

---

# **DISEGNO DI MACCHINE**

---

# OBIETTIVI

Conoscenza e capacità di scelta/integrazione dei vari tipi di disegno nell'ambito industriale

Lettura, interpretazione e stesura di un disegno tecnico di progetto secondo la normativa UNI

Sviluppo razionale dell'iter progettuale di un dispositivo meccanico con l'uso dell'opportuna rappresentazione grafica tecnica

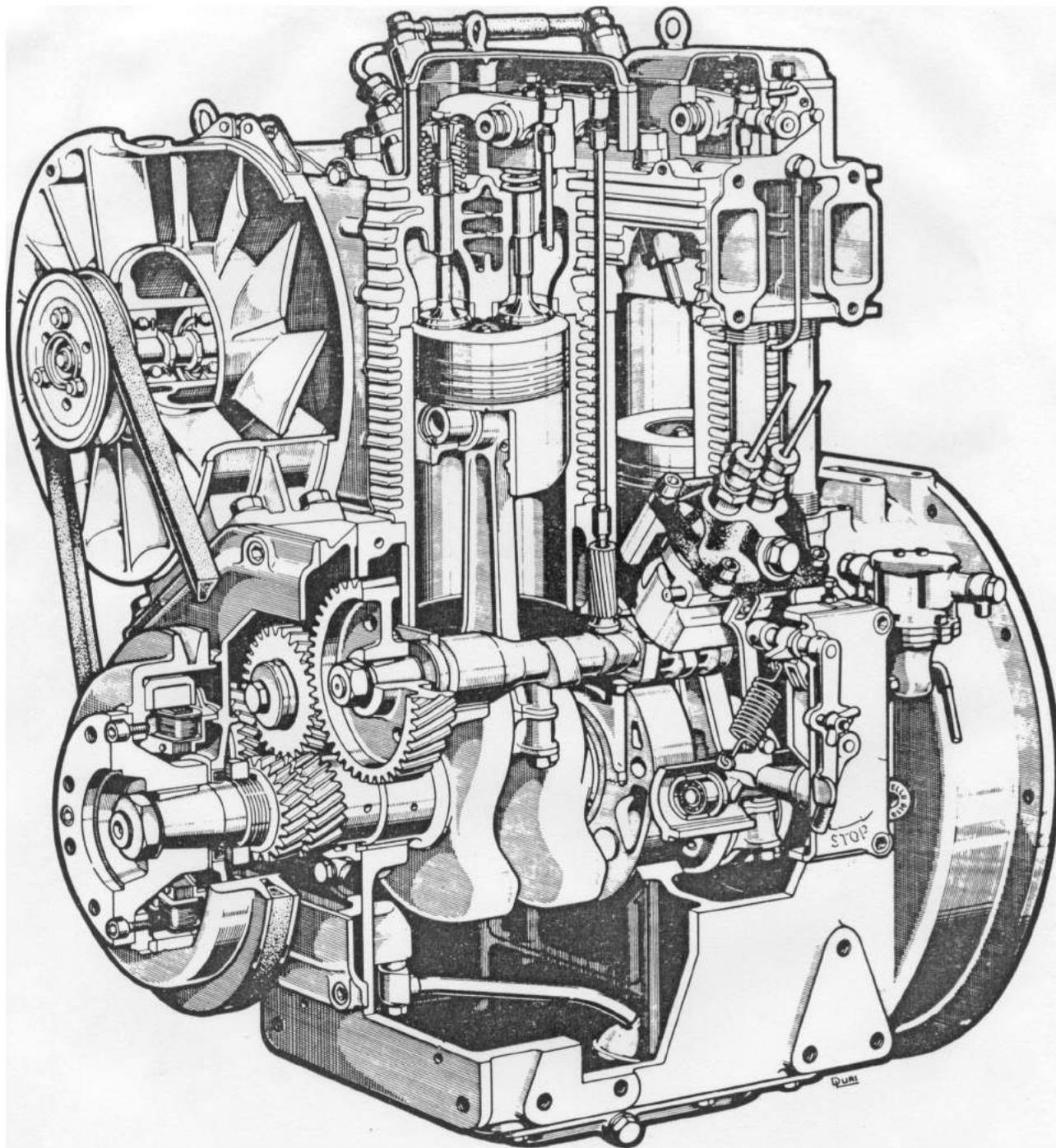
Propedeuticità: consigliati Meccanica applicata alle macchine, Tecnologia meccanica, Scienza dei materiali

# MODALITA' D'ESAME

- Uno scritto
- Un orale
- La consegna del tema scritto implica la partecipazione alla sessione d'esame
- Il candidato che supera la prova scritta (votazione minima per l'ammissione all'orale: 18/30) può sostenere l'orale anche in una sessione d'esame successiva alla corrente
- La prova scritta sostenuta con esito positivo permette l'ammissione alla prova orale per una durata di un anno
- Per essere ammessi all'appello d'esame è necessario consegnare almeno dieci giorni prima dello scritto tutte le tavole delle esercitazioni svolte nel corso

- Ogni tavola delle esercitazioni viene valutata con un punteggio in trentesimi. Per essere ammessi all'esame scritto la media dei voti delle tavole deve essere pari almeno a 18/30
- Non si fanno medie matematiche tra il voto dello scritto e il voto dell'esame orale (l'esame orale è il vero è proprio esame, l'esame scritto è una prova parziale per accedere all'esame orale). Il voto delle tavole (svolte a livello di esercitazione in aula e/o a casa) non contribuisce a definire il voto dell'esame. L'esecuzione delle tavole ha il solo scopo di favorire la preparazione per l'esame scritto/orale
- I candidati interessati a sostenere la prova d'esame sono invitati a registrare il proprio nominativo via internet su ESSE3 in corrispondenza agli appelli previsti sia per lo scritto sia per l'orale
- Chi non prenota l'esame su ESSE3 non sarà ammesso a sostenere l'esame

# MOTORE DIESEL LOMBARDINI LDA - 672



*Motore Diesel a 2 cilindri verticali in linea, raffreddato ad aria, per azionamento di macchine operatrici in uso nell'agricoltura e nell'industria.*

*Le caratteristiche del motore sono:*

<i>n. cilindri</i>		2
<i>alesaggio</i>	<i>mm</i>	95
<i>corsa</i>	<i>mm</i>	95
<i>cilindrata totale</i>	<i>cm<sup>3</sup></i>	1346
<i>rapporto di compressione</i>		17,5 : 1

*nella versione industriale:*

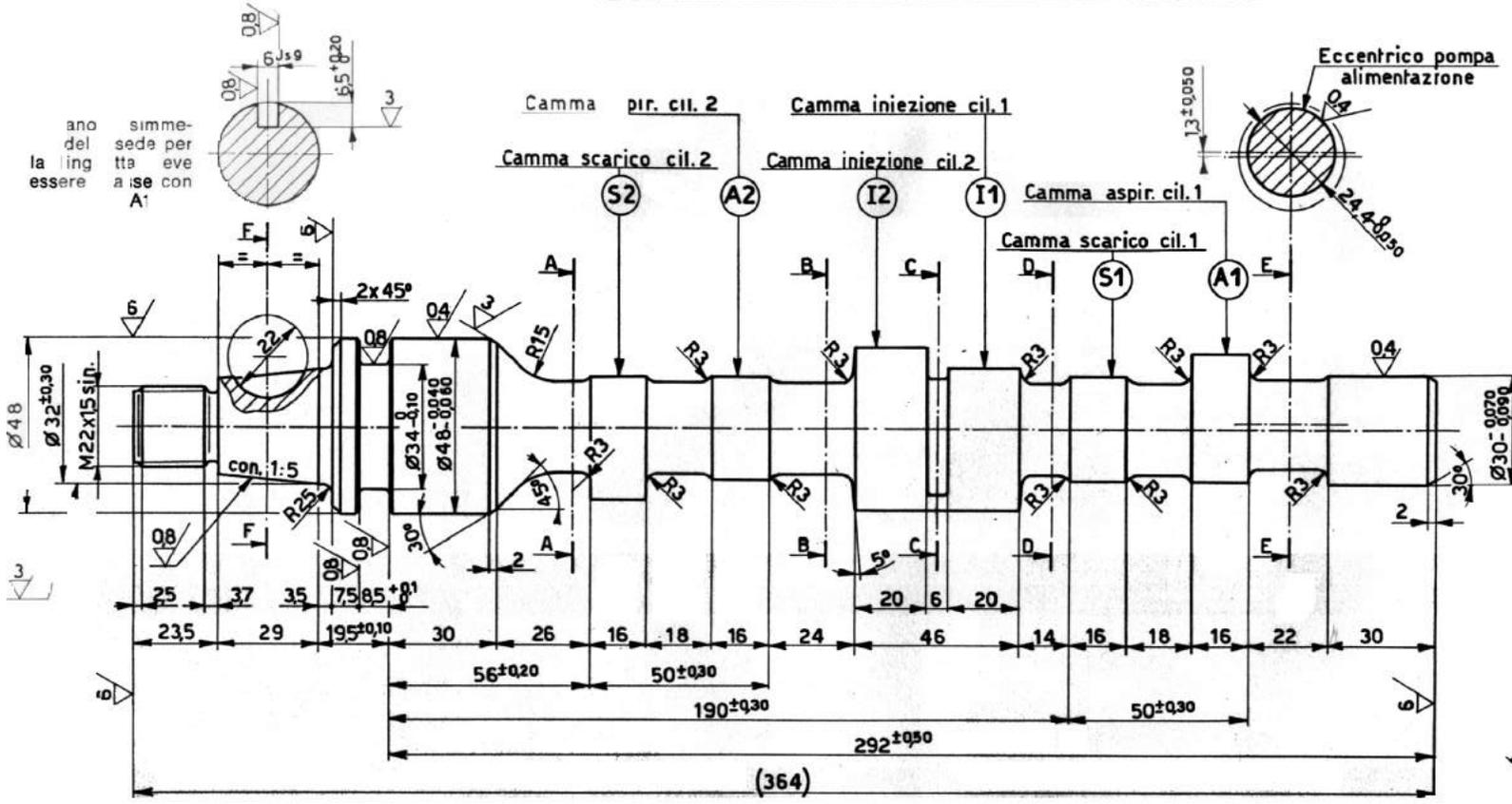
*potenza continua (DIN 6270):*

*14,7 kW a 2 200 giri/min*

*coppia corrispondente:  $M_1 = 62,7$  N.m*

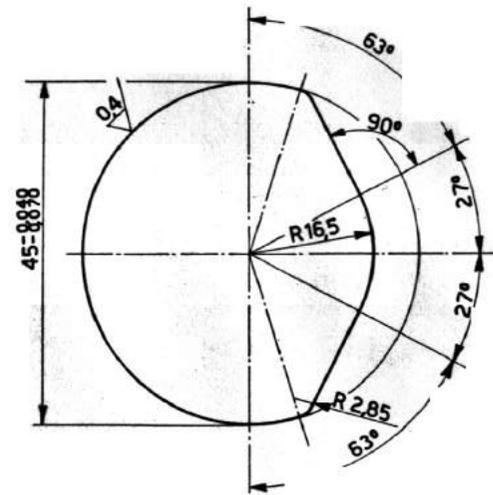
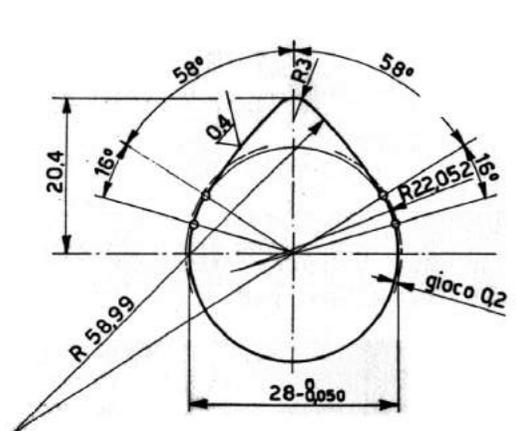
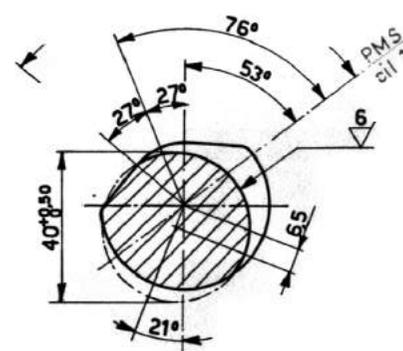
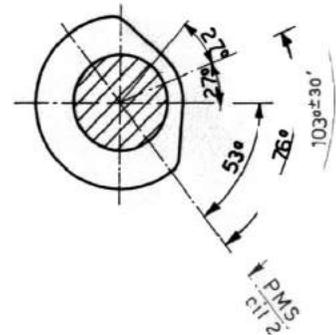
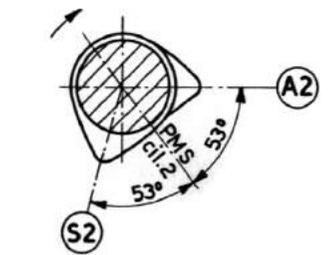
*velocità media pistone: 7 m/s*

Albero a camme per motore Diesel  
da un disegno LOMBARDINI per motore LDA - 672)



l'angolo del  
la ling  
essere  
simme-  
seda per  
tta eve  
a ise con  
A1

Eccentrico pompa  
alimentazione

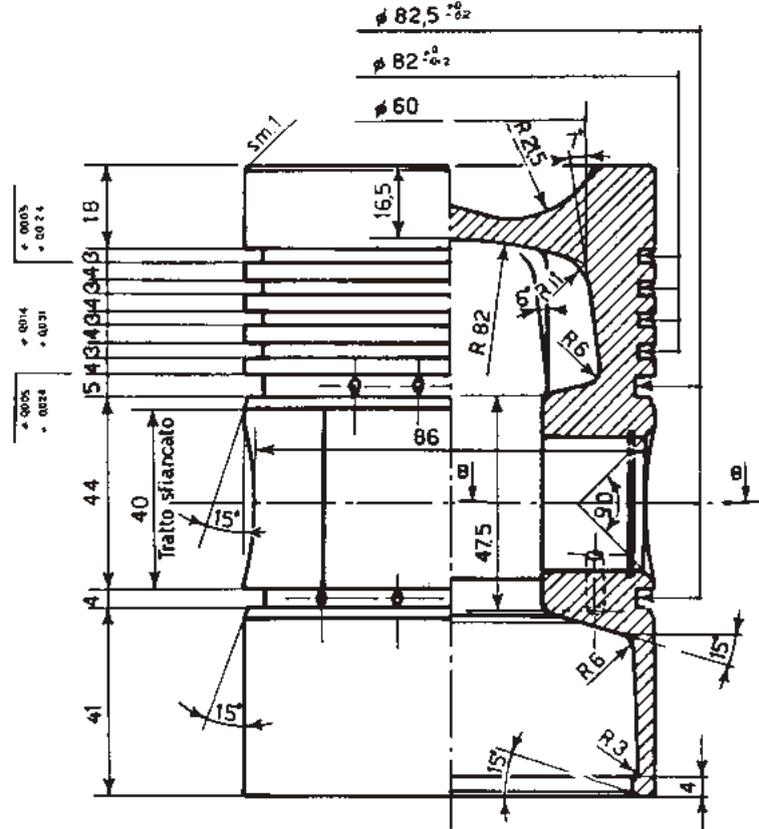
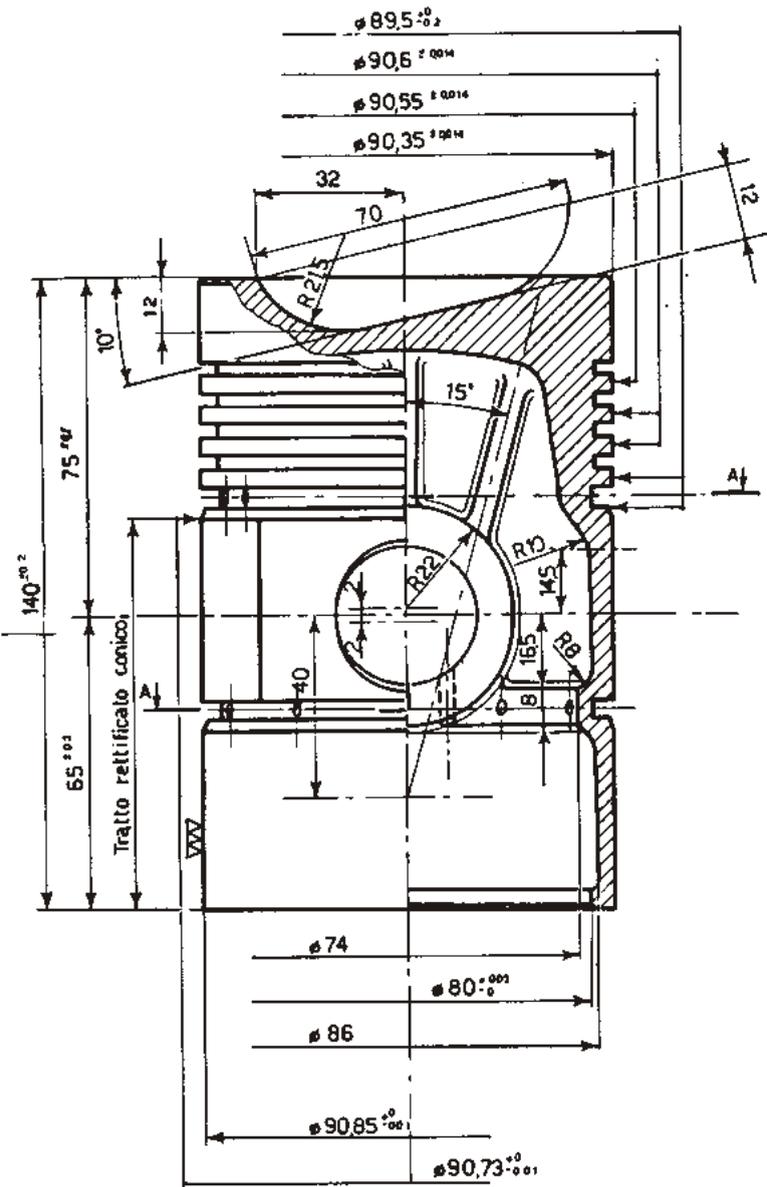


Smuss  
Racco  
Quote  
precisi  
Materiale Acciaio  
Trattamento te  
altamento  
A.  
idità d tempera  
HRC  $\geq 55$

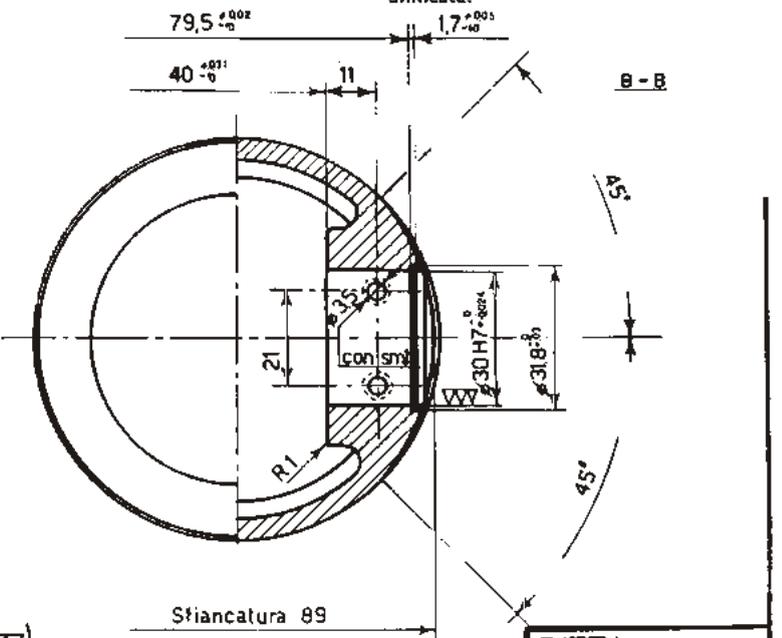
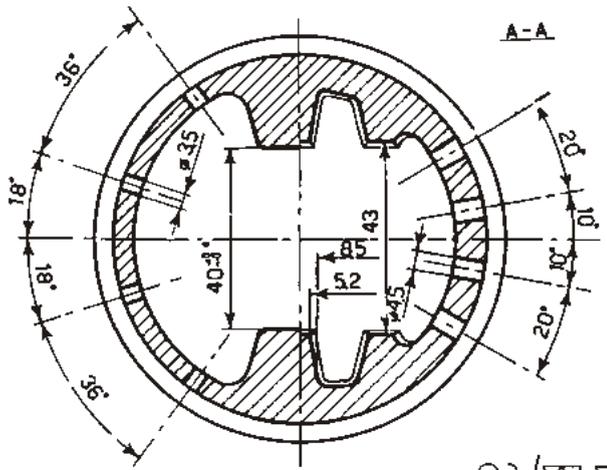
cazio di  
so N 5307  
sul  
elle me  
l'ali tazione

S1

**Pistone per motore Diesel veloce, con precamera**  
**Alesaggio, 91 mm, corsa 120 mm, 15 CV/cil. a 2000 giri al 1'.**



\* Materiale Nural 142. È una lega per pistoni molto sollecitati termicamente (motori di aviazione, motori da corsa e Diesel veloci). Fa parte di una categoria di leghe di alluminio per pistoni non unificata.

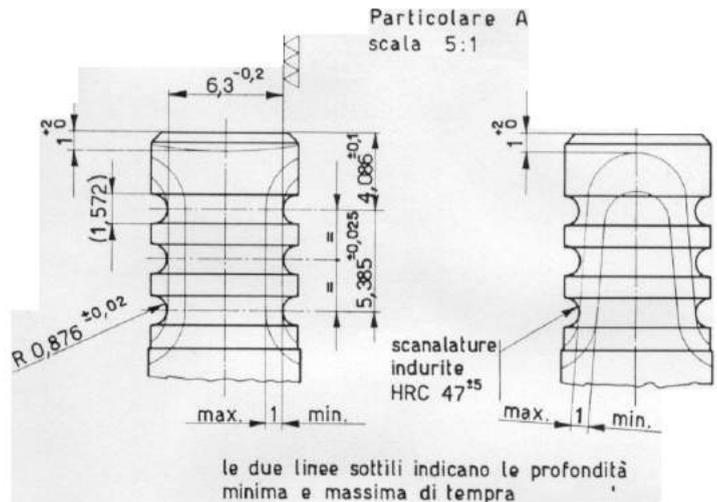
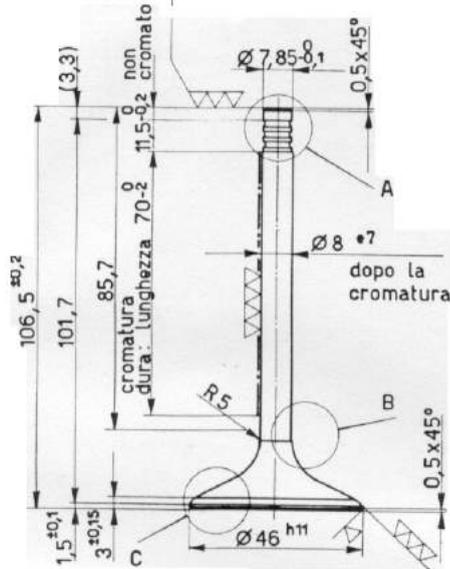


Tratt. (VVVV)

Materiale		<b>NURAL 142 *</b>		DITTA	
Dis.		<b>PISTONE PER MOTORE DIESEL VELOCE</b>		Partic. N	
tratt.	Dis.	Data.	Scala	1:1	Dis. N.

# Valvola di aspirazione per motore endotermico

tempra a induzione HRC  $\geq 54$   
 minima 1 mm - rettificato e lappato

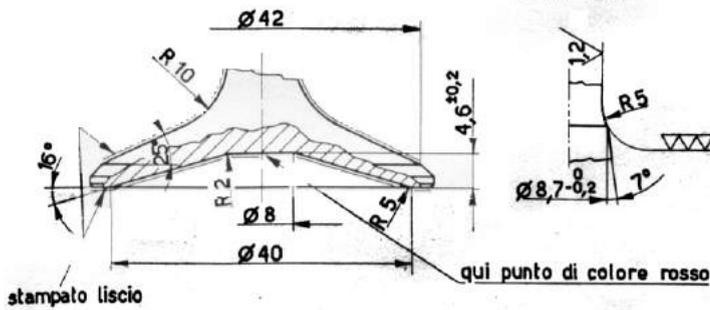


Perno cromato duro spessore  $12 \pm 30 \mu\text{m}$   
 Spigoli delle scanalature sbavati  
 gioco permesso tra sede valvola e stelo: 0,02 mm

Materiali : X 45 Cr Si 9 DIN 7006  
 50 Cr V 4 DIN 7006

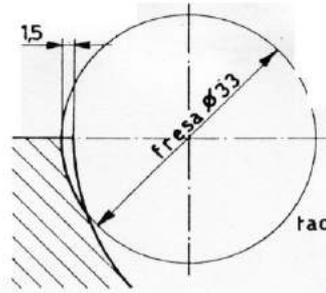
Particolare C  
 scala 2:1

Particolare B  
 scala 2:1



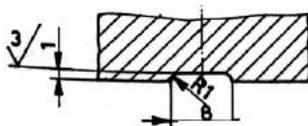
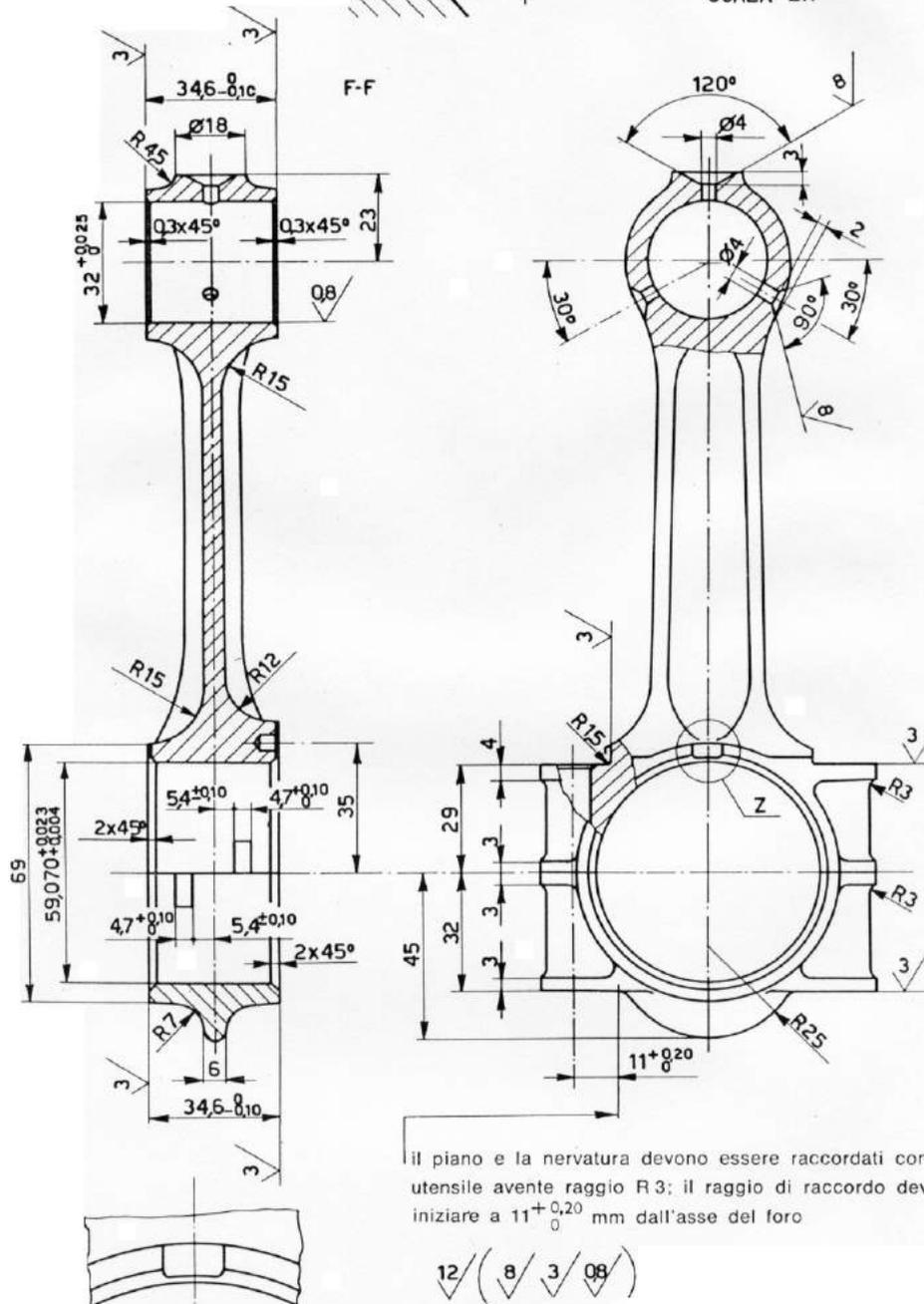
Valvola di aspirazione  $\varnothing 46$  per motore endotermico

# Biella per motore endotermico



facca per arresto bronzina

SCALA 2:1



particolare Z

Quote senza indicazioni di tolleranza:  
grado di precisione medio UNI 5307

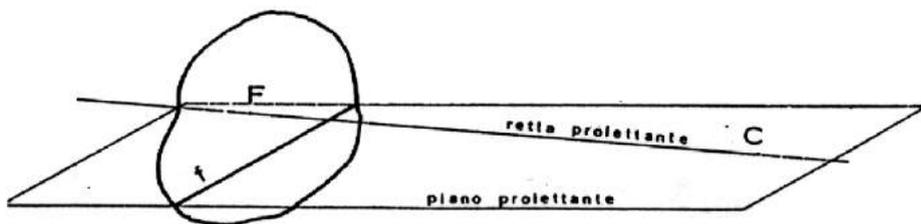
Materiale: acciaio 42CrMo 4 UNI. 7845

# GEOMETRIA DESCRITTIVA

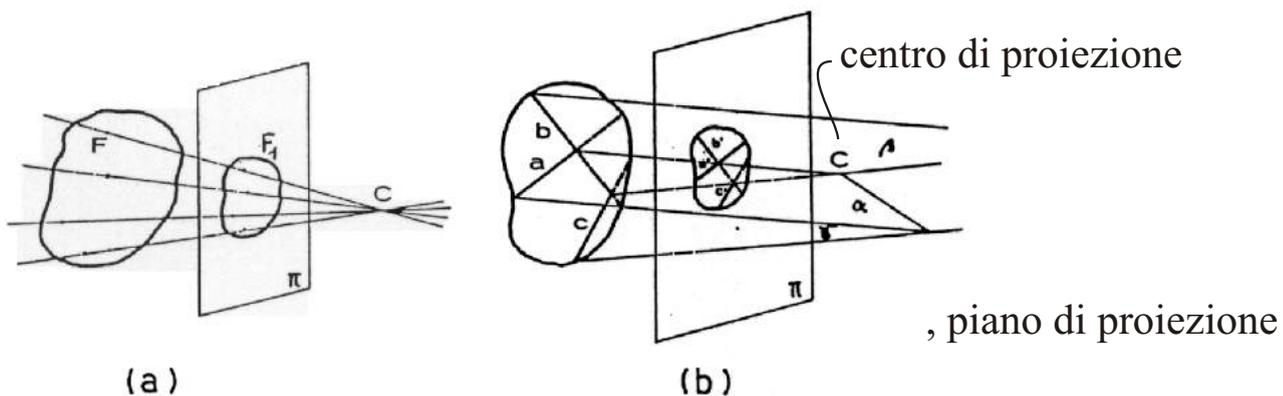
E' la scienza che permette, attraverso determinate costruzioni geometriche, di rappresentare in modo inequivocabile su uno o più piani, oggetti bidimensionali e tridimensionali.

NOZIONE  
DI

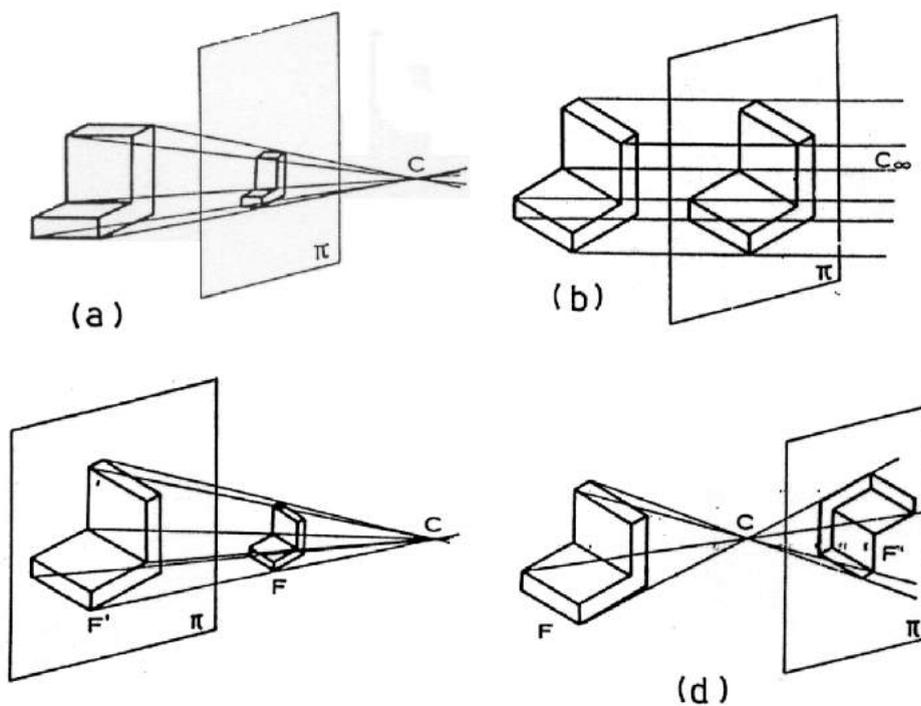
**PROIEZIONE**



Retta proiettante e piano proiettante.

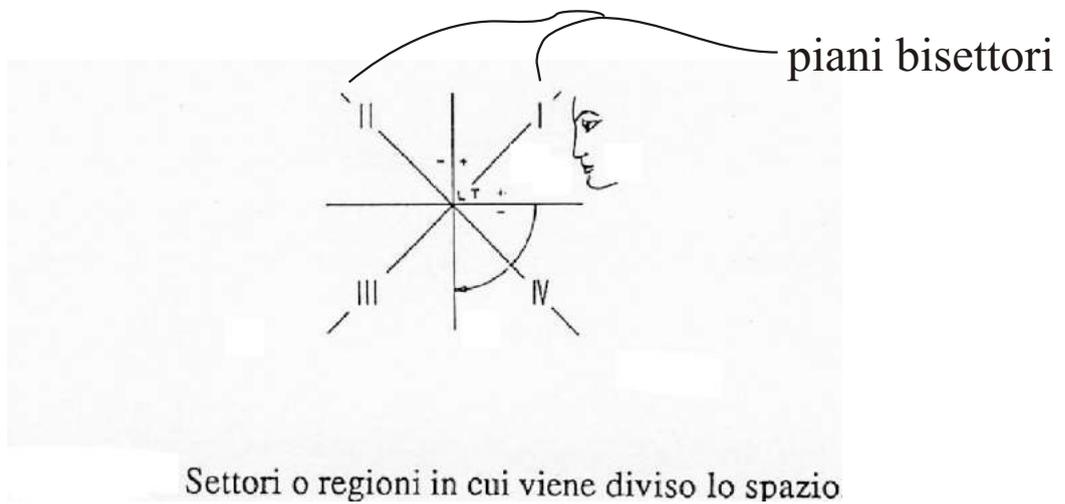
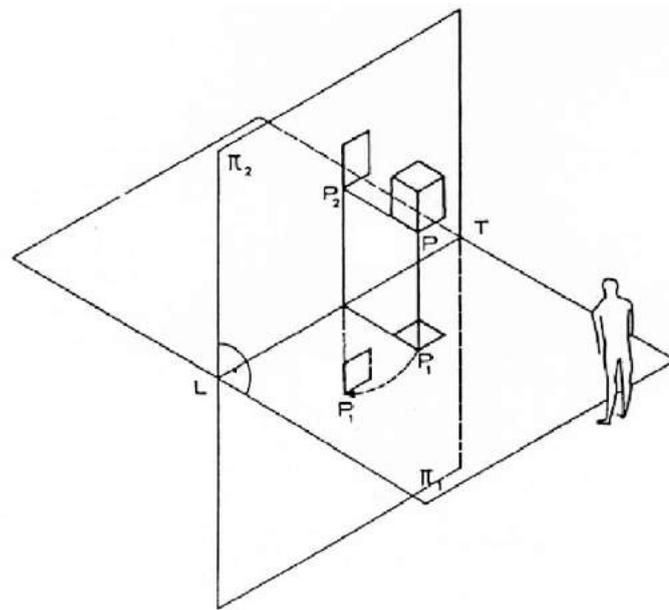
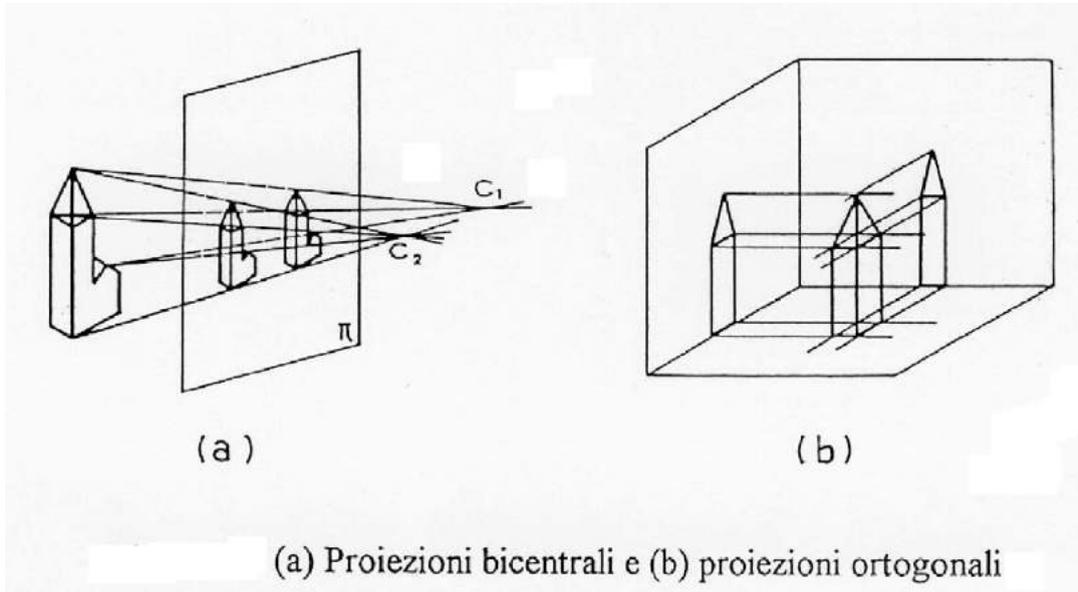


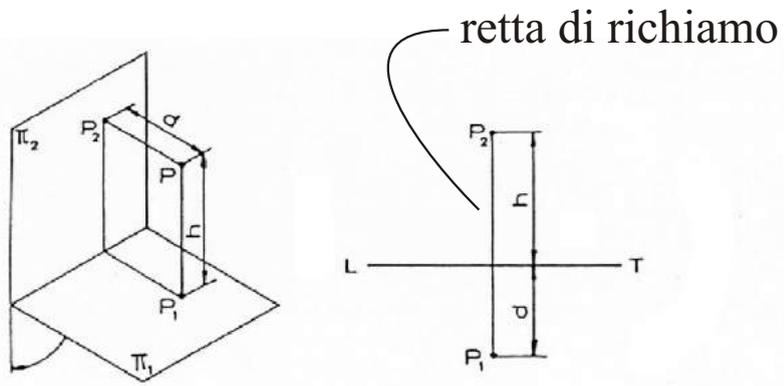
(a) Stella di rette e (b) stella di piani proiettanti.



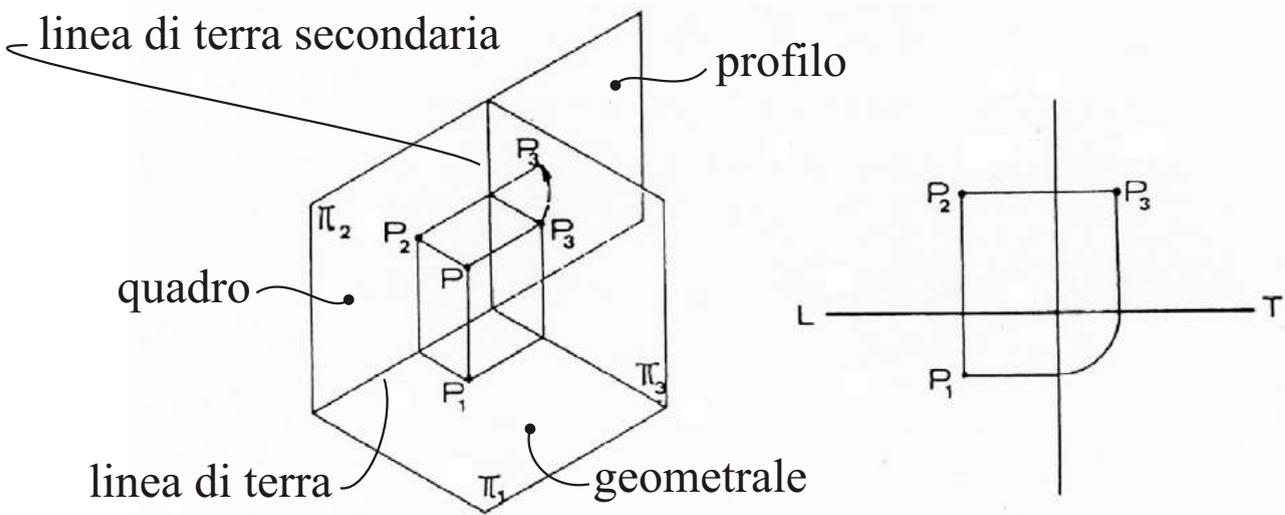
Vari tipi di proiezioni

- (c)
- (a), (c), (d): centro di proiezione proprio      proiezione centrale o prospettica
- (b): centro di proiezione improprio      proiezione parallela o assonometrica

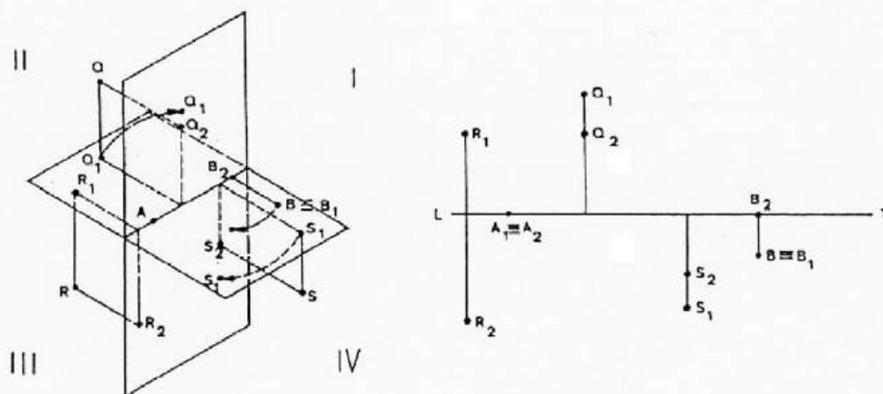




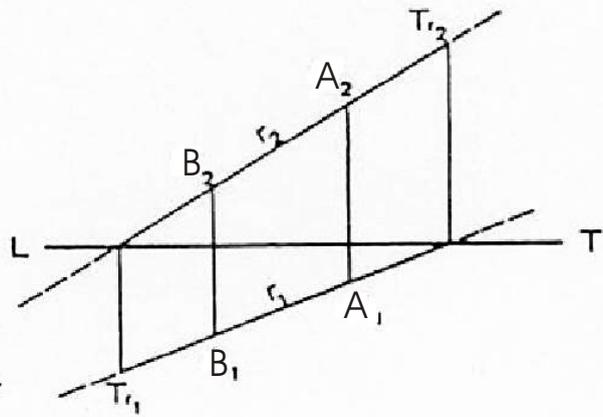
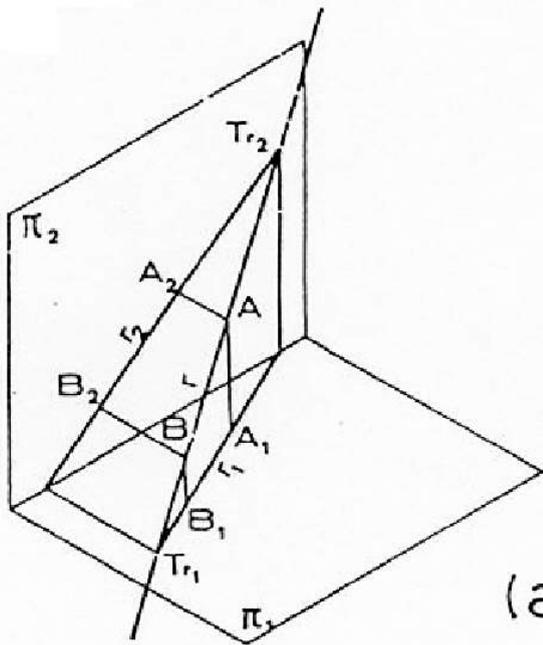
Rappresentazione di un punto nello spazio con due proiezioni



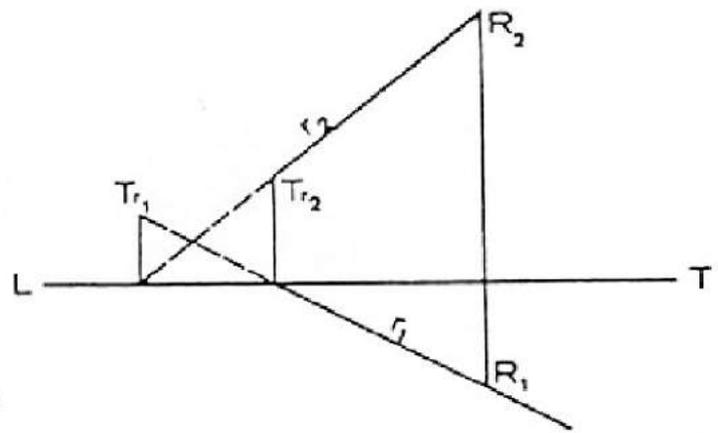
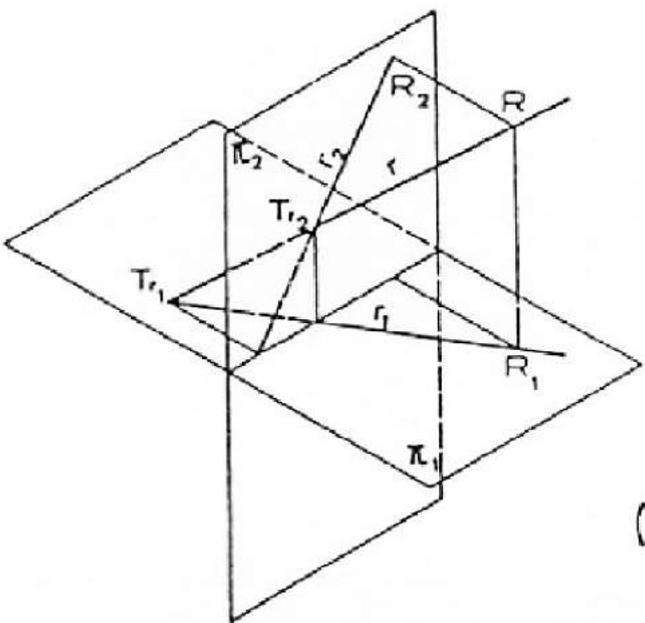
Rappresentazione di un punto nello spazio con tre proiezioni ortogonali



Proiezioni ortogonali di punti posti nello spazio

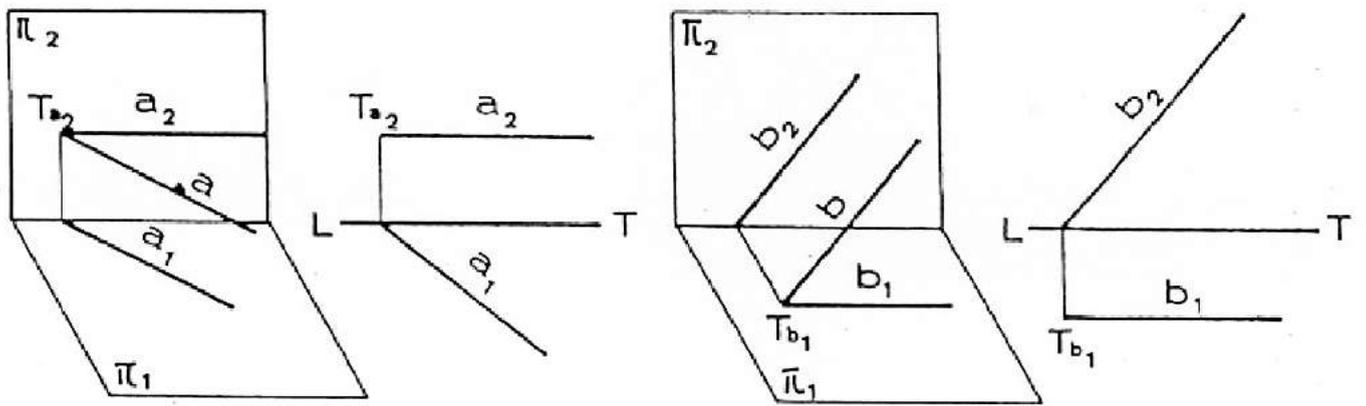


(a)

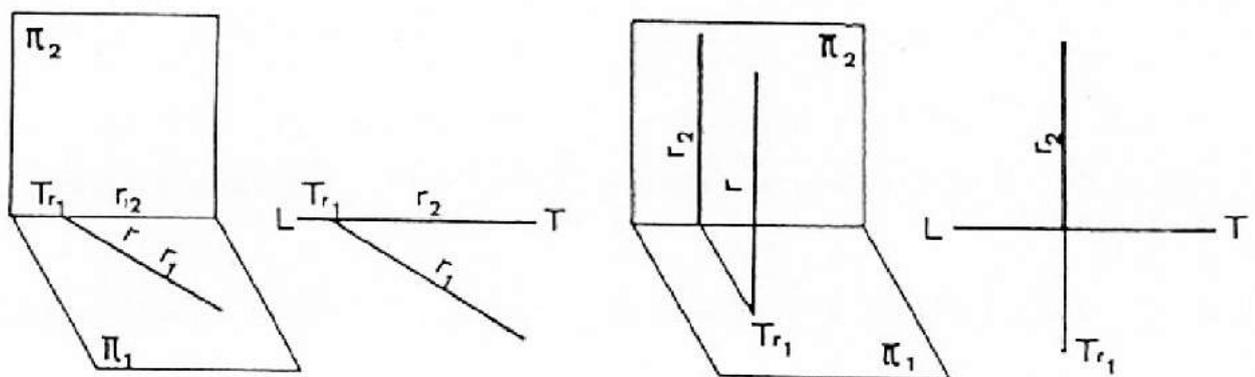


(b)

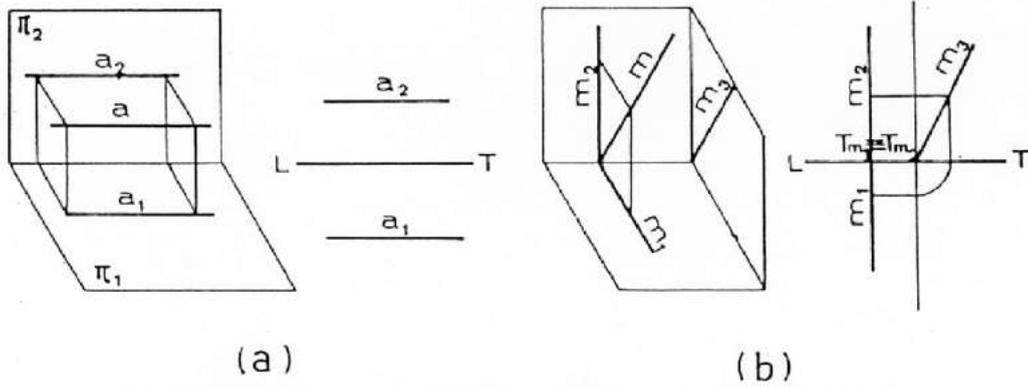
Rappresentazione di una retta con le proiezioni ortogonali



Rette orizzontali e di fronte



Rette appartenenti e rette perpendicolari ai piani di proiezione



Qui è necessaria la terza proiezione  $m_3$  per individuare univocamente la retta  $m$

Rette parallele o perpendicolari o passanti per la linea di terra.

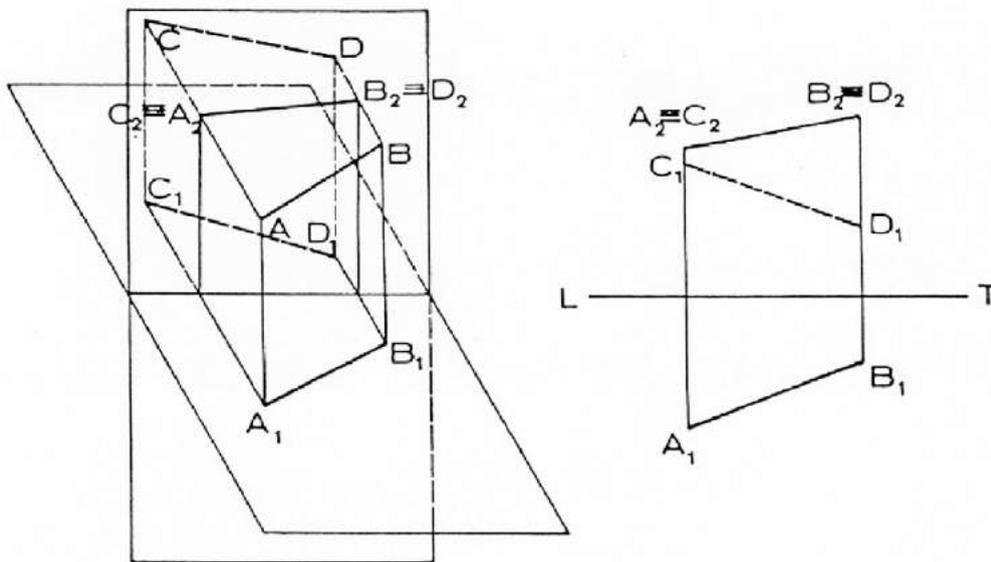
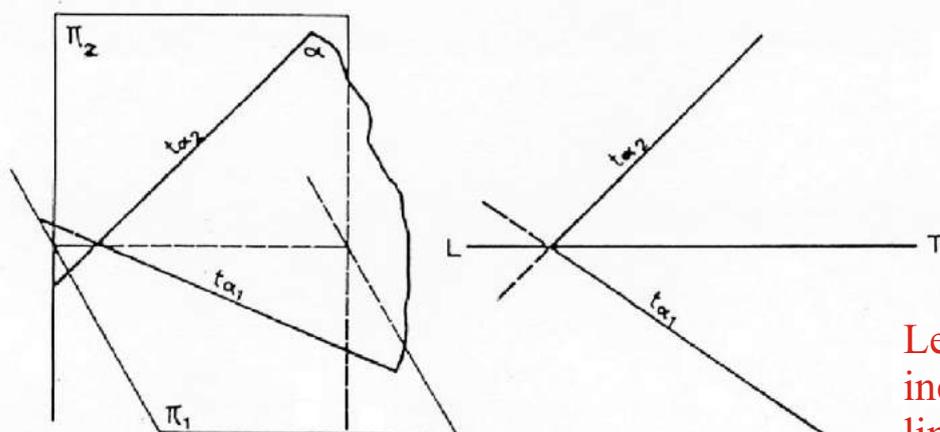


Immagine speculare di un segmento rispetto ad uno dei piani di proiezione



Le tracce devono incontrarsi sulla linea di terra

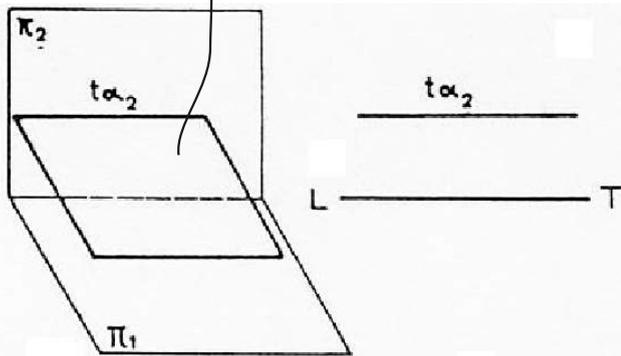
Rappresentazione del piano e tracce

PIANO PRIMO PROIETTANTE:  
 un qualunque piano ortogonale al piano geometrico

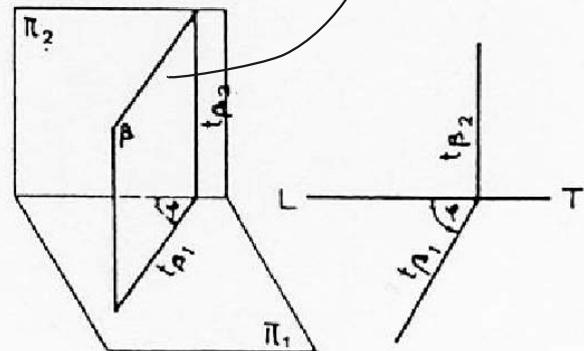
PIANO SECONDO PROIETTANTE:  
 un qualunque piano ortogonale al piano quadro

un piano secondo  
 proiettante  
 ortogonale al quadro

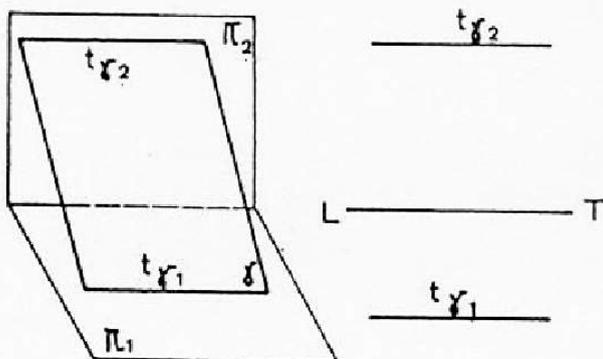
un piano primo  
 proiettante  
 ortogonale al geometrico



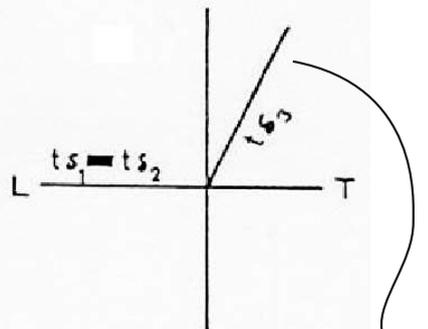
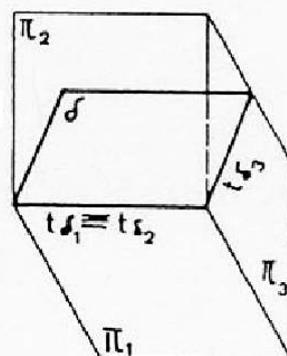
(a)



(b)



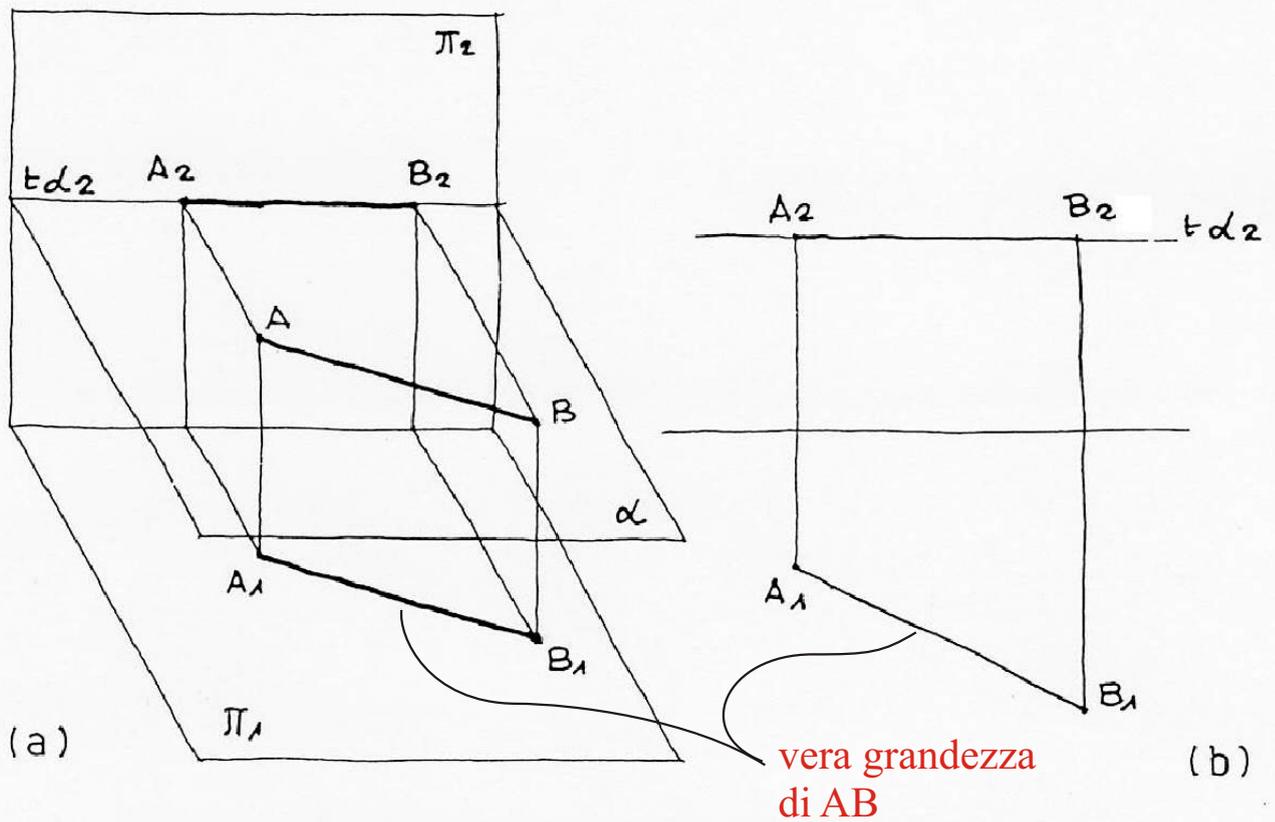
(c)



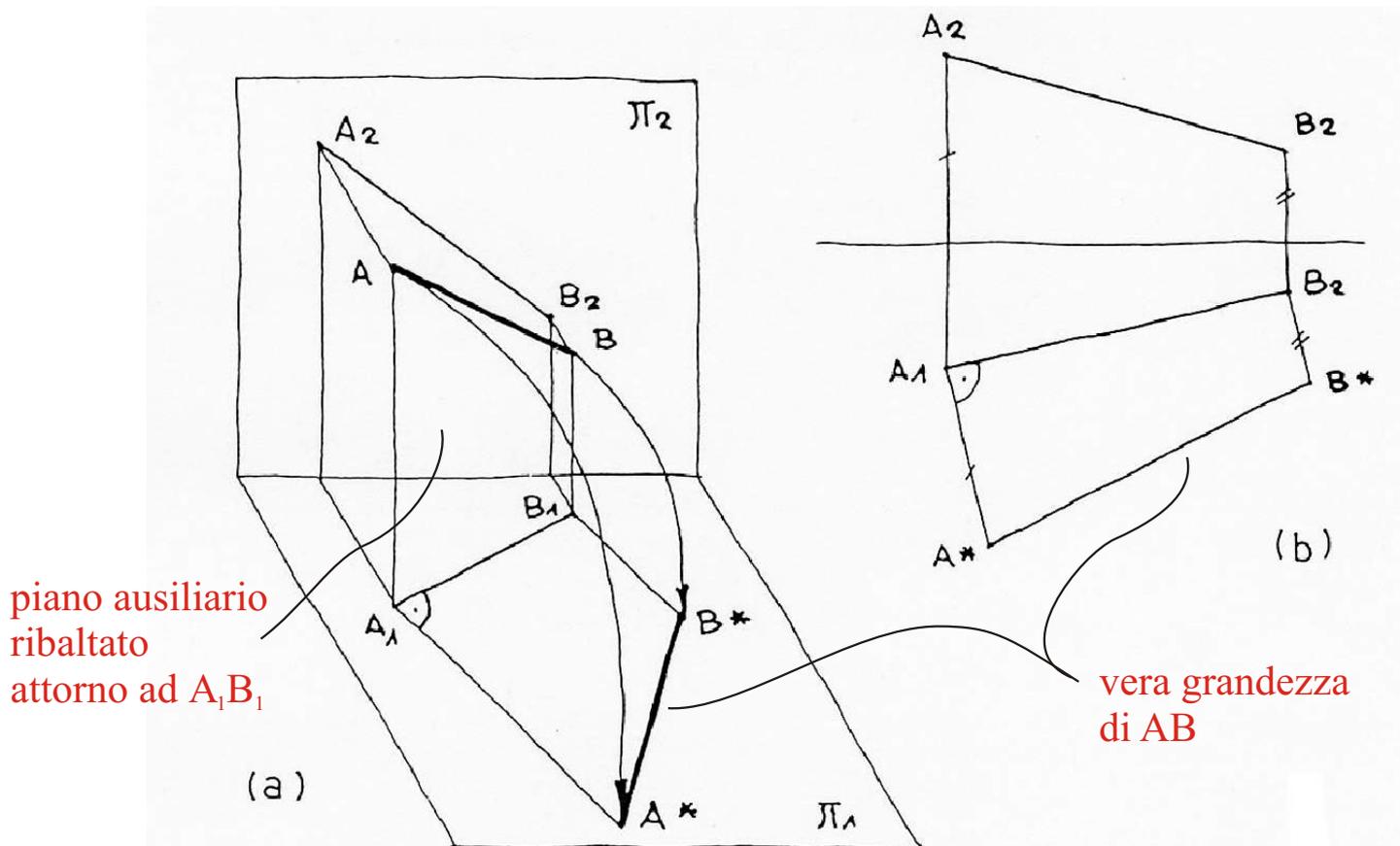
(d)

qui è necessario  
 conoscere la terza  
 traccia del  
 piano

Disposizioni particolari di un piano.

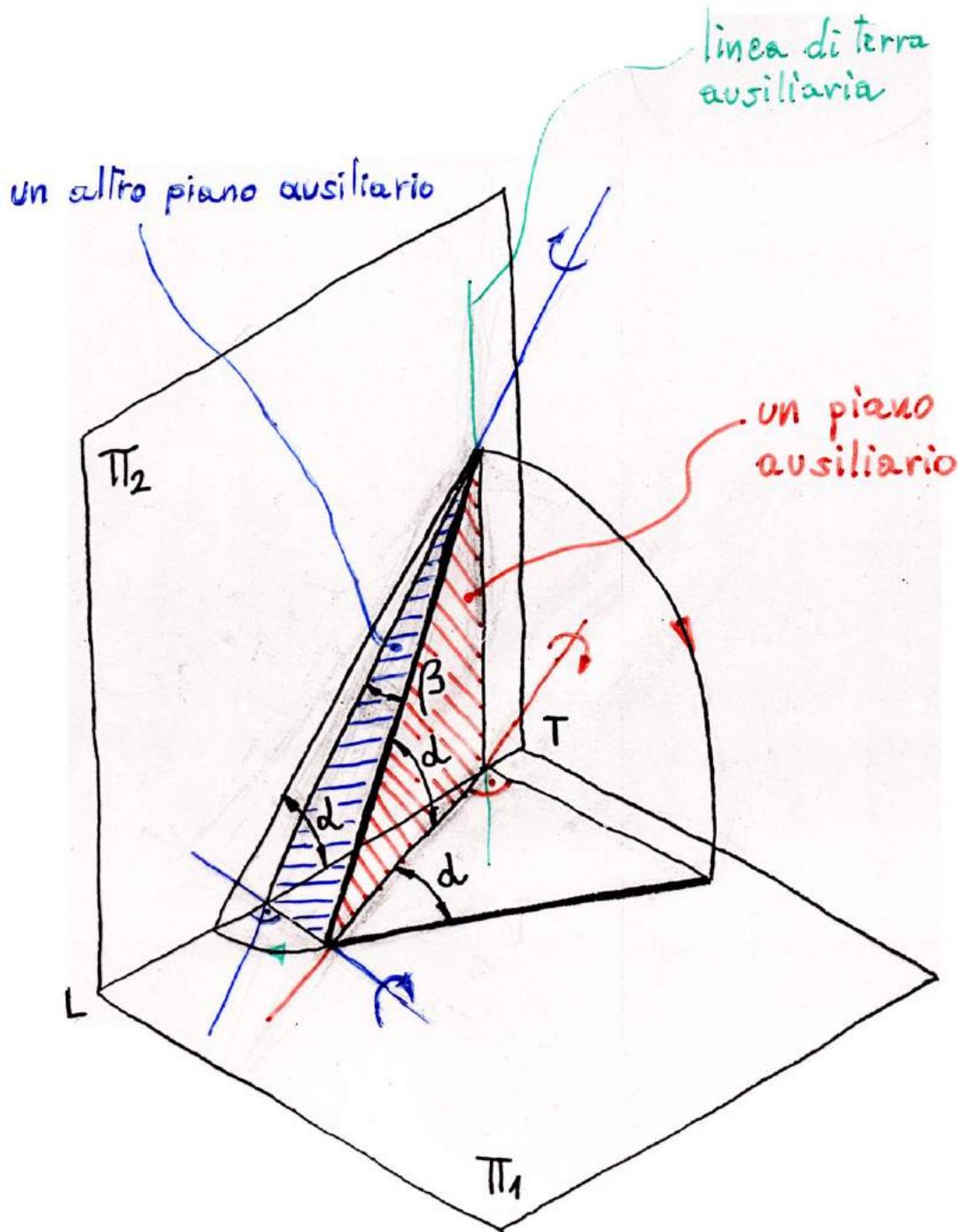


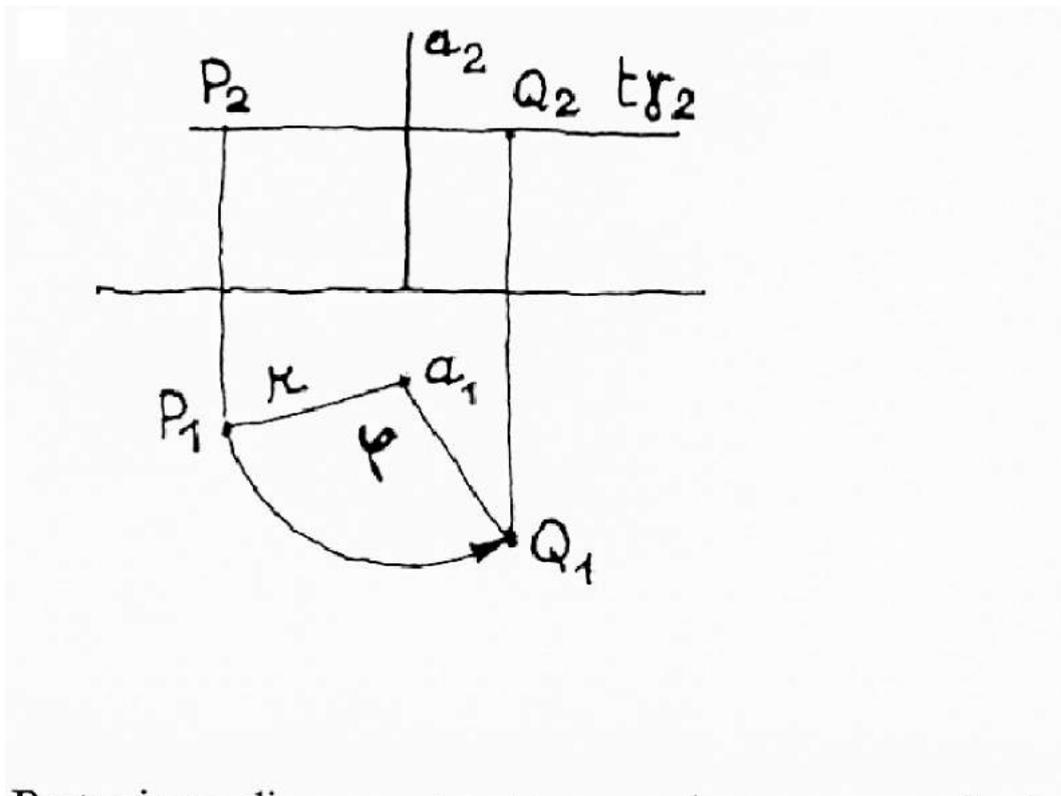
Segmenti su piani paralleli ai piani di proiezione



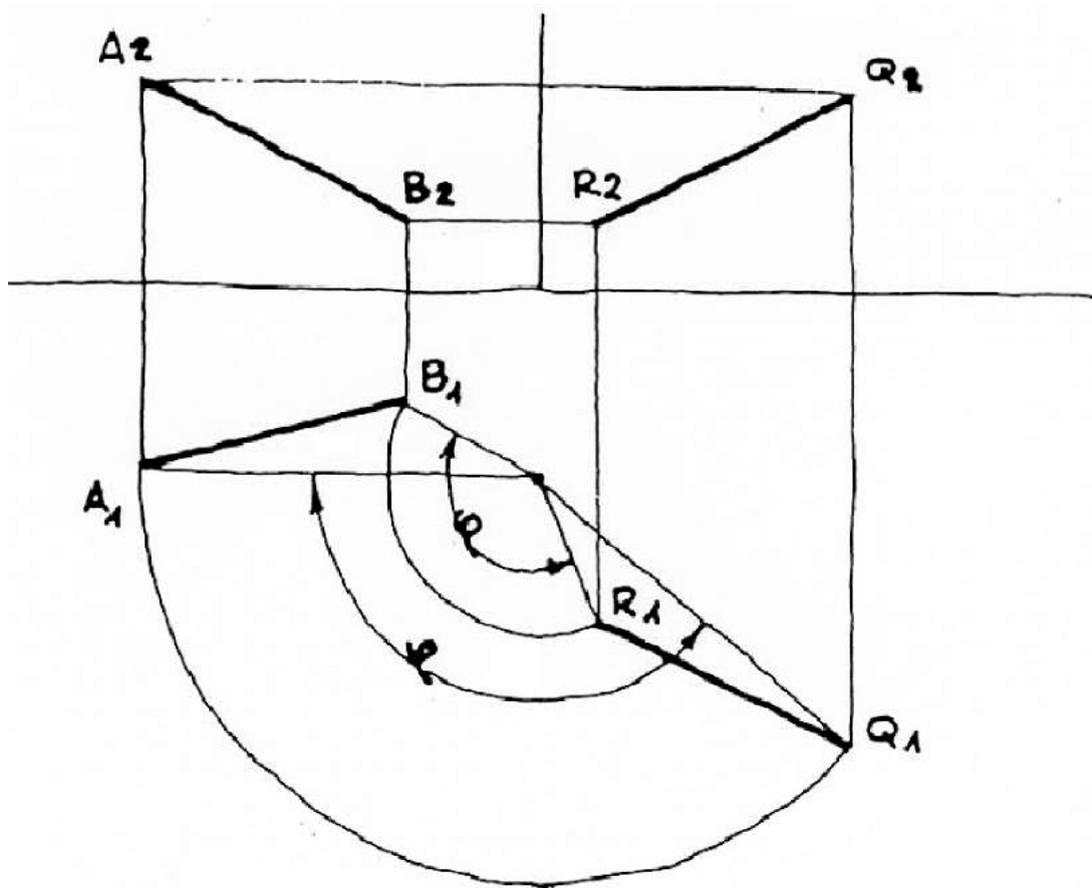
Segmenti inclinati rispetto ai piani di proiezione

# DETERMINAZIONE DEGLI ANGOLI DI INCLINAZIONE DI UNA RETTA





Rotazione di un punto attorno ad un asse verticale

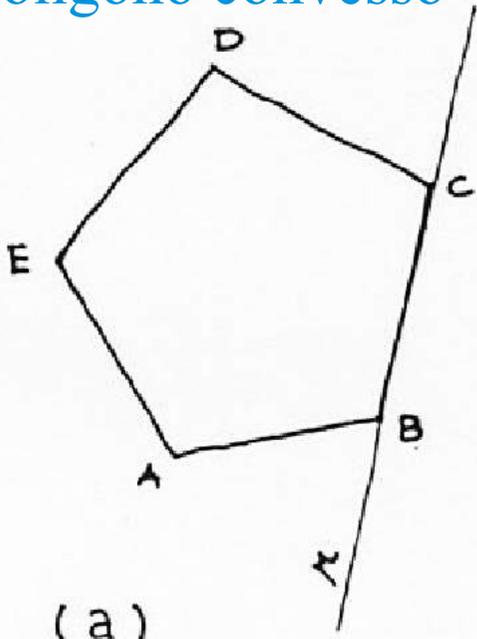


Rotazione di un segmento attorno ad un asse verticale

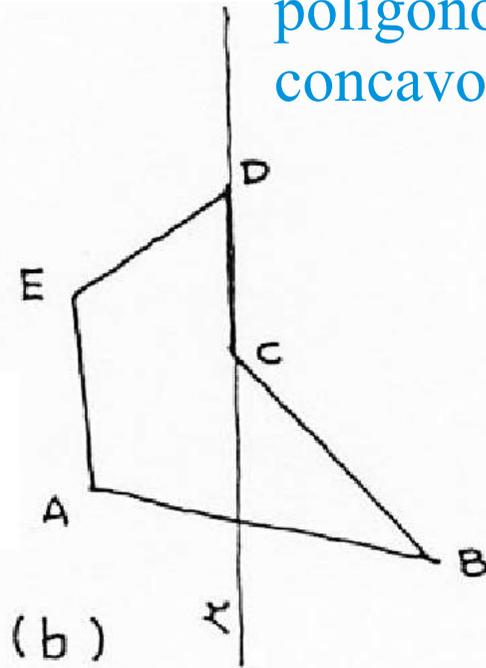
# DEFINIZIONE DI POLIGONO

- Il poligono è una figura formata da un certo numero  $n \geq 3$  di punti detti *vertici* e di segmenti detti *lati*
- Il poligono può essere rispettivamente *piano* o *sghembo* (o *gobbo*) a seconda che i vertici siano complanari o meno

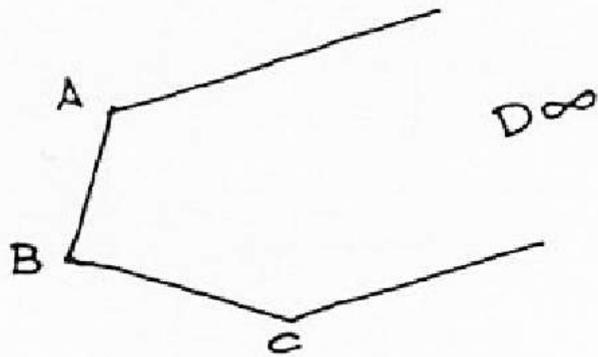
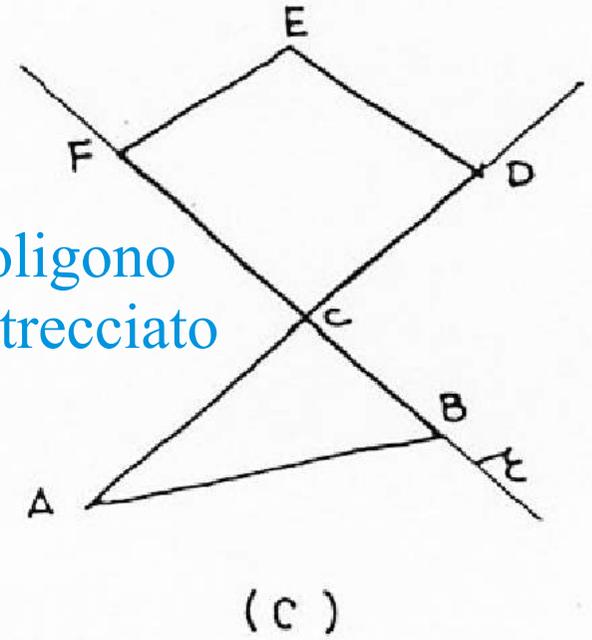
poligono convesso



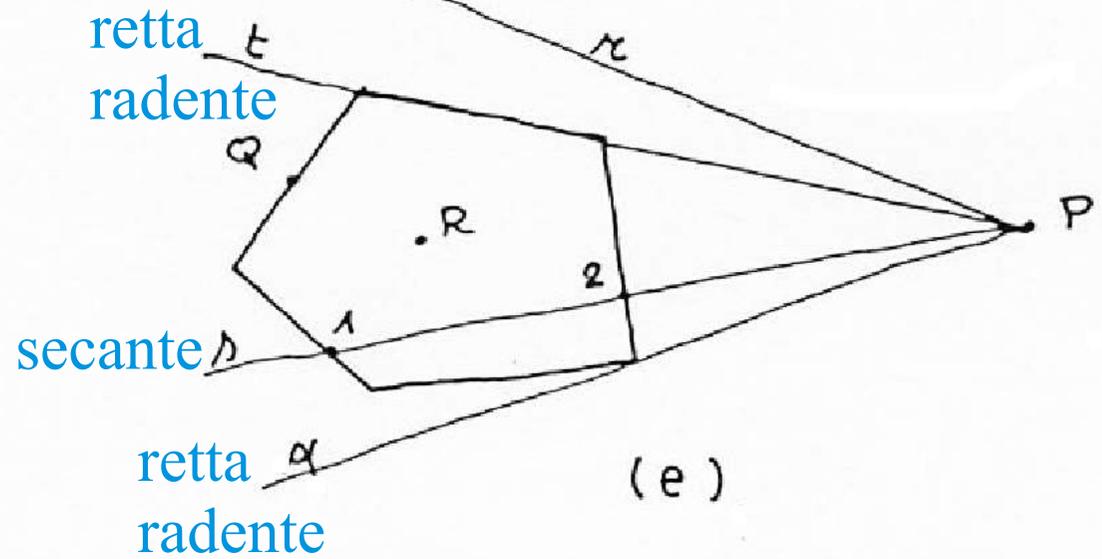
poligono concavo



poligono intrecciato

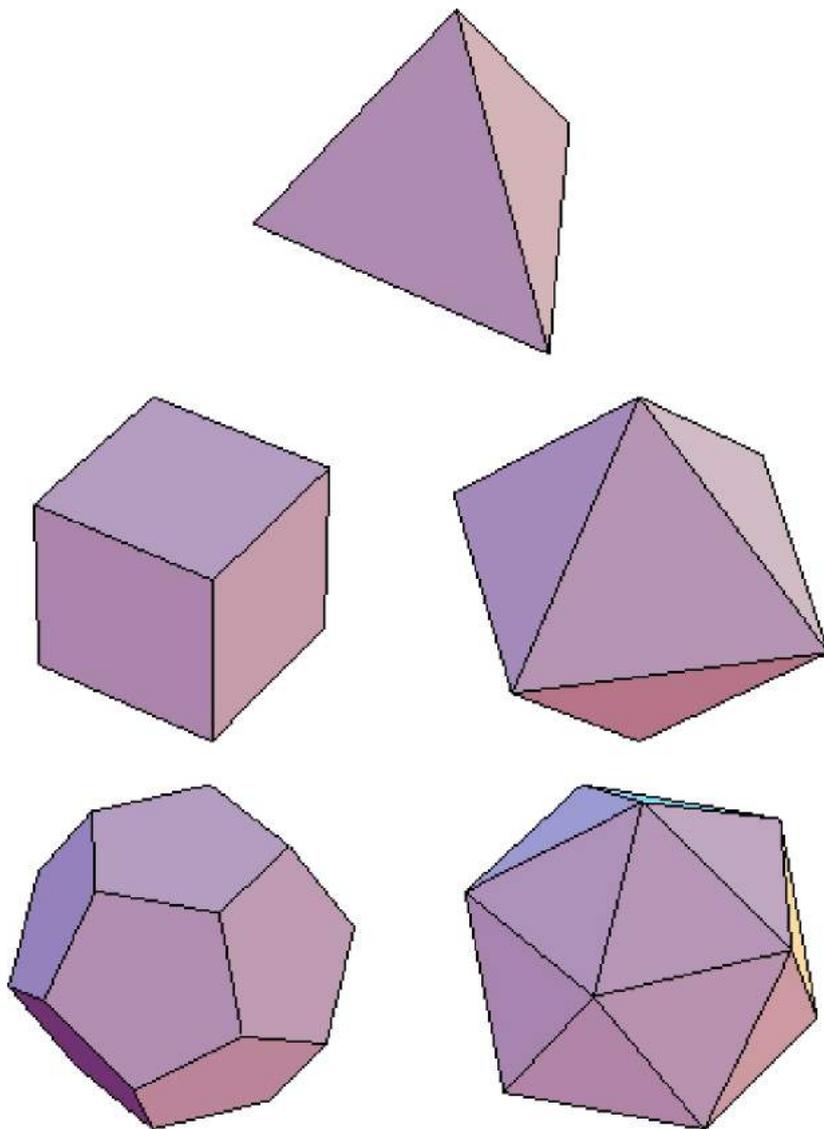
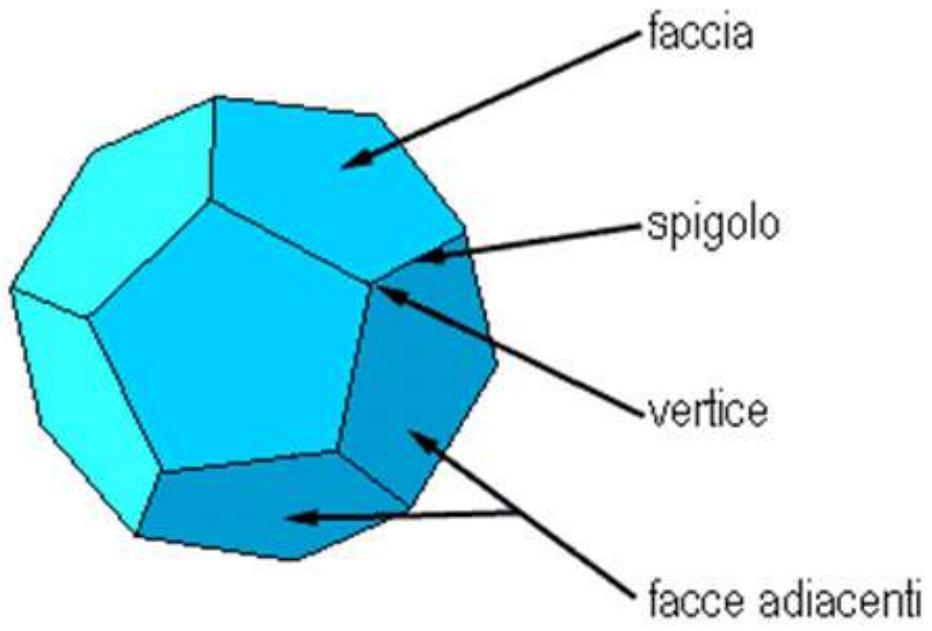


poligono con un vertice improprio



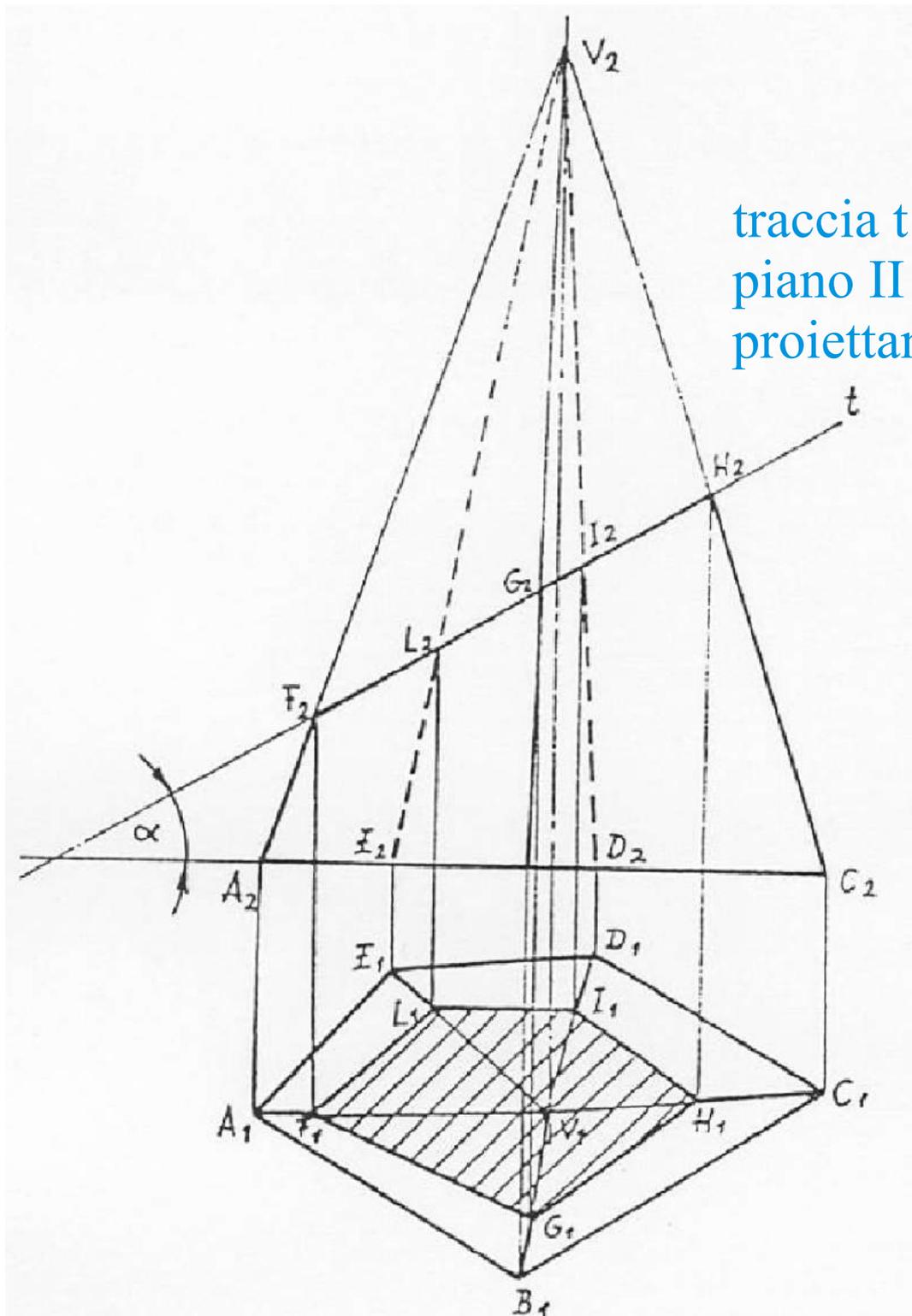
# POLIEDRO

- Figura formata da un numero finito di poligoni appartenenti a piani diversi e disposti in modo che ogni lato sia comune a due poligoni adiacenti
- I poligoni sono denominati facce del poliedro, i lati del singolo poligono si dicono spigoli
- I vertici sono i punti di incontro degli spigoli



# SEZIONI PIANE DI SOLIDI POLIEDRICI

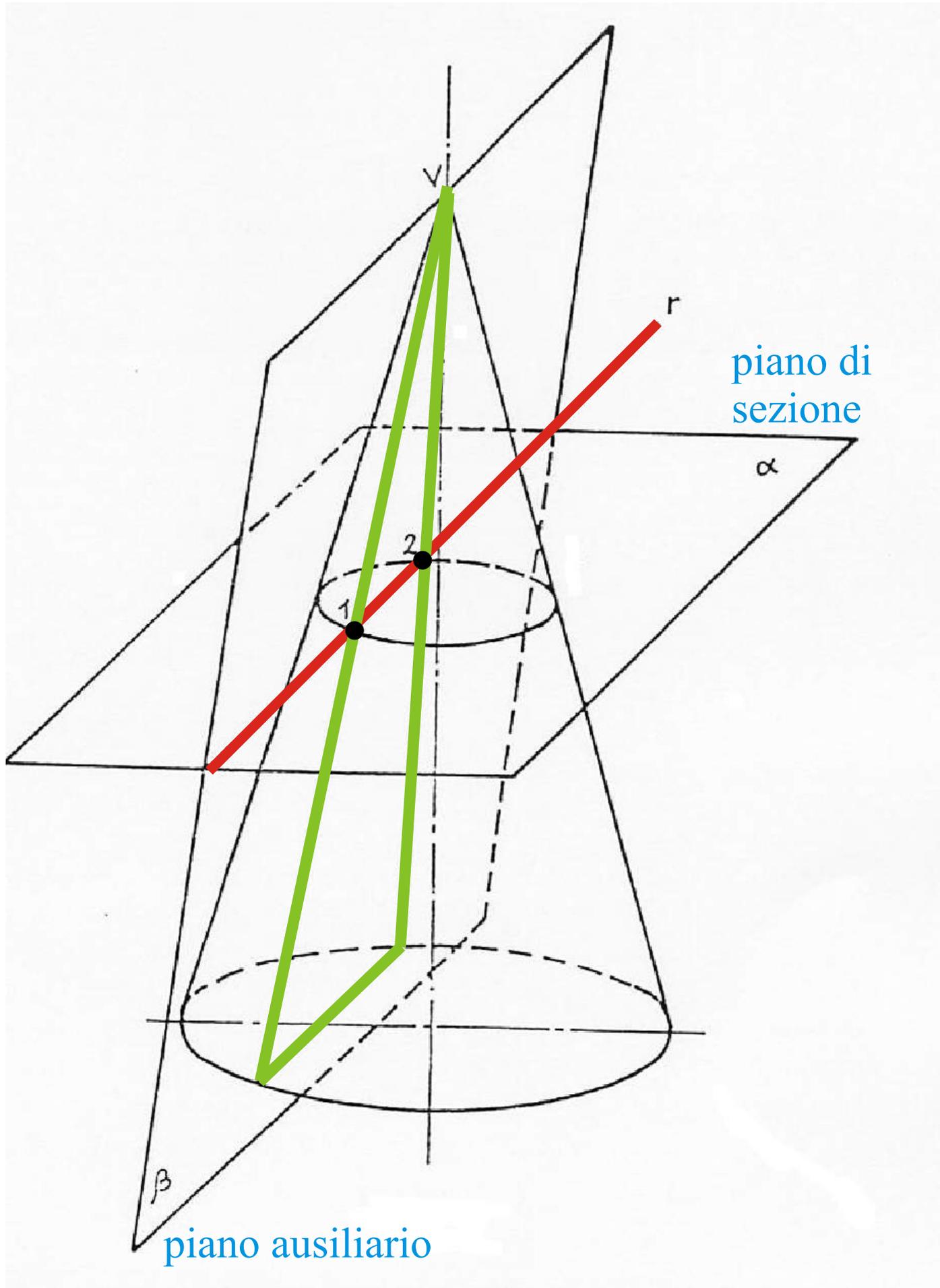
La ricerca della sezione consiste nell'individuare un appropriato numero di punti di intersezione del piano secante con gli spigoli del solido per poi collegarli tra loro con la linea di sezione



traccia t di un  
piano II  
proiettante

# SEZIONI PIANE DI SOLIDI NON POLIEDRICI

- La ricerca della sezione con un piano  $\alpha$  si esegue utilizzando dei *piani ausiliari*
- I piani ausiliari devono intersecare contemporaneamente il piano di sezione ed il solido
- Si definiscono: 1) la retta intersezione tra il piano ausiliario e il piano di sezione  $\alpha$ , 2) la sezione del solido non poliedrico con il piano ausiliario
- I punti appartenenti contemporaneamente alla retta 1) e al contorno della sezione solido-piano ausiliario sono punti della linea di sezione cercata

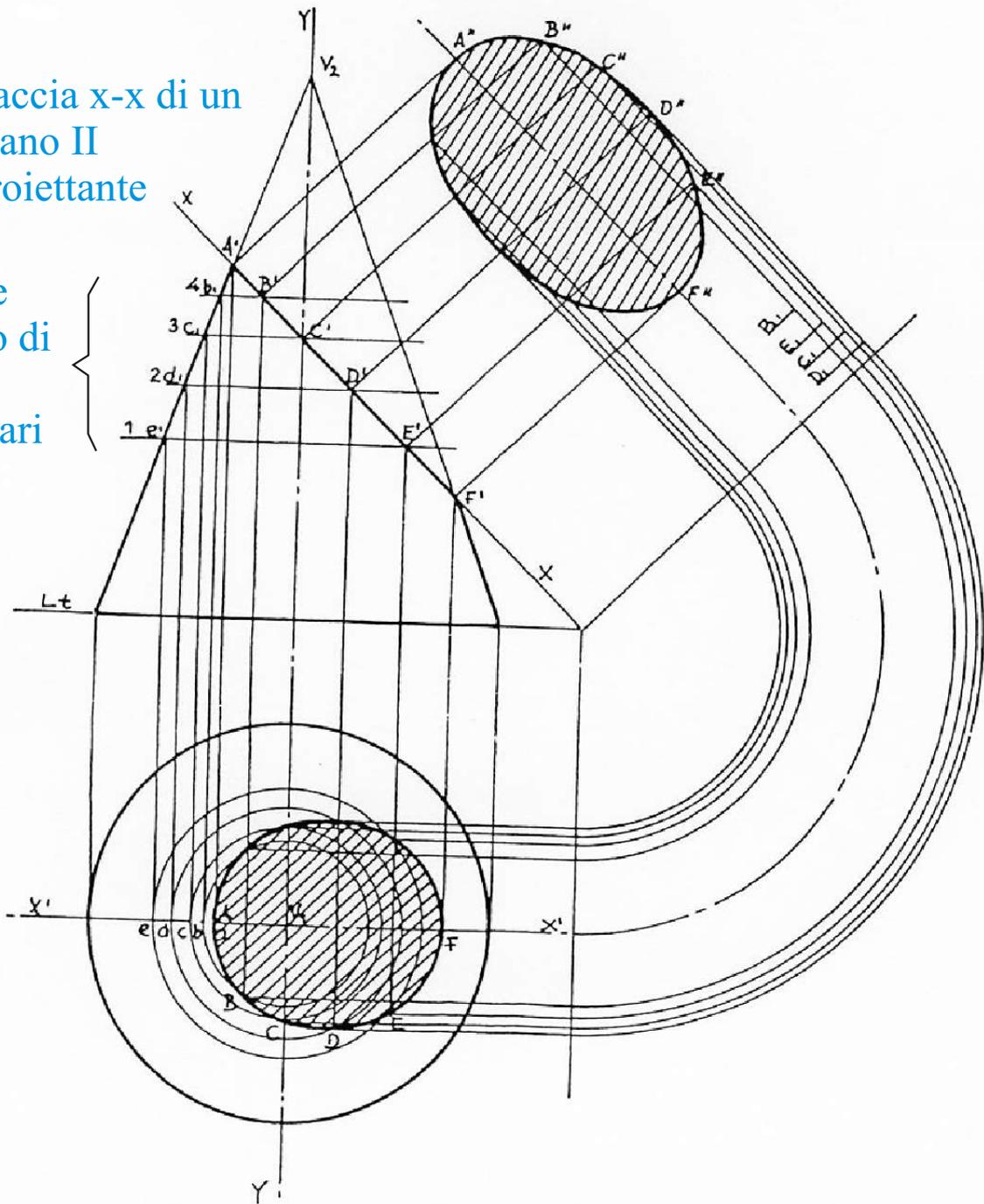


piano di  
sezione

piano ausiliario

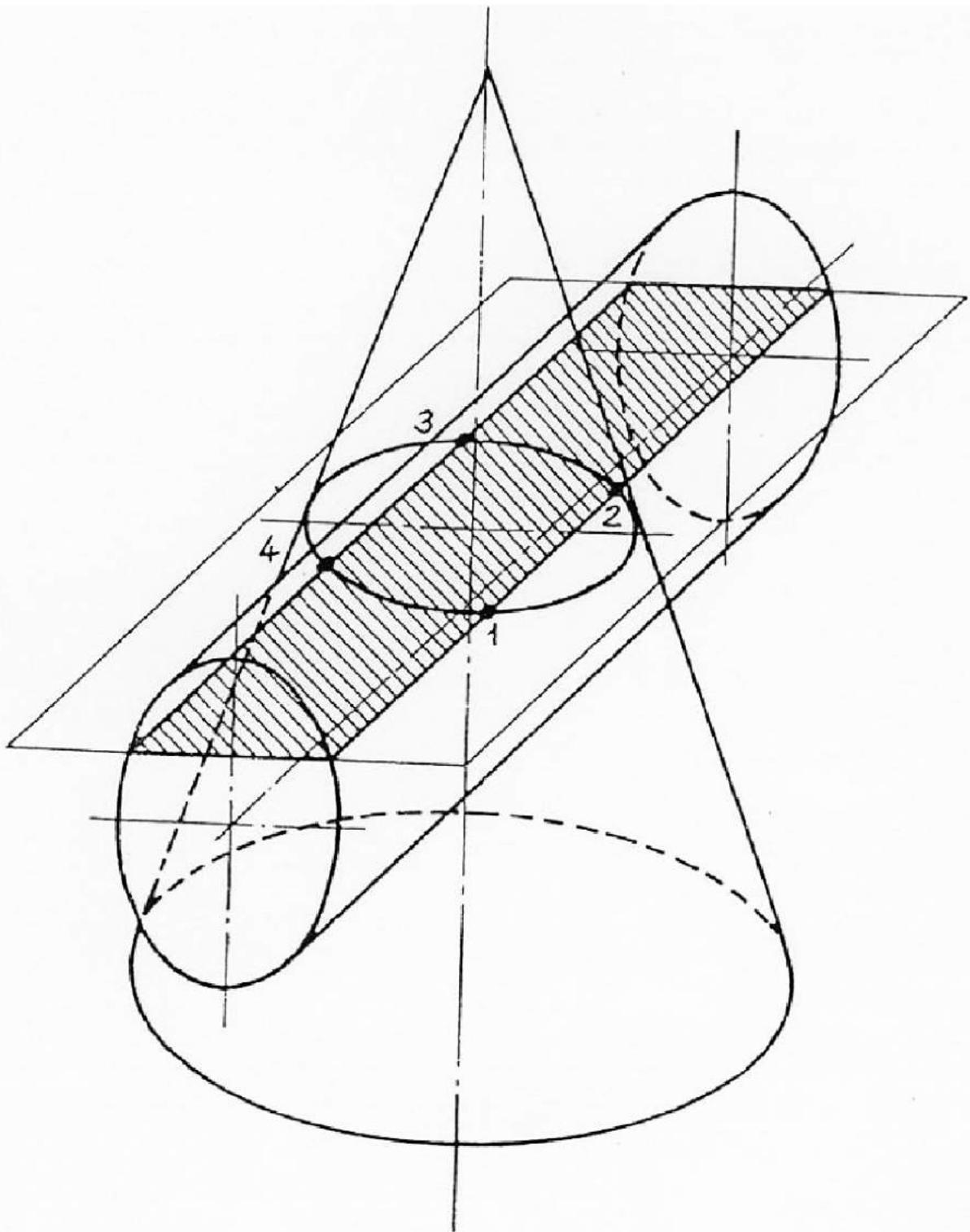
traccia x-x di un  
piano II  
proiettante

tracce  
fascio di  
piani  
ausiliari

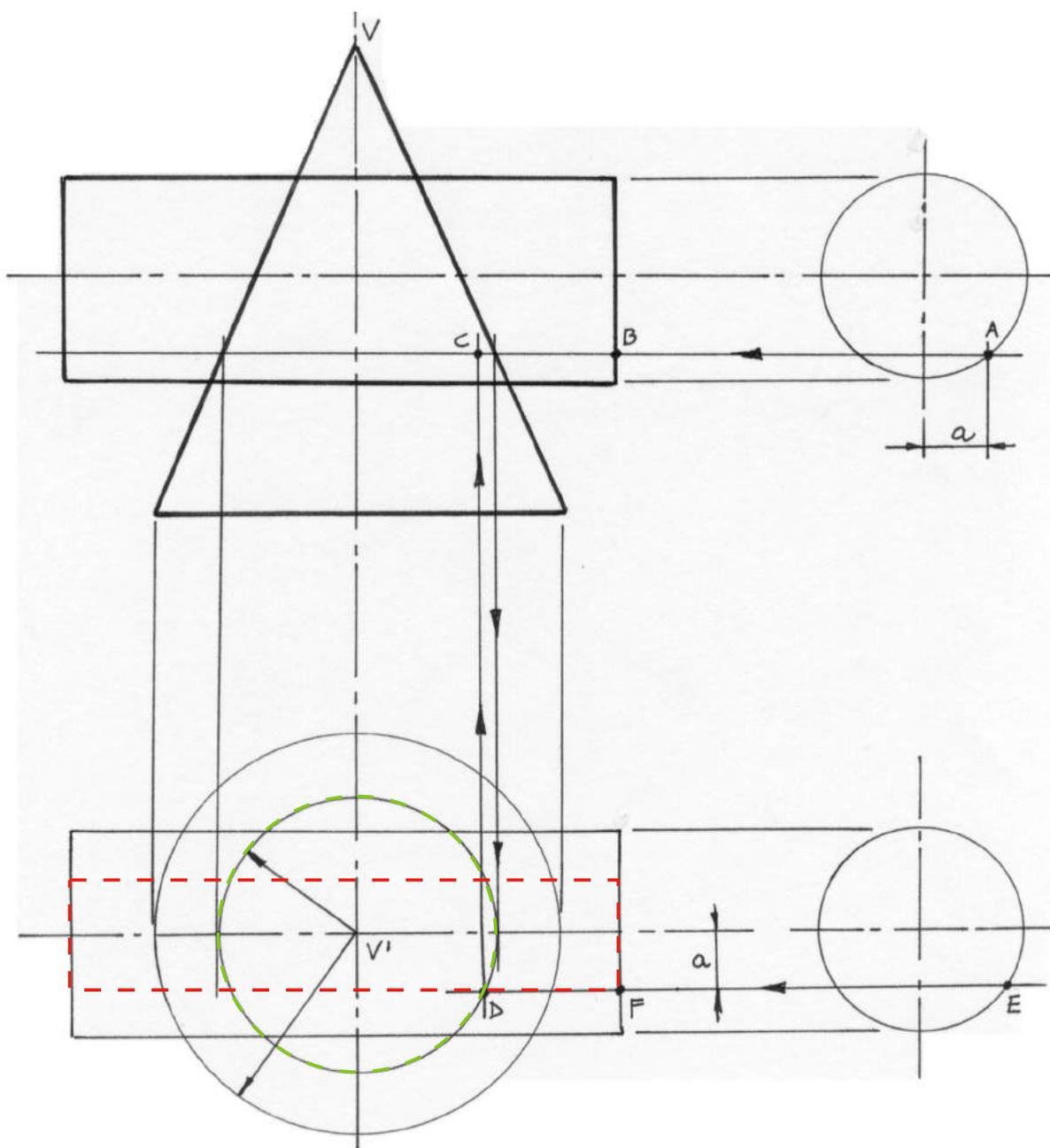


INTERSEZIONI DI SUPERFICI  
NON POLIEDRICHE

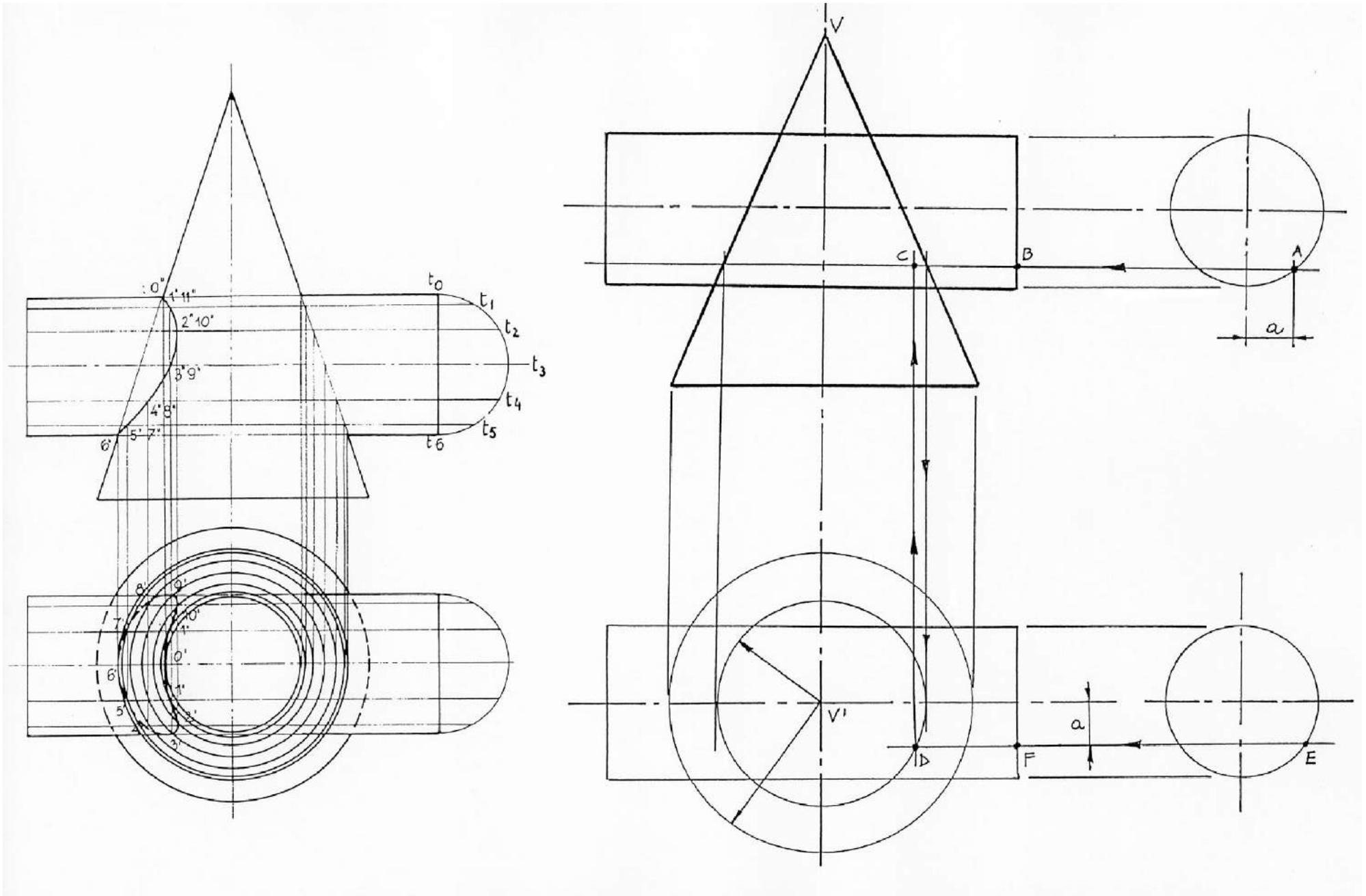
**METODO DEI PIANI  
AUSILIARI**



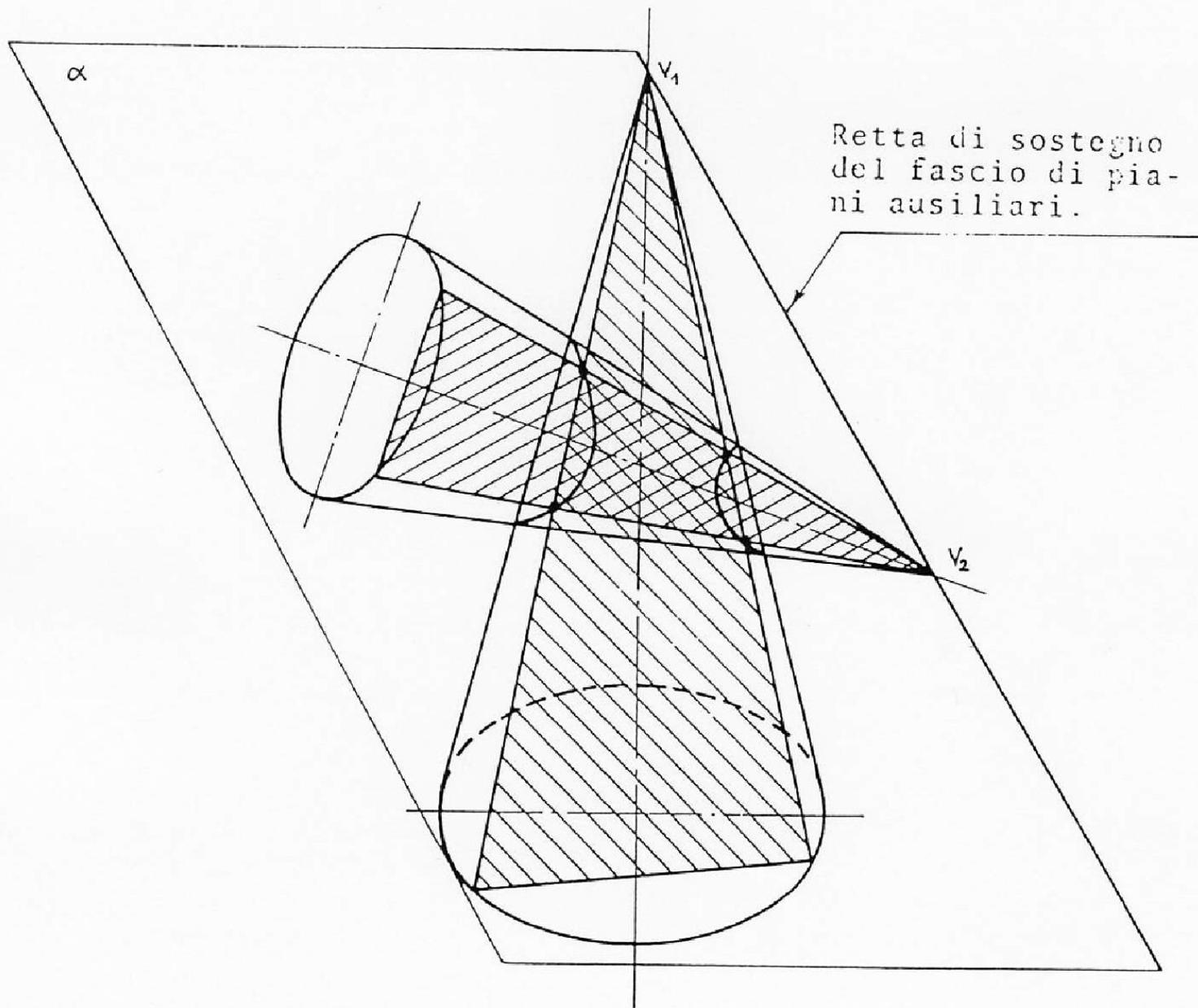
Metodo dei piani ausiliari per la determinazione della linea di intersezione dei mantelli superficiali di un cono circolare ed un cilindro a base ellittica con assi incidenti e perpendicolari



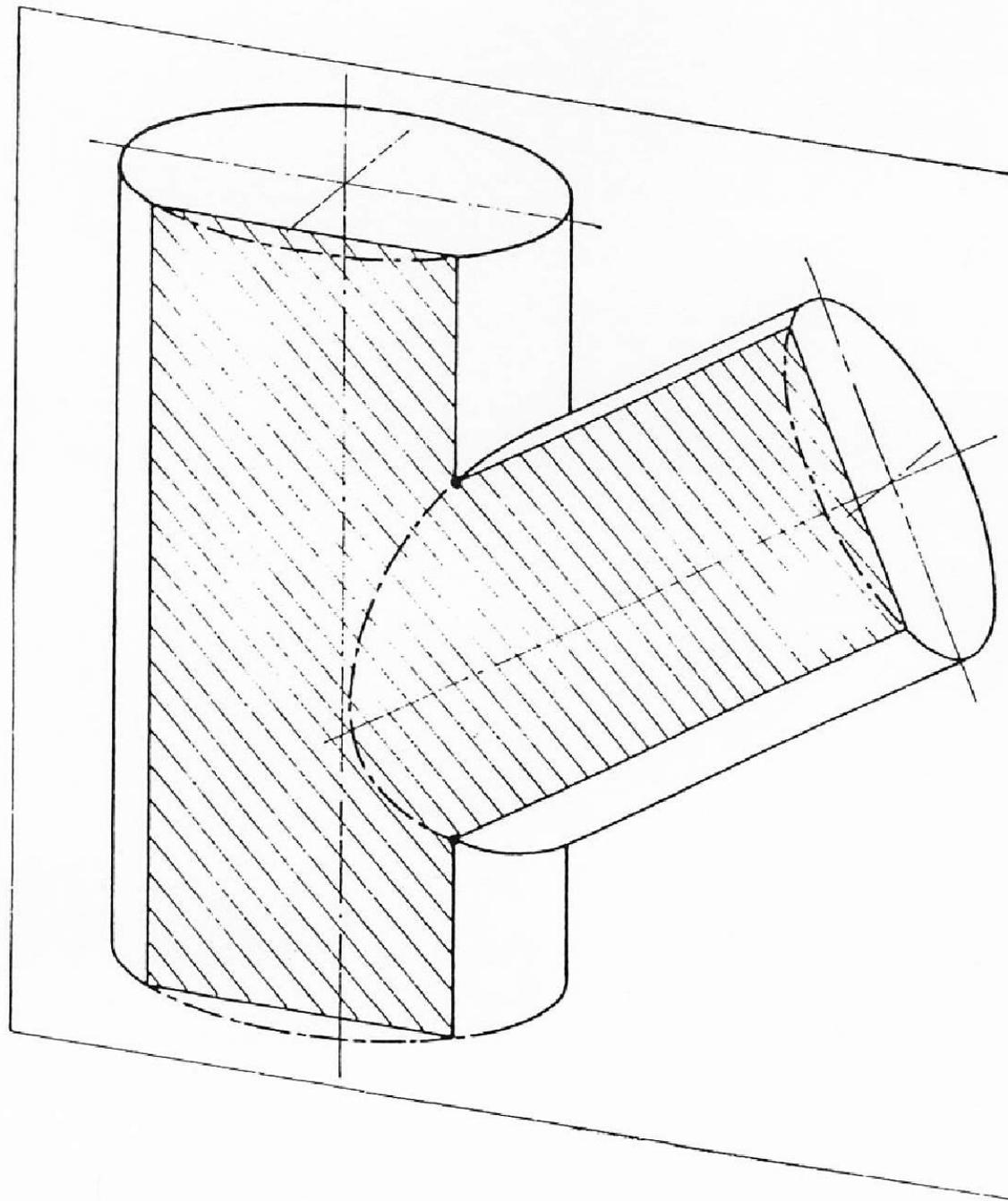
Metodo dei piani ausiliari



Metodo dei piani ausiliari

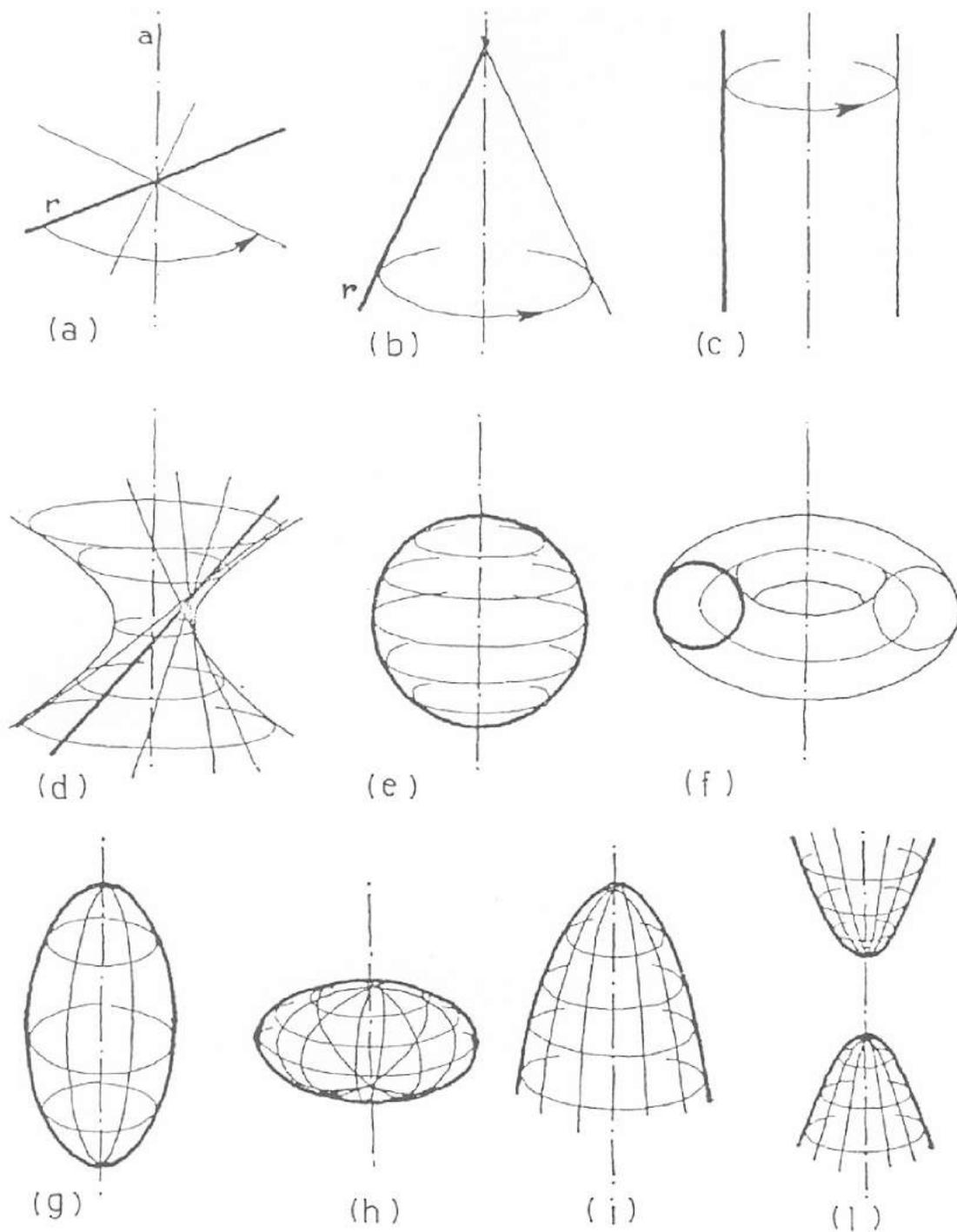


Metodo dei piani ausiliari



Metodo dei piani ausiliari (cilindri con assi sghembi)

SUPERFICI  
DI  
ROTAZIONE

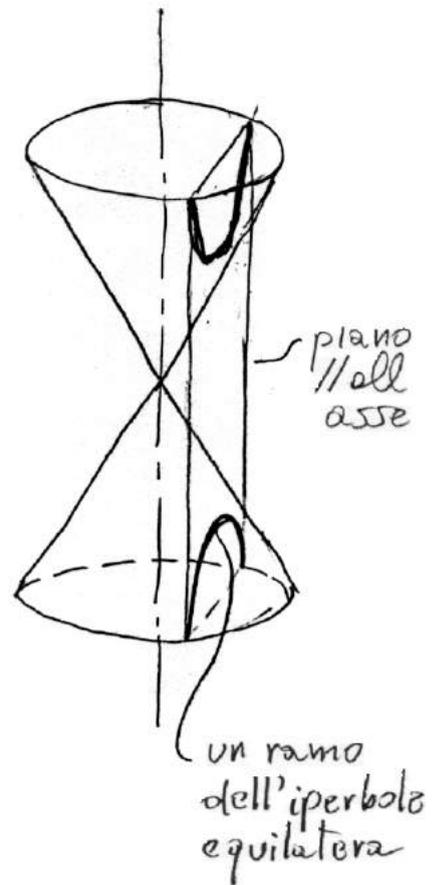
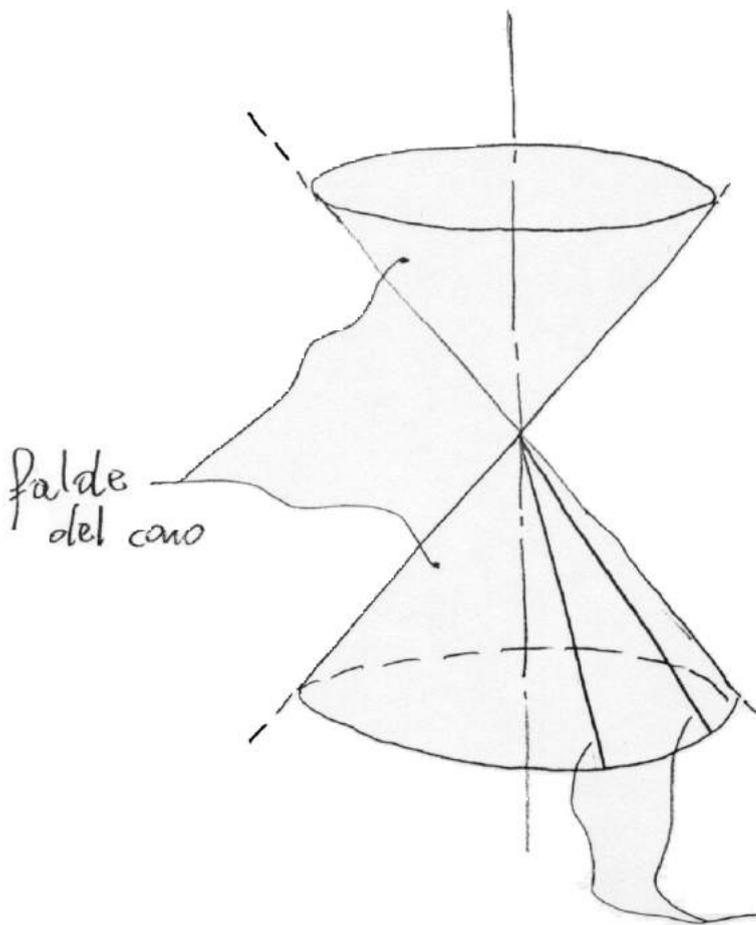
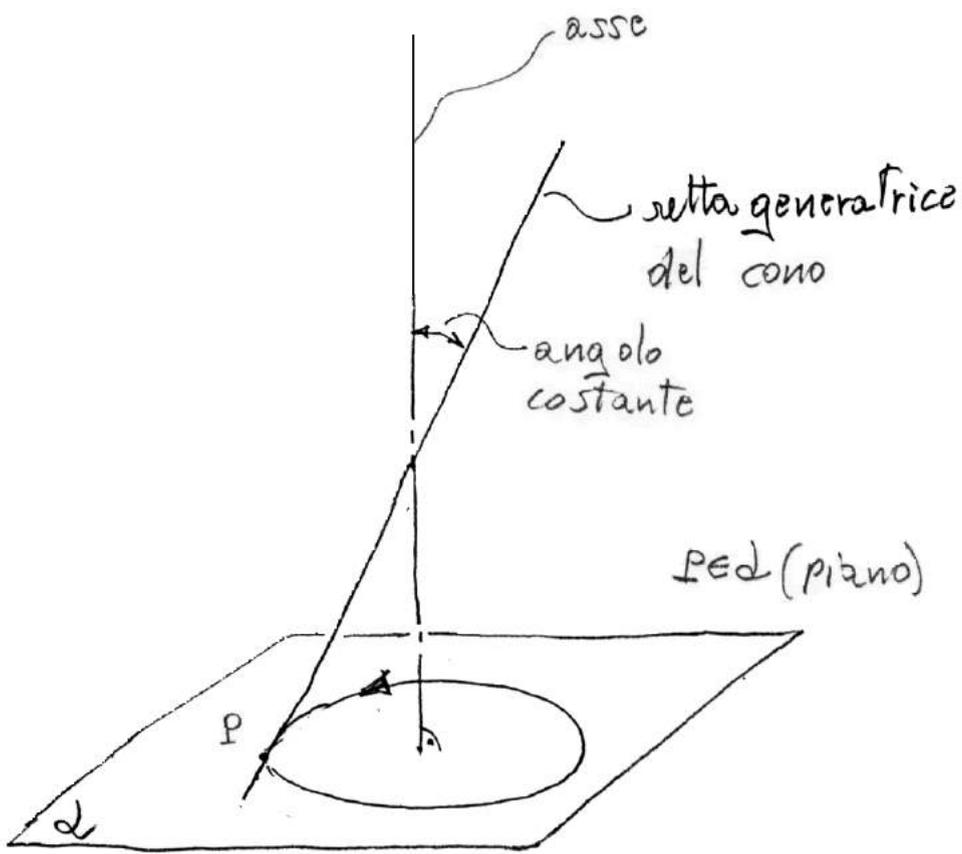


(a) piano, (b) cono circolare retto, (c) cilindro, (d) iperboloide rotondo ad una falda, (e) sfera, (f) toro, superfici quadriche di rotazione: (g) ellissoide rotondo allungato, (h) ellissoide rotondo schiacciato, (i) paraboloide rotondo ad una falda, (j) paraboloide rotondo a due falde

DEFINIZIONE DI

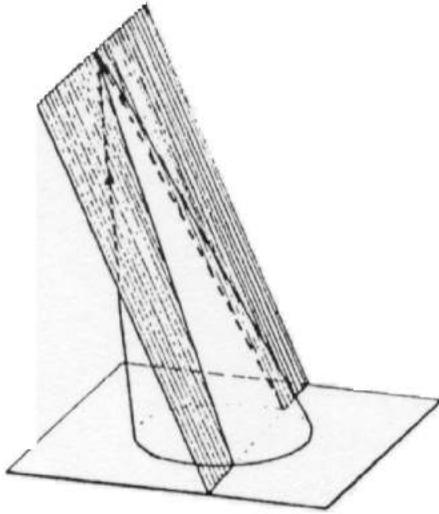
**CONICHE**

GEOMETRIA DESCRITTIVA

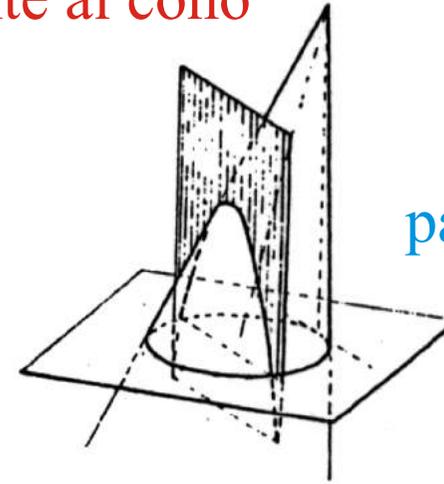
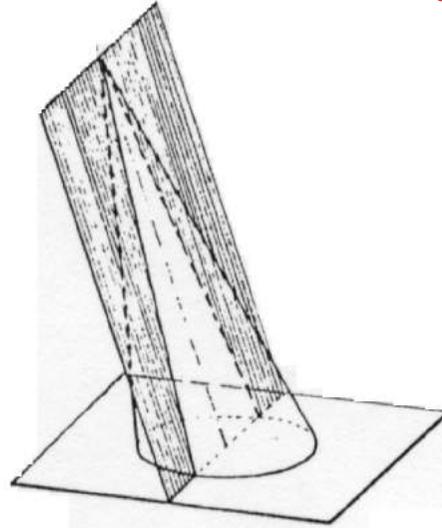


due generatrici del cono (indicate solo sulla falda inferiore)

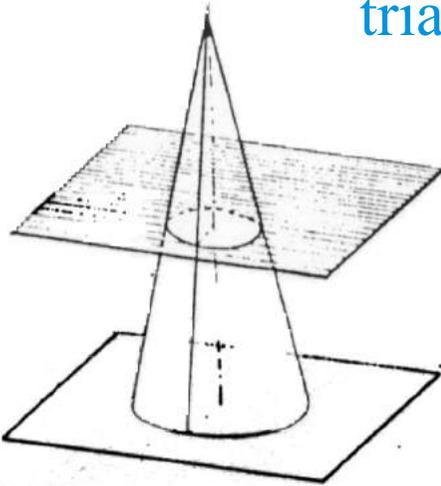
piano parallelo ad un piano  
tangente al cono



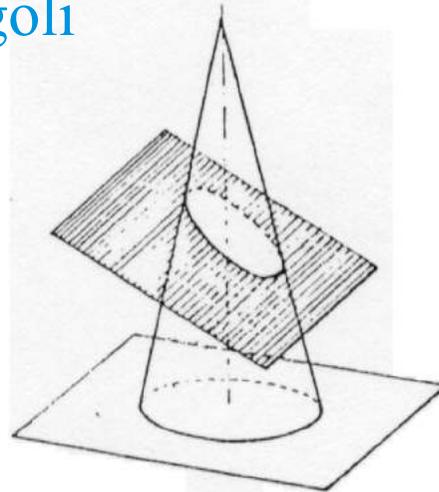
triangoli



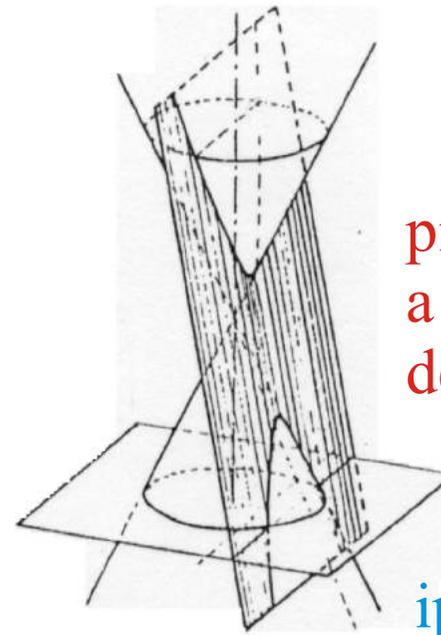
parabola



circonfrenza



ellisse

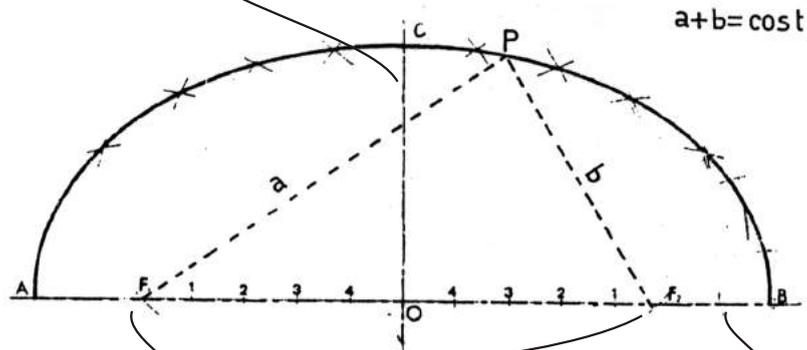


piano parallelo  
a due generatrici  
del cono

iperbole

# Curve coniche

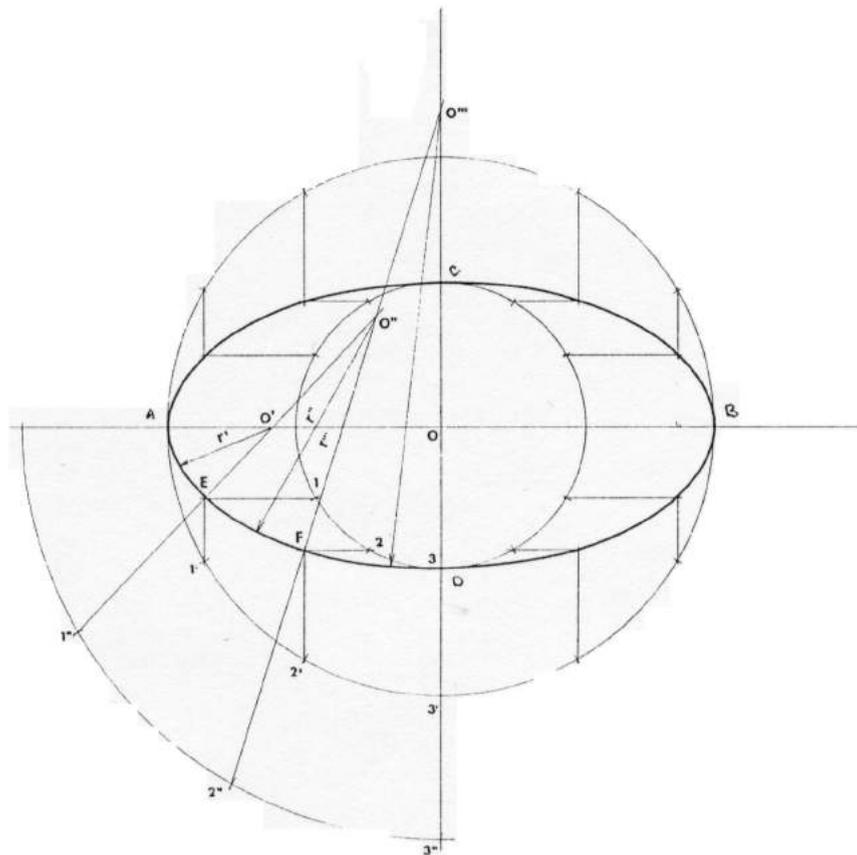
diametro principale minore



fuochi dell'ellisse

diametro principale maggiore

Metodo dei fuochi per la costruzione grafica dell'ellisse.



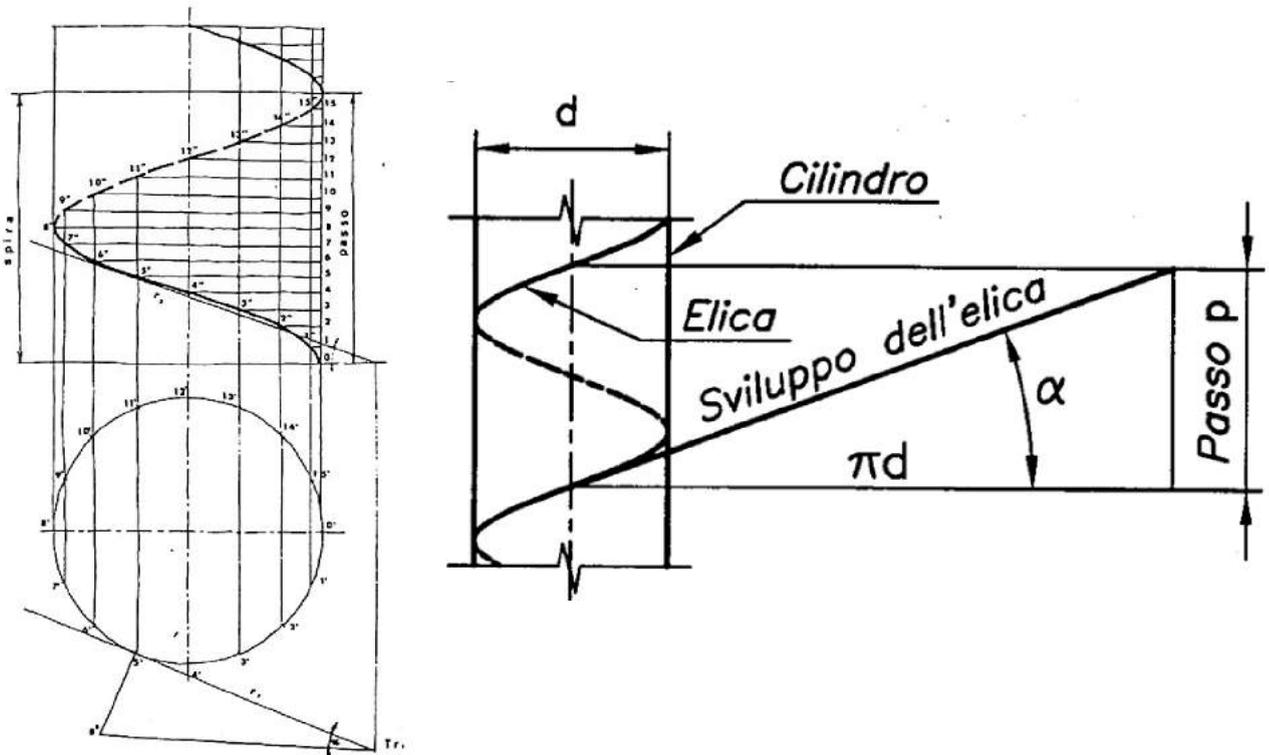
Metodo delle ordinate per la costruzione grafica dell'ellisse.

ELICHE  
ED ELICOIDI

## Eliche ed elicoidi

Un punto che si muove nello spazio soggetto ad un moto composto da una traslazione secondo una data direzione e ad una rotazione attorno ad un asse assegnato descrive una curva chiamata elica o spirale rampante. Esistono vari tipi di eliche. Esaminiamone alcuni.

**Elica cilindrica.** - Se la traslazione del punto è uniforme e parallela e la rotazione è pure uniforme ed avviene attorno alla stessa retta abbiamo l' elica circolare cilindrica . La distanza tra due punti successivi dell' elica che incontrano la stessa generatrice del cilindro si chiama passo e l' arco dell' elica che il punto descrive tra i due punti estremi del passo si chiama spira. La tangente  $r$  all' elica in un suo punto forma con il piano perpendicolare all' asse un angolo  $\alpha$  che viene detto angolo di inclinazione. Tutte le tangenti all' elica si proiettano sul piano normale all' asse come tangenti del cerchio direttore del cilindro.



Elica cilindrica

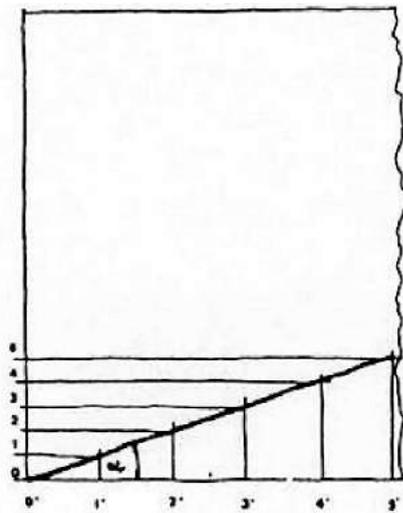
Se sviluppiamo sul piano il cilindro sul quale si muove il punto, l' elica si presenta come una retta. Da ciò si deduce che l' elica è una geodetica del cilindro, cioè la distanza più breve tra due punti della superficie cilindrica

Si dice elica destra quella definita da un punto che si muove in senso orario allontanandosi dall' osservatore che guardi nel verso dell' asse . Se invece l' osservatore vede che il punto, allontanandosi, ruota in senso antiorario si ha un' elica sinistra

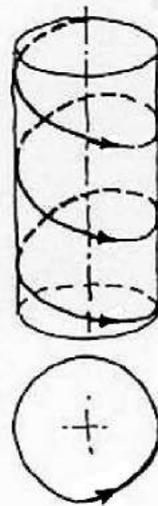
Graficamente l' elica cilindrica si costruisce, dato l' asse, il passo ed il cerchio direttore del cilindro, suddividendo il passo e il cerchio in un numero di parti uguale. Portate per i punti di divisione del passo 1, 2, 3, ... delle perpendicolari all' asse e per i punti di divisione della circonferenza 1', 2', ... 3' le parallele all' asse, si determinano nei successivi punti d' incontro delle prime con le seconde i punti 1'', 2'', 3'', ... dell' elica

Si noti che le proiezioni delle eliche cilindriche e coniche su di un piano parallelo al loro asse definiscono delle curve armoniche.

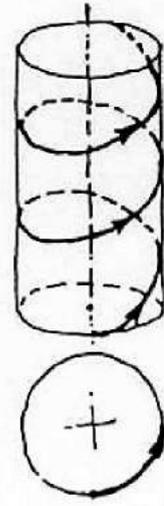
# Elica destra e sinistra



(a)



(b)



(c)

(a) Geodetica, (b) elica sinistra, (c) elica destra

Si può tracciare un' elica su qualsiasi superficie di rotazione quale la sfera, il toro, gli elissoidi, ecc.. Le eliche cilindriche e coniche assumono una particolare importanza nel disegno tecnico per la rappresentazione delle superfici elicoidali mentre le eliche ricavate su superfici diverse da quella cilindrica e conica possono destare qualche interesse forse solo come geodetiche.

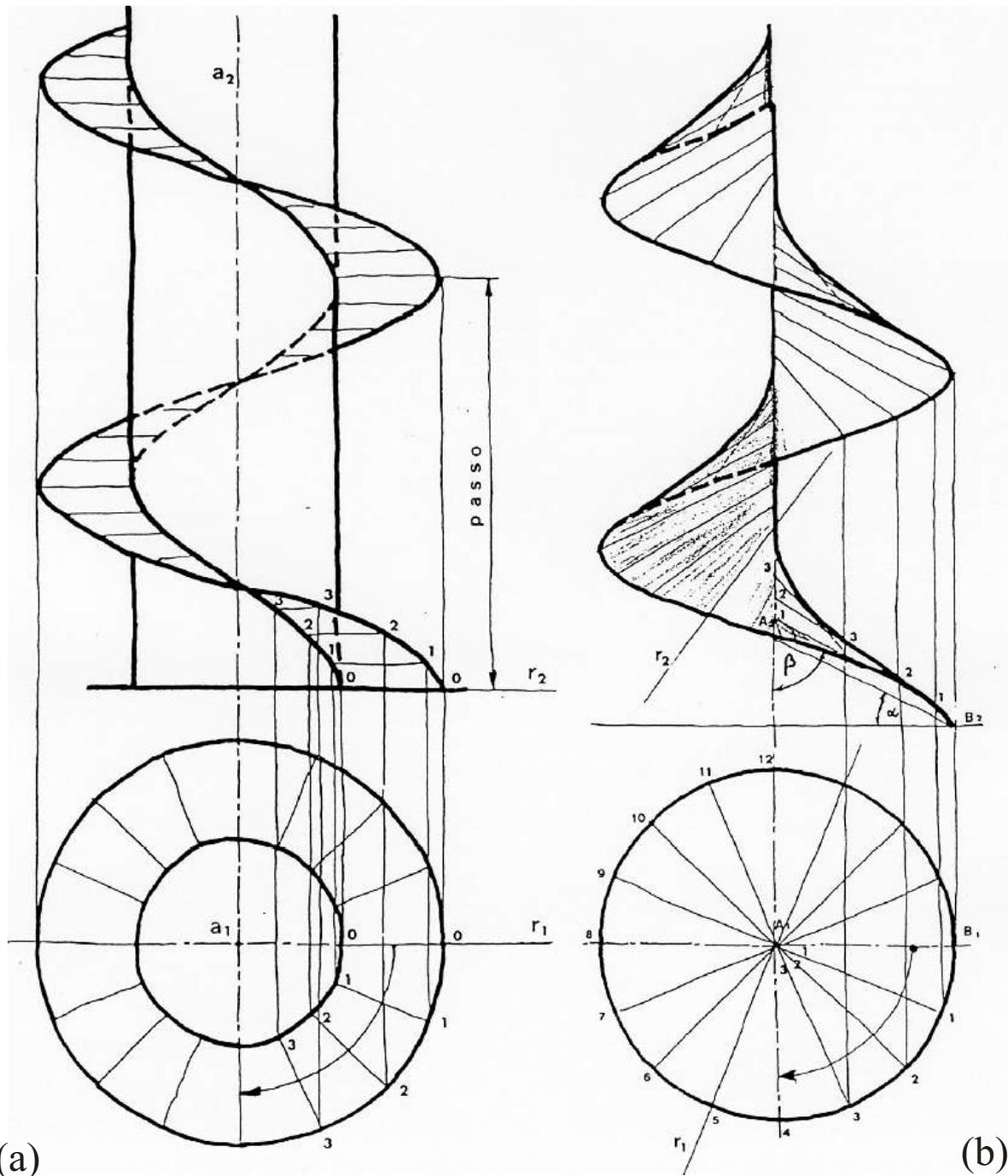
# DEFINIZIONE DI SUPERFICI RIGATE

- Si definisce *rigata* ogni superficie generata dal moto continuo di una retta nello spazio
- La retta si dice *generatrice* della superficie rigata
- Ogni linea che incontra la generatrice in un solo punto è detta *direttrice* della rigata
- Le rigate sono in numero infinito e si distinguono in *sviluppabili* e *non sviluppabili* (o sghembe)

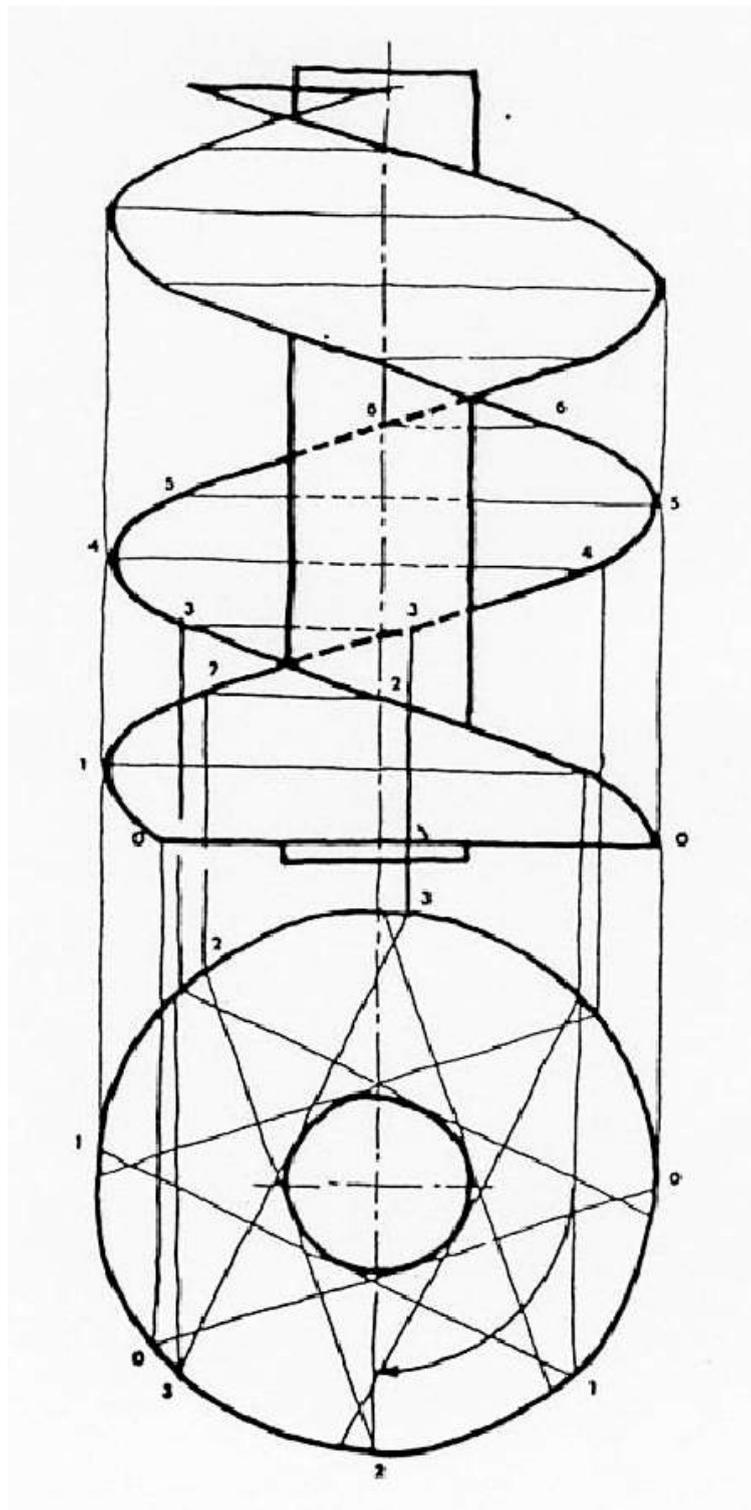
# Elicoidi

Una linea animata di moto elicoidale descrive una superficie chiamata superficie elicoidale o elicoide del quale la linea stessa è la generatrice. Ogni punto della linea descrive un' elica che viene detta direttrice. Tutte le direttrici hanno lo stesso passo ma non la stessa inclinazione. Pertanto si parla di passo dell' elicoide e di inclinazione della sua direttrice media. Se la linea che genera l' elicoide ha un punto a comune con l' asse dello stesso, l' elicoide si chiama chiuso (Fig. 2.6.4), negli altri casi l' elicoide si dice aperto.

Gli elicoidi generati da rette si dicono elicoidi rigati, quelli generati da cerchi si denominano elicoidi cerchiati. I primi si distinguono in retti ed obliqui a seconda che la generatrice sia normale od obliqua rispetto all' asse. Piano direttore è il piano al quale le generatrici di un elicoide retto rimangono parallele.



- (a) **Elicoide rigato retto chiuso** E' l' elicoide generato da una retta o da un segmento della stessa che sia perpendicolare ed incidente all' asse.  
 Nella figura la retta generatrice  $r$  è incidente all' asse  $a$  ed il segmento 0-0 che le appartiene poggia con l' estremità interna su di un cilindro sul quale si svolge l' elica. Questo elicoide viene usato per esempio nella tecnica delle costruzioni edili per costruire le rampe delle autorimesse multipiano, nel qual caso la pendenza non deve superare il 20% ed il cilindro centrale può essere una struttura portante.
- (b) **Elicoide rigato cilindrico obliquo chiuso** E' la superficie descritta da una retta incidente l' asse di un cilindro. Tale retta è obliqua rispetto allo stesso asse e si muove in modo che un suo punto segua un' elica cilindrica. Durante il moto la retta mantiene costante la propria inclinazione rispetto ad un piano ortogonale all' asse.



**Elicoide rigato aperto**

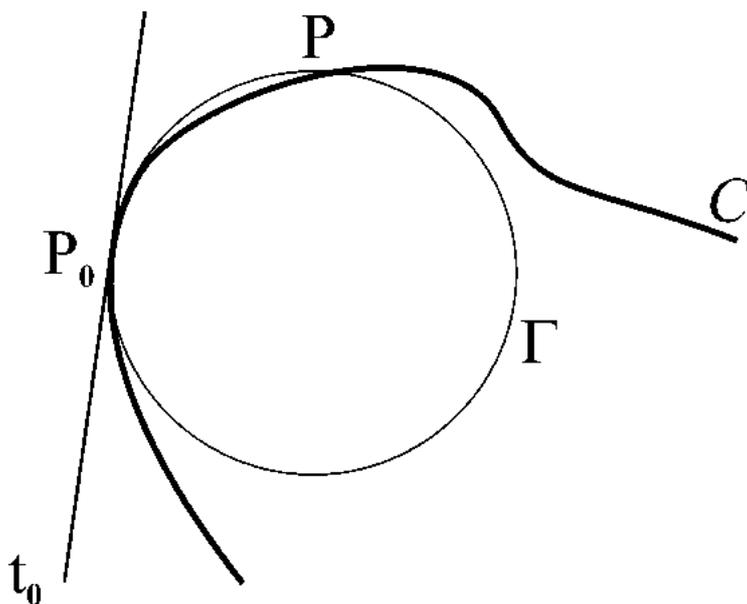
E' l' elicoide generato dal movimento di una retta perpendicolare all' asse ma non incidente l' asse stesso. Nella figura, essendo l' asse verticale, la superficie elicoidale può essere considerata come il luogo geometrico delle rette orizzontali che si appoggiano a due eliche cilindriche descritte dai due punti di estremità del segmento 0-0.

# **Sviluppo di superfici**

## Definizione di cerchio osculatore

---

Sia  $C$  una curva piana. Siano  $P$  e  $P_0$  due punti distinti di  $C$ . Sia  $t_0$  la tangente a  $C$  in  $P_0$ . Sia  $\Gamma$  il cerchio passante per i punti  $P$  e  $P_0$ .  $\Gamma$  sia anche tangente in  $P_0$  a  $C$ . Al tendere di  $P$  a  $P_0$  tale cerchio tende ad un cerchio limite denominato *cerchio osculatore* alla curva  $C$  in  $P_0$ .



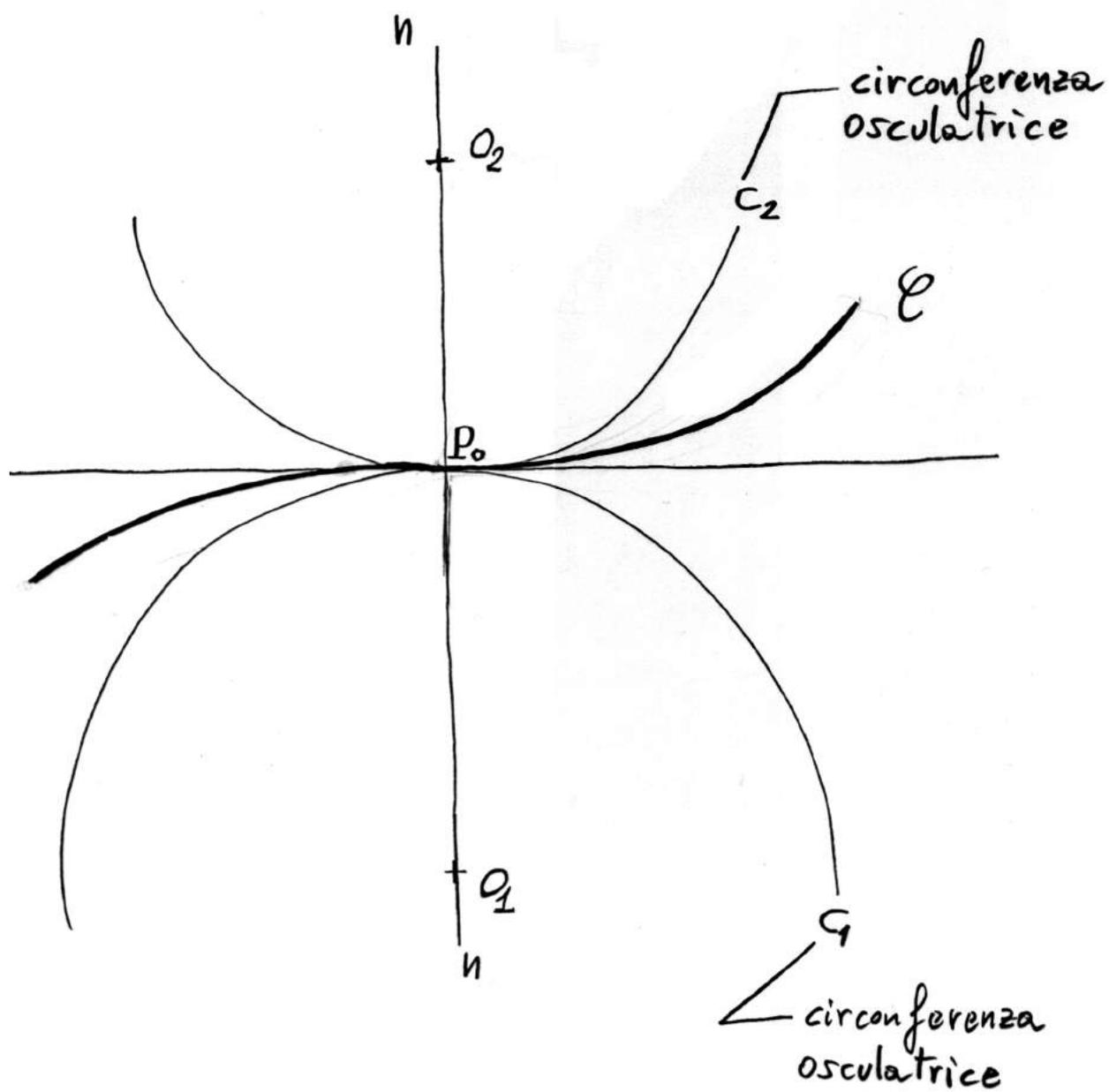
$P$  tende a  $P_0$  lungo  $C$

# DEFINIZIONE DI

# **RACCORDO**

- Due linee sono raccordate in un dato punto quando hanno in quel punto la stessa normale
- Questa condizione si verifica solo quando le due linee sono complanari
- In caso contrario hanno in comune solo la tangente nel punto dato

## Normale e tangente nel raccordo

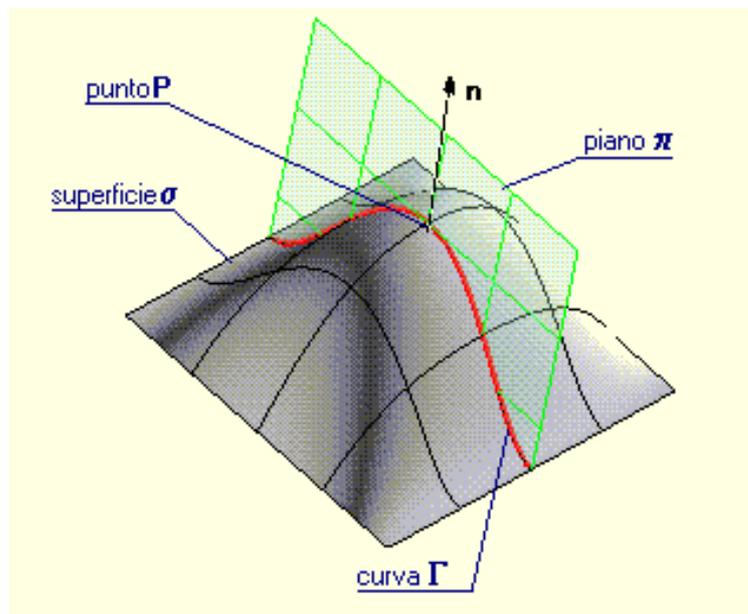


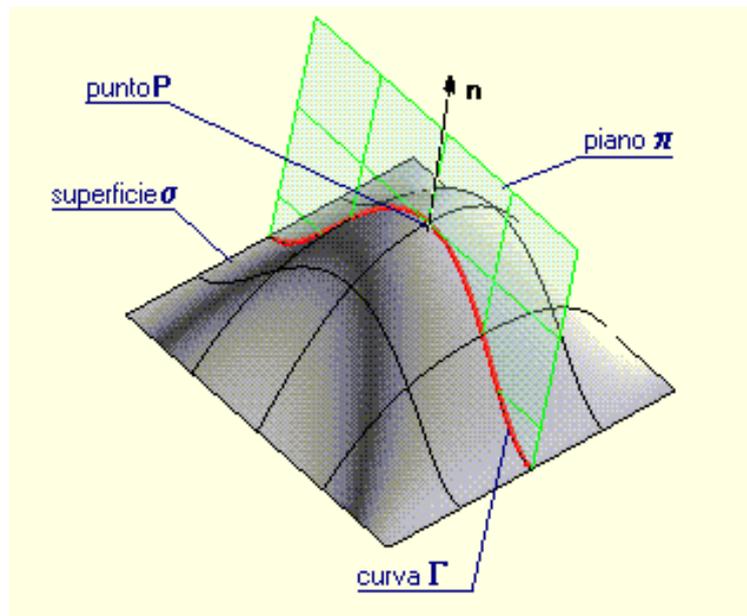
## Definizione di curvatura di una superficie

---

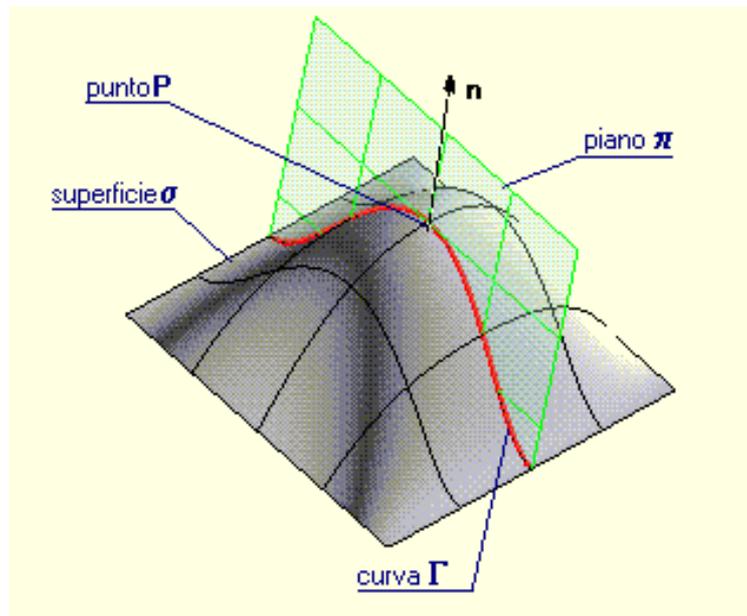
In ogni punto  $\mathbf{P}$  di una superficie  $\sigma$ , la curva  $\Gamma$  di intersezione tra  $\sigma$  ed un qualsiasi piano  $\pi$  che contiene la normale  $\mathbf{n}$  alla superficie in  $\mathbf{P}$  ha una determinata curvatura  $\rho$  ed un raggio di curvatura definito dall'equazione:

$$R = \frac{1}{\rho}$$





Naturalmente, per  $P$  passa un intero fascio di piani contenenti la normale  $n$ . Eulero ha però dimostrato che *esistono e sono uniche una direzione per la quale la curvatura è massima ed una direzione per la quale la curvatura è minima*. Le curvatures in tali direzioni sono dette *curvature principali*.



