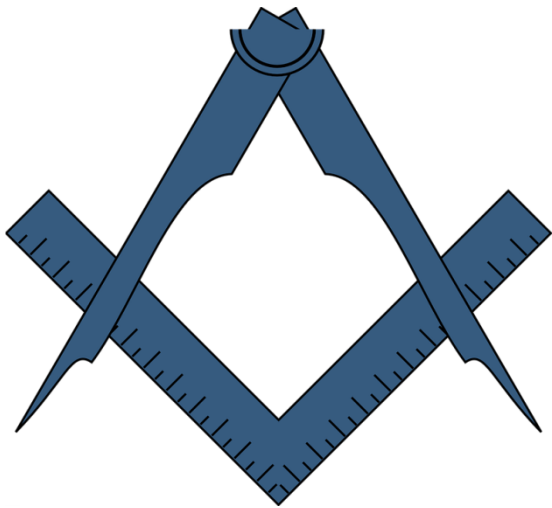

Tolleranze di lavorazione



Appunti di Disegno Meccanico

consuelo rodriguez
ingegnere

.... Il problema

Le quote o dimensioni (nominali) assegnate dal progettista ad un pezzo sono riferite a superfici geometriche ideali, che NON possono essere raggiunte con precisione assoluta. Molteplici cause possono infatti alterare i parametri di lavorazione e le condizioni operative e produrre pezzi con forma e dimensioni differenti da quelle previste.

I processi di produzione sono quindi sempre affetti da errori che fanno sì che la geometria e le dimensioni dei pezzi realizzati (**forma e dimensioni effettive**) si discostino da quelle indicate a disegno (**forma e dimensioni nominali**).

... di conseguenza

- Il (bravo) progettista deve sapere **PREVEDERE** e **CONTROLLARE** questo aspetto.
- L'obiettivo della produzione sarà quindi produrre pezzi con dimensione e forma adeguati per assolvere le funzione per la quale sono stati concepiti e poter essere realizzati con costi accettabili
- Il progettista controlla la dualità ideale/reale mediante l'assegnazione delle **TOLLERANZE**, ovvero dei limiti di variabilità all'interno dei quali le caratteristiche geometriche e dimensionali debbono essere contenuti
- Nel disegno è quindi necessario indicare i limiti di variabilità consentiti (**tolleranze**) entro i quali è possibile accettare i pezzi

ERRORI DI REALIZZAZIONE DI PEZZI

ERRORI DIMENSIONALI
Deviazione delle dimensioni reali
da quelle nominali

**TOLLERANZE
DIMENSIONALI**

ERRORI GEOMETRICI
Deviazione delle superfici reali
da quelle nominali

**ERRORI
MICROGEOMETRICI**

RUGOSITA'

**ERRORI
MACROGEOMETRICI**

**TOLLERANZE
GEOMETRICHE**

Alcune definizioni..

Dimensione Nominale: quota riportata sul disegno

Dimensione Massima: maggiore misura ammessa per quella quota dalla funzionalità del pezzo o dell'accoppiamento

Dimensione Minima: minore misura ammessa per quella quota dalla funzionalità del pezzo o dell'accoppiamento

Dimensione Effettiva: dimensione del pezzo finito rilevata dagli strumenti di misura

... e ancora

SCOSTAMENTO: differenza algebrica tra dimensione effettiva e nominale

SCOSTAMENTO INFERIORE: differenza algebrica tra la dimensione minima e la dimensione nominale □

SCOSTAMENTO SUPERIORE: differenza algebrica tra la dimensione massima e la dimensione nominale

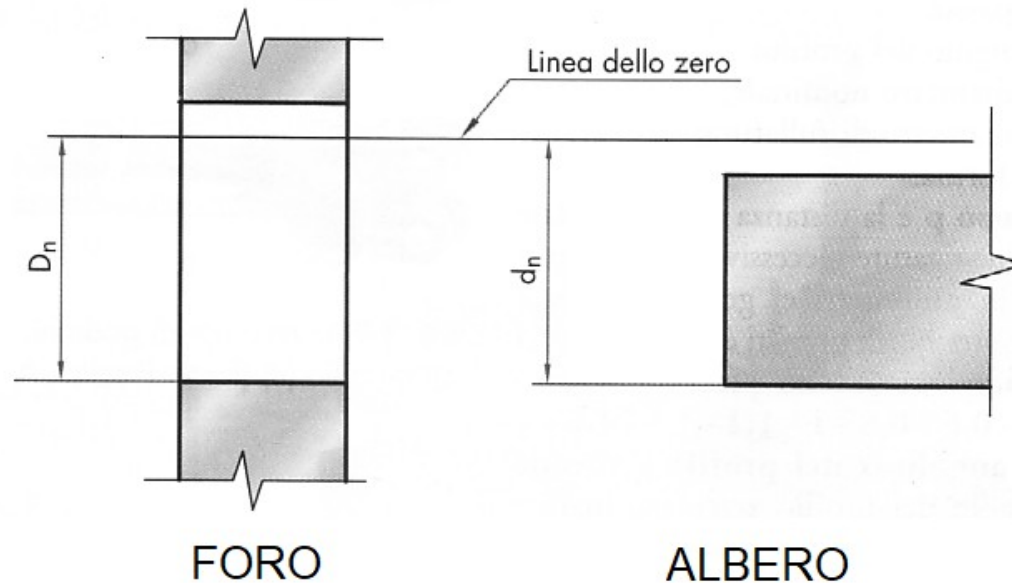
□ **LINEA DELLO ZERO:** linea retta rappresentante la dimensione nominale

Attenzione!

- Si utilizzano le lettere **minuscole** (d_n , d_{min} , d_{max} , e_s , e_i, \dots) tutte le volte che si fa riferimento ad un **albero**
- Si utilizzano le lettere **MAIUSCOLE** (D_n , D_{min} , D_{max} , E_s , E_i, \dots) tutte le volte che si fa riferimento ad un **foro**

La dimensione nominale e la linea dello zero

Nella rappresentazione grafica la dimensione nominale è la quota assegnata, nel disegno, ad un pezzo. Essa definisce la linea dello zero che può essere definita quindi come linea corrispondente alla dimensione nominale.



La dimensione effettiva

Dal momento che è quasi impossibile costruire oggetti che abbiano le dimensioni teoriche (nominali) previste dal disegno, è necessario stabilire **l'errore massimo ammesso per le dimensioni stesse.**

Ciò equivale a **individuare i valori massimi e minimi entro i quali la dimensione effettiva dell'oggetto deve trovarsi**, affinché possa definirsi accettabile

$D_{min} < D_{eff} < D_{max}$ per i fori

$d_{min} < d_{eff} < d_{max}$ per gli alberi

L'indice di tolleranza

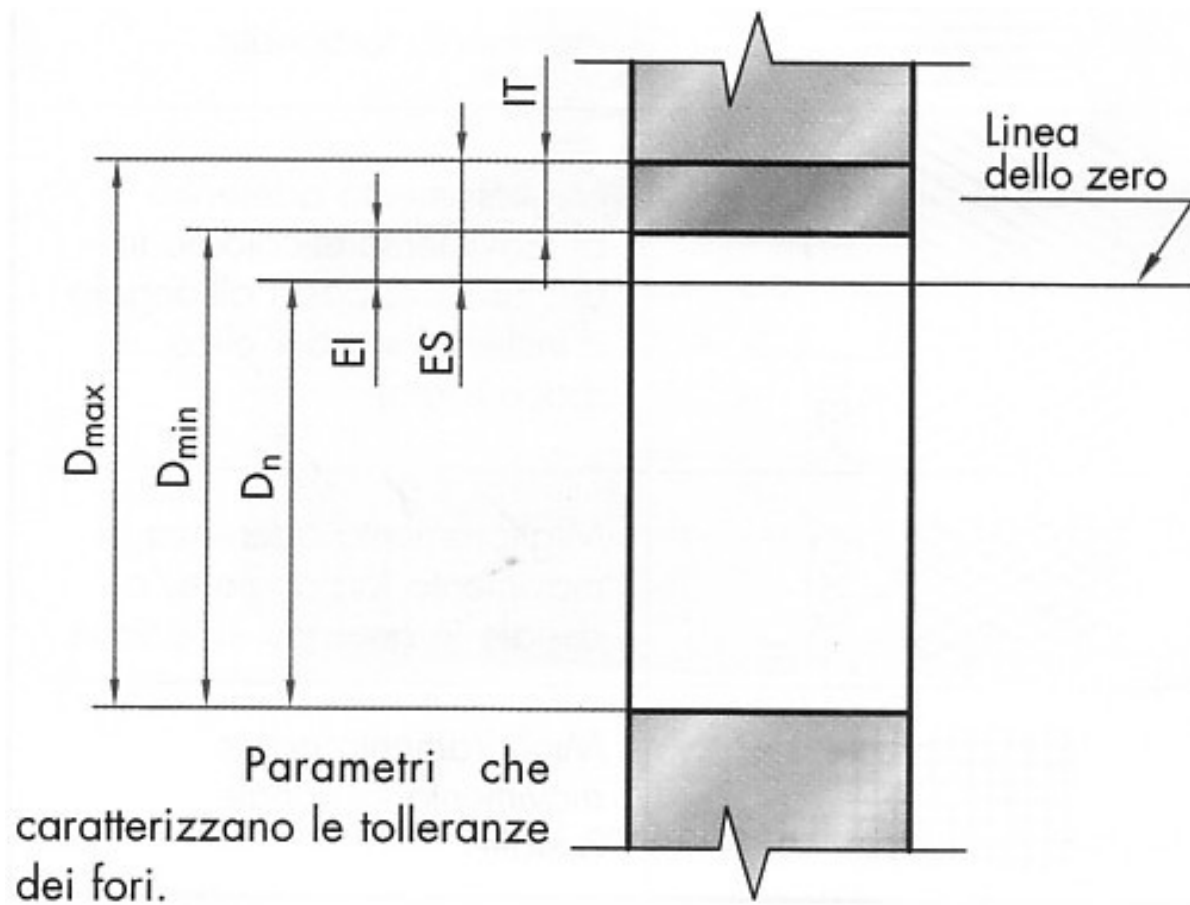
La differenza tra la dimensione massima e minima ammissibile viene definita **indice di tolleranza o semplicemente tolleranza (IT)** e rappresenta il **massimo errore dimensionale permesso in un oggetto**, affinché possa essere accettato.

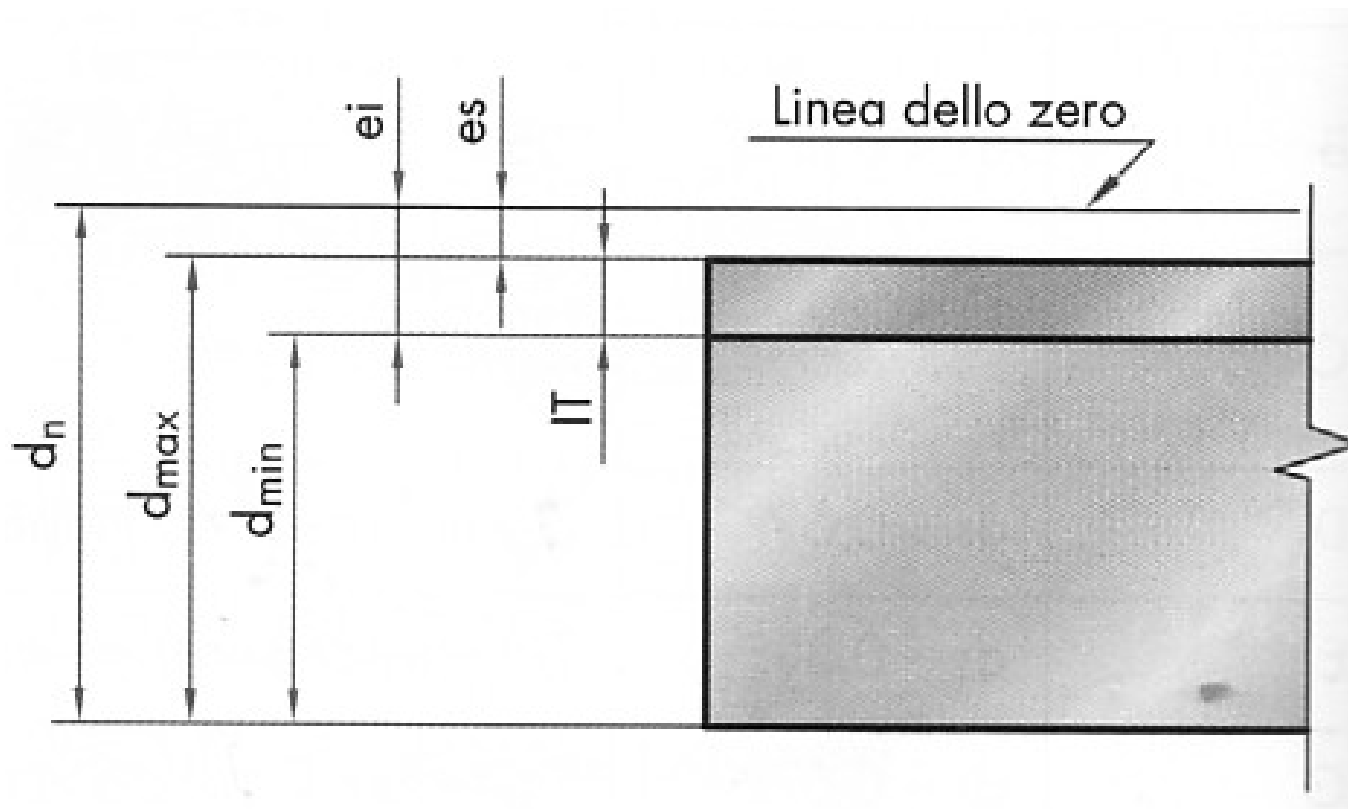
$$IT = D_{\max} - D_{\min}$$

per i fori

$$IT = d_{\max} - d_{\min}$$

per gli alberi





Parametri che caratterizzano le tolleranze degli alberi

Gli scostamenti

Scostamento superiore (e_s , E_s): Differenza algebrica fra la dimensione massima e la linea dello zero (dimensione nominale): può essere positivo o negativo

Scostamento inferiore (e_i , E_i): Differenza algebrica fra la dimensione minima e la linea dello zero (dimensione nominale): può essere positivo o negativo

Scostamento fondamentale (e_f , E_f): scostamento più vicino alla linea dello zero (dimensione nominale)

Scostamento superiore

$$ES = D_{\max} - D_n \quad \text{per i fori}$$

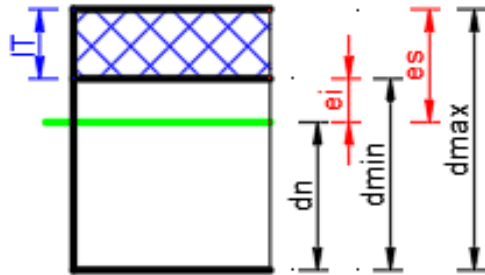
$$es = d_{\max} - d_n \quad \text{per gli alberi}$$

Scostamento inferiore

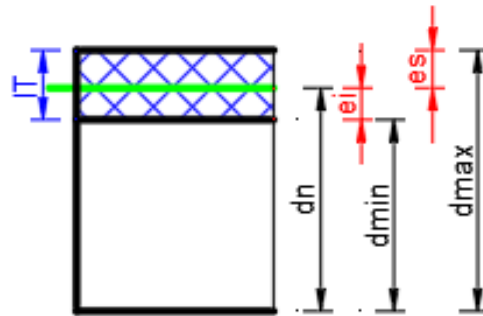
$$EI = D_{\min} - D_n \quad \text{per i fori}$$

$$ei = d_{\min} - d_n \quad \text{per gli alberi}$$

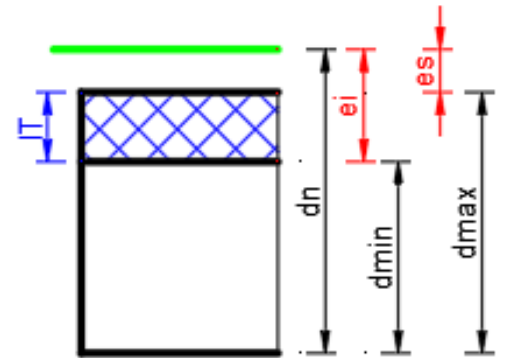
Poiché le differenze sono algebriche gli scostamenti possono essere positivi o negativi



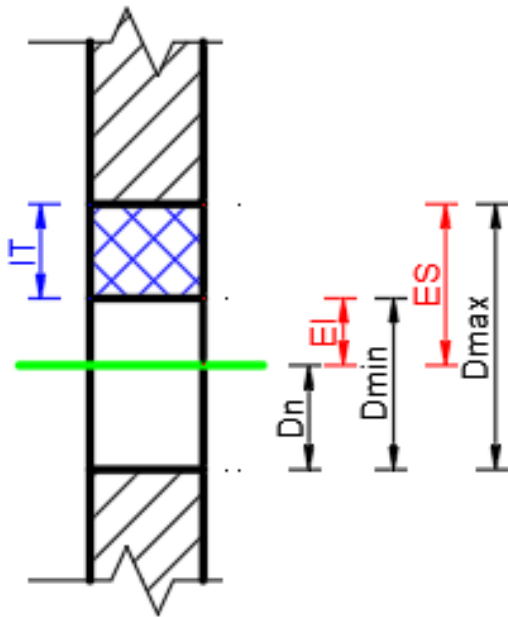
$ei > 0$
 $es > 0$



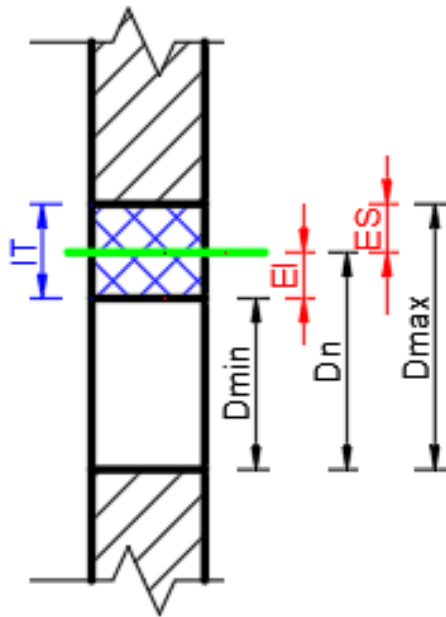
$ei < 0$
 $es > 0$



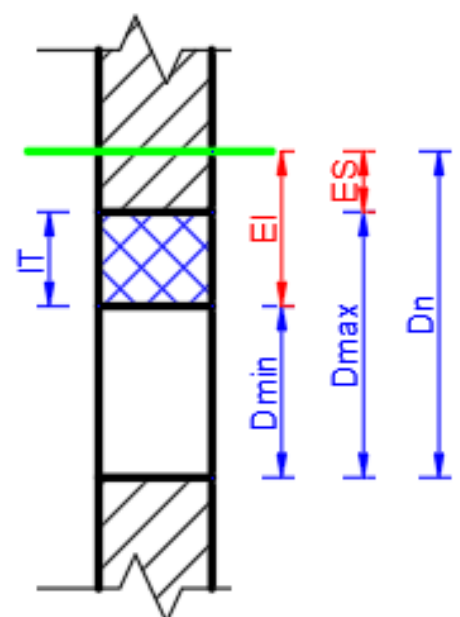
$ei < 0$
 $es < 0$



$EI > 0$
 $ES > 0$



$EI < 0$
 $ES > 0$



$EI < 0$
 $ES < 0$

Relazione tra dimensioni massime e minime e scostamenti

Dagli scostamenti si ricavano le dimensioni massime e minime in funzione dei diametri nominali

$$D_{\max} = D_n + ES$$

$$D_{\min} = D_n + EI$$

$$d_{\max} = d_n + es$$

$$d_{\min} = d_n + ei$$

Gradi di Tolleranza normalizzati ITn

Le tabelle UNI ISO 286 prevedono 20 diverse posizioni delle tolleranze dette “gradi di tolleranza”.

I gradi di tolleranza vengono designati con la sigla IT seguita da un numero.

Diciotto gradi di tolleranza (da IT1 a IT18) sono di uso generale per la gamma di dimensioni nominali da 0 a 3150 mm

Due gradi (IT01 e IT0) di uso non generale per la sola gamma di dimensioni nominali da 0 a 500 mm

A parità di dimensione
nominale la lavorazione
è tanto più precisa
quanto più piccolo è il
grado di tolleranza

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

* Per le dimensioni nominali superiori a 500 mm, i valori dei gradi di tolleranza normalizzati da IT1 a IT5 sono dati solo a titolo sperimentale.

** I gradi di tolleranza normalizzati da IT14 a IT18 non devono essere utilizzati per dimensioni nominali minori o uguali a 1 mm.

