

Angelo Montorsi

ASSI MANDRINO

per

le più comuni

macchine utensili

*A Leonardo, Sara, Lorenzo e
Martina i miei carissimi nipoti.*

Modena, febbraio 2025

Indice

<i>Introduzione</i>	5
1 <i>Il tornio</i>	6
1.1 <i>Il naso mandrino a cono corto ASA</i>	6
1.2 <i>I mandrini di presa pezzo</i>	9
1.3 <i>I cilindri di bloccaggio</i>	11
2 <i>La fresatrice</i>	14
2.1 <i>Il cono tipo DIN 2080</i>	15
2.2 <i>Il cono tipo ISO (DIN 69871)</i>	17
2.3 <i>Il cono tipo HSK (DIN 69893)</i>	22
2.4 <i>Il cono CAPTO (Sandvik Coromant)</i>	29
3 <i>La foratrice</i>	38
3.1 <i>Il cono Morse DIN 228</i>	39
3.2 <i>Il cono corto DIN 238 e Jacobs</i>	43
3.3 <i>Adattatore pinze ER (DIN 6499)</i>	45
3.4 <i>Adattatore DIN 55058</i>	49
4 <i>La rettificatrice</i>	52
4.1 <i>Portamole per esterni</i>	57
4.2 <i>Portamole per interni</i>	61
5 <i>Sollecitazioni sui mandrini</i>	63
5.1 <i>Forze di taglio in tornitura</i>	63
5.2 <i>Forze di taglio in fresatura</i>	72
5.3 <i>Forze di taglio in foratura</i>	86
5.4 <i>Carichi sui cuscinetti</i>	90
5.5 <i>Cedimenti elastici sull'asse mandrino</i>	95
6 <i>Scelta e calcolo dei cuscinetti per mandrini</i>	99
6.1 <i>I cuscinetti obliqui a sfere</i>	109
6.2 <i>I cuscinetti a rulli cilindrici</i>	122
6.3 <i>I cuscinetti a rulli conici</i>	128
6.4 <i>I cuscinetti assiali</i>	139
6.5 <i>I cuscinetti combinati radio - assiali</i>	144

6.6	<i>Cedimenti elastici dei cuscinetti</i>	148
6.7	<i>Rigidezza totale dell'asse mandrino</i>	156
7	<i>Sistemi di tenuta frontale</i>	161
7.1	<i>Tenute striscianti</i>	161
7.2	<i>Gli schermi</i>	162
7.3	<i>Tenute a labirinto</i>	162
7.4	<i>Tenute pressurizzate</i>	164
8	<i>La lubrificazione</i>	168
8.1	<i>Lubrificazione a grasso</i>	170
8.2	<i>Lubrificazione ad olio</i>	181
8.3	<i>Lubrificazione olio-aria</i>	186
	<i>Bibliografia</i>	190
	<i>Crediti</i>	190

Introduzione

L'asse mandrino rappresenta il più delle volte, il cuore pulsante della macchina utensile, sia che si tratti di un tornio, dove ha il compito di sostenere il pezzo in lavorazione, resistendo alle sollecitazioni impresse dal sistema di taglio.

Di una fresatrice nella quale lo stesso sostiene ed imprime il moto alla fresa, uno degli utensili soggetti alle maggiori sollecitazioni di taglio ed urti ripetuti.

Di una foratrice, dove la dominante delle forze agisce assialmente o di una rettificatrice, chiamata a realizzare le migliori finiture superficiali in assenza di vibrazioni.

Il parziale elenco appena fatto, evidenzia che la progettazione di questo organo, richiede di volta in volta, considerazioni mirate all'applicazione, le quali coinvolgono: la forma del naso (l'interfaccia verso i sistemi di presa od il sistema di utensili); il sistema di cuscinetti, la loro lubrificazione e le tenute verso l'esterno, per proteggerli dalle infiltrazioni di trucioli e liquidi refrigeranti.

In questo volume l'autore, attraverso l'esperienza maturata nel settore, cerca di orientare (nel mare di informazioni reperibili sul Web; sulle documentazioni dei costruttori di cuscinetti e di utensili), i tecnici che sono chiamati ad impostare, il progetto di una nuova macchina utensile o vogliono semplicemente, allargare il loro orizzonte sull'argomento.

I primi quattro capitoli mettono in evidenza, per ogni tipologia di macchina utensile, la forma e le funzioni alle quali dovrà adempiere l'asse mandrino.

Il quinto le sollecitazioni di taglio alle quali sarà sottoposto.

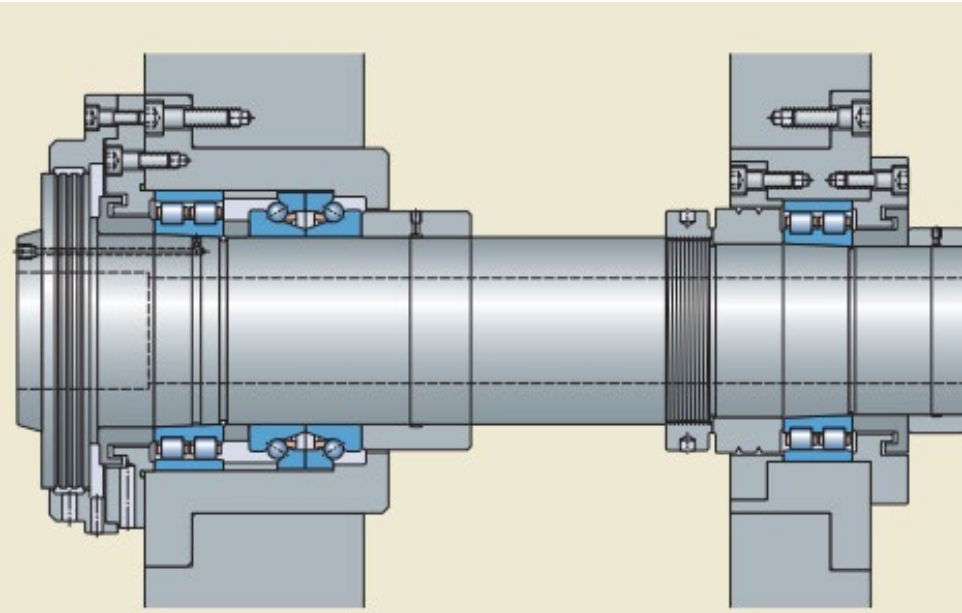
Il sesto capitolo rappresenta il cuore della trattazione, con le indicazioni per scegliere i cuscinetti più adatti, all'applicazione in corso di definizione, con le relative modalità di calcolo.

Il settimo capitolo offre una panoramica degli accorgimenti necessari, per proteggere gli organi interni del mandrino.

L'ottavo capitolo conclude la trattazione, con le indicazioni per la scelta del sistema più idoneo alla sua lubrificazione.

1 Il tornio

1.1 Il naso mandrino a cono corto ASA



Tipico asse mandrino per tornio orizzontale (Fig.1)

La maggior parte dei torni, ad asse orizzontale presenta sul fronte (Vedi Fig. 1) una flangia con piano di appoggio ed una appendice conica, la quale funge da centraggio per i mandrini di serraggio dei pezzi in lavorazione, chiamati generalmente “Autocentranti”. Questa flangia solitamente viene dimensionata secondo lo standard ASA, il quale prevede le seguenti grandezze: 3, 4, 5, 6, 8, 11, 15, 20, 28. A seguire riportiamo le tabelle dimensionali di questo standard, nelle sue varianti principali, per le dimensioni da 3 a 20 (Fig.2,3,4,5,6).

ISO 702-2 (DIN 55029 and ASA B 5.9 D1)
Carlock fling (ISO 702-2)

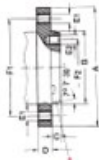


Spindle nose size	A	B	C	D	E	F
3	92,1	53,985	11,1	31,8	3x15,1	70,66
4	117,5	63,525	11,1	33,3	3x16,7	82,55
5	146	82,575	12,7	38,1	6x19,8	104,8
6	181	106,390	14,3	44,5	6x23	130,4
8	225,4	139,735	15,9	50,8	6x26,2	171,4
11	298,5	196,885	17,5	60,3	6x31	235
15	403	285,800	19	69,9	6x35,7	330,2
20	546	412,800	21	82,5	6x42,1	463,6

Latest edition of relevant DIN standard applies in each case

(Fig.2)

Typ A1-A2, B1-B2



A1: Tapped holes in flange (outer bolt circle) and inner bolt circle. From taper size 4 with driver.

A2: Tapped holes in flange (outer bolt circle) without inner bolt circle.



B1: Through-holes in flange (outer bolt circle), tapped holes in inner bolt circle - from taper size 4 with driver.

B2: Through-holes in flange (outer bolt circle) without inner bolt circle.



* From taper size 4 with driver

Spindle nose size	A	B	C _{±0,025}	D	Holes on outer bolt circle (F1)	Outer bolt circle	Holes on inner bolt circle (F2)	Inner bolt circle
5	133,4	82,575	14,288	22,2	11x 7/16-14 UNC	104,8	8x 7/16-14 UNC	61,9
6	165,1	106,390	15,875	25,4	11x 1/2-13 UNC	133,4	8x 1/2-13 UNC	82,6
8	209,5	139,735	17,462	28,6	11x 5/8-11 UNC	171,4	8x 5/8-11 UNC	111,1
11	279,4	196,885	19,05	34,9	11x 3/4-10 UNC	235	8x 3/4-10 UNC	165,1
15	381	285,800	20,638	41,3	12x 7/8-9 UNC	330,2	11x 7/8-9 UNC	247,6
20	520	412,800	22,225	47,6	12x 1-8 UNC	463,6	12x 1-8 UNC	368,3

Spindle nose size	A	B	C	D	Holes on outer bolt circle (F1)	Outer bolt circle
3	92,1	53,985	11,1	15,9	3x 7/16-14 UNC	70,66
4	108	63,525	11,1	19	11x 7/16-14 UNC	82,55
5	133,4	82,575	12,7	22,2	11x 7/16-14 UNC	104,8
6	165,1	106,390	14,3	25,4	11x 1/2-13 UNC	133,4
8	209,5	139,735	15,9	28,6	11x 5/8-11 UNC	171,4
11	279,4	196,885	17,5	34,9	11x 3/4-10 UNC	235
15	381	285,800	19	41,3	12x 7/8-9 UNC	330,2
20	520	412,800	20,6	47,6	12x 1-8 UNC	463,6

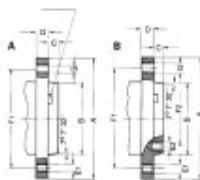
(Fig.3)

Spindle nose size	A	B	C _{±0,025}	D	F1 G	Outer bolt circle	Holes on inner bolt circle (F2)	Inner bolt circle
B1								
5	133,4	82,575	14,288	22,2	11x11,9	104,8	8x 7/16-14 UNC	61,9
6	165,1	106,390	15,875	25,4	11x13,5	133,4	8x 1/2-13 UNC	82,6
8	209,5	139,735	17,462	28,6	11x16,7	171,4	8x 5/8-11 UNC	111,1
11	279,4	196,885	19,05	34,9	11x20,2	235	8x 3/4-10 UNC	165,1
15	381	285,800	20,638	41,3	12x23,4	330,2	11x 7/8-9 UNC	247,6
20	520	412,800	22,225	47,6	12x26,6	463,6	12x 1-8 UNC	368,3

Spindle nose size	A	B	C	D	G	Outer bolt circle
B2						
3	92,1	53,985	11,1	15,9	3x11,9	70,66
4	108	63,525	11,1	19	11x11,9	82,55
5	133,4	82,575	12,7	22,2	11x11,9	104,8
6	165,1	106,390	14,3	25,4	11x13,5	133,4
8	209,5	139,735	15,9	28,6	11x16,7	171,4
11	279,4	196,885	17,5	34,9	11x20,2	235
15	381	285,800	19	41,3	12x23,4	330,2
20	520	412,800	20,6	47,6	12x26,6	463,6

(Fig.4)

DIN 55021
From taper size 4 with driver



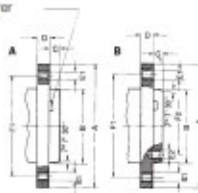
Spindle nose size	A	B	C	D	Holes on outer bolt circle (F1)	Outer bolt circle	Holes on inner bolt circle (F2) E2	Inner bolt circle
3	102	53,985	11	16	3xM10	3x10,5	75	-
4	112	63,525	11	20	3xM10	3x10,5	85	-
5	135	82,575	13	22	7xM10	4x10,5	104,8	8xM10
6	170	106,390	14	25	7xM12	4x13	133,4	8xM12
8	220	139,735	16	28	7xM16	4x17	171,4	8xM16
11	290	196,885	18	35	12xM20	6x21	235	11xM20
15	380	285,800	20	42	12xM24	6x25	330,2	11xM24
20	520	412,800	21	48	12xM24	6x25	463,6	11xM24

Form A: Tapped holes and through-holes in flange (without inner bolt circle)

Form B: Tapped holes and through-holes in flange (outer bolt circle) and tapped holes in inner bolt circle

(Fig.5)

ISO 702-1 (DIN 55026)
From taper size 4 with driver



Spindle nose size	A	B	C	C ₁	D	Holes on outer bolt circle	Outer bolt circle	Holes on inner bolt circle	Inner bolt circle
3	90	53,983	11	-	16	3xM10	70,6	-	-
4	106	63,521	11	-	20	11xM10	82,6	-	-
5	133	82,573	13	14,288	22	11xM10	104,8	8xM10	61,9
6	165	106,385	14	15,875	25	11xM12	133,4	8xM12	82,6
8	210	139,731	16	17,462	28	11xM16	171,4	8xM16	111,1
11	280	196,883	18	19,05	35	11xM20	235	8xM20	165,1
15	380	285,791	19	20,638	42	12xM24	330,2	11xM24	247,6
20	520	412,795	21	22,225	48	12xM24	463,6	11xM24	366,3

Form A: Tapped holes in flange (outer bolt circle) **without** inner bolt circle.

Form B: Tapped holes in flange (outer bolt circle) **and** in inner bolt circle.

ISO 702-3 (DIN 55027 und 55022)
With bayonet ring fixing (ISO 702/II)

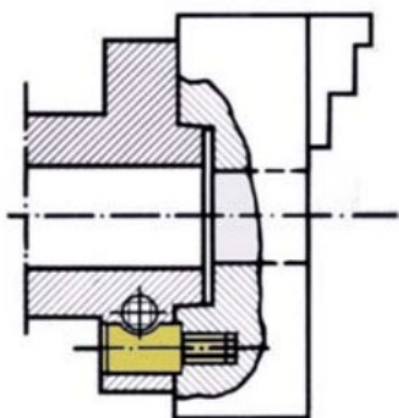


* From taper size 4 with driver

Spindle nose size	A	B	C	D	Number of holes x E	F
3	90	53,985	11	16	3x21	75
4	112	63,526	11	20	3x21	85
5	135	82,575	13	22	4x21	104,8
6	170	106,390	14	25	4x23	133,4
8	220	139,735	16	28	4x29	171,4
11	290	196,885	18	35	6x36	235
15	400	285,800	19	42	6x43	330,2
20	540	412,800	21	48	6x43	463,6

(Fig.6)

Il fissaggio dell'autocentrante, al naso mandrino, può essere previsto con viti filettate oppure con il sistema Camlock, per renderne più rapida la sostituzione, come si può vedere nell'immagine seguente (Fig.7).



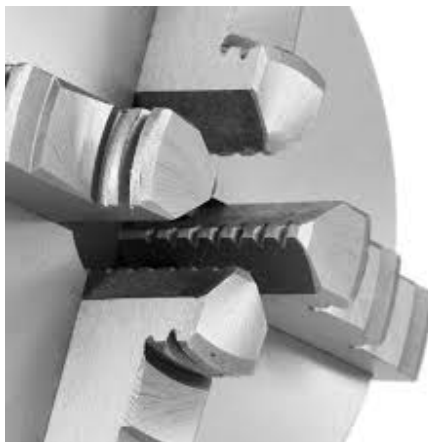
Attacco Camlock (Fig.7)

1.2 I mandrini di presa pezzo

I mandrini di presa pezzo (“Autocentranti”), possono essere applicati in svariate configurazioni: a comando manuale (Fig.8 e 9),

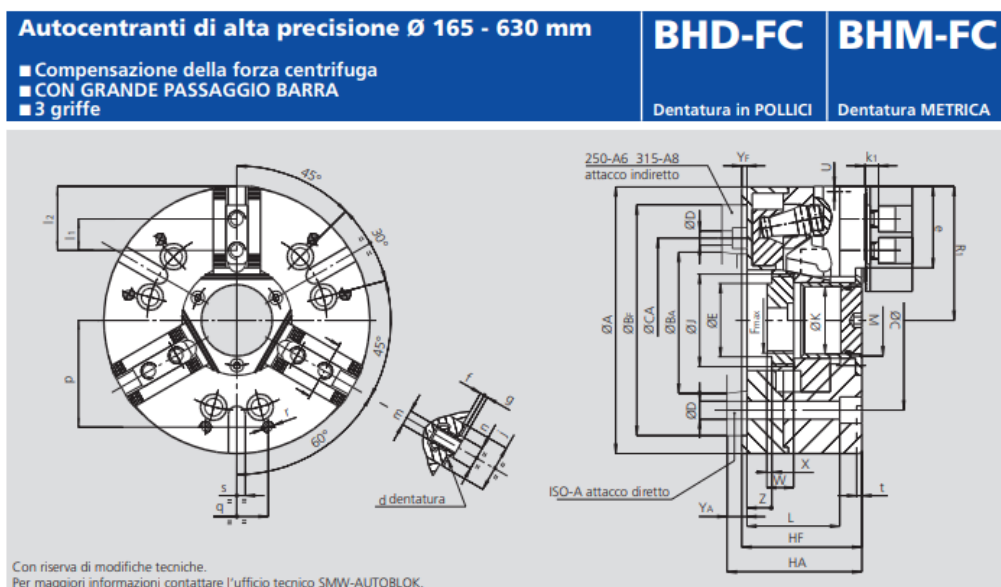


Per presa esterna (Fig.8)



Per presa interna (Fig.9)

oppure con comando automatico (Fig.10) (pneumatico od oleodinamico), attuato mediante un cilindro rotante montato all'estremità opposta del naso mandrino.



Autocentrante automatico compensazione forza centrif. (Fig.10)

Oltre ai classici mandrini autocentranti con griffe, possiamo avere sistemi portapinza, adatti per centrare e bloccare pezzi cilindrici, sul diametro esterno (Fig.11) oppure sul diametro interno (Fig.12).



Per presa esterna (Fig.11)

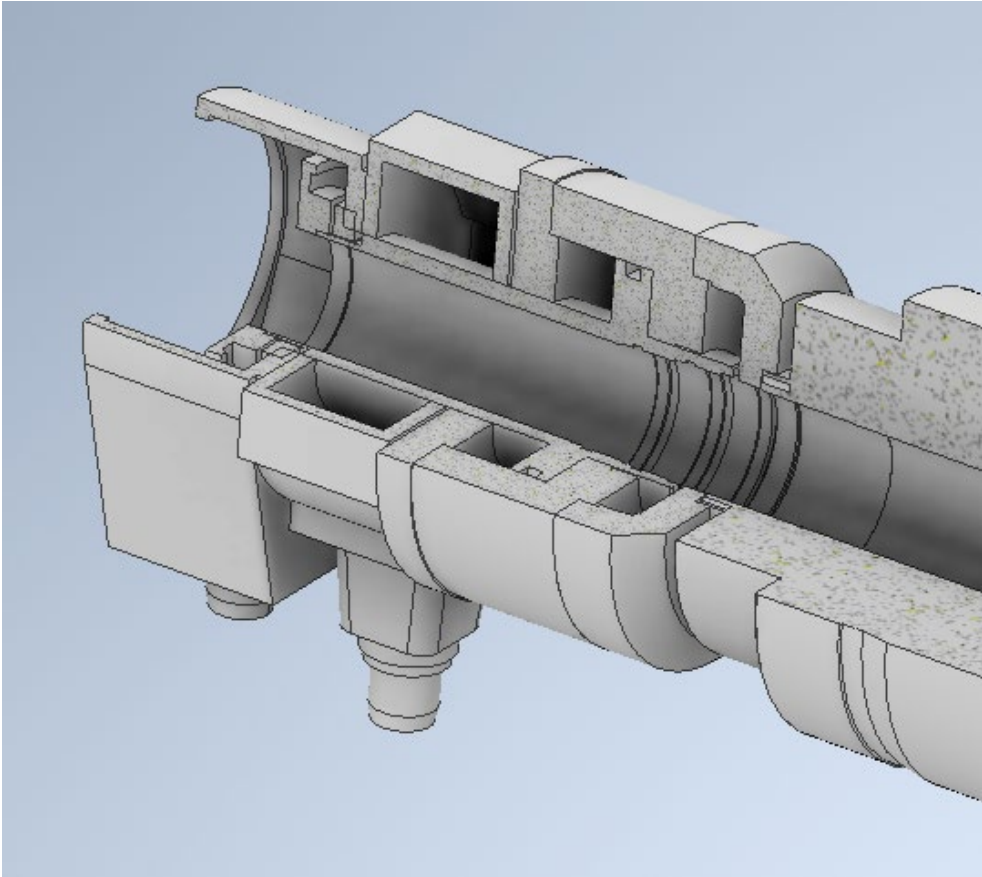


Per presa interna (Fig.12)

Sui cataloghi dei costruttori di autocentranti, si trovano poi le flange di interfaccia necessarie, per adattare il montaggio, delle varie tipologie di mandrino, al cono del naso mandrino in esame.

1.3 I cilindri di bloccaggio

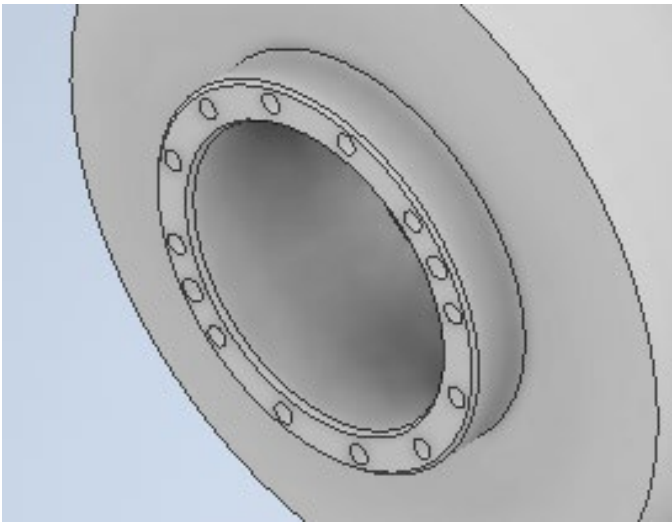
Per comandare l'apertura e la chiusura degli autocentranti automatici, sull'asse mandrino vengono predisposti dei cilindri rotanti, che possono essere comandati pneumaticamente o ad olio idraulico, i quali tramite un tirante che attraversa il passaggio barra dell'asse mandrino, azionano l'autocentrante (Fig.13).



Sezione cilindro rotante con passaggio barra (Fig.13)

Per la scelta del mandrino autocentrante da utilizzare e del relativo cilindro, ci si affida alle indicazioni riportate, sul catalogo dei costruttori di autocentranti, i quali normalmente forniscono anche i cilindri rotanti, che possono essere a comando pneumatico oppure oleodinamico.

Sull'estremità opposta del naso mandrino, naturalmente bisogna predisporre le lavorazioni per il centraggio ed il fissaggio del cilindro rotante (Fig.14).



Vista zona attacco cilindro rotante (Fig.14)

Nel seguito riportiamo le immagini di alcune tipologie di questi cilindri: Pneumatico a centro chiuso (Fig.15), Oleodinamico a centro chiuso (Fig.16), Oleodinamico con passaggio barra (Fig.17).



(Fig.15)



(Fig.16)



(Fig.17)

Alla pagina seguente riportiamo un estratto dal catalogo di un noto costruttore di autocentranti, riportante le caratteristiche tecniche di una tipologia di questi cilindri rotanti (Fig.18).

VNK-T2

Cilindri idraulici rotanti
con passaggio barra

- fino a 45 bar
- PASSAGGIO BARRA Ø 37.5 - 127.5 mm
- dimensioni e pesi ridotti al minimo
- controllo corsa tramite proximity o controlli lineari



Applicazioni

- Azionamento di mandrini autocentranti e porta-pinze con passaggio barra
- Lavorazione di barre e tubi
- Serraggio di pezzi lunghi utilizzando il passaggio barra

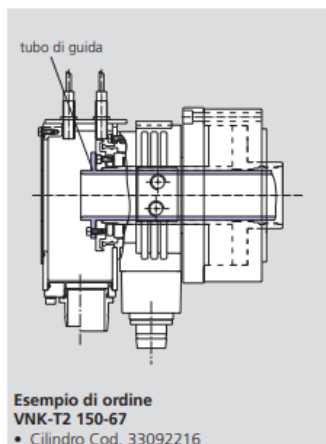
Caratteristiche tecniche

- Campo di regolazione della pressione 8 - 45 bar
- Dimensioni e pesi ridotti al minimo per ingombri e assorbimenti minimi
- Applicazioni solo su macchine con asse orizzontale
- Valvole di sicurezza e di massima pressione sulle due camere
- Montaggio posteriore con viti passanti
- È richiesto un filtro di 10 µm sul circuito idraulico
- Utilizzare olio HM32 ISO 3448

VNK-T2

versione standard

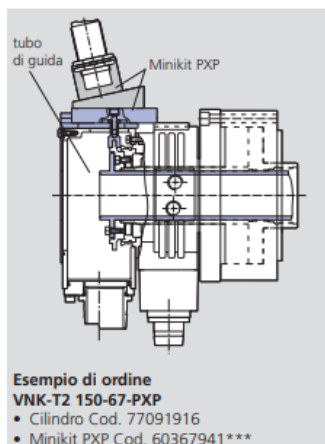
- possibilità di montaggio guidabarre di serie
- tubo guidabarre speciale non incluso



VNK-T2-PXP

con sistema di controllo corsa lineare

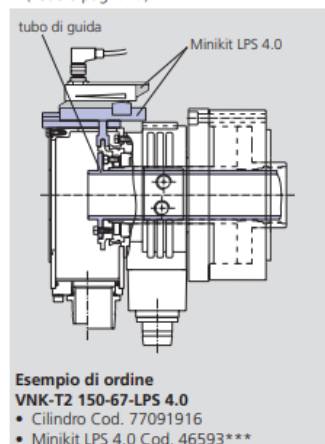
- possibilità di montaggio guidabarre di serie
- tubo guidabarre speciale non incluso
- Minikit PXP da ordinare separatamente
- Sensore PXP Ø 30mm non incluso



VNK-T2-LPS 4.0

con sistema di controllo corsa lineare
LPS 4.0

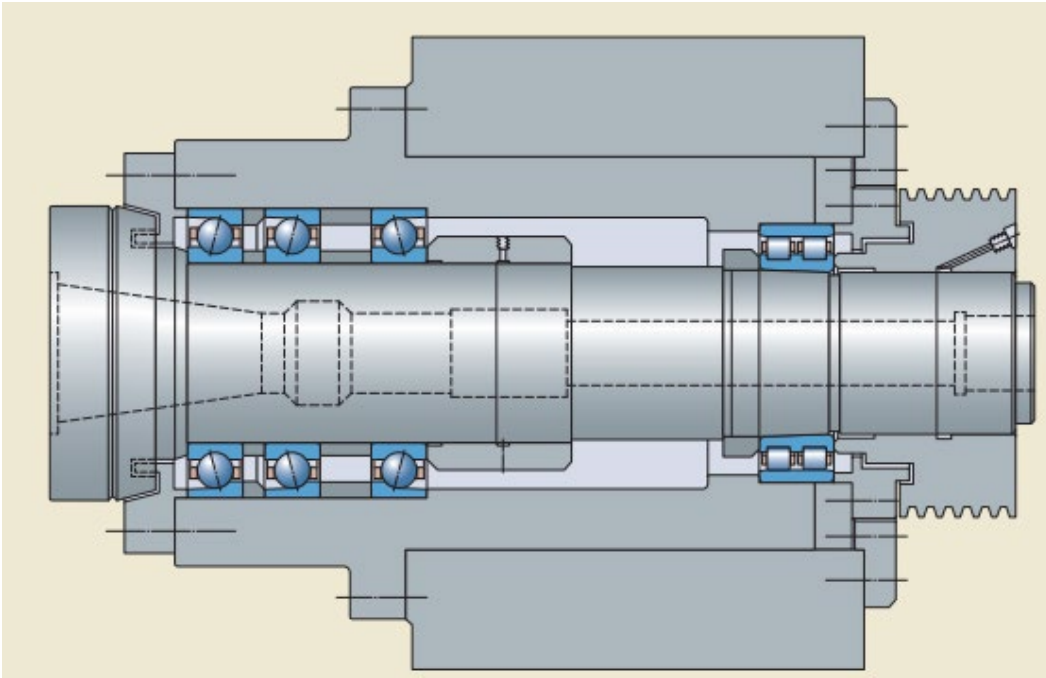
- tubo guidabarre speciale non incluso
- Minikit LPS 4.0 da ordinare separatamente
- Sensore LPS 4.0 non incluso (vedere pag. 329)



Varie tipologie di cilindri rotanti

(Fig.18)

Per questi componenti, nonostante l'abbondante offerta sul mercato; alle volte, se necessario, bisogna provvedere al disegno di flange speciali di adattamento del cilindro rotante, al nostro asse mandrino.



Asse mandrino per fresatrice (comando a cinghia) (Fig.19)

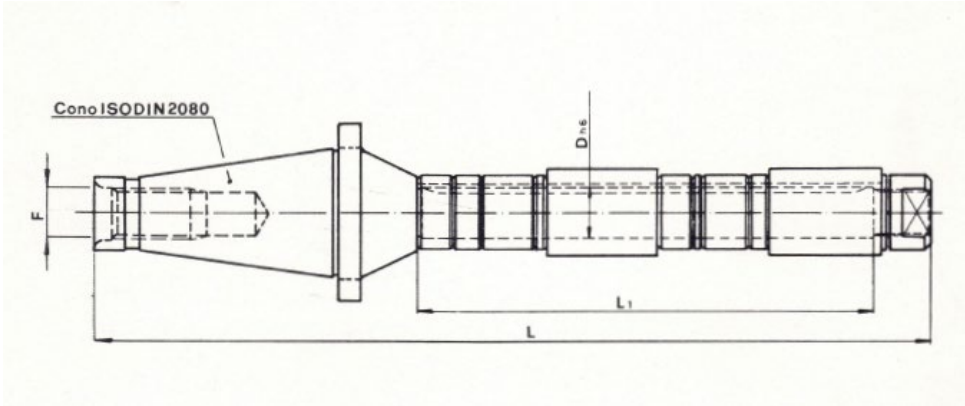
La fresatrice, come accennato nell'introduzione, sostiene ed imprime il moto alle frese; utensili che per la loro configurazione e modo di operare, sono soggetti a forti urti ripetuti e trasmettono al mandrino forti carichi, sia in direzione radiale che in direzione assiale. Generalmente l'attacco sul naso mandrino è di tipo conico (Fig.19) e gli standard più diffusi per queste tipologie di coni, sono:

- a) Il cono DIN 2080*
- b) Il cono ISO (DIN 69871)*
- c) Il cono HSK (DIN 69893)*
- d) Il cono CAPTO (Sandvik Coromant)*

Nel seguito andremo ad esaminare queste quattro tipologie di coni, cercando di evidenziare le loro caratteristiche, fornendo quindi un orientamento, per la loro scelta, compito non sempre facile, dovuto al fatto che i campi di impiego, si sovrappongono o addirittura risultano equivalenti.

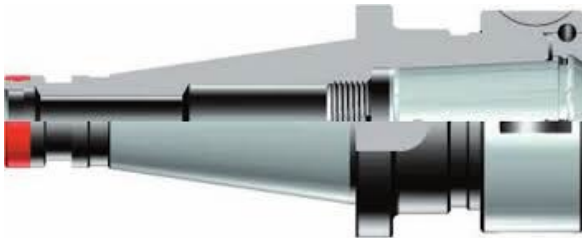
2.1 Il cono tipo DIN 2080

Lo standard DIN 2080 è ancora impiegato nelle fresatrici universali, sia per gli alberi porta fresa, che sostengono le frese ad azione periferica, sia per le frese ad azione frontale. I portautensili standard DIN 2080 sono caratterizzati dal montaggio manuale con tirante sul posteriore, vediamo nelle immagini seguenti alcuni esempi di questi portautensili.

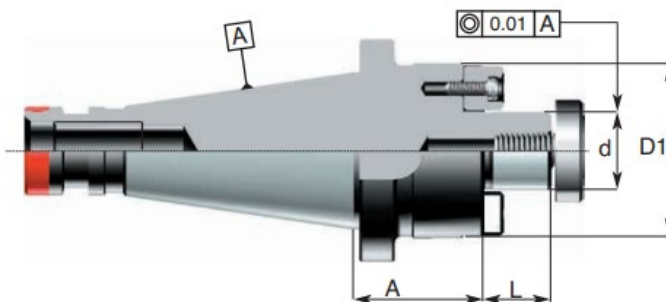


Albero porta frese per frese a disco

(Fig.20)



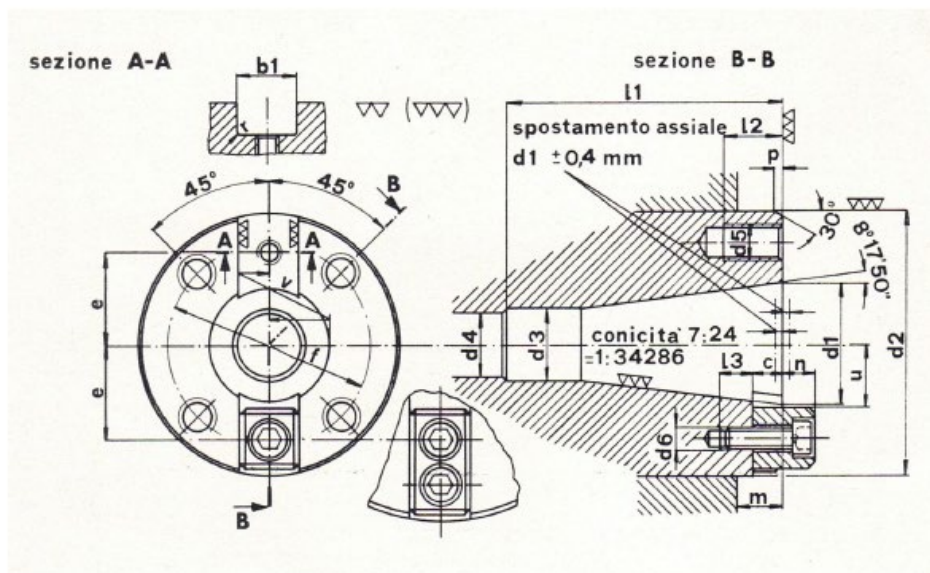
Cono porta pinze per frese a candela (Fig.21)



Cono per fresa a spianare

(Fig.22)

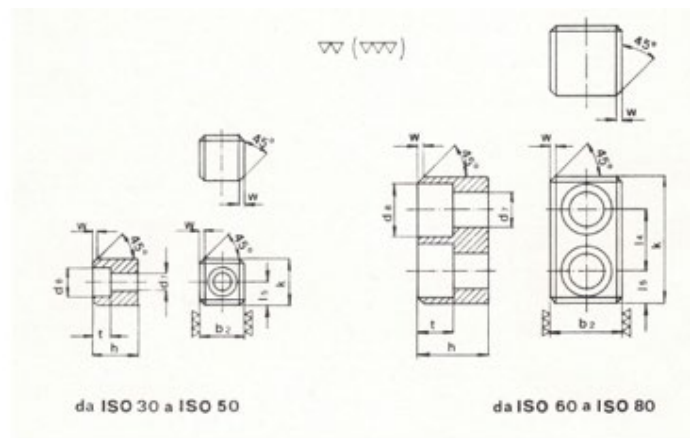
La sede sul mandrino della fresatrice, che accoglie questi coni è costruita secondo lo standard DIN 2079, le cui dimensioni riporto a seguire (Fig.23).



Cono ISO	30	40	50	60	65	70	75	80
b ₁ M6	15,9	15,9	25,4	25,4	32	32	40	40
c	8	8	12,5	12,5	16	20	25	31,5
d ₁	31,75	44,45	69,85	107,95	133,35	165,1	203,2	254,0
d ₂ h ₅	69,832	88,882	128,57	221,44	280,0	335,0	400,0	500,0
d ₃ H ₁₂	17,4	25,3	39,6	60,2	75,0	92,0	114,0	140,0
d ₄	17	17	27	35	42	42	56	56
d ₅	M 10	M 12	M 16	M 20	M 24	M 24	M 30	M 30
n. viti	4	4	4	4	6	6	6	6
d ₆	M 6	M 6	M 12	M 12	M 16	M 16	M 20	M 20
e ± 0,2	24,75	32,75	49,25	72,75	90,0	106	130	160
f	54,0	66,7	101,6	177,8	220,0	265,0	315,0	400,0
toll.	± 0,075	± 0,075	± 0,100	± 0,100	± 0,125	± 0,125	± 0,160	± 0,160
l ₁	73	100	140	220	265	315	400	500
l ₂	16	20	25	30	36	45	56	63
l ₃	9	9	18	18	24	24	30	30
m	12,5	16	19	38	38	50	50	50
n	8	8	12,5	12,5	16	20	25	31,5
p	2	2	3	3	4	4	4	4
r	1,6	1,6	2	2	2,5	2,5	2,5	2,5
u	16,5	23	36	61	75	90	108	136
v	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05

Dimensioni naso mandrino secondo DIN 2079 (Fig.23)

Le quali dimensioni, si completano con le misure dei tasselli di trascinamento, che vanno fissati sul naso mandrino, sempre secondo lo standard DIN 2079 (Fig.24).



Mandrino ISO	30	40	50	60	65	70	75	80
k	16,5	19,5	26,5	45,5	58	68	86	106
b ₂ h ₃	15,9	15,9	25,4	25,4	32	32	40	40
d ₇	6,4	6,4	13	13	17	17	21	21
d ₈	10,4	10,4	19	19	25	25	31	31
h	16	16	25	25	32	40	50	63
l ₄	—	—	—	22	28	36	42	58
l ₅	8,25	9,75	13,25	11,75	15	16	22	24
t	6,2	6,2	12,3	12,3	16,5	16,5	20,5	20,5
w	1,6	1,6	2	2	2,5	2,5	2,5	2,5
vite di fissaggio	M 6 x 15	M 6 x 15	M 12 x 25	M 12 x 25	M 16 x 35	M 16 x 45	M 20 x 55	M 20 x 65

Dimensioni tasselli di trascinamento DIN 2079 (Fig.24)

2.2 Il cono tipo ISO (DIN 69871)

Questo cono utilizzato: sulle fresatrici, sui centri di lavoro (macchine che hanno le caratteristiche: delle fresatrici, delle alesatrici e delle foratrici) e sulle macchine multifunzione (es.: torni muniti di testa tiltante, in aggiunta alle torrette) eredita dallo standard DIN 2080, visto in precedenza, la conicità 7:24 e la dimensione maggiore dei coni.

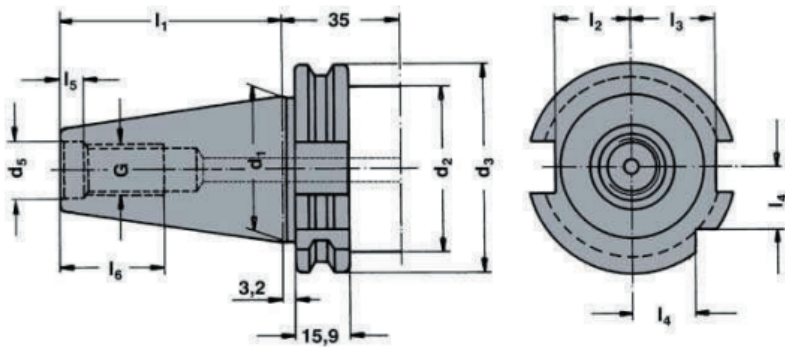
A differenza dei coni DIN 2080, nati per il montaggio manuale, i coni DIN 69871 prevedono il ritegno e fissaggio automatico del cono nella sede, mediante codoli che i maggiori costruttori di centri di lavoro, hanno personalizzato per adattarli al loro sistema di aggancio.

L'altra variante, che i vari costruttori hanno personalizzato, riguarda la flangia anteriore che risulta sagomata, per adattarsi al sistema di cambio utensili automatico adottato dal costruttore.

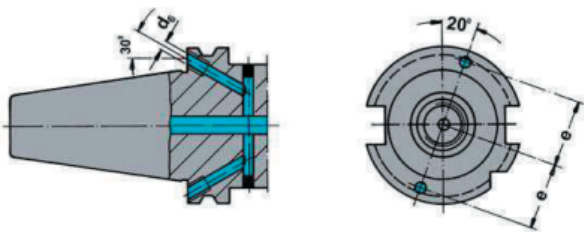
Vediamo a seguire, le dimensioni dei coni che seguono questo standard. Nella (Fig.25) vediamo due tipologie di questi coni di attacco la DIN 69871/A e la DIN 69871/B, le quali si distinguono per il diverso percorso, seguito dal refrigerante che va all'utensile: al centro per la versione A; attraverso la flangia per la versione B.

DIMENSIONI DEI CONI ATTACCO DIN 69871/A (TC) DIN 69871/B (TCB)

DIMENSIONAL SPECIFICATION OF SHANK DIN 69871
 DIMENSIONS DES CONES ATTACHEMENT DIN 69871
 TECHNISCHE DATEN DER STEILKEGELWERKZEUGE SCHAFT DIN 69871



ONO	D1	G	D5	D2	D2(1) Max	D3	L1	L2	L3	L4	L5	L6
TC30	31,75	M12	13	39	45	50	47,8	16,4	19	15	5,5	24
TC40	44,45	M16	17	44,7	50	63,55	68,4	22,8	25	18,5	8,2	32
TC50	69,85	M24	25	70,1	80	97,5	101,75	35,5	37,7	30	11,5	47



Dimensioni delle tre misure di coni più diffuse (Fig.25)

Possiamo vedere nel seguito, le diverse configurazioni assunte dalla flangia per il cambio utensili: ISO 7388.1 (Fig.26), MAS (Fig.27) e Caterpillar (CAT) (Fig.28).



Flangia ISO 7388.1 (Fig.26)



Flangia MAS-BT (Fig.27)



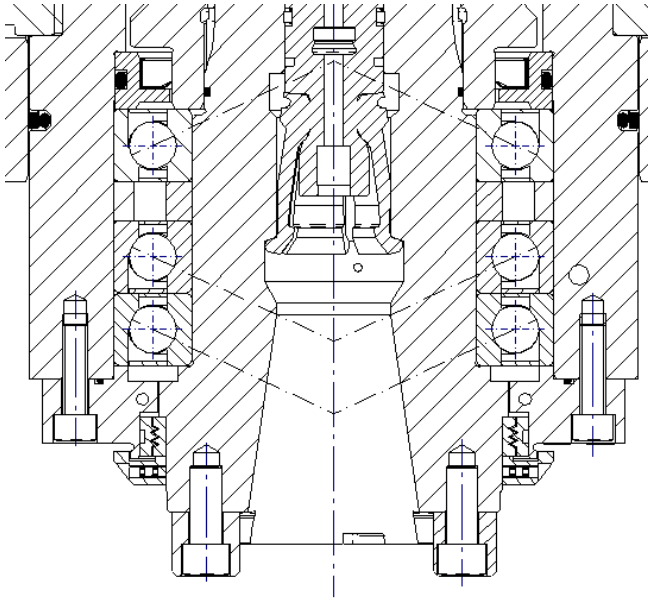
Flangia Caterpillar (CAT) (Fig.28)

Mentre per i codoli, ne vediamo alcuni, raggruppati nella (Fig.29).

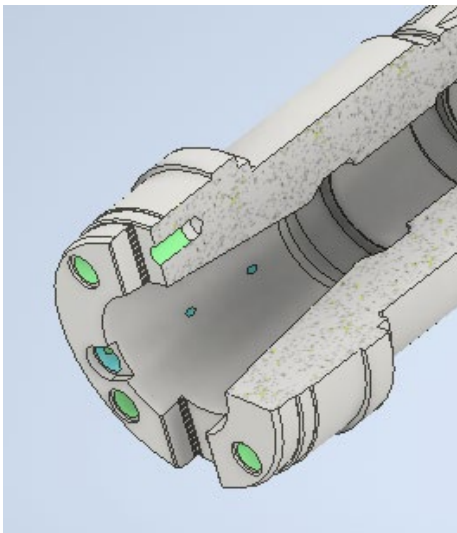


Tipologie varie di codoli per coni DIN 69871 (Fig.29)

Come accennato in precedenza, i coni ISO (DIN 69871), sono previsti per il cambio automatico degli utensili (non solo) e per il ritegno/bloccaggio in sede mediante sistemi automatici, di cui vediamo un esempio alla (Fig.30).



Naso mandrino con pinza di ritegno per bloccaggio in sede di un cono ISO (DIN 69871). (Fig.30)

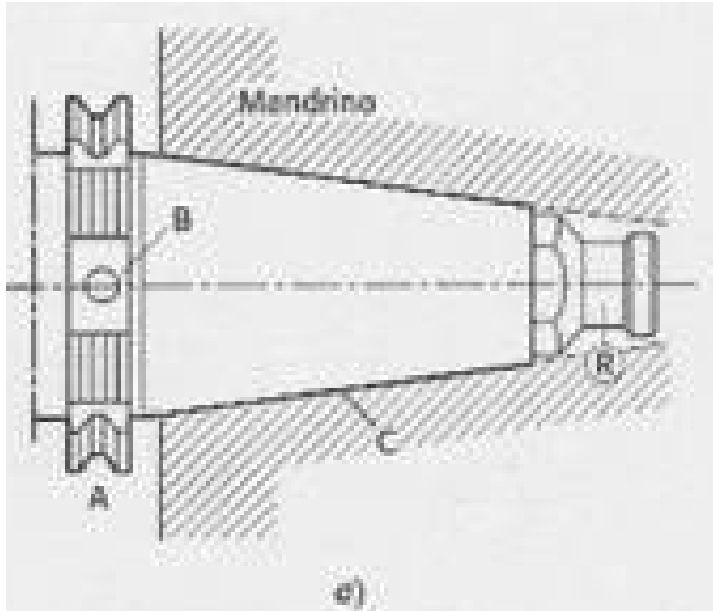


La sede (Fig.31) sul naso mandrino ricalca le dimensioni delle standard DIN 2079, adattato alle esigenze particolari della specifica macchina utensile (es.: la sede per la pinza di aggancio del codolo utensile).

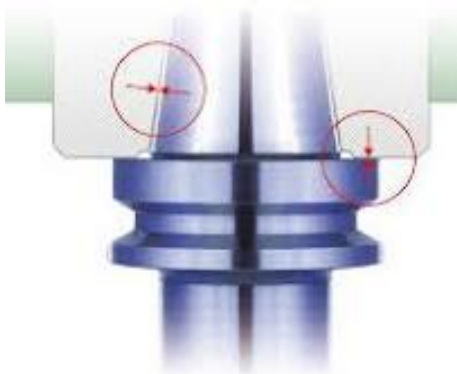
Sezione sulla sede conica (Fig.31)

Esiste una variante del cono ISO (DIN 69871), chiamata BIG PLUS, la quale prevede oltre al contatto conico con la sede del naso mandrino, anche il contatto sul fronte della flangia, aumentando la rigidità e la precisione dell'assemblaggio.

Nella (Fig.31) vediamo il montaggio convenzionale, che prevede soltanto il contatto sulla sede conica, mentre la (Fig.32) illustra il concetto del doppio contatto, proprio della versione BIG PLUS.



Montaggio convenzionale (Fig.31)



Montaggio BIG PLUS (Fig.32)

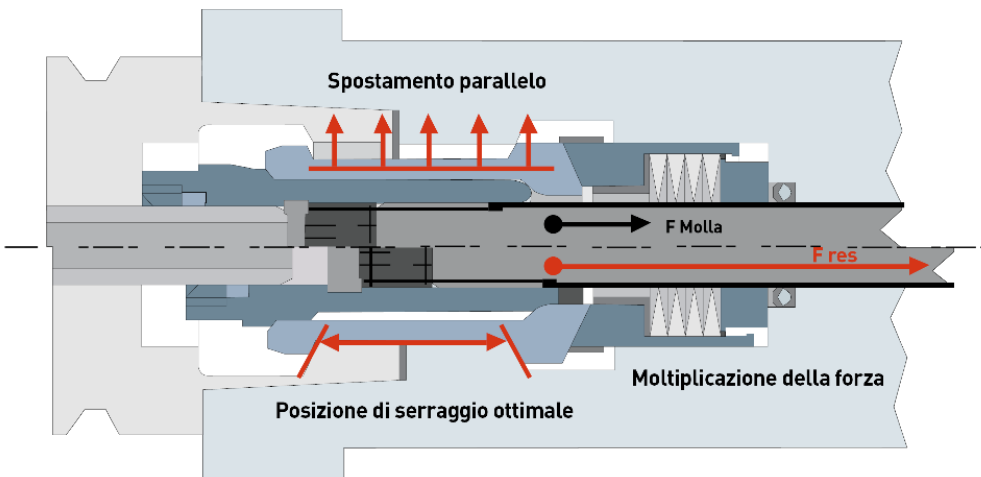
2.3 Il cono tipo HSK (DIN 69893)

Il cono HSK è nato quale sviluppo ulteriore del cono SK nel quadro di un progetto di ricerca della RWTH di Aquisgrana in stretta cooperazione con rinomati partner industriali.

La OTT-JAKOB è stata coinvolta fin dall'inizio nel processo di creazione dell'interfaccia HSK.

Dopo la sua standardizzazione, l'HSK si è affermata quale interfaccia standard nella tecnologia delle macchine utensili. Con la sovra-determinazione del contatto planare e conico, il sistema di serraggio HSK, offre il presupposto ideale per risultati di lavorazione altamente precisi e per una precisione di ripetizione nell'ordine dei μm . Rispetto al cono SK, il cono cavo presenta una struttura più corta e leggera, che permette non solo di sostituire più rapidamente l'utensile, ma anche di ottenere velocità di rotazione più elevate.

L'HSK è perfetto anche per l'impiego nell'asportazione di trucioli pesante, grazie alle forze di serraggio elevate, all'eccellente rigidità e alla trasmissione di coppia ottimale, in (Fig.33) viene illustrato il concetto.



Concept funzionamento sistema HSK (Fig.33)

Per il dimensionamento della sede sul naso mandrino risulta opportuno consultare le tabelle della norma DIN 69893 nelle sue varie declinazioni: HSK Forma A, B, C, D, E, F o T.

La (Fig.34) evidenzia le dimensioni principali delle sette grandezze dei coni HSK Forma A.

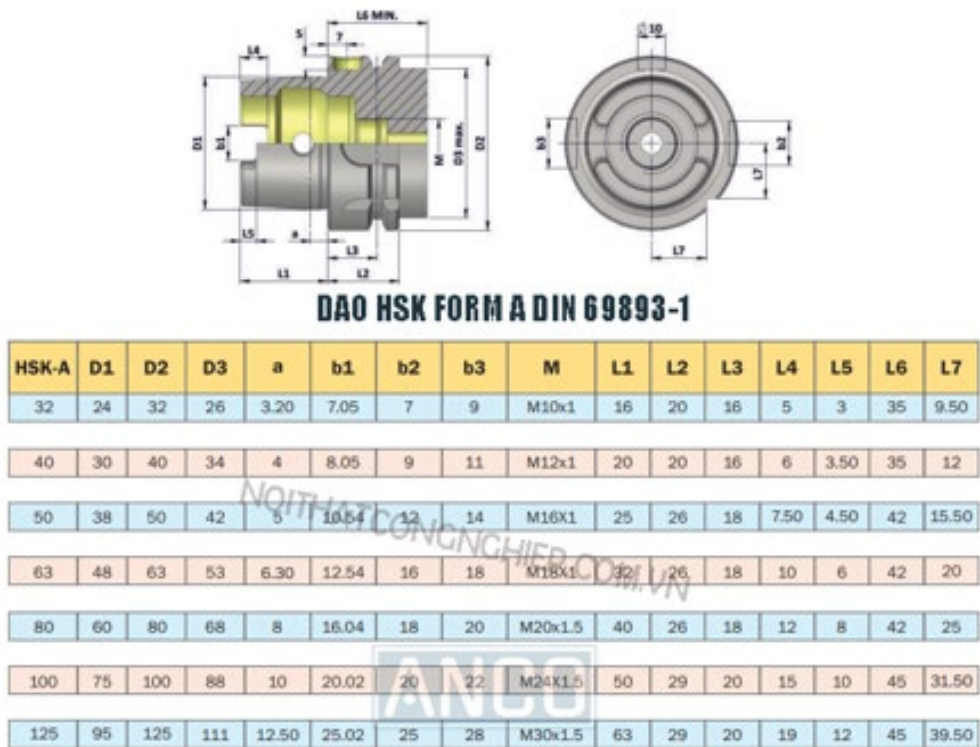
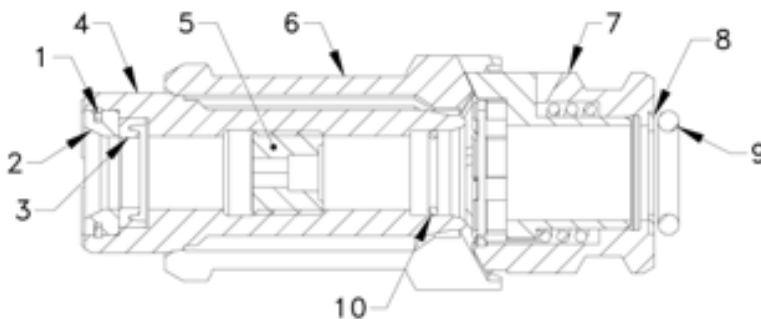


Tabella dimensioni principali coni HSK-A (Fig.34)

Particolarmente importante per l'interfaccia HSK è la scelta della pinza di bloccaggio, della quale il mercato propone varie soluzioni, ne vediamo un esempio in (Fig.35).