Se si indica con  $\Theta$  l'angolo formato da un piano  $\pi$  passante per la normale  $n$  ed il piano  $\pi_2$  corrispondente alla curvatura principale massima, detti rispettivamente  $R_2$  il raggio di curvatura massima ed  $R_1$  il raggio di curvatura minima, per il raggio di curvatura  $R$  nella direzione individuata dal piano  $\pi$  vale la seguente *formula di Eulero*:

$$\frac{1}{R} = \frac{\sin^2 \theta}{R_1} + \frac{\cos^2 \theta}{R_2}$$

Due combinazioni delle curvatures principali sono di particolare interesse: si tratta della semisomma delle due curvatures principali e del loro prodotto:

- la **curvatura media**:

$$H = \frac{1}{R_M} = \frac{2}{R_1 + R_2}$$

- la **curvatura Gaussiana** (o curvatura *totale*):

$$K = \frac{1}{R_G} = \frac{1}{R_1 \times R_2}$$

La curvatura gaussiana  $K$  relativamente ad un punto  $P$  è tale che:

- Quando  $K < 0$   
la curvatura massima e quella minima hanno segno opposto; la superficie, nelle vicinanze di  $P$ , attraversa il piano tangente assumendo *la forma di una sella* (esempio: iperboloide ad una falda)
- Quando  $K = 0$   
una delle due curvatures è nulla, per cui la curvatura ha sempre il medesimo segno dell'altra curvatura principale; ne segue che, nelle vicinanze di  $P$ , la superficie giace sempre dalla stessa parte del piano tangente (esempio: cono, cilindro)
- Quando  $K > 0$   
la curvatura massima e quella minima hanno quindi lo stesso segno: nelle vicinanze di  $P$  la superficie giace ancora tutta dalla stessa parte del piano tangente (esempio: ellissoide)

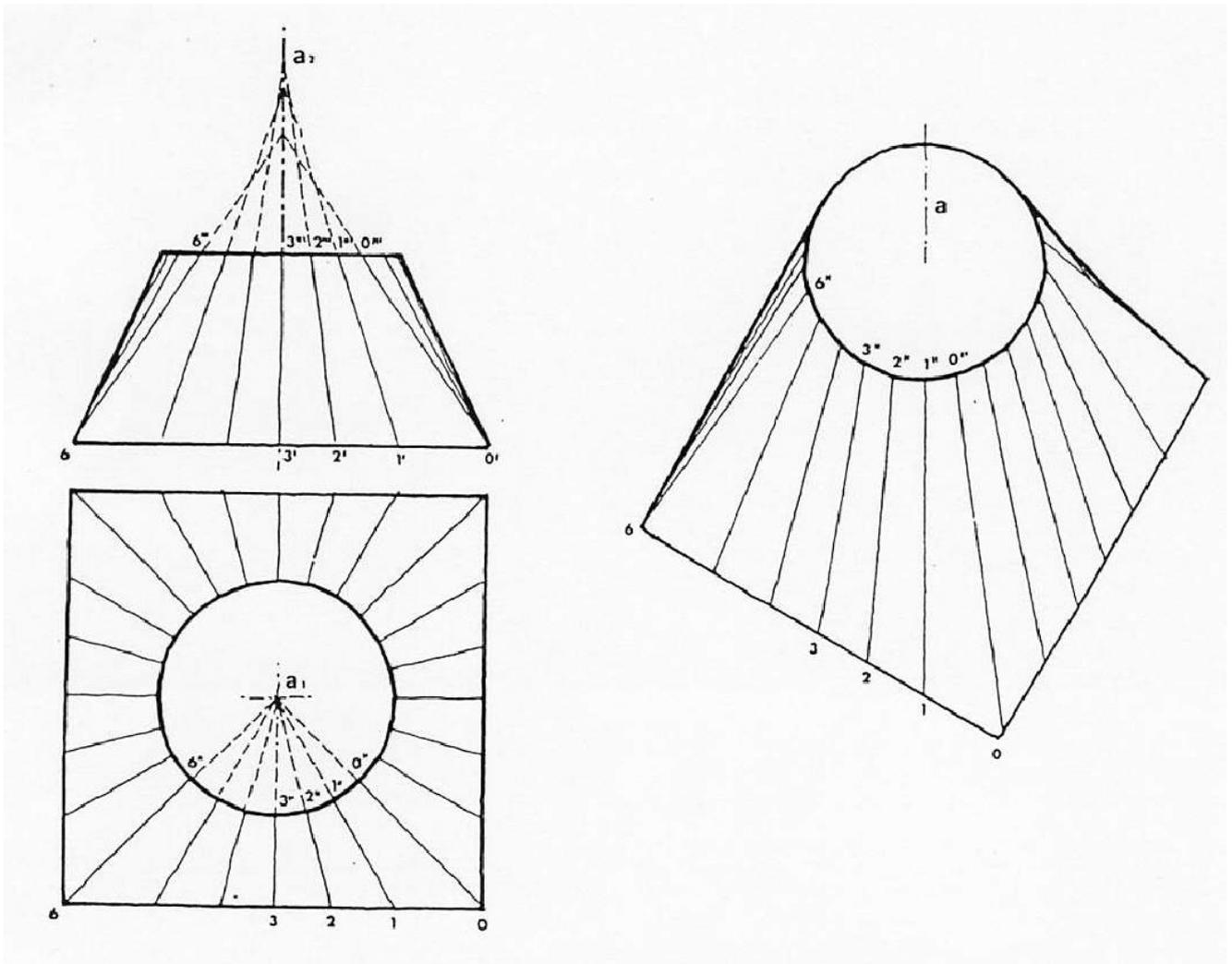
# SUPERFICI RIGATE

Si definisce rigata ogni superficie generata dal moto continuo di una retta nello spazio. La retta si dice generatrice della superficie ed ogni linea che incontri la generatrice in un solo punto è detta direttrice della rigata.

Le rigate, la cui varietà può considerarsi infinita, si distinguono in rigate sviluppabili e non sviluppabili. Una rigata è sviluppabile quando, con una deformazione senza estensioni né lacerazioni, può essere distesa o sviluppata su di un piano. In questo caso un piano tangente alla superficie (sviluppabile) non varia mentre il suo punto di contatto descrive una generatrice. Per contro, una rigata è non sviluppabile (o sghemba) quando non si può distendere su di un piano. Per tale rigata il piano tangente di cui si è detto è variabile nel passare da un punto all'altro di una stessa generatrice.

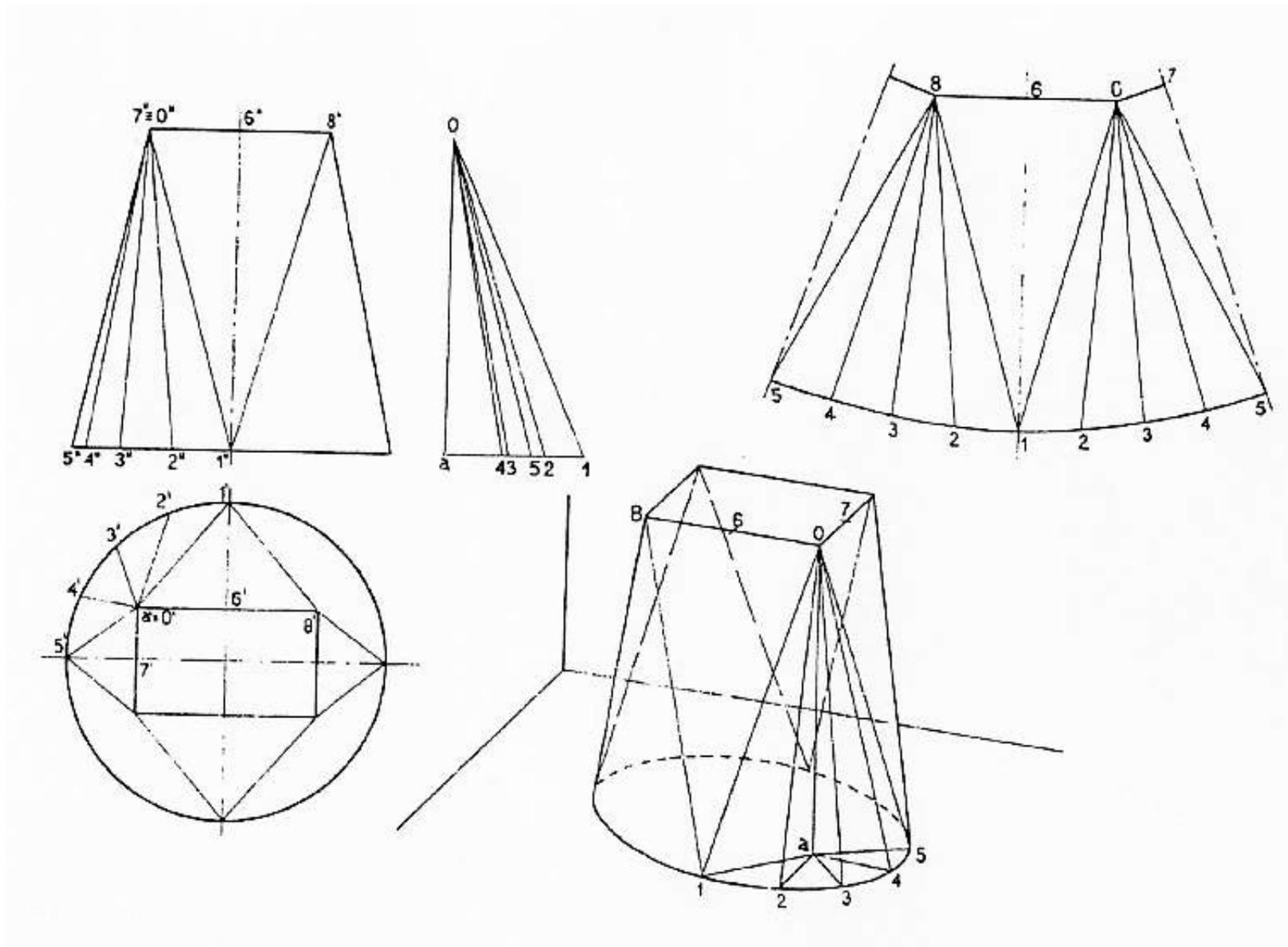
Le superfici rigate vengono anche suddivise secondo una classificazione che le considera generate da retta che si muove guidata (o controllata) da tre linee direttrici.

# SUPERFICI RIGATE

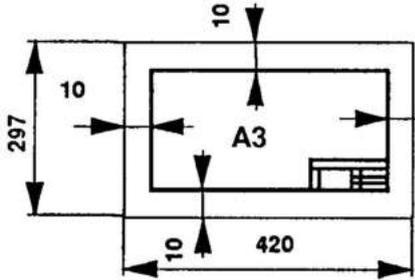


Raccordo tra cerchio e quadrato

# SVILUPPO DI SUPERFICI CON IL METODO DEI TRIANGOLI APPROSSIMANTI



**TAVOLA N.1: SVILUPPO CON METODO DEI  
TRIANGOLI APPROSSIMANTI**



squadratura

spessore minimo squadratura

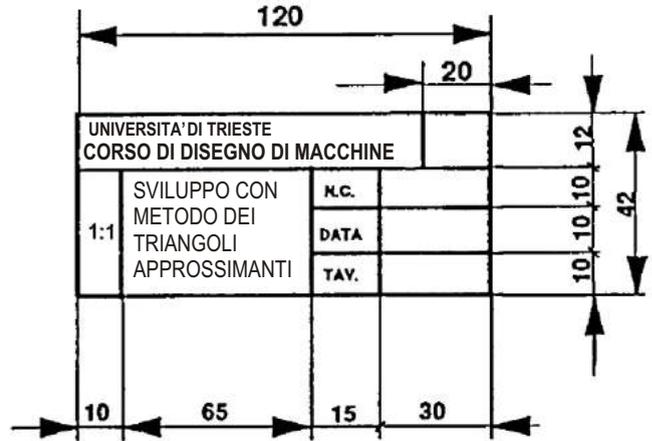
e cartiglio: 0.5 mm

linea sottile continua: vedi normativa UNI

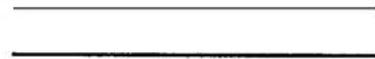
linea grossa continua: vedi normativa UNI

altezza caratteri cartiglio: 5 e 3.5 mm

rapporto tra spessori linee sottile e grossa:



cartiglio



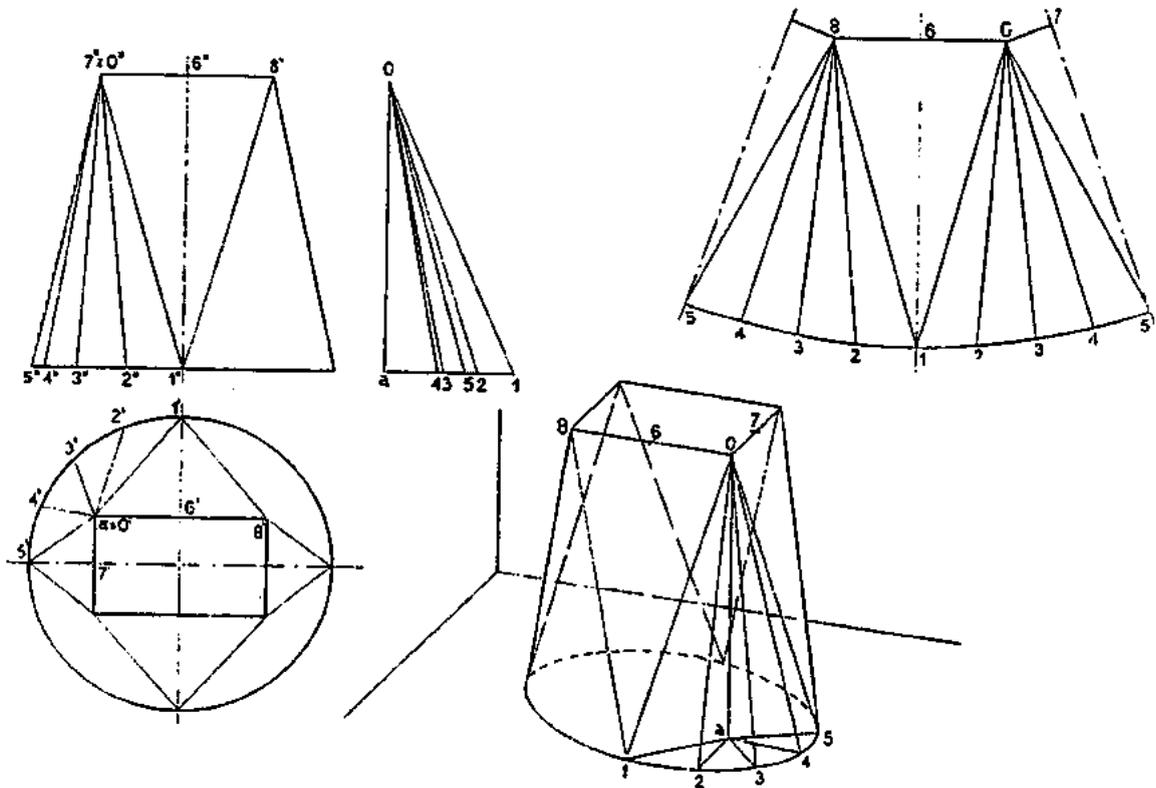
almeno 1:2

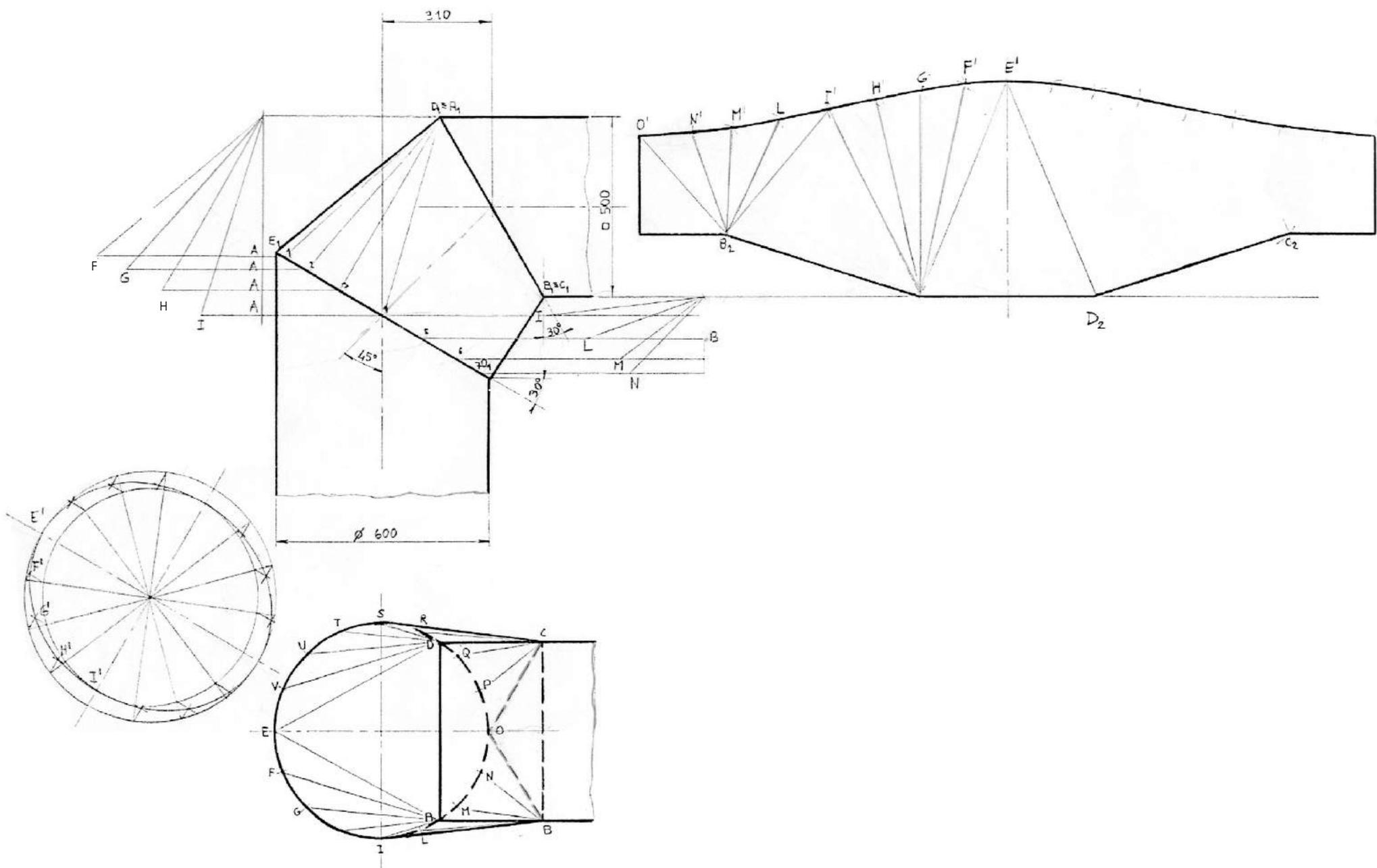


Si consideri l' esempio illustrato nella figura allegata riguardante lo sviluppo della superficie tronco-conica di raccordo tra una sezione circolare (base maggiore) ed una rettangolare (base minore), da realizzare in lamiera. Con riferimento all' assonometria che compare in figura, si nota che il perimetro di base è stato diviso in sedici parti (per semplicità uguali) dai punti 1, 2, 3, ... . Si osserva che la costruzione è limitata, per chiarezza, ad un settore di 90°. Se ora consideriamo i segmenti ottenuti collegando ciascun punto citato con il vertice del rettangolo di base, come indicato nell' assonometria (O1, O2, O3, ...), la superficie risulta divisa da tali segmenti in venti parti, delle quali quattro sono proprio triangoli piani e sedici risultano approssimabili a triangoli piani (O12, O23, ...) assimilando gli archi alle rispettive corde.

Per tracciare lo sviluppo della superficie così ottenuta è necessario conoscere le vere lunghezze dei lati dei vari triangoli che la costituiscono. Sempre con riferimento alla proiezione assonometrica, indicato con  $a$  il piede della perpendicolare alla base maggiore, passante per il vertice  $O$ , si considerino i triangoli rettangoli  $aO1$ ,  $aO2$ , ... . Le ipotenuse di questi triangoli non sono altro che i lati dei triangoli approssimanti dei quali sono ricercate le vere lunghezze. In pratica sarà quindi sufficiente avere a disposizione due proiezioni ortogonali dalle quali si rileveranno i cateti (in vera grandezza) determinando così le corrispettive ipotenuse.

Nel caso dell' esempio, poichè tutti i triangoli rettangoli presentano uno dei cateti di lunghezza pari all' altezza del raccordo tronco-conico, accanto ad una delle proiezioni ortogonali (il prospetto, seconda proiezione) sono stati disegnati, sovrapposti, tutti i triangoli rettangoli ( $Oa1$ ,  $Oa2$ , ...) avendo rilevato la vera lunghezza del secondo cateto dalla pianta ( $a'1'$ ,  $a'2'$ , ...). Da tale figura si possono pertanto rilevare i lati maggiori dei triangoli approssimanti, i cui lati minori sono assunti uguali alle corde, sempre dalla pianta ( $1'2'$ ,  $2'3'$ , ...). Disegnando ordinatamente i triangoli approssimanti uno di seguito all' altro, si ottiene lo sviluppo cercato. In figura tale sviluppo è limitato a mezza superficie del raccordo tronco-conico.





# DISEGNO DI MACCHINE

## Normativa

Fogli, tipi di linea e uso

# IL DISEGNO TECNICO

- Documenta lo stato della conoscenza aziendale e la storia del prodotto (knowledge management)
- Supporta la distribuzione delle informazioni necessarie lungo tutto il ciclo di vita del prodotto
- Permette di definire processi e attività di verifica, validazione, misurazione e prova, specifiche per il prodotto (ISO 9000)
- Consente attività di progettazione distribuita (outsourcing nella progettazione e con i fornitori)
- .....

# Principali norme per il disegno tecnico

ARGOMENTO	NORMA
<b>Principi generali</b>	
Termini relativi ai disegni tecnici: generalità e tipi di disegno	UNI ISO 10209-1
Termini relativi ai metodi di proiezione	UNI ISO 10209-2
Formati e disposizione degli elementi grafici dei fogli da disegno	UNI EN ISO 5457
Piegatura dei fogli	UNI 938
Convenzioni di base delle linee	UNI EN ISO 128-20
Linee utilizzate nei disegni di meccanica e di ingegneria industriale	UNI EN ISO 128-24
Scale	UNI EN ISO 5455
Aree dei dati nei riquadri delle iscrizioni	UNI EN ISO 7200
Scrittura	UNI EN ISO 3098-0/5
<b>Rappresentazione</b>	
Metodi di proiezione	UNI EN ISO 5456-1/4
Convenzioni fondamentali per le viste	UNI ISO 128-30
Viste nei disegni di meccanica ed ingegneria industriale	UNI ISO 128-34
Convenzioni fondamentali per tagli e sezioni	UNI ISO 128-40
Sezioni nei disegni di ingegneria meccanica e industriale	UNI ISO 128-44
Convenzioni generali di rappresentazione delle superfici in sezioni e tagli	UNI ISO 128-50
<b>Quotatura</b>	
Quotatura e indicazione delle tolleranze	UNI ISO 129-1

# Elementi preliminari

- Tipi di disegno
- Il foglio
- Le linee
- I testi
- Le scale dimensionali
- Il riquadro delle iscrizioni

# Tipi di disegno tecnico

La norma UNI ISO 10209-1 stabilisce e definisce i termini usati nella documentazione tecnica di prodotto relativa ai disegni tecnici in tutti i campi di applicazione.

In particolare definisce 22 tipi diversi di disegno. A titolo di esempio ecco i principali:

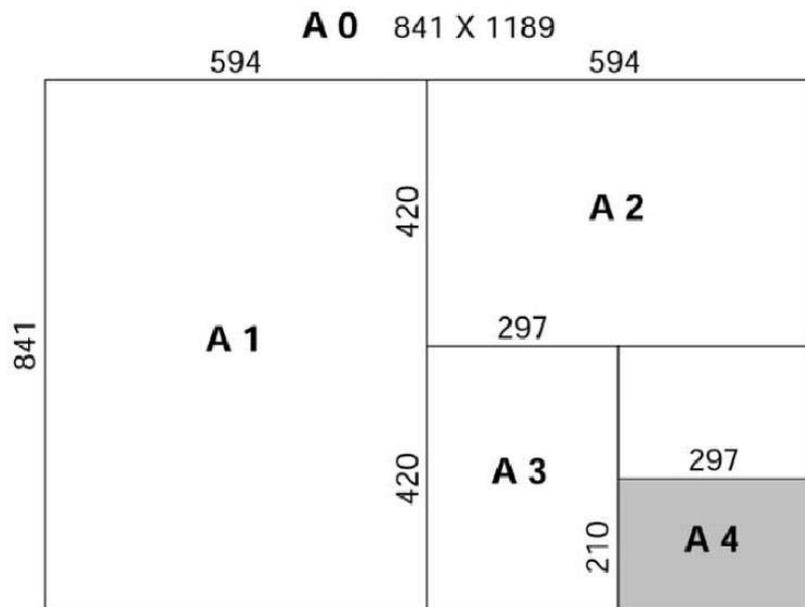
- Disegno di insieme
- Disegno di componente
- Disegno di dettaglio
- Disegno di produzione
- .....

## Il foglio (UNI EN ISO 5457)

I disegni devono essere eseguiti sul minore formato che consenta la **chiarezza**, la **nitidezza** e l'**economia** necessari.

I formati rifilati vengono contrassegnati con la lettera A (serie ISO-A).

Il formato di riferimento è l'A0 di area circa 1m<sup>2</sup>



$$\text{Base} = \sqrt{2} * \text{Altezza}$$

$$\begin{aligned} \text{per il foglio A0} & \quad 841 \times 1189 \\ 1189 & = 841 * \sqrt{2} \end{aligned}$$

$$A1 = A0/2 \quad 594 \times 841$$

$$A2 = A1/2 \quad 420 \times 594$$

$$A3 = A2/2 \quad 297 \times 420$$

$$A4 = A3/2 \quad 210 \times 297$$

$$A_n = A0/2^n \quad (\text{area})$$

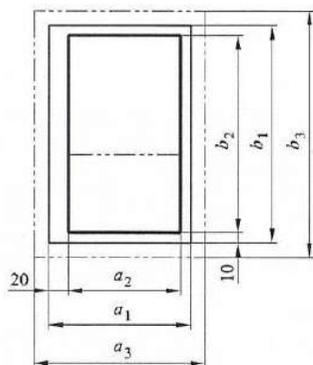
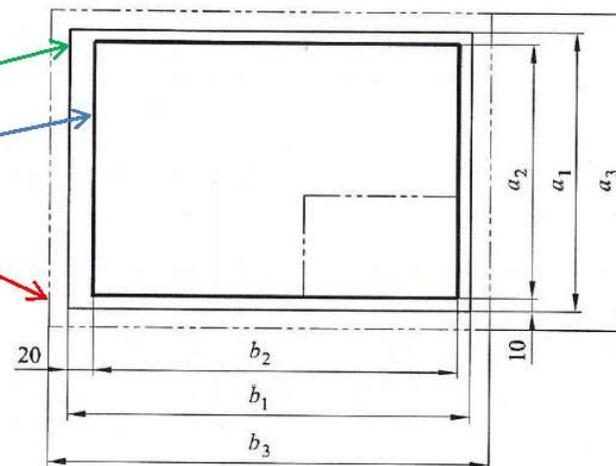
# Il foglio (UNI EN ISO 5457)

Formati dei fogli rifilati e non rifilati e zona per l'esecuzione del disegno

Dimensioni in millimetri

Designazione	Figura	Foglio rifilato (T)		Zona del disegno		Foglio non rifilato (U)	
		$a_1$ 1)	$b_1$ 1)	$a_2$ $\pm 0,5$	$b_2$ $\pm 0,5$	$a_3$ $\pm 2$	$b_3$ $\pm 2$
A0	1	841	1 189	821	1 159	880	1 230
A1	1	594	841	574	811	625	880
A2	1	420	594	400	564	450	625
A3	1	297	420	277	390	330	450
A4	1 e 2	210	297	180	277	240	330

Nota Per i formati >A0, vedere ISO 216.  
1) Per le tolleranze, vedere ISO 216.

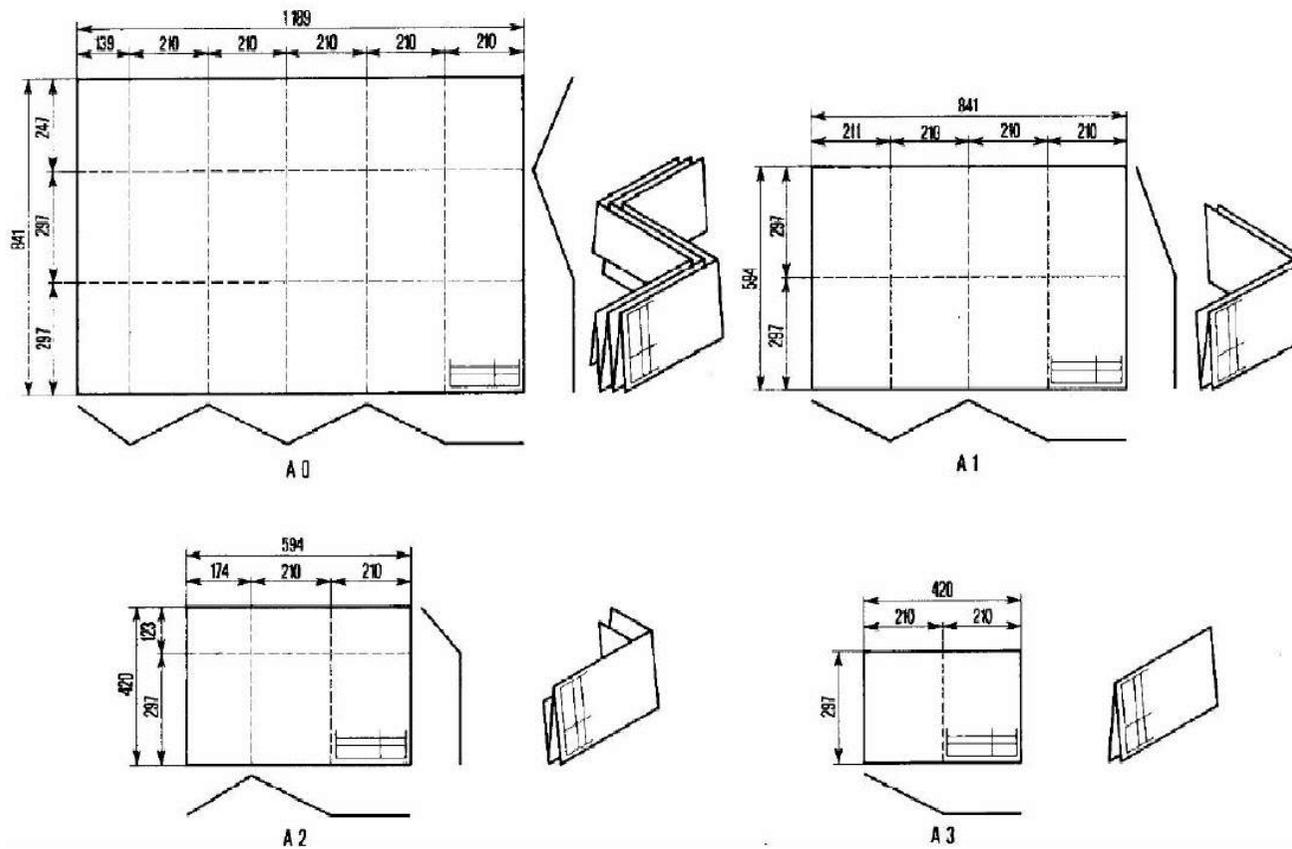


Per i formati da A0 a A3 sono consentiti solamente i fogli posizionati orizzontalmente.

Per il formato A4 è consentito posizionare il foglio sia verticalmente che orizzontalmente.

# Piegatura (UNI 938)

Si riducono i vari formati alla dimensione di un A4



# Tipi di linea e applicazioni (UNI EN ISO 128-20)

N°	Tipo di linea	Applicazioni	
01.1	Linea continua fine 	.1 .2 .3 .4 .5 .6 .7 .8 .9 .10 .11 .12 .13 .14 .15 .16 .17	Intersezioni fittizie Linee di misura Linee di riferimento Linee di richiamo Tratteggi contorni di sezioni ribaltate Assi brevi Fondi di filettature Origine di estremità di linee di misura Diagonali indicanti superfici piane Individuazione di spigoli fittizi Identificazione di dettagli Identificazione di dettagli ripetitivi Linee di definizione di elementi conici Collocazione di lamierini sottili Linee di proiezione Linee di griglia
	Linea continua fine irregolare 	.18	Limiti tracciati a mano di viste o sezioni interrotte che non siano assi di simmetria
	Linea continua fine a zig-zag 	.19	Limiti tracciati con sistemi assistiti dall'elaboratore di viste o sezioni interrotte che non siano assi di simmetria
01.2	Linea continua grossa 	.1 .2 .3 .4 .5 .6 .7 .8	Spigoli in vista Contorni in vista Creste di filettatura Termine della filettatura a filetti completi Rappresentazione in diagrammi e schemi Schemi di strutture di carpenteria metallica Tracce in vista generate dalla separazione degli stampi Frecche indicative di tagli di sezioni
02.1	Linea a tratti fine 	.1 .2	Spigoli nascosti Contorni nascosti
02.2	Linea a tratti grossa 	.1	Indicazione di superfici oggetto di particolare trattamento, per esempio: trattamento termico
04.1	Linea mista fine a punto e tratto lungo 	.1 .2 .3 .4	Assi di simmetria Tracce di piani di simmetria Circonferenze primitive di ingranaggi Circonferenze su cui si trovano assi di fori
04.2	Linea mista grossa a punto e tratto lungo 	.1 .2	Porzioni di superfici oggetto di particolare trattamento, per esempio: trattamento termico Posizione di taglio e di sezione
05.1	Linea mista fine a due punti e tratto lungo 	.1 .2 .3 .4 .5 .6 .7 .8	Contorni di pezzi adiacenti Posizioni estreme di parti mobili Contorni prima delle lavorazioni (sovrametallo) Parti situate anteriormente al piano di sezione Contorni di possibili esecuzioni alternative Contorni di parti finite sovrapposte al disegno dei grezzi Riquadri indicativi di zone particolari Zone di tolleranze proiettate

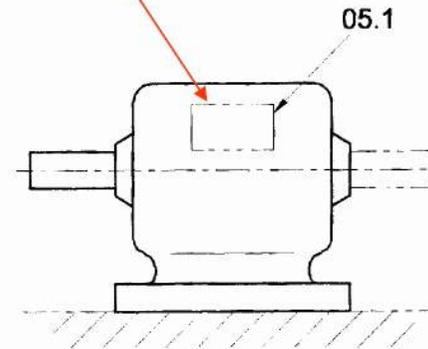
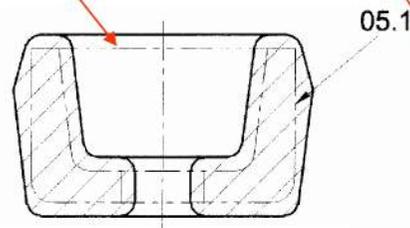
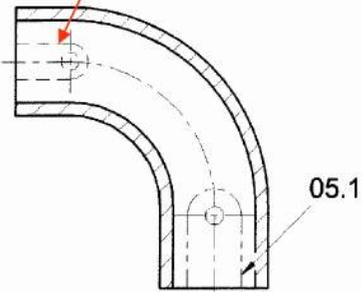
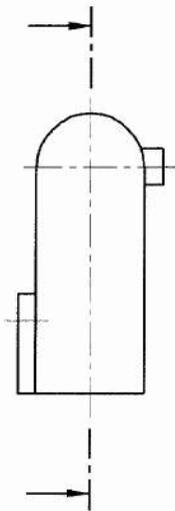
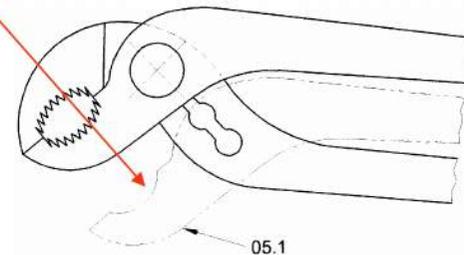
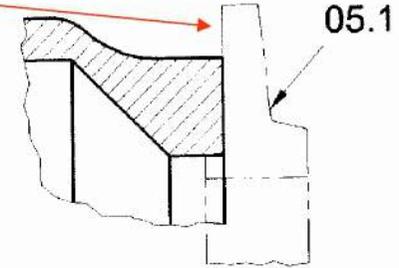
## Norme generali sul Disegno Tecnico: tipi di linee – applicazioni

05.1

Linea mista fine a due punti e tratto lungo

(già linea tipo **K**  
secondo UNI  
3968:86)

- .1 contorni di pezzi adiacenti
- .2 posizioni estreme di parti mobili
- .3 assi o luoghi baricentrici
- .4 contorni prima delle lavorazioni (sovrammetallo)
- .5 parti situate anteriormente al piano di sezione
- .6 contorni di possibili esecuzioni alternative
- .7 contorni di parti finite sovrapposte al disegno dei grezzi
- .8 riquadri indicativi di zone particolari
- .9 zona di tolleranza proiettata



## Norme generali sul Disegno Tecnico: tipi di linee – applicazioni

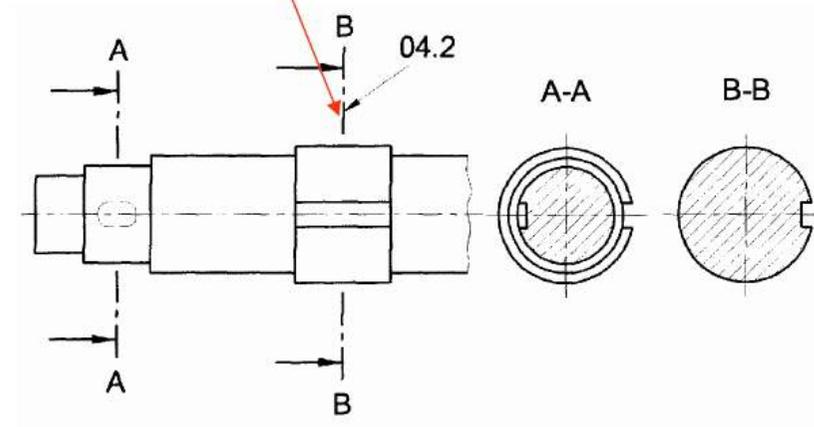
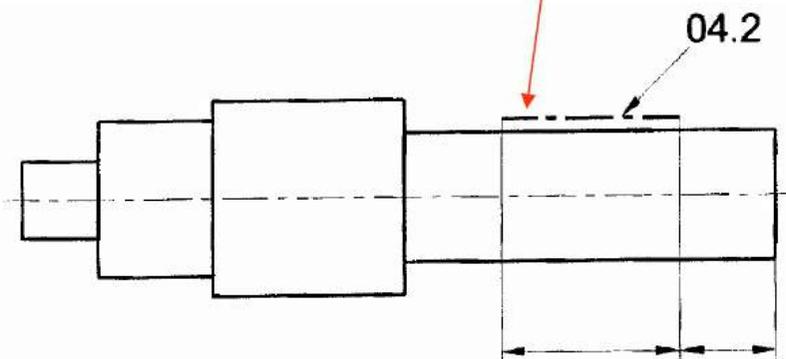
04.2 | Linea mista grossa a punto e tratto lungo



.1 | indicazioni di porzioni di superfici soggette a trattamento, per esempio trattamento termico

.2 | posizione piani di taglio e di sezione

(già linea tipo J secondo UNI 3968:86)



*Fino ad oggi si utilizzava linea mista sottile con estremità grosse*

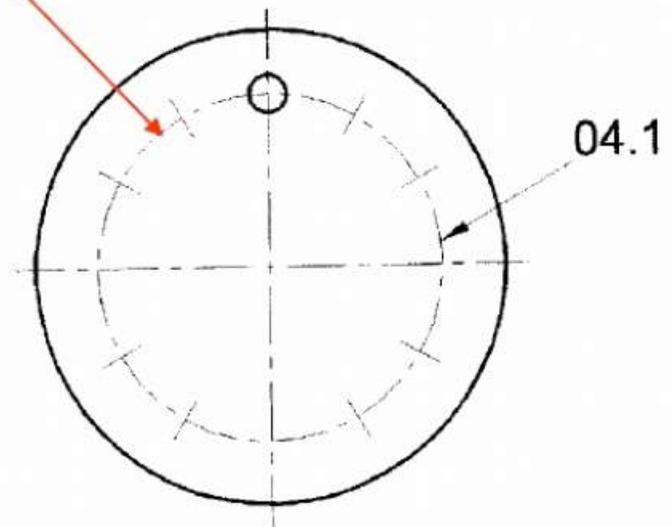
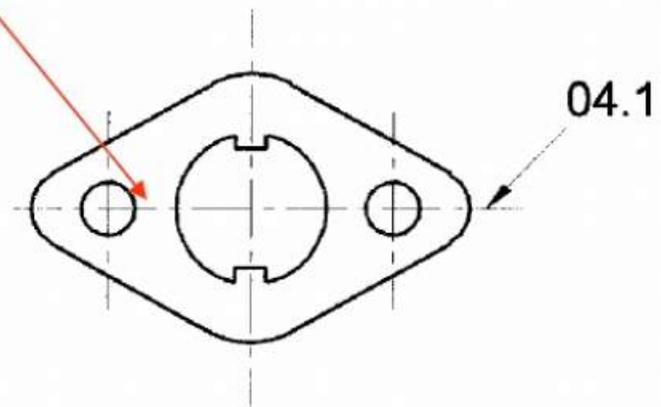
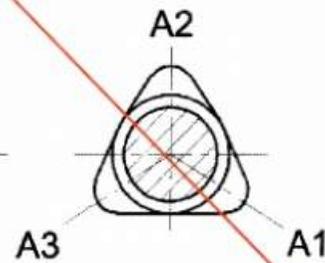
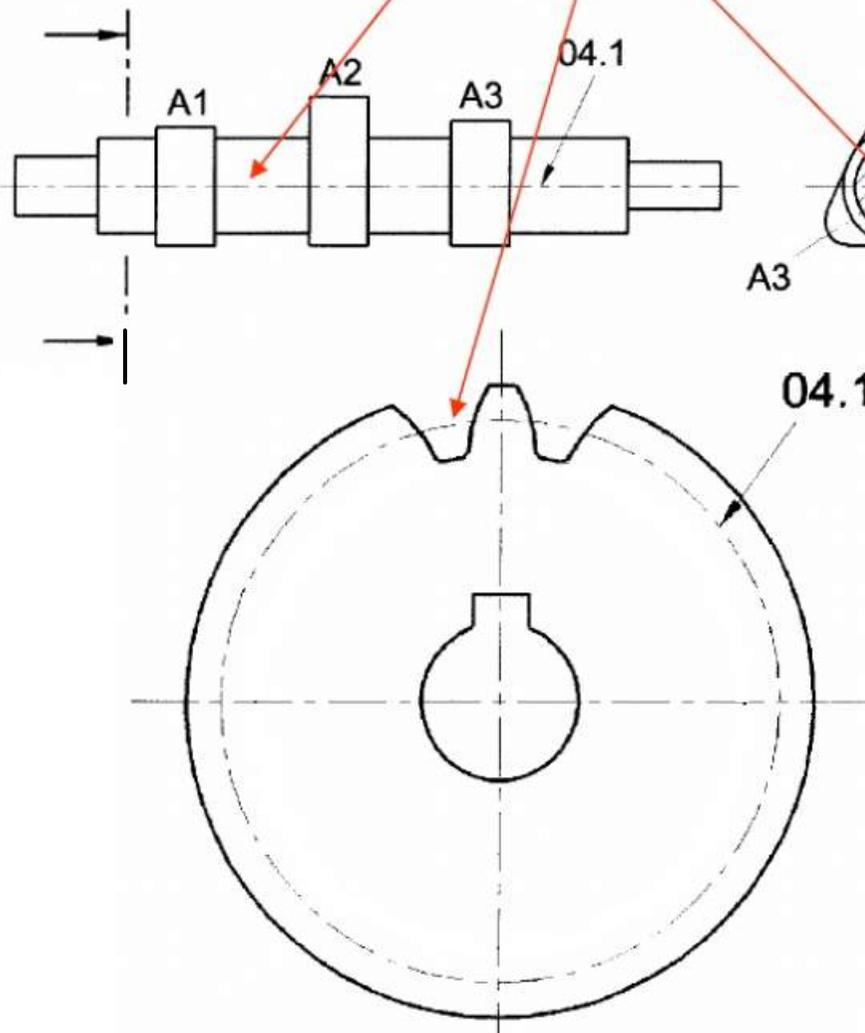
# Norme generali sul Disegno Tecnico: tipi di linee – applicazioni

04.1 Linea mista fine a punto e tratto lungo



- .1 assi di simmetria
- .2 tracce di piani di simmetria
- .3 circonferenze primitive di ingranaggi
- .4 circonferenze su cui si trovano assi di fori

*(già linea tipo G secondo UNI 3968:86)*



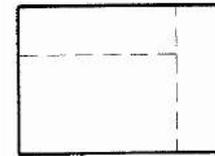
## Norme generali sul Disegno Tecnico: tipi di linee – applicazioni

02.1 | Linea a tratti fine

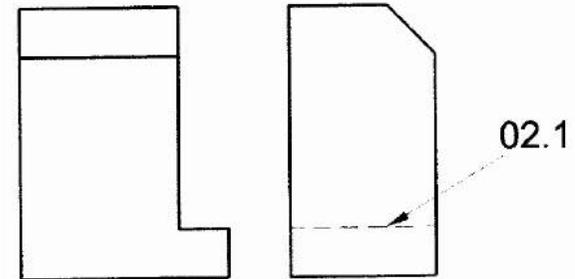


(già linea tipo **F**  
secondo UNI  
3968:86)

- .1 spigoli nascosti
- .2 contorni nascosti



*Secondo la normativa precedente  
spigoli e contorni nascosti si  
tracciavano con linea a tratti grossa  
(o meno di frequente sottile)*



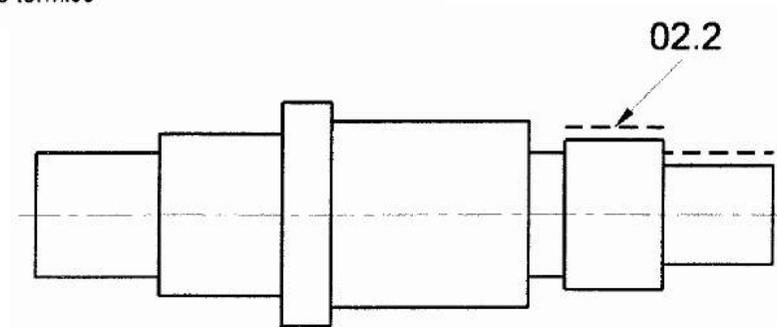
02.2 | Linea a tratti grossa



(già linea tipo **E**  
secondo UNI  
3968:86)

- .1 indicazione di superfici oggetto di particolare trattamento, per  
esempio trattamento termico

*Secondo la normativa precedente si  
utilizzava linea mista grossa*

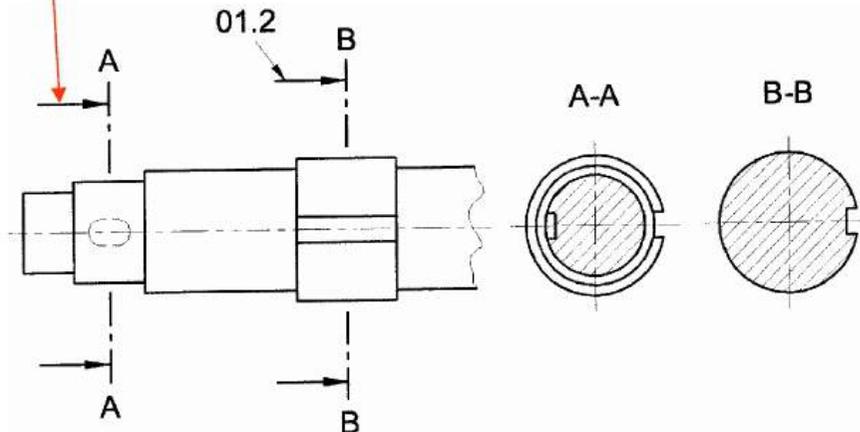
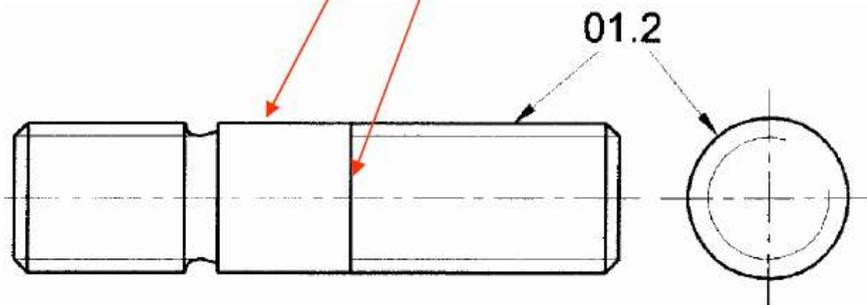
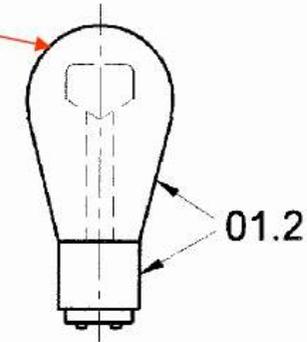
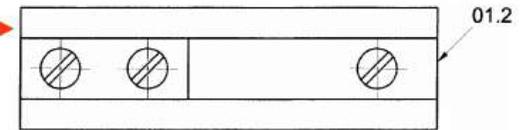


## Norme generali sul Disegno Tecnico: tipi di linee – applicazioni

01.2 Linea continua grossa

(già linea tipo A  
secondo UNI  
3968:86)

- .1 spigoli in vista
- .2 contorni in vista
- .3 creste di filettature
- .4 termine della filettatura a filetto completo
- .5 rappresentazioni principali in diagrammi e schemi
- .6 schemi di strutture di carpenteria metallica
- .7 tracce in vista generate dalla separazione degli stampi
- .8 frecce indicatrici di tagli e di sezioni



## Norme generali sul Disegno Tecnico: tipi di linee – applicazioni

Linea continua fine irregolare



.18 limiti, preferibilmente tracciati a mano libera, di viste e sezioni parziali o interrotte, quando non siano assi o tracce di piani di simmetria<sup>a)</sup>

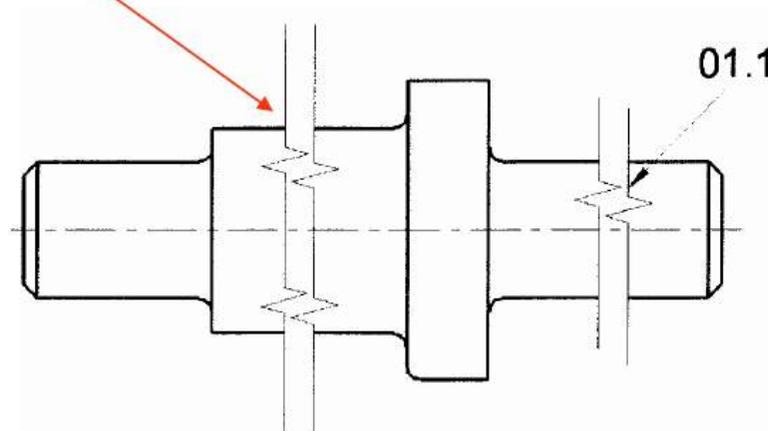
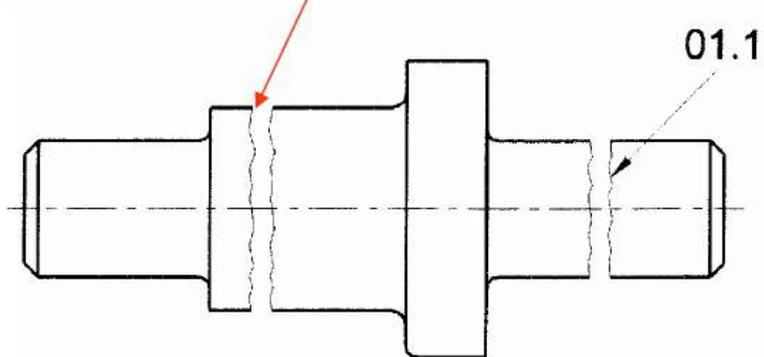
(già linea tipo **C**  
secondo UNI  
3968:86)

Linea continua fine con zig-zag



.19 limiti, tracciati con sistemi assistiti dall'elaboratore, di viste e sezioni parziali o interrotte, quando non siano assi o tracce di piani di simmetria<sup>a)</sup>

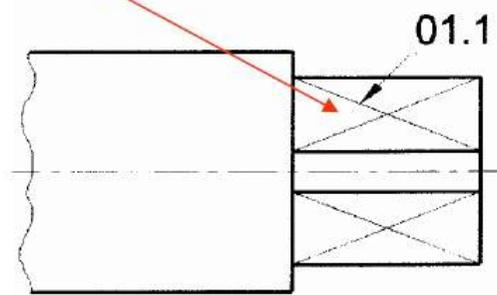
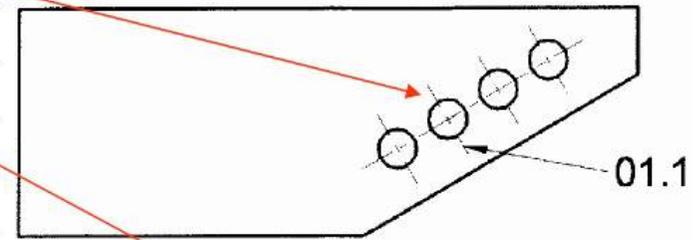
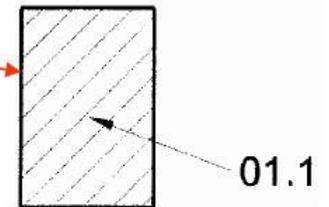
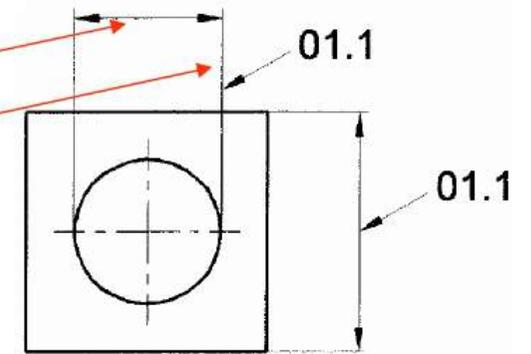
(già linea tipo **D**  
secondo UNI  
3968:86)



## Norme generali sul Disegno Tecnico: tipi di linee – applicazioni

### Applicazioni dei tipi di linea secondo UNI ISO 128-24:06

01.1	Linea continua fine  <i>(già linea tipo B secondo UNI 3968:86)</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>.1 intersezioni fittizie</li> <li>.2 linee di misura</li> <li>.3 linee di riferimento</li> <li>.4 linee di richiamo e linee di riferimento</li> <li>.5 tratteggi</li> <li>.6 contorni di sezioni ribaltate</li> <li>.7 assi brevi</li> <li>.8 fondi di filettature</li> <li>.9 origine ed estremità di linee di misura</li> <li>.10 diagonali indicanti superfici piane</li> <li>.11 linee di indicazione di spigoli fittizi e linee di piegatura</li> <li>.12 identificazione di dettagli</li> <li>.13 identificazione di dettagli ripetitivi</li> <li>.14 linee di definizione di elementi conici</li> <li>.15 collocazione di lamierini sottili</li> <li>.16 linee di proiezione</li> <li>.17 linee di griglia</li> </ul>
------	--	---

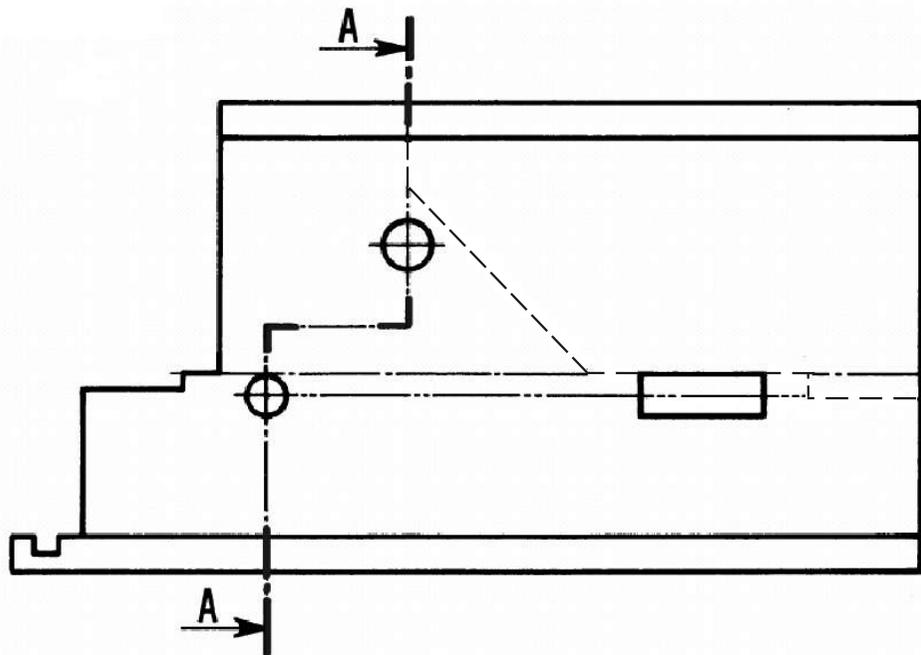


## Norme generali sul Disegno Tecnico: tipi di linee

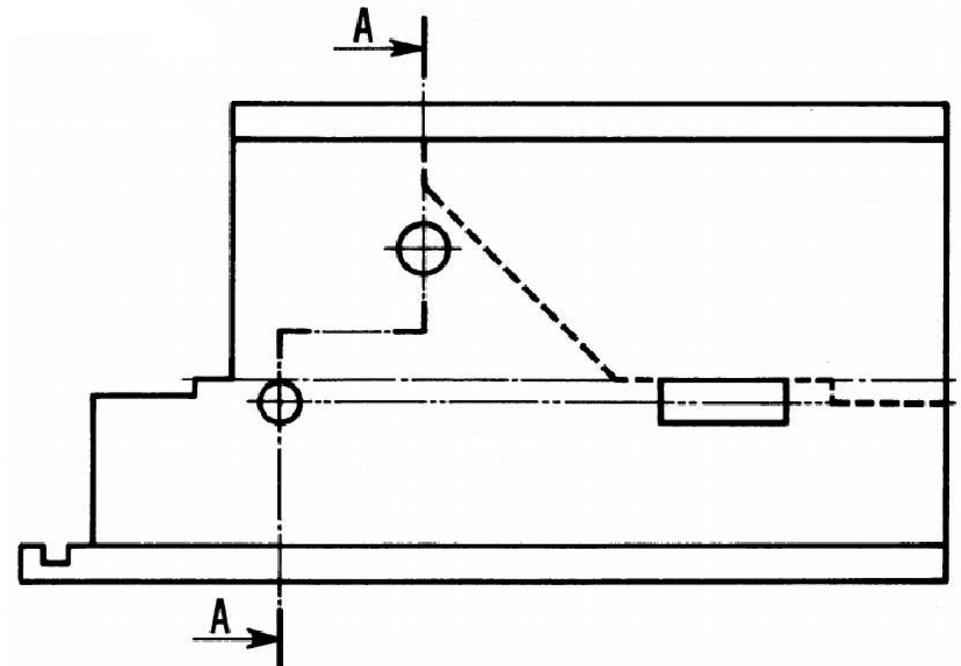
### Ordine di priorità tra le linee (secondo UNI 3968:86):

- contorni e spigoli in vista (linee tipo A, ora 01.2)
- contorni e spigoli nascosti (linee tipo E e F, ora 02.1)
- tracce dei piani di sezione (linee tipo H, ora 04.2)
- assi di simmetria (linee tipo G, ora 04.1)
- linee per applicazioni particolari (linee tipo K, ora 05.1)
- linee di riferimento (linee tipo B, ora 01.1)

Questa tabella è stata ritirata e sostituita dalla UNI EN ISO 128-20:2002. Però molti disegni reperibili sono stati tracciati in accordo alla vecchia UNI 3968:86. Inoltre l'ordine di priorità tra le linee con la UNI EN ISO 128-20:2002 **NON E' CAMBIATO** rispetto a quanto previsto nella UNI 3968:86.



Rappresentazione secondo  
UNI EN ISO 128-20:2002



Rappresentazione secondo  
UNI 3968:86

# Groschezza delle linee (UNI EN ISO 128-20)

La groschezza deve essere scelta nella seguente gamma (mm):

**0.13; 0.18; 0.25; 0.35; 0.50; 0.70; 1.00; 1.40; 2.00**

La gamma si basa sul rapporto costante:

$$1/\sqrt{2}$$

Il rapporto delle grossezze delle linee extra-grosse, grosse e fine è:

**4:2:1**

**Nei disegni di meccanica si utilizzano due grossezze delle linee**

La groschezza deve essere costante per tutta la lunghezza della linea.

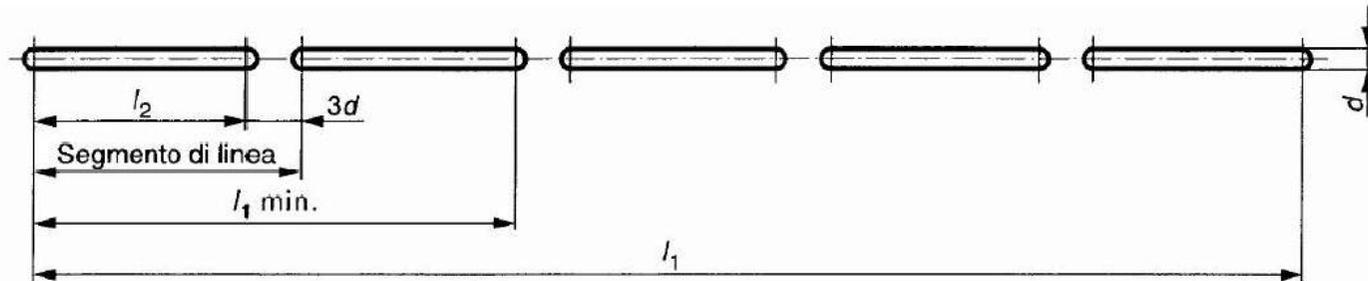
**Esempio:** designazione di una linea tipo 05, groschezza 0.13 colore bianco:

**Linea ISO 128-20 – 05x0.13 / bianca**

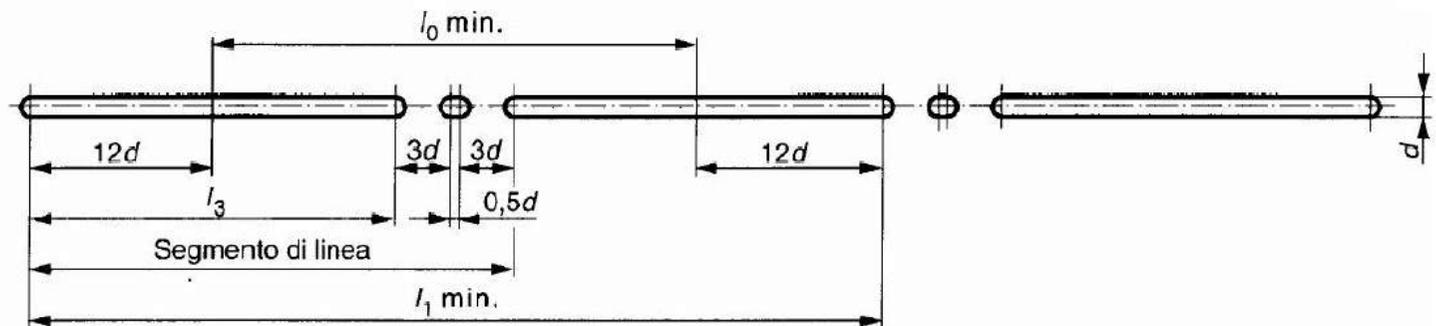
# Grossezza delle linee (UNI EN ISO 128-21)

Configurazione dei principali tipi di linea

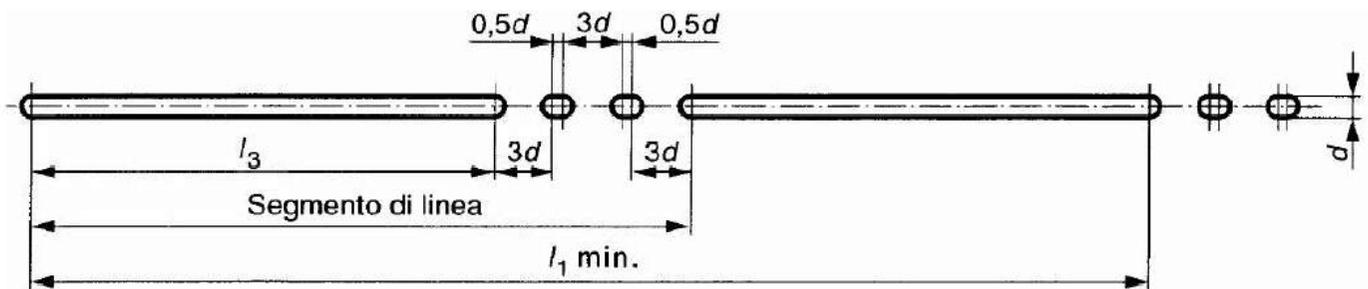
Linea tipo 02



Linea tipo 04



Linea tipo 05



# La scrittura sui disegni (UNI EN ISO 3098)

**Le caratteristiche principali richieste alla scrittura sono:**

1. Leggibilità
2. Compatibilità con i procedimenti di riproduzione
3. Compatibilità con i sistemi di disegno computerizzato

**Gamma delle dimensioni nominali (mm):**

1.8, 2.5, 3.5, 5, 7, 10, 14, 20

modulate da una ragione  $\sqrt{2}$  (vedi progressione geometrica dei formati carta)

**Groschezza dei tratti:**

- Conforme alla ISO 128-20 (Convenzioni di base delle linee)
- Lettere maiuscole e minuscole hanno la stessa groschezza di tratto

## Norme generali sul Disegno Tecnico

---

**Scritture sui disegni** (UNI EN ISO 3098-0/5:2000; UNI EN ISO 3098-2:2001):

Requisiti:

- leggibilità
- compatibilità con i procedimenti di riproduzione
- compatibilità con i sistemi di disegno computerizzati

**Dimensioni nominali dei caratteri (mm):**

1.8    2.5    3.5    5    7    10    14    20 => ragione  $\sqrt{2}$

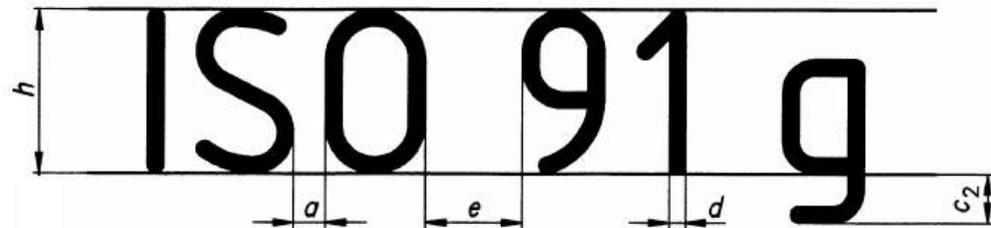
**Groszezza dei tratti:**

- compatibile con ISO 128-20
- uguale per lettere maiuscole e minuscole

**Tipi di scrittura:**    Tipo A ( tratto più sottile = 1/14 altezza)  
                                  Tipo B (tratto più spesso = 1/10 altezza)

## Norme generali sul Disegno Tecnico: scritture sui disegni

**Dimensione nominale:**  
 altezza ( $h$ ) delle lettere maiuscole



**Esempio: scrittura tipo A**

Dimensioni in mm

Caratteristica	Rapporto in funzione di $h$	Dimensioni								
		1,8	2,5	3,5	5	7	10	14	20	
Altezza di scrittura	$h$	$(14/14)h$								
Altezza della lettera minuscola (altezza della lettera x)	$c_1$	$(10/14)h$	1,3	1,8	2,5	3,5	5	7	10	14
Coda della lettera minuscola	$c_2$	$(4/14)h$	0,52	0,72	1	1,4	2	2,8	4	5,6
Rialzo (ramo asta) della lettera minuscola	$c_3$	$(4/14)h$	0,52	0,72	1	1,4	2	2,8	4	5,6
Zona interessata dai segni diacritici (lettera maiuscola)	$f$	$(5/14)h$	0,65	0,9	1,25	1,75	2,5	3,5	5	7
Spazio fra i caratteri	$a$	$(2/14)h$	0,26	0,36	0,5	0,7	1	1,4	2	2,8
Spazio minimo fra le linee di base della scrittura <sup>1)</sup>	$b_1$	$(25/14)h$	3,25	4,5	6,25	8,75	12,5	17,5	25	35
Spazio minimo fra le linee di base della scrittura <sup>2)</sup>	$b_2$	$(21/14)h$	2,73	3,78	5,25	7,35	10,5	14,7	21	29,4
Spazio minimo fra le linee di base della scrittura <sup>3)</sup>	$b_3$	$(17/14)h$	2,21	3,06	4,25	5,95	8,5	11,9	17	23,8
Spazio tra le parole	$e$	$(6/14)h$	0,78	1,08	1,5	2,1	3	4,2	6	8,4
Groschezza del tratto	$d$	$(1/14)h$	0,13 <sup>4)</sup>	0,18 <sup>4)</sup>	0,25	0,35 <sup>4)</sup>	0,5	0,7 <sup>4)</sup>	1	1,4 <sup>4)</sup>

# Scale dimensionali (UNI EN ISO 5455)

## Definizioni

**Scala:** rapporto tra la dimensione lineare di un elemento di un oggetto, come rappresentato in un disegno originale, e la stessa dimensione lineare dello stesso elemento del medesimo oggetto

(NB la scala di riproduzione può essere differente dalla scala del disegno originale)

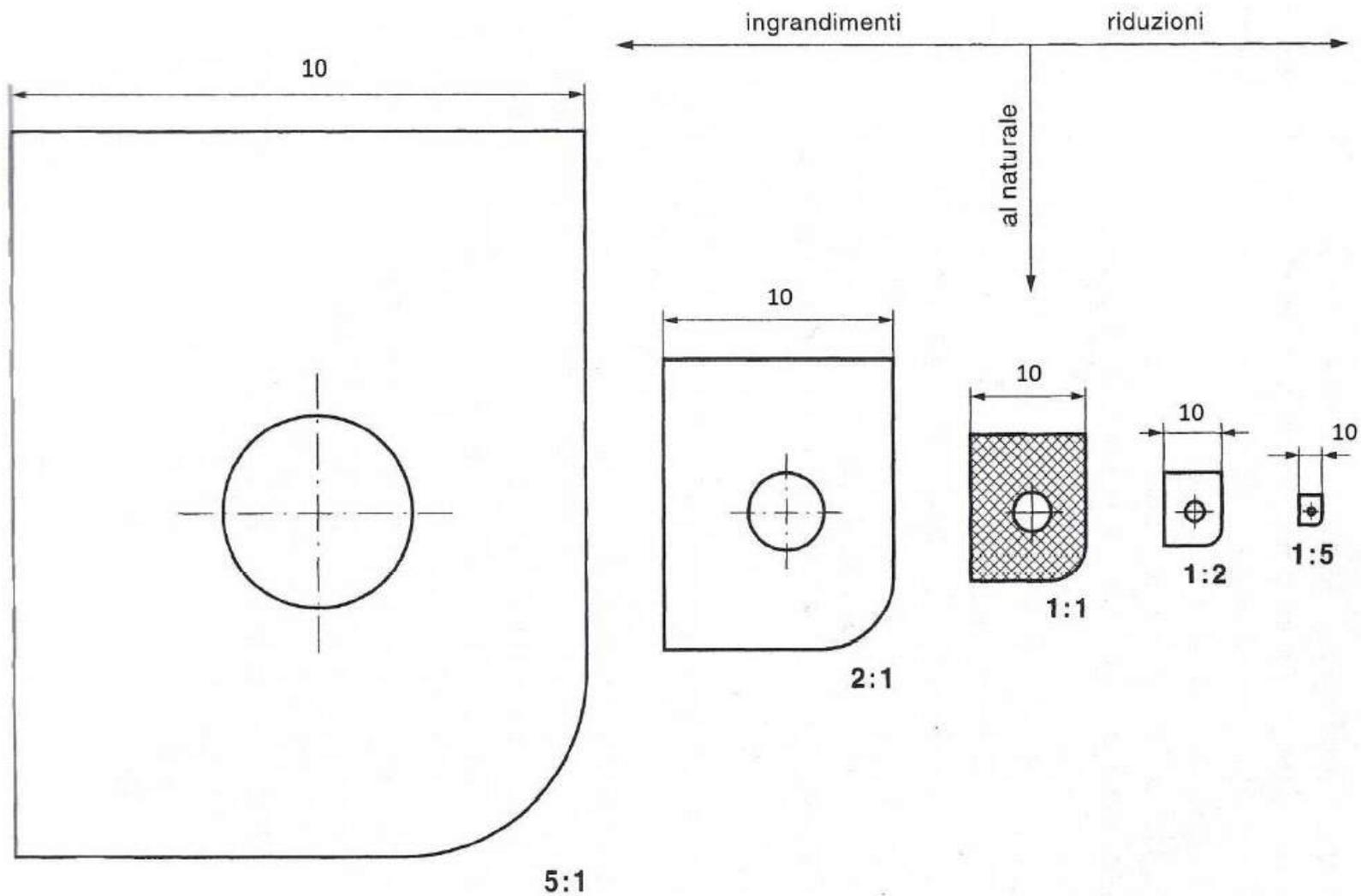
**Scala al naturale:** scala con rapporto 1:1

**Scala di ingrandimento:** scala con rapporto maggiore di 1:1 (2:1; 5:1; 10:1; 20:1; 50:1)

**Scala di riduzione:** scala con rapporto minore di 1:1 (1:2; 1:5; ....; 1:100; 1:200; .....

Categoria	Scale raccomandate		
Scale di ingrandimento	50 : 1 5 : 1	20 : 1 2 : 1	10 : 1
Scala al naturale			1 : 1
Scale di riduzione	1 : 2 1 : 20 1 : 200 1 : 2 000	1 : 5 1 : 50 1 : 500 1 : 5 000	1 : 10 1 : 100 1 : 1 000 1 : 10 000

# Scale dimensionali (UNI EN ISO 5455)



# Cartiglio

## (UNI EN ISO 7200)

Il **cartiglio** (o **riquadro delle iscrizioni**) contiene le informazioni idonee alla identificazione ed alla interpretazione dell'elaborato, nonché tutte le indicazioni utili per la sua corretta gestione.

- Collocazione:** in basso a destra per i formati da A0 a A3  
in basso (per tutta la larghezza) su un formato A4
- Larghezza:** 180mm (corrisponde alla larghezza utile di un formato A4 con margine sinistro di 20mm e destro di 10mm)
- Campi dati:** dati di identificazione  
dati descrittivi  
dati amministrativi

# Cartiglio (UNI EN ISO 7200)

## Esempi di configurazione del riquadro delle iscrizioni sui disegni tecnici

figura 1 Riquadro delle iscrizioni con una linea supplementare, portante i campi per il contenuto fattuale del documento

Reparto responsabile ABC 2	Riferimento tecnico Patricia Johnson	Tipo di documento Disegno di sottoinsieme		Stadio del documento Pubblicato			
Proprietario legale	Autore Jane Smith	Titolo, sottotitolo Piastra d'apparecchio Assieme con supporti		AB123 456-7			
	Verificato da David Brown			Rev. A	Data di edizione 2002-05-14	Lingua en	Parte 1/5
180 mm							

figura 2 Riquadro delle iscrizioni con i campi del nome della persona in una riga aggiuntiva. Questa presentazione, libera spazio nel campo "Proprietario legale" e si ha a disposizione una zona all'angolo superiore destro, utilizzabile per una classificazione, una parola chiave, ecc.

Reparto responsabile ABC 2	Riferimento tecnico Patricia Johnson	Autore Jane Smith	Verificato da David Brown				
Proprietario legale	Tipo di documento Disegno di sottoinsieme		Stadio del documento Pubblicato				
	Titolo, sottotitolo Piastra d'apparecchio assieme con supporti		AB123 456-7				
		Rev. A	Data di edizione 2002-05-14	Lingua EN	Parte 1/5		
180 mm							

# Esempio di riquadro delle iscrizioni o cartiglio secondo UNI 8187:1982

2	140 360 4412	16 Cr Ni 4 tondo 25				2	0,30	Laminato			
1	140 350 1012	Fe 37 piatto 40x12				1	0,20	Trafilato			
POSIZ.	CODICE	DESCRIZIONE				N° PEZZI	kg MASSA TOTALE	STATO MATERIALE E NOTE			
	MATERIALE GREZZO — COMPONENTI										
SMUSSI NON QUOTATI		RUGOSITA' $R_a$ in $\mu m$		TRATTAMENTO TERMICO E/O SUPERFICIALE		N° ATTREZZO	N° MODELLO				
0,2 a 0,3x45°		12,5 / ( 0,8 / 3,2 / ✓ )		Cementato Cm 3 UNI 5381		A.17450/130					
MODIFICA	MOD N°	1245	1451				SOSTITUI- SCE	143.560.103.04	DATA	80-02-11	
	DATA	80-02-17	80-09-20							FIRMA	A. Sala
	FIRMA	A. Sala <sub>1</sub>	A. Sala <sub>2</sub>						DATA		
							SOSTITUI- TO DA		FIRMA		
	DISEGNATO	CONTROLLATO	APPROVATO	VERIF. NORME	QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA		SCALA				
	DATA	79-10-10	79-10-15	79-11-10	79-11-11	Grado di precisione medio UNI 5307	1:1				
	FIRMA	G. Ratti	S. Neri	E. Pano	V. Patri						
DITTA		TENDICATENA COMPOSTO GRUPPO CARRUCOLA						FOGLIO		INDICE MODIFICA	
										①	6
143.560.103.10										②	7
										3	8
										4	9
										5	10

Sistemi di rappresentazione

# LE PROIEZIONI ORTOGONALI UNIFICATE

L'obiettivo di un sistema di rappresentazione è quello di **rappresentare su un piano un oggetto tridimensionale** rispettando tre requisiti:

- 1) Mantenere la precisione dimensionale
- 2) Permettere all'osservatore di percepire lo sviluppo dimensionale del corpo nel modo più vicino al normale sentire
- 3) Utilizzare simbolismi efficaci e di significato univoco

## Definizioni

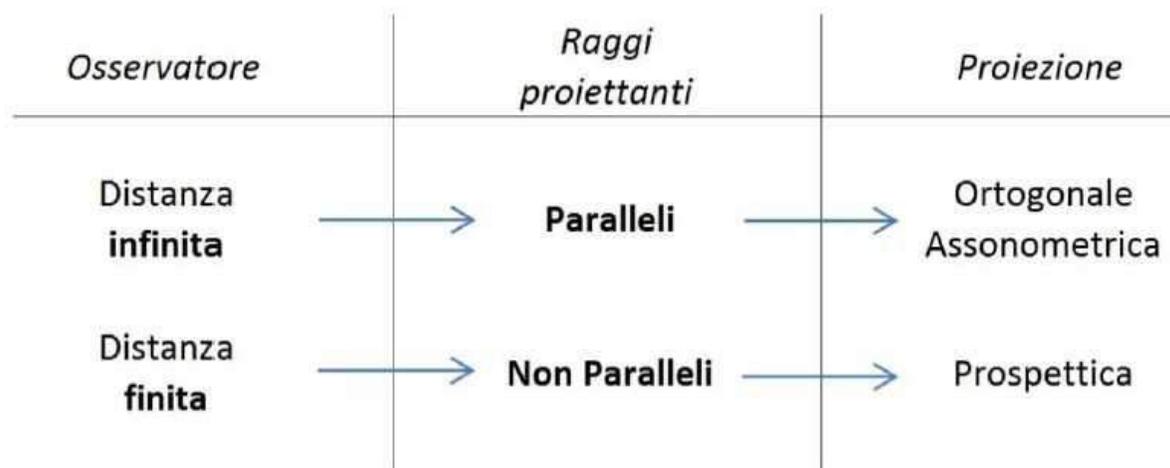
- **Vista reale:** rappresentazione di un oggetto su un piano parallelo al piano di proiezione
- **Vista principale:** vista di un oggetto nella configurazione più significativa per la progettazione, il montaggio, la vendita, la manutenzione, .....
- **Vista esplosa:** rappresentazione pittorica di un insieme in cui tutti i componenti sono disegnati nella stessa scala e correttamente orientati l'uno rispetto all'altro ma separati nella corretta sequenza , lungo assi comuni

I metodi di proiezioni sono definiti :

- *dal tipo di proiettanti* che possono essere parallele o convergenti;
- *dalla posizione del piano di proiezione* relativamente alle proiettanti, che può essere ortogonale od obliqua;
- *dalla posizione dell'oggetto* (delle sue parti principali), che può essere sia parallela/ortogonale, sia obliqua rispetto al piano di proiezione.

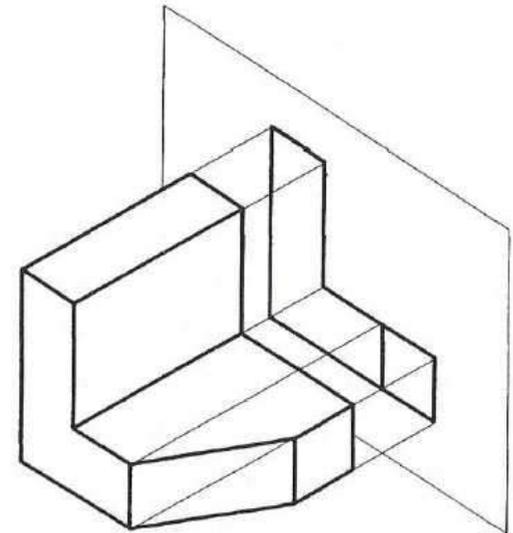
## Sistemi di proiezione

Centro di proiezione	Posizione del piano di proiezione rispetto alle proiettanti	Parti principali dell'oggetto rispetto al piano di proiezione	Numero dei piani di proiezione	Tipo di vista	Tipo di proiezione
Infinito (proiettanti parallele)	Ortagonale	Parallele/ortogonali	Uno o più	Bidimensionale	Ortagonale (ISO 5456-2)
		Oblique	Uno	Tridimensionale	Assonometrica (ISO 5456-3)
	Obliqua	Parallele/ortogonali	Uno	Tridimensionale	
		Oblique	Uno	Tridimensionale	
Finito (proiettanti convergenti)	Obliqua	Oblique	Uno	Tridimensionale	Prospettica (ISO 5456-4)



# Proiezioni ortogonali (PO)

L'orientazione dell'oggetto va scelta in modo da **ridurre il più possibile gli spigoli visti di scorcio**. Questo accorgimento risulta particolarmente efficace in presenza di spigoli curvi, dove una accorta scelta dello orientamento permette di semplificare l'esecuzione del disegno.



# PO: scelta della vista principale

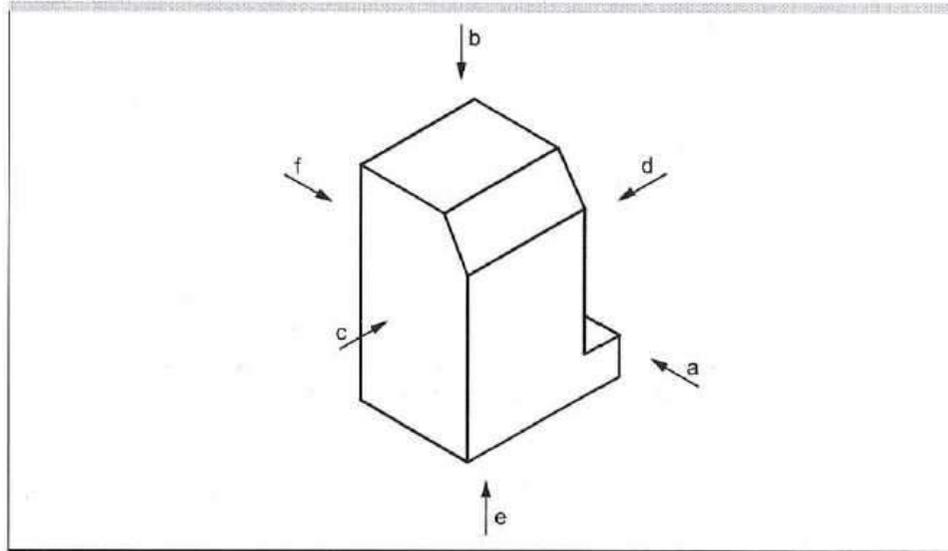
La *vista principale* va scelta secondo i seguenti criteri:

1. La più caratteristica
2. L'oggetto nella posizione di utilizzazione
3. Quella di lavorazione
4. Quella di montaggio
5. Quella che semplifica l'esecuzione del disegno

Nell'esecuzione di una PO deve essere eseguito il *minor numero di viste* che consentano di *comprendere in modo chiaro e univoco la forma dell'oggetto*.

# PO: nomenclatura delle viste

figura 1



## Designazione delle viste

Vedere prospetto 1.

prospetto 1

Direzione di osservazione		Designazione della vista
Vista in direzione	Vista	
a	frontale	A
b	dall'alto	B (E) <sup>1)</sup>
c	da sinistra	C
d	da destra	D
e	dal basso	E
f	posteriore	F

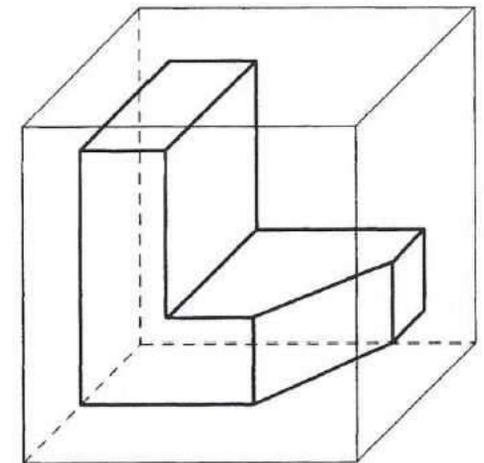
1) Vedere 5.4.

ESTRATTO DALLE  
UNI EN ISO 5456-2

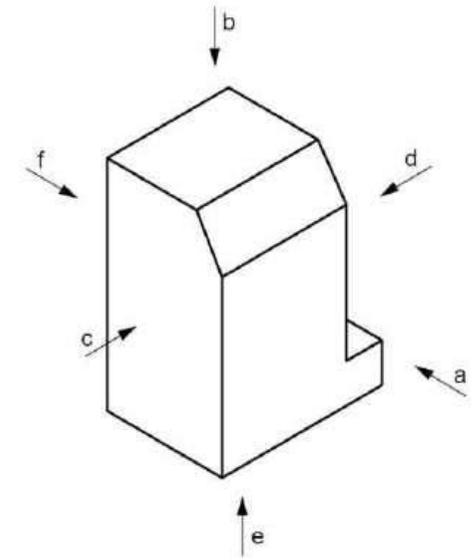
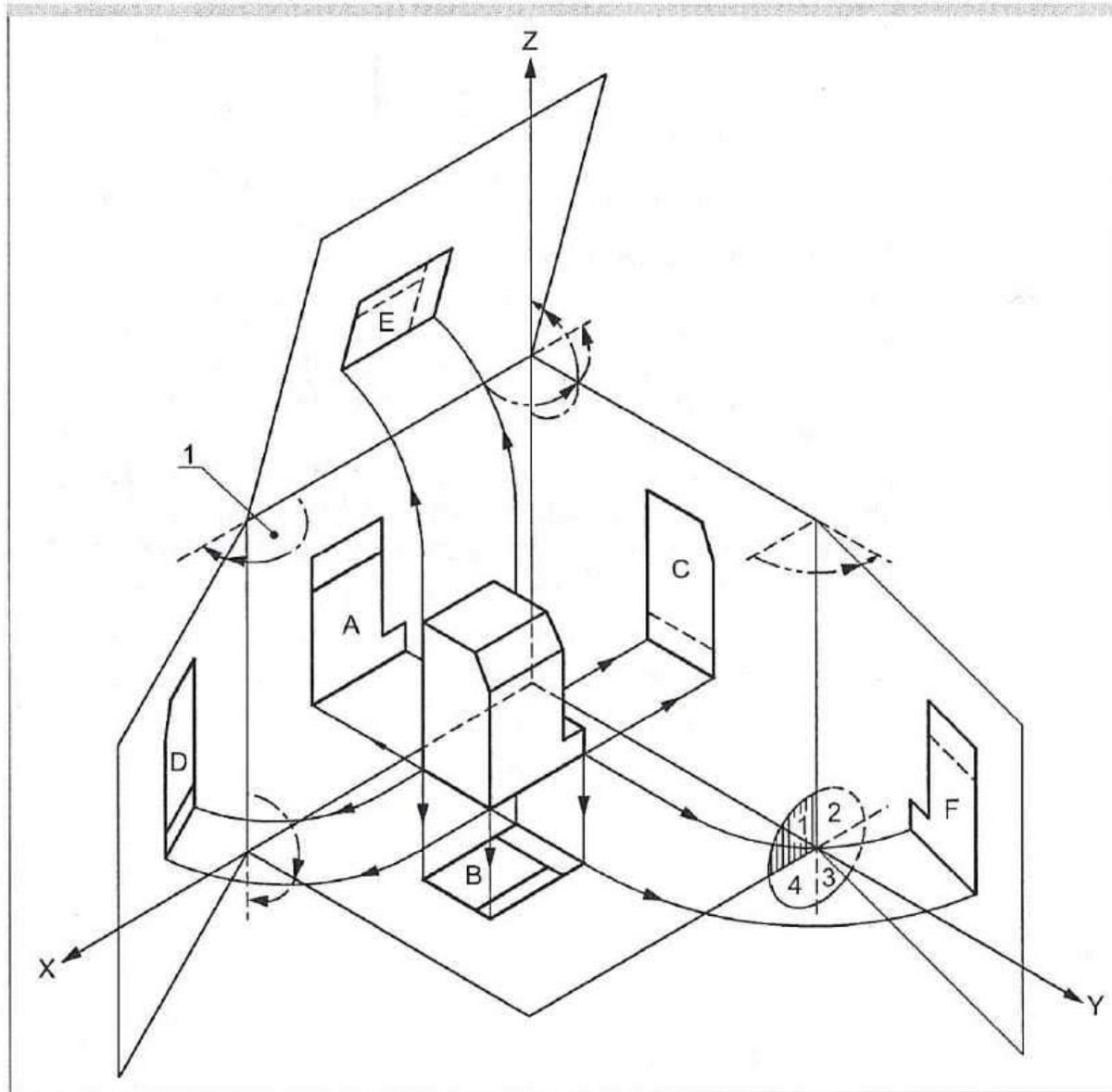
## PO: creazione delle viste

Per presentare un oggetto in più proiezioni ortogonali si deve immaginare di racchiudere l'oggetto stesso in un cubo e collocare l'oggetto stesso in modo tale che le facce del cubo risultino , per quanto possibile, parallele o normali agli spigoli dell'oggetto.

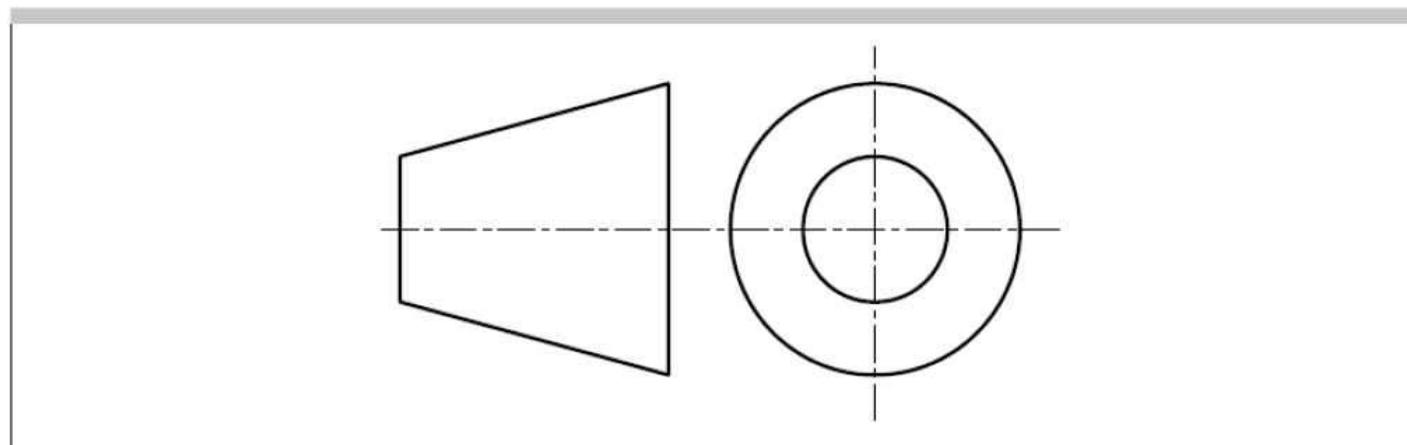
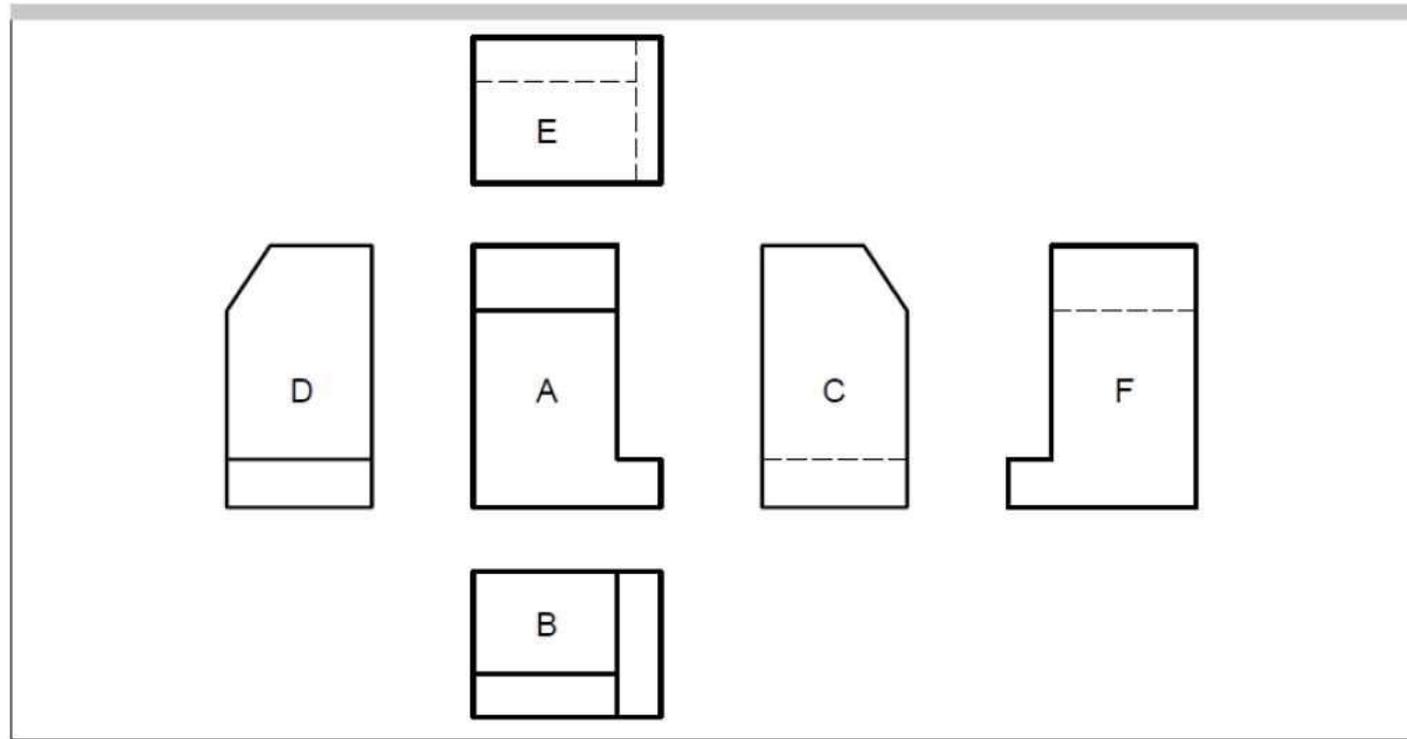
L'oggetto, così fissato nello spazio, viene quindi proiettato sulle sei facce del cubo mediante raggi proiettanti normali , di volta in volta, alle facce del cubo stesso secondo un ordine dipendente dal tipo di metodo utilizzato.



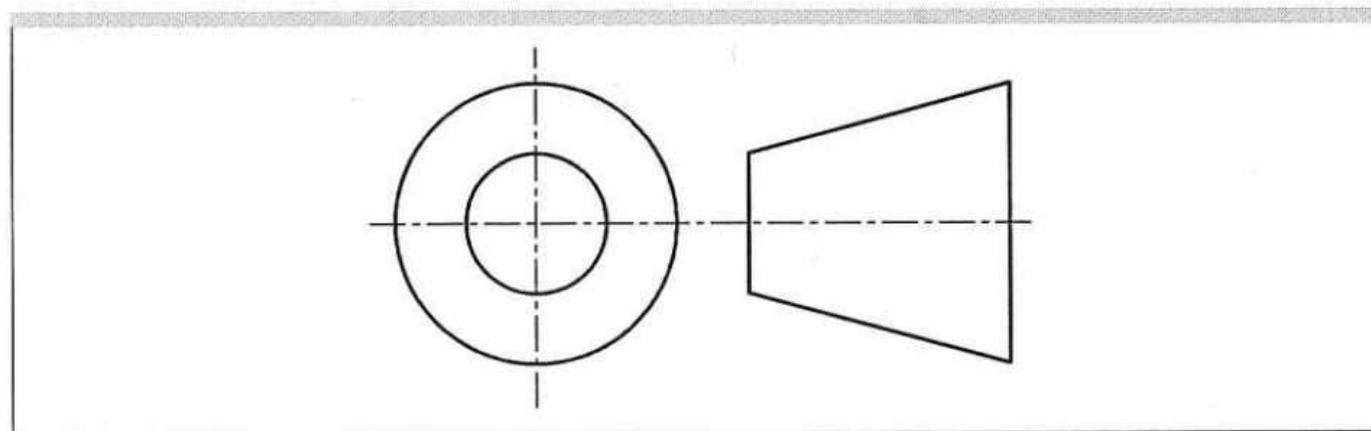
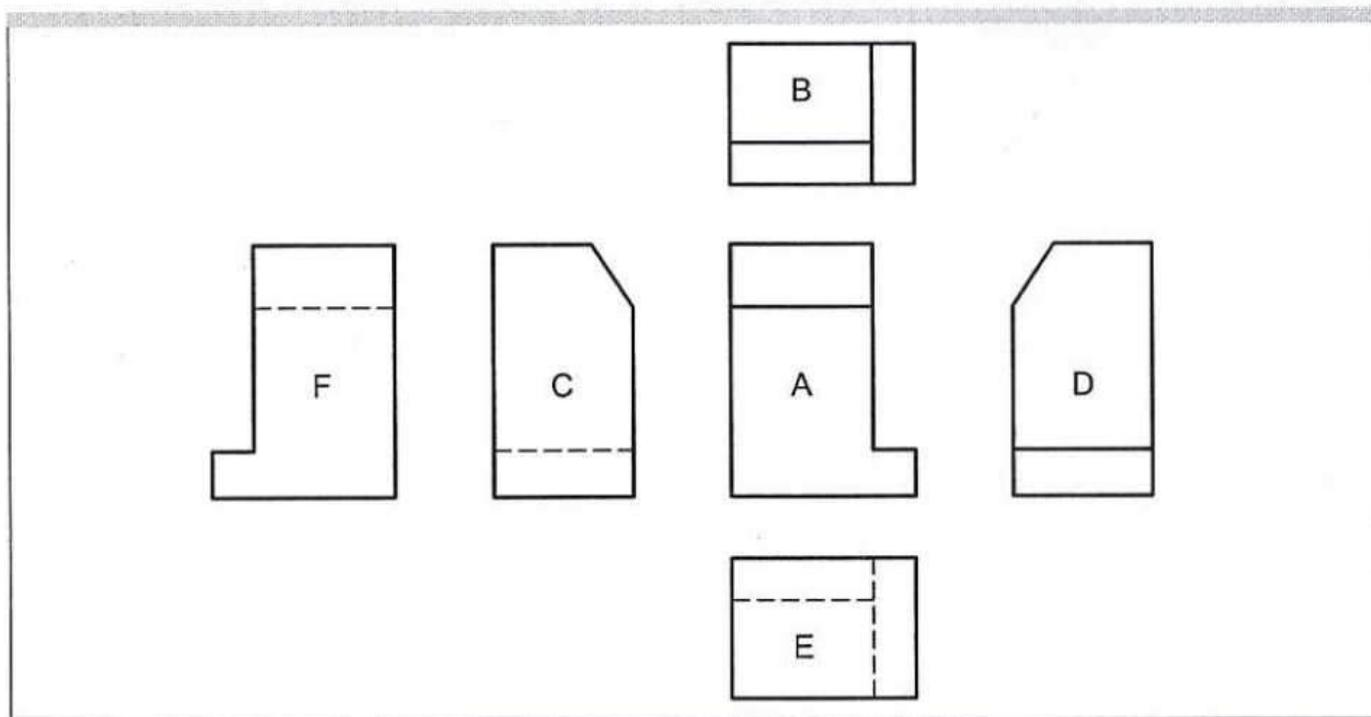
# PO: metodo del primo diedro



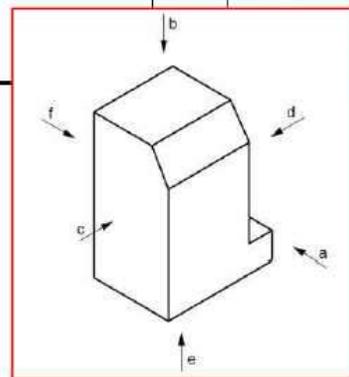
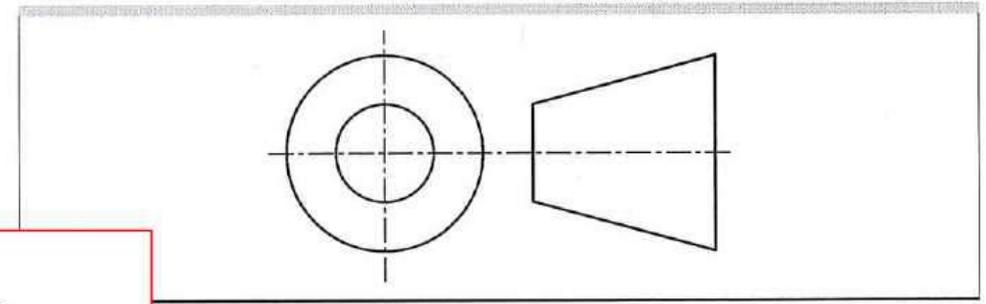
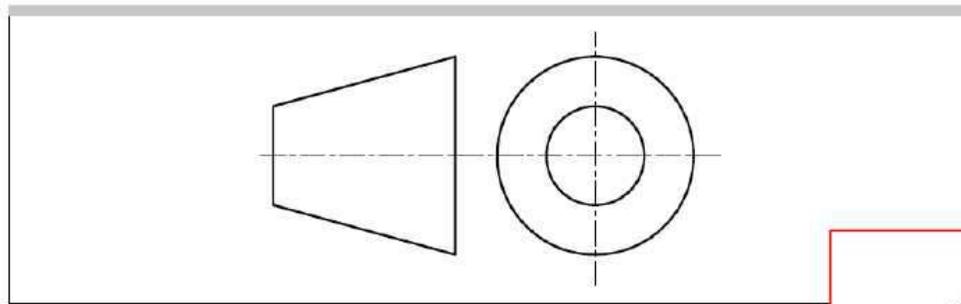
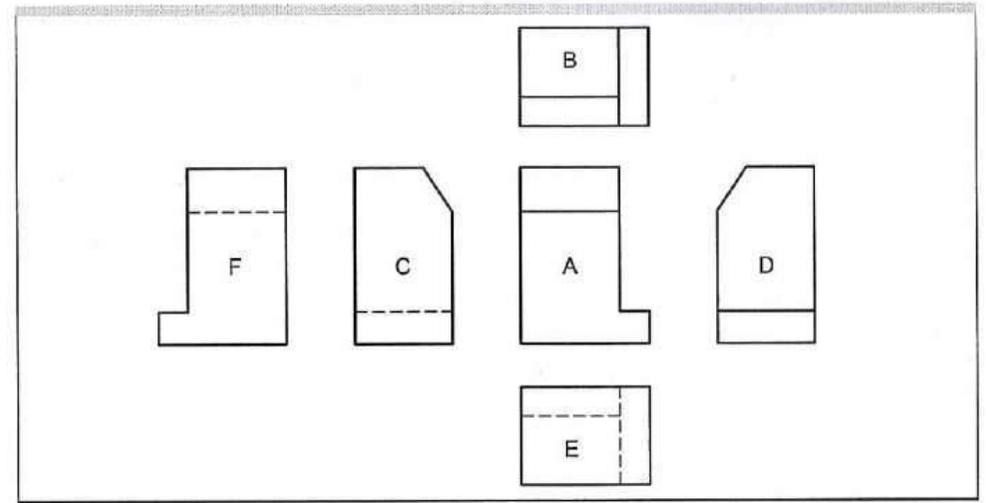
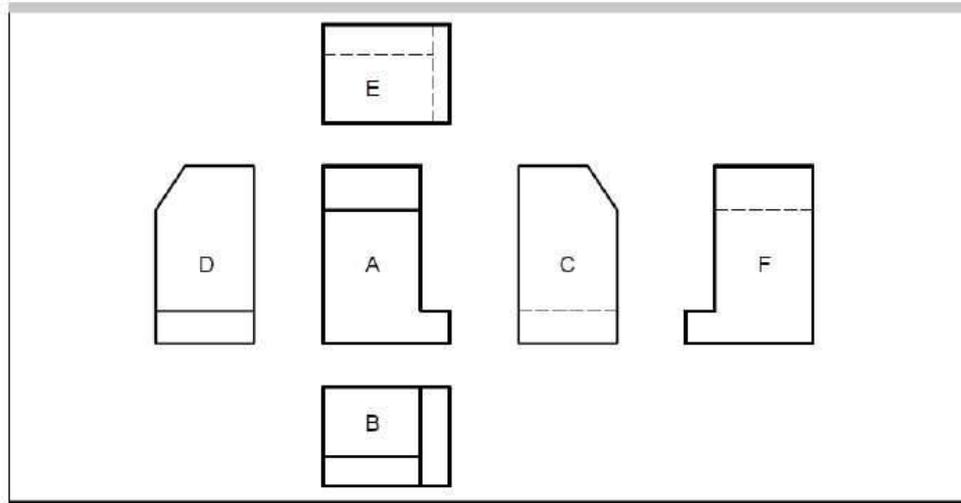
# PO: metodo del primo diedro



# PO: metodo del terzo diedro



# 1° diedro – 3° diedro



# PO: metodo delle frecce

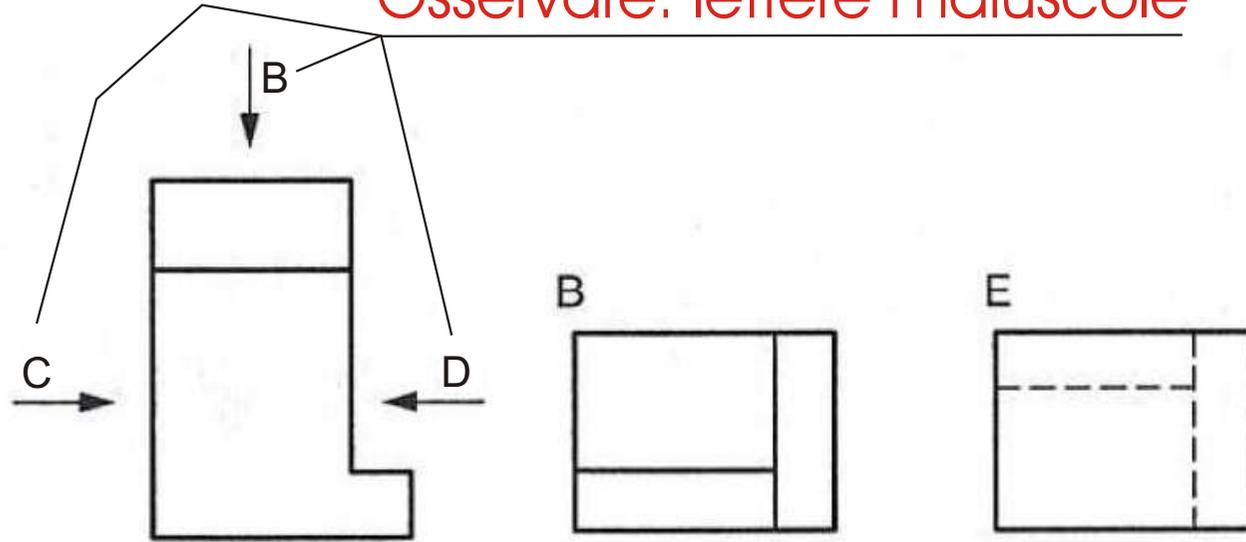
Il metodo delle frecce si usa per svincolarsi dalle regole di rappresentazione imposte dai metodi del primo e terzo diedro (metodo E e metodo A) : mediante delle frecce di riferimento e lettere identificative è possibile **disporre le viste senza vincoli di posizione rispetto alla vista principale.**

**IMPORTANTE:** le viste possono essere traslate ma non ruotate rispetto alla vista principale

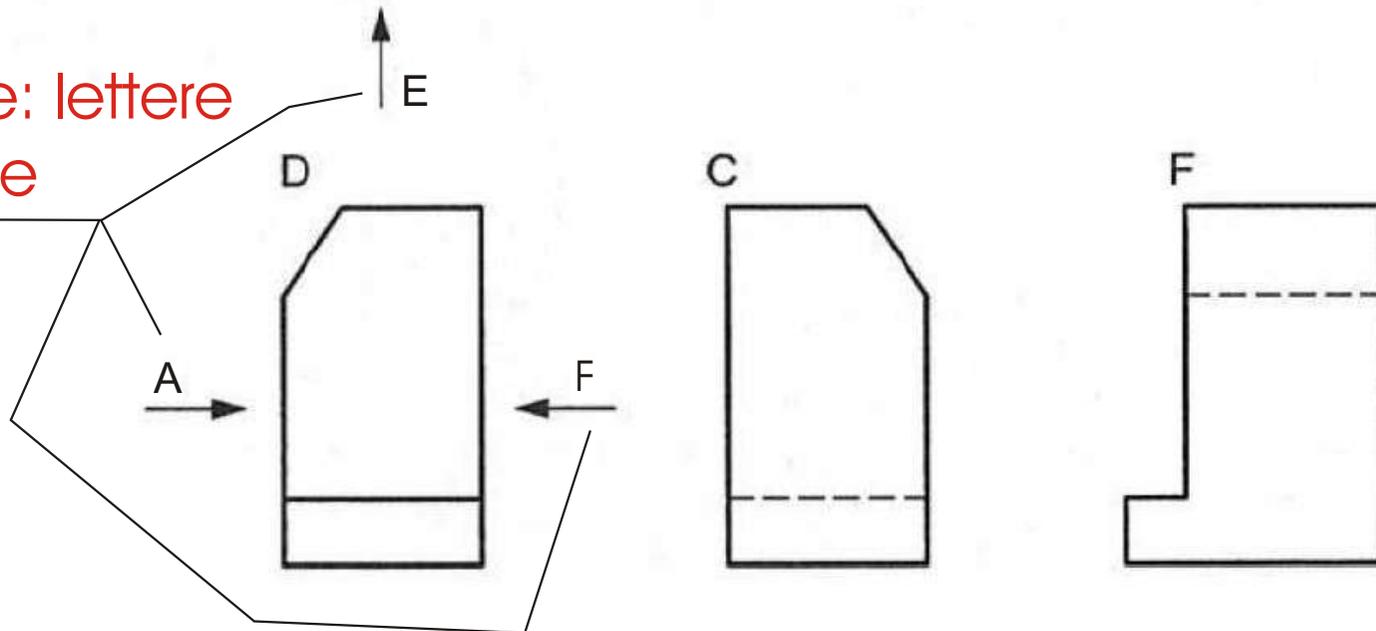
Non è necessario nessun segno grafico per identificare questo metodo sul disegno.

# PO: metodo delle frecce

Osservare: lettere maiuscole



Osservare: lettere maiuscole



# PO: la scelta delle viste

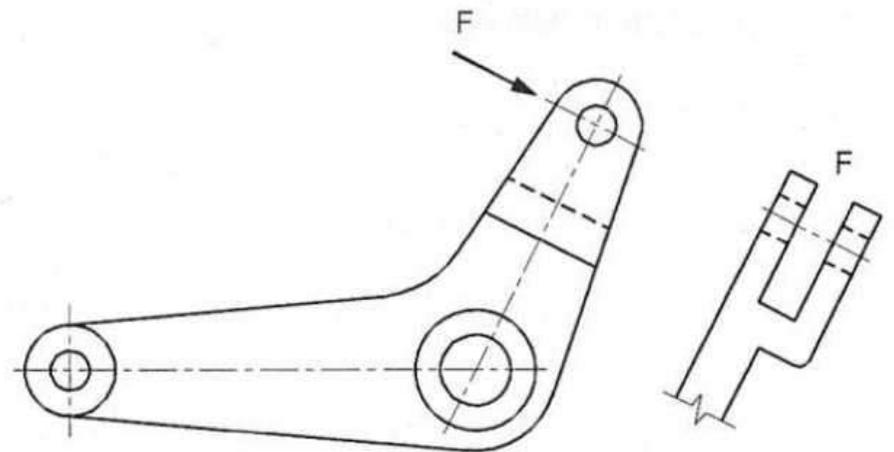
La scelta delle viste, inclusi tagli e sezioni, deve essere fatta in base ai seguenti principi:

- Limitare il numero di viste (come pure di tagli e di sezioni) al minimo necessario e sufficiente a definire completamente l'oggetto senza ambiguità
- Evitare, per quanto possibile, la rappresentazione di contorni e spigoli nascosti
- Evitare l'inutile ripetizione di dettagli

## PO: viste parziali

Parti che richiedono una rappresentazione specifica ma non la vista dell'intero oggetto, possono essere rappresentate mediante una vista parziale delimitata da una linea continua fine con zig-zag.

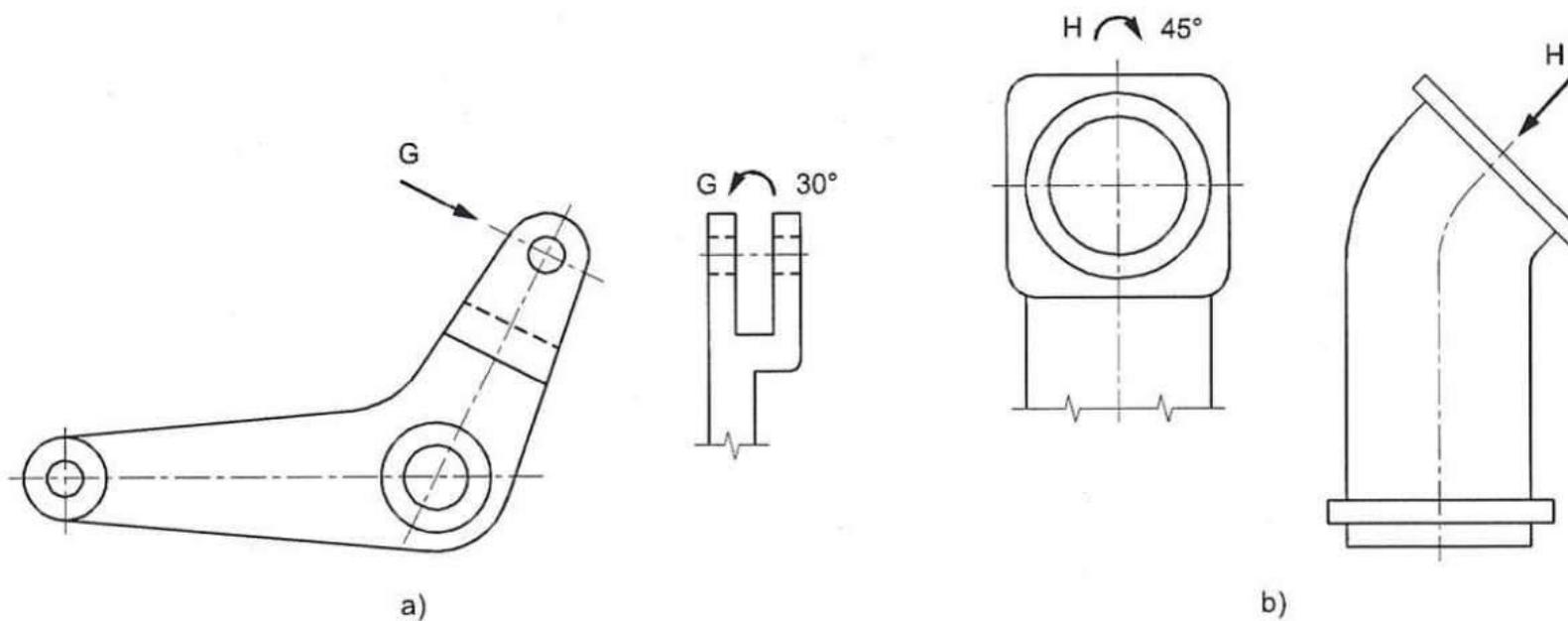
In questo modo si evitano le viste di scorcio che si possono creare usando viste standard.



## PO: posizioni particolari delle viste

Quando necessario è possibile rappresentare la vista in una posizione ruotata rispetto a quella indicata dalla freccia di riferimento.

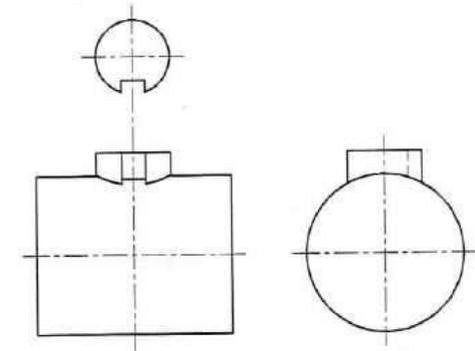
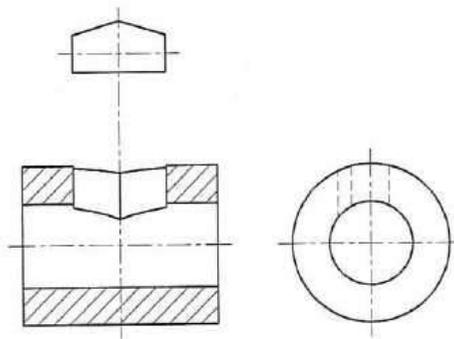
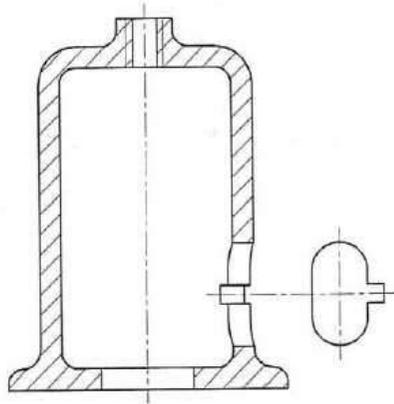
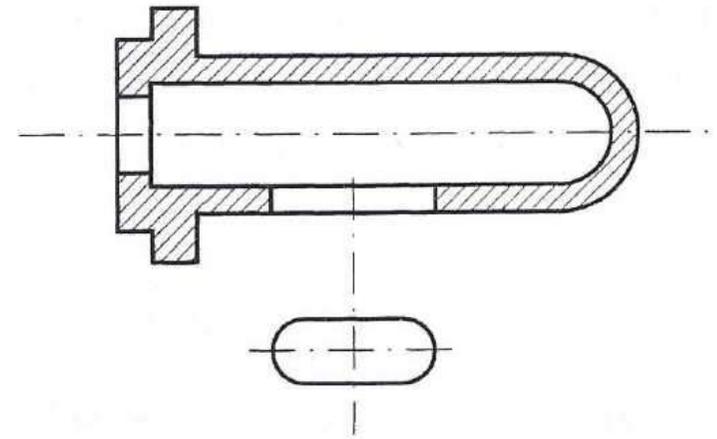
Ciò deve essere indicato da una freccia ad arco che mostra la direzione di rotazione (è ammesso indicare l'angolo di rotazione della vista)



# PO: viste locali

Viste locali: si usano quando rappresentare un solo particolare non introduce ambiguità.

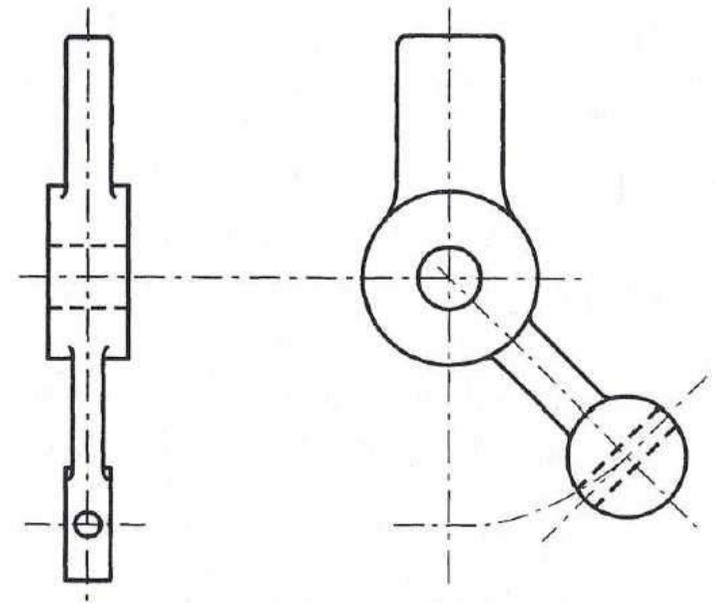
Le viste locali si rappresentano secondo il metodo del terzo diedro in modo indipendente dal metodo di proiezione usato per il disegno.



## PO: ribaltamenti

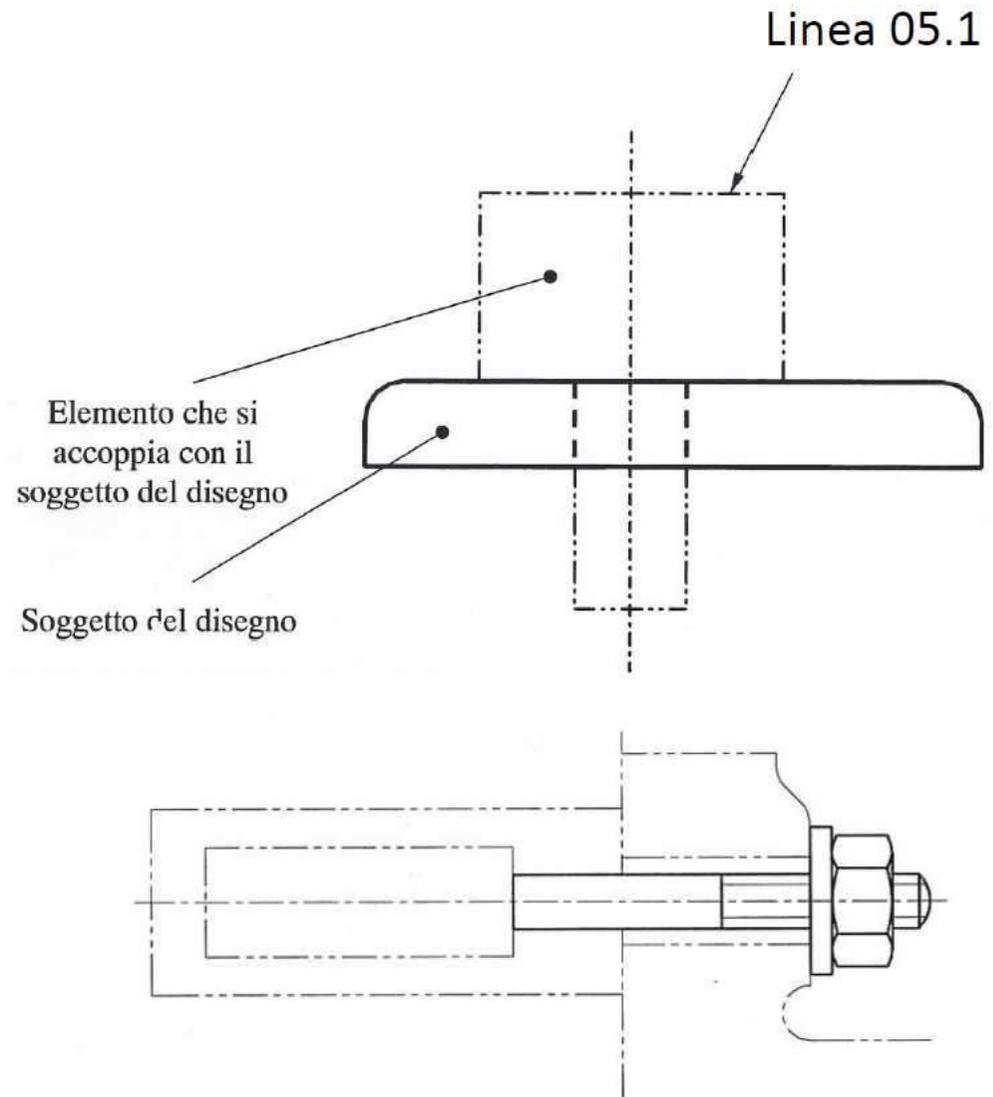
Ribaltamenti: si usano per neutralizzare viste di scorcio che non rendono chiara la comprensione

**N.B.** : la rotazione va individuata con un arco di cerchio



# PO: convenzioni particolari

Si rappresenta con linea 05.1 il contorno di un elemento che si accoppia con il soggetto principale del disegno.



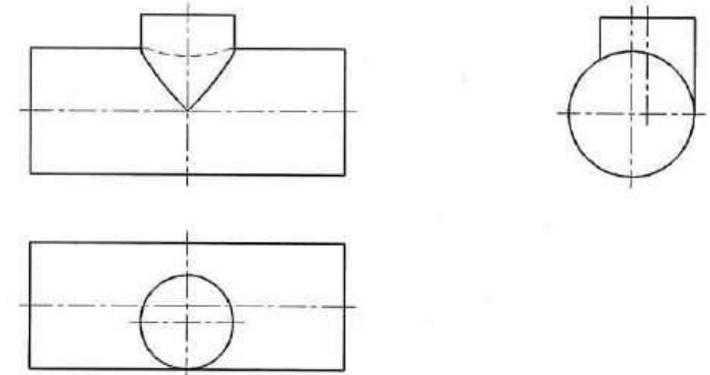
# PO: convenzioni particolari

## Intersezioni fra superfici

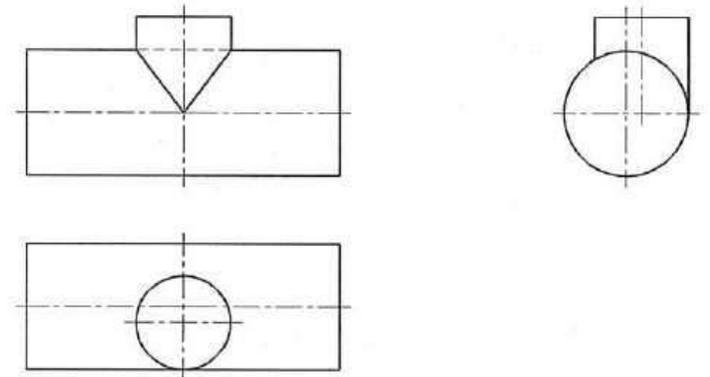
Le intersezioni reali vanno tracciate con linee di tipo 01.2 se in vista o di tipo 02.1 se non in vista.

Se non pregiudica la comprensione del disegno, può essere utilizzata una rappresentazione semplificata.

Intersezioni reali



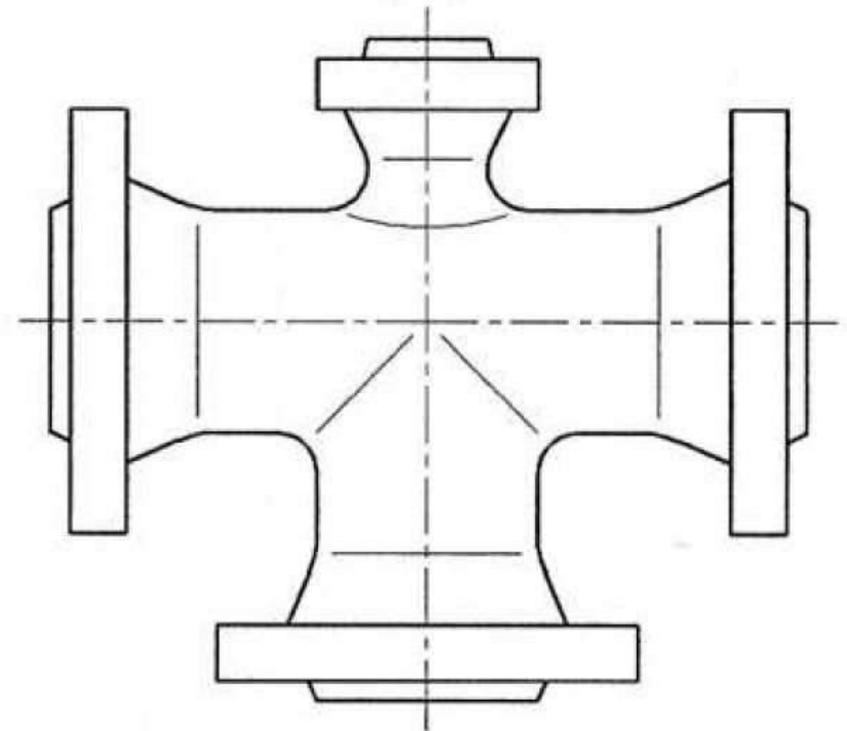
Intersezione semplificata



# PO: convenzioni particolari

## Intersezioni fra superfici

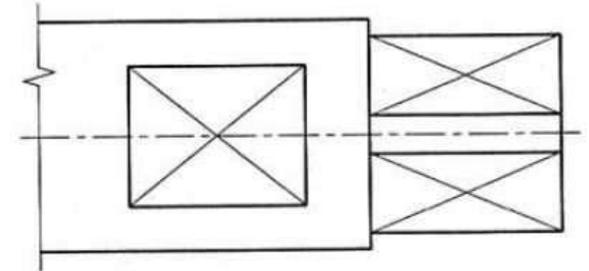
E linee di intersezione fittizie fra superfici raccordate con raccordi e arrotondamenti devono essere rappresentate con linea continua fine (**tipo 01.1**) che non tocchi i contorni.



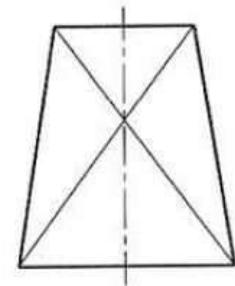
# PO: convenzioni particolari

Per evitare viste o sezioni supplementari le estremità piane quadrate o rastremate e le spianature sugli alberi sono indicate mediante le diagonali tracciate con linea continua fine (**tipo 01.1**)

Estremità quadrata e spianatura



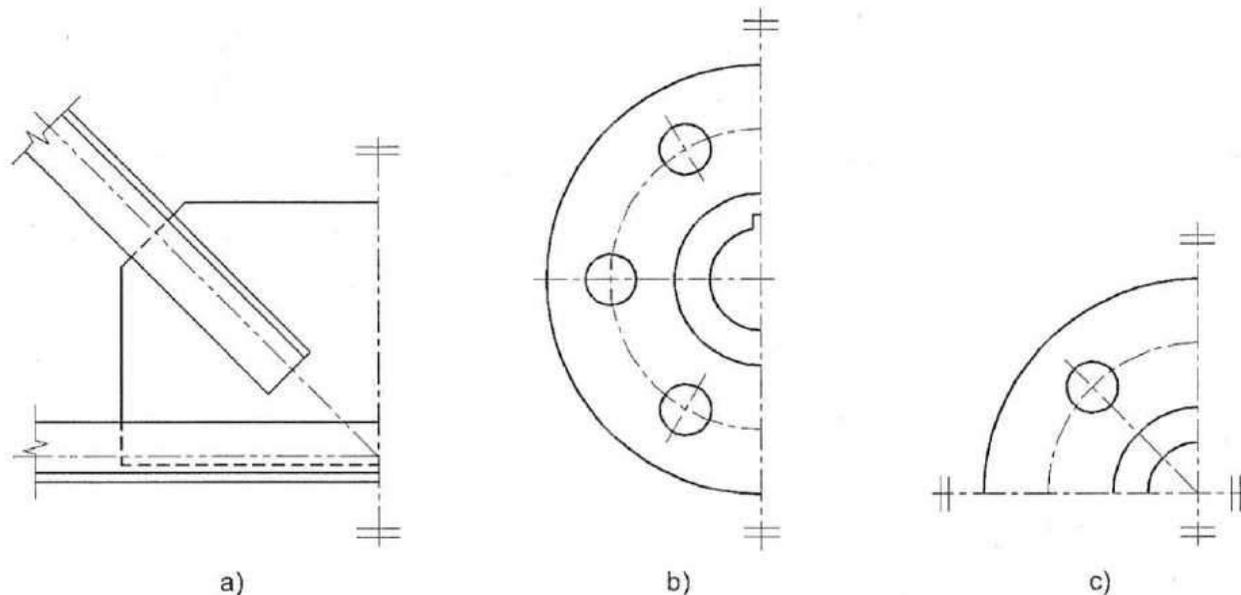
Estremità rastremata



# PO: convenzioni particolari

E' possibile disegnare oggetti simmetrici sotto forma di frazioni dell'intero.

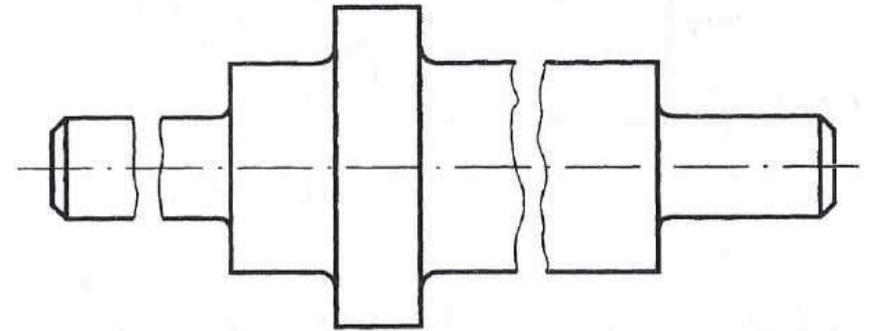
L'asse di simmetria è identificato ad entrambe le estremità da due corte linee sottili parallele tra di loro e tracciate perpendicolarmente all'asse stesso.



# PO: convenzioni particolari

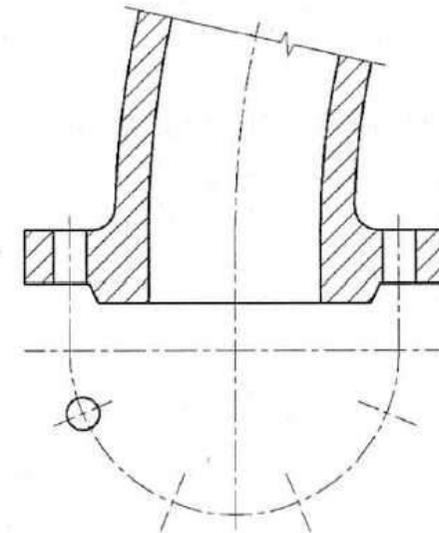
## Viste interrotte

Nel disegno di un oggetto lungo, è possibile rappresentare solo le parti necessarie a definirlo. Le parti rappresentate devono essere terminate con linea continua fine irregolare (**tipo 01.1 irregolare**).



## Elementi ripetitivi

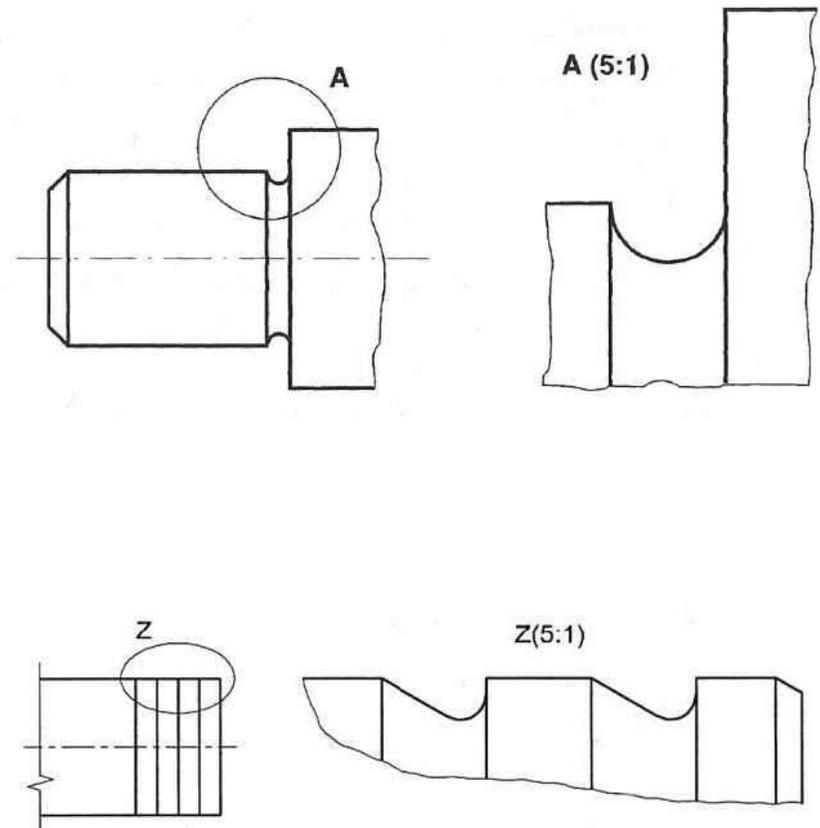
Nel caso di elementi identici disposti regolarmente si deve rappresentare solo uno di essi e la posizione degli altri (con una linea **tipo 04.1**). La quantità degli elementi viene specificata con la quotatura.



# PO: convenzioni particolari

## Elementi rappresentati in scala ingrandita

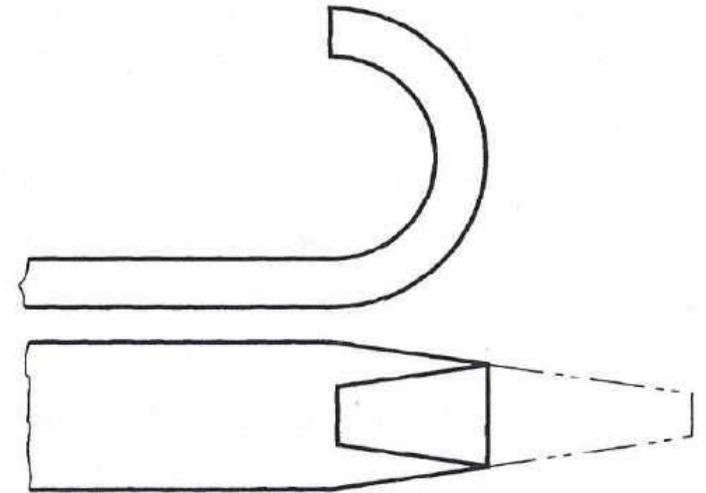
E' possibile rappresentare in uno stesso disegno un particolare ingrandito: esso va contornato (linea 01.1), identificato con una lettera maiuscola e riportato sul foglio in scala maggiorata (riportare la scala sia vicino all'ingrandimento, fra parentesi, e sia nel cartiglio)



# PO: convenzioni particolari

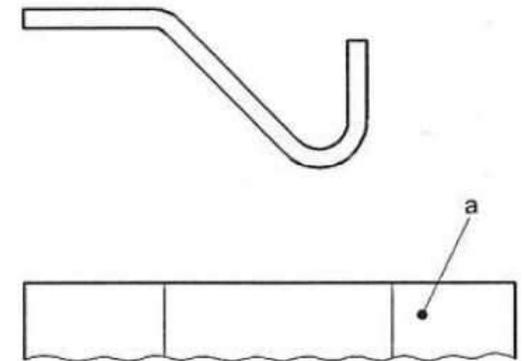
## Contorno prima della lavorazione

Il contorno primitivo di un pezzo cioè prima della lavorazione, quando necessario, è rappresentato con **linea 05.1**.



## Linee di piegatura

Le linee di piegatura nelle viste sviluppate sono rappresentate con **linea 01.1**.

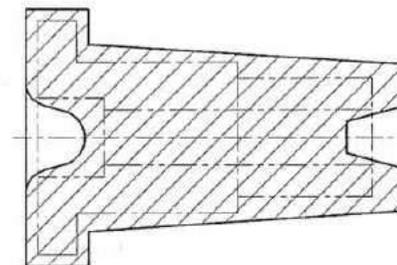


# PO: convenzioni particolari

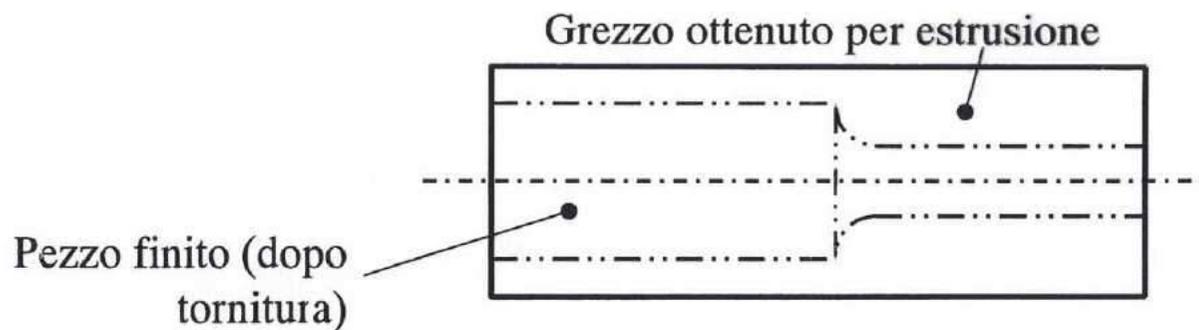
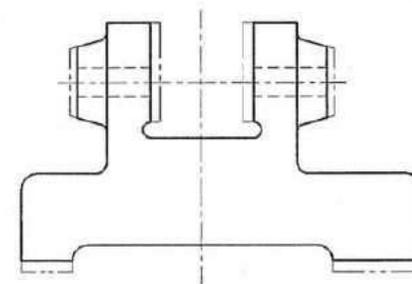
## Pezzi finiti e grezzi

E' possibile rappresentare il profilo di un pezzo finito sul disegno del grezzo o il contorno del grezzo sul disegno del pezzo finito. Si utilizza la **linea 05.1**.

Rappresentazione del pezzo finito sul disegno del grezzo



Rappresentazione del contorno del grezzo sul disegno del pezzo finito



# PO: convenzioni particolari

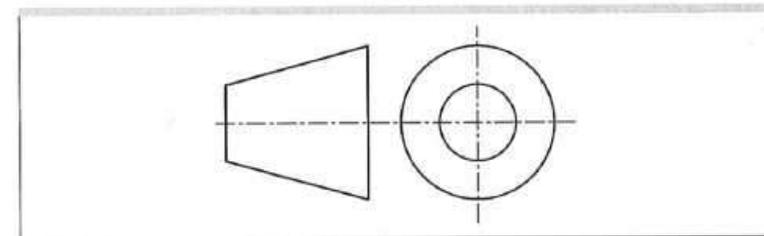
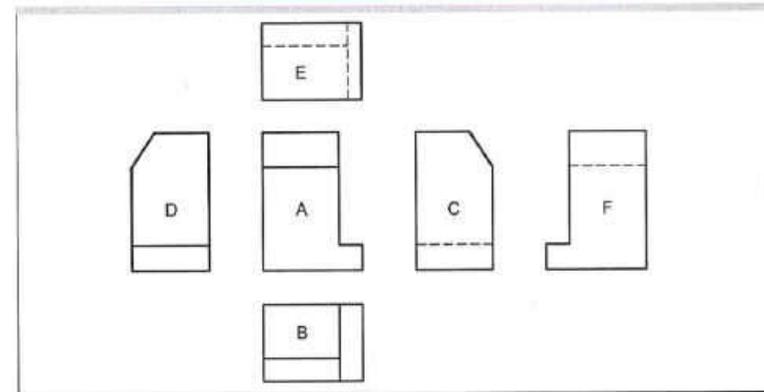
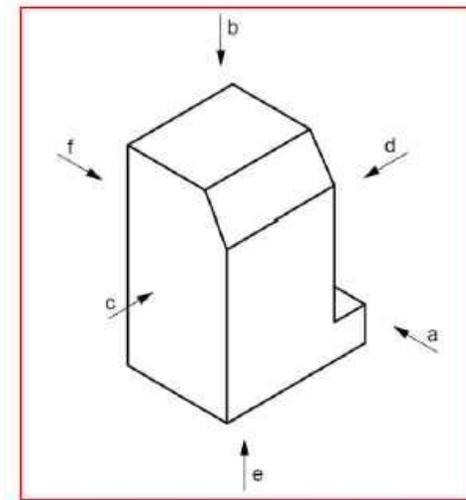
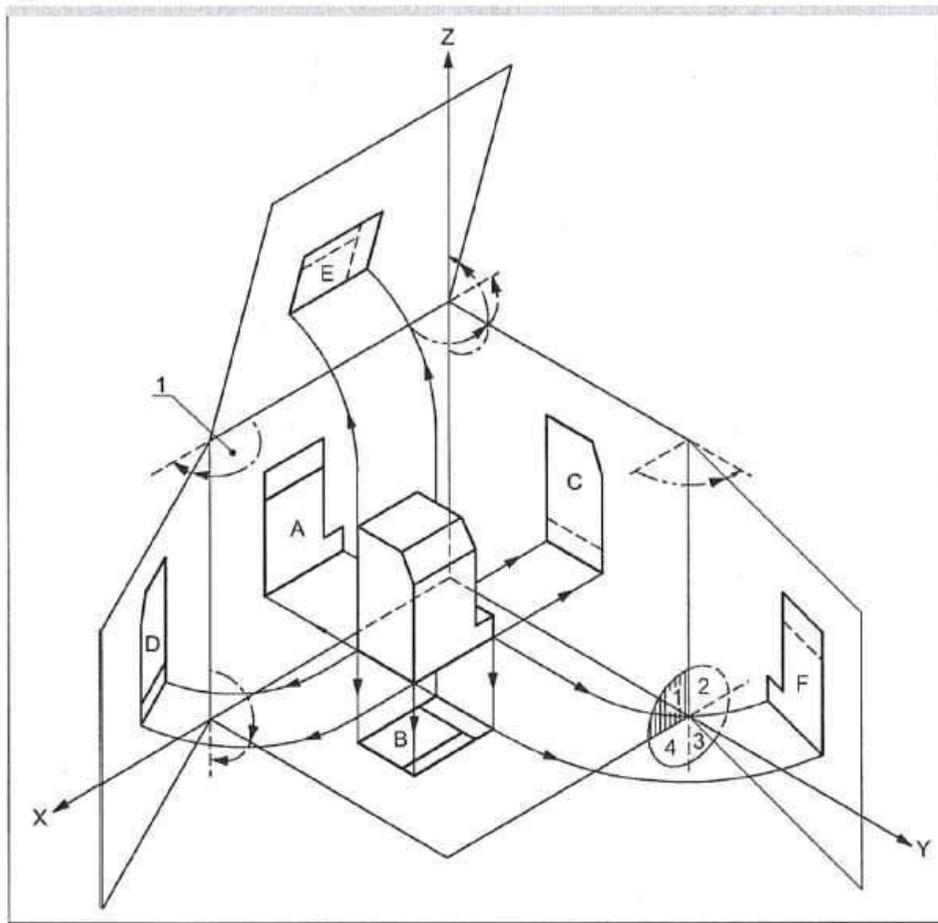
## USO DEL COLORE

*E' sconsigliato l'uso dei colori* a meno che la loro presenza non sia assolutamente necessaria per una corretta comprensione del disegno. In caso di utilizzo dei colori:

1. è necessario indicarne i significati in una apposita legenda;
2. vanno scelti per evitare problemi di daltonismo;
3. va posta attenzione alla eventuale scarsa leggibilità nel caso di poca luce;
4. va posta attenzione ai problemi di interpretazione in caso di riproducibilità con gamma di colori alterata.

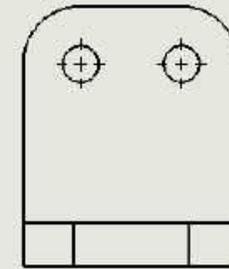
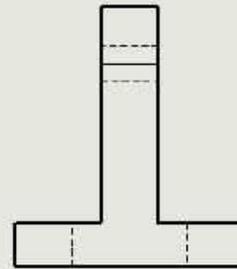
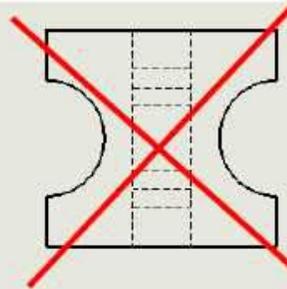
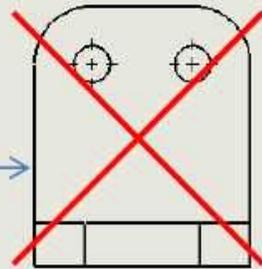
# ESEMPI DI PROIEZIONE ORTOGONALE

# PO: metodo del primo diedro

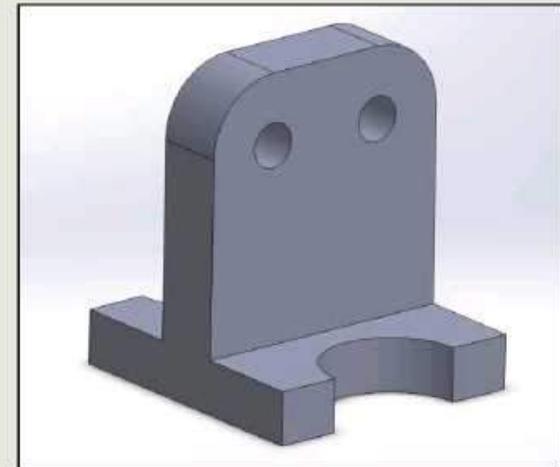
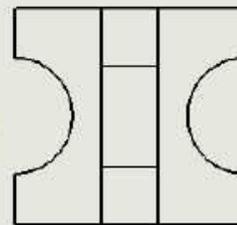


# PO: scelta delle viste

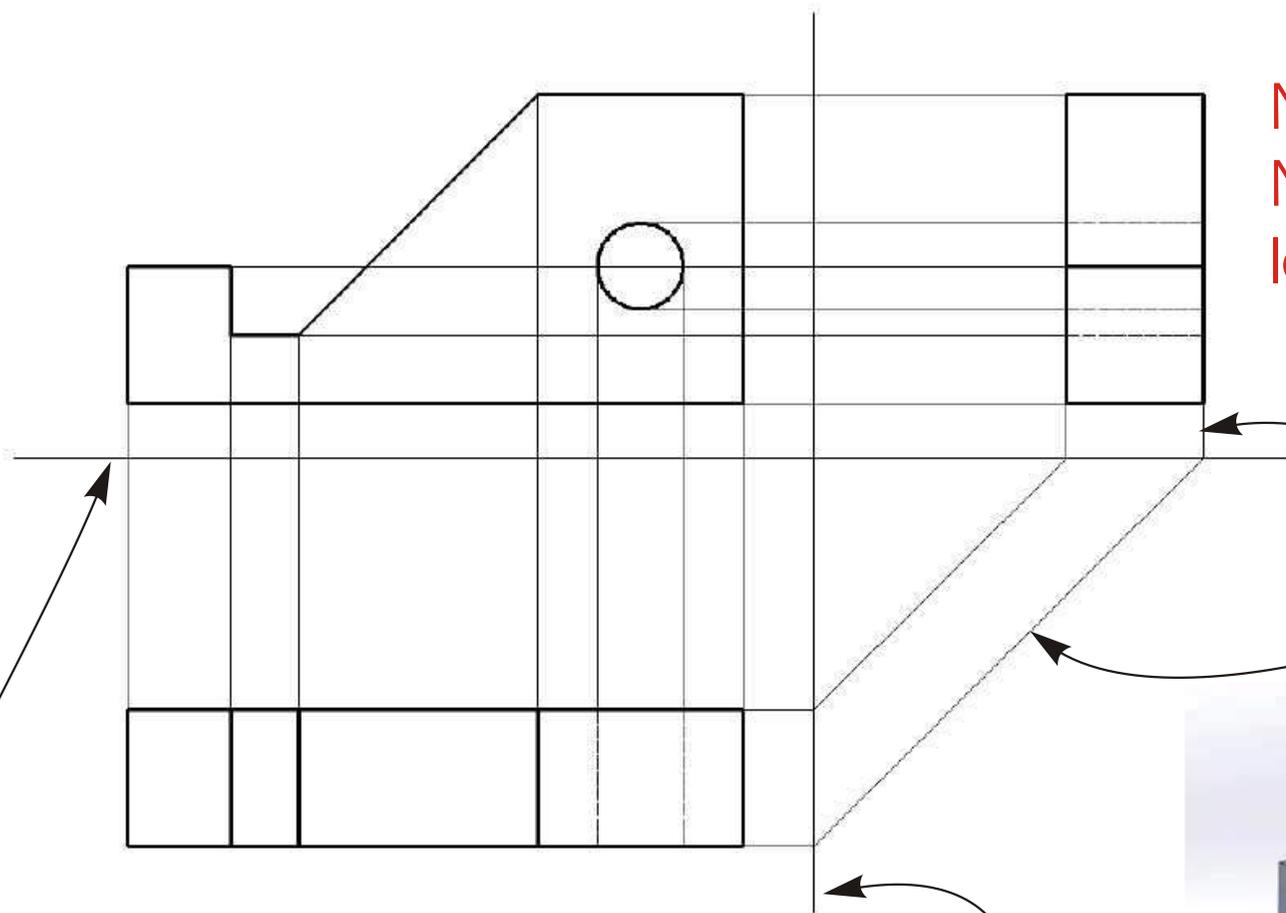
Eliminare le viste speculari



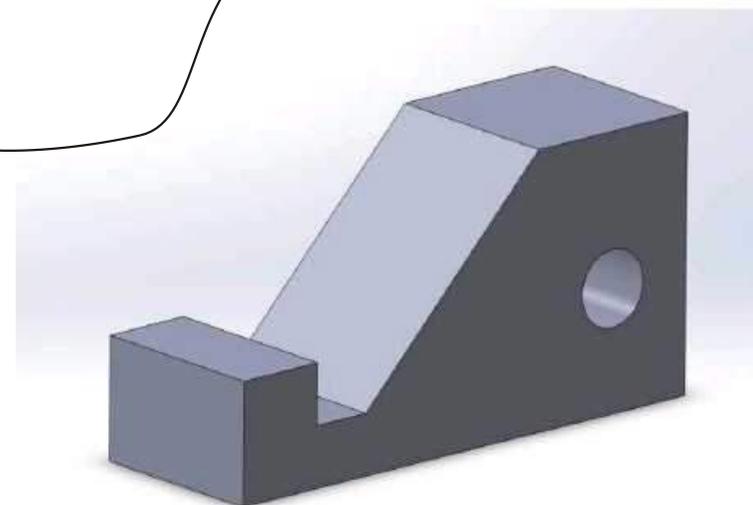
Preferire le viste con meno spigoli nascosti



# PO: esempio

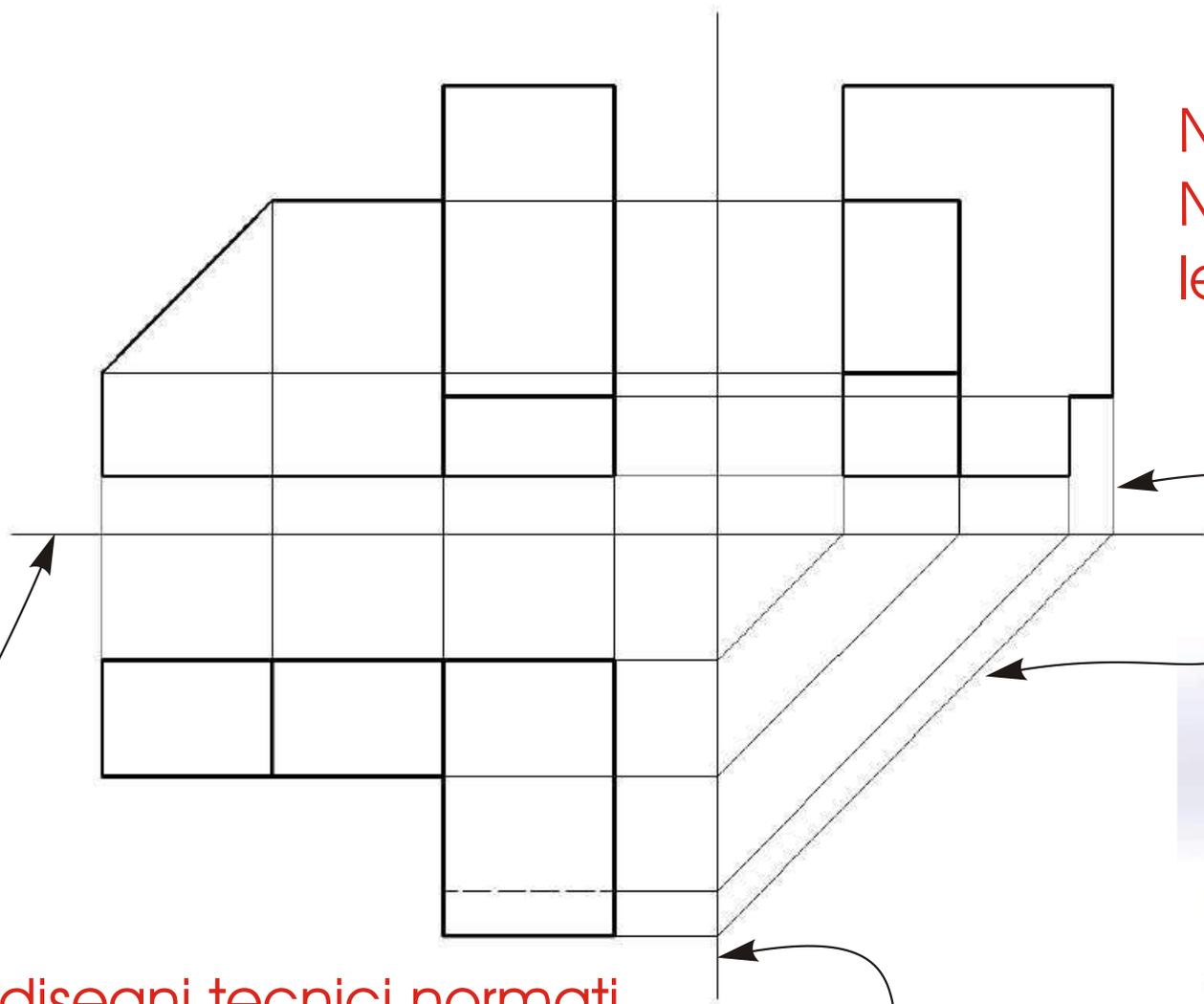


Nei disegni tecnici normati  
NON TRACCIARE MAI  
le linee di richiamo

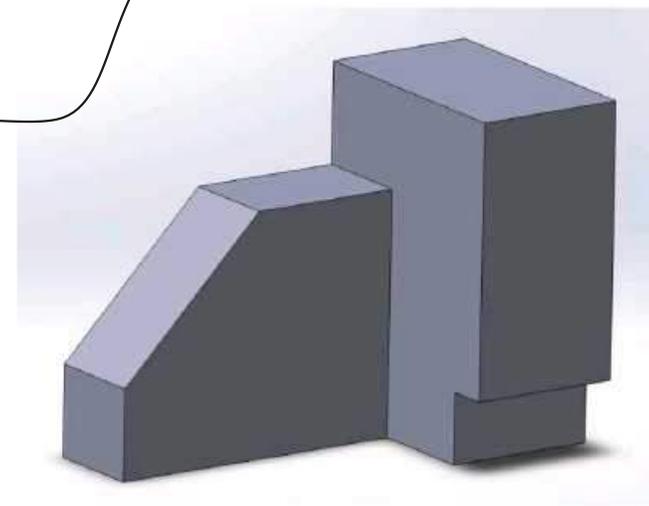


Nei disegni tecnici normati  
NON RIPORTARE MAI  
le tracce dei piani di riferimento

# PO: esempio



Nei disegni tecnici normati  
NON TRACCIARE MAI  
le linee di richiamo



Nei disegni tecnici normati  
NON RIPORTARE MAI  
le tracce dei piani di riferimento

# QUATTRO TOLLERANZE GEOMETRICHE

# TOLLERANZE GEOMETRICHE

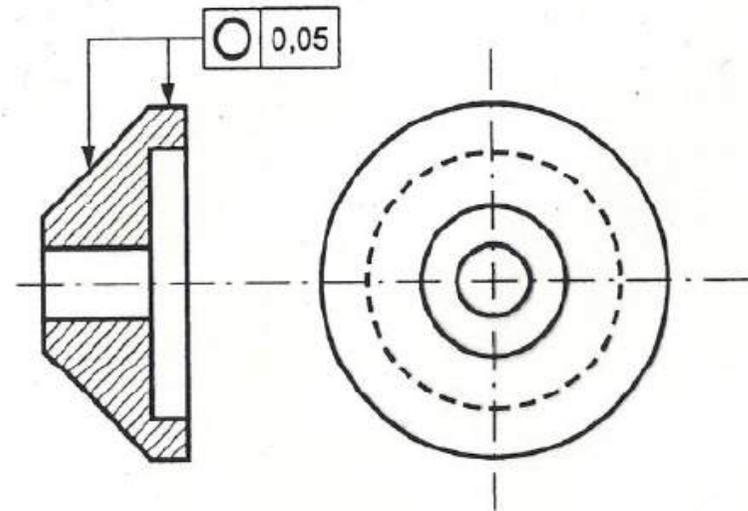
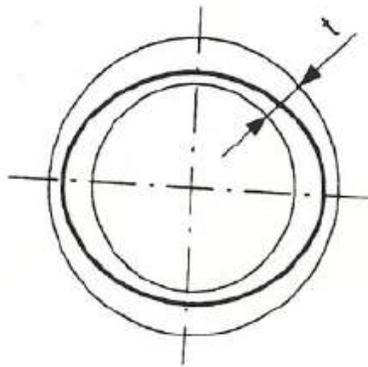
Parametri essenziali:

- forma e ampiezza del campo di tolleranza
- oggetto di tolleranza
- elemento/i di riferimento

## TOLLERANZA DI FORMA

# Tolleranza di circolarità

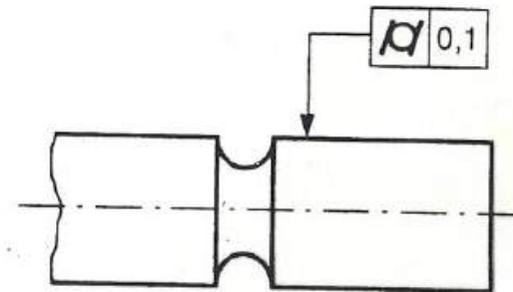
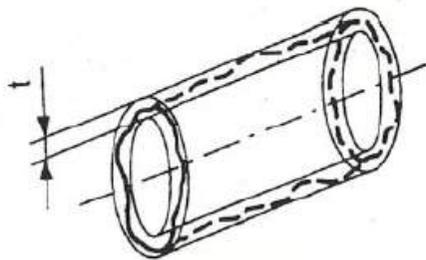
**Tolleranza di circolarità:** la zona di tolleranza è la superficie contenuta nella corona circolare definita da due circonferenze distanti  $t$  tra loro e giacenti sul piano considerato.