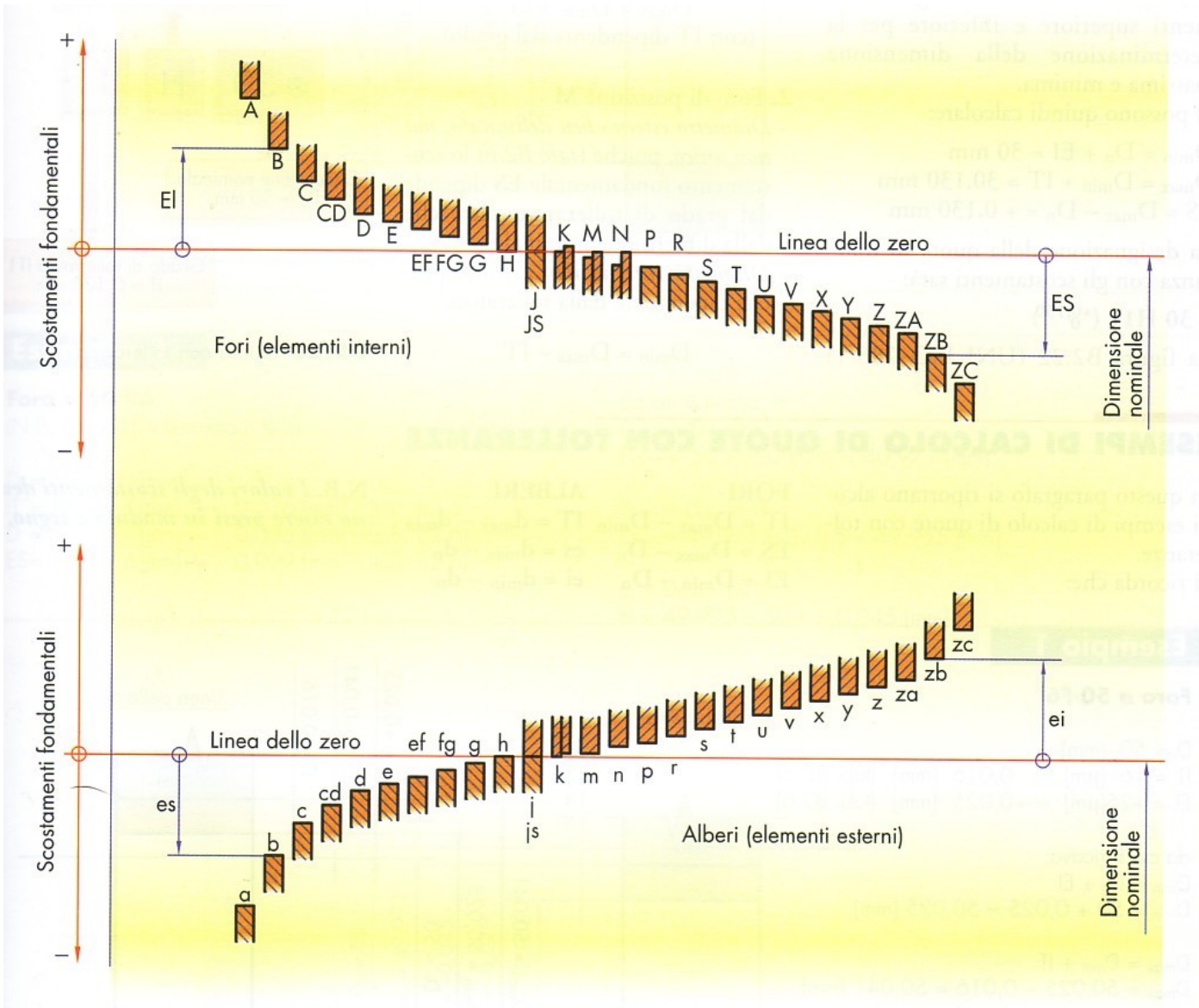
Posizione delle tolleranze

Può capitare che fori con le stesse dimensioni nominali e uguale grado di tolleranza abbiano dimensioni minime e massime diverse.

Tale diversità è dovuta ad una **diversa posizione della tolleranza.**

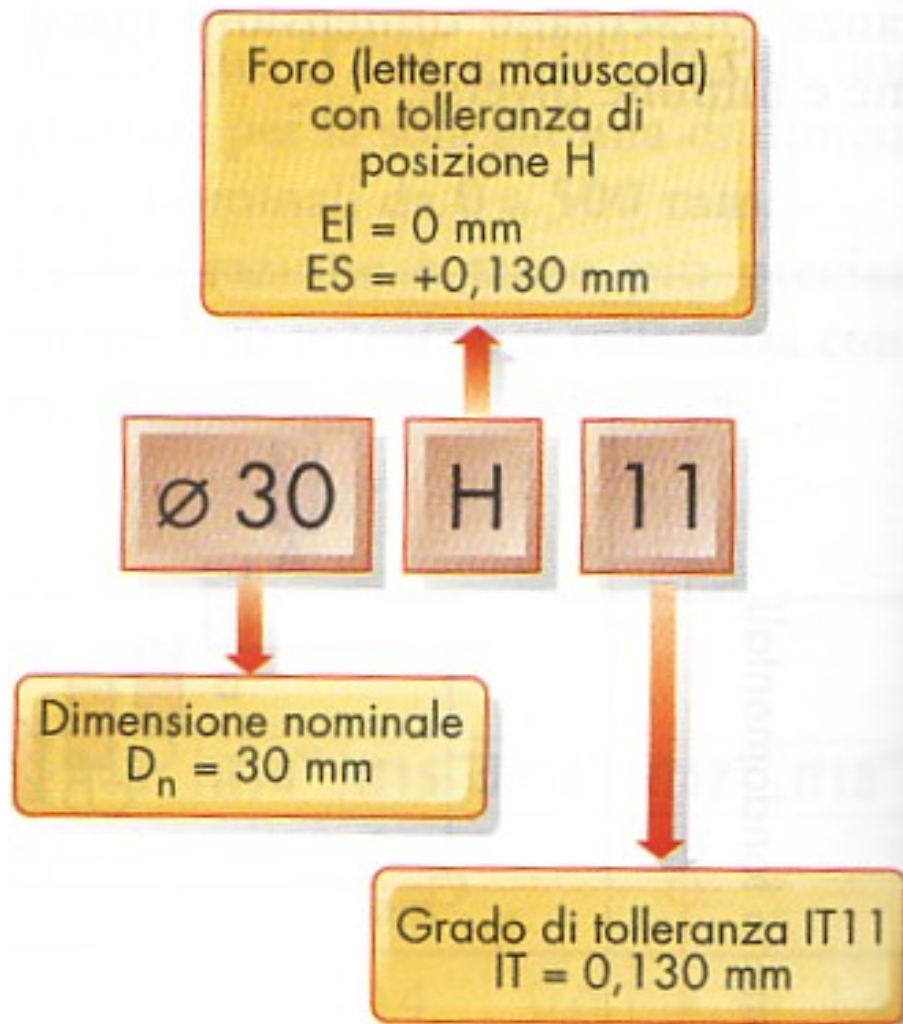
Nel sistema ISO la posizione della tolleranza viene designata da una o più lettere, maiuscole per i fori (A...ZC) e minuscole per gli alberi (a...zc).

Ad ogni posizione corrisponde un valore dello scostamento fondamentale (minima distanza della tolleranza dalla linea dello zero).



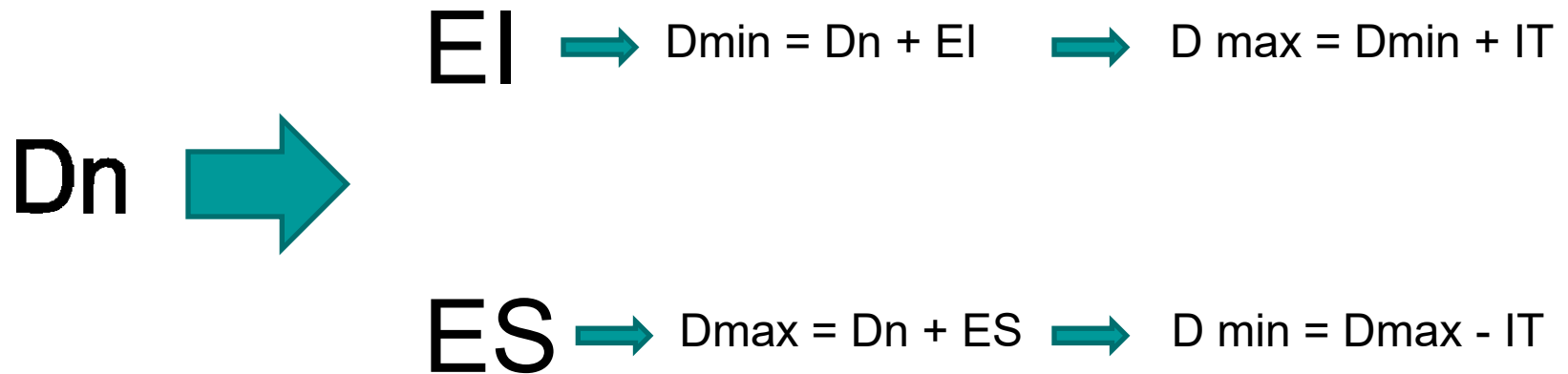
Designazione di classe di tolleranza

Una classe di tolleranza deve essere designata con una o più lettere, rappresentanti lo scostamento fondamentale, e un numero, rappresentante il grado di tolleranza normalizzato.



Esempi di calcolo di tolleranze

Regole fondamentali per la risoluzione degli esercizi



Le regole sono riportate nel caso di un foro ma sono analoghe per gli alberi

Foro \varnothing 50 F6

$$D_n = 50 \text{ [mm]}$$

$$IT = 16 \text{ [\mu m]} = 0,016 \text{ [mm]} \text{ (tab. B2.5)}$$

$$EI = +25 \text{ [\mu m]} = +0,025 \text{ [mm]} \text{ (tab. B2.6)}$$

da cui si ricava:

$$D_{\min} = D_n + EI$$

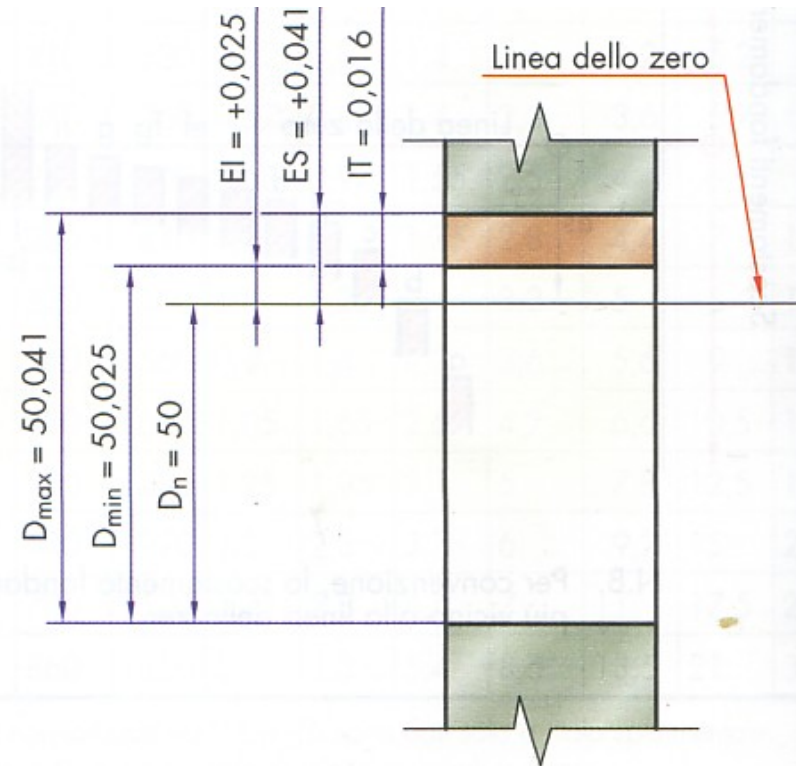
$$D_{\min} = 50 + 0,025 = 50,025 \text{ [mm]}$$

$$D_{\max} = D_{\min} + IT$$

$$D_{\max} = 50,025 + 0,016 = 50,041 \text{ [mm]}$$

$$ES = D_{\max} - D_n$$

$$ES = 50,041 - 50 = +0,041 \text{ [mm]}$$



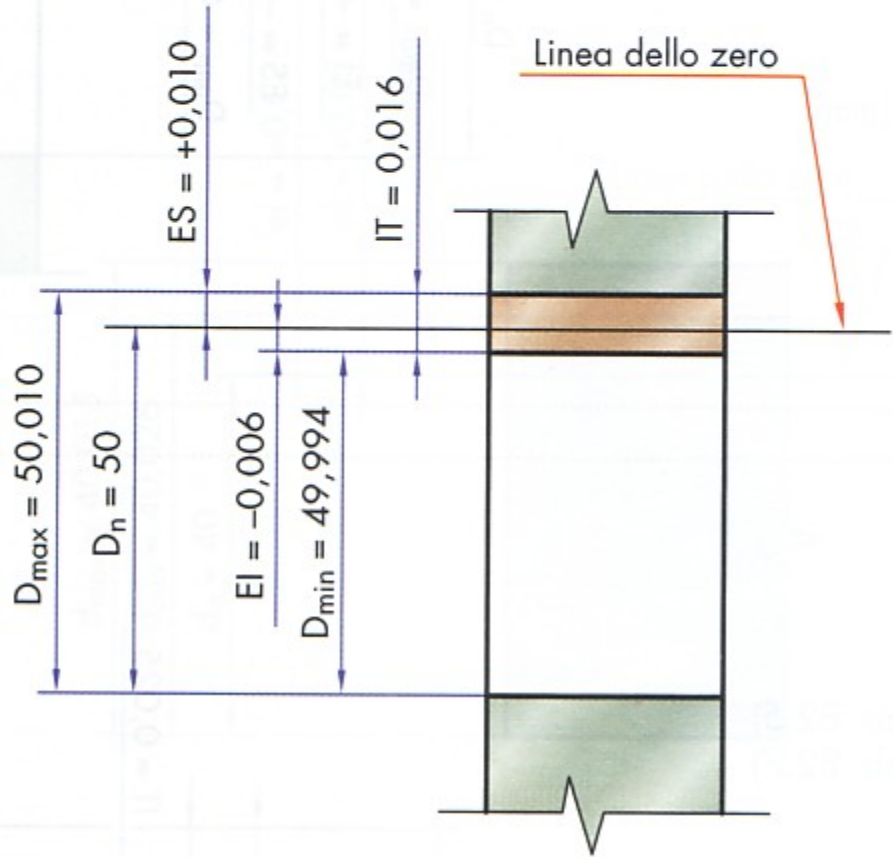
Foro \varnothing 50 J6

$D_n = 50$ [mm]
 $IT = 16$ [μm] = $0,016$ [mm] (tab. B2.5)
 $ES = +10$ [μm] = $+0,010$ [mm] (tab. B2.6)

da cui si ricava:
 $D_{\text{max}} = D_n + ES$
 $D_{\text{max}} = 50 + 0,010 = 50,010$ [mm]

$D_{\text{min}} = D_{\text{max}} - IT$
 $D_{\text{min}} = 50,010 - 0,016 = 49,994$ [mm]

$EI = D_{\text{min}} - D_n$
 $EI = 49,994 - 50 = -0,006$ [mm]



Foro \varnothing 50 R6

(N.B. grado di tolleranza $n \leq 7$)

$$\begin{aligned} D_n &= 50 && [\text{mm}] \\ IT &= 16 && [\mu\text{m}] = 0,016 [\text{mm}] \quad (\text{tab. B2.5}) \\ D &= 5 && [\mu\text{m}] = 0,005 [\text{mm}] \quad (\text{tab. B2.6}) \\ ES &= -34 + \Delta [\mu\text{m}] = -0,029 [\text{mm}] \quad (\text{tab. B2.6}) \end{aligned}$$

da cui si ricava:

$$D_{\max} = D_n + ES$$

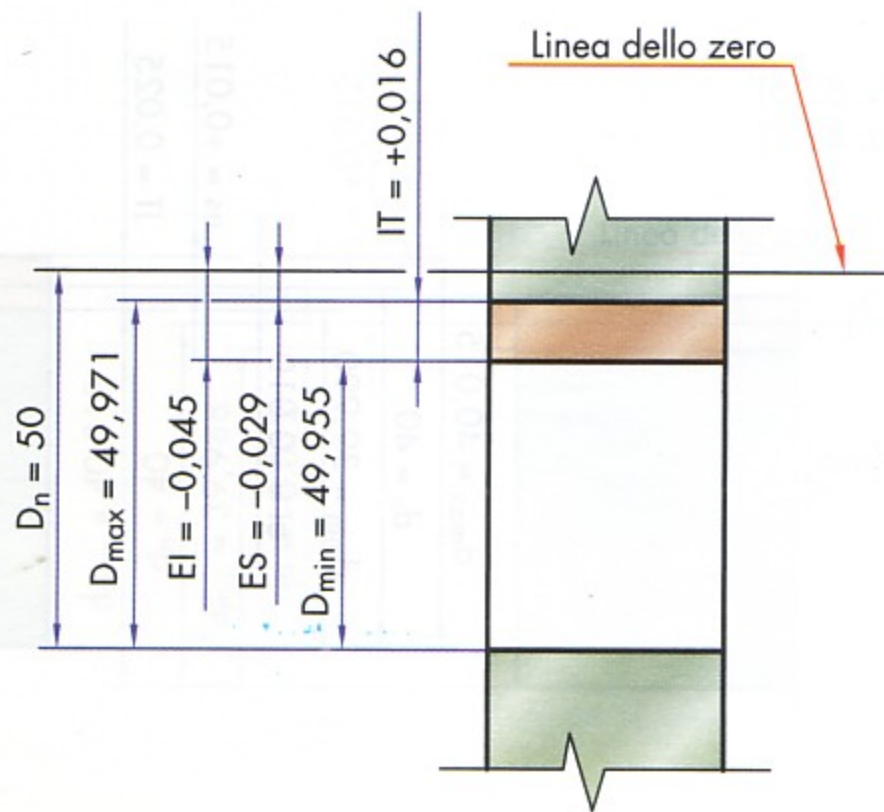
$$D_{\max} = 50 + (-0,029) = 49,971 [\text{mm}]$$

$$D_{\min} = D_{\max} - IT$$

$$D_{\min} = 49,971 - 0,016 = 49,955 [\text{mm}]$$

$$E_i = D_{\min} - D_n$$

$$E_i = 49,955 - 50 = -0,045 [\text{mm}]$$

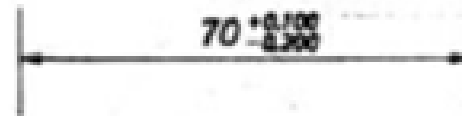
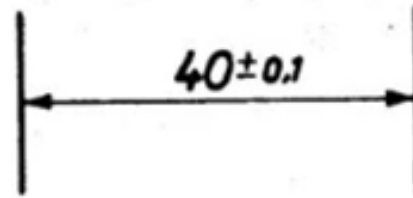


Indicazione delle tolleranze sui disegni

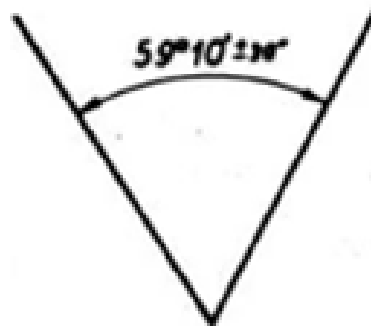
Nell'indicazione della tolleranza i relativi scostamenti devono essere scritti uno sotto l'altro.

Se i valori degli scostamenti sono simmetrici rispetto alla dimensione nominale, il valore assoluto deve essere scritto una sola volta e preceduto dal simbolo \pm

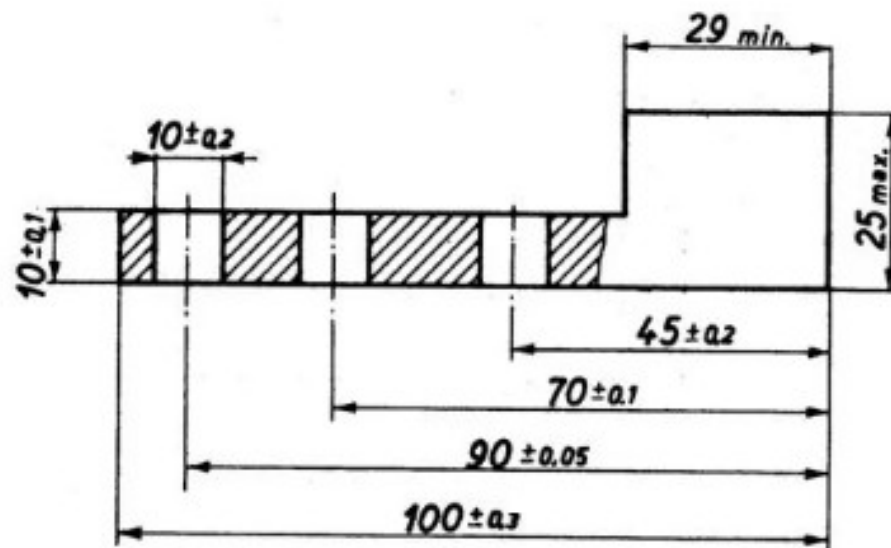
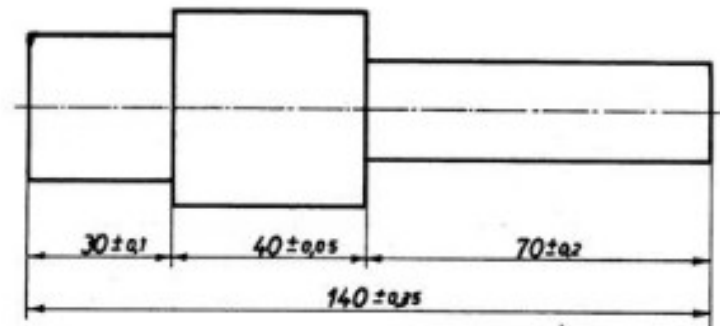
Se i valori degli scostamenti non sono simmetrici (tolleranza con deviazione) sopra si scrive sempre lo scostamento superiore e sotto quello inferiore.



