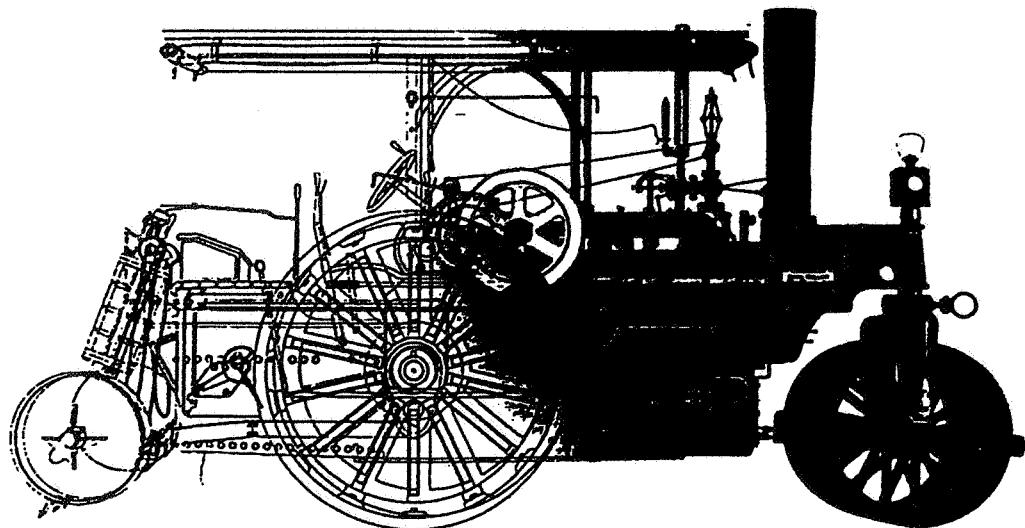


EMILIO CHIRONE
STEFANO TORNINCASA

disegno tecnico industriale

2



EDIZIONI
il capitello

gli errori e le tolleranze

1

GLI ERRORI NEI PEZZI COSTRUITI

Le quote o dimensioni nominali assegnate dal progettista ad un pezzo meccanico sono riferite a superfici geometriche ideali, la cui esatta realizzazione non risulta possibile neppure ricorrendo a lavorazioni di grande accuratezza e precisione. Infatti, a causa degli errori dimensionali e di forma originati dalle condizioni di lavoro delle usuali lavorazioni meccaniche

(ad es. l'usura degli utensili, la presenza di vibrazioni, la disomogeneità del materiale in lavorazione, ecc.) i pezzi ottenuti presentano dimensioni e forme reali che si discostano da quelle ideali.

Per questi motivi occorre precisare nel disegno i limiti entro i quali sono accettabili le inesattezze dimensionali, e questo dipende dalla funzione che deve assolvere il pezzo. Fissare la variazione ammessa tra la dimensione nominale e quella reale, significa accettare che ogni dimensione prefissata non sia realizzata rigorosamente ma, per rispondere al suo scopo, è sufficiente che sia contenuta entro due dimensioni

limite ammissibili, la cui differenza, in valore assoluto, costituisce la tolleranza. In altre parole la tolleranza corrisponde all'errore consentito nella costruzione di un pezzo.

Bisogna quindi definire l'attitudine all'impiego degli organi meccanici, precisando nel disegno, oltre la dimensione, anche l'errore ammissibile; l'errore può verificarsi, come si vedrà, non solo sulle dimensioni, ma anche sulla geometria e sulle posizioni relative delle superfici degli organi meccanici; per questo motivo è opportuno classificare gli errori in:

- errori dimensionali, cioè deviazioni delle dimensioni reali da quelle nominali
- errori geometrici, cioè deviazioni delle superfici reali da quelle nominali

Gli errori geometrici si possono a loro volta classificare in (fig. 1):

- errori macrogeometrici, cioè scostamenti delle superfici dalla forma e dalle posizioni geometriche ideali
- errori microgeometrici, provocati dall'azione degli utensili; affinché gli accoppiamenti dei pezzi rispondano alle esigenze di intercambiabilità e, sopportando le condizioni di attrito e d'usura, si mantengano precisi e funzionali per lungo tempo, si è reso necessario definire non solo i limiti dimensionali e geometrici, ma anche il grado di finitura delle superfici. Le irregolarità microgeometriche superficiali, costituite da una successione di creste e valli di piccolissime dimensioni, vengono definite come rugosità.

Quando vari pezzi devono essere connessi tra loro per formare un meccanismo si deve tener conto, nei calcoli dei

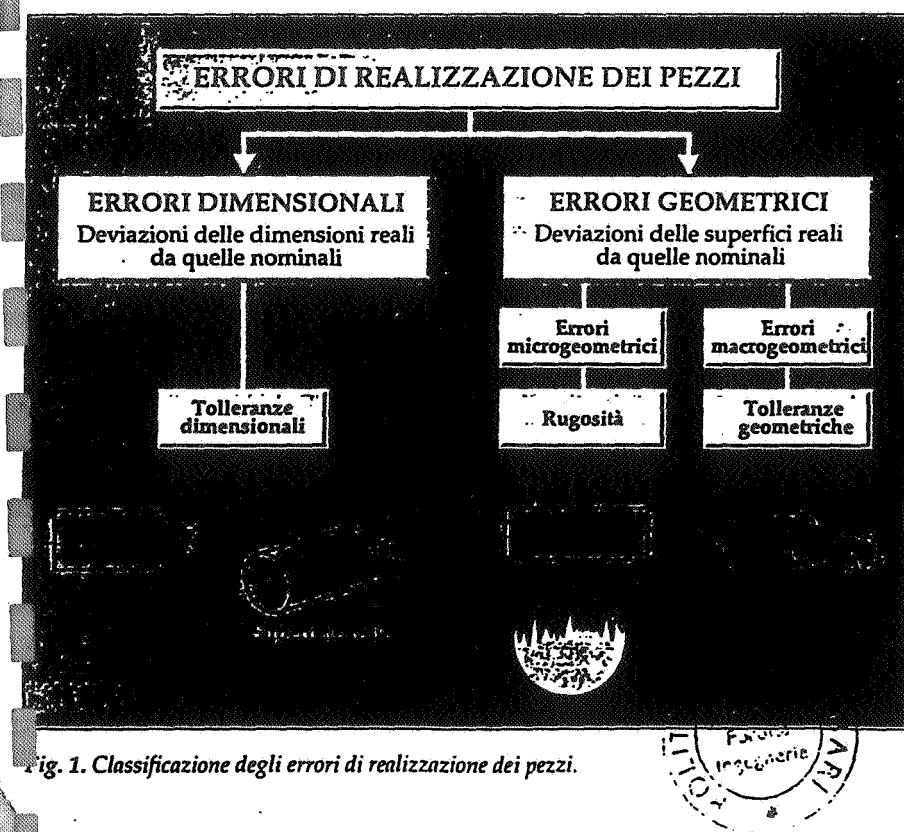


Fig. 1. Classificazione degli errori di realizzazione dei pezzi.

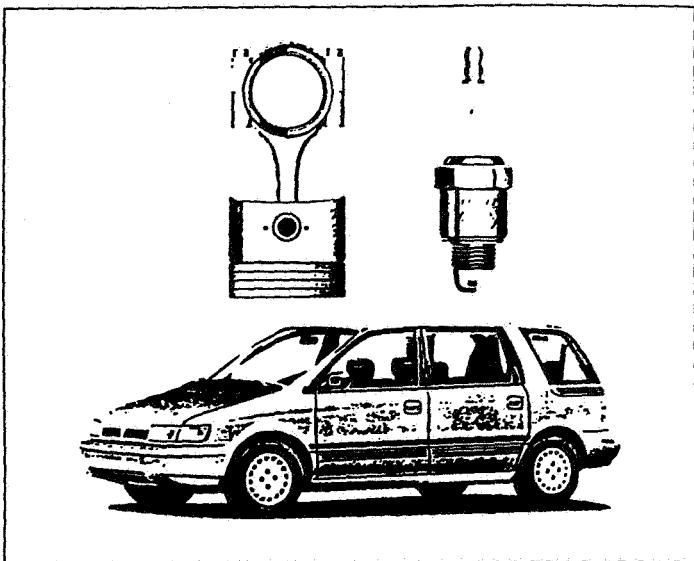


Fig. 2. Utilizzando le tolleranze, si conferisce al pezzo la caratteristica di essere intercambiabile, cioè si rende possibile la sua sostituzione con un pezzo di ricambio senza alcuna operazione di aggiustaggio sulle parti da accoppiare.

costi di lavorazione, anche della operazione di montaggio (fig. 2), che viene condizionata anche dagli errori prima definiti.

L'accoppiamento di due o più parti può essere ottenuto seguendo due metodi fondamentali.

a) *Aggiustaggio*: i pezzi da accoppiare sono adattati uno per uno al momento del montaggio. Questo sistema è utilizzato ormai solo nella produzione di pochi pezzi, in casi particolari, perché richiede manodopera specializzata, tempi lunghi e quindi costi elevati.

b) *Intercambiabilità*: per i pezzi che dovranno essere accoppiati si scelgono tolleranze tali che uno qualsiasi dei pezzi prodotti possa essere accoppiato con un altro qualsiasi fra i pezzi che costituiscono il lotto; le dimensioni limiti scelte sono cioè tali che anche nei casi più sfavorevoli il montaggio non richieda operazioni supplementari di aggiustaggio manuale, pur rimanendo funzionale il meccanismo risultante.

L'attribuzione delle tolleranze rappresenta quindi la tecnica sulla quale si basa la produzione in massa o in serie, e permette:

- 1) la produzione dei singoli particolari in luoghi e in tempi diversi;
- 2) la sostituzione senza difficoltà di un pezzo, rotto o deteriorato dall'uso;
- 3) l'accoppiamento dei pezzi finiti senza aggiustaggi.

La scelta della tolleranza è strettamente legata agli impieghi specifici del

pezzo, e viene stabilita dal progettista in base a criteri di economicità e funzionalità, tenendo presente che il costo di produzione cresce in maniera esponenziale con l'aumentare della precisione richiesta (fig. 3). Pertanto le dimensioni limite sono stabilite in base alla considerazione che ciascun pezzo soddisfi pienamente alle condizioni poste da un corretto montaggio e da un regolare funzionamento e che si cercherà di produrre al minor costo possibile.

2

LE TOLLERANZE DIMENSIONALI E IL CONTROLLO TRA DUE LIMITI

Eseguendo durante la produzione il controllo dimensionale dei pezzi, si verifica che il pezzo abbia la caratteristica di essere intercambiabile; questo controllo è detto collaudo tra due *limiti fissi*.

Consideriamo il caso di una produzione di serie di alberi eseguita su macchine utensili (fig. 4); l'impossibilità di ottenere per tutti gli alberi prodotti il diametro di 30 mm, ha indotto il progettista a prefissare un errore, sotto forma di un campo di tolleranza di "più o meno un decimo di mm"; questa indicazione, aggiunta al valore nu-

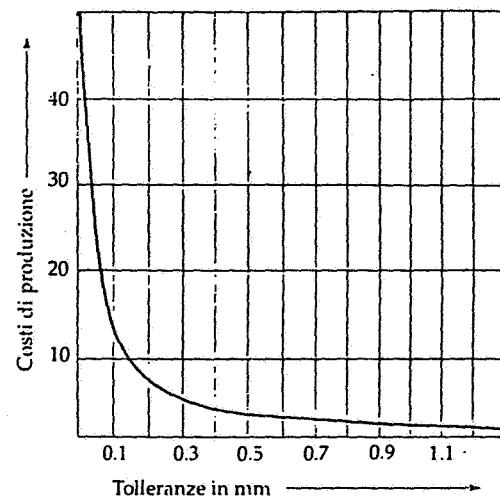


Fig. 3. Variazione del costo di produzione in funzione dell'ampiezza della tolleranza. In un pezzo in cui siano presenti diverse tolleranze il costo è legato alla più restrittiva.

merico costituente la quota, permette di ritenere idonei per l'uso cui sono destinati, tutti gli alberi con un diametro effettivo non inferiore a 29,9, e non superiore a 30,1 mm. Queste due quote rappresentano il limite inferiore e superiore del campo di tolleranza in cui si ammette possa variare il diametro degli alberi.

L'operatore addetto al collaudo a valle della macchina non deve necessariamente misurare il diametro degli alberi, ma gli basterà accettare che la quota da collaudare cada all'interno del campo di tolleranza ad essa assegnata, utilizzando uno strumento di collaudo molto semplice. Un collaudo di questo tipo è chiamato anche *collaudo a due livelli*, e da un punto di vista intuitivo, può essere assimilato al controllo del livello dell'olio di un'automobile (fig. 5). Infatti, anche in questo caso, l'operazione di verifica del livello dell'olio non si propone di misurare la quantità effettivamente contenuta nel motore, ma solo di accettare che il livello effettivo non sia superiore al massimo oppure inferiore al minimo consentito.

I due livelli incisi sull'astina rappresentano i limiti superiore ed inferiore del campo di tolleranza in cui può variare il livello dell'olio senza arrecare danni al motore, mentre l'astina è lo strumento in grado di eseguire un controllo tra due limiti.

La definizione del campo di tolleranza e quindi quella del controllo tra due limiti rende più semplici e meno costosi i controlli durante la lavorazione in serie, consentendo l'uso di strumenti di

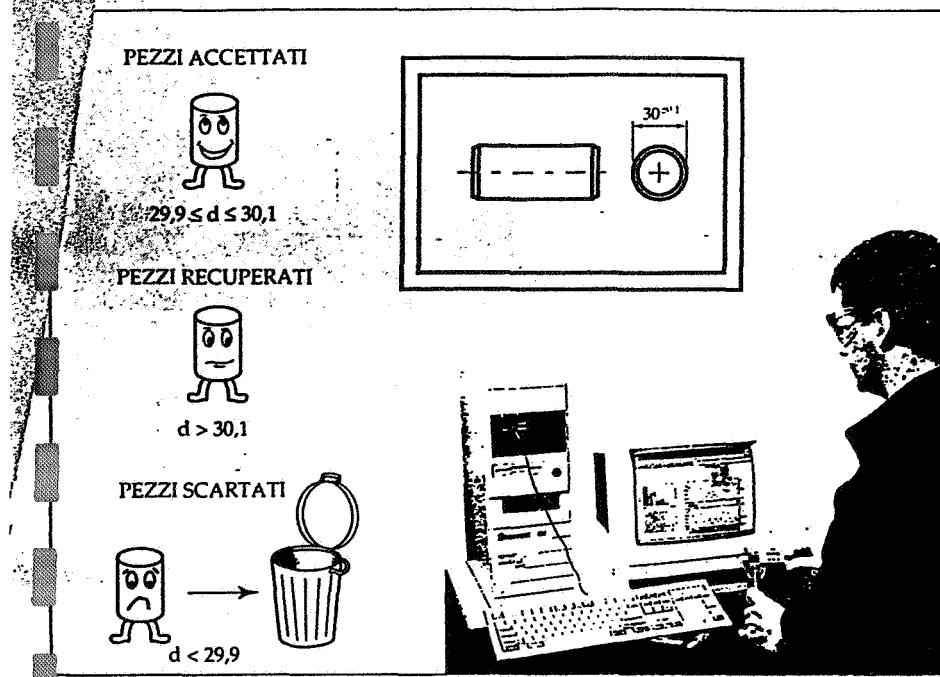


Fig. 5. Anche il controllo del livello dell'olio di un'auto è un controllo tra due limiti.

Fig. 4. Controllo del diametro degli alberi.
Vengono accettati tutti gli alberi con diametro compreso tra 29,9 e 30,1. Gli alberi con diametro minore di 29,9 vengono scartati, mentre gli alberi con diametro superiore a 30,1 possono essere recuperati.

controllo detti calibri fissi, per cui si veda anche il capitolo 9. 4.
Col calibro per esterni mostrato in figura 6 (calibro differenziale a forcetta) è possibile controllare il diametro degli alberini compreso tra 49,9 e 50,1 mm. Infatti un lato del calibro ha un'apertura uguale alla misura massima (50,1) e viene chiamato *lato passa*. L'altro lato ha un'apertura uguale alla misura minima consentita (49,9) e viene chiamato *lato non passa*. La differenza tra le due aperture sarà ovviamente uguale alla tolleranza. Tutti gli alberi che passano in entrambi i calibri sono da scartare perché troppo piccoli. Tutti gli alberini che non passano in nessuno dei due calibri sono troppo grandi, ma possono essere recuperati. Infine tutti gli alberini che passano nel *lato passa* e non passano nel *lato non passa* possono essere accettati.

Di solito per distinguere rapidamente il *lato passa* da quello *non passa*, si adottano due colorazioni diverse, ad esempio di color rosso il *lato "non passa"* e azzurro il *lato "passa"* (fig. 7).

Le considerazioni fatte per il controllo degli alberi, valgono per il controllo dei fori, a condizione di usare un altro tipo di calibro fisso differenziale, detto *calibro a tampone*, costituito da due elementi cilindrici, realizzanti il *lato passa* e *non passa* (fig. 8), corri-

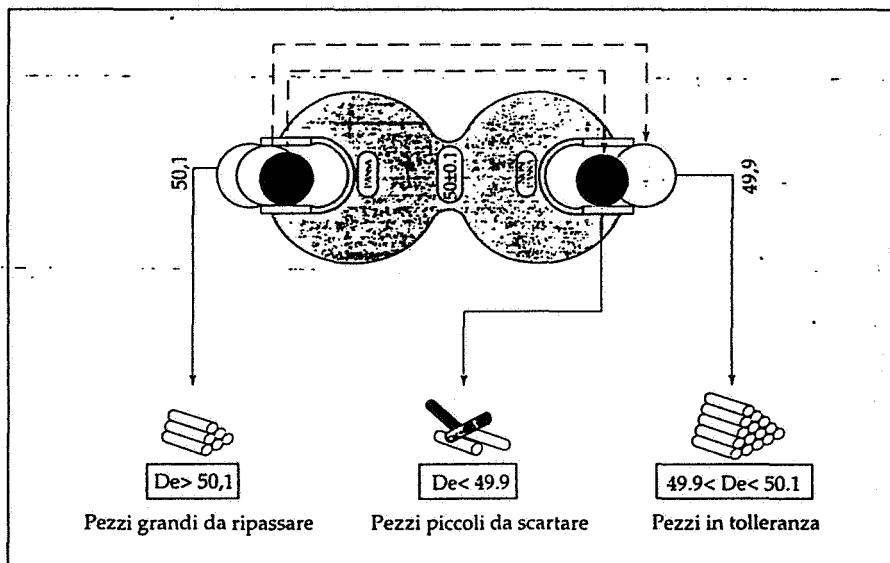


Fig. 6. Controllo del diametro degli alberini con un calibro differenziale per esterni.

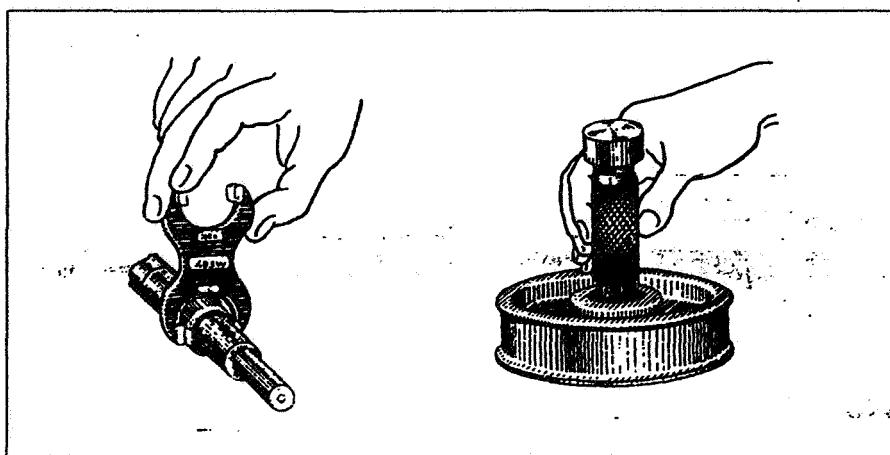


Fig. 7. Calibri differenziali per esterni a forcetta e per interni a tampone.

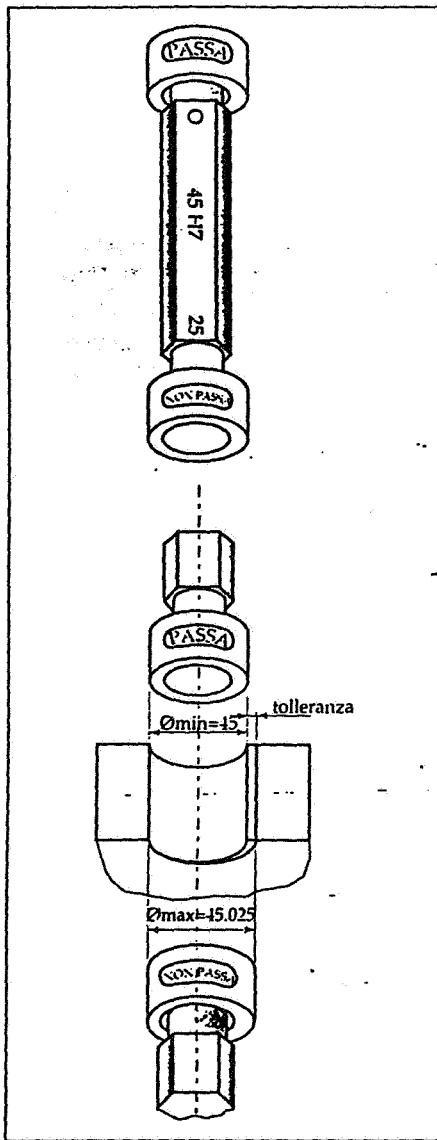


Fig. 8. Calibro per interni a tamponi.

spondenti questa volta alle dimensioni accettabili rispettivamente minima e massima.

Si noti che i limiti delle dimensioni accettabili non sono necessariamente simmetrici rispetto alla dimensione nominale (ad esempio $\pm 0,1$ o $\pm 0,5$) ma possono, sempre mantenendo il riferimento alla dimensione nominale, porsi anche entrambi con valori superiori o inferiori rispetto a questa (ad esempio le dimensioni accettabili potranno porsi fra + 0,1 e + 0,3 o fra - 0,1 e - 0,5 rispetto alla dimensione nominale assegnata). Ciò sarà ampiamente illustrato più avanti.

Nell'esempio proposto si fa riferimento ad una quota nominale di un foro di 45 mm, ed un campo di tolleranza definito dagli scostamenti 0 e 25 micron, impressi rispettivamente sul lato passa e non passa.

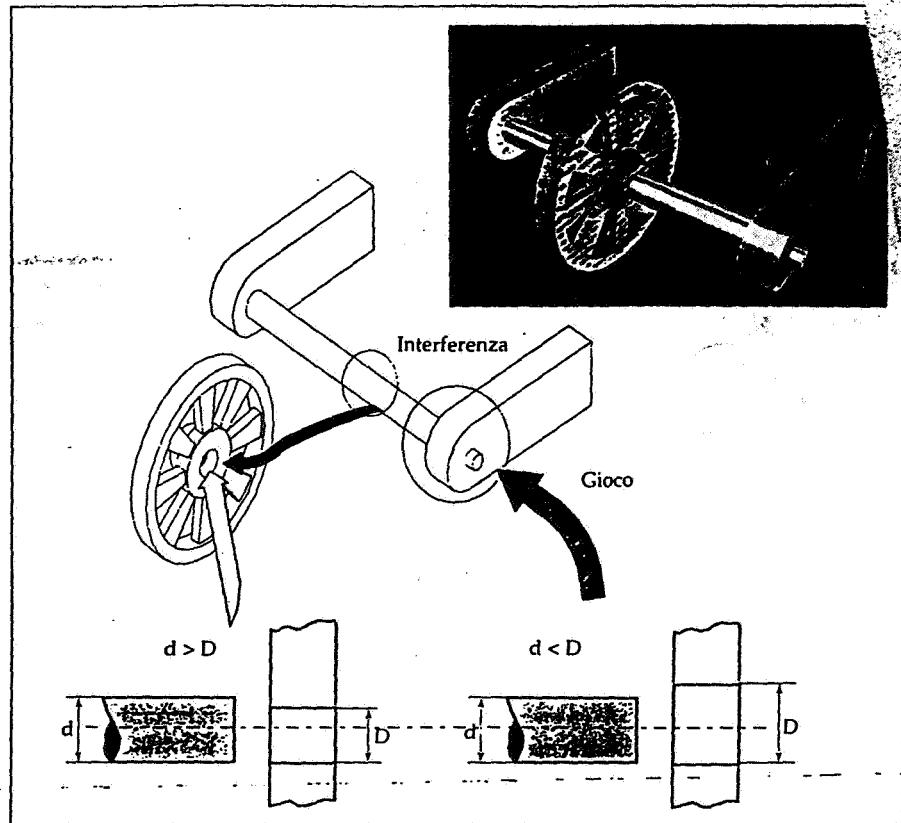


Fig. 9. Per il corretto funzionamento della carriola la ruota viene montata con interferenza e l'albero con gioco nell'apposita sede.

TIPI DI ACCOPPIAMENTO

Si analizzi il problema semplice di un accoppiamento tra due elementi caratterizzati ciascuno da un apposito campo di tolleranza; si voglia montare una ruota di una carriola su un albero (fig. 9); la ruota è composta da una sede cilindrica a contatto con l'albero, chiamata mozzo, e da una parte esterna che possiamo chiamare corona. Per ottenere un corretto funzionamento della carriola, la ruota dovrà essere montata mediante forzamento sull'albero, e in questo caso si dice che tra albero e foro esiste un'interferenza, nel senso che il diametro dell'albero dovrà essere un po' maggiore di quello del foro (accoppiamento forzato o stabile). L'albero a sua volta dovrà essere libero di ruotare nell'apposita sede, cioè il diametro effettivo dell'albero a montaggio eseguito dovrà essere sempre minore del corrispondente diametro del foro. L'accoppiamento in questo caso si chiamerà mobile, o libero, con gioco (o gioco).

Accoppiamento mobile

Si verifichino dunque le condizioni da soddisfare per ottenere un accoppiamento mobile, nel caso dell'accoppiamento dell'estremità dell'albero con i supporti. La condizione di funzionamento è, come già detto, che il diametro del foro nel supporto sia sempre maggiore di quello dell'albero. Ciò si può ottenere prescrivendo diametri nominali diversi (ma sempre tenendo conto dei valori massimi e minimi delle dimensioni reali derivanti dalle tolleranze di lavorazione) oppure prescrivere uno stesso diametro nominale ed assicurarsi che assumendo opportuni valori per le dimensioni massime e minime ammissibili la condizione di foro più grande dell'albero sia sempre verificata.

L'albero abbia ad esempio un diametro nominale di 10 mm con un campo di tolleranza di 0,3 mm che preveda una dimensione massima di 10 e una dimensione minima di 9,7 mm. Per il foro del supporto si preveda una dimensione massima di 10,3 e una minima di 10,1, con una tolleranza quindi di 0,2 mm (fig. 10).

Il gioco risultante può assumere un gran numero di valori numerici in

funzione delle effettive dimensioni assunte dall'albero e dal foro all'interno del proprio campo di tolleranza; esistono però due valori limiti, detti rispettivamente di massimo e minimo gioco.

Configurazione di massimo gioco.

Accoppiando l'albero di minimo diametro, cioè di 9,7 mm, con il foro di 10,3 mm, si ottiene il massimo valore della differenza dei due diametri, cioè:

$$10,3 - 9,7 = 0,6 \text{ mm}$$

Questa condizione (albero al minimo diametro e foro al massimo diametro) rappresenta una condizione che possiamo chiamare di **minimo materiale**.

Configurazione di minimo gioco.

Assegnando all'albero il valore di 10

mm e al foro il valore di 10,1 mm, rispettivamente corrispondenti ai valori massimo e minimo consentiti dai rispettivi campi di tolleranza, si otterrà il minimo valore della differenza tra i due diametri, cioè:

$$10,1 - 10 = 0,1 \text{ mm}$$

In queste condizioni, sia l'albero che il foro sono in una condizione di *massimo materiale* consentito.

Riassumendo, l'accoppiamento tra un albero ed un foro risulta sempre di tipo mobile, se la dimensione minima del foro è maggiore di quella massima dell'albero per cui:

- a) le zone di tolleranza albero-foro non risultano sovrapposte neppure parzialmente,
- b) la zona di tolleranza del foro è sempre superiore a quella dell'albero.

Accoppiamento con interferenza

Si supponga di voler bloccare la ruota sull'albero. La condizione funzionale in questo caso è che il foro sia sempre di dimensioni inferiori all'albero.

Con un albero di diametro minimo uguale a 20 mm e diametro massimo di 20,3, il foro del mozzo della ruota abbia un campo di tolleranza di 0,2 mm, con diametro minimo di 19,7 mm e diametro massimo di 19,9 mm (fig. 11). Anche in questo caso è possibile individuare, tra tutti i possibili accoppiamenti con interferenza, due possibili configurazioni.

Configurazione di massima interferenza.

Accoppiando un albero di 20,3 mm ed un foro di 19,7 mm, si ottiene il massi-

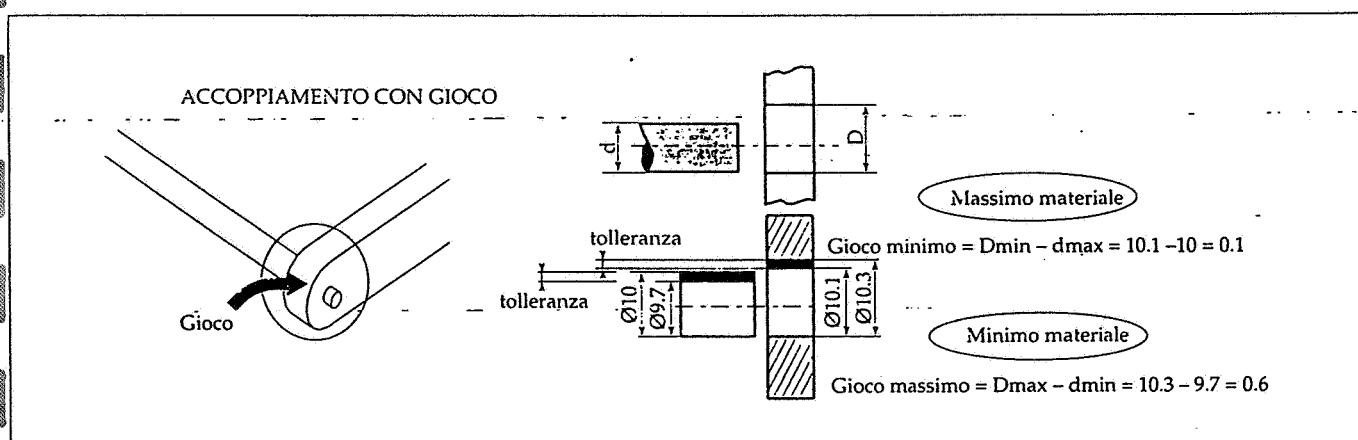


Fig. 10. Realizzazione dell'accoppiamento con gioco tra l'albero ed il supporto. L'accoppiamento risulta sempre di tipo mobile se le tolleranze dei due elementi soddisfano due condizioni essenziali:

- a) le zone di tolleranza albero-foro non risultano parzialmente sovrapposte
- b) la zona di tolleranza del foro è sempre superiore a quella dell'albero.

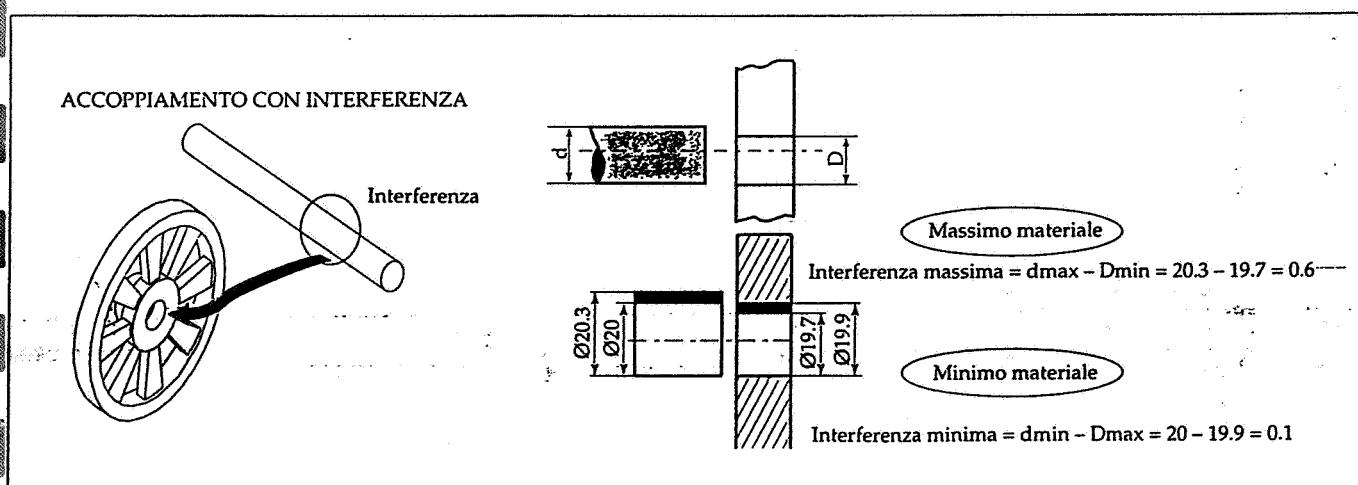


Fig. 11. Realizzazione dell'accoppiamento con interferenza tra l'albero e la ruota. L'accoppiamento risulta sempre bloccato se le tolleranze dei due elementi soddisfano due condizioni essenziali:

- a) le zone di tolleranza albero-foro non risultano parzialmente sovrapposte
- b) la zona di tolleranza del foro è sempre inferiore a quella dell'albero.

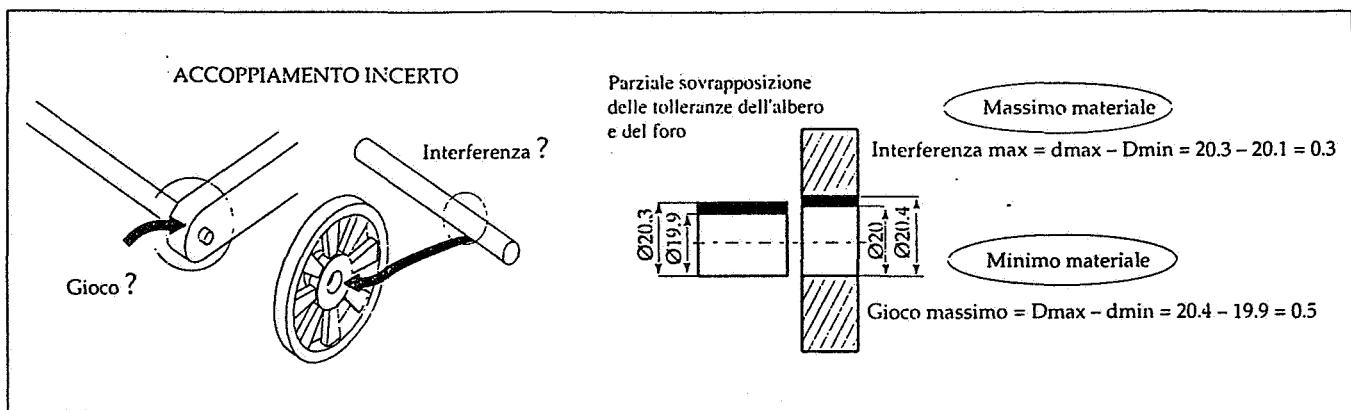


Fig. 12. In questo caso l'accoppiamento è incerto perché a seconda delle dimensioni effettive assunte dai due elementi nel montaggio, può verificarsi sia gioco che interferenza tra l'albero e la ruota. Le zone di tolleranza sono parzialmente sovrapposte.

mo valore della differenza tra i due diametri, e quindi la condizione di massima interferenza:

$$20,3 - 19,7 = 0,6 \text{ mm}$$

In queste condizioni, sia l'albero che il foro sono in una condizione di massimo materiale consentito.

Configurazione di minima interferenza.

Assegnando invece all'albero un diametro di 20 mm ed al foro un diametro di 19,9 mm corrispondente al massimo valore ammesso dal campo di tolleranza, si ottiene un accoppiamento caratterizzato dalla condizione di minima interferenza:

$$20 - 19,9 = 0,1 \text{ mm}$$

Questa condizione rappresenta l'albero ed il foro in una condizione di minimo materiale.

Se il valore dell'interferenza non è molto elevato, si può ricorrere ad un forzamento mediante una pressa, che produce una deformazione elastica del foro; se invece i valori dell'interferenza sono elevati, si deve operare con un riscaldamento che dilata il foro e il conseguente raffreddamento determina un ritiro e quindi il serraggio del

mozzo sull'albero. Riassumendo, l'accoppiamento risulta sempre bloccato con interferenza se la dimensione massima del foro è minore di quella minima dell'albero, per cui:

- a) le zone di tolleranza albero-foro *non risultano sovrapposte neppure parzialmente*
- b) la zona di tolleranza dell'albero è *sempre superiore a quella del foro*.

Accoppiamento incerto

Esiste una terza possibilità di accoppiamento, oltre a quelli già indicati, che può essere definito *incerto*, in cui può verificarsi nel montaggio sia il gioco che l'interferenza.

Se consideriamo infatti il caso di un albero con un campo di tolleranza tale da comportare un diametro minimo di 19,9 ed un diametro massimo di 20,3, ed un mozzo con un foro di diametro minimo 20 e diametro massimo 20,4, si ottengono anche in questo caso due possibili configurazioni estreme derivanti dalle dimensioni limiti ammesse (fig. 12).

Configurazione di massima interferenza.

Si ottiene accoppiando l'albero di 20,3 mm ed il mozzo di 20 mm, ottenendo l'interferenza:

$$20,3 - 20 = 0,3 \text{ mm}$$

Queste sono le condizioni di massimo materiale

Configurazione di massimo gioco.

Accoppiando l'albero di 19,9 mm ed il foro di 20,4 mm, si otterrà la condizione di massimo gioco:

$$20,4 - 19,9 = 0,5 \text{ mm}$$

Queste rappresentano le condizioni di minimo materiale per l'albero ed il foro. La condizione di accoppiamento incerto si verifica quando si ha una parziale sovrapposizione dei campi di tolleranza dell'albero e del foro.

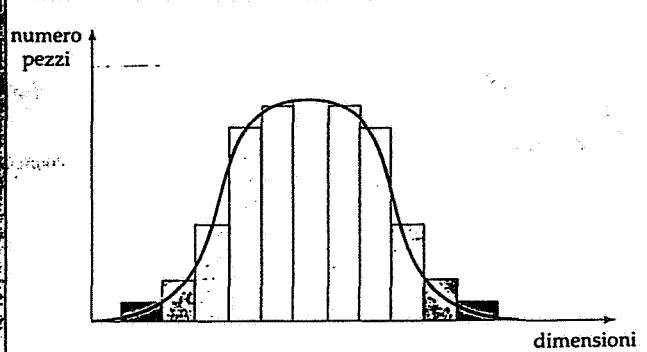
Nella realtà produttiva si tende a produrre sempre nelle condizioni di massimo materiale, cioè si cerca di asportare dal pezzo lo stretto necessario di materiale *eccedente fino ad entrare nel campo di tolleranza* (ad asportare di più si fa sempre in tempo!). Per questo motivo è possibile affermare che un accoppiamento incerto è quasi sempre un accoppiamento con interferenza (ved. riquadro)

TOLLERANZA E LAVORAZIONE

Le dimensioni finali di un pezzo lavorato dipenderanno dalla qualità della lavorazione ma per quanto questa sia precisa rimarranno sempre delle differenze o scostamenti fra queste dimensioni e quelle prescritte nel disegno (quote nominali). La valutazione di questi scostamenti e la differenza fra le dimensioni massima e minima accettabili (toleranza) costituiscono un problema complesso che deve tener conto sia delle esigenze di funzionamento che delle possibilità di costruzione.

Si noti che anche le dimensioni rilevate sui pezzi non possono essere def-

Fig. A. L'andamento del numero di pezzi prodotti raggruppati per dimensioni è rappresentabile con la curva della distribuzione statistica normale, attraverso l'istogramma che rappresenta il numero di pezzi



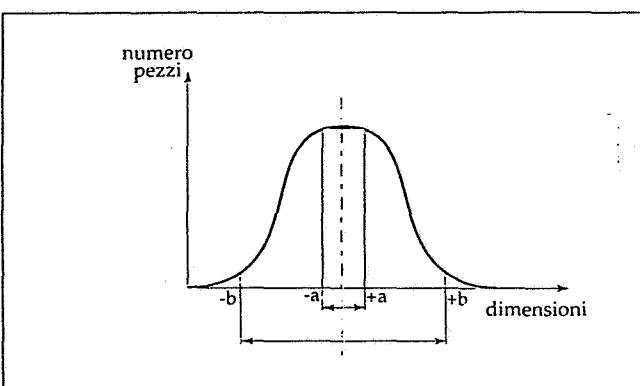


Fig. B. La riduzione dell'intervallo di accettazione intorno al valore centrale provoca una riduzione del numero di pezzi ritenuti validi (e viceversa).

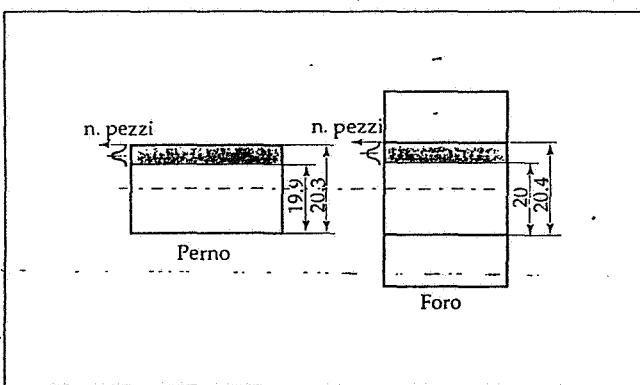


Fig. C. Il numero di alberi o fori, per i quali siano prescritte tolleranze, si presenta distribuito normalmente in tale campo di variazione.

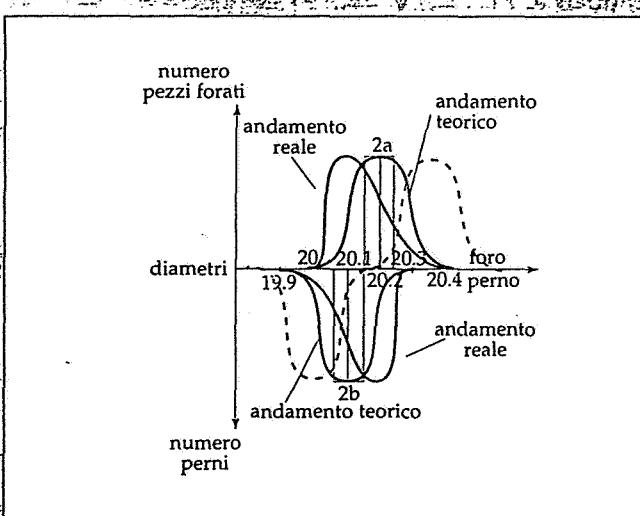


Fig. D. Il numero di alberi o fori, rispettivamente di dimensioni 20.1 ± 0.2 e 20.2 ± 0.2 , divisi per dimensioni ha teoricamente l'andamento normale rappresentato dalle curve or in nero. La condizione di gioco certo comporterebbe l'utilizzo unicamente dei pezzi rappresentati dalle aree di ampiezza $2a$ e $2b$ intorno alla quota nominale (se si vuole mantenere una tolleranza simmetrica), oppure la prescrizione di tolleranze con spostamento degli scostamenti (da -a verso destra per il foro e da +b verso sinistra per il perno) e conseguente variazione della posizione delle curve intorno a valori medi variati oppure addirittura il cambiamento anche delle quote nominali (curve blu tratteggiate). La tendenza delle lavorazioni verso il massimo materiale porta ad una deformazione della curva (curve blu) e quindi all'aumento dei probabili accoppiamenti con interferenza.

nite dimensioni *reali* in quanto dipendono dalle condizioni e dagli strumenti di misura, tuttavia agli effetti pratici si potrà ugualmente parlare di quote *reali* confrontabili con quelle *nominali*.

Supponendo di costruire un gran numero di pezzi per cui è prescritta una certa dimensione nominale e procedendo poi alla loro misura e classificazione per gruppi di dimensioni reali si potrà constatare in genere che il maggior numero di pezzi ha dimensioni intorno al valore medio della tolleranza prescritta, secondo una *distribuzione statistica normale* (rappresentabile con la nota curva a campana o di Gauss, fig. A). Senza addentrarsi eccessivamente in questo campo si possono tuttavia fare alcune considerazioni che, a livello qualitativo, possono aiutare a comprendere alcuni aspetti legati alle tolleranze. In primo luogo si può osservare che la prescrizione di tolleranze ristrette ($\pm a$) aumenta il numero di pezzi da scartare e ciò costituisce un aumento di costi che si ricollega alla maggior accuratezza di lavorazione (fig. B). Analogamente si osserva che l'aumento della tolleranza oltre certi limiti ($\pm b$) non influisce molto sul numero di pezzi accettabili mentre può peggiorare notevolmente le condizioni di montaggio o funzionamento.

Si prenda ora in esame il possibile accoppiamento fra un perno ed un foro, rappresentati in figura C, di diametri nominali rispettivamente 20,1 e 20,2: con tali quote nominali il perno dovrebbe facilmente scorrere nel foro, ma considerando i possibili scostamenti da tali quote le cose cambiano.

Si supponga che le dimensioni reali siano distribuite in modo normale con scostamenti massimi di $\pm 0,2$ rispetto al valore nominale (cioè con tolleranza 0,4) e quindi è possibile stabilire la probabilità di avere gioco, cioè un foro di diametro maggiore del perno, prendendo a caso un perno ed un foro: si vede che restringendo opportunamente il campo di tolleranza (con tutte le conseguenze già viste) si abbia in pratica la certezza del gioco. Se la stessa certezza (o in alternativa la stessa probabilità) si vogliono avere con tolleranze più ampie è necessario intervenire sulla quota nominale (spostando quindi le curve).

Spesso va tenuto in considerazione un altro fattore: dal momento che, come s'è detto, la tendenza in fabbricazione è verso le dimensioni di massimo materiale (che consentono il recupero degli alberi troppo grandi e dei fori troppo piccoli), il numero dei pezzi costruiti tende piuttosto verso queste condizioni e di conseguenza le curve che lo rappresentano risultano spostate.

Sarà quindi più probabile in una scelta casuale trovare perni di diametro maggiore del foro che viceversa: l'incertezza nell'accoppiamento risulta quindi ridotta in termini di una maggiore probabilità di forzamento rispetto a quella che si poteva ipotizzare in base ai valori degli scostamenti assegnati. Quanto detto è largamente approssimato, poiché numerosi ed anche incerti sono i fattori che influenzano le dimensioni del pezzo: ad esempio una lavorazione particolarmente precisa porta ad una maggiore percentuale di pezzi intorno al valore centrale, mentre i pezzi lavorati con minore precisione, pur restando nel limite della tolleranza presentano una maggiore dispersione dei valori delle dimensioni e quindi una curva più appiattita (fig. E).

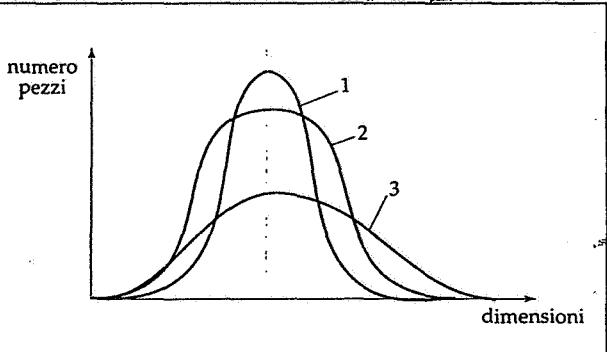


Fig. E. L'andamento delle curve a campana è influenzato dalla varianza possibile intorno al valore centrale, più ristretta per la curva 1, più ampia per la curva 3. La curva 3 rappresenta una lavorazione più grossolana rispetto alla 1: per avere lo stesso numero di pezzi accettabili bisogna estendere il campo di tolleranza, ampliandone i limiti.

SISTEMA ISO DI TOLLERANZE E ACCOPPIAMENTI

La tolleranza è dunque parte integrante della definizione di un oggetto: la sua importanza e i suoi valori si sono evoluti nel tempo, in stretto collegamento con il progresso tecnologico, che da una parte consente, e dall'altra richiede, più stretti confini alla varianabilità delle quote.

Con l'evoluzione dell'industria e lo sviluppo degli scambi a livello internazionale, è stato necessario sviluppare un sistema di tolleranze oggettivo e di validità generale, in grado di realizzare ogni tipo di accoppiamento tra due pezzi, e tale da essere pienamente rispondente a tutte le svariate esigenze applicative.

Per trovare delle definizioni precise non possiamo retrocedere oltre gli anni '20. Anche in precedenza l'esigenza di stabilire limiti minimi e massimi alle quote ammissibili di un pezzo era sentita, ma non si trovano indicazioni a disegno ed erano previsti per lo più sovrametalli di lavorazione, che richiedevano successivamente aggiustaggio a mano, e condizioni di accoppiamento (mobile con minimo o gran-

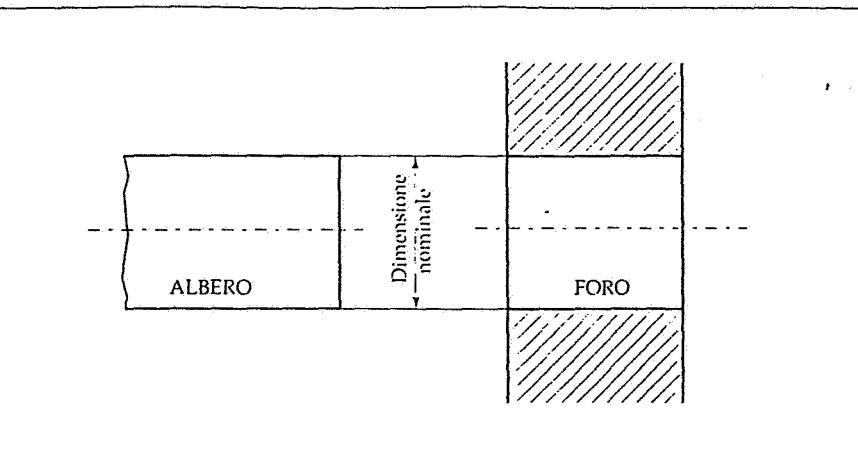


Fig. 14. La quota nominale è uguale per un albero ed un foro.

de di gioco, oppure bloccato con interferenza più o meno forte) da raggiungersi con tale aggiustaggio, così che in pratica anche la precisione ottenibile era per lo più lasciata alla capacità degli operatori.

Nel 1926 compaiono le tabelle UNI che introducono i gradi di lavorazione extrapreciso, preciso, medio e grossolano con vari tipi di accoppiamento pieno-vuoto: nel 1941 si hanno infine le codifiche delle tolleranze ISA, con il concetto di albero base e foro base tuttora validi, pur con diverse modifiche, nelle definizioni ISO attuali.

Il sistema di tolleranze stabilito a livello internazionale dalla ISO e accettato in Italia dalla UNI con le tabelle UNI ISO 286/1-2 (che hanno sostituito le UNI 6386 e 6387), è un insieme di tolleranze e di scostamenti unificati, e di accoppiamenti tra fori ed alberi.

I due termini *foro* ed *albero* vanno intesi in modo generico, e possono indicare due pezzi che devono essere collegati rappresentanti un vuoto ed un pieno; in altre parole, con i termini generici di albero e foro si designano anche la dimensione esterna o quella interna dello spazio, contenuto o contenente, compreso tra due facce (o piani tangenti) parallele di un pezzo qualunque, come ad esempio nel caso di una linguetta (prisma a sezione rettangolare) e delle corrispondenti cave nell'albero e nel mozzo (fig. 13).

Per semplificare si può dire che le dimensioni misurabili esternamente sono di tipo albero, quelle misurabili internamente di tipo foro.

Tutte le dimensioni definite in questo sistema, come anche ogni misura industriale, sono riferite alla temperatura di 20°C.

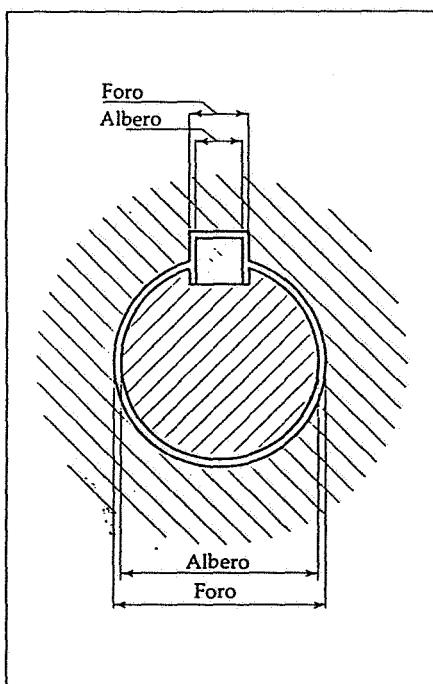


Fig. 13. I termini albero e foro possono essere anche riferiti alle dimensioni esterne o interne dei pezzi, anche non cilindrici.

Definizioni

Si precisa il significato di alcuni termini adottati nella normativa.

– *Dimensione* è il numero che esprime, nell'unità scelta, il *valore di una lunghezza*; quando è scritta su un disegno è chiamata *quota*. La *dimensione effettiva* è quella realizzata nell'esecuzione di un pezzo e viene determinata mediante misurazione.

– *Dimensione nominale o quota nominale*, è il valore di riferimento per una data dimensione e rappresenta la quota ideale che il progettista vorrebbe realizzare. Dalla dimensione nominale derivano le dimensioni limite applicando le tolleranze secondo esigenze di economicità e funzionalità (fig. 14).

– *Dimensioni limite, massima e minima*, sono le due dimensioni estreme ammissibili di un pezzo entro le quali (dimensioni estreme comprese) deve trovarsi la dimensione effettiva (fig. 15).

– *Dimensione nella condizione di massimo materiale*: appellativo assegnato ad una delle due dimensioni limite che corrisponde alla condizione di massimo materiale dell'elemento, cioè la *dimensione massima di un elemento esterno quale un albero* e la *dimensione minima di un elemento interno quale un foro*.

– *Dimensione nella condizione di minimo materiale*: appellativo assegnato ad una delle due dimensioni limite che corrisponde alla condizione di minimo materiale dell'elemento, cioè la *dimensione minima di un elemento esterno quale un albero* e la *dimensione massima di un elemento interno quale un foro*.

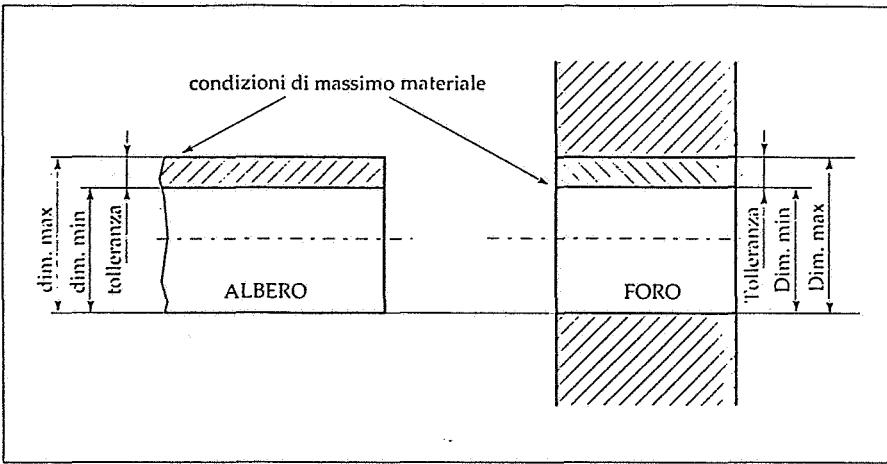


Fig. 15. Le dimensioni limiti massime e minime si ottengono applicando le tolleranze previste.

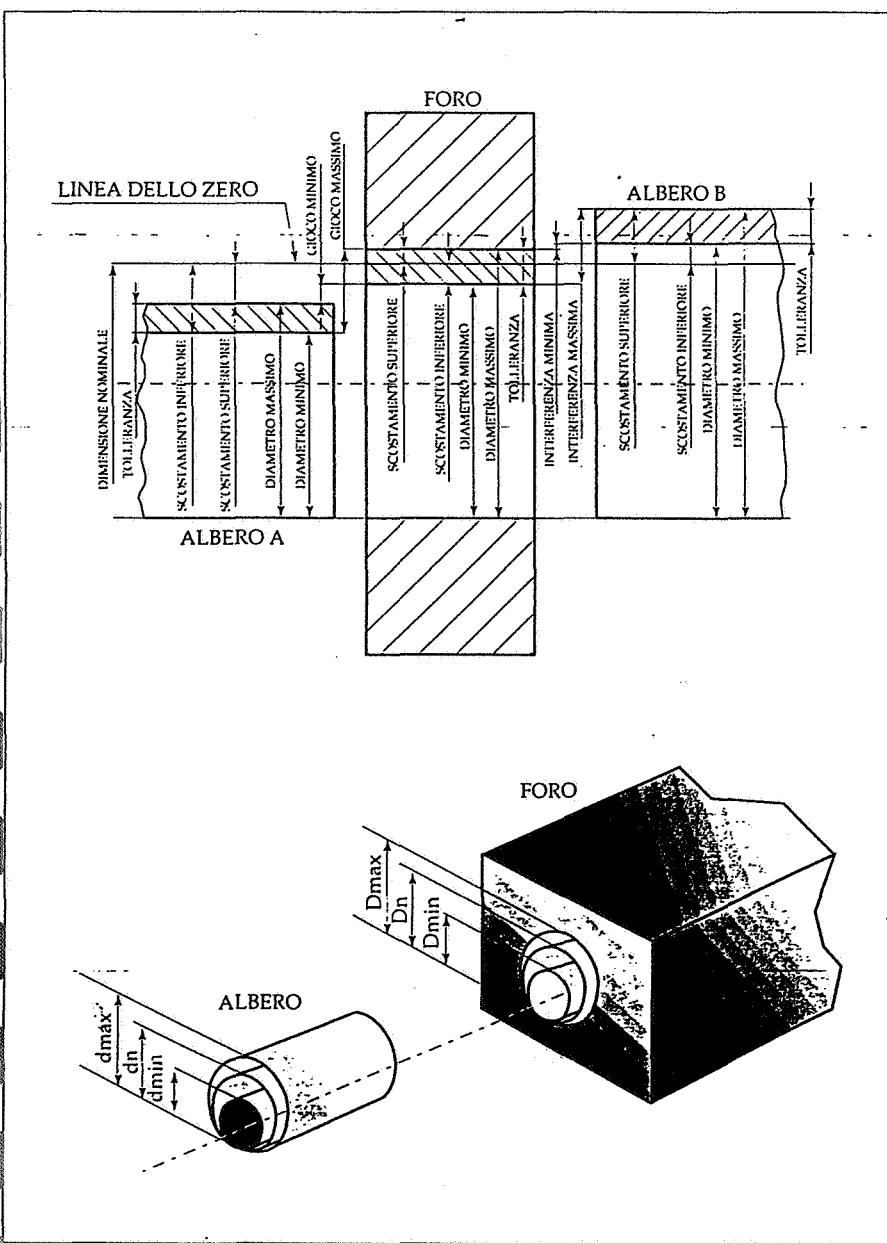


Fig. 16. La tolleranza è per definizione la differenza tra le due dimensioni limiti.

– *Scostamento* è la differenza algebrica tra una dimensione (effettiva, massima, ecc.) e la dimensione nominale corrispondente.

– *Scostamento superiore* è la differenza algebrica tra la dimensione massima e la dimensione nominale corrispondente. Lo scostamento è indicato (dal francese *écart*) con Es per i fori e con es per gli alberi.

– *Scostamento inferiore*, è la differenza algebrica tra la dimensione minima e la dimensione nominale corrispondente. È indicato con Ei per i fori e con ei per gli alberi.

– *Linea dello zero*: nella rappresentazione grafica delle tolleranze e degli accoppiamenti (fig. 16) è la linea retta rappresentante la dimensione nominale (che ha scostamento zero) ed alla quale vengono riferiti gli scostamenti e le tolleranze. Per convenzione la linea dello zero è tracciata orizzontalmente, e quindi gli scostamenti positivi sono al disopra e gli scostamenti negativi al disotto.

Gli scostamenti limite possono essere indicati dopo la quota nominale e con un carattere minore, scrivendo *in alto lo scostamento superiore ed in basso quello inferiore*.