Pinza di bloccaggio coni HSK (Fig.35)

Vediamo a seguire (Fig.36) una rassegna di queste pinze, offerte a catalogo da una nota ditta del settore.



Pinze bloccaggio HSK della Ditta OTT-JACOB (Fig.36)

HSK (DIN 69893) sviluppato per i centri di lavoro; grazie al contatto a flangia ed al bloccaggio a segmenti del cono a stelo cavo, elimina il bisogno dei perni di trazione. Le chiavette di trascinamento hanno varie configurazioni a seconda della variante e, in alcuni casi, nessuna per applicazioni ad alta velocità.

- **Tipo A:** lavorazione generale, carichi di flessione elevati e momento torcente moderato, cambio utensile automatico.
- **Tipo B:** applicazione statica, carichi di flessione moderati, momento torcente elevata, applicazioni speciali, cambio utensile automatico.

- **Tipo C:** lavorazione generale, carichi di flessione elevati e momento torcente moderato, cambio utensile manuale (rif. Tipo A).
- **Tipo D:** applicazione statica, carichi di flessione moderati, momento torcente elevato, applicazioni speciali, cambio utensile manuale (rif. Tipo B).
- **Tipo E:** applicazione ad alta velocità, mandrini leggeri e veloci, bassi valori di momento flettente e torcente, cambio utensile automatico, bilanciamento facile.
- **Tipo F:** applicazioni a velocità moderata, lavorazione di materiali teneri, valori medi di momento flettente e torcente, cambio utensile automatico, bilanciamento facile.
- **Tipo T:** applicazioni rotanti e statiche con tolleranze più strette nella cava di trascinamento (per posizionamento utensili). Non è necessario alcun "collare" e quindi le capacità di momento flettente sono migliori.



Tipo A



Tipo B



Tipo C



Tipo D



Tipo E



Tipo F



Tipo T

Riepiloghiamo a seguire, le prestazioni in termini di: Carichi, Coppia e Giri/min consigliati:

1. HSK-A:

- *Carico: Elevato*
- *Coppia: Alta*
- *Giri/Min: Fino a 20,000 RPM¹*

2. HSK-C:

- *Carico: Medio*
- *Coppia: Media*
- *Giri/Min: Fino a 12,000 RPM¹*

3. HSK-E:

- *Carico: Basso*
- *Coppia: Bassa*
- *Giri/Min: Fino a 40,000 RPM¹*

4. HSK-B:

- *Carico: Elevato*
- *Coppia: Alta*
- *Giri/Min: Fino a 18,000 RPM¹*

5. HSK-D:

- *Carico: Medio*
- *Coppia: Media*
- *Giri/Min: Fino a 15,000 RPM¹*

6. HSK-F:

- *Carico: Basso*
- *Coppia: Bassa*
- *Giri/Min: Fino a 30,000 RPM¹*

Vediamo nelle due tabelle che seguono, le caratteristiche e prestazioni offerte dai coni HSK, limitatamente alle dimensioni da 32 a 63.

TAB. 1 - CARATTERISTICHE PRINCIPALI DEGLI ATTACCHI HSK DI DIAMETRO DA 32 A 63 MM.

Diametro nominale d_1	HSK	32	40	50	63
Diametro cono	mm	24.00	30.00	38.00	48.00
Tolleranza d_2 maschio	μm	+7 +5	+7 +5	+9 +6	+11 +7
Tolleranza d_2 femmina	μm	+3 0	+3 0	+3 -1	+3 -1
Gioco assiale a riposo d_1 e d_2 a contatto	μm	+70 +20	+70 +20	+100 +30	+120 +40
Forza radiale di presa	kN	0.1-1.4	0.2-1.6	0.3-1.9	0.6-3.1
Forza di serraggio (Mapal KS)	kN	11	14	21	30
Forza di serraggio DIN 69893	kN	4.5	6.8	11	18
Coppia di serraggio	Nm	6	7	15	20

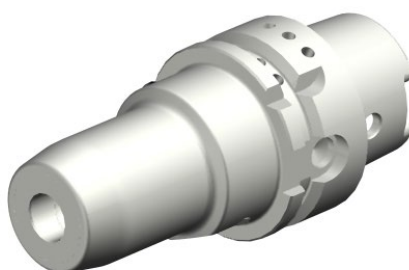
TAB. 2 - FORZE E COPPIE DI SERRAGGIO PER ATTACCHI HSK DI DIAMETRI DA 32 A 63 MM.

Diametro nominale d_1	HSK	32	40	50	63
Forza di serraggio	kN	11	15	21	30
Coppia d'attrito a torsione	Nm	40	100	180	325
Coppia di torsione massima	Nm	140	300	700	1300

Segue una limitata panoramica, sugli utensili con interfaccia HSK che il mercato offre agli utilizzatori:



Portapinza con ghiera ER



Bloccaggio idraulico



Manicotto per frese



Adattatore sistema CAPTO

Con queste immagini, concludiamo il capitolo relativo all'interfaccia conica HSK (DIN 69893), la quale essendo stata sviluppata in seno al comitato DIN, gode di particolare simpatia presso i costruttori tedeschi, anche grazie alle sue particolarità, che la rendono un'ottima interfaccia per gli utensili rotanti.

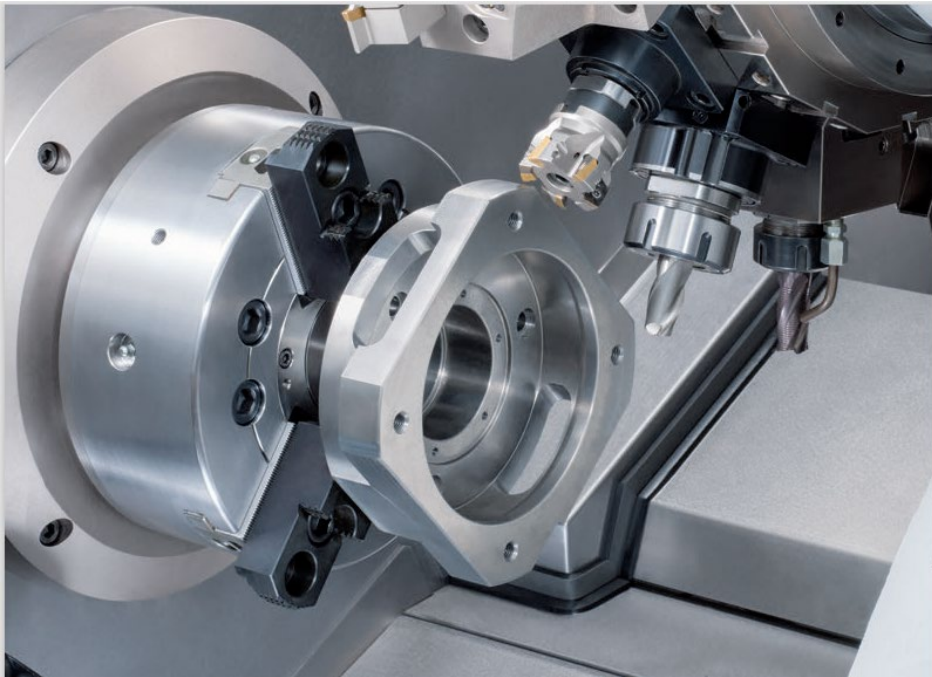
Nell'ultima immagine abbiamo rappresentato, un adattatore che permette di utilizzare i coni del sistema di portautensili tipo CAPTO (Sandvik Coromant) sulle macchine con sede mandrino HSK.

Il sistema di coni tipo CAPTO, sarà l'argomento della prossima sezione.

2.4 Il cono CAPTO (Sandvik Coromant)

Lo sviluppo tecnologico, nel campo delle macchine utensili ha portato sul mercato delle soluzioni ibride, che non sono più classificabili nelle classiche suddivisioni in: Torni, Fresatrici, Alesatrici, Foratrici, Stozzatrici, Dentatrici, Rettificatrici.

Abbiamo ora Torni che grazie alla motorizzazione, degli utensili applicabili sulle loro torrette, sono in grado di eseguire lavorazioni di: Fresatura, Foratura, Stozzatura, ecc... (Fig.37).



Flangia lavorata su di un tornio moderno (Fig.37)

Macchine multifunzione (Fig.38), che oltre alle torrette motorizzate hanno anche assi tiltanti (veri e propri assi operatori), che permettono di eseguire anche quelle poche lavorazioni che richiedevano, portautensili speciali inclinati, da montare sulle torrette.



Tornio multifunzione, con testa di fresatura tiltante (Fig.38)

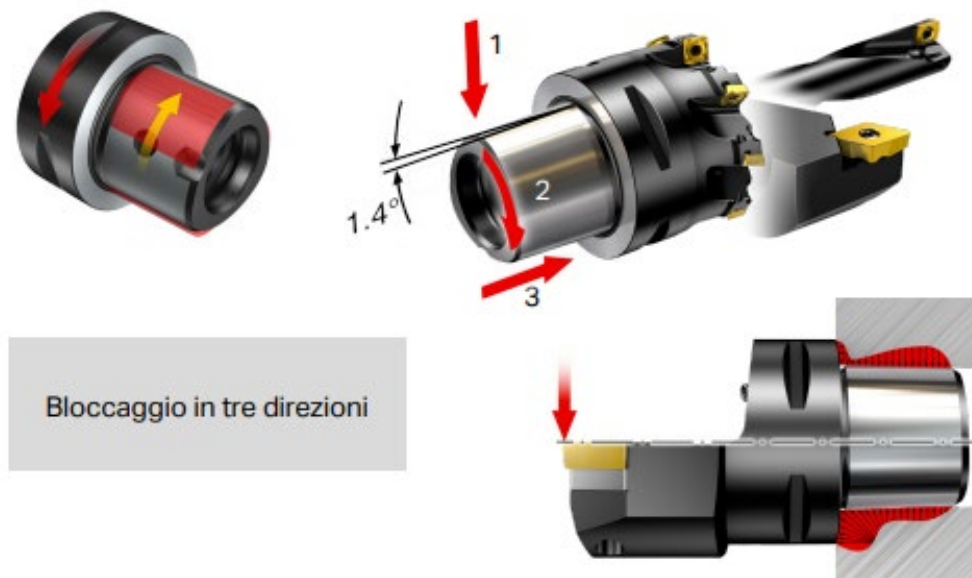
Questi sviluppi hanno spinto la casa svedese Sandvik Coromant, a sviluppare un sistema di cono portautensile che possa essere utilizzato, sia per le applicazioni statiche (Tornitura), sia per le applicazioni rotanti (Foratura, Fresatura, Alesatura, ecc..) e nel 1990 a lanciare sul mercato il suo sistema CAPTO (Fig.39).



Il cono trilobato CAPTO

(Fig.39)

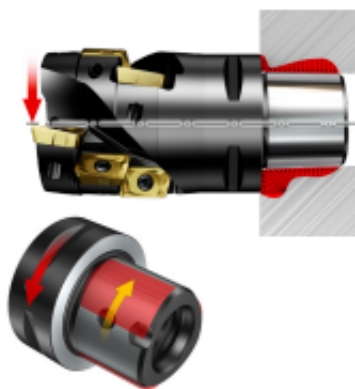
In (Fig.40; Fig.41 e Fig.42) vediamo le caratteristiche funzionali del sistema CAPTO.



Bloccaggio in tre direzioni del cono CAPTO

(Fig.40)

Trasmissione del momento torcente

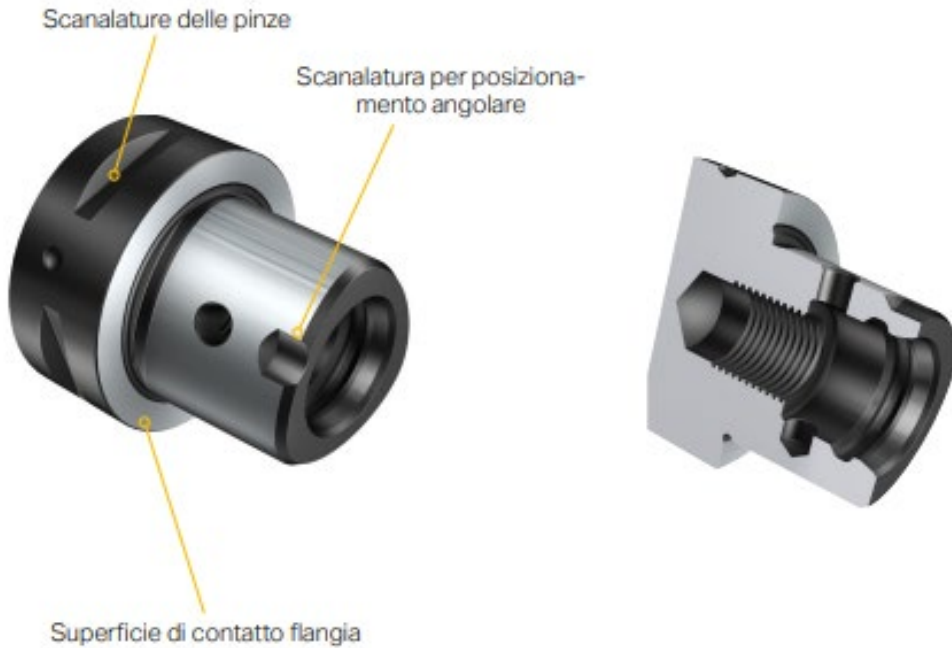


La forma poligonale trasmette il momento torcente senza utilizzare elementi separati come spine o chiavette.

- Assenza di spine, chiavette, ecc.
- Assenza di giochi nell'accoppiamento
- Carichi simmetrici
- Contatto su due superfici/elevata forza di bloccaggio.

Trasmissione del momento torcente del cono CAPTO

(Fig.41)



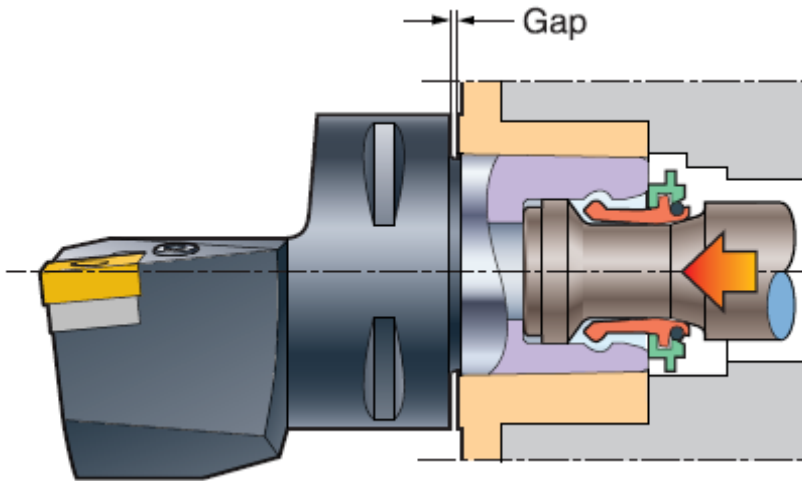
Caratteristiche del sistema CAPTO

(Fig.42)

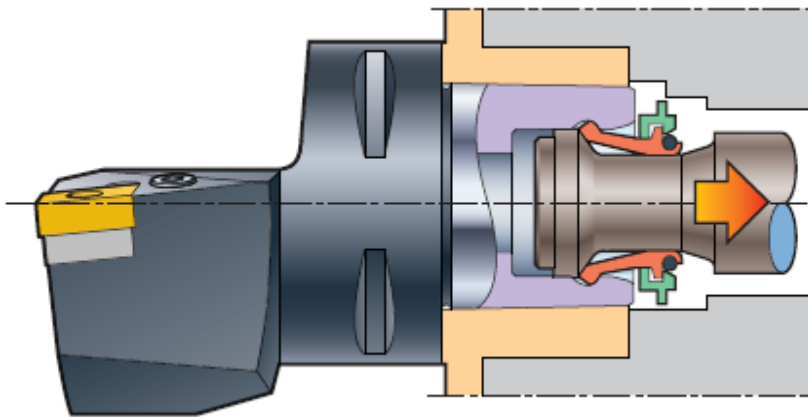
Riassumiamo le caratteristiche principali del sistema CAPTO:

- *La buona superficie di contatto flangia rispetto al poligono conico rettificato garantisce la massima stabilità grazie al contatto su due superfici e alla regolazione con serraggio.*
- *Sono previste quattro scanalature delle pinze per il cambio utensile automatico.*
- *È presente una sola scanalatura per il posizionamento angolare dell'utensile da taglio.*
- *Il centraggio radiale avviene grazie alla parte conica del poligono.*
- *L'angolo di conicità ridotto (1.4°), consente di trasmettere tutta la forza nel contatto flangia.*
- *La robustezza dell'accoppiamento poligonale consente di bloccare con una forza superiore rispetto ad altri sistemi. Ciò è molto importante in termini di rigidità alla flessione.*

- La forma poligonale è autocentrante e provvede all'orientamento senza bisogno di una scanalatura di guida; di conseguenza, senza gioco nell'accoppiamento.
- La forma poligonale è unica anche in termini di capacità di trasmissione di valori elevati di momento torcente, grazie a tre aree di contatto.



Pinza di bloccaggio in posizione aperta (Fig.43)



Pinza di bloccaggio in posizione chiusa (Fig.44)

In (Fig.43 e Fig.44) vediamo le due configurazioni assunte dalla pinza di bloccaggio: aperta e chiusa.

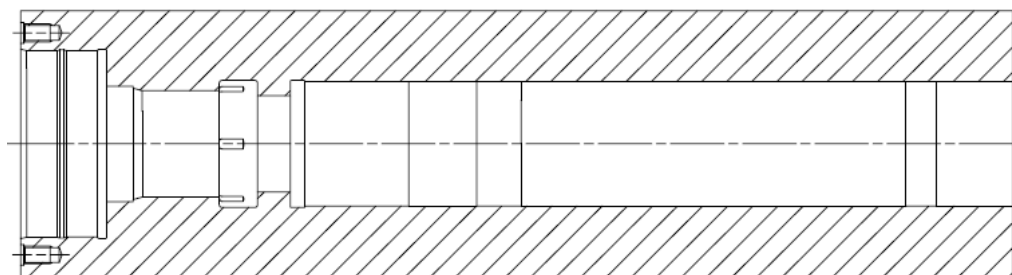
La Sandvik Coromant, previo ottenimento di tutte le autorizzazioni necessarie, mette a disposizione degli utenti interessati,

il suo know how per implementare sull'asse mandrino della macchina, il sistema CAPTO.

Implementazione che può essere fatta ricavando la sede poligonale del CAPTO, direttamente sull'albero (Fig.45), oppure con il fissaggio sull'albero di una flangia, fornita dalla Sandvik (Fig.46) evitando di eseguire sull'albero mandrino, la complessa lavorazione della sede poligonale.

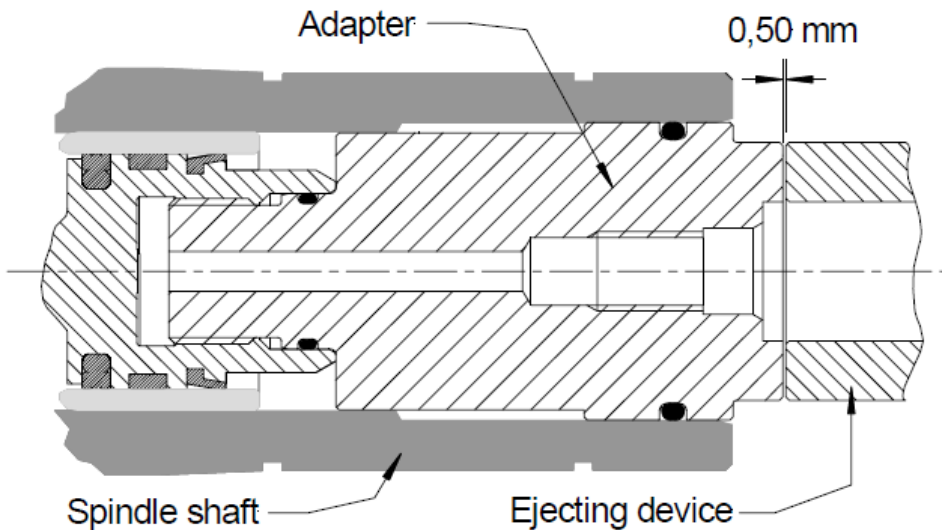


Albero mandrino con sede CAPTO integrale (Fig.45)



Albero mandrino con sede CAPTO riportata (Fig.46)

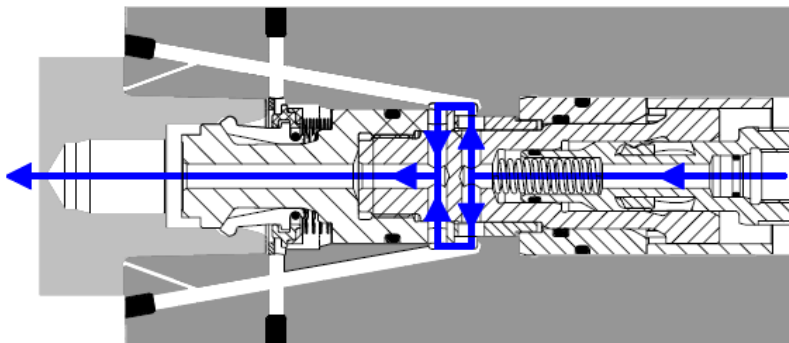
In (Fig.45 e Fig.46) compare anche il sistema di azionamento della pinza a settori che provvede al bloccaggio in sede del cono CAPTO, nella versione con molla pneumatica.



Vista parte terminale della molla a gas (Fig.47)

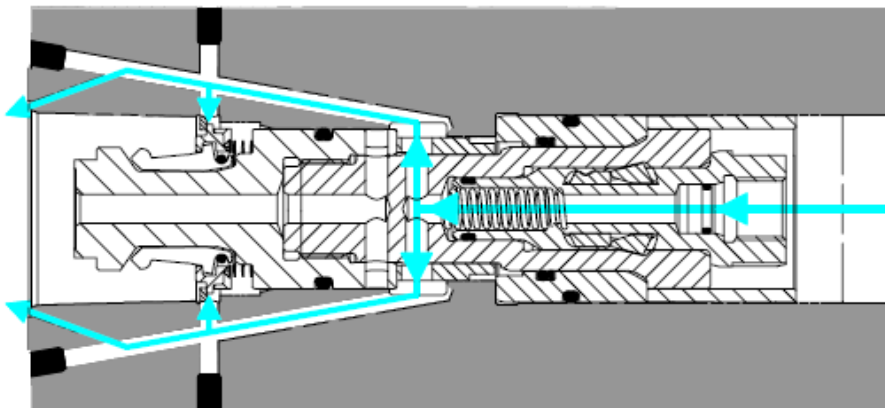
Sul posteriore della molla a gas, un opportuno adattatore (Fig.47) si interfaccia col cilindro, solitamente idraulico che provvede la spinta necessaria allo sbloccaggio del cono.

Nella (Fig.48) è rappresentata la condizione di lavoro dell'utensile, con evidenziato il percorso attraverso il quale il liquido refrigerante, giunge al centro del cono.



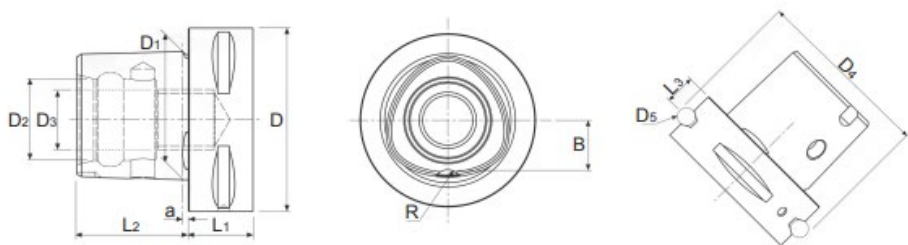
Percorso liquido refrigerante (Fig.48)

Mentre in (Fig.49) si vede il percorso seguito dall'aria per la pulizia della sede, durante la fase del cambio utensile.



Percorso aria per pulizia della sede (Fig.49)

La (Fig.50) riporta le dimensioni dei coni PSC (Polygonal Shank Coupling) normalizzati nella ISO 26623.



PSC	D	D1	D2	D3	D4	D5	L1 min	L2	L3	a	B	R
32	32	22	15	M12 x 1.5	39.0	5	15	19	6	2.5	9.0	3
40	40	28	18	M14 x 1.5	46.0	5	20	24	8	2.5	11.0	3
50	50	35	21	M16 x 1.5	59.3	7	20	30	10	3.0	14.0	4
63	63	44	28	M20 x 2.0	70.7	7	22	38	12	3.0	18.0	5
80	80	55	32	M20 x 2.0	86.0	7	30	48	12	3.0	22.2	6
100	100	72	43	M24 x 2.0	110.0	10	32	60	16	3.0	29.2	6

Dimensioni coni ISO 26623 (Fig.50)

Riportiamo in (Fig.51) la tabella, riassuntiva dei carichi assiali, necessari al corretto funzionamento del sistema CAPTO, i quali possono essere applicati: con le unità di fissaggio manuale; con la molla pneumatica; con pacchi di molle a disco; ecc....

Size	Clamping force
C3	13,0kN $\pm$ 15%
C4	22,0kN $\pm$ 15%
C5	30,5kN $\pm$ 15%
C6	39,0kN $\pm$ 15%
C8	48,0kN $\pm$ 15%

Carichi assiali per coni CAPTO (Fig.51)

Segue (Fig.52,53,54,55) una limitata panoramica, degli utensili rotanti con interfaccia CAPTO che il mercato offre agli utilizzatori:



Fresa a spianare (Fig.52)



Punta ad inserti (Fig.53)



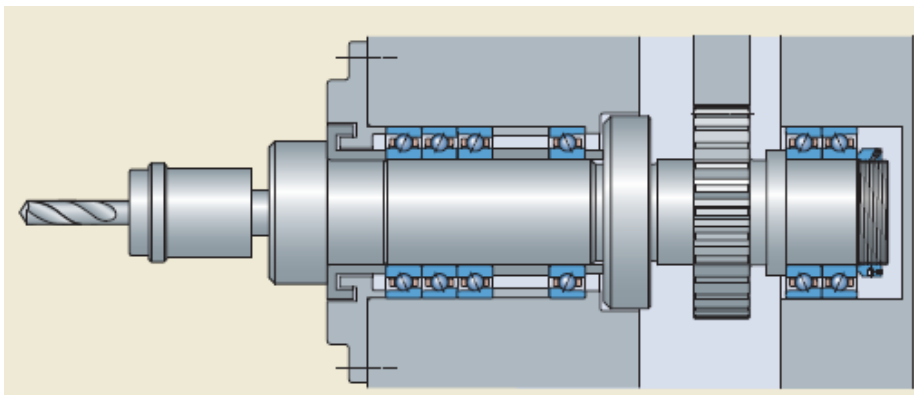
Mandrino idraulico (Fig.54)



Pinza elastica ER (Fig.55)

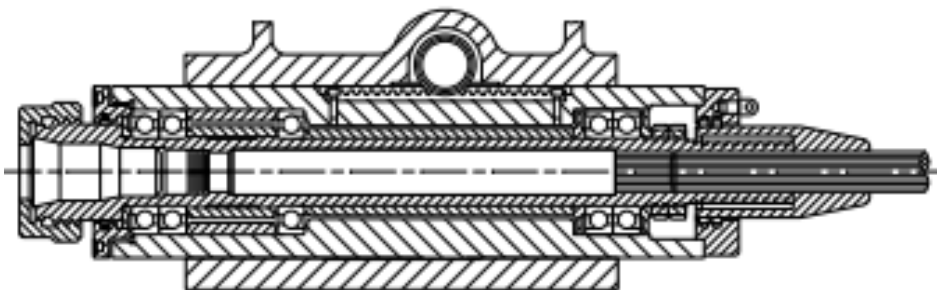
3 *La foratrice*

Le foratrici (Fig.56, 57 e 58), sono macchine nate per eseguire fori di non troppo alta qualità, su pezzi meccanici generalmente in materiale metallico (trascuriamo qui la foratura del legno); fori che all'occorrenza, vengono resi più precisi con successive allargature tramite utensili alesatori, oppure su macchine alesatrici.



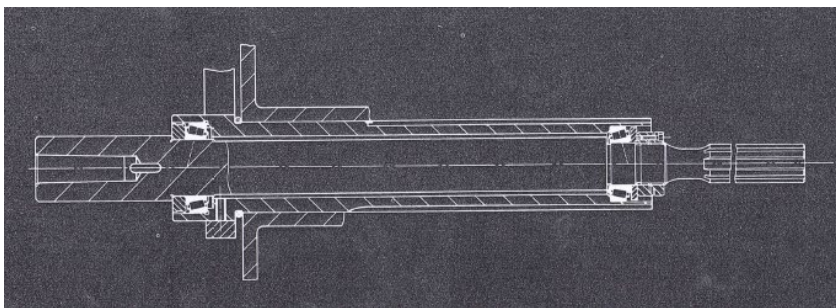
Sezione asse operatore foratrice multipla

(Fig.56)



Sezione asse foratrice a canotto mobile

(Fig.57)



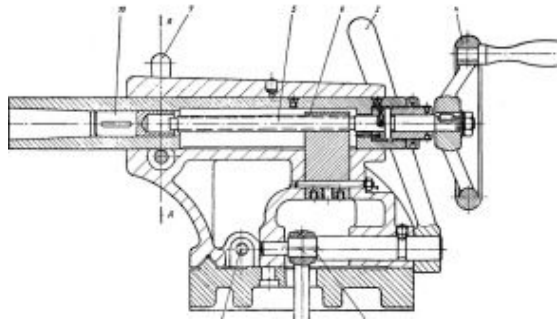
Sezione asse foratrice con naso Cono Morse (Fig.58)

3.1 Il cono Morse DIN 228

Il cono Morse forse rappresenta, una delle prime soluzioni che l'industria delle lavorazioni sulle macchine utensili, ha introdotto, per creare un elemento di adattamento/interfaccia, tra l'asse mandrino delle macchine e gli utensili o attrezzature necessari per la lavorazione dei pezzi. Al giorno d'oggi viene impiegato, sull'asse controtesta dei torni paralleli (Fig. 59, 60), per poter alloggiare:

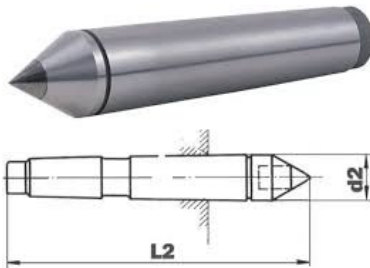


Controtesta (Fig.59)

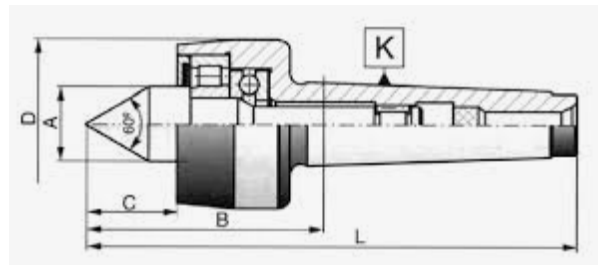


Sezione su controtesta (Fig.60)

contropunte fisse (Fig.61), rotanti (Fig.62), oppure punte elicoidali (Fig.64) e mandrini a pinza auto serranti (Fig.65).



Contropunta fissa (Fig.61)



Contropunta rotante (Fig.62)



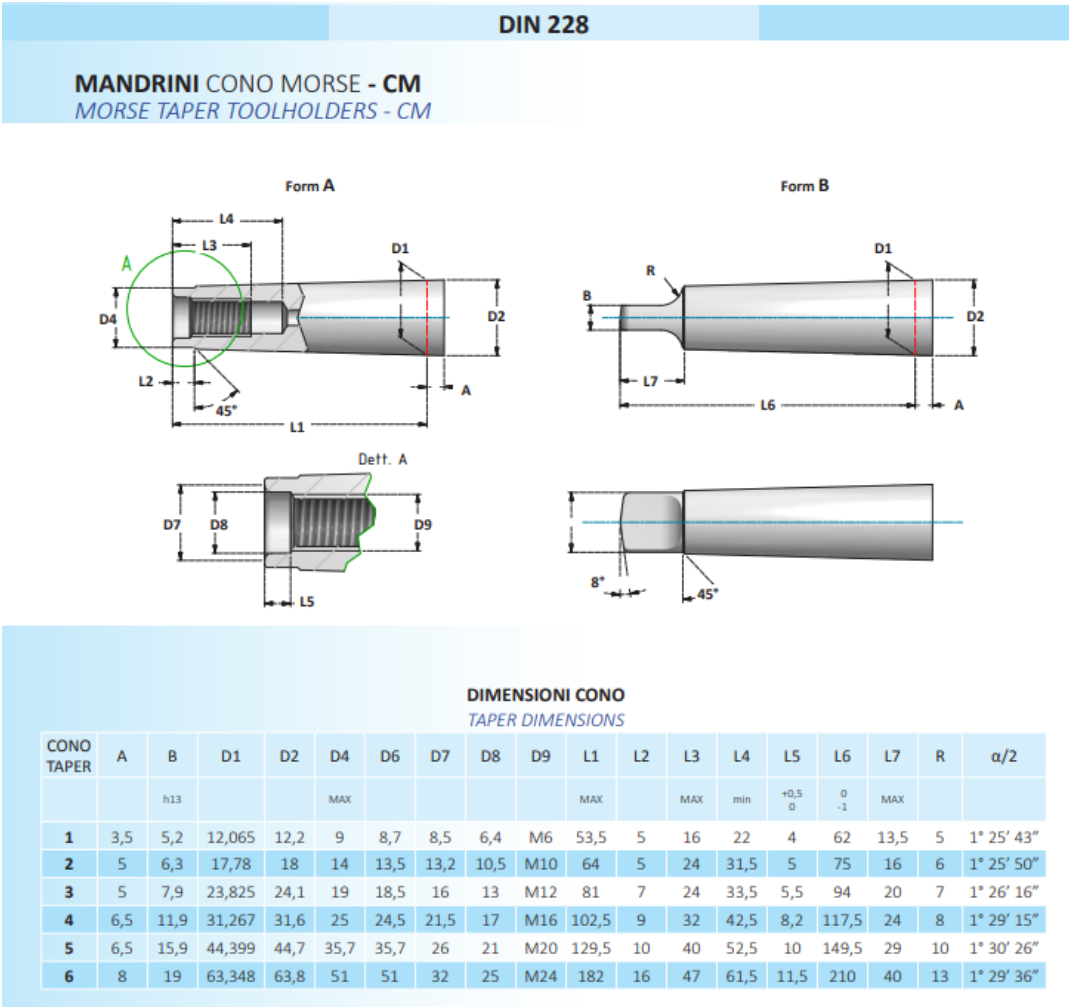
Punta elicoidale (Fig.64)



Mandrino auto serrante (Fig.65)

L'altro impiego frequente, del cono Morse è sull'asse operatore delle macchine foratrici (Fig.58).

Vediamo ora le caratteristiche dimensionali del cono Morse, nelle sue due versioni principali (Fig.66).



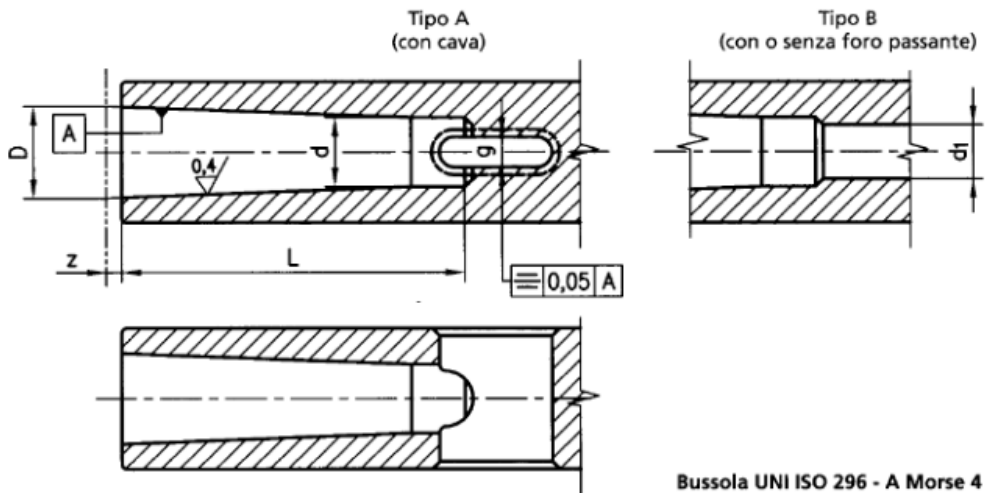
Dimensioni dei coni Morse Forma A e forma B (Fig.66)

L'apertura angolare totale α di circa 3° del cono Morse garantisce, il bloccaggio meccanico nella sede dello stesso e la forma conica, ne assicura il centraggio senza gioco radiale.

Il codolo posteriore sfaccettato della Forma B, assicura il trascinamento in rotazione del cono, mentre la Forma A è da preferire, nelle applicazioni dove il cono può lavorare in tiro e con il bloccaggio mediante un tirante, si scongiura lo sfilamento dello stesso.

Riportiamo in (Fig.67) le caratteristiche costruttive e dimensionali delle sedi per i coni Morse.

Dimensioni in mm



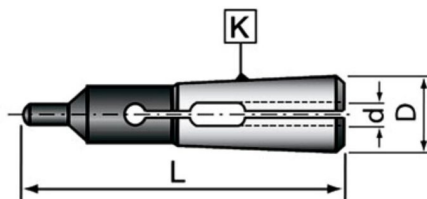
Tipo	Bussola		Conicità					L min	g A13	z
	Cono	N°	D	C	p %	d H11	d ₁			
- B	metrico	4	4	1:20	5	3	-	25	2,2	0,5
- B	metrico	6	6			4,6	-	34	3,2	0,5
A B	Morse	0	9,045	1:19,212	5,205	6,7	-	52	3,9	1
A B	Morse	1	12,065	1:20,047	4,988	9,7	7	56	5,2	1
A B	Morse	2	17,780	1:20,020	4,995	14,9	11,5	67	6,3	1
A B	Morse	3	23,825	1:19,922	5,020	20,2	14	84	7,9	1
A B	Morse	4	31,267	1:19,254	5,194	26,5	18	107	11,9	1,5
A B	Morse	5	44,399	1:19,002	5,263	38,2	23	135	15,9	1,5
A B	Morse	6	63,348	1:19,180	5,214	54,6	27	188	19	2
A B	metrico	80	80	1:20	5	71,5	33	202	26	2
A B	metrico	100	100			90	39	240	32	2
A B	metrico	120	120			108,5	39	276	38	2
A B	metrico	160	160			145,5	52	350	50	3
A B	metrico	200	200			182,5	52	424	62	3

Tabella dimensionale per sedi cono Morse (Fig.67)

Il panorama delle possibilità di utilizzo e adattabilità del sistema cono MORSE è arricchito da: Coni di riduzione (Fig.68) e Pinze coniche elastiche per serraggio codoli cilindrici (Fig.69).



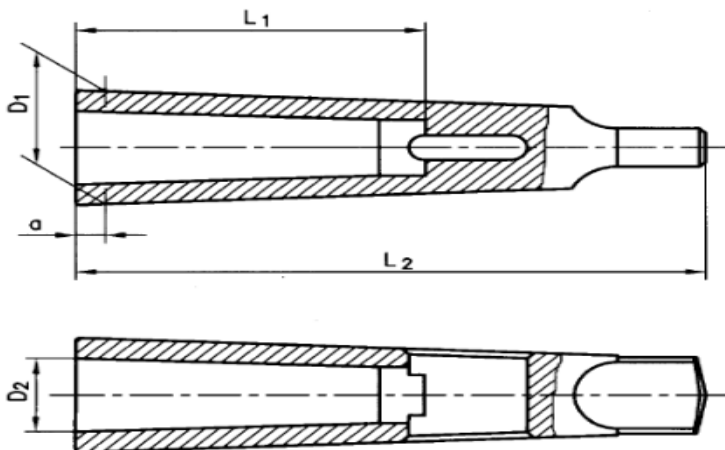
Cono di riduzione (Fig.68)



Pinza elastica (Fig.69)

Riportiamo nel seguito una tabella che illustra l'ampio spettro delle possibilità di adattamento delle bussole coniche di riduzione da CM a CM (Fig.70).

Dimensioni in mm



Esempio di designazione di una bussola di riduzione con dente, per utensili a cono Morse, avente cono Morse 4 esterno e cono Morse 3 interno:
Bussola UNI 4602 - 4 x 3

Indicazione per la designazione	Cono esterno	Cono interno	a	D ₁	D ₂	L ₂	L ₁ min
2 x 1	Morse 2	Morse 1	17	17,780	12,065	92	56
3 x 1	Morse 3	Morse 1	5	23,825	12,065	99	56
3 x 2	Morse 3	Morse 2	18	23,825	17,780	112	67
4 x 1	Morse 4	Morse 1	6,5	31,267	12,065	124	56
4 x 2	Morse 4	Morse 2	6,5	31,267	17,780	124	67
4 x 3	Morse 4	Morse 3	22,5	31,267	23,825	140	84
5 x 1	Morse 5	Morse 1	6,5	44,399	12,065	156	56
5 x 2	Morse 5	Morse 2	6,5	44,399	17,780	156	67
5 x 3	Morse 5	Morse 3	6,5	44,399	23,825	156	84
5 x 4	Morse 5	Morse 4	22,5	44,399	31,267	172	107
6 x 1	Morse 6	Morse 1	8	63,348	12,065	218	56
6 x 2	Morse 6	Morse 2	8	63,348	17,780	218	67
6 x 3	Morse 6	Morse 3	8	63,348	23,825	218	84
6 x 4	Morse 6	Morse 4	8	63,348	31,267	218	107
6 x 5	Morse 6	Morse 5	8	63,348	44,399	218	135

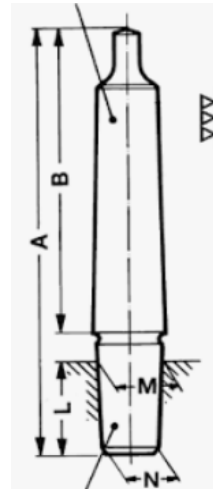
Tabella riassuntiva bussole di riduzione da CM a CM (Fig.70)

3.2 Il cono corto DIN 238 e Jacobs

Per ampliare la possibilità di adattare alle sedi cono Morse portautensili con diverse misure, senza allungare eccessivamente l'assemblaggio si è introdotto il cono corto DIN 238 ed il cono Jacobs (Fig.71 e 72).



Adattatori CM vs B e J (Fig.71)



(Fig.72)

Le dimensioni delle sedi per coni corti DIN 238 e Jacobs le troviamo nella tabella seguente (Fig.72).

Dimensioni dei coni di attacco dei mandrini secondo le norme DIN 238 e Jacobs				
Tipo di norma	Cono del mandrino	M mm	N mm	L mm
DIN 238	B6	6,35	9,83	10,0
	B10	10,094	9,4	14,5
	B12	12,065	11,1	18,5
	B16	15,733	14,5	24,0
	B18	17,780	16,2	32,0
	B22	21,793	19,8	40,5
	B24	23,825	21,3	50,5
JACOBS	J0	6,350	5,803	11,11
	J1	9,754	8,466	16,67
	J2	14,2	12,39	22,23
	J2 corto	13,94	12,39	19,05
	J33	19,05	14,24	25,4
	J6	17,17	15,85	25,4
	J3	20,6	16,95	30,98
	J4	29,55	20,35	42,07

Dimensioni delle sedi per coni corti DIN 238 e Jacobs (Fig.72)

Generalmente il cono corto DIN 238 e Jacobs, vengono impiegati per adattare assi mandrino con sede cono Morse a mandrini auto serranti che hanno sede cono corto femmina (Fig.73).



Adattatore CM vs DIN 238 e J, e mandrino auto serrante (Fig.73)

3.3 Adattatore pinze ER (DIN 6499)

Uno dei sistemi più diffuso per il fissaggio di utensili con gambo cilindrico (Fig.74 e 75) è il serraggio con pinze ER (DIN 6499).



Punta elicoidale (Fig.74)

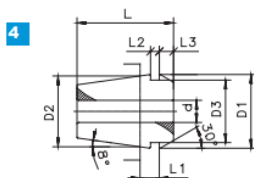
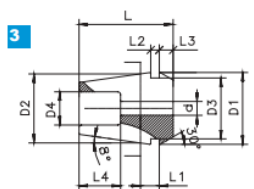
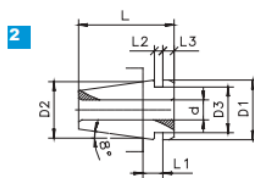
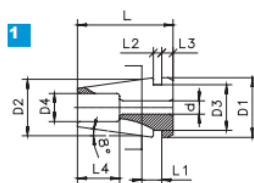


Fresa a candela (Fig.75)

Abbiamo una grande varietà di queste pinze caratterizzate dal semiangolo del cono $\alpha/2 = 8^\circ$ (Fig.76).

Dimensioni delle pinze ER

Grandezza	d [mm]	D1 [mm]	D2 [mm]	D3 [mm]	D4 [mm]	L [mm]	L1 [mm]	L2 [mm]	L3 [mm]	L4 [mm]	Disegno
ER 8	1.0 – 2.50	8.5	8.0	6.5	4.0	13.6	2.98	1.2	1.5	6.0	1
ER 8	3.0 – 5.00	8.5	8.0	6.5	–	13.6	2.98	1.2	1.5	–	2
ER 11	1.0 – 2.50	11.5	11.0	9.5	5.0	18.0	3.80	2.0	2.5	9.0	3
ER 11	3.0 – 7.00	11.5	11.0	9.5	–	18.0	3.80	2.0	2.5	–	4
ER 16	1.0 – 1.59	17.0	16.0	13.8	7.5	27.5	6.26	2.7	4.0	13.0	3
ER 16	2.0 – 4.76	17.0	16.0	13.8	7.5	27.5	6.26	2.7	4.0	10.0	3
ER 16	5.0 – 10.00	17.0	16.0	13.8	–	27.5	6.26	2.7	4.0	–	4
ER 20	1.0 – 1.59	21.0	20.0	17.4	9.0	31.5	6.36	2.8	4.8	16.0	3
ER 20	2.0 – 6.50	21.0	20.0	17.4	9.0	31.5	6.36	2.8	4.8	13.0	3
ER 20	7.0 – 13.00	21.0	20.0	17.4	–	31.5	6.36	2.8	4.8	–	4
ER 25	1.0 – 1.59	26.0	25.0	22.0	12.0	34.0	6.66	3.1	5.0	18.0	3
ER 25	2.0 – 7.50	26.0	25.0	22.0	12.0	34.0	6.66	3.1	5.0	15.0	3
ER 25	8.0 – 17.00	26.0	25.0	22.0	–	34.0	6.66	3.1	5.0	–	4
ER 32	2.0 – 4.76	33.0	32.0	29.2	15.0	40.0	7.16	3.6	5.5	20.0	3
ER 32	5.0 – 7.50	33.0	32.0	29.2	15.0	40.0	7.16	3.6	5.5	15.0	3
ER 32	8.0 – 22.00	33.0	32.0	29.2	–	40.0	7.16	3.6	5.5	–	4
ER 40	3.0 – 4.76	41.0	40.0	36.2	20.0	46.0	7.66	4.1	7.0	24.0	3
ER 40	5.0 – 8.50	41.0	40.0	36.2	20.0	46.0	7.66	4.1	7.0	18.0	3
ER 40	9.0 – 30.00	41.0	40.0	36.2	–	46.0	7.66	4.1	7.0	–	4
ER 50	6.0 – 10.00	52.0	50.0	46.0	20.0	60.0	12.60	5.5	8.5	32.0	3
ER 50	12.0 – 36.00	52.0	50.0	46.0	–	60.0	12.60	5.5	8.5	–	4



Dimensioni delle pinze ER (DIN 6499)

(Fig.76)

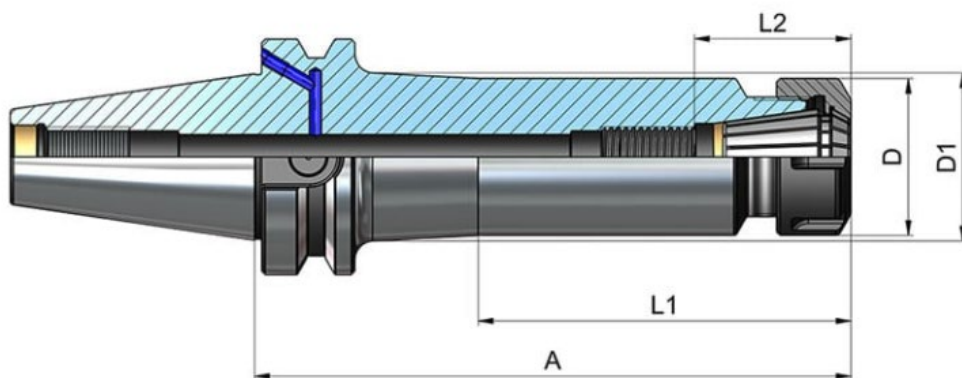
Queste pinze vengono alloggiare in portautensili che vengono proposti dal mercato in svariate configurazioni, nelle (Fig.77, 78, 79, 80 e 81) ne proponiamo alcuni esempi.



Portapinza CM (Fig.77)



Portapinza gambo cilindrico (Fig.78)



Portapinza ISO (DIN 69871) (Fig.79)



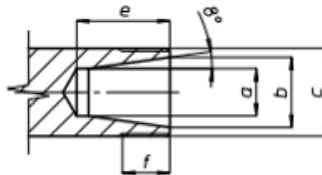
Portapinza HSK (Fig.80)



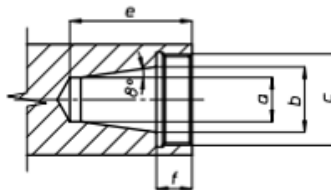
Portapinza CAPTO (Fig.81)

Come pure sul canotto mandrino delle foratrici (Fig.57) nel qual caso risulta il sistema di presa utensile principale.

Nella seguente tabella (Fig.82) sono evidenziate le caratteristiche e dimensioni che devono avere le sedi per pinze ER (DIN 6499), in base al tipo di ghiera prevista per il bloccaggio.



Grandezza Size	Serraggio Clamping	a	b _{tot,ris}	c	e	f	
ER8	0,5... 5,0	5,2	8	M10x0,75	13,0	7,5	
ER11	0,5... 7,0	7,5	11	M13x0,75	17,0	10,0	
ER16	0,5... 10,0	10,5	16	M19x1,00	22,0	13,0	
ER20	0,5... 13,0	13,5	20	M24x1,00	26,5	13,5	
ER25	0,5... 16,0	18,0	25	M30x1,00	29,0	14,0	
ER16	0,5... 10,0	10,5	16	M22x1,50	22,0	13,0	
ER20	0,5... 13,0	13,5	20	M25x1,50	26,5	13,5	
ER25	0,5... 16,0	18,0	25	M32x1,50	29,0	14,0	
ER32	1,0... 20,0	23,5	32	M40x1,50	34,0	16,0	
ER40	2,0... 30,0	30,5	40	M50x1,50	38,0	17,0	
ER50	4,0... 34,0	38,0	50	M64x2,00	48,0	24,0	



Grandezza Size	Serraggio Clamping	a	b _{tot,ris}	c	e	f	
ER11	0,5... 7,0	7,5	11	M18x1,00	23,0	7,0	
ER16	0,5... 10,0	10,5	16	M24x1,00	32,0	10,0	
ER20	0,5... 13,0	13,5	20	M28x1,50	37,5	11,0	
ER25	0,5... 16,0	18,0	25	M32x1,50	41,0	12,0	
ER32	1,0... 20,0	23,5	32	M40x1,50	48,0	14,0	

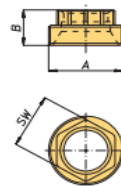
Sedi pinze ER (DIN 6499) con ghiera esterna o interna (Fig.82)

Concludiamo questa rassegna, riportando alla pagina seguente (Fig.83) le più comuni tipologie di ghiera, utilizzate per il serraggio degli utensili con le pinze ER (DIN 6499).