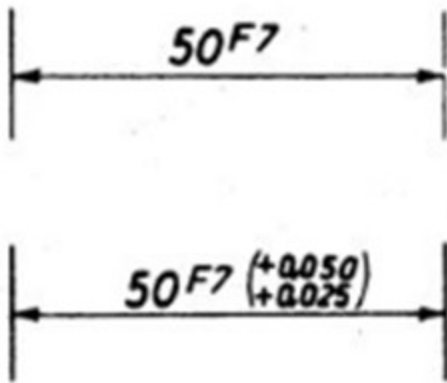
Nel caso di misure di angoli di tolleranze si utilizzano metodi analoghi



→ Nelle due figure seguenti viene illustrata la comparazione dell'effetto delle tolleranze nei casi di quotatura in serie e in parallelo:

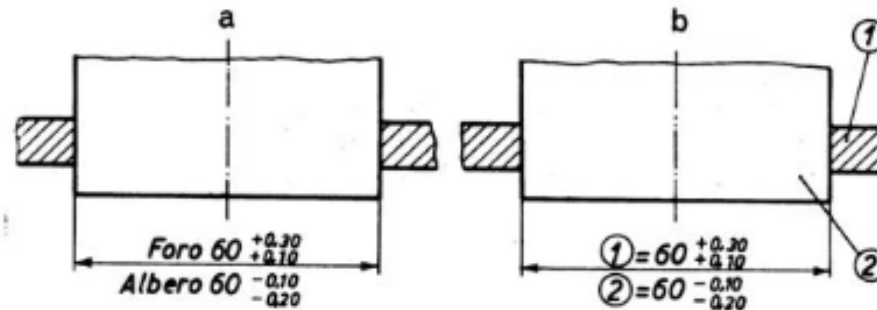


Indicazione sui disegni delle tolleranza ISO

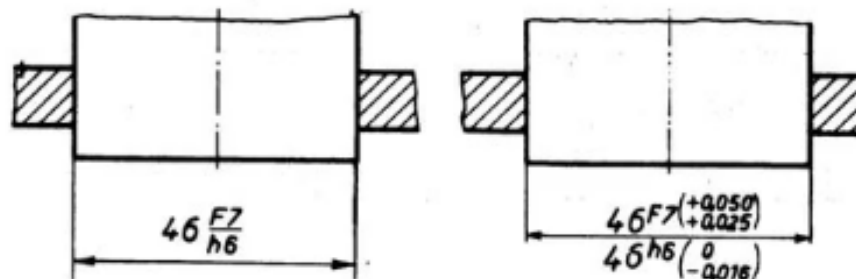


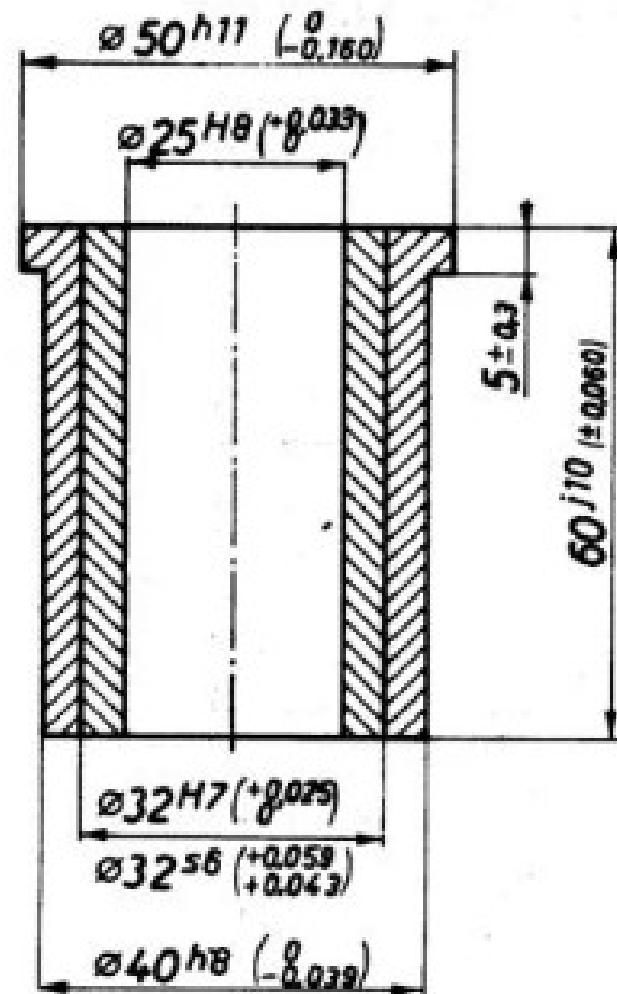
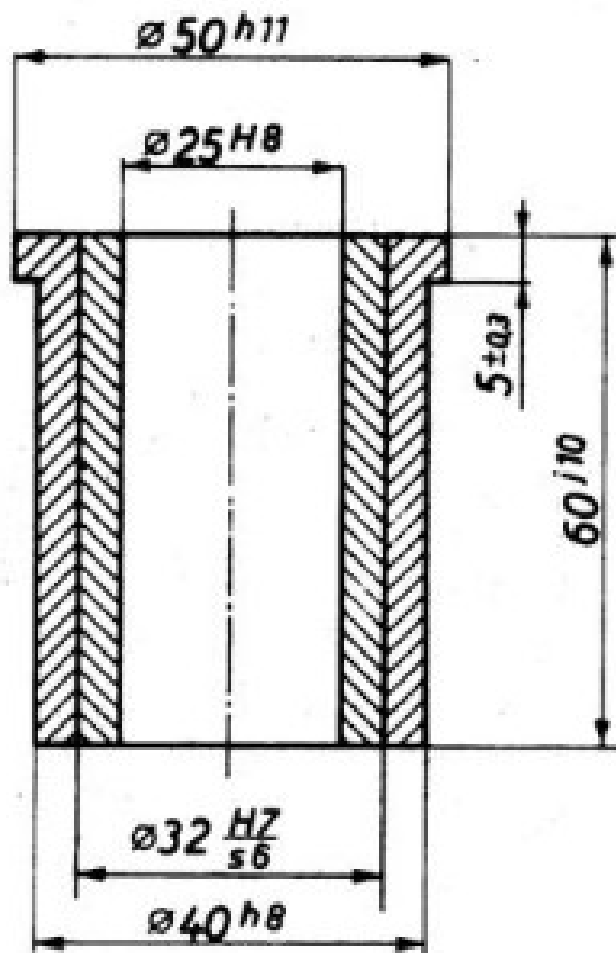
→ Le tolleranze ISO possono essere indicate mediante la sola quota nominale seguita dal simbolo alfanumerico ISO corrispondente, ma per motivi di praticità di costruzione e controllo, si possono aggiungere tra parentesi gli scostamenti relativi:

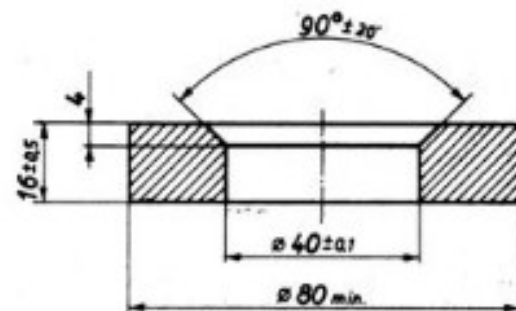
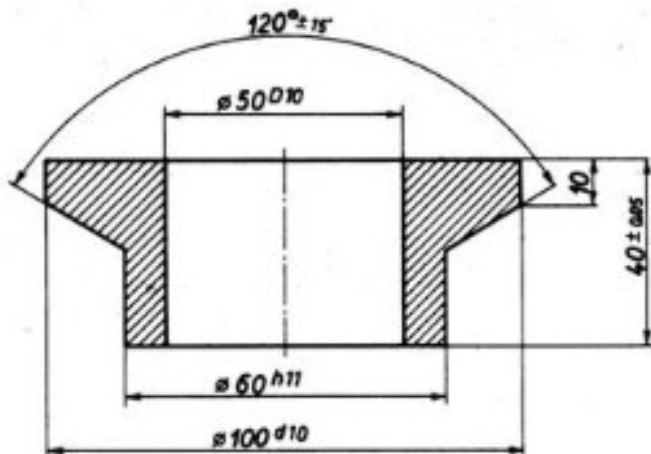
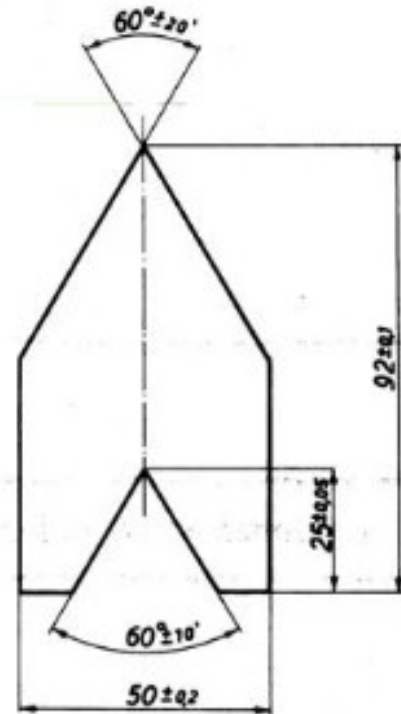
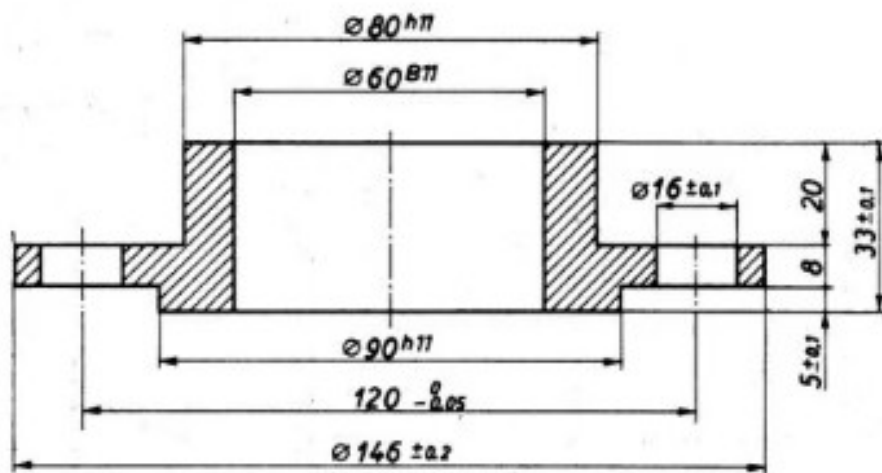
→ Quando per particolari esigenze si quota un insieme, le quote di ciascun elemento devono essere precedute dalla denominazione dell'elemento cui le quote si riferiscono (caso a), oppure dal riferimento dell'elemento stesso (caso b). In entrambi i casi, la quota del foro è sempre scritta sopra la linea di misura e quella dell'albero sotto:

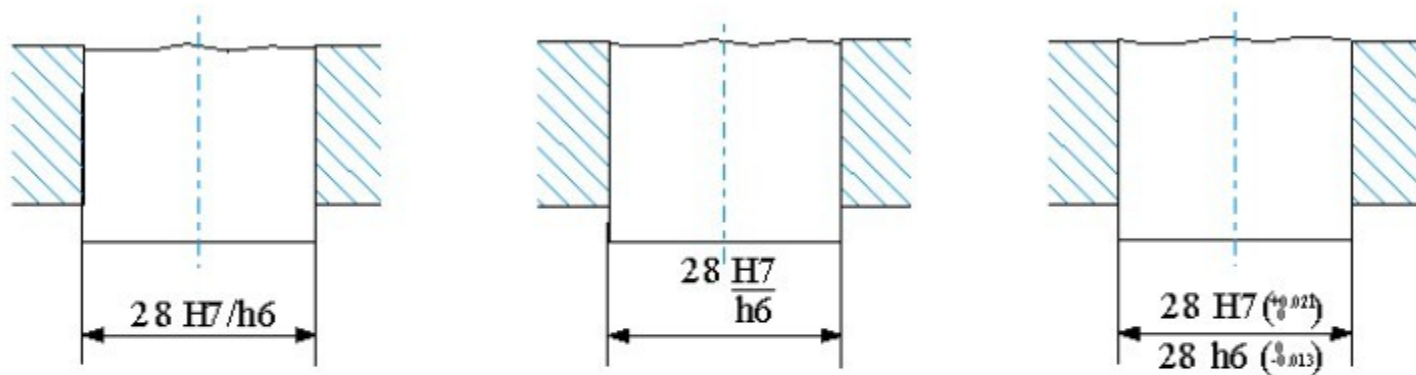


→ Se si quota un accoppiamento ISO, si devono indicare i simboli delle tolleranze mentre la dimensione nominale dei due elementi viene riportata una sola volta; il simbolo del foro viene posto sopra la linea mentre quello dell'albero al di sotto:









Indicazione delle tolleranze nei pezzi accoppiati con la designazione ISO

Accoppiamenti con tolleranze ISO

Gli accoppiamenti

Alberi e fori possono essere accoppiati far loro per dare origine a oggetti più complessi (accoppiamenti).

Designazione di un accoppiamento

Nel sistema ISO gli accoppiamenti vengono designati convenzionalmente indicando:

- La dimensione nominale comune ai due pezzi accoppiati
- La posizione ed il grado di tolleranza rispettivamente del foro e dell'albero

Ø60 H8/f7

Ø50 P7/h6

Attenzione!

- Nell'esecuzione degli accoppiamenti, soprattutto se precisi, occorre tener presente che si lavorano più facilmente le dimensioni esterne (alberi) e meno facilmente quelle interne (fori).
- Per tale motivo, ipotizzando la stessa accuratezza di lavorazione, si accoppia un albero con grado di tolleranza IT_n con un foro di grado $IT(n+1)$

-
- Con il sistema di tolleranze ISO è possibile combinare tra di loro alberi e fori con posizione della tolleranza qualsiasi, ottenendo un numero elevato di accoppiamenti, che richiederebbero molti calibri di controllo
 - Per evitare tale inconveniente, sono usati i sistemi di accoppiamento “foro base” e “albero base”
-

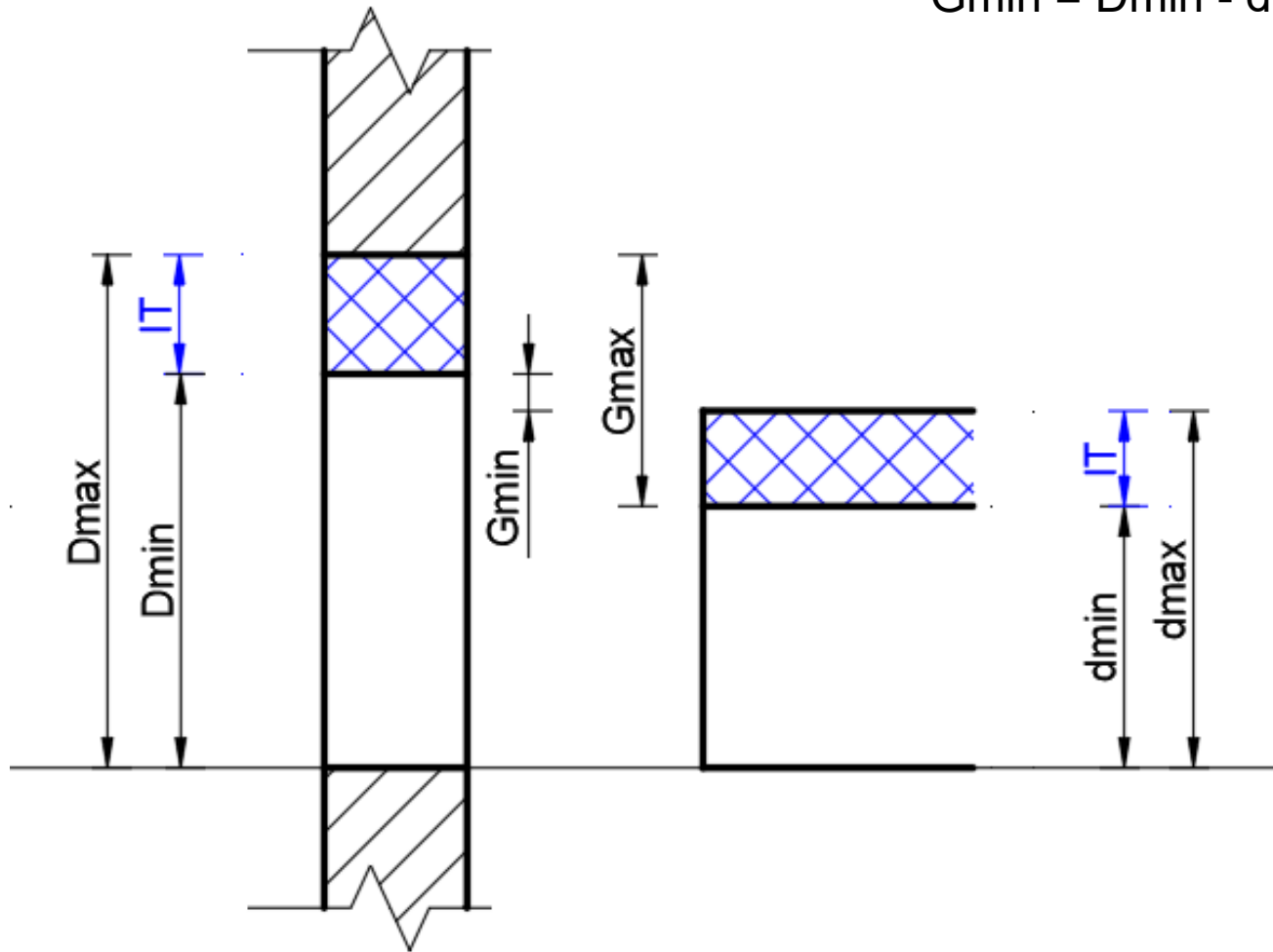
Tipologie di accoppiamenti

Gli accoppiamenti potranno essere:

- Con **Giuoco (G)**: le dimensioni dell'albero sono sempre minori di quelle del foro (accoppiamento libero)
- Con **Interferenza (I)**: le dimensioni dell'albero sono sempre maggiori di quelle del foro (accoppiamento bloccato o stabile)
- **Incerti** quando potrà risultare con giuoco o con interferenza, a seconda delle dimensioni assunte da albero e foro

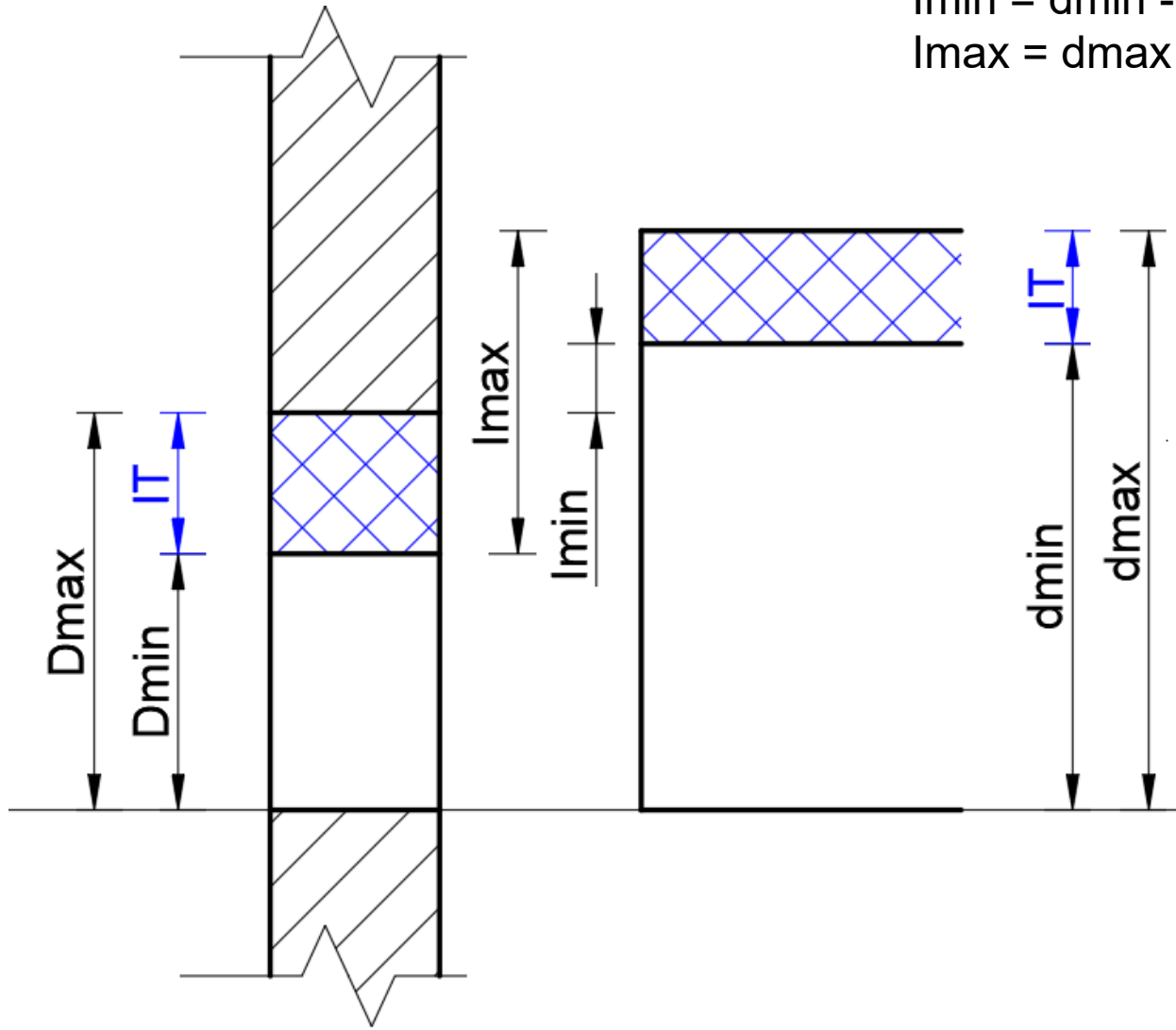
Accoppiamento con giuoco

$$D_{\min} \geq d_{\max}$$
$$G_{\max} = D_{\max} - d_{\min}$$
$$G_{\min} = D_{\min} - d_{\max}$$