– *Tolleranza* è la differenza tra la dimensione limite massima e quella limite minima; in altri termini è la differenza algebrica tra lo scostamento superiore e quello inferiore; la tolleranza è quindi un valore assoluto, senza segno. Una tolleranza del sistema di tolleranze ISO unificate è chiamata tolleranza fondamentale e viene indicata col simbolo IT (che vuol dire International Tolerance).

Tenendo presente le definizioni date, si può scrivere per i fori:

$$IT = Es - Ei \\ Es = IT + Ei \\ Ei = Es - IT$$

e per gli alberi:

$$IT = es - ei \\ es = IT + ei \\ ei = es - IT$$

La figura 17 mostra il caso di un accoppiamento tra un foro, un albero indicato con A ed un albero indicato con B. Il diametro nominale è lo stesso per il foro e gli alberi; gli scostamenti limiti e le tolleranze determinano gli ac-

coppamenti con gioco o interferenza. La tolleranza per l'albero A può essere calcolata con:

$$IT = es - ei = -0,045 - (-0,070) = 0,025$$

per l'albero B:

$$IT = es - ei = +0,050 - 0,025 = 0,025$$

e per il foro:

$$IT = Es - Ei = 0,020 - (-0,039) = 0,059$$

Dal punto di vista grafico, è utile rappresentare la zona di tolleranza con un rettangolo la cui altezza rappresenta il valore della tolleranza espresso in micron; le distanze dalla linea dello zero dei due lati orizzontali del rettangolo rappresentano gli scostamenti, positivi al di sopra e negativi al di sotto.

Lo schema semplificato di figura 18 è sufficiente per uno studio dell'accoppiamento. Ovviamente la larghezza dei rettangoli non ha alcun significato per la rappresentazione delle tolleranze.

Nel sistema ISO di tolleranze, per poter soddisfare tutte le necessità sia per i pezzi isolati sia per gli accoppiamenti, è previsto per ogni dimensione nominale un totale di 20 gradi di tolleranze normalizzate che definiscono l'ampiezza della zona di tolleranza e quindi la qualità o la precisione della lavorazione. Di questi 20 gradi, 18 (designati con le sigle da IT1 fino ad IT18) sono di uso generale, e due gradi (IT0 ed IT01) vengono utilizzati in casi particolari.

Inoltre è prevista una gamma di scostamenti (chiamati scostamenti fondamentali) che definiscono la posizione della zona di tolleranza rispetto alla linea dello zero. La posizione della zona di tolleranza viene designata con una o più lettere maiuscole per i fori (da A fino a ZC) e da una o più lettere minuscole per gli alberi (da a a zc). Tolleranze e scostamenti sono stati unificati per le dimensioni fino a 3150 mm.

Grado di tolleranza normalizzato

Il grado di tolleranza normalizzato (indicato in precedenza col termine *qualità*) varia con la dimensione nominale in quanto esprime l'ampiezza dell'errore tollerato che certamente è più elevato su dimensioni maggiori e minore su dimensioni minori.

È evidente che quando si lavora un

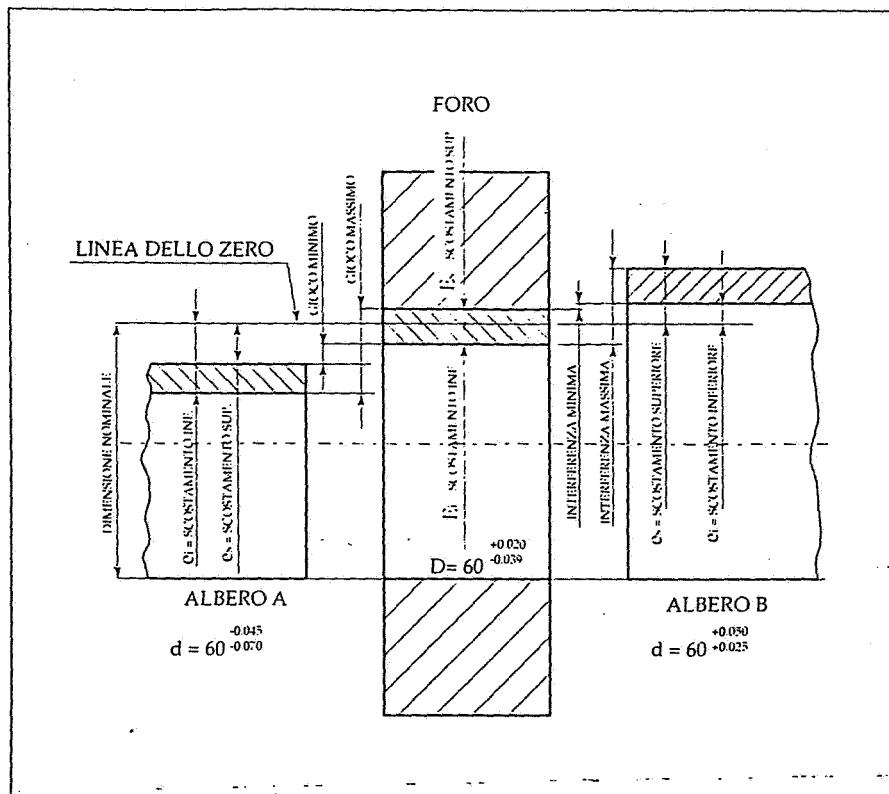


Fig. 17. Esempio di accoppiamento.

pezzo con un dato grado di precisione si ottengono variazioni maggiori sulle dimensioni maggiori, ed errori quantitativamente più piccoli sulle dimensioni minori. Ad esempio con una lavorazione meccanica, con asportazione di truciolo, di media precisione si hanno errori di 0,4 mm su una dimensione di 10 mm, ma errori di 2 mm sulla dimensione di 1 metro.

I valori arrotondati dei gradi di tolleranza normalizzati da IT1 a IT18 sono riportati in tabella I. I gradi di tolle-

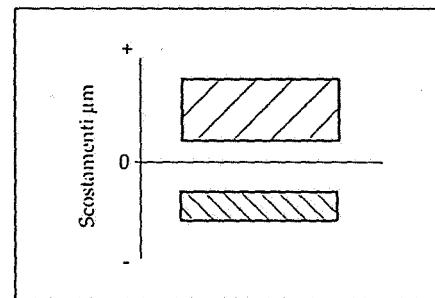


Fig. 18. Rappresentazione semplificata delle zone di tolleranza.

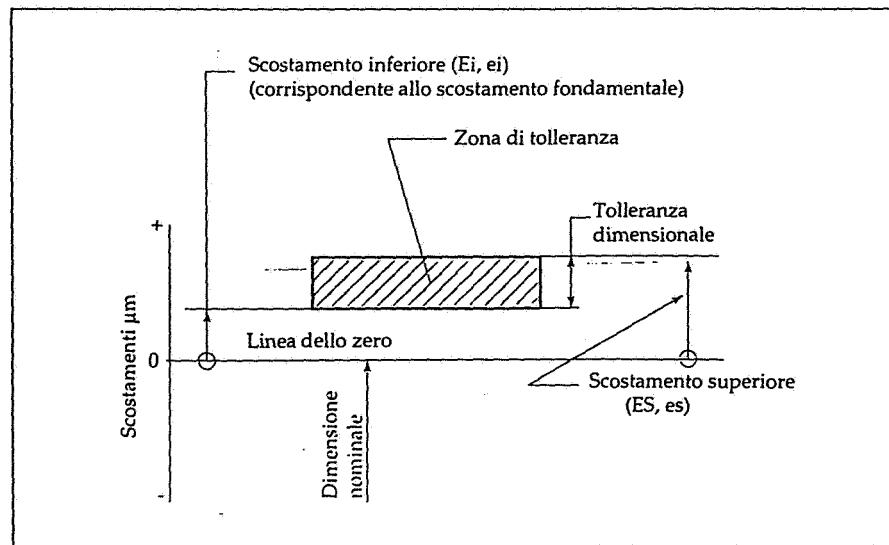


Fig. 19. Gli elementi della rappresentazione semplificata.

| 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 | 0,60 | 1 | 1,4 |
| 3 6 | 1 | 1,5 | 2,5 | 4 | 5 | 8 | 12 | 18 | 30 | 48 | 75 | 0,12 | 0,18 | 0,3 | 0,48 | 0,75 | 1,2 | 1,8 |
| 6 10 | 1 | 1,5 | 2,5 | 4 | 6 | 9 | 15 | 22 | 36 | 58 | 90 | 0,15 | 0,22 | 0,36 | 0,58 | 0,9 | 1,5 | 2,2 |
| 10 18 | 1,2 | 2 | 3 | 5 | 8 | 11 | 18 | 27 | 43 | 70 | 110 | 0,18 | 0,27 | 0,43 | 0,7 | 1,1 | 1,8 | 2,7 |
| 18 30 | 1,5 | 2,5 | 4 | 6 | 9 | 13 | 21 | 33 | 52 | 84 | 130 | 0,21 | 0,33 | 0,52 | 0,84 | 1,3 | 2,1 | 3,3 |
| 30 50 | 1,5 | 2,5 | 4 | 7 | 11 | 16 | 25 | 39 | 62 | 100 | 160 | 0,25 | 0,39 | 0,62 | 1 | 1,6 | 2,5 | 3,9 |
| 50 80 | 2 | 3 | 5 | 8 | 13 | 19 | 30 | 46 | 74 | 120 | 190 | 0,3 | 0,46 | 0,74 | 1,2 | 1,9 | 3 | 4,6 |
| 80 120 | 2,5 | 4 | 6 | 10 | 15 | 22 | 35 | 54 | 87 | 140 | 220 | 0,35 | 0,54 | 0,87 | 1,4 | 2,2 | 3,5 | 5,4 |
| 120 180 | 3,5 | 5 | 8 | 12 | 18 | 25 | 40 | 63 | 100 | 160 | 250 | 0,4 | 0,63 | 1 | 1,6 | 2,5 | 4 | 6,3 |
| 180 250 | 4,5 | 7 | 10 | 14 | 20 | 29 | 46 | 72 | 115 | 185 | 290 | 0,46 | 0,72 | 1,15 | 1,85 | 2,9 | 4,6 | 7,2 |
| 250 315 | 6 | 8 | 12 | 16 | 23 | 32 | 52 | 81 | 130 | 210 | 320 | 0,52 | 0,81 | 1,3 | 2,1 | 3,2 | 5,2 | 8,1 |
| 315 400 | 7 | 9 | 13 | 18 | 25 | 36 | 57 | 89 | 140 | 230 | 360 | 0,57 | 0,89 | 1,4 | 2,3 | 3,6 | 5,7 | 8,9 |
| 400 500 | 8 | 10 | 15 | 20 | 27 | 40 | 63 | 97 | 155 | 250 | 400 | 0,63 | 0,97 | 1,55 | 2,5 | 4 | 6,3 | 9,7 |
| 500 630 | 9 | 11 | 16 | 22 | 32 | 44 | 70 | 110 | 175 | 280 | 440 | 0,7 | 1,1 | 1,75 | 2,8 | 4,4 | 7 | 11 |
| 630 800 | 10 | 13 | 18 | 25 | 36 | 50 | 80 | 125 | 200 | 320 | 500 | 0,8 | 1,25 | 2 | 3,2 | 5 | 8 | 12,5 |
| 800 1.000 | 11 | 15 | 21 | 28 | 40 | 56 | 90 | 140 | 230 | 360 | 560 | 0,9 | 1,4 | 2,3 | 3,6 | 5,6 | 9 | 14 |
| 1.000 1.250 | 13 | 18 | 24 | 33 | 47 | 66 | 105 | 165 | 260 | 420 | 660 | 1,05 | 1,65 | 2,6 | 4,2 | 6,6 | 10,5 | 16,5 |
| 1.250 1.600 | 15 | 21 | 29 | 39 | 55 | 78 | 125 | 195 | 310 | 500 | 780 | 1,25 | 1,95 | 3,1 | 5 | 7,8 | 12,5 | 19,5 |
| 1.600 2.000 | 18 | 25 | 35 | 46 | 65 | 92 | 150 | 230 | 370 | 600 | 920 | 1,5 | 2,3 | 3,7 | 6 | 9,2 | 15 | 23 |
| 2.000 2.500 | 22 | 30 | 41 | 55 | 78 | 110 | 175 | 280 | 440 | 700 | 1100 | 1,75 | 2,8 | 4,4 | 7 | 11 | 17,5 | 28 |
| 2.500 3.150 | 26 | 36 | 50 | 68 | 96 | 135 | 210 | 330 | 540 | 860 | 1350 | 2,1 | 3,3 | 5,4 | 8,6 | 13,5 | 21 | 33 |

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

| Dimensione nominale | Gradi di tolleranze normalizzate | | | |
|---------------------|----------------------------------|--------------------|------|-----|
| | mm | | IT01 | IT0 |
| oltre | fino a | tolleranza μm | | |
| - | 3 | 0,3 | 0,3 | 0,5 |
| 3 | 6 | 0,6 | 0,4 | 0,6 |
| 6 | 10 | 1,0 | 0,4 | 0,6 |
| 10 | 18 | 1,8 | 0,5 | 0,8 |
| 18 | 30 | 3,0 | 0,6 | 1 |
| 30 | 50 | 5,0 | 0,6 | 1 |
| 50 | 80 | 8,0 | 0,8 | 1,2 |
| 80 | 120 | 12,0 | 1 | 1,5 |
| 120 | 180 | 18,0 | 1,2 | 2 |
| 180 | 250 | 25,0 | 2 | 3 |
| 250 | 315 | 25,5 | 2,5 | 4 |
| 315 | 400 | 40,0 | 3 | 5 |
| 400 | 500 | 50,0 | 4 | 6 |

Tab. II. Valori numerici delle tolleranze fondamentali dei gradi di tolleranza IT01 e IT0.

| Gradi di tolleranza normalizzati | IT1 | IT2 | IT3 | IT4 | IT5 | IT6 | IT7 | IT8 | IT9 | IT10 | IT11 | IT12 | IT13 | IT14 | IT15 | IT16 | IT17 | IT18 |
|----------------------------------|-----|------|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Moltiplicare i per | 2* | 2,7* | 3,7* | 5* | 7 | 10 | 16 | 25 | 40 | 64 | 100 | 160 | 250 | 400 | 640 | 1000 | 1600 | 2500 |

* Solo per dimensioni da 500 a 3150 mm.

Tab. III. Formule per ottenere le tolleranze fondamentali da IT1 a IT18.

Tolleranze IT0 e IT01 previste fino alle dimensioni nominali di 500 mm, sono riportati in tabella II. Per le dimensioni nominali maggiori di 500 mm, i valori dei gradi normalizzati da IT1 a IT5 sono dati a titolo sperimentale; i gradi di tolleranza normalizzati da IT14 a IT18 non devono essere utilizzati per dimensioni minori od uguali a 1 mm. I valori sono espressi in mm per i gradi da 12 in poi, altrimenti sono in micron.

Per semplicità, i valori riportati dalle norme non sono stati calcolati separatamente per ciascuna dimensione nominale, ma per gruppi di dimensioni nominali e sono riferiti alla media geometrica (D) delle dimensioni estreme (D_1 e D_2) del gruppo considerato, cioè:

$$D = \sqrt{D_1 \times D_2}$$

Nella prima fascia di dimensioni nominali (inferiori od uguali a 3 mm) la me-

dia geometrica è calcolata per convenzione tra 1 e 3 mm, cioè $D = 1,732 \text{ mm}$. Si avrà allora:

$$IT01 = 0,3 + 0,008D$$

$$IT0 = 0,5 + 0,012D$$

$$IT1 = 0,8 + 0,020D$$

Non ci sono formule per i gradi IT2, IT3 ed IT4 poiché i valori delle tolleranze corrispondenti a questi gradi sono stati ripartiti approssimativamente in progressione geometrica tra i valori di IT1 ed IT5. I valori delle tolleranze fondamentali corrispondenti ai gradi da IT5 fino ad IT18 per le dimensioni nominali fino a 500 mm sono determinati in funzione dell'unità di tolleranza i, calcolata mediante la formula (stabilità empiricamente dopo diverse esperienze):

$$i = 0,45 \times \sqrt[3]{D} + 0,001D$$

Per le dimensioni nominali comprese

tra 500 e 3150 mm l'unità di tolleranza è calcolata con la formula:

$$i = 0,004D + 2,1$$

La tabella III riporta le formule per il calcolo delle tolleranze fondamentali da IT1 fino ad IT18.

Ad esempio, se si vuole calcolare il grado di tolleranza normalizzato IT7 per il gruppo dimensionale da 18 a 30 mm, si calcola prima la media geometrica D:

$$D = \sqrt{18 \times 30} = 23,238$$

L'unità di tolleranza corrispondente è:

$$i = 0,45 \times \sqrt[3]{23,238} + 0,001 \times 23,238 = 1,307$$

Utilizzando la tabella III, per le dimensioni fino a 500 mm, per ottenere il grado IT7 bisogna moltiplicare l'unità di tolleranza per 16:

$$IT7 = 16i = 1,307 \times 16 = 20,92 \cong 21 \mu m$$

Occorre notare che, a partire dalla qualità 6 i valori delle tolleranze sono in progressione geometrica con ragione $\sqrt[10]{10}$; vale a dire la tolleranza è moltiplicata per 10 ogni volta che si passa da una qualità a quella di 5 gradi superiore. Tale regola è utile per estrarre i valori di gradi IT al di sopra di IT18. Ad esempio:

$$IT20 = IT15 \times 10 = 640i \times 10 = 6400i$$

La figura 20 mostra la rappresentazione schematica di alcuni gradi di tolleranza per le dimensioni del gruppo tra 80 e 120 mm; nella rappresentazione grafica delle tolleranze la qualità è quindi raffigurata dall'altezza del rettangolo che rappresenta la zona di tolleranza.

La tabella IV mette in corrispondenza i gradi di tolleranza con alcune applicazioni e le lavorazioni meccaniche corrispondenti.

Le qualità da 1 fino a 4 sono normalmente usate per calibri o pezzi di altissima precisione (fig. 21); quelle da 5 a 11 corrispondono alla precisione ottenibile con le normali lavorazioni; quelle dalla 12 in poi corrispondono a tolleranze di pezzi ottenuti con lavorazioni sempre più grossolane e quindi su pezzi non destinati ad accoppiamenti con altri componenti.

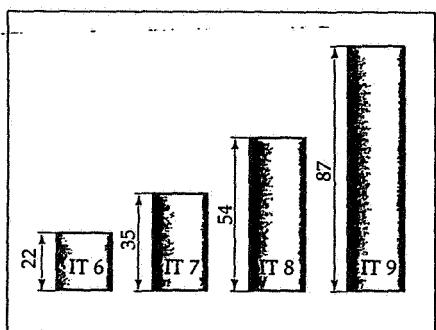


Fig. 20 Altezza in micron dei gradi di tolleranza del gruppo dimensionale 80-120 mm.

La posizione delle tolleranze nel sistema ISO

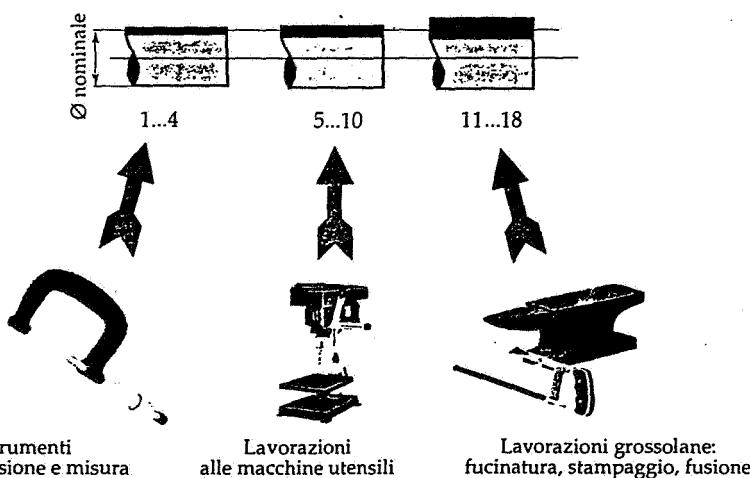
La posizione della zona di tolleranza rispetto alla linea dello zero è definita da uno dei due scostamenti, scelto convenzionalmente, che viene detto *scostamento fondamentale*; il suo valore dipende dalla dimensione nominale. Il sistema ISO prevede 27 posizioni, designate da una lettera maiuscola per i fori e minuscola per gli alberi.

La figura 22 mostra la rappresentazione grafica delle posizioni previste, in

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

Tab. IV. Corrispondenza del grado di tolleranza normalizzato con le lavorazioni e le applicazioni tipiche.

QUALITÀ O AMPIEZZA DELLA TOLERANZA



Strumenti di precisione e misura

Lavorazioni alle macchine utensili

Lavorazioni grossolane: fucinatura, stampaggio, fusione

| Lavorazione | Grado di tolleranza normalizzato | | | | | | | |
|--------------------------|----------------------------------|---|---|---|---|---|----|----|
| | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| Lappatura | | | | | | | | |
| Rettificatura cilindrica | | | | | | | | |
| Rettificatura per piani | | | | | | | | |
| Broccatura | | | | | | | | |
| Tornitura | | | | | | | | |
| Alesatura | | | | | | | | |
| Fresatura | | | | | | | | |
| Trapanatura | | | | | | | | |
| Tranciatura | | | | | | | | |
| Formatura- stampaggio | | | | | | | | |

Fig. 21. Gradi di tolleranza ottenibili con le lavorazioni meccaniche.

cui per i fori le tolleranze sono individuate da scostamenti inferiori Ei per le posizioni da A ad H, mentre per le posizioni da K a Zc gli scostamenti fondamentali sono quelli superiori (fig. 23); la posizione H è quella in cui lo scostamento fondamentale inferiore è nullo. Per quanto riguarda gli alberi, vengono definiti come scostamenti fondamentali quelli superiori es per le posizioni da a a h, e quelli inferiori ei per gli alberi da k a Zc (fig. 24). L'albero h ha lo scostamento superiore nullo.

Gli scostamenti fondamentali js e JS prescrivono una ripartizione simmetrica del grado di tolleranza normalizzato rispetto alla linea dello zero (fig. 25); di conseguenza per js :

$$es = ei = \frac{IT}{2}$$

e per JS :

$$ES = EI = \frac{IT}{2}$$

La tabella V indica i valori arrotondati degli scostamenti fondamentali per gli alberi e la tabella VI per i fori. Dall'esame delle tabelle, si possono fare le seguenti osservazioni.

Per quanto riguarda gli alberi (fig. 26):

- 1) le posizioni j sono previste solo per le qualità 5, 6, 7 e 8 e fino a 500 mm; gli alberi j_8 sono previsti solo per le dimensioni fino a 3 mm;
- 2) le posizioni k hanno lo scostamento fondamentale superiore e positivo per le dimensioni da 3 a 500 mm e per i gradi da 4 a 7; per tutti gli altri gradi e dimensioni lo scostamento inferiore è uguale a zero;

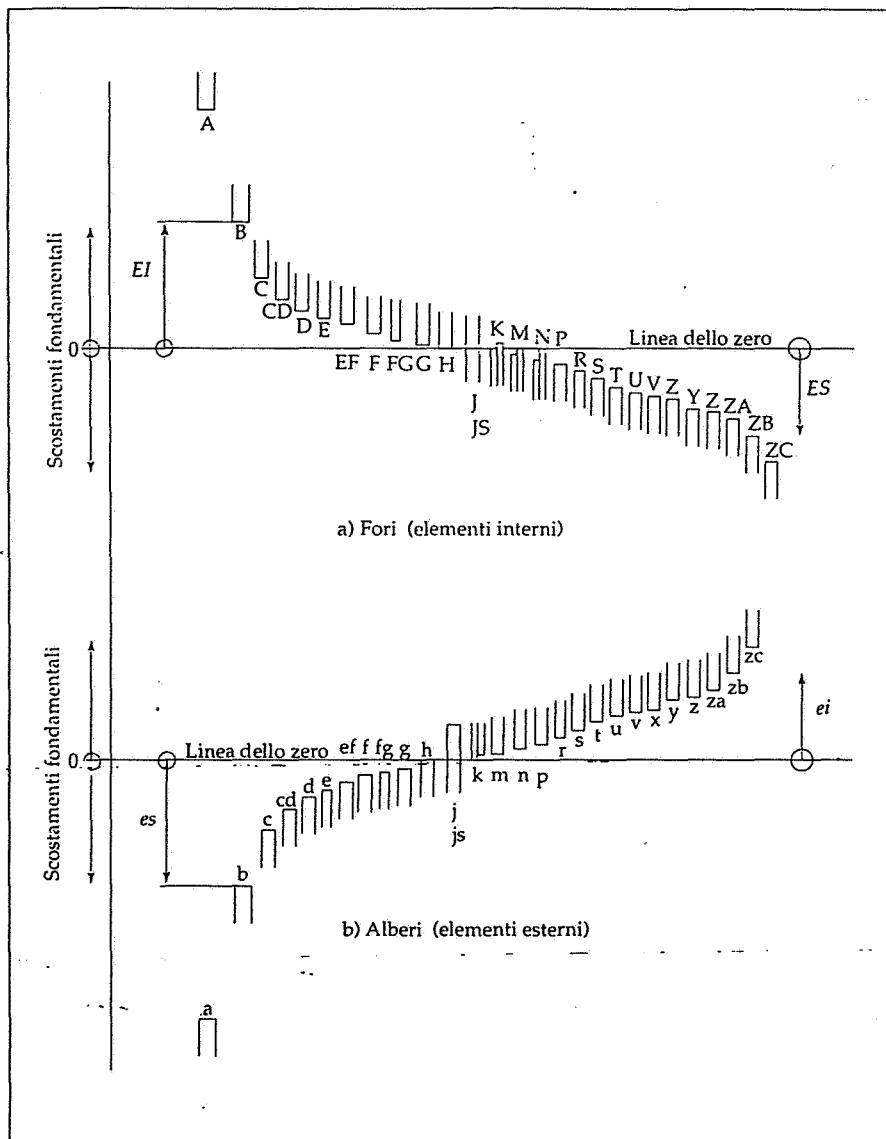


Fig. 22. Rappresentazione schematica degli scostamenti fondamentali; per convenzione, lo scostamento fondamentale è quello che definisce il limite più vicino alla linea dello zero.

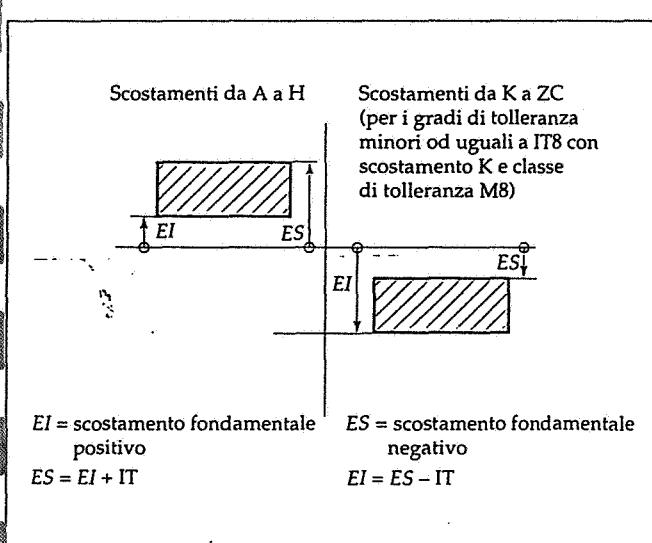


Fig. 23. Scostamenti per fori.

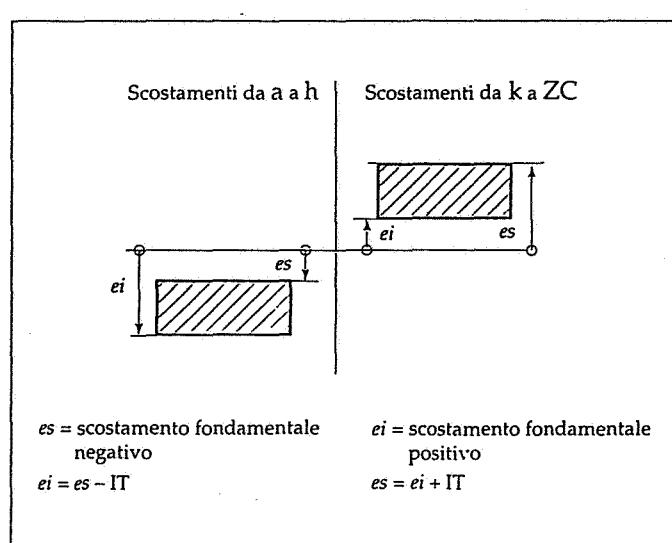


Fig. 24. Scostamenti per alberi.

Tab. V. Valori numerici degli scostamenti fondamentali per alberi (in μm):
 1) gli scostamenti fondamentali a e b non devono essere utilizzati per dimensioni nominali $\leq 1 \text{ mm}$.
 2) per le classi di tolleranza da $js7$ a $js11$, se il valore n di IT è un numero dispari, l'arrotondamento si effettua al numero pari immediatamente inferiore in modo che lo scostamento risultante, cioè $\pm \frac{IT_n}{2}$, possa essere espresso in un numero intero di micrometri.

| DIMENSIONE NOMINALE mm | | SCOSTAMENTI SUPERIORI es | | | | | | | | | | SCOSTAMENTI INFERIORI ei | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|------------------------|-----------------|----------------------------|-----------------|------|-----|------|------|-----|------|----|-----|----------------------------|-----------------|-----------|------|------|-----------|--------------------------|------|------|------|------|-------|---|-------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | GRADI DI TOLLERANZA: tutti | | | | | | | | | | GRADI DI TOLLERANZA: tutti | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| oltre | fino a | a ¹⁾ | b ¹⁾ | c | cd | d | e | ef | f | fg | g | h | s ²⁾ | IT5 e IT6 | IT7 | IT8 | IT4 a IT7 | fino a IT3 e sopra a IT7 | j | k | m | n | p | r | s | t | u | v | x | y | z | za | zb | zc | |
| - | 3 ¹⁾ | -270 | -140 | -60 | -34 | -20 | -14 | -10 | -6 | -4 | -2 | 0 | | -2 | -4 | -6 | 0 | 0 | +2 | +4 | +6 | +10 | +14 | | +18 | | +20 | | +26 | +32 | +40 | +60 | | | |
| 3 | 6 | -270 | -140 | -70 | -46 | -30 | -20 | -14 | -10 | -6 | -4 | 0 | | -2 | -4 | -6 | +1 | 0 | +4 | +8 | +12 | +15 | +19 | | +23 | | +28 | | +35 | +42 | +50 | +80 | | | |
| 6 | 10 | -280 | -150 | -80 | -56 | -40 | -25 | -18 | -13 | -8 | -5 | 0 | | -2 | -5 | -6 | +1 | 0 | +6 | +10 | +15 | +19 | +23 | | +28 | | +34 | | +42 | +52 | +67 | +97 | | | |
| 10 | 14 | -290 | -150 | -95 | | -50 | -32 | | -16 | | -6 | 0 | | -3 | -6 | -6 | +1 | 0 | +7 | +12 | +18 | +23 | +28 | | +33 | | +39 | +45 | | +50 | +64 | +90 | +130 | | |
| 14 | 18 | | | | | | | | | | | | | -4 | -8 | -8 | +2 | 0 | +8 | +15 | +22 | +28 | +35 | | +41 | | +47 | +54 | +63 | +73 | +98 | +136 | +188 | | |
| 18 | 24 | -300 | -160 | -110 | | -65 | -40 | | -20 | | -7 | 0 | | -5 | -10 | -10 | +2 | 0 | +9 | +17 | +26 | +34 | +43 | | +48 | | +60 | +68 | +80 | +94 | +112 | +148 | +200 | +274 | |
| 24 | 30 | | | | | | | | | | | | | -7 | -12 | -12 | +2 | 0 | +11 | +20 | +32 | +41 | +53 | | +66 | | +87 | +102 | +122 | +144 | +172 | +226 | +300 | +405 | |
| 30 | 40 | -310 | -170 | -120 | | -80 | -50 | | -25 | | -9 | 0 | | -9 | -15 | -15 | +3 | 0 | +13 | +23 | +37 | +51 | +71 | | +91 | | +124 | +146 | +178 | +214 | +258 | +335 | +445 | +585 | |
| 40 | 50 | -320 | -180 | -130 | | -100 | -60 | | -30 | | -10 | 0 | | -11 | -18 | -18 | +3 | 0 | +15 | +27 | +43 | +54 | +79 | | +104 | | +144 | +172 | +210 | +254 | +310 | +400 | +525 | +690 | |
| 50 | 65 | -340 | -190 | -140 | | -120 | -72 | | -36 | | -12 | 0 | | -13 | -21 | -21 | +4 | 0 | +17 | +31 | +50 | +63 | +92 | | +122 | | +170 | +202 | +248 | +300 | +365 | +470 | +620 | +800 | |
| 65 | 80 | -360 | -200 | -150 | | -145 | -85 | | -43 | | -14 | 0 | | -16 | -26 | -26 | +4 | 0 | +20 | +34 | +56 | +68 | +108 | | +146 | | +210 | +228 | +280 | +340 | +415 | +535 | +700 | +900 | |
| 80 | 100 | -380 | -220 | -170 | | -170 | -100 | | -50 | | -15 | 0 | | -18 | -29 | -29 | +4 | 0 | +21 | +37 | +62 | +80 | +130 | | +180 | | +258 | +310 | +385 | +470 | +575 | +740 | +960 | +1250 | |
| 100 | 120 | -410 | -240 | -180 | | -230 | -145 | | -85 | | -14 | 0 | | -20 | -32 | -32 | +5 | 0 | +23 | +40 | +68 | +84 | +140 | | +196 | | +284 | +340 | +425 | +520 | +640 | +820 | +1050 | +1350 | |
| 120 | 140 | -460 | -260 | -200 | | -280 | -210 | | -145 | | -14 | 0 | | -16 | -26 | -26 | +4 | 0 | +20 | +34 | +56 | +94 | +158 | | +218 | | +315 | +385 | +475 | +580 | +710 | +920 | +1200 | +1150 | |
| 140 | 160 | -520 | -280 | -210 | | -230 | -170 | | -100 | | -15 | 0 | | -18 | -29 | -29 | +4 | 0 | +21 | +37 | +62 | +108 | +190 | | +268 | | +390 | +475 | +590 | +730 | +900 | +1150 | +1500 | +1900 | |
| 160 | 180 | -580 | -310 | -230 | | -330 | -210 | | -125 | | -18 | 0 | | -20 | -32 | -32 | +5 | 0 | +23 | +40 | +68 | +126 | +232 | | +330 | | +490 | +595 | +740 | +920 | +1100 | +1450 | +1850 | +2400 | |
| 180 | 200 | -660 | -340 | -240 | | -360 | -210 | | -125 | | -18 | 0 | | -22 | -32 | -32 | +6 | 0 | +26 | +44 | +78 | +150 | +280 | | +400 | | +600 | +800 | +1000 | +1200 | +1400 | +1600 | +2100 | +2600 | |
| 200 | 225 | -740 | -380 | -260 | | -400 | -210 | | -100 | | -15 | 0 | | -24 | -32 | -32 | +7 | 0 | +30 | +50 | +88 | +175 | +310 | | +450 | | +660 | +840 | +1020 | +1200 | +1400 | +1600 | +1800 | +2100 | |
| 225 | 250 | -820 | -420 | -280 | | -440 | -230 | | -135 | | -20 | 0 | | -26 | -32 | -32 | +8 | 0 | +34 | +56 | +100 | +210 | +430 | | +620 | | +840 | +1020 | +1200 | +1400 | +1600 | +1800 | +2100 | +2600 | |
| 250 | 280 | -920 | -480 | -300 | | -460 | -290 | | -110 | | -17 | 0 | | -28 | -32 | -32 | +9 | 0 | +36 | +58 | +120 | +220 | +440 | | +640 | | +960 | +1450 | +1960 | +2400 | +3000 | +3600 | +4200 | +5000 | |
| 280 | 315 | -1050 | -540 | -330 | | -560 | -390 | | -190 | | -22 | 0 | | -30 | -32 | -32 | +10 | 0 | +38 | +60 | +130 | +230 | +460 | | +700 | | +1000 | +1300 | +1700 | +2100 | +2500 | +3000 | +3600 | +4200 | +5000 |
| 315 | 355 | -1200 | -600 | -360 | | -620 | -420 | | -210 | | -24 | 0 | | -32 | -32 | -32 | +11 | 0 | +40 | +62 | +130 | +230 | +460 | | +700 | | +1000 | +1300 | +1700 | +2100 | +2500 | +3000 | +3600 | +4200 | +5000 |
| 355 | 400 | -1350 | -680 | -400 | | -680 | -440 | | -230 | | -28 | 0 | | -34 | -32 | -32 | +12 | 0 | +42 | +64 | +130 | +230 | +460 | | +700 | | +1000 | +1300 | +1700 | +2100 | +2500 | +3000 | +3600 | +4200 | +5000 |
| 400 | 450 | -1500 | -760 | -440 | | -760 | -520 | | -135 | | -38 | 0 | | -36 | -32 | -32 | +13 | 0 | +44 | +66 | +130 | +230 | +460 | | +700 | | +1000 | +1300 | +1700 | +2100 | +2500 | +3000 | +3600 | +4200 | +5000 |
| 450 | 500 | -1650 | -840 | -480 | | -840 | -560 | | -145 | | -44 | 0 | | -38 | -32 | -32 | +14 | 0 | +46 | +68 | +130 | +230 | +460 | | +700 | | +1000 | +1300 | +1700 | +2100 | +2500 | +3000 | +3600 | +4200 | +5000 |
| 500 | 560 | | | | | | | | | | | | | -260 | -145 | -145 | +15 | 0 | +26 | +44 | +78 | +155 | +310 | | +450 | | +660 | +840 | +1020 | +1200 | +1400 | +1600 | +1800 | +2000 | +2200 |
| 560 | 630 | | | | | | | | | | | | | -290 | -160 | -160 | +16 | 0 | +30 | +50 | +88 | +175 | +340 | | +500 | | +740 | +920 | +1100 | +1280 | +1460 | +1640 | +1820 | +2000 | +2180 |
| 630 | 710 | | | | | | | | | | | | | -320 | -170 | -170 | +17 | 0 | +34 | +56 | +100 | +210 | +430 | | +620 | | +840 | +1020 | +1200 | +1380 | +1560 | +1740 | +1920 | +2100 | +2280 |
| 710 | 800 | | | | | | | | | | | | | -350 | -195 | -195 | +19 | 0 | +40 | +66 | +120 | +250 | +520 | | +780 | | +1150 | +1330 | +1510 | +1690 | +1870 | +2050 | +2230 | +2410 | +2590 |
| 800 | 900 | | | | | | | | | | | | | -390 | -220 | -220 | +22 | 0 | +48 | +78 | +140 | +300 | +640 | | +960 | | +1450 | +1630 | +1820 | +2010 | +2200 | +2390 | +2580 | +2770 | +2960 |
| 900 | 1000 | | | | | | | | | | | | | -430 | -240 | -240 | +24 | 0 | +58 | +92 | +170 | +330 | +720 | | +1050 | | +1540 | +1730 | +1920 | +2110 | +2300 | +2490 | +2680 | +2870 | +3060 |
| 1000 | 1120 | | | | | | | | | | | | | -480 | -260 | -260 | +26 | 0 | +68 | +110 | +195 | +400 | +820 | | +1300 | | +1800 | +2000 | +2200 | +2400 | +2600 | +2800 | +3000 | +3200 | +3400 |
| 1120 | 1250 | | | | | | | | | | | | | -520 | -290 | -290 | +29 | 0 | +76 | +135 | +240 | +450 | +980 | | +1600 | | +2100 | +2300 | +2500 | +2700 | +2900 | +3100 | +3300 | +3500 | +3700 |
| 1250 | 1400 | | | | | | | | | | | | | -560 | -320 | -320 | +32 | 0 | +84 | +160 | +245 | +500 | +1000 | | +1600 | | +2100 | +2300 | +2500 | +2700 | +2900 | +3100 | +3300 | +3500 | +3700 |
| 1400 | 1600 | | | | | | | | | | | | | -600 | -350 | -350 | +35 | 0 | +92 | +180 | +265 | +530 | +1050 | | +1650 | | +2150 | +2350 | +2550 | +2750 | +2950 | +3150 | +3350 | +3550 | +3750 |
| 1600 | 1800 | | | | | | | | | | | | | -640 | -380 | -380 | +38 | 0 | +100 | +198 | +283 | +560 | +1120 | | +1720 | | +2220 | +2420 | +2620 | +2820 | +3020 | +3220 | +3420 | +3620 | +3820 |
| 1800 | 2000 | | | | | | | | | | | | | -680 | -420 | -420 | +42 | 0 | +108 | +206 | +291 | +580 | +1180 | | +1780 | | +2280 | +2480 | +2680 | +2880 | +3080 | +3280 | +3480 | +3680 | +3880 |
| 2000 | 2240 | | | | | | | | | | | | | -720 | -460 | -460 | +46 | 0 | +116 | +214 | +309 | +660 | +1240 | | +1840 | | +2340 | +2540 | +2740 | +2940 | +3140 | +3340 | +3540 | +3740 | +3940 |
| 2240 | 2500 | | | | | | | | | | | | | -760 | -500 | -500 | +50 | 0 | +124 | +222 | +317 | +680 | +1320 | | +1920 | | +2420 | +2620 | +2820 | +3020 | +3220 | +3420 | +3620 | +3820 | +4020 |
| 2500 | 2800 | | | | | | | | | | | | | -800 | -540 | -540 | +54 | 0 | +132 | +230 | +325 | +700 | +1360 | | +1960 | | +2460 | +2660 | +2860 | +3060 | +3260 | +3460 | | | |

| DIMENS. NOMINALE mm | SCOSTAMENTI INFERIORI EI | | | | | | | | | | | | SCOSTAMENTI SUPERIORI ES | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---------------------------|----------------------------|--------|-----------------|-----------------|------|-------|-------|------|-------|-----|------|---|-------------------------------------|-----------------|------|------|-------|------------|-----------|------------|-----------|------------|-----------|------------|-----------|----------------------|--------|--------|--------|--------|-------|-------|--------|--------|--------|--------|----|----|
| | GRADI DI TOLLERANZA: tutti | | | | | | | | | | | | GRADI DI TOLLERANZA SUPERIORI A IT7 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | oltre | fino a | A ¹⁾ | B ¹⁾ | C | CD | D | E | EF | F | FG | G | H | J ²⁾ | IT6 | IT7 | IT8 | fino a IT8 | oltre IT8 | fino a IT8 | oltre IT8 | fino a IT8 | oltre IT8 | fino a IT8 | oltre IT8 | P a ZC ³⁾ | P | R | S | T | U | V | X | Y | Z | ZA | ZB | ZC |
| - | 3 | + 270 | + 140 | + 60 | + 34 | + 20 | + 14 | + 10 | + 6 | + 4 | + 2 | 0 | | + 2 | + 4 | + 6 | 0 | 0 | - 2 | - 4 | - 4 | - 4 | | + 6 | - 10 | - 14 | - 18 | - 20 | - 26 | - 32 | - 40 | - 46 | - 60 | | | | | |
| 3 | 6 | + 270 | + 140 | + 70 | + 46 | + 30 | + 20 | + 14 | + 10 | + 6 | + 4 | 0 | | + 5 | + 6 | + 10 | - 1+Δ | | - 4+Δ | - 4 | - 8+Δ | 0 | | + 12 | - 15 | - 19 | - 23 | - 28 | - 35 | - 42 | - 50 | - 60 | - 80 | | | | | |
| 6 | 10 | + 280 | + 150 | + 80 | + 56 | + 40 | + 25 | + 18 | + 13 | + 8 | + 5 | 0 | | + 5 | + 8 | + 12 | - 1+Δ | | - 6+Δ | - 6 | - 10+Δ | 0 | | + 15 | - 19 | - 23 | - 28 | - 34 | - 42 | - 52 | - 67 | - 80 | - 97 | | | | | |
| 10 | 14 | + 290 | + 150 | + 95 | | + 50 | + 32 | | + 16 | | + 6 | 0 | | + 6 | + 10 | + 15 | - 1+Δ | | - 7+Δ | - 7 | - 12+Δ | 0 | | | - 18 | - 23 | - 28 | - 33 | - 39 | - 45 | - 50 | - 64 | - 90 | - 130 | | | | |
| 14 | 18 | + 300 | + 160 | + 110 | | + 65 | + 40 | | + 20 | | + 7 | 0 | | + 8 | + 12 | + 20 | - 2+Δ | | - 8+Δ | - 8 | - 15+Δ | 0 | | | - 22 | - 28 | - 35 | - 41 | - 47 | - 54 | - 63 | - 73 | - 98 | - 136 | - 188 | | | |
| 18 | 24 | + 310 | + 170 | + 120 | | + 80 | + 50 | | + 25 | | + 9 | 0 | | + 10 | + 14 | + 24 | - 2+Δ | | - 9+Δ | - 9 | - 17+Δ | 0 | | | - 26 | - 34 | - 43 | - 54 | - 70 | - 81 | - 97 | - 114 | - 136 | - 180 | - 242 | - 325 | | |
| 24 | 30 | + 320 | + 180 | + 130 | | + 100 | + 60 | | + 30 | | + 10 | 0 | | + 13 | + 18 | + 28 | - 2+Δ | | - 11+Δ | - 11 | - 20+Δ | 0 | | | - 32 | - 41 | - 53 | - 66 | - 87 | - 102 | - 122 | - 144 | - 172 | - 226 | - 300 | - 405 | | |
| 30 | 40 | + 340 | + 190 | + 140 | | + 120 | + 72 | | + 35 | | + 12 | 0 | | + 16 | + 22 | + 34 | - 3+Δ | | - 13+Δ | - 13 | - 23+Δ | 0 | | | - 37 | - 51 | - 71 | - 91 | - 124 | - 146 | - 178 | - 214 | - 258 | - 335 | - 445 | - 585 | | |
| 40 | 50 | + 360 | + 200 | + 150 | | + 145 | + 85 | | + 43 | | + 14 | 0 | | + 18 | + 26 | + 41 | - 3+Δ | | - 15+Δ | - 15 | - 27+Δ | 0 | | | - 43 | - 63 | - 92 | - 122 | - 170 | - 202 | - 248 | - 300 | - 365 | - 470 | - 620 | - 800 | | |
| 50 | 65 | + 380 | + 220 | + 170 | | + 170 | + 100 | | + 50 | | + 15 | 0 | | + 22 | + 30 | + 47 | - 4+Δ | | - 17+Δ | - 17 | - 31+Δ | 0 | | | - 50 | - 80 | - 130 | - 180 | - 258 | - 310 | - 385 | - 470 | - 555 | - 700 | - 900 | | | |
| 65 | 80 | + 410 | + 240 | + 180 | | + 190 | + 110 | | + 56 | | + 17 | 0 | | + 25 | + 36 | + 55 | - 4+Δ | | - 20+Δ | - 20 | - 34+Δ | 0 | | | - 56 | - 84 | - 140 | - 196 | - 284 | - 340 | - 425 | - 520 | - 600 | - 780 | - 1000 | | | |
| 80 | 100 | + 460 | + 260 | + 200 | | + 210 | + 125 | | + 62 | | + 18 | 0 | | + 29 | + 39 | + 60 | - 4+Δ | | - 21+Δ | - 21 | - 37+Δ | 0 | | | - 62 | - 108 | - 190 | - 268 | - 390 | - 475 | - 590 | - 730 | - 900 | - 1150 | - 1350 | | | |
| 100 | 120 | + 520 | + 280 | + 210 | | + 230 | + 135 | | + 68 | | + 20 | 0 | | + 33 | + 43 | + 66 | - 5+Δ | | - 23+Δ | - 23 | - 40+Δ | 0 | | | - 68 | - 126 | - 232 | - 330 | - 490 | - 595 | - 740 | - 920 | - 1100 | - 1450 | - 1850 | - 2400 | | |
| 120 | 140 | + 580 | + 310 | + 230 | | + 290 | + 160 | | + 80 | | + 24 | 0 | | + 22 | + 36 | + 55 | - 4+Δ | | - 30 | - 30 | - 50 | | | | - 78 | - 150 | - 280 | - 400 | - 600 | - 1550 | | | | | | | | |
| 140 | 160 | + 650 | + 340 | + 240 | | + 320 | + 170 | | + 86 | | + 26 | 0 | | + 29 | + 39 | + 60 | - 4+Δ | | - 34 | - 34 | - 56 | | | | - 88 | - 155 | - 310 | - 450 | - 660 | | | | | | | | | |
| 160 | 180 | + 740 | + 380 | + 260 | | + 350 | + 195 | | + 98 | | + 28 | 0 | | + 30 | + 30 | + 60 | - 4+Δ | | - 40 | - 40 | - 66 | | | | - 100 | - 220 | - 470 | - 680 | - 1050 | | | | | | | | | |
| 180 | 200 | + 820 | + 420 | + 280 | | + 390 | + 220 | | + 110 | | + 30 | 0 | | + 32 | + 32 | + 60 | - 4+Δ | | - 48 | - 48 | - 78 | | | | - 120 | - 250 | - 520 | - 780 | - 1150 | | | | | | | | | |
| 200 | 225 | + 920 | + 480 | + 300 | | + 430 | + 240 | | + 120 | | + 32 | 0 | | + 34 | + 34 | + 60 | - 4+Δ | | - 58 | - 58 | - 92 | | | | - 140 | - 370 | - 820 | - 1200 | - 1850 | | | | | | | | | |
| 225 | 250 | + 1050 | + 540 | + 330 | | + 480 | + 260 | | + 130 | | + 34 | 0 | | + 38 | + 38 | + 60 | - 4+Δ | | - 68 | - 68 | - 135 | | | | - 170 | - 440 | - 1000 | - 1500 | - 2100 | | | | | | | | | |
| 250 | 315 | + 1200 | + 600 | + 360 | | + 520 | + 290 | | + 145 | | + 38 | 0 | | | | | | | | | | | | - 240 | - 580 | - 1400 | - 2100 | - 3200 | | | | | | | | | | |
| 315 | 355 | + 1350 | + 680 | + 400 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 355 | 400 | + 1500 | + 760 | + 440 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 400 | 450 | + 1650 | + 840 | + 480 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 450 | 500 | + 1800 | + 2000 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 500 | 560 | + 2240 | + 2500 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 560 | 630 | + 2400 | + 2800 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 630 | 710 | + 2500 | + 3150 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 710 | 800 | + 2800 | + 3150 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 800 | 900 | + 3150 | + 3150 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 900 | 1000 | + 3150 | + 3150 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1000 | 1120 | + 3150 | + 3150 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1120 | 1250 | + 3150 | + 3150 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1250 | 1400 | + 3150 | + 3150 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1400 | 1600 | + 3150 | + 3150 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1600 | 1800 | + 3150 | + 3150 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1800 | 2000 | + 3150 | + 3150 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2000 | 2240 | + 3150 | + 3150 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2240 | 2500 | + 3150 | + 3150 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2500 | 2800 | + 3150 | + 3150 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2800 | 3150 | + 3150 | + 3150 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Tab. VI. Valori numerici degli scostamenti fondamentali per fori (in μm):
 1) gli scostamenti A e B non vanno utilizzati per dimensioni nominali ≤ 1 mm; così lo scostamento N per gradi di tolleranza superiori a IT8, per M6 nella fascia da 250 a 315 mm, E5 = -9 μm invece di -11 μm;
 2) per le classi di tolleranza da S7 a S11, il valore di IT si arrondita come nel caso degli altri;
 3) per determinare i valori K, M e N dei gradi di tolleranza fino a IT8 e gli scostamenti P a ZC dei gradi di tolleranza fino a IT7, si assumono valori da come indicati nel testo.

- 3) la posizione t è prevista solo oltre le dimensioni di 24 mm;
 4) le posizioni v ed y sono previste rispettivamente da 14 a 500 mm e da 18 a 500 mm;
 5) le posizioni x, z, za, zb e zc sono previste fino a 500 mm;
 6) le posizioni cd, ef ed fg sono previste fino alle dimensioni di 10 mm;

- 7) le posizioni a, b e c sono previste fino a 500 mm, mentre gli scostamenti fondamentali a, b non devono essere utilizzati per dimensioni nominali minori o uguali a 1 mm.

Per quanto riguarda i fori (fig. 27):

- 1) le posizioni J sono previste solo per le qualità 6, 7 e 8 e fino alle dimensioni di 500 mm;

- 2) la posizione K è prevista solo fino al grado IT8; oltre IT8 è previsto fino alla dimensione di 3 mm. Inoltre per le dimensioni fino a 500 mm è necessario aggiungere al valore tabellato un valore Δ , il cui calcolo sarà precisato più avanti;

- 3) per le posizioni M ed N e i gradi normalizzati fino a IT8, bisogna aggiungere il valore Δ fino alle dimensioni di 500 mm; inoltre lo scostamento fondamentale N non deve essere utilizzato per le dimensioni minori o uguali a 1 mm nei gradi superiori a IT8;

- 4) le posizioni da P a ZC per i gradi minori o uguali a IT7 hanno gli stessi scostamenti fondamentali dei fori con gradi maggiori di IT7 a cui va aggiunto però il valore Δ ;

- 5) la posizione T è prevista solo dalle dimensioni di 24 mm;

- 6) le posizioni V ed Y sono previste rispettivamente da 14 a 500 mm e da 18 a 500 mm;

- 7) le posizioni X, Z, ZA, ZB e ZC sono previste fino a 500 mm;

- 8) le posizioni CD, EF, ed FG sono previste fino alle dimensioni di 10 mm;

- 9) le posizioni A, B e C sono previste fino a 500 mm, mentre gli scostamenti fondamentali A, B non devono essere utilizzati per dimensioni nominali minori o uguali a 1 mm.

Gli scostamenti dei fori, fatta eccezione per gli scostamenti fondamentali particolari già menzionati, sono simmetrici, cioè uguali ma di segno opposto, a quelli di ugual lettera degli alberi.

Il valore Δ che compare nella tabella VI, rappresenta la differenza

$$ITn - IT(n-1)$$

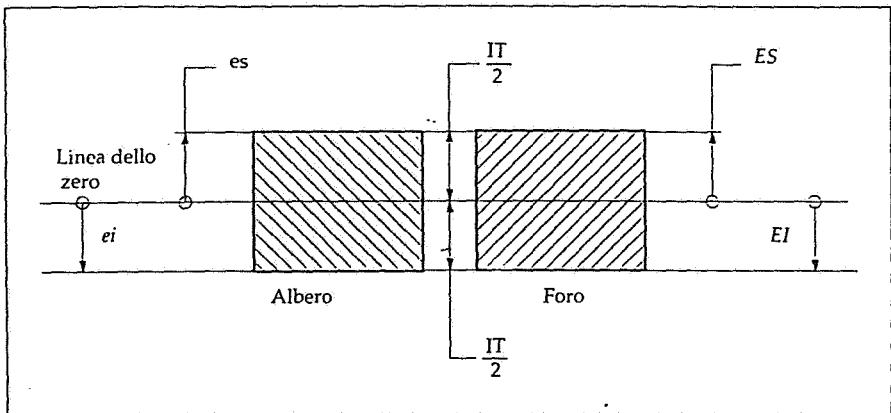


Fig. 25. Gli scostamenti js e JS .

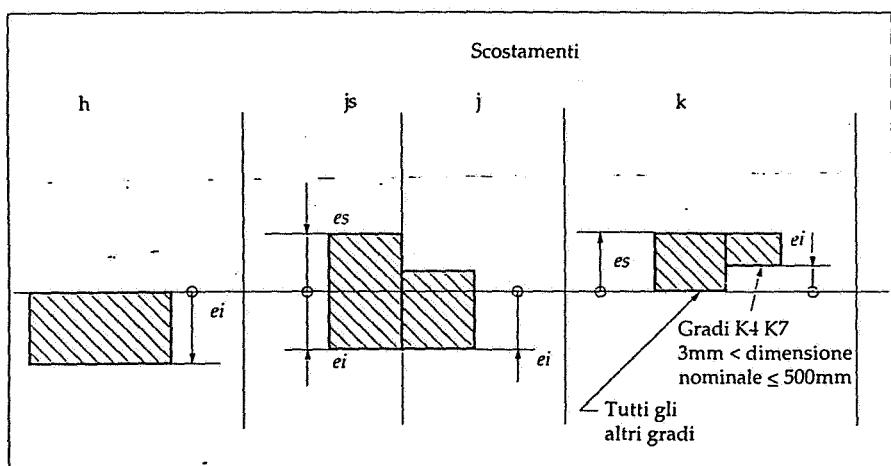


Fig. 26. Scostamenti fondamentali particolari degli alberi.

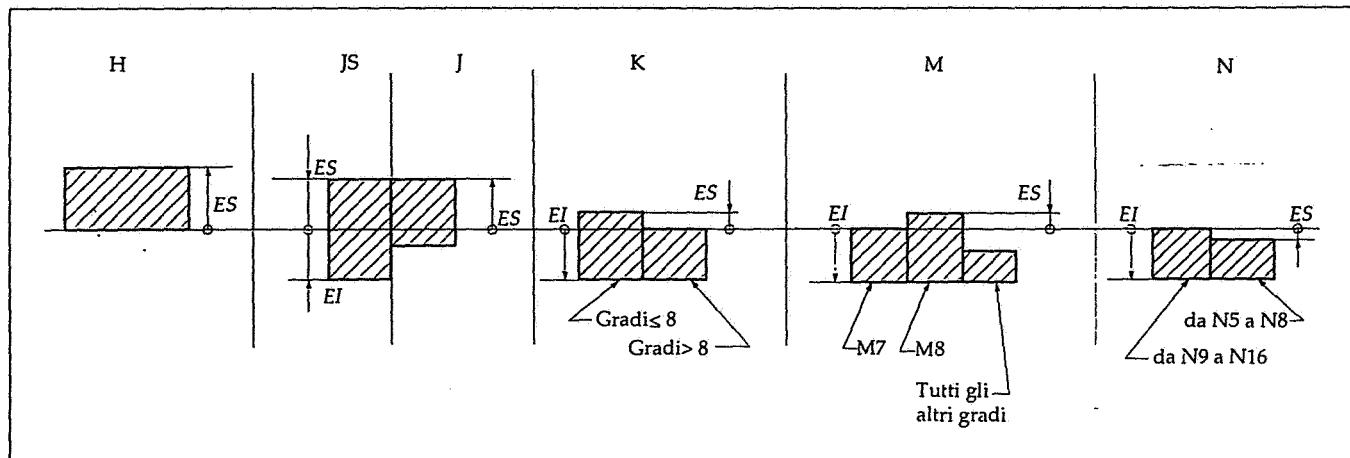


Fig. 27. Scostamenti fondamentali particolari dei fori.

tra la tolleranza fondamentale del gruppo delle dimensioni nominali nel grado stabilito e la tolleranza corrispondente nel grado più preciso immediatamente superiore.

Ad esempio per il calcolo di Δ per P7 nel gruppo di dimensioni nominali da 18 a 30 mm:

$$\Delta = IT7 - IT6 = 21 - 13 = 8 \mu m$$

di conseguenza:

$$ES = -22 + 8 = 14 \mu m$$

Gli scostamenti fondamentali riportati nelle tabelle V e VI per gli alberi e per i fori sono calcolati con formule particolari, riportate nella norma UNI 286/1.

Indicazione delle quote con tolleranza

Nell'esempio di figura 28 la quota nominale dell'albero ha un valore di 30 mm e rappresenta la quota ideale che il progettista vorrebbe realizzare; co-

me già visto durante la fase di lavorazione del pezzo, sarà impossibile assicurare l'esatto valore della quota di 30 mm per tutti i pezzi del medesimo lotto, e quindi il progettista prescrive una tolleranza fissando una posizione e un grado di tolleranza.

La designazione di una tolleranza è quindi fatta con:

- la dimensione nominale (ad esempio $\varnothing 30$);

- una o due lettere che indicano la posizione della zona di tolleranza rispetto alla linea dello zero (ad esempio h);

- una o due cifre che indicano il grado di tolleranza normalizzato (ad esempio 7).

A parità di ampiezza del campo di tolleranza si possono scegliere tre distinte posizioni rispetto alla quota nominale:

1) una posizione del campo tale da dar luogo ad una dimensione effettiva sempre minore o uguale di quella nominale (posizioni da a fino a h).

2) una posizione nella quale il pezzo può assumere un diametro effettivo maggiore o minore di quello nominale, in quanto il suo campo di tolleranza si estende sia al di sopra che al di sotto della quota nominale (posizione js).

3) una posizione del campo tale da dar luogo ad una dimensione effettiva sempre maggiore o uguale a quella nominale (posizioni da k fino a zc).

L'ampiezza del campo di tolleranza è indicata dal numero e corrisponde al grado di tolleranza normalizzato (tab. I). Le tolleranze delle quote lineari possono essere indicate o mediante il simbolo ISO, oppure mediante l'uso degli scostamenti limite.

