fatto che l'olio viene fatto affluire una sola volta al cuscinetti.

Carichi dinamici sul cuscinetto

I carichi agenti su un cuscinetto possono venir determinati in base alle normali leggi della meccanica, purché siano note o esattamente calcolabili le forze esterne, ad esempio i pesi, le forze dovute alla trasmissione del moto od alla lavorazione e quelle d'inerzia.

I carichi dovuti per esempio ai pesi di alberi e di parti ad essi collegate, pesi del veicolo ecc. e ad altre forze d'inerzia sono noti oppure si possono calcolare. Invece, per determinare i carichi dovuti alla lavorazione (sforzi di laminazione, sforzi di taglio nelle macchine utensili ecc.), ai carichi d'urto od a quelli addizionali di natura dinamica, ad esempio dovuti a masse eccentriche, spesso è necessario fare una valutazione in base a dati sperimentali ricavati da macchine ed applicazioni di cuscinetti simili già realizzate.

Per un treno di ingranaggi, ad esempio, gli sforzi teorici possono venir calcolati in base alla potenza trasmessa ed alle caratteristiche di progetto delle dentature. Altre forze dinamiche vengono tuttavia generate o dall'interno degli ingranaggi stessi o dal comando in entrata o dalla presa di forza in uscita. Negli ingranaggi si hanno forze dinamiche addizionali in conseguenza di errori di forma dei denti e squilibri delle parti rotanti. Date le esigenze di silenziosità, oggi gli ingranaggi vengono prodotti in base ad elevati standard di precisione, cosicché queste forze sono in genere così ridotte che nei calcoli dei cuscinetti si possono ignorare. Le forze addizionali derivanti dal tipo e dal sistema di funzionamento delle macchine accoppiate al treno di ingranaggi possono essere stabilite solo quando si conoscono le condizioni di funzionamento del treno stesso. La loro influenza sulla durata di base dei cuscinetti viene presa in considerazione per mezzo di un coefficiente di "funzionamento" che tiene conto dei carichi d'urto e del rendimento degli ingranaggi. I valori relativi a questo coefficiente e riferiti a diverse condizioni di funzionamento in genere si possono ricavare dai dati pubblicati dai costruttori di ingranaggi.

Per quanto riguarda le trasmissioni a cinghia - per fare un altro esempio - si può calcolare il carico agente sull'albero dalla forza tangenziale della cinghia, forza che dipende dal momento torcente trasmesso. Per il calcolo dei carichi sul cuscinetto, il valore di tale forza deve essere moltiplicato per un coefficiente f , il cui valore dipende dal tipo e dalla tensione iniziale della cinghia, nonché dalle forze addizionali di natura dinamica. I valori per il coefficiente f vengono generalmente pubblicati dai costruttori di cinghie. Se non fossero però disponibili questi dati, si possono impiegare i seguenti valori:

Cinghie dentate	$f = 1-1,5$
Cinghie trapezoidali	$f = 2-2,5$
Cinghie piane con rullo	$f = 2,5-3$
tendicinghia	$f = 3-4$
Cinghie piane	

I valori maggiori sono adatti per piccoli interassi fra gli alberi, basse velocità periferiche o gravose condizioni di funzionamento.

Molte altre informazioni circa il calcolo del carico sui cuscinetti sono contenute in numerose pubblicazioni specifiche edita dalla SKF.

Carico dinamico equivalente sul cuscinetto

Se il carico calcolato F gravante sul cuscinetto soddisfa alle ipotesi espresse per il coefficiente di carico dinamico C , e cioè risulta costante in grandezza, direzione e verso ed agisce in modo puramente radiale sui cuscinetti radiali ed in modo puramente assiale e centrato su quelli assiali, si ha

$P = F$ e tale carico può venir introdotto direttamente nella formula della durata indicata a pagina 28.

In tutti gli altri casi è necessario calcolare il carico dinamico equivalente. Tale grandezza è definita come quel carico ipotetico costante come intensità, direzione e verso (radiale per i cuscinetti radiali ed assiale e centrato per quelli assiali) che, se applicato, avrebbe sulla durata del cuscinetto lo stesso effetto dei carichi agenti in realtà sul cuscinetto stesso.

Carico costante sul cuscinetto

I cuscinetti radiali vengono spesso caricati simultaneamente in direzione radiale ed in quella assiale. Se il carico risultante è costante in grandezza, direzione e verso, il carico equivalente è dato dalla formula generale:

$$P = XF_r + YF_a$$

in cui

P = carico dinamico equivalente, in N

F_r = carico radiale effettivo, in N

F_a = carico assiale effettivo, in N

X = fattore relativo al carico radiale sul cuscinetto

Y = fattore relativo al carico assiale sul cuscinetto

La componente assiale del carico influisce sul carico dinamico equivalente P , nel caso di un cuscinetto radiale ad una corona, solo quando il rapporto F_a/F_r supera un determinato valore limite e . Per i cuscinetti radiali a due corone anche piccoli carichi assiali hanno invece importanza.

La stessa formula generale vale anche per i cuscinetti assiali che possono sopportare carichi sia assiali sia radiali, per esempio i cuscinetti assiali orientabili a rulli. Per quei cuscinetti assiali che possono venir caricati solo assialmente, come i cuscinetti assiali a sfere e i cuscinetti assiali a rulli cilindrici, la formula può venir semplificata, purché il carico sia centrato, ossia:

$$P = F_a$$

Tutte le informazioni ed i dati necessari per calcolare il carico dinamico equivalente sul cuscinetto si trovano nel testo che precede ogni sezione con le tabelle dei cuscinetti nonché nelle tabelle stesse.

Sceita delle dimensioni del cuscinetto

Carico variabile sul cuscinetto

Spesso l'entità del carico varia. Per calcolare il carico equivalente sul cuscinetto bisogna innanzitutto calcolare un carico costante medio F_m che abbia sul cuscinetto la stessa influenza del carico variabile reale.

Se il carico è costituito da numerose forze che rimangono costanti per un dato numero di giri ma che sono di ampiezza diversa una dall'altra, un carico costantemente variabile può venire sostituito approssimativamente da un certo numero di forze singole costanti (v. fig. 1) ed il carico medio approssimato si può calcolare come segue:

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 U_1 + F_2^3 U_2 + F_3^3 U_3 + \dots}{U}}$$

in cui

F_m = carico medio costante, in N

$F_1, F_2, \dots$ = carichi costanti per $U_1, U_2, \dots$

U = giri, in N

U = numero complessivo di giri

($U = U_1 + U_2 + \dots$), durante

i quali agiscono i carichi

$F_1, F_2, \dots$

Se la velocità di rotazione, la direzione ed il senso di applicazione del carico sono costanti e varia solo l'intensità di questo ultimo fra un valore minimo F_{min} ed uno massimo F_{max} (v. fig. 2), il carico medio si ottiene con la

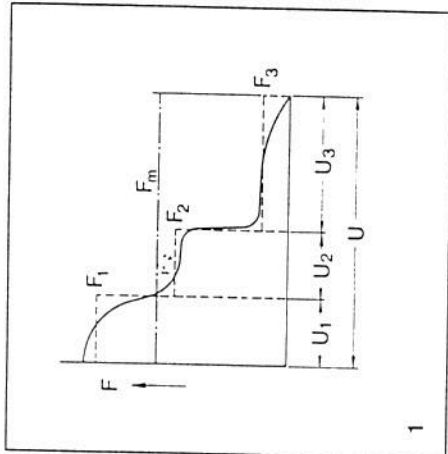
$$F_m = \frac{F_{min} + 2 F_{max}}{3}$$

Se il carico gravante su cuscinetto si compone, come illustrato in figura 3, di un carico F_1 invariabile in grandezza, direzione e verso (ad es. il peso di un rotore) e di un carico rotante F_2 costante (per es. una massa eccentrica), il carico medio si può calcolare con la

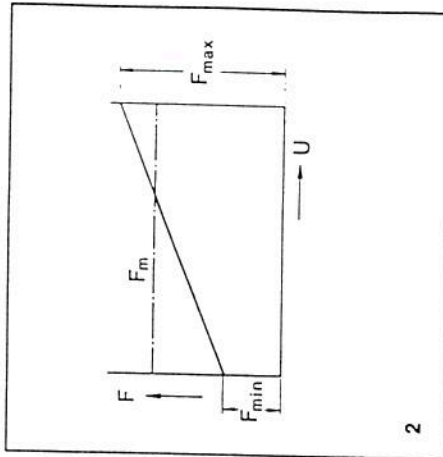
$$F_m = f_m (F_1 + F_2)$$

in cui f_m rappresenta un coefficiente il cui valore può essere ricavato dal diagramma di figura 4.

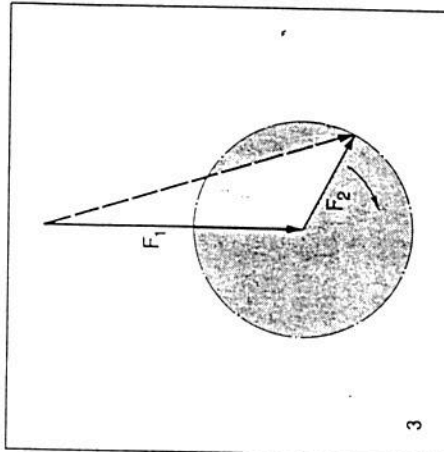
Se il carico variabile agisce in direzione puramente radiale per i cuscinetti radiali e puramente assiale per quelli assiali, allora il carico dinamico equivalente è $P = F_m$. Se però il carico agisce in una direzione diversa da quelle sopra specificate, il calcolo del carico dinamico equivalente va fatto secondo la formula generale ed F_r e F_a vengono sostituiti rispettivamente dalla componente radiale e assiale del carico medio.



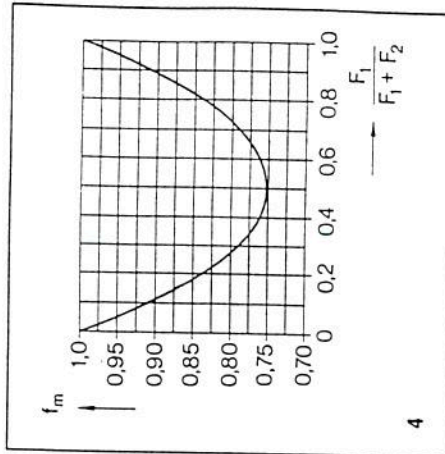
1



2



3



4

Scelta delle dimensioni del cuscinetto

Carichi statici sul cuscinetto

Quando un cuscinetto sotto carico è fermo, compie lenti movimenti d'oscillazione oppure ruota a velocità molto bassa, la sua capacità di carico non viene determinata tenendo conto dell'affaticamento del materiale, ma delle deformazioni permanenti che si verificano nelle zone di contatto tra i corpi volventi e le piste. Ciò vale anche per i cuscinetti rotanti soggetti a forti carichi d'urto agenti in una frazione di giro. In genere un cuscinetto può sopportare carichi equivalenti al coefficiente di carico statico C_0 (vedere a pagina 27) senza che abbiano a manifestarsi effetti dannosi nella sua regolarità di marcia.

Coefficiente di sicurezza s_0

In seguito alla introduzione dei nuovi coefficienti di carico statico, è stata fatta una nuova valutazione dei coefficienti di sicurezza. Quando si determina il coefficiente di carico statico richiesto, si devono considerare, in combinazione con il carico statico massimo agente sul cuscinetto, i valori seguenti:

[illegible]

Carico statico equivalente sul cuscinetto

I carichi statici sul cuscinetto aventi una componente radiale ed una assiale debbono venir convertiti in un carico statico equivalente. Per carico statico equivalente s'intende quel carico (radiale, nel caso di cuscinetti radiali ed assiale nel caso dei cuscinetti assiali) che provocherebbe nelle zone di contatto all'interno del cuscinetto le stesse deformazioni permanenti provocati dal carico reale. Esso si ottiene dalla formula generale:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

in cui

P_0 = carico statico equivalente, in N

F_r = carico radiale effettivo sul cuscinetto, in N

F_a = carico assiale effettivo sul cuscinetto, in N

X_0 = fattore relativo al carico radiale sul cuscinetto

Y_0 = fattore relativo al carico assiale sul cuscinetto

Tutti i dati e le informazioni occorrenti al calcolo del carico statico equivalente sono contenuti nel testo che precede ogni sezione con le tabelle dei cuscinetti e nelle tabelle stesse.

Coefficiente di carico statico richiesto

Il valore richiesto del coefficiente di carico statico C_0 di un cuscinetto può venir determinato dalla formula:

$$C_0 = s_0 P_0$$

in cui

C_s = coefficient di carico statico, in N

P_0 = carico statico equivalente gravante sul cuscinetto, in N

s_0 = coefficiente di sicurezza relativo al carico statico

A temperature elevate si riduce la durezza del materiale costituente il cuscinetto. Su richiesta verranno fornite informazioni sull'influenza esercitata da questa minor durezza sulla capacità di carico statico.