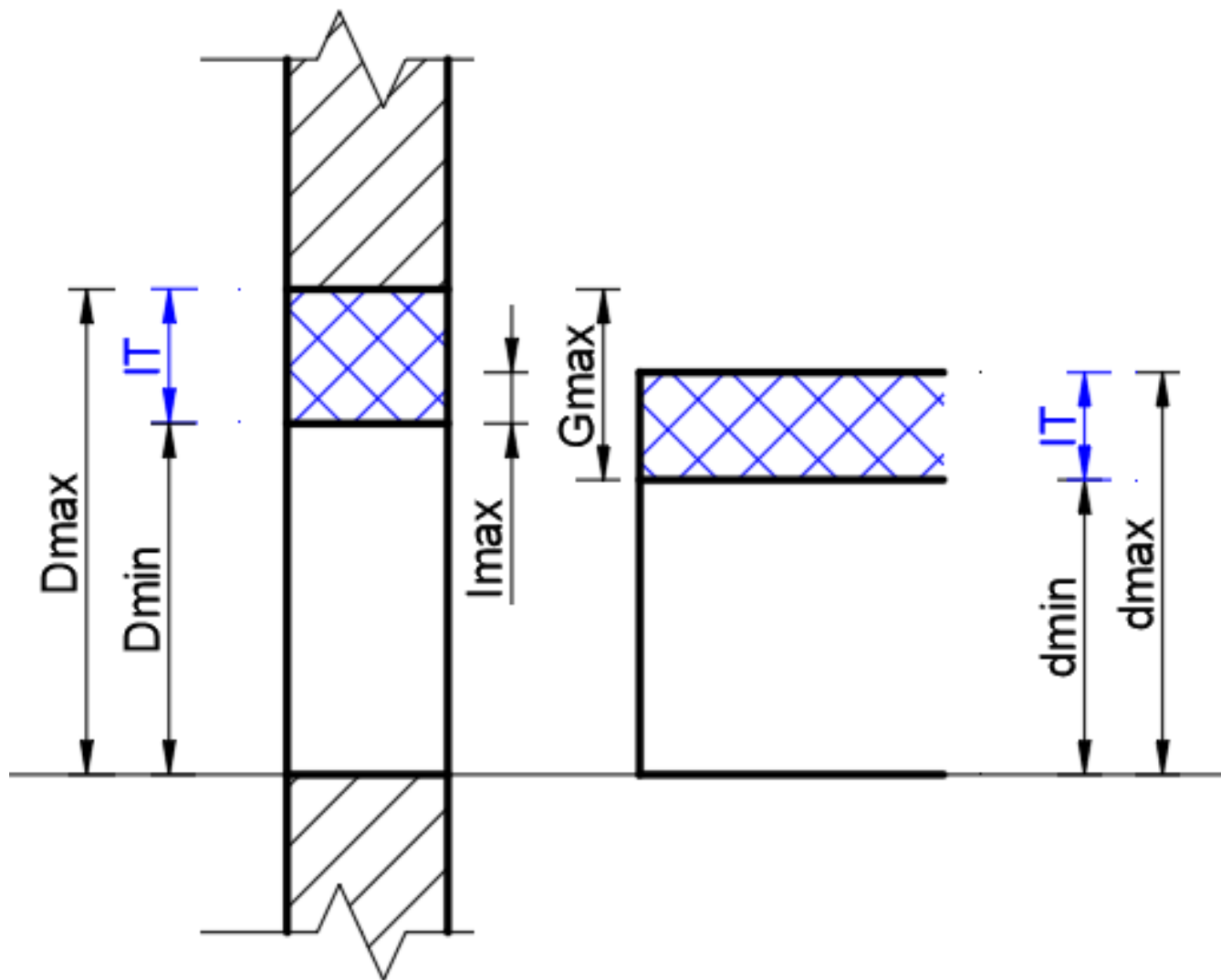
Accoppiamento con interferenza

$$d_{\min} \geq D_{\max}$$
$$I_{\min} = d_{\min} - D_{\max}$$
$$I_{\max} = d_{\max} - D_{\min}$$



Accoppiamento incerto

$$G_{\max} = D_{\max} - d_{\min}$$
$$I_{\max} = d_{\max} - D_{\min}$$

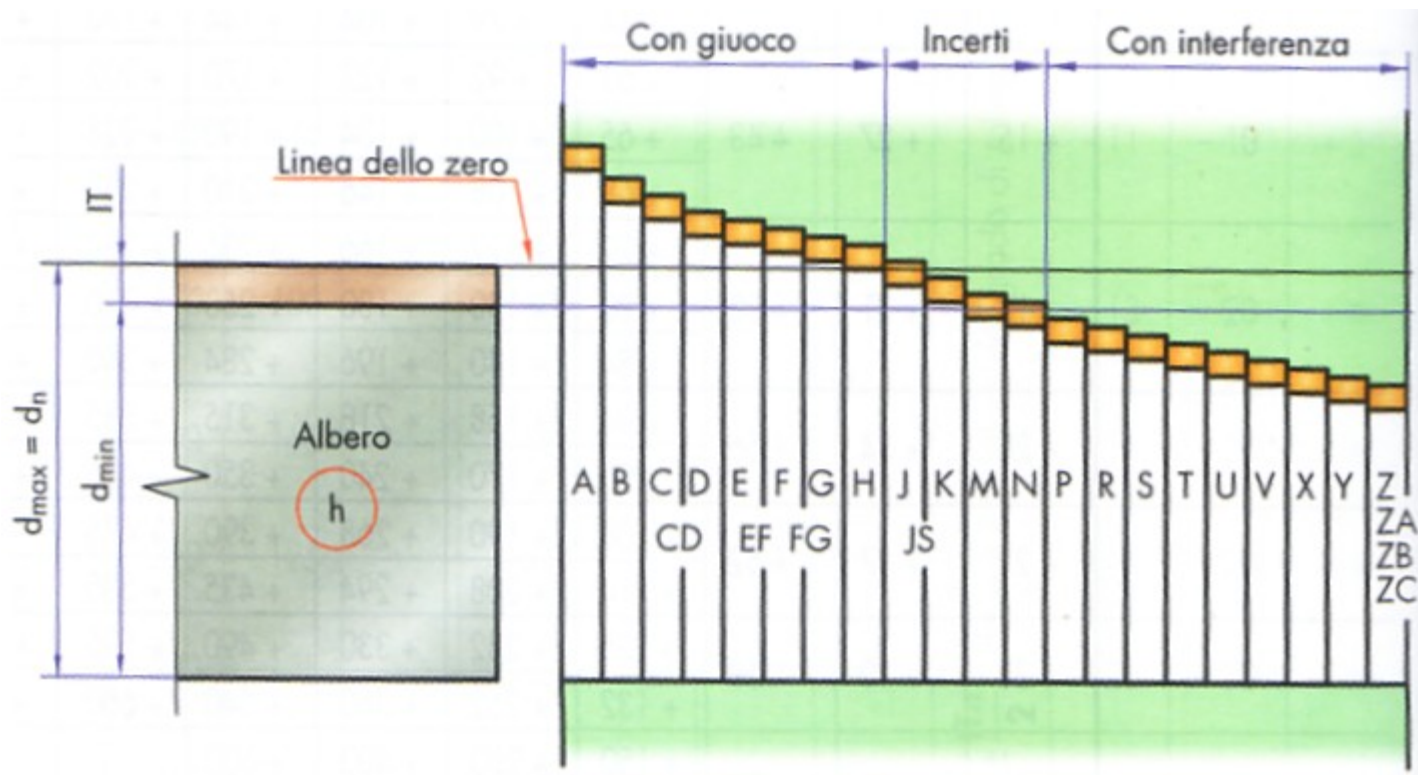


Sistema di accoppiamento “albero base”

Insieme di accoppiamenti nei quali la dimensione massima dell'albero coincide sempre con la dimensione nominale

Posizione h, $es=0$, $d_{max}=d_n$

I diversi accoppiamenti si ottengono variando la posizione ed il grado di tolleranza del foro.



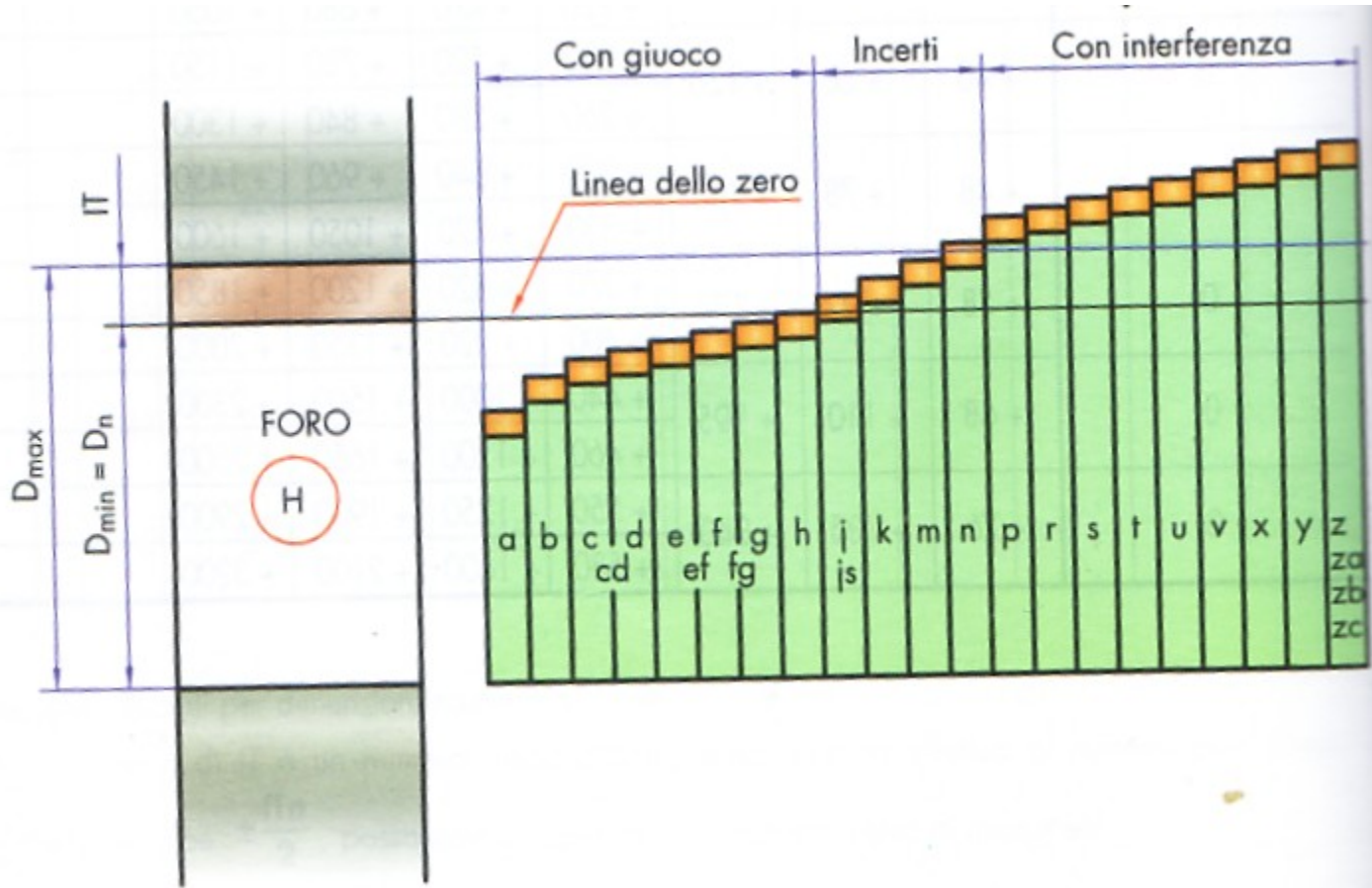
PRECISIONE	ACCOPIAMENTO				
	LIBERO	MOBILE DI SCORRIMENTO	INCERTO SMONTABILE	BLOCCATO LEGGERO non smontabile a mano	BLOCCATO SERRATO montabile alla pressa o a caldo
ALTA				M6/h6 – Smontabile senza forte pressione con vincolo rotatorio e di scorrimento assiale	
BUONA		H6/h6 – Parti con movimento relativo – Alberi veloci lubrificati	K6/h6; K7/h7 – Organi fissi smontabili facilmente – Assicurati contro la rotazione	J6/h6 – Senza scorrimento relativo – Assicurati contro la rotazione	N6/h7 – Smontabile con forte pressione – Vincolo rotatorio e di scorrimento assiale
MEDIA	E8/h7; F8/h8; H9/h8 – Parti scorrevoli, con giuoco abbondante	F8/h7 – Movimento relativo con giuoco sensibile			
GROSSOLANA	D10/h8 – Parti scorrevoli, giuoco abbondante senza esigenze di precisione				

Sistema di accoppiamento “foro base”

Insieme di accoppiamenti nei quali la dimensione minima del foro coincide sempre con la dimensione nominale

Posizione H, $EI=0$, $D_{min}=d_n$

I diversi accoppiamenti si ottengono variando la posizione ed il grado di tolleranza dell'albero.



PRECISIONE	ACCOPIAMENTO				
	LIBERO	MOBILE DI SCORRIMENTO	INCERTO SMONTABILE	BLOCCATO LEGGERO non smontabile a mano	BLOCCATO SERRATO montabile alla pressa o a caldo
ALTA	<p>H6/g5</p> <ul style="list-style-type: none"> - Parti rotanti lubrificate - Accoppiamento bonificato rettificato 	<p>H6/h5</p> <ul style="list-style-type: none"> - Accoppiamento di centratura - Lubrificato internamente 	<p>H6/js5</p> <ul style="list-style-type: none"> - Parti reciprocamente fisse. Sfilabile a mano con mazzetta 	<p>H6/n5</p> <ul style="list-style-type: none"> - Parti non bloccate assialmente - Vincolo torsionale con linguetta o scanalato 	<p>H6/p5</p> <ul style="list-style-type: none"> - Parti da considerarsi un sol pezzo
BUONA	<p>H7/g6</p> <ul style="list-style-type: none"> - Accoppiamenti rotanti con buona centratura - Lubrificazione mediocre 	<p>H6/h6</p> <ul style="list-style-type: none"> - Alberi veloci poco caricati con mozzi di ruote 	<p>H7/j6</p> <ul style="list-style-type: none"> - Parti reciprocamente fisse. Sfilabile a mano - Buona centratura 	<p>H7/n6</p> <ul style="list-style-type: none"> - Parti reciprocamente fisse senza linguetta o scanalato - Buona centratura 	<p>H7/r6</p> <ul style="list-style-type: none"> - Trasmissione con carichi assiali e torsionali senza linguette o scanalati
MEDIA	<p>H7/f7</p> <ul style="list-style-type: none"> - Accoppiamenti rotanti veloci - Centratura imperfetta 	<p>H7/h6</p> <ul style="list-style-type: none"> - Centratura di scorrimento - Movimento alternato circolare e assiale - Comandi idraulici di precisione 	<p>H8/n8</p> <ul style="list-style-type: none"> - Ingranaggi di forza da smontare, raramente collegati con linguetta 		
GROSSOLANA	<p>H11/d11</p> <ul style="list-style-type: none"> - Macchine agricole - Apparecchio di sollevamento. Meccanismi esposti a intemperie 	<p>H8/f8; H8/h8</p> <ul style="list-style-type: none"> - Accoppiamenti rotanti in genere - Bassi carichi senza esigenze di centratura 			

Sistema albero-base

L'**albero** si trova in posizione **h**. Ne deriva che per le seguenti posizioni dei fori si ha:

da **A** ad **H** → accoppiamento **con gioco**;

da **Js** ad **N** → accoppiamento **incerto**;

Da **P** a **ZC** → accoppiamento **con interferenza**.

Comporta il vantaggio di un **minore numero di calibri esterni** (a forcella) per controllare gli alberi e un **maggior numero di calibri a tampone** (meno costosi) per controllare i fori.

Si utilizza questo sistema quando si impiegano alberi di acciaio trafilati che si trovano in commercio già lavorati in posizione h.

Sistema foro-base

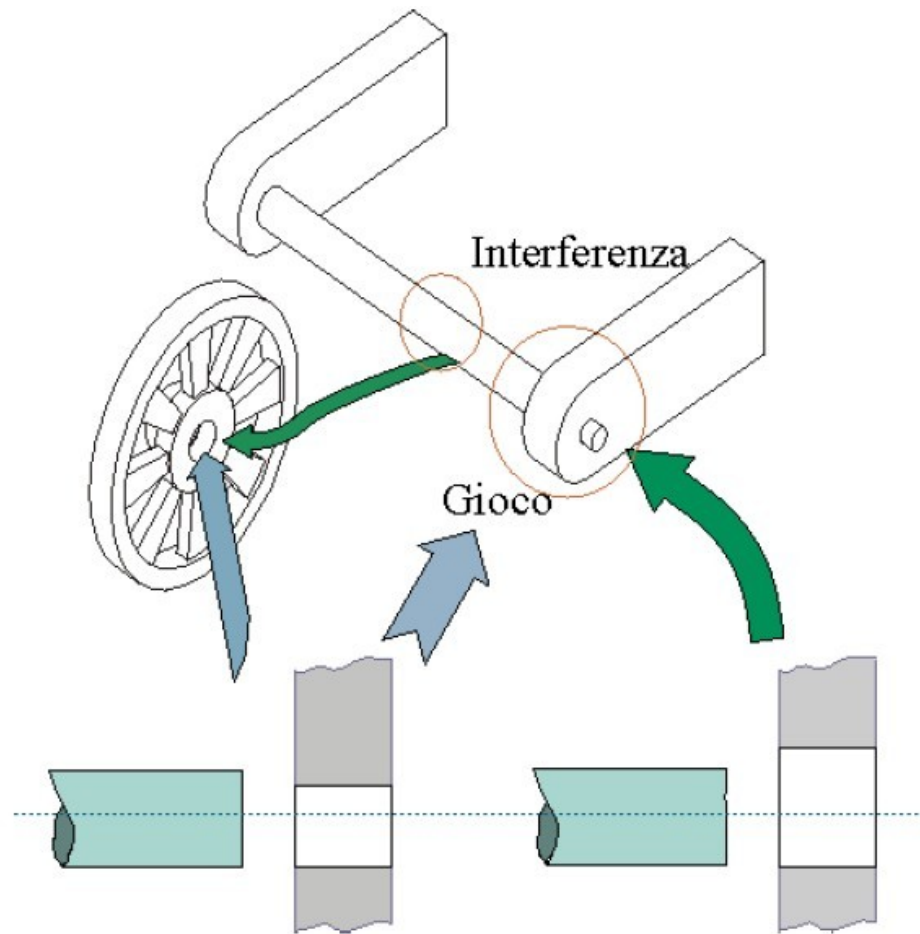
Il **foro** si trova in posizione **H**. Ne deriva che per le seguenti posizioni degli alberi si ha:

da **a** ad **h** → accoppiamento **con gioco**;

da **js** ad **n** → accoppiamento **incerto**;

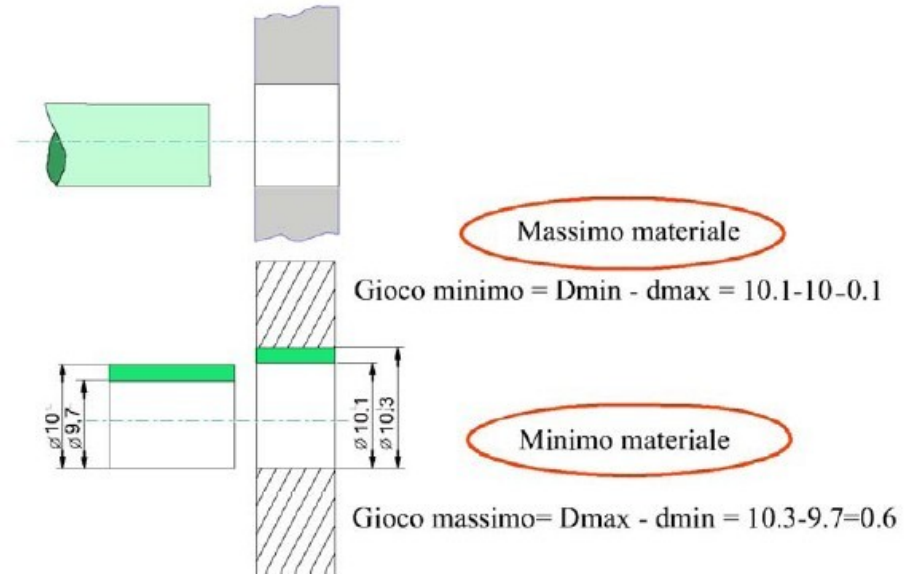
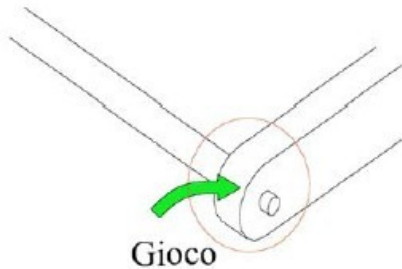
Da **p** a **zc** → accoppiamento **con interferenza**.

