

Meccanica industriale

OBIETTIVI

Il corso si propone di fornire le conoscenze tecniche per comprendere la funzionalità dei principali componenti meccanici e la loro applicazione sulle macchine.

Interpretare la simbologia e le norme del disegno tecnico.

Conoscere l'applicazione e l'utilizzo degli strumenti di misura e controllo.

Diagnostica guasti ai componenti.

Eseguire interventi di regolazione e di sostituzione.

CONTENUTI

Gli impianti meccanici

- Analisi della distinta base, individuazione delle caratteristiche dei componenti
- Capire il funzionamento dei meccanismi
- Interpretazione di un complessivo di macchina

Organi di trasmissione del moto:

- giunti, ingranaggi, catene, cinghie, innesti, freni, frizioni
- leve, camme, viti, glifo, biella-manovella

Organi meccanici di collegamento

- Filettature, perni, spine
- Anelli, guarnizioni, seeger
- Cuscinetti
- La lubrificazione delle parti in movimento

La manutenzione programmata

- Scegliere la giusta politica di manutenzione (cenni)
- Il rispetto dei piani di lavoro (cenni)

Quando riparare e quando sostituire

- La classificazione dei tipi di guasto
- Le tecniche e le metodologie di ricerca guasto

La Sicurezza nella Manutenzione delle macchine

Rappresentazione impianti meccanici

Interpretazione della simbologia

Oltre alla memorizzazione dei simboli si deve gradualmente sviluppare la capacità di cogliere le condizioni essenziali che permettono di collegare tra loro realtà e simbologia.

Nello specifico del disegno strutturale dei gruppi e dei complessi meccanici, svariate situazioni condizionano il progettista a tracciare gli organi di macchina secondo soggettive simbologie pur mantenendo valide e attinenti le convenzioni unificate.

Vediamo quindi quali riferimenti occorre utilizzare nel caso in cui l'interpretazione del disegno meccanico di un complessivo di assemblaggio (disegno di macchina) sia affidato a chi non si considera "addetto ai lavori".

Interpretazione del disegno di macchina

Il metodo rapido per l'interpretazione del disegno meccanico di assemblaggio consiste appunto nell'analisi della tabella dei componenti d'acquisto, partendo dalla ricerca dei componenti "motore" al fine di individuarne la collocazione e procedere via via lungo la catena cinematica del Sistema di Trasmissione dell'Energia meccanica, compilando passo per passo la schematizzazione sviluppata.

Attraverso la schematizzazione a blocchi del sistema meccanico e con l'utilizzo delle convenzioni grafiche unificate, si concretizza la capacità interpretativa del disegno meccanico.

Rappresentazione in scala

E' norma generale che le dimensioni dell'oggetto siano riprodotte in grandezza naturale, nelle rappresentazioni che si danno all'oggetto.

Se la quota segnata sul disegno risulta uguale, in grandezza, alla quota sull'oggetto, si ha la rappresentazione al vero: 1 mm considerato sul disegno è uguale ad 1 mm considerato sull'oggetto. Lunghezze e superfici del disegno sono uguali alle corrispondenti dell'oggetto.

Non tutti i pezzi da rappresentare però hanno dimensioni tali per cui le varie viste del loro disegno possano essere posizionate in grandezza naturale su di un unico foglio di quelli normalmente a disposizione.

Inversamente, certi pezzi sono di dimensioni talmente ridotte, per cui il loro disegno in grandezza naturale risulterebbe di difficile se non impossibile esecuzione e di altrettanto difficile interpretazione.

Per questi pezzi di dimensioni particolari, bisogna eseguire dei disegni in scala. Tali disegni in scala possono essere di due tipi:

- 1) Disegni in scala di riduzione, dove la rappresentazione del pezzo è effettuata con dimensioni ridotte rispetto alla realtà
- 2) Disegni in scala d'ingrandimento, dove la rappresentazione del pezzo è effettuata con dimensioni maggiorate rispetto alla realtà.

Scala di riduzione

Per eseguire il disegno di un pezzo in scala di riduzione, basta dividere tutte le dimensioni di quel pezzo per il numero stabilito ed eseguire il disegno con le quote così calcolate.

La scritturazione sulla voce in tabella dovrà portare obbligatoriamente la scritta del rapporto fra 1 ed il numero prescelto, che rappresenta la scala usata (per esempio scala 1:2, scala 1:5).

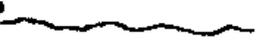
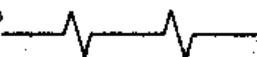
Maggiore diventa il numero stabilito, più il disegno rimpicciolisce.

Scala d'ingrandimento

Si usa quando è necessario disegnare pezzi molto piccoli o con particolari complicati.

Per eseguire un disegno con questo tipo di scala, basta moltiplicare le dimensioni del pezzo per il numero stabilito ed eseguire il disegno con le quote così calcolate.

In tabella è obbligatorio scrivere il rapporto tra il numero stabilito ed 1 (per esempio scala 2:1, scala 5:2). Maggiore è il numero stabilito, maggiori diventano le dimensioni del disegno.

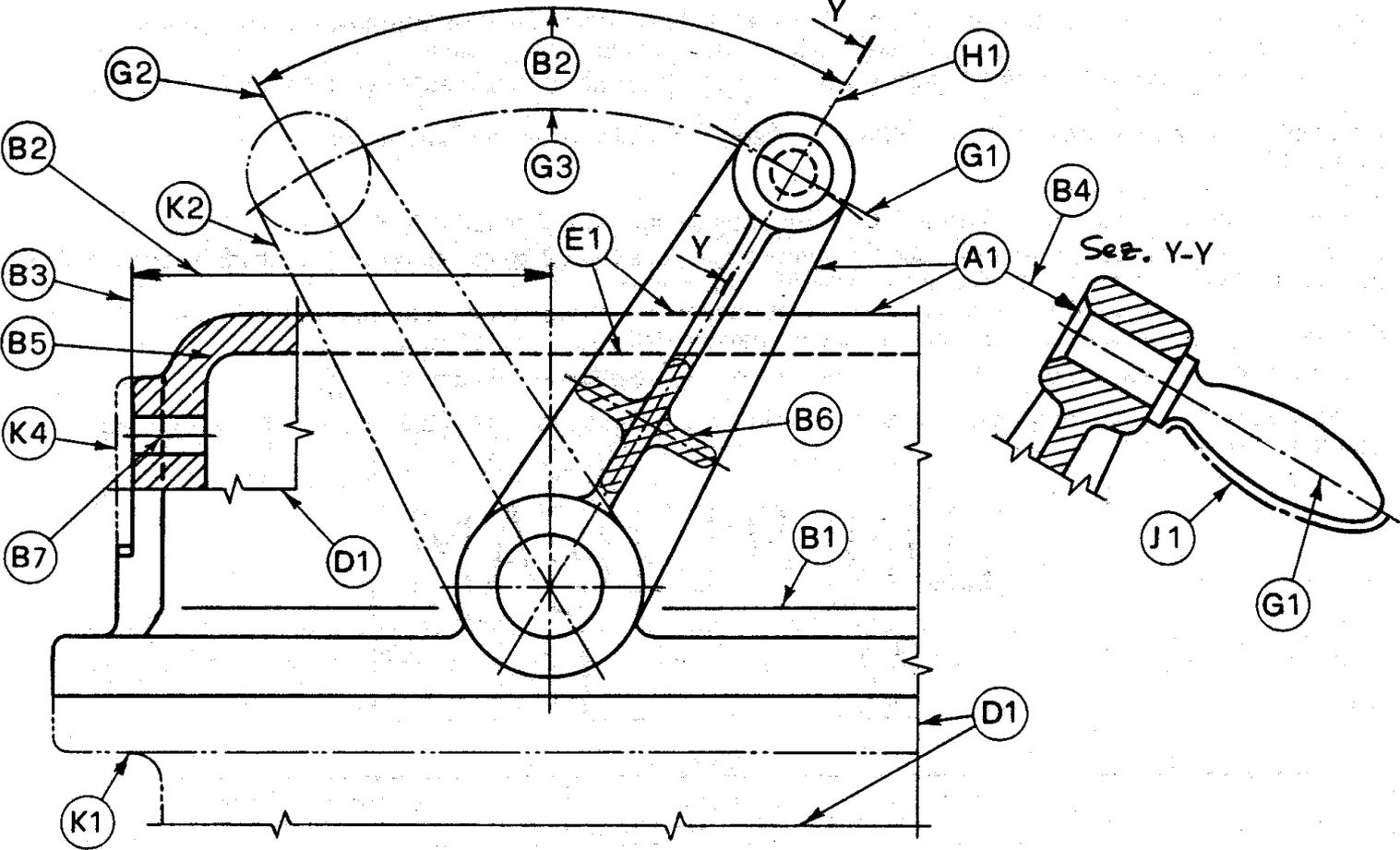
Tipo di linea	Denominazione	Applicazioni generali
A 	continua grossa	A 1 contorni in vista A 2 spigoli in vista
B 	continua fine regolare	B 1 spigoli fittizi in vista B 2 linee di misura B 3 linee di riferimento } <i>quotatura</i> B 4 linee di richiamo B 5 tratteggi di sezioni B 6 contorni delle sezioni ribaltate in luogo B 7 assi di simmetria composti da un solo tratto
C°  D° 	continua fine irregolare continua fine regolare con zig-zag	C 1 e D 1 interruzioni di viste e di sezioni non coincidenti con un asse di simmetria
E°  F° 	a tratti grossa a tratti fine	E 1 o F 1 contorni nascosti E 2 o F 2 spigoli nascosti

Tipo di linea	Denominazione	Applicazioni generali
G 	mista fine	G 1 assi di simmetria G 2 tracce di piani di simmetria G 3 traiettorie G 4 linee e circonferenze primitive
H 	mista fine, grossa alle estremità ed alle variazioni della traccia dei piani di sezione	H 1 traccia dei piani di sezione
J 	mista grossa	J 1 indicazione di superficie o zone oggetto di prescrizioni particolari
K 	mista fine a due tratti brevi	K 1 contorni di pezzi vicini K 2 posizioni intermedie ed estreme di parti mobili K 3 assi o luoghi baricentrici K 4 contorni iniziali, eliminati con successiva lavorazione K 5 parti situate anteriormente ad un piano di sezione

● In uno stesso disegno deve essere utilizzato un solo tipo di linea.

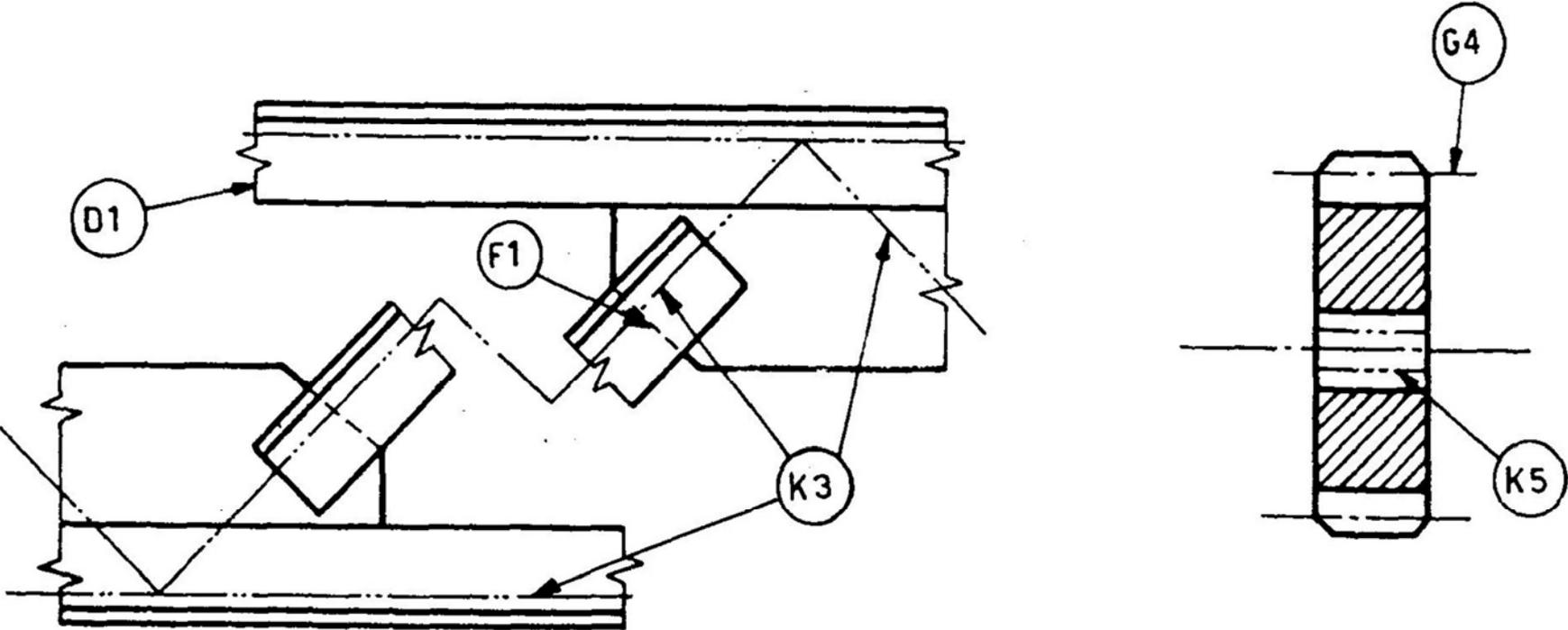
○✕ Questo tipo di linea è usato soprattutto con sistemi di tracciamento automatico.

Esempio di applicazione dei vari tipi di linea



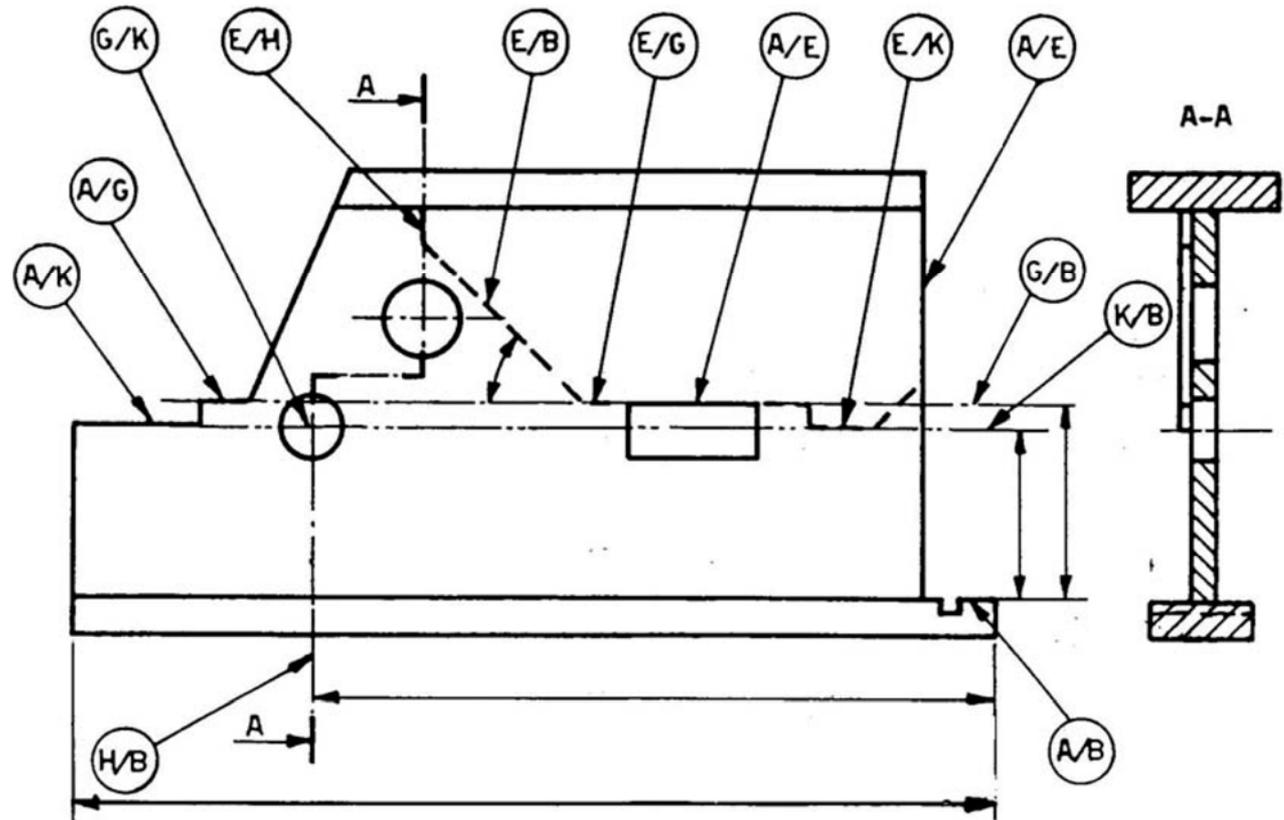
I riferimenti alle linee utilizzate nel presente esempio sono tratti dalla tabella di pagina precedente

Esempio di applicazione dei vari tipi di linea



Ordine di priorità nel caso di sovrapposizione di tipi di linee differenti

1. Contorni e spigoli in vista
2. Contorni e spigoli nascosti
3. Tracce dei piani di sezione
4. Assi di simmetria o tracce di piani di simmetria
5. Linee per applicazioni particolari
6. Linee di riferimento



Proiezioni

Tutti gli oggetti reali corrispondono, in generale, a figure solide a tre dimensioni. I disegni con i quali si vogliono rappresentare questi solidi sono figure piane, tracciate su un foglio da disegno su due dimensioni. I sistemi fondamentali in uso per rappresentare gli oggetti reali su un piano sono due:

- * proiezioni ortogonali ed assonometriche (i raggi di proiezione sono tra loro paralleli);
- * prospettiva conica e centrale (i raggi di proiezione partono da un punto posto a distanza finita, detto centro di proiezione).

Il sistema delle proiezioni ortogonali è quello usato per ottenere la rappresentazione nei disegni tecnici. Il disegno in prospettiva invece viene raramente impiegato nel disegno meccanico, solamente quando si voglia rappresentare un pezzo con un solo disegno; tale sistema diventa difficoltoso quando il pezzo comincia ad essere complicato.

Tabella riassuntiva definizioni proiezioni ortogonali

Proiezione ortogonale (UNI 3970)

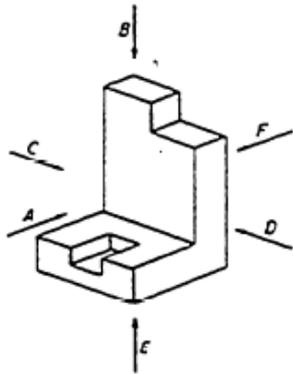


Fig. 1. - Oggetto da rappresentare

1. - Denominazione delle viste.

La denominazione delle viste nella proiezione ortogonale è la seguente (fig. 1):

Vista secondo A = **Vista anteriore** (vista principale);

Vista secondo B = **Vista dall'alto**;

Vista secondo C = **Vista da sinistra**;

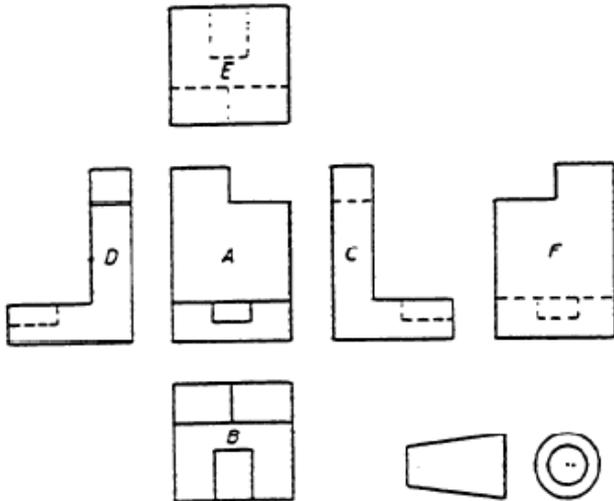
Vista secondo D = **Vista da destra**;

Vista secondo E = **Vista dal basso**;

Vista secondo F = **Vista posteriore**

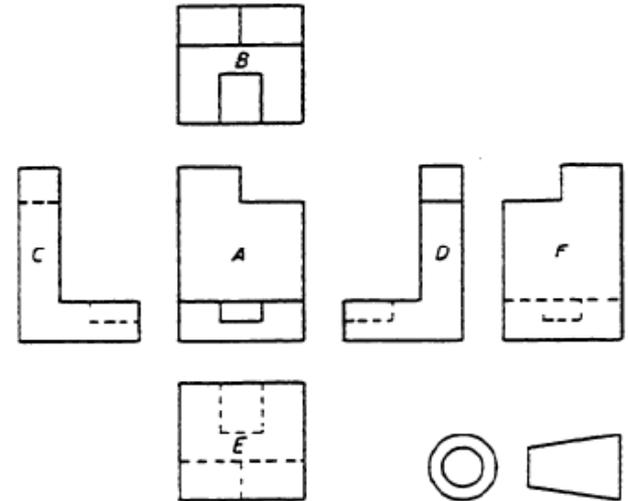
2. - Disposizione delle viste.

Le varie viste si dispongono come indicato nella fig. 2. È opportuno che la **vista anteriore** rappresenti l'oggetto nella posizione normale di utilizzazione. Nel caso di oggetto per i quali non esiste una determinata posizione di utilizzazione è da preferire la rappresentazione secondo la posizione di esecuzione. Comunque la **vista principale** deve essere quella che rappresenta l'oggetto nel modo più **espressivo** e che permette la disposizione più vantaggiosa delle altre viste.



Simbolo del sistema E (europeo)

Fig. 2. - Oggetto rappresentato in proiezione ortogonale



Simbolo del sistema A (americano)

Il disegno del complessivo di montaggio della macchina

→ Il complessivo di montaggio rappresenta il punto di arrivo di uno studio generale che, partito dall'idea di poter realizzare la costruzione di una macchina per un certo impiego, arriva, attraverso il calcolo dei vari organi ed il compromesso fra varie soluzioni possibili, al progetto costruttivo definitivo della macchina stessa. L'esame accurato dei pesi, dell'ingombro, dei costi di fabbricazione, fa sì che il progetto sia il migliore che si possa realizzare per quelle condizioni e per certe assegnate specifiche tecniche.

Esistono però vari tipi di macchine, dalle più semplici (ad es., pompe, motori elettrici, ecc.) ad altre ben più complicate (automobili, aerei, navi, ecc.) e, mentre per le prime il complessivo di montaggio può essere unico, per le seconde ciò non sarebbe né possibile né utile. In questo secondo caso, si ricorre alla suddivisione della macchina in parti sempre più limitate, ma complete, disegnando per ognuna i complessivi di gruppo e di sottogruppo (ad es., nel caso di un automobile, il differenziale, il cambio, la sospensione, ecc.).

Il disegno del complessivo di montaggio della macchina

Il disegno del complessivo di montaggio, di gruppo e di sottogruppo sono costituiti da due parti: una grafica ed una descrittiva.

Parte grafica - questa parte comprende tutte le viste e le sezioni necessarie e sufficienti per capire il funzionamento della macchina e conoscere il numero e la forma di tutti i pezzi da cui è costituita.

Relativamente alla quotatura, è da notare che il complessivo non è un disegno costruttivo dal quale si possono ricavare le quote dei singoli particolari. Da esso si possono eventualmente ricavare solo le quote generali di ingombro e quelle relative alla cinematica, lasciando la quotatura costruttiva al disegno dei particolari.

Parte descrittiva - questa è formata a sua volta da due parti.

La prima è una tabella detta riquadro delle iscrizioni o cartiglio nella quale sono riportate varie indicazioni fra cui la ragione sociale della ditta costruttrice, la denominazione del complessivo, la scala, la data, la firma del disegnatore, ecc..

La seconda è detta distinta e rappresenta la lista di abbinamento delle caratteristiche di identificazione dei particolari formanti la macchina alle indicazioni degli stessi sul complessivo. In tale lista sono riportati: il riferimento del particolare alle indicazioni dello stesso sul complessivo, la quantità di particolari uguali, il codice del particolare, indicazioni sul materiale, le note.

I particolari

→ Si immagina di scomporre una macchina nei singoli pezzi che la costituiscono senza distruggere i collegamenti tra pezzo e pezzo: si chiama particolare, ogni singolo pezzo ottenuto da questa scomposizione.

Da quanto ora detto, avremo quindi dei particolari semplici, cioè formati da pezzi semplici (ad es., vite, dado, spina, particolari costituiti da un solo pezzo, ecc.) e dei particolari composti, cioè ottenuti unendo tra loro, con collegamenti non smontabili, dei particolari semplici.

In questo caso, i particolari semplici componenti si chiamano subparticolari. I collegamenti tipici che danno luogo a particolari composti sono la saldatura, i forzamenti a caldo, la chiodatura, ecc..

Il disegno del particolare

Il disegno del particolare è costituito da due parti: una grafica ed una descrittiva.

Parte grafica - questa parte comprende tutte le viste e le sezioni necessarie e sufficienti per poter costruire il pezzo. Il disegno deve quindi essere quotato e portare tutte le indicazioni necessarie per la costruzione dello stesso e, quando necessitano, le tolleranze, i trattamenti superficiali (cementazione, nitrurazione, ecc.), la rugosità superficiale, ecc.. Nel caso di particolari composti, le indicazioni relative alle lavorazioni da eseguire sui subparticolari prima dell'assemblaggio si riportano sul disegno di questi, mentre il disegno del particolare composto riporta solo quelle relative all'assemblaggio ed alle lavorazioni da eseguirsi successivamente.

Parte descrittiva - questa parte è costituita da una tabella (riquadro delle iscrizioni o cartiglio), posta in basso a destra del disegno nella quale sono riportate varie indicazioni tra cui la ragione sociale della ditta costruttrice, la denominazione ed il codice del particolare, il numero del gruppo cui il particolare appartiene, la scala, la data, la firma del disegnatore, ecc..

Riquadro delle iscrizioni

→ Nelle figure seguenti sono riportati due esempi di riquadri delle iscrizioni:

Zona aggiuntiva	Materiali e/o componenti				
	Altre informazioni				
	Modifiche e sostituzioni				
Zona principale	Responsabilità e controllo (date e firme)		Quote senza indicazione di tolleranza	Scala del disegno	Simbolo metodo di proiezione
	Ragione sociale	Titolo del disegno			
		Numero del disegno o codice			

Sistemi di trasmissione dell'energia meccanica

Schematizzazione di un S.T.E.

Ingresso	STE	Uscita

Ingresso

Costituito da uno o più organi Motore aventi

ω (Velocità angolare) costante o variabile

M (Coppia $F \cdot r$)

In questo spazio si individuano le caratteristiche relative al solo organo motore; qualora il motore fosse un tutt'uno con il componente di trasformazione o trasmissione del moto (es. motovariatore o moto riduttore) tali componenti (variante e/o riduttore) dovranno essere citati nello spazio seguente con l'eventuale organo di collegamento al motore (giunto, ecc.)

S.T.E.

Costituito dai componenti di trasmissione e/o trasformazione del moto nelle due condizioni:

- | | | | | |
|--------------|----------------------------|----------|-----|-----------|
| 1. LINEARE | con v (Velocità) | costante | e/o | variabile |
| | con F (Forza) | “ | “ | “ |
| 2. ROTATORIA | con ω (V. angolare) | “ | “ | “ |
| | con M (Coppia) | “ | “ | “ |

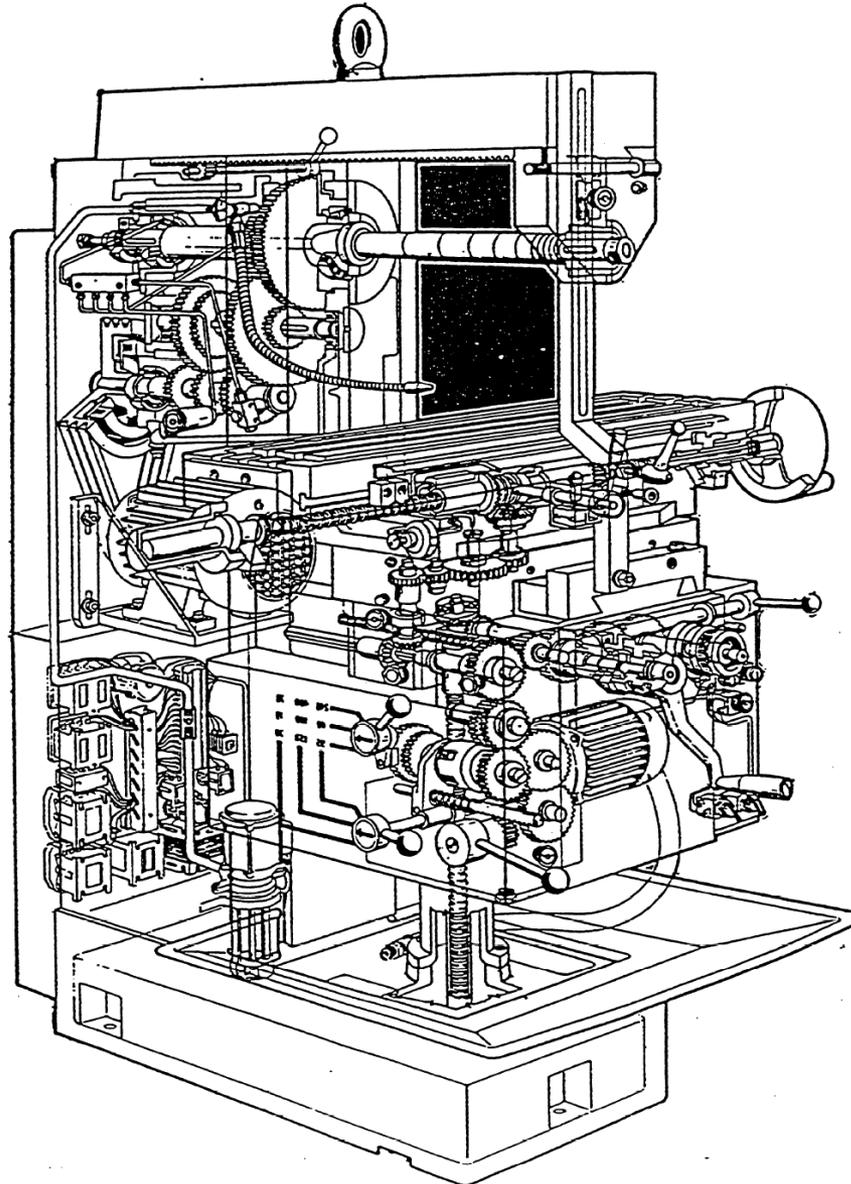
Uscita

Costituita dagli elementi macchina sui quali si attua l'utilizzo del lavoro per cui la macchina o impianto è congegnato

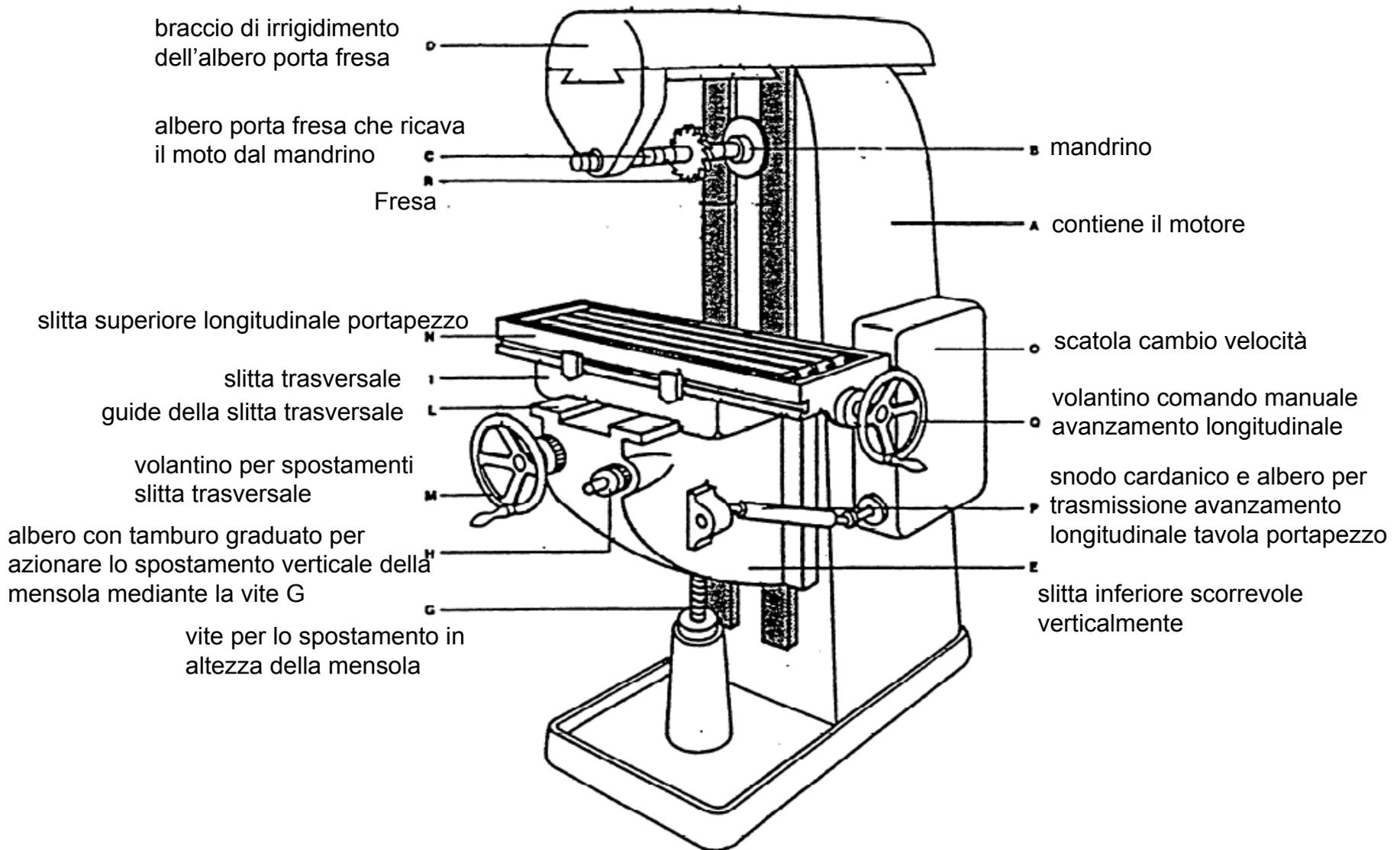
Esempio

Ingresso	STE	Uscita
<p>Motori elett. AC/DC</p> <ul style="list-style-type: none">“ endotermici“ ad aria (turbine)“ ad olio	<p>Organi di trasmissione e trasformazione del moto:</p> <p>Leve – Carrucole – Pulegge – Ingranaggi – Argani – Viti – Giunti – Variatori – Riduttori – Frizioni – Freni</p>	<p>Organi su cui si attua il lavoro:</p> <p>di Asportazione truciolo di Deformazione plastica di Manipolazione di Posizionamento</p>

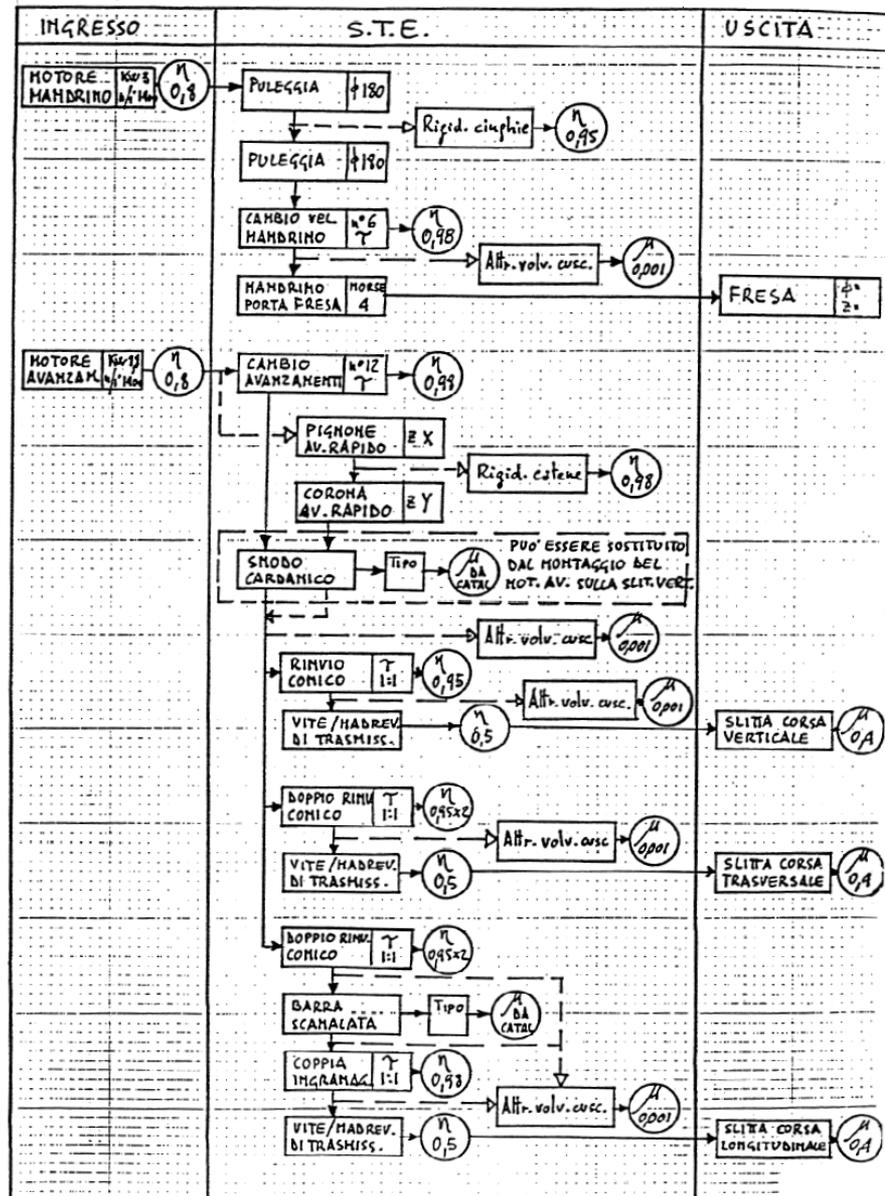
Trasparenza meccanismi di una fresatrice orizzontale



Elementi principali di una fresatrice orizzontale



Schema a blocchi funzionali di una fresatrice orizzontale



Complessivi di montaggio

Complessivo di montaggio

Il complessivo rappresenta un gruppo funzionale, che è costituito da singole parti (unificate o no) assemblate insieme.

Dal complessivo si risale al funzionamento del gruppo.

Il complessivo serve a indicare la corretta successione di montaggio dei vari particolari.

Il complessivo serve per avere un elenco dei particolari necessari e quindi serve per l'approvvigionamento.

Come leggere il complessivo

Per la lettura di un complessivo allo scopo di capire il funzionamento del gruppo è necessaria la cultura tecnica.

Però alcuni accorgimenti possono facilitare il compito.

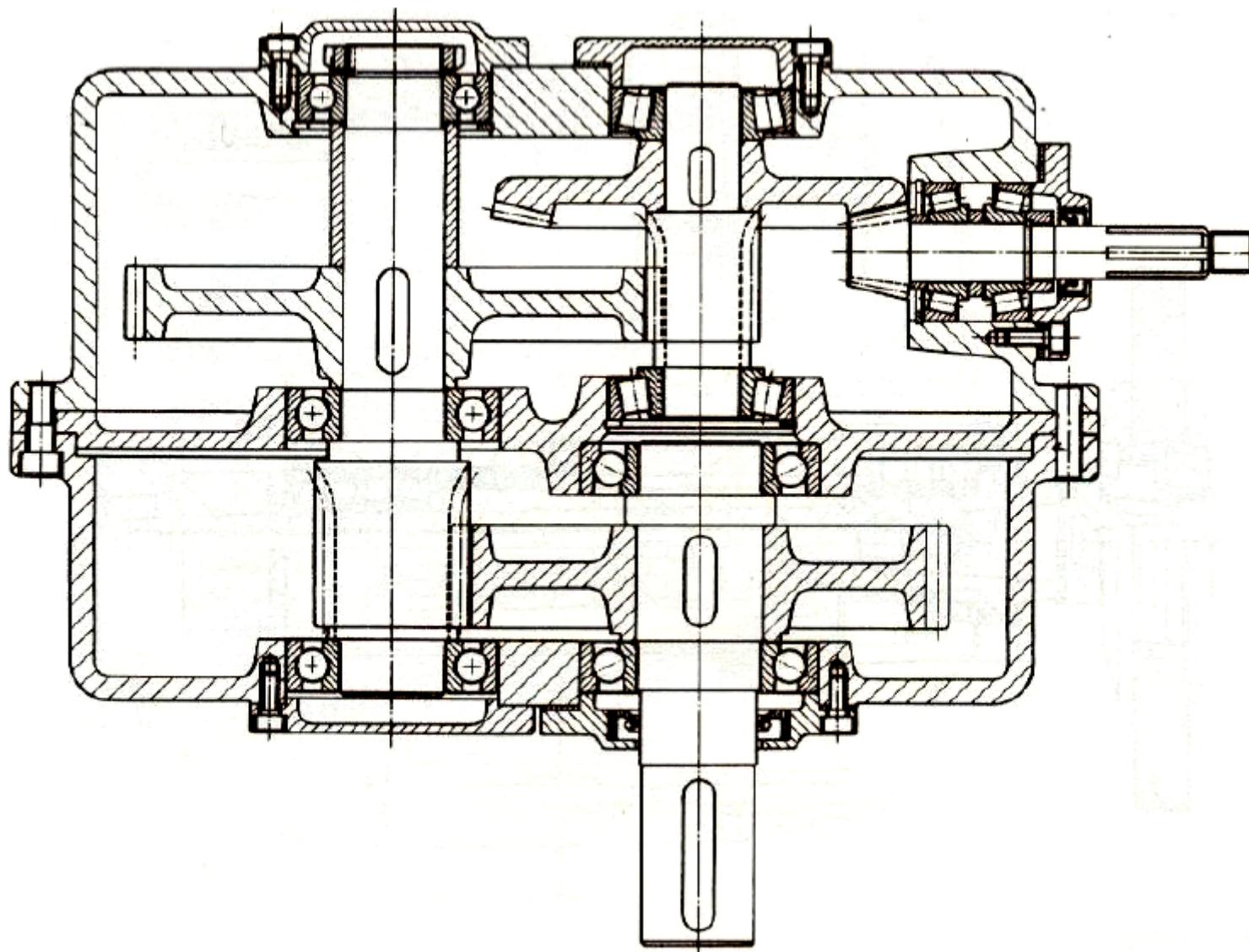
1. Individuare:



COME LEGGERE IL COMPLESSIVO

2. Seguire i "percorsi meccanici" che legano l'entrata con l'uscita, tenendo presente la funzionalità (a che serve ?)
3. Individuare le principali parti funzionali (ciò che svolge la funzione)
4. Collegare a queste le parti accessorie
5. Esaminare nel dettaglio le soluzioni costruttive

Riduttore

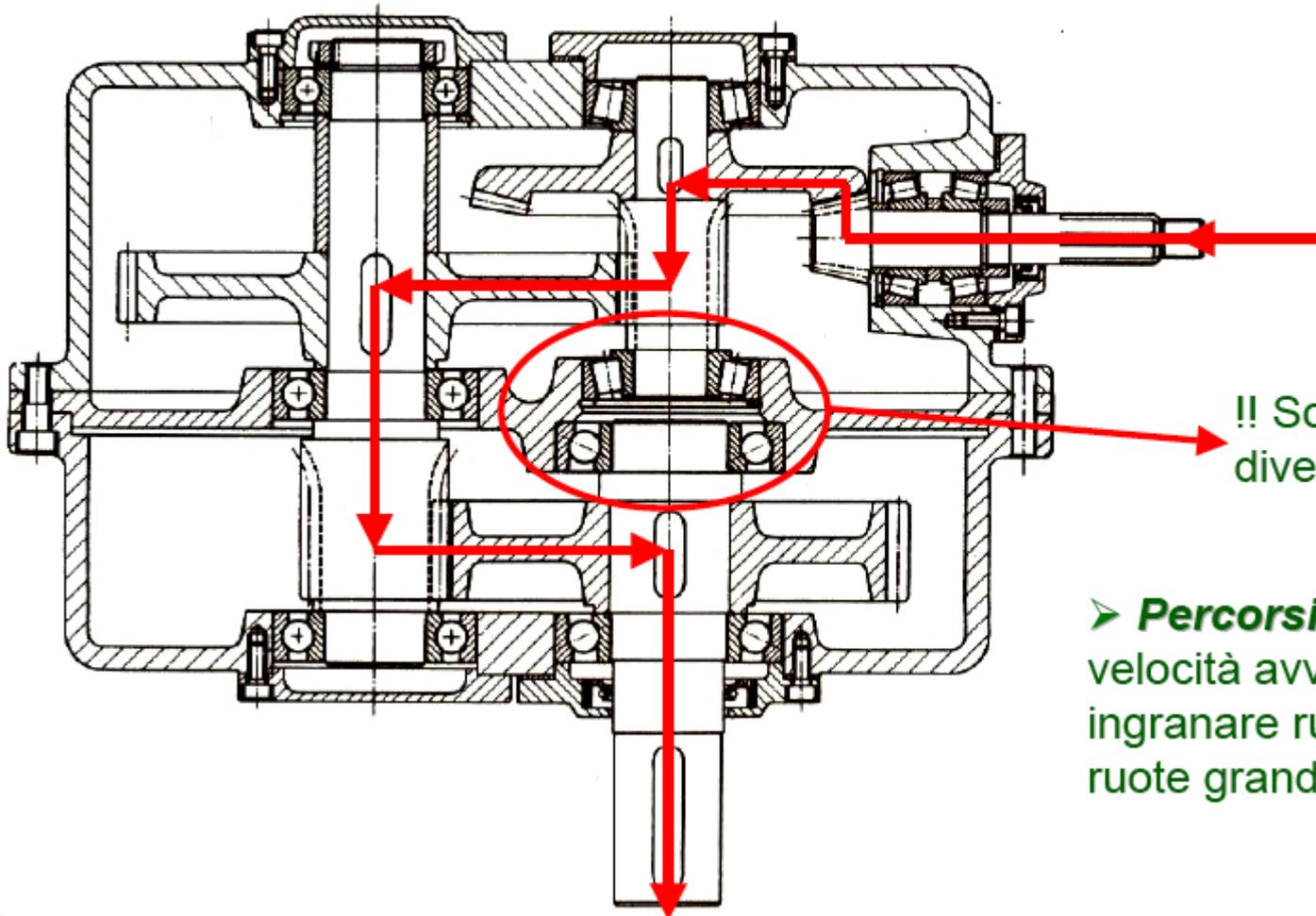


Riduttore

➤ **Funzione principale:** ridurre la velocità di alberi

Entrata: **albero veloce**

Uscita: **albero lento**

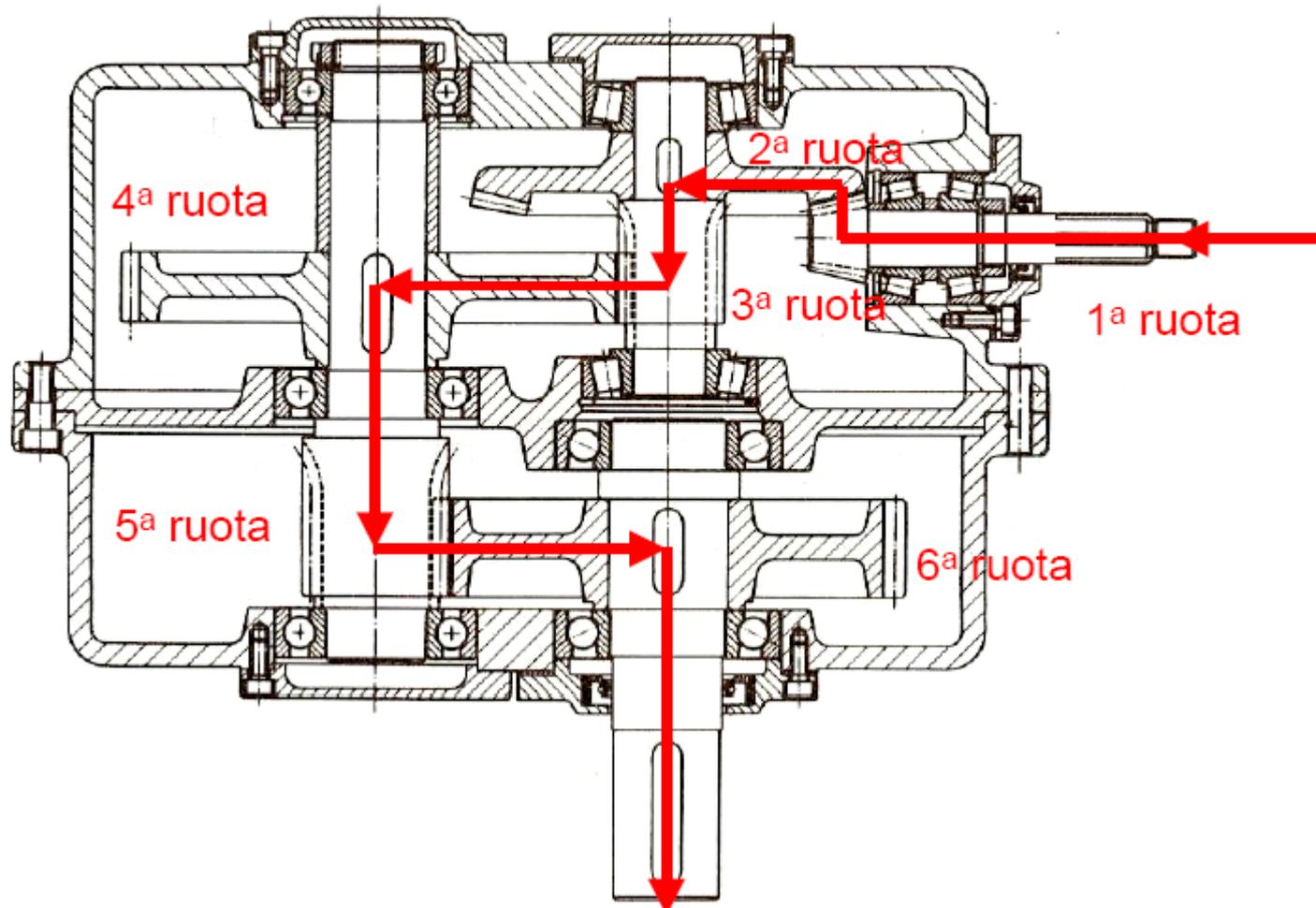


!! Sono due alberi diversi

➤ **Percorsi:** la riduzione di velocità avviene facendo ingranare ruote piccole con ruote grandi.

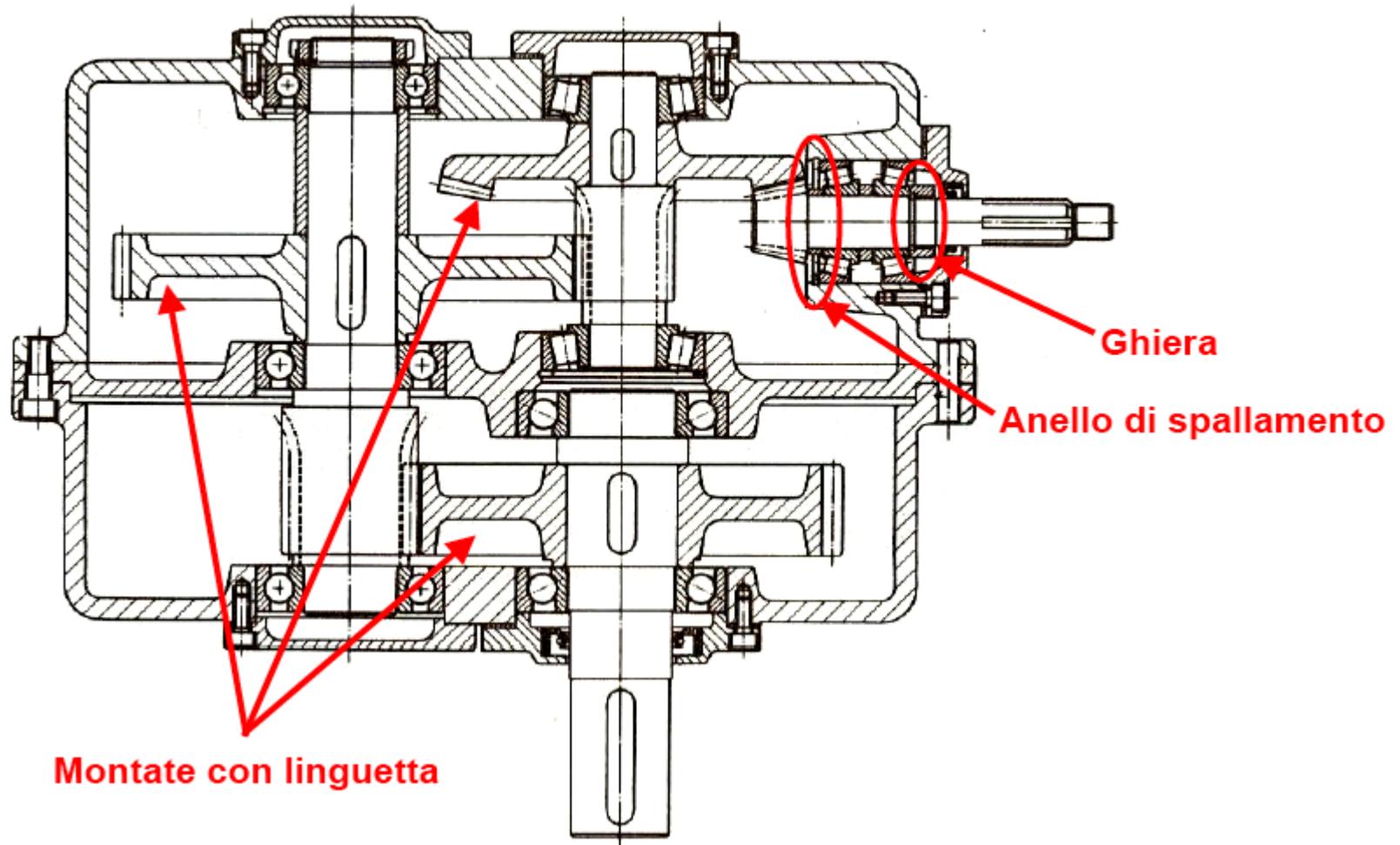
Riduttore

- Le parti funzionali principali sono le ruote calettate sugli alberi e gli alberi stessi: da notare che queste parti principali sono in effetti sottogruppi cioè a loro volta insiemi di particolari



Riduttore

- Gli alberi sono supportati da cuscinetti volventi che a loro volta sono tenuti dal carter che costituisce anche l'involucro esterno del riduttore



Riduttore

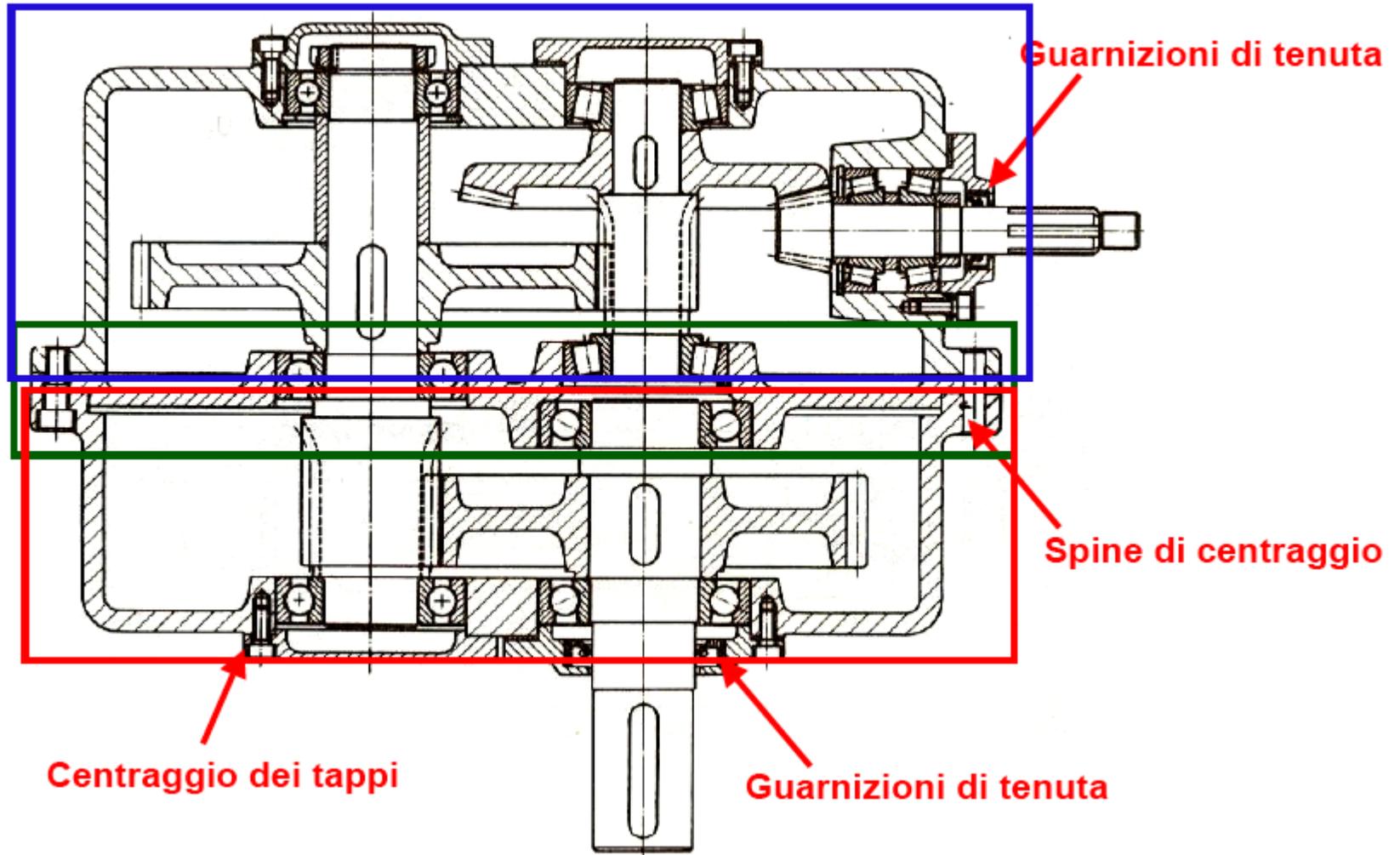
Analizzando i vari tipi di cuscinetti e conoscendo le regole di montaggio, si individuano ulteriori particolari.

Nel sottogruppo della ruota 1 per il bloccaggio dei cuscinetti si impiega un anello elastico sul carter e una ghiera sull'albero. L'anello esterno di tutti i cuscinetti è bloccato da tappi

La seconda, quarta e sesta ruota sono collegate ai rispettivi alberi con linguette

Riduttore: soluzioni costruttive

➤ Soluzioni costruttive:



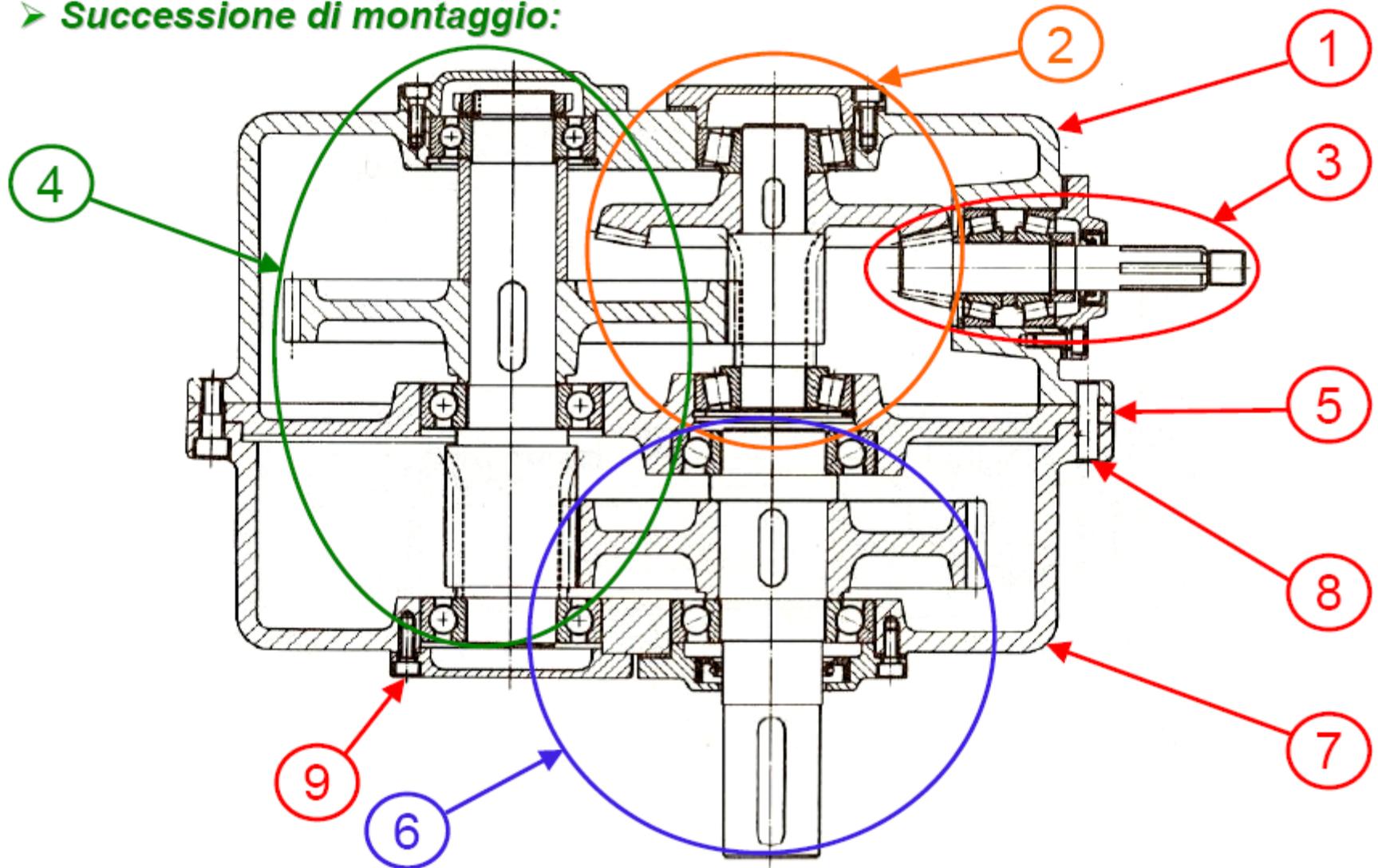
Riduttore: soluzioni costruttive

Soluzioni costruttive:

- Il carter è in tre pezzi per consentire il montaggio dei particolari
- Il collegamento è assicurato da viti mordenti
- Il riferimento è assicurato da spine di centraggio
- Le ruote piccole (dette "rocchetti") sono di pezzo con l'albero
- I tappi che bloccano i cuscinetti sono montati con viti mordenti e il riferimento al carter è assicurato dal bordo di centraggio
- I passaggi degli alberi di ingresso e di uscita sono protetti dall'entrata dello sporco e dalla fuoriuscita di olio da guarnizioni montate sui tappi

Riduttore: successione di montaggio

➤ **Successione di montaggio:**



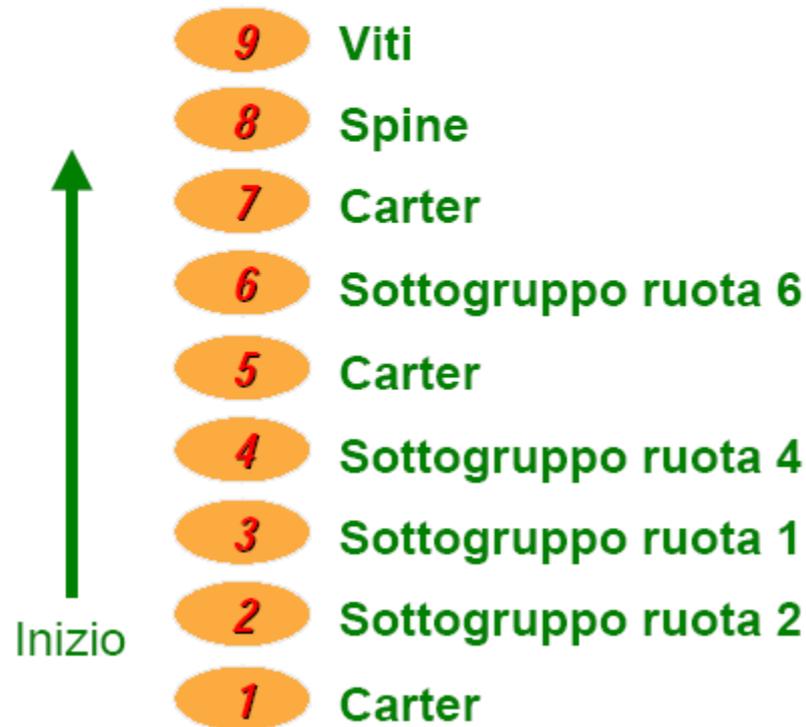
Riduttore: lista di montaggio

➤ **Successione di montaggio:**

Come si arriva dal mucchio di particolari al gruppo completo e funzionante???

Si deve creare la **lista di montaggio** che indica la successione delle operazioni.

Lo schema logico può essere, ragionando per sottogruppi:

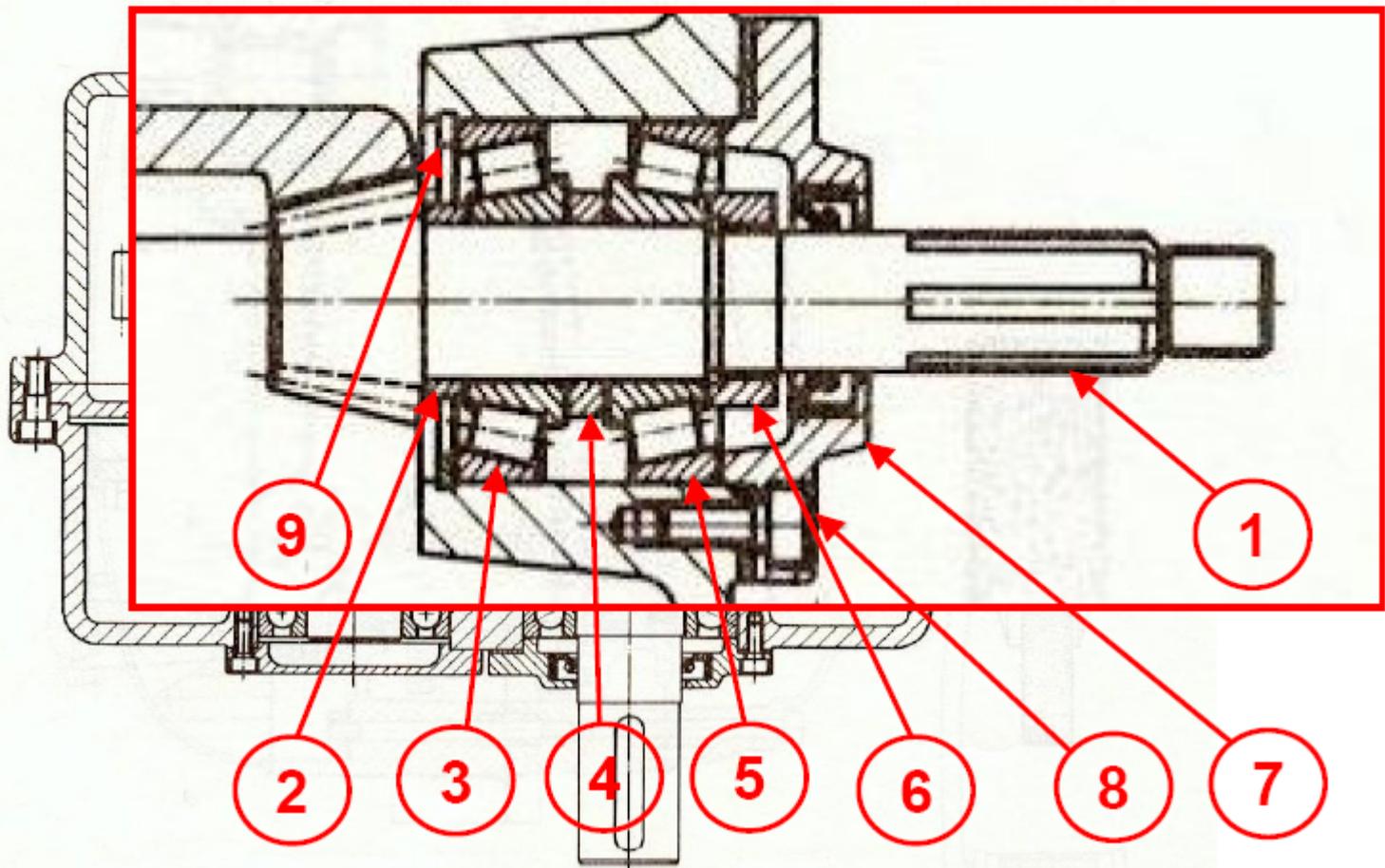


Riduttore: sottogruppo ruota 2

➤ **Successione di montaggio:**

Naturalmente ogni sottogruppo ha a sua volta la propria procedura di montaggio

Esempio1: Sottogruppo ruota 2:



Riduttore: sottogruppo ruota 2

➤ **Successione di montaggio:**

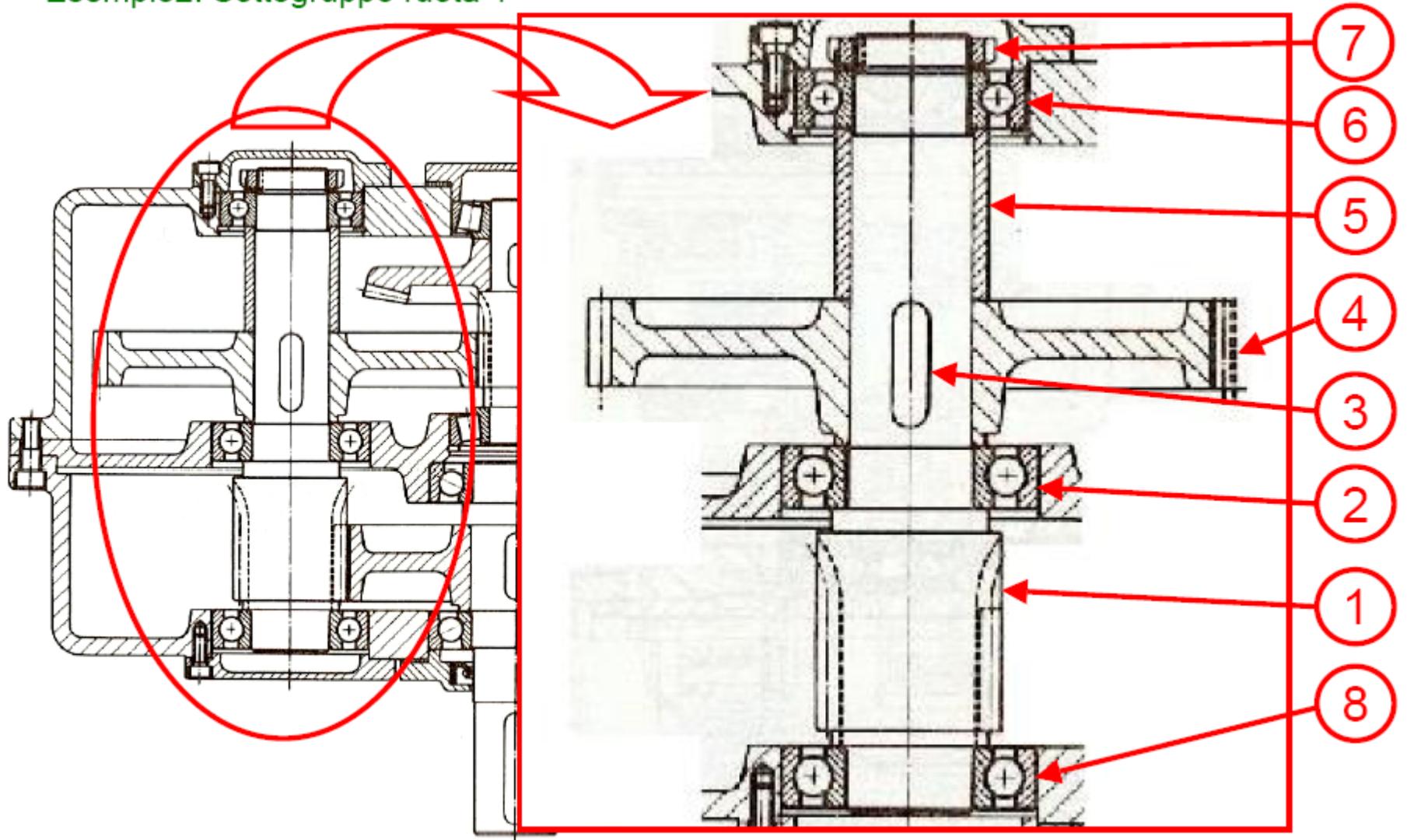
Naturalmente ogni sottogruppo ha a sua volta la propria procedura di montaggio

Esempio: Sottogruppo ruota 2:



Riduttore: sottogruppo ruota 4

Esempio2: Sottogruppo ruota 4



Riduttore: sottogruppo ruota 4

➤ **Successione di montaggio:**

Naturalmente ogni sottogruppo ha a sua volta la propria procedura di montaggio

Esempio: Sottogruppo ruota 4:



Riduttore: lista di montaggio

➤ *Successione di montaggio:*

Esempio: lista di montaggio con indicazioni delle parti e dei materiali:

9	Anello UNI 7437 - 25	-----	1
8	Vite UNI 5931 M6X15 8.8	-----	2
7	Coperchio	Fe 360 UNI 7070	1
6	Ghiera	SKF KMT 5	1
5	Cuscinetto	SKF 32005X	1
4	Distanziale	Fe 360 UNI 7070	1
3	Cuscinetto	SKF 32005X	1
2	Distanziale	Fe 360 UNI 7070	1
1	Albero	15 CrNi 4 UNI 7846	1
Part. N.	Denominazione	Materiale	Quantita'
Oggetto: SOTTOGRUPPO 2			

ORGANI DI TRASMISSIONE DEL MOTO

Trasmissione del moto

Il movimento dei motori non va quasi mai bene così com'è.

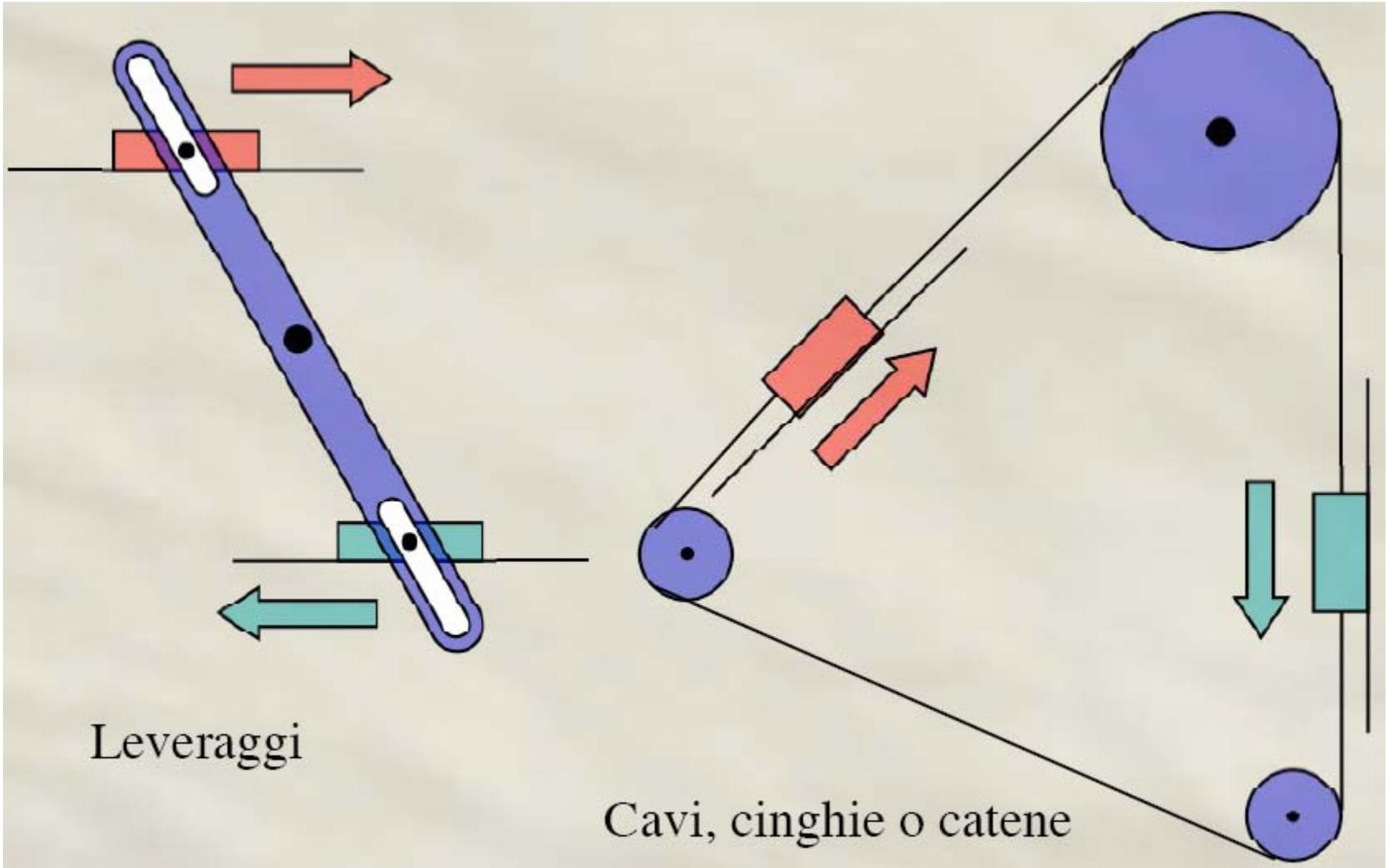
Occorre cambiarne la velocità, e talvolta anche il tipo.