Cuscinetti non rotanti

I valori di s_0 indicati di seguito per alcune applicazioni tipiche possono venir utilizzati come valori orientativi nella scelta del coefficiente di carico statico richiesto nel caso di cuscinetti che compiono di tanto in tanto movimenti d'oscillazione:

Pale d'elica d'aereo,
a passo variabile

mpianti di sbarramento diqhe.

	$s_0 = 1$	$s_0 = 1.5$
Paratoie	1.00	1.00
Ponti mobili	1.00	1.00

Ganci di gru per
grandi gru senza note-

voli carichi dinamici addizionali $s_0 = 1$
piccole gru per merci alla

Cuscinetti rotanti

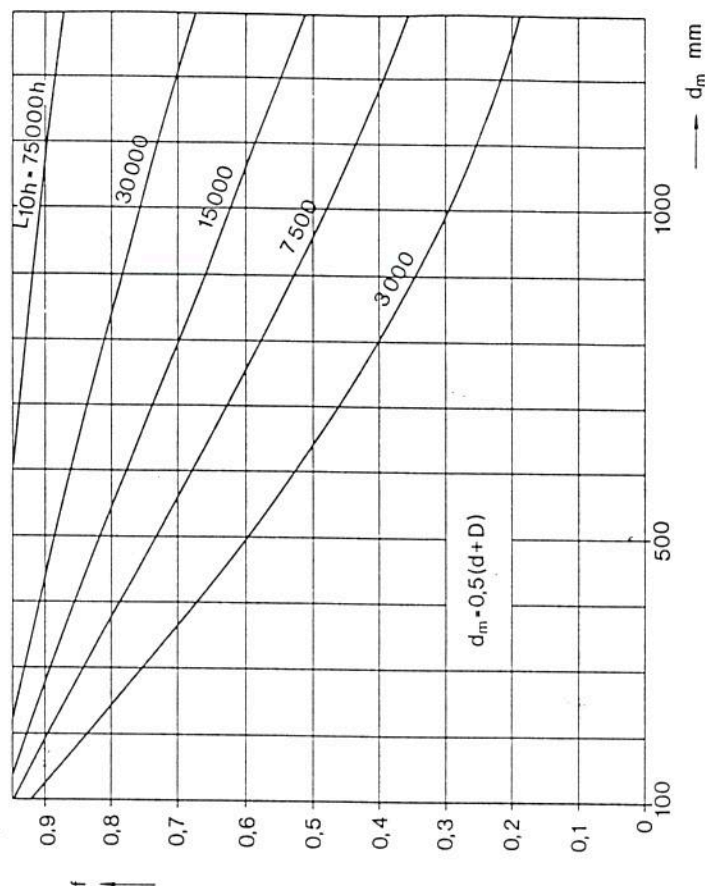
Quando si hanno ampie variazioni di carico oppure in presenza di elevati carichi d'urto agenti in una frazione di giro, è indispensabile verificare che il coefficiente di carico statico del cuscinetto sia sufficiente. Forti carichi d'urto provocano una deformazione permanente sotto forma di impronte irregolarmente distribuite lungo le piste, che possono dannare per la regolarità di marcia del cuscinetto. Inoltre, generalmente i carichi d'urto sono tali che non possono venir calcolati con precisione. In presenza di certe condizioni, si possono anche verificare deformazioni dell'alloggiamento e quindi una sfavorevole distribuzione del carico all'interno del cuscinetto.

Se il carico più elevato a cui il cuscinetto è soggetto agisce durante parecchi giri, le piste vengono deformate in modo uniforme e non si hanno impronte perturbatrici.

In funzione delle condizioni d'esercizio, il carico massimo non dovrebbe superare un certo valore determinato in base al coefficiente di sicurezza s_0 relativo al carico statico. In genere si possono adottare per s_0 seguenti valori minimi:

Velocità massima ammissibile

26/10



Tipo di cuscinetto

Coefficiente f

Cuscinetti radiali rigidi a sfere	3
Cuscinetti radiali orientabili a sfere	1.5
Cuscinetti obliqui ad una corona di sfere	1.5
Cuscinetti a rulli cilindrici (con gabbia)	2.2
Cuscinetti assiali a sfere	1.4
Cuscinetti assiali a rulli cilindrici	2
Cuscinetti assiali orientabili a rulli	2.3

indicate nel catalogo vanno ridotte allorché il rapporto fra il carico radiale e quello assiale supera un dato valore (vedere pagina 240).

In presenza di particolari condizioni è possibile superare i valori della velocità massima ammissibile riportati nelle tabelle. Aumenti moderati di velocità sono generalmente ammessi se la lubrificazione ed il riscaldamento vengono curati in modo particolare. Normalmente è necessaria una lubrificazione a circolazione d'olio, eventualmente integrata con un ulteriore raffreddamento del lubrificante. Se si ha un notevole aumento della velocità, allora si può usare la lubrificazione a nebbia oppure ad iniezione d'olio. E' in genere anche necessario impiegare cuscinetti con gabbie speciali, come quelle adottate nella maggior parte dei cuscinetti di precisione, oppure cuscinetti con gioco maggiorato.

E' possibile ricavare dei valori indicativi degli aumenti massimi possibili di velocità avvalendosi dei fattori elencati nella tabella adiacente per vari tipi di cuscinetti; i valori della velocità massima ammissibile indicati nelle tabelle dei cuscinetti nel caso di lubrificazione ad olio dovrebbero essere moltiplicati per questi fattori. In ogni caso è tuttavia opportuno consultare la RIV-SKF Industrie.

La velocità massima ammissibile, in giri al minuto, di un cuscinetto volvente dipende non solo dalla sua forma costruttiva, dalle sue dimensioni e dall'entità del carico, ma anche dalla lubrificazione, dalle condizioni di raffreddamento, dal tipo di gabbia e dal gioco radiale del cuscinetto stesso. Il fatto che gioca però un ruolo di primaria importanza nel limitare la velocità è la temperatura ammissibile in servizio per il tipo di lubrificante. I valori della velocità massima ammissibile nel caso di lubrificazione con grasso e, rispettivamente, con olio (a bagno d'olio) sono riportati, per ciascun cuscinetto, nelle relative tabelle. Si tratta di valori orientativi che valgono nell'ipotesi che i cuscinetti siano soggetti ad un carico relativamente basso ($L_{10h} \geq 150\,000$ ore) e che le condizioni di raffreddamento siano normali, come ad esempio avviene nel caso in cui il cuscinetto è montato direttamente nell'incastellatura di una macchina.

L'influenza di carichi più elevati ($L_{10h} < 150\,000$ ore) assume un ruolo importante in pratica solo per i cuscinetti di medie e grandi dimensioni ($d_m \geq 100$ mm) se dal calcolo risulta per essi una durata di base $L_{10h} \leq 75\,000$ ore. In tali casi i valori della velocità massima ammissibile indicati nelle tabelle dei cuscinetti vanno moltiplicati per un coefficiente f ricavabile dal diagramma qui a fianco.

Nei cuscinetti radiali orientabili a rulli, soggetti ad una spinta assiale, le velocità

La designazione è del tipo:
Linea B 18 x 11 x 63 UNI 6604-69
corrispondente ad una linguetta ad estremità dritte con
sezione 18 mm x 11 mm e lunghezza 63 mm.
In Fig.2.4 sono riportati i sei tipi di esecuzione (UNI
6605-69); in tal caso la designazione deve essere com-
pletata con l'indicazione dell'esecuzione (es. Linguetta
B/II 18 x 11 x 63 UNI 6604-69).
Le dimensioni principali sono riportate in Tab. 2.1.
Sono inoltre unificate le *linguette ribassate* (UNI

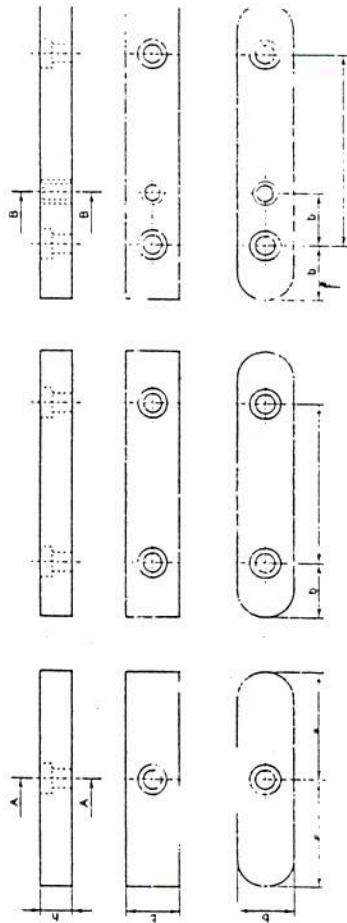


Fig. 2.1 - Trasmissione con linguetta.

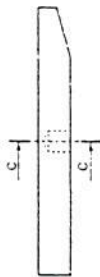
Esecuzione I
(con un foro per vite di fissaggio)



Esecuzione II
(con due fori per viti di fissaggio)



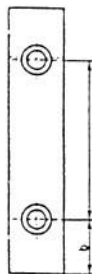
Esecuzione III
(con due fori per viti di fissaggio
e un foro per vite di estrazione)



Esecuzione IV
(con un foro per vite di fissag-
gio e smusso d'imbocco)



Esecuzione V
(con due fori per viti di fissag-
gio e smusso d'imbocco)



Esecuzione VI
(con un foro per spinta di
calettamento e smusso d'imbocco)

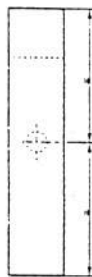


Fig. 2.4 - Linguette - Tipi di esecuzione.

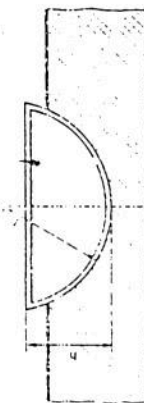
TAB. 2.1 - LINGUETTE E CHIAVETTE

Dimensioni mm	ling			linguette ribassate			chiavette ribassate		
	b	h	t ₁	t ₂	h	t ₁	h	t ₁	t ₂
6 - 8 - 10 - 12 - 14 - 16 - 18 - 20 - 22 - 25 - 28 - 32 - 36 - 45 - 50 - 55 - 63 - 70 - 80 - 90 - 100 - 110 - 125 - 140 - 160 - 180 - 200 - 220 - 250 - 280 - 320 - 360 - 400	2	2	1,2	1	-	-	-	-	-
5 + 8	3	3	1,8	1,4	-	-	-	-	-
8 + 10	4	4	2,5	1,8	-	-	-	-	-
10 + 12	5	5	3	2,3	-	-	-	-	-
12 + 14	6	6	3,5	2,8	-	-	-	-	-
14 + 16	7	7	4	3,3	-	-	-	-	-
16 + 18	8	8	5	3,8	-	-	-	-	-
18 + 20	9	9	5,5	4,5	-	-	-	-	-
20 + 22	10	10	6	5	-	-	-	-	-
22 + 25	11	11	6,5	5,5	-	-	-	-	-
25 + 28	12	12	7	6	-	-	-	-	-
28 + 32	14	14	8	7	-	-	-	-	-
32 + 36	16	16	9	8	-	-	-	-	-
36 + 45	18	18	10	9	-	-	-	-	-
45 + 50	20	20	11	10	-	-	-	-	-

2.2 Chiavette

La *chiavetta* (Fig.2.6) è un cuneo, con inclinazione del
piano superiore di 1:100, che viene forzato nella cave
di un albero e mozzo, realizzando il collegamento.

Fig. 2.5 - Linguetta a disco



La UNI 6606-80 prevede inoltre le *linguette a disco*
(Fig. 2.5), la cui designazione è del tipo:
Linguetta 5 x 10 UNI 6606-80
che indica una linguetta a disco con dimensioni
b x h = 5 x 10 mm

Sono previste (UNI 6607-69, UNI 6608-69) la forma
A (arrotondata, Fig.2.7), la forma B (dritta, Fig.2.8), la
forma C (combinazione delle precedenti e la forma con
navele (Fig.2.9), cui si aggiunge la possibilità di
forare la linguetta.

Fig. 2.3 - Linguetta - Forma B.

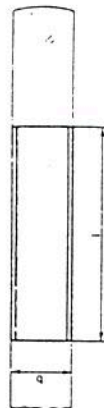


Fig. 2.2 - Linguetta - Forma A.