La figura 29 mostra il caso di un'indicazione di una quota con la simbologia ISO. Nel caso di indicazione mediante gli scostamenti limite, gli elementi della quota devono essere scritti, come si vede dalla figura 30, nell'ordine seguente:

a) dimensione nominale;

b) valori degli scostamenti limiti, scrivendoli uno sopra l'altro, con lo scostamento superiore sopra lo scostamento inferiore, in modo da ottenere sempre una differenza positiva. Gli scostamenti vanno indicati nella stessa unità di misura della dimensione nominale, cioè in genere in mm.

Se la tolleranza è disposta simmetricamente rispetto alla dimensione nominale, il valore assoluto di ciascuno dei due scostamenti deve essere scritto una sola volta, preceduto dal segno \pm , come in figura 31.

Se uno dei due scostamenti è nullo, deve essere indicato con 0 (fig. 32). È possibile in certi casi indicare contemporaneamente sia il simbolo ISO che gli scostamenti limite; in tal caso questi vanno indicati tra parentesi (fig. 33).

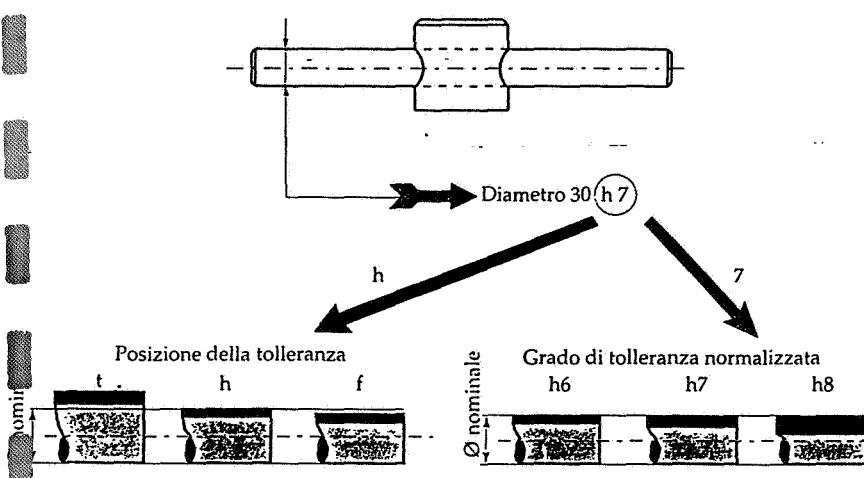


Fig. 28. Scelta della posizione e del grado di tolleranza normalizzata.

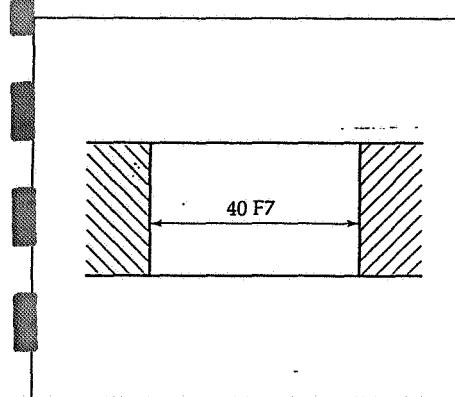


Fig. 29. Indicazione di tolleranze con la simbologia ISO.

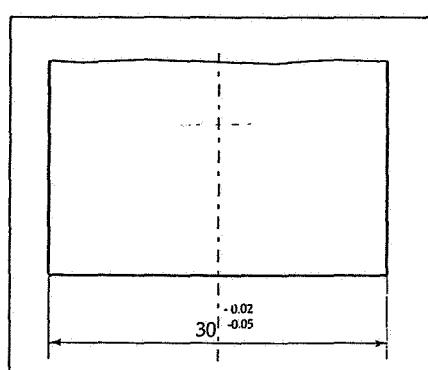


Fig. 30. Ordine di scrittura degli scostamenti.

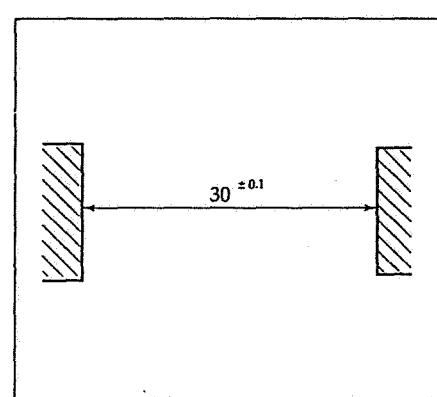


Fig. 31. Indicazione di scostamenti simmetrici.

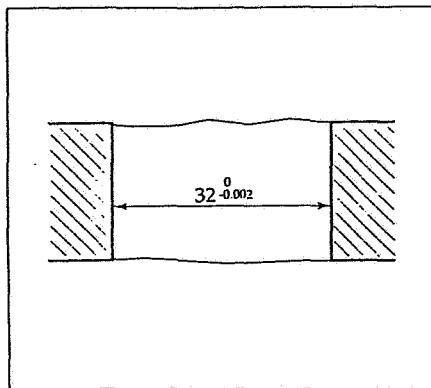


Fig. 32. Indicazione di uno scostamento nullo.

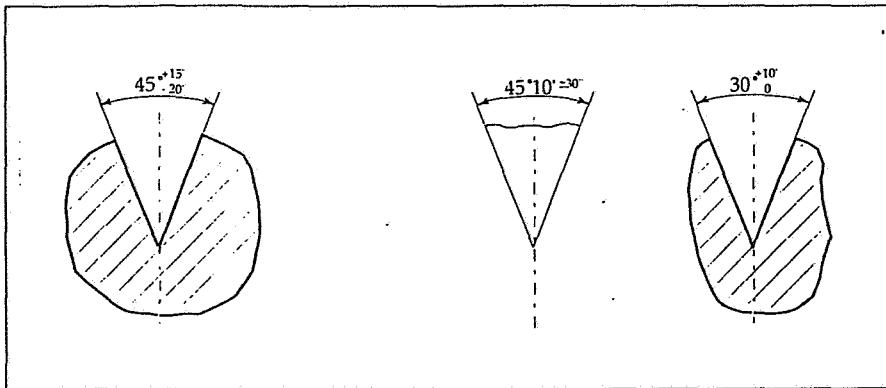


Fig. 36. Indicazione di tolleranze su quote angolari con gli scostamenti limite.

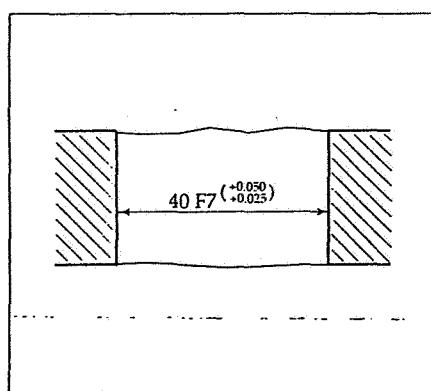


Fig. 33. Simbologia ISO e scostamenti limite.

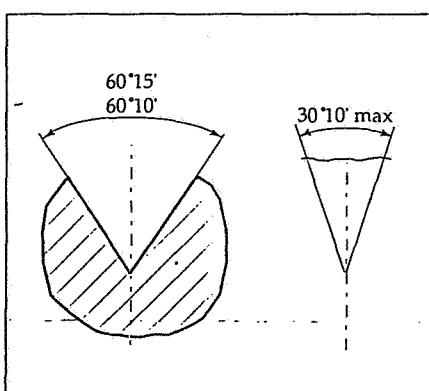


Fig. 37. Indicazione di tolleranze su quote angolari con le dimensioni limite.

È possibile indicare la tolleranza senza far riferimento alle norme ISO, semplicemente indicando le dimensioni limite massima e minima, come indicato in figura 34.

In genere questa indicazione si utilizza per tolleranze più ampie di quelle tabellate nelle norme.

Quando la dimensione effettiva è limitata in un solo senso, l'indicazione del valore corrispondente deve essere seguito dall'abbreviazione "max" o "min" (fig. 35).

Per quanto riguarda le tolleranze sulle quote angolari, è possibile usare sia gli scostamenti limite (con le stesse regole usate per le quote lineari, figura 36), oppure le dimensioni limite (fig. 37).

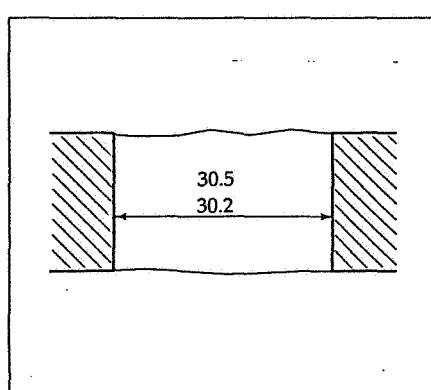


Fig. 34. Indicazione delle tolleranze con due dimensioni limiti.

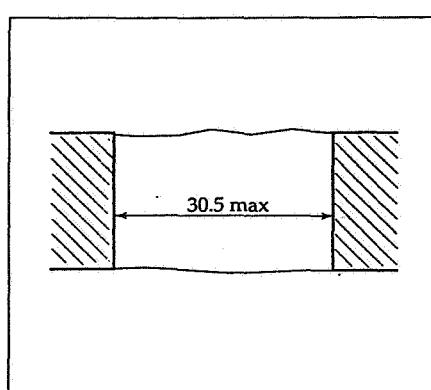


Fig. 35. La dimensione effettiva è limitata in un solo senso.

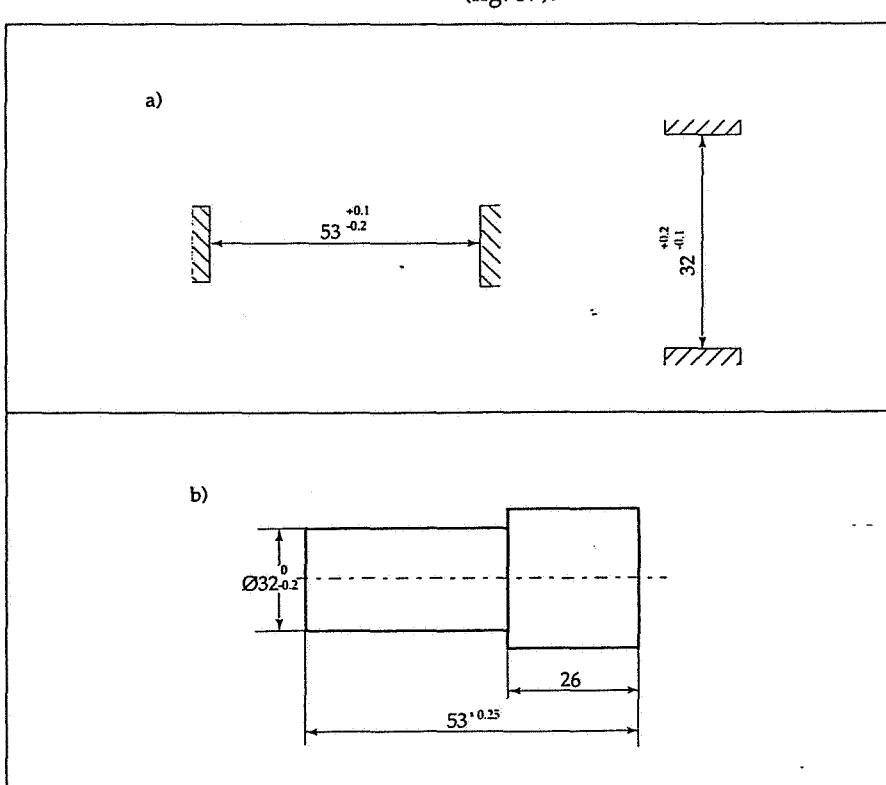


Fig. 38. a) indicazione delle tolleranze con quotatura secondo il criterio A; b) indicazione delle tolleranze con quotatura secondo il criterio B.

Le tolleranze seguono gli stessi criteri di indicazione delle quote, cioè devono essere scritte secondo uno dei due criteri A o B (fig. 38).

La figura 39 mostra la determinazione e la rappresentazione grafica delle tolleranze. In questo caso la dimensione nominale è compresa nel gruppo oltre 50 e fino a 80 mm (foro con dimensione nominale $D = 75 \text{ mm}$).

Per il foro con $D = 75G7$ si deve cercare prima nella tabella I il valore della tolleranza corrispondente alla qualità

$IT = 7$ e si trova $30 \mu\text{m}$; poi si cerca nella tabella VI il valore dello scostamento fondamentale per la lettera G: si trova $+10 \mu\text{m}$ e la tabella segnala che questo è lo scostamento inferiore EI ; sommando:

$$ES = EI + IT = 10 + 30 = 40 \mu\text{m}$$

si ottiene il valore dello scostamento superiore ES .

Per il foro con $D = 75P6$ nella tabella VI si nota che, essendo il grado nor-

malizzato inferiore a $IT = 8$, esiste la colonna intestata $P \& ZC$; nel caso nostro $IT = 6$ e quindi dobbiamo usare i valori di questa colonna.

In essa è indicato di prendere il valore corrispondente a P con grado maggiore di $IT = 7$ (e quindi -32 , scostamento superiore ES) e di aumentarlo di Δ (nel nostro caso, $IT = 6 - IT = 19 - 13 = \Delta = 6$).

Allora il valore dello scostamento fondamentale è:

$$ES = -32 + 6 = -26 \mu\text{m}$$

Si cerca poi il valore della tolleranza corrispondente alla qualità $IT = 6$ (vedi tabella I) e si trova $19 \mu\text{m}$. Applicando le formule note si determina lo scostamento inferiore:

$$EI = ES - IT = -26 - 19 = -45 \mu\text{m}$$

La tolleranza per definizione rappresenta la differenza:

$$IT = ES - EI = -26 - (-45) = 19 \mu\text{m}$$

Procedendo come visto in figura 17 è molto semplice verificare quindi le condizioni dell'accoppiamento ed il valore dei giochi massimo e minimo, delle interferenze, ecc. (fig. 40).

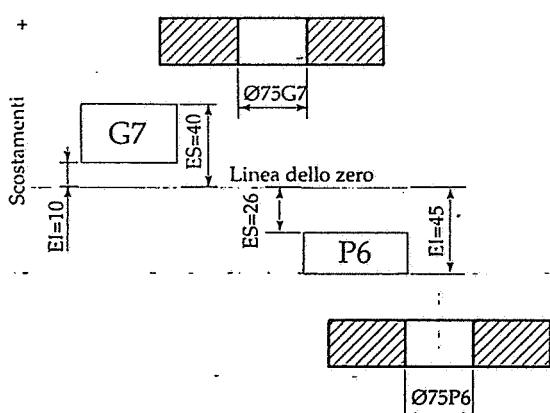


Fig. 39. Calcolo di tolleranze e scostamenti.

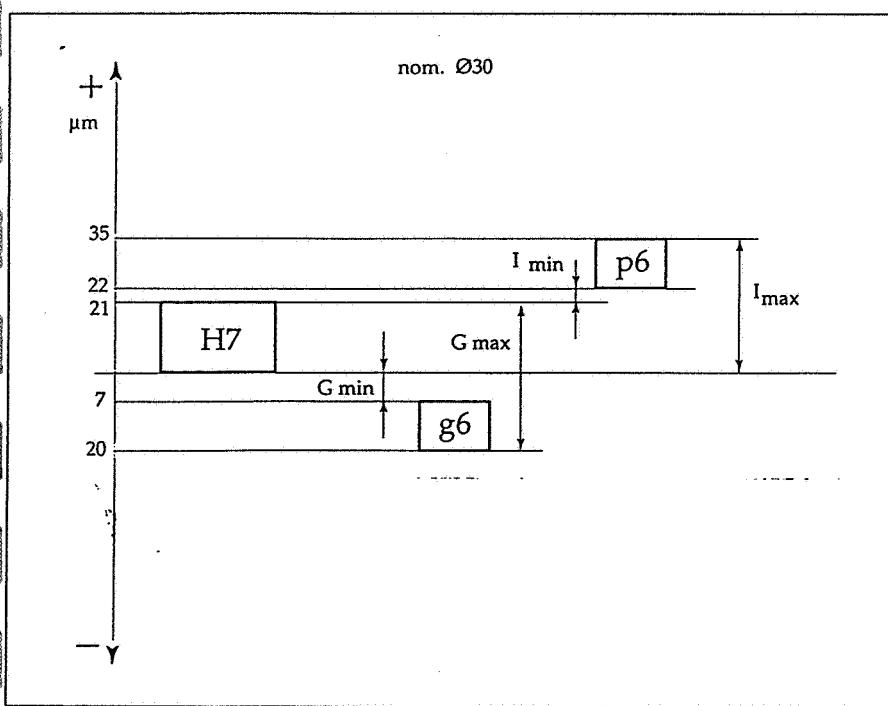


Fig. 40. È illustrato in figura l'accoppiamento di un foro di tolleranza $H7$ con alberi di tolleranza $g6$ e $p6$ rispettivamente. La quota nominale prescritta è 30 mm . Gli scostamenti fondamentali e le ampiezze delle tolleranze sono ricavate dalle tabelle (ovviamente per gli alberi le ampiezze delle tolleranze sono uguali mentre cambiano le posizioni).

5

TOLLERANZE GENERALI

Le dimensioni di un pezzo sono molte e se dovessero essere indicate tolleranze su ogni quota occorrerebbe molto tempo e la quotatura risulterebbe appesantita.

L'indicazione delle tolleranze sul disegno dovrebbe però essere completa al fine di assicurare che le caratteristiche dimensionali e geometriche di tutti gli elementi siano definite senza informazioni sottintese o lasciate al giudizio personale. D'altra parte per un gran numero di dimensioni risultano accettabili gli errori ottenuti normalmente dall'abituale grado di precisione di officina.

Si stabilisce allora con quale grado di precisione si intende eseguire la lavorazione e si fa riferimento ad una tabella che indichi quali sono le corrispondenti tolleranze.

La tabella UNI ISO 2768 stabilisce le

| CLASSE DI TOLLERANZA | | SCOSTAMENTI LIMITE PER CAMPI DI DIMENSIONI NOMINALI | | | | | | | |
|----------------------|------------------|---|---------------------|----------------------|------------------------|-------------------------|---------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| Designazione | Denominazione | da 0,5 ^o fino a 3 | oltre 3 fino a 6 | oltre 6 fino a 30 | oltre 30 fino a 120 | oltre 120 fino a 400 | oltre 400 fino a 1.000 | oltre 1.000 fino a 2.000 | oltre 2.000 fino a 4.000 |
| f | fine | ± 0,05 | ± 0,05 | ± 0,1 | ± 0,15 | ± 0,2 | ± 0,3 | ± 0,5 | - |
| m | media | ± 0,1 | ± 0,1 | ± 0,2 | ± 0,3 | ± 0,5 | ± 0,8 | ± 1,2 | ± 2 |
| c | grossolana | ± 0,2 | ± 0,3 | ± 0,5 | ± 0,8 | ± 1,2 | ± 2 | ± 3 | ± 4 |
| v | molto grossolana | - | ± 0,5 | ± 1 | ± 1,5 | ± 2,5 | ± 4 | ± 6 | ± 8 |

1) per le dimensioni nominali minori di 0,5 mm, lo scostamento deve essere indicato dopo la dimensione nominale

Tab. VII. Scostamenti limiti (in mm) ammessi per dimensioni lineari.

tolleranze generali per le dimensioni lineari ed angolari, prive di indicazioni di tolleranza specifiche, ed indica quattro classi di tolleranza o gradi di precisione.

Anche in questo caso si sono suddivise le dimensioni in gruppi. Gli scostamenti per quote senza indicazione di tolleranza variano quindi secondo i gruppi di dimensioni e in funzione delle diverse classi di tolleranza.

È chiaro che se su qualche elemento sono richieste delle tolleranze più strette, o più ampie di quelle generali, esse devono essere indicate direttamente sul disegno, subito dopo la relativa dimensione nominale. Per dimensioni minori di 0,5 mm gli scostamenti vanno sempre indicati.

Le tolleranze generali *non si applicano* alle dimensioni ausiliarie, indicate tra parentesi. Le tabelle VII, VIII e IX riportano i dati rispettivamente per le dimensioni lineari, per smussi e raccordi e per dimensioni angolari.

Se si usano le tolleranze secondo queste tabelle, si devono riportare all'interno o nei pressi del riquadro delle iscrizioni l'indicazione UNI ISO 2768 e la classe di tolleranza.

Ad esempio:

UNI ISO 2768 - m

L'applicazione delle tolleranze generali comporta i seguenti vantaggi:

- 1) i disegni sono di più facile lettura ed interpretazione;
- 2) il progettista risparmia tempo evitando calcoli dettagliati di tolleranze;

| CLASSE DI TOLLERANZA | | SCOSTAMENTI LIMITE PER CAMPI DI DIMENSIONI NOMINALI | | | |
|----------------------|------------------|---|------------------|---------|-----------|
| Designazione | Denominazione | da 0,5 ^o fino a 3 | oltre 3 fino a 6 | oltre 6 | oltre 120 |
| f | fine | ± 0,2 | ± 0,5 | ± 1 | ± 2 |
| m | media | - | - | - | - |
| c | grossolana | ± 0,4 | ± 1 | ± 2 | ± 4 |
| v | molto grossolana | - | - | - | - |

1) per le dimensioni nominali minori di 0,5 mm, lo scostamento deve essere indicato dopo la dimensione nominale

Tab. VIII. Scostamenti limiti ammessi (in mm) per dimensioni lineari di smussi e raccordi.

| CLASSE DI TOLLERANZA | | SCOSTAMENTI LIMITE IN FUNZIONE DEI CAMPI DI LUNGHEZZA, IN MILLIMETRI, DEL LATO PIÙ CORTO DELL'ANGOLO CONSIDERATO | | | | |
|----------------------|------------------|--|--------------------|---------------------|----------------------|-----------|
| Designazione | Denominazione | fino a 10 | oltre 10 fino a 50 | oltre 50 fino a 120 | oltre 120 fino a 400 | oltre 400 |
| f | fine | ± 1° | ± 0°30' | ± 0°20' | ± 0°10' | ± 0°5' |
| m | media | - | - | - | - | - |
| c | grossolana | ± 1°30' | ± 1° | ± 0°30' | ± 0°15' | ± 0°10' |
| v | molto grossolana | ± 3° | ± 2° | ± 1° | ± 0°30' | ± 0°20' |

Tab. IX. Scostamenti limiti ammessi per dimensioni angolari (si noti che gli scostamenti ovviamente diminuiscono all'aumentare della lunghezza di riferimento).

3) il disegno evidenzia quali elementi possono essere prodotti con il consueto grado di precisione del processo; questo favorisce la qualità della produzione riducendo il livello dei controlli;

4) i restanti elementi, oggetto di tolleranze specifiche, nella maggioranza dei casi, richiedono tolleranze relativamente ristrette e quindi necessitano di maggiori attenzioni durante la produzione. Questo aiuta la pianificazione della produzione e il controllo della qualità;

5) l'ufficio acquisti può definire più facilmente i contratti, conoscendo il livello di precisione abituale dell'officina.

Questi vantaggi sono realizzati soltanto quando vi è sufficiente sicurezza che le tolleranze generali siano rispettate e quando il livello di precisione abituale dell'officina sia uguale o più preciso delle tolleranze generali prescritte sul disegno.

L'officina dovrebbe perciò:

- accettare, mediante controlli, quale sia il proprio livello di precisione abituale;
- accettare soltanto i disegni le cui tolleranze generali sono uguali o più ampie del livello di precisione abituale;

- verificare, mediante campionamento, che il proprio livello di precisione abituale non degradi.

La tolleranza richiesta dalla funzionalità del prodotto è sovente più ampia della tolleranza generale prescritta. Perciò la funzionalità del prodotto finito non è sempre compromessa se la tolleranza generale è superata per qualche caratteristica del prodotto e se questo soddisfa egualmente alle esigenze di impiego. In definitiva, il superamento della tolleranza generale non dovrebbe dare origine allo scarso del prodotto finito se la sua funzionalità non è compromessa.

Per quanto riguarda le fusioni in ghisa, acciaio e leghe di rame esistono delle norme che prescrivono sui getti grezzi tolleranze generali dimensionali, qualora non siano state esplicitamente indicate a disegno.

Tali tolleranze sono del tipo simmetrico rispetto alla quota nominale, al lordo di eventuali sovrametalli per successive lavorazioni.

Anche in questo caso vengono presi in considerazioni, con riferimento ai diversi gruppi dimensionali, diversi gradi di precisione, con campi di tolleranza progressivamente più ristretti, a seconda che si tratti di getti singoli, ripetuti o di serie.

ACCOPIAMENTI NEL SISTEMA ISO

Gli accoppiamenti tra alberi e fori, le cui dimensioni sono soggette a tolleranze secondo il sistema ISO, vengono designati indicando (nel disegno dei gruppi e quasi mai nel disegno del particolare):

- la dimensione nominale, comune ai due pezzi
- i simboli che designano la tolleranza del foro e poi quelli relativi all'albero, separando i due con una barretta obliqua o scrivendoli come una frazione. Esempio:

$$45 H8/g7 \text{ oppure } 45 \frac{H8}{g7}$$

Si noti (fig. 41) come l'indicazione relativa al foro preceda sempre quella relativa all'albero; se anziché usare la designazione ISO, si vogliono indicare gli scostamenti limite, è opportuno evidenziare nei complessivi quale indicazione si riferisca all'albero e quale al foro (fig. 42). La figura 43 illustra il caso delle tolleranze su quote angolari nel disegno di pezzi accoppiati. Nella pratica generale si osserva che

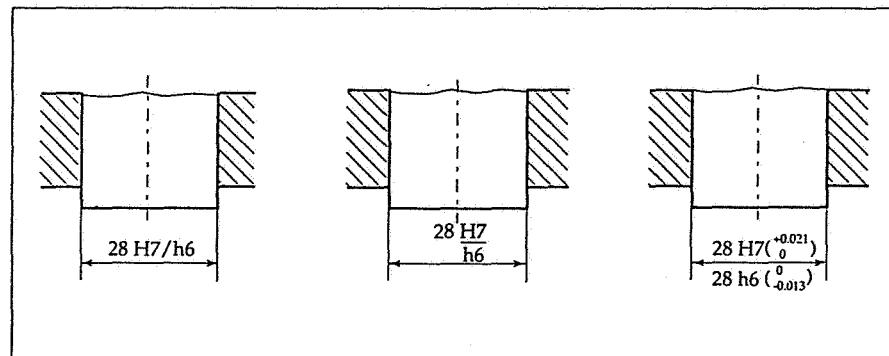


Fig. 41. Indicazione delle tolleranze nei pezzi accoppiati con la designazione ISO.

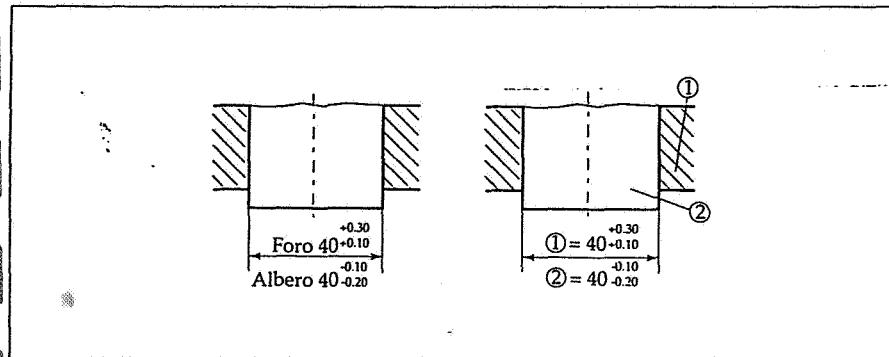


Fig. 42. Indicazione delle tolleranze nei pezzi accoppiati con gli scostamenti limite e con l'inequivocabile indicazione dell'albero e del foro.

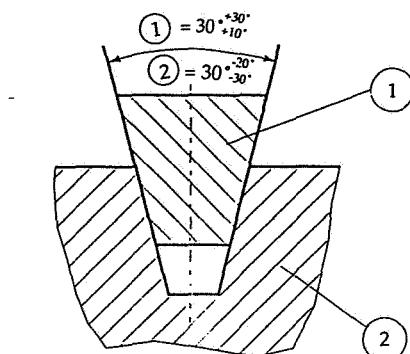
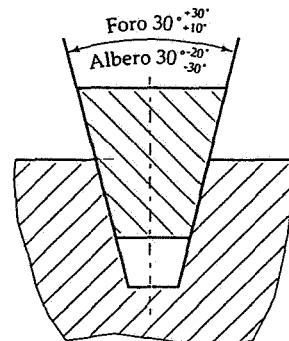


Fig. 43. Indicazione delle tolleranze angolari nei pezzi accoppiati.

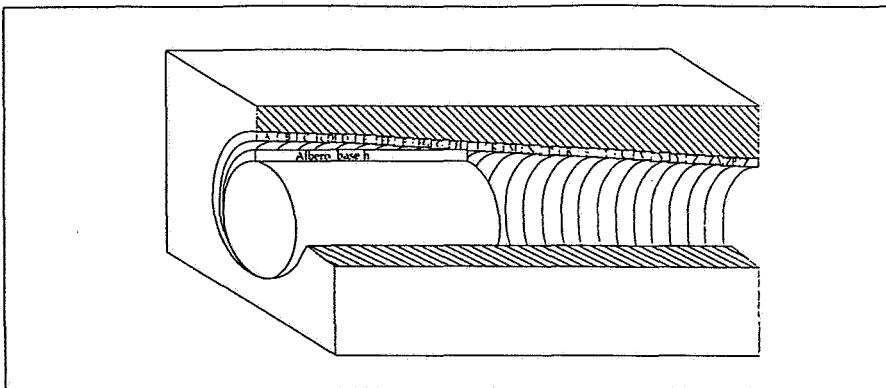


Fig. 44. Il sistema albero base.

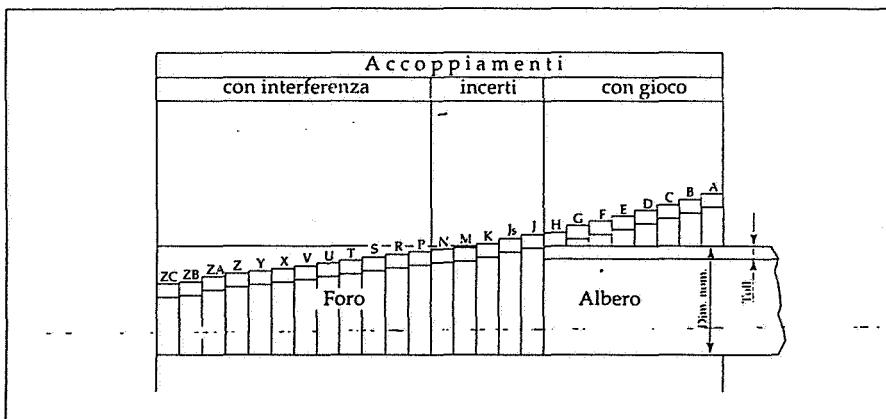


Fig. 45. Combinazione di un albero base h con fori con posizioni diverse.

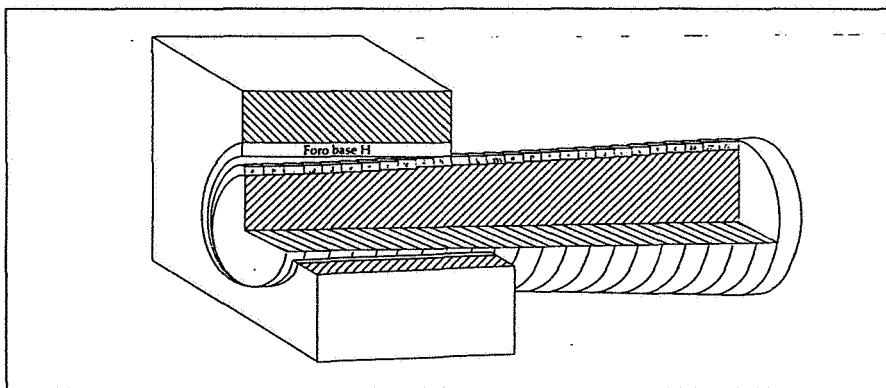


Fig. 46. Il sistema foro base.

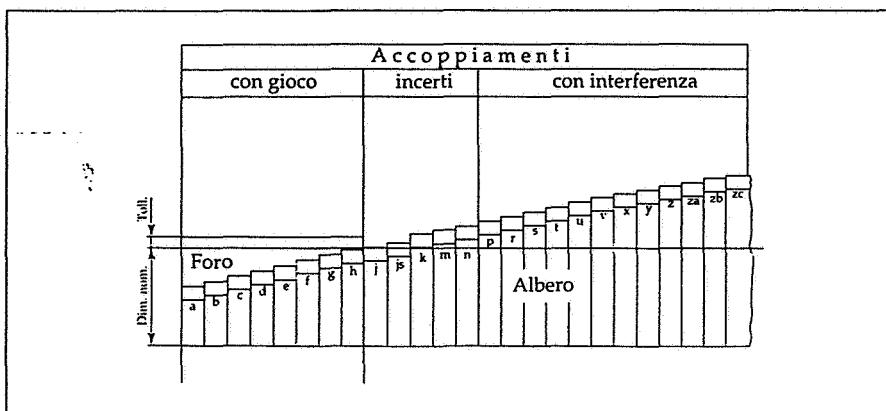


Fig. 47. Combinazione di un foro base H con alberi con posizioni diverse.

lavorando con la stessa accuratezza si realizzano più facilmente le dimensioni esterne che quelle interne, cioè gli alberi sono più precisi dei fori e la finitura dei fori è in genere più costosa e difficoltosa di quella degli alberi.

Per questi motivi di solito si accoppia un albero di grado di tolleranza normalizzato ITn con un foro di grado IT(n + l). Ad esempio :

H7/f6, E8/h7

Combinando a due a due gli alberi ed i fori previsti nel sistema di tolleranze ISO, ne risulterebbe una serie molto elevata di accoppiamenti; per questo motivo sono preferiti due sistemi di accoppiamenti.

a) **Albero base:** è un insieme sistematico di accoppiamenti nel quale i diversi giochi ed interferenze sono ottenuti combinando fori aventi diverse zone di tolleranza con un albero base avente la posizione h (cioè la dimensione limite massima dell'albero è eguale a quella nominale, lo scostamento superiore è nullo, figura 44). Esempi:

40H6/h5, 28G7/h6

Dalla figura 45 si noti come si ottenga gioco combinando un albero h con fori A, B...H, accoppiamenti incerti con fori J, Js..N ed accoppiamenti con interferenza con fori P...ZC.

b) **Foro base:** è un insieme sistematico di accoppiamenti ottenuti combinando alberi aventi diverse zone di tolleranza con un foro base avente la posizione H (cioè la dimensione limite minima del foro è eguale a quella nominale, lo scostamento inferiore è nullo, figura 46). Esempi:

18H6/g5, 32H7/j6

Nella figura 47 risultano accoppiamenti con gioco quelli ottenuti con un foro H e alberi a...h, accoppiamenti incerti con alberi j, js...n, ed accoppiamenti con interferenza con alberi da p fino a zc.

La preferenza per un sistema anziché per l'altro, problema alquanto dibattuto e sul quale i pareri sono piuttosto discordi, è funzione essenzialmente delle esigenze tecniche e della convenienza economica di produzione. La scelta si può basare su varie considerazioni.

- 1) Con il *sistema albero base* c'è il vantaggio di una minore dotazione di calibri per esterni (o a forcella) per con-

trollare gli alberi e un maggior numero di calibri a tampone per controllare i fori che hanno diverse zone di tolleranza: i calibri a tampone sono meno costosi di quelli per esterni, che richiedono una rettifica interna, sempre più difficoltosa di quella esterna. Inoltre in commercio si trovano barre trafilete calibrate o rettificate già pronte ed unificate con tolleranza h , sulle quali si possono montare più fori aventi diverse zone di tolleranza, senza ulteriori lavorazioni dell'albero (fig. 48). Per contro ciò comporta la lavorazione di una più estesa gamma di fori, lavorazione più costosa di quella degli alberi.

Il sistema albero base è spesso adottato nella costruzione di trasmissioni, di apparecchi di sollevamento, di macchine agricole dove ci si trova facilmente di fronte a un unico albero sul quale vengono montati, cioè accoppiati in vario modo, più elementi.

2) Con il sistema *foro base* non si deve avere un gran numero di alesatori fissi occorrenti per finire i fori: basta quei pochi necessari per i fori H (fig. 49). Gli alberi che hanno le più svariate zone di tolleranza possono d'altronde essere controllati con calibri a forcetta registrabili (mediante i blocchetti di riscontro), riducendo così il costo dei calibri. Se i fori sono ottenuti mediante broccatura è conveniente dover ricorrere soltanto a poche brocce, che sono utensili per grande produzione ma anche molto costosi.

Il sistema *foro base* è in genere adottato nelle principali industrie meccaniche, come quella automobilistica, nella costruzione di macchine utensili e nell'industria aeronautica.

Si possono fare alcune considerazioni sugli accoppiamenti possibili di questi sistemi, considerando ad esempio il *foro base*:

- gli accoppiamenti H/a , H/b , H/c presentano giochi minimi elevati e quindi si impiegano quando la temperatura di funzionamento è alta;

- gli accoppiamenti H/d , H/e , H/f sono adatti per attriti ridotti e per accoppiamenti rotanti molto veloci, con centraggio anche imperfetto;

- gli accoppiamenti H/g e H/h presentano giochi minimi molto bassi, e sono adatti per elementi a rotazione lenta, con la massima precisione di guida dell'albero;

- gli accoppiamenti H/j e H/js sono adatti per calettamenti di organi assicurati contro la reciproca rotazio-

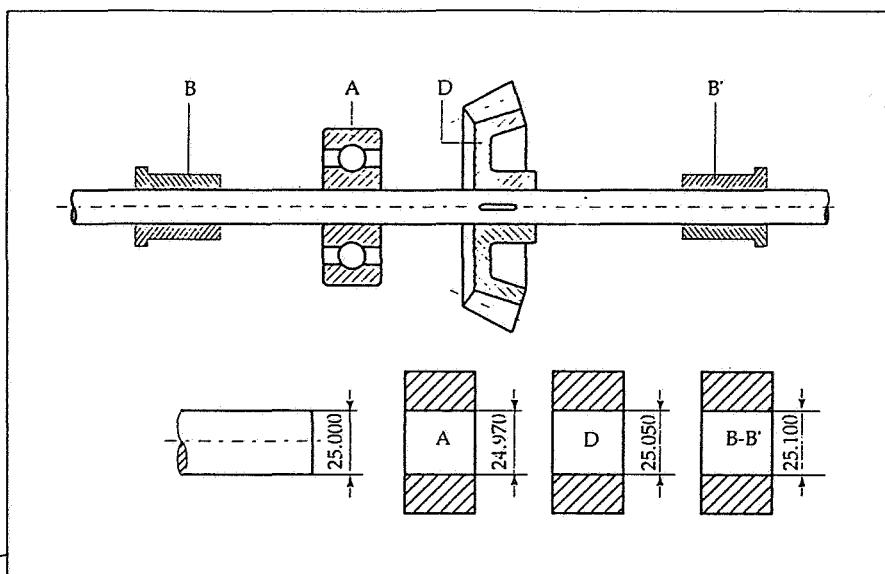


Fig. 48. Sulla barra trafiletta di diametro 25, viene montato l'anello interno del cuscinetto A con interferenza, la ruota D e le bronzine B, B' con gioco.

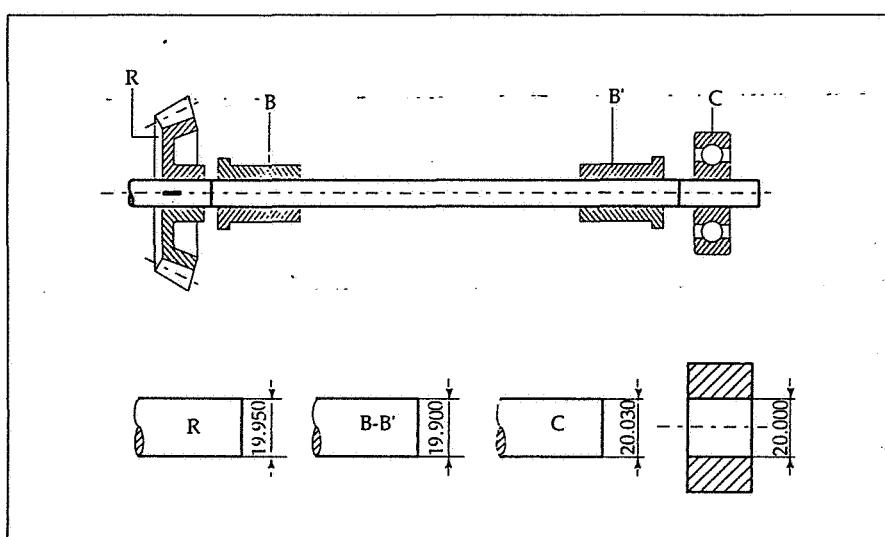


Fig. 49. Accoppiamenti col sistema *foro base*; tutti i fori sono con diametro nominale 20 e con posizione H , e gli alberi vengono lavorati con posizioni diverse.

ne da chiavette o spine, da smontare facilmente a mano con leggera pressione;

- gli accoppiamenti H/k , H/m e H/n sono accoppiamenti incerti smontabili con piccolo sforzo a mano o con mazzaolo e sono adatti per incastri precisi e calettamenti di organi assicurati contro la reciproca rotazione;

- gli accoppiamenti da H/p fino a H/zc presentano interferenze sempre più grandi e sono adatti per accoppiamenti stabili montati o con una pressa o con differenze di temperatura dei due elementi; in questo caso lo smontaggio non può avvenire senza il danneggiamento degli elementi connessi.

Gli accoppiamenti raccomandati

Anche con la limitazione dei due sistemi *foro base* ed *albero base* si avrebbe ancora un numero troppo elevato di accoppiamenti possibili. In pratica, il campo entro il quale il progettista deve scegliere la tolleranza da assegnare è di solito piuttosto ristretto, dato che ogni officina, compatibilmente con le esigenze tecniche, cerca di ridurre il più possibile le spese di attrezzamento per utensili e calibri e quindi limita i gradi di tolleranza e le posizioni allo stretto necessario.

Si ha perciò una selezione delle zone di tolleranza per alberi e fori il cui ab-

binamento porta agli accoppiamenti raccomandati, con lo scopo di limitare il numero degli utensili e dei calibri necessari.

Le zone di tolleranza considerate sono le seguenti, dove le zone di tolleranza in neretto vengono considerate preferenziali rispetto alle altre:

Per alberi:

a11, b11, c11, d8, d9, d10, e7, e8, e9, f6, f7, f8, g5, g6, h5, h6, h7, h8, h9, h11, js5, js6, js7, k5, k6, k7, m5, m6, m7, n5, n6, n7, p5, p6, p7, r5, r6, r7, s5, s6, s7, t5, t6, t7, u7.

Per fori:

A11, B11, C11, D9, D10, E8, E9, E10, F6, F7, F8, F9, G6, G7, H6, H7, H8, H9,

H10, H11, JS6, JS7, JS8, K6, K7, K8, M6, M7, M8, N6, N7, N8, P6, P7, P8, R6, R7, R8, S6, S7, T6, T7.

La scelta delle tolleranze per gli accoppiamenti non è un problema facile; si possono tuttavia dare alcune indicazioni orientative:

1) in base alla funzione che devono assolvere i pezzi nell'accoppiamento si determina se si deve avere gioco o interferenza. Si tenga presente che, come si è già accennato, un accoppiamento incerto nella sua realizzazione pratica diviene quasi sempre un accoppiamento con leggera interferenza. Nella lavorazione infatti gli alberi tendono ad essere prodotti con di-

mensioni più vicine alla massima che alla minima; il contrario avviene per i fori. Si scelgono poi i valori di gioco (o interferenza) massimo e minimo basandosi molto sull'esperienza. Si può dire come principio orientativo generico, che per parti scorrevoli tra loro il gioco minimo deve essere tale che, anche con una variazione di temperatura il funzionamento sia garantito; il gioco massimo deve assicurare anche dopo una certa usura una sufficiente guida. Per un accoppiamento forzato l'interferenza minima, deve garantire che le due parti non si disgiungano sotto un eventuale sforzo; l'interferenza massima non deve imporre sforzi eccessivi di deformazione che potrebbero portare a rottura. La scelta degli accoppiamenti incerti e stabili è più difficoltosa, in quanto si deve tener conto, oltre che delle caratteristiche funzionali, anche dei criteri di montaggio e delle proprietà meccaniche delle parti accoppiate. La tabella X indica le differenze di temperatura più comunemente impiegate per montaggi di accoppiamenti con interferenza.

2) Tra i vari accoppiamenti che ottengono alle condizioni richieste si deve dare la preferenza a quelli raccomandati e solitamente meglio corrispondenti alle esigenze tecniche e funzionali dei prodotti in costruzione, scartando quelli che determinerebbero un costo più elevato. Le tabelle XI e XII riportano alcuni accoppiamenti *foro base* di uso comune, con le caratteristiche di applicazione e di montaggio.

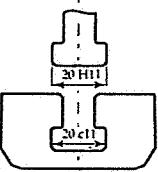
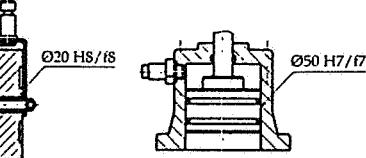
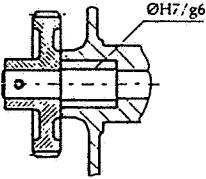
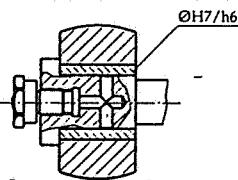
| Materiale | Tipo di montaggio | Gruppi di dimensioni mm | Differenza di temperatura in °C tra i due pezzi per accoppiamento | | | | |
|---------------|---------------------------|-------------------------|---|----------|----------|----------|----------|
| | | | H6 n5 | H6 p5 | H7 m6 | H7 n6 | H7 r6 |
| Acciaio | A mano | fino a 18 | 160 | 220 | 160 | 300 | 320 |
| | | sopra 18 a 50 | 130 | 180 | 130 | 240 | 280 |
| | | sopra 50 | 90 | 125 | 90 | 140 | 160 |
| | Con mazzuolo o torchietto | fino a 18 | 100 | 150 | 100 | 190 | 200 |
| | | sopra 18 a 50 | 80 | 110 | 80 | 150 | 180 |
| | | sopra 50 | 50 | 80 | 60 | 90 | 100 |
| Leghe leggere | A mano | fino a 18 | 80 | - | - | - | - |
| | | sopra 18 a 50 | 60 | - | 70 | - | - |
| | | sopra 50 | 40 | - | 60 | - | - |
| | Con mazzuolo o torchietto | fino a 18 | 50 | - | 60 | - | - |
| | | sopra 18 a 50 | 40 | - | 40 | - | - |
| | | sopra 50 | 30 | - | 40 | - | - |

Tab. X. Determinazione delle temperature per alcuni accoppiamenti con interferenza.

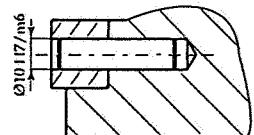
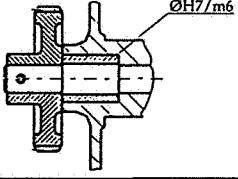
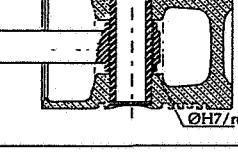
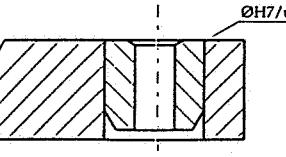
| Extra Precisi | | | | | | | | Precisi | | | | | | | | | | Medio Precisi | | | | | | | | | | Grossolani | | | |
|-----------------------|---|------------------|------------------|--------------------|-----------------|----------------|----------------|-----------------------|---|------------------|----------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|-----------------|----------------|----------------|--|------------------|------------------|--------------------|-----------------|-----------------|----------------|----------------|--------------|--------------|----------------------------|-----------------|-------------------|
| Foro | Albero | | | | | | | Foro | Albero | | | | | | | Foro | Albero | | | | | | | Foro | | | | | | | |
| H6 | p5 | n5 | k6 | js6 | h6 | g5 | f6 | H7 | u7 | s6 | r6 | p7 | n6 | m6 | k7 | h6 | g6 | f7 | H8 | n8 | k7 | js7 | h7 | h8 | f7 | f8 | e8 | d8 | H11 | h11 | c11 |
| Tipo di accoppiamento | Bloccato alla pressa | Bloccato serrato | Bloccato Leggero | Bloccato di spinta | Con scorrimento | Libero stretto | Libero normale | Tipo di accoppiamento | Bloccato a caldo | Bloccato a caldo | Bloccato alla pressa | Bloccato serrato | Bloccato serrato | Bloccato Normale | Bloccato Leggero | Con scorrimento | Libero stretto | Libero normale | Tipo di accoppiamento | Bloccato serrato | Bloccato Leggero | Bloccato di spinta | Con scorrimento | Con scorrimento | Libero normale | Libero normale | Libero largo | Libero ampio | Tipo di accoppiamento | Con scorrimento | Libero ampiissimo |
| | Retificatura, alta precisione | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | Montaggio cuscinetti, tenute idrauliche | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | Retificatura, alta precisione | | | | | | | | Retificatura, media precisione | | | | | | | | | | Lavorazioni alle macchine utensili | | | | | | | | | | Qualsiasi tipo di macchina | | |
| | Montaggio cuscinetti, tenute idrauliche | | | | | | | | Retificatura, media precisione | | | | | | | | | | Lavorazioni alle macchine utensili | | | | | | | | | | Qualsiasi tipo di macchina | | |
| | Bloccato di spinta: montaggio a mano forzando leggermente | | | | | | | | Bloccato a caldo: con differenza di temperatura tra i due pezzi | | | | | | | | | | Con scorrimento: parti rotanti o scorrevoli con buona lubrificazione | | | | | | | | | | Bloccato alla pressa | | |
| | Bloccato leggero: montaggio a pressione con torchietto | | | | | | | | Libero stretto: accoppiamenti mobili a bassa velocità | | | | | | | | | | Libero normale: pezzi rotanti ad alta velocità | | | | | | | | | | Bloccato serrato | | |
| | Bloccato normale: montaggio a pressione con torchietto | | | | | | | | Libero largo e ampio: pezzi che richiedono molto gioco | | | | | | | | | | Libero ampio | | | | | | | | | | Bloccato di spinta | | |
| | Bloccato serrato: montaggio a pressione eventualmente con differenza di temperatura | | | | | | | | Libero normale: pezzi rotanti ad alta velocità | | | | | | | | | | Libero largo | | | | | | | | | | Con scorrimento | | |
| | Bloccato alla pressa: montaggio a pressione eventualmente con differenza di temperatura | | | | | | | | Libero normale: pezzi rotanti ad alta velocità | | | | | | | | | | Libero largo | | | | | | | | | | Libero ampio | | |

Tab. XI. Accoppiamenti raccomandati foro base con le principali caratteristiche e definizioni.

Accoppiamenti mobili

| Precisione ↑ | ACCOPIAMENTO | APPLICAZIONE | ESEMPI |
|--|--|--------------|---|
| H8/e8 H8/d8 H11/c11 Libero largo | Montaggio con gioco abbondante; perni per leve e articolazioni in macchine agricole, senza esigenze di precisione. | |  Guida utensili |
| H7/f6 H7/f7 H8/f7 H8/f8 Libero normale | Accoppiamenti rotanti molto veloci, con centratura anche imperfetta e bassi carichi; accoppiamenti pistone cilindro nei comandi oleodinamici. | |  Accoppiamento albero-bronzina, pistone-cilindro |
| H6/g5 H7/g6 Libero stretto | Accoppiamenti rotanti a bassa velocità, con buona centratura e precisione di guida; accoppiamento albero-bronzina. | |  Accoppiamenti rotanti con buona centratura |
| H6/h5 H6/h6 H7/h6 H11/h11 Di scorrimento | Montaggi e centrature ad alta precisione, scorrevoli assialmente e dotati di moto rotatorio lento o a carattere oscillante con buona lubrificazione; accoppiamento biella-manovella, anelli interni di cuscinetti a sfere. | |  Accoppiamento albero-bronzina con buona lubrificazione |

Accoppiamenti stabili

| Precisione ↑ | ACCOPIAMENTO | APPLICAZIONE | ESEMPI |
|---|--|--------------|--|
| H6/js5 H6/js6 H7/m6 Bloccato di spinta | Accoppiamenti di precisione di parti reciprocamente fisse; accoppiamenti stretti scorrevoli assialmente; montaggio a mano con mazzuolo. | |  Spina cilindrica di riferimento |
| H6/n5 H7/n6 H8/n8 Bloccato serrato | Accoppiamenti bloccati, non smontabili a mano; parti che non necessitano di essere bloccate assialmente, ma solo assicurate contro la reciproca rotazione; bronzine nella loro sede esterna, boccole di guida, ingranaggi collegati con linguetta. | |  Montaggio di bronzine nella loro sede esterna |
| H6/p5 H7/p7 H7/r6 Bloccato alla pressa | Accoppiamenti bloccati, non scomponibili, adatti a trasmettere forti carichi assiali e momenti torcenti; trasmissioni senza linguette o scanalati, bronzine nella loro sede da non smontarsi mai. | |  Accoppiamento spinotto-pistone biella-cuscinetto |
| H7/s6 H7/u7 Bloccato a caldo | Organi fissi a bloccaggio fortissimo, non scomponibili senza danneggiare irreparabilmente i pezzi; accoppiamenti per trasmettere forti carichi, senza chiavette; giranti per pompe nella loro sede. | |  Bussola di guida per utensili |

Tab. XII. Caratteristiche ed applicazioni degli accoppiamenti foro base di uso più comune.

3) Fra i vari accoppiamenti adatti preferire quelli con tolleranze più ampie perché più economici. Limitare l'impiego dei gradi normalizzati a quelli che sono abitualmente adatti alle esigenze funzionali medie delle diverse parti dei prodotti in costruzione.

Tutto questo si traduce in una diminuzione del costo di produzione e in una migliore organizzazione della produzione, in quanto si ottiene una ridotta dotazione di strumenti di controllo e soprattutto di utensili (alesatori, bocce) e di attrezzature.

Prescrizione delle tolleranze in campo aziendale

Un approccio più scientifico al problema di prescrivere delle tolleranze che da un lato assicurino qualità ed accoppiabilità casuale dei pezzi e dall'altro non vincolino a scarti eccessivi in sede di collaudo, è stato sviluppato negli ultimi tempi, con l'aiuto di metodi matematici.

Definendo come *quote funzionali* quelle la cui variazione oltre i limiti di tolleranza pregiudica il funzionamento dell'organo meccanico considerato, il problema è quello di valutare le condizioni per potere in realtà tali limiti superare. Una quota funzionale è individuabile dall'osservazione del complessivo di cui il particolare considerato fa parte ed analizzando compiti e posizioni di quest'ultimo: condizioni funzionali possono essere quelle di resistenza e indeformabilità, di ingombro e di peso e di funzionamento e montaggio.

In genere una quota funzionale (variabile dipendente o risultante) è esprimibile mediante altre quote (variabili indipendenti o componenti) che in campo meccanico sono soggette anch'esse a tolleranze, dipendendo entro certi limiti dal processo di lavorazione, variabile nel tempo.

L'assegnazione dei valori di tolleranza alle singole quote può presentarsi come valutazione della tolleranza risultante, date le componenti, o come ripartizione delle tolleranze sulle singole quote componenti quando sia richiesta la tolleranza risultante.

In entrambi i casi possiamo seguire due diversi criteri:

- assicurare in ogni caso l'intercambiabilità dei pezzi (criterio o condizione *limite*),
- assicurare l'intercambiabilità dei pezzi entro dati limiti probabili (criterio o metodo *probabilistico*).

Nel primo caso si assume che tutte le tolleranze siano sempre nelle condizioni limite nel momento in cui esaminiamo le condizioni funzionali: è chiaro che se il funzionamento è garantito in queste condizioni lo sarà anche quando da queste ci scostiamo spostandoci all'interno del campo di tolleranza assegnato. Sarà una condizione di massima sicurezza ma di costo elevato anche perché spesso per ottenere una tolleranza risultante nei limiti della funzionalità potrà essere necessario impostare delle tolleranze componenti molto ristrette: l'applicazione di questo criterio è giustificata solo nei casi in cui le esigenze di sicurezza siano elevate e quelle di costo trascurabili.

Nella realtà produttiva, la probabilità che in un lotto di pezzi, prescritta una certa tolleranza, le quote siano tutte nelle condizioni limite estreme, è molto bassa. Lo scarto dei pezzi fuori tolleranza (per quanto riguarda le variabili componenti) appare perciò spesso ingiustificato, perché lo scarto stesso deriva da condizioni che in pratica non si verificano: il ricupero di questi pezzi rappresenta un fattore economico non indifferente.

L'assegnazione delle tolleranze per via probabilistica si propone perciò di allargare i campi di tolleranza delle variabili componenti: il problema non è semplice perché occorre valutare con prudenza la distribuzione di frequenza delle dimensioni dei pezzi lavorati, influenzata da numerosi parametri legati al processo di lavorazione.

Un'ulteriore valutazione per la scelta delle tolleranze è quella che porta a scegliere fra le numerose opzioni che soddisfano le esigenze funzionali, quelle che garantiscono anche il minimo costo di produzione.

Come s'è visto, un concetto di immediata comprensione come quello di tolleranza, partendo dalle applicazioni più semplici porta ad elaborazioni sofisticate, al fine di migliorare la qualità della produzione con il duplice obiettivo di ridurre i costi ed aumentare l'affidabilità dei prodotti.

Si noti che finora parlando di tolleranze si è sempre fatto riferimento alle tolleranze sulle dimensioni dei pezzi. Non sempre tuttavia queste sono sufficienti a garantire la funzionalità dei pezzi stessi. Si dovrà allora far ricorso alle cosiddette *tolleranze geometriche*, di *forma* (che pongono limiti alla forma delle superficie e delle linee delimitanti il pezzo) e di *posizione* (che vincolano la posizione reciproca dei suddetti elementi).

Queste tolleranze presentano tuttora alcune difficoltà di applicazione, per la loro relativa novità e quindi per la mancanza di una casistica acquisita all'esperienza, come invece è avvenuto per le tolleranze dimensionali, e perciò su di esse ci si soffermerà ampiamente nel capitolo 13.



SERIE E CATENE DI QUOTE TOLLERATE

Serie di quote tollerate sullo stesso componente

Esaminiamo il pezzo di figura 50; un organo di macchina può avere un certa parte di quote tollerate e un'altra di quote non tollerate che però cadono sotto la tolleranza generale di lavorazione. In questo caso la quota totale risulta dalla somma delle quote parziali con le loro tolleranze; questa quota avrà valore minimo quando le quote parziali A e B avranno valore minimo:

$$R_{min} = A_{min} + B_{min} = 8,1 + 12 = 20,1$$

il valore massimo di R si otterrà quando A e B saranno entrambe alla dimensione massima consentita dalla tolleranza:

$$R_{max} = A_{max} + B_{max} = 8,4 + 12,2 = 20,6$$

La tolleranza della quota R si potrà dunque indicare come:

$$R = 20^{+0,6}_{-0,1}$$

Si può adesso verificare la tolleranza di A, ottenendola come differenza:

$$A_{min} = R_{min} - B_{max} = 20,1 - 12,2 = 7,9$$

$$A_{max} = R_{max} - B_{min} = 20,6 - 12 = 8,6$$

Si ottiene così una contraddizione sulla quota A, che risulta uguale a:

$$A = 8^{+0,6}_{-0,1} \text{ invece di } A = 8^{+0,4}_{-0,1}$$

Da questo ragionamento si può dedurre che esiste un'incompatibilità delle quote risultanti dalla somma di quote parziali munite di tolleranza; queste quote sono dette *sovabbondanti* o *ausiliarie* e devono essere disposte tra parentesi per indicare che si tratta di quote non essenziali, sottratte a qualsiasi condizione di tolleranza, anche generale. È facile constatare che

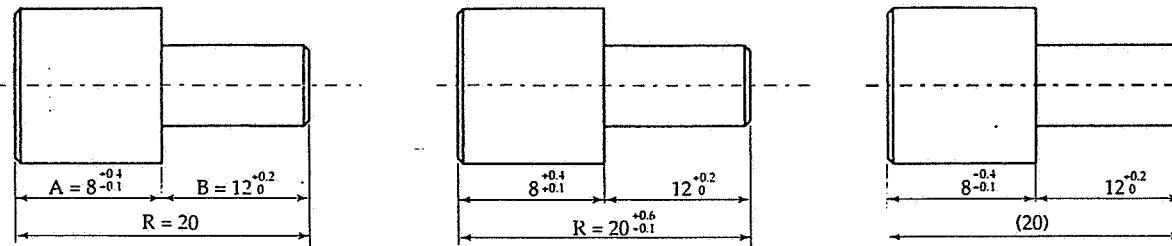


Fig. 50. La quota sovrabbondante è indicata tra parentesi perché è sottratta a condizioni di tolleranza, anche generali; inoltre queste quote non devono essere oggetto di verifica.

potrebbero essere accettati al collaudo pezzi le cui dimensioni sono del tutto fuori tolleranza.

