

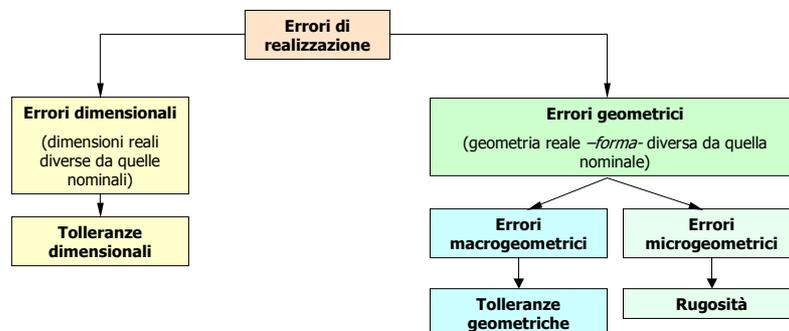
TOLLERANZE DIMENSIONALI

213

Introduzione: errori e tolleranze

La forma e le dimensioni di un oggetto a disegno rappresentano delle **condizioni ideali** che non potranno mai essere raggiunte con assoluta precisione. I processi di produzione sono **sempre affetti da errori** che fanno sì che la geometria e le dimensioni dei pezzi realizzati (**forma e dimensioni reali**) si discostino da quelle indicate a disegno (**forma e dimensioni nominali**).

Nel disegno è necessario indicare i limiti massimi di variabilità consentiti (**tolleranze**), entro i quali è possibile accettare i pezzi.



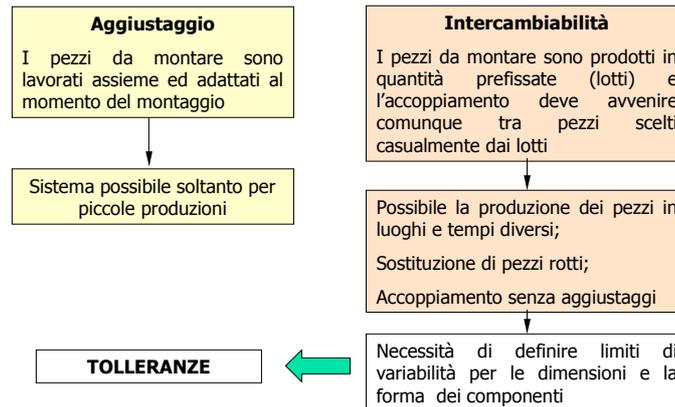
Appunti di Disegno Tecnico Industriale

214

Perché le tolleranze ?

L'utilizzo delle tolleranze in fase di progetto è finalizzato a garantire il corretto accoppiamento dei pezzi.

Dati due pezzi progettati in modo da accoppiarsi tra loro (immaginiamo foro cilindrico e parte cilindrica), l'accoppiamento può avvenire in due diversi modi:



Appunti di Disegno Tecnico Industriale

215

Tolleranze dimensionali - definizioni

Stabilire una tolleranza dimensionale significa indicare i limiti entro i quali può variare una determinata dimensione.

Albero: termine convenzionale per indicare una parte piena (ad esempio albero o perno cilindrico). Convenzionalmente le grandezze riferite ad alberi si indicano con lettera **minuscola**.

Foro: termine convenzionale per indicare una parte vuota (ad esempio foro cilindrico). Convenzionalmente le grandezze riferite ad alberi si indicano con lettera **maiuscola**.

Dimensione nominale (D_n, d_n): dimensione teorica indicata, a disegno, dalla quota;

Dimensione limite massima (D_{max}, d_{max}): massima dimensione ammessa;

Dimensione limite minima (D_{min}, d_{min}): minima dimensione ammessa;

Scostamento superiore ($E_s = D_{max} - D_n$; $e_s = d_{max} - d_n$): differenza tra la dimensione limite massima e la dimensione nominale;

Scostamento inferiore ($E_i = D_{min} - D_n$; $e_i = d_{min} - d_n$): differenza tra la dimensione limite minima e la dimensione nominale;

Tolleranza ($IT = D_{max} - D_{min}$; $IT = d_{max} - d_{min}$): differenza tra la dimensione limite massima e la dimensione limite minima. Si vede semplicemente che $IT = E_s - E_i$; $IT = e_s - e_i$