Ghiere esagonali per pinze DIN 6499 Exagon clamping nut for spring collets DIN 6499

Ghiera Nut	Codice Code	ϕA	B	SW	Coppia serraggio Clamping force (Nm)	
ER 11AS	224951	M18 x1	10,5	13	24 (30)	
ER 16AC	224950	M24 x1	13,5	19	56 (70)	
ER 20AC	224952	M28 x1,5	14,5	22	80 (100)	
ER 25AC	224953	M32 x1,5	16,5	25	104 (130)	

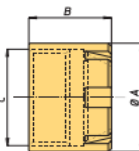
Tra parentesi valore massimo - Between brackets max. value



Ghiere equilibrate per pinze DIN 6499 Balanced clamping nut for spring collets DIN 6499

Ghiera Nut	Codice Code	ϕA	B	C	Coppia serraggio Clamping force (Nm)	
					Pinze con scarico Spring collet with extractor	Pinze senza scarico Spring collet without extractor
ER 16MB	224921	24	12	M19 x1	40 (50)	56 (70)
ER 20MB	224922	34	18,5	M24 x1	32 (40)	80 (100)
ER 25MB	224923	42	20,5	M32 x1,5	104 (130)	104 (130)
ER 40MB	224924	63	29	M50 x1,5	176 (220)	176 (220)

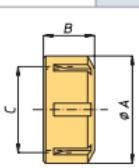
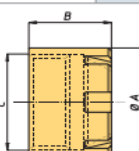
Tra parentesi valore massimo - Between brackets max. value



Ghiere per pinze DIN 6499 Clamping nut for spring collets DIN 6499

Tipo Type	Codice Code	ϕA	B	C	Coppia serraggio Clamping force (Nm)	
					Pinze con scarico Spring collet with extractor	Pinze senza scarico Spring collet without extractor
ER 8M	224900	12	10,8	M10 x0,75	5 (6)	5 (6)
ER 11M	224902	16	12	M13 x0,75	12 (15)	16 (20)
ER 16M	224904	22	18	M19 x1	24 (30)	24 (30)
ER 20M	224906	28	19	M24 x1	28 (35)	28 (35)
ER 25M	224908	35	20	M30 x1	32 (40)	32 (40)
ER 20UM	224910	34	19	M25 x1,5	32 (40)	80 (100)
ER 25UM	224912	42	20	M32 x1,5	104 (130)	104 (130)
ER 32UM	224914	50	22,5	M40 x1,5	136 (170)	136 (170)
ER 40UM	224916	63	25,5	M50 x1,5	176 (220)	176 (220)
ER 50UM	224918	78	35	M64 x2	240 (300)	240 (300)

Tra parentesi valore massimo - Between brackets max. value



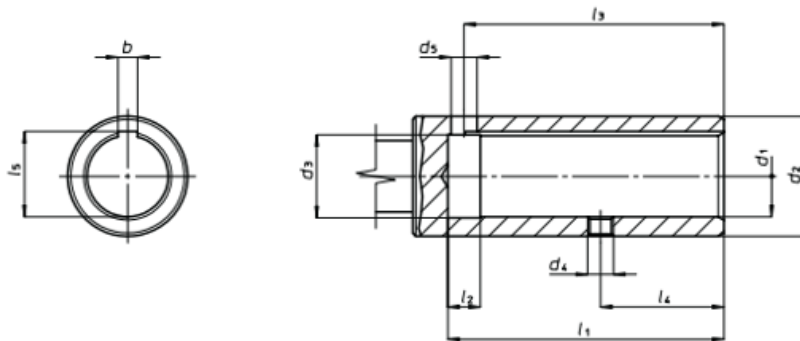
Ghiere per bloccaggio pinze ER (DIN 6499)

(Fig.83)

3.4 Adattatore DIN 55058

L'adattatore DIN 55058 viene utilizzato principalmente sugli assi operatori delle foratrici multiple e delle maschiatrici, per la sua facilità di regolazione della sporgenza utensile, la quale può essere effettuata, sia in macchina che fuori macchina (presetting).

Iniziamo col riportare le caratteristiche e dimensioni che devono avere le sedi per questo tipo di adattatore (Fig.84).

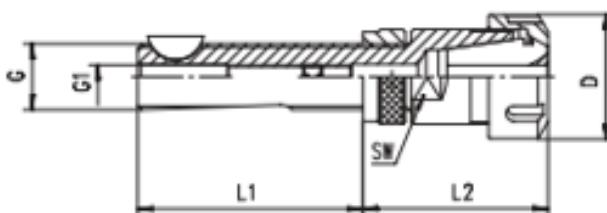


Grandezza Size d_1 H7	8	10	12	16	20	25	28	32	36	48
b	2	3	3	5	5	6	6	8	8	10
d_1 H7	15	18	20	25	32	37	40	45	50	67
d_3	8,6	10,6	12,6	16,6	20,6	25,6	28,6	32,8	36,8	48,8
d_4	M4	M5	M5	M6	M6	M8	M8	M8	M8	M10
d_5	3,5	5	5	6	6	8	8	10	10	12
l_1 min	42	52	52	75	78	85	85	106	106	129
l_2	8	8	8	8	8	10	10	10	10	12
l_3	35	48	48	70	73	80	80	101	101	123
l_4 $\pm 0,1$	16	22	22	34	34	38	38	45	45	57
l_5 $\begin{smallmatrix} +0,3 \\ 0 \end{smallmatrix}$	9	11,1	13,1	17,3	21,3	26,7	29,7	33,7	37,7	50,1

Dimensione sedi adattatori DIN 55058)

(Fig.84)

Nella (Fig.85) vediamo un tipico portautensile adatto per il montaggio nella sede DIN 55058 a sostituzione manuale.



Porta pinza ER con attacco per DIN 55058 (Fig.85)

La tabella seguente (Fig.86) riporta le quote relative alla (Fig.85).

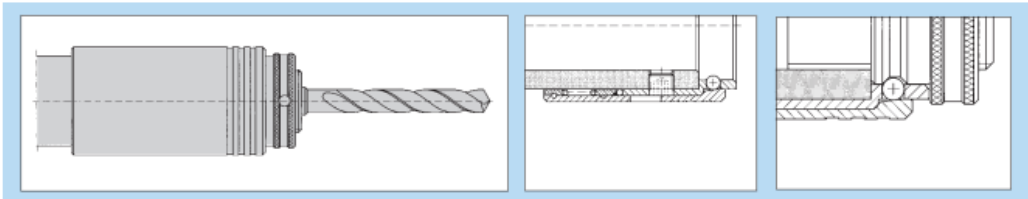
Tipo	Articolo	D [mm]	G	G1	L1 [mm]	L2 [mm]	SW [mm]
SH 12 x 050 / ER 11	2612.11104	19.0	T 12x1.5	M5	50.0	46.6	12
SH 16 x 073 / ER 16	2616.11604	28.0	T 16x1.5	M6	73.0	53.5	19
SH 20 x 076 / ER 20	2620.12004	34.0	T 20x2.0	M8	76.0	59.5	22
SH 28 x 083 / ER 25	2628.12504	42.0	T 28x2.0	M18x1.5	83.0	57.0	28

Misure adattatori pinze ER per DIN 55058 (Fig.86)

Questo adattatore si presta ottimamente per velocizzare le operazioni di sostituzione degli utensili sugli assi operatori, con l'utilizzo di manicotti e ghiera speciali.

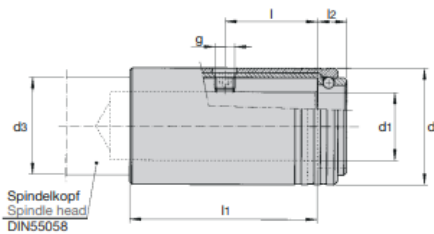
In

(Fig.87) è rappresentata la filosofia del meccanismo.



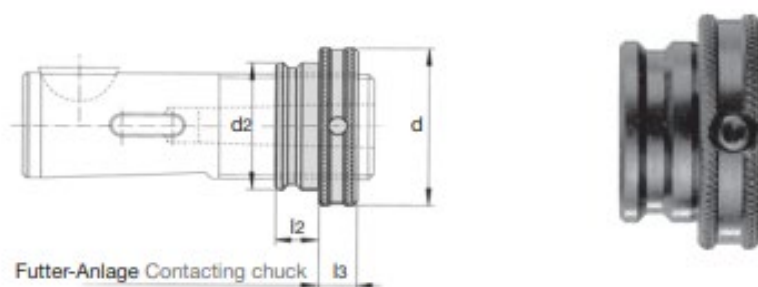
Schema del meccanismo di ritegno dell'utensile (Fig.87)

In (Fig.88 e 89) vediamo i manicotti e le ghiera necessari per rendere rapida la sostituzione degli utensili.



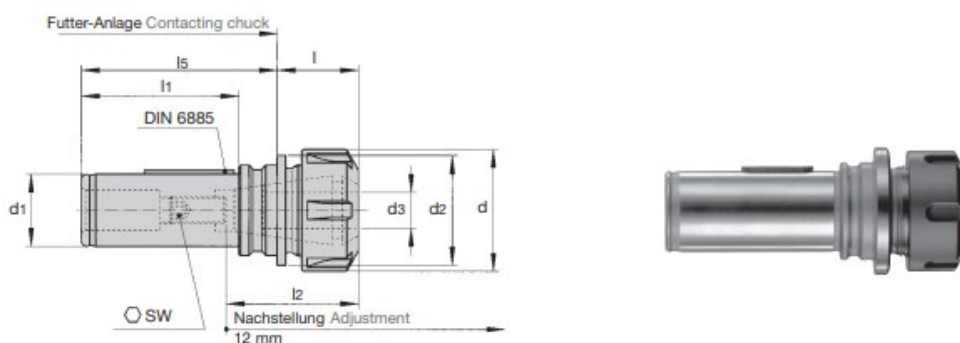
ASB											
Bezeichnung Designation	Id. No.		d	d1	d3	l	l1	l2	g		Id. No.
ASB12	6724516	SSM 12	24	12	20	22	42	9	M5	BN 138-62	6917761
ASB16	6724526	SSM 16	30	16	25	34	65	9,5	M6	BN 138-25	6920256
ASB20	6724543	SSM 20	38	20	32	34	67	11	M6	BN 138- 2	6907012
ASB25	6724562	SSM 25	45	25	37	38	76	12	M8	BN 138- 4	6907014
ASB28	6724576	SSM 28	48	28	40	38	78	12	M8	BN 138- 4	6907014
ASB36	6724607	SSM 36	60	36	50	45	98	16	M8	BN 138- 5	6907015

Manicotti per sostituzione rapida utensili (Fig.88)



Ghiera per sostituzione rapida utensili (Fig.89)

Ecco due esempi (Fig.90 e 91) di portautensili equipaggiati per la sostituzione rapida.



Porta pinza ER con ghiera integrata (Fig.90)



Porta pinza CM con ghiera di regolazione (Fig.91)

4 *La rettificatrice*

La rettifica è un'operazione di finitura e viene eseguita su una macchina utensile chiamata rettificatrice.

Il cuore della rettificatrice è la mola che è una ruota composta da una matrice porosa (agglomerante) che ingloba dei grani abrasivi a grana fine ed estremamente duri.

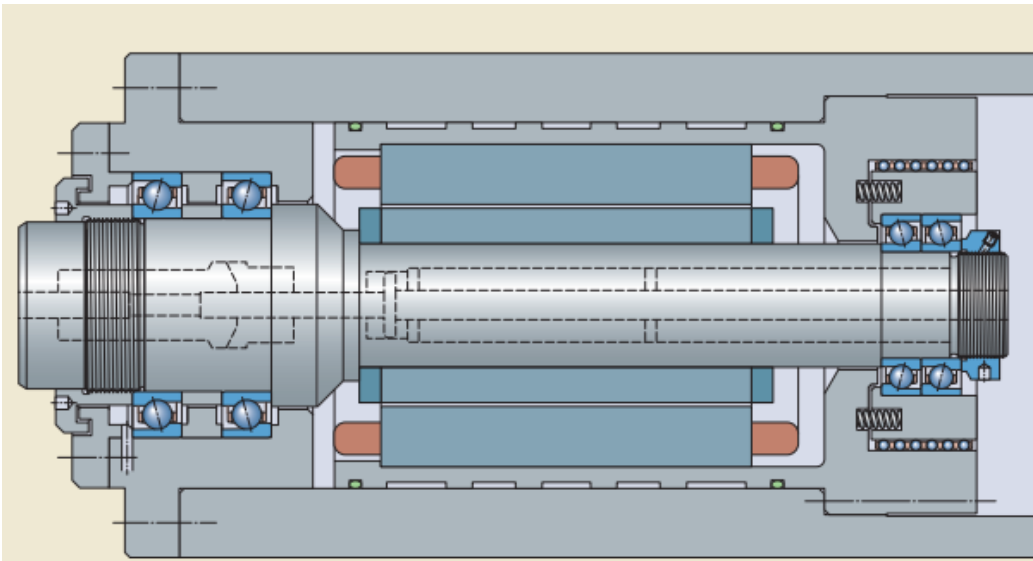
I piccoli grani abrasivi asportano materiale del pezzo in lavorazione sotto forma di piccoli trucioli che, a causa delle elevate velocità e pressioni di contatto, si scaldano e bruciano.

Ecco spiegato il caratteristico pennacchio di scintille tipico di questa lavorazione.

La rettifica è normalmente eseguita su pezzi per i quali è richiesta una notevole precisione di forma e di dimensione, nonché una bassissima rugosità superficiale ($Ra\ 0,8\ \mu m$ o inferiore).

La rettifica di un pezzo è spesso l'ultimo passaggio di lavorazione che subisce un pezzo meccanico, dopo essere stato lavorato sulle altre macchine utensili quali ad esempio i torni, le fresatrici o i trapani.

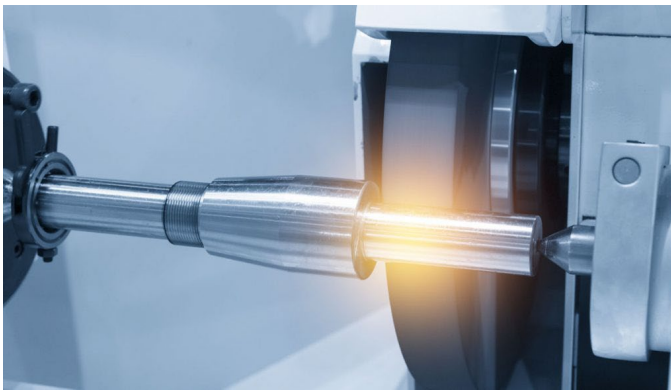
Con l'operazione di rettifica si possono lavorare anche materiali di elevata durezza come gli acciai temprati.



Sezione asse elettromandrino rettificatrice per interni (fig.92)

Le tipologie di macchine rettificatrici maggiormente diffuse eseguono le seguenti operazioni:

- *Rettifica in tondo per esterni (Fig.93).*
- *Rettifica in tondo per interni (Fig.94).*
- *Rettifica senza centri (Fig.95).*
- *Rettifica piana ad asse orizzontale (Fig.96).*
- *Rettifica piana ad asse verticale (Fig.97).*
- *Rettifica per utensili (Fig.98).*
- *Rettifica ruote dentate (Fig.99).*



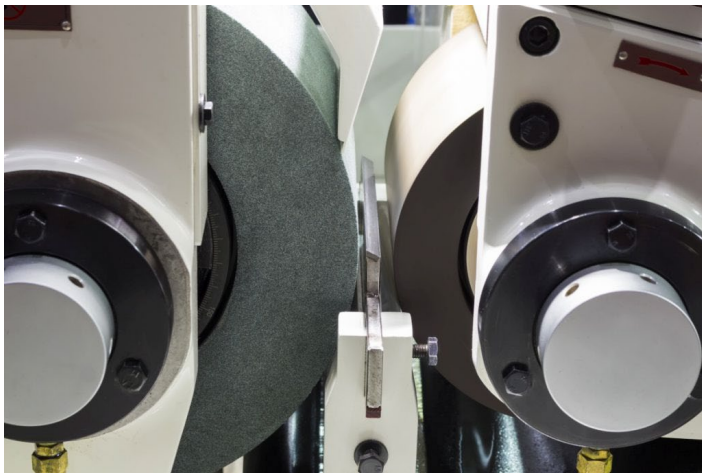
Rettifica in tondo per esterni (Fig.93)

La rettificatrice in tondo per interni è una macchina molto usata in svariati settori in quanto permette la lavorazione di precisione di alberi, perni e generici elementi dove è richiesta un'ottima rugosità superficiale e tolleranze, geometriche e dimensionali, su parti cilindriche esterne.



Rettifica in tondo per interni (Fig.94)

Le rettificatrici in tondo per interni permettono di lavorare elementi precedentemente forati (o barenati) in modo da far rientrare le dimensioni del foro nelle tolleranze desiderate. Tra le altre cose, questa macchina è usata per lavorare anche le sedi dei cuscinetti.



Rettifica senza centri

(Fig.95)

La rettificatrice senza centri per esterni permette l'efficiente lavorazione di elementi cilindrici con il pezzo sostenuto dal contatto con una ruota conduttrice (di gomma dura) e una lama metallica inclinata che supporta inferiormente il pezzo.

La ruota conduttrice ha il compito di tenere in lenta rotazione il pezzo.

Contrapposta alla ruota conduttrice è presente la mola abrasiva che compie la lavorazione a tuffo o in passata.



Rettifica piana ad asse orizzontale (Fig.96)

Queste rettificatrici sono talvolta chiamate tangenziali per via del metodo di lavorazione: la mola ha l'asse orizzontale e lavora il pezzo tramite la sua superficie cilindrica tangente alla superficie del pezzo. Queste macchine utensili sono molto diffuse e permettono di lavorare pezzi prismatici come piastre.

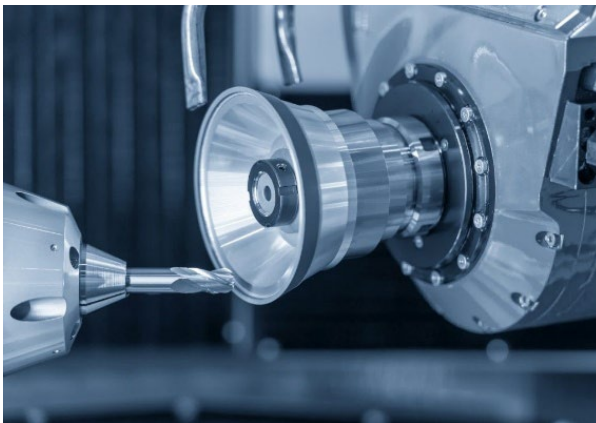
Il pezzo, se ferromagnetico, come accade normalmente, viene bloccato alla slitta tramite un piano magnetico manuale o elettrico.



Rettifica piana ad asse verticale (Fig.97)

Come dice il nome stesso, queste macchine utensili hanno l'asse del mandrino verticale e sull'estremità è collegata una mola a tazza che esegue frontalmente la lavorazione su un pezzo piano.

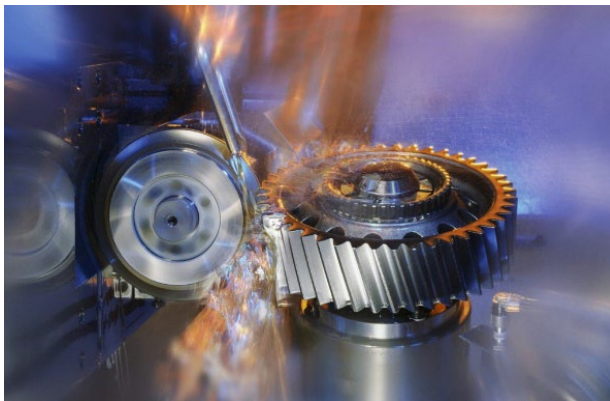
Il pezzo è connesso alla tavola tramite un piano magnetico; nella maggior parte dei casi, la tavola è rotante, ma, talvolta, può essere simile a quella delle rettificatrici tangenziali (quindi una slitta che scorre alternativamente a destra e sinistra).



Rettifica per utensili (Fig.98)

Anche dette affilatrici, le rettificatrici per utensili sono usate per ravvivare utensili tipicamente in metallo duro, come HS, HSS, Widia o acciaio al cobalto.

Sebbene al giorno d'oggi si usino molto gli utensili con inserto (la famosa "placchetta"), alcuni utensili come le frese integrali, le punte da trapano o gli utensili da tornio sagomati, sono ancora tutt'oggi usati e necessitano di essere ravvivati.



Rettifica ruote dentate (Fig.99)

Le macchine per rettificare ingranaggi e ruote dentate, si dividono in due metodologie di lavorazione: tramite mole profilate, oppure tramite metodo di generazione naturale, in cui la mola si muove nello spazio, in modo da sagomare correttamente il fianco della ruota dentata.

4.1 Portamole per esterni

Il naso mandrino di una rettificatrice per esterni ha generalmente forma conica (Fig.100 e 101) e presenta all'estremità o dei fori frontali (Fig.100) o una parte cilindrica filettata (Fig.101), per montaggio di una ghiera.

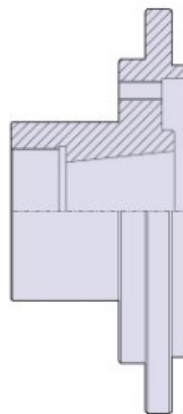


Fori frontali (Fig.100)



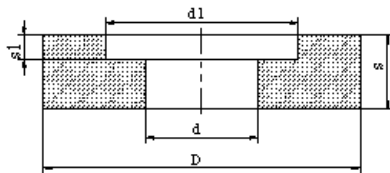
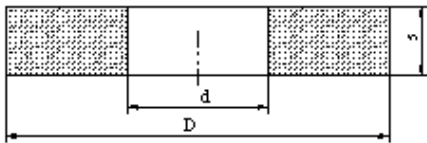
Filetto per ghiera (Fig.101)

Questa forma si presta per il montaggio centrato e senza gioco di flange porta mola (Fig.102) allo scopo di adattare l'asse mandrino alle diverse misure di mole in commercio, che andranno scelte in funzione del tipo di rettifica da eseguire e del materiale lavorato.



Flangia speciale porta mola (Fig.102)

Riportiamo a seguire le tabelle (UNI 7751), con le dimensioni delle mole per esterni: senza incavo (Fig.103), con un incavo (Fig.104) e con due incavi (Fig.105 e 106).

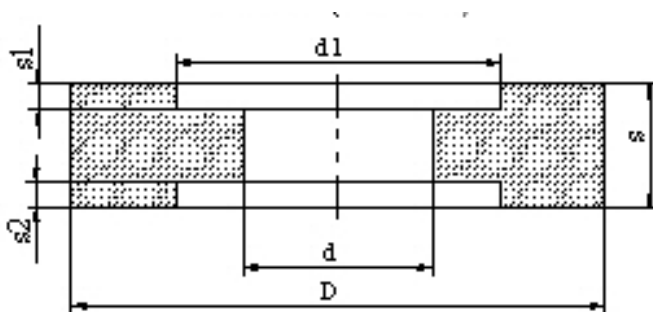


D [mm]	s [mm]					d [mm]]
250	20	25	-	-	-	127
300	20	25	32	40	50	
350	25	32	40	50	-	
400	32	40	50	63	-	
450	32	40	50	63	80	
500	40	50	63	80	-	304,8
600	50	63	80	100	-	
750	63	80	100	125	-	
900						
1060						
1120						
1250						
					508	

D [mm]	s [mm]	d [mm]	d ₁ [mm]	s ₁ [mm]	
300	40	127	190	13	
350	40		215		
	50				
450	40				25
	50				
	63				
	80				
500	40	304,8	390	13	
	50				
	63				
	80				
600	63			25	
	80				
	100				
	63				
750	80				13
	100				
	63				
	80				
900	80	25			
	100				
	63				
	80				
	100		50		
	63				
	80				
	100				

Mole senza incavo (Fig.103)

Mole con un incavo (Fig.104)



Mole per esterni a due incavi (Fig.105)

D [mm]	s [mm]	d [mm]	d ₁ [mm]	s ₁ [mm]	s ₂ [mm]		
300	40	127	190	5	6		
	50		215	13	13		
40	6			6			
50							
450					40		
					50		
					63		
80	13			13			
500	40	304,8		390	6	6	
	50		13		13		
	63						
	80		13		6		
600	50						
	63						
	80						
	100						
750	80					13	13
	100						
900	80						

Tabella dimensioni (Fig.106)

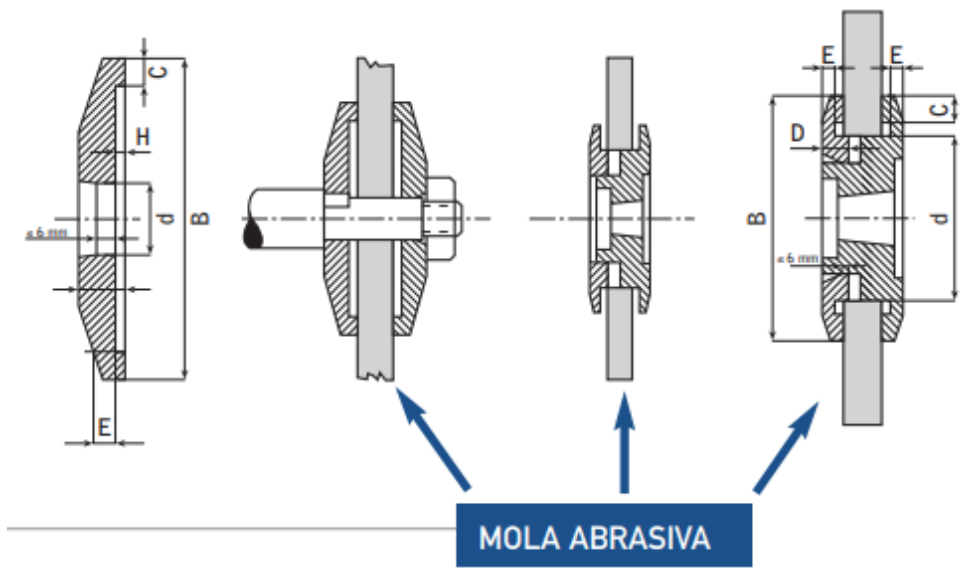
La (Fig.108) illustra il montaggio usuale di una mola per rettifica esterna sul naso mandrino della rettificatrice, con la relativa tabella delle dimensioni minime raccomandate, per le flange a manicotto, che adattano le mole a foro grande.

Sulla base di queste informazioni e dall'esame delle caratteristiche tecniche e prestazionali delle macchine che il mercato offre, si può iniziare a farsi un'idea, di come affrontare il progetto di una linea d'asse, per questa tipologia di macchine.

Si dovrà usare particolare attenzione, nel valutare la rigidezza del montaggio e l'aspetto legato alle vibrazioni, con una accurata

equilibratura degli organi rotanti e la scelta del sostegno dell'asse che tenga conto della capacità di smorzamento.

Non è un caso che i costruttori di elettromandrini per la rettifica, propongano accanto alle soluzioni con cuscinetti, altre con sostentamento idrodinamico.



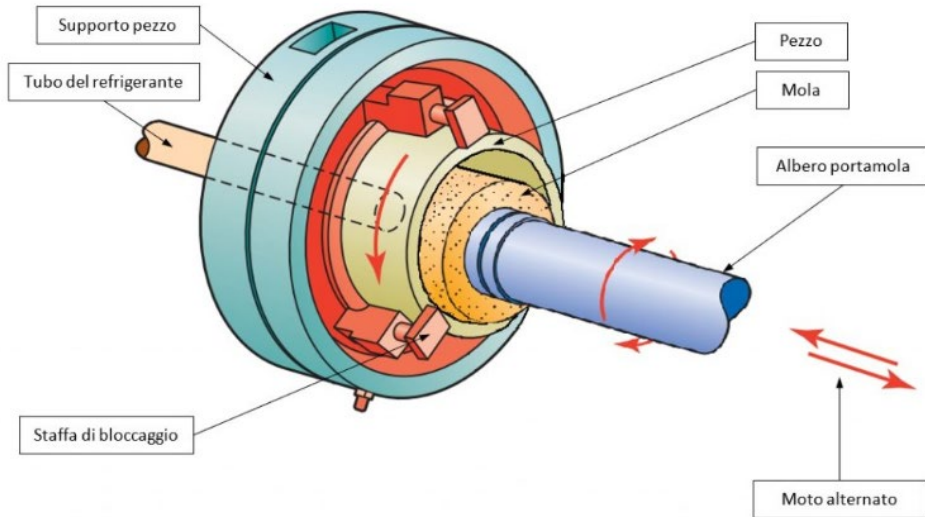
Dimensioni della mola		Dimensioni delle flange			
D	H	df min.	h	r	u
250	76,2	106	15	11	4
300	76,2	116	20	16	4
	127	157	15	11	4
350	127	167	20	16	4
	152,4	188	19	14	5
	160	194	17	13	4
400	127	175	24	20	4
	152,4	196	22	18	4
	160	202	21	17	4
	203,2	239	18	14	4
450	127	183	28	23	5
	152,4	204	26	22	4
	203,2	247	22	18	4
500	127	193	33	27	6
	152,4	214	31	25	6
	203,2	255	26	21	5
	304,8	341	18	14	4
600	203,2	273	35	29	6
	304,8	357	26	22	4
750	203,2	299	48	40	8
	304,8	383	39	32	7
900	304,8	409	52	44	8
	508	578	35	29	6
1060	304,8	435	65	57	8
	508	602	47	40	7
1250	304,8	467	81	73	8
	508	634	63	55	8

Dimensioni minime flange porta mola (Fig.108)

4.2 Portamole per interni

Iniziamo questo paragrafo illustrando schematicamente il processo di rettifica per interni (Fig.109).

Come possiamo vedere l'albero portamola mentre sostiene la mola, è animato anche di un movimento alternativo nella direzione dell'asse di rotazione della mola.



Schema operazione di rettifica per interni (Fig.109)

La corsa di questo movimento, la profondità di penetrazione nel pezzo lavorato, gli ingombri delle attrezzature e le forme costruttive delle mole per interni (Fig.110), obbligano ad inserire tra il naso mandrino della rettificatrice e la mola, alberi e prolunghe (Fig.111) per adattarsi a queste esigenze.



Alcune forme assunte dalle mole per interni (Fig.110)



Adattatori portamola per interni

(Fig.111)

L'interfaccia verso l'asse mandrino che offre una vasta disponibilità di adattatori è il cono HSK, specificatamente nelle versioni tipo E ed F, per le cui caratteristiche di impiego, rimandiamo alle (pag.25 e 26).

5 Sollecitazioni sui mandrini

La determinazione delle forze che agiscono sui componenti dell'asse mandrino (albero e cuscinetti) passa attraverso il calcolo delle forze di taglio, relative al tipo di macchina utensile che abbiamo in esame.

In questo capitolo affronteremo l'argomento per le più comuni tipologie di lavorazione: la tornitura, la fresatura e la foratura.

5.1 Forze di taglio in tornitura

In (Fig.112) vediamo le tre principali metodologie di lavorazione sul tornio:

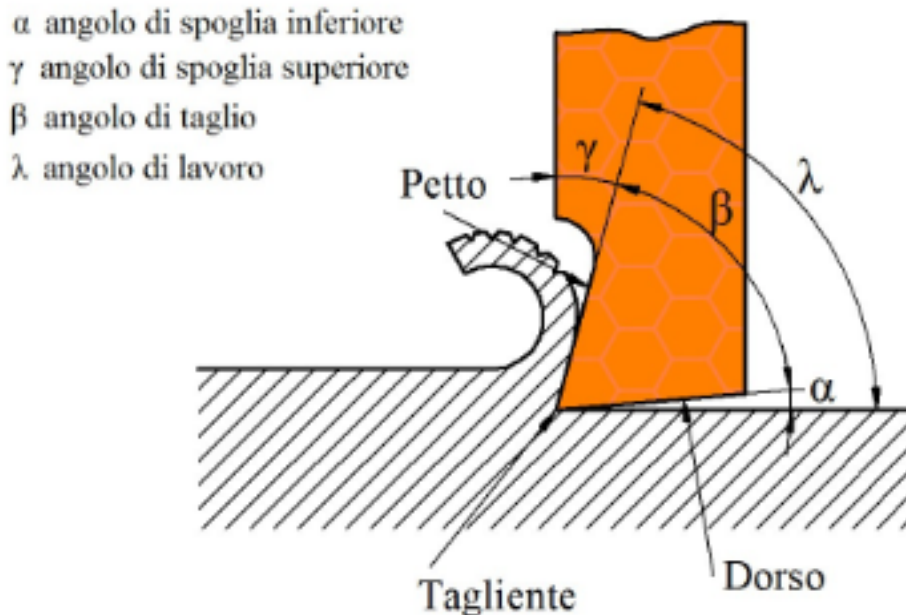


Lavorazioni principali sul tornio (Fig.112)

- 1 Tornitura longitudinale.
- 2 Profilatura.
- 3 Sfacciatura.

In questo paragrafo daremo le nozioni principali sui parametri da considerare nel meccanismo di taglio, rimandando per una trattazione più completa, ai manuali dei vari costruttori e fornitori di utensili.

In (Fig.113) vediamo rappresentato il meccanismo di taglio, con l'indicazione degli angoli dell'utensile



Angoli dell'utensile

(Fig.113)

L'angolo (γ) di spoglia superiore influenza direttamente lo sforzo di taglio e può essere positivo o negativo, mentre l'angolo (α) di spoglia inferiore, serve per evitare il tallonamento dell'utensile con la superficie lavorata, il suo valore varia generalmente tra 3° e 12° (i valori più alti per lavorazione di leghe leggere).

L'angolo di taglio ($\beta = 90^\circ - \gamma - \alpha$) influenza direttamente la robustezza del tagliente, da qui la necessità nel caso di lavorazione con urti o di superfici grezze (ad esempio getti in ghisa), l'adozione di valori negativi per l'angolo (γ), non potendo agire efficacemente sull'angolo (α), pena il tallonamento del tagliente.

L'angolo di lavoro ($\lambda = 90^\circ - \gamma$) dipende direttamente dall'orientamento dell'utensile.

Nella (Fig.114) riportiamo i valori indicativi dell'angolo di spoglia superiore (γ) per la lavorazione dei vari tipi di metallo da tagliare, secondo il materiale dell'utensile:

<i>Materiale da tagliare</i>	<i>Materiale Dell'utensile</i>		
	<i>Acciaio</i>	<i>Carburi sinterizzati</i>	<i>Ceramica</i>
<i>Acciaio UNI -C20</i>	$15^{\circ} \div 25^{\circ}$	$8^{\circ} \div 18^{\circ}$	$-4^{\circ} \div -6^{\circ}$
<i>Acciaio UNI -C40</i>	$12^{\circ} \div 20^{\circ}$	$8^{\circ} \div 14^{\circ}$	$-4^{\circ} \div -6^{\circ}$
<i>Acciaio UNI -C60</i>	$10^{\circ} \div 16^{\circ}$	$6^{\circ} \div 10^{\circ}$	$-4^{\circ} \div -6^{\circ}$
<i>Acciai debolmente legati</i>	$9^{\circ} \div 16^{\circ}$	$6^{\circ} \div 12^{\circ}$	$-4^{\circ} \div -6^{\circ}$
<i>Acciaio al manganese (12% Mn)</i>	$-2^{\circ} \div +3^{\circ}$	$-6^{\circ} \div +3^{\circ}$	$-4^{\circ} \div -6^{\circ}$
<i>Acciaio inox (ferritici e martensitici)</i>	$12^{\circ} \div 18^{\circ}$	$6^{\circ} \div 12^{\circ}$	$-4^{\circ} \div -6^{\circ}$
<i>Acciaio inox (austenitici)</i>	$8^{\circ} \div 25^{\circ}$	$4^{\circ} \div 20^{\circ}$	$-4^{\circ} \div -6^{\circ}$
<i>Ghise grigie (UNI G10- G20)</i>	$8^{\circ} \div 15^{\circ}$	$4^{\circ} \div 10^{\circ}$	$-4^{\circ} \div -6^{\circ}$
<i>Ghise grigie (UNI G25- G35)</i>	$3^{\circ} \div 10^{\circ}$	$0^{\circ} \div 8^{\circ}$	$-4^{\circ} \div -6^{\circ}$
<i>Ghisa mall. a truciolo corto</i>	$6^{\circ} \div 10^{\circ}$	$4^{\circ} \div 8^{\circ}$	$-4^{\circ} \div -6^{\circ}$
<i>Ghisa mall. a truciolo lungo</i>	$6^{\circ} \div 12^{\circ}$	$4^{\circ} \div 8^{\circ}$	$-4^{\circ} \div -6^{\circ}$
<i>Ghisa sferoidale</i>	$6^{\circ} \div 12^{\circ}$	$4^{\circ} \div 8^{\circ}$	$-4^{\circ} \div -6^{\circ}$
<i>Alluminio e leghe allo stato ricotto</i>	$15^{\circ} \div 35^{\circ}$	$10^{\circ} \div 25^{\circ}$	$-4^{\circ} \div -6^{\circ}$
<i>Leghe fuse di alluminio</i>	$8^{\circ} \div 20^{\circ}$	$4^{\circ} \div 12^{\circ}$	$-4^{\circ} \div -6^{\circ}$
<i>Rame</i>	$20^{\circ} \div 30$	$15^{\circ} \div 20^{\circ}$	$-4^{\circ} \div -6^{\circ}$
<i>Bronzo fuso</i>	$0^{\circ} \div 8^{\circ}$	$0^{\circ} \div 5^{\circ}$	$-4^{\circ} \div -6^{\circ}$
<i>Bronzo di alluminio</i>	$10^{\circ} \div 15^{\circ}$	$4^{\circ} \div 10^{\circ}$	$-4^{\circ} \div -6^{\circ}$
<i>Ottone</i>	$8^{\circ} \div 16^{\circ}$	$4^{\circ} \div 12^{\circ}$	$-4^{\circ} \div -6^{\circ}$
<i>Materie plastiche</i>	$8^{\circ} \div 18^{\circ}$	$15^{\circ} \div 26^{\circ}$	$-4^{\circ} \div -6^{\circ}$

Valori indicativi dell'angolo (γ) di spoglia superiore del tagliente per diversi materiali tagliati e diversi materiali degli utensili. (Fig.114)

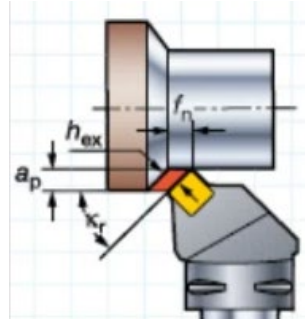
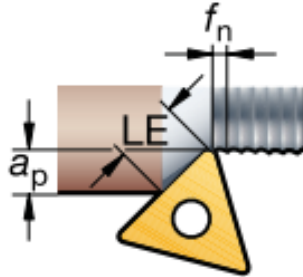
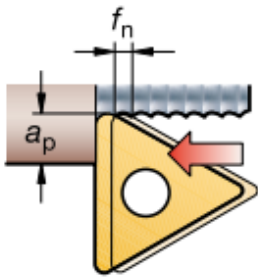
Vediamo ora gli altri parametri importanti per l'operazione di taglio (Fig.115 - Fig.116):

a_p (mm) *Profondità di passata*

f_n (mm) Avanzamento per giro

K_r (°) Angolo di registrazione utensile

h_{ex} (mm) Spessore effettivo del truciolo



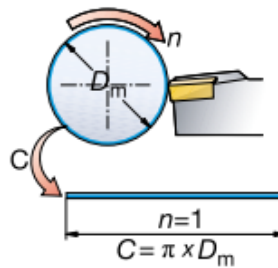
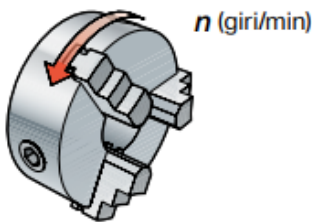
Parametri di taglio: a_p , f_n , K_r , h_{ex}

(Fig.115)

n (giri/min) Regime rotazione mandrino

v_c (m/min) Velocità circonferenziale di taglio

D_m (mm) Diametro in lavorazione



Parametri di taglio: n , v_c , D_m

(Fig.116)

Completiamo il quadro riportando le formule che governano il processo di taglio, specificando di volta in volta il significato dei nuovi termini che compariranno nelle stesse:

$$v_c = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n}{1000} \quad (\text{m/min}) \quad (5.1)$$

$$n = \frac{v_c \cdot 1000}{\pi \cdot D_m} \quad (\text{giri/min}) \quad (5.2)$$

Velocità specifica di taglio V_1								
Durezza Brinell HB	Resistenza a trazione daN/mm ²	Lavorazione di acciaio				Lavorazione della Ghisa		
		utensili di metallo duro			utensili di acciaio rapido	sferoidale con metallo duro	malleabile con metallo duro	utensili di acciaio rapido
		P01 - P10	P20	P30 - 40	HS 18-0-1	M20 - K10	M2 - K10	HS 18-0-1
100	35	361	282	150	85	---	240	50
125	44	283	213	113	64	---	200	40
150	53	224	169	90	51	---	160	35
175	61	183	138	73	42	220	130	30
200	70	150	113	60	64	125	100	25
225	79	133	100	53	30	90	80	20
250	87	113	85	45	26	70	60	--
275	96	101	76	41	23	65	45	--
300	105	89	67	36	20	65	70	--
325	117	84	63	33	--	--	--	--
350	122	76	57	30	--	--	--	--
375	123	68	51	27	--	--	--	--
400	140	63	47	25	--	--	--	--

Velocità di taglio (v_c) consigliate (m/min) (Fig.117)

$$F_c = a_p \cdot f_n \cdot k_c \quad (N) \quad (5.3)$$

La F_c rappresenta la forza di taglio, necessaria per separare il truciolo dal pezzo in lavorazione e la possiamo considerare con buona approssimazione, tangente al diametro di lavoro D_m .

Nella relazione (5.3) il prodotto ($a_p \cdot f_n$) vedi (Fig.115), rappresenta la sezione del truciolo, mentre il fattore (k_c) la pressione specifica (N/mm²) su tale sezione.

$$k_c = k_{c1} \cdot \left[\frac{1}{h_{ex}} \right]^{m_c} \cdot \left(1 - \frac{\gamma}{100^\circ} \right) \quad (N/mm^2) \quad (5.4)$$

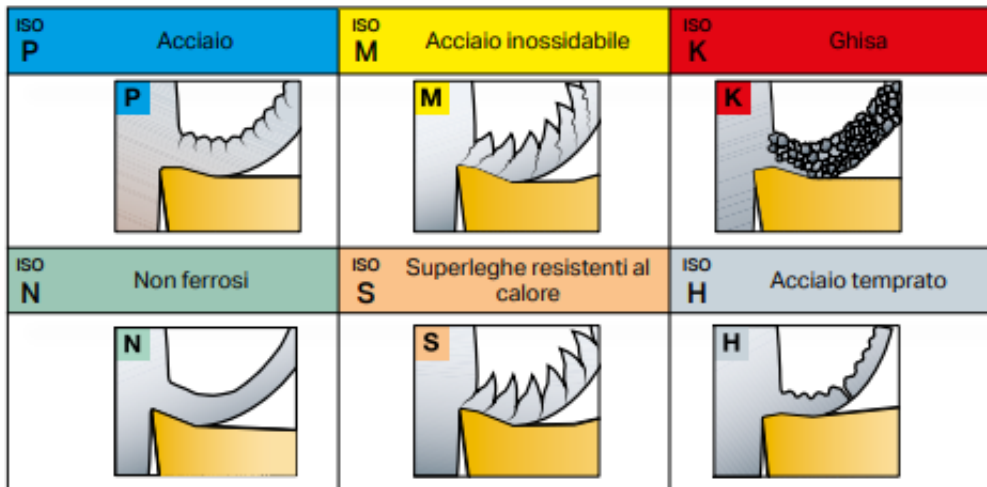
Il fattore (k_c) dipende dal materiale lavorato (in Fig.118 vediamo la classificazione ISO dei materiali), mediante il fattore (k_{c1}) (Fig.119) che ha il significato di pressione specifica (N/mm²) per un truciolo che ha lo spessore effettivo di 1 mm ($h_x = 1$).

Ma (h_{ex}) come possiamo vedere dalla (Fig.115), dipende dall'avanzamento per giro (f_n) e dall'angolo di registrazione (K_r) secondo la relazione (5.5).

$$h_{ex} = f_n \cdot \sin K_r \quad (mm) \quad (5.5)$$

Il fattore (k_c) come vediamo nella relazione (5.4) dipende anche, tramite il fattore $\left[\frac{1}{h_{ex}}\right]^{m_c}$ dall'esponente (m_c) per correggere il valore del fattore (k_{c1}) che, come abbiamo detto, vale solo per ($h_{ex}=1$).

L'altro parametro che influenza (k_c) è l'angolo di spoglia superiore dell'utensile (γ) (Fig.113).



Classificazione ISO dei materiali da lavorare

(Fig.118)

Il diagramma di Fig.119 offre una panoramica dei valori orientativi per la forza di taglio specifica (k_{c1}), mentre per l'esponente (m_c) della (5.4), possiamo prendere in considerazione i seguenti valori:

$m_c=0.25$ Acciai debolmente legati

$m_c=0.21$ Acciai inossidabili

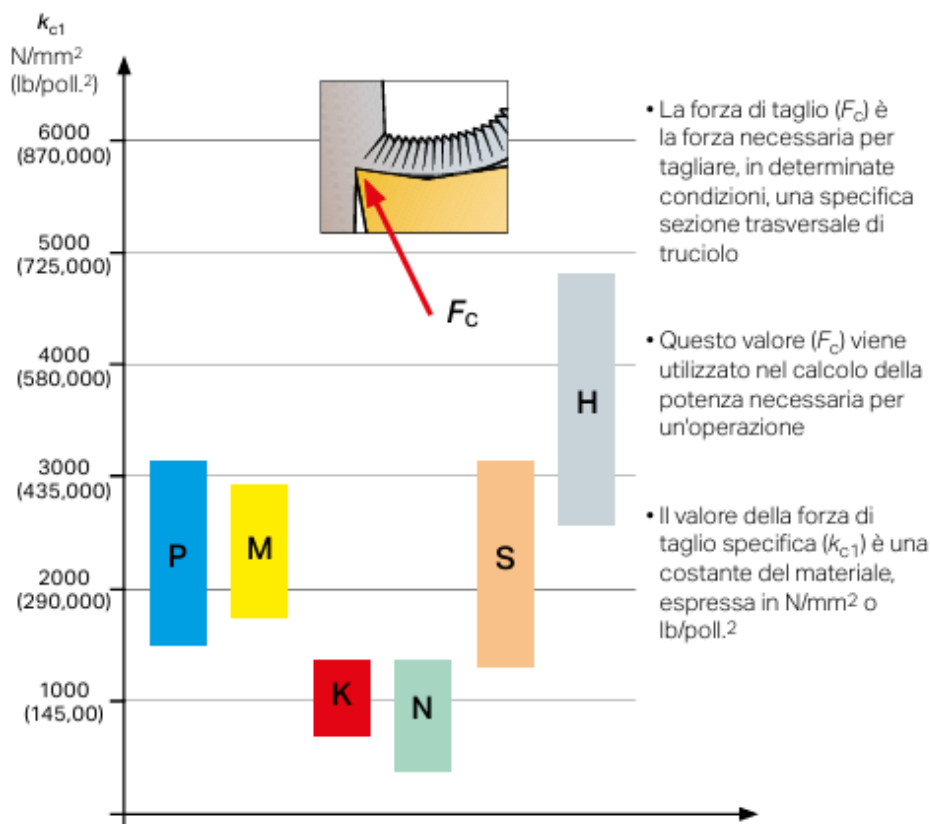
$m_c=0.25$ Leghe leggere

$m_c=0.28$ Ghise malleabili

$m_c=0.43$ Ghise a grafite compatta

Forza di taglio specifica k_{c1}

k_{c1} – valore tabulato di k_c per trucioli da 1 mm (.0394") di spessore



Per i calcoli specifici, vedere la sezione dedicata alle formule.

Valori k_{c1} in N/mm² (lb/poll.²)

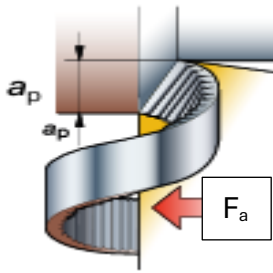
P	1500 – 3100 (217,500 – 449,500)	N	350 – 1350 (50,750 – 195,750)
M	1800 – 2850 (261,000 – 413,250)	S	1300 – 3100 (188,500 – 449,500)
K	790 – 1350 (114,550 – 195,750)	H	2550 – 4870 (369,750 – 706,150)

Valori orientativi della forza di taglio specifica (N/mm²)(Fig.119)

Aggiungiamo la formula per il calcolo della potenza (P_c) assorbita dalla lavorazione:

$$P_c = \frac{v_c \cdot F_c}{60 \cdot 10^3} \text{ (kW)} \quad (5.6)$$

e quella per calcolare il valore approssimato, della componente assiale (F_a) della forza di taglio, la quale varia in funzione del seno dell'angolo di registrazione utensile (K_r):

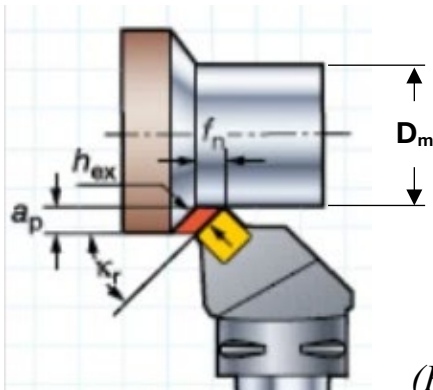


$$F_a \approx 0.5 \cdot F_c \cdot \sin K_r \quad (N) \quad (5.7)$$

Forza assiale (Fig.120)

La forza tangenziale (F_c) ricavata dalla relazione (5.3) e la forza assiale (F_a) dalla relazione (5.7), ci permetteranno in seguito la determinazione dei carichi agenti sui cuscinetti di supporto dell'asse mandrino.

Concludiamo questa sezione con un esempio di calcolo, relativo alla tornitura cilindrica di una barra in acciaio con i seguenti dati:



(Fig.121)

- Materiale lavorato acciaio C40 $R \approx 650 \text{ N/mm}^2$
- Diametro lavorato $D_m = 100 \text{ mm}$
- Profondità passata $a_p = 5 \text{ mm}$
- Avanzamento $f_n = 0.4 \text{ mm}$
- Angolo di registrazione $K_r = 60^\circ$
- Angolo spoglia superiore utensile $\gamma = 10^\circ$

Scegliamo di eseguire la lavorazione con un utensile in metallo duro per ISO P20, ed andiamo a scegliere la velocità di taglio dalla

tabella di (Fig.117); in corrispondenza della resistenza a trazione 65 daN/mm² per interpolazione rileviamo:

Velocità di taglio $v_c=125$ m/min

Poi dal grafico di (Fig.119) scegliamo il valore della forza specifica di taglio, circa a metà del range 1500 ÷ 3100 N/mm² indicato per la classificazione ISO P del nostro materiale:

$$k_{c1} = 2300 \text{ N/mm}^2$$

Per il nostro scopo, di determinare le condizioni di sollecitazione sull'asse mandrino del tornio, andremo a calcolare:

- Il regime di rotazione del mandrino (n) (5.2)
- La forza tangenziale (F_c) (5.5) ; (5.4) ; (5.3)
- La forza assiale (F_a) (5.7)
- La potenza assorbita (P_c) (5.6)

$$n = \frac{125 \cdot 1000}{\pi \cdot 100} = 398 \text{ giri/min}$$

$$h_{ex} = 0.4 \cdot \sin 60^\circ = 0.35 \text{ mm}$$

$$k_c = 2300 \cdot \left[\frac{1}{0.35} \right]^{0.25} \cdot \left(1 - \frac{10^\circ}{100^\circ} \right) = 2691 \text{ N/mm}^2$$

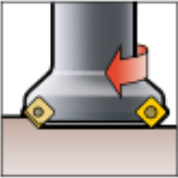
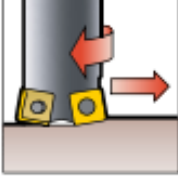
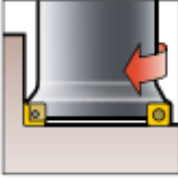
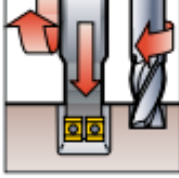
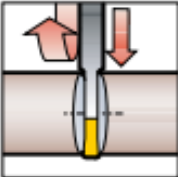
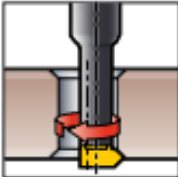
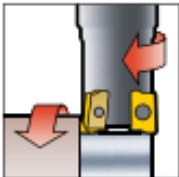
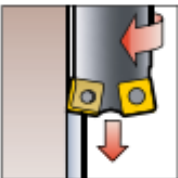
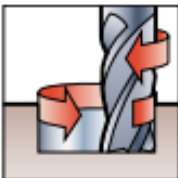
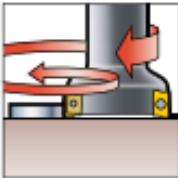
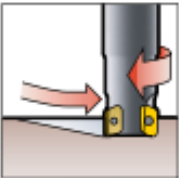
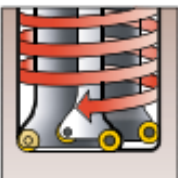
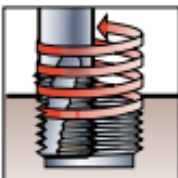
$$F_c = 5 \cdot 0.4 \cdot 2691 = 5382 \text{ N}$$

$$F_a \approx 0.5 \cdot 5382 \cdot \sin 60^\circ = 2330 \text{ N}$$

$$P_c = \frac{125 \cdot 5382}{60 \cdot 10^3} = 11.2 \text{ kW}$$

5.2 Forze di taglio in fresatura

La lavorazione di fresatura è una delle lavorazioni che presenta il maggior numero di varianti e condizioni di lavoro (Fig.122).