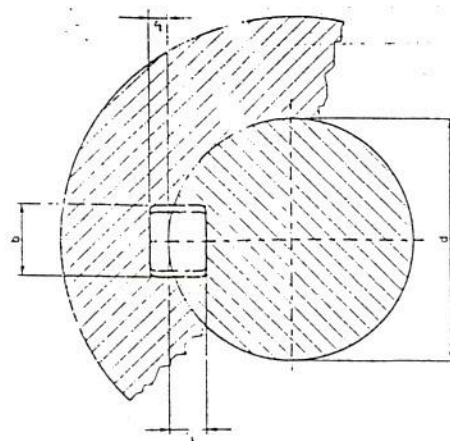
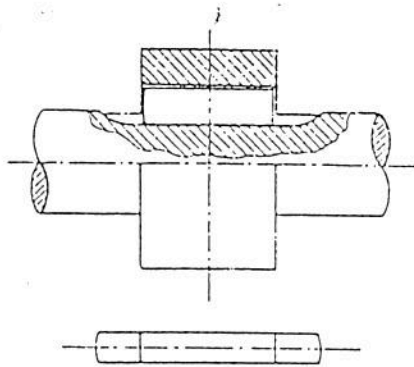
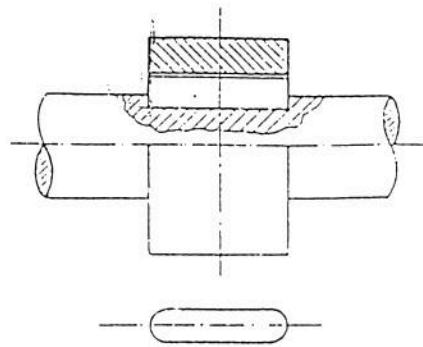


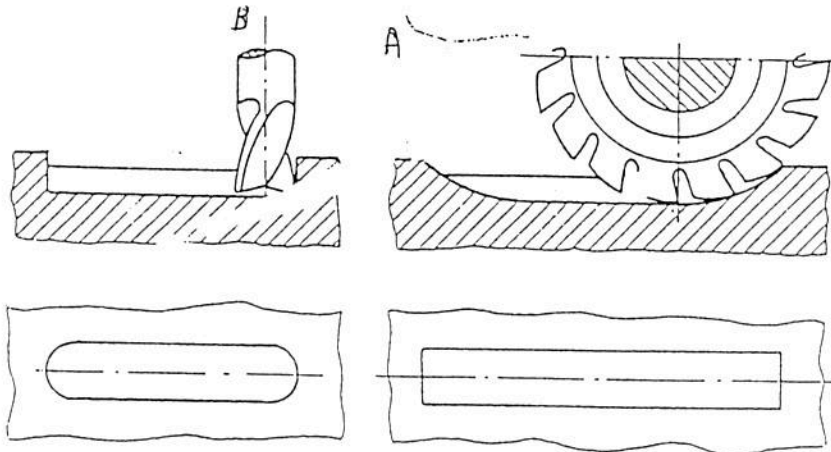
Fig. 2.6 - Chiavetta a disco



diritte (forma A)



arrotondate (forma B)



Accoppiamento di forma (fig.2.2)	Dt Df	Caratteristiche
Spina trasversale	2.5 ÷ 3.3 1.8 ÷ 3.0	Ct. piccolo, economico.
Linguetta	1.9 ÷ 2.5 1.7 ÷ 2.3	Ct. media, statica, unidirezionale.
Linguetta a disco	2.0 ÷ 3.0	Ct. media, statica, unidirezionale.
Albero scanalato	1.5 ÷ 2.7 1.3 ÷ 2.0	Ct. medio-grande, anche variabile, spostabile assialmente, ottima centratura interna, costo elevato.
Albero striato	3.0 1.5	Ct. grande, piccolo spessore della parete del mozzo.

Accopp. di forma precaricato (fig.2.17)	Dt Df	Caratteristiche
Chiavetta incassata, piatta, tangenziale	1.8 ÷ 2.0	Ct. piccola-medio, grande e variabile per quelle tangenziali.

Accoppiamento per attrito	Dt Df	Caratteristiche
Bloccato alla pressa	1.5 1.7 ÷ 2.5	Ct. media
Bloccato a caldo	1.4 ÷ 1.8 1.7 ÷ 2.7	Ct. medio-grande, anche variabile centratura interna.
Sede conica	1.25	Ct. medio-grande, anche variabile centratura interna, facilmente smontabile.

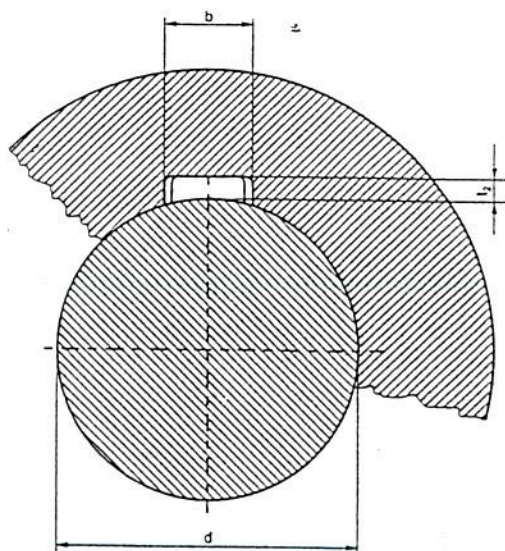


Fig. 2.10 - Chiavetta concava.

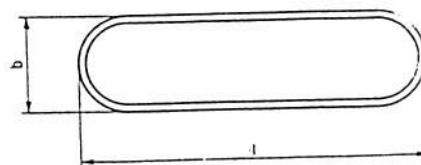
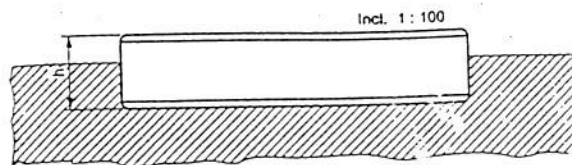


Fig. 2.7 - Chiavetta - Forma A.

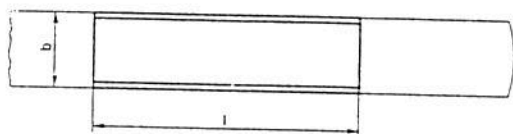
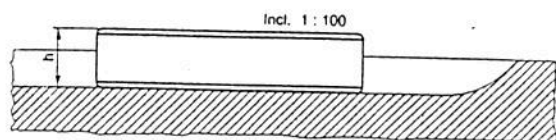


Fig. 2.8 - Chiavetta - Forma B.

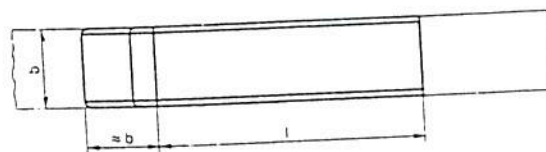
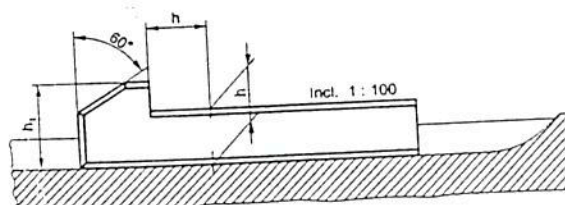
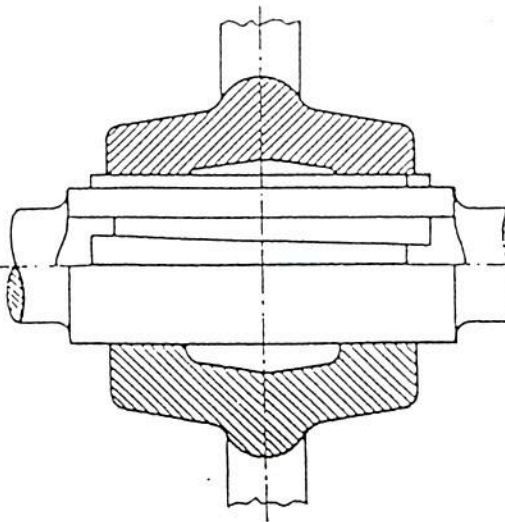
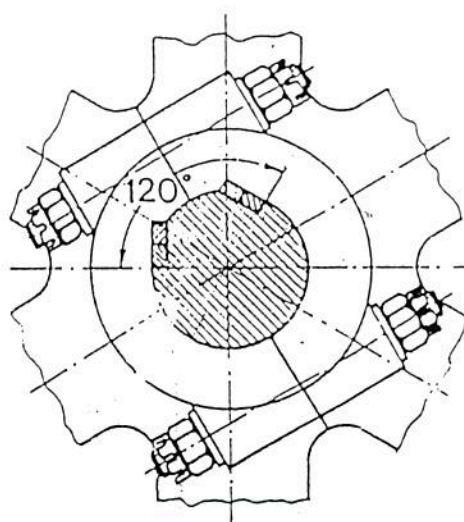


Fig. 2.9 - Chiavetta con nasello.



BIETTE

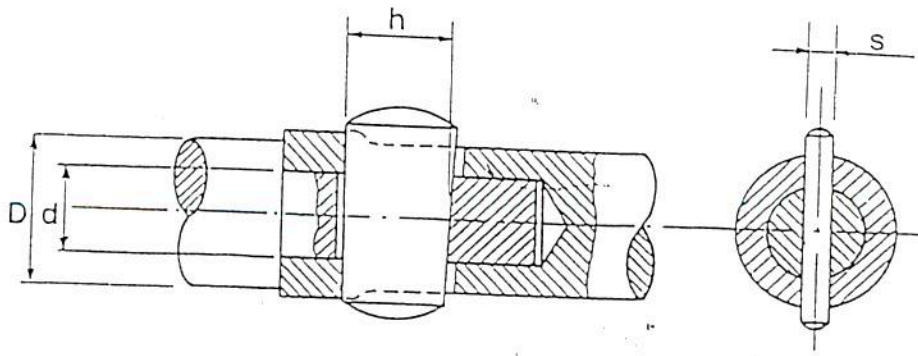
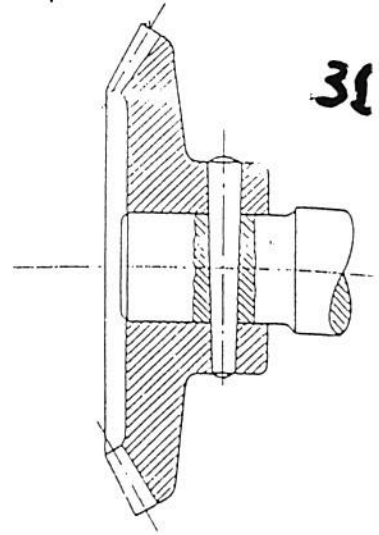


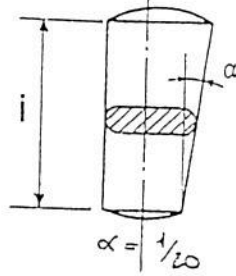
fig. 2.26

SPINE CONICHE

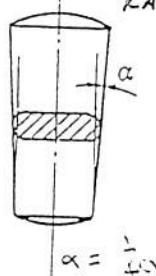


31

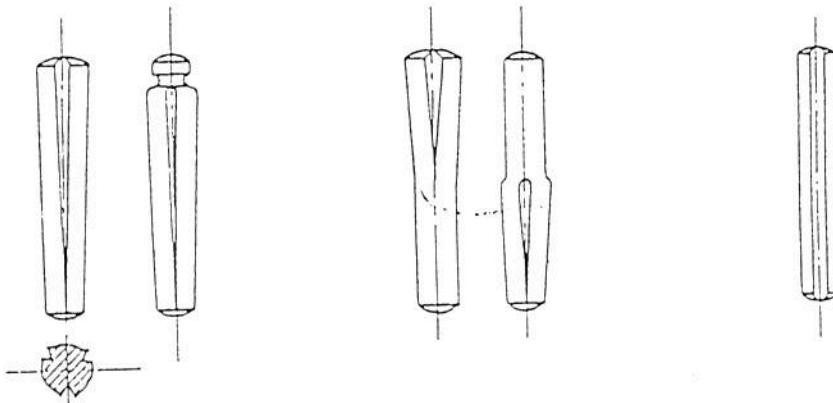
SPONTAGGI FREQUENTI



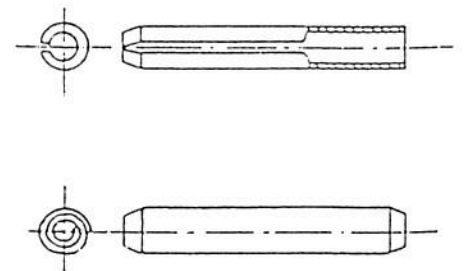
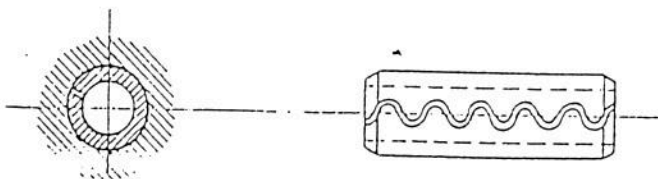
SPONTAGGI RARI