Appunti di Disegno Tecnico Industriale

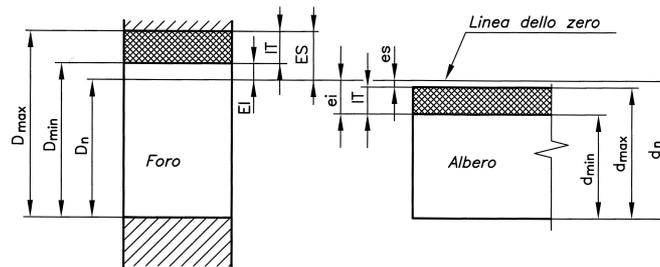
216

Assegnazione di una tolleranza dimensionale

In base alle definizioni date si osserva che i limiti di variabilità dimensionali (tolleranza dimensionale) sono univocamente determinati quando si siano assegnati:

- 1) **La tolleranza** (*ampiezza del campo di tolleranza*);
- 2) **Uno dei due scostamenti** (*posizione del campo di tolleranza*)

Convenzionalmente si definisce la linea dello zero come la linea corrispondente alla dimensione nominale.



Appunti di Disegno Tecnico Industriale

217

Ampiezza della zona di tolleranza: grado di tolleranza normalizzato (IT)

L'ampiezza del campo di tolleranza è determinata, nel sistema ISO, dal **grado di tolleranza normalizzato (IT)**. Esistono **20 gradi di tolleranza normalizzati**, denominati con le sigle da **IT0 a IT18** (IT0 e IT01 solo per usi particolari).

L'ampiezza del campo di tolleranza è funzione (discreta) di due parametri: la **dimensione nominale** e il valore di **IT**.

Si possono individuare tre gruppi di tolleranze in base alla loro precisione:

Lavorazione calibri
(alberi da IT01 a IT4,
fori da IT01 a IT5)

Lavorazioni precise
(alberi da IT5 a IT11,
fori da IT6 a IT11)

Lavorazioni grossolane (alberi e
fori da IT12 a IT18)

Dimensione nominale mm oltre fino a	Gradi di tolleranza normalizzati																		
	IT1*	IT2*	IT3*	IT4*	IT5*	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14**	IT15**	IT16**	IT17**	IT18**	
	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	

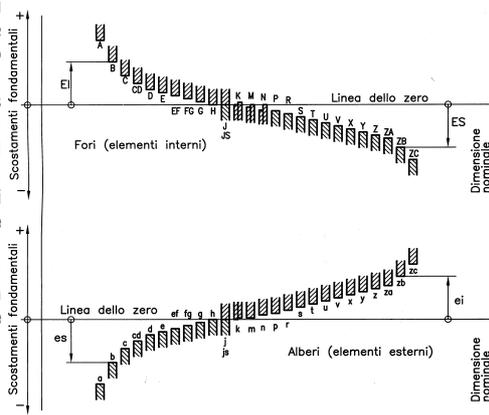
Appunti di Disegno Tecnico Industriale

218

Posizione della zona di tolleranza: scostamento di riferimento

La posizione della tolleranza rispetto alla linea dello zero è designata da una lettera che indica il valore dello scostamento di riferimento. Lo scostamento di riferimento può essere, a seconda dei casi, o lo scostamento superiore o quello inferiore. Esistono **27 posizioni normalizzate** nel sistema ISO, designate con lettere da **A a ZC (a a zc)**.

Lo scostamento di riferimento per i fori è quello **inferiore** per le posizioni **da A ad H**, quello **superiore** per le posizioni **da K a ZC**. Gli scostamenti **JS** e **js** prescrivono una zona di tolleranza a cavallo della linea dello zero. Gli scostamenti **H** ed **h** definiscono, rispettivamente, una zona di tolleranza la cui **dimensione minima coincide con la dimensione nominale (fori)**, o la cui **dimensione massima coincide con la dimensione nominale (alberi)**.

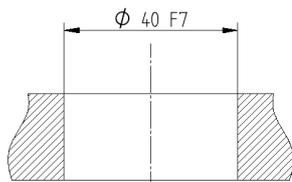


Appunti di Disegno Tecnico Industriale

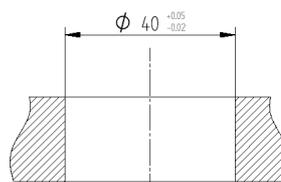
219

Indicazione delle quote lineari con tolleranza

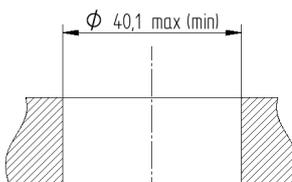
L'indicazione delle tolleranze dimensionali a disegno avviene in corrispondenza delle quote, secondo gli schemi di seguito riportati.