## TOLLERANZA DI FORMA

# Tolleranza di cilindricità

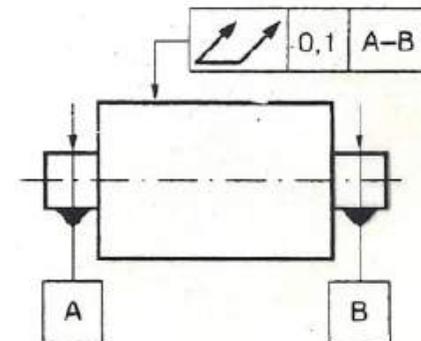
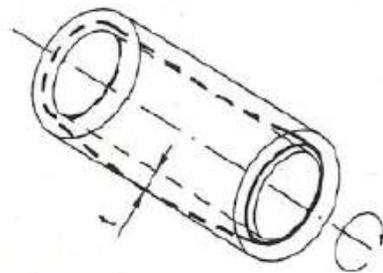
**Tolleranza di cilindricità:** la zona di tolleranza è lo spazio compreso fra due superfici cilindriche coassiali distanti  $t$  tra loro.



## TOLLERANZA DI OSCILLAZIONE

# Tolleranza di oscillazione totale

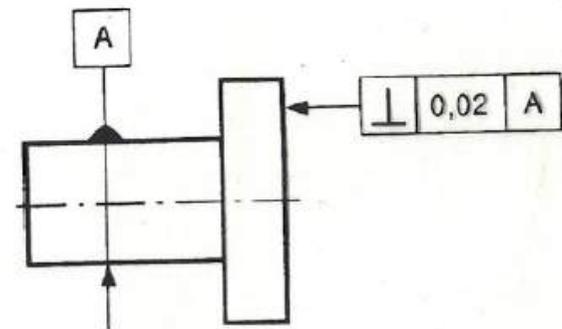
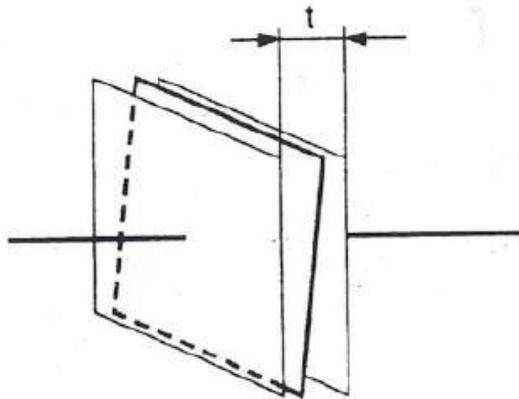
**Tolleranza di oscillazione totale:** la zona di tolleranza è limitata da due cilindri coassiali, contenenti la superficie posta in tolleranza, radialmente distanti  $t$  tra loro ed i cui assi coincidono con l'asse di riferimento.



## TOLLERANZA DI ORIENTAMENTO

# Tolleranza di perpendicolarità

**Tolleranza di perpendicolarità di una superficie rispetto ad una retta di riferimento:** la zona di tolleranza è lo spazio compreso fra due piani paralleli distanti  $t$  tra loro e perpendicolari alla retta di riferimento.



La quotatura nei disegni tecnici

# Norme

Norma di riferimento:

**UNI ISO 129-1:2011**

Disegni tecnici

**Quotatura e indicazione delle tolleranze**

Stabilisce i principi generali di quotatura applicabili a tutti i tipi di disegno tecnico.

Sostituisce:

UNI 3973 - UNI 3974 - UNI 3975 - UNI 4820

## Principi generali

La rappresentazione di un oggetto secondo metodi grafici normalizzati definisce l'oggetto stesso solo in modo qualitativo.

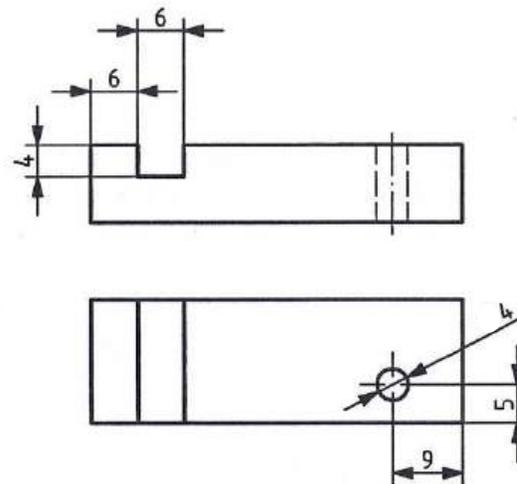
Per completare la rappresentazione tecnica è necessario aggiungere informazioni quantitative.

Quotare il disegno di un oggetto significa riportare tutte le indicazioni idonee a definire le dimensioni dell'oggetto stesso.

# Principi generali

- Tutte le dimensioni, simboli grafici e annotazioni devono essere indicati in modo tale che siano leggibili dalla base o dal lato destro del disegno (direzioni principali di lettura).
- Ogni parte o relazione fra parti rappresentate nel disegno, deve essere quotata una sola volta.
- Tutte le dimensioni devono essere espresse nella stessa unità di misura. Se in uno stesso disegno si utilizzano più unità di misura queste vanno indicate con chiarezza.

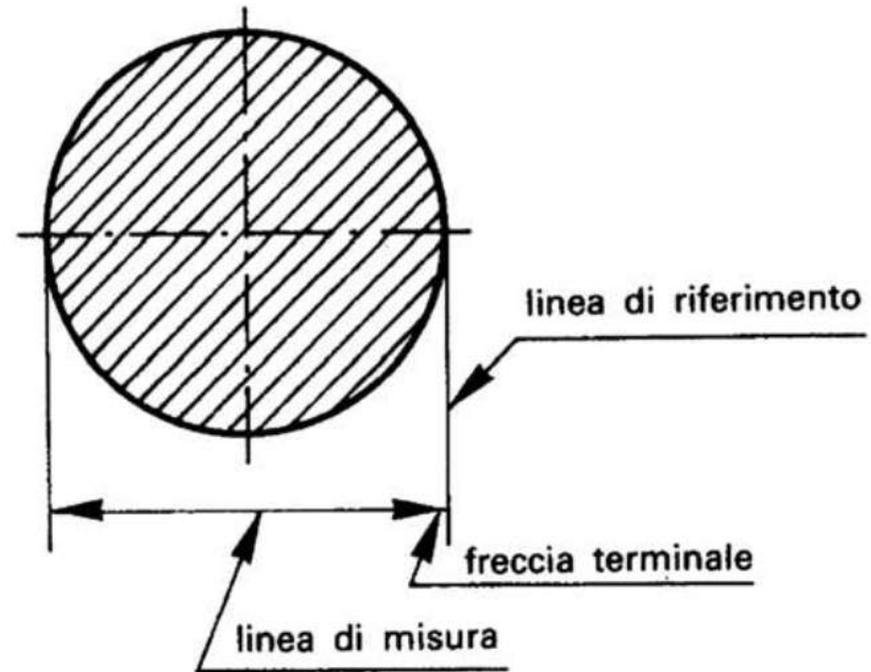
- Le quote vanno poste nelle viste o sezioni che mostrano con maggior chiarezza l'elemento da quotare.
- Quote relative ad uno stesso elemento vano raggruppate.



# Principi generali

- Tutte le informazioni quantitative che assicurano la funzionalità dell'oggetto, vanno scritte sul disegno
- Non si deve ricavare una quota funzionale da altre quote
- Non si deve rilevare una dimensione dal disegno
- Le quote vanno poste dove sono più chiaramente associabili agli elementi di cui debbono esprimere le dimensioni
- Le quote non devono essere in numero maggiore di quanto non sia strettamente necessario alla compiuta definizione dell'oggetto
- Gli elementi contemplati dalla normativa e definiti geometricamente in specifiche tabelle (viti, dadi, rosette) possono non essere quotati ma debbono in ogni caso essere richiamati con la specifica designazione normalizzata.

## Elementi costitutivi delle quote

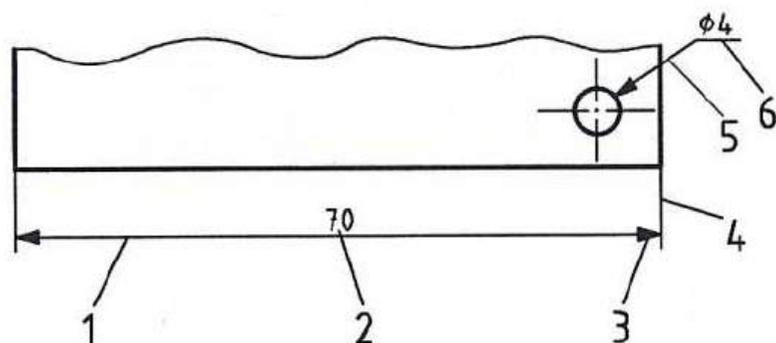


Un oggetto viene completamente definito dalla descrizione della forma, delle dimensioni, dello stato superficiale e del materiale.

Non deve essere confusa la quotatura con la scala del disegno: le quote indicano sempre le lunghezze reali dell'oggetto espresse in millimetri e sono indipendenti dalla scala.

Per quanto concerne il disegno di officina, le quote devono essere complete e prontamente utilizzabili dall'esecutore, senza che questi sia costretto a dedurle mediante calcoli o rilievi.

## Elementi costitutivi delle quote

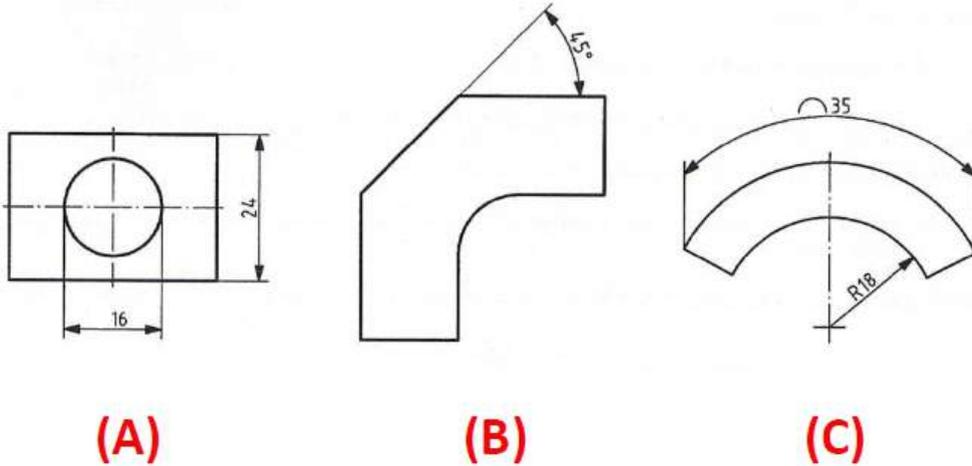


1. Linea di misura (01.1)
2. Valore della quota
3. Freccia terminale
4. Linea di riferimento – extension line (01.1)
5. Linea di richiamo (01.1)
6. Linea di riferimento – reference line (01.1)

Le linee di misura, delimitate dalle linee di riferimento, hanno lo scopo di stabilire graficamente le dimensioni la cui misura è poi definita numericamente dal valore della quota.

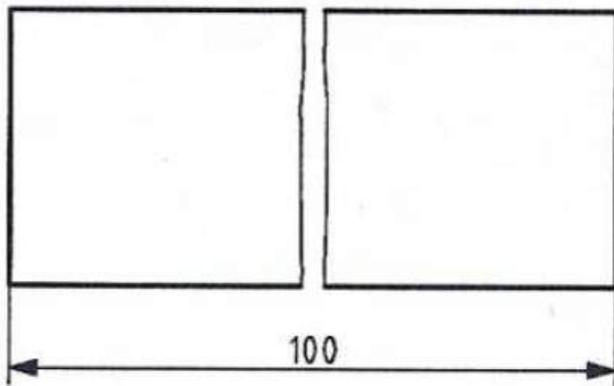
Le linee di riferimento collegano visivamente la dimensione considerata alla linea di misura rendendo quindi immediata l'interpretazione dell'informazione numerica.

# Linea di misura



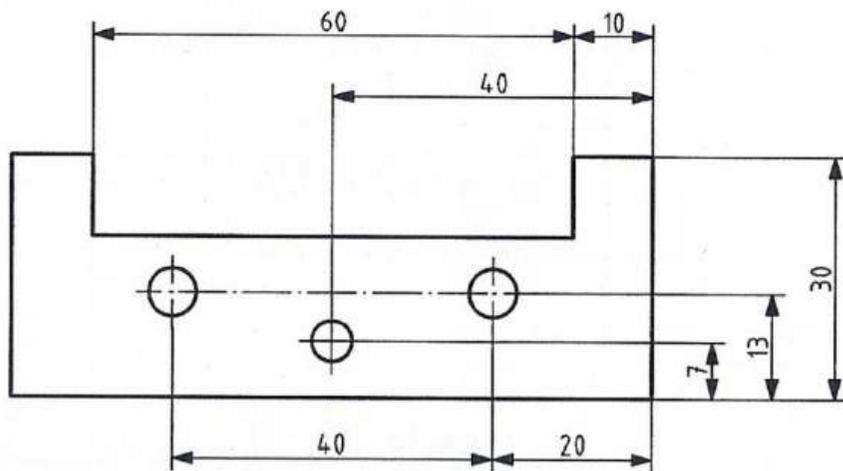
Linee di misura (01.1):

- nel caso di dimensioni lineari sono parallele alla dimensione a cui sono riferite **(A)**;
- nel caso di dimensioni angolari **(B)** o di archi **(C)** vengono tracciate ad arco;
- nel caso della quota di un raggio **(C)** la linea di misura deve passare per il centro.



Se la rappresentazione del pezzo è interrotta la corrispondente linea di misura non deve essere interrotta e la quota è quella totale.

# Linea di misura

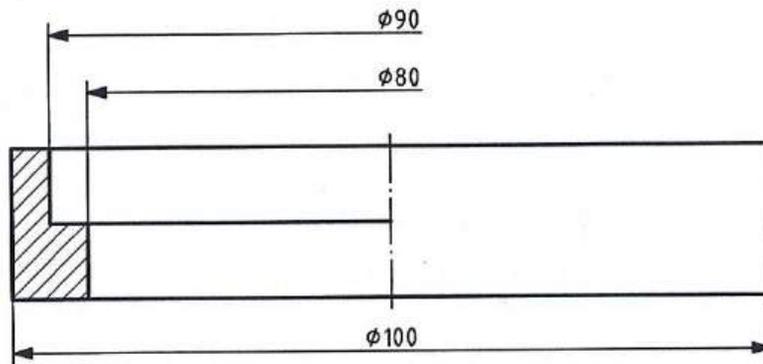


L'intersezione delle linee di misura con qualsiasi altra linea dovrebbe essere evitata. Dove questo non è possibile queste non vanno interrotte.

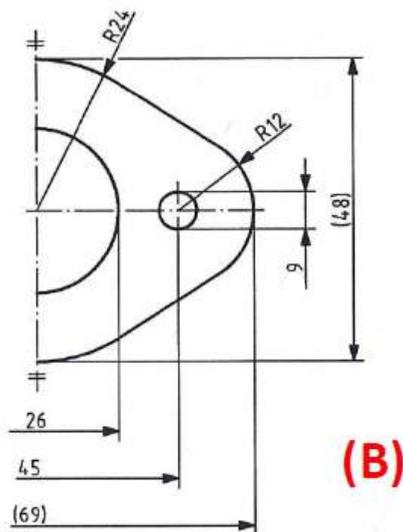
Le linee di misura vanno tracciate per quanto possibile all'esterno della figura e devono essere adeguatamente distanziate fra loro e dalle linee di contorno.

Le linee di misura non devono coincidere con assi, linee di contorno o linee di riferimento.

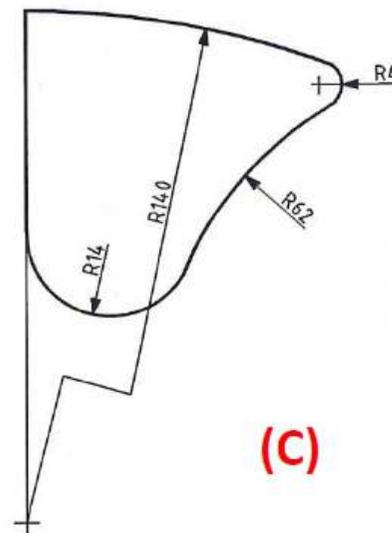
# Linea di misura



(A)



(B)

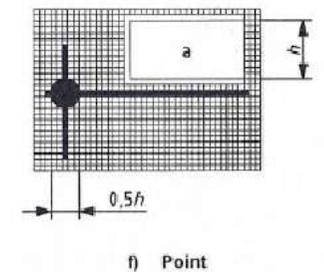
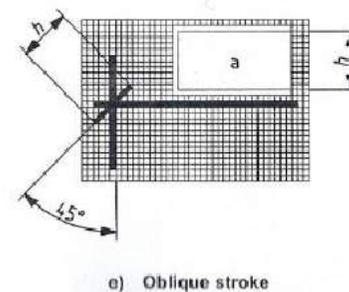
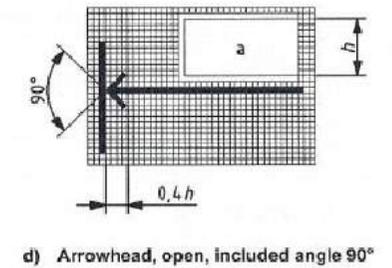
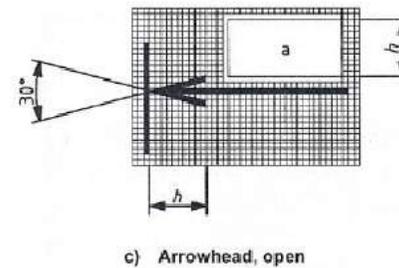
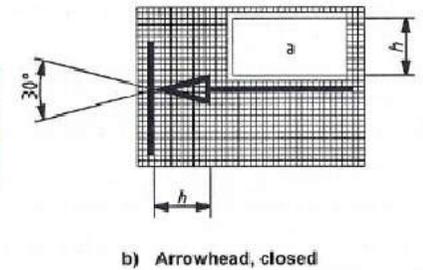
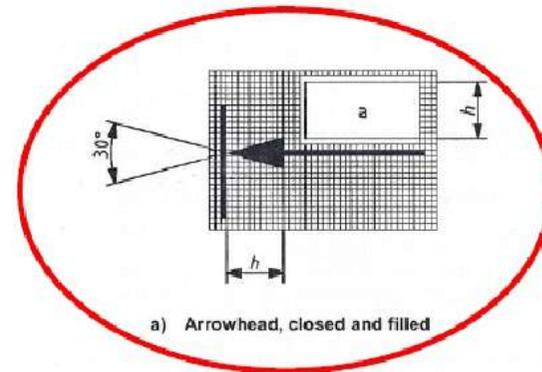
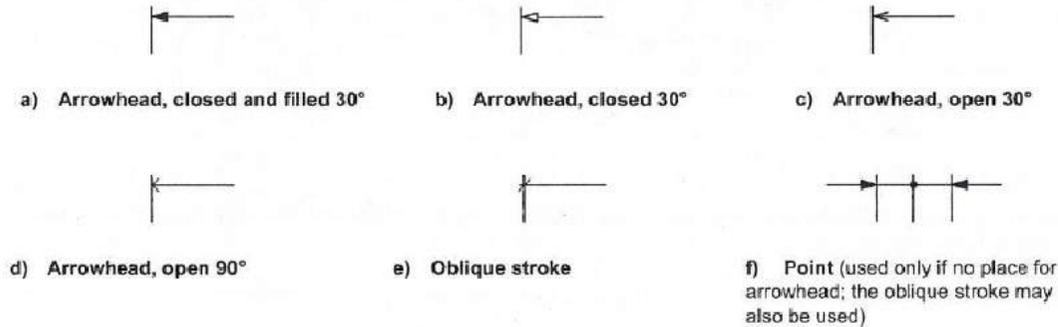


(C)

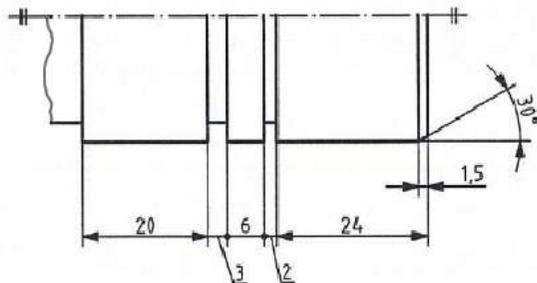
La linea di misura può essere non completa quando:

- nel caso di diametri in oggetti rappresentati in sezione parziale (A);
- se è rappresentata solo una parte di figure simmetriche (B);
- quando un riferimento della quota è fuori dal disegno (C).

# Frecce terminali

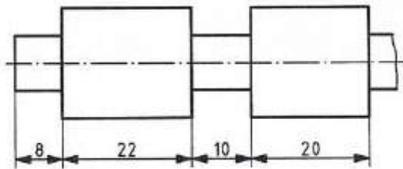


Va preferito il terminatore tipo **a**.  
 Se non c'è spazio per il valore della quota si può usare il terminatore tipo **f** o riportare il terminatore all'esterno.

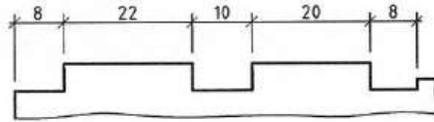


La lettera a indica la zona in cui riportare le quote ed  $h$  indica l'altezza del carattere

# Linee di riferimento



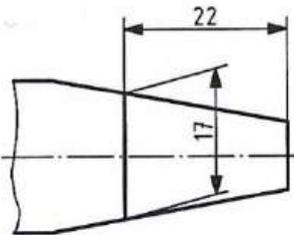
(A)



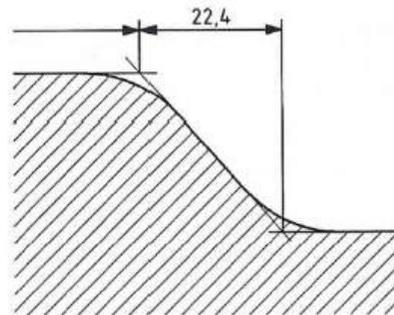
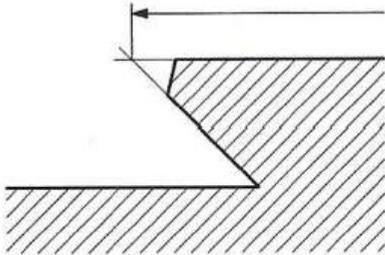
(B)

Le linee di riferimento (extension lines) :

- sono ortogonali all'elemento da misurare;
- si estendono circa 8 volte il loro spessore oltre la linea di misura;
- è possibile lasciare un gap tra l'elemento da misurare e l'inizio della linea di riferimento (pari a circa 8 volte lo spessore della linea)(B);

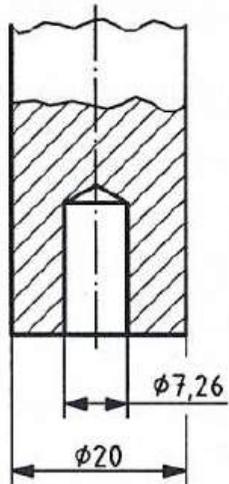


Per necessità di chiarezza le linee di riferimento possono essere oblique rispetto all'elemento da quotare

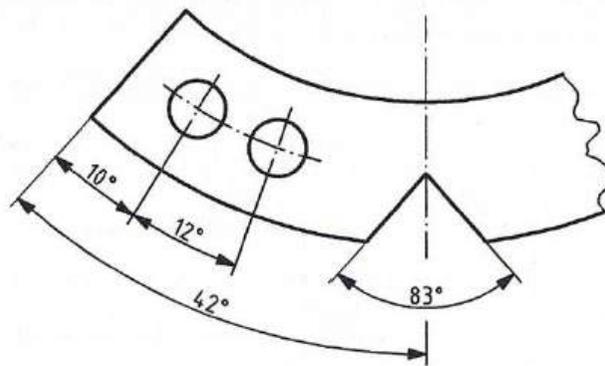


Intersezioni proiettate di contorni (smussi) o estensioni di profili fuori dai raccordi si estendono di 8 volte oltre il punto di intersezione. La linea di riferimento parte dalla intersezione.

# Linee di riferimento

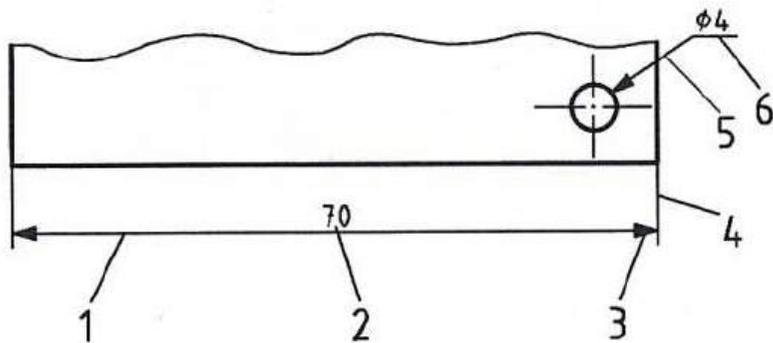


Le linee di riferimento possono essere interrotte se questo non è causa di ambiguità



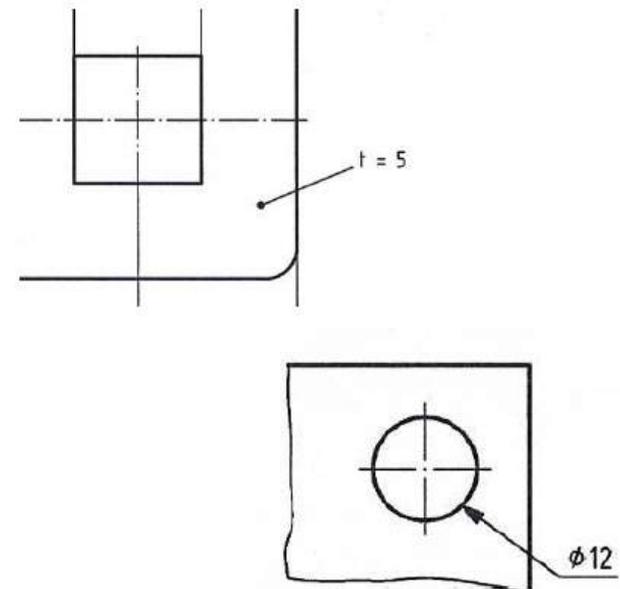
Nel caso di quote angolari, le linee di riferimento sono le estensioni dei due segmenti che formano l'angolo quotato.

# Linee di richiamo



1. Linea di misura (01.1)
2. Valore della quota
3. Freccia terminale
4. Linea di riferimento – extension line (01.1)
5. Linea di richiamo (01.1)
6. Linea di riferimento – reference line (01.1)

Le linee di richiamo (5) collega elementi di disegno a cui vengono associate informazioni aggiuntive. Non deve essere più lunga del necessario e deve essere inclinata rispetto alla rappresentazione principale e non parallela a linee adiacenti (contorni, tratteggi, assi, altro).

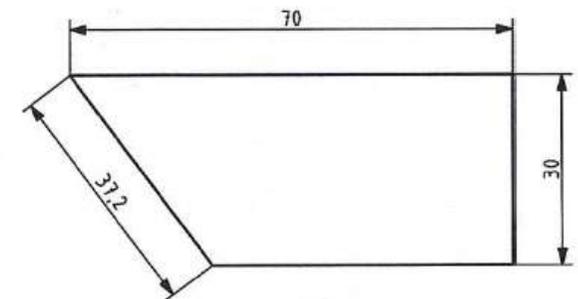
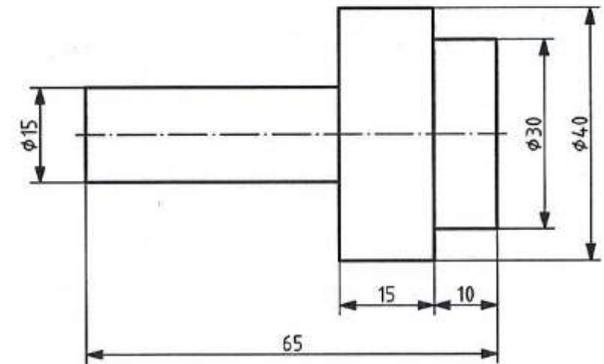


# Valore della quota

Il valore della quota dovrà essere indicato nei disegni con un carattere la cui misura sia completamente leggibile nel disegno originale così come nelle sue riproduzioni.

La scrittura utilizza preferibilmente caratteri di tipo B (UNI EN ISO 3098).

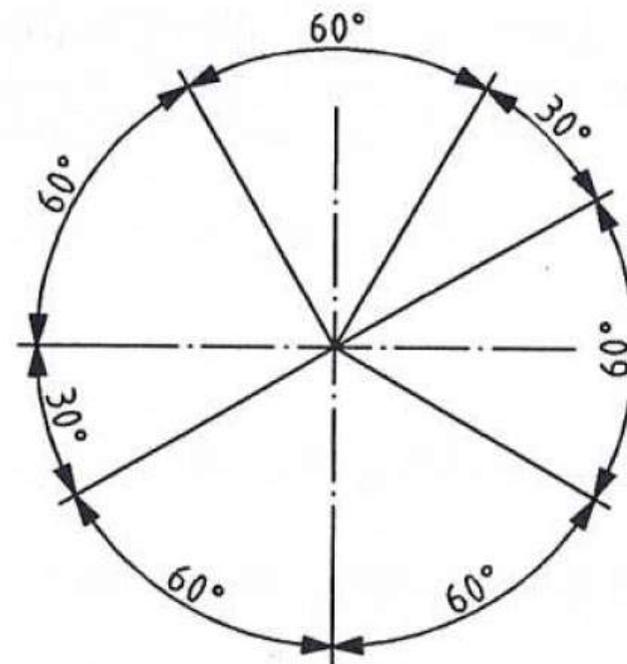
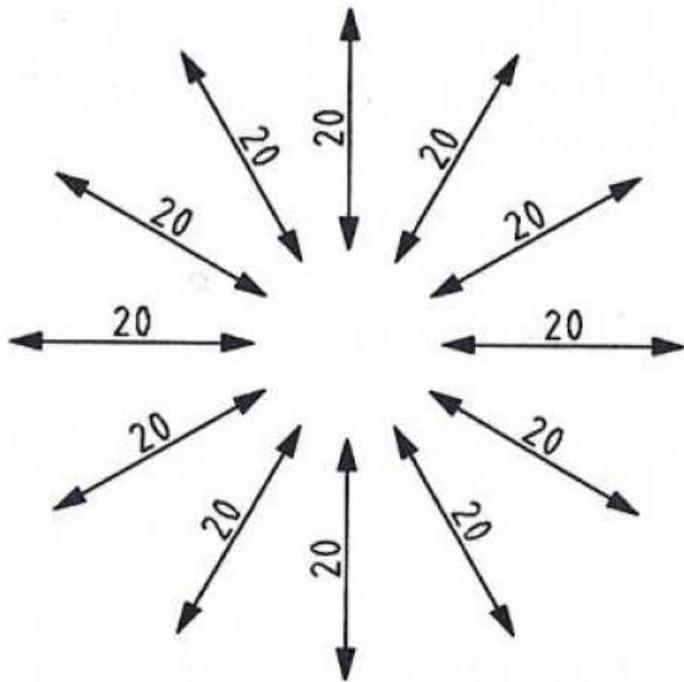
Il valore della quota deve essere posizionato parallelamente alla linea di misura, in prossimità della sua mezzeria e leggermente al di sopra di questa. Il valore della dimensione non deve essere intersecato o separato da qualsiasi altra linea.



**E' il criterio A delle vecchie norme**

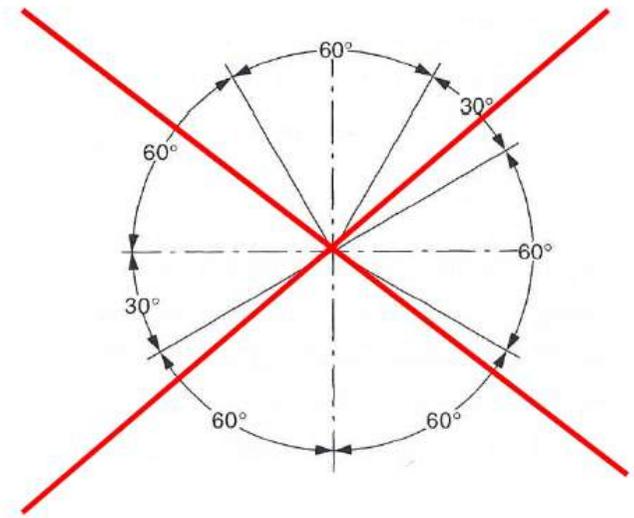
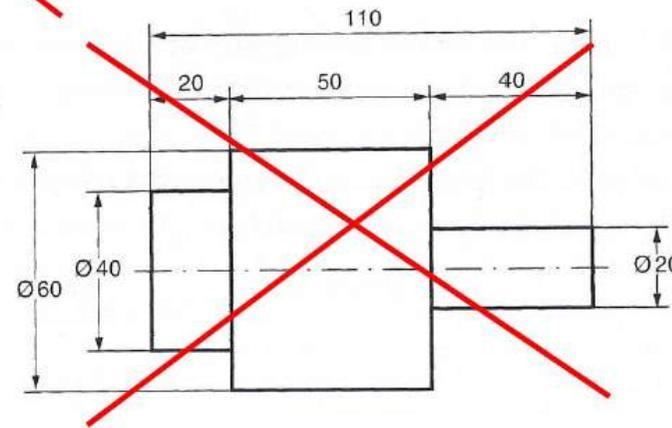
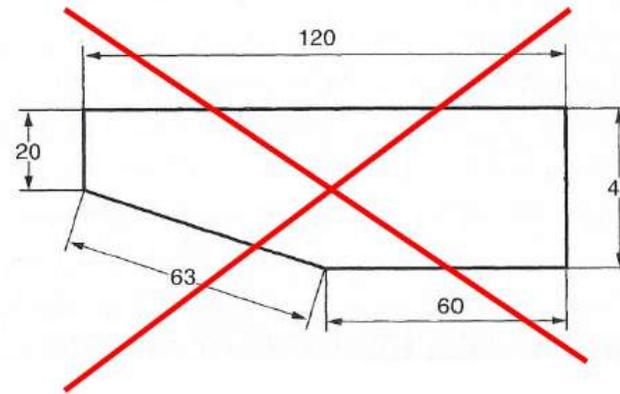
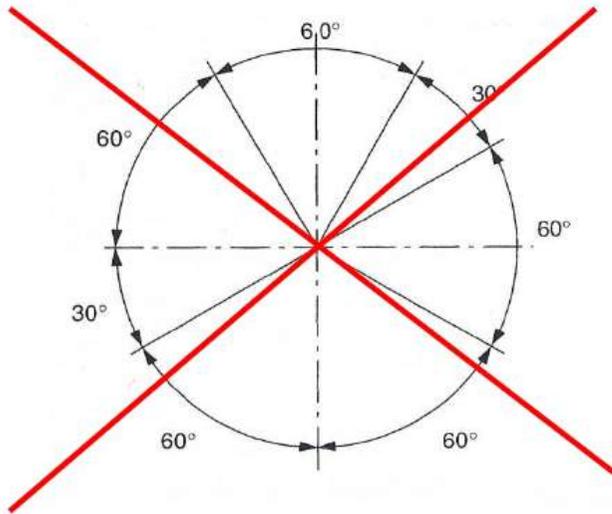
# Valore della quota

Valori della quota su dimensioni oblique o valori di dimensioni angolari vanno indicati come negli schemi sottostanti.

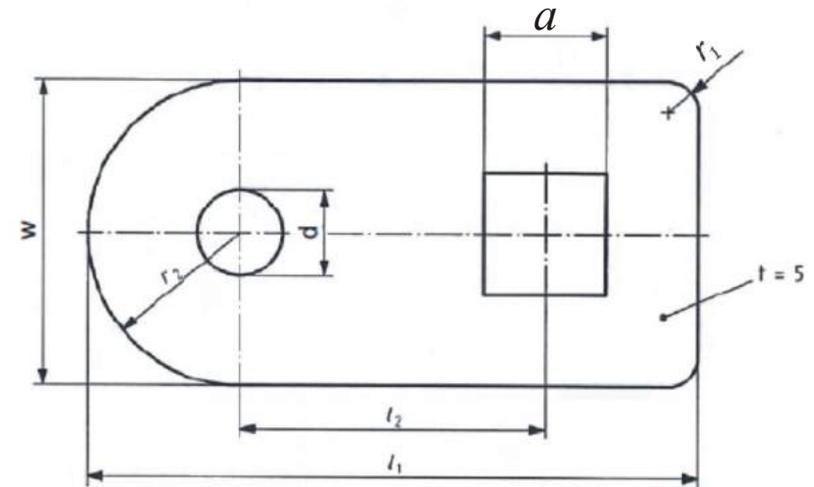
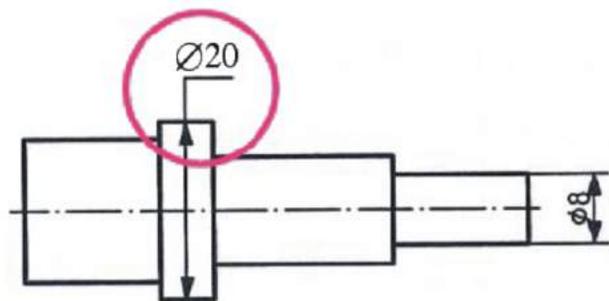
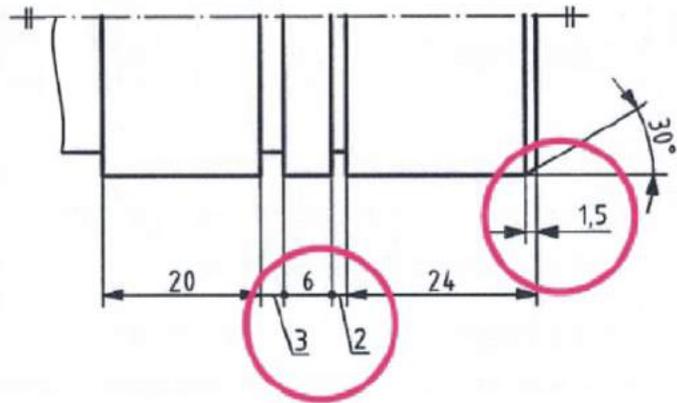


# Valore della quota

Altre varianti o criteri (metodo B della vecchia norma) non sono consentiti.



## Valore della quota: casi speciali



No.	$a$	$d$	$l_1$	$l_2$	$r_1$	$r_2$	$w$
1	□ 2	∅ 10	100	50	R6	(R16)	32
2	□ 6	∅ 16	120	64	R6	(R20)	40
3	□ 8	∅ 20	140	78	R8	(R24)	48

Quotatura tabellare: il componente ha una topologia che non cambia al variare delle dimensioni caratteristiche.

# NUMERI NORMALI - DIMENSIONI NOMINALI PER ORGANI MECCANICI

**Nello stabilire una progressione dimensionale è vantaggioso scegliere le grandezze in modo tale che una grandezza e quella immediatamente seguente si differenzino sempre approssimativamente nel medesimo rapporto.**

## NUMERI NORMALI - DIMENSIONI NOMINALI PER ORGANI MECCANICI

I **numeri normali** si prestano in modo particolare allo scalamento delle grandezze che possono essere scelte liberamente, ad esempio potenze, velocità, pressioni, capacità dimensioni di profilati, ecc. Nelle serie principali R5, R10, R20 e R40 si ottiene il risultato che il raggiungimento di un valore dieci volte più grande di quello di partenza è ottenuto rispettivamente con 5, 10, 20 e 40 intervalli che, come detto, mantengono tra un intervallo e l'altro il medesimo rapporto. La ragione è il quoziente tra il numero più grande e quello più piccolo di un intervallo.

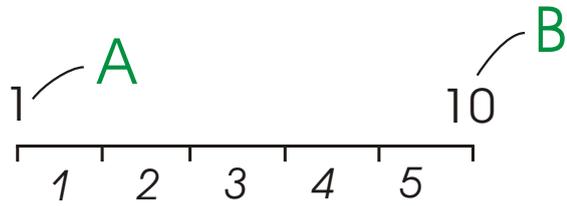
$$\sqrt[5]{10} = 1,6 \text{ nella serie R5}$$

$$\sqrt[10]{10} = 1,25 \text{ nella serie R10}$$

$$\sqrt[20]{10} = 1,12 \text{ nella serie R20}$$

# SERIE DI NUMERI NORMALI

## DEFINIZIONE DELLA "RAGIONE"



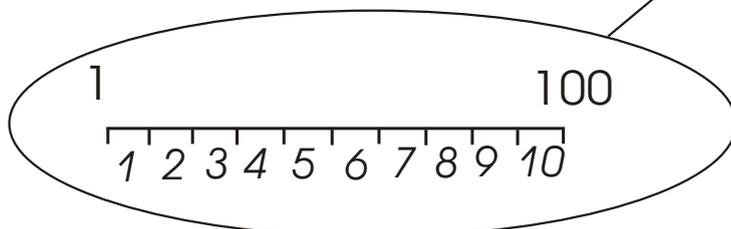
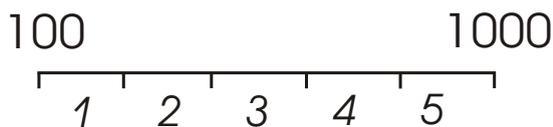
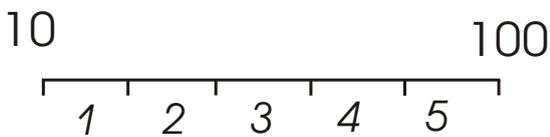
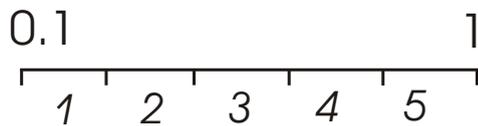
Ra5: ragione serie geometrica pari a

$$\sqrt[5]{10} = 1.585$$

Numero di parti in cui si suddivide l'intervallo

Valore costante (B/A)

Altri estremi dell' intervallo:



Ra10

Ra20

...

...

...

Ra10: ragione serie geometrica pari a

$$\sqrt[10]{100} = 1.585$$

Valore costante (B/A)

100

1

Valori fondamentali			Valori complementari (prossimi alla serie R 40)
Serie Ra 5	Serie Ra 10	Serie Ra 20	
0,1	0,1	0,1	
		0,11	
0,16	0,12	0,12	0,13
		0,14	0,15
	0,16	0,16	0,17
		0,18	0,19
0,25	0,2	0,2	0,21
		0,22	0,24
	0,25	0,25	0,26
		0,28	
0,4	0,3	0,3	0,32
		0,35	0,38
	0,4	0,4	0,42
		0,45	0,48
0,6	0,5	0,5	0,52
		0,55	0,58
	0,6	0,6	0,65
		0,7	0,75
1	0,8	0,8	0,85
		0,9	0,95
	1	1	
		1,1	
1,6	1,2	1,2	1,3
		1,4	1,5
	1,6	1,6	1,7
		1,8	1,9
2,5	2	2	2,1
		2,2	2,4
	2,5	2,5	2,6
		2,8	
4	3	3	3,2
		3,5	3,8
	4	4	4,2
		4,5	4,8
6	5	5	5,2
		5,5	5,8
	6	6	6,5
		7	7,5
10	8	8	8,5
	10	10	9,5

1.585  
arrotondato a

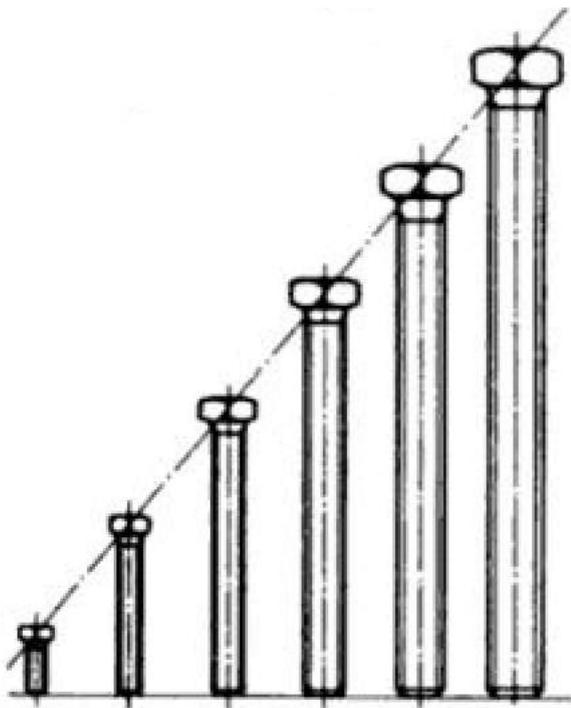
Valori fondamentali			Valori complementari (prossimi alla serie R 40)
Serie Ra 5	Serie Ra 10	Serie Ra 20	
10	10	10	
		11	
16	12	12	13
		14	15
	16	16	17
		18	19
25	20	20	21
		22	24
	25	25	26
		28	30
40	32	32	34
		36	38
	40	40	42
		45	48
63	50	50	52
		56	60
	63	63	68
		70	75
100	80	80	85
		90	95
	100	100	106
		110	120
160	125	125	130
		140	150
	160	160	170
		180	190
250	200	200	210
		220	240
	250	250	260
		280	300
400	315	315	340
		355	380
	400	400	420
		450	480
630	500	500	530
		560	600
	630	630	670
		710	750
1000	800	800	850
	1000	1000	950

I valori delle serie indicate corrispondono approssimativamente a quelli delle serie geometriche con ragione 1,60 per la serie Ra 5; 1,25 per la serie Ra 10; 1,12 per la serie Ra 20 - I valori complementari non sono in progressione geometrica e devono essere usati per i dimensionamenti solo in casi di assoluta necessità. Nella tab. UNI 2016 sono indicati anche gli scostamenti % dei valori delle serie R5 R10 R20 da quelli calcolati secondo l'esatta progressione geometrica: lo scostamento massimo giunge all'1,26 %.

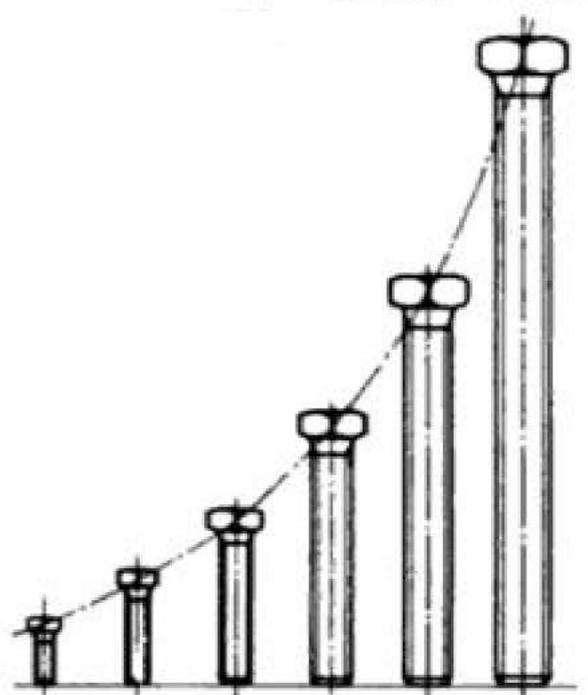
# NUMERI NORMALI - DIMENSIONI NOMINALI PER ORGANI MECCANICI

Se si utilizzano i **numeri normali** per determinare serie di grandezze in una costruzione, spesso si constata che si ottengono altre grandezze appartenenti anch'esse ad una serie di **numeri normali**.

## NUMERI NORMALI - DIMENSIONI NOMINALI PER ORGANI MECCANICI



Scalamenti di lunghezza secondo la progressione aritmetica (uguale progressione). Differenze troppo grandi nelle piccole lunghezze.



Scalamenti di lunghezza secondo le progressioni geometriche (progressione nel medesimo rapporto) differenze proporzionali alle dimensioni, cioè piccole differenze per piccole lunghezze.

# Convenzioni particolari

Table A.1 — Examples of applications of graphical and letter symbols

Symbols and their representation	Meaning
$\varnothing 50$	Diameter 50
$\square 50$	Square 50
R50	Radius 50
S $\varnothing 50$	Spherical diameter 50
SR50	Spherical radius 50
$\frown 50$	Arc length 50
	Indication of level 12,25
<u>50</u>	Out-of-scale 50
(50)	Auxiliary dimension 50
t = 5	Thickness 5
	Symbol of symmetry

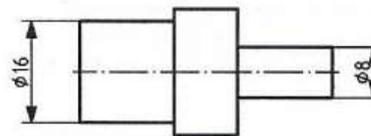


Figure 34

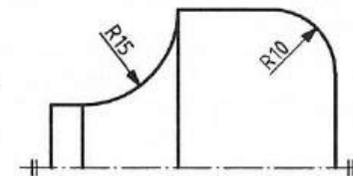


Figure 35

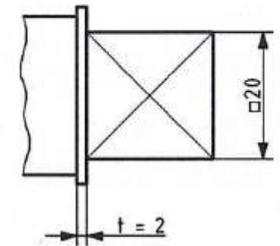


Figure 36

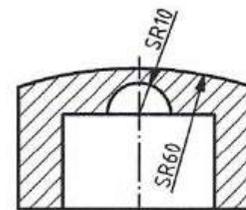


Figure 37

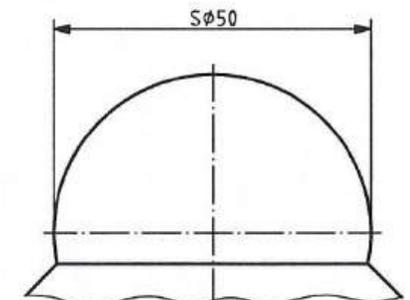
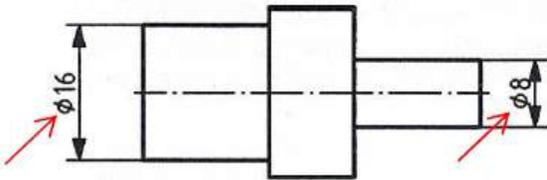
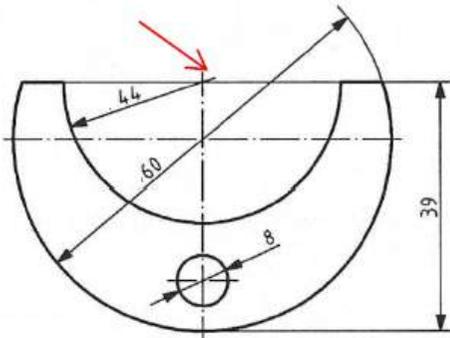


Figure 38

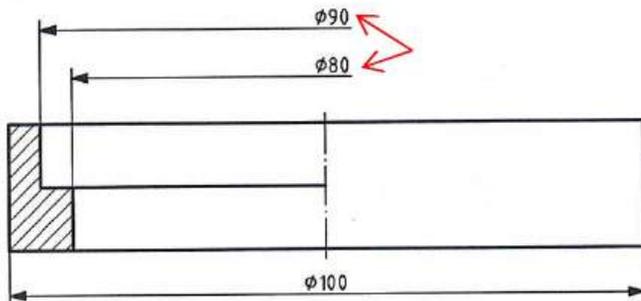
# Diametri



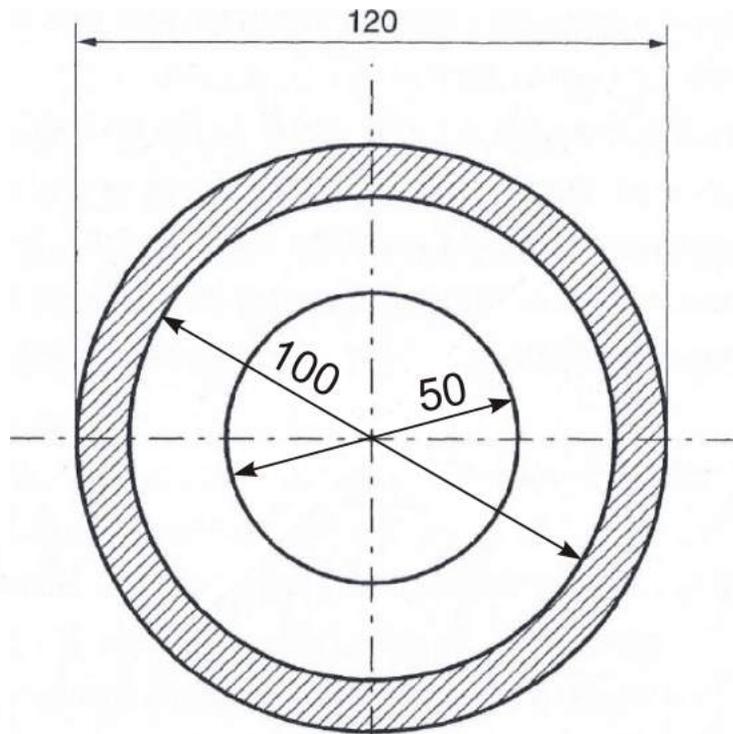
Il simbolo  $\phi$  precede il valore della quota.



Se la quota viene indicata da una unica freccia terminale, la linea di misura si deve estendere oltre il centro.



# Diametri

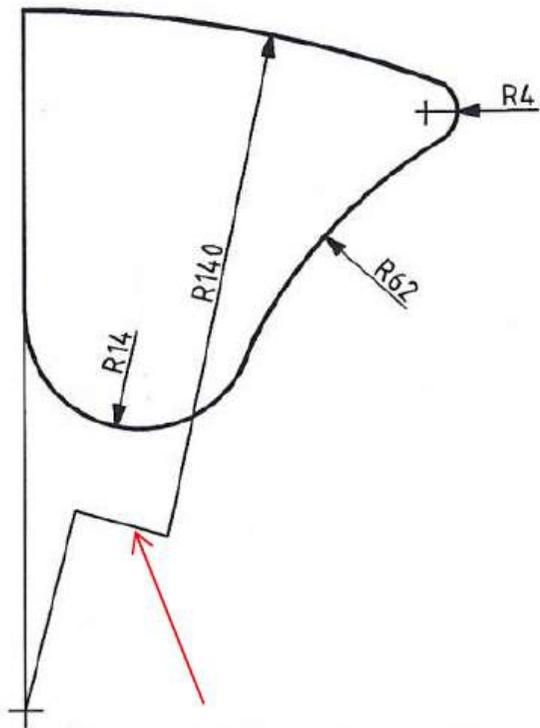


evitare l'angolo di  $90^\circ$  tra le quote diametrali incrociate

evitare l'angolo di  $45^\circ$  tra le quote diametrali e l'asse verticale/orizzontale

Quotatura di diametri su circonferenze concentriche.

# Raggi

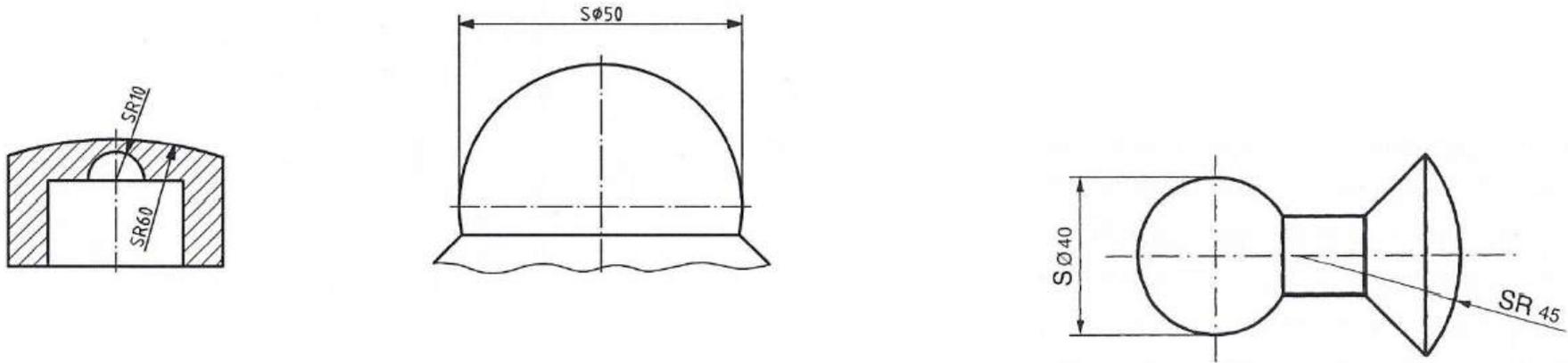


Il valore della quota è preceduto dalla lettera R.

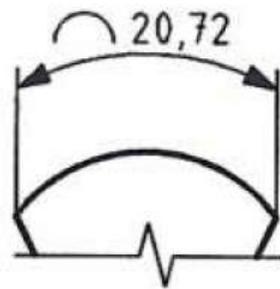
Soltanto una freccia terminale viene utilizzata.

Quando il centro di un raggio è fuori dal disegno, la linea di misura può essere interrotta o spezzata perpendicolarmente.

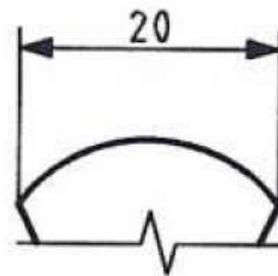
# Sfere ed archi



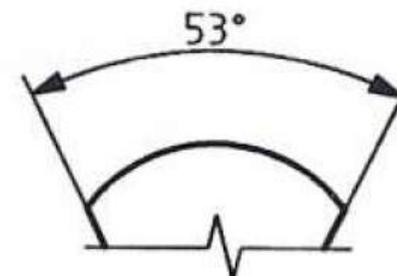
I simboli  $S\phi$  ed  $SR$  precedono il valore della quota rispettivamente di diametro e raggio della sfera.



Arco

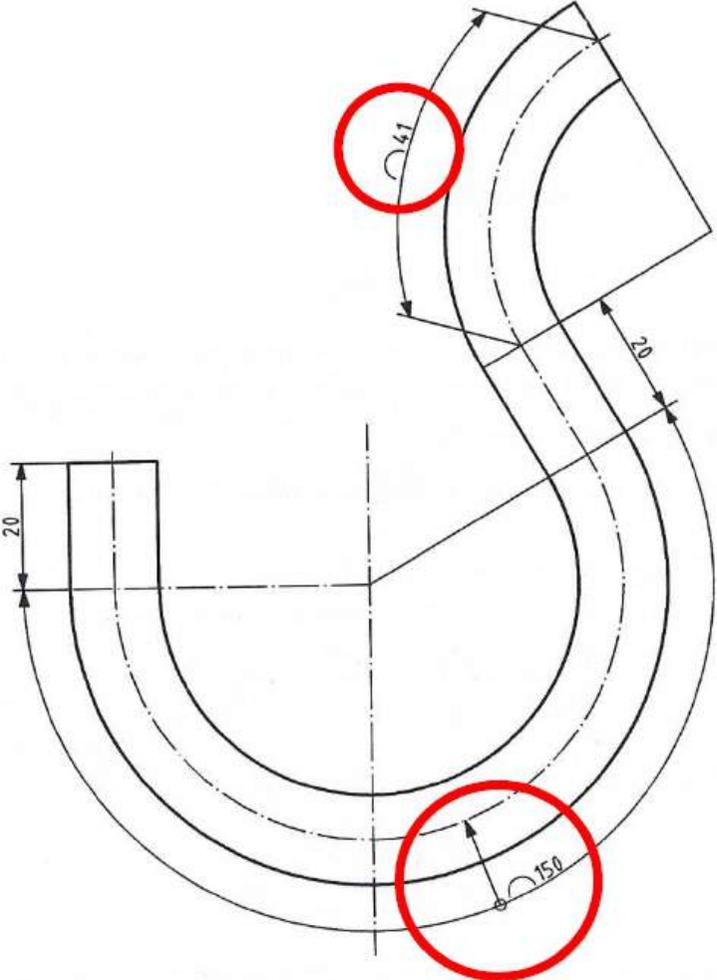


Corda

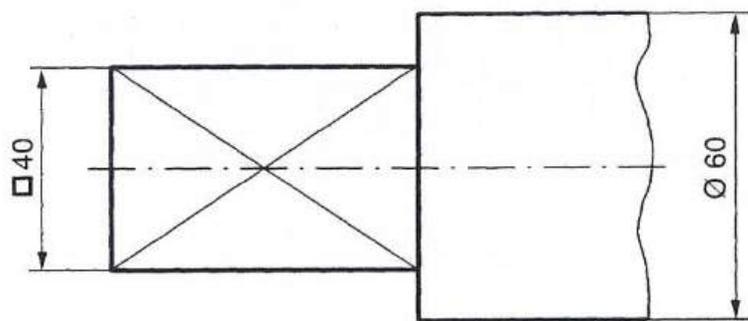


Angolo

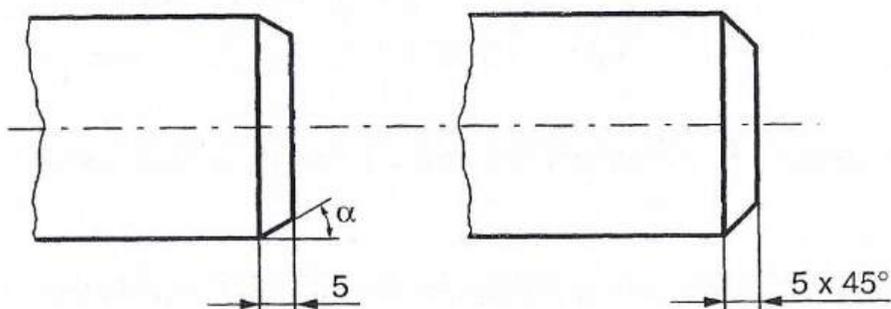
# Archi



# Quadri e smussi



Quotatura di terminali a facce piane (quadri).

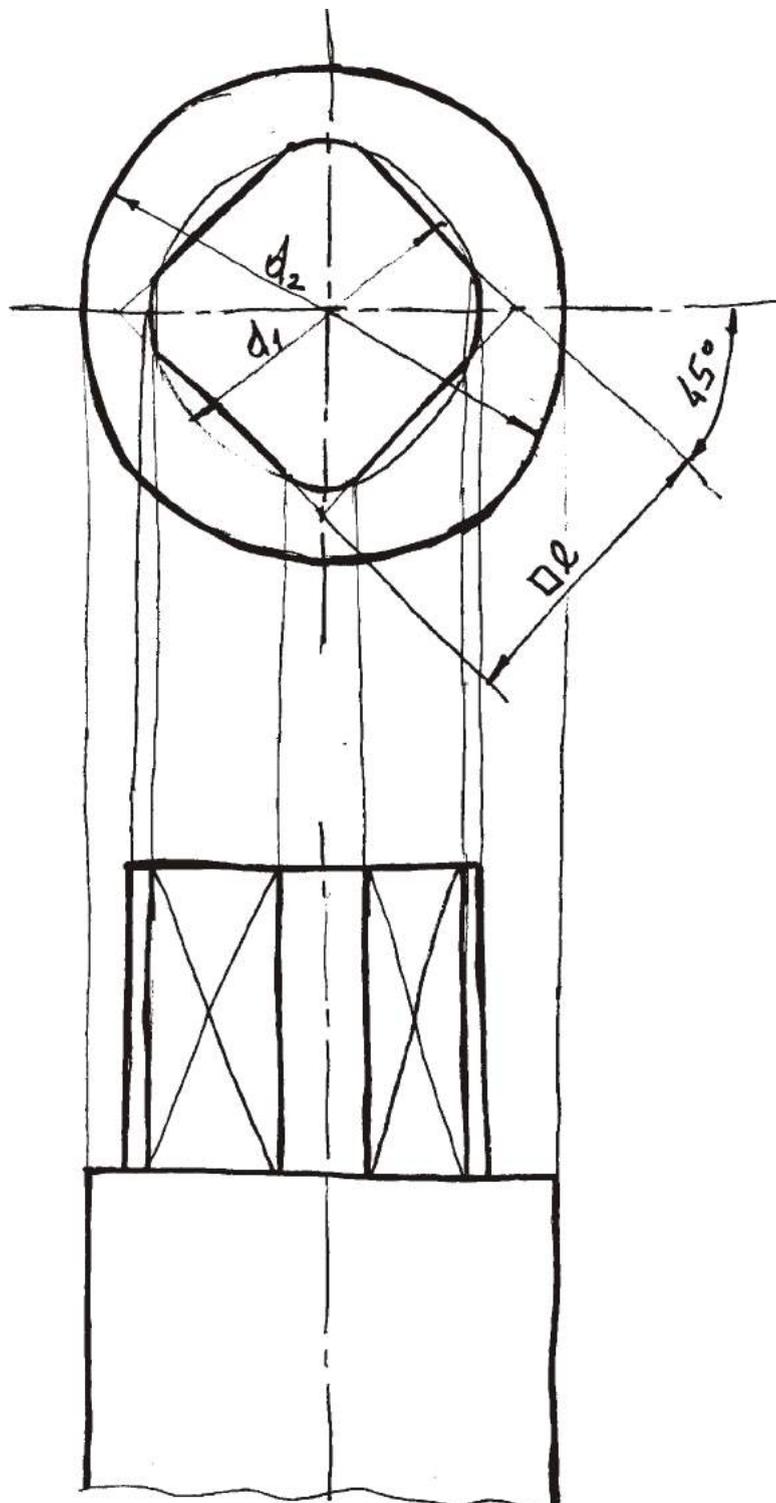


Solo smussi a 45°

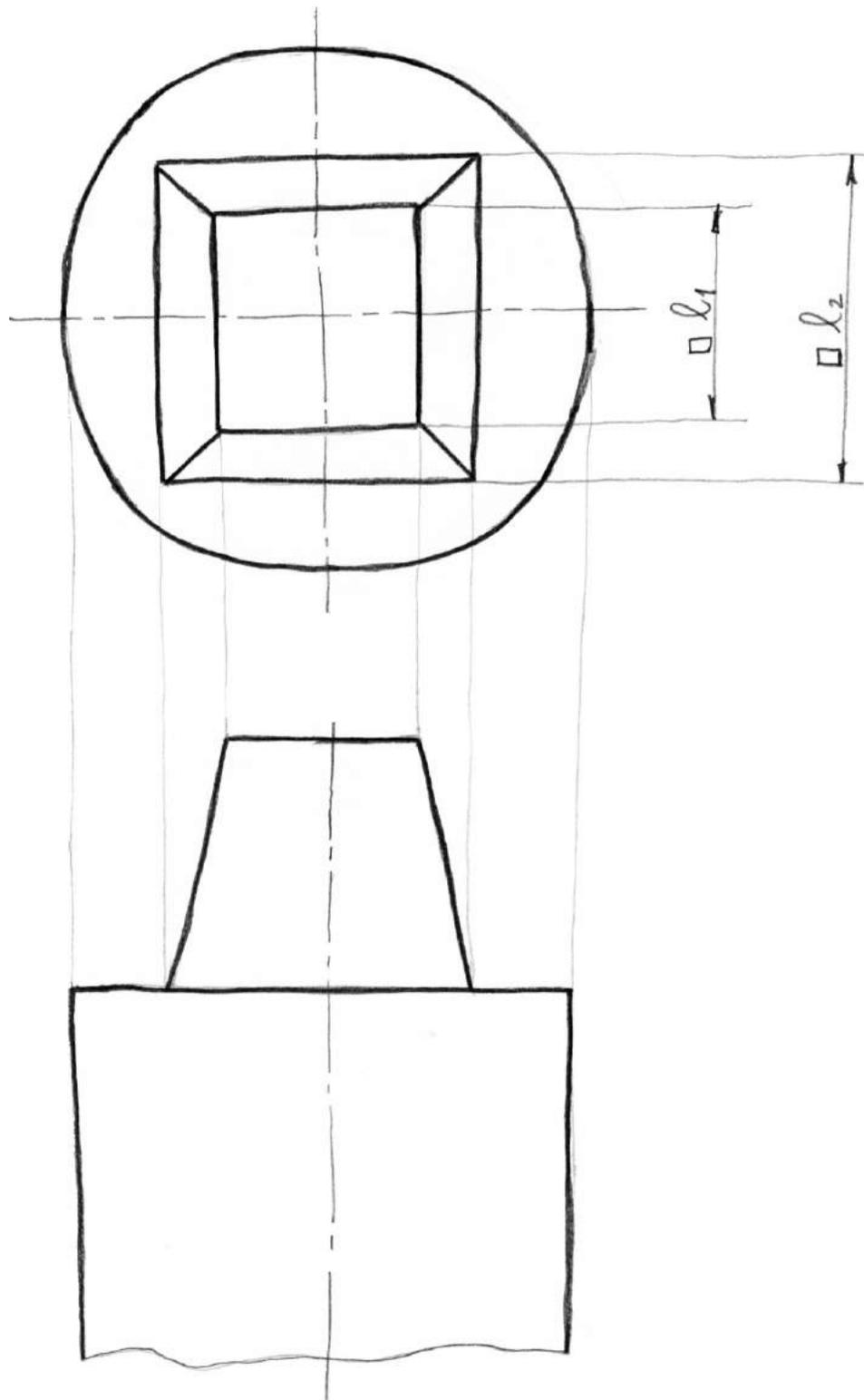
Si quotano:

- l'ampiezza della superficie smussata
- il semiangolo al vertice

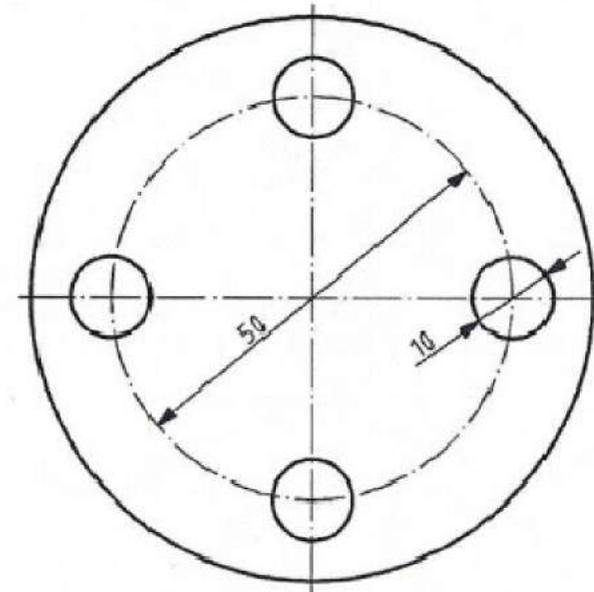
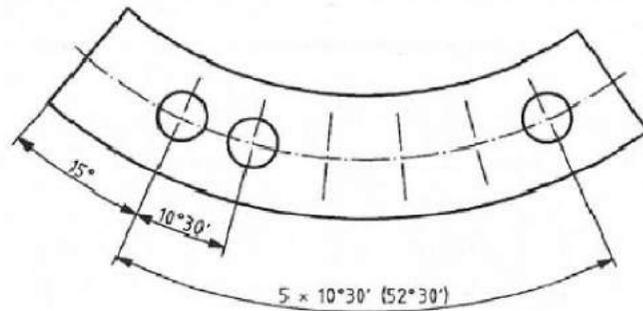
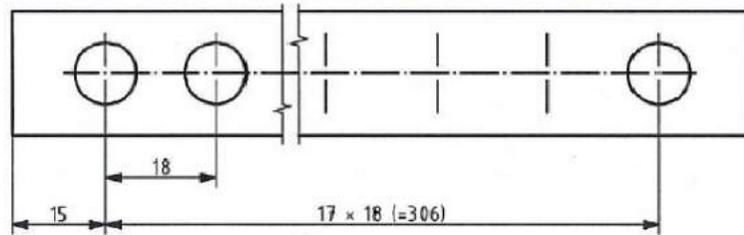
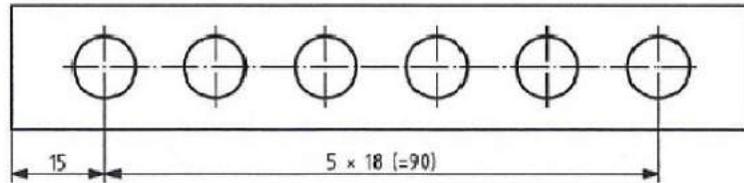
## Esempio di quotatura di un codolo a sezione quadrata sfacciato



Esempio di quotatura di un codolo tronco piramidale a base quadrata



# Entità equispaziate e ripetute



# ISO 129 (sostituisce la UNI 3975)

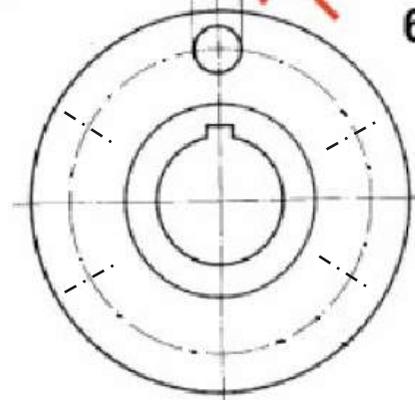
Quotatura: indicazioni di quote speciali

UNI ISO 129

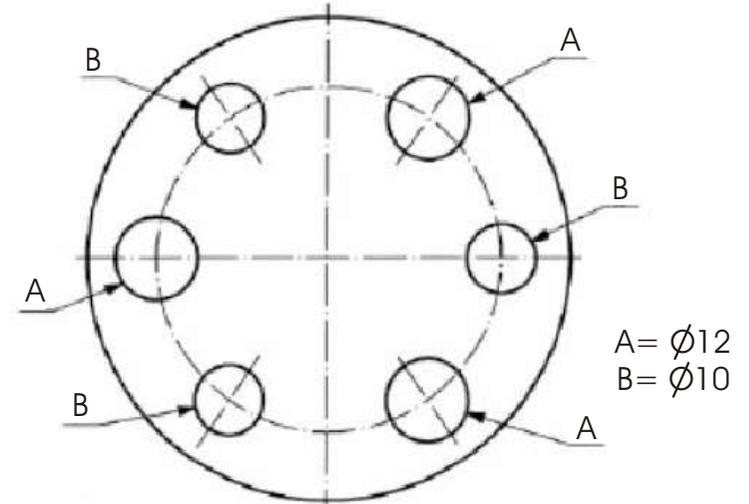
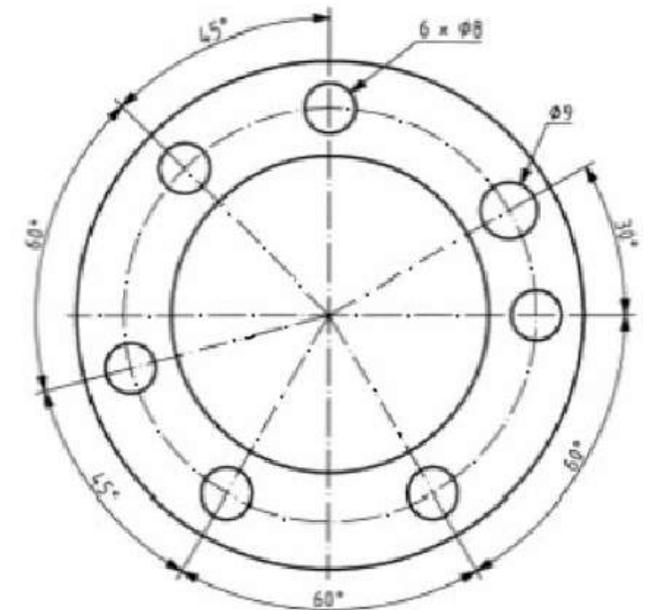
Elementi ripetuti ed equispaziati



Si scrive:  
**6 x Ø10**

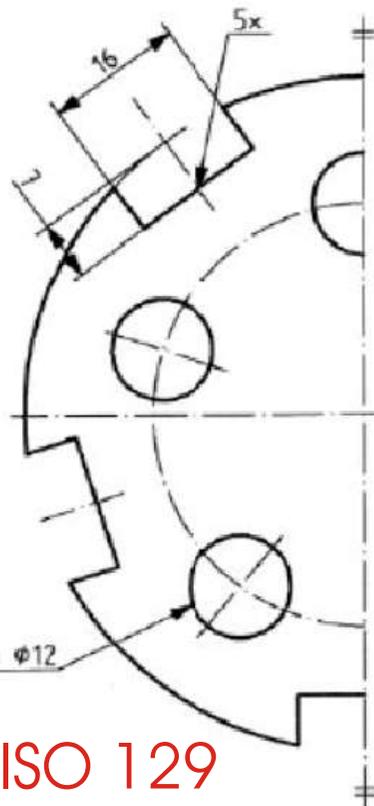


UNI ISO 129

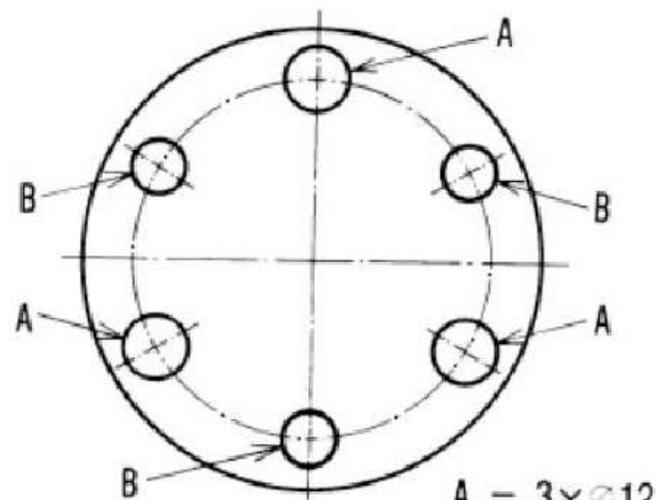


A = Ø12  
B = Ø10

UNI ISO 129



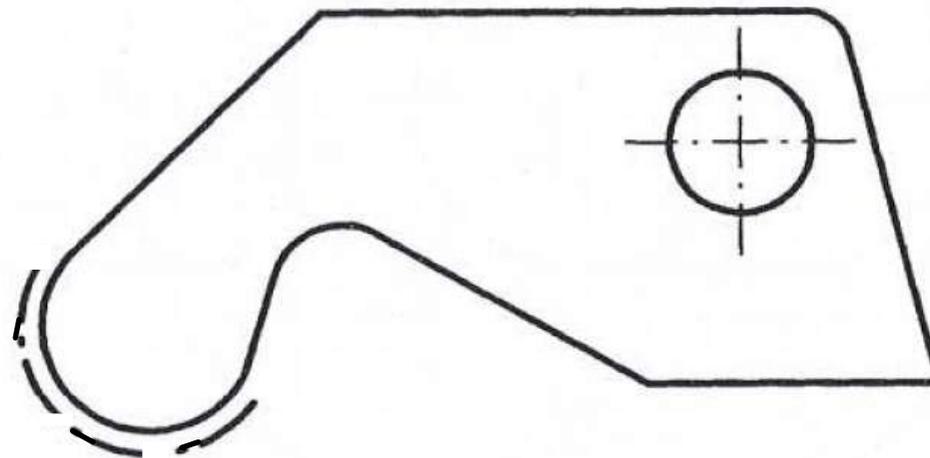
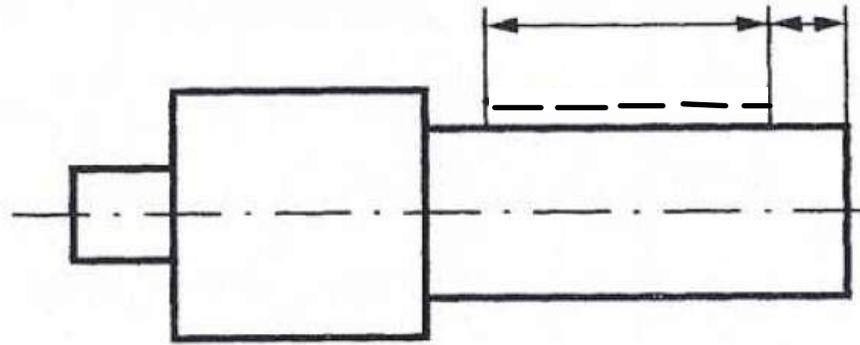
UNI ISO 129



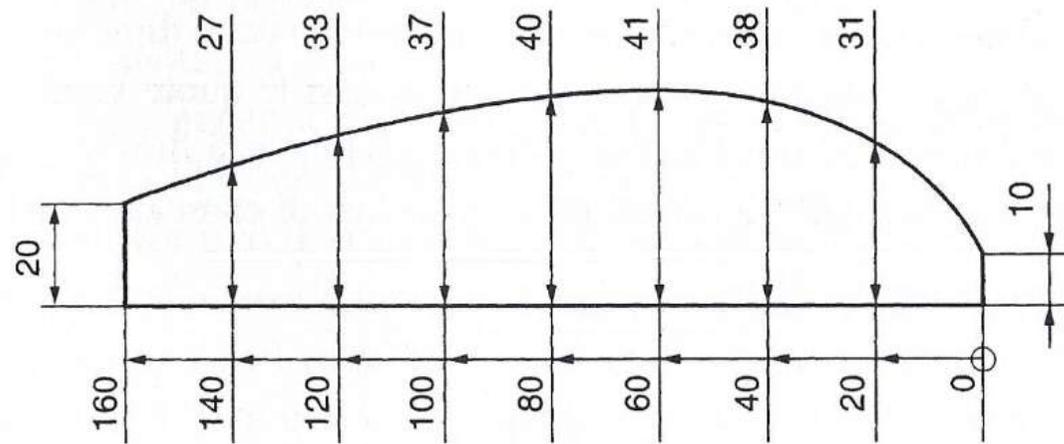
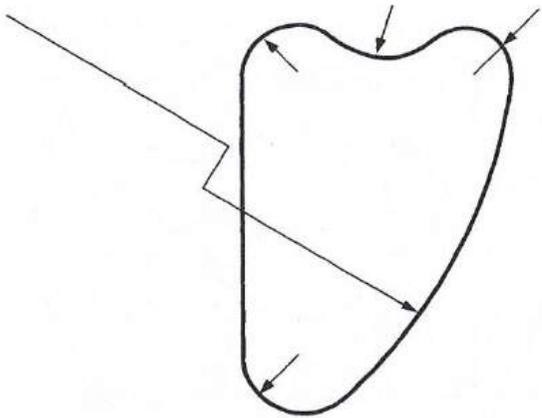
A = 3 x Ø12  
B = 3 x Ø10

UNI 3975

# Caratteristiche superficiali particolari

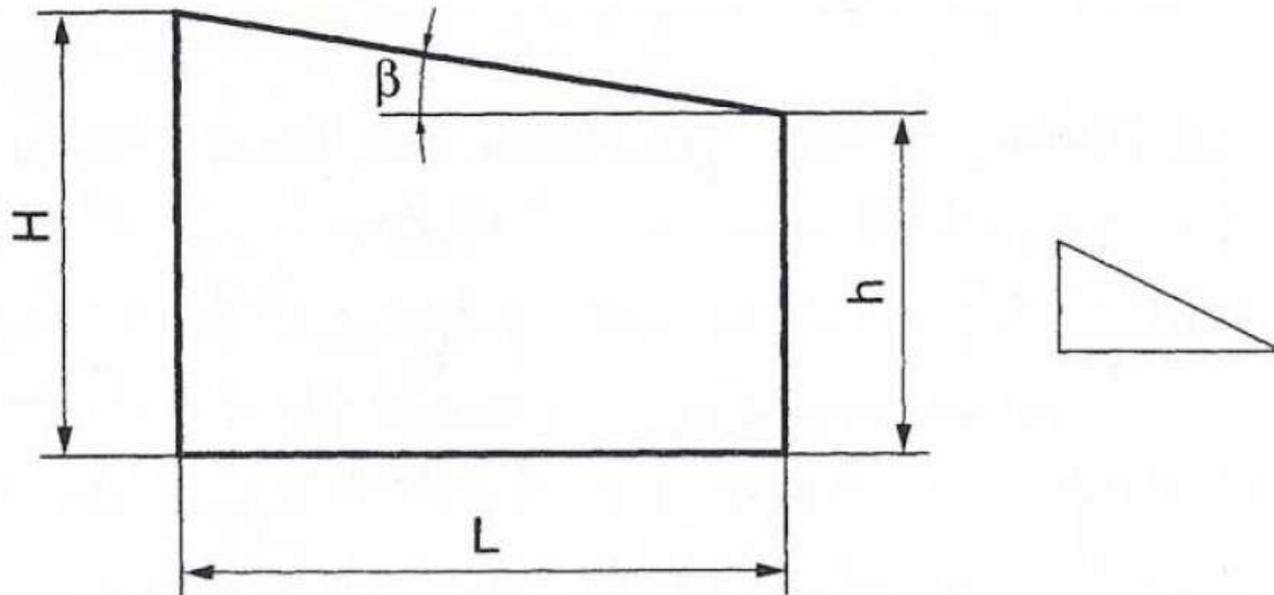


# Individuazione delle curvature



## Quotatura di elementi dotati di una inclinazione

$$I = \frac{H - h}{L} = \operatorname{tg}\beta$$



# DEFINIZIONE DI CONICITA' NELLA TECNICA

Si definisce conicità  $c$  il rapporto tra la differenza dei diametri  $D$  e  $d$  di due sezioni di un cono con la distanza  $L$  fra le due sezioni stesse misurata in senso assiale

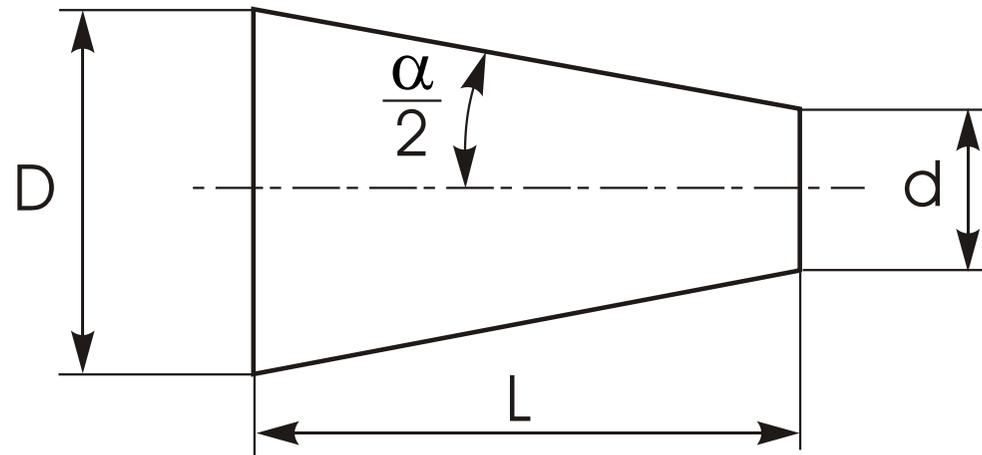
$$c = \frac{D - d}{L} = \frac{1}{K} = 1:K$$

Si rileva che la conicità è una grandezza adimensionale e può essere espressa in vari modi. Osservando l'equazione sopra si può definire  $c$  anche come la lunghezza  $K$  lungo l'asse del cono in corrispondenza alla quale il diametro della sezione trasversale dello stesso assume un valore unitario. Inoltre la conicità può essere espressa anche in termini percentuali, ovvero si trasforma la frazione in modo che il denominatore sia uguale a 100

$$c = \frac{D - d}{L} = \frac{p}{100} = p\%$$

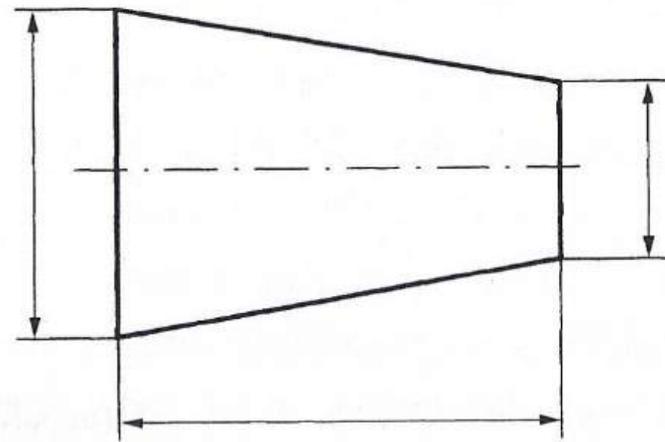
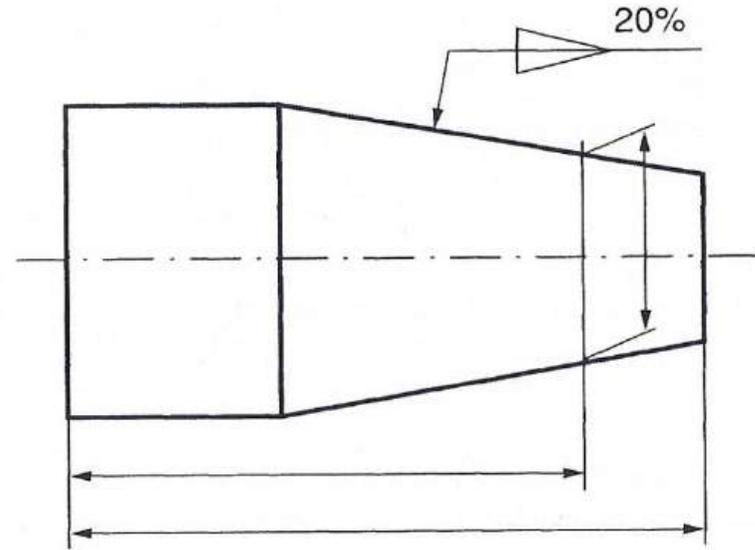
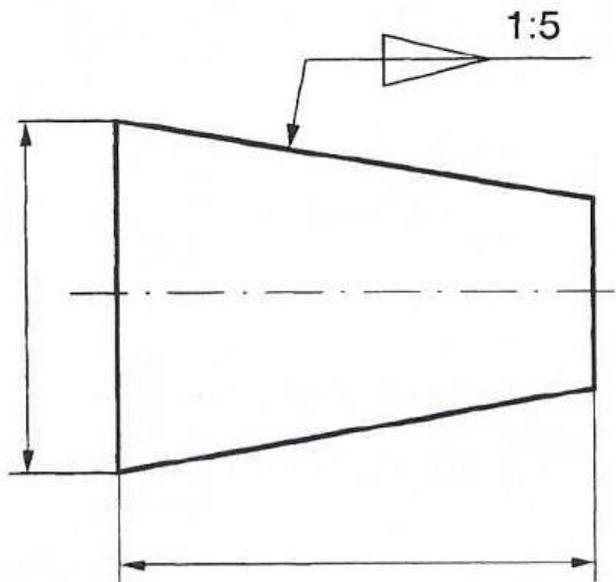
Si può anche ricorrere alla trigonometria e quindi

$$c = \frac{D - d}{L} = 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$$

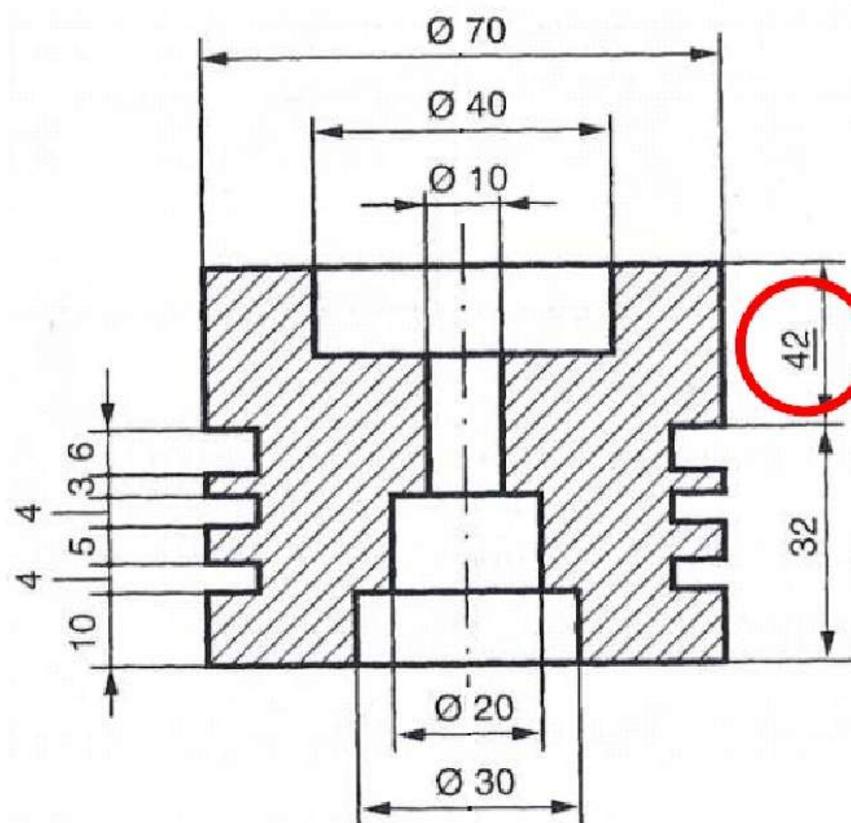


# Quotatura di elementi conici

$$C = \frac{D - d}{L} = 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$$



## Dimensioni non in scala



**DA EVITARE !!**

# Principi di quotatura

Elemento funzionale: è un elemento essenziale nel funzionamento o nell'impiego dell'oggetto a cui appartiene.

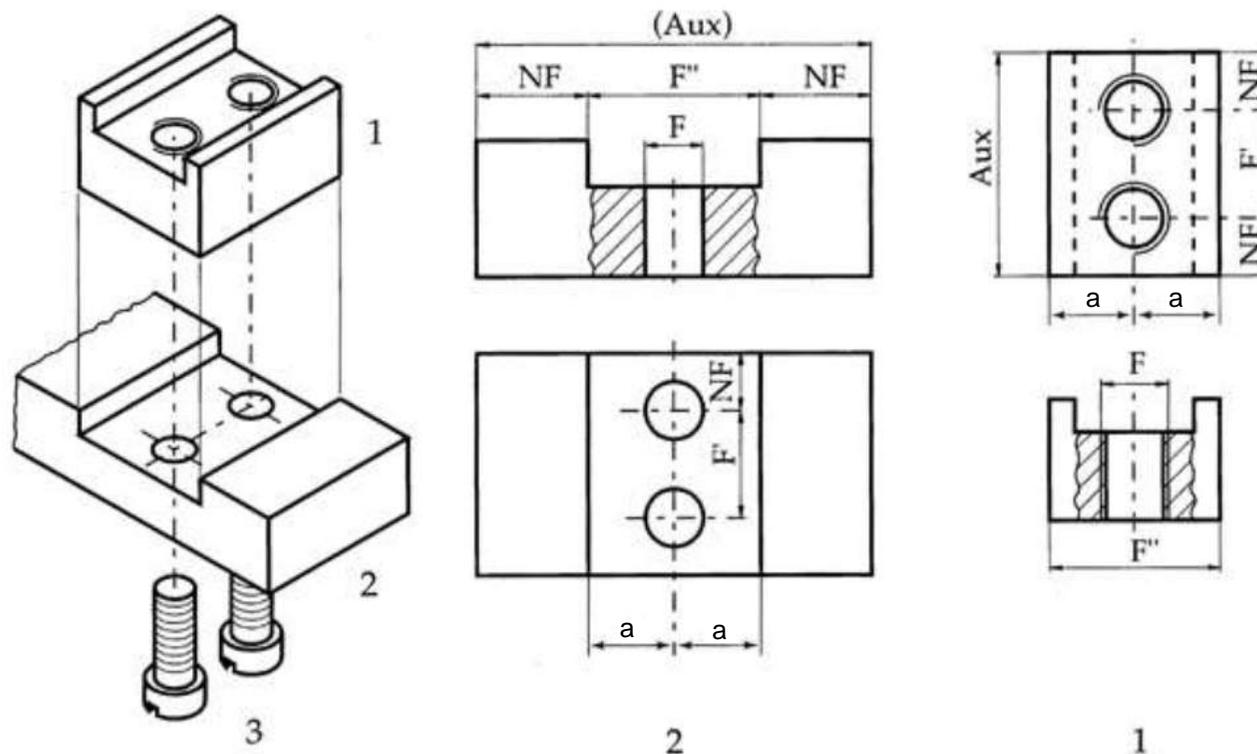
Quota funzionale: è una quota essenziale alla funzione cui un prodotto è destinato. Le quote funzionali devono essere scelte con attenzione per evidenziare le esigenze principali del prodotto

Quota non funzionale: è una quota non essenziale alla funzionalità dell'oggetto.

Quota ausiliare: è una quota che viene fornita solo a titolo informativo ed è ricavabile dalla somma di altre quote che stanno sul disegno.

Quota di fabbricazione o tecnologica: *permette di posizionare con facilità gli utensili e il pezzo per eseguire la lavorazione*

# QUOTE FUNZIONALI (F) E NON FUNZIONALI (NF)

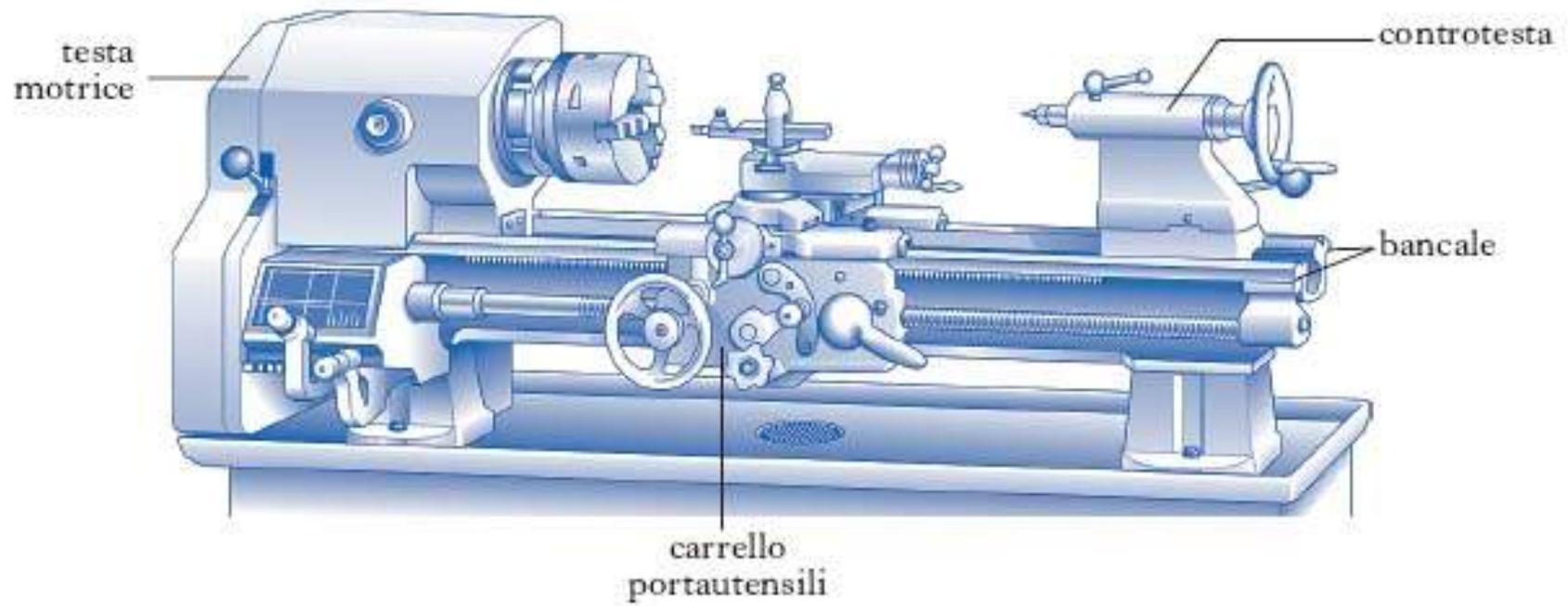


In questo esempio abbiamo un componente con due fori filettati (1) che deve accoppiarsi alla base (2) attraverso due viti (3). I requisiti funzionali di questo assieme sono i seguenti:

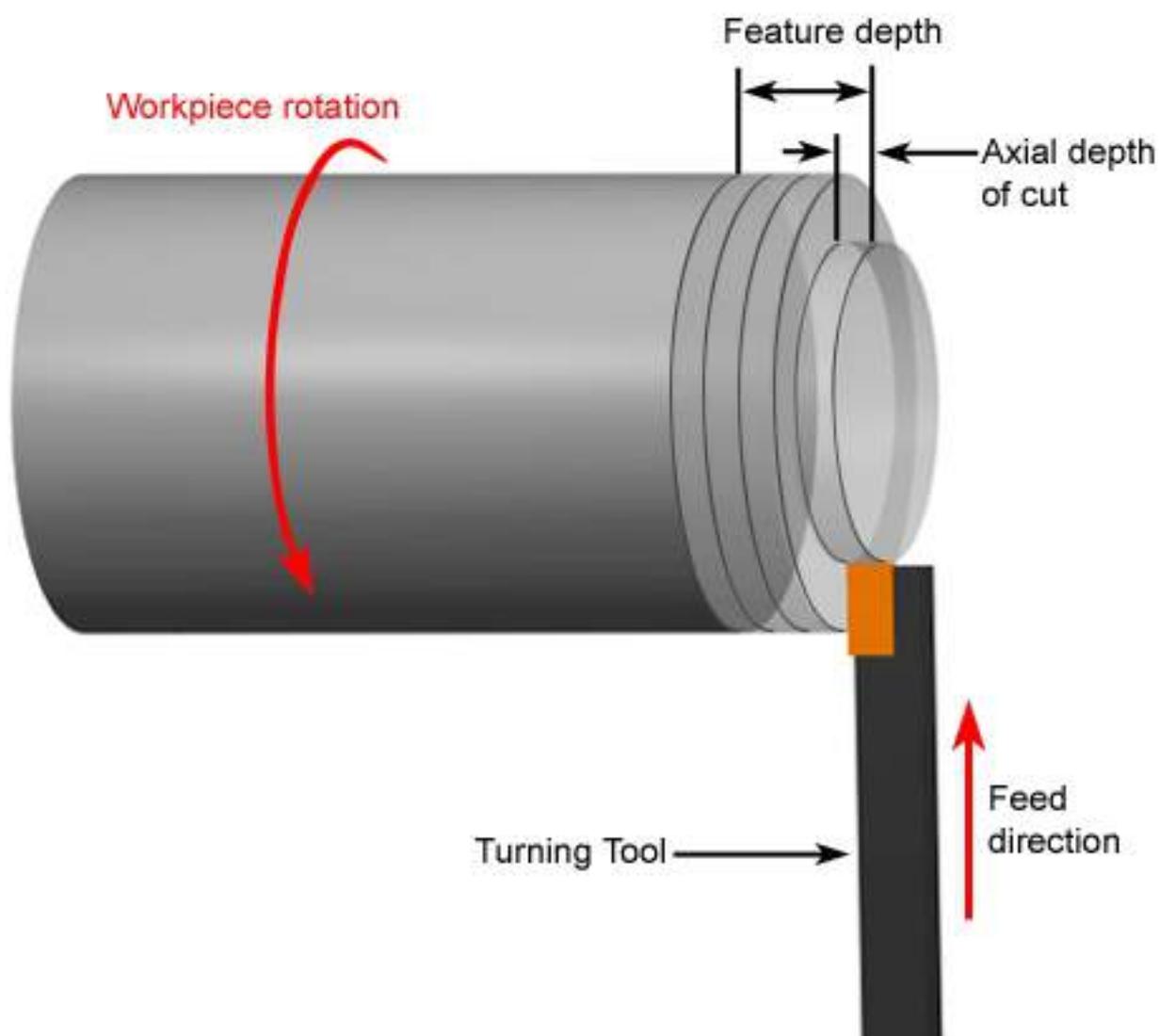
- che i fori passanti del particolare 2 consentano un agevole passaggio delle viti (la quota  $F$  è funzionale);
- che l'interasse tra i fori nei due particolari sia identico (la quota  $F'$  è funzionale);
- che la larghezza della scanalatura nel particolare 2 sia uguale alla larghezza del componente 1 (la quota  $F''$  è funzionale)

PARENTESI SULLE LAVORAZIONI  
IN RELAZIONE ALLE MODALITA' DI QUOTATURA

## TORNIO PARALLELO



# SFACCIATURA AL TORNIO (schema lavorazione)



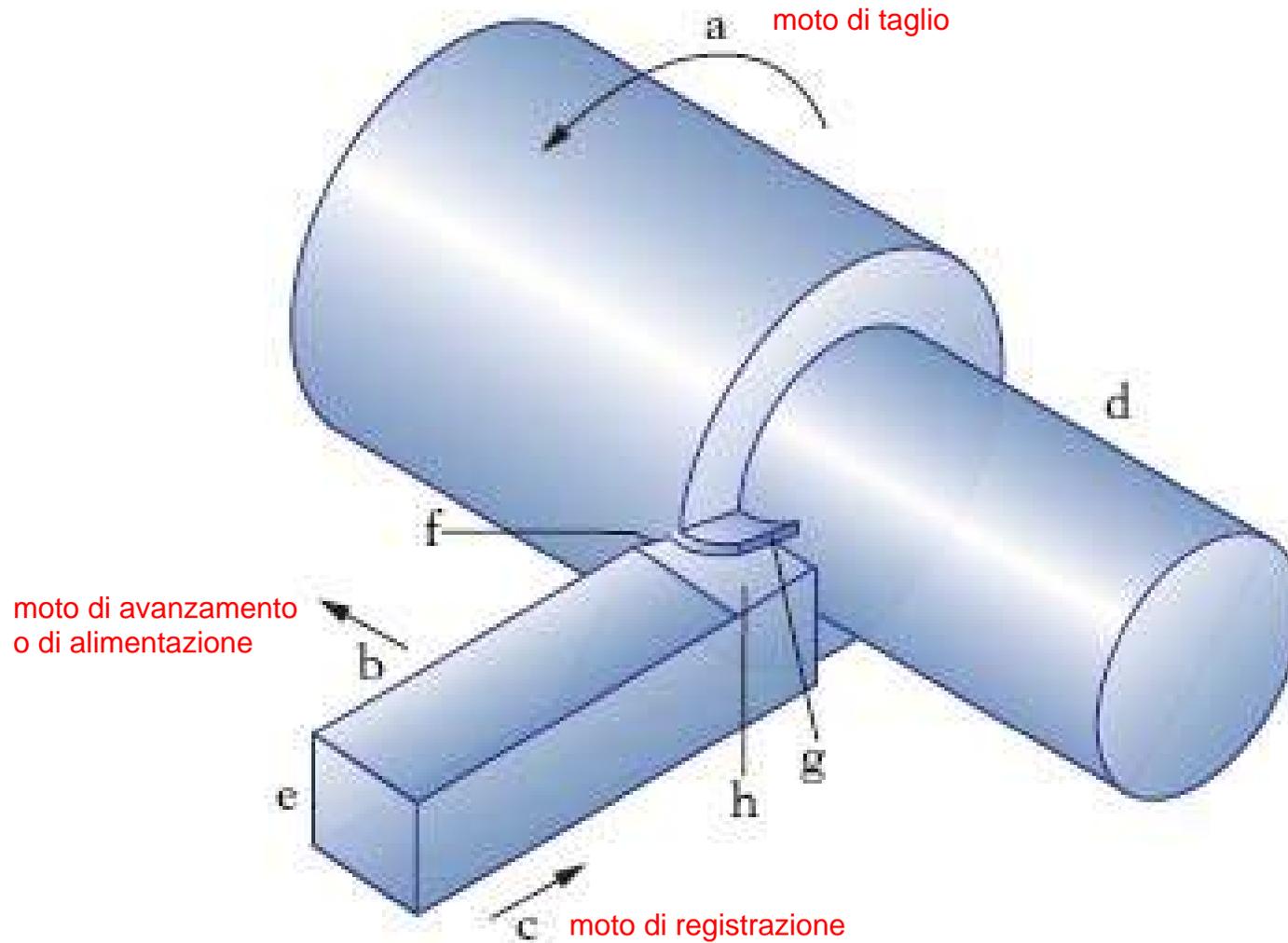
## SFACCIATURA AL TORNIO



SFACCIATURA AL TORNIO

METTERE FILMATO

# TORNITURA CILINDRICA (schema lavorazione)



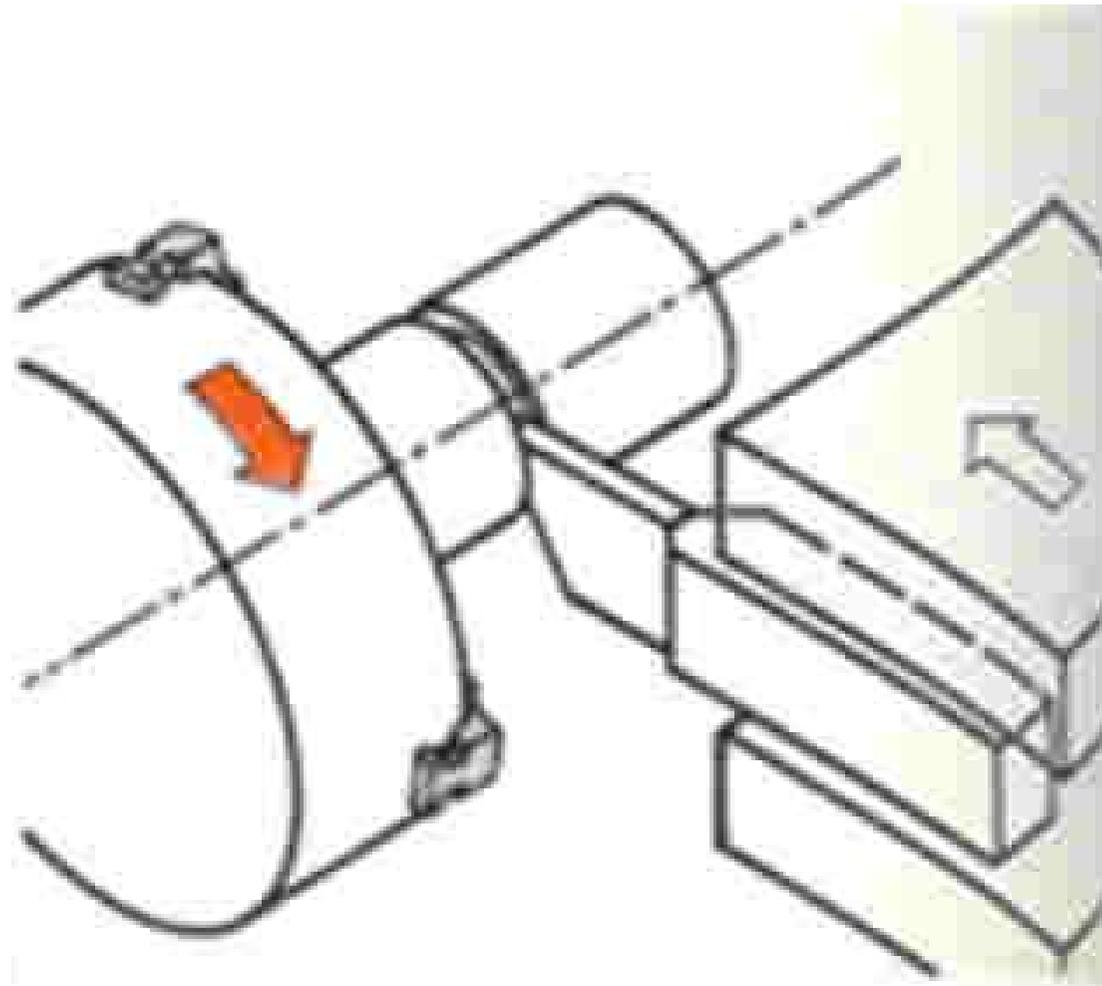
# TORNITURA CILINDRICA



TORNITURA CILINDRICA

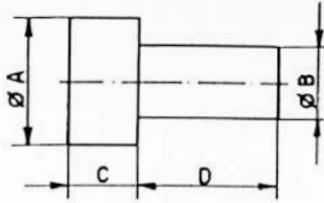
METTERE FILMATO

# TRONCATURA AL TORNIO (schema lavorazione)



TRONCATURA AL TORNIO

METTERE FILMATO



Disegno di prodotto finito

Per l'esecuzione di una serie di pezzi si considerano tre cicli differenti che condizionano in modo diverso la quotatura di fabbricazione

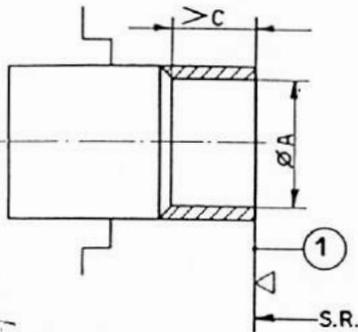
DA SPEZZONE

DA BARRA

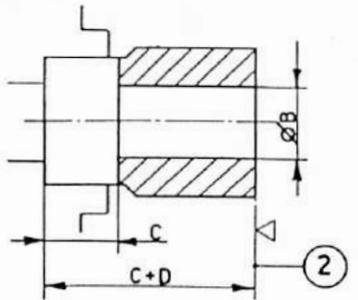
Ciclo 1

Ciclo 2

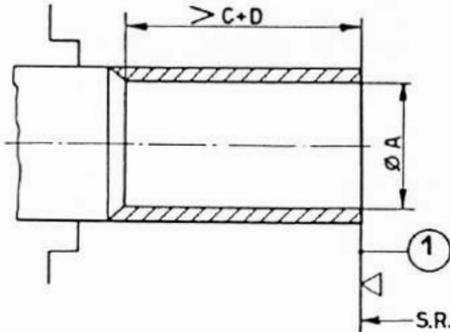
Ciclo 3



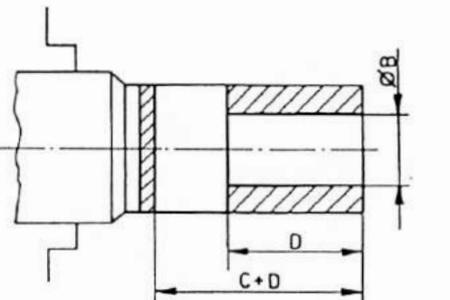
- 1) Sfacciatura 1
- 2) Tornitura Ø A a lunghezza > C



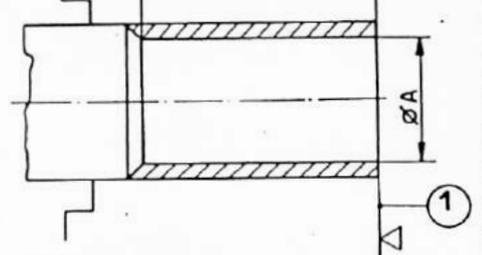
- Ripresa su morsetti torniti
- 1) Sfacciatura 2 a lunghezza C + D
  - 2) Tornitura Ø B
  - 3) Controllo



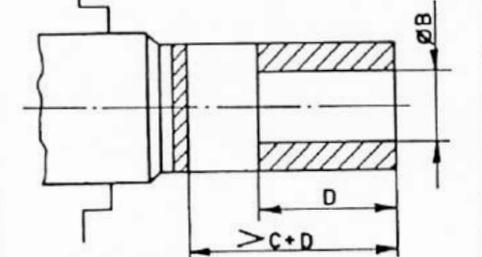
- 1) Sfacciatura 1
- 2) Tornitura Ø A a lunghezza > C + D



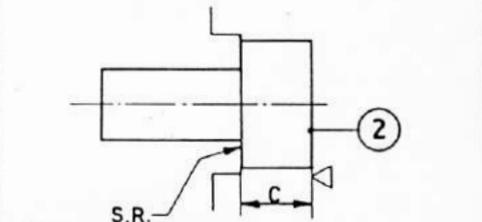
- 3) Tornitura Ø B a lunghezza D
- 4) Taglio a lunghezza C + D
- 5) Controllo



- 1) Sfacciatura 1
- 2) Tornitura Ø A a lunghezza > C + D



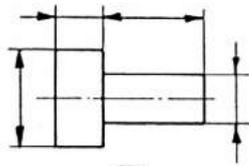
- 3) Tornitura Ø B - Lunghezza D
- 4) Taglio a lunghezza > C + D



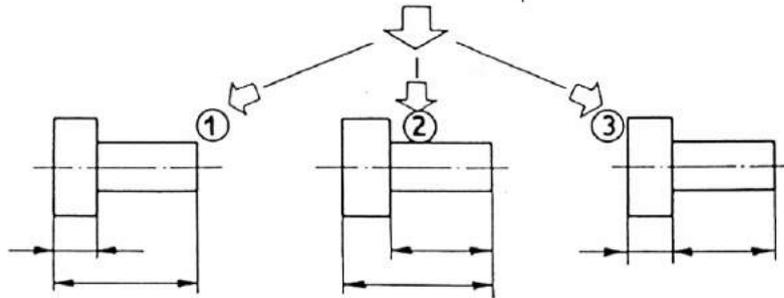
- Ripresa su morsetti torniti
- 1) Sfacciatura 2 a lunghezza C
  - 2) Controllo

S. R. = Superficie di riferimento

Trasformazione di un disegno di prodotto finito in disegno di fabbricazione: alcuni possibili cicli di lavorazione per ottenere sempre il medesimo pezzo.



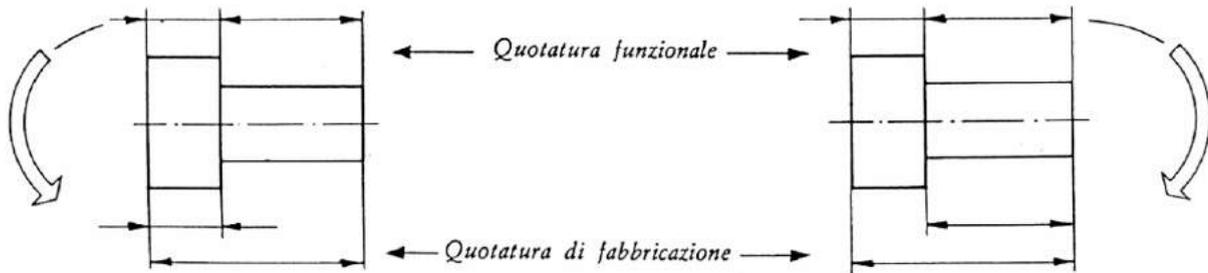
Disegno di prodotto finito



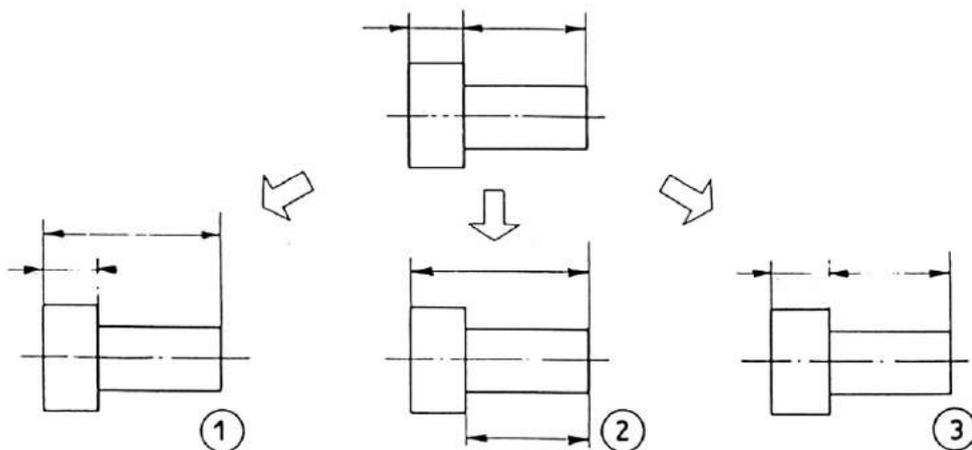
① - ② - ③

Disegno di fabbricazione  
(La quotatura di fabbricazione del ciclo ③ corrisponde alla quotatura del disegno di prodotto finito).

Trasferimento per i cicli ① e ②



Trasformazione di un disegno di prodotto finito in disegno di fabbricazione: trasferimento per i cicli 1 e 2.



Il trasferimento di quote *assolute*, cioè prive di tolleranza non pone alcun problema, le quotature 1, 2 e 3 sono, in questo caso, perfettamente equivalenti.

# PROBLEMA DEL TRASFERIMENTO DI QUOTE

## QUOTATURA DI FABBRICAZIONE

Trasferimento di quote

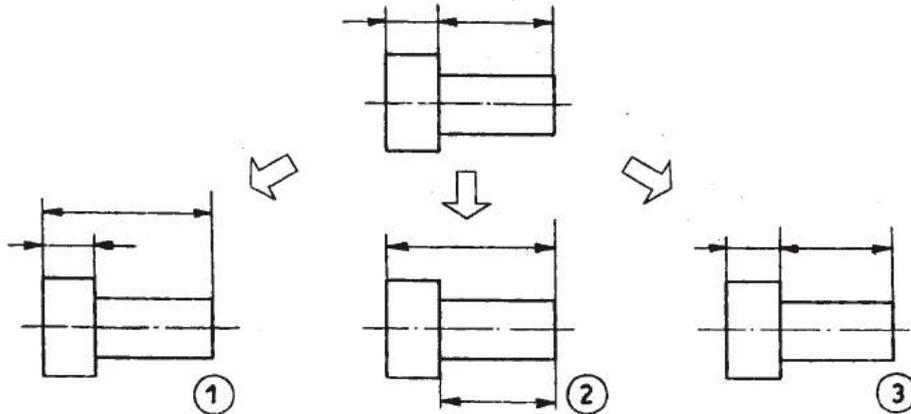
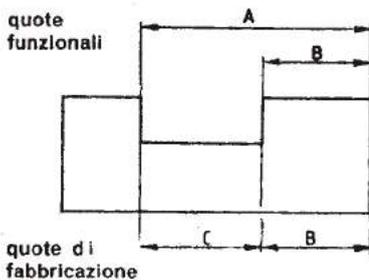


Fig. 1.63 - Il trasferimento di quote "assolute", cioè prive di tolleranze, non pone alcun problema. Le quotature ① ② e ③ sono, in questo caso, perfettamente equivalenti. Si tratta di un problema puramente ideale e si osserva che, delle tre quotature considerate, soltanto la ③ rimane uguale a quella di partenza.



quota trasferita: A

$$\left. \begin{aligned} A_{\max} &= C_{\max} + B_{\max} \\ A_{\min} &= C_{\min} + B_{\min} \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} A_{\max} - A_{\min} &= C_{\max} - C_{\min} + B_{\max} - B_{\min} \\ t_A &= t_C + t_B \end{aligned} \right\}$$

tolleranza della quota ottenuta per trasferimento

$$t_C = t_A - t_B$$

per  $t_A > t_B$  risulta  $t_C > 0$   
il trasferimento è possibile;

per  $t_A \leq t_B$  risulta  $t_C \leq 0$   
il trasferimento è impossibile

Esempio:

per  $A = 40 \pm 0,1$  e  $B = 15 \overset{0}{-0,1}$

il trasferimento è possibile perché:

$$t_A > t_B$$

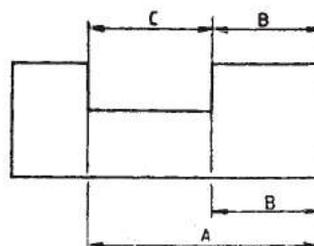
e risulta:

$$\left. \begin{aligned} C_{\max} &= A_{\max} - B_{\max} = 40,1 - 15 = 25,1 \\ C_{\min} &= A_{\min} - B_{\min} = 39,9 - 14,9 = 25 \\ C &= 25 \overset{0,1}{0} \end{aligned} \right\}$$

Per  $A = 40 \pm 0,05$  e  $B = 15 \overset{0}{-0,1}$

il trasferimento è teoricamente impossibile perché:  $t_A = t_B$  per cui risulterebbe:

$$t_C = 0$$



quota trasferita: C

$$\left. \begin{aligned} C_{\max} &= A_{\max} - B_{\min} \\ C_{\min} &= A_{\min} - B_{\max} \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} C_{\max} - C_{\min} &= A_{\max} - A_{\min} + B_{\max} - B_{\min} \\ t_C &= t_A + t_B \end{aligned} \right\}$$

tolleranza della quota ottenuta per trasferimento

$$t_A = t_C - t_B$$

per  $t_C > t_B$  risulta  $t_A > 0$   
il trasferimento è possibile;

per  $t_C \leq t_B$  risulta  $t_A \leq 0$   
il trasferimento è impossibile

Esempio:

per  $C = 25 \overset{0,2}{0}$  e  $B = 15 \overset{0}{-0,1}$

il trasferimento è possibile perché:

$$t_C > t_B$$

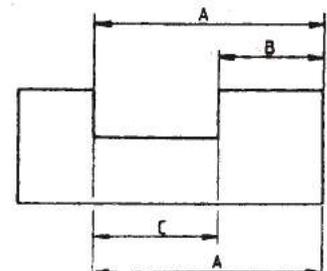
e risulta:

$$\left. \begin{aligned} A_{\max} &= C_{\max} + B_{\min} = 25,2 + 14,9 = 40,1 \\ A_{\min} &= C_{\min} + B_{\max} = 25 + 15 = 40 \\ A &= 40 \overset{0,1}{0} \end{aligned} \right\}$$

Per  $C = 25 \overset{0,1}{0}$  e  $B = 15 \overset{0}{-0,1}$

il trasferimento è teoricamente impossibile perché:  $t_C = t_B$  per cui risulterebbe:

$$t_A = 0$$



quota trasferita: B

$$\left. \begin{aligned} B_{\max} &= A_{\max} - C_{\min} \\ B_{\min} &= A_{\min} - C_{\max} \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} B_{\max} - B_{\min} &= A_{\max} - A_{\min} + C_{\max} - C_{\min} \\ t_B &= t_A + t_C \end{aligned} \right\}$$

tolleranza della quota ottenuta per trasferimento

$$t_C = t_B - t_A$$

per  $t_B > t_A$  risulta  $t_C > 0$   
il trasferimento è possibile;

per  $t_B \leq t_A$  risulta  $t_C \leq 0$   
il trasferimento è impossibile

Esempio:

per  $A = 40 \pm 0,05$  e  $B = 15 \overset{0}{-0,2}$

il trasferimento è possibile perché:

$$t_B > t_A$$

e risulta:

$$\left. \begin{aligned} C_{\min} &= A_{\max} - B_{\max} = 40,05 - 15 = 25,05 \\ C_{\max} &= A_{\min} - B_{\min} = 39,95 - 14,8 = 25,15 \\ C &= 25 \overset{0,15}{+0,05} \end{aligned} \right\}$$

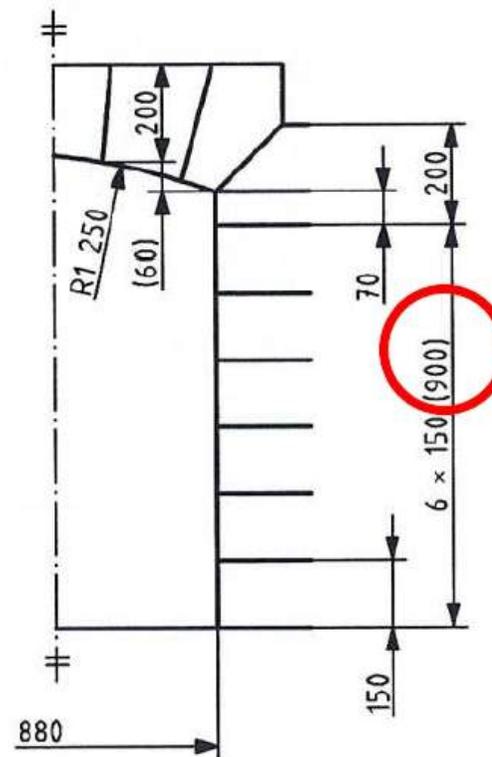
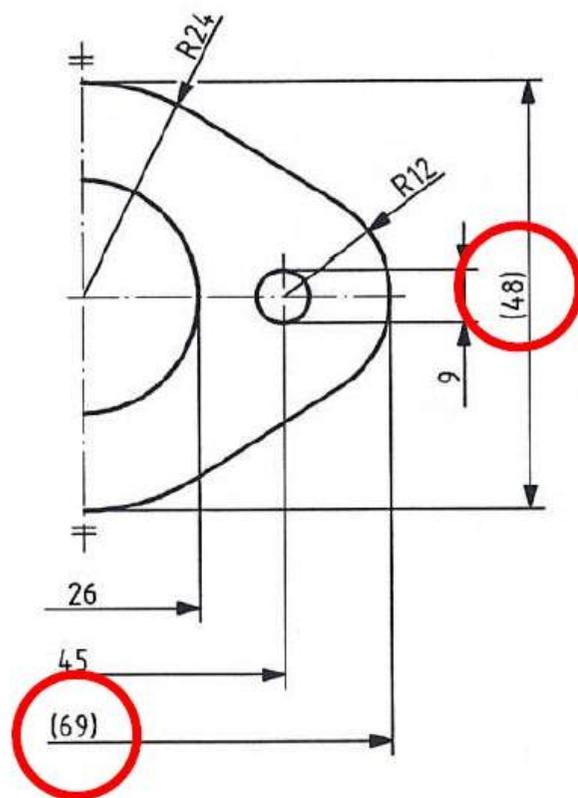
Per  $A = 40 \pm 0,05$  e  $B = 15 \overset{0}{-0,1}$

il trasferimento è teoricamente impossibile perché:  $t_B = t_A$  per cui risulterebbe:

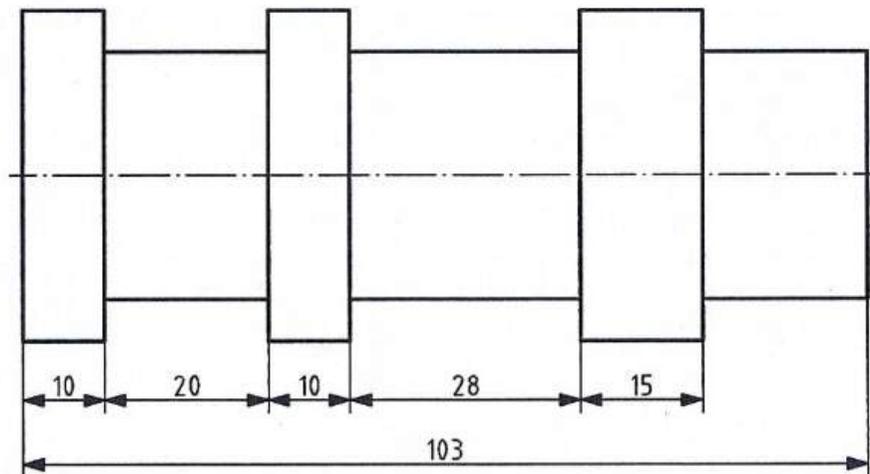
$$t_C = 0$$

# Quote ausiliarie

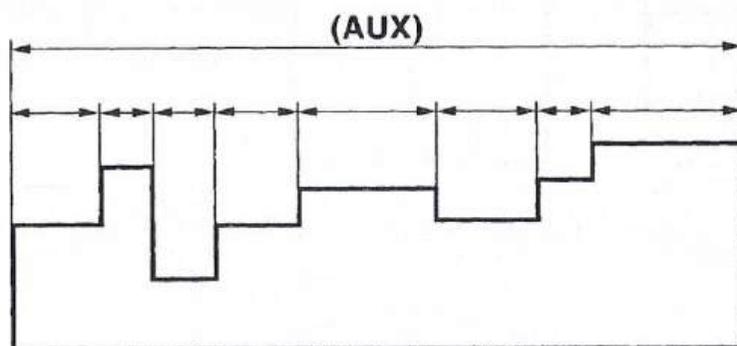
Le quote ausiliari vanno indicate *fra parentesi* e non riportano *mai tolleranze*.



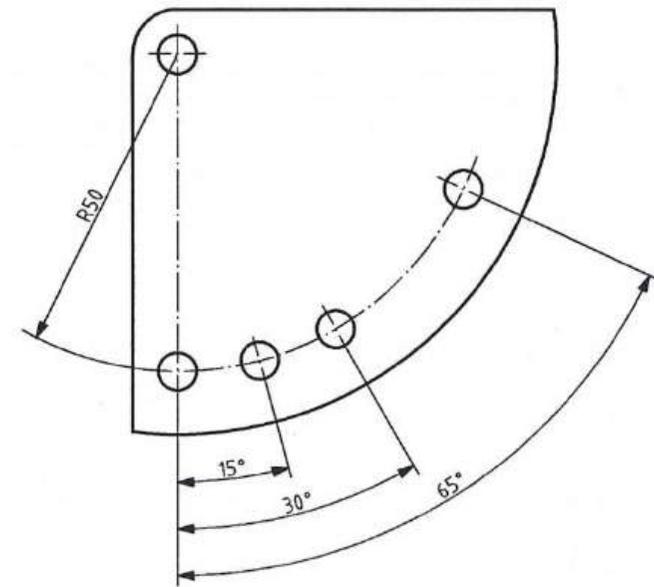
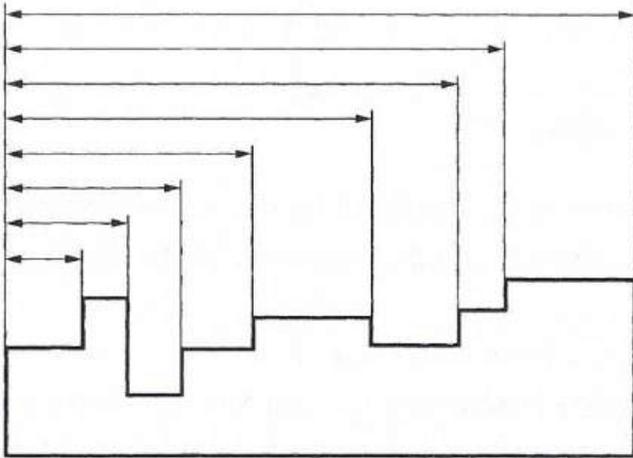
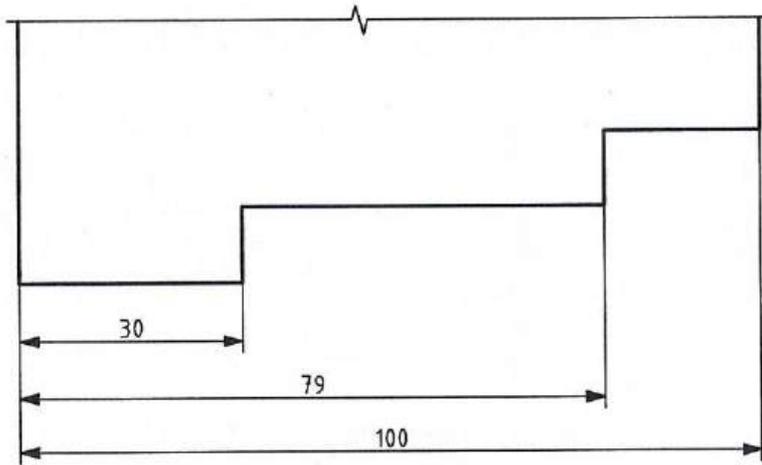
# Sistemi di quotatura



Quotatura in serie o in catena

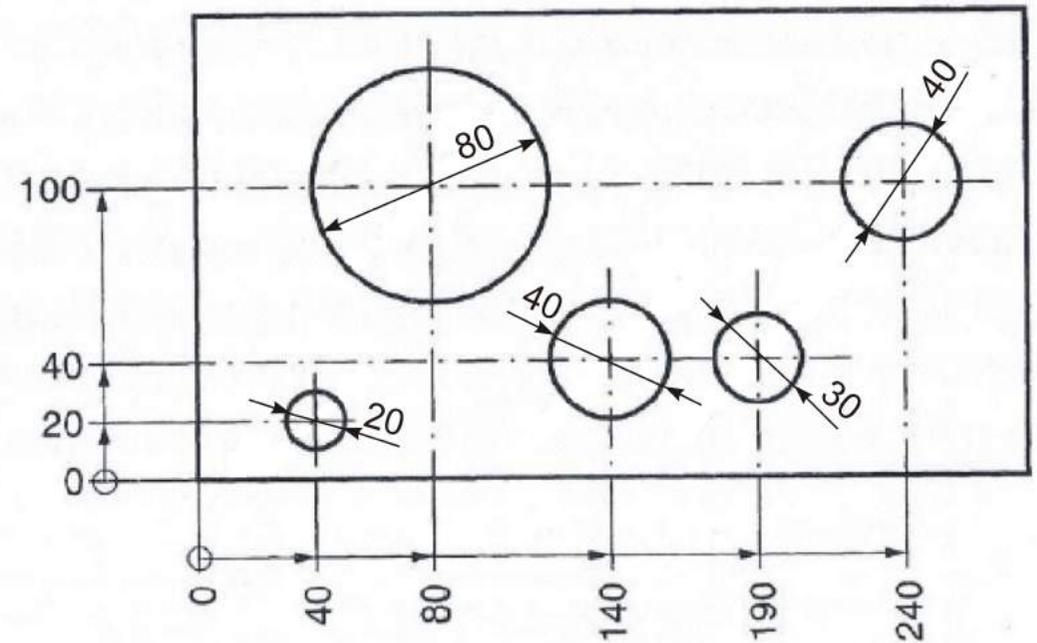
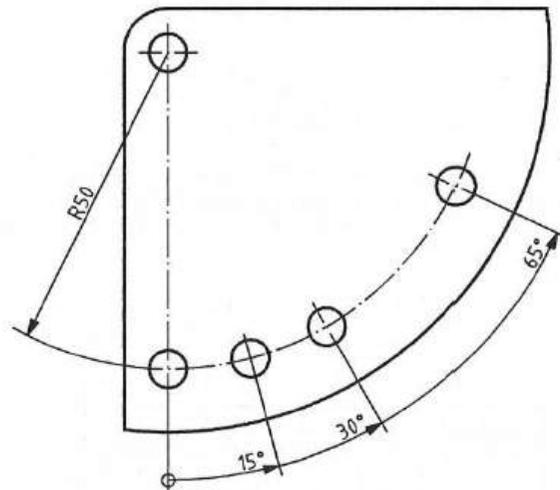
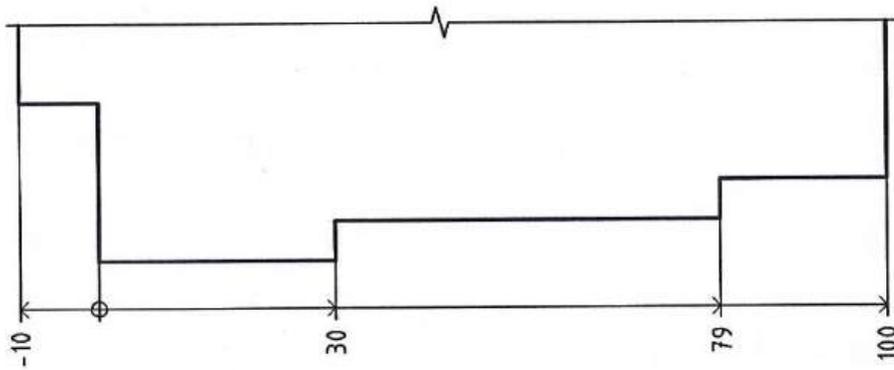


# Sistemi di quotatura



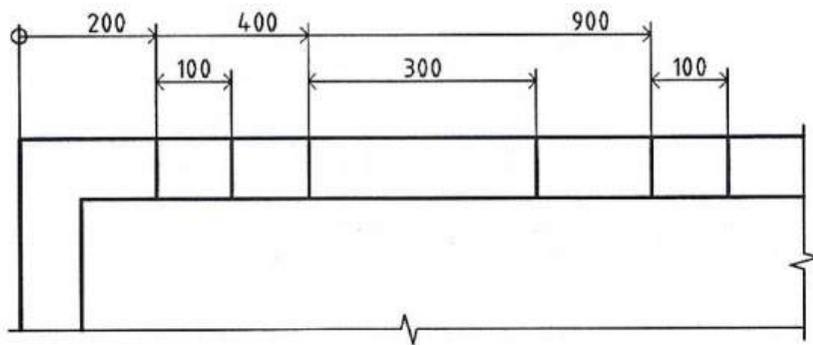
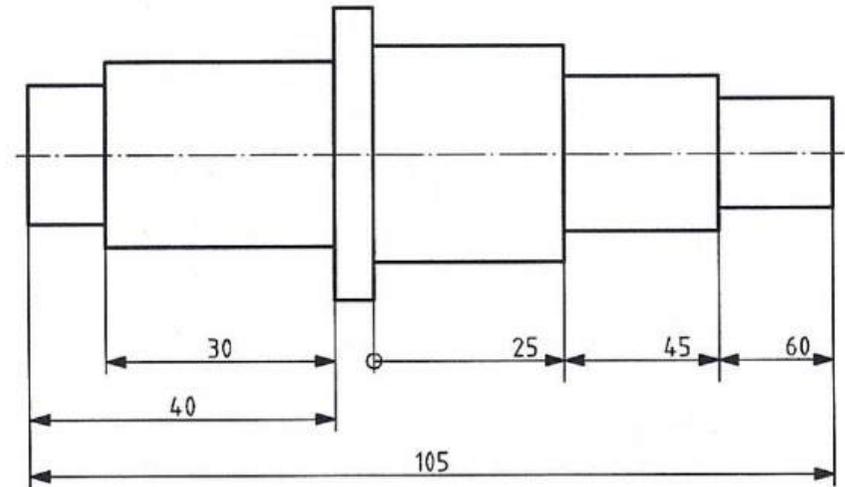
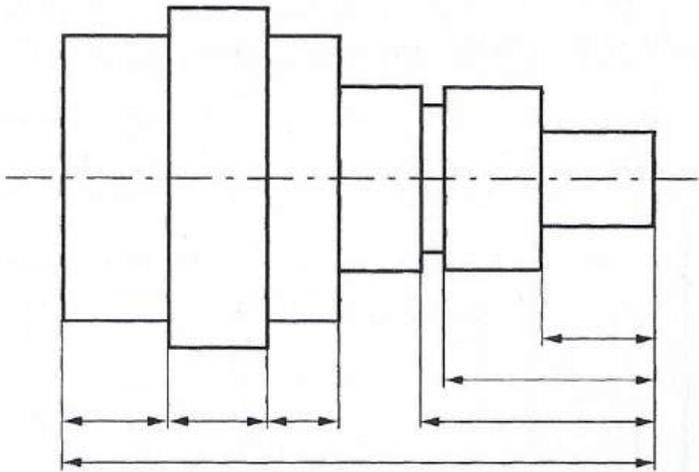
Quotatura in parallelo

# Sistemi di quotatura



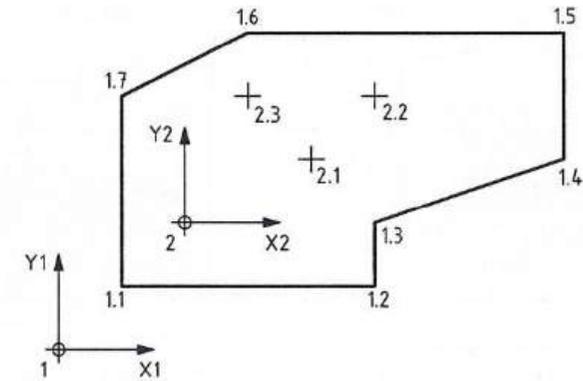
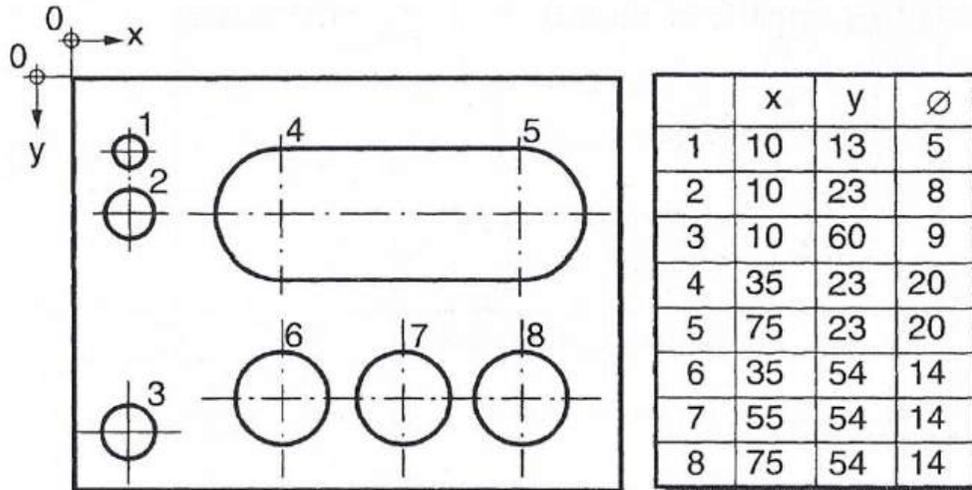
Quotatura a quote sovrapposte  
(progressiva)

# Sistemi di quotatura

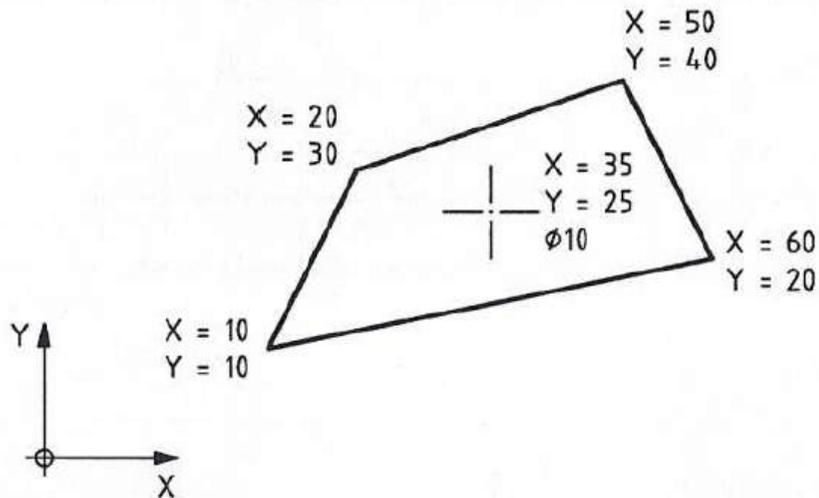


Quotatura combinata

# Sistemi di quotatura



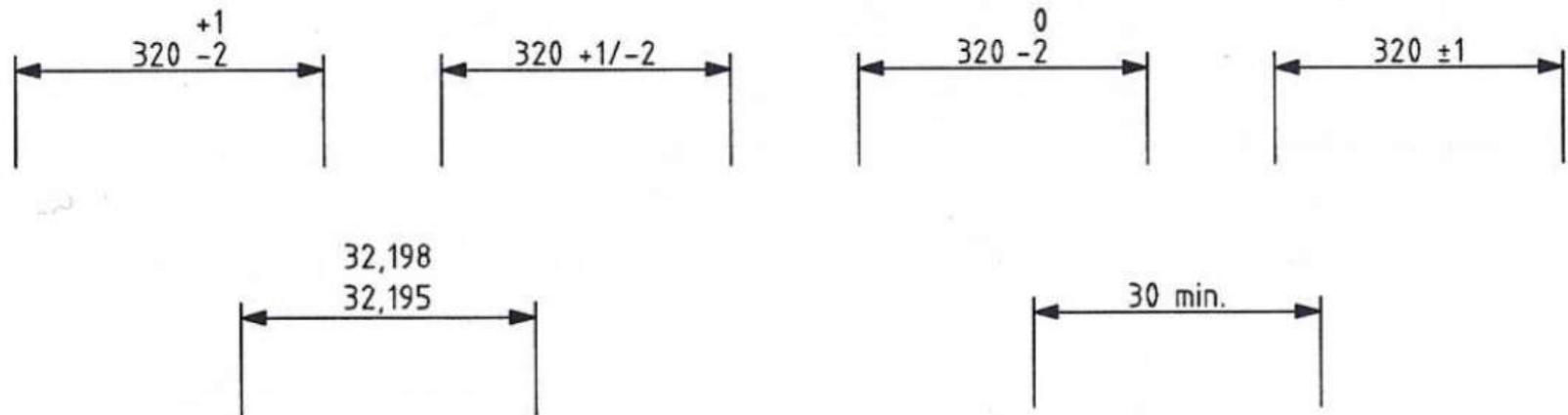
Coordinate origin	Position	X1, X2	Y1, Y2	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>
1	1	0	0	—	—
1	1.1	10	10	—	—
1	1.2	50	10	—	—
1	1.3	50	20	—	—
1	1.4	80	30	—	—
1	1.5	80	50	—	—
1	1.6	30	50	—	—
1	1.7	10	40	—	—
1	2	20	20	∅10	—
2	2.1	20	10	∅5	—
2	2.2	30	20	—	∅10
2	2.3	10	20	∅5	—



Quotatura in coordinate cartesiane

# Indicazione delle tolleranze

- Le tolleranze generali (ad esempio secondo EN 22768-1 o EN 22768-2) vanno indicate nel cartiglio.
- I simboli (per esempio relativo alla classe di tolleranza) e le cifre relative che indicano le deviazioni ammissibili, devono essere scritti con la stessa altezza di carattere utilizzato per il valore della dimensione base. Si accetta l'uso di un carattere la cui dimensione è ridotta di una classe ma mai più piccolo di 2.5mm.



# LE SEZIONI

# Definizioni

(UNI ISO 128-40)

**Piano di sezione:** piano immaginario che taglia l'oggetto rappresentato

**Traccia del piano di sezione:** linea che indica la posizione del piano o dei piani di sezione

**Sezione:** rappresentazione che mostra solo i contorni dell'oggetto che giacciono su uno o più piani di sezione

**Semi sezione:** rappresentazione di un oggetto simmetrico che, diviso dall'asse di simmetria, è disegnato metà in vista e metà in sezione

**Sezione parziale:** rappresentazione in cui solo una parte dell'oggetto è disegnata in taglio o in sezione

Le sezioni nel campo delle proiezioni ortogonali servono a mettere in evidenza la geometria interna di pezzi cavi, o comunque di forma complessa.

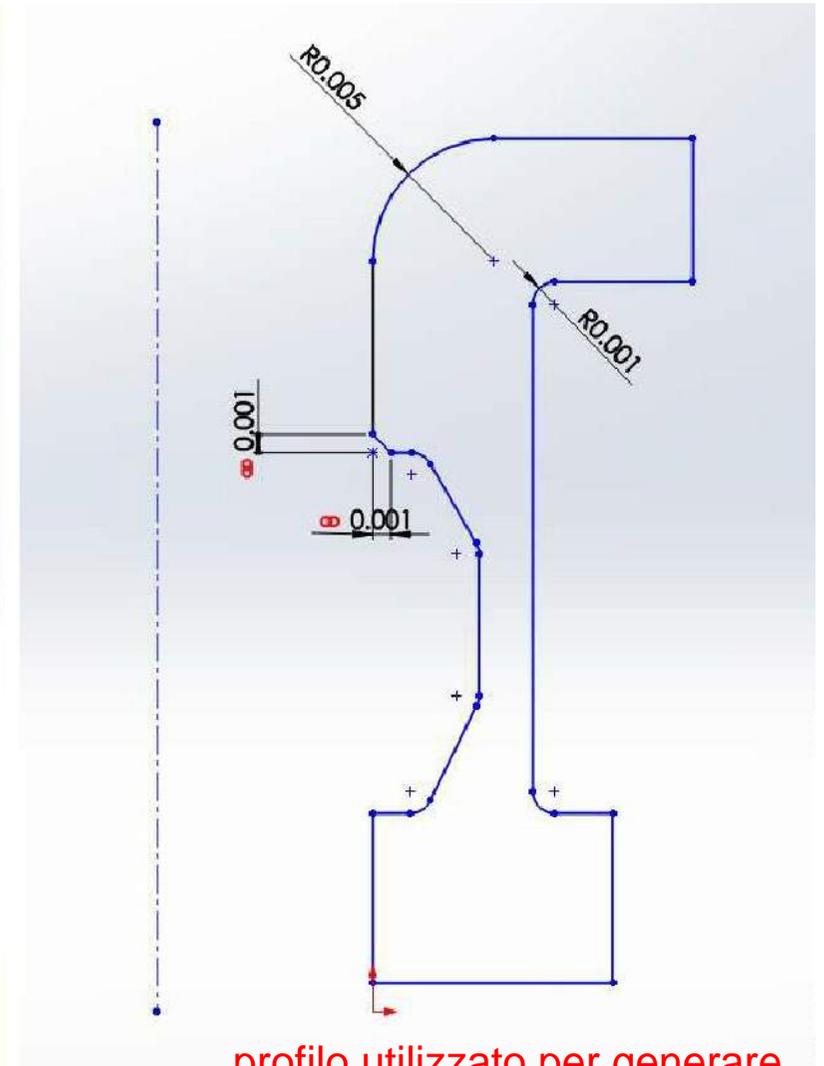
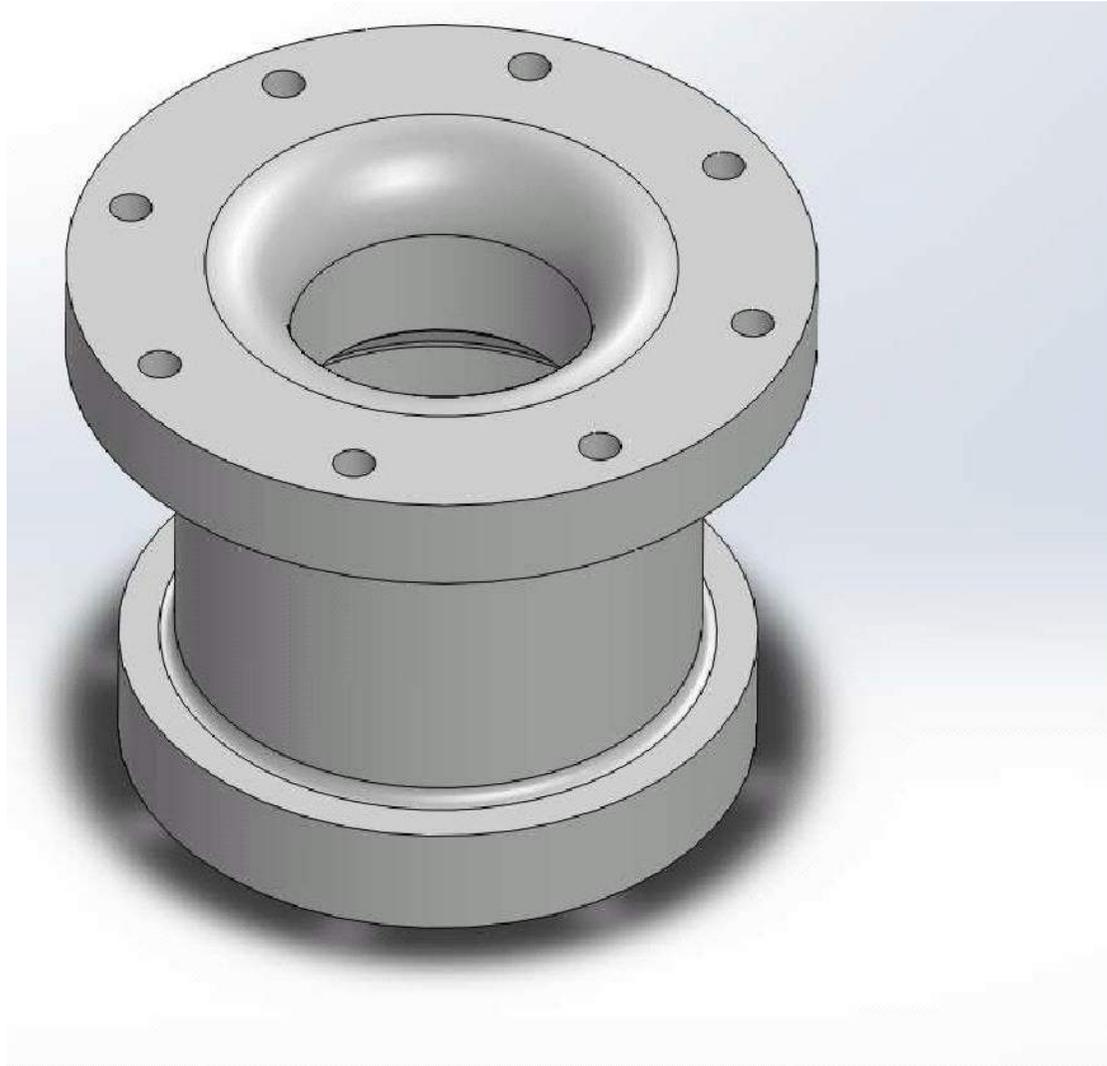
Con il termine sezione si indica la rappresentazione (o l'insieme delle rappresentazioni) della vista, o delle viste, in cui vien diviso un oggetto tagliato idealmente da uno o più piani, o secondo superfici di forma diversa.