Permette di **risparmiare sul numero di alesatori fissi per finire i fori** (bastano quelli in posizione H).



Per il corretto funzionamento della carriola la ruota viene montata con interferenza e l'albero con giuoco nell'apposita sede

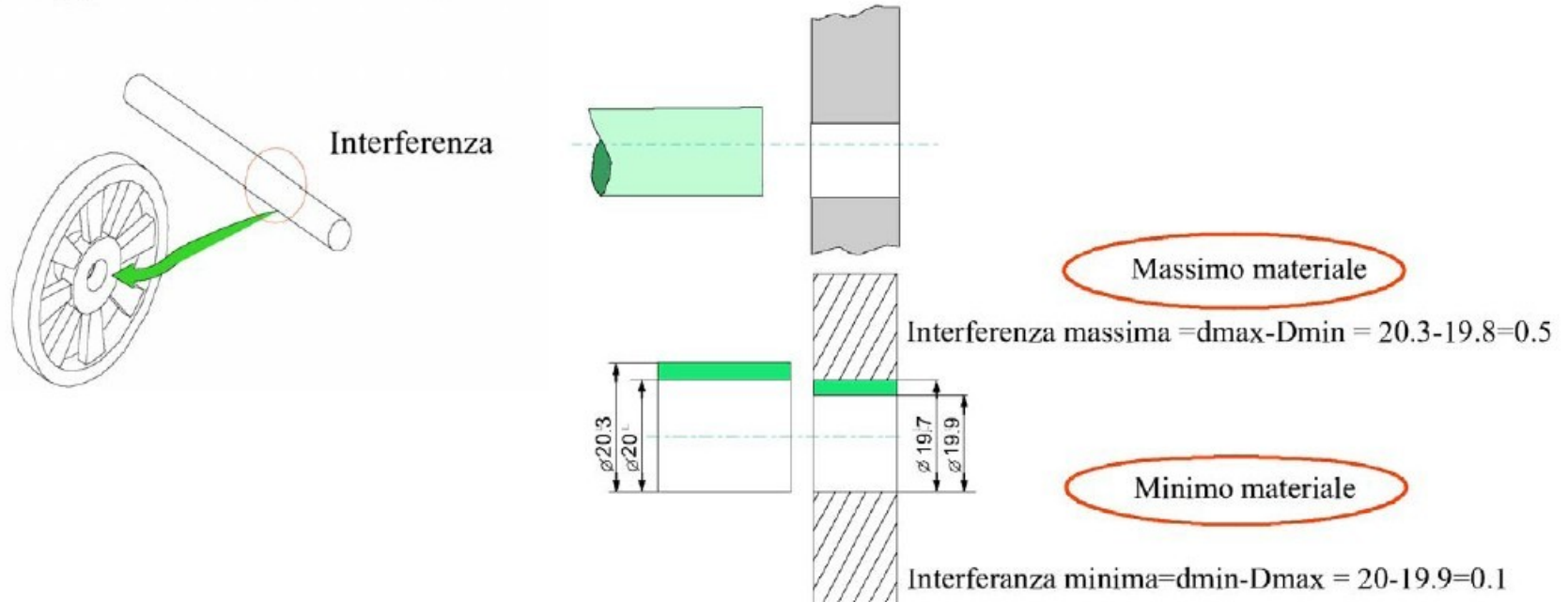
Accoppiamento con gioco



Realizzazione di accoppiamento con giuoco tra l'albero e il supporto. L'accoppiamento risulta sempre di tipo mobile se le tolleranze dei due elementi soddisfano due condizione essenziali:

- Le zone di tolleranza albero-foro non risultano sovrapposte
- La zona di tolleranza del foro è sempre superiore a quella dell'albero

Accoppiamento con interferenza

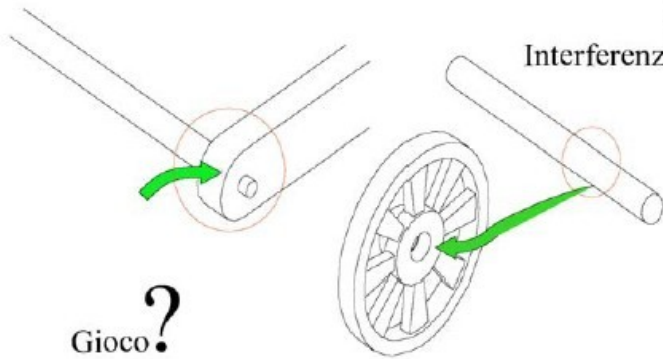


Realizzazione di accoppiamento con interferenza tra l'albero e la ruota.

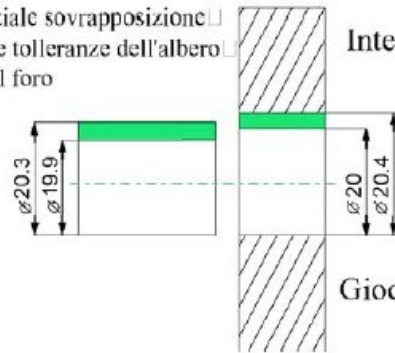
L'accoppiamento risulta sempre bloccato se le tolleranze dei due elementi soddisfano due condizioni essenziali:

- Le zone di tolleranza albero-foro non risultano parzialmente sovrapposte
- La zona di tolleranza del foro è sempre inferiore a quella dell'albero

Accoppiamento incerto



Parziale sovrapposizione delle tolleranze dell'albero e del foro



Massimo materiale

$$\text{Interferenza max} = d_{\text{max}} - D_{\text{min}} = 20.3 - 20.1 = 0.3$$

Minimo materiale

$$\text{Gioco massimo} = D_{\text{max}} - d_{\text{min}} = 20.4 - 19.9 = 0.5$$

In questo caso l'accoppiamento è incerto perché a seconda delle dimensioni effettive assunte dai due elementi nel montaggio, può verificarsi sia giuoco che interferenza tra l'albero e la ruota

Accoppiamento $\varnothing 50$ E8/h7

FORO

$$D_n = 50 \text{ [mm]}$$

$$IT = 0,039 \text{ [mm]}$$

$$EI = +0,050 \text{ [mm]}$$

da cui:

$$D_{min} = 50,050 \text{ [mm]}$$

$$D_{max} = 50,089 \text{ [mm]}$$

$$ES = +0,089 \text{ [mm]}$$

ALBERO

$$d_n = 50 \text{ [mm]}$$

$$IT = 0,025 \text{ [mm]}$$

$$es = 0 \text{ [mm]}$$

da cui:

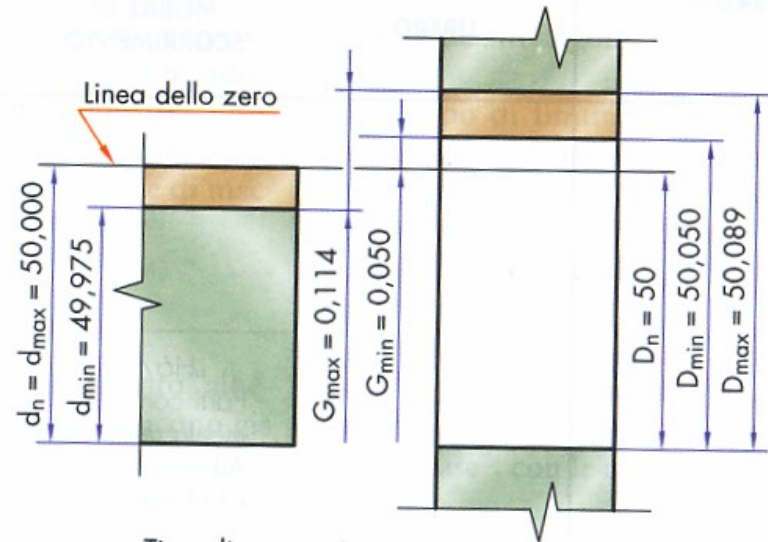
$$d_{max} = 50,000 \text{ [mm]}$$

$$d_{min} = 49,975 \text{ [mm]}$$

$$ei = -0,025 \text{ [mm]}$$

$$G_{max} = D_{max} - d_{min} = 50,089 - 49,975 = 0,114 \text{ [mm]}$$

$$G_{min} = D_{min} - d_{max} = 50,050 - 50,000 = 0,050 \text{ [mm]}$$



Tipo di accoppiamento:

- Albero base
- Con giuoco

Accoppiamento $\varnothing 50$ K7/h7

FORO

$$D_n = 50 \text{ [mm]}$$

$$IT = 0,025 \text{ [mm]}$$

$$ES = + 0,007 \text{ [mm]}$$

da cui:

$$D_{\max} = 50,007 \text{ [mm]}$$

$$D_{\min} = 49,982 \text{ [mm]}$$

$$EI = - 0,018 \text{ [mm]}$$

ALBERO

$$d_n = 50 \text{ [mm]}$$

$$IT = 0,025 \text{ [mm]}$$

$$es = 0 \text{ [mm]}$$

da cui:

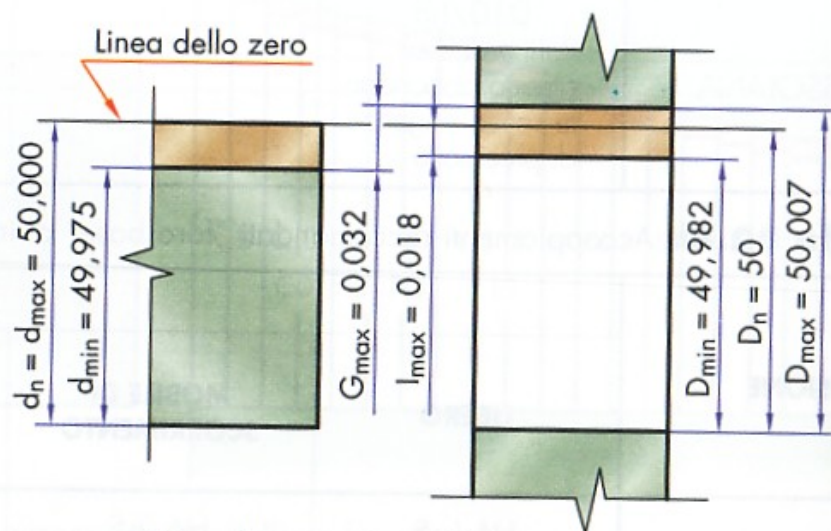
$$d_{\max} = 50,000 \text{ [mm]}$$

$$d_{\min} = 49,975 \text{ [mm]}$$

$$ei = - 0,025 \text{ [mm]}$$

$$G_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 50,007 - 49,975 = 0,032 \text{ [mm]}$$

$$I_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 50,000 - 49,982 = 0,018 \text{ [mm]}$$



Tipo di accoppiamento:

- Albero base
- Incerto

Accoppiamento \varnothing 50 H7/f7

FORO

$$D_n = 50 \text{ [mm]}$$

$$IT = 0,025 \text{ [mm]}$$

$$EI = 0 \text{ [mm]}$$

da cui:

$$D_{\min} = 50,000 \text{ [mm]}$$

$$D_{\max} = 50,025 \text{ [mm]}$$

$$ES = + 0,025 \text{ [mm]}$$

ALBERO

$$d_n = 50 \text{ [mm]}$$

$$IT = 0,025 \text{ [mm]}$$

$$es = - 0,025 \text{ [mm]}$$

da cui:

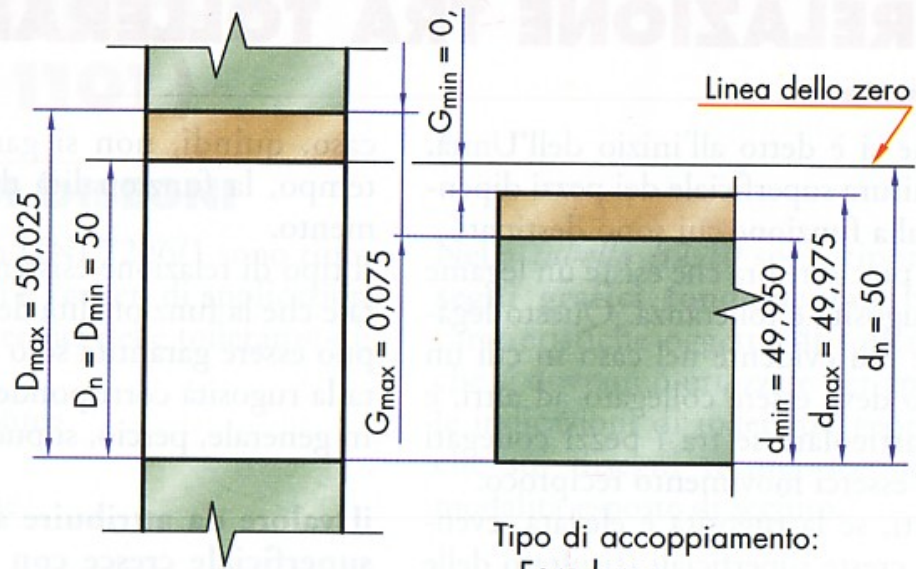
$$d_{\max} = 49,975 \text{ [mm]}$$

$$d_{\min} = 49,950 \text{ [mm]}$$

$$ei = - 0,050 \text{ [mm]}$$

$$G_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 50,025 - 49,950 = 0,075 \text{ [mm]}$$

$$G_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 50,000 - 49,975 = 0,025 \text{ [mm]}$$



Tipo di accoppiamento:

- Foro base
- Con giuoco

Accoppiamento $\varnothing 50$ H7/j6

FORO

$$D_n = 50 \text{ [mm]}$$

$$IT = 0,025 \text{ [mm]}$$

$$EI = 0 \text{ [mm]}$$

da cui:

$$D_{min} = 50,000 \text{ [mm]}$$

$$D_{max} = 50,025 \text{ [mm]}$$

$$ES = + 0,025 \text{ [mm]}$$

ALBERO

$$d_n = 50 \text{ [mm]}$$

$$IT = 0,016 \text{ [mm]}$$

$$ei = - 0,005 \text{ [mm]}$$

da cui:

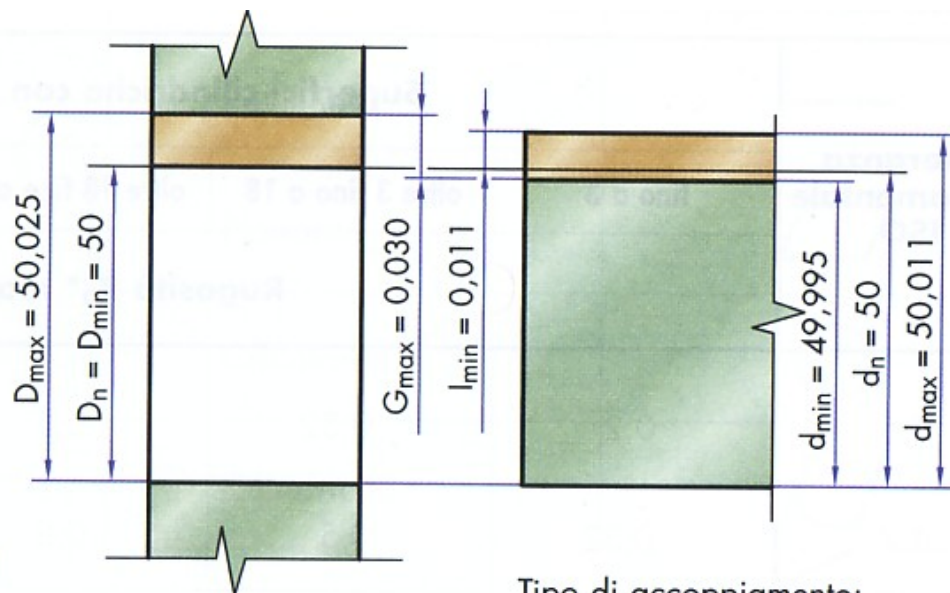
$$d_{min} = 49,995 \text{ [mm]}$$

$$d_{max} = 50,011 \text{ [mm]}$$

$$es = + 0,011 \text{ [mm]}$$

$$G_{max} = D_{max} - d_{min} = 50,025 - 49,995 = 0,030 \text{ [mm]}$$

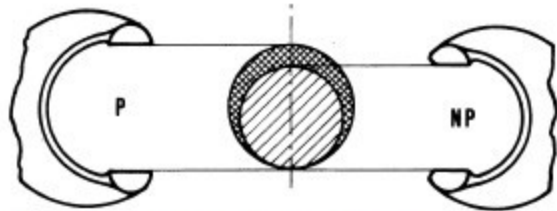
$$I_{max} = d_{max} - D_{min} = 50,011 - 50,000 = 0,011 \text{ [mm]}$$



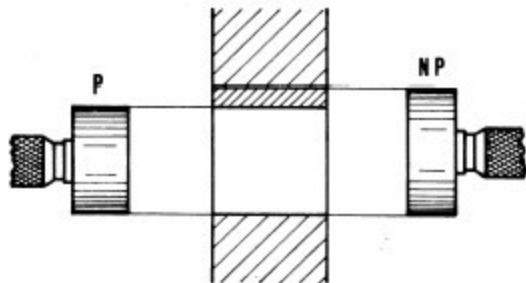
Tipo di accoppiamento:
- Foro base
- Incerto

Controllo delle dimensioni tollerate

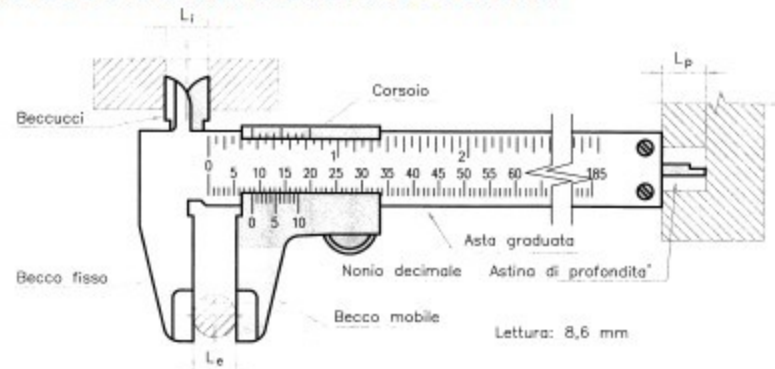
Il controllo delle dimensioni tollerate può eseguirsi attraverso **calibri fissi** o **calibri mobili**. I calibri fissi sono molto utilizzati in quanto il loro impiego è rapido. Essi sono di solito di tipo differenziale, ossia hanno due lati: **lato passa** e **lato non passa**. I calibri mobili richiedono la lettura su una scala o un display: la procedura è più lenta, ma sono indispensabili se il numero di dimensioni e/o tolleranze da controllare è elevato.



Calibro differenziale fisso del tipo a forcella per controllo di dimensioni esterne. L'albero è in tolleranza se **entra nel lato passa** e **non entra nel lato non passa**.



Calibro differenziale fisso del tipo a tampone per controllo di dimensioni interne. Il foro è in tolleranza se il tampone **entra dal lato passa** e **non entra dal lato non passa**.