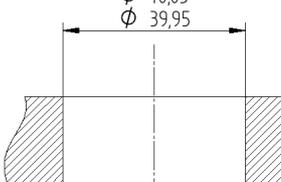
Indicazione secondo simbologia ISO



Indicazione esplicita degli scostamenti



Indicazione di dimensione massima (minima) consentita



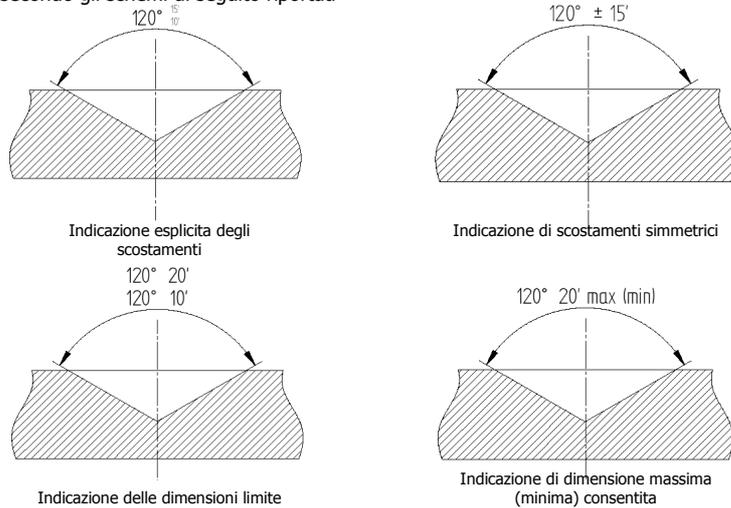
Indicazione delle dimensioni limite

Appunti di Disegno Tecnico Industriale

220

Indicazione delle quote angolari con tolleranza

L'indicazione delle tolleranze dimensionali a disegno avviene in corrispondenza delle quote, secondo gli schemi di seguito riportati



Appunti di Disegno Tecnico Industriale

221

Accoppiamenti

Per accoppiamento si intende una situazione di montaggio tra due componenti (albero e foro) di uguale dimensione nominale e diversa tolleranza. Un accoppiamento viene indicato riportando:

- la **dimensione nominale** comune ai due pezzi;
- i simboli relativi alla **tolleranza relativa al foro ed a quella relativa all'albero**.

Esempio: $\varnothing 60 G7/g6$

A seconda delle tolleranze assegnate un accoppiamento può essere dei seguenti tipi:

Con gioco

La dimensione massima ammissibile dell'albero è minore della dimensione minima ammissibile del foro

Con interferenza

La dimensione minima ammissibile dell'albero è maggiore della dimensione massima ammissibile del foro

Incerto

Situazione intermedia tra le altre due.

C'è sovrapposizione tra le zone di tolleranza.

L'accoppiamento tra un albero ed un foro scelti a caso tra due lotti può essere con interferenza o con gioco, ma non è possibile stabilirlo a priori.

Appunti di Disegno Tecnico Industriale

222

Accoppiamenti albero-base e foro-base.

Gli accoppiamenti teorici possibili sono tutti quelli ottenibili combinabili le posizioni e i gradi di tolleranza normalizzati. Poiché ne risulta un numero molto elevato, si utilizzano due sistemi preferenziali che sono:

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 forcilla) 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).

Accoppiamenti raccomandati foro-base.

Allo scopo di limitare ulteriormente le attrezzature per il controllo e gli utensili per la lavorazione, le tabelle ISO presentano una serie di **accoppiamenti raccomandati** da usare nella progettazione.