Spianatura	Fresatura ad avanzamenti elevati	Fresatura di spallamenti	Fresatura di scanalature
			
Troncatura	Smussatura	Profilatura	Torni-fresatura
			
Fresatura a tuffo	Fresatura trocoidale	Fresatura con interpolazione circolare	Lavorazione di piani inclinati lineare
			
Interpolazione elicoidale	Fresatura di filetti		
			

Operazioni eseguibili in fresatura

(Fig.122)

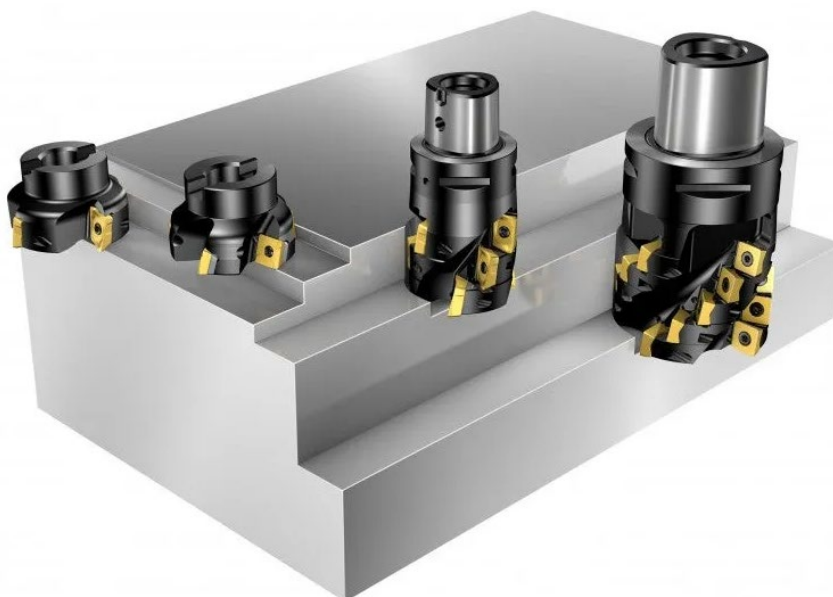
Ci limiteremo ad esaminare le principali:

- Fresatura di spianatura (Fig.123)
- Fresatura di spallamenti (Fig.124)
- Profilatura (Fig.125)
- Fresatura di cave e scanalature (Fig.126)



Fresatura di spianatura

(Fig.123)



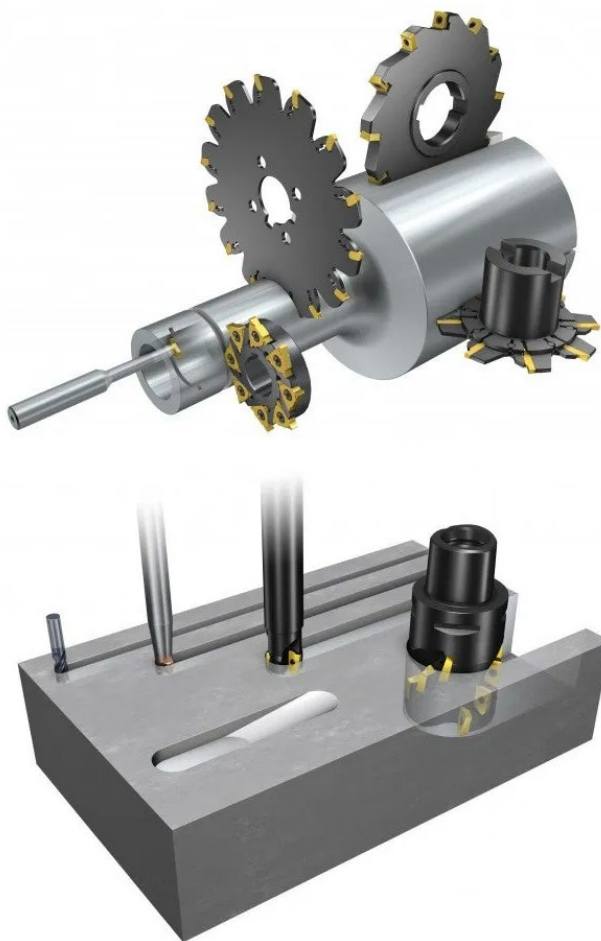
Fresatura di spallamenti

(Fig.124)



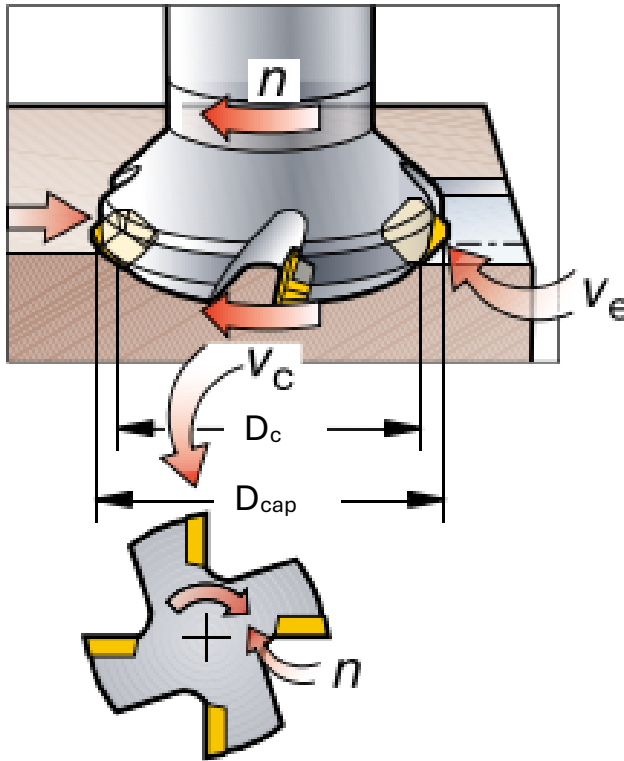
Profilatura

(Fig.125)



Fresatura di cave e scanalature (Fig.126)

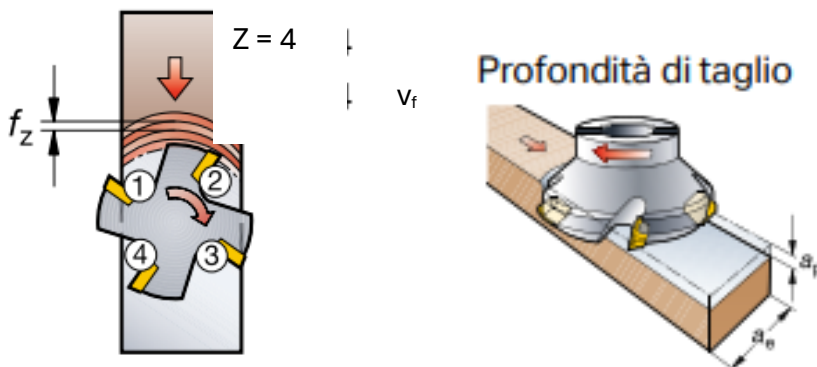
Introduciamo i parametri che governano questo metodo di lavorazione (Fig.127 , Fig.128 , Fig.129):



Parametri n , v_c , v_e , v_f , D_c , D_{cap} (Fig.127)

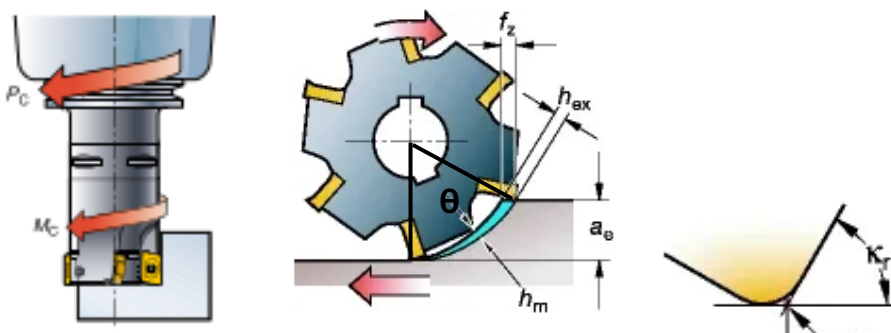
n	(giri/min)	Regime rotazione mandrino.
v_c	(m/min)	Velocità di taglio.
v_e	(m/min)	Velocità di taglio effettiva.
D_c	(mm)	Diametro della fresa.
D_{cap}	(mm)	Diametro di taglio massimo.
f_z	(mm/giro)	Avanzamento per dente per giro.
z	(N°)	Numero denti fresa.
f_n	(mm/giro)	Avanzamento per giro ($f_n = f_z \cdot z$).
a_p	(mm)	Profondità di taglio assiale.

a_e	(mm)	Larghezza di taglio radiale.
v_f	(mm/min)	Avanzamento tavola.
P_c	(kW)	Potenza assorbita dalla lavorazione.
M_c	(Nm)	Momento torcente (coppia) sull'asse fresa.
h_{ex}	(mm)	Spessore effettivo max truciolo.
h_m	(mm)	Spessore medio del truciolo.
θ	(°)	Angolo di fresatura.
K_r	(°)	Angolo di registrazione.



Parametri f_z , z , a_p , a_e , v_f

(Fig.128)



Parametri P_c , M_c , h_{ex} , h_m , θ , K_r

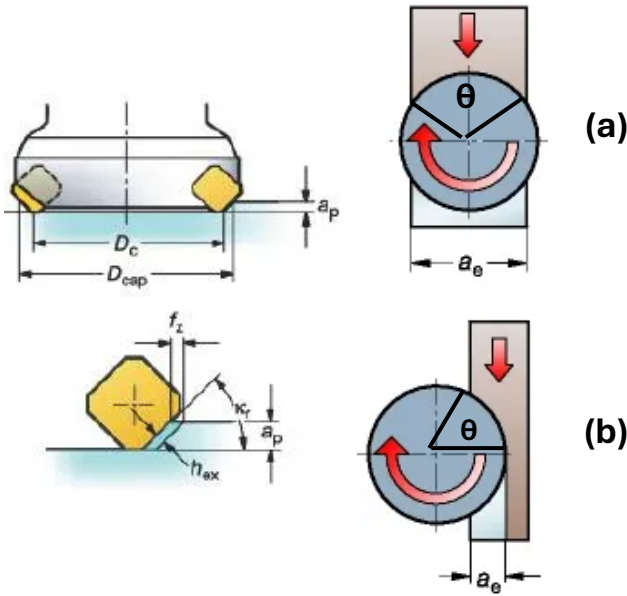
(Fig.129)

Introduciamo le formule necessarie per adeguare i parametri elencati al calcolo delle forze di taglio, a seconda della modalità di fresatura in esame:

- Frese con tagliente diritto.

(Fig.130)

- Frese con inserti tondi. (Fig.131)
- Frese a candela con testa sferica. (Fig.132)



Frese con tagliente diritto (Fig.130)

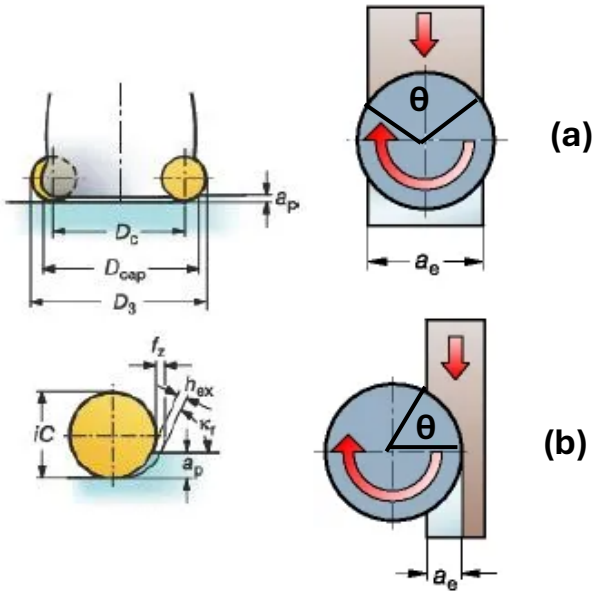
$$D_{cap} = D_c + \frac{2 \cdot a_p}{\tan K_r} \text{ (mm)} \quad (5.8)$$

$$f_z = \frac{h_{ex}}{\sin K_r} \text{ (mm /giro)} \quad (5.9)$$

Valida per Spianatura dove $(a_e > D_{cap}/2)$ (Fig.130) – (a)

$$f_z = \frac{h_{ex} \cdot D_{cap}}{2 \cdot \sin K_r \cdot \sqrt{D_{cap} \cdot a_e - a_e^2}} \text{ (mm /giro)} \quad (5.10)$$

Valida per fresatura laterale dove $(a_e < D_{cap}/2)$ (Fig.130) – (b)



Frese con inserti tondi (Fig.131)

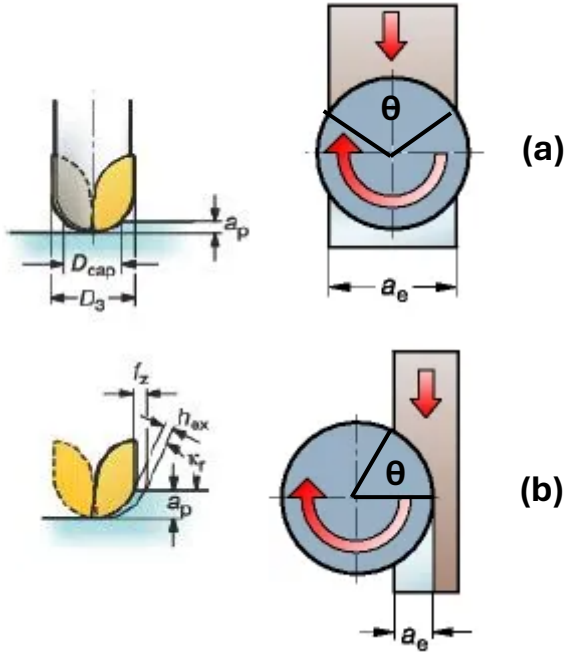
$$D_{cap} = D_c + \sqrt{iC^2 - (iC - 2 \cdot a_p)^2} \quad (mm) \quad (5.11)$$

$$f_z = \frac{h_{ex} \cdot iC}{2 \cdot \sqrt{a_p \cdot iC - a_p^2}} \quad (mm / giro) \quad (5.12)$$

Valida per Spianatura dove ($a_e > D_{cap}/2$)
(Fig.131) – (a)

$$f_z = \frac{h_{ex} \cdot iC \cdot D_{cap}}{4 \cdot \sqrt{a_p \cdot iC - a_p^2} \cdot \sqrt{D_{cap} \cdot a_e - a_e^2}} \quad (mm / giro) \quad (5.13)$$

Valida per fresatura laterale dove ($a_e < D_{cap}/2$ e $a_p < iC/2$)
(Fig.131) – (b)



Frese a candela a testa sferica (Fig.132)

$$D_{cap} = \sqrt{D_3^2 - (D_3 - 2 \cdot a_p)^2} \quad (mm) \quad (5.14)$$

$$f_z = \frac{D_3 \cdot h_{ex}}{D_{cap}} \quad (mm / giro) \quad (5.15)$$

Valida per Fresatura centrale ($a_e > D_{cap}/2$) (Fig.132) – (a)

$$f_z = \frac{D_3 \cdot h_{ex}}{\sqrt{D_{cap}^2 - (D_{cap} - 2 \cdot a_e)^2}} \quad (mm / giro) \quad (5.16)$$

Valida per Fresatura laterale ($a_e < D_{cap}/2$) (Fig.132) – (b)

Riportiamo nel seguito le relazioni, per determinare il valore dell'angolo di fresatura (θ), per le due modalità **(a)** e **(b)** delle (Fig.130 – Fig.131 – Fig.132)

$$\theta = 2 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{a_e}{D_{cap}} \right) \quad (^\circ) \quad (5.17)$$

Valida per le modalità **(a)** delle (Fig.130 – Fig.131 – Fig. 132)

$$\theta = \cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \cdot a_e}{D_{cap}} \right) \quad (^\circ) \quad (5.18)$$

Valida per le modalità **(b)** delle (Fig.130 – Fig.131 – Fig. 132)

Mentre la relazione generale, per il calcolo dello spessore medio del truciolo (h_m) è la seguente:

$$h_m = \frac{360^\circ}{\pi \cdot D_{cap} \cdot \theta} \cdot a_e \cdot h_{ex} \quad (mm) \quad (5.19)$$

valida per tutte le modalità di fresatura che abbiamo preso in esame, il quale ci servirà per determinare il carico di strappamento (k_c), a partire dal carico di strappamento ($k_{1.1}$) valido per ($h_m = 1$) mediante la relazione:

$$k_c = k_{1.1} \cdot \left[\frac{1}{h_m} \right]^{m_c} \cdot \left(1 - \frac{\gamma}{100^\circ} \right) \quad (N/mm^2) \quad (5.20)$$

Dove al solito (γ) è l'angolo di spoglia superiore, mentre i valori di ($k_{1.1}$) ed (m_c), possiamo desumerli dalle tabelle (Fig.133÷Fig.136) dove sono elencati per varie tipologie di materiali:

Acciai inossidabili automatici, austenitici e duplex

SMG	Descrizione	Proprietà	Riferimento	$k_{c1,1}$	m_c
M1	Acciai inossidabili austenitici automatici		X 10 CrNiS 18 9	1700	0,14
M2	Acciai inossidabili austenitici con contenuto di elementi in lega basso		X 5 CrNi 18 10	1820	0,18
M3	Acciai inossidabili austenitici con contenuto di elementi in lega medio		X 2 CrNiMo 18 14 3	2070	0,17
M4	Acciai inossidabili austenitici con contenuto di elementi in lega alto ed acciai inossidabili duplex		X 2 CrNiMoN 22 5 3	2230	0,18
M5	Acciai inossidabili austenitici con contenuto di elementi in lega alto ed acciai inossidabili duplex, di difficile lavorabilità		X 2 CrNiMoN 25 7 4	2510	0,13

Valori di $k_{1,1}$ e m_c (Fig.133)

Acciai, acciai inossidabili ferritici e martensitici

SMG	Descrizione	Proprietà	Riferimento	$k_{c1,1}$	m_c
P1	Acciai automatici	$360 < R_m < 680$	11 SMn30 $R_m = 385 \text{ N/mm}^2$	1500	0,14
P2	Acciai basso legati, $C < 0,25\%$ Acciai da costruzione saldabili basso legati	$520 < R_m < 600$	S235JRG2 $R_m = 420 \text{ N/mm}^2$	1600	0,23
P3	Acciai ferritici e ferritico-perlitici, $C < 0,25\%$ Acciai da costruzione saldabili Acciai da cementazione	$430 < R_m < 610$	16 MnCr 5 $R_m = 550 \text{ N/mm}^2$	1800	0,14
P4	Acciai da costruzione basso legati, $0,25\% < C < 0,67\%$ Acciai da bonifica basso legati	$520 < R_m < 1200$	C 45E $R_m = 660 \text{ N/mm}^2$	2000	0,15
P5	Acciai da costruzione, $0,25\% < C < 0,67\%$ Acciai da bonifica	$550 < R_m < 1200$	42 CrMo 4 $R_m = 700 \text{ N/mm}^2$	2020	0,18
P6	Acciai basso legati per tempra a cuore, $C > 0,67\%$ Acciai basso legati per molle e cuscinetti	$520 < R_m < 1200$	C 100S $R_m = 600 \text{ N/mm}^2$	2100	0,17
P7	Acciai per tempra a cuore, $C > 0,67\%$ Acciai per molle e cuscinetti	$600 < R_m < 1200$	105 Cr 6 $R_m = 850 \text{ N/mm}^2$	2160	0,17
P8	Acciai da utensili Acciai super-rapidi (HSS)	$600 < R_m < 1200$	X 40 CrMoV 5 1 $R_m = 700 \text{ N/mm}^2$	2400	0,20
P11	Acciai inossidabili ferritici e martensitici	$415 < R_m < 1200$	X 20 Cr 13 $R_m = 675 \text{ N/mm}^2$	2000	0,15
P12	Acciai inossidabili maraging e per indurimento per precipitazione	$500 < R_m < 1200$	X 5 CrNiCuNb 16 4 $R_m = 1100 \text{ N/mm}^2$	2100	0,17

Valori di $k_{1,1}$ e m_c (Fig.134)

Ghise

SMG	Descrizione	Proprietà	Riferimento	$k_{c1,1}$	m_c
K1	Ghise grigie		EN-GJL-250	930	0,32
K2	Ghise a grafite compatta		EN-GJV-400	1000	0,35
K3	Ghise malleabili		EN-GJMB-550-4	1050	0,37
K4	Ghise sferoidali (nodulari)		EN-GJS-500-7	1160	0,37
K5	Ghise austemperate		EN-GJS-1000-5		
K6	Ghise austenitiche lamellari		EN-GJLA-XNiCuCr15-6-2		
K7	Ghise austenitiche sferoidali (nodulari)		EN-GJSA-XNiMn23-4		

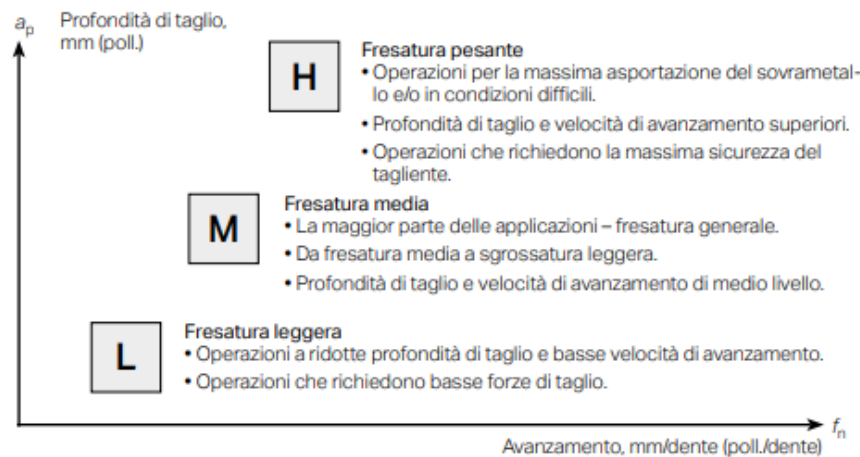
Valori di $k_{1,1}$ e m_c (Fig.135)

Materiali ad elevata durezza

SMG	Descrizione	Proprietà	Riferimento	$k_{t1,1}$	m_c
H3	Acciai induriti superficialmente	58 < HRC < 62	16 MnCr 5 60 HRC	2070	0,14
H5	Acciai bonificati	38 < HRC < 56	42 CrMo 4 50 HRC	2320	0,18
H7	Acciai bonificati Acciai per cuscinetti	56 < HRC < 64	100 Cr 6 60 HRC	2480	0,17
H8	Acciai da utensili Acciai super-rapidi (HSS)	38 < HRC < 64	X 40 CrMoV 5 1 50 HRC	2750	0,20
H11	Acciai inossidabili martensitici	38 < HRC < 50	X 20 Cr 13 45 HRC	2300	0,15
H12	Acciai inossidabili martensitici induriti per precipitazione	1200 < R _m < 1650	X 5 CrNiCuNb 16 4 R _m = 1650 Nimn [®]	2410	0,17

Valori di $k_{t1,1}$ e m_c (Fig.136)

Riportiamo a seguire (Fig.137) il quadro generale per operazioni di fresatura, in merito alle due combinazioni: profondità di passata (a_p) ed avanzamento (f_n):



Indicazioni generali per la fresatura (Fig.137)

Completiamo la trattazione riportando le formule per determinare: forze di taglio e potenze assorbite, specificando di volta in volta il significato dei nuovi termini che compariranno nelle stesse:

$$v_c = \frac{\pi \cdot D_c \cdot n}{1000} \quad (m/min) \quad (5.21)$$

$$v_e = \frac{\pi \cdot D_{cap} \cdot n}{1000} \quad (m/min) \quad (5.22)$$

$$n = \frac{v_c \cdot 1000}{\pi \cdot D_c} = \frac{v_e \cdot 1000}{\pi \cdot D_{cap}} \quad (giri/min) \quad (5.23)$$

Data la grande variabilità: dei metodi di fresatura, delle tipologie di fresa, delle geometrie e materiali dei taglienti, come pure dei materiali lavorati, consigliamo la consultazione dei cataloghi dei vari costruttori di utensili ed inserti, per ricavare i valori iniziali di taglio:

- (v_e) (m/min) *Velocità di taglio effettiva.*
- (h_{ex}) (mm) *Spessore effettivo max del truciolo.*

per andare poi a calcolare:

$$v_f = f_z \cdot n \cdot z \quad (\text{mm/min}) \quad (5.24)$$

$$f_n = \frac{v_f}{n} \quad (\text{mm/giro}) \quad (5.25)$$

$$P_c = \frac{a_p \cdot a_e \cdot v_f \cdot k_c}{60 \cdot 10^6} \quad (\text{kW}) \quad (5.26)$$

$$F_t = \frac{P_c \cdot 60 \cdot 10^6}{D_{cap} \cdot \pi \cdot n} \quad (\text{N}) \quad (5.27)$$

dove (F_t) è la forza agente tangenzialmente, sul diametro esterno della fresa, generando il momento torcente (coppia) (M_c) sull'asse della stessa:

$$M_c = F_t \cdot \frac{D_{cap}}{2 \cdot 10^3} \quad (\text{Nm}) \quad (5.28)$$

calcoliamo anche la forza (F_a) che agisce in senso assiale nel verso del naso mandrino:

$$F_a = \frac{0.5 \cdot F_t}{\sin K_r} \quad (\text{N}) \quad (5.29)$$

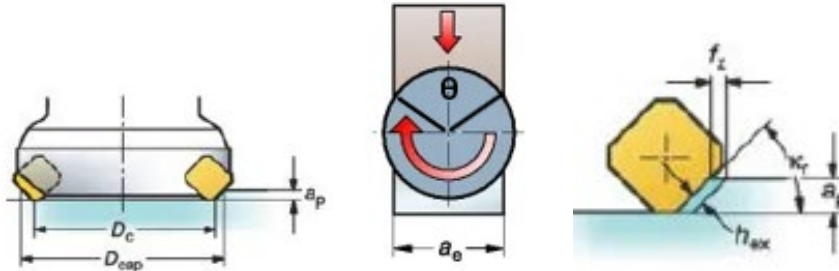
e la forza (F_{at}) che serve per far avanzare la tavola porta pezzo:

$$F_{at} = 0.5 \cdot F_t \cdot \sin K_r \quad (\text{N}) \quad (5.30)$$

Concludiamo con un esempio di calcolo, relativo alla fresatura di spianatura di una superficie in ghisa, con i seguenti dati:

- *Materiale lavorato: Ghisa grigia (K1) HB=245*
- *Profondità di taglio: $a_p = 4$ mm*
- *Larghezza di taglio: $a_e = 100$ mm*

- *Diametro fresa: $D_c = 125 \text{ mm}$.*
- *Numero denti: $z_n = z_c = 12$.*
- *Angolo di registrazione: $K_r = 45^\circ$.*
- *Angolo spoglia superiore: $\gamma = 10^\circ$.*
- *Spessore max truciolo $h_{ex} = 0.25 \text{ mm}$.*
- *Velocità di taglio $v_e = 175 \text{ m/min}$.*



Condizioni di lavorazione

(Fig.138)

Iniziamo calcolando il diametro di taglio max (D_{cap}) utilizzando la relazione (5.8):

$$D_{cap} = 125 + \frac{2 \cdot 4}{\tan 45^\circ} = 133 \text{ mm}$$

Siccome poi ($a_e = 100 \text{ mm}$) $>$ ($D_{cap} / 2 = 66.5 \text{ mm}$), con la (5.9), calcoliamo l'avanzamento per dente (f_z):

$$f_z = \frac{0.25}{\sin 45^\circ} = 0.354 \text{ mm /giro}$$

ed il regime di rotazione della fresa, con la (5.23):

$$n = \frac{175 \cdot 1000}{\pi \cdot 133} = 419 \text{ giri/min}$$

poi l'avanzamento della tavola (v_f) con la (5.24):

$$v_f = 0.354 \cdot 419 \cdot 12 = 1780 \text{ mm/min}$$

Con l'obiettivo di andare a definire il carico di strappamento (k_c), iniziamo col definire l'angolo di fresatura (θ), applicando la (5.17):

$$\theta = 2 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{100}{133} \right) = 97.5^\circ$$

poi, lo spessore medio del truciolo con la (5.19):

$$h_m = \frac{360^\circ}{\pi \cdot 133 \cdot 97.5} \cdot 100 \cdot 0.25 = 0.22 \text{ mm}$$

e dopo aver desunto dalla tabella di (Fig.135) i valori:

- del carico di strappamento specifico ($k_{1.1} = 930 \text{ N/mm}^2$)
- dell'esponente ($m_c = 0.32$)

con la (5.20), possiamo calcolare il valore di (k_c):

$$k_c = 930 \cdot \left[\frac{1}{0.22} \right]^{0.32} \cdot \left(1 - \frac{10^\circ}{100^\circ} \right) = 1359 \text{ (N/mm}^2 \text{)}$$

e finalmente, calcolare:

- la potenza assorbita (P_c), con la (5.26)
- la forza tangenziale (F_t), con la (5.27)
- la coppia (M_c), con la (5.28)
- la forza assiale (F_a), con la (5.29)
- la forza avanzamento tavola (F_{at}), con la (5.30)

$$P_c = \frac{4 \cdot 100 \cdot 1780 \cdot 1359}{60 \cdot 10^6} = 16.1 \text{ kW}$$

$$F_t = \frac{16.1 \cdot 60 \cdot 10^6}{133 \cdot \pi \cdot 419} = 5518 \text{ N}$$

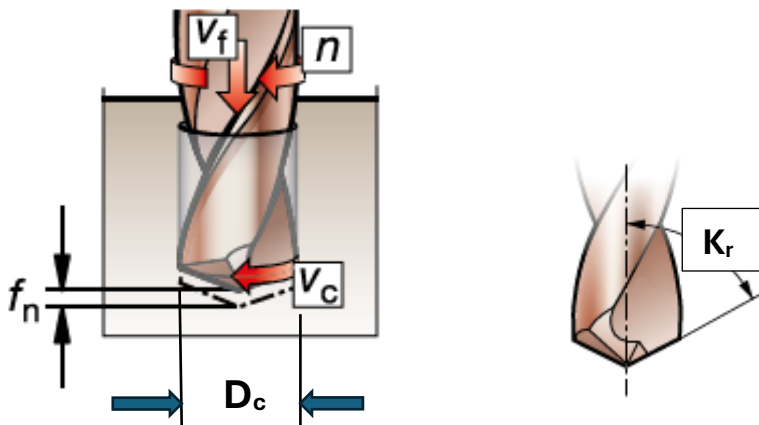
$$M_c = 5518 \cdot \frac{133}{2 \cdot 10^3} = 367 \text{ Nm}$$

$$F_a = \frac{0.5 \cdot 5518}{\sin 45^\circ} = 3902 \text{ N}$$

$$F_{at} = 0.5 \cdot 5518 \cdot \sin 45^\circ = 1951 \text{ N}$$

5.3 Forze di taglio in foratura

Vediamo in (Fig.139) i parametri principali che intervengono in questo tipo di lavorazione:



Parametri D_c , v_c , v_f , n , f_n , K_r (Fig.139)

D_c	(mm)	Diametro della punta.
v_c	(m/min)	Velocità di taglio.
v_f	(m/min)	Velocità di avanzamento assiale.
n	(giri/min)	Regime rotazione mandrino.
f_n	(mm/giro)	Avanzamento per giro.
f_z	(mm/giro)	Avanzamento per tagliente per giro.
K_r	(°)	Angolo del tagliente.
P_c	(kW)	Potenza assorbita dalla lavorazione.
M_c	(Nm)	Momento torcente.
F_a	(N)	Forza di avanzamento assiale.

Data la grande variabilità dei materiali delle punte: HSS, HSS rivestito, HD (metallo duro), punta brasata in HD, punte ad inserti in HD; come pure dei materiali lavorati, consigliamo la consultazione dei

cataloghi dei vari costruttori di utensili, per ricavare i valori iniziali di taglio: (v_c) e (f_n). Qui ci limiteremo quindi a riportare le formule per calcolare la forza di avanzamento (F_a), la potenza assorbita (P_c) ed il momento torcente (M_c) a partire dai valori indicati per ($k_{c 0.4}$) riportati nella tabella di (Fig.140):

Forza di taglio specifica k_c per $f_z = 0,4$ per materiali diversi

N° CMC	Materiale	HB	Forza di taglio specifica, $k_{c 0.4}$ ¹⁾ N/mm ²
01.1 01.2 01.3	Acciaio non legato C = 0.15% C = 0.35% C = 0.60%	125 150 200	1900 2100 2250
02.1 02.2 02.2 02.2	Acciaio debolmente legato Non trattato Acciaio bonificato Acciaio bonificato Acciaio bonificato	180 275 300 350	2100 2600 2700 2850
03.1 03.2	Acciaio fortemente legato Ricotto Trattato	200 325	2600 3900
05.11 05.21	Acciaio inossidabile Martensitico/ferritico Austenitico	200 175	2300 2450
06.1 06.2 06.3	Getti di acciaio Non legato Debolmente legato Fortemente legato	180 200 225	2000 2500 2700
04 06.33	Acciaio duro Acciaio temprato Acciaio al manganese 12%	55 HRC 250	4500 3600
07.1 07.2	Ghisa malleabile Ferritica Perlitica	130 230	1100 1100
08.1 08.2	Ghisa grigia Bassa resistenza Alta resistenza	180 260	1100 1500
09.1 09.2	Ghisa nodulare Ferritica Perlitica	160 250	1100 1800
10	Ghisa fusa in conchiglia	400	3000
20.11 20.12 20.21. 20.31 20.22. 20.32 20.24. 20.33	Leghe resistenti al calore a base di Fe, ricotte a base di Fe, invecchiate a base di Ni o Co, ricotte a base di Ni o Co, invecchiate a base di Ni o Co, fuse	200 280 250 350 320	3000 3050 3500 4150 4150
30.11 30.12	Leghe di alluminio Non trattabili termicamente Trattabili termicamente	60 100	500 800
30.21 30.22	Leghe di alluminio, fuse Non trattabili termicamente Trattabili termicamente	75 90	750 900
33.1 33.2 33.3	Rame e leghe di rame Leghe al piombo, Pb > 1% Ottone, ottone rosso Bronzo e rame senza piombo, incluso rame elettrolitico	110 90 100	700 750 1750

1) I valori $k_{c 0.4}$ sono applicabili a: $f_z = 0,4$ mm/z, $\kappa_r = 90^\circ$, $\lambda_{sh} = +6^\circ$

Valori per il carico di strappamento ($k_{c 0.4}$) (Fig.140)

$$v_c = \frac{\pi \cdot D_c \cdot n}{1000} \quad (m/min) \quad (5.31)$$

$$n = \frac{v_c \cdot 1000}{\pi \cdot D_c} \quad (giri/min) \quad (5.32)$$

$$v_f = f_n \cdot n \quad (mm/min) \quad (5.33)$$

$$f_z = \frac{f_n}{2} \quad (mm) \quad (\text{in generale punta a due taglienti}) \quad (5.34)$$

$$k_c = k_{c\,0.4} \cdot \left(\frac{0.4}{f_z \cdot \sin K_r} \right)^{0.29} \cdot \left(1 - \frac{\gamma}{100^\circ} \right) \quad (N/mm^2) \quad (5.35)$$

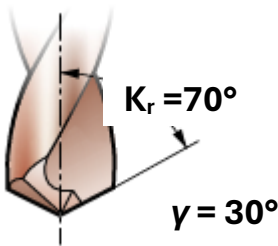
$$P_c = \frac{D_c \cdot f_n \cdot k_c \cdot v_c}{240 \cdot 10^3} \quad (kW) \quad (5.36)$$

$$M_c = \frac{P_c \cdot 30 \cdot 10^3}{\pi \cdot n} \quad (Nm) \quad (5.37)$$

$$F_a \approx 0.5 \cdot \frac{D_c}{2} \cdot f_n \cdot k_c \cdot \sin K_r \quad (N) \quad (5.38)$$

Concludiamo anche qui con un esempio di calcolo, relativo all'esecuzione di un foro dal pieno su di un componente in acciaio inox, con i seguenti dati:

- Materiale lavorato: Acciaio inox aust. (M 05.21) HB=175
- Punta in metallo duro integrale (HD) rivestita TIN
- Diametro punta: $D_c = 20 \text{ mm}$
- Angolo di registrazione: $K_r = 70^\circ$
- Angolo spoglia superiore: $\gamma = 30^\circ$
- Velocità di taglio $v_c = 60 \text{ m/min}$
- Avanzamento $f_n = 0.2 \text{ mm/giro}$



Calcoliamo (n) , (v_f) e (f_z) con le relazioni (5.32), (5.33) e (5.34) rispettivamente:

$$n = \frac{60 \cdot 1000}{\pi \cdot 20} = 955 \text{ giri/min}$$

$$v_f = 0.2 \cdot 955 = 191 \text{ mm/min}$$

$$f_z = \frac{0.2}{2} = 0.1 \text{ mm}$$

Dalla tabella di (Fig.140) andiamo prendere il valore del carico di strappamento specifico, per trucioli di spessore 0.4 mm ($k_{c\ 0.4}$) e con la relazione (5.35) andiamo a calcolare il valore di (k_c):

$$k_c = 2450 \cdot \left(\frac{0.4}{0.1 \cdot \sin 70^\circ} \right)^{0.29} \cdot \left(1 - \frac{30^\circ}{100^\circ} \right) = 2610 \text{ N/mm}^2$$

per poi concludere, col calcolo della potenza assorbita dalla lavorazione (P_c) del momento torcente (M_c) e della forza assiale (F_a) con le restanti relazioni (5.36) , (5.37) e (5.38):

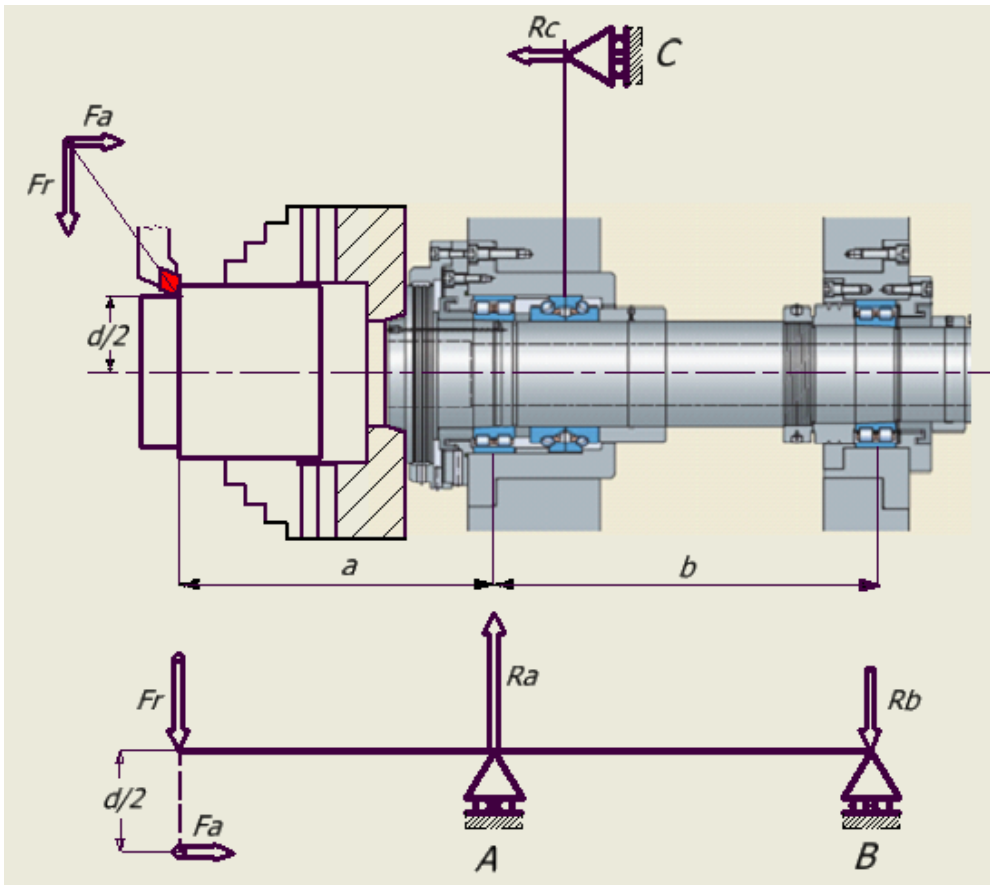
$$P_c = \frac{20 \cdot 0.2 \cdot 2610 \cdot 60}{240 \cdot 10^3} = 2.61 \text{ kW}$$

$$M_c = \frac{2.61 \cdot 30 \cdot 10^3}{\pi \cdot 955} = 26.1 \text{ Nm}$$

$$F_a \approx 0.5 \cdot \frac{20}{2} \cdot 0.2 \cdot 2610 \cdot \sin 70^\circ = 2453 \text{ N}$$

5.4 Carichi sui cuscinetti

In questa sezione andiamo a definire i carichi normalmente agenti su cuscinetti dell'asse mandrino, per poi utilizzarli nel prossimo capitolo per definire le prestazioni dei cuscinetti scelti per sopportarli.



Schema forze agenti sui cuscinetti di un tornio (Fig.141)

In (Fig.141) vediamo una classica disposizione di cuscinetti e forze di taglio per l'asse mandrino di un tornio, con rappresentate le reazioni vincolari supportate dai cuscinetti, i quali in (A) e (B) supportano le forze radiali ed in (C) quelle assiali.

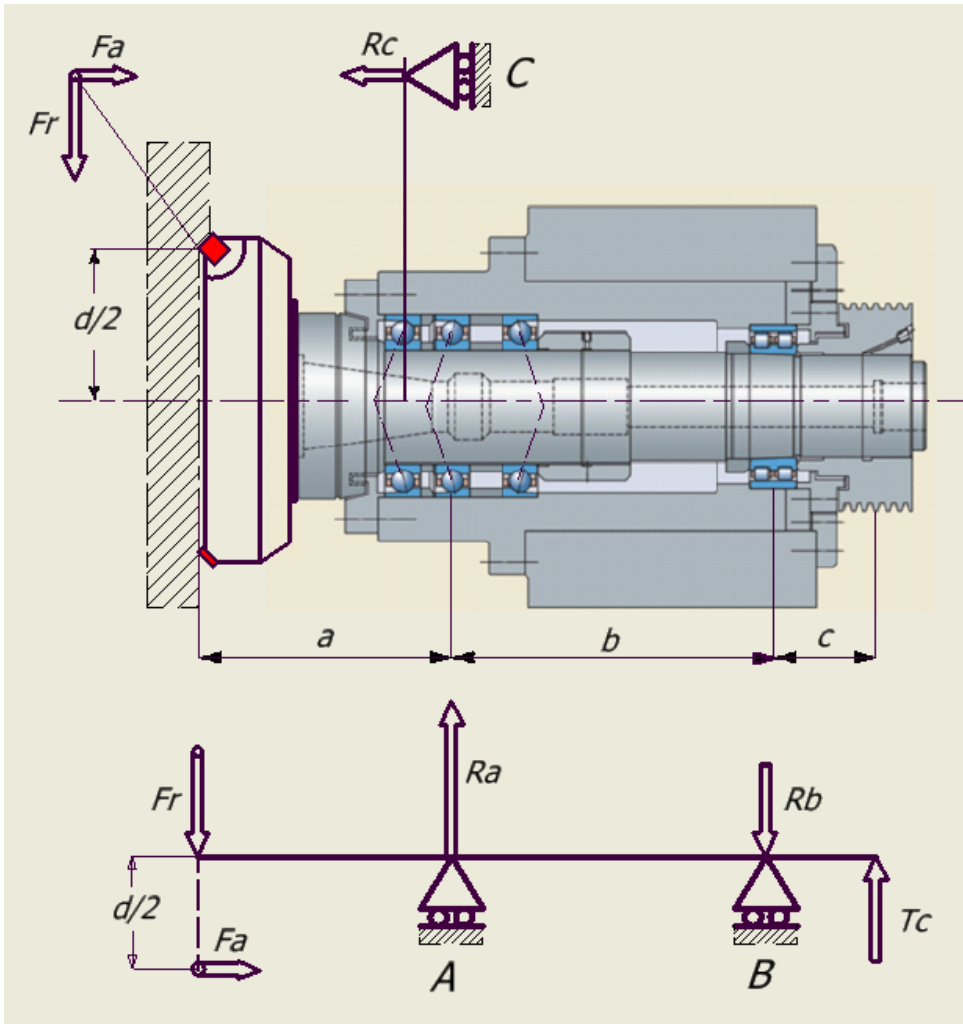
Riportiamo a seguire le relazioni per il calcolo delle reazioni vincolari (R_a), (R_b) ed (R_c):

$$R_a = \frac{F_r \cdot (a+b) + F_a \cdot \frac{d}{2}}{b} \quad (N) \quad (5.39)$$

$$R_b = \frac{F_r \cdot a + F_a \cdot \frac{d}{2}}{b} \quad (N) \quad (5.40)$$

$$R_c = -F_a \quad (N) \quad (5.41)$$

Vediamo ora altre disposizioni dei cuscinetti e delle forze di taglio con relativo grafico delle reazioni vincolari:

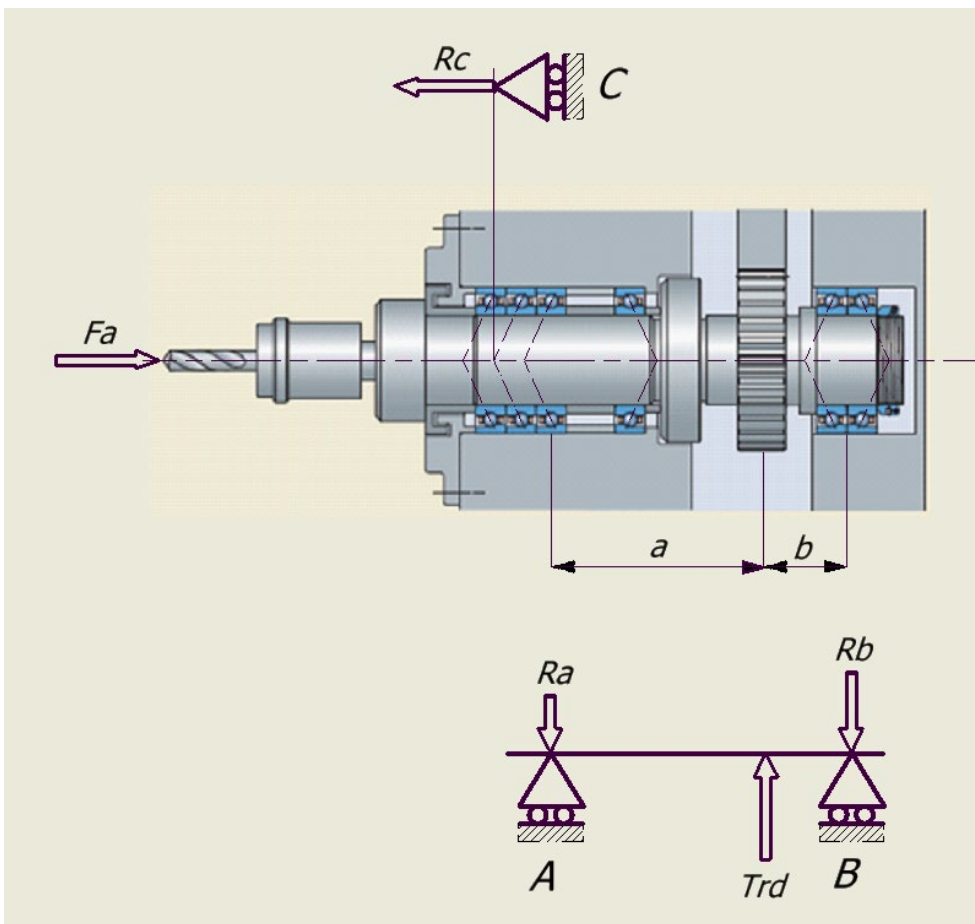


Schema forze agenti sui cuscinetti di una fresatrice (Fig.142)

$$R_a = \frac{F_r \cdot (a+b) + F_a \cdot \frac{d}{2} + T_c \cdot c}{b} \quad (N) \quad (5.42)$$

$$R_b = \frac{F_r \cdot a + F_a \cdot \frac{d}{2} + T_c \cdot (b+c)}{b} \quad (N) \quad (5.43)$$

$$R_c = -F_a \quad (N) \quad (5.44)$$



Schema forze agenti sui cuscinetti di una foratrice (Fig.143)

$$R_a = \frac{T_{rd} \cdot b}{(a+b)} \quad (N) \quad (5.45)$$

$$R_b = \frac{T_{rd} \cdot a}{(a+b)} \quad (N) \quad (5.46)$$

$$R_c = -F_a \quad (N) \quad (5.47)$$

dove:

- F_r (N) Forza agente radialmente (generalmente uguale alla forza di taglio tangenziale F_t).
- F_a (N) Forza agente assialmente (generalmente uguale alla forza di taglio assiale F_a).
- T_c (N) Tiro cinghia della trasmissione.
- T_{rd} (N) Forza radiale sulla ruota dentata.
- R_a (N) Forza sui cuscinetti del supporto (A).

- R_b (N) Forza sui cuscinetti del supporto (B).
- R_c (N) Forza sui cuscinetti del supporto (C).

Passiamo ora ad eseguire qualche esempio numerico sull'applicazione di queste relazioni, utilizzando le forze calcolate nelle sezioni: (5.1) per il tornio ; (5.2) per la fresatrice e (5.3) per la foratrice.

Con riferimento alla (Fig.141) abbiamo:

- $Fr = Fc = 5382 \text{ N}$ Forza radiale.
- $Fa = 2330 \text{ N}$ Forza assiale.
- $d = 100 \text{ mm}$ Diametro lavorazione.
- $a = 200 \text{ mm}$ Sbalzo del carico.
- $b = 350 \text{ mm}$ Distanza tra i cuscinetti.

Calcoliamo le reazioni R_a ; R_b ed R_c con le relazioni (5.39), (5.40) e (5.41):

$$R_a = \frac{5382 \cdot (200 + 350) + 2330 \cdot \frac{100}{2}}{350} = 8790 \text{ N}$$

$$R_b = \frac{5382 \cdot 200 + 2330 \cdot \frac{100}{2}}{350} = 3408 \text{ N}$$

$$R_c = -2330 \text{ N}$$

Mentre con riferimento alla (Fig.142) abbiamo:

- $Fr = Ft = 5518 \text{ N}$ Forza radiale.
- $Fa = 3902 \text{ N}$ Forza assiale.
- $Tc = 13795 \text{ N}$ Tiro cinghia.
- $d = 125 \text{ mm}$ Diametro fresa.
- $a = 150 \text{ mm}$ Sbalzo del carico.
- $b = 320 \text{ mm}$ Distanza tra i cuscinetti.
- $c = 100 \text{ mm}$ Sbalzo della puleggia.

Calcoliamo le reazioni R_a ; R_b ed R_c con le relazioni (5.42), (5.43) e (5.44):

$$R_a = \frac{5518 \cdot (150+320) + 3902 \cdot \frac{125}{2} + 13795 \cdot 100}{320} = 13178 \text{ N}$$

$$R_b = \frac{5518 \cdot 150 + 3902 \cdot \frac{125}{2} + 13795 \cdot (320+100)}{320} = 21455 \text{ N}$$

$$R_c = -3902 \text{ N}$$

Infine, con riferimento alla (Fig.143) abbiamo:

- $F_a = 2453 \text{ N}$ *Forza assiale*
- $Trd = 870 \text{ N}$ *Forza radiale sulla ruota dentata*
- $a = 110 \text{ mm}$ *Distanza tra primo cuscinetto e ruota dentata*
- $b = 40 \text{ mm}$ *Distanza tra secondo cuscinetto e ruota dentata*

Calcoliamo le reazioni R_a ; R_b ed R_c con le relazioni (5.45), (5.46) e (5.47):

$$R_a = \frac{870 \cdot 40}{(110+40)} = 232 \text{ N}$$

$$R_b = \frac{870 \cdot 110}{(110+40)} = 638 \text{ N}$$

$$R_c = -2453 \text{ N}$$

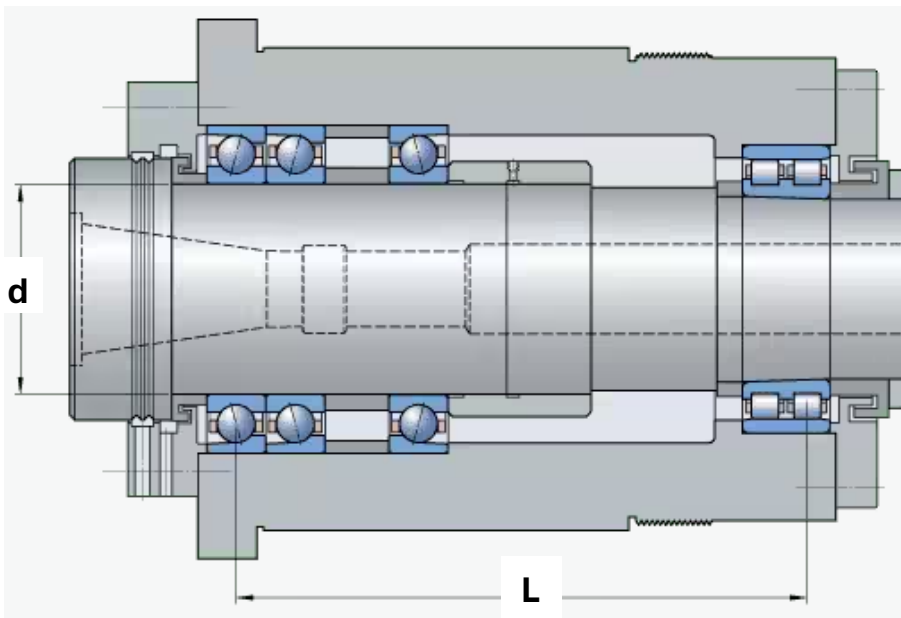
5.5 Cedimenti elastici sull'asse mandrino

Il cedimento elastico di un mandrino in rapporto alla forza che lo produce, rappresenta la rigidezza dello stesso, la quale influenza notevolmente la precisione e la qualità della lavorazione eseguita.