SPINE AD ESPANSIONE

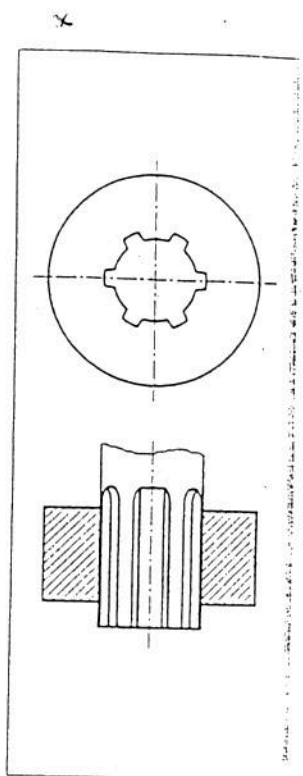


SPINE ELASTICHE



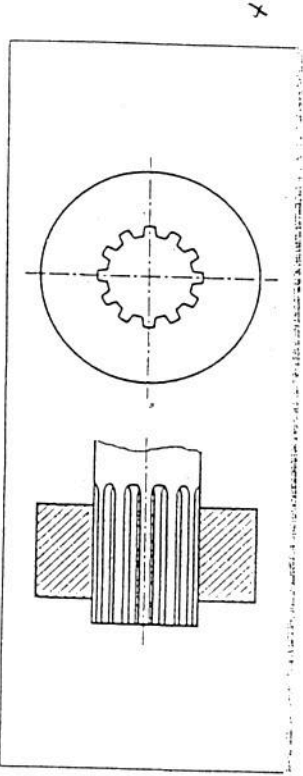
VECCHIA

figura 4



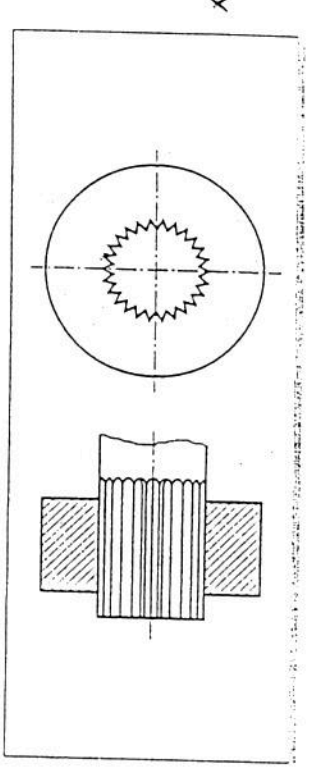
La figura 5 mostra un esempio di rappresentazione completa di un accoppiamento con scanalature ad evolvente.

figura 5



La figura 6 mostra un esempio di rappresentazione completa di un accoppiamento dentato.

figura 6



RAPPRESENTAZIONE SEMPLIFICATA

6.1

Generalità
Una rappresentazione semplificata di accoppiamenti scanalati, con fianchi rettilinei o ad evolvente come indicato nel prospetto 1, è di solito sufficiente per dare tutte le informazioni occorrenti.

prospetto 1 Rappresentazione semplificata

	Albero	Mozzo	Accoppiamento scanalato
Scalature con fianchi rettilinei			
Scalature con fianchi ad evolvente e denti			

1) Se necessario aggiungere la designazione dell'accoppiamento come indicato in 4 (vedere esempi alle figure 13 e 14).

6.2

Rappresentazione di alberi e mozzi

Come regola generale gli elementi di un accoppiamento scanalato dentato devono essere rappresentati come cilindri non scanalati, ma con l'indicazione della superficie delle scanalature con linea continua fine (tipo B, ISO 128) e della superficie per linea mista fine (tipo G, ISO 128).

6.2.1

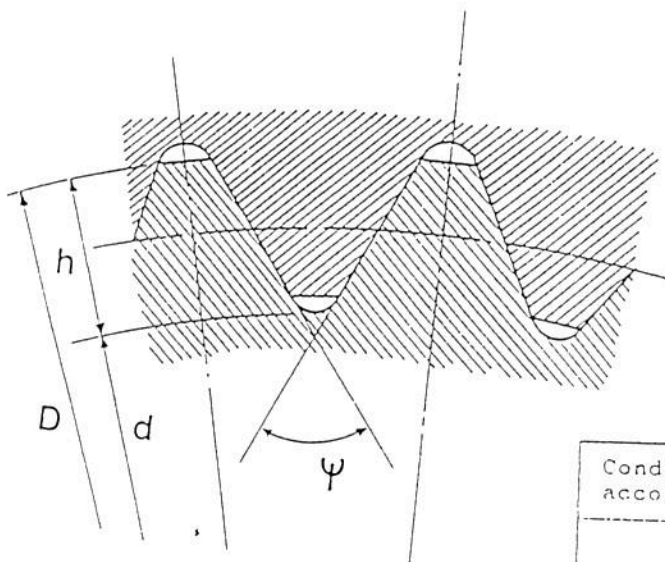
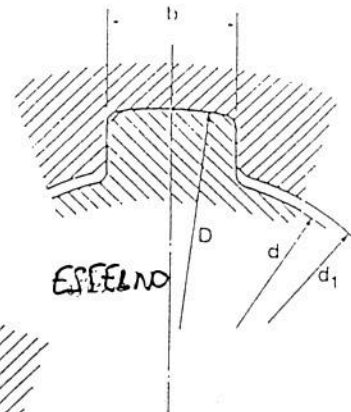
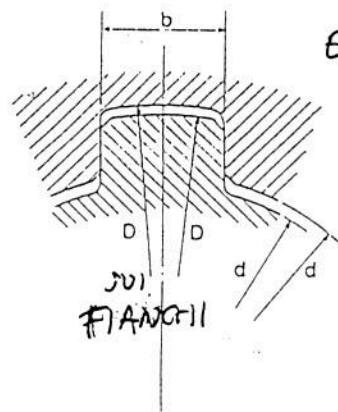
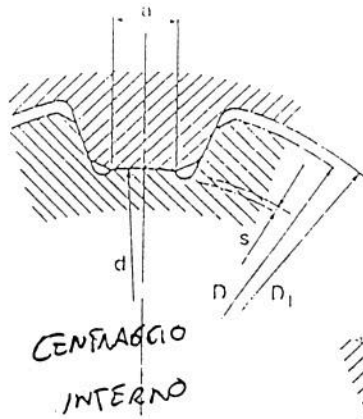
Contorni e spigoli

I contorni e gli spigoli di un albero (per esempio scanalatura esterna) o di un esempio scanalatura interna) devono essere disegnati:
in una vista non sezionata come se si trattasse di un pezzo pieno (senza essere limitato dalla superficie cilindrica di testa (corrispondente per esempio esterno di una scanalatura esterna o al diametro di una scanalatura interna in una sezione assiale come se si trattasse di un albero o un mozzo avventi (rappresentati non sezionati) diametralmente opposti, indipendentemente tra i denti.

6.2.2

Superficie di fondo

Nei profili scanalati a fianchi paralleli la superficie di fondo (corrispondente al centro di una scanalatura esterna e a quello maggiore di una scanalatura interna) deve essere rappresentata con linea continua fine (tipo B, ISO 128). Tuttavia nella sezione di un albero o di un mozzo la superficie di fondo deve essere rappresentata continua grossa (tipo A, ISO 128), come illustrato nel prospetto 1.



Condizioni di accoppiamento	Natura superfici	m	k	
			Caso 1	Caso 2
Fisso	Ambedue cementate	2.85	1.25	0.96
	Solo una cementata	2.10		
Scorrevole non sotto carico	Ambedue cementate	2.85	1.10	0.85
	Solo una cementata	2.10		
Scorrevole sotto carico	Ambedue cementate	2.42	0.32	0.25
	Solo una cementata	1.75		

Caso 1: Carico costante, assenza di vibrazioni; ottime condizioni di funzionamento; lavorazione molto precisa.

Caso 2: Carico variabile con vibrazioni; cattive condizioni di funzionamento; lavorazione molto precisa.

- a) **Cinghie piatte** (fig. 20/9a). Moto di trasmissione particolarmente uniforme, anche per le massime velocità periferiche, carico elevato sui supporti.
- b) **Cinghie trapezoidali** (fig. 20/9b). Carico sui cuscinetti minore che con la cinghia piatta. Con inserimento in parallelo di più cinghie si possono trasmettere grandi potenze; controllare la distribuzione della forza.
- c) **Cinghie dentate**³ (fig. 20/9c), moto senza slittamento, possono essere però caricate meno e non sono altrettanto silenziose.

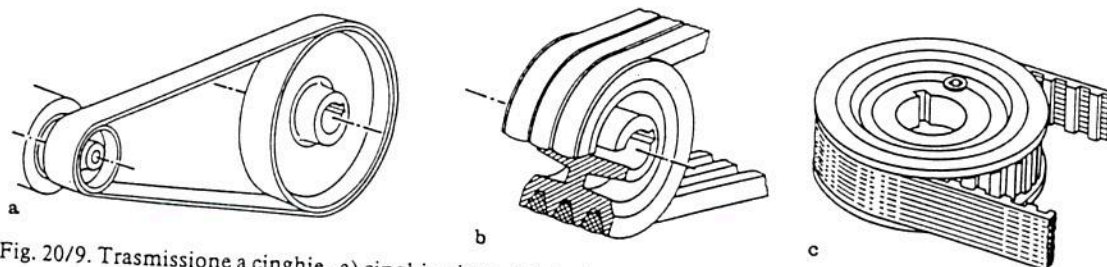
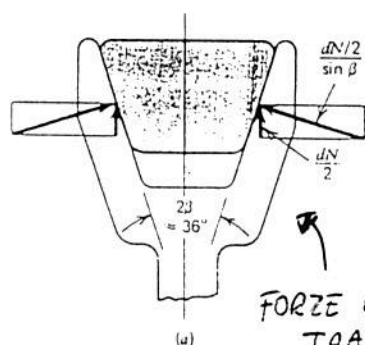
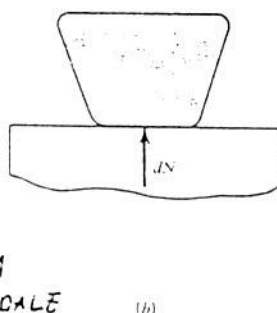


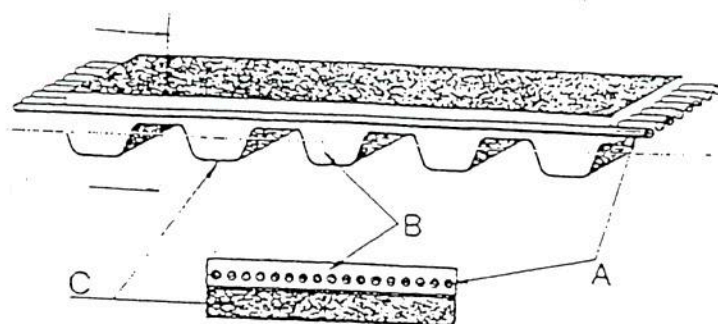
Fig. 20/9. Trasmissione a cinghie. a) cinghia piatta; b) cinghie trapezoidali; c) cinghia dentata (cinghie sincrone)