Il discorso vale anche quando le tolleranze non sono esplicitamente indicate (tolleranze generali vedi paragrafo 5) e si può avere incompatibilità fra le quote interdipendenti. Con le dimensioni nominali di figura 50, ad esempio, si avrebbe uguale tolleranza su tutte le quote, il che è impossibile. Nel caso in cui la lunghezza totale di un organo meccanico, per ragioni di montaggio o di funzionamento, richieda una tolleranza ben definita ed indipendente da quella parziale, è opportuno lasciare la quota meno importante senza tolleranza, affinché serva da *compensazione*, e quindi va scritta tra parentesi.

Catena di quote tollerate su pezzi accoppiati

L'insieme delle quote tollerate di elementi dei diversi pezzi assemblati in un gruppo o complessivo costituisce una catena (*stack* in inglese) che ha un impatto notevole sulla funzionalità e sui costi di produzione; la valutazione della quota tollerata risultante da una catena di tolleranze (espresse o sottintese) per pezzi accoppiati è di fondamentale importanza per le analisi di montaggio dei vari componenti di un meccanismo, soprattutto per la determinazione dei valori massimi e minimi dei giuochi e delle interferenze.

Tale necessità nasce dall'esigenza di garantire che una variazione delle quote della catena oltre i limiti delle tolleranze generali di lavorazione, non pregiudichi le condizioni di funzionamento e di montaggio. Ad esempio un gioco si forma con una catena di quote soggette a tolleranze tra due o più pezzi e molte volte si pone il

problema di stabilire i valori delle tolleranze in modo che il gioco si mantenga sempre entro limiti stabili. Lo studio delle catene di quote permette inoltre di specificare le più larghe tolleranze compatibili con la funzione, di comprendere le dimensioni critiche degli elementi assemblati e quindi stabilire le giuste relazioni tra dimensioni, tolleranze e funzione del prodotto. Si consideri l'articolazione in figura 51 in cui un perno con relativa bronzina viene bloccato nella sede con l'uso di una rondella e di un anello elastico. Ai fini del funzionamento dell'articolazione, il gioco G dovrà essere compreso entro determinati limiti, ed in ogni caso non dovrà mai assumere *valori negativi*. Per lo studio della catena di quote, è utile rappresentare le quote con lettere maiuscole, dove:

$$A = 22 \text{ mm, dimensione del supporto}$$

$$B = 3 \text{ mm, dimensione della rondella}$$

$$C = 1 \text{ mm, dimensione dell'anello elastico}$$

$$G = 0 \text{ mm, gioco nominale}$$

$$R = \text{quota risultante, } R = A + B + G + C = 26 \text{ mm}$$

Si indichino con t_A , t_B , t_C le tolleranze di A , B e C e con t_R , la tolleranza della quota risultante R .

Il gioco nominale è:

$$G = R - A - B - C$$

quindi:

$$G_{\max} = R_{\max} - (A + B + C)_{\min}$$

$$G_{\min} = R_{\min} - (A + B + C)_{\max}$$

e ancora:

$$G_{\max} - G_{\min} = R_{\max} - R_{\min} + (A + B + C)_{\max} - (A + B + C)_{\min}$$

cioè:

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

Si dimostra quindi che la somma di tutte le tolleranze della catena deve uguagliare la tolleranza del gioco; si può enun-

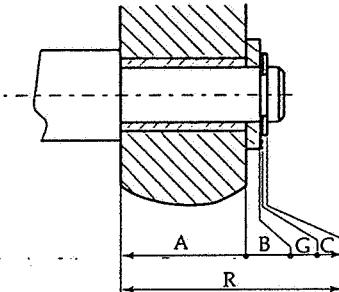


Fig. 51. Catena di tolleranze di un'articolazione.

ciare la regola generale per cui la tolleranza su ogni condizione di funzionamento derivante da somma o differenze di quote è uguale alla somma delle tolleranze sulle quote stesse.

Passando ai valori numerici, e ponendo per semplicità uguali a zero gli scostamenti inferiori per A e B e quello superiore di C , si può assumere per le tolleranze il grado normalizzato IT9 (tab. I) per le quote A , B e il grado IT11 per l'anello C unificato, e quindi:

$$A = 22^{+0,052}_0$$

$$B = 3^{+0,025}_0$$

$$C = 1^{+0,06}_0$$

$$R = 26^{+0,4}_0$$

In questo modo la tolleranza sul gioco diventa:

$$t_G = t_R + t_A + t_B + t_C = 0,2 + 0,052 + 0,025 + 0,06 = 0,337$$

$$G_{\max} = R_{\max} - (A + B + C)_{\min} = 26,4 - 22 - 3 - 0,94 = 0,46$$

$$G_{\min} = R_{\min} - (A + B + C)_{\max} = 26,2 - 22,052 - 3,025 - 1 = 0,123$$

In definitiva, si otterrà una tolleranza sul gioco:

$$G = 0 \pm 0,46$$

Verifichiamo la tolleranza:

$$tG = 0,46 - 0,123 = 0,337$$

Il progettista nella realtà stabilisce prima i valori della tolleranza e degli scostamenti del gioco G e poi calcola i valori di R_{\max} e R_{\min} .

Si esamina il caso del dispositivo di trasmissione indicato in figura 52 nel quale un albero viene guidato da due boccole e porta all'estremità una puleggia. Per consentire un regolare funzionamento, si vuole adottare un gioco tra puleggia e la boccola compreso tra:

$$G = 0 \pm 1,4$$

La valutazione del gioco si ottiene dalla differenza:

$$G = A - B$$

dove:

$$B = C + D + C = 4 + 76 + 4 = 84 \text{ mm}$$

ed anche

$$\bar{A} = 84 \text{ mm}$$

Si adottino le tolleranze generali UNI ISO 2768 con un grado di precisione medio (tab. VII), per cui:

$$tC \pm 0,1 \text{ e } tD = \pm 0,3$$

quindi:

$$C = 4 \pm 0,1 \quad D = 76 \pm 0,3$$

$$G_{\max} = A_{\max} - B_{\min}$$

$$G_{\min} = A_{\min} - B_{\max}$$

quindi:

$$A_{\max} = G_{\max} + B_{\min} = 1,4 + 3,9 + 75,7 + 3,9 = 84,9 \text{ mm}$$

$$A_{\min} = G_{\min} + B_{\max} = 0,2 + 4,1 + 76,3 + 4,1 = 84,7 \text{ mm}$$

quindi la quota A dell'albero sarà:

$$A = 84 \pm 0,7$$

Si noti la differenza fra le dimensioni determinanti le condizioni di funzionamento e le quote dei particolari da cui derivano. Infatti vale la relazione $G_{\max} = A_{\max} - B_{\min}$, ma l'espressione conseguente $A_{\max} = G_{\max} + B_{\min}$ è altrettanto valida dati i presupposti funzionali, non avrebbe invece senso per una generica somma di quote $A = G + B$ in cui logicamente sarebbe $A_{\max} = G_{\max} + B_{\max}$.

In alternativa al procedimento descritto, per la risoluzione della catena può essere proposto un metodo non solo più semplice, ma che consente anche di ottimizzare i risultati in funzione degli obiettivi di progetto.

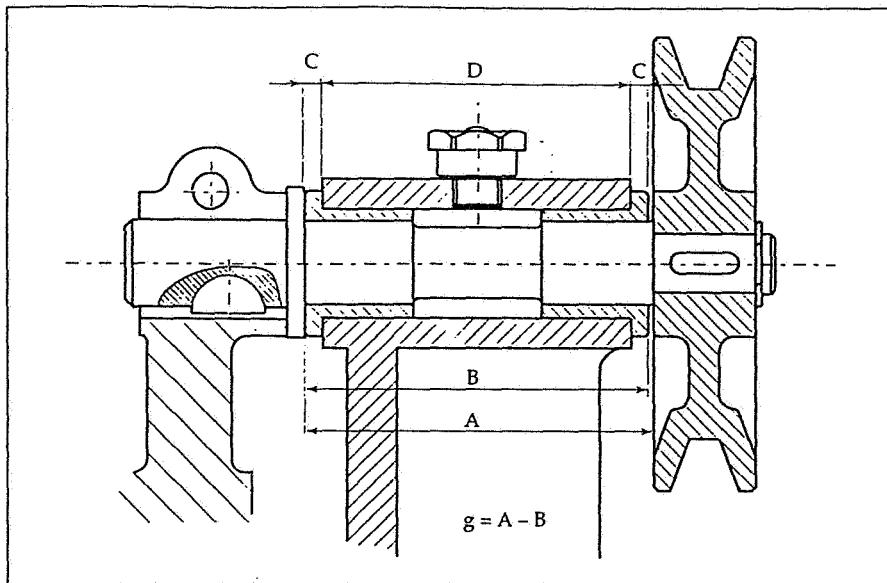


Fig. 52. Analisi del montaggio di un dispositivo di trasmissione.

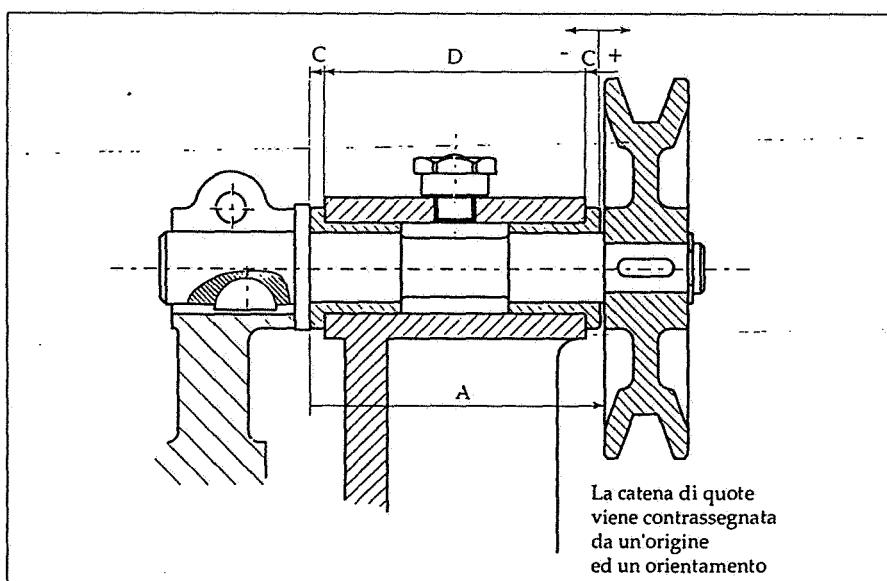


Fig. 53. La catena di quote viene contrassegnata da un'origine e da un orientamento.

Una volta identificati gli elementi che influiscono sul gioco o su una qualsiasi quota critica, la catena di quote viene contrassegnata da un'origine ed un orientamento (positivo ad esempio nel verso di percorrenza destro); in questo modo tutte le quote percorse verso sinistra vanno sottratte nella catena, mentre quelle percorse verso destra vanno sommate.

Per facilitare i calcoli e organizzare le quote in forma completa e sistematica, è utile far riferimento al modulo illustrato in figura 54, in cui le colonne hanno i seguenti significati:

1: colonna dove viene descritto o codificato l'elemento in catena;

2, 3, 4 e 5: in queste quattro colonne viene immesso il massimo e minimo

valore per ciascuna dimensione in catena. Se il verso di percorrenza è negativo, viene indicato un segno - nelle colonne 2 e 4, il valore minimo della dimensione dell'elemento nella colonna 3 e il valore massimo nella colonna 5. Se invece il verso è positivo, viene indicato un segno + nelle colonne 2 e 4, il valore massimo della dimensione dell'elemento nella colonna 3 e il valore minimo nella colonna 5.

6: differenza tra la colonna 3 e 5, che costituisce la tolleranza, quindi sempre positiva.

Nella tabella viene indicato il totale, cioè il gioco sommando le colonne 3 ed 5, e la tolleranza del gioco con la somma dei valori della colonna 6; poiché la somma di tutte le tolleranze della

Fig. 54. Modulo che consente il calcolo del gioco organizzando le quote in modo completo e sistematico. Il valore alla colonna 6 è sempre positivo e ottenuto come differenza tra i valori di colonna 3 e 5.

La riga del totale fornisce il valore del gioco massimo e minimo la differenza è la tolleranza sul gioco. Percorrendo la catena in senso positivo viene indicato un segno + nelle colonne 2 e 4. Il valore massimo della dimensione in colonna 3 e il valore in colonna 5; percorrendo invece la catena in senso negativo viene indicato un segno - nelle colonne 2 e 4, il valore minimo della dimensione in colonna 3 e il valore massimo in colonna 5.

| Elemento | + | +Max -Min | + | +Min -Max | Tolleranza |
|----------------|-----------------------------|--------------|---|--------------|------------|
| C - Boccola | - | 3.9 | - | 4.1 | 0.2 |
| D - Supporto | - | 75.7 | - | 76.3 | 0.6 |
| C - Boccola | - | 3.9 | - | 4.1 | 0.2 |
| A - Albero | + | 84.9 | + | 84.7 | 0.2 |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| Gioco totale | + | 1.4 | + | 0.2 | 1.2 |
| Gioco previsto | Differenza di questi valori | | | | |
| Differenza | Somma di questi valori | | | | |

Fig. 55. Utilizzo del modulo per la ricerca del gioco tra la puleggia e la boccola di figura 53; si ottiene lo stesso risultato della procedura precedente, con la differenza che il progettista può controllare i risultati in modo sistematico globale e capire quali siano le quote più critiche.

| Elemento | + | +Max -Min | + | +Min -Max | Tolleranza |
|----------------|----|--------------|------|--------------|------------|
| C - Boccola | - | 3.9 | - | 4.1 | 4.0 |
| D - Supporto | - | 75.7 | 76.1 | 76.2 | 0.2 |
| C - Boccola | - | 3.9 | - | 4.1 | 4.0 |
| A - Albero | + | 84.9 | + | 84.7 | 0.2 |
| Gioco totale | + | 1.4 | + | 0.2 | 1.2 |
| Gioco previsto | +1 | | +0.5 | | 0.5 |
| Differenza | | -0.4 | | +0.3 | |

Fig. 56. Ottimizzazione del gioco; rispetto al gioco previsto, sono da recuperare 0,3 mm nella colonna 5 e nello stesso tempo eliminare 0,4 mm nella colonna 3.

Aggiungendo 0,1 mm rispettivamente alle dimensioni C e D, si ottiene:

$$\begin{array}{r} -4,1 + 0,1 = -4 \\ -76,3 + 0,1 = -76,2 \\ \hline -4,1 + 0,1 = -4 \\ \text{Richtigkeit: } 0,2 \end{array}$$

Sottraendo invece 0,4 mm alla dimensione D del manico:

ZEIT 04 2011

Besurern = -0,4

La quota dell'albero A è rimasta invariata.

catena deve uguagliare la tolleranza del gioco. Si applichi il procedimento per ottimizzare il gioco tra la puleggia e la boccola (fig. 53), assumendo un verso di percorrenza verso sinistra.

Il risultato è esattamente identico al precedente, ed il progettista non solo può controllare in modo sistematico e globale i risultati, ma può facilmente capire quali sono gli elementi critici in catena (fig. 55).

Per ottimizzare il gioco, si supponga ad esempio di voler ottenere un gioco di progetto variabile tra 1 e 0,5 mm, quindi con una tolleranza di 0,5 mm; la forma tabellare consente di intervenire sulle singole righe, verificare la coerenza delle singole tolleranze fino a ricavare il gioco richiesto (fig. 56).

Le quote risultanti saranno:

$$C = 4 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,1 \end{smallmatrix}$$

$$D = 76 \pm 0.2$$

$$A = 84 \begin{array}{l} +0.9 \\ -0.7 \end{array}$$

3 FINITURE SUPERFICIALI E RUGOSITÀ

Nella definizione di tolleranza si è già visto come vi sia differenza fra la definizione teorica di forma e dimensioni di un pezzo e la sua realizzazione pratica. Le superfici che delimitano gli oggetti possono infatti essere pensate come perfettamente lisce, ma in realtà presenteranno delle irregolarità che le rendono più o meno scabre: si può quindi parlare di superfici ideali e di superfici reali.

Gli errori che differenziano le superfici reali da quelle ideali sono di diverso tipo: gli errori macrogeometrici, di forma e posizione, di cui si parlerà nel cap. 13, e gli errori microgeometrici. Questi ultimi possono essere aperiodici (fessure, cricche, ecc.) o ripetersi con regolarità (striature e solchi prodotti dalla lavorazione): in questo secondo caso si potrà riscontrare un orientamento ed anche un passo.

orientamento ed anche un passo. La valutazione di questi difetti può essere fatta a vista, per confronto con campioni (come prevedeva la vecchia normativa) o mediante una misurazione che ne permetta la definizione in termini quantitativi.

A questo proposito si può fare riferimento a definizioni contenute nelle norme UNI ISO 468 e 4287 (che hanno sostituito la UNI 3963, fig. 57).

Rugosità è l'insieme delle irregolarità superficiali, che si ripetono con passo relativamente piccolo, lasciate dal processo di lavorazione e/o da altri fattori influenti, come ad es. la forma dell'utensile, la disomogeneità del materiale e la eventuale presenza di vibrazioni. La rugosità ha notevole influenza sulla durata, sulla resistenza a fatica e alla corrosione degli organi meccanici, nonché sulle condizioni di lubrificazione presenti tra due superfici in contatto e in moto relativo tra loro.

Superficie geometrica o nominale o ideale è la superficie teorica rappresentata sul disegno e delimitata dalle dimensioni nominali del pezzo.

Superficie reale, è la superficie effettivamente ottenuta con la lavorazione e delimitata dalle dimensioni e dalla forma reale del pezzo.

Piano di rilievo è il piano ortogonale alla superficie nominale dell'elemento meccanico, con il quale si seziona idealmente la superficie stessa.

Profilo ideale è la linea risultante dalla intersezione del piano di rilievo con la superficie geometrica.

Profilo reale è la linea risultante dalla intersezione del piano di rilievo con la superficie reale ed è caratterizzato da un andamento più o meno regolare con una successione di creste e di valli di piccola ampiezza.

Quando si parla di superfici o profili reali, si deve notare, che in pratica si effettua lo studio su una superficie od un profilo misurati, che risultano dalle rilevazioni fatte con opportuni strumenti di misura, e che differiscono dagli elementi reali a seconda del tipo di rilevazione.

Per definire la rugosità si procede al rilievo del profilo per una certa lunghezza, chiamata *lunghezza base o di campionatura*. Tale lunghezza viene scelta in modo da non essere influenzata da irregolarità di tipo macrogeometrico, ed è dell'ordine di qualche mm (fig. 58).

In corrispondenza della lunghezza di misura e del profilo così rilevato si può definire una linea parallela al profilo teorico (o più precisamente al profilo, inviluppo esterno del profilo reale, che veniva in precedenza definito *profilo tecnico*), posizionata rispetto al

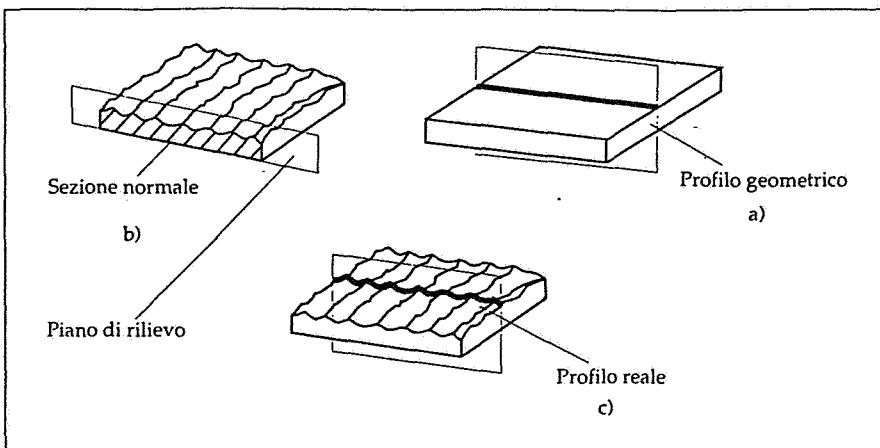


Fig. 57. Il concetto di piano di rilievo e profilo.

profilo reale, in modo che la somma delle sporgenze (picchi) rispetto ad essa sia uguale a quella degli avvallamenti (valli): sarà quindi definita come *linea centrale* o di compenso.

La linea media (che praticamente corrisponde alla linea centrale) è più rigorosamente definita come la linea avente la forma del profilo geometrico per la quale si ha il minimo valore della somma dei quadrati delle distanze da essa dei punti del profilo reale. Se la linea media viene assunta come asse delle ascisse in un riferimento ortogonale in cui i punti del profilo divengono ordinate, la condizione precedente può essere espressa come quella per cui la somma algebrica delle ordinate nel tratto di misura ha valore nullo.

Può anche essere definito un valore medio delle n ordinate rilevate:

$$Ra = \frac{|y_1| + |y_2| + |y_3| + \dots + |y_n|}{n}$$

Il parametro Ra ($R = roughness$, $a = arithmetical average$) viene assunto co-

me misura della rugosità ed è espresso in micrometri (μm); si trova talvolta in disegni di origine americana il valore espresso in micropollici ($1 \mu in = 0,025 \mu m$).

Si possono considerare le aree comprese fra il profilo reale e la linea media equivalenti a rettangolini di base dx ed altezza rispettivamente $y_1, y_2, y_3, \dots, y_n$ (fig. 59); ogni rettangolino ha area $y dx$; se si considerano i valori assoluti delle deviazioni y , la somma delle aree di questi rettangolini è espressa dall'integrale:

$$\int_0^L |y| dx$$

che rappresenta l'area di un rettangolo di base L e di altezza Ra (si veda la fig. 58); in definitiva, la formula più rigorosa che definisce la rugosità è:

$$Ra = \frac{1}{L} \int_0^L |y| dx$$

In pratica il parametro Ra viene misurato mediante uno strumento misura-

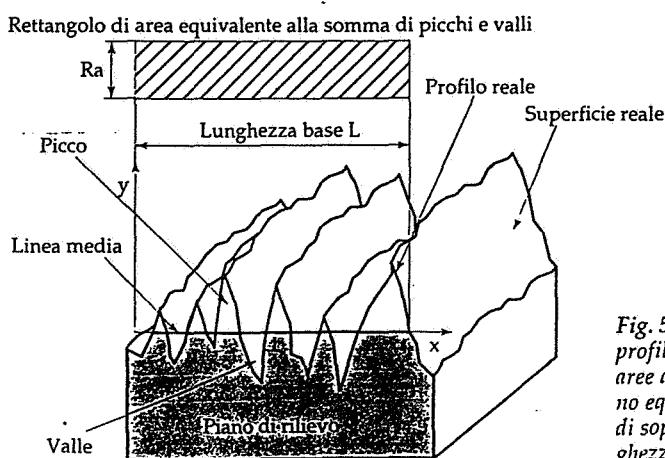


Fig. 58. La linea media del profilo è tale che tutte le aree al di sotto di essa sono equivalenti alle aree al di sopra, sul tratto di lunghezza base L .

tore denominato rugosimetro su una lunghezza in genere maggiore della lunghezza base L , chiamata lunghezza di esplorazione. In questo caso, la rugosità R_a è definita dal valore medio delle misure su diverse lunghezze base L , prese consecutive lungo il profilo.

Si definisce rugosità di una superficie, il massimo valore di R_a tra quelli rilevati su zone di esplorazione diverse.

Accanto alle definizioni ora viste, se ne trovano nella norma numerose altre.

Considerando una linea di picco, parallela alla linea media e passante per il punto più alto del profilo, ed una linea di valle, parallela alla linea media e passante per il punto più basso del profilo, possono essere definiti come parametri, da tenere in conto per definire la rugosità, l'altezza massima di picco (R_p) e la profondità massima di valle (R_v), come distanze dalla linea media rispettivamente della linea di picco e della linea di valle (fig. 59).

La distanza tra linea di picco e linea di valle rappresenta l'altezza massima del profilo (R_y).

Come indicazioni della rugosità, oltre alla R_a , possono essere assunte R_z , media dei valori assoluti dei 5 picchi più alti e delle 5 valli più profonde (con riferimento ad una data lunghezza di base), oppure R_c , media fra i valori assoluti dei picchi e delle valli, od anche

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{L} \int_0^L y^2 dx}$$

cioè il valore quadratico medio delle ordinate del profilo.

Indicazione della rugosità nei disegni

Per motivi economici, si devono dare indicazioni relative alla rugosità, a procedimenti e sovrametalli di lavorazione solo quando siano indispensabili ad assicurare l'attitudine all'utilizzo e solamente per quelle superfici che lo richiedono.

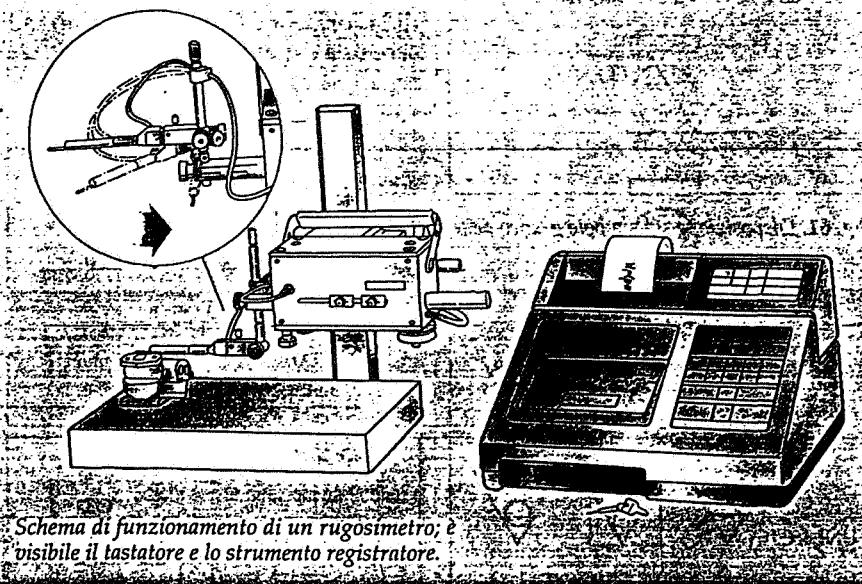
L'indicazione dello stato della superficie non è necessaria quando la lavorazione eseguita in maniera usuale assicura di per sé stessa uno stato superficiale adeguato alle esigenze richieste.

La norma ISO 1302 stabilisce i segni grafici e le indicazioni complementari relativi allo stato delle superfici da riportare sui disegni tecnici.

Il segno grafico di base da utilizzare è indicato in figura 60a, con due tratti

IL RUGOSIMETRO

Questo apparecchio (chiamato anche profilografo e profilometro) è destinato alla misurazione della rugosità delle superfici lavorate. L'esplorazione della superficie in esame avviene per mezzo di un'astina in metallo alla cui estremità è montato un microtastatore di diamante in genere di forma conica, il cui vertice è raccordato con raggio uguale a $5 \mu\text{m}$. La puntina esploratrice viene guidata da un elemento in carburo di tungsteno, chiamato pattino, che poggia e scorre sulla superficie in esame in modo da fornire un efficiente riferimento per la misura della rugosità. I movimenti della punta del tastatore provocano una variazione d'induttanza in un apposito circuito e quindi della relativa corrente; tale variazione, opportunamente amplificata e valutata, viene trasmessa ad un registratore grafico o ad un display digitale che fornisce il valore della rugosità media R_a della superficie. I modelli più perfezionati sono collegati ad un personal computer con la possibilità di visualizzare la ricostruzione assonometrica della superficie rilevata. Oltre al modello fisso da banco, esistono rugosimetri portatili di estrema compattezza e maneggevolezza utilizzabili direttamente in officina. Modalità di rilievo ed interpretazione dei dati sono indicate nella norma ISO 4288.



Schema di funzionamento di un rugosimetro; è visibile il tastatore e lo strumento registratore.

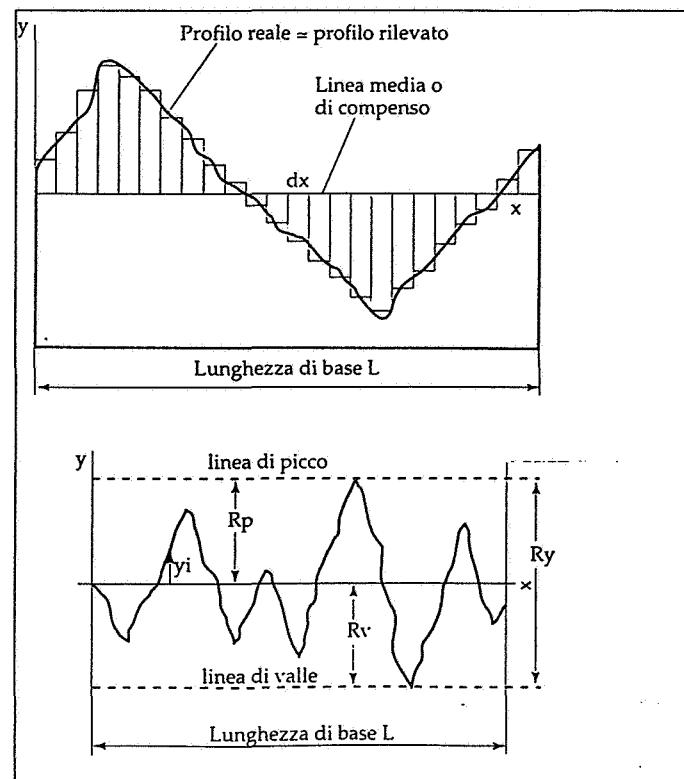


Fig. 59. La lunghezza base L viene divisa in un numero infinito di parti, di lunghezza infinitesima dx ed altezza y .

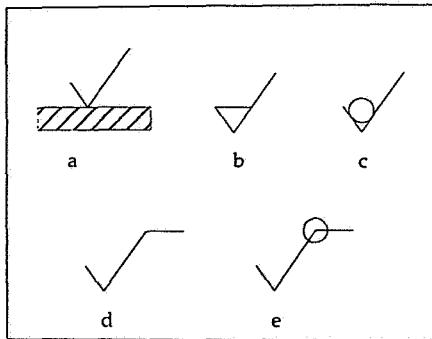


Fig. 60. Segni grafici utilizzati per l'indicazione dello stato di una superficie.

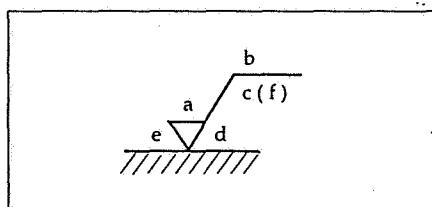


Fig. 61. Disposizione sul simbolo grafico delle prescrizioni.

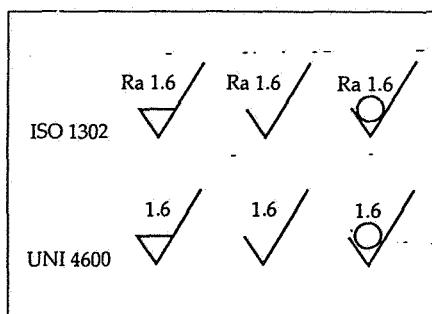


Fig. 62. Superficie avente rugosità Ra del valore massimo 3.2 μm .

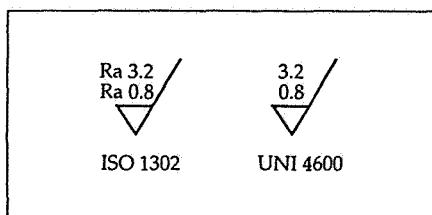


Fig. 63. Superficie avente rugosità Ra di valore massimo 3,2 μm e minimo 0,8 μm

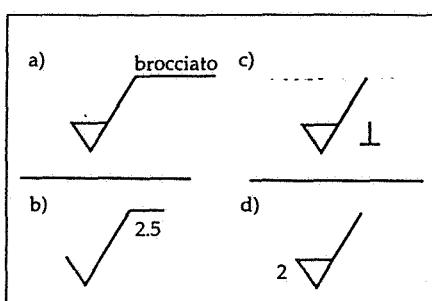


Fig. 64. Indicazione di una broccatura (a), di una lunghezza base di 2,5 mm (b), dell'orientamento dei solchi (c) e del sovrametallo (d).

disuguali formanti un angolo di 60°. Se il segno non è completato da indicazioni supplementari indica semplicemente una superficie da considerare. Se è richiesta una lavorazione ad asportazione di truciolo, si aggiunge al segnale grafico un trattino, come indicato in figura 60b; se viceversa l'asportazione non è consentita, si aggiunge al segnale grafico di base un cerchietto, come indicato in figura 60c; quest'ultimo simbolo viene anche utilizzato per indicare che una superficie deve rimanere quale è stata ottenuta, con o senza asportazione di truciolo, in una precedente fase del ciclo di lavorazione (ad esempio può indicare una superficie da lasciare grezza).

La linea orizzontale viene aggiunta per l'indicazione di particolari caratteristiche della superficie (fig. 60d); il cerchietto (fig. 60e) indica che tutte le superfici si trovano nelle stesse condizioni.

Il simbolo grafico viene riferito alla superficie puntando direttamente dal lato esterno del materiale, o sulla linea che rappresenta la traccia della superficie, o su una linea di prolungamento della superficie, o con una linea di riferimento.

Il valore della rugosità deve essere riportato sopra il simbolo grafico (posizione a, fig. 61); la norma UNI 4600 prevedeva l'indicazione numerica della rugosità Ra, senza ulteriori pre-

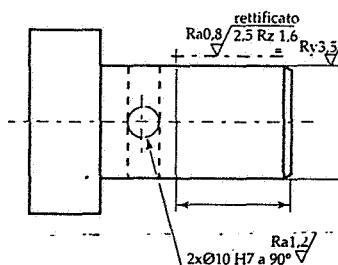


Fig. 65. L'indicazione di stato superficiale può accompagnare direttamente la quota, come nel caso dei fori nel disegno. La superficie del pezzo limitatamente al tratto indicato prevede una rugosità $Ra = 0,8 \mu\text{m}$, misurata parallellamente al profilo, con un valore $Rz = 1,6 \mu\text{m}$ misurato su una lunghezza di base di 2,5 mm. Su tutta la lunghezza l'altezza massima del profilo non deve superare 3,5 μm .

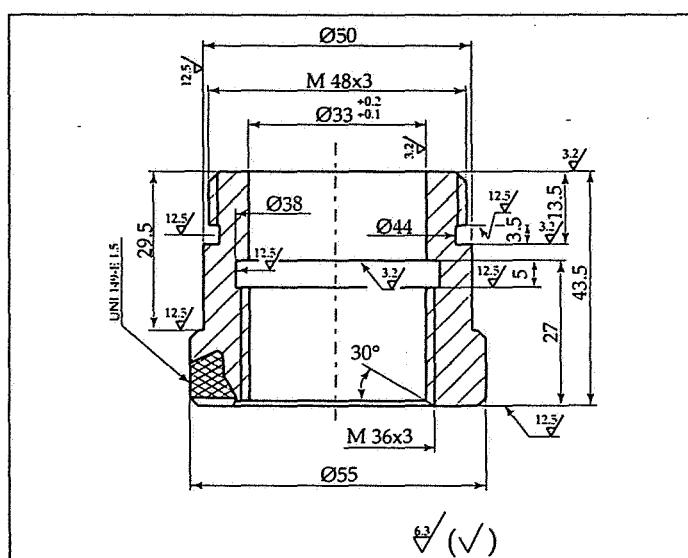


Fig. 66. Il segnale grafico deve puntare dal lato esterno del materiale del pezzo, sulla linea che rappresenta la superficie o sulla linea di prolungamento della superficie. La rugosità generale è $Ra = 6,3$, ma esistono anche altre finiture.

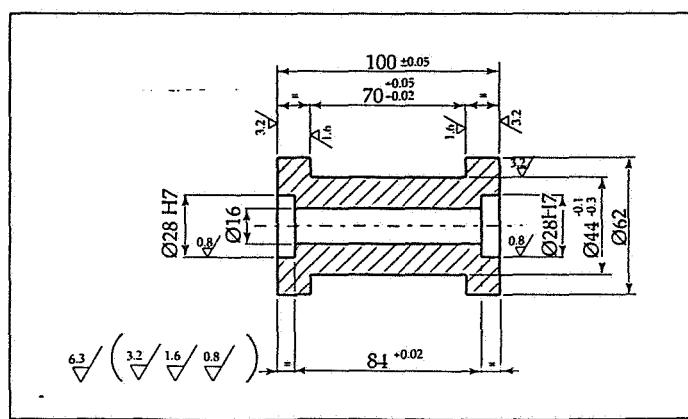


Fig. 67. Esempi di indicazione di rugosità generale.

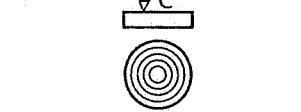
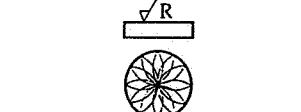
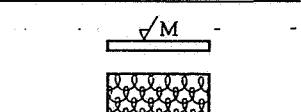
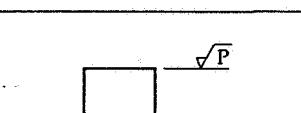
cisazioni (come appare nelle figure 66 e 67), mentre la ISO 1302 prescrive che il valore della rugosità sia preceduto dall'indicazione Ra, oppure di altri parametri scelti (Ry, Rz, ecc.) con il relativo valore. Se tali parametri vengono indicati in aggiunta ad Ra, possono essere collocati nella posizione c di figura 61: in tale posizione può anche essere indicata la lunghezza di base o l'altezza di ondulazione (vedi UNI ISO 4287). I valori di rugosità Ra dovrebbero essere scelti nella serie seguente: 50 - 25 - 12,5 - 6,3 - 3,2 - 1,6 - 0,8 - 0,4 - 0,2 - 0,1 - 0,05 - 0,025 μm .

Se necessario, è possibile indicare anche i valori massimo e minimo previsti (fig. 63). In certi casi, se sono richiesti particolari tipi di lavorazione per poter realizzare determinate condizioni di superficie, occorre indicarli sul tratto orizzontale del simbolo (fig. 61b), così come eventuali trattamenti o rivestimenti.

La tabella XIII riporta le indicazioni dell'orientamento preferenziale dei solchi superficiali, con i simboli che vanno posti a destra del segno grafico fondamentale (fig. 61d): è logico che la rugosità vada misurata perpendicolarmente ai solchi. Infine il sovraccorso di lavorazione espresso in mm, va indicato a sinistra del segno grafico, come in figura 61e.

Nella figura 65 compaiono alcune in-

Tab. XIII. Segni grafici per l'indicazione dei solchi di rugosità.

| | | |
|----------|---|---|
| = | Solchi paralleli al piano di proiezione della vista sulla quale è applicato il segno grafico |  |
| L | Solchi perpendicolari al piano di proiezione della vista sulla quale è applicato il segno grafico |  |
| X | Solchi incrociati in due direzioni oblique rispetto al piano di proiezione della vista sulla quale è applicato il segno grafico |  |
| C | Solchi approssimativamente circolari rispetto al centro della superficie alla quale è applicato il segno grafico |  |
| R | Solchi approssimativamente radiali rispetto al centro della superficie alla quale è applicato il segno grafico |  |
| M | Solchi multidirezionali |  |
| P | Solchi senza direzioni particolari e non sporgenti |  |

GRADO DI FINITURA SUPERFICIALE

La superficie di un manifatturato, in particolare di un pezzo meccanico, porta su di sé le tracce delle lavorazioni che lo hanno portato alla forma ed alle dimensioni volute, è logico quindi che nel momento in cui si volesse indicare sul disegno la condizione di finitura superficiale si facesse ricorso ad una simbologia che in qualche modo si collegasse a questo lato. Perciò la norma UNIM 36 prevedeva che le superfici lavorate con una semplice sgrossatura effettuata con un utensile per asportazione di materiali fossero indicate da un triangolino con la punta rivolta verso la superficie lavorata (fig. A).

Con analogo ragionamento una superficie conseguente ad una seconda più accurata lavorazione con utensile ad asportazione di truciolo, cioè *finitura*, veniva indicata con due triangolini e quella risultante da una terza fase di finitura mediante *lappatura*, con tre triangolini.

Le esigenze tecnologiche portarono ad un ulteriore indicazione, quella della cosiddetta *superfinitura* o *lappatura*, con quattro triangolini, non prevista dalla norma.

Poiché si possono incontrare ancora disegni con tali indicazioni, ora superate dalla nuova normativa, nella figura sono indicate le conversioni nella nuova simbologia, con i valori numerici della rugosità corrispondenti: la stessa tabella di conversione

consente di memorizzare i valori approssimativi delle rugosità corrispondenti a vari gradi di lavorazione. Si noti che il precedente simbolo che indica una superficie lasciata "grezza" senza cioè lavorazione o trafilatura, può corrispondere al simbolo attuale per tale condizione, senza indicazioni numeriche (fig. 60 c).

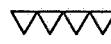
| INDICAZIONE DELLA NATURA DELLE SUPERFICI MEDIANTE I SEGNI DELLA UNIM 36 | | INDICAZIONE DELLO STATO DELLE SUPERFICI MEDIANTE LA RUGOSITÀ Ra |
|---|---|---|
| Segno grafico | Significato | |
|  | Superficie superfinita |  |
|  | Superficie rettificata |  |
|  | Superficie lisciata ottenuta mediante lavorazione d'utensile a macchina od a mano |  |
|  | Superficie sgrossata, ottenuta mediante lavorazione d'utensile a macchina od a mano |  |
|  | Superficie grezza liscia |  |

Fig. A. Conversione dei vecchi simboli di rugosità nei valori Ra.

dicazioni di stato superficiale espresse secondo la norma ISO. Se in un particolare gran parte delle superfici hanno lo stesso grado di finitura, questo può essere indicato nel riquadro delle iscrizioni in vicinanza, accompagnato, fra parentesi, dal simbolo grafico di base (fig. 66), come promemoria dell'esistenza di alcune parti con diversa finitura, oppure, sempre fra parentesi, dai simboli riferibili alle superfici con diversa rugosità e che naturalmente devono figurare anche in corrispondenza delle superfici stesse (fig. 67). Si può anche talvolta usare un'indicazione semplificata, con il simbolo semplice accompagnato da una lettera di richiamo ad una definizione più completa riportata in una tabella o nel riquadro delle iscrizioni (fig. 68).

Criteri per la scelta della rugosità.

L'indicazione su un disegno di un grado di rugosità (nel caso che questo sia minore di quello abituale dell'officina) implica quasi sempre un controllo e quindi un aumento del costo di produzione. Per questo motivo oltre che prescrivere un valore di rugosità solo per le superfici la cui funzionalità sia condizionata dalla rugosità, questa deve essere la più grande possibile compatibilmente con le funzionalità richieste dal pezzo (ad esempio tipo di accoppiamento con altri organi, tipo di sollecitazioni, tolleranze dimensionali, aspetto estetico, movimenti reciproci, ecc.).

Il progettista dovrà quindi prevedere tolleranze e finiture tali da garantire la funzionalità dell'accoppiamento al minimo costo. A questo proposito, la tabella XIV riporta i valori orientativi della rugosità Ra per alcune applicazioni più comuni; la tabella XV riporta invece i valori massimi di rugosità Ra compatibili con le tolleranze ISO; questo vuol dire ad esempio che un albero di diametro 60 mm ed un grado di tolleranza normalizzato IT7, dovrebbe essere lavorato con un grado

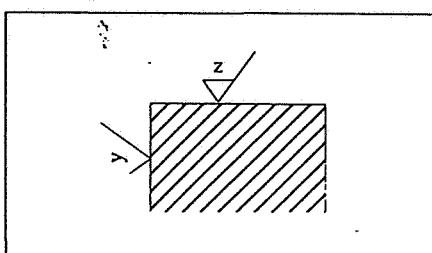


Fig. 68. Prescrizioni di rugosità semplificate: i valori sono riportati in tabelle.

| RUGOSITÀ Ra µm | APPLICAZIONI |
|-------------------|--|
| 0,025 | Piani di appoggio di micrometri, specchi e blocchi di riscontro. |
| 0,05 | Facce calibri di officina e piani di appoggio comparatori. |
| 0,1 | Facce calibri a corsoio, perni d'articolazione, utensili di precisione, cuscinetti superfiniti, accoppiamenti stagni ad alta pressione in moto alternato, superficie accoppiate di parti in modo alternativo a tenuta di liquido sotto pressione e superficie levigate di tenuta senza guarnizione. |
| 0,2 | Sopporti alberi a gomito e alberi a camme, perno di biella, superficie camme, diametro cilindri pompe idrauliche, cuscinetti lappati, perni turbine, accoppiamenti stagni mobili a mano, guide tavole macchine utensili, reggispinta alte velocità, perni di alberi di rotori di turbine, di riduttori, ecc. |
| 0,4 | Alberi scanalati, cuscinetti alberi motore, diametro esterno stantuffi, diametro cilindri, perni grandi macchine elettriche, accoppiamenti alla pressa, gambo valvola, superficie di tenuta di seggi ed otturatori di valvole, saracinesche, ecc., perni di alberi a gomito e portate di linee d'alberi, cuscinetti di metallo bianco, superficie di parti scorrevoli come pattini e relative guide. |
| 0,8 | Tamburi, freni, fori broccati, cuscinetti bronzo, parti di precisione, denti ingranaggi, cuscinetti rettificati, superficie di tenuta di flange senza guarnizione, perni di alberi a gomito e portate di linee d'alberi, cuscinetti di metallo bianco, superficie di parti scorrevoli come pattini e relative guide, superficie di tenuta dei seggi valvole motori. |
| 1,6 | Facce particolari di ingranaggi, alberi e fori ingranaggi, teste cilindro, scatole ingranaggi di ghisa, faccia pistone, superficie di tenuta di flange con guarnizioni metalliche. |
| 3,2 | Perni e cuscinetti per trasmissioni a mano, superficie di accoppiamento di parti fisse smontabili (flange di accoppiatoi, imposte di centramento, ecc.). |
| 6,3 | Superficie di tenuta di flange con guarnizioni comuni. |

Tab. XIV. Valori orientativi della rugosità Ra per alcune applicazioni più comuni.

| Tolleranza fondamentale ISO | SUPERFICIE CILINDRICHE CON DIAMETRO IN mm | | | | | Superficie piane |
|-----------------------------|---|-------------------|--------------------|---------------------|-----------|------------------|
| | fino a 3 | oltre 3 fino a 18 | oltre 18 fino a 80 | oltre 80 fino a 250 | oltre 250 | |
| | Rugosità Ra max. 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 |

Tab. XV. Rugosità massima compatibile con la tolleranza.

di rugosità 0,8 mm; è da precisare però che, se la funzionalità della superficie riveste particolare importanza, si consiglia di precisare sul disegno il valore di rugosità desiderato, anche se maggiore di quello riportato nel prospetto.

Dato un certo grado di tolleranza è

perciò legato ad esso un determinato valore di rugosità massima.

Non è però vero il contrario, cioè una superficie con bassa rugosità (molto liscia) non richiede necessariamente una tolleranza ristretta.

Nella figura 69 e nella tabella XVI sono indicati i gradi di rugosità Ra ottenibili

con le diverse lavorazioni, che consentono al progettista di analizzare l'opportunità di omettere la prescrizione relativa al grado di rugosità richiesto dalle esigenze funzionali di una superficie, quando esso sia decisamente maggiore di quello massimo compatibile con la lavorazione da eseguire.

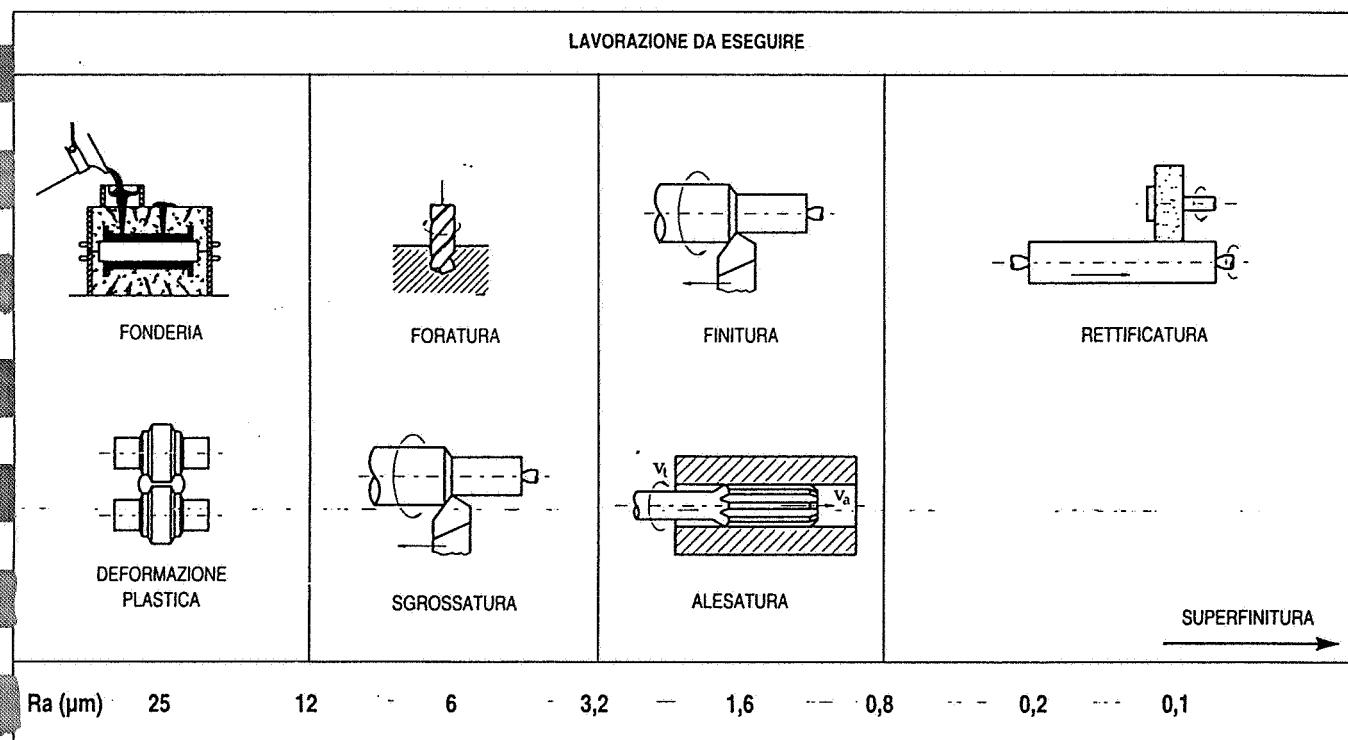


Fig. 69. Relazione tra lavorazione e grado di rugosità Ra.

| LAVORAZIONI | GRADO MEDIO DI RUGOSITÀ Ra(μm) | | |
|-------------------------|--------------------------------|------------|------|
| | min. | medio | max. |
| Fusione in sabbia | 4 | 8 ÷ 25 | 50 |
| Fusione a guscio | 1 | 2 ÷ 4 | 8 |
| Microfusione | 0,4 | 1,5 ÷ 3 | 6 |
| Fusione in conchiglia | 0,8 | 1,5 ÷ 4 | 7 |
| Fusione sotto pressione | 0,4 | 0,8 ÷ 1,5 | 4 |
| Fucinatura | - | 8 ÷ 25 | - |
| Stampaggio a caldo | - | 4 ÷ 12 | - |
| Laminazione a caldo | 6 | 10 ÷ 25 | 50 |
| Estrusione a caldo | 0,5 | 0,8 ÷ 12 | 20 |
| Trafilatura a caldo | - | 12 | - |
| Alesatura | 0,25 | 0,5 ÷ 4 | 7 |
| Brocciatura | 0,2 | 0,4 ÷ 1,5 | 3 |
| Fresatura | 0,5 | 0,8 ÷ 6 | 12 |
| Lappatura | 0,01 | 0,05 ÷ 0,4 | 0,8 |
| Rettificatura | 0,025 | 0,1 ÷ 1,5 | 6 |
| Segatura | - | 5 ÷ 18 | - |
| Stozzatura | 2 | 4 ÷ 8 | 10 |
| Tornitura | 0,5 | 0,8 ÷ 6 | 12 |
| Trapanatura, foratura | 0,8 | 1,5 ÷ 6 | 12 |

Tab. XVI. Rugosità superficiali ottenibili con i diversi procedimenti di lavorazione.

| | |
|----------------|--|
| UNI | ENTE NAZIONALE ITALIANO DI UNIFICAZIONE |
| UNI 3976 | Indicazione delle tolleranze lineari ed angolari. |
| UNI 4600 | Disegni tecnici - Indicazione dello stato delle superfici. |
| UNI 7218 | Sistema ISO di tolleranze e accoppiamenti. Zone di tolleranza per accoppiamenti raccomandati. |
| UNI ISO 286/1 | Sistema ISO di tolleranze ed accoppiamenti. |
| UNI ISO 468 | Rugosità delle superfici. Parametri, loro valori e regole per la designazione delle caratteristiche. |
| UNI ISO 2768/1 | Tolleranze generali per dimensioni lineari ed angolari. |
| UNI ISO 4287/1 | Rugosità delle superfici: terminologia. |
| UNI 6325 | Getti in acciaio. Tolleranze generali e sovrametallici. |
| UNI 6346 | Getti in bronzo ed ottone. Tolleranze generali e sovrametallici. |
| UNI 7068 | Getti in ghisa grigia non legata. Tolleranze generali e sovrametallici. |
| UNI 7451 | Getti in ghisa malleabile. Tolleranze generali e sovrametallici. |
| UNI 7601 | Getti in ghisa sferoidale. Tolleranze generali e sovrametallici. |

A U T O C A D

CREAZIONE DI SIMBOLI E BLOCCHI

Un blocco è un insieme di oggetti che possono essere associati in modo da formare un unico oggetto, detto *blocco*. Ogni blocco viene generato partendo da una serie di entità presenti nel disegno corrente, le quali vengono associate e richiamate tutte le volte che se ne ha bisogno. I blocchi snelliscono il processo di disegno e offrono diversi vantaggi; ad esempio, possono essere utilizzati per:

- a) creare una libreria standard di simboli, blocchi o parti standard utilizzati di frequente;
- b) inserire un blocco più volte anziché ricreare da zero ogni volta gli elementi del disegno. Questo aumenta l'efficienza del lavoro del disegnatore;
- c) semplificare il lavoro di revisione in quanto una volta riconosciuto un blocco, vengono aggiornati automaticamente tutti i riferimenti a questo blocco;
- d) assegnare attributi ai blocchi, cioè informazioni testuali che possono variare ad ogni inserimento del blocco stesso, rendendo molto più flessibile il disegno;
- e) revisionare i disegni in modo efficiente, inserendo, riposizionando e copiando i blocchi come componenti anziché come singoli oggetti geometrici.

Per la definizione di blocco, bisogna prima di tutto riferirsi ad elementi del disegno esistente; si supponga ad esempio di voler costruire il simbolo di rugosità (fig. 1). Avviare il comando BLOCCO utilizzando uno dei seguenti metodi.

- a) Digitando il comando BLOCK da tastiera:

Command: **BLOCK**

Block name (or ?): rug {digitare un nome qualsiasi del blocco}

Insertion base point: {selezionare il punto 1}

Select object: {selezionare con una finestra l'intero disegno}

A questo punto gli elementi del disegno spariscono dal video ed il blocco ora è stato definito e denominato ed esiste solo nel disegno corrente. Gli oggetti selezionati scompaiono dallo schermo di disegno in quanto vengono memorizzati nella tabella di simboli che contiene la definizione di blocco.

- b) Scegliendo il comando BLOCCO dalle icone a comparsa sulla barra degli strumenti DISEGNA; in questo caso la procedura è assolutamente identica.

Per l'inserimento del blocco nel disegno è possibile utilizzare il comando INSERT o DDINSERT; ogni volta che viene compiuta questa operazione si deve assegnare un fattore di scala e un angolo di rotazione al blocco inserito:

Command: **INSERT**

Block name (or ?): rug {digitare il nome del blocco appena costruito}

Insertion point: {selezionare il punto di inserimento dello schermo, fig. 2}

X scale factor (1)/Corner/XYZ: [Enter]

Y scale factor (default =X): [Enter]

Rotation angle (0): [Enter]

Autocad moltiplica dapprima tutte le dimensioni del blocco per i fattori di scala X e Y specificati, quindi ruota il blocco secondo l'angolo di rotazione, usando il punto di inserimento come centro.

Autocad tratta l'oggetto inserito come una entità unica; per ottenere le singole entità costituenti il blocco è sufficiente utilizzare il comando EXPLODE.

Utilizzando invece il comando DDINSERT, apparirà la finestra di dialogo di figura 3; è possibile specificare il nome del blocco, il punto in cui si desidera inserirlo nel disegno corrente, la scala, l'angolo di rotazione e l'eventuale esplosione dopo l'inserimento.

L'opzione **file** consente di inserire un altro disegno prelevato dal disco e trattato come blocco; infatti quando si inserisce un intero disegno in un altro disegno, Autocad tratta il disegno inserito come qualsiasi altro riferimento di blocco. Gli inserimenti successivi fanno riferimento alla definizione di blocco con impostazioni di posizione, scala e rotazione diverse. Ogni blocco può essere utilizzato solo nel disegno corrente; per la gestione dei blocchi anche su altri disegni, Autocad consente la memorizzazione di un blocco su un disco col comando WBLOCK:

Command: **WBLOCK**

{Autocad richiede un nome di un file; utilizzare lo stesso nome rug}

Block name: rug

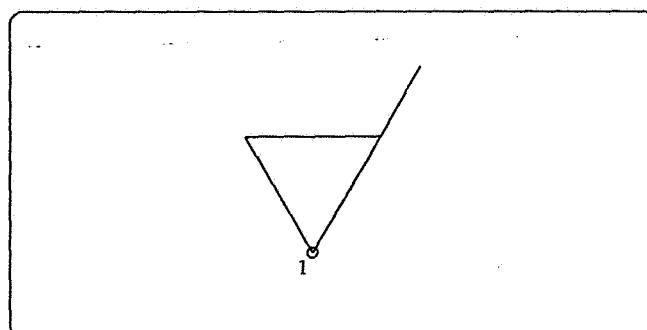


Fig. 1. Creazione di un blocco: il simbolo di rugosità.

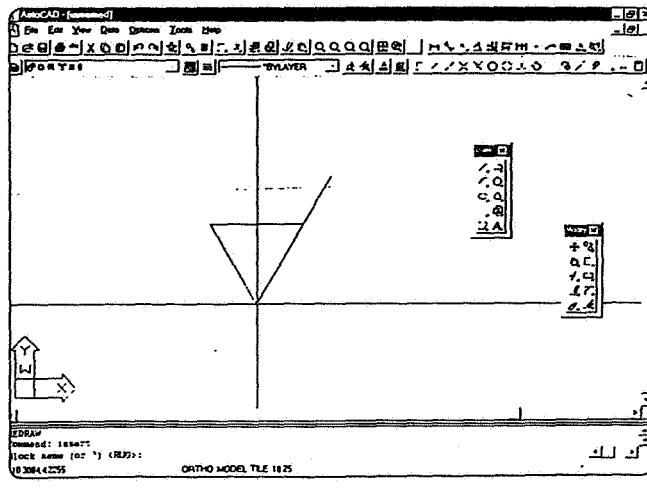


Fig. 2. Inserimento del blocco nel disegno.

A U T O C A D

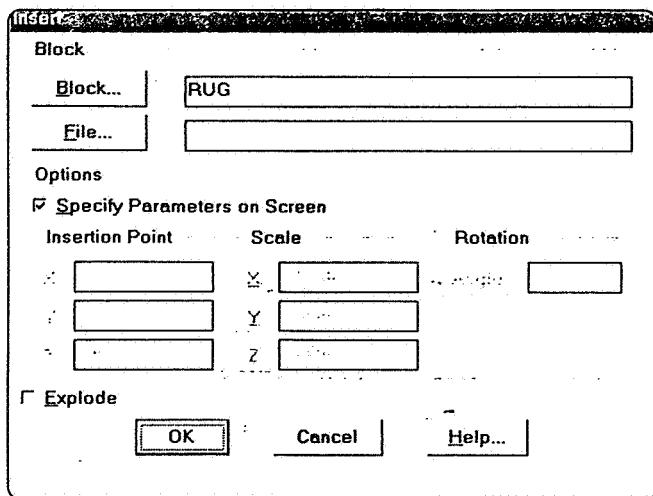


Fig. 3. Il riquadro di dialogo DD INSERT.