In (Fig.144) vediamo rappresentati, come vedremo nel seguito, due parametri che influenzano questa rigidezza:

- *Il diametro interno (d) dei cuscinetti lato lavoro.*
- *La distanza (L) tra i cuscinetti.*

Nella pratica costruttiva corrente, il rapporto (L/d) varia generalmente in questo range: ($2.5 < L/d < 3.5$).

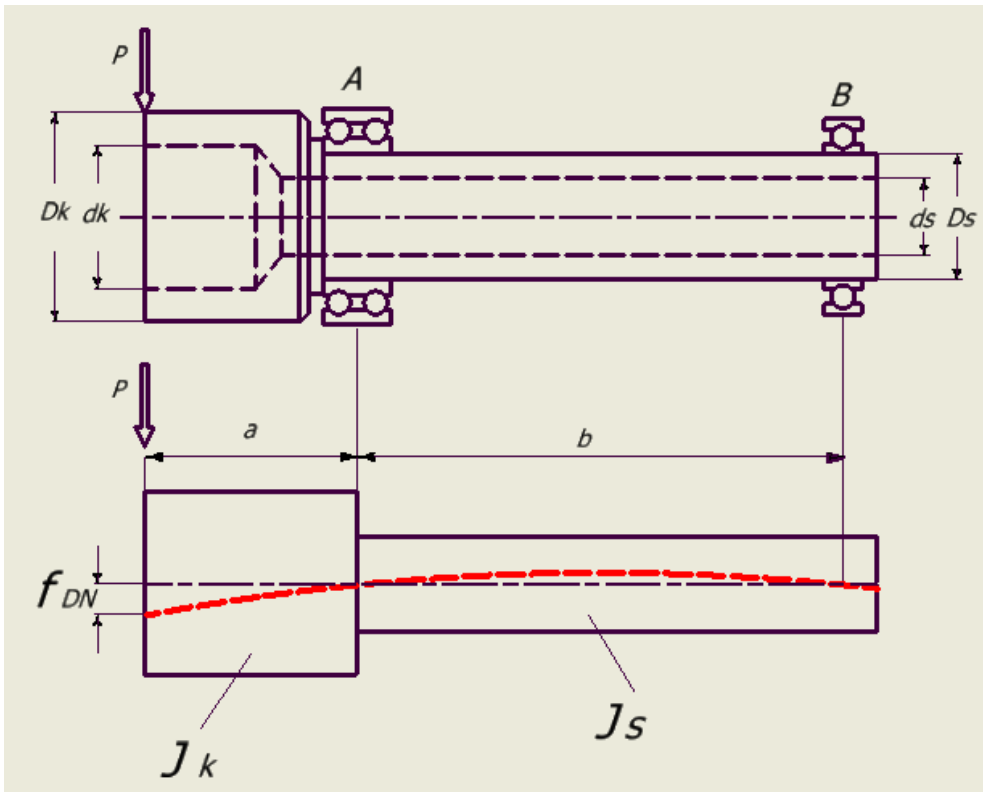


Misure fondamentali di un mandrino (d) ed (L) (Fig.144)

La rigidezza e di conseguenza il cedimento elastico, generalmente vengono misurati in corrispondenza del naso mandrino e si scompongono in due fattori fondamentali:

- f_{DN} [μm] *Freccia d'inflexione propria dell'albero, in corrispondenza del naso.*
- f_{LN} [μm] *Cedimento dell'albero in corrispondenza del naso, dovuto alla sola deformazione elastica dei cuscinetti.*

In questa sezione ci occuperemo soltanto del primo termine (f_{DN}), ipotizzando che i cuscinetti non cedano ($f_{LN} = 0$), mentre del secondo termine ce ne occuperemo alla fine della sezione relativa alle varie tipologie di cuscinetti (Sez. 6.6).



Cedimento f_{DN} sotto il carico P

(Fig.145)

Ecco a seguire i parametri necessari per il calcolo della freccia di inflessione propria (f_{DN}) dell'albero in corrispondenza del naso:

- D_k (mm) Diametro esterno medio della parte a sbalzo dell'albero.
- D_s (mm) Diametro esterno medio della parte dell'albero compresa tra gli appoggi.
- d_k (mm) Diametro interno medio della parte a sbalzo dell'albero.
- d_s (mm) Diametro interno medio della parte dell'albero compresa tra gli appoggi.
- E (N/mm^2) Modulo di elasticità (per l'acciaio $E=210000 \text{ N/mm}^2$).

- J_k (mm^4) Momento d'inerzia della sezione retta della parte a sbalzo dell'albero.
- J_s (mm^4) Momento d'inerzia della sezione retta della parte dell'albero compresa tra gli appoggi.
- P (N) Carico radiale esterno agente sul naso mandrino.
- a (mm) Quota sbalzo del naso mandrino.
- b (mm) Distanza tra gli appoggi.

Con riferimento alla (Fig.145) scriviamo la relazione:

$$f_{DN} = \frac{1000 \cdot P}{3 \cdot E \cdot J_k} \cdot a^3 + \frac{1000 \cdot P}{3 \cdot E \cdot J_s} \cdot a^2 \cdot b \quad (\mu\text{m}) \quad (5.47)$$

che contiene i due termini seguenti:

$$J_k = \frac{\pi}{64} \cdot (D_k^4 - d_k^4) \quad (\text{mm}^4) \quad (5.48)$$

$$J_s = \frac{\pi}{64} \cdot (D_s^4 - d_s^4) \quad (\text{mm}^4) \quad (5.49)$$

Osservando la relazione (5.47) notiamo che i fattori più importanti per ridurre la freccia (f_{DN}) sono:

- Lo sbalzo (a), il quale essendo elevato alla terza potenza nel primo termine, ed alla seconda nel secondo termine, bisogna cercare di ridurlo il più possibile.
- I due momenti d'inerzia (J_k) e (J_s) che come possiamo vedere dalle due relazioni (5.48) e (5.49), dipendono dai due diametri (D_k) e (D_s) con esponente alla quarta potenza. Ne consegue la necessità di aumentare il più possibile questi due diametri.

Completiamo la sezione con un esempio di calcolo, riferendoci alla (Fig.145), su di un albero mandrino in acciaio ($E=210000 \text{ N/mm}^2$), avendo posto:

- $P = 4583 \text{ N}$ Carico radiale sul naso mandrino.
- $D_k = 150 \text{ mm}$ Diametro esterno del naso.
- $D_s = 100 \text{ mm}$ Diametro tra i cuscinetti.
- $d_k = 70 \text{ mm}$ Diametro interno sul naso mandrino.

- $d_s = 65 \text{ mm}$ *Diametro interno tra i cuscinetti.*
- $a = 60 \text{ mm}$ *Sbalzo del naso mandrino.*
- $b = 300 \text{ mm}$ *Distanza tra gli appoggi.*

Calcoliamo i due momenti d'inerzia J_k e J_s , con l'aiuto delle due relazioni (5.48) e (5.49):

$$J_k = \frac{\pi}{64} \cdot (150^4 - 70^4) = 23671901 \text{ mm}^4$$

$$J_s = \frac{\pi}{64} \cdot (100^4 - 65^4) = 4032498 \text{ mm}^4$$

e la freccia f_{DN} in corrispondenza del naso mandrino, con la (5.47):

$$f_{DN} = \frac{1000 \cdot 4583}{3 \cdot 210000 \cdot 23671901} \cdot 60^3 + \frac{1000 \cdot 4583}{3 \cdot 210000 \cdot 4032498} \cdot 60^2 \cdot 300 = 2 \text{ } (\mu\text{m})$$

6 Scelta e calcolo dei cuscinetti per mandrini

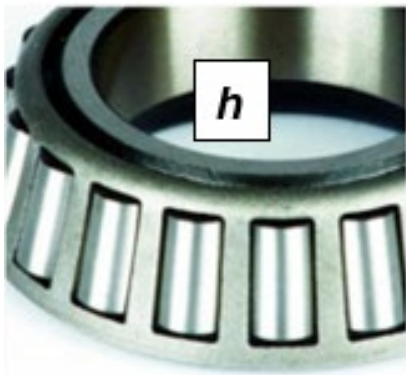
In questo capitolo ci occuperemo dei criteri generali per la scelta ed il calcolo delle prestazioni fornite, dai vari tipi di cuscinetto, che vengono solitamente impiegati per il supporto degli assi mandrino delle macchine utensili. In (Fig.146) vediamo una panoramica delle tipologie più utilizzate per questo impiego:



Panoramica sui cuscinetti di precisione per mandrini (Fig.146)

- a) Cuscinetti obliqui a sfere.*
- b) Cuscinetti obliqui con sfere in ceramica.*
- c) Cuscinetti obliqui a sfere con fori per lubrificazione.*
- d) Cuscinetti a rulli cilindrici.*
- e) Cuscinetti a rulli cilindrici con doppia corona.*
- f) Cuscinetti con rulli in ceramica.*
- g) Cuscinetti obliqui assiali a sfere a doppio effetto.*

A queste sette famiglie, si aggiungono le due famiglie dei cuscinetti a rulli conici, in esecuzione di precisione per mandrini (Fig.147):

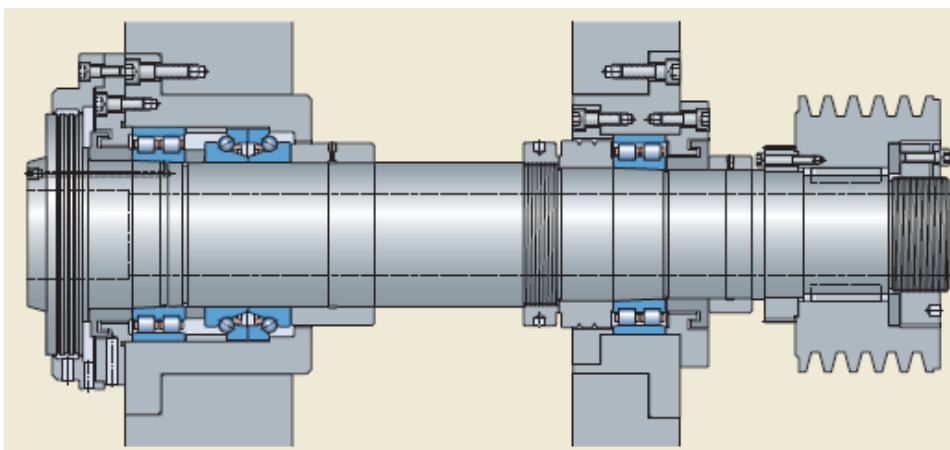


Cuscinetti a rulli conici ad una e due file di rulli (Fig.147)

h) Cuscinetti a rulli conici

i) Cuscinetti a rulli conici con due file di rulli

Passiamo ora in rassegna alcune configurazioni e disposizioni dei cuscinetti, associate alle tipologie di macchine, ove sono solitamente impiegate:



Applicazione su di un tornio con comando a cinghia (Fig.148)

In (Fig.148) vediamo un'applicazione classica per il mandrino di un tornio comandato a cinghia.

I mandrini dei torni sono tipicamente utilizzati per il taglio di metalli a velocità relativamente basse.

La profondità di taglio e le velocità di alimentazione, che sono determinate dai requisiti richiesti per la finitura superficiale, normalmente, vengono portate al limite.

Nei torni, la potenza, solitamente, viene trasmessa al mandrino da una puleggia o da ingranaggi, che determinano pesanti carichi radiali sull'estremità che non lavora.

Per l'estremità di lavoro del mandrino, dove agiscono pesanti carichi combinati, sono richiesti elevati gradi di rigidità e capacità di carico.

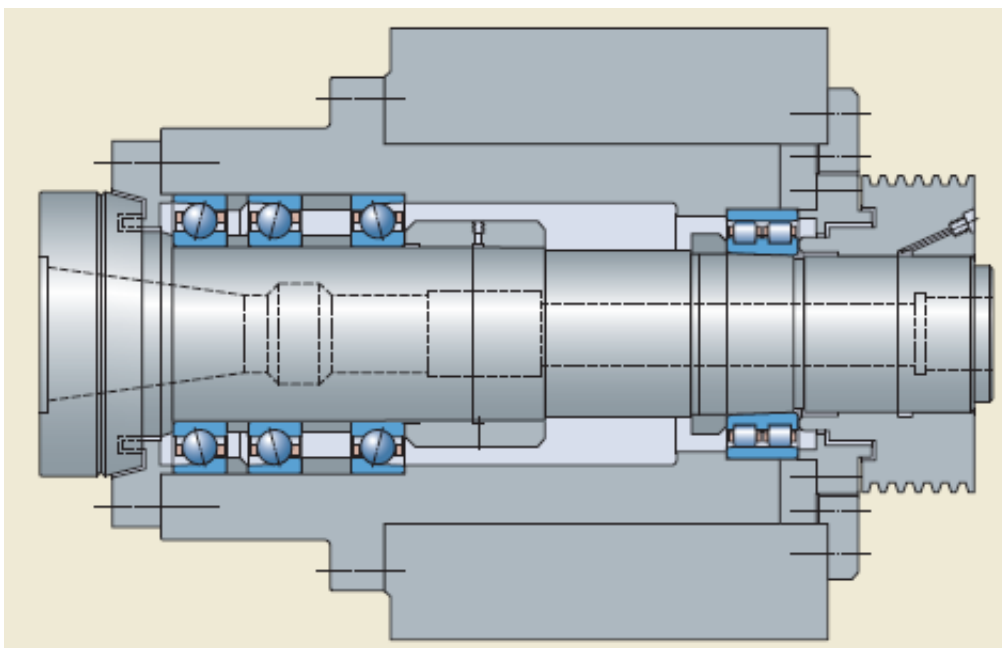
Nei mandrini dei torni sono comuni disposizioni con un cuscinetto a doppia corona di rulli, combinato con un cuscinetto assiale obliquo a doppia corona di sfere sul lato di lavoro, e un cuscinetto a rulli cilindrici a doppia corona sul lato opposto.

Il foro interno conico dei cuscinetti a doppia corona permette una registrazione fine del gioco o del precarico di questi cuscinetti.

Tale regolazione viene ottenuta, variando la posizione assiale dell'anello interno, interponendo opportuni spessori, da adattare in fase di montaggio, utilizzando speciali attrezzature predisposte dai costruttori di questi cuscinetti.

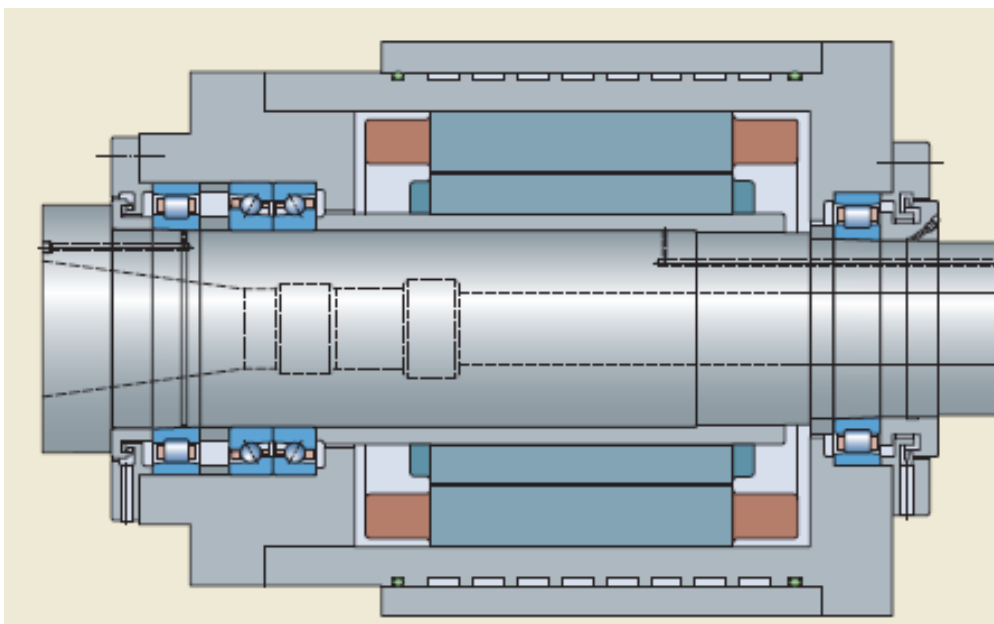
Il diametro esterno della ralla interna del cuscinetto assiale viene realizzato in base a una tolleranza speciale. Questa tolleranza garantisce al cuscinetto libertà radiale, quando montato in un supporto con idonea tolleranza, per il diametro foro del cuscinetto a due corone di rulli cilindrici adiacente. Il gioco è sufficiente a garantire che il cuscinetto assiale, non sia soggetto a carichi radiali di particolare entità. Questa disposizione di cuscinetti, si presta anche all'applicazione su mandrini di fresatrici per grandi asportazioni di truciolo ed offre una lunga durata e un elevato grado di rigidità e stabilità.

Quando viene richiesto l'aumento della velocità di lavoro, pur conservando una buona rigidità e stabilità del montaggio, possiamo adottare la soluzione di (Fig.149), dove sul lato utensile viene impiegato un gruppo di cuscinetti obliqui a sfere con sfere di grande dimensione, pur conservando sul lato puleggia il cuscinetto con doppia corona di rulli, sempre con foro interno conico.



Applicazione su di un mandrino operatore

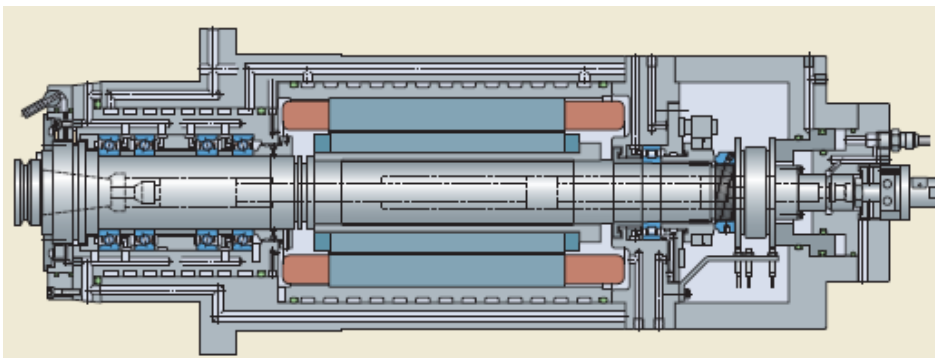
(Fig.149)



Applicazione su elettromandrino per fresatura

(Fig.150)

Un'altra soluzione più veloce con buona rigidità (Fig.150) prevede la sostituzione, rispetto alla soluzione di (Fig.148): dei cuscinetti a doppia corona rulli, con quelli a corona semplice ed al posto del cuscinetto assiale doppio, una coppia di cuscinetti obliqui a sfere, i quali contribuiscono anche al sostegno radiale dell'asse.

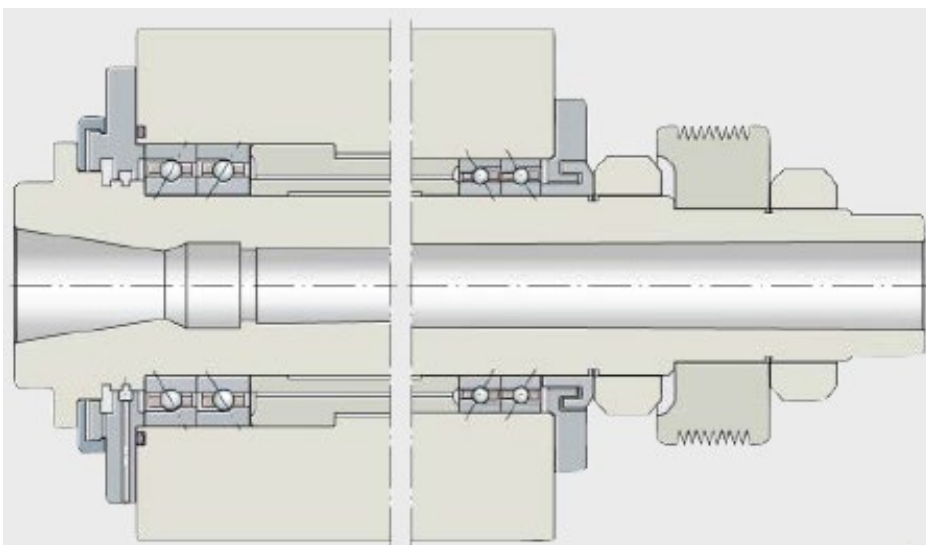


Elettromandrino per centro di lavoro orizzontale (Fig.151)

Quando sono richieste velocità ancora più elevate, come nel caso dei centri di lavorazione ad alta velocità ($n.dm > 1\,200\,000\,mm/min$), di solito si giunge a un compromesso tra rigidità e capacità di carico (Fig.151). In queste applicazioni, il mandrino solitamente viene azionato direttamente da un motore (mandrini motorizzati o elettromandrini) o mediante un giunto.

In questi casi non abbiamo apprezzabili carichi radiali sull'estremità opposta all'utensile, come nel caso dei mandrini azionati a cinghia.

Di conseguenza, si utilizzano spesso cuscinetti obliqui a una corona di sfere montati in gruppi e cuscinetti a rulli cilindrici a corona singola.



Applicazione su centro di lavoro portafresa veloce (Fig.152)

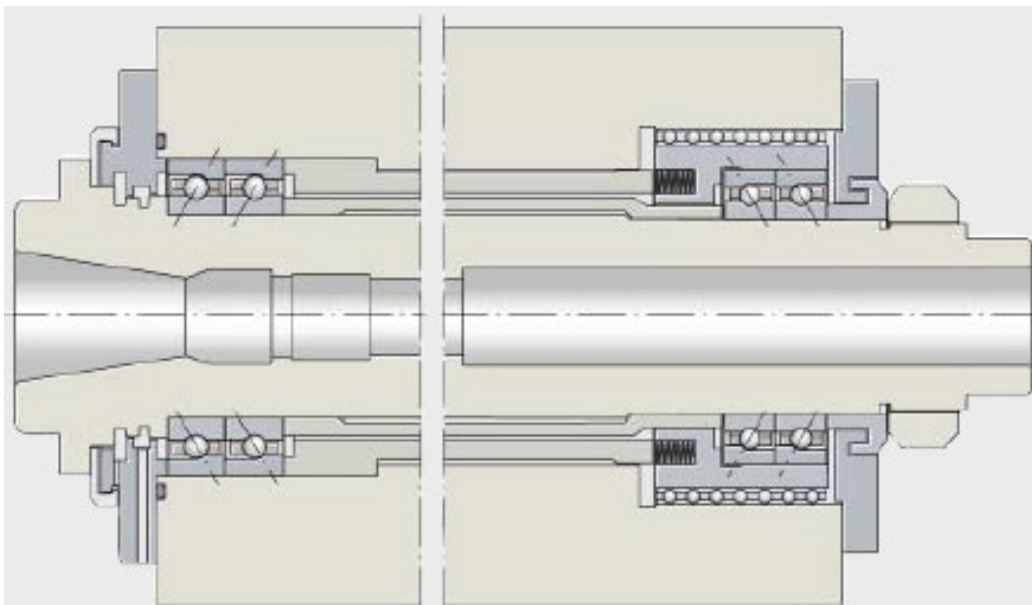
Un ulteriore gradino sulla scala per ottenere velocità di lavorazione più elevate, viene illustrato nelle due soluzioni, rappresentate nelle (Fig.153 e Fig.154).

Quando gruppi di cuscinetti obliqui a sfere vengono montati con precarico fisso (senza molle)(Fig.152), tale precarico tende ad aumentare in funzionamento, a causa della dilatazione termica.

Con l'aumentare della velocità, anche l'entità di questo effetto tende ad aumentare e per evitare i dannosi effetti di un precarico eccessivo, soprattutto nelle applicazioni a velocità estremamente elevate ($n \cdot dm > 2\,000\,000\text{ mm/min}$), si utilizzano comunemente, cuscinetti obliqui a sfere caricati a molle.

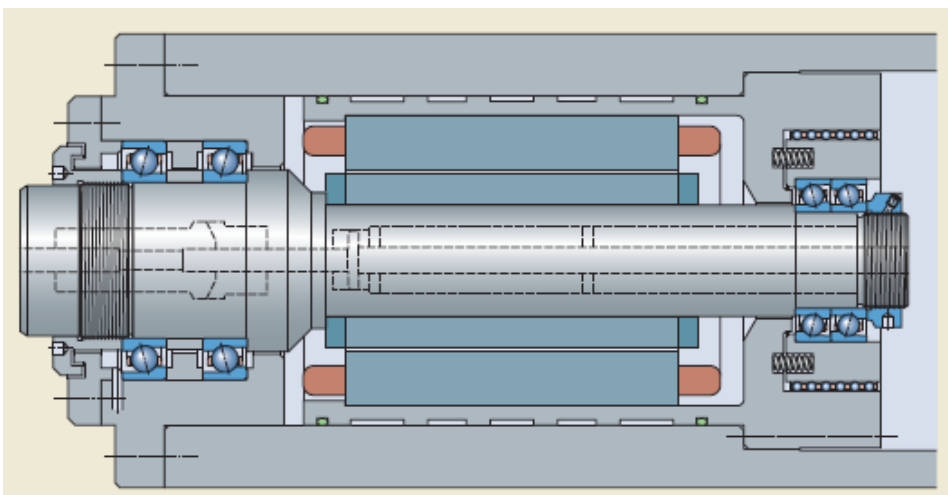
Le molle controllano il precarico, indipendentemente dalla dilatazione termica relativa, e permettono di ridurre al minimo la quantità di calore per attrito prodotta nei cuscinetti.

Una soluzione ancora migliore delle molle per ottenere il precarico nei cuscinetti obliqui a sfere sarebbe mediante un sistema idraulico, il quale regoli l'entità del precarico in base alla velocità del mandrino, onde ottenere la migliore combinazione possibile di rigidità, calore per attrito e durata di esercizio dei cuscinetti.



Applicazione su centro di lavoro ad alta velocità

(Fig.153)

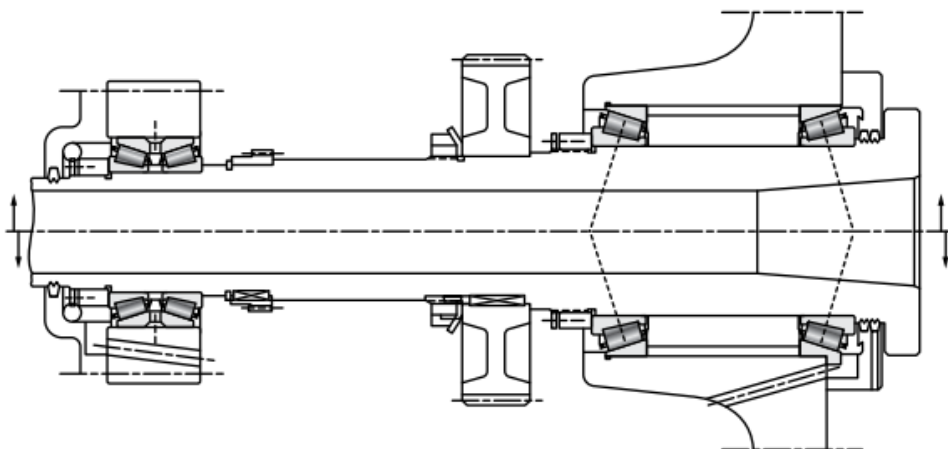


Applicazione su rettificatrice per interni (Fig.154)

L'altro filone che viene seguito, per ottenere buona rigidità e capacità di carico dei mandrini è l'utilizzo dei cuscinetti a rulli conici di precisione.

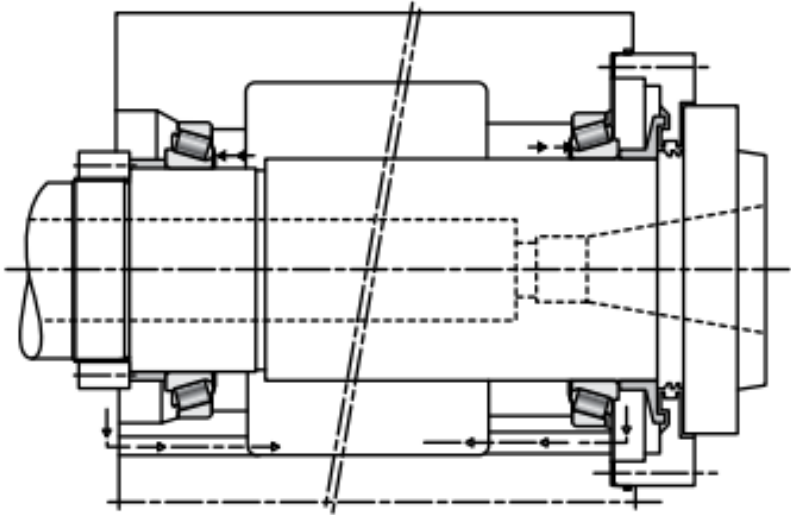
I cuscinetti con corpi volventi a rulli (conici o cilindrici), presentano rispetto alla controparte a sfere, una maggiore capacità di carico a parità di ingombro, in virtù del loro contatto lineare con le piste di rotolamento, mentre per le sfere il contatto risulta puntiforme.

Il vantaggio di questa maggiore capacità di carico, lo si paga però con una maggiore produzione di calore, durante il funzionamento del mandrino.



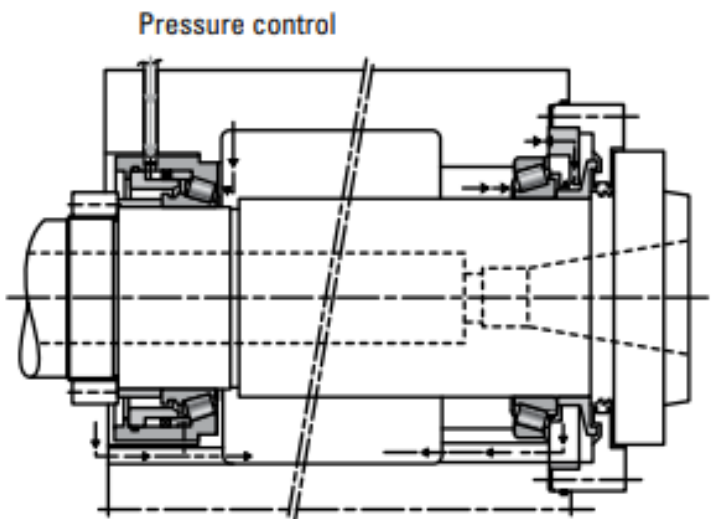
Mandrino iperstatico su tre supporti (fresatrice) (Fig.155)

Nonostante le considerazioni appena svolte, con opportuni accorgimenti in merito alla loro lubrificazione, la quale può incaricarsi di asportare il calore generato, si possono ottenere ottime soluzioni, come possiamo vedere nelle (Fig.155 e Fig.156).



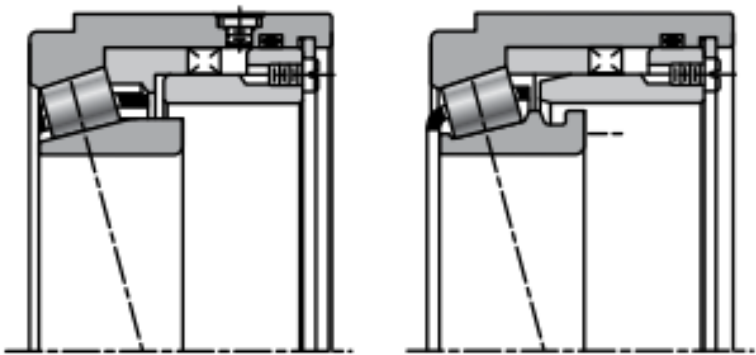
Applicazione su di un mandrino operatore (Fig.156)

La soluzione di (Fig.157) illustra uno degli accorgimenti utilizzati per controllare il precarico e di conseguenza, il calore generato al variare del carico e del regime di rotazione, attraverso olio in pressione.



Applicazione con controllo esterno del precarico (Fig.157)

In (Fig.158) vediamo nel dettaglio due tipologie di unità cuscinetto utilizzate per tale scopo: entrambe le due soluzioni prevedono la variazione del precarico, agendo sulla posizione assiale dei rulli, mediante pressione sul bordino esterno degli stessi.



Cuscinetti per controllo esterno del precarico (Fig.158)

Confronto delle disposizioni di cuscinetti

I dati sono indicativi, riferiti ad un mandrino con:
 ■ diametro dell'albero $d = 70\text{ mm}$
 ■ Distanza tra i cuscinetti $L = 3 \cdot d$
 ■ Punto di applicazione della forza $A = L/2$.

Applicazioni e rendimento a confronto

Disposizione dei cuscinetti		Applicazione tipica	Idoneità velocità di rotazione %	Rigidezza del sistema %		Capacità di carico %		Comportamento alla temperatura	
Davanti	Dietro			Assiale	Radiale	Assiale	Radiale	Temperatura d'esercizio	Sensibilità
==≡	==	Universale	50	100	100	60	100	+	+
<<>	==	Rettifica	72	65	100	75	50	++	++
<<>	==	Tornitura	65	44	86	75	47	+	++
<<>	<>	Tornitura, rettifica	65	44	84	75	44	++	+
<>	=	Legno, motore	75	32	79	35	42	+++	+++
<>	<>	Alesatura, elettromandrini	75	32	77	35	40	+++	+++
<	>	Fresatura, alesatura	85	30	62	35	22	++++	+++++
<<	>>	Fresatura, alesatura, universale	80	61	95	75	44	++++	+++++
<<<	>>>	Fresatura, alesatura, universale	75	76	98	100	46	+++	+++++
<	≈>	Elettromandrino	100	23	60	30	27	+++++	+++++
<<	≈>>	Elettromandrino	100	46	92	60	52	+++++	+++++
<≈>	≈>	Elettromandrino	100	25	89	25	60	+++++	+++++
<≈>	=	Elettromandrino	80	23	82	30	46	+++++	++++
<<≈>	≈>	Elettromandrino	100	46	93	50	65	+++++	++++
<<≈>>	≈>>	Elettromandrino	100	48	98	48	65	++++	+++++

100 Ottimale
 + Molto sfavorevole
 ++++++ Ottimo
 < Cuscinetti per mandrini
 = Cuscinetti a rulli cilindrici ad una corona
 == Cuscinetti a rulli cilindrici a due corone
 ≡ Cuscinetti assiali a sfere a contatto obliquo a doppio effetto
 ≈ Molla

Tavola di confronto delle disposizioni di cuscinetti (Fig.159)

La (Fig.159) riporta una tavola di confronto tra le varie disposizioni dei cuscinetti, indicando per ognuna di esse:

- *L'applicazione tipica.*
- *La rigidezza del sistema.*
- *La capacità di carico.*
- *Il comportamento alla temperatura.*

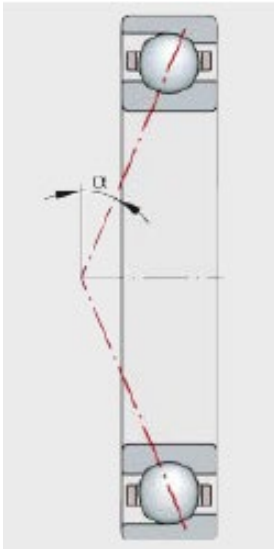
Nelle prossime sezioni andremo ad esaminare per ogni tipologia di cuscinetto o gruppo di cuscinetti, le caratteristiche peculiari di ognuna di esse e le relazioni per il calcolo delle loro prestazioni, in termini di:

- *Velocità massime di rotazione.*
- *Capacità di carico.*
- *Sviluppo di calore.*
- *Durata.*
- *Rigidezza.*

6.1 I cuscinetti obliqui a sfere

Nel novero dei cuscinetti di precisione per assi mandrino i cuscinetti obliqui a sfere, rappresentano la famiglia più ricca di varianti, le quali sono caratterizzate, in base alle seguenti caratteristiche:

- *Angolo di contatto (Fig.160)*
- *Diametro delle sfere (Fig.161-162)*
- *Materiale delle sfere*
- *Materiale degli anelli*
- *Guarnizioni integrate di protezione*
- *Lubrificazione interna (per aria-olio)*



L'angolo di contatto (α) (Fig.160) definisce l'attitudine del cuscinetto a sopportare carichi di tipo radiale e di tipo assiale.

Angoli minori (15° - 20° - 25°) sono adatti a sopportare in misura maggiore carichi di tipo radiale, mentre angoli maggiori (40° - 62°) sopportano meglio carichi di tipo assiale.

L'angolo (62°) è generalmente impiegato nei supporti delle viti a sfere di comando dei carri lineari e non è idoneo per gli assi mandrino.

(Fig.160)



(Fig.161)



(Fig.162)

I cuscinetti obliqui con sfere più grandi (Fig.161), hanno una maggiore capacità di carico e sono adatti a velocità di rotazione relativamente più basse. I cuscinetti con le sfere più piccole (Fig.162), hanno una capacità di carico inferiore, però offrono un grande vantaggio per la loro attitudine a sopportare alte velocità di rotazione.



Sfere in acciaio (Fig.163)



Sfere in ceramica (Fig.164)

Le sfere possono essere costruite in acciaio (Fig.163) ed in materiale ceramico (Fig.164). La costruzione convenzionale con anelli in acciaio e sfere in acciaio, ben si adatta alla maggior parte dei casi applicativi, quando non siamo in presenza di altissime velocità di rotazione.

In presenza di alte ed altissime velocità, la costruzione ibrida con anelli in acciaio e sfere in materiale ceramico (tipicamente in Nitruro di Silicio Si_3N_4), presenta notevoli vantaggi in termini di una minore usura e conseguente maggior durata.

Il motivo di questo vantaggio risiede nel fatto che in presenza di scarsa lubrificazione, la combinazione acciaio/acciaio presenta fenomeni di microsaldature a freddo, nel contatto adesivo tra i corpi volventi e le piste di rotolamento, le quali comportano usura e minor durata.

Mentre la combinazione acciaio/ceramica risulta tribologicamente superiore ed è praticamente insensibile alla scarsa lubrificazione, sviluppa meno calore per attrito e sollecita meno il lubrificante.

Generalmente il materiale utilizzato per la costruzione degli anelli/piste di rotolamento è il classico acciaio 100Cr6, ma per ottenere le massime prestazioni, in termini di durata e velocità di rotazione ammissibile, sono stati sviluppati dei cuscinetti ibridi con sfere in ceramica (Si_3N_4) ed anelli dei cuscinetti in Cronidur 30, un acciaio inossidabile speciale.

Il Cronidur 30 ha rispetto all'acciaio consueto per cuscinetti volventi 100Cr6, una struttura più sottile, conseguentemente lo sviluppo di calore nel cuscinetto e inferiore e la pressione superficiale ammissibile più elevata.

Anche per quanto riguarda i criteri di resistenza alla corrosione e durezza a caldo, questo acciaio presenta delle caratteristiche nettamente migliori dei tradizionali acciai per cuscinetti volventi.

I test sulla durata a fatica dei materiali hanno superato i soliti valori di durata di dieci volte.

I cuscinetti ibridi hanno spostato l'applicazione dei cuscinetti lubrificati a grasso verso campi di velocità di rotazione più elevati, favorendo in questo modo notevoli risparmi, nel costo complessivo dei sistemi mandrino.



Guarnizioni di tenuta non striscianti integrate (Fig.165)

I cuscinetti per mandrini rappresentano delle unità funzionali altamente precise e molto sensibili agli influssi dannosi dell'ambiente (come, ad esempio la penetrazione di impurità e fluidi refrigeranti).

Nelle esecuzioni schermate il sistema volvente viene protetto su entrambi i lati del cuscinetto da tenute non striscianti (Fig.165).

Siccome la durata di esercizio del grasso è di fatto uguale alla durata di esercizio del cuscinetto, la corretta quantità di grasso e la scelta del lubrificante influiscono direttamente sui valori di durata della macchina, i cuscinetti schermati sono pertanto forniti già ingrassati con la giusta quantità di grasso.

L'aumento dell'utilizzo di cuscinetti schermati riflette il cambiamento dalla lubrificazione ad olio alla più economica lubrificazione a grasso con cuscinetti pronti per il montaggio, lubrificati a vita ed esenti da manutenzione.



Cuscinetti per lubrificazione interna olio/aria (Fig.166)

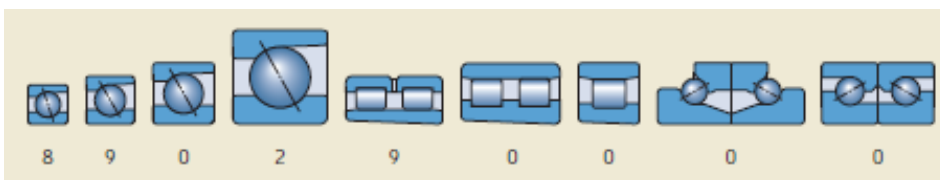
Dulcis in fundo in (Fig.166) vediamo due soluzioni per la lubrificazione diretta con olio/aria ottenuta con scanalature per guarnizioni e fori radiali direttamente sull'anello esterno del cuscinetto (a sinistra nella figura), oppure con l'affiancamento al cuscinetto di una unità speciale per l'adduzione del lubrificante (a destra nella figura). Ora che abbiamo illustrato le varie tipologie di cuscinetti obliqui a sfere per mandrini, vediamo di indirizzarne la scelta in funzione dell'applicazione, iniziando con la scelta dell'angolo di contatto più adatto al nostro scopo (Fig.167).

Vantaggi e applicazioni	Angolo di contatto		
	15°	20°	25°
Vantaggi	■ Rigidezza radiale ■ Capacità di carico radiale ■ Velocità di rotazione leggermente più elevata con ΔT	■ Buona rigidezza assiale e radiale ■ Carico combinato ■ Velocità di rotazione massime con ΔT elevato	■ Rigidezza assiale ■ Rigidezza radiale del sistema ■ Capacità di carico assiale ■ Capacità combinata di carico assiale e radiale ■ ΔT massima ammissibile tra anello interno e anello esterno
Applicazioni	■ Rettificatrici ■ Superfinitrici ■ Supporto lato cinghia	■ Fresatrici ad alte prestazioni ■ Centri di lavoro ■ Elettromandrini	■ Torni ■ Fresatrici ■ Foratrici ■ Centri di lavoro ■ Elettromandrini

Tabella di orientamento per l'angolo di contatto (Fig.167)

Il passo successivo può essere quello di definire la composizione e la disposizione del gruppo di cuscinetti, magari in funzione: dello spazio a disposizione, della capacità di carico e della velocità di rotazione richiesta, mentre del precarico e della rigidezza del montaggio, ce ne occuperemo nelle apposite sezioni (6.6) e (6.7).

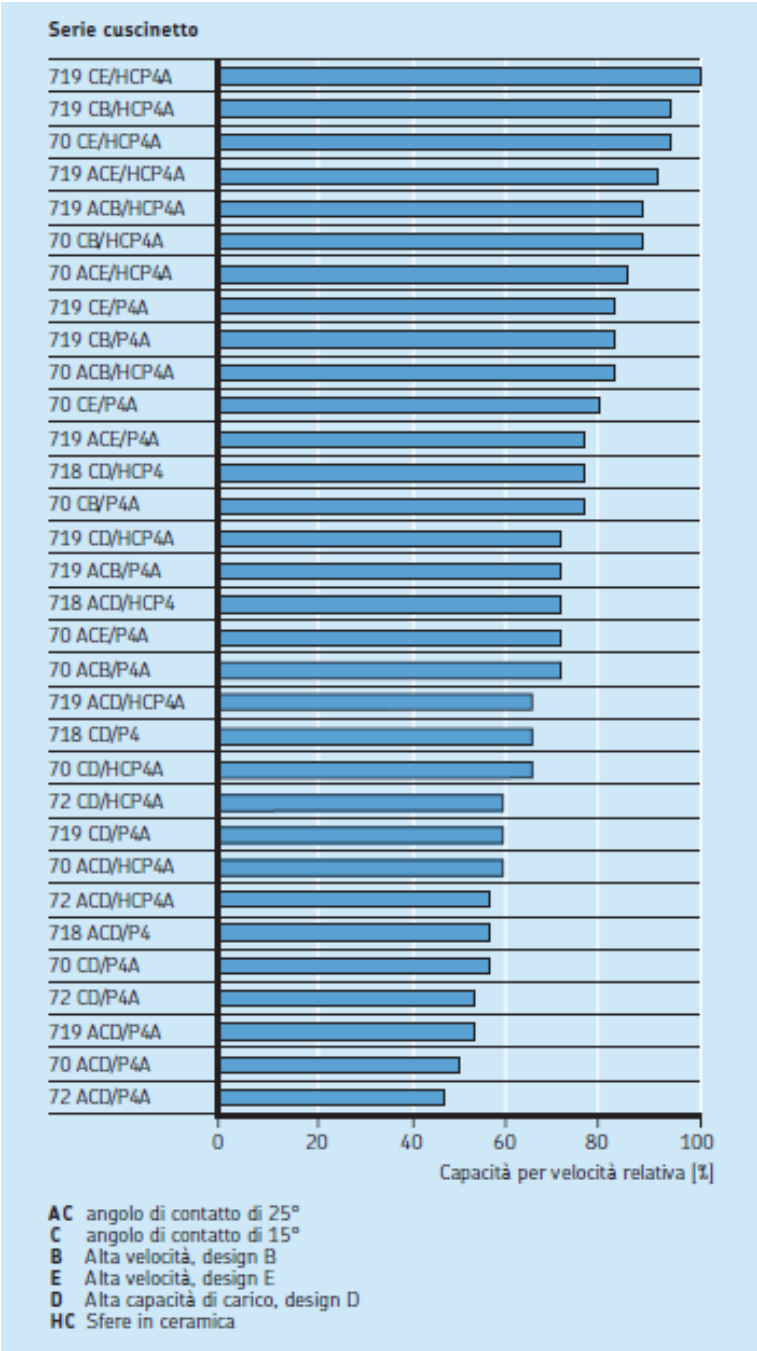
Se siete arrivati sin qui, mi aspetto che abbiate consultato i consigli per la scelta del tipo di cuscinetti contenuti nella tabella di (Fig.159) a pag.107 ed abbiate deciso di esaminare l'applicazione di cuscinetti obliqui a sfere (< >, << >, << >>, <<< >>, ecc...) ivi indicati come <<cuscinetti per mandrini>>.



Ingombri a confronto delle serie dimensionali ISO (Fig.168)

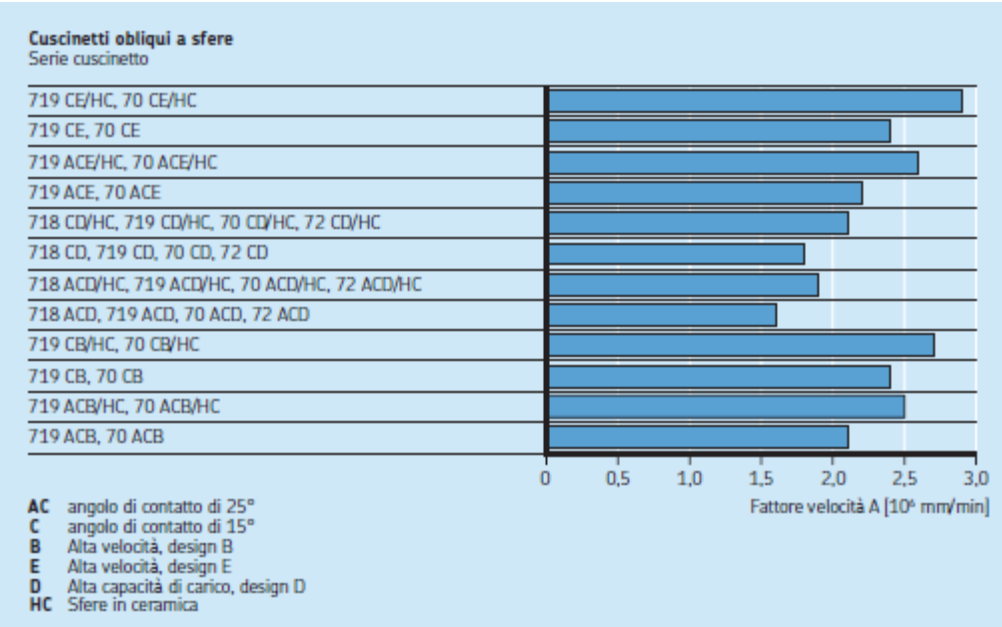
Per quanto attiene allo spazio a disposizione, in (Fig.168), vengono comparati gli ingombri tra le serie dimensionali ISO e

vediamo che la serie 2, risulta sfavorita nel confronto con le serie 0 8 o 9. La serie 2 riveste ancora interesse per le applicazioni esistenti nelle quali è stata adottata, per eventuali sostituzioni dei cuscinetti esistenti, ma nelle applicazioni future si consiglia di limitare l'applicazione alle serie 0 , 8 o 9.

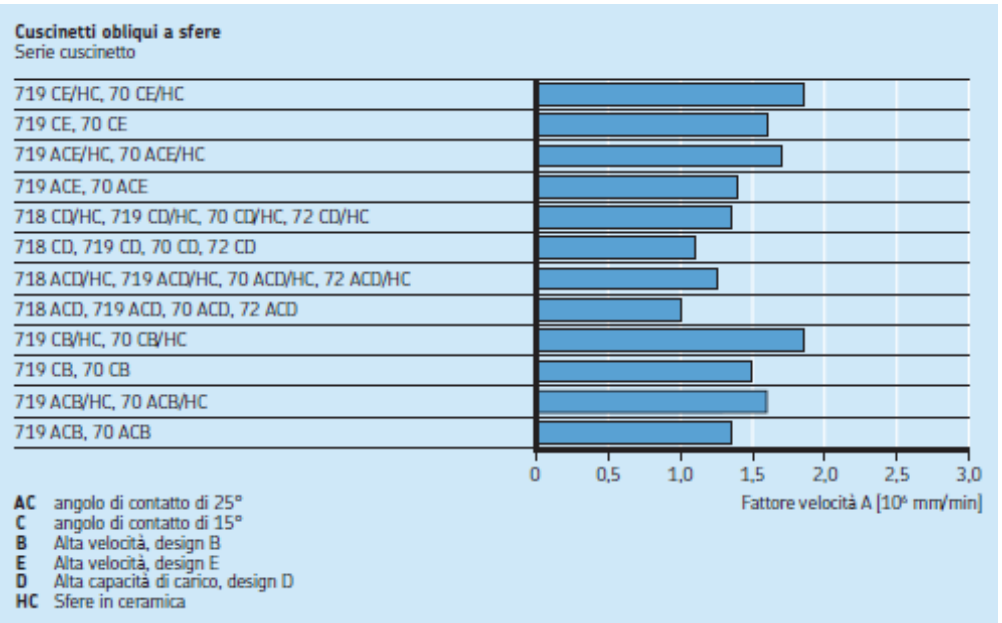


Capacità per velocità relativa (Fig.169)

La capacità di carico per velocità relativa (Fig.169), risulta a favore dei cuscinetti ibridi (con sfere in ceramica) delle serie 0 e 9 con angolo di contatto di 15°.



Valori indicativi per lubrificazione olio/aria (Fig.170)



Valori indicativi per lubrificazione a grasso (Fig.171)

In (Fig.170) vediamo i valori indicativi per le velocità raggiungibili con i cuscinetti obliqui a sfere nel caso della lubrificazione olio/aria espressa per mezzo del fattore A
[mm/min], definito come:

$$A = 0.5 \cdot (D + d) \cdot n \text{ (mm/min)} \qquad (6.1)$$

dove:

- D

(mm)

Diametro esterno del cuscinetto
- d

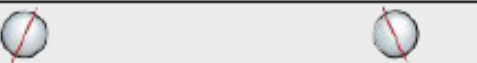
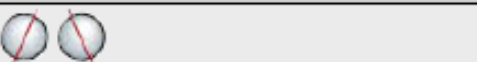
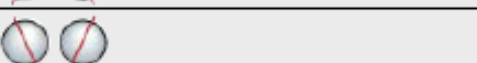
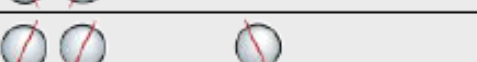
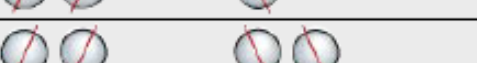
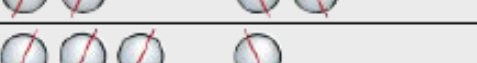
(mm)

Diametro interno del cuscinetto
- n

(giri/min)

Regime rotazione del mandrino

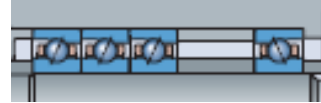
Fattore che in altre parti del testo viene anche menzionato come ($n \cdot dm$) dove [$dm = 0.5 \cdot (D + d)$], rappresenta il diametro medio del cuscinetto. Mentre in (Fig.171) riportiamo i valori (sempre indicativi) per le velocità raggiungibili con la lubrificazione a grasso.

Disposizione dei cuscinetti	Precarico dei cuscinetti			
	L	M	H	
	Fattore f_r			
Cuscinetti molto distanziati				
	0,85	0,75	0,5	
	0,8	0,7	0,5	
	0,75	0,65	0,45	
Cuscinetti poco distanziati				
	0,75	0,6	0,35	
	0,65	0,5	0,3	
	0,65	0,5	0,3	
	0,72	0,57	0,37	
	0,54	0,4	0,37	

Fattori di riduzione (f_r) delle velocità di rotazione (Fig.172)

Le velocità di rotazione ammissibili indicate nelle tabelle dimensionali dei cuscinetti, si riducono nei cuscinetti con precarico rigido, oppure nei cuscinetti con precarico maggiorato, come anche nelle coppie di cuscinetti e nei gruppi di cuscinetti.