FORZE CINGHIA
TRAPEZOIDALE



- A) Inserto resistente
B) Corpo della cinghia
C) Rivestimento dei denti



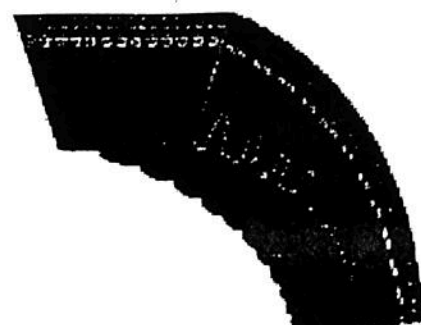
C. TRAPEZOIDALE



C. TRAPEZ.
BILATERA



C. DENTATA



C. TRAPEZOIDALE
MULTIPLA



Fig. 20/9

Tipo di riduttore	Potenza max in kW		Trasmissione		Velocità periferica massima in m/s		Numero gi- ri max min ⁻¹	Rendimento totale in % ^q		Volume Potenza dm ³ /kW	Peso ⁿ Potenz kg/kW	
	normale (norma/ serie)	estrema	normale (norma/ serie)	estrema	normale ^f	estrema ^g		da	a			
Riduttori a ingranaggi cilindrici	Riduttori a ingranaggi	3000	65000	1...800 ^{a,b}	1000	50	210	150000	93 ^e	99 ^e	0,6...0,2	1,8...0,1
Riduttori planetari		2000	35000	3...13 ^d	3...35 ^e	50	100	100000	98	99	0,4...0,15	1,0...0,1
con dentatura conica dritta		500	4000	1...5 ^a	8 ^a	40	130	50000	97	98	0,7...0,4	2,5...0,6
con ingranaggi ipoidi		300	500 ^h	4...8 ^a	1...50 ^a	30	50	20000	50 ^h	90 ^h	0,8...0,5	3,0...0,7
				1000 ^j					85 ^j	96 ^j		
ad ingran. conico e dritto	Riduttori a ingranaggi	500	3000	5...700 ^k	800 ^b	v. Rinvii ad ang. con dentat. dritta e a spirale					0,7...0,3	2,0...0,5
a vite		120	1000	5...50 ^l	1...300 ^l	25	70	40000	50...98 ^m	20...97 ^m	0,5...0,2	4,5...0,2
a vite e ingranaggio cilindr.		100 ^p	250 ^p	(40...280 ^b)	> 1000 ^b	v. Riduttori a vite e ingranaggio cilindrico					0,6...0,3	10...4,0
coppia ingr. sghembi elicoid.		8	80	1...5	100	20	50	20000	50	95	2,5...1,0	3,0...1,5
Rinvii a catena		200	4000	1...6	10	10	40	10000	97	98	2,0...0,5	10...6
Rinvii a cinghia piana	Riduttori a cinghie	150	3600	1...5	20	60	120	200000	96	98	4,0...0,5	6,0...1,5
Rinvii a cinghia trapezoidale		100	4000	1...8	15	25 ^t	40 ^t	8000	92	94	3,0...0,4	5,0...1,0
Rinvii a cinghia dentata		100	400 ^a	1...8	12	40	70	30000	96	98	1,0...0,25	4,0...1,0
Rotismi a frizione		(25)/10 ^r	200	1...6	(10)/18 ^r	25	50	10000	90	98	20...3,0	30...8,0

a Ad uno stadio
b Secondo il numero degli stadi
c Normale, lubrificazione a olio 98...99%; grandi ruote a marcia lenta 93...95%
d Semplice riduttore planetario, a uno stadio
e Riduttore planetario con doppio pianeta, a uno stadio
f Costruzioni meccaniche
g Turbine, velivoli

h Per grandi trasmissioni
j Per piccole trasmissioni
k Con 3 stadi a coppie cilindriche
l Riduttore; moltiplicatore: 5...15
m η diminuisce con trasmissione crescente
n Vedi anche figg. 20/12...14
o 18000, radiotelescopio $i = 2,2 \cdot 10^4$
p Perlopiù come motoriduttori (nessun raffreddamento con ventilatore)

q Per stadio; a pieno carico, con carico parziale in parte molto minore
r (Accoppiamento acciaio-acciaio)/acciaio-materiali dolci
s Larghezza cinghia limitata
t Cinghie trapezoidali normalizzate (a profilo stretto + 20%)

a Ad uno stadio

b Secondo il numero degli stadi

c Normale, lubrificazione a olio 98...99%; grandi ruote a marcia lenta 93...95%

d Semplice riduttore planetario, a uno stadio

e Riduttore planetario con doppio pianeta, a uno stadio

f Costruzioni meccaniche

g Turbine, velivoli

h Per grandi trasmissioni

j Per piccole trasmissioni

k Con 3 stadi a coppie cilindriche

l Riduttore; moltiplicatore: 5...15

m η diminuisce con trasmissione crescente

n Vedi anche figg. 20/12...14

o 18000, radiotelescopio $i = 2,2 \cdot 10^6$

p Perlopiù come motoriduttori (nessun raffreddamento con ventilatore)

damento con ventilatore)

q Per stadio; a pieno carico, con carico parziale in parte molto minore

r (Accoppiamento acciaio-acciaio)/acciaio-materiali dolci

s Larghezza cinghia limitata

t Cinghie trapezoidali normalizzate (a profilo stretto + 20%)

Oltre che per la trasmissione di potenza, si utilizzano le cinghie anche per il trasporto di materiali in pezzatura e sfusi, come supporti di spazzole di pulitura, contattori ecc. A questo scopo il lato esterno della cinghia (opposto alla puleggia) va eseguito in conformità.

a) Vantaggi:

- Funzionamento silenzioso (le cinghie dentate — p.e. fig. 27/17; in particolare cinghie a denti — fig. 27/2c — sono un poco più sfavorevoli); assorbimento elastico e smorzamento degli urti.
- Struttura semplice, disposizione molto variata (figg. 27/1, 2), possibile esecuzione senza involucro, necessaria una precisione relativamente ridotta.
- Non è necessaria una lubrificazione, manutenzione molto ridotta.
- Economiche, particolarmente con grande interasse, semplice disposizione delle pulegge e con comandi multipli; semplice acquisto e conservazione ricambi.
- Insensibili ad un sovraccarico di breve durata (slittamento).²
- Peso per potenza ridotto (vedi tab. 20/1).
- Elevata precisione di sincronismo in condizioni di esercizio costanti (carico, coefficiente di attrito).

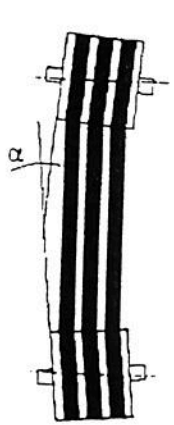
b) Svantaggi:

- Volume costruttivo maggiore (se si richiede l'interasse minimo possibile).
- Maggior carico degli alberi: in esercizio circa (1,2...1,7...2,5) volte la forza periferica (nella successione: cinghia dentata, trapezoidale, piana).
- Slittamento continuo fino a circa il 2% (slittamento ad allungamento) in funzione della forza periferica, del precarico e del coefficiente di attrito.²
- Idoneo solo per un campo di temperature limitato; (secondo la cinghia — 50 °C, (— 20 °C) ... 60 °C (80 °C), per un tempo breve valori maggiori, distruzione a partire da 140 °C). Sensibile in parte agli acidi, liscive, benzina, olio, vapore d'acqua.
- Coefficiente di attrito e allungamento della cinghia (quindi slittamento e portanza) in funzione della polvere, dello sporco, dell'olio, della temperatura, dell'umidità.

- L'allungamento permanente della cinghia (in funzione del materiale, del carico e della durata) richiede un controllo e la possibilità di tensione oppure un dispositivo di autotensione.
 - Possibile una carica elettrostatica per l'attrito (prescrivere event. un'esecuzione elettricamente conduttrice).
- c) Quasi equivalente alla trasmissione a ingranaggi e a catena (vedi tab. 20/1): Campo della trasmissione, rendimento totale. Con la cinghia a denti trasmissione del moto senza slittamento.

¹ Designazione sec. ISO/DIN 5296; cinghie sincrone.

² Non si applica per le cinghie dentate.



Alberi non paralleli



Alberi paralleli, pulegge non allineate



Montaggio corretto

Disallineamento massimo

$\alpha \text{ maxi} = 0,5^\circ$ OPPURE $\beta \text{ maxi} = 8 \text{ mm}$ ogni metro di interasse

Utilizzazione di galoppini tenditori

Con le cinghie trapezoidali, l'impiego di un galoppino può essere previsto o per regolare la tensione delle cinghie stesse quando nessuno dei due alberi può essere spostato (galoppino tenditore), oppure per limitare le vibrazioni, provocando un "nodo" in un punto conveniente della traiettoria delle cinghie (galoppino smorzatore). Un galoppino tenditore può essere piano od a gole, fissato sul ramo condotto (di preferenza) o su quello motore, interno (di preferenza) od esterno alle cinghie. Ne risultano 6 posizioni pratiche raffigurate negli schizzi qui in basso. Il diametro del galoppino deve essere il più grande possibile e mai al di sotto di quello della puleggia piccola.

Galoppino sul ramo condotto :

Quando il galoppino può essere bloccato in una posizione fissa, questo montaggio è il più sicuro rispetto ai rischi di pattinamento. E' possibile anche utilizzare un galoppino mobile, sotto l'azione di un peso o di una molla, a condizione che la coppia resistente non sia ad impulsi e non rischi di invertirsi.

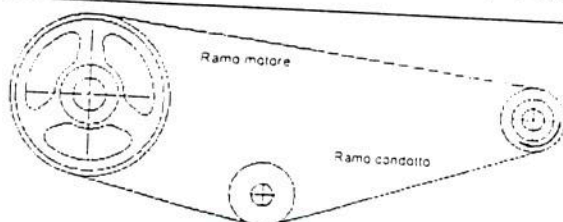


Figura 1 : Galoppino a gole all'interno

Obbligatorio con cinghie a sezione stretta (SP). Posizionamento e traiettoria : da determinarsi in fase di progetto in maniera da assicurare alla cinghia un arco di contatto sensibilmente uguale su ciascuna puleggia (di conseguenza il galoppino sarà posizionato più vicino alla grande che alla piccola puleggia).

Galoppino sul ramo motore :

Il galoppino deve assolutamente poter essere bloccato in una posizione fissa.

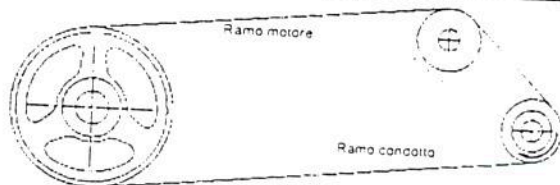


Figura 4 : Galoppino a gole all'interno

Stesse raccomandazioni fatte per figura 1

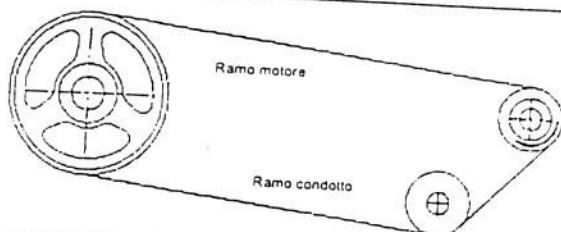


Figura 2 : Galoppino piano all'interno

Deve essere posizionato il più vicino possibile alla puleggia motrice facendo attenzione a mantenere un arco di contatto sufficiente.

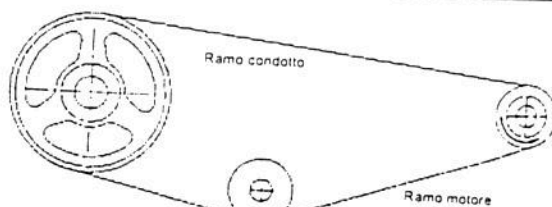


Figura 5 : Galoppino piano all'interno

Utilizzare dei galoppini a fissaggio bilaterale in quanto, tenuto conto degli sforzi esercitati dalle cinghie, un galoppino montato a sbalzo non ha la rigidità sufficiente.

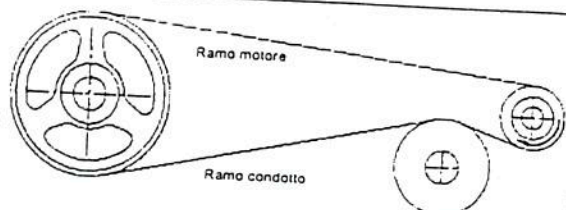


Figura 3 : Galoppino piano all'esterno

Disposizione da evitare, in quanto crea nelle cinghie una contro-piegatura che ne danneggia prima il rivestimento, poi il nocciolo ed infine l'armatura in poliestere. Solo la mancanza di spazio può giustificare questa disposizione : posizionamento più vicino possibile alla puleggia motrice.

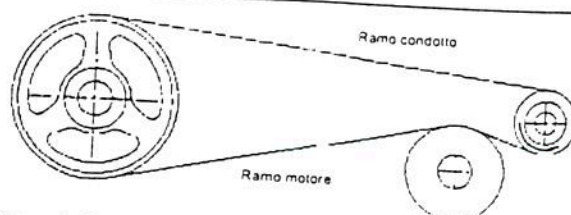


Figura 6 : Galoppino piano all'esterno

Soluzione per quanto possibile da evitare; la contro-piegatura avviene infatti nel momento in cui la cinghia è sottoposta alla sua massima tensione.