Occorrono organi di trasmissione del movimento

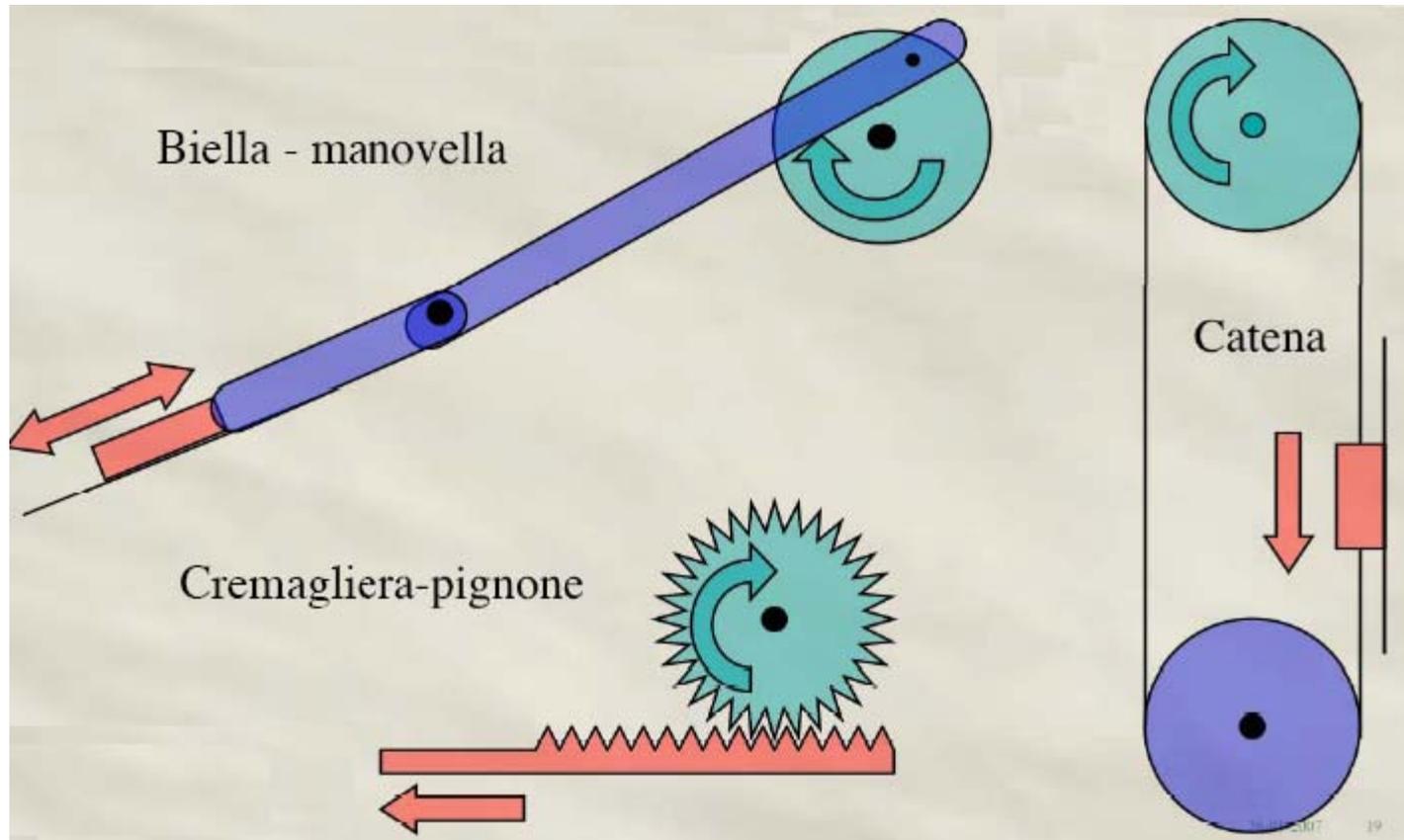
Cambiare il tipo di movimento

Da		A	
		Lineare	Rotatorio
Lineare	Lineare	Leveraggi Cavi, cinghie o catene	Biella - manovella Cremagliera-pignone Catene
	Rotatorio	Vite Pignone - Cremagliera Biella - manovella Cinghie dentate	Leveraggi Ingranaggi Viti senza fine Cinghie dentate

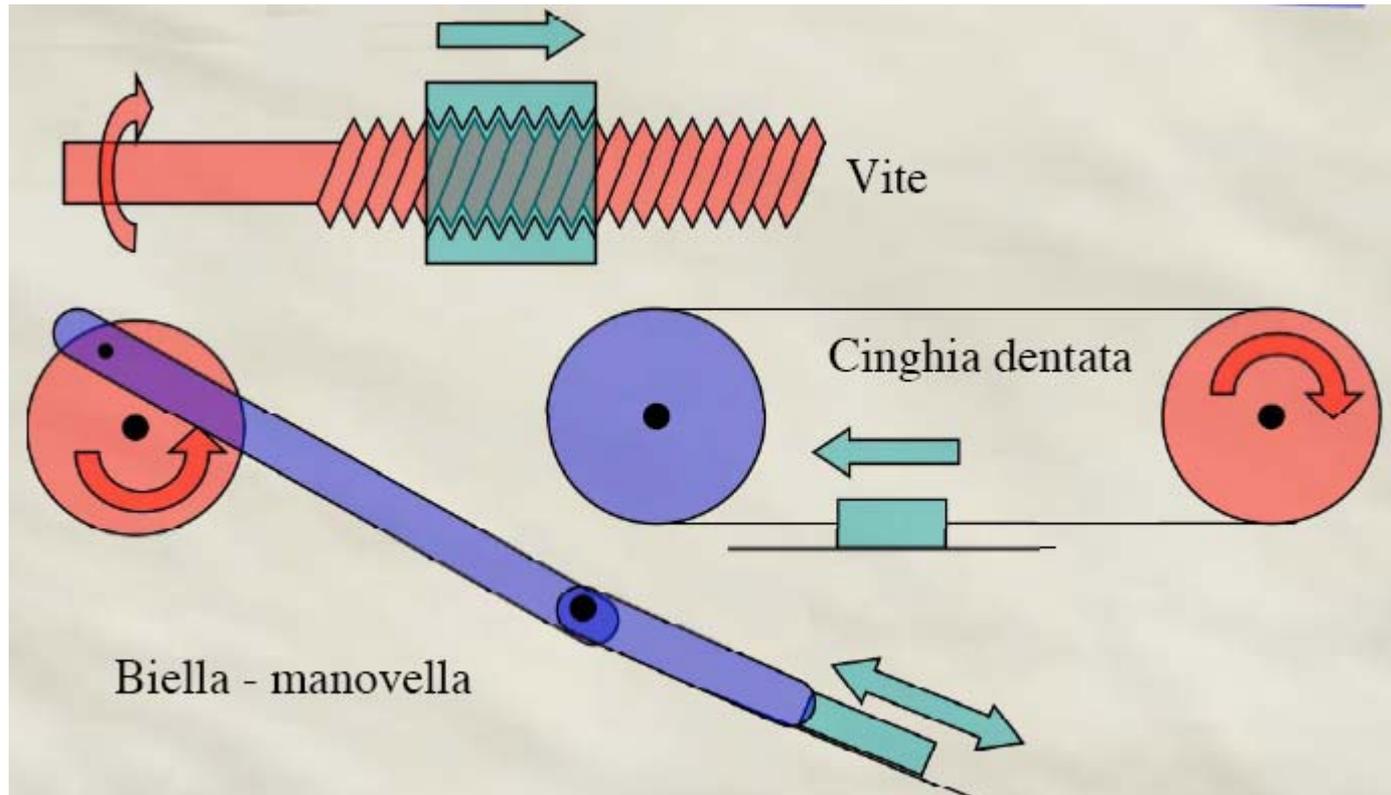
Da movimento lineare a lineare



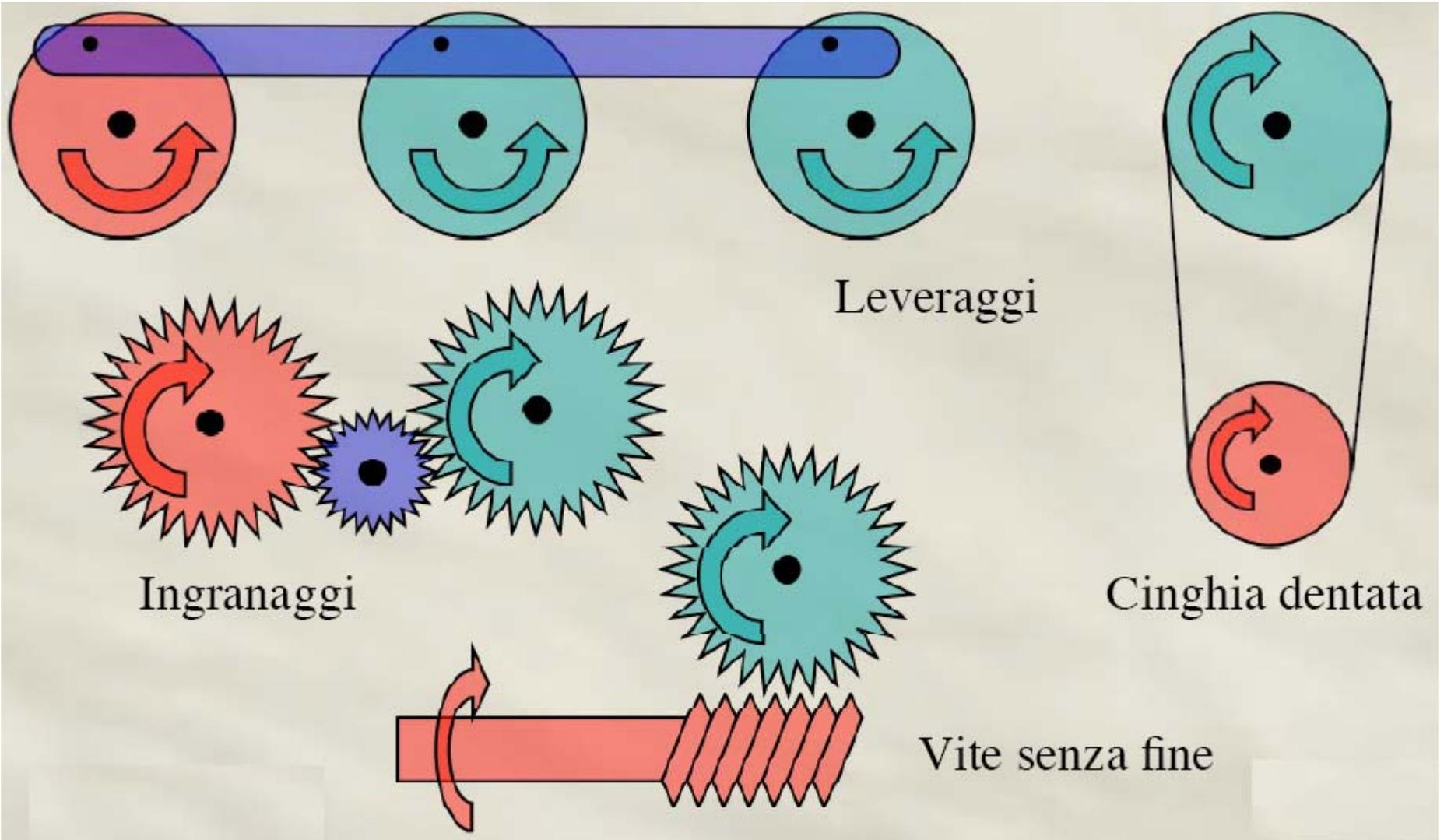
Da movimento lineare a rotatorio



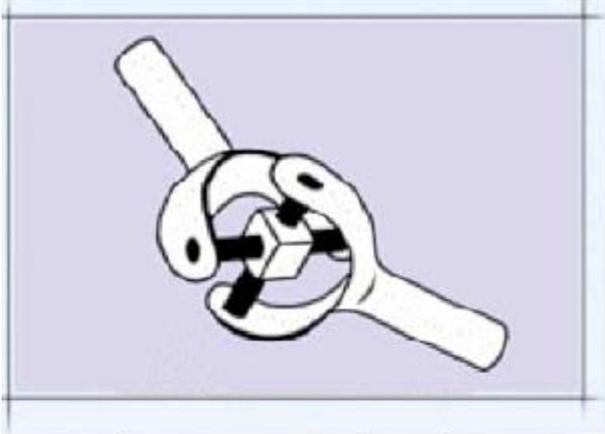
Da movimento rotatorio a lineare



Da movimento rotatorio a rotatorio



Ancora da rotatorio a rotatorio



Giunto cardanico



Giunti omocinetici
vari



GENERALITÀ

I meccanismi più importanti possono essere suddivisi, dal punto di vista funzionale, in:

coppie inferiori o elementari

- *guide, cuscinetti, viti, snodi sferici*

trasmissioni di potenza

- *ruote lisce e dentate, ruote e flessibili, variatori di velocità, giunti, innesti, freni*
 - meccanismi con funzioni molto differenti; sono caratterizzati sia dal livello di potenza che possono trasmettere, sia dalle variazioni che impongono alle variabili della potenza (coppia e velocità angolare)

trasmissioni per moto vario

- *sistemi articolati, camme, meccanismi per moti intermittenti ed unidirezionali*
 - sono utilizzati nella costruzione di macchine automatiche e sono in grado di realizzare movimenti complessi e di assolvere a funzioni superiori (per esempio muoversi lungo traiettorie con velocità variabile)

Meccanismi per trasmissioni di potenza

meccanismi con rapporto di trasmissione costante: sono usati per ridurre o per aumentare la velocità angolare con conseguente aumento o riduzione della coppia (caso ideale: conservazione della potenza meccanica $\Rightarrow C_1\omega_1 = C_2\omega_2$)

- **ruote lisce o dentate** (ad accoppiamento diretto)
- **ruote collegate con flessibili** (cinghie, funi, catene)

variatori di velocità: per variare il rapporto di trasmissione

collegamenti di alberi:

- **giunti** per collegamenti permanenti
- **innesti** per collegamenti temporanei

freni: trasformano energia meccanica in altre forme di energia per rallentare o per arrestare il moto di un albero

- **freni a tamburo**
- **freni a disco**

Meccanismi per moto vario

sistemi articolati: possono servire per

- generazione di movimenti
- generazione di funzioni
- generazione di traiettorie

meccanismi con moto intermittente: realizzano una fase di arresto del cedente per ogni ciclo di funzionamento (*movente*: organo di ingresso; *cedente*: organo di uscita)

- ruote di Ginevra (o croci di Malta)
- ruote stellari
- intermittori

meccanismi con camme: consentono di realizzare leggi di moto desiderate

meccanismi unidirezionali: consentono un solo verso di moto

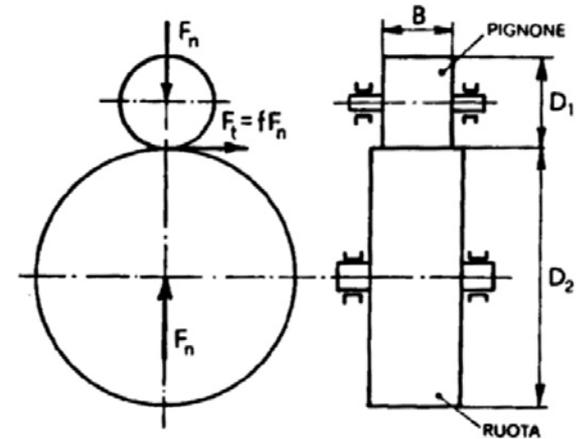
- arpionismi a denti
- meccanismi ad impuntamento

RUOTE LISCE

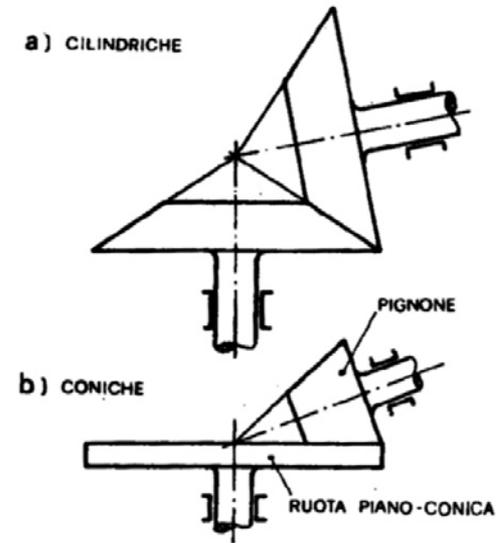
Anche dette **ruote di frizione** o **ruote per attrito**, sono meccanismi in cui la trasmissione avviene per attrito radente: l'accoppiamento di forza viene garantito spingendo una ruota contro l'altra.

La forza trasmissibile è pari alla massima forza d'attrito radente F_t , ossia al prodotto del fattore d'attrito per la forza normale di contatto F_n .

Pertanto è necessaria una forza che spinga i membri accoppiati l'uno contro l'altro; tale forza di contatto è limitata dalle sollecitazioni gravanti sui cuscinetti e dalla pressione specifica massima sopportabile dai materiali a contatto.

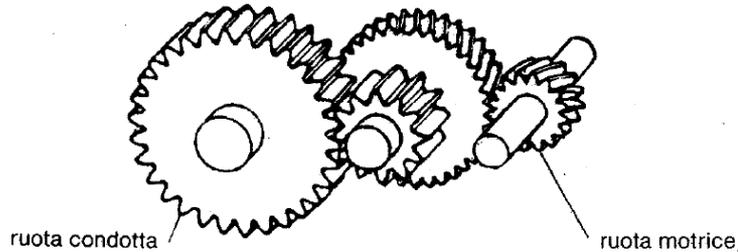


a) CILINDRICHE

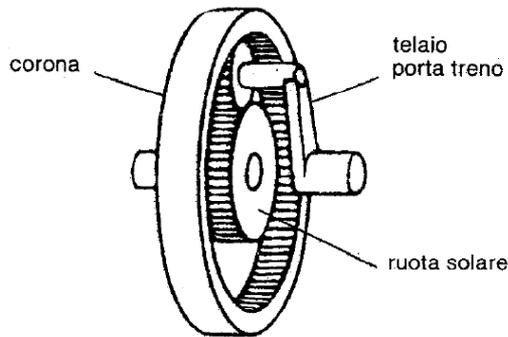


b) CONICHE

RUOTE DENTATE ED INGRANAGGI



Rotismo ordinario



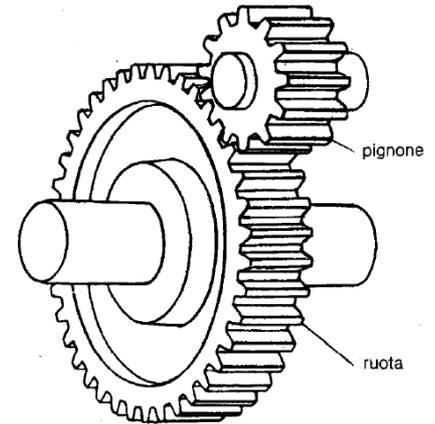
Treno planetario

Ruota dentata: organo in grado di trascinarne un altro per mezzo di denti che entrano successivamente in contatto

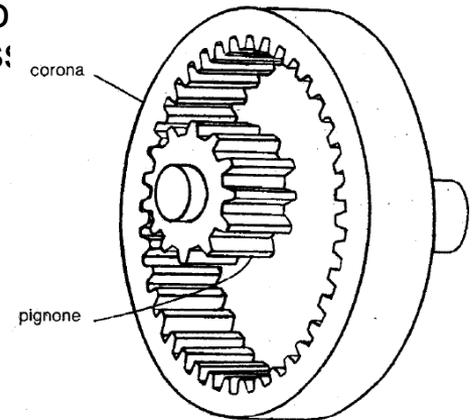
Ingranaggio: meccanismo composto da una coppia di ruote dentate e dal telaio

Treno di ingranaggi o rotismo: sistema formato da più ingranaggi

Treno planetario: rotismo in cui almeno uno degli assi ruota attorno ad un altro



Ingranaggio esterno



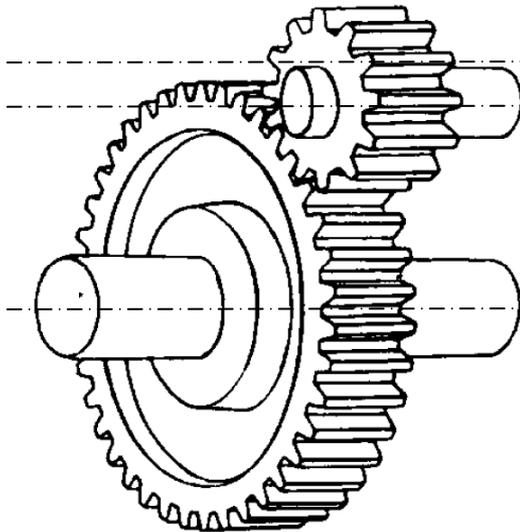
Ingranaggio interno

INGRANAGGI AD ASSI PARALLELI

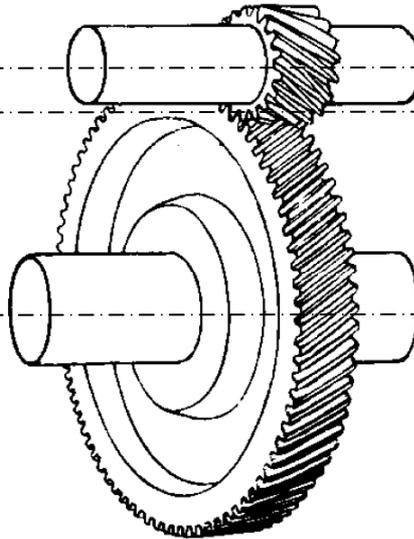
Se gli assi delle due ruote sono *paralleli*, la coppia cinematica che ne risulta è piana e le ruote sono dette *cilindriche*.

In queste condizioni il moto relativo di una ruota rispetto all'altra è un *moto piano*, definito dalle polari fissa e mobile, che costituiscono le primitive delle ruote cilindriche.

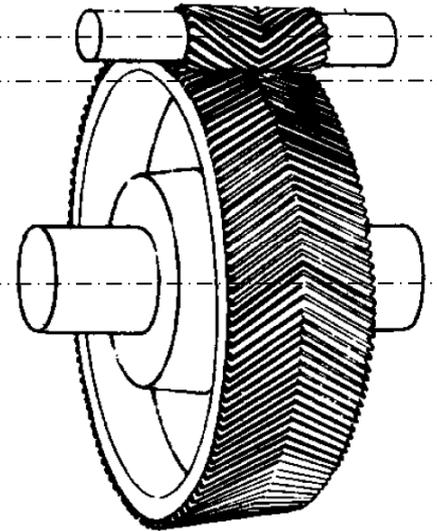
ingranaggio dritto



ingranaggio elicoidale

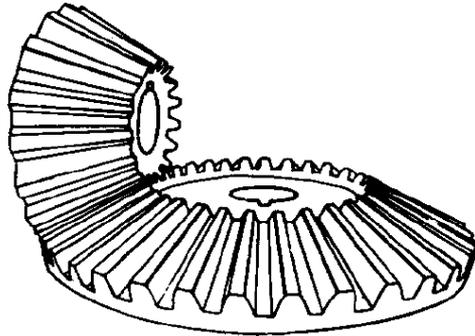


ingranaggio bielicoidale

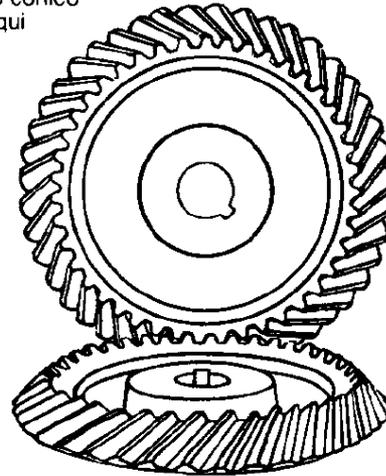


INGRANAGGI AD ASSI CONCORRENTI

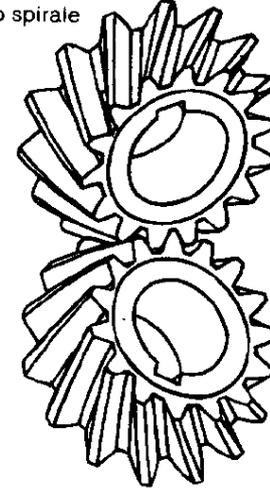
ingranaggio conico dritto



ingranaggio conico a denti obliqui



ingranaggio spirale



Se gli assi delle due ruote sono *concorrenti* ed i relativi coni hanno vertice comune O , tale punto rimane fisso durante il moto relativo di una ruota rispetto all'altra, generando un *moto sferico*.

Il moto sferico di un corpo A è una successione di atti di moto rotatorio ω attorno a rette passanti per il punto fisso O ; se si considera una sezione di A con una sfera avente il centro in O , detta sezione costituisce una figura rigida che si muove mantenendosi sempre sulla medesima sfera (*sfera del moto*); l'intersezione C dell'*asse di rotazione istantanea* con questa sfera si chiama *polo di istantanea rotazione*.

INGRANAGGIO A VITE

- la vite è motrice
- contatto lineare tra i denti
- trasmissione di potenze notevoli con ingombro limitato
- necessari materiali di elevata qualità
- necessari lavorazione e montaggio precisi
- basso rendimento ($\eta < 0,75$)

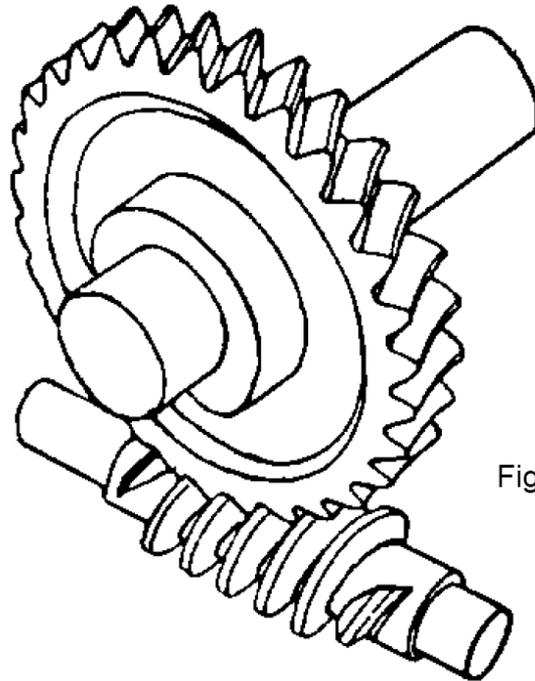


Fig. 21. Ingranaggio a vite normale

Rapporto di ingranaggio

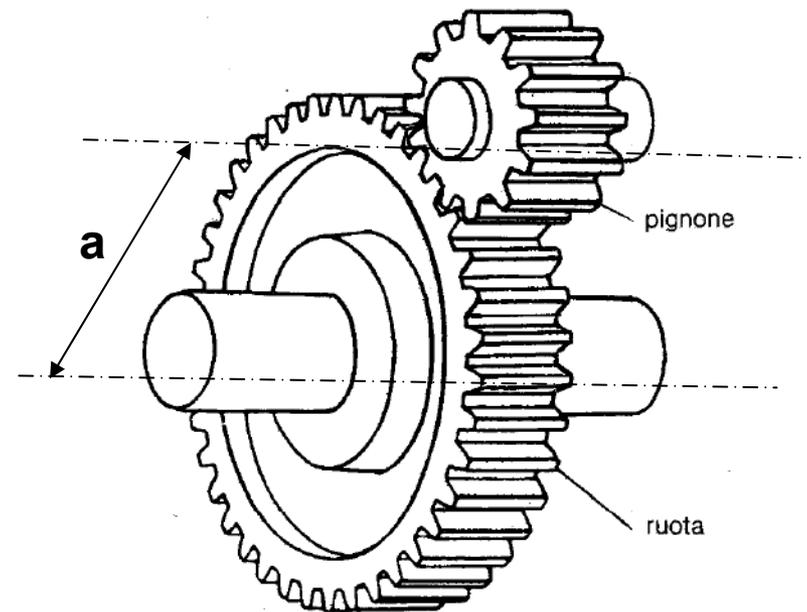
Dato un ingranaggio si definisce **pignone** la ruota dentata di diametro minore e **ruota** quella di diametro maggiore.

Si definisce **interasse (a)** la distanza tra gli assi delle due ruote.

Dette ω_1 la velocità angolare del pignone ed ω_2 la

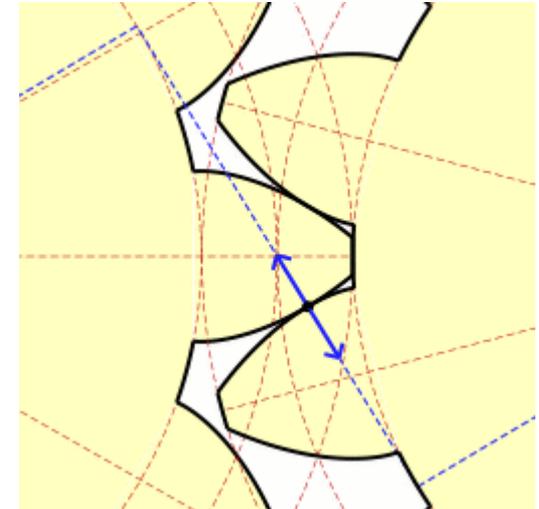
velocità angolare della ruota, si definisce **rapporto di ingranaggio (u)** il rapporto

Il rapporto d'ingranaggio coincide con il rapporto di trasmissione $\frac{\omega_1}{\omega_2}$ quando il pignone è sull'albero motore cioè quando abbiamo un riduttore.



Ruote esterne: denti e primitive del moto

Le tracce degli assi degli ingranaggi sono rappresentati dai punti O_1 e O_2 , mentre i cilindri primitivi risultano sezionati secondo due circonferenze, che prendono nome di circonferenze primitive, di raggi r_1 a r_2 che rotolano l'una sull'altra, senza strisciare.



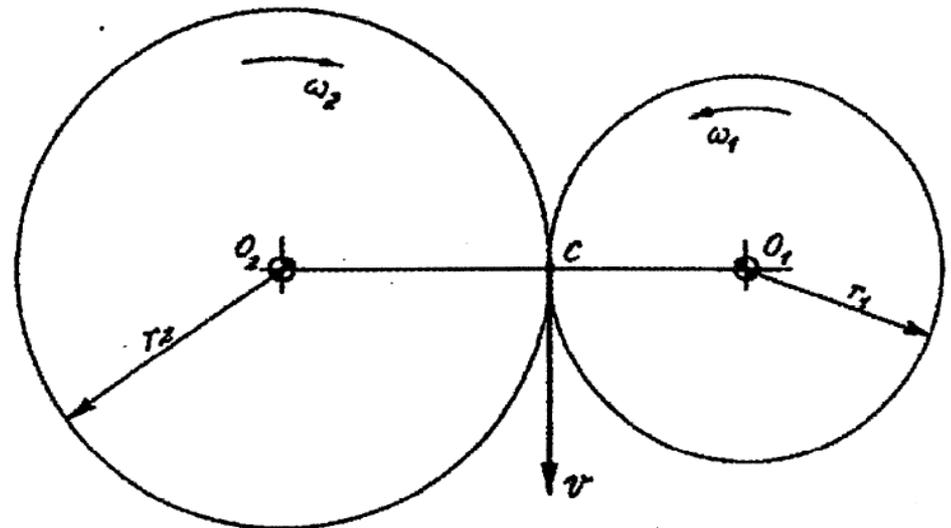
Nel punto C le circonferenze primitive hanno la **stessa velocità v** per cui risulta

$$v = r_1 \omega_1 = r_2 \omega_2$$

Con ω_1 e ω_2 velocità angolari delle ruote.

Si può allora definire **un rapporto di trasmissione**, come rapporto tra la velocità della ruota motrice e quella della ruota condotta pari al rapporto inverso dei raggi primitivi:

$$\mathbf{u} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\mathbf{r}_2}{\mathbf{r}_1}$$



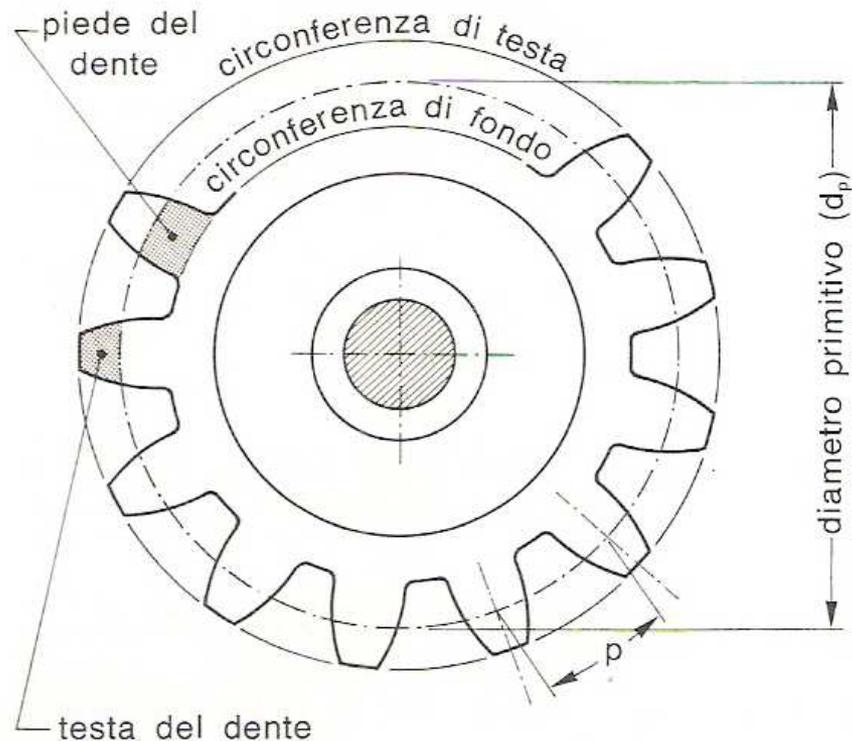
Caratteristiche della dentatura

In una ruota dentata, si definisce:

- diametro primitivo (d), il diametro della ruota di frizione fittizia capace di trasmettere il
- moto con lo stesso rapporto di trasmissione della ruota dentata;
- testa del dente, la parte di esso compresa tra la circonferenza primitiva e la circonferenza esterna (detta anche di troncatura o di testa);
- piede del dente, la parte di esso compresa tra la circonferenza interna (detta anche di fondo o di base) e la circonferenza primitiva;
- passo della dentatura (p), la distanza fra gli assi di due denti consecutivi, misurata in corrispondenza della circonferenza primitiva;

se indichiamo con “ z ” il numero di denti della ruota, il passo della dentatura sarà dato da

$$p = \frac{\pi d}{z}$$



Perché l'ingranamento sia regolare il passo del pignone deve essere uguale al passo della ruota

$$p_1 = p_2 \Rightarrow \frac{\pi d_1}{z_1} = \frac{\pi d_2}{z_2} \Rightarrow \frac{d_1}{z_1} = \frac{d_2}{z_2} \Rightarrow \mathbf{u} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\mathbf{r}_2}{\mathbf{r}_1} = \frac{\mathbf{z}_2}{\mathbf{z}_1}$$

IL MODULO

Il passo, precedentemente definito, è un elemento caratteristico della dentatura che un tempo veniva utilizzato come riferimento per il dimensionamento di tutte le altre parti. Tuttavia il passo presenta l'inconveniente di essere un numero con la virgola in quanto affetto dalla irrazionalità del π .

Allora è stato introdotto il **modulo (m)** definito come il rapporto tra il diametro primitivo d e il numero dei denti z :

$$m = d / z$$

Il calcolo delle ruote dentate si basa sul calcolo del modulo individuato il quale si passa al **proporzionamento modulare** secondo il seguente schema:

$$\begin{array}{llll} \text{poiché} & pz = \pi d = 2\pi r & \rightarrow & z = 2\pi r / p \\ \text{per cui} & m = 2r / (2\pi r / p) = p / \pi & & \end{array}$$

Altre caratteristiche

altezza del dente (h),

$$h = (d_e - d_i) / 2 ;$$

addendum (h_a), la distanza tra circonferenza primitiva e circonferenza di troncatura esterna;

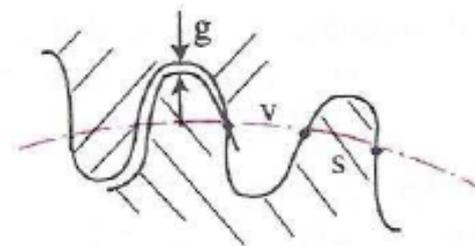
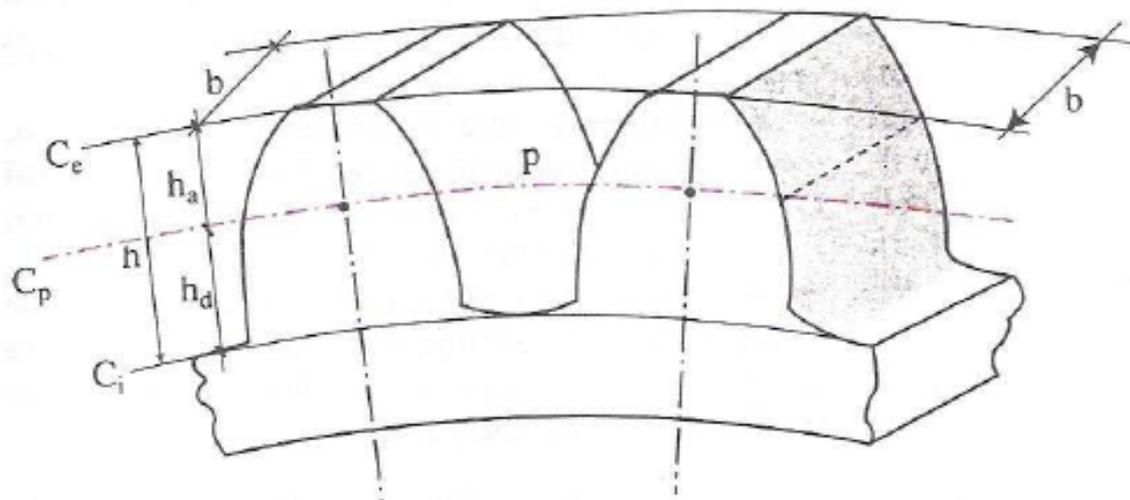
dedendum (h_d), la distanza tra circonferenza primitiva e circonferenza di troncatura interna;

il gioco di testa, $d = h_g - h_a ;$

lo spessore s ed il vano v, rispettivamente le lunghezze, sulla primitiva, della parte piena del dente e della parte vuota tra un dente e l'altro (la loro somma è uguale al passo $p = s + v ;$

la larghezza del dente (b), in senso parallelo all'asse;

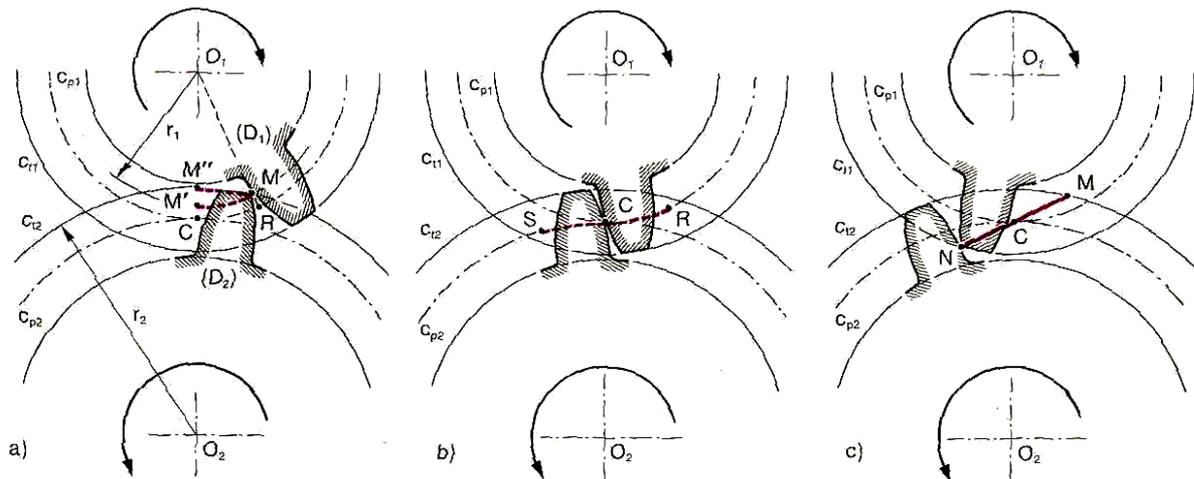
il fianco del dente, corrispondente alla superficie ombreggiata



Linea di ingranamento

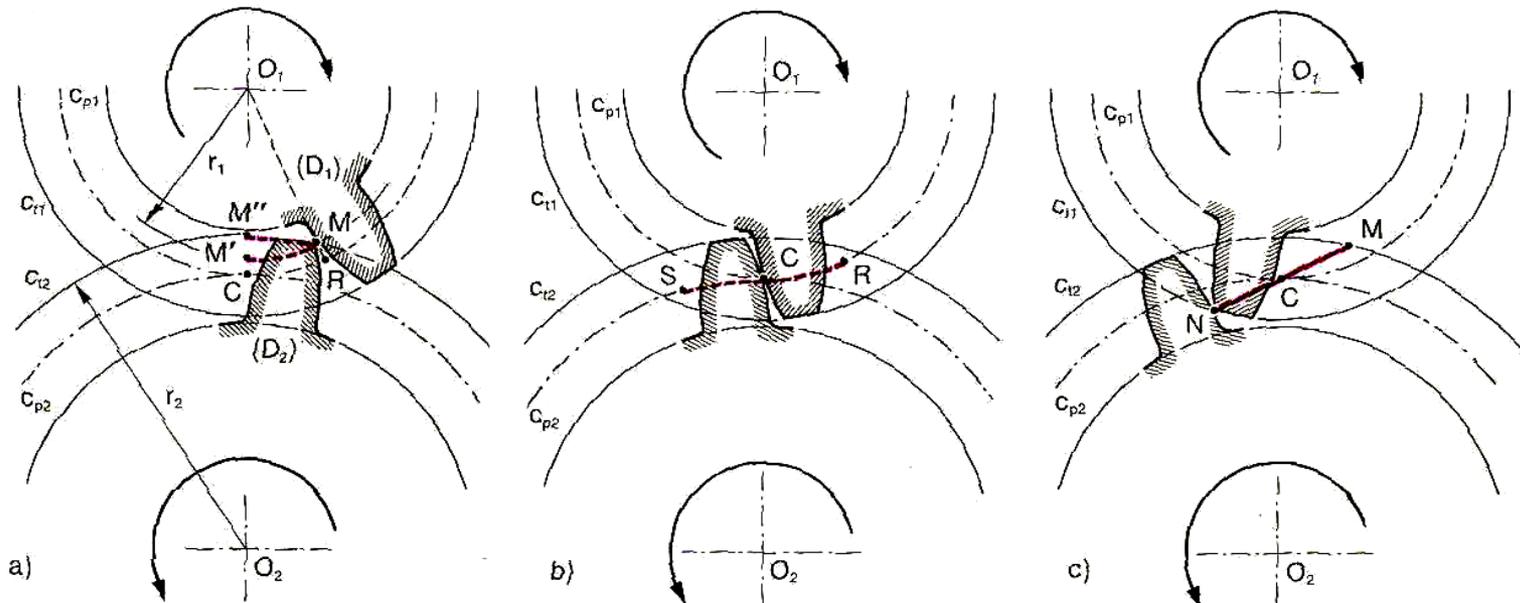
In figura viene rappresentato, in tre fasi successive, il periodo in cui due denti D_1 e D_2 delle due ruote di un ingranaggio si fanno contatto durante l'ingranamento. In fig.a) si vedono i due denti nel momento in cui iniziano il contatto nel punto M , che non appartiene a nessuna delle due primitive, mentre il punto R , prolungamento del raggio O_1M fino alla circonferenza primitiva c_{p1} , è proprio il punto sulla primitiva in cui inizia il contatto.

Quando la primitiva c_{p1} avrà ruotato da R a C , il punto di contatto si troverà a coincidere con il punto di tangenza tra le due primitive fig.b). Si nota che, nel frattempo, fig.a) il punto M immaginato appartenente alla prima ruota si troverà in M' mentre se lo immaginiamo appartenente alla seconda ruota si troverà in M'' . Ciò vuol dire che il punto di contatto sul profilo del dente D_1 avrà percorso lo spazio da M' a C mentre sul profilo del dente D_2 avrà percorso, nello stesso tempo, lo spazio maggiore da M'' a C ; ossia c'è stato strisciamento tra le superfici dei due denti con conseguenti problemi di usura.



I due denti si faranno l'ultimo contatto nel punto N fig.c mentre sulla circonferenza primitiva c_{p2} , della seconda ruota, il corrispondente punto sarà S. Pertanto, durante tutto il periodo dell'ingranamento, i punti di contatto si saranno spostati da M ad N sulla linea **MCN** fig.c detta **linea di ingranamento**, mentre le circonferenze primitive avranno percorso complessivamente fig.b l'arco **RCS** detto **arco d'azione** e, in particolare, l'arco da R a C è detto **arco di accesso** mentre l'arco da C a S è detto **arco di recesso**.

Vale la pena sottolineare che, in una coppia di ruote dentate, l'arco d'azione deve essere maggiore del passo altrimenti il contatto tra due denti cesserebbe prima dell'inizio del nuovo contatto tra i due denti successivi.



Sistemi di trasmissione con cinghie

RUOTE E FLESSIBILI

L'accoppiamento fra i membri può essere di forza o di forma.

- a) hanno accoppiamento di forza con le pulegge le cinghie piane, quelle a sezione trapezoidale ed i tipi di cinghie derivati.
 - vantaggi: funzionamento dolce, regolare e silenzioso, capacità di assorbire i sovraccarichi improvvisi, velocità ammissibili elevate, assenza di lubrificazione
 - svantaggi: impossibilità di mantenere un rapporto di trasmissione rigorosamente costante fra motore ed utenza e la non idoneità a funzionare a basse velocità (1-2 m/s), salvo i casi di piccole potenze (1-2 kW)
- b) hanno accoppiamento di forma con le rispettive ruote dentate le catene e le cinghie dentate.

Per le catene:

- vantaggi: trasmissione di forze elevate (a basse velocità)
- svantaggi: non idoneità a funzionare ad elevate velocità in quanto diventano rumorose, l'usura aumenta rapidamente e vi è pericolo di grippaggio; necessità di lubrificazione

Le cinghie dentate uniscono molti pregi delle due soluzioni:

- consentono fasature precise fra motore ed utenza
- non necessitano di lubrificazione
- i fenomeni d'urto sono assai attenuati, sicché è possibile realizzare trasmissioni veloci e silenziose

CINGHIE

CINGHIE PIANE

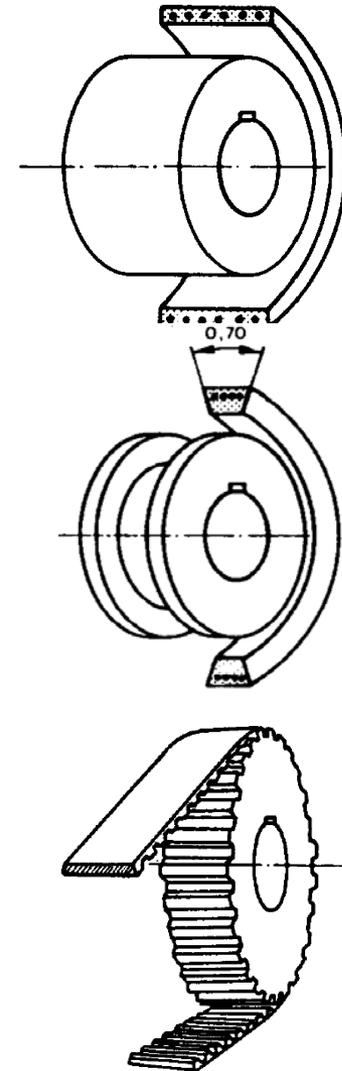
- basso costo, attitudine a trasmettere potenza a grande distanza anche lungo percorsi tortuosi, capacità di operare in ambienti sfavorevoli, elevata flessibilità, efficienza ad elevate velocità e possibilità di assorbire variazioni anche violente di coppia
- pericolo di slittamento, rumorosità, modesto rendimento alle basse velocità e carico elevato sui cuscinetti

CINGHIE TRAPEZOIDALI

- silenziosità, elevati rapporti di trasmissione, costo medio di acquisto e ridotto di manutenzione, attitudine ad assorbire variazioni anche violente di coppia, semplicità di montaggio, buona durata
- impossibile la fasatura fra il membro motore ed il membro condotto

CINGHIE DENTATE

- eliminati gli slittamenti (accoppiamento *di forma* anziché *di forza*), silenziosità, ottimo rendimento, cinghie sottili e flessibili, pulegge di diametro molto piccolo e rapporti di trasmissione elevati, minimo ingombro



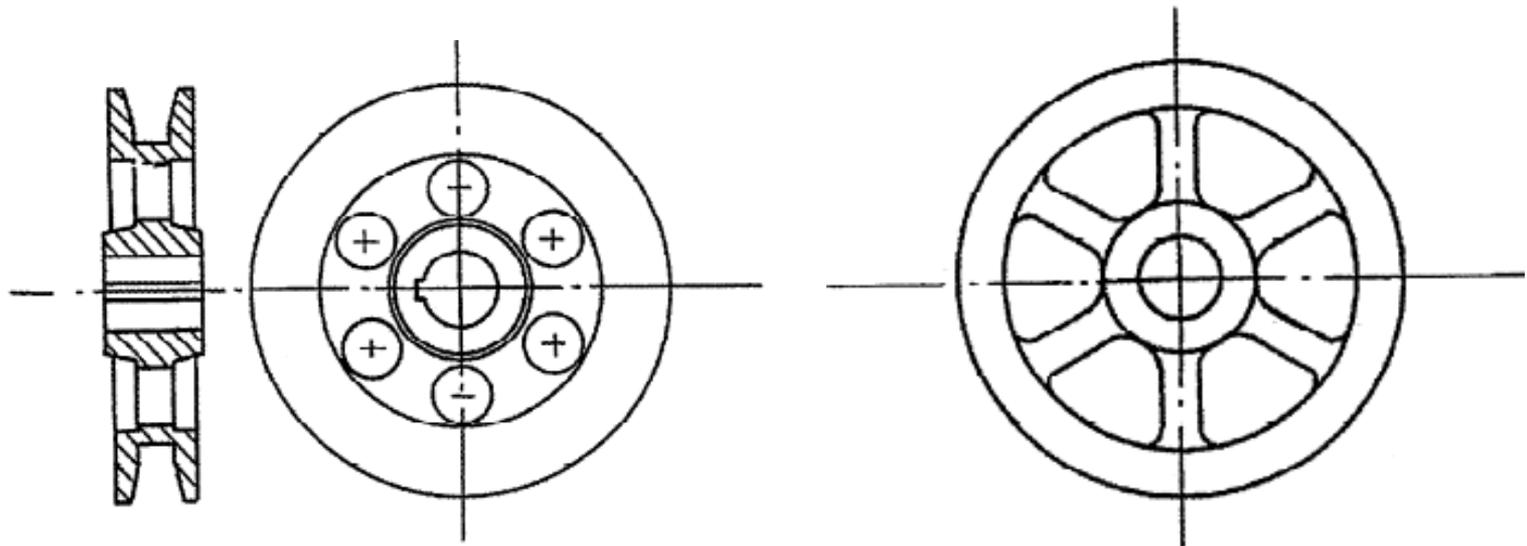
Pulegge

Le pulegge trasmettono agli alberi le forze scambiate con le cinghie.

La loro costruzione è diversa secondo il diametro e la velocità di rotazione.

Le pulegge sono costituite, essenzialmente, da una corona esterna su cui si avvolge la cinghia, una corona interna collegata all'albero e organi intermedi di collegamento.

Nelle pulegge di piccole dimensioni tale organo è un disco che può essere alleggerito da fori.



Forzamento tra cinghie e pulegge

Per il corretto funzionamento di una trasmissione occorre garantire un forzamento tra cinghie e pulegge che dia luogo a sforzi normali di pressione e quindi a forze tangenziali di attrito.

I modi di precaricare le cinghie sono:

1. Galoppino
2. Tenditore
3. Forzamento iniziale

Il forzamento iniziale è utilizzato di preferenza in cinghie trapezoidali. Il metodo dei tenditori è invece usato di preferenza in apparecchi di sollevamento e di risalita (ascensori, montacarichi, seggiovie, ecc)

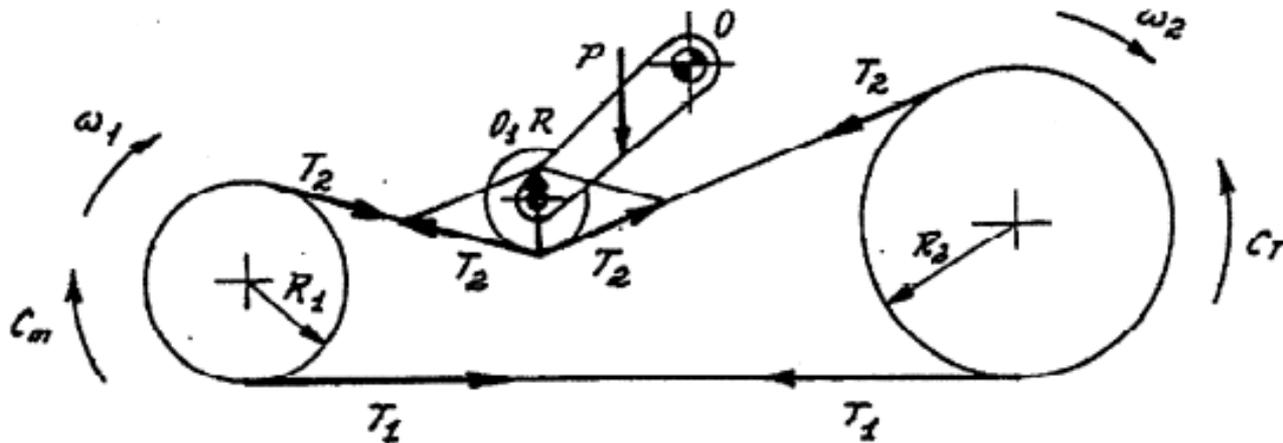
Il galoppino

Il galoppino è una puleggia folle su cui viene fatta passare la cinghia. Il galoppino soggetto da un lato alle azioni scambiate con la cinghia e dall'altro all'azione prodotta da una molla o da un peso.

Normalmente il galoppino viene posto sul ramo della cinghia in cui si esercita la tensione minore per operare con un peso ed una molla ridotta.

Il galoppino garantisce un minima di tensione a pulegge ferme.

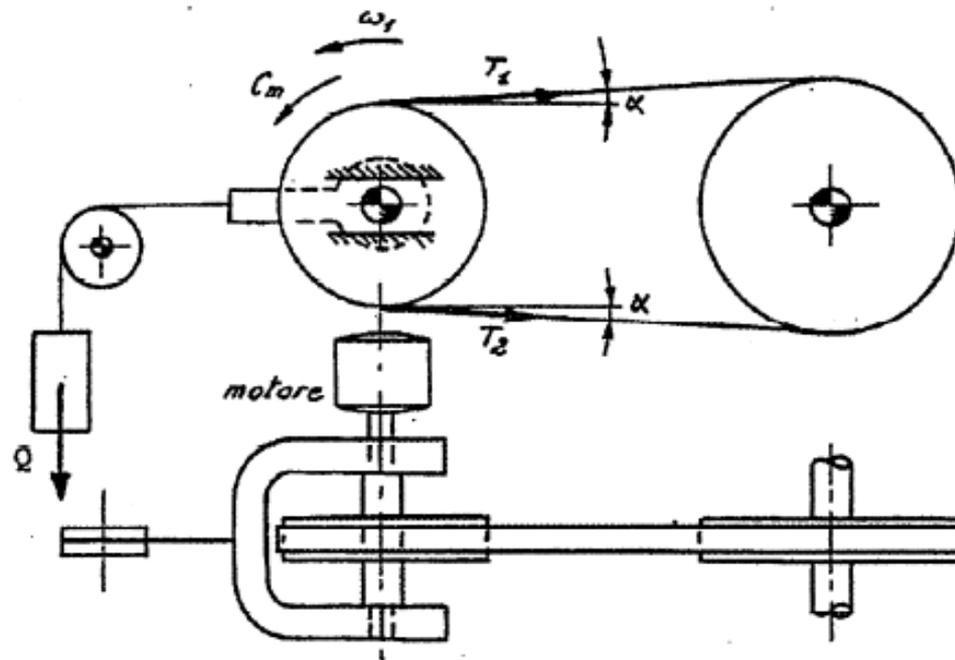
Quando le pulegge ruotano il ramo soggetto alle tensioni più elevate si tende progressivamente provocando una differenza di tensione a cavallo delle pulegge.



Tenditore

Nei dispositivi che usano un tenditore, l'asse di una delle due pulegge é scorrevole in un accoppiamento scanalato e può essere allontanato dall'asse della seconda puleggia.

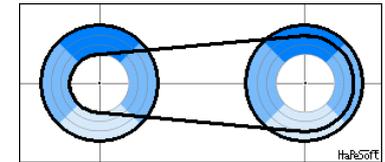
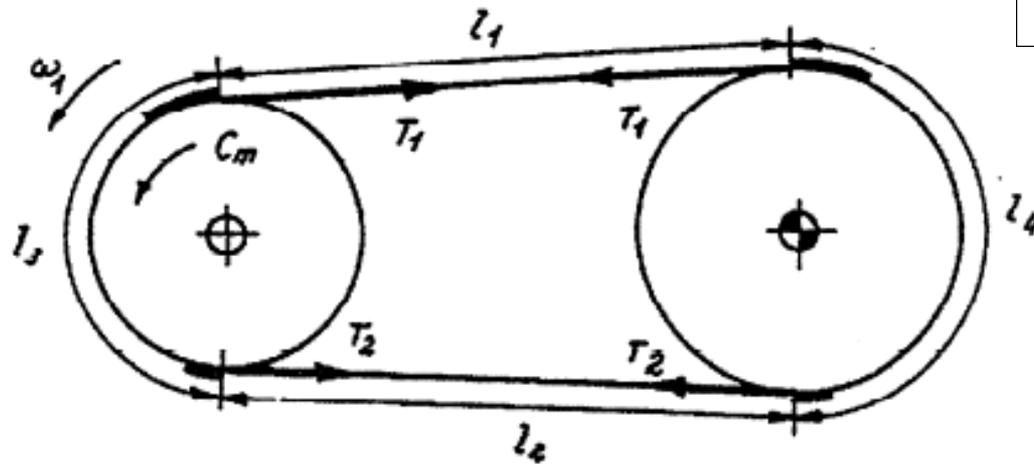
L'allontanamento é provocato da un contrappeso che genera un forzamento ed una tensione iniziale nella cinghia.



Forzamento iniziale

Per produrre il forzamento iniziale, si sposta l'asse di una delle due pulegge avvicinandole all'altro.

Si introduce quindi la cinghia nelle gole delle pulegge e si riallontana l'asse della puleggia mobile bloccandola in una nuova posizione in cui la cinghia risulta forzatamente allungata e soggetta quindi ad una *tensione di forzamento* T_0 .



Trasmissione con cinghie dentate

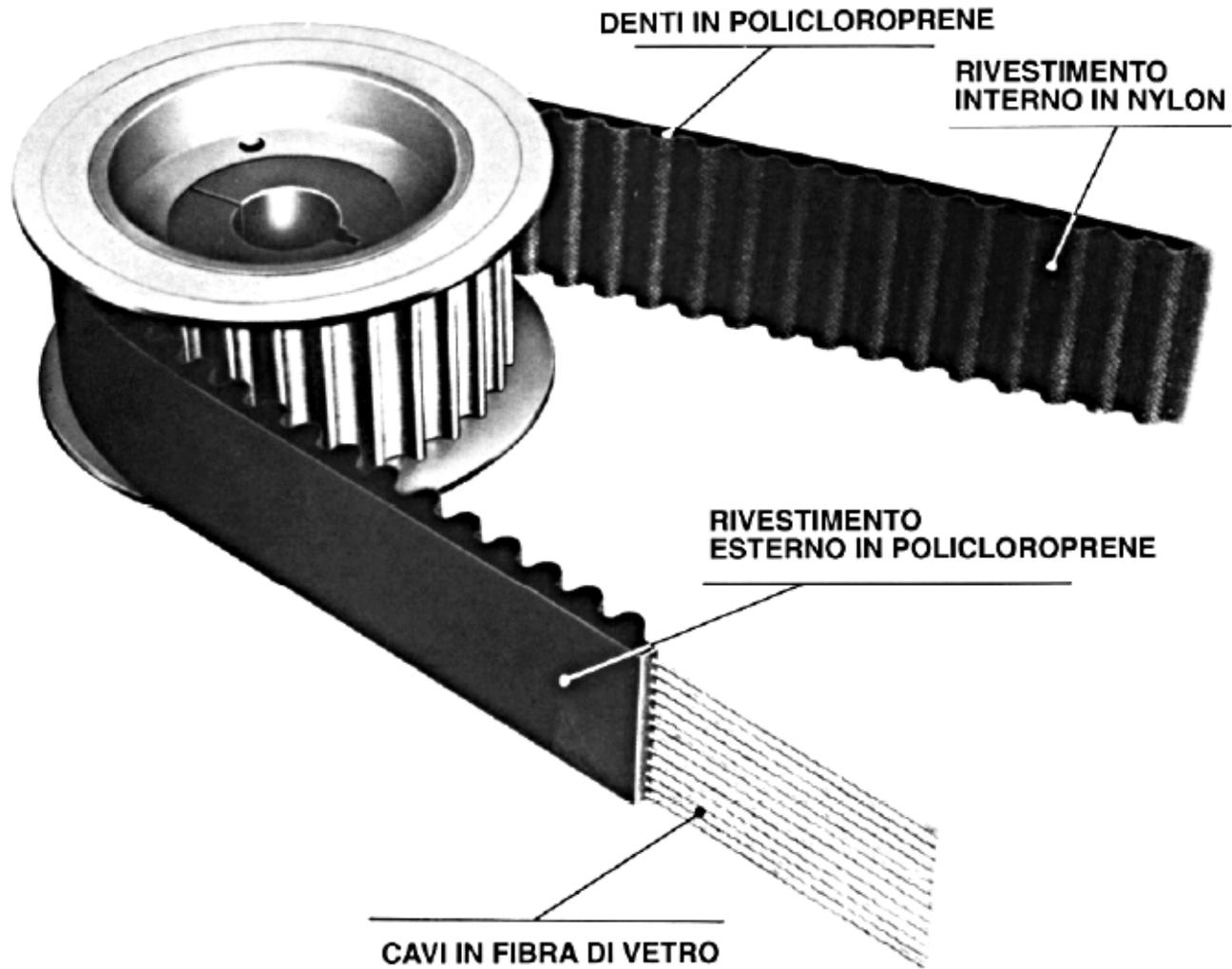
Trasmissione con cinghie dentate

Caratteristiche

Le caratteristiche principali delle trasmissioni con cinghia dentate sono:

- Sincronismo assoluto
 - La presenza della dentatura garantisce l'assoluto sincronismo dei movimenti tra l'albero motore e l'albero condotto. Nessun slittamento, anche minimo, è consentito tra le pulegge e le cinghie. Sotto questo aspetto le trasmissioni sono simili a quelle che si realizzano mediante catene o ingranaggi.
- Silenziosità
 - Nessun rumore si manifesta durante movimento nel contatto tra le pulegge e le cinghie. Inconvenienti sotto questo aspetto, si possono manifestare soltanto alle velocità più elevate e su cinghie di notevole larghezza. Il fenomeno è conseguente alla compressione ed espansione delle sacche d'aria che si intrappolano tra la dentatura delle cinghie e delle pulegge.
- Ridotta manutenzione
 - Le trasmissioni dentate non richiedono nel tempo alcuna lubrificazione e neppure alcuna regolazione della tensione di montaggio
- Ampia gamma di velocità (fino a 60 m/s)
- Potenze elevate
- Riduzione dei carichi sui cuscinetti
- Riduzione dell'inerzia
- Alto rendimento

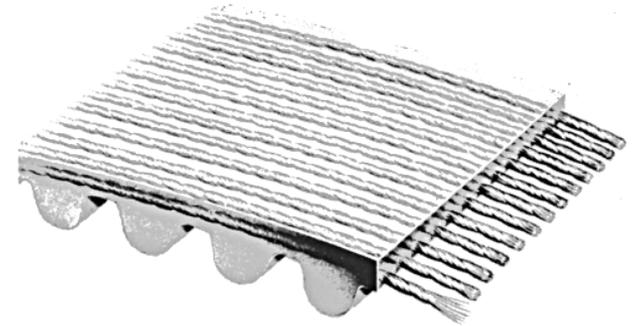
Struttura della cinghia



Elementi delle cinghie

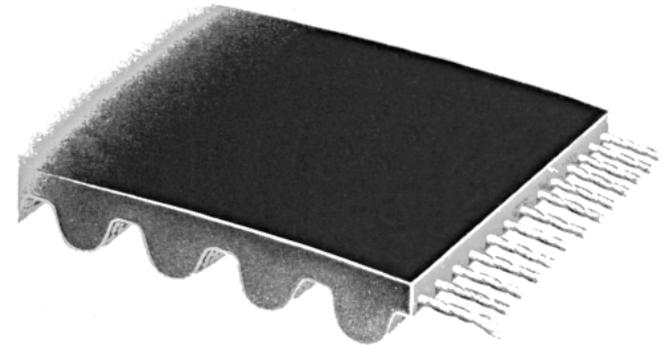
ANIMA RESISTENTE

Il cavetto, costituito da fibre di vetro perfettamente avvolte a spirale, costituisce il vero cuore della cinghia. Questo elemento è il segreto dell'enorme resistenza della cinghia, della sua perfetta flessibilità e del suo minimo allungamento.



RIVESTIMENTO IN POLICLOROPRENE

L'elemento di trazione è avvolto da un solido morbido e sottile rivestimento di policloroprene resistente all'usura. Questo rivestimento protegge le corde dall'olio, dall'umidità e da ogni altro agente abrasivo. Resiste all'usura dovuta al contatto con un galoppino tenditore.



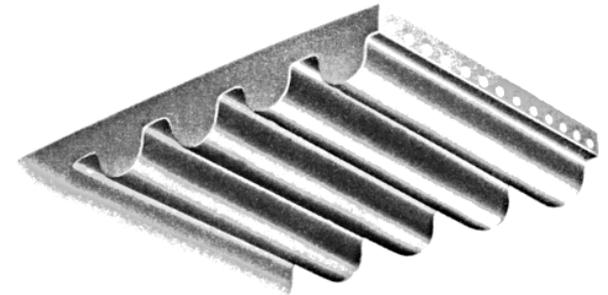
Elementi delle cinghie

DENTI IN POLICLOROPRENE

I denti sono costituiti di una miscela di policloroprene resistente al taglio e moderatamente dura.

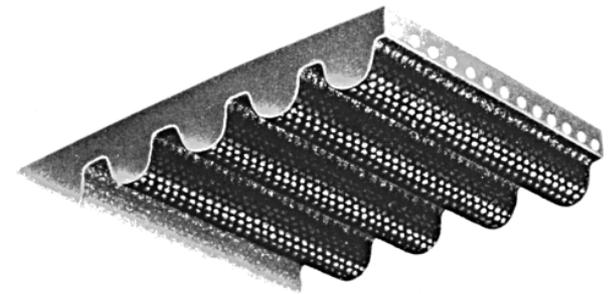
Sono costruiti di stampaggio insieme al rivestimento in policloroprene.

Sono realizzati con grande precisione di forma ed accuratamente spazati per garantire un perfetto ingranamento con la puleggia dentata.

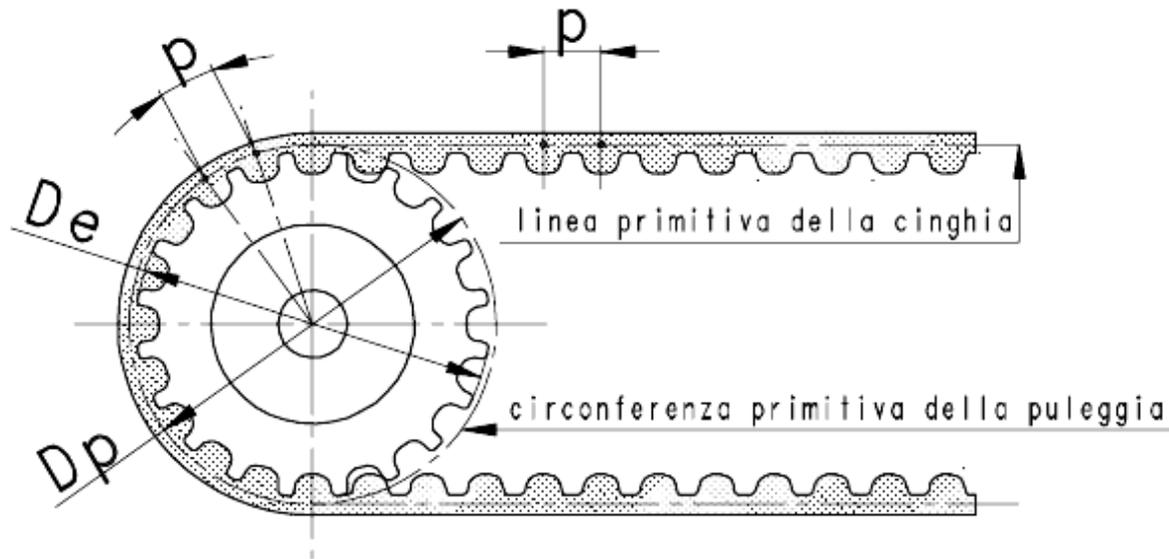


RIVESTIMENTO INTERNO IN NYLON

Un tessuto tenace e particolarmente resistente ricopre la superficie soggetta ad usura. È fatto con un impermeabile e tenace tessuto di nylon a basso coefficiente d'attrito e protegge le superfici dei denti praticamente nella stessa maniera con cui un indurimento superficiale protegge un'area di contatto in acciaio. Questo tessuto, dopo lungo tempo, diventa solamente un po' lucido e normalmente, dura più a lungo degli altri elementi che compongono la cinghia stessa.



Caratteristiche dimensionali



p = Passo
 D_p = Diametro primitivo
 D_e = Diametro esterno
 z = numero dei denti

$$p \times z = \pi \times D_p \quad \text{da cui} \quad D_p = p \times z / \pi$$

Trasmissione con catene e funi

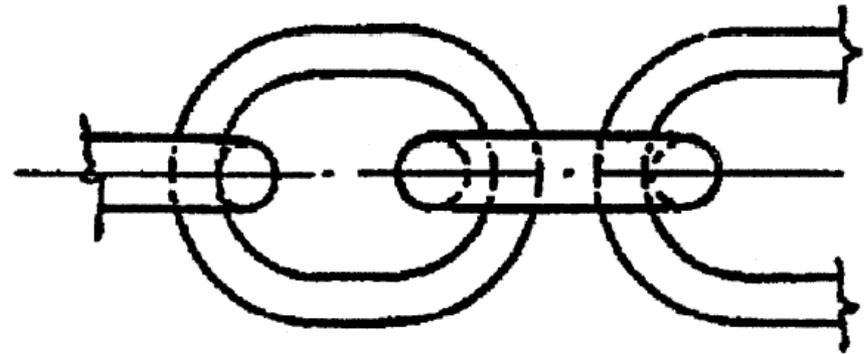
Caratteristiche delle catene

Le catene sono organi flessibili costituiti da una serie di elementi meccanici rigidi connessi gli uni agli altri da collegamenti snodati.

Le *catene ordinarie* sono formate da una serie di anelli chiusi, inseriti gli uni negli altri, dette di "*trazione*" perché utilizzate soprattutto per applicazioni statiche.

Tali catene sono adoperate per la manovra d'ancore di navi ed in altri apparecchi di sollevamento. La catena non richiede espressamente un tamburo per l'immagazzinamento, come capita invece nel caso di una fune che deve essere avvolta in maniera ordinata.

La catena può essere ammucchiata su se stessa con poco ingombro. Quando il moto deve essere trasmesso da una catena ad un albero rotante o viceversa si adoperano ruote sagomate, in cui gli anelli vengono alloggiati.



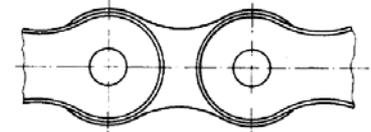
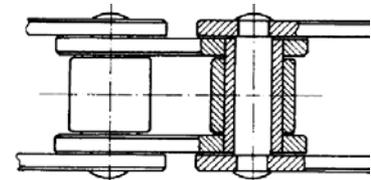
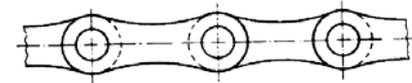
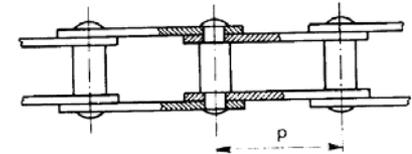
Caratteristiche delle catene

CATENE ARTICOLATE

- Le catene destinate a trasmettere potenza sono articolate, hanno cioè in genere maglie costituite da più pezzi fra loro variamente collegati.

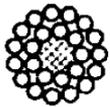
CATENE MECCANICHE

- Sono le più importanti, almeno dal punto di vista degli impieghi industriali, per la trasmissione del movimento. Sono anche dette **catene a rulli** e sono adatte per trasmissioni relativamente veloci.

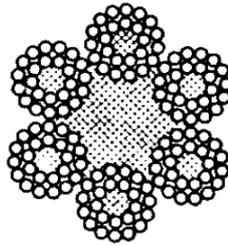


FUNI

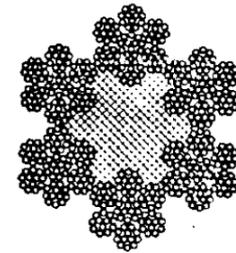
Le trasmissioni a fune possono utilizzare funi vegetali o funi metalliche (le più usate). I loro principali campi di impiego sono gli argani, le gru, le funicolari, le teleferiche, ecc. Le funi presentano flessibilità in tutte le direzioni, anche se questa è bassa, per cui si richiedono pulegge di raggio piuttosto elevato. Le velocità massime ammissibili sono circa 30 m/s.



funi spiroidali,
formate da uno o più strati di fili, di forma e diametro appropriati, sovrapposti ed avvolti elicoidalmente attorno ad un filo o nucleo centrale



funi a trefoli, formate avvolgendo ad elica attorno ad un nucleo centrale (*anima*), uno o più strati di funi spiroidali le quali, in questo caso, sono sempre denominate "trefoli



funi torticce (gherlini)
formate avvolgendo ad elica uno o più strati di funi a trefoli attorno ad un nucleo centrale, che può essere a sua volta costituito da una fune a trefoli o da materiali non metallici

Nastri trasportatori

Nastri Trasportatori

Il nastro solitamente è costituito da tele in poliestere nella trama e nell'ordito con coperture in PVC o poliuretano.

Un nastro trasportatore deve essere:

- inestensibile (minime corse del tenditore)
- dimensionalmente stabile (utilizzabile anche con variazioni di umidità e di temperatura)
- flessibile nel senso longitudinale (sono possibili piccoli diametri dei tamburi e dei rinvii)
- rigido nel senso trasversale (planarità anche con nastri grandi)
- leggero e con minimo spessore (facili montaggi anche per nastri di grandi dimensioni)
- robusto (per ogni applicazione)
- resistente a forti trazioni e strappi (utilizzabile anche come nastro per elevatori)
- adatto per funzionamento in conca (buon adattamento su rulli per conche).

In base alla copertura il nastro diventa:

- resistente all'abrasione
- antitaglio
- permanentemente antistatico
- resistente agli oli, ai grassi ed alle sostanze chimiche
- fisiologicamente neutro
- resistente alla putrefazione e decomposizione
- adesivo o scorrevole
- Liscio o strutturato

Regolazione del nastro

Occorre tenere presente:

- l'ordine di grandezza approssimativa dell'allungamento di montaggio, che si ricava dal suo carico,
- le tolleranze di fornitura del nastro, in riferimento alla lunghezza
- eventuali influenze esterne che possono rendere necessaria una tensione superiore alla norma.

A seconda del carico è sufficiente una tensione di montaggio dallo 0,3% fino all'1%, cosicché si stabilisce in genere una corsa regolabile di circa l'1% della lunghezza del nastro.

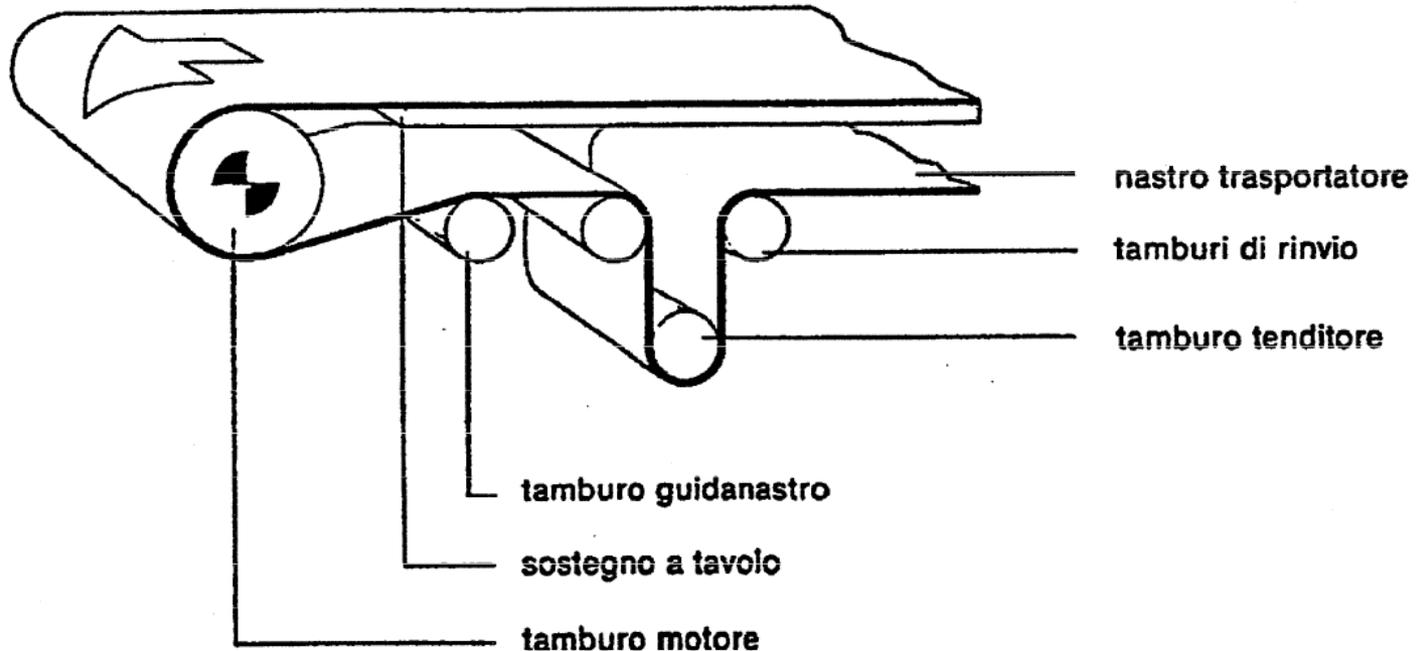
Spesso per la determinazione della tensione di montaggio, oppure della corsa del tenditore, vengono dati valori di attrito fra nastro e tamburo motore.

Poiché tali valori d'attrito possono subire forti oscillazioni, a seconda delle condizioni di funzionamento e delle influenze ambientali, essi non forniscono elementi utilizzabili per i calcoli.

Montaggio del nastro

Visti i problemi riscontrati nel calcolo dei valori di tensione (allungamento) per impianti, nella tecnica dei trasporti leggeri si fa riferimento alla seguente regola:

Montare il nastro e tensionarlo in modo che la sua parte inferiore, fra i due rulli, non resti lenta. Quindi caricare con il materiale da trasportare ed eventualmente ritensionarlo finché il tamburo motore trascini perfettamente il nastro.

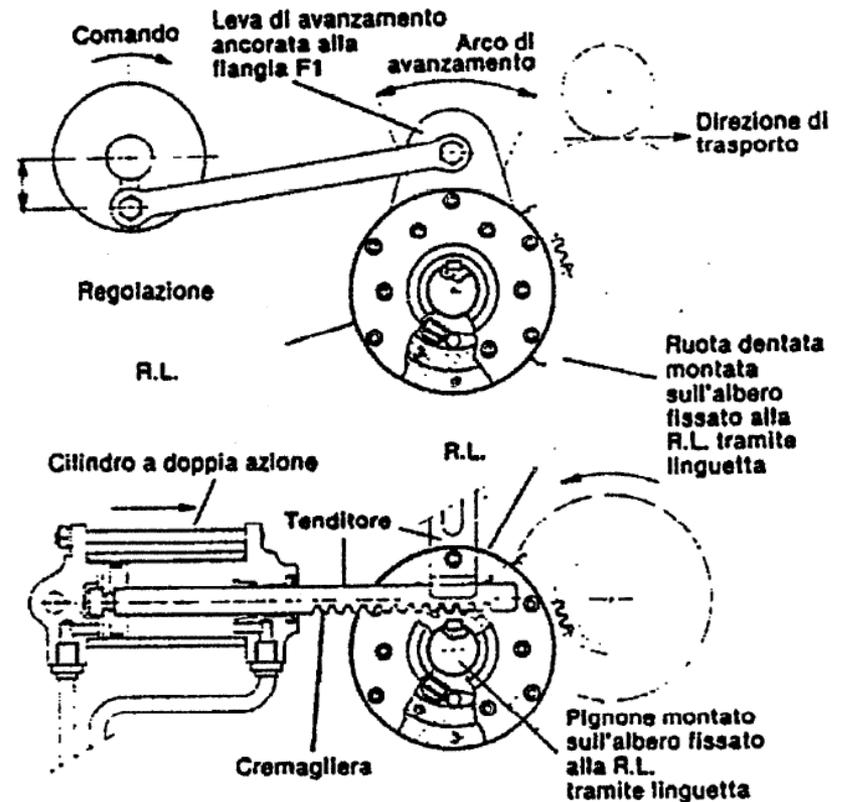


Ruote libere

Avanzamento intermittente

Il movimento di rotazione dell'albero viene convertito in un movimento intermittente per mezzo di un eccentrico connesso ad una delle parti componenti la ruota libera, il cui angolo di lavoro può essere variato semplicemente agendo sull'eccentrico.

Nella figura accanto la ruota libera è comandata da un cilindro pneumatico o idraulico a doppio effetto.



Ruota libera unidirezionale di avviamento

La parte esterna può ruotare più velocemente della parte interna e continuare a ruotare se la parte interna viene fermata.

Nel caso in cui la parte interna venga ruotata in senso opposto, non ci sarà trasmissione di movimento alla parte esterna.

Se ad esempio un motore di grosse dimensioni od una turbina devono essere portati a velocità da un motore di avviamento, l'impiego di una ruota libera tra questi elementi permette al motore di avviamento di essere fermato senza l'ausilio di disaccoppiatori meccanici; allo stesso modo se una ruota libera viene interposta in una trasmissione tra riduttore e macchina operativa o ventilatore, la ruota libera previene qualsiasi danneggiamento al riduttore nel caso di perdita di potenza.

Antiritorno

Lo scopo dell'antiritorno è quello di prevenire rotazioni opposte non desiderate, per esempio blocco in un senso di rotazione, permettendo allo stesso tempo piena libertà di rotazione nel senso opposto.

Il blocco antiritorno si effettua semplicemente ancorando una parte della ruota libera in modo tale che permetta la rotazione dell'albero di comando in un solo senso, bloccando istantaneamente l'albero stesso quando questo dovesse ruotare nella direzione opposta.

Applicazioni tipiche sono da ricercarsi in elevatori o convogliatori o nel caso in cui si vogliano prevenire danni a riduttori o ad impianti vari dove in nessun caso pompe od altri meccanismi devono ruotare in senso opposto

Motoriduttori

Moto riduttori

I tipi di motoriduttori più diffusi sono costituiti da:

- Vite senza fine e ruota elicoidale
- Rotismi ordinari
- Rotismi epicicloidali semplici
- Rotismi epicicloidali multipli

Vite senza fine e ruota elicoidale

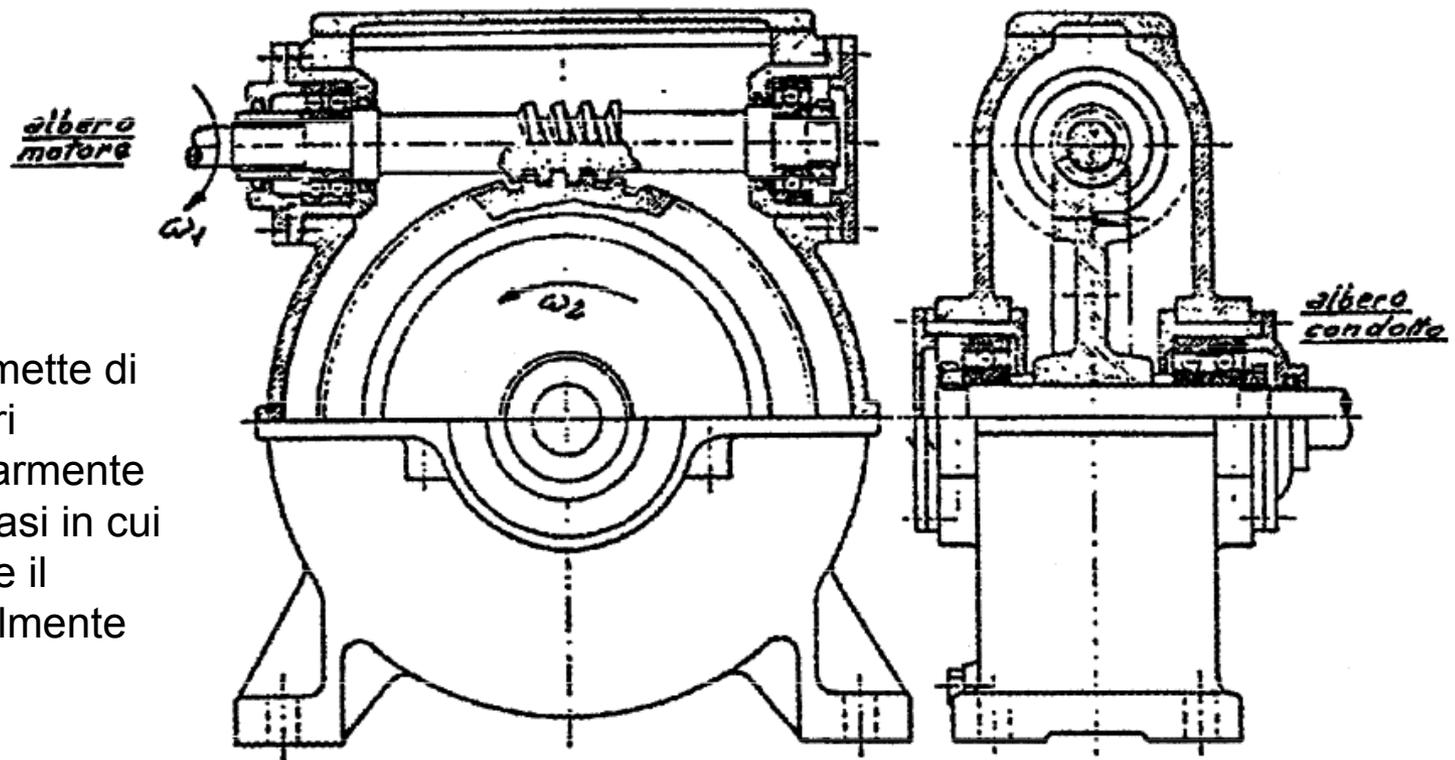
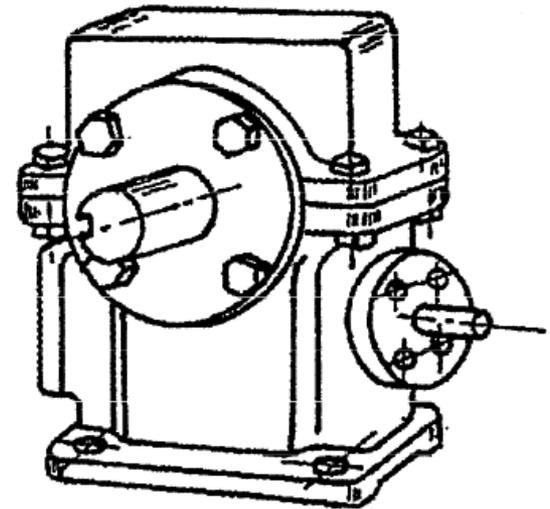
E' una particolare coppia che trova applicazione quando l'angolo formato tra gli assi sghembi proiettati sullo stesso piano è di 90° . La vite senza fine è una vera e propria vite, del tipo già visto, profilo a trapezio, a uno o più principi.