Questa procedura consente anche di registrare un disegno o parte di un disegno su disco come blocco. L'inserimento avviene o tramite il comando INSERT (in questo caso il disegno deve trovarsi nelle directory di lavoro di Autocad) oppure col comando DDINSERT e l'opzione file (quest'ultima opzione consente la ricerca del disegno anche in archivi diversi).

Gli attributi

Un attributo fornisce un'etichetta interattiva per assegnare un testo o altre informazioni ad un blocco e costituisce un mezzo per aumentare la flessibilità e la produttività del disegno. Infatti ogni volta che si inserisce un blocco che ha un attributo, Autocad richiede di immettere i dati da archiviare insieme al blocco.

Supponiamo ad esempio di voler assegnare al simbolo di rugosità il valore della rugosità media Ra, creando una definizione di attributo coi comandi ATTDEF e DDATTDEF; è possibile impostare quattro modalità opzionali per la definizione di attributo:

Invisible, cioè le informazioni concernenti l'attributo non vengono visualizzate nel disegno quando il blocco viene inserito;

Constant, che assegna un valore fisso all'attributo;

Verify, che permette la verifica del valore dell'attributo durante il procedimento di inserimento;

Preset, non viene effettuata la richiesta del valore dell'attributo e viene automaticamente assegnato il suo valore di default.

Command: **ATTDEF**

Attribute modes - Invisible: N, Constant: N, Verify: N, Preset: N

Enter (ICVP)to change, RETURN when done. [Enter]

Attribute tag: RUG (viene richiesta un'etichetta che identifica l'attributo)

Attribute prompt: Immetti valore rugosità (riga del messag-

gio di richiesta che appare quando viene inserito il blocco) Default attribute value: 3.2 (valore di rugosità preassegnato)

Justify/Style/(start point): (selezionare il punto d'inserimento, ad esempio il punto 1 di figura 4)

Height<3.5>: (immettere un'altezza di testo adeguata)

Rotation angle (0): (eventuale angolo di inclinazione del testo).

L'etichetta RUG apparirà sul simbolo di rugosità, come indicato in figura 4. La stessa procedura può avvenire in un modo più semplice con la finestra di dialogo DDATTDEF (fig. 5); i messaggi e le impostazioni sono esattamente identici.

A questo punto con il comando BLOCK viene creato un blocco selezionando tutti gli elementi del disegno insieme all'etichetta rug appena immessa.

Alla digitazione del comando INSERT, appaiono le seguenti richieste:

Command: **INSERT**

Block name (or ?): rug (digitare il nome del blocco appena costruito)

Insertion point: (selezionare il punto di inserimento dello schermo)

X scale factor (1)/Corner/XYZ: [Enter]

Y scale factor (default = X): [Enter]

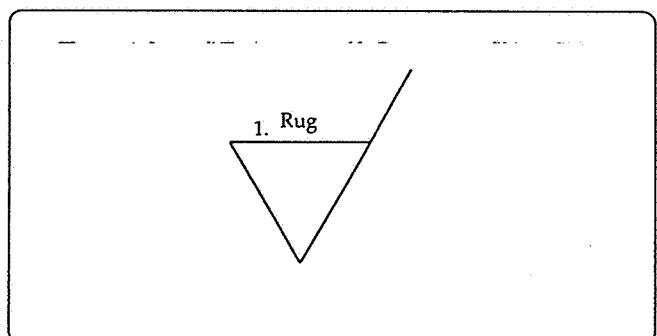


Fig. 4. Creazione del blocco con un attributo.

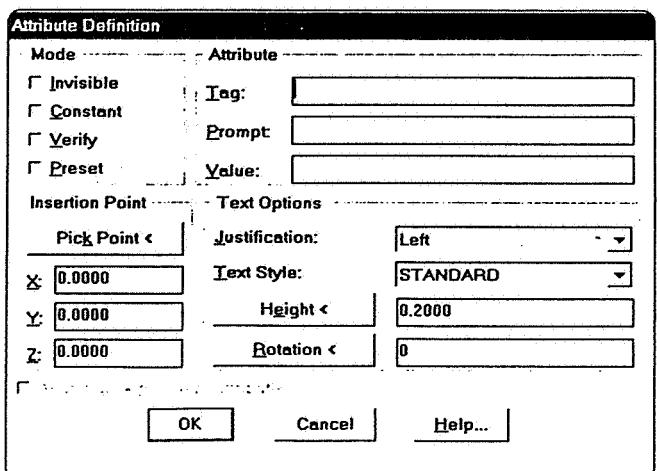


Fig. 5. Il riquadro di dialogo per l'impostazione di attributi.

AUTOCAD

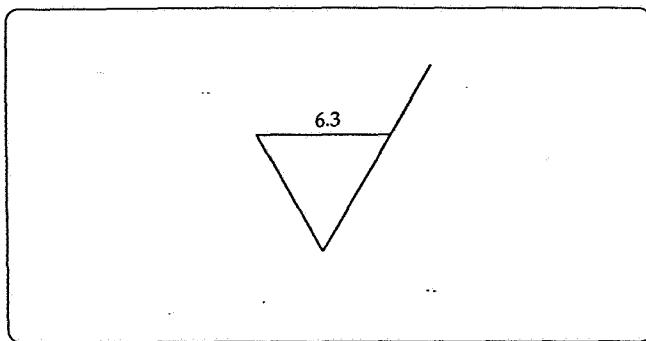


Fig. 6. Il simbolo di rugosità col valore immesso di Ra.

Rotation angle (0): [Enter]

Immetti valore rugosità [3.2]: 6.3 {immettere il valore preassegnato o qualsiasi altro valore}

Il simbolo immesso apparirà come in figura 6.

Il comando DDATTE permette inoltre l'editing di attributi tramite una finestra di dialogo visibile in figura 7; l'attributo 6.3 può essere variato senza inserire un nuovo simbolo.

Le tolleranze dimensionali con Autocad

Con Autocad è possibile aggiungere direttamente al testo della quota i valori degli scostamenti previsti nel disegno; la gestione delle tolleranze dimensionali non è però molto flessibile, in quanto le impostazioni eseguite si ripercuotono su tutte le quote.

Per questo motivo conviene aggiungere in molti casi gli scostamenti con il comando TEXT, dando un'altezza di carattere minore di quella del testo della quota.

Per immettere in modo automatico le tolleranze, esistono due metodi, o utilizzare le impostazioni delle variabili di quotatura, oppure quelle degli stili di quota; nel primo caso si utilizzano le variabili (fig. 8):

dimtol, (on per attivare le tolleranze, off per disattivarle)

dimlim, che consente di visualizzare le quote limiti (ad esempio dmax e dmin)

dimtp, per lo scostamento superiore

dimtm per lo scostamento inferiore.

Il secondo metodo consiste nell'utilizzare la finestra di dialogo text formats, tolerances per gli stili di quotatura (fig. 9) che consente la digitazione dei valori degli scostamenti.

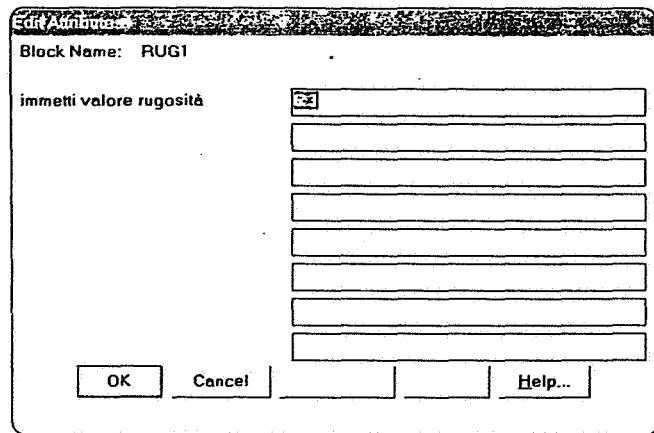


Fig. 7. Editazione di attributi col comando DDATTE.

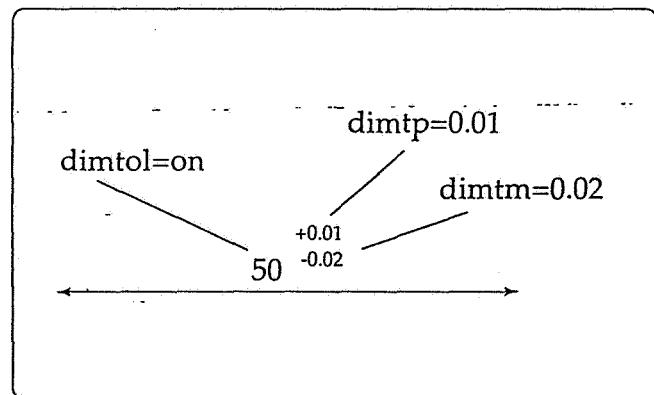
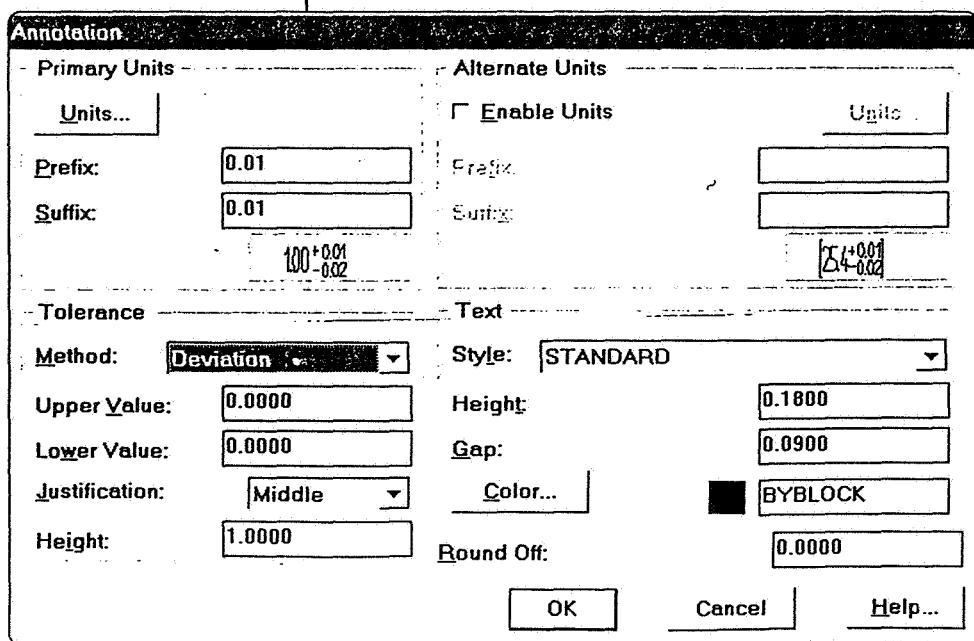


Fig. 8. Le variabili che consentono l'impostazione degli scostamenti.

Fig. 9. Il riquadro di dialogo di DDIM per assegnare le tolleranze.



ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI

1. Calcolare le condizioni di accoppiamento, con gioco e/o interferenza, nei casi proposti come da esempio.

| DATI | D max, D min, Es, Ei | SCHEMA | G max, G min, I max, I min |
|--|--|--------|--|
| D nom = 65 D max = 65,4 D min = 65,25 d max = 65,00 d min = 64,85 | Es = $65,4 - 65 = 0,4$ Ei = $65,25 - 65 = 0,25$ es = $65,00 - 65 = 0$ ei = $64,85 - 65 = -0,15$ | | G max = $65,4 - 64,85 = 0,55$ G min = $65,25 - 65 = 0,25$ ACCOPPIAMENTO <input type="checkbox"/> MOBILE <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> INCERTO <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> STABILE <input type="checkbox"/> |
| D nom = 90 D max = 90,03 D min = 89,89 d max = 90,00 d min = 89,95 | Es = Ei = es = ei = | | I max = es - Ei = $0 - 0,11 = +0,11$ ACCOPPIAMENTO <input type="checkbox"/> MOBILE <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> INCERTO <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> STABILE <input type="checkbox"/> |
| D nom = 30 Es = +0,01 Ei = -0,03 es = +0,06 ei = +0,02 | D max = D min = d max = d min = | | ACCOPPIAMENTO <input type="checkbox"/> MOBILE <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> INCERTO <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> STABILE <input type="checkbox"/> |
| D nom = 70 Es = +0,04 Ei = +0,01 es = +0,05 ei = -0,020 | D max = D min = d max = d min = | | ACCOPPIAMENTO <input type="checkbox"/> MOBILE <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> INCERTO <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> STABILE <input type="checkbox"/> |

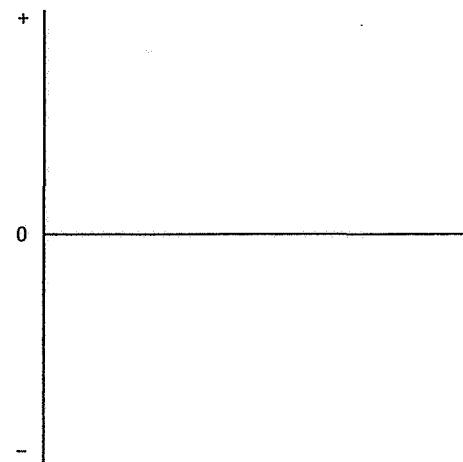
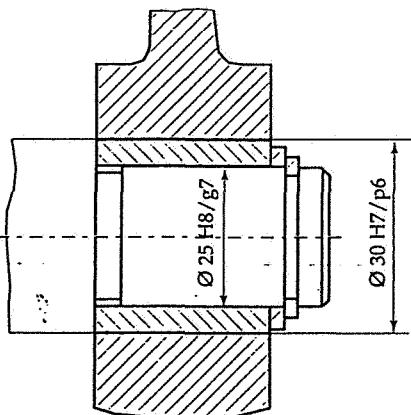
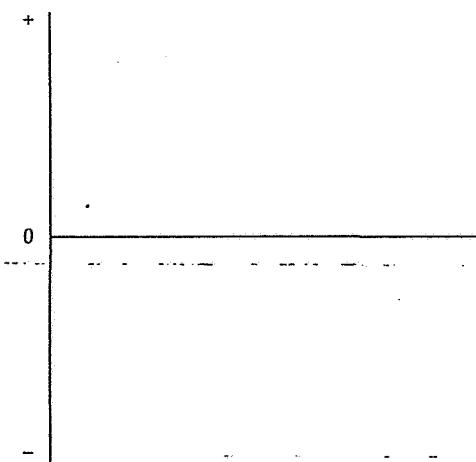
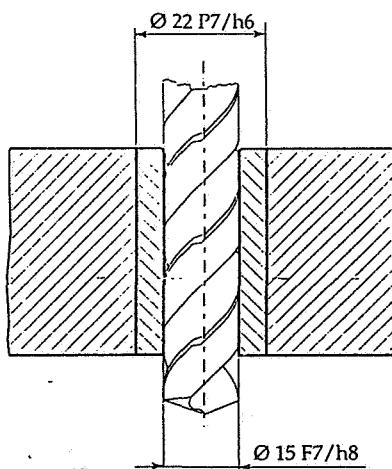
Esercizi • Esercizi • Esercizi • Esercizi

- 2.** Assegna la tolleranza secondo la designazione ISO, completare la tabella secondo l'esempio della prima riga.

| QUOTA | GRUPPO | IT | VALORE IN mm | VALORE DI D max o d min |
|---------|---------|----|----------------|---------------------------------|
| 20 IT9 | 18 ÷ 30 | 9 | 20 IT9 = 0,052 | D max = 20,08 D min = 20,028 |
| 50 IT7 | | | 50 IT7 = | D max = 50,05 D min = |
| 90 IT10 | | | 90 IT10 = | D max = D min = 89,90 |
| 12 IT8 | | | 12 IT8 = | D max = 12,5 D min = |
| 32 IT12 | | | 32 IT12 = | D max = D min = 32,00 |
| 70 IT7 | | | 70 IT7 = | D max = D min = 70,02 |
| 180 IT9 | | | 180 IT9 = | D max = 180,6 D min = |
| 5 IT6 | | | 5 IT6 = | D max = 4,98 D min = |
| 30 IT7 | | | 30 IT7 = | D max = D min = 29,95 |
| 40 IT8 | | | 40 IT8 = | D max = 40,44 D min = |
| 60 IT13 | | | 60 IT13 = | D max = 60,00 D min = |

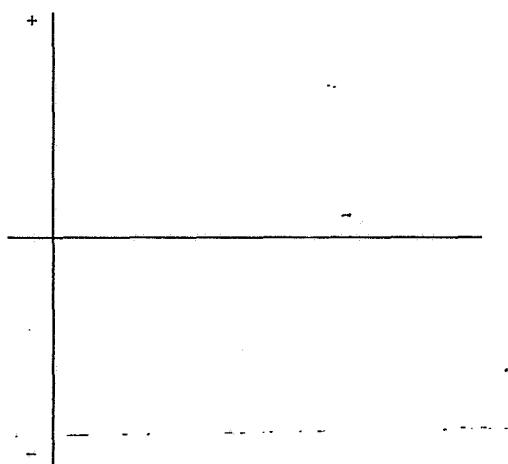
ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI

3 Indicare le tolleranze e gli scostamenti dei componenti accoppiati, calcolando i giochi e le interferenze massime e minime.

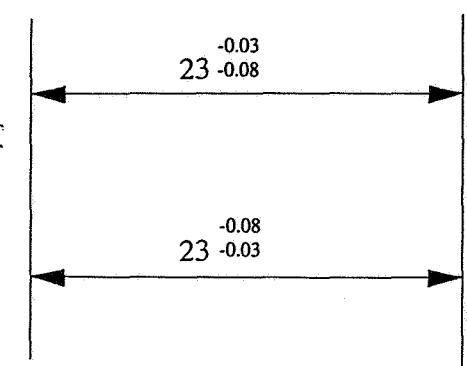
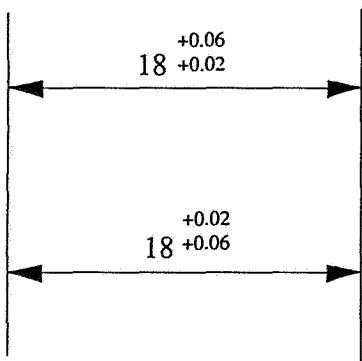


RCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI.

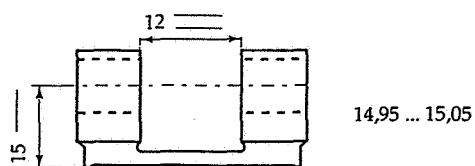
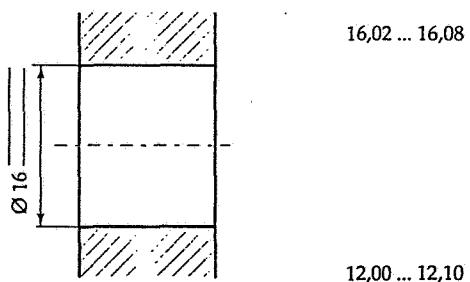
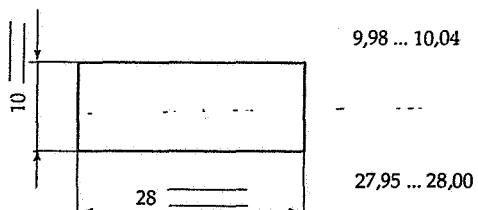
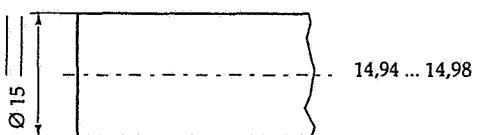
- 4.** Un accoppiamento albero-foro con diametro 15 mm prevede un gioco minimo di 6 micron e un gioco massimo di 35 micron, ed un foro H7; rappresentare l'accoppiamento, determinando tutti gli scostamenti.



- 5.** Indicare quali sono le indicazioni degli scostamenti errati.

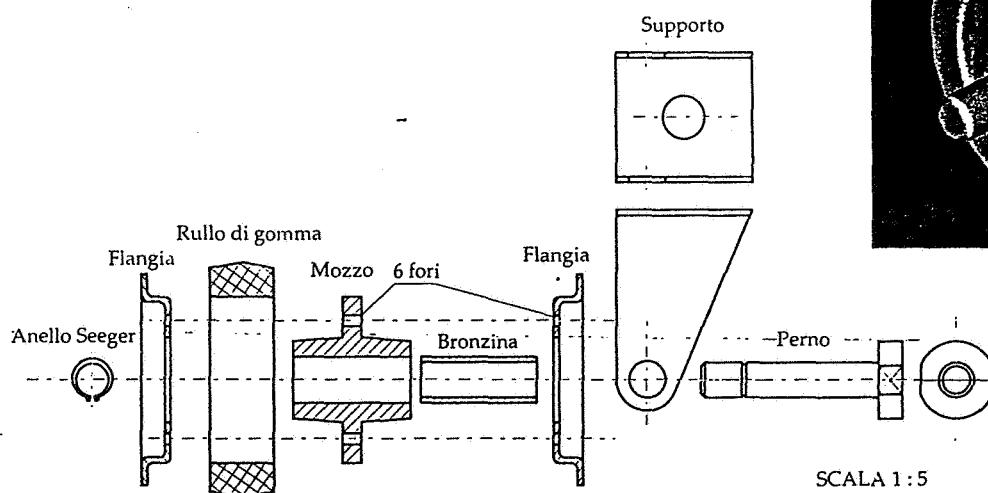
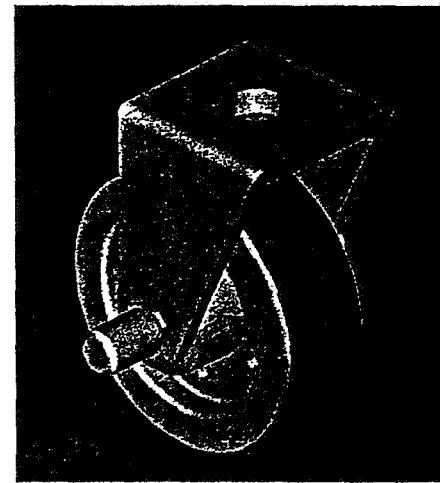


- 6.** Indicare gli scostamenti, tenendo presente i valori massimo e minimo ammessi per le dimensioni.

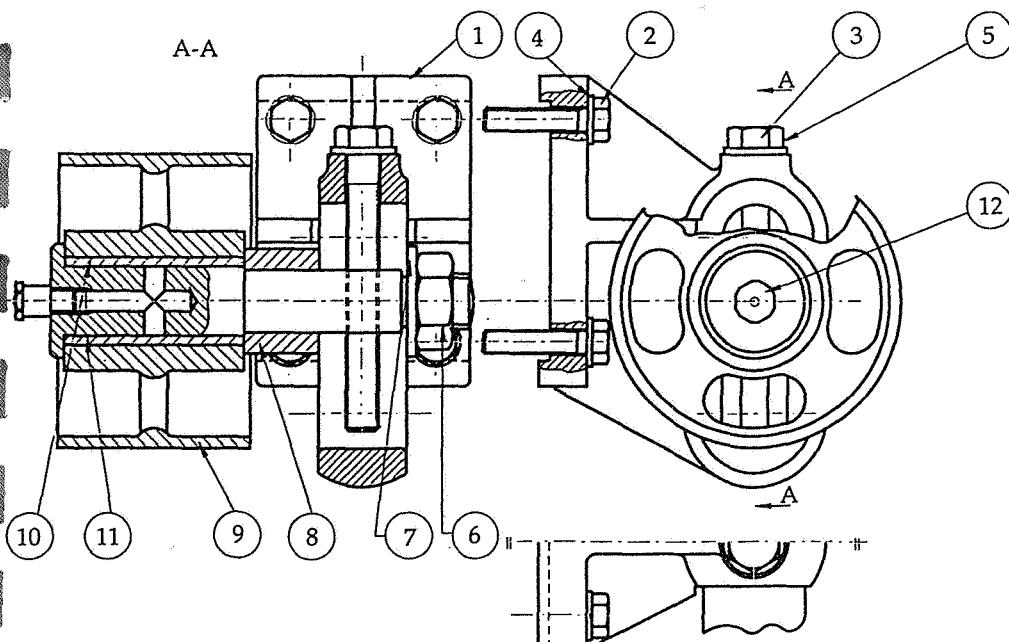


ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI

- 7** I pezzi rappresentati devono essere montati per formare una ruota per carrello. Assumere le quote necessarie con le relative tolleranze, tenendo presente la scala 1:5. Determinare la catena di quote che consenta il corretto montaggio dell'anello elastico.



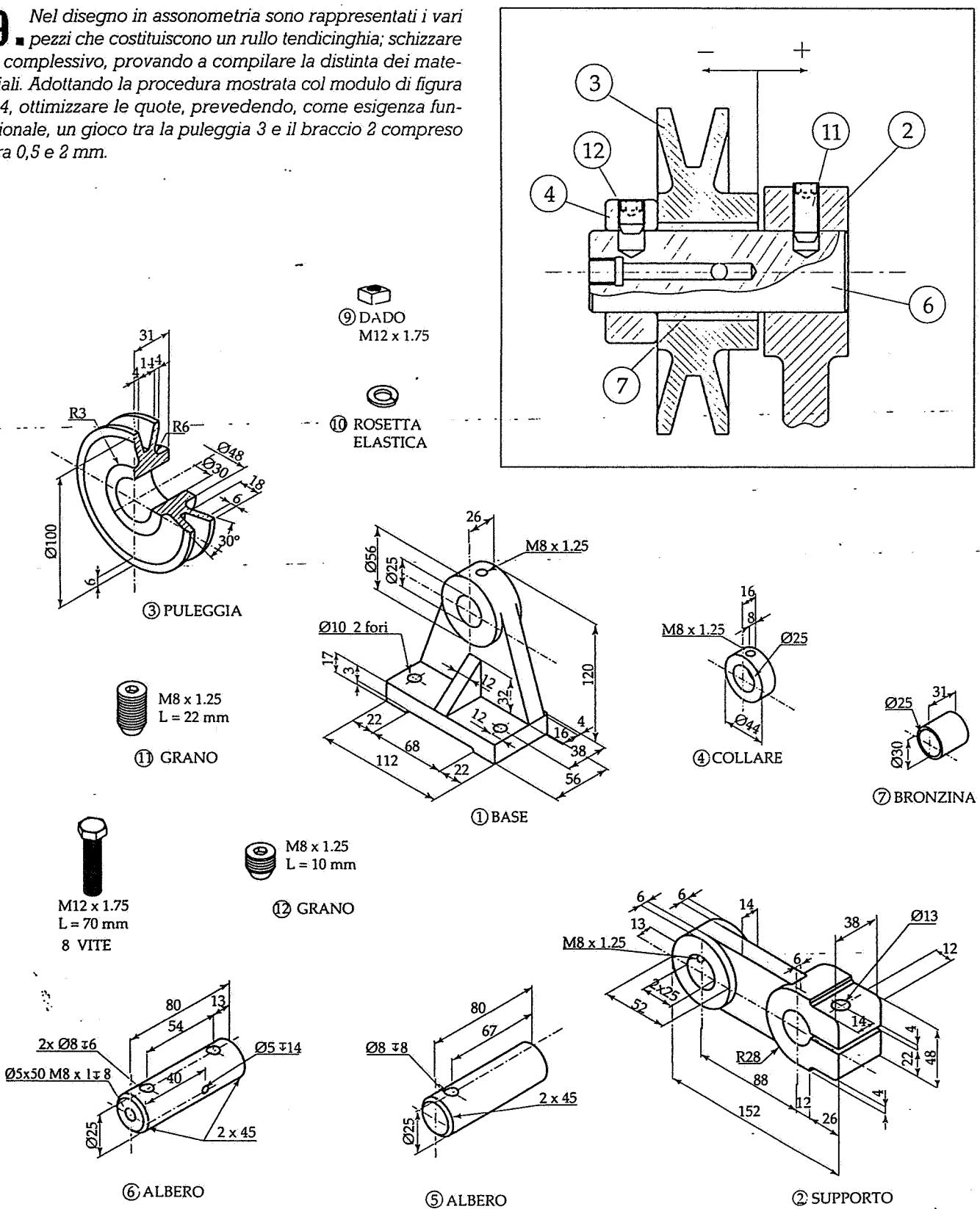
- 8** Il disegno rappresenta il complessivo di un rullo tendicinghia, in scala 1:5. Rappresentare con quote, tolleranze, rugosità superficiali i particolari 11, 16, 9, 8, 1. L'esigenza funzionale è quella di prevedere un gioco compreso tra 0,5 e 1,5 mm tra il distanziale 8 e la puleggia 9.



| | | |
|--------------------|---------------------------------|------|
| 12 | Ingrassatore Gas 1/8 UNI 7662 | 1 |
| 11 | Albero | 1 |
| 10 | Bronzina | 1 |
| 9 | Rullo | 1 |
| 8 | Distanziale | 1 |
| 7 | Rosetta 25 x 44 UNI 6952 | 1 |
| 6 | Dado M 24 UNI 5588 - A - BG | 1 |
| 5 | Rosetta 15 x 28 UNI 6952 | 1 |
| 4 | Rosetta 10,5 x 21 UNI 6952 | 4 |
| 3 | Vite M 14 x 120 UNI 5739-65-B.B | 1 |
| 2 | Vite M 10 x 50 UNI 5739-65-B.B | 4 |
| 1 | Supporto | 1 |
| N. | DESCRIZIONE | Q.TA |
| RULLO TENDICINGHIA | | |
| SCALA: 1:2 | | |

RCIZI • ESECZI • ESECZI • ESECZI

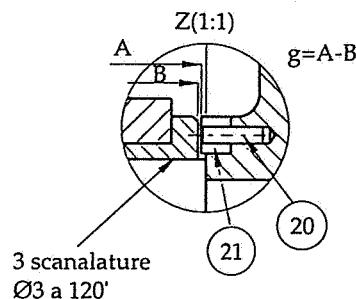
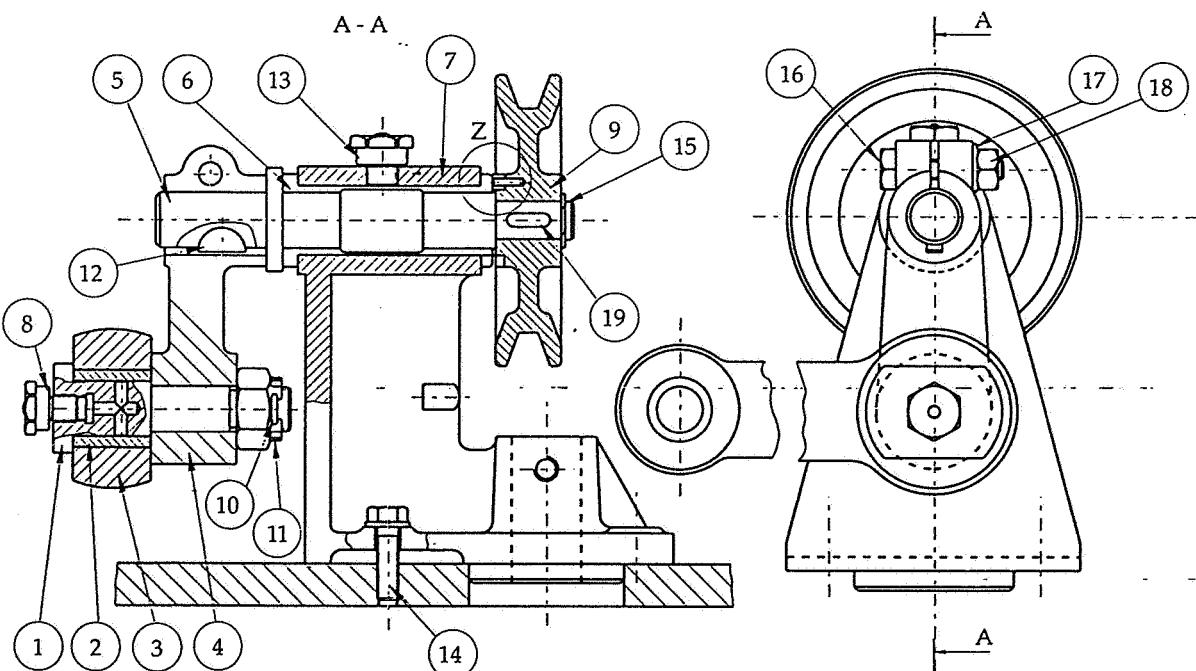
9. Nel disegno in assonometria sono rappresentati i vari pezzi che costituiscono un rullo tendicinghia; schizzare il complesso, provando a compilare la distinta dei materiali. Adottando la procedura mostrata col modulo di figura 54, ottimizzare le quote, prevedendo, come esigenza funzionale, un gioco tra la puleggia 3 e il braccio 2 compreso tra 0,5 e 2 mm.



FIRIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI

10. Rappresentare con viste e sezioni più opportune i particolari 1,5 e 9 con l'indicazione di quote, tolleranze dimensionali e geometriche, rugosità.

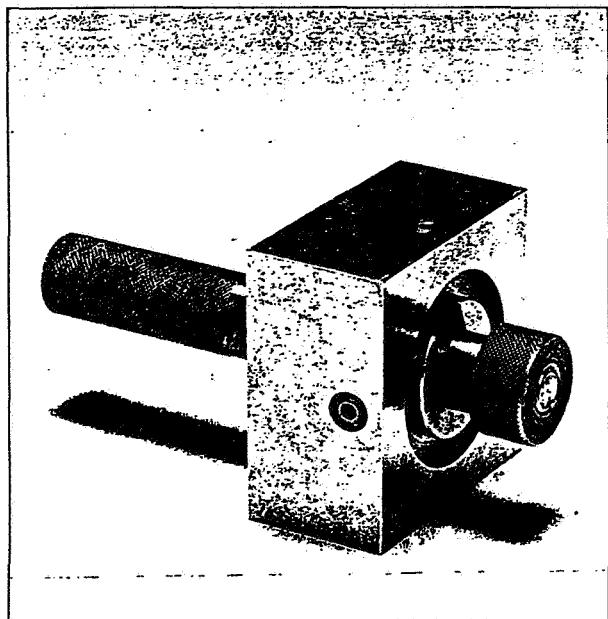
Tenendo presente una qualità IT7, calcolare il gioco risultante tra la boccola e l'anello 21. Prevedere tolleranze di localizzazione per i fori delle viti 14. Infine indicare su questo foglio le coppie di tolleranze tra i pezzi 1-2, 2-3, 1-4, 5-6, 6-7, 9-21.



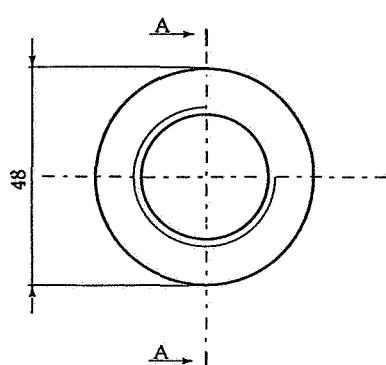
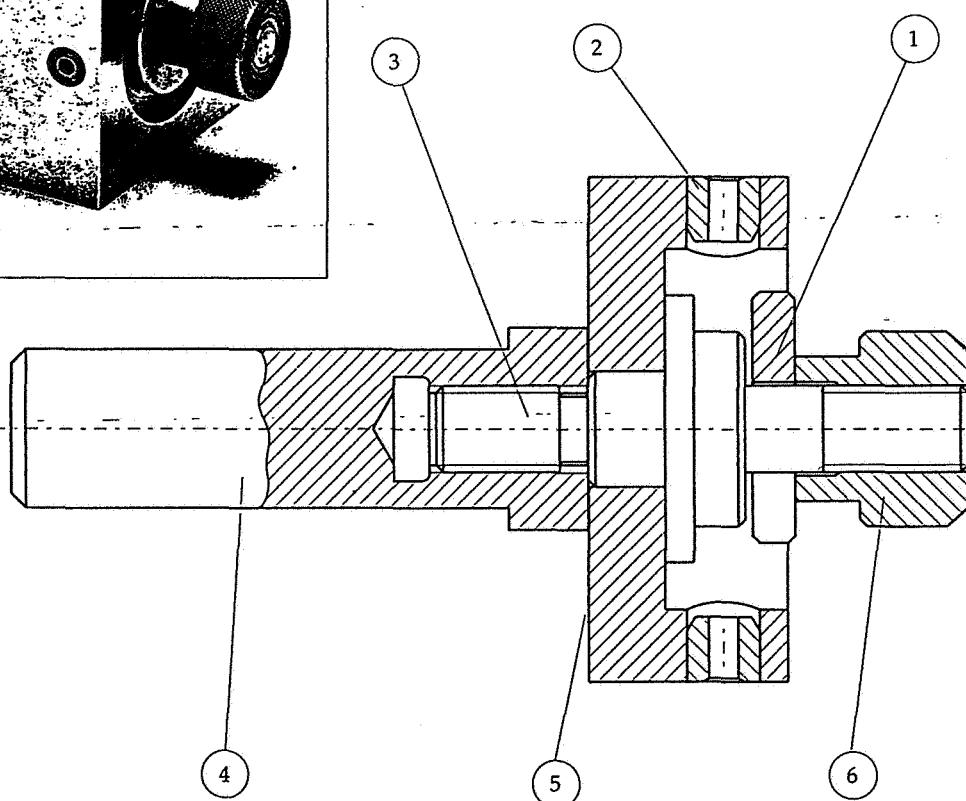
| | |
|--------|-------|
| 1 - 2 | H7/h6 |
| 2 - 3 | |
| 1 - 4 | |
| 5 - 6 | |
| 6 - 7 | |
| 9 - 21 | |

| N. | DENOMINAZIONE | Q. TA | MATERIALE E NOTE |
|-----------------------------|---------------|-------|------------------|
| DISPOSITIVO DI TRASMISSIONE | Scala: 1:2 | | |

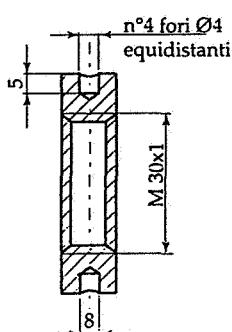
ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI



11. Il complessivo rappresenta un'attrezzatura per la foratura di una ghiera (riportata a parte). Eseguire i particolari 2, 3, 4, 5 e 6 riportando quote, tolleranze e qualità di lavorazione e tenendo presente che il complessivo è disegnato in scala 1:1. Nello svolgimento dei particolari, occorrerà considerare che il corpo n. 5 è a sezione quadrata con lato uguale a 70 mm.



Ghiera da forare



- 1 Rosetta
- 2 Boccola
- 3 Perno
- 4 Impugnatura
- 5 Corpo
- 6 Dado

i collegamenti filettati

I COLLEGAMENTI SMONTABILI

I collegamenti si dicono smontabili o temporanei quando le parti unite si possono, all'occorrenza separare l'una dall'altra con semplici operazioni. Nei collegamenti smontabili, il vincolo può essere dovuto all'attrito tra due elementi, opportunamente premuti l'uno contro l'altro, oppure all'azione di un ostacolo. Per esempio, una spina inserita fra un albero ed il relativo mozzo è un ostacolo che si oppone alla rotazione e allo scorrimento reciproco tra i due organi.

Come si vede dalla figura 2, la messa in trazione del gambo per l'avvitamento della vite è causa di compressione tra le superfici del collegamento che vengono a più stretto contatto; ciò provoca lo sviluppo di un forte attrito, che impedisce lo spostamento reciproco, mentre l'attrito fra i filetti contrasta lo svitamento spontaneo.

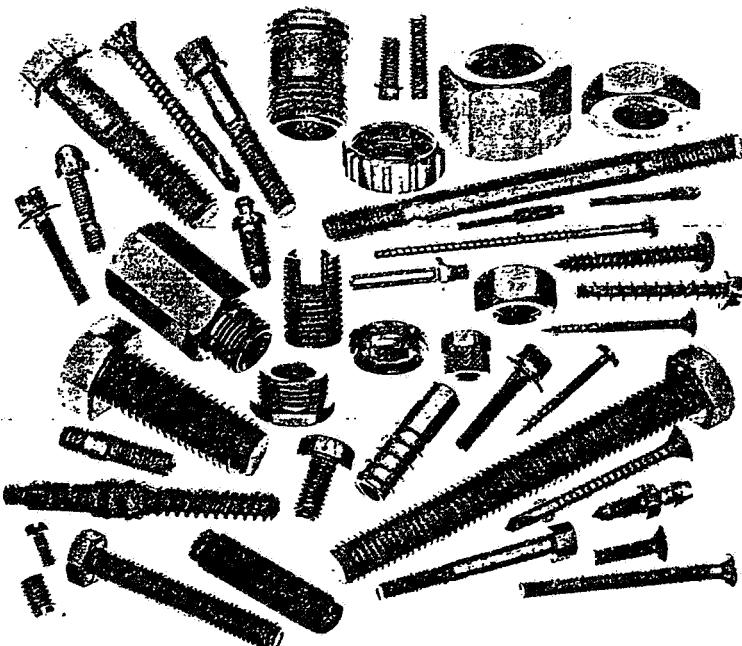
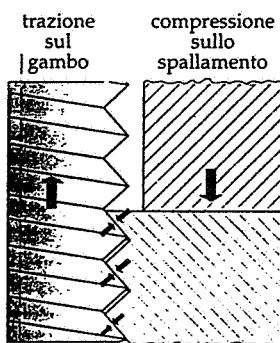
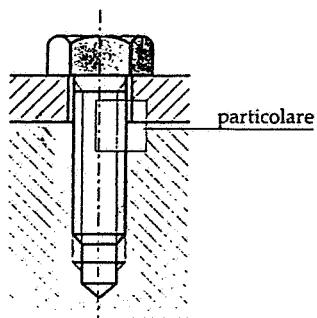


Fig. 1. Alcuni elementi filettati.

Fig. 2. La stabilità del collegamento è assicurata dall'attrito che si sviluppa fra le superfici elicoidali ed anche fra quelle di appoggio.



2

I COLLEGAMENTI FILETTATI

Questi collegamenti costituiscono un tipo di unione di larghissimo impiego nelle costruzioni meccaniche con funzione di collegamento, di arresto, di registrazione, di manovra, ecc.

Si definisce **filettatura** un risalto a sezione costante (filetto), avvolto ad elicica sulla superficie esterna di un elemento, cilindrico o conico, che prende il nome di **vite**, o sulla superficie interna di un elemento analogo, che prende il nome di **madrevite**.

Vite e madrevite costituiscono un accoppiamento in quanto i due risalti sono fatti in modo che al pieno di uno corrisponda il vuoto dell'altro.

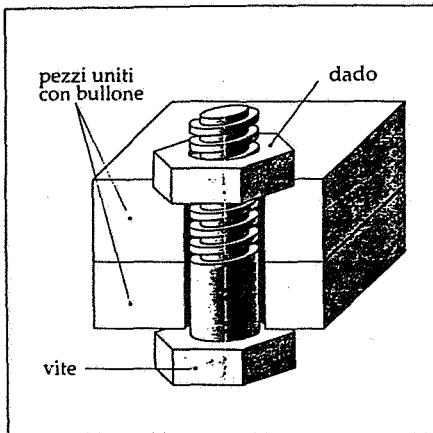
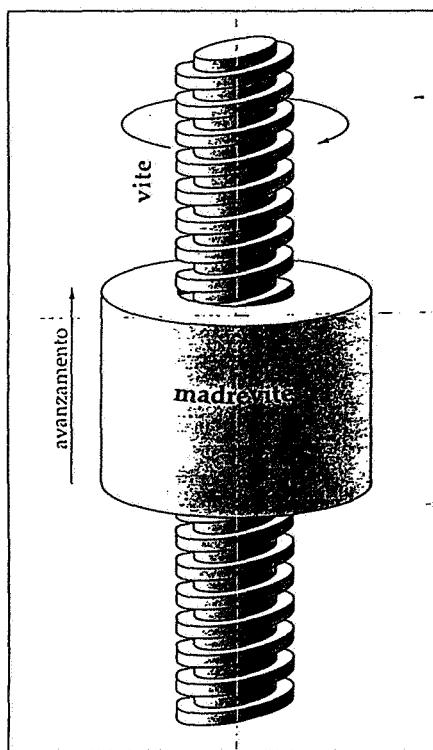


Fig. 3. Vite di collegamento.



Gli elementi filettati assolvono in definitiva due funzioni importanti:

1) *come organi di collegamento*; l'accoppiamento dei due elementi, vite e madrevite, è utilizzato per ottenere il collegamento di parti che debbano risultare facilmente smontabili, mediante componenti normalizzati che prendono il nome di viti, dadi o bulloni (fig. 3).

2) *come organi di trasmissione*; il collegamento è utilizzato per ottenere un accoppiamento elicoidale tale che la rotazione di uno dei due elementi (impedito di traslare), provochi la traslazione dell'altro (impedito di ruotare); si hanno le cosiddette viti di manovra (fig. 4).

Elementi principali di una filettatura

Sia dal punto di vista geometrico che costruttivo l'elemento fondamentale di una filettatura è l'*elica*, curva descritta da un punto che si muove animato da due moti uniformi simultanei, uno circolare ed uno rettilineo, su una superficie cilindrica o conica, secondo un angolo costante (fig. 5). Prolungando la curva sul cilindro considerato esteso indefinitamente si ha un susseguirsi di spire che intersecano ciascuna generatrice del cilindro o del cono ad intervalli di uguale lunghezza; la distanza tra due spire consecutive (su una stessa generatrice) costituisce il *passo dell'elica*; naturalmente il passo corrisponde anche alla distanza percorsa in direzione assiale per ogni

Fig. 4. Vite di manovra.

Fig. 5. Caratteristica dell'elica cilindrica.

giro completo intorno all'asse, ed essendo la velocità di traslazione costante, anche il passo sarà costante.

Per ottenere un'elica cilindrica, si può avvolgere su un cilindro un triangolo rettangolo avente per base la circonferenza del cilindro e per altezza il passo; l'ipotenusa del triangolo si deporrà sulla superficie cilindrica secondo un'elica come in figura 6 (si veda la costruzione dell'elica, nel capitolo 4). Se anziché di un punto si considera il moto elicoidale di una figura piana qualunque (triangolo, trapezio, quadrato, semicirconferenza, ecc.) si ha una *superficie elicoidale* (il filetto detto anche *pane o verme*). La figura è detta generatrice dell'elicoide così ottenuto. Una filettatura è quindi caratterizzata dai seguenti elementi principali.

1) Forma del profilo.

La figura risultante dalla intersezione del filetto con un semipiano avente per origine l'asse della filettatura è

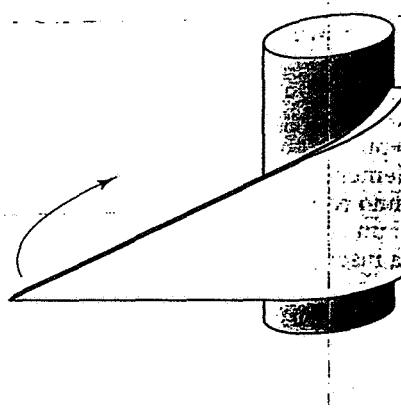
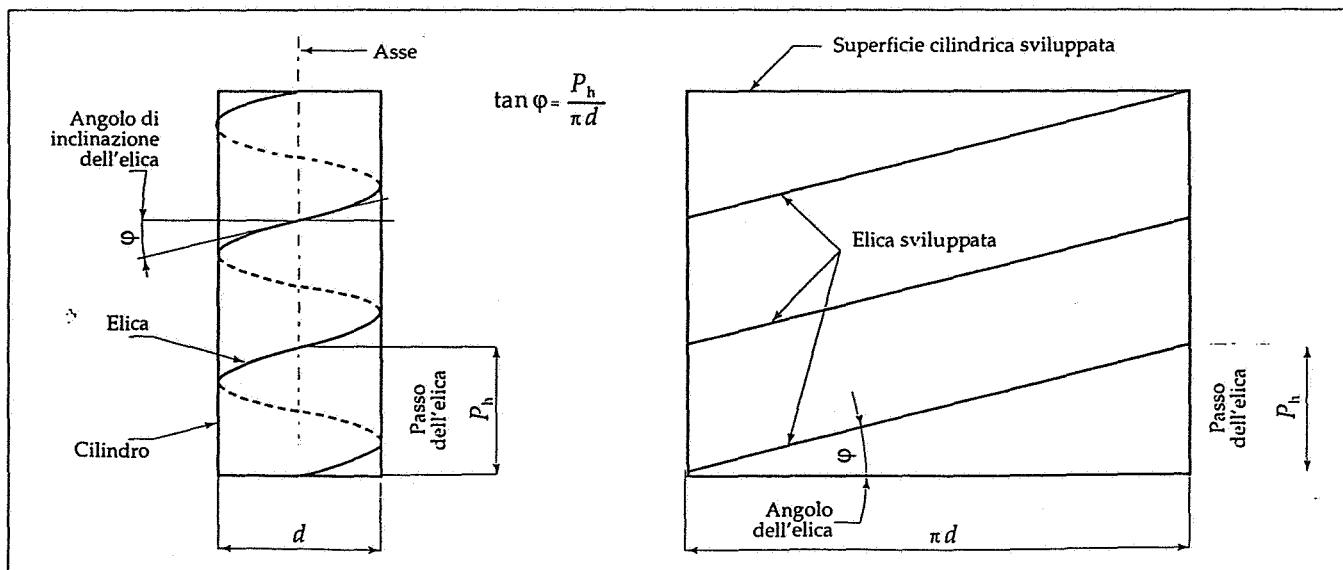


Fig. 6. Ottenimento di un elica su una superficie cilindrica.



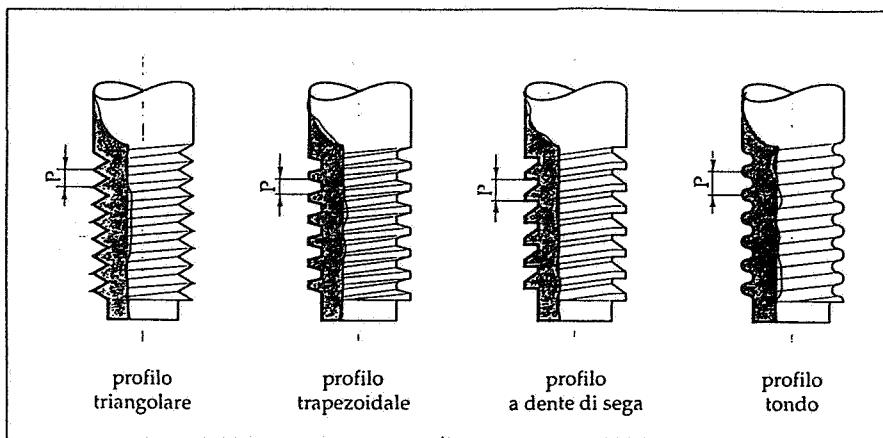


Fig. 7. Vari tipi di profili di filettature.

detta **profilo della filettatura**: esso può essere triangolare, a sezione trapezia, a dente di sega, rettangolare, tondo ecc. (fig. 7).

Il profilo triangolare è quello comunemente usato nelle filettature di collegamento; gli altri trovano impiego soprattutto nelle filettature destinate a viti di manovra.

Nella filettatura il profilo teorico corrispondente all'elicoide generato dal triangolo subisce diverse modifiche. Si distingue il **profilo base** che è quello

che caratterizza la filettatura, il **profilo nominale** che può differire dal precedente per troncature e arrotondamenti, e il **profilo di esecuzione** che è quello effettivamente realizzato in pratica a causa delle inevitabili imperfezioni costruttive.

Nelle filettature triangolari il profilo è individuato da un triangolo generatore, di altezza H (fig. 8); l'angolo al vertice di tale triangolo prende il nome di **angolo del filetto**. Cresta e fondo del filetto congiungono rispettivamente i

due fianchi di un filetto e i fianchi di due filetti contigui. L'asse del filetto è la retta perpendicolare all'asse della filettatura, giacente nel piano del profilo e passante per l'intersezione delle rette costituenti i fianchi del filetto, e cioè per il vertice del triangolo generatore. Nelle figure 8 e 9 le altezze H_1 e h_3 , sono quelle del profilo nominale.

2) Passo.

È la distanza tra le creste di due filetti consecutivi o più in generale, tra due punti corrispondenti situati su fianchi paralleli, misurata parallelamente all'asse della vite.

Ovviamente il **passo** è proporzionale all'altezza del filetto.

3) Numero dei principi.

Quando si vuole ottenere la combinazione di un passo lungo, con una ridotta profondità del filetto (cioè realizzare un accoppiamento rapido senza comportare una diminuzione della resistenza della vite) si può ricorrere alla filettatura a più principi, in cui sul medesimo elemento si avvolgono più filetti elicoidali contigui (fig. 10). La filettatura si può considerare generata da più triangoli generatori, affiancati

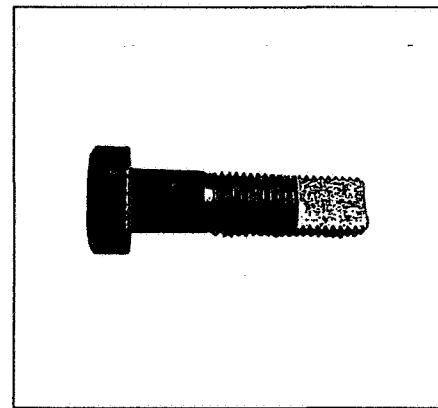
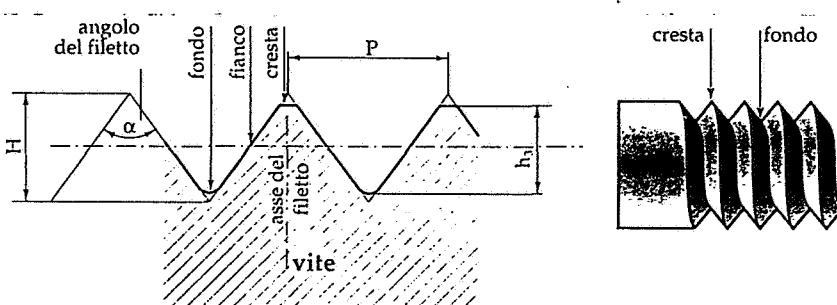


Fig. 8. Elementi caratteristici di una filettatura: la vite.

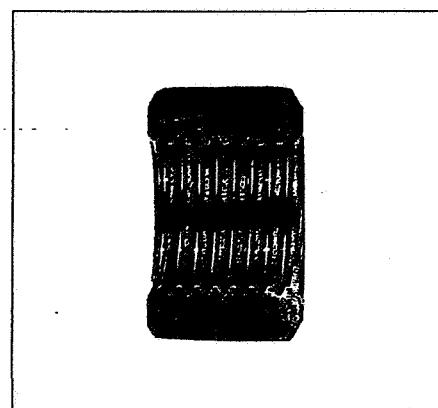
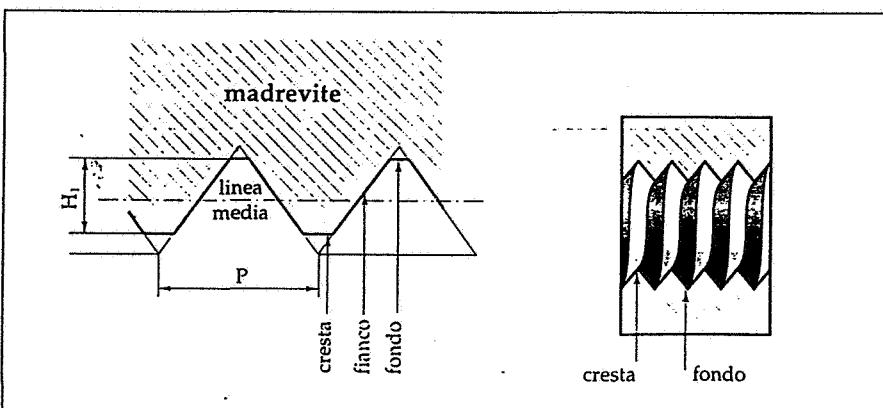


Fig. 9. Elementi caratteristici di una filettatura: la madrevite.

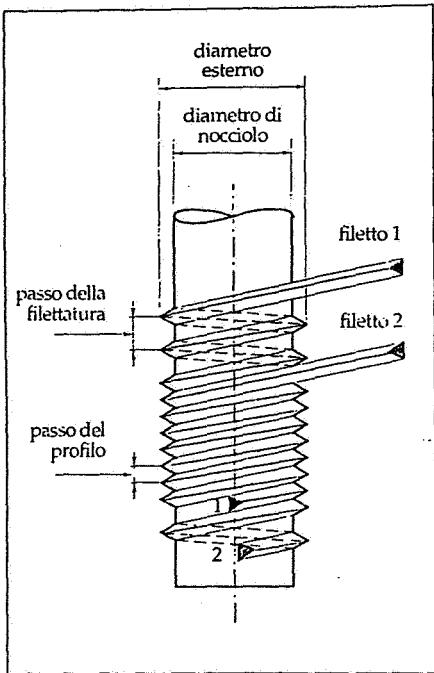


Fig. 10. Filettatura a 2 filetti o principi.

in senso assiale, ognuno dei quali genera un filetto. Normalmente le filettature usate negli organi di collegamento sono ad un solo principio.

Nel caso di viti a più principi il passo effettivo della filettatura sarà eguale al passo rilevato sul profilo del filetto, moltiplicato per il numero dei principi; quindi occorre distinguere tra il passo del profilo (*passo apparente*) e il passo della filettatura (*passo effettivo*), che è la distanza tra due punti omologhi del fianco dello stesso filetto e corrisponde all'avanzamento per un giro attorno all'asse del pezzo (figg. 11, 12).

4) Diametro nominale.

Utilizzato per la designazione convenzionale della filettatura, coincide (fatta eccezione per la filettatura *gas*) con il diametro esterno *d* della vite e con quello corrispondente *D* della madre-vite.

Considerando il profilo di una filettatura, possiamo distinguere i seguenti elementi:

Il diametro esterno è il diametro misurato sulla cresta del filetto della vite d o sul fondo del filetto della madrevite D ; **diametro di nocciolo** è il diametro misurato sul fondo del filetto della vite d_3 , o sulla cresta dei filetti della madrevite D_1 . Il **diametro di inizio del raccordo** per la vite d , è misurato in corrispondenza del punto del profilo ove il fianco rettilineo si unisce al raccordo sul fondo. Inoltre, definita come linea media in un filetto a sezione costante la linea contenuta in un

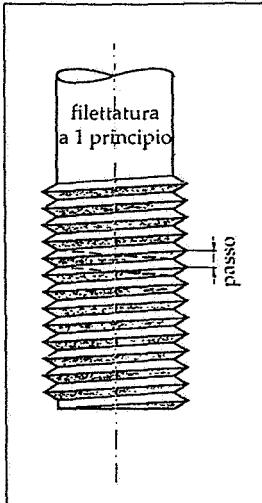


Fig. 11. Filettatura standard (ad 1 principio).

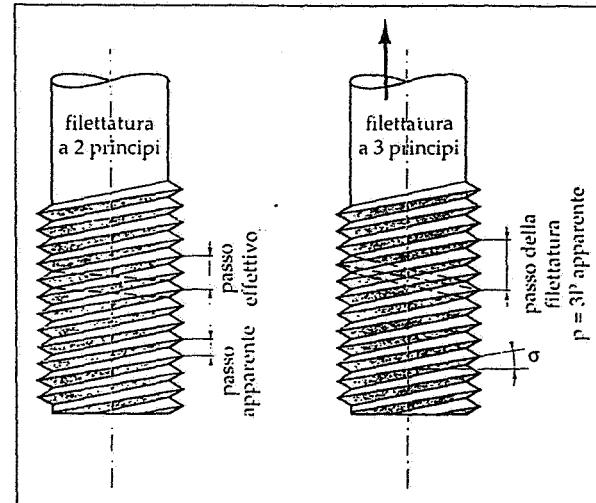


Fig. 12. Significato dei passi nella filettatura a più principi: in quella a 2 principi il passo effettivo è 2 volte il passo apparente, in quella a 3 principi 3 volte; l'inclinazione dell'elica aumenta.

piano assiale tale che le sue intersezioni con i fianchi del filetto siano equidistanti, dicesi diametro medio d_2 o D_2 , il diametro misurato sulla linea media. Nel caso di filettature coniche tutti i diametri precedenti variano da punto a punto della filettatura, e per convenzione, si intendono misurati ad una distanza prefissata di riferimento. Nella figura 13 sono rappresentate sia la vite che la madrevite con i vari elementi geometrici. Il diametro di nocciolo influenza sulla resistenza meccanica della vite: infatti la sezione resistente S_R è la sezione del gambo filettato che risulta dalla media aritmetica tra il diametro di nocciolo d_1 , ed il diametro medio d_2 :

$$S_R = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$$

Il carico di rottura riferito a questa sezione corrisponde a quello di una protetta non filettata di diametro equivalente.

5) Angolo e senso dell'elica.