Le velocità di rotazione indicate nelle tabelle dimensionali devono essere moltiplicate, per i fattori di riduzione (fr) indicati nella tabella di (Fig.172).



Esempi di cuscinetti molto distanziati e poco distanziati (Fig.173)

In (Fig.173) abbiamo due esempi di quello che si intende per cuscinetti molto o poco distanziati, mentre le indicazioni per il precarico vanno così intese:

- L Precarico leggero
- M Precarico medio
- H Precarico alto

Sulla tabella notiamo i valori del fattore (fr) di riduzione, che favoriscono i montaggi molto distanziati, questo rende ragione del fatto che la distanza tra i cuscinetti, favorendo lo smaltimento del calore generato dagli stessi, permette di ottenere velocità di rotazione più elevate, essendo proprio il fattore termico a limitare la velocità massima raggiungibile.

Anche se per i cuscinetti obliqui a sfere montati sugli assi mandrino delle macchine utensili, saranno: la sicurezza statica e la rigidità del montaggio i fattori rilevanti per la loro scelta, (i quali se soddisfatti garantiscono generalmente anche la durata), diamo il criterio di durata che conviene verificare, onde evitare spiacevoli sorprese:

$$L_{10} = (C/P)^3 \quad (10^6 \text{ giri}) \quad (6.2)$$

$$L_{10h} = [10^6 / (60 \cdot n)] \cdot L_{10} \quad (\text{ore}) \quad (6.3)$$

dove:

L_{10} (10^6 giri) Durata del cuscinetto in milioni di giri.

L_{10h} (ore) Durata del cuscinetto in ore.

C (N) Coefficiente di carico dinamico di base del cuscinetto.

P (N) Carico dinamico equivalente agente sul cuscinetto.

n (giri/min) Regime di rotazione del cuscinetto.

Il carico dinamico di base (C o C_r) si trova sulle tabelle dimensionali dei vari costruttori di cuscinetti, ed indica il carico che il cuscinetto può sopportare per la durata di un milione di giri, mentre il carico dinamico equivalente sul cuscinetto (P), rappresenta quel carico, che agendo solo radialmente, provoca sul cuscinetto la stessa sollecitazione, provocata dai carichi combinati assiali e radiali ai quali viene sottoposto.

Siccome la definizione del carico (P) viene calcolata in modo diverso dai vari costruttori, si rimanda ai loro cataloghi per una sua corretta definizione.

Una volta effettuata la scelta, come detto in precedenza, in base alla sicurezza statica ed alla rigidezza del montaggio, assicurarsi di avere una durata in ore (L_{10h}) almeno di 20000 – 30000 ore.

Occupiamoci ora della sicurezza statica, applicando la formula:

$$C_0 > S_0 \cdot P_0 \text{ (N)} \quad (6.4)$$

dove:

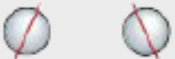
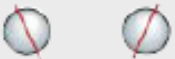
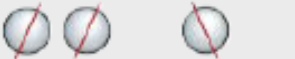
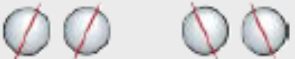
C_0 (N) Coefficiente di carico statico di base.

P_0 (N) Carico statico equivalente del cuscinetto.

S_0 - Fattore di sicurezza statico [$S_0 > 3!$ per i cuscinetti obliqui a sfere di precisione per mandrini].

La relazione (6.4) quando vi sono diversi cuscinetti in combinazione nella stessa sede, deve essere verificata per il cuscinetto

maggiormente sollecitato del gruppo, determinando il carico statico equivalente (P_0) con i valori di (F_a) ed (F_r) ricavati dalla seguente tabella di (Fig.174), dove sono dati in percentuale dei carichi applicati sul supporto, ricavati con i metodi indicati nella sezione (5.4) da pag. 90 a pag. 94.

Disposizione	Percentuale di carico del cuscinetto più sollecitato	
	F_a %	F_r %
	100	60
	100	60
	50	60
	50	60
	33	60
	33	60

Percentuali del carico sul cuscinetto più sollecitato (Fig.174)

Con i valori di (F_a) ed (F_r) trovati andiamo a determinare il carico statico equivalente (P_0) con le seguenti relazioni:

Per cuscinetti con angolo di contatto 15° F_a / F_r
 $\leq 1,09$ $P_0 = F_r$ (6.5) $F_a / F_r > 1,09$
 $P_0 = 0,5 \cdot F_r + 0,46 \cdot F_a$ (6.6)

Per cuscinetti con angolo di contatto 20° F_a / F_r
 $\leq 1,2$ $P_0 = F_r$ (6.7) $F_a / F_r > 1,2$
 $P_0 = 0,5 \cdot F_r + 0,42 \cdot F_a$ (6.8)

Per cuscinetti con angolo di contatto 25° F_a / F_r
 $\leq 1,3$ $P_0 = F_r$ (6.9) $F_a / F_r > 1,3$
 $P_0 = 0,5 \cdot F_r + 0,38 \cdot F_a$ (6.10)

Concludiamo la sezione con un esempio numerico, prendendo ad esempio la situazione della (Fig.143) a pag. 92 ed utilizzando i risultati ottenuti a pag. 94.

Esaminando il supporto (A) costituito da una terna in tandem ed un cuscinetto di precarico, vediamo che lo stesso risulta caricato con una forza assiale di (2453 N) mentre il carico radiale risulta di ($R_a = 232$ N). Per determinare il carico statico equivalente (P_0) del cuscinetto più caricato del supporto, rileviamo alla (Fig.172) che per la nostra condizione (quinta riga della tabella) avremo:

$$F_a = (33/100) \cdot 2453 = 809,5 \text{ N}$$

$$F_r = (60/100) \cdot 232 = 139,2 \text{ N}$$

considerando che i cuscinetti del supporto (A) abbiano un angolo di contatto di 25° , calcoliamo il rapporto:

$$F_a / F_r = 809,5 / 139,2 = 5,8 \text{ il quale risulta } > \text{ di } 1,3 \text{ e poi con la relazione (6.10) calcoliamo:}$$

$$P_0 = 0,5 \cdot 139,2 + 0,38 \cdot 809,5 = 377,1 \text{ N}$$

ed applicando relazione (6.4) con un fattore di sicurezza statico ($S_0 = 3$) otteniamo:

$$C_0 > 3 \cdot 377,1 = 1131,3 \text{ N}$$

Ne consegue che per la quaterna di cuscinetti del supporto (A) dovremo adottare cuscinetti che abbiano un coefficiente di carico statico di base C_0 maggiore di 1131,3 N (1,1313 kN).

Verifichiamo anche la durata, ipotizzando che il carico dinamico equivalente (P) coincida con quello statico (P_0) e che il regime di rotazione sia quello che ha generato i carichi ($n=955$ giri/min) (pag.88). Per un cuscinetto tipo (B71905-C-T-P4S INA-FAG) scelto per ragioni costruttive dell'albero con ($C=8,15$ kN e $C_0=5,7$ kN), avremo:

$$L_{10} = (8,15/0,3771)^3 = 10095 \quad (10^6 \text{ giri})$$

$$L_{10h} = [10^6 / (60 \cdot 955)] \cdot 10095 = 176178 \quad (\text{ore})$$

che risulta un valore pienamente accettabile.

Se ipotizziamo di far lavorare il mandrino di (Fig.143) ad un regime superiore per ridurre la durata dei cuscinetti del supporto (A) a

20000 ore, avremmo (vista la linearità del rapporto tra giri/min e ore di funzionamento):

$$(176178 / 20000) \cdot 955 = 8412 \text{ giri/min}$$

Per quanto riguarda invece il supporto (B) costituito da una coppia di cuscinetti obliqui a sfere montati in configurazione ad O (la prima riga della tabella di Fig.172) non abbiamo carico assiale, essendo lo stesso reagito dal supporto (A) e rimane quindi solo il carico radiale ($R_b = 638 \text{ N}$) ed in questo caso, qualsiasi sia l'angolo di contatto avremo:

$$F_r = 60/100 \cdot 638 = 302,8 \text{ N}$$

$$P_0 = F_r = 302,8 \text{ N}$$

ed applicando di nuovo la relazione (6.4) sempre con ($S_0 = 3$) otteniamo:

$$C_0 > 3 \cdot 302,8 = 908,4 \text{ N}$$

Per la coppia di cuscinetti del supporto (B) dovremo scegliere cuscinetti che abbiano un coefficiente di carico statico di base C_0 maggiore di 908,4 N (0,9084 kN).

Ipotizzando, sempre per ragioni costruttive dell'albero e per comodità di adottare lo stesso tipo di cuscinetto applicato sul supporto (A) (B71905-C-T-P4S INA-FAG) con ($C=8,15 \text{ kN}$ e $C_0=5,7 \text{ kN}$) otteniamo:

$$L_{10} = (8,15/0,3028)^3 = 19498 \quad (10^6 \text{ giri})$$

$$L_{10h} = [10^6 / (60 \cdot 955)] \cdot 19498 = 340279 \quad (\text{ore})$$

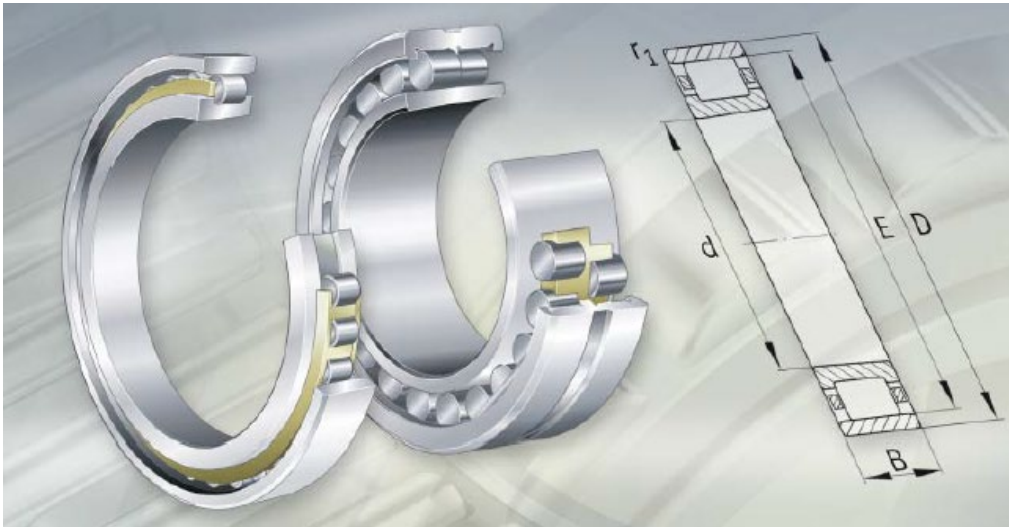
anche in questo caso un valore pienamente accettabile.

6.2 I cuscinetti a rulli cilindrici

In questa sezione parleremo solo dei cuscinetti a rulli cilindrici di precisione utilizzati sugli assi mandrino, i quali oltre all'esecuzione precisa, hanno l'anello interno con foro conico (conicità 1:12), per poter regolare, modificando la posizione assiale sull'albero, la condizione operativa: con gioco, senza gioco e con precarico.

I cuscinetti di precisione a rulli cilindrici (Fig.175), grazie al loro ridotto ingombro radiale, alla alta capacità di carico ed ai piccoli cedimenti elastici, sono particolarmente adatti per realizzare soluzioni di linea d'asse per mandrini, in grado di sopportare forti carichi radiali con una elevata rigidità dell'assemblaggio.

Sono disponibili con singola e con doppia corona di rulli ed hanno la caratteristica di permettere, entro certi limiti, spostamenti assiali dell'albero mandrino, per compensare le dilatazioni termiche dello stesso.



Cuscinetti a rulli cilindrici di precisione

(Fig.175)

Ogni costruttore di cuscinetti fornisce indicazioni sulle velocità di rotazione raggiungibili in funzione del gioco o precarico di montaggio dei cuscinetti; si raccomanda quindi la consultazione dei cataloghi specifici di questi costruttori; a titolo di esempio riportiamo in (Fig.176) il criterio suggerito da un noto costruttore di cuscinetti.

Cuscinetti a rulli cilindrici ad una corona		
Gioco o precarico μm		Velocità di rotazione raggiungibile min^{-1}
-5 fino a 0		$<0,75 \cdot n_G$ Grasso
0 (privo di gioco)		0,75 fino a $1,0 \cdot n_G$ Grasso
0 fino a 5		1 fino a $1,1 \cdot n_G$ Grasso
0 fino a 5		$1,0 \cdot n_G$ Olio
Cuscinetti a due corone di rulli cilindrici		
Gioco o precarico		Velocità di rotazione raggiungibile min^{-1}
μm	mm	
-5 fino a 0		$<0,50 \cdot n_G$ Grasso
-	$2 \cdot 10^{-5} \cdot d_M$	0,50 fino a $0,75 \cdot n_G$ Grasso
-	$4 \cdot 10^{-5} \cdot d_M$	0,75 fino a $1,0 \cdot n_G$ Grasso
-	$1 \cdot 10^{-4} \cdot d_M$	$1,0 \cdot n_G$ Olio

Velocità raggiungibili secondo il catalogo INA-FAG (Fig.176)

Nella tabella troviamo questi simboli, col significato:

- n_G Grasso *Velocità raggiungibile per lubrificazione a grasso (si trova sulle tabelle dimensionali)*
- n_G Olio *Velocità raggiungibile con lubrificazione Olio/Aria (si trova sulle tabelle dimensionali)*
- d_M *Diametro medio del cuscinetto*
 $[d_M = (d+D)/2]$

Solitamente il montaggio di questi cuscinetti nella versione con anello interno conico prevede l'utilizzo di distanziali adattabili, per fissare la posizione assiale dell'anello interno (Fig.177).

Vediamo in dettaglio le raccomandazioni (dal catalogo SKF) per determinare lo spostamento (Ba) che deve subire l'anello interno del cuscinetto per ottenere il giusto gioco o precarico, secondo la relazione:

$$Ba = (e \cdot c)/1000 \quad (\text{mm}) \quad (6.11)$$

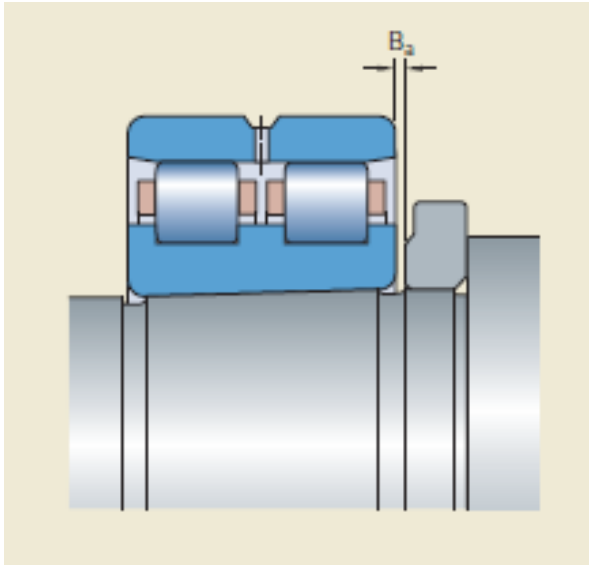
dove:

Ba (mm) *Spostamento assiale del cuscinetto.*

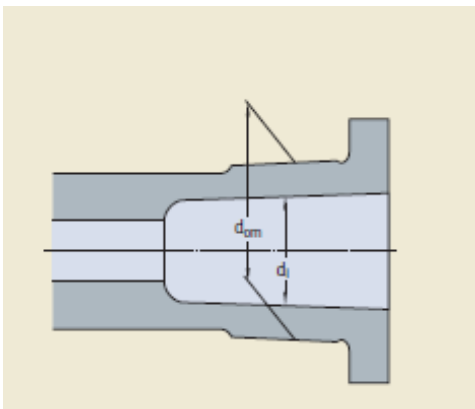
e - *Fattore che dipende dalla serie del cuscinetto*

e dal rapporto (d_i / d_{am}) (Fig.178).

c (μm) Riduzione del gioco richiesta, compreso un eventuale precarico.



Regolazione posizione assiale (Fig.177)



Fattore e		Fattore e per cuscinetti delle serie	
Rapporto diametro albero cavo		N 10 K, NN 30 K NNU 49 K	
d_i/d_{om}			
oltre	incl.		
-	0,2	12,5	12
0,2	0,3	14,5	13
0,3	0,4	15	14
0,4	0,5	16	15
0,5	0,6	17	18
0,6	0,7	18	17

Tabella per determinazione del fattore (e)

(Fig.178)

Per raggiungere velocità di rotazione più elevate possono essere utilizzate (come per i cuscinetti obliqui a sfere) soluzioni ibride, nelle quali i rulli sono realizzati in ceramica dalle elevate prestazioni, come pure (Fig.179) una versione con i rulli in ceramica dimezzati, la quale al prezzo di una minore rigidità e capacità di carico, offre la possibilità di aumentare ulteriormente la velocità di rotazione.



Ibrido rulli dimezzati(Fig.179) Gola centrale per lubrif. (Fig.180)

I cuscinetti a due corone (Fig.180) hanno una scanalatura di lubrificazione e fori di lubrificazione sull'anello esterno.

Anche se per i cuscinetti a rulli cilindrici di precisione, montati sugli assi mandrino delle macchine utensili, saranno: la sicurezza statica e la rigidità del montaggio i fattori rilevanti per la loro scelta, (i quali se soddisfatti garantiscono generalmente anche la durata), diamo il criterio di durata che conviene verificare, onde evitare spiacevoli sorprese:

$$L_{10} = (C/P)^{10/3} \quad (10^6 \text{ giri}) \quad (6.12)$$

$$L_{10h} = [10^6 / (60 \cdot n)] \cdot L_{10} \quad (\text{ore}) \quad (6.13)$$

dove:

L_{10} (10^6 giri) *Durata del cuscinetto in milioni di giri.*

L_{10h} (ore) *Durata del cuscinetto in ore.*

C (N) *Coefficiente di carico dinamico di base del cuscinetto.*

P (N) *Carico dinamico equivalente agente sul cuscinetto.*

n (giri/min) *Regime di rotazione del cuscinetto.*

Il carico dinamico di base (C o C_r) si trova sulle tabelle dimensionali dei vari costruttori di cuscinetti, ed indica il carico che il cuscinetto può sopportare per la durata di un milione di giri, mentre il carico dinamico equivalente sul cuscinetto (P), rappresenta per questa tipologia di cuscinetti il carico radiale al quale è sottoposto il cuscinetto, perciò avremo ($P = Fr$). Una volta effettuata la scelta, come detto in precedenza, in base alla sicurezza statica ed alla rigidità del montaggio, assicurarsi di avere una durata in ore (L_{10h}) di almeno 20000 – 30000 ore.

Occupiamoci ora della sicurezza statica, applicando la formula:

$$C_0 > S_0 \cdot P_0 \quad (N) \quad (6.14)$$

dove:

C_0 (N) Coefficiente di carico statico di base

P_0 (N) Carico statico equivalente del cuscinetto

S_0 - Fattore di sicurezza statico [$S_0 > 5!$ per i cuscinetti a rulli di precisione per mandrini]

Essendo i cuscinetti a rulli cilindrici di precisione per mandrini, adatti a sopportare solo carichi radiali, abbiamo l'equivalenza tra il carico radiale (Fr) ed il carico statico equivalente (P_0):

$$P_0 = Fr \quad (6.15)$$

Concludiamo la sezione con un esempio numerico, prendendo ad esempio la situazione della (Fig.142) a pag. 91 ed utilizzando i risultati ottenuti alle pag. 93 e 94.

Per il supporto (B) con la (6.15) avremo:

$$P_0 = Fr = R_b = 21455 \text{ N}$$

ed applicando la relazione (6.14) con ($S_0 = 5$) otteniamo:

$$C_0 > 5 \cdot 21455 = 107275 \text{ N}$$

Per il cuscinetto a doppia corona di rulli del supporto (B) dovremo scegliere un cuscinetto che abbia un coefficiente di carico statico di base C_0 maggiore di 107275 N (107,275 kN).

Scegliamo il cuscinetto (NN3012-AS-K-M-SP INA-FAG) con ($C=75 \text{ kN} - C_0=110 \text{ kN}$) e verifichiamo anche la durata, ipotizzando che il carico dinamico equivalente (P) coincida con quello statico (P_0) e che il regime di rotazione sia quello che ha generato i carichi ($n=419$ giri/min) (pag.84):

$$L_{10} = (75 / 21,455)^{10/3} = 64,83 \quad (10^6 \text{ giri})$$

$$L_{10h} = [10^6 / (60 \cdot 419)] \cdot 64,83 = 2579 \text{ (ore)}$$

il valore 2579 ore per la durata, risulta troppo basso, bisogna scegliere un cuscinetto più performante, allo scopo ricaviamo il valore minimo per L_{10} corrispondente ad una durata di 20000 ore:

$$L_{10} = [20000 \cdot (60 \cdot 419)] / 10^6 = 502,8 \quad (10^6 \text{ giri})$$

poi:

$$C = e^{(3/10 \cdot \log L_{10} + \log P_0)} \quad (\text{kN})$$

$$C = e^{(3/10 \cdot \log 502,8 + \log 21,455)} = 138,66 \text{ kN}$$

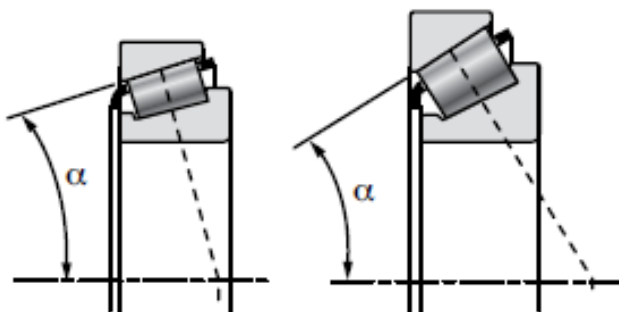
andremo quindi a cambiare la nostra scelta, con un cuscinetto avente un coefficiente di carico dinamico (C o C_r) superiore od al più uguale a 138,66 kN, per esempio il cuscinetto (NN3018-AS-K-M-SP INA-FAG) con ($C=140 \text{ kN} - C_0=224 \text{ kN}$).

6.3 I cuscinetti a rulli conici



Panoramica cuscinetti a rulli conici (Fig.181)

I cuscinetti a rulli conici di precisione per i mandrini delle macchine utensili hanno la peculiarità, come i cuscinetti a sfere a contatto obliquo, di sopportare le combinazioni di carichi radio/assiali in diversa misura, a seconda dell'angolo (α) (Fig.182)



Angolo interno (α) della coppa (Fig.182)

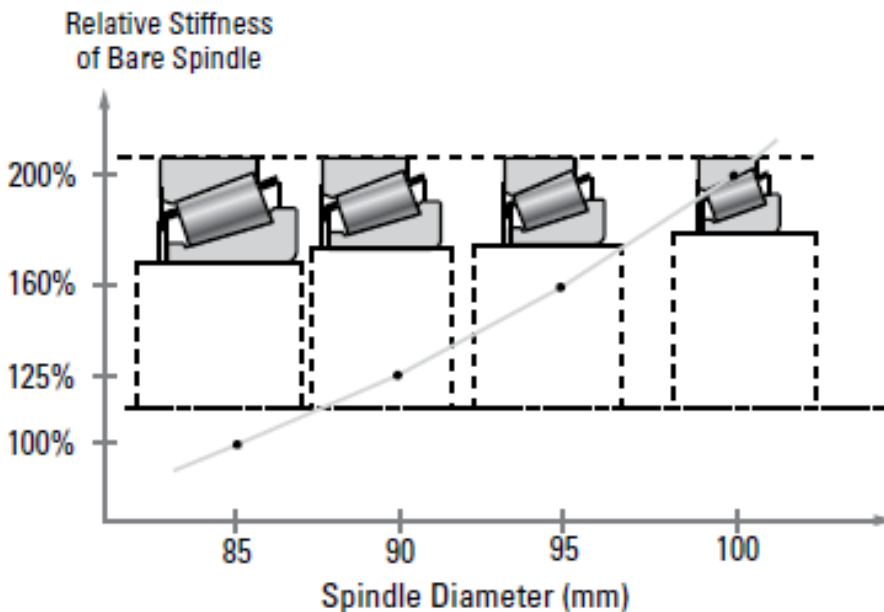
nel senso che il cuscinetto a sinistra nella figura sopporta in misura maggiore i carichi radiali, mentre quello a destra i carichi assiali.

L'altra caratteristica che li rende interessanti per l'applicazione sugli assi mandrino è l'elevata capacità di carico e rigidità del montaggio, a parità di spazio occupato, rispetto agli altri tipi di cuscinetti.

Queste loro caratteristiche pagano però il prezzo di avere una stringente limitazione nella velocità di rotazione, per la maggiore quantità di calore che questi cuscinetti generano durante l'esercizio.

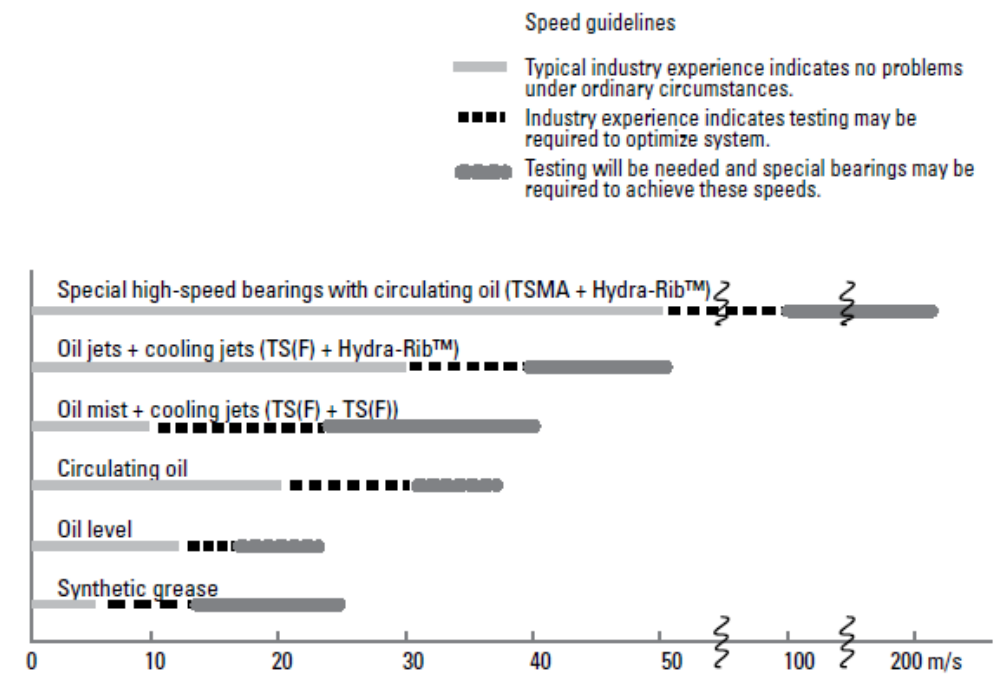
La limitazione di tipo termico evidenziata può essere mitigata, adottando un sistema di lubrificazione ad olio con ricircolo forzato e raffreddamento esterno dello stesso; naturalmente questo comporta costi superiori per gli impianti necessari allo scopo.

Quando però siamo in presenza di basse velocità ed alti carichi da sopportare questi cuscinetti la fanno da padrone, permettendo a parità di spazio necessario per le dimensioni dell'anello esterno, di aumentare il diametro dell'albero mandrino rendendolo più resistente alla flessione e meno cedevole, aumentando così la rigidità globale del montaggio (Fig.183).



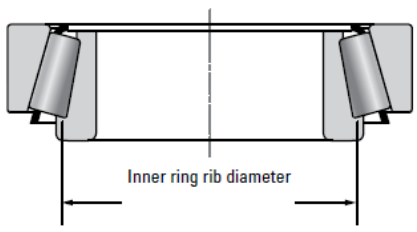
Rigidità globale relativa a parità di diametro esterno (Fig.183)

Diamo nel seguito alcune indicazioni relative alle velocità raggiungibili (V_r), a seconda del tipo di cuscinetto e del sistema di lubrificazione (Fig.184)



Linee guida per velocità raggiungibili (V_r) (Fig.184)

La velocità in (m/s) indicata si riferisce (Fig.185) al diametro maggiore del cono interno, che possiamo approssimare col diametro medio [$D_m = 0,5 \cdot (D + d)$] del cuscinetto.



Diametro (D_m) per il calcolo della velocità (Fig.185)

La relazione per il calcolo della velocità (V_r) è la:

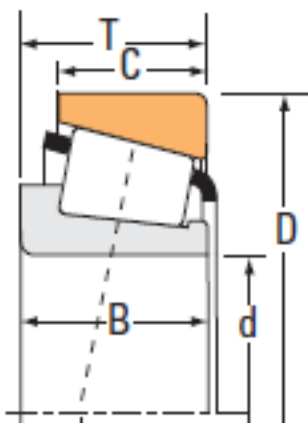
$$V_r = \frac{n \cdot D_m \cdot \pi}{60000} \text{ (m/s)} \tag{6.16}$$

dove:

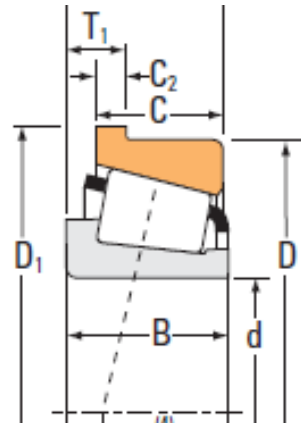
n	(giri/min)	Regime di rotazione
D_m	(mm)	Diametro medio $[0,5 \cdot (D + d)]$
π	-	Pigreco (3,1415...)

Vediamo di esplicitare le condizioni indicate nella (Fig.184):

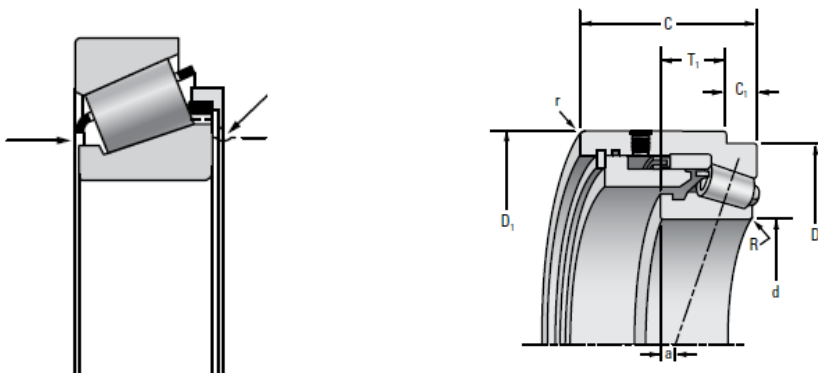
- La prima dal basso si riferisce ad una lubrificazione con grasso sintetico.
- La seconda a salire è la classica lubrificazione dove il livello dell'olio nel carter immerge parzialmente la parte bassa del cuscinetto.
- La terza invece tratta di una circolazione completa dell'olio con asportazione del calore generato.
- La quarta è invece la lubrificazione minimale Olio/Aria con una coppia di cuscinetti (TS) o (TSF) (Fig.186).
- La quinta prevede ugelli che iniettano l'olio sul cuscinetto e l'utilizzo di una unità per la regolazione automatica del precarico in funzione del carico e della velocità (Hydra-Rib) (Fig.187).
- L'ultima è la più complessa, la quale oltre agli accorgimenti della condizione precedente, prevede l'impiego dei cuscinetti tipo (TSMA) (Fig.187) che hanno un convogliatore per concentrare l'olio sul bordino superiore dell'anello interno e la circolazione dell'olio con il relativo raffreddamento.



Cuscinetti tipo (TS)

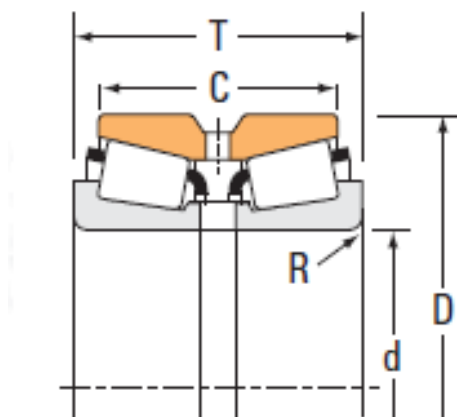


e Tipo (TSF) (Fig.186)



Cuscinetto tipo (TSM) e Unità Hydra-Rib (Fig.187)

L'altra tipologia di cuscinetti a rulli conici che spesso viene impiegata nei supporti iperstatici (Fig.155 a pag.105) è il cuscinetto a doppia fila di rulli tipo (TDO) (Fig.188).



Cuscinetto tipo (TDO) (Fig.188)

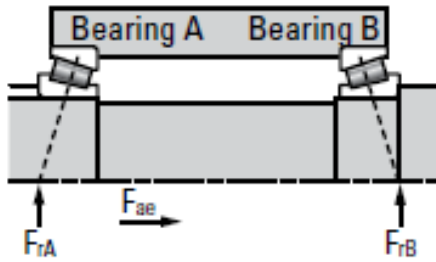
Occupiamoci ora della sicurezza statica, con la formula:

$$C_0 > S_0 \cdot P_0 \text{ (N)} \quad (6.17)$$

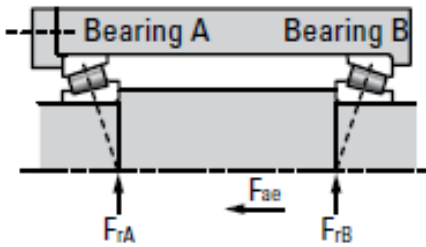
dove:

- C_0 (N) *Coefficiente di carico statico di base*
- P_0 (N) *Carico statico equivalente del cuscinetto*
- S_0 - *Fattore di sicurezza statico [$S_0 > 5!$ per i cuscinetti a rulli di precisione per mandrini]*

Il carico statico equivalente (P_0) per la disposizione dei cuscinetti ad “O” di (Fig.189) e per la disposizione ad “X” (Fig.190)



Disposizione ad “O” (Fig.189)



Disposizione ad “X” (Fig.190)

lo valuteremo in base allo schema seguente:

Se la condizione di spinta è:

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} \leq \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae} \quad (6.18)$$

avremo i carichi assiali:

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae} \quad (6.19)$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} \quad (6.20)$$

ed i seguenti carichi statici equivalenti (P_0):

$$P_{0B} = F_{rB} \quad (6.21)$$

se poi:
$$F_{aA} \leq 0,6 \cdot \frac{F_{rA}}{K_A} \quad (6.22)$$

$$P_{0A} = 1,6 \cdot F_{rA} - 1,269 \cdot F_{aA} \cdot K_A \quad (6.23)$$

$$\text{Mentre se: } F_{aA} > 0,6 \cdot \frac{F_{rA}}{K_A} \quad (6.24)$$

$$P_{0A} = 0,5 \cdot F_{rA} + 0,564 \cdot F_{aA} \cdot K_A \quad (6.25)$$

Se invece la condizione di spinta è:

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} > \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae} \quad (6.26)$$

avremo i carichi assiali:

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} \quad (6.27)$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} - F_{ae} \quad (6.28)$$

ed i seguenti carichi statici equivalenti (P_0):

$$P_{0A} = F_{rA} \quad (6.29)$$

$$\text{se poi: } F_{aB} \leq 0,6 \cdot \frac{F_{rB}}{K_B} \quad (6.30)$$

$$P_{0B} = 0,5 \cdot F_{rB} + 0,564 \cdot F_{aB} \cdot K_B \quad (6.31)$$

$$\text{Mentre se: } F_{aB} > 0,6 \cdot \frac{F_{rB}}{K_B} \quad (6.32)$$

$$P_{0A} = 1,6 \cdot F_{rB} - 1,269 \cdot F_{aB} \cdot K_B \quad (6.33)$$

Anche se per i cuscinetti a rulli conici di precisione, montati sugli assi mandrino delle macchine utensili, saranno: la sicurezza statica e la rigidezza del montaggio i fattori rilevanti per la loro scelta, (i quali se soddisfatti garantiscono generalmente anche la durata), diamo comunque il criterio di durata che conviene verificare, onde evitare spiacevoli sorprese:

$$L_{10} = (C/P)^{10/3} \quad (10^6 \text{ giri}) \quad (6.34)$$

$$L_{10h} = [10^6 / (60 \cdot n)] \cdot L_{10} \quad (\text{ore}) \quad (6.35)$$

dove:

L_{10} (10^6 giri) Durata del cuscinetto in milioni di giri.

L_{10h} (ore) Durata del cuscinetto in ore.

C (N) Coefficiente di carico dinamico di base del cuscinetto.

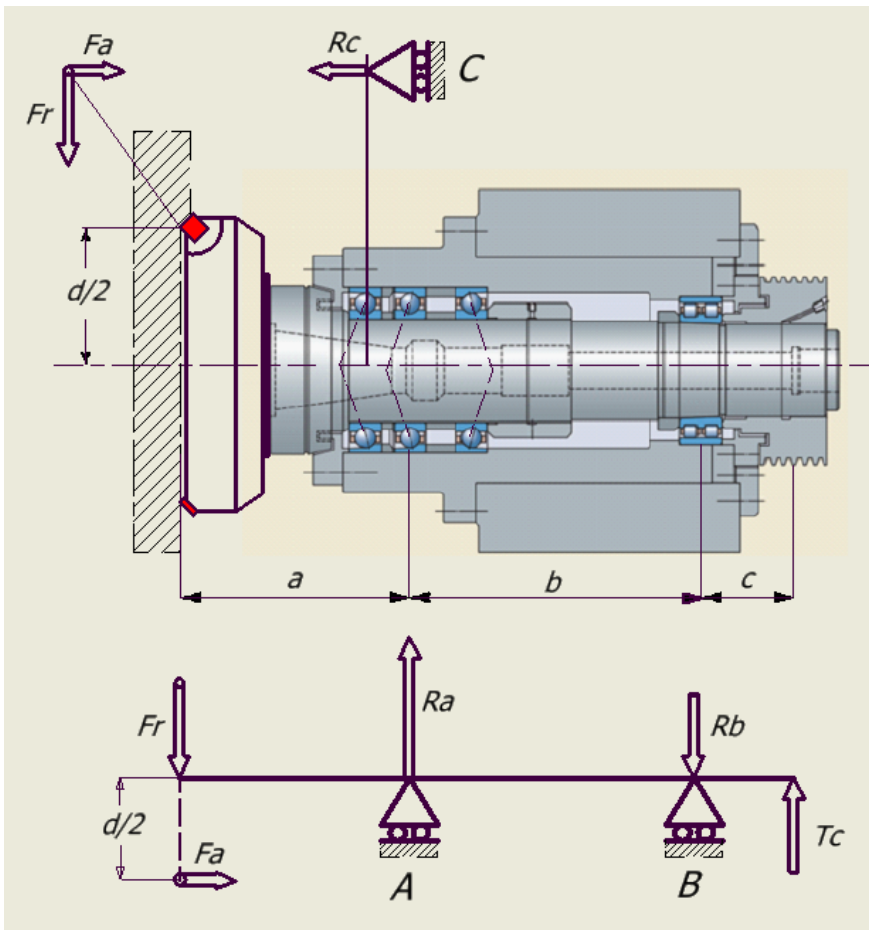
P (N) Carico dinamico equivalente agente sul cuscinetto.

n (giri/min) Regime di rotazione del cuscinetto.

Il carico dinamico di base (C o C_r) si trova sulle tabelle dimensionali dei costruttori di cuscinetti, ed indica il carico che il cuscinetto può sopportare per la durata di un milione di giri, mentre il carico dinamico equivalente sul cuscinetto (P), rappresenta per questa tipologia di cuscinetti il carico radiale al quale è sottoposto il cuscinetto, per il calcolo del quale, possiamo utilizzare gli schemi e le relazioni da (6.18) a (6.33) utilizzate per calcolare il carico (P_0), ponendo l'equivalenza ($P = P_0$).

Una volta effettuata la scelta, come detto in precedenza, in base alla sicurezza statica ed alla rigidità del montaggio, assicurarsi di avere una durata in ore (L_{10h}) di almeno 20000 – 30000 ore.

Completiamo la sezione con un esempio numerico, utilizzando lo schema delle forze di (Fig.142) a pag.91 (che riproponiamo) relative ad una fresatrice ed immaginiamo di sostituire i cuscinetti in figura con una coppia di cuscinetti a rulli conici, montati con disposizione ad “O”, come in (Fig.189).



Utilizzeremo i risultati riportati nell'esempio di calcolo a pag.93 e 94, cioè:

- $Fr = Ft = 5518 \text{ N}$ Forza radiale
- $Fa = 3902 \text{ N}$ Forza assiale
- $Tc = 13795 \text{ N}$ Tiro cinghia
- $d = 125 \text{ mm}$ Diametro fresa
- $a = 150 \text{ mm}$ Sbalzo del carico
- $b = 320 \text{ mm}$ Distanza tra i cuscinetti
- $c = 100 \text{ mm}$ Sbalzo della puleggia

ed utilizziamo i valori ivi calcolati:

- $Ra = 13178 \text{ N}$
- $Rb = 21455 \text{ N}$
- $Rc = -3902 \text{ N}$
- $n = 419 \text{ giri/min}$

Sul supporto (A) prevediamo l'impiego del cuscinetto a rulli conici (TS 110x165x35 Timken) con ($C=210 \text{ kN} - C_0=357 \text{ kN} - C_{90}=54,5 \text{ kN} - C_{a90}=46.4 \text{ kN}$), mentre per il supporto (B) il cuscinetto (TS 95x150x35 Timken) con ($C=199 \text{ kN} - C_0=317 \text{ kN} - C_{90}=51,5 \text{ kN} - C_{a90}=39 \text{ kN}$) e cominciamo col verificare la condizione di spinta con le relazioni (6.18) e (6.26), dove effettuiamo le seguenti posizioni:

- $F_{rA} = Ra = 13178 \text{ N}$
- $F_{rB} = Rb = 21455 \text{ N}$
- $F_{ae} = Fa = 3902 \text{ N};$
- $K_A = C_{90} / C_{a90} = 54,5 / 46,4 = 1,17$
- $K_B = C_{90} / C_{a90} = 51,5 / 39 = 1,32$

$$\frac{0,47 \cdot 13178}{1,17} = 5294 \text{ N} < \frac{0,47 \cdot 21455}{1,32} + 3902 = 11541 \text{ N}$$

Risulta verificata la condizione posta dalla (6.18), passiamo quindi al calcolo dei carichi assiali applicando le (6.19), (6.20) e (6.21):

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot 21455}{1,32} + 3902 = 11541 \text{ N}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot 21455}{1,32} = 7639 \text{ N}$$

$$P_{0B} = 21455 \text{ N}$$

per poi verificare quale condizione sussiste tra le (6.22) e (6.24):

$$11541 \text{ N} > 0,6 \cdot \frac{13178}{1,17} = 6758 \text{ N}$$

risultando verificata la (6.24), calcoliamo il carico equivalente (P_{0A}) agente sul cuscinetto del supporto (A), mediante la (6.25):

$$P_{0A} = 0,5 \cdot 13178 + 0,564 \cdot 11541 \cdot 1,17 = 14205 \text{ N}$$

Applichiamo ora la (6.17) per la verifica della sicurezza statica dei due cuscinetti, considerando ($S_0=5$):

- Cuscinetto (A): $357 \cdot 10^3 \text{ N} > 71,025 \cdot 10^3 \text{ N}$
- Cuscinetto (B): $317 \cdot 10^3 \text{ N} > 107,275 \cdot 10^3 \text{ N}$

Superata la verifica statica, concludiamo questa sezione controllando la durata dei due cuscinetti, con le relazioni (6.34) e (6.35):

- *Cuscinetto (A):*

$$L_{10} = (210/14,205)^{10/3} = 7930 \quad (10^6 \text{ giri})$$

$$L_{10h} = [10^6 / (60 \cdot 419)] \cdot 7930 = 315000 \quad (\text{ore})$$

- *Cuscinetto (B):*

$$L_{10} = (199/21,455)^{10/3} = 1677 \quad (10^6 \text{ giri})$$

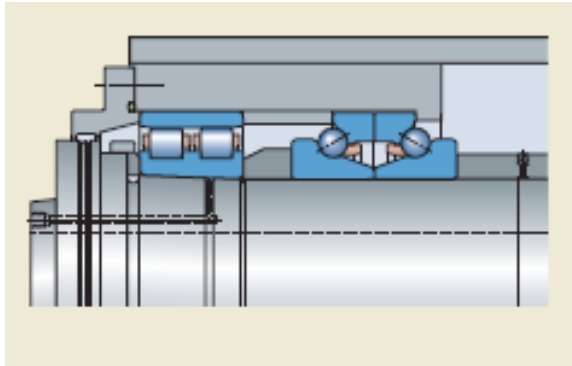
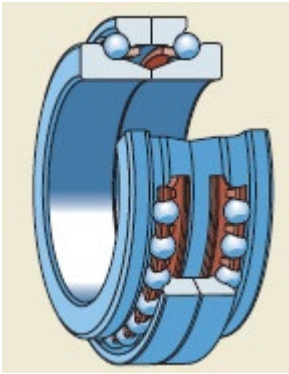
$$L_{10h} = [10^6 / (60 \cdot 419)] \cdot 1677 = 66706 \quad (\text{ore})$$

durata ampiamente sufficiente.

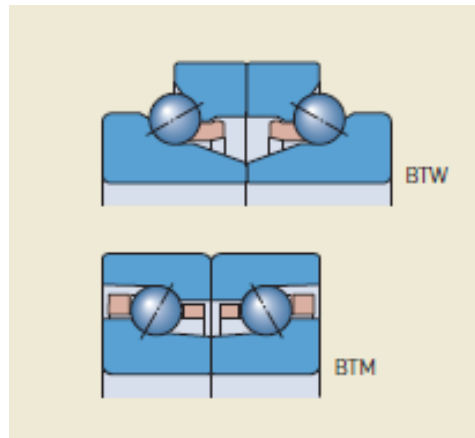
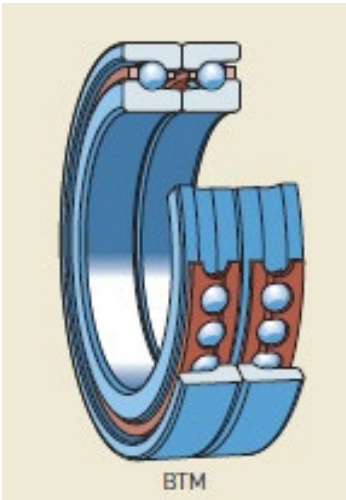
6.4 I cuscinetti assiali

In questa sezione ci occuperemo soltanto della tipologia di cuscinetti assiali per mandrini, rappresentati in (Fig.191 e 192), i quali rappresentano il naturale abbinamento, con i cuscinetti a rulli cilindrici.

Mentre i cuscinetti a rulli cilindrici esercitano la loro funzione di puro sostegno radiale dell'asse mandrino, il cuscinetto assiale a doppio effetto si incarica del puro sostegno assiale; infatti, le tolleranze di montaggio, lasciano una relativa libertà radiale.



Cuscinetti assiali tipo BTW abbinati con cuscinetti a rulli (Fig.191)

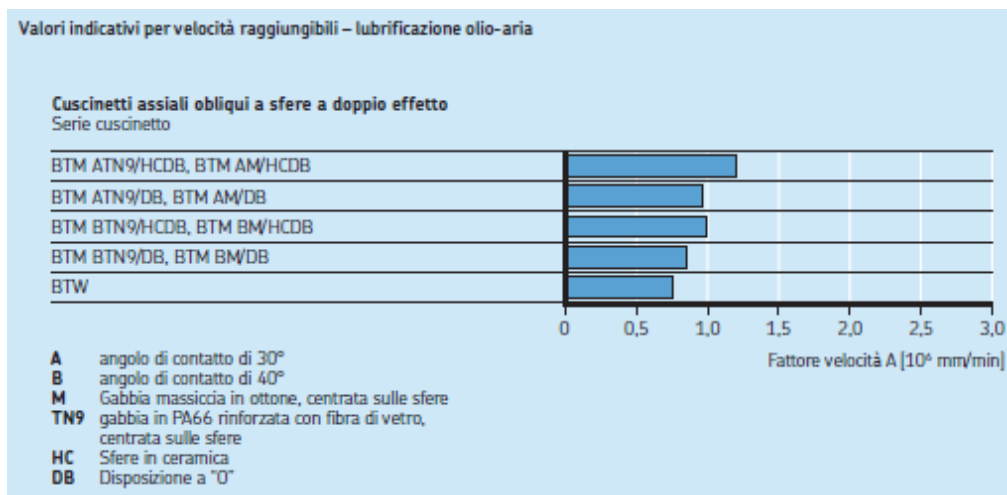


Cuscinetto tipo BTM

Sezione sui tipi BTW e BTM (Fig.192)

Diamo in (Fig.193) i valori del fattore di velocità ($A = n.d_m$) con i cuscinetti assiali a doppio effetto, quando sono lubrificati con la lubrificazione mista Olio/Aria, in funzione:

- Dell'angolo di contatto.
- Del tipo di gabbia.
- Del tipo di sfere (acciaio o ceramica)
- Del tipo di cuscinetto (BTM o BTW)



Valori del fattore di velocità (A) con lubrificaz. Olio/Aria (Fig.193)

Come possiamo vedere nella tabella, i valori maggiori si ottengono con la tipologia BTM a sfere in ceramica e col minor angolo di contatto (30°).

Come vedremo nella sezione dedicata al cedimento elastico (sez. 6.6) il prezzo da pagare per andare più veloci è quello di ridurre la rigidità assiale; infatti, il cuscinetto con angolo di contatto (30°) presenta una maggiore cedevolezza assiale, rispetto all'analogo cuscinetto con angolo (40°).

Occupiamoci della sicurezza statica, applicando la formula:

$$C_{0a} > S_0 \cdot F_{0a} \quad (N) \quad (6.36)$$

dove:

C_{0a} (N) Coefficiente di carico assiale statico di base.

F_{0a} (N) Carico assiale statico del cuscinetto.

S_0 - Fattore di sicurezza statico [$S_0 > 2,5!$ per i cuscinetti assiali a doppio effetto].

Anche se per i cuscinetti assiali a doppio effetto, montati sugli assi mandrino delle macchine utensili, saranno: la sicurezza statica e la rigidità del montaggio i fattori rilevanti per la loro scelta, (i quali se soddisfatti garantiscono generalmente anche la durata), diamo il criterio di durata che conviene verificare, onde evitare spiacevoli sorprese:

$$L_{10} = (C/F_a)^3 \quad (10^6 \text{ giri}) \quad (6.37)$$

$$L_{10h} = [10^6 / (60 \cdot n)] \cdot L_{10} \quad (\text{ore}) \quad (6.38)$$

dove:

L_{10} (10^6 giri) Durata del cuscinetto in milioni di giri.

L_{10h} (ore) Durata del cuscinetto in ore.

C (N) Coefficiente di carico assiale dinamico di base del cuscinetto.

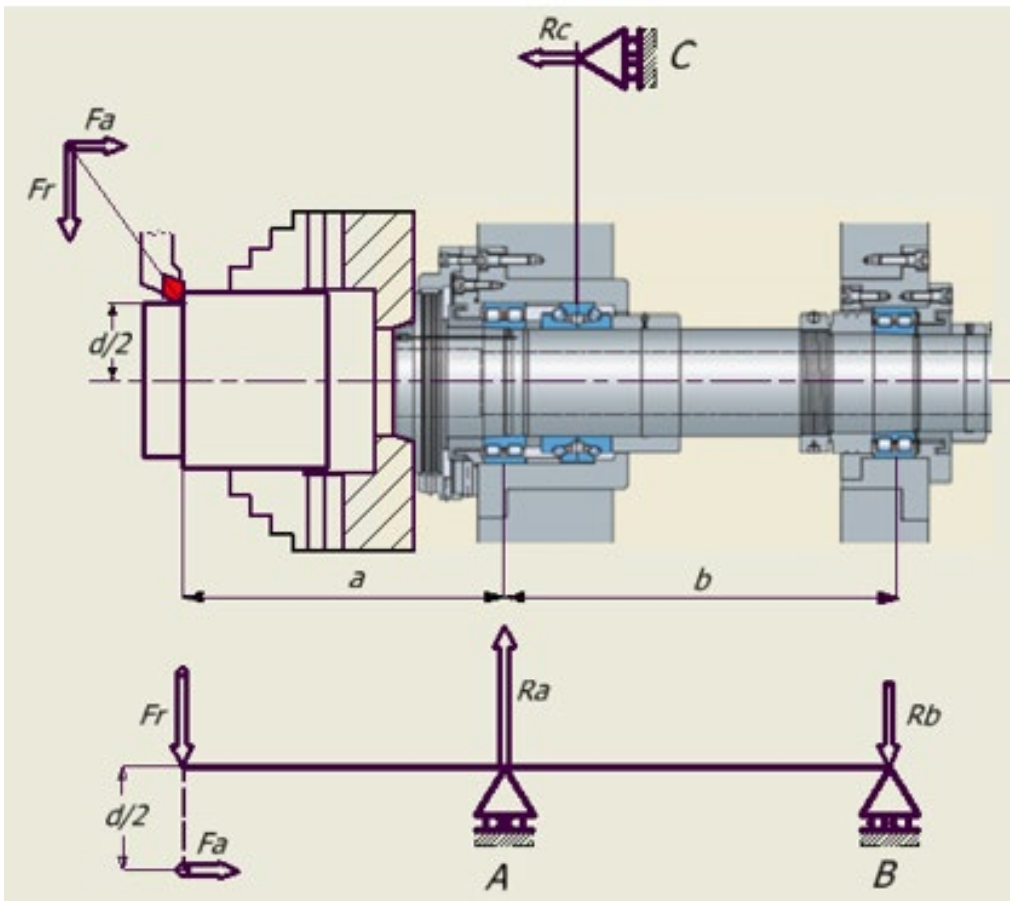
F_a (N) Carico assiale dinamico agente sul cuscinetto.

n (giri/min) Regime di rotazione del cuscinetto.