La ruota elicoidale ha invece una opportuna sagoma data dall'involuppo delle posizioni della vite nello spazio.

Il sistema vite senza fine e ruota elicoidale è caratterizzato da un alto rapporto tra velocità angolare della vite (motrice) e quello della ruota elicoidale (condotta), per cui può essere utilizzato già da solo per la realizzazione di un riduttore di velocità.

Montaggio

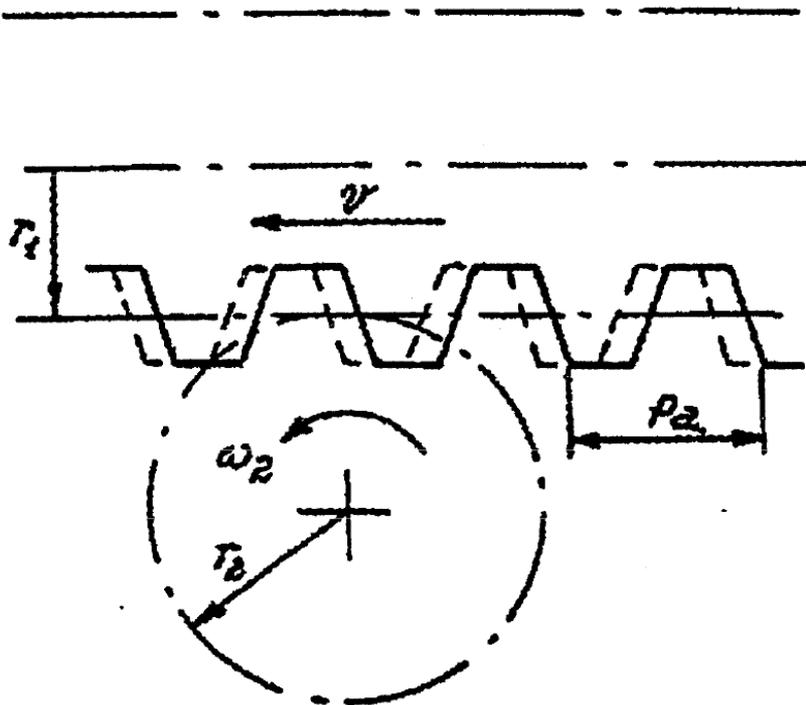
Nella figura è illustrata la disposizione di montaggio di una vite e ruota usati per un riduttore ad assi sghembi ortogonali in cui il motore viene collegato all'albero superiore e la macchina operatrice all'albero inferiore.



Questo tipo di disposizione permette di realizzare riduttori compatti particolarmente vantaggiosi nei casi in cui occorre sistemare il motore trasversalmente rispetto all'albero dell'utilizzatore

Rapporto di trasmissione

Effettuando una sezione che contiene l'asse della vite, normale pertanto all'asse della ruota, si vede che il profilo della vite è di forma trapezia (analogo quindi al profilo di una dentiera). A causa del moto della vite, tale profilo appare traslare, ad esempio, nel senso indicato in figura:



Nel piano della figura il moto può pertanto essere assimilato a quello di una dentiera (vite) e di un ingranaggio (ruota elicoidale) con profilo ad evolvente di cerchio. Il rapporto di trasmissione tra la vite senza fine e la ruota è uguale al rapporto tra il numero di denti della ruota e il numero di principi della vite:

$$n = \frac{z_2}{z_1}$$

Rotismi

Si definisce rotismo un sistema di più ingranaggi collegati insieme.

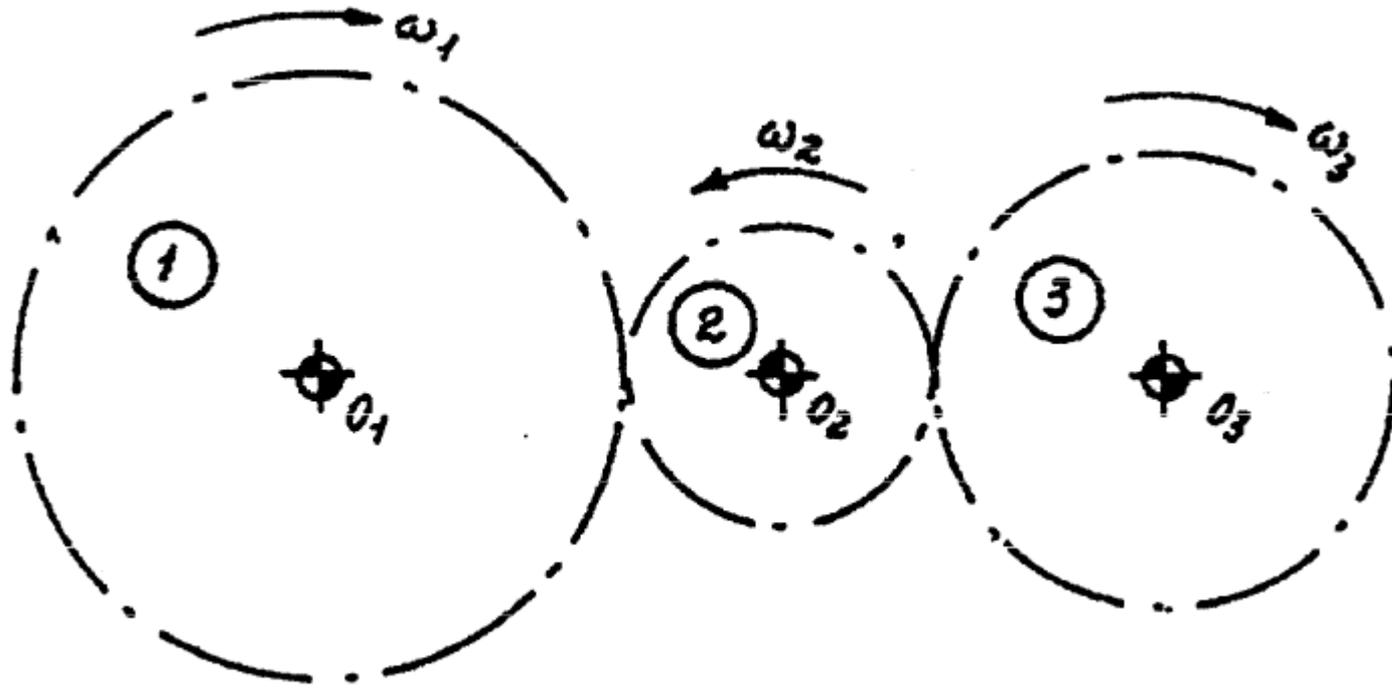
Esistono due tipi di rotismi, in funzione di come sono collegati gli assi degli alberi che portano gli ingranaggi

- rotismi ordinari quando tutti gli assi delle ruote dentate sono fissi,
- rotismi epicycloidali quando almeno uno degli assi delle ruote dentate è mobile e varia di posizione con il tempo.

I rotismi sono applicati in moltissimi campi, per realizzare dei riduttori di velocità tra motori e macchine operatrici, per realizzare dei cambi di velocità, per trasmettere il moto tra differenti elementi di un sistema meccanico.

Rotismi ordinari

Sono costituiti da gruppi di ruote dentate, poste in serie ed aventi assi fissi, come indicato ad esempio nel rotismo seguente



Rapporto di trasmissione

Il rapporto di trasmissione del rotismo i , è il rapporto tra la velocità angolare dell'ingranaggio motore e la velocità angolare dell'ultimo ingranaggio.

Tale rapporto di trasmissione si ottiene come prodotto dei rapporti di trasmissione delle singole coppie di ingranaggi. Quello del rotismo rappresentato in figura precedente. Sarà infatti:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \times \frac{\omega_2}{\omega_3} = u_{12} \times u_{23}$$

Dalla definizione stessa del rapporto di trasmissione si può constatare che la ruota 2, intermedia, non ha influenza sul valore di i ; la sua funzione è perciò quella di invertire il verso di rotazione tra albero entrante ed albero uscente del rotismo.

Per tenere conto anche del senso di rotazione degli ingranaggi bisogna considerare i rapporti di trasmissione forniti anche di un proprio segno, che sarà positivo se le velocità angolari sono concordi, negativo se sono discordi.

Rapporto di trasmissione

Si avrà quindi nell'ingranamento di ruote *esterne* un rapporto di trasmissione *negativo*, nell'ingranamento di ruote *interne* un rapporto di trasmissione *positivo*.

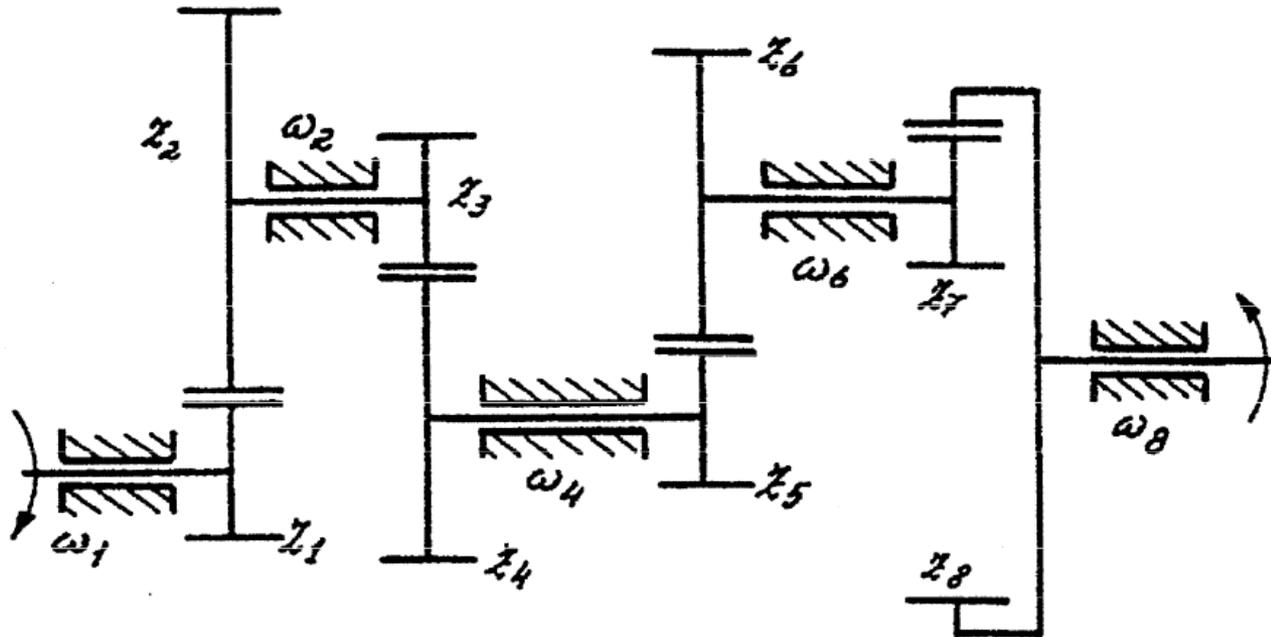
Tenendo conto di questi segni il rapporto di trasmissione della figura precedente è:

$$i = u_{12} \times u_{23} = -\frac{z_2}{z_1} \times -\frac{z_3}{z_2} = +\frac{z_3}{z_1}$$

dove si conferma che la ruota intermedia non influisce sul modulo del rapporto di trasmissione, bensì sul suo segno.

Per realizzare comunque dei riduttori di velocità occorre realizzare schemi di rotismi utilizzando più coppie di ingranaggi collegati insieme.

Schema di un riduttore



Il rapporto di trasmissione complessivo tra le ruote 1 e 8 vale:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_8} = \frac{\omega_1 \bullet \omega_2 \bullet \omega_4 \bullet \omega_6}{\omega_2 \bullet \omega_4 \bullet \omega_6 \bullet \omega_8} = u_{12} \times u_{34} \times u_{56} \times u_{78} =$$

$$= \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \times \left(-\frac{z_4}{z_3} \right) \times \left(-\frac{z_6}{z_5} \right) \times \left(+\frac{z_8}{z_7} \right) = -\frac{z_2 \bullet z_4 \bullet z_6 \bullet z_8}{z_1 \bullet z_3 \bullet z_5 \bullet z_7}$$

Il rapporto di trasmissione che si può ottenere da una singola coppia di ruote dentate al massimo può essere di 5 o 6; ciò per non utilizzare ruote che siano eccessivamente più grosse di altre.

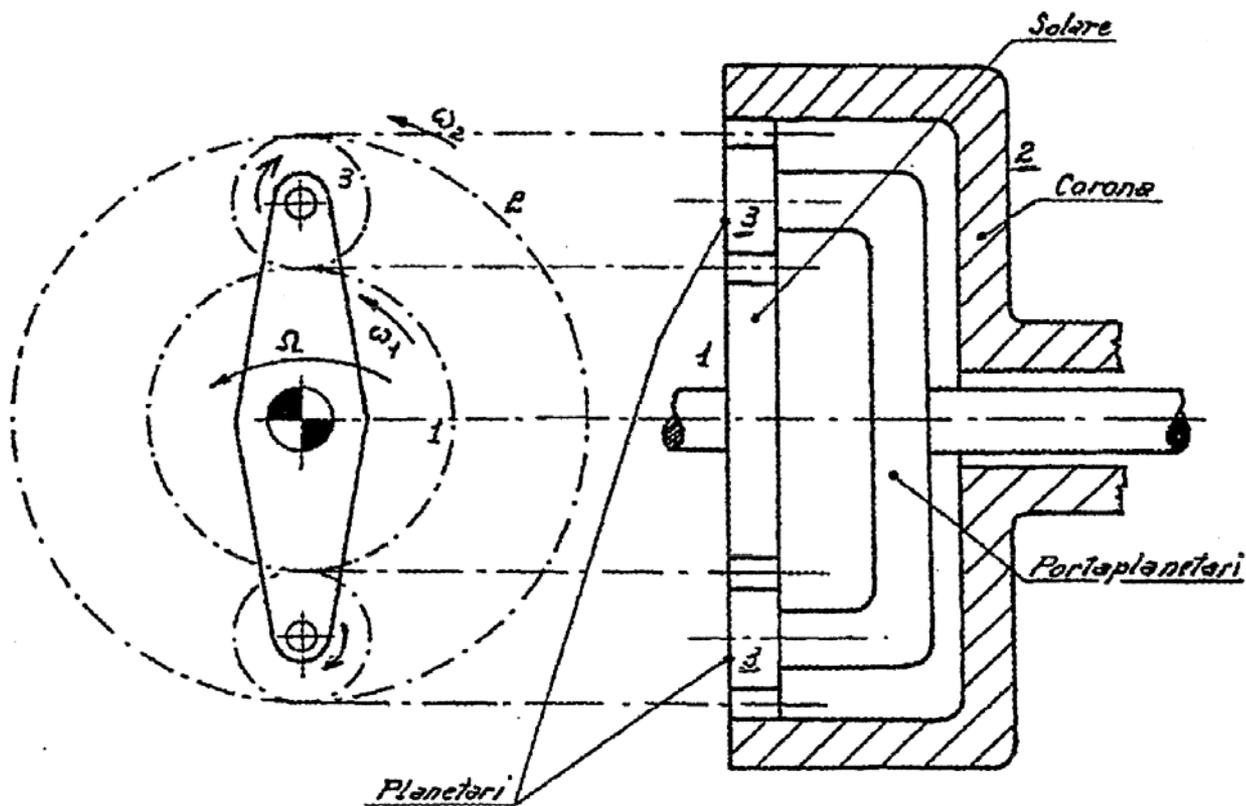
Con un riduttore del tipo indicato nella figura si può ottenere quindi una riduzione di velocità complessiva, tra ingresso ed uscita, di oltre 1000.

Per quanto riguarda il segno delle velocità, nel rotismo in figura, vi sono tre coppie esterne ed una coppia interna, e pertanto il rapporto di trasmissione è negativo: la rotazione dell'albero 6 avviene quindi in senso opposto a quella dell'albero 1.

Rotismi epicicloidali

Sono caratterizzati dal fatto che alcuni degli ingranaggi che li costituiscono hanno assi mobili.

Esempio di rotismo epicicloidale



Rotismi epicicloidali - 1

La ruota 1, solare, ha un asse fisso ed è solidale con uno degli alberi, con questa e con la ruota 2 interna, corona, anch'essa ad asse fisso, ingranano una o più ruote ad asse mobile, planetari.

Questi planetari, oltre a ruotare intorno al proprio asse, sono trascinati in un moto rivoluzionario intorno al solare dal moto di rotazione del porta planetari, collegato ad essi, in corrispondenza dei loro assi.

L'asse di rotazione del portaplanetari, collegato ad essi in corrispondenza dei loro assi, coincide con quello del solare e della corona.

Nel rotismo vi sono dunque tre velocità angolari, corrispondenti a tre alberi: la velocità ω_1 del solare, la velocità ω_2 della corona e la velocità Ω del portaplanetario.

Rotismi epicicloidali - 2

Tra di esse esiste una relazione, conseguente alla configurazione stessa del rotismo, per cui due soltanto possono essere assegnate ad arbitrio e la terza risulta determinata di conseguenza.

Per definire questa relazione è opportuno considerare il moto del sistema relativo al portaplanetario, cioè riferire tutti i moti a quello di tale componente meccanico: in questo modo il rotismo diventa ordinario e se ne può calcolare il rapporto di trasmissione secondo il procedimento precedentemente visto.

La relazione che lega le tre velocità è la seguente:

$$\Omega = \frac{z_1 \omega_1 + z_2 \omega_2}{z_1 + z_2}$$

Lo schema di rotismo epicicloidale visto precedentemente può essere utilizzato da solo e collegato ad altri rotismi per ottenere un riduttore di velocità.

Nell'uso di un solo rotismo si può bloccare la corona rendendola solidale con telaio fisso; in tal modo si elimina una velocità di rotazione ($\omega_2=0$) e il meccanismo diventa allora ad un solo grado di libertà

Rotismi epicicloidali - 3

In questo riduttore il motore viene collegato al solare a cui imprime una velocità ed una coppia C_m ; la macchina operatrice viene invece collegata all'albero di uscita del portaplanetario, e riceve una velocità ω_2 , ed una coppia C_r

La velocità di rotazione del portaplanetario è minore di quella del solare, come si vede immediatamente applicando la formula seguente:

$$\Omega = \frac{z_1}{z_1 + z_2} \times \omega_1 = \frac{\omega_1}{i} \qquad i = \frac{z_1 + z_2}{z_1}$$

ove i è il rapporto del riduttore

La coppia di uscita sarà allora maggiore di quella motrice C_m come si ricava immediatamente imponendo l'uguaglianza tra potenza entrante e potenza uscente dal riduttore, supponendo che non vi siano azioni dissipative e che il rendimento sia pari ad 1:

$$C_m \omega_1 = C_r \Omega$$

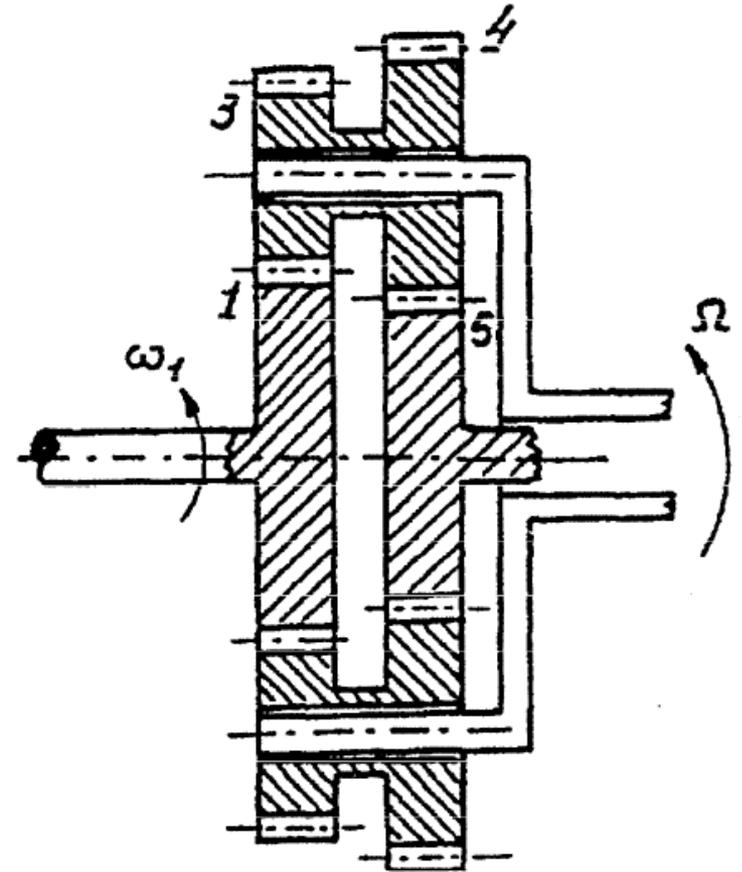
Risulta quindi:

$$C_r = C_m \times \omega_1 / \Omega = C_m \times i$$

Rotismi epicicloidali multipli

I rotismi epicicloidali possono essere utilizzati per realizzare dei riduttori con un alto rapporto di trasmissione e quindi adatti a ridurre enormemente la velocità di un motore. Per tale scopo occorre collegare opportunamente più rotismi epicicloidali del tipo visto in precedenza.

Uno schema molto usato e riportato in figura, in cui vi sono due rotismi con portaplanetari e planetari interconnessi. L'albero motore è collegato al solare, mentre l'albero di uscita è l'albero del portaplanetario. L'ingranaggio 5 (solare del secondo rotismo) è fisso.



Rotismi epicicloidali multipli

Rapporto di trasmissione

Il rapporto di trasmissione è dato da:

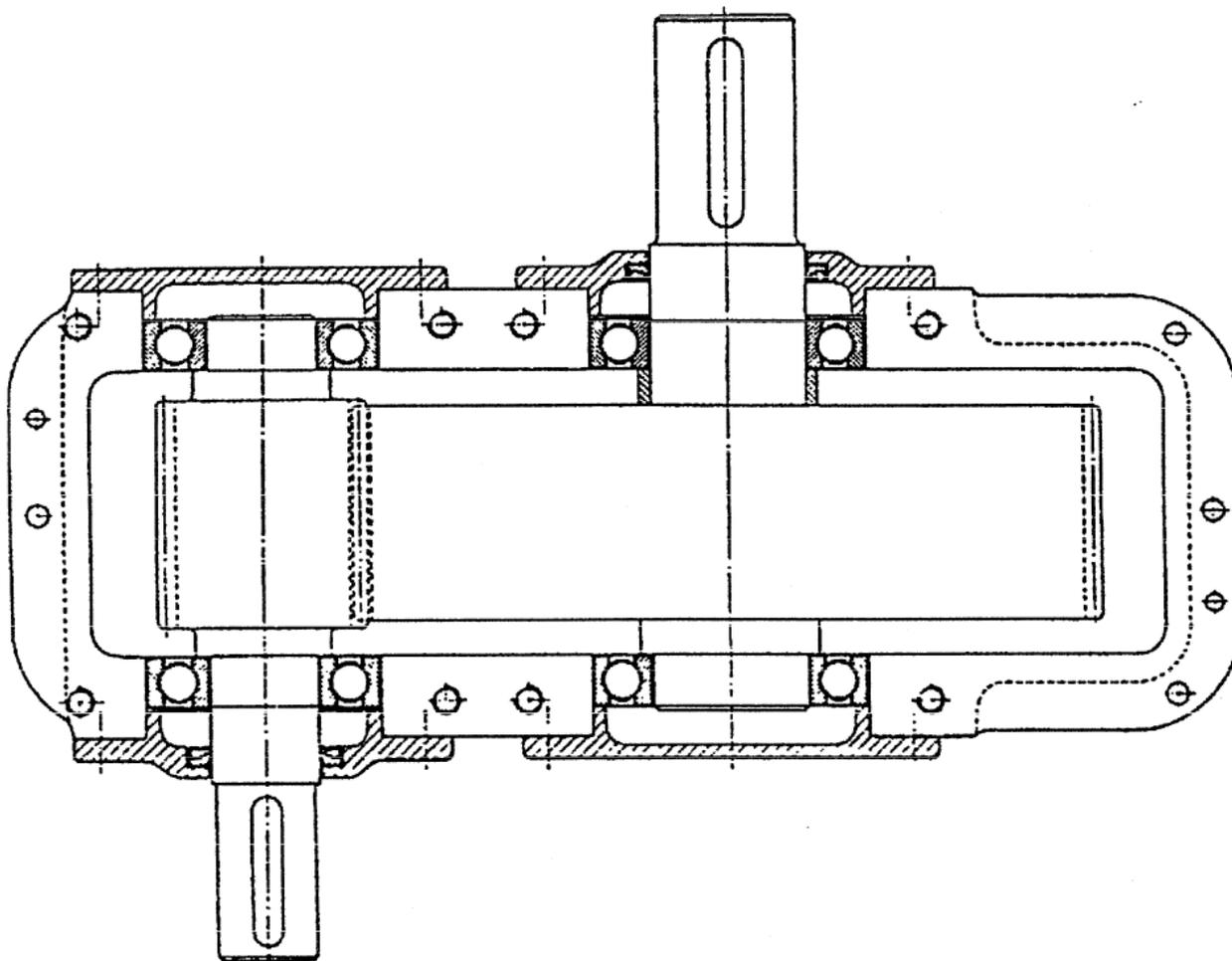
$$\frac{\omega_1}{\Omega} = i = 1 - \frac{z_3 z_5}{z_1 z_4} = 1 - i_0$$

dove

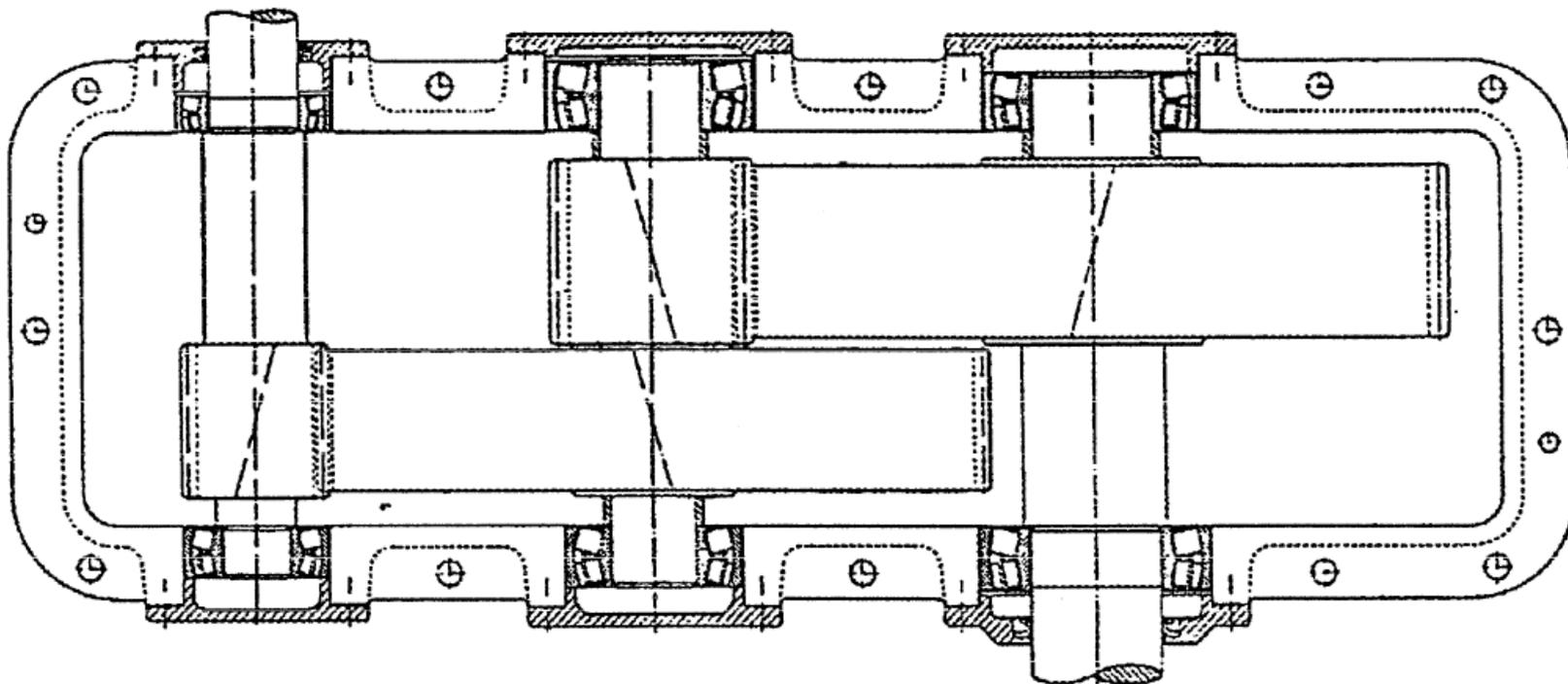
$$i_0 = \frac{z_3}{z_1} \times \frac{z_5}{z_4}$$

se i numeri di denti vengono scelti in modo da avere un rapporto di trasmissione i_0 prossimo a 1, si ottiene un rapporto i prossimo a zero e quindi un'elevata riduzione di velocità.

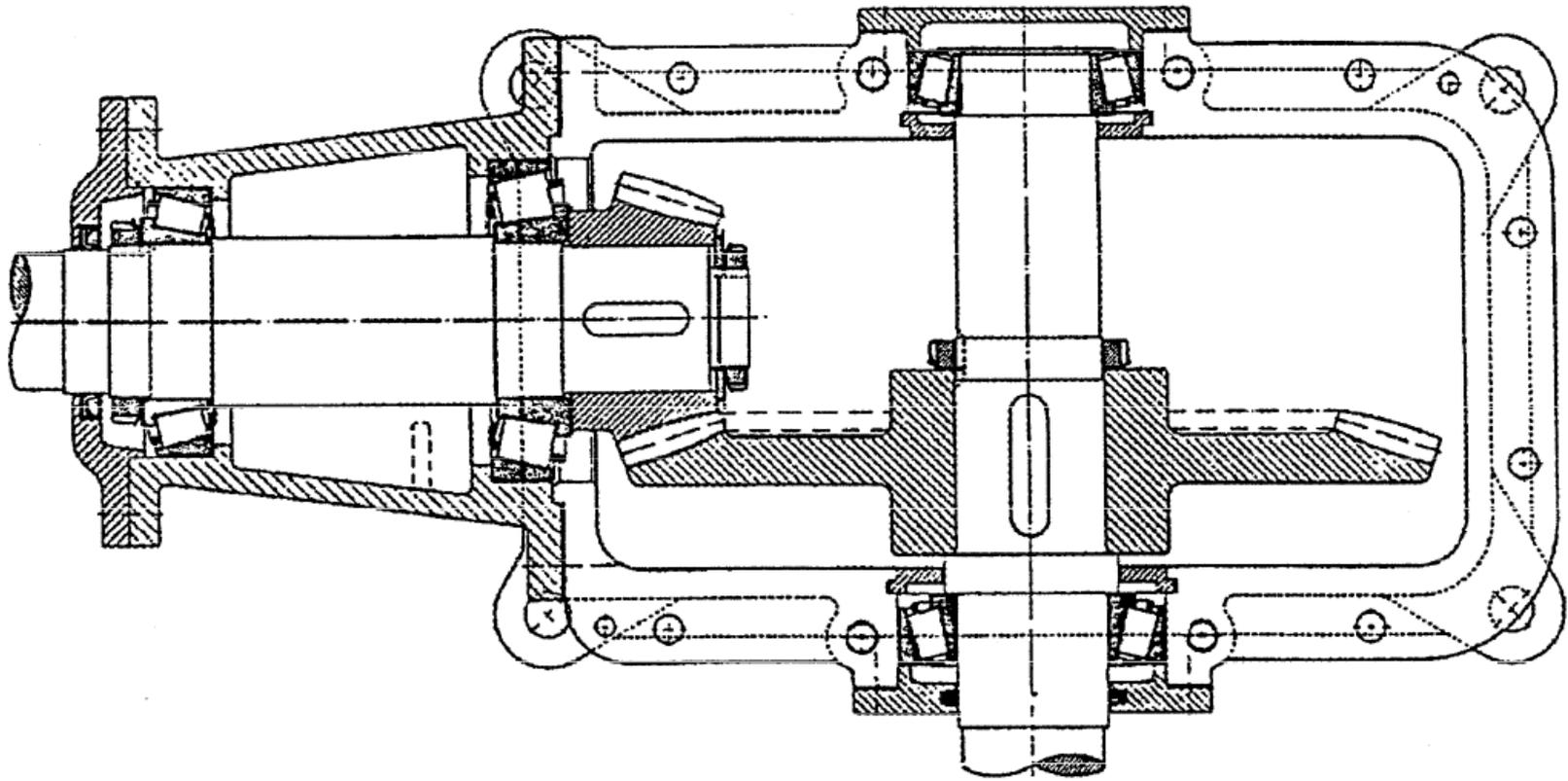
Riduttore a ingranaggi dritti



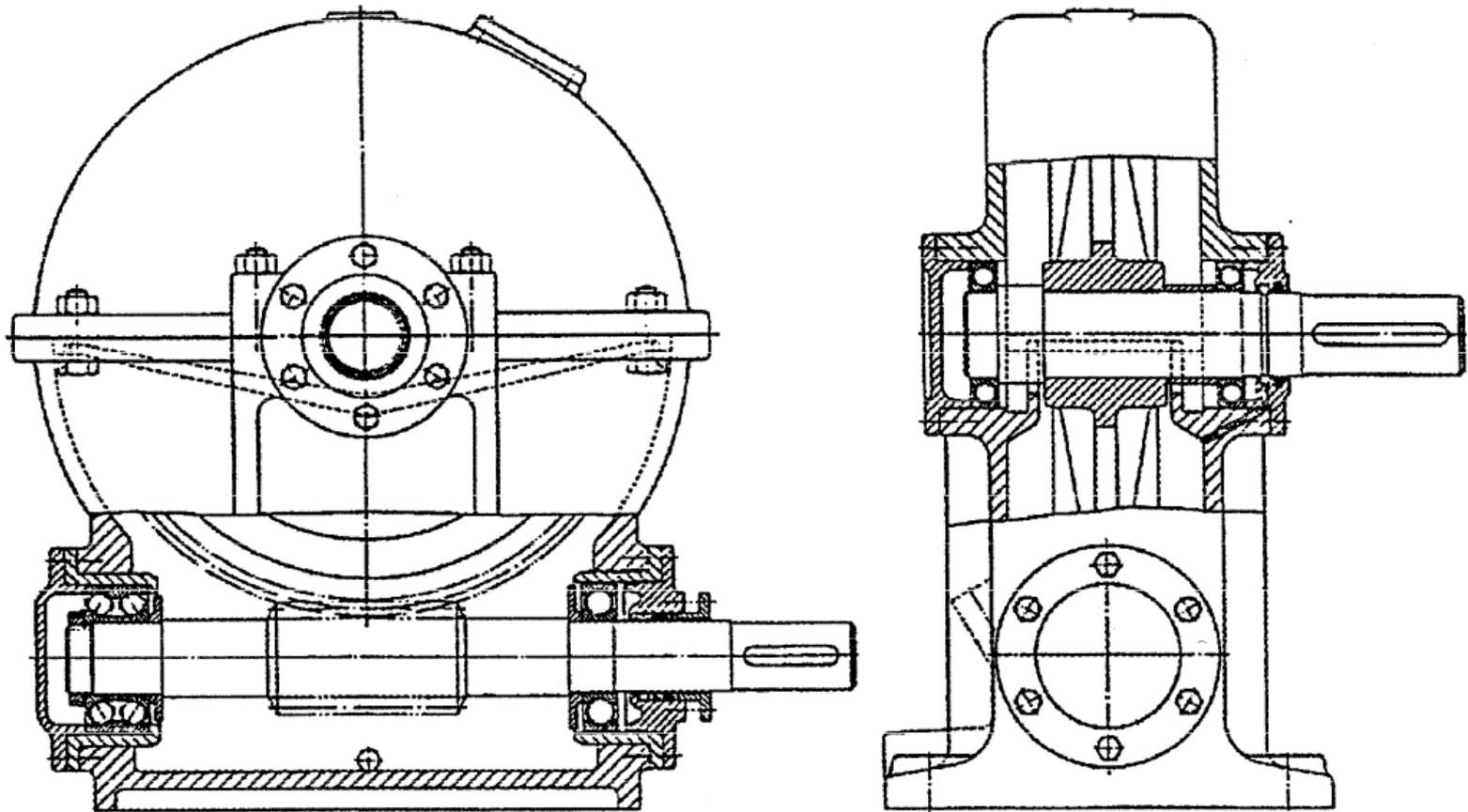
Riduttore a due stadi a ingranaggi elicoidali



Riduttore a ingranaggi conici



Riduttore a vite senza fine e ruota elicoidale



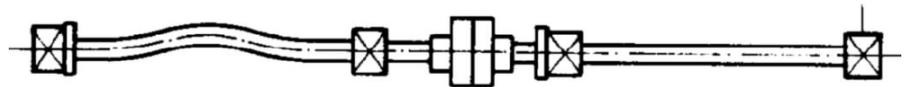
Limitatori di coppia

GIUNTI

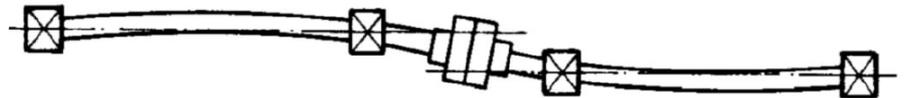
Quando si collegano alberi (teoricamente) coassiali occorre compensare disallineamenti di varia natura e di tipo:

- *assiali*
- *paralleli*
- *angolari*

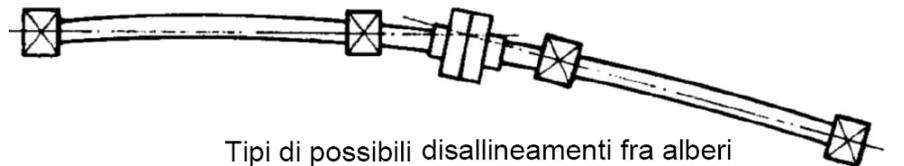
disallineamento assiale



disallineamento parallelo



disallineamento angolare



Tra i vari tipi di giunti si distinguono:

- *giunti fissi*
- *giunti mobili*, con libertà assiale, torsionale (limitatori di coppia), radiale, angolare
- *giunti* con membro deformabile (*elastici*)

Tipi di possibili disallineamenti fra alberi

Giunti di sicurezza

Tali giunti hanno il compito di proteggere il motore elettrico di comando o altri elementi della trasmissione da sovraccarichi dovuti ad improvvisi ed anormali aumenti della coppia trasmessa.

Possono essere classificati in due gruppi:

- giunti nei quali, raggiunto un valore di taratura, il collegamento viene interrotto e non si ripristina anche se la resistenza torna ai valori normali, ma per essere ristabilito richiede un intervento specifico di un operatore, il che costringe almeno ad una sommaria indagine per accertare l'irregolarità,
- ed un secondo tipo nei quali, tornato il momento a valori usuali, collegamento si ripristina automaticamente.

Giunti di sicurezza

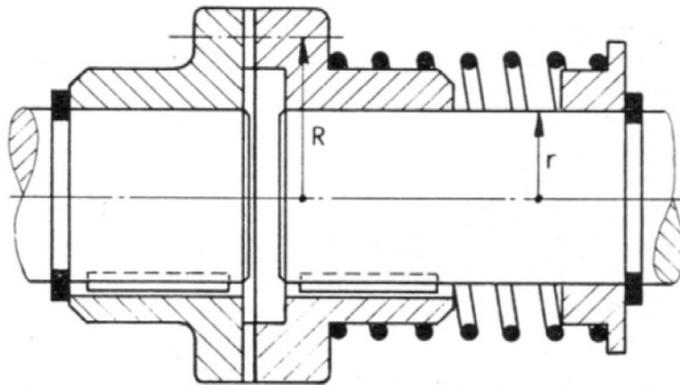
Il primo gruppo, a parte il caso elementare e semplicissimo di un giunto rigido con spine di collegamento particolarmente sottili e destinate a tranciarsi al raggiungimento del carico prestabilito, sono normalmente costituiti da nottolini o accoppiamenti su un piano inclinato che, raggiunto il valore del momento di taratura, si disimpegnano sciogliendo il collegamento, che non si può ripristinare automaticamente.

Il secondo gruppo è generalmente costituito da accoppiamenti a frizione con pressione costante sulle facce accoppiate: pertanto il permanere della condizione di irregolarità causerebbe, in assenza di altri interventi ausiliari, la dissipazione dell'energia fornita comunque dal motore, per strisciamento sotto carico nel giunto stesso. E' pertanto consigliabile integrare tali giunti con interruttori elettrici (microswitch) che, prodottasi una rotazione relativa nel giunto, provochino l'arresto del motore.

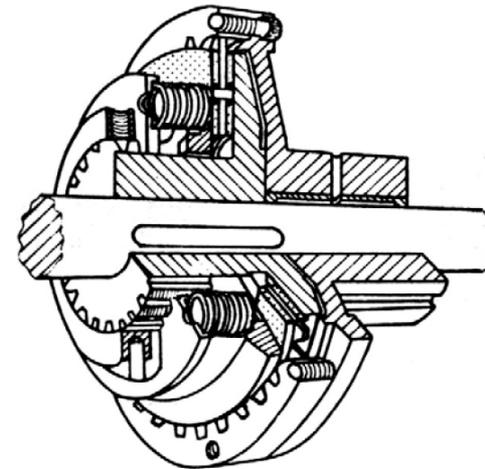
Limitatori di coppia

I giunti mobili a libertà torsionale sono anche noti come meccanismi “limitatori di coppia” (o “di sovraccarico”).

L'albero di sinistra è solidale ad un disco sul quale è premuto frontalmente da una molla un secondo disco, collegato all'albero di destra; il secondo disco può traslare assialmente ma non ruotare rispetto all'albero di destra; la coppia è trasmessa per attrito tra i due dischi.

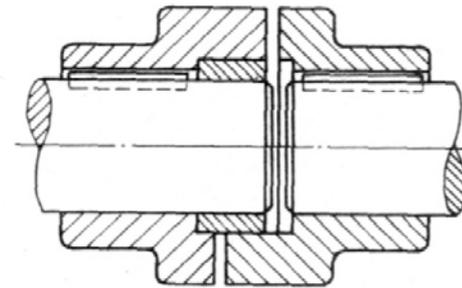
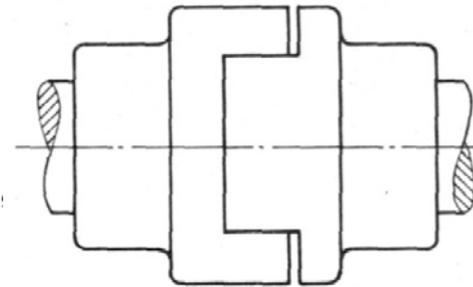


Giunti limitatori di coppia

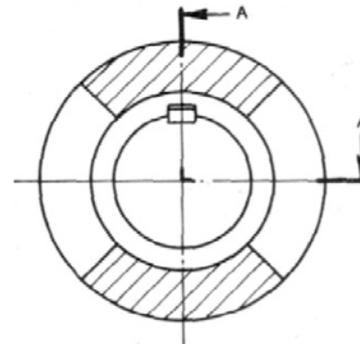


Giunti mobili a libertà assiale

I giunti mobili a libertà assiale permettono uno spostamento relativo in direzione assiale.

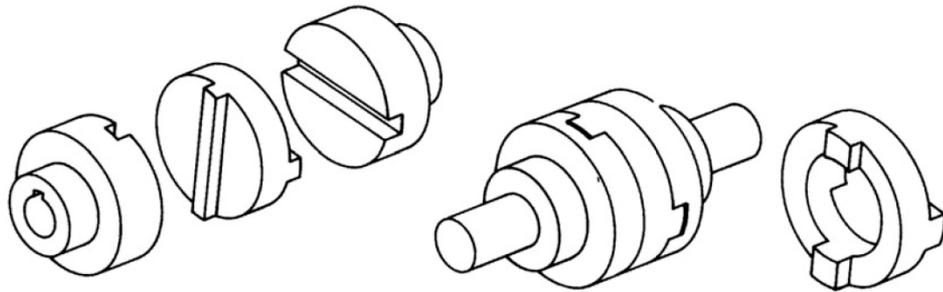


SEZ A - A

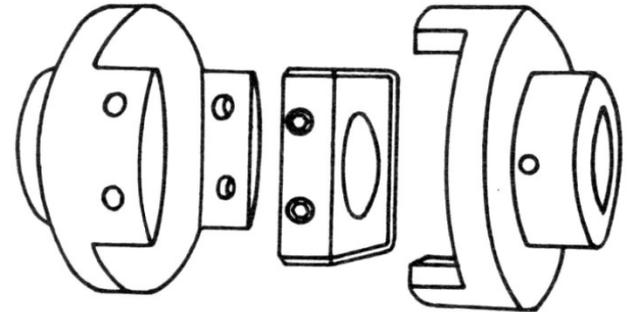


Giunti mobili a libertà radiale

I giunti mobili a libertà radiale permettono la trasmissione del moto tra due alberi i cui assi siano soggetti ad un leggero disallineamento parallelo; esempi: il giunto di Oldham o il giunto “americano”.



Giunto di Oldham (a libertà radiale)



Giunto “americano”

Limitatori di coppia più usati

A frizione:

- Trasmissione del moto per attrito tra dischi di frizione spinti da molle di vario tipo con precarico regolabile.

A slittamento:

- Slitta al sovraccarico e dà solitamente una interruzione elettrica al motore, reinnesto automatico, eliminata la causa del sovraccarico. Coppia di sicurezza regolabile con precisione.

Senza slittamento:

- In sovraccarico dà un contatto elettrico o un segnale per l'arresto della trasmissione. Le parti motrice e condotta rimangono meccanicamente solidali (reinnesto automatico),

Sincrono:

- Si disinnesta al sovraccarico e dà un contatto elettrico per arrestare la trasmissione. Il reinnesto automatico avviene solo nella posizione in cui è avvenuto il disinnesto (reinnesto sincrono).

A rotazione libera:

- In caso di sovraccarico disinnesta meccanicamente e dà un contatto elettrico per arrestare il motore. Le masse possono ruotare liberamente senza coppia residua fino all'arresto per inerzia (reinnesto manuale).

Elettromagnetico:

- Il giunto si disinnesta al sovraccarico e mette in "folle" la parte motrice. Reinnesto elettrico nella stessa posizione angolare. La coppia variabile elettricamente. Il giunto può essere utilizzato anche come apparecchio di comando sincrono.

Variatori meccanici di velocità

Variatori meccanici di velocità

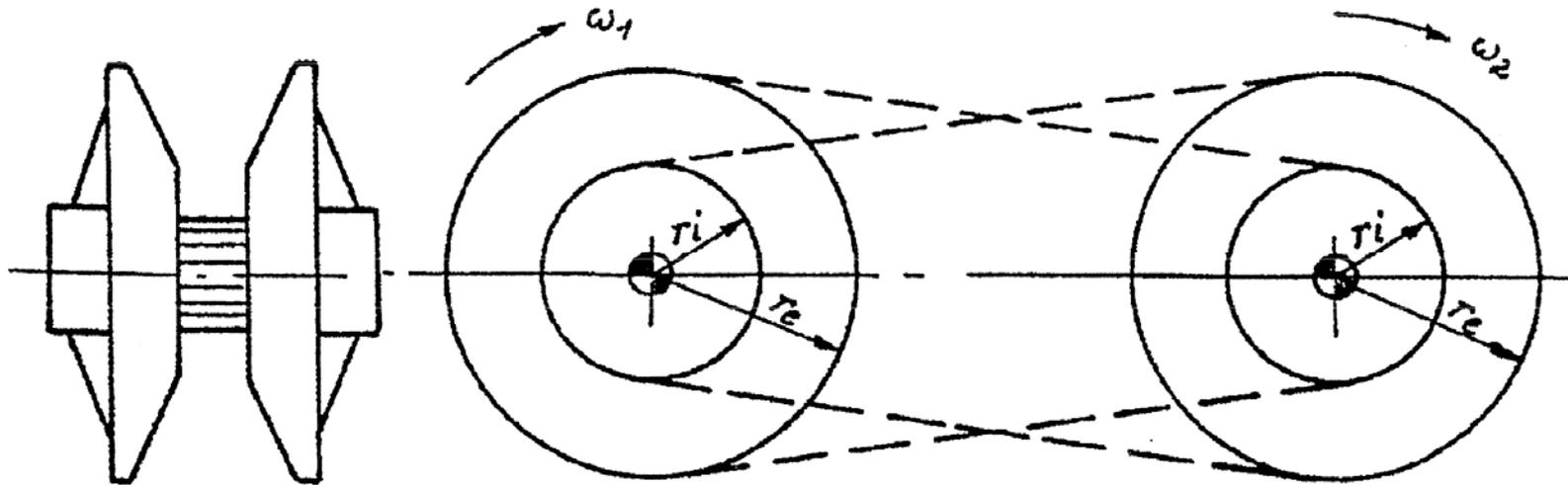
Fra i variatori di velocità più utilizzati troviamo:

- a cinghia trapezoidale
- epicicloidale
- a ruota di frizione

Variatori di velocità a cinghia trapezoidale

- Mediante l'uso di cinghie trapezoidali vengono realizzati variatori di velocità continui. Questi meccanismi si basano su pulegge in due pezzi, scorrevoli su un asse scanalato, tra le quali si impegna la cinghia.

Variatori di velocità a cinghia trapezoidale



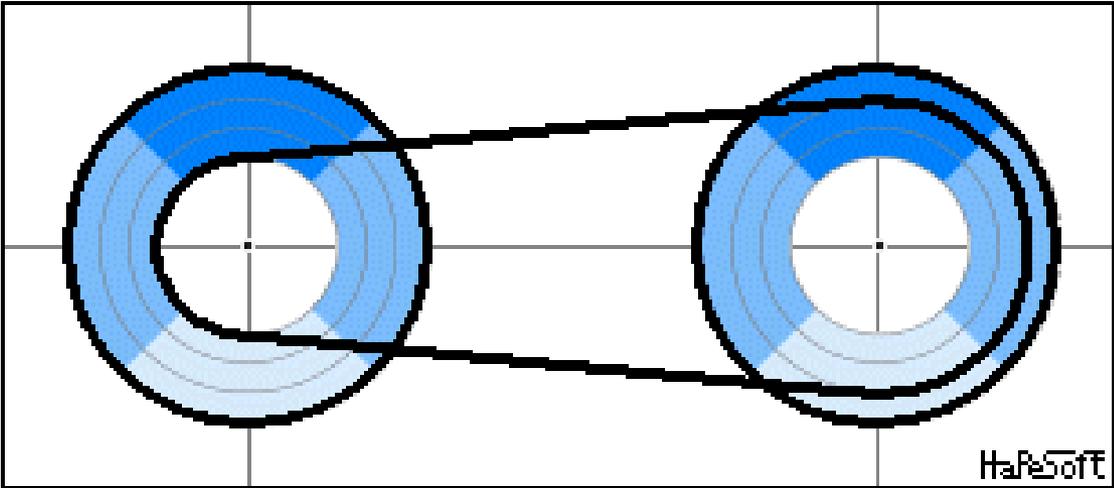
Una delle pulegge ha una serie di molle a lamina che tende a serrare le due semipulegge spingendo la cinghia verso la periferia esterna.

Corrispondentemente la seconda puleggia risulta aperta. Spingendo con un puntalino su questa seconda puleggia se ne può provocare la chiusura, realizzando nel contempo l'apertura della puleggia con le lamine elastiche.

Il rapporto di trasmissione tra le due pulegge può dunque variare tra i valori:

$$\frac{r_i}{r_e} < u < \frac{r_e}{r_i}$$

Questo sistema rappresenta un modo semplice ed economico di variatore di velocità continuo.



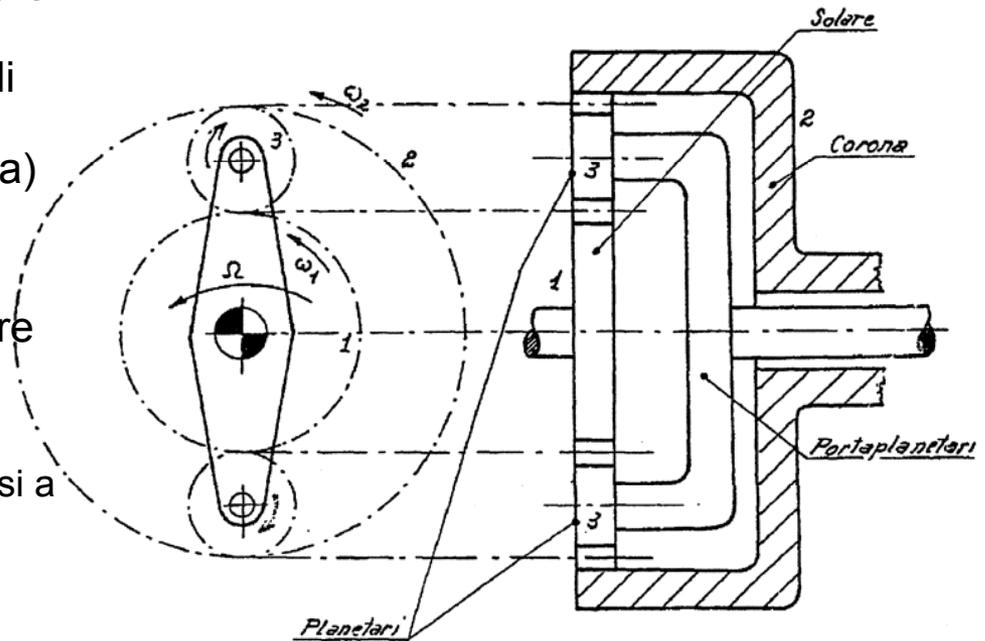
Variatore di velocità epicicloidale

Questo variatore di velocità lavora come un riduttore a rotismo epicicloidale.

I satelliti sono di forma biconica ed il loro asse si può spostare radialmente in modo da variare il diametro primitivo di contatto tra disco motore (solare), satellite ed anello esterno fisso (corona) e quindi modificare il rapporto di trasmissione.

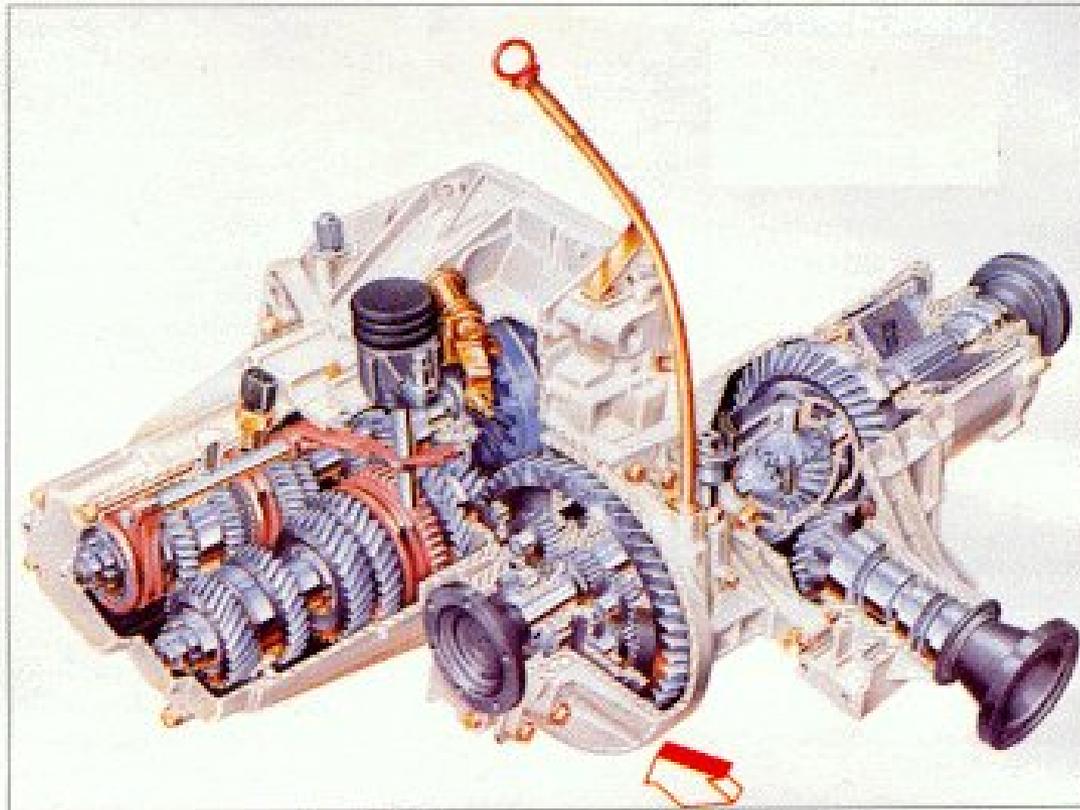
Le principali caratteristiche del variatore di velocità epicicloidale sono:

- Campo di variazione da 1 a 7
- Possibilità di sopportare carichi gravosi a sovraccarichi
- Forma coassiale



Gruppo epicicloidale

Viene detto gruppo (o ruotismo) **epicicloidale** un complessivo formato da un ingranaggio centrale (planetario) installato coassialmente a una corona a dentatura interna alla quale i collegato da alcuni ingranaggi (che ruotano sui perni di una apposita "gabbia" detti "satelliti". La gabbia in questione e' di norma solidale con un albero coassiale rispetto a quello del planetario.

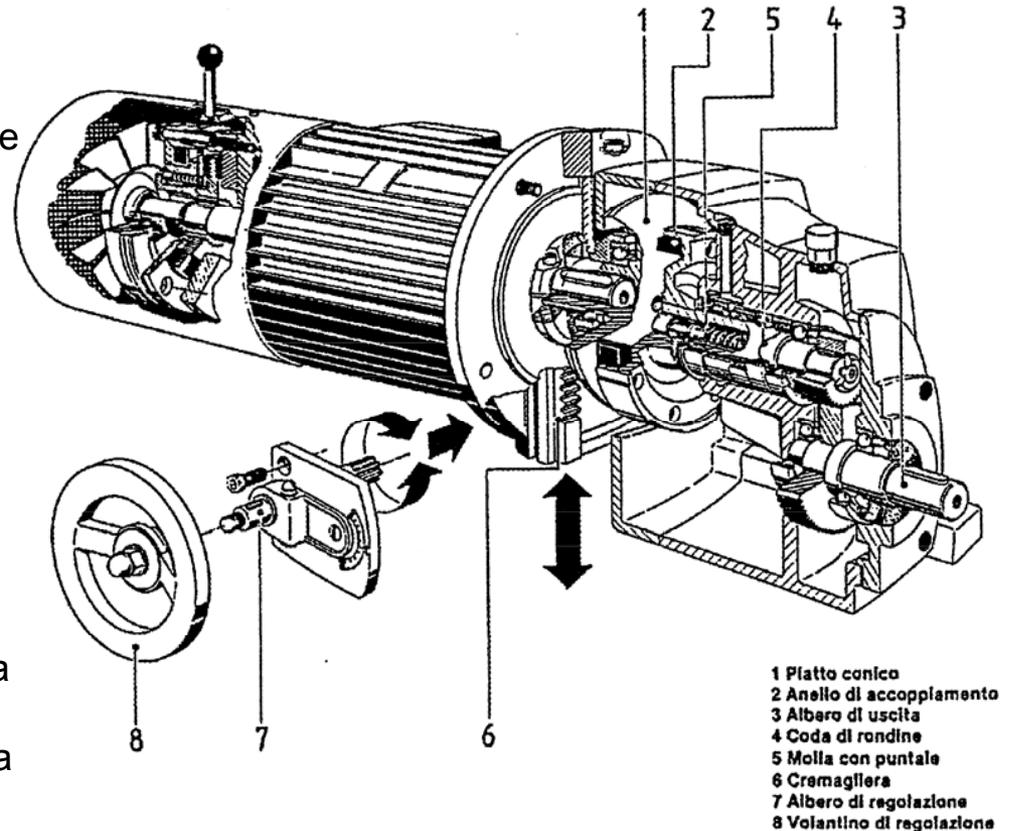


Variatore di velocità a ruote di frizione

Si basa sul principio della trasmissione della forza per attrito a secco tra il piatto conico (1) montato sull'albero del motore e l'anello di accoppiamento (2) disposto su un albero (4) in due parti mobili in senso assiale.

La forza di pressione esercitata tra il piatto e l'anello si genera dal carico per mezzo di un accoppiamento a coda di rondine (4) in funzione della coppia prelevata sull'albero di uscita (3). Una molla (5) situata tra l'anello di accoppiamento e l'albero di uscita mantiene una debole pressione di contatto tra i due elementi allorché la macchina funziona a vuoto (senza carico), donde la possibilità di regolare la macchina da fermo.

La variazione di velocità si ottiene spostando il motore su una cremagliera (6) per mezzo di un albero dentato (7), ottenendo un rapporto di variazione che può andare da 1: 5 a 1:7 nelle realizzazioni più comuni. L'albero di regolazione (7) può essere azionato mediante un volantino oppure con servocomando elettrico.



Intermittenti ed oscillatori

Intermittitori ed oscillatori

Generalità

Gli intermittitori, le tavole rotanti e gli oscillatori sono meccanismi che, per mezzo di una trasmissione a camme con profili coniugati e testatori a rotelle, trasformano il moto rotatorio uniforme dell'albero d'entrata in un moto rotatorio intermittente (unidirezionale od oscillante) dell'albero d'uscita.

Le caratteristiche principali di questi meccanismi sono:

- Precisione e ripetitività di posizionamento.
- Stazionamento autobloccato.
- Dolcezza del movimento e silenziosità della trasmissione
- Elevata capacità di carico
- Regolarità di funzionamento a basse, medie ed elevate velocità
- Versatilità e facilità di montaggio
- Manutenzione ridotta
- Basso costo d'esercizio (richiesta energetica bassa)

Meccanismi a camma

A causa delle alte velocità e degli elevati livelli di produttività richiesti alle macchine automatiche in ogni tipo di industria, è necessario che i componenti delle macchine funzionanti a moto intermittente (sia unidirezionale che alternativo) vengano azionati con accelerazione, velocità ad andamento dolce, continuo ed esattamente prescritto.

I sistemi che producono questi moti devono quindi assicurare il controllo del movimento durante l'intero ciclo spostamento-pausa.

I meccanismi a camma consentono una progettazione accurata dei moti ed il completo soddisfacimento di queste esigenze.

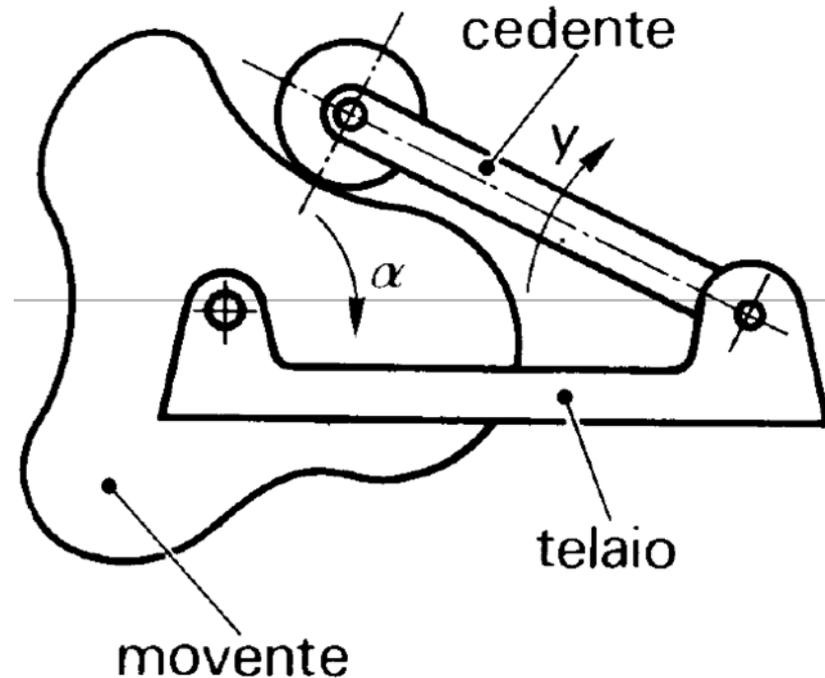
La produzione di moti intermittenti con sistemi diversi da quelli a camma comporta l'accettazione di una o più delle seguenti limitazioni:

- Accelerazioni incontrollate
- Urti dinamici
- Posizionamenti incerti
- Manutenzione elevata
- Relazioni tempi-spostamenti sconosciute
- Costi di esercizio elevati.

Anche i meccanismi a croce di malta non sono esenti da alcune di queste limitazioni, che oggi ne sconsigliano l'impiego.

Meccanismi a camme

Nei *meccanismi a camma* la trasmissione del moto avviene per contatto di due profili appositamente sagomati per realizzare la legge di moto richiesta. Normalmente il *cedente* è animato di moto alternativo: in questo caso il meccanismo è detto di *prima specie* ed il cedente è chiamato *punteria*; se, invece, è animato di moto rotatorio il meccanismo è detto di *seconda specie* ed il cedente è chiamato *bilanciere*.



Di solito il cedente ha profilo molto semplice costituito da una *rotella* o da un *piattello*; si ha un cedente a *coltello* quando nel punto di contatto esso presenta uno spigolo vivo. Il movente, dal profilo più complesso, appositamente studiato per imporre al cedente la legge di moto $y(t)$ richiesta, assume propriamente il nome di *camma*.

Principi costruttivi dei meccanismi a camma

La caratteristica principale dei meccanismi a camma consiste nella trasformazione del moto rotatorio continuo unidirezionale in moto intermittente in modo semplice e diretto, utilizzando camme in acciaio a profili coniugati, temprati e rettificati (movente) sui quali rotolano, in opposizione fra loro, contemporaneamente almeno due rotelle ad aghi del tastatore (cedente) che vengono precaricate al montaggio.

Questa soluzione mantenendo costantemente in contatto le camme con le rotelle ad aghi del tastatore, assicura un gioco nullo durante l'intero ciclo spostamento-pausa, riduce le usure perché utilizza un contatto rotolante, elimina gli urti dinamici e la rumorosità grazie all'assenza di giochi, controlla costantemente il movimento imponendo l'attuazione delle leggi di accelerazione e velocità definite in sede di progetto e rende cioè la rotazione in uscita (del cedente) una esatta funzione della rotazione in entrata (del movente).

Leggi di movimento base

Le leggi di movimento normalizzate prendono il nome dalla forma della curva di accelerazione e sono le seguenti:

Sinusoidale:

- Questa è la curva comunemente conosciuta come curva cicloidale. Tra le curve normalizzate presenta il valore di accelerazione massima più alto, ma ha il passaggio tra i valori di accelerazione zero e accelerazione massima.

Sinusoidale modificata:

- Questa curva è ottenuta dalla combinazione della curva Acc. sinusoidale con la curva Acc. cosinusoide. Tra le curve normalizzate è quella che presenta il passaggio più dolce dalla accelerazione massima alla decelerazione massima.

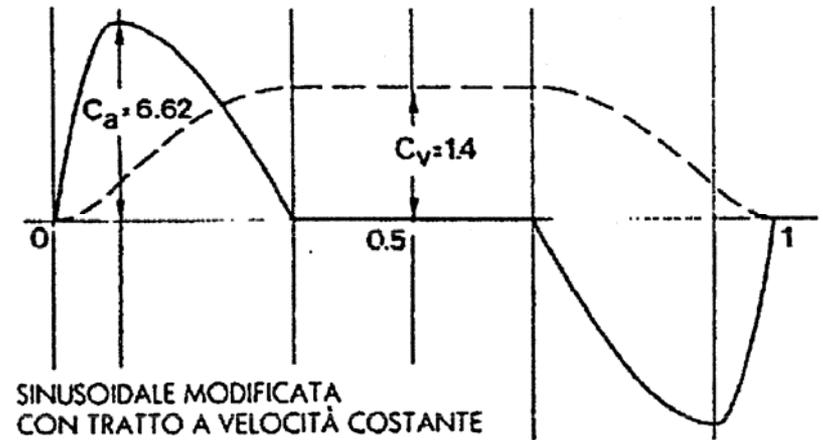
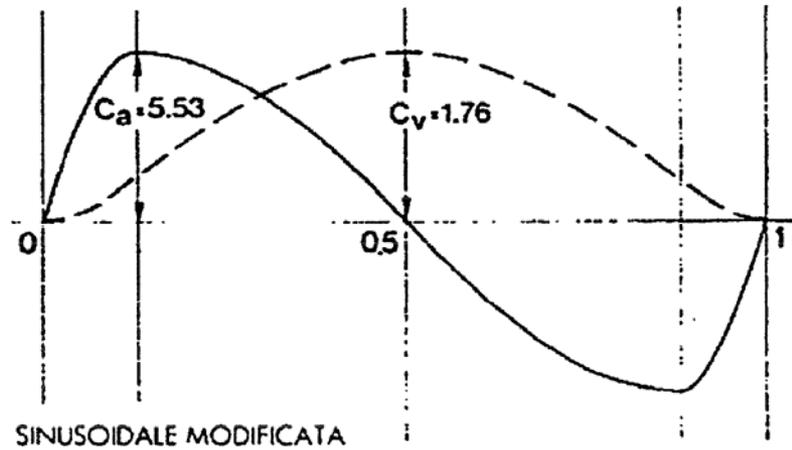
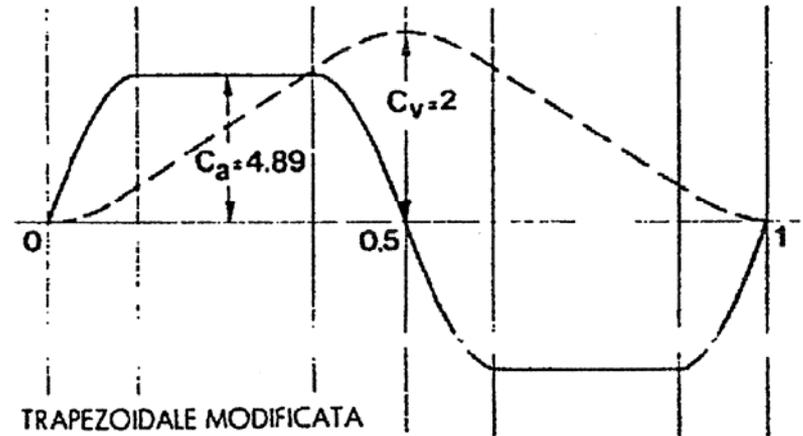
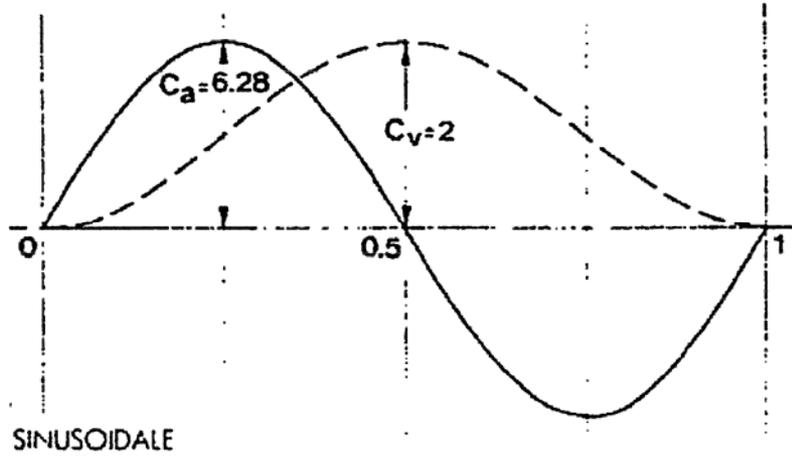
Trapezoidale modificata:

- Questa curva è ottenuta dalla combinazione della curva Acc. sinusoidale con la curva Acc. costante. La sua principale caratteristica è quella di avere l'accelerazione massima più bassa, tra le curve normalizzate.

Sinusoidale modificata con tratto a velocità costante:

- Questa curva è una ulteriore elaborazione della curva sinusoidale modificata. L'inserzione di un tratto a velocità costante e accelerazione zero nel punto medio della curva di accelerazione, riduce la velocità massima e la rende adatta ad applicazioni con corse lunghe.

Leggi di movimento base



Numero delle stazioni S

Negli INTERMITTORI il numero di fermate (intermittenze) che l'albero d'uscita effettua per compiere un giro completo viene denominato "NUMERO DELLE STAZIONI" ed indicato nei cataloghi con la lettera "S".

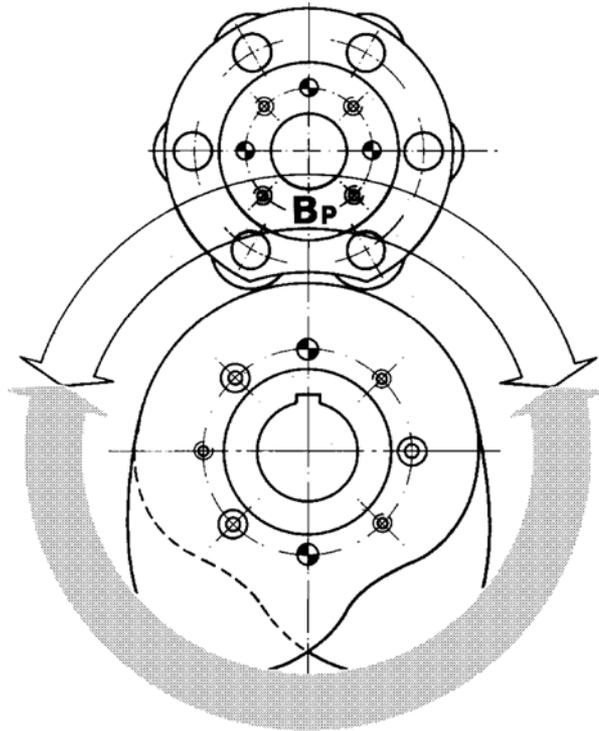
La ampiezza della rotazione che l'albero d'uscita esegue durante un ciclo, corrispondente allo spostamento da una stazione alla successiva, viene denominata "CORSA ANGOLARE"; il suo valore è espresso dalla relazione

$$H^\circ = 360^\circ / S[\text{gradi}].$$

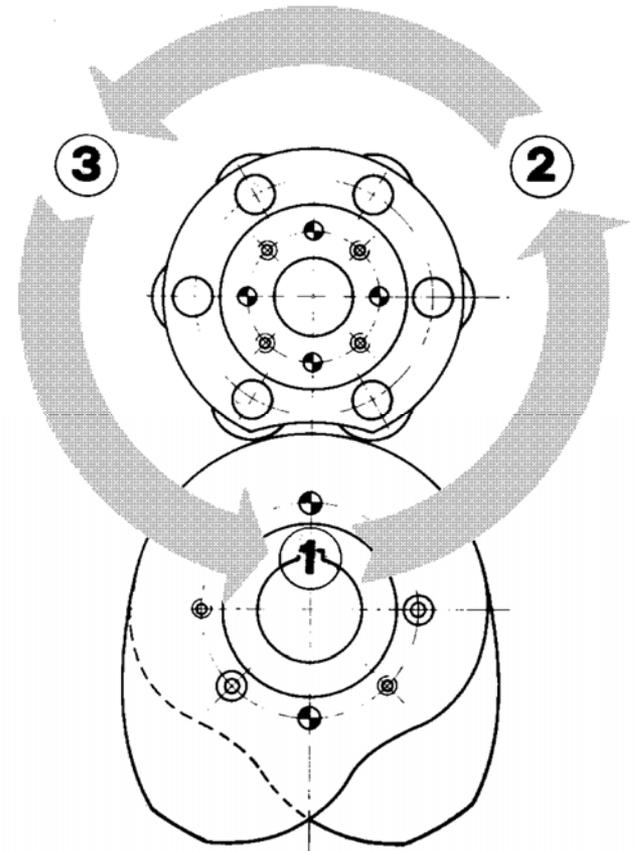
Nella applicazione degli Intermittori per movimentare tavole rotanti il numero delle stazioni è generalmente fissato dal numero delle operazioni da eseguire sul pezzo in lavorazione comprese le posizioni di carico e scarico.

Nella applicazione degli Intermittori per azionare trasportatori lineari o alimentatori a rulli, l'elemento condizionante è il passo o distanza lineare tra due stazioni successive. In questa applicazione la scelta corretta deve ricadere sull'Intermittore che ha il numero di stazioni "S" minimo possibile, perché così facendo viene richiesta all'uscita dell'Intermittore una coppia più bassa.

$B=210^\circ$ $B_p=150^\circ$



$S=3$ $H=120^\circ$



Angolo o periodo di spostamento B

Negli Intermittori il ciclo completo è formato dallo spostamento da una stazione alla successiva e da una pausa in stazione, esso viene generalmente prodotto in una rotazione completa di 360° [gradi] dell'albero d'entrata (movente).

L'ANGOLO DI SPOSTAMENTO, indicato nei cataloghi con il simbolo B [gradi], è l'angolo di rotazione dell'albero d'entrata (movente) che fa spostare l'albero d'uscita (cedente) da una stazione alla successiva. La rimanente porzione di rotazione dell'albero d'entrata che mantiene fermo in stazione l'albero d'uscita viene denominato ANGOLO DI PAUSA, questo angolo non è riportato nei cataloghi tuttavia il suo valore è facilmente determinabile essendo

$$B_p = 360^\circ - B \text{ [gradi]}.$$

Dal punto di vista della velocità di produzione delle macchine automatiche è desiderabile rendere minimo il periodo di spostamento e massimo il periodo di pausa; contemporaneamente maggior tempo viene concesso allo spostamento, più dolci divengono i movimenti, minori risultano le vibrazioni dovute alle elasticità e minore è il momento torcente dovuto all'inerzia richiesto al meccanismo. Infatti il momento torcente d'inerzia è direttamente proporzionale al quadrato del numero di cicli e inversamente proporzionale al quadrato dell'angolo di spostamento.

La soluzione migliore sta quindi nella assunzione di un giusto compromesso nella scelta del tempo di spostamento e del tempo di pausa.

In alcuni casi diventa desiderabile dopo una prima definizione di massima del tipo di meccanismo, riesaminare il ciclo completo di macchina per determinare l'angolo di spostamento massimo consentito, sfruttando la eventuale possibilità di accavallamento dei diversi movimenti e ridurre al minimo i tempi morti.

In applicazioni dove i tempi di pausa richiesti sono molto lunghi rispetto ai tempi di spostamento o dove si desidera azionare il meccanismo a consenso, una volta fissato il numero delle stazioni "S" si sceglie, tra i tipi standardizzati, il meccanismo con angolo di spostamento massimo.

Una camma comando microinterruttore calettata sull'albero d'entrata dell'intermittore, ad ogni giro comanderà l'arresto del motore o il disinnesto di un giunto frizione-freno interrompendo l'alimentazione del moto. In qualsiasi posizione l'albero d'entrata (movente) verrà fermato, all'interno del periodo di pausa, l'Intermittore garantirà la perfetta permanenza in stazione dell'albero d'uscita (cedente).

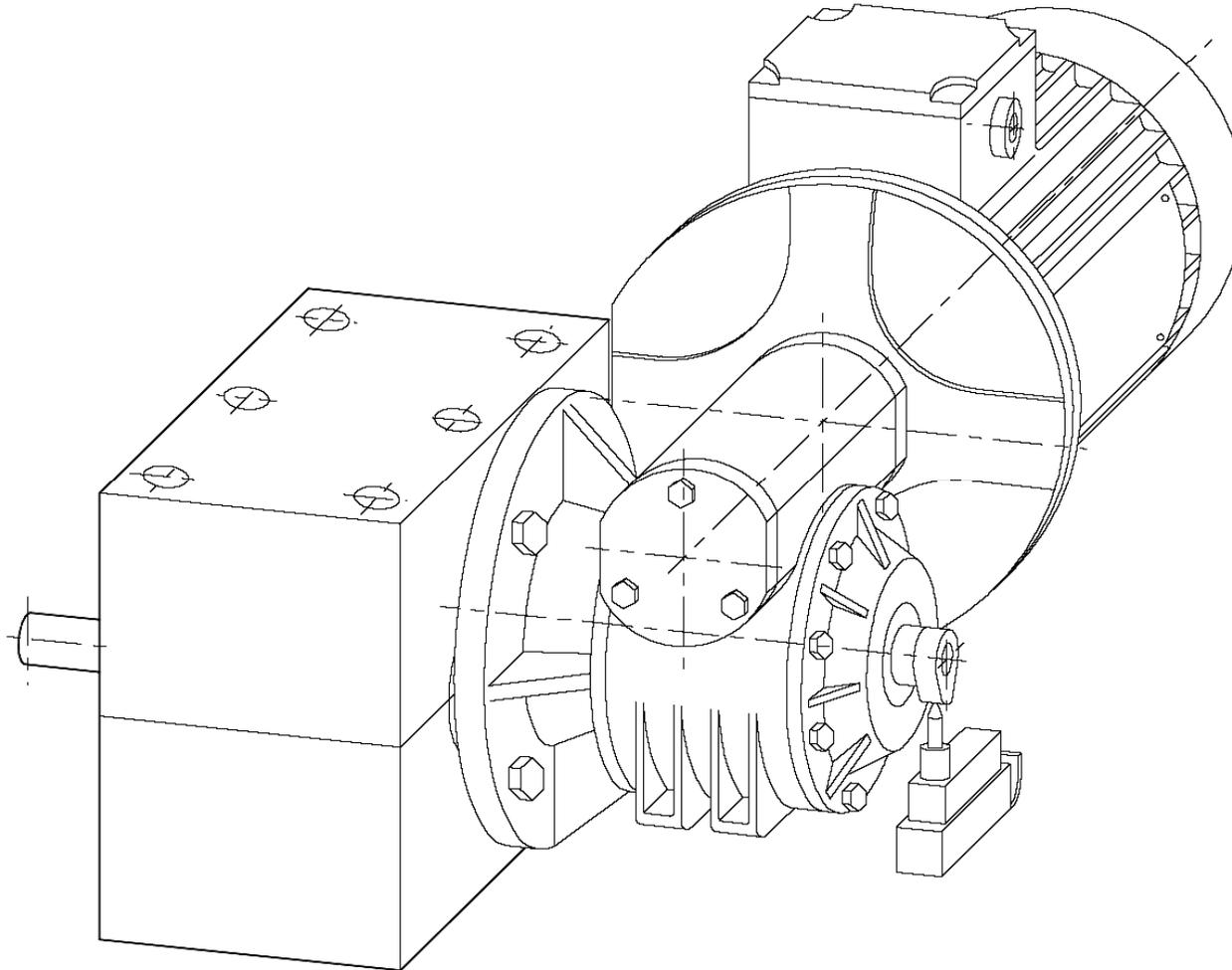
MOMENTI TORCENTI

Nella maggior parte delle applicazioni l'elemento determinante la scelta di un Intermittore è il momento torcente dovuto all'inerzia degli elementi a moto intermittente. In aggiunta a questo bisogna tener conto dei momenti torcenti causati: dalle forze d'attrito, dalle forze di lavoro, dalle forze dovute a carichi sbilanciati e da eventuali forze esterne.