Dal punto di vista esecutivo le sezioni possono essere:

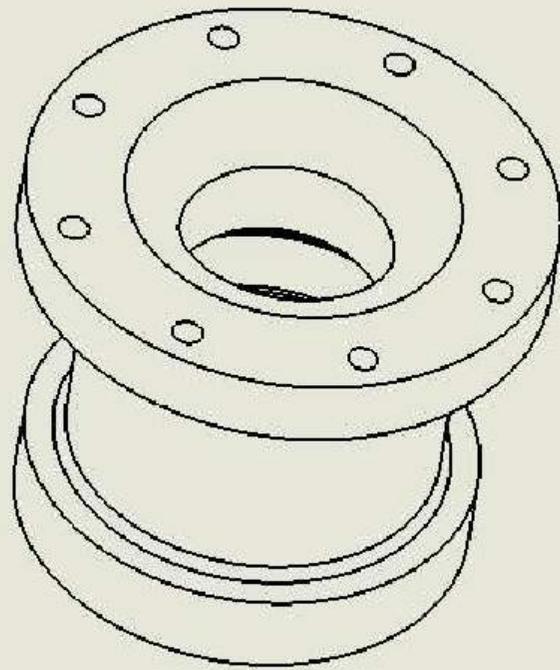
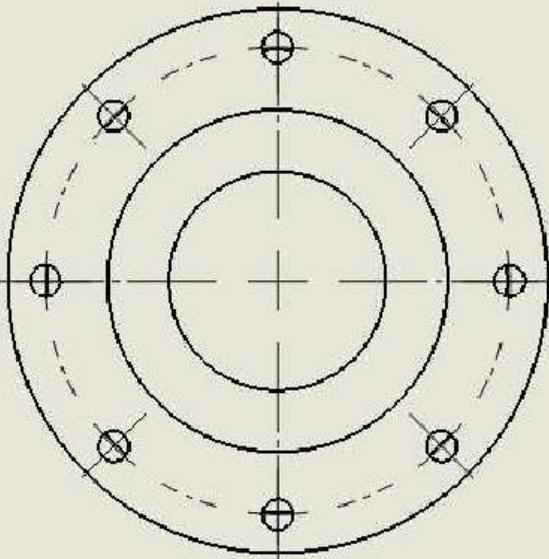
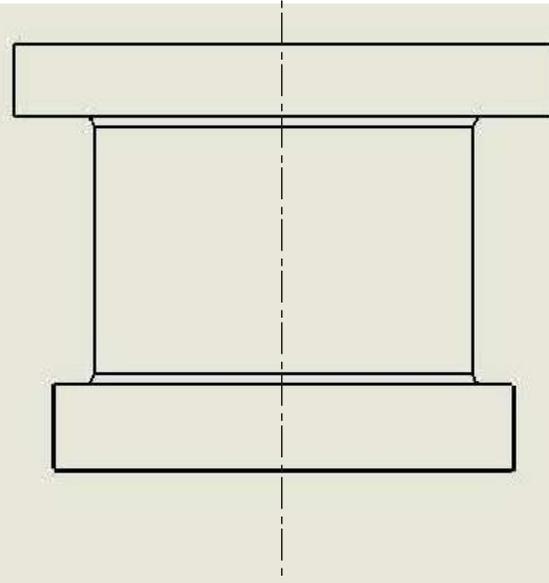
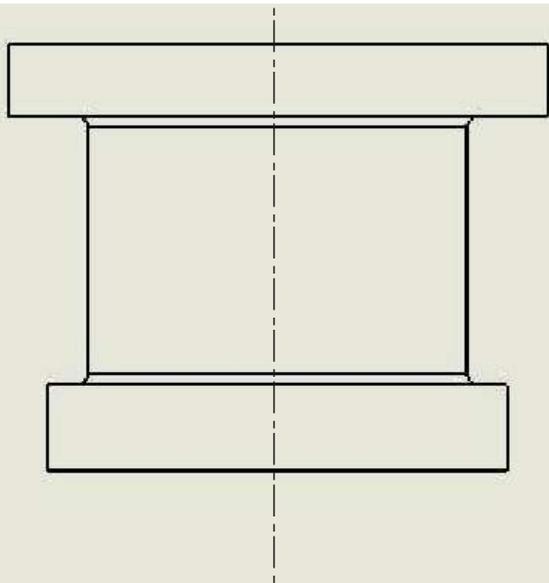
- Secondo un piano
- Secondo due o più piani consecutivi
- Secondo piani paralleli
- Secondo superfici cilindriche o coniche (\*)

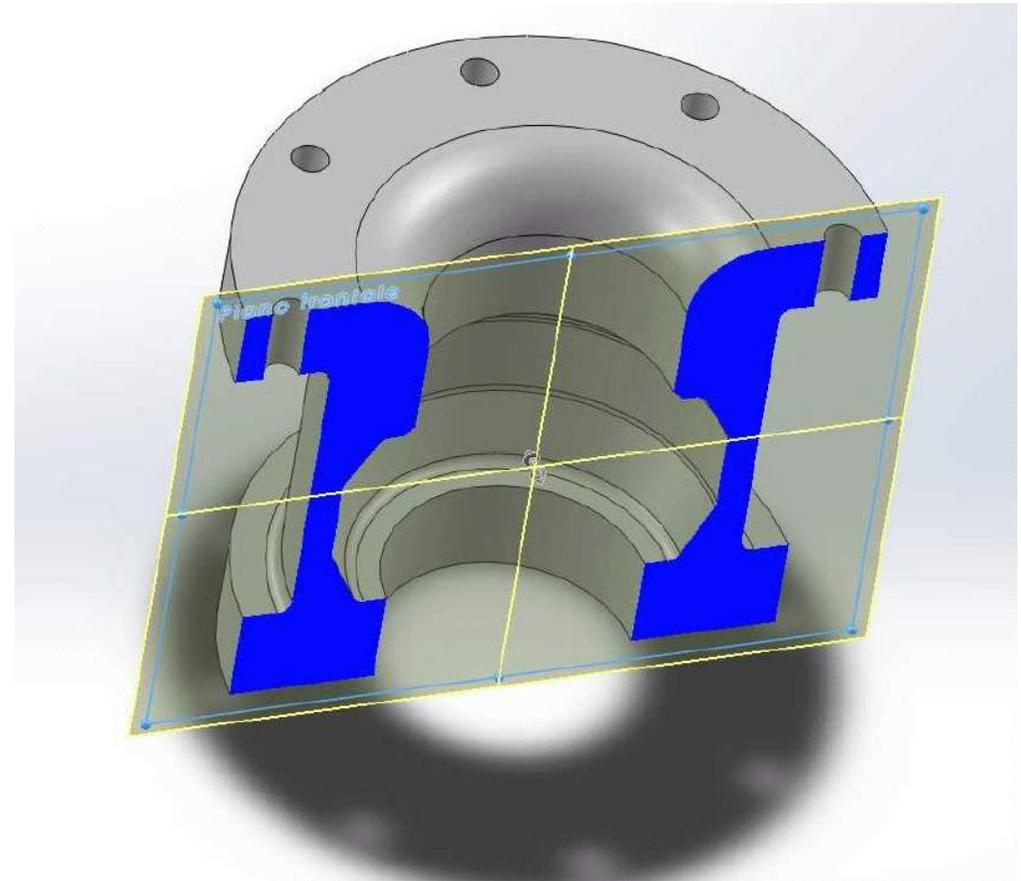
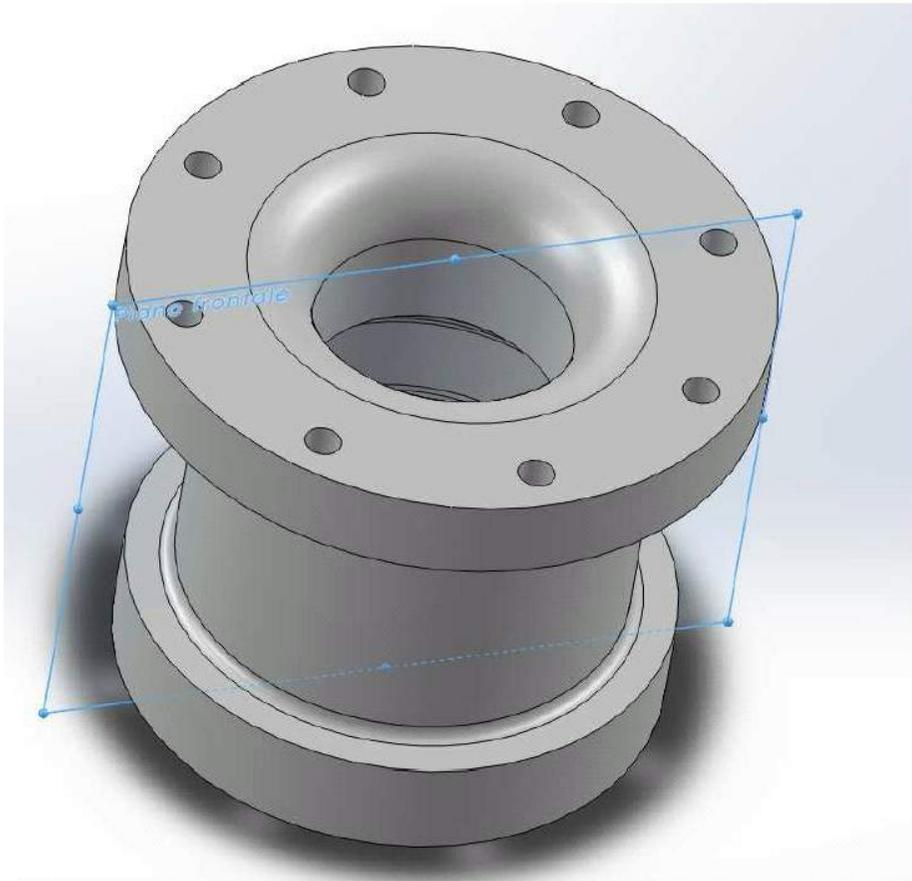
(\*) Utilizzate generalmente per elementi di macchine a fluido (giranti o palette di turbine)

# Esempio

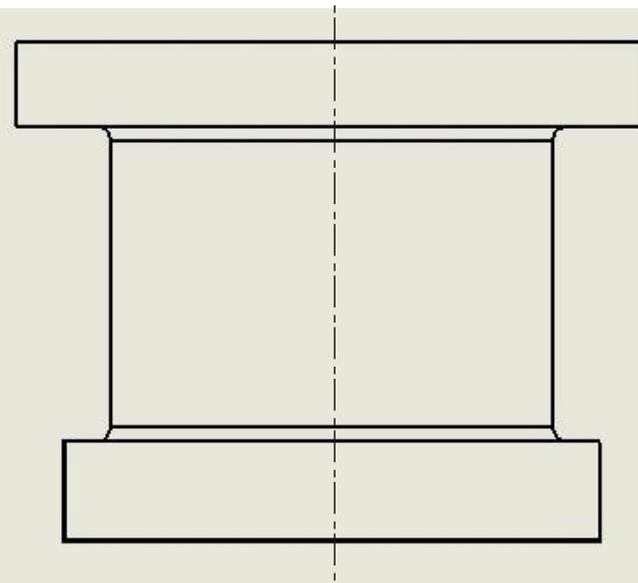
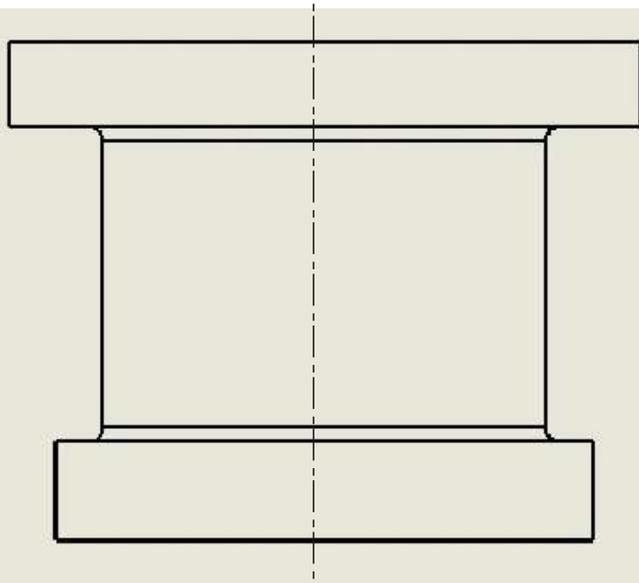


profilo utilizzato per generare  
l'estrusione rotazionale

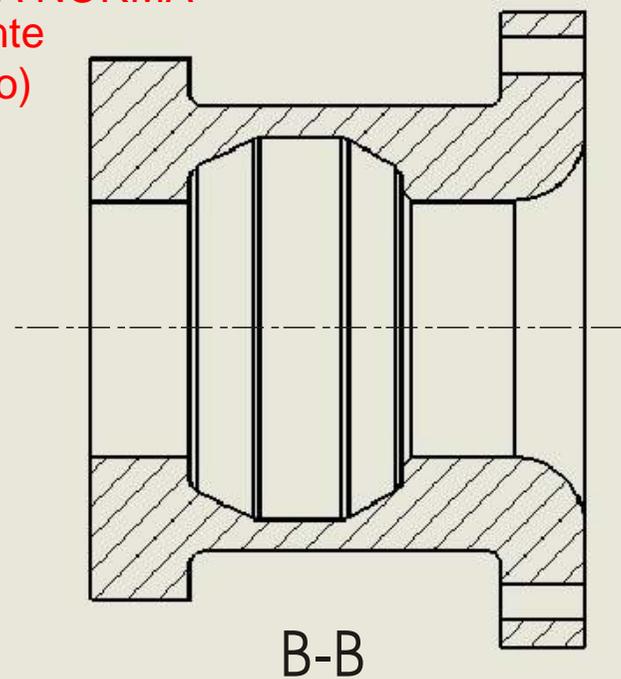
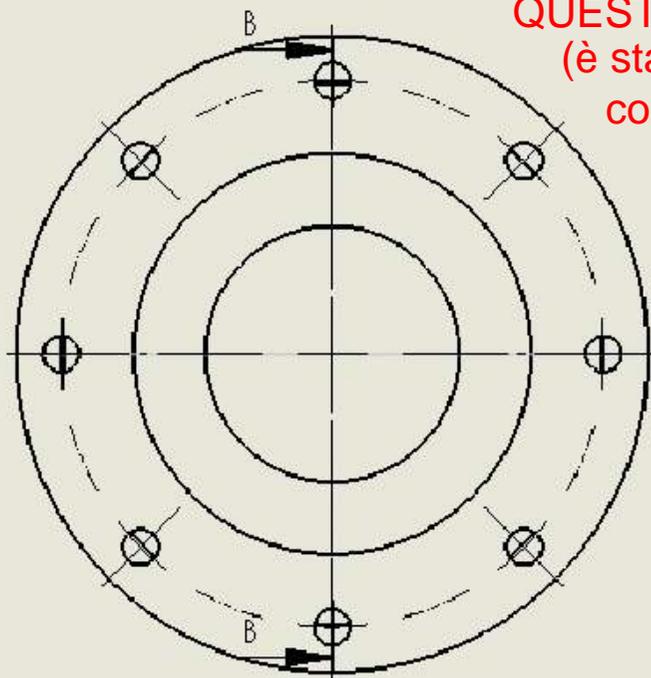




sezione ottenuta su un modello virtuale



per quel che concerne la traccia del piano di sezione,  
la rappresentazione della sezione e gli spigoli fittizi  
**QUESTO DISEGNO NON E' A NORMA**  
(è stato ottenuto direttamente  
con un modellatore solido)

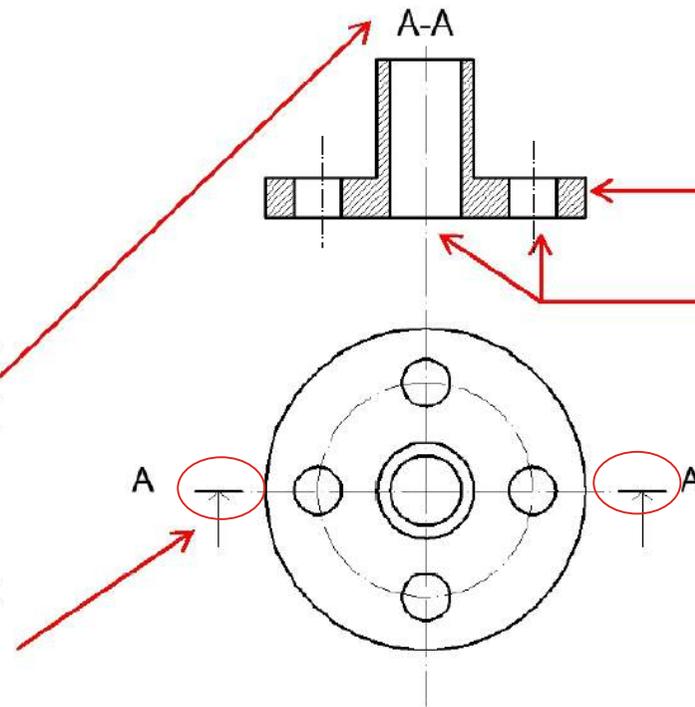


## UNI 3971 - ritirata

Al disegno delle sezioni di applicano le regole generali per la disposizione delle viste.

Le sezioni devono essere chiaramente identificate tramite una doppia lettera maiuscola.

Le due frecce di riferimento indicano la direzione di osservazione e vanno posizionate alla estremità della traccia del piano di sezione.



Si rappresentano le linee che rappresentano i bordi in vista sul piano di sezione e quelli disposti posteriormente a questo.

Il piano di sezione viene individuato con un tratteggio a 45° (linea tipo B) rispetto alle linee principali del contorno o agli assi di simmetria della sezione.

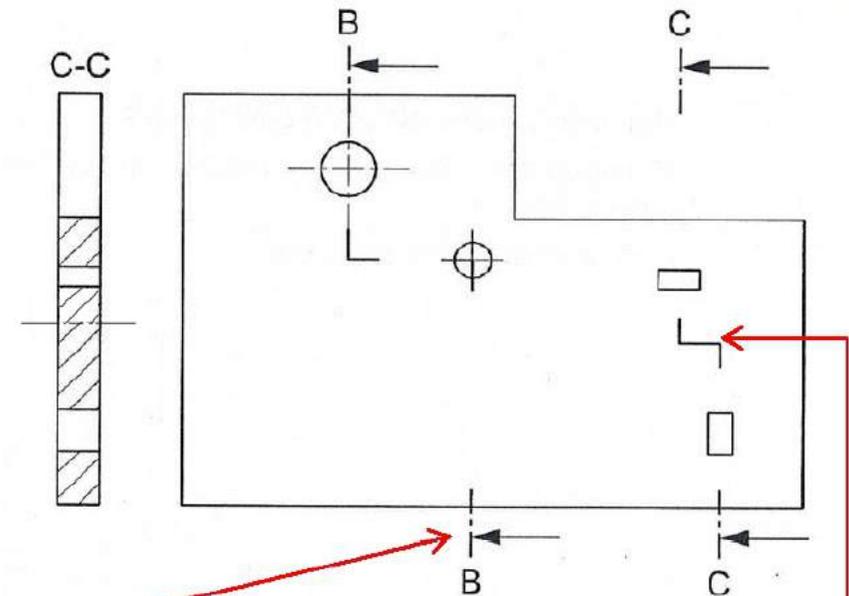
La traccia del piano di sezione viene individuato da una linea di tipo H.

In accordo alla nuova norma, le estremità della traccia del piano di sezione DEVONO ESSERE costituite da un tratto, un punto e un'altro tratto con spessore GROSSO

## UNI ISO 128-40

La posizione del piano di sezione deve essere indicata mediante una linea mista grossa 04.2 (**tipo J**).

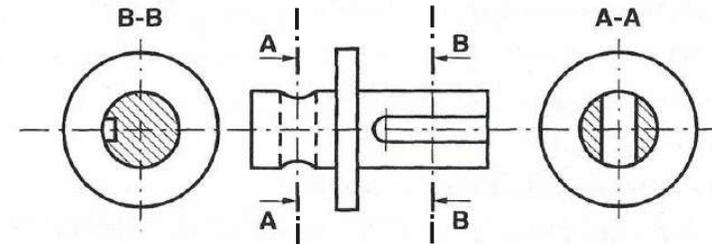
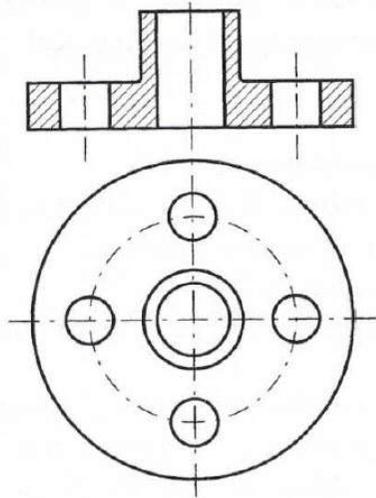
Per ragioni di leggibilità la traccia del piano di sezione può essere disegnata secondo tutta la sua lunghezza mediante una linea mista fine 04.1 (**tipo G**).



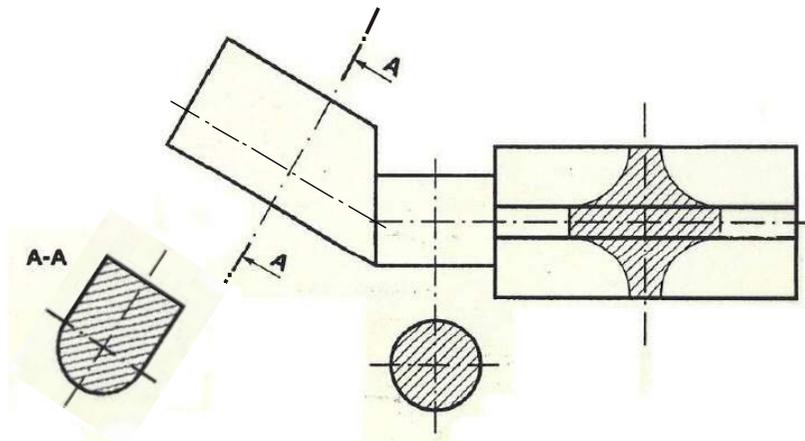
In caso di variazione del piano di sezione la traccia del piano deve essere disegnata solo alle **estremità** ed in corrispondenza dei **cambi di direzione**.

## Sezioni secondo un unico piano

Se la posizione del piano di sezione è ovvia, non sono necessarie indicazioni aggiuntive. Si può quindi omettere l'indicazione della traccia del piano di sezione e le relative lettere identificative.



Abitualmente vengono indicate sia la traccia del piano di sezione (**tipo H**) e sia le relative lettere identificative .

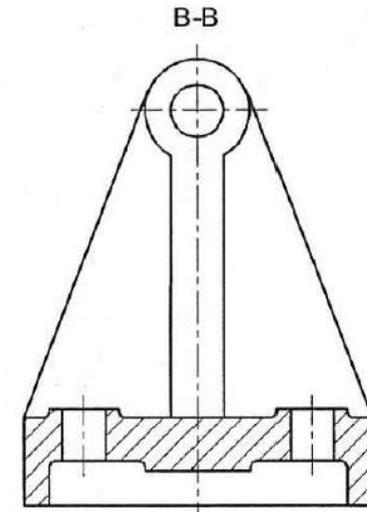
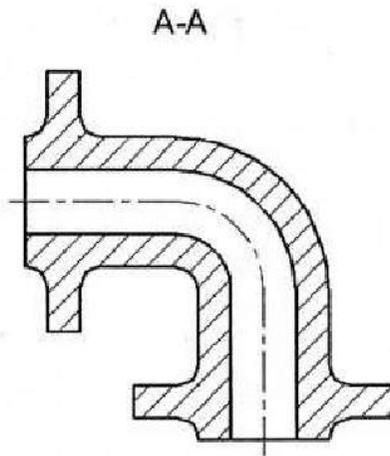
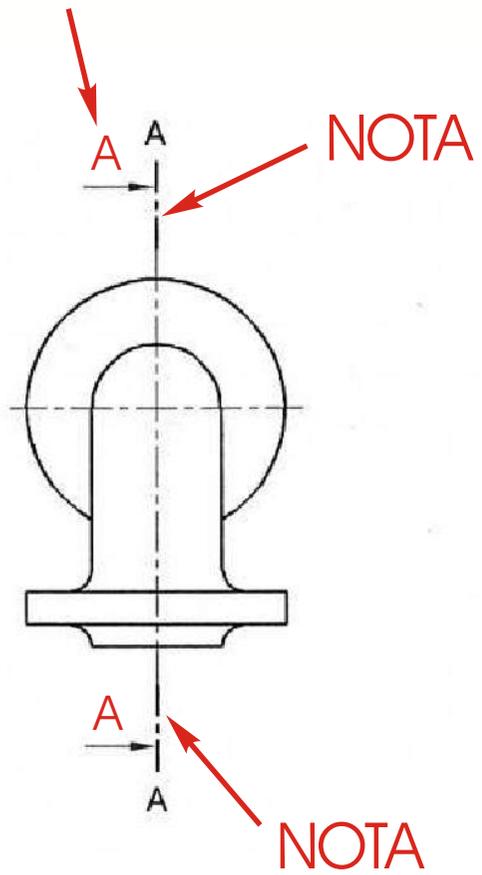


**NON RUOTARE LA SEZIONE**

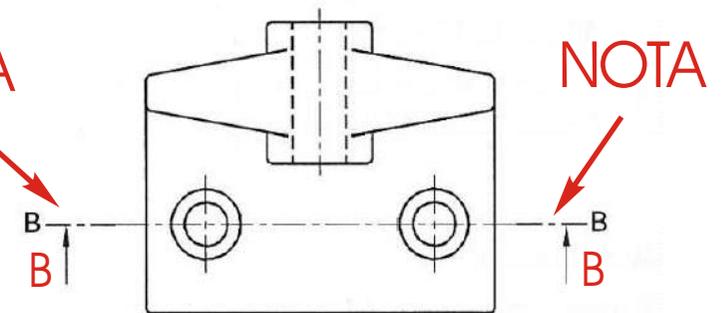
(l'asse di simmetria della sezione deve essere parallelo alla traccia del piano di sezione)

## Sezioni secondo un unico piano

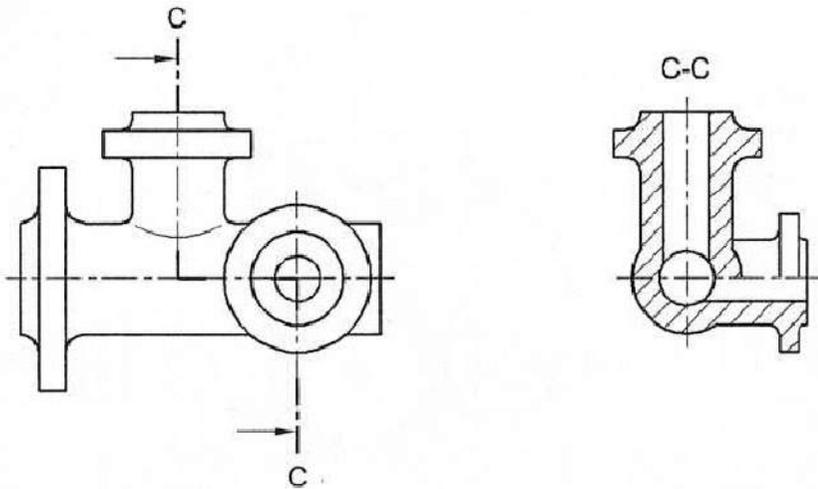
MEGLIO



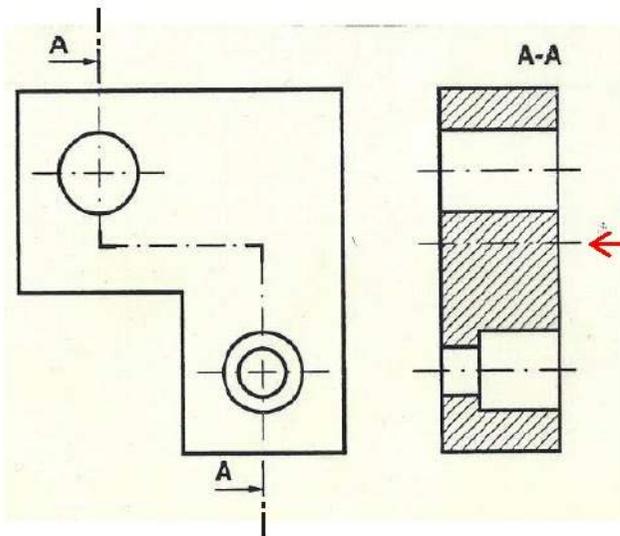
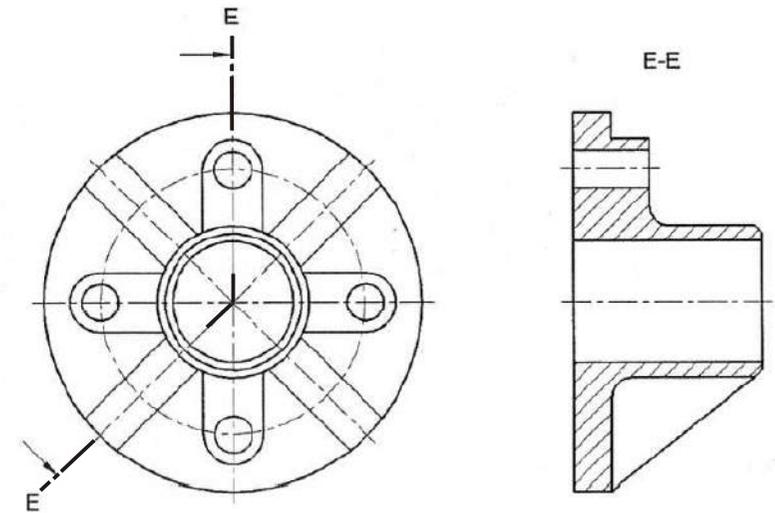
NOTA



## Sezioni secondo due piani paralleli



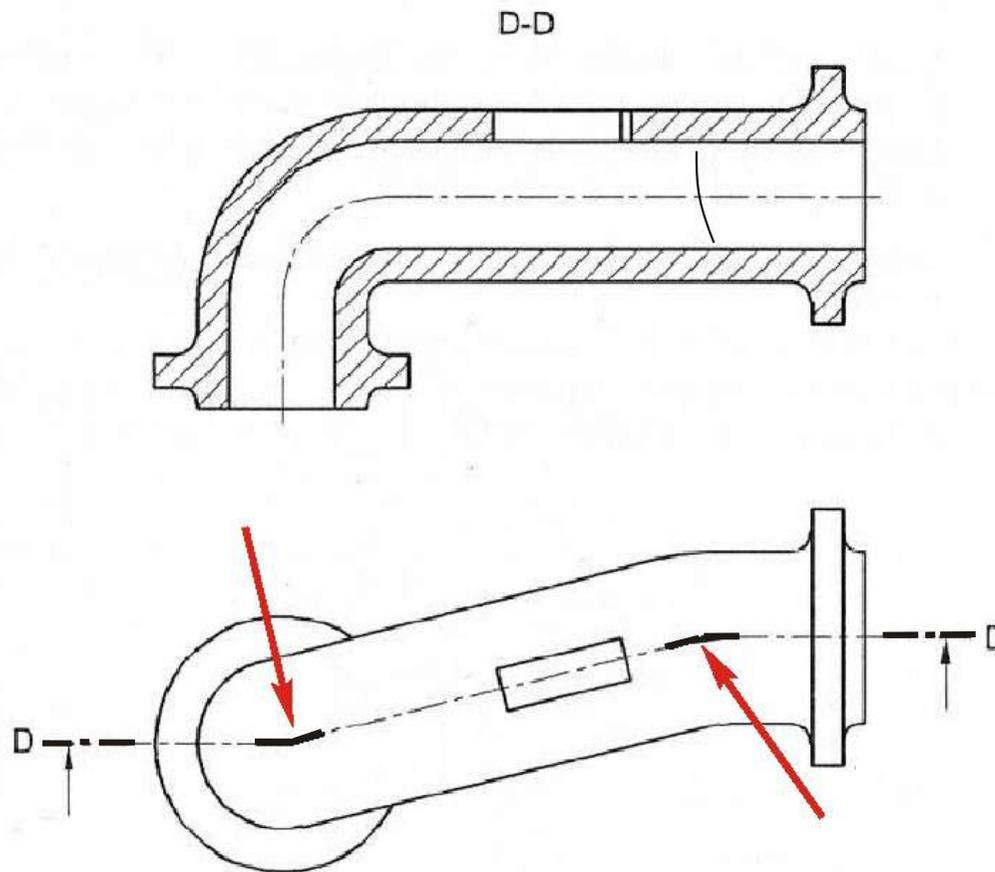
## Sezioni secondo due piani concorrenti



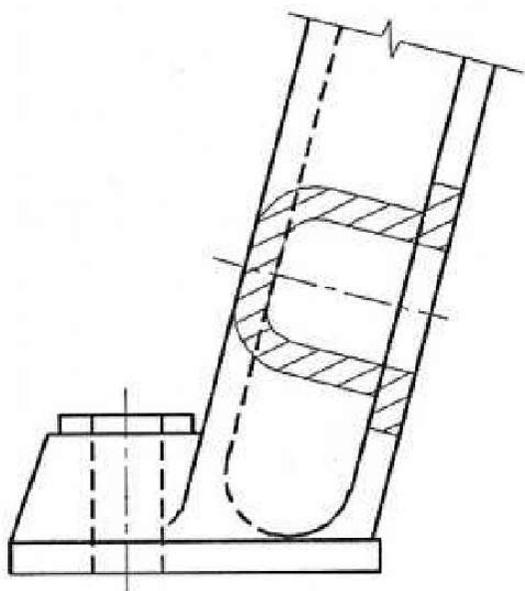
In presenza di piani di sezione paralleli, sfalsare il tratteggio della sezione migliora la leggibilità del disegno.

## Sezioni secondo tre piani consecutivi

Quando per sezionare si utilizzano due o più piani consecutivi, le intersezioni delle tracce vanno evidenziate con tratti grossi.

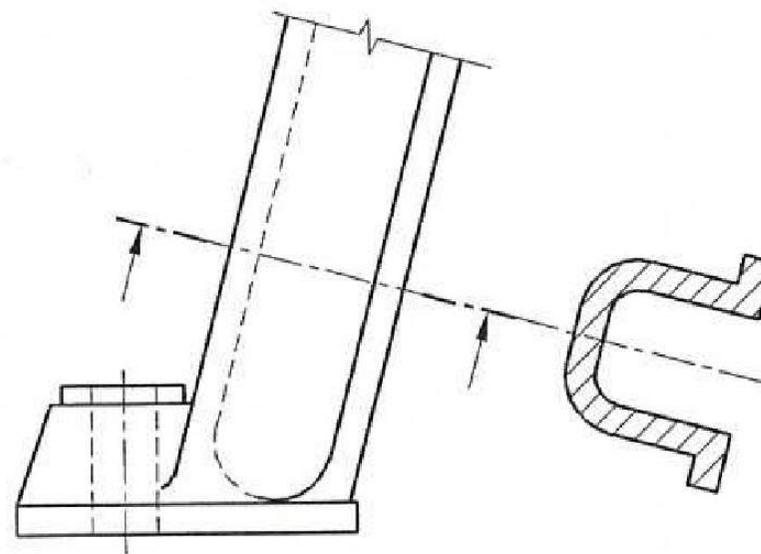


## Sezioni ribaltate in luogo

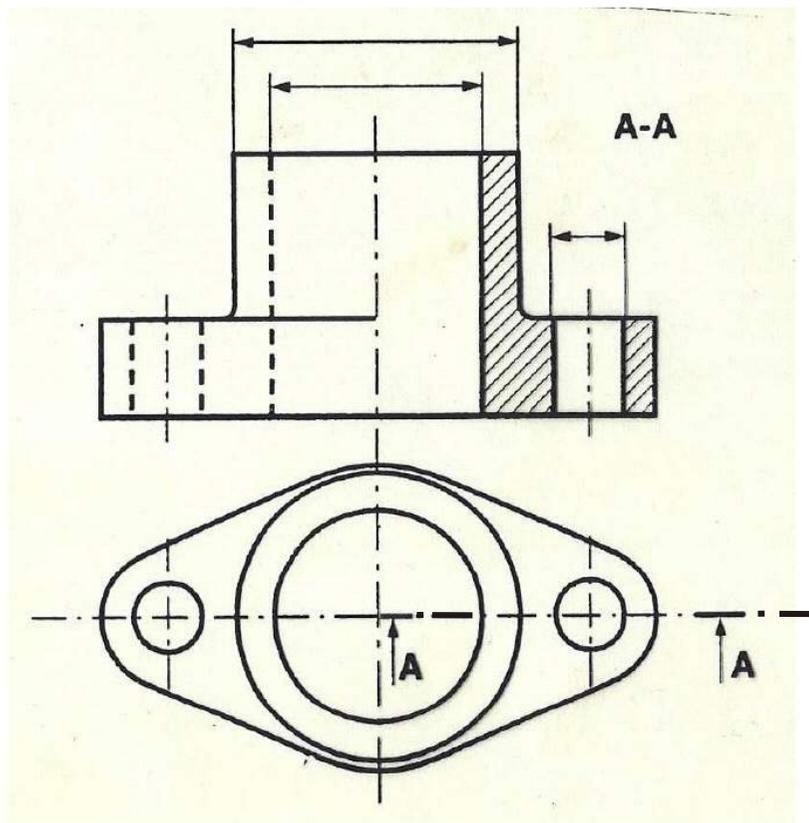


Sezioni ribaltate in luogo non vanno quotate.

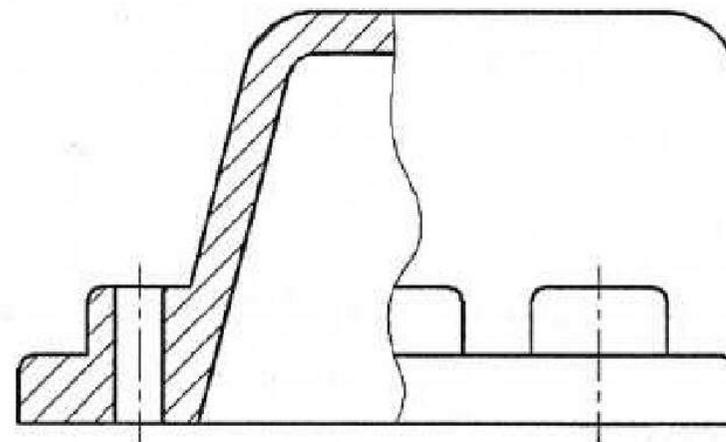
## Sezioni in vicinanza



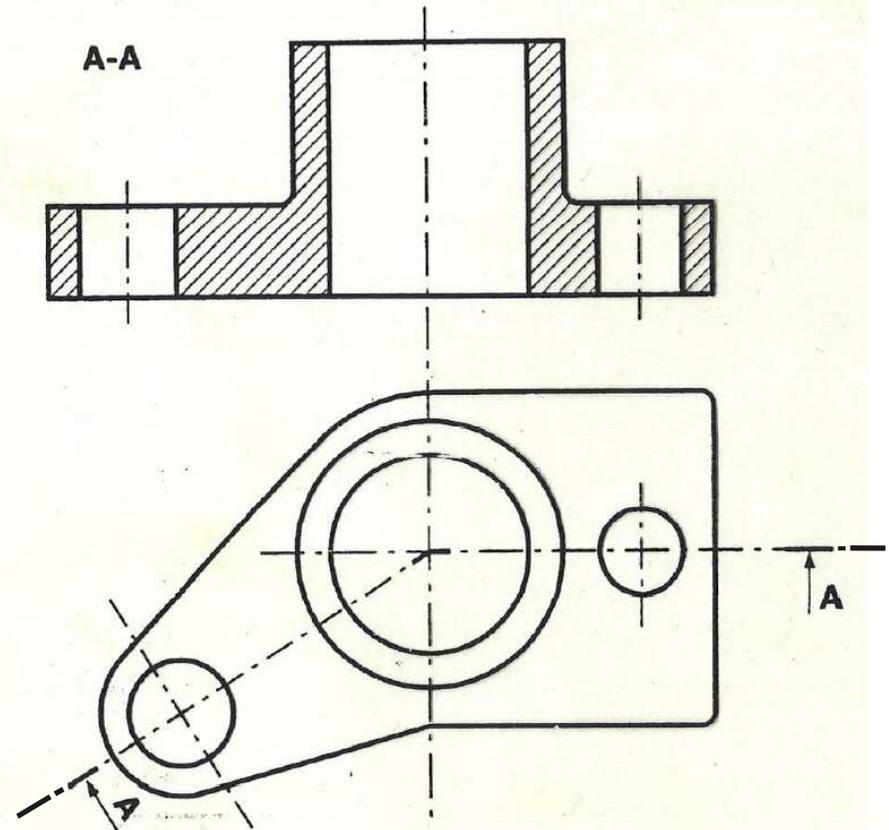
## Sezioni di oggetti simmetrici



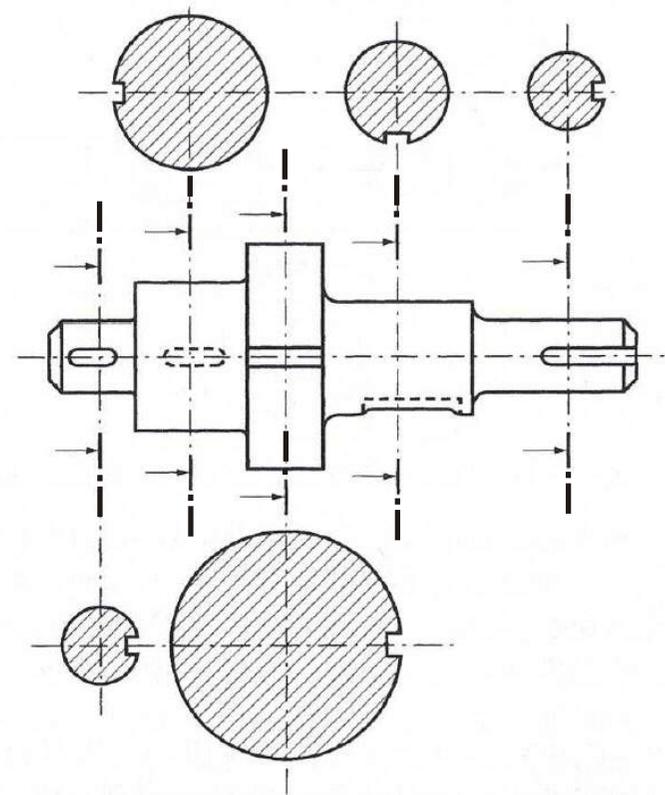
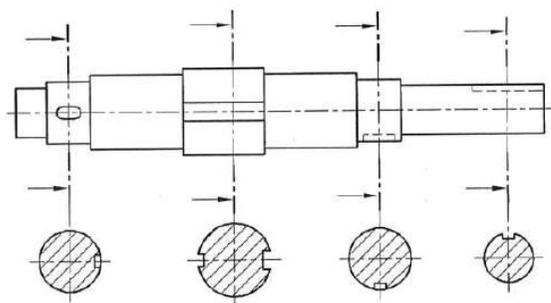
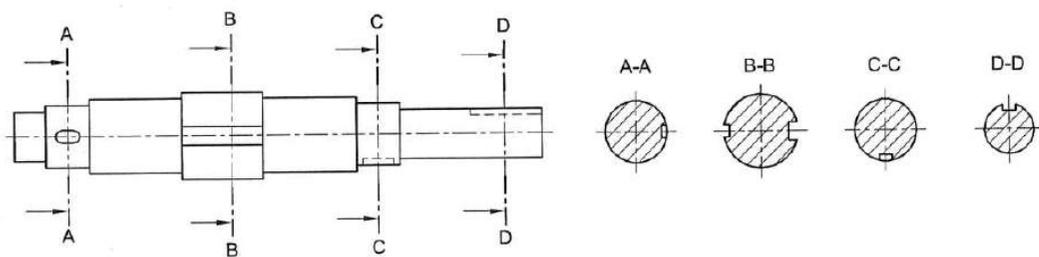
## Sezioni parziali



Per neutralizzare le distorsioni legate alle viste di scorcio è possibile eseguire delle **rotazioni** in modo da rappresentare l'oggetto con le dimensioni in scala rispetto a quelle reali.

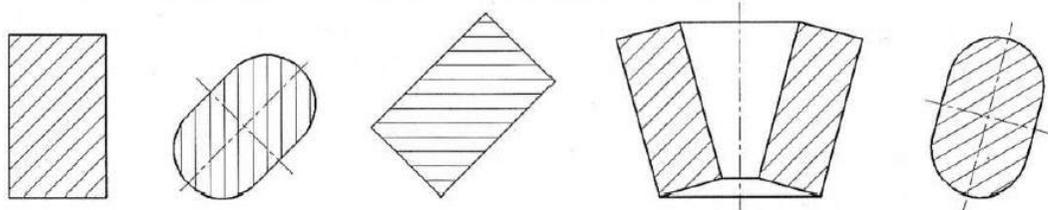


## Disposizione delle sezioni successive



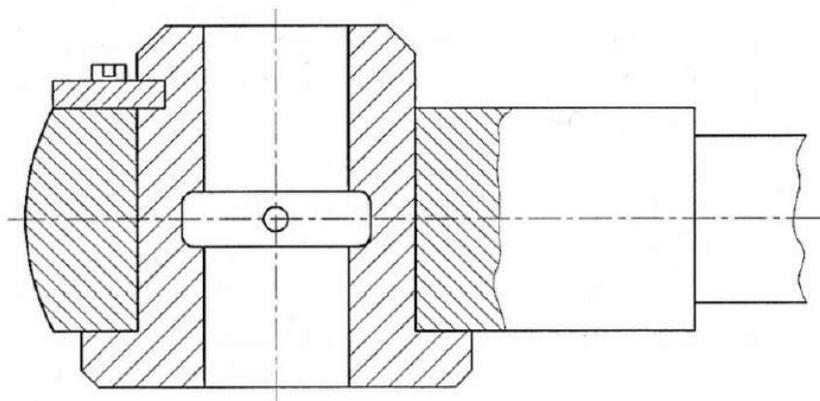
La norma UNI ISO 128-50 definisce sei modi per rappresentare le aree di sezione:

- Tratteggi
- Puntinature
- Contorni con linea extra grossa
- Annerimento di sezioni sottili
- Annerimento di sezioni sottili adiacenti
- Individuazione di materiali specifici

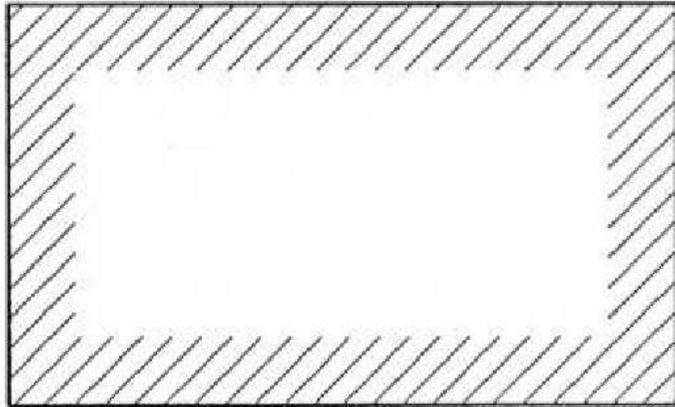


Le superfici sezionate devono essere tratteggiate con linea sottile (**tipo B**) inclinata di  $45^\circ$  rispetto all'asse di sezione o alle linee di contorno del disegno.

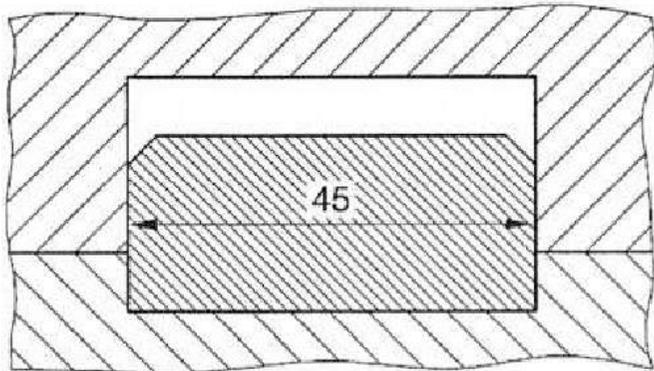
Tratteggi di aree adiacenti



Superfici diverse sezionate ed appartenenti allo stesso pezzo devono essere tratteggiate in modo identico. Pezzi diversi adiacenti devono essere individuati mediante tratteggi inclinati o spaziati in modo diverso.



Le superfici di grande ampiezza possono essere tratteggiate solo in prossimità del contorno.



Il tratteggio deve essere interrotto in corrispondenza delle scritte che si trovano sulla superficie sezionata.

Ombreggiatura utilizzando  
punti o annerimenti

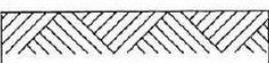


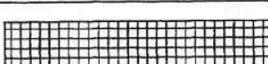
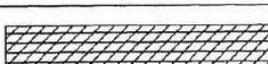
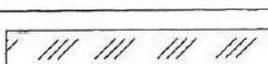
**Una superficie può essere sia ombreggiata (cioè evidenziata) mediante punti più o meno spazati, sia annerita.**

Sezioni sottili



**Le sezioni sottili possono essere completamente annerite.**

SEGNO GRAFICO	NATURA DEL MATERIALE
	Aeriformi e assimilabili (quando hanno importanza funzionale)
	Liquidi
	Solidi
	Terreno

SEGNO GRAFICO	NATURA DEL MATERIALE SPECIFICO
	Materiale predominante
	Materiale da mettere in particolare evidenza
	Materiali ausiliari (es. materie plastiche in meccanica, pietre e marmi in edilizia)
	Legno
	Avvolgimenti elettrici
	Isolanti
	Materiali trasparenti

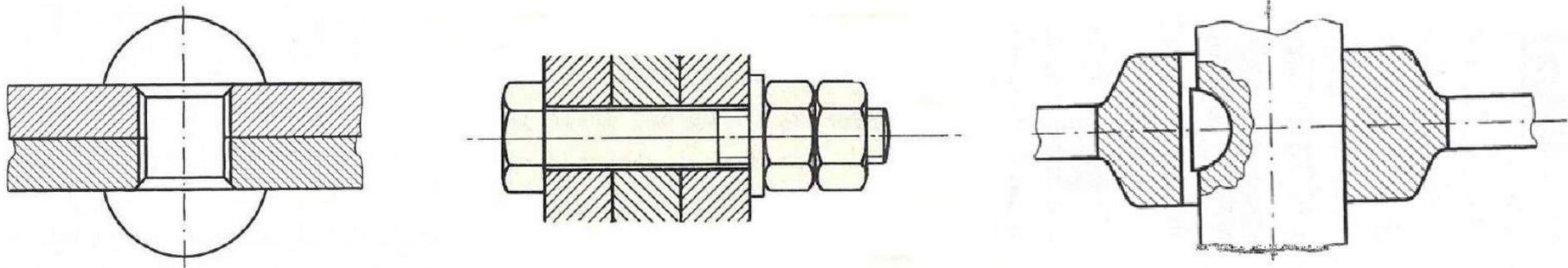
Al fine di rappresentare materiali diversi, possono essere utilizzate rappresentazioni specifiche. In tal caso il significato delle rappresentazioni deve essere chiaramente indicato sul disegno.

# Parti da non sezionare (anche se attraversate dal piano di sezione)

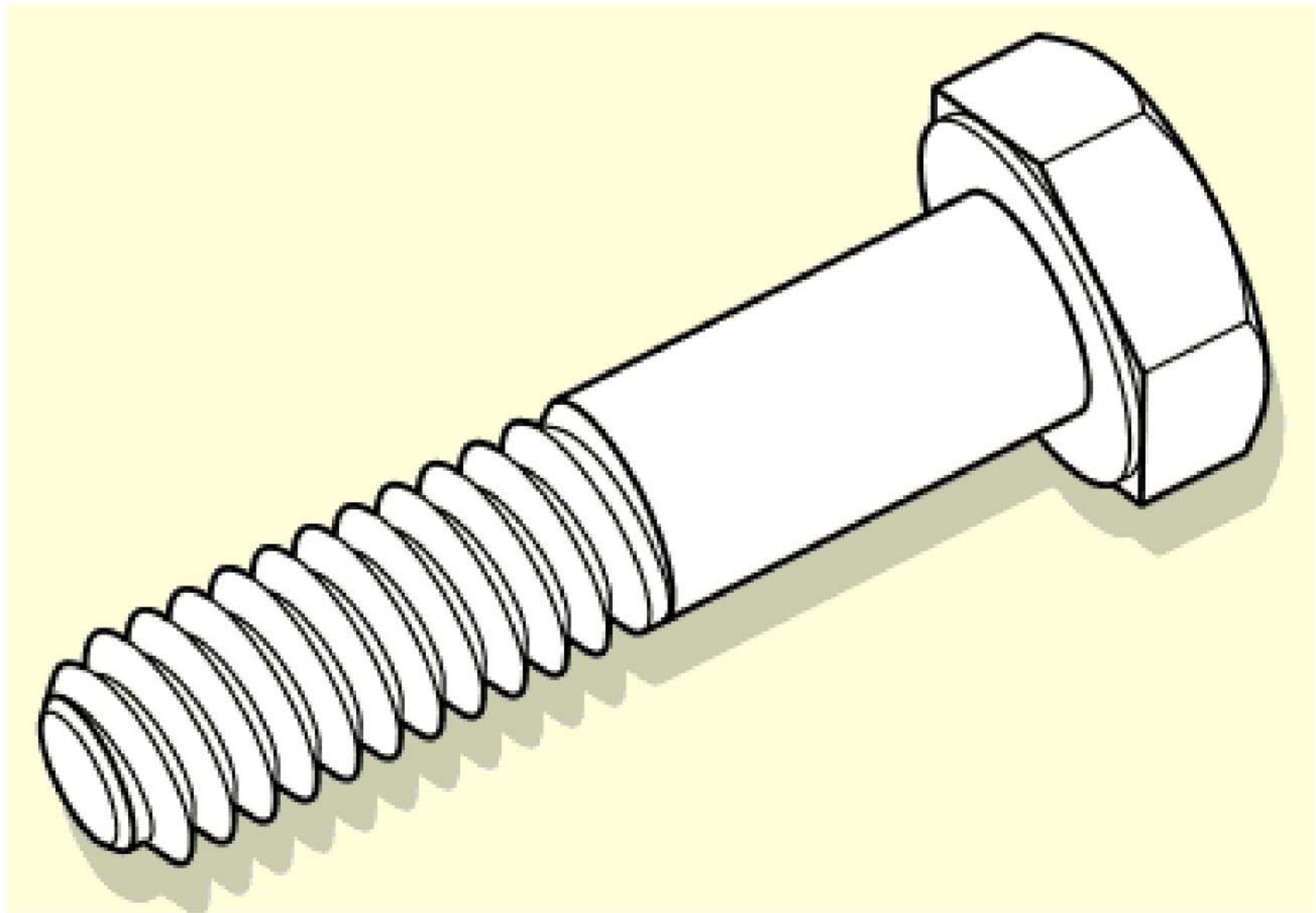
UNI ISO 128-44: «Di regola, nervature, elementi di collegamento, alberi, razze di ruote ed elementi analoghi non devono essere sezionati longitudinalmente e quindi rappresentati in sezione».

Si ritiene infatti che il tratteggio possa falsare l'interpretazione del disegno ovvero non introduca alcun elemento migliorativo della sezione.

Fra gli elementi interessati alla regola sopra riportata vanno annoverati: viti e chiodi, sfere, rulli e altri corpi rotolanti per cuscinetti, chiavette, linguette, perni e spine, nervature di rinforzo, alberi, razze di pulegge, denti di ruote dentate.



# SISTEMI DI FILETTATURE



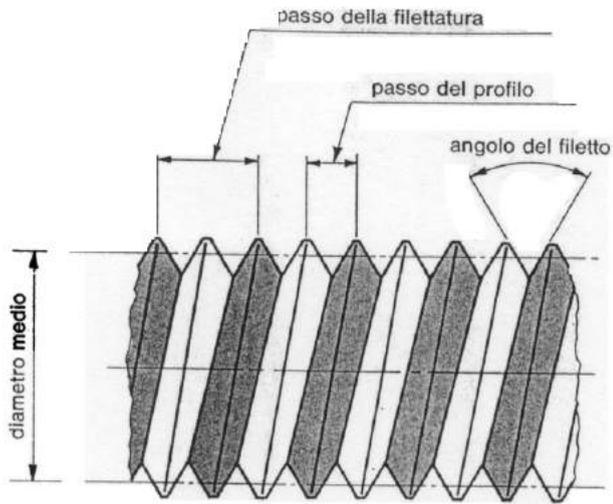
# SISTEMI DI FILETTATURE

Ogni sistema di filettatura è caratterizzato dai seguenti elementi:

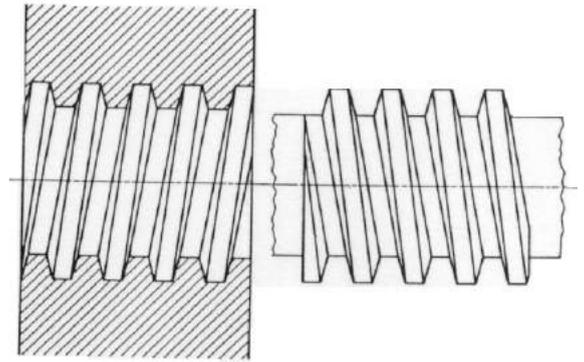
- forma del filetto
- valori dei diametri nominali scelti per vite e madrevite
- valori dei passi in relazione ai vari diametri

Con riferimento alla forma del filetto si distinguono i sistemi di filettature a profilo:

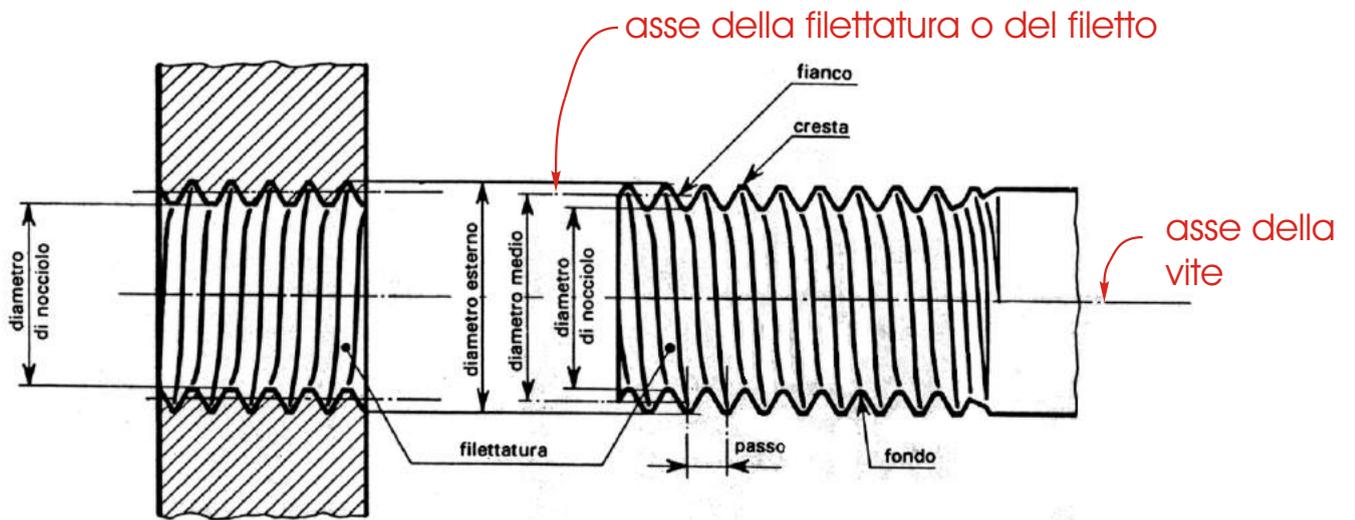
- triangolare (ISO, Whitwork, americane, ecc.)
- trapezoidale
- a denti di sega
- quadro o rettangolare
- tondo
- speciale (per legno, autofilettante, ecc.)



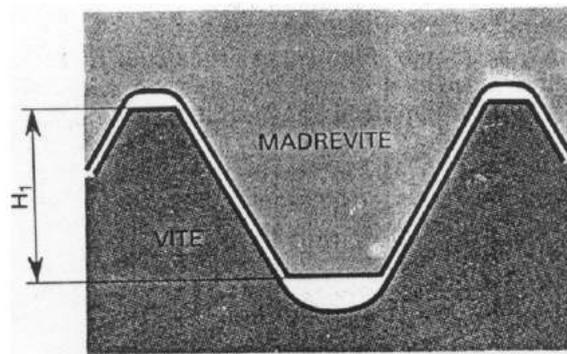
Filettatura sinistra a due principi



Madrevite sezionata e vite



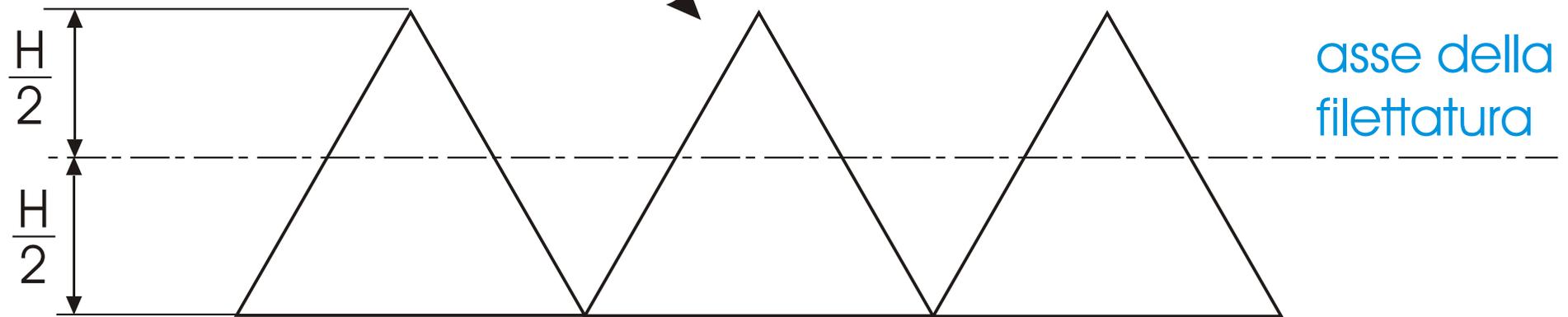
Elementi caratteristici delle filettature



Ricoprimento  $H_1$  nelle filettature

# GENERAZIONE DEL PROFILO DI UNA FILETTATURA METRICA ISO

triangoli (equilateri) generatori con lato UGUALE al passo della filettatura

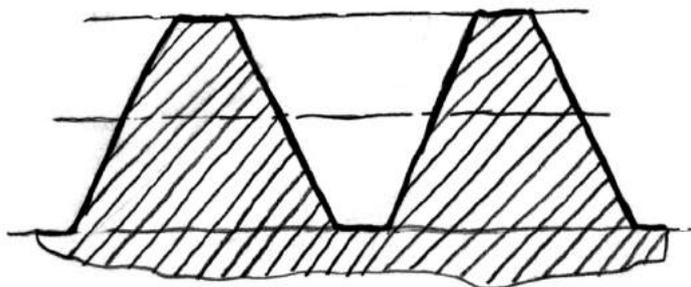


asse della vite

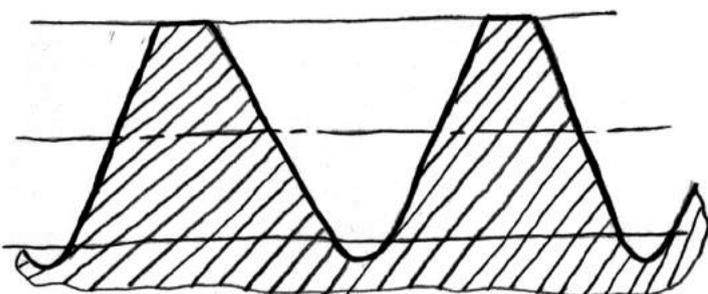
# SISTEMA DI FILETTATURA METRICA ISO

## VITE

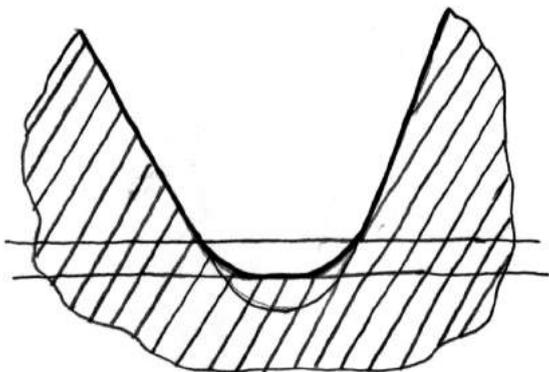
1) Profilo di base



2) Profilo nominale ottenuto da quello di base con l'aggiunta del raccordo sul fondo del filetto

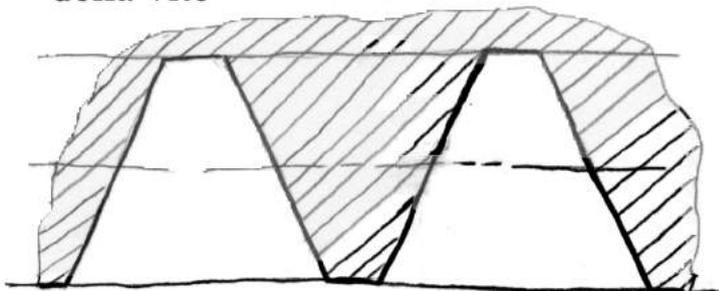


3) Profilo di esecuzione

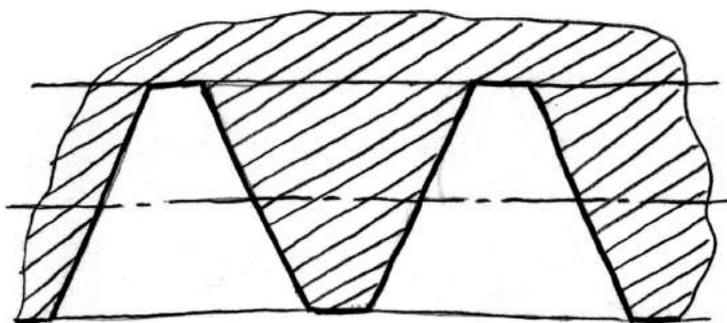


## MADREVITE

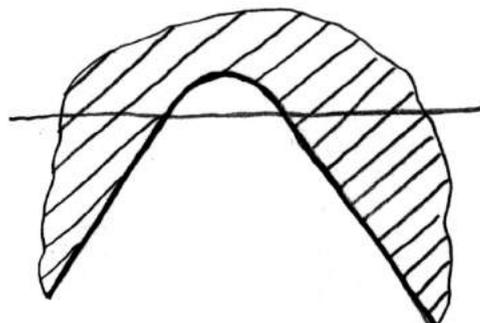
Profilo di base identico a quello della vite 4)



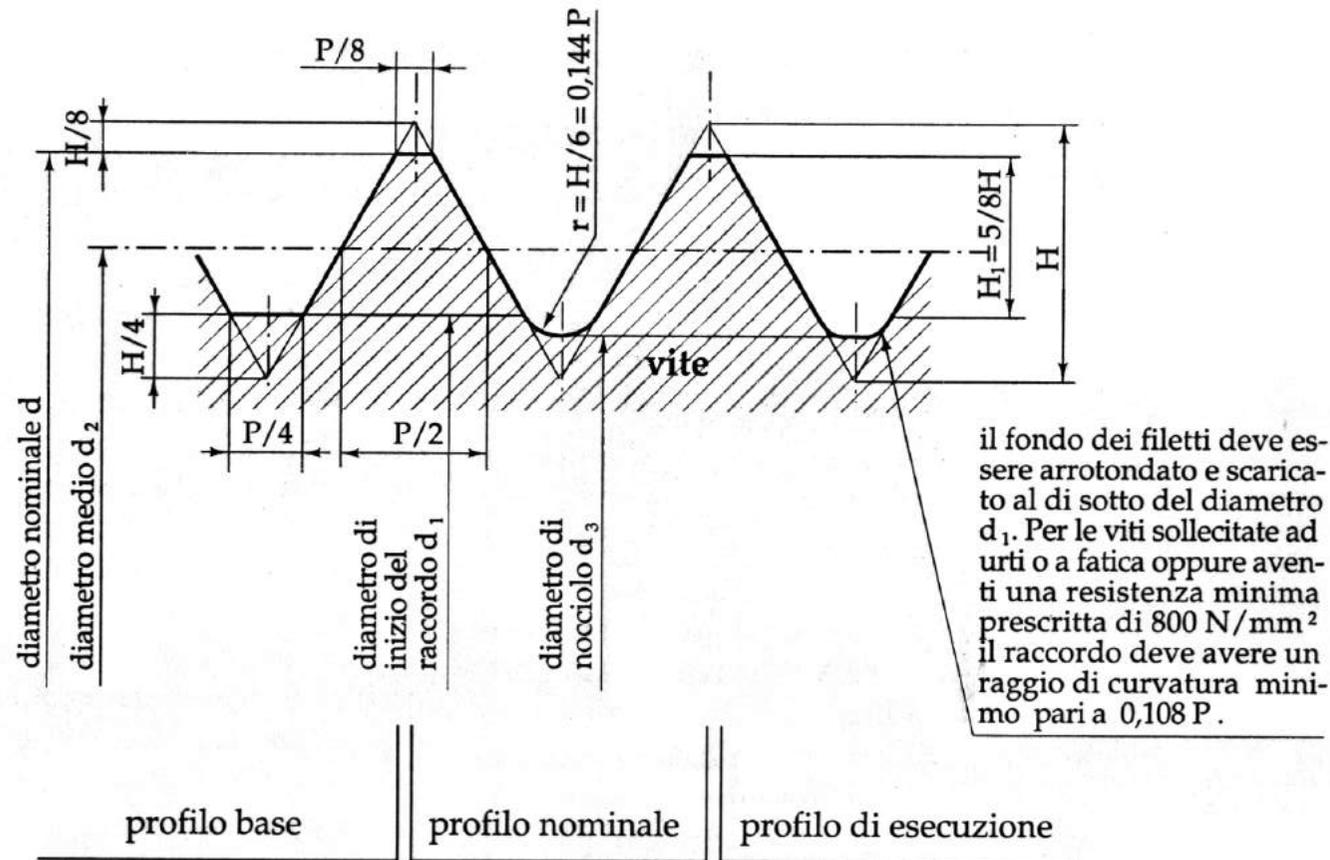
Profilo nominale identico a quello di base 5)



Profilo di esecuzione ottenuto da quello di base con l'aggiunta del raccordo sul fondo del filetto 6)

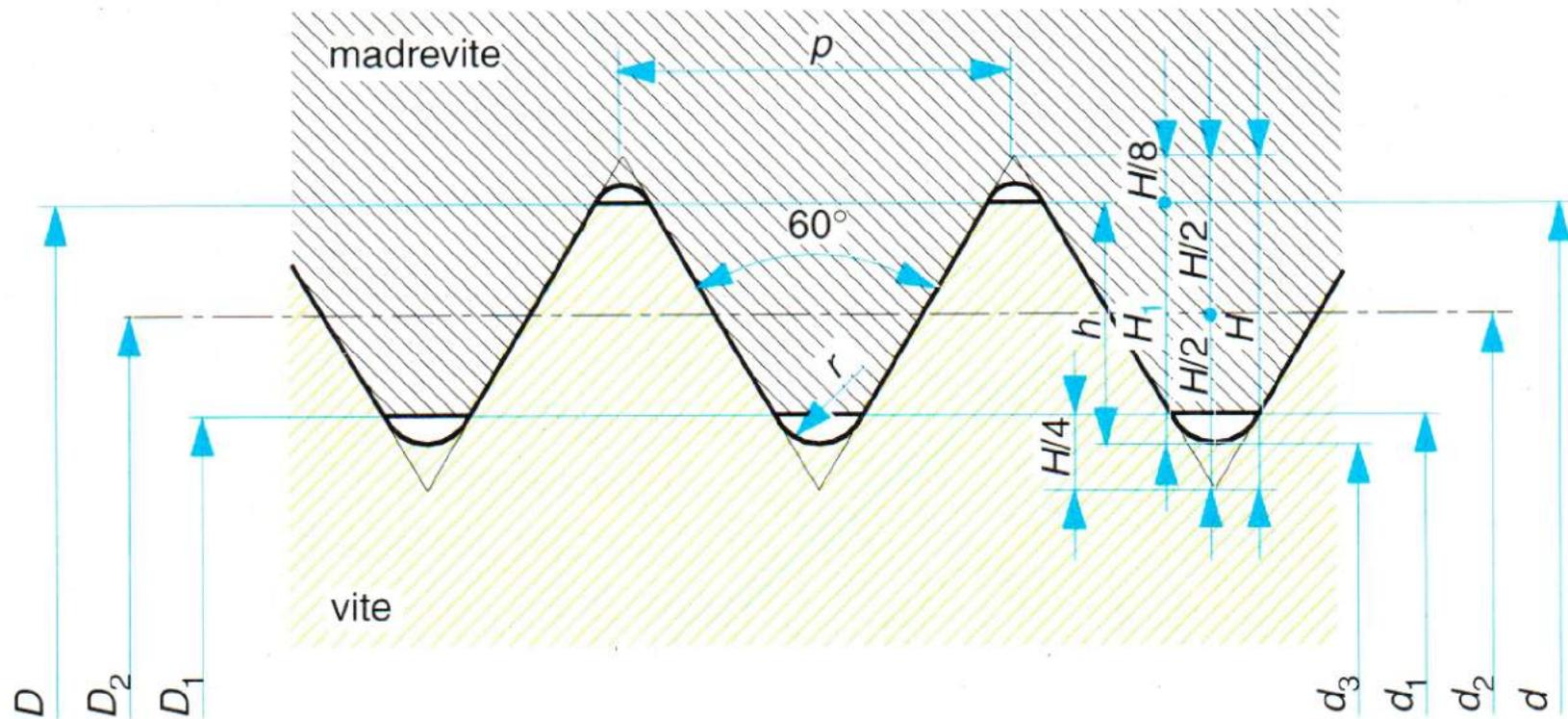


**TOTALE: 6 PROFILI**



**Filettature metriche ISO.** - Il profilo di base è derivato da un triangolo equilatero con lati uguali al passo denominato triangolo generatore. Imponendo a tale triangolo un moto elicoidale attorno all'asse della vite e considerando l'intersezione della superficie generata dai lati obliqui del triangolo stesso con due cilindri coassiali all'asse suddetto, si ottiene la nuova superficie che definisce il profilo di base della filettatura metrica ISO. Infatti questo profilo di base, comune sia alla vite che alla madrevite, si ricava intersecando la superficie appena generata con un piano passante per l'asse della vite

Il profilo nominale della vite è diverso da quello base perchè ha un arrotondamento sul fondo dei filetti con raggio  $r = H/6$ ; quello della madrevite è uguale al profilo di base. In pratica poi le filettature hanno un profilo di esecuzione che può essere diverso da quello nominale; in particolare il fondo dei filetti delle madreviti è arrotondato.




---

$H$  = altezza triangolo generatore

---

$H_1$  = ricoprimento

---

$h_3$  = profondità filetto

---

$d_1 = D_1$  = diametro inizio raccordo

---

$d_2 = D_2$  = diametro medio

---

$d_3$  = diametro nocciolo

---

$r$  = raggio di raccordo

---

---


$$H = 0,86603 p$$


---

$$H_1 = 5/8 H = 0,54127 P$$


---

$$h_3 = (d - d_3)/2 = 17/24 p = 0,61343 p$$


---

$$d_1 = D_1 = d - 2 H_1 = d - 1,08253 p$$


---

$$d_2 = D_2 = d - 3/4 H = d - 0,64952 p$$


---

$$d_3 = d - 2h_3 = d - 1,22687 p$$


---

$$r = H/6 = 0,14434 p$$


---

# DESIGNAZIONE

Per la designazione delle filettature metriche ISO si possono presentare questi casi:

- 1) la filettatura è elencata tra quelle unificate a passo grosso. Dalla corrispondente tabella si rileva che ad ogni diametro nominale corrisponde un unico passo. Ne deriva che per designare questo tipo di filettature si utilizza il simbolo  $M$  seguito dal solo valore del diametro nominale. Es.:  $M10$  significa filettatura metrica ISO a passo grosso di 1.5 mm;
- 2) la filettatura è elencata tra quelle unificate a passo fine. Si vede dalla corrispondente tabella che ad ogni diametro nominale corrisponde un passo diverso da quello grosso e spesso corrispondono due o tre passi diversi. Allora è necessario indicare accanto al simbolo  $M$  seguito dal diametro nominale anche il passo considerato preceduto dal segno di moltiplicazione  $x$ . Es.:  $M10x0.75$  significa filettatura metrica ISO a passo fine di 0.75 mm. Se il passo fosse stato di 1 mm la designazione corrispondente era:  $M10x1$ ;
- 3) la filettatura è metrica ma non unificata, cioè pur essendo dimensionata come quelle unificate, non figura tra quelle elencate dalle UNI 4535. In questo caso la si designa indicando nell'ordine: il diametro nominale, il segno  $x$ , il valore del passo e il simbolo  $M$ . Es.:  $10x0.5M$  significa filettatura metrica ISO non unificata con diametro nominale di 10 mm e passo di 0.5 mm;
- 4) talvolta occorrono altre precisazioni per completare la designazione della filettatura. Se vi sono più principi, alle indicazioni fornite in 1), o in 2) o in 3), si deve aggiungerne il numero seguito dall'abbreviazione *fil*. Es.:  $M18x2-3\text{ fil}$  significa che vi sono 3 principi. Se poi la filettatura ha elica sinistra anzichè destra si deve aggiungere anche l'indicazione *sin*. Es.:  $M18x2-3\text{ fil sin}$ .

Filettature metriche ISO a profilo triangolare  
Dimensioni nominali

UNI  
4535-64  
(estratto)

**Filettature a passo grosso**

Esempio di designazione di una filettatura metrica ISO a profilo triangolare a passo grosso, avente  $d = 8$  mm e  $P = 1,25$  mm:  
M 8

Diametro nominale di filettatura (vedere § 4.1) e diametro esterno $d = D$			Passo $P$	Diametro medio $d_2 = D_2$	Diametro di nocciolo della vite $d_3$	Diametro della vite all'inizio del raccordo $d_1$	Diametro di nocciolo della madre vite $D_1$	Profondità dei filetti della vite $h_3$	Ricoprimento $H_1$	Raggio arrotondamento fondo filetto della vite $r$	Sezione resistente (ved. fig. 4.1.1) $\text{mm}^2$	Sezione di nocciolo $\text{mm}^2$
colonna 1	colonna 2	colonna 3										
1,6*			0,35*	1,373	1,171	1,221	1,221	0,215	0,189	0,051	1,27	1,08
	1,8*		0,35*	1,573	1,371	1,421	1,421	0,215	0,189	0,051	1,70	1,48
2			0,4	1,740	1,509	1,567	1,567	0,245	0,217	0,058	2,07	1,79
	2,2*		0,45*	1,908	1,648	1,713	1,713	0,276	0,244	0,065	2,48	2,13
2,5*			0,45*	2,208	1,948	2,013	2,013	0,276	0,244	0,065	3,39	2,98
3			0,5	2,675	2,387	2,459	2,459	0,307	0,271	0,072	5,03	4,47
	3,5		0,6	3,110	2,764	2,850	2,850	0,368	0,325	0,087	6,78	6,00
4			0,7	3,545	3,141	3,242	3,242	0,429	0,379	0,101	8,78	7,75
	4,5		0,75	4,013	3,580	3,688	3,688	0,460	0,406	0,108	11,3	10,1
5			0,8	4,480	4,019	4,134	4,134	0,491	0,433	0,115	14,2	12,7
6			1	5,350	4,773	4,917	4,917	0,613	0,541	0,144	20,1	17,9
		7	1	6,350	5,773	5,917	5,917	0,613	0,541	0,144	28,9	26,2
8			1,25	7,188	6,466	6,647	6,647	0,767	0,677	0,180	36,6	32,8
		9	1,25	8,188	7,466	7,647	7,647	0,767	0,677	0,180	48,1	43,8
10			1,5	9,026	8,160	8,376	8,376	0,920	0,812	0,217	58,0	52,3
		11	1,5	10,026	9,160	9,376	9,376	0,920	0,812	0,217	72,3	65,9
12			1,75	10,863	9,853	10,106	10,106	1,074	0,947	0,253	84,3	76,2
	14		2	12,701	11,546	11,835	11,835	1,227	1,083	0,289	115	105
16			2	14,701	13,546	13,835	13,835	1,227	1,083	0,289	157	144
	18		2,5	16,376	14,933	15,294	15,294	1,534	1,353	0,361	192	175
20			2,5	18,376	16,933	17,294	17,294	1,534	1,353	0,361	245	225
	22		2,5	20,376	18,933	19,294	19,294	1,534	1,353	0,361	303	282
24			3	22,051	20,319	20,752	20,752	1,840	1,624	0,433	353	324
	27		3	25,051	23,319	23,752	23,752	1,840	1,624	0,433	459	427
30			3,5	27,727	25,706	26,211	26,211	2,147	1,894	0,505	561	519
	33		3,5	30,727	28,706	29,211	29,211	2,147	1,894	0,505	694	647
36			4	33,402	31,093	31,670	31,670	2,454	2,165	0,577	817	759
	39		4	36,402	34,093	34,670	34,670	2,454	2,165	0,577	976	913
42			4,5	39,077	36,479	37,129	37,129	2,760	2,436	0,650	1 120	1 050
	45		4,5	42,077	39,479	40,129	40,129	2,760	2,436	0,650	1 310	1 220
48			5	44,752	41,866	42,587	42,587	3,067	2,706	0,722	1 470	1 380
	52		5	48,752	45,866	46,587	46,587	3,067	2,706	0,722	1 760	1 650
56			5,5	52,428	49,252	50,046	50,046	3,374	2,977	0,794	2 030	1 910
	60		5,5	56,428	53,252	54,046	54,046	3,374	2,977	0,794	2 360	2 230
64			6	60,103	56,639	57,505	57,505	3,681	3,248	0,866	2 680	2 520
	68		6	64,103	60,639	61,505	61,505	3,681	3,248	0,866	3 060	2 890

\* Queste filettature sono da adottare con particolare cautela, date le possibili confusioni con le filettature 1,7 MA, 2,3 MA e 2,6 MA, precedentemente in vigore, con cui non sono intercambiabili pur essendo difficilmente distinguibili. (segue)

### Filettature a passo fine

Esempio di designazione di una filettatura metrica ISO a profilo triangolare, a passo fine, avente  
 $d = 8 \text{ mm}$  e passo  $P = 1 \text{ mm}$ :  
**M 8 × 1**

Diametro nominale di filettatura (vedere § 4.1) e diametro esterno $d = D$			Passo $P$	Diametro medio $d_2 = D_2$	Diametro di nocciolo della vite $d_3$	Diametro della vite all'inizio del raccordo $d_1$	Diametro di nocciolo della madrevite $D_1$	Profondità dei filetti della vite $h_3$	Ricoprimento $H_1$	Raggio arrotondamento fondo filetto della vite $r$	Sezione resistente (ved. fig. 4.1.1) $\text{mm}^2$	Sezione di nocciolo $\text{mm}^2$
colonna 1	colonna 2	colonna 3										
2,5*			0,35*	2,273	2,071	2,121	2,121	0,215	0,189	0,051	3,70	3,37
3			0,35	2,773	2,571	2,621	2,621	0,215	0,189	0,051	5,61	5,19
	3,5*		0,35	3,273	3,071	3,121	3,121	0,215	0,189	0,051	7,90	7,41
4			0,5	3,675	3,387	3,459	3,459	0,307	0,271	0,072	9,79	9,01
	4,5		0,5	4,175	3,887	3,959	3,959	0,307	0,271	0,072	12,8	11,9
5			0,5	4,675	4,387	4,459	4,459	0,307	0,271	0,072	16,1	15,1
		5,5	0,5	5,175	4,887	4,959	4,959	0,307	0,271	0,072	19,9	18,8
6			0,75	5,513	5,080	5,188	5,188	0,460	0,406	0,108	22,0	20,3
		7	0,75	6,513	6,080	6,188	6,188	0,460	0,406	0,108	31,1	29,0
8			1	7,350	6,773	6,917	6,917	0,613	0,541	0,144	39,2	36,0
			0,75	7,513	7,080	7,188	7,188	0,460	0,406	0,108	41,8	39,4
		9	1	8,350	7,773	7,917	7,917	0,613	0,541	0,144	51,0	47,5
			0,75	8,513	8,080	8,188	8,188	0,460	0,406	0,108	54,1	51,3
10			1,25	9,188	8,466	8,647	8,647	0,767	0,677	0,180	61,2	56,3
			1	9,350	8,773	8,917	8,917	0,613	0,541	0,144	64,5	60,5
			0,75	9,513	9,080	9,188	9,188	0,460	0,406	0,108	67,9	64,8
		11	1	10,350	9,773	9,917	9,917	0,613	0,541	0,144	79,5	75,0
			0,75	10,513	10,080	10,188	10,188	0,460	0,406	0,108	83,3	79,8
12			1,5	11,026	10,160	10,376	10,376	0,920	0,812	0,217	88,1	81,1
			1,25	11,188	10,466	10,647	10,647	0,767	0,677	0,180	92,1	86,0
			1	11,350	10,773	10,917	10,917	0,613	0,541	0,144	96,1	91,2
		14**	1,5	13,026	12,160	12,376	12,376	0,920	0,812	0,217	125	116
			1,25**	13,188	12,466	12,647	12,647	0,767	0,677	0,180	129	122
			1	13,350	12,773	12,917	12,917	0,613	0,541	0,144	134	128
		15	1,5	14,026	13,160	13,376	13,376	0,920	0,812	0,217	145	136
			1	14,350	13,773	13,917	13,917	0,613	0,541	0,144	155	149
16			1,5	15,026	14,160	14,376	14,376	0,920	0,812	0,217	167	157
			1	15,350	14,773	14,917	14,917	0,613	0,541	0,144	178	171
		17	1,5	16,026	15,160	15,376	15,376	0,920	0,812	0,217	191	180
			1	16,350	15,773	15,917	15,917	0,613	0,541	0,144	203	195
		18	2	16,701	15,546	15,835	15,835	1,227	1,083	0,289	204	190
			1,5	17,026	16,160	16,376	16,376	0,920	0,812	0,217	216	205
			1	17,350	16,773	16,917	16,917	0,613	0,541	0,144	229	221
20			2	18,701	17,546	17,835	17,835	1,227	1,083	0,289	258	242
			1,5	19,026	18,160	18,376	18,376	0,920	0,812	0,217	272	259
			1	19,350	18,773	18,917	18,917	0,613	0,541	0,144	285	277
		22	2	20,701	19,546	19,835	19,835	1,227	1,083	0,289	318	300
			1,5	21,026	20,160	20,376	20,376	0,920	0,812	0,217	333	319
			1	21,350	20,773	20,917	20,917	0,613	0,541	0,144	348	339

COLLEGAMENTI CON

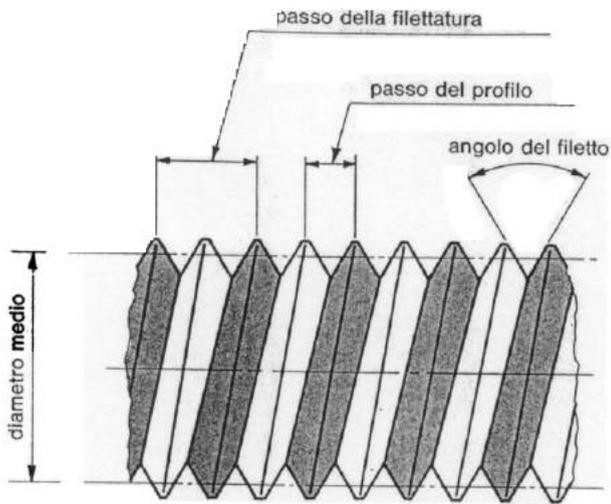
ORGANI FILETTATI

## VITI E DADI

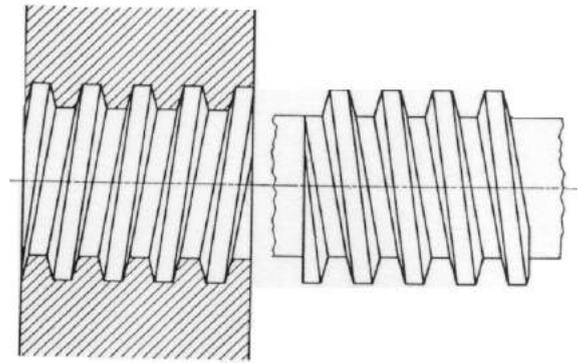


# VITE, DADO E ROSETTA

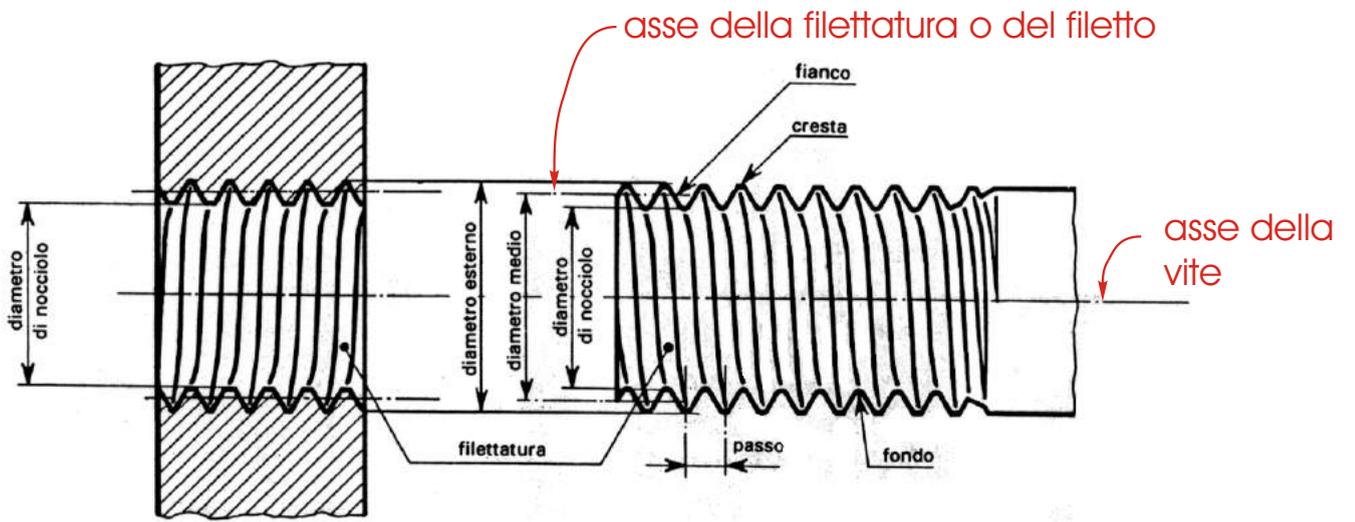




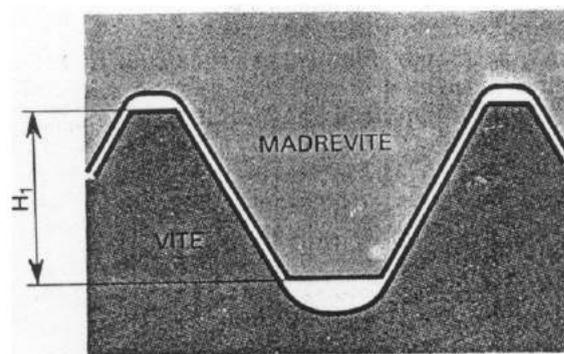
Filettatura sinistra a due principi



Madrevite sezionata e vite

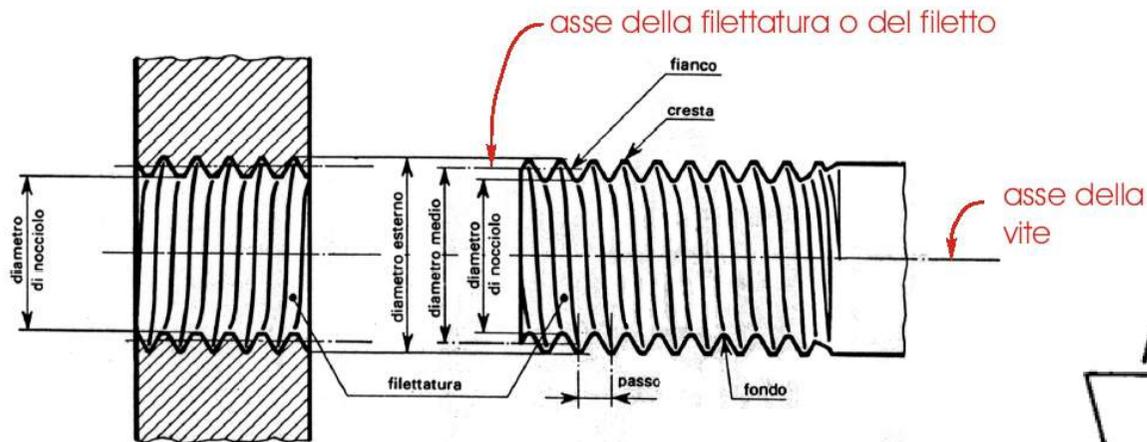


Elementi caratteristici delle filettature

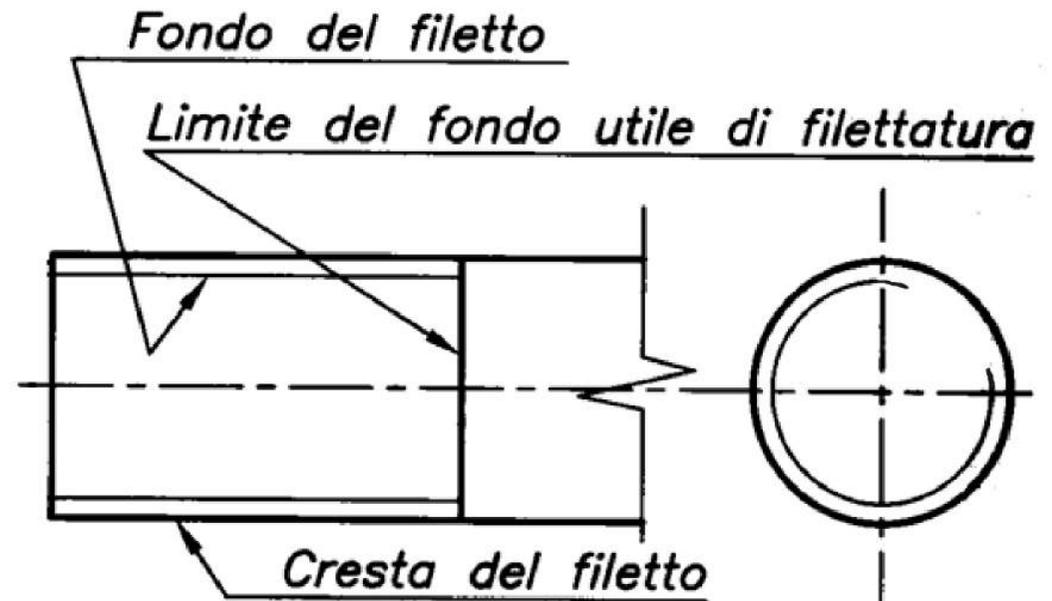


Ricoprimento  $H_1$  nelle filettature

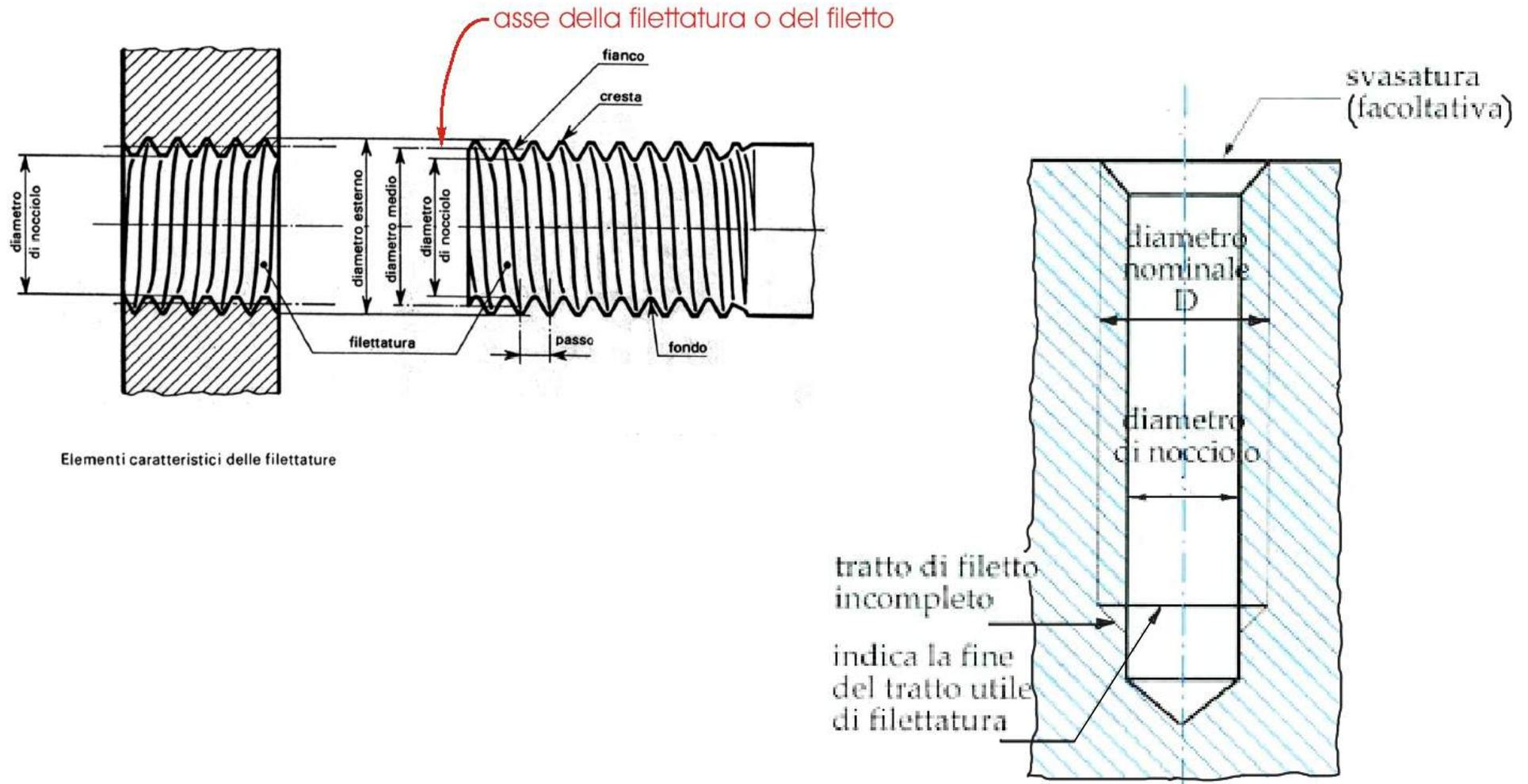
# RAPPRESENTAZIONE CONVENZIONALE DELLA FILETTATURA



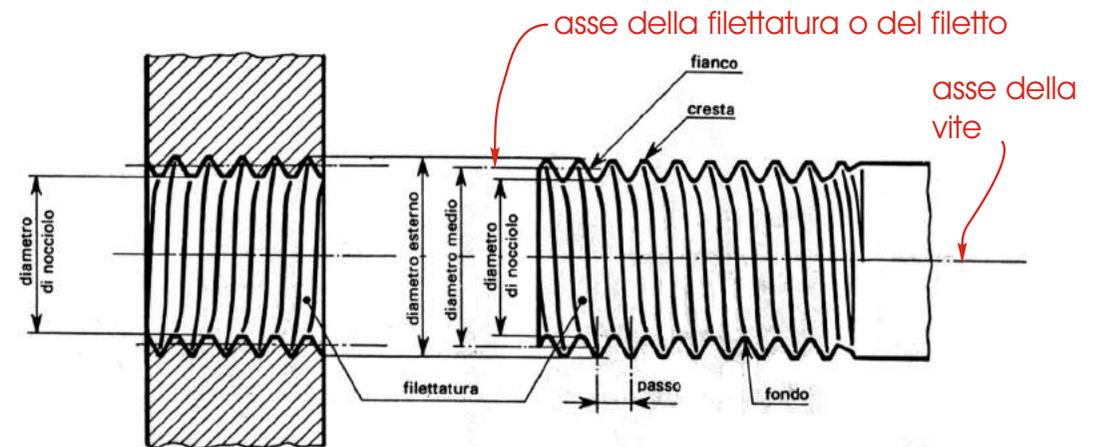
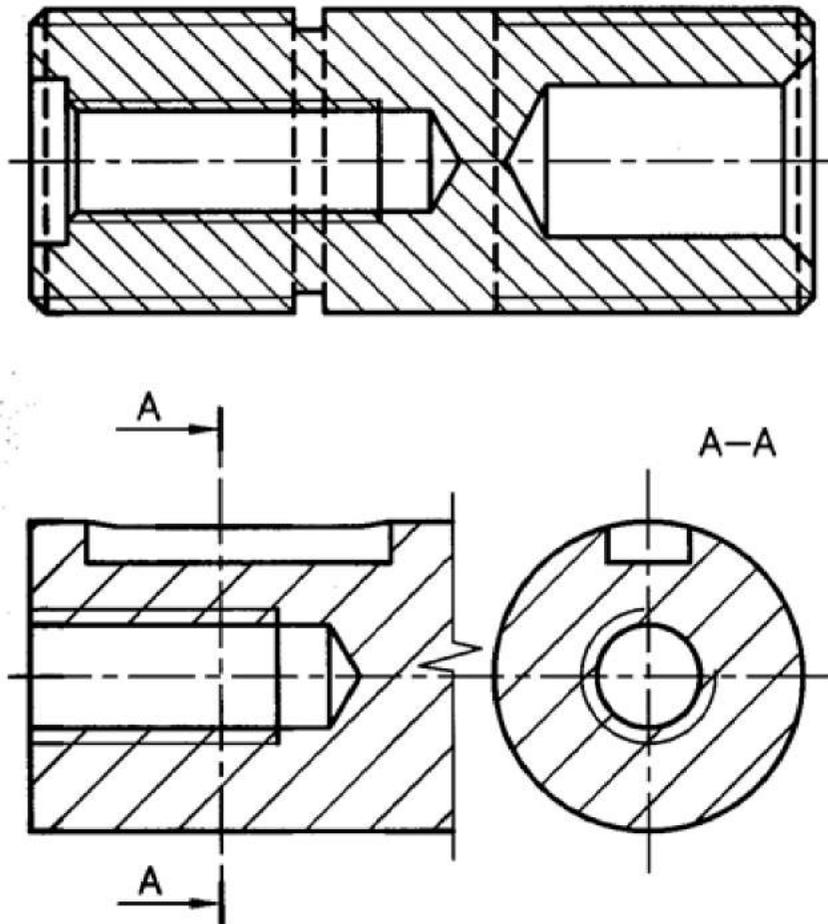
Elementi caratteristici delle filettature



# RAPPRESENTAZIONE CONVENZIONALE DELLA FILETTATURA

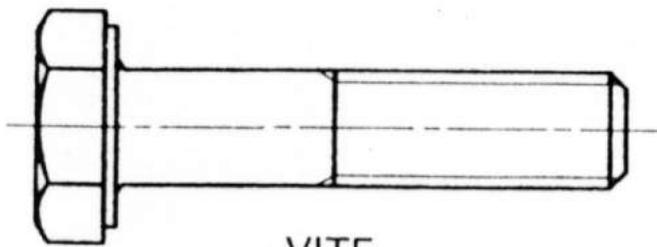


# RAPPRESENTAZIONE CONVENZIONALE DELLA FILETTATURA

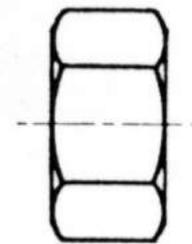


Elementi caratteristici delle filettature

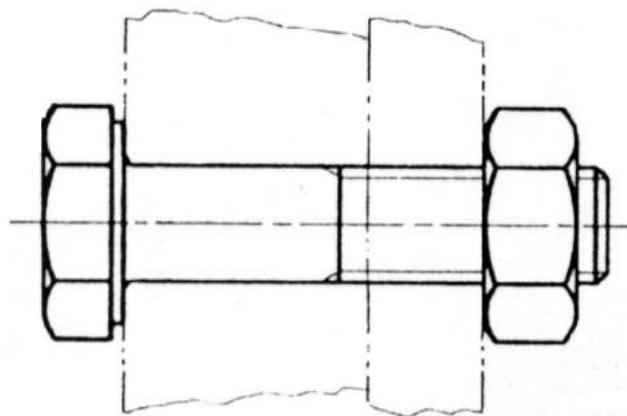
# NOMENCLATURA ORGANI FILETTATI DI COLLEGAMENTO



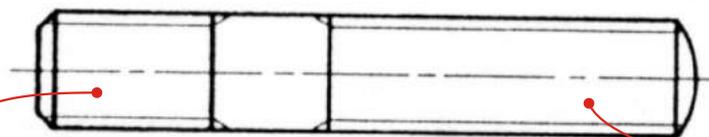
VITE



DADO



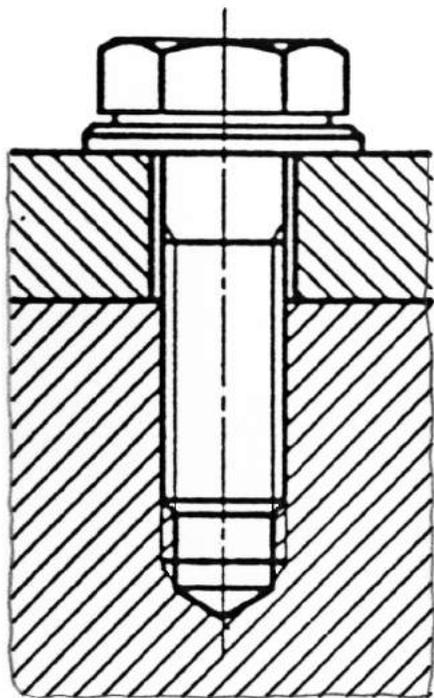
BULLONE



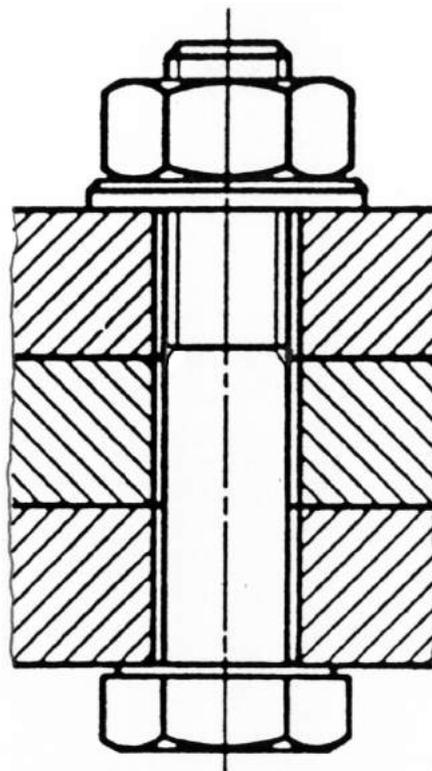
RADICE

PRIGIONIERO

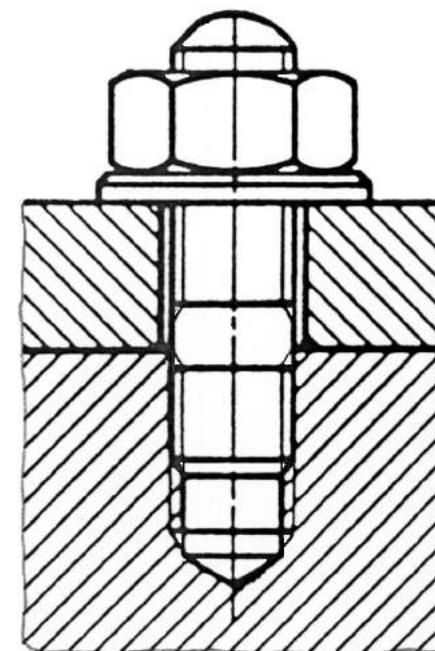
GAMBO



Collegamento  
con  
VITE MORDENTE

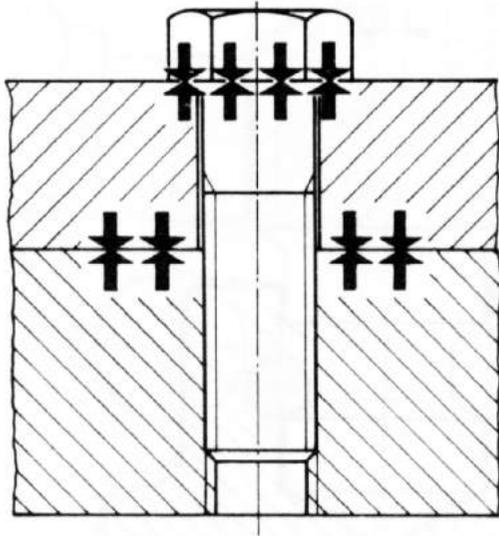


Collegamento  
con  
BULLONE

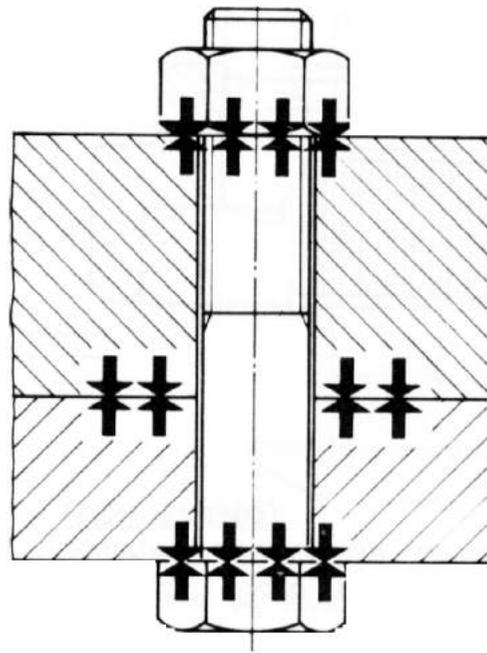


Collegamento  
con  
PRIGIONIERO

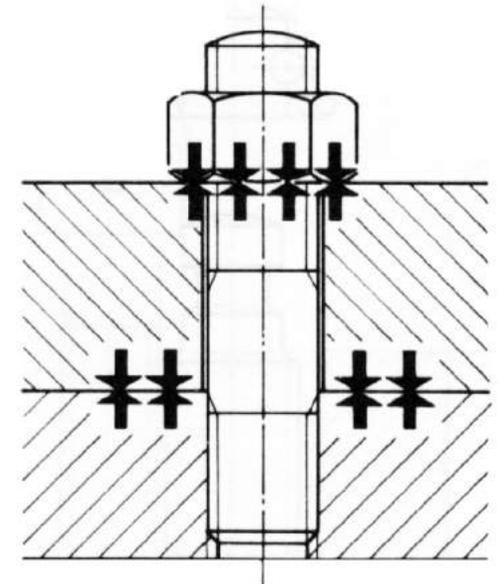
## FORZE AGENTI SULLE SUPERFICI DI CONTATTO



Collegamento  
con  
VITE MORDENTE



Collegamento  
con  
BULLONE

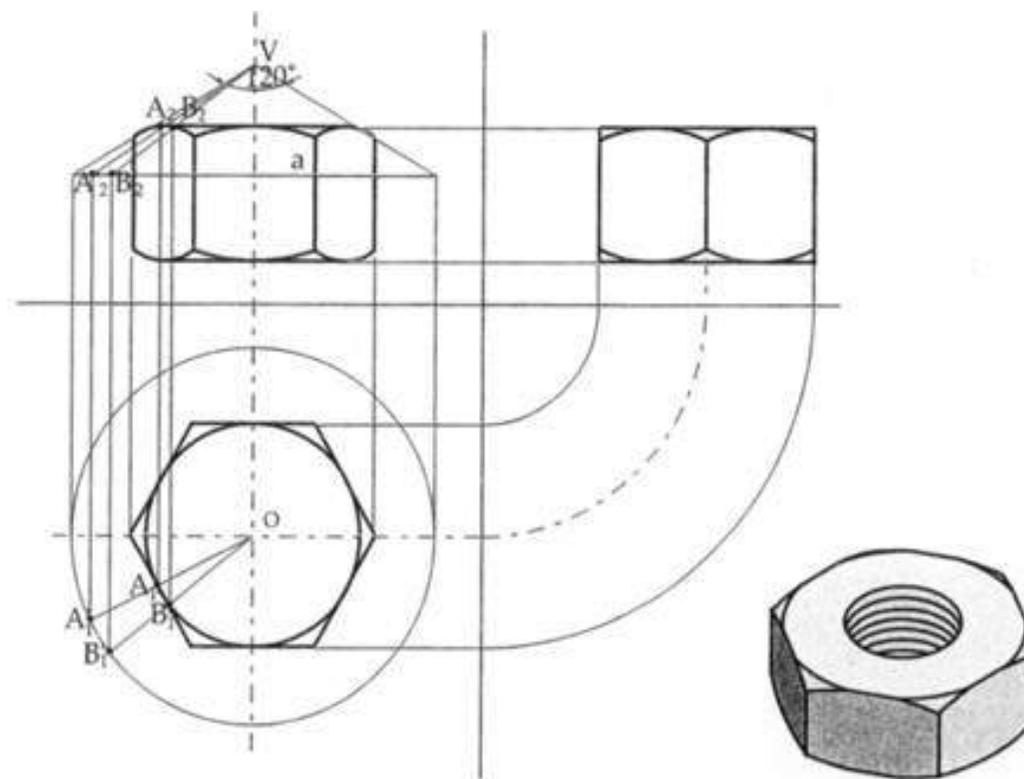


Collegamento  
con  
PRIGIONIERO

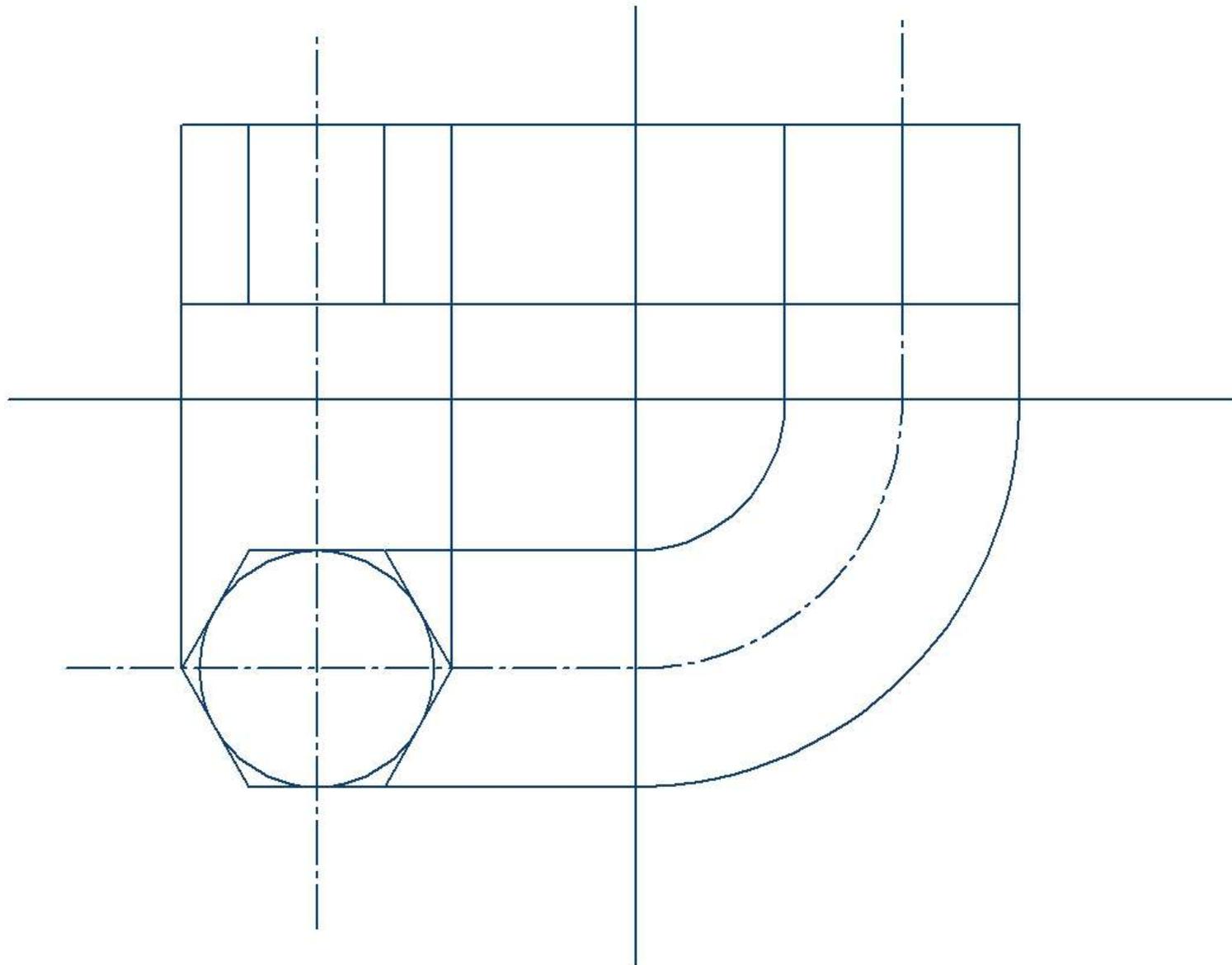
# Scelta di tipo di collegamento filettato

- quando si hanno *frequenti montaggi e smontaggi* è sconsigliabile usare la vite mordente perchè si possono facilmente rovinare i filetti, specialmente quelli della madre vite quando il materiale è tenero. Invece il bullone può essere facilmente messo e tolto senza pericolo di rovinare i pezzi che hanno un semplice foro passante e la vite del bullone può essere cambiata con una piccola spesa se si è rovinato il filetto. Anche il prigioniero è adatto in questo caso perchè la radice non deve mai essere svitata nello smontaggio;
- il *costo* del collegamento è maggiore nel caso della vite mordente o del prigioniero perchè si deve preparare in uno dei pezzi un foro filettato. Col bullone invece basta fare fori passanti in tutti i pezzi;
- lo *spazio* occorrente per il bullone è maggiore perchè occorre avere una zona piana di appoggio e una zona libera di manovra su ambedue i pezzi terminali; invece per la vite mordente occorre questa zona solo dal lato della testa e per il prigioniero solo dal lato del dado.

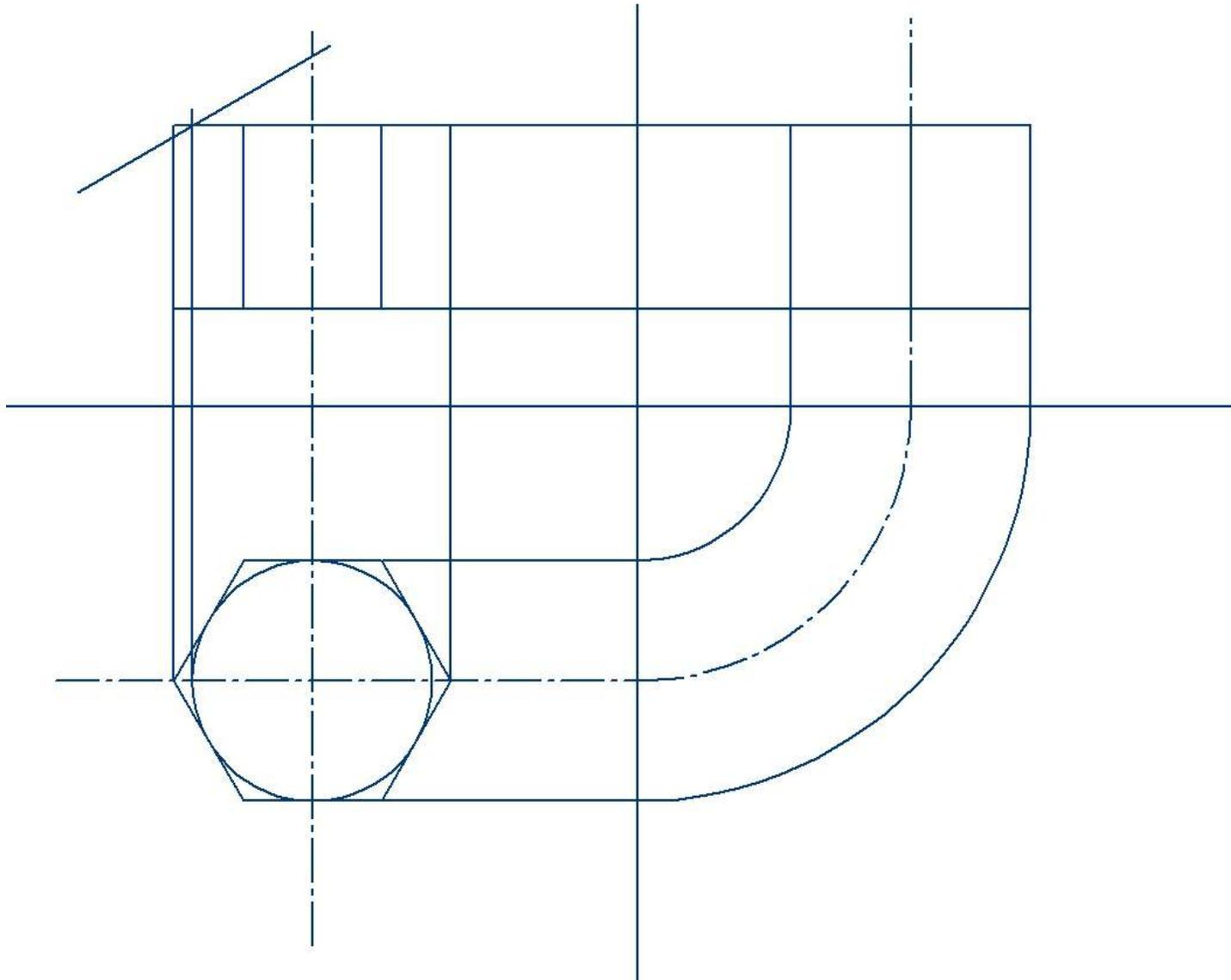
# RAPPRESENTAZIONE REALE DEL DADO ESAGONALE (ED, ANALOGAMENTE, DI UNA TESTA ESAGONALE DI UNA VITE)



RAPPRESENTAZIONE REALE DI UN DADO:  
costruzione dei rami di iperbole equilatera  
(spigoli degli smussi definiti da una superficie conica)

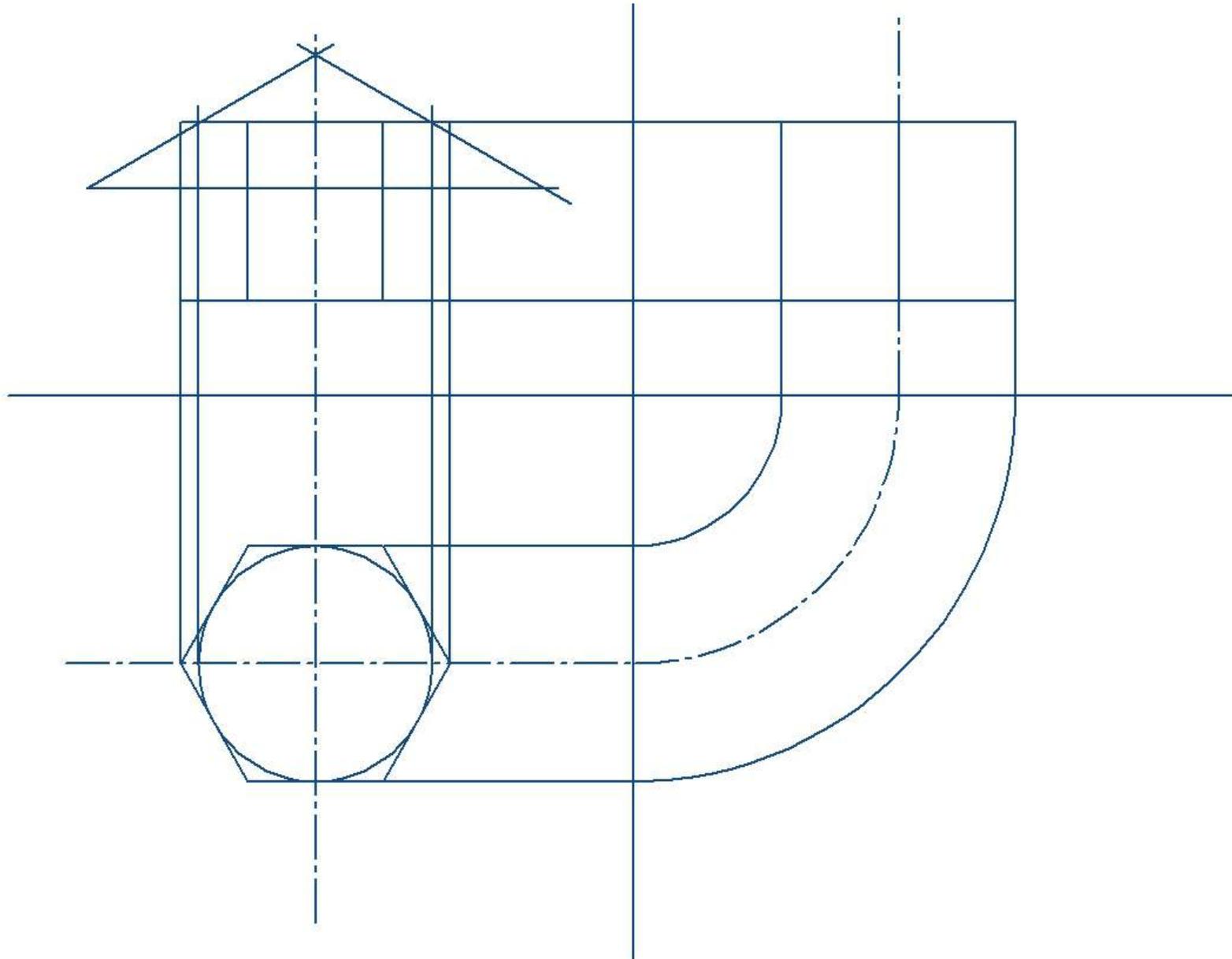


RAPPRESENTAZIONE REALE DI UN DADO:  
costruzione dei rami di iperbole equilatera  
(spigoli degli smussi definiti da una superficie conica)

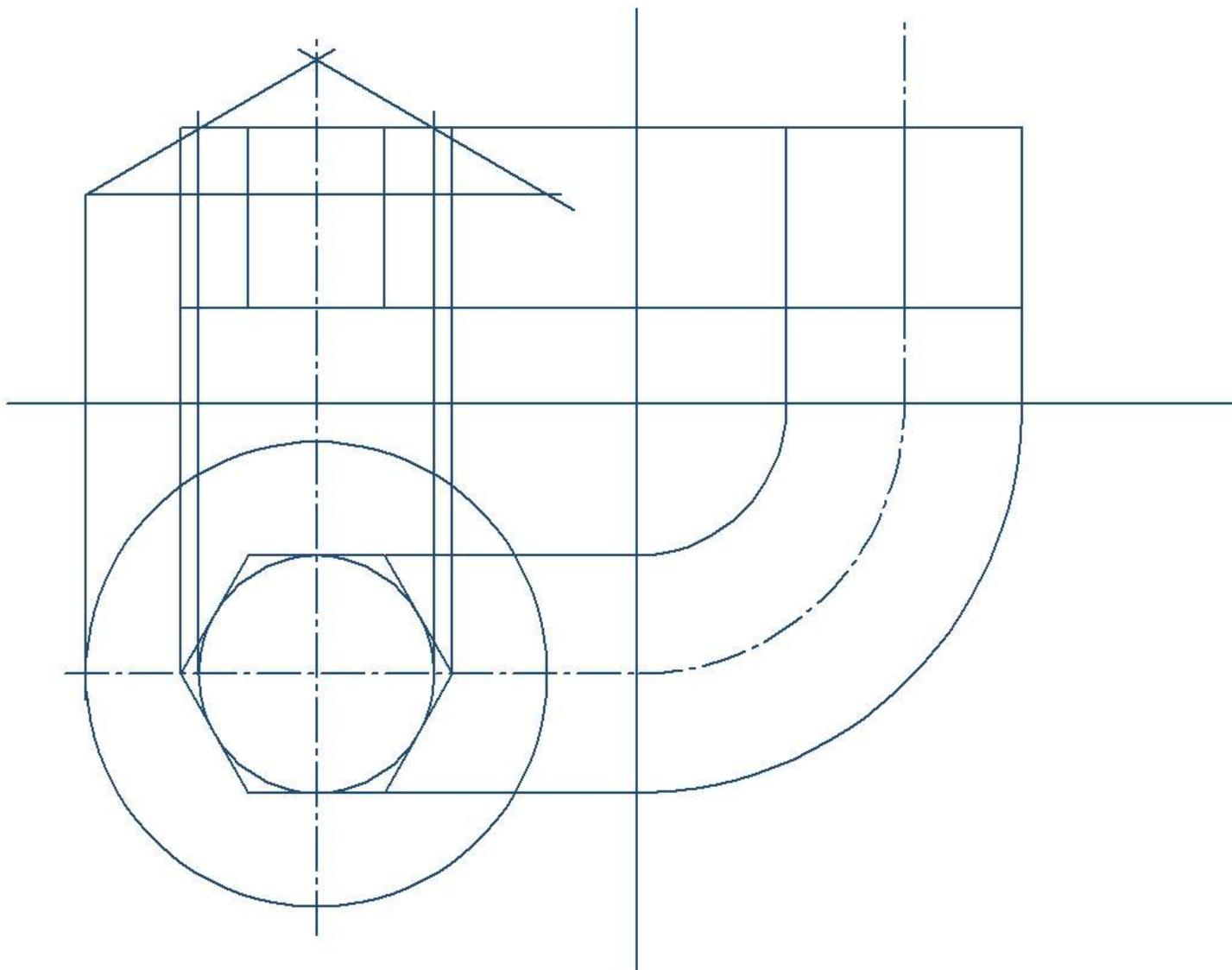


RAPPRESENTAZIONE REALE DI UN DADO:  
costruzione dei rami di iperbole equilatera  
(spigoli degli smussi definiti da una superficie conica)

3

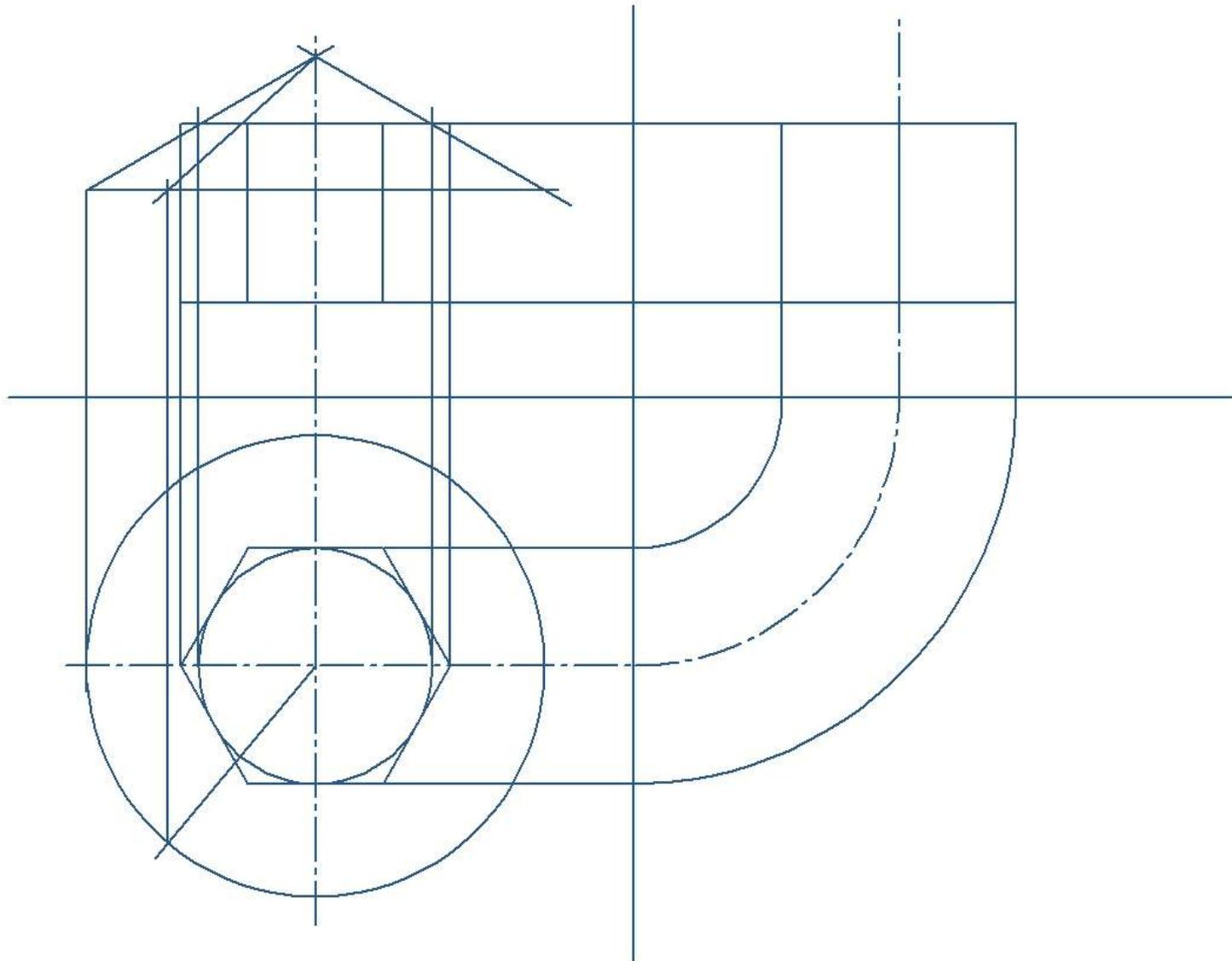


RAPPRESENTAZIONE REALE DI UN DADO:  
costruzione dei rami di iperbole equilatera  
(spigoli degli smussi definiti da una superficie conica)

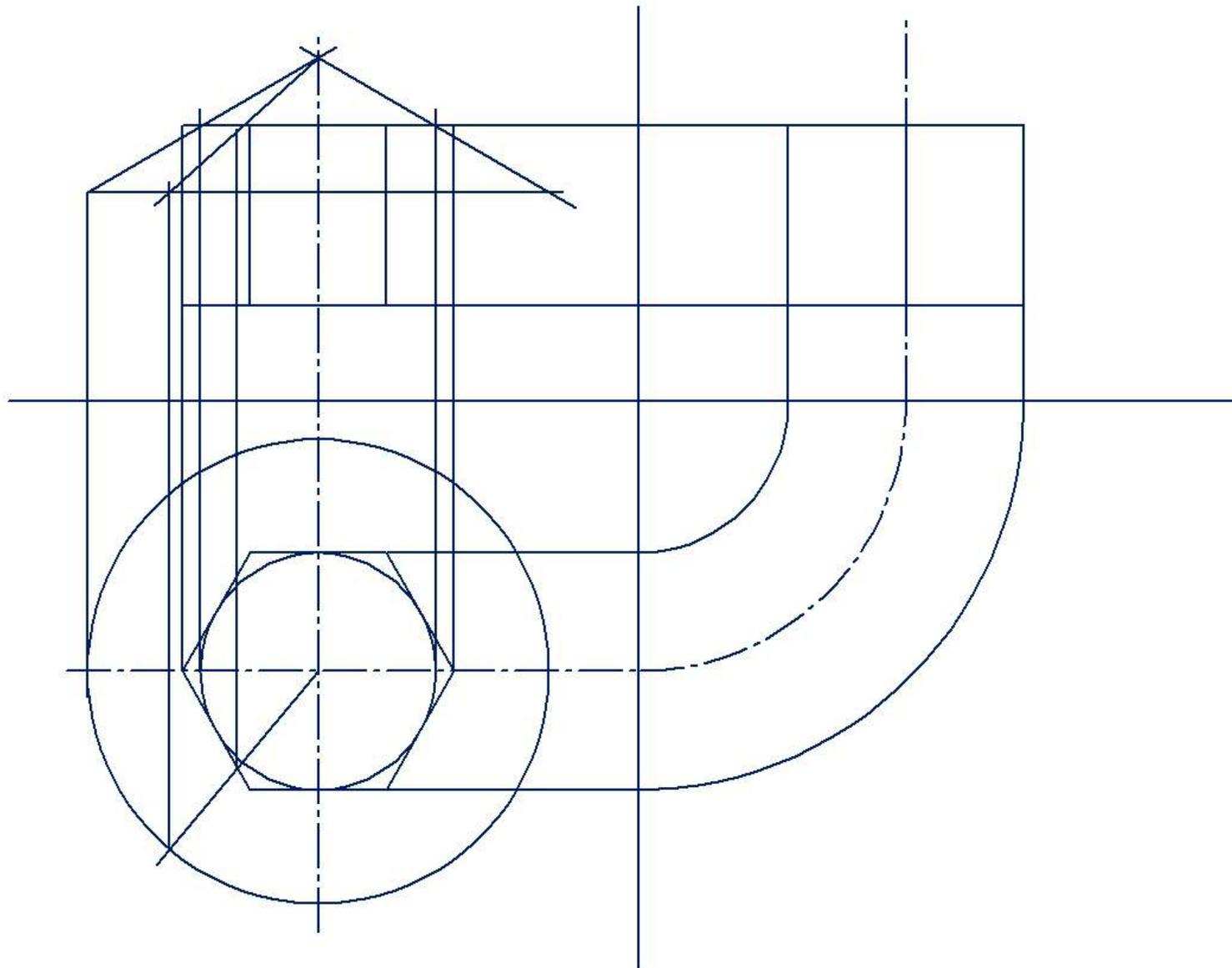


RAPPRESENTAZIONE REALE DI UN DADO:  
costruzione dei rami di iperbole equilatera  
(spigoli degli smussi definiti da una superficie conica)

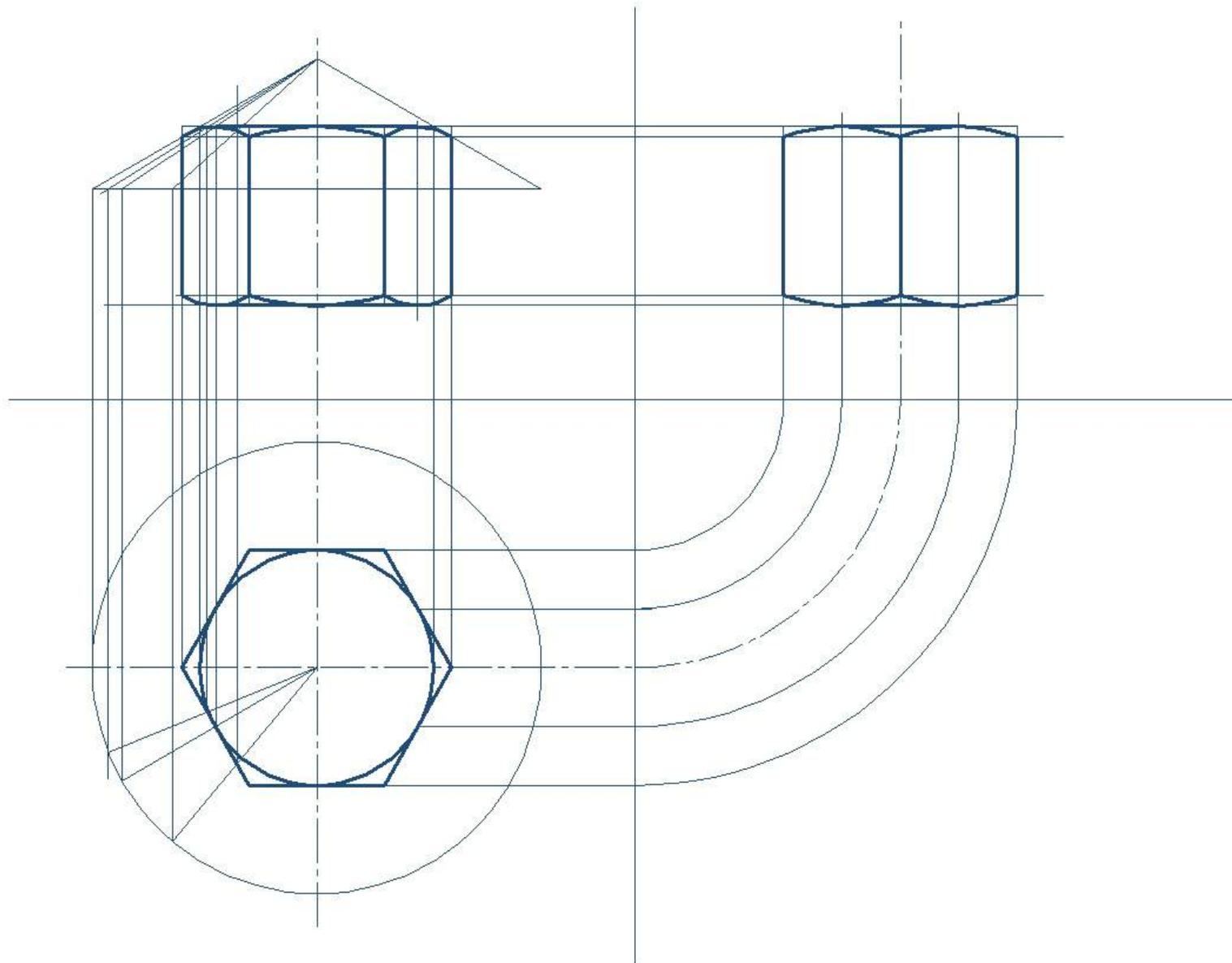
5



RAPPRESENTAZIONE REALE DI UN DADO:  
costruzione dei rami di iperbole equilatera  
(spigoli degli smussi definiti da una superficie conica)

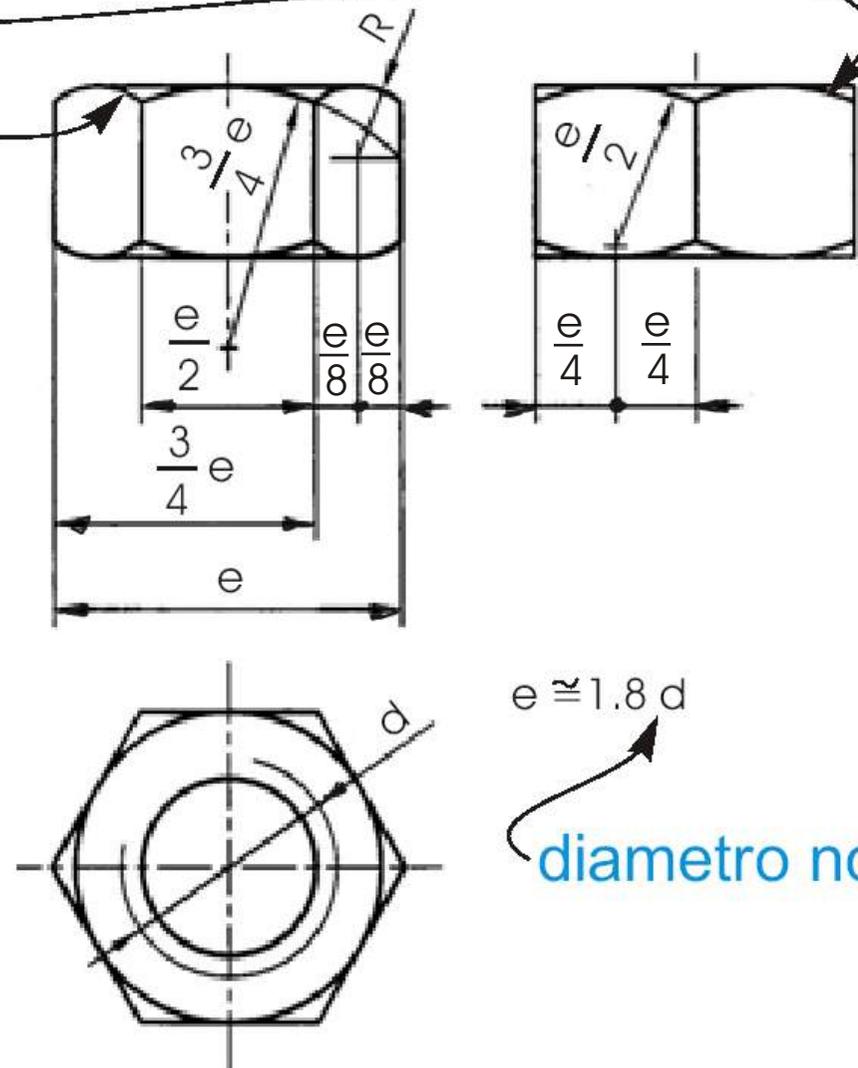


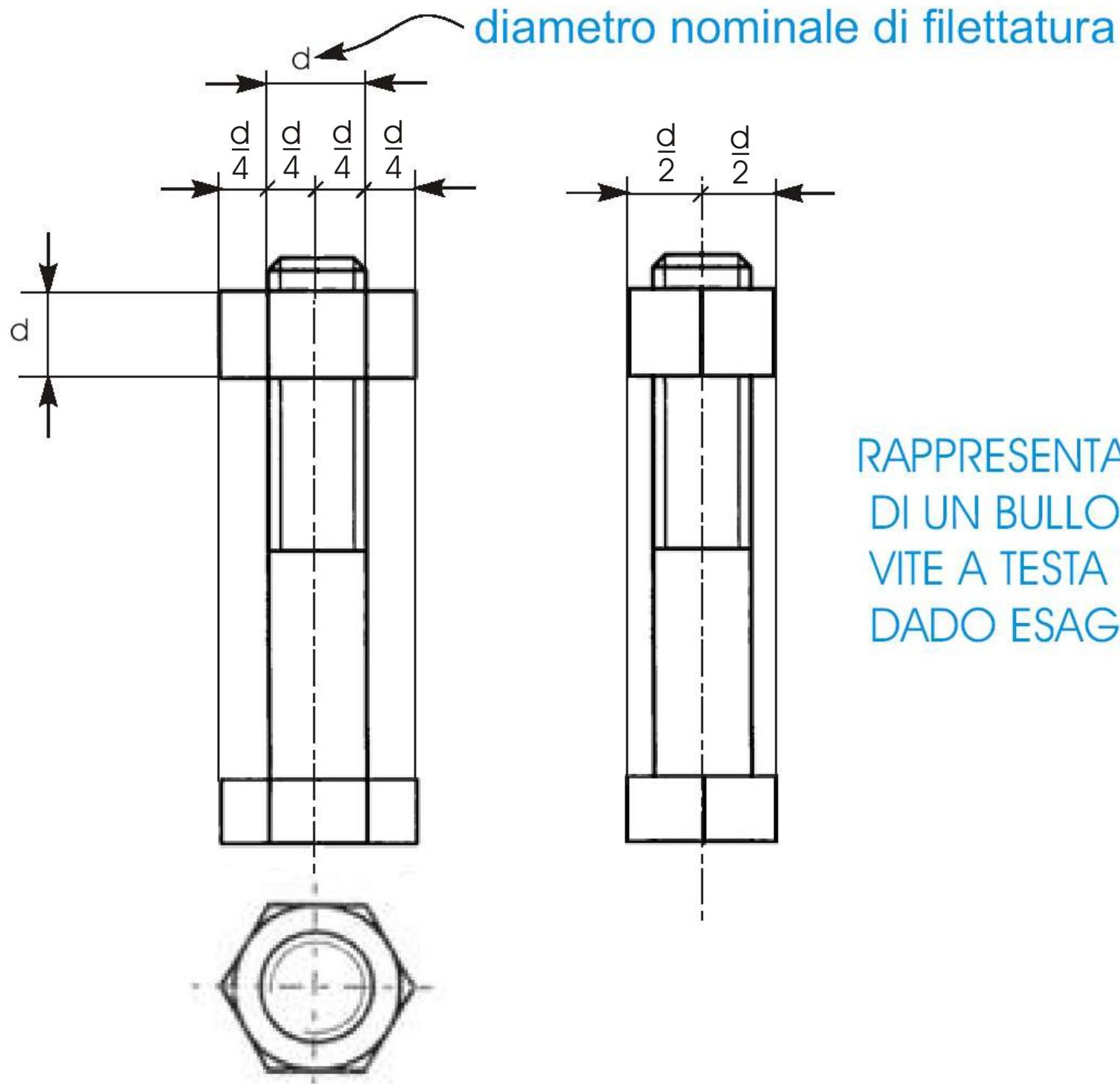
RAPPRESENTAZIONE REALE DI UN DADO:  
costruzione dei rami di iperbole equilatera  
(spigoli degli smussi definiti da una superficie conica)



# RAPPRESENTAZIONE CONVENZIONALE DEL DADO ESAGONALE (ED, ANALOGAMENTE, DI UNA TESTA ESAGONALE DI UNA VITE)

archi di circonferenza

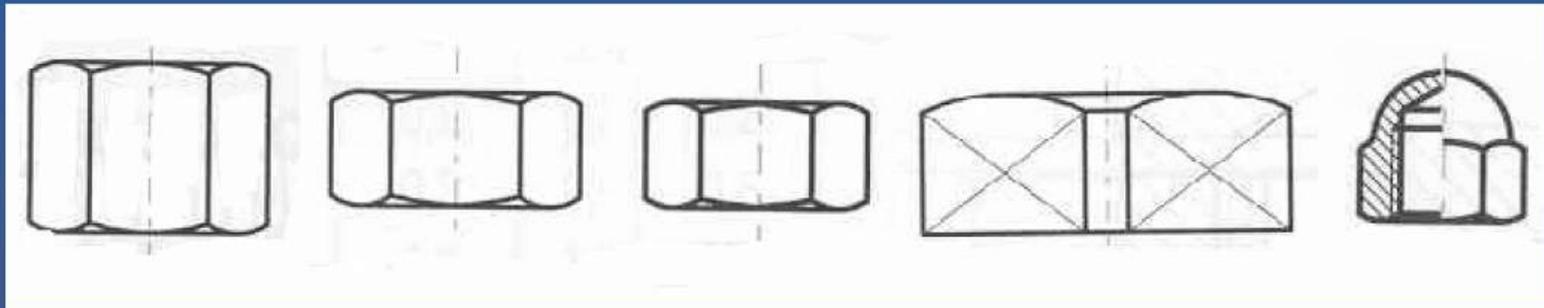




RAPPRESENTAZIONE SCHEMATICA  
DI UN BULLONE CON  
VITE A TESTA ESAGONALE E  
DADO ESAGONALE

## Tipologie di dadi

Il dado è un elemento con foro filettato utilizzato per realizzare collegamenti mediante bullone o prigioniero.



alto

normale

basso

quadro

a calotta

Da utilizzare per serraggio forte mediante mezzi di manovra (chiavi a forchetta, a tubo, ecc.)



zigrinato

con alette

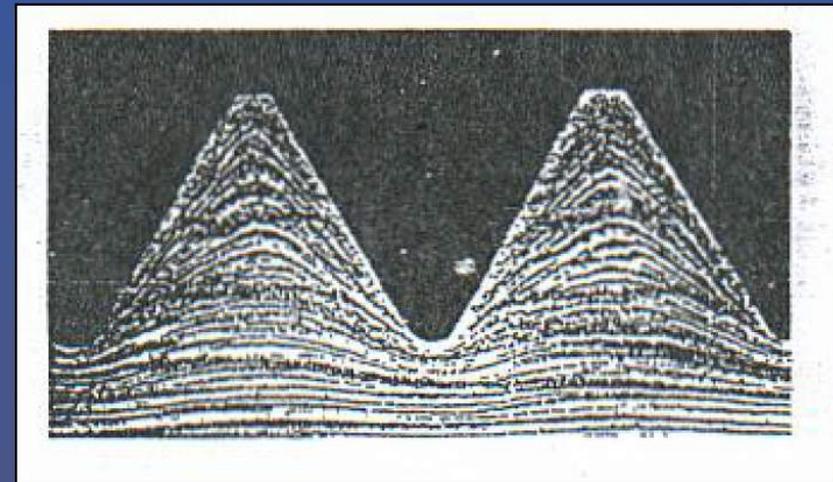
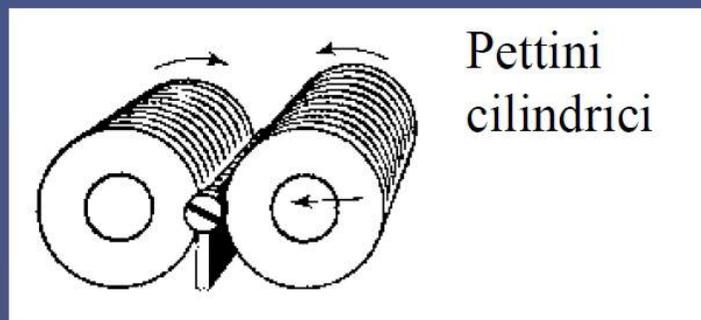
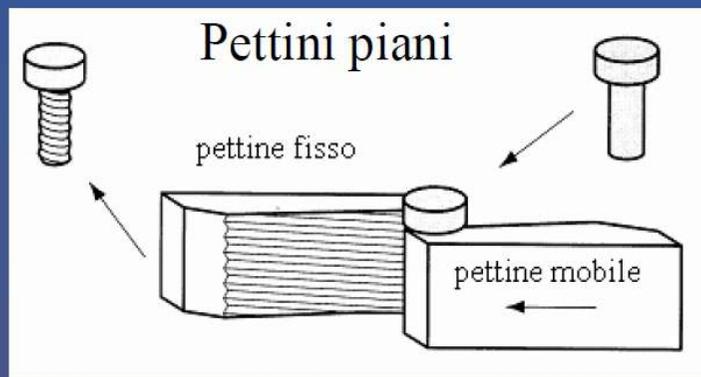
Si serrano a mano e dunque per collegamenti poco impegnativi

## Lavorazione delle filettature per deformazione plastica

Le filettature possono essere realizzate sostanzialmente con due differenti tecniche:

- ✓ *per deformazione plastica*
- ✓ per asportazione di truciolo

La formatura a freddo per *deformazione plastica* permette di lavorare solo filettature su *esterni* e poco si presta quando i materiali da lavorare sono ad elevata resistenza e/o è richiesta una precisione notevole. Grazie all'incrudimento indotto dal processo il filetto risulta più resistente all'usura e alla fatica meccanica.



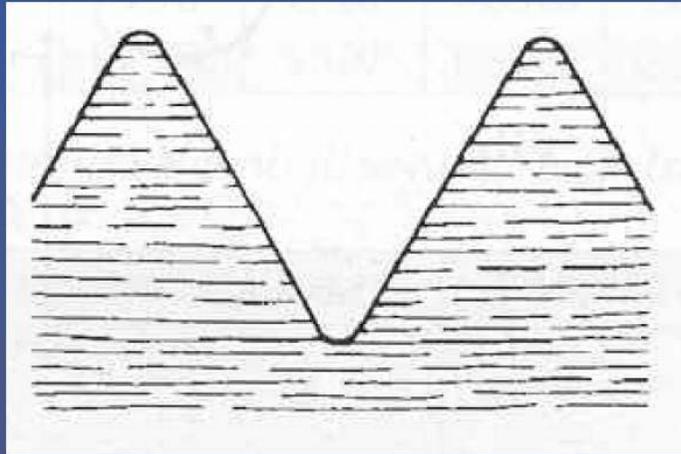
Orientamento della struttura fibrosa

## Lavorazione delle filettature per asportazione di truciolo

Le filettature possono essere realizzate sostanzialmente con due differenti tecniche:

- ✓ per deformazione plastica
- ✓ *per asportazione di truciolo*

Le lavorazioni per asportazione di truciolo vengono di norma eseguite mediante *maschi e filiere, fresatura* (quando sia richiesta elevata precisione), *tornitura*.



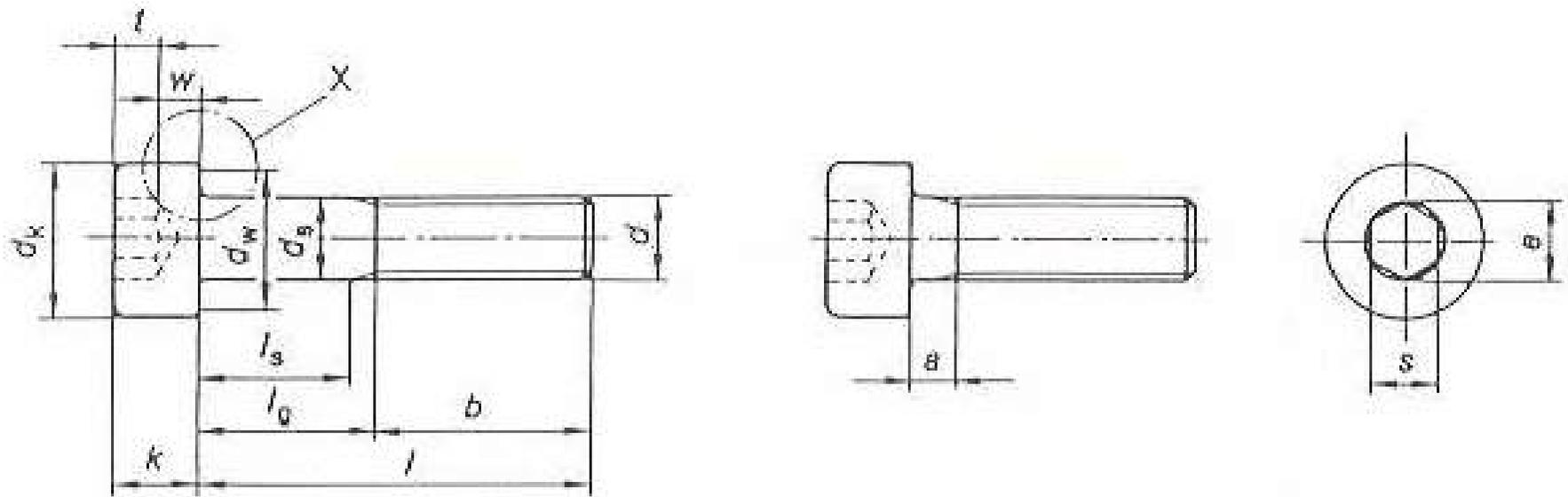
Poiché con le tecniche per asportazione di truciolo le fibre vengono “*tagliate*” e non “*compattate*” come nel caso precedente, le caratteristiche meccaniche degli elementi così ottenuti sono, in generale inferiori.

## Forma della testa delle viti e impieghi

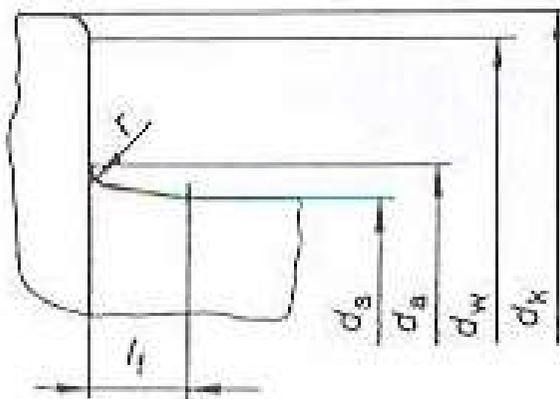
Ulteriori considerazioni interessanti riguardano le differenti *forme della testa* delle viti e i loro impieghi:

- la testa *esagonale* è la più usata e permette l' applicazione di forti momenti di serraggio. Richiede però una zona più ampia di appoggio, che deve essere pianata e perpendicolare all' asse della vite. Lo spazio di manovra necessario è più ampio che negli altri casi sia usando una chiave a forchetta o poligonale, sia usando una chiave a tubo;
- la testa *cilindrica con esagono incassato* viene utilizzata sia sporgente che completamente incassata nel pezzo. Il suo costo è maggiore ma essa permette di ridurre lo spazio di manovra e di conseguenza l' ingombro di tutto il pezzo con tutto quello che ne consegue;
- la testa *svasata* è sempre utilizzata accoppiandola con una svasatura conica corrispondente ricavata nel pezzo. Ne consegue che per un buon funzionamento gli assi delle due svasature devono poter coincidere e ciò non è sempre facilmente realizzabile se le viti e i fori sono numerosi sullo stesso pezzo o se i pezzi sono centrati tra loro in qualche altro modo; se c'è un disassamento, la testa della vite appoggia soltanto su una generatrice o deve flettersi, con conseguente aumento delle sollecitazioni nel gambo.  
Si tenga comunque presente che nel collegamento tra pezzi che devono avere una posizione reciproca ben definita, come ad esempio la coppia coperchio-recipiente o le due parti di una scatola di un riduttore, ecc., per il posizionamento o il centraggio si deve ricorrere a risalti o a spine: non si deve fare affidamento sulle viti che servono solo per il bloccaggio. Il posizionamento reciproco può essere realizzato con le viti solo se queste hanno il gambo liscio calibrato che si accoppia esattamente con i fori (in tolleranza) predisposti nei pezzi;
- la testa con *intaglio* dà scarso affidamento per l' applicazione del momento di serraggio, specialmente nel caso di frequenti montaggi e smontaggi. Più sicure sono le teste con *impronta a croce* molto usata nelle viti autofilettanti o ancora di più quelle con *esagono incassato*.

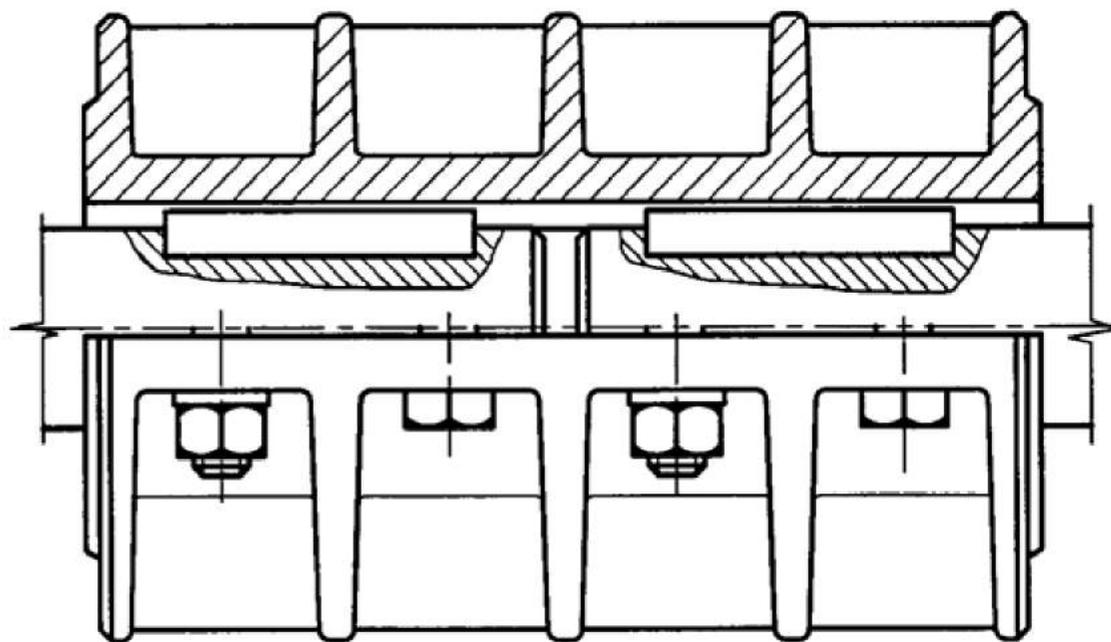
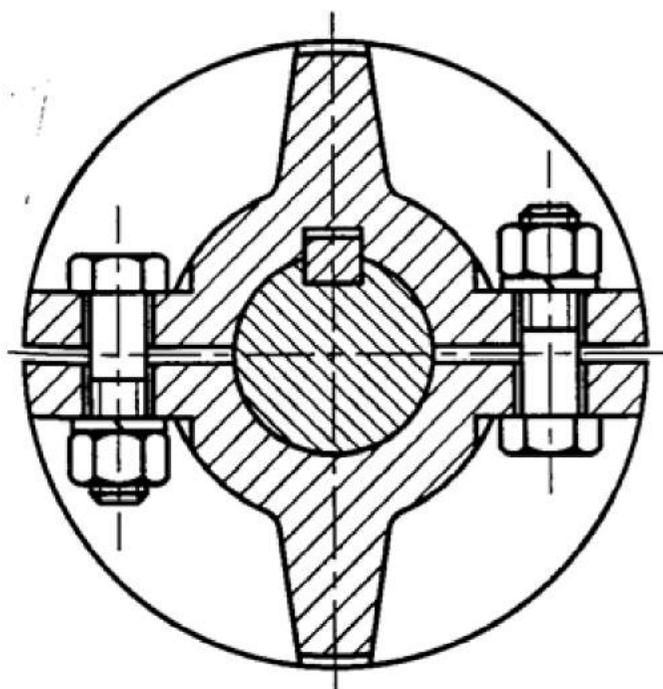
# Viti a testa cilindrica con esagono incassato

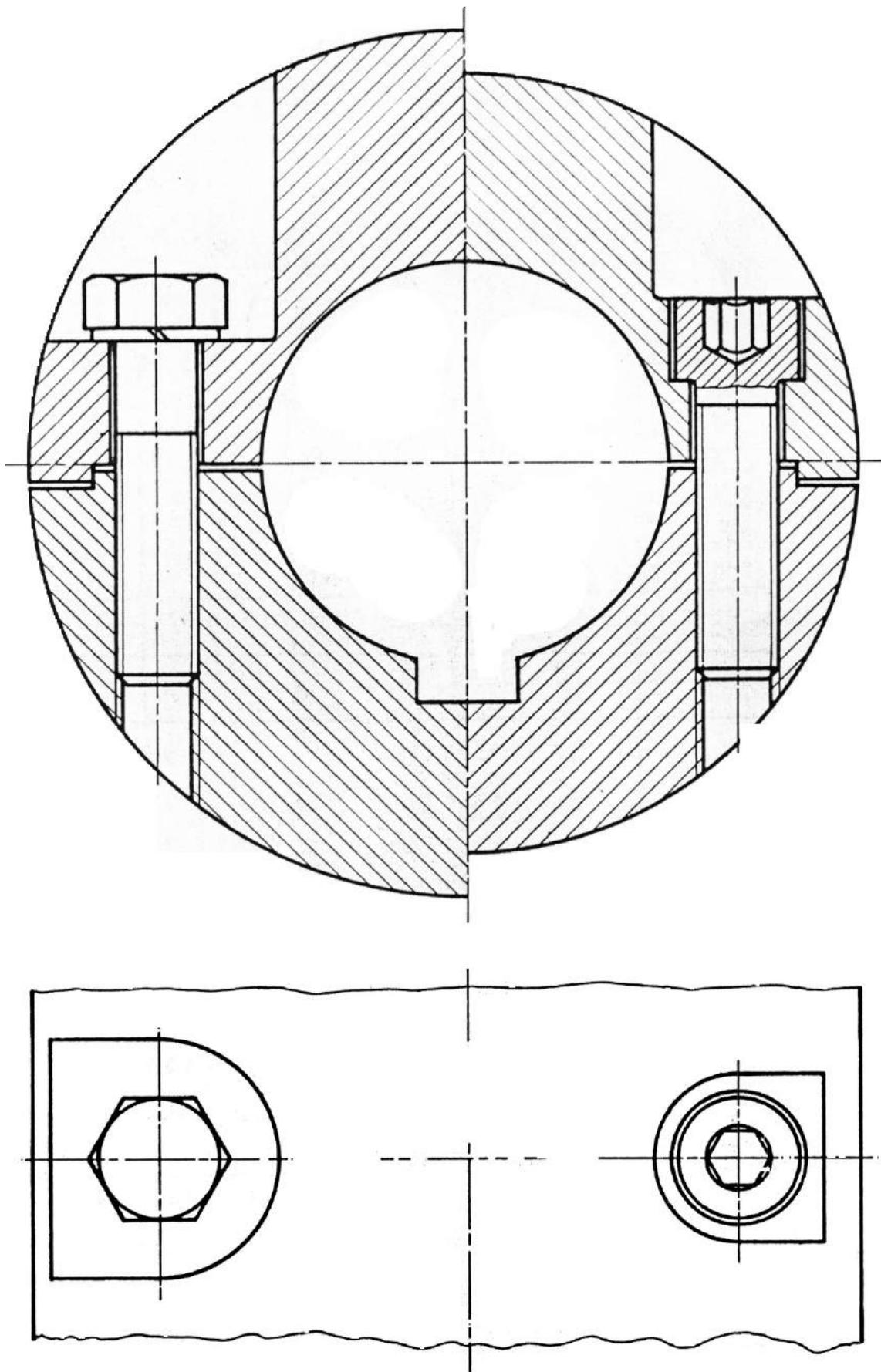


Particolare X



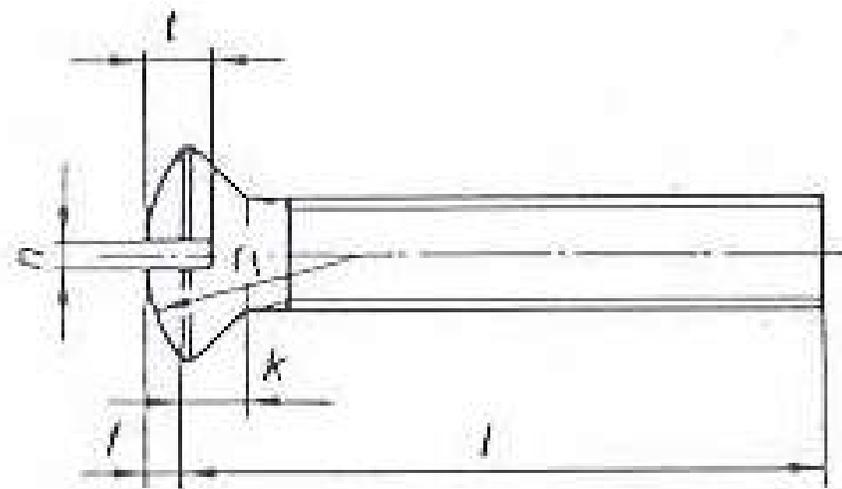
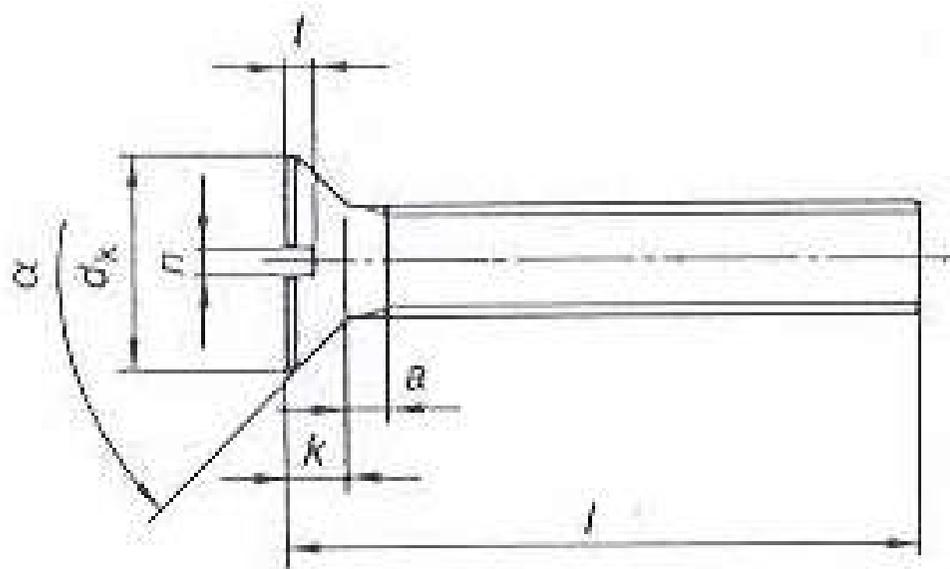
# GIUNTO A GUSCI



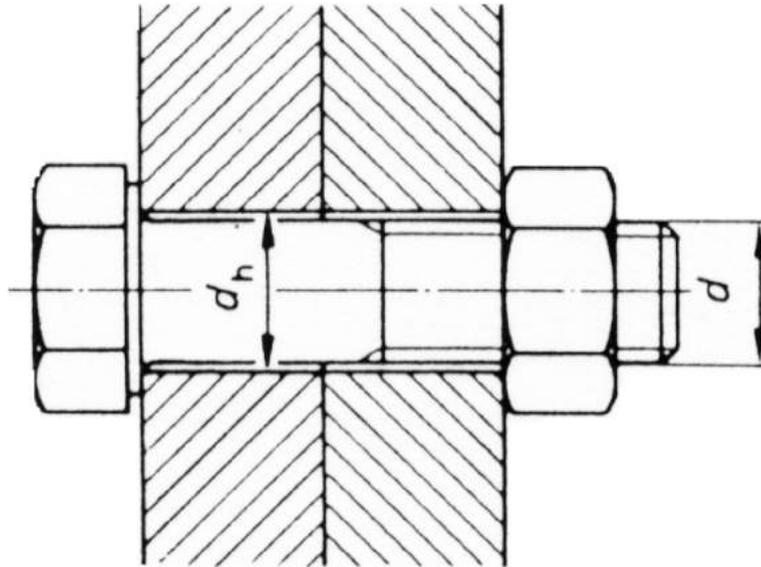


Collegamento delle due metà di un giunto, effettuato a sinistra con viti a testa esagonale e a destra con viti a testa cilindrica a cava esagonale. Queste ultime permettono una riduzione generale dell'ingombro del pezzo, oltre ad eliminare pericoli di infortunio. Si noti che il centraggio tra le due metà del giunto è affidato ad un risalto e non alle viti.