Il carico assiale dinamico di base (C o C_a) si trova sulle tabelle dimensionali dei vari costruttori di cuscinetti, ed indica il carico che il cuscinetto può sopportare per la durata di un milione di giri, mentre il carico assiale dinamico sul cuscinetto (F_a), rappresenta per questa tipologia di cuscinetti il carico assiale al quale è sottoposto il cuscinetto.

Una volta effettuata la scelta, come detto in precedenza, in base alla sicurezza statica ed alla rigidità del montaggio, assicurarsi di avere una durata in ore (L_{10h}) di almeno 20000 – 30000 ore.

Completiamo anche questa sezione con un esempio numerico, utilizzando lo schema delle forze di (Fig.141) a pag.90 (che riproponiamo) relative ad un tornio.



Ci proponiamo di verificare la tenuta del cuscinetto assiale a doppio effetto (234420-M-SP INA-FAG 100x150x60 con $C = 67 \text{ kN}$ e $C_{0a} = 226 \text{ kN}$), montato sul supporto (C) con i seguenti dati di sollecitazione:

- Forza assiale $F_a = 2330 \text{ N}$
- Velocità $n = 398 \text{ giri/min}$

utilizziamo la relazione (6.36) per la verifica statica:

$$226000 \text{ N} > 2,5 \cdot 2330 = 5825 \text{ N}$$

la quale risulta ampiamente verificata.

Passiamo ora a verificare la durata, mediante le relazioni (6.37) e (6.38):

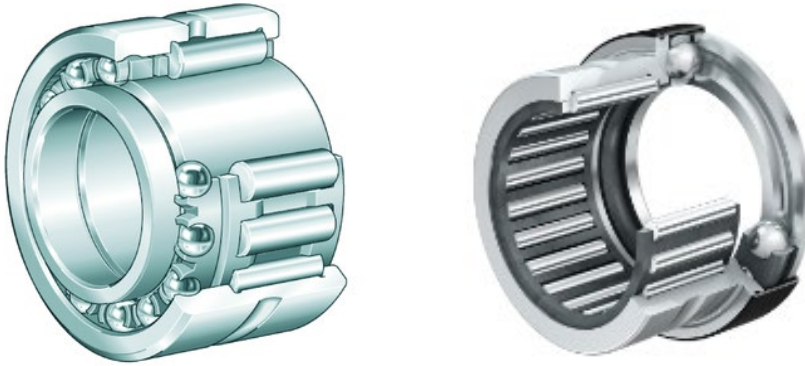
$$L_{10} = (67000 / 2330)^3 = 23777 \quad (10^6 \text{ giri})$$

$$L_{10h} = [10^6 / (60 \cdot 398)] \cdot 23777 = 995687 \quad (\text{ore})$$

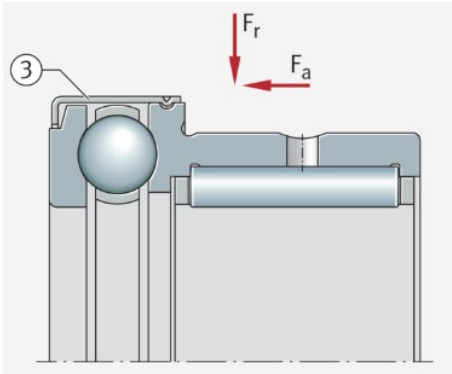
ed anche questa risulta ampiamente verificata, superando di gran lunga le 30000 ore per un fattore 33.

6.5 I cuscinetti combinati radio – assiali

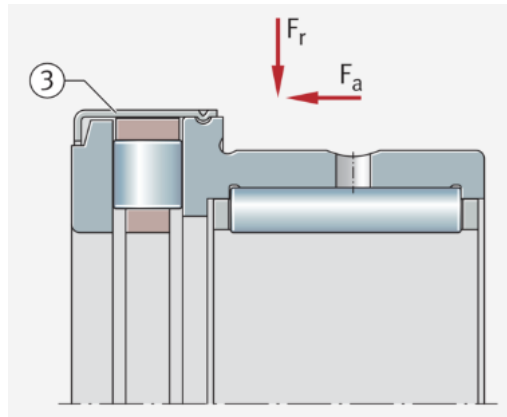
I cuscinetti combinati radio – assiali (Fig.194), sono realizzati generalmente con i corpi volventi della parte radiale a rullini, mentre il supporto assiale, viene affidato a corpi volventi che possono essere o sfere (Fig.195) o rulli (Fig.196).



Cuscinetti combinati a rullini radio – assiali (Fig.194)



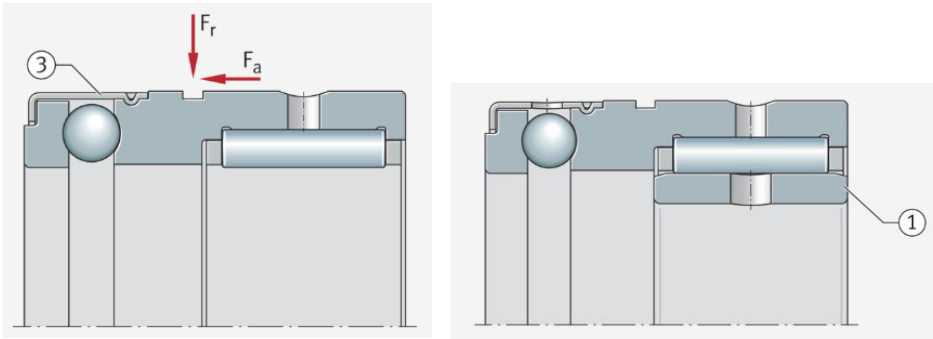
Assiale a sfere (Fig.195)



Assiale a rulli (Fig.196)

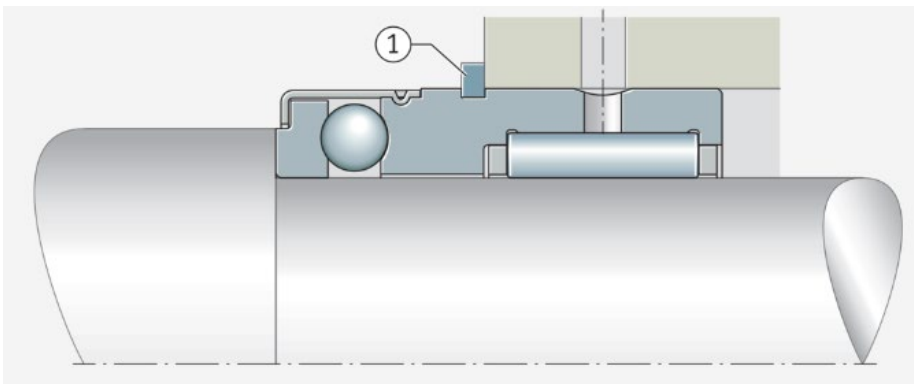
La peculiarità di questi cuscinetti è quella di offrire una buona capacità di carico radiale e discreta capacità assiale, con un ingombro limitato in senso radiale; questo li rende la soluzione principe per il sostegno degli assi mandrino ravvicinati, come avviene ad esempio nelle teste multiple di foratura e non solo.

I cuscinetti radio – assiali, possono essere realizzati, senza anello interno (Fig.197) o con l’anello interno (Fig.198).



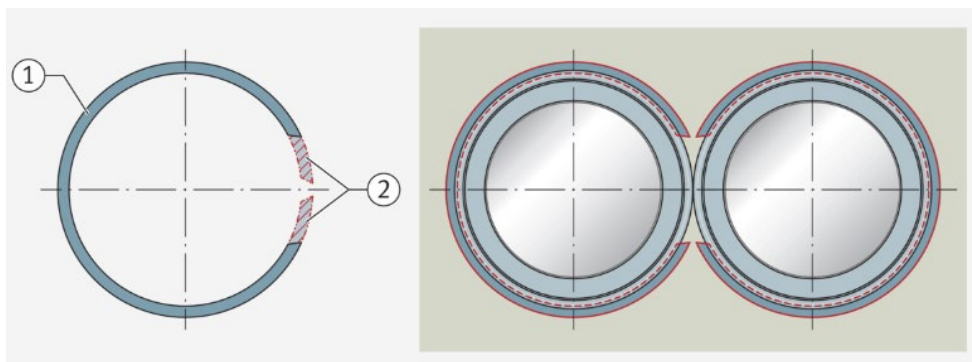
Senza anello interno (Fig.197) Con anello interno (Fig.198)

La realizzazione senza anello interno prevede che i rullini del sostegno radiale, lavorino a contatto col diametro esterno dell’albero, il quale dovrà avere la necessaria durezza superficiale, come pure il grado di finitura e le tolleranze geometriche adatte allo scopo (indicate sui cataloghi dei costruttori); il vantaggio di questa soluzione è quella di massimizzare la robustezza dell’albero in questione.



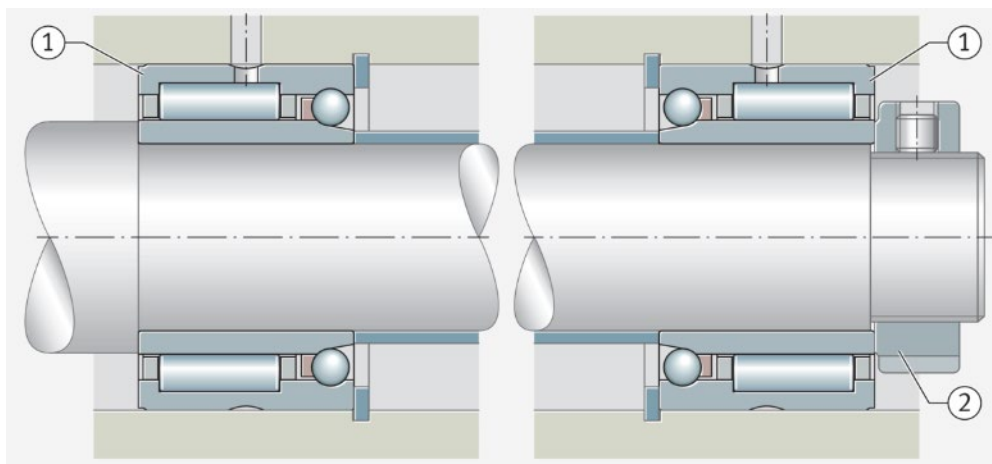
Ritegno assiale mediante anello elastico (Fig.199)

Le serie più compatte in senso radiale di questi cuscinetti prevedono la possibilità di reagire le spinte assiali, mediante l’uso di anelli elastici (Fig.199); questa soluzione con opportuni accorgimenti, permette di ottenere il massimo ravvicinamento degli assi, come possiamo vedere in (Fig.200).

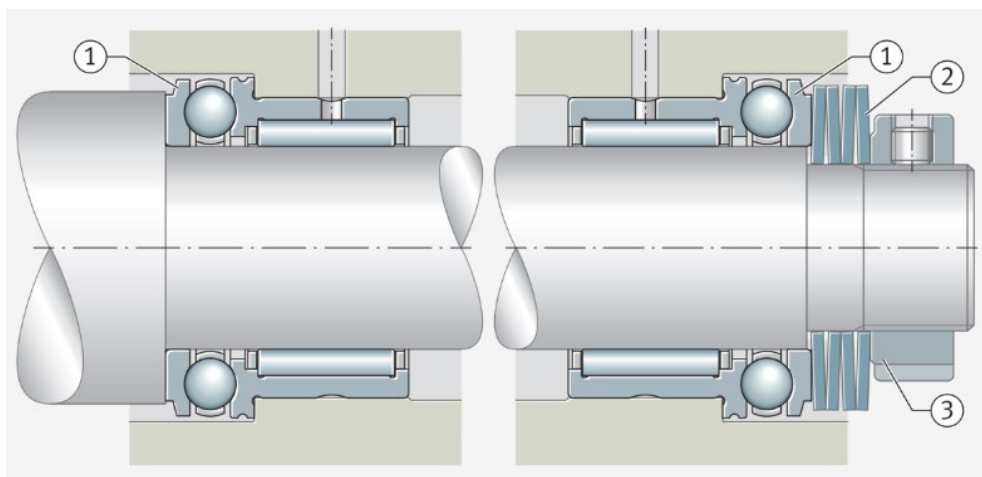


Anelli elastici accorciati per massimo ravvicinamento (Fig.200)

In (Fig.201) vediamo una soluzione molto compatta, che può essere precaricata assialmente agendo sul distanziale interno.



Tipica disposizione dei cuscinetti molto compatta (Fig.201)



Disposizione dei cuscinetti con precarico a molle (Fig.202)

Per la parte del cuscinetto a sfere che reagisce le spinte assiali, è necessario applicare un carico minimo che eviti lo strisciamento tra le sfere e le loro piste come, ad esempio nella soluzione di (Fig.202), dove il carico minimo è assicurato dalle molle a disco (Pos.2 in figura).

Affinché non si verifichi alcuno slittamento tra le parti in contatto, la parte radiale del cuscinetto deve essere costantemente sottoposta a un carico sufficientemente elevato.

Per un funzionamento continuo, l'esperienza insegna che è necessario un carico radiale minimo dell'ordine di ($P > C_{0r} / 60$).

Nella maggior parte dei casi, si verifica che il carico radiale risulta già superiore al carico minimo richiesto; per il peso delle parti supportate e delle forze esterne.

Essendo questi cuscinetti, composti in buona sostanza: di una parte preposta a reagire ai carichi radiali e di un'altra per reagire ai carichi assiali, i cataloghi dei costruttori forniscono i carichi di base dinamici e statici per tutte e due le funzioni.

Quindi per questi cuscinetti andranno fatte le solite verifiche: statica e dinamica (per tutte e due le funzioni: radiale ed assiale) utilizzando i formalismi già presenti in quest'opera che non staremo a ripetere.

6.6 Cedimenti elastici dei cuscinetti

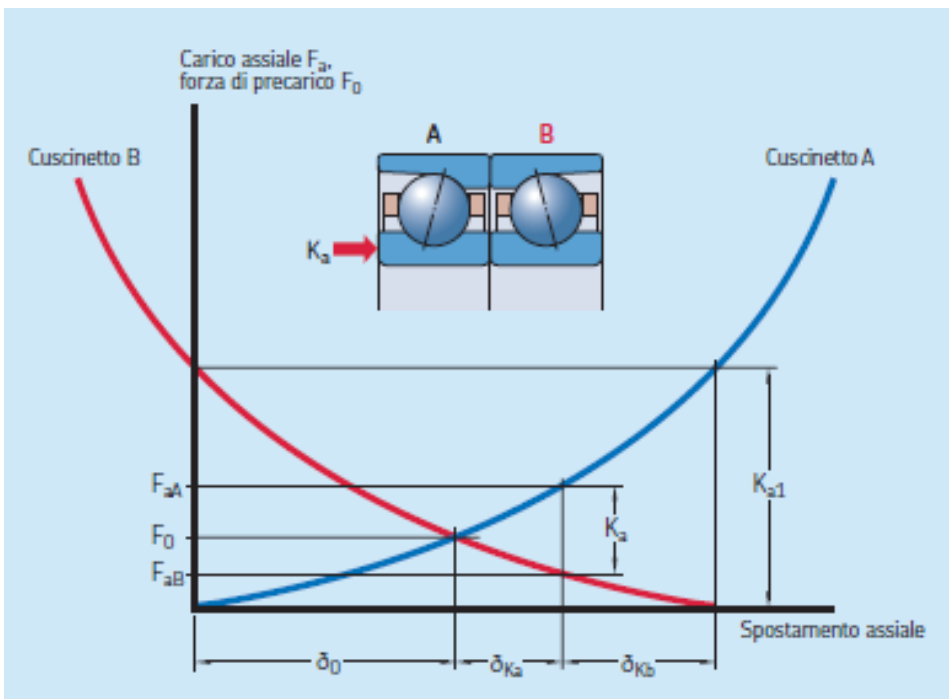
In questa sezione ci occuperemo sia del cedimento elastico radiale (δr [μm]), che del cedimento assiale (δa [μm]), che i cuscinetti subiscono sotto carico.

La conoscenza di questi cedimenti, ci permetterà nella (sez.6.7) di valutare la rigidità radiale e quella assiale, misurate nel piano del naso mandrino.

Iniziamo osservando in (Fig.203) l'influenza di un carico assiale esterno (K_a) sui cedimenti assiali dei due cuscinetti (A e B) montati con un precarico iniziale (F_0).

Il precarico iniziale (F_0) è utile per aumentare la rigidità assiale del montaggio ed anche necessario, per evitare il distacco dai corpi volventi dell'anello interno del cuscinetto (B); condizione che porterebbe ad un rapido deterioramento.

Con questa configurazione il precarico (F_0) è il risultato dello spostamento iniziale (δ_0), degli anelli interni dei due cuscinetti e come possiamo vedere dal diagramma, avremo il distacco dai corpi volventi dell'anello interno del cuscinetto (B), quando il carico esterno raggiungerà il valore di distacco (K_{a1}).



Influenza del carico esterno (K_a) sui cedimenti (δ) (Fig.203)

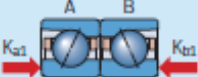
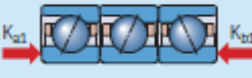
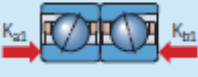
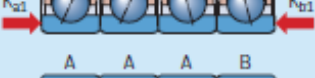
Fatta questa premessa, definiamo la rigidezza assiale:

$$C_a = \frac{F_a}{\delta_a} \quad (N / \mu m) \quad (6.39)$$

dove:

- C_a $(N / \mu m)$ Rigidezza assiale.
- F_a (N) Forza assiale.
- δ_a (μm) Cedimento assiale.

Naturalmente la forza assiale (F_a) dovrà sempre risultare inferiore al valore del carico di distacco (K_{a1}).

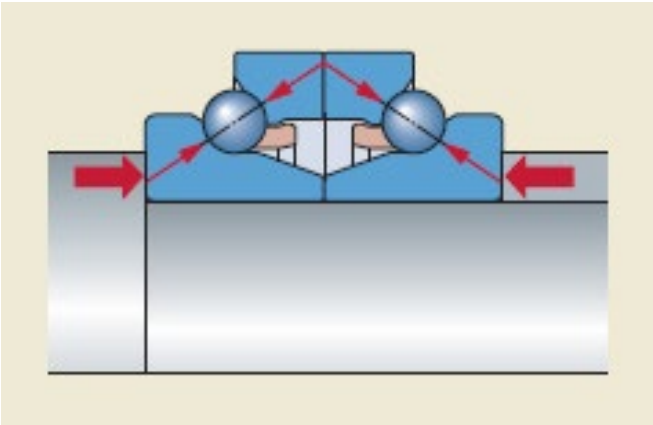
Forze di sollevamento per gruppi di cuscinetti obliqui a sfere			
Disposizione	Forze di sollevamento K_{a1}		K_{bt1}
Stesso angolo di contatto ($\alpha_A = \alpha_B$)			
	2,83 F_0		2,83 F_0
	4,16 F_0		2,08 F_0
	2,83 F_0		2,83 F_0
	5,4 F_0		1,8 F_0
Angolo di contatto diverso ($\alpha_A = 25^\circ$, $\alpha_B = 15^\circ$)			
	5,9 F_0		1,75 F_0
	9,85 F_0		1,45 F_0
	5,9 F_0		1,75 F_0
	13,66 F_0		1,33 F_0

Forze di sollevamento per gruppi di cuscinetti (Fig.204)

Nella (Fig.204) troviamo le relazioni che intercorrono, per le varie disposizioni rappresentate, tra i carichi di distacco (K_{a1} e K_{b1}) dei cuscinetti (A e B) ed il precarico (F_0).

Per i cuscinetti obliqui a sfere a doppio effetto (Fig.205), avremo:

$$K_{a1} = 2,85 \cdot F_0 \quad (N) \qquad (6.40)$$



Cuscinetti assiali a sfere (Fig.205)

La rigidezza assiale statica (C_a) per le coppie di cuscinetti (disposti ad “O” oppure ad “X”), nelle loro classi di precarico, sono riportate dai vari costruttori sulle loro tabelle dimensionali e vanno adeguate alle varie disposizioni in gruppo, con i fattori riportati nella tabella di (Fig.206):

Disposizione dei cuscinetti	Rigidezza assiale $C_a^{1)}$ $N/\mu m$
	C_a
	$1,64 \cdot C_a$
	$2 \cdot C_a$
	$2,24 \cdot C_a$
	$2,64 \cdot C_a$

Rigidezza assiale per gruppi di cuscinetti (Fig.206)

Per i cuscinetti obliqui a sfere possiamo dare un criterio per ottenere la rigidezza radiale (C_r):

$$C_r = \frac{F_r}{\delta_r} \quad (N / \mu m) \quad (6.41)$$

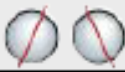
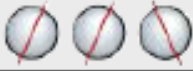
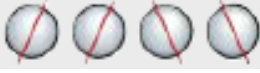
dove:

- C_r ($N / \mu m$) Rigidezza radiale.
- F_r (N) Forza radiale.
- δ_r (μm) Cedimento radiale.

a partire dalla rigidezza assiale (C_a) seguendo lo schema seguente:

$$\begin{aligned} C_r &\sim 6 \cdot C_a && \text{per } \alpha = 15^\circ \\ C_r &\sim 3,5 \cdot C_a && \text{per } \alpha = 20^\circ \\ C_r &\sim 2 \cdot C_a && \text{per } \alpha = 25^\circ \end{aligned}$$

ed adeguandoli con i fattori riportati nella tabella di (Fig.207).

Disposizione dei cuscinetti	Rigidezza radiale C_r $N/\mu m$
	C_r
	$1,36 \cdot C_r$
	$2 \cdot C_r$

Rigidezza radiale per gruppi di cuscinetti (Fig.207)

Mentre per i cuscinetti radiali a rulli cilindrici la troviamo direttamente sulle tabelle dimensionali dei vari costruttori.

Per quanto riguarda i cuscinetti a rulli conici, in bibliografia troviamo solo parametri di confronto, con cuscinetti a sfere a contatto obliquo di uguale ingombro, con l'indicazione che la rigidità del cuscinetto a rulli conici è da 4 a 6 volte superiore.

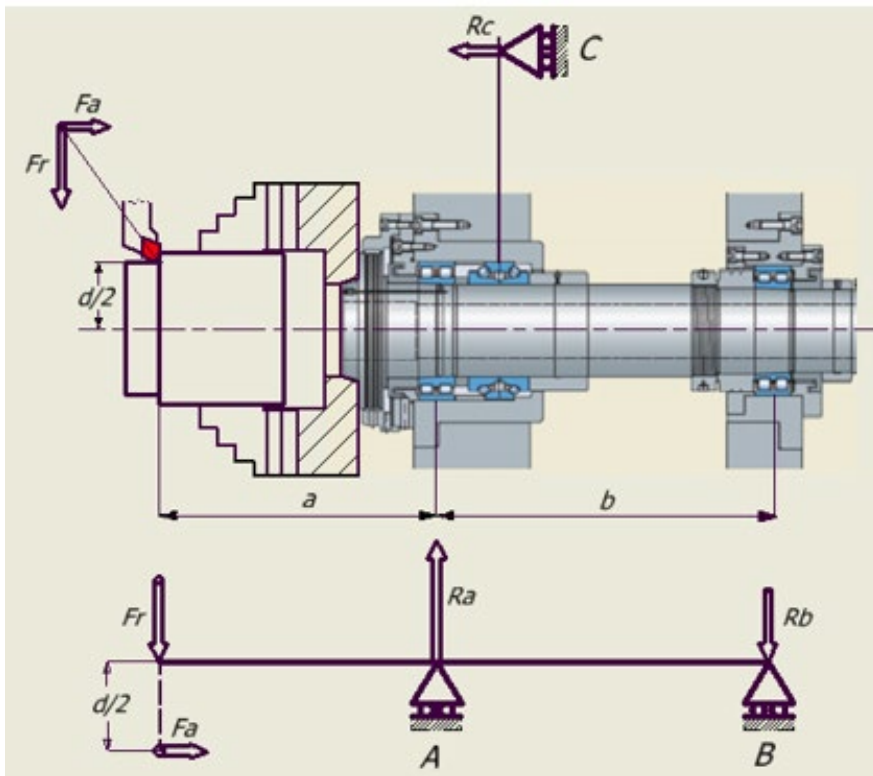
Il consiglio che ci sentiamo di dare per una valutazione approssimata è quello di prendere i dati di rigidità di un cuscinetto a

contatto obliquo (precaricato in modo equivalente e con angolo di contatto di 25°) che abbia lo stesso diametro interno ed esterno del cuscinetto a rulli conici in esame, e poi moltiplicare questi valori per un fattore che va da 4 a 6 a seconda del confronto tra i due ingombri assiali.

Concludiamo anche questa sezione con alcuni esempi numerici, che ci aiuteranno nel districarci tra le varie indicazioni fornite.

Calcoliamo il cedimento radiale del supporto (A) ed il cedimento assiale del supporto (C) dell'asse mandrino riportato in (Fig.208), con i seguenti dati di carico:

- Forza radiale $Ra = 8790 \text{ N}$
- Forza assiale $Fa = 2330 \text{ N}$



Asse mandrino per tornio

(Fig.208)

ed i seguenti cuscinetti montati sui due supporti:

- Supporto (A): Cuscinetto a rulli cilindrici a doppia corona (NN3024-AS-K-M-SP 120x180x46 con rigidità radiale $Cr = 2700 \text{ N} / \mu\text{m}$).

- *Supporto (C): Cuscinetto a sfere a contatto obliquo e doppio effetto (234424-M-SP INA-FAG 120x180x72 con precarico $F_0 = 960 \text{ N}$ e rigidità assiale $C_a = 996 \text{ N} / \mu\text{m}$).*

Per il supporto (A), invertendo la relazione (6.41) abbiamo:

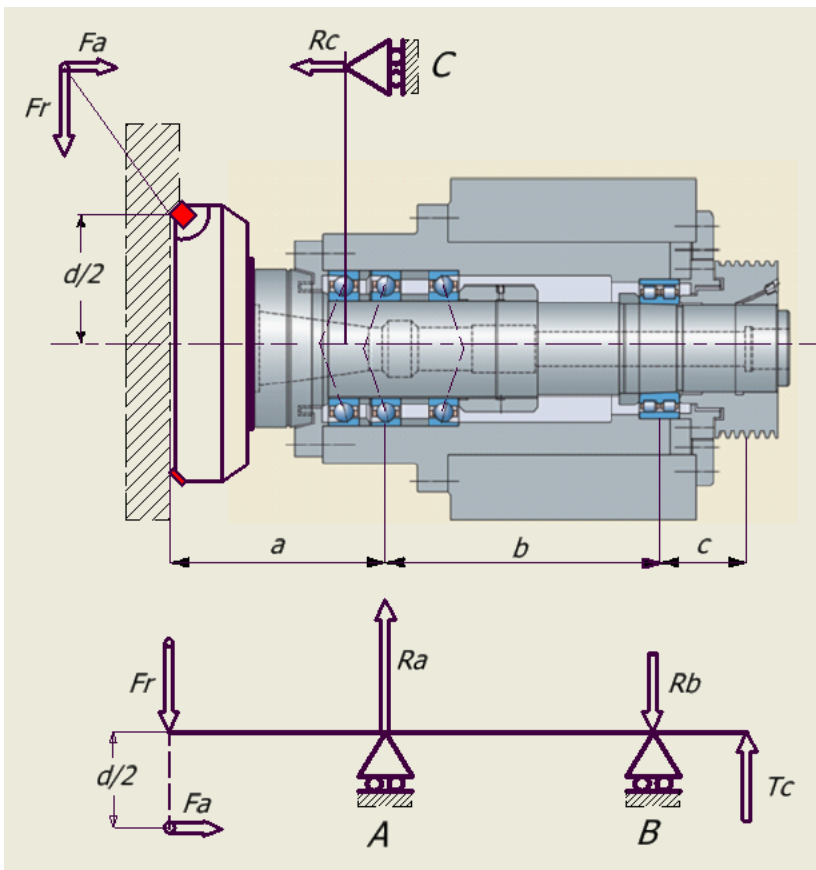
$$\delta_r = \frac{F_r}{C_r} = \frac{8790}{2700} = 3,26 \text{ } \mu\text{m}$$

Per il supporto (C), verifichiamo prima che il carico di distacco dato dalla relazione (6.40):

$$K_{a1} = 2,85 \cdot 960 = 2730 \text{ N}$$

sia superiore alla forza assiale $F_a = 2330 \text{ N}$ ed una volta ottenuto un responso positivo, invertendo la relazione (6.39) avremo:

$$\delta_a = \frac{F_a}{C_a} = \frac{2330}{996} = 2,34 \text{ } \mu\text{m}$$



Asse mandrino fresatrice

(Fig.209)

Calcoliamo ora il cedimento assiale e quello radiale del supporto (A), per l'asse mandrino di (Fig.209), con i seguenti dati di carico:

- Forza assiale $F_a = 2330 \text{ N}$
- Forza radiale $R_a = 5500 \text{ N}$

Per prima cosa, visto il notevole carico assiale, calcoliamo in via di prima approssimazione, quale deve essere il precarico (F_0) dei cuscinetti obliqui a sfere che andremo a scegliere, in base a questo criterio.

Nella tabella di (Fig.204) rileviamo che per la nostra disposizione (se ipotizziamo di utilizzare per questo gruppo di cuscinetti, lo stesso angolo di contatto), la relazione:

$$K_{a1} = 4,16 \cdot F_0 \quad (\text{N})$$

la quale invertita, ci fornisce il precarico minimo (F_0) che devono avere i cuscinetti della terna, per garantire che il carico di distacco (K_{a1}) sia superiore alla forza assiale (F_a):

$$F_0 = \frac{K_{a1}}{4,16} = \frac{2330}{4,16} = 560 \text{ N}$$

Scegliamo il cuscinetto (B71920-E-T-P4S INA-FAG 100x140x20 $\alpha=25^\circ$ Precarico medio=1626 N con rigidità assiale $C_a=355,1 \text{ N}/\mu\text{m}$) e dalla tabella di (Fig.206) rileviamo che la rigidità assiale della nostra disposizione di cuscinetti, sarà:

$$1,64 \cdot C_a = 1,64 \cdot 355,1 = 582,36 \text{ N}/\mu\text{m}$$

ed invertendo la relazione (6.39) avremo:

$$\delta_a = \frac{F_a}{C_a} = \frac{2330}{582,36} = 4 \text{ } \mu\text{m}$$

applichiamo poi il criterio per ottenere la rigidità radiale (C_r) da quella assiale (C_a), che per un cuscinetto con angolo di contatto ($\alpha=25^\circ$), fornisce:

$$C_r \sim 2 \cdot C_a = 2 \cdot 355,1 = 710,2 \text{ N}/\mu\text{m}$$

poi dalla tabella di (Fig.207) per la nostra disposizione avremo una rigidità radiale:

$$1,36 \cdot Cr = 1,36 \cdot 710,2 = 965,87 \text{ N}/\mu\text{m}$$

ed invertendo la relazione (6.41) avremo:

$$\delta_r = \frac{F_r}{C_r} = \frac{5500}{965,87} = 5,7 \text{ } \mu\text{m}$$

Mentre per il supporto (B) avremo:

$$\text{- Forza radiale} \quad R_b = 917 \text{ N}$$

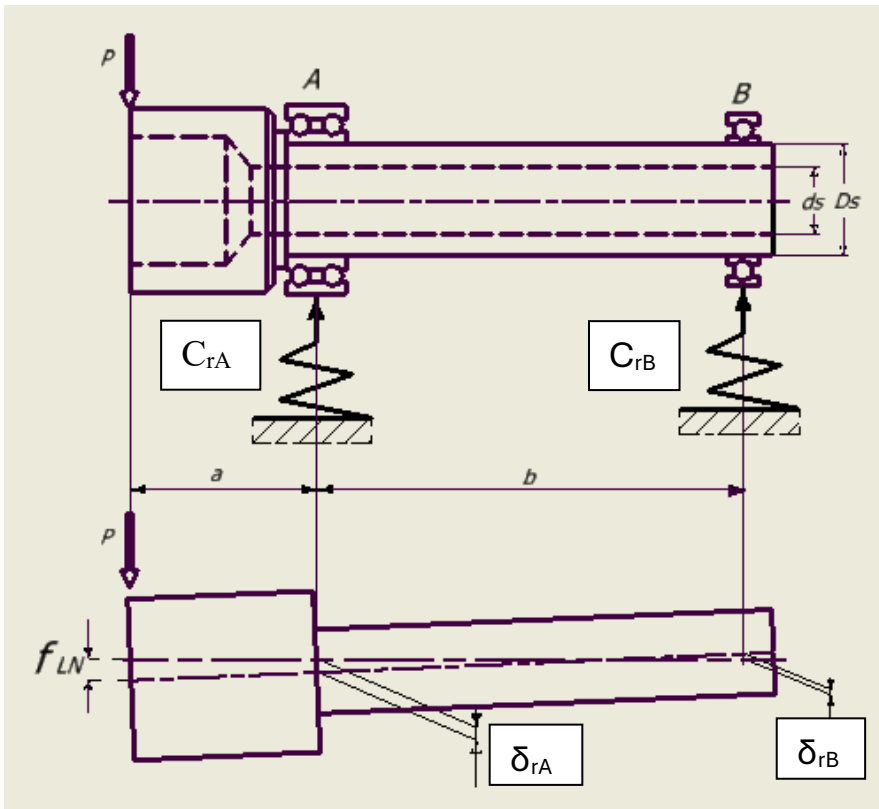
scegliamo il cuscinetto a rulli cilindrici (N1919-K-M1-SP INA-FAG 95x130x18 Cr=960 N/μm) e poi invertendo la (6.41) otteniamo:

$$\delta_r = \frac{F_r}{C_r} = \frac{917}{960} = 0,96 \text{ } \mu\text{m}$$

6.7 Rigidezza totale dell'asse mandrino

Nella (Sez.5.5) ci siamo occupati della freccia di inflessione dell'asse mandrino f_{DN} [μm] in corrispondenza del naso, dovuta al solo cedimento elastico dell'albero.

Qui ci occuperemo dell'altro termine f_{LN} [μm], dovuto invece al cedimento elastico dei soli cuscinetti ed utilizzeremo la somma di questi due cedimenti, per rapportarli al carico che li produce, andando così a definire la rigidezza totale dell'asse mandrino, in corrispondenza del suo naso.



Cedimento f_{LN} sotto il carico P

(Fig.210)

In (Fig.2010) è rappresentato il metodo adottato per valutare l'influenza dei cedimenti elastici dei due cuscinetti, dove abbiamo supposto che l'albero sia infinitamente rigido.

Con riferimento alle sezioni precedenti, nelle quali per ogni tipologia di supporto (cuscinetti), abbiamo definito il significato dei simboli riportati in figura, li riportiamo nel seguito per poi proseguire

nel nostro intento, di calcolare la rigidezza radiale totale dell'asse mandrino:

- P (N) Carico sul naso mandrino.
- a (mm) Sbalzo del carico.
- b (mm) Distanza tra i cuscinetti.
- δ_{rA} (μm) Cedimento radiale cuscinetto (A).
- δ_{rB} (μm) Cedimento radiale cuscinetto (B).
- f_{LN} (μm) Cedimento radiale sul naso mandrino causato dal cedimento dei cuscinetti.

prendiamo anche in prestito dalla (Sez.5.5) il simbolo:

- f_{DN} (μm) Freccia d'inflessione propria dell'albero, in corrispondenza del naso.

Osservando la (Fig.210) ed ipotizzando che i cuscinetti siano montati senza gioco, possiamo scrivere la seguente proporzione:

$$\frac{f_{LN} + \delta_{rB}}{a+b} = \frac{\delta_{rA} + \delta_{rB}}{b} \quad (6.42)$$

invertendo la quale ricaviamo:

$$f_{LN} = \left[\frac{\delta_{rA} + \delta_{rB}}{b} \cdot (a + b) \right] - \delta_{rB} \quad (\mu\text{m}) \quad (6.43)$$

Ora abbiamo a disposizione tutti gli elementi necessari per calcolare la rigidezza radiale totale dell'asse mandrino (C_{rT}), definita dal rapporto tra il carico applicato in corrispondenza del naso (P) ed il cedimento totale ($f_{DN} + f_{LN}$):

$$C_{rT} = \frac{P}{(f_{DN} + f_{LN})} \quad (\text{N} / \mu\text{m}) \quad (6.44)$$

mentre per quanto riguarda la rigidezza assiale totale, possiamo generalmente trascurare il cedimento assiale dovuto all'albero e adottare i valori di (C_a), che abbiamo definito nelle sezioni precedenti.

Proviamo a dare nel seguito alcune indicazioni in merito al limite minimo, per la rigidezza radiale totale dell'asse mandrino.

Un criterio tradizionale stabilito per via empirica dai costruttori è che la rigidezza radiale minima non debba essere inferiore a ($250 \text{ N} / \mu\text{m}$).

Tuttavia, può accadere che il valore di (C_{rT}) calcolato secondo la relazione (6.44), non raggiunga tale minimo, specialmente quando il mandrino è progettato per sopportare sforzi di lieve entità, come ad esempio in alesatrici a coordinate o in certi trapani: nella pratica però mandrini così cedevoli hanno fornito ottimi risultati.

Prove pratiche eseguite su cuscinetti calibrati a due corone di rulli hanno evidenziato che nel cuscinetto anteriore (A) le due corone di rulli possono risultare sollecitate in modo sensibilmente diverso, se però la differenza di sollecitazione è lieve, si può considerare il limite inferiore, fornito dalla seguente relazione:

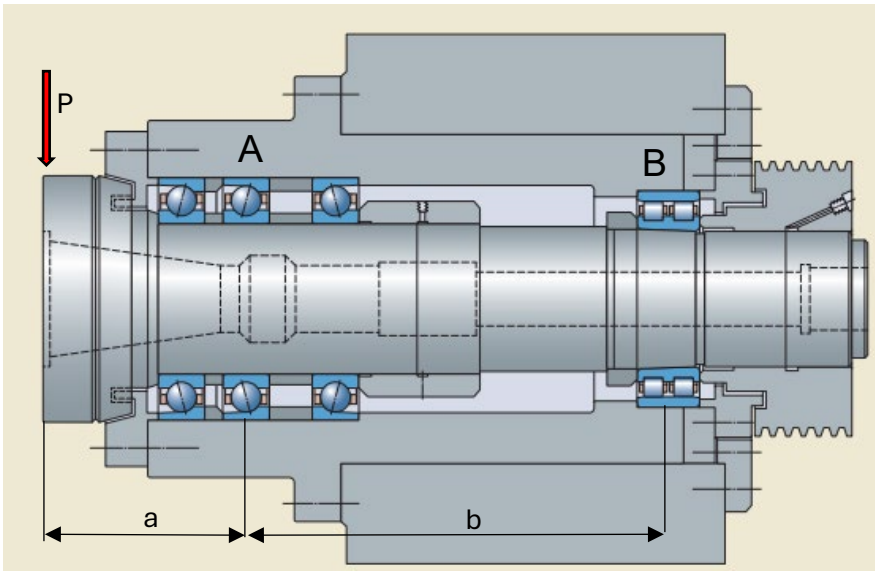
$$C_{rT(\min)} = 0,25 \cdot \frac{C_{rA}}{(1+\lambda)} \quad (N / \mu m) \quad (6.45)$$

nella quale con (λ) abbiamo indicato il rapporto ($\lambda = a / b$), questa relazione è d'uso generale; ma per i mandrini in cui lo sbalzo (a) è piuttosto grande ed il momento d'inerzia della sezione retta della parte a sbalzo dell'albero (J_k) è relativamente piccolo, perché lo sbalzo è forato, come nei mandrini per trapani, diamo nel seguito la condizione da rispettare:

$$C_{rT(\min)} = 0,25 \cdot \frac{C_{rA}}{(1+\lambda)} \cdot \frac{d_k}{a} \quad (N / \mu m) \quad (6.46)$$

dove ricordiamo che (d_k) rappresenta il diametro interno medio della zona forata, nella parte a sbalzo dell'albero.

Completiamo la sezione con un esempio numerico completo, dal punto di vista della rigidezza totale, andando a recuperare qualche dato dagli esempi precedenti.



Asse mandrino unità operatrice

(Fig.211)

Dall'esempio a (Pag.97 e 98) relativo alla situazione rappresentata in (Fig.211) con i seguenti dati:

$P = 4583 \text{ N}$ Carico radiale esterno agente sul naso mandrino.

$a = 60 \text{ mm}$ Quota sbalzo del naso mandrino.

$b = 300 \text{ mm}$ Distanza tra gli appoggi.

andiamo a recuperare la freccia di inflessione dell'albero, sul naso mandrino, ivi calcolata:

$f_{DN} = 2 \text{ }\mu\text{m}$ Freccia di inflessione dell'albero.

mentre dall'esempio a (Pag.154 e 155) recuperiamo i cedimenti elastici dei cuscinetti montati nei supporti (A) e (B):

$$\delta_{rA} = 5,7 \text{ }\mu\text{m}$$

$$\delta_{rB} = 0,96 \text{ }\mu\text{m}$$

per poi calcolare con la relazione (6.43), il cedimento elastico f_{LN} dovuto al cedimento dei cuscinetti:

$$f_{LN} = \left[\frac{5,7+0,96}{300} \cdot (60 + 300) \right] - 0,96 = 7 \text{ }\mu\text{m}$$

ed infine con la relazione (6.44), la rigidezza radiale totale dell'asse mandrino:

$$C_{rT} = \frac{4583}{(2+7)} = 509 \quad (N / \mu m)$$

Avendo ottenuto un valore nettamente superiore a (250 N/μm), possiamo affermare che questo asse mandrino risulta particolarmente rigido se non addirittura sovradimensionato.

7 *Sistemi di tenuta frontale*

In questo capitolo andiamo ad esaminare le varie soluzioni di tenuta adottate dai costruttori di mandrini, per proteggere i cuscinetti e gli organi interni degli stessi, dalle infiltrazioni di liquidi refrigeranti o, peggio ancora, di trucioli.

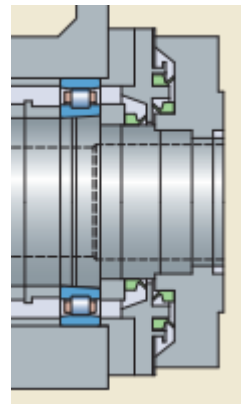
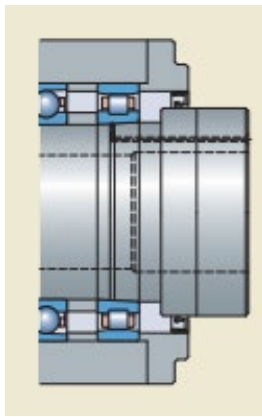
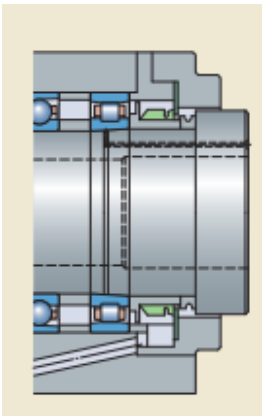
Tali infiltrazioni, oltre a degradare le prestazioni dei lubrificanti ivi impiegati (olio o grasso, causa l'ingresso di impurità), possono portare ad una rapida usura dei cuscinetti e perdita delle caratteristiche di rigidità e precisione del mandrino, con relativi: fermo macchina ed interventi anticipati di manutenzione.

Le tipologie di queste tenute, che possono essere impiegate singolarmente o anche in coppia, sono:

- *Tenute striscianti*
- *Schermi*
- *Tenute a labirinto*
- *Tenute pressurizzate*

le quali, formeranno il contenuto delle prossime sezioni.

7.1 *Tenute striscianti*



Tenute striscianti frontali e radiali

(Fig.212)

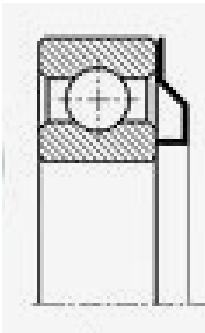
Si tratta delle tenute a labbro (Fig.212), costituite solitamente da un labbro di tenuta in elastomero, a contatto di una superficie metallica microfinita.

Per inciso, si tratta delle tenute che hanno la maggiore efficacia, a scapito però di una generazione di calore, dovuta all'attrito nella

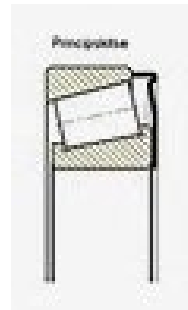
zona di tenuta, la quale rende applicabile la soluzione, solo per basse velocità relative e quindi per mandrini lenti.

Una indicazione pratica consiste nel non superare la velocità relativa nella zona di tenuta di circa (8 m/s), ed utilizzare preferibilmente in applicazioni, dove il calore generato non compromette la precisione della lavorazione, (per esempio nelle foratrici o fresatrici per sgrossatura).

7.2 Gli schermi



Schermi senza strisciamento



(Fig.213)

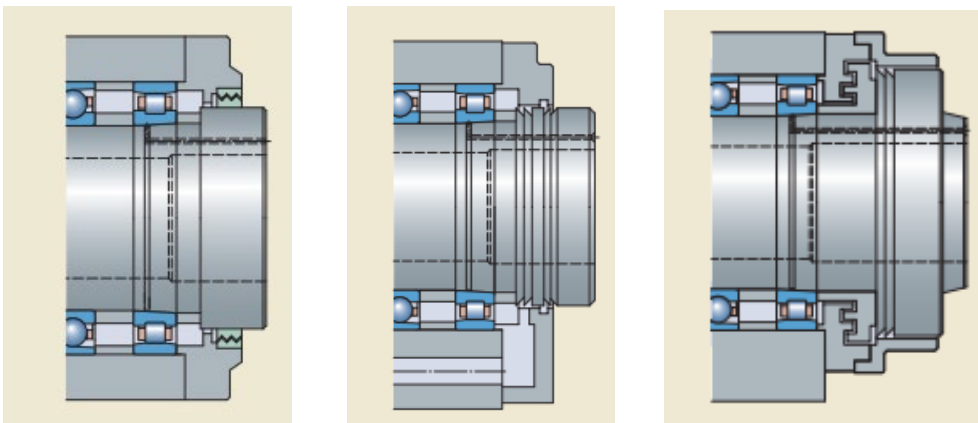
Gli schermi (Fig.213), oltre a fornire una tenuta per le infiltrazioni, svolgono il compito di ritenere il grasso all'interno dei cuscinetti, evitandone la fuoriuscita.

La loro particolarità è quella di non avere un contatto strisciante, evitando quindi la produzione di calore nella zona di tenuta.

Gli schermi, conviene comunque utilizzarli in abbinamento ad una buona tenuta a labirinto, perché non sono molto efficaci nell'evitare l'ingresso di liquidi.

7.3 Tenute a labirinto

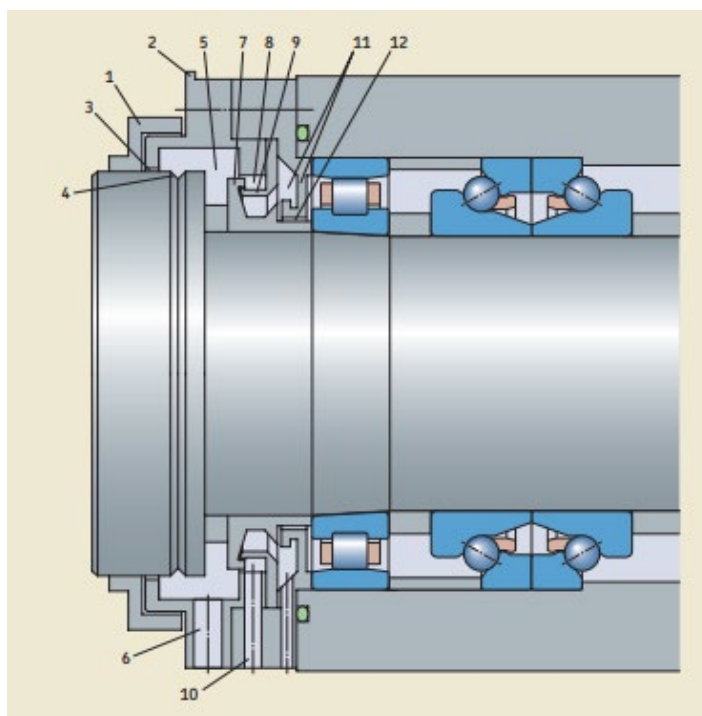
Le tenute a labirinto (Fig.214), costituiscono la soluzione principe, per fornire una prima barriera di protezione, atta ad evitare l'ingresso dei trucioli e del refrigerante all'interno degli assi mandrino.



Tenute a labirinto di vario tipo

(Fig.214)

Mentre la più parte dei labirinti è ottenuta, per lavorazione meccanica dei componenti di prossimità del naso, esistono in commercio (vedi la prima immagine a sinistra di Fig.214), soluzioni di labirinto pronte per essere integrate, semplificando la costruzione del mandrino.



Labirinto complesso con drenaggi (Fig.215)

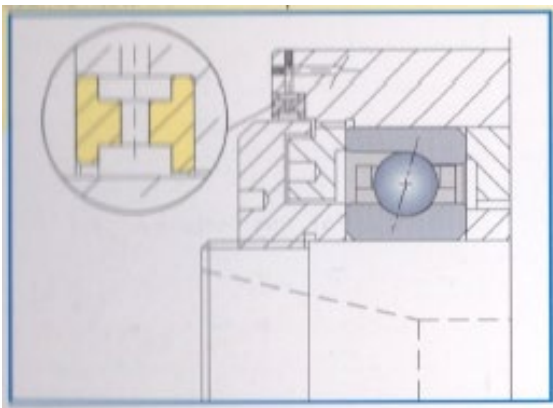
Un sistema di tenuta (Fig.215), che occupi un considerevole spazio assiale è vantaggioso perché consente, l'integrazione nel

sistema di aree di drenaggio ampie e di collettori. In questi casi, tuttavia, il mandrino risulta meno rigido in relazione alla distanza aumentata, tra i cuscinetti e la forza di taglio, ne consegue la necessità di trovare un giusto compromesso tra queste due esigenze, a seconda di quale delle due è preminente. Come possiamo facilmente intuire, la tenuta a labirinto, con l'assenza di componenti in contatto strisciante, risulta adatta per l'applicazione sui mandrini veloci e come abbiamo detto in precedenza, per opporre un'efficace prima barriera, all'ingresso dei trucioli e dei liquidi refrigeranti.

7.4 Tenute pressurizzate

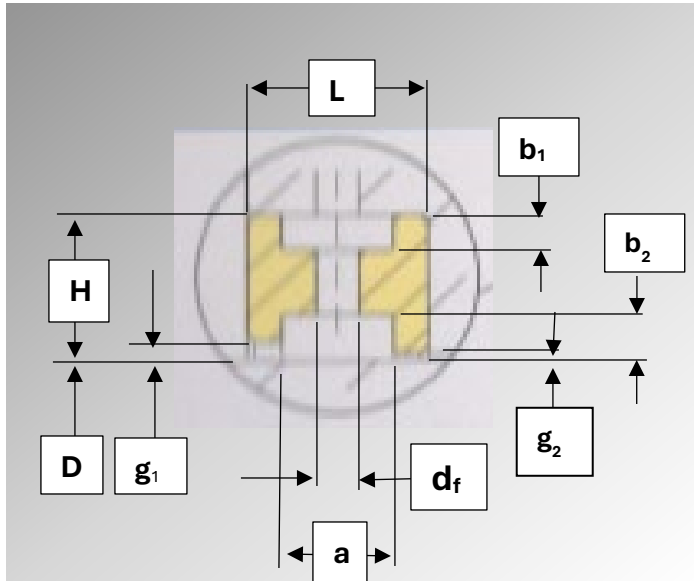
Le tenute pressurizzate (Fig.216), devono la loro particolare efficacia alla barriera d'aria in pressione (0.2 – 0.5 bar) che si crea nell'intercapedine del labirinto.

La costruzione prevede l'inserimento di una boccola in bronzo (gialla in figura) la quale presenta due camere anulari: una che fa da collettore per una serie di fori radiali (diametro $1.5 \div 2$ mm) e l'altra che riceve l'aria attraverso i fori suddetti, creando la barriera d'aria verso l'esterno. Generalmente è buona norma eseguire la finitura dei diametri interni della boccola dopo il piantaggio nella sua sede, per migliorare la concentricità con l'albero rotante e poter realizzare un gioco radiale di $0,06 \div 0,10$ mm verso l'esterno e $0,04 \div 0,06$ mm verso l'interno (valori orientativi), per favorire l'uscita dell'aria verso l'esterno.



Tenuta pressurizzata (Fig.216)

È buona norma verificare, che i giochi radiali indicati, impediscano contatti diretti, tra parte rotante e parte statica a causa di eventuali dilatazioni termiche.