PRECISIONE	LIBERO	MOBILE DI SCORRIMENTO	BLOCCATO LEGGERO	BLOCCATO SERRATO
ALTA	H6/g5 Parti rotanti lubrificate; acciaio bonificato rettificato	H6/h5 Accoppiamento di centratura lubrificato internamente	H6/n5 Parti non bloccate assialmente (vincolo torsionale linguetta o profili scanalato)	H6/p5 Parti da considerarsi un sol pezzo
BUONA	H7/g6 Accoppiamenti rotanti con buona centratura; lubrificazione mediocre	H6/h6 Alberi veloci poco caricati	H7/n6 Parti bloccate assialmente (senza linguetta o scanalato); buona centratura	H7/r6 Trasmissione con carichi assiali e torsionali senza linguette o scanalati
MEDIA	H7/f7 Accoppiamenti rotanti veloci; centratura imperfetta	H7/h6 Centratura di scorrimento; comandi idraulici di precisione	H8/n8 Ingranaggi di forza da smontare raramente	
GROSSOLANA	H11/d11 Macchine agricole; apparati di sollevamento; organi esposti ad intemperie	H8/f8; H8/h8 Accoppiamenti rotanti in genere con bassi carichi e limitate esigenze di centratura		

Accoppiamenti raccomandati albero-base.

PRECISIONE	LIBERO	MOBILE DI SCORRIMENTO	BLOCCATO LEGGERO	BLOCCATO SERRATO
ALTA			M6/h6 Smontabile senza forte pressione con vincolo rotatorio e di scorrimento assiale	
BUONA		H6/h6 Parti con movimento relativo; alberi veloci lubrificati	J6/h6 Senza scorrimento assiale relativo	N6/h7 Smontabile con forte pressione
MEDIA	E8/h7; F8/h8; H9/h8 Parti scorrevoli con gioco abbondante	F8/h7 Movimento relativo con gioco sensibile		
GROSSOLANA	D10/h8 Parti scorrevoli con gioco abbondante senza esigenze di precisione			

Appunti di Disegno Tecnico Industriale

225

Tolleranze dimensionali generali

Le tolleranze dimensionali sono di solito applicate alle quote funzionali del disegno. Per tutte le **quote non oggetto di specifica tolleranza si fa riferimento alle tolleranze generali**. A titolo di esempio si riporta la tabella relativa agli scostamenti limite ammessi per dimensioni lineari esclusi smussi e raccordi. Per questi ultimi e per le quote angolari si rimanda ai testi specifici.

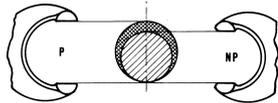
Classe di tolleranza		Scostamenti limite ammessi per classi di dimensioni nominali (in mm)							
Designazione	denominazione	da 0,5 a 3	oltre 3 fino a 6	oltre 6 fino a 30	oltre 30 fino a 120	oltre 120 fino a 400	oltre 400 fino a 1000	oltre 1000 fino a 2000	oltre 2000 fino a 4000
f	fine	± 0,05	± 0,05	± 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	-	-	± 1	± 1,5	± 2,5	± 4	± 6	± 8

Appunti di Disegno Tecnico Industriale

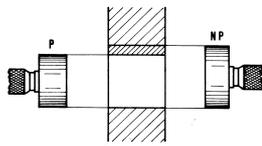
226

Controllo delle dimensioni tollerate (I)

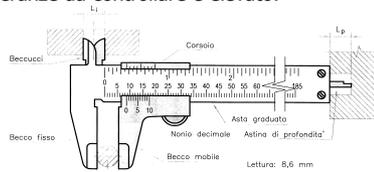
Il controllo delle dimensioni tollerate può eseguirsi attraverso **calibri fissi** o **calibri mobili**. I calibri fissi sono molto utilizzati in quanto il loro impiego è rapido. Essi sono di solito di tipo differenziale, ossia hanno due lati: **lato passa** e **lato non passa**. I calibri mobili richiedono 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**.



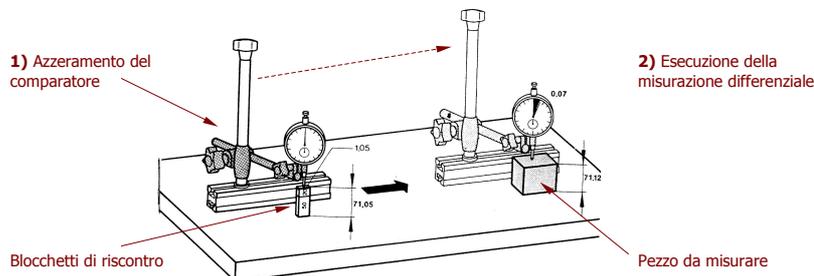
Calibro mobile del tipo a corsoio. È possibile effettuare misure di dimensioni esterne, interne e di profondità.