Calibro mobile del tipo a corsoio. È possibile effettuare misure di dimensioni esterne, interne e di profondità

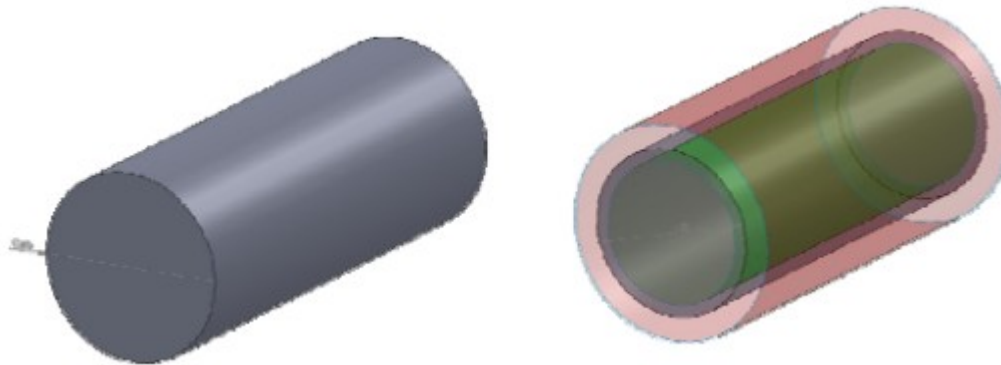


Micrometro del tipo a vite. È possibile effettuare misure di dimensioni esterne (esistono anche per interni e per misure di profondità). È più preciso del calibro a corsoio.

Controllo dimensionale fra due limiti

Il caso più semplice è quello di esprimerne il valore limite superiori e inferiori all'interno dei quali la dimensione reale è considerata ammissibile → pezzo conforme .

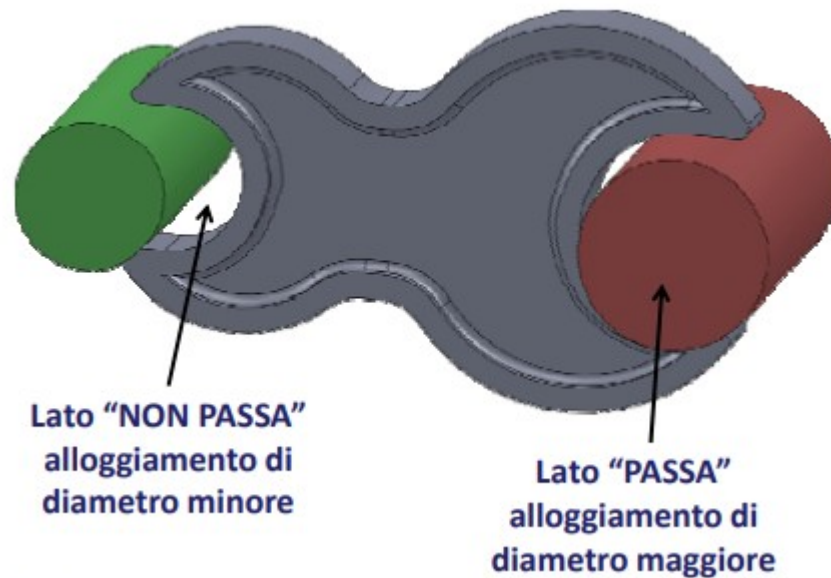
L'indicazione di tolleranza assume il significato di *“Se la dimensione reale del diametro del cilindro è compresa tra i valori massimo e minimo indicati a disegno, il pezzo è accettabile, altrimenti è da rilavorare o scartare”*



Verifica dimensionale fra due limiti

Può essere usato un calibro passa non passa

Se il pezzo entrerà nel “lato passa” e non entrerà in quello “non passa”
la tolleranza sarà verificata e il pezzo sarà giudicato conforme



Relazione fra tolleranza e rugosità

Relazione fra tolleranza e rugosità

La finitura superficiale dei pezzi dipende dalla funzione cui sono destinati.

Al fine di garantire la funzionalità dell'accoppiamento dovrà essere considerata anche la finitura superficiale dei pezzi ossia la rugosità.

Se la rugosità è elevata, eventuali creste superficiali (risultato delle lavorazioni) si usurano rapidamente facendo aumentare il giuoco. In tal caso non viene garantita, nel tempo, la funzionalità dell'accoppiamento.

Il valore da attribuire alla rugosità superficiale cresce con l'aumentare sia della tolleranza sia delle dimensioni del pezzo.

E' opportuno ricordare che il costo di produzione aumenta con il diminuire del grado di superficialità richiesto. Di conseguenza compatibilmente con le tolleranze applicate, sarà bene prescrivere per la lavorazione, il massimo valore di rugosità possibile.

Rugosità R_a massima ottenibile in funzione della tolleranza - UNI 3963/2a

Tolleranza fondamentale ISO	Superfici cilindriche con diametro in mm					Superfici piane
	fino a 3	oltre 3 fino a 18	oltre 18 fino a 80	oltre 80 fino a 250	oltre 250	
	Rugosità R_a^* max. in μm					
IT 6	0,2	0,32	0,5	0,8	1,25	1,25
IT 7	0,32	0,5	0,8	1,25	2	2
IT 8	0,5	0,8	1,25	2	3,2	3,2
IT 9	0,8	1,25	2	3,2	5	5
IT 10	1,25	2	3,2	5	8	8
IT 11	2	3,2	5	8	12,5	12,5
IT 12	3,2	5	8	12,5	20	20
IT 13	5	8	12,5	20	32	32
IT 14	8	12,5	20	32	50	50

* I valori massimi di rugosità sono dati a puro titolo indicativo e non sono quindi da considerare in sede di collaudo.
Qualora l'applicazione rivesta particolare importanza, si consiglia di precisare sul disegno il valore di rugosità desiderato anche se maggiore di quello riportato nel prospetto.

** Valori di rugosità riscontrabili su almeno una delle due superfici limitanti la quota.

Tolleranze geometriche

UNI 7226/1 – ISO 1101

Le tolleranze geometriche tengono conto degli errori di forma che le superfici reali hanno rispetto a quelle ideali indicate a disegno. Una tolleranza geometrica stabilisce lo spazio (area o volume) entro il quale deve trovarsi l'elemento oggetto della tolleranza stessa. Le tolleranze geometriche sono oggetto della norma **UNI 7226/1 (ISO 1101)**.

Le tolleranze geometriche si possono suddividere nelle seguenti quattro categorie:

Tolleranze di forma

Stabiliscono i limiti di variabilità di un elemento geometrico **rispetto alla forma ideale** riportata a disegno. Sono tolleranze "assolute" (tranne alcune eccezioni) in quanto non necessitano, per essere definite, di elementi di riferimento.

Tolleranze di orientamento

Stabiliscono i limiti di variabilità di un elemento geometrico **rispetto ad uno o più elementi di riferimento**.

Tolleranze di posizione

Stabiliscono i limiti di variabilità di un elemento geometrico **rispetto ad una posizione ideale** stabilita a disegno con riferimento ad uno o più elementi assunti come riferimento.

Tolleranze di oscillazione

Stabiliscono i limiti di variabilità di un elemento geometrico **rispetto ad una rotazione attorno ad un asse di riferimento**.

Elementi e tolleranze		Caratteristica oggetto di tolleranza	Segno grafico
Elementi singoli	Tolleranze di forma	Rettilineità	—
		Planarità	▭
		Circolarità	○
		Cilindricità	⊘
Elementi singoli od associati		Forma di una linea qualunque	⌒
		Forma di una superficie qualunque	⊔
Elementi associati	Tolleranze di orientamento	Parallelismo	//
		Perpendicolarità	⊥
		Inclinazione	∕
	Tolleranze di posizione	Localizzazione	⊕
		Concentricità e coassialità	◎
		Simmetria	≡
	Tolleranze di oscillazione	Oscillazione circolare	↻
		Oscillazione totale	↻↻

Classificazione e segni grafici

Vengono qui trattate le tolleranze geometriche di seguito elencate.

Tolleranze di forma

Rettilinearità (*straightness*)

Planarità (*flatness*)

Circolarità (*roundness*)

Cilindricità (*cylindricity*)

Tolleranze di posizione

Localizzazione (*location*)

Simmetria (*symmetry*)

Concentricità (*concentricity*)

Tolleranze di orientamento

Parallelismo (*parallelism*)

Ortogonalità (*perpendicularity*)

Tolleranze di oscillazione

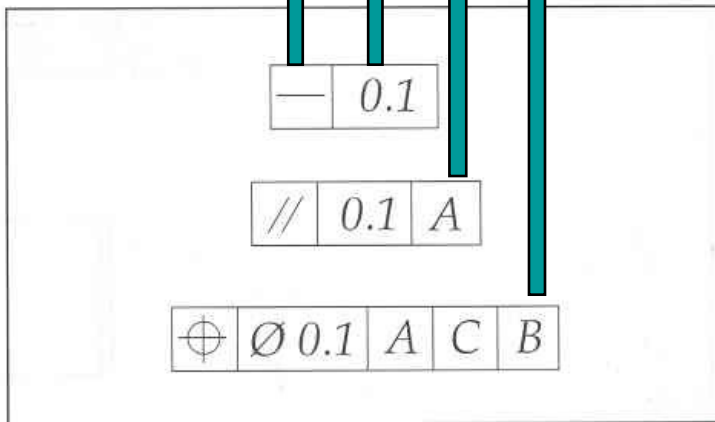
Oscillazione circolare radiale (*radial run-out*)

Oscillazione circolare assiale (*axial run-out*)

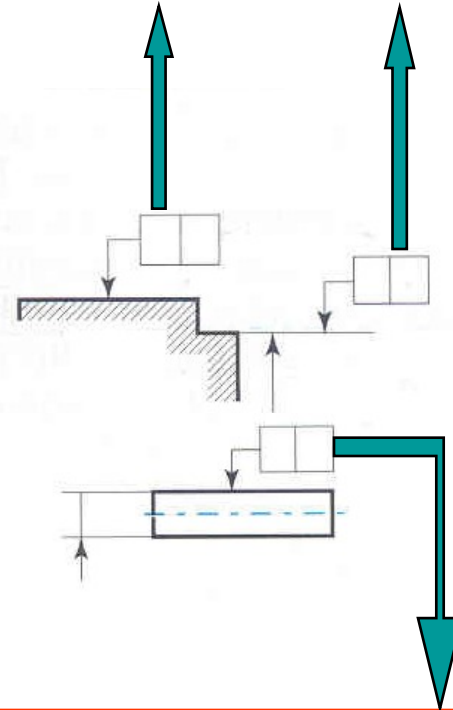
simbolo

valore numerico

Riferimento/i









tolleranza applicata ad una linea o ad una superficie



tolleranza applicata ad un asse o ad una linea mediana

Tolleranze di forma


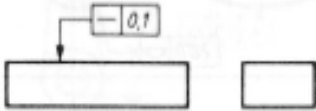
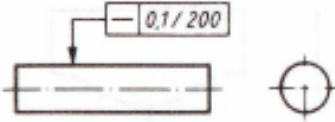
La norma UNI 7226/1 : ISO 1101 definisce le tipologie di tolleranze geometriche; nello specifico quelle di forma sono:

Tolleranze di forma	Rettilineità	
	Planarità	
	Circolarità	
	Cilindricità	
	Forma di una linea qualunque	
	Forma di una superficie qualunque	

Le prime quattro sono relative ad elementi singoli mentre le ultime due ad elementi singoli o associati

Tolleranze di forma: Tolleranza di rettilineità (1)

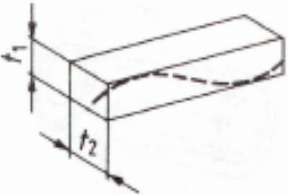
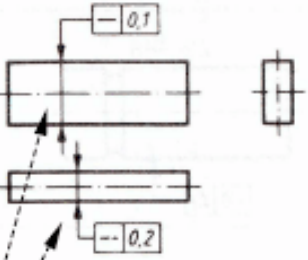
La tolleranza di rettilineità stabilisce i limiti di variabilità di un elemento rettilineo reale (spigolo) o ideale (asse o generatrice di una superficie).

Zona di tolleranza	Indicazione a disegno	Interpretazione
		Ogni linea della superficie superiore parallela al piano di proiezione deve essere compresa tra due rette parallele distanti 0,1 mm.
La zona di tolleranza è limitata da due rette parallele distanti t .		Ogni parte della generatrice del cilindro avente lunghezza 200 mm deve essere compresa tra due rette parallele distanti 0,1 mm in un piano contenente l'asse.

Attenzione: non viene data nessuna indicazione sull'**orientamento** delle linee che definiscono la zona di tolleranza. La tolleranza di rettilineità applicata ad una superficie piana controllo solo la rettilineità nella direzione parallela al piano di proiezione.


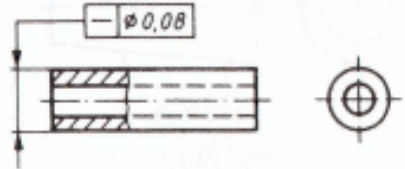
Tolleranze di forma: Tolleranza di rettilineità (2)

Tolleranza di rettilineità specificata su due piani ortogonali. Volume di tolleranza definito da un prisma.

Zona di tolleranza	Indicazione a disegno	Interpretazione
		<p>L'asse della barra deve essere compreso in un parallelepipedo avente larghezza 0,1 mm nel piano verticale e 0,2 mm nel piano orizzontale.</p>
<p>La zona di tolleranza è limitata da un parallelepipedo di sezione $t_1 \times t_2$</p>	<p>Attenzione: un'indicazione di questo tipo specifica che la tolleranza è da intendersi come applicata all'asse.</p>	

Tolleranze di forma: Tolleranza di rettilineità (3)

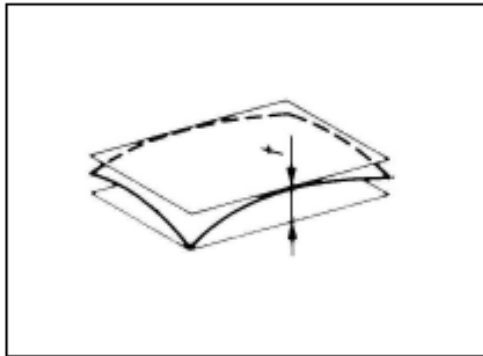
Volume di tolleranza definito da un cilindro.

Zona di tolleranza	Indicazione a disegno	Interpretazione
	 <p data-bbox="722 1011 1193 1219">Attenzione: il simbolo ϕ che precede il valore della tolleranza indica che si sta specificando una zona di tolleranza cilindrica.</p>	<p data-bbox="1251 482 1715 645">L'asse del cilindro deve essere compreso in una zona cilindrica avente diametro 0,08 mm.</p>

Tolleranze di forma: Tolleranza di planarità

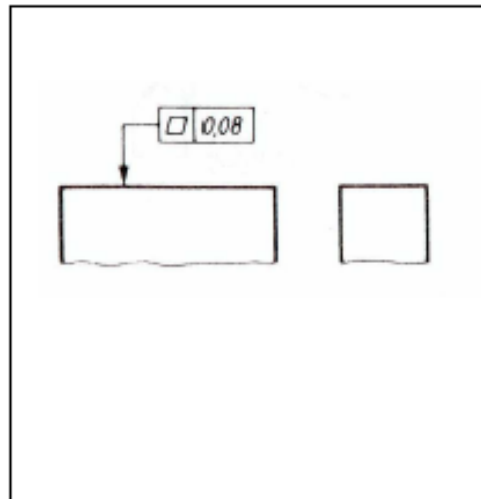
La tolleranza di planarità specifica una zona tridimensionale limitata da due piani tra loro paralleli con una distanza uguale al valore della tolleranza specificata.

Zona di tolleranza



La zona di tolleranza è limitata da due piani paralleli distanti t .

Indicazione a disegno




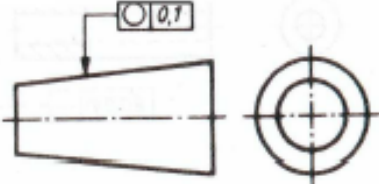
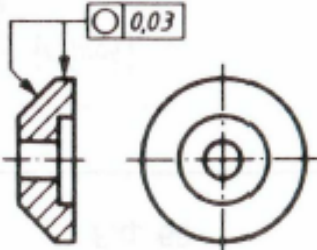
Interpretazione

La superficie considerata deve essere compresa tra due piani paralleli distanti 0,08 mm.

Attenzione: non viene data nessuna indicazione sull'**orientamento** dei piani che definiscono la zona di tolleranza.


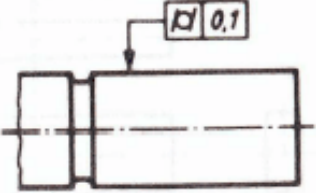
Tolleranze di forma: Tolleranza di circolarità

Una tolleranza di circolarità definisce una zona di tolleranza delimitata da due cerchi concentrici.

Zona di tolleranza	Indicazione a disegno	Interpretazione
		La circonferenza di ciascuna sezione trasversale deve essere compresa tra due circonferenze complanari e concentriche i cui raggi differiscano per 0,1 mm.
La zona di tolleranza è limitata da due cerchi concentrici i cui raggi differiscono per il valore t .		La circonferenza di ciascuna sezione trasversale deve essere compresa tra due circonferenze complanari e concentriche i cui raggi differiscono per 0,03 mm.

Tolleranze di forma: Tolleranza di Cilindricità

La tolleranza di cilindricità specifica una zona tridimensionale limitata da due cilindri concentrici.

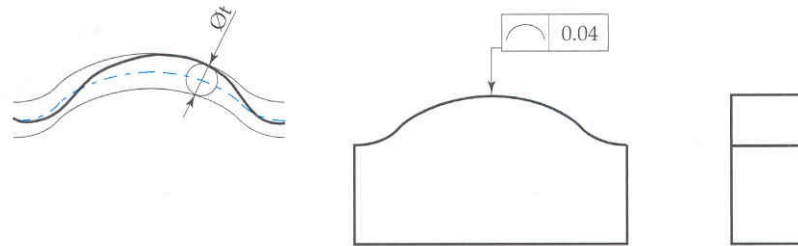
Zona di tolleranza	Indicazione a disegno	Interpretazione
		<p>La superficie considerata deve essere compresa tra due cilindri concentrici i cui raggi differiscono per 0,1 mm.</p>
<p>La zona di tolleranza è limitata da due cilindri concentrici i cui raggi differiscono per il valore t.</p>		

Attenzione: non viene data nessuna indicazione sull'**orientamento** degli assi dei cilindri che definiscono la zona di tolleranza.

E' opportuno che la tolleranza di cilindricità sia non superiore alla metà della tolleranza dimensionale associata

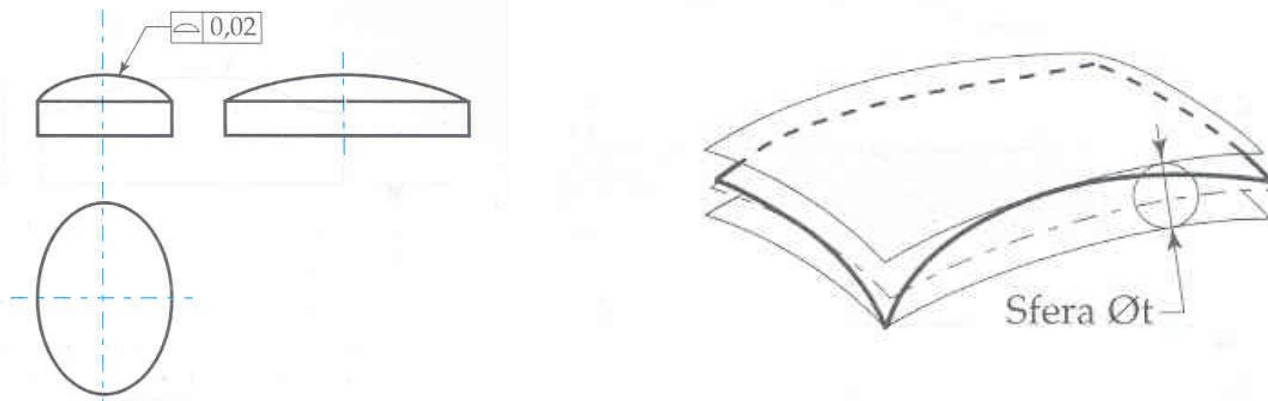
Tolleranza di forma su una linea

La zona di tolleranza è limitata da due linee di involuppo dei cerchi di diametro t i cui centri sono situati sulla linea avente la forma geometrica corretta



Tolleranza di forma su una superficie

La zona di tolleranza è limitata da due superfici di involuppo delle sfere di diametro t i cui centri sono situati sulla superficie avente la forma geometrica corretta



Tolleranze di orientamento


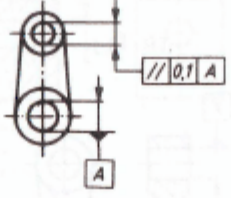

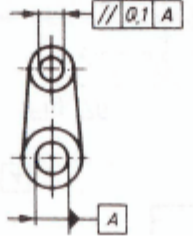
La norma UNI 7226/1 : ISO 1101 definisce le tipologie di tolleranze geometriche; nello specifico quelle di orientamento sono:

Tolleranze di orientamento	Parallelismo	//
	Perpendicolarità	⊥
	Inclinazione	∠

Tolleranze di orientamento:

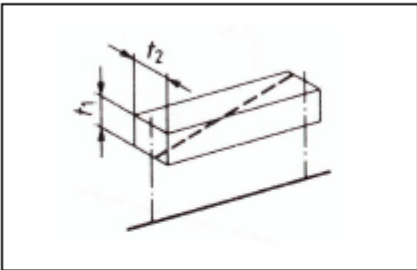
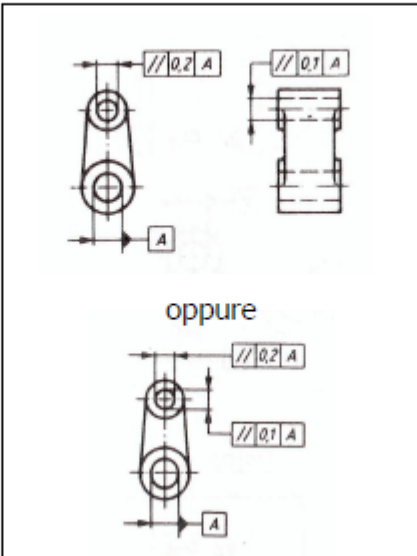
Tolleranza di parallelismo di una linea rispetto ad una retta di riferimento (1)

Una tolleranza di parallelismo è una tolleranza di orientamento che può essere associata ad una linea, asse o superficie rispetto ad un elemento di riferimento.