Variabili della tenuta (Fig.217)

Vediamo ora di fornire le indicazioni necessarie, per dimensionare queste particolari tenute, definendo (Fig.217):

- D (mm) Diametro parte rotante della tenuta*
- H (mm) Altezza radiale boccola*
- L (mm) Larghezza esterna boccola*
- a (mm) Larghezza camere per passaggio aria*
- b₁ (mm) Altezza camera ingresso aria*
- b₂ (mm) Altezza camera uscita aria*
- d_f (mm) Diametro fori collettore aria*
- g₁ (mm) Gioco radiale verso l'esterno*
- g₂ (mm) Gioco radiale verso l'interno*

Diamo un criterio orientativo per il proporzionamento di questo tipo di tenuta iniziando col fissare: $L = 0,2 \cdot D$; $a = 0,12 \cdot D$ poi calcoliamo la sezione di uscita dell'aria verso l'esterno, con la seguente relazione:

$$S = \pi \cdot D \cdot g_1 \quad (mm^2) \quad (7.1)$$

poi dimensioniamo la gola interna della boccola, in modo da ottenere una sezione uguale o maggiore ad (S), con la:

$$b_2 \geq \frac{S}{a} \quad (mm) \quad (7.2)$$

quindi la gola esterna che fa da collettore, con la:

$$b_1 \geq 1,6 \cdot \frac{S}{a} \quad (mm) \quad (7.3)$$

dimensionare poi i fori del collettore con ($d_f = 1,5 \div 2$) in numero tale da rispettare la relazione:

$$N^\circ \text{ fori} = \frac{1,2 \cdot S}{\frac{d_f^2}{\pi \cdot \frac{4}{4}}} \quad (\text{arrotondare}) \quad (7.4)$$

definendo anche l'altezza radiale della boccola, come:

$$H = b_1 + b_2 + (2 \div 3 \text{ mm}) \quad (7.5)$$

Alimentare l'aria alle boccole avendo cura di prevedere nelle vicinanze di ogni boccola un foro filettato, per potervi collegare un manometro e rilevare una pressione di (0,3 ÷ 0,6 bar).

Per rendersi conto dell'efficacia di queste tenute e per poter poi calcolare il consumo d'aria, si consideri che la velocità di uscita dell'aria, dalla luce radiale lasciata dal gioco radiale (g_1), assume i seguenti valori, in funzione della pressione presente nella camera interna:

- *$V = 173 \text{ m/s}$ per una pressione di 0,2 bar*
- *$V = 257 \text{ m/s}$ per una pressione di 0,5 bar*

Alla luce di quanto appena affermato, riportiamo la relazione per calcolare il consumo d'aria per ogni boccola, espresso in (Nl/min – Litri di aria in condizioni normali di temperatura e pressione atmosferica):

$$Q = \frac{S \cdot V \cdot 6}{100} \quad (Nl/min) \quad (7.6)$$

Concludiamo la sezione con un esempio numerico, utilizzando i seguenti dati di partenza:

- $D = 80 \text{ mm}$ *Diametro parte rotante della tenuta.*
- $g_1 = 0,06 \text{ mm}$ *Gioco radiale verso l'esterno.*
- $d_f = 1,5 \text{ mm}$ *Diametro fori collettore aria.*
- $p = 0,2 \text{ bar}$ *Pressione aria nella tenuta.*
- $L = 16 \text{ mm}$ *Larghezza esterna boccola.*
- $a = 10 \text{ mm}$ *Larghezza camere per passaggio aria.*

inserendo i valori numerici nelle relazioni da (7.1 a 7.6):

$$S = \pi \cdot 80 \cdot 0,06 = 15 \text{ mm}^2$$

$$b_2 \geq \frac{15}{a} = \frac{15}{10} = 1,5 \text{ mm}$$

$$b_1 \geq 1,6 \cdot \frac{S}{a} = 1,6 \cdot \frac{15}{10} = 2,5 \text{ mm}$$

$$N^\circ \text{ fori} = \frac{1,2 \cdot 15}{\pi \cdot \frac{1,5^2}{4}} = 10,18 \quad (\text{arrotondiamo a 12 fori per facilità di costruzione}).$$

$$H = 2,5 + 1,5 + 3 = 7 \text{ mm}$$

Infine, calcoliamo il consumo di aria:

$$Q = \frac{15 \cdot 173 \cdot 6}{100} = 156 \text{ Nl/min}$$

8 *La lubrificazione*



La lubrificazione è importante per ottenere un funzionamento affidabile, una durata di esercizio sufficiente ed un funzionamento privo di usura dei cuscinetti mandrino di alta precisione.

Lo scopo principale della lubrificazione è quello di creare e mantenere un film lubrificante, in grado di separare gli elementi volventi nelle zone di contatto.

Per assolvere questa funzione serve:

- *Garantire in ogni momento la presenza del lubrificante in tutti i punti di contatto.*
- *Stabilire il procedimento di lubrificazione corrispondente alla velocità di rotazione richiesta.*
- *Scegliere il lubrificante con le giuste caratteristiche.*

In fase di progettazione occorre determinare se i cuscinetti dovranno essere lubrificati con grasso o con olio.

Il fattore discriminante in questo caso è la velocità d'esercizio massima richiesta.

Nella sezione delle tabelle dimensionali riportate nei cataloghi dei vari costruttori, vengono riportate per ciascun cuscinetto, le velocità di rotazione massime permesse per i due sistemi di lubrificazione, più usati: ovvero la lubrificazione ad olio e la lubrificazione a grasso.

Queste velocità di rotazione, valide per cuscinetti singoli, nel caso di disposizioni dei cuscinetti con precarico rigido, vanno determinate mediante moltiplicazione con fattori di riduzione, come riportato ad esempio, nella tabella di (Fig.218).

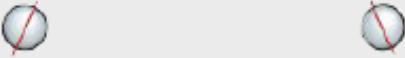
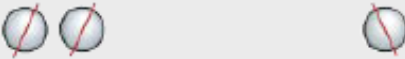
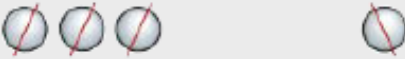
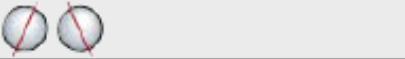
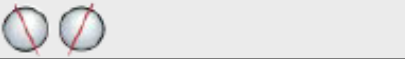
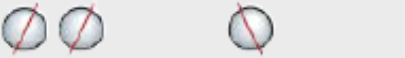
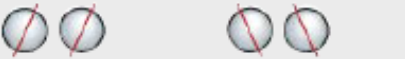
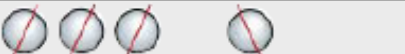
Disposizione dei cuscinetti	Precarico dei cuscinetti		
	L	M	H
	Fattore f_r		
Cuscinetti molto distanziati			
	0,85	0,75	0,5
	0,8	0,7	0,5
	0,75	0,65	0,45
Cuscinetti poco distanziati			
	0,75	0,6	0,35
	0,65	0,5	0,3
	0,65	0,5	0,3
	0,72	0,57	0,37
	0,54	0,4	0,37

Tabella fattori di riduzione della velocità (Fig.218)

Per i cuscinetti di precisione dei mandrini, la preferenza va accordata alla lubrificazione a grasso, per motivi di economicità e semplicità costruttiva del mandrino.

In modo semplice essa assicura i seguenti vantaggi:

- *Ridotto attrito.*
- *Lubrificazione a vita.*
- *Costi di progettazione ridotti.*
- *Minori costi di sistema.*

come vedremo nella sezione (8.1).

L'altra soluzione principe è la lubrificazione ad olio con le sue varianti:

- *Bagno d'olio.*
- *Ricircolo d'olio.*
- *Getto d'olio.*

e verranno meglio specificate, nella sezione (8.2).

Mentre la lubrificazione con quantità minime di olio viene applicata quando la velocità di rotazione del mandrino è troppo alta

per una lubrificazione a grasso.

Quando vengono mantenuti fattori di velocità elevati per lunghi intervalli di tempo, può essere opportuno applicare la lubrificazione a quantità minimale, al fine di ottenere la durata d'esercizio richiesta per il lubrificante.

Questa può essere indicata anche nei casi in cui la lubrificazione a grasso sarebbe ancora possibile, in base al fattore di velocità raggiungibile della stessa. Ma poiché la durata d'esercizio raggiungibile del grasso, diminuisce con l'aumento della velocità, questa durata può risultare troppo breve.

Nella sezione (8.3) tratteremo la lubrificazione aria-olio.

8.1 Lubrificazione a grasso

Una volta effettuata questa scelta, seguendo i criteri elencati in precedenza, andiamo più nello specifico, definendo la viscosità richiesta dell'olio di base.

La condizione del film lubrificante è data dal rapporto di viscosità (k), definito come rapporto tra la viscosità reale (v) e quella di riferimento (v_1):

$$k = \frac{v}{v_1} \quad (8.1)$$

dove: k	(-)	Rapporto di viscosità
v	(mm ² /s)	Viscosità cinematica alla temperatura di esercizio.
v_1	(mm ² /s)	Viscosità cinematica di riferimento alla temperatura di esercizio.

La viscosità di esercizio (v) è la viscosità effettiva del lubrificante in fase di funzionamento. Essa è una funzione della temperatura di esercizio (θ) e della viscosità di base (v_{40}) del lubrificante (alla temperatura di 40°C) e può essere determinata, con l'uso del diagramma di (Fig.219).

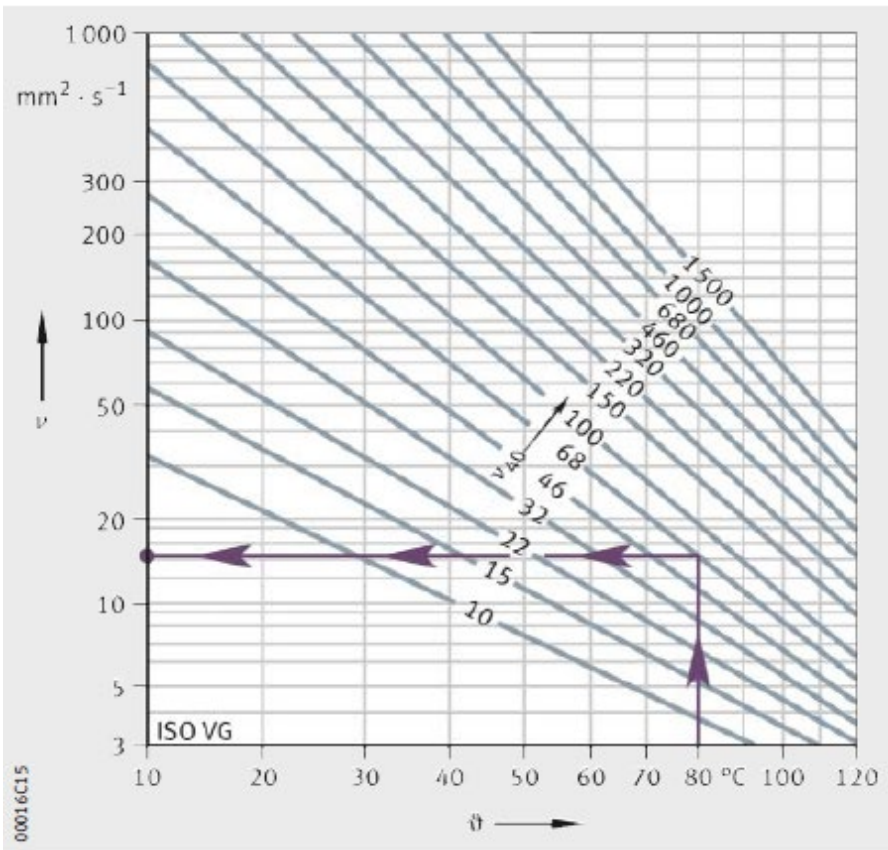


Diagramma per determinazione di (v)

(Fig.219)

Per i grassi si considera la viscosità dell'olio di base e per ottenere un funzionamento efficace, è auspicabile una viscosità a temperatura di esercizio, che sia almeno doppia rispetto alla viscosità di riferimento, cioè ($k = \frac{v}{v_1} \geq 2$).

Rapporti di viscosità maggiori non migliorano il film lubrificante, ma aumentano l'attrito e sono quindi sconsigliati.

Dal diagramma di (Fig.220) possiamo ricavare la viscosità di riferimento (v_1) alla temperatura di esercizio, in funzione del numero di giri (n) del mandrino e del diametro medio (d_M) del cuscinetto.

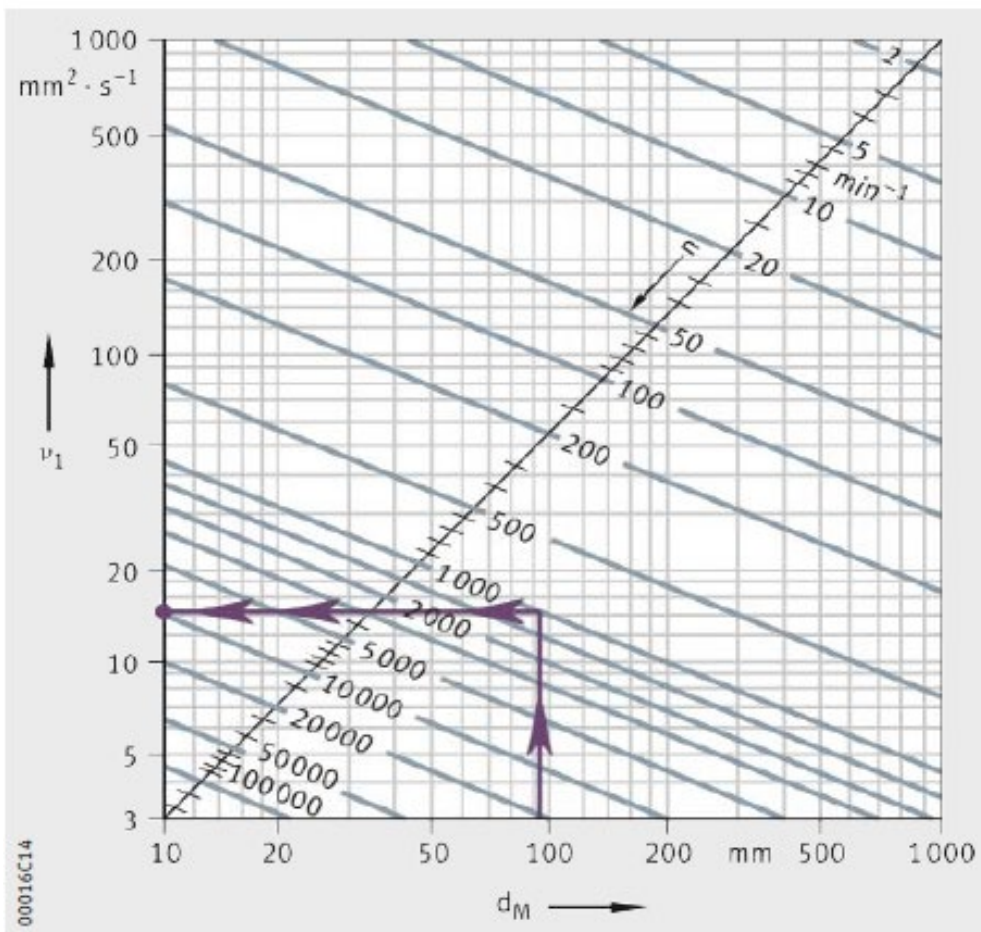


Diagramma per ricavare la viscosità di riferimento (ν_1) (Fig.220)

Lo sviluppo dei grassi e dei cuscinetti ha contribuito ad aumentare enormemente le loro prestazioni, soprattutto per quanto riguarda le velocità di rotazione raggiungibili. Oggi sono possibili fattori di velocità ($n \cdot d_M$ fino a 2 000 000 mm/min).

L'impiego di cuscinetti per mandrini schermati e lubrificati "a vita" offre ulteriori vantaggi, quali ad esempio la massima pulizia, poiché l'interno del cuscinetto è protetto contro le impurità ed anche il montaggio risulta semplificato.

Riportiamo in (Fig.221) alcune tipologie di grasso impiegate per la lubrificazione dei cuscinetti per mandrini.

Grassi lubrificanti	Sigle				
	L075	L252	L055	L298	
Marcatura secondo DIN 51825	KEHC3K-50	KHCP2/3K-40	KPHC2N-30	KPHCP3P-40	
Addensante	Poliurea	Complesso di litio	Litio	Poliurea	
Olio base	PAO e Olio di estere	PAO e Olio di estere	PAO e Olio minerale	PAO e Olio di estere	
Viscosità dell'olio base a	+40 °C	22	25	85	55
	+100 °C	5	5	12,5	9
Classe NLGI	3	2 fino a 3	2	3	
Temperatura d'esercizio massima ¹⁾ °C	80	80	80	110	
Fattore di velocità $n \cdot d_M^{2)}$ $\text{min}^{-1} \cdot \text{mm}$	2 000 000	2 000 000	800 000	1 300 000	
Peso specifico $\approx \text{g/cm}^3$	0,92	0,94	0,9	0,86	
Impiego come	Grasso per alte velocità		Grasso per alte pressioni	Grasso per alte temperature	

Grassi lubrificanti per cuscinetti di alta precisione (Fig.221)

Le singole tipologie di cuscinetti necessitano di diverse quantità di grasso. Le raccomandazioni sono determinate in base allo spazio disponibile all'interno del cuscinetto e non occupato da parti rotanti. Alle pagine seguenti riportiamo le quantità di grasso raccomandate per le varie tipologie di cuscinetti (ricavate dal catalogo della ditta Schaeffler):

- (Fig.222) Cuscinetti a rulli, ed assiali a doppio effetto.
- (Fig.223 e 224) Cuscinetti obliqui a sfere di precisione.

Sigla di identificazione del foro	Serie cuscinetto				
	Quantità di grasso cm ³				
	N10	N19	NN30	NNU49	2344, 2347
06	0,69	–	0,76	–	3,90
07	0,91	–	0,95	–	5,00
08	1,15	–	1,14	–	6,10
09	1,44	–	1,61	–	7,80
10	1,56	0,81	1,74	–	8,35
11	2,25	1,05	2,55	–	12,20
12	2,45	1,13	2,70	–	12,20
13	2,60	1,20	2,85	–	13,30
14	3,10	2,05	4,20	2,90	17,80
15	3,30	2,20	4,45	3,10	18,90
16	4,30	2,30	6,10	3,25	25,60
17	4,50	3,15	6,40	4,50	27,80
18	5,75	3,30	7,85	4,75	38,90
19	6,00	3,45	8,20	4,95	38,90
20	6,20	4,05	8,50	6,25	44,40
21	7,75	4,25	10,60	6,50	61,10
22	8,50	4,45	13,70	6,75	61,10
24	9,05	5,85	15,90	10,10	66,70
26	14,90	7,65	21,20	13,60	105,60
28	15,70	8,05	24,10	12,10	116,70
30	19,00	12,00	29,30	21,20	138,90
32	23,00	12,60	37,20	22,40	172,20
34	30,80	13,30	48,80	23,60	227,80
36	38,30	19,10	63,50	32,70	316,70
38	55,80	20,00	67,40	34,20	311,10
40	67,90	29,70	86,70	54,50	411,10
44	72,50	32,10	110,10	59,00	522,20
48	112,50	34,50	127,50	63,60	622,20
52	119,10	52,60	177,30	109,50	833,30
56	157,70	55,90	196,70	116,60	850,00

Quantità di grasso raccomandate per cuscinetti a rulli cilindrici e cuscinetti assiali a doppio effetto (Fig.222)

Sigla di identificazione del foro	Serie cuscinetto				
	Quantità di grasso cm ³				
	HS719 HC719 XC719	HS70 HC70 XC70	B719 HCB719 RS719 HCRS719 XCB719	B70 HCB70 RS70 HCRS70 XCB70 FD	B72 HCB72 XCB72
6	–	0,12	–	0,04	–
7	–	0,13	–	0,06	–
8	–	0,17	–	0,11	–
9	–	0,21	–	0,10	–
00	0,17	0,26	0,09	0,17	0,26
01	0,18	0,28	0,10	0,21	0,36
02	0,28	0,46	0,17	0,32	0,48
03	0,32	0,58	0,17	0,42	0,68
04	0,58	0,98	0,36	0,76	1,12
05	0,68	1,14	0,40	0,86	1,44
06	0,92	1,72	0,42	1,12	2,10
07	1,18	2,20	0,64	1,74	3,00
08	1,62	2,60	1,36	2,35	3,80
09	2,10	3,65	1,60	3,00	4,55
10	2,35	4,00	1,74	3,30	5,45
11	3,40	5,95	2,20	4,60	6,50
12	3,60	6,40	2,50	4,95	8,00
13	3,90	6,80	2,65	5,30	9,35
14	5,80	9,20	4,35	7,10	10,80
15	6,10	9,70	4,60	7,50	12,90
16	7,00	12,80	4,90	9,65	12,30
17	8,55	13,40	6,80	10,30	18,30
18	9,40	17,70	7,10	13,30	19,10
19	9,85	18,40	7,45	13,90	26,10
20	12,80	19,20	9,70	14,60	27,20
21	13,30	24,60	10,10	15,00	36,30
22	14,70	28,20	10,40	21,90	43,90
24	17,90	30,30	14,20	23,60	38,80
26	24,00	43,70	18,10	36,10	41,90
28	25,60	46,30	19,30	38,30	58,60
30	37,80	57,10	28,40	44,70	81,30
32	39,90	69,70	30,00	58,20	102,90
34	–	–	31,70	65,30	120,40
36	–	–	47,40	94,90	125,70
38	–	–	50,00	99,10	155,40

Quantità di grasso raccomandate per cuscinetti obliqui a sfere di precisione (prima parte) (Fig.223)

Sigla di identificazione del foro	Serie cuscinetto				
	Quantità di grasso cm ³				
	HS719 HC719 XC719	HS70 HC70 XC70	B719 HCB719 RS719 HCRS719 XCB719	B70 HCB70 RS70 HCRS70 XCB70 FD	B72 HCB72 XCB72
40	–	–	70,60	118,30	187,80
44	–	–	68,30	172,60	250,10
48	–	–	73,70	185,30	–
52	–	–	118,20	267,00	–
56	–	–	126,00	283,90	–

Quantità di grasso raccomandate per cuscinetti obliqui a sfere di precisione (seconda parte) (Fig.224)

Ci occupiamo ora della durata in esercizio del grasso, cioè del tempo, oltre il quale si rende necessaria la pulizia e rilubrificazione dei cuscinetti, causa la perdita di efficacia della loro lubrificazione iniziale.

La durata in esercizio del grasso dipende dai seguenti fattori:

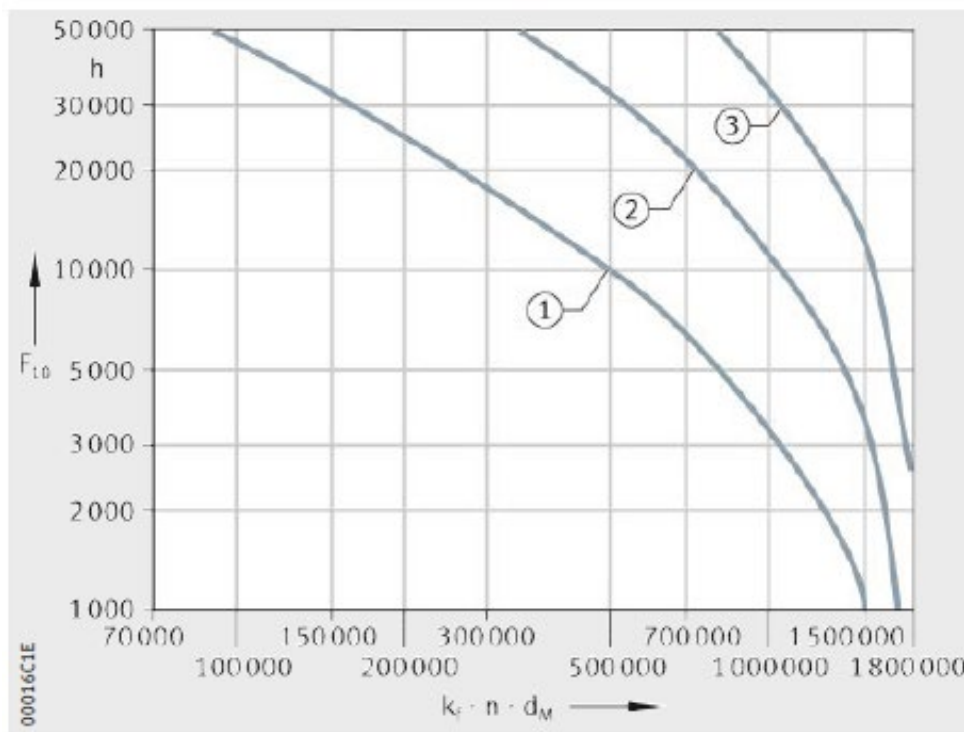
- *La quantità di grasso*
- *Il tipo di grasso*
- *La tipologia del cuscinetto*
- *Il numero di giri (regime di rotazione)*
- *La temperatura*
- *Le condizioni di montaggio, di esercizio ed ambientali*

La durata di esercizio del grasso dipende dal fattore di velocità di rotazione ($k_f \cdot n \cdot d_M$) specifico del cuscinetto, dove:

- F_{10} *Durata di esercizio del grasso (ore h).*
- k_f *Fattore del tipo di cuscinetto (Tabella di Fig.226).*
- n *Regime di rotazione (giri/min).*
- d_M *Diametro medio del cuscinetto (mm).*

Nel diagramma di (Fig.225) possiamo leggere la durata (F_{10}) in corrispondenza di tre curve:

- 1 Per cuscinetti in acciaio
- 2 Per cuscinetti ibridi
- 3 Per cuscinetti X-life ultra



Durata di esercizio (F_{10}) in funzione di ($k_f \cdot n \cdot d_M$) (Fig.225)

Tipo di cuscinetto		Fattore k_f
Cuscinetti per mandrini con angolo di contatto	15°	0,75
	20°	0,8
	25°	0,9
Cuscinetti radiali a rulli cilindrici in esecuzione di precisione	ad una corona	1
	a due corone	2
Cuscinetti assiali a sfere a contatto obliquo a doppio effetto		2,5

Fattore (k_f) per tipologie di cuscinetti (Fig.226)

Vanno considerate anche le condizioni di esercizio ed ambientali sfavorevoli, quali ad esempio: umidità, vibrazioni o flussi d'aria che attraversano il cuscinetto.

Per un esercizio con velocità di rotazione alternanti e con

percentuali di durata conosciute, la durata d'esercizio complessiva del grasso può essere calcolata con la seguente relazione:

$$F_{10\ tot} = \frac{100}{\sum_{i=1}^n \frac{q_i}{F_{10\ i}}} \quad (8.2)$$

dove:

- $F_{10\ tot}$ (ore h) *Durata d'esercizio del grasso totale.*
- n (-) *Numero dei casi di carico.*
- q_i (%) *Tempo percentuale del caso di carico (i).*
- $F_{10\ i}$ (ore h) *Durata d'esercizio del caso di carico (i).*

Dal catalogo della ditta SKF, riportiamo le raccomandazioni per l'avvio ed il rodaggio dei mandrini lubrificati a grasso.

I cuscinetti di precisione lubrificati a grasso operano inizialmente con un momento di attrito relativamente elevato.

Se i cuscinetti vengono fatti funzionare ad alta velocità, senza un periodo di rodaggio, l'aumento di temperatura può essere notevole.

L'elevato momento di attrito è dovuto allo sbattimento del grasso in eccesso ed è necessario del tempo prima che questo venga espulso dall'area di contatto. Per i cuscinetti aperti questo periodo di tempo può essere ridotto al minimo, applicando durante la fase di assemblaggio, la quantità di grasso richiesta, distribuita uniformemente su entrambi i lati del cuscinetto. Per ridurre il periodo di rodaggio si possono utilizzare anche distanziali tra cuscinetti adiacenti. Il tempo necessario per stabilizzare la temperatura di esercizio dipende dai seguenti fattori:

- *Tipo di grasso.*
- *Riempimento iniziale di grasso.*
- *Metodi di applicazione del grasso ai cuscinetti.*
- *Numero e disposizione dei cuscinetti in un gruppo.*
- *Spazio disponibile per il deposito del grasso in eccesso su entrambi i lati del cuscinetto.*
- *Procedura di rodaggio.*

Normalmente, se idoneamente rodati, i cuscinetti di precisione possono operare con una quantità minima di lubrificante, il che rende possibile la riduzione al minimo del momento di attrito e

della temperatura di esercizio.

Il grasso che si deposita su un lato del cuscinetto funge da riserva, consentendo all'olio di fluire sulle piste per garantire un'efficiente lubrificazione a lungo termine.

Il rodaggio può essere realizzato in molteplici modi. Se possibile, e indipendentemente dalla procedura scelta, il rodaggio dovrebbe prevedere la rotazione del cuscinetto sia in senso orario che antiorario.

La procedura di rodaggio più comune può essere sintetizzata come segue:

- 1 Selezionare una velocità di avvio bassa e intervalli di incremento della velocità ravvicinati.*
- 2 Stabilire un limite di temperatura assoluto, solitamente da 60 a 65 °C.*

La SKF consiglia di dotare la macchina di un dispositivo di sicurezza per arrestare il mandrino, se la temperatura supera i limiti stabiliti.

- 3 Avviare la macchina alla velocità iniziale scelta.*
- 4 Monitorare l'aumento di temperatura, effettuando le misurazioni nella posizione dell'anello esterno del cuscinetto, ed attendere che si stabilizzi. Se la temperatura raggiunge il limite, interrompere il funzionamento e attendere che il cuscinetto si raffreddi. Ripetere la procedura alla stessa velocità e far funzionare il mandrino, finché la temperatura non si stabilizza al di sotto del limite indicato.*
- 5 A temperatura stabilizzata, continuare a far funzionare il mandrino per altri 10-15 minuti. Aumentare quindi la velocità di un solo intervallo e ripetere il punto 4.*
- 6 Continuare ad aumentare la velocità in maniera incrementale, permettendo alla temperatura di stabilizzarsi ad ogni fase, finché il mandrino non*

raggiunge un valore di velocità superiore a quello di esercizio dell'impianto.

Ciò produce un minore aumento di temperatura, durante il normale esercizio. A questo punto il cuscinetto è stato rodato idoneamente. Questa procedura di rodaggio standard richiede molto tempo. Per un mandrino a velocità da media a elevata, ogni stadio può richiedere da 30 minuti a 2 ore prima che la temperatura si stabilizzi. Nel complesso, il processo di rodaggio potrebbe richiedere da 8 a 10 ore. Vedi il diagramma di (Fig.227).

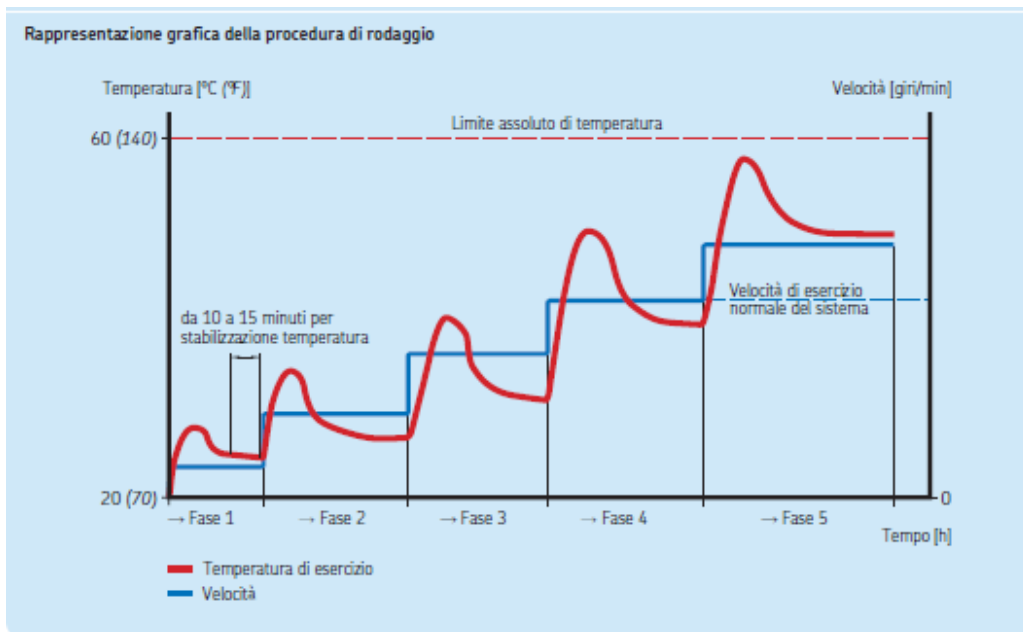


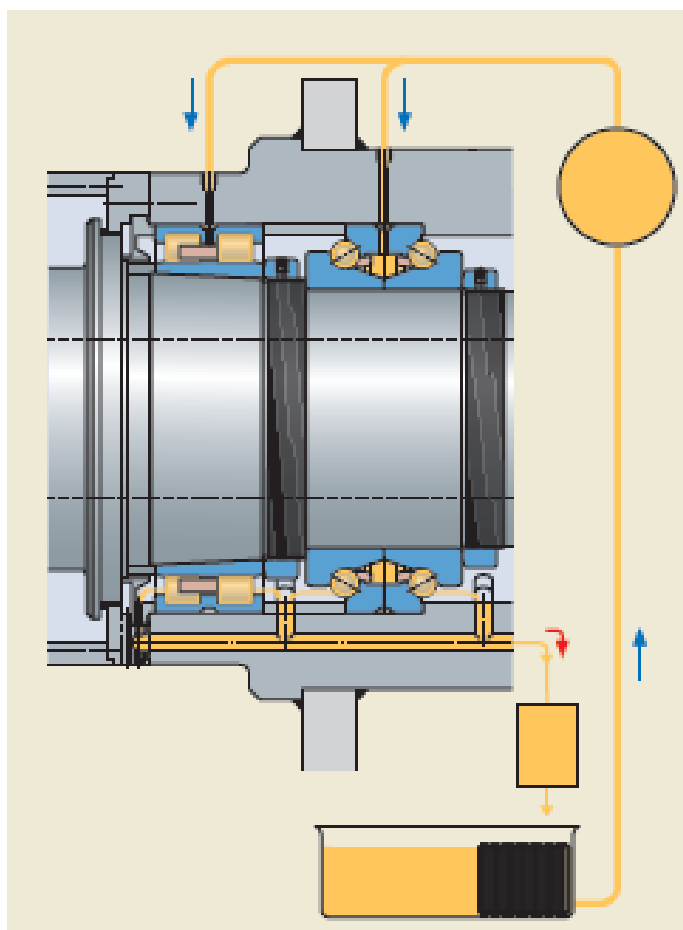
Diagramma della procedura di rodaggio.

(Fig.227)

8.2 Lubrificazione ad olio

La lubrificazione ad olio, consigliata per molte applicazioni, perché le diverse procedure di erogazione, possono essere adattate alle specifiche condizioni di esercizio e al design della macchina, è quello dell'adduzione e ricircolo dello stesso all'interno dei cuscinetti, secondo i seguenti schemi:

- *Bagno d'olio (Il metodo più semplice di lubrificazione). L'olio prelevato dai componenti rotanti del cuscinetto si distribuisce all'interno dello stesso e successivamente ritorna verso il pozzetto nell'alloggiamento. Solitamente, quando il cuscinetto non ruota, il livello dell'olio deve raggiungere quasi il centro del corpo volvente che si trova più in basso. La lubrificazione a bagno d'olio è ideale per le applicazioni a bassa velocità. A velocità elevate, però, viene erogato troppo olio ai cuscinetti, con conseguente aumento dell'attrito e quindi, della temperatura di esercizio.*
- *Ricircolo d'olio (Un tantino più complicato). In generale, il funzionamento a velocità elevate, determina l'aumento del calore per attrito ed alte temperature d'esercizio, accelerando l'invecchiamento dell'olio. Per ridurre le temperature di esercizio ed evitare cambi d'olio frequenti, si opta preferibilmente per questo metodo. Come possiamo vedere in (Fig.228) il ricircolo, tipicamente, è controllato mediante una pompa. Dopo il passaggio attraverso il cuscinetto l'olio si deposita generalmente in un serbatoio, dove viene filtrato e raffreddato, prima di ritornare al cuscinetto. Un filtraggio adeguato consente, di ridurre i livelli di contaminazione e prolungare, la durata di esercizio dei cuscinetti. Negli impianti con cuscinetti di dimensioni differenti, il flusso principale dalla pompa può essere suddiviso in molteplici flussi minori. La portata di ogni sotto-circuito nell'impianto può essere controllata mediante dispositivi di monitoraggio del flusso.*



Schema ricircolo olio

(Fig.228)

I valori di riferimento per la portata dell'olio, sono riportati nella tabella di (Fig.229).

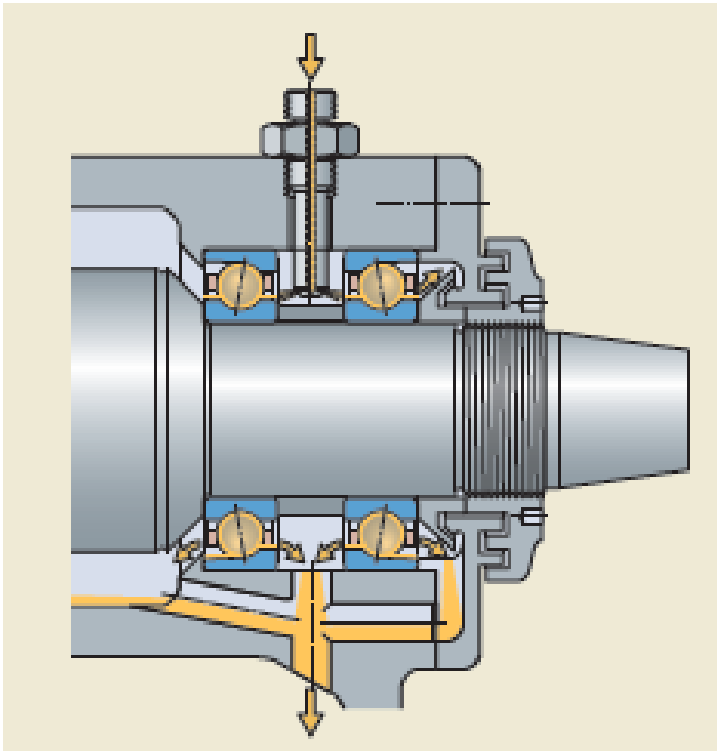
Valori di riferimento per la portata d'olio (validi per cuscinetti singoli)			
Diametro foro d		Portata d'olio Q	
oltre	incl.	massimo	elevate
mm		l/min	
–	50	0,3	1
50	120	0,8	3,6
120	400	1,8	6

Portata olio nei cuscinetti

(Fig.229)

- *Getto d'olio*

Il metodo del getto d'olio (Fig.230) rappresenta un ampliamento dei sistemi a ricircolo di olio. Un getto d'olio ad alta pressione viene direzionato su un lato del cuscinetto. La velocità del getto d'olio deve essere sufficientemente elevata (≥ 15 m/s) per superare la turbolenza attorno al cuscinetto. La lubrificazione a getto d'olio, si utilizza nelle applicazioni a velocità molto elevata, in cui deve essere erogata una quantità sufficiente, ma non eccessiva, di olio al cuscinetto, senza far aumentare inutilmente la temperatura di esercizio.



Schema getto d'olio

(Fig.230)

Effettuiamo ora alcune considerazioni sull'attrito e sulla temperatura nei cuscinetti, relative all'influenza della quantità d'olio utilizzata per la loro lubrificazione. La relazione tipica tra qualità olio / portata olio, perdite da attrito e temperatura del cuscinetto è mostrata nel diagramma di (Fig.231).

Il diagramma illustra le condizioni in diverse aree:

- Area A

La quantità di olio è insufficiente a creare un film idrodinamico tra gli elementi volventi e le piste. I contatti metallo-metallo determinano aumento dell'attrito, elevate temperature dei cuscinetti, usura e affaticamento superficiale.

- Area B

La quantità di olio disponibile è maggiore e si può formare un film di olio uniforme e di spessore sufficiente, per separare gli elementi volventi e le piste. In questo caso l'attrito e la temperatura sono al minimo.

- Area C

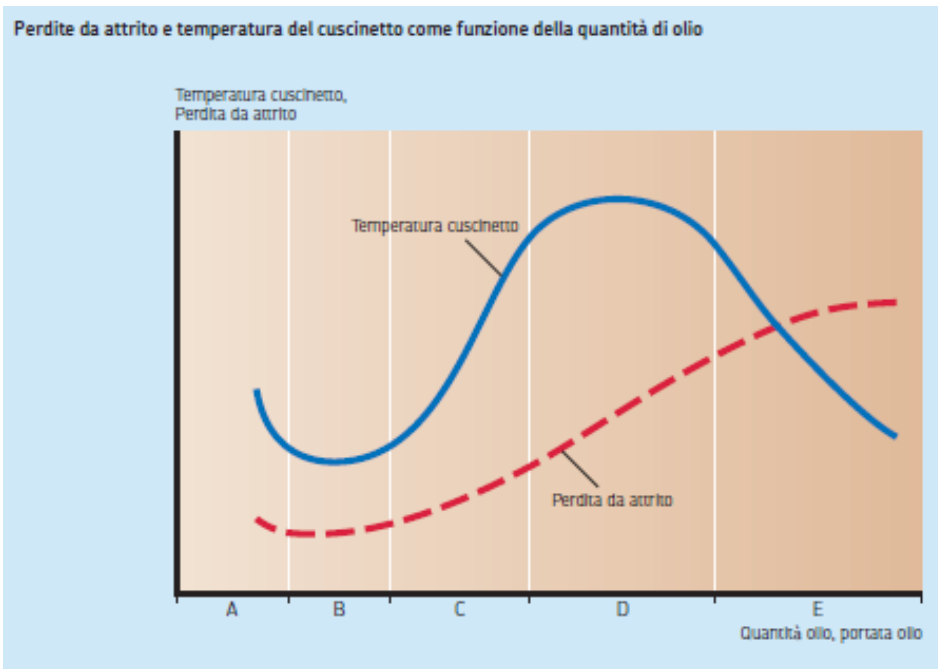
Un ulteriore aumento della quantità di olio determina l'aumento del calore per attrito, causato dallo sbattimento, e la temperatura del cuscinetto aumenta di conseguenza.

- Area D

L'aumento del flusso di olio è tale da consentire il raggiungimento dell'equilibrio tra produzione di calore nel cuscinetto e dissipazione di calore attraverso il flusso. Picchi di temperatura nel cuscinetto.

- Area E

Con l'aumentare del flusso di olio, il tasso di dissipazione del calore supera il calore per attrito prodotto dal cuscinetto. La temperatura nel cuscinetto diminuisce.



Attrito e temperatura in funzione della quantità d'olio (Fig.231)

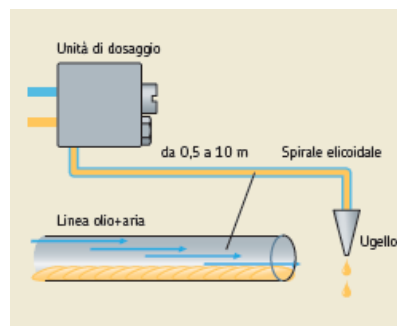
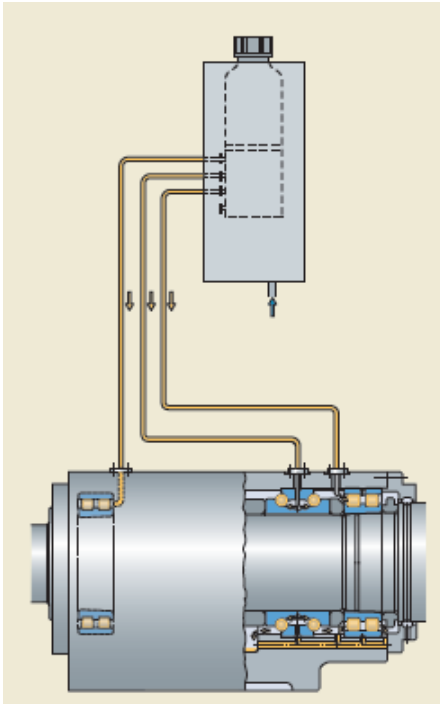
Per mantenere basse le temperature di esercizio a velocità estremamente elevate, di norma, è necessario un metodo di lubrificazione olio-aria o a ricircolo di olio con funzionalità di raffreddamento. Con questi metodi, è possibile mantenere le condizioni di esercizio mostrate nelle zone B (olio-aria) o E (ricircolo di olio).

Una delle tecniche che possono essere adottate per la lubrificazione sono gli impianti a nebbia d'olio.

I moderni sistemi a nebbia d'olio specifici per le applicazioni, combinati con idonei oli non tossici e non cancerogeni, formulati per garantire minime emissioni vanganti e sistemi di tenuta adeguati, sono stati concepiti per eliminare le problematiche ambientali e associate alla sicurezza. Questi sistemi, se sottoposti a manutenzione regolare, offrono una soluzione economicamente efficiente ed ecocompatibile, per atomizzare l'olio in maniera costante ed efficiente ed erogare le dosi minime richieste ai cuscinetti. I moderni sistemi a nebbia d'olio creano una sospensione di goccioline di olio da 1 a 5 μm nell'aria secca degli strumenti. Il rapporto olio/aria, tipicamente 1:200 000, determina una miscela molto magra, che viene erogata a una pressione di 0,005 MPa.

8.3 Lubrificazione olio-aria

I sistemi di lubrificazione olio-aria (Fig.232), sono idonei per le applicazioni di alta precisione, in presenza di velocità molto elevate e con requisiti per basse temperature di esercizio. Il metodo olio-aria utilizza l'aria compressa, per trasportare attraverso le linee di mandata, piccole dosi precise di olio in forma di goccioline, all'ugello, dove vengono erogate al cuscinetto. Questo metodo di lubrificazione minimale consente ai cuscinetti di operare a velocità molto elevate, con temperature di esercizio relativamente basse. L'aria compressa serve a raffreddare il cuscinetto e nello stesso tempo produce una sovrappressione nell'alloggiamento del cuscinetto stesso, impedendo alle sostanze contaminanti di penetrare all'interno. Dato che l'aria si utilizza solo per trasportare l'olio e non si mescola con lo stesso, l'olio viene trattenuto all'interno dell'alloggiamento. I sistemi olio-aria sono considerati sicuri a livello ambientale, a patto che l'olio esausto residuo venga smaltito conformemente alle disposizioni vigenti. Nel caso dei gruppi di cuscinetti, ogni singolo cuscinetto deve essere dotato di iniettore di olio separato. La maggior parte dei design prevedono distanziali speciali, che incorporano ugelli per l'olio.



Schema lubrificazione olio-aria

(Fig.232)

Valori di riferimento per la quantità di olio da erogare ai cuscinetti obliqui a sfere per le applicazioni ad alta velocità si possono ottenere dalla relazione:

$$Q = 1,3 \cdot dm \quad (\text{mm}^3/\text{h}) \quad (8.3)$$

Valori di riferimento per la quantità di olio da erogare ai cuscinetti a rulli cilindrici o assiali obliqui a sfere a doppio effetto si possono ottenere dalla formula:

$$Q = \frac{q \cdot d \cdot B}{100} \quad (\text{mm}^3/\text{h}) \quad (8.4)$$

dove:

Q = portata dell'olio [mm³/h]

B = larghezza cuscinetto [mm]

d = diametro foro cuscinetto [mm]

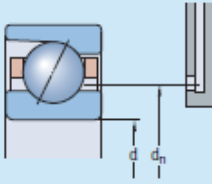
dm = diametro medio cuscinetto [mm] = 0,5 (d + D)

q = un fattore: da 1 a 2 per i cuscinetti a rulli cilindrici;

da 2 a 5 per i cuscinetti assiali obliqui a sfere a doppio effetto.

Gli ugelli per l'iniezione dell'olio all'interno del cuscinetto devono essere posizionati in modo opportuno, secondo le indicazioni del fornitore dei cuscinetti (es. Fig.233 e Fig.234)

Posizione dell'ugello dell'olio per i cuscinetti obliqui a sfere

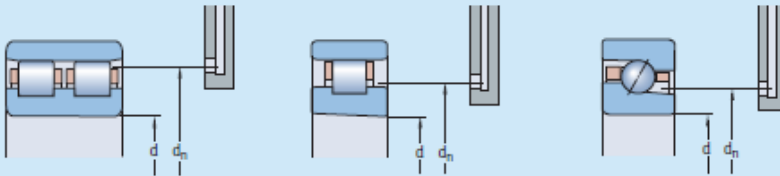


Diametro foro d	Dimensioni	Posizione dell'ugello dell'olio d_n per cuscinetti delle serie							
		718 CD 718 ACD	719 CD 719 ACD	719 CE 719 ACE	719 CB 719 ACB	70 CD 70 ACD	70 CE 70 ACE	70 CB 70 ACB	72 CD 72 ACD
mm	—	mm							
6	6	—	—	—	—	10,3	10,1	—	—
7	7	—	—	—	—	11,7	11,4	—	13,6
8	8	—	—	12,2	—	13,6	13,3	—	14,3
9	9	—	—	13,3	—	15,1	14,8	—	16,3
10	00	13,4	14,8	14,8	—	16	16,5	—	18,3
12	01	15,4	16,8	16,8	—	18	18,5	—	20
15	02	18,4	20,1	20	—	21,5	21,9	—	23
17	03	20,4	22,1	22	—	23,7	24,1	—	25,9

Posizionamento ugello

(Fig.233)

Posizione dell'ugello dell'olio per cuscinetti a rulli cilindrici e assiali obliqui a sfere a doppio effetto

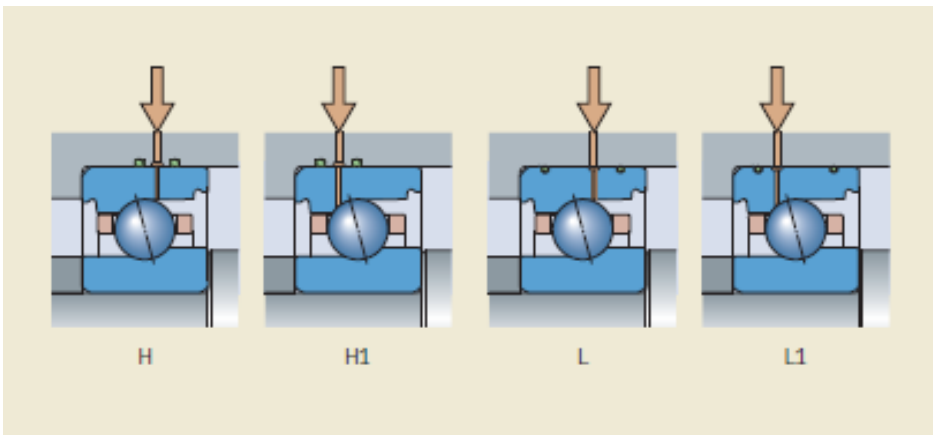


Diametro foro d	Dimensioni	Posizione dell'ugello dell'olio d_n per cuscinetti delle serie ¹⁾			
		N 10 NN 30	N 10 PHA	NNU 49	BTM
mm	—	mm			
25	05	40,5	—	—	—
30	06	47,6	—	—	—
35	07	54	—	—	—
40	08	60	52,1	—	—
45	09	66,4	57,9	—	—
50	10	71,4	63	—	—

Posizionamento ugello

(Fig.234)

Un sistema più preciso di iniettare l'olio all'interno dei cuscinetti è l'adduzione diretta (Fig.235). Nel caso dei cuscinetti obliqui a sfere super-precisi che operano a velocità molto elevate, l'iniezione di piccole dosi di olio attraverso l'anello esterno costituisce un metodo vantaggioso, poiché si evita la dispersione del lubrificante, che viene erogato direttamente e in maniera sicura all'area di contatto sfere/piste. In questo modo si possono ridurre al minimo il consumo di lubrificante e ottimizzare le prestazioni dei cuscinetti.



Adduzione diretta dell'olio-aria

(Fig.235)

Per l'adozione di questi sistemi si consiglia di interpellare l'assistenza tecnico-ingegneristica del fornitore dei cuscinetti oppure il rivolgersi a ditte specializzate nella fornitura di questi sistemi di lubrificazione minimale.

Bibliografia

- *Catalogo cuscinetti di precisione per mandrini SKF.*
- *Catalogo cuscinetti di precisione per mandrini INA-FAG.*
- *Catalogo cuscinetti a rulli di precisione per mandrini TIMKEN.*
- *Ottimizzazione della rigidezza dei mandrini tenendo conto delle sollecitazioni di taglio (informazioni tecniche SKF).*
- *Cataloghi mandrini autocentranti ditta SMW-AUTOBLOK.*
- *Cataloghi utensili ditta Sandvik Coromant.*
- *Catalogo pinze di bloccaggio HSK ditta OTT-JACOB.*
- *Cataloghi portautensili ditta Sandvik Coromant.*
- *Catalogo pinze ER ditta Rego-Fix.*
- *Catalogo portautensili DIN 55058 ditta BILZ.*
- *Manuale delle lavorazioni meccaniche Sandvik Coromant.*

Crediti

Trattandosi di un'opera amatoriale destinata all'autopubblicazione ed a pochi amici intimi, dichiaro spudoratamente di aver fatto man bassa, di immagini ed anche di testi reperibili sul Web, senza richiedere le dovute autorizzazioni.

La più parte di queste immagini e testi li ho presi dalle pubblicazioni citate in bibliografia, la quale risulta una forma indiretta di pubblicità a favore delle aziende ivi citate.

Nella speranza, che i legittimi proprietari di quei contenuti, perdonino queste mie malfatte, colgo l'occasione per ringraziarli di cuore e mi rendo disponibile a fare ammenda su specifiche richieste degli stessi.

Angelo Montorsi