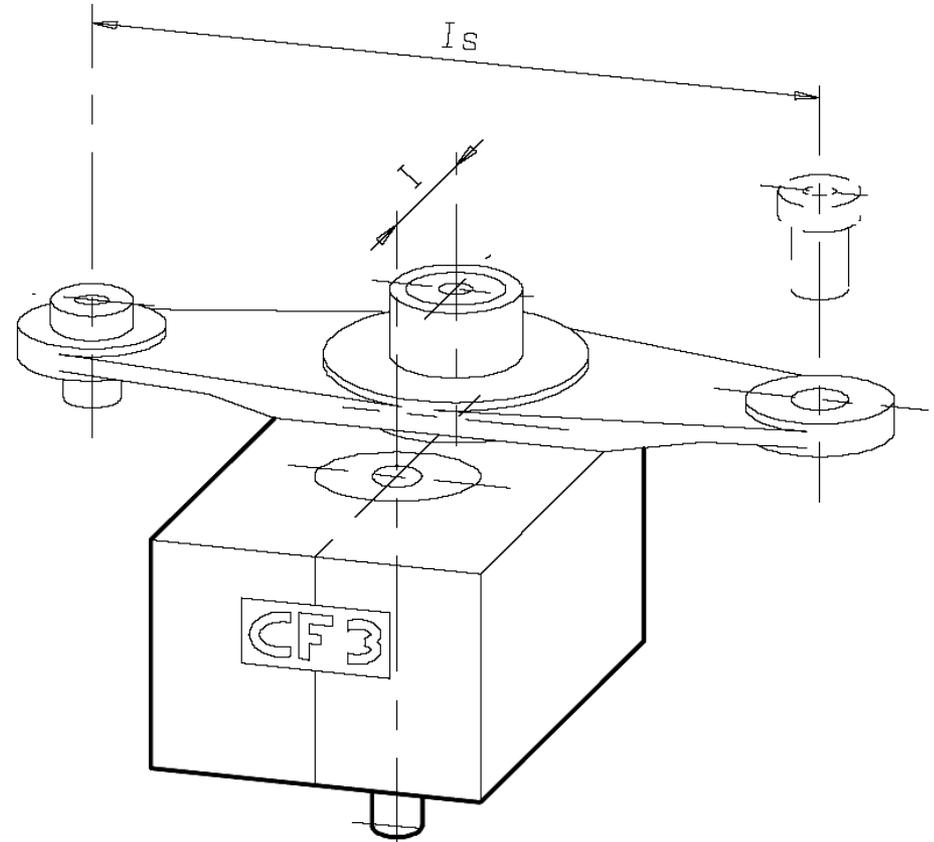
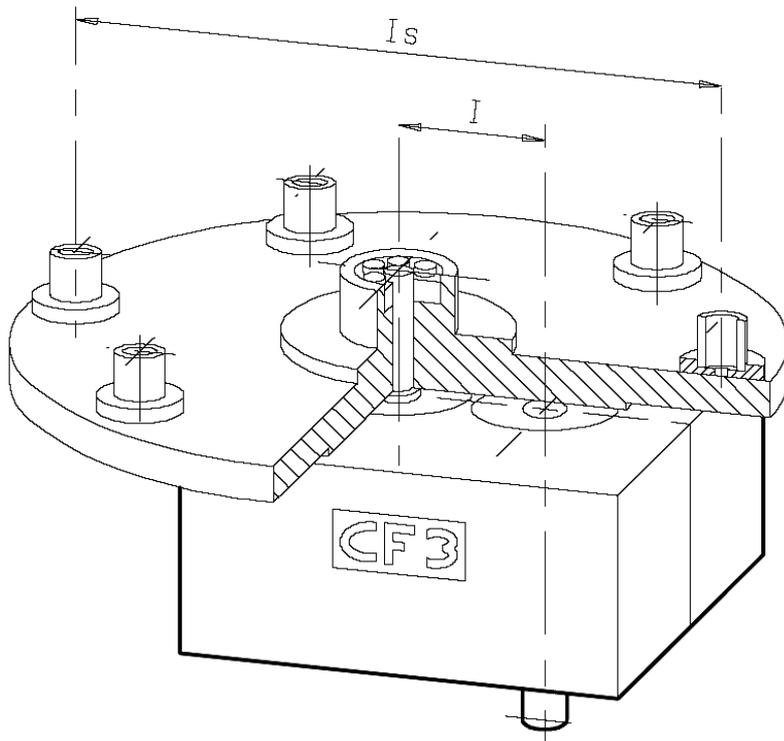
Altri carichi, più difficilmente valutabili, che si scaricano sull'Intermittore dipendono dalla progettazione e dalla scelta dei componenti del sistema a moto intermittente e sono causati: dai giochi nella trasmissione, dalla elasticità torsionale degli elementi meccanici, ecc.

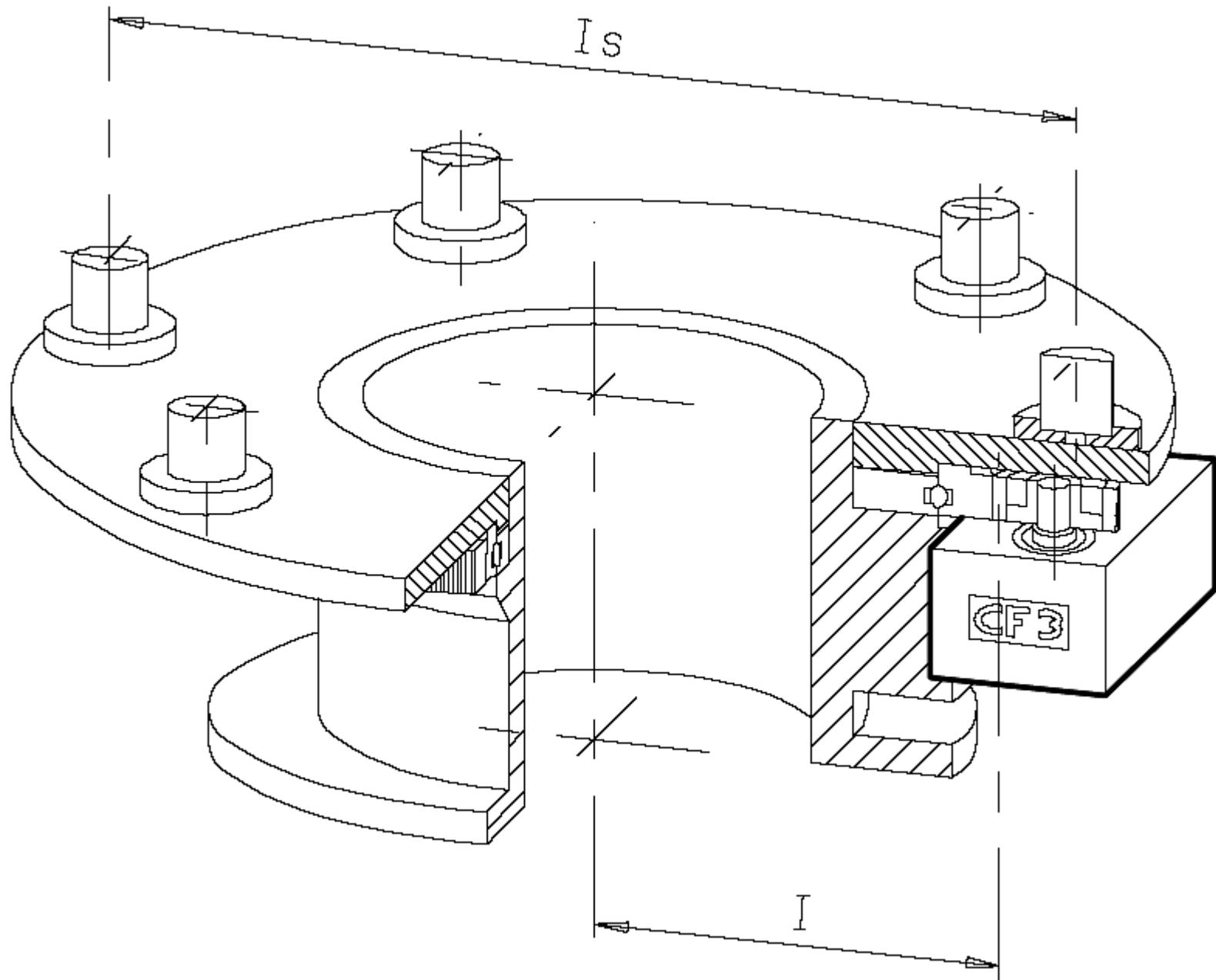
I meccanismi a moto intermittente devono essere fermati e avviati solamente durante il periodo di pausa cioè in stazione. Fermate o avviamenti eseguiti durante il periodo di traslazione sono estremamente dannosi e possono provocare la rottura degli organi interni del meccanismo.

Disposizione della camma comando micro e del microinterruttore



INTERASSI





Interasse delle stazioni (Is/l)

Un elemento importante da considerare nella scelta dell'Intermittore CF3 è il rapporto tra l'interasse delle stazioni e l'interasse degli alberi.

Per ottenere una buona rigidità e precisione questo rapporto non deve essere superiore a 4/1. Quanto più il valore di questo rapporto è alto tanto più diminuiscono la rigidità e la precisione di posizionamento.

Per tavole di grande diametro, o quando il numero di stazioni richiesto "S" supera il numero di stazioni standardizzato, e quando i tempi di pausa sono lunghi rispetto ai tempi di spostamento, diventa conveniente e sicuramente più corretta la movimentazione realizzata con l'Intermittore CF3 a una stazione con rinvio a ingranaggi il cui rapporto determina il numero di stazioni della tavola.

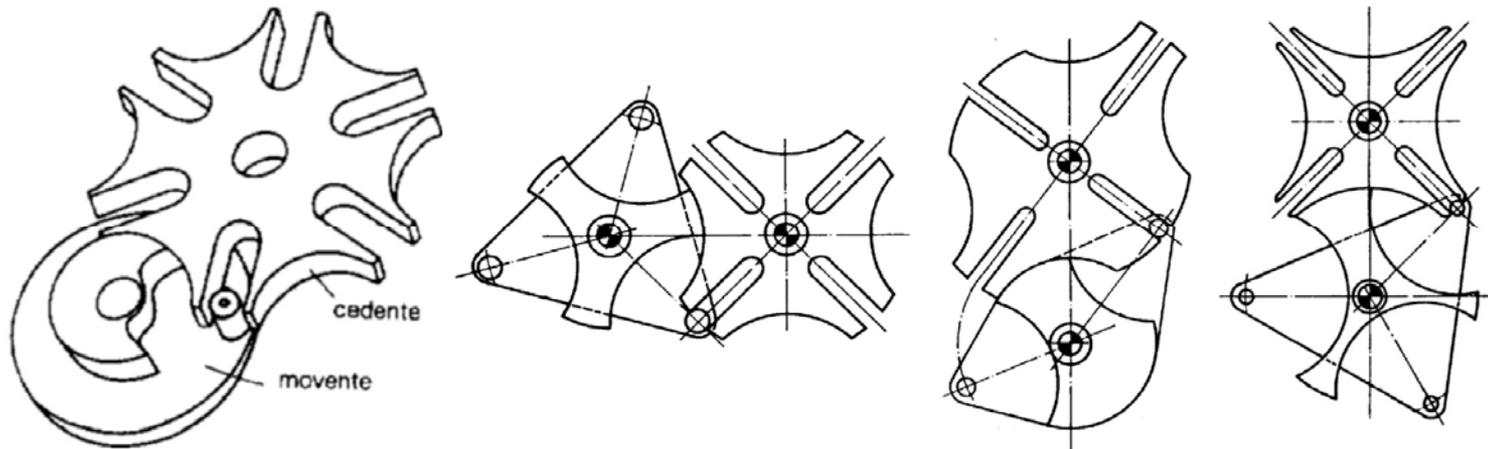
I vantaggi di questa soluzione sono:

- L'Intermittore ad una stazione garantisce la ripetibilità assoluta del posizionamento.
- La ruota dentata coassiale con la tavola consente di portare la trasmissione intermittente molto vicino alle stazioni di lavoro e quindi di ottenere: una buona rigidità ed una elevata precisione di divisione, che dipenderà essenzialmente dalla precisione di taglio della ruota dentata.
- Il momento torcente richiesto all'Intermittore sarà ridotto in proporzione al numero di stazioni della tavola.
- Il numero di stazioni della tavola rotante è libero e può essere variato variando unicamente il rapporto tra i due ingranaggi.
- Unica precauzione dovrà essere prestata in fase di progettazione affinché sia prevista la possibilità di ridurre al minimo il gioco tra gli ingranaggi della trasmissione.

MECCANISMI A MOTO INTERMITTENTE

CROCI DI MALTA

- Vengono chiamate **croci di Malta** (o **ruote di Ginevra**) i meccanismi del tipo indicato in figura. Tali meccanismi con 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16 ed anche 24 stazioni sono a tutt'oggi i più diffusi nelle applicazioni di moti intermittenti perché di facile progettazione e di basso costo.



Camme e punterie

Scopo e caratteristiche

Il meccanismo a camma e punteria serve alla trasformazione del moto tra due elementi traslanti, o tra due elementi rotanti, o tra un elemento rotante e uno traslante, mediante contatto meccanico diretto.

La camma è l'elemento motore che viene accoppiato ad un secondo organo condotto, detto punteria. La forma della camma e della punteria è tale per cui quando la camma si muove con una certa legge del moto, la punteria la segue ripetendone il moto con un legame molto preciso.

Camme e punterie hanno numerose applicazioni; vengono adoperate per l'apertura e la chiusura secondo leggi volute di valvole (ad es. in motori a combustione interna, o in sistemi oleodinamici), per l'azionamento di pompe volumetriche secondo determinati cicli, per lo spostamento di slitte ed utensili, per l'azionamento di fine corsa, per il comando programmato di sistemi automatici, ecc.

Vantaggi

Vantaggio del sistema è la ripetizione fedele e rigorosa del ciclo, legata naturalmente, ad una lavorazione precisa degli elementi meccanici.

Inconvenienti sono la mancanza di flessibilità (il ciclo può essere modificato solo cambiando la camma), e la possibilità di usura dovuta ai contatti localizzati e agli strisciamenti presenti.

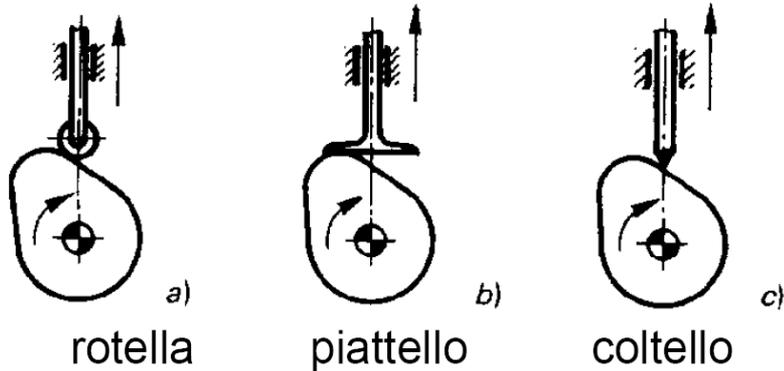
Dati i vari campi di applicazione i problemi concernenti camme e punterie possono presentarsi in maniere diverse in funzione degli elementi, della camma o della punteria, che sono imposti e noti.

Verranno quindi presi in esame alcuni dei più tipici tipi di problemi che possono presentarsi e che possono così essere schematizzati:

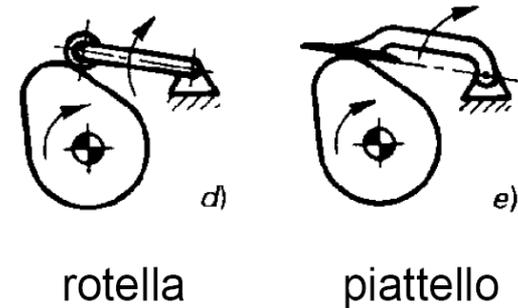
- determinazione del profilo della camma, nota la legge di variazione della punteria e la corsa della punteria;
- determinazione delle leggi del moto della punteria, assegnato il profilo della camma,
- determinazione del profilo della camma, nota la legge degli spostamenti della punteria.

Meccanismi a camme

Camme di I specie (punterie)

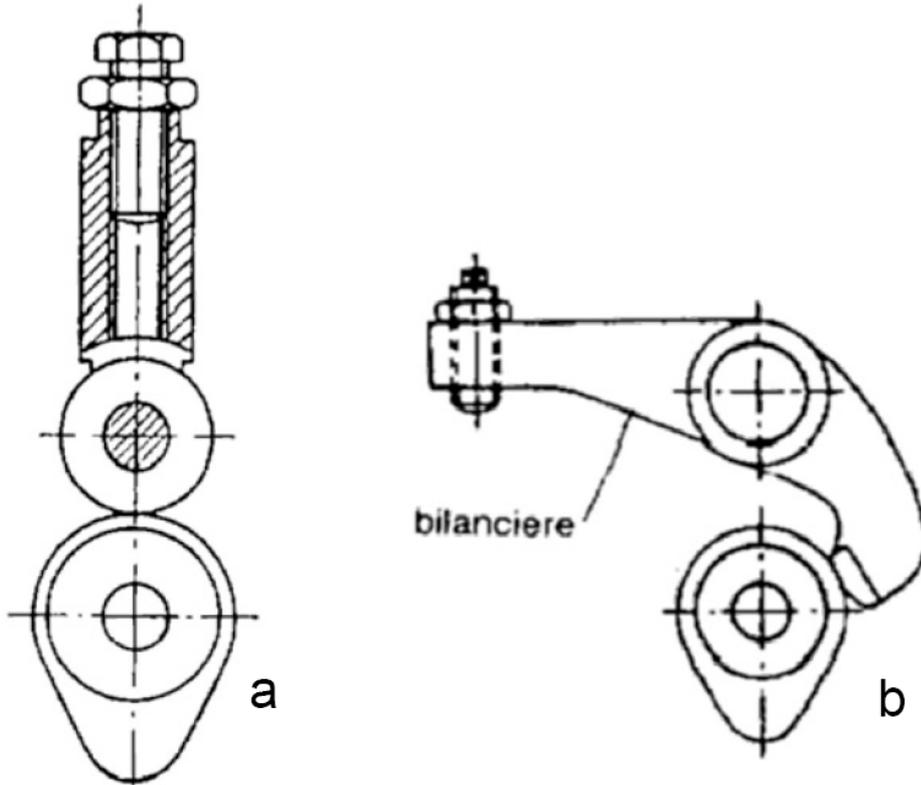


Camme di II specie (bilancieri)



I cedenti a piattello comportano una maggiore robustezza del meccanismo ma necessitano di lubrificazione per limitare l'usura; i cedenti a rotella, a parità d'ingombro, presentano una minore resistenza meccanica dovuta alle ridotte dimensioni del perno; i cedenti a coltello sono poco usati.

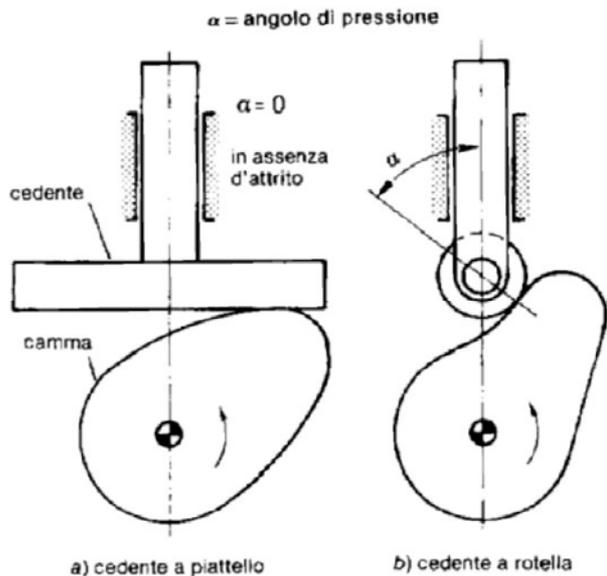
Meccanismi a camme



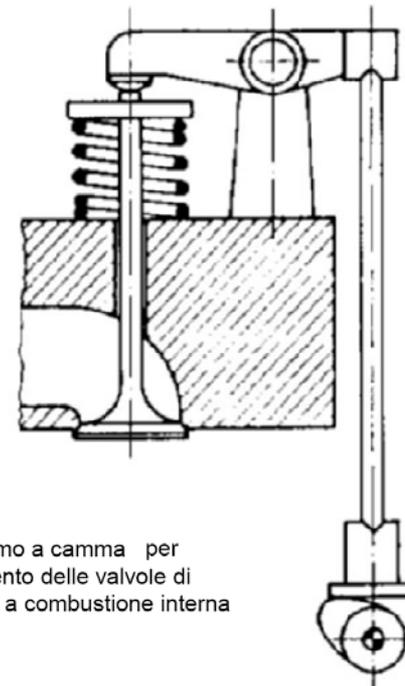
L'azione dei cedenti può essere diretta o rinvjata tramite un bilanciere: in questo caso sono amplificati gli spostamenti ma anche i giochi.

Meccanismi a camme

L'*angolo di pressione* non deve essere troppo elevato per non dare luogo ad *impuntamenti*, soprattutto in caso di attriti elevati. Inoltre le camme possono guidare il moto del cedente solo durante la fase di *alzata*: durante le altre fasi il contatto deve essere mantenuto dall'azione di una molla.



Angolo di pressione



Meccanismi a camme: leggi del moto

Leggi del moto tipiche utilizzate per la sintesi delle camme sono:

curve armoniche:

- ottenute proiettando sull'asse delle ordinate un vettore armonico
- bassi picchi di accelerazione
- bassi angoli di pressione

leggi cicloidali:

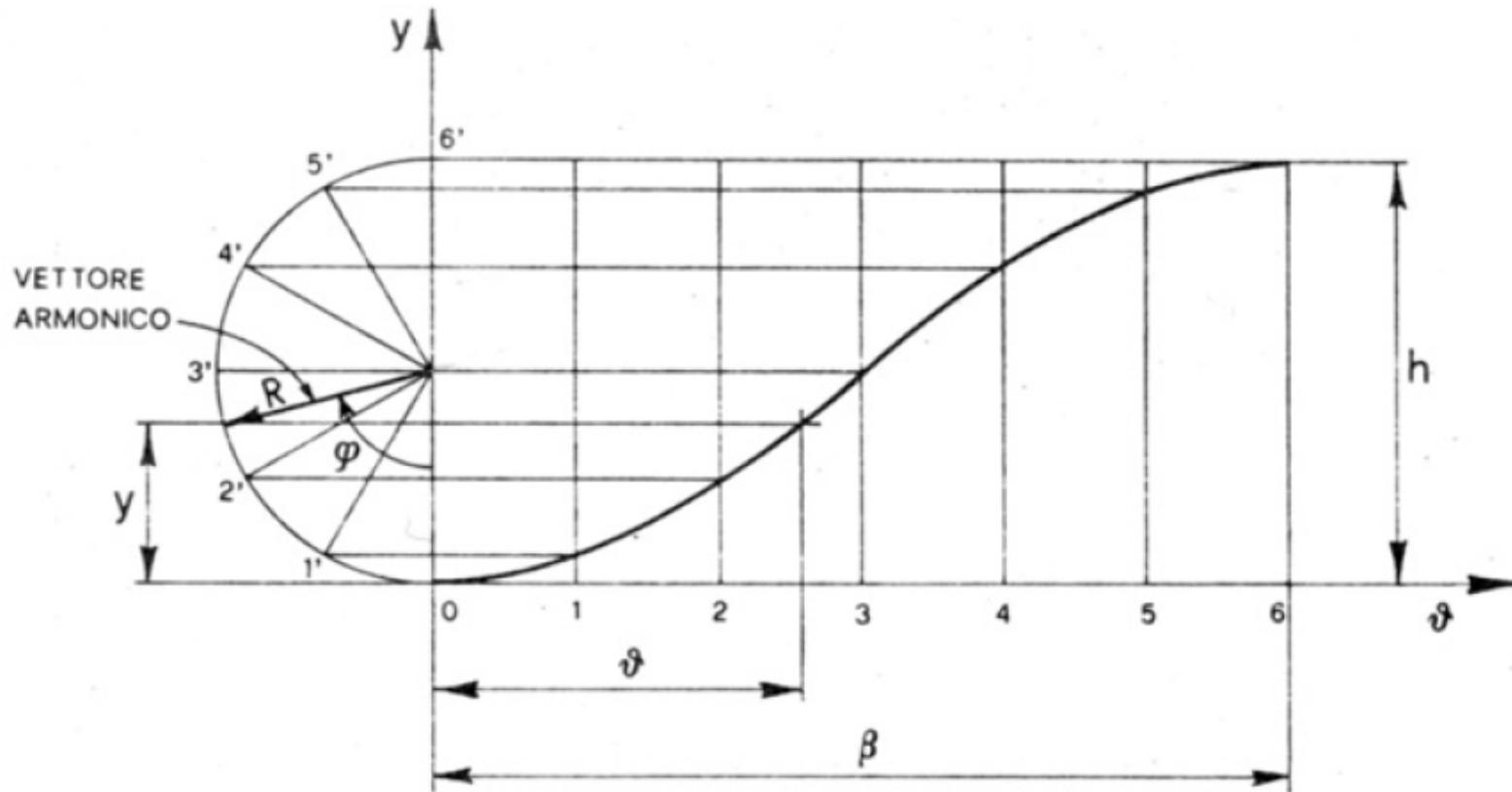
- la curva degli spostamenti è data dalla traiettoria di un punto di una circonferenza che rotola senza strisciare su un piano
- la curva delle accelerazioni è sinusoidale
- accelerazioni nulle alle estremità
- angoli di pressione piuttosto elevati

leggi polinomiali:

- curve delle accelerazioni simmetriche
- picchi di accelerazione intermedi
- angoli di pressione intermedi
- più usate le paraboliche (2° ordine)

Come per i sistemi articolati, le derivate delle accelerazioni, influenzano l'insorgere di vibrazioni

Legge armonica semplice per gli spostamenti



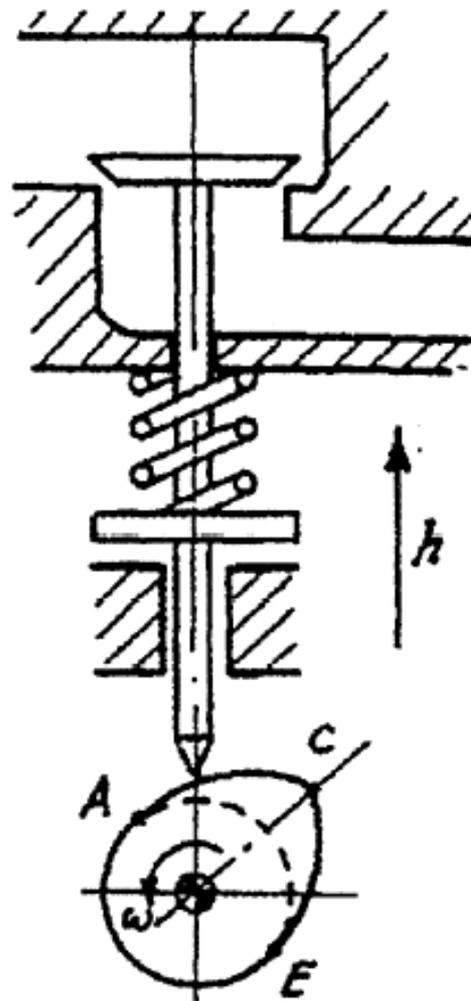
Legge armonica semplice per gli spostamenti

Determinazione del profilo della camma

Questo tipo di problema corrisponde al caso in cui sia assegnata la legge di variazione delle accelerazioni della punteria in funzione dell'angolo di rotazione della camma e il valore della corsa della punteria.

Nel caso in esame si suppone che il sistema sia del tipo rappresentato, in cui la camma ruota con velocità angolare costante e la punteria trasla (*comma a disco*).

Si suppone inoltre che la punteria sia di tipo puntiforme, ossia sia dotata di un estremo tipo bordo di coltello che viene a contatto con la superficie esterna della camma.



Determinazione del profilo della camma

Nella rotazione della camma, la punteria viene sollevata secondo l'asse h ; lo spostamento iniziato a partire dalla posizione di punto morto inferiore prende nome di *alzata della punteria*, per cui la corsa della punteria viene anche indicata come *alzata massima*.

Per favorire il contatto tra punteria e camma anche nelle fasi in cui sono presenti forze di inerzia che tendono a produrre un distacco (come si vedrà in seguito), nel sistema è inserita una molla che produce una spinta contro la camma.

Nel tipo di problema in esame è nota la legge dell'accelerazione della punteria e l'alzata massima. Tali dati possono corrispondere a quelli di partenza nel progetto di una camma per motore automobilistico.

Possono essere prese in esame varie leggi di accelerazione: rettangolare simmetrico, rettangolare asimmetrico, triangolare sinusoidale, ecc.

Legge di accelerazione (1)

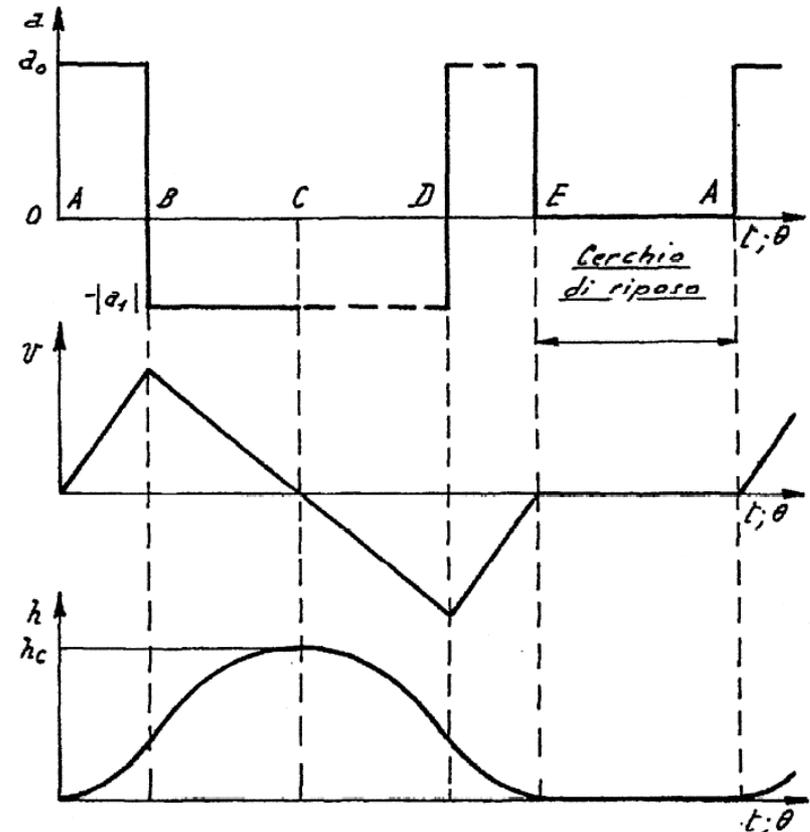
Le leggi sono assegnate in funzione del valore dell'angolo θ di rotazione della camma, ma siccome la velocità di rotazione della camma è costante e risulta:

$$v = \frac{d\theta}{dt} = \text{costante}$$

esiste una proporzionalità tra angoli e tempi: è quindi ugualmente possibile considerare le leggi in funzione degli angoli e del tempo.

Siccome in pratica è bene limitare i valori delle accelerazioni negative, che possono dar luogo a forze d'inerzia che tendono a staccare la punteria dalla camma, si usano più frequentemente leggi di accelerazione dissimmetriche con valori positivi più alti di quelli negativi.

Una tipica legge di accelerazione è riportata in figura, insieme agli andamenti di velocità v e all'alzata h .

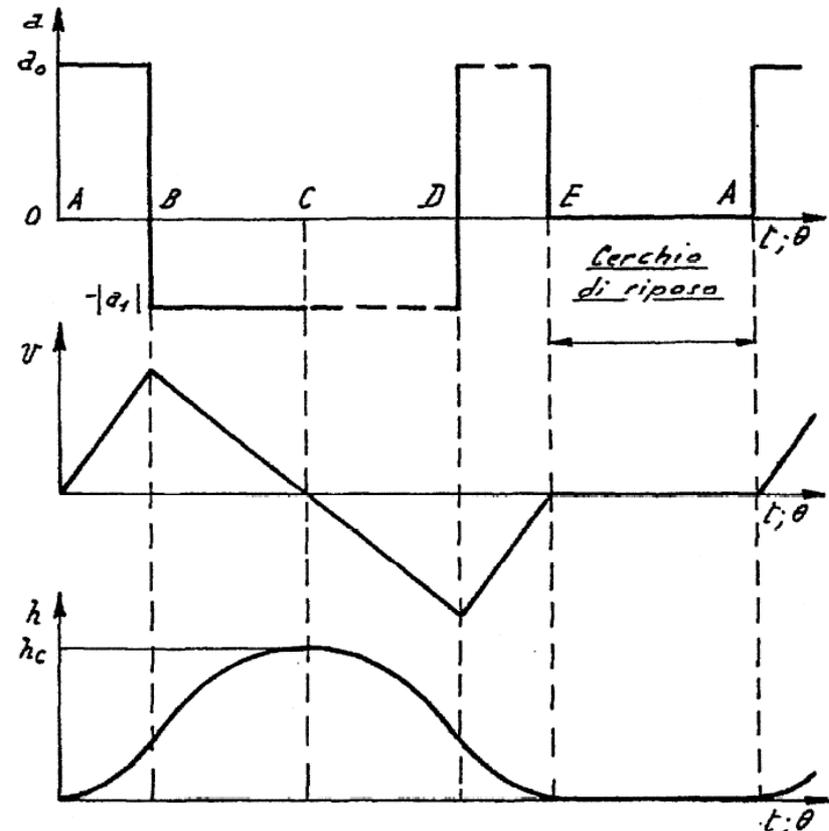


Legge di accelerazione (2)

Il diagramma è rappresentato a partire dal punto in cui inizia il sollevamento della camma (A). Antecedentemente a tale punto la camma ha un profilo circolare a cui non corrisponde alcun movimento della punteria (*punto di riposo*).

Seguendo l'andamento dei diagrammi vi è una prima fase (tratto AB) in cui l'accelerazione è positiva (verso l'alto), la velocità aumenta e la punteria si solleva. Segue poi una seconda fase (tratto BC) in cui l'accelerazione è negativa ma la velocità è sempre positiva: la punteria rallenta pur proseguendo il sollevamento fino all'alzata massima (punto C).

Nella fase di ritorno della punteria inizialmente l'accelerazione è negativa, ossia diretta verso il basso (trattino CD), la velocità è diretta verso il basso ed aumenta di valore, e la punteria comincia a riabbassarsi.



Legge di accelerazione (3)

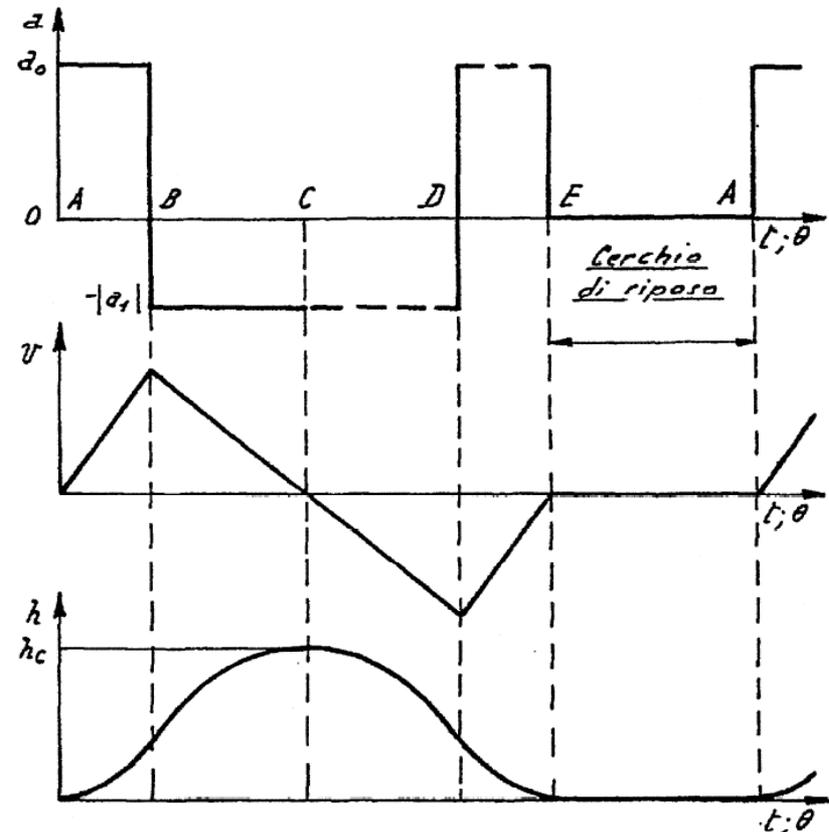
Vi è poi una fase con accelerazione positiva (tratto DE) in cui la velocità si riduce fino ad annullarsi (punto E) in coincidenza del ritorno della punteria sul cerchio di riposo.

In ultimo la zona corrispondente al cerchio di riposo (tratto EA) in cui accelerazioni, velocità ed alzate sono sempre costantemente nulle

Come risulta la velocità varia con legge lineare e le alzate con legge parabolica.

Nel punto C di alzata massima la velocità della punteria deve tornare a zero, per poter diventare negativa nella fase di discesa.

La velocità nel punto C vale zero.



Freni e Frizioni

FRENI

I freni, che servono ad arrestare membri in moto, si dividono in:

- **freni a tamburo**
 - a ganasce (o a ceppi esterni)
 - ad espansione (o a ceppi interni)
 - a nastro
- **freni a disco**
 - monodisco
 - a staffa fissa
 - a staffa mobile
 - a disco mobile
 - multidisco

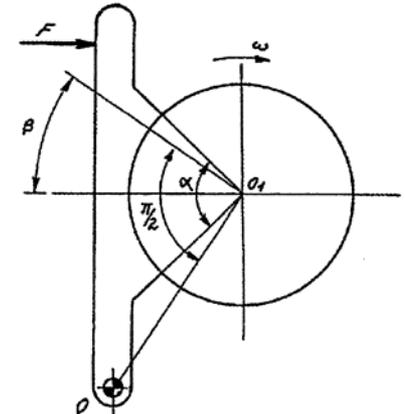
Le grandezze che caratterizzano il comportamento del freno sono:

- *forza di comando (o di azionamento)*: forza esercitata dall'operatore
- *corsa di lavoro*: spostamento dell'organo di comando
- *indice di comando*: prodotto della forza di comando per la corsa di lavoro
- *efficacia*: rapporto (forza d'attrito sul tamburo/disco) / (forza di comando)
- *indice di regolarità*: rapporto (variazione percentuale della coppia di frenatura) / (variazione percentuale del fattore d'attrito)

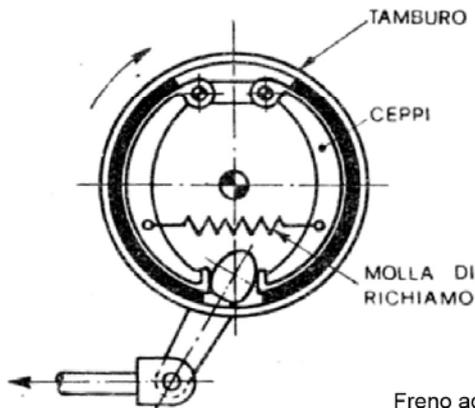
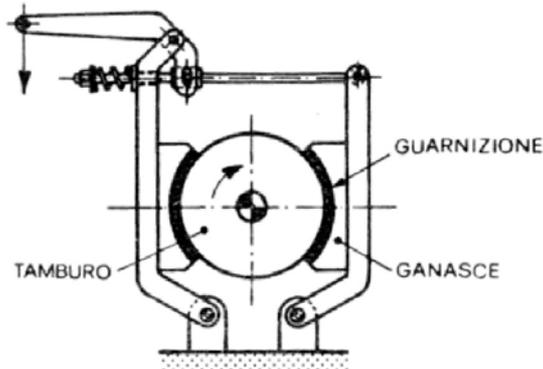
Freni a tamburo

I freni a tamburo sono costituiti da un ceppo con profilo circolare che viene spinto internamente o esternamente contro la superficie di un tamburo rotante.

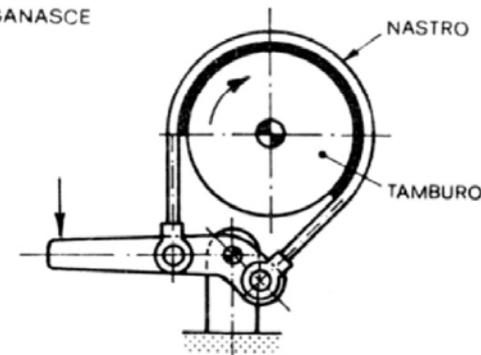
Il singolo ceppo è detto *teso* se la cerniera d'appoggio è a monte del ceppo stesso (nel verso di rotazione del tamburo); altrimenti è detto *compresso*



Freno a ganasce
(o a ceppi esterni)



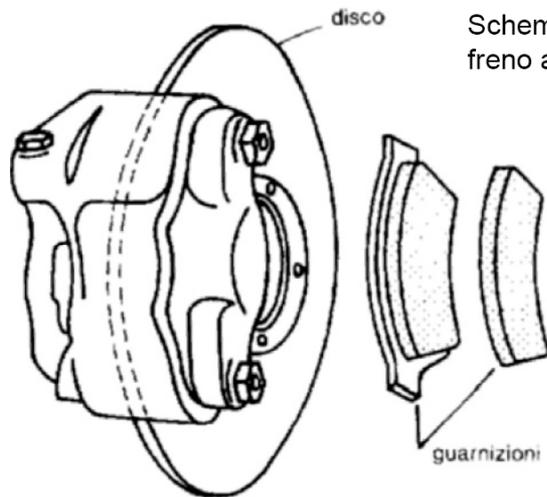
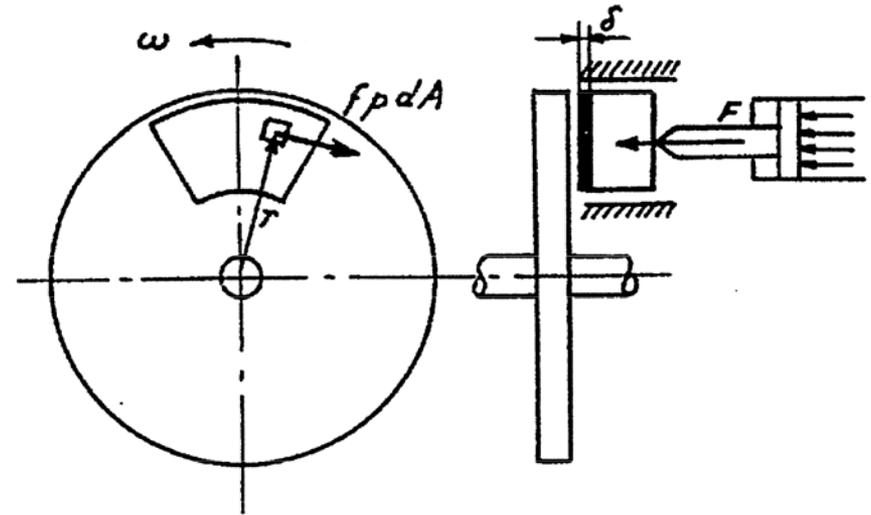
Freno ad espansione
(o a ceppi interni)



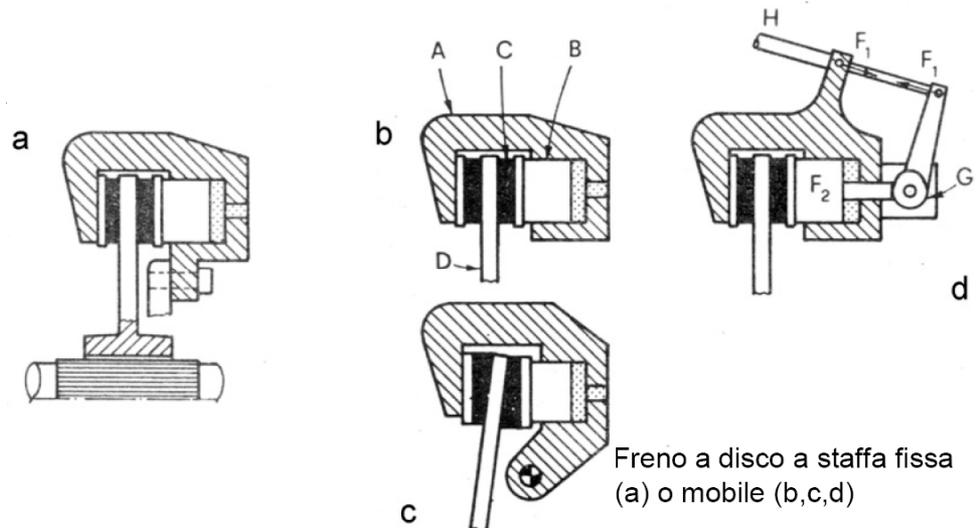
Freno a nastro

Freni a disco

Nei freni a disco il ceppo frenante è rappresentato da un elemento piano che viene spinto con movimento frontale contro un disco rotante. I ceppi possono essere più di uno e normalmente vengono piazzati in maniera da non produrre rilevanti sforzi assiali sul disco che deve essere frenato.



Schema di freno a disco



Freno a disco a staffa fissa (a) o mobile (b,c,d)

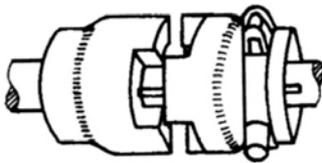
INNESTI

Consentono di stabilire o interrompere il collegamento fra due alberi; sono indispensabili quando occorre accoppiare due parti di un sistema aventi velocità diverse (es. albero motore-albero di trasmissione negli autoveicoli). Inoltre possono anche funzionare come limitatori di sovraccarico. Si distinguono:

- innesti **meccanici**
- innesti **idraulici**
- innesti **magnetici**

Gli **innesti meccanici** possono essere di due tipi:

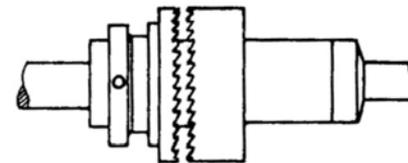
- **ad accoppiamento istantaneo**: i membri degli innesti possono essere accoppiati solo per differenze di velocità nulle o modeste
- **ad accoppiamento progressivo**, che consentono di realizzare un collegamento graduale fra due alberi; poiché la trasmissione delle forze è realizzata per attrito radente, sono detti anche a **frizione**



a denti frontali rettangolari



a spirale



a denti di sega

Frizioni

Le frizioni, od innesti ad attrito, consentono di collegare insieme due alberi rotanti coassiali o di separarli.

L'uso delle frizioni come elemento di realizzazione della unione o separazione di alberi è molto diffuso. Esempi di applicazione sono frequenti in autovetture, macchine utensili e macchine automatiche in genere, per poter azionare cambi di velocità o per interrompere momentaneamente certe operazioni.

Un secondo uso della frizione è poi possibile come organo di sicurezza, in quanto una frizione innestata può trasmettere un carico solo fino a un determinato valore della coppia e consente quindi di non oltrepassare la trasmissione di coppie e quindi di sforzi eccessivi.

Nelle frizioni, una o più superfici, solidali con un primo albero mobile, vengono messe a contatto di corrispondenti superfici solidali con il secondo albero a cui si deve trasmettere il moto.

Quando una frizione viene innestata vi è un transitorio, durante il quale si ha strisciamento tra le superfici a contatto; dopo il transitorio i due alberi ruotano alla stessa velocità.

Durante la fase di innesto la trasmissione del moto avviene per attrito di strisciamento, e la coppia trasmessa ha un valore ben definito: a regime invece la trasmissione avviene per aderenza e la coppia dipende dalle condizioni richieste di funzionamento.

Pertanto, quando il momento da trasmettere supera i limiti imposti dalle condizioni di aderenza, le superfici a contatto slittano ed il moto non viene più trasmesso.

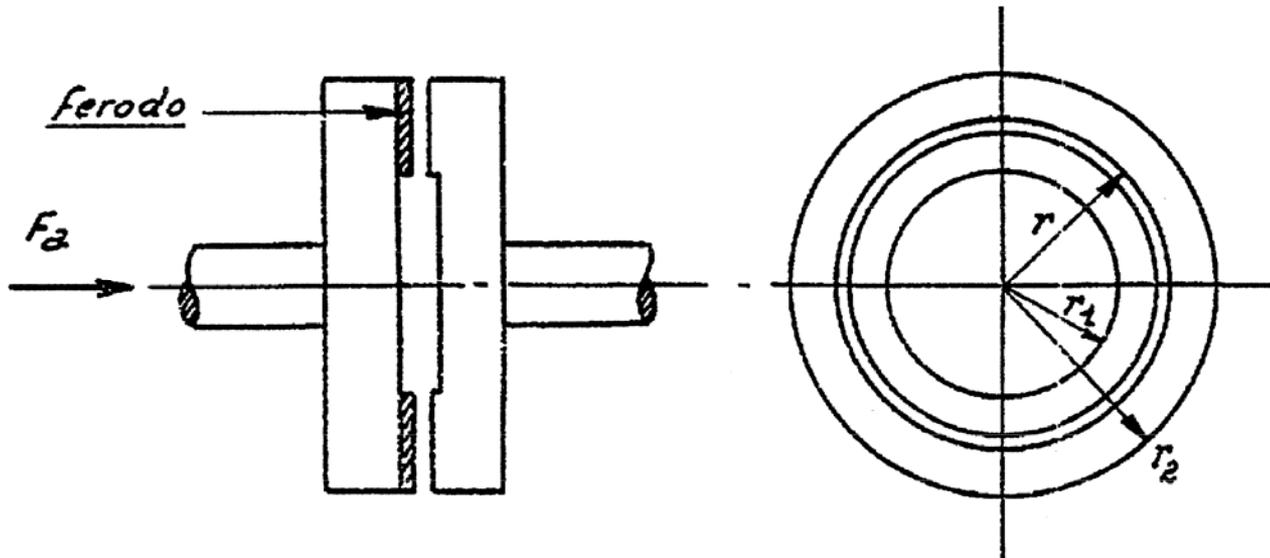
Questo fenomeno viene sfruttato nelle frizioni di sicurezza che consentono di distaccare le macchine operatrici dagli organi motori quando gli sforzi tendono a diventare pericolosi.

Tipi di frizione

I tipi di frizione più diffusi sono Frizioni piane e Frizioni piane multiple

Le Frizioni piane, nella loro forma più semplice sono costituite da due dischi solidali con i due alberi da collegare, che vengono serrati l'uno contro l'altro frontalmente.

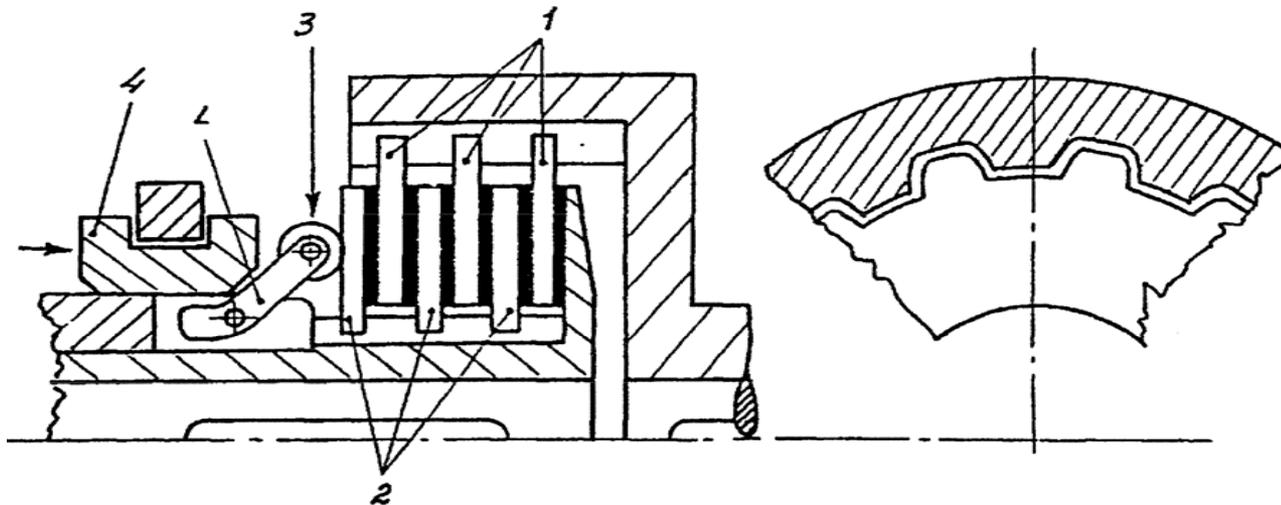
Di solito il contatto avviene non su tutto il disco ma su una corona circolare, di raggio interno r_1 e raggio esterno r_2 rivestite di materiale idoneo con un alto coefficiente d'attrito e resistente all'usura, di solito ferodo.



Frizioni piane multiple

Frizioni piane multiple, in cui si usano più dischi, in parte solidali con un albero rotante, in parte con l'altro, in modo da avere tutta una serie di superfici di contatto. Nella realizzazione effettiva vi è una serie di dischi (1) solidali con una campana esterna collegata ad un primo albero ed una serie di dischi (2) solidali con l'altro albero.

Se i dischi non sono sollecitati da forze assiali non si ha contatto e non si ha trasmissione di coppia. L'applicazione di una spinta assiale si ripercuote su tutti i dischi e su ogni superficie di contatto si generano le forze tangenziali che provocano la trasmissione del moto.



Biella - manovella

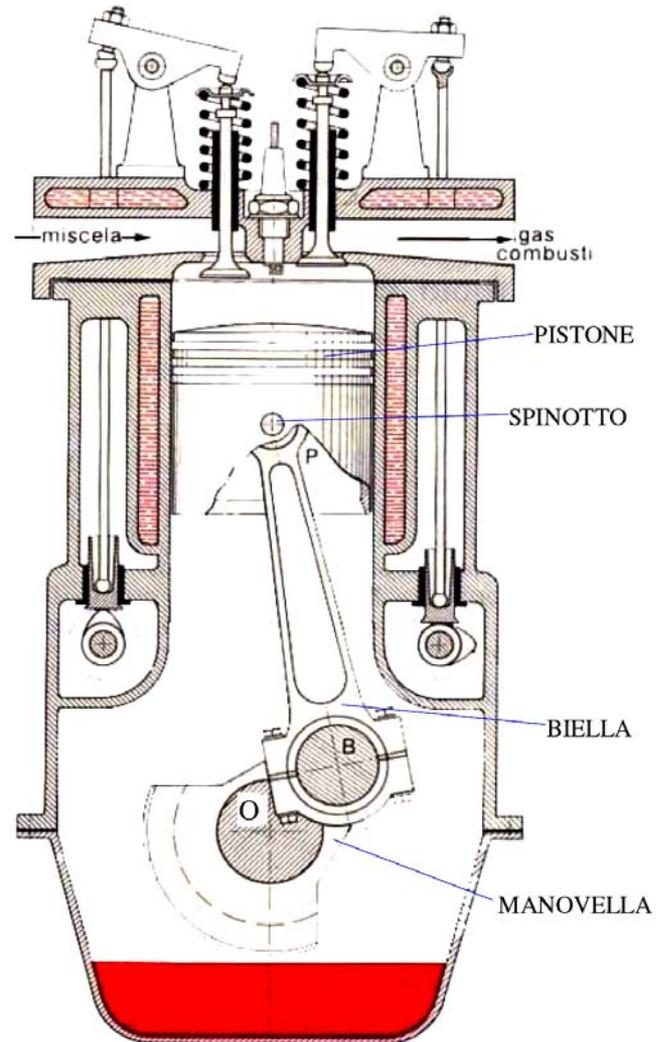
SISTEMA BIELLA MANOVELLA

È un MANOVELLISMO DI SPINTA impiegato per CONVERTIRE UN MOTO rettilineo alternato in un moto rotatorio (o viceversa). È utilizzato nella maggior parte dei motori endotermici e nelle macchine volumetriche (pompe, compressori).

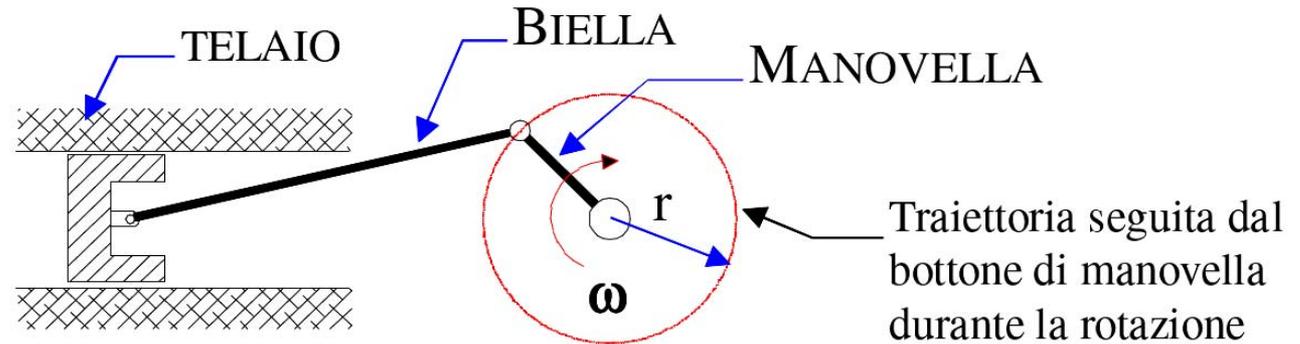
I suoi principali componenti sono:

- lo STANTUFFO (o PISTONE) che porta al suo interno lo spinotto cilindrico sul quale si articola l'estremità superiore della biella (piede di biella), mentre l'estremità inferiore (testa di biella) abbraccia il perno posto al termine della manovella calettata sull'albero a gomiti del motore;
- la BIELLA, asta collegata con due cerniere, da un lato allo stantuffo, dall'altro alla manovella;
- la MANOVELLA, asta collegata con la biella e vincolata a ruotare intorno al punto O;
- il TELAIO che costituisce il supporto sul quale poggia il complesso.

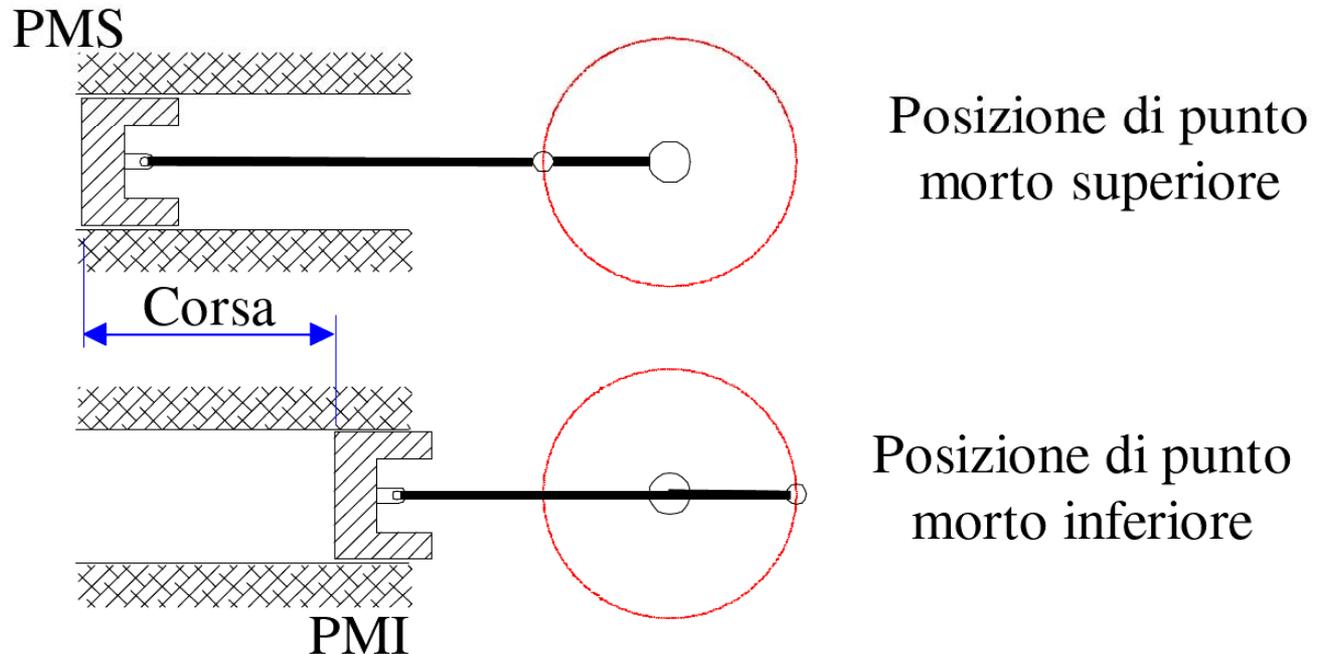
SISTEMA BIELLA MANOVELLA



Schema di calcolo del moto



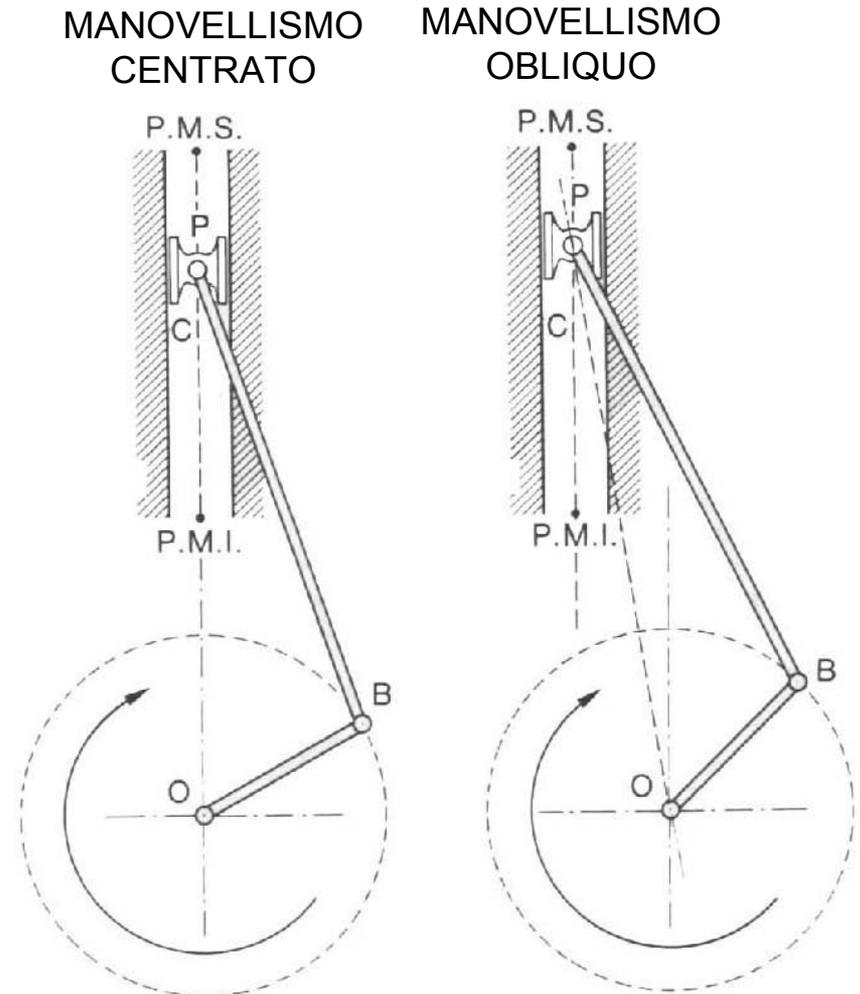
La distanza tra i due punti morti si chiama **CORSA** e come si vede dal disegno:
 $corsa = 2 \times r$
con r = raggio di manovella



Manovellismo centrato o decentrato

Il manovellismo si dice

- CENTRATO quando la congiungente i punti P e O coincide con la direzione dello spostamento del corsoio (stantuffo);
- OBLIQUO o DECENTRATO quando le due rette suddette non sono coincidenti.



ORGANI MECCANICI DI COLLEGAMENTO

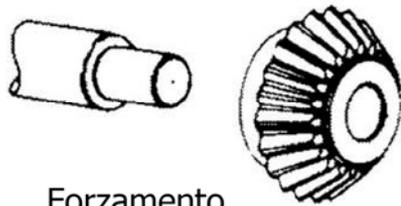
Chiavette, linguette, spine anelli, seeger

Filettature

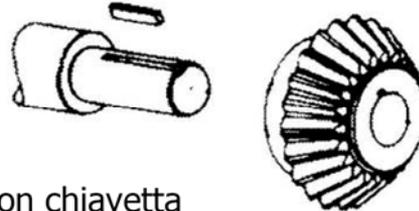
Cuscinetti

Chiavette, linguette, spine anelli, seeger

Collegamenti albero - mozzo



Forzamento



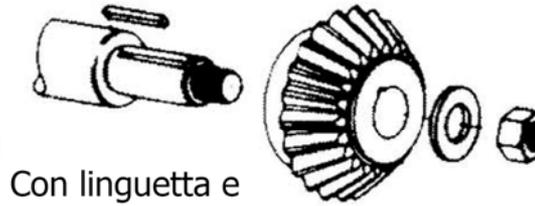
Con chiavetta



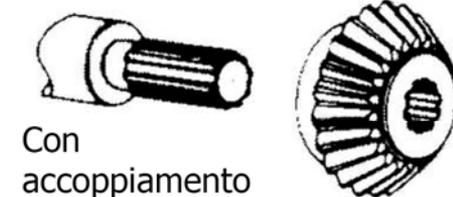
Con grano di pressione



Estremità prismatica e codolo filettato



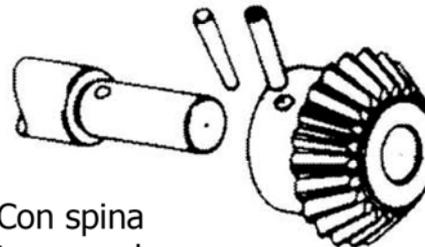
Con linguetta e codolo filettato



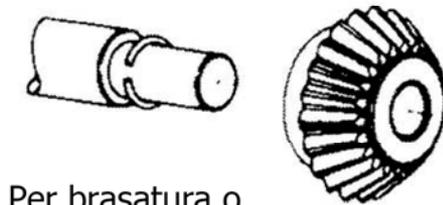
Con accoppiamento scanalato



Estremità conica e codolo filettato



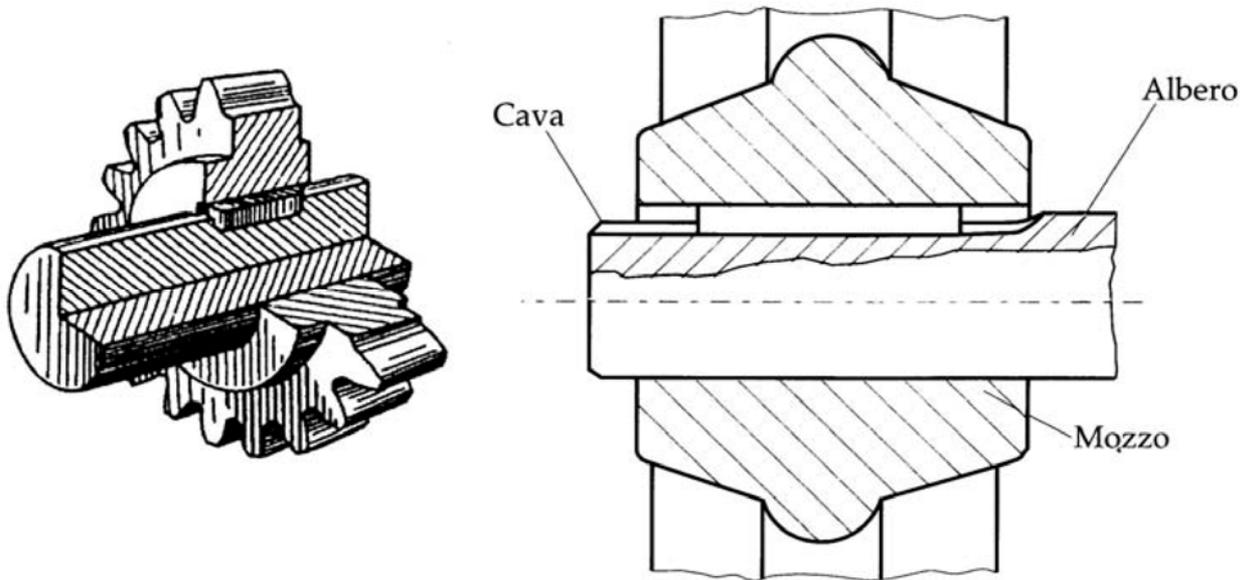
Con spina trasversale



Per brasatura o saldatura

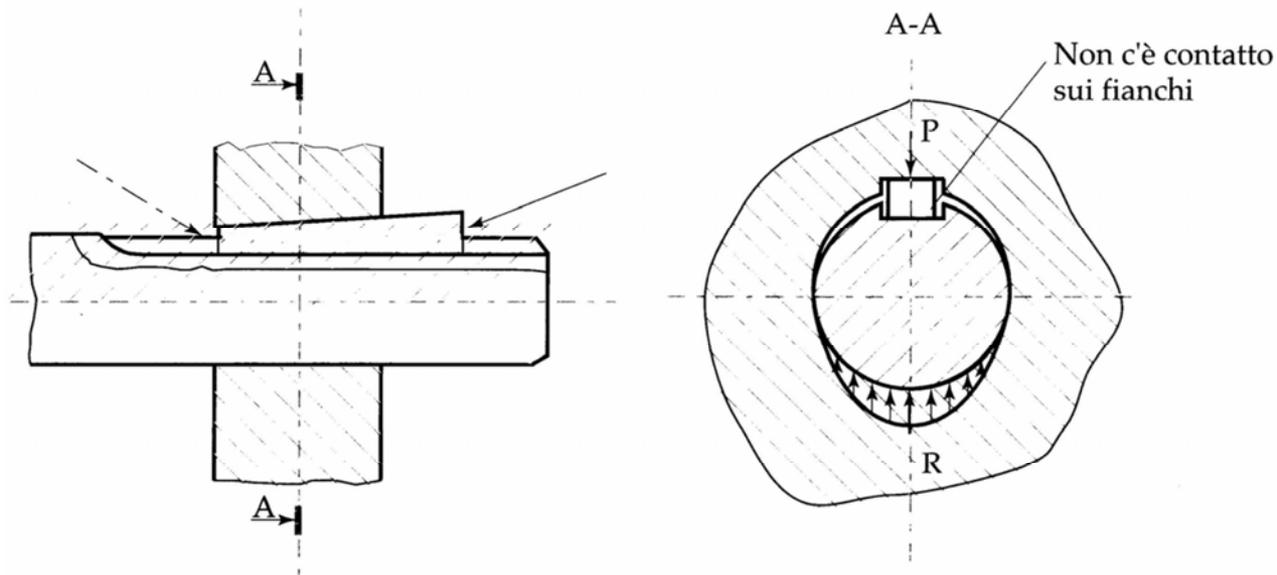
Chiavette

Prismi a sezione rettangolare, a larghezza costante e spessore decrescente da un'estremità all'altra, che vengono incastrate per circa metà del loro spessore nel mozzo e per l'altra metà in una cava dell'albero.



Chiavette

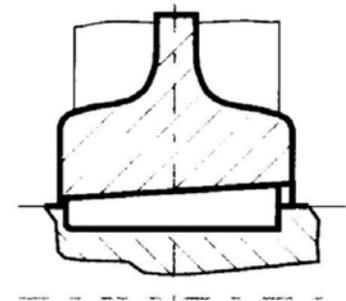
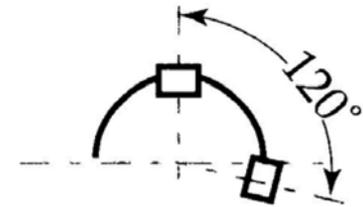
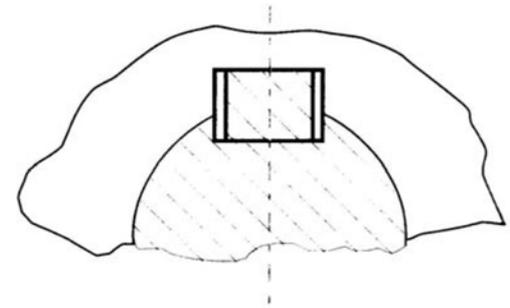
La chiavetta esercita un forzamento radiale fra albero e mozzo; la trasmissione del moto avviene per attrito, prevalentemente nelle zone di contatto diametralmente opposte.



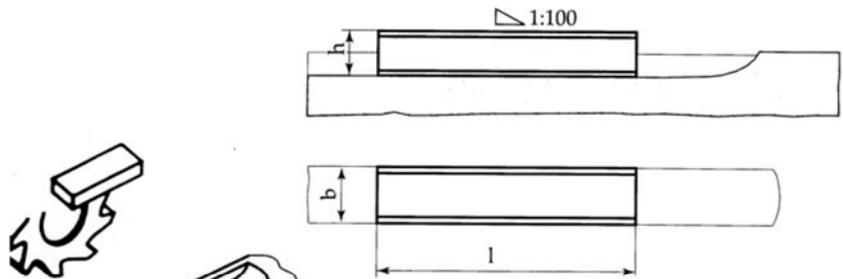
Chiavette

La chiavetta, forzando radialmente, può presentare gioco sui fianchi

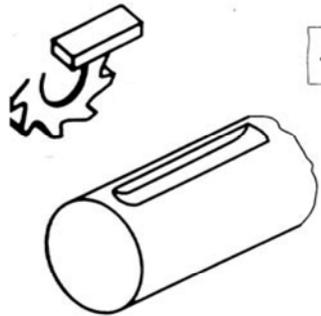
Qualora sia necessario l'uso di due chiavette, queste vanno disposte preferibilmente a 120° (o a 90°), non a 180° , per evitare indebolimento della sezione dell'albero ed ovalizzazione del mozzo



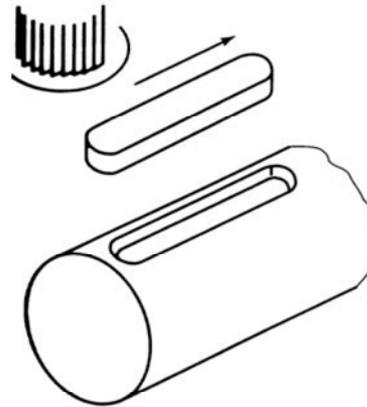
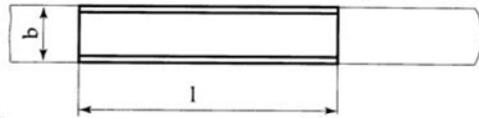
Tipi di chiavetta



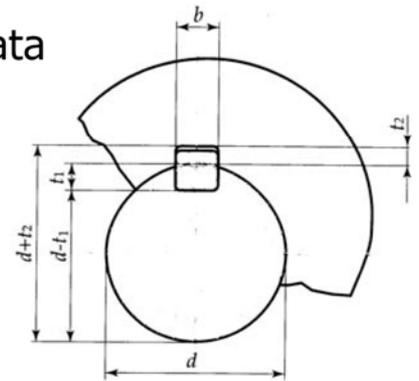
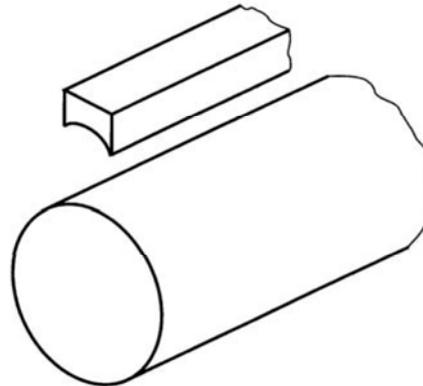
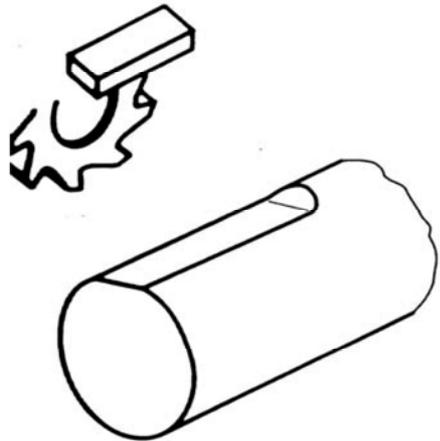
Chiavetta arrotondata
e relativa cava



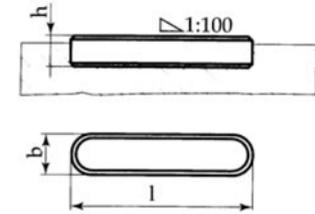
Chiavetta diritta
e relativa cava



Chiavetta
ribassata e
spianatura
sull'albero

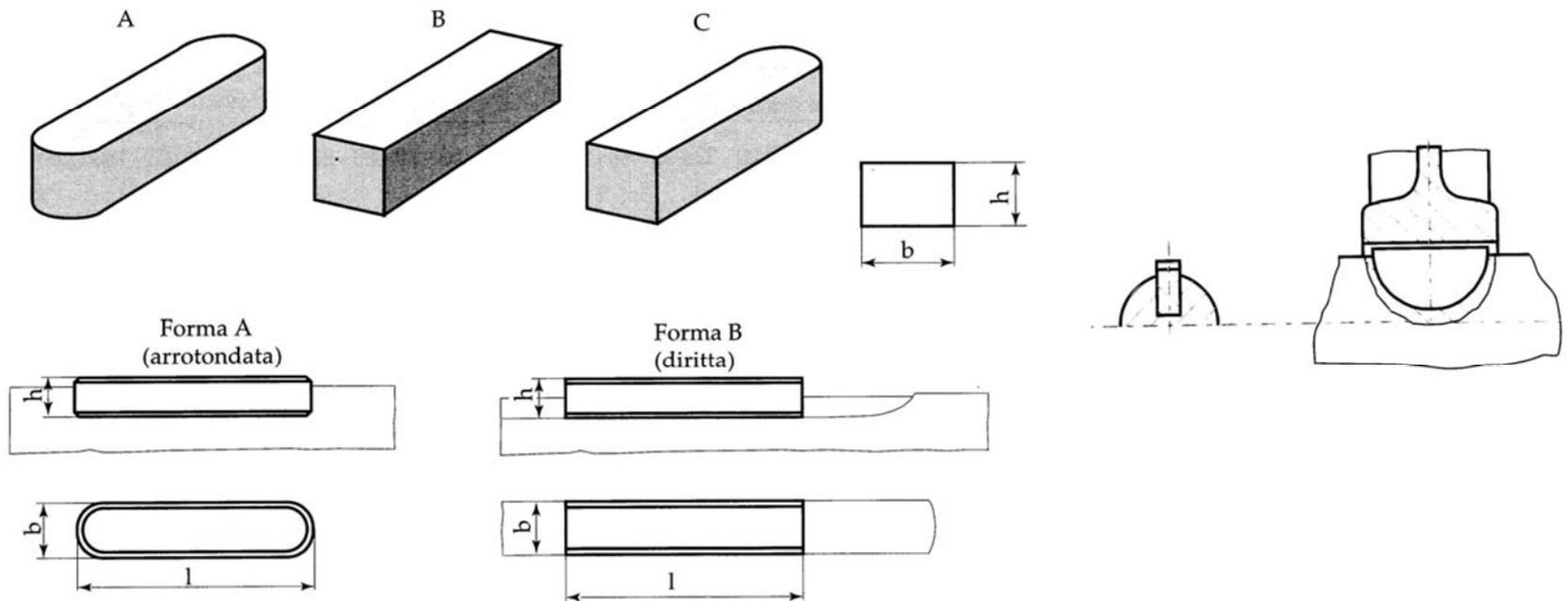


Chiavetta
concava



Linguette

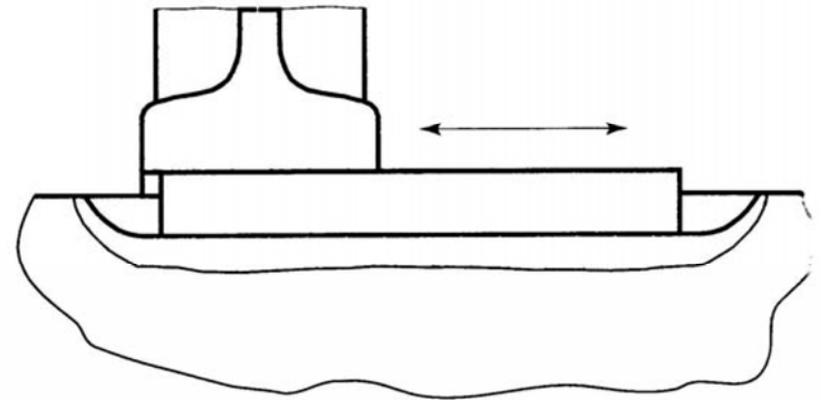
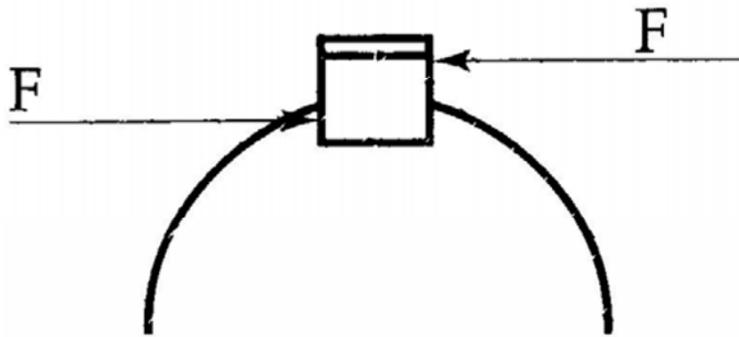
Le linguette sono prismi a sezione rettangolare costante, che vengono incastrate per circa metà del loro spessore nel mozzo e per l'altra metà in una cava dell'albero.



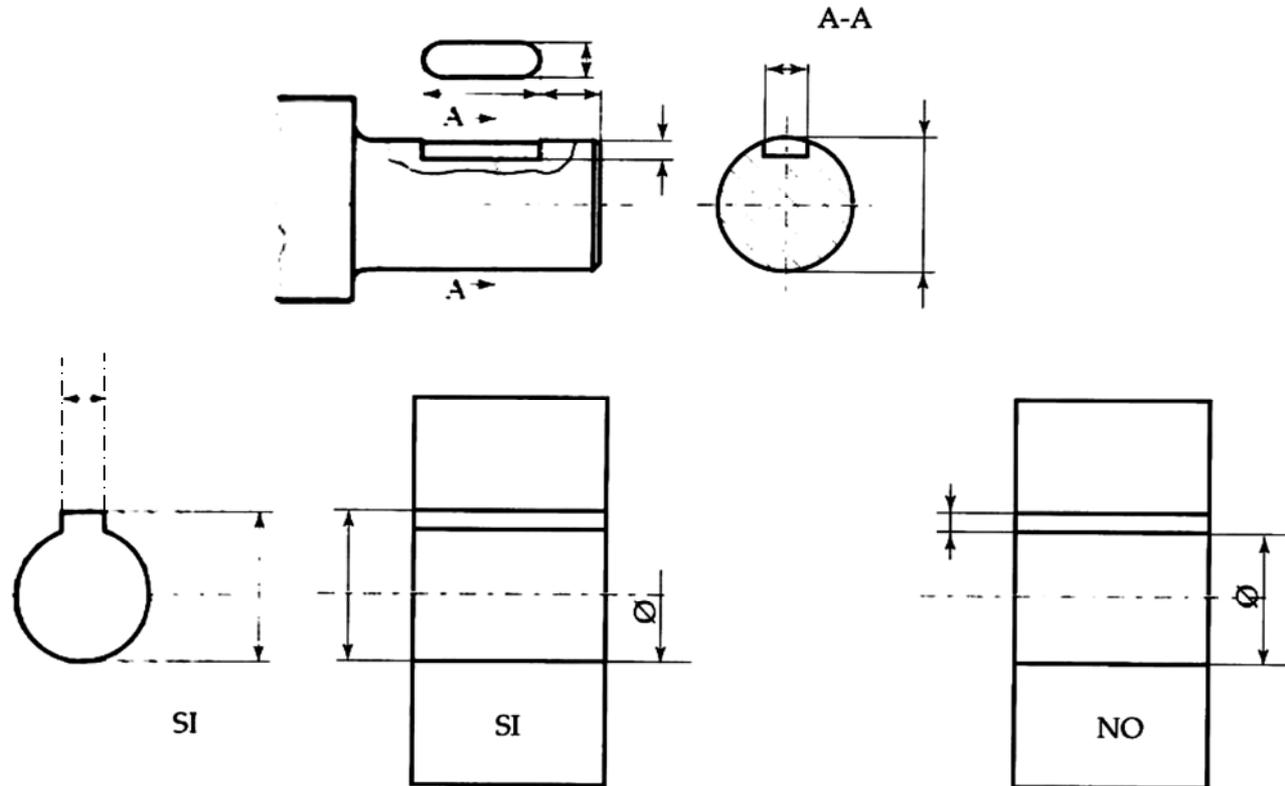
Collegamento con linguette

Contrariamente alle chiavette, la trasmissione del moto avviene in prevalenza tangenzialmente sui fianchi della linguetta, che viene così sollecitata soprattutto a taglio.