Zona di tolleranza	Indicazione a disegno	Interpretazione
		<p>L'asse con tolleranza deve essere compreso tra due rette distanti 0,1 mm, parallele all'asse di riferimento e poste sul piano verticale (ortogonale al piano di proiezione).</p>
		<p>L'asse con tolleranza deve essere compreso tra due rette distanti 0,1 mm, parallele all'asse di riferimento e poste sul piano orizzontale (ortogonale al piano di proiezione).</p>
<p>Zona di tolleranza piana limitata da due rette parallele distanti t.</p>		

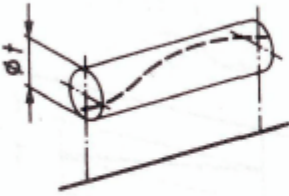
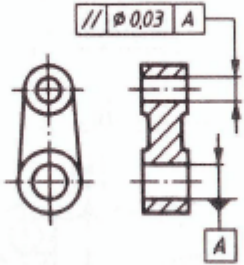
Tolleranze di orientamento:

Tolleranza di parallelismo di una linea rispetto ad una retta di riferimento (2)

Zona di tolleranza	Indicazione a disegno	Interpretazione
		<p>L'asse con tolleranza deve essere compreso in un parallelepipedo avente larghezza 0,2 mm nella direzione orizzontale e 0,1 mm nella direzione verticale, parallelo all'asse di riferimento A.</p>
<p>Zona di tolleranza definita da un parallelepipedo di dimensioni $t_1 \times t_2$</p>		

Tolleranze di orientamento:

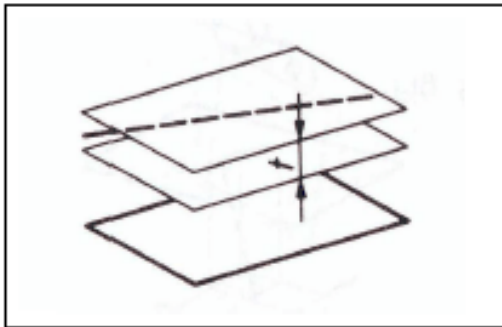
Tolleranza di parallelismo di una linea rispetto ad una retta di riferimento (3)

Zona di tolleranza	Indicazione a disegno	Interpretazione
 <p data-bbox="291 819 691 958">Zona di tolleranza delimitata da un cilindro di diametro t con asse parallelo alla retta di riferimento.</p>		<p data-bbox="1180 534 1572 701">L'asse con tolleranza deve essere compreso in una zona cilindrica avente diametro di 0,03 mm, parallela all'asse di riferimento A.</p>

Tolleranze di orientamento:

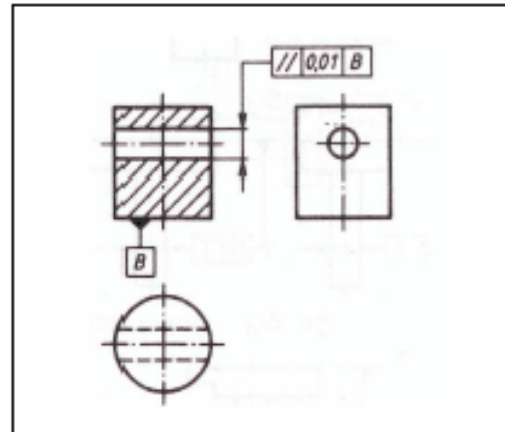
Tolleranza di parallelismo di una linea rispetto ad una superficie di riferimento

Zona di tolleranza



Zona di tolleranza delimitata da due piani paralleli distanti t e paralleli alla superficie di riferimento.

Indicazione a disegno

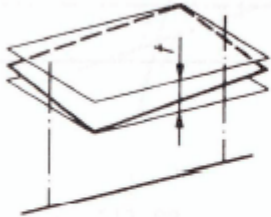
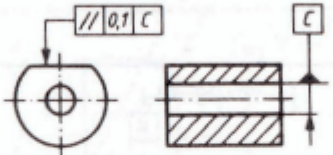


Interpretazione

L'asse del foro deve essere compreso entro due piani distanti 0,01 mm e paralleli alla superficie **B** di riferimento.

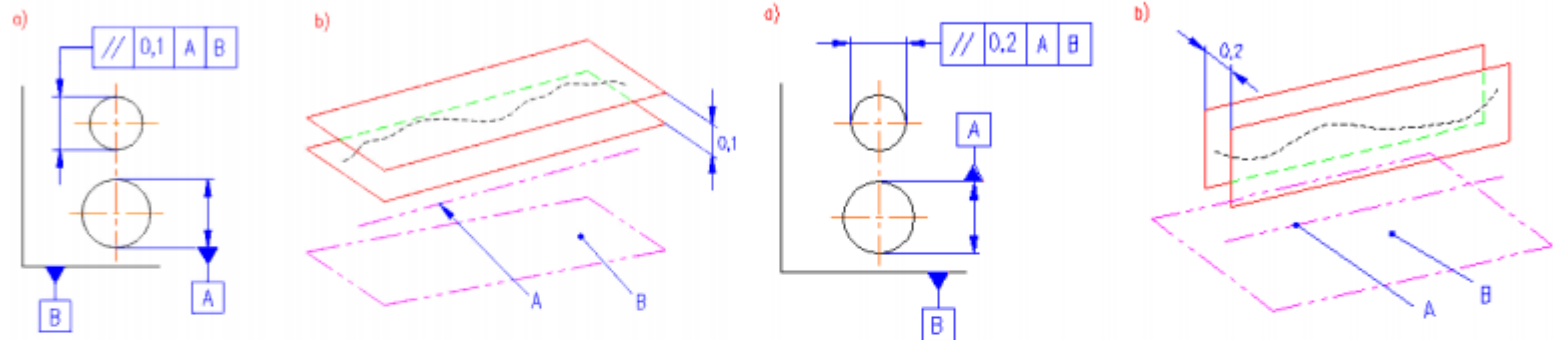
Tolleranze di orientamento:

Tolleranza di parallelismo di una superficie rispetto ad una retta di riferimento

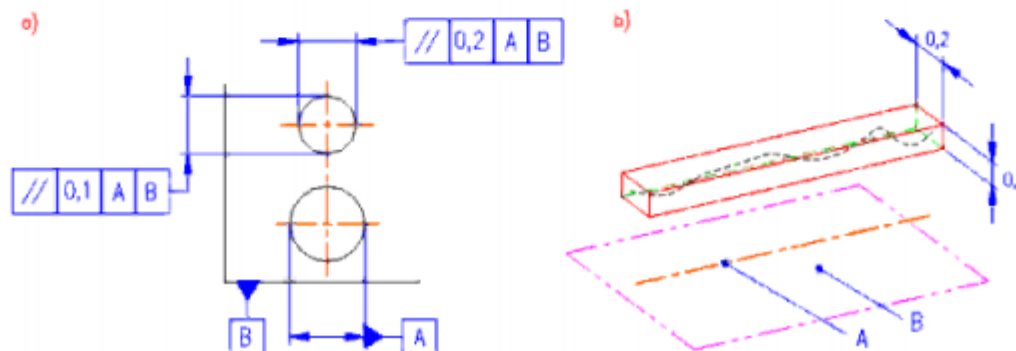
Zona di tolleranza	Indicazione a disegno	Interpretazione
		<p>La superficie con tolleranza deve essere compresa tra due piani distanti 0,1 mm e paralleli all'asse C del foro.</p>
<p>Zona di tolleranza delimitata da due piani paralleli distanti t e paralleli alla retta di riferimento.</p>		

PARALLELISMO (linea retta rispetto a sistema di riferimenti)

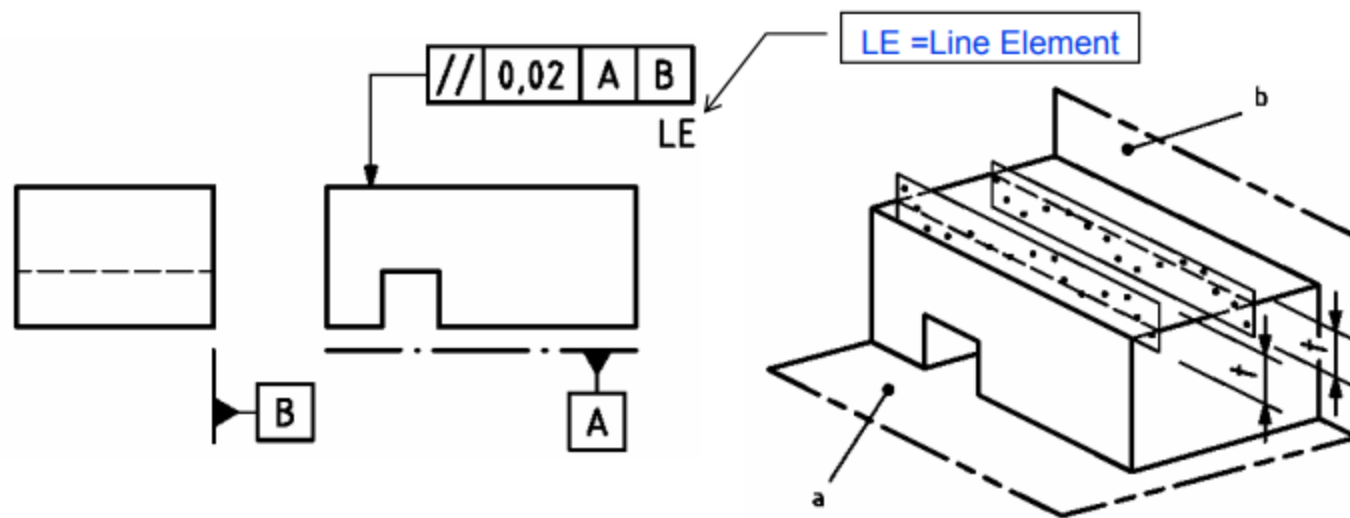
Esempio: tolleranza di parallelismo dell'asse di un foro riferito a un sistema di riferimenti e i relativi intervalli di tolleranza.



In entrambi i casi l'intervallo di tolleranza è limitato da due piani paralleli. I piani sono paralleli ai riferimenti e in diverse direzioni specificate. La direzione risulta dal posizionamento della linea di misura sul disegno.



PARALLELISMO (linea retta riferita a un sistema di riferimento)

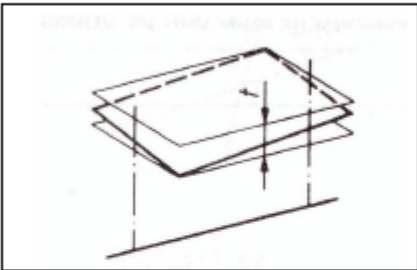
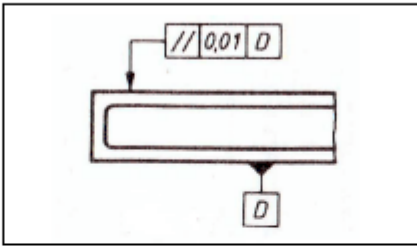
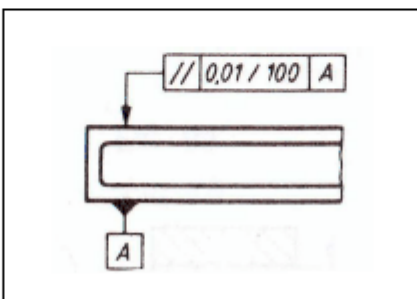


La tolleranza si riferisce a linee singole e non all'intero piano. L'intervallo di tolleranza è limitato da due linee rette parallele distanziate di $t = 0,02$ mm, orientate parallelamente al piano di riferimento A e al riferimento B.

Nell'esempio ogni linea estratta (reale) sarà contenuta tra due linee rette parallele distanziate di 0,02 mm, che sono orientate parallelamente rispetto il piano di riferimento A e al riferimento B.

Tolleranze di orientamento:

Tolleranza di parallelismo di una superficie rispetto ad una superficie di riferimento

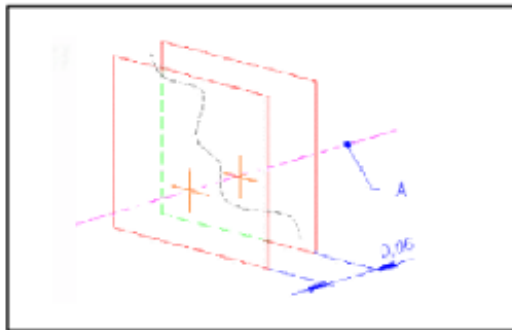
Zona di tolleranza	Indicazione a disegno	Interpretazione
		La superficie con tolleranza deve essere compresa tra due piani paralleli distanti 0,01 mm e paralleli alla superficie di riferimento D .
Zona di tolleranza delimitata da due piani paralleli distanti t e paralleli alla superficie di riferimento.		Tutti i punti della superficie con tolleranza presi in una posizione qualsiasi su una lunghezza di 100 mm, devono essere compresi tra due piani paralleli distanti 0,01 mm e paralleli alla superficie di riferimento A .

Tolleranze di orientamento:

Tolleranza di perpendicolarità di una linea rispetto ad una retta di riferimento

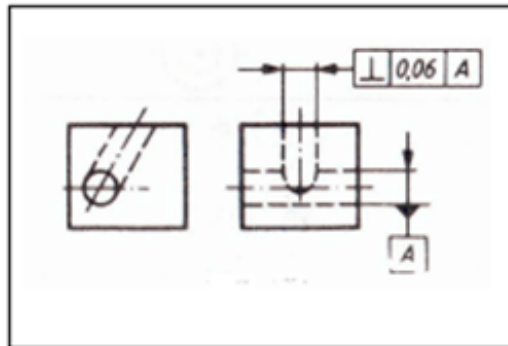
Una tolleranza di perpendicolarità, analogamente a quella di parallelismo, è una tolleranza di orientamento che può essere associata ad una linea, asse o superficie rispetto ad un elemento di riferimento.

Zona di tolleranza



Zona di tolleranza piana delimitata da due rette parallele distanti t .

Indicazione a disegno

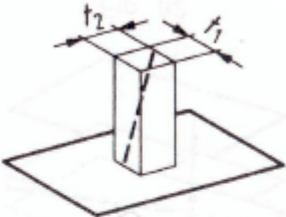
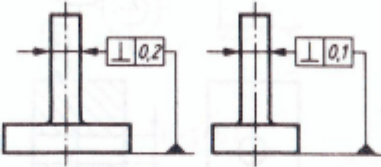
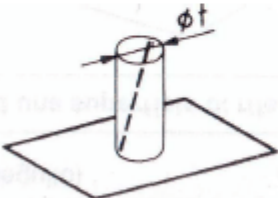
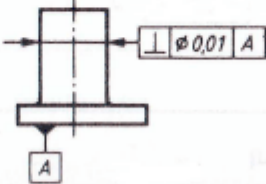


Interpretazione

L'asse del foro (obliquo) con tolleranza deve essere compreso tra due piani paralleli distanti 0,06 mm, e perpendicolari all'asse del foro orizzontale **A**.

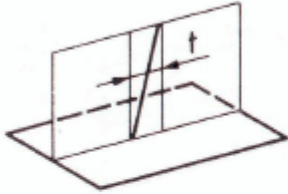
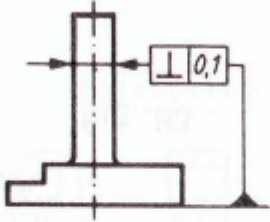
Tolleranze di orientamento:

Tolleranza di perpendicolarità di una linea rispetto ad una retta di riferimento (1)

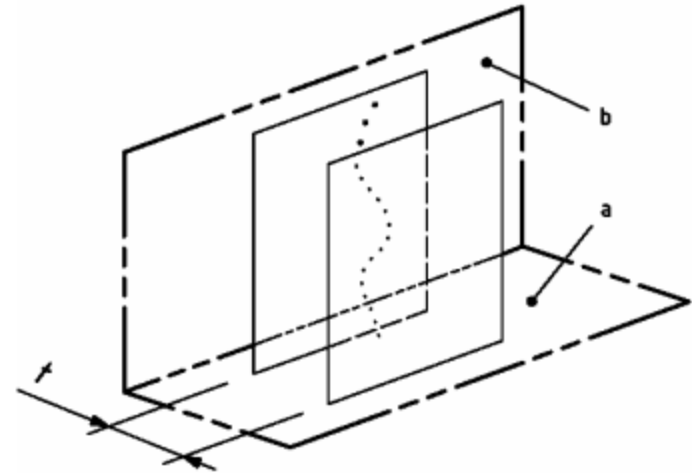
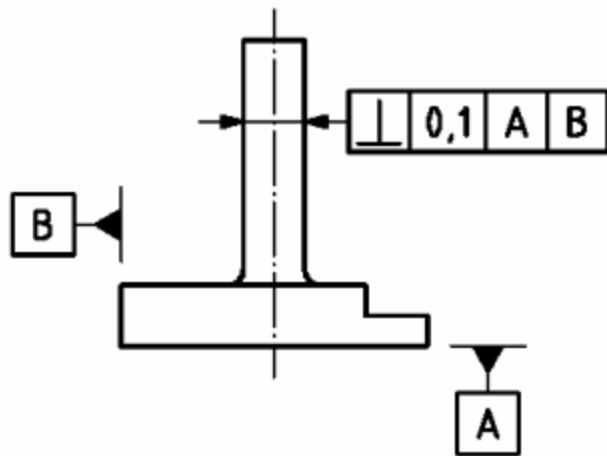
Zona di tolleranza	Indicazione a disegno	Interpretazione
 <p data-bbox="291 704 685 839">Zona di tolleranza definita da un parallelepipedo di sezione $t_1 \times t_2$ Perpendicolare al piano di riferimento.</p>		<p data-bbox="1184 468 1578 668">L'asse del cilindro deve essere compreso in un parallelepipedo avente sezione $0,1 \times 0,2$ mm perpendicolare alla superficie di riferimento.</p>
 <p data-bbox="291 1093 685 1229">Zona di tolleranza limitata da un cilindro di diametro t con asse perpendicolare al piano di riferimento.</p>		<p data-bbox="1184 868 1578 1068">L'asse del cilindro deve essere compreso in una zona cilindrica avente diametro $0,01$ mm con asse perpendicolare alla superficie di riferimento A.</p>

Tolleranze di orientamento:

Tolleranza di perpendicolarità di una linea rispetto ad una superficie di riferimento (2)

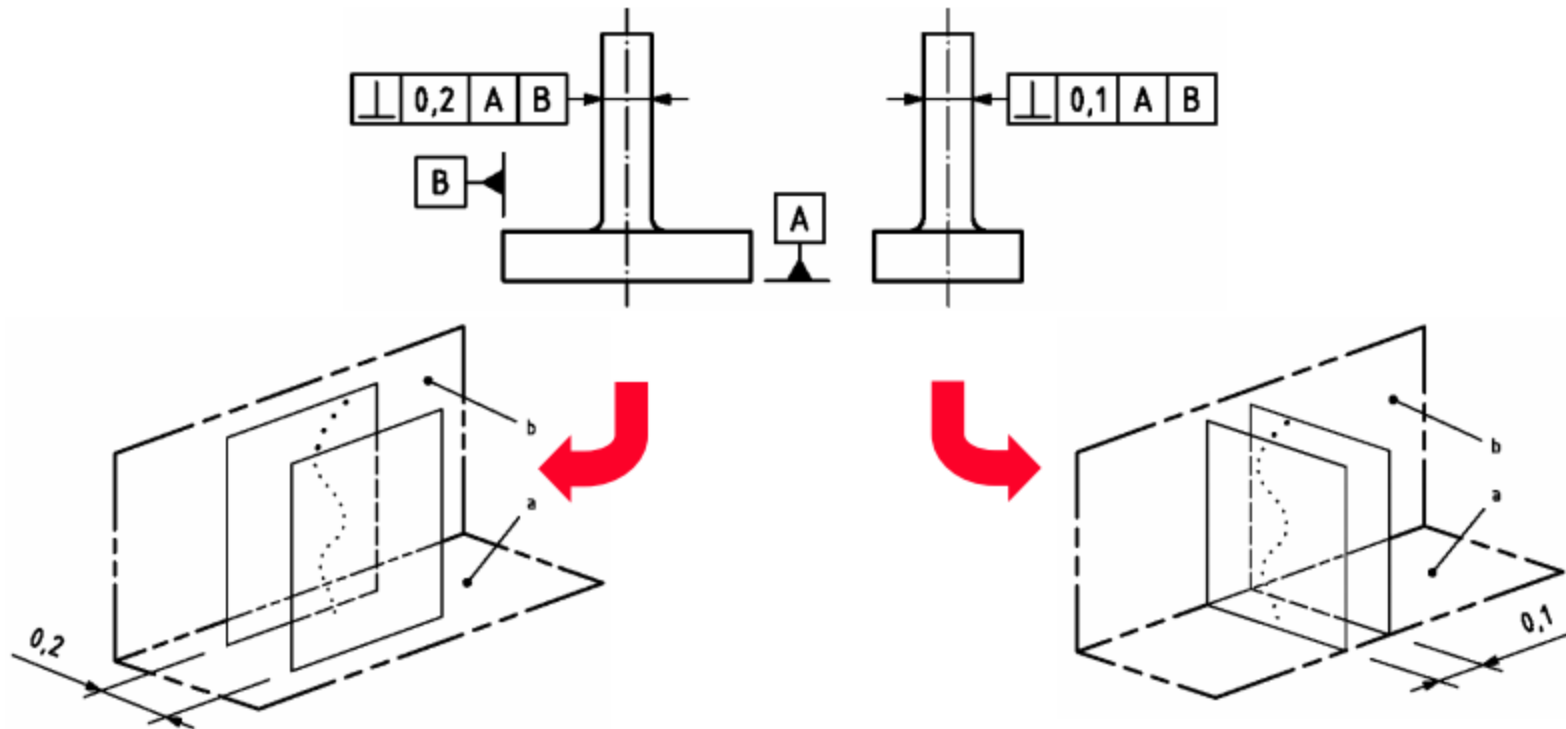
Zona di tolleranza	Indicazione a disegno	Interpretazione
		<p>L'asse del cilindro deve essere compreso tra due piani paralleli distanti 0,1 mm e perpendicolari al piano di riferimento.</p>
<p>Zona di tolleranza piana (definita dal piano di proiezione) delimitata da due rette parallele distanti t e perpendicolari al piano di riferimento.</p>		

PERPENDICOLARITA' (linea retta rispetto a un sistema di riferimento)



L'asse estratto di un cilindro sarà contenuto tra due piani paralleli distanziati di 0,1mm i quali sono perpendicolari al piano di riferimento A e nella direzione specificata rispetto al piano di riferimento B.