## Viti a testa svasata con intaglio



# Diametri dei fori passanti per viti



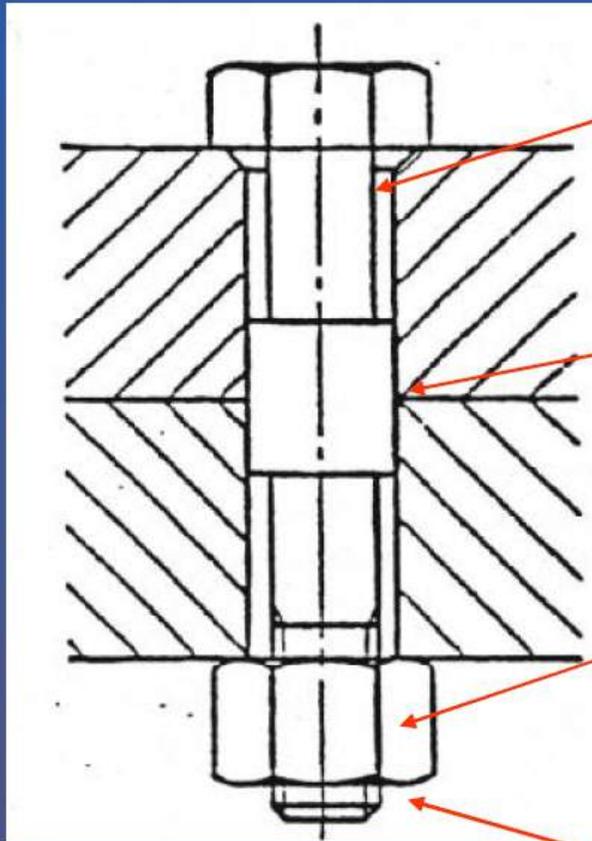
Dimensioni in millimetri

Diametro di filettatura $d$	fine	Serie media	grossolana
	Foro passante $d_h$		
1	1,1	1,2	1,3
1,2	1,3	1,4	1,5
1,4	1,5	1,6	1,8
1,6	1,7	1,8	2
1,8	2	2,1	2,2
2	2,2	2,4	2,6
2,5	2,7	2,9	3,1
3	3,2	3,4	3,6
3,5	3,7	3,9	4,2
4	4,3	4,5	4,8
4,5	4,8	5	5,3
5	5,3	5,5	5,8
6	6,4	6,6	7
7	7,4	7,6	8
8	8,4	9	10
10	10,5	11	12
12	13	13,5	14,5
14	15	15,5	16,5
16	17	17,5	18,5
18	19	20	21
20	21	22	24
22	23	24	26
24	25	26	28
27	28	30	32
30	31	33	35
33	34	36	38
36	37	39	42
39	40	42	45

Diametro di filettatura $d$	fine	Serie media	grossolana
	Foro passante $d_h$		
42	43	45	48
45	46	48	52
48	50	52	56
52	54	56	62
56	58	62	66
60	62	66	70
64	66	70	74
68	70	74	78
72	74	78	82
76	78	82	86
80	82	86	91
85	87	91	96
90	93	96	101
95	98	101	107
100	104	107	112
105	109	112	117
110	114	117	122
115	119	122	127
120	124	127	132
125	129	132	137
130	134	137	144
140	144	147	155
150	155	158	165

## Collegamenti filettati mediante vite calibrata

Quando occorre una guida precisa per il collegamento filettato si usano le viti calibrate.



Il gambo della vite ha un diametro inferiore rispetto al foro

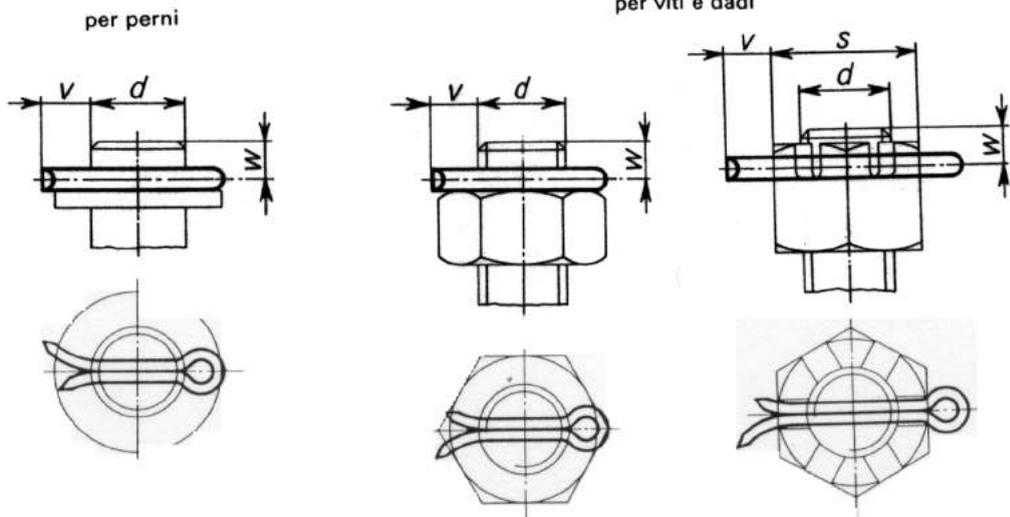
Il tratto cilindrico centrale ha diametro pari a quello del foro ( a meno delle tolleranze)

Esistono diverse tipologie di dadi i più comuni sono del tipo *alto*, *normale* e *basso*, per i quali il rapporto tra l'altezza ed il diametro,  $H/D$ , vale rispettivamente  $\sim 1$ ,  $\sim 0.8$ ,  $\sim 0.5$ .

L'estremità della vite deve sporgere oltre il dado

# ALCUNI DISPOSITIVI ANTISVITAMENTO

# COPIGLIE



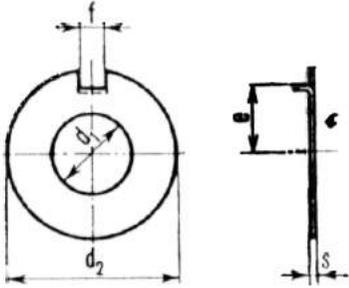
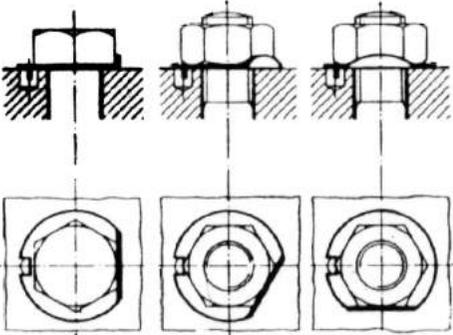
COPIGLIE																				
$a \text{ min.} = 0,5 a \text{ max.}$																				
Dimensioni in mm																				
Diametro nominale *	$l$ h 17														$d$		$a$	$b$	$c$	
	4	5	6	8	10	12	16	20	25	28	32	36	40	45	50	min.	max.	max.	=	min.
0,6	4	5	6	8	10	12									0,4	0,5	1,6	2	0,9	1
0,8	5	6	8	10	12	14	16								0,6	0,7	1,6	2,4	1,2	1,4
1	6	8	10	12	14	16	18	20							0,8	0,9	1,6	3	1,6	1,8
1,2	8	10	12	14	16	18	20	22	25						0,9	1	2,5	3	1,7	2
1,6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32				1,3	1,4	2,5	3,2	2,4	2,8
2	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40			1,7	1,8	2,5	4	3,2	3,6
2,5	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50		2,1	2,3	2,5	5	4	4,6
3,2	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	2,7	2,9	3,2	6,4	5,1	5,8
4	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	71	80	3,5	3,7	4	8	6,5	7,4
5	22	25	28	32	36	40	45	50	63	71	80	90	100		4,4	4,6	4	10	8	9,2
6,3	32	36	40	45	50	63	71	80	90	100	112	125			5,7	5,9	4	12,6	10,3	11,8
8	40	45	50	63	71	80	90	100	112	125	140	160			7,3	7,5	4	16	13,1	15
10	45	50	63	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200		9,3	9,5	6,3	20	16,6	19
13	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200	224	250			12,1	12,4	6,3	26	21,7	24,8
16	112	125	140	160	180	200	224	250	280						15,1	15,4	6,3	32	27	30,8
20	160	180	200	224	250	280									19	19,3	6,3	40	33,8	38,6

\* Il diametro nominale della copiglia è, per convenzione, il relativo diametro del foro passante  
Per quest'ultimo viene raccomandata la zona di tolleranza H12 per diametri di foro fino a 2,5 mm, la zona di tolleranza H13 per diametri di foro oltre 2,5 fino a 10 mm e la zona di tolleranza H14 per diametri di foro oltre 10 mm.

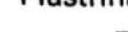
# ROSETTE

Dimensioni in mm

## ROSETTE DI SICUREZZA CON NASELLO

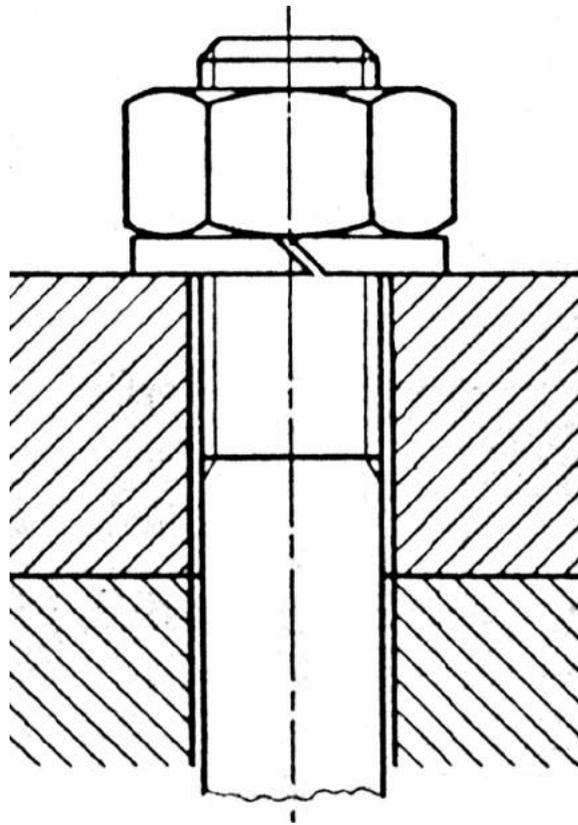
	Per bulloneria con diametro di filettatura	Indicazione per la designazione d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	e	f	s
		<b>3</b>	<b>3,2</b>	11	4,5	2,5
	<b>4</b>	<b>4,3</b>	14	5,5	2,5	0,3
	<b>5</b>	<b>5,3</b>	17	7	3,5	0,4
	<b>6</b>	<b>6,4</b>	18	7	3,5	0,5
	<b>7</b>	<b>7,4</b>	19	7,5	3,5	0,5
	<b>8</b>	<b>8,4</b>	23	9	3,5	0,5
	<b>10</b>	<b>10,5</b>	26	10	4,5	0,5
	<b>12</b>	<b>13</b>	29	10,5	4,5	1
	<b>14</b>	<b>15</b>	33	12,5	4,5	1
	<b>16</b>	<b>17</b>	40	15	5,5	1
	<b>18</b>	<b>19</b>	40	15	6	1
	<b>20</b>	<b>21</b>	45	17,5	6	1
	<b>22</b>	<b>23</b>	50	20	7	1
	<b>24</b>	<b>25</b>	50	20	7	1
	<b>27</b>	<b>28</b>	57	22,5	9	1,6
	<b>30</b>	<b>31</b>	63	25,5	9	1,6
	<b>33</b>	<b>34</b>	68	28	9	1,6
	<b>36</b>	<b>37</b>	75	31	11	1,6
	<b>39</b>	<b>40</b>	82	33	11	1,6
	<b>42</b>	<b>43</b>	89	36	11	1,6
	<b>45</b>	<b>46</b>	95	38	13	1,6
	<b>48</b>	<b>50</b>	102	41	13	1,6
	<b>52</b>	<b>54</b>	107	43	13	2

# ROSETTE

ROSETTE DI SICUREZZA CON LINGUETTA		E PIASTRINE DI SICUREZZA							
	Per bulloneria con diametro di filettatura	Indicazione per la designazione $d = d_1$	l	s	Rosette			Piastrine	
					b	$d_2$	r	b	c
	<b>3</b>	<b>3,2</b>	13	0,3	4	11	2	7	6
	<b>4</b>	<b>4,3</b>	14	0,3	5	14	2	8	7
	<b>5</b>	<b>5,3</b>	16	0,4	6	17	3	10	9
	<b>6</b>	<b>6,4</b>	18	0,5	7	18	5	12	9
	<b>7</b>	<b>7,4</b>	20	0,5	7	19	5	14	10
	<b>8</b>	<b>8,4</b>	20	0,5	8	23	5	16	12
	<b>10</b>	<b>10,5</b>	22	0,5	10	26	8	20	13
	<b>12</b>	<b>13</b>	28	1	12	29	10	22	15
	<b>14</b>	<b>15</b>	28	1	12	33	10	26	17
	<b>16</b>	<b>17</b>	32	1	15	40	10	32	20
	<b>18</b>	<b>19</b>	36	1	18	40	12	32	20
	<b>20</b>	<b>21</b>	36	1	18	45	12	38	23
	<b>22</b>	<b>23</b>	42	1	20	50	12	42	25
	<b>24</b>	<b>25</b>	42	1	20	50	15	42	25
	<b>27</b>	<b>28</b>	48	1,6	23	57	15	48	29
	<b>30</b>	<b>31</b>	52	1,6	26	63	15	54	32
	<b>33</b>	<b>34</b>	56	1,6	28	68	15	58	34
	<b>36</b>	<b>37</b>	60	1,6	30	75	15	64	38
	<b>39</b>	<b>40</b>	64	1,6	32	82	15	70	41
	<b>42</b>	<b>43</b>	70	1,6	35	89	15	75	45
	<b>45</b>	<b>46</b>	75	1,6	38	95	15	82	48
	<b>48</b>	<b>50</b>	80	1,6	40	102	18	88	51
	<b>52</b>	<b>54</b>	85	2	44	107	18	94	54

Rosette e piastrine di sicurezza.

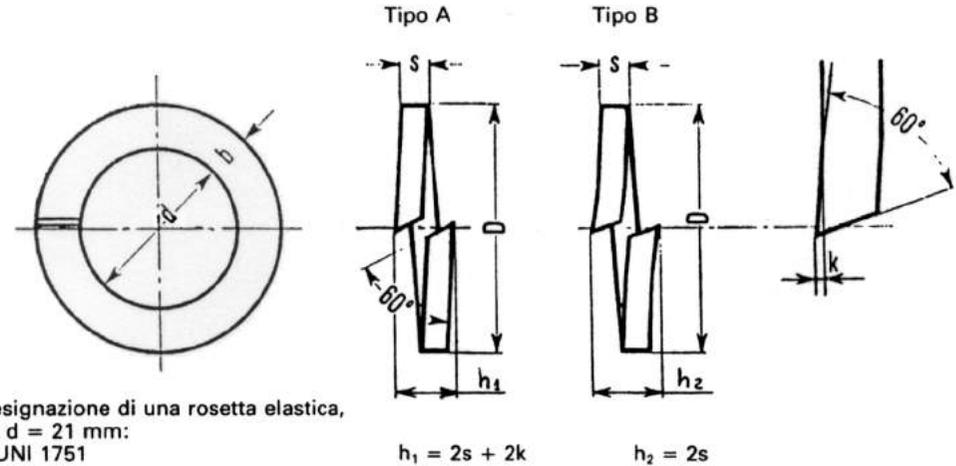
# ROSETTE



Rosetta Grower  
utilizzata con vite  
e dado con  
filettatura destra

ROSETTE ELASTICHE - UNI 1751								
Per viti con diametro di filettatura Whitworth			Indicazione per la designazione	d mm	b mm	s mm	k mm	D mm
metrica mm	pollici	mm						
2	—	—	2,2	2,2 <sup>-0,1</sup> / <sub>+0,2</sub>	0,9 ± 0,1	0,5 ± 0,1		4
2,3	—	—	2,5	2,5 <sup>-0,1</sup> / <sub>+0,2</sub>	1 ± 0,1	0,6 ± 0,1		4,5
2,6	—	—	2,8	2,8 <sup>-0,1</sup> / <sub>+0,2</sub>	1 ± 0,1	0,6 ± 0,1		4,8
3	—	—	3,2	3,2 <sup>-0,1</sup> / <sub>+0,2</sub>	1,3 ± 0,1	0,8 ± 0,1		5,8
3,5	—	—	3,7	3,7 <sup>-0,1</sup> / <sub>+0,2</sub>	1,3 ± 0,1	0,8 ± 0,1	0,15	6,3
4	—	—	4,3	4,3 <sup>-0,1</sup> / <sub>+0,2</sub>	1,5 ± 0,1	0,9 ± 0,1	0,15	7,3
4,5	—	—	4,8	4,8 <sup>-0,1</sup> / <sub>+0,2</sub>	1,8 ± 0,1	1,2 ± 0,1	0,15	8,4
5	—	—	5,3	5,3 <sup>-0,1</sup> / <sub>+0,2</sub>	1,8 ± 0,1	1,2 ± 0,1	0,15	8,9
6	—	—	6,4	6,4 <sup>-0,1</sup> / <sub>+0,3</sub>	2,5 ± 0,15	1,6 ± 0,1	0,2	11,4
—	1/4	6,35	6,7	6,7 <sup>-0,1</sup> / <sub>+0,3</sub>	2,5 ± 0,15	1,6 ± 0,1	0,2	11,7
7	—	—	7,4	7,4 <sup>-0,1</sup> / <sub>+0,3</sub>	2,5 ± 0,15	1,6 ± 0,1	0,25	12,4
8	5/16	7,94	8,4	8,4 <sup>-0,1</sup> / <sub>+0,3</sub>	3 ± 0,15	2 ± 0,1	0,3	14,4
9	—	—	9,5	9,5 <sup>-0,2</sup> / <sub>+0,3</sub>	3 ± 0,15	2 ± 0,1	0,3	15,5

ROSETTE ELASTICHE - UNI 1751



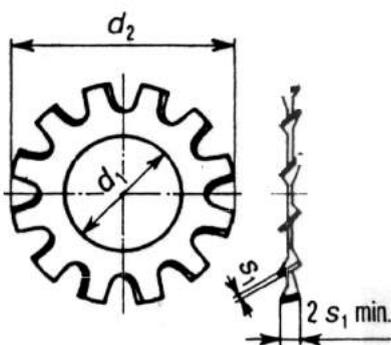
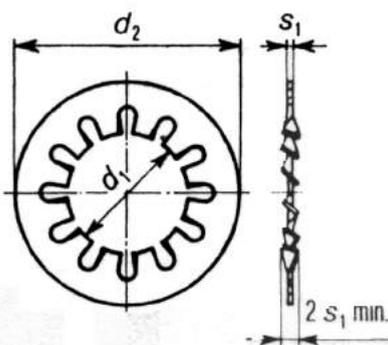
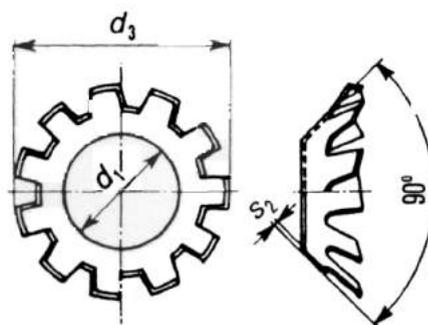
Le rosette della presente unificazione sono adatte per viti con filettatura destra.

Per rosette per viti con filettatura sinistra, la designazione deve essere completata con l'indicazione: per vite sinistra.

**COM**
**Rosette elastiche dentate**
**UNI  
8841**

 Sostituisce UNI 3703, UNI 3704, UNI 3706 e UNI 3707<sup>1)</sup>
**Toothed lock washers**

Dimensioni in mm

**Forma A**  
(piana con dentatura esterna)

**Forma J**  
(piana con dentatura interna)

**Forma V**  
(svasata con dentatura esterna)

 Esempio di designazione di una rosetta elastica dentata, forma J  
(piana con dentatura interna), per viti con diametro nominale di 6 mm:

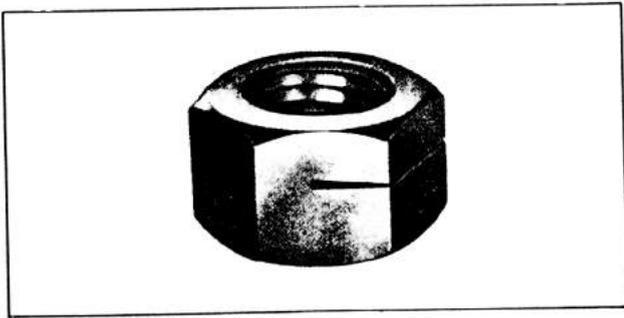
**Rosetta UNI 8841-J6**  
(vedere anche 1, 3, 4, 6 e 7)

Diametro nominale vite	$d_1$ H13	$d_2$ h14	$d_3$ ≈	$s_1$	$s_2$	Forma		Carico di collaudo N (vedere 5)
						A e J	V	
						Numero di denti minimo		
1,6	1,7	3,6	—	0,3	—	6	—	450
1,8	2	4	—	0,3	—	6	—	450
2	2,2	4,5	4,2	0,3	0,2	6	6	700
2,2	2,4	5	—	0,4	0,2	6	6	1 000
2,5	2,7	5,5	5,1	0,4	0,2	6	6	1 100
3	3,2	6	6	0,4	0,2	6	6	1 500
3,5	3,7	7	7	0,5	0,25	6	6	2 700
4	4,3	8	8	0,5	0,25	8	8	4 000
5	5,3	10	9,8	0,6	0,3	8	8	6 550
6	6,4	11	11,8	0,7	0,4	8	10	9 250
7	7,4	12,5	—	0,8	—	8	—	13 600
8	8,4	15	15,3	0,8	0,4	8	10	17 000
10	10,5	18	19	0,9	0,5	9	10	27 100
12	13	20,5	23	1	0,5	10	10	39 500
14	15	24	26,2	1	0,6	10	12	54 000
16	17	26	30,2	1,2	0,6	12	12	75 000
18	19	30	—	1,4	—	12	—	90 500
20	21	33	—	1,4	—	12	—	117 000
22	23	36	—	1,5	—	14	—	145 000
24	25	38	—	1,5	—	14	—	169 000
27	28	44	—	1,6	—	14	—	221 000
30	31	48	—	1,6	—	14	—	269 000

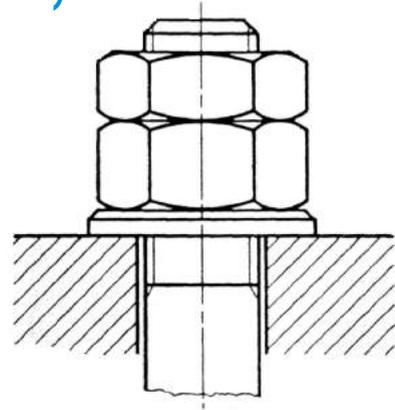
(segue)

1) Con l'emissione della presente norma, la UNI 3705 è soppressa.

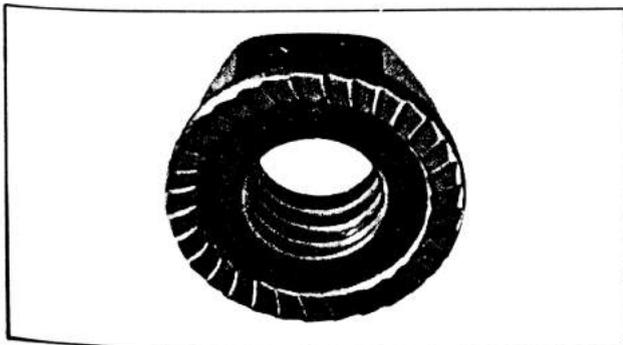
## ALTRI DISPOSITIVI ANTISVITAMENTO (basati sull'attrito)



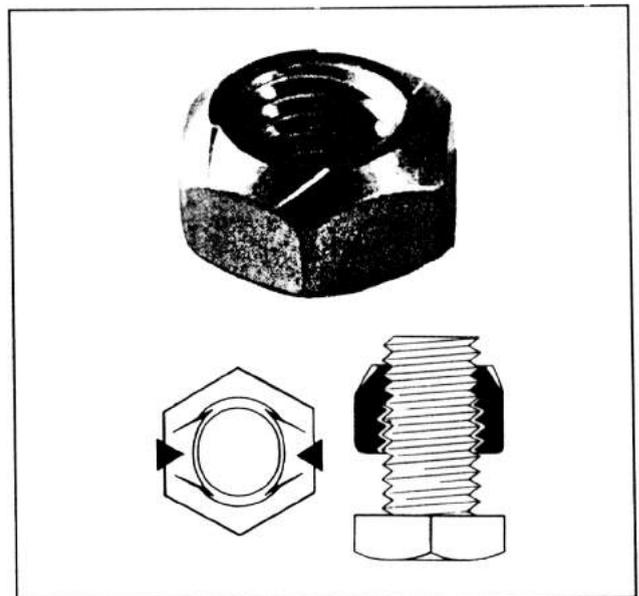
Dado con taglio trasversale: la parte superiore è piegata verso il basso e dà origine ad un maggior attrito tra i filetti. (*Dado Snep*).



Controdado. I due dadi rimangono bloccati uno contro l'altro e il forte attrito tra i filetti ne impedisce la rotazione



Dadi con bordino con dentellatura carbonittrurata contro lo sbloccaggio (*Thi-Bloc*).



L'effetto autofrenante è ottenuto ovalizzando, con una deformazione controllata, la parte superiore del dado. (*Dado Thi-sert*).

COLLEGAMENTI ALBERO-MOZZO  
CON  
CHIAVETTE, LINGUETTE E SPINE

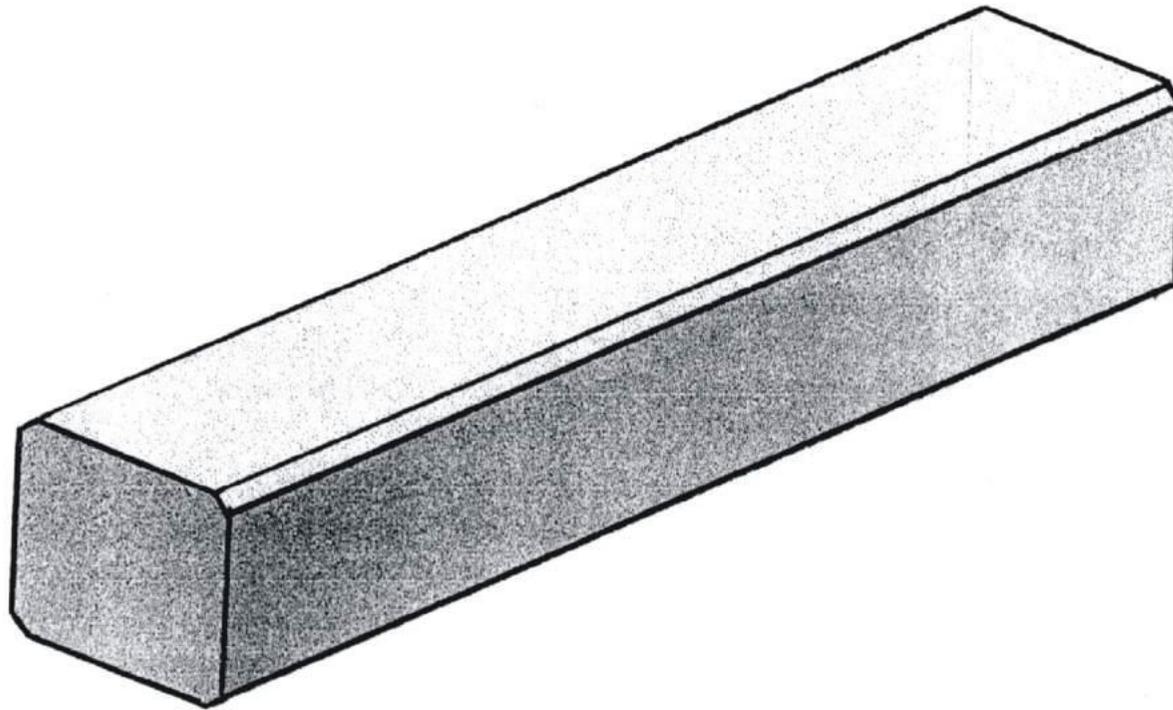
## *DEFINIZIONE DI ASSE*

Solido solitamente di forma cilindrica, anche con variazioni di diametro, sviluppato in lunghezza, sollecitato alla sola flessione e, di regola, anche al taglio associato.

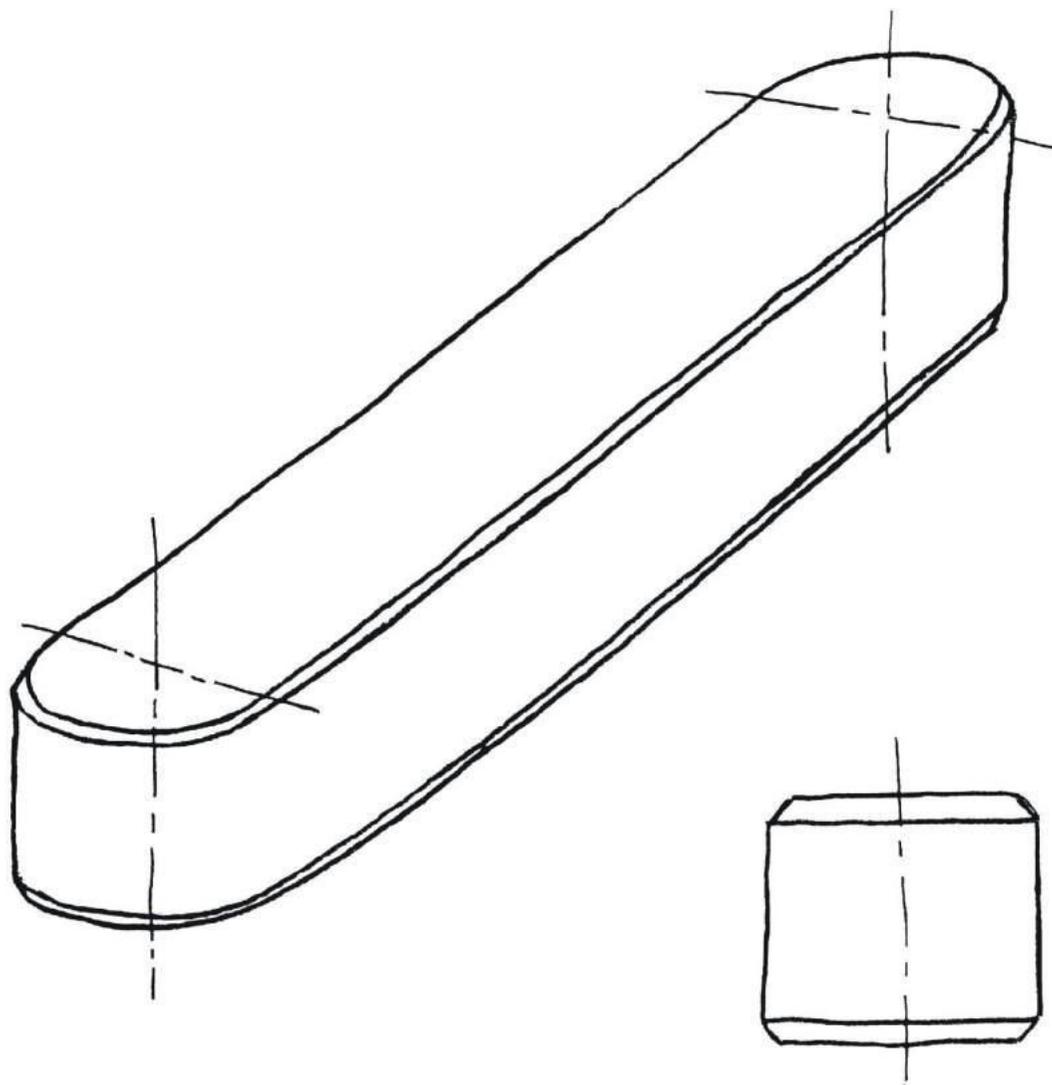
## *DEFINIZIONE DI ALBERO*

Solido solitamente di forma cilindrica, anche con variazioni di diametro, sviluppato in lunghezza, sollecitato a torsione ed eventualmente a flessione e taglio (e a sforzo normale)

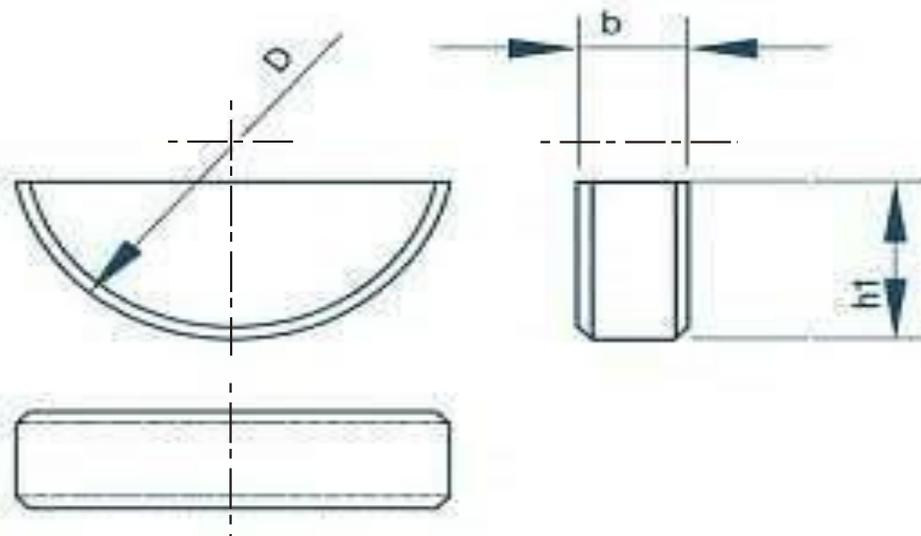
LINGUETTA DIRITTA



# LINGUETTA ARROTONDATA

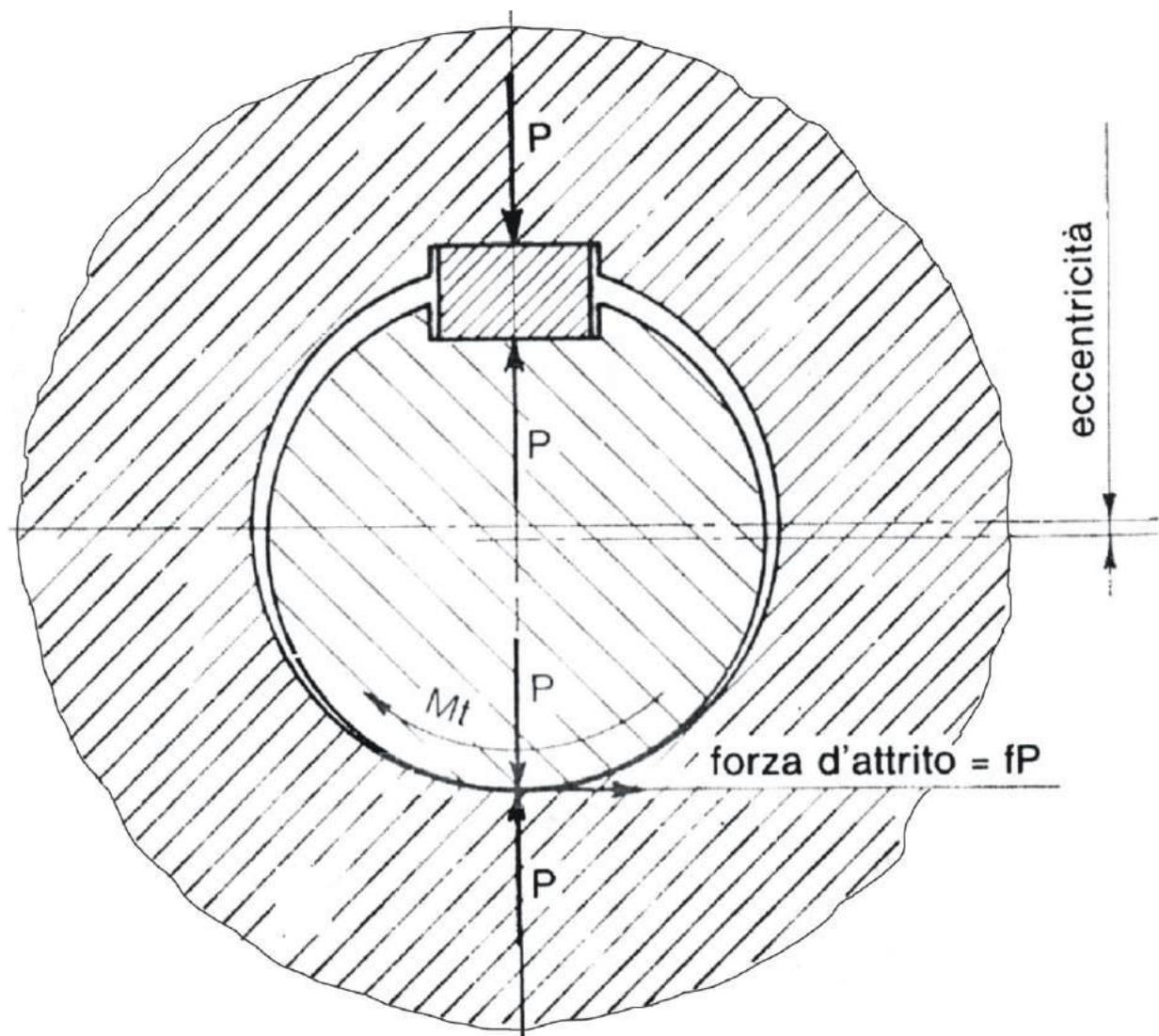


# LINGUETTE A DISCO



COLLEGAMENTO  
ALBERO-MOZZO  
CON

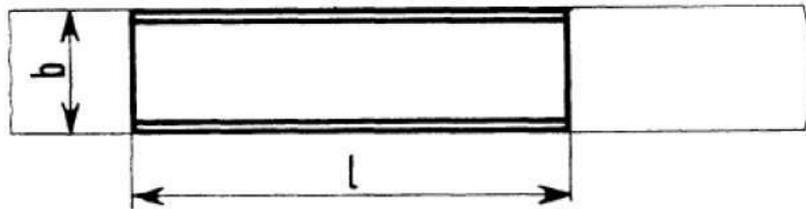
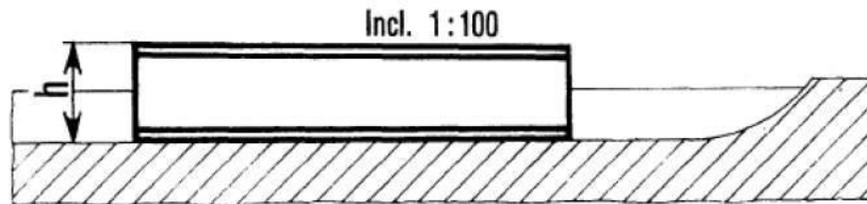
CHIAVETTA



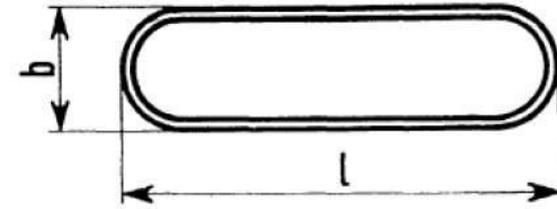
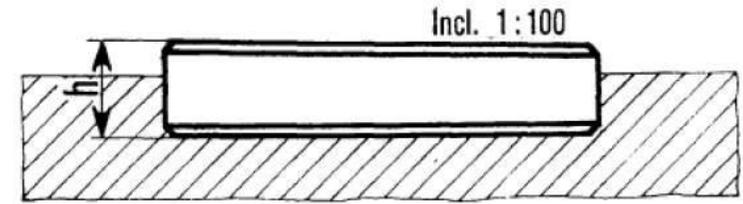
Il forzamento della **chiavetta** cuneiforme dà origine ad una forza  $P$  che tende a spostare albero e mozzo uno rispetto all'altro e a dare origine ad una eccentricità. In posizione diametralmente opposta alla chiavetta albero e mozzo sono premuti uno contro l'altro da una forza  $P$ . Quando l'albero ruota trascina con sé anche il mozzo per effetto dell'attrito, senza che vi sia scorrimento tra le due superficie a contatto.

# Chiavette (UNI 6607)

**Forma A**  
(diritta)



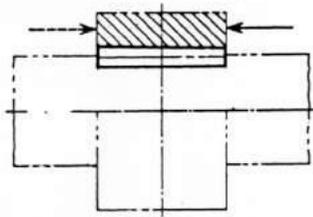
**Forma B**  
(arrotondata)



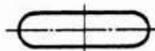
Esempio di designazione di una chiavetta, forma **A** (diritta), avente sezione  $b \times h = 22 \text{ mm} \times 14 \text{ mm}$  e lunghezza  $l = 140 \text{ mm}$ :

**Chiavetta A 22 x 14 x 140 UNI 6607-69**

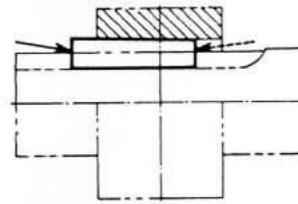
# CHIAVETTE



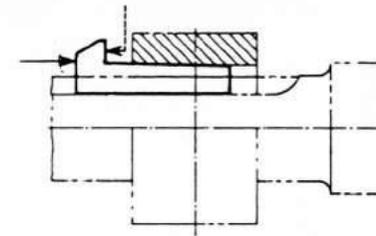
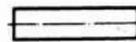
Forma A\*  
(arrotondata)



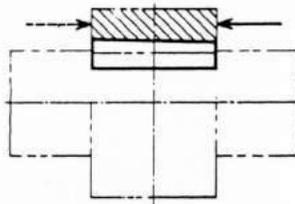
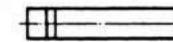
CHIAVETTE  
UNI 6607



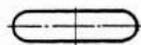
Forma B\*  
(diritta)



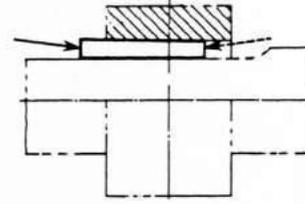
CHIAVETTE CON NASELLO  
UNI 6608



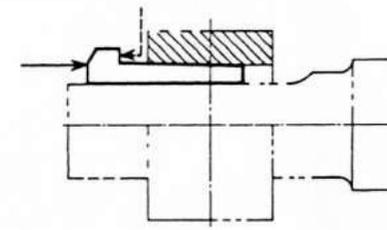
Forma A\*  
(arrotondata)



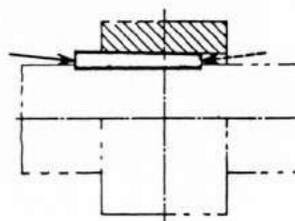
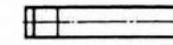
CHIAVETTE  
RIBASSATE  
UNI 7511



Forma B\*  
(diritta)

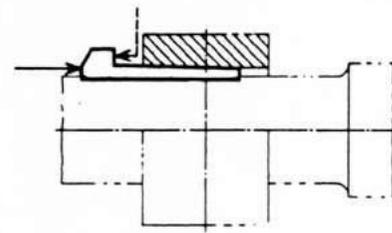


CHIAVETTE RIBASSATE CON NASELLO  
UNI 7512

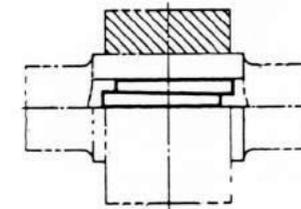


CHIAVETTE RIBASSATE CONCAVE  
UNI 7513

$\frac{1}{4}Ma$



CHIAVETTE RIBASSATE  
CONCAVE CON NASELLO UNI 7514



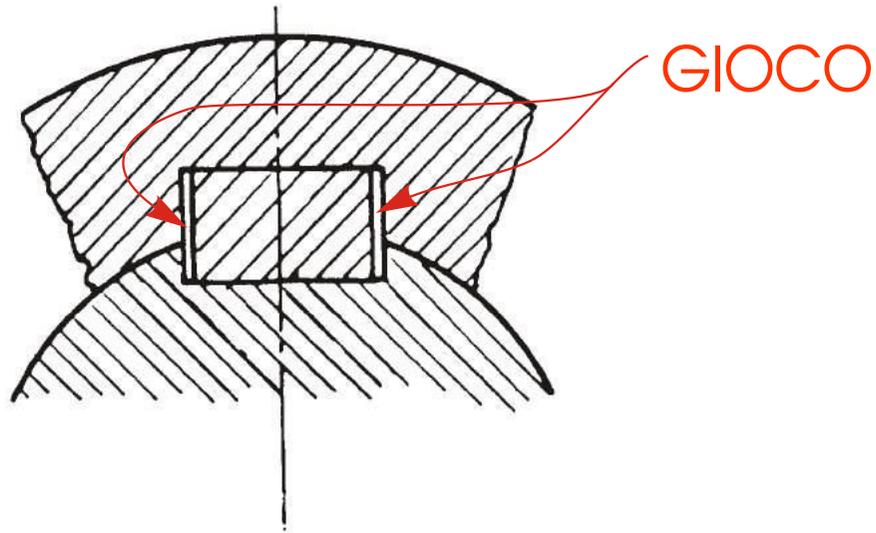
CHIAVETTE TANGENZIALI  
UNI 7515

$Ma$

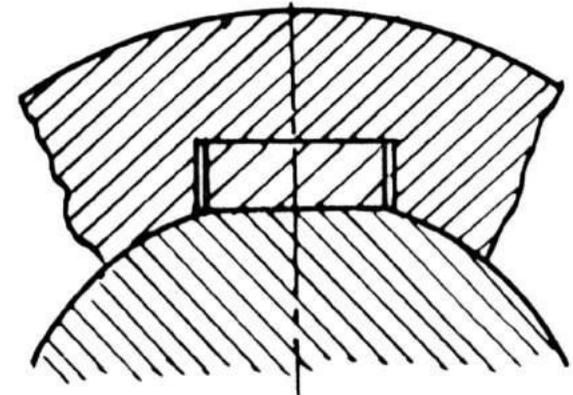
$\frac{1}{2}Ma$

Per forzare la chiavetta al montaggio agire secondo la freccia a tratto continuo —————  
Per liberare la chiavetta allo smontaggio agire secondo la freccia a tratto discontinuo - - - - -

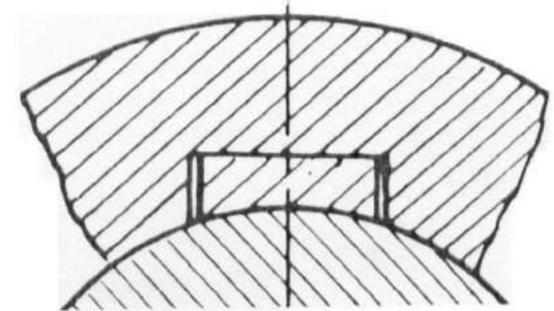
\* In caso di particolari esigenze le forme A e B possono anche essere combinate: un'estremità arrotondata e l'altra diritta. In tale caso il simbolo della forma è C.



RAPPRESENTAZIONE CONVENZIONALE  
DI UN COLLEGAMENTO CON  
CHIAVETTA

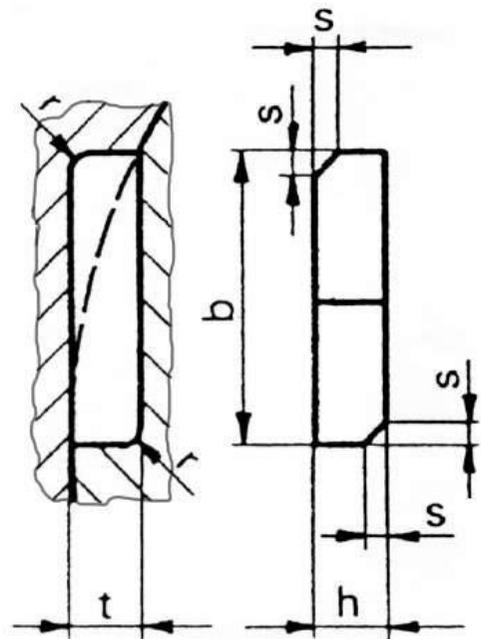
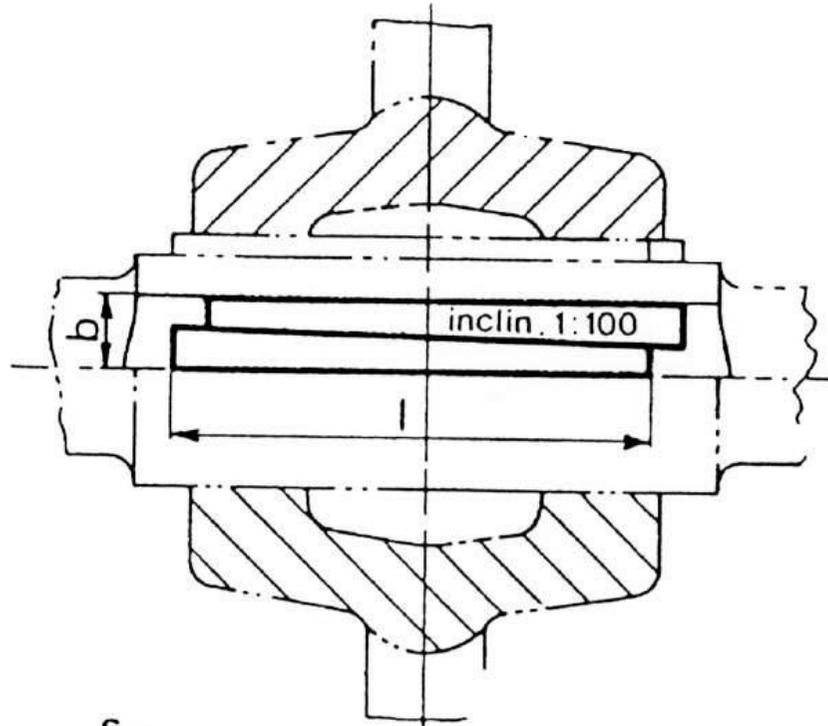
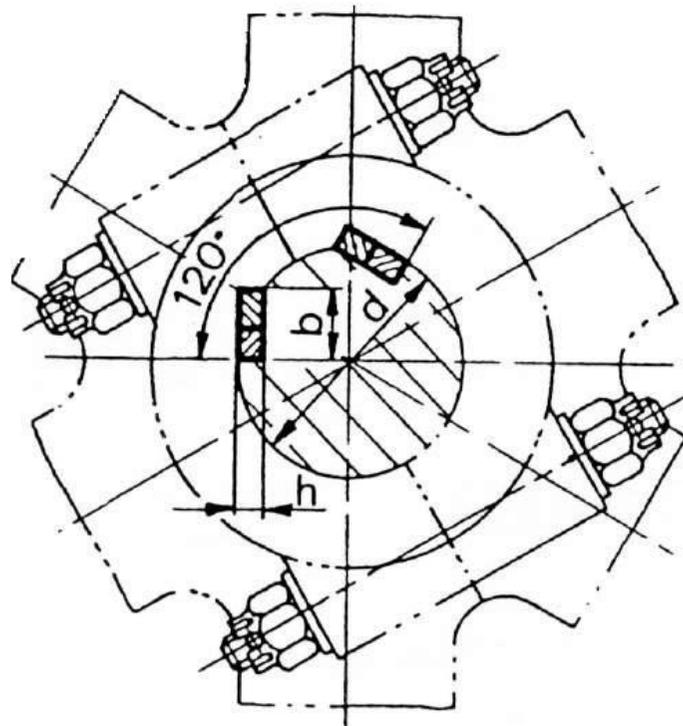


CHIAVETTA RIBASSATA



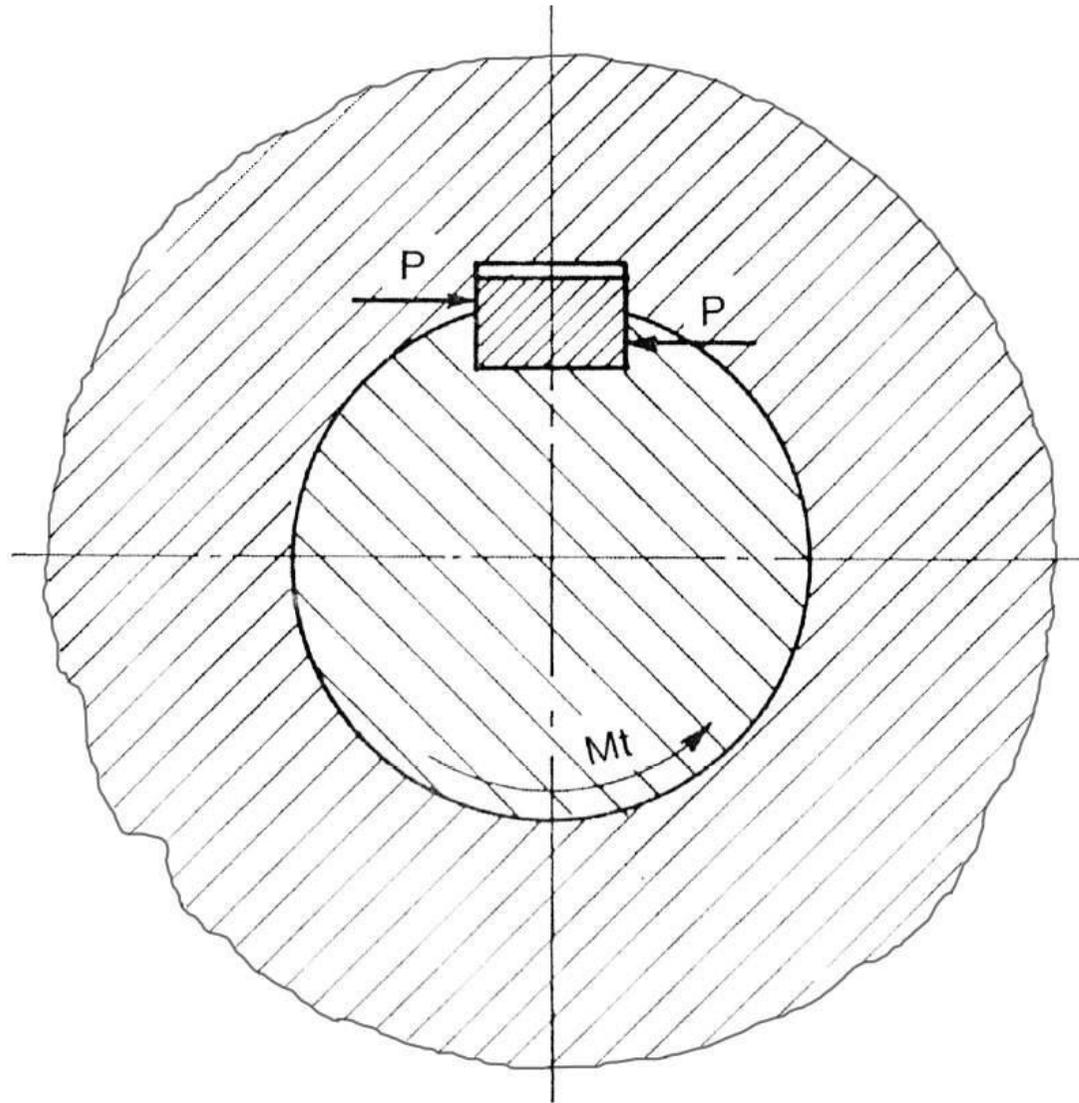
CHIAVETTA CONCAVA

# CHIAVETTE TANGENZIALI



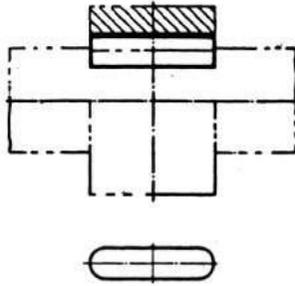
COLLEGAMENTO  
ALBERO-MOZZO  
CON

LINGUETTA



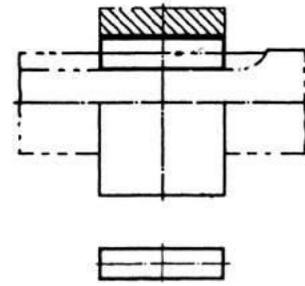
Quando si applica il momento torcente all'albero questo esercita una compressione sul fianco della **linguetta** incastrata nella cava. La parte sporgente della linguetta esercita un'analogha compressione sulla parte della cava del mozzo.

LINGUETTE

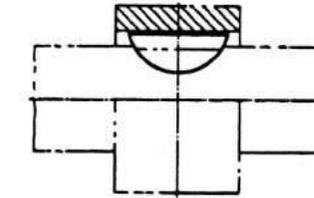


Forma A\*  
(arrotondata)

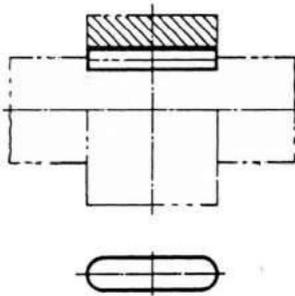
LINGUETTE  
UNI 6604



Forma B\*  
(diritta)

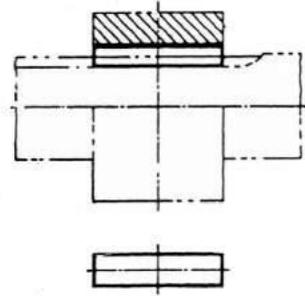


LINGUETTE A DISCO  
UNI 6606



Forma A\*  
(arrotondata)

LINGUETTE  
RIBASSATE  
UNI 7510

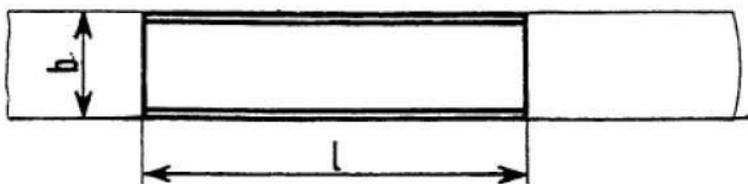
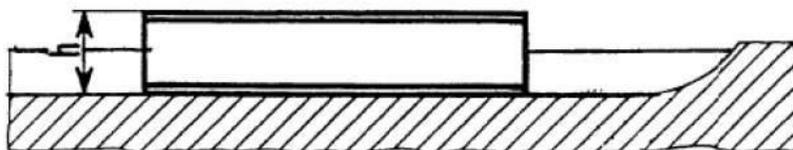


Forma B\*  
(diritta)

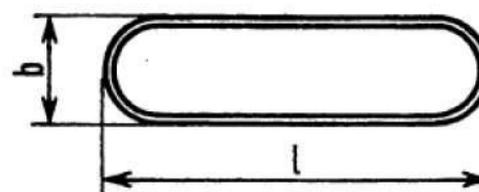
\* In caso di particolari esigenze le forme A e B possono anche essere combinate: un'estremità arrotondata e l'altra diritta. In tale caso il simbolo della forma è C.

# Linguette (UNI 6604)

**Forma A**  
(diritta)



**Forma B**  
(arrotondata)

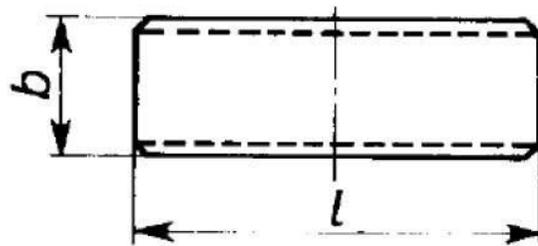
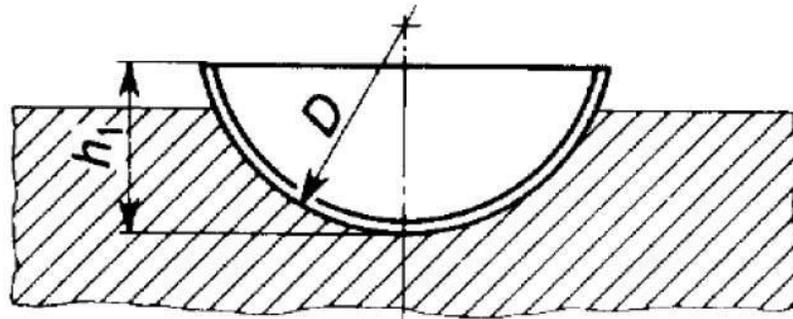


Esempio di designazione di una linguetta, forma A (diritta), avente sezione  $b \times h = 22 \text{ mm} \times 14 \text{ mm}$  e lunghezza  $l = 140 \text{ mm}$ :

**Linguetta A 22 x 14 x 140 UNI 6604-69**

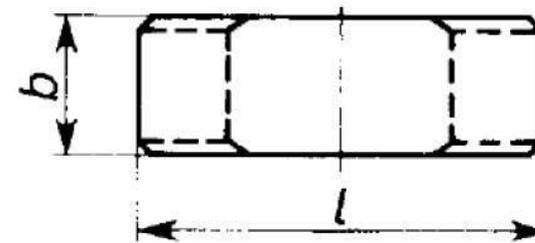
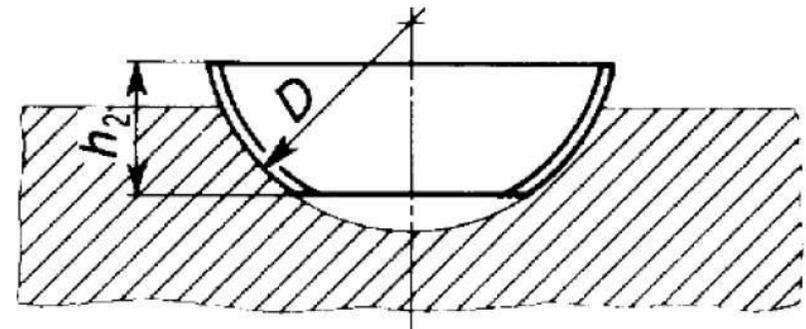
# Linguette a disco (UNI 6606)

Forma normale



Forma tronca (vedere punto 2)

$$h_2 = 0,8 h_1$$



Esempio di designazione di una linguetta a disco, avente sezione  $b \times h_1 = 6 \text{ mm} \times 9 \text{ mm}$ :

Linguetta 6 × 9 UNI 6606

## Linguette: vantaggi/svantaggi

Richiedono lavorazioni più precise (costose) delle chiavette.

Non ci sono disassamenti e quindi le velocità di rotazione possono essere più elevate.

Possono trasmettere coppie più elevate.

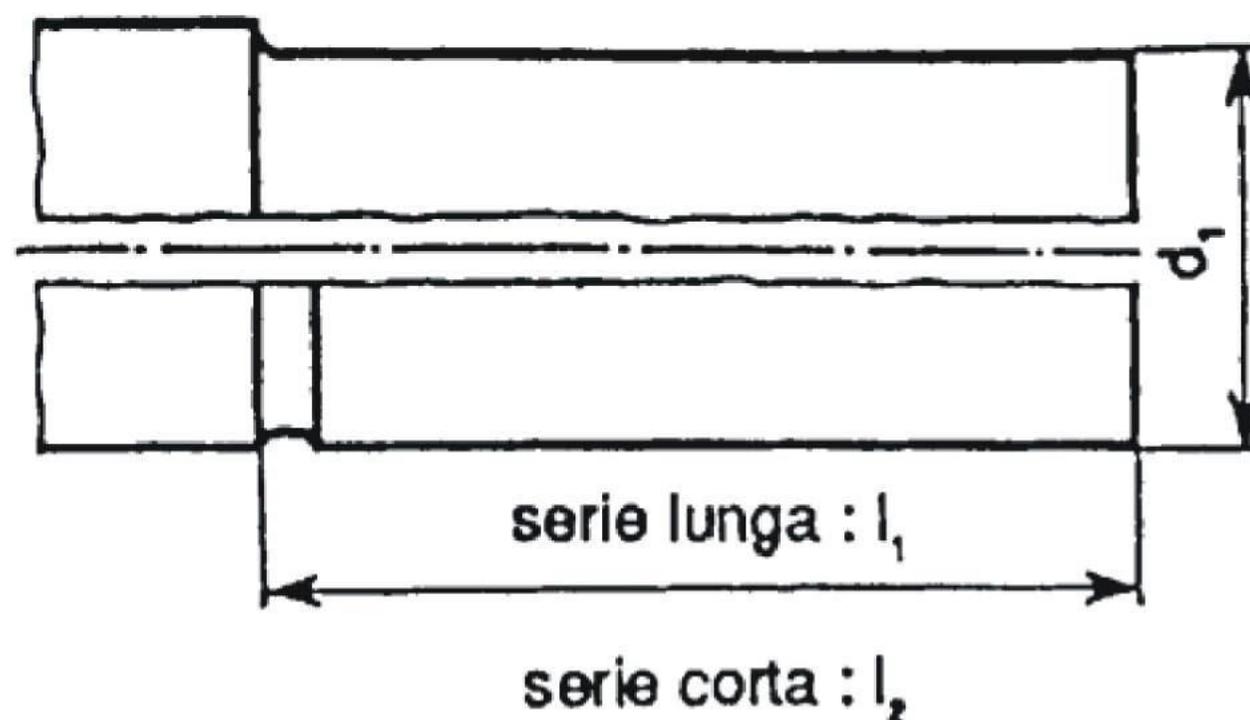
Non vincolano lo spostamento assiale relativo (si devono prevedere sistemi di arresto).



# ESTREMITA' D' ALBERO CILINDRICHE UNI ISO 775

A - lunga per  $d_1 = 6 \div 630$

B - corta per  $d_1 = 10 \div 630$



## DEFINIZIONE DI CONICITA' NELLA TECNICA

Si definisce conicità  $c$  il rapporto tra la differenza dei diametri  $D$  e  $d$  di due sezioni di un cono con la distanza  $L$  fra le due sezioni stesse misurata in senso assiale

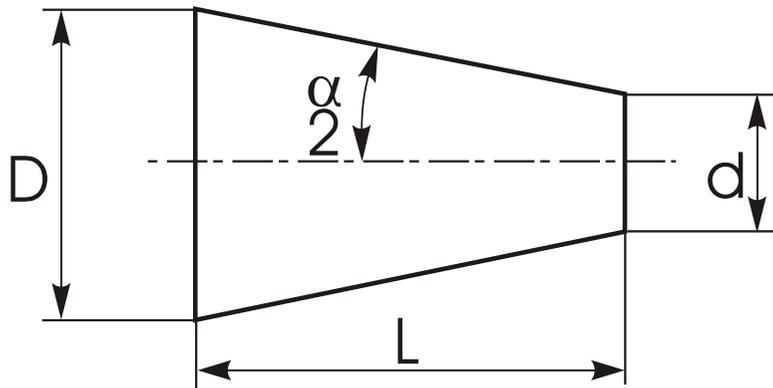
$$c = \frac{D - d}{L} = \frac{1}{K} = 1:K$$

Si rileva che la conicità è una grandezza adimensionale e può essere espressa in vari modi. Osservando l'equazione sopra si può definire  $c$  anche come la lunghezza  $K$  lungo l'asse del cono in corrispondenza alla quale il diametro della sezione trasversale dello stesso assume un valore unitario. Inoltre la conicità può essere espressa anche in termini percentuali, ovvero si trasforma la frazione in modo che il denominatore sia uguale a 100

$$c = \frac{D - d}{L} = \frac{p}{100} = p\%$$

Si può anche ricorrere alla trigonometria e quindi

$$c = \frac{D - d}{L} = 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$$



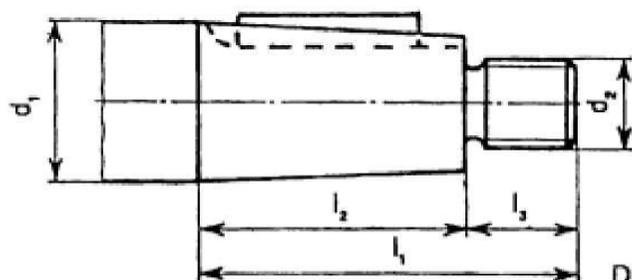
# ESTREMITA' D'ALBERO CONICHE

UNI ISO 775

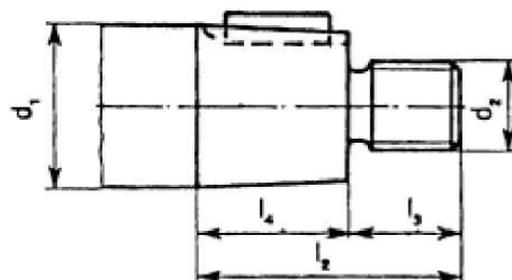
Conicità 1:10

con codolo filettato

C - lunga per  $d_1 = 16 \div 220$



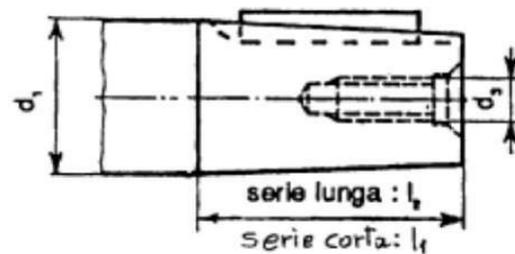
D - corta per  $d_1 = 16 \div 220$



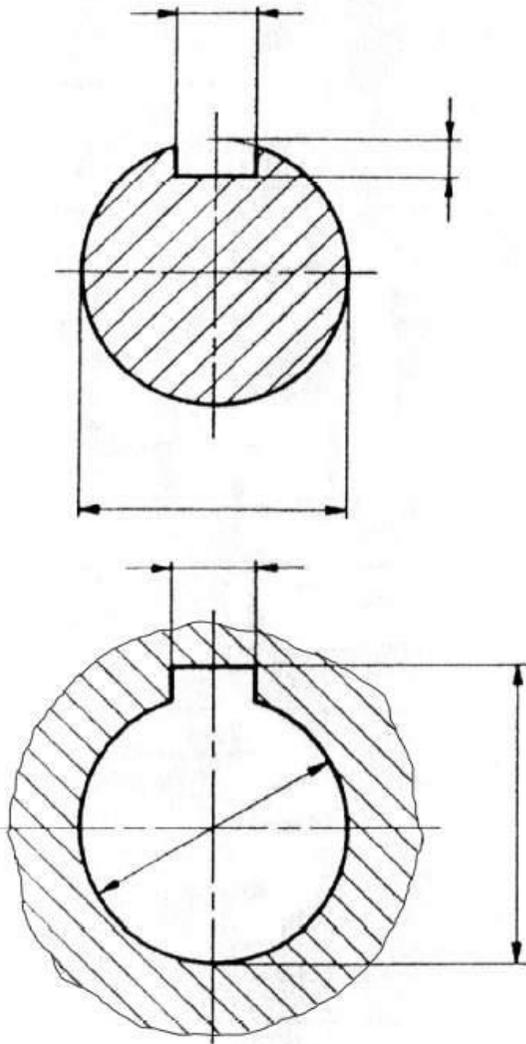
Con foro filettato

E - lunga per  $d_1 = 12 \div 125$

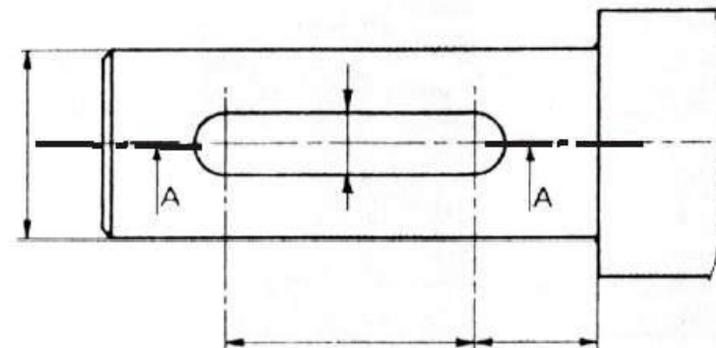
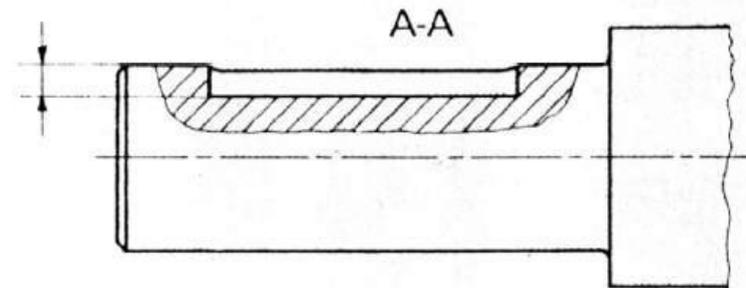
F - corta per  $d_1 = 16 \div 125$



# FORMA E QUOTATURA DELLE SEDI PER LINGUETTE E CHIAVETTE

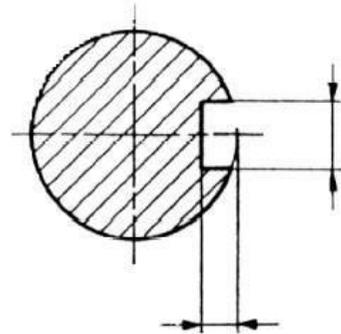
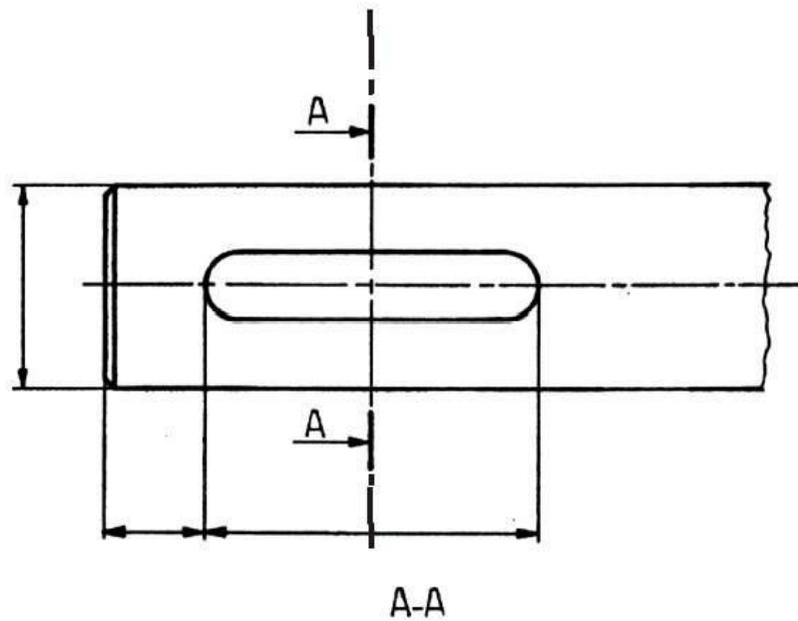


Quotatura delle sedi per chiavette o linguette in un albero e in un mozzo.

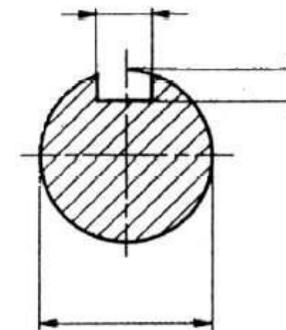
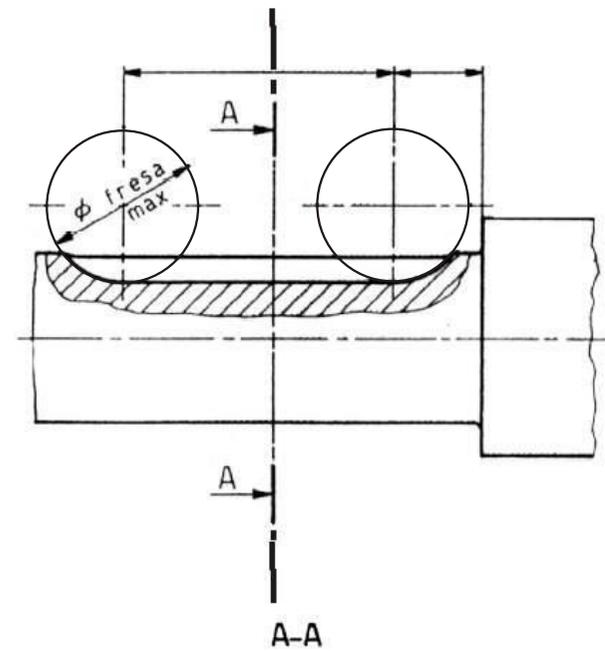


Quotatura della cava per linguetta incastrata all'estremità di un albero. Il riferimento scelto è lo spallamento.

# FORMA E QUOTATURA DELLE SEDI PER LINGUETTE E CHIAVETTE

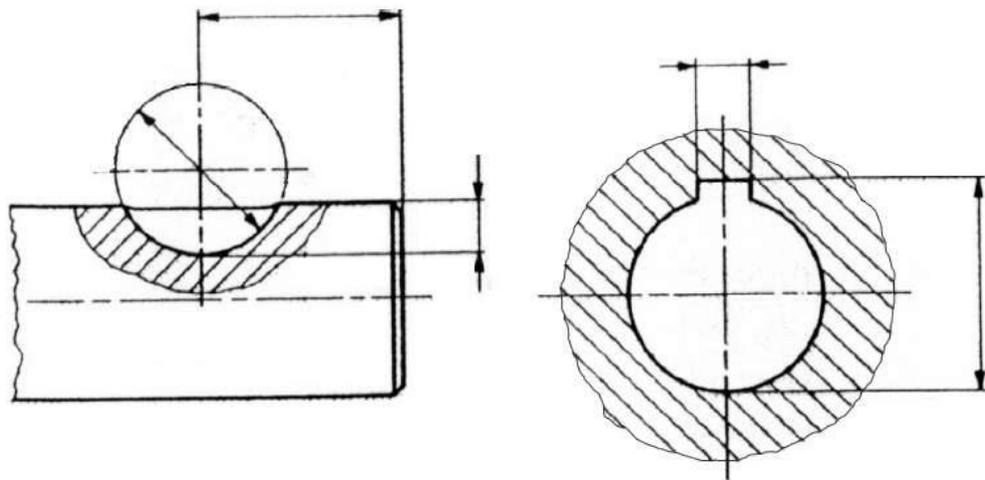


Quotatura della cava per linguetta incastrata alla estremità di un albero. Il riferimento scelto è l'estremità dell'albero.

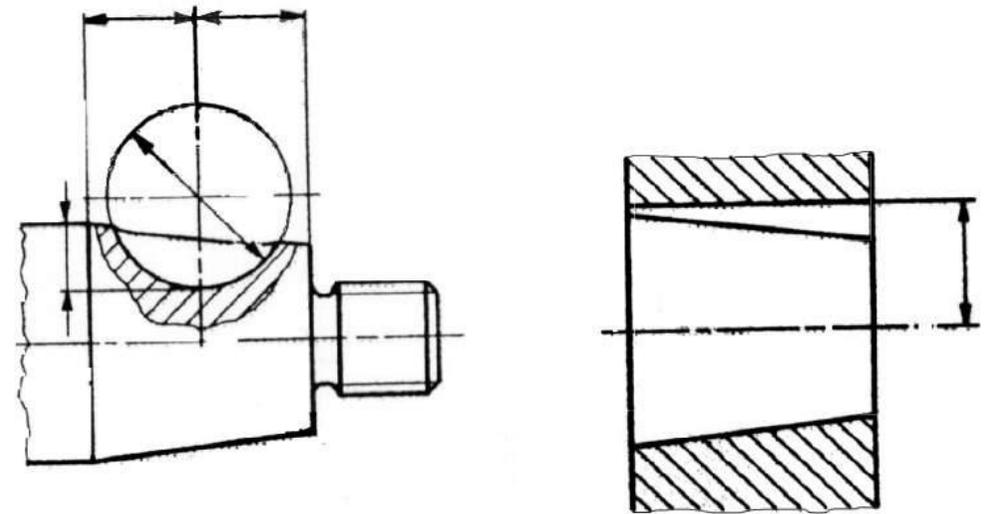


Quotatura della cava per una linguetta diritta. L'indicazione del diametro massimo della fresa a disco limita la lunghezza delle zone curve del fondo cava.

## FORMA E QUOTATURA DELLE SEDI PER LINGUETTE A DISCO

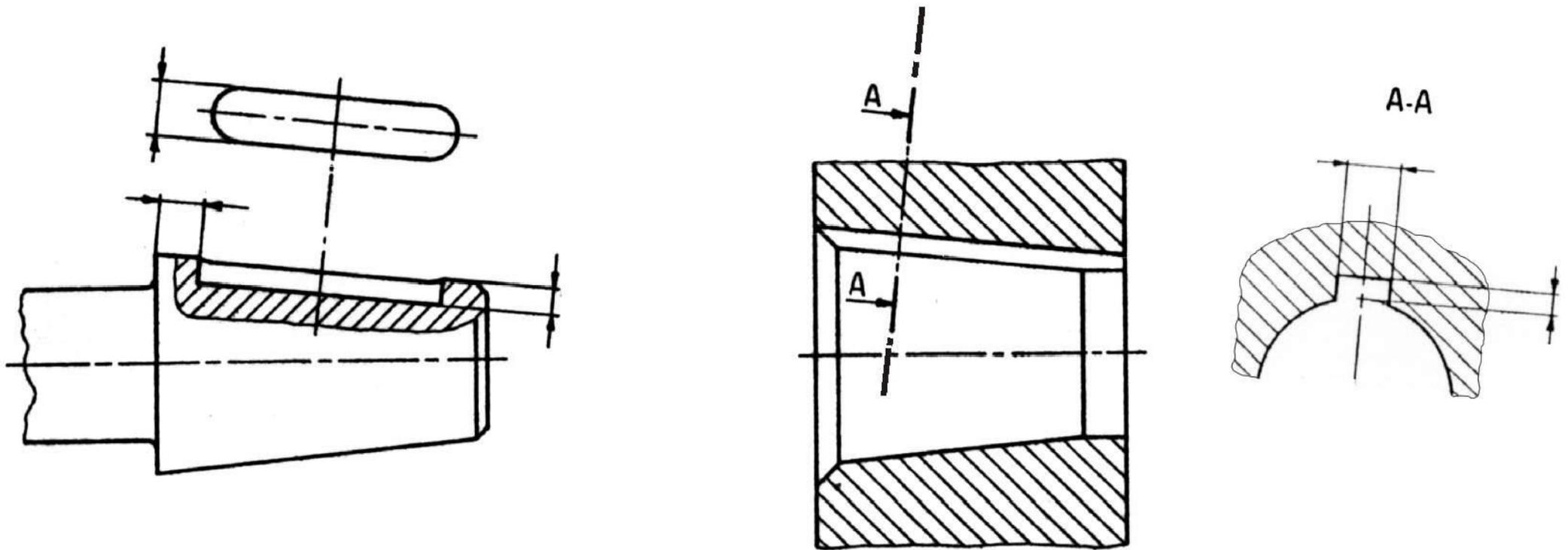


Quotatura della sede nell'albero e nel mozzo per linguetta a disco.



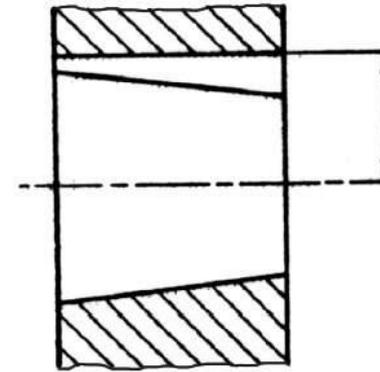
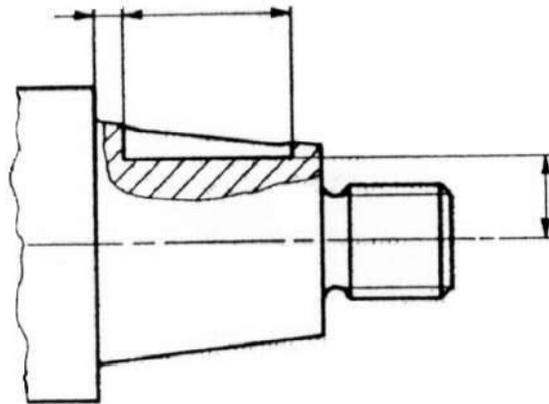
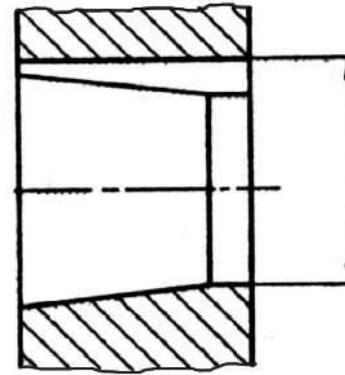
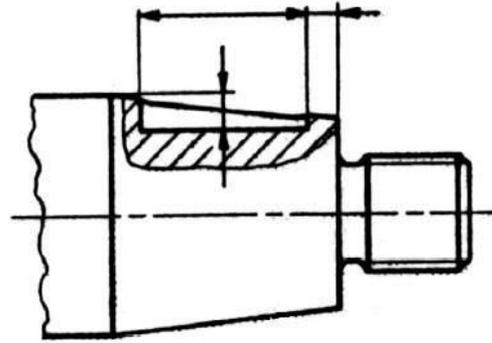
Quotatura della sede nell'albero e nel mozzo per linguetta a disco.

## FORMA E QUOTATURA DELLE SEDI PER LINGUETTE



Quotatura delle cave nell'albero e nel mozzo per collegamento con linguetta incastrata.

## FORMA E QUOTATURA DELLE SEDI PER LINGUETTE



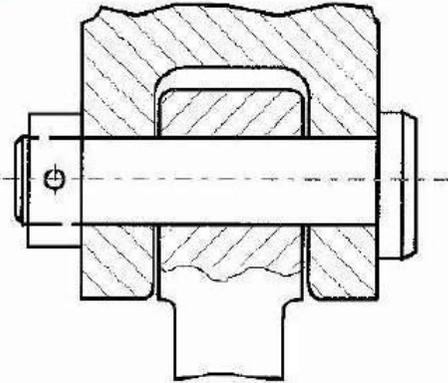
Quotatura della cava nell'estremità conica di un albero per collegamento con linguetta incastrata. Se non è

possibile riferirsi ad una superficie cilindrica, si può quotare il fondo cava rispetto all'asse come fatto nella figura inferiore.

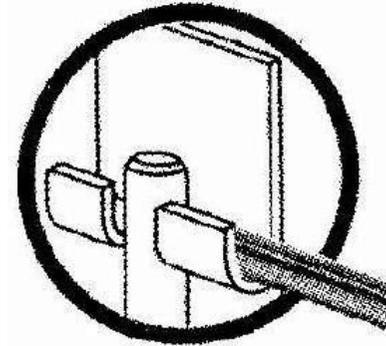
# Spine e perni

**Spine e perni:** elementi di macchine (cilindrici o conici) con funzioni di:

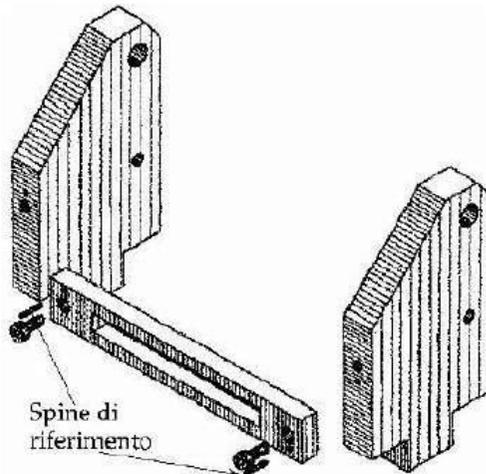
- Fulcro



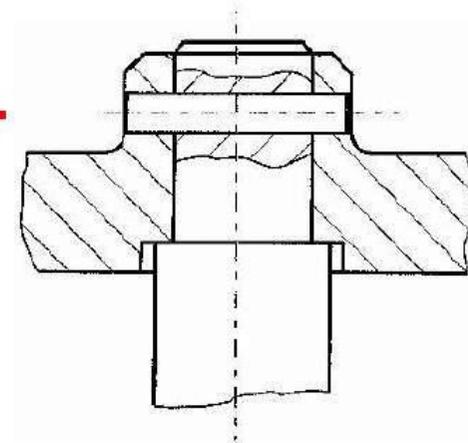
- Arresto



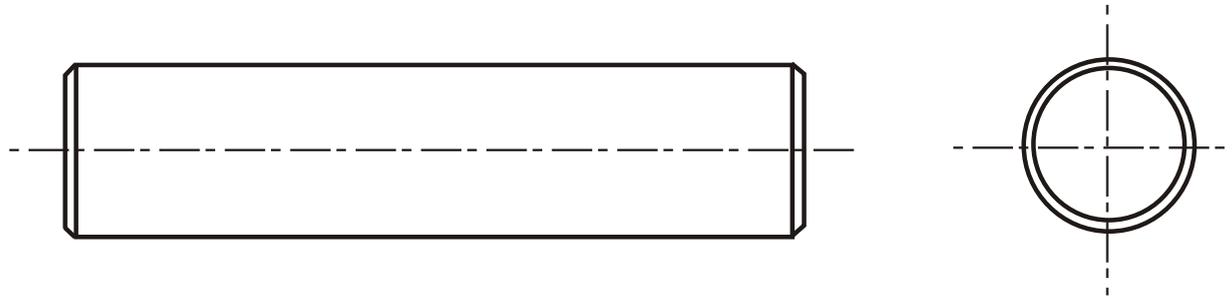
- Centraggio

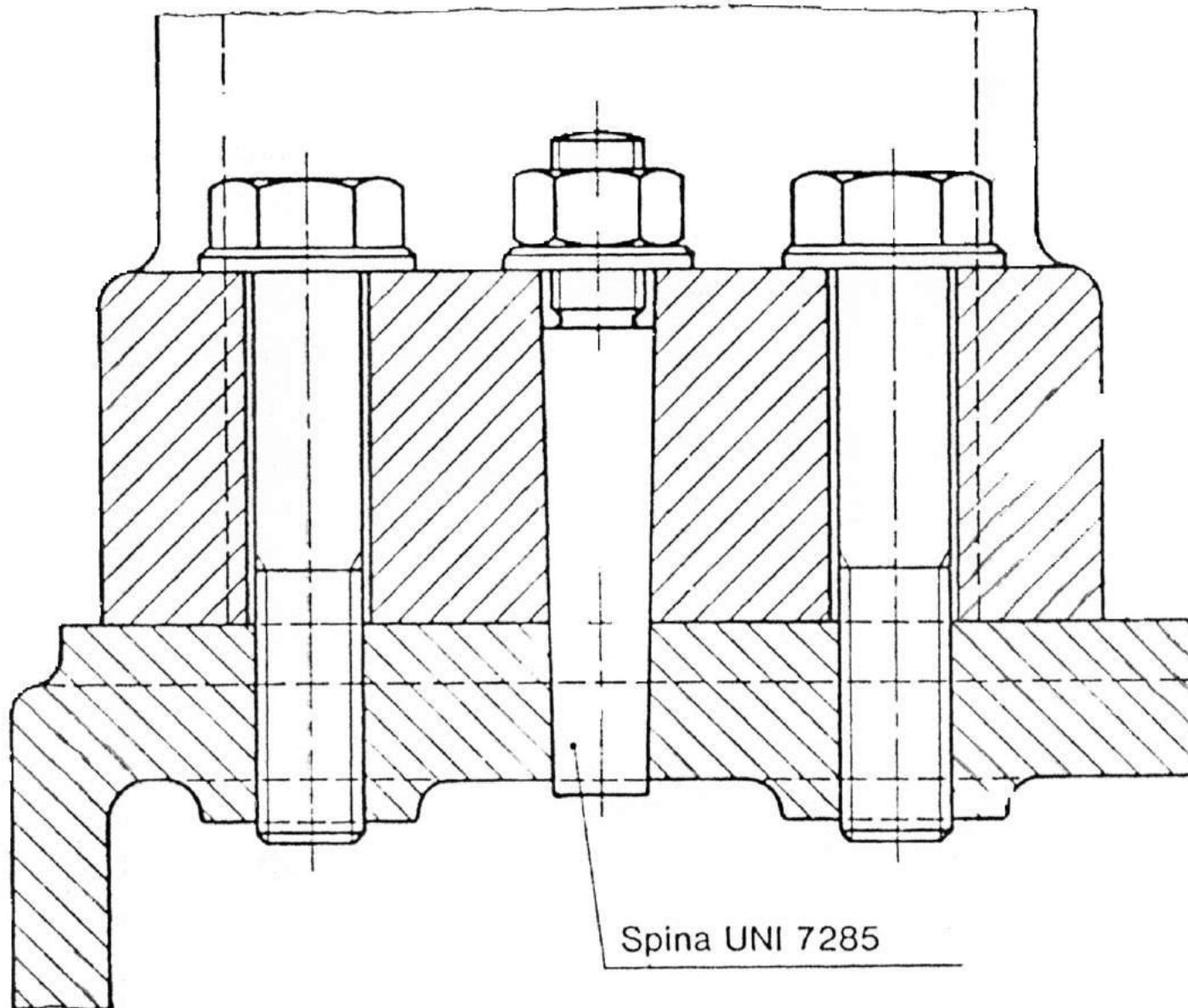


- Collegamento



# SPINA CILINDRICA

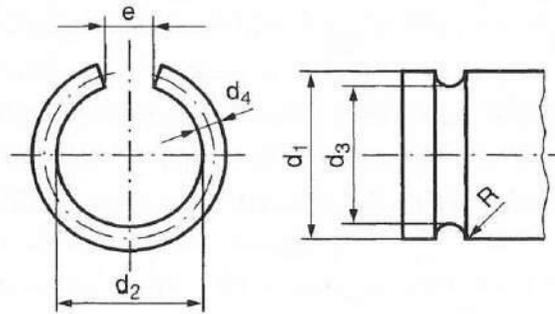




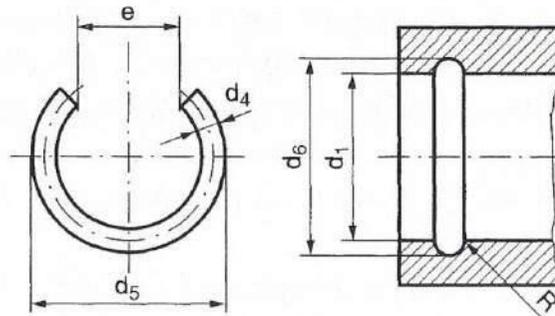
La spina conica serve come riferimento per le due parti da collegare con le viti mordenti. Agendo sul dado si estrae facilmente la spina.

# Anelli elastici

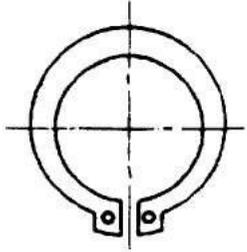
Gli ***anelli elastici*** sono realizzati con acciaio per molle, hanno forma circolare discontinua e vengono inseriti nella propria cava o sede per deformazione elastica.



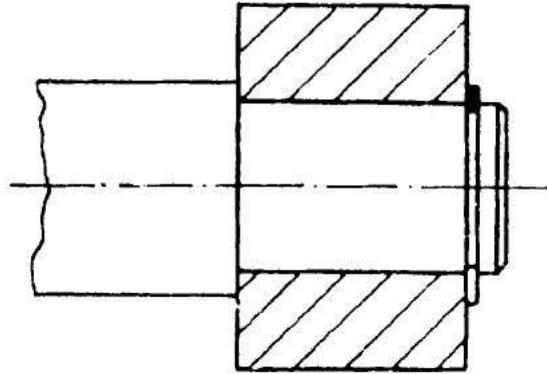
Anello di arresto  
Tipo A (albero)



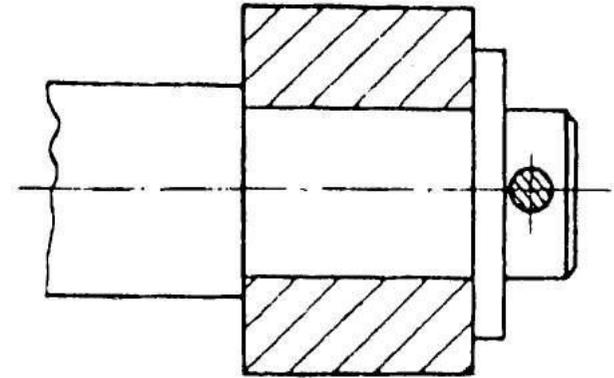
Anello di arresto  
Tipo B (foro)



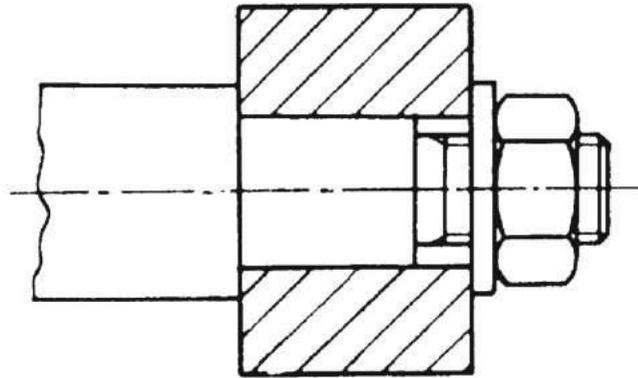
ANELLO ELASTICO



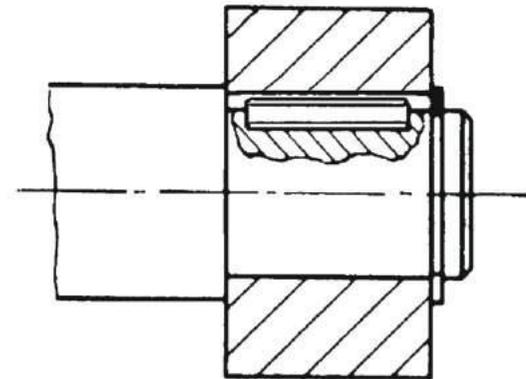
CALETTAMENTO MOZZO  
SU ESTREMITA' D'ALBERO  
CILINDRICA CON  
ANELLO ELASTICO



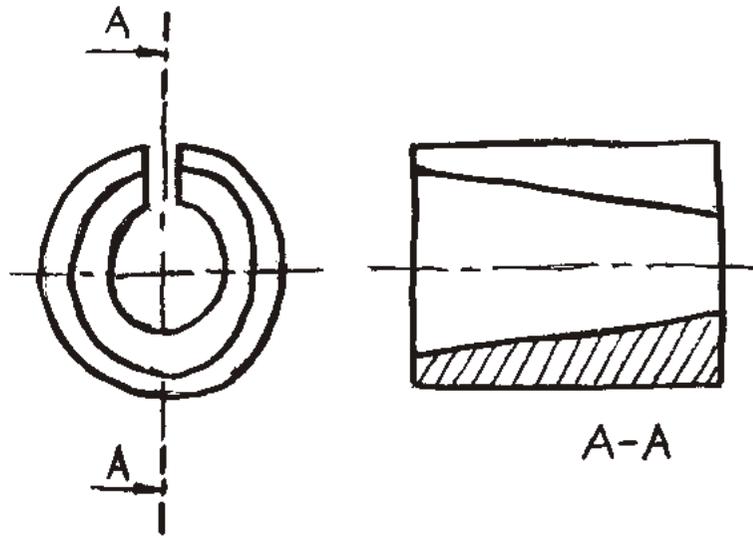
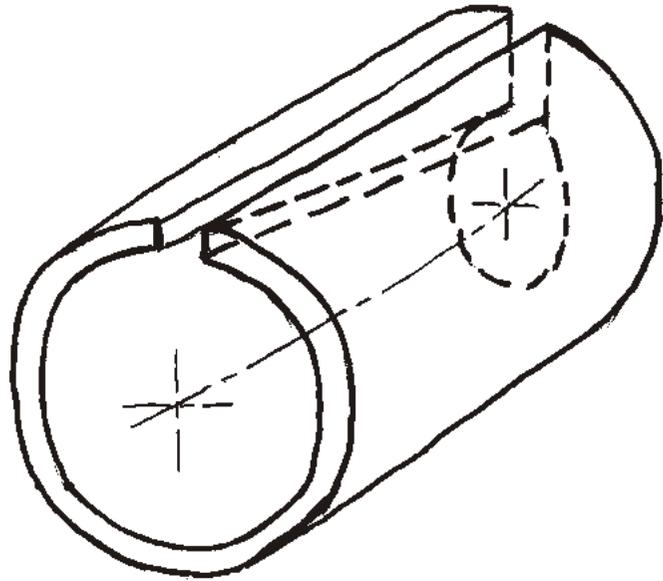
CALETTAMENTO MOZZO  
SU ESTREMITA' D'ALBERO  
CILINDRICA CON ROSETTA  
E SPINA CILINDRICA



CALETTAMENTO ALBERO/  
MOZZO SU ESTREMITA'  
D'ALBERO CILINDRICA CON  
BLOCCAGGIO ASSIALE  
OTTENUTO CON CODOLO  
FILETTATO



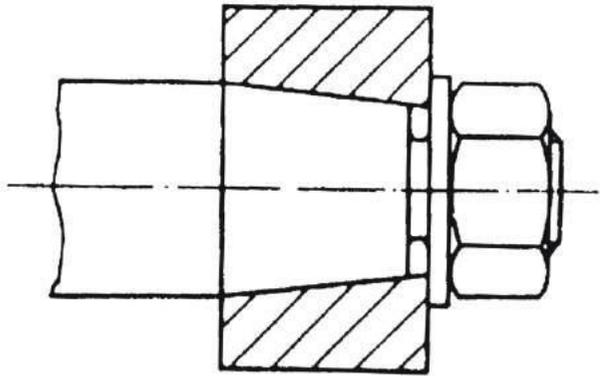
CALETTAMENTO ALBERO/  
MOZZO SU ESTREMITA'  
D'ALBERO CILINDRICA CON  
BLOCCAGGIO ASSIALE  
OTTENUTO CON ANELLO  
ELASTICO E VINCOLO  
TORSIONALE OTTENUTO  
CON LINGUETTA  
ARROTONDATA



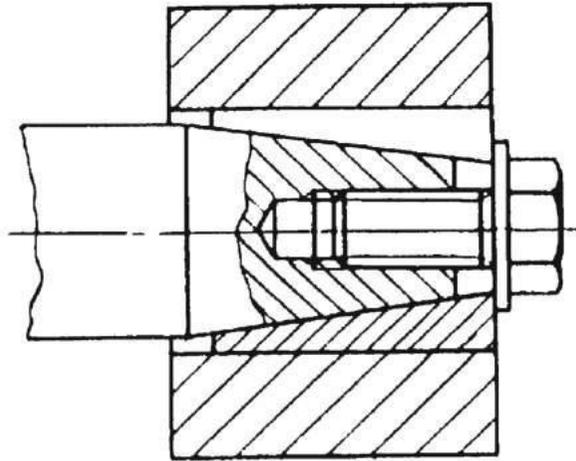
BUSSOLA ELASTICA CILINDRICO-  
CONICA:

E' PRESENTE UN TAGLIO  
LUNGO IL MANTELLO  
DELLA BUSSOLA PER  
PERMETTERE UN AUMENTO  
DEL DIAMETRO ESTERNO  
DELLA SUPERFICE CILINDRICA

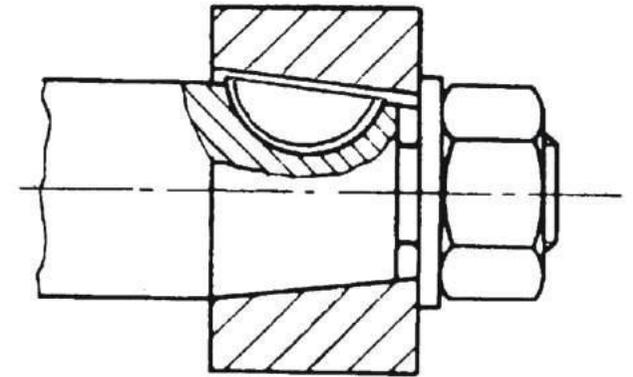
LA BUSSOLA PUO' DILATARSI  
RADIALMENTE QUANDO  
VIENE FORZATA SU UNA  
ESTREMITA' D'ALBERO  
CONICA



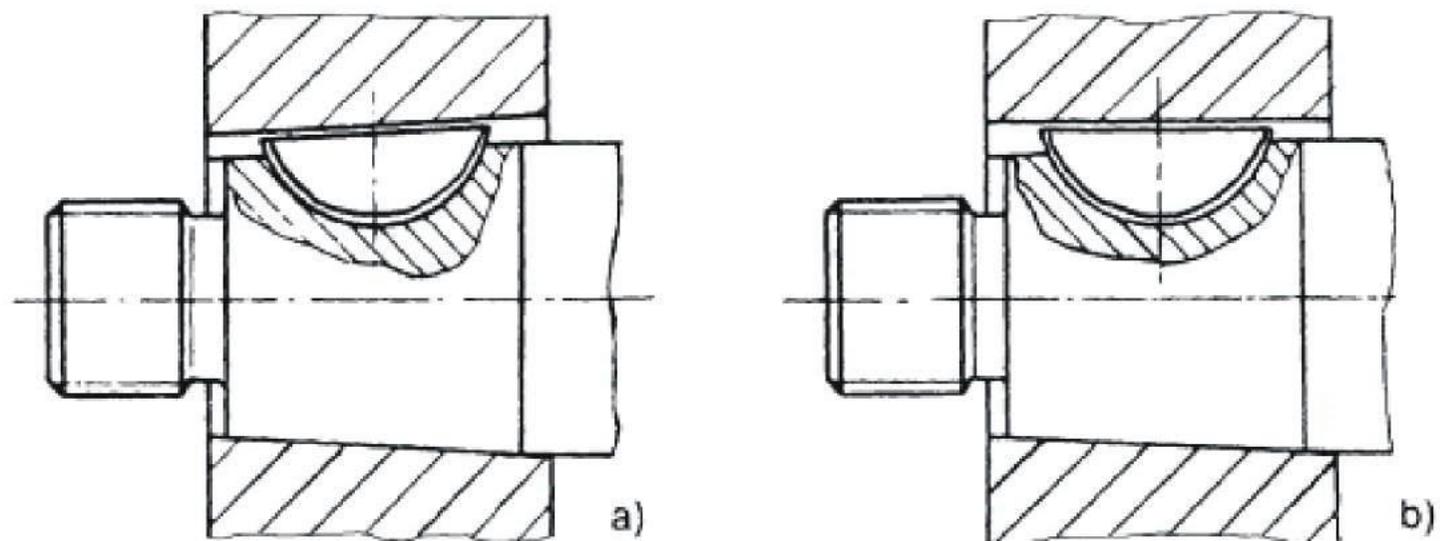
CALETTAMENTO ALBERO/  
MOZZO SU ESTREMITA'  
D'ALBERO CONICA CON  
BLOCCAGGIO ASSIALE  
OTTENUTO CON CODOLO  
FILETTATO E DADO



CALETTAMENTO ALBERO/  
MOZZO SU ESTREMITA'  
D'ALBERO CONICA CON  
BUSSOLA ESTERNAMENTE  
CILINDRICA ED INTERNAMENTE  
CONICA, CON TAGLIO  
LUNGO UNA GENERATRICE.  
USO DI UNA VITE MORDENTE

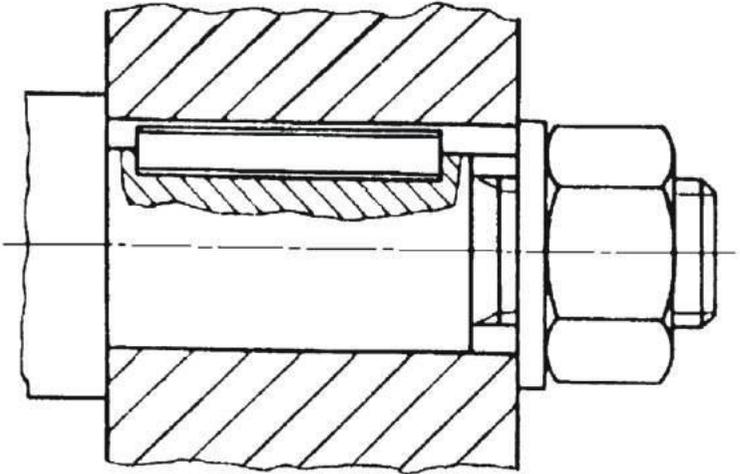
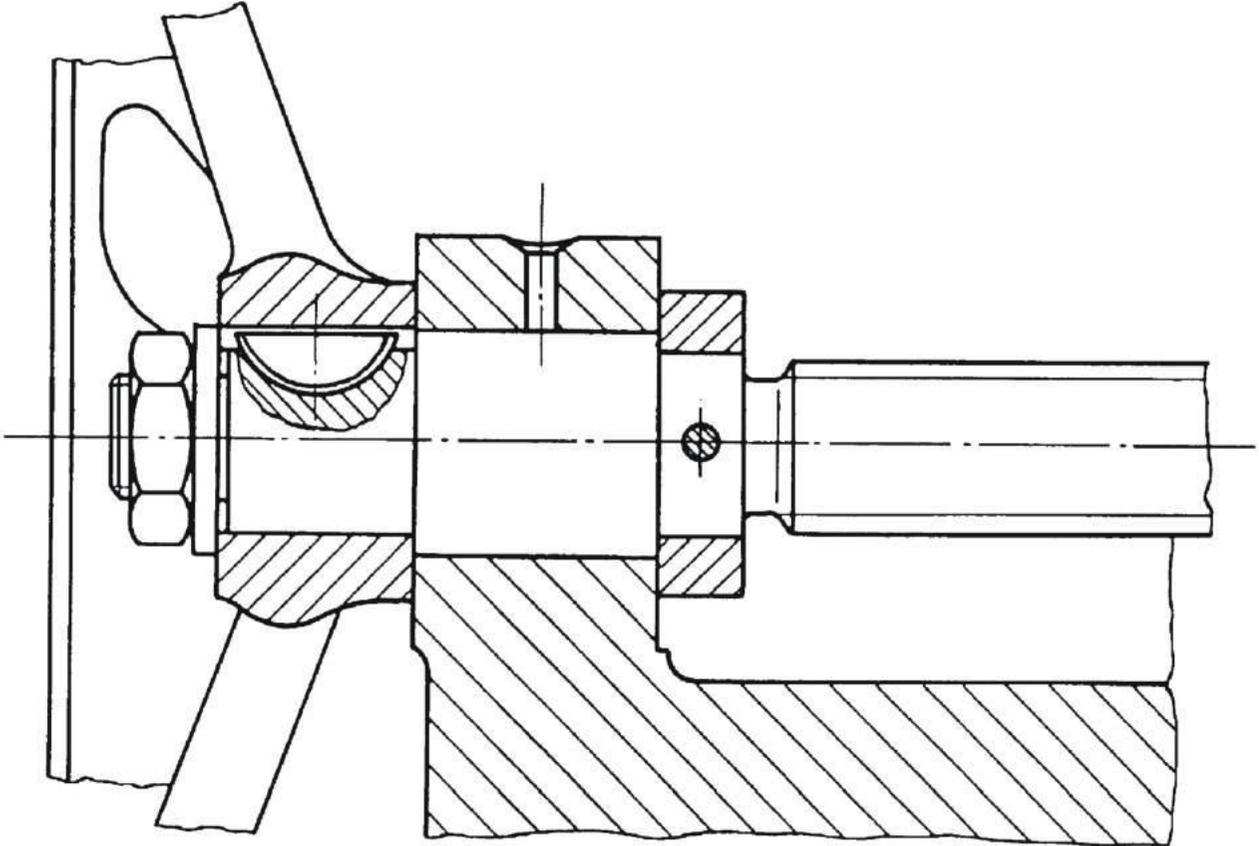


CALETTAMENTO ALBERO/  
MOZZO SU ESTREMITA'  
D'ALBERO CONICA CON  
BLOCCAGGIO ASSIALE  
OTTENUTO CON CODOLO  
FILETTATO E DADO.  
TRASMISSIONE DEL  
TORCENTE ASSICURATA DA  
UNA LINGUETTA A DISCO



L' esecuzione della cava nel mozzo nel caso della soluzione a) presenta difficoltà di piazzamento sulla stozzatrice. La soluzione b) è di più facile esecuzione.

ESEMPI DI  
COLLEGAMENTO  
ALBERO/MOZZO



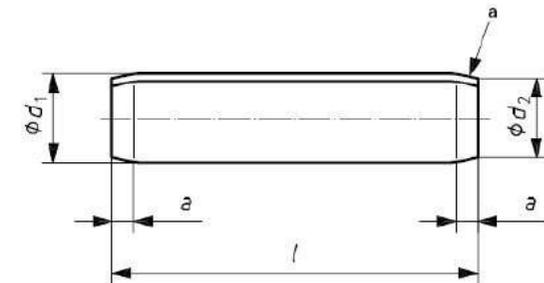
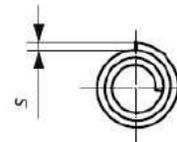
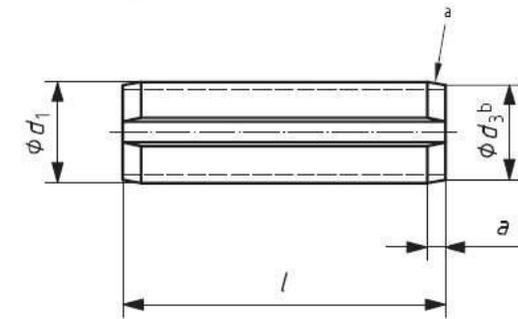
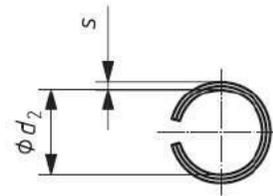
# Spine elastiche

Costruite con acciai per molle (alto limite di snervamento) e utilizzate perché in grado di assorbire vibrazioni senza il rischio di estrazione spontanea. Richiedono fori con precisione di lavorazione inferiore.

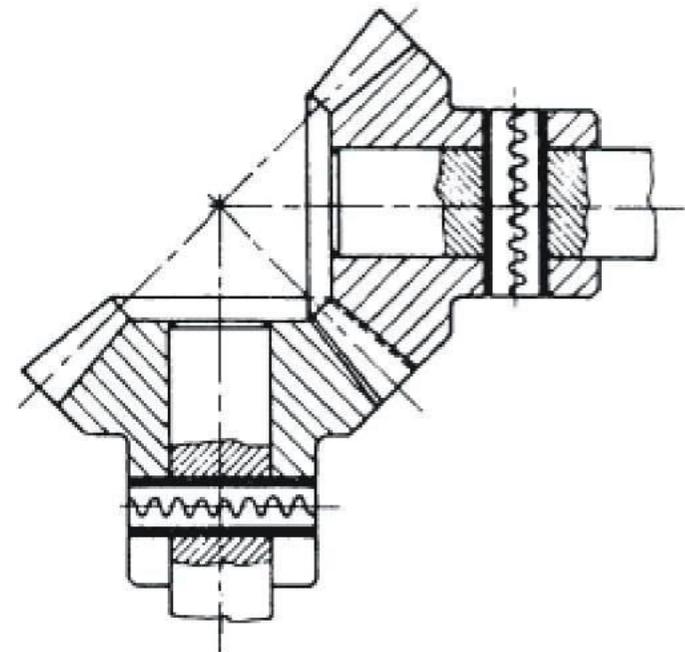
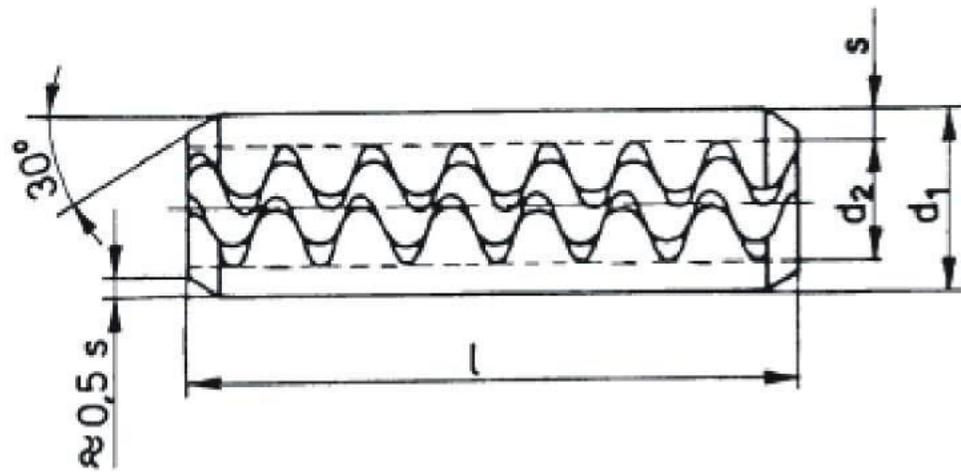


**UNI EN ISO 8750**  
**Spine elastiche a spirale**

**UNI EN ISO 13337**  
**Spine tagliate**



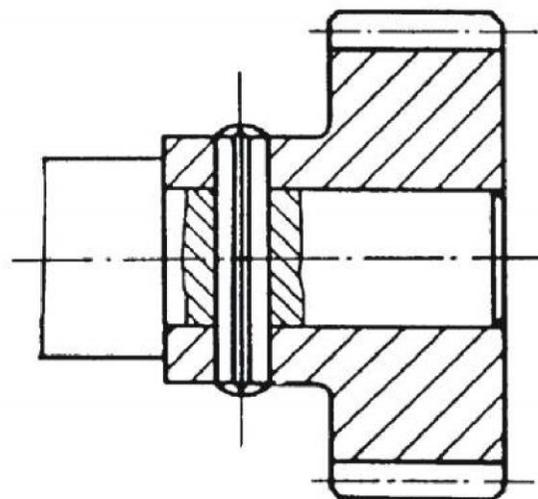
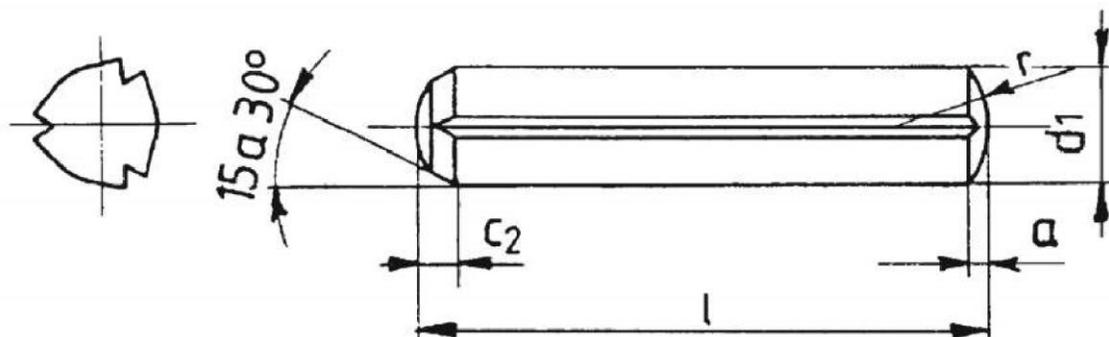
# SPINA ELASTICA



## SPINE AD INTAGLI

(da UNI ISO 8740 - 8741 - 8742 - 8744 - 8745)

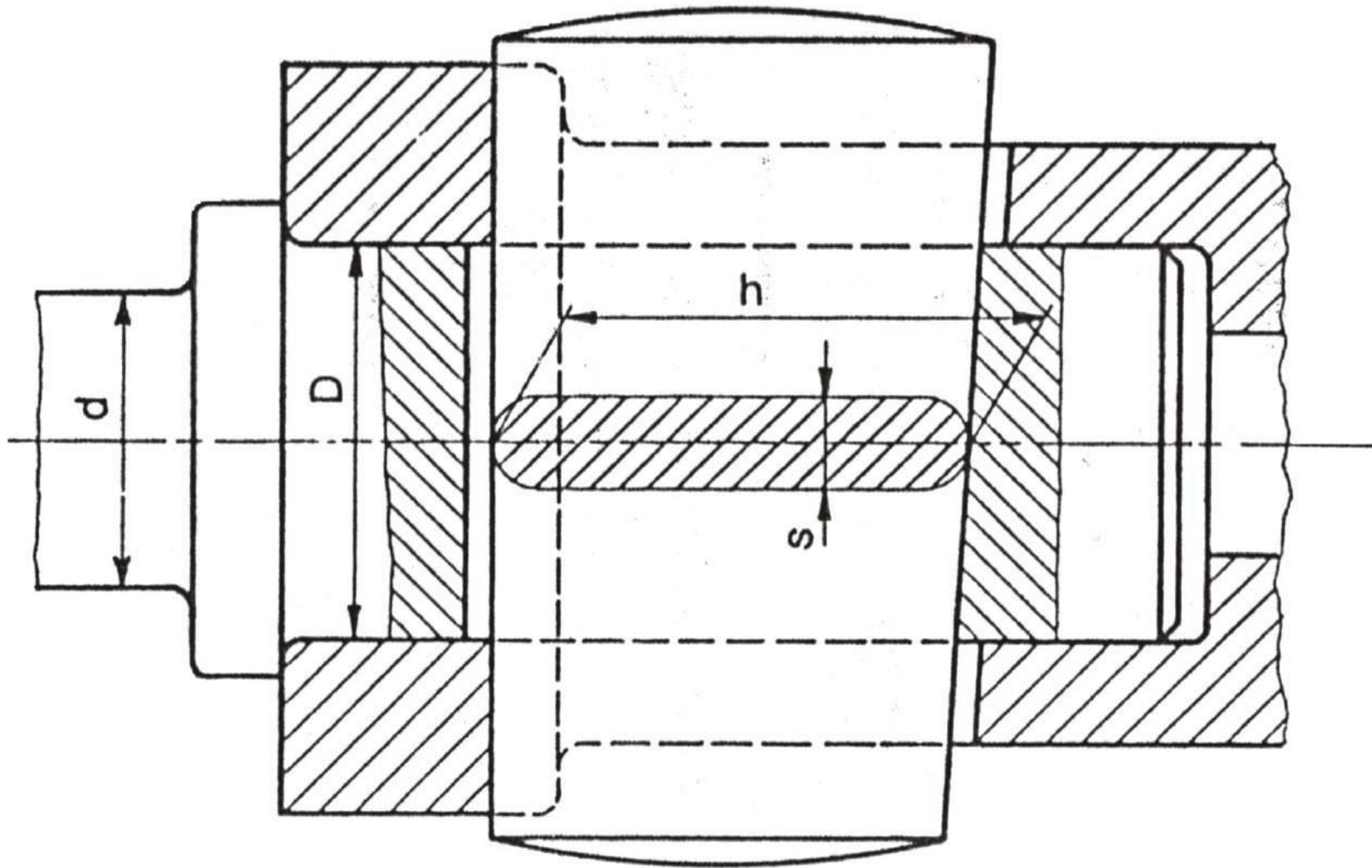
UNI ISO 8740



UN ESEMPIO  
D'USO

Esempio di impiego di spina ad intagli UNI ISO 8740 più resistente della spina elastica (a parità di diametro esterno).

# COLLEGAMENTO CON BIETTA

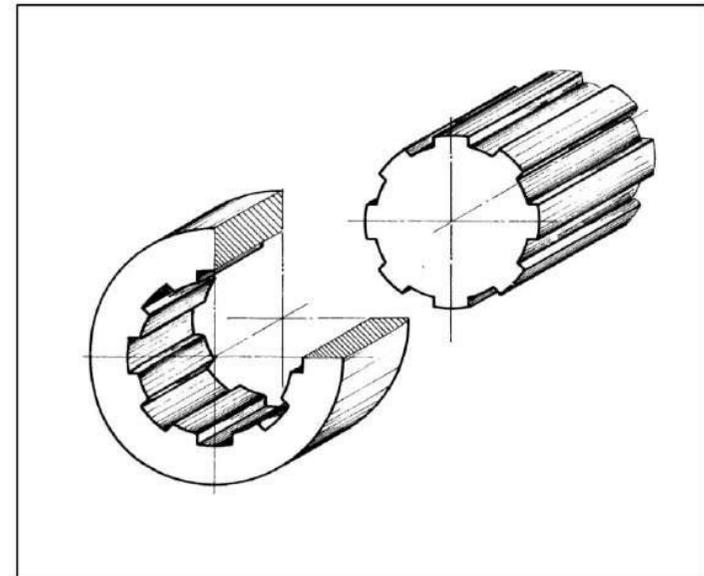


# ACCOPPIAMENTI SCANALATI ALBERO-MOZZO

# Profili scanalati

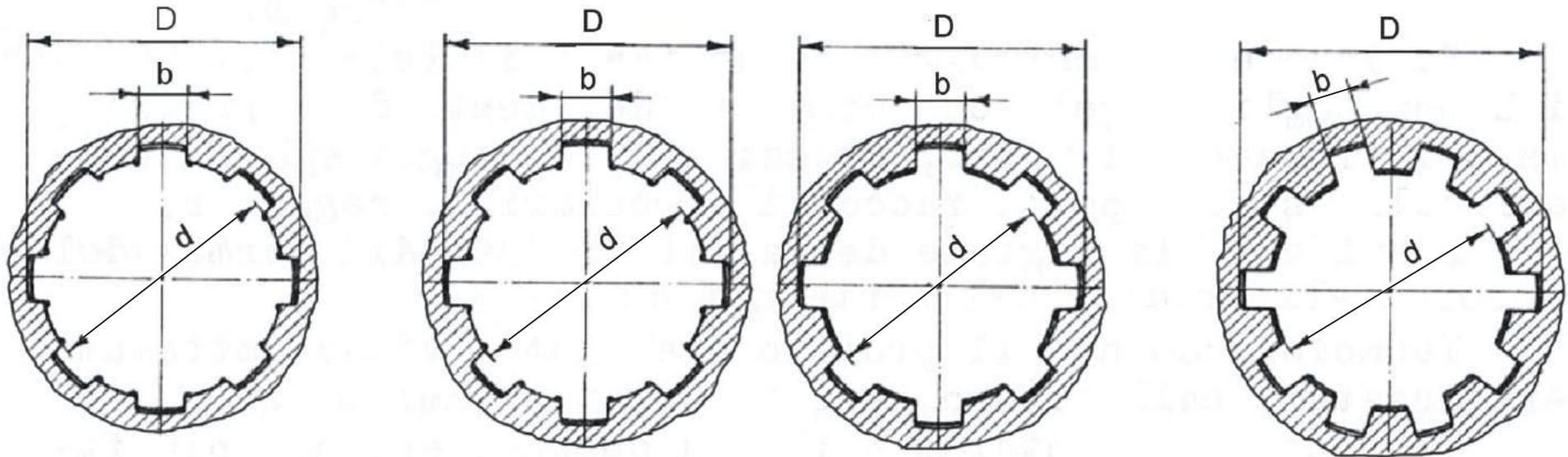
Nei casi di alberi fortemente sollecitati i collegamenti con chiavette o linguette sono inadeguati sia per la mancanza di un adeguato centraggio fra albero e mozzo (causa di vibrazioni) sia per gli sforzi eccessivi che si concentrano su elementi di piccole dimensioni.

Tutti questi limiti possono venire superati ricorrendo ad alberi scanalati, in cui vengono ricavate (per asportazione di materiale) un certo numero di costole angolarmente equidistanti, che si accoppiano con corrispondenti scanalature del mozzo (ricavate per brocciatura).

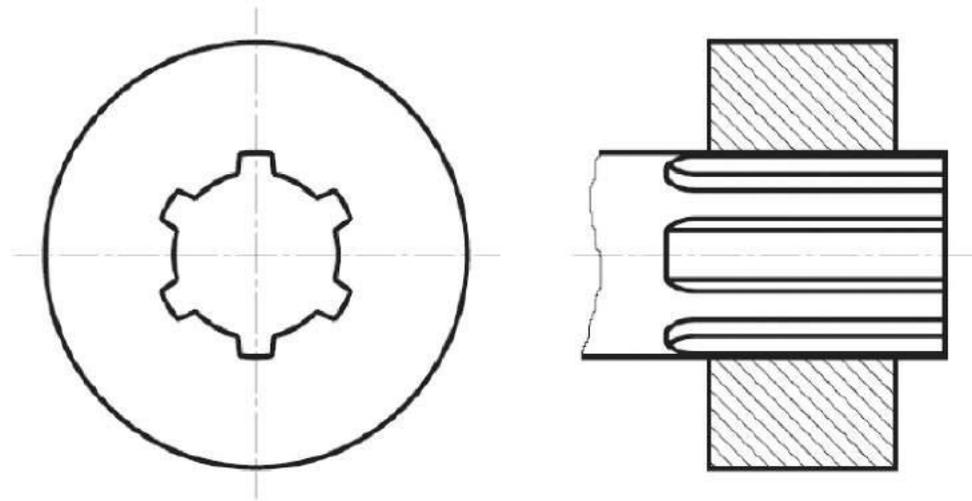


A seconda del rapporto  $\lambda$  fra la lunghezza radiale complessiva di appoggio ed il diametro dell'albero si distinguono:

- Profili con appoggio stretto;
- Profili con appoggio medio;
- Profili con appoggio ampio.



RAPPRESENTAZIONE COMPLETA DI UN  
ACCOPIAMENTO SCANALATO A  
FIANCHI PARALLELI

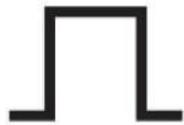


# RAPPRESENTAZIONE SEMPLIFICATA DEI PROFILI SCANALATI

	Scanalature con fianchi rettilinei	Scanalature con fianchi ad evolvente e dentature
Albero		
Mozzo		
Accoppiamento scanalato		

# Profili scanalati: designazione

La designazione degli accoppiamenti scanalati deve comprendere il segno grafico del tipo di scanalatura e le indicazioni relative all'accoppiamento.



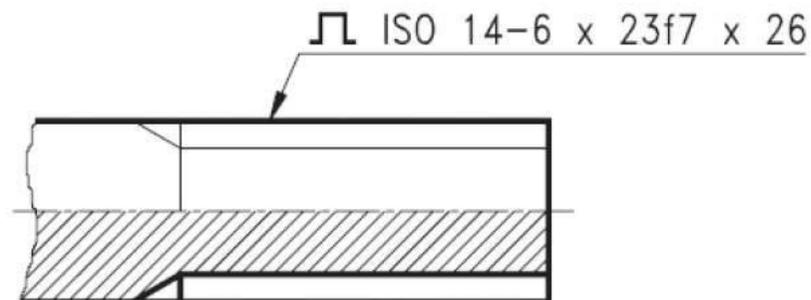
a fianchi paralleli



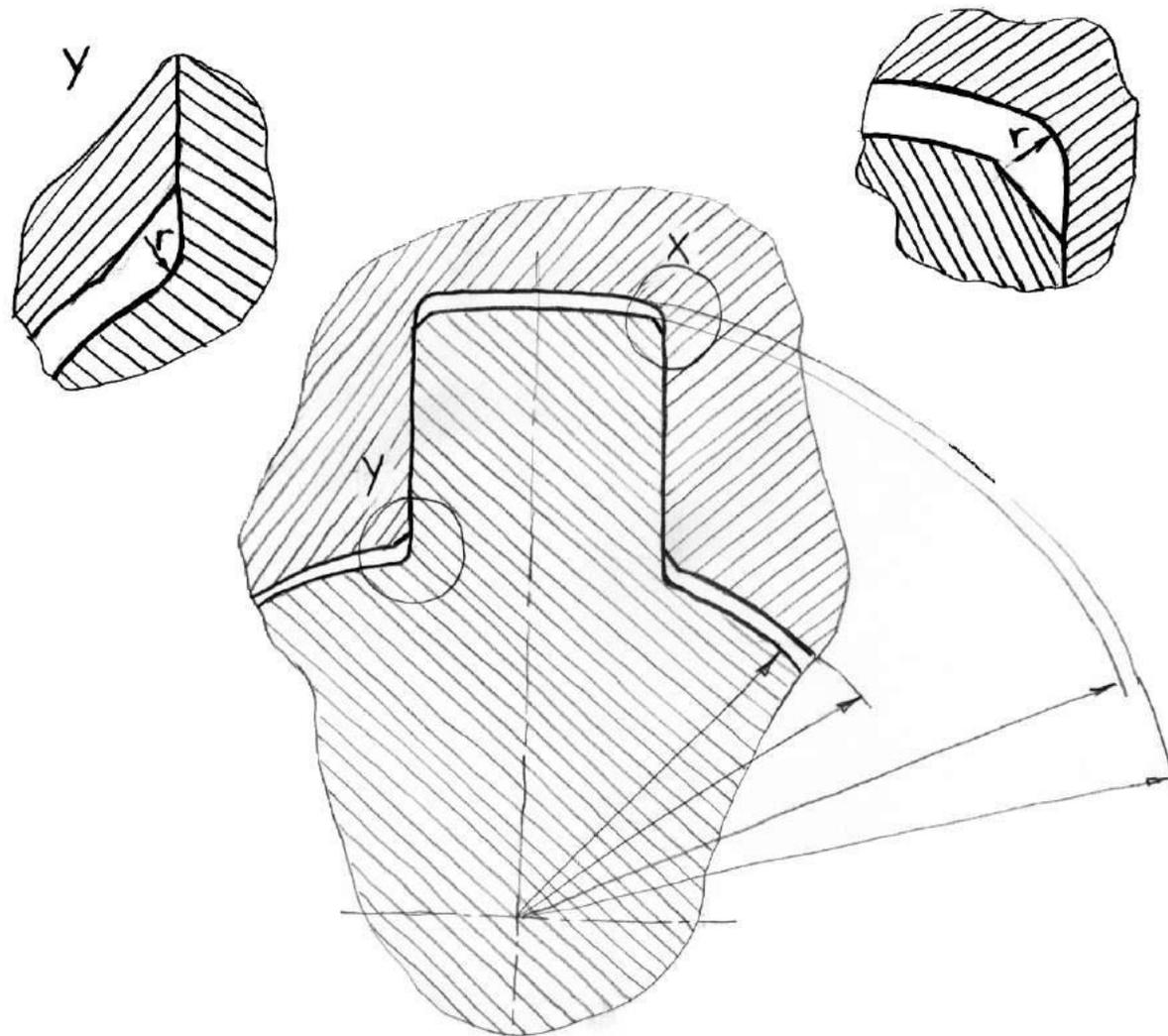
ad evolvente

**UNI EN ISO 6413**

[Simbolo] norma - num. profili x  $\phi$  interno + tolleranza x  $\phi$  esterno

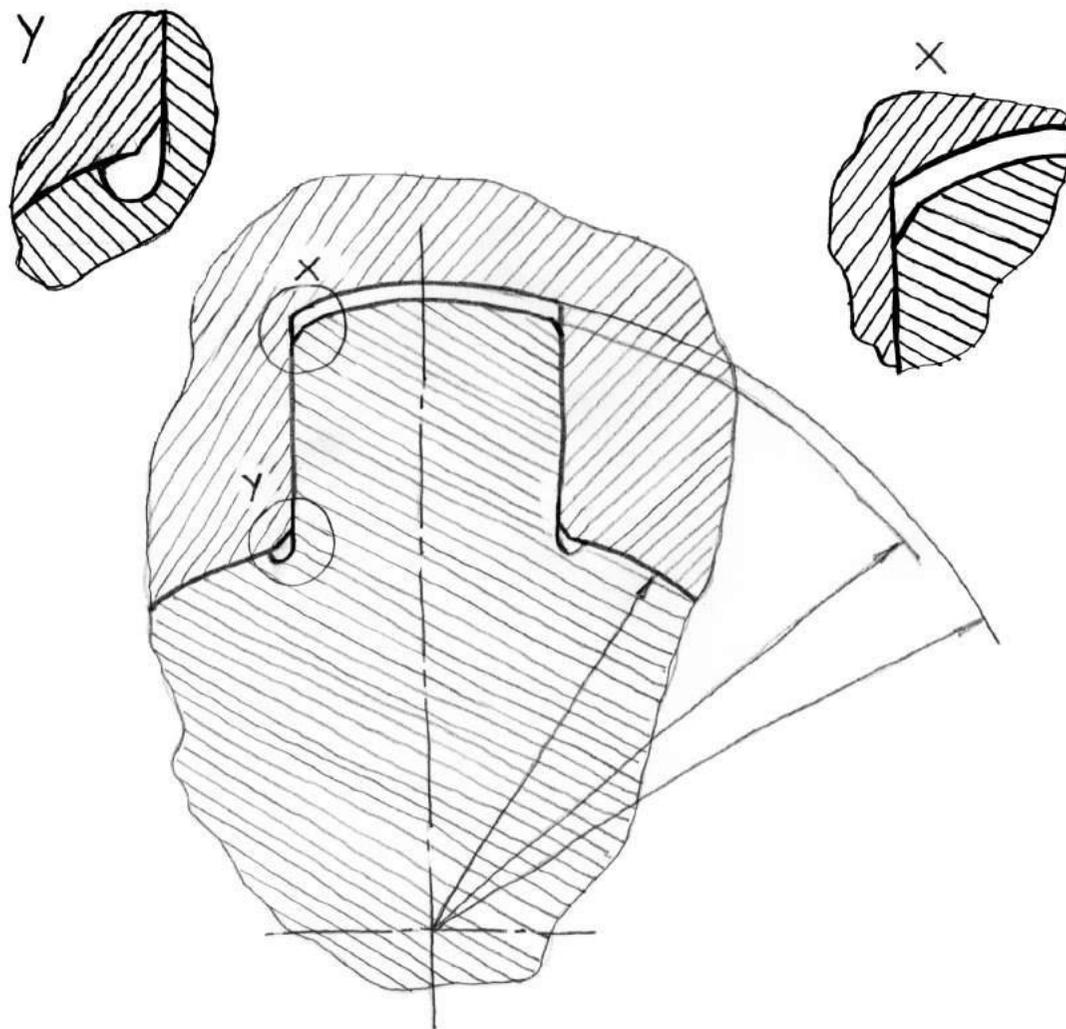


# ACCOPPIAMENTO SCANALATO ALBERO MOZZO



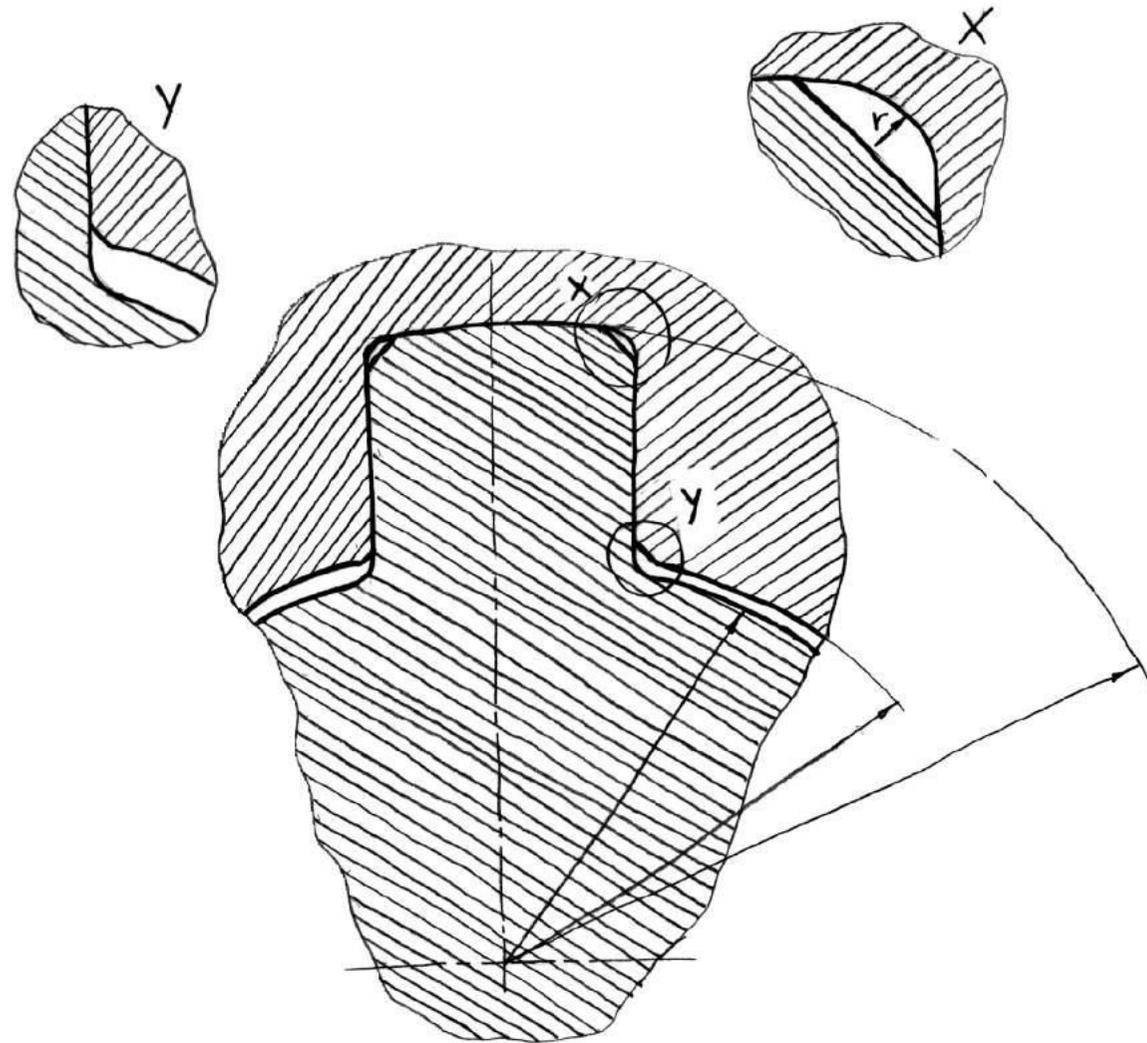
CENTRAGGIO SUI FIANCHI

# ACCOPPIAMENTO SCANALATO ALBERO MOZZO



CENTRAGGIO INTERNO

# ACCOPPIAMENTO SCANALATO ALBERO MOZZO



CENTRAGGIO ESTERNO

# TOLLERANZE DIMENSIONALI

# Le tolleranze: definizioni

Sistema di tolleranze: metodologie per la determinazione e l'indicazione degli **scostamenti massimi ammessi** tra le dimensioni del *componente reale* e quelle del *componente nominale* rappresentato nel disegno.

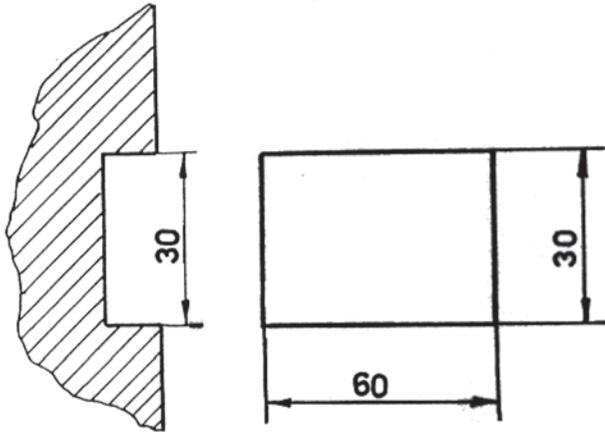
Scostamento: differenza algebrica fra una dimensione MISURATA e la corrispondente dimensione nominale.

Tolleranza: differenza algebrica fra scostamento superiore e scostamento inferiore (ovvero differenza fra dimensione massima e dimensione minima)

Le tolleranze si distinguono in:

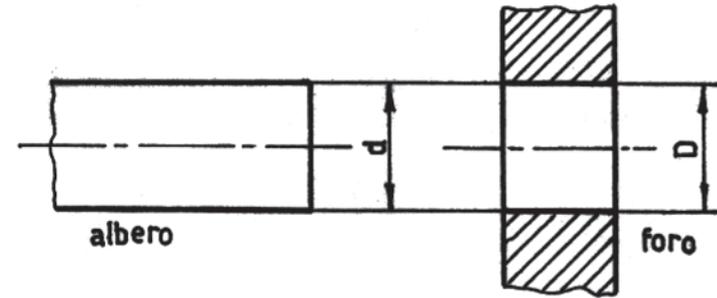
- 1) Tolleranze dimensionali
- 2) Tolleranze geometriche (di forma e posizione)

# ALBERO E FORO

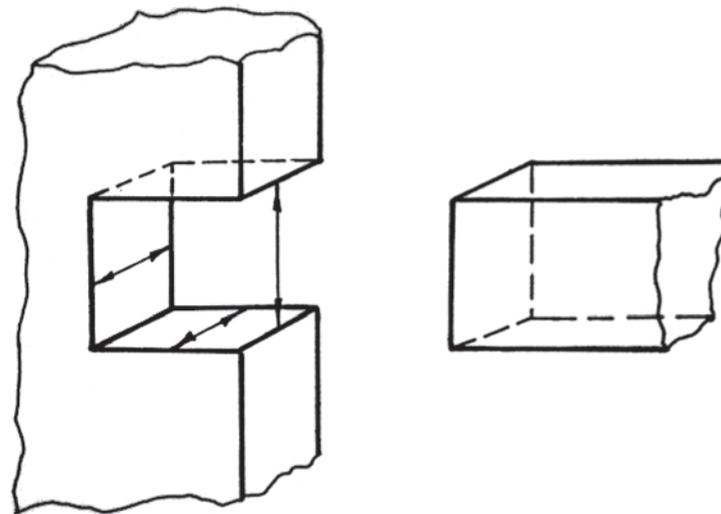


$$59.9 < 60 < 60.1$$

Intervallo dimensionale di escursione.



Definizione di dimensione nominale per un albero e un foro



Estensione del concetto di albero (pieno) e di foro (cavità)

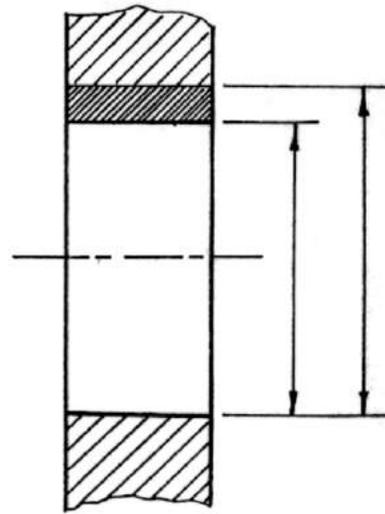
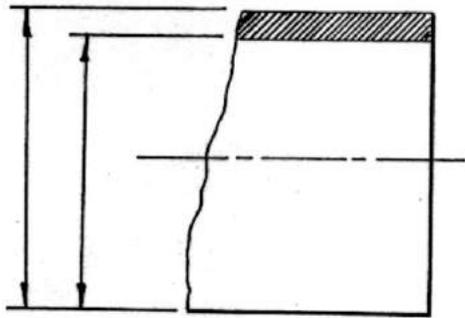
# Albero e foro

Accoppiamento: è il termine con cui si esprime in generale la connessione di due pezzi o elementi in cui uno viene considerato interno rispetto all'altro che viene considerato esterno.

**Albero e foro** sono quindi due concetti generalizzati:

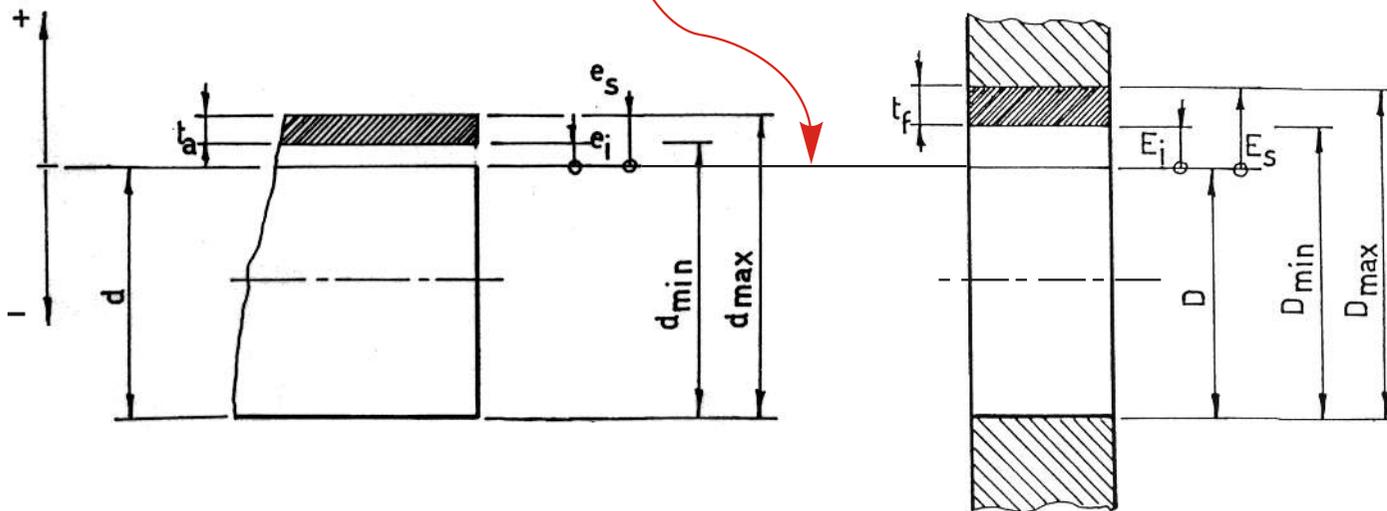
**FORO**: spazio contenente delimitato da superfici

**ALBERO**: spazio contenuto delimitato da superfici



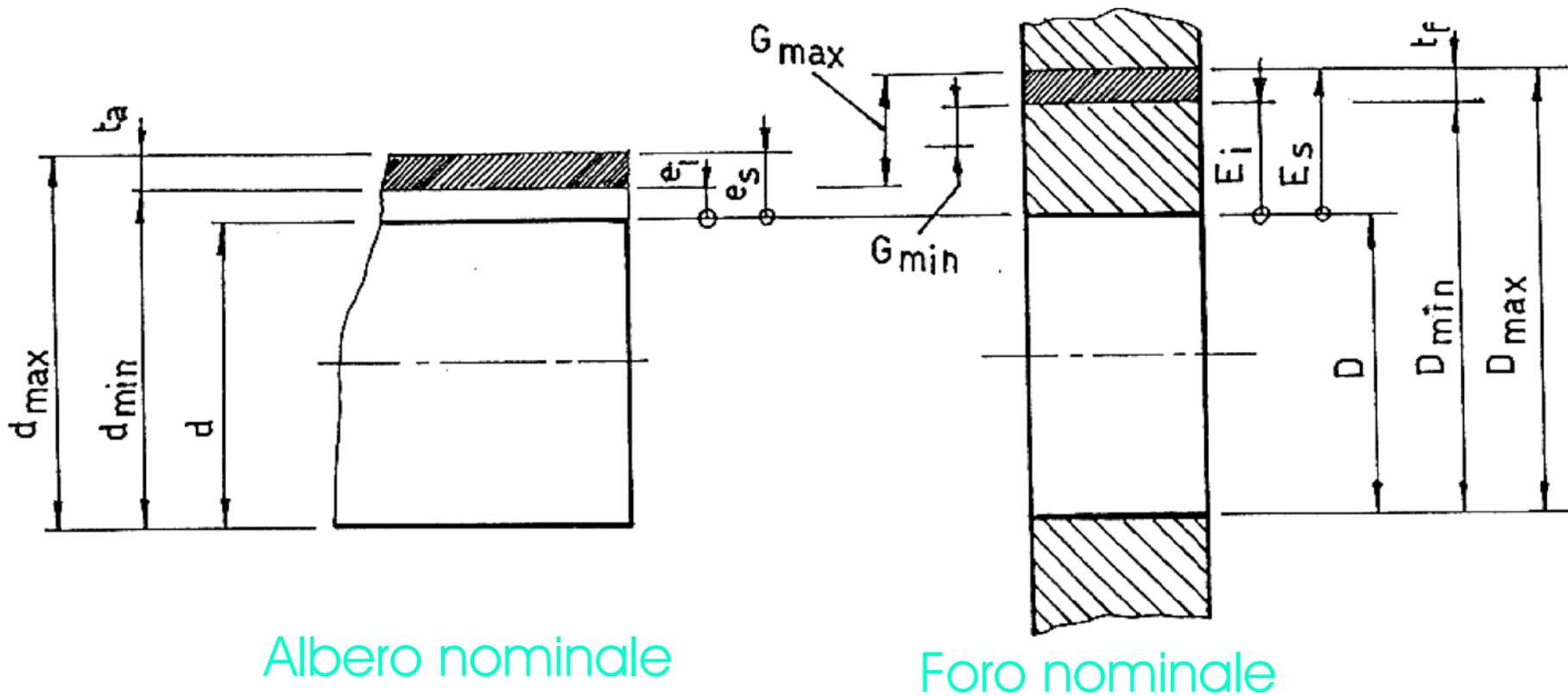
Campi di tolleranza per  
l'albero e il foro

LINEA DELLO ZERO (è comune all'albero e  
al foro)

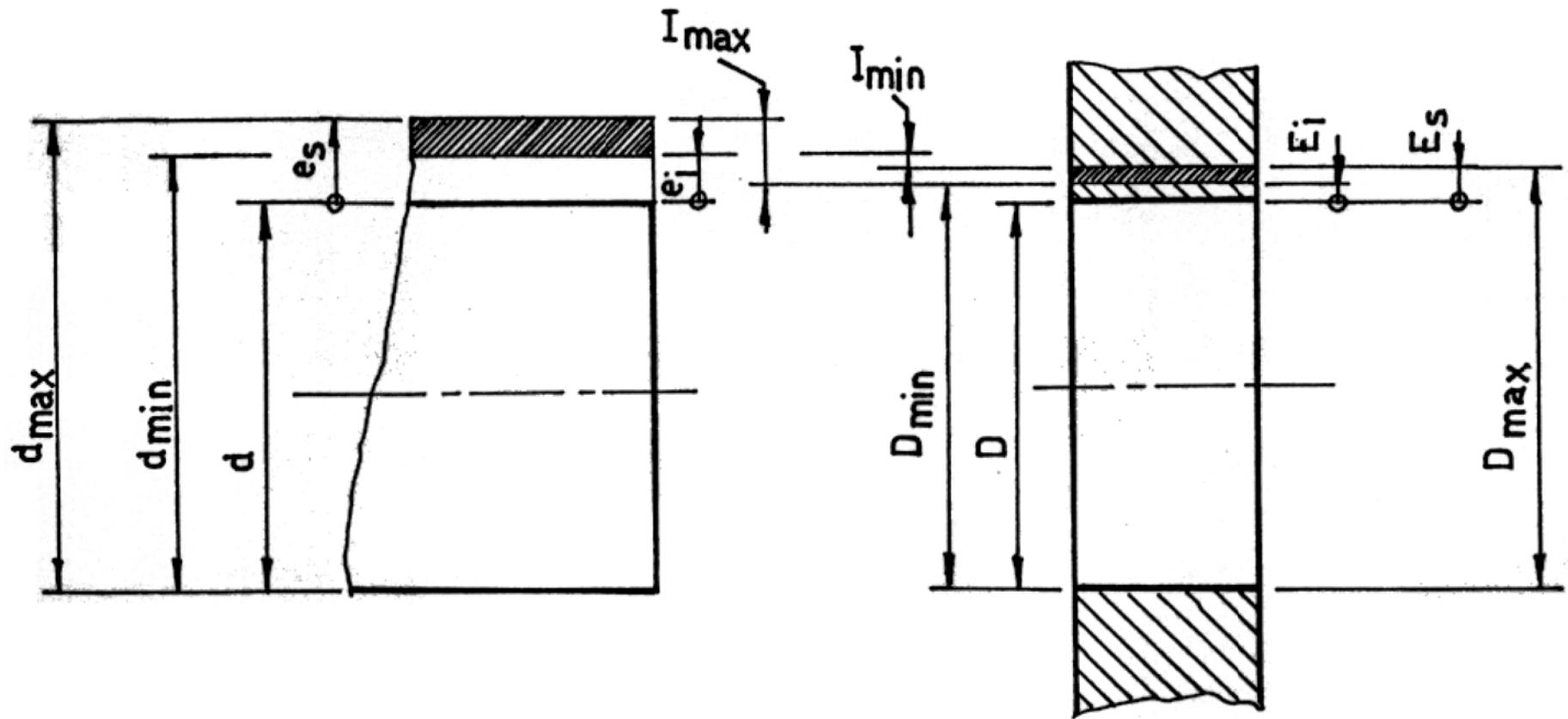


Definizione quantitativa  
del concetto di  
tolleranza

# ACCOPPIAMENTO CON GIOCO E VALUTAZIONE ANALITICA DEI GIOCHI



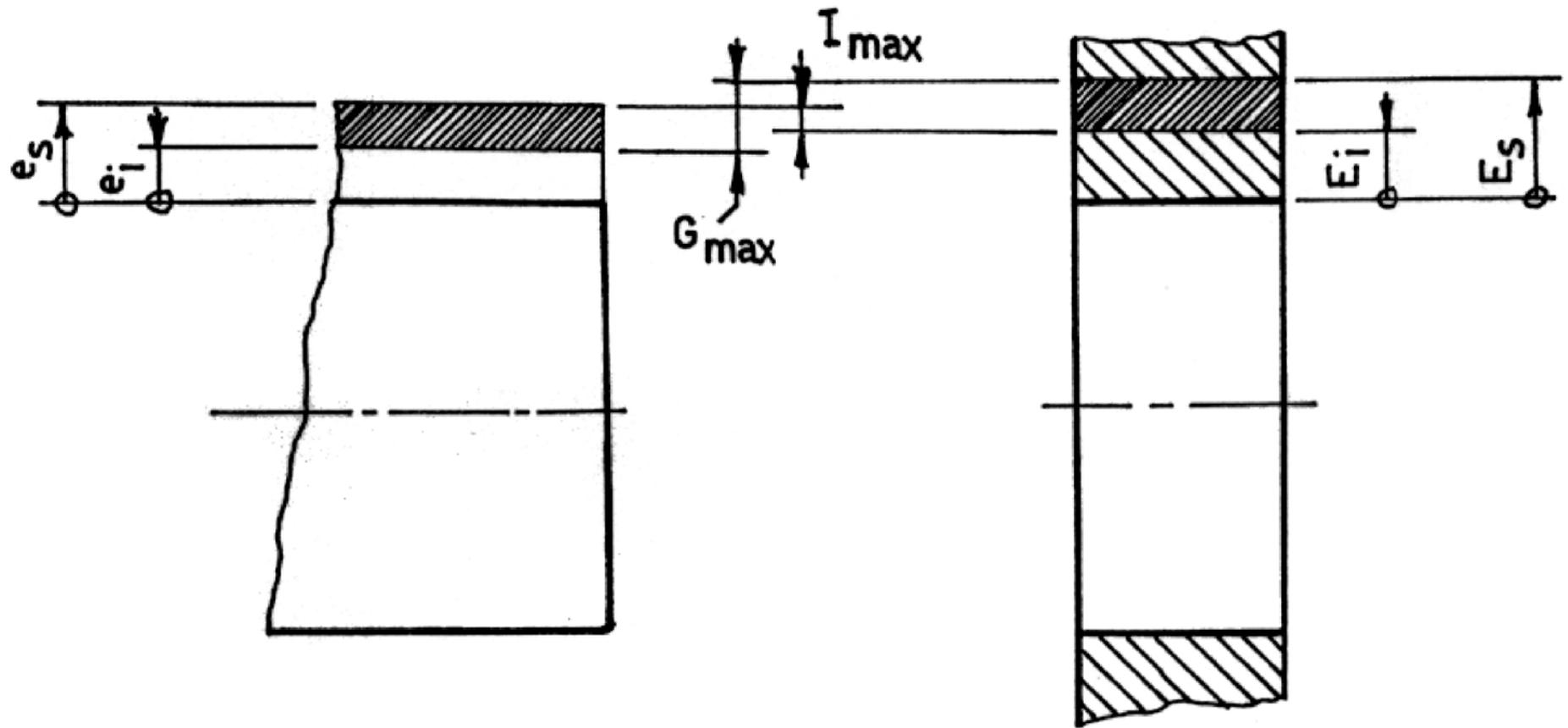
# ACCOPPIAMENTO CON INTERFERENZA E VALUTAZIONE ANALITICA DELLE INTERFERENZE



Albero nominale

Foro nominale

# ACCOPPIAMENTO INCERTO E VALUTAZIONE ANALITICA DEL GIOCO MASSIMO E DELL'INTERFERENZA MASSIMA



Albero nominale

Foro nominale

# Sistemi di tolleranze dimensionali

## UNI ISO 286:2010 Sistema di codifica ISO per tolleranze di dimensioni lineari

La precondizione per l'applicabilità del sistema ISO di tolleranze di parti formanti un accoppiamento è che la dimensione nominale del foro e dell'albero siano identiche.

- 1) Temperatura di riferimento: **20°C**
- 2) Le tolleranze sono espresse in  **$\mu\text{m}$**
- 3) Il campo di tolleranze riguarda dimensioni fino a 3150 mm e viene suddiviso in due classi:
  - A. fino a 500 mm**
  - B. da 500 mm a 3150 mm**

Le classi **A** e **B** sono a loro volta suddivise in gruppi dimensionali.

# Influenza della temperatura

Le dilatazioni/contrazioni termiche possono avere lo stesso ordine di grandezza delle tolleranze dimensionali

$$\Delta L = \alpha L \Delta T$$

$$\alpha = 1.2E-5$$

$$L = 50\text{mm}$$

$$\Delta T = 60^\circ$$

$$\Delta L = 0.036\text{mm} (36\mu\text{m})$$

$$50 / H5 = 50 \text{ } 0/+0.011$$

GRUPPI PRINCIPALI		GRUPPI INTERMEDI (*)	
oltre	fino a	oltre	fino a
-	3	Nessuna suddivisione	
3	6		
6	10		
10	18	10 14	14 18
18	30	18 24	24 30
30	50	30 40	40 50
50	80	50 65	65 80
80	120	80 100	100 120
120	180	120 140 160	140 160 180
180	250	180 200 225	200 225 250
250	315	250 280	280 315
315	400	315 355	355 400
400	500	400 450	450 500

## GRUPPI DIMENSIONALI NOMINALI DA 1 A 500 mm

(\*) Utilizzati per gli scostamenti da **a** a **c** e da **r** a **zc** per gli alberi, da **A** a **C** e da **R** a **ZC** per i fori, nei casi dove è stato ritenuto necessario

GRUPPI PRINCIPALI		GRUPPI INTERMEDI	
oltre	fino a	oltre	(*) fino a
500	630	500 560	560 630
630	800	630 710	710 800
800	1000	800 900	900 1000
1000	1250	1000 1120	1120 1250
1250	1600	1250 1400	1400 1600
1600	2000	1600 1800	1800 2000
2000	2500	2000 2240	2240 2500
2500	3150	2500 2800	2800 3150

## GRUPPI DIMENSIONALI NOMINALI DA 500 A 3500 mm

(\*) Utilizzati per gli scostamenti da **r** a **u** per gli alberi, da **R** a **U** per i fori

# Dimensione media geometrica

Per ogni *GRUPPO* di ogni *CLASSE* le tolleranze e gli scostamenti vengono calcolati in funzione della dimensione media geometrica  $D$ , così definita:

$$D = \sqrt{D_{max} * D_{min}} \quad [\text{mm}]$$

quindi all'interno di ogni gruppo (intervallo di misure) la tolleranza è la stessa

**ESEMPIO** (classe fino a 500 mm)

Gruppo 1 (fino a 3mm)

$$D = \sqrt{1 * 3} = 1.732$$

Gruppo 5 (da 18 a 30)

*Sottogruppo da 18 a 24*

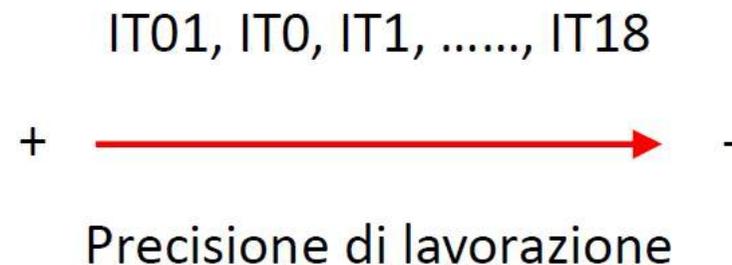
$$D = \sqrt{18 * 30} = 23.238$$

# Gradi di tolleranza

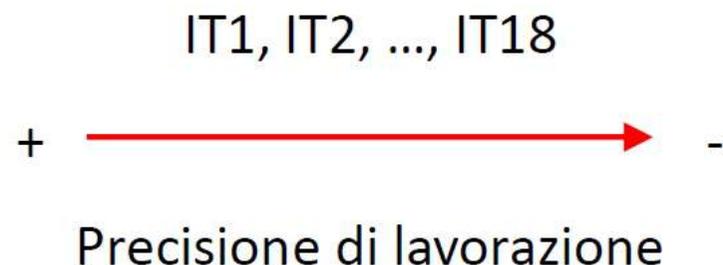
Per ogni gruppo o sottogruppo, caratterizzato dalla dimensione media geometrica  $D$ , è possibile definire diversi gradi di tolleranza indicati con la sigla **IT** (*International Tolerance*).