Nel montaggio è pertanto consentito un certo gioco radiale, mentre è richiesto un accoppiamento preciso sui fianchi.



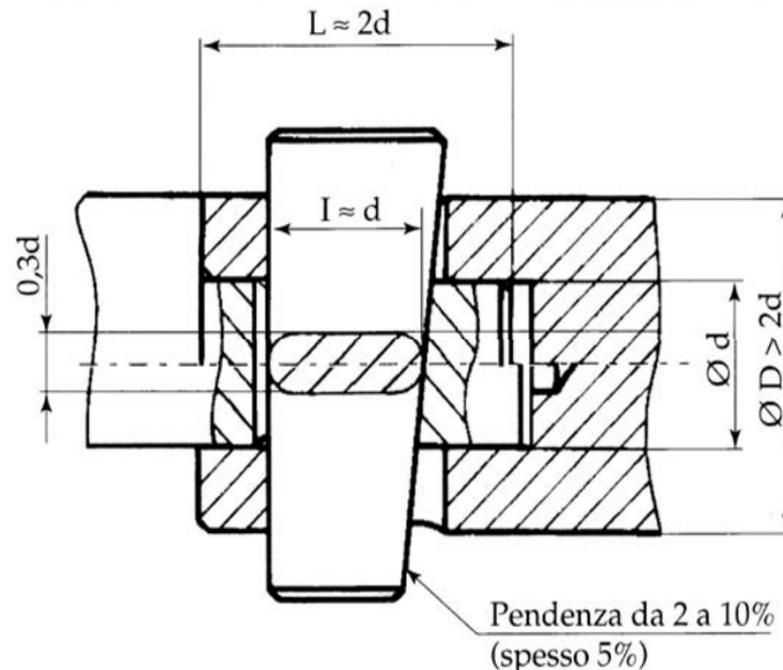
Quotatura di cave per chiavette e linguette



Chiavette trasversali (o biette)

Le chiavette trasversali (o biette) permettono di ottenere il bloccaggio contro la traslazione e rotazione reciproca di due pezzi, inserite in scanalature normali all'asse dei pezzi.

Collegamenti efficienti in senso assiale, non adeguati in presenza di elevati momenti torcenti.



Collegamento con spine e perni

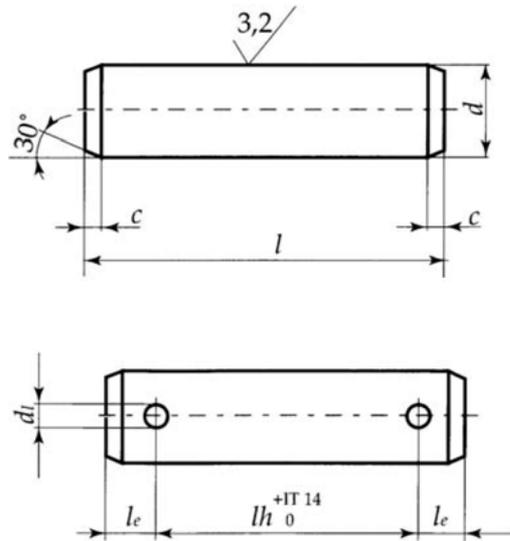
I perni sono elementi cilindrici costituenti particolari di macchine con funzione di fulcro per parti rotanti

Le spine sono elementi cilindrici costituenti particolari di macchine con funzione di arresto, di centraggio o di collegamento.

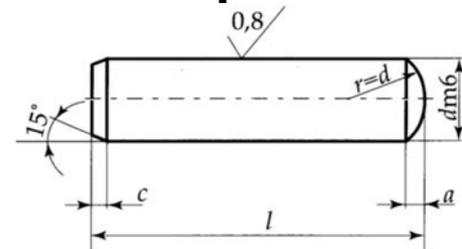
La distinzione fra spine e perni si basa essenzialmente sull'utilizzo.

Tipi di spine e perni

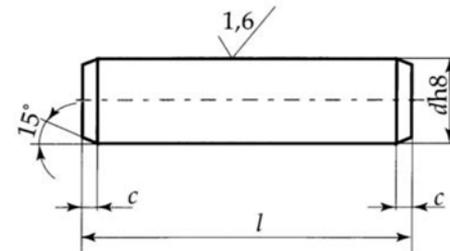
Perni



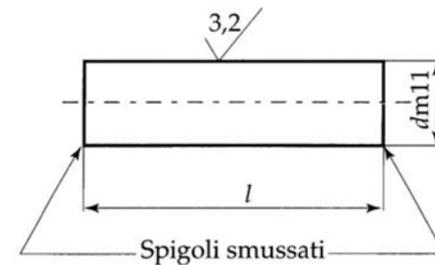
Spine



Tipo A

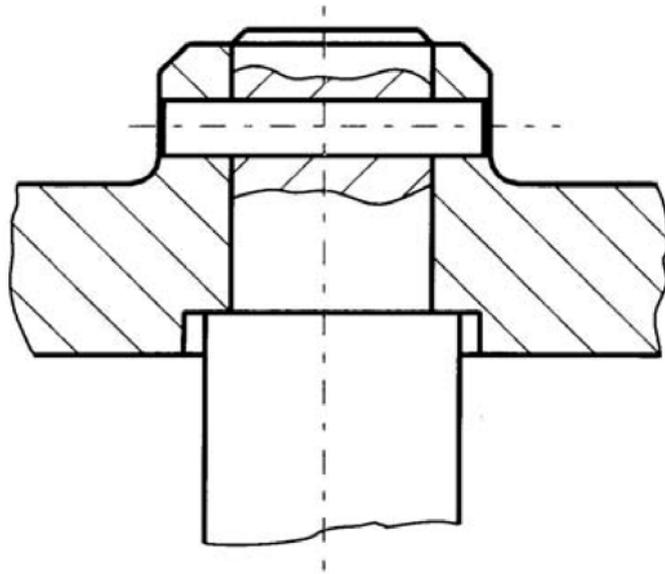


Tipo B

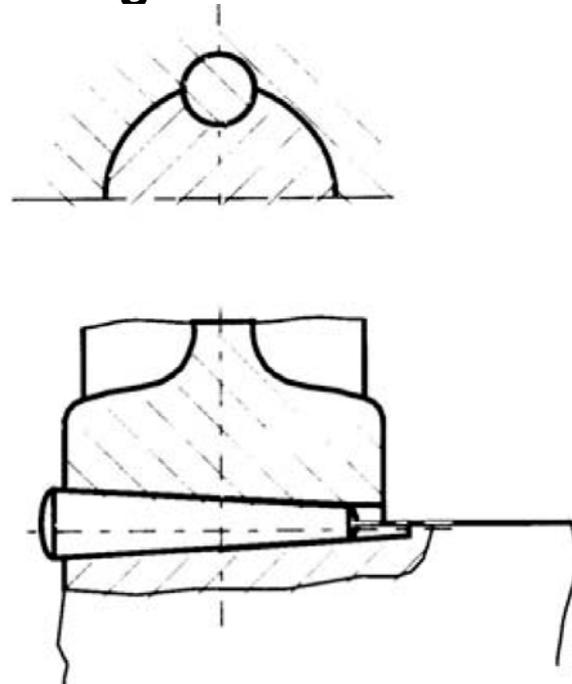


Spine cilindriche e coniche

**Spina cilindrica
utilizzata come
collegamento**

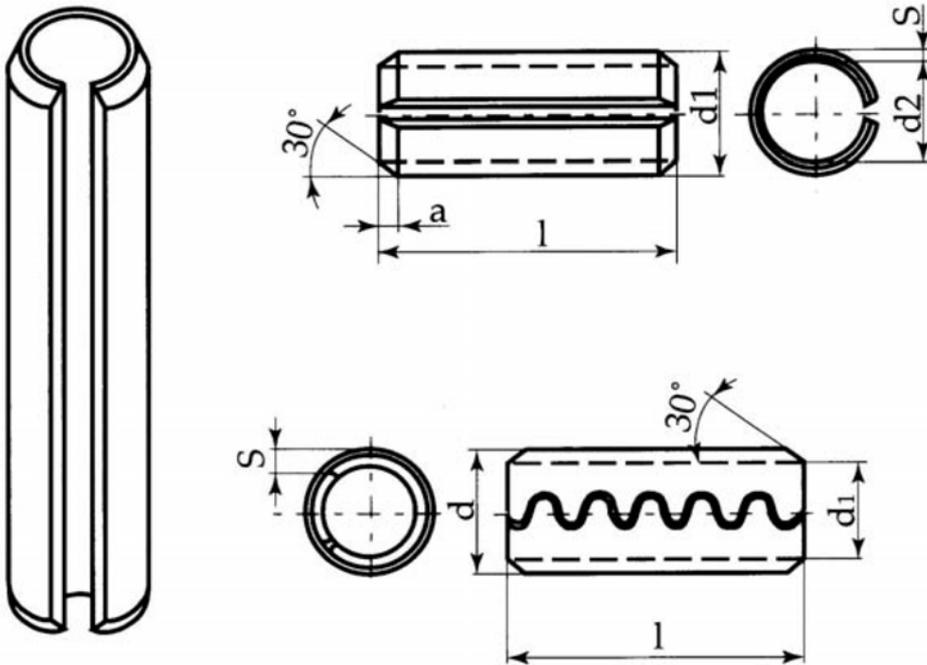


**Spina conica per la
trasmissione del
moto, forzata
longitudinalmente**



Spine elastiche

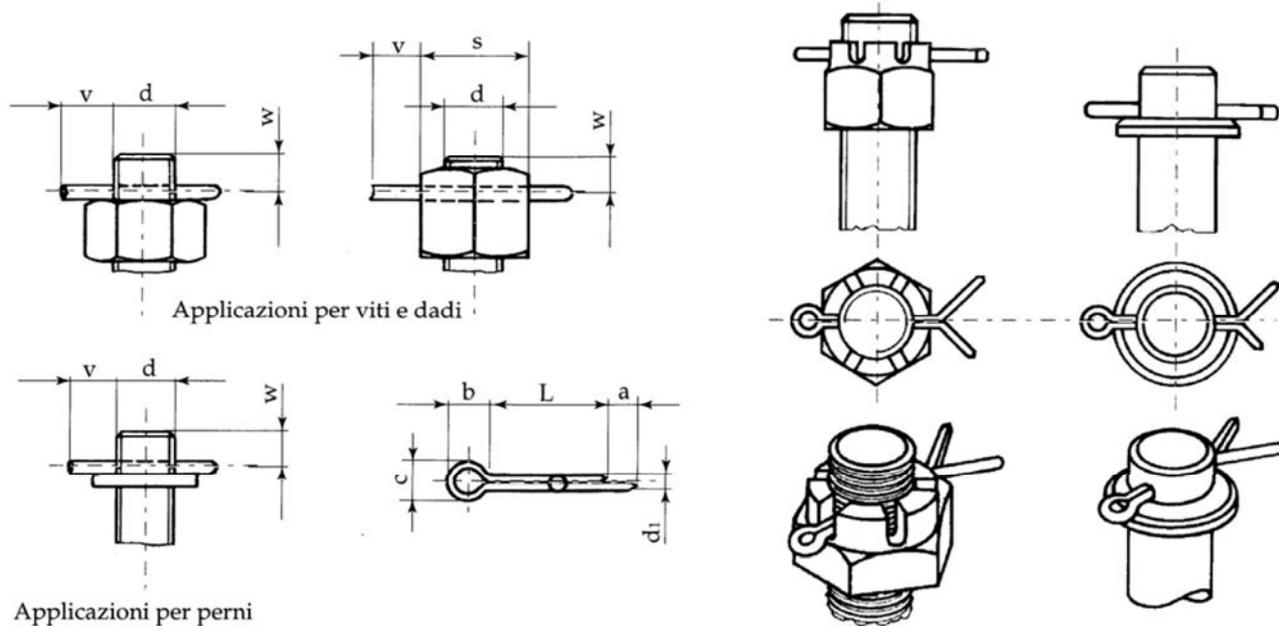
Le spine elastiche, in acciaio per molle, in condizioni libere hanno un diametro leggermente maggiore di quello del foro nel quale vanno inserite. Forzate nel foro, reagiscono con una spinta radiale che ne garantisce l'ancoraggio.



Spine elastiche tagliate –
il tipo con taglio ondulato
non è unificato.

Dispositivi di arresto per perni e spine

Le copiglie sono costituite da un filo a sezione semicircolare, ripiegato in modo che le due sezioni affacciate configurino un cerchio ed utilizzate come mostrato in figura

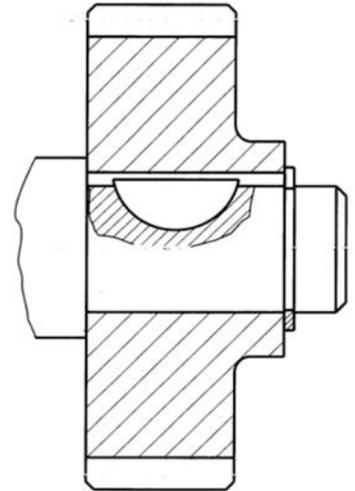


Anelli di sicurezza ed arresto

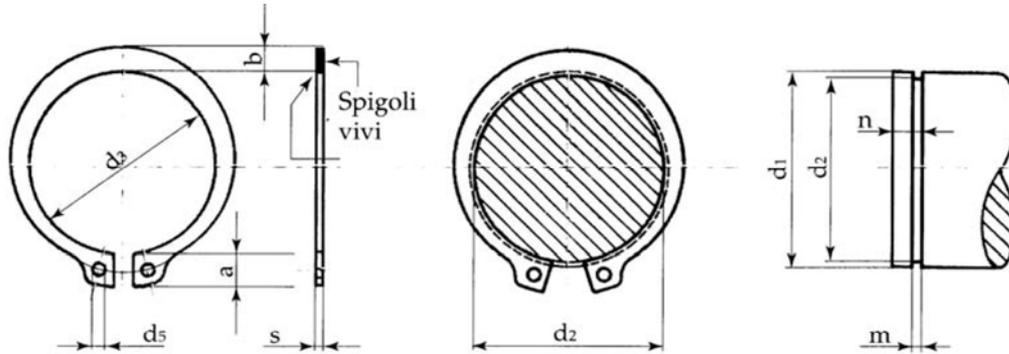
Gli anelli elastici (in acciaio per molle) sono frequentemente utilizzati per impedire lo spostamento assiale relativo di due elementi.

Sono anelli aperti, con diametro interno leggermente inferiore a quello dell'albero su cui vanno montati e subiscono pertanto al montaggio una deformazione elastica che provoca una reazione radiale che li blocca nella sede.

Per gli anelli che vanno montati entro fori il diametro è leggermente superiore a quello del foro entro cui vanno montati.

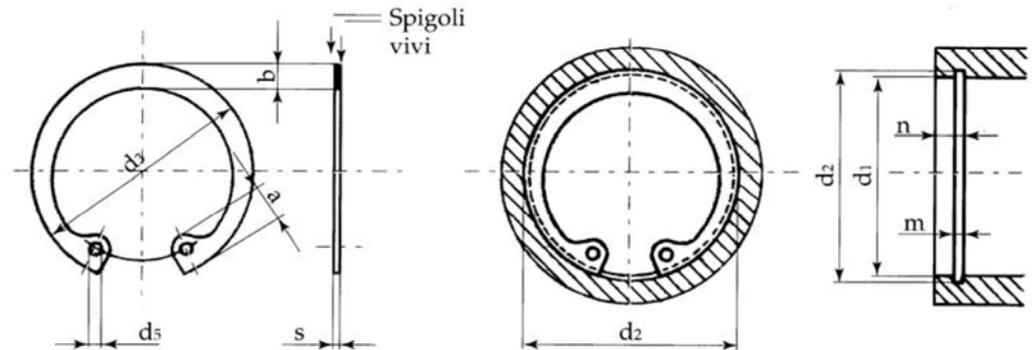


Anelli Seeger



Anello elastico
tipo Seeger
per alberi

Anello elastico
tipo Seeger
per fori



ANELLI SEEGER

ANELLI DI ARRESTO

Gli anelli Seeger si distinguono per il tipo di montaggio (assiale o radiale), per le caratteristiche del componente di macchina dove vengono montati (alberi o fori, con e senza gole di lavorazione) e naturalmente per le loro particolari forme.

I prodotti Seeger vengono costruiti in serie con acciai per molle di alta qualità particolarmente adatti per i diversi tipi di esecuzioni.

Gli anelli subiscono un trattamento di tempra per consentire di sostenere elevati carichi assiali una volta montati nella cava. La durezza degli anelli di maggiore diametro è relativamente più bassa rispetto a quella degli anelli di piccolo diametro, poiché in fase di montaggio essi subiscono sollecitazioni inferiori.

La durezza degli anelli viene indicata in Rockwell o in Vickers. Per gli anelli con spessore inferiore a 1 mm. la misurazione della durezza è possibile solo con il metodo Vickers.

Montaggio degli anelli Seeger

Gli anelli Seeger possono svolgere la loro funzione solo se vengono montati correttamente. Nel corso del montaggio l'anello viene solitamente sollecitato più che nel periodo di impiego successivo. Un montaggio non corretto può provocare danni sia all'anello che alla cava.

Montaggio assiale



Montaggio assiale autobloccanti



Montaggio radiale



Anelli Seeger a montaggio assiale

Questi anelli sono costruiti con fori di montaggio e nella maggior parte dei casi vengono montati e smontati con l'ausilio di pinze. In questo caso è importante che venga sempre usata la pinza adatta per ogni dimensione di anello. Per il montaggio di grandi quantitativi è consigliabile l'utilizzo della pinza pneumatica. Il riferimento per la pinza più adatta è dato inoltre nelle tabelle dimensionali dei singoli anelli.

La deformazione elastica degli anelli nel corso del montaggio provoca tensioni molto elevate, si dovrà pertanto tenere ben presente che:

Un anello Seeger nella fase di montaggio deve essere aperto o chiuso solo di quel tanto che è necessario per farlo scorrere sull'albero o per introdurlo nel foro.

L'albero o il foro debbono essere della misura nominale.

Questo deve essere rispettato soprattutto se si montano anelli in materiali quali bronzo e acciai inossidabili con basso modulo elastico.

Sollecitazioni eccessive durante il montaggio provocano deformazioni con la conseguenza che l'anello alloggerà nella cava libero o senza sufficiente pre-tensione.

Nel caso di anelli per fori non è possibile indurre una eccessiva sovrasollecitazione perché ad un certo punto le estremità si toccano impedendo così una ulteriore deformazione.

Ciò nonostante anche per questi anelli è consigliabile chiuderli soltanto di quel tanto necessario per l'introduzione nel foro.

Il pericolo di eccessivo allargamento è invece sempre presente negli anelli per alberi in quanto non vi è alcun impedimento ad una apertura eccessiva.

Anelli Seeger autobloccanti

Sono i più sensibili ad un eccessivo allargamento. Gli anelli Seeger autobloccanti tipo G, sono molto rigidi, e per essi le pinze di montaggio possono essere fornite con viti ad arresto di apertura per evitare il fenomeno della sovratensione.

La protezione più efficace contro il rischio di sovratensione è il montaggio con coni a spinta.

Gli anelli elastici senza fori di montaggio sono preferibilmente montati con coni di spinta. Gli anelli elastici per alberi con estremità a punta (anelli tipo SW con diametri normali fino a 38 mm) possono essere anche montati e smontati con le relative speciali pinze. Lo smontaggio degli anelli elastici senza fori presenta sempre grandi difficoltà, soprattutto se di piccole dimensioni e non può essere effettuato se non con l'ausilio di sistemi di leva quali cacciaviti. Gli anelli tipo L e tipo W devono essere infilati sull'albero o nel foro con l'uso della pinza e quindi spinti assialmente con una boccola a spinta fino a che non si inseriscono nella cava. Gli anelli autobloccanti con alette devono venire montati con l'ausilio di opportune boccole o perni.

Anelli Seeger a montaggio radiale

Uno dei principali vantaggi degli anelli a montaggio radiale è la loro facilità di montaggio. Gli anelli tipo ST, RA, H ed SL vengono semplicemente montati spingendoli nella cava dell'albero senza particolari attrezzi.

Nel caso di grandi quantitativi per abbreviare i tempi di montaggio si raccomanda l'impiego dei distributori.

Essi sono disponibili per gli anelli Seeger tipo RA DIN 6799 nelle dimensioni da 1.2 mm a 12 mm. Per l'impiego dei distributori gli anelli vengono forniti infilati in stecche o impilati con nastro adesivo.

L'estrazione dal distributore avviene poi con l'apposita pinza che in pari tempo serve anche per l'introduzione dell'anello nella cava. Le pinze possono essere fornite anche in esecuzione piegata ad angolo così che il montaggio sia possibile in posizioni difficilmente accessibili.

FILETTATURE

Collegamenti filettati

I collegamenti filettati sono largamente utilizzati nelle costruzioni meccaniche con funzione di collegamento, arresto, registrazione, manovra etc.

La filettatura è il risalto a sezione costante (filetto) avvolto ad elica sulla superficie esterna (vite) o interna (madrevite) di un elemento cilindrico o conico.

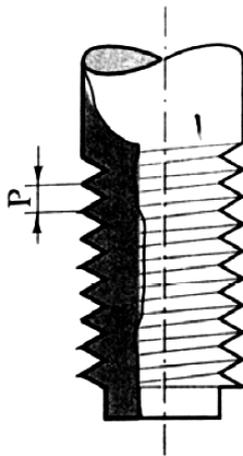
Elementi principali di una filettatura

Forma del profilo:

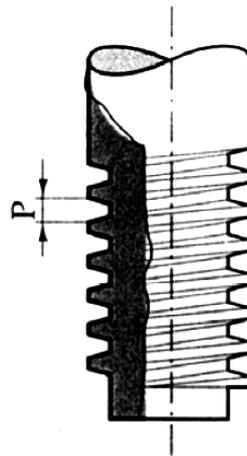
- figura risultante dall'intersezione del filetto con un semipiano avente per origine l'asse della filettatura. Può essere triangolare, a dente di sega, trapezoidale, tondo etc.

Passo:

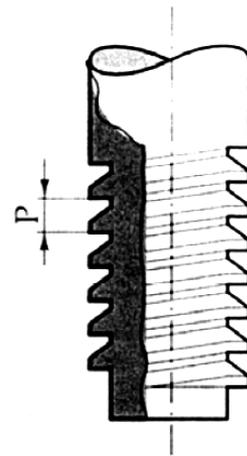
- distanza tra due punti corrispondenti situati su fianchi paralleli di due filetti consecutivi.



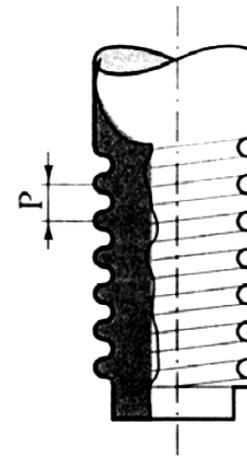
profilo
triangolare



profilo
trapezoidale



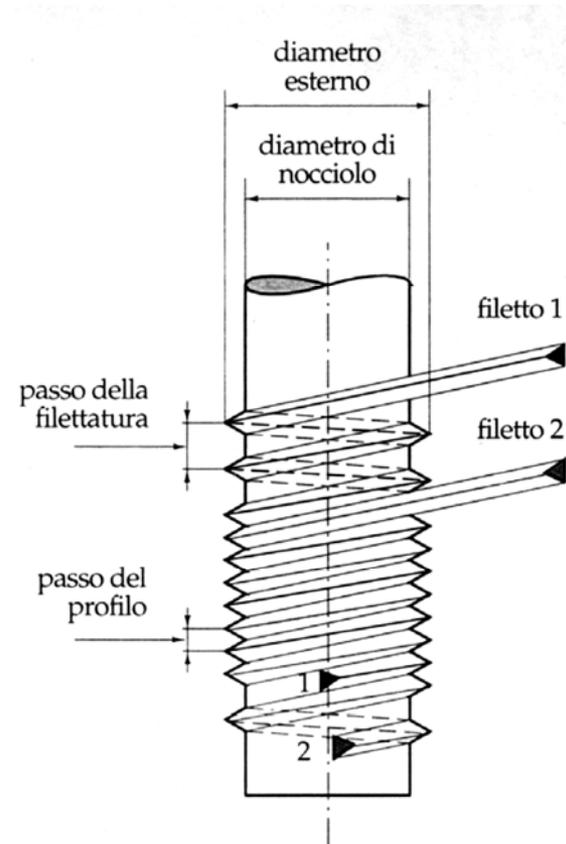
profilo
a dente di sega



profilo
tondo

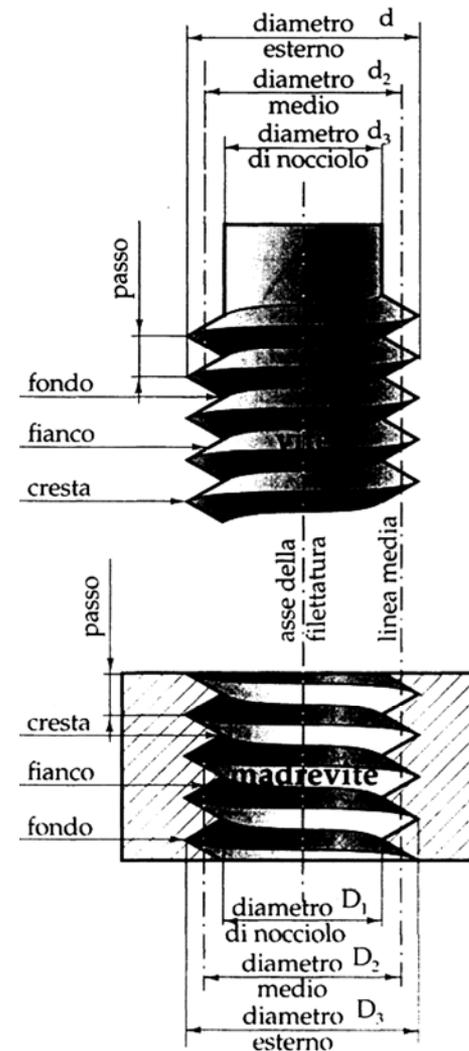
Elementi principali di una filettatura

Numero di principi: la filettatura a più principi (in cui sul medesimo nocciolo si avvolgono più filetti elicoidali contigui) è utilizzata qualora si voglia ottenere un passo lungo con una ridotta profondità del filetto. In tal caso è necessario distinguere tra il passo del profilo (passo apparente) e il passo della filettatura (passo effettivo), corrispondente all'avanzamento di un giro attorno all'asse del componente.



Elementi principali di una filettatura

Diametro nominale: è utilizzato per la designazione convenzionale della filettatura e coincide con il diametro esterno d della vite (misurato sulla cresta del filetto) e con quello corrispondente D esterno della madrevite (misurato sul fondo del filetto).



Elementi principali di una filettatura

Angolo e senso dell'elica: l'angolo dell'elica in un filetto è formato tra un piano perpendicolare all'asse della filettatura e la tangente al filetto condotta per il punto dell'elica risultante dall'intersezione del fianco del filetto con un cilindro di diametro uguale al diametro medio di filettatura. La filettatura è destrorsa quando avanzando lungo l'elica (avvitamento) si ruota in senso orario attorno all'asse del pezzo, sinistrorsa quando si ruota in senso antiorario.

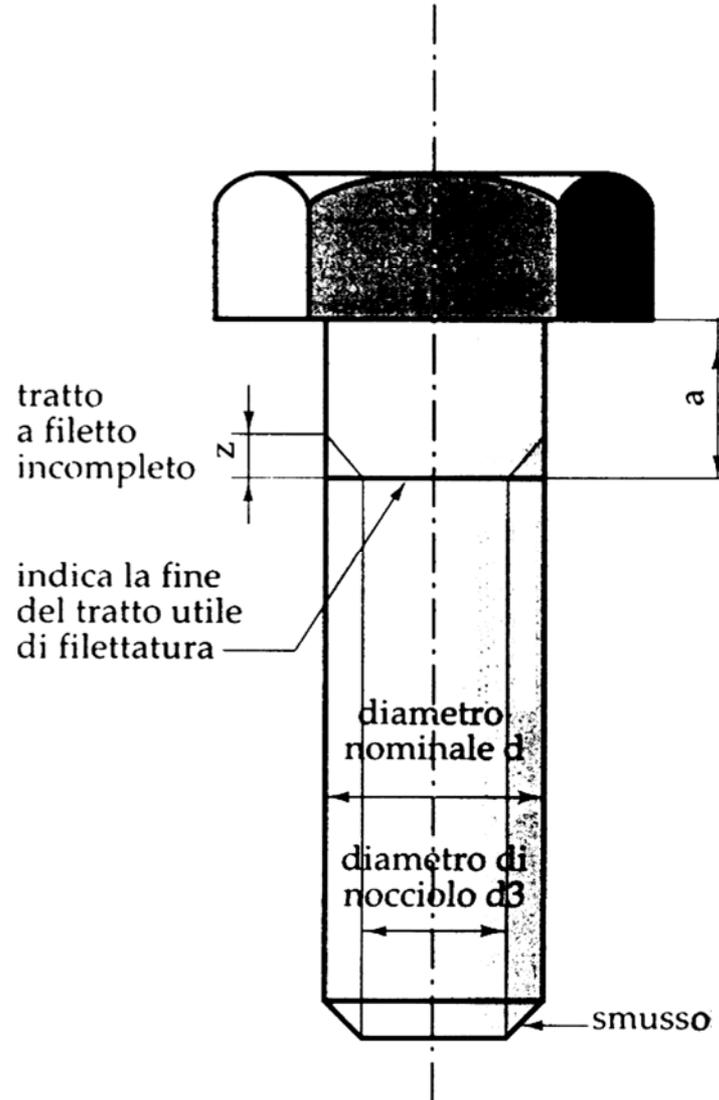
Lunghezza di avvitamento: porzione di vite che va a contatto con la madrevite, misurata in lunghezza nella direzione dell'asse. Corrisponde in genere a 1-1.5 volte il diametro nominale.

Rappresentazione di elementi filettati

Filettatura esterna

- la cresta del filetto viene rappresentata con linea continua grossa, il fondo con linea continua fine.
- La distanza tra le due linee, benché non debba necessariamente essere rappresentata in scala, dovrebbe indicare all'incirca la profondità del filetto.
- Il limite del tratto utile di filettatura (l'ultimo filetto completo) viene rappresentato da una linea trasversale continua grossa.
- Due tratti sottili inclinati (lunghi approssimativamente due volte e mezzo il passo) indicano il filetto incompleto che prosegue fino ad annullarsi, non devono necessariamente essere rappresentati.

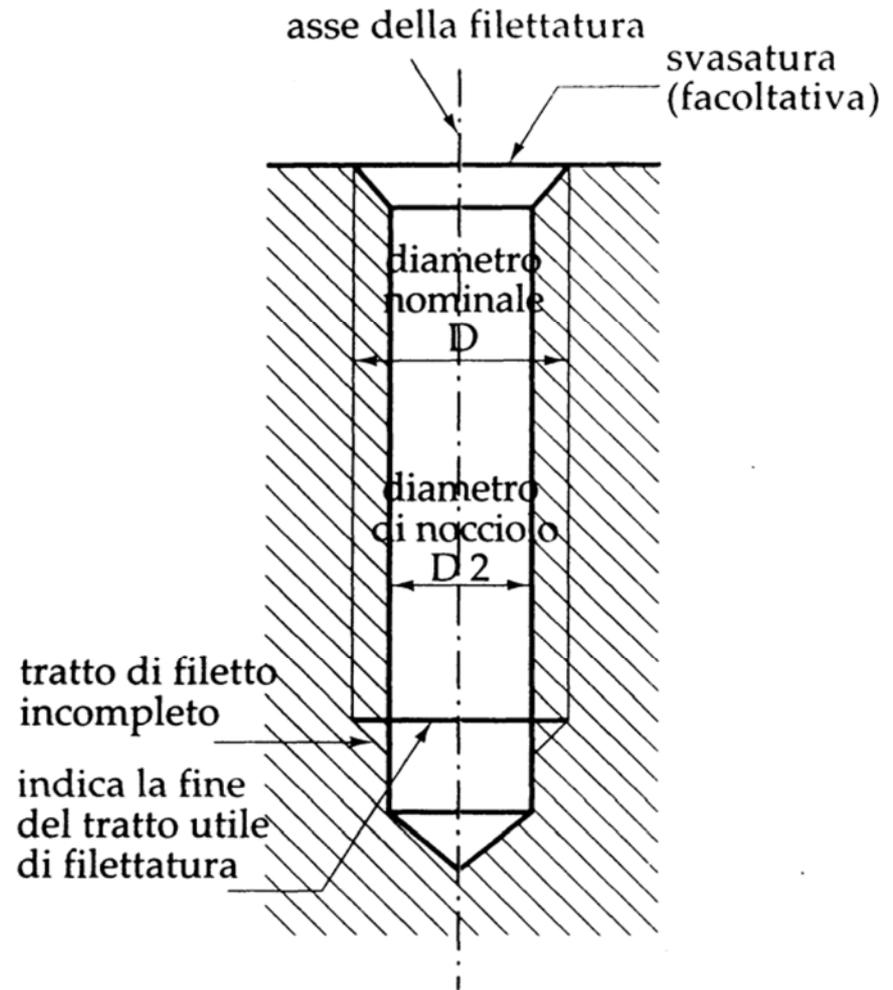
Rappresentazione di elementi filettati



Rappresentazione di elementi filettati

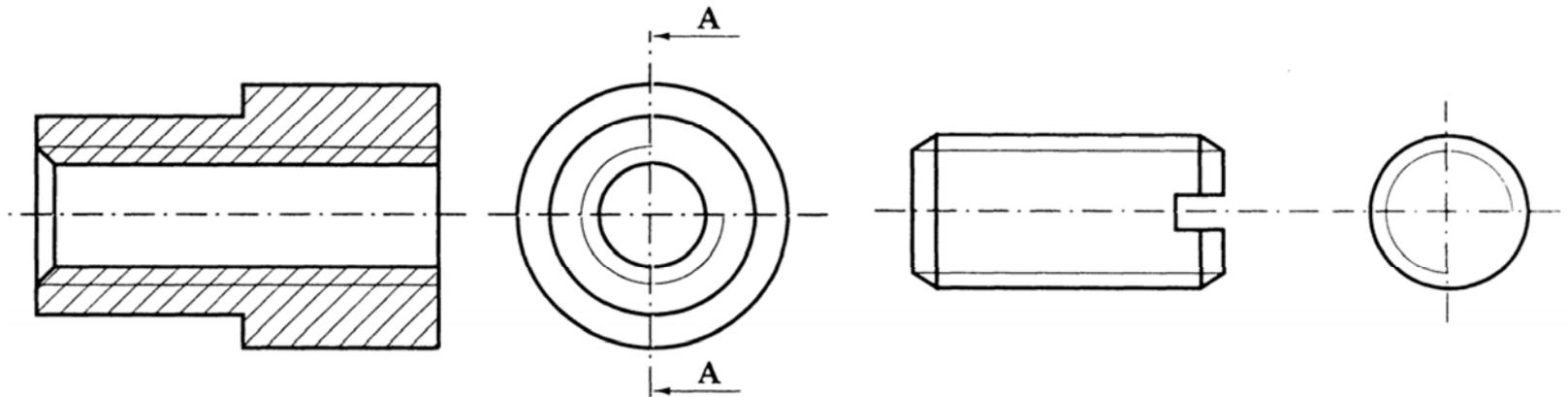
Filettatura interna

la rappresentazione risulta invertita rispetto al caso della filettatura esterna in quanto il diametro di nocciolo viene rappresentato in linea grossa, mentre il diametro esterno in linea sottile.

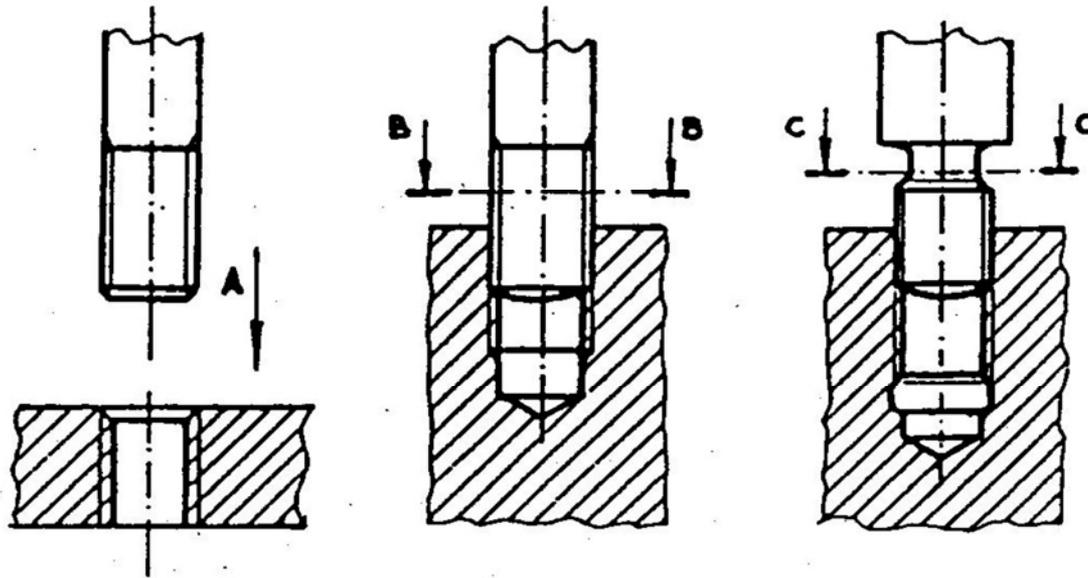


Rappresentazione di elementi filettati

Nella vista laterale il fondo del filetto si rappresenta con circa $\frac{3}{4}$ di circonferenza tracciata con linea continua sottile. Per lasciarla in evidenza, si evita di disegnare l'eventuale smusso.



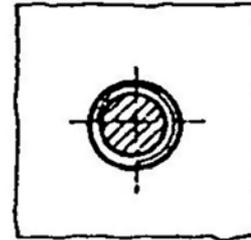
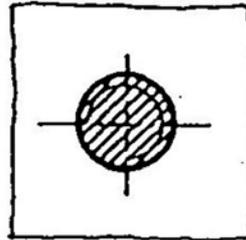
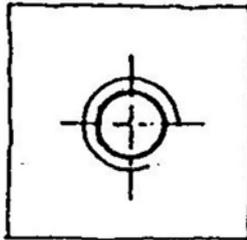
Rappresentazione di elementi filettati



VISTA A

B-B

C-C



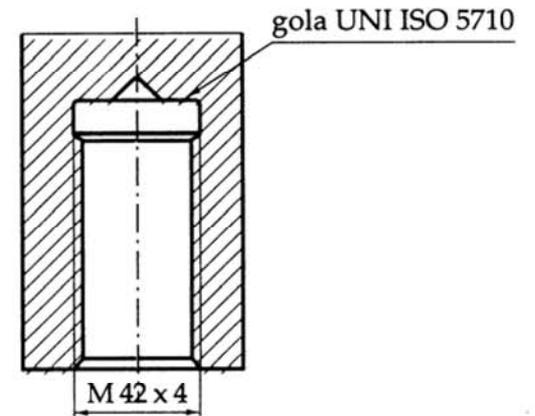
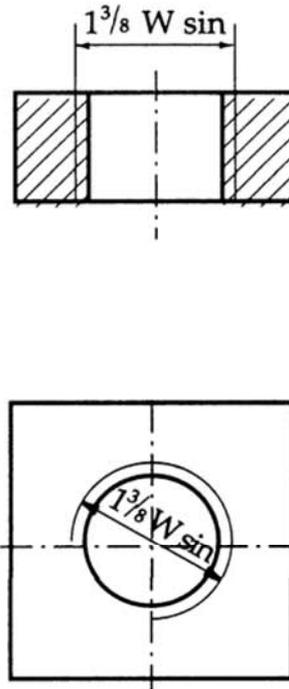
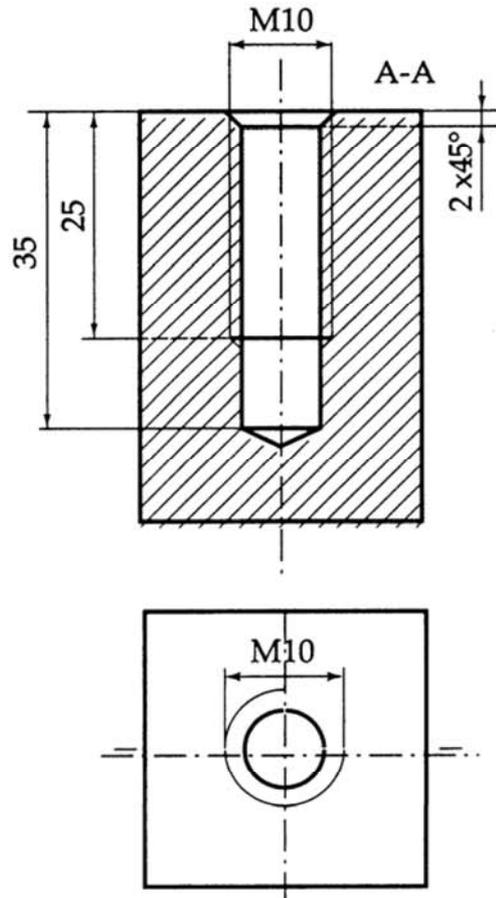
Quotatura di elementi filettati

La quota di designazione di una filettatura va riferita al diametro nominale, comune alla vite ed alla madrevite.

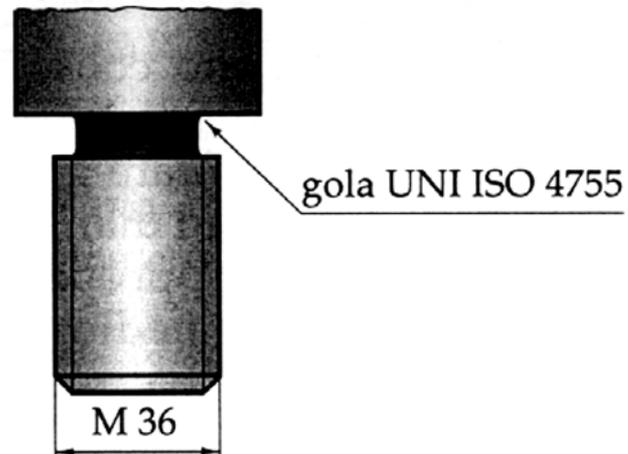
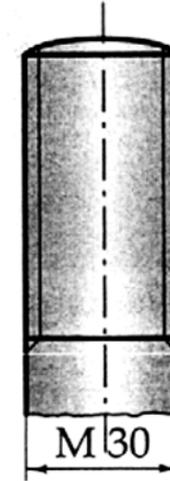
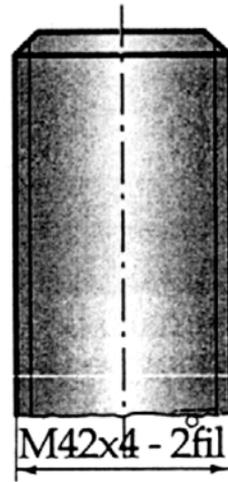
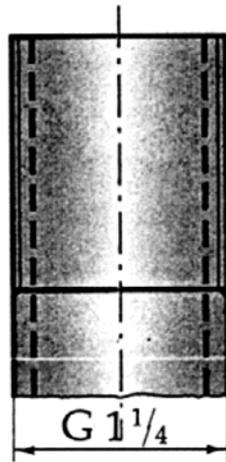
È inoltre sempre necessario quotare la lunghezza utile della filettatura, nonché gli smussi quando presenti.

La lunghezza dei fori (riferita in ogni caso al fondo del diametro utile, mai alla punta) viene in genere considerata quota ausiliaria.

Quotatura di elementi filettati



Quotatura di elementi filettati



Sistemi di filettature

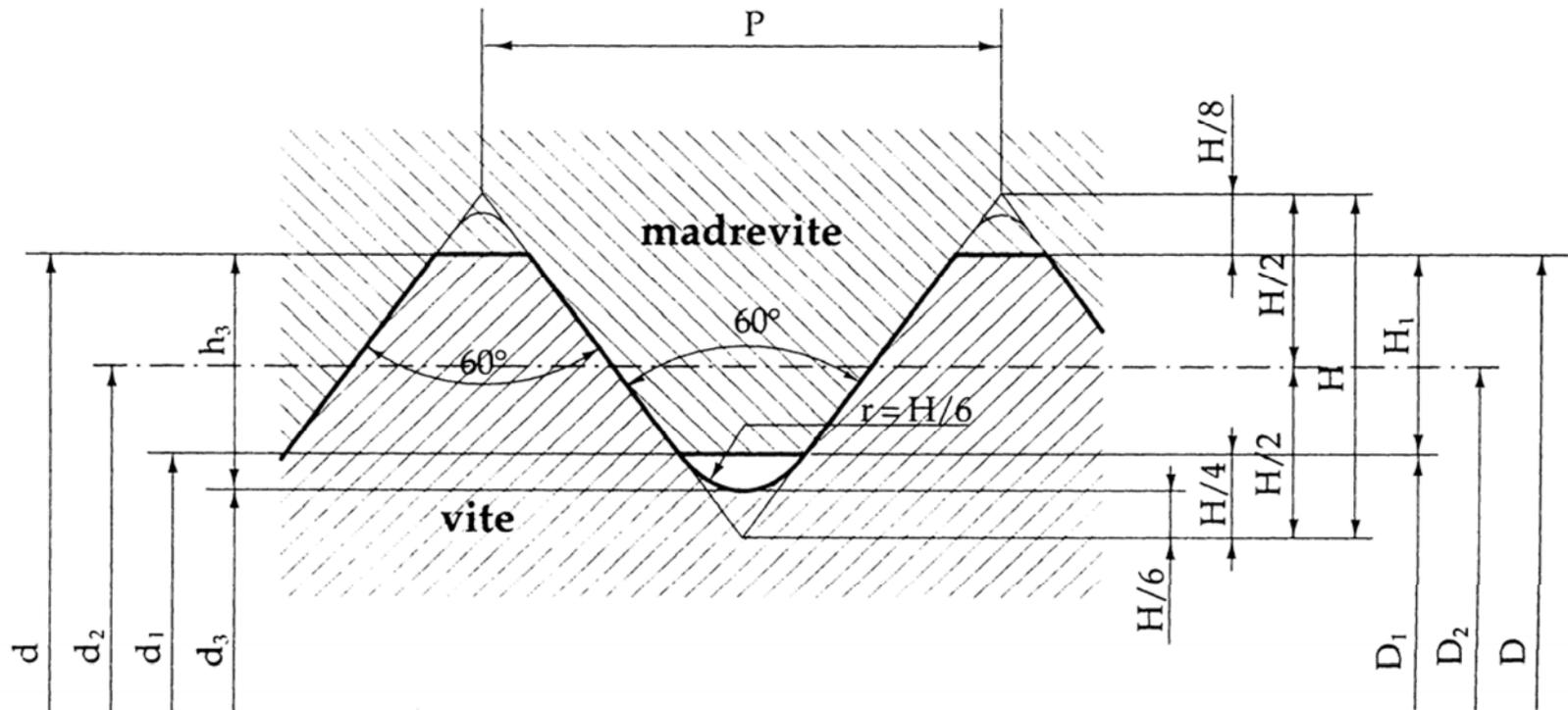
Caratterizzati da: forma del filetto (filettature a profilo triangolare, trapezoidale, a denti di sega...), valori dei diametri nominali scelti, valori dei passi in relazione ai vari diametri (filettature a passo grosso o a passo fine), tolleranze di lavorazione.

Tipi di filetti unificati in campo internazionale:

- **1.Filettature metriche ISO**
- **2.Filettature standard internazionali (SI)**
- **3.Filettature Whitworth**
- **4.Filettature gas**
- **5.Filettature trapezie**
- **6.Filettature a denti di sega**
- **7.Filettature speciali**

Filettature metriche ISO

Filettature a profilo triangolare generato da un triangolo equilatero con lato uguale al passo ed avente la base parallela all'asse della filettatura.



Filettatura metrica ISO

Designazione

UNI 5737 **M12** **X1.25** **X 80** - **8.8**

↑
Norma di riferimento

↑
Diametro nominale

↑
Passo fine

↑
Lunghezza parte filettata

↑
Classe

Lunghezza parte filettata

Passo fine

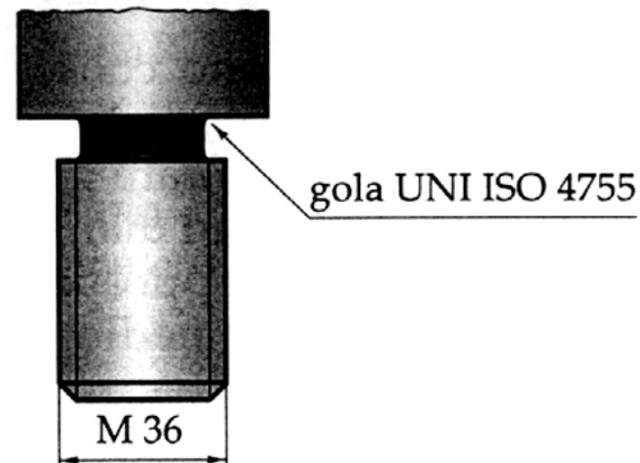
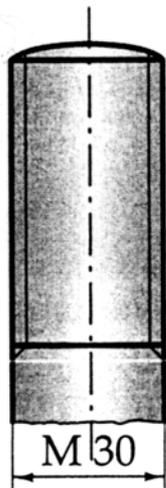
Diametro nominale

Norma di riferimento

Designazione di filettature metriche ISO

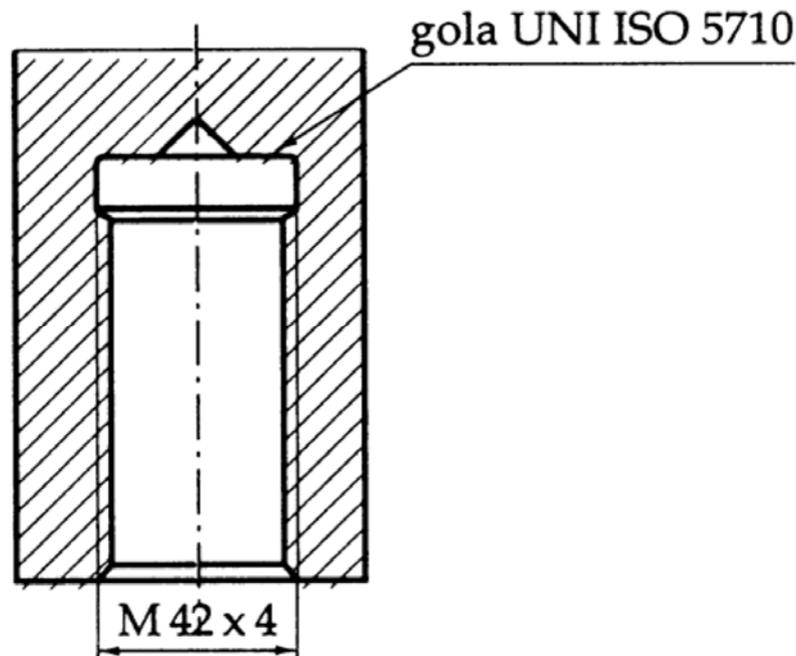
Filettature unificate a passo grosso:

ad ogni diametro nominale corrisponde un unico passo; vengono pertanto designate con il simbolo M seguito dal valore del diametro nominale (es. **M 10**). Presentano maggiore resistenza del filetto e sono usate quando non vi siano particolari esigenze di precisione.



Designazione di filettature metriche ISO

Filettature unificate a passo fine: ad ogni diametro nominale possono corrispondere più passi (diversi dal passo grosso); vengono pertanto designate dal simbolo M seguito dal valore del diametro nominale e quindi dal segno di moltiplicazione e dal valore del passo (es. M 10 x 0.75).



Filettatura Whitworth

Designazione

1 1/2 **W**

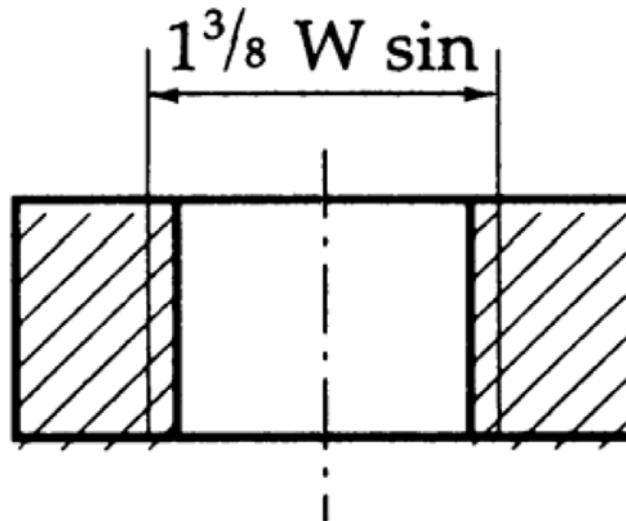
Indicazione di filettatura Whitworth

Diametro della filettatura espresso in pollici

Designazione di filettature Whitworth

Le filettature Whitworth sono designate indicando il diametro nominale espresso in pollici o frazioni di pollice seguito dalla lettera W (es. $\frac{3}{4}W$).

Se la filettatura ha elica sinistra anziché destra, si deve aggiungere l'abbreviazione sin (es. $\frac{3}{4}W$ sin). Il passo si definisce in base al numero z di filetti presenti sulla lunghezza assiale di un pollice in base alla relazione $p = 25.4/z$.



Filettature gas e loro designazione

Derivate dalle filettature Whitworth, si differenziano per i passi che sono più fini; si applicano nei collegamenti per tubazioni.

La designazione delle filettature gas è convenzionale: si riferisce al diametro interno del tubo sul quale era utilizzata quella filettatura.

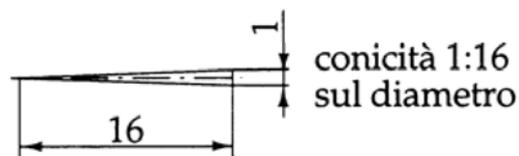
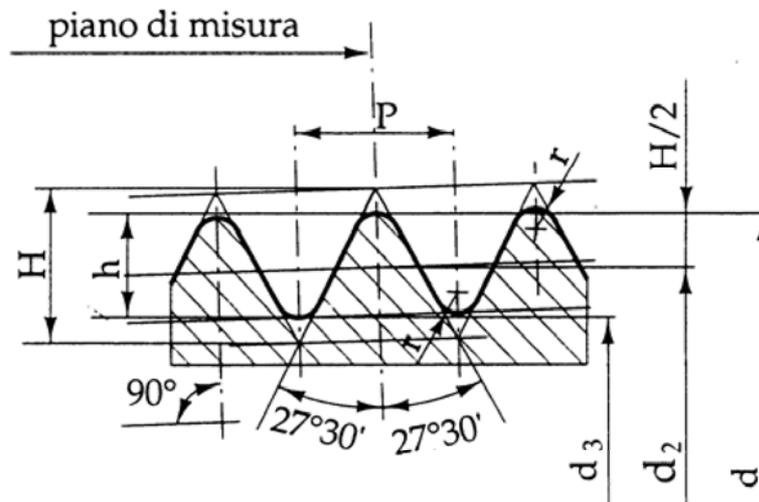
Ad esempio una filettatura gas da 1" ha un diametro esterno di vite di 33.249 mm perché un tempo era eseguita su un tubo che esternamente aveva questo diametro ed internamente aveva il diametro di 1" per il passaggio del fluido.

Filettature gas per tubazioni a tenuta stagna sul filetto

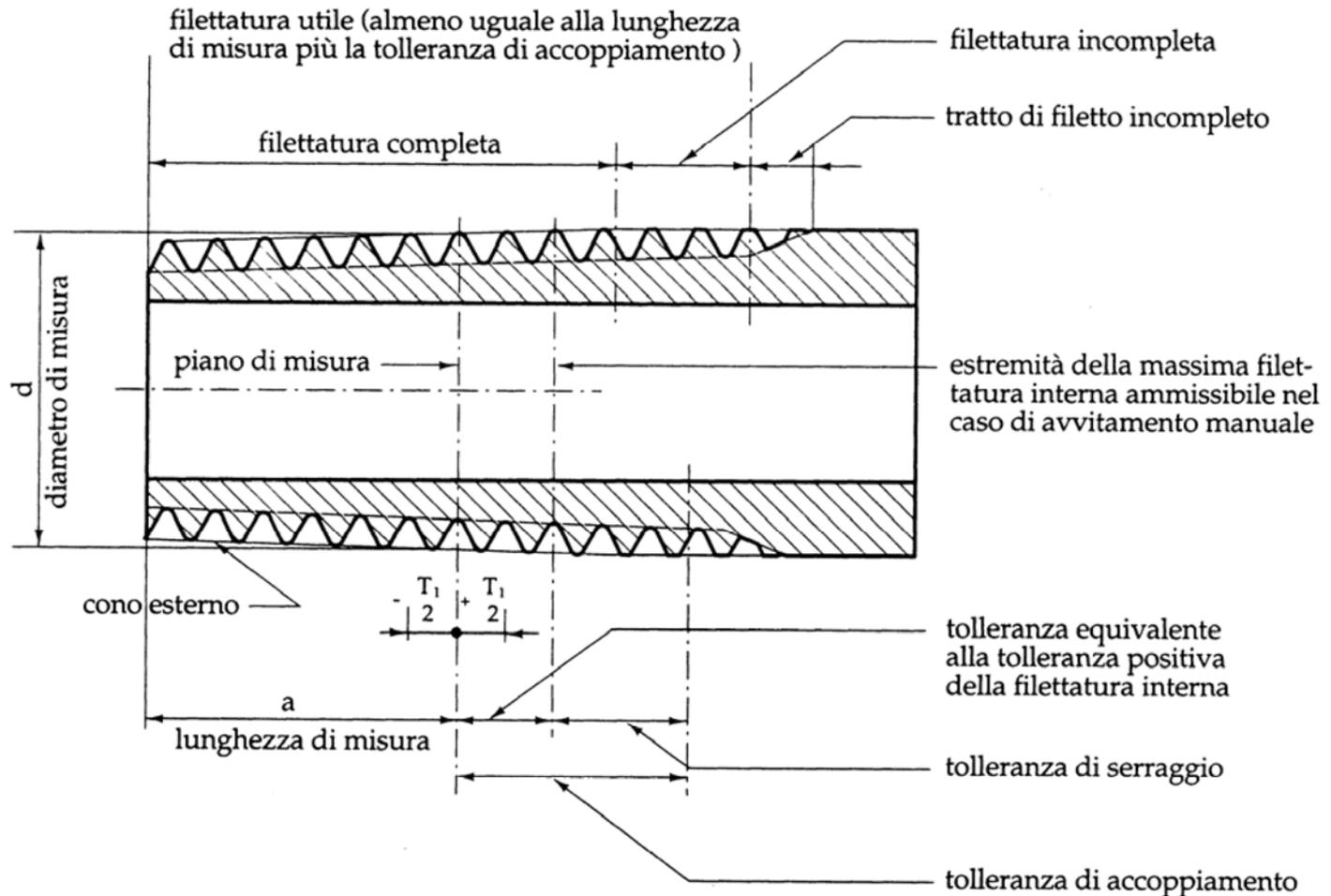
La tenuta stagna sul filetto si ottiene attraverso l'accoppiamento di una vite conica con una madrevite cilindrica o conica.

FILETTATURA CONICA

$$H = 0.960237 P$$
$$h = 0.640327 P$$
$$r = 0.137278 P$$



Filettature gas per tubazioni a tenuta stagna sul filetto



Filettatura Gas

Designazione

G

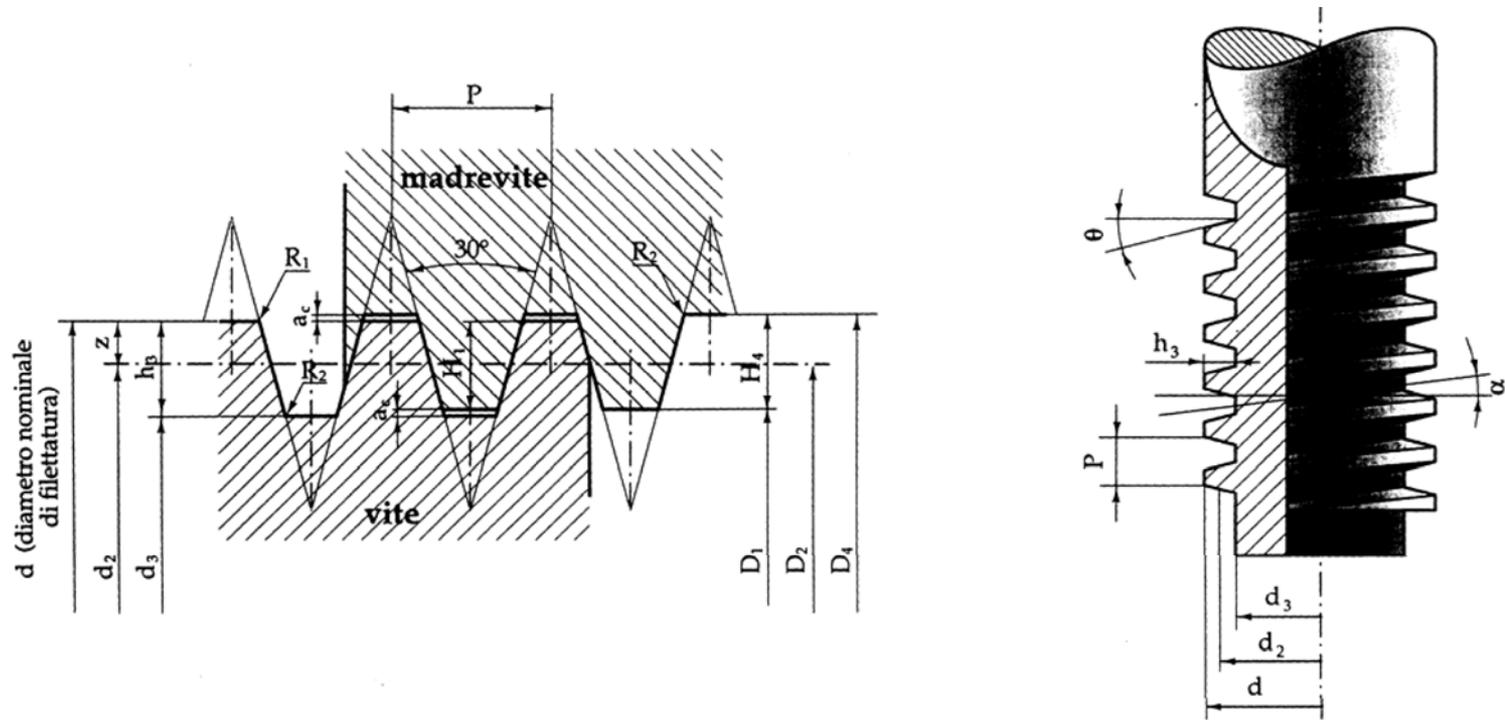
1 1/2

Diametro della filettatura espresso in pollici

Indicazione di filettatura Gas

Filettature trapezoidali

Utilizzate soprattutto per viti di manovra, in quanto grazie al profilo trapezio la coppia elicoidale presenta un elevato rendimento.



Filettatura Trapezia

Designazione

60 ***TpN*** ***2fil*** ***sin***

Sinistra

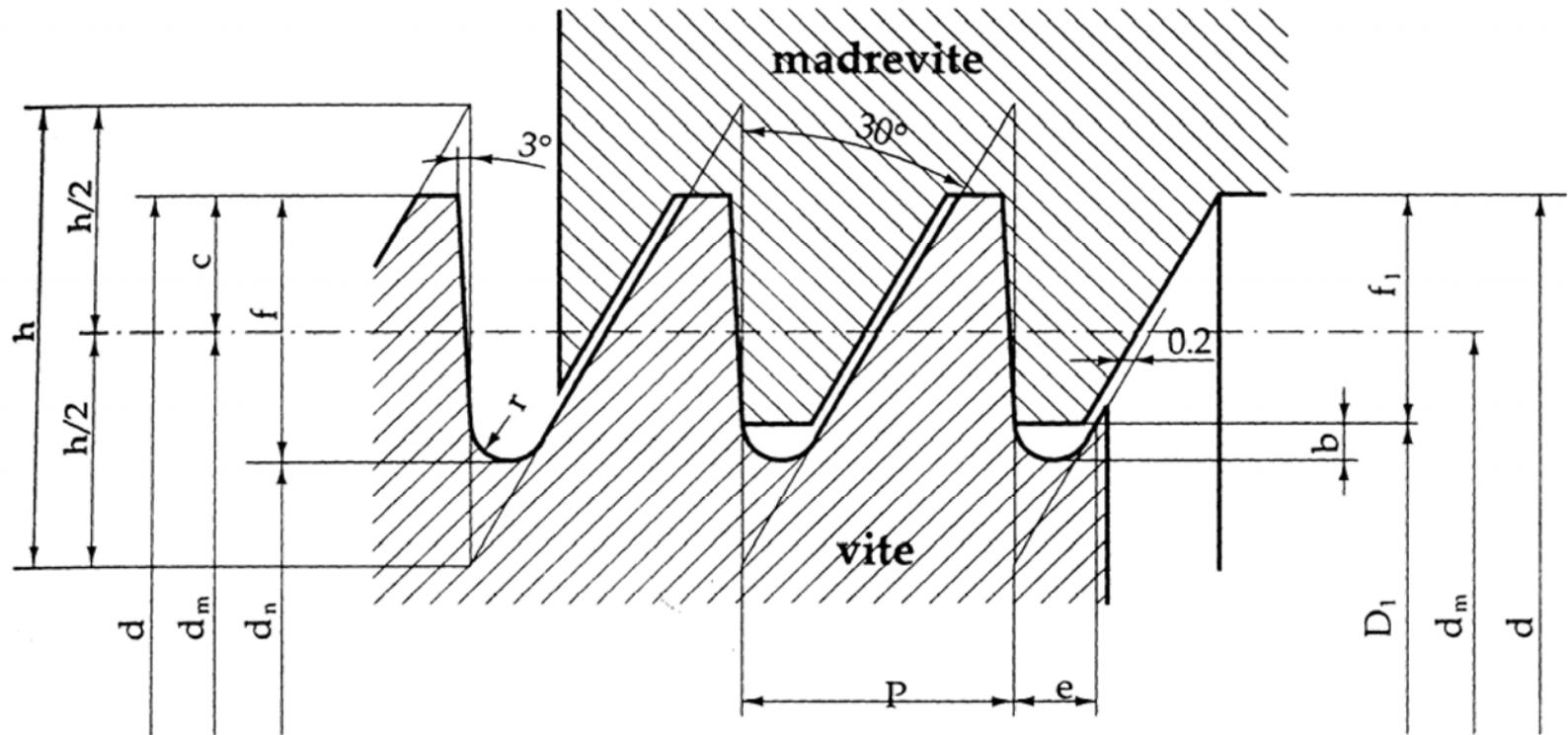
Numero di filetti

Indicazione di filettatura trapezia normale;
fine *TpF*, e grossa *TpG*

Diametro nominale
(mm)

Filettature a dente di sega

Il profilo a dente di sega (trapezio asimmetrico) viene utilizzato nei collegamenti tra tubi sottili soggetti a sforzi relativamente intensi nel solo senso assiale.



Filettatura a dente di sega

Designazione

80 **SgN** **2 fil** **sin**

Sinistra

Numero di filetti

Indicazione di filettatura a dente di sega normale;
fine SgF

Diametro nominale
(mm)

Tolleranze dimensionali

Generalità

Si definisce *tolleranza* (t) il massimo scarto dimensionale ammissibile di un pezzo e il suo valore è stabilito dalla differenza tra la dimensione massima e la dimensione minima ammissibili. Indicati con **D_{max}** , **D_{min}** , **d_{max}** e **d_{min}** le dimensioni massime e minime rispettivamente di fori e alberi si ha:

$$t = D_{max} - D_{min} \quad t = d_{max} - d_{min}$$

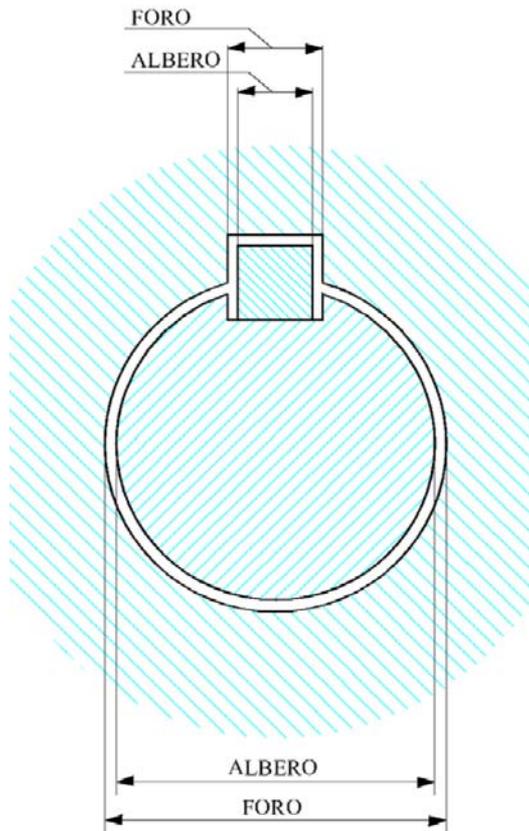
Nella costruzione in serie di organi meccanici è indispensabile che sia garantita l'intercambiabilità dei vari particolari, occorre cioè, nella serie di una certa macchina, che ogni esemplare di un dato perno possa accoppiarsi con le stesse modalità (libero, scorrevole, bloccato ecc.) entro ciascun esemplare del foro corrispondente.

Per ottenere questo è necessario che per entrambi gli organi da accoppiare siano fissate le tolleranze dimensionali ovvero siano determinati gli scarti rispetto alle dimensioni nominali (**D_n** , **d_n**). Perché un pezzo sia ritenuto accettabile è necessario che la sua dimensione effettiva, **D_e** , sia compresa tra i limiti:

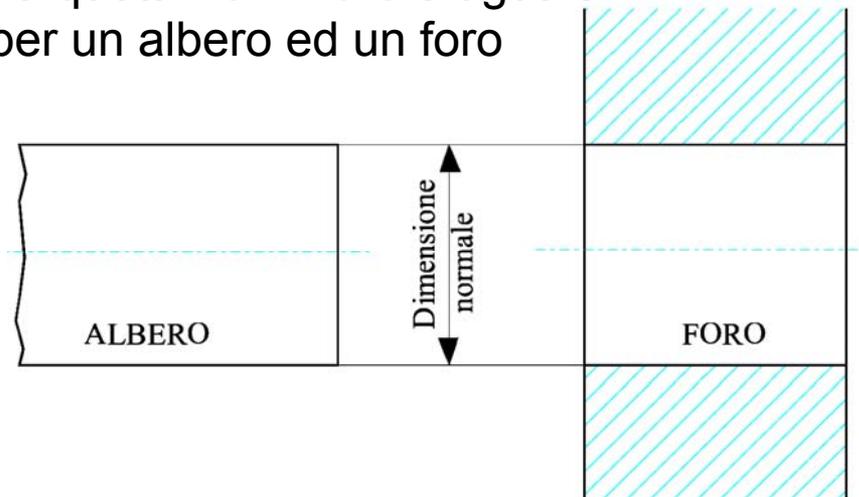
$$D_{max} \geq D_e \geq D_{min}$$

Tolleranze e accoppiamenti

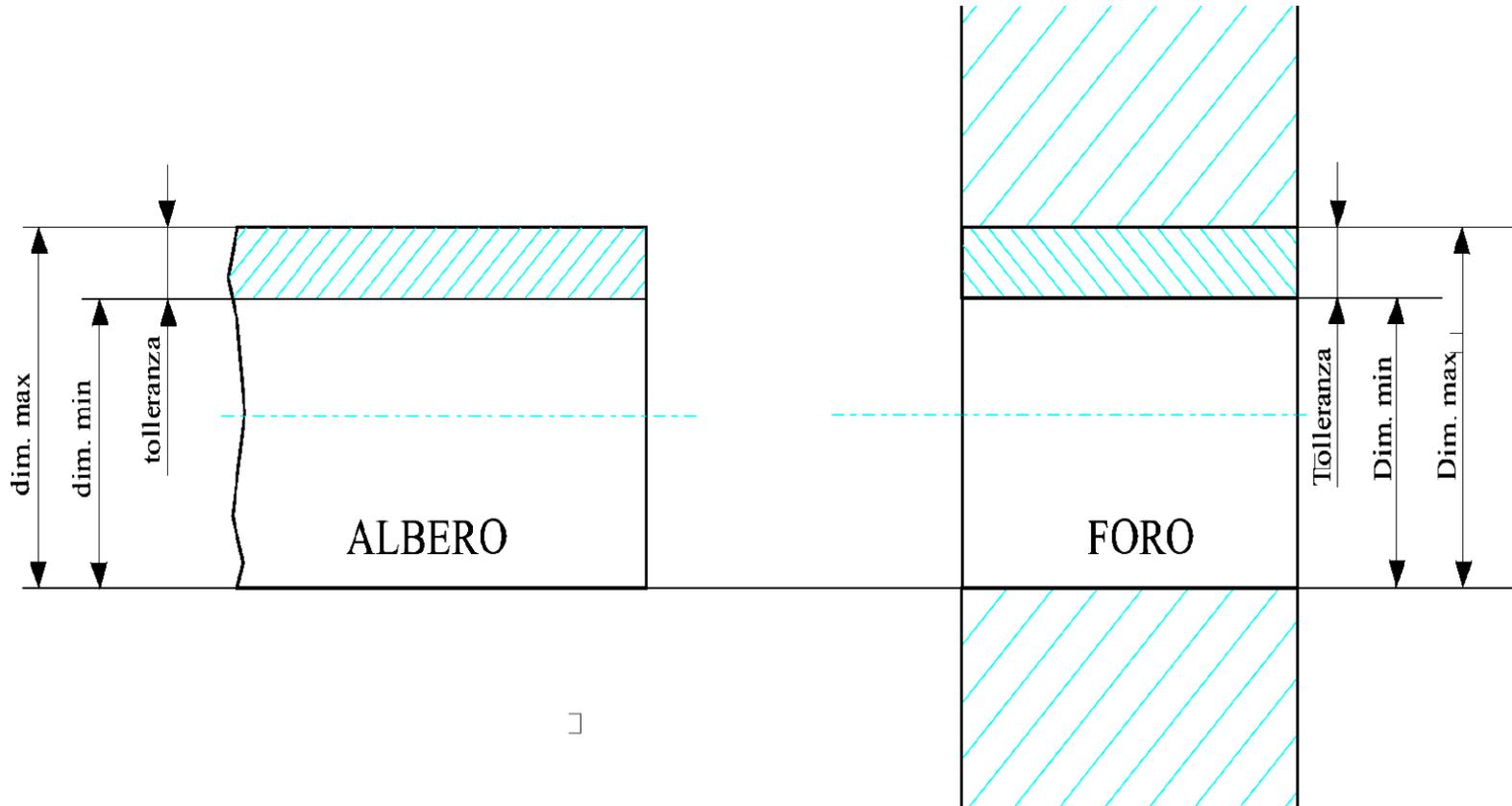
I termini albero foro possono essere riferiti alle dimensioni esterne o interne dei pezzi, anche non cilindrici



La quota **nominale** è uguale per un albero ed un foro

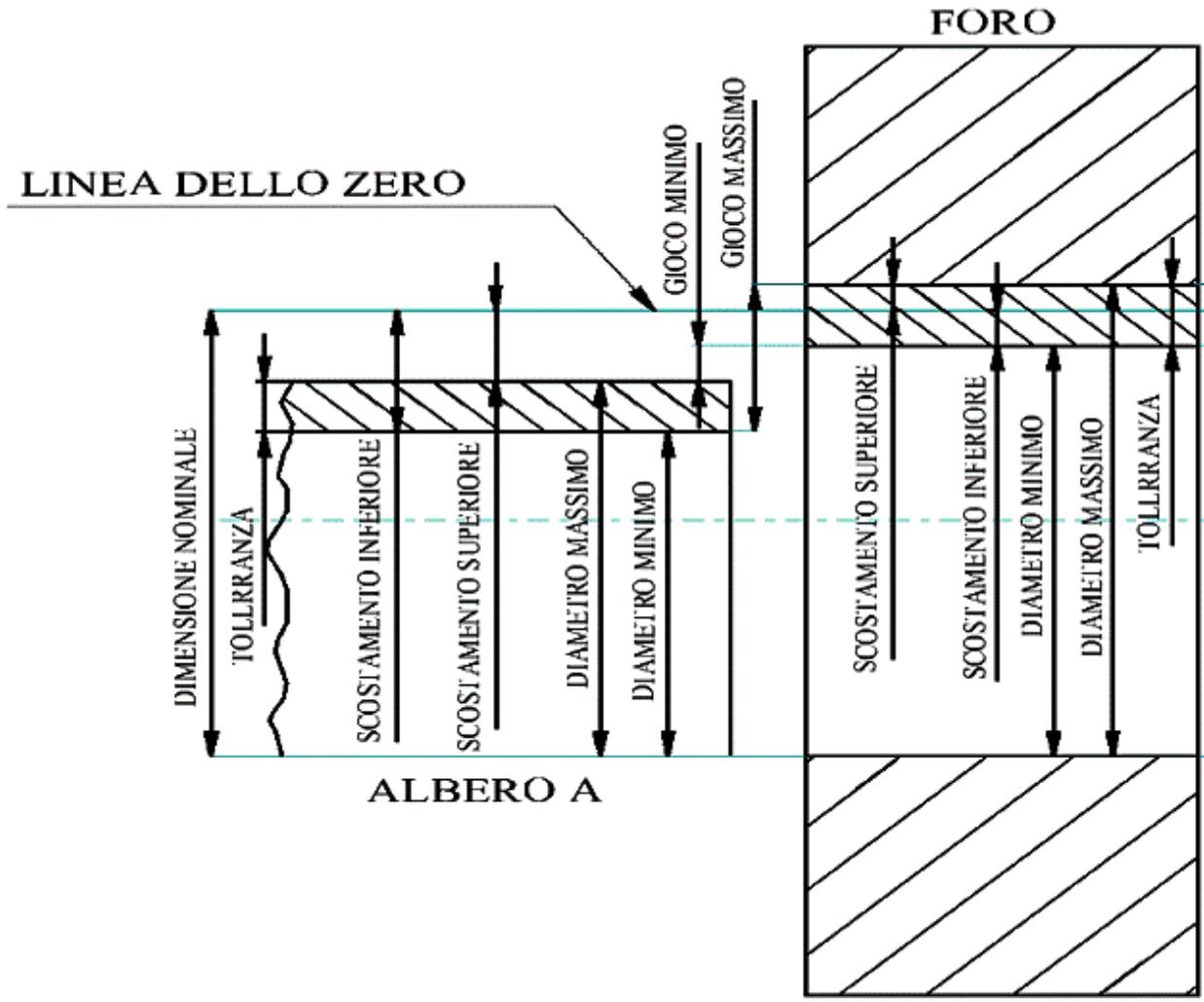


Dimensioni massime e minime



Le dimensioni massime e minime si ottengono applicando le tolleranze previste

Tolleranza e scostamenti



Tolleranza fondamentale

Tolleranza è per definizione la differenza tra due dimensioni limiti, secondo il sistema di tolleranze ISO unificate è chiamata tolleranza fondamentale (International Tolerance: IT)

Per fori:

$IT = E_s - E_i$ E_s = scostamento superiore,
 E_i = scostamento inferiore

Per alberi:

$IT = e_s - e_i$ e_s = scostamento superiore,
 e_i = scostamento inferiore

Definizione di tolleranza

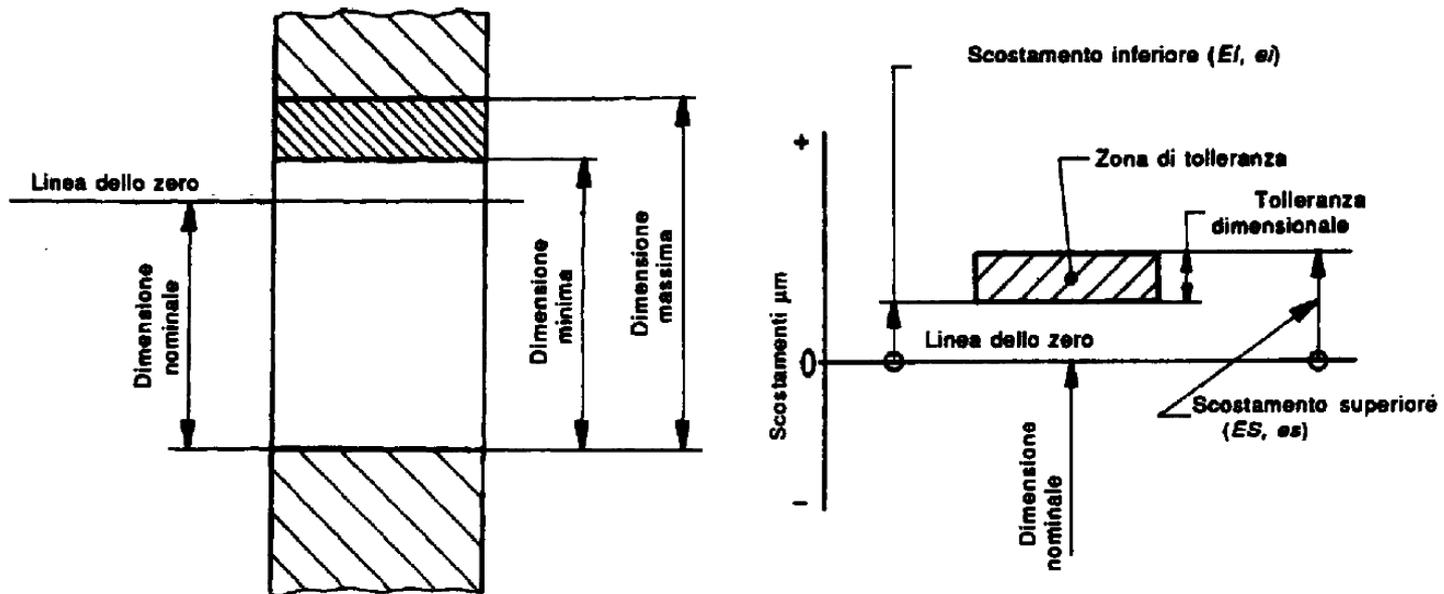
Definire una certa zona di tolleranza significa stabilire i valori degli scostamenti delle dimensioni estreme dalla dimensione nominale (teorica):

scostamento superiore (differenza tra la dimensione massima ammissibile e la dimensione nominale assunta come linea dello zero). Indicati con **ES** ed **es** gli scostamenti superiori rispettivamente di un foro e di un albero si ha:

$$ES = D_{\max} - D_n \quad es = d_{\max} - d_n$$

scostamento inferiore (differenza tra la dimensione minima ammissibile e quella nominale). Indicati con **EI** ed **ei** gli scostamenti rispettivamente di un foro e di un albero si ha:

$$EI = D_{\min} - D_n \quad ei = d_{\min} - d_n$$



Esempio

-0.045
Albero A^{-0.070} d=60 IT = $e_s - e_i = -0.045 - (-0.070) = 0.025$

0.050
Albero B^{0.025} d=60 IT = $e_s - e_i = 0.050 - 0.025 = 0.025$

0.020
Foro^{-0.039} D=60 IT = $E_s - E_i = 0.020 - (-0.039) = 0.059$

Gradi di tolleranza

Nel sistema ISO è previsto per ogni dimensione nominale un totale di 20 gradi di tolleranze normalizzate che definiscono l'ampiezza della zona di tolleranza e quindi la qualità p la precisione della lavorazione.