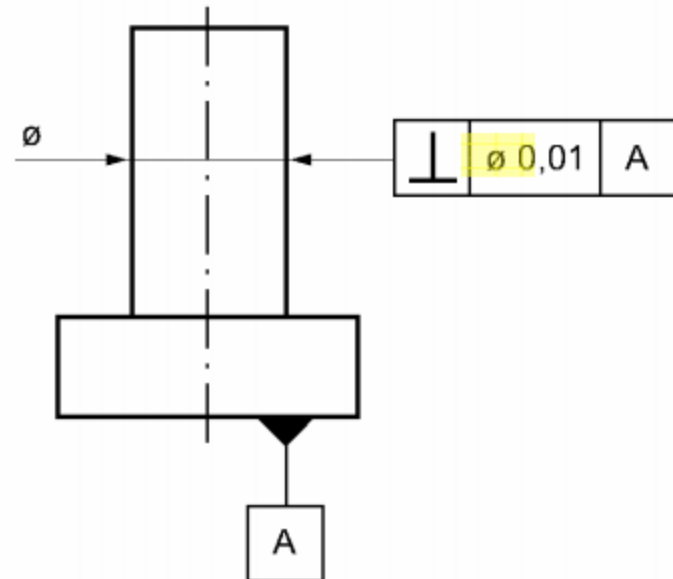
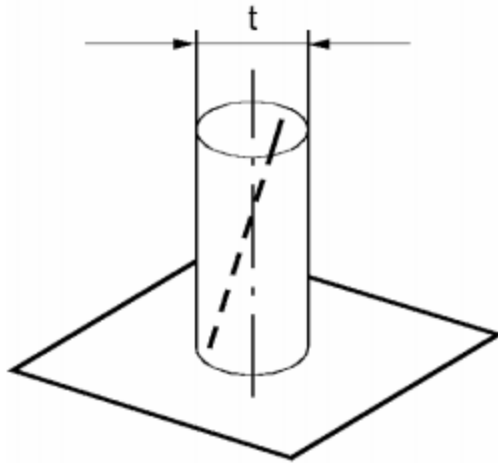
PERPENDICOLARITA' (linea retta rispetto a un sistema di riferimento)



La zona di tolleranza è limitata da due coppie di piani paralleli. Entrambe le coppie sono perpendicolari al piano A. Una coppia è parallela al piano B mentre la seconda è perpendicolare al piano B.

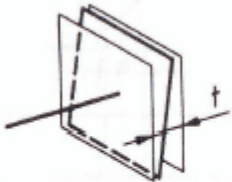
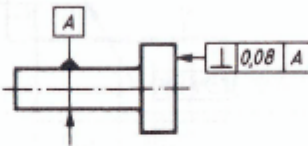
PERPENDICOLARITA' (linea retta rispetto a superficie di riferimento)

ESEMPIO: La zona di tolleranza è limitata da un cilindro di diametro t e perpendicolare alla superficie di riferimento.



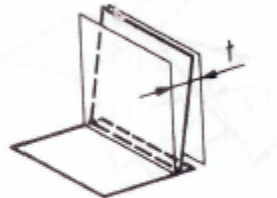
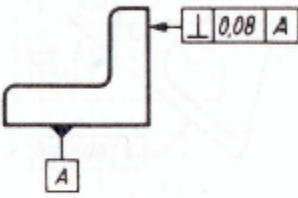
Tolleranze di orientamento:

Tolleranza di perpendicolarità di una superficie rispetto ad una retta di riferimento

Zona di tolleranza	Indicazione a disegno	Interpretazione
		<p>La superficie oggetto della tolleranza deve essere compresa tra due piani paralleli distanti 0,08 mm e perpendicolari all'asse A.</p>
<p>Zona di tolleranza definita da due piani paralleli distanti t e perpendicolari alla retta di riferimento.</p>		

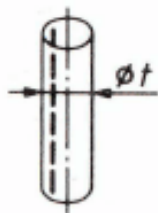
Tolleranze di orientamento:

Tolleranza di perpendicolarità di una superficie rispetto ad una superficie di riferimento

Zona di tolleranza	Indicazione a disegno	Interpretazione
		<p>La superficie con tolleranza deve essere compresa tra due piani paralleli distanti 0,08 mm e perpendicolari alla superficie di riferimento A.</p>
<p>Zona di tolleranza definita da due piani paralleli distanti t e perpendicolari alla superficie di riferimento.</p>		

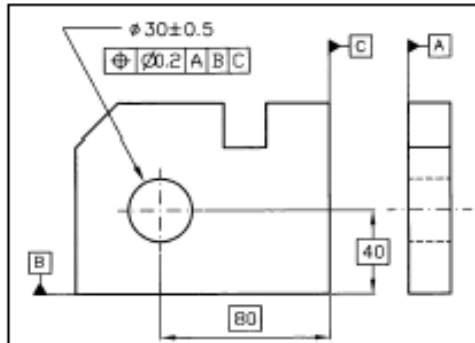
Tolleranza di localizzazione

Zona di tolleranza



Zona di tolleranza definita da un cilindro di diametro t avente asse nella posizione teorica indicata.

Indicazione a disegno

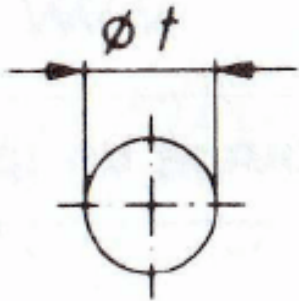
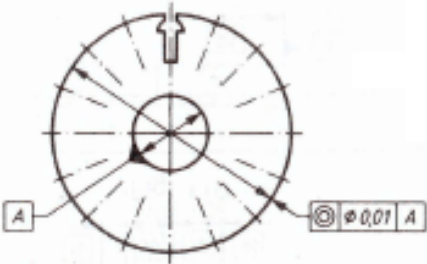


Interpretazione

L'asse del foro deve essere compreso in un cilindro di diametro 0,2 mm con asse ortogonale al piano di proiezione giacente nella posizione teorica esatta del foro considerato nel riferimento A-B-C.

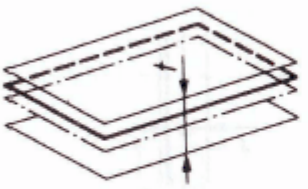
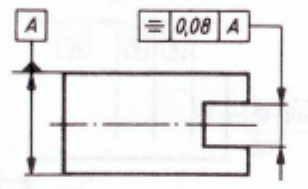
Tolleranza di concentricità

Una tolleranza di concentricità stabilisce i limiti di variabilità di elementi posti concentricamente rispetto ad un dato punto di riferimento.

Zona di tolleranza	Indicazione a disegno	Interpretazione
		<p>Il centro del cerchio esterno deve essere compreso entro un cerchio di diametro 0,01 mm concentrico al centro di riferimento A.</p>
<p>Zona di tolleranza definita da un cerchio di diametro t il cui centro coincide con il punto di riferimento.</p>		

Tolleranza di simmetria

Una tolleranza di simmetria stabilisce i limiti di variabilità di elementi posti simmetricamente rispetto ad un piano o ad un asse.

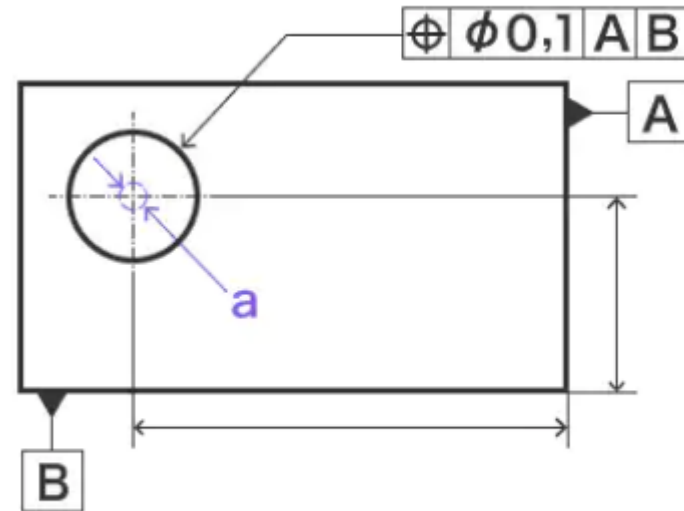
Zona di tolleranza	Indicazione a disegno	Interpretazione
		<p>Il piano mediano della scanalatura deve essere compreso tra due piani paralleli distanti 0,08 mm e disposti simmetricamente rispetto al piano mediano dell'elemento di riferimento A.</p>
<p>Zona di tolleranza definita da due piani paralleli distanti t e disposti simmetricamente rispetto all'asse (o al piano) mediano di riferimento.</p>		

Tolleranza di posizione



Il requisito di posizione specifica la precisione della posizione in relazione al datum (piano o linea di riferimento).

Il centro del cerchio indicato dalla freccia di indicazione deve rientrare in un cerchio con un diametro di 0,1

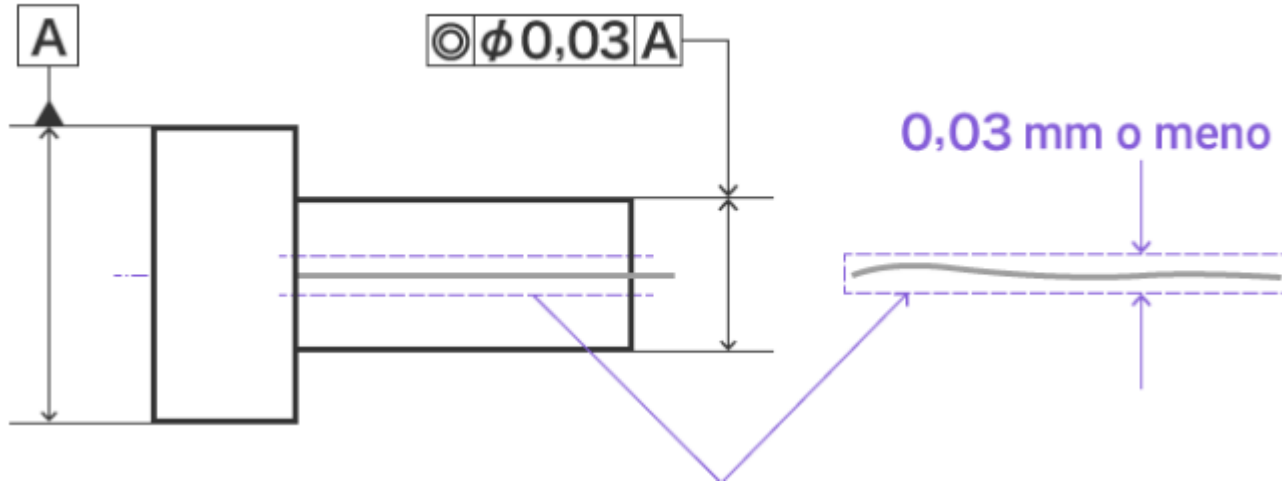


a: Entro un diametro di 0,1 mm.

Tolleranza di coassialità



Il requisito di coassialità specifica la coassialità degli assi di due cilindri (nessuna deviazione dell'asse centrale).

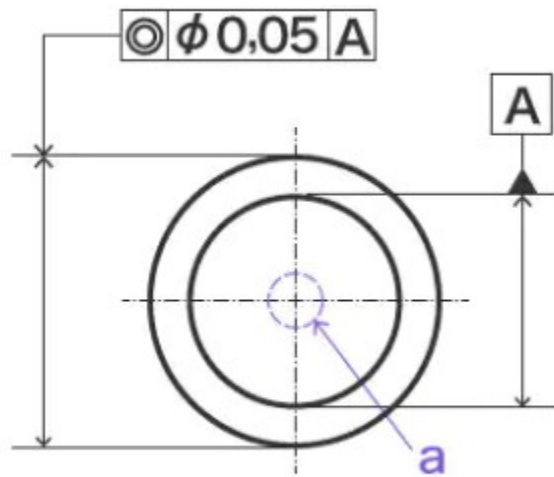


L'asse del cilindro indicato dalla freccia di indicazione deve rientrare in un cilindro con linea dell'asse datum A come asse e un diametro di 0,03 mm.

Tolleranza di concentricità



Il requisito di concentricità specifica la precisione della concentricità degli assi di due cilindri (nessuna deviazione del centro). Diversamente dalla coassialità, il datum è il punto centrale (piano).



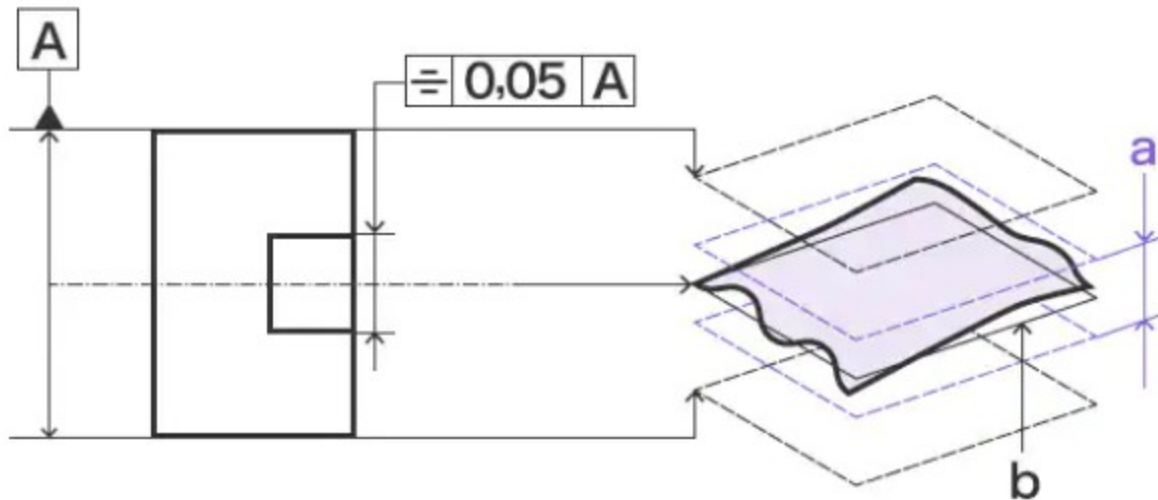
'asse del cilindro indicato dalla freccia di indicazione deve rientrare in un cilindro con linea dell'asse datum A come asse e un diametro di 0,05 mm.

a: Entro un cerchio con diametro di 0,05 mm.

Tolleranza di simmetria



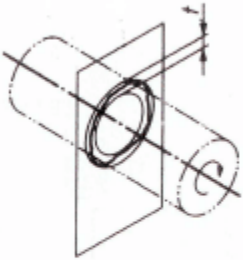
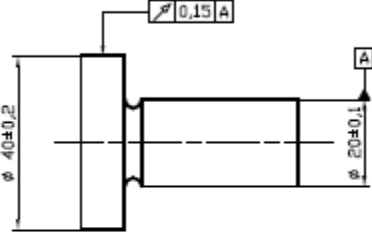
Il requisito di simmetria specifica il livello di precisione della simmetria del target rispetto al datum (piano di riferimento).



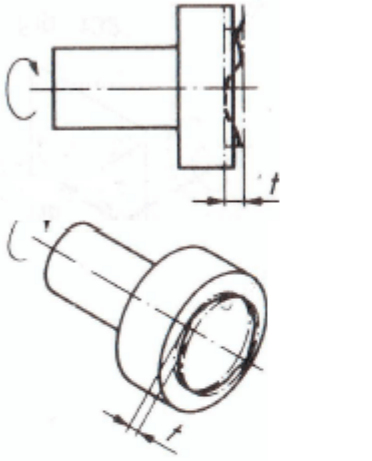
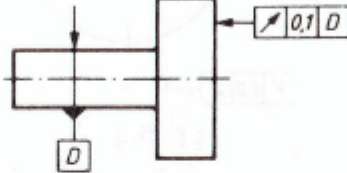
Il piano centrale indicato dalla freccia deve trovarsi tra due piani paralleli simmetrici al piano centrale datum A e separati tra loro da soli 0,05 mm.

Tolleranza di oscillazione circolare radiale

Una tolleranza di oscillazione controlla l'errore di forma e di orientamento di una superficie durante una rotazione attorno ad un asse di riferimento.

Zona di tolleranza	Indicazione a disegno	Interpretazione
		<p>L'oscillazione radiale non deve essere maggiore di 0,15 mm in ogni piano di misura durante una rotazione completa attorno all'asse A.</p>
<p>Zona di tolleranza definita, in ogni piano di misura perpendicolare all'asse di rotazione, da due cerchi concentrici i cui raggi differiscono per il valore t ed il cui centro coincide con l'asse.</p>		

Tolleranza di oscillazione circolare assiale

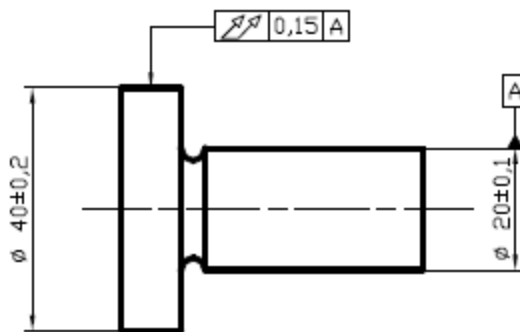
Zona di tolleranza	Indicazione a disegno	Interpretazione
		<p>L'oscillazione assiale non deve essere maggiore di 0,1 mm su ogni posizione di misura durante una rotazione completa attorno all'asse di riferimento D.</p>
<p>Zona di tolleranza definita, per ogni posizione radiale, da due circonferenze distanti t (in direzione assiale), il cui asse coincide con l'asse di riferimento.</p>		

Tolleranza di oscillazione totale (assiale e radiale)

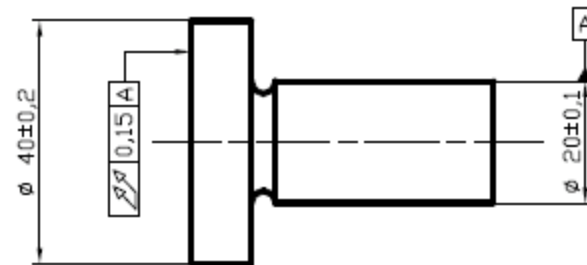
La tolleranza di oscillazione totale definisce una zona di tolleranza tridimensionale, in quanto la condizione deve essere soddisfatta non più sezione per sezione, ma da tutti i punti della superficie contemporaneamente.

Oscillazione circolare radiale totale: la zona di tolleranza è definita da due cilindri coassiali con il datum distanti tra loro *radialmente* di una quantità pari al valore della tolleranza.

Oscillazione circolare assiale totale: la zona di tolleranza è definita da due piani ortogonali al datum distanti tra loro *assialmente* di una quantità pari al valore della tolleranza.



Oscillazione circolare radiale totale



Oscillazione circolare assiale totale