L'angolo dell'elica in un filetto è l'angolo formato tra un piano perpendicolare all'asse della filettatura e la tangente condotta per un punto dell'elica risultante dall'intersezione di un fianco del filetto con un cilindro di diametro uguale al diametro medio di filettatura. Nelle filettature destinate ad organi di collegamento il valore di quest'angolo è minore dell'angolo di attrito ($5^\circ - 7^\circ$) per evitare il pericolo di svitamento spontaneo. La filettatura è *destra* (filettatura *destrorsa*) quando, avanzando lungo l'elica (avvita-

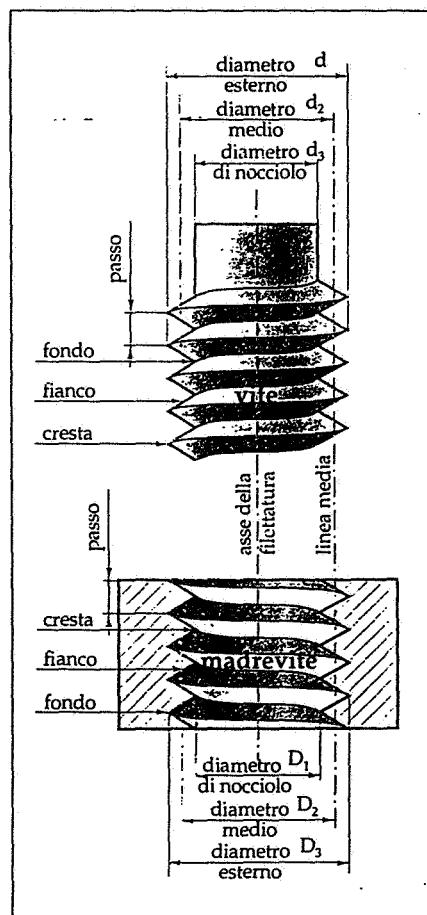


Fig. 13. Gli elementi geometrici di un collegamento vite-madrevite.

tatura, il filetto si dirige verso la destra o la sinistra dell'osservatore (fig. 15). Normalmente le filettature impiegate per gli organi di collegamento sono destre.

6) Lunghezza di avvitamento.

È la porzione di vite che va a contatto con la madrevite; viene misurata in lunghezza nella direzione dell'asse.

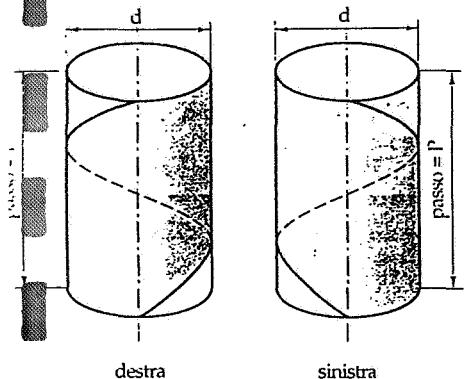


Fig. 14. Elica destrorsa e sinistrorsa.

Nelle viti di collegamento tale lunghezza è dell'ordine di 1-1.5 volte il diametro nominale. Lunghezze maggiori non sono quasi mai necessarie in quanto gli sforzi assiali, non sono ugualmente ripartiti fra i filetti in presa e l'aumento del numero dei filetti stessi oltre un certo valore non influenza sulla resistenza. Si pensi al rapporto fra diametro di filettatura e lunghezza assiale dei normali dadi.

Quando vite e madrevite sono accoppiate, i rispettivi fianchi sono a contatto solo per un certo tratto: la lunghezza di questo tratto misurata perpendicolarmente all'asse della filettatura si chiama *ricoprimento*, indicato con H_1 in figura 16.

L'angolo formato dai fianchi del filetto nelle viti triangolari, è di:

- 60° nelle filettature metriche (il triangolo generatore è equilatero);
- 55° nelle filettature Whitworth e gas (il triangolo generatore è isoscele);
- 30° nelle filettature trapezie (triangolo generatore isoscele) e circa 30° in quelle a denti di sega (triangolo generatore rettangolo).

Filettature metriche ISO a profilo triangolare

Da un triangolo equilatero con lato uguale al passo avente la base parallela all'asse della filettatura è derivato il *profilo base* che ha i vertici troncati.

Il *profilo nominale* della madrevite è uguale a quello base; quello della vite invece è diverso perché sul fondo i filetti hanno un arrotondamento con raggio $r = H/6$, necessario per ragioni di fabbricazione e per garantire la resistenza della filettatura. In pratica le filettature hanno un *profilo di esecuzione* che può scostarsi da quello nominale: le madreviti hanno anch'esse un arrotondamento sul fondo del filetto e le viti possono avere un diametro di nocciolo leggermente maggiore con un raggio di arrotondamento diverso per ridurre l'*effetto d'intaglio* (figg. 17 e 18).

Si noti che la filettatura ISO, prevedendo un gioco tra la cresta del filetto della madrevite e il fondo del filetto della vite, non assicura avvitamenti a tenuta stagna (si vede a questo proposito la figura 16).

Le formule di proporzionamento di una filettatura metrica ISO sono sempre espresse in funzione del passo (fig. 19):

$$H = 0,86603 P$$

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

$$h_3 = 17/24 H = 0,61343 P$$

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

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

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

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

Ai fini della resistenza della filettatura a fatica assume particolare importanza il raggio di raccordo r sul fondo del filetto della vite.

La precedente filettatura UNI (con $r = H/8$) è stata infatti sostituita dall'attuale proprio perché raggi di raccordo inferiori a fondo gola ne peggioravano la resistenza.

SISTEMI DI FILETTATURE

Gli elementi che caratterizzano ogni sistema di filettatura sono:

- a) forma del filetto;
- b) valori dei diametri nominali scelti per la vite e la madrevite;
- c) valori dei passi in relazione ai vari diametri;
- d) tolleranze di lavorazione.

In base alla forma del filetto si può allora parlare di filettature a profilo triangolare, trapezoidale, a denti di sega, ecc. Considerando la lunghezza del passo in rapporto al diametro si possono avere filettature a passo grosso e a passo fine.

Se invece si prende in esame l'impiego degli organi filettati si possono distinguere sistemi di filettature per collegamento, per organi di manovra, per impieghi particolari.

I tipi di filetti unificati in campo nazionale ed internazionale sono diversi:

- 1) Filettature metriche ISO
- 2) Filettature Whitworth
- 3) Filettature gas
- 4) Filettature trapezie
- 5) Filettature a denti di sega
- 6) Filettature speciali.

Le misure sono generalmente espresse in millimetri per le filettature metriche, trapezie e a denti di sega; in pollici e frazione di pollice per le filettature Whitworth e per quelle gas.

Fig. 15. Vite destra (a) e sinistra (b): la freccia indica la direzione di svitamento del dado.

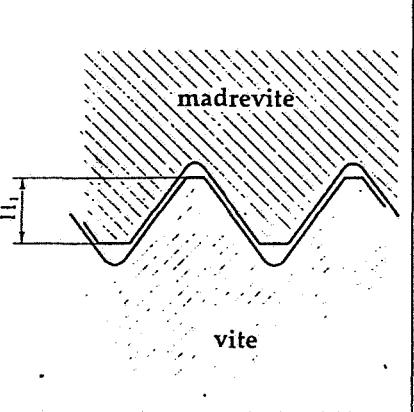


Fig. 16. Il concetto di ricoprimento.

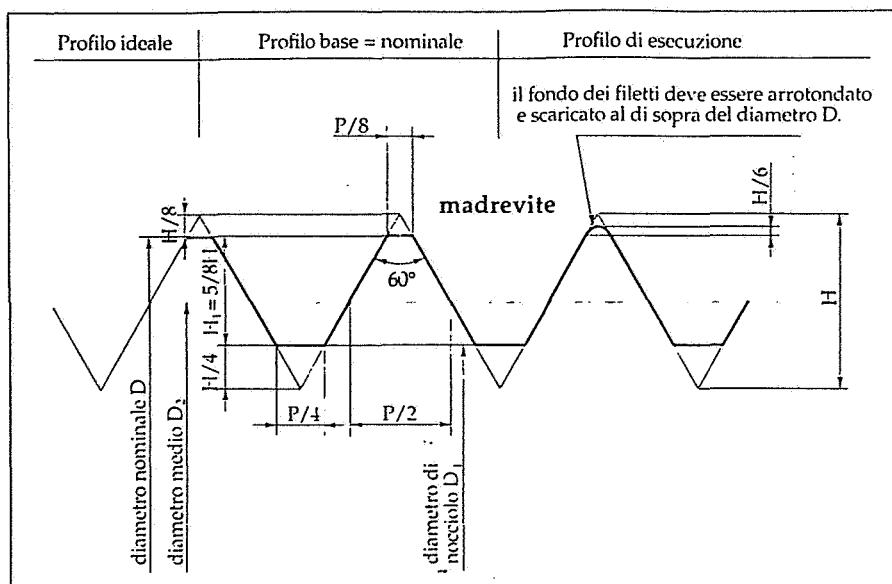


Fig. 17. Profili della filettatura metrica ISO a profilo triangolare per la madrevite.
Si può notare che esistono quattro possibili profili: a) il profilo ideale, caratterizzante la figura che genera il profilo; b) il profilo base; c) il profilo nominale; d) il profilo d'esecuzione.

Nella tabella I è riportata la correlazione diametro-passo per le filettature metriche con l'indicazione dei diametri nominali e della serie di passi unificati corrispondente ai diametri.

Quando si scelgono le filettature da impiegare si deve dare la preferenza a quelle della colonna a; in caso di necessità si possono usare quelle della colonna b; se possibile evitare di scegliere le filettature della colonna c.

La tabella II illustra i profili nominali e l'elenco delle filettature unificate, con i valori delle dimensioni nominali già calcolati conformemente alla norma UNI 4535 per le filettature a passo grosso. Per le filettature a passo fine possono essere analogamente calcolate le diverse dimensioni applicando le formule di proporzionamento prima indicate.

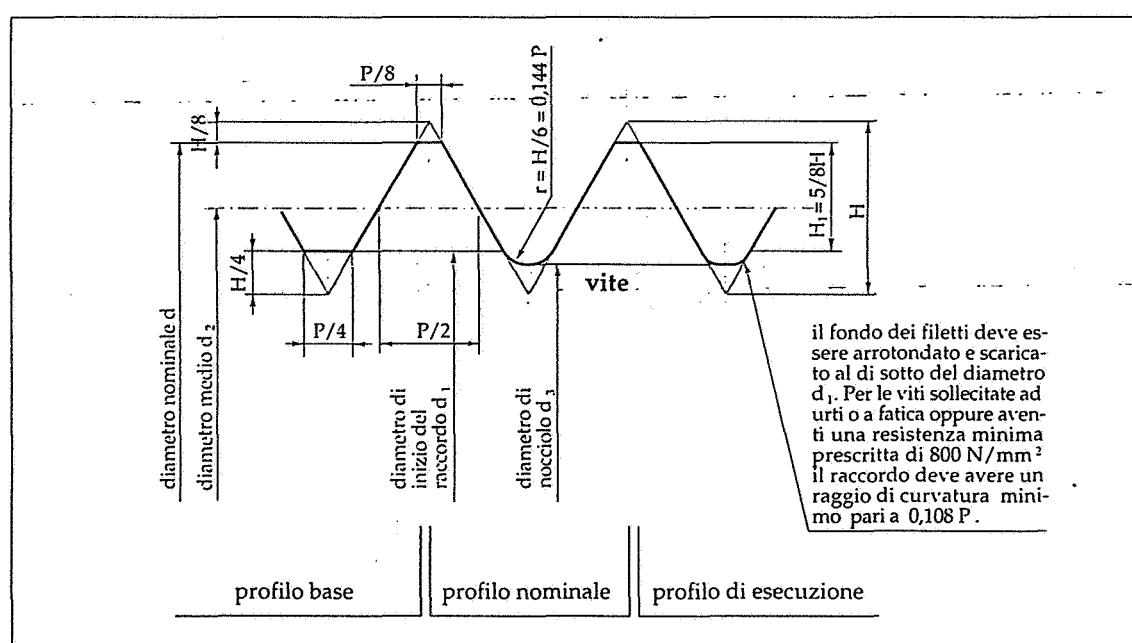
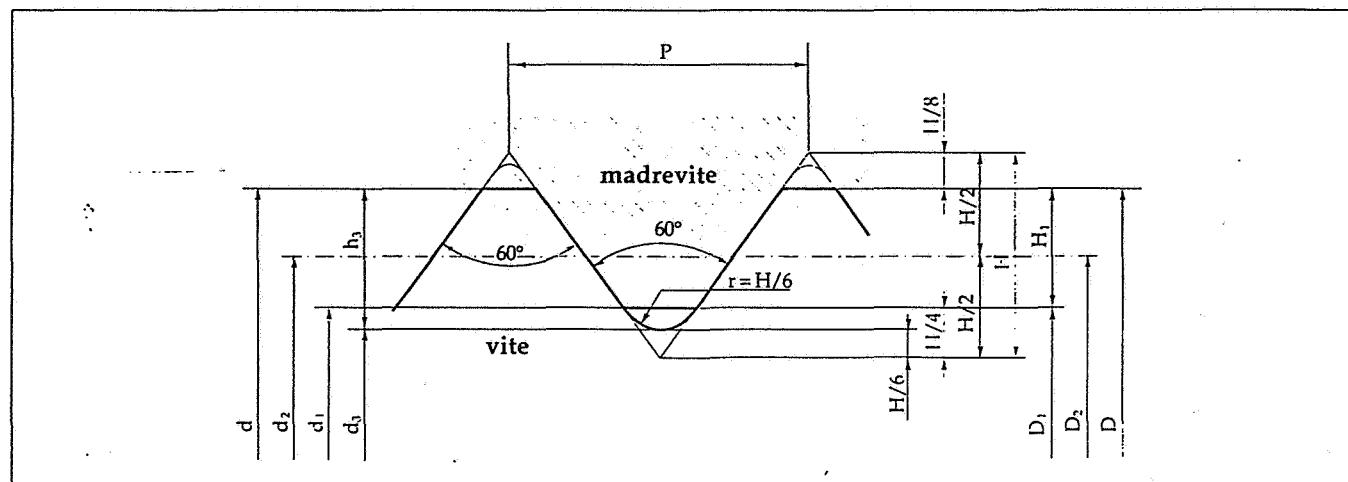


Fig. 18. Profili della filettatura metrica ISO per la vite.

il fondo dei filetti deve essere arrotondato e scaricato al di sotto del diametro d_1 . Per le viti sollecitate ad urti o a fatica oppure aventi una resistenza minima prescritta di 800 N/mm^2 il raccordo deve avere un raggio di curvatura minimo pari a $0,108 P$.

Fig. 19. Sintesi degli elementi geometrici del profilo nominale per le filettature metriche ISO.



| Diametri | | | Filettature | | | Diametri | | | Filettature | | | | | |
|----------|-----|------|--------------|------------|------|----------|-----|-----|--------------|------------|---|---|---|--|
| Colonne | | | Passo grosso | Passo fine | | Colonne | | | Passo grosso | Passo fine | | | | |
| a | b | c | | | | a | b | c | | | | | | |
| 1,6 | 1,8 | 0,35 | 0,2 | | | 52 | 55 | 5 | 1,5 | 2 | 3 | 4 | | |
| 2 | 2,2 | 0,35 | 0,2 | 0,4 | 0,25 | 56 | 58 | 5,5 | 1,5 | 2 | 3 | 4 | | |
| 2,5 | | 0,45 | 0,25 | 0,45 | 0,35 | 60 | 62 | 6 | 1,5 | 2 | 3 | 4 | | |
| 3 | | 0,5 | 0,35 | 0,6 | 0,35 | 64 | 65 | 6 | 1,5 | 2 | 3 | 4 | | |
| 4 | 3,5 | 0,7 | 0,5 | 0,75 | 0,5 | 68 | 70 | 6 | 1,5 | 2 | 3 | 4 | | |
| 5 | 4,5 | 0,8 | 0,5 | 0,8 | 0,5 | 72 | 75 | 70 | 1,5 | 2 | 3 | 4 | 6 | |
| 6 | 5,5 | 1 | 0,75 | 1 | 0,75 | 76 | 79 | 75 | 1,5 | 2 | 3 | 4 | 6 | |
| 7 | 1 | 1,25 | 0,75 | 1 | 1,25 | 80 | 85 | 80 | 2 | 3 | 4 | 6 | | |
| 8 | 9 | 1,25 | 0,75 | 1 | 1,25 | 90 | 95 | 90 | 2 | 3 | 4 | 6 | | |
| 10 | 11 | 1,5 | 0,75 | 1 | 1,25 | 100 | 105 | 95 | 2 | 3 | 4 | 6 | | |
| 12 | 14 | 1,75 | 1 | 1,25 | 1,5 | 110 | 115 | 105 | 2 | 3 | 4 | 6 | | |
| 15 | 17 | 2 | 1 | 1,25 | 1,5 | 120 | 125 | 115 | 2 | 3 | 4 | 6 | | |
| 16 | 18 | 2,5 | 1 | 1,5 | 2 | 130 | 135 | 125 | 2 | 3 | 4 | 6 | | |
| 20 | 22 | 2,5 | 1 | 1,5 | 2 | 140 | 145 | 135 | 2 | 3 | 4 | 6 | | |
| 24 | 27 | 3 | 1 | 1,5 | 2 | 150 | 155 | 145 | 2 | 3 | 4 | 6 | | |
| 28 | 30 | 3 | 1 | 1,5 | 2 | 160 | 165 | 155 | 2 | 3 | 4 | 6 | | |
| 32 | 33 | 3,5 | 1 | 1,5 | 2 | 170 | 175 | 165 | 3 | 4 | 6 | | | |
| 35 | 36 | 3,5 | 1,5 | 2 | 3 | 180 | 185 | 175 | 3 | 4 | 6 | | | |
| 39 | 40 | 4 | 1,5 | 2 | 3 | 190 | 195 | 185 | 3 | 4 | 6 | | | |
| 42 | 45 | 4,5 | 1,5 | 2 | 3 | 200 | 205 | 195 | 3 | 4 | 6 | | | |
| 48 | 50 | 5 | 1,5 | 2 | 3 | 210 | 215 | 205 | 3 | 4 | 6 | | | |

Tab. I. Serie diametri nominali-passi per le filettature metriche ISO. Si noti che per alcuni diametri nominali il passo più grande previsto non viene considerato grosso e quindi non può essere omesso nella designazione.

Per la designazione delle filettature metriche ISO si possono presentare i seguenti tre casi:

a) la filettatura è tra quelle *unificate a passo grosso*. In questo caso si vede dalla tabella che ad ogni diametro nominale corrisponde un unico passo: esse vengono perciò designate con il simbolo *M* seguito dal valore del diametro nominale. Esempio: per una filettatura con diametro nominale di 10 mm e passo di 1,5 mm la designazione è *M10*.

b) la filettatura è tra quelle *unificate a passo fine*. In questo caso si vede dalla

tabella che ad ogni diametro nominale corrisponde un passo diverso da quello grosso e spesso corrispondono più passi: si è perciò convenuto di designare queste filettature con il simbolo *M* seguito dal valore del diametro nominale, poi dal segno *x* di moltiplicazione e infine dal valore del passo. Esempio: per una filettatura con diametro nominale 10 mm e passo di 1 mm, la designazione è *M10 x 1*. Se il passo fosse di 0,75 mm, la designazione sarebbe *M10 x 0,75*.

c) la filettatura in questione è *metrica non unificata*: cioè, pur avendo la forma metrica e gli elementi geometrici

calcolati come dalla tabella UNI 4535, non figura tra quelle elencate in tabella. In questo caso la si designa indicando nell'ordine: il diametro nominale, il segno *x* di moltiplicazione, il valore del passo e infine il simbolo *M*. Esempio: una filettatura metrica che abbia il diametro nominale di 10 mm e il passo di 0,5 mm, non figurando in tabella e perciò deve essere designata: *10 x 0,5 M*.

In alcuni casi occorrono *altre precisioni* per completare l'indicazione della filettatura:

- se la filettatura ha più *principi* si deve aggiungere il numero dei principi seguito dall'abbreviazione *fil*; esempio: *M 18-3 fil* nel caso di una filettatura a 3 principi

- se la filettatura ha *elica sinistra* anziché destra si deve aggiungere l'abbreviazione *sin*.

Esempio: *M 12 x 1,25 sin*
È prevista la sostituzione di *sin* con la sigla LH (Left Hand) accettata internazionalmente.

Le filettature a passo grosso presentano una maggiore resistenza del filetto e sono perciò consigliabili per materiali con bassa resistenza a trazione (ottone, alluminio, ghisa, ecc.). Sono anche usate quando non vi siano particolari esigenze di precisione, per collegamenti rapidi e quando vi siano rischi di danni al filetto (corrosione ed urti).

Nella serie di filettature a passo fine previste per un determinato diametro nominale, quella di maggior valore è la più comunemente usata negli organi di collegamento (bulloneria), mentre quelle più fini vengono usate quando il diametro risulti grande rispetto alla lunghezza di filettatura (ghiere, ottiche per macchine fotografiche, ecc.). L'avanzamento per giro è minore e possono essere quindi utilizzate nel caso si desiderino spostamenti graduali.

Filettatura Whitworth

È basata su un triangolo generatore con angolo del profilo di 55°; fondo e cresta del filetto sono arrotondati sia nella vite che nella madrevite (fig. 20). Le dimensioni sono espresse in frazioni della misura inglese, il pollice.

Il passo è definito in base al numero *z* di filetti presenti su una lunghezza assiale di un pollice. Noto il numero *z* di filetti contenuti in un pollice, si ot-

| Diametro nominale diametro esterno $d = D$ | Passo P | Diametro medio $d_2 = D_2$ | Diametro di nocciolo della vite d_3 | Diametro della vite all'inizio del raccordo d_4 | Diametro di nocciolo della madrevite D_1 | Profondità dei filetti della vite h_1 | Ricoprimento H_1 | Raggio arrotondamento fondo filetto della vite r | Sezione resistente I mm^2 | Sezione di nocciolo I mm^2 |
|--|------------|----------------------------------|--|---|--|--|-----------------------|--|---|--|
| 1,6 | 0,35 | 1,373 | 1,171 | 1,221 | 1,221 | 0,215 | 0,189 | 0,051 | 1,27 | 1,08 |
| 1,8 | 0,35 | 1,573 | 1,371 | 1,421 | 1,421 | 0,215 | 0,189 | 0,051 | 1,70 | 1,48 |
| 2 | 0,4 | 1,740 | 1,509 | 1,567 | 1,567 | 0,245 | 0,217 | 0,058 | 2,07 | 1,79 |
| 2,2 | 0,45 | 1,908 | 1,648 | 1,713 | 1,713 | 0,276 | 0,244 | 0,065 | 2,48 | 2,13 |
| 2,5 | 0,45 | 2,208 | 1,948 | 2,013 | 2,013 | 0,275 | 0,244 | 0,065 | 3,39 | 2,98 |
| 3 | 0,5 | 2,675 | 2,387 | 2,459 | 2,459 | 0,307 | 0,271 | 0,072 | 5,03 | 4,47 |
| 3,5 | 0,6 | 3,110 | 2,764 | 2,850 | 2,850 | 0,368 | 0,325 | 0,087 | 6,78 | 6 |
| 4 | 0,7 | 3,548 | 3,141 | 3,242 | 3,242 | 0,429 | 0,379 | 0,101 | 8,78 | 7,75 |
| 4,5 | 0,75 | 4,013 | 3,580 | 3,688 | 3,688 | 0,460 | 0,406 | 0,108 | 11,3 | 10,1 |
| 5 | 0,8 | 4,480 | 4,019 | 4,134 | 4,134 | 0,491 | 0,433 | 0,115 | 14,2 | 12,7 |
| 6 | 1 | 5,350 | 4,773 | 4,917 | 4,917 | 0,613 | 0,541 | 0,144 | 20,1 | 17,9 |
| 7 | 1 | 6,350 | 5,773 | 5,917 | 5,917 | 0,613 | 0,541 | 0,144 | 28,9 | 26,2 |
| 8 | 1,25 | 7,188 | 6,466 | 6,647 | 6,647 | 0,767 | 0,677 | 0,180 | 36,6 | 32,8 |
| 9 | 1,25 | 8,188 | 7,466 | 7,647 | 7,647 | 0,767 | 0,677 | 0,180 | 48,1 | 43,8 |
| 10 | 1,5 | 9,026 | 8,160 | 8,376 | 8,376 | 0,920 | 0,812 | 0,217 | 58 | 52,3 |
| 11 | 1,5 | 10,026 | 9,160 | 9,376 | 9,376 | 0,920 | 0,812 | 0,217 | 72,3 | 65,9 |
| 12 | 1,75 | 10,863 | 9,663 | 10,106 | 10,106 | 1,074 | 0,947 | 0,253 | 84,3 | 76,2 |
| 14 | 2 | 12,701 | 11,546 | 11,835 | 11,835 | 1,227 | 1,083 | 0,289 | 115 | 105 |
| 16 | 2 | 14,701 | 13,546 | 13,835 | 13,835 | 1,227 | 1,083 | 0,289 | 157 | 144 |
| 18 | 2,5 | 16,376 | 14,933 | 15,294 | 15,294 | 1,534 | 1,353 | 0,361 | 192 | 175 |
| 20 | 2,5 | 18,376 | 16,933 | 17,294 | 17,294 | 1,534 | 1,353 | 0,361 | 245 | 255 |
| 22 | 2,5 | 20,376 | 18,933 | 19,294 | 19,294 | 1,534 | 1,353 | 0,361 | 303 | 282 |
| 24 | 3 | 22,051 | 20,319 | 20,752 | 20,752 | 1,840 | 1,624 | 0,433 | 353 | 324 |
| 27 | 3 | 25,051 | 23,319 | 23,752 | 23,752 | 1,840 | 1,624 | 0,433 | 459 | 427 |
| 30 | 3,5 | 27,727 | 25,706 | 26,211 | 26,211 | 2,147 | 1,894 | 0,505 | 561 | 519 |
| 33 | 3,5 | 30,727 | 28,706 | 29,211 | 29,211 | 2,147 | 1,894 | 0,505 | 694 | 647 |
| 36 | 4 | 33,402 | 31,093 | 31,670 | 31,670 | 2,454 | 2,165 | 0,577 | 817 | 759 |
| 39 | 4 | 36,402 | 34,093 | 34,670 | 34,670 | 2,454 | 2,165 | 0,577 | 976 | 913 |
| 42 | 4,5 | 39,077 | 36,479 | 37,129 | 37,129 | 2,760 | 2,436 | 0,650 | 1120 | 1050 |
| 45 | 4,5 | 42,077 | 39,479 | 40,129 | 40,129 | 2,760 | 2,436 | 0,650 | 1310 | 1220 |
| 48 | 5 | 44,752 | 41,866 | 42,587 | 42,587 | 3,067 | 2,706 | 0,722 | 1470 | 1380 |
| 52 | 5 | 48,752 | 45,866 | 46,587 | 46,587 | 3,067 | 2,706 | 0,722 | 1760 | 1650 |
| 56 | 5,5 | 52,428 | 49,252 | 50,046 | 50,046 | 3,374 | 2,977 | 0,794 | 2030 | 1910 |
| 60 | 5,5 | 56,428 | 53,252 | 54,046 | 54,046 | 3,374 | 2,977 | 0,794 | 2360 | 2230 |
| 64 | 6 | 60,130 | 56,639 | 57,505 | 57,505 | 3,681 | 3,248 | -0,866 | 2680 | 2520 |
| 68 | 6 | 64,103 | 60,639 | 61,505 | 61,505 | 3,681 | 3,248 | 0,866 | 3060 | 2890 |

Tab. II. Filettature metriche ISO a profilo triangolare a passo grosso.

tiene immediatamente il passo in millimetri con la formula:

$$p = \frac{25,4}{z}$$

Le altre formule utilizzate per il calcolo degli elementi geometrici sono:

$$\begin{aligned} h &= 0,96049 p \\ f &= 0,64033 p \\ r &= 0,13733 p \end{aligned}$$

Forma del profilo, serie dei diametri e passi unificati sono elencati nella tabella III.

Le filettature Whitworth sono designate indicando: il diametro nominale, espresso in pollici o frazioni di pollice, seguito dalla lettera W.

Ad esempio la filettatura da 3/4 di

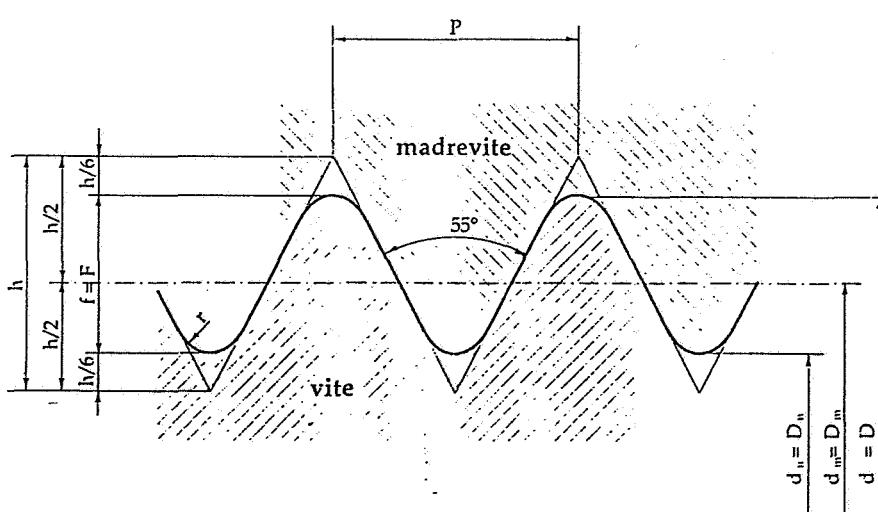


Fig. 20. Profilo della filettatura Whitworth.

pollice, cui corrisponde il diametro di 19,05 mm, si indica con:

3/4 W

Se la filettatura in questione non figura tra quelle indicate in tabella, cioè non è unificata, per designarla si deve indicare nell'ordine: diametro nominale in pollici, segno x di moltiplicazione, numero di filetti per pollice e infine il simbolo W.

Rispetto al sistema ISO, abbiamo quindi un diverso angolo del profilo, e la presenza di un arrotondamento anche sulla cresta.

Inoltre, a parità di diametro, il passo Whitworth è maggiore del passo grosso ISO.

Queste filettature hanno costituito la base di molti sistemi di filettature ed sono state le prime ad essere unificate nel 1841.

Filettature gas

Derivate dalle filettature Whitworth, si differenziano da queste per i passi che sono più fini (ad eccezione del passo relativo ad 1/4"). La denominazione gas è dovuta all'impiego che esse ebbero inizialmente in condutture di gas. La filettatura gas trova applicazione nei collegamenti per tubazioni e apparecchiature adibite al convogliamento dei fluidi.

La designazione della filettatura è convenzionale perché si riferisce al diametro interno del tubo sul quale era usata quella filettatura. Cioè una filettatura gas da 1" ha un diametro esterno di vite di 33,249 e un tempo era appunto eseguita su un tubo che esternamente aveva questo diametro e che internamente aveva il diametro di 1" per il passaggio del fluido (fig. 21). Le norme UNI ISO 228 e UNI ISO 7, che hanno sostituito rispettivamente la UNI 338 e la UNI 339, prevedono una classificazione delle filettature gas in filettature per tubazioni non a tenuta stagna sul filetto e per tubi a tenuta stagna sul filetto.

Nel primo caso il collegamento avviene con una vite e madrevite cilindrica, in cui il maggior numero di filetti rispetto alla Whitworth non basta a garantire l'ermeticità, che resta affidata alla presenza di guarnizioni. Nel secondo caso la tenuta sfagna sul filetto si ottiene invece con l'accoppiamento di una vite conica in una madrevite cilindrica o conica e viene utilizzata ad esempio nei raccordi dei tubi gas commerciali.

dimensioni in mm

| Indicazione per la designazione | Diametro esterno di vite e di madrevite $d = D$ | Diametro medio di vite e di madrevite $d_m = D_m$ | Diametro di nocciolo di vite e di madrevite $d_n = D_n$ | Sezione di nocciolo mm ² | Passo p | Numero di filetti per pollice z | Profondità di filettatura l | Raggio di arrotondamento r |
|---------------------------------|--|--|--|--|------------|------------------------------------|--------------------------------|-------------------------------|
| 1/4 | 6,350 | 5,537 | 4,724 | 17,5 | 1,270 | 20 | 0,813 | 0,17 |
| 5/16 | 7,938 | 7,034 | 6,130 | 29,5 | 1,411 | 18 | 0,904 | 0,19 |
| 3/8 | 9,525 | 8,508 | 7,491 | 44,1 | 1,588 | 16 | 1,017 | 0,22 |
| 7/16 | 11,112 | 9,950 | 8,788 | 60,7 | 1,814 | 14 | 1,162 | 0,25 |
| 1/2 | 12,700 | 11,344 | 9,988 | 78,4 | 2,117 | 12 | 1,356 | 0,25 |
| 5/8 | 15,875 | 14,396 | 12,917 | 131 | 2,309 | 11 | 1,479 | 0,32 |
| 3/4 | 19,050 | 17,424 | 15,798 | 196 | 2,540 | 10 | 1,626 | 0,35 |
| 7/8 | 22,225 | 20,418 | 18,611 | 272 | 2,822 | 9 | 1,807 | 0,39 |
| 1 | 25,400 | 23,367 | 21,334 | 357 | 3,175 | 8 | 2,033 | 0,44 |
| 1 1/16 | 28,575 | 26,251 | 23,927 | 450 | 3,629 | 7 | 2,324 | 0,50 |
| 1 1/4 | 31,750 | 29,426 | 27,102 | 577 | 3,629 | 7 | 2,324 | 0,50 |
| 1 3/8 | 34,925 | 32,214 | 29,503 | 684 | 4,233 | 6 | 2,711 | 0,58 |
| 1 1/2 | 38,100 | 35,389 | 32,678 | 839 | 4,233 | 6 | 2,711 | 0,58 |
| 1 5/8 | 41,275 | 38,022 | 34,769 | 949 | 5,080 | 5 | 3,253 | 0,70 |
| 1 3/4 | 44,450 | 41,197 | 37,944 | 1131 | 5,080 | 5 | 3,253 | 0,70 |
| 1 7/8 | 47,625 | 44,011 | 40,397 | 1282 | 5,644 | 4 1/2 | 3,614 | 0,78 |
| 2 | 50,800 | 47,186 | 43,572 | 1491 | 5,644 | 4 1/2 | 3,614 | 0,78 |
| 2 1/4 | 57,150 | 53,084 | 49,018 | 1887 | 6,350 | 4 | 4,066 | 0,87 |
| 2 1/2 | 63,500 | 59,434 | 55,368 | 2408 | 6,350 | 4 | 4,066 | 0,87 |
| 2 5/8 | 66,675 | 62,609 | 58,543 | 2692 | 6,350 | 4 | 4,066 | 0,87 |
| 2 3/4 | 69,850 | 65,203 | 60,556 | 2880 | 7,257 | 3 1/2 | 4,647 | 1 |
| 3 | 76,200 | 71,553 | 66,906 | 3516 | 7,257 | 3 1/2 | 4,647 | 1 |
| 3 1/4 | 82,550 | 77,546 | 72,542 | 4133 | 7,815 | 3 1/4 | 5,004 | 1,07 |
| 3 1/2 | 88,900 | 83,896 | 78,892 | 4888 | 7,815 | 3 1/4 | 5,004 | 1,07 |
| 3 3/4 | 95,250 | 89,828 | 84,406 | 5595 | 8,467 | 3 | 5,422 | 1,16 |
| 4 | 101,600 | 96,178 | 90,756 | 6469 | 8,467 | 3 | 5,422 | 1,16 |
| 4 1/4 | 107,950 | 102,293 | 96,636 | 7334 | 8,835 | 2 7/8 | 5,657 | 1,21 |
| 4 1/2 | 114,300 | 108,643 | 102,986 | 8330 | 8,835 | 2 7/8 | 5,657 | 1,21 |
| 4 3/4 | 120,650 | 114,736 | 108,822 | 9301 | 9,236 | 2 3/4 | 5,914 | 1,27 |
| 5 | 127,000 | 121,086 | 115,172 | 10418 | 9,236 | 2 3/4 | 5,914 | 1,27 |
| 5 1/4 | 133,350 | 127,154 | 120,958 | 11491 | 9,676 | 2 5/8 | 6,196 | 1,33 |
| 5 1/2 | 139,700 | 133,504 | 127,308 | 12729 | 9,676 | 2 5/8 | 6,196 | 1,33 |
| 5 3/4 | 146,050 | 139,544 | 133,038 | 13901 | 10,160 | 2 1/2 | 6,506 | 1,40 |
| 6 | 152,400 | 145,894 | 139,388 | 15260 | 10,160 | 2 1/2 | 6,506 | 1,40 |

Tab. III. Filettature Whitworth.

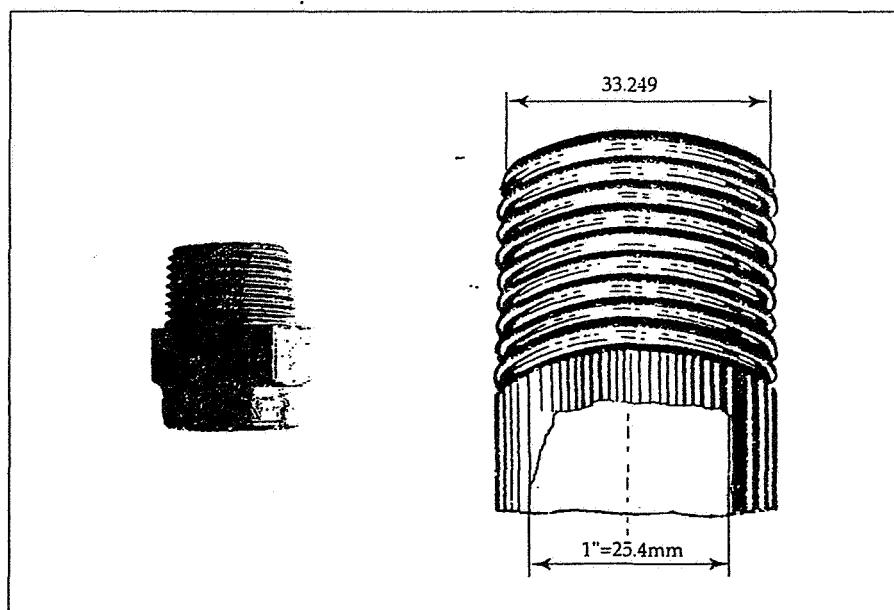


Fig. 21. Filettature gas da 1 pollice: il diametro esterno è di 33,249 mm anziché 25,4 mm. La designazione in pollici si riferisce al diametro interno del tubo filettato.

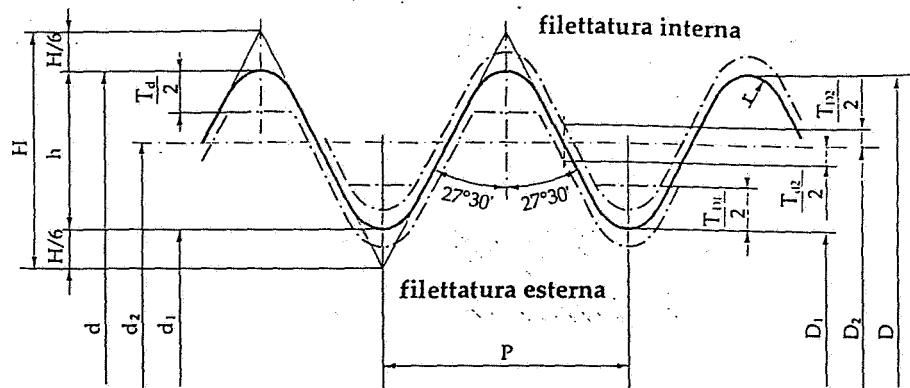


Fig. 22. Profilo, zone di tolleranza, formule di dimensionamento e designazione della filettatura gas non a tenuta stagna sul filetto.

| SIMBOLI E LORO DEFINIZIONE | | | | | | | | | | | |
|---|--|--|--|--|--|--|--|--|--|--|--|
| G: Filettatura di tubazioni per accoppiamento non a tenuta sul filetto | | | | | | | | | | | |
| A: Classe più ristretta di tolleranza della filettatura esterna di tubazioni per accoppiamento non a tenuta sul filetto | | | | | | | | | | | |
| B: Classe più ampia di tolleranza della filettatura esterna di tubazioni per accoppiamento non a tenuta sul filetto | | | | | | | | | | | |
| H: Altezza del triangolo generatore della filettatura | | | | | | | | | | | |
| h: Altezza del profilo di filettatura tra creste e fondi arrotondati | | | | | | | | | | | |
| r: Raggio degli arrotondamenti delle creste e dei fondi del filetto | | | | | | | | | | | |
| P: Passo | | | | | | | | | | | |
| D = d: Diametro esterno della filettatura | | | | | | | | | | | |
| $d_1 = d - 1,280\ 654$ P: Diametro di nocciolo della filettatura esterna | | | | | | | | | | | |
| $D_1 = D - 1,280\ 654$ P = d_1 : Diametro di nocciolo della filettatura interna | | | | | | | | | | | |
| $d_2 = d - 0,640\ 327$ P: Diametro medio della filettatura esterna | | | | | | | | | | | |
| $D_2 = D - 0,640\ 327$ P = d_2 : Diametro medio della filettatura interna | | | | | | | | | | | |
| T_{d2} : Tolleranza sul diametro medio della filettatura esterna | | | | | | | | | | | |
| T_{d1} : Tolleranza sul diametro medio della filettatura interna | | | | | | | | | | | |
| T_d : Tolleranza sul diametro esterno della filettatura esterna | | | | | | | | | | | |
| T_{D1} : Tolleranza sul diametro di nocciolo della filettatura interna | | | | | | | | | | | |

Prospetto di confronto nella designazione della UNI 338 e della UNI ISO 228/1*

| Filettatura | Designazione | |
|-------------|--------------|---------------|
| | UNI 338 | UNI ISO 228/1 |
| interna | G 1 1/4 | G 1 1/4 |
| | G 1 1/4 A | |
| esterna | G 1 1/4 | G 1 1/4 B |

Esempi di designazione di una filettatura 1 1/4

| Filettatura interna | Una sola classe di tolleranza | Filettatura UNI ISO 228/1-G 1 1/4 |
|---------------------|-------------------------------|-------------------------------------|
| Filettatura esterna | Classe di tolleranza A | Filettatura UNI ISO 228/1-G 1 1/4 A |
| Filettatura esterna | Classe di tolleranza B | Filettatura UNI ISO 228/1-G 1 1/4 B |

| Sigla della filettatura | Numero di filetti in 25,4 mm | Passo P | Profondità del filetto h | Diametri | | | Tolleranze sul diametro medio | | | | | | Tolleranza sul diametro di nocciolo | | Tolleranza sul diametro esterno | |
|-------------------------|------------------------------|---------|--------------------------|---------------|-------------------|-------------------------|-------------------------------|-----------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------|-----------------------|-------------------------------------|---------------------------|---------------------------------|---|
| | | | | esterno d = D | medio $d_2 = D_2$ | di nocciolo $d_1 = D_1$ | Filettatura interna T_{d2} | | | Filettatura esterna T_d | | | Filettatura interna T_{D1} | Filettatura esterna T_e | | |
| | | | | | | | Scostamento inferiore | Scostamento superiore | Scostamento inferiore classe A mm | Scostamento inferiore classe B mm | Scostamento superiore | Scostamento inferiore | | Scostamento inferiore | Scostamento superiore | |
| 1/16 | 28 | 0,907 | 0,581 | 7,723 | 7,142 | 6,561 | 0 | + 0,107 | - 0,107 | - 0,214 | 0 | 0 | + 0,282 | - 0,214 | 0 | 0 |
| 1/8 | 28 | 0,907 | 0,581 | 9,728 | 9,147 | 8,566 | 0 | + 0,107 | - 0,107 | - 0,214 | 0 | 0 | + 0,282 | - 0,214 | 0 | 0 |
| 1/4 | 19 | 1,337 | 0,856 | 13,157 | 12,301 | 11,445 | 0 | + 0,125 | - 0,125 | - 0,250 | 0 | 0 | + 0,445 | - 0,250 | 0 | 0 |
| 3/8 | 19 | 1,337 | 0,856 | 16,662 | 15,806 | 14,950 | 0 | + 0,125 | - 0,125 | - 0,250 | 0 | 0 | + 0,445 | - 0,250 | 0 | 0 |
| 1/2 | 14 | 1,814 | 1,162 | 20,955 | 19,793 | 18,631 | 0 | + 0,142 | - 0,142 | - 0,284 | 0 | 0 | + 0,541 | - 0,284 | 0 | 0 |
| 5/8 | 14 | 1,814 | 1,162 | 22,911 | 21,749 | 20,587 | 0 | + 0,142 | - 0,142 | - 0,284 | 0 | 0 | + 0,541 | - 0,284 | 0 | 0 |
| 3/4 | 14 | 1,814 | 1,162 | 26,441 | 25,279 | 24,117 | 0 | + 0,142 | - 0,142 | - 0,284 | 0 | 0 | + 0,541 | - 0,284 | 0 | 0 |
| 7/8 | 14 | 1,814 | 1,162 | 30,201 | 29,039 | 27,877 | 0 | + 0,142 | - 0,142 | - 0,284 | 0 | 0 | + 0,541 | - 0,284 | 0 | 0 |
| 1 | 11 | 2,309 | 1,479 | 33,249 | 31,770 | 30,291 | 0 | + 0,180 | - 0,180 | - 0,360 | 0 | 0 | + 0,640 | - 0,360 | 0 | 0 |
| 1 1/8 | 11 | 2,309 | 1,479 | 37,897 | 36,418 | 34,939 | 0 | + 0,180 | - 0,180 | - 0,360 | 0 | 0 | + 0,640 | - 0,360 | 0 | 0 |
| 1 1/4 | 11 | 2,309 | 1,479 | 41,910 | 40,431 | 38,952 | 0 | + 0,180 | - 0,180 | - 0,360 | 0 | 0 | + 0,640 | - 0,360 | 0 | 0 |
| 1 1/2 | 11 | 2,309 | 1,479 | 47,803 | 46,324 | 44,845 | 0 | + 0,180 | - 0,180 | - 0,360 | 0 | 0 | + 0,640 | - 0,360 | 0 | 0 |
| 1 3/4 | 11 | 2,309 | 1,479 | 53,746 | 52,267 | 50,788 | 0 | + 0,180 | - 0,180 | - 0,360 | 0 | 0 | + 0,640 | - 0,360 | 0 | 0 |
| 2 | 11 | 2,309 | 1,479 | 59,614 | 58,135 | 56,656 | 0 | + 0,180 | - 0,180 | - 0,360 | 0 | 0 | + 0,640 | - 0,360 | 0 | 0 |
| 2 1/4 | 11 | 2,309 | 1,479 | 65,710 | 64,231 | 62,752 | 0 | + 0,217 | - 0,217 | - 0,434 | 0 | 0 | + 0,640 | - 0,434 | 0 | 0 |
| 2 1/2 | 11 | 2,309 | 1,479 | 75,184 | 73,705 | 72,226 | 0 | + 0,217 | - 0,217 | - 0,434 | 0 | 0 | + 0,640 | - 0,434 | 0 | 0 |
| 2 3/4 | 11 | 2,309 | 1,479 | 81,534 | 80,055 | 78,576 | 0 | + 0,217 | - 0,217 | - 0,434 | 0 | 0 | + 0,640 | - 0,434 | 0 | 0 |
| 3 | 11 | 2,309 | 1,479 | 87,884 | 86,405 | 84,926 | 0 | + 0,217 | - 0,217 | - 0,434 | 0 | 0 | + 0,640 | - 0,434 | 0 | 0 |
| 3 1/2 | 11 | 2,309 | 1,479 | 100,330 | 98,851 | 97,372 | 0 | + 0,217 | - 0,217 | - 0,434 | 0 | 0 | + 0,640 | - 0,434 | 0 | 0 |
| 4 | 11 | 2,309 | 1,479 | 113,030 | 111,551 | 110,072 | 0 | + 0,217 | - 0,217 | - 0,434 | 0 | 0 | + 0,640 | - 0,434 | 0 | 0 |
| 4 1/2 | 11 | 2,309 | 1,479 | 125,730 | 124,251 | 122,772 | 0 | + 0,217 | - 0,217 | - 0,434 | 0 | 0 | + 0,640 | - 0,434 | 0 | 0 |
| 5 | 11 | 2,309 | 1,479 | 138,430 | 136,951 | 135,472 | 0 | + 0,217 | - 0,217 | - 0,434 | 0 | 0 | + 0,640 | - 0,434 | 0 | 0 |
| 5 1/2 | 11 | 2,309 | 1,479 | 151,130 | 149,651 | 148,172 | 0 | + 0,217 | - 0,217 | - 0,434 | 0 | 0 | + 0,640 | - 0,434 | 0 | 0 |
| 6 | 11 | 2,309 | 1,479 | 163,830 | 162,351 | 160,872 | 0 | + 0,217 | - 0,217 | - 0,434 | 0 | 0 | + 0,640 | - 0,434 | 0 | 0 |

* Per pezzi a parete sottile le tolleranze si applicano al diametro medio.

Tab. IV. Dimensionamento della filettatura gas non a tenuta stagna sul filetto

La filettatura gas cilindrica per accoppiamenti non a tenuta stagna sul filetto prevede due classi di tolleranza (A più ristretta e B più ampia) per le dimensioni limiti del diametro esterno, del diametro medio e del diametro di occhio di vite, con una tolleranza più ampia per la classe B. La designazione è quindi indicata dalla lettera G seguita dal valore in pollici del diametro nominale e dalla classe di tolleranza A o B (se si tratta di filettatura esterna) di appartenenza.

La tabella IV e la figura 22 mostrano il profilo, le dimensioni e le tolleranze per questo tipo di filettatura.

Nel caso delle filettature coniche a tenuta stagna sul filetto, per la determinazione della geometria del profilo si fa riferimento ad un piano di misura prefissato cui si riferiscono tutti i parametri geometrici (fig. 23).

La vecchia designazione UNI 339 indicava con Gj la filettatura cilindrica interna e con Gc la filettatura esterna conica, seguita dalla dimensione nominale espressa in pollici. La più recente norma UNI ISO 7 ha introdotto una nuova simbologia e precisamente:

– la lettera R seguita dalla lettera p e dal valore del diametro nominale per le filettature interne cilindriche (es. Rp 1/2)

– la lettera R seguita dalla lettera c per

le filettature interne coniche (es. Rc 1/2)

– la lettera R seguita dal valore del diametro nominale per le filettature esterne coniche (es. R 1/2).

La tabella V mostra i parametri geometrici della tabella ISO 7/1 per le filettature a tenuta stagna. Si può osservare che le filettature gas con diametro della filettatura a partire da 33,249 mm hanno passo costante di 2,309 mm pari a 11 filetti per pollice; questo vuol dire che sarà ovviamente costante l'altezza del filetto, il raggio di curvatura e il numero di filetti per pollice. Sono anche unificate (UNI 6125-74) filettature gas interne ed esterne coniche destinate ai tubi portacavi per gli impianti elettrici antideflagranti, e designate con la lettera Gk.

Filettature trapezoidali

Sono utilizzate per viti di manovra cioè quando, ruotando la vite o la madrevite, si vuole ottenere uno spostamento reciproco di due organi meccanici, soprattutto per viti di trasmissione di carichi di notevole entità.

Infatti le filettature a profilo triangolare, aventi i fianchi del filetto molto inclinati rispetto all'asse del profilo, mal si prestano alla realizzazione di accoppiamenti filettati di manovra in quan-

to costituirebbero una coppia elicoidale con un rendimento molto basso; questo non costituisce assolutamente un difetto nelle viti di collegamento, in quanto il basso rendimento della coppia vite-madrevite garantisce l'impossibilità del moto retrogrado e quindi l'allentamento spontaneo sotto carico. Teoricamente, un accoppiamento elicoidale con elevato rendimento richiederebbe un profilo quadrato: poiché però tale profilo presenterebbe difficoltà di realizzazione, si preferisce il profilo trapezio che presenta una maggior robustezza e facilità d'imbocco. Nel profilo trapezoidale (fig. 24) il gioco tra fondo del filetto della vite e la cresta del filetto della madrevite è relativamente grande.

Le tabelle a cui fare riferimento sono le UNI ISO 2901-2904 (Tab. VI). La designazione di una filettatura trapezia si effettua indicando il simbolo Tr seguito dal diametro nominale, dal passo del profilo.

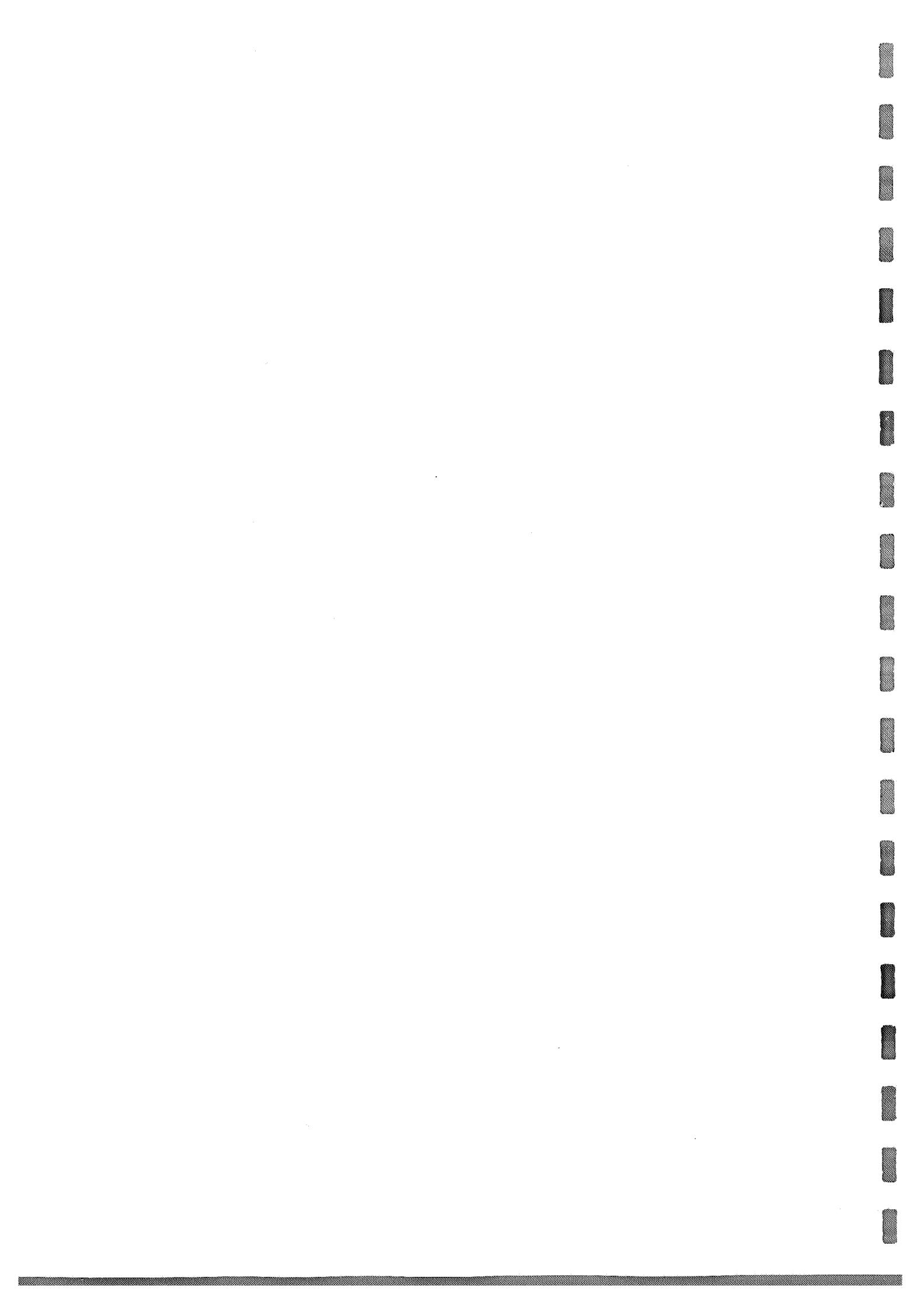
Se la vite ha più filetti, dopo il diametro nominale si indica il passo dell'elica (spostamento assiale per giro) e poi tra parentesi il passo del profilo; se la filettatura è sinistra, si aggiunge LH (Left Hand in inglese).

Ad esempio Tr 50 x 8 è una filettatura trapezia di 50 mm di diametro nominale e 8 è il valore del passo; Tr 50 x 24 (P8) LH è una filettatura sinistra trapezia a 3 principi ($3 \times 8 = 24$).

| Designazione della filettatura | Numero di passi in 25,4 mm | Passo | Profondità del filetto | Diametri (di base) nel piano di misura | | | Lunghezza di misura (distanza dal passo di misura all'estremità del tubo) | | | Posizione piano di misura su filettatura interna | | Lunghezza della filettatura utile del tubo | Tolleranza di accoppiamento | |
|--------------------------------|----------------------------|-------|------------------------|--|---------|-------------|---|--------|-------|--|-----------------|--|-----------------------------|-----------------|
| | | | | esterno | medio | di nocciolo | d ₁ | nomina | T1/2 | mm | numero di passi | T2/2 | mm | numero di passi |
| 1/16 | 28 | 0,907 | 0,581 | 7,723 | 7,142 | 6,561 | 4,0 | 0,9 | 1 | 1,1 | 1 1/4 | | 2,5 | 2 3/4 |
| 1/8 | 28 | 0,907 | 0,581 | 9,728 | 9,147 | 8,566 | 4,0 | 0,9 | 1 | 1,1 | 1 1/4 | | 2,5 | 2 3/4 |
| 1/4 | 19 | 1,337 | 0,856 | 13,157 | 12,301 | 11,445 | 6,0 | 1,3 | 1 | 1,7 | 1 1/4 | | 3,7 | 2 3/4 |
| 3/8 | 19 | 1,337 | 0,856 | 16,662 | 15,806 | 14,950 | 6,4 | 1,3 | 1 | 1,7 | 1 1/4 | | 3,7 | 2 3/4 |
| 1/2 | 14 | 1,814 | 1,162 | 20,955 | 19,793 | 18,631 | 8,2 | 1,8 | 1 | 2,3 | 1 1/4 | | 5,0 | 2 3/4 |
| 3/4 | 14 | 1,814 | 1,162 | 26,441 | 25,279 | 24,117 | 9,5 | 1,8 | 1 | 2,3 | 1 1/4 | | 5,0 | 2 3/4 |
| 1 | 11 | 2,309 | 1,479 | 33,249 | 31,770 | 30,291 | 10,4 | 2,3 | 1 | 2,9 | 1 1/4 | | 6,4 | 2 3/4 |
| 1 1/4 | 11 | 2,309 | 1,479 | 41,910 | 40,431 | 38,952 | 12,7 | 2,3 | 1 | 2,9 | 1 1/4 | | 6,4 | 2 3/4 |
| 1 1/2 | 11 | 2,309 | 1,479 | 47,803 | 46,324 | 44,845 | 12,7 | 2,3 | 1 | 2,9 | 1 1/4 | | 6,4 | 2 3/4 |
| 2 | 11 | 2,309 | 1,479 | 56,614 | 58,135 | 56,656 | 15,9 | 2,3 | 1 | 2,9 | 1 1/4 | | 7,5 | 3 1/4 |
| 2 1/2 | 11 | 2,309 | 1,479 | 75,184 | 73,705 | 72,226 | 17,5 | 3,5 | 1 1/2 | 3,5 | 1 1/2 | | 9,2 | 4 |
| 3 | 11 | 2,309 | 1,479 | 87,884 | 86,405 | 84,926 | 20,6 | 3,5 | 1 1/2 | 3,5 | 1 1/2 | | 9,2 | 4 |
| 4 | 11 | 2,309 | 1,479 | 113,030 | 111,551 | 110,072 | 25,4 | 3,5 | 1 1/2 | 3,5 | 1 1/2 | | 10,4 | 4 1/2 |
| 5 | 11 | 2,309 | 1,479 | 138,430 | 136,951 | 135,472 | 28,6 | 3,5 | 1 1/2 | 3,5 | 1 1/2 | | 11,5 | 5 |
| 6 | 11 | 2,309 | 1,479 | 163,830 | 162,351 | 160,872 | 28,6 | 3,5 | 1 1/2 | 3,5 | 1 1/2 | | 11,5 | 5 |

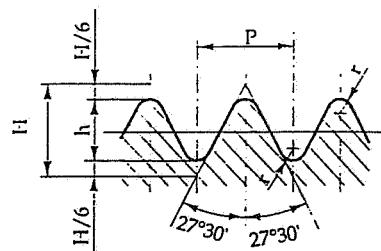
La disposizione del pezzo filettato internamente deve essere tale da consentire l'avvitamento della filettatura esterna fino ad una lunghezza minima di filettatura utile uguale alla lunghezza di misura + T1/2. Le filettature passanti possono avere una lunghezza ridotta di filettatura utile non minore all'80% dei valori minimi calcolati.