I gradi di tolleranza indicano la precisione della lavorazione.

- Classe fino a 500 mm (20 gradi di tolleranza IT codificati)



- Classe da 500 a 3150 mmm (18 gradi di tolleranza IT codificati)



## Calcolo di IT (classe fino a 500mm)

I gradi di tolleranza normalizzati da **IT01** a **IT1** si calcolano mediante le seguenti relazioni:

$$IT01 = 0.3 + 0.008 D [\mu m]$$

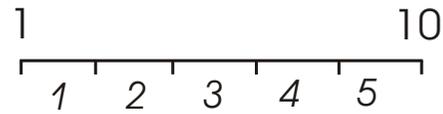
$$IT0 = 0.5 + 0.012 D [\mu m]$$

$$IT1 = 0.8 + 0.020 D [\mu m]$$

I gradi di tolleranza **IT2**, **IT3** e **IT4** non vengono calcolati ma *ripartiti in progressione geometrica* fra **IT1** e **IT5** .

# SERIE DI NUMERI NORMALI

## DEFINIZIONE DELLA "RAGIONE"



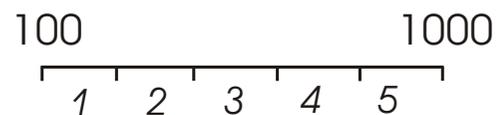
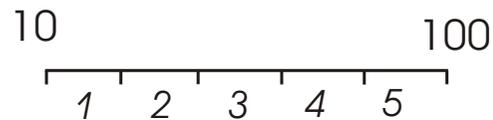
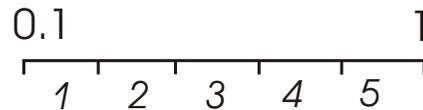
Ra5: ragione serie  
geometrica  
pari a

$$\sqrt[5]{10} \quad 1.585$$

Numero di parti in cui  
si suddivide l'intervallo

Valore costante

Altri estremi dell' intervallo:



Ra10

Ra20

...

...

...

## Calcolo di IT (classe fino a 500mm)

I gradi di tolleranza da **IT5** a **IT18** si calcolano come multipli dell' unità di tolleranza **i**, così definita:

$$i = 0.45 * \sqrt[3]{D} + 0.001 * D [\mu\text{m}]$$

Calcolo di IT (classe da 500 a 3150 mm)

I gradi di tolleranza da **IT1** a **IT18** si calcolano come multipli dell' unità di tolleranza I , così definita:

$$I = 0.004 * D + 2.1 [\mu\text{m}]$$

# Calcolo di IT

## Tolleranze fondamentali

GRADI DI TOLLERANZE NORMALIZZATE	DIMENSIONE NOMINALE (mm)	
	fino a 500	oltre 500 fino a 3150
IT1	-	$2 I$
IT2	-	$2,7 I$
IT3	-	$3,7 I$
IT4	-	$5 I$
IT5	$7 i$	$7 I$
IT6	$10 i$	$10 I$
IT7	$16 i$	$16 I$
IT8	$25 i$	$25 I$
IT9	$40 i$	$40 I$
IT10	$64 i$	$64 I$
IT11	$100 i$	$100 I$
IT12	$160 i$	$160 I$
IT13	$250 i$	$250 I$
IT14	$400 i$	$400 I$
IT15	$640 i$	$640 I$
IT16	$1000 i$	$1000 I$
IT17	$1600 i$	$1600 I$
IT18	$2500 i$	$2500 I$

A parità di classe di precisione il valore della tolleranza varia a seconda della dimensione nominale.

# Tolleranze fondamentali

Valori delle tolleranze fondamentali per dimensioni nominali fino a 3150mm

Table 1 — Values of standard tolerance grades for nominal sizes up to 3 150 mm

Nominal size mm		Standard tolerance grades																				
		IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18	
Above	Up to and includ- ing	Standard tolerance values																				
		µm										mm										
—	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,6	1	1,4	
	3	6	0,4	0,6	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	0,4	0,6	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	0,5	0,8	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	0,6	1	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	0,6	1	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	0,8	1,2	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	1	1,5	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	1,2	2	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	2	3	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	2,5	4	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	3	5	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	4	6	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			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			10	13	18	25	36	50	80	125	200	320	500	0,8	1,25	2	3,2	5	8	12,5
	800	1 000			11	15	21	28	40	56	90	140	230	360	560	0,9	1,4	2,3	3,6	5,6	9	14
	1 000	1 250			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
	1 250	1 600			15	21	29	39	55	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,1	5	7,8	12,5	19,5
	1 600	2 000			18	25	35	46	65	92	150	230	370	600	920	1,5	2,3	3,7	6	9,2	15	23
	2 000	2 500			22	30	41	55	78	110	175	280	440	700	1 100	1,75	2,8	4,4	7	11	17,5	28
	2 500	3 150			26	36	50	68	96	135	210	330	540	860	1 350	2,1	3,3	5,4	8,6	13,5	21	33

# Tolleranze / Lavorazioni / Applicazioni

Grado di tolleranza normalizzato	Classe di tolleranza		Lavorazioni meccaniche corrispondenti		Applicazioni	
	Alberi	Fori	Alberi	Fori	Alberi	Fori
IT1 - IT4			Lavorazione con macchine speciali	Lavorazione con macchine speciali	Lavorazioni di precisione di strumenti di misura, calibri, blocchetti di riscontro	
IT5	extra preciso		rettifica	rettifica speciale	Lavorazioni di pezzi destinati ad essere accoppiati	
IT6	preciso	extra preciso	rettifica	rettifica	Lavorazioni di pezzi destinati ad essere accoppiati	
IT7	preciso -medio	preciso	tornitura	rettifica alesatura tornitura	Lavorazioni di pezzi destinati ad essere accoppiati	
IT8	medio	medio	tornitura	alesatura tornitura	Lavorazioni di pezzi destinati ad essere accoppiati	
IT9	medio - grossolano	medio - grossolano	tornitura trafilatura	alesatura tornitura trapanatura	Lavorazioni di pezzi destinati ad essere accoppiati	
IT10	medio - grossolano	medio - grossolano	tornitura trafilatura	alesatura tornitura trapanatura	Lavorazioni di pezzi destinati ad essere accoppiati	
IT11	grossolano	grossolano	Lavorazioni grossolane di stampaggio o fusione		Pezzi non destinati ad accoppiamenti con altri pezzi	
IT12	molto grossolano	molto grossolano	Lavorazioni grossolane di stampaggio o fusione		Pezzi non destinati ad accoppiamenti con altri pezzi	
IT13	molto grossolano	molto grossolano	Lavorazioni grossolane di stampaggio o fusione		Pezzi non destinati ad accoppiamenti con altri pezzi	
IT14 - IT18	molto grossolano	molto grossolano	Lavorazioni grossolane di stampaggio o fusione		Pezzi non destinati ad accoppiamenti con altri pezzi	

## Esempi

$$d=24\text{mm} \Rightarrow D = \sqrt{18 \cdot 30} = 23.238\text{mm}$$

$$i = 0.45 \cdot \sqrt[3]{23.238} + 0.001 \cdot 23.238 = 1.307\mu\text{m}$$

$$\text{IT7} \Rightarrow \text{Tolleranza } 16i = 21\mu\text{m}$$

$$\text{IT15} \Rightarrow \text{Tolleranza } 640i = 837\mu\text{m}$$

$$d=640\text{mm} \Rightarrow D = \sqrt{630 \cdot 800} = 709.93\text{mm}$$

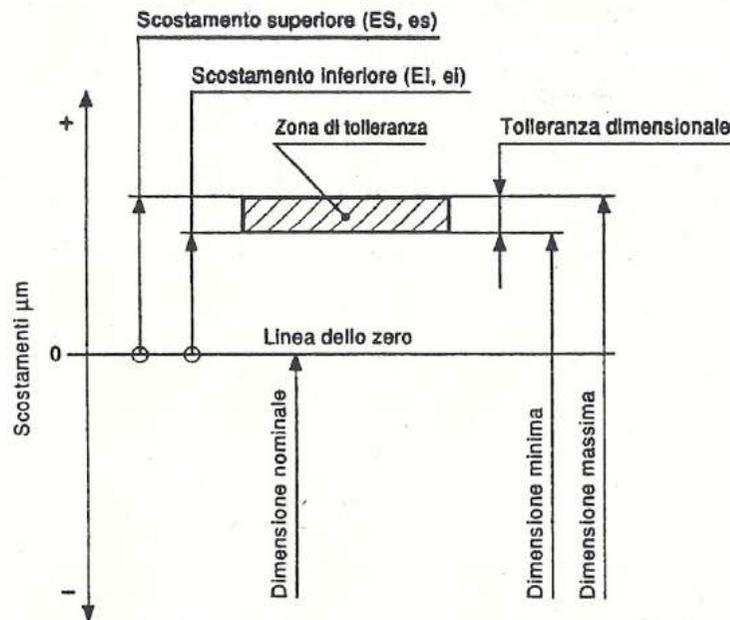
$$I = 0.004 \cdot 709.93 + 2.1 = 4.94\mu\text{m}$$

$$\text{IT3} \Rightarrow \text{Tolleranza } 3.7I = 19\mu\text{m}$$

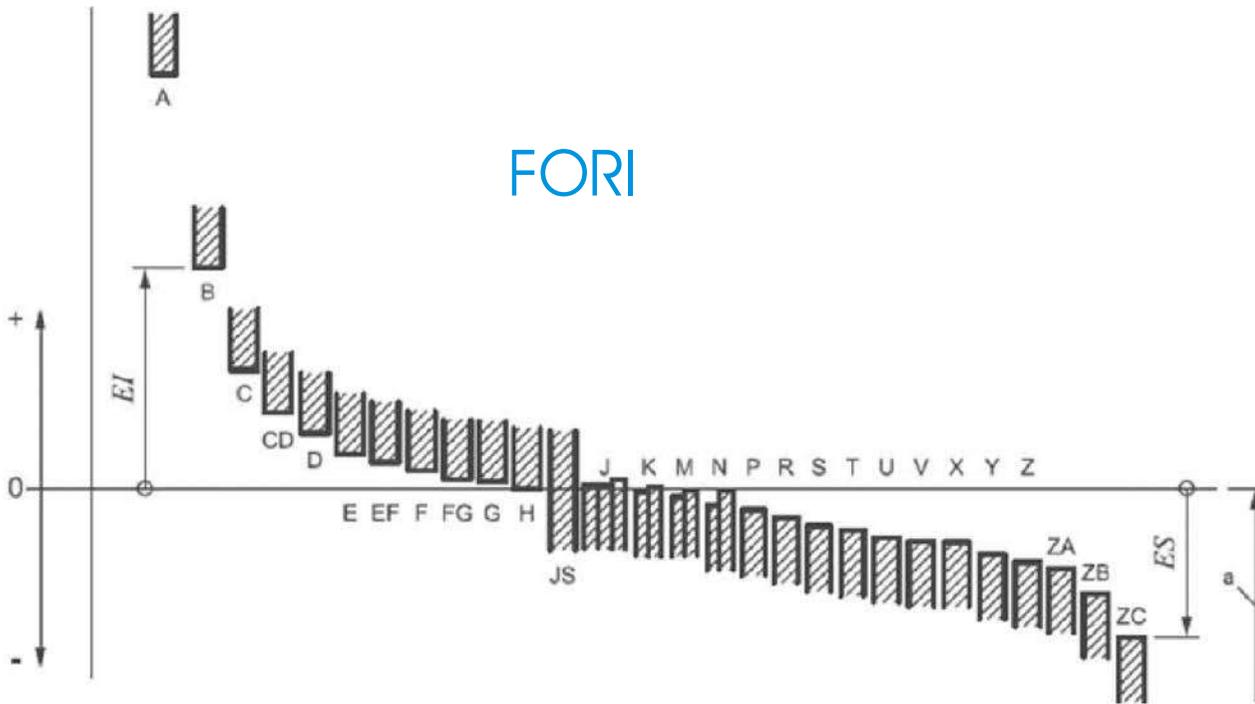
$$\text{IT12} \Rightarrow \text{Tolleranza } 160I = 791\mu\text{m}$$

## Posizione della zona di tolleranza

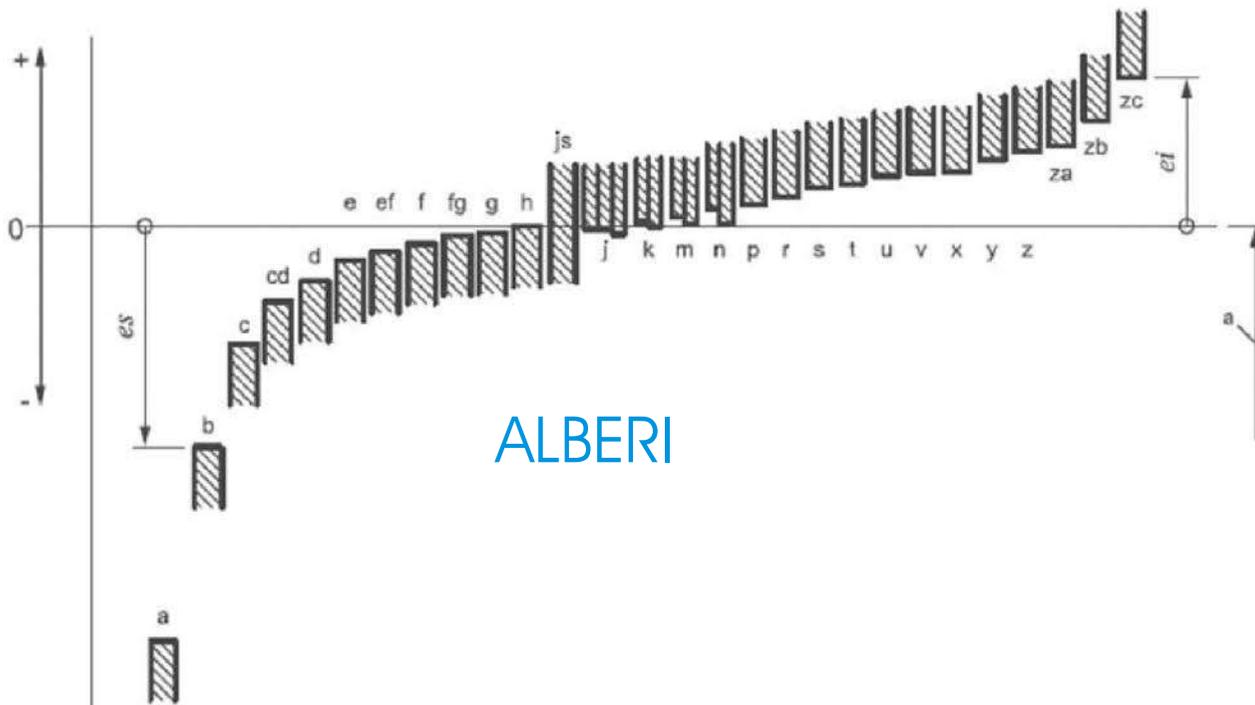
Mediante la dimensione media geometrica  $D$ , le unità di tolleranza  $i$  e  $I$  e la tolleranza fondamentale  $IT$  è stata definita l'ampiezza della zona di tolleranza ma **non** la sua posizione rispetto alla linea dello zero.



N.B.: Si definisce *scostamento fondamentale* quello **più vicino** alla linea dello zero.

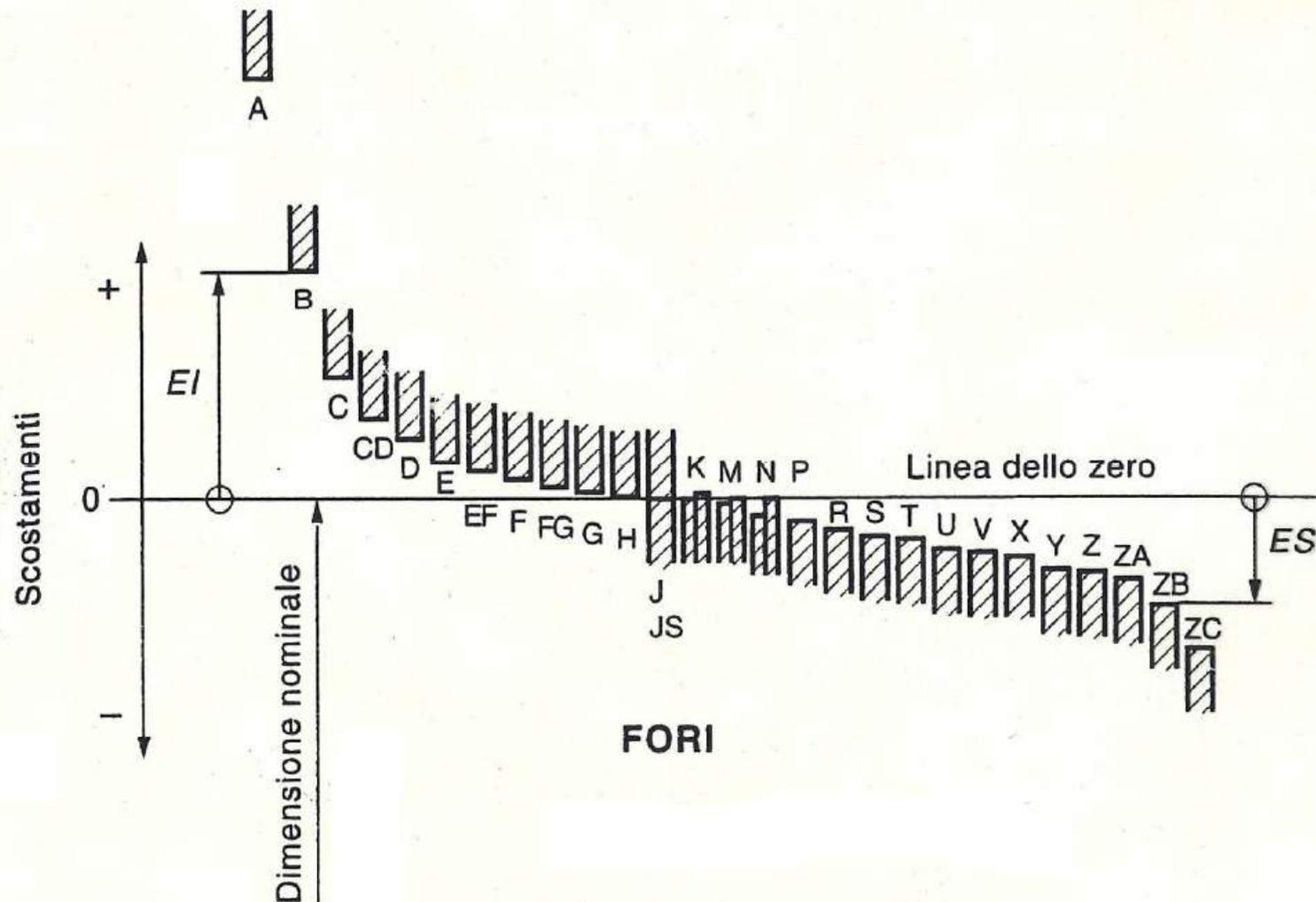


- Le lettere **maiuscole** sono relative ai **fori**
- Le lettere **minuscole** sono relative agli **alberi**



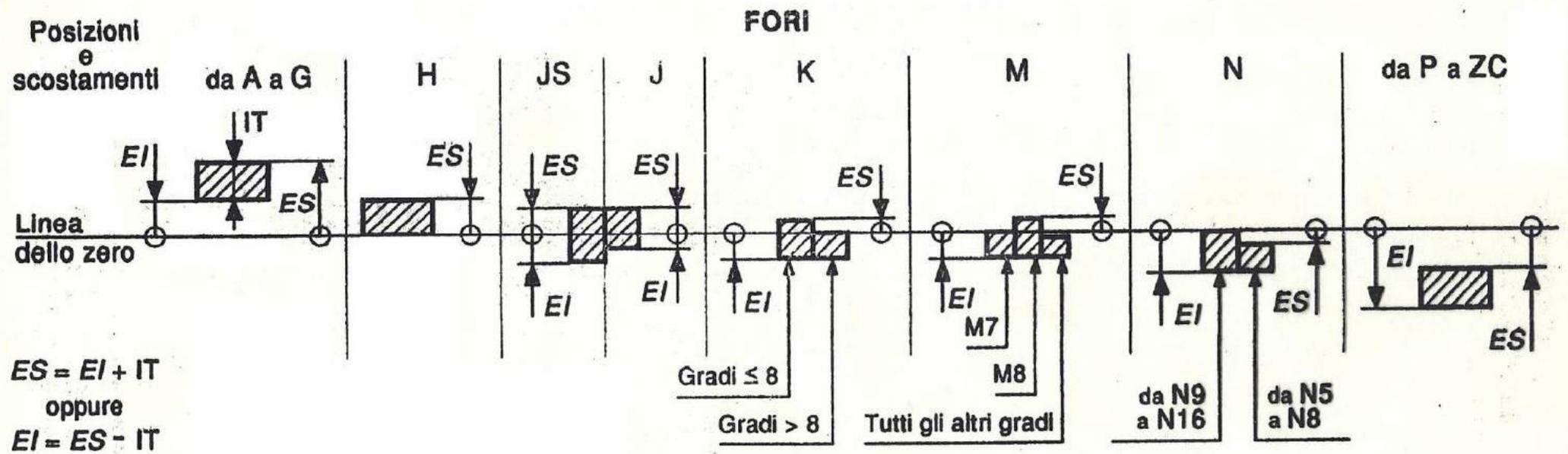
POSIZIONI DEI CAMPI DI TOLLERANZA

# Schema generale – Fori

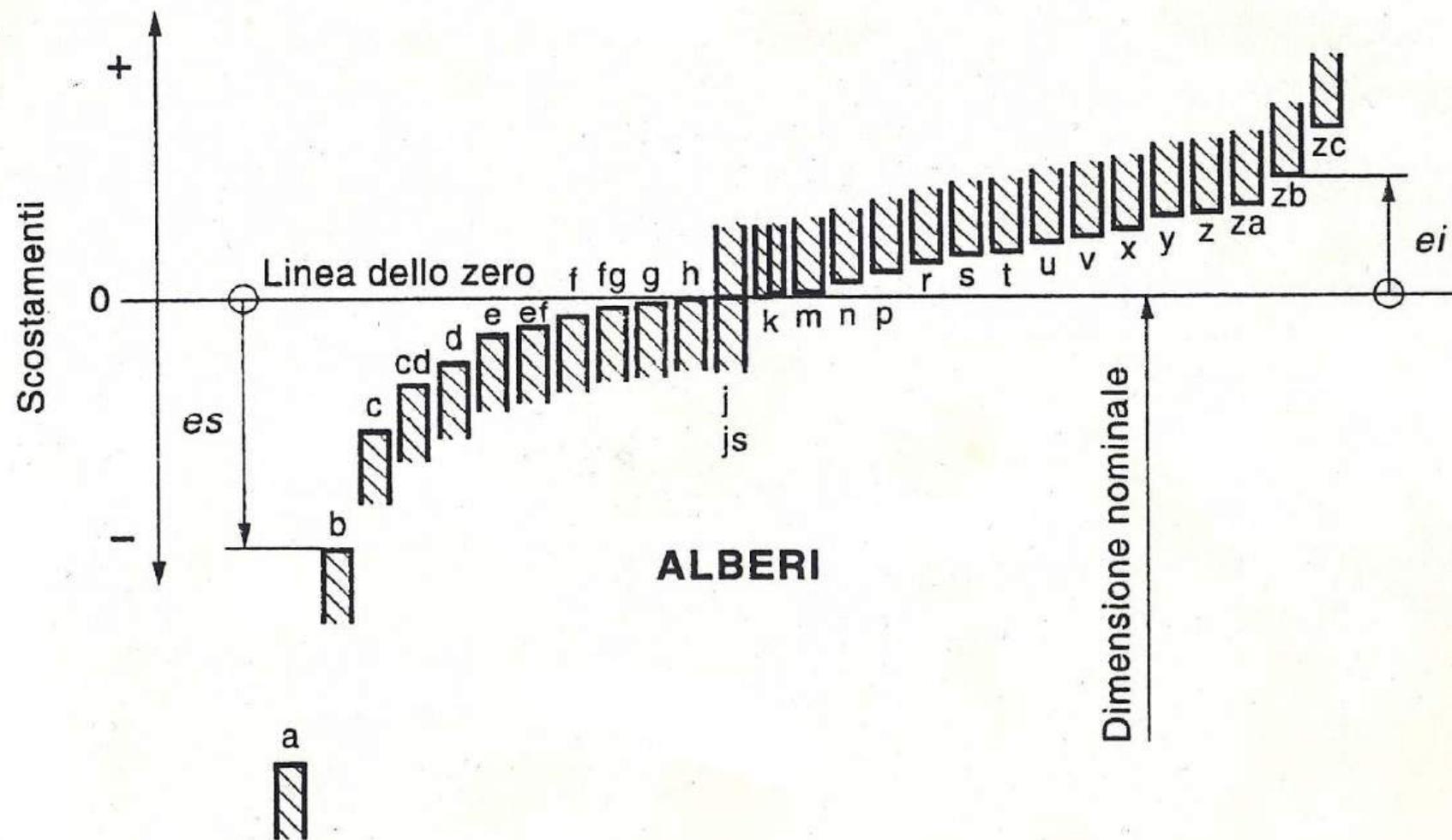


- Da A ad H dimensioni effettive maggiori delle nominali (scostamenti positivi)
- Da K a ZC dimensioni effettive minori delle nominali (scostamenti negativi)

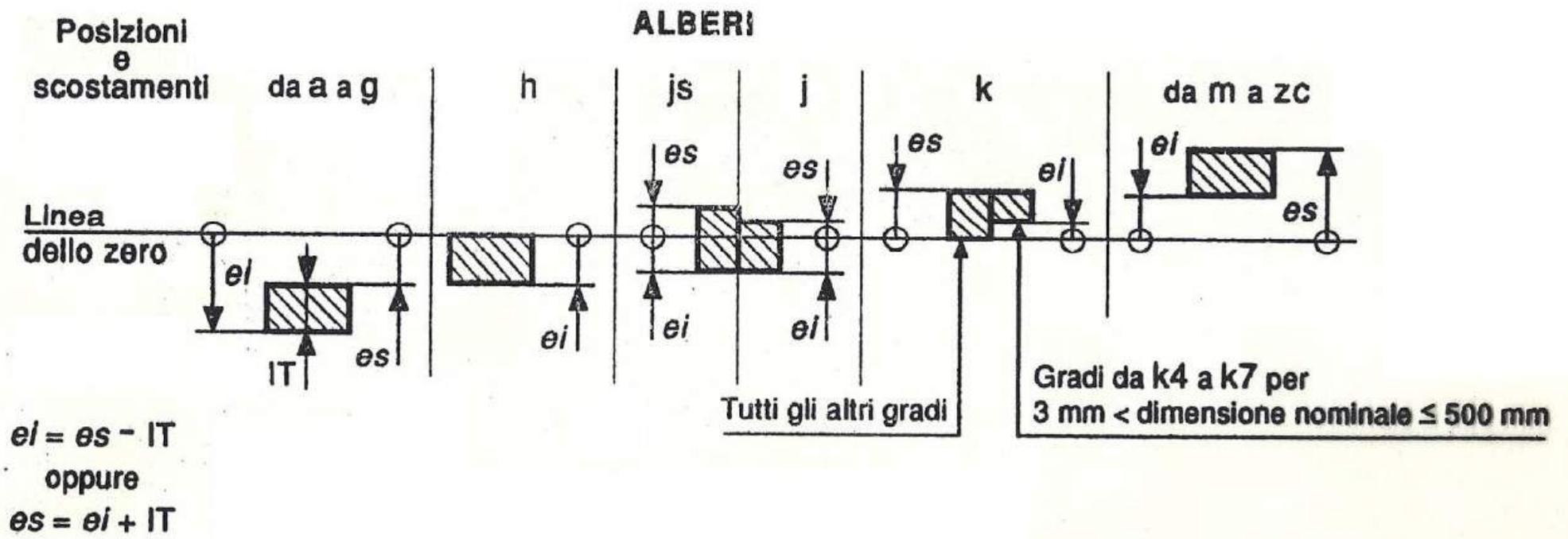
# Schema generale – Fori



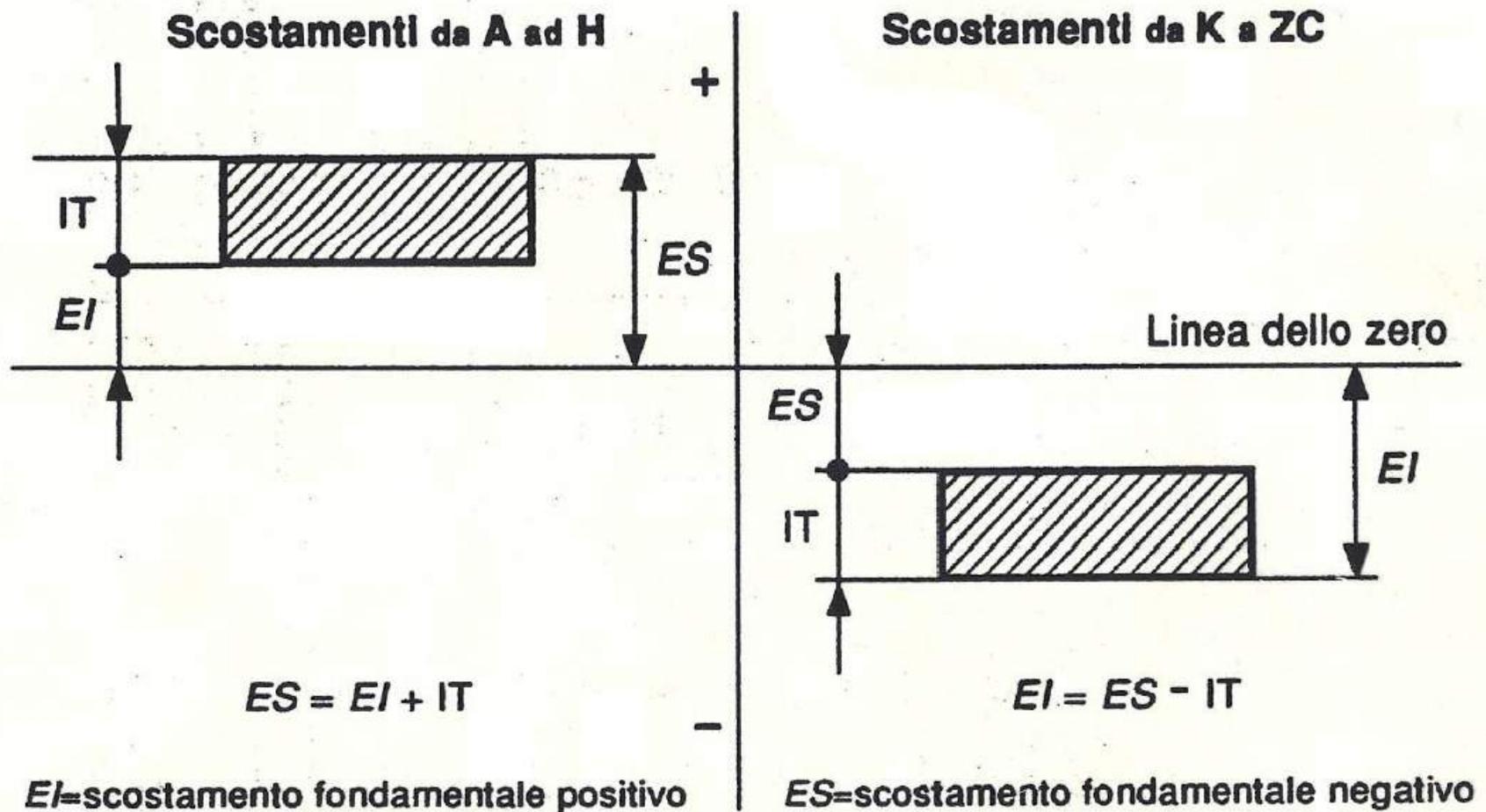
# Schema generale – Alberi



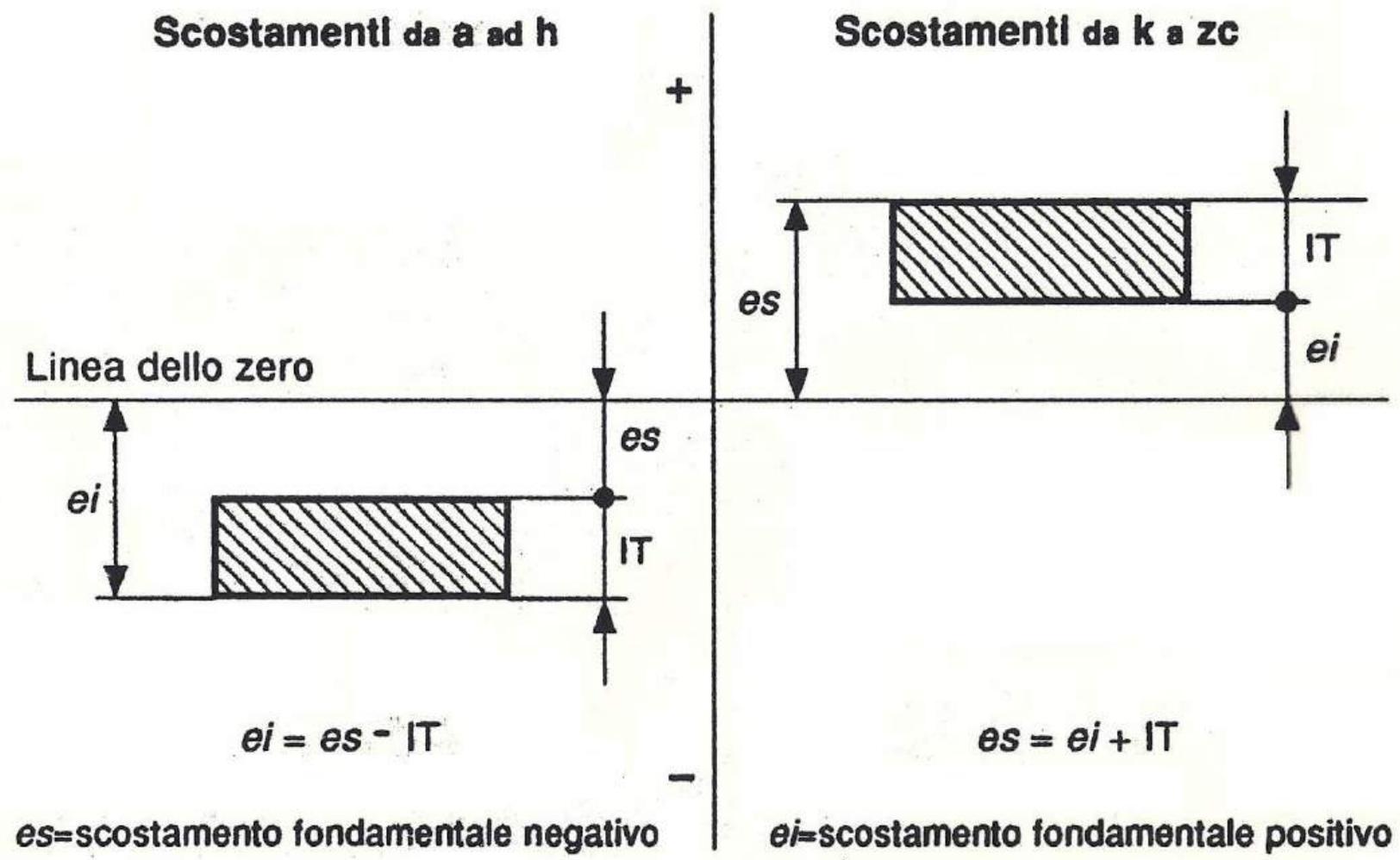
# Schema generale – Alberi



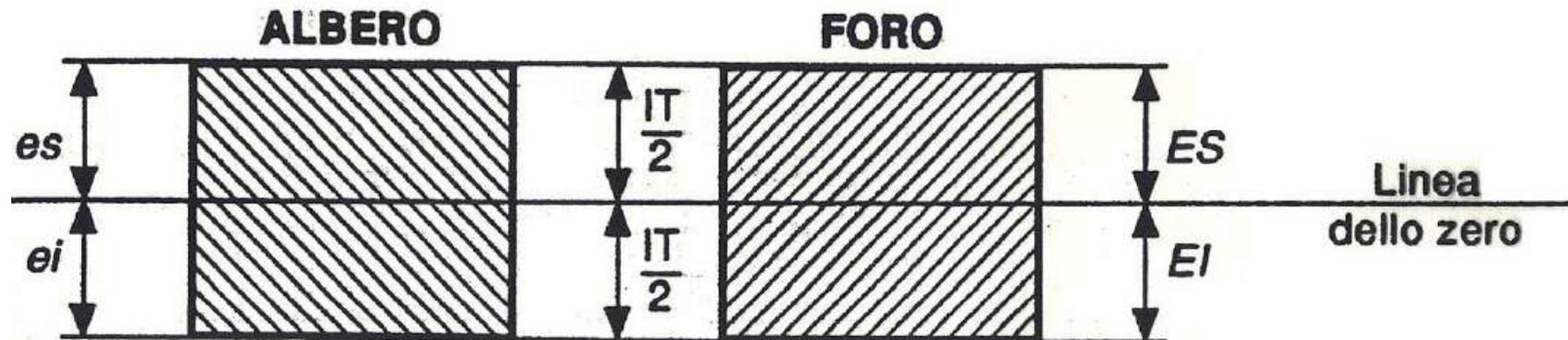
# Scostamenti fondamentali - Fori



# Scostamenti fondamentali - Alberi



# Scostamenti fondamentali – $js$ e $JS$



- Per gli alberi  $\Rightarrow es=ei=IT/2$
- Per i fori  $\Rightarrow ES=EI=IT/2$

# Scostamenti fondamentali a-js e A-JS

Dimensione nominale (mm)		ALBERO			Formula dove $D$ è la media geometrica delle dimensioni nominali in mm	FORO			Dimensione nominale (mm)	
oltre	fino a	Scostamenti fondamentali	Segno (- oppure +)	Designazione		Designazione	Segno (- oppure +)	Scostamenti fondamentali	oltre	fino a
1	120	a	-	es	$265 + 1,3D$	EI	+	A	1	120
120	500				$3,5D$				120	500
1	160	b	-	es	$=140 + 0,85D$	EI	+	B	1	160
160	500				$=1,8D$				160	500
0	40	c	-	es	$52D^{0,2}$	EI	+	C	0	40
40	500				$95 + 0,8D$				40	500
0	10	cd	-	es	Media geometrica dei valori di "C", "c" e "D", "d"	EI	+	CD	0	10
0	3150	d	-	es	$16D^{0,44}$	EI	+	D	0	3150
0	3150	e	-	es	$11D^{0,41}$	EI	+	E	0	3150
0	10	ef	-	es	Media geometrica dei valori di "E", "e" e "F", "f"	EI	+	EF	0	10
0	3150	f	-	es	$5,5D^{0,41}$	EI	+	F	0	3150
0	10	fg	-	es	Media geometrica dei valori di "F", "f" e "G", "g"	EI	+	FG	0	10
0	3150	g	-	es	$2,5D^{0,34}$	EI	+	G	0	3150
0	3150	h	nessun segno	es	Scostamento=0	EI	nessun segno	H	0	3150
0	500	j			Nessuna formula <sup>1)</sup>			J	0	500
0	3150	js	+	es	$0,5 IT_n$	EI ES	+	JS	0	3150
			-	ei			-			

# Scostamenti fondamentali k-zc e K-ZC

0	500 <sup>2)</sup>	k	+	ei	$0,6\sqrt[3]{D}$	ES	-	K <sup>3)</sup>	0	500 <sup>4)</sup>
500	3150		nessun segno		Scostamento=0		nessun segno		500	3150
0	500	m	+	ei	IT7 - IT6	ES	-	M <sup>3)</sup>	0	500
500	3150				$0,024D + 12,6$				500	3150
0	500	n	+	ei	$5D^{0,34}$	ES	-	N <sup>3)</sup>	0	500
500	3150				$0,04D + 21$				500	3150
0	500	p	+	ei	IT7 + 0 ÷ 5	ES	-	P <sup>3)</sup>	0	500
500	3150				$0,072D + 37,8$				500	3150
0	3150	r	+	ei	Media geometrica dei valori di "P", "p" e "S", "s"	ES	-	R <sup>3)</sup>	0	3150
0	500	s	+	ei	IT8 + 1 ÷ 4	ES	-	S <sup>3)</sup>	0	500
500	3150				$IT7 + 0,4D$				500	3150
24	3150	t	+	ei	$IT7 + 0,63D$	ES	-	T <sup>3)</sup>	24	3150
0	3150	u	+	ei	$IT7 + D$	ES	-	U <sup>3)</sup>	0	3150
14	500	v	+	ei	$IT7 + 1,25D$	ES	-	V <sup>3)</sup>	14	500
0	500	x	+	ei	$IT7 + 1,6D$	ES	-	X <sup>3)</sup>	0	500
18	500	y	+	ei	$IT7 + 2D$	ES	-	Y <sup>3)</sup>	18	500
0	500	z	+	ei	$IT7 + 2,5D$	ES	-	Z <sup>3)</sup>	0	500
0	500	za	+	ei	$IT8 + 3,15D$	ES	-	ZA <sup>3)</sup>	0	500
0	500	zb	+	ei	$IT9 + 4D$	ES	-	ZB <sup>3)</sup>	0	500
0	500	zc	+	ei	$IT10 + 5D$	ES	-	ZC <sup>3)</sup>	0	500

1) I valori sono forniti da tabelle normalizzate.

2) La formula si applica ai gradi da IT4 a IT7. Per tutte le altre dimensioni nominali (sopra 500 mm) e per gradi di tolleranza fino a IT3 e sopra a IT7 lo scostamento fondamentale è nullo.

3) La regola per la determinazione dello scostamento fondamentale è contenuta nel testo della norma.

4) La formula si applica fino al grado IT8. Per tutte le altre dimensioni (sopra 500 mm) lo scostamento fondamentale è nullo.

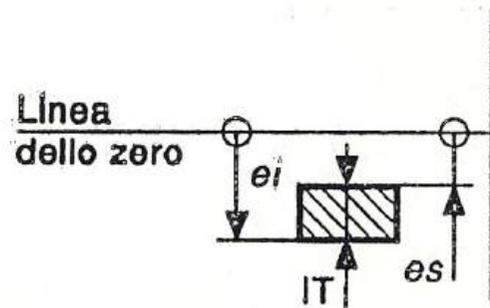
# Esempi

Tolleranza 100 f6

$$d=100\text{mm} \Rightarrow D = \sqrt{80 \cdot 120} = 97.98\text{mm}$$

$$i = 0.45 \cdot \sqrt[3]{97.98} + 0.001 \cdot 97.98 = 2.173\mu\text{m}$$

$$IT6 \Rightarrow \text{Tolleranza } 10i = 22\mu\text{m} = 0.022\text{mm}$$



$$ei = es - IT$$

oppure

$$es = ei + IT$$

$$es = -5.5D^{0.41} = -36\mu\text{m} = -0.036\text{mm}$$

$$ei = es - IT = -58\mu\text{m} = -0.058\text{mm}$$

Pertanto

$$100f6 \equiv 100_{-0.058}^{-0.036}$$

Table 2 — Values of the fundamental deviations for holes A to M

Fundamental deviation values in micrometres

Nominal size mm		Fundamental deviation values																	
Above	Up to and including	Lower limit deviation, <i>EI</i>											Upper limit deviation, <i>ES</i>						
		All standard tolerance grades											IT6	IT7	IT8	Up to and including IT8	Above IT8	Up to and including IT8	Above IT8
		A <sup>a</sup>	B <sup>a</sup>	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	JS	J	K <sup>c,d</sup>	M <sup>b,c,d</sup>	N <sup>b,c,d</sup>		
—	3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	+2	+4	+5	0	0	-2	-2
3	6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0	+5	+6	+10	-1 + <i>d</i>		-4 + <i>d</i>	-4
6	10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0	+5	+6	+12	-1 + <i>d</i>		-6 + <i>d</i>	-6
10	14	+290	+150	+95	+70	+50	+32	+23	+16	+10	+6	0	+6	+10	+15	-1 + <i>d</i>		-7 + <i>d</i>	-7
14	18																		
18	24	+300	+160	+110	+85	+65	+40	+28	+20	+12	+7	0	+8	+12	+20	-2 + <i>d</i>		-8 + <i>d</i>	-8
24	30																		
30	40	+310	+170	+120	+100	+80	+50	+35	+25	+15	+9	0	+10	+14	+24	-2 + <i>d</i>		-9 + <i>d</i>	-9
40	50	+320	+180	+130															
50	65	+340	+190	+140	+100	+60		+30	+10	0		0	+13	+18	+28	-2 + <i>d</i>		-11 + <i>d</i>	-11
65	80	+360	+200	+150															
80	100	+380	+220	+170	+120	+72		+36	+12	0		0	+16	+22	+34	-3 + <i>d</i>		-13 + <i>d</i>	-13
100	120	+410	+240	+180															
120	140	+460	+260	+200	+145	+85		+43	+14	0		0	+16	+26	+41	-3 + <i>d</i>		-15 + <i>d</i>	-15
140	160	+520	+280	+210															
160	180	+580	+310	+230	+170	+100		+50	+15	0		0	+22	+30	+47	-4 + <i>d</i>		-17 + <i>d</i>	-17
180	200	+660	+340	+240															
200	225	+740	+380	+260	+190	+110		+56	+17	0		0	+25	+36	+55	-4 + <i>d</i>		-20 + <i>d</i>	-20
225	250	+820	+420	+280															
250	280	+920	+480	+300	+210	+125		+62	+18	0		0	+29	+38	+63	-4 + <i>d</i>		-21 + <i>d</i>	-21
280	315	+1 060	+540	+330															
315	355	+1 200	+600	+360	+230	+135		+68	+20	0		0	+38	+43	+69	-5 + <i>d</i>		-23 + <i>d</i>	-23
355	400	+1 350	+680	+400															
400	450	+1 500	+760	+440	+290	+145		+76	+22	0		0				0		-26	
450	500	+1 650	+840	+480															
500	560				+290	+160		+80	+24	0		0				0		-30	
560	630																		
630	710				+320	+170		+86	+26	0		0				0		-34	
710	800																		
800	900				+350	+195		+98	+28	0		0				0		-40	
900	1 000																		
1 000	1 120				+390	+220		+110	+30	0		0				0		-48	
1 120	1 250																		
1 250	1 400				+430	+240		+120	+32	0		0				0		-58	
1 400	1 600																		
1 600	1 800				+460	+260		+130	+34	0		0				0		-68	
1 800	2 000																		
2 000	2 240				+520	+290		+145	+38	0		0				0		-76	
2 240	2 500																		
2 500	2 800																		
2 800	3 150																		

Deviations = ± IT<sub>r</sub>/2, where r is the standard tolerance grade number

VALORI DEGLI SCOSTAMENTI FONDAMENTALI DEI FORI DA A AD M SECONDO UNI ISO 286-1:2010(E)

<sup>a</sup> Fundamental deviations A and B shall not be used for nominal sizes < 1 mm.  
<sup>b</sup> Special case: for tolerance class M6 in the range above 250 mm up to and including 315 mm, *ES* = -9 μm (instead of -11 μm according to the calculation).  
<sup>c</sup> For determining the values K and M, see 4.3.2.5.  
<sup>d</sup> For *d* values, see Table 3.

# VALORI DEGLI SCOSTAMENTI FONDAMENTALI DEI FORI DA N A ZC SECONDO UNI ISO 286-1:2010(E)

Table 3 — Values of the fundamental deviations for holes N to ZC

Fundamental deviation values and  $\Delta$  values in micrometres

Nominal size mm		Fundamental deviation values Upper limit deviation, <i>ES</i>															Values for $\Delta$																
Above	Up to and including	Up to and including IT8	Above IT8	Up to and including IT7	Standard tolerance grades above IT7												Standard tolerance grades																
		N <sup>a,b</sup>	P to ZC <sup>a</sup>	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8												
—	3	-4	-4	Values as for standard tolerance grades above IT7 increased by $\Delta$	-6	-10	-14		-18		-20		-26	-32	-40	-60	0	0	0	0	0	0											
3	6	-8 + $\Delta$	0		-12	-15	-19		-23		-28		-35	-42	-50	-80	1	1.5	1	3	4	6											
6	10	-10 + $\Delta$	0		-15	-19	-23		-28		-34		-42	-52	-67	-97	1	1.5	2	3	6	7											
10	14	-12 + $\Delta$	0		-18	-23	-28		-33		-40		-50	-64	-90	-130	1	2	3	3	7	9											
14	18							-39		-45	-60	-77	-108	-150																			
18	24	-15 + $\Delta$	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 + $\Delta$	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	-325		
50	65	-20 + $\Delta$	0		-32	-41	-53	-66	-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	-360	-480
80	100	-23 + $\Delta$	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	-690
120	140	-27 + $\Delta$	0		-43	-63	-92	-122	-170	-202	-248	-300	-365	-470	-620	-800	3	4	6	7	15	23											
140	160																						-65	-100	-134	-190	-228	-280	-340	-415	-535	-700	-900
160	180																						-68	-108	-146	-210	-252	-310	-380	-465	-600	-780	-1 000
180	200	-31 + $\Delta$	0		-50	-77	-122	-166	-236	-284	-350	-425	-520	-670	-880	-1 150	3	4	6	9	17	26											
200	225																						-80	-130	-180	-258	-310	-385	-470	-575	-740	-960	-1 250
225	250																						-84	-140	-196	-284	-340	-425	-520	-640	-820	-1 050	-1 350
250	280	-34 + $\Delta$	0		-56	-94	-158	-218	-315	-385	-475	-580	-710	-920	-1 200	-1 550	4	4	7	9	20	29											
280	315			-98																			-170	-240	-350	-425	-525	-650	-790	-1 000	-1 300	-1 700	
315	355	-37 + $\Delta$	0	-62	-108	-190	-268	-390	-475	-590	-730	-900	-1 150	-1 500	-1 900	4	5	7	11	21	32												
355	400																					-114	-208	-294	-435	-530	-660	-820	-1 000	-1 300	-1 650	-2 100	
400	450	-40 + $\Delta$	0	-66	-126	-232	-330	-490	-595	-740	-920	-1 100	-1 450	-1 850	-2 400	5	5	7	13	23	34												
450	500																					-132	-252	-360	-540	-660	-820	-1 000	-1 250	-1 600	-2 100	-2 600	
500	560	-44		-78	-150	-280	-400	-600																									
560	630								-155	-310	-450	-660																					

..... analoghe tabelle fino a 3150 mm per i fori e anche per gli alberi

## SISTEMI DI ACCOPPIAMENTO ALBERO BASE E FORO BASE PER LIMITARE IL NUMERO DI ACCOPPIAMENTI POSSIBILI

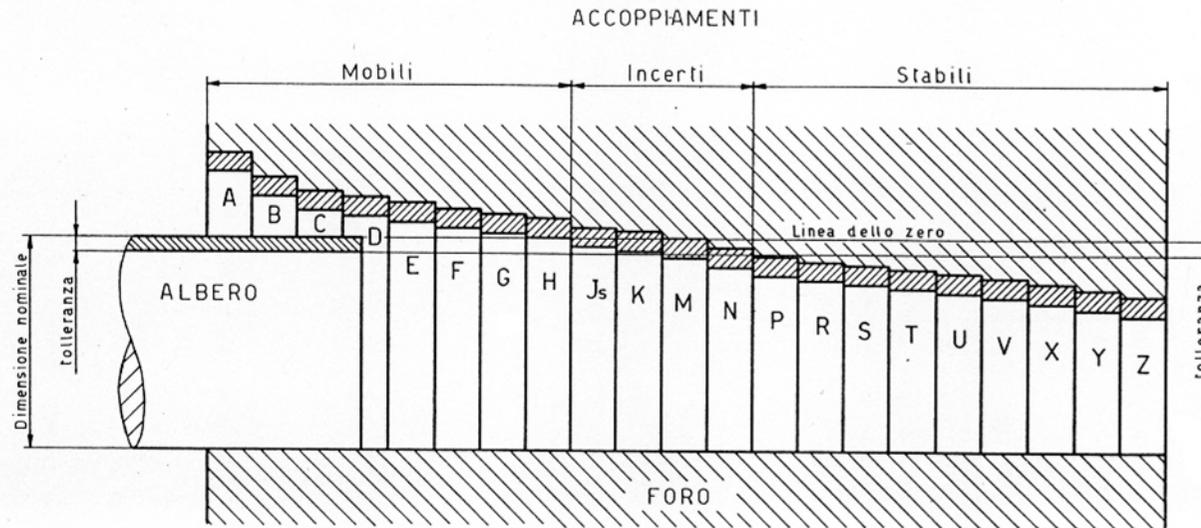
Accoppiamento albero base:

si fissa la posizione del campo di tolleranza dell'albero in modo che il campo sia appoggiato sulla linea dello zero: lo scostamento fondamentale vale zero (posizione h). I tre tipi di accoppiamento con gioco, con interferenza e incerto si ottengono variando SOLO la posizione del campo di tolleranza del foro

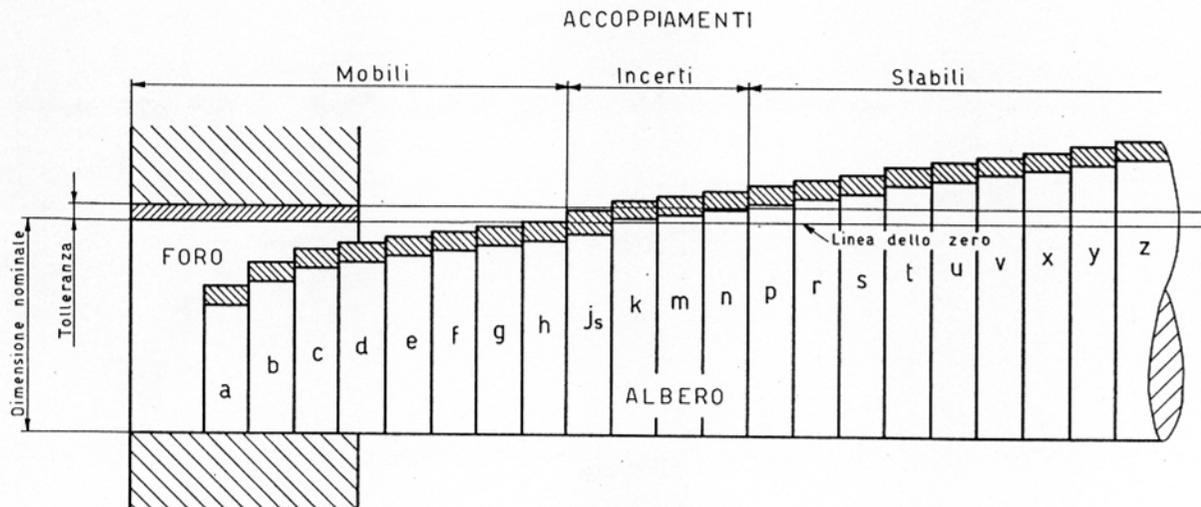
Accoppiamento foro base:

si fissa la posizione del campo di tolleranza del foro in modo che il campo sia appoggiato sulla linea dello zero: lo scostamento fondamentale vale zero (posizione H). I tre tipi di accoppiamento con gioco, con interferenza e incerto si ottengono variando SOLO la posizione del campo di tolleranza dell'albero.

# CONCETTO DELL'ACCOPPIAMENTO ALBERO E FORO BASE



ALBERO BASE



FORO BASE

# Albero base – Foro base

Al fine di evitare una eccessiva moltiplicazione degli accoppiamenti possibili, il sistema UNI/ISO prevede di utilizzare solo i seguenti sistemi di accoppiamento:

**Albero base:** mantenendo un albero in posizione  $h$ , si combinano fori con posizioni da A a ZC

Es.          G7/h6    P6/h5

**Foro base:** mantenendo un foro in posizione  $H$ , si combinano alberi con posizioni da a a zc

Es.          H7/g6    H6/p5



SISTEMA TOLLERANZE ISO - ACCOPPIAMENTI RACCOMANDATI « ALBERO-BASE » D'IMPIEGO COMUNE

ACCOPPIAMENTO	APPLICAZIONE - MONTAGGIO
<b>N6/h7</b>	Per organi fissi uno rispetto all'altro smontabili solo con forte pressione, devono essere assicurati contro la rotazione e lo scorrimento. <i>Montaggio:</i> a mano con mazzuolo o torchietto e con differenza di temperatura.
<b>M6/h6</b>	Come sopra, ma smontabili senza grande pressione: i due organi devono essere assicurati contro la rotazione e lo scorrimento. <i>Montaggio:</i> idem come N6/h7.
<b>K6/h6</b>	Per organi fissi uno rispetto all'altro, che possono essere montati o smontati facilmente: i due organi devono essere assicurati contro la rotazione e lo scorrimento. <i>Montaggio:</i> a mano con martello di piombo.
<b>J6/h6</b>	Per organi che non devono scorrere facilmente uno rispetto all'altro ed assicurati contro la rotazione e lo scorrimento. <i>Montaggio:</i> a mano con leggeri colpi di martello di legno.
<b>H6/h6</b>	Per organi lubrificati che possono muoversi l'uno rispetto all'altro con movimento lento. <i>Montaggio:</i> a mano.
<b>N7/h7</b>	Per organi fissi uno rispetto all'altro ed assicurati contro la rotazione e lo scorrimento. <i>Montaggio:</i> a mano con mazzuolo o torchietto e differenza di temperatura.
<b>K7/h7</b>	Per organi fissi uno rispetto all'altro montabili e smontabili senza esercitare pressioni notevoli ed assicurati contro la rotazione e lo scorrimento. <i>Montaggio:</i> a mano con martello di piombo o con leggera pressa a mano.
<b>J7/h7</b>	Per organi che non devono scorrere facilmente uno rispetto all'altro, ma smontabili facilmente ed assicurati contro la rotazione e lo scorrimento. <i>Montaggio:</i> con leggeri colpi di martello di legno.

SISTEMA TOLLERANZE ISO - ACCOPPIAMENTI RACCOMANDATI « ALBERO-BASE » D'IMPIEGO COMUNE

ACCOPPIAMENTO	APPLICAZIONE - MONTAGGIO
<b>F8/h7</b>	Per organi che debbono muoversi uno rispetto all'altro con gioco sensibile. <i>Montaggio: a mano.</i>
<b>E8/h7</b>	Per organi che debbono muoversi uno rispetto all'altro con gioco abbondante. <i>Montaggio: a mano.</i>
<b>H9/h8</b>	Per organi che possono essere montati senza sforzo e che, nelle condizioni normali di lavoro, possono scorrere facilmente uno sull'altro per mezzo di lubrificanti. <i>Montaggio: a mano.</i>
<b>F9/h8</b>	Per organi che debbono muoversi uno rispetto all'altro; gioco piccolissimo od abbondante, adatto per condizioni di accoppiamento diverse. <i>Montaggio: a mano.</i>
<b>D10/h8</b>	Idem come sopra, ma con gioco molto abbondante. <i>Montaggio: a mano.</i>
<b>H13/h11</b>	Per organi smontabili a mano, ma con gioco limitato nonostante le ampie tolleranze di lavorazione. <i>Montaggio: a mano.</i>

# SISTEMA TOLLERANZÈ ISO - ACCOPPIAMENTI RACCOMANDATI « FORO-BASE » D'IMPIEGO COMUNE

## ACCOPPIAMENTO

## APPLICAZIONE - MONTAGGIO

**H6/g5**

Parti rotanti di alta precisione, con carichi anche forti, lubrificati razionalmente, a sustentazione idrodinamica corretta.

*Esempi:* Alberi rotanti di acciaio, bonificati e rettificati, in bronzine (da non ripassare a mano) con accoppiamento esterno H6/n5; oppure da ripassare a mano, con accoppiamento esterno H6/p5. - Mandrini di rettificatrici e di alesatrici, in bronzine registrabili (all'atto della registr.). - Ruote dentate di pompe olio alloggiate nella cassa, a elevato grado di precisione (in senso assiale e radiale).

*Montaggio:* libero a mano.

**H6/h5**

Centratura di accoppiamenti di alta precisione, scorrevoli assialmente o dotati di moto rotatorio lento od a carattere oscillatorio, con lubrificazione interna.

*Esempi:* Giunti a manicotti d'innesto, scorrevoli con linguette o su alberi scanalati (centratura o scorrimento su diametro interno). - Alberi a camme e alberi a bassissima velocità, in bronzine. Alberi per leve oscillanti (mosse da camme), in bronzine. Aste di stantuffo senza segmenti, per pompe olio, nel cilindro. Manicotti porta mandrino e mandrini per fresatrici od alesatrici di alta precisione. Perni nei pattini di comando di innesti di alta precisione. Cassetti o rubinetti a movimento alternativo longitud. od angolare per comandi idraulici di alta precisione, nella loro sede. Spine di posizione di alta precisione.

*Montaggio:* scorrimento a mano.

**H6/j5**

Accoppiamenti di precisione di parti reciprocamente fisse, sfilabili a mano; sedi fisse di centraggio di alta precisione; accoppiamenti stretti scorrevoli assialmente, a sede corta in genere.

*Esempi:* Ruote di ricambio, montate con chiavette o su alberi scanalati (centratura su albero interno). Grani di centratura di posizione con doppia superficie di centratura di diverso diametro nella parte smontabile.

*Montaggio:* a mano con leggeri colpi di mazzuolo.

**H6/n5**

Accoppiamenti bloccati, non smontabili a mano. Parti che non necessitano di essere bloccate assialmente, ma soltanto contro la rotazione forzata, da montare a caldo od a freddo alla pressa (questa operazione spesso non consente successivi montaggi).

*Esempi:* Ruote dentate montate fisse con linguette o su alberi scanalati, da smontare molto raramente. Corone di bronzo per ruote elicoidali, su mozzo di acciaio o di ghisa. Bronzine nella loro sede esterna (da smontare di frequente).

*Montaggio:* a mano con mazzuolo o torchietto e con differente temperatura dei pezzi.

SISTEMA TOLLERANZE ISO - ACCOPPIAMENTI RACCOMANDATI « FORO-BASE » D'IMPIEGO COMUNE

ACCOPPIAMENTO

APPLICAZIONE - MONTAGGIO

**H6/p5**

Accoppiamenti bloccati, non smontabili. Per parti accoppiate da considerarsi come un pezzo solo, da non smontarsi mai, e adatte a trasmettere forti carichi assiali e momenti torcenti senza l'uso di chiavette e simili, da smontare alla pressa, a caldo.

*Esempi:* Tenoni piantati nelle forcelle per comando pattini. Innessi di responsabilità. Bronzine nella loro sede esterna, da non smontarsi mai.

*Montaggio:* a mano con mazzuolo o torchietto e con differente temperatura dei pezzi.

**H7/f7**

Accoppiamenti rotanti molto veloci, con centratura anche imperfetta, e sustentazione anche non perfettamente idrodinamica.

*Esempi:* Alberi veloci, in genere, nelle relative bronzine (con accoppiamento esterno H7/n6 selezionato, da non ripassare). Mandrini di rettificatrici di precisione, nei relativi cuscinetti. Alberi (anche poco veloci), montati in bronzine lunghe più di due volte il diametro. Estremità dell'albero portafrese (lunga) direttamente montata nel cuscinetto del controsupporto. Albero per mandrino di trapanatrici. Spine di posizione di media precisione.

*Montaggio:* libero a mano.

**H7/g6**

Accoppiamenti rotanti (a velocità periferica da 2 a 4 m/s), con buona centratura.

*Esempi:* Mandrini di fresatrici di media precisione, nei relativi cuscinetti (all'atto della registrazione). Bussole del controsupporto e del supporto intermedio dell'albero portafrese nelle relative sedi. Estremità dell'albero portafrese (corta) direttamente montato nel cuscinetto del controsupporto. Ruote dentate delle pompe olio allogate con precisione nella cassa (in senso assiale e radiale). Cuscinetti a sfere non molto veloci e poco caricati.

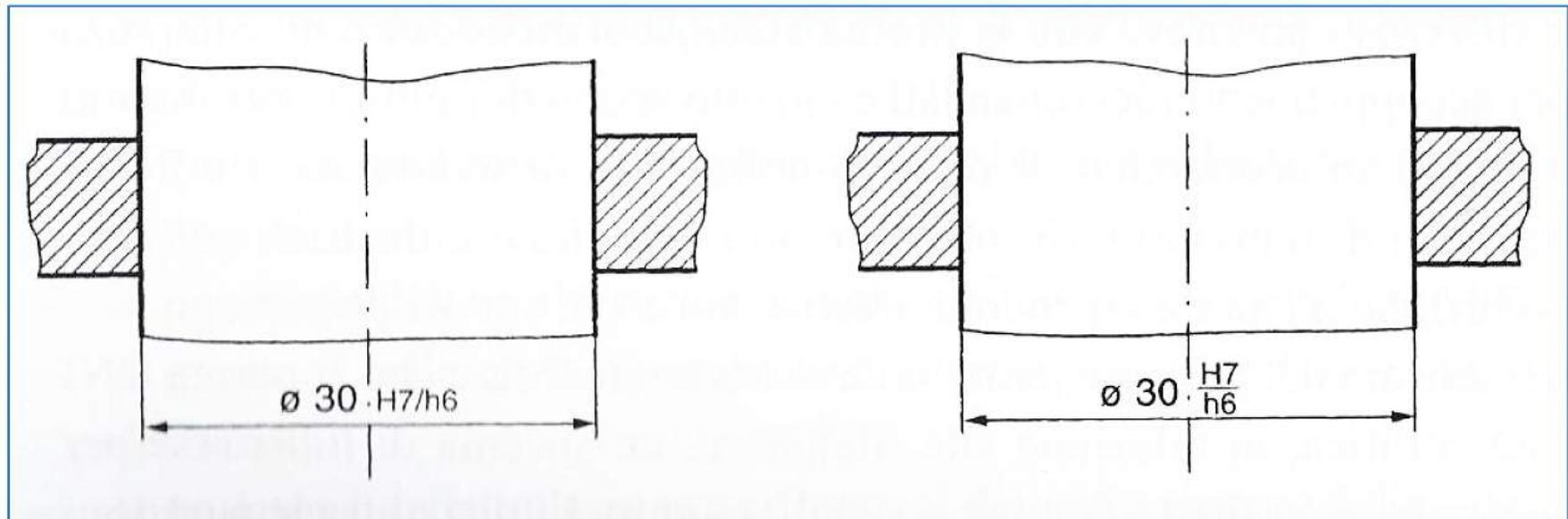
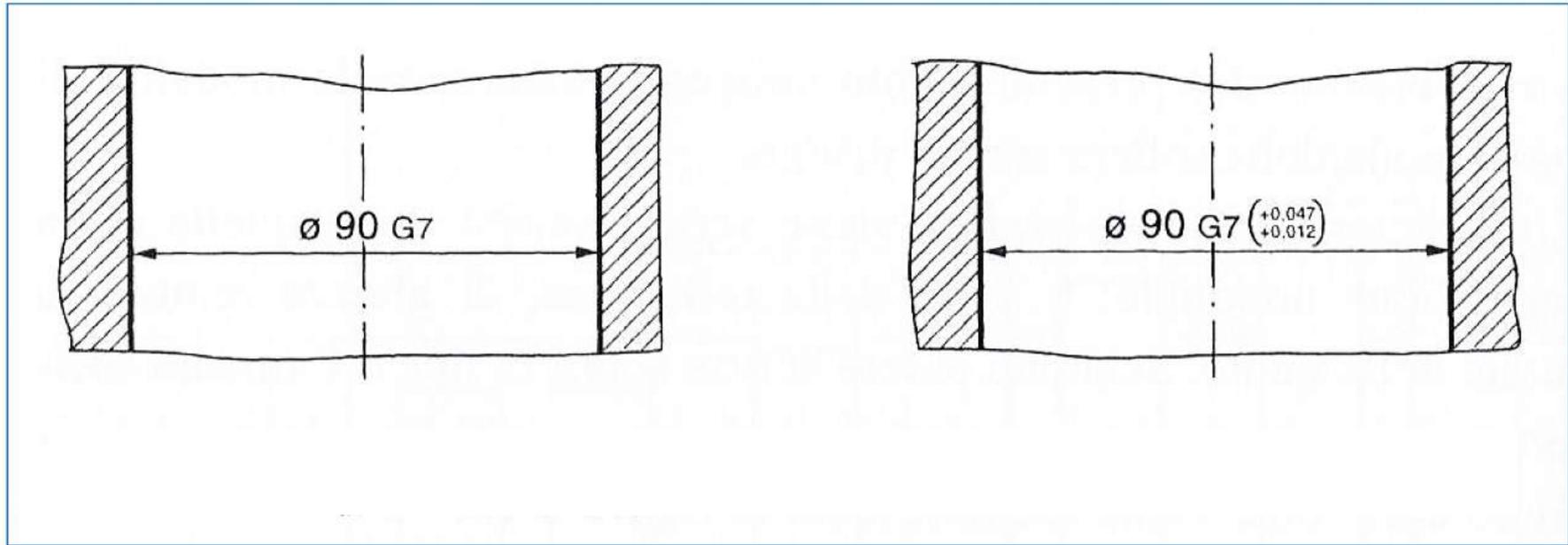
*Montaggio:* di scorrimento a mano.

## Indicazione delle tolleranze

Le tolleranze dimensionali si indicano accanto al valore della quota mediante una lettera che indica la posizione della tolleranza e un numero che indica il grado di tolleranza. In alternativa possono essere indicati gli scostamenti massimi e minimi rispetto al valore nominale.

Esempio:	per fori	60 H7 oppure $60_0^{+0.03}$
		90 G7 oppure $90_{-0.012}^{+0.047}$
	per alberi	100 f6 oppure $100_{-0.058}^{-0.036}$
		30 h6 oppure $30_{-0.013}^0$

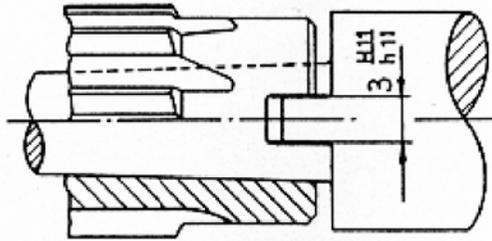
# Indicazione delle tolleranze



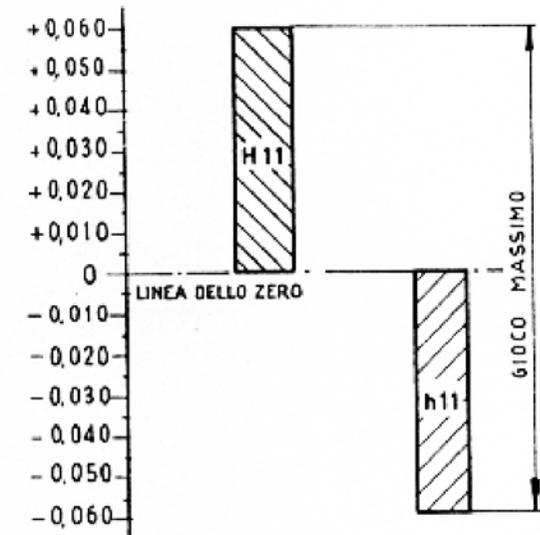
# ESEMPI PRATICI DI ACCOPPIAMENTI IN TOLLERANZA

**3 H11 / h11**

Dimensione nominale	=	3,000 mm
Scostamento inf. foro	=	0
Scostamento sup. foro	=	+ 0,060 mm
Scostamento sup. albero	=	0
Scostamento inf. albero	=	- 0,060 mm
Gioco minimo	=	0
Gioco massimo	=	0,120 mm

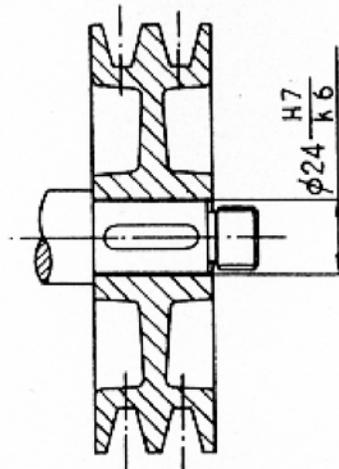


ALETTA DI TRASCINAMENTO UTENSILI

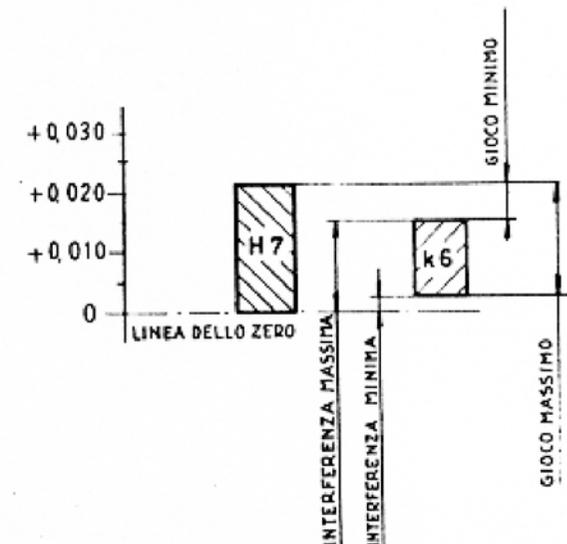


**∅ 24 H7 / k6**

Dimensione nominale	=	24,000 mm
Scostamento inf. foro	=	0
Scostamento sup. foro	=	+ 0,021 mm
Scostamento sup. albero	=	+ 0,015 mm
Scostamento inf. albero	=	+ 0,002 mm
Gioco minimo	=	0,006 mm
Gioco massimo	=	0,015 mm
Interferenza minima	=	0,002 mm
Interferenza massima	=	0,015 mm



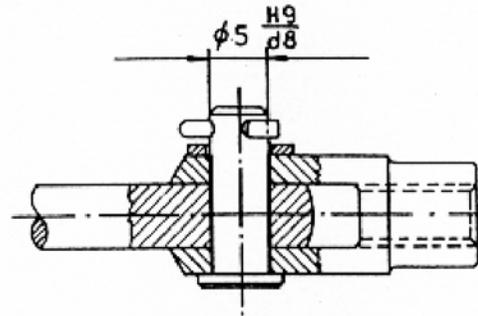
ACCOPPIAMENTO ALBERO - PULEGGIA



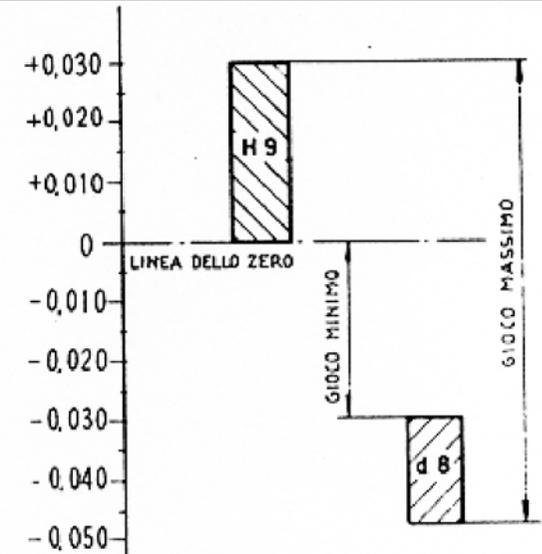
# ESEMPI PRATICI DI ACCOPPIAMENTI IN TOLLERANZA

$\varnothing 5 \text{ H9 / d8}$

Dimensione nominale	=	5,000 mm
Scostamento inf. foro	=	0
Scostamento sup. foro	=	0,030 mm
Scostamento sup. albero	=	- 0,030 mm
Scostamento inf. albero	=	- 0,048 mm
Gioco minimo	=	0,030 mm
Gioco massimo	=	0,078 mm

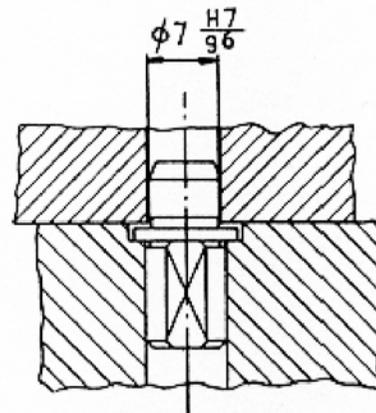


GIUNTO A FORCELLA

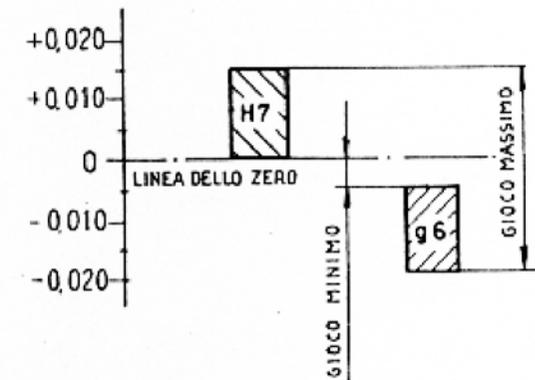


$\varnothing 7 \text{ H7 / g6}$

Dimensione nominale	=	7,000 mm
Scostamento inf. foro	=	0
Scostamento sup. foro	=	+ 0,015 mm
Scostamento sup. albero	=	- 0,005 mm
Scostamento inf. albero	=	- 0,014 mm
Gioco minimo	=	0,005 mm
Gioco massimo	=	0,029 mm

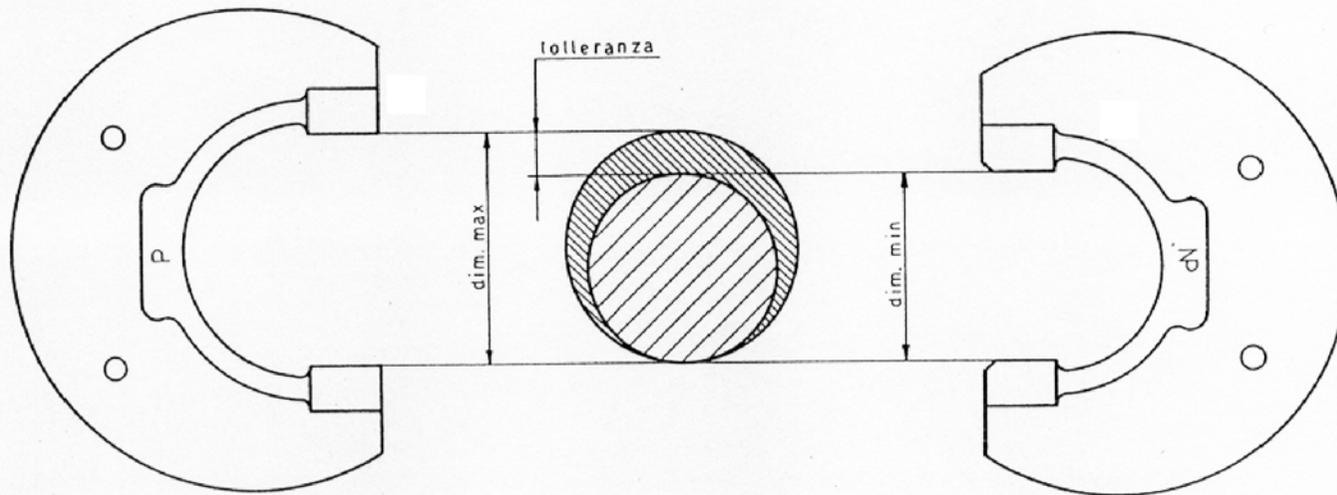


GRANO DI RIFERIMENTO

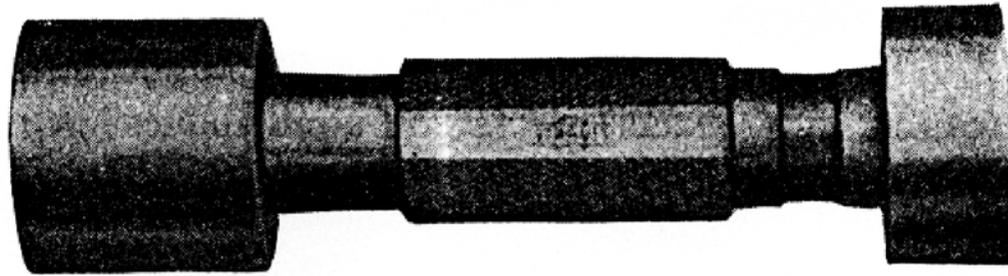




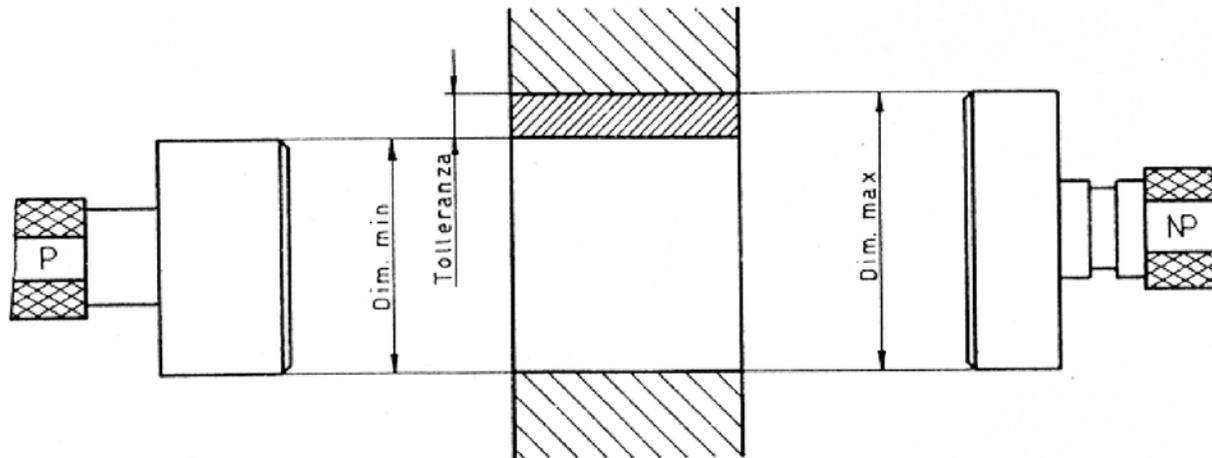
Calibro passa-non passa a forcilla



Controllo del diametro di un albero con il calibro passa - non passa a forcilla

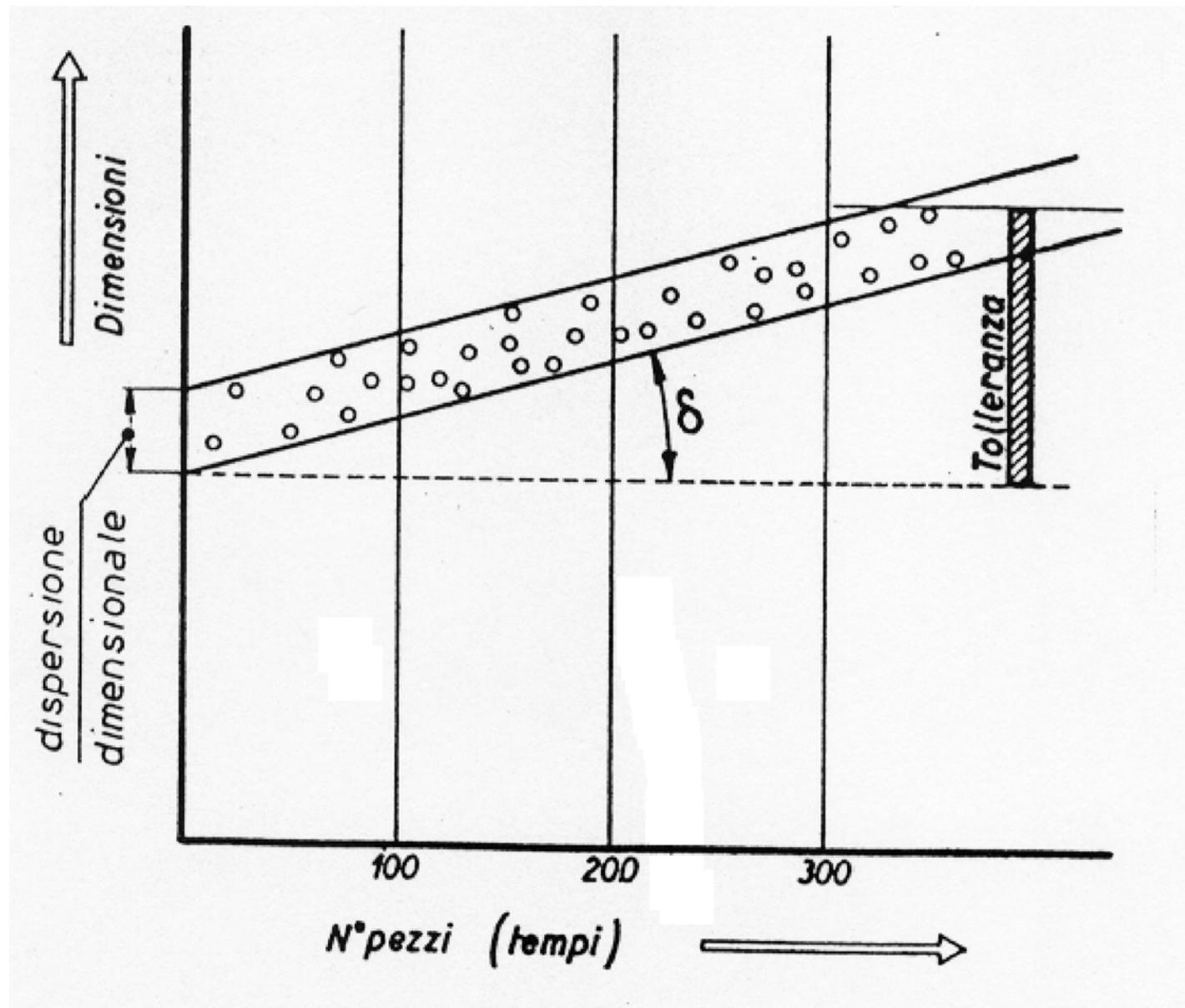


Calibro passa-non passa a tampone



Controllo del diametro di un foro con il calibro passa - non passa a tampone

# DIAGRAMMA DELLA DISPERSIONE DIMENSIONALE PER PEZZI PRODOTTI IN SERIE



## ALCUNI FATTORI CHE DEVONO GUIDARE LA SCELTA DELL'ACCOPPIAMENTO

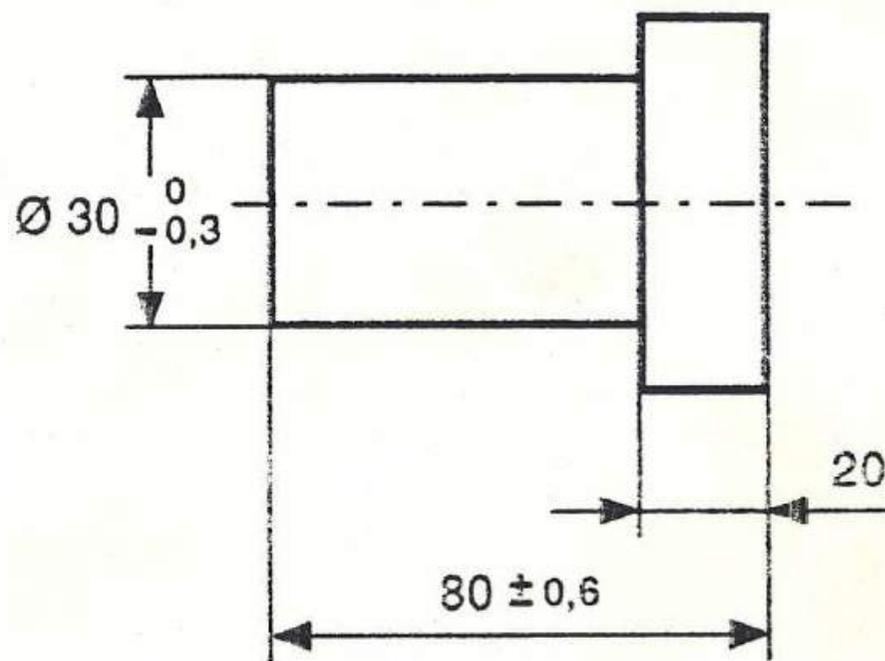
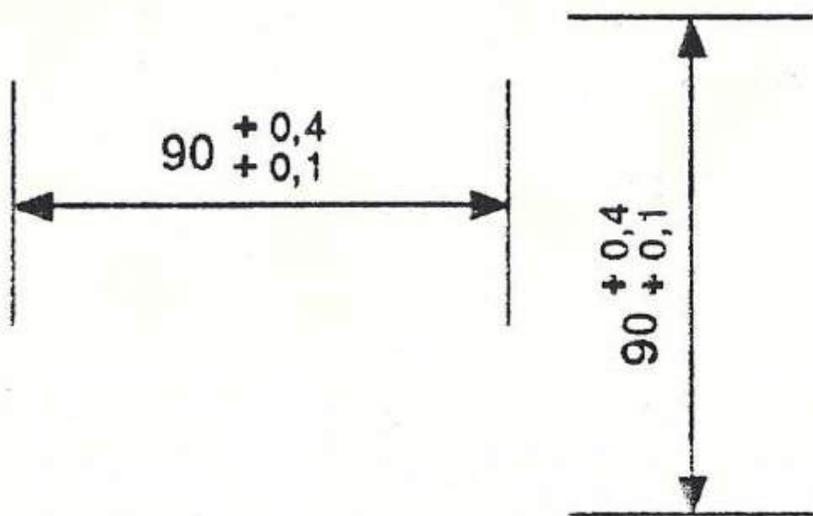
- Conoscenza esatta dei giochi e delle interferenze durante il funzionamento dell'organo
- Temperatura di esercizio
- Sollecitazioni
- Dimensioni effettive dell'accoppiamento (importanza della forma delle superfici a contatto)
- Metodi di lavorazione nella produzione di serie (dispersione dimensionale)

# Albero base – Foro base

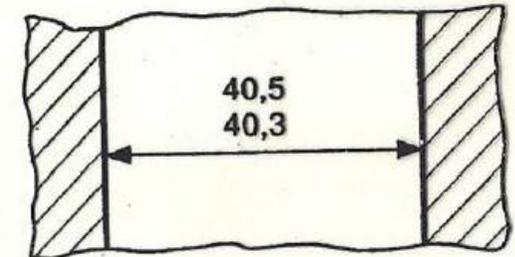
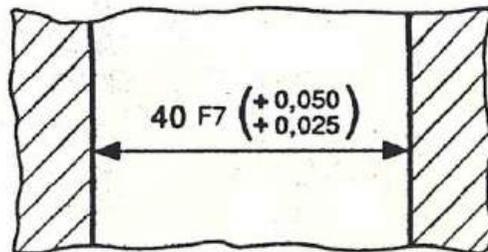
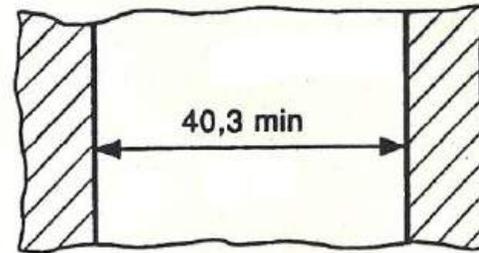
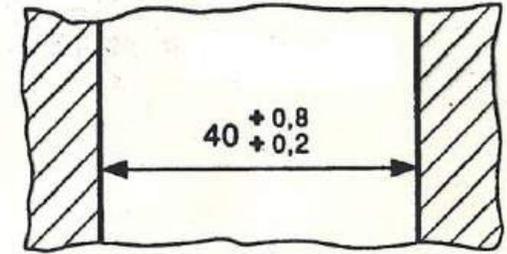
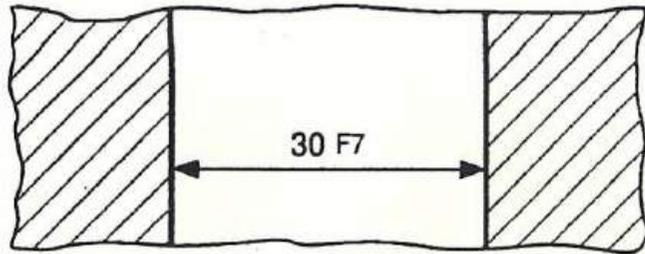
## Indicazioni generali

- Il sistema albero base ed il sistema foro base sono perfettamente equivalenti
- Ragioni pratiche fanno preferire l'uno all'altro
- E' più difficile controllare la tolleranza dei fori che non su un albero di uguale diametro
- Va preferita la soluzione foro base quando si sta approntando un processo di produzione in serie con elevata industrializzazione (vengono approntanti specifici utensili calibrati)
- Preferire il sistema albero base quando la produzione è su commessa con variabilità dimensionali non tabulate
- Compatibilmente con le condizioni di lavoro previste scegliere le tolleranze di accoppiamento più ampie, assegnando al foro le tolleranze maggiori
- Fare riferimento agli accoppiamenti di uso comune (disponibilità di strumenti di controllo)

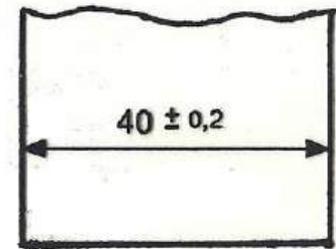
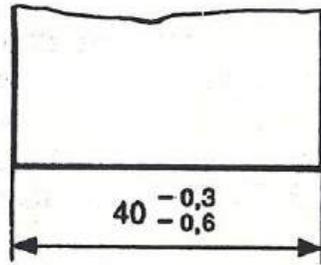
# Indicazioni sui disegni



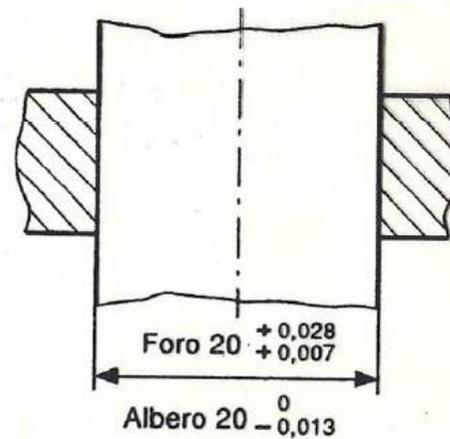
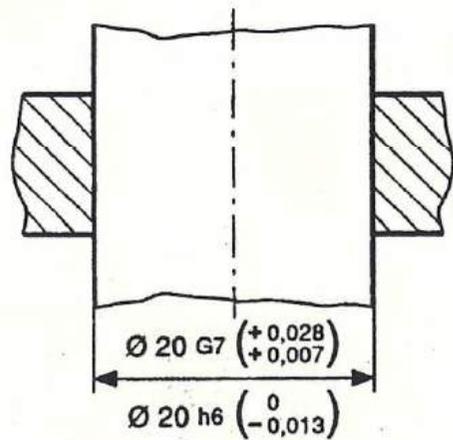
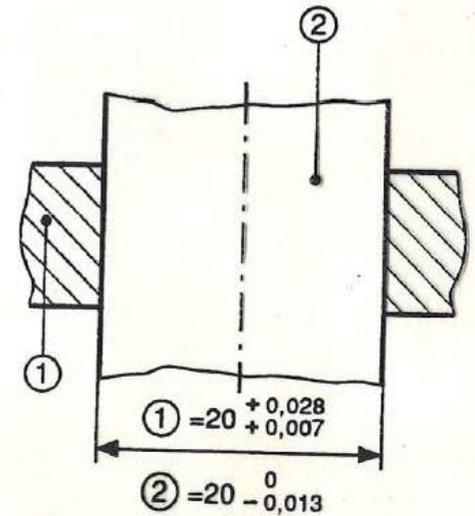
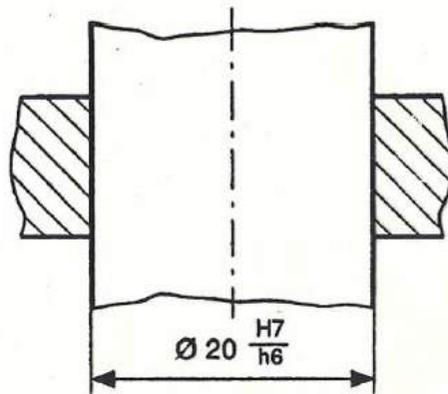
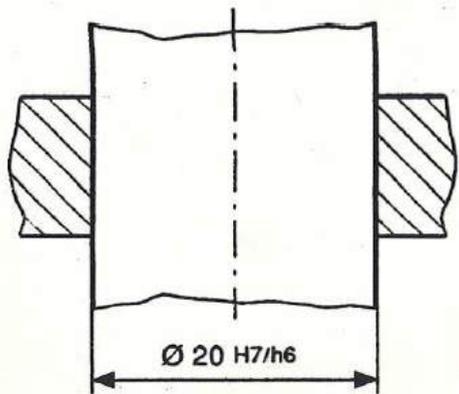
# Indicazioni sui disegni - Fori



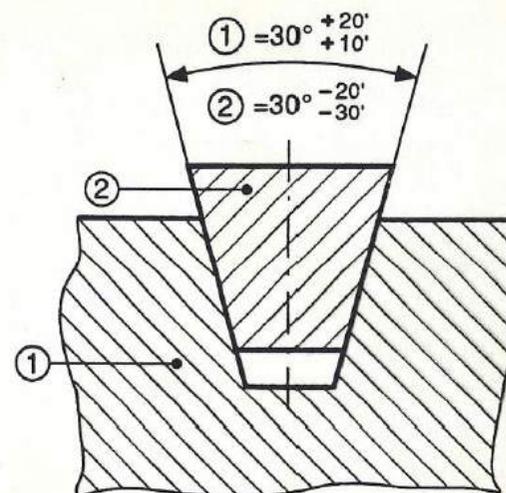
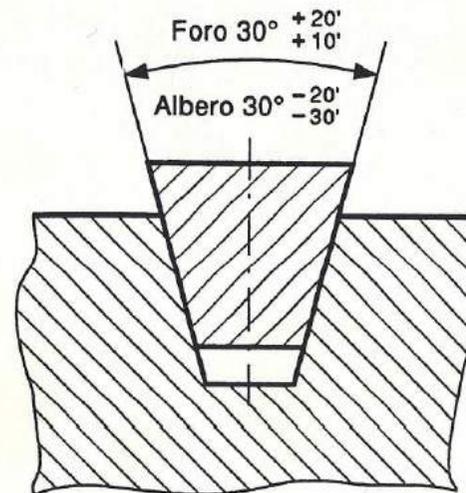
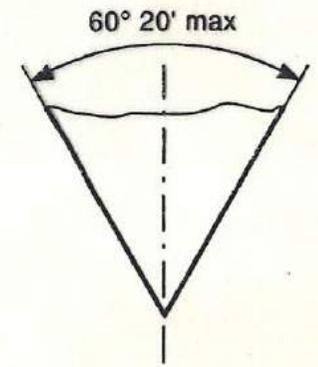
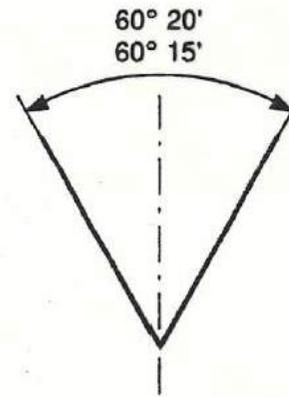
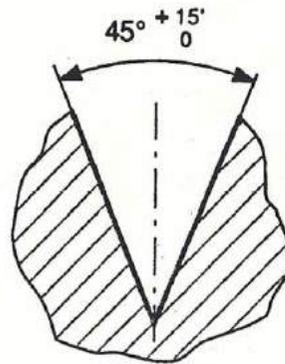
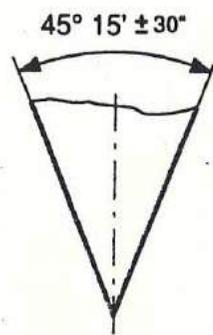
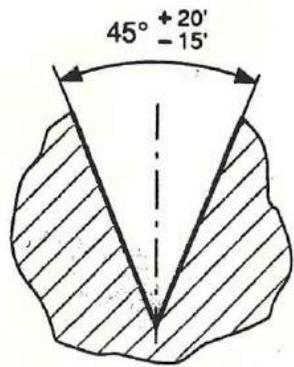
## Indicazioni sui disegni - Alberi



# Indicazioni sui disegni - Accoppiamenti



# Indicazioni sui disegni Angoli e accoppiamenti angolari



# TOLLERANZE GENERALI DI LAVORAZIONE

Le dimensioni di un pezzo sono molte e solo per alcune deve essere definita in modo specifico la tolleranza. **Per le dimensioni, lineari e angolari, che non richiedono di essere “tollerate”,** la norma UNI EN 22768-1 stabilisce delle “tolleranze generali” e, a tal fine, suddivide le dimensioni in gruppi (più ampi al crescere delle dimensioni) e prevede quattro *classi di tolleranza* o gradi di precisione di lavorazione.

# TOLLERANZE GENERALI DI LAVORAZIONE

Gli scostamenti per quote senza indicazione di tolleranza variano quindi secondo i gruppi di dimensioni e in funzione delle diverse classi di tolleranza. In particolare, le tolleranze generali prevedono indicazioni di scostamenti dell'ordine dei decimi di millimetro su dimensioni di un centinaio di mm e risultano valide per pezzi che non presentano esigenze di elevata precisione negli accoppiamenti. Se per qualche elemento sono richieste delle tolleranze più strette o più ampie di quelle generali, esse devono essere indicate direttamente sul disegno, subito dopo la relativa dimensione nominale.

Le tolleranze generali non si applicano alle dimensioni ausiliarie, indicate tra parentesi.

# TOLLERANZE GENERALI DI LAVORAZIONE

Scostamenti limiti ammessi per dimensioni lineari, **esclusi smussi e raccordi per eliminazione di spigoli**

Dimensioni in mm

Classe di tolleranza		Scostamenti limite per campi di dimensioni fondamentali							
Designazione	Denominazione	da 0,5 <sup>1)</sup> fino a 3	oltre 3 fino a 6	oltre 6 fino a 30	oltre 30 fino a 120	oltre 120 fino a 400	oltre 400 fino a 1 000	oltre 1 000 fino a 2 000	oltre 2 000 fino a 4 000
f	fine	± 0,05	± 0,05	± 0,1	± 0,15	± 0,2	± 0,3	± 0,5	-
m	media	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2
c	grossolana	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2	± 3	± 4
v	molto grossolana	-	± 0,5	± 1	± 1,5	± 2,5	± 4	± 6	± 8

1) Per le dimensioni nominali minori di 0,5 mm, gli scostamenti devono essere indicati vicino alla/e dimensione/i nominale/i relativa/e.

# TOLLERANZE GENERALI DI LAVORAZIONE

Scostamenti limiti ammessi per dimensioni lineari di smussi e raccordi per eliminazione di spigoli  
(per raccordi esterni ed altezze di smusso)

Dimensioni in mm

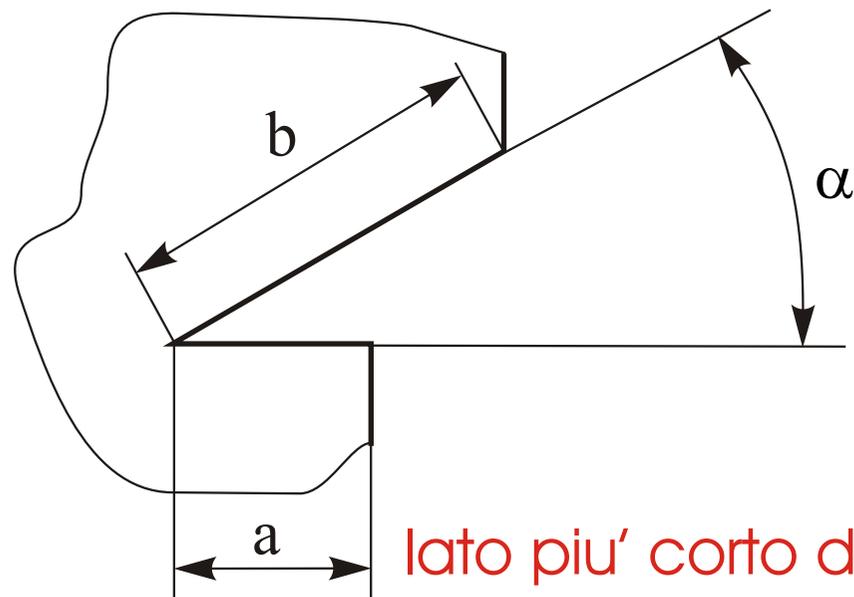
Classe di tolleranza		Scostamenti limite per campi di dimensioni fondamentali		
Designazione	Denominazione	da 0,5 <sup>1)</sup> fino a 3	da 3 fino a 6	oltre 6
f	fine	± 0,2	± 0,5	± 1
m	media			
c	grossolana	± 0,4	± 1	± 2
v	molto grossolana			

1) Per le dimensioni nominali minori di 0,5 mm, gli scostamenti devono essere indicati vicino alla/e dimensione/i nominale/i relativa/e.

# TOLLERANZE GENERALI DI LAVORAZIONE

Scostamenti limiti ammessi per dimensioni angolari

Classe di tolleranza		Scostamenti limite in funzione dei campi di lunghezza in millimetri del lato più corto dell'angolo in questione				
Designazione	Denominazione	fino a 10	oltre 10 fino a 50	oltre 50 fino a 120	oltre 120 fino a 400	oltre 400
f	fine	$\pm 1^\circ$	$\pm 0^\circ 30'$	$\pm 0^\circ 20'$	$\pm 0^\circ 10'$	$\pm 0^\circ 5'$
m	media					
c	grossolana	$\pm 1^\circ 30'$	$\pm 1^\circ$	$\pm 0^\circ 30'$	$\pm 0^\circ 15'$	$\pm 0^\circ 10'$
v	molto grossolana	$\pm 3^\circ$	$\pm 2^\circ$	$\pm 1^\circ$	$\pm 0^\circ 30'$	$\pm 0^\circ 20'$



# TOLLERANZE GENERALI DI LAVORAZIONE

Nel caso vengano specificate tolleranze generali, queste vanno indicate  
in prossimità del riquadro delle iscrizioni (cartiglio):

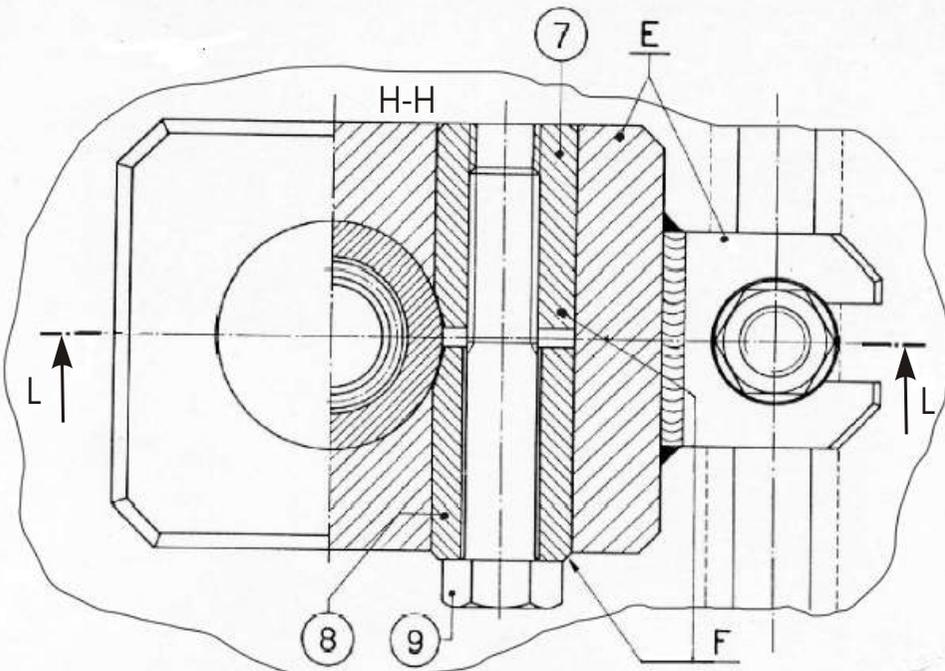
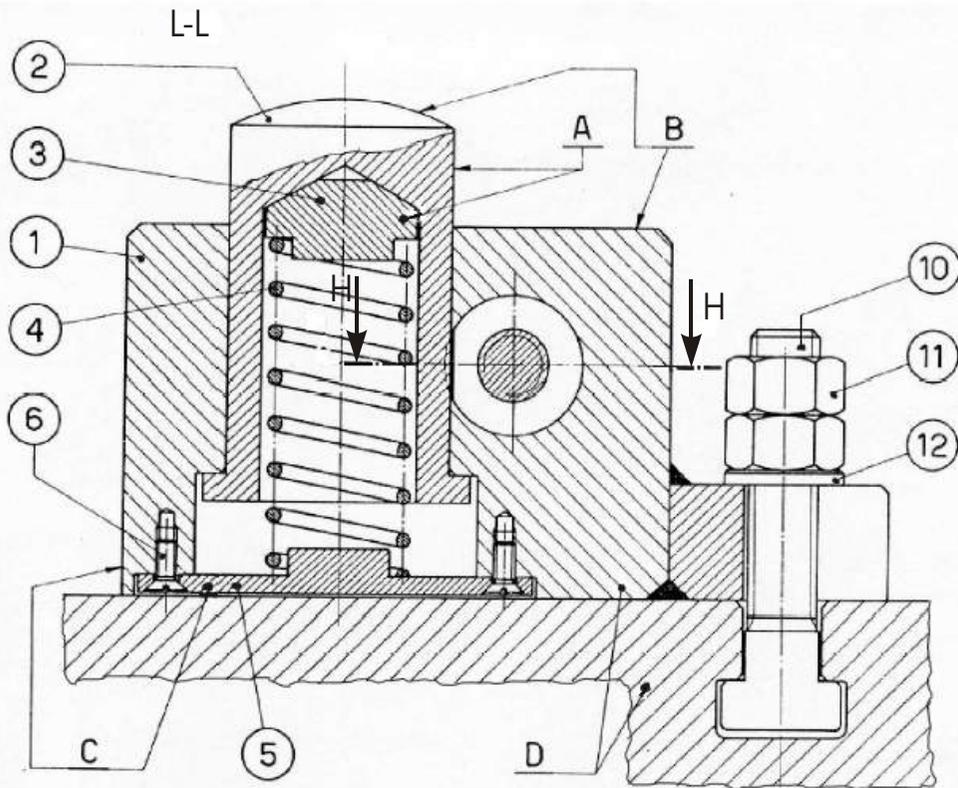
ISO 2768 - m

Norma di riferimento

Classe di tolleranza

# PUNTALINO REGOLABILE

LETTURA DI UN DISEGNO TECNICO  
(DEDUZIONE DELLE MODALITA' DI  
FUNZIONAMENTO DI UN  
DISPOSITIVO)



COLLEGAMENTO	CARATTERISTICHE
A	Rigido - Parziale - Non regolabile
B	Elastico - Regolabile
C	Rigido - Completo - Temporaneo - Non regolabile - Indiretto
D	Rigido - Completo - Temporaneo - Regolabile - Indiretto
E	Rigido - Completo - Permanente
F	Rigido - Completo - Regolabile

COLLEGAMENTI MECCANICI NON SMONTABILI

# CHIODATURE E SALDATURE

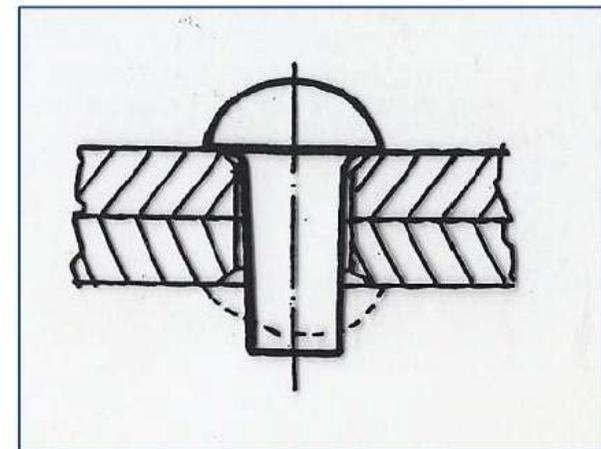
# Chiodature: generalità

Oramai abbandonate e sostituite dalla saldatura possono ancora incontrarsi per manutenzioni o ripristino di carpenteria metallica già realizzata (ponti ferroviari).

Possono distinguersi in:

- Chiodature di forza (collegamento strutturale);
- Chiodature di tenuta (recipienti contenenti fluidi);
- Chiodature di tenuta e di forza (recipienti in pressione);
- Chiodature di sicurezza (collegamenti navali).

Chiodi di diametro superiore a 8mm sono **ribattuti a caldo**; con diametro inferiore vengono **ribattuti a freddo** (ribattini – di solito in materiale non ferroso).







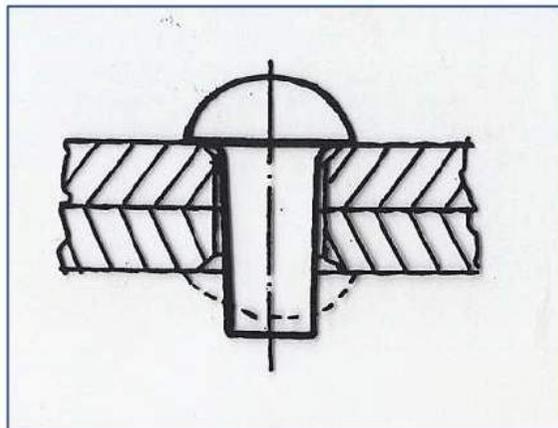
# Chiodature

La chiodatura si esegue sovrapponendo in modo opportuno (lembo di chiodatura) i due lembi da unire inserendo nei fori già predisposti i chiodi che vengono messi in opera a caldo (900-1000°C).

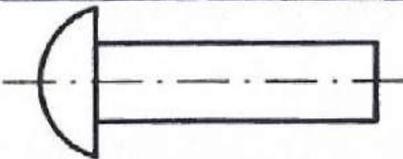
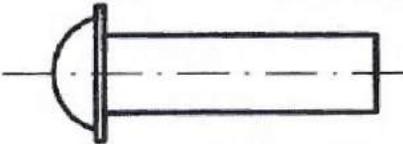
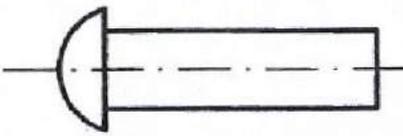
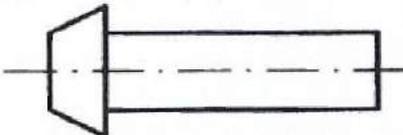
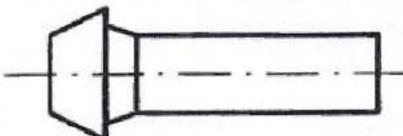
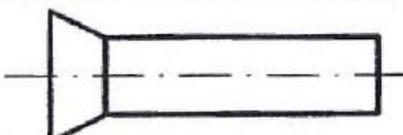
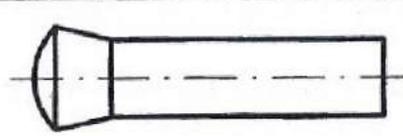
I chiodi sono costituiti da una testa (di varie forme) e da un gambo (parzialmente conico). Quando posti in opera il fusto deve sporgere dagli elementi da collegare per circa una volta e mezza il diametro.

La parte sporgente viene ribattuta così da formare una seconda testa uguale alla prima già prestampata.

Il successivo raffreddamento induce un **ritiro** del chiodo provocando la compressione delle parti accoppiate.

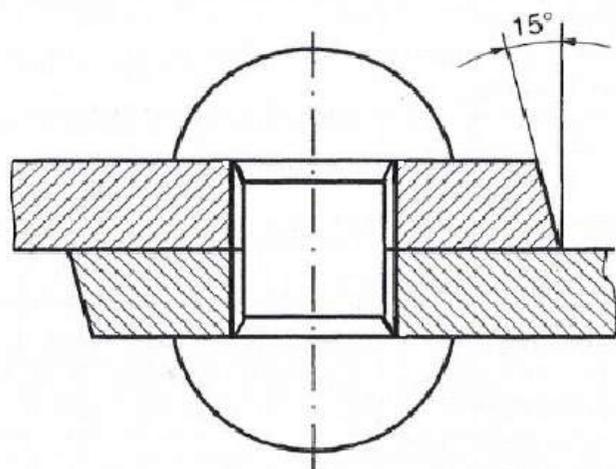


# TIPI DI CHIODI

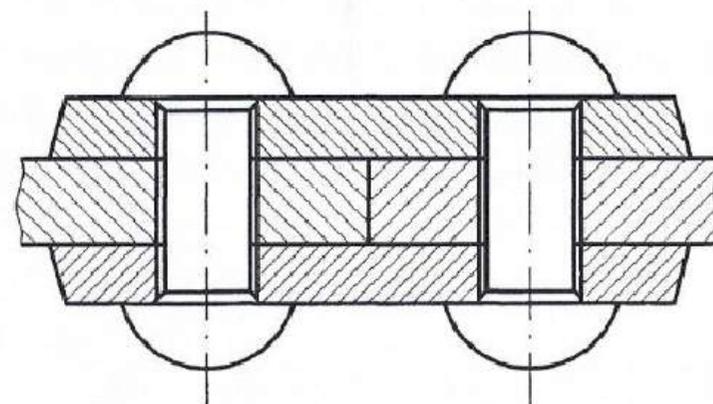
	a testa tonda larga
	a testa tonda larga con bordo
	a testa tonda stretta
	a testa troncoconica
	a testa troncoconica con colletto
	a testa svasata piana
	a testa svasata con calotta

# Giunti chiodati

In relazione alla forma del giunto, le giunzioni chiodate possono essere:



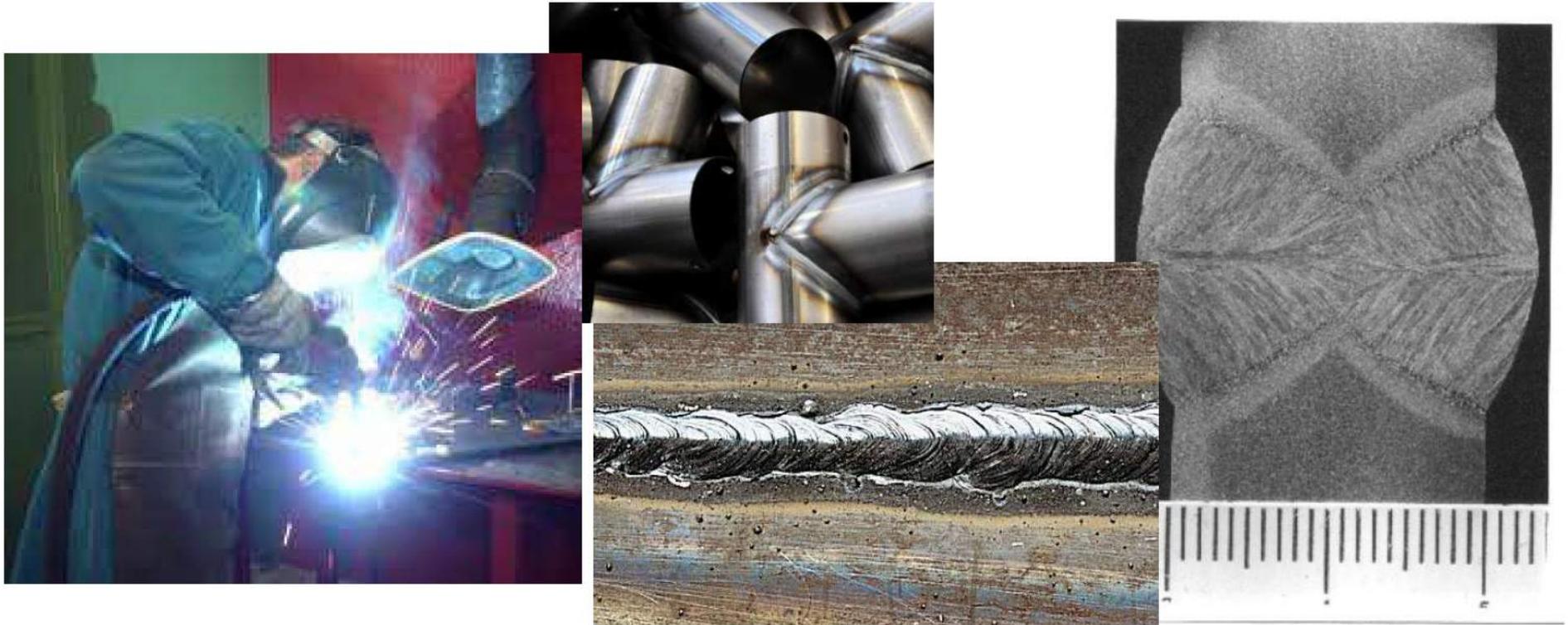
a semplice sovrapposizione



a doppio coprigiunto

# Saldature: generalità

Per saldatura si intende una operazione con la quale si collegano due o più parti (giunto) mediante l'azione del calore (o calore e pressione) a creare un unico corpo. L'operazione può essere realizzata con o senza materiale di apporto.

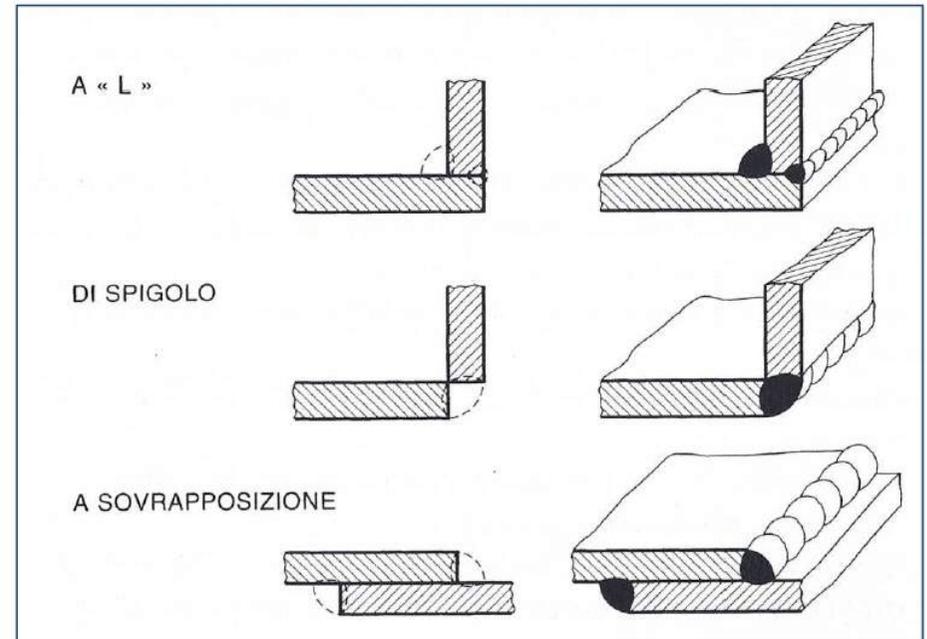
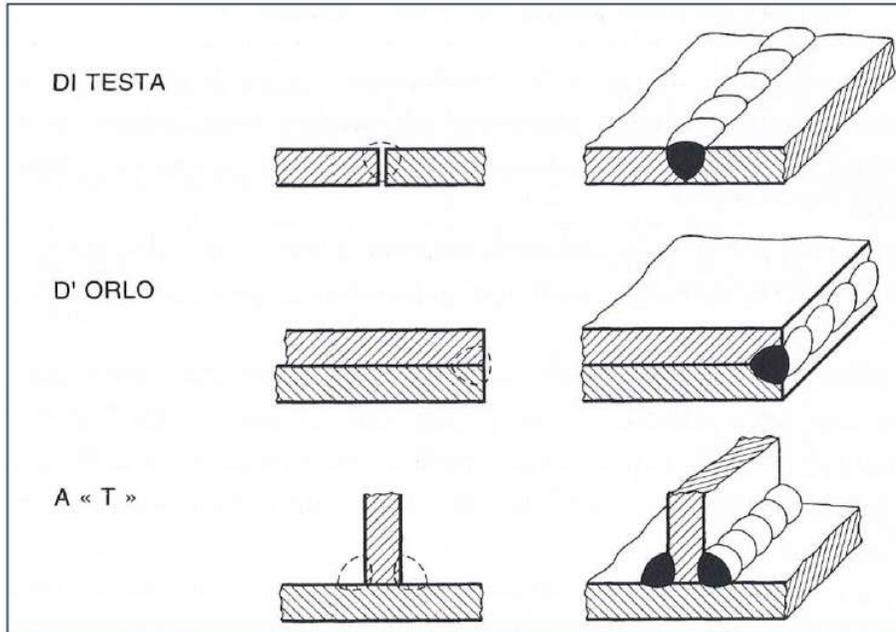


# Saldature: generalità

I *collegamenti saldati* si distinguono in funzione delle caratteristiche del procedimento di saldatura utilizzato:

- **Saldatura per fusione**: implica una fusione localizzata del materiale base ed eventualmente l'utilizzo di materiale di apporto (non vi è pressione);
- ***Saldatura per resistenza***: i lembi da giuntare sono messi in pressione ed il riscaldamento avviene per effetto Joule (non si usa materiale di apporto);
- ***Saldatura per pressione***: la saldatura avviene per deformazione plastica localizzata;
- ***Brasatura***: la saldatura avviene mediante materiale di apporto avente temperatura di fusione inferiore a quella del materiale base (le parti da saldare non fondono).

# Tipi di giunti saldati



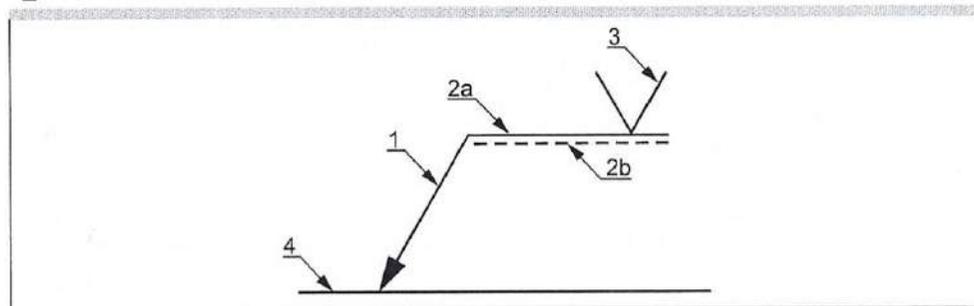
# Rappresentazione simbolica delle saldature – UNI EN 22553

- La rappresentazione schematica deve fornire chiaramente tutte le indicazioni necessarie per identificare il giunto che si deve eseguire, senza sovraccaricare il disegno con note o riportare una vista aggiuntiva
- L'indicazione schematica comprende un **segno grafico elementare** che può essere completato da:
  - a) un segno grafico supplementare;
  - b) un metodo di quotatura;
  - c) altre indicazioni.

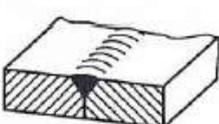
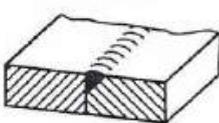
## Metodo di rappresentazione

### Legenda

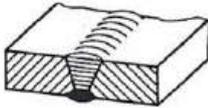
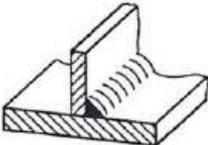
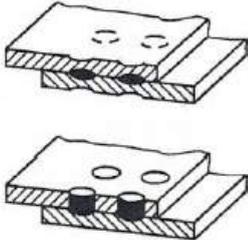
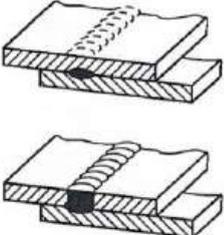
- |           |   |
|-----------|---|
| <u>1</u>  | Linea di freccia                          |
| <u>2a</u> | Linea di riferimento (linea continua)     |
| <u>2b</u> | Linea di identificazione (linea a tratti) |
| <u>3</u>  | Segno grafico della saldatura             |
| <u>4</u>  | Giunto                                    |



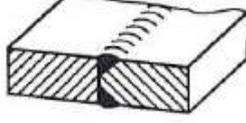
# Segni grafici elementari (I)

N°	Denominazione	Disegno illustrativo	Segno grafico
1	Saldatura a bordi rilevati <sup>1)</sup> (bordi rilevati completamente fusi)		
2	Saldatura a lembi retti		
3	Saldatura a V		
4	Saldatura a mezza V		
5	Saldatura ad Y		
6	Saldatura a mezza V con spalla		
7	Saldatura ad U (a fianchi paralleli o inclinati)		
8	Saldatura a J		

# Segni grafici elementari (II)

N°	Denominazione	Disegno illustrativo	Segno grafico
continua dalla pagina precedente			
9	Saldatura di ripresa al rovescio		
10	Saldatura d'angolo		
11	Saldatura in foro o in asola		
12	Saldatura a punti		
13	Saldatura in linea continua		

# Combinazione di segni grafici elementari

Denominazione	Disegno illustrativo	Segno grafico
Saldatura a doppia V o ad X		
Saldatura a K		
Saldatura a doppia V con spalla		
Saldatura a K con spalla		
Saldatura a doppia U		

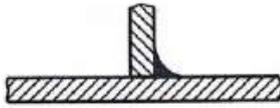
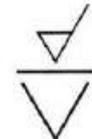
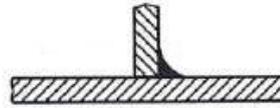
# Segni grafici supplementari

Forma della superficie della saldatura o forma della saldatura	Segno grafico
a) piana (di solito spianata di macchina)	—
b) convessa	⤴
c) concava	⤵
d) i bordi del cordone di saldatura devono essere ben raccordati	⤴⤵
e) usato un supporto al rovescio di tipo fisso	⌊ M ⌋
f) usato un supporto al rovescio di tipo asportabile	⌊ MR ⌋

I segni grafici elementari possono essere completati con segni grafici supplementari ad indicare la forma della superficie esterna o della saldatura.

L'assenza di un segno grafico supplementare significa che la forma della superficie della saldatura non richiede di essere specificata.

# Esempi di applicazione dei segni grafici supplementari

Denominazione	Disegno illustrativo	Segno grafico
Saldatura testa a testa a V con cordone piano (spianato)		
Saldatura testa a testa ad X con cordoni convessi		
Saldatura d'angolo con cordone concavo		
Saldatura testa a testa a V con cordone piano (spianato) e cordone di ripresa al rovescio piano (spianato)		
Saldatura testa a testa a Y e cordone di ripresa al rovescio		
Saldatura testa a testa a V spianata di macchina		 <sup>1)</sup>
Saldatura d'angolo con bordi ben raccordati		

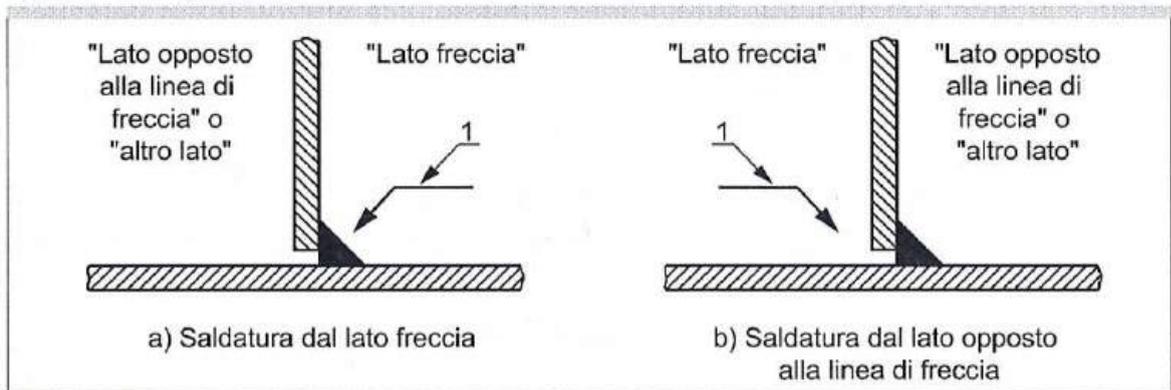
1) Segno grafico conforme alla ISO 1302: in luogo di questo segno grafico può essere usato il segno grafico principale .

# Lato freccia e lato opposto al lato freccia (altro lato)

## Giunto a T con una saldatura d'angolo

### Legenda

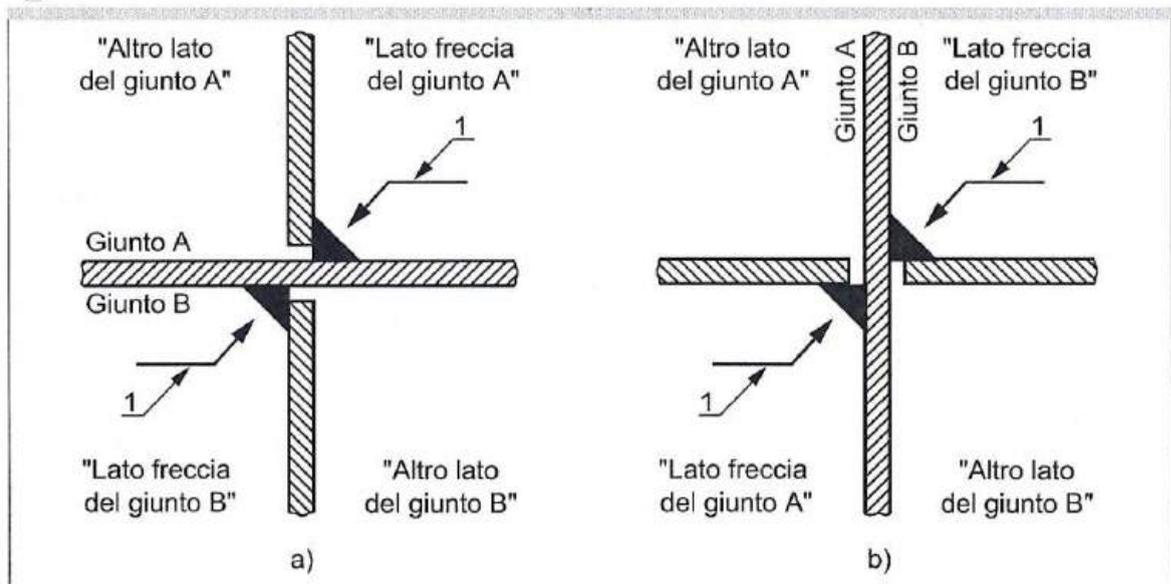
1 Linea di freccia



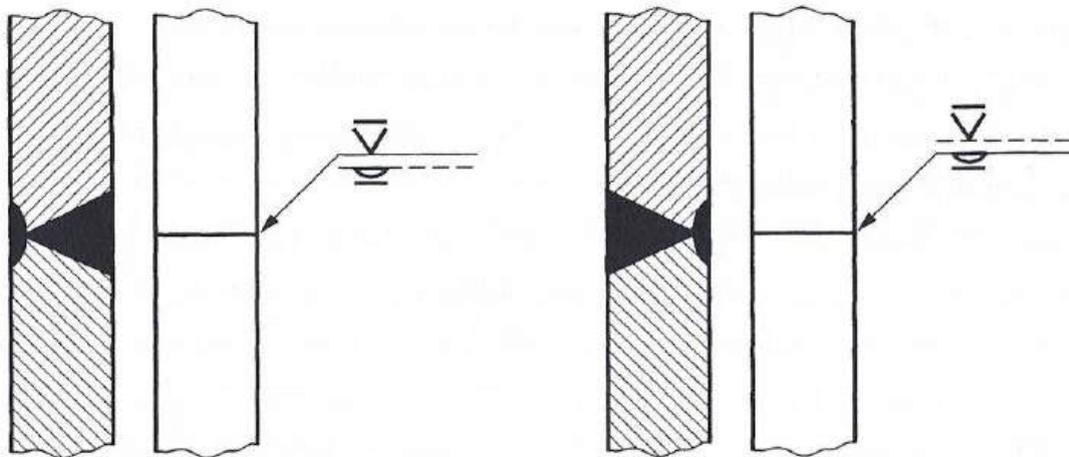
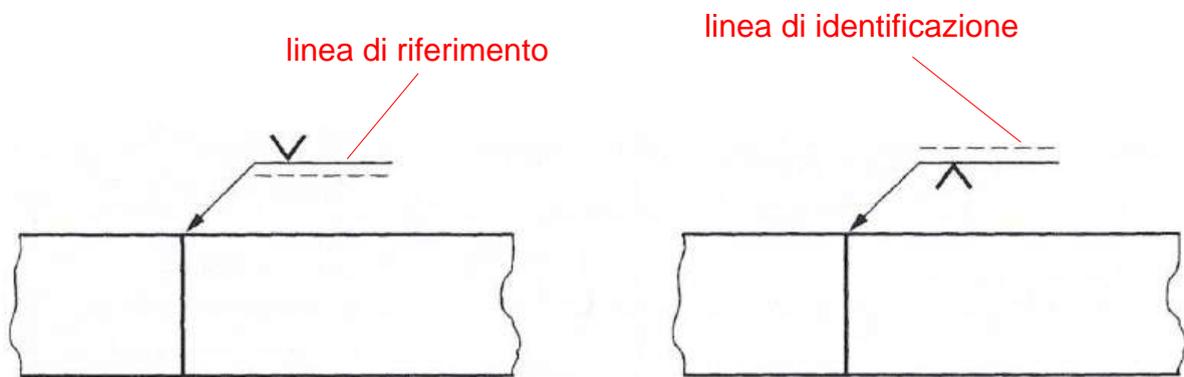
## Giunto a croce con due saldature d'angolo

### Legenda

1 Linea di freccia

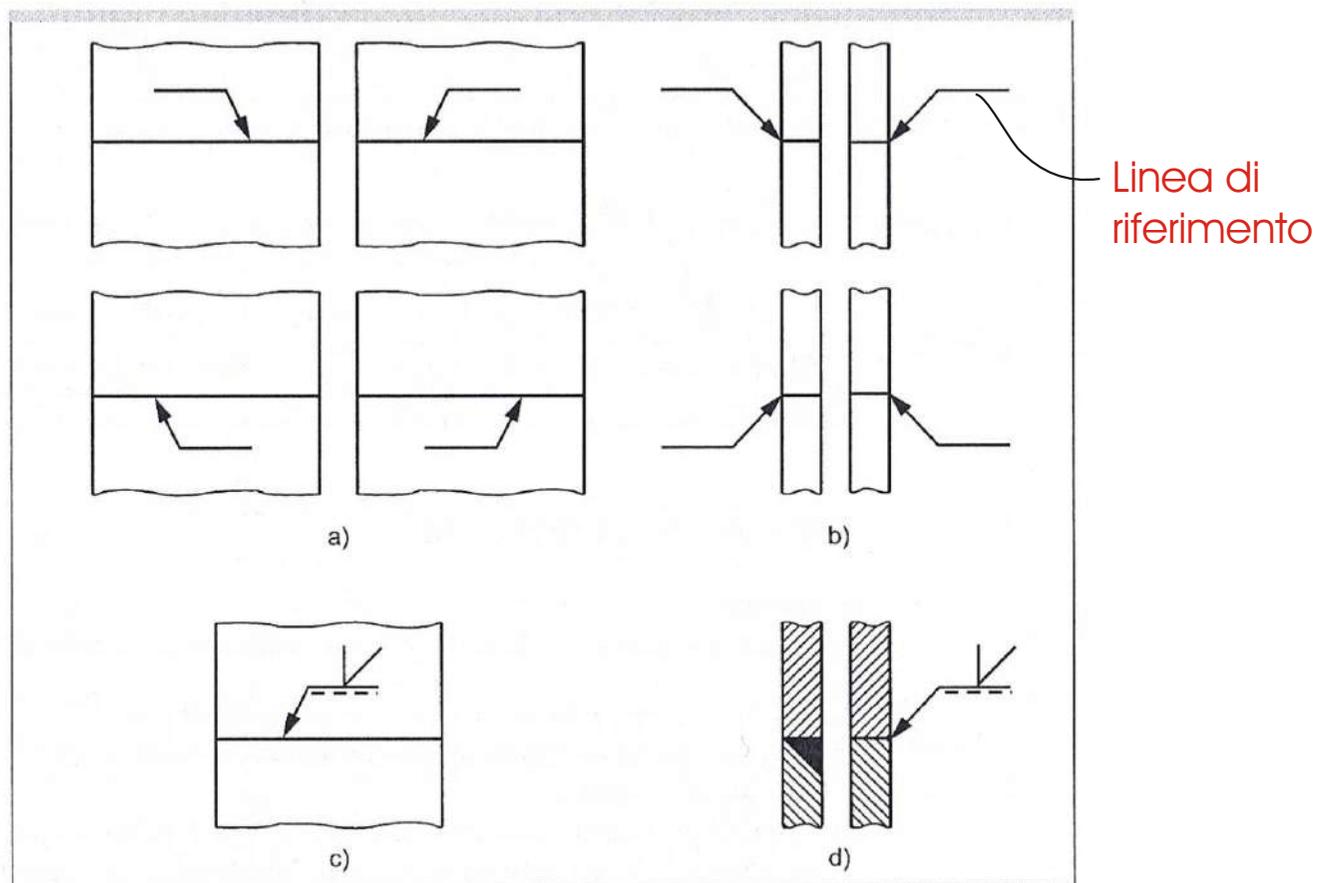


# Esempio



# Posizione della linea di riferimento

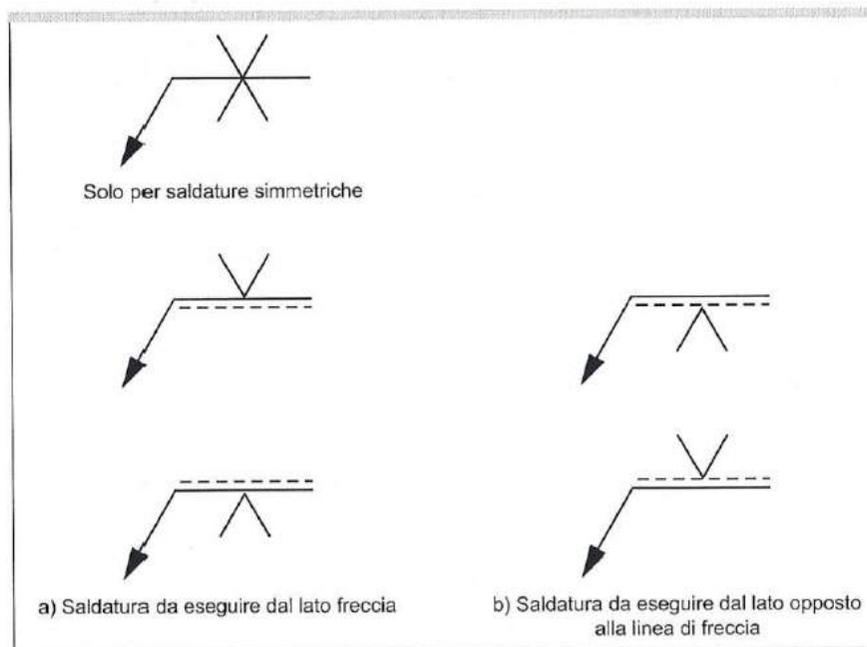
La linea di riferimento deve essere di preferenza tracciata parallelamente al bordo inferiore del disegno o, se ciò non è possibile, perpendicolarmente ad esso.



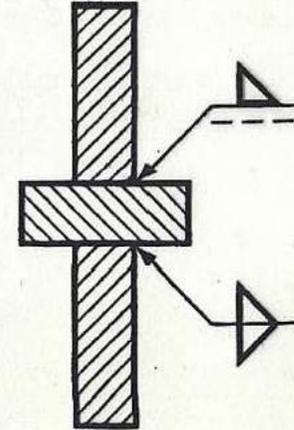
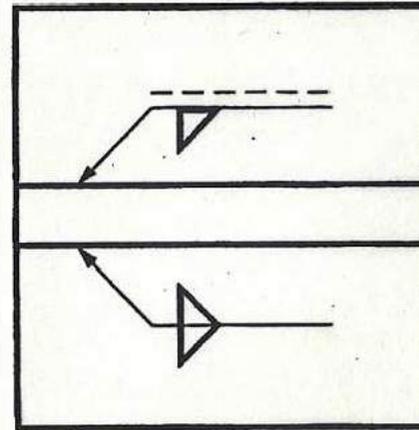
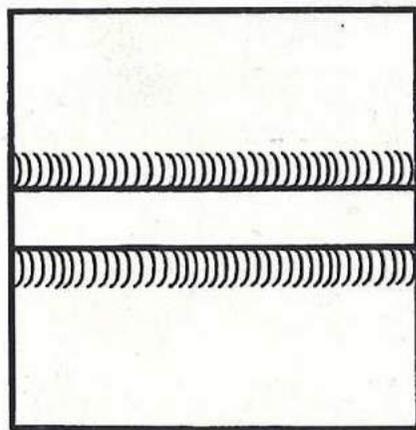
# Posizione del segno grafico rispetto alla linea di riferimento

Il segno grafico deve essere posto sopra o sotto la linea di riferimento, secondo le seguenti regole:

- il segno grafico è posto **dal lato del tratto continuo** della linea di riferimento se la saldatura è dal lato della freccia del giunto;
- il segno grafico è posto **dal lato della linea a tratti** se la saldatura è dall'altro lato del giunto.



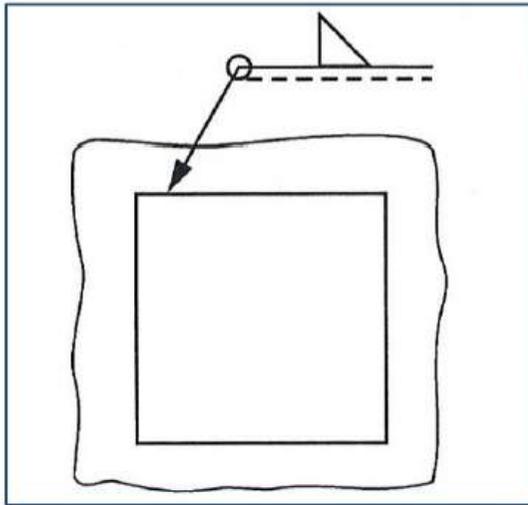
# Quotatura delle saldature: saldature d'angolo



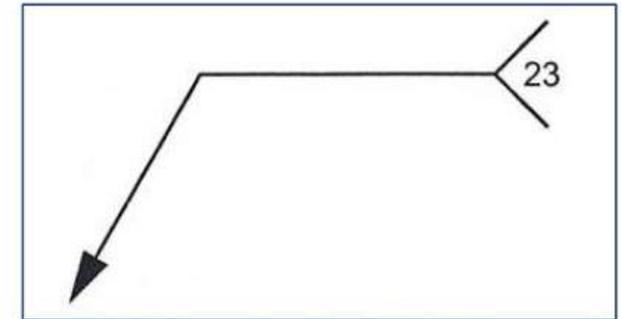
Rappresentazione  
convenzionale

Rappresentazione  
schematica

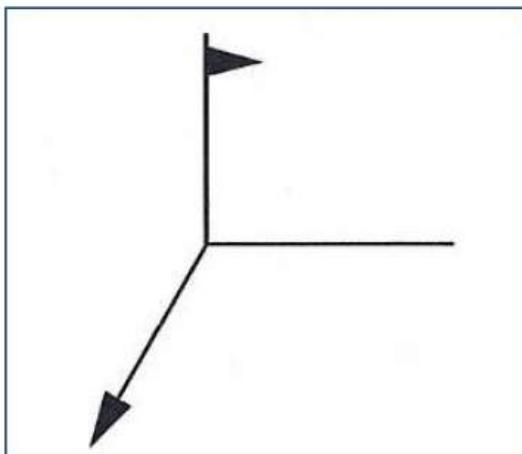
# Ulteriori indicazioni



Saldatura perimetrale



Indicazione del  
procedimento di  
saldatura



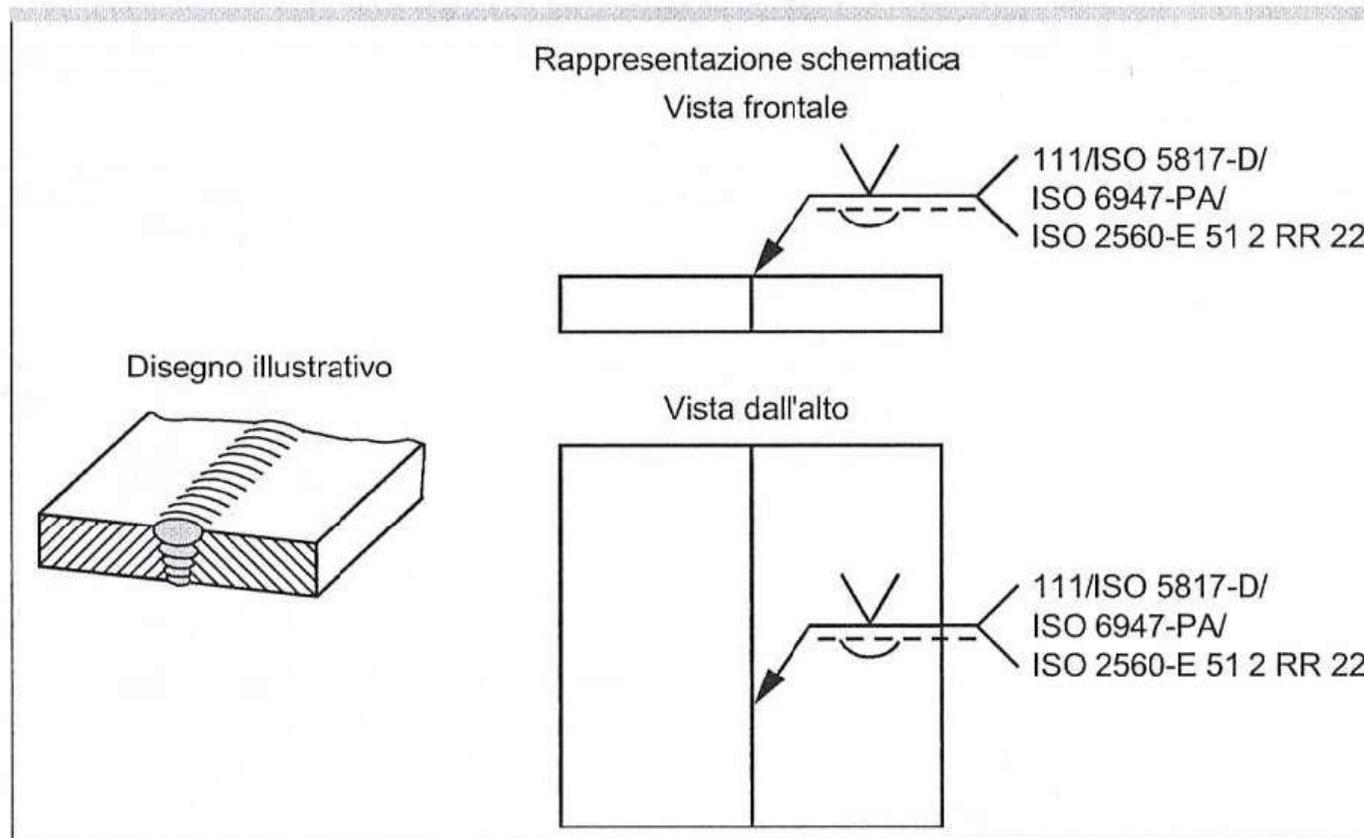
Saldatura da eseguire  
in cantiere

# Esempio

## Esempio

Saldatura testa a testa a V con cordone di ripresa al rovescio (vedere figura 13), eseguita con il procedimento di saldatura manuale ad arco con elettrodi rivestiti (numero di riferimento 111 in conformità alla ISO 4063), livello di qualità richiesto in conformità alla ISO 5817, posizione di saldatura piano in conformità alla ISO 6947, elettrodo rivestito ISO 2560-E 51 2 RR 22.

## Saldatura testa a testa a V con cordone di ripresa al rovescio



# Nomenclatura dei processi UNI EN ISO 4063

## **1 saldatura ad arco**

11 saldatura ad arco senza protezione di gas

111 saldatura con elettrodo rivestito

112 saldatura con elettrodo rivestito alimentazione a gravità

113 .....

12 saldatura ad arco sommerso

121 saldatura con elettrodo a filo

122 .....

13 .....

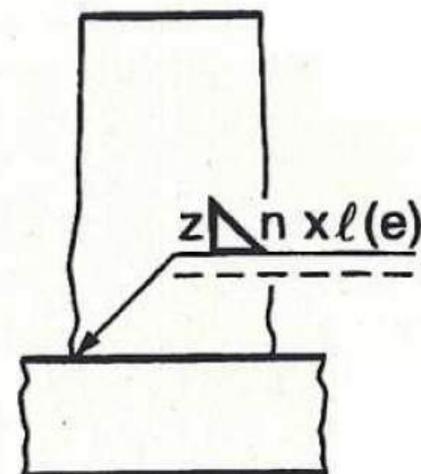
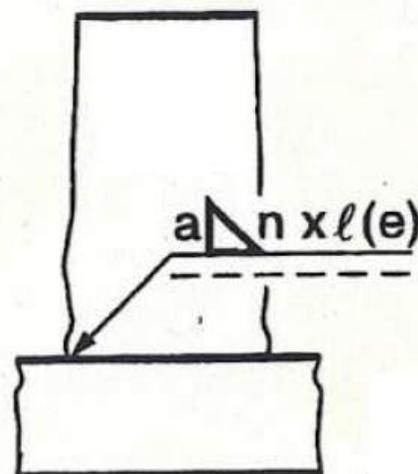
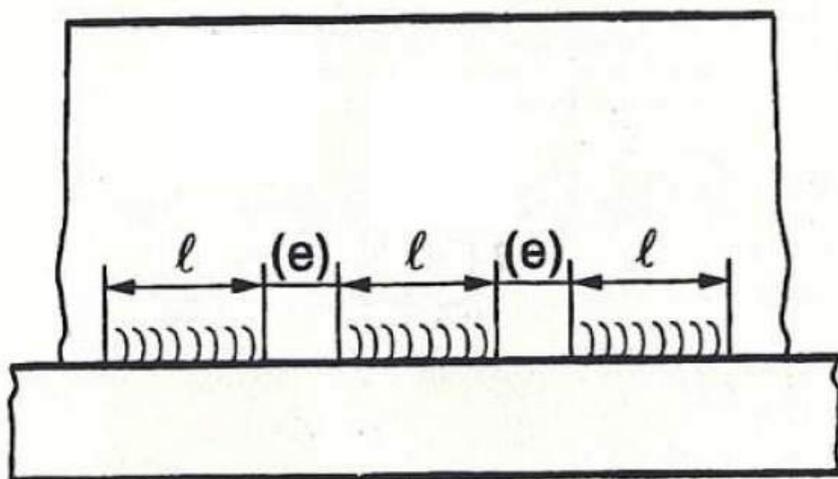
## **2 saldatura a resistenza**

## **3 saldatura a gas**

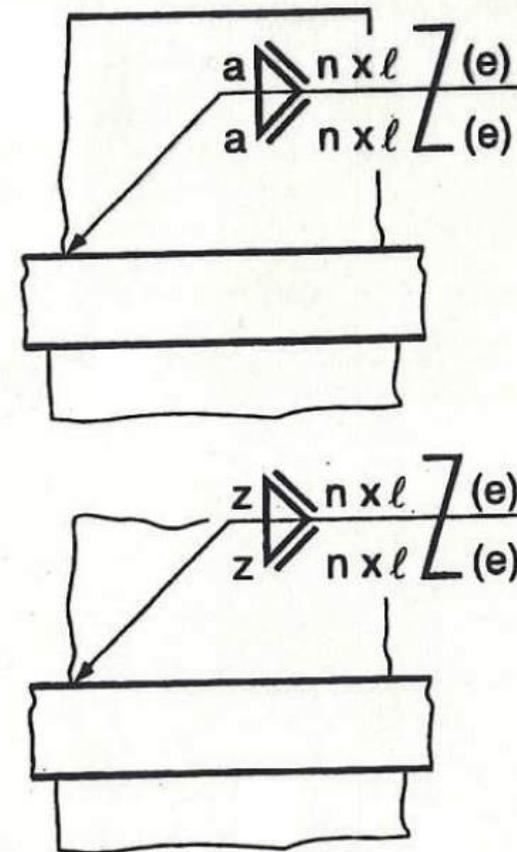
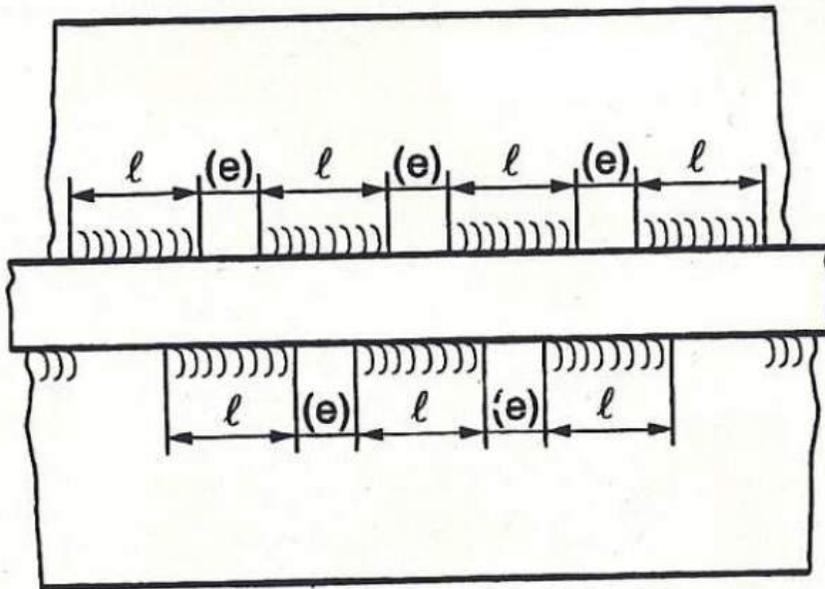
## **4 saldatura a pressione**

## **5 .....**

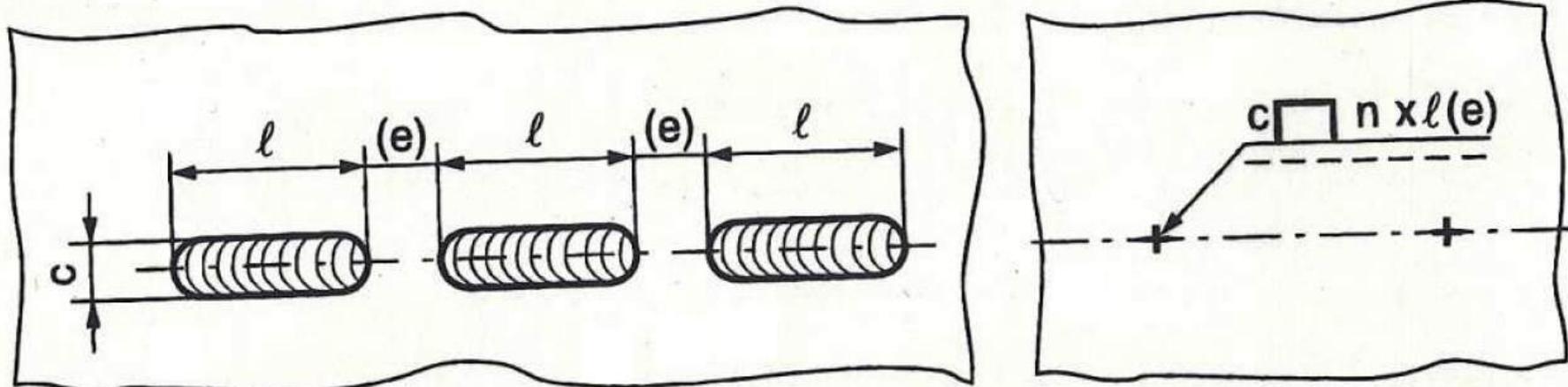
## Saldatura d'angolo discontinua



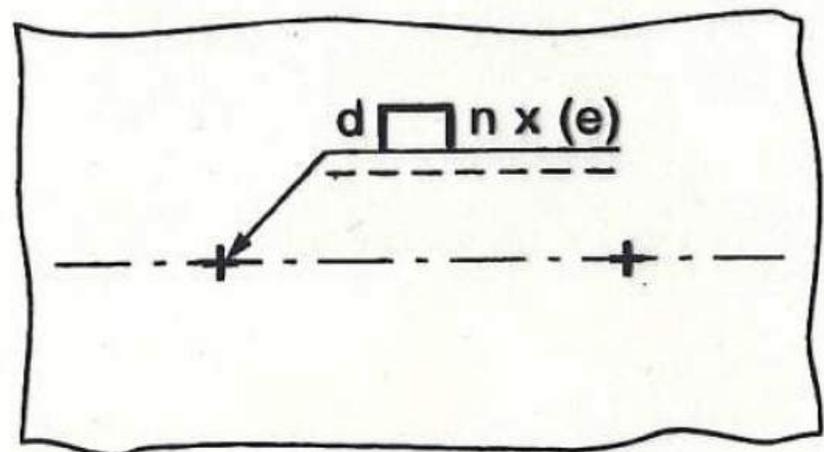
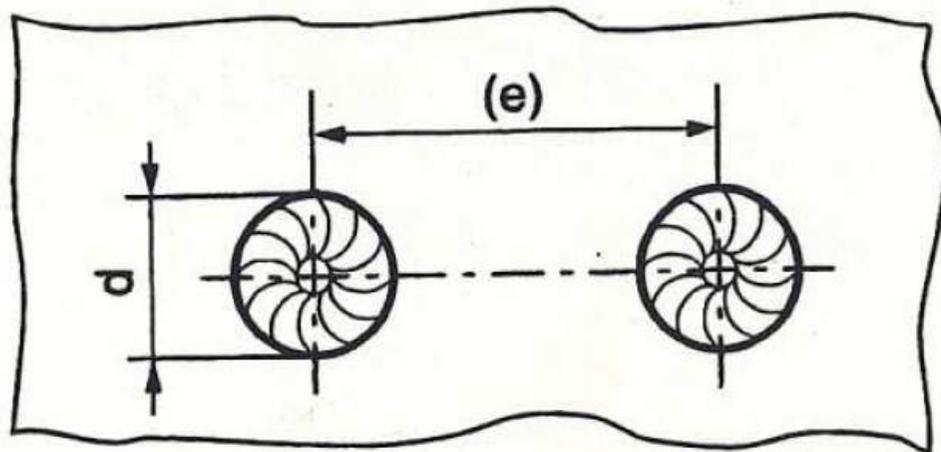
# Saldatura d'angolo piana simmetrica e discontinua



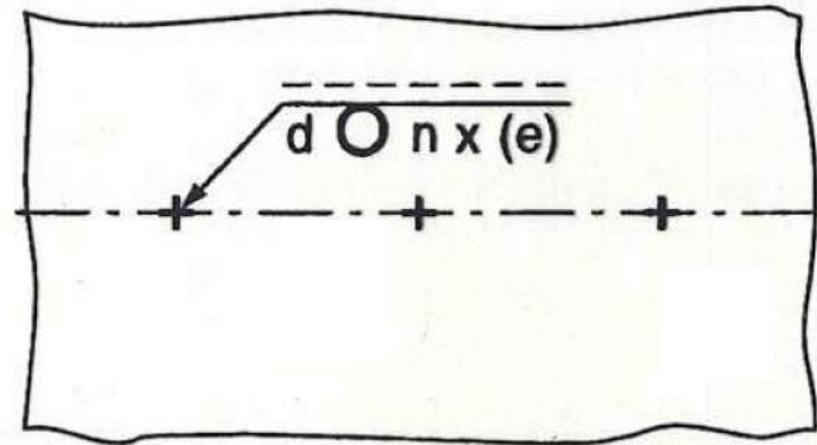
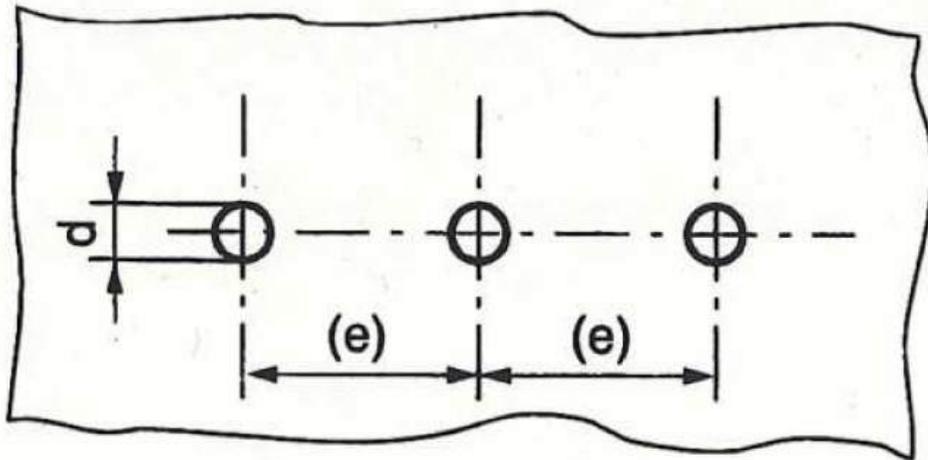
# Saldatura entro intagli



# Saldatura entro fori



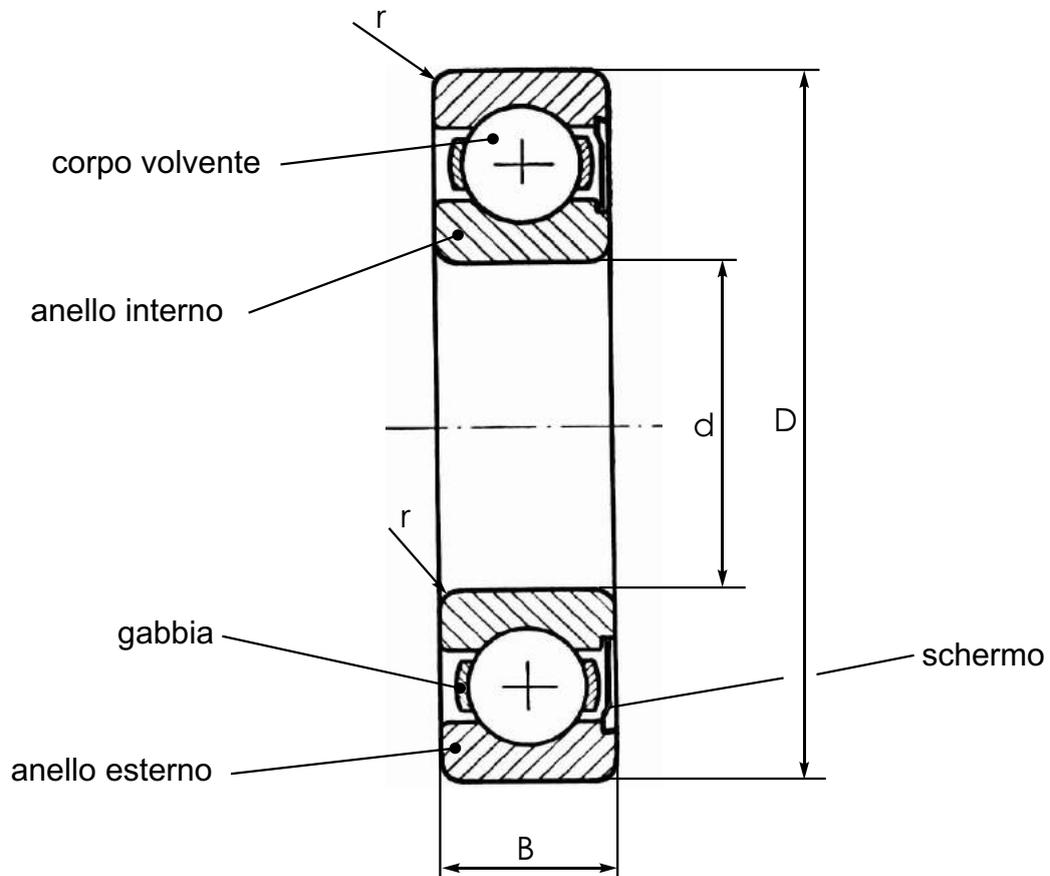
# Saldatura a punti



# CUSCINETTI VOLVENTI



## ESEMPI DI CUSCINETTI A SFERE



GLI ELEMENTI E LE DIMENSIONI CARATTERISTICHE  
DI UN CUSCINETTO A SFERE

L' interposizione tra l' anello esterno e l' anello interno dei CORPI VOLVENTI sostituisce l' attrito VOLVENTE a quello RADENTE caratteristico dei cuscinetti a strisciamento

I cuscinetti volventi limitano al massimo le perdite di energia dovute all' attrito:

- coeff.d'attrito cuscinetti  
volventi

0.001-0.0025

- coeff. d'attrito cuscinetti  
a strisciamento in caso di  
sostentazione idrodinamica

0.005-0.02

# MATERIALI

(in generale)

ANELLI E CORPI

VOLVENTI:

acciai al cromo  
e al cromo-nichel

GABBIE:

acciai a basso tenore  
di carbonio, materiali  
non ferrosi, materiali  
non metallici

# CRITERIO GENERALE DI BLOCCAGGIO DEGLI ANELLI PER CUSCINETTI RADIALI E RADIALI- ASSIALI

Gli anelli del cuscinetto NON DEVONO MAI RUOTARE STRISCIANDO SUGLI ELEMENTI SU CUI VENGONO CALETTATI (in generale superficie dell' albero per l' anello interno e superficie della sede per l' anello esterno) PER EFFETTO DELLA ROTAZIONE DELL' ALBERO E/O DELLA SEDE.