Diametro : il più grande possibile
posizionamento : vicino alla puleggia condotta

Tabella dei difetti, delle probabili cause e dei rimedi

Difetti	Cause probabili	Rimedi
<u>Rottura della cinghia</u>	- Montaggio forzato che deteriora la fibra di trazione - Presenza di corpi estranei - Trasmissione sotto-dimensionata	- Cambiare le cinghie montandole senza forzare - Ricalcolare la trasmissione
<u>Rottura e fessurazione della base inferiore della cinghia</u>	- Galoppino tenditore montato all'esterno - Usura della faccia inferiore della cinghia - Ø del galoppino troppo piccolo	- Sostituire il galoppino, montandolo sulla faccia interna del ramo teso della cinghia - Rispettare il diametro minimo del galoppino
<u>Impossibilità di tendere dinuovo la cinghia</u>	- Regolazione con corsa troppo ridotta - Allungamento eccessivo della cinghia - Cinghie di diverse provenienze	- Aumentare la corsa della regolazione - Ricalcolare la trasmissione - Montare cinghie di un unico gioco - Sostituire le cinghie
<u>Slittamento e ribaltamento parziale della cinghia</u>	- Cattivo allineamento delle pulegge - Profilo delle gole non corretto - Gole usurate - Vibrazioni - Tensione di montaggio insufficiente - Usura dei fianchi della cinghia	- Riallineare od eventualmente sostituire le pulegge - Tendere dinuovo le cinghie - Sostituirle se necessario - Usare cinghie VECOBAND a profili multipli
<u>Usura dei fianchi della cinghia</u>	- Angoli delle gole della puleggia fuori tolleranza - Profilo non corretto - Gole usurate - Pulegge mal allineate	- Cambiare le pulegge - Controllare l'allineamento
<u>Rottura dei fianchi della cinghia</u>	- Riscaldamento della cinghia - Temperatura troppo elevata (> 80 °C) - Slittamento	- Togliere la fonte di calore - Utilizzare delle cinghie "LONGUE DUREE" - Tendere di nuovo le cinghie
<u>Funzionamento rumoroso</u>	- Tensione della cinghia non sufficiente - Trasmissione sovraccaricata	- Verificare e correggere la tensione - Controllare le prestazioni della trasmissione
<u>Sovraccarico sui cuscinetti dei supporti</u>	- Trasmissione sovraccaricata, e sottodimensionata - Tensione insufficiente delle cinghie	- ricalcolare la trasmissione - Ricontrollare la tensione
<u>Rigonfiamenti dei fianchi della cinghia</u> <u>Cinghie untuose</u>	- Presenza di olio, grasso o di prodotti chimici - Temperatura elevata (> 80 °C)	- Eliminare la presenza di queste sostanze - Pulire le gole delle pulegge - Usare cinghie per alte temperature "LONGUE DUREE"
<u>Usura non uniforme della tela esterna della cinghia</u>	- Pulegge rugose - Polvere eccessiva	- Cambiare le pulegge - Ripassare e ugualizzare le superfici delle pulegge
<u>Separazione dei profili</u>	- Pulegge non standard - Tensione eccessiva	- Ricalcolare la trasmissione - Rimontare le cinghie
<u>Ribalamento totale delle cinghie</u>	- Pulegge non allineate - Eccessiva vibrazione - pulegge usurate	- Cambiare le pulegge - Controllare l'allineamento
<u>Cinghia troppo lunghe o troppo corte in fase di montaggio</u>	- Cinghie non corrette - Cattiva installazione della trasmissione - Tensione non sufficiente	- Cambiare le cinghie dopo averne ricalcolato lo sviluppo - Controllare l'installazione
<u>Cinghie non uguali al montaggio</u>	- Pulegge usurate - Mescolanza di cinghie nuove e usate - Alberi non paralleli - Cinghie provenienti da fornitori diversi	- Cambiare le cinghie - Cambiare le pulegge - Controllare l'allineamento - Utilizzare unicamente cinghie nuove - Utilizzare cinghie VECOBAND

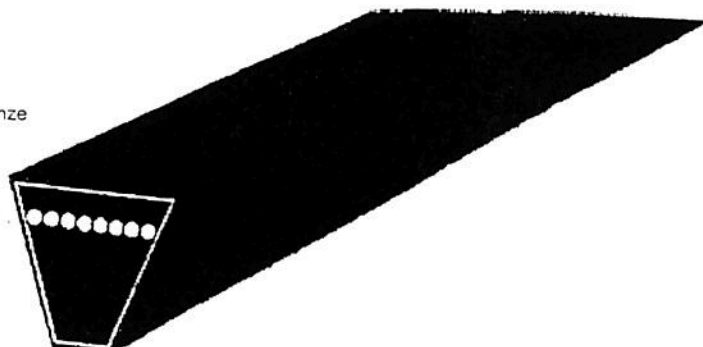
Funzione

Collegamento flessibile tra motore e macchina per trasmettere forti potenze

Concezione

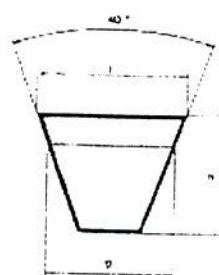
Cinghia trapezoidale ad anello chiuso composta da :

- gomma sintetica a dosaggio equilibrato che assicura una durezza costante
- una armatura di cavi in poliestere ad elasticità controllata e ad alta capacità di trazione
- un semplice (per sez. SPZ) e doppio (per sez. SPA, SPB e SPC) rivestimento di tela impregnata di gomma policloroprenica resistente al calore, all'olio, all'abrasione e all'ozono



Caratteristiche generali

- temperatura di utilizzo : da - 20° a + 80°C
- anti-elettrostatica secondo la norma NF T 47 104
- sezione delle cinghie secondo la norma E 24 - 213
- resistenza agli olii, agli idrocarburi e agli acidi diluiti accertata e comprovata dal marchio API (Istituto Americano del Petrolio)
- perfetta resistenza all'azione della forza centrifuga
- buon smaltimento del calore a velocità elevata
- ridotto ingombro della trasmissione con pulegge più piccole e meno pesanti, carter di protezione ridotto e rapporto di velocità maggiore



SEZIONE	l	h	lp
SPZ	10	8	8.5
SPA	13	11	11
SPB	16	14	14
SPC	22	18	19

Processo di stabilizzazione "ST"

Il processo di stabilizzazione ST garantisce delle tolleranze minime e costanti sulla lunghezza della cinghia.

Tale lunghezza risponde alla norma NF ISO 4184. Questo processo di stabilizzazione porta anche :

- alla eliminazione dei giochi di cinghie
- ad una semplice messa in opera
- ad una migliore ripartizione dello sforzo tangenziale
- all'eliminazione delle vibrazioni

Tabella delle lunghezze primitive (in mm)

Le cinghie Veco 200® DYNAM esistono in 4 sezioni : SPZ, SPA, SPB, SPC. Soltanto le lunghezze su fondo giallo sono disponibili con il sistema DYNAM

SPZ (10 x 8)					SPA (13 x 11)				SPB (16 x 14)			SPC (22 x 18)	
587	937	1312	1800	3250	782	1232	1800	2800	1250	2240	4100	2000	6000
612	950	1320	1850	3350	800	1250	1832	2832	1280	2300	4120	2120	6300
630	962	1332	1900	3450	832	1280	1850	2882	1320	2360	4250	2240	6500
657	975	1337	1950	3550	850	1307	1882	2900	1360	2430	4370	2360	6700
670	987	1360	2000	3650	875	1320	1900	2932	1400	2500	4500	2500	7100
687	1000	1387	2030	3850	900	1332	1950	3000	1450	2530	4560	2650	7500
710	1012	1400	2060		925	1360	1982	3070	1500	2580	4620	2800	8000
722	1020	1420	2120		932	1382	2000	3150	1520	2650	4650	3000	8500
725	1030	1437	2137		950	1400	2032	3250	1550	2720	4750	3080	9000
737	1037	1450	2180		975	1425	2060	3350	1580	2800	4870	3150	9500
750	1060	1462	2240		982	1450	2120	3450	1600	2900	5000	3350	10000
762	1090	1487	2280		1000	1482	2180	3550	1650	3000	5300	3550	10600
772	1112	1500	2300		1030	1500	2240	3650	1700	3070	5600	3650	11200
787	1120	1512	2360		1060	1550	2300	3750	1750	3150	6000	3750	11800
800	1137	1537	2430		1082	1582	2360	3870	1800	3170	6300	3810	12500
812	1150	1550	2500		1090	1600	2430	4000	1850	3250	6700	3912	14000
837	1162	1562	2580		1107	1632	2450	4250	1900	3350	7100	4000	20000
850	1180	1587	2650		1120	1650	2475	4870	1950	3450	7500	4100	
862	1220	1600	2720		1132	1657	2500		2000	3550	8000	4250	
875	1237	1650	2800		1150	1682	2532		2020	3650	10000	4500	
887	1250	1700	2900		1157	1700	2580		2060	3750		4750	
900	1262	1732	3000		1180	1732	2650		2120	3840		5000	
912	1280	1737	3070		1207	1750	2720		2150	3870		5300	
925	1287	1750	3150		1220	1782	2732		2180	4000		5600	
Lp = li + 37					Lp = li + 51				Lp = li + 66			Lp = li + 83	
Lp = le - 13					Lp = le - 18				Lp = le - 26			Lp = le - 30	
Peso / metro 0,070 kg					Peso / metro 0,120 kg				Peso / metro 0,194 kg			Peso / metro 0,370kg	

li : lunghezza interna ; le : lunghezza esterna ; Lp : lunghezza primitiva

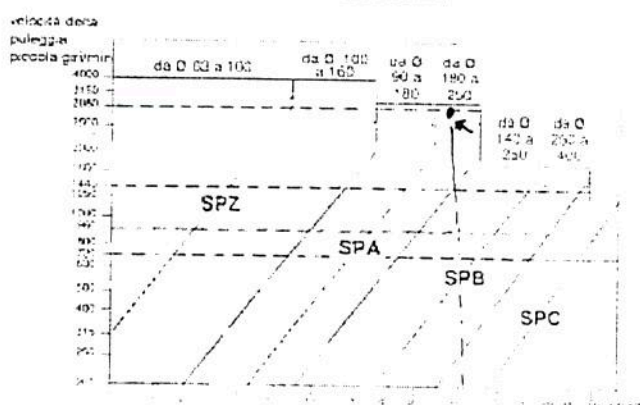
Esempio di calcolo : Motore elettrico - 50 kW - 2880 giri/min - Ø albero 60 mm. Ventilatore centrifugo : 2075 giri/min - Ø albero 60 mm.
 Servizio : 24 ore su 24. Avviamenti poco frequenti. Interasse : 1100 mm.
 Potenza corretta : $P_c = 50 \times 1,3 = 65 \text{ kW}$.

Valutazione della potenza corretta :

Applicare i coefficienti di correzione della potenza sotto indicati, in funzione del tipo di servizio, del genere di macchina da azionare e della forza motrice.
 La potenza corretta è : $P_c = \text{Potenza installata} \times \text{Coefficiente di correzione}$.

FORZA MOTRICE		Motore elettrico con $C_a / C_n \leq 2$ Motore termico a 2 o più cilindri			Motore elettrico con $C_a / C_n > 2$ Motore termico a 1 cilindro		
Macchine da azionare	Servizio	8 ore	16 ore	24 ore	8 ore	16 ore	24 ore
DEBOLE INERZIA : Macchine utensili rotanti, trasportatori leggeri, agitatori, piccoli ventilatori, pompe centrifughe.		1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
INERZIA MEDIA : Alternatori, macchine utensili alternative, grandi trasportatori, ventilatori.		1,1	1,2	1,3	1,3	1,4	1,5
FORTE INERZIA : Frantoi a martelli, miscelatori, pompe a stantuffi, macchine lavorazione legno, macchine per cartiere.		1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
INERZIA FORTISSIMA : Frantoi rotanti, macchine a cilindri, a rulli, laminatoi.		1,3	1,4	1,5	1,7	1,8	1,9

Scelta della sezione della cinghia :



Sul diagramma tracciare una linea verticale, all'altezza della potenza corretta, fino a incontrare la linea orizzontale corrispondente alla velocità della puleggia più veloce.
 Il punto di intersezione corrisponde alla sezione della cinghia da usare di preferenza.
 Si ha anche una indicazione per la scelta del diametro della puleggia piccola in modo da ottimizzare la trasmissione.

Esempio di calcolo : è consigliata la sezione SPA come anche un diametro della puleggia piccola di 180 mm.