Designati con: IT1...IT18 ,IT0 e IT01

I valori riportati dalle norme sono calcolati per gruppi di dimensioni nominali utilizzando come valore di riferimento la media geometrica (D) delle dimensioni estreme D1e D2:

$$D = \sqrt{D1 * D2}$$

Gradi di tolleranza normalizzati

Dim. nom.(mm)		Gradi di tolleranze normalizzati													
		IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	..	IT18
oltre	Fino a	μm											mm		
-	3	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0.1	..	1.4
3	6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	0.12	..	1.8
6	10	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	0.15	..	2.2
10	18	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0.18	..	2.7
18	30	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0.21	..	3.3
30	50	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0.25	..	3.9
50	80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0.3	..	4.6
80	120	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0.35	..	5.4
120	180	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0.4	..	6.3
180	250	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0.46	..	7.2
...
2500	3150	26	36	50	68	96	135	210	330	540	860	1350	2.1	..	33

Valori numerici del grado di tolleranza normalizzato IT per dimensioni minori di 3150 mm

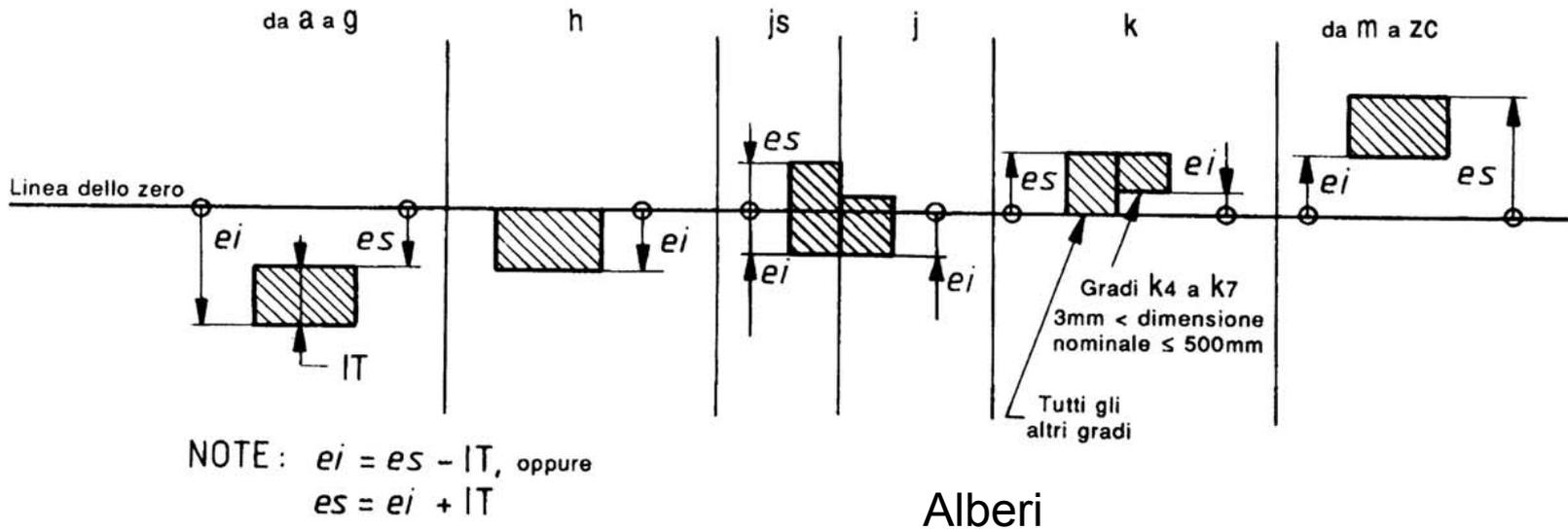
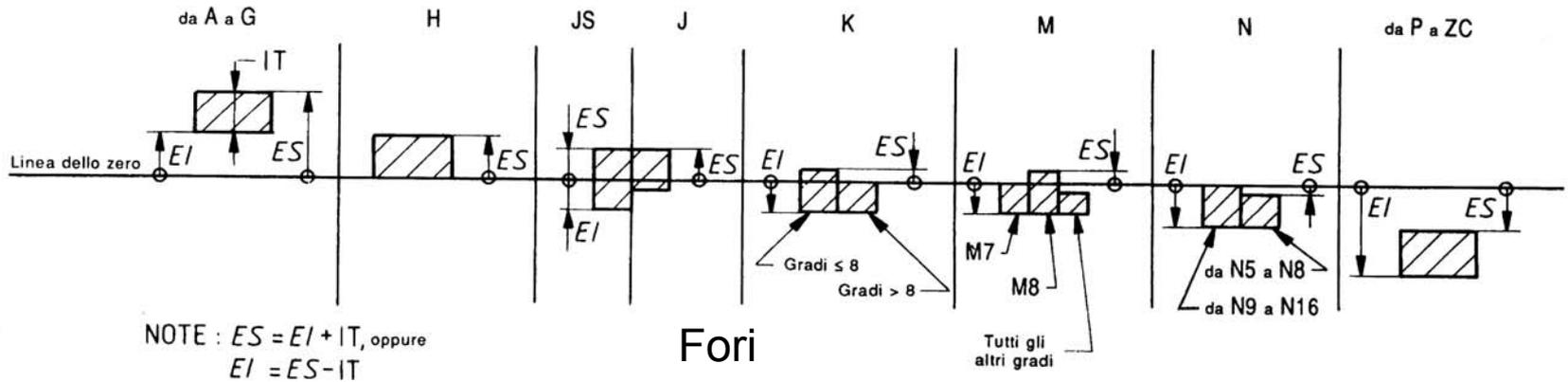
La posizione delle tolleranze

La posizione della zona di tolleranza rispetto alla linea dello zero è definita da uno dei due scostamenti, scelto convenzionalmente e detto **scostamento fondamentale**, legato alla dimensione nominale.

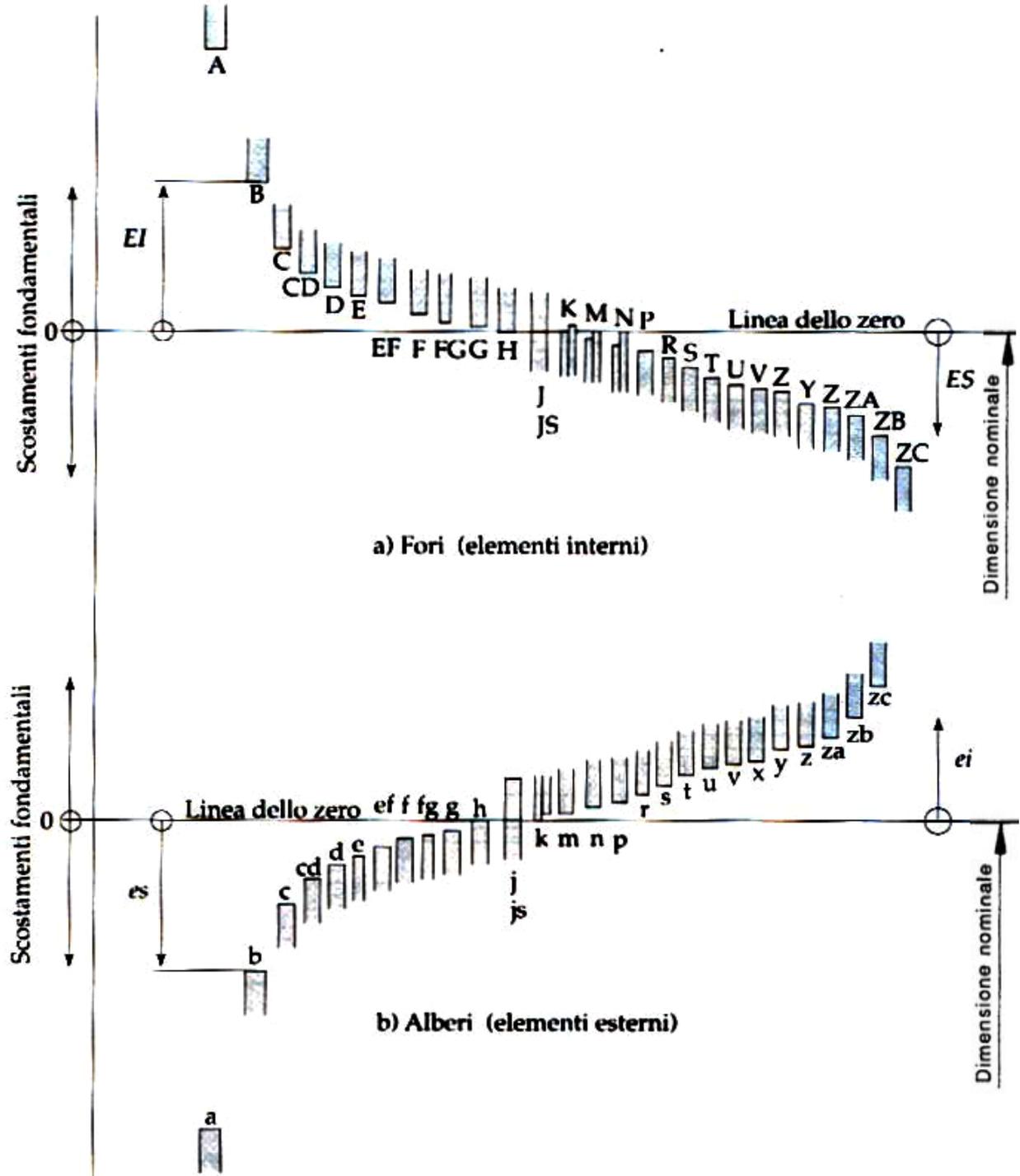
Per convenzione, **lo scostamento fondamentale è quello che definisce il limite più vicino alla linea dello zero.**

Il sistema ISO prevede 27 posizioni, designate da una lettera maiuscola per i fori e minuscola per gli alberi.

La posizione delle tolleranze



Rappresentazione schematica degli scostamenti fondamentali



Prospetto II Valori numerici degli scostamenti fondamentali degli alberi

Dimensione nominale mm		Scostamenti inferiori e'																
		IT4 a IT7	fino a IT3 e sopra a IT7	Gradi di tolleranza														
oltre	fino a			k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
-	3 ¹	0	0 *	+ 2	+ 4	+ 6	+ 10	+ 14		+ 18		+ 20		+ 26	+ 32	+ 40	+ 60	
3	6	+1	0	+ 4	+ 8	+ 12	+ 15	+ 19		+ 23		+ 28		+ 36	+ 42	+ 50	+ 80	
6	10	+1	0	+ 6	+ 10	+ 15	+ 19	+ 23		+ 28		+ 34		+ 42	+ 52	+ 67	+ 97	
10	14	+1	0	+ 7	+ 12	+ 18	+ 23	+ 28		+ 33		+ 40		+ 50	+ 64	+ 90	+ 130	
14	18																	+ 39
18	24	+2	0	+ 8	+ 15	+ 22	+ 28	+ 36		+ 41	+ 48	+ 55	+ 64	+ 75	+ 88	+ 118	+ 160	+ 218
24	30																	
30	40	+2	0	+ 9	+ 17	+ 26	+ 34	+ 43		+ 48	+ 60	+ 68	+ 80	+ 94	+ 112	+ 148	+ 200	+ 274
40	50																	
50	65	+2	0	+11	+ 20	+ 32	+ 41	+ 53	+ 66	+ 87	+102	+122	+ 144	+ 172	+ 226	+ 300	+ 406	
65	80																	+ 43
80	100	+3	0	+13	+ 23	+ 37	+ 51	+ 71	+ 91	+ 124	+146	+178	+ 214	+ 268	+ 336	+ 445	+ 586	
100	120																	+ 54
120	140	+3	0	+15	+ 27	+ 43	+ 63	+ 92	+ 122	+ 170	+202	+248	+ 300	+ 366	+ 470	+ 620	+ 800	
140	160																	+ 66
160	180	+4	0	+17	+ 31	+ 50	+ 68	+ 108	+ 146	+ 210	+252	+310	+ 380	+ 465	+ 600	+ 780	+1 000	
180	200																	+ 77
200	225	+4	0	+17	+ 31	+ 50	+ 80	+ 130	+ 180	+ 258	+310	+366	+ 470	+ 575	+ 740	+ 960	+1 250	
225	250																	+ 84
250	280	+4	0	+20	+ 34	+ 56	+ 94	+ 158	+ 218	+ 315	+385	+475	+ 580	+ 710	+ 920	+1 200	+1 550	
280	315																	+ 98
315	355	+4	0	+21	+ 37	+ 62	+108	+ 190	+ 268	+ 390	+475	+580	+ 730	+ 900	+1 150	+1 500	+1 900	
355	400																	+114
400	450	+5	0	+23	+ 40	+ 68	+126	+ 232	+ 330	+ 490	+595	+740	+ 920	+1 100	+1 450	+1 850	+2 400	
450	500																	+132
500	560	0	0	+26	+ 44	+ 78	+150	+ 280	+ 400	+ 600								
560	630																	+156
630	710	0	0	+30	+ 50	+ 88	+175	+ 340	+ 500	+ 740								
710	800																	+186
800	900	0	0	+34	+ 56	+100	+210	+ 430	+ 620	+ 940								
900	1 000																	+220
1 000	1 120	0	0	+40	+ 66	+120	+250	+ 520	+ 780	+1 150								
1 120	1 250																	+260
1 250	1 400	0	0	+48	+ 78	+140	+300	+ 640	+ 960	+1 450								
1 400	1 600																	+330
1 600	1 800	0	0	+58	+ 92	+170	+370	+ 820	+1 200	+1 850								
1 800	2 000																	+400
2 000	2 240	0	0	+68	+110	+195	+440	+1 000	+1 500	+2 300								
2 240	2 500																	+460
2 500	2 800	0	0	+76	+135	+240	+550	+1 250	+1 900	+2 900								
2 800	3 150																	+580

Dimensione nominale mm		Scostamento superiore ES															Valori di Δ						
		fino a IT8	oltre IT8	fino a IT7	Gradi di tolleranza superiori a IT7												Gradi di tolleranza						
					N3/5I		PaZC ³⁾		P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC	IT3	IT4	IT5
-	3 ^{1)E}	-4	-4	PaZC ³⁾	-6	-10	-14		-18		-20		-26	-32	-40	-60	0	0	0	0	0	0	
3	6	-8 + Δ	0		-12	-15	-19		-23		-28		-35	-42	-50	-80	1	1,5	1	3	4	6	
6	10	-10 + Δ	0		-15	-19	-23		-28		-34		-42	-52	-67	-97	1	1,5	2	3	6	7	
10	14	-12 + Δ	0		-18	-23	-28		-33		-40		-50	-64	-80	-130	1	2	3	3	7	9	
14	18								-39	-45			-60	-77	-108	-150							
18	24	-15 + Δ	0		-22	-28	-35		-41	-47	-54	-63	-73	-98	136	-188	1,5	2	3	4	8	12	
24	30								-41	-48	-55	-64	-75	-88	-118	-160	-218						
30	40	-17 + Δ	0		-26	-34	-43		-48	-60	-68	-80	-94	-112	-148	-200	-274	1,5	3	4	5	9	14
40	50								-54	-70	-81	-97	-114	-136	-180	-242	-326						
50	65	-20 + Δ	0		-32	-41	-53	-66	-67	-87	-102	-122	-144	-172	-226	-300	-405	2	3	5	6	11	16
65	80					-43	-59	-75	-102	-120	-146	-174	-210	-274	-380	-480							
80	100	-23 + Δ	0		-37	-51	-71	-91	-124	-146	-178	-214	-258	-335	-445	-585	2	4	5	7	13	19	
100	120					-54	-79	-104	-144	-172	-210	-254	-310	-400	-525	-680							
120	140					-63	-92	-122	-170	-202	-248	-300	-365	-470	-620	-800							
140	160	-27 + Δ	0		-43	-65	-100	-134	-190	-228	-280	-340	-415	-535	-700	-900	3	4	6	7	15	23	
160	180					-68	-108	-146	-210	-252	-310	-380	-465	-600	-780	-1 000							
180	200					-77	-122	-166	-236	-284	-360	-425	-520	-670	-880	-1 150							
200	225	-31 + Δ	0		-50	-80	-130	-180	-258	-310	-385	-470	-575	-740	-980	-1 250	3	4	6	9	17	26	
225	250					-84	-140	-196	-284	-340	-425	-520	-640	-820	-1 050	-1 350							
250	280	-34 + Δ	0		-56	-94	-158	-218	-315	-385	-475	-580	-710	-920	-1 200	-1 550	4	4	7	8	20	28	
280	315					-98	-170	-240	-350	-425	-525	-650	-790	-1 000	-1 300	-1 700							
315	366	-37 + Δ	0		-62	-108	-180	-268	-380	-475	-580	-730	-900	-1 150	-1 500	-1 900	4	5	7	11	21	32	
366	400					-114	-208	-294	-435	-530	-660	-820	-1 000	-1 300	-1 650	-2 100							
400	450	-40 + Δ	0		-68	-126	-232	-330	-480	-585	-740	-920	-1 100	-1 480	-1 880	-2 400	5	5	7	13	23	34	
450	500					-132	-252	-380	-540	-660	-820	-1 000	-1 250	-1 600	-2 100	-2 600							
500	560					-150	-280	-400	-600														
560	630	-44				-185	-310	-450	-660														
630	710					-175	-340	-500	-740														
710	800	-50			-185	-380	-560	-840															
800	900				-210	-430	-620	-940															
900	1 000	-56			-220	-470	-680	-1 050															
1 000	1 120				-250	-520	-760	-1 150															
1 120	1 250	-66			-280	-580	-840	-1 300															
1 250	1 400				-300	-640	-960	-1 450															
1 400	1 600	-78			-330	-720	-1 050	-1 600															
1 600	1 800				-370	-820	-1 200	-1 850															
1 800	2 000	-92			-400	-920	-1 350	-2 000															
2 000	2 240				-440	-1 000	-1 500	-2 300															
2 240	2 500	-110			-480	-1 100	-1 650	-2 500															
2 500	2 800				-550	-1 250	-1 900	-2 900															
2 800	3 150	-135			-580	-1 400	-2 100	-3 200															

Valori come per i gradi di tolleranza normalizzati sopra IT7 incrementate da Δ

Ampiezza di tolleranza

L'ampiezza di tolleranza, che a parità di precisione di lavorazione aumenta all'aumentare della dimensione nominale, viene determinata, nella fascia dimensionale di appartenenza, in base al grado di tolleranza normalizzato secondo quanto indicato in tabella 3.

Tab. 3 - Valore numerico del grado di tolleranza normalizzato IT

per dimensioni normalizzate minori od uguali a 3150 mm

Dimensione nominale mm		Gradi di tolleranza normalizzati																	
		IT1 ²⁾	IT2 ²⁾	IT3 ²⁾	IT4 ²⁾	IT5 ²⁾	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14 ³⁾	IT15 ³⁾	IT16 ³⁾	IT17 ³⁾	IT18 ³⁾
oltre	fino a	Tolleranze																	
		μm									mm								
–	3 ³⁾	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,60	1	1,4
3	6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,3	0,48	0,75	1,2	1,8
6	10	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,9	1,5	2,2
10	18	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,7	1,1	1,8	2,7
18	30	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,3	2,1	3,3
30	50	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1	1,6	2,5	3,9
50	80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,2	1,9	3	4,6
80	120	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5	5,4
120	180	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4	6,3
180	250	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,9	4,6	7,2
250	315	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,3	2,1	3,2	5,2	8,1
315	400	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,4	2,3	3,6	5,7	8,9
400	500	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,5	4	6,3	9,7
500	630 ²⁾	9	11	16	22	32	44	70	110	175	280	440	0,7	1,1	1,75	2,8	4,4	7	11
630	800 ²⁾	10	13	18	25	36	50	80	125	200	320	500	0,8	1,25	2	3,2	5	8	12,5
800	1000 ²⁾	11	15	21	28	40	56	90	140	230	360	560	0,9	1,4	2,3	3,6	5,6	9	14
1000	1250 ²⁾	13	18	24	33	47	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,6	4,2	6,6	10,5	16,5
1250	1600 ²⁾	15	21	29	39	55	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,1	5	7,8	12,5	19,5
1600	2000 ²⁾	18	25	35	46	65	92	150	230	370	600	920	1,5	2,3	3,7	6	9,2	15	23
2000	2500 ²⁾	22	30	41	55	78	110	175	280	440	700	1100	1,75	2,8	4,4	7	11	17,5	28
2500	3150 ²⁾	26	36	50	68	96	135	210	330	540	860	1350	2,1	3,3	5,4	8,6	13,5	21	33

1) I valori dei gradi di tolleranza normalizzati IT01 e IT0 relativi alle dimensioni nominali ≤ 500 mm sono riportati nell'appendice A, prospetto V.
 2) Per le dimensioni nominali > 500 mm, i valori dei gradi di tolleranza normalizzati da IT1 a IT5 sono dati a titolo sperimentale.
 3) I gradi di tolleranza normalizzati da IT14 a IT18 non devono essere utilizzati per dimensioni nominali ≤ 1 mm.

Esempio

Accoppiamento: 45 H8/g7

- Dimensione nominale: 45 mm
- Tolleranza fondamentale foro IT8 = 39 μm = 0.039 mm
- Scostamento fondamentale foro: $E_i = 0$
- Scostamento superiore foro: $E_s = E_i + IT = 0 + 0.039 \text{ mm} = 0.039 \text{ mm}$
- Dimensione minima foro: $45 + E_i = 45 \text{ mm}$
- Dimensione massima foro: $45 + E_s = 45 + 0.039 = 45.039$
- Tolleranza fondamentale albero IT7 = 25 μm = 0.025 mm
- Scostamento fondamentale albero: $e_s = -9 \mu\text{m} = -0.009 \text{ mm}$
- Scostamento inferiore albero: $e_i = e_s - IT = -9 - (+25) = -34 \mu\text{m} = -0.034 \text{ mm}$
- Dimensione massima albero: $45 - e_s = 44.991 \text{ mm}$
- Dimensione minima albero: $45 - e_i = 44.966$

Esempio

32 f6

scostamento fondamentale superiore (prospetto II) $e_s = -25$

tolleranza (tab.3) $IT_6 = 16$

Scostamento fondamentale albero: $e_s = -25 \mu\text{m} = -0.025 \text{ mm}$

Scostamento inferiore albero: $e_i = e_s - IT = -25 - (+16) = -41 \mu\text{m} = -0.041 \text{ mm}$

Dimensione massima albero: $32 - e_s = 31.975 \text{ mm}$

Dimensione minima foro: $32 - e_i = 32.959 \text{ mm}$

53 R5

scostamento fondamentale superiore (prospetto III) $E_S = -41 + 5 = -36$

tolleranza (tab.3) $IT_5 = 13$

Tolleranza fondamentale foro $IT_5 = 13$

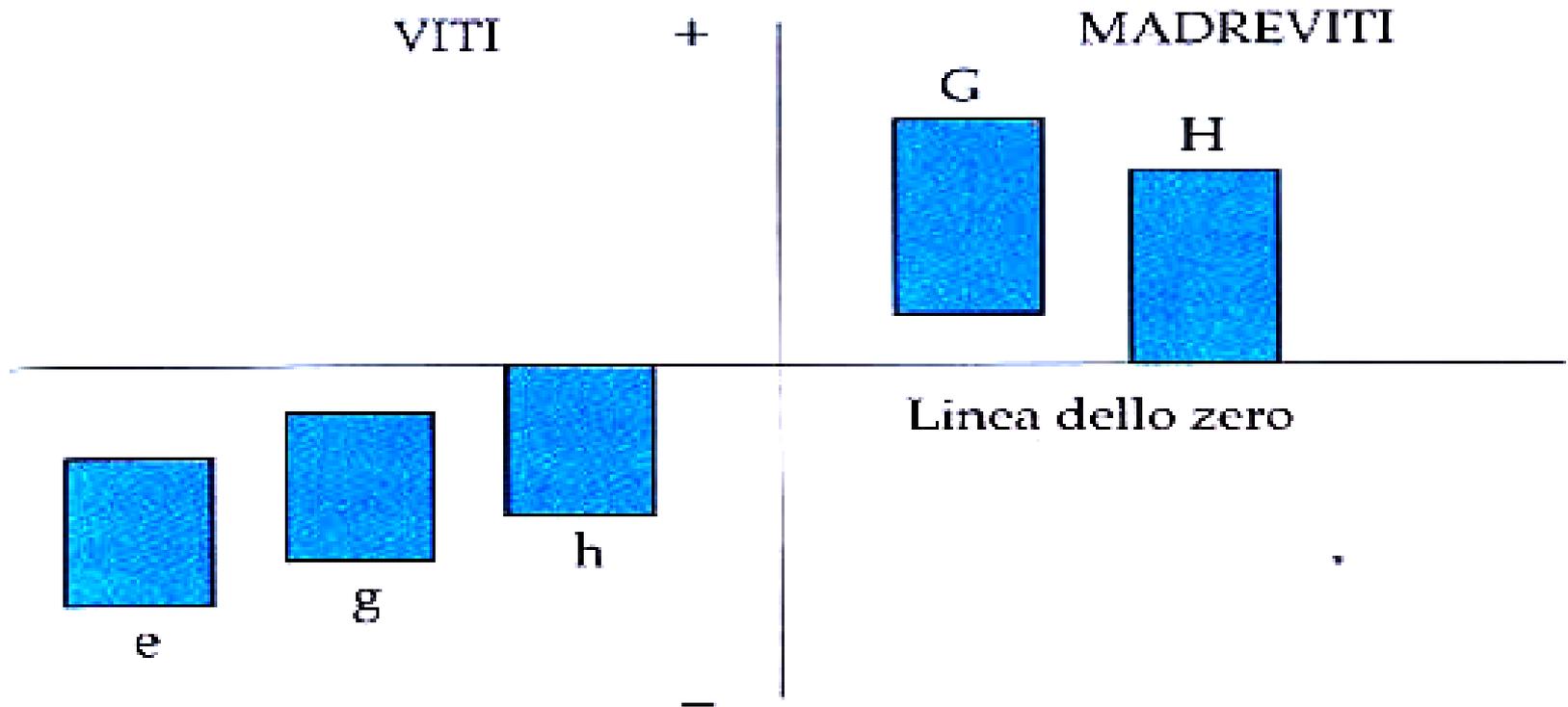
Scostamento inferiore foro: $E_i = E_S - IT = -36 - 13 = -49$

Scostamento superiore foro: $E_s = -36$

Dimensione minima foro: $53 - 0,049 = 52,951 \text{ mm}$

Dimensione massima foro: $53 - 0,036 = 52,964 \text{ mm}$

Posizioni delle tolleranze per filettature esterne ed interne



Designazione delle tolleranze degli accoppiamenti vite-madrevite

Designazione della filettatura	Campo di tolleranza attribuito al diametro medio		Campo di tolleranza attribuito al diametro esterno		
M 8	-	5 g	6 g		
	Grado di precisione attribuito al diametro medio ↑ Posizione della tolleranza attribuita al diametro medio ↑		Grado di precisione attribuito al diametro esterno ↑		Posizione della tolleranza attribuita al diametro esterno ↑

Designazione della filettatura	Campo di tolleranza comune al diametro medio ed al diametro esterno	
M 8	-	6 g
	Grado di precisione attribuito al diametro medio ed al diametro esterno ↑ Posizione della tolleranza comune al diametro medio ed al diametro esterno ↑	

Designazione della filettatura	Tolleranze della madrevite relative a:		Tolleranze della vite relative a:		
	diametro medio	diametro di nocciolo	diametro medio	diametro esterno	r aggi. minimo del raccordo sul diametro di nocciolo
M 10	- 4 H	5 H	/ 4 h	6 h	(r = 0,135)

Cuscinetti di strisciamento e rotolamento

Premessa

Definizione di cuscinetto

Prende il nome di cuscinetto l'elemento destinato a ricevere e sopportare un albero rotante.

Possiamo distinguere due categorie di cuscinetti: **ad attrito radente**, detti comunemente **Bronzine**, nei quali si ha un contatto di strisciamento fra la superficie del cuscinetto e quella dell'albero (contatto che può essere diretto oppure mediato dalla interposizione di un velo lubrificante), e quelli ad **attrito volvente**, detti **di rotolamento**, nei quali fra albero e sede vengono interposti dei corpi volventi (sfere, rulli e rullini) in modo da diminuire l'attrito trasformandolo da radente in volvente.

A seconda della direzione del carico, si possono ancora distinguere in cuscinetti **portanti o radiali** (direzione del carico perpendicolare all'asse di rotazione dell'albero), cuscinetti **di spinta o assiali** (direzione del carico diretta lungo l'asse di rotazione dell'albero) e **misti o obliqui** (direzione del carico inclinata rispetto all'asse di rotazione dell'albero).

BRONZINE

Il cuscinetto radente (Bronzina) è costituito da un elemento cilindrico cavo serrato entro il foro di un elemento detto Sopperto (Supporto), nel quale va ad inserirsi l'albero rotante.

Il diametro del foro della Bronzina è leggermente maggiore (decimi di millimetro e anche meno) del diametro dell'albero per permettere l'introduzione e il mantenimento di un certo velo di lubrificante, destinato a sopportare il carico applicato impedendo il contatto diretto tra albero e cuscinetto e quindi un veloce deterioramento di quest'ultimo.

Il lubrificante viene inserito nei cuscinetti tramite oliatori o ingrassatori nel caso di lubrificazione naturale oppure inviato in pressione nel suddetto meato tra albero e cuscinetto nel caso di lubrificazione forzata.

Materiali per bronzine

I materiali usati per la realizzazione delle Bronzine devono avere certe caratteristiche. Le più importanti sono:

- basso coefficiente di attrito, in modo da ridurre al minimo la potenza dissipata e quindi il calore generato dall'accoppiamento;
- elevata resistenza meccanica e resistenza a fatica, per poter sopportare le elevate sollecitazioni;
- buona durezza superficiale, la quale però deve essere inferiore a quella dell'albero affinché l'usura dell'accoppiamento sia concentrata sulla bronzina, di facile ed economica sostituzione;
- costanza delle caratteristiche meccaniche con il variare della temperatura;
- resistenza alla corrosione in ambiente acido (come quello dovuto alla presenza di lubrificante);
- elevata conducibilità termica per poter smaltire al meglio il calore generato;

Fra i materiali più usati abbiamo la Ghisa Perlitica (contenente carbonio sotto forma di grafite fine), i Bronzi allo Stagno, allo Zinco e al Piombo (da cui il nome bronzine) e le leghe antifrizione, costituite dai metalli bianchi che possono essere a base di stagno e piombo o a base di stagno e zinco.

Cuscinetti autolubrificanti

Esistono anche dei cuscinetti autolubrificanti in materiale sinterizzato con base di polveri metalliche (generalmente rame e ferro) nei quali gli spazi fra un grano e l'altro sono riempiti di grasso che si scioglie sotto effetto del calor sviluppato durante il funzionamento provvedendo a lubrificare il tutto; quando velocità e calore diminuiscono, parte del grasso viene riassorbito grazie alla capillarità dai pori del cuscinetto. Si ha così una specie di regolazione automatica della lubrificazione.

Caratteristiche costruttive delle bronzine

Le Bronzine possono essere costruite in un sol pezzo successivamente forzato nella sede del supporto oppure in due metà, due gusci, in modo da rendere possibile il loro montaggio anche in parti non accessibili con bronzine in un sol pezzo, come ad esempio le Bronzine di biella degli alberi a gomito.

Le Bronzine possono essere costituite unicamente da uno dei materiali citati oppure, più frequentemente, una bussola di un altro materiale (tipo di acciaio) rivestita di metallo antifrizione fuso e colato nel cuscinetto. Per favorire l'aderenza di questo rivestimento, la bussola è dotata di scanalature con forma a coda di rondine.

Lubrificazione della bronzina

Per trattenere nel cuscinetto il lubrificante e consentirne una distribuzione quanto più possibile uniforme in tutti i punti, le Bronzine sono spesso dotate di scanalature di varia forma (ad esempio a zampa di ragno).

Di solito si tratta di scanalature che tendono a distribuire il lubrificante in tutta la lunghezza dell'accoppiamento e a convogliare verso il centro quello che fluirebbe all'esterno.

E' necessario che queste scanalature siano studiate in modo particolare perché altrimenti il loro effetto potrebbe diventare dannoso: è necessario in particolare che la metà della bronzina che viene caricata non abbia scanalature che portino di fatto ad una diminuzione della capacità di carico.

Cuscinetti di rotolamento

I cuscinetti di rotolamento sono nati allo scopo di diminuire l'attrito fra albero (oppure perno) e supporto trasformandolo in attrito volvente, assai inferiore a quello radente con corretta lubrificazione mediamente di circa 10 volte.

Un cuscinetto di rotolamento è costituito in generale dalle seguenti parti:

- un anello interno che viene montato sull'albero
- un anello esterno che viene montato nel supporto (uno o entrambi questi componenti possono talvolta mancare, come a esempio nelle gabbie a rullini)
- una serie di corpi volventi, che possono essere sfere, rulli e rullini, rotolanti in apposite piste ricavate negli anelli (cementate e rettificatae per ridurre attriti e aumentare la resistenza all'usura) e tenuti assieme ad opportuna distanza da una gabbia distanziatrice.

Principali vantaggi

I vantaggi principali che i cuscinetti volventi garantiscono rispetto alle bronzine sono:

- minore coefficiente di attrito (dovuto alla nota trasformazione dell'attrito);
- facilità di avviamento anche in condizioni di scarsa lubrificazione dovuta al fatto che il coefficiente di attrito si mantiene costante al variare di regime;
- economia di lubrificante, in quanto nei cuscinetti volventi il lubrificante ha il solo scopo di ridurre i piccoli attriti tra corpi volventi e gabbia distanziatrice e l'attrito dovuto alla deformabilità dei corpi volventi e degli anelli nei punti di contatto;
- spese di manutenzione minori;
- minori temperature nei supporti dovute al minore attrito;
- unificazione delle dimensioni di ingombro e quindi perfetta intercambiabilità o quasi dei cuscinetti su pezzi provenienti da reparti diversi.

Svantaggi

Per contro, i principali svantaggi, sempre rispetto alle bronzine, sono:

- ingombri maggiori;
- impossibilità di una esecuzione in 2 metà e quindi mancato uso con alberi di forma particolare quali gli alberi a gomito in un sol pezzo.

Classificazione dei cuscinetti di rotolamento

In base alla forma dei corpi volventi si hanno cuscinetti *a sfere*, *a rulli cilindrici*, *a rulli conici*, *a rulli a botte* e *a rullini*.

A seconda del numero di corone di corpi volventi si hanno cuscinetti *ad una o a due corone* di sfere o rulli.

A seconda della direzione del carico che devono supportare, come abbiamo già visto si distinguono i cuscinetti *radiali*, *assiali* e *misti*.

Si hanno infine cuscinetti *rigidi* se gli assi degli anelli sono coincidenti, *orientabili* se i due assi possono orientarsi tra loro in posizioni diverse mantenendo fisso un punto comune che chiamato centro del cuscinetto.

Montaggio dei cuscinetti a rotolamento

I cuscinetti di rotolamento vengono costruiti con superfici accuratamente rettificate.

I radiali vengono costruiti con un certo gioco interno per lasciare ai corpi volventi un certa libertà fra gli anelli in modo da compensare automaticamente lievi dilatazioni o contrazioni degli anelli stessi per forzamento in fase di montaggio.

Nelle applicazioni di questi cuscinetti debbono essere tenute presenti alcune norme di montaggio, la cui inosservanza può causare la rottura del cuscinetto stesso molto rapidamente.

Avvertenze di montaggio

Una prima regola da seguire è quella di non montare mai cuscinetti radiali rigidi quando non si ha la certezza della perfetta coassialità dei supporti, né tantomeno cuscinetti assiali rigidi quando la sede di appoggio non è perfettamente (o quasi) perpendicolare all'asse dell'albero.

In caso contrario si possono verificare situazioni nelle quali il cuscinetto funziona in modo cinematicamente scorretto generando quindi forti attriti per lo strisciamento (e non il corretto rotolamento) dei corpi volventi sulle piste e con sovraccarichi sugli stessi dovuti alla distribuzione non uniforme del carico.

Nella maggior parte di questi casi si può facilmente risolvere il problema con l'impiego dei corrispondenti cuscinetti orientabili.

Avvertenze di montaggio

Un'altra norma da tenere presente nel montaggio dei radiali (sia rigidi che orientabili) è quella che impone che il bloccaggio assiale dell'albero rispetto al supporto sia affidato ad un solo cuscinetto, mentre l'altro o gli altri debbono potersi spostare assialmente in modo da permettere eventuali dilatazioni o contrazioni del sistema ed evitare forzamenti in fase di montaggio.

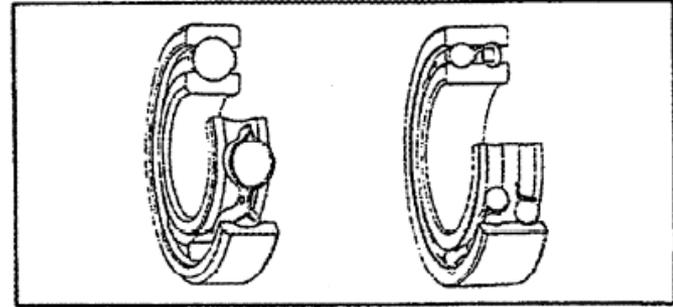
L'anello al quale è affidato il compito di scorrere assialmente deve essere montato libero nella sua sede, è opportuno pertanto che quest'ultima sia progettata in modo da non presentare discontinuità.

Cuscinetti a rotolamento

Tipi di cuscinetti

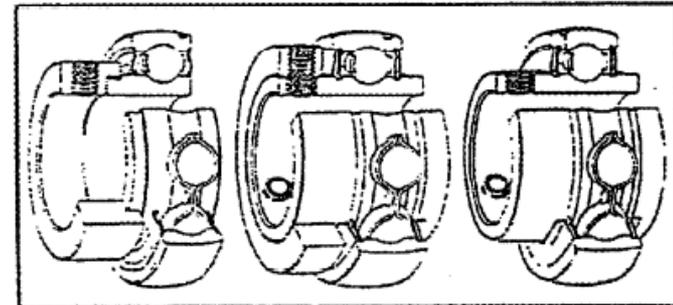
Cuscinetti radiali rigidi a sfere

- ad una corona
 - con schermo o schermi di protezione e
 - con schermo o schermi stagni con scanalatura sull'anello esterno (e con anello di ancoraggio)
- a due corone



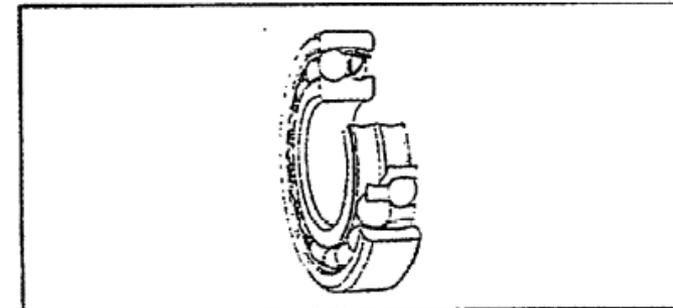
Cuscinetti Y

- con anello interno largo da un lato e collare di fissaggio a bloccaggio eccentrico
- con anello interno largo da ambedue i lati e collare cilindrico di fissaggio
- con viti di bloccaggio



Cuscinetti radiali orientabili a sfere

- con foro cilindrico
- con foro conico
- con bussola di trazione
- con schermi stagni
- con schermi stagni e bussola di trazione con anello interno largo



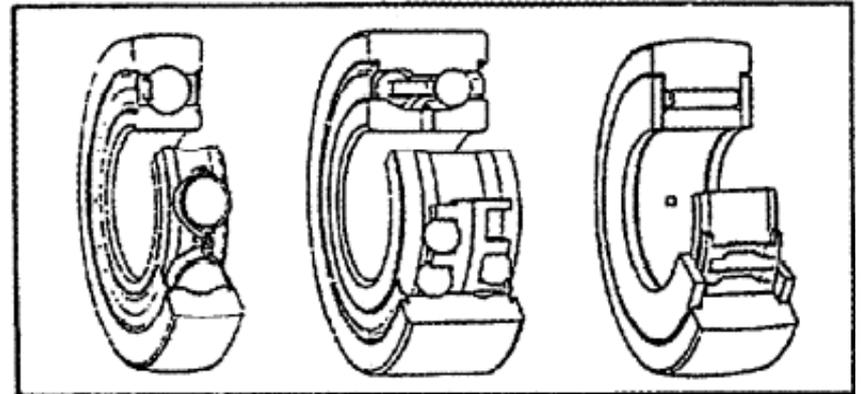
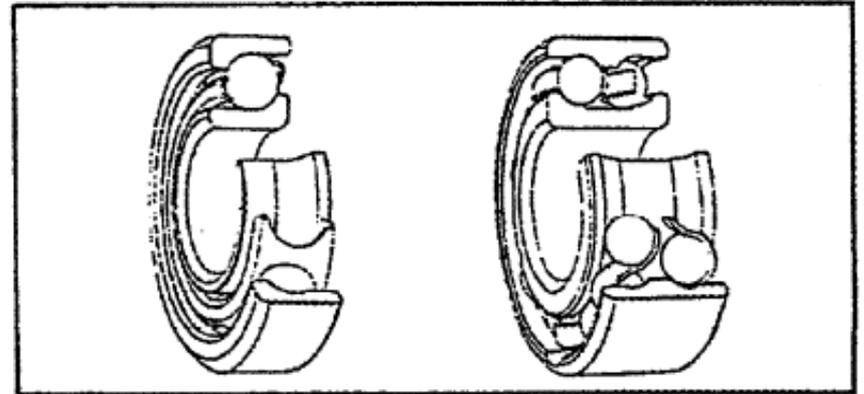
Tipi di cuscinetti

Cuscinetti obliqui a sfere

- ad una corona
 - accoppiati
 - a quattro contatti
- a due corone

Rotelle

- rotelle a sfere dell'esecuzione stretta con fascia esterna convessa
- rotelle a sfere dell'esecuzione larga con fascia esterna cilindrica
- con fascia esterna convessa rotelle a rullini
- rotelle a rullini con perno filettato

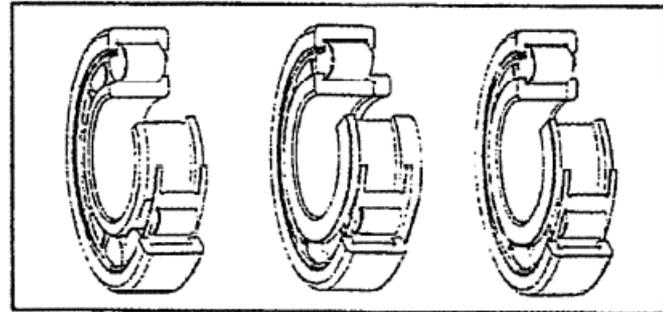
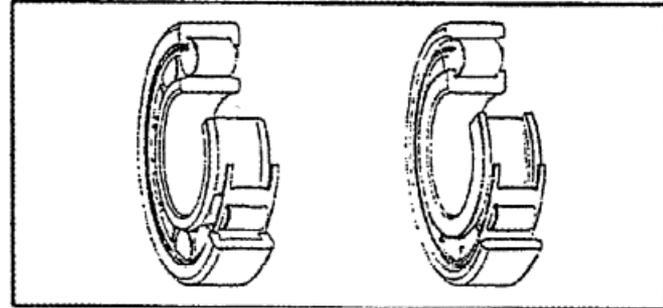


Cuscinetti volventi-radiali

Cuscinetti a rulli cilindrici

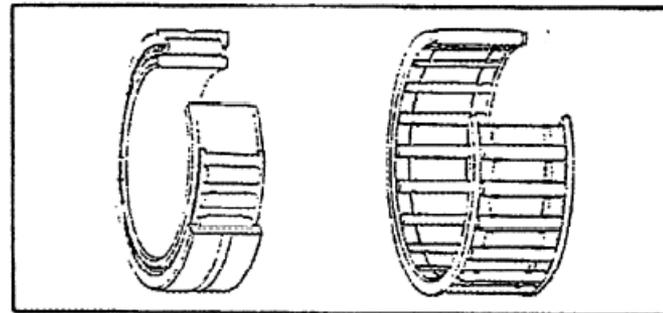
- ad una corona
- forma NU
- forma N

- forma NJ
- forma NJ con anello di spalleggiamento HJ
- forma NUP



Cuscinetti a rullini

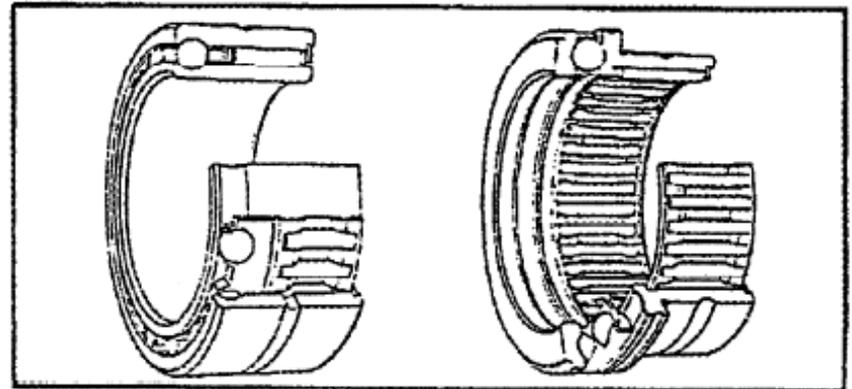
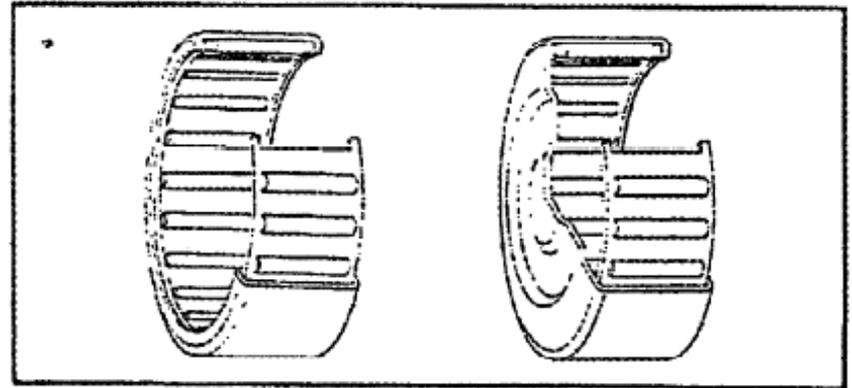
- con anello interno
- senza anello interno
- gabbie a rullini



Cuscinetti volventi-radiali

Cuscinetti a rullini

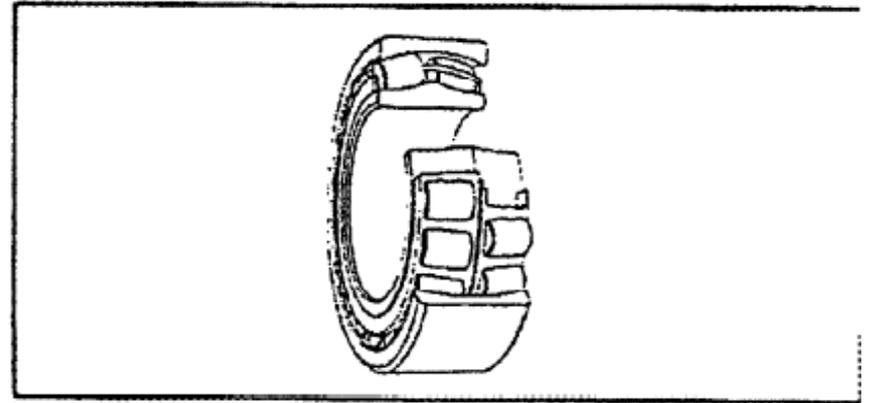
- gusci a rullini
di forma aperta
di forma chiusa
- cuscinetti combinati a rullini ed a sfere
- cuscinetti a rullini con una corona radiale di sfere
- cuscinetti a rullini con una corona assiale di sfere



Cuscinetti volventi-radiali

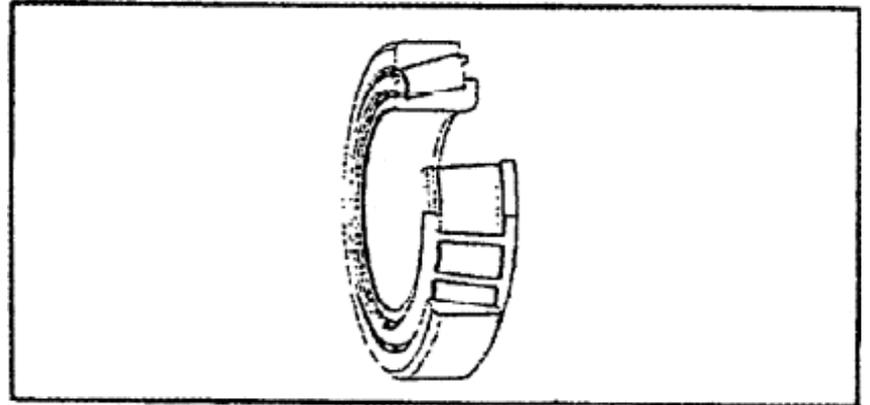
Cuscinetti radiali orientabili a rulli

- a due corone
 - con foro cilindrico <
 - con foro conico
- con bussola di trazione
- con bussola di pressione



Cuscinetti a rulli conici

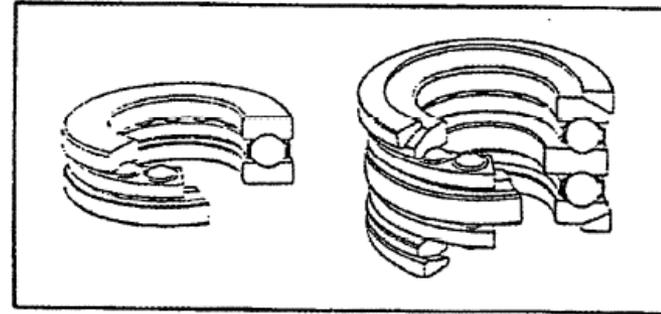
- ad una corona



Cuscinetti volventi-assiali

Cuscinetti assiali a sfere

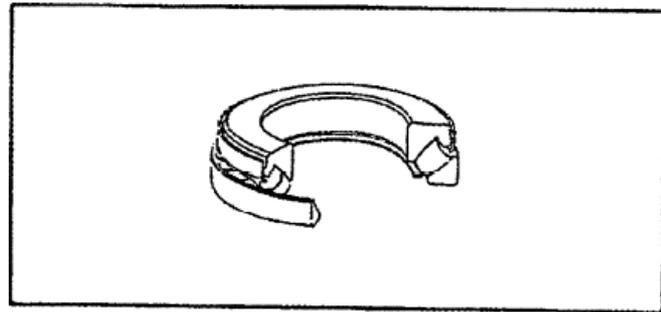
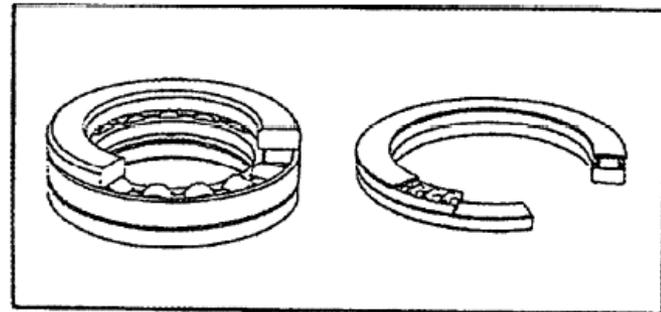
- a semplice effetto
 - con ralla esterna piana
 - con calla esterna sferica (e piastra di orientabilità)
- a doppio effetto
 - con ralle esterne piane
 - con ralle esterne sferiche (e piastre di orientabilità)



Cuscinetti assiali a rulli cilindrici

Cuscinetti assiali a rullini

Cuscinetti assiali orientabili a rulli

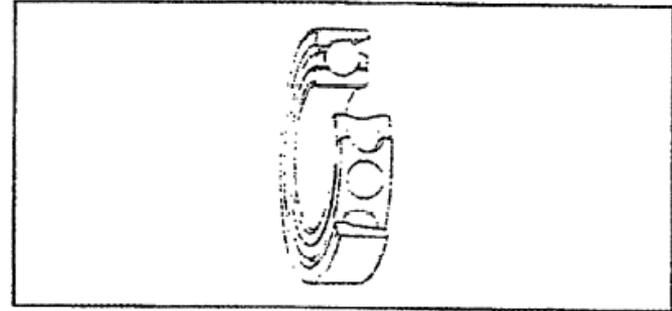


Cuscinetti volventi di

elevata precisione

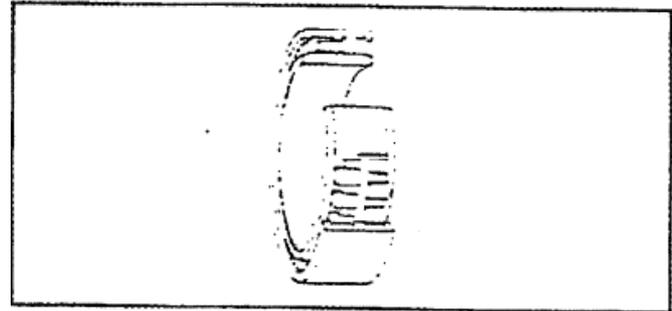
Cuscinetti obliqui a sfere

- ad una corona

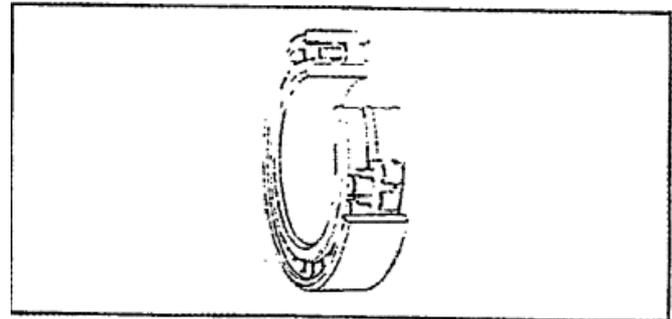


Cuscinetti a rulli cilindrici

- a doppia corona
- tipo NNU



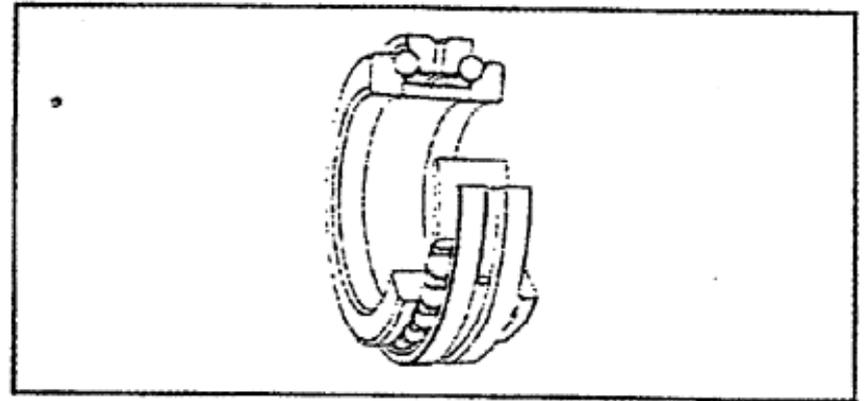
- tipo NN



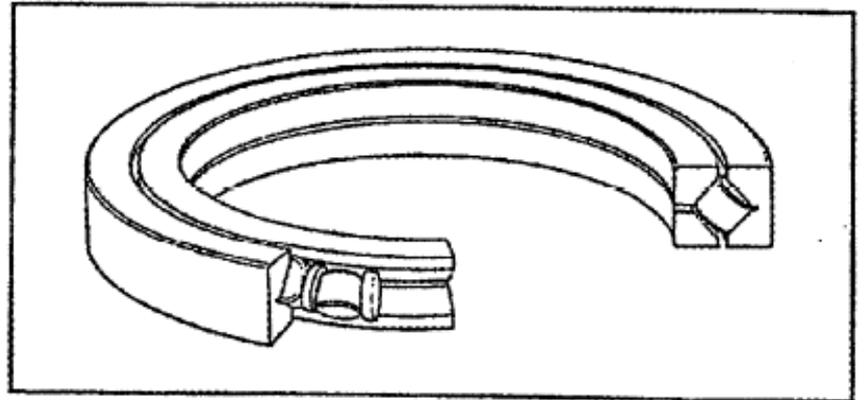
Cuscinetti volventi di elevata precisione

Cuscinetti assiali a sfere

- a contatti obliqui



Cuscinetti a rulli conici incrociati



Scelta del tipo di cuscinetto

Ciascun tipo di cuscinetto ha delle caratteristiche sue proprie che lo rendono particolarmente adatto per certe applicazioni.

Non è però possibile indicare regole semplici e valide in ogni caso per la scelta del tipo di cuscinetto, dato che spesso devono venir presi in considerazione più fattori da contemperare fra di loro.

Le raccomandazioni che seguono hanno lo scopo di indicare, per una data applicazione, gli elementi più importanti da considerare nella fase di studio per la scelta del tipo di cuscinetto da adottare.

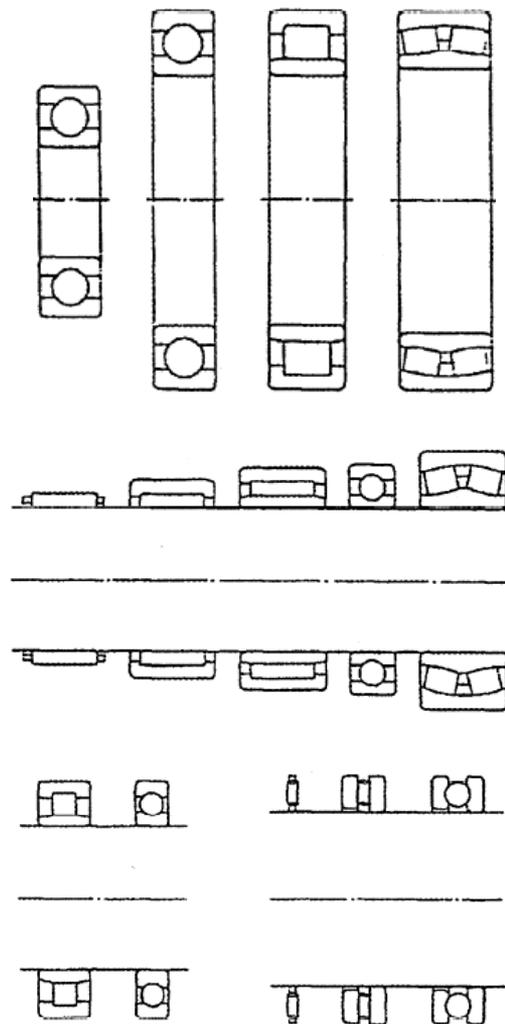
Spazio disponibile

In molti casi almeno una delle dimensioni principali del cuscinetto - generalmente il diametro del foro - è già vincolata dal progetto della macchina nel suo insieme.

Per gli alberi di piccolo diametro vengono di norma impiegati cuscinetti radiali rigidi a sfere: nelle applicazioni che comportano alberi di grande diametro possono venir adottati, oltre ai tipi sopra indicati, cuscinetti a rulli cilindrici e radiali orientabili a rulli.

Se lo spazio disponibile in direzione diametrale è scarso, devono venir adottati cuscinetti di piccolo ingombro radiale, ad esempio gabbie a rullini, cuscinetti a rullini senza o con anello interno, certe serie di cuscinetti rigidi a sfere ed orientabili a rulli.

Se invece è lo spazio disponibile in direzione assiale ad essere limitato, è necessario ricorrere a cuscinetti particolarmente stretti: in questo caso si possono adottare certe serie di cuscinetti a rulli cilindrici e di quelli radiali rigidi ad una corona di sfere (per carichi radiali e combinati) e, rispettivamente, gabbie assiali a rullini, cuscinetti assiali a rullini e certe serie di cuscinetti assiali a sfere (per carichi assiali).



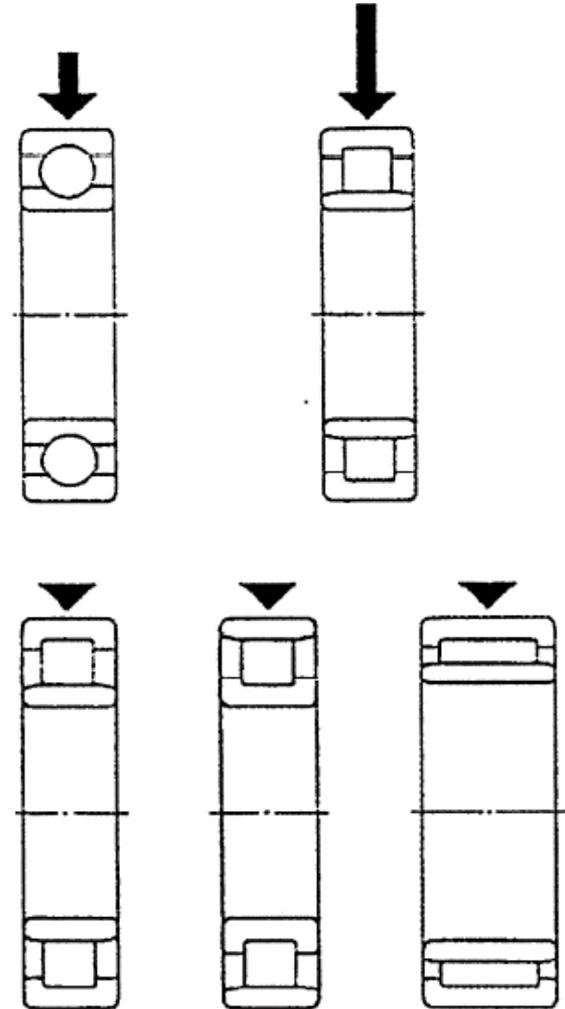
Carichi sul cuscinetto

Entità del carico

- Di norma l'entità del carico gioca il ruolo più importante nella determinazione delle dimensioni del cuscinetto.
- In linea generale i cuscinetti a rulli, a parità di dimensioni d'ingombro, possono sopportare carichi maggiori di quelli a sfere. I cuscinetti a sfere vengono per lo più impiegati per reggere carichi leggeri e medi, mentre quelli a rulli rappresentano spesso l'unica scelta possibile nel caso di carichi elevati e di grandi dimensioni degli alberi.

Direzione del carico

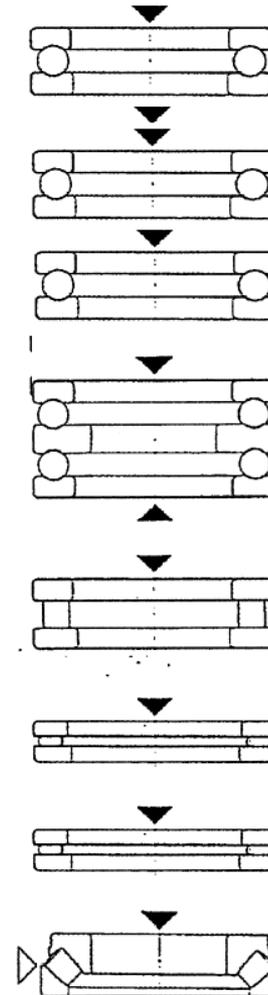
- Carico radiale
 - I cuscinetti a rulli cilindrici dotati di un anello senza orletti (forme NU ed N) e quelli a rullini possono reggere soltanto carichi radiali.
- Tutti gli altri tipi di cuscinetti radiali possono sopportare sia carichi radiali, sia assiali.



Carico assiale

I cuscinetti assiali a sfere possono reggere soltanto carichi puramente assiali di entità moderata. I tipi a semplice effetto possono sopportare moderati carichi assiali agenti in un solo senso: quelli a doppio effetto esplicano questa funzione in ambo i sensi. I cuscinetti assiali a rulli cilindrici e quelli a rullini (con o senza ralle) possono reggere forti carichi assiali agenti in un sol senso.

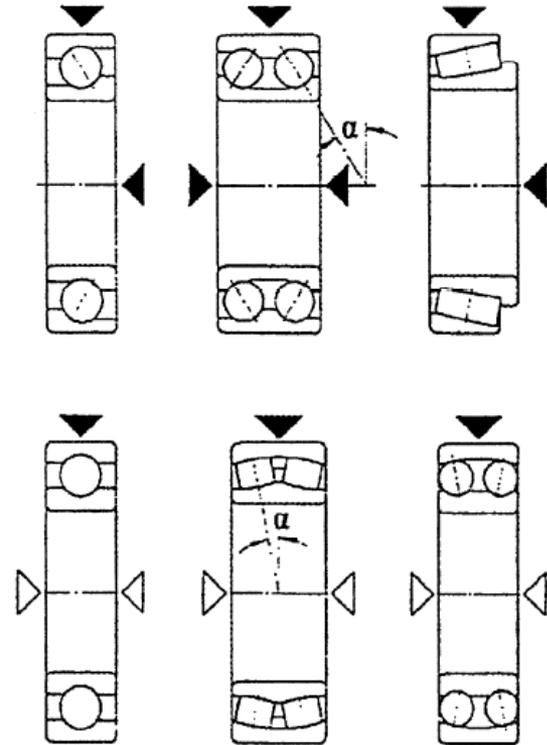
I cuscinetti assiali orientabili a rulli, oltre ad elevatissimi carichi assiali, possono anche sopportare carichi radiali di una certa entità agenti contemporaneamente.



Carico combinato

Si ha carico combinato quando su un cuscinetto agiscono contemporaneamente una forza radiale ed una assiale.

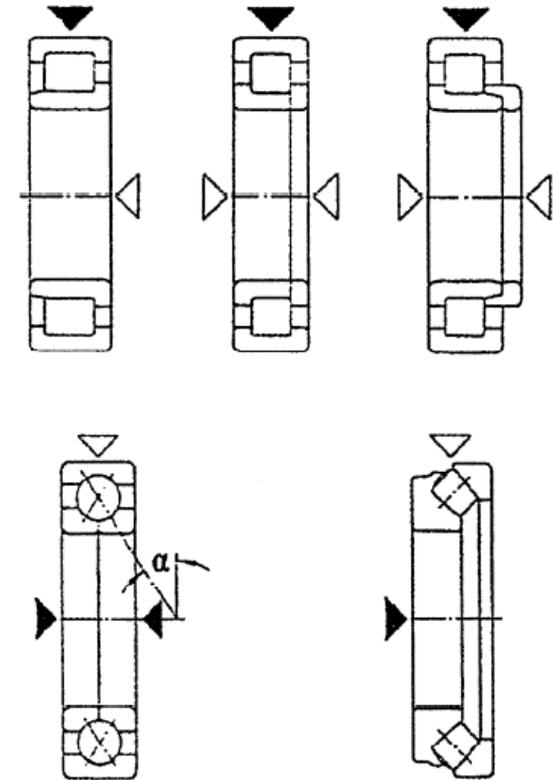
La caratteristica che gioca il ruolo più importante per valutare l'attitudine di un cuscinetto a portare carichi assiali è rappresentata dall'angolo di contatto α : al crescere di tale angolo, cresce anche il carico assiale che il cuscinetto può reggere. Il fattore Y relativo al carico assiale (vedere le tabelle dei cuscinetti) diminuisce all'aumentare dell'angolo di contatto e fornisce un'indicazione della capacità relativa del cuscinetto a sopportare carichi assiali. Nei cuscinetti radiali rigidi a sfere l'angolo di contatto α e, quindi, la loro attitudine a reggere carichi assiali dipendono dal giuoco radiale.



Carico combinato

I cuscinetti **obliqui ad una** o a due corone di sfere e quelli a rulli conici vengono impiegati soprattutto per reggere carichi combinati: per questa condizione di carico vengono anche applicati i cuscinetti radiali rigidi a sfere e quelli radiali orientabili a rulli. I cuscinetti radiali orientabili a sfere e quelli a rulli cilindrici (forme NJ, NUP e NJ con anello di spalleggiamento HJ) possono anche venir impiegati, entro certi limiti, per reggere carichi combinati (per le spinte assiali sui cuscinetti a rulli cilindrici).

I cuscinetti a sfere a quattro contatti e quelli assiali orientabili a rulli dovrebbero essere presi in considerazione solo nei casi in cui predominano i carichi assiali.



Carico combinato

I cuscinetti obliqui ad una corona di sfere, i tipi a rulli conici, quelli a rulli cilindrici di forma NJ ed, infine, quelli assiali orientabili a rulli possono reggere carichi assiali in un solo senso. Nei casi in cui il senso d'applicazione del carico varia, è necessario che tali cuscinetti vengano montati a coppie, con gli anelli in posizione contrapposta, per sopportare le spinte assiali dirette in ambo i sensi.

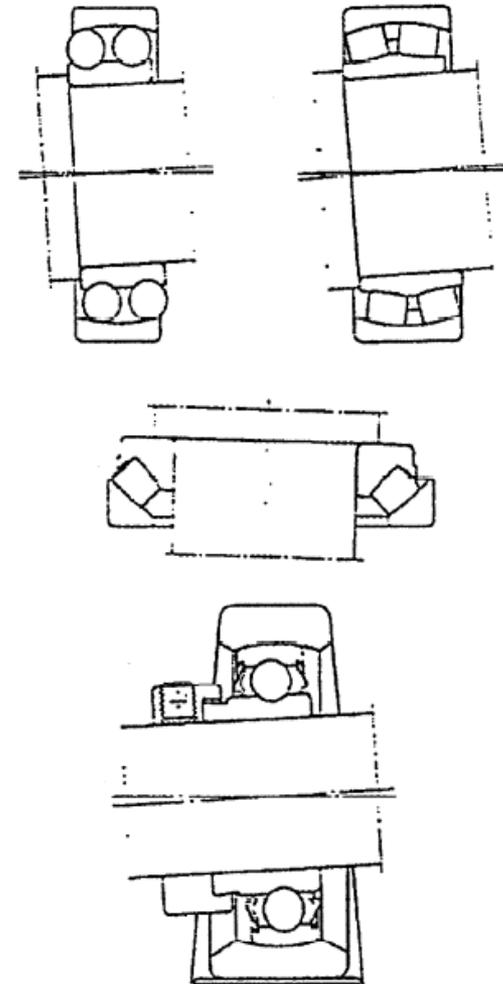
Nelle applicazioni in cui la componente assiale rappresenta una parte notevole del carico combinato, si può impiegare un apposito cuscinetto per reggere il solo carico assiale, indipendentemente quindi da quello radiale. Per sopportare carichi puramente assiali, oltre ai cuscinetti veri e propri i reggispingenti, possono anche venir impiegati adatti cuscinetti radiali, per esempio rigidi a sfere o cuscinetti a sfere a quattro contatti. Per assicurarsi che questi cuscinetti siano solo sottoposti a carico assiale, è necessario che i relativi anelli esterni abbiano una certa luce radiale rispetto agli alloggiamenti.

Disassamento

Quando può verificarsi un disassamento tra l'albero e l'alloggiamento, occorre impiegare cuscinetti capaci di far fronte a tale difettoso allineamento e cioè cuscinetti radiali orientabili a sfere, radiali orientabili a rulli ed assiali orientabili a rulli.

Il disassamento può nascere, ad esempio, dall'inflessione dell'albero sotto l'azione del carico, quando i cuscinetti sono sistemati in supporti poggianti su due basamenti diversi e molto distanti tra di loro oppure quando non è stato possibile lavorare contemporaneamente le relative sedi negli alloggiamenti.

I cuscinetti Y hanno la fascia esterna sferica per far fronte al disassamento in fase di montaggio, disassamento che può verificarsi ad esempio nelle macchine agricole.

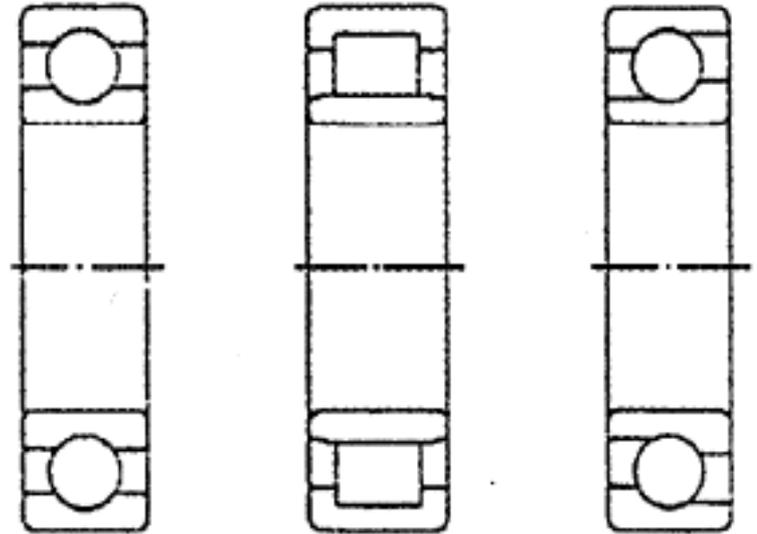


Velocità massima

Il limite alla velocità di rotazione di un cuscinetto volvente è dato dalla temperatura di funzionamento ammissibile.

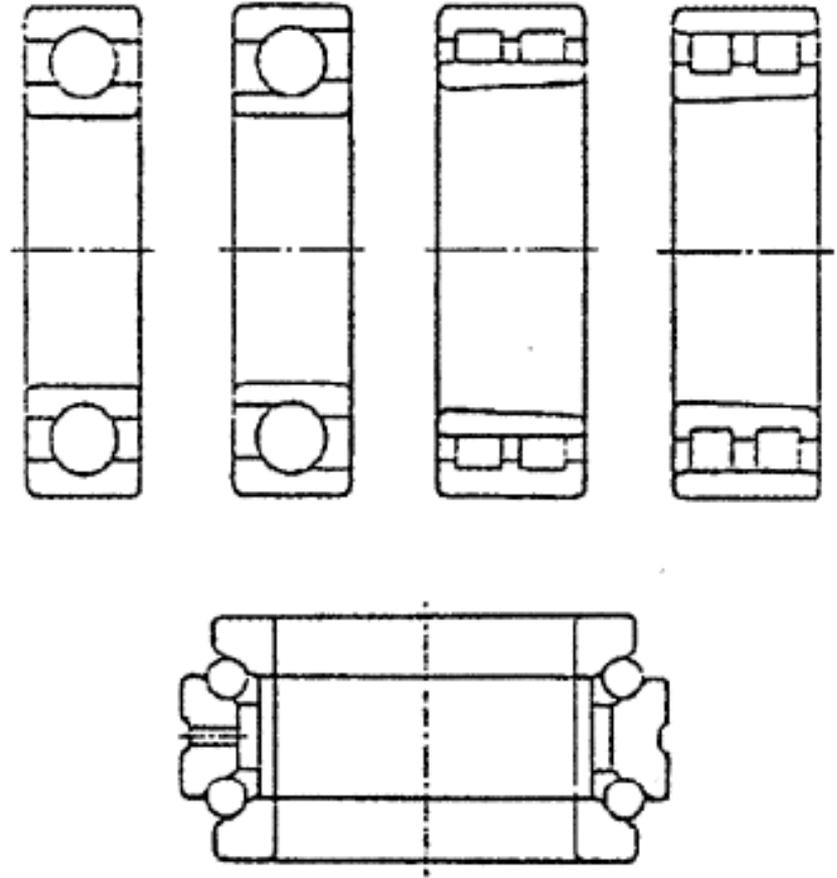
I cuscinetti che presentano una bassa resistenza d'attrito e che quindi comportano un minor sviluppo di calore sono i più adatti alle velocità elevate.

In presenza di carichi radiali, i valori massimi di velocità si possono ottenere con i cuscinetti radiali rigidi a sfere o con quelli a rulli cilindrici; se il carico è combinato le migliori prestazioni al riguardo si possono realizzare impiegando cuscinetti obliqui a sfere.



Precisione

Per gli alberi con severe esigenze di precisione di marcia, ad esempio per i mandrini delle macchine utensili, ed in generale anche per quelle rotanti ad altissima velocità, occorrono cuscinetti di esecuzione più precisa di quella normale.



Spostamento assiale

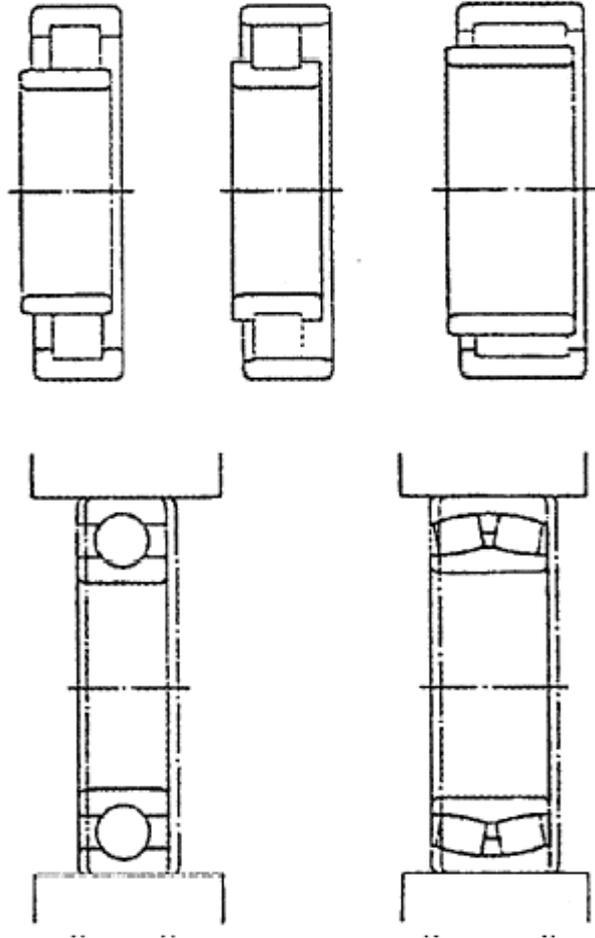
Nella classica disposizione dei cuscinetti, uno (cuscinetto fisso) vincola assialmente l'albero, mentre l'altro (cuscinetto libero) permette il suo spostamento.

Il cuscinetto libero può spostarsi assialmente così da evitare fenomeni di contrasto, per esempio dovuti a dilatazioni o contrazioni dell'albero.

I cuscinetti a rulli cilindrici con un anello privo di orletti (forme NU ed N) e quelli a rullini sono particolarmente adatti come cuscinetti liberi. Grazie alla loro forma costruttiva, tali cuscinetti permettono spostamenti assiali, in entrambi i sensi, tra l'anello interno e quello esterno (vedere, nelle tabelle dei cuscinetti, il massimo spostamento assiale ammissibile). Di conseguenza entrambi gli anelli possono venir montati con accoppiamento forzato. Se si impiega, come cuscinetto libero assialmente, un tipo non scomponibile, ad esempio un cuscinetto radiate rigido a sfere o uno radiate orientabile a rulli, è necessario montarlo in modo che possa spostarsi liberamente in direzione assiale sull'albero, o, rispettivamente, nell'alloggiamento.

Altri fattori, oltre agli elementi già considerati, giocano un ruolo importante nella scelta del tipo di cuscinetto. Tra questi occorre citare: la rigidità, la silenziosità e la possibilità di un facile montaggio e smontaggio

Spostamento assiale



Lubrificazione e manutenzione

Lubrificazione con grasso

I cuscinetti volventi devono venir lubrificati non solo per evitare il contatto metallico tra i corpi volventi, le piste e la gabbia, ma anche per proteggerli della corrosione e dall'usura.

Le condizioni più favorevoli per quanto riguarda la temperatura di funzionamento di un cuscinetto si realizzano impiegando il minimo quantitativo di lubrificante necessario ad ottenere una lubrificazione efficace. Si tenga però presente che tale dose minima di lubrificante dipende anche da altri compiti supplementari a cui quest'ultimo deve assolvere, come ad esempio tenuta e dissipazione di calore.

Il potere lubrificante diminuisce per effetto dell'invecchiamento e delle sollecitazioni meccaniche e tutti i lubrificanti sono soggetti ad inquinamento. Per questo motivo, a determinati intervalli di tempo, il lubrificante consumato od inquinato durante il funzionamento deve essere rispettivamente ripristinato o rinnovato.

I cuscinetti volventi possono venir lubrificati con grasso oppure con olio, ed in casi speciali anche con lubrificanti solidi. Di regola quelli assiali orientabili a rulli, per la loro costruzione, vanno lubrificati con olio; a bassa velocità e in casi speciali è possibile anche lubrificarli con grasso.

Per la scelta del lubrificante occorre tener conto in primo luogo della temperatura della zona di applicazione e della velocità di rotazione.

Lubrificazione con grasso

In condizioni normali di esercizio i cuscinetti volventi sono generalmente lubrificati con grasso. Rispetto all'olio, il grasso ha il vantaggio di poter essere più facilmente trattenuto in sito e di contribuire alla protezione dei cuscinetti dall'umido e dalle impurità.

In generale il grasso deve riempire solo una parte (dal 30 al 50 %) dello spazio libero dell'alloggiamento, poiché un eccesso di grasso, particolarmente a velocità alte, provoca un forte aumento di temperatura.

Nel caso di cuscinetti funzionanti a bassa velocità, è possibile ottenere una buona protezione contro la corrosione riempiendo completamente l'alloggiamento con grasso.

Grassi

I grassi lubrificanti sono costituiti da oli minerali o sintetici dispersi in un addensante che è generalmente un sapone metallico.

La consistenza del grasso dipende soprattutto dal tipo e dalla quantità dell'addensante impiegato.

Per la scelta di un grasso, i fattori più importanti da considerare sono la sua consistenza, il campo di temperature entro cui può essere impiegato e le sue proprietà antiruggine.

Consistenza

La consistenza dei grassi è di norma valutata in base alla classificazione NLGI (National Lubricating Grease Institute).

I grassi normalmente impiegati per i cuscinetti volventi sono quelli che hanno come addensanti dei saponi metallici e consistenza 1, 2 o 3. La loro consistenza non deve variare eccessivamente per effetto della temperatura o delle sollecitazioni meccaniche.