Tab. V. Dimensionamento della filettatura gas a tenuta stagna sul filetto.

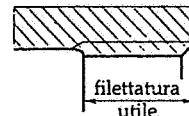


FILETTATURA CILINDRICA

$$\begin{aligned} H &= 0.960491 P \\ h &= 0.640327 P \\ r &= 0.137329 P \end{aligned}$$



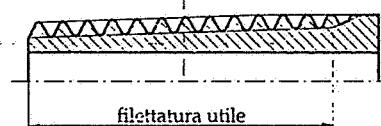
piano di misura



filettatura interna
cilindrica



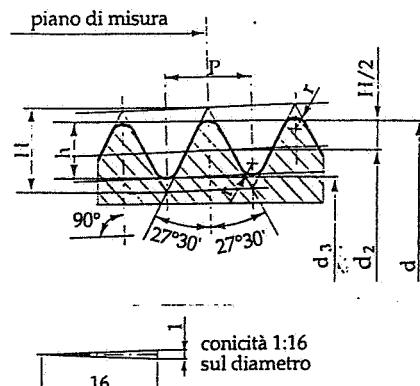
filettatura interna
conica



filettatura esterna conica

FILETTATURA CONICA

$$\begin{aligned} H &= 0.960237 P \\ h &= 0.640327 P \\ r &= 0.137278 P \end{aligned}$$



T1 = tolleranza relativa alla distanza
dal piano di misura all'estremità del tubo

T2 = tolleranza relativa alla porzione
del piano di misura di un mandrino
filettato con conicità 1:16

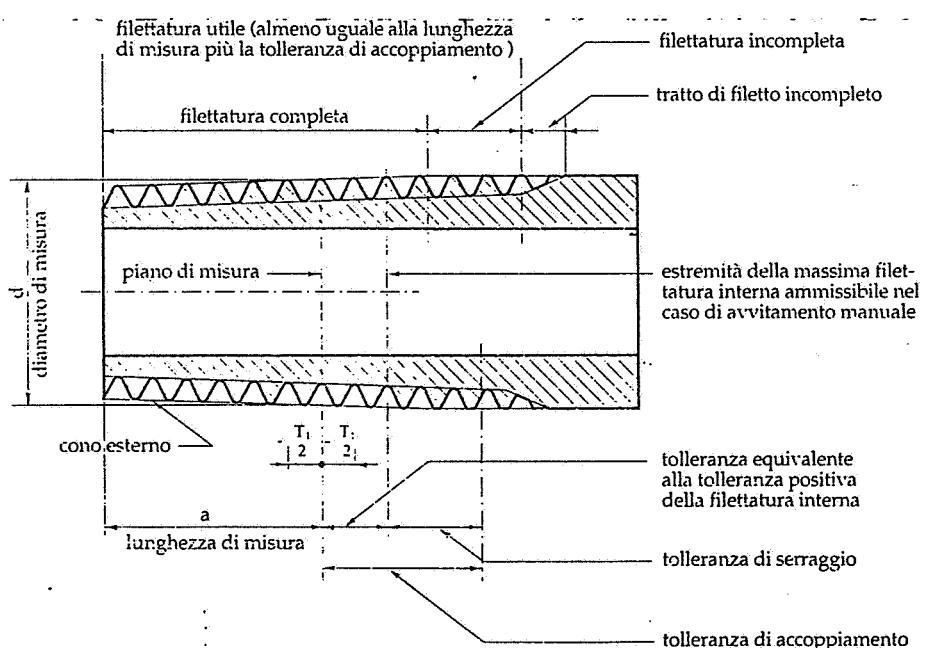
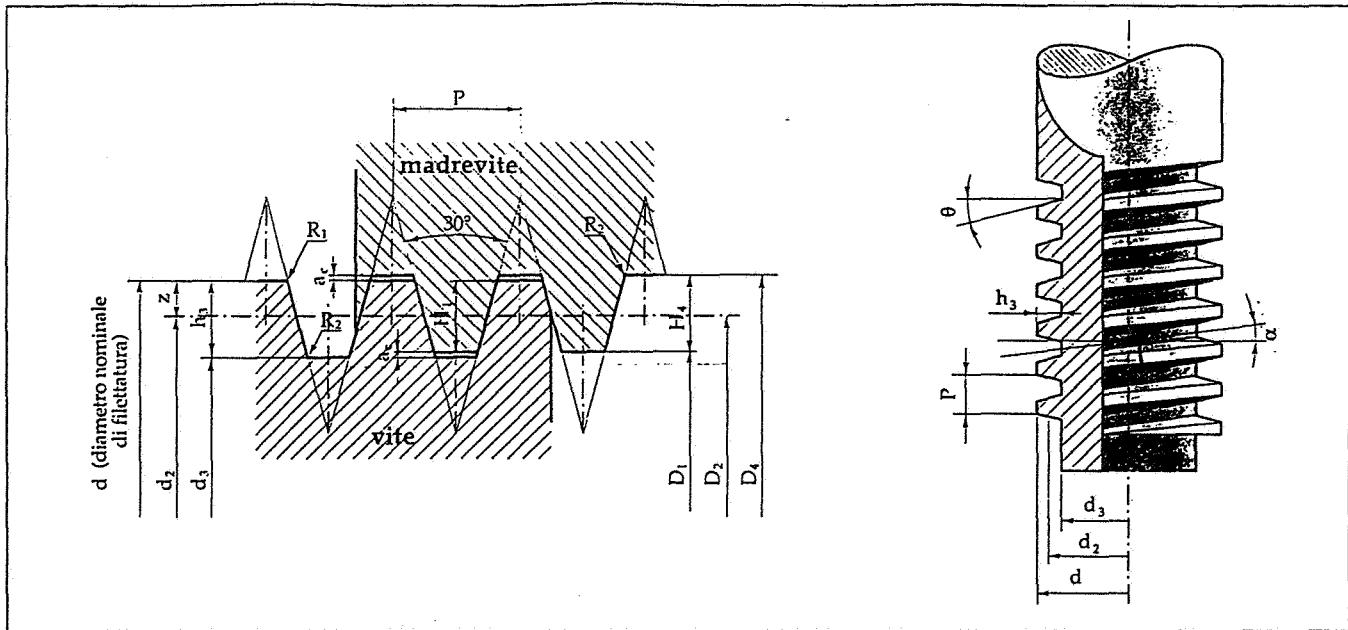


Fig. 23. Profilo, formule di dimensionamento e designazione della filettatura gas a tenuta stagna sul filetto.



a_c : gioco di fondo

D_4 : diametro esterno di madrevite

D_2 : diametro medio di madrevite; d_1 : diametro medio di vite

D_1 : diametro interno di madrevite

d : diametro esterno di vite (diametro nominale di filettatura)

d_3 : diametro interno di vite

H_1 : altezza di avvitamento (ricoprimento)

H_4 : altezza del filetto della madrevite

h_3 : altezza del filetto della vite

P : passo del profilo

$$R_1 \max = 0,5 a_c \quad R_2 \max = a_c \quad z = 0,25 P = H_1 / 2$$

$$D_4 = d + 2a_c$$

$$d_2 = D_2 = d - 2z = d - 0,5 P$$

$$D_1 = d - 2H_1 = d - P$$

$$d_3 = d - 2h_3$$

$$H_1 = 0,5 P$$

$$H_4 = H_1 + a_c = 0,5 P + a_c$$

$$h_3 = H_1 + a_c = 0,5 P + a_c$$

dimensioni in mm

| P | a_c | $H_1 = h_3$ | H_4 | $R_1 \max$ | $R_2 \max$ |
|-----|-------|-------------|-------|------------|------------|
| 1,5 | 0,15 | 0,9 | 0,75 | 0,08 | 0,15 |
| 2 | 0,25 | 1,25 | 1 | 0,13 | 0,25 |
| 3 | 0,25 | 1,75 | 1,5 | 0,13 | 0,25 |
| 4 | 0,25 | 2,25 | 2 | 0,13 | 0,25 |
| 5 | 0,25 | 2,75 | 2,5 | 0,13 | 0,25 |
| 6 | 0,5 | 3,5 | 3 | 0,25 | 0,5 |
| 7 | 0,5 | 4 | 3,5 | 0,25 | 0,5 |
| 8 | 0,5 | 4,5 | 4 | 0,25 | 0,5 |
| 9 | 0,5 | 5 | 4,5 | 0,25 | 0,5 |
| 10 | 0,5 | 5,5 | 5 | 0,25 | 0,5 |
| 12 | 0,5 | 6,5 | 6 | 0,25 | 0,5 |
| 14 | 1 | 8 | 7 | 0,5 | 1 |
| 16 | 1 | 9 | 8 | 0,5 | 1 |
| 18 | 1 | 10 | 9 | 0,5 | 1 |
| 20 | 1 | 11 | 10 | 0,5 | 1 |
| 22 | 1 | 12 | 11 | 0,5 | 1 |
| 24 | 1 | 13 | 12 | 0,5 | 1 |
| 28 | 1 | 15 | 14 | 0,5 | 1 |
| 32 | 1 | 17 | 16 | 0,5 | 1 |
| 36 | 1 | 19 | 18 | 0,5 | 1 |
| 40 | 1 | 21 | 20 | 0,5 | 1 |
| 44 | 1 | 23 | 22 | 0,5 | 1 |

Fig. 24. Profilo trapezoidale con formule di dimensionamento.

Questa norma ha sostituito le UNIM 124, 125 e 126, che facevano riferimento ad una filettatura trapezia normale, fina e grossa, designate rispettivamente dai valori del diametro nominale seguito dai simboli TpN, TpF e TpG.

La normativa americana prevede una filettatura trapezia denominata ACME e unificata in diverse forme.

Filettatura a dente di sega

Il profilo a dente di sega, cioè trapezio asimmetrico, di cui la figura 25 sintetizza i principali parametri geometrici ed i loro rapporti dimensionali, viene usato nei collegamenti filettati tra tubi sottili soggetti a sforzi relativamente intensi nel solo senso assiale: infatti il filetto ha uno dei fianchi inclinato di

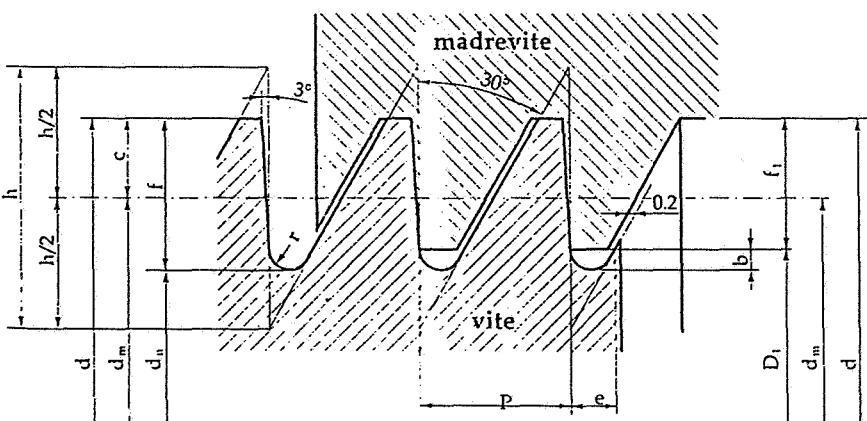
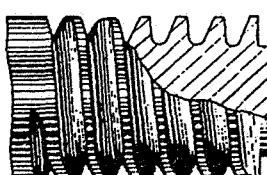


Fig. 25. Filettatura a dente di sega con le formule di dimensionamento.

Tab. VI. Dimensioni nominali degli elementi geometrici di una filettatura trapezoidale. La serie normalizzata dei diametri è la seguente (con preferenza dei valori in neretto): 8 - 9 - 10 - 11 - 12 - 14 - 16 - 18 - 20 - 22 - 24 - 26 - 28 - 30 - 32 - 34 - 36 - 38 - 40 - 42 - 44 - 46 - 48.



| | |
|----------------|----------------|
| $h: 1,73205 p$ | $e: 0,26384 p$ |
| $f: l_1 + b$ | $b: 0,11777 p$ |
| $f_1: 0,75 p$ | $r: 0,12427 p$ |
| $c: 0,341 p$ | |

3° soltanto, ed è questo fianco che meglio reagisce al carico. Tra vite e madrevite è previsto un forte gioco assiale e un centraggio sul diametro esterno. La UNIM 127 e 128 (tab. VII) uniformano rispettivamente le filettature a denti di sega normale e fine, rispettivamente indicate con SgN e SgF. La designazione si effettua indicando il diametro nominale, seguito da uno dei due simboli visti. Nel caso di vite a più filetti o di vite con elica sinistra, si devono aggiungere le relative indicazioni; ad esempio una vite con diametro nominale di 80 mm con due filetti con elica sinistra si designa con:

80 SgN 2 fil sin

Esistono anche filettature a denti di sega con angolo di 45° invece che di 30°, per migliorare notevolmente il comportamento meccanico del filetto, soprattutto per ridurre l'effetto d'intaglio.

Altri tipi di filettature

Diverse altre filettature sono previste per impieghi particolari: in genere sono ricavate su componenti normalizzati e non eseguite su particolari meccanici, come spesso avviene per le filettature triangolari. I componenti filettati saranno illustrati nel cap. 14. Ricordiamo tra le filettature per impiego particolare quelle per viti autofilettanti che trovano largo impiego nell'industria automobilistica, ferroviaria, aeronautica e negli elettrodomestici: sono capaci di creare esse stesse la loro sede filettata (madrevite).

Vi sono poi altre filettature speciali tra le quali:

a) Filettature per viti da legno, uniformate nella tabella UNI 699 (tab. VIII); la filettatura viene realizzata su un gambo conico con filetto relativamente piccolo rispetto al passo, e per permettere un facile avvitamento nella parte superiore del gambo l'elica media è meno inclinata rispetto alla parte inferiore; questa caratteristica crea inoltre una forte resistenza allo svitamento (fig. 26). La designazione avviene indicando il diametro nominale ed il riferimento alla norma. Esempio: filettatura 5 UNI 699.

b) Filettatura BA (*British Association*) che differisce dalla Whitworth perché ha l'angolo di 47°30', invece che di 55° e usata per diametri nominali da 0,25 a 6 mm.

c) Filettatura UST (*Unified Screw Thread*), simile alla metrica (angolo

| d=D | VITE | | | | | | | | MADREVITE | |
|-----|------|----------------|--------|----------------|--------------------------------------|--------|-------|-------|----------------|----------------|
| | p | d _m | b | d _a | sezione del nocciolo mm ² | f | e | r | D _i | f _i |
| 22 | 5 | 18,590 | 0,589 | 13,322 | 139 | 4,339 | 1,319 | 0,621 | 14,5 | 3,75 |
| 25 | 5 | 21,590 | 0,589 | 16,322 | 209 | 4,339 | 1,319 | 0,621 | 17,5 | 3,75 |
| 28 | 5 | 24,590 | 0,589 | 19,322 | 293 | 4,339 | 1,319 | 0,621 | 20,5 | 3,75 |
| 30 | 6 | 25,590 | 0,707 | 19,586 | 301 | 5,207 | 1,583 | 0,746 | 21 | 4,5 |
| 32 | 6 | 27,909 | 0,707 | 21,586 | 370 | 5,207 | 1,583 | 0,746 | 23 | 4,5 |
| 35 | 6 | 30,909 | 0,707 | 24,586 | 475 | 5,207 | 1,583 | 0,746 | 26 | 4,5 |
| 38 | 7 | 33,227 | 0,824 | 25,852 | 525 | 6,074 | 1,847 | 0,870 | 27,5 | 5,25 |
| 40 | 7 | 35,227 | 0,824 | 27,852 | 609 | 6,074 | 1,847 | 0,870 | 29,5 | 5,25 |
| 42 | 7 | 37,227 | 0,824 | 29,852 | 700 | 6,074 | 1,847 | 0,870 | 31,5 | 5,25 |
| 45 | 8 | 39,545 | 0,942 | 31,116 | 760 | 6,942 | 2,111 | 0,994 | 33 | 6 |
| 48 | 8 | 42,545 | 0,942 | 34,116 | 914 | 6,942 | 2,111 | 0,994 | 36 | 6 |
| 50 | 8 | 44,545 | 0,942 | 36,116 | 1024 | 6,942 | 2,111 | 0,994 | 38 | 6 |
| 55 | 9 | 48,863 | 1,060 | 39,380 | 1218 | 7,810 | 2,375 | 1,118 | 41,5 | 6,75 |
| 60 | 9 | 53,863 | 1,060 | 44,380 | 1547 | 7,810 | 2,375 | 1,118 | 46,5 | 6,75 |
| 65 | 10 | 58,181 | 1,178 | 47,644 | 1709 | 8,678 | 2,638 | 1,243 | 50 | 7,5 |
| 70 | 10 | 63,181 | 1,178 | 52,644 | 2177 | 8,678 | 2,638 | 1,243 | 55 | 7,5 |
| 75 | 10 | 68,181 | 1,178 | 57,644 | 2610 | 8,678 | 2,638 | 1,243 | 60 | 7,5 |
| 80 | 10 | 73,181 | 1,178 | 62,644 | 3082 | 8,678 | 2,638 | 1,243 | 65 | 7,5 |
| 85 | 12 | 76,817 | 1,413 | 64,174 | 3235 | 10,413 | 3,166 | 1,491 | 67 | 9 |
| 90 | 12 | 81,817 | 1,413 | 69,174 | 3758 | 10,413 | 3,166 | 1,491 | 72 | 9 |
| 95 | 12 | 86,817 | 1,413 | 74,174 | 4321 | 10,413 | 3,166 | 1,491 | 77 | 9 |
| 100 | 12 | 91,817 | 1,413 | 79,174 | 4923 | 10,413 | 3,166 | 1,491 | 82 | 9 |
| 110 | 12 | 101,817 | 1,413 | 89,174 | 6246 | 10,413 | 3,166 | 1,491 | 92 | 9 |
| 120 | 14 | 110,453 | 1,649 | 95,702 | 7193 | 12,149 | 3,694 | 1,740 | 99 | 10,5 |
| 130 | 14 | 120,453 | 1,649 | 105,702 | 8775 | 12,149 | 3,694 | 1,740 | 109 | 10,5 |
| 140 | 14 | 130,453 | 1,649 | 115,702 | 10514 | 12,149 | 3,694 | 1,740 | 119 | 10,5 |
| 150 | 16 | 139,089 | 1,884 | 122,232 | 11734 | 13,884 | 4,221 | 1,988 | 126 | 12 |
| 160 | 16 | 149,089 | 1,884 | 132,232 | 13733 | 13,884 | 4,221 | 1,988 | 136 | 12 |
| 170 | 16 | 159,089 | -1,884 | 142,232 | -15889 | 13,884 | 4,221 | 1,988 | 146 | 12 |
| 180 | 18 | 167,726 | 2,120 | 148,760 | 17381 | 15,620 | 4,749 | 2,237 | 153 | 13,5 |
| 190 | 18 | 177,726 | 2,120 | 158,760 | 19796 | 15,620 | 4,749 | 2,237 | 163 | 13,5 |
| 200 | 18 | 187,726 | 2,120 | 168,760 | 22368 | 15,620 | 4,749 | 2,237 | 173 | 13,5 |

Tab. VII. Filettatura a denti di sega normale (con riferimento alla fig. 25).

| Diametro nominale di filettatura d ₁ | DIAMETRO NOMINALE | | DIAMETRO DI NOCCIOLO | | PASSO | | |
|---|-------------------|-------|----------------------|-------|-------|------|------|
| | max. | min. | nom. max. | min. | nom. | max. | min. |
| 1,6 | 1,6 | 1,2 | 1,1 | 0,7 | 0,7 | 0,77 | 0,63 |
| 2 | 2 | 1,6 | 1,4 | 1 | 0,9 | 0,99 | 0,81 |
| 2,5 | 2,5 | 2,1 | 1,7 | 1,3 | 1,1 | 1,21 | 0,99 |
| 3 | 3 | 2,6 | 2,1 | 1,7 | 1,35 | 1,49 | 1,21 |
| 3,5 | 3,5 | 3,02 | 2,4 | 2 | 1,6 | 1,76 | 1,44 |
| 4 | 4 | 3,52 | 2,8 | 2,4 | 1,8 | 1,98 | 1,62 |
| 4,5 | 4,5 | 4,02 | 3,1 | 2,62 | 2 | 2,20 | 1,80 |
| 5 | 5 | 4,52 | 3,5 | 3,02 | 2,2 | 2,42 | 1,98 |
| (5,5) | 5,5 | 5,02 | 3,8 | 3,32 | 2,4 | 2,64 | 2,16 |
| 6 | 6 | 5,52 | 4,2 | 3,72 | 2,6 | 2,86 | 2,34 |
| (7) | 7 | 6,42 | 4,9 | 4,42 | 3,2 | 3,52 | 2,88 |
| 8 | 8 | 7,42 | 5,6 | 5,12 | 3,6 | 3,96 | 3,24 |
| 10 | 10 | 9,42 | 7 | 6,42 | 4,5 | 4,95 | 4,05 |
| 12 | 12 | 11,30 | 9 | 8,42 | 5 | 5,50 | 4,50 |
| 16 | 16 | 15,30 | 12 | 11,30 | 6 | 6,60 | 5,40 |
| 20 | 20 | 19,16 | 15 | 14,30 | 7 | 7,70 | 6,30 |

Tab. VIII. Dimensioni di filettature per viti da legno.

del profilo di 60°) ma con diametro definito in pollici e passo stabilito in base al numero di filetti per pollice. Il profilo d'esecuzione presenta un arrotondamento al fondo del filetto sia nella vite che nella madrevite (fig. 27) e sulla cresta del filetto della vite.

LAVORAZIONE DELLE FILETTATURE

La figura 28 riporta la classificazione dei procedimenti che si possono impiegare per l'esecuzione delle filettature. Il tipo di procedimento da utilizzare dipende dal numero di pezzi da produrre e dalla precisione richiesta; le filettature si possono realizzare sostanzialmente mediante due tecniche differenti:

- a) lavorazione per deformazione plastica a freddo, o rullatura, adottata per grosse produzioni
- b) lavorazione per asportazione di truciolo, a mano o su una macchina utensile, adeseguita per esigenze di precisione o per filetti di grosse dimensioni.

Filettatura ottenuta mediante deformazione plastica

Nella rullatura dei filetti il profilo viene ricavato mediante un procedimento di deformazione plastica del materiale attraverso il quale si possono eseguire filettature esterne in grande serie. Sostanzialmente si tratta di un processo di *conintura* a freddo su apposite macchine a ciclo automatico dette *rullatrici* che permettono di eseguire delle filettature esterne con elevata produttività. La rullatura trova dei limiti di impiego quando si devono lavorare filettature di materiali ad elevata resistenza, oppure quando si hanno esigenze di precisione.

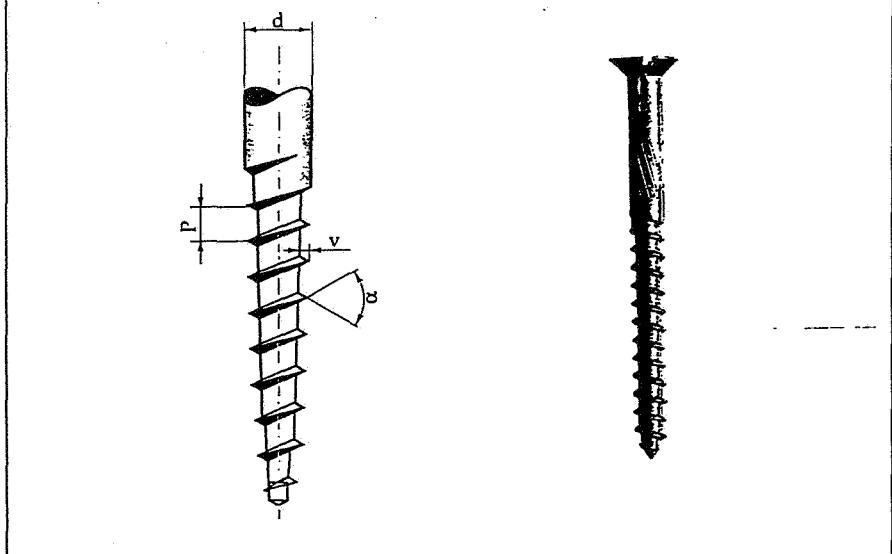


Fig. 26. Filettatura per viti da legno.

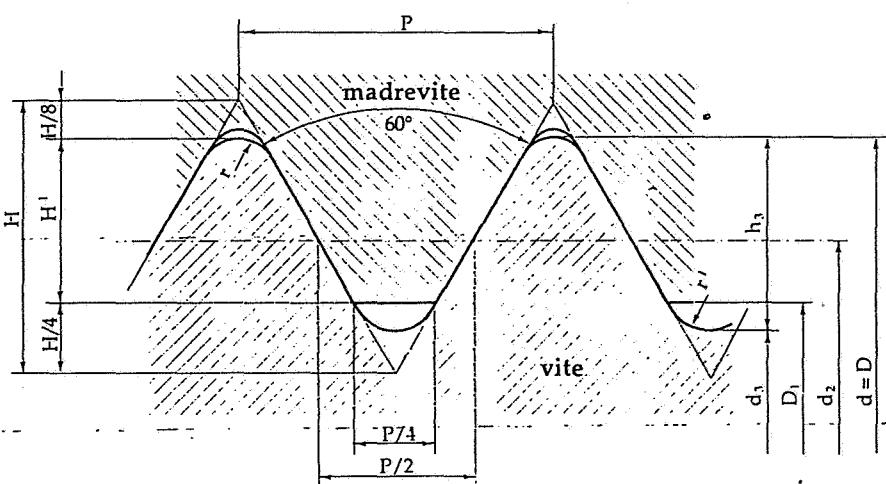


Fig. 27. Filettatura UST con le formule di dimensionamento.

d) Filettature tonde, per attacchi di lampade, dette anche Edison (E14, E27 ecc.).

e) Filettature metriche per accoppiamenti a tenuta stagna: unificate nel 1977 con la tabella UNI 7707 sono state studiate in modo che non vi sia giuoco tra cresta e fondo filetto evitando così la via a spirale di fuga del fluido. Inoltre la vite conica si blocca in una madrevite cilindrica.

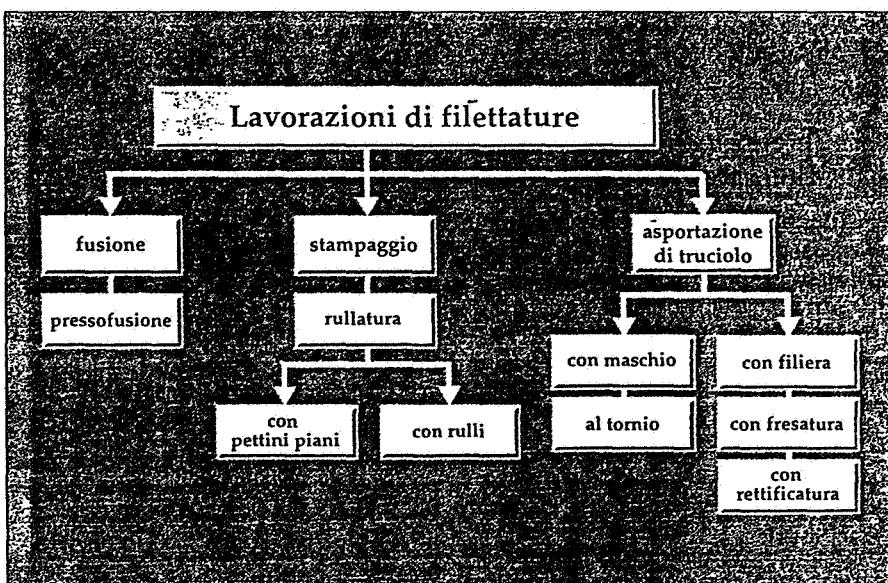


Fig. 28. Classificazione delle lavorazioni delle filettature.

La figura 29 mostra il principio di funzionamento di una rullatrice con cuscinetti piani le cui rigature corrispondono, con le inclinazioni ed il profilo rispettivamente all'inclinazione dell'elica media ed al profilo della filettatura da creare. Uno dei due cuscinetti è fisso, ed è montato con una leggera inclinazione per provocare la penetrazione del pezzo. Il secondo cuscinetto è invece dotato di un movimento di taglio alternativo e con una posizione tale che le rigature risultano spostate di mezzo passo. La filettatura viene eseguita in una sola passata, e lo sbozzato, introdotto ad una estremità del cuscinetto fisso, viene trascinato e lavorato fino all'altra estremità. Sotto la pressione dei pettini, il profilo si imprime progressivamente nel pezzo, creando i vani della filettatura e provocando un riflusso del materiale che viene a formare le creste dei filetti. La filettatura è così ottenuta senza alcuna azione di taglio e senza la minima formazione di truciolo (fig. 30). Inoltre, grazie all'incrudimento del materiale, il filetto diventa più resistente all'usura ed ai fenomeni di fatica, anche in considerazione del fatto che le "fibre" esterne del materiale sono compattate e non tagliate. Una maggiore precisione si ottiene con le rullatrici a due rulli cilindrici, aventi la stessa filettatura e ruotanti nello stesso senso sfasati di mezzo passo.

La filettatura con asportazione di truciolo

La filettatura per asportazione di truciolo può essere eseguita con diversi metodi:

- 1) impiego di maschi e filiere, a mano e in modo automatico;
- 2) fresatura di filetti, impiegata principalmente su pezzi di elevata precisione dimensionale.
- 3) filettatura al tornio.

Per filettature di notevole precisione, come la produzione di maschi e di strumenti di misura, si ricorre alla rettificatura.

I maschi

I maschi sono costituiti da un corpo cilindrico munito di scanalature rettilinee od elicoidali separanti i pettini filettatori; il numero delle scanalature varia secondo il diametro del filetto (fig. 31). L'operazione di taglio del filetto viene effettuata progressivamente, nel senso che ciascuno dei pettini forma un conoide avente all'estremità

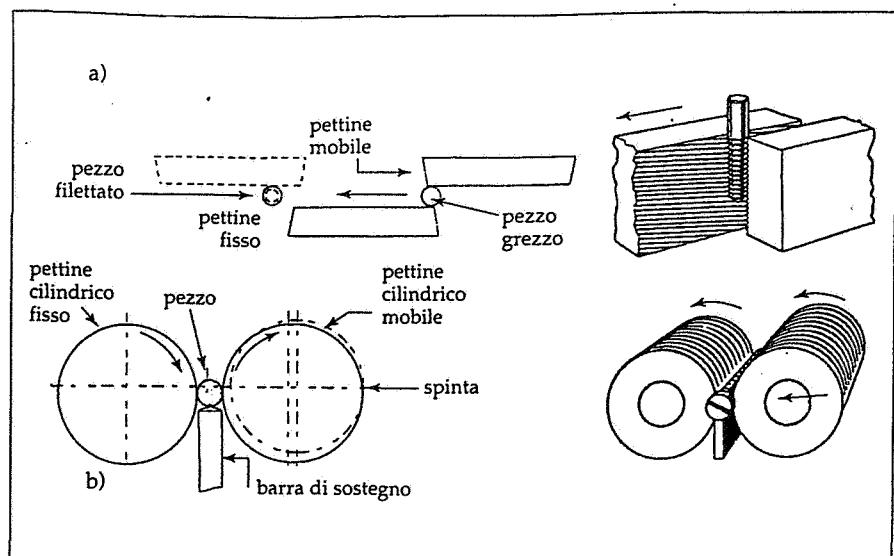


Fig. 29. La rullatura a pettini piani, (a) e a pettini cilindrici (b).

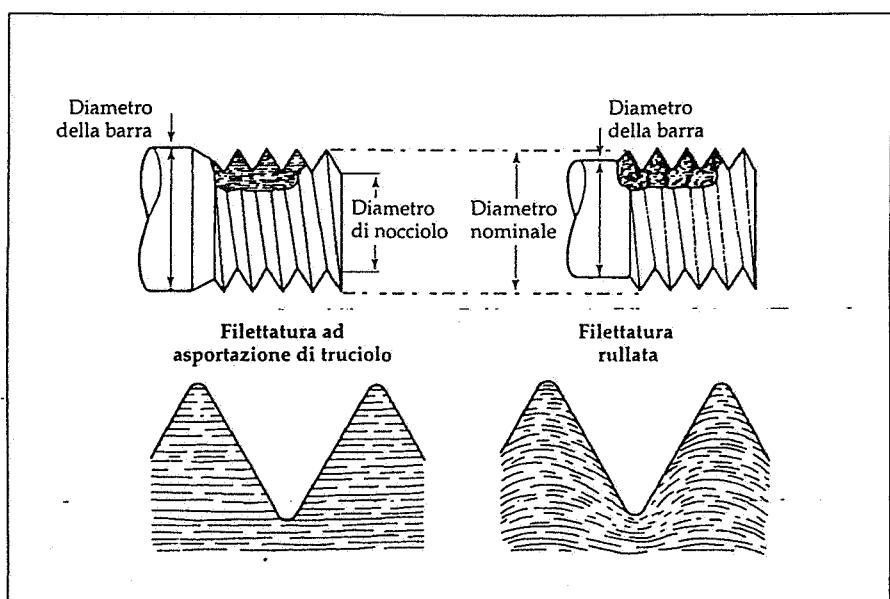


Fig. 30. A differenza di quanto accade con l'asportazione di truciolo, nella rullatura il diametro esterno di filettatura risulta maggiore del diametro della barra da cui si ricava; le fibre del materiale non risultano tagliate.

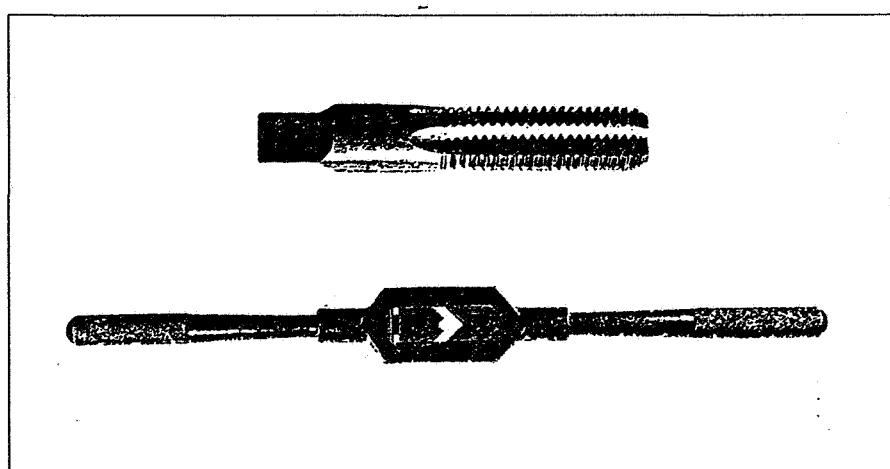


Fig. 31. L'utensile maschio filettatore col giramaschi.

il diametro di base del filetto e terminante col diametro del vertice del filetto. La zona di imbocco è quella maggiormente interessata all'asportazione di truciolo, mentre la parte rimanente del maschio assolve una funzione di guida.

Quanto più lunga sarà la parte conica di imbocco, tanto più ridotta sarà la sezione di truciolo asportata da ogni singolo dente, con minori sollecitazioni di taglio.

Il diametro del foro da maschiare deve essere leggermente maggiore del diametro del nocciolo della vite corrispondente, poiché la maschiatura tende a formare della bava che intasa il fondo del filetto.

Per fori ciechi di piccolo diametro e per metalli di elevata durezza viene utilizzata una serie di tre maschi, cioè *sgrossatore*, *intermedio* e *finitore*: il truciolo proviene per il 50% dallo sgrossatore, per un 30% dal maschio intermedio e per un 20% dal finitore.

La figura 32 mette in evidenza il procedimento di maschiatura manuale con un apposito attrezzo detto *giramaschi*, fornito da due bracci che ne permettono la rotazione a mano.

Le filiere

Le filiere eseguono una filettatura su una barra cilindrica avente il diametro corrispondente a quello nominale del filetto che si vuole ottenere.

La figura 33 illustra una filiera, costituita da un cilindretto forato di acciaio munito internamente di un certo numero di pettini radiali e separati da scanalature circolari destinate ad evadere i trucioli.

I primi filetti risultano smussati da un angolo di invito; la filiera viene montata sul *girafiliera*, (fig. 34).

Vi sono molti inconvenienti nella lavorazione di filettatura con filiere in quanto i taglienti all'imbocco della filiera sostengono l'intenso sforzo di avanzamento, per cui si possono avere delle deformazioni nella filettatura del pezzo.

La qualità della superficie è mediocre e inoltre al termine della lavorazione la filiera va svitata dal pezzo, con problemi di tempo e col rischio di danneggiare i filetti ottenuti.

Per questo motivo sono nate le *teste a filettare*, o *filiere a scatto*, con le quali è possibile lavorare filettature di differenti diametro a passo. Infatti i pettini della filiera si allontanano radialmente al termine della lavorazione, evitando così l'operazione di svitamento.

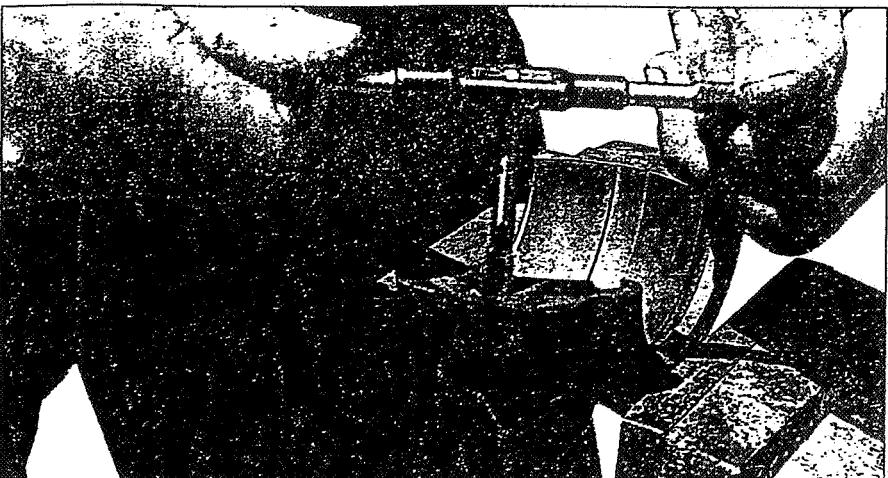


Fig. 32. Maschiatura a mano

La filettatura al tornio

Nella filettatura al tornio si ha sostanzialmente un'operazione di tornitura nella quale l'avanzamento per giro corrisponde al passo della filettatura e la punta dell'utensile è sagomata con un profilo corrispondente a quello del filetto (fig. 35). Se l'utensile avanza di

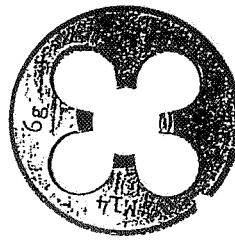


Fig. 33. L'utensile filiera per filettature esterne.



Fig. 34. L'attrezzo «girafiliera».

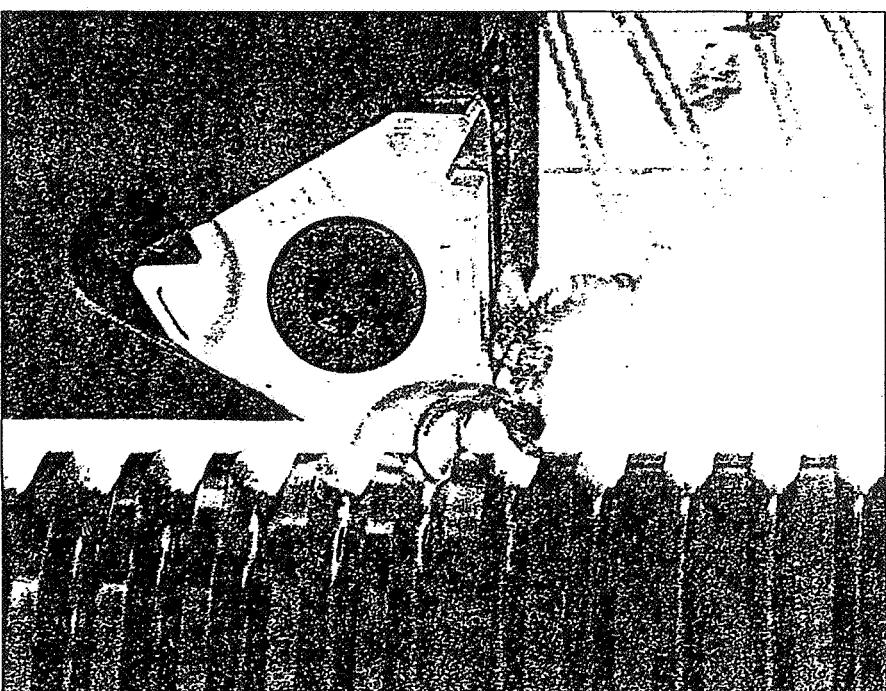


Fig. 35. Filettatura al tornio eseguita con inserto, che assicura un'elevata accuratezza del profilo e maggiore produttività.

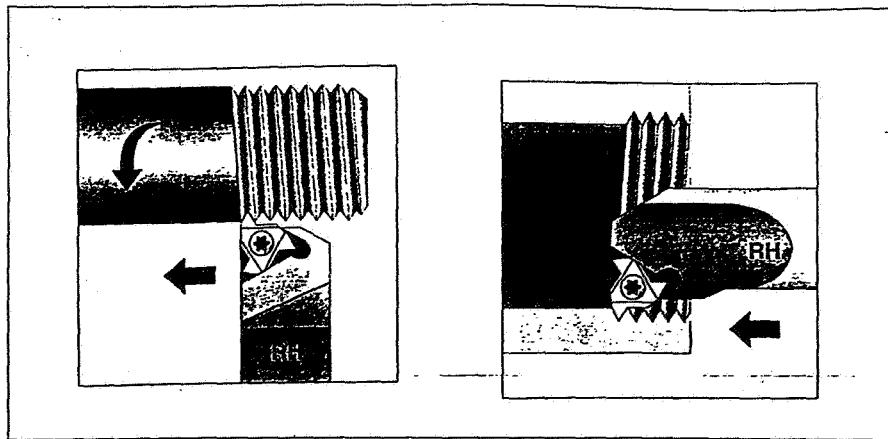


Fig. 36. Filettatura esterna ed interna eseguita su un tornio parallelo.

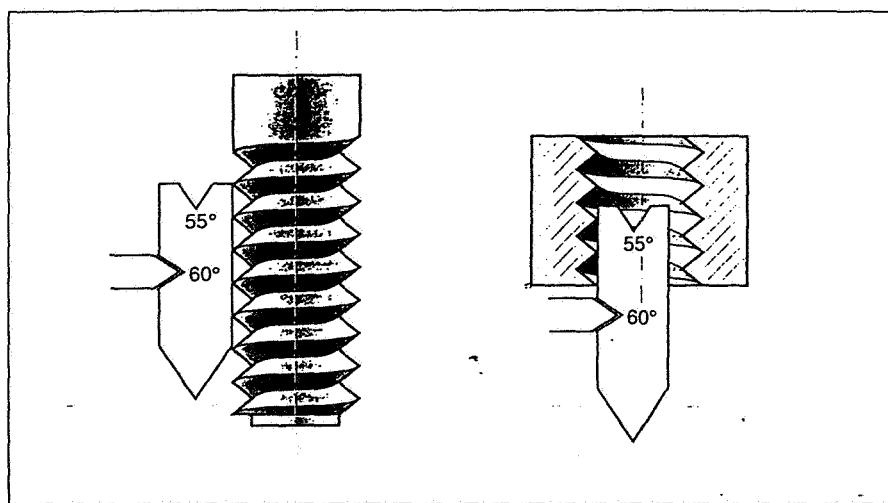


Fig. 37. Sagome per utensile per filettare.

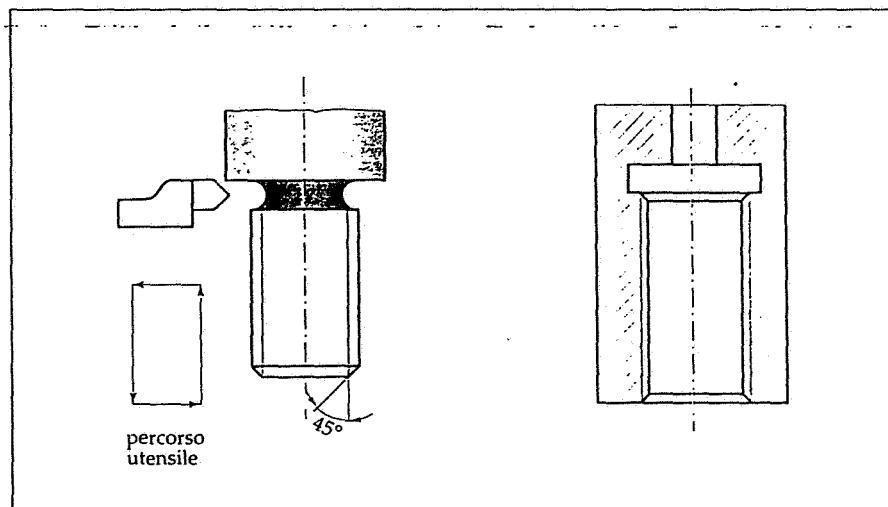


Fig. 38. Smussi e gole di scarico per filettature esterne ed interne. Nella filettatura con utensile al tornio viene eseguita una gola di scarico, avente profondità e larghezza adeguate, la cui forma è unificata e che assolve molteplici scopi:

- evita la formazione di un tratto terminale a filettatura incompleta;
- assicura all'utensile la possibilità di disimpegnarsi per evitare l'urto contro lo spallamento (non è possibile l'esecuzione della filettatura in una sola passata, quindi l'utensile deve potersi staccare sempre nello stesso punto, prima di riprendere la passata);
- permesso di avvitare una vite fin contro uno spallamento o fino in fondo a un foro;
- evita la formazione di bave nel tratto a filetto incompleto.

un passo per ogni giro del pezzo, la punta dell'utensile traccia un'elica cilindrica.

La filettatura al tornio non viene mai eseguita in una sola passata, e quindi l'utensile deve ripetere lo stesso percorso delle passate precedenti: quindi il suo movimento deve essere sincronizzato con il movimento di rotazione del mandrino del tornio (fig. 36). L'operatore (o il programma) provvede alla maggiore profondità di taglio ad ogni passata successiva.

Per la determinazione del numero di passate, bisogna tener conto di molti fattori, quali la forma del profilo, le condizioni di stabilità della macchina e del pezzo: in genere la profondità totale del profilo della filettatura viene suddivisa in un certo numero di passate, con incrementi radiali progressivamente ridotti.

Per disporre l'utensile esattamente perpendicolare all'asse del pezzo, esistono delle sagome profilate secondo il tipo di filettatura da ottenere (fig. 37). A differenza delle filettature ottenute mediante maschio o filiera, poiché si vuole ottenere un filetto «completo» e dovendo eseguire la lavorazione in più passate, a fine filettatura bisogna prevedere una gola di scarico dell'utensile, di larghezza sufficiente affinché l'utensile possa svincolarsi per iniziare l'operazione successiva. Inoltre prima della filettatura viene sempre eseguito uno smusso a 45° o una svasatura per facilitare l'imbocco della vite nella madrevite (fig. 38).

La figura 39 mostra le diverse fasi per la lavorazione di filettature trapezoidali: la filettatura viene prima sgrossata con un sovrametallo di 0,2 mm e viene poi finita sui due fianchi.

Gli utensili per filettare sono generalmente di acciaio super rapido e di metallo duro sinterizzato: l'impiego degli utensili in acciaio rapido è talvolta limitato dal basso volume di truciolo asportato nel tempo. Per questo motivo gli utensili ad inserto sono oggi i più impiegati per l'esecuzione di filettature al tornio; viene inoltre eliminato il problema dell'affilatura e permessa la realizzazione (fig. 40) di un profilo completo, nel senso che viene prodotto tutto il profilo, compresa l'estremità superiore del filetto stesso, e la finitura finale della cresta viene eliminata. La figura 41 mostra l'esecuzione di una filettatura destra o sinistra facendo variare il senso di avanzamento dell'utensile.

Gli inserti a profilo multiplo (fig. 42) posseggono due o tre denti, con un al-

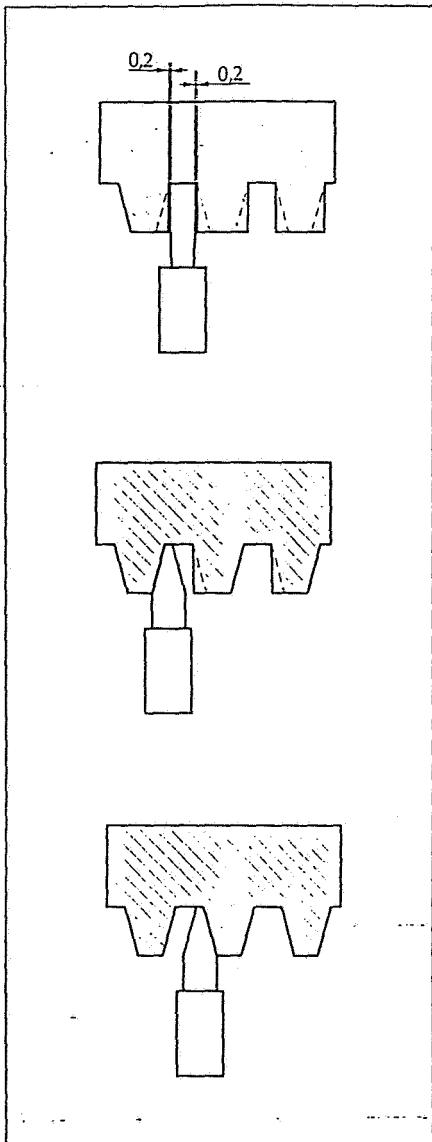


Fig. 39. Lavorazione di filettature trapezoidali.

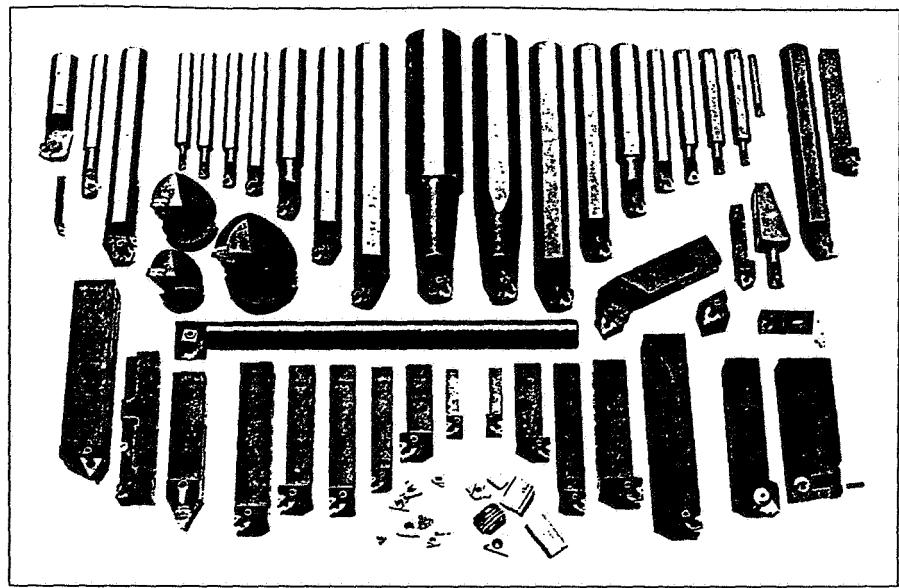


Fig. 40. Vari tipi di utensile a inserto per filettare.

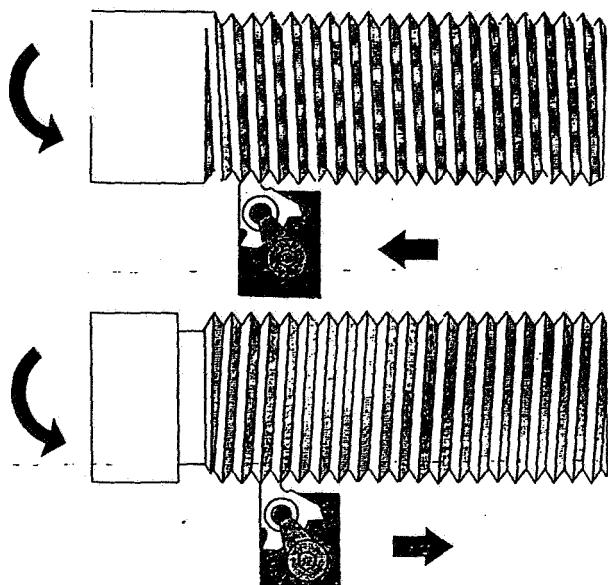


Fig. 41. Lavorazione di una filettatura destra e sinistra con un utensile ad inserto.

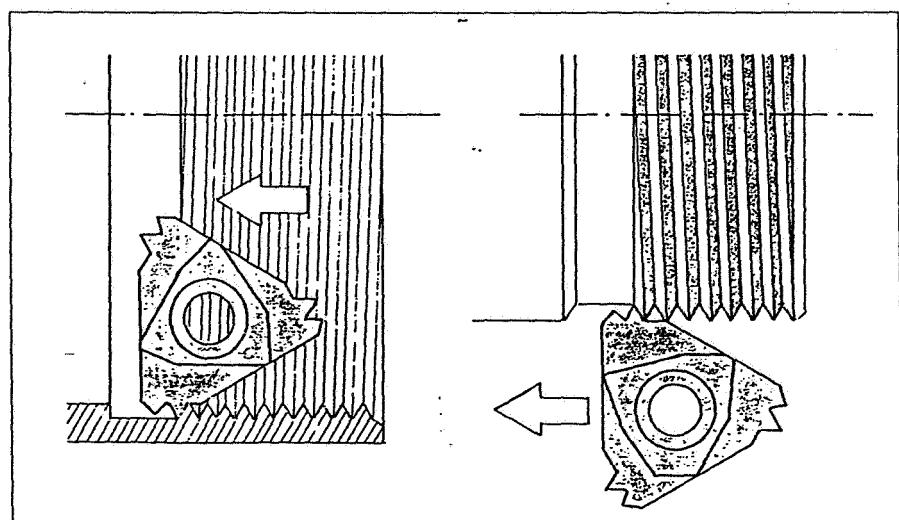


Fig. 42. Utensili per filettare a taglienti multipli. Gli inserti multipli richiedono una gola di scarico sufficientemente ampia in modo da coprire l'intera fila di taglienti più lo scarico normalmente necessario.

RAPPRESENTAZIONE DEGLI ELEMENTI FILETTATI

La rappresentazione convenzionale delle filettature è molto semplice (UNI 3978), allo scopo di rendere veloce l'esecuzione dei disegni e nello stesso tempo far comprendere facilmente il processo di lavorazione necessario per ottenere la filettatura. Nei disegni più complessi, spesso le viti ed i bulloni non si disegnano affatto, riducendone la rappresentazione ai soli assi di simmetria corredati dalle necessarie indicazioni.

La figura 43 mostra il disegno di una filettatura esterna in vista: la cresta del filetto viene rappresentata con linea continua grossa (tipo A), il fondo con linea continua fine (tipo B). La distanza tra le due linee dovrebbe indicare all'incirca la profondità del filetto, ma non deve essere necessariamente rappresentata in scala. Il limite del tratto utile di filettatura, ossia l'ultimo filetto completo, è rappresentato da una linea trasversale grossa. Due piccoli tratti sottili e inclinati completano la rappresentazione, indicando convenzionalmente il filetto incompleto che prosegue fino ad annullarsi dopo il limite utile. Queste linee (quotate con z) sono lunghe approssimativamente due volte e mezza il passo ed in genere non devono essere disegnate, salvo il caso in cui abbiano un'importanza funzionale.

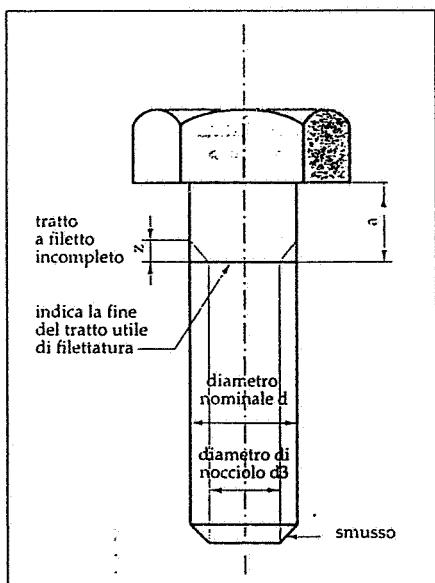


Fig. 43. Rappresentazione convenzionale delle filettature esterne.

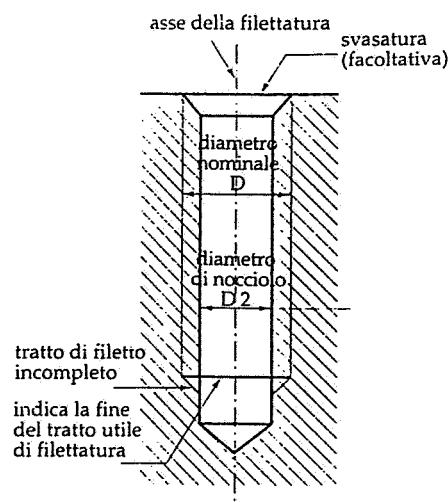


Fig. 44. Rappresentazione convenzionale delle filettature interne.

Nel caso della madrevite (fig. 44), la rappresentazione risulta invertita in quanto il diametro di nocciolo viene rappresentato con linea grossa, mentre la linea sottile (tipo B) indica il diametro esterno.

Nella vista laterale (fig. 45), il fondo del filetto è rappresentato da circa 3/4 di circonferenza tracciata con linea continua fine. Per lasciare in evidenza questo cerchio sottile interrotto si consiglia di non disegnare l'eventuale smusso della filettatura, che altrimenti lo coprirebbe del tutto.

Quasi sempre si ha infatti uno smusso all'inizio della filettatura esterna e una svasatura all'inizio di quella interna. Questo è fatto per facilitare l'esecuzione della filettatura, l'avvitamento e per evitare che il primo filetto deformandosi in seguito a colpi impedisca un facile avvitamento delle parti. Per le filettature non in vista, il diametro esterno e di nocciolo sono rappresentati da linee a tratto di tipo grosso (tipo E) o di tipo fine (tipo F, fig. 46). Da notare come le linee grosse e sottili, che rappresentano rispettivamente la cresta e il fondo del filetto, occupano posizioni invertite nella vite e nella madrevite.

Si può dire che la linea spessa rappresenta sia nella vite che nella madrevite i contorni del pezzo non ancora filettato, mentre la linea sottile indica sempre il risultato della lavorazione. Una regola pratica fa notare che le linee grosse delimitano sempre, nella vite e

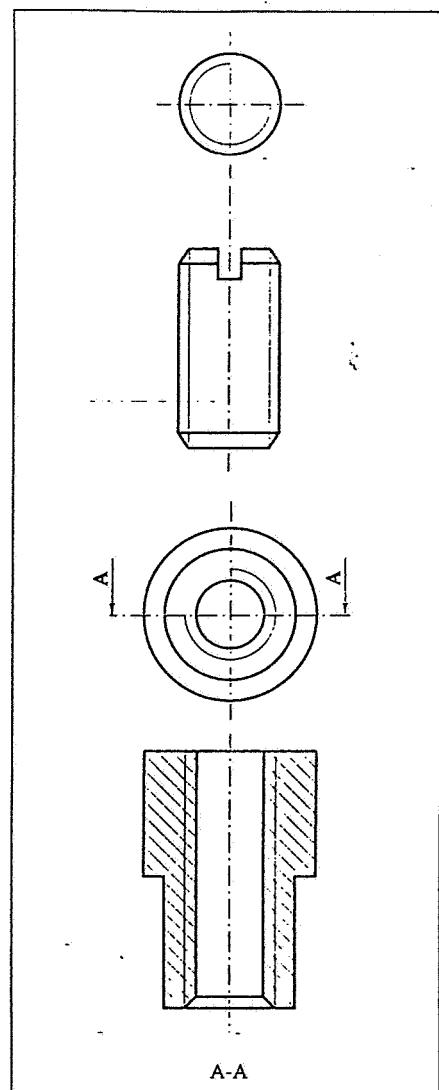


Fig. 45. Vista laterale delle filettature esterne ed interne.