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 delle dimensioni tollerate (II)

Un'altra tecnica utilizzata per il controllo dimensionale è quella di valutarla in maniera indiretta, attraverso la differenza tra la lunghezza del pezzo in esame e la lunghezza del pezzo campione. Gli strumenti utilizzati sono detti **comparatori**.



Verifica di quote con il comparatore. La prima operazione consiste nell'azzerare il comparatore utilizzando uno o più blocchetti di riscontro la cui dimensione complessiva è uguale alla quota da controllare. Successivamente si sposta il comparatore sul pezzo da misurare e si rileva lo scostamento positivo o negativo della quota misurata rispetto a quella di riscontro.

Esercizi (1).

Determinare le dimensioni estreme ammissibili per un albero 50 g7

Dalla tabella dei gradi di tolleranza normalizzati si ricava l'ampiezza del campo di tolleranza, **IT = 25 μ = 0.025 mm**.

Lo scostamento fondamentale per alberi in posizione **g** è quello **superiore**. Dalla tabella si ricava **$e_s = -9 \mu = -0.009 \text{ mm}$**

Poiché **$e_s = d_{\max} - d_n$** risulta **$d_{\max} = -0.009 + 50 = 49.991 \text{ mm}$** .

Da **IT = $d_{\max} - d_{\min}$** si ricava **$d_{\min} = d_{\max} - IT = 49.991 - 0.025 = 49.966 \text{ mm}$**

Determinare le dimensioni estreme ammissibili per un foro 60 F8

Dalla tabella dei gradi di tolleranza normalizzati si ricava l'ampiezza del campo di tolleranza, pari a **IT = 46 μ = 0.046 mm**.

Lo scostamento fondamentale per fori in posizione **F** è quello **inferiore**. Dalla tabella si ricava **$E_i = 30 \mu = 0.030 \text{ mm}$**

Poiché **$E_i = D_{\min} - D_n$** risulta **$D_{\min} = 60 + 0.030 = 60.030 \text{ mm}$** .

Da **IT = $D_{\max} - D_{\min}$** si ricava **$D_{\max} = d_{\min} + IT = 60.030 + 0.046 = 60.076 \text{ mm}$**

Esercizi (2).

Determinare che tipo di accoppiamento deriva da 35 J7/n6

Procediamo in maniera analoga alla precedente ricavando le dimensioni estreme dell'albero e del foro.

Albero
IT = 0.016 mm
$e_i = 0.017 \text{ mm} \rightarrow d_{\min} = 35.017 \text{ mm};$
$d_{\max} = 35.033$

Foro
IT = 0.025 mm
$E_s = 0.014 \text{ mm} \rightarrow D_{\max} = 35.014 \text{ mm};$
$D_{\min} = 34.989$

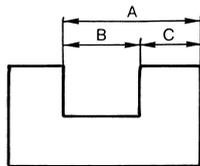
Verifichiamo quindi la presenza di **gioco** o **interferenza** nelle due situazioni estreme di **massimo materiale** e **minimo materiale**.

Ricaviamo di conseguenza il tipo di accoppiamento



Catene di quote tollerate su particolari (1)

Nella quotatura secondo principi normalizzati solo le quote funzionali sono soggette a tolleranza, mentre le quote ausiliarie no. La tolleranza che per essere risulta (tolleranza relativa alla catena di quote) dipende infatti dalle tolleranze delle singole quote funzionali.



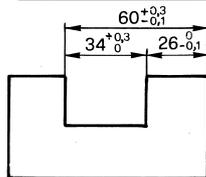
Considerando il pezzo riportato di fianco, valgono, tra le tre quote indicate, le seguenti relazioni:

$$A_{\max} = B_{\max} + C_{\max}; \quad A_{\min} = B_{\min} + C_{\min};$$

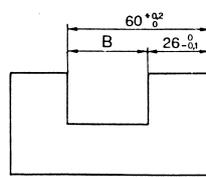
da cui

$$B_{\max} = A_{\max} - C_{\max}; \quad B_{\min} = A_{\min} - C_{\min};$$

$$C_{\max} = A_{\max} - B_{\max}; \quad C_{\min} = A_{\min} - B_{\min}$$



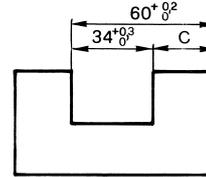
Sono date le tolleranze B e C, la quota A è ausiliaria.