I grassi che ad elevata temperatura perdono consistenza possono, in certi casi, fuoriuscire dai cuscinetti o dai sopporti; quelli invece che diventano troppo consistenti a bassa temperatura possono ostacolare la rotazione dei cuscinetti. In presenza di vibrazioni, il grasso è sollecitato in modo particolare, in quanto esse lo riconducono nel cuscinetto, dove viene sottoposto a sbattimento. Per queste applicazioni i grassi più adatti sono quelli ad elevata stabilità meccanica.

Temperature d'impiego

La maggior parte dei grassi al sapone di calcio sono mantenuti stabili grazie alla presenza di un certo quantitativo d'acqua variabile dall' 1 al 3 %. Quando la temperatura aumenta, l'acqua evapora e si ha separazione dell'olio minerale dal sapone.

La temperatura massima d'impiego di questi grassi è perciò di circa +60 °C. Sono anche disponibili grassi al calcio stabili ad alta temperatura, grassi che permettono di raggiungere temperature di funzionamento fino a +120 °C.

I grassi al sapone di sodio possono venir impiegati per temperature comprese tra -30 e +80 °C: alcuni di caratteristiche particolari fino a +120 °C.

I grassi al sapone di litio sono generalmente adatti a funzionare in un campo di temperature compreso tra -30 e +110 °C, ma alcuni di essi possono funzionare fino a +150 °C.

I grassi che contengono, anziché saponi metallici, addensanti inorganici, come ad esempio bentonite o gel di silicio, possono essere impiegati per brevi periodi di tempo a temperature superiori a quelle raggiungibili con i grassi al litio.

I grassi sintetici all'olio di esteri od al silicone possono essere impiegati in un campo di temperature più ampio di quello valido per i grassi a base di oli minerali.

Proprietà antiruggine

I grassi al sapone di sodio sono solubili in acqua, e pertanto possono assorbirne una certa quantità così da formare un'emulsione con proprietà antiruggine senza, con ciò, che rimanga pregiudicato in modo sensibile il loro potere lubrificante. Questi grassi sono perciò in grado di proteggere sufficientemente i cuscinetti dalla ruggine, purché l'acqua non possa penetrare nel supporto: se però ciò si verifica, il grasso viene facilmente dilavato.

I grassi a base di litio o di calcio sono praticamente insolubili in acqua e non offrono pertanto protezione contro la corrosione. Tali grassi non devono, perciò, essere impiegati senza un additivo antiruggine. I grassi a base di calcio e litio contenenti additivi EP (principalmente a base di piombo) hanno buone proprietà antiruggine. Questi grassi aderiscono bene alle superfici dei cuscinetti e sono anche insolubili in acqua. Essi sono perciò particolarmente adatti alle applicazioni nelle quali l'acqua può penetrare nei supporti come, ad esempio, nelle macchine per la fabbricazione della carta e nei laminatoi.

Resistenza ai carichi

Per la lubrificazione dei cuscinetti volventi sottoposti a forti carichi, come per esempio nei laminatoi, vengono impiegati grassi contenenti additivi cosiddetti EP: si tratta di sostanze che hanno la proprietà di aumentare la resistenza del velo di lubrificante.

Tali grassi sono in genere anche raccomandati per la lubrificazione dei cuscinetti a rulli di media e grandi dimensioni.

Miscibilità dei grassi

Quando, per qualche ragione, si rende necessario lubrificare un cuscinetto con un grasso diverso da quello fino ad allora impiegato, occorre porre particolare attenzione al problema della mescolanza di grassi che ne deriva.

Mescolando infatti grassi incompatibili fra loro, in genere la consistenza e la temperatura massima ammissibile per la miscela è inferiore a quella dei componenti, per cui ne possono derivare danneggiamenti ai cuscinetti.

Intervalli di lubrificazione

Il periodo di tempo durante il quale un cuscinetto lubrificato con grasso funziona regolarmente senza necessità di rilubrificazione dipende dal tipo e dalle dimensioni del cuscinetto, dalla sua velocità di rotazione, dalla temperatura d'esercizio e dal grasso.

Per cuscinetti di piccole dimensioni, particolarmente per quelli radiali rigidi a sfere, l'intervallo di lubrificazione è spesso più lungo della loro durata, per cui di solito non occorrono successive lubrificazioni.

I cuscinetti dotati di schermi di protezioni o di schermi stagni, che sono "lubrificati a vita", rappresentano in questi casi una valida alternativa.

Intervalli di lubrificazione più frequenti

Nei casi in cui sussiste il pericolo d'inquinamento del grasso, gli intervalli di lubrificazione devono essere ridotti. Analogamente si devono eseguire rilubrificazioni più frequenti nelle applicazioni in cui il grasso deve servire anche come tenuta contro la penetrazione di umidità. Ciò vale, ad esempio, per i cuscinetti delle macchine per la fabbricazione della carta (i cui sopporti sono interessati dal flusso d'acqua): i relativi cuscinetti dovrebbero venir lubrificati una volta alla settimana.

Rilubrificazione

La quantità di grasso occorrente per la rilubrificazione è data dalla formula:

$$G = 0,005 D B$$

in cui

G = quantità di grasso, in g

D = diametro esterno del cuscinetto, in mm

B = larghezza del cuscinetto, in mm

Se, in base alle condizioni di funzionamento, è possibile prevedere la rilubrificazione ad intervalli di tempo piuttosto lunghi, è sufficiente che il supporto in cui è montato il cuscinetto sia ben accessibile e possa venir aperto facilmente.

In caso di supporti divisi se ne solleva la parte superiore, mentre per quelli in un sol pezzo si deve rimuovere il coperchio laterale.

Tolto il grasso vecchio, si introduce quello fresco all'interno del cuscinetto.

Raccordo di reingrassaggio

Quando la rilubrificazione è prevista con maggior frequenza, si deve prevedere un apposito dispositivo, ad esempio un raccordo di reingrassaggio fissato al supporto. Il grasso può così venir immesso mediante un ingrassatore (dispositivo per ingrassaggio a pressione).

Affinché il grasso fresco giunga effettivamente all'interno del cuscinetto ed asporti quello vecchio, il canale di lubrificazione ricavato nel supporto deve sfociare immediatamente a fianco della facciata dell'anello esterno del cuscinetto o fra le corone dei corpi volventi.

Dopo un certo numero di tali rilubrificazioni il supporto dovrebbe essere aperto per evacuare il grasso vecchio prima di immetterne nuovamente di quello fresco.

Valvola a grasso

Se i cuscinetti funzionano ad alta velocità, è necessario effettuare frequenti rilubrificazioni ed esiste pertanto il pericolo che nel supporto si raccolga troppo grasso e che il cuscinetto raggiunga di conseguenza temperature eccessivamente elevate. Ciò può venir evitato ricorrendo all'impiego di una valvola a grasso, che permette di effettuare la rilubrificazione senza dover fermare la macchina.

La valvola a grasso è costituita da un disco rotante con l'albero che forma con il coperchio del supporto una piccola luce in direzione radiale. Il grasso eccedente viene trascinato dal disco e centrifugato in una cavità anulare del coperchio e quindi espulso attraverso una feritoia ricavata nella parte inferiore di questo.

Lubrificazione con olio

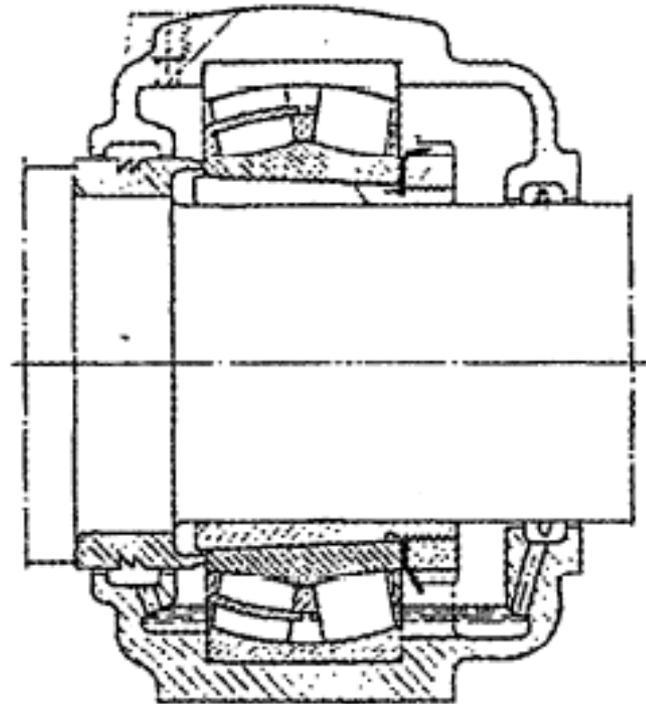
La lubrificazione con olio viene generalmente impiegata quando la velocità di rotazione o la temperature d'esercizio hanno assunto valori così alti da non permettere più la lubrificazione con grasso e quando si debba asportare dal cuscinetto il calore che vi si genera per attrito o che vi perviene da altre parti della macchina, od ancora quando parti adiacenti della macchina stessa, ad esempio ruote dentate, vengono già lubrificate con olio.

Tipi di lubrificazione con olio: a bagno d'olio

Il tipo più semplice è quello a bagno d'olio, che però è adatto soltanto per basse velocità.

- Le parti del cuscinetto in rotazione trascinano l'olio, distribuendolo per tutto il cuscinetto; l'olio ricade quindi nel bagno. Il livello dell'olio, a cuscinetto fermo, deve essere leggermente al disotto del centro del corpo volvente più basso.

Aumentando la velocità, aumenta anche la temperatura d'esercizio e viene così accelerato l'invecchiamento dell'olio. Ne consegue la necessità di cambiarlo di frequente: per evitare ciò si può prevedere una lubrificazione a circolazione d'olio. In tal caso, il lubrificante, dopo essere passato attraverso al cuscinetto, viene filtrato, eventualmente raffreddato e poi riportato al cuscinetto. Con il raffreddamento dell'olio, si può mantenere bassa la temperatura di funzionamento del cuscinetto. Di solito l'olio vien fatto circolare mediante un'apposita pompa.

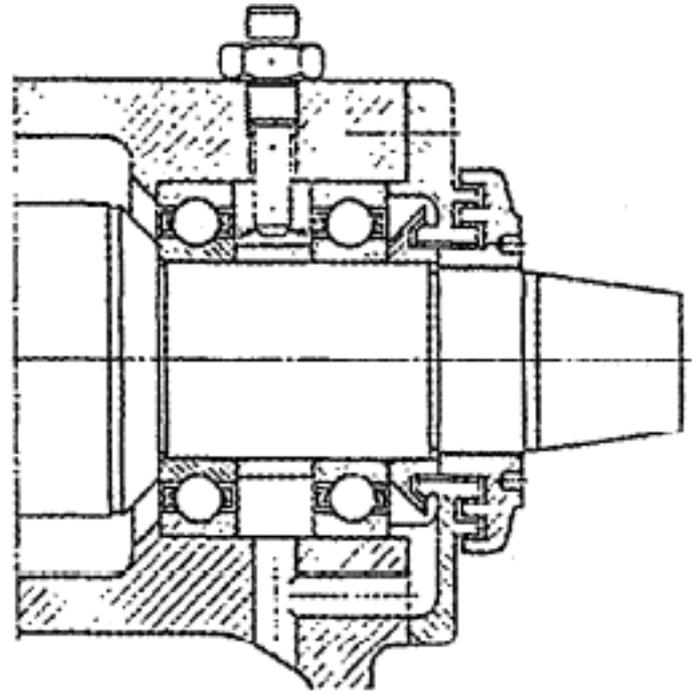


Tipi di lubrificazione con olio: a bagno d'olio

In caso di elevate velocità si deve provvedere affinché l'olio giunga in quantità sufficiente alle varie parti del cuscinetto e possa dissipare il calore dovuto all'attrito.

Un sistema di lubrificazione particolarmente efficace è quello ad iniezione d'olio che consiste nell'iniettare tale lubrificante da un lato del cuscinetto.

La velocità del getto di lubrificante deve essere tale ($\geq 15 \text{ m/s}$), che almeno una parte dell'olio iniettato passi attraverso il vortice d'aria generato dal cuscinetto in rotazione.

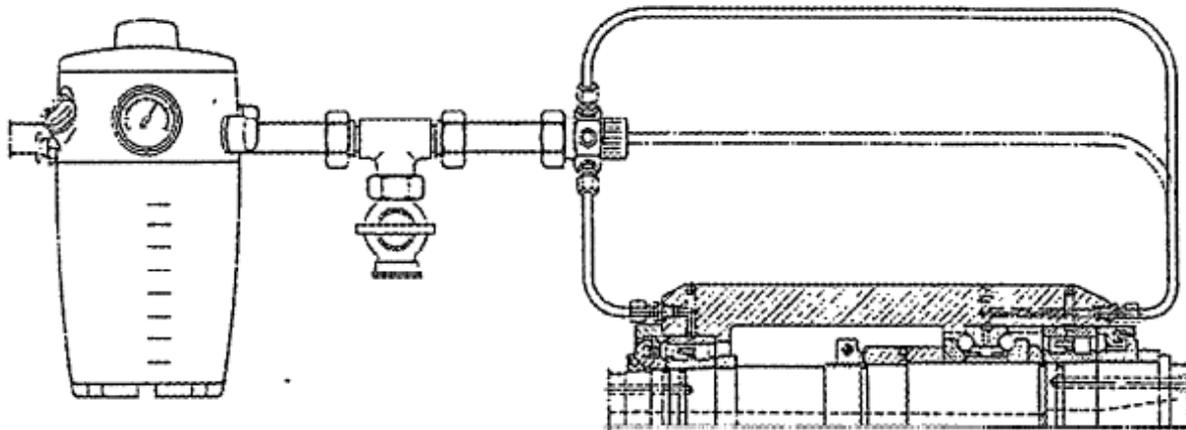


Tipi di lubrificazione con olio: a nebbia d'olio

Il sistema a nebbia d'olio consiste nel fare affluire al cuscinetto, tramite una corrente d'aria, dell'olio finemente polverizzato.

La nebbia d'olio è ottenuta in un apposito nebulizzatore.

L'aria compressa secca, prelevata da un impianto centrale, viene filtrata nel nebulizzatore e la sua pressione viene regolata tra 0,05 e 0,1 MPa.



Tipi di lubrificazione con olio: a nebbia d'olio

La nebbia d'olio viene poi fatta affluire, mediante tubazioni, ai diversi cuscinetti da lubrificare.

Appositi raccoglitori di olio di condensa, in genere disposti nelle condutture immediatamente prima di ciascun cuscinetto, permettono di inviare allo stesso il lubrificante sotto forma di goccioline.

L'aria che affluisce nel supporto serve anche a raffreddare il cuscinetto ed a creare una leggera sovrappressione che contrasta la penetrazione di impurità nell'interno del supporto stesso.

La piccola quantità di olio richiesta può venir accuratamente dosata e perciò l'attrito dovuto al lubrificante è trascurabile.

Questo sistema è adottato spesso nelle applicazioni ad alta velocità, ad esempio nei mandrini delle rettificatrici.

Oli lubrificanti

Per la lubrificazione dei cuscinetti volventi dovrebbero essere impiegati solo oli minerali raffinati al solvente.

L'impiego di oli additivati per migliorarne determinate proprietà (robustezza del velo lubrificante, resistenza all'ossidazione ecc.) è in genere necessario solo per condizioni di funzionamento eccezionali.

Gli oli sintetici, come lubrificanti dei cuscinetti, sono in linea di massima impiegati solo come oli base per grassi o in applicazioni del tutto particolari in cui si possono verificare temperature di funzionamento elevatissime.

Scelta dell'olio

La viscosità, che rappresenta una delle caratteristiche più importanti di un olio lubrificante, diminuisce con l'aumentare della temperatura.

- Per favorire la formazione di un velo di lubrificante di spessore sufficiente in corrispondenza delle zone di contatto tra corpi volventi e piste, l'olio deve conservare alla temperatura di funzionamento un valore minimo di viscosità.
- La viscosità cinematica v , necessaria ad una data temperatura di funzionamento, per assicurare una lubrificazione adeguata può essere determinata mediante il diagramma valido per un olio minerale.

Cambio dell'olio

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

Montaggio

Esperienza e pulizia nel montaggio dei cuscinetti sono il presupposto necessario per assicurarne buone prestazioni ed evitarne cedimenti prematuri. Il montaggio dovrebbe preferibilmente venir effettuato in un locale privo di polvere, asciutto e lontano da macchine utensili che lavorano con asportazione di truciolo o da macchine che provocano polvere.

È importante che i cuscinetti vengono tolti dalla loro confezione originale solo all'atto del montaggio e ciò per evitare che vi entrino particelle estranee. Non occorre togliere dai cuscinetti nuovi la sostanza antiruggine salvo nei casi in cui si tema che questi si siano sporcati, per esempio quando la confezione è stata danneggiata in seguito ad incauta manipolazione. I cuscinetti devono, in questo caso, venir lavati, immediatamente prima del montaggio, in solventi adatti .

Montaggio

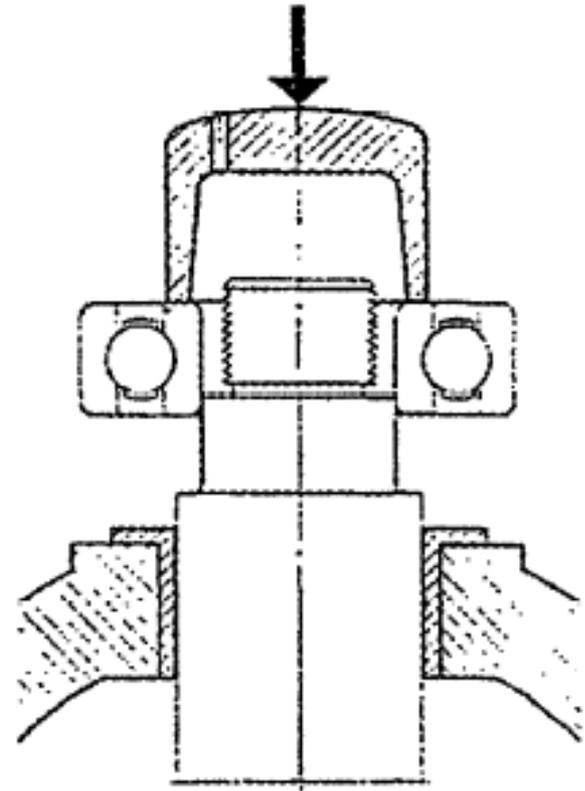
Le sedi e le parti adiacenti ai cuscinetti vanno, prima del montaggio, accuratamente ripulite e liberate dai residui dovuti alla lavorazione: le superfici grezze degli alloggiamenti di ghisa devono essere prive di sabbia di fonderia. Le sedi devono anche venir controllate per quanto riguarda le dimensioni ed i difetti di forma: i cuscinetti funzionano perfettamente soltanto quando vengono realizzati gli accoppiamenti prescritti.

È molto importante che, durante il montaggio, sugli anelli, le gabbie ed i corpi volventi non vengano inferti direttamente colpi dato che questi possono danneggiarli. In nessun caso si deve applicare una pressione ad un anello per il montaggio indiretto dell'altro. Prima del montaggio dei cuscinetti, le superfici delle relative sedi vanno leggermente oliate.

Montaggio cuscinetti con foro cilindrico

Di regola si monta per primo l'anello che comporta l'interferenza maggiore.

I cuscinetti di piccole dimensioni, per i quali è previsto un accoppiamento a lieve interferenza, possono venir calzati in sede applicando leggeri colpi di martello tramite un punzone di metallo tenero o preferibilmente un pezzo di tubo disposto adiacente alla facciata dell'anello: questi colpi devono agire successivamente su tutta la facciata per evitare che l'anello si disponga fuori quadratura rispetto alla sede. L'attrezzo di figura permette di trasmettere una forza ben centrata e quindi agente uniformemente sull'intera facciata dell'anello. Per il montaggio in serie generalmente si impiegano presse meccaniche o idrauliche.



Montaggio cuscinetti con foro cilindrico

Gli anelli dei cuscinetti scomponibili possono venir montati separatamente: ciò facilita di molto il montaggio, specie se occorrono accoppiamenti bloccati per ambo gli anelli. Al momento di riaccoppiare le due parti del cuscinetto, già montate nelle rispettive sedi, occorre però aver cura d'evitare che i due anelli e la corona di corpi volventi risultino ad assi inclinati, per non danneggiare le piste.

I cuscinetti piuttosto grandi con accoppiamento forzato sulle sedi non possono sempre venir montati a freddo sull'albero o nell'alloggiamento per l'entità dello sforzo richiesto. I cuscinetti o gli anelli e le altre parti da accoppiare (ad esempio i mozzi) vanno perciò riscaldati prima del montaggio.

- La differenza di temperatura richiesta tra l'anello ed il particolare da accoppiare dipende dalla interferenza voluta e dal diametro della sede. Il cuscinetto non va però scaldato oltre i 120 °C, per evitare trasformazioni strutturali del materiale con conseguenti variazioni dimensionali e riduzione di durezza. Si devono anche evitare riscaldamenti localizzati.
- I cuscinetti prelubrificati dotati di schermi di protezione e di quelli stagni non vanno scaldati prima del montaggio per non compromettere le caratteristiche del grasso.
- I cuscinetti vanno riscaldati in bagno d'olio o in forni a muffola, impiegando piastre elettriche i cuscinetti vanno voltati diverse volte per assicurarne l'uniforme riscaldamento.
- Gli anelli interni dei cuscinetti a rulli cilindrici delle forme NU, NJ ed NUP, che non hanno orletti o ne hanno uno solo, possono venire riscaldati prima del montaggio con un apparecchio a induzione o con un apposito anello di lega leggera.

Registrazione dei cuscinetti

Contrariamente agli altri cuscinetti con foro cilindrico, per i tipi obliqui ad una corona di sfere e per quelli a rulli conici, il giuoco viene registrato solo al montaggio.

Generalmente tali cuscinetti vengono montati in modo da poter venir registrati contrapposti (con disposizione ad 0 oppure ad X), mediante spostamento assiale di uno degli anelli per ottenere nella coppia il giuoco od il precarico desiderati.

L'esigenza di ottenere giuoco o precarico dipende dalle condizioni d'esercizio. Fattori decisivi al riguardo sono rappresentati dalle condizioni che si stabilizzano allorquando i cuscinetti hanno raggiunto la temperatura di regime e sono sotto carico: in tale circostanza il giuoco residuo deve essere all'incirca zero. Per i cuscinetti obliqui a sfere e quelli a rulli conici esiste una relazione fissa tra giuoco radiale a giuoco assiale. Ci si limita pertanto a fissare una di queste grandezze (in generale il giuoco assiale) ed a realizzarla all'atto del montaggio.

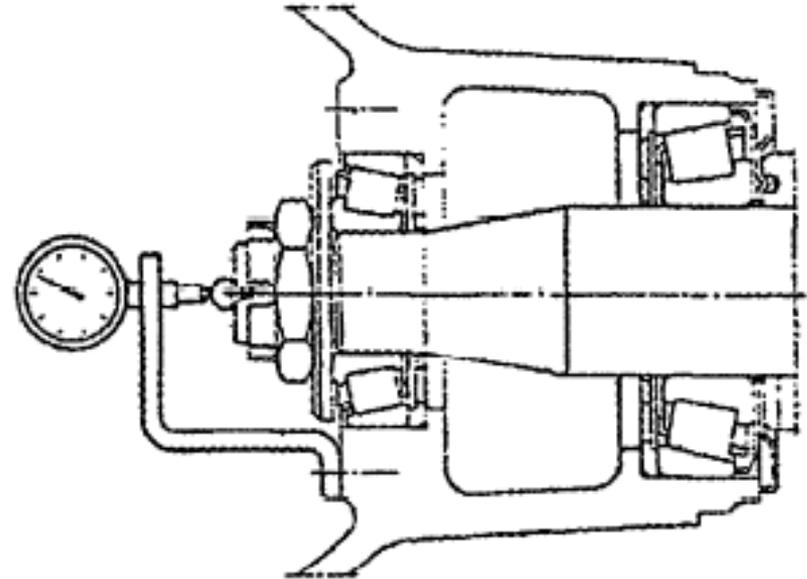
Misurazione del gioco assiale

La registrazione del giuoco assiale o del precarico viene fatta allentando o stringendo una ghiera prevista sull'albero o nell'alloggiamento, oppure valendosi di anelli distanziatori calibrati o spessori, od ancora mediante opportune molle.

Il metodo di misura del giuoco o del precarico dipende in larga misura dall'applicazione e dal numero di cuscinetti da montare.

La figura mostra la misurazione del giuoco assiale mediante comparatore fissato al supporto.

Nel caso di cuscinetti a rulli conici, l'albero o l'alloggiamento devono venir fatti ruotare per alcuni giri allo scopo di assicurarsi che le testate dei rulli poggino bene sull'orletto di guida. Se non si adotta questa precauzione, la misurazione potrebbe essere imprecisa e non si otterrebbe la registrazione voluta.



Cuscinetti con foro conico

L'anello interno dei cuscinetti con foro conico viene sempre montato forzato.

Il grado di interferenza non viene determinato dalla tolleranza scelta per l'albero bensì da un maggiore o un minore incuneamento del cuscinetto sulla sede conica dell'albero o della bussola di trazione o di pressione.

In questo modo si riduce il giuoco radiale iniziale del cuscinetto. Tale riduzione di giuoco è una misura del serraggio realizzato. Nel montaggio dei cuscinetti orientabili a sfere sulla sede conica si deve verificare, ad operazione ultimata, che il relativo anello esterno possa ancora orientarsi liberamente in tutte le direzioni.

Cuscinetti orientabili a rulli

Nei cuscinetti orientabili a rulli vengono usati come misura del serraggio sia la riduzione del giuoco radiale iniziale, sia lo spostamento assiale del cuscinetto rispetto alla sua sede conica.

Dato che il giuoco radiale iniziale di questi cuscinetti e la dilatazione dell'anello interno per effetto dell'accoppiamento serrato sono relativamente grandi, risulta che a prescindere da quelli di piccole dimensioni il giuoco radiale prima e dopo il montaggio possono venir misurati con estrema facilità mediante spessimetri dotati di lamelle di 0,03 mm o di maggior spessore. Prima di effettuare la misurazione si deve far compiere alcuni giri al cuscinetto per far assumere ai rulli la giusta posizione.

Si devono in seguito inserire le lamelle dello spessimetro tra la pista dell'anello esterno ed un rullo scaricato. Durante tale operazione il rullo in corrispondenza del quale si effettua la misura va leggermente premuto contro l'orletto centrale. Il giuoco radiale misurato deve essere uguale per le due corone di rulli.

Per i cuscinetti orientabili a rulli di dimensioni piuttosto piccole, o quando la ristrettezza dello spazio non consente l'impiego dello spessimetro, per avere indicazioni sull'accoppiamento realizzato, si deve ricorrere alla misura dell'incuneamento dell'anello interno sulla relativa sede conica. Però, in linea generale, dato che la determinazione della posizione a partire dalla quale va misurato lo spostamento assiale richiede una certa esperienza, si deve preferire, tutte le volte che ciò è possibile, la misurazione diretta della riduzione del giuoco mediante spessimetro.

Prove di funzionamento

Dopo il montaggio i cuscinetti vanno lubrificati e successivamente, nel corso della prova di funzionamento, se ne controlla la rumorosità e la temperatura. La rumorosità può venir auscultata mediante una corta asta di legno o un cacciavite appoggiati all'esterno dell'alloggiamento. In condizioni normali un cuscinetto dà origine ad un ronzio uniforme: la presenza di fischi indica carenza di lubrificante; una marcia irregolare con battiti (rumori d'urto) dipende, nella maggioranza dei casi, dalla presenza d'impurità nel cuscinetto o da danneggiamenti subiti dal cuscinetto durante il montaggio. Temperature elevate in misura anormale possono essere dovute ad un eccesso di lubrificante o ad un giuoco troppo piccolo nel cuscinetto, a difettosa esecuzione dei particolari accoppiati, a sovraccarico, a montaggio a contrasto o ad un attrito eccessivo delle guarnizioni.

Smontaggio

Quando i cuscinetti vanno reimpiegati dopo essere stati tolti d'opera, le forze da applicare per effettuare lo smontaggio non vanno mai trasmesse attraverso i corpi volventi.

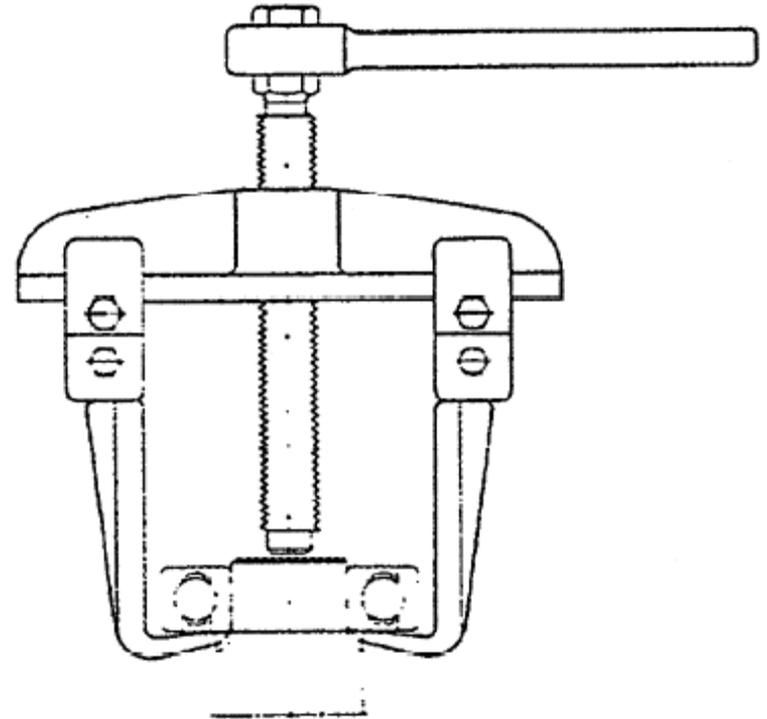
Per i cuscinetti non scomponibili si deve smontare per primo l'anello con l'accoppiamento meno serrato.

Per l'estrazione degli anelli montati con forte interferenza vanno impiegati, a seconda del tipo di cuscinetto e della sua dimensione, gli utensili e gli attrezzi descritti qui di seguito.

Smontaggio cuscinetti con foro cilindrico

I cuscinetti di piccole dimensioni possono venir estratti dalla loro sede facendo uso d'un martello e di un punzone di metallo tenero per battere leggeri colpi su tutta la facciata dell'anello interessato, o, meglio servendosi di un estrattore meccanico; quest'ultimo può essere applicato direttamente alla facciata dell'anello da estrarre, oppure ad un particolare adiacente a questo.

Lo smontaggio viene facilitato nei casi in cui, all'atto del progetto dell'applicazione, siano già stati previsti, nelle battute dell'albero e dell'alloggiamento, intagli per le ganasce degli estrattori, oppure fori filettati per le viti d'estrazione.



Il metodo ad iniezione d'olio facilita di molto lo smontaggio di cuscinetti di grandi dimensioni montati con accoppiamento forzato: in questi casi occorre normalmente esercitare sforzi piuttosto notevoli, specialmente quando, dopo un lungo periodo di servizio, si sia formata della ruggine d'accoppiamento.

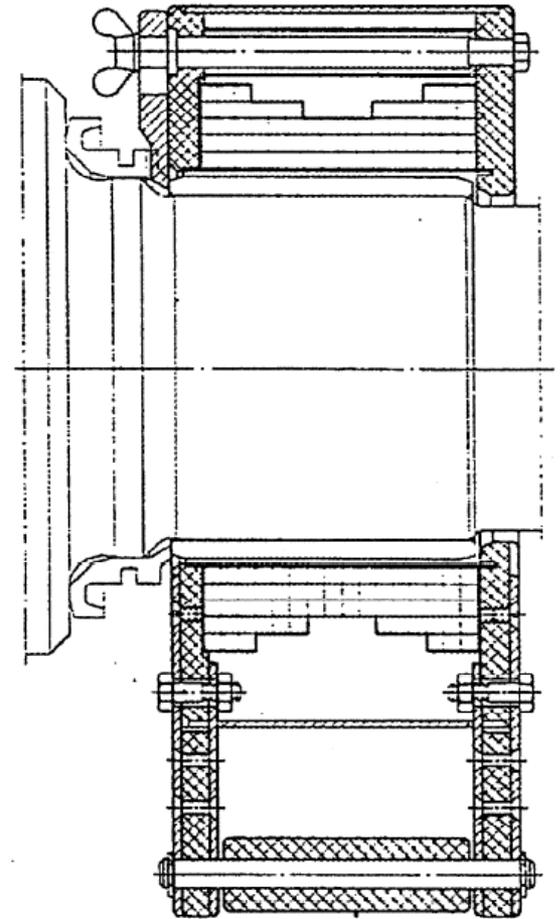
Estrattori a induzione

Per lo smontaggio di anelli interni di cuscinetti a rulli cilindrici senza orletti o con un orletto solo, sono stati realizzati attrezzi speciali, con i quali gli anelli possono venir riscaldati rapidamente, prima che l'albero possa riscaldarsi in modo sensibile e quindi dilatarsi.

Gli estrattori a induzione contengono un certo numero di bobine d'induzione, eccitate da corrente alternata. Le bobine sono disposte in modo che i loro campi magnetici (alternati) siano concatenati con l'anello da estrarre; le correnti di Foucault indotte nell'anello portano ad un suo rapido riscaldamento, con conseguente dilatazione.

Gli estrattori più grandi sono muniti di termostato interruttore e vanno collegati alla rete mediante un "relais" temporizzatore al fine di evitare un riscaldamento eccessivo delle bobine d'induzione e dell'anello interno: questo, dopo lo smontaggio, dovrà essere sottoposto a smagnetizzazione.

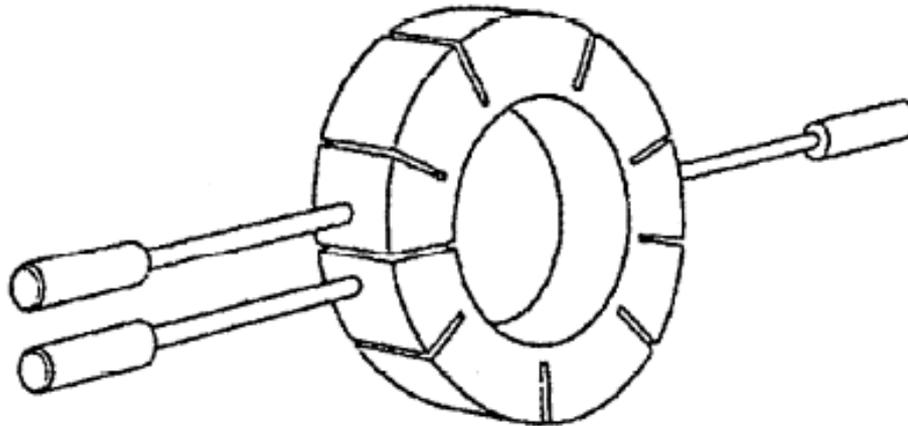
L'impiego degli estrattori a induzione conduce ad un apprezzabile vantaggio economico, nei casi in cui occorra smontare e rimontare spesso cuscinetti di uguali dimensioni (ad esempio, cuscinetti per boccole ferroviarie o cuscinetti per laminatoi).



Anello estrattore termico

Quando si debbano smontare anelli interni fino a 400 mm di foro, oppure montaggio e smontaggio quando occorra smontare molto di rado anelli piuttosto grandi, l'impiego di un anello estrattore termico di lega leggera e dotato di appositi manici è più semplice ed economico. Il suo diametro interno è uguale al diametro della pista dell'anello interno da estrarre (quota F nelle tabelle dei cuscinetti, tolleranza Z9).

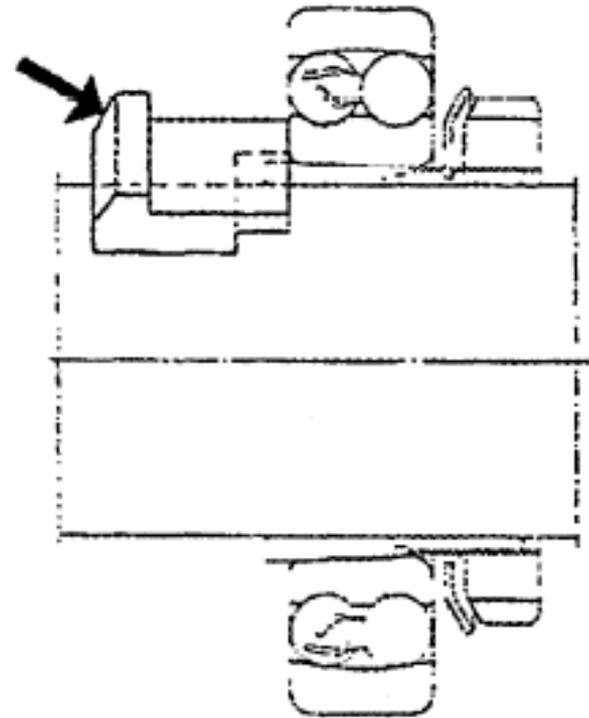
L'estrattore, riscaldato su piastra, mediante circuiti elettrici od alla fiamma sino a 200-220°C, va calzato sull'anello interno da estrarre (anello preventivamente cosparso d'olio viscoso, resistente all'ossidazione, per assicurare una buona conduzione del calore) ed ivi bloccato con le maniglie isolanti per provocarne la rapida espansione.



Cuscinetti con foro conico

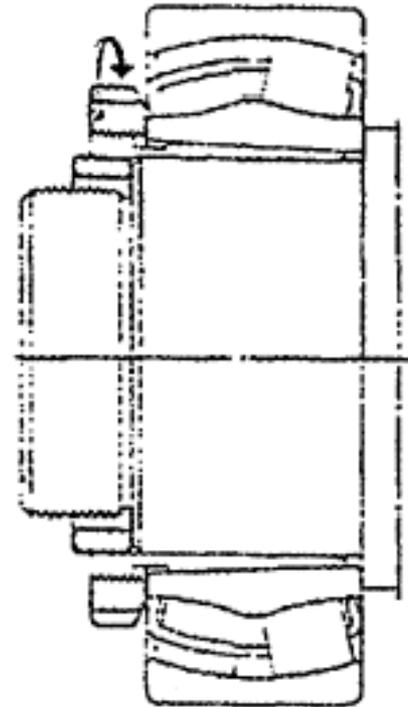
Nei caso di cuscinetti montati su bussola di trazione, si disimpegna la rosetta di sicurezza dalla ghiera, che va ruotata all'indietro di alcuni giri.

Successivamente, con alcuni colpi di martello dati su punzone tubolare od attrezzo speciale a settore, si sfila il cuscinetto dalla bussola.



Per lo smontaggio delle bussole di pressione, tolti gli elementi di bloccaggio assiale (ghiere avvitate sull'albero, dischi d'estremità e simili) si avvita sulla bussola l'apposita ghiera filettata, forzando sinché la bussola si disimpegna dal foro del cuscinetto.

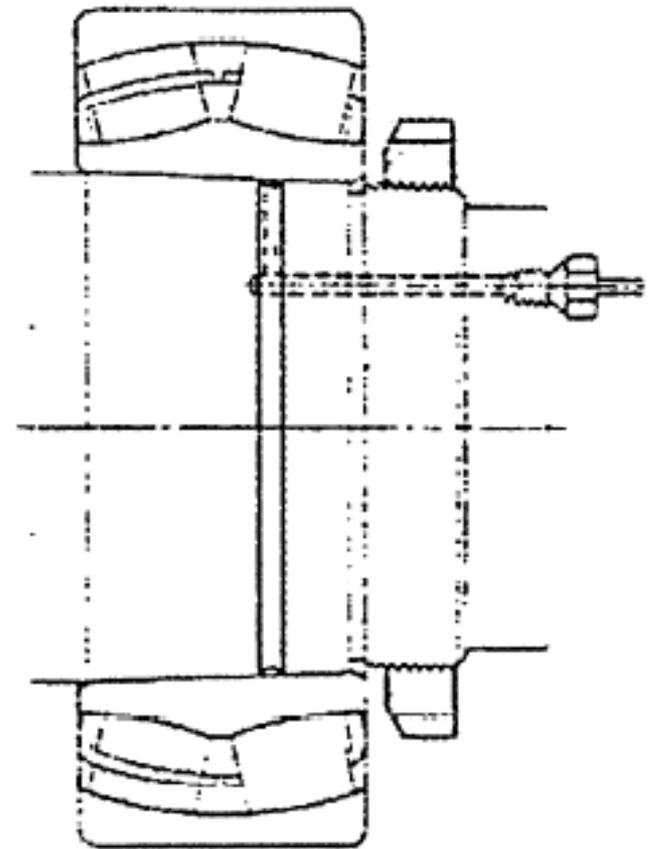
Quando la parte filettata della bussola di pressione sporge oltre la battuta dell'albero o uno spalleggiamento di questo, si deve introdurre nel foro della bussola stessa un apposito anello, affinché, durante il forzamento della ghiera, la parte filettata non subisca distorsioni, danneggiandosi.



Smontaggio con il sistema a pressione d'olio

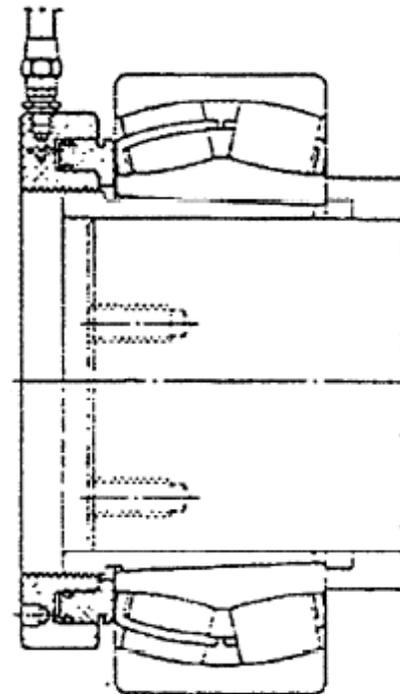
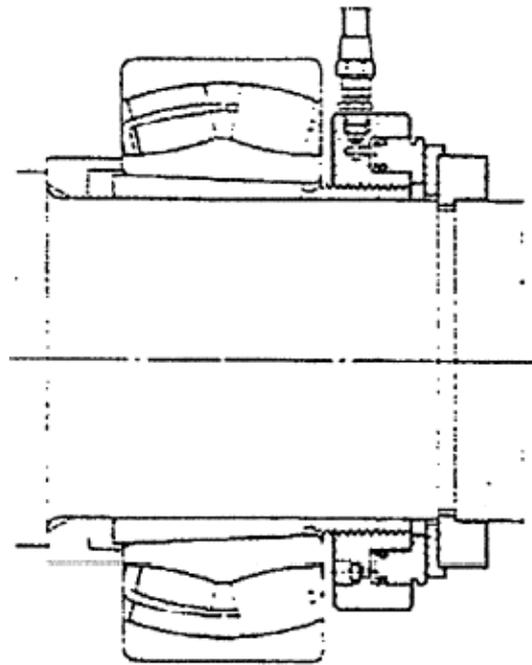
Lo smontaggio di cuscinetti di grandi dimensioni, applicati su alberi con sede conica oppure su bussole di trazione o di pressione, viene notevolmente facilitato dall'impiego di una ghiera idraulica e del sistema a pressione d'olio.

Con l'introduzione dell'olio tra le superfici coniche, spesso il cuscinetto si disimpegna dalla sua sede di colpo ed è perciò necessario predisporre un dispositivo d'arresto per limitare il suo movimento assiale, ad esempio una ghiera o un disco d'estremità. Nella figura è schematizzato un esempio di smontaggio con il sistema a pressione d'olio, di un cuscinetto orientabile a rulli da un albero con sede conica.



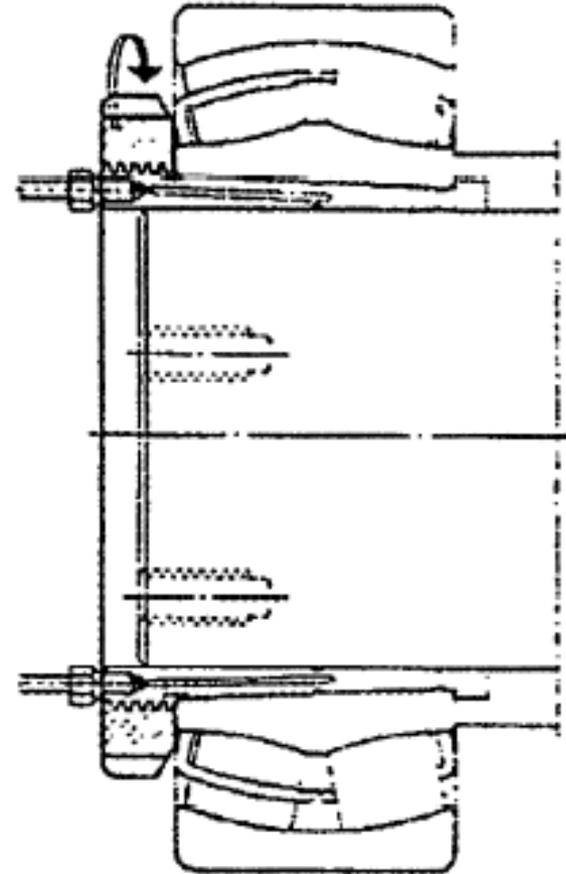
Smontaggio con bussola di trazione

Nelle figure sono schematizzati alcuni esempi di smontaggio con il sistema di una bussola di trazione e, rispettivamente, di pressione per mezzo di ghiera idraulica.



Smontaggio con il sistema a pressione d'olio

Smontaggio con il sistema a pressione d'olio, di una bussola di pressione della serie AOH utilizzando la relativa ghiera filettata.



Lubrificazione

Lubrificanti

Sistemi di lubrificazione e controllo

Introduzione

L'attrito tra superfici metalliche asciutte deve essere sempre evitato, a causa delle elevatissime perdite di energia meccanica e dell'usura.

L'interposizione tra le superfici in movimento relativo di particolari sostanze lubrificanti ha permesso di risolvere il problema, riducendo l'attrito e l'usura a valori accettabili.

Lo studio sistematico dei fenomeni della lubrificazione ha reso possibile la formulazione di prodotti alle più svariate condizioni di impiego e la spiegazione del comportamento dei lubrificanti nelle diverse situazioni.

I lubrificanti possono essere liquidi, solidi, o semisolidi.

Mentre i lubrificanti liquidi sono generalmente costituiti da prodotti derivati dal petrolio, i lubrificanti solidi possono essere sostanze di origine diversa (soprattutto grafite, bisolfuro di molibdeno in polvere finissima, mantenuta in sospensione in olio minerale).

I lubrificanti semisolidi o grassi sono dispersioni di saponi di acidi grassi in olio minerale.

I lubrificanti liquidi, detti comunemente oli lubrificanti, hanno le seguenti proprietà:

- viscosità adeguata per la formazione di uno strato portante che mantenga separate le superfici in movimento.
- capacità di aderire tenacemente alle superfici quando lo strato portante di lubrificante non si può formare.
- inerzia chimica ed azione protettiva per evitare l'ossidazione e la corrosione delle superfici metalliche.
- bassa volatilità alle temperature di esercizio

Caratteristiche generali

Il sistema tradizionale di lubrificazione, ormai superato, è quello "manuale punto per punto" ed avviene attraverso una pompa portatile. Praticato in molti casi ed aziende, risulta economico per un ridotto numero di punti da lubrificare in intervalli di tempo elevati. Tutti i punti da lubrificare devono essere finalizzati ad un blocco in posizione accessibile (ciascun punto deve terminare con innesto rapido). A ciascun blocco devono essere collegati i vari punti che utilizzano lo stesso lubrificante.

Qualora sulla macchina vi siano organi in movimento sono consentiti dispositivi singoli di lubrificazione.

Un moderno sistema di lubrificazione consiste invece in un predeterminato metodo di intervento (manuale o automatico) che consente un giusto dosaggio in qualsiasi punto dell'impianto.

Componenti della lubrificazione

Ogni impianto di lubrificazione è composto dai seguenti componenti:

- contenitori
- pompe
- filtri
- dosatori
- sistemi di controllo
- tubazioni
- raccordi
- elementi di regolazione, pressione o di compensazione automatica.

Particolare attenzione dovrà essere rivolta ai sistemi di controllo e di sicurezza.

I colori delle luci e le parti elettriche dei sistemi di controllo, devono corrispondere alle norme IEC per le macchine utensili. Le pompe a comando elettrico devono essere accoppiate con motori unificati IEC nella versione P. 33.

Negli impianti con pompe pneumatiche, dovrà essere installato un gruppo regolatore-filtro-Lubrificazione per aria a valle, un pressostato per segnalare la mancanza dell'aria o insufficiente pressione.

Il pressostato, avente le stesse funzioni, dovrà essere montato anche negli impianti con pompe idrauliche.

Elementi di controllo

Ogni impianto deve essere dotato di elementi di controllo che segnalino (ed eventualmente arrestino) la parte della macchina lubrificata in caso di difetto nella lubrificazione, in modo da evitare danneggiamenti od arresti a fine-ciclo.

Ogni impianto dovrà avere un manometro che segnali il passaggio del lubrificante sotto pressione: il manometro dovrà essere montato subito dopo la pompa.

Le tubazioni non dovranno mai essere usate come supporto per gli organi dell'impianto e dovranno avere percorsi tali da non ingombrare o rendere inaccessibili altri organi della macchina. Le giunzioni vanno eseguite con raccordi non saldati, girevoli e non sottoposti a sforzi di torsione.

La maggior parte dei problemi e dei difetti riscontrati in impianti di lubrificazione centralizzati derivano dalla mancanza di una scrupolosa e costante pulizia interna di tutti i condotti.

Tutte le estremità chiuse dovranno essere sigillate e rimanere tali in deposito, durante il trasporto ed il montaggio. Assicurarsi che dalla zona di taglio filettatura dei tubi siano rimossi tutti gli sfridi ed evitare l'eccessivo uso di composti isolanti sui giunti flangiati o filettati.

Ulteriori raccomandazioni

Sono da evitarsi, entro i limiti del possibile, le tubazioni flessibili. Quando il loro uso è indispensabile, esse devono:

- essere chimicamente inerti ai lubrificanti
- avere resistenza meccanica proporzionata alla pressione massima di esercizio dell'impianto
- sopportare pressioni massime istantanee, senza che avvengano deformazioni tali da falsare l'operazione di lubrificazione.

Le tubazioni rigide potranno essere di:

- acciaio senza saldatura, trafilato a freddo e ricotto
- rame ricotto (solo per impianti di lubrificazione a perdita) Nel caso di tubazioni esposte a sorgenti di calore sono da evitarsi tubazioni zincate.
- Inoltre, se le tubazioni sono a contatto con oli da taglio contenenti zolfo attivo non combinato, si dovrà evitare di utilizzare tubi di rame.

Le tubazioni con diametro esterno inferiore ai mm. 4 non sono accettabili per il grasso.

Fluidi lubrificanti

La totalità dei lubrificanti a base di idrocarburi (base minerale) viene ottenuta dalla distillazione del petrolio greggio.

Essi possono essere classificati in tre grandi categorie:

- **idrocarburi paraffinici**
- **idrocarburi naftenici**
- **idrocarburi aromatici.**

I paraffinici ed i naftenici sono idrocarburi saturi e quindi poco reattivi: differiscono tra loro per la diversa struttura molecolare, nei primi lineare e nei secondi ciclica.

Invece gli idrocarburi aromatici sono insaturi, quindi relativamente poco stabili alla ossidazione, ed hanno struttura ciclica e policiclica.

Gli oli lubrificanti devono essere il più possibile stabili, affinché mantengano il più a lungo possibile le loro caratteristiche iniziali.

Data la grande varietà di macchinari e di organi meccanici che necessitano di lubrificazione e le svariate condizioni di funzionamento, si richiedono lubrificanti con le viscosità più diverse.

Gli additivi

Tale risultato è raggiunto miscelando gli oli base ed aggiungendo delle speciali sostanze chimiche: gli additivi.

L'impiego degli additivi è rivolto ad ottenere, a seconda dei casi uno o più dei seguenti scopi:

- inibire l'ossidazione dell'olio stesso
- impedire la formazione di ruggine e la corrosione degli organi metallici
- diminuire l'usura degli organi lubrificati
- esercitare azione disperdente-detergente sui depositi e sulle morchie formati nei motori
- favorire l'eliminazione della schiuma
- aumentare l'adesione del film lubrificante
- migliorare l'indice di viscosità
- abbassare il punto di scorrimento
- ostacolare o favorire, a seconda dei casi, la formazione di emulsioni con l'acqua
- impartire al lubrificante caratteristiche EP (Extreme Pressure)
- Aumentare l'untuosità dell'olio

Caratteristiche dei lubrificanti

Il livello qualitativo di un lubrificante può essere definito solamente mediante la contemporanea considerazione dei valori di un numero sufficiente delle caratteristiche seguenti:

Peso specifico

- Il peso specifico relativo ad una sostanza è definito come rapporto tra il peso di un dato volume della sostanza stessa ed il peso di un ugual volume di acqua distillata a 4°C.
- Parimenti corrispondente numericamente al peso specifico è la densità, la quale discende da definizioni concettualmente più complesse.

Viscosità

La viscosità è la grandezza indicativa della resistenza che il fluido oppone ad ogni movimento che lo coinvolga.

Essa è una tra le caratteristiche più importanti dei lubrificanti, in quanto fornisce le più valide indicazioni sul loro comportamento meccanico.

Misura della viscosità

La viscosità viene espressa in molti modi diversi e quindi secondo varie unità. Le più importanti sono le seguenti:

- viscosità dinamica
- viscosità cinematica
- viscosità Engler
- viscosità Saybolt
- viscosità Redwood.

La viscosità propriamente detta è chiamata, nella terminologia appropriata, "viscosità dinamica", al fine di distinguerla da altre definizioni di viscosità di origine empirica e legate ai relativi metodi di determinazione sperimentale.

La "viscosità cinematica" è definita pari alla viscosità dinamica divisa per il peso specifico dell'olio in esame.

La viscosità è strettamente dipendente dalla temperatura: all'aumentare della temperatura diminuisce la viscosità dell'olio e viceversa.

Per questo motivo, quando viene espresso il valore della viscosità di un olio, deve essere sempre precisata la temperatura cui tale valore si riferisce. Non tutti gli oli lubrificanti si comportano nello stesso modo al variare della temperatura, cioè la riduzione della viscosità all'aumentare della temperatura non avviene per tutti nella stessa misura.

In particolare si può affermare che gli oli di origine paraffinica ne risentono meno di quelli di origine naftenica e aromatica.

L'indice di viscosità è un numero che indica come varia la viscosità di un certo olio al variare della temperatura.

Caratteristiche degli oli

Punto di infiammabilità

- Il punto di infiammabilità è **la temperatura alla quale i vapori dell' olio, se innescati con una fiammella, si incendiano e bruciano istantaneamente.**

La conoscenza di questa caratteristica fornisce quindi una indicazione di massima sugli oli base impiegati nella formulazione del prodotto.

Punto di scorrimento

Per i macchinari che lavorano *in* condizioni operative o climatiche particolarmente rigide e difficili devono essere impiegati lubrificanti che, a bassa temperatura, possiedano ancora una scorrevolezza tale da permanere una sufficiente lubrificazione di tutti gli organi meccanici.

In caso contrario l'olio non potrebbe fluire liberamente nei condotti che lo portano agli organi interessati, causando usure e grippaggi.

La caratteristica, che permette di stabilire i limiti di applicabilità dei lubrificanti alle basse temperature, è il punto di **scorrimento che è definito come la temperatura più bassa alla quale un lubrificante possiede ancora la capacità di scorrere.**

Caratteristiche degli oli

Residuo carbonioso

Tutti gli oli minerali danno luogo a residui carboniosi quando vengono sottoposti ad elevate temperature fuori dal contatto dell'aria.

Infatti in tali condizioni si producono nella massa del lubrificante fenomeni di distillazione e di progressiva piroscissione e decomposizione.

Ceneri

La determinazione delle ceneri consiste essenzialmente nell'incenerimento e calcinazione dell'olio fino alla scomparsa totale di tutte le sostanze organiche in esso contenute e dei depositi carboniosi formatisi

Caratteristiche degli oli

Esse vengono espresse in percentuale sul peso del campione di olio preso in esame.

E' evidente che un olio minerale puro non dovrebbe produrre ceneri, dato che è costituito esclusivamente da sostanze organiche.

Un risultato di tale determinazione diverso da zero indica la presenza di impurità o contaminati.

Demulsività

La demulsività è la capacità dell'olio di separarsi dall'acqua.

Esistono applicazioni ove si desidera che l'emulsione olio-acqua sia molto stabile, cioè che l'olio abbia bassissima demulsività (ad esempio, gli oli emulsionabili per il taglio dei metalli) e altre in cui si richiede invece una pronta separazione e quindi un'alta demulsività.

Caratteristiche degli oli

Formazione di schiume

Nei liquidi sottoposti a forte agitazione, in presenza di aria, si produce schiuma che si accumula alla superficie.

In particolare nei lubrificanti, i fattori che intervengono ad aumentare la tendenza a formare schiuma sono:

- presenza di impurezze
- errato dimensionamento del sistema di lubrificazione
- alta viscosità dell'olio.

Gli inconvenienti che la schiuma può arrecare, se arriva agli organi da lubrificare, sono notevoli: discontinuità di lubrificazione, rottura dello strato lubrificante, difficoltà di aspirazione della pompa, false indicazioni dei livelli di olio, difficoltà di aspirazione di funzionamento.

Caratteristiche degli oli

Acidità e basicità

Il tipo ed il grado di raffinazione possono conferire alla base lubrificante una reazione acida o basica.

Una reazione acida può essere prodotta, durante l'esercizio, dai fenomeni ossidativi che danno origine alla formazione di acidi organici.

La determinazione dell'acidità e della basicità di un lubrificante fornisce quindi indicazioni utili per conoscere il grado di raffinazione (prodotto nuovo) o l'entità dell'ossidazione e dell'inquinamento (prodotto usato).

Caratteristiche degli oli

Stabilità dell'ossidazione

L'ossidazione esercita un effetto negativo sulle caratteristiche del lubrificante, perché i prodotti di ossidazione aumentano la sua viscosità, esaltano la corrosione delle superfici metalliche, provocano formazione di morchie, lacche, gomme, che inquinano l'olio o si depositano sugli organi metallici rendendo più difficile la lubrificazione ed alterando le condizioni di funzionamento della macchina.

Colore

Il colore degli oli minerali può essere determinato sia per trasparenza sia per riflessione (fluorescenza).

Mentre non esistono metodi precisi per rilevare la riflessione, sono stati approntati vari colorimetri che misurano il colore per trasparenza.

Il colore non ha nessun valore come criterio per giudicare le qualità lubrificanti dei vari oli, in quanto questo è influenzato non solo dal trattamento subito, ma anche dagli additivi eventualmente presenti.

Fabbisogno di lubrificante

A seconda del tipo di superficie, della sua dimensione e del carico che viene applicato si determina il corretto quantitativo di lubrificante da destinare.

Considerazioni di ordine pratico stabiliscono che una goccia ha il volume di 40 mm³ e che pertanto

$$1 \text{ cm}^3 = 25 \text{ gocce}$$

Per una buona lubrificazione in condizioni normali di carico e di temperatura si ritiene opportuno avere un velo d'olio dello spessore di 0,0025 cm per ogni cm² per ogni ora.

Ad esempio per lubrificare 10 cm² di superficie servono

$$0,0025 \times 10 = 0,025 \text{ cc. ogni ora}$$

Lo stesso spessore vale per il grasso, con il quale però si otterrà una durata doppia.

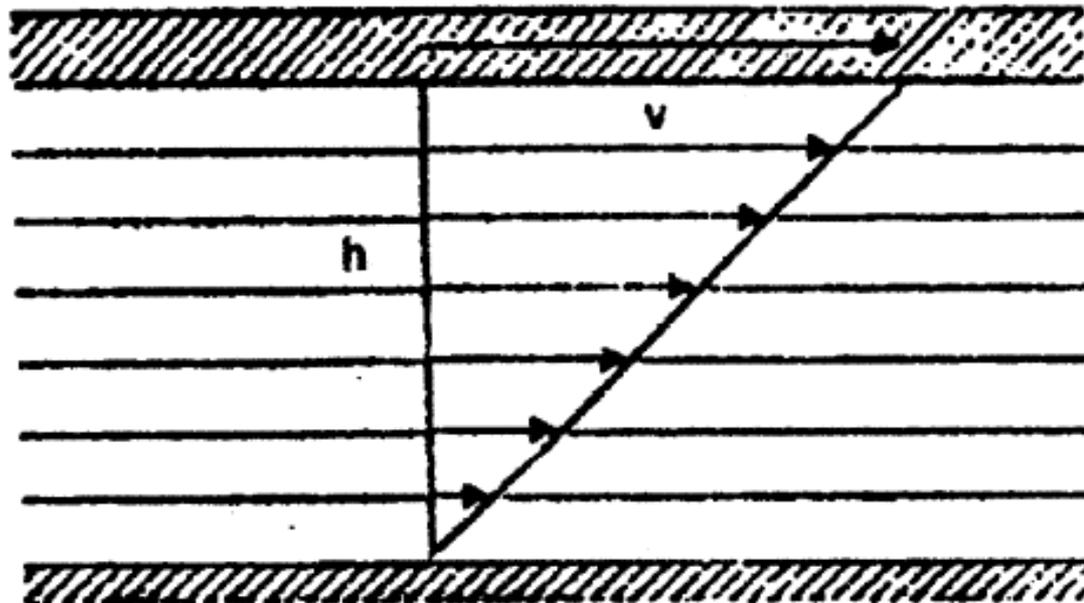
Riferendoci all'esempio precedente avremo la necessità di fornire 0,025 cc. ogni 2 ore, vale a dire 0,0125 cc/h di grasso.

Analisi e problematiche della lubrificazione

Lubrificazione viscosa o idrodinamica

Date due superfici piane e parallele, separate da un intervallo piuttosto piccolo riempito con un liquido, se una delle due superfici scorre rispetto all'altra mantenendosi alla stessa distanza osserviamo che anche il liquido si mette in movimento.

Se immaginiamo di suddividere il liquido in strati molto sottili, paralleli alle due superfici, possiamo assumere che lo strato aderente alla superficie in movimento si muova insieme ad essa e che lo strato che aderisce alla superficie fissa rimanga fermo.



Gli strati intermedi si muoveranno con velocità comprese tra zero e la velocità della superficie in movimento; gli strati più vicini alla superficie fissa si muoveranno con velocità minore rispetto a quelli più vicini alla superficie in movimento.

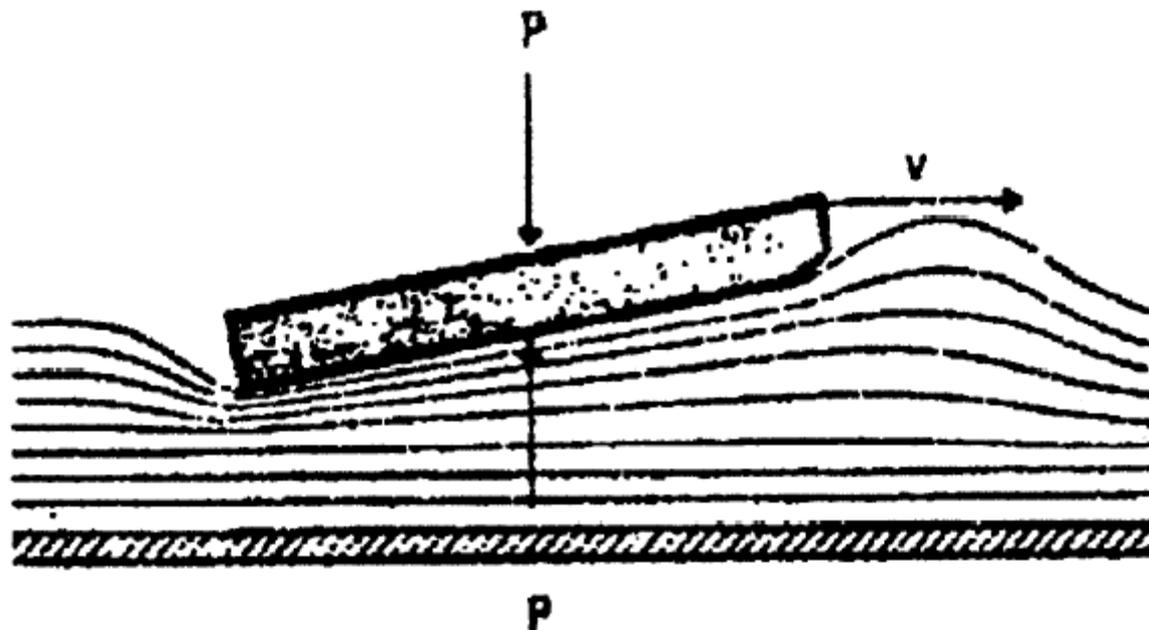
Tra due strati adiacenti si stabilirà una differenza di velocità che si traduce in un effetto frenante dello strato più lento nei confronti di quello più veloce.

Per questo un elemento fondamentale del liquido lubrificante è la viscosità, che può essere definita come la resistenza che il fluido oppone a qualsiasi movimento che lo coinvolge.

Nella lubrificazione idrodinamica le superfici in movimento sono completamente separate da un film continuo di lubrificante e la resistenza al moto nasce esclusivamente dalla viscosità del lubrificante stesso.

Considerando la situazione illustrata (che potrebbe schematizzare il funzionamento di un accoppiamento pattino-guida lubrificato) si osserva come si viene a determinare tra faccia del corpo mobile e superficie fissa la formazione di uno strato di olio avente la forma di cuneo, nel quale si producono delle pressioni che esercitano un'azione portante nei confronti del corpo mobile e fanno equilibrio al suo peso all'eventuale carico che grava su di esso.

Se la velocità di scorrimento varia, anche la situazione di equilibrio dinamico cambia e con essa la pressione portante (portanza del fluido). Lo stesso effetto si rileva al variare della viscosità del fluido.

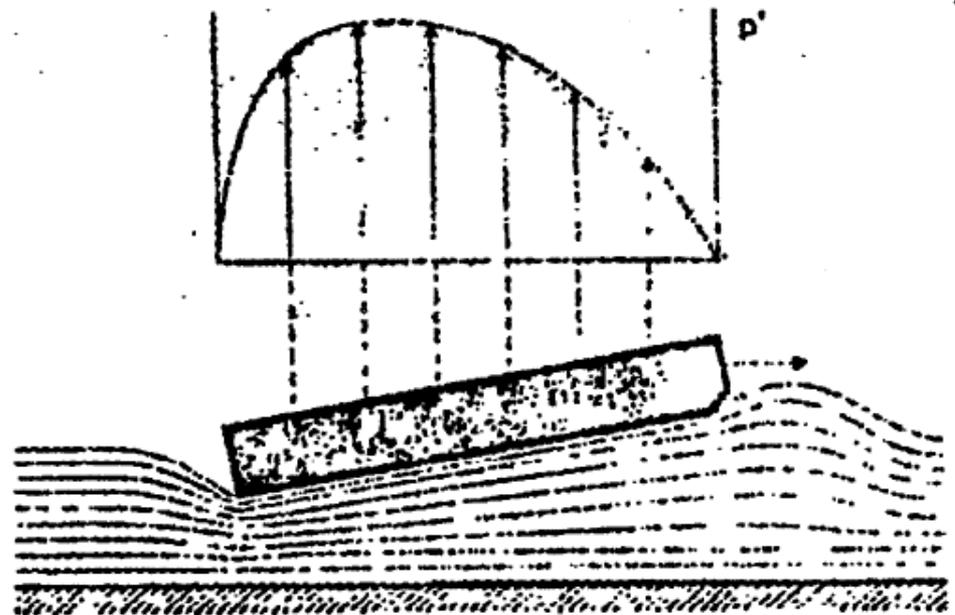


Esiste una relazione tra caratteristiche geometriche, velocità di scorrimento, viscosità del fluido e portanza.

La pressione agente sulla superficie sustentatrice non è costante, ma varia da punto a punto della superficie stessa. Un fenomeno analogo si riscontra nel caso di un albero che ruota in un cuscinetto. Anche qui si possono verificare le condizioni di lubrificazione idrodinamica.

A partire da una determinata velocità si osserva la formazione di uno strato di fluido, sede di pressioni che esercitano un'azione sustentatrice sull'albero, allontanandolo dal cuscinetto.

Naturalmente, affinché il fenomeno possa verificarsi, è necessario che esista un gioco tra le due superfici accoppiate.



Lo strato portante di fluido, che si forma nello spazio compreso tra le due superfici, assume anche in questo caso un andamento cuneiforme, a causa della posizione eccentrica assunta dall'albero rispetto al cuscinetto.

Operando in condizioni variabili di velocità, di carico e di viscosità del lubrificante, si giunge alla conclusione che l'azione sostentatrice in un cuscinetto, analogamente a quella in un accoppiamento piano, è tanto più grande quanto maggiori sono la velocità relativa tra le due superfici e la viscosità del lubrificante.

Gli accoppiamenti lenti e molto caricati devono essere lubrificati con oli di elevata viscosità, mentre gli accoppiamenti veloci e poco caricati richiedono lubrificanti poco viscosi.

Coefficiente d'attrito in un accoppiamento rotante lubrificato

La grandezza "coefficiente d'attrito" è definita dal rapporto tra resistenza d'attrito e carico.

Nel caso di accoppiamenti lubrificati esiste la possibilità di ricavare i valori del coefficiente di attrito per mezzo di calcoli teorici.

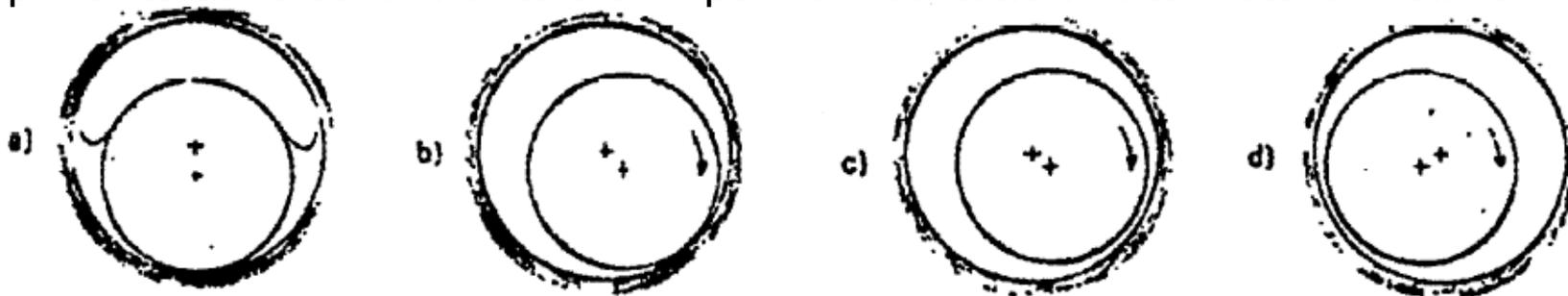
Mediante uno sviluppo analitico su alcune ipotesi semplificative è stata ottenuta una formula approssimata di sufficiente attendibilità, che esprime il coefficiente di attrito in funzione delle caratteristiche geometriche dell'accoppiamento e delle condizioni dinamiche di funzionamento.

I fattori che compaiono nella formula dipendono dalle caratteristiche geometriche e dalle variabili dinamiche: viscosità del lubrificante, velocità di rotazione dell'albero, carico agente sull'albero.

Tali formule sono utilizzate per la realizzazione di tabelle in cui si evidenzia il valore del coefficiente di attrito in funzione della natura delle superfici.

La più rilevante delle ipotesi semplificative è che albero e cuscinetto siano coassiali, cioè lo spessore dello spazio contenente il lubrificante sia uniforme tutt'intorno all' albero.

In pratica questa ipotesi si verifica solamente nel caso teorico di velocità infinita, mentre in condizioni reali l'albero assume una posizione eccentrica rispetto al cuscinetto e lo strato lubrificante interposto assume l'andamento cuneiforme caratteristico delle condizioni di lubrificazione idrodinamica, con il conseguente manifestarsi di pressioni capaci di esercitare un'azione portante sull'albero rotante e di impedire il contatto diretto metallo-metallo

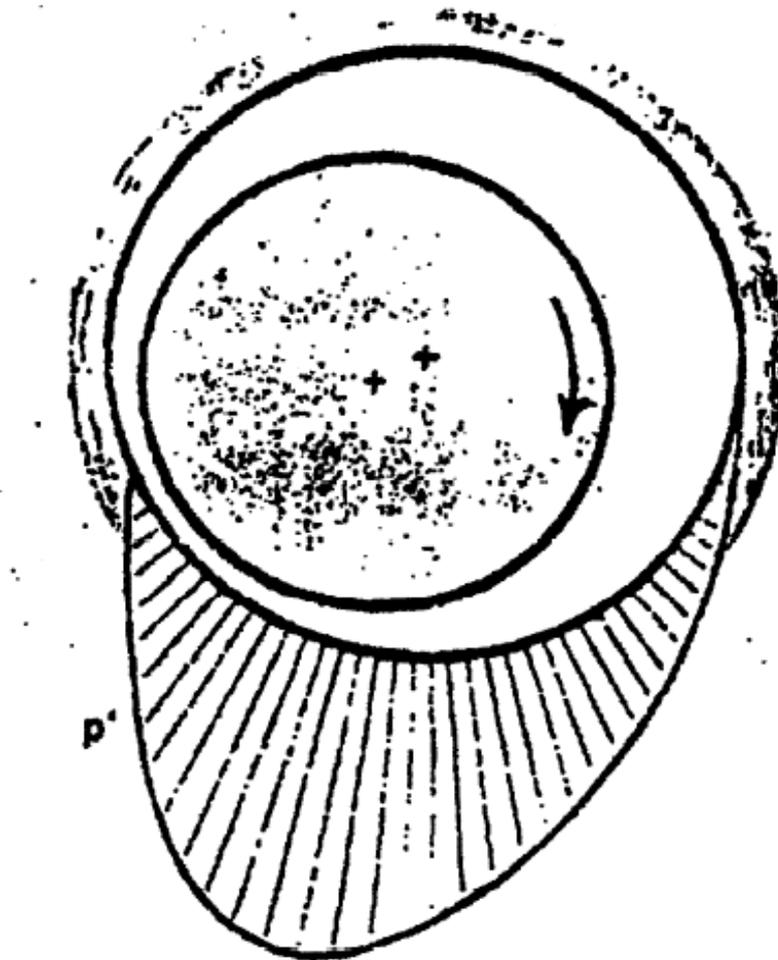


Quando il sistema è fermo, i centri dell'albero e del cuscinetto si trovano sulla stessa verticale: l'eccentricità è massima e vi è contatto metallo-metallo. All'avviamento, l'albero tende a salire lungo la superficie del cuscinetto con moto di rotolamento.

Immediatamente dopo l'albero scivola lungo il supporto, si porta nel quadrante immediatamente successivo (nel senso del moto) al punto di contatto delle due superfici ferme e raggiunge progressivamente, sempre nell'ambito di detto quadrante, la posizione di equilibrio propria della velocità da cui è animato. Riguardo alla pressione che si determina nel cuneo d'olio, si deve osservare che essa non è uguale in tutti i punti, ma parte da zero, raggiunge il valore massimo in prossimità del punto di spessore minimo del cuneo e successivamente diminuisce rapidamente fino ad annullarsi nuovamente.

L'andamento della pressione dipende dal tipo di cuscinetto e dalle condizioni di funzionamento.

Dato che la lubrificazione idrodinamica può sussistere solo al di sopra di una determinata velocità, ogni volta che essa scende sotto questo valore (come avviene per esempio all'avviamento ed all'arresto del movimento) le condizioni di lubrificazione e di attrito tra le due superfici saranno diverse.



Lubrificazione a strato limite

Quando le condizioni di esercizio dell'accoppiamento (velocità, carico e viscosità) non permettono che si stabilisca lo strato di fluido in pressione, la lubrificazione idrodinamica non è possibile.

In queste condizioni essa è affidata ad uno strato molto più sottile del precedente (dell'ordine di grandezza molecolare) che aderendo fortemente alle superfici metalliche ne impedisce il contatto diretto.

Tale tipo di lubrificazione detta a "strato limite" è di importanza fondamentale, in quanto essa entra in gioco in numerosi accoppiamenti meccanici, quali:

- guide di macchine utensili
- denti di ingranaggi, specie se ipoidi
- viti senza fine
- componenti di sistemi oleodinamici
- utensile-pezzo nelle operazioni di taglio dei metalli.

A seconda delle condizioni operative, la lubrificazione a strato limite può rientrare in una delle seguenti categorie:

- *lubrificazione untuosa*
- *lubrificazione antiusura*
- *lubrificazione per estreme pressioni (E.P.).*

Ciascuna categoria richiede speciali lubrificanti, le cui proprietà sono ottenute mediante l'aggiunta di sostanze additive.

Lubrificazione untuosa

Lo spessore dello strato che produce la lubrificazione a strato limite è dell'ordine di pochi strati molecolari e l'efficienza della lubrificazione dipende dalla natura del lubrificante.

Gli acidi grassi, gli alcoli e gli esteri sono più efficaci degli idrocarburi, che costituiscono la base della maggioranza dei lubrificanti liquidi.

Lubrificazione antiusura o mild EP:

Valgono le considerazioni fatte circa la lubrificazione untuosa, salvo che lo strato limite si genera in conseguenza della presenza di additivi a base organica contenenti zolfo o metalli diversi.

Lubrificazione per estreme pressioni (EP)

L'efficacia della lubrificazione a strato limite è influenzata dalla temperatura.

Quando questa raggiunge valori prossimi alla temperatura di fusione del composto formato dal lubrificante con il metallo, le condizioni di attrito e di usura che si verificano tra le superfici sono simili a quelle che si avrebbero in assenza di lubrificazione.

Negli accoppiamenti dove si raggiungono temperature molto elevate è necessario aggiungere ai lubrificanti delle sostanze capaci di formare dei composti aventi punti di fusione più alti delle temperature che si verificano nei punti di contatto delle superfici.

Queste condizioni si verificano negli accoppiamenti molto carichi o molto veloci, oppure quando lo scorrimento tra le due superfici è molto rilevante (ingranaggi ipoidi).

La denominazione "Estreme Pressioni", usata per indicare i prodotti adatti ad assicurare una lubrificazione adeguata nelle condizioni che abbiamo indicato, non è esatta: non sono infatti le alte pressioni, ma sono le elevate temperature a richiedere l'uso di questi lubrificanti.

Attrito e lubrificazione

Esistono due principi fondamentali di lubrificazione:

— ***idrodinamica e untuosa.***

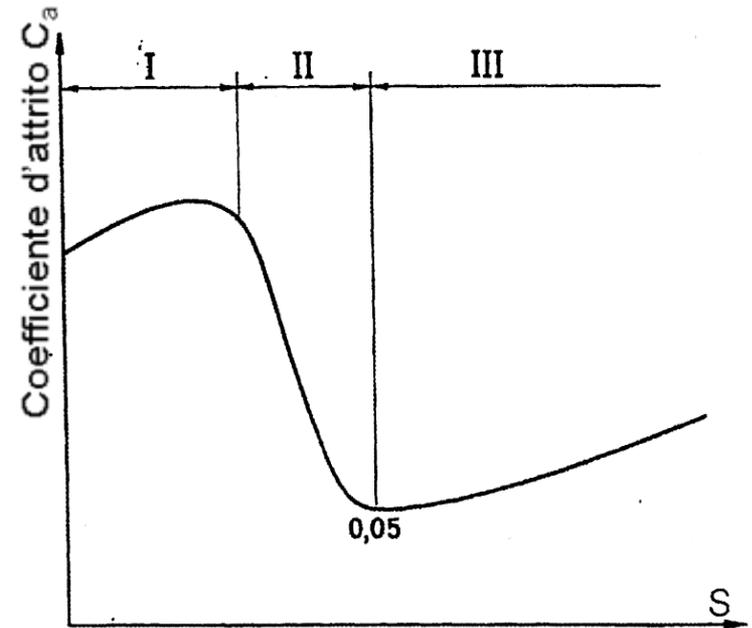
Tra di esse sono possibili condizioni intermedie, dette di *lubrificazione mista*.

Nella lubrificazione idrodinamica il moto delle superfici affacciate forma un film fluido dinamizzato in cui regna una distribuzione di pressioni sufficiente a tenerle separate:

il coefficiente di attrito può così raggiungere valori molto bassi, anche fino a 0,001. La caratteristica del fluido, che interviene a definire le condizioni di funzionamento, è in questo caso la viscosità. Essa, insieme alla velocità relativa delle superfici ed alla pressione, forma un parametro adimensionale detto numero di Sommerfeld (S), definito come v/p .

Il diagramma è suddiviso in tre parti, indicate con I, II, e III, corrispondenti in regimi di lubrificazione *untuosa*, *mista* ed *idrodinamica*.

In regime di lubrificazione untuosa, il coefficiente di attrito risulta piuttosto elevato e tende ad aumentare leggermente con l'aumento di S . In queste condizioni, infatti, oltre alla viscosità, intervengono altre proprietà del fluido (eventualmente esaltate dall'azione di opportuni additivi) cui si dà genericamente il nome di *untuosità*: capacità di aderire con veli sottilissimi e tenaci alle parti metalliche in moto relativo.



Raggiunto un certo valore di S (e quindi una determinata velocità relativa) inizia graduale passaggio dal *regime untuoso* al *regime idrodinamico*.

Questo regime transitorio, denominato *regime misto*, è caratterizzato da una maggiore influenza della viscosità.

In regime misto il coefficiente di attrito tende gradualmente verso un valore minimo al raggiungimento di un regime idrodinamico puro, cosa che normalmente avviene per valori di S intorno a 0,05.

In condizioni di lubrificazione idrodinamica si ha il distacco completo delle superfici metalliche tra le quali si frappone il fluido dinamizzato e pertanto l'unico attrito presente è quello interno del liquido.

In questo caso l'unica caratteristica del fluido che può influenzare il coefficiente di attrito è la sua *viscosità*.

Per i valori di S ancora superiori il coefficiente di attrito ritorna ad aumentare, ma in maniera più graduale.

In questa fase intatti si verifica un complesso fenomeno di equilibrio: l'aumento della velocità provoca un sensibile aumento della resistenza di attrito interno, ma tale resistenza provoca il riscaldamento del fluido ed una diminuzione della sua viscosità, che tende ad abbassare il coefficiente di attrito, riportandolo a valori bassi.

Nella lubrificazione idrodinamica le superfici metalliche vengono mantenute separate e perciò, in linea di principio, non si presenta il fenomeno dell'usura.

Allorché si passa nel campo della lubrificazione untuosa (totale o parziale) le superfici possono venire a contatto ed il fenomeno dell'usura acquista rilievo.

L'usura nel circuito idraulico provoca aumenti delle perdite di fluido e di pressione, imprecisione nei controlli e in taluni casi anche rotture.

Per mantenere l'usura entro valori accettabili si deve agire sulle:

caratteristiche costruttive degli accoppiamenti

loro condizioni di funzionamento.

Le *caratteristiche costruttive* riguardano la scelta dei materiali e la loro finitura superficiale. Nella scelta si deve tenere conto non solo delle caratteristiche proprie di ogni metallo, ma di quelle degli accoppiamenti di metalli diversi.

Certi metalli si dimostrano estremamente sensibili all'usura qualora vengano fatti strisciare su superfici identiche, mentre perdono tale sensibilità cambiando accoppiamento.