Scelta dei diametri delle pulegge :

Scegliere il diametro della puleggia motrice considerando che più il diametro è grande, maggiore è la potenza trasmissibile. All'inverso non scendere al di sotto dei diametri seguenti :

Sezione	SPZ	SPA	SPB	SPC
Ø mini	71	90	140	224

Esempio di calcolo : puleggia motrice = Ø 180 mm - Puleggia condotta = $180 \times 1,39 = \text{Ø } 250 \text{ mm}$

Calcolo del rapporto di trasmissione :

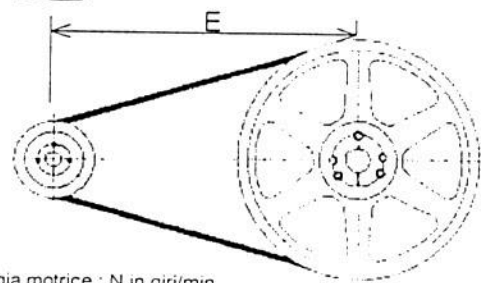
$$\text{Rapporto} = \frac{\text{Velocità albero veloce (giri/min)}}{\text{Velocità albero lento (giri/min)}} = \frac{N}{n}$$

Esempio di calcolo : $r = 2880/2075 = 1,39$

Interasse :

Se non è stato definito alcun valore di interasse, prendere come minimo :

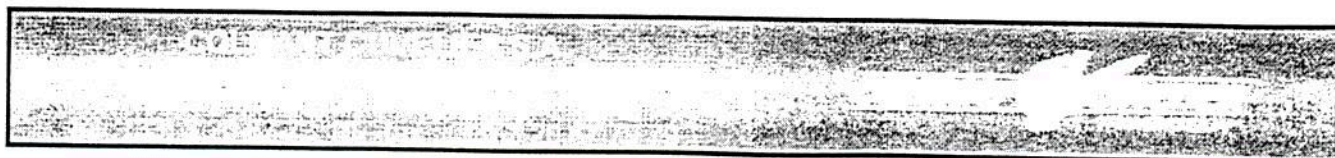
- Per rapporto di trasmissione inferiore a 3 : $\frac{D+d}{2} + d$
- Per rapporto di trasmissione superiore a 3 : 1,2 D



Puleggia motrice : N in giri/min,
 d diametro prim. in mm
 $r = N/n = D/d$

Puleggia condotta : n in giri/min,
 D diametro prim. in mm

PER NOI $E = 1100 \text{ mm}$



CINGHIE VECO 200® DYNAM®

SCELTA DI UNA TRASMISSIONE

SCHEDA TECNICA
10002 - 2/6 - 10/97
TECHNICAL DATA SHEET

Determinazione della lunghezza L delle cinghie :

Bisogna applicare la formula seguente :

$$L_o = 2 E + 3,14 \frac{D + d}{2} + \frac{(D - d)^2}{4 E}$$

ed adottare il valore L standard più vicino a quello L_o calcolato.
Il nuovo valore dell'interasse sarà :

$$E + \frac{L - L_o}{2} \text{ se } L > L_o \text{ oppure } E - \frac{L_o - L}{2} \text{ se } L < L_o$$

Esempio di calcolo :

$$L_o = 2 \times 1100 + 3,14 \times (250 + 180) / 2 + (250 - 180)^2 / (4 \times 1100) = 2876 \text{ mm}$$

$$\text{Lunghezza scelta } L = 2800 \text{ mm} \quad \textcircled{A}$$

$$E = 1100 - (2876 - 2800) / 2 = 1061 \text{ mm}$$

interasse vero

Determinazione della potenza reale trasmissibile per ogni cinghia :

Ricerca nelle tabelle delle potenze trasmissibili (vedi scheda tecnica n° 10002-3,4,5 e 6) la potenza trasmissibile teorica in funzione del diametro della puleggia piccola, della sua velocità di rotazione e del rapporto di velocità. Correggere questa potenza moltiplicandola per il coefficiente di correzione della lunghezza e per il fattore di correzione d'arco (vedi scheda tecnica n° 10002-3,4,5 e 6). Sia che la trasmissione sia moltiplicatrice o riduttrice della velocità, bisogna basarsi sempre sui valori corrispondenti alla puleggia di piccolo diametro.

Esempio di calcolo : Sulla tabella della scheda 10002-4 la potenza teorica per cinghia è di 16,9 kW

Coefficiente di correzione della lunghezza : 1

Fattore di correzione d'arco : $(D - d) / E = (250 - 180) / 1061 = 0,066$, da cui fattore di correzione d'arco : 1

Potenza reale trasmissibile : $16,9 \text{ kW} \times 1 \times 1 = 16,9 \text{ kW}$

Numero di cinghie VECO 200® DYNAM® :

Dividere la potenza corretta P_c per la potenza reale trasmissibile per cinghia, ottenuta qui sopra. Il risultato N_c sarà arrotondato al numero intero immediatamente superiore.

Esempio di calcolo : $N_c = 65 / 16,9 = 3,85$ cinghie, arrotondato a 4 cinghie.

Carico statico sui supporti :

$$\text{Tensione per singolo ramo } T : 45 \times \frac{2,5 - G}{G} \times \frac{P_c}{N_c \times V} + M V^2 \text{ (daN)}$$

Carico sul supporto R : $2 T \times N_c \times \text{seno}(\beta/2)$ (daN)

G : Fattore di correzione d'arco (vedi tabella accanto)

P_c : Potenza corretta in kW

N_c : Numero di cinghie

V : Velocità lineare della cinghia in m/s : $d \times N \times 3,14$

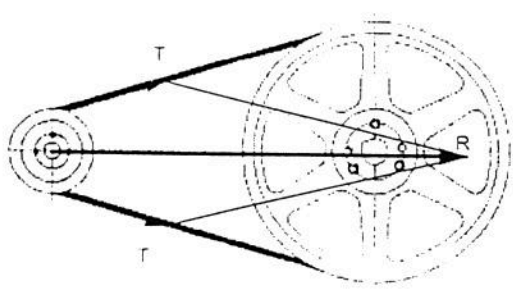
M : Costante (vedi tabella qui sotto) 60

(D - d) / E	β °	Fattore G
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,92
0,60	145	0,90
0,70	139	0,88
0,80	133	0,87
0,90	127	0,85
1,00	120	0,83
1,10	113	0,80
1,20	106	0,77

Sezione	SPZ	SPA	SPB	SPC
M	0,006	0,012	0,017	0,032

La tensione Dynam aiuta a garantire ai cuscinetti il carico minimo necessario all'ottenimento di un contatto efficace delle sfere e dei rulli sulla pista di rotolamento, consentendo il miglioramento del rendimento globale dell'installazione.

Esempio di calcolo : Tensione per ramo (SPA) : $T = 45 \times (2,5 - 1) / 1 \times 65 / (4 \times 27,13) + (0,012 \times 27,13^2) = 49,3$
Carico statico sul supporto : $R = 2 \times 49,3 \times 4 \text{ seno}(180^\circ / 2) = 394,6 \text{ daN}$



COLMANE CINGHIE

CINGHIE VECO 200® DYNAM®

SCELTA DI UNA TRASMISSIONE

SCHEDA TECNICA
10002 - 4/6 - 10/97
TECHNICAL DATA SHEET

Potenze trasmissibili per ogni cinghia di sezione SPA :

Ø puleggia piccola (giri/min)	Rapporto	400 Kw CV	720 Kw CV	960 Kw CV	1440 Kw CV	2000 Kw CV	2880 Kw CV	3600 Kw CV	4500 Kw CV	5000 Kw CV	5500 Kw CV	6000 Kw CV											
90	1	0,9	1,22	1,44	1,96	1,74	2,37	2,4	3,26	3,06	4,16	3,72	5,06	4,14	5,63	4,32	5,88	4,26	5,79	4,14	5,63	3,78	5,14
	1,2	1,02	1,39	1,56	2,12	1,98	2,69	2,7	3,67	3,54	4,81	4,26	5,79	5,03	6,85	5,39	7,34	5,46	7,43	5,39	7,34	5,22	7,1
	1,5	1,02	1,39	1,62	2,2	2,04	2,77	2,88	3,92	3,78	5,14	4,67	6,36	5,46	7,43	6	8,16	6,12	8,32	6,12	8,32	6	8,16
	3	1,08	1,47	1,74	2,37	2,16	2,94	3,06	4,16	3,96	5,39	4,92	6,69	5,82	7,92	6,36	8,65	6,53	8,89	6,6	8,98	6,53	8,89
100	1	1,14	1,55	1,86	2,53	2,34	3,18	3,24	4,41	4,14	5,63	5,28	7,18	5,94	8,08	6,3	8,57	6,3	8,57	6,24	8,49	5,94	8,08
	1,2	1,26	1,71	1,98	2,69	2,52	3,43	3,54	4,81	4,62	6,28	5,88	8	6,78	9,22	7,38	10	7,5	10,2	7,56	10,3	7,38	10
	1,5	1,26	1,71	2,1	2,86	2,7	3,67	3,78	5,14	4,86	6,61	6,3	8,57	7,25	9,87	7,92	10,8	8,16	11,1	8,28	11,3	8,16	11,1
	3	1,32	1,8	2,16	2,94	1,44	1,96	3,9	5,3	5,03	6,85	6,6	8,98	7,56	10,3	8,33	11,3	8,58	11,7	8,75	11,9	8,64	11,8
106	1	1,32	1,8	2,1	2,86	2,82	3,84	3,72	5,06	4,74	6,45	6,06	8,24	6,78	9,22	7,25	9,87	7,25	9,87	7,38	10	7,02	9,55
	1,2	1,38	1,88	2,22	3,02	2,84	3,59	3,96	5,39	5,22	7,1	6,72	9,14	7,61	10,4	8,39	11,4	8,52	11,6	8,7	11,8	7,35	10
	1,5	1,38	1,88	2,34	3,18	2,94	4	4,26	5,79	5,39	7,34	7,08	9,63	8,1	11	9	12,2	9,11	12,4	9,42	12,8	9,24	12,6
	3	1,5	2,04	2,4	3,26	3,12	4,24	4,44	6,04	5,58	7,59	7,32	9,96	8,39	11,4	9,36	12,7	9,6	13,1	9,83	13,4	9,72	13,2
112	1	1,5	2,04	2,4	3,26	3,06	4,16	4,26	5,79	5,52	7,51	7,02	9,55	7,92	10,8	8,58	11,7	8,58	11,7	8,59	11,7	8,16	11,1
	1,2	1,56	2,12	2,52	3,43	3,3	4,49	4,5	6,12	6	8,16	7,67	10,4	8,75	11,9	9,66	13,1	9,72	13,2	9,83	13,4	9,53	13
	1,5	1,56	2,12	2,64	3,59	3,36	4,57	4,74	6,45	6,24	8,49	8,03	10,9	9,24	12,6	10,3	14	10,4	14,1	10,5	14,3	10,4	14,1
	3	1,62	2,2	2,7	3,67	3,54	4,81	4,92	6,69	6,42	8,73	8,33	11,3	9,53	13	10,6	14,4	10,7	14,6	11	14,9	10,8	14,7
118	1	1,62	2,2	2,64	3,59	3,42	4,65	4,86	6,61	6,17	8,4	7,92	10,8	9	12,2	9,72	13,2	9,78	13,3	9,53	13	9,06	12,3
	1,2	1,74	2,37	2,76	3,75	3,66	4,98	5,16	7,02	6,66	9,06	8,58	11,7	9,83	13,4	10,7	14,6	10,9	14,9	10,9	14,8	10,5	14,3
	1,5	1,74	2,37	2,88	3,92	3,72	5,06	5,34	7,26	6,96	9,47	8,94	12,2	10,3	14	11,3	15,4	11,6	15,8	11,6	15,8	11,3	15,3
	3	1,8	2,45	2,94	4	3,84	5,22	5,52	7,51	7,08	9,63	9,24	12,6	10,6	14,4	11,8	16	12	16,3	7,83	10,7	11,7	15,96
125	1	1,8	2,45	2,94	4	3,78	5,14	5,39	7,34	6,89	9,38	8,88	12,1	10,1	13,7	10,7	14,6	10,7	14,6	10,6	14,4	10	13,6
	1,2	1,92	2,61	3,06	4,16	4,02	5,47	5,76	7,83	7,38	10	9,53	13	10,9	14,9	11,8	16	11,9	16,2	11,9	16,2	11,5	15,6
	1,5	1,92	2,61	3,18	4,32	4,14	5,63	5,94	8,08	7,67	10,4	9,89	13,5	11,4	15,5	12,4	16,9	12,6	17,1	12,7	17,2	12,2	16,7
	3	1,98	2,69	3,24	4,41	4,26	5,79	6,06	8,24	7,8	10,6	10,2	13,9	11,7	15,9	12,8	17,4	13,1	17,8	13	17,8	12,8	17,4
140	1	2,16	2,94	3,6	4,9	4,62	6,28	6,6	8,98	8,52	11,6	10,9	14,8	12,3	16,7	13	17,6	13	17,7	13,9	19		
	1,2	2,28	3,1	3,72	5,06	4,86	6,61	6,96	9,47	9	12,2	11,6	15,8	13,1	17,9	14,1	19,2	14,2	19,3	13,8	18,8		
	1,5	2,34	3,18	3,84	5,22	4,98	6,77	7,14	9,71	9,24	12,6	11,9	16,2	13,6	18,5	14,6	19,9	14,8	20,2	14,5	19,8		
	3	2,34	3,18	3,9	5,3	5,03	6,85	7,25	9,87	9,42	12,8	12,2	16,6	13,9	18,9	15,1	20,5	15,3	20,8	15	20,4		
160	1	2,7	3,67	4,44	6,04	5,76	7,83	8,22	11,2	10,6	14,4	13,4	18,3	14,9	20,3	15,6	21,2	15,1	20,6				
	1,2	2,76	3,75	4,62	6,28	6	8,16	8,58	11,7	11	15	14,1	19,2	15,8	21,5	16,6	22,6	16,3	22,2				
	1,5	2,82	3,84	4,67	6,36	6,12	8,32	8,75	11,9	11,3	15,3	14,5	19,7	16,3	22,1	17,2	23,4	17	23,1				
	3	2,88	3,92	4,74	6,45	6,17	8,4	8,88	12,1	11,5	15,6	14,7	20	16,6	22,5	17,6	23,9	17,4	23,7				
180	1	3,18	4,32	5,28	7,18	6,84	9,3	9,78	13,3	12,5	17,1	15,8	21,5	17,2	23,4	17,4	23,7						
	1,2	3,3	4,49	5,39	7,34	7,08	9,63	10,1	13,8	13	17,7	16,4	22,4	18,1	24,6	18,4	25,1						
	1,5	3,36	4,57	5,52	7,51	7,2	9,79	10,3	14	13,3	18	16,9	22,9	18,6	25,2	19	25,9						
	3	3,36	4,57	5,58	7,59	7,25	9,87	10,4	14,2	13,5	18,4	17,1	23,3	18,8	25,6	19,4	26,4						
200	1	3,72	5,06	6,06	8,24	7,92	10,8	11,3	15,3	14,5	19,7	17,9	24,4	20,8	28,3								
	1,2	3,78	5,14	6,24	8,49	8,16	11,1	11,6	15,8	14,9	20,3	18,6	25,3	20,2	27,4								
	1,5	3,84	5,22	6,36	8,65	8,28	11,3	11,8	16,1	15,2	20,6	19	25,8	20,6	28,1								
	3	3,9	5,3	6,42	8,73	8,39	11,4	11,9	16,2	15,4	20,9	19,2	26,1	20,9	28,5								
224	1	4,26	5,79	7,08	9,63	9,24	12,6	13,1	17,8	16,6	22,6	20,2	27,5	21	28,6								
	1,2	4,38	5,96	7,25	9,87	9,42	12,8	13,4	18,3	17,1	23,3	20,9	28,4	21,9	29,8								
	1,5	4,44	6,04	7,32	9,96	9,53	13	13,6	18,5	17,3	23,6	21,1	28,7	22,3	30,4								
	3	4,44	6,04	7,38	10	9,66	13,1	13,7	18,7	17,5	23,8	21,5	29,2	22,7	30,8								
250	1	4,92	6,69	8,16	11,1	10,6	14,4	15	20,4	18,8	25,5	22,2	30,3										
	1,2	5,03	6,85	8,28	11,3	10,7	14,6	15,2	20,6	19,2	26,2	22,9	31,2										
	1,5	5,1	6,94	8,39	11,4	10,9	14,8	15,5	21,1	19,5	26,5	23,3	31,7										
	3	5,1	6,94	8,46	11,5	11	14,9	15,7	21,3	19,7	26,8	23,5	32										