Sono date le tolleranze A e C, la quota A è ausiliaria.

$$B_{\max} = 60,2 - 25,9 = 34,3 \text{ mm}$$

$$B_{\min} = 60,0 - 26,0 = 34,0 \text{ mm}$$



Sono date le tolleranze A e B, la quota C è ausiliaria.

$$C_{\max} = 60,2 - 34,0 = 26,2 \text{ mm}$$

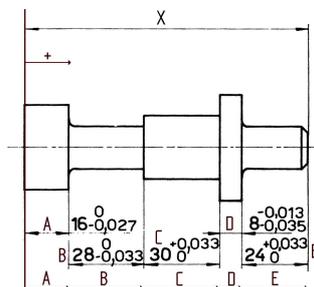
$$C_{\min} = 60,0 - 34,3 = 25,7 \text{ mm}$$

Appunti di Disegno Tecnico Industriale

231

Catene di quote tollerate su particolari (2)

Il problema del calcolo delle catene di quote tollerate può essere affrontato in maniera sistematica fissando sul pezzo l'origine di un sistema di riferimento ed attribuendo agli scostamenti valore positivo o negativo **a seconda del verso di percorrenza della quota**.



Fissata l'origine in corrispondenza della superficie indicata, la quota X deriva da una serie di quote tollerate **percorse tutte in senso positivo**.

Risulta:

$$X_{\max} = A_{\max} + B_{\max} + C_{\max} + D_{\max} + E_{\max} =$$

$$16 + 28 + 30,033 + 7,987 + 24,033 = \mathbf{106,053}$$

$$X_{\min} = A_{\min} + B_{\min} + C_{\min} + D_{\min} + E_{\min} =$$

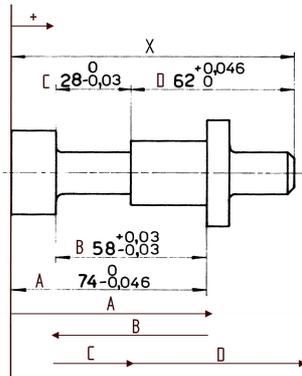
$$15,973 + 27,967 + 30 + 7,965 + 24 = \mathbf{105,905}$$

Appunti di Disegno Tecnico Industriale

232

Catene di quote tollerate su particolari (3)

In questo esempio vediamo come vi sono alcune quote percorse in senso positivo ed altre in senso negativo.



Fissata l'origine in corrispondenza della superficie indicata, la quota X deriva da una serie di quote tollerate alcune **percorse in senso positivo** (quote **A, C e D**), **altre in senso negativo** (quota **B**).

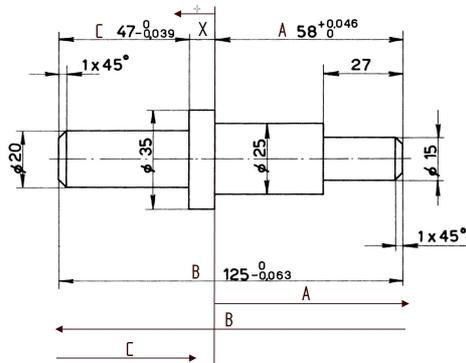
Risulta:

$$X_{\max} = A_{\max} - B_{\min} + C_{\max} + D_{\max} = 74 - 57,97 + 28 + 62,046 = \mathbf{106,076}$$

$$X_{\min} = A_{\min} - B_{\max} + C_{\min} + D_{\min} = 73,954 - 58,03 + 27,97 + 62 = \mathbf{105,894}$$

Catene di quote tollerate su particolari (4)

Nelle precedenti trasparenze si è visto il caso in cui tutte le quote della serie sono tollerate. Può esservi il caso in cui una o più delle quote costituenti la serie non sono tollerate (quote di compensazione), mentre lo è, indipendentemente dalle altre, la quota risultante. Consideriamo qui l'esempio di una serie con una quota di compensazione: il calcolo della tolleranza che risulta è analogo ai casi precedenti.



Fissata l'origine in corrispondenza della superficie indicata, la quota X deriva da una serie di quote tollerate alcune **percorse in senso positivo** (quota **B**), **altre in senso negativo** (quote **A e C**).

Risulta:

$$X_{\max} = -A_{\min} + B_{\max} - C_{\min} = -58 + 125 - 46,961 = \mathbf{20,039}$$

$$X_{\min} = -A_{\max} + B_{\min} - C_{\max} = -58,046 + 124,937 + 47 = \mathbf{19,891}$$

Catene di quote tollerate su assiemi

Nella pratica industriale assume particolare rilevanza il calcolo di giochi ed interferenze relativi a componenti assemblati.