La finitura superficiale assume la sua massima importanza per la lubrificazione untuosa o mista, in particolare modo nei casi di velocità e carichi rapidamente variabili, perché influenza la rottura del velo fluido.

Le *condizioni di funzionamento* devono essere tali da assicurare il più possibile valori del numero di Sommerfeld compresi nel campo della lubrificazione idrodinamica.

In pratica sono da preferire basse temperature (alte viscosità), basse pressioni, basse velocità relative, anche se ciò limita in qualche modo le prestazioni del sistema.

Per diminuire l'usura e il coefficiente di attrito in regime di lubrificazione untuosa vengono introdotti nel fluido degli *additivi*.

Non si verifica però sempre la circostanza che lo stesso additivo agisca in ambedue le direzioni: accade talvolta che un additivo in grado di ridurre l'usura non riduca coefficiente di attrito e viceversa.

Ciò è dovuto al fatto che *usura e coefficiente di attrito* non sono in relazione diretta tra loro.

Cuscinetti di strisciamento e rotolamento

Catalogo SKF

SKF Distributor Network



SKF Group Headquarters

Address: SE-415 50 Goteborg

Visiting address: Hornsgatan 1

Phone: +46 31 337 10 00

Fax: +46 31 337 28 32

Email: info@skf.com

Principi per la scelta e l'applicazione dei cuscinetti

Un sistema di cuscinetti non è solo costituito da questi, ma comprende anche altri componenti, quali l'albero e l'alloggiamento. Anche il lubrificante è un elemento importante del sistema di cuscinetti, in quanto deve impedire l'usura e proteggere contro la corrosione, in modo che i cuscinetti possano esplicare correttamente tutte le loro funzioni. Non bisogna inoltre dimenticare le protezioni, le cui prestazioni sono di vitale importanza per la pulizia del lubrificante. La pulizia ha un'influenza considerevole sulla durata di esercizio dei cuscinetti e, per questo motivo, i lubrificanti e gli anelli di tenuta sono diventati parte integrante del business.

Per progettare un sistema di cuscinetti è necessario:

- scegliere i tipi di cuscinetti più idonei e determinarne le dimensioni appropriate, ma non è tutto. Si devono considerare molti altri aspetti:
- la forma e l'esecuzione più opportuna degli altri componenti del sistema,
- gli accoppiamenti appropriati e il gioco interno dei cuscinetti o il loro precarico,
- i dispositivi di ancoraggio,
- le protezioni più idonee,
- il tipo e la quantità di lubrificante,
- i metodi di installazione e di smontaggio, ecc.

Ogni singola decisione influisce sulle prestazioni, sull'affidabilità e sull'economia dell'intero sistema di cuscinetti.

CUSCINETTI VOLVENTI (cat. SKF)



[Principi per la scelta e l'applicazione dei cuscinetti](#)



[Cuscinetti radiali a sfere](#)



[Cuscinetti obliqui a sfere](#)



[Cuscinetti a rulli cilindrici](#)



[Cuscinetti combinati a rullini](#)



[Cuscinetti a rulli conici](#)



[Cuscinetti toroidali a rulli CARB [®]](#)



[Cuscinetti assiali obliqui a sfere](#)



[Cuscinetti assiali a rullini](#)



[Cuscinetti assiali orientabili a rulli](#)



[Cuscinetti di spalla per laminatoi tipo Sendzimir](#)



[Prodotti tecnologicamente avanzati](#)



[Accessori per cuscinetti](#)



[Cuscinetti Y](#)



[Cuscinetti orientabili a sfere](#)



[Cuscinetti a rullini](#)



[Cuscinetti combinati a rulli cilindrici e conici](#)



[Cuscinetti orientabili a rulli](#)



[Cuscinetti assiali a sfere](#)



[Cuscinetti assiali a rulli cilindrici](#)



[Cuscinetti assiali a rulli conici](#)



[Rotelle](#)



[Rulli pressori](#)



[Meccatronica](#)



[Altri cuscinetti SKF](#)

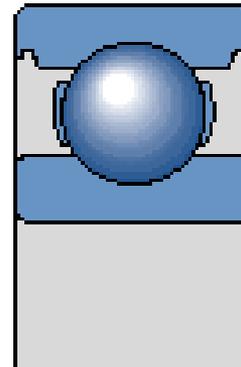
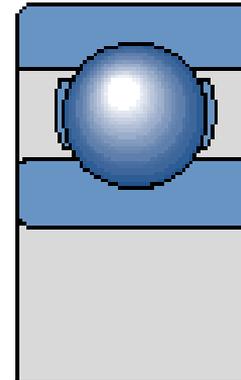


Cuscinetti radiali a sfere

I cuscinetti radiali a sfere sono impiegati in un'ampia varietà di applicazioni e sono pertanto disponibili in una vasta gamma di esecuzioni e dimensioni.

I cuscinetti radiali ad una corona di sfere sono particolarmente versatili. Essi sono di struttura semplice, non scomponibili, adatti a velocità elevate o anche molto elevate, robusti e presentano esigenze di manutenzione minime.

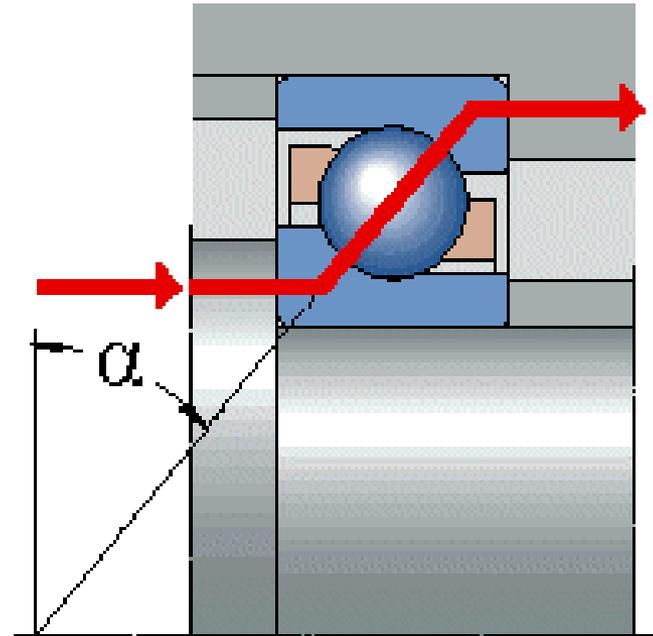
Per la presenza di gole profonde e di un'elevata osculazione tra piste e sfere, i cuscinetti radiali ad una corona di sfere possono reggere carichi assiali nei due sensi in aggiunta ai carichi radiali, anche ad alte velocità.



Cuscinetti obliqui a sfere

I cuscinetti obliqui a sfere hanno le piste degli anelli interni ed esterni spostate l'una rispetto all'altra nel senso dell'asse del cuscinetto. In tal modo, sono adatti a sostenere carichi combinati, ovvero possono agire contemporaneamente in senso radiale e assiale.

La capacità di sostenere il carico assiale dei cuscinetti obliqui a sfere aumenta proporzionalmente con l'aumento dell'angolo di contatto. L'angolo di contatto α è definito come l'angolo fra la linea che congiunge i punti di contatto fra sfera e piste sul piano radiale, lungo la quale il carico è trasmesso da una pista all'altra, e una linea perpendicolare all'asse del cuscinetto.



Cuscinetti orientabili a sfere

Il cuscinetto orientabile a sfere ha due corone di sfere e un'unica pista sferica sull'anello esterno. Di conseguenza il cuscinetto è orientabile ed insensibile ai disallineamenti angolari dell'albero rispetto all'alloggiamento.

È particolarmente adatto alle applicazioni in cui si prevedono notevoli inflessioni dell'albero o errori di allineamento. Inoltre il cuscinetto orientabile a sfere, tra tutti i cuscinetti volventi, è quello con il minor attrito, questo gli consente di operare senza scaldarsi anche a velocità elevate.



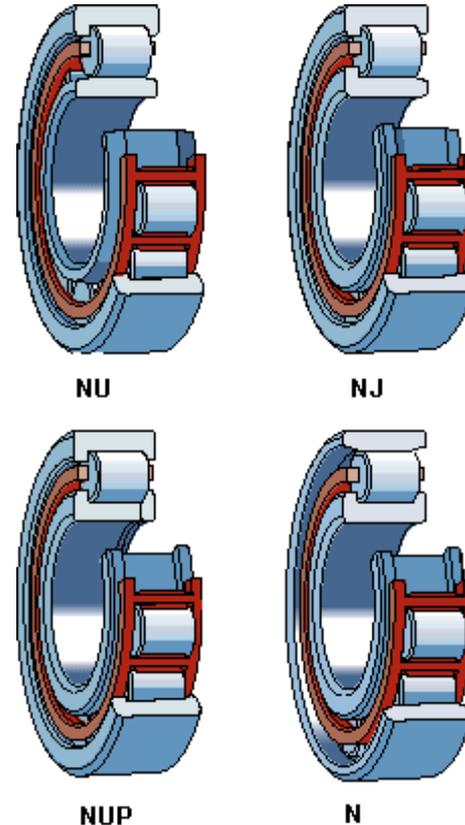
Cuscinetti a rulli cilindrici

I cuscinetti a rulli cilindrici sono realizzati in diverse esecuzioni, serie e dimensioni. La maggior parte dei cuscinetti è ad una corona con gabbia. I cuscinetti ad una o due corone, a pieno riempimento (senza gabbia), completano la gamma standard per prodotti industriali.

I cuscinetti con gabbia sono in grado di reggere forti carichi radiali e nello stesso tempo permettono alte velocità.

I cuscinetti a pieno riempimento sono adatti per forti carichi radiali a velocità moderate.

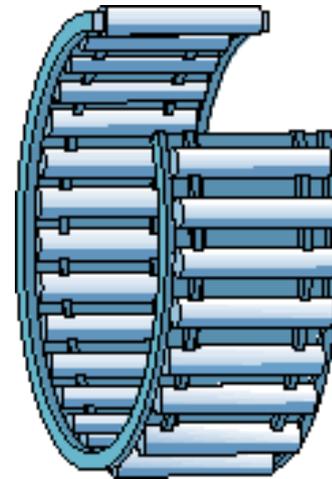
I rulli sono la componente chiave dei cuscinetti a rulli cilindrici. La loro geometria, il cosiddetto profilo logaritmico, consente una distribuzione ottimale delle sollecitazioni nelle aree di contatto del cuscinetto. La finitura superficiale favorisce la formazione del film di lubrificante e ottimizza il rotolamento dei corpi. Fra i vantaggi offerti da questa esecuzione, rispetto a quelle tradizionali, vi sono una maggiore affidabilità operativa e una minore sensibilità al disallineamento.



Cuscinetti a rullini

I cuscinetti a rullini sono cuscinetti volventi con rulli cilindrici, denominati rullini, sottili e lunghi rispetto al loro diametro.

Nonostante la sezione trasversale ridotta i cuscinetti presentano una elevata capacità di carico e sono quindi particolarmente idonei per disposizioni di cuscinetti in uno spazio radiale limitato.

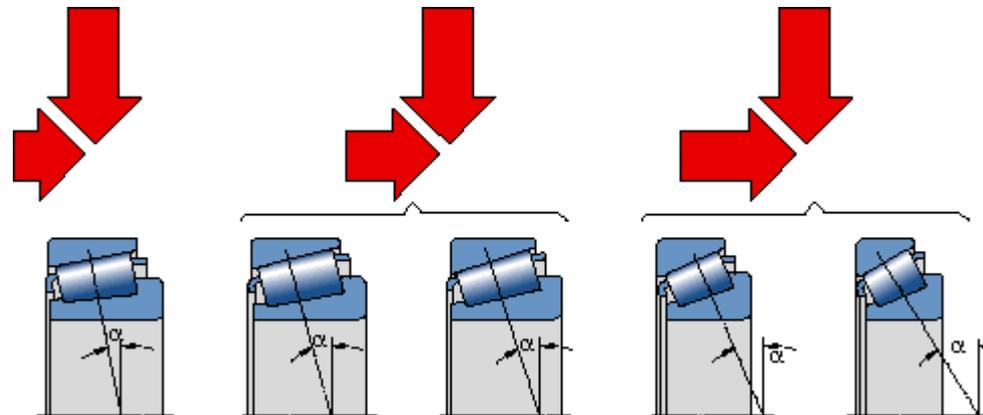
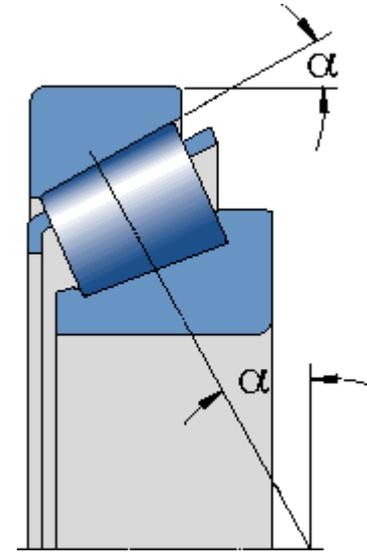


Cuscinetti a rulli conici

I cuscinetti a rulli conici hanno sull'anello interno e su quello esterno piste coniche, a contatto delle quali rotolano rulli anch'essi conici. Se le varie superfici coniche venissero prolungate, verrebbero a convergere in un unico punto sull'asse del cuscinetto.

La forma costruttiva dei cuscinetti a rulli conici li rende particolarmente indicati per i carichi combinati (radiali ed assiali). La loro capacità di carico è in larga misura determinata dall'angolo di contatto α ; quanto più grande è α , tanto maggiore è la capacità di carico assiale.

Un'indicazione dell' entità dell'angolo di contatto è data dal fattore α utilizzato per il calcolo; quanto maggiore è il valore di α , tanto maggiore è l'angolo di contatto e tanto maggiore è l'idoneità del cuscinetto a sopportare carichi assiali.



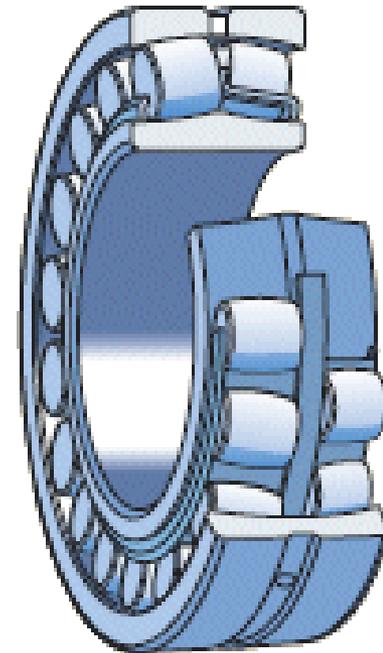
Cuscinetti orientabili a rulli

I cuscinetti orientabili a rulli sono autoallineanti e molto robusti.

Le due corone di rulli consentono di reggere carichi elevati.

I cuscinetti orientabili a rulli hanno due corone di corpi volventi, un'unica pista sferica sull'anello esterno e due piste sull'anello interno disposte con una certa angolazione rispetto all'asse trasversale del cuscinetto.

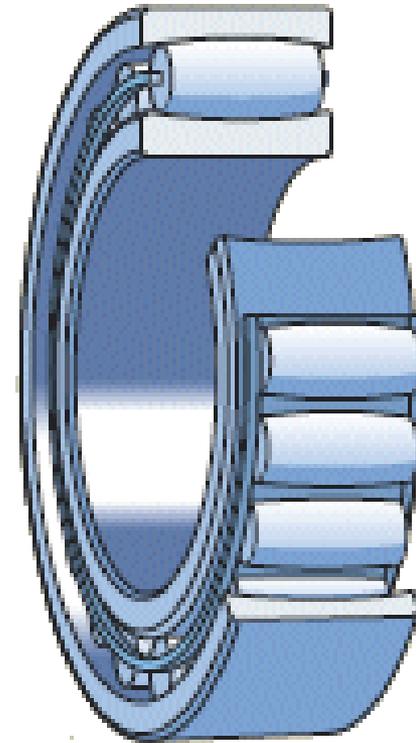
Le loro particolari caratteristiche costruttive li rendono insostituibili in molte applicazioni gravose. Essendo orientabili, questi cuscinetti non sono sensibili al disallineamento dell'albero rispetto all'alloggiamento né all'inflessione dell'albero stesso.



Cuscinetti toroidali a rulli CARB

Il cuscinetto toroidale a rulli CARB è un tipo di cuscinetto radiale a rulli completamente nuovo. Orientabile e compatto questo cuscinetto è stato sviluppato e lanciato sul mercato nel 1995.

Ha una forma costruttiva esclusiva, combina l'orientabilità dei cuscinetti orientabili a rulli con la naturale capacità di spostamento assiale tipica dei cuscinetti a rulli cilindrici. Può avere inoltre la sezione trasversale ridotta tipica dei cuscinetti a rullini.



Cuscinetti assiali a sfere

I cuscinetti assiali a sfere a semplice effetto sono costituiti da una ralla per albero, una ralla per alloggiamento e un gruppo gabbia a sfere. I cuscinetti sono scomponibili e il montaggio è semplice grazie alla possibilità di montare separatamente le ralle e il gruppo gabbia a sfere.

Sono disponibili tipi più piccoli con una superficie di appoggio piana sulla ralla per alloggiamento (fig. 1) o con una superficie di appoggio sferica (fig. 2). I cuscinetti con ralla per alloggiamento sferica possono essere utilizzati insieme a una sede di alloggiamento anch'essa sferica (fig. 3) per compensare gli errori di allineamento fra la superficie di appoggio nell'alloggiamento e l'albero.

I cuscinetti assiali a sfere a semplice effetto, come indica il nome, ammettono carichi assiali in un senso e quindi vincolano l'albero assialmente in una direzione. Non devono essere soggetti a carichi radiali.

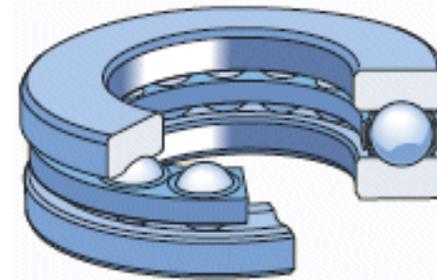


Fig. 1

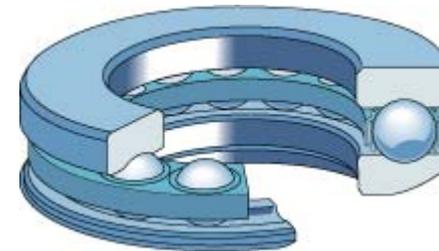


Fig. 2

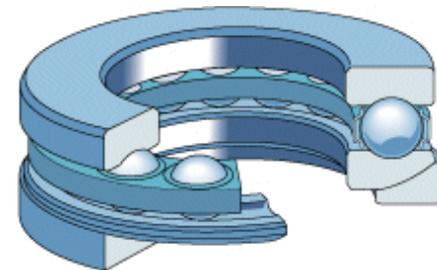


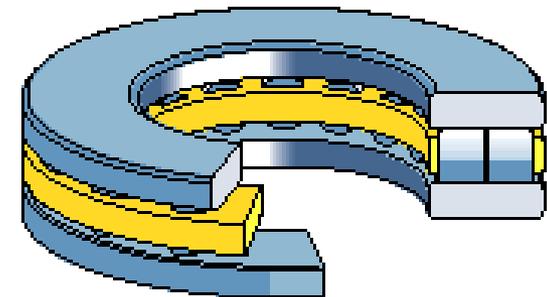
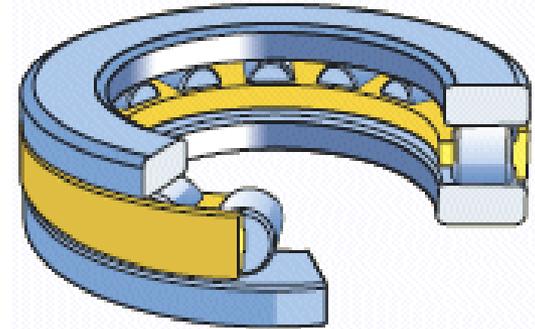
Fig. 3

Cuscinetti assiali a rulli cilindrici

I cuscinetti assiali a rulli cilindrici sono adatti alle applicazioni con carichi assiali elevati. Inoltre, sono relativamente insensibili ai carichi d'urto, sono molto rigidi e richiedono uno spazio assiale ridotto. Sono normalmente disponibili come cuscinetti a semplice effetto e possono sostenere solo carichi assiali in un senso.

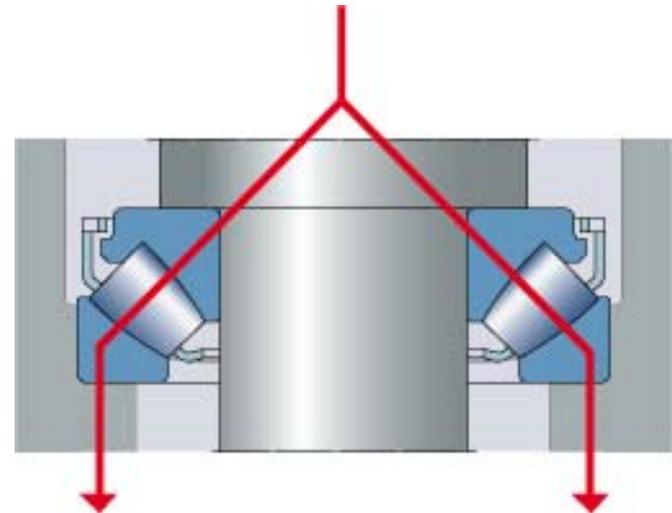
Hanno un design semplice e sono prodotti a una corona e a due corone. Si utilizzano soprattutto se la capacità di sostenere carichi da parte dei cuscinetti assiali a sfere è insufficiente.

La superficie cilindrica dei rulli è leggermente rastremata verso le estremità e il profilo di contatto che ne deriva elimina la formazione di dannose sollecitazioni di estremità. I cuscinetti sono scomponibili e i singoli componenti possono essere montati separatamente.



Cuscinetti assiali orientabili a rulli

Nei cuscinetti assiali orientabili a rulli il carico viene trasmesso da una pista all'altra secondo un certo angolo rispetto all'asse del cuscinetto. Essi sono pertanto in grado di reggere carichi radiali contemporaneamente a quelli assiali. Un'altra importante caratteristica di questi cuscinetti è la loro orientabilità, che li rende insensibili alle inflessioni dell'albero e ai disallineamenti di quest'ultimo rispetto all'alloggiamento.



Tipi di cuscinetti - esecuzione e caratteristiche

La matrice fornisce solo linee guida generali e per per i singoli casi è necessario effettuare una scelta più qualificata facendo riferimento alle informazioni fornite nel catalogo

Simboli

+++ eccellente - scarso
 ++ buon -- inadatto
 + giusto + singola direzione
 ↔ doppia direzione

Esecuzione

- 1 Foro conico
- 2 Schermi o anelli di tenuta
- 3 Orientabilità
- 4 Non separabile
- 5 Separabili

Caratteristiche

Cuscinetti adatti per

- 6 Carico radiale puro
- 7 Carico assiale puro
- 8 Carico combinato
- 9 Carico del momento
- 10 Velocità elevata
- 11 Elevata precisione di rotazione
- 12 Rigidezza elevata
- 13 Silenziosità
- 14 Basso attrito
- 15 Compensazione del disallineamento durante il funzionamento
- 16 Compensazione degli errori di allineamento (iniziale)
- 17 Disposizione di cuscinetti per lato bloccato
- 18 Disposizione di cuscinetti per lato
- 19 Spostamento assiale consentito nel cuscinetto

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Cuscinetti radiali a sfere	 a  b		a				+	↔	↔	-	+++	+++	+	+++	+++	-	-	↔	+	--
Cuscinetti obliqui a sfere							+	+	↔	-	++	+++	+	++	++	-	-	↔	--	--
	 a  b  c		b		a, b	c	++	↔	↔	+	+	++	++	+	+	--	--	↔	+	--
							-	↔	↔	+	++	+	+	+	+	--	--	↔	-	--
Cuscinetti orientabili a sfere							+	-	-	--	+++	++	-	++	+++	+++	+++	↔	+	--
Cuscinetti a rulli cilindrici							++	--	--	--	++	++	++	++	++	-	-	--	+++	+++
	 a  a  b  b						++	a↔ b↔	a↔ b↔	--	++	++	++	+	++	-	-	a↔ b↔	+	a↔
	 a  b				a	b	+++	-	↔	-	-	+	+++	-	-	-	-	-	↔	+
Cuscinetti a rullini	 a  b  c		a	c			++	--	--	--	+	a++ b++	a+++ b+++	+	-	--	--	c++	--	+++
	 a  b  c		b, c				++	--	--	--	+	+	++	+	-	--	--	--	+++	+++
	 a  b  c		b, c					+	c+++	↔	-	+	+	++	+	-	--	--	↔	--
Cuscinetti a rulli conici							++	↔	↔	-	+	+	++	+	+	-	-	+++	--	--
	 a  b						+++	↔	↔	+	+	+	+++	+	+	-	--	+++	-	--
Cuscinetti orientabili a rulli							+++	↔	↔	--	+	+	++	+	+	+++	+++	↔	+	--
Cuscinetti CARB.							+++	--	--	--	+	+	++	+	+	+++	+++	--	+++	+++
	 a pieno riempimento						+++	--	--	--	-	+	+++	+	+	+++	+++	--	+++	+++
Cuscinetti assiali a sfere	 a  b						--	a↔ b↔	--	--	-	++ a	+	-	+	-	--	a↔ b↔	--	--
	 a  b						--	a↔ b↔	--	--	-	+	+	-	+	-	++	a↔ b↔	--	--
Cuscinetti assiali	 a  b - a rulli cilindrici - a rullini						--	↔	--	--	-	a+ b+++	++	-	-	--	--	↔	--	--
Cuscinetti assiali orientabili a rulli							--	+++	↔	--	-	+	++	-	+	+++	+++	+++	--	--

Tipi di cuscinetti - esecuzione e caratteristiche

La matrice fornisce solo linee guida generali e per per i singoli casi è necessario effettuare una scelta più qualificata facendo riferimento alle informazioni fornite nel catalogo

Simboli

+++ eccellente - scarso
 ++ buon -- inadatto
 + giusto ← singola direzione
 ↔ doppia direzione

Esecuzione

- 1 Foro conico
- 2 Schermi o anelli di tenuta
- 3 Orientabilità
- 4 Non separabile
- 5 Separabili

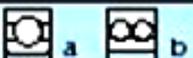
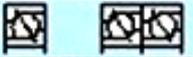
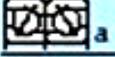
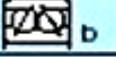
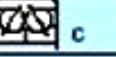
		1	2	3	4	5
Cuscinetti radiali a sfere	a b		a			
Cuscinetti obliqui a sfere	a b c		b		a, b	c
Cuscinetti orientabili a sfere						
Cuscinetti a rulli cilindrici						
a pieno riempimento					a	b
Cuscinetti a rullini			a	c		
			b, c			
			b, c			
Cuscinetti a rulli conici						
Cuscinetti orientabili a rulli						
Cuscinetti CARB.						
a pieno riempimento						
Cuscinetti assiali a sfere						
Cuscinetti assiali	- a rulli cilindrici b - a rullini					
Cuscinetti assiali orientabili a rulli						

TIPI DI CUSCINETTI E ESECUZIONE

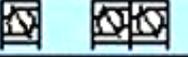
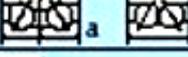
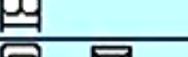
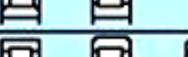
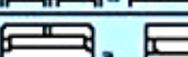
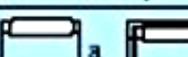
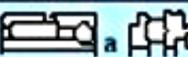
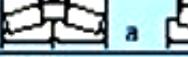
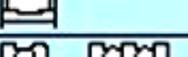
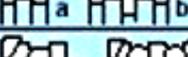
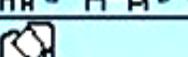
La matrice fornisce solo linee guida generali e per singoli casi è necessario effettuare una scelta più qualificata facendo riferimento alle informazioni fornite nel catalogo

Simboli

- +++ eccellente - scarso
- ++ buon -- inadatto
- + giusto ← singola direzione
- ↔ doppia direzione

		1	2	3	4	5
Cuscinetti radiali a sfere	 a  b		a			
Cuscinetti obliqui a sfere						
	 a  b  c		b		a, b	c
Cuscinetti orientabili a sfere						
Cuscinetti a rulli cilindrici	 					
	 a  a  b  b					
a pieno riempimento	 a  b				a	b
	 a  a  b  c		a			
Cuscinetti a rullini	 a  b  c		a	c		
	 a  b  c		b, c			
	 a  b  c		b, c			
Cuscinetti a rulli conici						
	 a  b					
Cuscinetti orientabili a rulli						
Cuscinetti CARB.						
	a pieno riempimento 					
Cuscinetti assiali a sfere	 a  b					
	 a  b					
Cuscinetti assiali	 a  b - a rulli cilindrici					
	 b - a rullini					
Cuscinetti assiali orientabili a rulli						

CARATTERISTICHE

	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Cuscinetti radiali a sfere 	+ ↔	+ ↔	- b+	+++ b+	+++ b+	+ +	+++ +	+++ +	- -	- -	++ ↔	+ +	-- -
Cuscinetti obliqui a sfere 	+ ↑	++ ↑	- -	++ +	+++ +	+ +	++ +	++ +	- -	- -	++ ↑	-- -	-- -
	+ ↔	++ ↔	+ +	+ +	++ +	++ +	+ +	+ +	-- -	-- -	++ ↔	+ +	-- -
	++ ↔	+ ↔	+ +	++ +	+ +	+ +	+ +	+ +	-- -	-- -	++ ↔	- -	-- -
Cuscinetti orientabili a sfere 	- -	- -	-- -	+++ +	++ +	- -	++ +	+++ +	+++ +	+++ +	+ ↔	+ +	-- -
Cuscinetti a rulli cilindrici 	-- -	-- -	-- -	++ +	++ +	++ +	++ +	++ +	- -	- -	-- -	+++ +	+++ +
	a+ b↔	a+ b↔	-- -	++ +	++ +	++ +	+ +	++ +	- -	- -	a+ b↔	+ a-	+ a-
a pieno riempimento 	- -	+ ↑	-- -	- -	+ +	+++ +	- -	- -	- -	- -	+ ↑	+ +	+ +
	- -	a+ b↔	+ +	- -	+ +	+++ +	- -	- -	-- -	-- -	a+ b↔	+ c	b+ c↔
Cuscinetti a rullini 	-- -	-- -	-- -	+ +	a++ b++	a++ b++	+ +	- -	-- -	-- -	c++ +	-- -	+++ +
	-- -	-- -	-- -	+ +	+ +	++ +	+ +	- -	-- -	-- -	-- -	+++ +	+++ +
	c++ ↑	+ ↑	- -	+ +	+ +	++ +	+ +	- -	-- -	-- -	+ ↑	-- -	-- -
Cuscinetti a rulli conici 	++ ↑	+++ ↑	- -	+ +	+ +	++ +	+ +	+ +	- -	- -	+++ ↑	-- -	-- -
	++ ↔	+++ ↔	+ +	+ +	+ +	+++ +	+ +	+ +	- -	-- -	+++ ↔	- -	-- -
Cuscinetti orientabili a rulli 	+ ↔	+++ ↔	-- -	+ +	+ +	++ +	+ +	+ +	+++ +	+++ +	++ ↔	+ +	-- -
Cuscinetti CARB. 	-- -	-- -	-- -	+ +	+ +	++ +	+ +	+ +	+++ +	+++ +	-- -	+++ +	+++ +
a pieno riempimento 	-- -	-- -	-- -	- -	+ +	+++ +	+ +	+ +	+++ +	+++ +	-- -	+++ +	+++ +
Cuscinetti assiali a sfere 	a+ b↔	-- -	-- -	- -	++ a	+ +	- -	+ +	- -	-- -	a+ b↔	-- -	-- -
	a+ b↔	-- -	-- -	- -	+ +	+ +	- -	+ +	- -	++ +	a+ b↔	-- -	-- -
Cuscinetti assiali 	++ ↑	-- -	-- -	- -	a+ b++	++ +	- -	- -	-- -	-- -	++ ↑	-- -	-- -
Cuscinetti assiali orientabili a rulli	+++ ↑	+ ↑	-- -	- -	+ +	++ +	- -	+ +	+++ +	+++ +	+++ ↑	-- -	-- -

CUSCINETTI A ROTOLAMENTO

SIGNIFICATO SIMBOLI

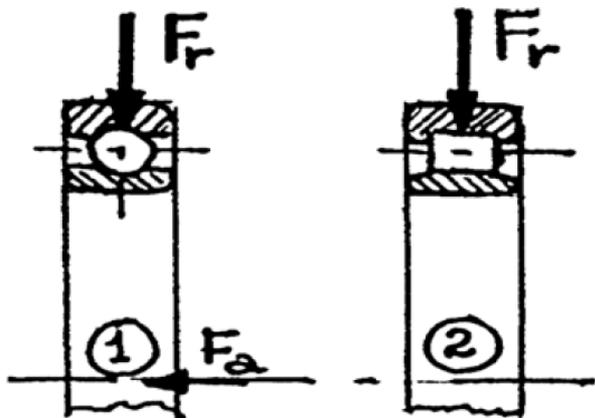
AS adattissimo
 MA molto adatto
 A adatto
 PA poco adatto

NA non adatto
 → in un solo senso
 ↔ nei due sensi

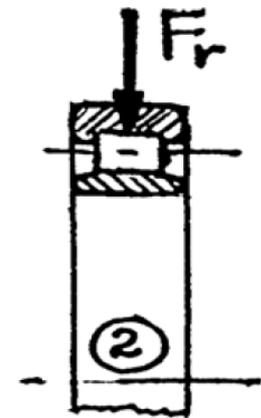
Attitudine del cuscinetto per:

Tipi di cuscinetto	Schizzo	Scambiabilità	Attitudine del cuscinetto per:														
			Cavità solo radiale	Cavità solo assiale	Cavità combinate	Momento ribaltante	Alta Velocità	Precisione di rotazione	Rigidità elevata	Silenziosità	Basso attrito	Compattezza di install.	Compattezza di smont.	Alta lubrificazione	Alta lubrificazione	Alta lubrificazione	Alta lubrificazione
radiali a sfere		NO	A	↔	A	PA	AS	AS	A	AS	AS	PA	PA	MA	A	NA	
rad. a 2 corse di sfere		NO	A	↔	A	A	A	A	A	A	MA	NA	NA	A	A	NA	
orientabili a sfere		NO	A	PA	PA	NA	MA	MA	PA	MA	MA	AS	MA	A	A	NA	
obliqui a sfere		SI	A	→	MA	PA	MA	AS	A	MA	MA	PA	PA	MA	NA	NA	
sistemi ad "0"		SI	MA	↔	MA	A	A	MA	MA	A	A	NA	NA	MA	A	NA	
a 4 contatti		SI	PA	↔	A	A	A	MA	A	A	A	NA	NA	MA	PA	NA	
a rulli cilindrici		SI	PA	NA	NA	NA	AS	MA	MA	MA	MA	PA	PA	NA	AS	AS	
con 1 o 2 orolotti		SI	MA	↔	A	NA	AS	MA	MA	A	MA	PA	PA	A	A	A	
a doppio rango di rulli		SI	AS	NA	NA	A	AS	AS	AS	MA	MA	NA	NA	NA	AS	AS	
rulli cilindrici a primo rullino - incerto		SI NO	AS	↔	PA	NA	PA	A	AS	PA	PA	PA	PA	A	A	A	
a rullini		SI	MA	↔	NA	NA	A	A	MA	A	PA	NA	NA	NA	AS	AS	
orientabile a rulli		NO	AS	↔	AS	NA	A	A	MA	A	A	AS	MA	MA	A	NA	
a rulli conici		SI	MA	→	AS	NA	A	MA	MA	A	A	PA	PA	MA	NA	NA	
sistemi ad "X"		SI	AS	↔	AS	PA	A	A	AS	A	A	PA	PA	AS	A	NA	
assiali a sfere		SI	NA	↔	NA	NA	A	MA	A	PA	A	NA	NA	A	NA	NA	
assiali sfere orientab		SI	NA	↔	NA	NA	A	A	A	PA	A	NA	AS	A	NA	NA	
assiali a rulli cilindrici		SI	NA	↔	NA	NA	PA	MA	MA	PA	PA	NA	NA	A	NA	NA	
assiali a rullini		SI	NA	↔	NA	NA	PA	A	MA	PA	PA	NA	NA	A	NA	NA	
assiali orientabili a rulli		SI	NA	↔	A	NA	A	A	MA	PA	A	AS	MA	MA	NA	NA	

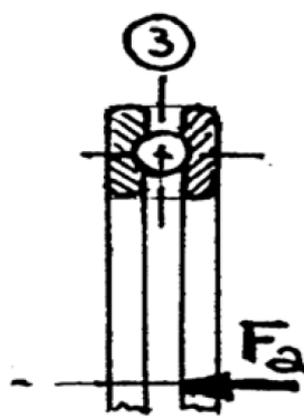
PROSPETTO TIPI E CARATTERISTICHE (da catalogo SKF)



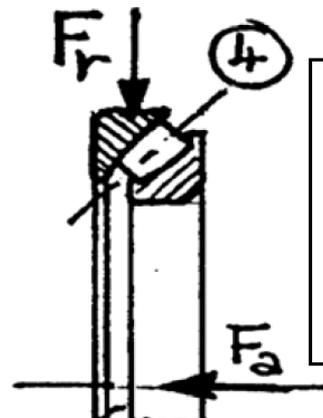
Carico misto
 $F_r > F_a$,
 normalmente



Carico radiale
 puro



Carico assiale
 puro



Carico misto
 $F_a > F_r$,
 normalmente

F_r, F_a : forze
 radiale, assiale
 trasmesse tramite
 il cuscinetto tra
 parte fissa e
 rotante

P (carico equivalente) {

Radiale { $= X \cdot F_r + Y \cdot F_a$
 $= F_r$

Assiale { $= F_a$
 $= X' \cdot F_a + Y' \cdot F_r$

X, Y, X', Y':
 coefficienti
 funzioni di
 geometria
 del
 cuscinetto e
 delle
 condizioni di
 carico: da
 catalogo
 fabbricante
 del
 cuscinetto

VERIFICA STATICA

(contro il pericolo di deformazione plastica delle piste e/o dei corpi volventi)

$$C_0 \geq s_0 \cdot P_0 ;$$

con P_0 max P prevedibile ;

s_0 coefficiente di sicurezza assegnato (da 0,5, rarissimo a 5; mediamente 2);

C_0 coefficiente di carico statico: caratteristica del cuscinetto, indicata a catalogo.

IN ALTERNATIVA:

$s = C_0 / P_0$; con s coefficiente di sicurezza effettivo, C_0 e P_0 , vedi sopra.

CALCOLO DELLA DURATA

Prima formula ISO (proposta da PALMGREN):

$$L = (C / P)^p,$$

con:

L = vita (LIFE) del cuscinetto in MILIONI di GIRI;

C = coefficiente di carico dinamico, indicato a catalogo;

P = carico;

p = esponente caratteristico (3 per cusc. a sfere; 10/3 cusc. a rulli, di tutti i tipi).

CALCOLO DELLA DURATA

Seconda formula ISO :

$$L_x = a_1 a_2 a_3 (C / P)^p ,$$

con:

x = probabilità percentuale di rottura accettata ($100 - x$: probabilità di sopravvivenza).

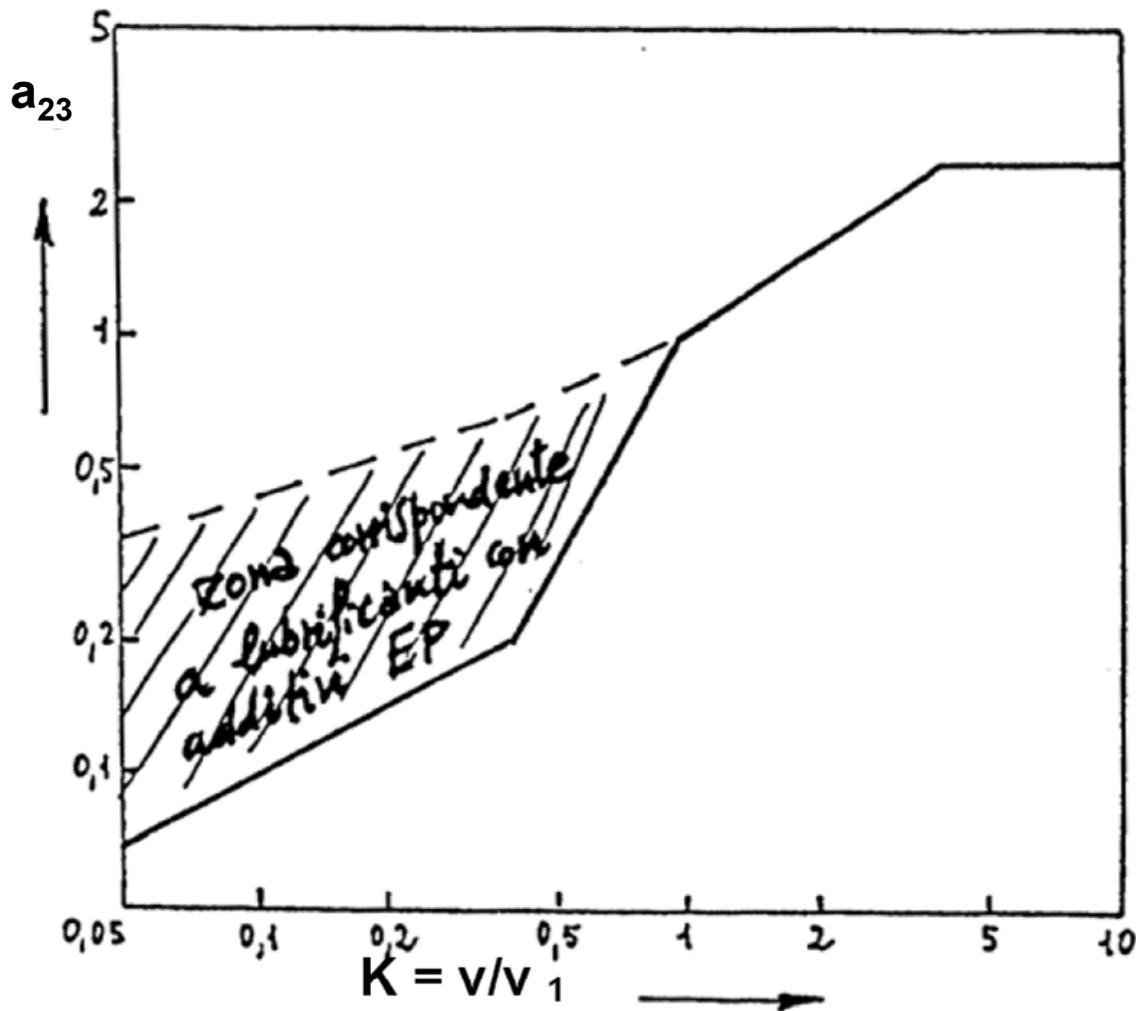
Usualmente $x = 10$, coefficiente $a_1 = 1$; per x diversi introdurre valori diversi del coefficiente a_1 (di probabilità di sopravvivenza) come da prospetto 1 seguente.

x	a_1
5	0.62
2	0.33
1	0.21

a_2 : coefficiente correttivo che avrebbe dovuto tenere conto delle caratteristiche del materiale (acciaio) costituente il cuscinetto;

a_3 : coefficiente che avrebbe dovuto tenere conto delle condizioni di lubrificazione.

Poiché nella sperimentazione necessaria per determinare questi coefficienti era difficile separare i due effetti appena indicati, i maggiori fabbricanti di cuscinetti (SKF, FAG) hanno sostituito i due coefficienti a_2 , a_3 , con un coefficiente combinato a_{23} , ricavabile da diagrammi in funzione di un rapporto K tra la viscosità cinematica effettiva del lubrificante alla temperatura di funzionamento del cuscinetto v ed una viscosità di riferimento v_1 , come indicato nel diagramma sottostante, ricavato da catalogo SKF.



v : viscosità cinematica effettiva del lubrificante, alla temperatura di funzionamento del cuscinetto.

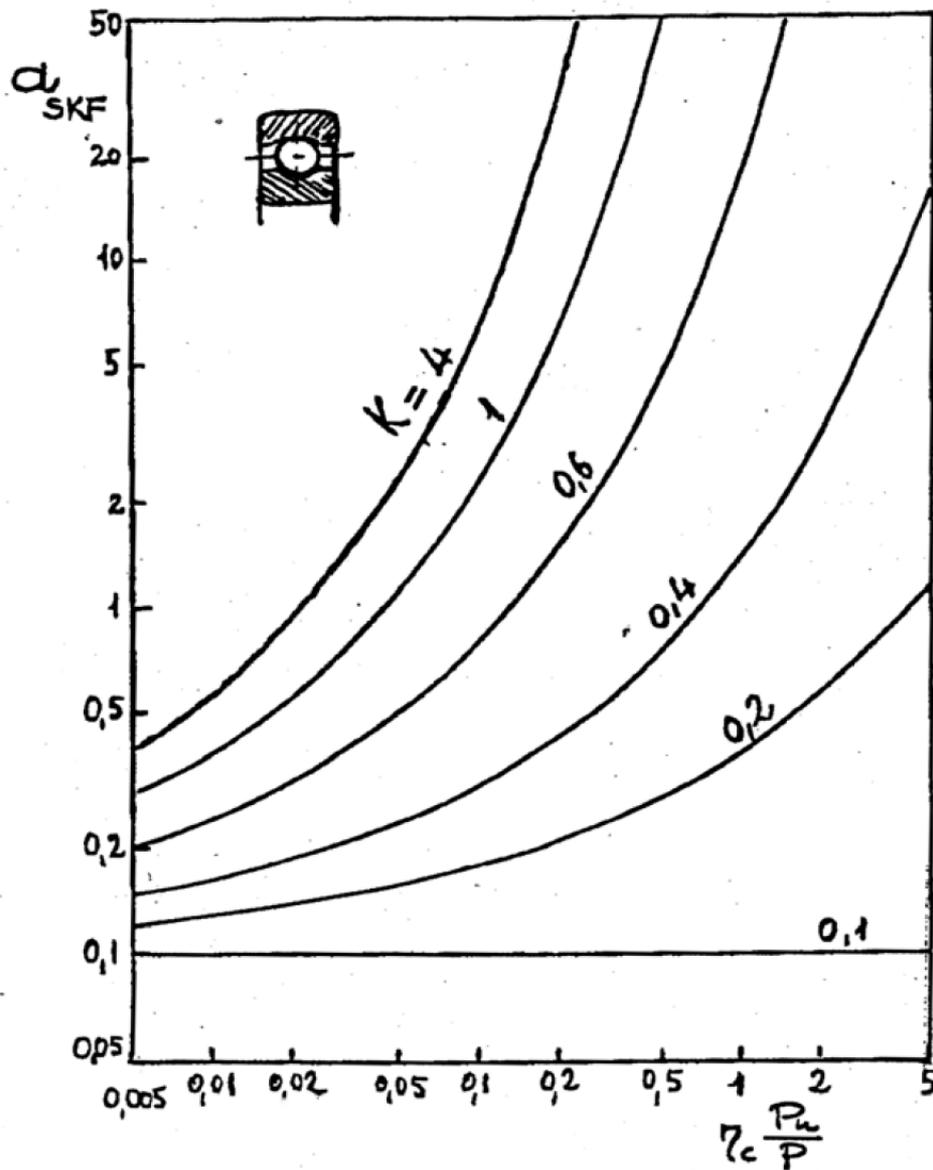
v_1 : valore di riferimento, dato da CATALOGO in funzione di velocità angolare di funzionamento e diametro medio $d_m = (D + d)/2$ del cuscinetto .

La formula di calcolo della durata diviene allora:

$$L_x = a_1 a_{23} (C / P)^p$$

Nel suo catalogo edizione 1989 SKF aggiunge alle indicazioni dei coefficienti di carico statico C_0 e dinamico C di ogni cuscinetto quella del carico P_u (carico limite).

Per carichi P inferiori a P_u , secondo i ricercatori SKF, in condizioni di lubrificazione IDEALI, il cuscinetto avrebbe VITA ILLIMITATA. Nel catalogo SKF 89 si introduce anche un grado di pulizia del lubrificante.



Note: $K = v/v_1$. Vedere note a diagramma del coefficiente a_{23} . Il diagramma originale comprende un maggior numero di curve, all'interno del campo considerato.

Viene comunque consigliato di non assumere valori di a_{skf} superiori a 50, anche nelle condizioni più favorevoli. In quelle più sfavorevoli il coefficiente scende a 0.1 (durata prevista per il cuscinetto pari ad 1/10 di quella indicata dalla prima formula ISO).

Le formule sopra esposte si riferiscono al caso di cuscinetto che lavori sotto carico P costante. Nel successivo paragrafo si esaminerà il caso di cuscinetto in condizioni diverse.

CUSCINETTI RADENTI

Snodi sferici e terminali



[Snodi sferici e terminali - Informazioni generali](#)



[Snodi sferici radiali che richiedono manutenzione](#)



[Snodi sferici esenti da manutenzione](#)



[Snodi sferici a contatto obliquo](#)



[Snodi sferici assiali](#)



[Terminali che richiedono manutenzione](#)



[Terminali esenti da manutenzione](#)

CUSCINETTI RADENTI

Cuscinetti radenti compositi e boccole FW



[Cuscinetti radenti compositi e boccole FW - informazioni generali](#)



[Boccole di materiale composito](#)



[Boccole FW](#)



[Boccole flangiate in materiale composito](#)



[Ralle reggispinta in materiale composito](#)



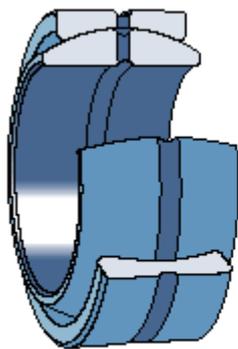
[Strisce di materiale composito](#)

Snodi sferici e terminali

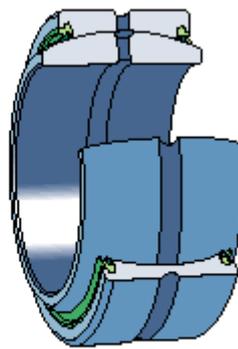
Oltre ai cuscinetti a sfera e a quelli volventi la SKF produce anche una vasta gamma di snodi sferici e terminali, nonché una vasta scelta di ralle reggispinta e materiali per boccole radiali e flangiate.

Gli snodi sferici e i terminali sono costruiti in diverse esecuzioni e varie combinazioni delle superfici di lavoro, ognuna con le proprie caratteristiche che le rendono adatte a specifiche condizioni d'impiego.

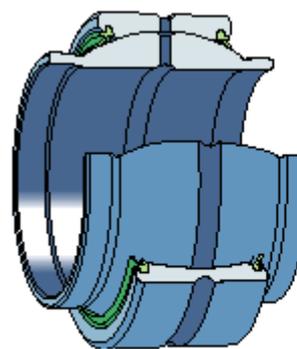
Per scegliere un tipo di snodo e definirne le dimensioni, i principali fattori da considerare sono i seguenti: carichi esterni agenti, capacità di carico e durata richiesta. Lo stesso vale per i terminali.



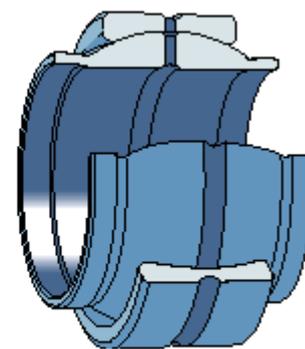
GEZ .. ES
d = 1/2-6 inch



GEZ .. ES-2RS
d = 1-6 inch



GEM .. ES-2RS
d = 20-80 mm



GEG .. ES
d = 16-200 mm

Snodi sferici radiali che richiedono manutenzione

Gli snodi sferici radiali sono costituiti da un anello interno avente una superficie esterna sferica che si accoppia con una corrispondente superficie concava dell'anello esterno. Grazie alla loro conformazione, sono particolarmente adatti a sistemi in cui si verificano movimenti di allineamento fra albero e alloggiamento oppure a quelli in cui sono possibili oscillazioni in senso circonferenziale o periodici movimenti rotatori o di ribaltamento a velocità relativamente basse.

Gli snodi sferici radiali SKF che richiedono manutenzione sono del tipo acciaio su acciaio e con tale accoppiamento richiedono una rilubrificazione regolare. L'elevata resistenza all'usura delle superfici di lavoro li rende particolarmente idonei alle applicazioni in cui si hanno forti carichi alternati, urti o carichi statici elevati. Gli snodi che hanno l'anello interno con estensioni cilindriche ai due lati si usano in applicazioni nelle quali si dispongono lateralmente dei distanziali o per le applicazioni di cilindri idraulici.

Snodi sferici radiali esenti da manutenzione

Gli snodi sferici radiali sono costituiti da un anello interno avente una superficie esterna sferica che si accoppia con una corrispondente superficie concava dell'anello esterno. Grazie alla loro conformazione, sono particolarmente adatti a sistemi in cui si verificano movimenti di allineamento fra albero e alloggiamento oppure sono possibili oscillazioni in senso circonferenziale o periodici movimenti rotatori o di ribaltamento a velocità relativamente basse.

Gli snodi sferici SKF esenti da manutenzione presentano superfici di lavoro speciali, fatte con materiali moderni e caratterizzate da un attrito molto basso. Sono utilizzati per applicazioni in cui si richiedono lunghi periodi di funzionamento senza necessità di manutenzione o quando le condizioni di lavoro siano tali da non consigliare l'impiego di snodi del tipo acciaio su acciaio (ad esempio se la lubrificazione è inadeguata o è totalmente assente). Gli snodi esenti da manutenzione sono destinati soprattutto alle applicazioni in cui i carichi sono elevati e di senso e direzione costante. Avendo una limitata capacità a tollerare i carichi alternati, è opportuno consultare la SKF in tali casi.

Snodi sferici a contatto obliquo

Gli snodi sferici a contatto obliquo hanno le superfici sferiche di lavoro dell'anello interno e di quello esterno disposte obliquamente rispetto all'asse. e sono perciò particolarmente adatti a reggere carichi combinati (radio-assiali). Gli snodi a contatto obliquo applicati singolarmente possono reggere carichi assiali agenti in un solo senso. Lo sforzo assiale che nasce nello snodo per effetto del carico radiale deve venire sempre equilibrato da una forza uguale e contraria e, per tale motivo, lo snodo viene montato generalmente in opposizione ad un altro. Montando due di questi snodi in modo che le loro superfici di lavoro risultino concentriche, si ottiene un gruppo che si comporta come un unico snodo sferico, in grado di sopportare forti carichi radiali e carichi assiali nei due sensi.

Gli snodi sferici SKF a contatto obliquo sono di regola costruiti con un accoppiamento acciaio su PTFE composito. Sono essenzialmente destinati a reggere carichi di senso e direzione costante e sono esenti da manutenzione. Tuttavia, per migliorarne la resistenza alla corrosione e le tenute, in molte applicazioni si consiglia di riempire al montaggio il vano adiacente con grasso antiruggine di tipo al litio, avente una consistenza 2 o 3. Con tale accorgimento si contribuisce a prolungare la durata dello snodo stesso.

Snodi sferici assiali

Gli snodi sferici assiali sono simili agli snodi a contatto obliquo, in quanto hanno le superfici sferiche di lavoro sull'albero e le ralle per alloggiamento disposte obliquamente rispetto all'asse. Tuttavia, sono destinati a reggere essenzialmente carichi assiali, anche se possono sopportare carichi combinati di una certa entità. La componente radiale del carico non deve comunque superare il 50 % del carico assiale agente contemporaneamente.

Gli snodi sferici SKF assiali sono di regola costruiti con un accoppiamento acciaio su PTFE composito e sono esenti da manutenzione. Per migliorarne la resistenza alla corrosione e la tenuta, in molte applicazioni si consiglia di riempire al montaggio il vano adiacente con grasso antiruggine di tipo al litio, avente una consistenza 2 o 3. Tale lubrificazione iniziale contribuisce a prolungare la durata dello snodo stesso

Terminali che necessitano di manutenzione

I terminali sono costituiti da un tirante avente a un'estremità un occhiello integrale, in cui è alloggiato uno snodo sferico standard. Di regola, i terminali sono disponibili con filettatura interna (femmina) o esterna (maschio) di tipo destrorso o sinistrorso, secondo la ISO 965/1:1980. Qualora servano per applicazioni specifiche, soprattutto quelle in cui devono essere ancorati all'estremità di una biella o all'base di un cilindro idraulico, sono previsti terminali con un tirante munito di taglio e viti di bloccaggio elastico della filettatura oppure con un'estremità da saldare.

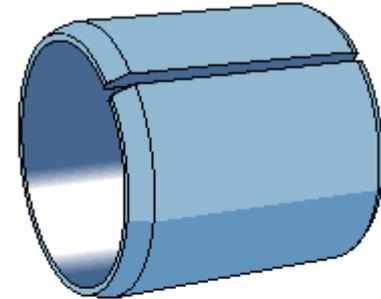
I terminali SKF che richiedono manutenzione sono di regola disponibili con accoppiamento acciaio su acciaio e acciaio su bronzo. Entrambi i tipi richiedono una regolare lubrificazione. I terminali acciaio su acciaio hanno superfici di lavoro temprate, fosfatate e trattate con lubrificante da rodaggio. Sono molto resistenti all'usura e quindi particolarmente adatti per applicazioni con pesanti carichi alternati. I terminali acciaio su bronzo hanno un anello interno temprato cromato e un anello esterno di bronzo. Le loro prestazioni in assenza di lubrificazione sono pertanto molto buone.

Cuscinetti radenti compositi e boccole FW

Boccole di materiale B/E

Boccole dotate di un triplo strato di materiale composito, fig. 1. Adatte per movimenti rotatori e oscillanti in condizioni di spazio limitato con carico radiale e in assenza di manutenzione. Lubrificazione non necessaria.

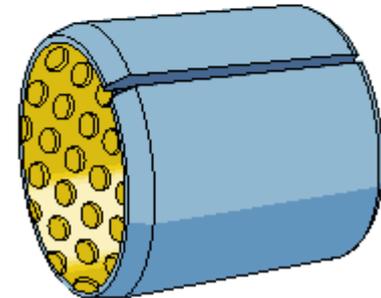
Fig. 1



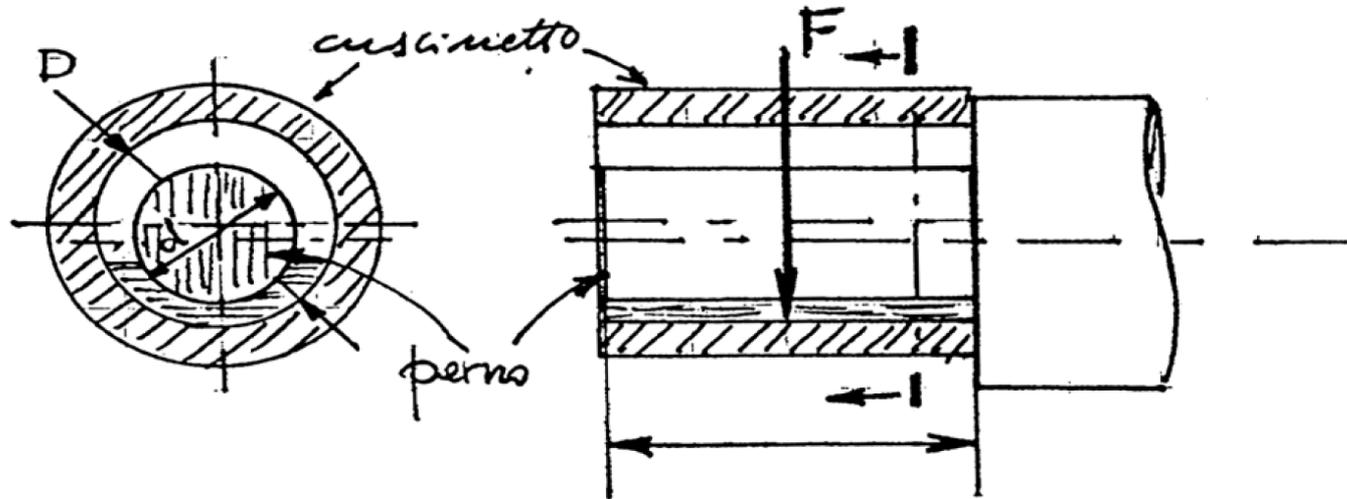
Boccole di materiale M

Boccole dotate di un triplo strato di materiale composito, fig. 2. Adatte per movimenti rotatori e oscillanti, nonché per movimenti lineari con carico radiale, in spazi limitati e in assenza di manutenzione; in condizioni con possibilità di rischi relativi a errori di allineamento, sollecitazioni ai bordi o forte contaminazione.

Fig. 2



Indicazioni per la verifica di cuscinetti di trascinamento



Deve essere:

$$P \text{ (pressione specifica)} \frac{F}{dl} \leq P_{lim}$$

$$v \text{ (velocità di strisciamento)} = \pi d \left(\frac{n}{b_o} \right) \leq v_{lim}$$

N = velocità di rotazione in giri/minuto

$$L \text{ (potenza specifica convenzionale)} = pv \leq L_{lim}$$

Alcuni valori limite:

Bronzo con lubrificazione a mano: $P_{lim} = 0.6 \text{ N/m}^2$; $v_{lim} = 6 \text{ m/s}$; $L_{lim} = 3 \text{ W/m}^2$

Bronzo con lubrificazione a gocce d'olio: $P_{lim} = 1.2 \text{ N/m}^2$; $v_{lim} = 6 \text{ m/s}$; $L_{lim} = 6 \text{ W/m}^2$

Alluminio con lubrificazione a mano: $P_{lim} = 0.15 \text{ N/m}^2$; $v_{lim} = 6 \text{ m/s}$; $L_{lim} = 0.7 \text{ W/m}^2$

Alluminio con lubrificazione a gocce d'olio: $P_{lim} = 0.3 \text{ N/m}^2$; $v_{lim} = 6 \text{ m/s}$; $L_{lim} = 1.5 \text{ W/m}^2$

La Sicurezza nella Manutenzione delle macchine

(riferimenti col D.Lgs. 626/94 e D.Lgs. 359/99)

Sicurezza nelle attività manutentive

Da qualche tempo a questa parte ci si sente domandare continuamente come una azienda si deve comportare per garantire la sicurezza dei propri addetti alla manutenzione e delle operazioni di manutenzione in genere.

Come del resto sta accadendo per moltissimi aspetti toccati dal D.Lgs.626/94, col tempo le temi che prima ignorate, vengono affrontate poi approfondite e chiarite.

Nello specifico siamo giunti alla fase in cui molti datori di lavoro e molte persone che in azienda si occupano di sicurezza si domandano se sussista un reale problema di sicurezza connesso con le attività manutentive e se tale problema sia in qualche modo regolamentato dalla legislazione vigente.

Procedure di manutenzione?

È evidente che il D.Lgs.626/94, rivolgendosi alla sicurezza dei lavoratori include fra i soggetti interessati anche i manutentori.

Ma da sempre si è ragionato ritenendo, erroneamente, che essendo i manutentori personale esperto la necessità di definire le modalità di intervento fossero minori.

In realtà è vero che i manutentori sono necessariamente persone esperte ma è vero anche che le attività di manutenzione sono fra quelle potenzialmente più pericolose in azienda.

Quindi devono assolutamente essere procedurate.

Il problema

E per procedurarle è necessario conoscere i rischi a cui i manutentori si espongono nel contesto di una determinata azienda.

E qui sorge il vero problema: esiste qualcuno capace di fare l'analisi dei rischi e le procedure per la manutenzione?

Come devono essere impostate queste procedure?

Quanto devono essere estese?

Problemi di sicurezza connessi con la manutenzione

Come noto l'attività di manutenzione in quanto tale svolge una funzione essenziale per la sicurezza dei luoghi di lavoro. Mantenere una macchina o un impianto in piena efficienza garantisce che:

- Non ci siano rischi aggiuntivi dovuti a malfunzionamenti che possono indurre gli operatori ad effettuare operazioni anomale potenzialmente pericolose.
- Non ci siano rischi aggiuntivi dovuti alla mancanza o al cattivo funzionamento di ripari e sistemi di sicurezza.

Verifica della sicurezza

Questo profondo legame fra manutenzione e sicurezza è, di fatto, ribadito del D.Lgs. 359/99 che, attribuendo all'azienda l'onere della verifica della sicurezza di alcune famiglie di attrezzature quali gli apparecchi di sollevamento che fino ad oggi erano sotto il diretto controllo degli organismi dello Stato, definisce nuovi compiti per il servizio manutenzione in materia di sicurezza.

Questo approccio, esplicito solo per talune categorie di attrezzature, si estende in modo sottinteso (in realtà era già previsto dal D.Lgs.626/94) anche alle attrezzature non citate dal D.Lgs.359/99.

Procedure per la verifica

Si potrà dire che non si tratta di nulla di nuovo, ma dobbiamo riconoscere che ben poche aziende hanno impostato un serio sistema di verifica di questi aspetti da parte del servizio manutenzione.

Comunque sull'argomento da più di un anno c'è un certo movimento che si sta concretizzando nella messa a punto, presso molte aziende, di procedure per la verifica del buon funzionamento dei ripari e dei sistemi di sicurezza.

L'approccio più diffuso allo stato attuale è quello di rendere corresponsabili della verifica gli operatori e i manutentori attribuendo ai primi l'onere di una verifica semplice ma frequente e ai secondi l'impegno a una verifica approfondita da effettuarsi con frequenza piuttosto ridotta (per esempio, semestralmente, contestualmente alla manutenzione programmata).

La sicurezza durante le operazioni di manutenzione

L'approccio più immediato sarebbe quello di vedere come garantire che i manutentori non corrano rischi quando operano su attrezzature e impianti.

In realtà un aspetto altrettanto importante è quello dei rischi che corre il personale non di manutenzione a seguito delle attività svolte dai manutentori.

L'analisi dei rischi e la corrispondente redazione di procedure deve necessariamente riguardare entrambi gli aspetti.

Tipologie di manutenzione

Prima di procedere è necessario fare una ulteriore distinzione in merito alle varie tipologie di manutenzione.

Al di là del settore tecnico di intervento (meccanico, chimico, elettrico, elettro-nico ecc.), fondamentale per la definizione delle procedure, una suddivisione importante fra le varie attività di manutenzione è la seguente:

- Manutenzione programmata su macchine e impianti semplici (dal punto di vista della manutenibilità).
- Manutenzione programmata su macchine e impianti complessi (sistemi con oggettivi problemi di manutenibilità).
- Manutenzione su guasto.

Tipologie di manutenzione

È evidente che la prima tipologia richieda essenzialmente procedure generali relativamente semplici;

la seconda necessita di procedure specifiche di dettaglio;

la terza è difficilmente gestibile in quanto, per parlare di manutenzione su guasto, è necessario effettuare una analisi dei possibili guasti di ogni macchina o impianto e valutare per ognuno di essi quali dovrebbero essere gli interventi necessari.

Schema generale dell'organizzazione della sicurezza in azienda

Esempio di instaurazione di un sistema sicurezza



Quello che interessa nel presente ambito è il ramo relativo alle procedure di manutenzione.

Eliminare i rischi in manutenzione

Per le procedure citate, come detto, è necessario preliminarmente identificare quali rischi corrono le persone (manutentori e altro personale aziendale) in modo da potere individuare quali prescrizioni si devono dare al fine di eliminarli o ridurli.

Di massima eliminare i rischi in manutenzione è impossibile perché in molti casi, per verificare lo stato di un elemento o per identificare un guasto, è necessario operare in condizioni di macchina accesa.

Per questo è importante distinguere l'attività di manutenzione in più fasi successive in modo che, relativamente ad ogni tipologia di attività specifica, si operi con il minimo rischio possibile.

Struttura proposta per le procedure

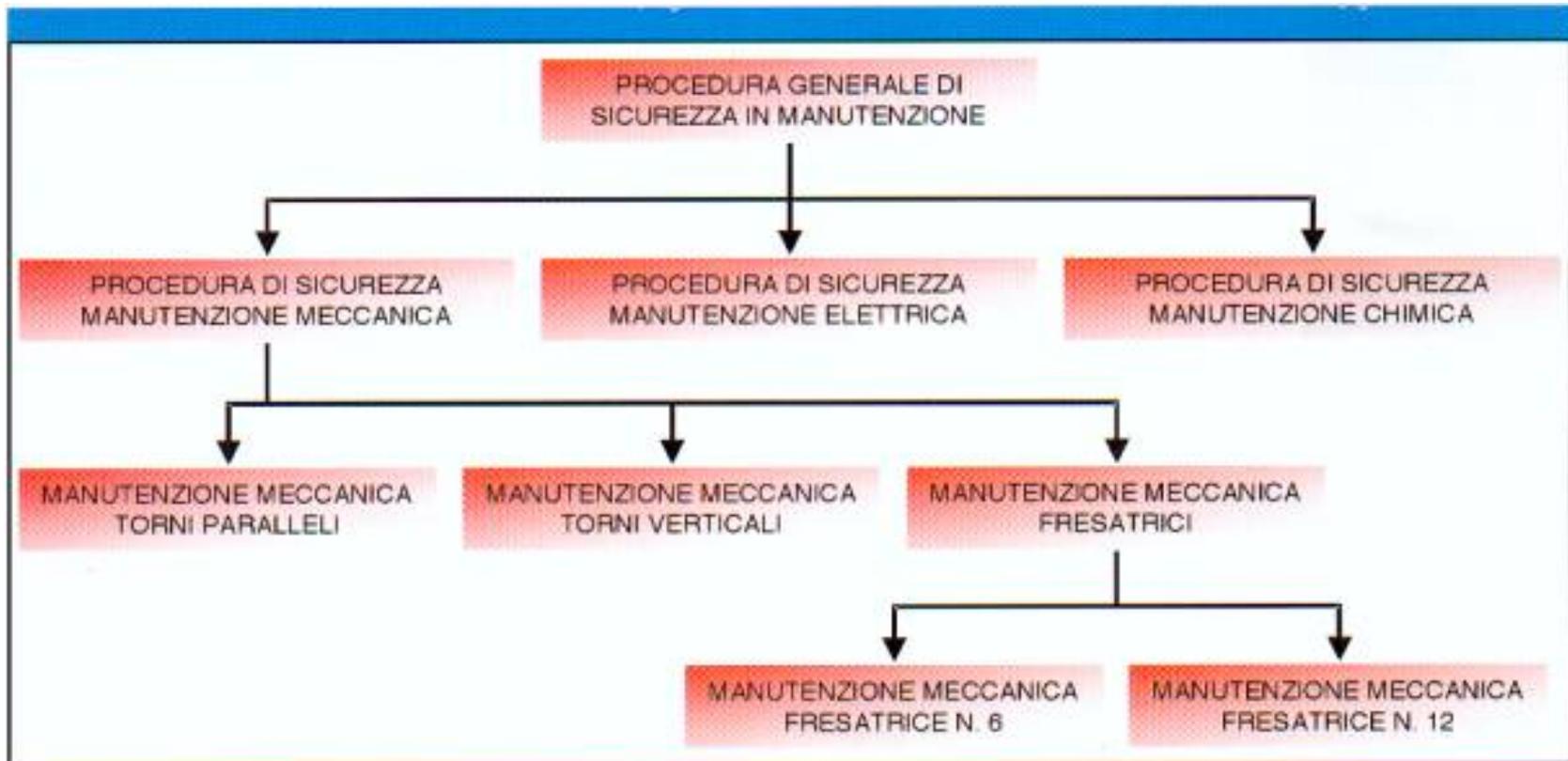
È evidente che il personale del servizio manutenzione presenta specializzazioni molto differenziate per settori.

Inoltre le singole attività, se particolarmente critiche, possono necessitare di procedure specifiche.

Per mantenere una certa organicità di comportamento è, comunque, assai importante che tutte le indicazioni comuni a tutti gli addetti siano date in procedure generali destinate a tutti gli addetti del servizio.

Struttura delle procedure di manutenzione

Nella figura qui sotto viene sviluppato la struttura delle procedure di manutenzione dalla procedura generale sino alle procedure per macchine specifiche.



Procedura generale di manutenzione

Al di sopra delle procedure specifiche per ogni attività lavorativa è necessario porre una procedura che dia le indicazioni generali su come svolgere tale attività.

Nello specifico è importante definire le fasi dell'attività manutentiva secondo uno schema simile al seguente:

- Attività preliminari
- Attività diagnostiche facenti parte della manutenzione programmata
- Attività diagnostiche relative alla manutenzione su guasto
- Attività di riparazione
- Documentazione dell'attività

Attività preliminari

Tutte le azioni che devono essere effettuate prima di dare inizio alla vera e propria manutenzione.

Per esempio bisogna definire come delimitare l'area in cui si effettua la manutenzione (dipende molto dalle dimensioni dell'impianto e dal layout aziendale), quali interventi preliminari devono essere effettuati sulla macchina o sull'impianto (per esempio rimozione del pezzo in lavorazione), quali indicazioni il manutentore deve apporre sulla macchina o sull'impianto per ridurre i rischi di avviamento intempestivo, come isolare e/o mettere sotto tensione le macchine ecc..

Attività diagnostiche facenti parte della manutenzione programmata

Tutte le verifiche necessarie per verificare il buono stato di conservazione delle parti di macchina soggette a deterioramento e/o delle parti essenziali per la sicurezza delle persone e per la perfetta efficienza della lavorazione.

A questo livello è importante chiarire come utilizzare gli strumenti (liste di controllo, criteri di intervento su macchine o componenti specifici) che saranno messi a disposizione nelle procedure di livello più basso.

Attività diagnostiche relative alla manutenzione su guasto

In sostanza si tratta della ricerca guasti che risulta sensibilmente diversa a seconda che si tratti di manutenzione meccanica o elettrica.

A questo livello è possibile dare solo indicazioni estremamente generiche sulle precauzioni da adottare se la ricerca guasti deve essere effettuata quando la macchina non è completamente disalimentata.

Le indicazioni di dettaglio sui diversi settori saranno fornite dalle procedure di livello immediatamente inferiore.

Bisogna ribadire l'importanza delle indicazioni relative all'attività di ricerca guasti che rappresenta uno dei compiti più rischiosi per i manutentori.

Attività di riparazione

Tutte le attività volte a ripristinare le condizioni di perfetto funzionamento delle macchine e degli impianti.

Anche in questo caso a questo livello si possono dare solo indicazioni a carattere generale.

È fondamentale anche stabilire quali devono essere le condizioni della macchina o dell'impianto perché questo possa essere riconsegnato all'operatore.

È un aspetto fondamentale perché non di rado accadono incidenti in seguito al fatto che macchine o impianti vengono riconsegnati agli operatori anche se non completamente riparati.

Documentazione dell'attività

Ogni intervento manutentivo deve essere documentato sia per esigenze interne di ottimizzazione della gestione delle attrezzature, sia per dare evidenza oggettiva agli organismi di controllo in merito alla applicazione effettiva delle procedure di manutenzione in e per la sicurezza.

Priorità di intervento

Un altro compito importante della procedura generale di manutenzione è quello di definire la logica con cui si scelgono le priorità di intervento.

Supponiamo che una azienda sia costituita da due reparti diversi che ricorrono ad un servizio manutenzione centralizzato. I due reparti, ovviamente, avranno due capi reparto che chiameranno il servizio in caso di cattivo funzionamento delle macchine. Inoltre il servizio manutenzione deve svolgere le attività di manutenzione programmata (che svolgono anche la funzione di garantire nel tempo la sicurezza delle macchine).

Può accadere che, contemporaneamente, i due reparti chiedano l'intervento del servizio manutenzione quando il medesimo è impegnato in una manutenzione programmata. Si verifica quindi un picco di lavoro a cui il servizio non può sopperire. Con l'immediatezza richiesta, separatamente, dalle tre situazioni.

Cosa deve decidere, dunque, il responsabile della manutenzione ?

Priorità di intervento

A livello organizzativo, qualora si presenti il conflitto descritto sopra, esistono due alternative:

- Si ricorre al responsabile di produzione per fare definire le precedenze.

oppure

- Si stabiliscono preventivamente delle regole che stabiliscono le priorità.

La seconda soluzione è la migliore fatto salvo il fatto che il responsabile di produzione, per valide ragioni, ha sempre il diritto di sovvertire le regole.

Attenzione! In questo modo non si aumentano le responsabilità del servizio manutenzione in quanto il suo unico compito sarà quello di applicare puntualmente le regole stabilite dalla azienda.

Priorità di intervento

Le priorità dovrebbero essere le seguenti:

- Manutenzione di ripari e sistemi di sicurezza.
- Manutenzione su guasto.
- Manutenzione programmata.

È chiaro che in uno stesso ambito si privilegeranno le macchine più importanti per il ciclo produttivo.

È altrettanto evidente che se per intervenire su una urgenza si interrompe una manutenzione, la macchina oggetto della manutenzione non deve essere messa a disposizione dell'operatore.

Infine deve essere stabilito che, in ogni caso, macchine con problemi di sicurezza non devono essere utilizzate o possono essere utilizzate solo adottando precauzioni aggiuntive.

Frequenza della manutenzione programmata

Ultimo aspetto da prendere in esame a questo livello è quello della frequenza della manutenzione programmata che, a seconda dei diversi aspetti, delle caratteristiche dei gruppi da esaminare ecc. dovrà avere cadenze adeguate per garantire che la probabilità di guasto, e a maggior ragione quella di guasto pericoloso, sia ridotta nell'intervallo temporale fra due interventi manutentivi.

Questo aspetto ha ripercussioni importanti anche sulla sicurezza dei manutentori perché è noto che la manutenzione su guasto è sempre più complessa, e parimenti pericolosa, della manutenzione programmata.

In definitiva la procedura generale è quella che definisce le regole del sistema di gestione della manutenzione.

Pur trattandosi di una procedura obbligatoriamente semplice e snella è quella che fornisce l'impronta per tutte le procedure di maggiore dettaglio.

Procedure di manutenzione per settori specifici

In via normale nelle aziende manifatturiere, in relazione a macchine e impianti, i manutentori si dividono in due o tre categorie: meccanici, elettrici ed elettronici.

A queste si aggiungono i manutentori chimico - impiantistici in quelle aziende in cui l'aspetto chimico è molto importante (altrimenti questi aspetti vengono gestiti dai manutentori meccanici).

A livello di procedure specifiche, vista anche una certa intercambiabilità fra manutentori elettrici ed elettronici, si possono in gran parte dei casi sviluppare due procedure di settore, una per i meccanici e l'altra per gli elettrici e gli elettronici.

Contenuti delle procedure

Le procedure devono contenere almeno i seguenti punti:

- Abbigliamento corretto e DPI necessari per le operazioni di manutenzione.
- Set di attrezzi base che devono essere sempre disponibili sul luogo della manutenzione e caratteristiche minime degli attrezzi medesimi.
- Precauzioni per lo smontaggio di parti, l'accesso a zone pericolose, gli interventi su macchine alimentate, la ricerca guasti.
- Precauzioni da adottare se il manutentore si deve fare supportare dagli operatori (è una necessità frequente quando si effettua una ricerca guasti).
- Criteri di scelta dei ricambi (in particolare quando ricambi originali non sono disponibili).

Non si tratta di procedure complesse ma è fondamentale che anche quelle indicazioni che parrebbero banali siano scritte per uniformare al massimo il modo di lavorare dei singoli addetti e per dare evidenza dei criteri adottati in azienda agli organi ispettivi.

Procedure di manutenzione per famiglie di macchine o impianti

Queste procedure rappresentano un tentativo di ridurre al massimo l'articolazione del sistema per evitare che un insieme estremamente frammentario di procedure possa indurre gli addetti in errore.

L'idea si può applicare solo in quelle aziende che hanno un certo numero di macchine simili.

In caso contrario l'unica soluzione è quella di procedere sviluppando una procedura per ogni singola macchina.

I rischi manutentivi di famiglie di macchine

Le procedure relative alle famiglie di macchine devono indicare, prima di tutto, i rischi manutentivi che caratterizzano la famiglia in questione.

È evidente che si tratterà di una indicazione generale che non potrà entrare nel dettaglio della singola macchina.

In generale questo tipo di indicazione dovrebbe essere sufficiente a informare adeguatamente i manutentori in materia di rischi residui.

In alcuni casi la complessità di una o più macchine appartenenti ad una stessa famiglia costringe a sviluppare procedure specifiche che vanno ad integrare quelle già sviluppate per la famiglia.

Informazioni necessarie per operare in sicurezza

Oltre all'indicazione dei rischi devono essere fornite tutte le informazioni necessarie per operare in sicurezza in relazione ai rischi rilevati. In particolare bisogna indicare la necessità di accorgimenti o attrezzi specifici necessari per effettuare la manutenzione senza incorrere in danni.

Di particolare importanza sono le modalità di isolamento delle macchine e le tipologie di manutenzione per cui è ammesso intervenire senza che la macchina sia completamente isolata.

Naturalmente a fianco alle indicazioni necessarie per la sicurezza dei manutentori e dei lavoratori durante le fasi di manutenzione è necessario mettere a disposizione del servizio manutenzione anche l'elenco, e eventualmente le modalità di verifica, degli elementi che i manutentori sono tenuti a controllare per garantire la sicurezza d'uso della macchina.

Procedure per macchine e impianti specifici

La differenza fra queste procedure e le precedenti è trascurabile a livello di impostazione.

I contenuti sono gli stessi solo che le procedure si riferiscono a un singolo sistema produttivo presente in azienda.

Qualche precisazione in più meritano gli impianti complessi. In questo caso si tratta di organizzare la manutenzione di più macchine o impianti singoli che concorrono a formare un unico impianto complesso.

Questo cambia sensibilmente le regole di intervento: per esempio spesso è necessario isolare tutti i singoli elementi costituenti l'impianto prima di procedere alla manutenzione.

Inoltre i rischi di avvio intempestivo aumentano al crescere delle dimensioni dell'impianto.

Si tratta quindi di sviluppare procedure estremamente complesse che in alcuni casi possono apparire di difficile applicazione.

Competenza dei manutentori

È comunque vero che la competenza dei manutentori addetti a impianti complessi deve essere particolarmente elevata e che la capacità di interpretare le procedure deve, in questo caso, essere proporzionata alla competenza.

In impianti complessi come gli impianti di raffinazione petrolchimica, le piattaforme petrolifere ecc., il problema globale delle procedure, relativamente alla manutenzione, è stato risolto da tempo in virtù di una legislazione assai più stringente di quella che definisce i canoni di sicurezza per il nostro settore.

CONCLUSIONE

La problematica esaminata è stata presa in considerazione solo in tempi recenti dalle aziende più attente alle problematiche di sicurezza.

È quindi difficile stabilire a che punto potrebbe essere necessario spingere l'attività di analisi e di sviluppo delle procedure per quanto possibile semplici e concrete.

Si reputa che la parte di analisi sia determinante per identificare le oggettive carenze di sicurezza connesse con l'attività di manutenzione che si effettua in una determinata azienda.

CONCLUSIONE

Il problema resta quello dell'esecuzione dell'analisi e dello sviluppo delle procedure.

Appare evidente che, là dove l'uso della medesima tipologia di macchine entro certi limiti può essere considerato simile quando si passa da una azienda all'altra, le modalità di manutenzione, anche a parità di impianti, variano in modo determinante da azienda ad azienda.

È quindi necessario un lavoro piuttosto lungo e complesso per mettere a punto procedure effettivamente adeguate al modo di lavorare in azienda.

Al di là di queste difficoltà pare comunque chiaro che le aziende devono provvedere in tempi brevi a regolarizzare tutte quelle attività che pur critiche per la sicurezza non sono state ancora seriamente prese in esame.