A tale scopo occorre predisporre una opportuna interferenza nel calettamento dell' anello interno e/o esterno con le relative superfici di contatto dell' albero e/o della sede. Per impedire il mutuo strisciamento si può procedere anche utilizzando delle COLLE .

# REGOLA GENERALE

SI CALETTA CON INTERFERENZA IL SOLO ANELLO CHE, SOTTO CARICO, TENDE A RUOTARE STRISCIANDO, CIOE' QUELLO SOGGETTO A CARICO ROTANTE

PER L' ALTRO ANELLO SI IMPORRA' UN ACCOPPIAMENTO MOBILE O INCERTO

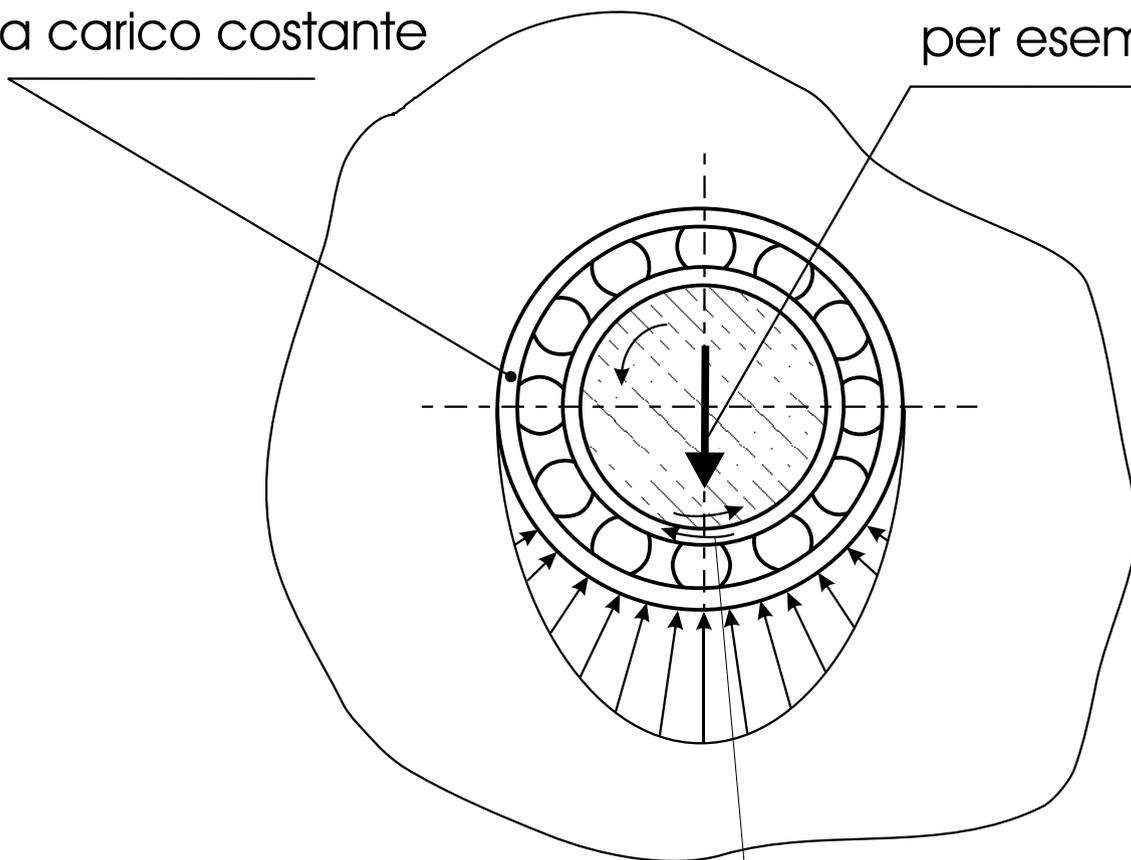
---

Quando sia li anello interno che quello esterno sono soggetti a carichi rotanti è necessario bloccarli entrambi

# ANELLO INTERNO SOGGETTO A CARICO ROTANTE

anello esterno soggetto  
a carico costante

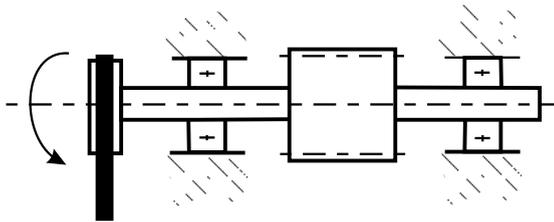
carico costante,  
per esempio



azioni mutue,  
microstrisciamenti,  
peregrinazione  
dell' anello interno

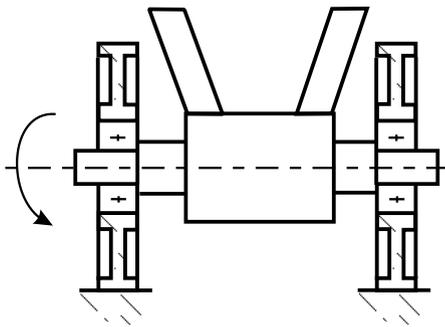
# SI BLOCCA L'ANELLO SOGGETTO A CARICO ROTANTE

TRASMISSIONE A CINGHIA



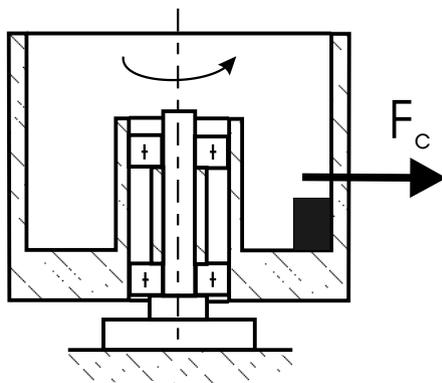
Anello interno	ruota	<-- DA BLOCCARE
Anello esterno	è fisso	<-- soggetto a carico costante
Carico	costante	

CARRELLO CON PERNI FISSI



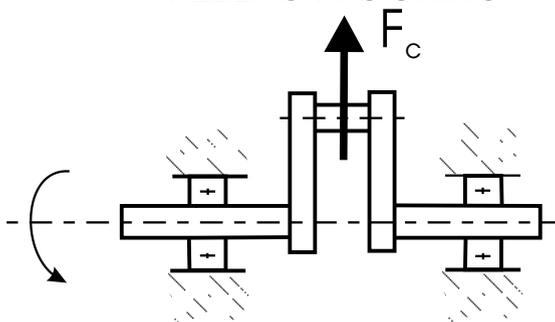
Anello interno	è fisso	<-- soggetto a carico costante
Anello esterno	ruota	<-- DA BLOCCARE
Carico	costante	

CENTRIFUGA

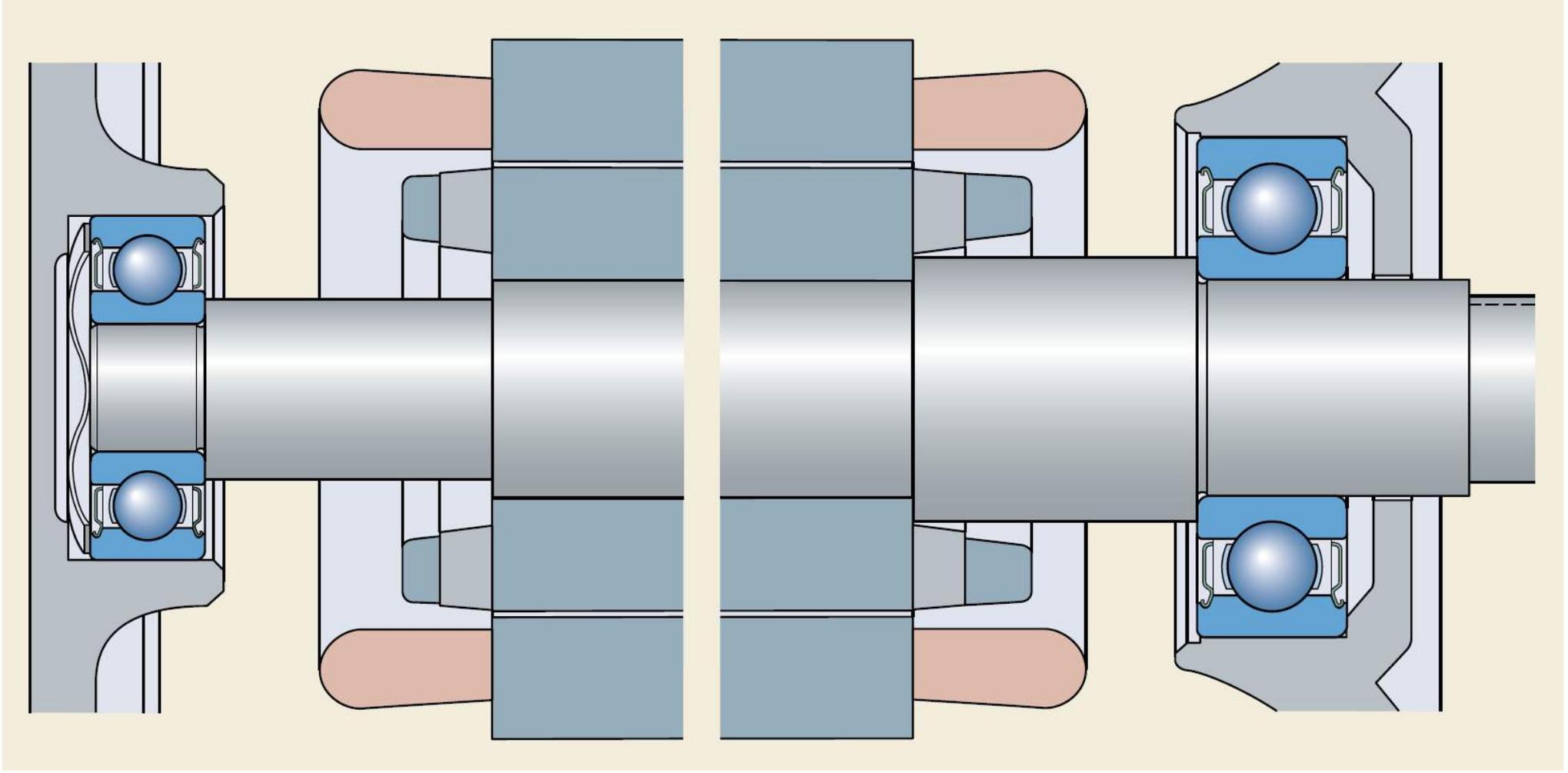


Anello interno	è fisso	<-- DA BLOCCARE
Anello esterno	ruota	<-- soggetto a carico costante
Carico	rotante	

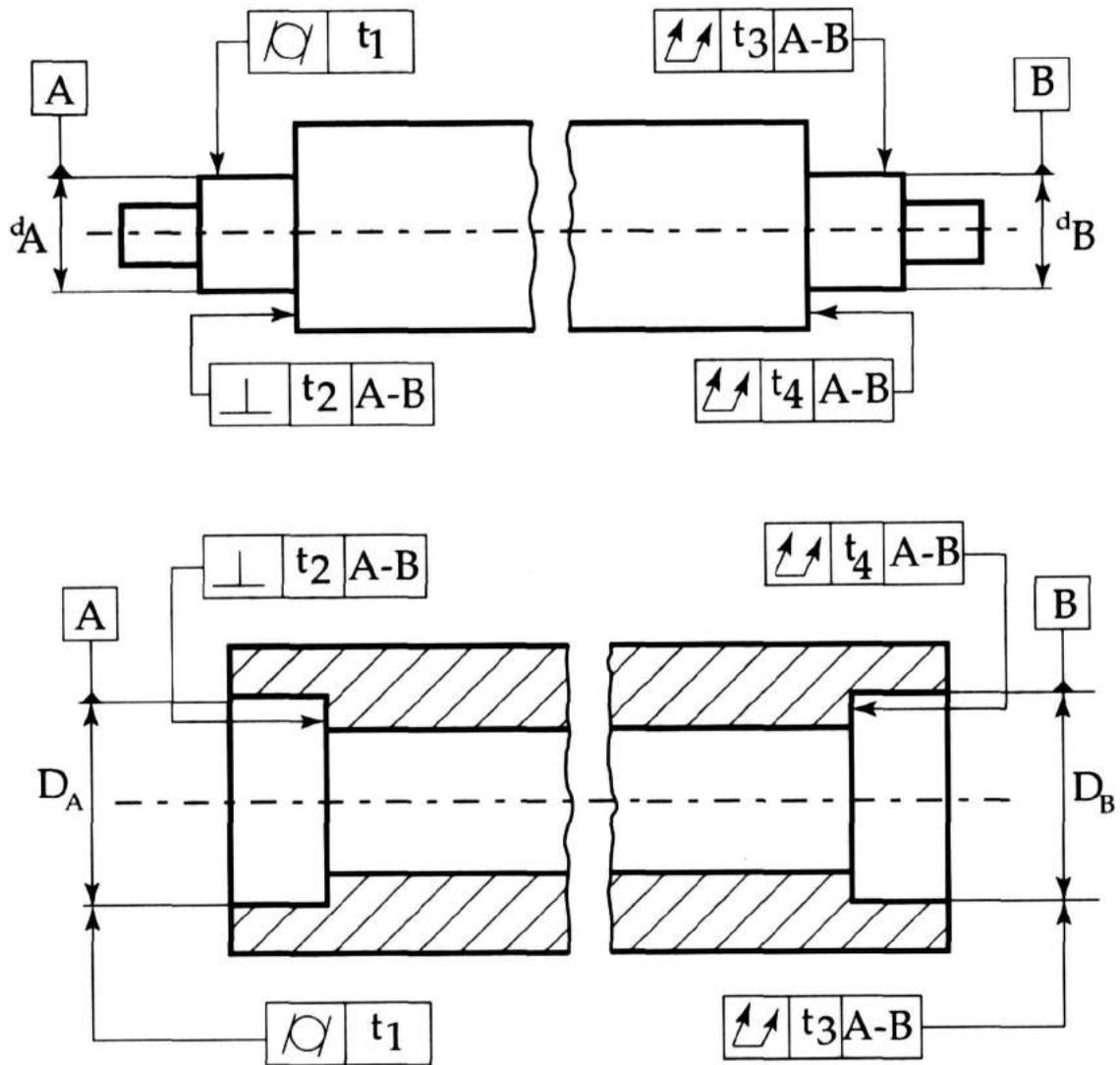
ALBERO A GOMITO



Anello interno	ruota	<-- soggetto a carico costante
Anello esterno	è fisso	<-- DA BLOCCARE
Carico	rotante	



# PRESCRIZIONE TOLLERANZE GEOMETRICHE SULLE SEDI DEI CUSCINETTI RADIALI E RADIALI-ASSIALI



# TOLLERANZE GEOMETRICHE

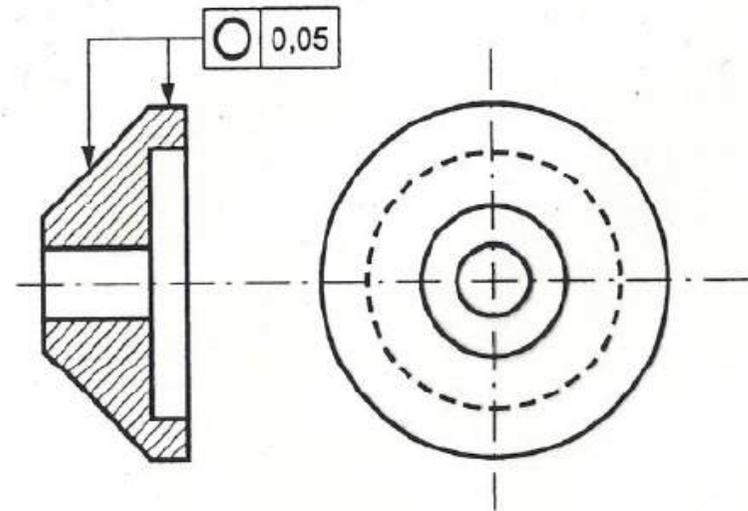
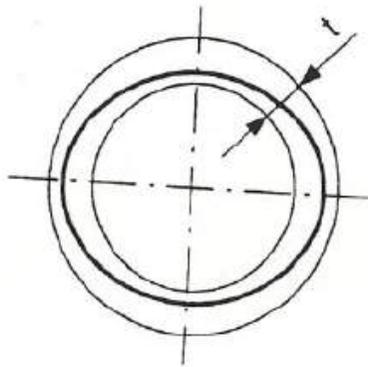
Parametri essenziali:

- forma e ampiezza del campo di tolleranza
- oggetto di tolleranza
- elemento/i di riferimento

## TOLLERANZA DI FORMA

# Tolleranza di circolarità

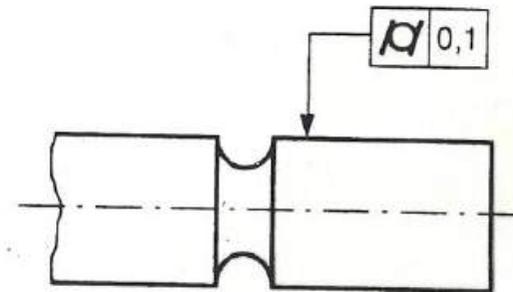
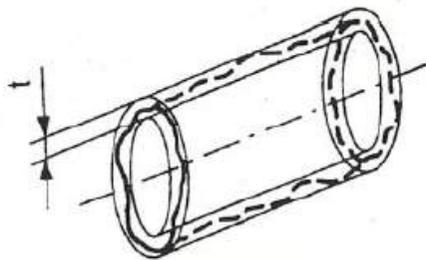
**Tolleranza di circolarità:** la zona di tolleranza è la superficie contenuta nella corona circolare definita da due circonferenze distanti  $t$  tra loro e giacenti sul piano considerato.



## TOLLERANZA DI FORMA

# Tolleranza di cilindricità

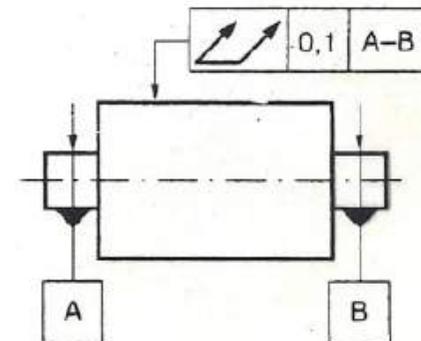
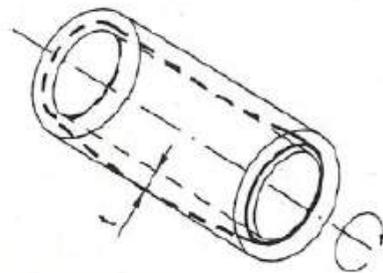
**Tolleranza di cilindricità:** la zona di tolleranza è lo spazio compreso fra due superfici cilindriche coassiali distanti  $t$  tra loro.



## TOLLERANZA DI OSCILLAZIONE

# Tolleranza di oscillazione totale

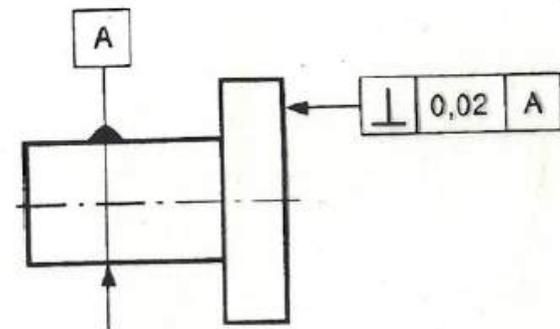
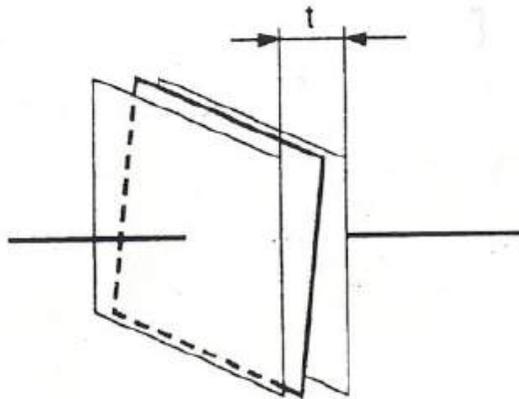
**Tolleranza di oscillazione totale:** la zona di tolleranza è limitata da due cilindri coassiali, contenenti la superficie posta in tolleranza, radialmente distanti  $t$  tra loro ed i cui assi coincidono con l'asse di riferimento.



## TOLLERANZA DI ORIENTAMENTO

# Tolleranza di perpendicolarità

**Tolleranza di perpendicolarità di una superficie rispetto ad una retta di riferimento:** la zona di tolleranza è lo spazio compreso fra due piani paralleli distanti  $t$  tra loro e perpendicolari alla retta di riferimento.



# LO STATO SUPERFICIALE DEI PEZZI MECCANICI

# Processi tecnologici:

- Formatura: per mezzo di azioni termiche il materiale viene deformato per ottenere la forma voluta
- Deformazione: per mezzo di azioni meccaniche il materiale viene deformato per ottenere la forma voluta
- Sottrattivi: partendo da un blocco di materiale più grande del pezzo da realizzare, si asporta materiale fino ad ottenere la forma voluta
- Additivi: aggiunte successive di particelle o strati di materiale si ottiene la forma voluta o la finitura superficiale desiderata

## Processi di formatura:

- Fonderia
- Sinterizzazione
- Injection moulding
- Compression moulding

## Processi di deformazione:

- Trafilatura
- Laminazione
- Estrusione
- Forgiatura
- Tranciatura, piegatura e imbutitura
- Termoformatura

## Processi sottrattivi:

- Stozzatura
- Brocciatura
- Tornitura
- Foratura
- Fresatura
- Alesatura
- Rettifica
- Dentatura
- Lappatura
  
- Elettroerosione (a filo – a tuffo)
- Elettrochimico
- .....

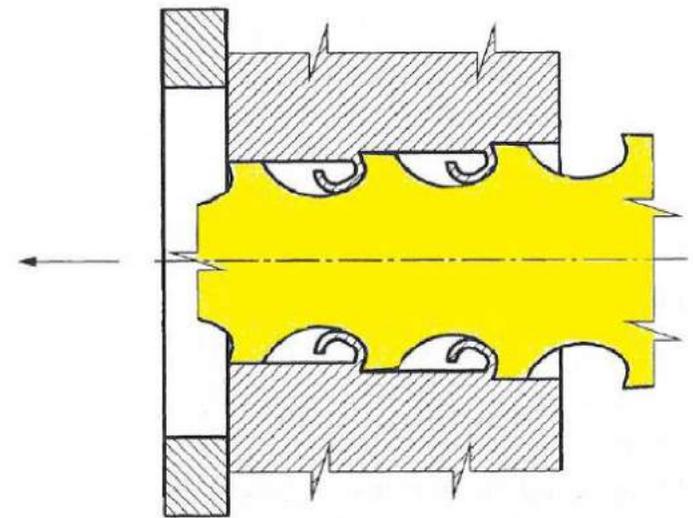
## Processi additivi:

- Zincatura a caldo
- Zincatura a freddo
- Cromatura
- Verniciatura
- PVD (physical vapor deposition)
- CVD (chemical vapor deposition)
- Thermal spray (ceramic deposition)
- .....

# Superfici reali, rilevate e nominali

La superficie reale di un componente meccanico non la rileveremo **MAI** perché via via che la tecnologia di misura progredisce aumenta la precisione con cui rileviamo la superficie. Quindi noi conosciamo **SOLO** la superficie RILEVATA misurata e non quella reale.

La superficie rilevata di un componente meccanico **differisce sempre** dalla superficie nominale rappresentata come riferimento sul disegno tecnico.



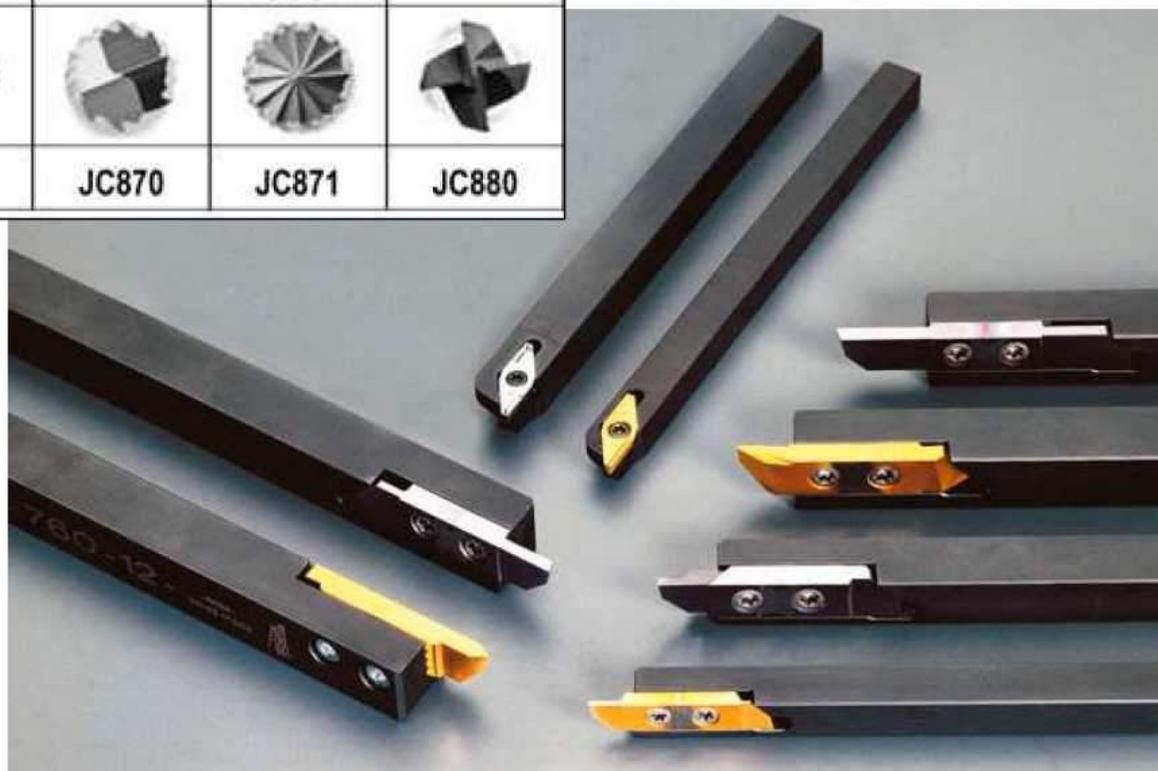
Gli scostamenti possono essere classificati in:

- 1) Errori **MACROGEOMETRICI**
- 2) Errori **MICROGEOMETRICI**

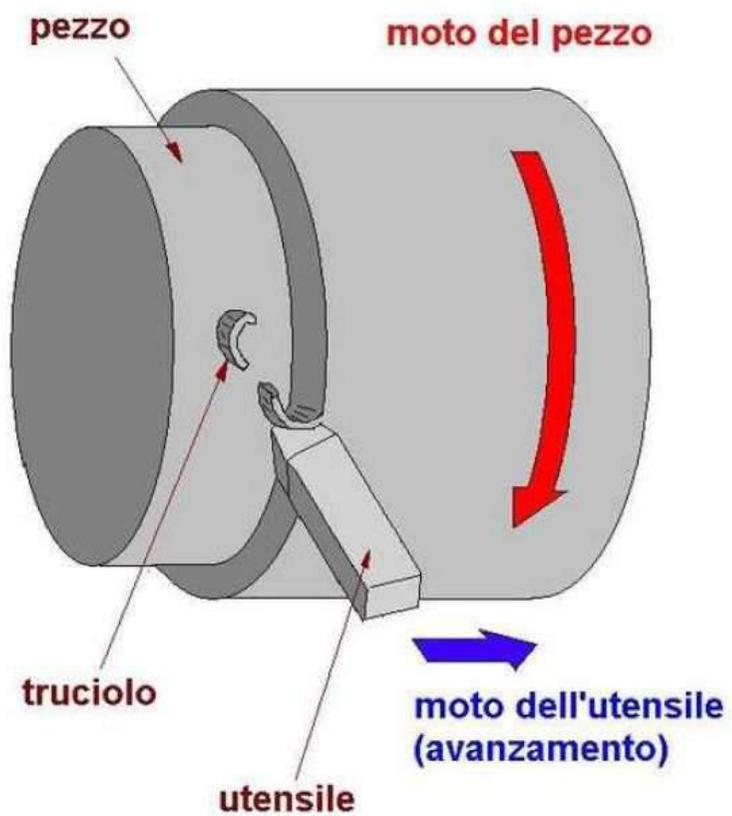
resistenza, funzionalità, estetica, processo, costi

# Utensili e lavorazioni

							
							
JC840	JC850	JC860	JC870	JC871	JC870	JC871	JC880



# Tornitura



# Fresatura



# Irregolarità delle superfici

ERRORI MACROGEOMETRICI:	POSSIBILI CAUSE
- 1° ordine: <b>forma</b> 	Errori di guida dell'utensile flessione dell'utensile e del pezzo errori di fissaggio del pezzo, deformazioni, usura
- 2° ordine: <b>ondulazione</b> 	Fissaggio eccentrico, vibrazioni

ERRORI MICROGEOMETRICI:	POSSIBILI CAUSE
- 3° ordine: <b>rugosità</b> 	Solchi, forma del tagliente dell'utensile avanzamento orizzontale e verticale
- 4° ordine: <b>rugosità</b> 	Processo di taglio (strappamento, taglio)
- 5° ordine: <b>rugosità</b> <i>non rappresentabile</i>	Processo di cristallizzazione, corrosione
- 6° ordine: <b>rugosità</b> <i>non rappresentabile</i>	Struttura cristallina

SOVRAPPOSIZIONE	
	<u>Superficie reale</u>

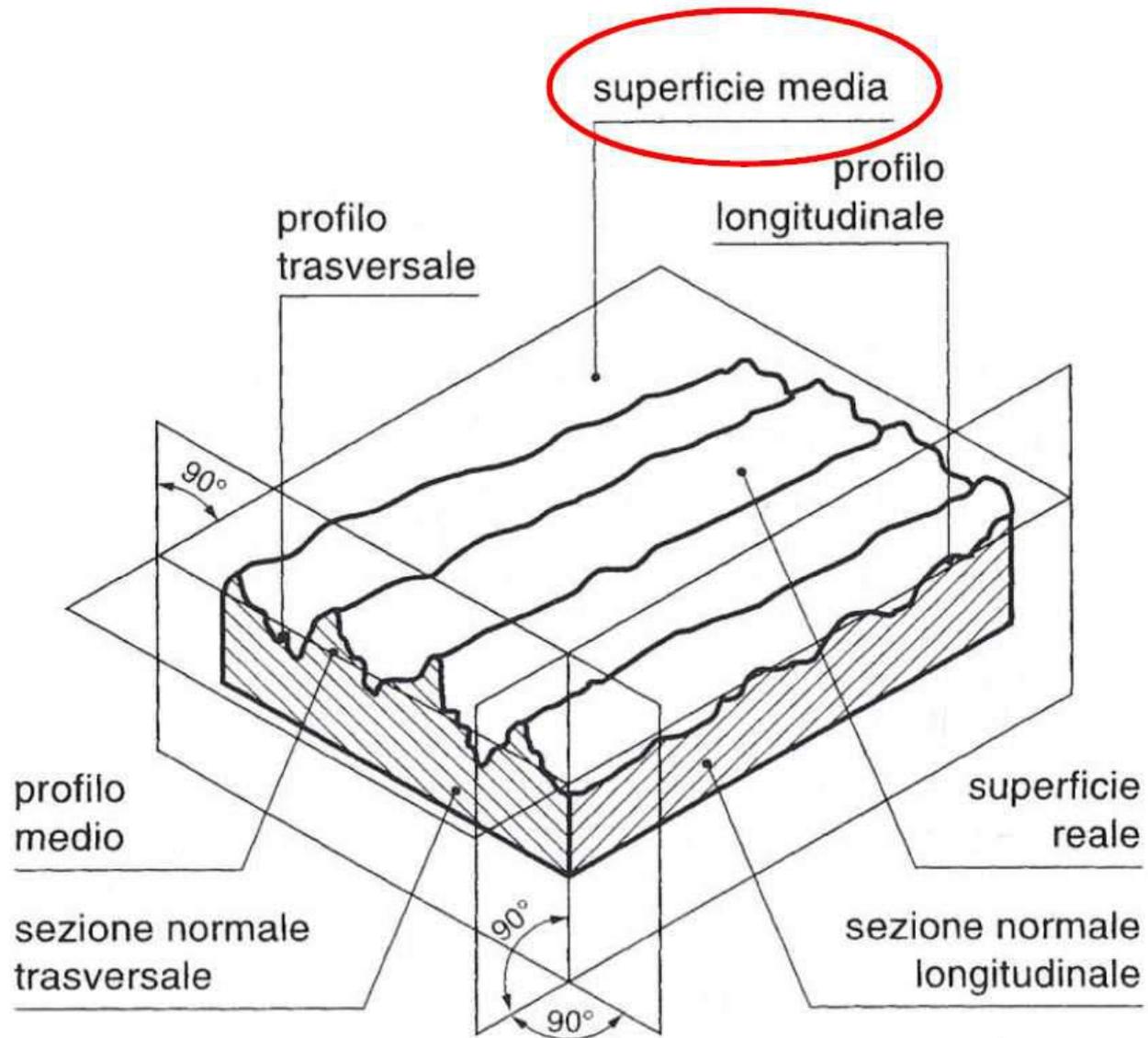
(approssimata da quella rilevata)

# Classificazione delle superfici

## DEFINIZIONI:

- Sup. **NOMINALE**: la superficie ideale del pezzo;
- Sup. **REALE**: la superficie che nella realtà delimita il volume del corpo;
- Sup. **DI RIFERIMENTO**: è il luogo di riferimento per il rilievo degli errori geometrici;
- Sup. **MEDIA**: interseca la superficie nominale in modo che i volumi delle parti che fuoriescono siano uguali ai volumi dei vuoti rientranti;
- Sup. **RILEVATA**: superficie misurata (con le approssimazioni date dai limiti degli strumenti di misura utilizzati);
- Sup. **INVILUPPO**: appoggiata sulla superficie reale tocca quest'ultima in almeno tre punti.

# Classificazione delle sezioni e dei profili



Si fa riferimento alla superficie media ed alla direzione preferenziale delle irregolarità.

# Classificazione delle sezioni e dei profili

## DEFINIZIONI

**Orientamento delle irregolarità**: orientamento preferenziale dei solchi che caratterizzano le irregolarità

**Passo delle irregolarità**: distanza media fra le creste del profilo

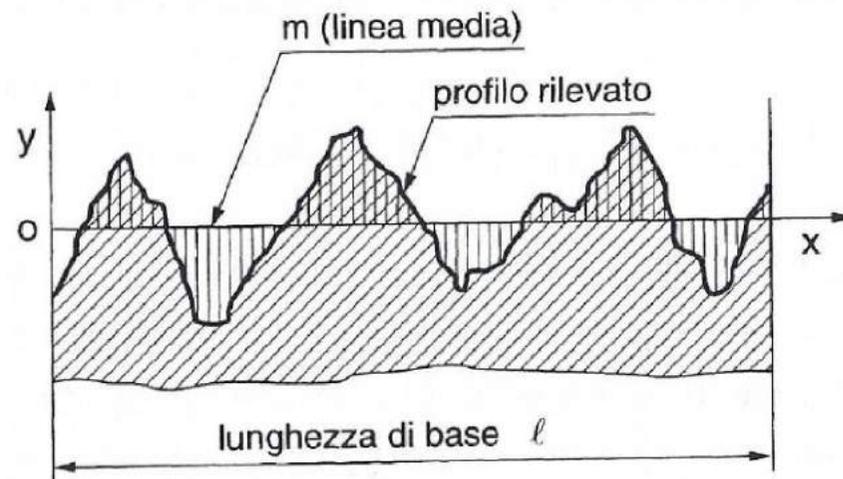
**Lunghezza di base  $l$**  : lunghezza lungo cui viene eseguita la misura di rugosità (correlata alla dimensione della difettosità - assume valori unificati: 0.08 – 0.25 – 0.8 – 2.5 – 8 – 25 mm)

# Linea media m di un profilo rilevato

E' la linea che ha la forma del profilo nominale. Divide il profilo rilevato in modo che, entro certi limiti della lunghezza di base, la somma dei quadrati delle ordinate dei punti del profilo rilevato rispetto alla linea media sia MINIMO. Il tratto di profilo rilevato da considerare sottende la lunghezza di base  $l$ . Se la somma delle aree sottese dal profilo rilevato poste SUPERIORMENTE alla linea media é uguale alla somma delle aree sottese dal profilo rilevato poste INFERIORMENTE alla medesima linea media, la linea media prende il nome di linea centrale.

$$\int_0^l y(x) dx = 0$$

Definizione matematica  
della linea centrale



## Deviazione media aritmetica $R_a$

Il parametro con cui si prescrive la rugosità superficiale è  $R_a$  che è il valore medio delle ordinate  $y$  prese con valore assoluto e misurate sul profilo reale.

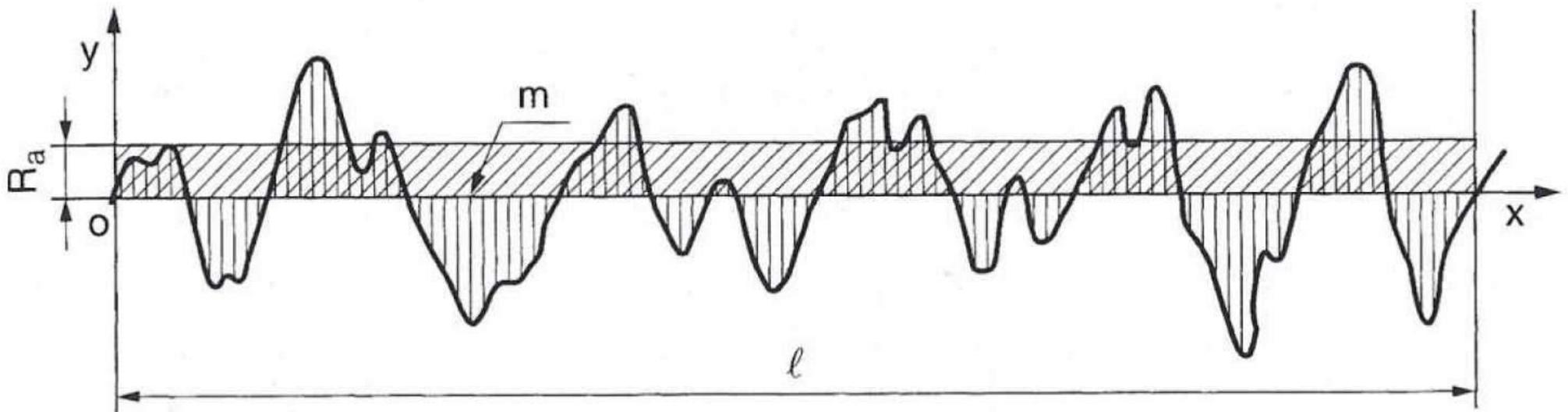
$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx$$

Nella pratica  $R_a$  viene generalmente espressa mediante un numero finito  $n$  di misure, ovvero:

$$R_a = \frac{\sum_{i=0}^n |y|}{n}$$

# Deviazione media aritmetica $R_a$

Rappresentazione grafica di linea media (m), lunghezza base ed  $R_a$

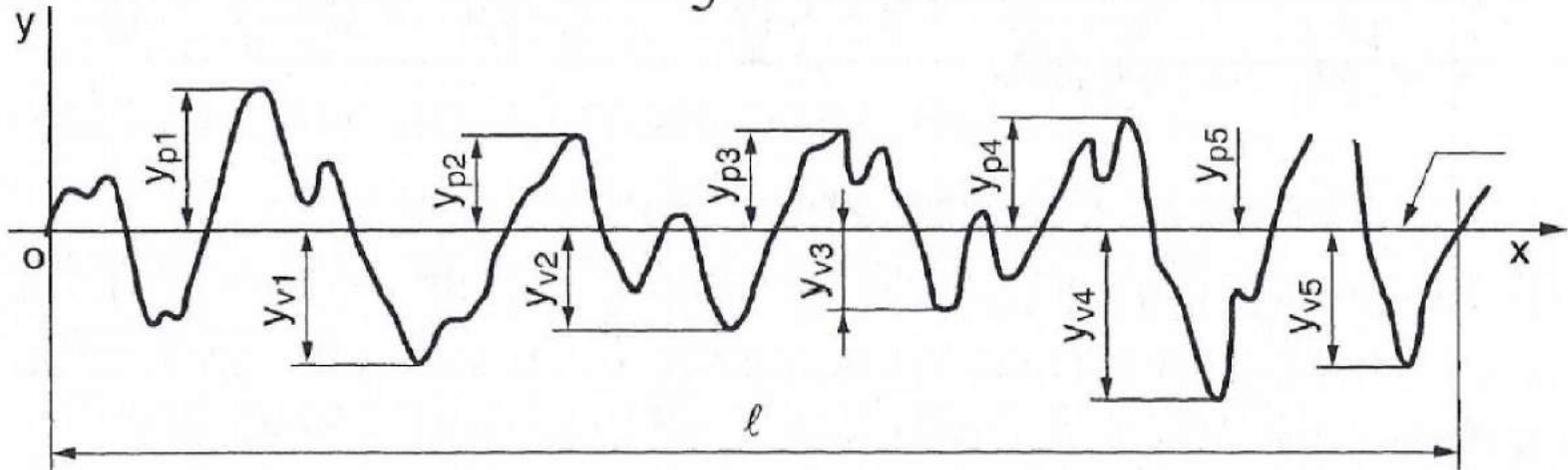


**La rugosità si misura in  $\mu\text{m}$**

## Definizione della rugosità $R_z$ :

Altezza delle irregolarità su 10 punti

$$R_z = \frac{\sum_{i=1}^5 |y_{pi}| + \sum_{i=1}^5 |y_{vi}|}{5}$$



## Definizione della rugosità $R_t$ :

$$R_t = \max |y_{pi}| + \max |y_{vi}|$$

# Ulteriori parametri

L'altezza media delle irregolarità del profilo  $R_c$  è pari alla somma dei valori medi, in modulo, delle altezze dei picchi e delle profondità delle valli :

$$R_c = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_{pi}| + \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n |y_{vj}|$$

Valore medio di un generico parametro di rugosità:

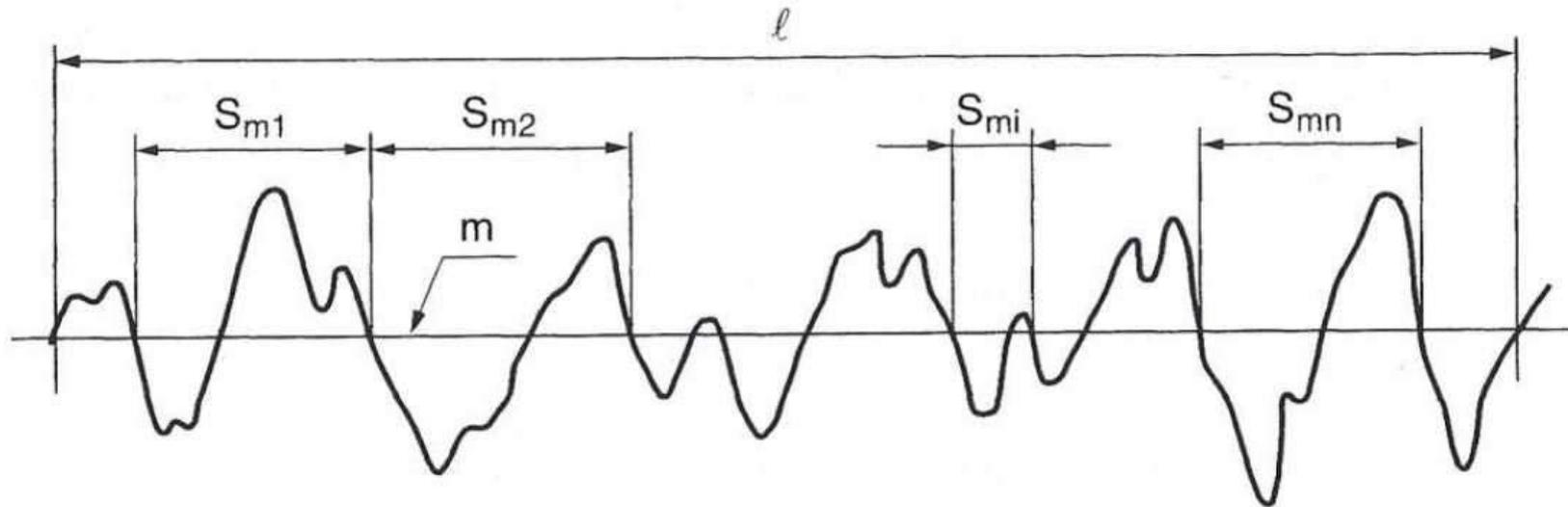
$$\bar{R} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k R_{ni}$$

Scostamento medio quadratico del profilo  $R_q$ :

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{\ell} \int_0^{\ell} y^2(x) dx}$$

# Ulteriori parametri

*Intervallo delle irregolarità del profilo:* lunghezza di linea media che contiene un picco e la valle adiacente.

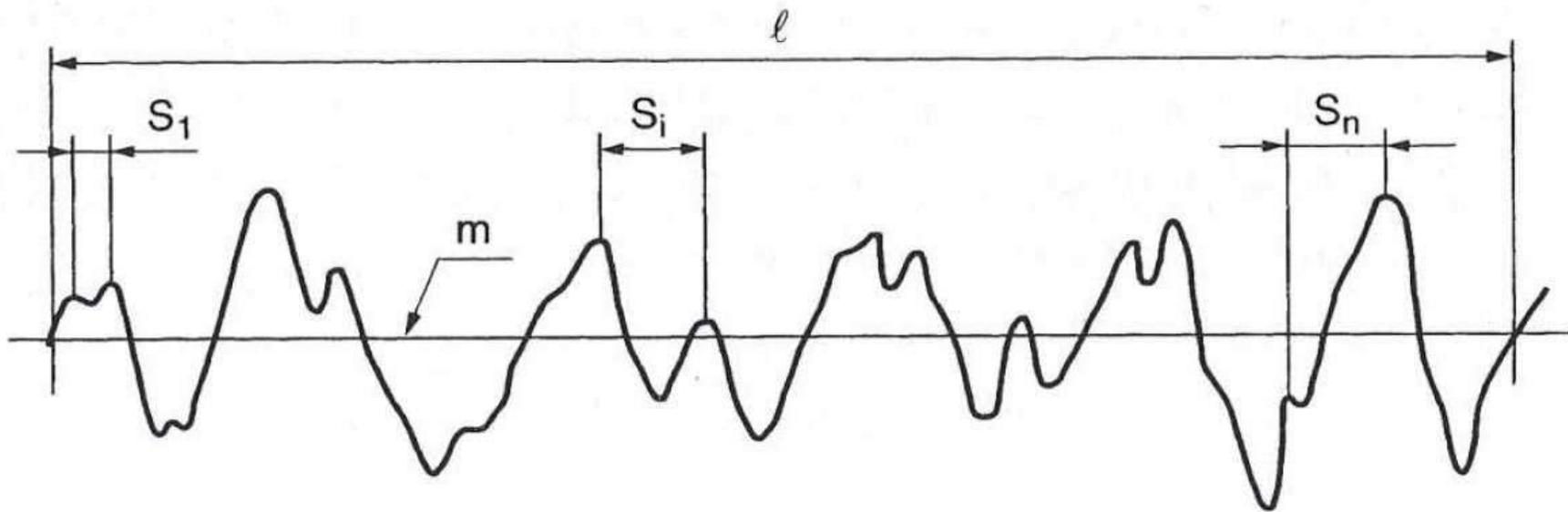


$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi}$$

*Intervallo medio delle irregolarità del profilo  $S_m$*

# Ulteriori parametri

*Intervallo dei picchi locali del profilo:* proiezione sulla linea media di due punti più alti di picchi adiacenti.



Intervallo medio  $S$  dei picchi locali:

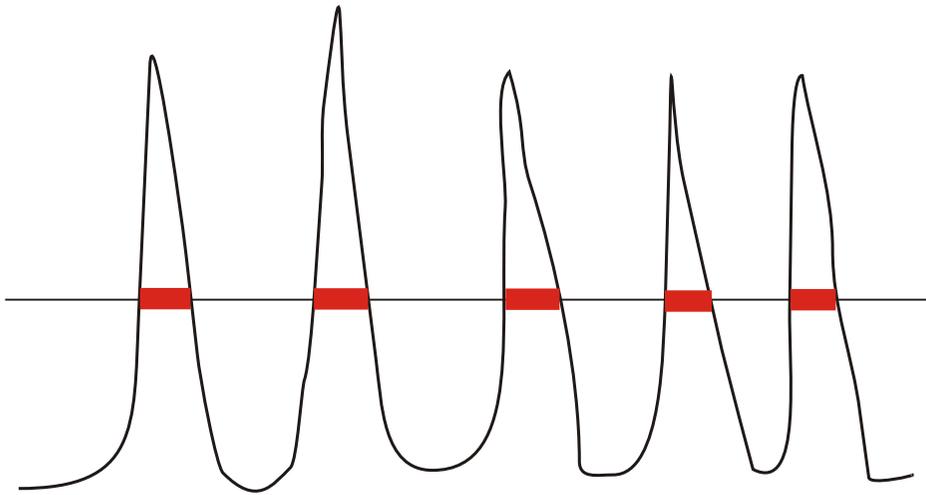
$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i$$

Densità  $D$  dei picchi del profilo :

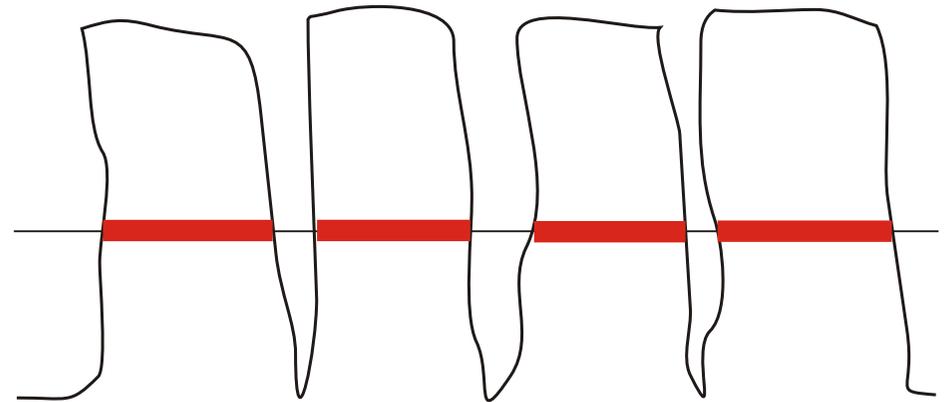
$$D = \frac{1}{S_m}$$

# DEFINIZIONE QUALITATIVA DELLA PORTANZA DI UN PROFILO

La "portanza" di un profilo è definita esattamente nelle tabelle UNI.  
In questa sede possiamo limitarci ad esprimere in modo qualitativo  
l'idea di tale grandezza:



Profilo rilevato a bassa portanza



Profilo rilevato ad alta portanza

# Prescrizioni di rugosità

La rugosità deve essere sempre prescritta a disegno quando il suo valore condiziona in modo determinante l'efficienza in esercizio, l'integrità strutturale, l'estetica del componente.

La rugosità viene comunemente indicata mediante la **DEVIAZIONE MEDIA ARITMETICA DEL PROFILO  $R_a$**  espressa in  $\mu\text{m}$  ( $10^{-6}\text{m}$ ). I valori raccomandati (progressione geometrica di ragione 1.25) sono:

0.025; 0.05; 0.1; 0.2; 0.4; 0.8; 1.6; 3.2; 6.3; 12.5; 25; 50  $\mu\text{m}$

**Quando si prescrive un valore di rugosità questo indica il suo limite massimo fra i diversi rilevamenti effettuati. Quando necessario può essere indicato anche il valore minimo.**

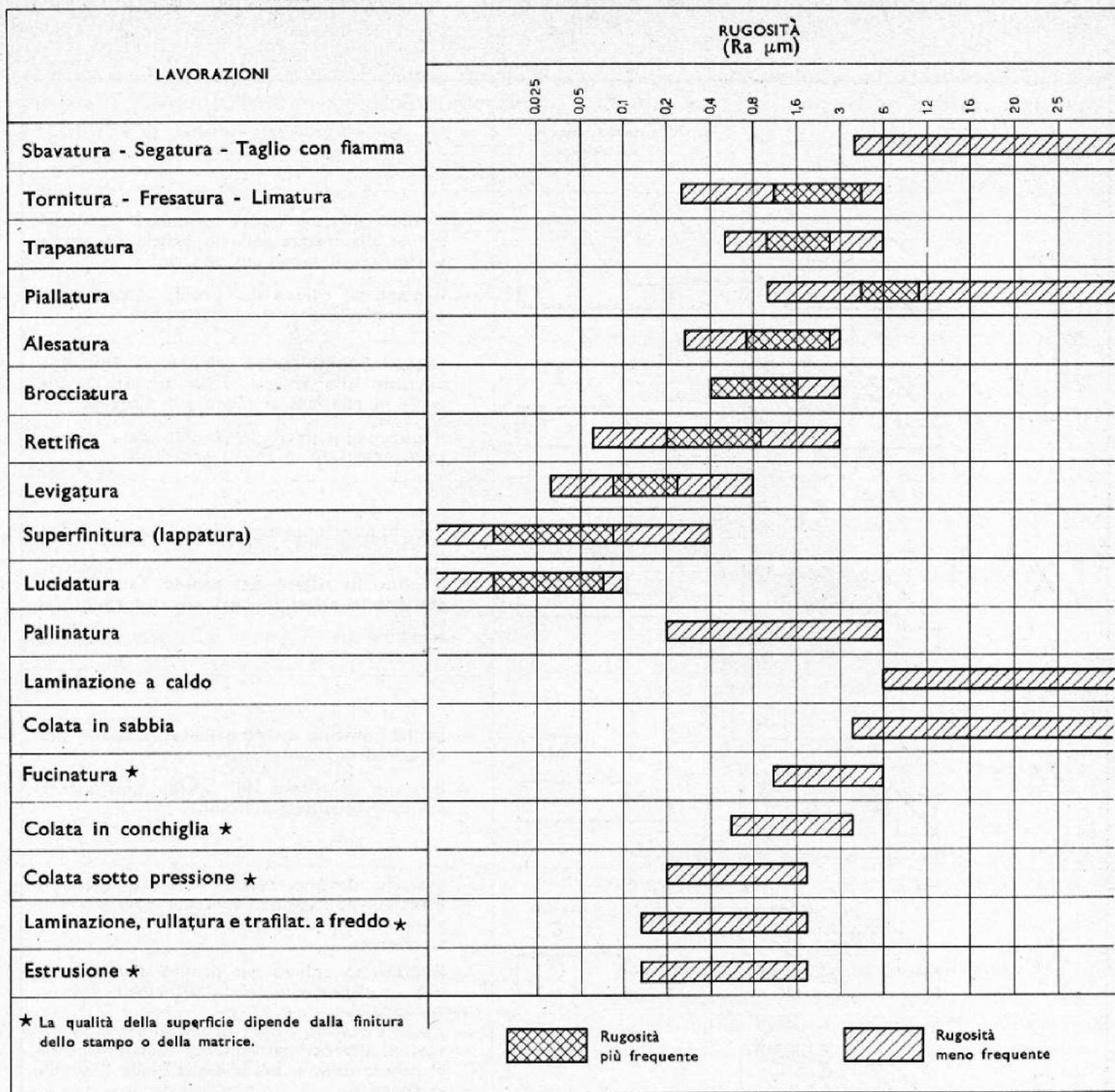
# Scelta della lunghezza di base

$R_a$ $\mu\text{m}$	$l$ minime mm
$\leq 0,1$	0,08
$> 0,1 \div 0,2$	0,25
$> 0,2 \div 1,6$	0,8
$> 1,6 \div 6,3$	2,5
$> 6,3 \div 100$	8
$> 100$	25

Il valore minimo della lunghezza di base  $l$  viene prescritto in base al valore del parametro da misurare.

# Valori tipici di $R_a$

$R_a = 0.025$	elementi di misura di alta precisione
$R_a = 0.05$	calibri da officina
$R_a = 0.1$	accoppiamenti a tenuta, utensili di precisione
$R_a = 0.2$	supporti di albero a gomiti e a camme, superfici delle camme
$R_a = 0.4$	cuscinetti, profili scanalati, pattini-guide, perni
$R_a = 0.8$	freni, ruote dentate
$R_a = 1.6$	alberi e fori di ingranaggi, teste dei cilindri



RELAZIONE TRA  
METODO DI  
FABBRICAZIONE  
E RUGOSITA' R<sub>a</sub>  
(dati a titolo  
indicativo)

★ La qualità della superficie dipende dalla finitura dello stampo o della matrice.

 Rugosità più frequente

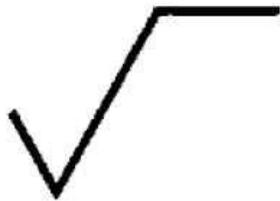
 Rugosità meno frequente

# RELAZIONE RUGOSITA' $R_a$ E AMPIEZZA DEL CAMPO DI TOLLERANZA IT (valori indicativi)

Gruppi di dimensioni	Tolleranze ISO								
	IT 6	IT 7	IT 8	IT 9	IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14
	Rugosità ( $R_a$ $\mu\text{m}$ )								
$\leq 3$ mm	0,2	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8
$> 3$ $\leq 18$ mm	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12
$> 18$ $\leq 80$ mm	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20
$> 80$ $\leq 250$ mm	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	—
$> 250$ mm	1,2	2	3	5	8	12	20	—	—

# Indicazione dello stato delle superfici UNI EN ISO 1302

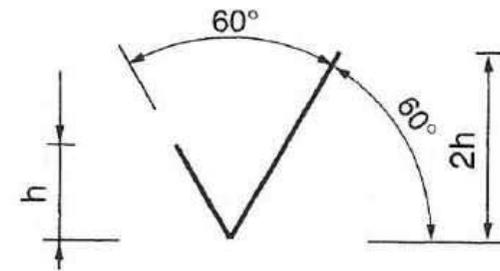
La rugosità si indica utilizzando i seguenti segni grafici:



Simbolo completo



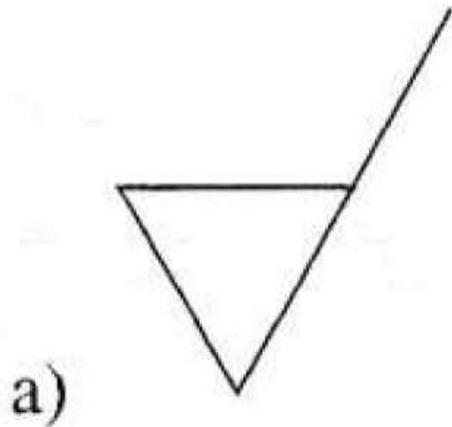
Simbolo base



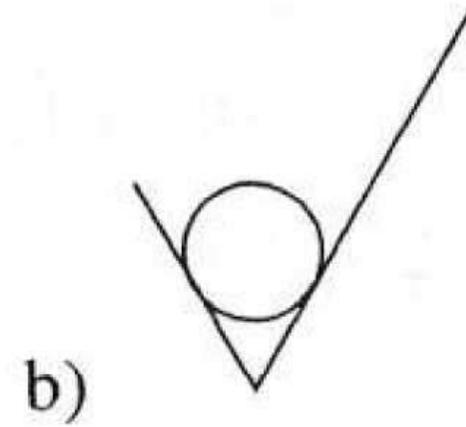
Simbolo generico che non specifica il tipo di lavorazione da eseguire.

Lo spessore della linea è uguale allo spessore della linea di quotatura

# Indicazione della lavorazione



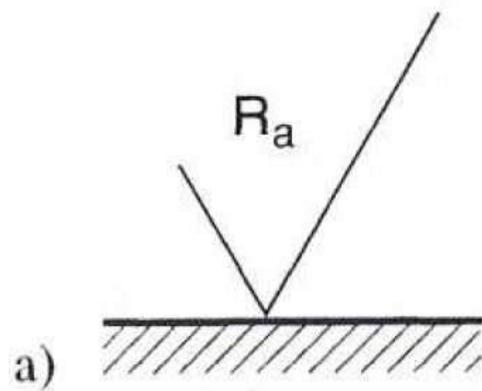
Lavorazione con asportazione di truciolo.



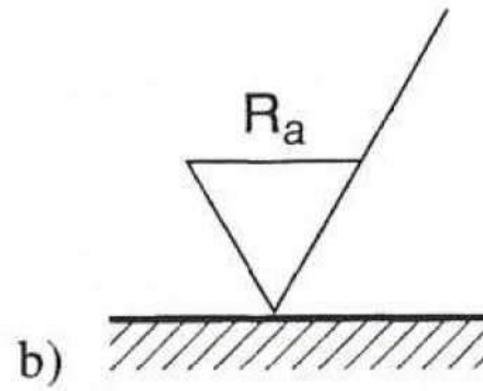
Lavorazione senza asportazione di truciolo.

La notazione b) si usa qualora la rugosità di un elemento già trattato non debba essere alterata dalle lavorazioni successive.

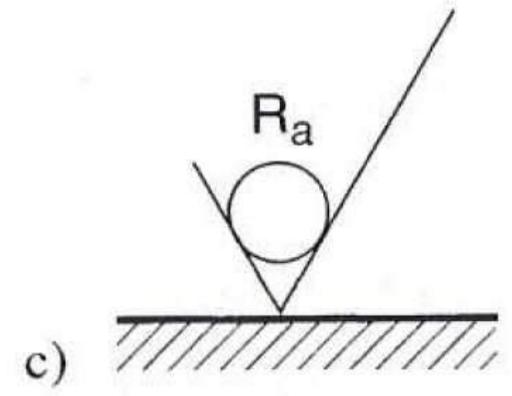
# Indicazione della rugosità



Procedimento  
generico



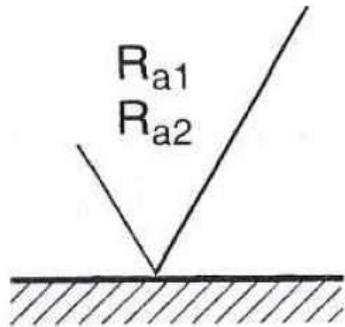
Con asportazione di  
materiale



Senza asportazione  
di materiale

Questa notazione prescrive il valore massimo ammissibile di  $R_a$

# Indicazione della rugosità



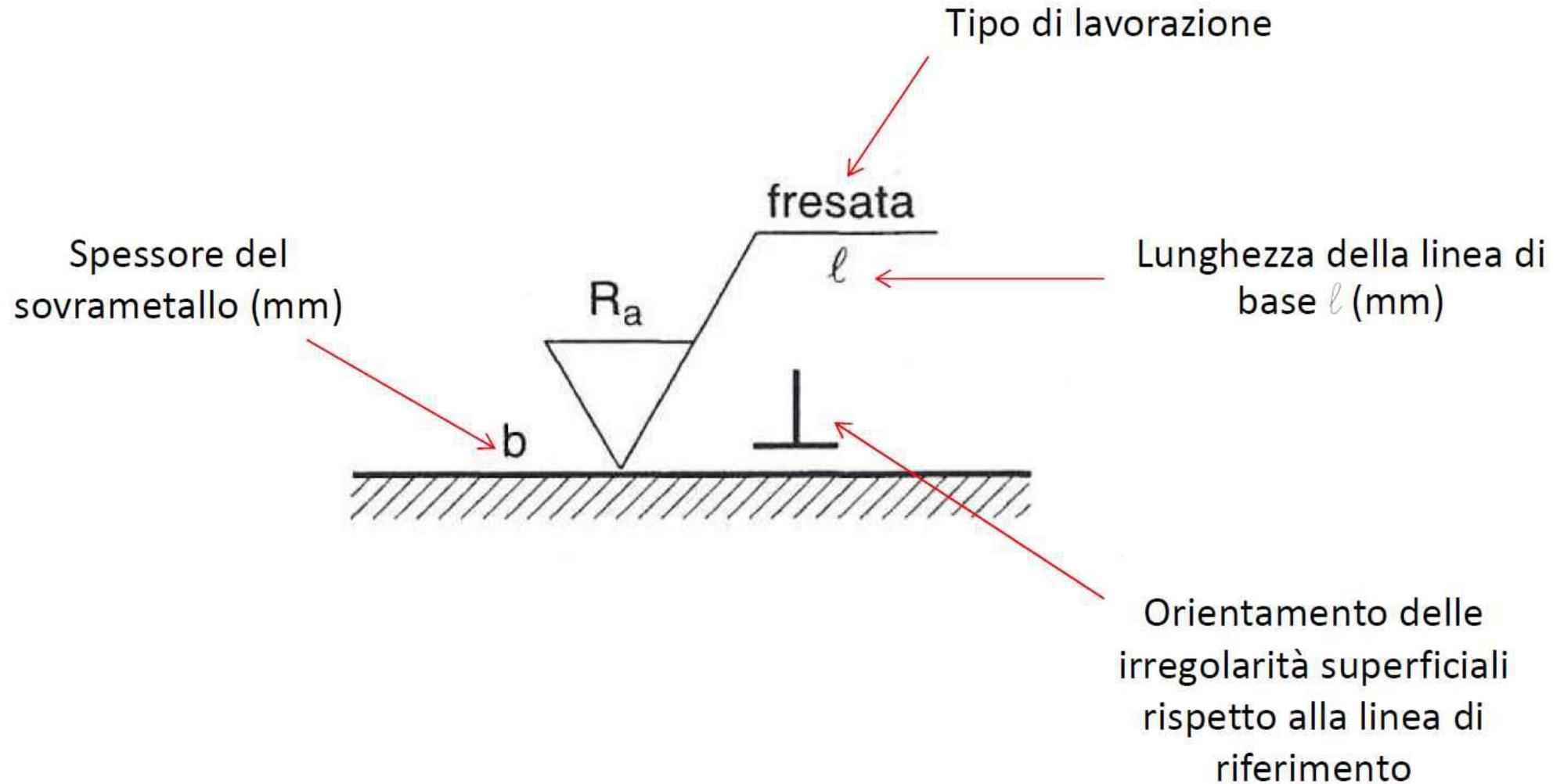
Questa notazione prescrive i valori limite estremi:

$R_{a1}$       massimo  
 $R_{a2}$       minimo

Superficie lappata		$\frac{0,2}{\nabla}$
Superficie rettificata		$\frac{0,8}{\nabla}$
Superficie lisciata		$\frac{3,2}{\nabla}$
Superficie sgrossata		$\frac{12,5}{\nabla}$

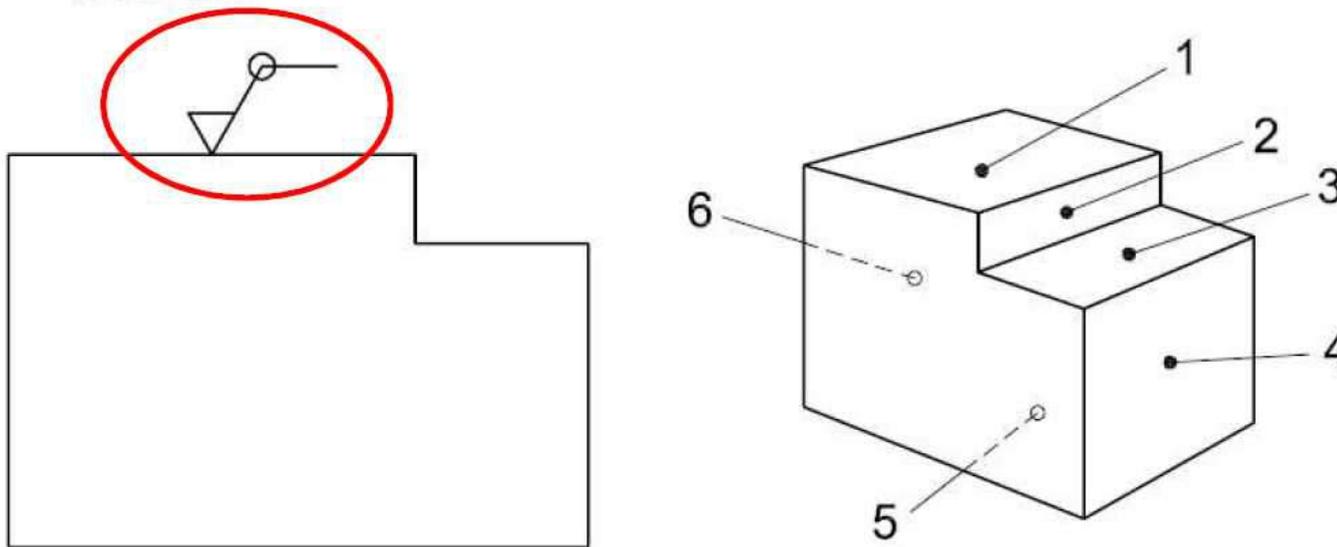
Tabella di conversione (approssimativa) fra la vecchia notazione a triangolini e la nuova notazione.

# Indicazione completa



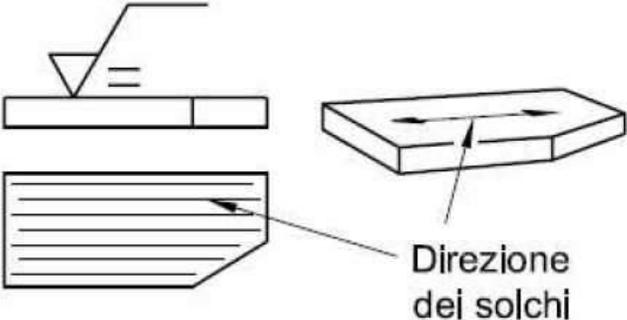
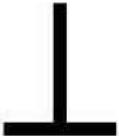
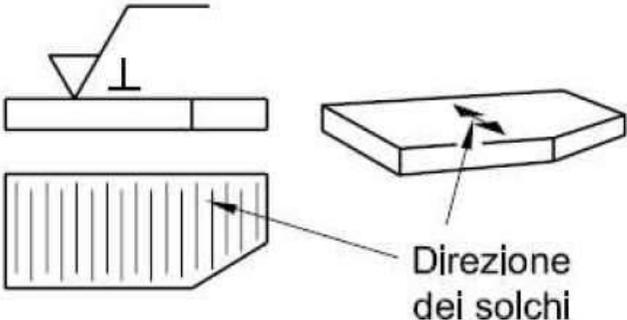
# Indicazione per tutte le superfici

Requisiti per lo stato delle superfici per tutte e sei le superfici rappresentate dal profilo sul pezzo in lavorazione

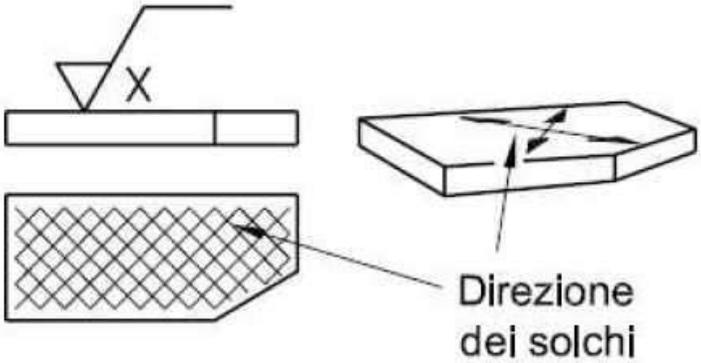
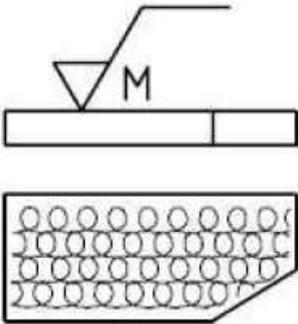


Si applica al contorno della vista in proiezione

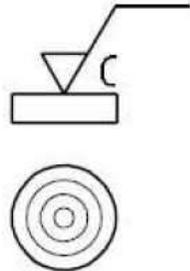
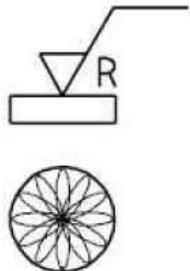
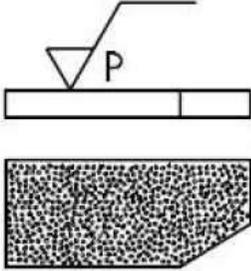
# Andamento preferenziale delle irregolarità

Segno grafico	Interpretazione ed esempio	
	Paralleli al piano di proiezione della vista sulla quale è posto il segno grafico	 <p>Direzione dei solchi</p>
	Perpendicolari al piano di proiezione della vista sulla quale è posto il segno grafico	 <p>Direzione dei solchi</p>

# Andamento preferenziale delle irregolarità

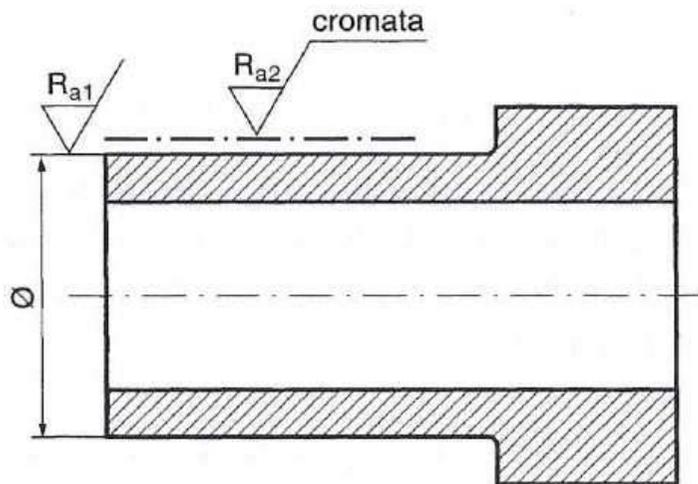
<p>X</p>	<p>Incrociati secondo due direzioni oblique al piano di proiezione della vista sulla quale è posto il segno grafico</p>	
<p>M</p>	<p>Multi-direzionali</p>	

# Andamento preferenziale delle irregolarità

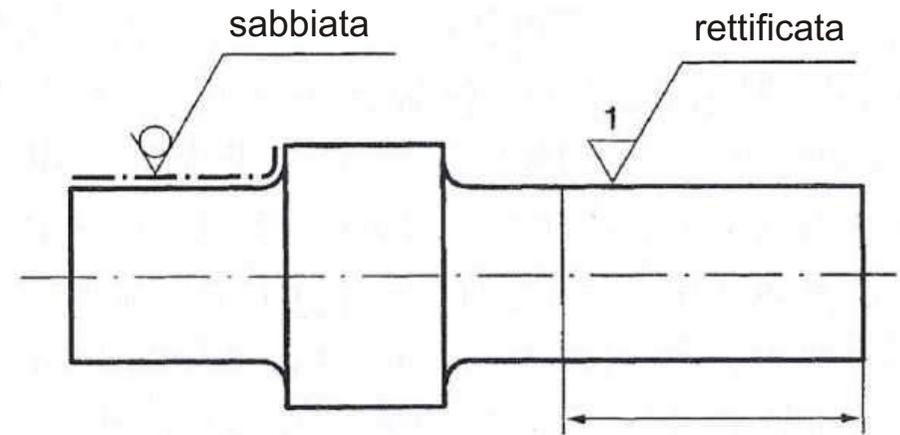
Segno grafico	Interpretazione ed esempio	
<p style="font-size: 2em; text-align: center;">C</p>	<p>Approssimativamente circolari in relazione al centro della superficie alla quale si applica il segno grafico</p>	
<p style="font-size: 2em; text-align: center;">R</p>	<p>Approssimativamente radiale in relazione al centro della superficie sulla quale è posto il segno grafico</p>	
<p style="font-size: 2em; text-align: center;">P</p>	<p>Solchi particolari, non direzionali, o protuberanti</p>	

# Esempi

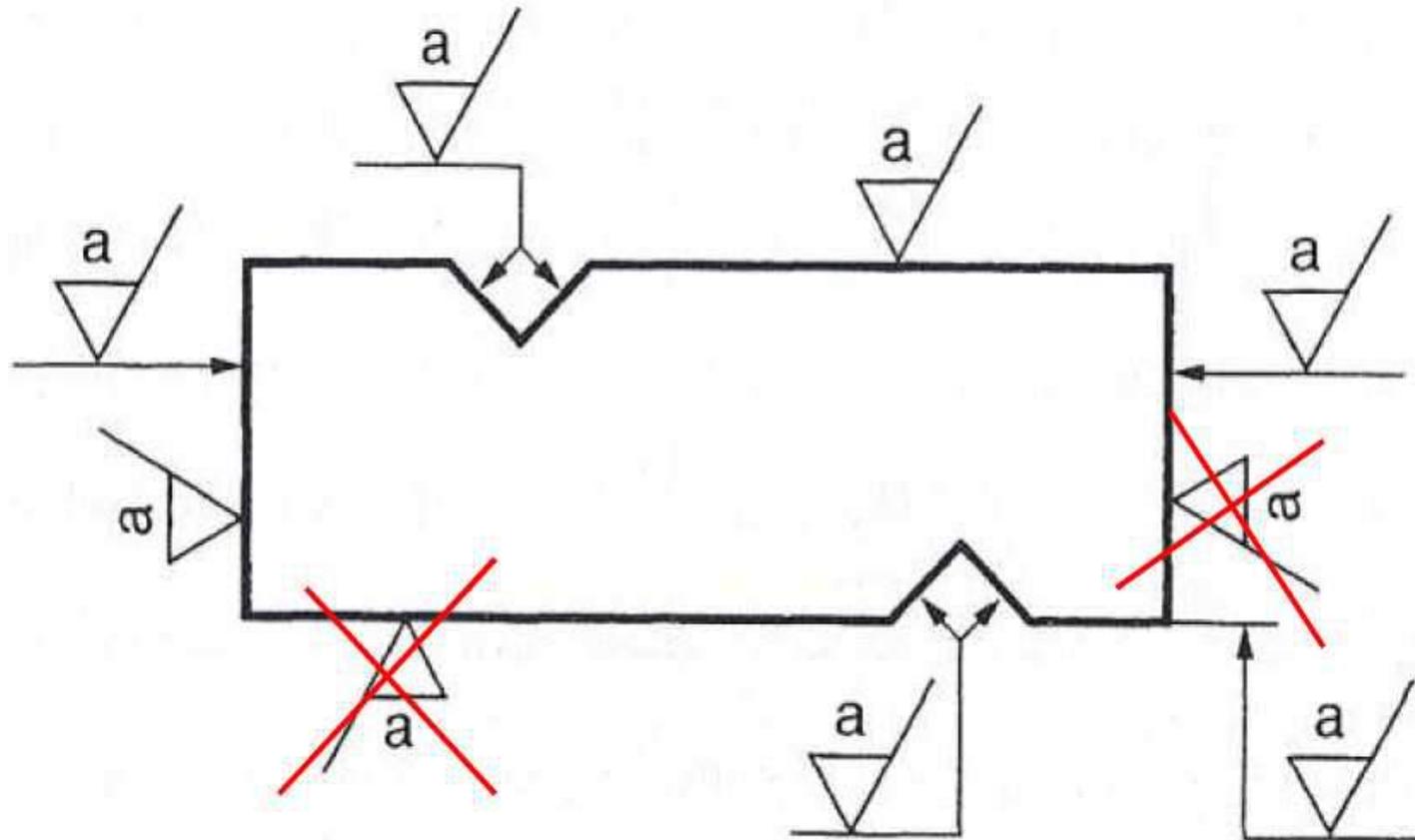
Indicazione di trattamenti successivi



Indicazione di trattamenti diversi in zone diverse

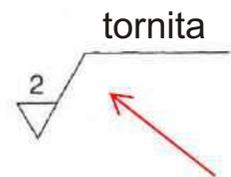
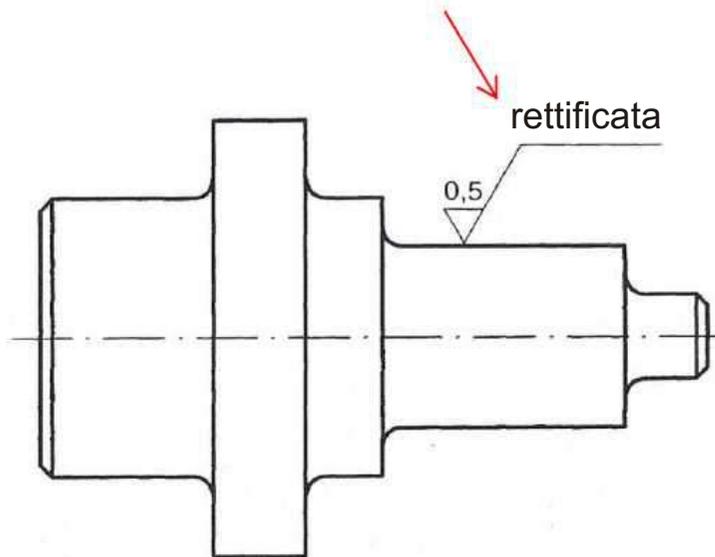


# Esempi



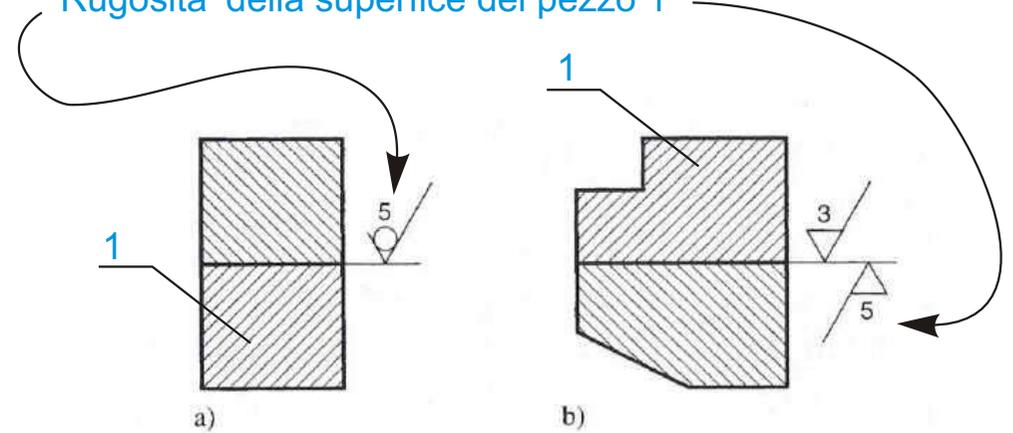
# Esempi

Prescrizione locale



Prescrizione valida per tutte le superfici del corpo

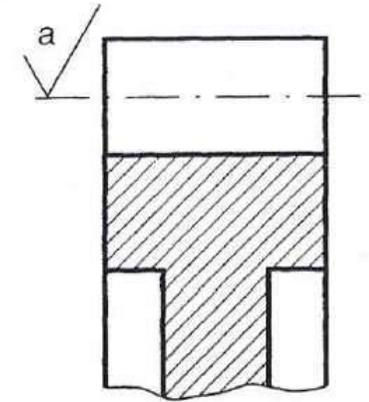
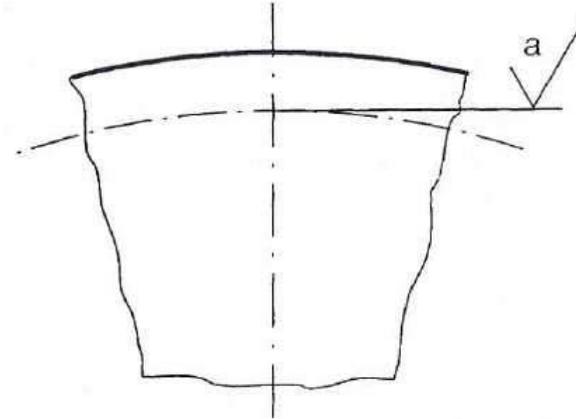
Rugosità della superficie del pezzo 1



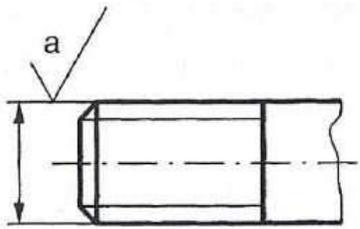
Il simbolo di rugosità DEVE essere riportato dalla parte in cui non c'è il materiale

# Filetti e ruote dentate

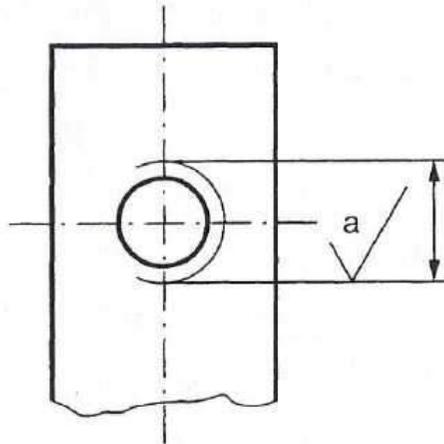
Circonferenza primitiva



Generatrice della  
superficie primitiva



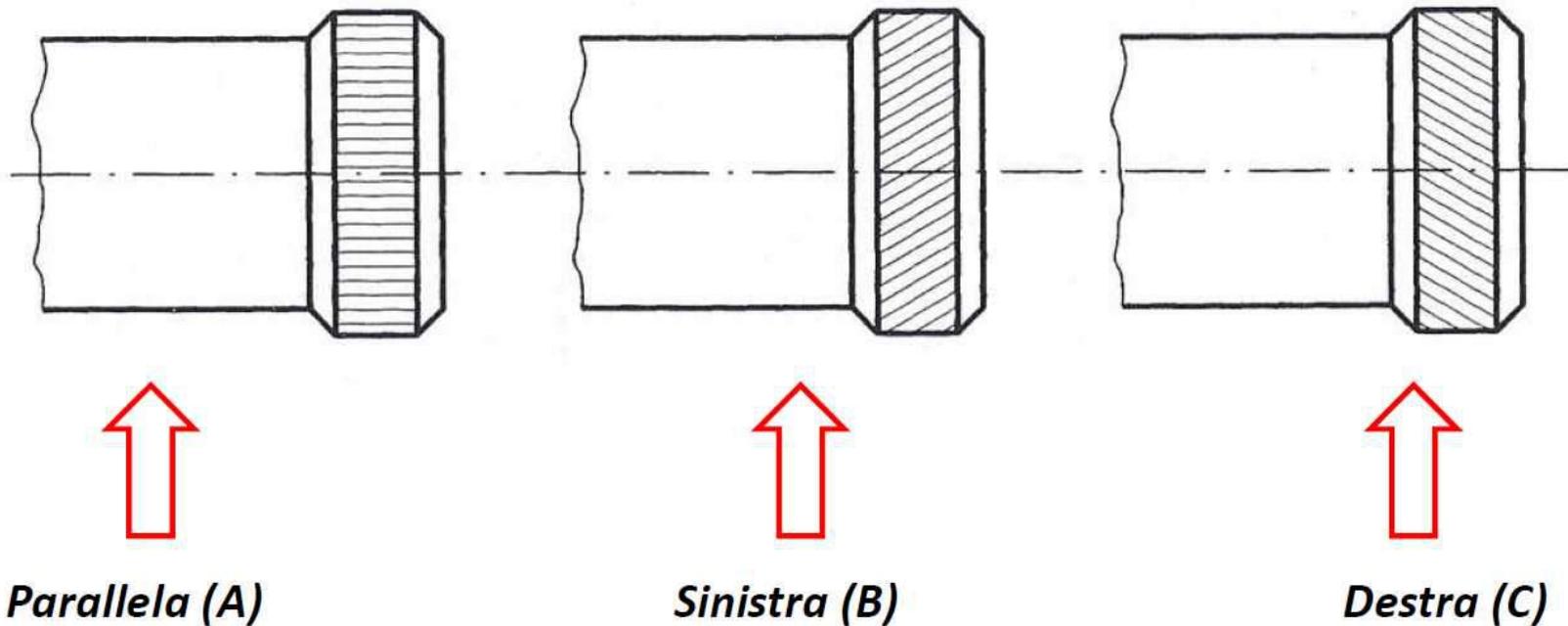
Cresta filetto



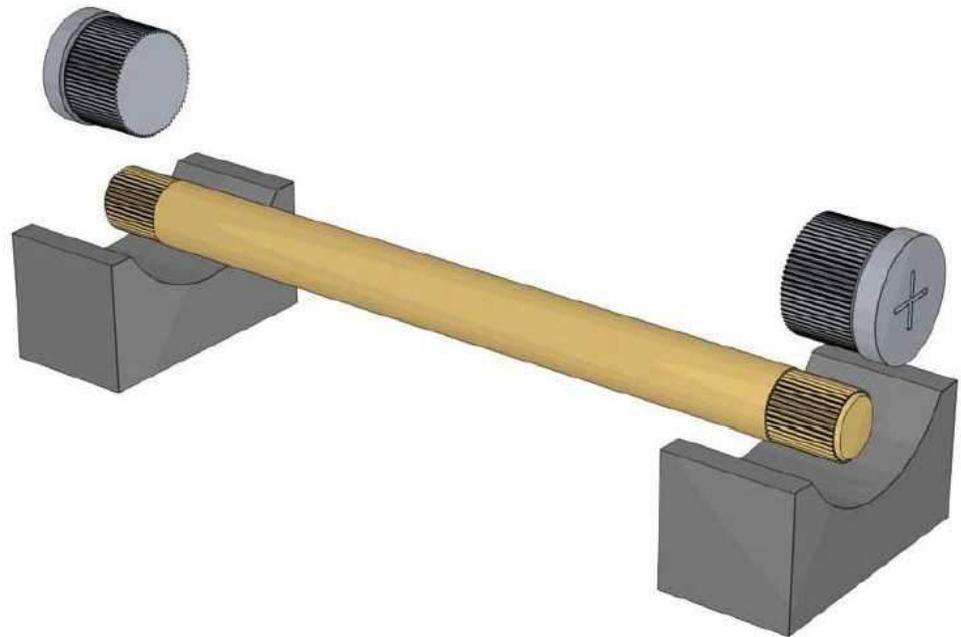
Fondo filetto

# Zigrinature

Le zigrinature sono costituite da rigature superficiali, realizzate mediante un utensile a rullo (godrone), che consentono una buona presa manuale del pezzo così lavorato.



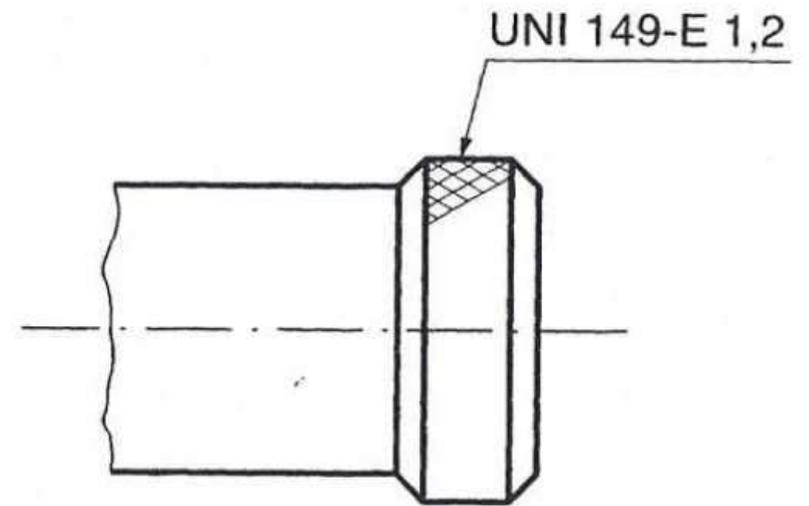
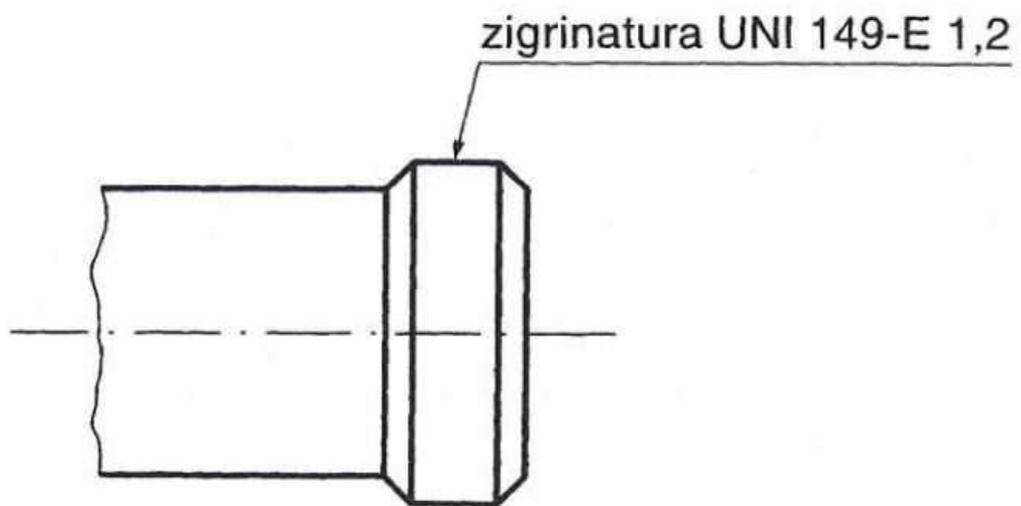
# Zigrinature



# Zigrinature



# Zigrinature - rappresentazione



Tre tipi di ruote dentate:  
cilindriche a denti dritti  
cilindriche a denti elicoidali  
coniche a denti dritti  
Roberto Muscia

# TRE TIPI DI RUOTE DENTATE: CILINDRICHE A DENTI DRITTI CILINDRICHE A DENTI ELICOIDALI CONICHE A DENTI DRITTI

Roberto Muscia



EUT- Edizioni Università di Trieste 2013  
E-ISBN: 978-88-8303-533-3



## PREFAZIONE

Lo scopo di questa breve trattazione consiste nell'illustrare il più chiaramente possibile la geometria, il funzionamento e la rappresentazione tecnica di tre comunissimi tipi di ruote dentate: cilindriche a denti dritti ed elicoidali e coniche a denti dritti. Volutamente si è mantenuto il numero di pagine entro un numero assai ridotto in modo da porre in risalto esclusivamente le nozioni e le concezioni che consentono di comprendere il modo in cui questo tipo di organo è concepito in termini geometrici. A tale scopo la monografia, su circa sessanta pagine, include più di cinquanta disegni e cinque tabelle. In relazione all'argomento si osserva che le trattazioni riguardanti sia la rappresentazione tecnica sia la cinematica di funzionamento e i calcoli di resistenza sono assai numerose e spesso molto corpose. Nelle pagine seguenti pertanto si presenta un "estratto" il più possibile sintetico relativo all'argomento delle ruote dentate, limitandosi ai tre tipi precedentemente citati. Le formule quindi sono state ridotte al minimo e per l'approfondimento si rimanda ai vari testi/manuali (per es. [1]-[5]) o altro [6] che trattano tradizionalmente gli aspetti cinematici e di resistenza relativi a questi organi. L'impostazione seguita, basata essenzialmente sull'uso della Geometria descrittiva, avrebbe quindi l'obiettivo di descrivere l'oggetto e il relativo funzionamento il più possibile senza formule. Pertanto nelle pagine successive è definita principalmente la concezione geometrica del dispositivo. Compresa quindi la geometria del sistema e il relativo principio di funzionamento, risulterà possibile quantificare con esattezza la geometria stessa con una adeguata formulazione matematica che descrive una realtà fisica (sia in termini cinematici, con l'introduzione del tempo, sia dal punto di vista della resistenza meccanica). Questo aspetto, comunque, non viene trattato nella presente monografia in quanto, come già osservato, lo scopo perseguito in questo lavoro è quello di descrivere in modo geometrico e qualitativo più esatti possibile l'organo "ruota dentata". Questa impostazione consente di giustificare ed interpretare correttamente la rappresentazione tecnica unificata [7] di questo tipo di organi (argomento specificatamente trattato nella monografia). Come accennato inizialmente, i tre tipi di ruote dentate considerate sono quelle cilindriche a denti dritti ed elicoidali e le ruote dentate coniche a denti dritti. Alla fine di ciascun paragrafo relativo alla singola ruota si è voluto inserire una brevissima indicazione delle forze (sostanzialmente in termini di direzione e verso) che un dente di una ruota applica all'altro dente della relativa ruota dentata ingranata. Questa indicazione ha lo scopo di individuare, sempre qualitativamente, quali sono le forze che sono applicate a due ruote dentate in presa che stanno trasmettendo un momento torcente (a regime e nell'ipotesi semplificativa che solo una coppia di denti risulti a contatto durante l'ingranamento). In tal modo è possibile comprendere come disegnare i sistemi di vincolo delle ruote dentate calettate sui rispettivi alberi senza che si sfilino assialmente durante il funzionamento (si devono considerare opportuni spallamenti, battute, ecc.). Conseguentemente è anche possibile dedurre come devono essere vincolati i supporti degli alberi su cui sono calettate le ruote stesse. Un testo "classico", in italiano, che fornisce indicazioni dettagliate con disegni sulle modalità di calettamento delle ruote dentate sugli alberi è indicato in [8].

# Indice

<b>Tre tipi di ruote dentate</b>	pag.1
<b>1. Ruote dentate cilindriche a denti dritti</b>	pag.2
Cenno sulle correzioni delle ruote dentate a denti dritti	pag.13
Rappresentazioni unificate delle ruote dentate a denti dritti	pag.13
Forze mutue scambiate tra due ruote dentate cilindriche a denti dritti	pag.18
Dimensionamento del corpo ruota	pag. 20
<b>2. Ruote dentate cilindriche a denti elicoidali</b>	pag. 23
Ruota dentata ideale associata alla ruota dentata cilindrica a denti dritti	pag. 29
Modalità di funzionamento delle ruote dentate cilindriche elicoidali	pag. 33
Cenno sulla correzione della dentatura	pag. 35
Rappresentazioni unificate delle ruote dentate cilindriche a denti elicoidali	pag. 35
Forze mutue scambiate tra due ruote dentate cilindriche a denti elicoidali	pag. 37
Dimensionamento del corpo ruota	pag. 38
<b>3. Ruote dentate coniche a denti dritti</b>	pag. 39
Evolvente sferica e generazione geometrica dei fianchi dei denti di una ruota dentata conica a denti dritti	pag. 40
Ruota dentata ideale associata alla ruota dentata conica a denti dritti	pag. 40
Generazione geometrica di una ruota dentata conica denti dritti basata sulla ruota ideale ed approssimazione di Tredgold	pag. 45
Grandezze caratteristiche di una ruota dentata conica a denti dritti	pag. 46
Alcune relazioni quantitative tra i parametri geometrici delle ruote dentate coniche a denti dritti	pag. 49
Rappresentazioni unificate delle ruote dentate coniche a denti dritti	pag. 52
Modalità di funzionamento delle ruote dentate coniche a denti dritti e forze trasmesse	pag. 57
Dimensionamento del corpo ruota	pag. 61
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	Pag. 62

# Tre tipi di ruote dentate

Le ruote dentate sono pulegge munite di apposite sporgenze debitamente profilate che costituiscono i denti. Questi denti impediscono gli slittamenti e consentono di trasmettere fra gli assi forze notevoli. La trasmissione con ruote dentate può aver luogo fra

- assi paralleli;
- assi concorrenti;
- assi sghembi.

La trasmissione fra assi paralleli può aver luogo con:

- ingranaggi cilindrici esterni;
- ingranaggi cilindrici interni.

L'ingranaggio è il meccanismo costituito da due ruote dentate, girevoli attorno ad assi, di posizione relativa invariabile. Una delle ruote trascina l'altra per l'azione dei denti in presa.

Due ruote dentate in presa quella con il minore numero di denti prende il nome di rocchetto e di ruota quella con il numero di denti maggiore. Ruota motrice e la ruota di un ingranaggio che trascina l'altra, che viene a sua volta chiamata ruota condotta.

Il rapporto tra le velocità angolari delle due ruote di un ingranaggio è detto rapporto d'ingranaggio. Esso si definisce anche come rapporto tra il numero di denti della ruota e quello del rocchetto.

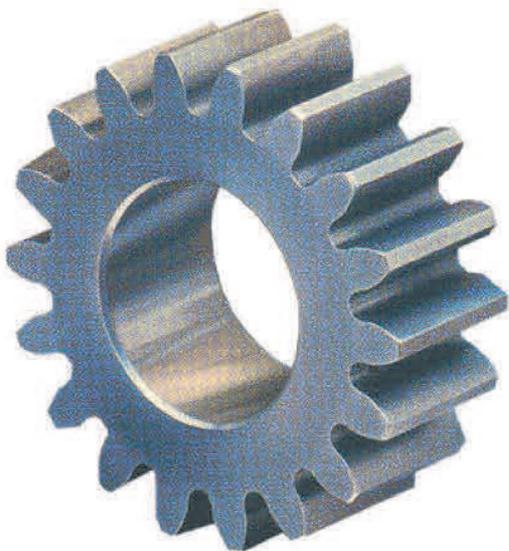
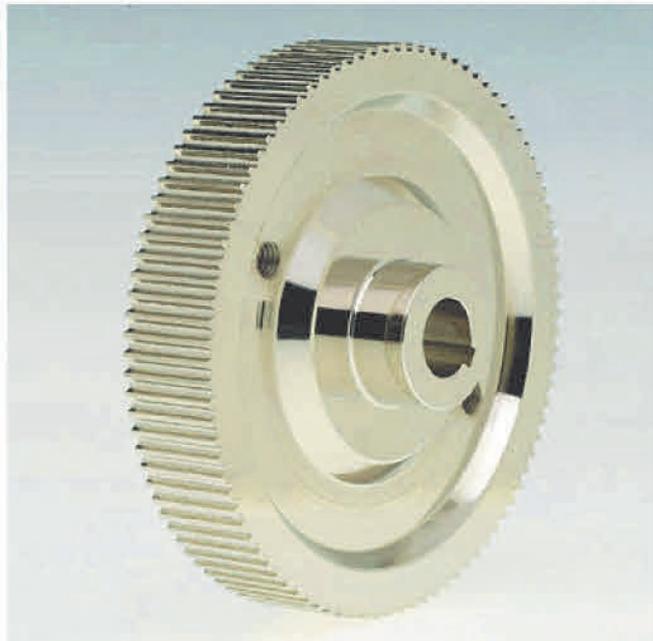
Per rapporto di trasmissione si intende invece il rapporto tra la velocità angolare della prima ruota motrice di una combinazione di ingranaggi (treno di ingranaggi o ruotismo) è quella dell'ultima ruota condotta. Nel caso di due sole ruote dentate accoppiate il rapporto di trasmissione coincide con quello di ingranaggio.

Questi ingranaggi, con riferimento alla disposizione e alla forma dei loro denti possono essere:

- a denti dritti;
- a denti elicoidali;
- a denti biellicodali;
- di altri tipi.

Esaminiamo ora tre tipi di ruote dentate: cilindriche a denti dritti, cilindriche a denti elicoidali e coniche a denti dritti.

## 1. Ruote dentate cilindriche a denti dritti



Per introdurre le ruote dentate a denti dritti consideriamo le due ruote di frizione illustrate nella Fig.1.1. La distanza tra gli assi di rotazione delle due ruote è chiamata interasse.

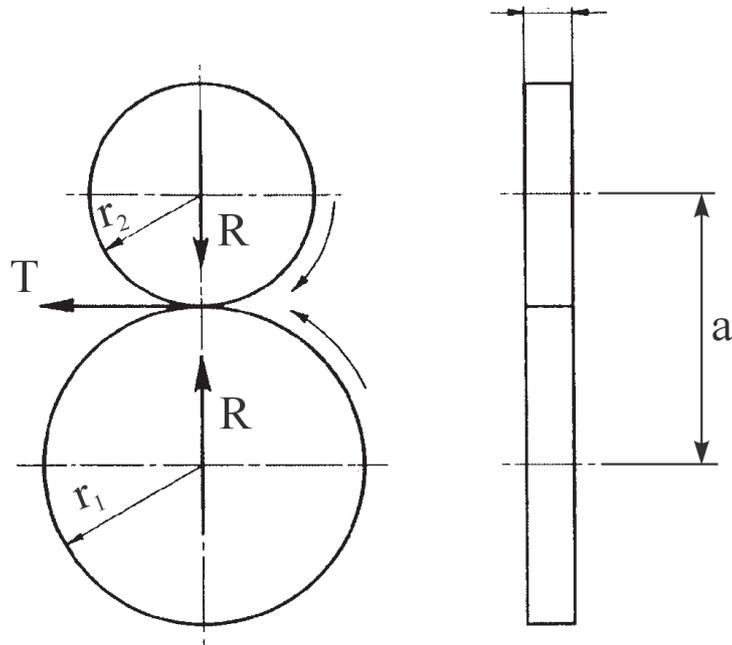


Fig. 1.1 – Ruote di frizione cilindriche ad assi paralleli e interasse  $a$ .

Le ruote di frizione permettono la trasmissione di un moto circolare continuo fra due alberi disposti a distanza limitata. La trasmissione del moto avviene in quanto la ruota motrice impone, per attrito, la propria velocità periferica alla ruota condotta. Occorre pertanto che le due ruote siano fortemente premute l'una contro l'altra con una forza capace di produrre una resistenza d'attrito sufficiente ad equilibrare la forza periferica tangenziale da trasmettere.

Le superfici delle due ruote a contatto, che rotolano l'una sull'altra senza strisciare, sono denominate superfici primitive. Due punti a contatto, appartenenti a queste superfici primitive, hanno pertanto la stessa velocità periferica

$$V_1 = V_2 \quad ,$$

ovvero

$$2\pi r_1 n_1 = 2\pi r_2 n_2 \quad ,$$

da cui, il rapporto di ingranaggio vale

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} \quad .$$

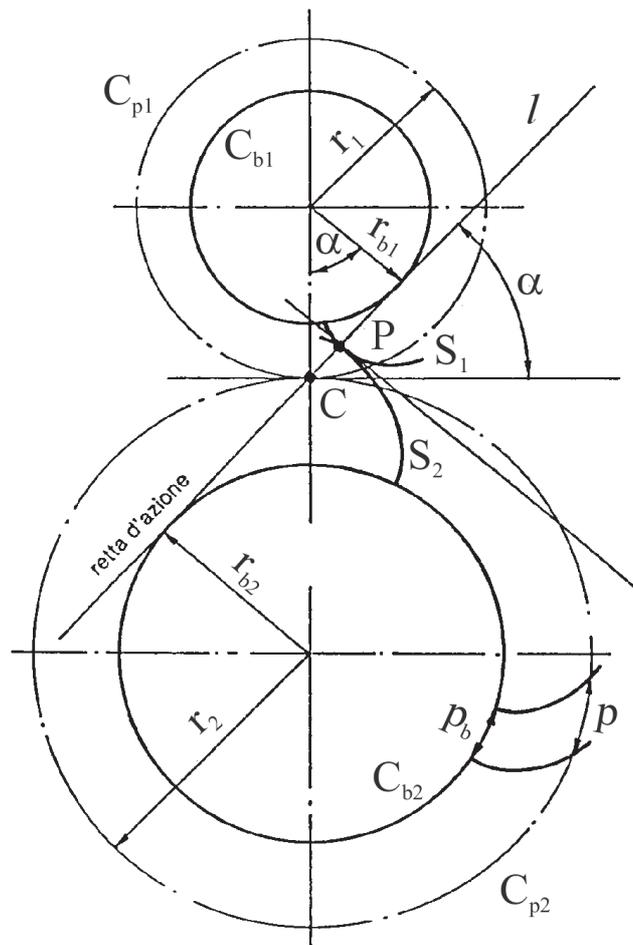


Fig. 2.1 – Generazione dei fianchi denti con evolventi di circonferenza.

Nell'equazione precedente  $n_1$  e  $n_2$  rappresentano le velocità angolari delle due ruote espresse in numeri di giri al minuto.  $\omega_1$  e  $\omega_2$  sono le stesse velocità, però espresse in rad/s. Si può quindi affermare che in una trasmissione con ruote di frizione, senza strisciamento, il numero di giri delle ruote è inversamente proporzionale ai loro raggi e quindi ai loro diametri.

Le ruote di frizione non sono adatte quando si devono trasmettere grandi sforzi e quando è rigorosamente prescritto un determinato rapporto di trasmissione perché vi è la possibilità che avvenga uno scivolamento fra le ruote stesse.

Nella Fig. 2.1 è illustrato il tracciamento dei profili coniugati ad evolvente di cerchio che definisce il fianco dei denti delle ruote dentate cilindriche a denti dritti. Il termine “coniugato” sta ad indicare la tangenza dei due profili ad evolvente  $S_1$  e  $S_2$  in accordo alla rappresentazione illustrata nella figura. In tale figura distinguiamo la circonferenza di base denominata  $C_{b1}$  con il raggio corrispondente  $r_{b1}$  alla quale risulta tangente la cosiddetta retta d'azione denominata con la lettera  $l$ . Questa retta è pure tangente alla circonferenza di base della seconda ruota denominata  $C_{b2}$  di raggio  $r_{b2}$ . I due profili  $S_1$  e  $S_2$  relativi alle due circonferenza di base, sono tangenti nel punto  $P$ . La retta d'azione  $l$ , oltre ad essere tangente alle due circonferenze di base, passa per  $P$  e anche per il

punto C. Il punto C è il centro di istantanea rotazione relativo tra le due ruote dentate. C appartiene contemporaneamente alle due circonferenze  $C_{p1}$  e  $C_{p2}$  di raggi rispettivi  $r_1$  e  $r_2$ .

Queste circonferenze, denominate circonferenze primitive delle ruote dentate, coincidono con quelle relative a due ideali ruote di frizione poste a contatto in corrispondenza al punto C (vedi la Fig. 1.1). Si osserva che durante la rotazione delle due ruote dentate il punto P di contatto appartenente contemporaneamente alle evolventi  $S_1$  e  $S_2$ , scorre sempre sulla retta d'azione. Quindi, a meno degli attriti, la reazione mutua tra i denti ha sempre la direzione della retta d'azione. Questa retta è inclinata di un angolo caratteristico rispetto alla retta orizzontale e passante per C. Tale angolo è denominato angolo di pressione  $\alpha$ . Osserviamo ancora nella parte inferiore della figura l'indicazione di due rami di evolvente adiacenti, denominati omologhi. Le distanze tra essi, misurate sulla circonferenza di base  $C_{b2}$  e sulla corrispondente circonferenza primitiva  $C_{p2}$ , definiscono due passi: il primo è denominato passo di base  $p_b$  e il secondo semplicemente passo  $p$  della ruota dentata. Questi passi sono identici a quelli che caratterizzano profili omologhi di evolvente relativamente alla ruota dentata più piccola.

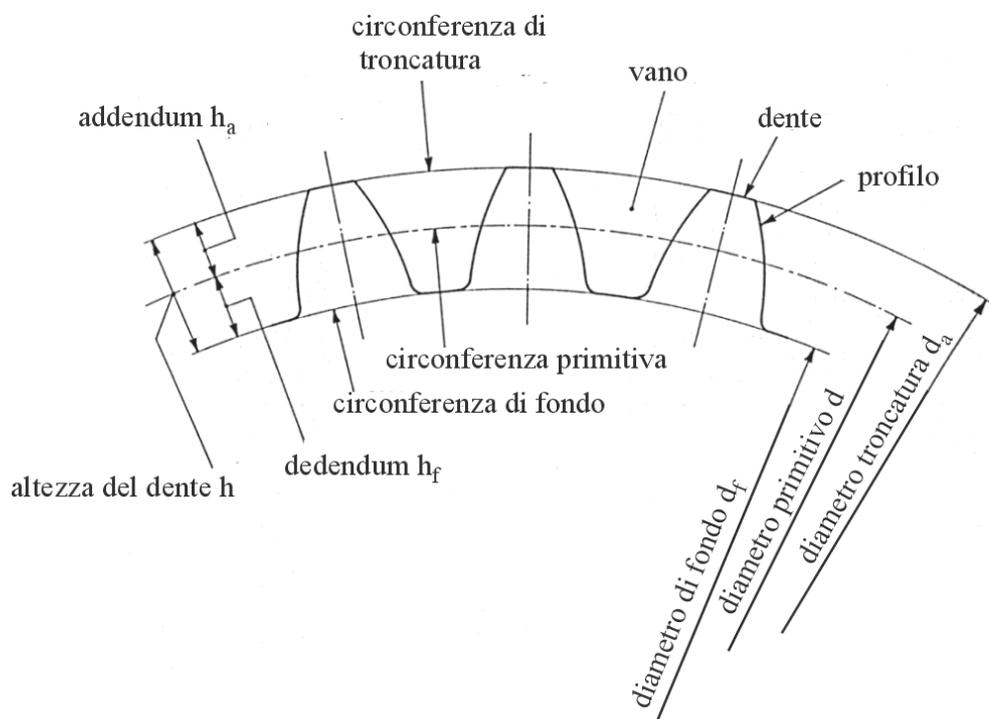


Fig. 3.1 – Definizione della dentatura di una ruota dentata cilindrica a denti dritti.

Immaginiamo ora di troncare i profili ad evolvente di cerchio con una coppia di circonferenze concentriche centrate in corrispondenza al centro della circonferenza primitiva. Procedendo come indicato si ottiene la rappresentazione illustrata nella Fig. 3.1. Le due circonferenze ulteriormente introdotte vengono denominate circonferenza di fondo (diametro  $d_f$ ) e circonferenza di troncatura (diametro  $d_a$ ). La circonferenza di fondo delimita inferiormente il dente, quella di troncatura ne stabilisce l'altezza. Tra queste due circonferenze è posizionata, sempre concentrica ad esse, la circonferenza primitiva (diametro  $d$ ). Per formare il singolo dente, naturalmente si introducono dei rami di profilo ad evolvente simmetrici rispetto a quelli riportati nella Fig. 2.1. Gli elementi che caratterizzano geometricamente i profili dei denti così ottenuti sono:

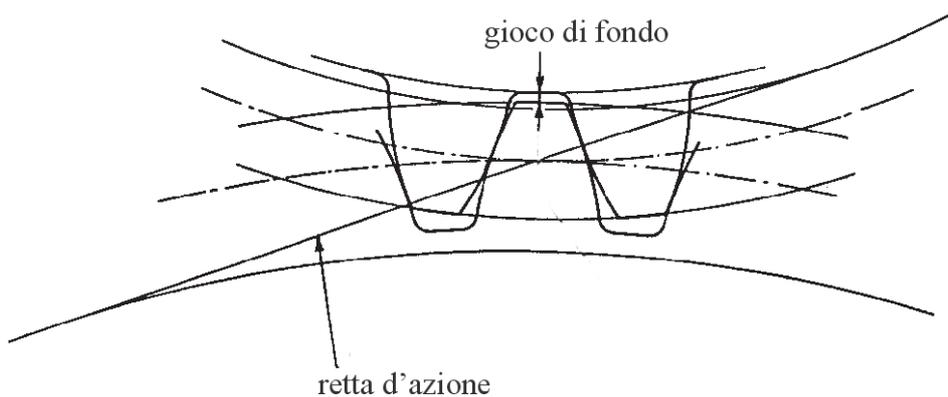


Fig. 4.1 – Definizione del gioco di fondo.

- l'altezza  $h$  del dente: distanza radiale tra la circonferenza di testa e quella di fondo;
- l'addendum  $h_a$ : distanza radiale tra la circonferenza di testa e quella primitiva;
- il dedendum  $h_f$ : distanza radiale tra la circonferenza di fondo e la circonferenza primitiva.

Un'ulteriore importante grandezza che caratterizza la dentatura è rappresentata dal modulo  $m$ . Il modulo è definito dal rapporto tra il passo espresso in millimetri e il numero  $\pi$ , oppure tra il diametro  $d$  della circonferenza primitiva (in millimetri) ed il numero di denti  $z$  della ruota dentata:

$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{d}{z} \quad .$$

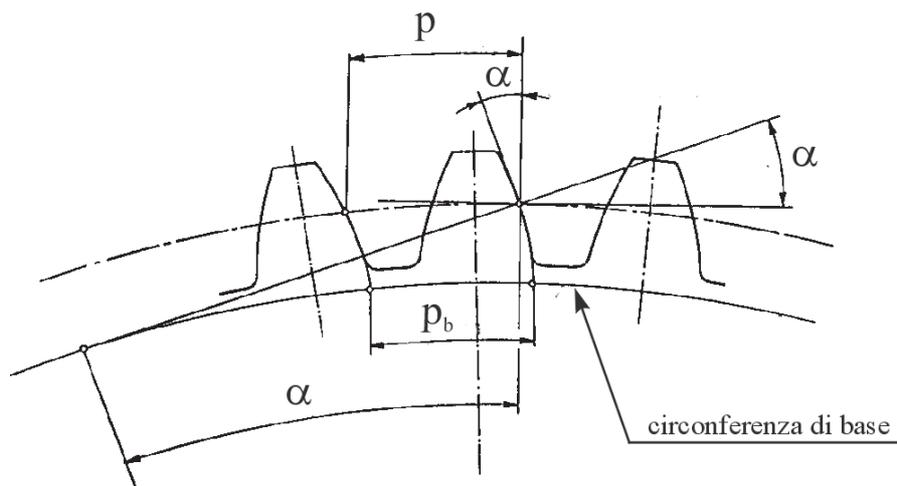
In base a tale relazione si dimostra facilmente che il rapporto di ingranaggio  $u$  è calcolabile anche come rapporto tra il numero di denti delle due ruote ingranate 1 e 2:

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad .$$

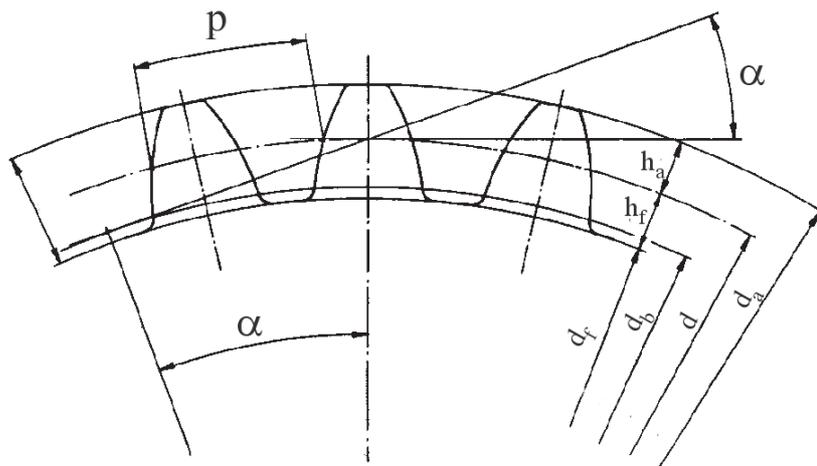
Per il corretto funzionamento delle ruote dentate deve essere previsto un gioco sul fondo tra cresta del dente e vano del dente, come indicato nella Fig.4.1.

Nella Fig. 5.1a è illustrata la nomenclatura delle grandezze geometriche che caratterizzano i denti di una ruota dentata. In Fig. 5.1b è indicato il passo di base  $p_b$  nel caso in cui la circonferenza di piede (o di fondo) ha un diametro  $d_f$  superiore al diametro  $d_b$  della circonferenza di base.

In relazione a quanto illustrato è immediato ottenere il dente dal punto di vista tridimensionale. È sufficiente proiettare il profilo del dente lungo la direzione perpendicolare al piano sul quale è stato tracciato. La Fig. 6.1 riporta il risultato ottenuto. Si ottiene il dente nella sua tridimensionalità, e in particolare se ne può definire il fianco, che rappresenta la proiezione del ramo di evolvente di cerchio lungo la direzione precedentemente definita. Tale fianco è una superficie rigata la cui generatrice è una retta guidata dalla direttrice "evolvente" (vedi Fig. 6.1).



(a)



(b)

Fig. 5.1 – Nomenclatura delle grandezze geometriche della dentatura di una ruota dentata cilindrica a denti dritti. (a) Configurazione in cui la circonferenza di piede (o di fondo) ha un diametro  $d_f$  superiore al diametro  $d_b$  della circonferenza di base e (b) viceversa.

La proiezione delle varie circonferenze definite in precedenza in direzione perpendicolare al piano sul quale è stato tracciato il dente genera i corrispondenti cilindri caratteristici delle ruote dentate. In particolare possiamo definire

- il cilindro di fondo,
- il cilindro primitivo,
- il cilindro di testa

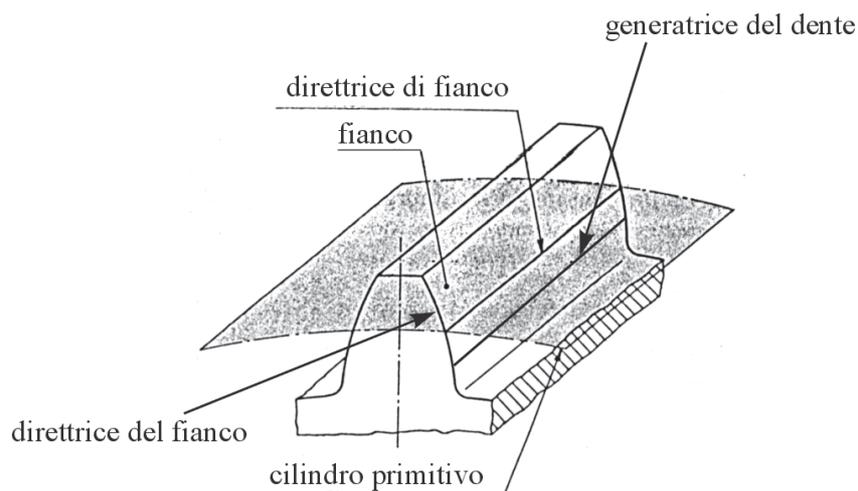


Fig. 6.1 – Generatrice e direttrice del fianco del dente.

corrispondenti alle relative circonferenze di fondo, primitiva e di testa proiettate.

L'intersezione del fianco del dente con la superficie cilindrica primitiva definisce la cosiddetta direttrice di fianco (una particolare retta generatrice del fianco del dente).

La distanza tra i centri delle circonferenze primitive, di base e di fondo (coincidenti tra loro) della coppia di ruote dentate ingranate, è chiamata, come nel caso del corrispondenti ruote di frizione, interasse.

Nelle ruote dentate l'elemento di riferimento per il dimensionamento degli enti è rappresentato dal modulo, già definito in precedenza. Il valore del modulo è scelto solitamente tra quelli forniti dalle tabelle UNI 6586. Nella Tab. 1.1 è riportato un estratto di tali moduli. Nei paesi anglosassoni è ancora usato il sistema basato sul *Diametral Pitch* (= passo diametrale) indicato con DP o con P.

Tab. 1.1 – Moduli unificati [mm], dalla UNI 6586.

<b>0.50</b>	<b>2.5</b>	<b>6</b>	18
0.75	2.75	6.5	<b>20</b>
<b>1</b>	<b>3</b>	7	22
1.125	3.25	8	<b>25</b>
<b>1.25</b>	3.5	9	28
1.375	3.75	<b>10</b>	<b>32</b>
<b>1.5</b>	<b>4</b>	11	36
1.75	4.5	<b>12</b>	<b>40</b>
<b>2</b>	<b>5</b>	14	45
2.25	5.5	16	50

Devono esser impiegati di preferenza i moduli indicati in neretto. Quelli in corsivo sono quanto più possibile da non utilizzare.

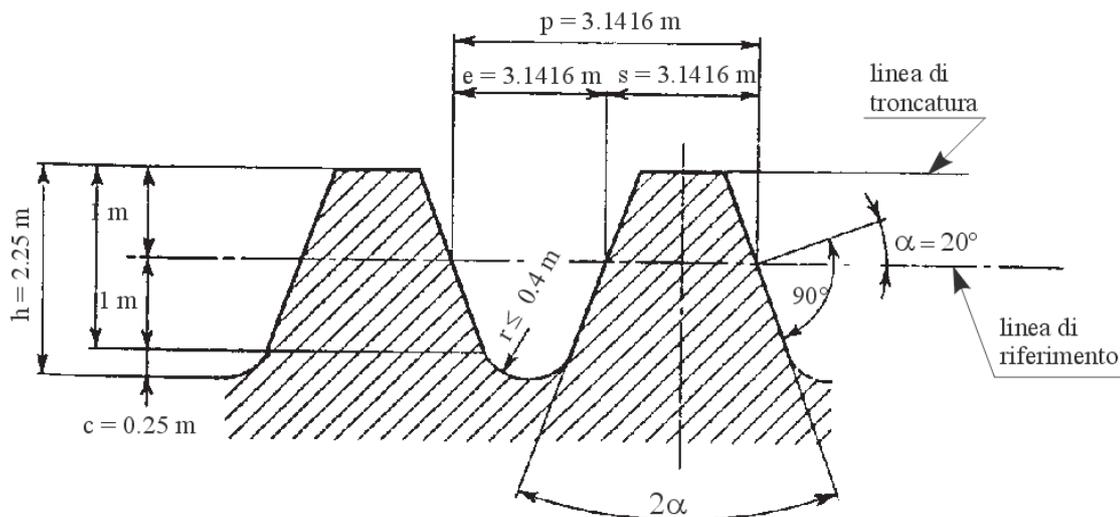


Fig. 7.1 – Profilo della dentiera di riferimento.

Questo parametro indica il rapporto tra il numero di denti  $z$  e il diametro primitivo  $d$  espresso in pollici della ruota dentata:

$$P = \frac{z}{d(\text{in pollici})} = \frac{25.4}{m}$$

Nella precedente relazione il modulo  $m$  deve essere inserito in millimetri.

Si osserva che una delle ruote dentate accoppiate può anche avere un diametro primitivo di valore infinito. In tal caso la ruota dentata degenera e diviene una cosiddetta cremagliera o dentiera. A questo proposito le tabelle UNI 6587 forniscono il profilo della dentiera di riferimento. La Fig. 7.1 illustra tale profilo proporzionato in funzione del valore del modulo. Questa dentiera viene utilizzata per definire un sistema di ingranaggi cilindrici in grado di funzionare correttamente. Nella figura è riportata la linea di riferimento che è una retta del profilo della relativa dentiera rispetto alla quale vengono definite le dimensioni del dente. Il valore del raggio di raccordo per il fondo del dente deve essere il più grande possibile ma è legato al gioco sul fondo. Per non alterare la parte utile del fianco attivo del dente le UNI stabiliscono i seguenti valori massimi:  $r = 0.37 m$  con gioco  $c = 0.25 m$  e  $r = 0.45 m$  con gioco  $c = 0.3 m$ . Per facilitare l'imbocco si può ora stremare il dente in testa o al piede. Tale modifica è denominata spoglia di testa o, rispettivamente, di piede (vedi Fig. 8.1).

La Fig. 9.1 illustra un tipico ingranamento di due ruote dentate cilindriche aventi dritti. Questo tipo di ingranaggio è denominato esterno. La Fig. 10.1 riporta invece un ingranaggio costituito da una ruota dentata circolare (pignone) e da una cremagliera. Infine la Fig. 11.1 rappresenta una ruota dentata dotata di dentatura interna. In questo caso i vani praticati all'interno del corpo cilindrico del materiale hanno proprio il profilo ad evolvente dei denti della ruota dentata cilindrica con dentatura esterna che andrà ad ingranare con la ruota dentata avente la dentatura interna.

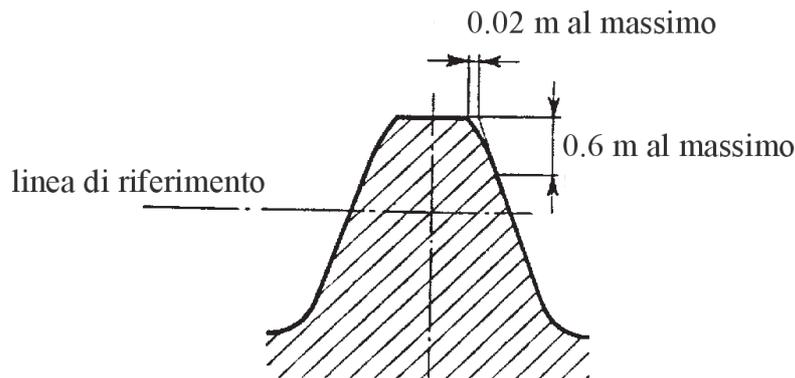


Fig. 8.1 – Rastremazione del dente della cremagliera.

Per quanto concerne la ruota dentata di diametro minore, è necessario osservare che il suo numero di denti non deve essere inferiore ad un valore minimo. Se tale valore minimo non viene rispettato si verifica un mal funzionamento delle ruote dentate ingranate. Infatti, in questo caso, avviene il cosiddetto fenomeno dell'interferenza, caratterizzato dalla compenetrazione più o meno marcata dei denti durante il movimento delle ruote. Il valore minimo del numero di denti  $Z_{\min}$ , al di sotto del quale avviene l'interferenza, viene calcolato in base a considerazioni geometriche relative alla forma dei denti e alle corrispondenti posizioni da essi assunte durante l'ingranamento. Il risultato di tali calcoli esprime la dipendenza del numero minimo di denti dal rapporto di ingranaggio e dall'angolo di pressione (ovviamente l'angolo di pressione è identico per entrambe le ruote accoppiate).

Nella Tab. 2.1 sono riportati i valori di  $Z_{\min}$  in funzione del rapporto di ingranaggio  $u$  e per un angolo di pressione pari a  $20^\circ$  per i casi di i) ingranaggio esterno, ii) coppia pignone-dentiera e iii) ingranaggio interno.

La Tab. 3.1 riassume le relazioni geometriche che intervengono tra le varie grandezze relative alla dentatura. In tale tabella il rapporto di ingranaggio  $u$  è stato espresso anche in funzione dei diametri primitivi  $d_1$  e  $d_2$  delle ruote dentate ingranate.

Tab. 2.1 – Valori di  $Z_{\min}$ .

Tipo di ingranaggio ( $\alpha = 20^\circ$ )	Rapporto di ingranaggio $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_2}{d_1}$	Numero minimo di denti $Z_{\min}$
esterno	1	13
	1.25	13
	1.5	14
	2.5	15
	5	16
	10	17
pignone- dentiera		17
interno	10	18
	5	19
	2.5	21
	1.5	24

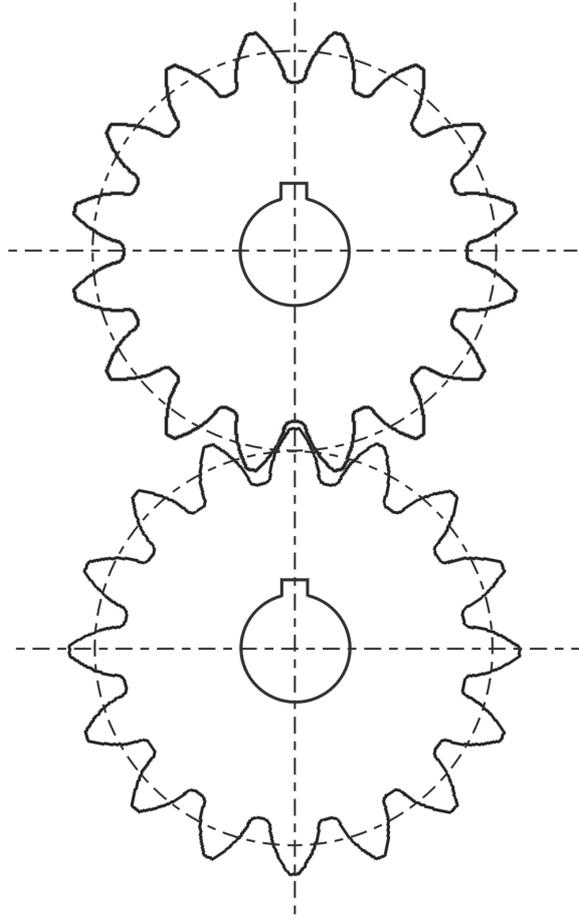


Fig. 9.1 –Ingranaggio esterno.

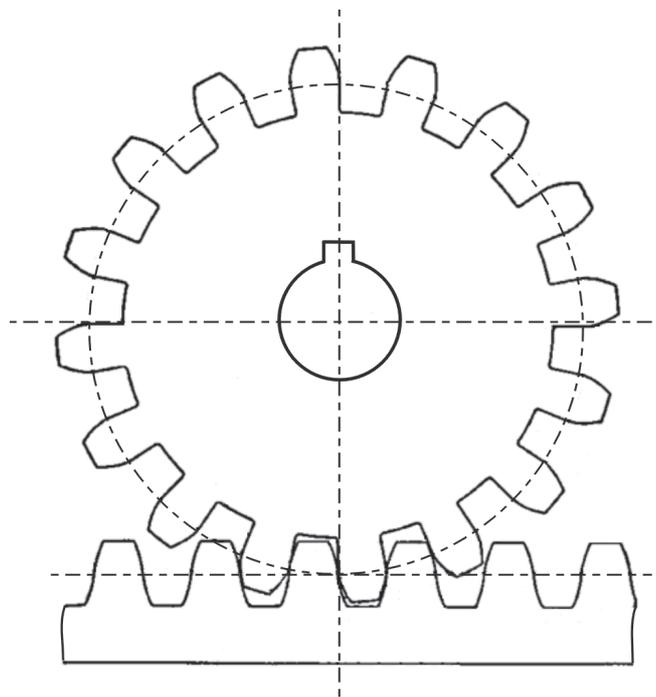
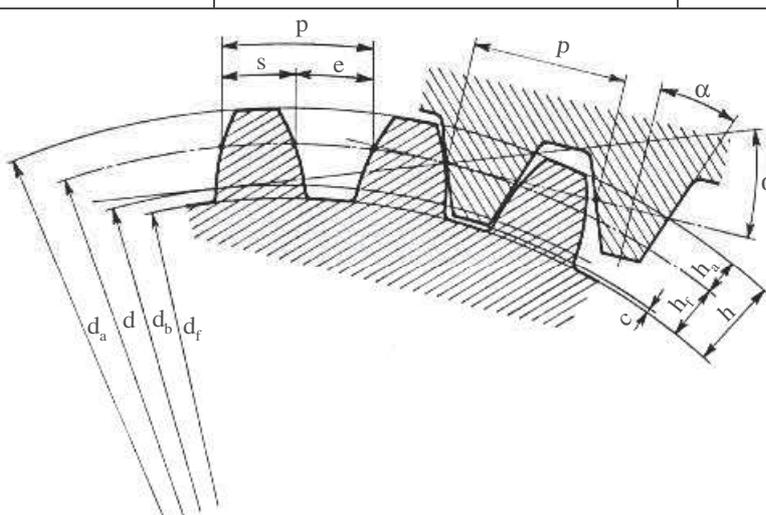
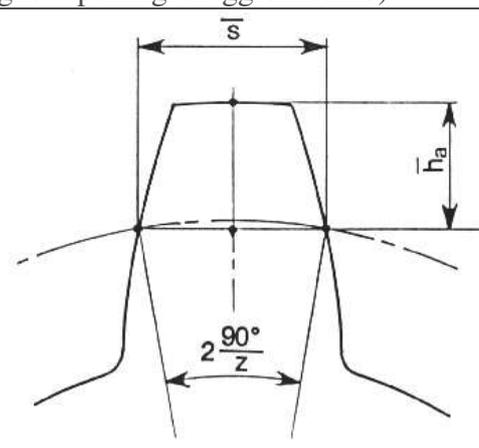


Fig. 10.1 – Pignone con cremagliera.

Tab. 3.1 – Ingranaggi cilindrici a denti dritti: proporzionamento normalizzato della dentatura.

Simbolo	Denominazione	Dati
$z$	numero di denti	$z = d/m$
$m$	modulo	$m = d/z = p/\pi$
$d$	diametro primitivo	$d = mz$
$p$	passo	$p = \pi d/z$
$s, e$	Spessore e vano (sulla circonferenza primitiva)	$s = e = p/2 = m\pi/2$
$\bar{s}$	corda	$s = m z \text{ sen}(90^\circ/z)$
$d_a$	diametro di testa	$d_a = d + 2h_a$
$d_f$	diametro di fondo	$d_f = d - 2h_f$
$\alpha$	angolo di pressione	$\alpha = 20^\circ$ (valore normalizzato)
$d_b$	diametro di base	$d_b = d \cos \alpha$
$h_a$	addendum	$h_a = m$ (valore normalizzato)
$\bar{h}_a$	altezza sulla corda	$\bar{h}_a = m[1 + z/2(1 - \cos(90^\circ/z))]$
$h_f$	dedendum	$h_f = h - h_a$
$h$	altezza del dente	$h = h_a + h_f$
$c$	gioco di testa	$c = m/4$
$u$	rapporto d'ingranaggio	$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$
$a$	interasse	$a = m(z_1 \pm z_2)/2$ (segno – per ingranaggio interno)

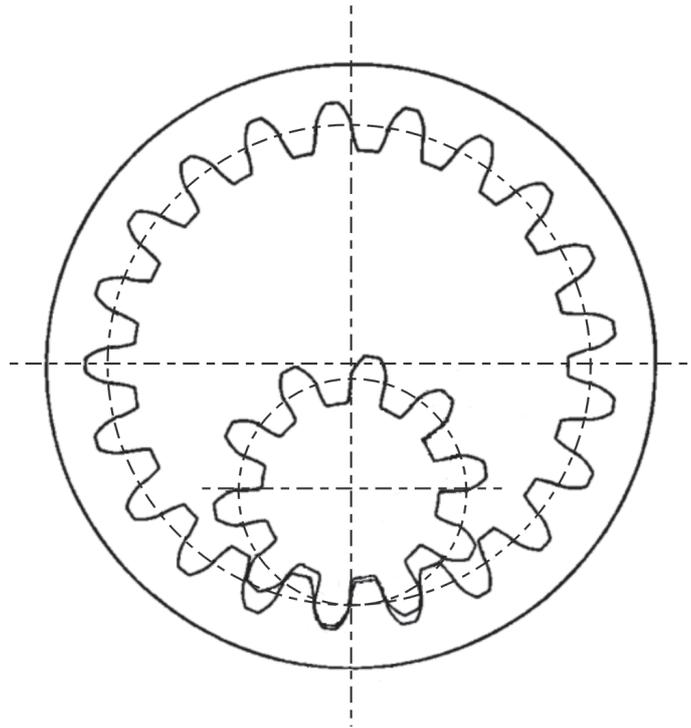


Fig. 11.1 – Ingranaggio interno.

### **Cenno sulle correzioni delle ruote dentate a denti dritti**

Con il proporzionamento normale della dentatura illustrato, si assicura la trasmissione del moto con il rapporto  $u$  richiesto. Tuttavia non è detto che l'ingranaggio così ottenuto sia quello che fornisce la prestazione migliore sia in termini di resistenza meccanica sia per quel concerne un adeguato margine di sicurezza contro il fenomeno dell'interferenza e la continuità della trasmissione del moto.

Non appena si pone il problema di un buon funzionamento si è accertato che è necessario operare delle modifiche, o correzioni, sulla dentatura. Nella pratica produttiva si può affermare che quasi tutte le ruote dentate, in realtà, sono del tipo corretto. Le correzioni consistono nello spostare i profili dei denti i) senza variare l'interasse e ii) variando anche l'interasse di funzionamento. Queste correzioni sono realizzate tagliando le ruote con un utensile dentiera il cui profilo è stato definito in precedenza. Quindi le ruote che si ottengono hanno i denti profilati in accordo alle regole fin qui esposte. Pertanto queste ruote, definite ruote di assortimento al pari di quelle non corrette, funzionano regolarmente ma con altri interassi.

### **Rappresentazioni unificate delle ruote dentate a denti dritti**

In relazione al tracciamento della dentatura, il disegno tecnico delle ruote dentate può essere particolarmente elaborato. Poiché i denti delle ruote dentate si ripresentano identicamente su tutta la periferia della ruota, dal punto di vista della rappresentazione la normativa UNI ha previsto, a scopo semplificativo, di non dover rappresentare necessariamente tutti i denti delle singole ruote dentate. Pertanto le norme UNI prevedono di eseguire il disegno delle ruote in questione semplicemente, per quanto concerne la dentatura, rappresentandone la circonferenza primitiva è quella di testa. La circonferenza primitiva di regola è tracciata con la classica linea tratto-trattino. Quella di testa, denominata anche di troncatura esterna, invece deve essere rappresentata con una continua grossa.

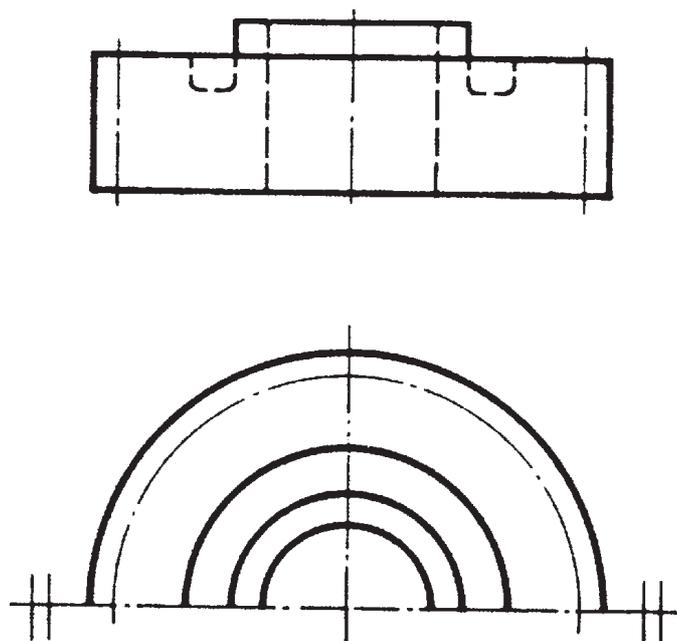


Fig. 12.1 – Rappresentazione unificata di una ruota dentata cilindrica a denti dritti.

La Fig. 12.1 illustra una rappresentazione unificata di una ruota dentata cilindrica a denti dritti. In questo caso non sono previste sezioni. La circonferenza di fondo degli enti non deve essere rappresentata. Nella Fig. 13.1 è indicata la stessa rappresentazione riportata in Fig. 12.1 con l'unica differenza costituita dalla presenza di una sezione parziale della ruota sovrapposta alla vista in direzione radiale. In tale caso è necessario indicare il tratto di generatrice cilindrica relativa al cilindro di fondo della ruota, oltre al tratto di generatrice che rappresenta il cilindro primitivo.

Le norme UNI prevedono anche la possibilità di rappresentare un unico dente della ruota (vedi Fig. 14.1). Comunque le norme non escludono la possibilità di disegnare più denti, e anche, eventualmente, tutti i denti della ruota. Le stesse regole di rappresentazione si applicano al caso della cremagliera (vedi Fig. 15.1). Per quanto concerne il disegno delle ruote dentate accoppiate, nella Fig. 16.1 è indicata la convenzione unificata da seguire in questo caso. In particolare, nel caso della rappresentazione di una sezione dell'accoppiamento con un piano passante per gli assi delle due ruote, si osserva che la cresta del dente della ruota dentata inferiore risulta visibile (segmento orizzontale tracciato con linea grossa). Si deve quindi rappresentare il gioco di fondo tra la cresta del dente della ruota dentata inferiore e il fondo del vano fra i denti della ruota dentata superiore. Inoltre, la cresta del dente della ruota dentata superiore può essere tracciata con la linea tratteggiata in modo da evidenziare in gioco tra tale cresta e il fondo del vano dei denti relativi alla ruota dentata inferiore. Nella rappresentazione in vista si tracciano semplicemente le circonferenze primitive delle due ruote dentate, tangenti in corrispondenza al relativo centro di istantanea rotazione, e le circonferenze di testa che si incrociano come illustrato. Nel caso della rappresentazione laterale in direzione radiale dell'ingranaggio è sufficiente indicare, in corrispondenza all'accoppiamento dei denti, con due segmenti tracciati in linea grossa, le creste del dente appartenente alla ruota superiore e del dente appartenente alla ruota inferiore a contatto.

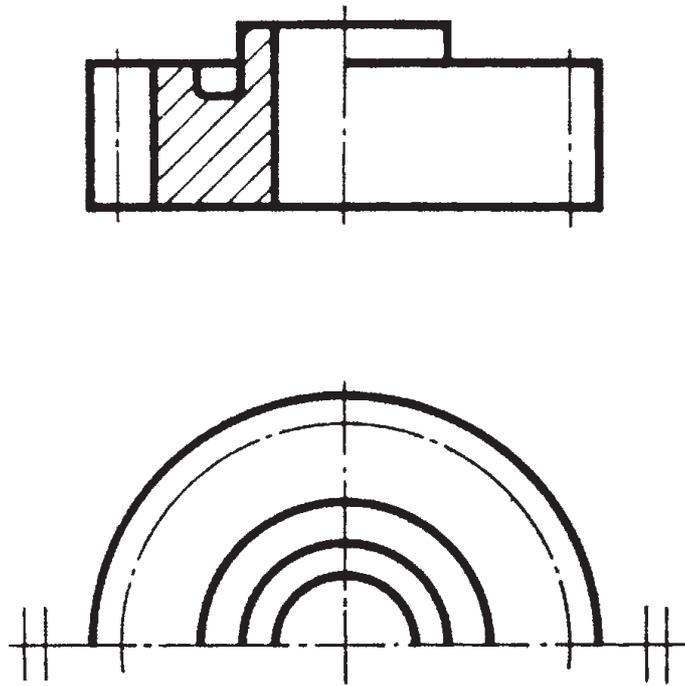


Fig. 13.1 – Rappresentazione unificata di una ruota dentata cilindrica a denti dritti con sezione sovrapposta.

La rappresentazione convenzionale unificata di un ingranaggio cilindrico interno è indicata nella Fig. 17.1. Anche in questo caso si applicano le medesime regole definite per l'ingranaggio cilindrico esterno precedentemente considerato.

Nella Fig. 18.1 sono riportate le proiezioni ortogonali unificate dell'accoppiamento di un pignone con la corrispondente dentiera. Ancora una volta si applicano le regole illustrate in precedenza.

Per quanto concerne la rappresentazione unificata del componente ruota dentata le UNI 7462 forniscono le prescrizioni dettagliate per eseguirne il disegno tecnico. Nella Fig. 19.1 vengono illustrate le modalità da seguire. In particolare si osserva che la ruota dentata, in generale, potrà essere rappresentata in sezione assiale. In questa sezione saranno indicate esclusivamente le quote relative al corpo ruota escludendo indicazioni specifiche sulle dimensioni e sulla configurazione della dentatura. In questa rappresentazione è prevista la prescrizione della rugosità superficiale dei fianchi dei denti ed eventualmente di alcune altre superfici del corpo ruota. Le tolleranze dimensionali e geometriche andranno anch'esse eventualmente prescritte in tale rappresentazione. Questo criterio si applica sia per ruote dentate esterne sia per ruote dentate interne. Le caratteristiche della dentatura invece devono essere specificate tramite una tabella posta in prossimità della suddetta sezione. In questa tabella saranno riportati i seguenti parametri: modulo, numero dei denti, dentiera di riferimento, diametro primitivo, parametri relativi all'eventuale correzione dei denti (es.: coefficiente di spostamento o altro, in funzione del metodo di correzione adottato), in grado di precisione, numero di denti della ruota da accoppiare (denominata ruota coniugata) con il relativo riferimento di identificazione, l'interasse nominale di funzionamento, e il gioco normale del ingranaggio.

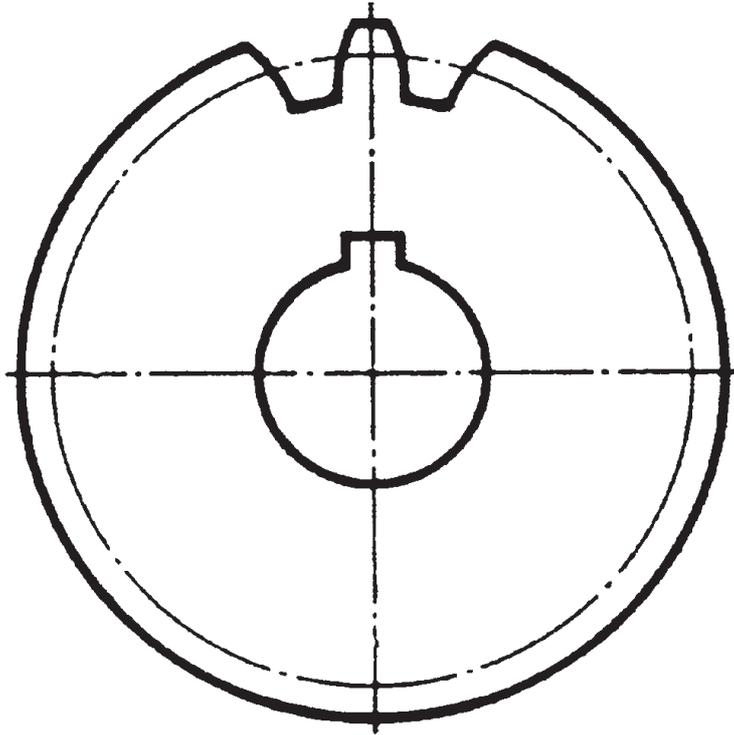


Fig. 14.1 – Rappresentazione unificata di una ruota dentata cilindrica a denti dritti con indicazione di un solo dente.

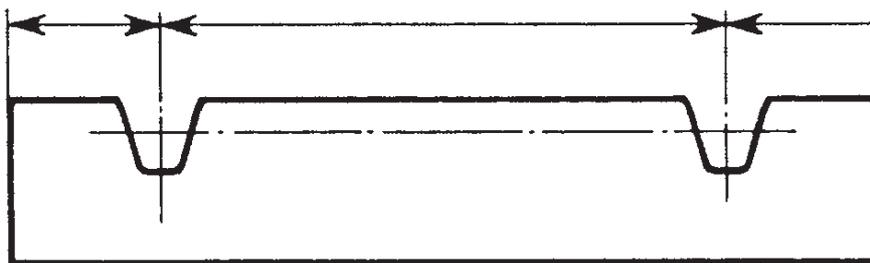


Fig. 15.1 – Rappresentazione unificata di una cremagliera.

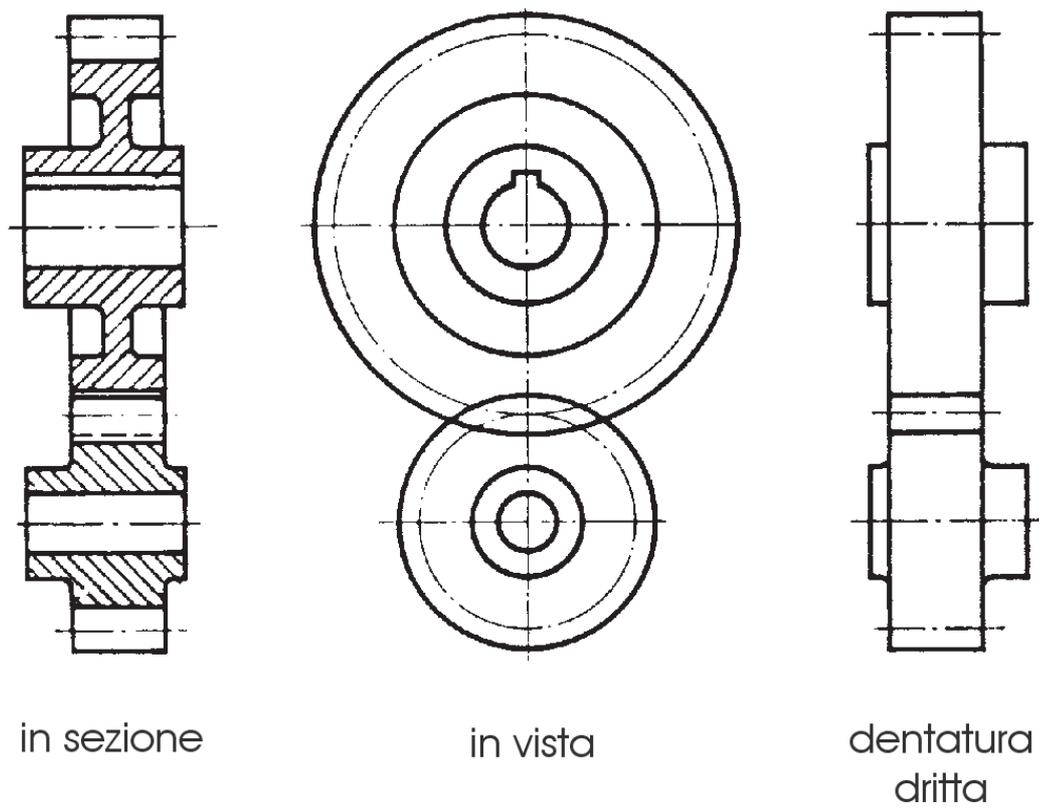


Fig. 16.1 – Rappresentazione unificata di due ruote dentate esterne accoppiate.

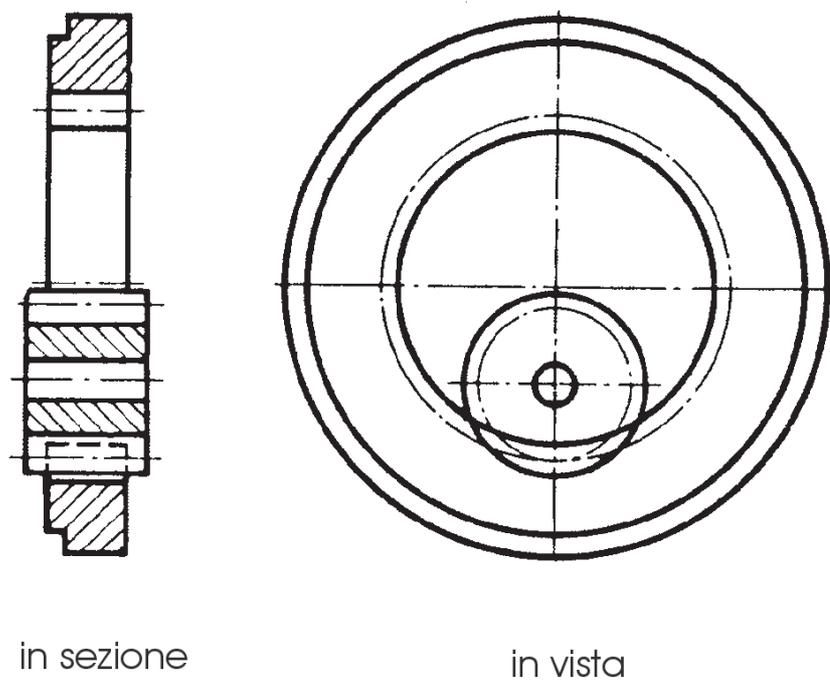


Fig. 17.1 – Rappresentazione unificata di due ruote dentate interne accoppiate.

## Forze mutue scambiate tra due ruote dentate cilindriche a denti dritti

Per eseguire un corretto disegno dei supporti che sorreggeranno le ruote dentate dell'ingranaggio, è necessario conoscere direzione, modulo e verso delle forze che si scaricano sui supporti stessi. La conoscenza di tali forze deriva dalla conoscenza delle forze che mutuamente i fianchi dei denti a contatto si scambiano. Pertanto, almeno qualitativamente, occorre individuare direzione e verso delle suddette forze. Come noto, per le ruote dentate cilindriche a denti dritti, la forza che un dente applica all'altro, spira lungo la direzione della retta d'azione durante l'intera durata della fasi di accesso e recesso di un dente di una ruota tra i vani dei denti dell'altra. Questa particolare proprietà, valida per il fatto che i denti sono stati profilati ad evolvente di circonferenza, permette di individuare, in funzione dell'angolo di pressione, la direzione di questa forza  $R$ .  $R$  può quindi essere scomposta in due componenti denominate tangenziale  $T$  e radiale  $V$ , come illustrato nella Fig. 20.1. La forza tangenziale è quella radiale si trasmetteranno ai vincoli che supportano la ruota dentata 2. Viceversa, la ruota dentata 1 sarà soggetta alle medesime componenti, le quali però sono caratterizzate da verso opposto. Queste altre componenti  $-T$  e  $-V$ , si scaricheranno sui corrispondenti supporti della ruota 1. Per inciso, la componente che permette la trasmissione del momento torcente è solo quella tangenziale  $T$ . Pertanto, in conclusione, nel caso delle ruote dentate cilindriche a denti dritti sono presenti solo forze di tipo radiale (la componente tangenziale traslata in modo che abbia l'origine sull'asse di rotazione è anch'essa una forza radiale). Quindi i supporti relativi agli alberi su cui sono calettate le suddette ruote, dovranno essere configurati, ovvero disegnati, in modo da resistere a tale tipo di sforzi. Nominalmente non vi sono componenti assiali che possono sollecitare sia i denti sia i supporti. Inoltre, teoricamente, le ruote non sono sollecitate a scorrere in direzione assiale lungo i relativi alberi su cui sono calettate. Quindi, in generale, l'unico vincolo corretto da predisporre tra la singola ruota e l'albero è un vincolo di tipo tangenziale da

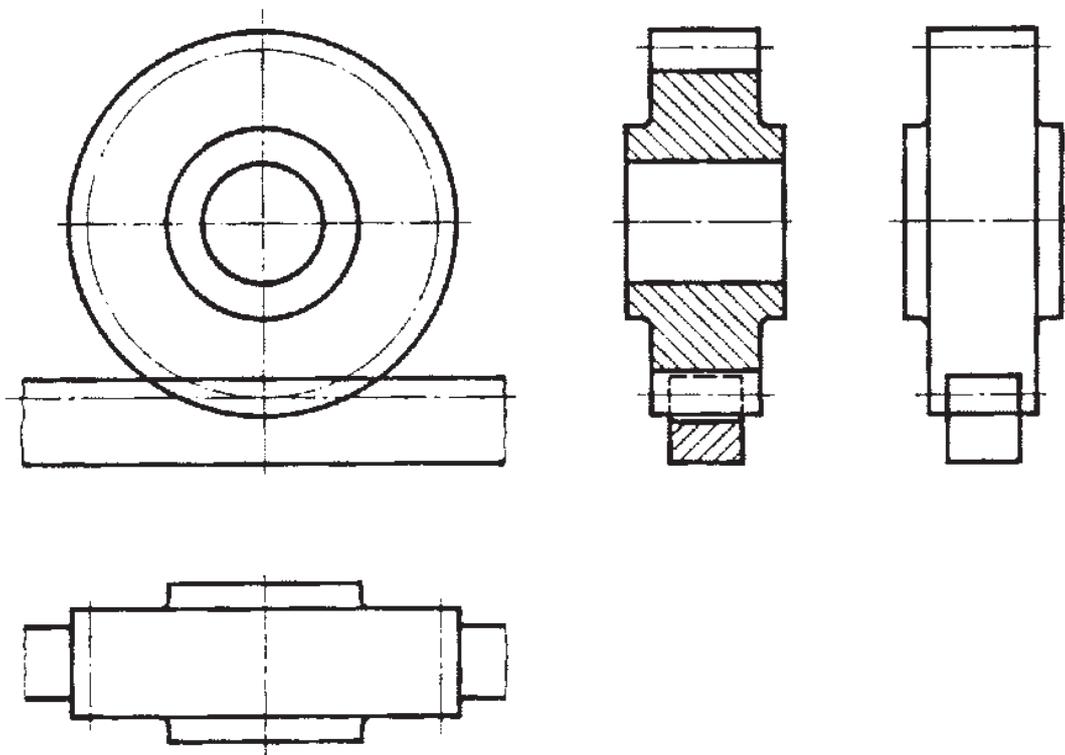


Fig. 18.1 – Rastremazione unificata di un pignone con dentiera accoppiati.