Attraverso l'analisi della catena di quote tollerate si vede come i singoli errori possono combinarsi e propagarsi fino ad influenzare la dimensione funzionale dell'assieme. Esistono due approcci per l'analisi delle catene di quote tollerate su pezzi, di seguito riassunti.

Analisi delle tolleranze

Viene calcolata la tolleranza risultante del complessivo a partire dalle tolleranze assegnate ai singoli componenti.

Input = tolleranze dei singoli componenti;

output = tolleranza risultante nell'assieme

Sintesi (allocazione) delle tolleranze

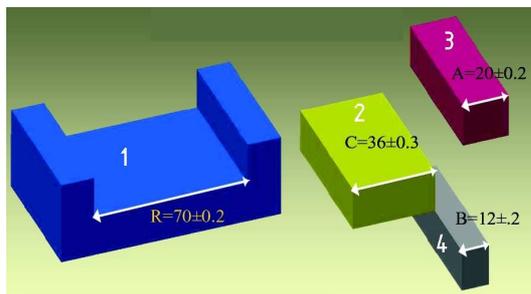
A partire dalla tolleranza di progetto che deve avere il complessivo si calcolano (allocano) le tolleranze da assegnare ai singoli componenti.

Input = tolleranza del complessivo;

output = tolleranze dei singoli componenti

Analisi di tolleranze in assiemi

Consideriamo un semplice assieme in cui i blocchi **2**, **3** e **4** vengono assemblati all'interno della scanalatura ricavata nel blocco **1**. Le quote funzionali all'accoppiamento siano quelle indicate; siano inoltre note le tolleranze associate a ciascuna quota.



Il **gioco nominale** vale:

$$G = R - (A + B + C)$$

Il **gioco minimo** si ottiene quando le quote relative a ciascuno dei tre componenti 2, 3 e 4 sono al loro valore massimo, mentre la quota relativa al componente 1 è al valore minimo:

$$G_{\min} = R_{\min} - (A_{\max} + B_{\max} + C_{\max})$$

Dualmente per il gioco massimo:

$$G_{\max} = R_{\max} - (A_{\min} + B_{\min} + C_{\min})$$

La **tolleranza del gioco** si ottiene sottraendo membro a membro le due equazioni precedenti:

$$G_{\max} - G_{\min} = (R_{\max} - R_{\min}) + (A_{\max} - A_{\min}) + (B_{\max} - B_{\min}) + (C_{\max} - C_{\min})$$

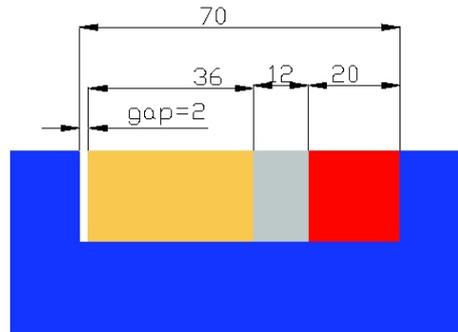
Da cui osserviamo che:

$$t_G = t_R + t_A + t_B + t_C$$

Ossia **la tolleranza del gioco è uguale alla somma delle tolleranze di tutta la catena**

Sintesi (allocazione) di tolleranze in assiemi (I)

Affrontiamo ora il problema inverso del precedente; ossia dato un gioco di progetto che il nostro assieme deve avere, vogliamo determinare le tolleranze da assegnare ai singoli componenti.



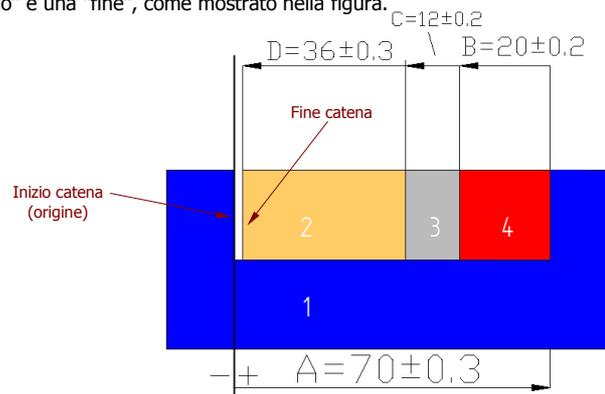
Nell'esempio di figura consideriamo, **come condizione di progetto**, che la tolleranza del gioco (quota 2 mm) sia pari a ± 0.2 mm. Osserviamo, preliminarmente, che **la soluzione al problema non è unica**, in quanto **le tolleranze possono essere ripartite sulle quote dei vari elementi in diversi modi**.