Oltre il rapporto 3, la potenza trasmissibile si stabilizza

Velocità da 30 a 33 m/s: prevedere l'equilibratura dinamica delle pulegge

Oltre 33 m/s: prevedere una equilibratura molto precisa - Consultarsi in proposito

Coefficiente di correzione della lunghezza:

Sezione SPA	
Lungh. pnm.	Coeff.
da 0,800 a 0,950	0,80
da 1,000 a 1,250	0,85
da 1,320 a 1,700	0,90
da 1,800 a 2,360	0,95
da 2,500 a 3,150	1,00
da 3,350 a 4,000	1,05

Fattore di correzione d'arco:

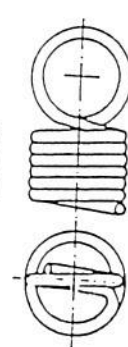
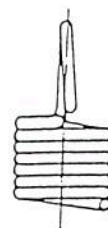
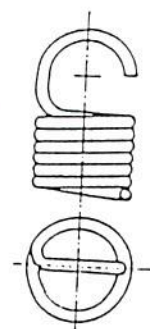
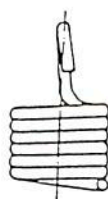
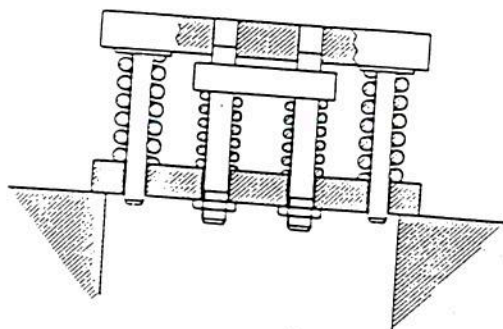
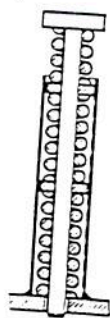
(D - d) E	0,00	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
2 pulegge a gola	1,00	0,99	0,97	0,96	0,94	0,92	0,90	0,88	0,87	0,85	0,83	0,80	0,78	0,75	0,72	0,69

Rimanere se possibile nella zona bianca della tabella

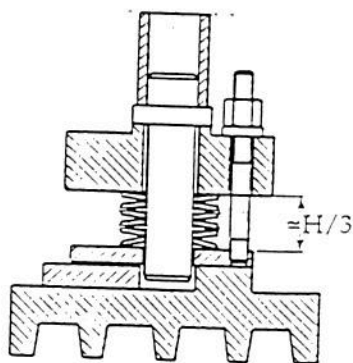
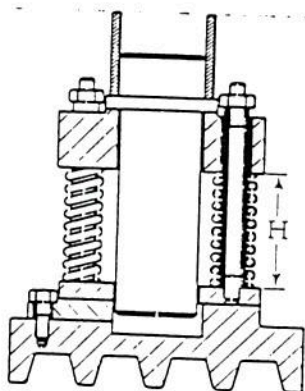
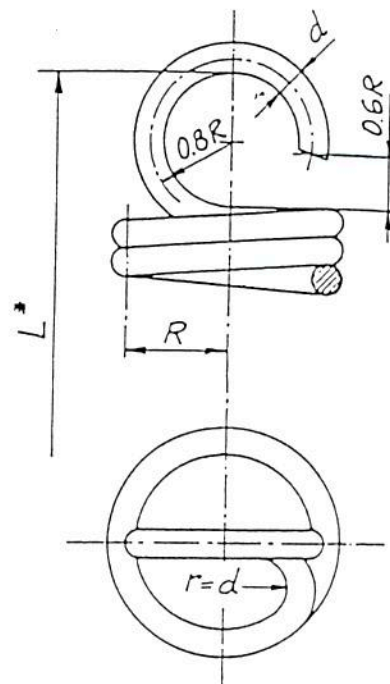
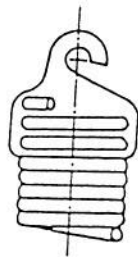
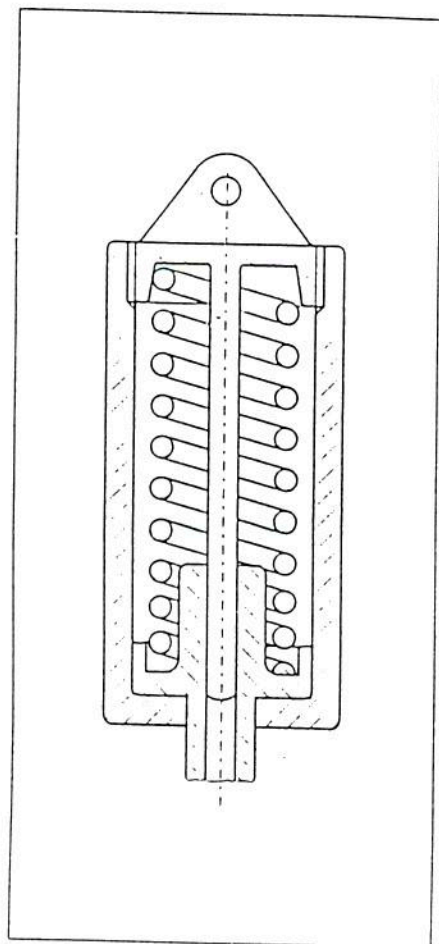


SERIE

PARALLELO



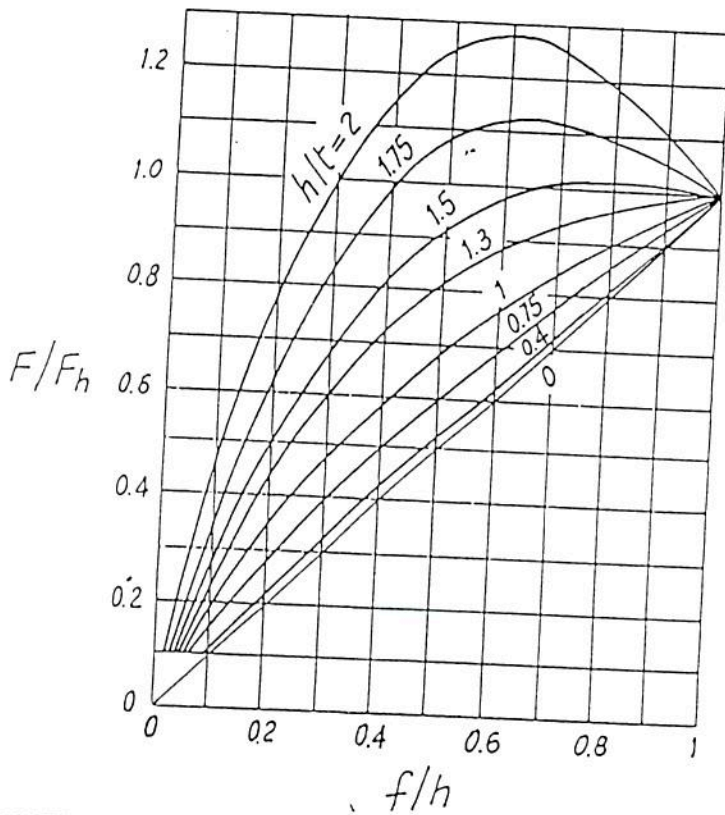
DESCRIZIONE	RAPPRESENTAZIONE		
	Vista	Sezione	Semplificazione
Molla ad elica cilindrica (di compressione), a sezione circolare del filo			
Molla ad elica cilindrica a sezione quadrata (o rettangolare) del filo			
Molla ad elica conica			
Molla a bovole (ad elica conica con sezione rettangolare)			
Molla biconica (convessa)			
Molla biconica (concava)			
Intaggio coassiale in parallelo molle ad elica di compressione			



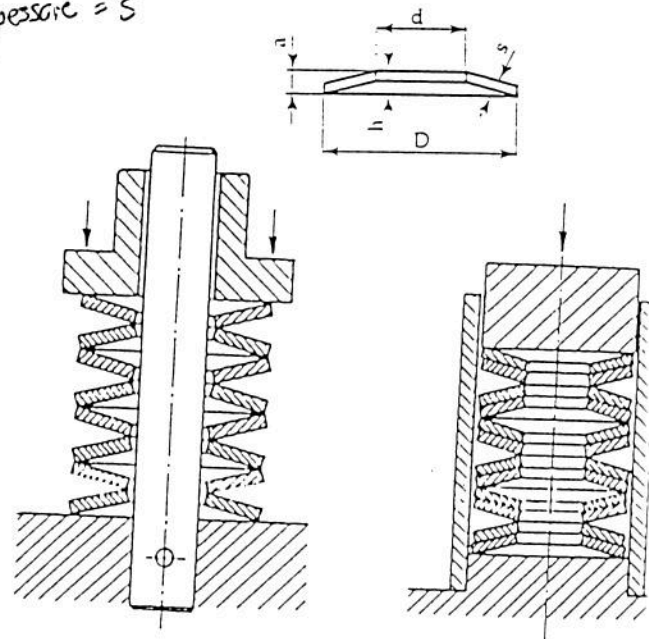
DENOMINAZIONE	RAPPRESENTAZIONE		
	Vista	Sezione	Semplificazione
Molla di trazione ad elica cilindrica			
Molla di torsione ad elica cilindrica			

Fig. 73. Molle ad elica di trazione e torsione.

DENOMINAZIONE	RAPPRESENTAZIONE		
	Vista	Sezione	Semplificazione
Molla a tazza			
Molla a tazza in parallelo			
Molle a tazza in serie			



$t = \text{spessore} = s$



DENOMINAZIONE	RAPPRESENTAZIONE	
	Vista	Semplificazione
Molla a spirale		
Barra di torsione		
Molla a balestra con occhi		
Molla a balestra senza occhi con fascia centrale		