## Dati da indicare sul disegno (Dalla UNI 7462):

Note:

- (1) Indicare la tolleranza dimensionale
- (2) Tolleranza di oscillazione radiale
- (3) La faccia di riferimento è quella che viene lavorata quando il corpo ruota non viene smontato dopo l'esecuzione del foro (l'asse del foro deve essere perpendicolare alla suddetta faccia nei limiti delle Tolleranze)
- (4) Indicare i valori delle rugosità superficiali

\* Se la dentiera di riferimento fosse diversa da quella unificata le sue caratteristiche devono essere specificate sul disegno con un particolare quotato del relativo profilo nominale.

\*\* In relazione ai metodi diversi utilizzati per la correzione della dentatura riportare eventualmente i relativi parametri caratteristici.

\*\*\* Riportare il valore teorico e i relativi scostamenti limite. In alternativa può essere prescritto il valore della misura Wildhaber W (indicare il numero di denti ai quali si riferisce la misura) oppure il diametro delle sfere o dei rulli con cui si prevede di eseguire la misura.

\*\*\*\* Distanza tra i fianchi non a contatto delle due ruote ingranate con contatto imposto tra l'altra coppia di fianchi. Indicare i valori massimo e minimo.

## Dati da indicare in tabella (dalla UNI 7462):

### Caratteristiche della dentatura

Modulo	m
Numero di denti	z
Dentiera di riferimento*	UNI 6587
Diametro primitivo	d
Coefficiente di spostamento**	x
Spessore del dente:***	
- corda	$\bar{s}$
- altezza sulla corda	$\bar{h}_a$
Grado di precisione	...
Numero di denti della ruota coniugata (disegno n. ...)	z
Interasse nominale di funzionamento	a
Gioco normale dell'ingranaggio****	...

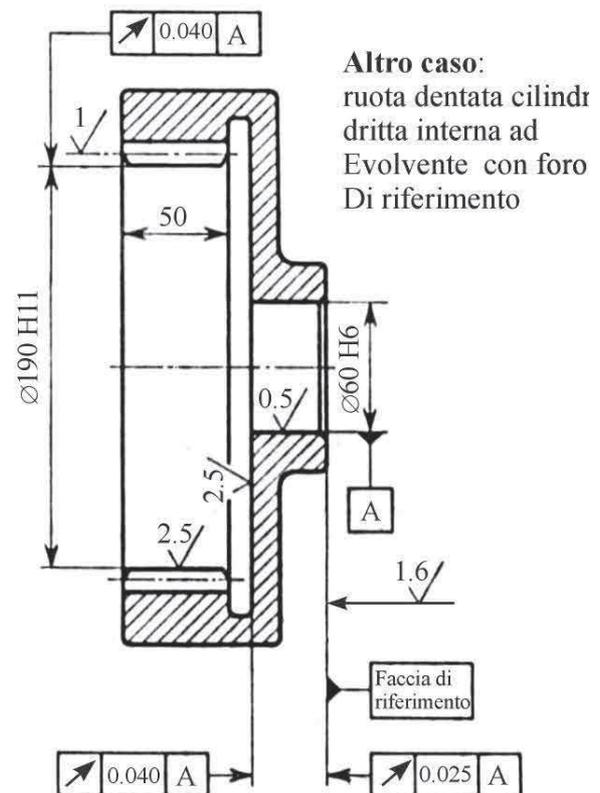
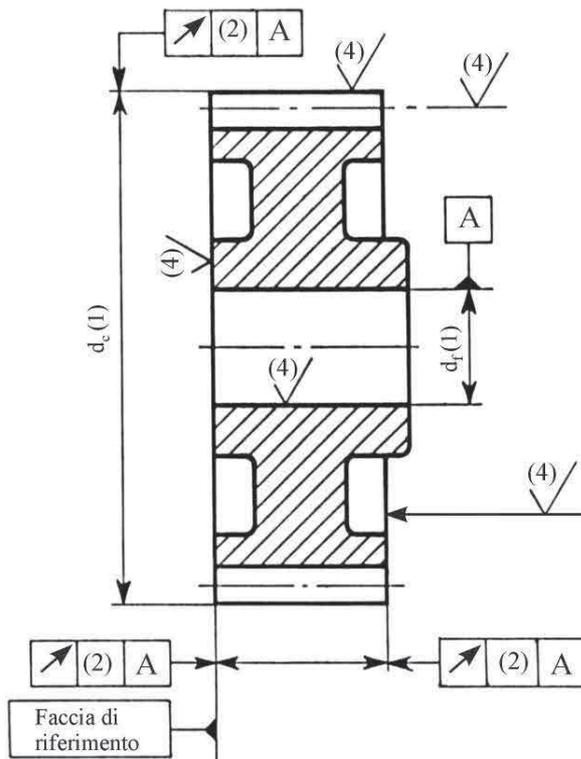
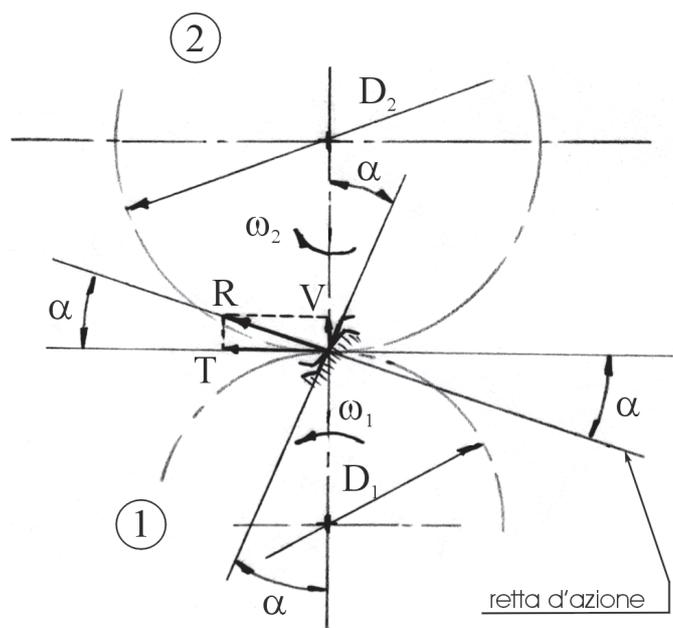


Fig. 19.1 – Rappresentazione unificata quantitativa del particolare ruota dentata cilindrica a denti dritti.



$$T = R \cos \alpha$$

$$V = R \sin \alpha$$

$$M_{t1} = \frac{d_1}{2} T$$

In genere  $\alpha$  (angolo di pressione)  
vale  $20^\circ$

Fig. 20.1 – Ruote dentate cilindriche a denti dritti: forze applicate dalla ruota 1 alla ruota 2.

realizzare con l'opportuno organo di collegamento (tipicamente con la linguetta). Naturalmente, per mantenere sempre nella giusta posizione assiale la ruota dentata, in generale sarà comunque opportuno configurare un vincolo sia della ruota sia dell'albero lungo la medesima direzione.

Dal punto di vista della trasmissione del moto, la ruota dentata che riceve il momento motore tramite l'albero sul quale è calettata viene denominata ruota motrice. Questa ruota è ingranata con la ruota coniugata e le trasmette il moto di rotazione. Conseguentemente, la ruota coniugata appena citata è chiamata ruota mossa.

### Dimensionamento del corpo ruota

Il corpo ruota delle ruote dentate non è unificato. Comunque esistono varie indicazioni, tratte dall'esperienza, per orientare verso un corretto dimensionamento tale parte delle ruote. Poiché l'elemento caratterizzante di una ruota dentata è il modulo  $m$ , sono disponibili indicazioni di massima per le principali dimensioni in funzione di tale parametro, perlomeno per le configurazioni più comuni. Nelle Figg. 21.1-23.1 sono riportati alcuni disegni con le indicazioni orientative per il dimensionamento delle suddette configurazioni. Si osserva che per ruote dentate di piccolo diametro (es.:  $\leq 80$  mm) il corpo ruota può essere realizzato completamente pieno, a meno di esigenze particolari (leggerezza, momento d'inerzia assiale ridotto, ecc.).

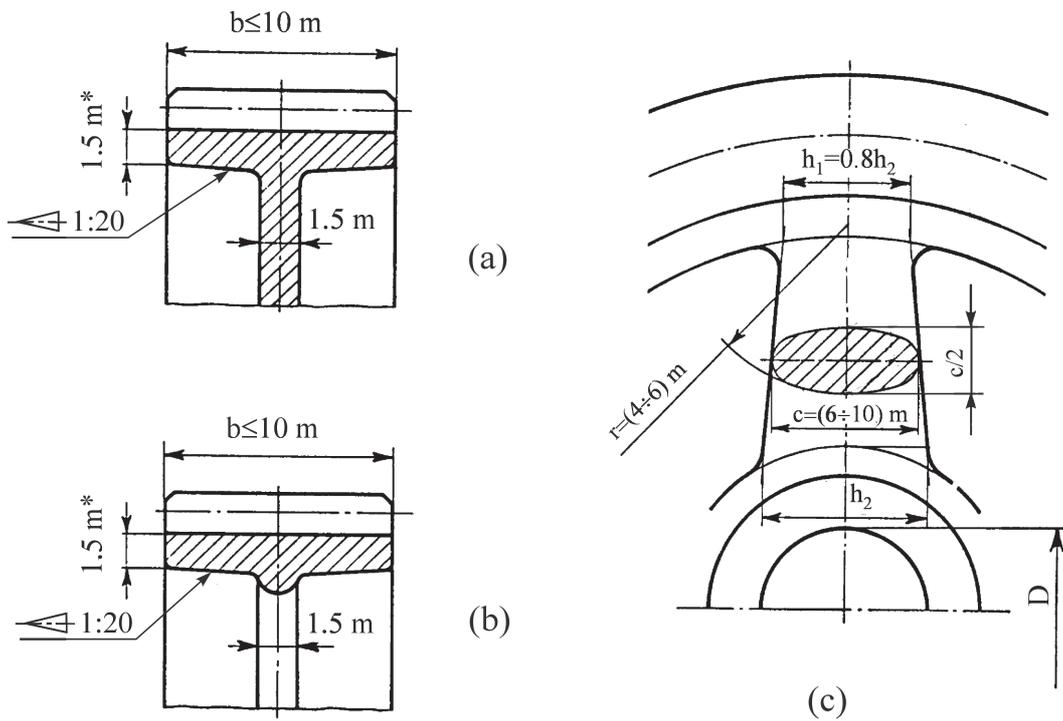


Fig. 21.1 – Indicazioni orientative per il dimensionamento della corona della ruota e dello spessore del disco (a) pieno e (b) nervato. (c) Dimensioni suggerite per razze ellittiche.

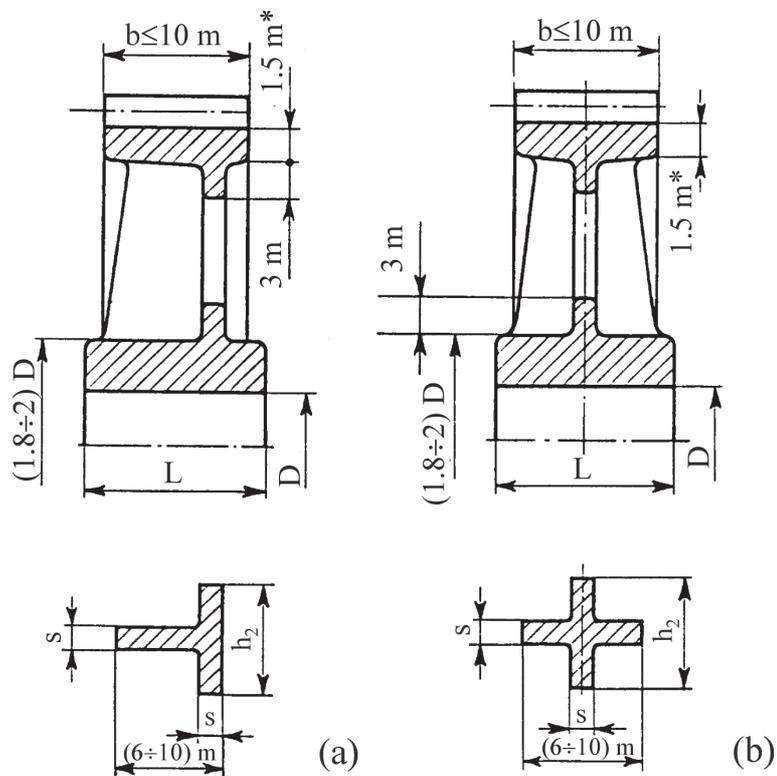


Fig. 22.1 – Indicazioni orientative per il dimensionamento della corona della ruota e delle razze con (a) sezione a T e (b) a croce.

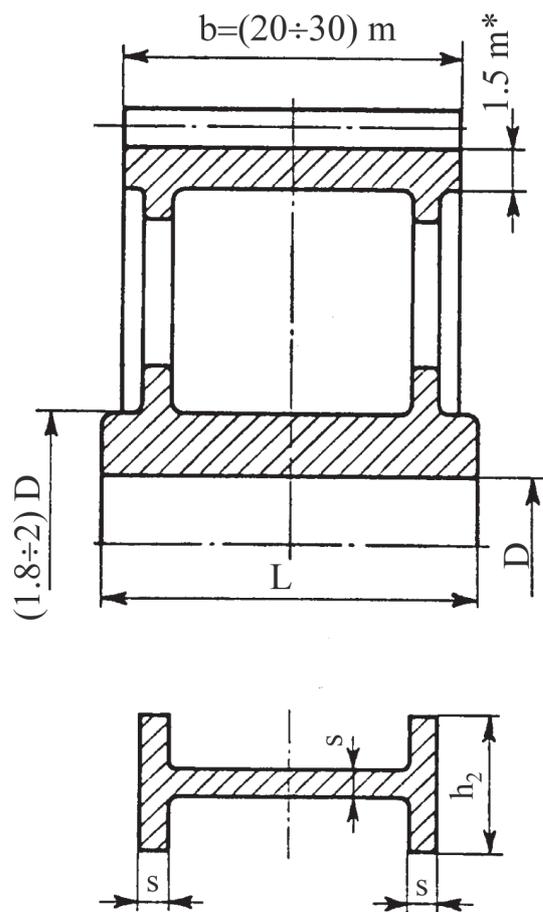
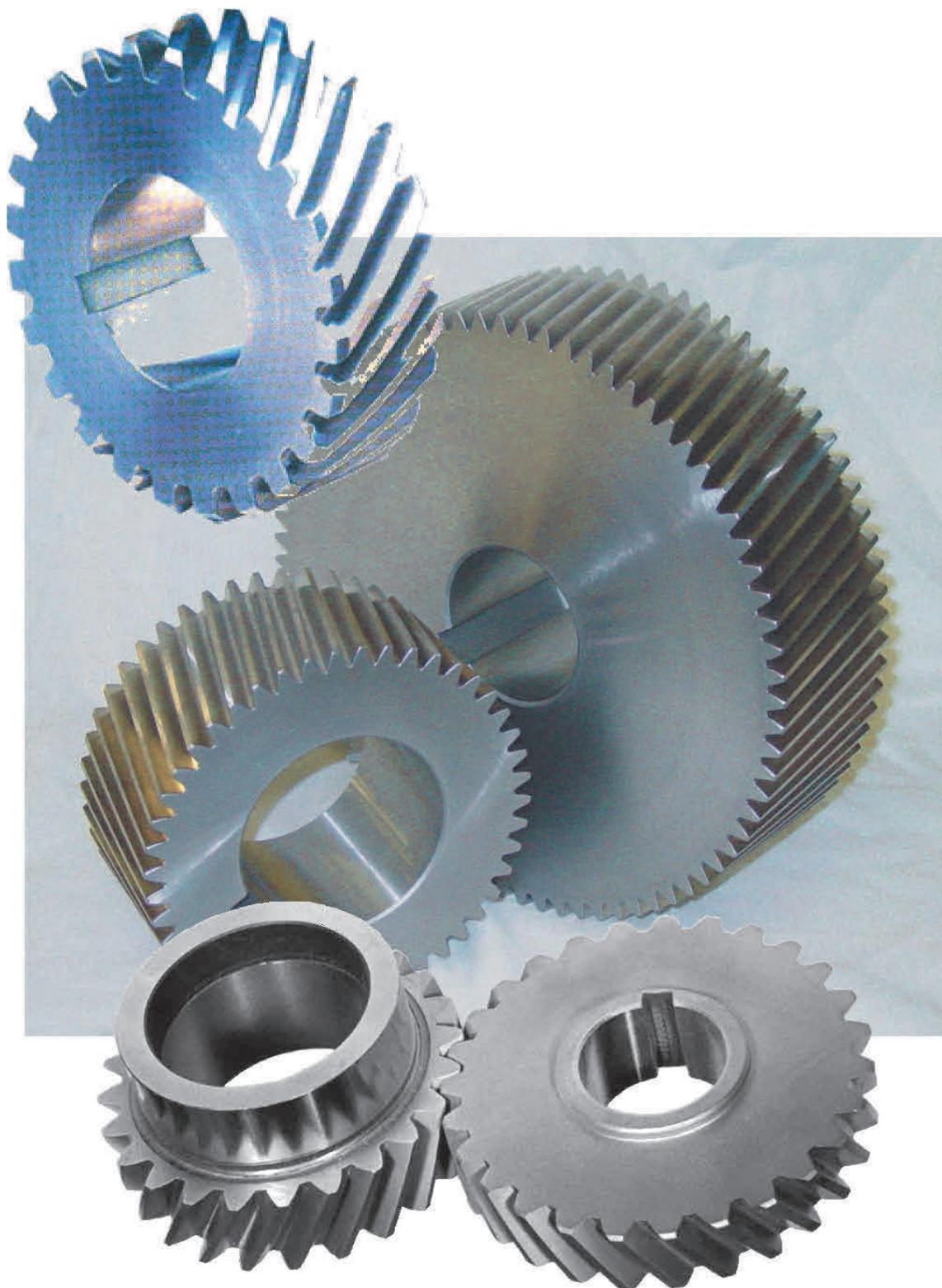


Fig. 23.1 – Indicazioni orientative per il dimensionamento della corona della ruota e delle razze con sezione a doppio T.

## 2. Ruote dentate cilindriche a denti elicoidali



Le ruote dentate cilindriche a denti dritti illustrate nel paragrafo precedente sono caratterizzate da un funzionamento durante il quale si verifica un piccolo urto ogni qualvolta un fianco di un dente viene a contatto con il corrispondente fianco dell'altro dente. Tale fatto determina una certa rumorosità dell'ingranaggio. Al fine di limitare questo inconveniente e anche per rendere le ruote dentate più robuste, sono state concepite le ruote dentate con denti elicoidali. Nella Fig. 1.2 è illustrata l'idea che sta alla base della generazione di una ruota dentata cilindrica a denti elicoidali a partire da una ruota dentata cilindrica a denti dritti. Con riferimento alla Fig. 1.2a si immagini di suddividere la ruota a denti dritti in un insieme di infinite ruote a denti dritti di spessore infinitesimo. Queste ruote sono ottenute sezionando la ruota a denti dritti con un numero infinito di piani paralleli tra loro e perpendicolari all'asse della ruota stessa. I piani sono disposti assialmente ad una distanza infinitesima l'uno dall'altro. Assumendo come riferimento la prima ruota dentata a denti dritti di spessore infinitesimo posta a sinistra, imponiamo una rotazione infinitesima  $d\theta$  alla

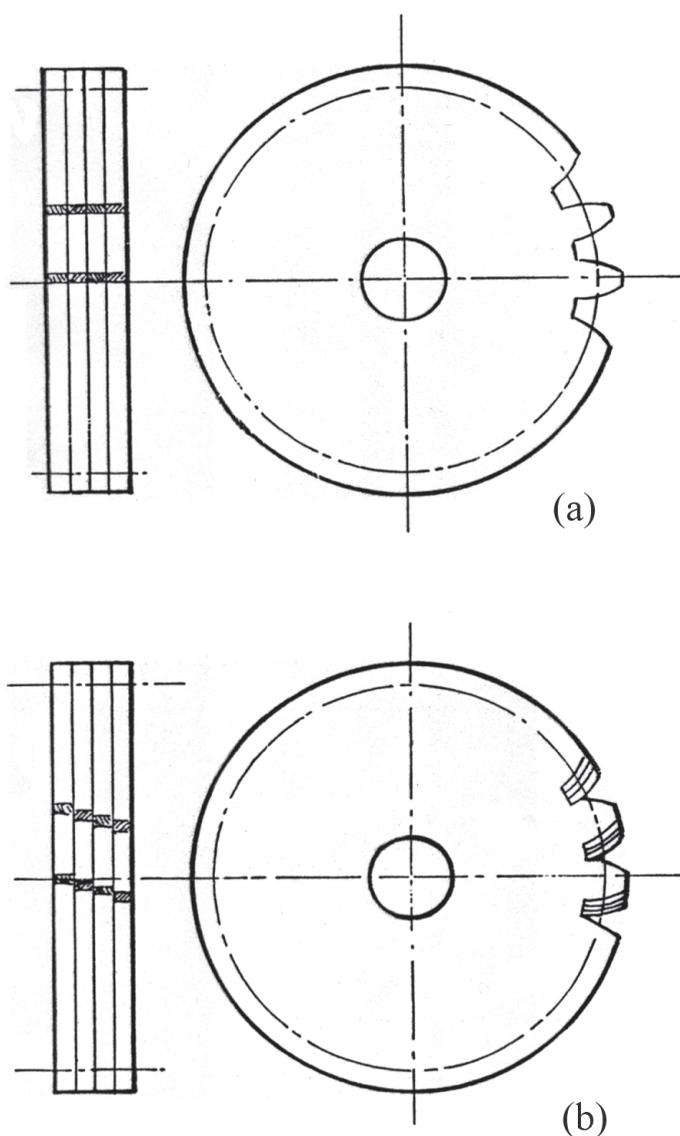


Fig. 1.2 – Trasformazione di (a) una ruota dentata cilindrica a denti dritti in (b) una ruota a denti elicoidali.

seconda ruota, per esempio in verso antiorario (rispetto ad un osservatore posto alla destra della ruota). Successivamente ruotiamo di  $d\theta$  anche la terza ruota, sempre rispetto alla ruota immediatamente precedente. Quindi, ruotiamo anche la quarta ruota di spessore infinitesimo rispetto alla terza, sempre dell'angolo  $d\theta$  (vedi Fig. 1.2b). Avendo predisposto il valore della rotazione  $d\theta$  in funzione di una certa legge dipendente dalla posizione assiale della singola ruota dentata a denti dritti di spessore infinitesimo, abbiamo ottenuto una ruota dentata cilindrica a denti elicoidali.

Per descrivere da un punto di vista geometrico questa nuova ruota dentata si possono considerare ancora le grandezze caratteristiche che sono state introdotte in relazione alle ruote dentate cilindriche a denti dritti. In particolare potremo considerare il cilindro primitivo della ruota dentata cilindrica a denti dritti originaria (vedi Fig. 1.2a). Questo cilindro sarà dunque il cilindro primitivo della ruota dentata a denti elicoidali. Nella Fig. 2.2 sono rappresentate le due generatrici contrapposte a  $180^\circ$  di tale cilindro. La distanza tra queste generatrici è pari al diametro primitivo del relativo cilindro. In Fig. 2.2 è pure schematizzato con due archi di curva armonica il generico dente della nuova ruota così ottenuta. Questo dente ha una forma elicoidale. Considerando la superficie mediana compresa tra i due fianchi di questo dente e la relativa intersezione con il cilindro primitivo si ottiene un tratto di elica cilindrica appartenente al medesimo cilindro. Questa elica cilindrica è caratterizzata da un certo passo, denominato passo dell'elica  $p_e$ . Nella proiezione ortogonale eseguita parallelamente all'asse di rotazione della ruota, l'elica cilindrica appare come una curva armonica (vedi Fig. 2.2). Tale elica è caratterizzata da un certo angolo d'elica  $\beta$ . Nella

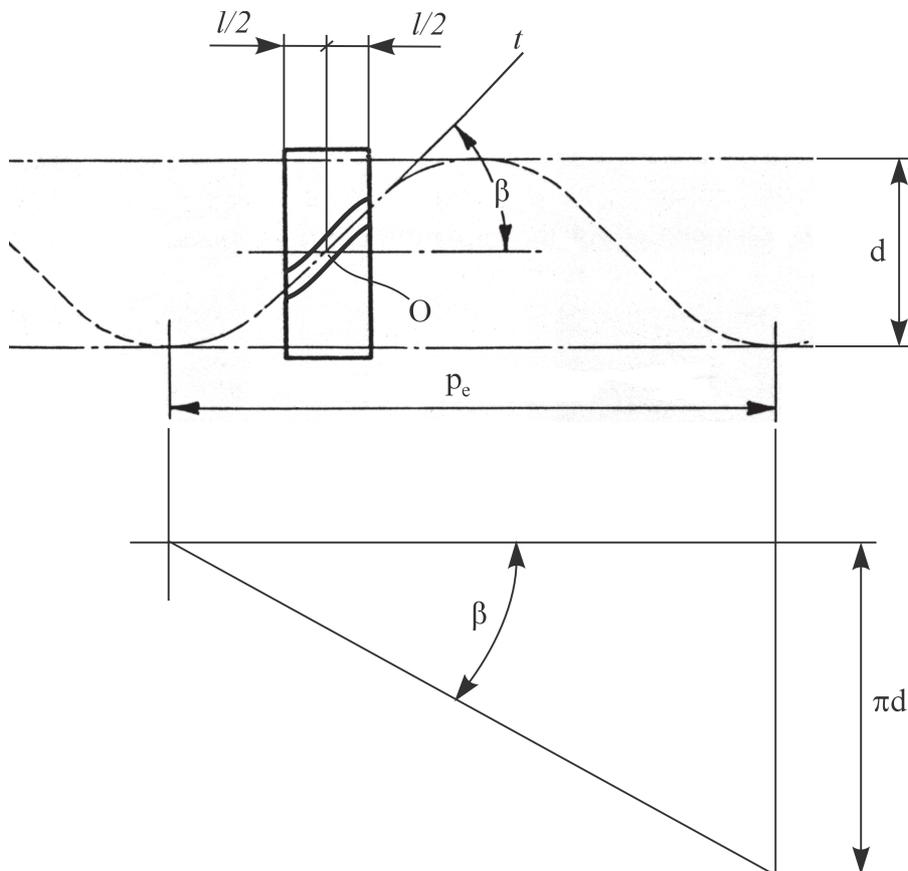


Fig. 2.2 – Parametri per la descrizione geometrica di una ruota dentata cilindrica a denti elicoidali.

Fig. 2.2 questo angolo è misurato tra l'asse di rotazione della ruota e la tangente  $t$  alla curva armonica in corrispondenza al punto  $O$  appartenente al piano di simmetria verticale della ruota stessa di larghezza  $l$ . Questo punto  $O$  può essere pensato come il punto di tangenza di una retta tangente al cilindro primitivo in corrispondenza all'elica cilindrica citata in precedenza, in mezzeria al dente. Sempre osservando la Fig. 2.2, possiamo immaginare di sviluppare su un piano il cilindro primitivo per una altezza pari al passo  $p_e$ . Poiché l'elica cilindrica è la geodetica del cilindro, il tratto di elica cilindrica compreso in  $p_e$ , appare sul piano come un segmento inclinato rispetto all'orizzontale dell'angolo d'elica  $\beta$ . Pertanto il tratto di cilindro primitivo sviluppato assume l'aspetto di un triangolo rettangolo il cui cateto orizzontale è pari a  $p_e$ , mentre quello verticale è uguale a  $\pi d$ .

Con riferimento alla Geometria descrittiva, si ricorda che le eliche possono essere destre o sinistre, in funzione del senso di avvolgimento. Pertanto, in relazione al caso delle ruote dentate cilindriche a denti elicoidali, possiamo definire ruote destre e ruote sinistre. Nella Fig. 3.2 sono illustrate due ruote. Quella superiore è una ruota destra, perché un osservatore posizionato come indicato nella figura, vede allontanarsi in direzione assiale un punto, pensato sempre appartenente ad un fianco del dente, quando il punto stesso ruota in verso orario. Viceversa, nel caso della ruota sinistra, a parità di verso di rotazione orario del punto, esso si avvicina all'osservatore.

Consideriamo ora i fianchi di due denti successivi di una ruota dentata cilindrica a denti elicoidali. In particolare consideriamo l'intersezione tra il cilindro primitivo e i fianchi di questi due denti. I fianchi sono omologhi, cioè considerando per esempio il fianco sinistro del primo dente, l'altro fianco, omologo, sarà il fianco sinistro del secondo dente. L'intersezione citata definisce quindi due tratti di elica cilindrica appartenenti al cilindro primitivo. Nella Fig. 4.2a sono illustrati questi tratti di elica.

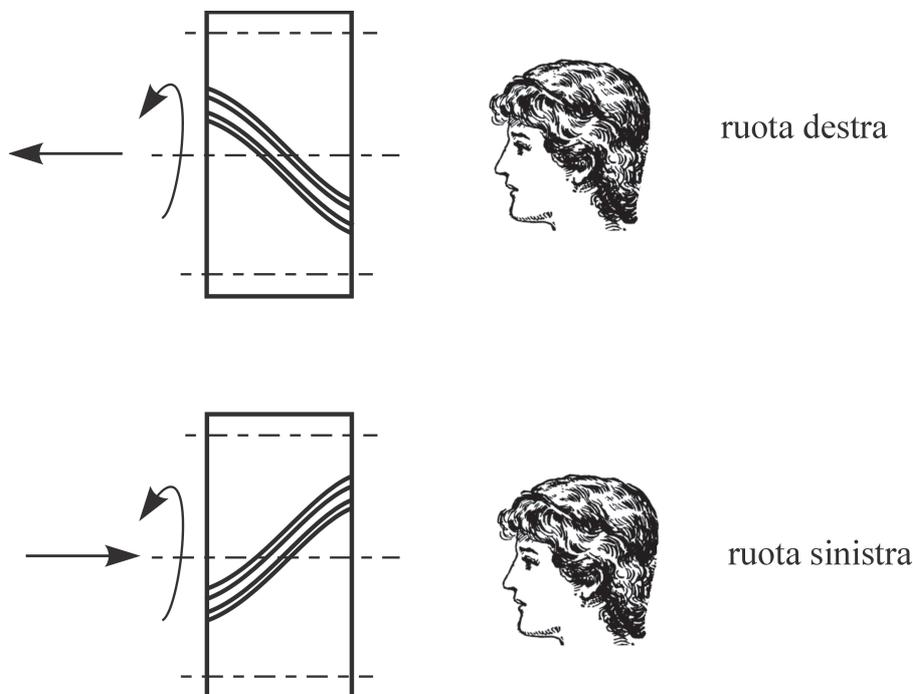
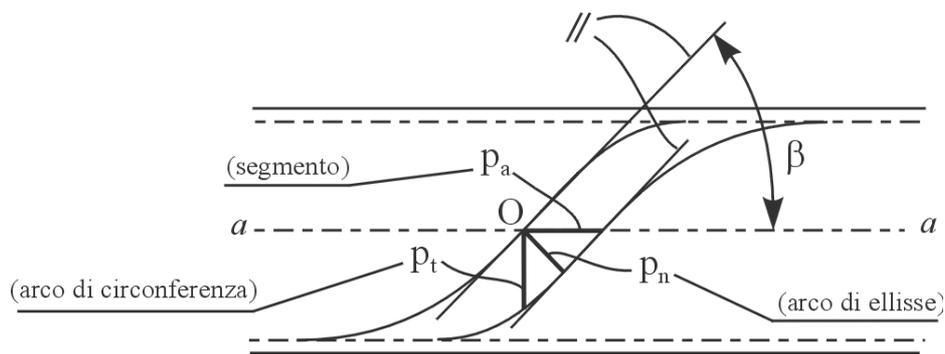


Fig. 3.2 – Ruote dentate destra e sinistra.

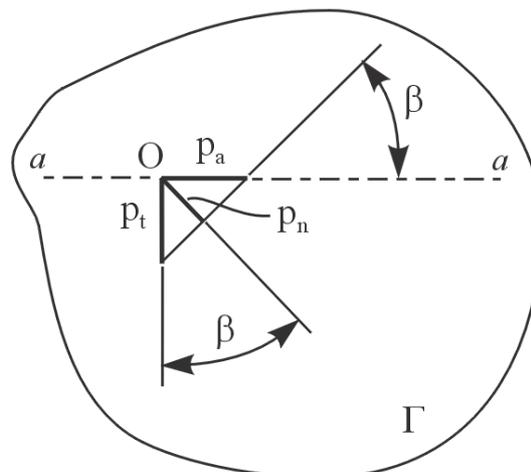
L'angolo d'elica  $\beta$  è misurato tra la tangente nel punto O della prima elica posta a sinistra e la proiezione dell'asse di rotazione  $a-a$ . O, nella figura, sembra appartenere ad  $a-a$ , ma in realtà appartiene al fianco del dente. Da tale punto è possibile misurare in direzione assiale la distanza fino al punto corrispondente sull'elica adiacente (quella posta a destra). Nella Fig. 4.2a questa distanza è stata indicata con un segmento  $p_a$ : il passo assiale. La distanza misurata sul cilindro primitivo in corrispondenza ad un piano perpendicolare all'asse da O fino all'elica posta a sinistra, è denominata passo tangenziale  $p_t$ . Questo passo è un arco di circonferenza primitiva. Consideriamo ora un piano che sechi la ruota dentata passando per O. Tale piano sia inclinato rispetto all'asse  $a-a$  dell'angolo d'elica  $\beta$ . Come noto, l'intersezione di un piano inclinato rispetto all'asse del cilindro con il cilindro stesso genera la conica ellisse. Nel nostro caso il cilindro è il cilindro primitivo e conseguentemente la distanza misurata da O fino all'elica adiacente su tale piano inclinato è un arco d'ellisse. Nella Fig. 4.2a questo arco d'ellisse è indicato con  $p_n$ , il passo normale. Immaginiamo ora di sviluppare la porzione  $\Gamma$  di cilindro primitivo che contiene i tre passi citati: otteniamo il triangolo rettangolo illustrato in Fig. 4.2b. Con riferimento a tale triangolo è immediato definire le seguenti relazioni che legano tra loro i tre passi:

$$\frac{p_t}{p_a} = \operatorname{tg} \beta \quad ,$$

$$p_t \cos \beta = p_n \quad ,$$



(a)



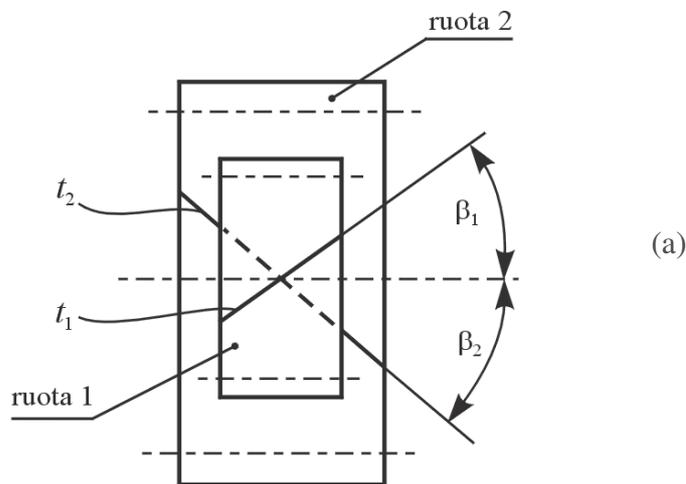
(b)

Fig. 4.2 – Definizione dei passi caratteristici: (a) sul cilindro primitivo, (b) sul piano  $\Gamma$ .

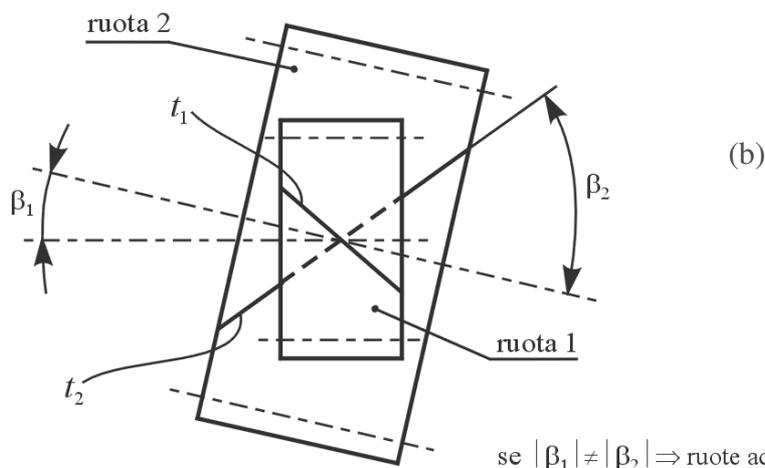
$$p_a \sin \beta = p_n \quad .$$

Si osserva che il passo normale  $p_n$  corrisponde al passo  $p$  definito per le ruote dentate cilindriche a denti dritti. Inoltre, nelle ruote dentate cilindriche a denti dritti si era definito un unico modulo  $m$ . Tale modulo era ottenuto dividendo il corrispondente passo  $p$  per  $\pi$ . Anche nel caso delle ruote dentate elicoidali si calcola il modulo con lo stesso criterio. Però, nelle ruote elicoidali sono stati definiti tre passi: assiale  $p_a$ , normale  $p_n$  e tangenziale  $p_t$ . Allora, corrispondentemente, si definiscono i tre moduli assiale  $m_a$ , normale  $m_n$  e tangenziale  $m_t$ :

$$m_a = \frac{p_a}{\pi} \quad ,$$



se  $|\beta_1| = |\beta_2| \Rightarrow$  ruote ad assi paralleli



se  $|\beta_1| \neq |\beta_2| \Rightarrow$  ruote ad assi sghembi

Fig. 5.2 – Ruote dentate ad assi (a) paralleli e (b) sghembi.

$$m_n = \frac{p_n}{\pi} \quad ,$$

$$m_t = \frac{p_t}{\pi} \quad .$$

Osserviamo ancora che due ruote dentate cilindriche a denti elicoidali 1 e 2 caratterizzate dai rispettivi angoli d'elica  $\beta_1$  e  $\beta_2$ , assumono una disposizione diversa in funzione dei valori assunti da tali angoli. In particolare osserviamo che se  $\beta_1$  e  $\beta_2$  sono uguali, allora gli assi delle due ruote dentate sono paralleli. Se invece  $\beta_1$  e  $\beta_2$  sono diversi, gli assi delle ruote sono sghembi. Nella Fig. 5.2 è evidenziata questa caratteristica di accoppiamento delle due ruote dentate elicoidali con riferimento ai valori assoluti di  $\beta_1$  e  $\beta_2$ . Infatti, talvolta, questi angoli vengono misurati considerandoli di tipo orientato, cioè con segno. Comunque, i disegni in Fig. 5.2 non riportano  $\beta_1$  e  $\beta_2$  come se fossero degli angoli orientati.

### Ruota dentata ideale associata alla ruota dentata cilindrica a denti elicoidali

Consideriamo ora la Fig. 6.2. In questa figura è riportata la proiezione di una ruota dentata

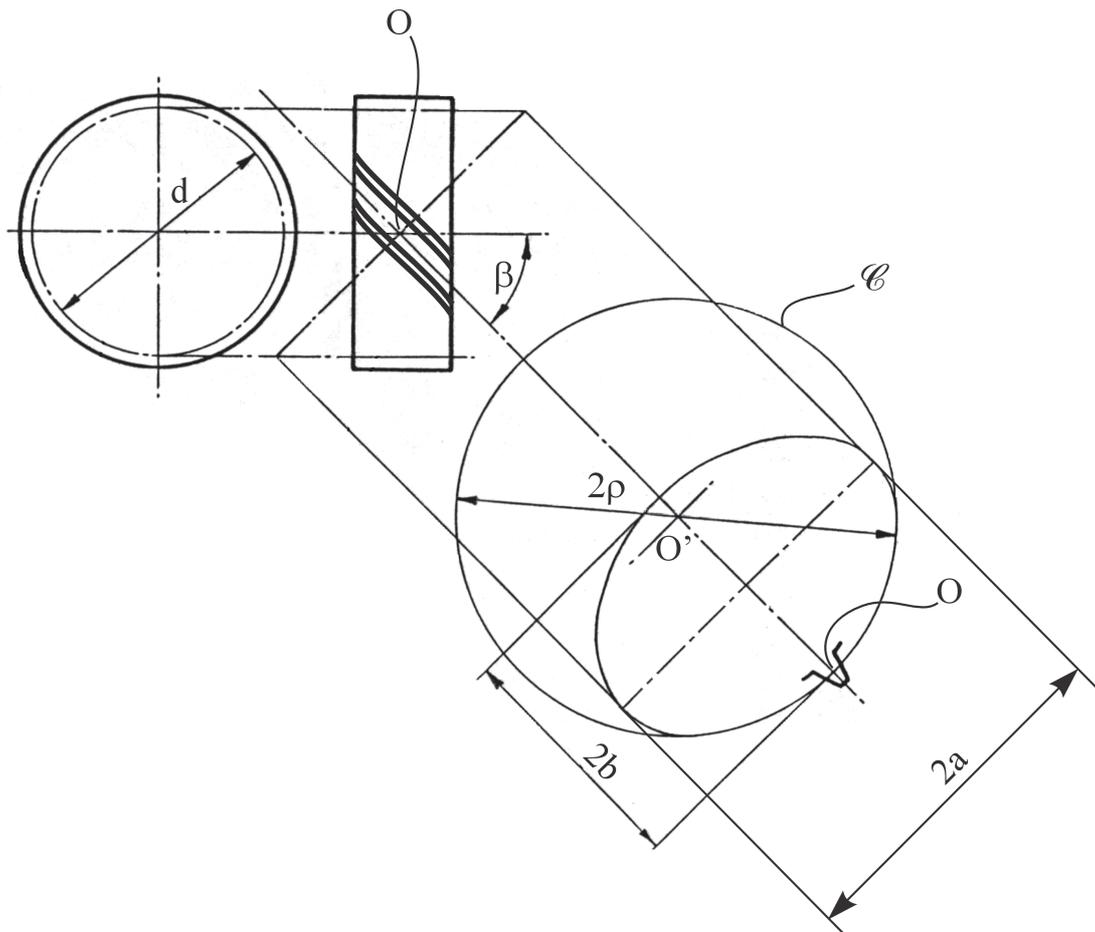


Fig. 6.2 – Definizione della ruota dentata ideale associata alla ruota dentata cilindrica a denti elicoidali.

cilindrica a denti elicoidali lungo l'asse di rotazione e la relativa proiezione laterale. In tale proiezione laterale un dente è stato schematizzato con due archi di seno (o coseno). Introduciamo un piano secante la ruota dentata. La traccia  $x-x$  di questo piano passa per il punto  $O$  che si trova in corrispondenza alla mezzeria della ruota (vedi anche la Fig. 2.2). Il piano è inclinato dell'angolo  $\beta$  rispetto all'asse di rotazione. L'intersezione di tale piano con il cilindro primitivo genera quindi un'ellisse. Nella Fig. 6.2 sono indicati i due diametri principali dell'ellisse di valore pari a  $2a$  e  $2b$ . In particolare, nella figura si rileva che per l'ellisse, in corrispondenza al punto  $O$ , è stata tracciata la relativa circonferenza osculatrice  $\mathcal{C}$ .  $\mathcal{C}$  è caratterizzata da un raggio di curvatura  $\rho$ . Il doppio di questo raggio di curvatura, ovvero il diametro della circonferenza osculatrice, è chiamato diametro primitivo ideale  $d_{id}$  della ruota dentata ideale di centro  $O'$  associata alla ruota dentata cilindrica a denti elicoidali considerata. Pertanto  $\mathcal{C}$  rappresenta la circonferenza primitiva della ruota dentata ideale. Questa ruota ideale è priva di spessore ed è dotata di una dentatura con fianchi ad evolvente di circonferenza analoga a quella di una semplice ruota dentata a denti dritti. Il profilo dei denti della ruota ideale è quindi proporzionato come nel caso delle suddette ruote a denti dritti. Questo profilo è quello che si ottiene intersecando col piano  $x-x$  indicato in Fig. 6.2 il dente elicoidale della corrispondente ruota. Il numero di denti della ruota dentata ideale è indicato con  $z_{id}$  e, in generale, non è un numero intero.  $z_{id}$  è una funzione del numero di denti  $z$  (ovviamente sempre intero) della ruota dentata cilindrica a denti elicoidali. Si possono quindi definire le seguenti relazioni che legano quantitativamente le grandezze caratteristiche della ruota dentata reale a quella ideale, tutte correlate alle relative circonferenze primitive:

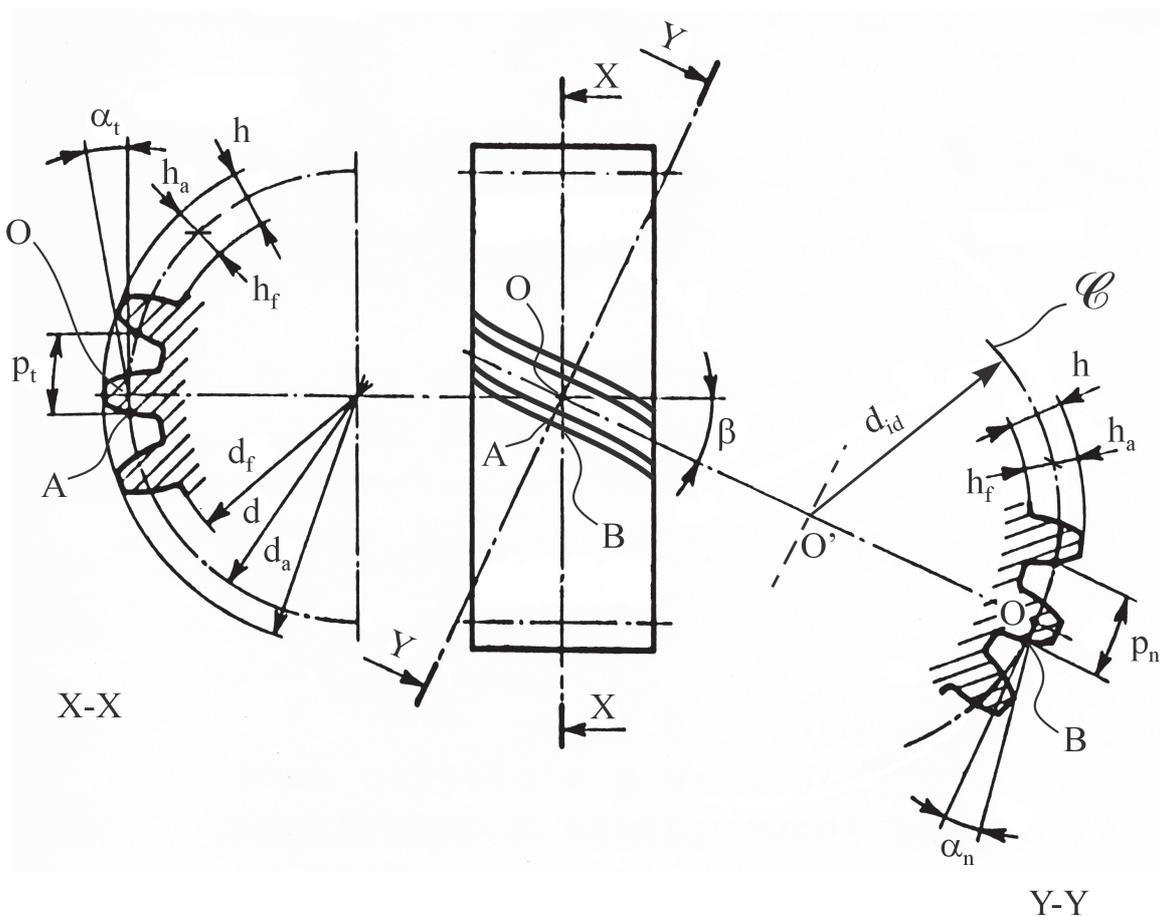


Fig. 7.2 – Dimensionamento della ruota dentata ideale associata alla ruota dentata cilindrica a denti elicoidali.

$$\rho = \frac{a^2}{b} \quad , \quad d_{id} = m_n z_{id} \quad ,$$

$$a = \frac{d}{2 \cos \beta} \quad , \quad d = m_t z \quad ,$$

$$b = \frac{d}{2} \quad , \quad d_{id} = \frac{d}{\cos^2 \beta} \quad ,$$

$$d_{id} = 2\rho \quad , \quad z_{id} = \frac{z}{\cos^2 \beta} \quad .$$

La Fig. 7.2 illustra un'indicazione dettagliata della ruota dentata ideale associata alla corrispondente ruota dentata cilindrica a denti elicoidali. In particolare si osserva che la dentatura della ruota ideale è ancora caratterizzata dall'altezza di addendum  $h_a$  e di dedendum  $h_f$ , esattamente come nelle ruote dentate cilindriche a denti dritti. Inoltre, sempre per la ruota dentata ideale, viene definito il passo, misurato sulla circonferenza primitiva  $\mathcal{C}$ . Questo passo è il passo normale  $p_n$  precedentemente citato. Con riferim40

ento alla ruota dentata ideale viene pure considerato un angolo di pressione che corrisponde al normale angolo di pressione considerato nelle ruote dentate cilindriche a denti dritti.

Nella Fig. 7.2, in corrispondenza alla sezione Y-Y, questo angolo è indicato con  $\alpha_n$ . Nel disegno, il vertice di  $\alpha_n$  è il punto O, ma in realtà tale vertice è il punto B appartenente al fianco del dente, sempre in corrispondenza alla circonferenza primitiva ideale (quindi, nella sezione Y-Y, l'angolo  $\alpha_n$  è stato leggermente ruotato in verso antiorario). Nella figura si è assunto O come vertice dell'angolo  $\alpha_n$  per conferire maggiore chiarezza alla rappresentazione, soprattutto in relazione alla vista principale della ruota dentata cilindrica a denti elicoidali sulla quale sono state predisposte le sezioni X-X e Y-Y. Osservando ora la sezione X-X si rilevano i relativi denti caratterizzati, come nel caso della sezione Y-Y, dai medesimi addendum  $h_a$  e dedendum  $h_f$ . In questo caso però si definisce il passo tangenziale  $p_t$  con il corrispondente angolo di pressione tangenziale  $\alpha_t$ . Il punto O, vertice anche di questo angolo  $\alpha_t$ , analogamente a quanto osservato a proposito di  $\alpha_n$ , più correttamente, dovrebbe essere sostituito con il punto B appartenente proprio al fianco del dente. Nella sezione X-X sono pure indicati i diametri di fondo  $d_f$ , primitivo  $d$  e di testa  $d_a$  delle corrispondenti circonferenze. Si osserva infine che i punti A e B indicati nella Fig. 7.2 appartengono entrambi al cilindro primitivo della ruota dentata cilindrica a denti elicoidali. In particolare però A appartiene alla circonferenza primitiva della ruota dentata ideale, mentre B invece appartiene alla circonferenza primitiva della ruota reale.

La Tab. 1.2 riassume le grandezze caratteristiche che definiscono la geometria di una generica ruota dentata cilindrica a denti elicoidali.

Tab. 1.2 – Ingranaggi cilindrici a denti elicoidali: grandezze caratteristiche della dentatura.

Simbolo	Denominazione	Dati
$z$	numero di denti	$z = d/m_t$
$z_{id}$	numero dei denti ideale	$z_{id} = z / \cos^3 \beta$
$m_a$	modulo assiale	$m_a$
$m_n$	modulo normale	$m_n$
$m_t$	modulo tangenziale	$m_t = d / z = m_n / \cos \beta = p_t / \pi$
$d$	diametro primitivo	$d = m_t z = m_n z / \cos \beta = p_t z / \pi$
$d_{id}$	diametro primitivo ideale	$d_{id} = d / \cos^2 \beta$
$d_a$	diametro di testa	$d_a = d + 2h_a = d + 2m_n$
$d_f$	diametro di fondo	$d_f = d - 2h_f$
$d_b$	diametro di base	$d_b = d \cos \alpha_t$
$h_a$	addendum	$h_a = m_n$
$h_f$	dedendum	$h_f = h - h_a$
$p_n$	passo normale	$p_n = m_n \pi = p_t \cos \beta$
$p_t$	passo tangenziale	$p_t = m_t \pi = \pi d / z = m_n \pi / \cos \beta$
$p_a$	passo assiale	$p_a = p_n / \sin \beta = m_n \pi / \sin \beta$
$p_e$	passo dell'elica	$p_e = \pi d / \operatorname{tg} \beta = m_t \pi z / \operatorname{tg} \beta$
$\beta$	angolo dell'elica	$\operatorname{tg} \beta = \pi d / p_a$
$\alpha_n$	angolo di pressione normale	$\alpha_n = 20^\circ$ (valore normalizzato)
$\alpha_t$	angolo di pressione tangenziale	$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta$
$u$	rapporto d'ingranaggio	$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$
$a$	interasse	$a = (d_1 + d_2) / 2 = m_t (z_1 \pm z_2) / 2$

Osserviamo ancora che l'accoppiamento tra due ruote dentate cilindriche a denti elicoidali avviene correttamente solo quando entrambe le ruote hanno il medesimo modulo normale. Gli altri due moduli, tangenziale e assiale, possono anche essere diversi. Infatti, per ottenere il regolare ingranamento, un dente di una ruota si deve poter inserire esattamente nel vano tra i due denti dell'altra ruota. Questa condizione è soddisfatta solo se le due ruote hanno il medesimo passo normale, ovvero lo stesso modulo normale. I moduli tangenziale e assiale invece possono essere anche diversi, al pari dei rispettivi passi tangenziale e assiale. Se, per le due ruote accoppiate questi passi sono diversi, significa che le ruote dentate cilindriche a denti elicoidali non avranno gli assi paralleli (vedi Fig. 5.2b). Invece, se tali passi sono identici i suddetti assi saranno proprio paralleli (vedi Fig. 5.2a). Pertanto, in generale, per due ruote dentate cilindriche a denti elicoidali accoppiate 1 e 2, si definiscono sei passi e sei moduli, sei per una ruota e sei per l'altra:  $p_{a1}$ ,  $p_{n1}$ ,  $p_{t1}$ ,  $p_{a2}$ ,  $p_{n2}$ ,  $p_{t2}$ ,  $m_{a1}$ ,  $m_{n1}$ ,  $m_{t1}$ ,  $m_{a2}$ ,  $m_{n2}$ ,  $m_{t2}$ . Per ottenere il corretto accoppiamento quindi devono essere soddisfatte le seguenti relazioni:

$$m_{n1} = m_{n2} = m_n \quad ,$$

$$p_{n1} = p_{n2} = p_n \quad .$$

Inoltre, risulta anche

$$m_{t1} = \frac{m_n}{\cos \beta_1} \quad ,$$

$$m_{t2} = \frac{m_n}{\cos \beta_2} \quad .$$

Analoghe relazioni legano i passi tangenziali al passo normale:

$$p_{t1} = \frac{p_n}{\cos \beta_1} \quad ,$$

$$p_{t2} = \frac{p_n}{\cos \beta_2} \quad .$$

Dalle suddette equazioni si rileva proprio che se i due passi tangenziali sono uguali allora i due angoli d'elica  $\beta_1$  e  $\beta_2$  devono coincidere, cioè gli assi delle ruote sono paralleli.

Infine rileviamo che il rapporto di ingranaggio  $u$  nel caso delle ruote dentate cilindriche denti elicoidali può essere diverso da 1 anche a parità di diametri primitivi delle due ruote. Infatti, si dimostra che il rapporto  $u$  vale

$$u = \frac{d_2 \cos \beta_2}{d_1 \cos \beta_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad .$$

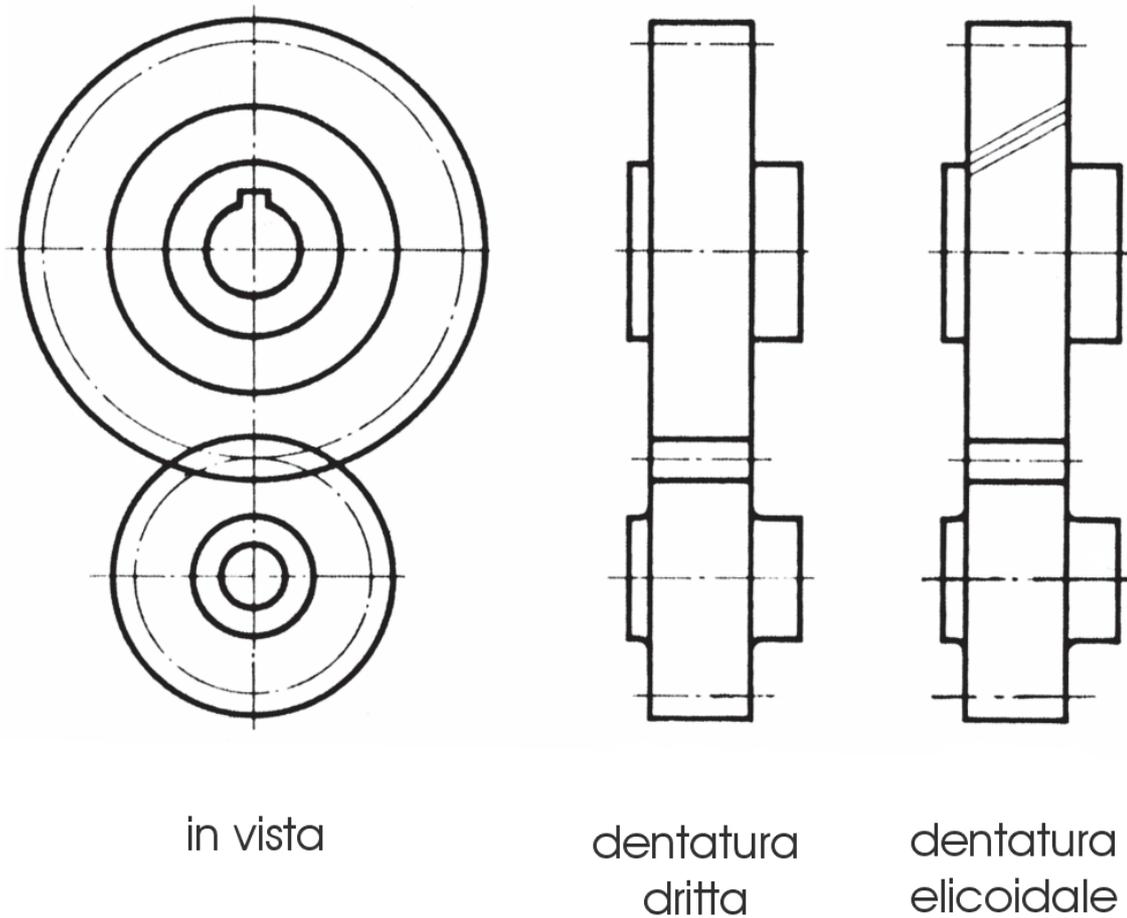
Nella precedenti relazioni  $d_1$  e  $d_2$  sono i diametri primitivi delle ruote dell'ingranaggio,  $\beta_1$  e  $\beta_2$  rappresentano i corrispondenti angoli d'elica.  $z_1$  e  $z_2$  sono i relativi numeri di denti. Pertanto, anche se  $d_1=d_2$ , con  $\beta_1 \neq \beta_2$  si ottiene  $u \neq 1$ .

### **Modalità di funzionamento delle ruote dentate cilindriche elicoidali**

A differenza del caso delle ruote dentate cilindriche denti dritti, il contatto tra i denti elicoidali di due ruote ingranate ha inizio in un punto e si estende poi ad un tratto di linea che, raggiunta una certa lunghezza massima, tende successivamente a decrescere fino a ridursi di nuovo ad un punto, nell'istante in cui i due denti si separano. Nelle ruote dentate cilindriche a denti dritti invece, il contatto avviene immediatamente sull'intera generatrice rettilinea comune ai due fianchi dei denti che si toccano. Quindi, in questo caso, ogni volta che un dente penetra nel vano tra gli altri due denti, si verifica un urto, con conseguente rumorosità e vibrazioni. Invece, durante l'ingranamento di due denti elicoidali il contatto e il distacco tra i fianchi avviene con gradualità e quindi con maggiore silenziosità. Il rapporto di ingranaggio  $u$  realizzato con le ruote dentate cilindriche elicoidali è di solito elevato, può arrivare anche a 30 e più. Negli ingranaggi cilindrici a denti dritti solitamente  $u$  non supera il valore di 8. Il rendimento degli ingranaggi cilindrici a denti elicoidali, tenuto conto anche delle perdite nei cuscinetti che sorreggono gli alberi, può raggiungere il 98%. Le velocità periferiche valutate in corrispondenza ai cilindri primitivi, in casi particolari, possono essere anche molto elevate, per esempio da 40 a 70 m/s. Le potenze trasmesse sono anche di migliaia di KW. Gli ingranaggi elicoidali sono quelli più usati in qualsiasi applicazione appena un po' impegnativa, in virtù della silenziosità e dolcezza di trasmissione.

DENTATURA	SIMBOLO
elicoidale destra	
elicoidale sinistra	

(a)



(b)

Fig. 8.2 – Rappresentazione convenzionale dell'ingranaggio con ruote dentate cilindriche elicoidali.

## Cenno sulla correzione della dentatura

Anche le ruote dentate cilindriche a denti elicoidali sono, di regola, corrette. La correzione in questo caso però si applica alla ruota dentata ideale associata alla ruota reale. Pertanto, poiché la ruota ideale è una ruota dentata cilindrica a denti dritti (senza spessore), è possibile modificare il profilo dei denti della ruota ideale stessa con i medesimi criteri utilizzati per i semplici denti ad evolvente di circonferenza. Successivamente, definita la ruota dentata ideale corretta, si potrà ricavare quantitativamente il dimensionamento dei denti relativi alla ruota elicoidale, ovvero i nuovi passi, moduli, altezza dei denti, dedendum, addendum, angoli di pressione, interasse, ecc..

## Rappresentazioni unificate delle ruote dentate cilindriche a denti elicoidali

Per quanto concerne la rappresentazione unificata delle ruote dentate cilindriche a denti elicoidali, in base a quanto stabilito dalle tabelle UNI 7462, si deve procedere con regole analoghe a quelle definite per la rappresentazione delle ruote dentate cilindriche a denti dritti. In particolare, l'unica differenza nei due casi è rappresentata dalla presenza di tre segmenti, tracciati con linea continua e sottile, obliqui e paralleli tra loro che indicano la presenza di denti elicoidali e non dritti. La Fig. 8.2a illustra come indicare questi segmenti nella rappresentazione ortogonale delle ruote elicoidali in direzione perpendicolare all'asse di rotazione. Poiché le ruote elicoidali possono essere destre o sinistre, i tre segmenti, nei due casi, hanno inclinazione opposta. Nella Fig. 8.2b è riportata la rappresentazione unificata di un ingranaggio con denti elicoidali (sulla destra) accanto alla rappresentazione del medesimo ingranaggio realizzato con dentatura dritta. Nel caso della dentatura elicoidale si osserva che i tre segmenti sono stati riportati sulla ruota dentata superiore. La normativa prevede che solo su una delle due ruote (o più ruote, qualora si consideri un treno di ruote dentate accoppiate) si indichino i tre segmenti disposti obliqui. Infatti, le ruote dentate elicoidali possono accoppiarsi, ovviamente, solo tra loro. Quindi è sufficiente indicare nel disegno solo una ruota dentata di tipo elicoidale. Automaticamente, se è accoppiata ad altre, queste dovranno per forza essere anch'esse elicoidali. La rappresentazione in vista in direzione assiale di un ingranaggio costituito indifferentemente da ruote dentate elicoidali o con denti dritti è identica. Quindi, per capire da un disegno tecnico se un ingranaggio è realizzato con ruote a denti dritti o elicoidali non è sufficiente la sola rappresentazione in vista. Occorre necessariamente indicare la proiezione laterale caratterizzata dalla presenza dei tre segmenti obliqui, come illustrato nella Fig. 8.2b.

Per quanto concerne la rappresentazione unificata del componente ruota dentata cilindrica a denti elicoidali, le UNI 7462 forniscono le prescrizioni dettagliate per eseguirne il disegno tecnico. Nella Fig. 9.2 vengono illustrate le modalità da seguire. In particolare si osserva che le suddette modalità sono analoghe a quelle previste per le ruote dentate cilindriche a denti dritti. Quindi, in generale, la ruota dentata elicoidale potrà essere rappresentata in sezione assiale. In questa sezione saranno indicate esclusivamente le quote relative al corpo ruota escludendo indicazioni specifiche sulle dimensioni e sulla configurazione della dentatura. In questa rappresentazione è prevista la prescrizione della rugosità superficiale dei fianchi dei denti ed eventualmente di alcune altre superfici del corpo ruota. Le tolleranze dimensionali e geometriche andranno anch'esse eventualmente prescritte. Le caratteristiche della dentatura devono essere specificate sempre tramite una tabella posta in prossimità della suddetta sezione. In questa tabella saranno riportati i parametri indicati in Fig. 9.2, analoghi a quelli delle ruote a denti dritti. A differenza del caso della dentatura dritta, nella Fig. 9.2, a titolo d'esempio, sono riportati anche alcuni valori numerici relativi ai denti elicoidali.

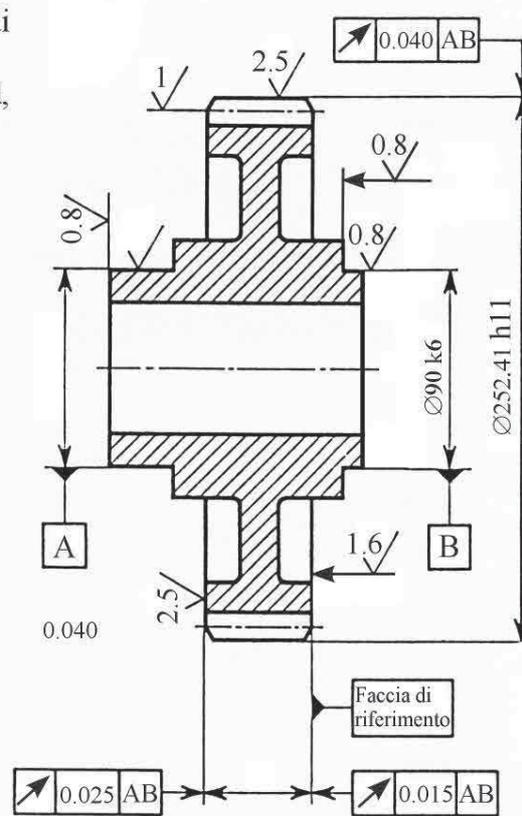
## Dati da indicare sul disegno (dalla UNI 7462):

- Diametro del foro e relativa zona di tolleranza; oppure diametri delle portate e relative zone di tolleranza.
- Diametro di testa e relativa zona di tolleranza.
- Larghezza di dentatura.
- Tolleranza di oscillazione radiale della superficie di testa, tolleranza di oscillazione assiale delle facce della ruota. E' richiesta nei casi specifici l'indicazione della faccia di riferimento (quella cioè che viene lavorata con lo stesso serraggio con il quale si esegue il foro e quindi ad esso perpendicolare nei limiti delle tolleranze).
- Rugosità delle superficie dei fianchi della dentatura ed, eventualmente, della superficie di piede e dei raccordi.

## Dati da indicare in tabella (dalla UNI 7462):

### Caratteristiche della dentatura

Modulo normale	$m_n$	5
Numero di denti	$z$	44
Dentiera di riferimento*		UNI 6587-69
Angolo d'elica	$\beta$	$23^{\circ}33'23''$
Senso dell'elica		destro
Diametro primitivo	$d$	240
Coefficiente di spostamento**	$x$	0.259
Spessore del dente: misura Wildhaber su $k=6$ denti	$W_6$	$86.01_{-0.06}^{-0.04}$
Grado di precisione***		...
Numero di denti della ruota coniugata (disegno n. ...)	$z$	43
Interasse nominale di funzionamento	$a$	240
Gioco normale dell'ingranaggio****		$0.08 \div 0.12$



\* Se la dentiera di riferimento fosse diversa da quella unificata le sue caratteristiche devono essere specificate sul disegno con un particolare quotato del relativo profilo nominale.

\*\* In relazione ai metodi diversi utilizzati per la correzione della dentatura riportare eventualmente i relativi parametri caratteristici.

\*\*\* Vedi UNI ISO 1328:2000.

\*\*\*\* Distanza tra i fianchi non a contatto delle due ruote ingranate con contatto imposto tra l'altra coppia di fianchi. Indicare i valori massimo e minimo. Gioco misurato sul piano Y-Y (vedi Fig. 7).

Fig. 9.2 – Rappresentazione unificata del particolare ruota dentata cilindrica a denti elicoidali.

## Forze mutue scambiate tra due ruote dentate cilindriche a denti elicoidali

Esaminiamo anche in questo caso le forze che due ruote dentate cilindriche a denti elicoidali si scambiano in corrispondenza del contatto tra i fianchi di due denti ingranati. Supponiamo, per semplicità, come nel caso dei denti dritti, che solo una coppia di denti sia a contatto durante la trasmissione del momento torcente dalla ruota motrice a quella mossa. Con riferimento alla forza  $F$  applicata da un dente della ruota motrice al dente corrispondente della ruota mossa immaginiamo, sempre per semplicità, di fissare l'origine di tale forza nel punto  $B$  della circonferenza primitiva della ruota motrice. In particolare scegliamo la circonferenza primitiva appartenente al piano di mezzeria della ruota dentata. Quindi il punto  $B$  precedentemente citato è proprio quello indicato anche nella Fig. 7.2. In Fig. 10.2 è indicata quindi la forza  $F$  che è un vettore perpendicolare al piano tangente al fianco del dente in corrispondenza al punto  $B$ . Il dente, nel disegno, è stato sezionato circolarmente in modo da rendere ben visibile questo punto. La forza  $F$  può quindi essere scomposta nelle sue tre componenti assiale  $F_a$ , radiale  $F_r$  e tangenziale  $F_t$ . Queste componenti sono definibili quantitativamente in funzione degli angoli di pressione tangenziale  $\alpha_t$ , normale  $\alpha_n$  e d'elica  $\beta$  illustrati in precedenza. La forza assiale  $F_a$  tende a far traslare assialmente la ruota coniugata non rappresentata in Fig. 10.2. La forza radiale  $F_r$  tende invece a spostare radialmente tale

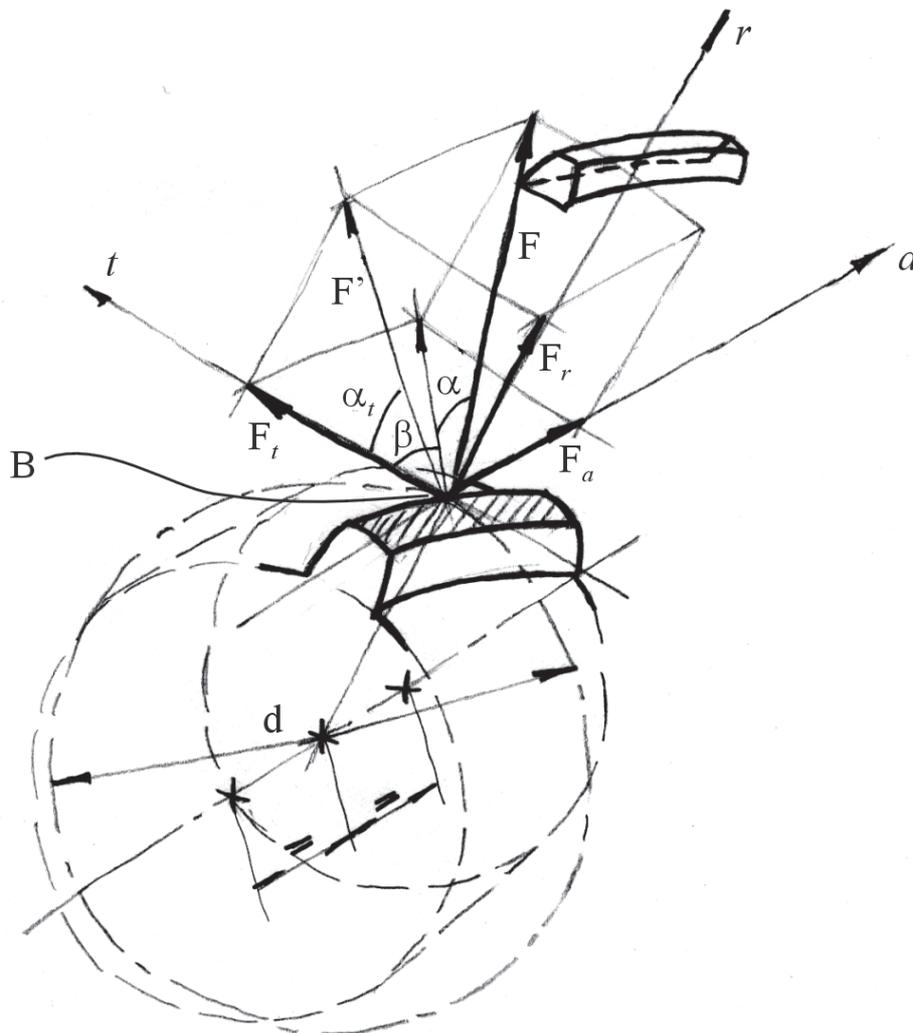


Fig. 10.2 – Forze applicate da una ruota dentata cilindrica a denti elicoidali alla rispettiva ruota dentata coniugata.

ruota. Infine, la forza tangenziale  $F_t$  applicata alla circonferenza primitiva della ruota coniugata tende a farla ruotare e determina quindi la trasmissione del momento torcente dalla ruota motrice (indicata in Fig. 10.2) a quella mossa (la ruota coniugata), non rappresentata.

In base a quanto esposto risulta anche

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}\beta &= \frac{F_a}{F_t} \quad , \\ F_t &= \frac{2M_t}{d} \quad , \end{aligned}$$

in cui con  $M_t$  rappresenta il momento torcente applicato alla ruota motrice per esempio tramite un opportuno calettamento su di un albero non illustrato in Fig. 10.2. Pertanto, le forze che riceve la ruota mossa da quella motrice sono  $F_a$ ,  $F_r$  e  $F_t$ . Queste, a loro volta, si scaricano sull'albero su cui è calettata la ruota mossa. L'albero scarica tali forze sui relativi cuscinetti e supporti che devono essere adeguatamente scelti e proporzionati in funzione dei valori assunti da  $F_a$ ,  $F_r$  e  $F_t$  tenendo conto delle relative direzioni e versi lungo i quali le medesime componenti spirano. Viceversa, la ruota motrice (quella illustrata in Fig. 10.2) riceve le componenti  $F_a$ ,  $F_r$  e  $F_t$ , però cambiate di verso, cioè  $-F_a$ ,  $-F_r$  e  $-F_t$ . Quindi, anche in questo caso, le forze si trasmettono all'albero, ai supporti e ai cuscinetti relativi alla ruota motrice. Conoscendo queste forze è quindi possibile, come nel caso della ruota mossa, scegliere e proporzionare i suddetti organi. A questo proposito si osserva che a differenza delle ruote dentate cilindriche a denti dritti, nel caso delle ruote a denti elicoidali è presente la componente assiale  $F_a$  che tende a far scorrere assialmente la ruota lungo l'asse dell'albero su cui è calettata. Per impedire che avvenga questa traslazione con conseguente disinserimento proprio in direzione assiale delle ruote accoppiate, occorre predisporre opportuni spallamenti tra la ruota e l'albero. Inoltre anche l'albero che in questo modo riceve la spinta assiale non deve traslare, per cui i cuscinetti che lo supportano dovranno essere in grado di contrastare tale forza. I cuscinetti, a loro volta, dovranno essere ospitati in sedi adeguate che ne impediscano la traslazione orizzontale. Per impedire la rotazione relativa ruota-albero potrà essere utilizzata, nella maggior parte dei casi, la solita linguetta.

### **Dimensionamento del corpo ruota**

Si può far riferimento a quanto indicato in relazione alle ruote dentate cilindriche a denti dritti.

### 3. Ruote dentate coniche a denti dritti



Le ruote dentate coniche a denti dritti sono caratterizzate da assi di rotazione che concorrono in un punto. Inoltre, tali assi formano angoli che possono variare per esempio da  $30^\circ$  fino a più di  $90^\circ$ . Di regola questo tipo di ruote dentate viene quindi utilizzato per realizzare trasmissioni del moto rotatorio con alberi non paralleli e incidenti. Nei casi in cui due ruote dentate coniche di diverso diametro siano ingranate per formare un ingranaggio, la ruota dentata di diametro minore è denominata pignone.

### **Evolvente sferica e generazione geometrica dei fianchi dei denti di una ruota dentata conica a denti dritti**

Consideriamo una sfera di centro V (vedi Fig. 1.3). Su questa sfera individuamo la circonferenza massima, ovvero quella circonferenza il cui centro coincide sempre con il centro V della sfera suddetta. Tale circonferenza, che è una geodetica della sfera, appartiene ad un piano che possiamo immaginare incernierato con una cerniera sferica proprio nel punto V. Questo piano quindi può ruotare attorno a V. Conseguentemente la circonferenza massima che giace sul piano, è libera di assumere qualunque posizione, però sempre mantenendosi appartenente alla superficie sferica. Introduciamo ora un'ulteriore circonferenza, denominata circonferenza di base, sul mantello sferico. Il centro O di questa nuova circonferenza si trova all'interno della sfera. La circonferenza di base è fissa. Poniamo quindi a contatto, in tangenza, la circonferenza massima e la circonferenza di base. La circonferenza massima è sempre vincolata al relativo centro V però, come detto, può ruotare attorno ad esso. Consideriamo quindi una posizione iniziale della circonferenza massima tangente alla circonferenza di base. Ulteriormente, consideriamo un punto A della circonferenza massima. Questo punto sia il punto di contatto tra la suddetta circonferenza e quella di base nella posizione iniziale. Ruotiamo ora la circonferenza massima attorno al centro V mantenendola sempre tangente alla circonferenza di base. Osserviamo quindi la traiettoria descritta da A sulla sfera: si tratta di una curva che appartiene sempre al mantello sferico durante tutta la rotazione della circonferenza massima. Questa curva prende il nome di evolvente sferica. Nella Fig. 1.3 sono tracciati due rami di evolventi sferiche. Un primo ramo ha origine nel punto A' appartenente alla circonferenza di base. Questo ramo termina nel punto A'' della circonferenza massima. La seconda evolvente sferica ha inizio nel punto B' della circonferenza di base. Il punto B'' rappresenta l'estremo finale di tale evolvente. Pertanto, in base a quanto illustrato, possiamo introdurre varie evolventi sferiche a partire dalla medesima circonferenza di base. Con riferimento alla Fig. 2.3 si può quindi introdurre un'ulteriore circonferenza appartenente alla sfera. Questa circonferenza ha il centro O' posto su un raggio che congiunge il centro O della circonferenza di base col centro V della medesima sfera. Questa nuova circonferenza tronca ad una certa altezza vari rami di evolvente sferica. Possiamo quindi procedere alla proiezione al centro V della sfera dei singoli rami di evolvente sferica troncati. Le superfici che si ottengono costituiscono i fianchi dei denti della ruota dentata conica.

### **Ruota dentata ideale associata alla ruota dentata conica a denti dritti**

A questo punto possiamo definire in modo più quantitativo la generazione geometrica della dentatura conica. In particolare, osservando la Fig. 3.3, consideriamo un punto C appartenente ad un ramo di evolvente sferica. Sono dunque definiti i tre punti O, C e V. Per questi tre punti passa un solo piano. Consideriamo ora la proiezione degli elementi illustrati nella Fig. 2.3 su questo piano. Nel disegno riportato nella Fig. 4.3, la sfera appare come un arco di circonferenza di centro V e la circonferenza di base è un segmento verticale passante per il punto O. Possiamo ora introdurre ulteriori elementi geometrici sul piano di rappresentazione appena citato. In particolare tracciamo il segmento che congiunge i punti C e V. Questo segmento è inclinato dell'angolo  $\delta$  rispetto all'orizzontale. Inoltre, consideriamo per il punto C un segmento verticale perpendicolare all'asse della circonferenza di base. Questo segmento interseca tale asse nel punto D e rappresenta un

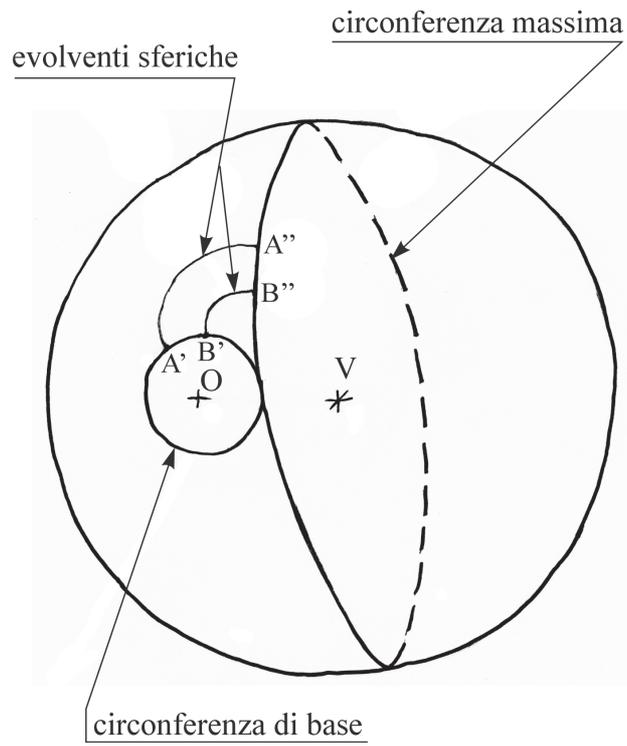


Fig. 1.3 – Generazione di evolventi sferiche.

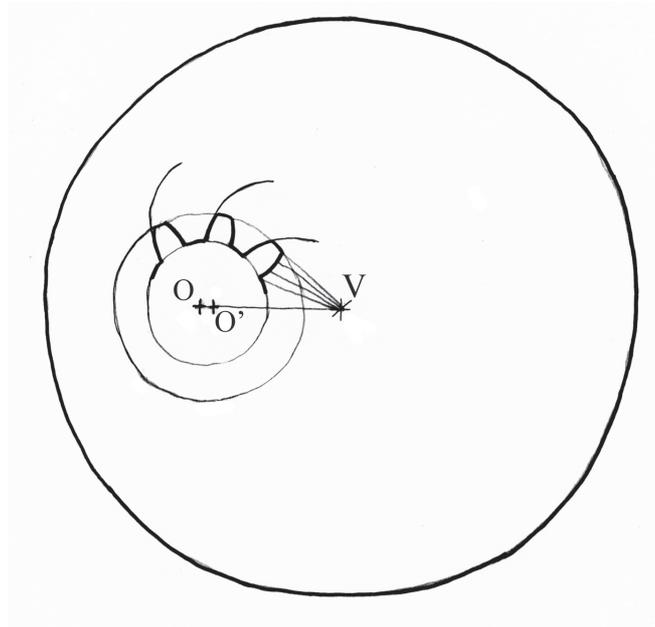


Fig. 2.3 – Troncamento delle evolventi sferiche.

ulteriore circonferenza appartenente alla sfera, coassiale con la circonferenza di base. Questa nuova circonferenza è denominata circonferenza primitiva della ruota dentata conica (questa circonferenza non è illustrata nella Fig. 3.3). Immaginiamo ora un cono circolare retto con vertice  $V_c$  ed apertura angolare tale per cui risulti tangente alla sfera proprio nel punto C. Le generatrici contrapposte a  $180^\circ$  di questo cono sono indicate nella Fig. 4.3 dal segmento  $V_cC$  e da quello corrispondente disposto simmetricamente rispetto all'asse orizzontale e passante per i punti  $V_c$  e V. Questo cono è denominato cono complementare della ruota dentata conica a denti dritti. Procediamo ulteriormente

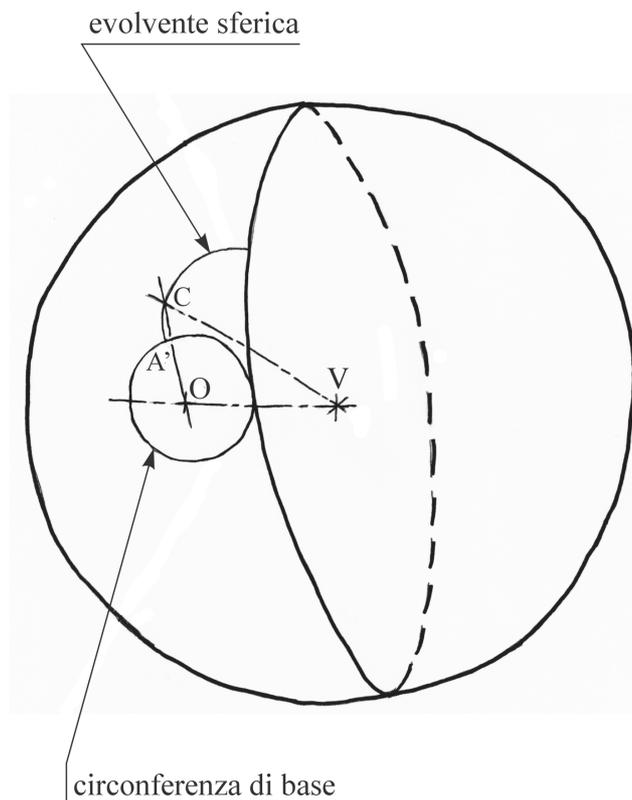


Fig. 3.3 – Tre punti caratteristici O, C e V.

sviluppando nel piano il suddetto cono. Tale sviluppo è rappresentato dall'arco di circonferenza di raggio  $R$  e centro  $V_c$  rappresentata con la linea tratto-trattino nella Fig. 5.3. Introduciamo ora due ulteriori archi di circonferenza concentrici con l'arco di circonferenza tratto-trattino precedentemente introdotto. Definiamo i raggi questi due archi di circonferenza in modo tale che distino radialmente dalla suddetta circonferenza delle quantità  $h_a$  e  $h_f$ . I punti K e L rappresentano quindi le origini dei due nuovi archi di circonferenza concentrici. La configurazione grafica così ottenuta è molto simile a quella che si definisce per il tracciamento dei normali denti dritti delle ruote dentate cilindriche. Pertanto, potremmo introdurre un'ulteriore circonferenza concentrica alle tre circonferenze appena definite. Il diametro di tale circonferenza è indicato nella Fig. 6.3 con  $d_b$ . La circonferenza tratto-trattino, nel contesto della suddetta figura, rappresenta una circonferenza denominata circonferenza primitiva della cosiddetta ruota dentata ideale associata alla ruota dentata conica a denti dritti. Il diametro di questa circonferenza, indicato con  $d_{id}$ , è pari a  $2R$  (vedi Fig. 5.3). Possiamo quindi introdurre anche l'indicazione del diametro  $d_f$  che definisce la circonferenza di fondo della ruota dentata ideale. Analogamente possiamo quotare il diametro della circonferenza più esterna con  $d_a$ . Questa circonferenza è la circonferenza di testa della ruota dentata ideale. Abbiamo ora tutti gli elementi per poter tracciare i fianchi di denti ad evolvente di circonferenza la cui circonferenza di base ha il diametro  $d_b$ . Si osserva che tale circonferenza di base relativa alla

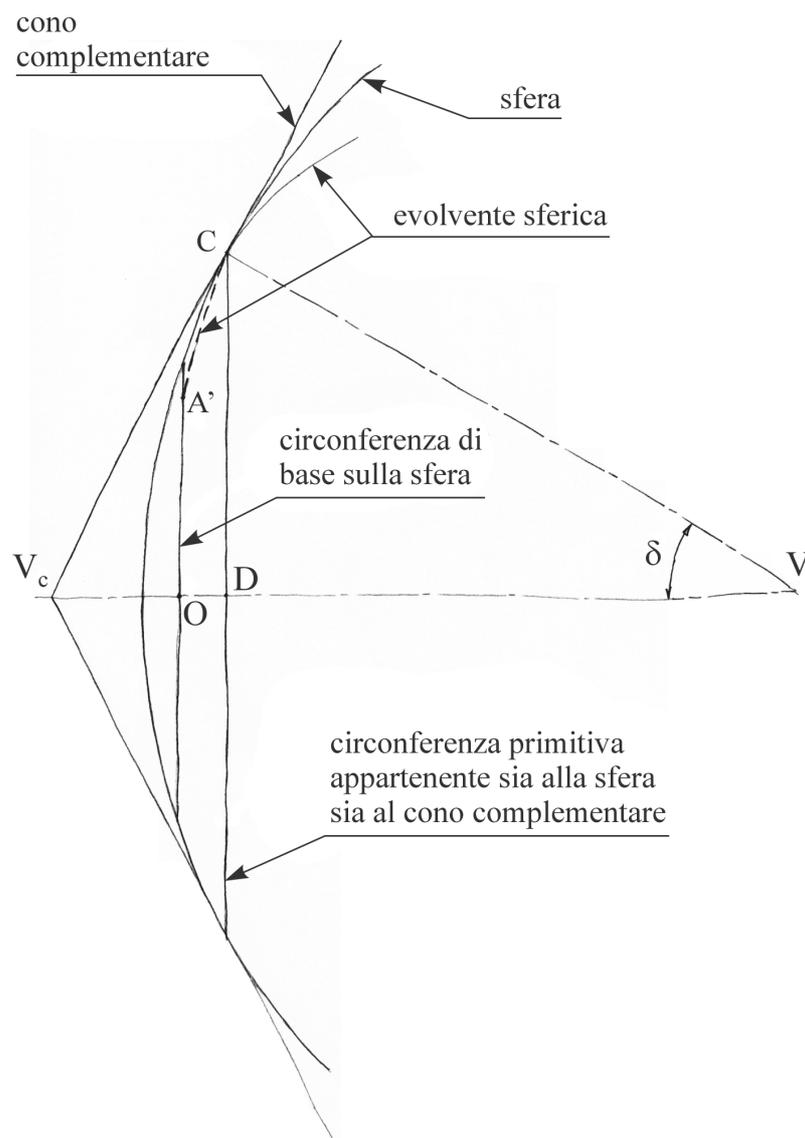


Fig. 4.3 – Proiezione degli elementi illustrati nelle Figg. 2.3 e 3.3 sul piano passante per O, V e C .

ruota dentata ideale evidentemente è diversa dalla circonferenza di base che apparteneva alla sfera (quest'ultima circonferenza appartiene alla sfera e non al cono complementare e serve per generare solo l'evolvente sferica). Nella Fig. 6.3 si è supposto che questa circonferenza di diametro  $d_b$  abbia un diametro minore di quella di fondo, ma come già illustrato per il caso delle ruote dentate cilindriche a denti dritti, questo diametro potrebbe essere anche maggiore o uguale a quello di fondo. Infine, osserviamo nella Fig. 6.3 l'indicazione del passo  $p$  della dentatura ideale. In base a quanto illustrato, la ruota dentata ideale in esame è una ruota priva di spessore, non ha in generale numero di denti intero ed è geometricamente analoga alla ruota dentata ideale associata alle ruote dentate cilindriche a denti elicoidali. Notiamo ancora che l'altezza del dente è data dalla somma delle due quantità  $h_a$  e  $h_f$  che rappresentano rispettivamente l'altezza di addendum e l'altezza di dedendum. Il valore di queste altezze viene fissato in funzione del modulo  $m$ , con criteri analoghi a quelli adottati per le ruote dentate a denti dritti. I valori numerici da adottare per  $m$ , soprattutto per costruzioni metriche nel settore della meccanica pesante, sono indicati nella tabella UNI 6586:1969 (Ruote dentate cilindriche e coniche. Serie dei moduli).

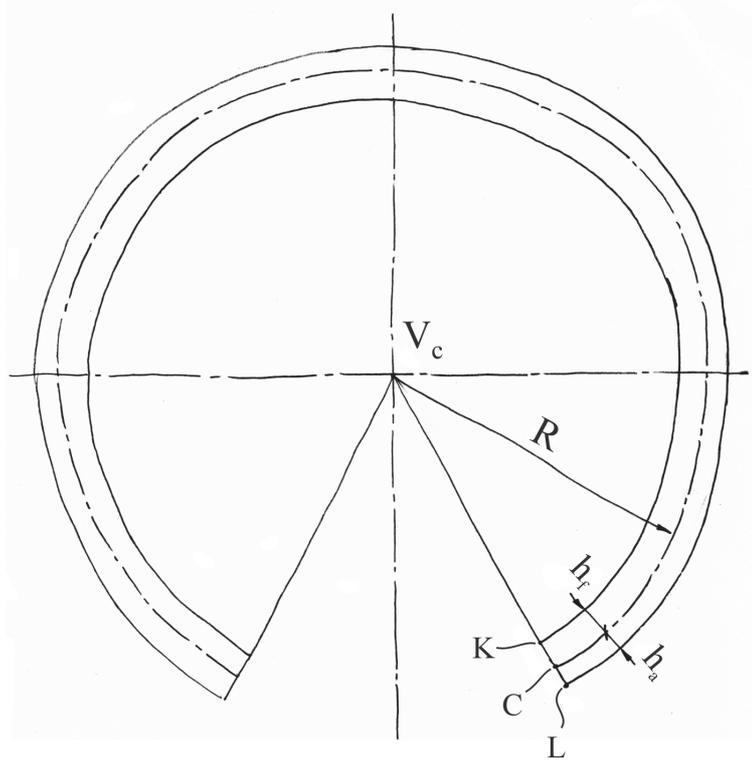


Fig. 5.3 – Sviluppo del cono complementare.

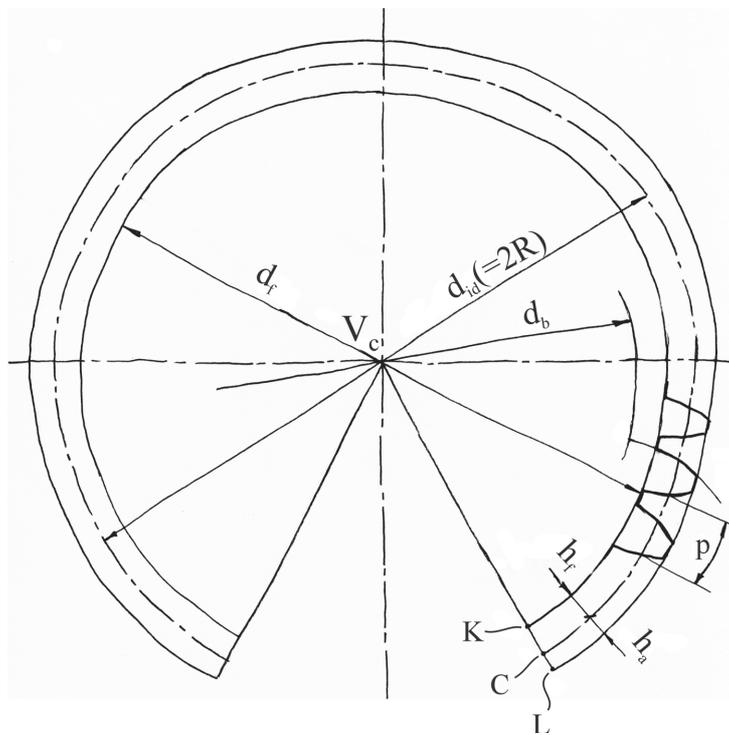


Fig. 6.3 – Definizione della ruota dentata ideale associata alla ruota dentata conica a denti dritti.

## Generazione geometrica di una ruota dentata conica denti dritti basata sulla ruota ideale ed approssimazione di Tredgold

In base a quanto illustrato finora, la ruota dentata ideale appartiene al cono complementare introdotto in Fig. 4.3 e sviluppato nel piano. Possiamo immaginare di riavvolgere tale cono sviluppato in modo da riottenerlo nelle sue tre dimensioni. In pratica potremo pensare di ricollegare le due generatrici uscenti dal vertice  $V_c$  del cono in modo da sovrapporle completamente. Procedendo in questo modo anche la ruota dentata ideale che era stata disegnata sul mantello conico sviluppato nel piano assume una disposizione in tre dimensioni (il cono è una superficie sviluppabile, per cui le distanze di punti del profilo dei denti appartenenti al cono stesso si mantengono inalterate anche quando viene ricomposto tridimensionalmente). Il cono così ottenuto, con la relativa ruota dentata ideale disegnata sulla sua superficie, viene quindi riposizionato sulla sfera di centro  $V$  esattamente nella posizione in cui si trovava prima di svilupparlo. Sempre con riferimento alla rappresentazione nel piano OVC, la Fig. 7.3 illustra la nuova configurazione ottenuta. In particolare osservano i punti  $K$ ,  $L$  e i relativi segmenti  $KV$  e  $LW$ . Allora possiamo effettuare una proiezione dei profili dei denti della ruota dentata ideale posta sul cono complementare adottando come centro di proiezione il punto  $V$ . Questa proiezione genera delle superfici che approssimano le superfici dei fianchi dei denti che avevamo ottenuto proiettando i

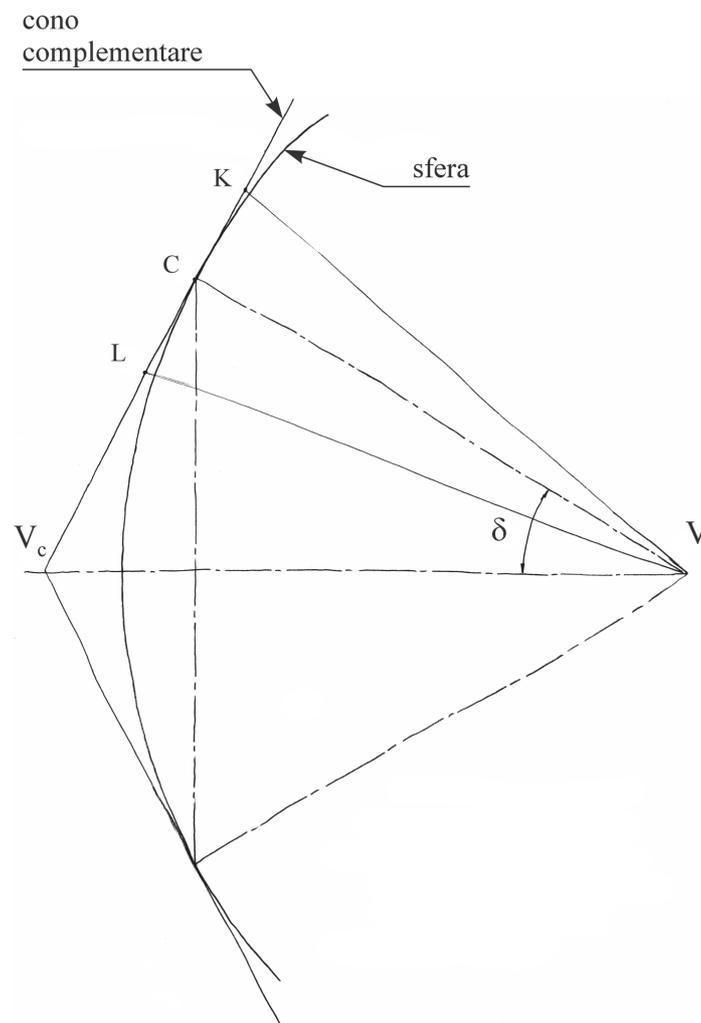


Fig. 7.3 – Approssimazione di Tredgold.

rami di evolvente sferica sempre al centro V. I nuovi fianchi dei denti così ottenuti approssimano quelli ricavati proiettando le evolventi sferiche in misura tanto migliore quanto più i punti K e L sono trovati vicini al punto C. In pratica, minore è l'altezza dei denti migliore è l'approssimazione citata. Questa approssimazione prende il nome di approssimazione di Tredgold. Quindi, anche nel caso delle ruote dentate coniche a denti dritti, con questa approssimazione, risulta possibile ricondurre il dimensionamento geometrico dei relativi denti a quello dei denti di una ruota dentata cilindrica a denti dritti, senza spessore, cioè alla corrispondente ruota dentata ideale associata. In questo modo è possibile semplificare la descrizione geometrica della ruota riconducendola al caso più semplice delle ruote dentate a denti dritti. Naturalmente, si potrebbero dimensionare i denti delle ruote dentate coniche a denti dritti adottando fianchi ottenuti con le proiezioni dei rami di evolvente sferica al centro V, ma tutta la trattazione analitico-geometrica risulterebbe molto più complessa. Anche dal punto di vista della valutazione del numero minimo di denti adottabile per le ruote coniche sussisterebbero complicazioni. Invece, ancora una volta, la valutazione del numero minimo di denti per le suddette ruote può essere svolta vantaggiosamente con riferimento all'accoppiamento tra le due corrispondenti ruote dentate ideali associate alle relative ruote dentate coniche a denti dritti ingranate tra loro, con un criterio analogo a quello adottato nel caso delle ruote dentate cilindriche a denti elicoidali.

### Grandezze caratteristiche di una ruota dentata conica a denti dritti

L'approssimazione di Tredgold appena illustrata consente un'agevole generazione geometrica delle ruote dentate coniche a denti dritti. Nella Fig. 8.3 è riportata una sezione di una ruota dentata di questo tipo con l'indicazione della corrispondente ruota dentata ideale associata. Da tale figura si rileva l'indicazione delle grandezze principali che caratterizzano la ruota. In particolare osserviamo la lunghezza  $l$  della generatrice del cosiddetto cono di testa, il diametro della ruota dentata ideale  $d_{id}$ , l'altezza di addendum e di dedendum  $h_a$  e  $h_f$  dei denti della ruota conica (vedi anche la Fig. 6.3),

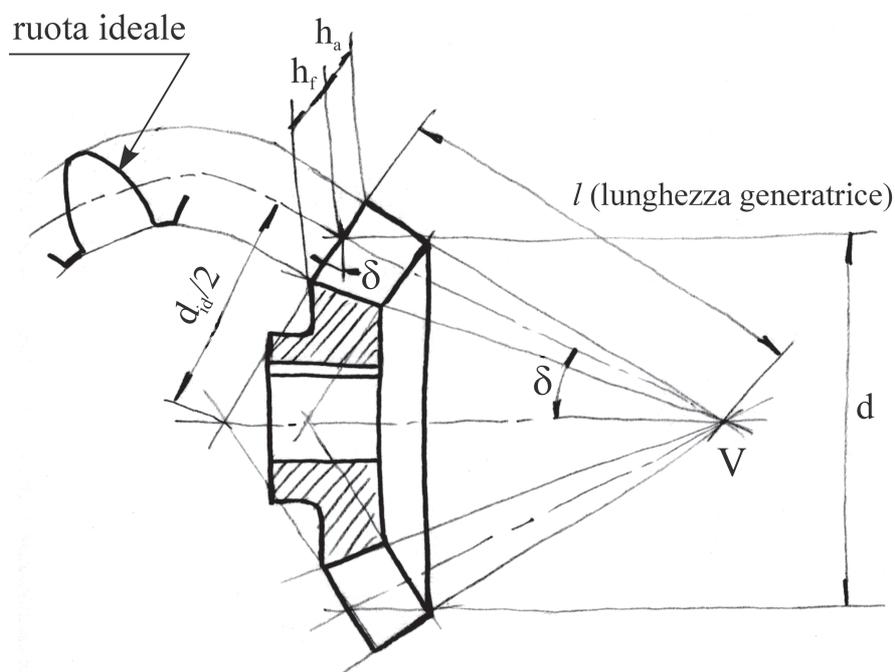


Fig. 8.3 – Ruota dentata conica a denti dritti e ruota ideale corrispondente.

il diametro primitivo  $d$  della ruota conica, l'angolo primitivo  $\delta$  del corrispondente cono primitivo e il vertice  $V$  del cono primitivo stesso. Nel disegno riportato nella Fig. 8.3 sono state seguite le regole di rappresentazione previste dalle norme UNI per il disegno delle ruote dentate coniche a denti dritti in sezione. Pertanto i denti non sono sezionati anche se sono attraversati dal piano di sezione. Nella Fig. 9.3 è riportata una descrizione dettagliata degli enti geometrici, in parte già citati, che caratterizzano la geometria della ruota dentata in esame. In particolare sono indicate le generatrici del cono di testa, del cono di piede, del cono primitivo, del cono complementare, del cono complementare interno e del cono complementare medio.

La generatrice del cono primitivo è rappresentata con una linea tratto-trattino, in accordo con la normativa unificata di rappresentazione. Il cono complementare interno ha le generatrici parallele a quelle del cono complementare esterno e definisce la lunghezza del dente. Osserviamo ancora che le generatrici del cono primitivo sono sempre perpendicolari alle generatrici dei tre coni complementari (esterno, o semplicemente complementare, medio e interno). Nella Fig. 10.3 sono indicati gli ulteriori angoli caratteristici di addendum  $\theta_a$  e dedendum  $\theta_f$  che sono misurati tra la generatrice del cono primitivo e quelle dei coni di testa e di piede. Questi angoli corrispondono alle relative altezze di addendum  $h_a$  e dedendum  $h_f$  del dente. L'altezza complessiva del dente è stata indicata con  $h$ . Nella Fig. 11.3 sono riportate delle ulteriori quote che fissano la geometria della ruota conica. Per quanto concerne gli angoli sono indicati gli angoli di piede  $\delta_f$ , primitivo  $\delta$  (già definito in precedenza) e di testa  $\delta_a$ . Questi angoli sono tutti misurati dall'asse di rotazione della ruota conica e identificano l'inclinazione delle relative generatrici dei coni di testa, primitivo e di piede. Per quanto concerne diametri, è riportata indicazione dei diametri di piede  $d_f$ , primitivo  $d$  (già definito) e di testa  $d_a$ . Inoltre nella Fig. 11.3 la larghezza di dentatura (lunghezza del dente) è indicata con  $b$ . La generatrice  $R$  del cono primitivo, come già illustrato inizialmente, rappresenta il raggio della sfera di centro di centro  $V$  (vedi Fig. 1.3 e successive).

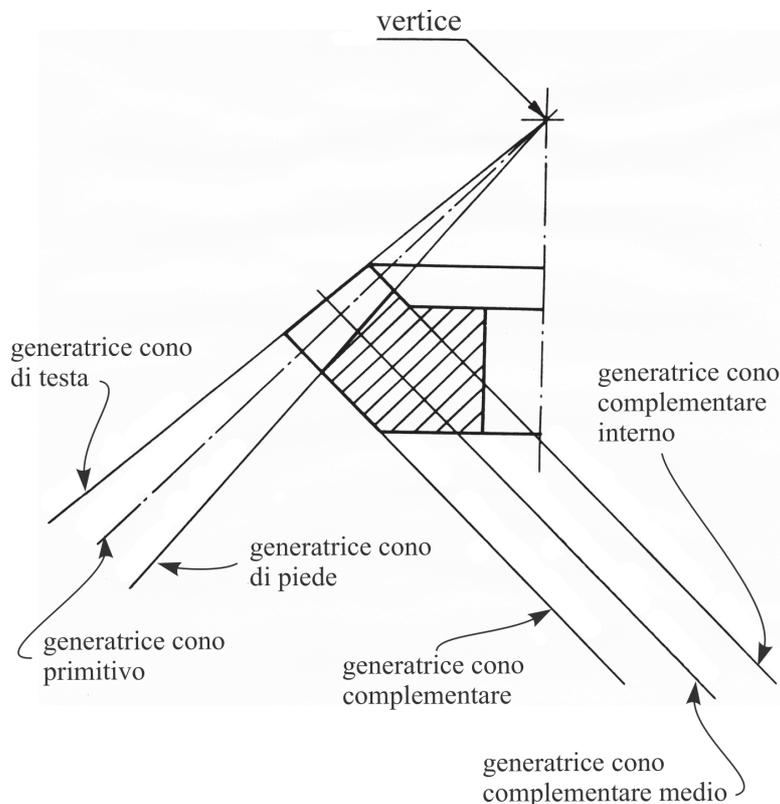


Fig. 9.3 – Elementi geometrici caratteristici di una ruota dentata conica a denti dritti.

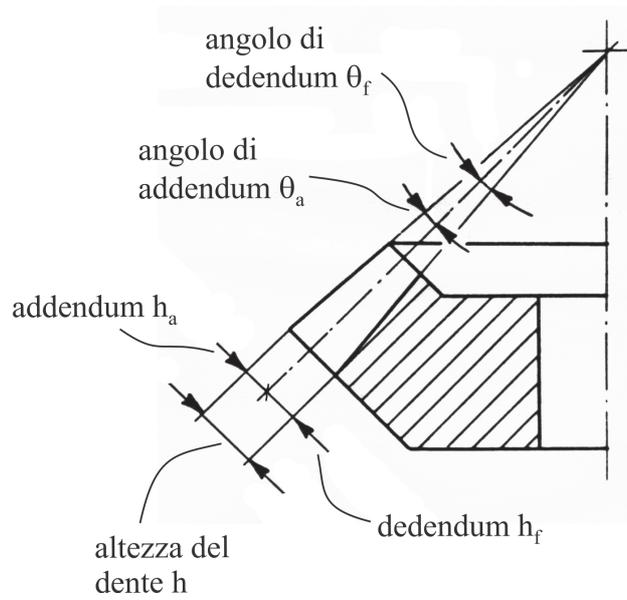


Fig. 10.3 – Angoli caratteristici di una ruota dentata conica a denti dritti.

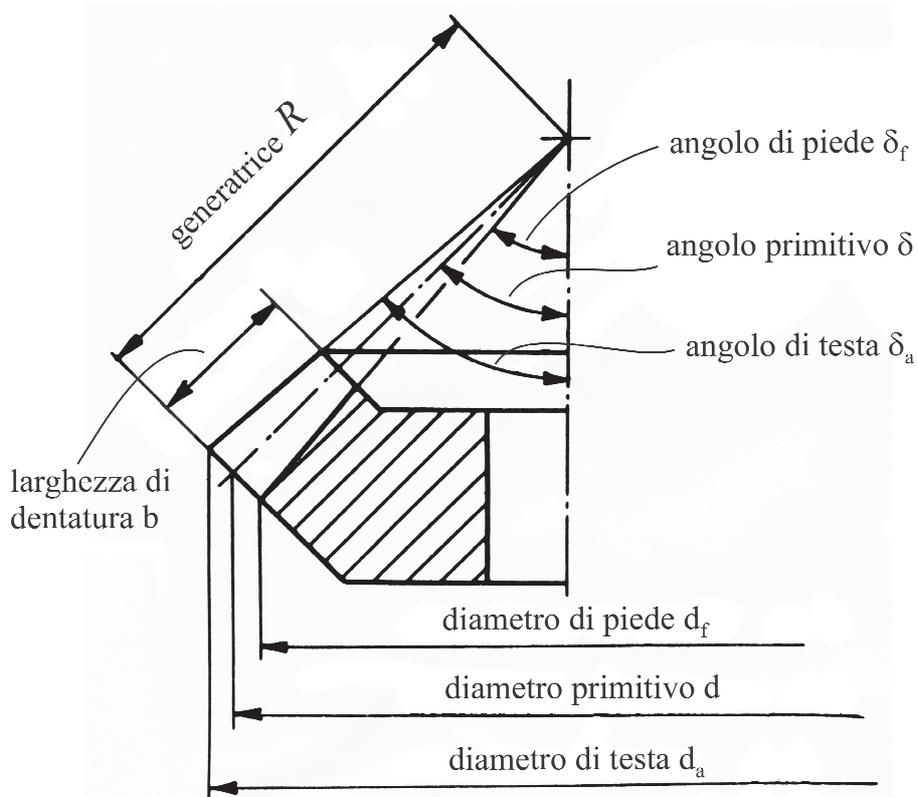


Fig. 11.3 – Diametri di una ruota dentata conica a denti dritti ed ulteriori grandezze caratteristiche.

### Alcune relazioni quantitative tra i parametri geometrici delle ruote dentate coniche a denti dritti

La Fig. 12.3 rappresenta due ruote dentate coniche a denti dritti 1 e 2 ingranate tra loro nella posizione corretta in modo da poter trasmettere il moto da una ruota all'altra. Si osserva che i vertici  $V_1$  e  $V_2$  dei coni primitivi delle due ruote devono coincidere. Quindi, i coni primitivi delle due ruote devono essere sempre posti a contatto in tangenza lungo una generatrice comune.  $\delta_1$  e  $\delta_2$  rappresentano gli angoli primitivi delle due rispettive ruote 1 e 2. L'angolo  $\Sigma$  è definito dalla somma di  $\delta_1$  e  $\delta_2$ :

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 \quad .$$

Nel caso delle ruote coniche a denti dritti il rapporto di trasmissione  $u$  è definito dalle seguenti relazioni

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\text{sen } \delta_2}{\text{sen } \delta_1} \quad ,$$

in cui  $d_1$  e  $d_2$  sono rispettivamente i diametri primitivi della ruota 1 e 2 (vedi anche Fig. 11.3).

Il diametro primitivo  $d_{id}$ , della ruota dentata ideale associata alla ruota dentata conica a denti dritti (vedi Fig. 8.3) è legato al numero di denti  $z_{id}$  della ruota ideale stessa tramite il relativo modulo  $m$ :

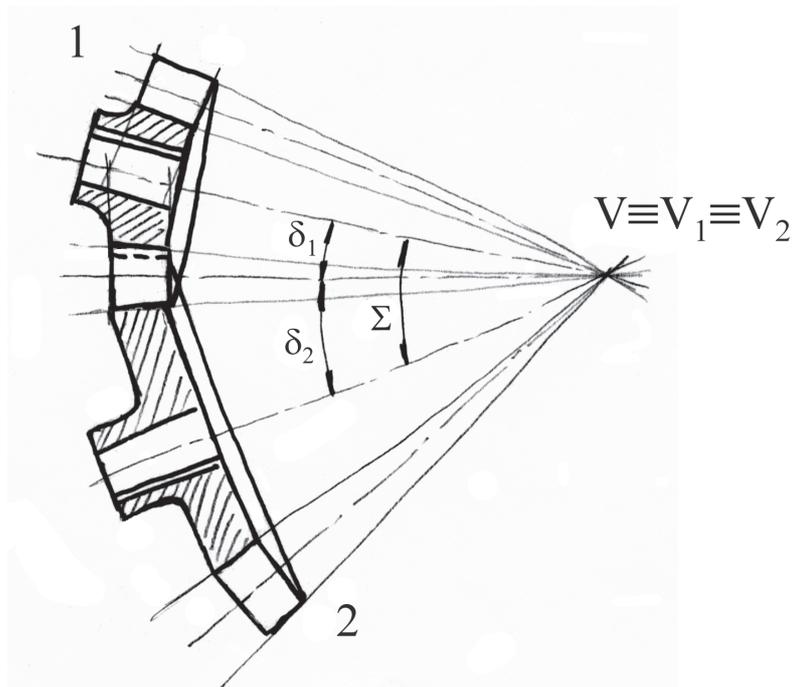


Fig. 12.3 – Vista in sezione di due ruote dentate coniche a denti dritti ingranate.

$$d_{id} = m z_{id} \quad .$$

Si noti che  $m$  è il modulo della ruota ideale e, in relazione alla generazione geometrica della dentatura fin qui descritta, rappresenta pure il modulo della ruota dentata conica.

Si può inoltre dimostrare che il numero di denti  $z$  e il diametro primitivo  $d$  della ruota conica si ricavano dalle corrispondenti grandezze della ruota ideale associata con le ulteriori relazioni

$$z = z_{id} \cos \delta$$

e

$$d = d_{id} \cos \delta \quad .$$

Per quanto concerne il fenomeno dell'interferenza dei denti tra due ruote dentate coniche a denti dritti ingranate (aventi ovviamente lo stesso modulo), il controllo avviene, come nel caso delle ruote cilindriche a denti elicoidali, con riferimento alle ruote dentate ideali associate. Quindi, se non c'è interferenza tra le ruote dentate ideali ingranate tra loro, non vi sarà interferenza tra i denti delle due corrispondenti ruote dentate coniche. Pertanto si calcola il numero minimo di denti della ruota dentata ideale (più piccola)  $z_{minid}$  con l'equazione

$$z_{minid} = \frac{2k\tau_{id}}{1 - \sqrt{1 - \tau_{id}(2 - \tau_{id})}\sin^2\alpha}$$

che deriva da considerazioni geometriche analoghe a quelle considerate per valutare il numero minimo di denti relativo alle ruote dentate cilindriche a denti dritti. In particolare, nella suddetta relazione  $\tau_{id}$  è il reciproco del rapporto di trasmissione ideale  $u_{id}$ :

$$\tau_{id} = \frac{1}{u_{id}} \quad ,$$

$$u_{id} = \frac{d_{2id}}{d_{1id}} \quad ,$$

in cui  $d_{1id}$  e  $d_{2id}$  sono i diametri primitivi delle due ruote dentate ideali 1 e 2 associate alle rispettive ruote coniche 1 e 2. Con  $k$  è stato indicato il cosiddetto coefficiente di addendum (di solito pari a 1). La Fig. 13.3 illustra un esempio di due ruote dentate coniche a denti dritti ingranate con assi di rotazione a  $90^\circ$ , con l'indicazione della corrispondente coppia di ruote ideali anch'esse ingranate e di raggi primitivi  $d_{1id}/2$  e  $d_{2id}/2$ . Nella Fig. 13.3 si riporta anche il dettaglio del gioco di testa  $c$  tra due denti ingranati. Si osservi che  $c$  è misurato come distanza tra la coppia di generatrici di fondo e di testa del fianco dei due denti in corrispondenza ai due coni complementari interni (sulle generatrici sovrapposte) delle dentature (è la distanza tra i punti  $P_1$  e  $P_2$ ).

La Tab. 1.3 riassume le grandezze caratteristiche che definiscono la geometria di una generica ruota dentata cilindrica conica a denti dritti.

Infine, per quel che concerne la definizione della ruota dentata ideale della ruota conica, nella Fig. 14.3 è riportata una dentiera di riferimento (ruota dentata con raggio primitivo di valore infinito) specifica proprio per ruote dentate coniche a dentatura dritta (secondo UNI 6588: 1969 - Ruote dentate coniche a dentatura diritta. Dentiera di riferimento). In tale proporzionamento si osserva

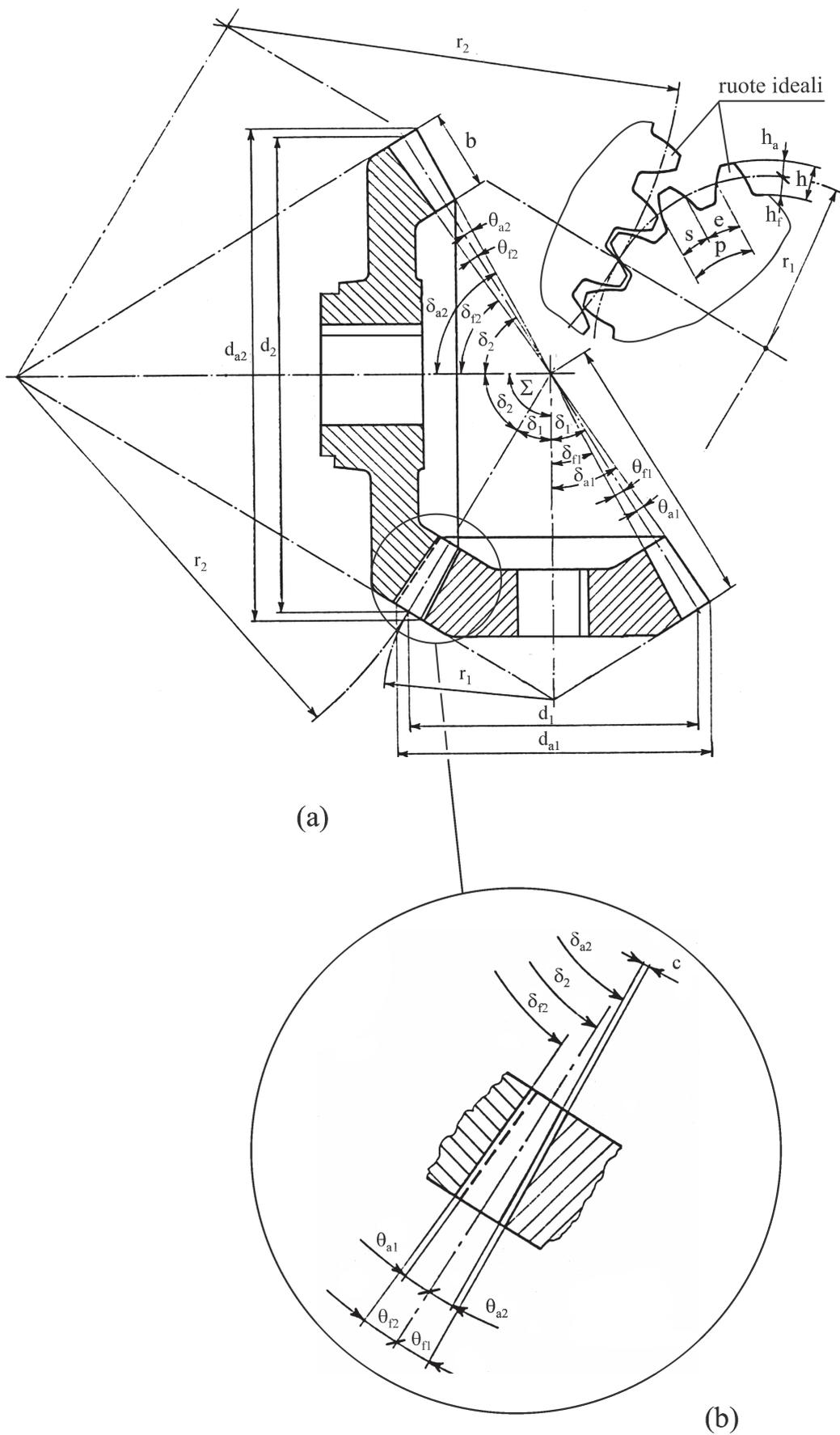


Fig. 13.3 – (a) Due ruote dentate coniche a denti dritti ingranate con assi di rotazione a  $90^\circ$  e corrispondente coppia di ruote ideali; (b) dettaglio dei denti ingranati.

Tab. 1.3 – Ingranaggi conici a denti dritti: grandezze caratteristiche della dentatura.

Simbolo	Denominazione	pignone	ruota
$z$	numero di denti	$z_1 = d_1/m$	$z_2 = d_2/m$
$m$	modulo	$m = d_1 / z_1$	$m = d_2 / z_2$
$d$	diametro primitivo	$d_1 = m z_1$	$d_2 = m z_2$
$\Sigma$	angolo tra gli assi	$\Sigma = \delta_1 + \delta_2$	
$\delta$	semiangolo cono primitivo	$\text{tg}\delta_1 = d_1 / d_2 = z_1 / z_2$	$\text{tg}\delta_2 = d_2 / d_1 = z_2 / z_1$
$h_a$	addendum	$h_a = m$	
$h_f$	dedendum	$h_f = 1.20 m$	
$d_a$	diametro esterno	$d_{a1} = d_1 + 2h_a \cos \delta_1$	$d_{a2} = d_2 + 2h_a \cos \delta_2$
$R$	lunghezza della generatrice	$R_1 = mz_1 / 2 \text{ sen}\delta_1$	$R_2 = mz_2 / 2 \text{ sen}\delta_2$
$r$	raggio primitivo del cono complementare	$r_1 = d_1 / 2 \cos \delta_1$	$r_2 = d_2 / 2 \cos \delta_2$
$h$	altezza del dente	$h = h_a + h_f$	
$\theta_a$	angolo di addendum	$\text{tg}\theta_{a1} = 2 \text{ sen}\delta_1 / z_1$	$\text{tg}\theta_{a2} = 2 \text{ sen}\delta_2 / z_2$
$\theta_f$	angolo di dedendum	$\text{tg}\theta_{f1} = 2 \times 1.20 \text{ sen}\delta_1 / z_1$	$\text{tg}\theta_{f2} = 2 \times 1.20 \text{ sen}\delta_2 / z_2$
$\delta_a$	angolo di testa <sup>(1)</sup>	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}$ <sup>(1)</sup>	$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$ <sup>(1)</sup>
$\delta_f$	angolo di piede	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$	$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$
$\alpha$	angolo di pressione	$\alpha = 20^\circ$	
$b$	larghezza del dente	$b = 5 \div 8 m$	
$u$	rapporto d'ingranaggio	$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\text{sen}\delta_2}{\text{sen}\delta_1}$ ( per $\Sigma = 90^\circ \Rightarrow u = \text{tg}\delta_2$ )	
(1) Frequentemente si costruiscono gli ingranaggi conici a denti dritti con un gioco $c$ di testa costante per tutta la larghezza $b$ del dente. Questa scelta facilita il taglio del dente e riduce il pericolo di interferenza dovuto a piccoli errori di montaggio che avvicinino le ruote al vertice O.			

che, a differenza di quanto riportato nella Fig. 6.3, il dedendum  $h_f$  dei denti non vale 1.25  $m$ , ma 1.20  $m$ .

### Rappresentazioni unificate delle ruote dentate coniche a denti dritti

La rappresentazione unificata delle ruote dentate coniche a denti dritti, in base a quanto stabilito dalle tabelle UNI EN ISO 2203:1999 (Disegni tecnici - Rappresentazione convenzionale degli ingranaggi), prevede regole simili a quelle relative alle ruote dentate cilindriche. Nella Fig. 15.3 è illustrata la rappresentazione in vista e in sezione di due ruote dentate coniche ingranate con assi a  $90^\circ$ . Si osserva che per la rappresentazione in vista non è prevista alcuna rappresentazione dei singoli denti. Per la vista in sezione si riporta il singolo dente non sezionato. In particolare, nella rappresentazione in sezione, si rileva la cresta del dente nascosto della ruota dentata inferiore. Questa cresta (un segmento rettilineo) deve essere rappresentato con una linea tratteggiata, come indicato in figura. Si evidenziano quindi i giochi sul fondo del vano tra due denti adiacenti di una ruota e il dente dell'altra inserito tra tale vano. In Fig. 16.3 è indicata una ruota dentata conica

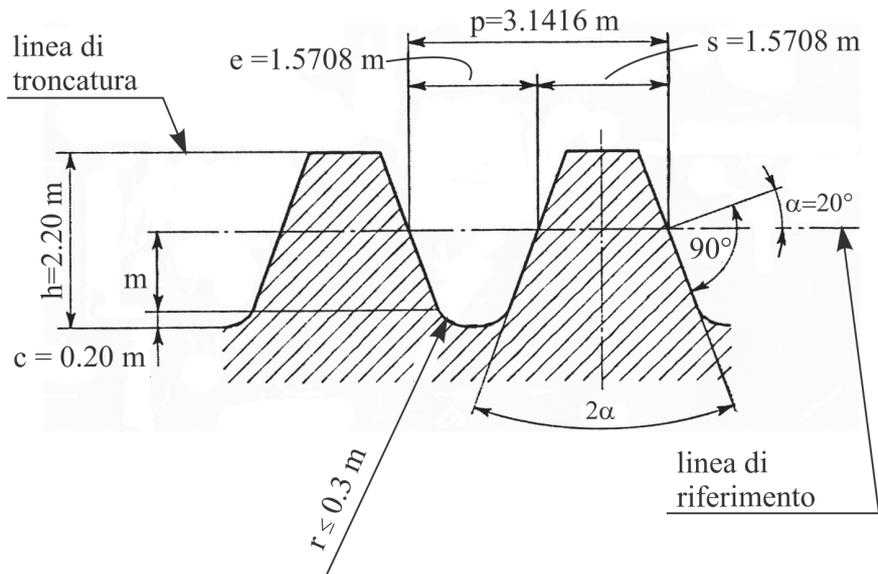


Fig. 14.3 – Dentiera di riferimento per le ruote dentate coniche a denti dritti (UNI 6588: 1969).

simmetrica in corrispondenza al mozzo. Conseguentemente ne viene data una rappresentazione unificata in vista disegnando solo metà ruota, con le due coppie di trattini sottili disposti a  $90^\circ$  rispetto alla traccia del piano di simmetria verticale della ruota. L'illustrazione posta a destra nella medesima figura riporta una semisezione della stessa ruota. Si osserva, al solito, che il dente non viene sezionato anche se attraversato dal piano di sezione, mentre il mozzo e la corona vengono adeguatamente tratteggiati. Nelle Figg. 17.3-19.3 è riportata una serie di rappresentazioni unificate di coppie di ruote dentate coniche ingranate con differenti angoli  $\Sigma$  tra gli assi di rotazione.

Per quanto concerne la rappresentazione unificata del componente ruota dentata conica a denti dritti, le UNI 7463: 1975 (Ruote dentate coniche a dentatura diritta. Dati da indicare sui disegni) forniscono le prescrizioni dettagliate per eseguirne il disegno tecnico. Nella Fig. 20.3 vengono illustrate le modalità da seguire. In particolare si osserva che le suddette modalità sono analoghe a quelle previste per le ruote dentate cilindriche a denti dritti. Quindi, in generale, la ruota dentata conica potrà essere rappresentata in sezione assiale. In questa sezione saranno indicate esclusivamente le quote relative al corpo ruota escludendo indicazioni specifiche sulle dimensioni e sulla configurazione della dentatura. La rappresentazione prevede la prescrizione della rugosità superficiale dei fianchi dei denti ed eventualmente di alcune altre superfici del corpo ruota. Le tolleranze dimensionali e geometriche andranno anch'esse eventualmente prescritte. Le caratteristiche della dentatura devono essere specificate sempre tramite una tabella posta in prossimità della suddetta sezione. Nella tabella saranno riportati i parametri indicati in Fig. 20.3 (modulo, numero di denti, dentiera di riferimento, ecc.), analoghi a quelli delle ruote a denti dritti. A differenza del caso della dentatura dritta, nella stessa tabella, a titolo d'esempio, sono riportati anche alcuni valori numerici relativi ad una certa dentatura conica. Si evidenzia infine che anche le ruote dentate coniche a denti dritti possono essere corrette con vari criteri, al pari delle ruote dentate cilindriche a denti dritti ed elicoidali. I parametri della correzione devono quindi essere riportati nella suddetta tabella. A questo proposito, nella tabella illustrata in Fig. 20.3, a titolo di esempio è stato considerato il parametro "coefficiente di spostamento x" che quantifica una correzione della dentatura con riferimento alla ruota dentata ideale associata alla ruota dentata conica a denti dritti considerata. Si osserva infine che con il termine "portate", indicato nella tabella in relazione a prescrizioni di diametri e di tolleranze dimensionali/geometriche, si intende quella parte della ruota denominata comunemente mozzo o corpo del mozzo.

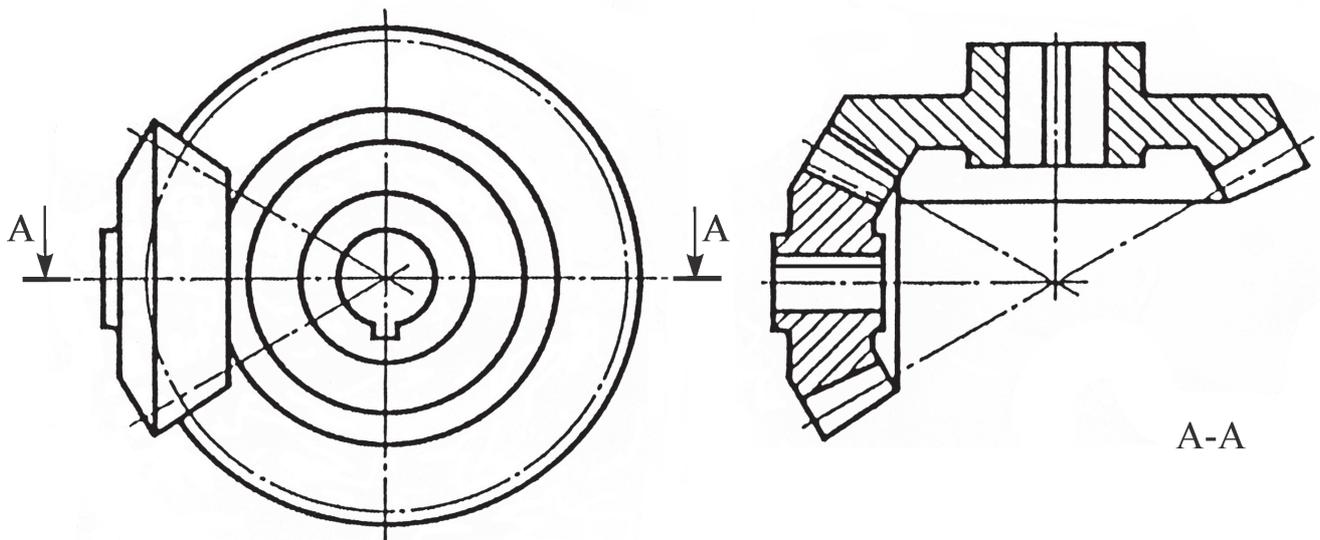


Fig. 15.3 – Rappresentazione convenzionale unificata (UNI EN ISO 2203:1999) in vista e in sezione di due ruote dentate coniche ingranate con assi a  $90^\circ$ .

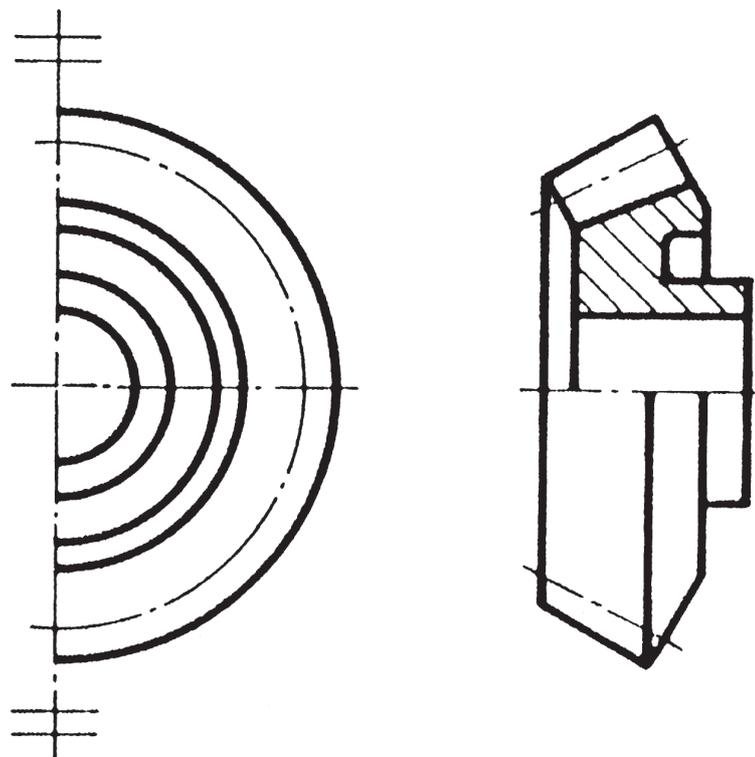


Fig. 16.3 – Rappresentazione convenzionale unificata (UNI EN ISO 2203:1999) in vista e in sezione parziale di una ruota dentata conica.

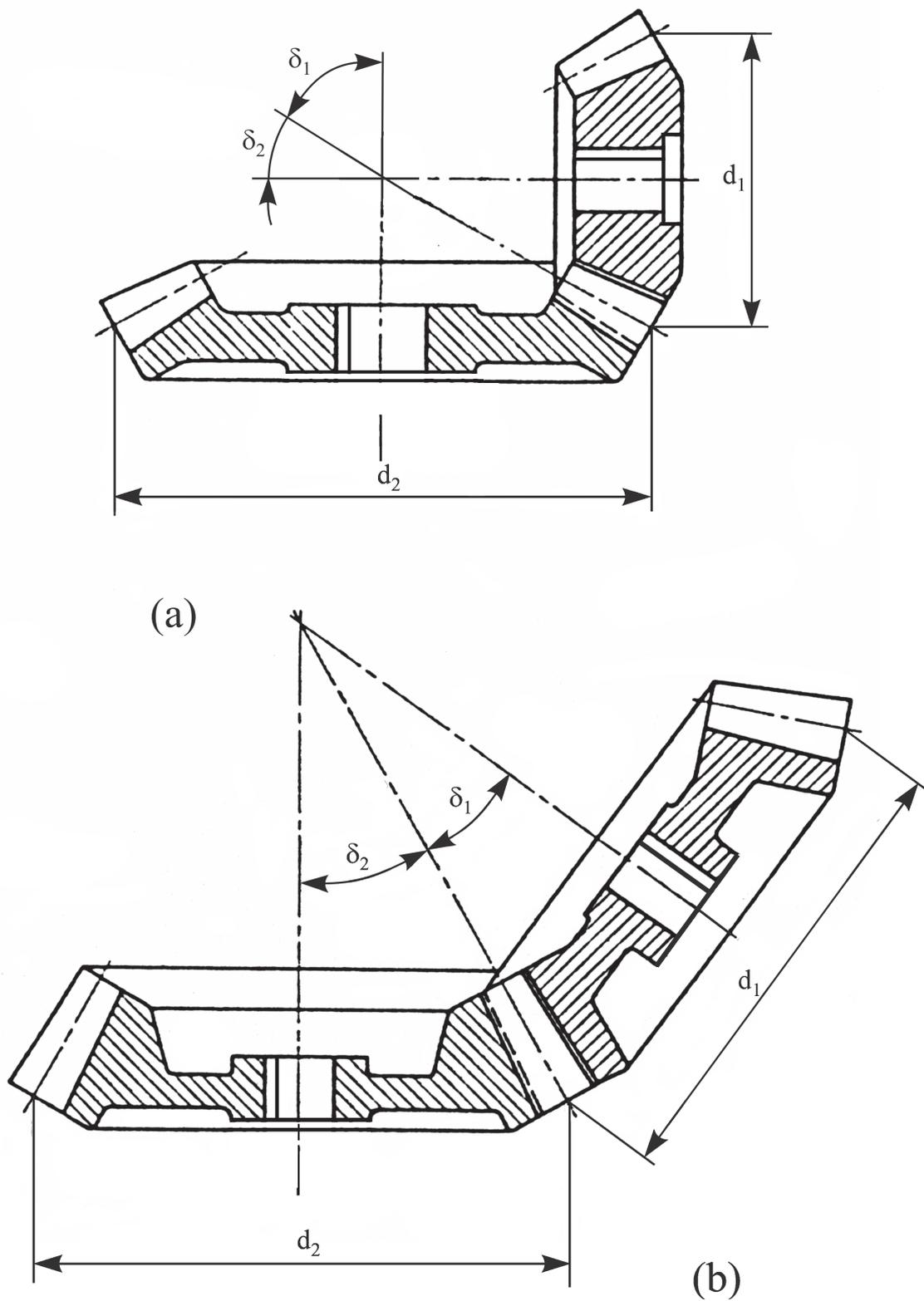


Fig. 17.3 – Rappresentazione convenzionale unificata (UNI EN ISO 2203:1999) di due ruote dentate coniche a denti dritti ingranate e sezionate, con  $\delta_1 < 90^\circ$  e  $\delta_2 < 90^\circ$  e angolo tra gli assi (a)  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$  e (b)  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 < 90^\circ$ .

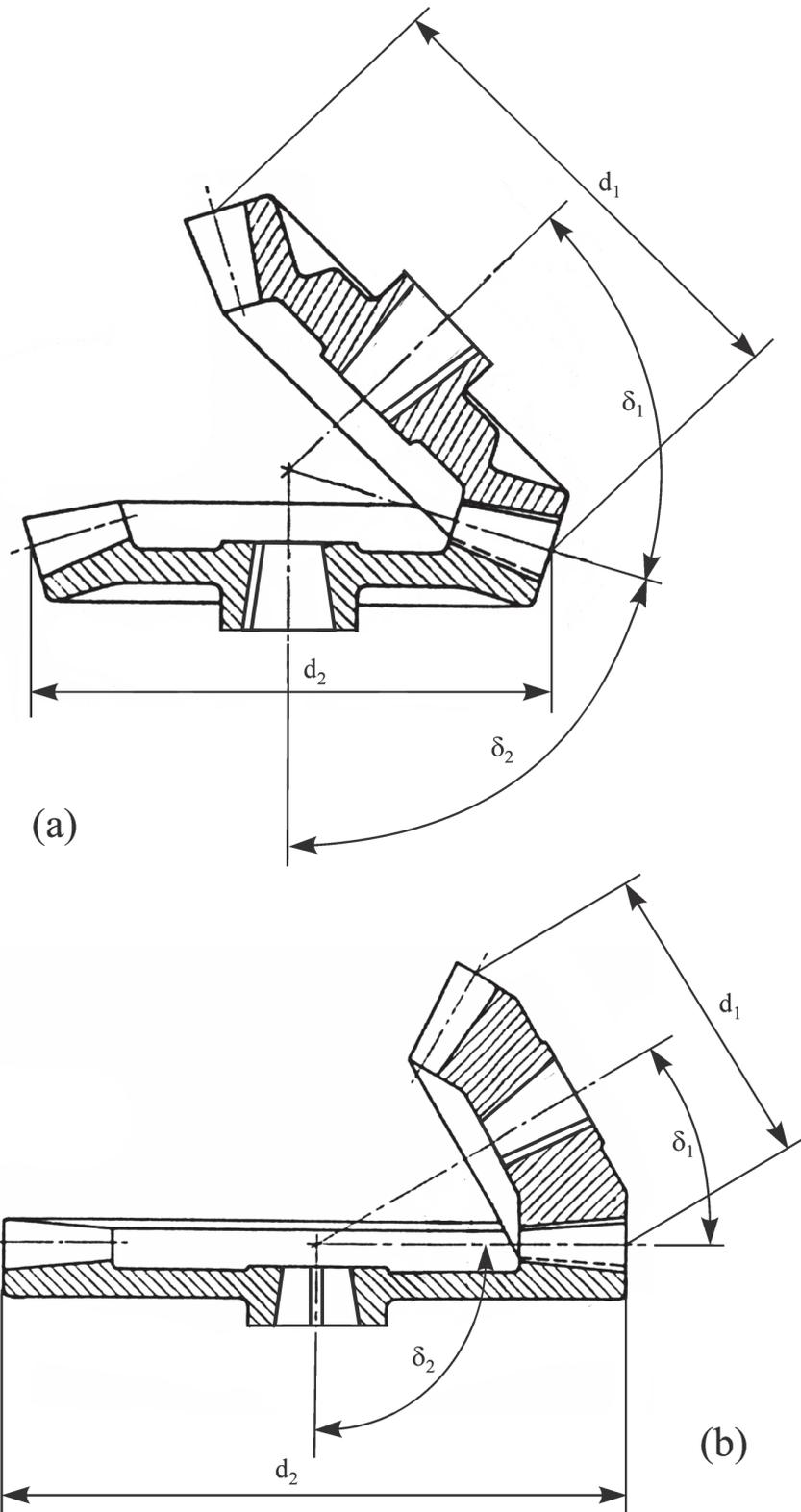


Fig. 18.3 – Rappresentazione convenzionale unificata (UNI EN ISO 2203:1999) di due ruote dentate coniche a denti dritti ingranate e sezionate, con angolo tra gli assi  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 > 90^\circ$  e (a)  $\delta_1 < 90^\circ$ ,  $\delta_2 < 90^\circ$  e (b)  $\delta_1 < 90^\circ$ ,  $\delta_2 = 90^\circ$ .

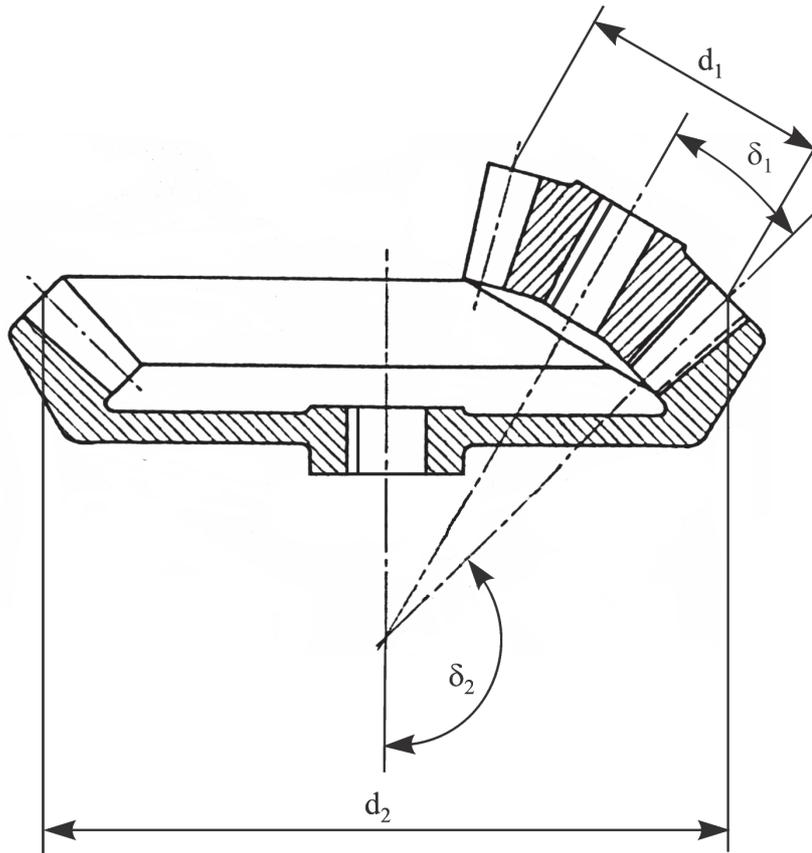


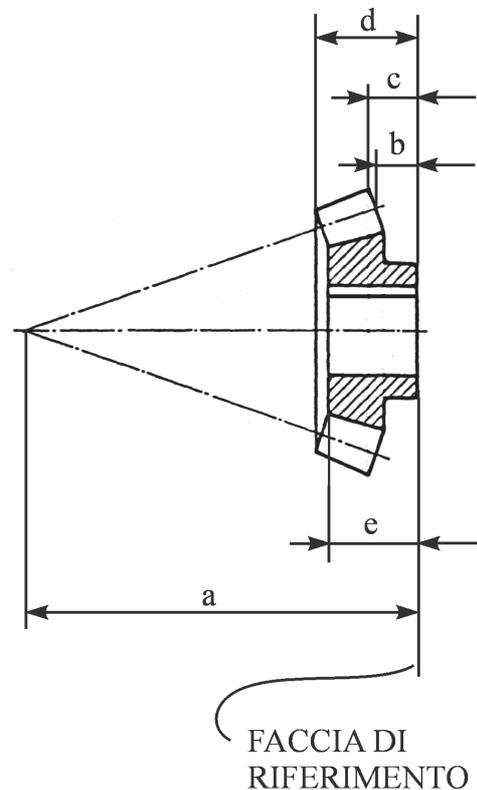
Fig. 19.3 – Rappresentazione convenzionale unificata (UNI EN ISO 2203:1999) di due ruote dentate coniche a denti dritti ingranate e sezionate, con angolo tra gli assi  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 > 90^\circ$ ,  $\delta_1 < 90^\circ$  e  $\delta_2 > 90^\circ$ .

### Modalità di funzionamento delle ruote dentate coniche a denti dritti

La trasmissione del moto tra due ruote dentate coniche a denti dritti ingranate avviene con le stesse modalità che caratterizzano il funzionamento di due ruote dentate cilindriche a denti dritti. Il contatto tra i fianchi di due denti ingranati si verifica nominalmente lungo un segmento, cioè lungo la generatrice comune dei fianchi dei due denti. Pertanto lo scambio mutuo della forza tra i due denti è definito attraverso un contatto teorico di linea. Durante il periodo in cui un dente si trova nel vano tra due denti adiacenti della ruota ingranata (fase di accesso e di recesso di un dente) questo segmento si sposta radialmente “percorrendo” entrambi i fianchi a contatto dei due denti. Al fine di poter prevedere correttamente le modalità di calettamento (estremità d'albero, superfici di battuta, spallamenti, vincolamento assiale, ecc.) di una ruota conica a denti dritti è utile conoscere almeno la direzione e il verso delle forze che il fianco del dente di tale ruota applica al corrispondente fianco della ruota ingranata. A questo proposito si osserva che per garantire la continuità della trasmissione del moto rotatorio è necessario che poco prima della conclusione del contatto tra una coppia di denti sia già iniziato il contatto tra la coppia di denti successivi. Questo fatto implica che due coppie di denti sono contemporaneamente in presa, almeno per un certo periodo di tempo. Trascorso tale periodo il contatto è caratterizzato da una sola coppia di denti in presa e con riferimento a questa situazione particolare si può far riferimento per definire, in modo semplificato, direzione e verso delle forze che un fianco del dente applica all'altro. In particolare, sempre per semplificare, si può immaginare che il punto di applicazione delle suddette

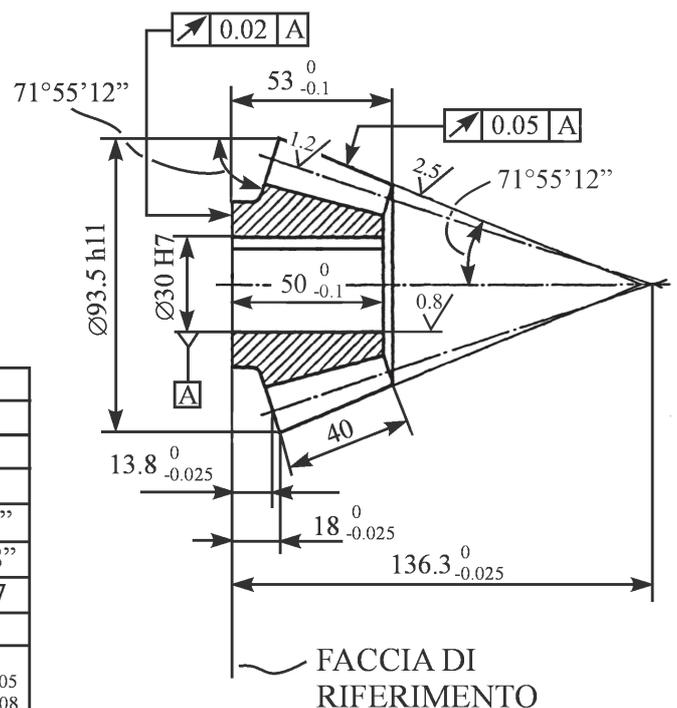
## Dati da indicare sul disegno (dalla UNI 7463):

- Diametro del foro e relative tolleranze (dimensionali e geometriche); oppure diametri delle portate e relative tolleranze (dimensionali e geometriche).
- Diametro di testa e relativa zona di tolleranza.
- Larghezza di dentatura.
- Angolo di testa.
- Angolo del cono complementare esterno (ed eventualmente interno).
- Tolleranza di oscillazione radiale della superficie di testa, tolleranza di oscillazione assiale della faccia di riferimento. È richiesta nei casi specifici l'indicazione della faccia di riferimento.
- Distanze della faccia di riferimento: a) dal vertice del cono primitivo (distanza di riferimento) e relativa zona di tolleranza; b) dal piano del cerchio primitivo; c) dal piano del cerchio di testa (distanza di testa) e relativa zona di tolleranza; d) dal piano del cerchio di testa del cono complementare interno; e) dalla faccia di serraggio.
- Rugosità delle superfici nei fianchi della dentatura ed, eventualmente, della superficie di piede e dei raccordi. L'indicazione della rugosità dei fianchi della dentatura deve essere posta sulla linea del cono primitivo di riferimento non quotato.



### Caratteristiche della dentatura

Modulo	m	5
Numero di denti	z	16
Dentiera di riferimento		UNI 6588
Diametro primitivo	d	80
Angolo primitivo	$\delta$	18°4'48"
Angolo di piede	$\delta_r$	18°4'48"
Lunghezza della generatrice	R	128.87
Coefficiente di spostamento*	x	0.42
Spessore del dente:		
- corda	$\bar{s}$	8.54 <sup>-0.05</sup> <sub>-0.08</sub>
- altezza sulla corda	$\bar{h}_a$	5.95
Grado di precisione**		
Numero di denti della ruota coniugata (disegno n. ...)		
	z	49
Angolo tra gli assi dell'ingranaggio		
	$\Sigma$	90°
Gioco normale dell'ingranaggio		
		0.10÷0.16



\* In relazione ai metodi diversi utilizzati per la correzione della dentatura riportare eventualmente i relativi parametri caratteristici.

\*\* Vedi UNI ISO 1328:2000.

Fig. 20.3 – Disegno di particolare di una ruota dentata conica a denti dritti.

forze si trovi al centro del segmento di contatto dei fianchi denti. Con questa ipotesi, sufficientemente approssimata per calcoli di resistenza dei denti delle ruote dentate, in particolare coniche a denti dritti (e anche cilindriche a denti dritti) è possibile schematizzare, in modo semplice, le forze che la ruota dentata conica motrice applica alla corrispondente ruota mossa. Nella Fig. 21.3 sono rappresentate queste forze. In tale figura la forza risultante  $F$  è applicata dalla ruota illustrata tramite un solo dente al relativo dente in presa (non illustrato) ed ha come punto di applicazione  $P$ , il centro del fianco del dente, in corrispondenza al segmento generatore del cono primitivo della ruota. Questa forza  $F$  può quindi essere scomposta nelle sue tre caratteristiche componenti:

i) la componente tangenziale  $T$  che si ottiene dalla conoscenza del momento torcente  $M_t$  che la ruota applica e dal diametro  $d_m$  della circonferenza a cui appartiene il punto di applicazione di  $F$ , con la relazione

$$T = \frac{2M_t}{d_m} \quad ,$$

ii) la componente radiale  $R$ , orientata in direzione perpendicolare all'asse di rotazione della ruota.  $R$

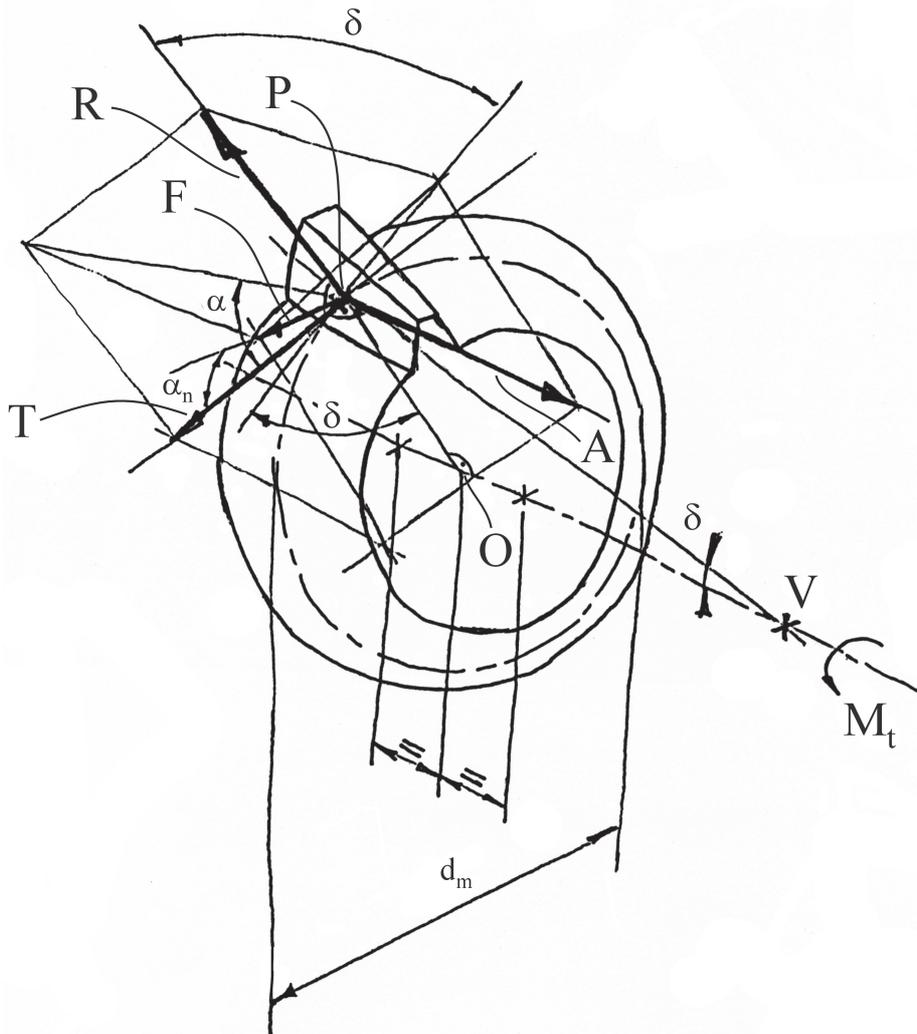


Fig. 21.3 – Forze applicate da una ruota dentata conica a denti dritti alla corrispondente ruota ingranata.

si ricava in funzione dell'angolo primitivo  $\delta$  e dell'angolo di pressione normale  $\alpha_n$  (vedi la Fig. 21.3) con la relazione

$$R = T \operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta \quad ,$$

iii) la componente assiale A, orientata in direzione parallela all'asse di rotazione della ruota. A si ricava nuovamente in funzione di  $\delta$  e di  $\alpha_n$  (vedi la Fig. 21.3), con la relazione

$$A = T \operatorname{tg} \alpha_n \operatorname{sen} \delta \quad .$$

La componente tangenziale T di F determina quindi la rotazione della ruota dentata ingranata con quella illustrata nella Fig. 21.3. La componente R sollecita radialmente la medesima ruota ingranata. La componente A genera una reazione sulla ruota illustrata uguale e contraria ad A stessa. Questa reazione (-A) tende quindi a far allontanare, in direzione assiale, la ruota dentata indicata in Fig. 21.3. A questo proposito si osservi anche la Fig. 22.3 che riporta i due coni primitivi

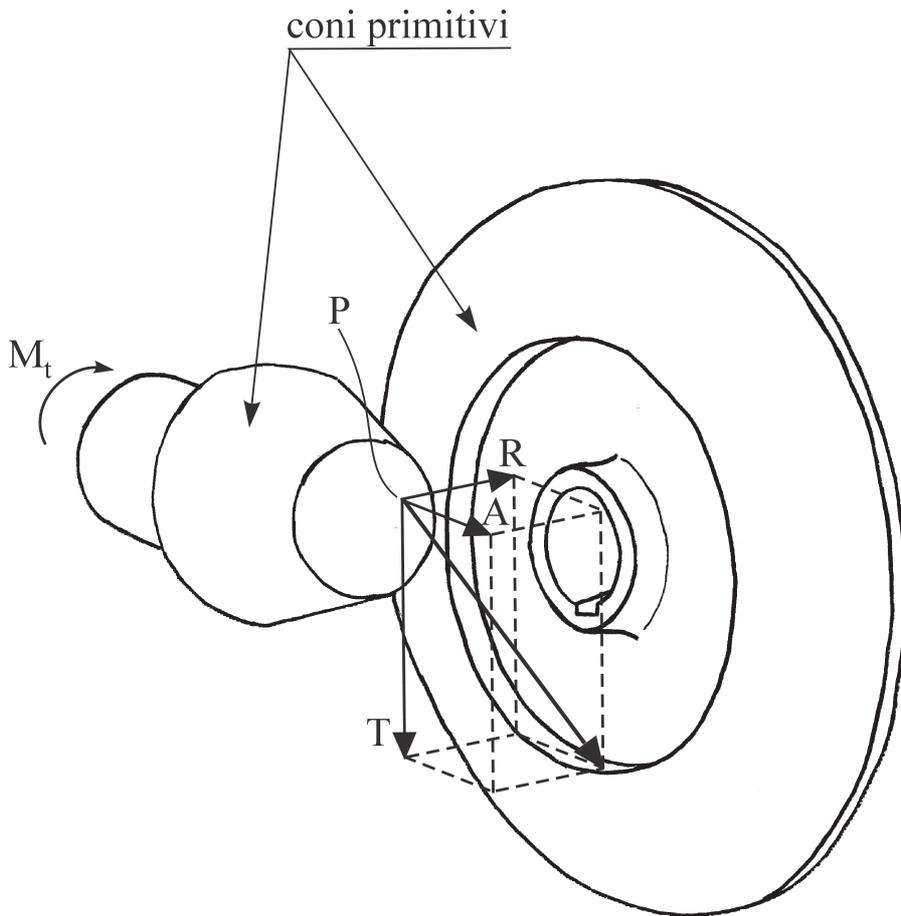


Fig. 22.3 – Coni primitivi di due ruote dentate coniche a denti dritti ingranate e forze applicate dal pignone all'altra ruota.

di un ipotetico ingranamento tra la ruota dentata schematizzata in Fig. 21.3 e quella accoppiata. In questa figura il cono primitivo di dimensioni più piccole è quello della ruota indicata in Fig. 21.3. Si evidenzia quindi che la componente radiale  $R$  tende a spingere lontano la ruota dentata conica più grande, in particolare lungo la direzione dell'asse della stessa ruota. Ne deriva che due ruote dentate coniche a denti dritti ingranate tra loro, in presenza di un momento torcente trasmesso, per effetto delle componenti  $-A$  e  $R$ , tendono ad allontanarsi dal centro  $V$  che rappresenta il vertice comune dei due coni primitivi delle due ruote stesse che rotolano senza strisciare. Pertanto, affinché tale fenomeno non avvenga, è indispensabile vincolare assialmente le due ruote, con appositi cuscinetti reggispinga calettati sugli alberi su cui sono fissate le ruote. Il collegamento tra le ruote e gli alberi dovrà quindi prevedere adeguate superfici di battuta affinché  $-A$  e  $R$  siano opportunamente trasferite agli alberi stessi i quali, a loro volta, le trasmetteranno ai cuscinetti reggispinga fissati sul telaio del sistema. In tal modo si consentirà il corretto funzionamento delle ruote dentate ingranate evitando lo "sfilamento" delle stesse lungo i rispettivi assi di rotazione. Naturalmente, oltre alla funzione di reggispinga (assiale), i cuscinetti che sorreggono gli alberi dovranno esser in grado di resistere adeguatamente agli sforzi radiali generati dalle componenti  $R$  e  $T$ , come nel caso delle ruote dentate cilindriche a denti dritti ed elicoidali.

### **Dimensionamento del corpo ruota**

Il corpo ruota delle ruote dentate coniche a denti dritti di regola è di tipo pieno, come illustrato nelle Figg. 13.3, 15.3-21.3. Tale comune configurazione deriva dal fatto che le ruote dentate in esame non raggiungono mai diametri elevati (nelle comuni applicazioni meccaniche raramente superano o raggiungono i 200 mm), per cui esigenze di economicità e di resistenza strutturale ben si accordano con strutture relativamente massicce senza incorrere in problemi di massa eccessiva.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] D.W.Dudley, J. Sprengers, D.Schröder, H. Yamashina, *Gear Motor Handbook*, Springer-Verlag, Berlin, 1995.
- [2] A. Stokes, *Manual Gearbox Design*, Butterworth-Heinemann Ltd, Oxford OX2 8DP, 1992.
- [3] G. Henriot, *Ingranaggi, trattato teorico e pratico*, Vol.1 e 2, Tecniche Nuove, Milano, 1977.
- [4] D. W. Duddley, *Gear Handbook*, McGrawHill Book Company, Inc., New York, 1962.
- [5] B. A. Shtipelman, *Design and Manufacture of Hypoid Gears*, John Wiley&Sons, New York, 1978.
- [6] Tesi di laurea in ingegneria industriale curriculum meccanica, *Confronto di metodologie di calcolo della capacità di carico di ingranaggi ad assi paralleli*, Laureando: Marco Onofri, Relatore: Prof. Roberto Muscia, A.A. 2007/2008, Dipartimento di Ingegneria e Architettura, Università di Trieste.
- [7] Tabelle UNI 6586:1969 - *Ruote dentate cilindriche e coniche. Serie dei moduli*, UNI 6587, UNI 6588: 1969 - *Ruote dentate coniche a dentatura diritta. Dentiera di riferimento*, UNI 7462: 1975 - *Ruote dentate cilindriche. Dati da indicare sui disegni*, UNI EN ISO 2203:1999 - *Disegni tecnici - Rappresentazione convenzionale degli ingranaggi*, UNI 7463: 1975 - *Ruote dentate coniche a dentatura diritta. Dati da indicare sui disegni*.
- [8] G. Manfè, R. Pozza, G. Scarato, *Disegno Meccanico*, Principato Editore, Milano, 1991.