Appunti di Disegno Tecnico Industriale

237

Sintesi (allocazione) di tolleranze in assiemi (II)

Osserviamo che nella catena di quote si possono individuare, convenzionalmente, un "inizio" e una "fine", come mostrato nella figura.



Associamo all'inizio della catena l'origine di un sistema di riferimento. Osserviamo che percorrendo la catena da sinistra verso destra (componente 1) il gioco aumenta, mentre percorrendola da destra verso sinistra (componenti 2, 3 e 4) il gioco diminuisce. Assegniamo come primo tentativo le tolleranze generali ISO 2768-m

Appunti di Disegno Tecnico Industriale

238

Sintesi (allocazione) di tolleranze in assiemi (III)

Per evidenziare meglio gli effetti delle singole quote sul gioco complessivo ricorriamo ad una tabella nella quale riportiamo: **1) il nome o numero dell'elemento; 2) il suo effetto** (positivo o negativo) ai fini del gioco (senso di percorrenza della quota); **3) il massimo contributo positivo (o il minimo contributo negativo) al gioco totale** ossia il valore massimo della quota se l'effetto è positivo (o il valore minimo se il contributo è negativo); **4) il minimo contributo positivo (o il massimo contributo negativo) al gioco totale**, ossia il valore minimo della quota se l'effetto è positivo (o il valore massimo se l'effetto è negativo)

Elemento	effetto	+Max/-Min (massimo effetto aumentante)	+Min/-Max (massimo effetto diminuente)	Tolleranza
1 - supporto	+	70,3	69,7	0,6
2 - blocco	-	19,8	20,2	0,4
3 - blocco	-	11,8	12,2	0,4
4 - blocco	-	35,7	36,3	0,6
		Gioco massimo	Gioco minimo	
Gioco risultante		+3,0	+1,0	2,0
Gioco previsto		+2,2	+1,8	0,4
Scarto		-0,8	+0,8	

Appunti di Disegno Tecnico Industriale

239

Sintesi (allocazione) di tolleranze in assiemi (IV)

Osserviamo che le tolleranze generali ISO 2768-m **non consentono di ottenere il gioco di progetto. Occorre ridurre le tolleranze associate alle singole quote.** La tabella qui riportata propone una possibile soluzione. **La soluzione comunque non è univoca** e la sua scelta dipenderà da vari fattori (costi, disponibilità di macchine per la lavorazione, di attrezzature per il controllo, ecc.). In generale **si tenderà a recuperare la quota maggiore di tolleranza sulle dimensioni maggiori.** I recuperi rispetto alla soluzione iniziale sono indicati tra parentesi.

Elemento	effetto	+Max/-Min (massimo effetto aumentante)	+Min/-Max (massimo effetto diminuente)	Tolleranza
1 - supporto	+	70,0 (-0,3)	69,9 (+0,2)	0,1 (-0,5)
2 - blocco	-	19,9 (-0,1)	20,0 (+0,2)	0,1 (-0,3)
3 - blocco	-	11,9 (-0,1)	12,0 (+0,2)	0,1 (-0,3)
4 - blocco	-	36,0 (-0,3)	36,1 (+0,2)	0,1 (-0,3)
		Gioco massimo	Gioco minimo	
Gioco risultante		+2,2	+1,8	2,0
Gioco previsto		+2,2	+1,8	0,4
Scarto		0,0	0,0	

Appunti di Disegno Tecnico Industriale

240

Sintesi (allocazione) di tolleranze in assiemi (V)

Quotatura definitiva con le tolleranze che soddisfano alle specifiche di progetto.

The diagram shows a shaft assembly with three segments: orange, grey, and red, mounted on a blue housing. The dimensions and tolerances are as follows:

- Total length: $70 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0.1 \end{smallmatrix}$
- Orange segment length: $36 \begin{smallmatrix} +0.1 \\ 0 \end{smallmatrix}$
- Grey segment length: $12 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0.1 \end{smallmatrix}$
- Red segment length: $20 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0.1 \end{smallmatrix}$
- Gap between segments: $gap = 2 \pm 0.2$