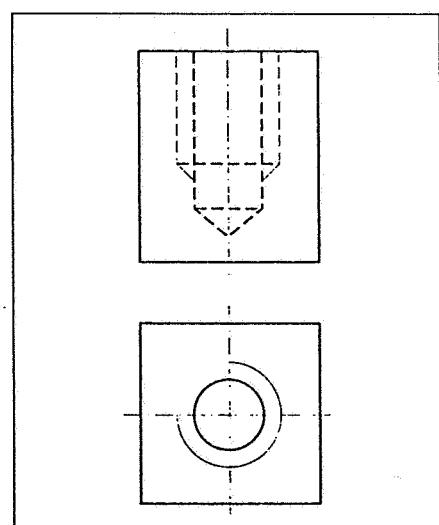


Fig. 46. Rappresentazione di un foro filettato non in vista (per aumentare la chiarezza sono state utilizzate sia linee tipo E sia linee tipo F, a differenza della norma UNI 3978, in cui viene usata solo la linea E).

nella madrevite, la distanza misurabile con un calibro.

La rappresentazione del fondo e della cresta del filetto si fanno nelle sezioni con gli stessi criteri delle filettature in vista (fig. 47), osservando che il tratteggio della superficie sezionata deve raggiungere la linea grossa indicativa della cresta del filetto e che nel disegno di vite e madrevite accoppiate le filettature delle viti nascondono quelle delle madreviti (fig. 48). La rappre-

sentazione dei filetti incompleti in genere è omessa (fig. 49).

La figura 50 indica la rappresentazione degli elementi filettati secondo le norme americane ANSI (American National Standard); esiste una rappresentazione convenzionale o schematica e una rappresentazione semplificata.

La figura 51 richiama il processo di filettatura di un foro cieco mediante foratura e successiva maschiatura: la

punta elicoidale determina sul fondo del foro una superficie conica rappresentata convenzionalmente con un angolo di apertura di 120° ; come si può notare, il filetto non si estende a tutta la lunghezza del foro per evitare l'urto dell'utensile sul fondo.

La quota L è una quota tecnologica e indica la lunghezza di foratura; la quota f è invece funzionale, poiché mira ad assicurare l'eccedenza della lunghezza del foro filettato rispetto a

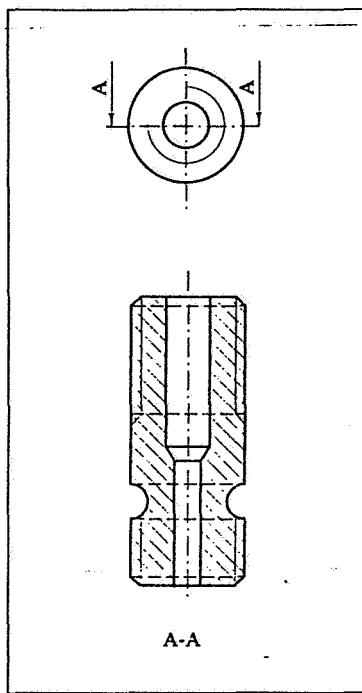


Fig. 47. Rappresentazione di filettature in sezione.

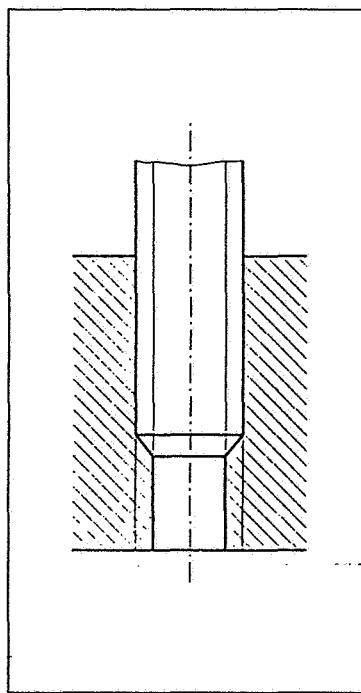


Fig. 48. Accoppiamento vite-madrevite in sezione.

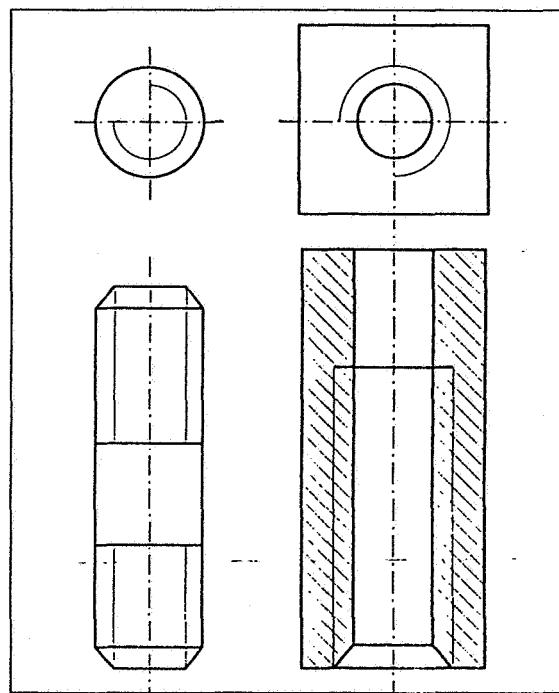


Fig. 49. Rappresentazione di filettature con omissione della rappresentazione dei filetti incompleti.

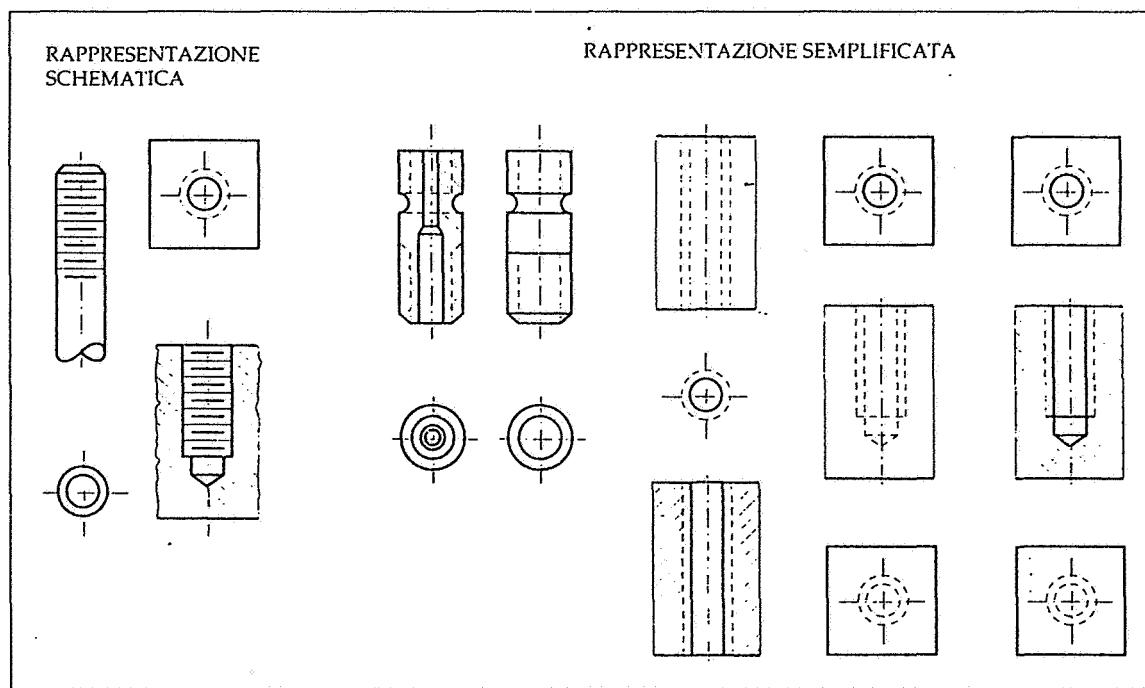


Fig. 50. Rappresentazione di filettature secondo le norme Americane ANSI: rappresentazione schematica e semplificata.

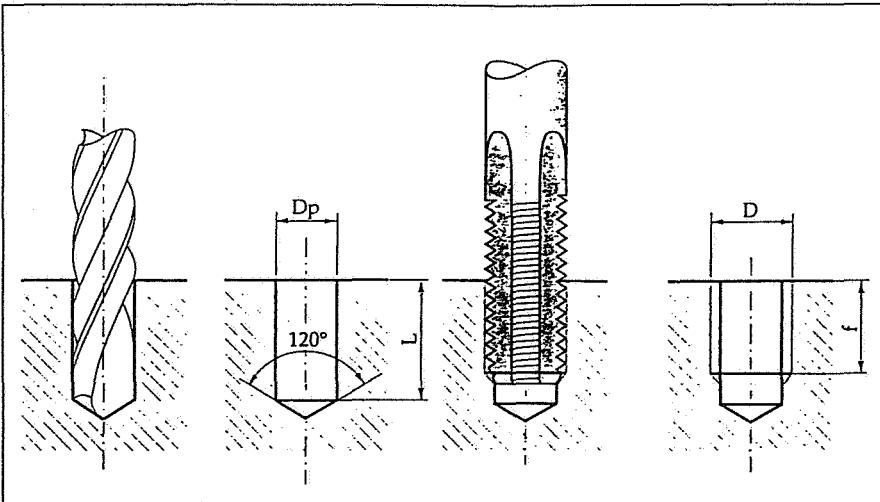


Fig. 51. Esecuzione di un foro filettato cieco: si noti la sequenza tecnologica e la conseguente quotatura.

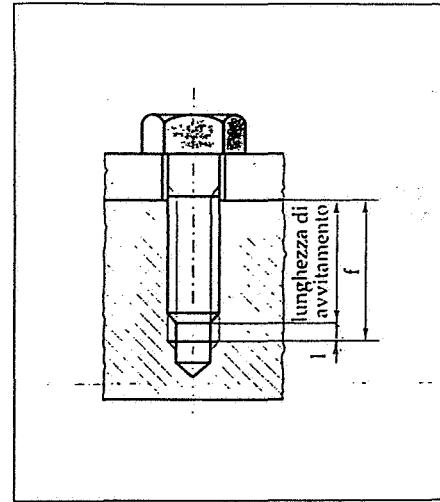


Fig. 52. La lunghezza l è uguale all'incirca a tre volte il passo.

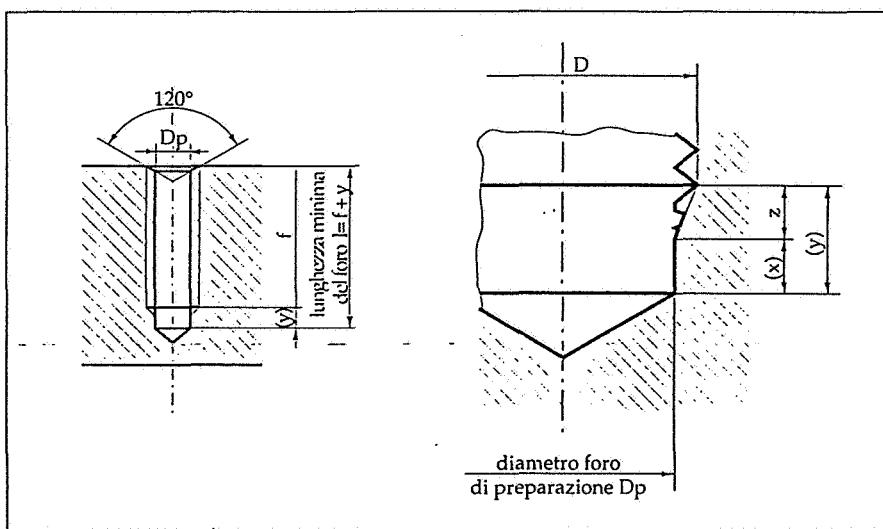


Fig. 53. Calcolo della lunghezza minima del foro filettato.

La profondità maggiore del foro di preparazione $l = f + y$ crea una camera di sfogo che serve a:

- accogliere la parte di imbocco del maschio
- cautelarsi contro l'eventuale maggiore corsa della maschiatrice
- contenere quei trucioli che anziché essere evacuati all'esterno sono stati spinti verso il fondo del foro durante la maschiatura.

Il valore y è legato quindi al tipo di imbocco, alla precisione della macchina, alla lunghezza della parte filettata e alla capacità delle scanalature, elicoidali ad esempio, di estrarre il truciolo. Approssimativamente corrisponde a 3-5 volte il passo. Si veda anche la tabella UNI 5710.

quella della vite per evitare il forzamento (fig. 52). Si noti che la lunghezza di avvitamento è maggiore nel caso di materiali più deformabili (si veda anche il punto 2.6 di questo capitolo). La lunghezza minima del foro filettato è quindi la somma di f più un tratto y che, come illustra la figura 53, è a sua volta dato dalla somma di un tratto x non filettato e del tratto z di filettatura incompleta. In definitiva, quando si esegue una filettatura non passante su un pezzo rimane un tratto non utilizzabile y la cui lunghezza corrisponde a quella dell'imbocco dell'utensile ed è orientativamente da tre a cinque volte il passo (più precise indicazioni sono date dalla tabella).

La figura 55 mostra ancora la sequenza di lavorazione di un foro filettato mediante foratura, svasatura e maschiatura; la rappresentazione del foro al termine di ogni operazione viene mostrata nella vista principale e laterale sia in sezione che in vista. Il tratto a filetto incompleto viene ottenuto a causa dell'estremità conica del maschio.

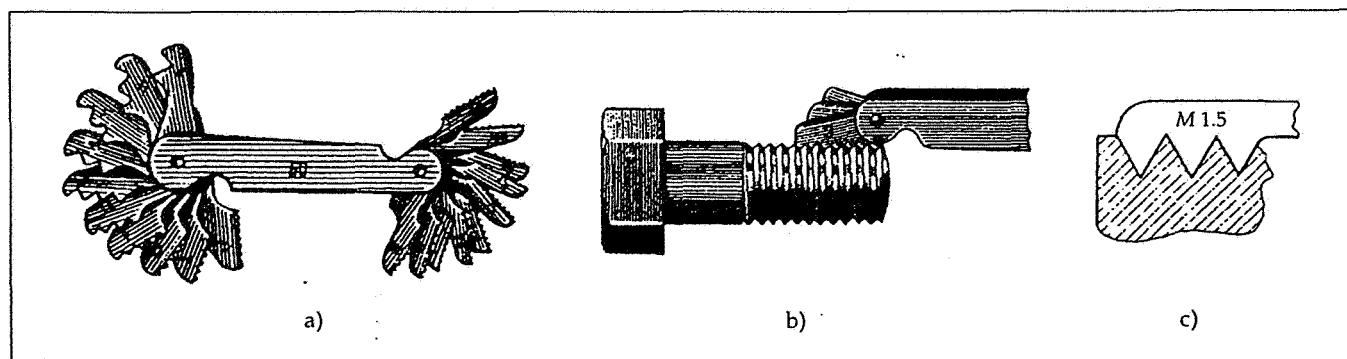


Fig. 54. Calibro per filettature o contafiletti; è costituito da una serie di lame sagomate come profili di filettatura; a ogni lama corrisponde una filettatura di passo diverso.

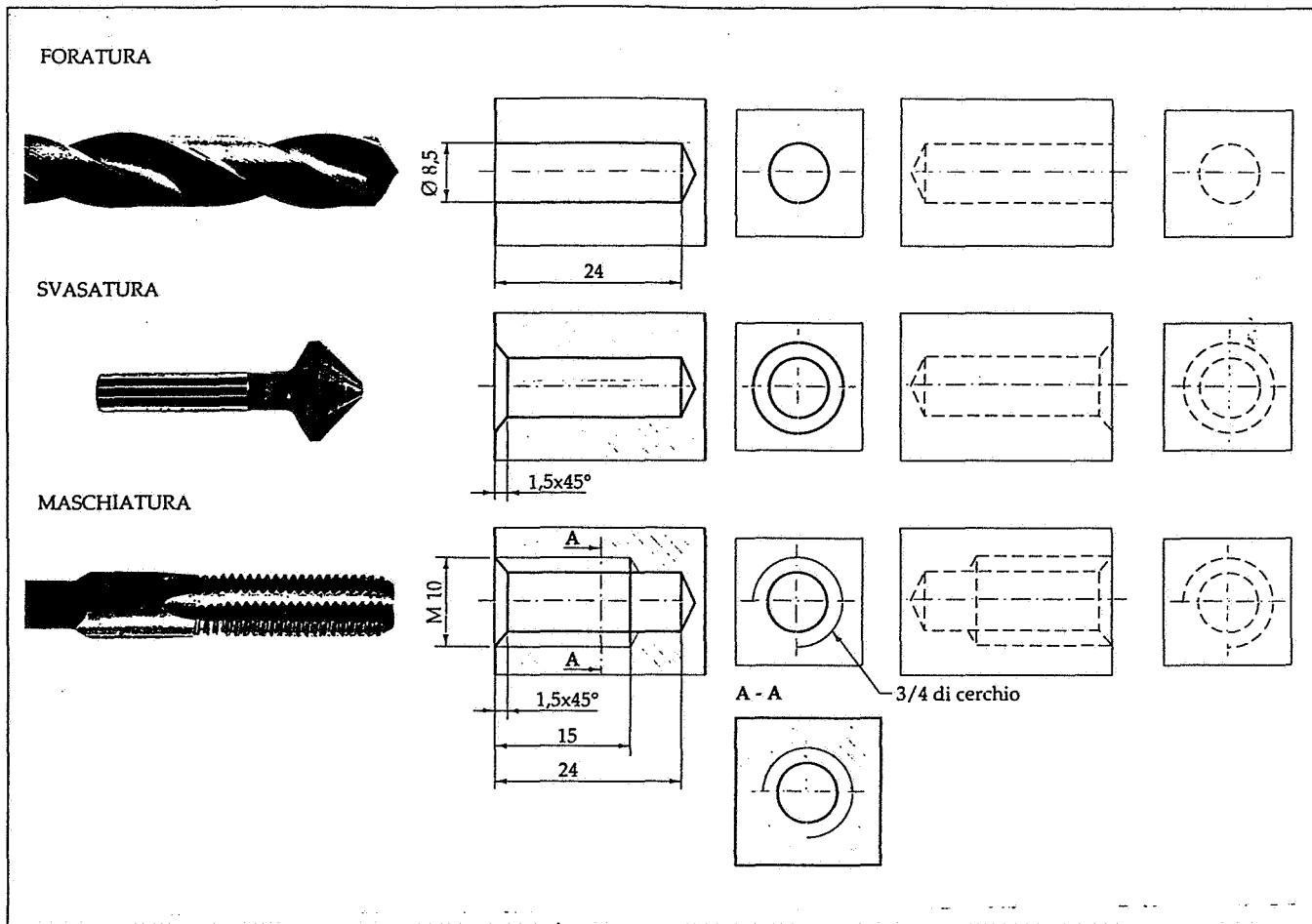
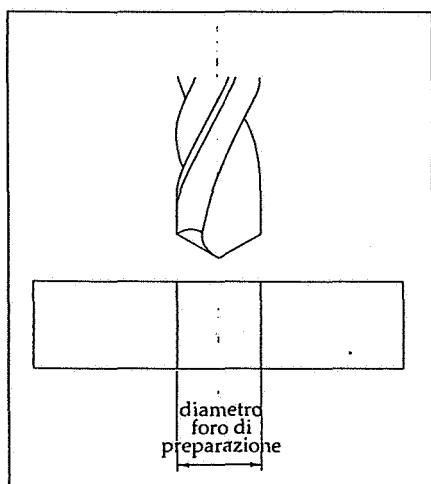


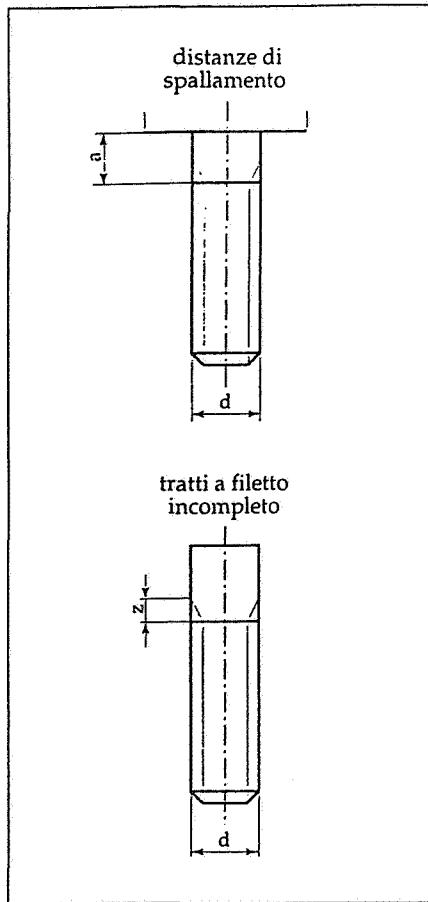
Fig. 55. Relazione tra la lavorazione e la rappresentazione dei fori filettati.

Nella tabella IX sono riportati dei valori orientativi dei diametri nominali delle punte elicoidali e dei diametri limiti che devono avere i fori prima di essere filettati. Si tenga presente che il diametro del foro viene determinato mediante tentativi perché è legato sia al sistema usato per eseguire la filettatura, sia al tipo di materiale da lavorare; materiali tenaci e fori profondi richiedono fori di diametro maggiore.



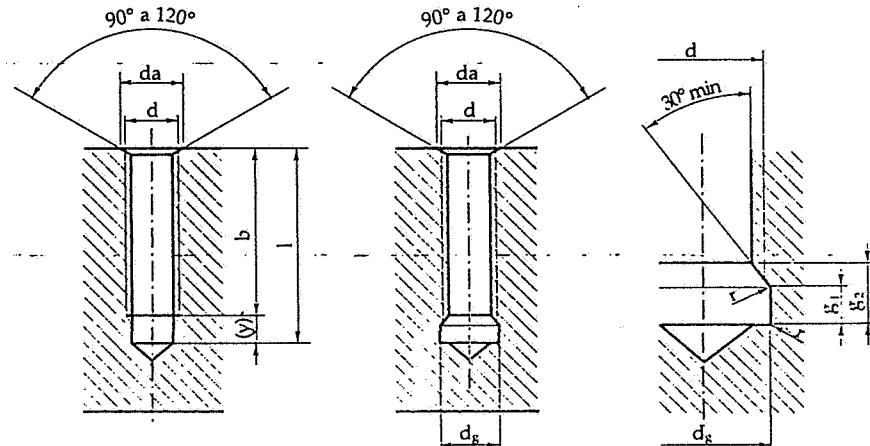
| Filettatura | Passo P | Punta elico- dale Dia- metro nomi- nale | Foro di preparazione Diametro Dp | | Filettatura | Passo P | Punta elico- dale Dia- metro nomi- nale | Foro di preparazione Diametro Dp | | | |
|-------------|------------|---|---|---|-------------|------------|---|---|---|--------|--------|
| | | | min. | max | | | | min. | max | | |
| | | | per madreviti di qualità precisa (tol. 5H) media (tol. 6H) | per madreviti di qualità precisa (tol. 5H) media (tol. 6H) | | | | per madreviti di qualità precisa (tol. 5H) media (tol. 6H) | per madreviti di qualità precisa (tol. 5H) media (tol. 6H) | | |
| M 1,6 | 0,35 | 1,25 | 1,236 | 1,301 | 1,321 | M 8x1 | 1 | 7 | 6,978 | 7,107 | 7,153 |
| M 1,8 | 0,35 | 1,45 | 1,436 | 1,501 | 1,521 | M 8 | 1,25 | 6,75 | 6,728 | 6,859 | 6,912 |
| M 2 | 0,4 | 1,6 | 1,586 | 1,657 | 1,679 | M 9x0,75 | 0,75 | 8,25 | 8,228 | 8,338 | 8,378 |
| M 2,2 | 0,45 | 1,75 | 1,736 | 1,813 | 1,838 | M 9x1 | 1 | 8 | 7,978 | 8,107 | 8,153 |
| M 2,5x0,35 | 0,35 | 2,15 | 2,136 | 2,201 | 2,221 | M 9 | 1,25 | 7,75 | 7,728 | 7,859 | 7,912 |
| M 2,5 | 0,45 | 2,05 | 2,036 | 2,113 | 2,138 | M 10x0,75 | 0,75 | 9,25 | 9,228 | 9,338 | 9,378 |
| M 3 x0,35 | 0,35 | 2,65 | 2,636 | 2,701 | 2,721 | M 10x1 | 1 | 9 | 8,978 | 9,107 | 9,153 |
| M 3 | 0,5 | 2,5 | 2,486 | 2,571 | 2,599 | M 10x1,25 | 1,25 | 8,8 | 8,778 | 8,859 | 8,912 |
| M 3,5x0,35 | 0,35 | 3,15 | 3,132 | 3,201 | 3,221 | M 10 | 1,5 | 8,5 | 8,478 | 8,612 | 8,676 |
| M 3,5 | 0,6 | 2,9 | 2,886 | 2,975 | 3,010 | M 11x0,75 | 0,75 | 10,25 | 10,223 | 10,338 | 10,378 |
| M 4 x0,5 | 0,5 | 3,5 | 3,482 | 3,571 | 3,599 | M 11x1 | 1 | 10 | 9,978 | 10,107 | 10,153 |
| M 4 | 0,7 | 3,3 | 3,282 | 3,382 | 3,422 | M 11 | 1,5 | 9,5 | 9,478 | 9,612 | 9,676 |
| M 4,5x0,5 | 0,5 | 4 | 3,982 | 4,071 | 4,099 | M 12x1 | 1 | 11 | 10,973 | 11,107 | 11,153 |
| M 4,5 | 0,75 | 3,75 | 3,732 | 3,838 | 3,878 | M 12x1,25 | 1,25 | 10,8 | 10,773 | 10,859 | 10,912 |
| M 5 x0,5 | 0,5 | 4,5 | 4,482 | 4,571 | 4,599 | M 12x1,5 | 1,5 | 10,5 | 10,473 | 10,612 | 10,676 |
| M 5 | 0,8 | 4,2 | 4,182 | 4,294 | 4,334 | M 12 | 1,75 | 10,25 | 10,223 | 10,371 | 10,441 |
| M 5,5x0,5 | 0,5 | 5 | 4,982 | 5,071 | 5,099 | M 14x1 | 1 | 13 | 12,973 | 13,107 | 13,153 |
| M 6 x0,75 | 0,75 | 5,25 | 5,232 | 5,338 | 5,378 | M 14x1,25 | 1,25 | 12,8 | 12,773 | 12,859 | 12,912 |
| M 6 | 1 | 5 | 4,982 | 5,107 | 5,153 | M 14x1,5 | 1,5 | 12,5 | 12,473 | 12,612 | 12,676 |
| M 7 x0,75 | 0,75 | 6,25 | 6,228 | 6,338 | 6,378 | M 14 | 2 | 12 | 11,973 | 12,135 | 12,210 |
| M 7 | 1 | 6 | 5,982 | 6,107 | 6,153 | M 15x1 | 1 | 14 | 13,973 | 14,107 | 14,153 |
| M 8 x0,75 | 0,75 | 7,25 | 7,228 | 7,338 | 7,378 | M 15x1,5 | 1,5 | 13,5 | 13,473 | 13,612 | 13,676 |

Tab. IX. Maschiatura: diametro degli utensili e dei fori di preparazione per filettature metriche.



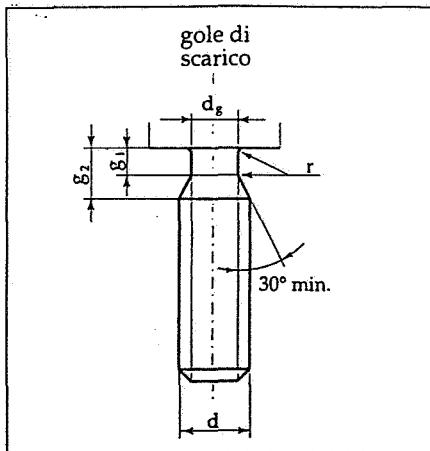
| Passo P | Diametri esterni corrispondenti per la filettatura a passo grosso | z (= 2,5 P) | a min | | |
|------------|--|----------------|--------------------|----------------|----------------|
| | | | normale (= 3 P) | corto (2 P) | lungo (4 P) |
| 0,2 | - | 0,5 | 0,6 | 0,4 | 0,8 |
| 0,25 | 1; 1,1; 1,2 | 0,6 | 0,75 | 0,5 | 1 |
| 0,3 | 1,4 | 0,75 | 0,9 | 0,6 | 1,2 |
| 0,35 | 1,6; 1,8 | 0,9 | 1,05 | 0,7 | 1,4 |
| 0,4 | 2 | 1 | 1,2 | 0,8 | 1,6 |
| 0,45 | 2,2; 2,5 | 1,1 | 1,35 | 0,9 | 1,8 |
| 0,5 | 3 | 1,25 | 1,5 | 1 | 2 |
| 0,6 | 3,5 | 1,5 | 1,8 | 1,2 | 2,4 |
| 0,7 | 4 | 1,75 | 2,1 | 1,4 | 2,8 |
| 0,75 | 4,5 | 1,9 | 2,25 | 1,5 | 3 |
| 0,8 | 5 | 2 | 2,4 | 1,6 | 3,2 |
| 1 | 6; 7 | 2,5 | 3 | 2 | 4 |
| 1,25 | 8 | 3,2 | 4 | 2,5 | 5 |
| 1,5 | 10 | 3,8 | 4,5 | 3 | 6 |
| 1,75 | 12 | 4,3 | 5,3 | 3,5 | 7 |
| 2 | 14; 16 | 5 | 6 | 4 | 8 |
| 2,5 | 18; 20; 22 | 6,3 | 7,5 | 5 | 10 |
| 3 | 24; 27 | 7,5 | 9 | 6 | 12 |
| 3,5 | 30; 33 | 9 | 10,5 | 7 | 14 |
| 4 | 36; 39 | 10 | 12 | 8 | 16 |
| 4,5 | 42; 45 | 11 | 13,5 | 9 | 18 |
| 5 | 48; 52 | 12,5 | 15 | 10 | 20 |
| 5,5 | 56; 60 | 14 | 16,5 | 11 | 22 |
| 6 | 64; 68 | 15 | 18 | 12 | 24 |

Tab. X. La tabella UNI 5709 attualmente valida per distanze di spallamento e filetto incompleto per le filettature esterne.



| Passo P | y | g ₁ min. | g ₂ | r = | d _g min. | Diametro di filettature d | |
|------------|------|------------------------|----------------|--------|------------------------|---------------------------|--------------|
| | | | | | | a passo grosso | a passo fine |
| 0,5 | 3,6 | 2 | 2,7 | 0,2 | d+0,25 | 3 | 4 a 5,5 |
| 0,75 | 4,7 | 3 | 4,1 | 0,4 | d+0,35 | 3 | 6 a 11 |
| 1 | 5,6 | 4 | 5,4 | 0,6 | d+0,45 | 6 a 7 | 8 a 30 |
| 1,5 | 7,6 | 6 | 8,1 | 1 | d+0,60 | 10 a 11 | 12 a 80 |
| 1,75 | 8,5 | 7 | 9,4 | 1 | d+0,60 | 12 | - |
| 2 | 9,7 | 8 | 10,7 | 1 | d+0,70 | 14 a 6 | 18 a 150 |
| 2,5 | 11,4 | 10 | 13,3 | 1,2 | d+0,70 | 18 a 22 | - |
| 3 | 13 | 12 | 16 | 1,6 | d+0,85 | 24 a 27 | 30 a 200 |
| 3,5 | 14,8 | 14 | 18,6 | 1,6 | d+0,85 | 30 a 33 | - |
| 4 | 16,4 | 16 | 21,2 | 2 | d+0,95 | 36 a 39 | 42 a 300 |
| 4,5 | 18,1 | 18 | 23,8 | 2 | d+0,95 | 42 a 45 | - |
| 5 | 19,7 | 20 | 26,4 | d+1,00 | 48 a 52 | - | - |
| 6 | 23,1 | 24 | 31,7 | 3,2 | d+1,10 | 64 a 68 | 70 a 300 |

Tab. XI. Distanze di spallamento, tratti a filetto incompleto e gole di scarico per filettature interne (secondo UNI 5710).



Tab. XII. Gole di scarico per filettature esterne metriche (secondo UNI ISO 4755).

Per le lunghezze dei fori la quota L di figura 51 viene per lo più considerata ausiliaria e spesso omessa. Il riferimento va comunque eventualmente fatto sul fondo del diametro utile, mai sulla punta (vedi cap. 10)

| Passo di filettatura P | $d_{h12} (h13)^\circ$ | g_1 min. | g_2 $(= 3 P)$ | |
|---------------------------|-----------------------|---------------|--------------------|------|
| 0,25 | d - 0,4 | 0,4 | 0,75 | 0,12 |
| 0,3 | d - 0,5 | 0,5 | 0,9 | 0,16 |
| 0,35 | d - 0,6 | 0,6 | 1,05 | 0,16 |
| 0,4 | d - 0,7 | 0,6 | 1,2 | 0,2 |
| 0,45 | d - 0,7 | 0,7 | 1,35 | 0,2 |
| 0,5 | d - 0,8 | 0,8 | 1,5 | 0,2 |
| 0,6 | d - 1 | 0,9 | 1,8 | 0,4 |
| 0,7 | d - 1,1 | 1,1 | 2,1 | 0,4 |
| 0,75 | d - 1,2 | 1,2 | 2,25 | 0,4 |
| 0,8 | d - 1,3 | 1,3 | 2,4 | 0,4 |
| 1 | d - 1,6 | 1,6 | 3 | 0,6 |
| 1,25 | d - 2 | 2 | 3,75 | 0,6 |
| 1,5 | d - 2,3 | 2,5 | 4,5 | 0,8 |
| 1,75 | d - 2,6 | 3 | 5,25 | 1 |
| 2 | d - 3 | 3,4 | 6 | 1 |
| 2,5 | d - 3,6 | 4,4 | 7,5 | 1,2 |
| 3 | d - 4,4 | 5,2 | 9 | 1,6 |
| 3,5 | d - 5 | 6,2 | 10,5 | 1,6 |
| 4 | d - 5,7 | 7 | 12 | 2 |
| 4,5 | d - 6,4 | 8 | 13,5 | 2,5 |
| 5 | d - 7 | 9 | 15 | 2,5 |
| 5,5 | d - 7,7 | 11 | 17,5 | 3,2 |
| 6 | d - 8,3 | 11 | 18 | 3,2 |

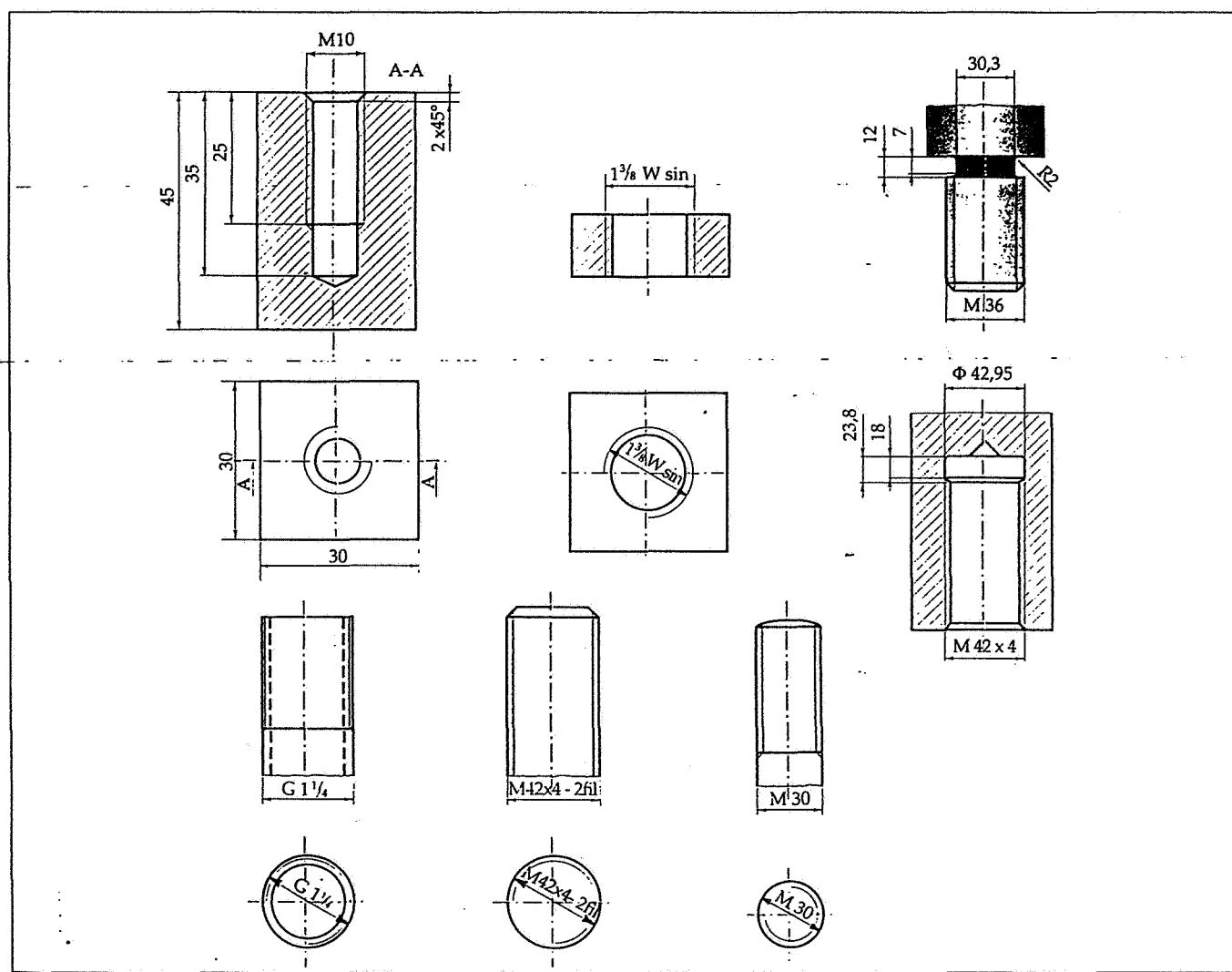


Fig. 56. Quotature di elementi filettati.

TOLLERANZE PER FILETTATURE

Gli errori che possono verificarsi in un elemento filettato, vite o madrevite, sono:

- errori sul diametro medio;
- errori sul diametro esterno;
- errori sul diametro di nocciolo;
- errori di passo (somma degli errori riscontrati sui passi compresi nella lunghezza di avvitamento);
- errori sull'angolo del profilo.

La tabella UNI 5541 definisce il sistema di tolleranze da adottare per le filettature metriche ISO. Le tolleranze vengono previste:

- a) sul diametro esterno della vite
- b) sul diametro medio della vite
- c) sul diametro di nocciolo della madrevite
- d) sul diametro medio della madrevite

Infatti poiché i valori di questi diametri sono legati sia al passo che all'angolo del profilo, queste tolleranze tengono conto in modo indiretto anche di questi errori: gli errori di passo influiscono sul diametro medio nel senso che un'appropriata variazione del diametro medio può compensare un de-

terminato errore di passo. Infatti nell'accoppiamento filettato a) della figura 59, nel quale la madrevite ha il profilo esatto e la vite presenta un errore totale di passo δP , l'avvitamento può ancora effettuarsi se si diminuisce il diametro medio della vite della quantità δd_2 , in modo cioè che il punto A della vite si porti, mediante traslazione parallela al fianco MN, nel punto B; l'errore di passo δP è così compensato dalla variazione δd_2 del diametro medio (accoppiamento b) della figura 56.

La variazione da apportare al diametro medio per compensare gli errori di passo è proporzionale alla lunghezza di avvitamento. Analogamente anche un eventuale errore sull'angolo può essere compensato da una variazione del diametro medio. In conseguenza di quanto sopra esposto, gli elementi della filettatura, in base ai quali vengono dati i campi di tolleranza per ciascuno dei diametri di filettatura, sono:

- la dimensione della filettatura (diametro \times passo);
- la qualità di lavorazione;
- la lunghezza di avvitamento;
- il gioco minimo sul diametro medio.

A differenza del sistema tradizionale di tolleranze per pezzi non filettati, si prevedono per le filettature esterne solo le posizioni e, g ed h, e per le filettature interne le posizioni G ed H.

| Gruppi di diametri nominali (d - D) | | Passo P | Lunghezza di avvitamento | | | |
|-------------------------------------|--------|---------|--------------------------|-------------|-----------|-------|
| | | | S (corta) | N (normale) | L (lunga) | sopra |
| sopra | fino a | | fino a | sopra | fino a | sopra |
| 1,5 | 2,8 | 0,35 | 0,8 | 0,8 | 2,6 | 2,6 |
| | | 0,4 | 1 | 1 | 3 | 3 |
| | | 0,45 | 1,2 | 1,2 | 3,7 | 3,7 |
| | | 0,35 | 1 | 1 | 3 | 3 |
| | | 0,5 | 1,5 | 1,5 | 4,5 | 4,5 |
| | | 0,6 | 1,7 | 1,7 | 5 | 5 |
| 2,8 | 5,6 | 0,7 | 2 | 2 | 6 | 6 |
| | | 0,75 | 2,2 | 2,2 | 6,7 | 6,7 |
| | | 0,8 | 2,5 | 2,5 | 7,5 | 7,5 |
| | | 0,75 | 2,4 | 2,4 | 7,1 | 7,1 |
| | | 1 | 3 | 3 | 9 | 9 |
| | | 1,25 | 4 | 4 | 12 | 12 |
| 5,6 | 11,2 | 1,5 | 5 | 5 | 15 | 15 |
| | | 1 | 3,8 | 3,8 | 11 | 11 |
| | | 1,25 | 4,5 | 4,5 | 13 | 13 |
| | | 1,5 | 5,6 | 5,6 | 16 | 16 |
| | | 1,75 | 6 | 6 | 18 | 18 |
| | | 2 | 8 | 8 | 24 | 24 |
| 11,2 | 22,4 | 2,5 | 10 | 10 | 30 | 30 |
| | | 1 | 4 | 4 | 12 | 12 |
| | | 1,5 | 6,3 | 6,3 | 19 | 19 |
| | | 2 | 8,5 | 8,5 | 25 | 25 |
| | | 3 | 12 | 12 | 36 | 36 |
| | | 3,5 | 15 | 15 | 45 | 45 |
| 22,4 | 45 | 4 | 18 | 18 | 53 | 53 |
| | | 4,5 | 21 | 21 | 63 | 63 |
| | | 1,5 | 7,5 | 7,5 | 22 | 22 |
| | | 2 | 9,5 | 9,5 | 28 | 28 |
| | | 3 | 15 | 15 | 45 | 45 |
| | | 4 | 19 | 19 | 56 | 56 |
| 45 | 90 | 5 | 24 | 24 | 71 | 71 |
| | | 5,5 | 28 | 28 | 85 | 85 |
| | | 6 | 32 | 32 | 95 | 95 |
| | | 2 | 12 | 12 | 36 | 36 |
| | | 3 | 18 | 18 | 53 | 53 |
| | | 4 | 24 | 24 | 71 | 71 |
| 90 | 180 | 6 | 36 | 36 | 106 | 106 |
| | | 3 | 20 | 20 | 60 | 60 |
| | | 4 | 26 | 26 | 80 | 80 |
| | | 6 | 40 | 40 | 118 | 118 |

Tab. XIII. Gruppi di lunghezze di avvitamento.

Inoltre sono previsti solo alcuni gradi di tolleranza e precisamente:

- 4, 6 ed 8 per il diametro esterno della vite;
- da 3 a 9 per il diametro medio della vite;
- da 4 a 8 per il diametro di nocciolo ed il diametro medio della madrevite.

Le lavorazioni sono quindi classificate in base alla loro qualità, che può essere:

- a) **precisa**, per filettature di precisione, con piccoli giochi;
- b) **media**, per impieghi generici;

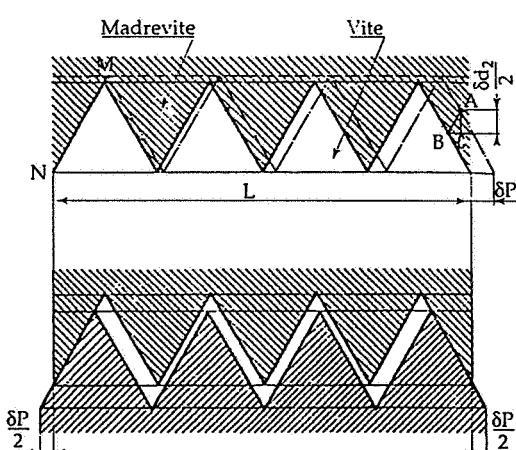


Fig. 59. Controllo degli errori di passo attraverso la loro influenza sul diametro medio; nel caso a) la madrevite ha il profilo esatto e la vite presenta l'errore di passo δP che viene compensato dalla variazione δd_2 del diametro medio (caso b).

c) grossolana, quando vi sono difficoltà costruttive delle filettature, ad esempio nel caso di fori profondi.

Anche la lunghezza di avvitamento è un dato importante ai fini della scelta della tolleranza, ed è definita in base ai diametri nominali e al passo. Nella tabella XIII, dove si definisce una lunghezza di avvitamento corta (designata con la lettera S), normale (N) e lunga (L). La tabella XIV indica il grado di tolleranza da adottare, in funzione della lunghezza di avvitamento e della qualità di lavorazione, per il diametro esterno d e medio d_2 della vite e il diametro di nocciolo D_1 e medio D_2 della madrevite.

Per quanto riguarda la posizione dei campi di tolleranze, si usa per le viti:

- posizione h, con gioco radiale minimo e qualità precisa;
 - posizione g, per facilitare l'avvitamento e si prevede un rivestimento galvanico;
 - posizione e, da usare in casi eccezionali per rivestimenti di grande spessore;
 - e per le madreviti:
 - posizione H, per tutte le applicazioni;
 - posizione G, in casi eccezionali e per rivestimenti di grande spessore.
- Per ridurre al minimo il complesso dei calibri e degli utensili, la tabella XV indica le tolleranze da adottare per gli

| DIAMETRI | Qualità di lavorazione | | | | | | | | |
|-----------|------------------------|------------------------------------|------------|---------|-------|------------|---------|-------|------------|
| | precisa | media | grossolana | precisa | media | grossolana | precisa | media | grossolana |
| Vite | d | 4 | 6 | - | 4 | 6 | 8 | 4 | 6 |
| | d_2 | 3 | 5 | - | 4 | 6 | 8 | 5 | 7 |
| Madrevite | D_1 | 4 | 5 | - | 5 | 6 | 7 | 6 | 7 |
| | D_2 | 4 | 5 | - | 4 | 6 | 7 | 6 | 8 |
| | | S | | | N | | | L | |
| | | Gruppi di lunghezze di avvitamento | | | | | | | |

Tab. XIV. Gradi di precisione, qualità e lunghezze di avvitamento delle filettature. Il grado di precisione 6 deve essere usato per la qualità media e lunghezza di avvitamento N; i gradi di precisione minori di 6 si devono usare per la qualità precisa, oppure per la qualità media e lunghezza di avvitamento S; i gradi di precisione maggiori di 6 si devono usare per la qualità grossolana, oppure per la qualità media con lunghezza di avvitamento L.

| Lunghezza di avvitamento | Qualità di lavorazione | Filettatura | CAMPI DI TOLLERANZA PER FILETTATURE | | |
|--------------------------|------------------------|----------------|-------------------------------------|---|--|
| | | | senza rivestimento | fosfatate oppure con rivestimento galvanico | con rivestimento galvanico a grande spessore |
| S (corta) | precisa | vite madrevite | 3h 4h 4H | - | - |
| | media | vite madrevite | 5h 6h oppure 5g 6g 5H | 5g 6g 5H ** | 5g 6g 5G |
| | grossolana | vite madrevite | - | - | - |
| N (normale) | precisa | vite madrevite | 4h oppure 4g 4H 5H | 4g 4H 5H ** | 4e 4G 5G |
| | media | vite madrevite | 6h oppure 6g 6H | 6g 6H ** | 6e 6G |
| | grossolana | vite madrevite | 8g 7H | 8g 7H ** | 8e 7G |
| L (lunga) | precisa | vite madrevite | 5h 4h 6H | 5h 4h ** 6H ** | - |
| | media | vite madrevite | 7h 6h oppure 7g 6g 7H | 7g 6g 7H ** | 7e 6e 7G |
| | grossolana | vite madrevite | 9g 8g 8H | 9g 8g 8H ** | 9e 8e 8G |

Nella lavorazione meccanica non si deve utilizzare la tolleranza fino al limite massimo per le viti, o al limite minimo per le madreviti.

Tab. XV. Campi di tolleranze consigliati per filettature metriche ISO.

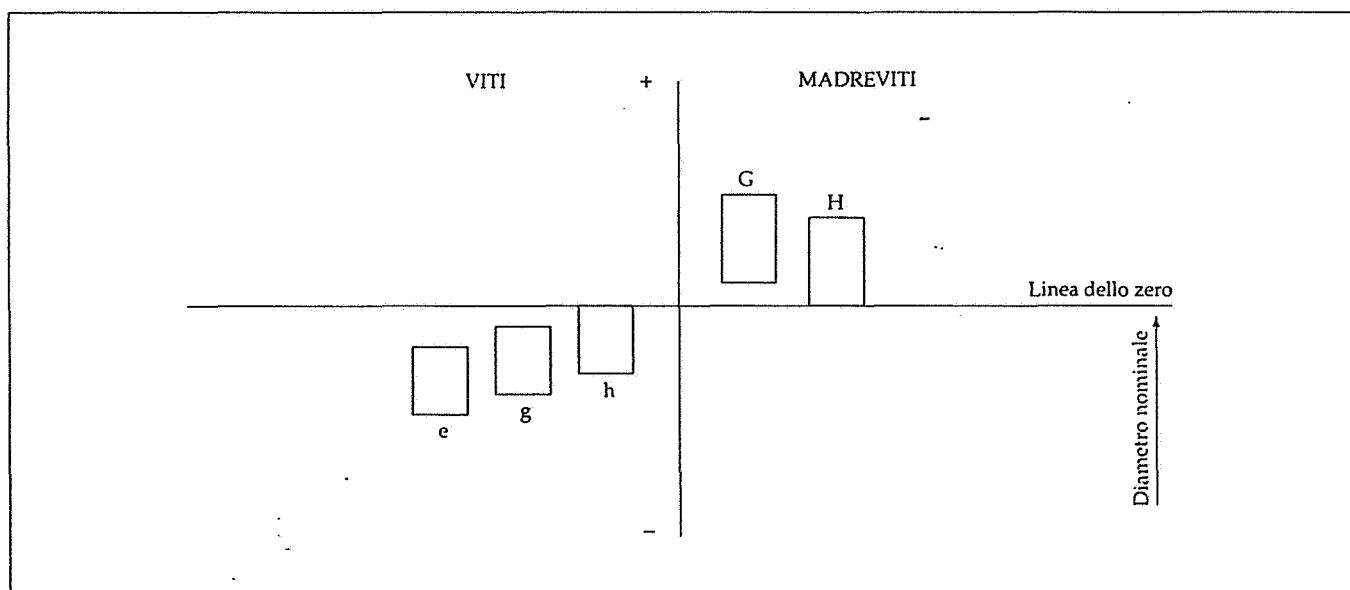


Fig. 60. Posizioni delle tolleranze per filettature esterne ed interne.

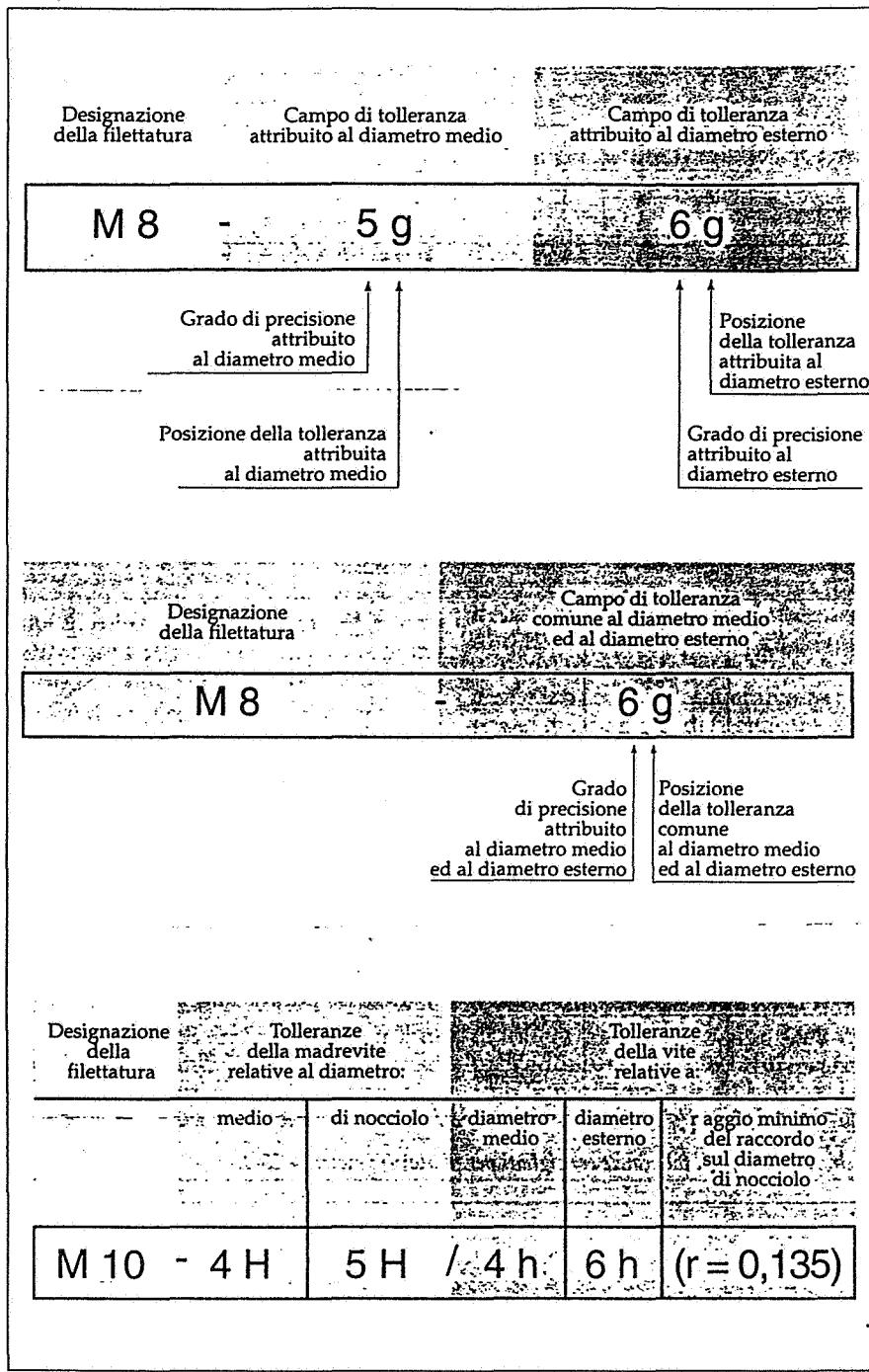


Fig. 61. Designazione delle tolleranze degli accoppiamenti vite-madrevite.

accoppiamenti vite-madrevite in funzione delle lunghezze di avvitamento e della qualità di lavorazione. L'indicazione comprende la designazione dimensionale seguita da quella della tolleranza. La designazione della tolleranza è composta dal numero indicante la qualità seguito dalla lettera indicante la posizione. La figura 61 riassume le regole di de-

signazione per filettature esterne ed interne.
Per la designazione degli accoppiamenti filettati si scrivono nell'ordine, la designazione della filettatura, le tolleranze della madrevite, il carattere barra (/) e le indicazioni per la vite. Se le tolleranze del diametro medio ed esterno coincidono, si mette un'unica indicazione.

| UNI ENTE NAZIONALE ITALIANO DI UNIFICAZIONE | |
|---|---|
| UNI 127 | Filettature a dente di sega. |
| UNI 128 | Filettature a dente di sega. |
| UNI 699 | Viti per legno - filettature ed estremità. |
| UNI 947 | Estremità delle viti. |
| UNI 2709 | Filettatura Whitworth. |
| UNI 3978 | Disegni tecnici - rappresentazione convenzionale delle filettature. |
| UNI 4534 | Filettature metriche a profilo triangolare - generalità. |
| UNI 4535 | Filettature metriche a profilo triangolare - diametri nominali. |
| UNI 5541 | Filettature metriche a profilo triangolare - sistema di tolleranze per accoppiamenti mobili. |
| UNI 5699 | Diametri degli utensili per fori di preparazione alla maschialatura. |
| UNI 5709 | Filettature incomplete per filettature esterne metriche ISO (parzialmente sostituita dalla UNI ISO 4755). |
| UNI 5710 | Gole di scarico, lunghezze utili e filetti incompleti per filettature interne metriche ISO. |
| UNI 6125 | Filettatura gas conica per impianti elettrici a sicurezza. |
| UNI 7707 | Filettature metriche a profilo triangolare per accoppiamenti cilindrici-conici a tenuta stagna sul filetto. |
| UNI ISO 7/1 | Filettature di tubazioni per accoppiamenti a tenuta stagna sul filetto. |
| UNI ISO 228/1 | Filettature di tubazioni per accoppiamenti non a tenuta stagna sul filetto. |
| UNI ISO 2901-2904 | Filettatura metrica trapezoidale ISO. |
| UNI ISO 4755 | Gole di scarico per elementi di fissaggio con filettature esterne metriche ISO. |

LA RAPPRESENTAZIONE AUTOMATICA DEI COLLEGAMENTI FILETTATI

Il software Autocad permette all'utente di sfruttare i concetti della parametrizzazione per disegnare degli elementi meccanici o delle entità anche complesse che condividono relazioni geometriche comuni, aumentando notevolmente la produttività e l'efficienza del disegno. Nella loro semplicità, anche i due comandi **BLOCK** ed **INSERT** sono parametrici, anche se i simboli o le primitive richiamati possono essere solo scalati o ruotati. Attraverso il disegno parametrico, l'utente può sfruttare le similitudini geometriche e analizzare i dati degli elementi introdotti in una lista di caratteristiche, quali dimensioni unificate, forme e proprietà.

La progettazione di un sistema parametrico per la rappresentazione di elementi filettati comprende lo sviluppo di alcuni moduli fondamentali, tra cui:

- a) file di dati esterni che contengono le informazioni, le proprietà e i dati delle tabelle unificate;
- b) funzioni che calcolano e disegnano correttamente gli elementi filettati;
- c) interfaccia utente per i menu di schermo in grado di gestire le funzioni e i collegamenti con i dati

Progettazione del menu di schermo

Il menu che vediamo rappresentato ogni qualvolta si accede al programma Autocad è un file di testo che elenca, sotto forma di comandi e secondo un linguaggio speciale, tutte le voci per i menu a video, per quelli a tendina e per le icone. Il file standard usato per default è **ACAD.MNU**. In sostanza ogni voce di menu in questo file testo contiene una lista di comandi sotto forma di macro o *macro-comandi* che può automatizzare una serie di comandi elementari. Autocad carica il file Acad.mnu per la gestione dei menu all'inizio di ogni sessione di lavoro, ma è possibile in qualsiasi momento accedere a un menu personalizzato col comando menu.

In questa esercitazione si costruirà un menu a tendina [o *pull-down*] per l'inserimento di elementi filettati all'interno del disegno. I menu a tendina sono di natura dinamica poiché compaiono solo quando vengono chiamati; i passi da seguire per la costruzione di un'interfaccia utente con menu pull-down sono i seguenti:

1) disegno dell'elemento che si vuole parametrizzare con Autocad. Si supponga di voler disegnare delle filettature esterne ed interne, in vista laterale, in pianta ed in sezione;

2) memorizzazione di ogni elemento disegnato con un nome: ad esempio si utilizzeranno i nomi: 1blk1 fino a 1blk7 per sette rappresentazioni diverse;

3) uso del comando **MSLIDE**: questo comando [Make Slide] crea su disco, con estensione .Sld, un file che contiene semplicemente l'elenco dei vettori per ridisegnare velocemente lo schermo, omettendo tutte le altre informazioni (proprietà,

livelli, attributi). Ad esempio una volta disegnato un foro filettato cieco, viene memorizzato su una slide che può essere visualizzata in qualsiasi momento col comando **VSLIDE** (fig. 1). Autocad non permette però di modificare un'immagine così richiamata.

4) modifica del file **ACAD.MNU** con l'uso di un editor di testi; questo file contiene una sezione dedicata ai menu a cascata, indicati in questo file col nome *****Pop1** fino al nome *****Pop8** in quanto esistono otto posizioni, con la possibilità di ottenere menu in cascata. Si può provare a trovare e modificare la sezione del file dedicata alla gestione degli help:

```
***Pop7
[File]
[Save]^C^Csave;
[End]^C^Cend
[Quit]^C^C$=X $s=quit quit
[---]
[Plot]^C^Cplot
[Print]^C^Cprint

***Pop8
[Help]
[Help]'help
```

Come si può notare, in parentesi quadre c'è il nome del comando che compare nel menu, seguito da due **Ctrl C** che servono per cancellare gli eventuali comandi attivi, mentre l'apostrofo indica che siamo in presenza di un comando trasparente, cioè inseribile all'interno della chiamata di un altro comando.

--- La sezione *****Pop8** si può modificare in questo modo:

```
***Pop8
[Librerie]
[Filelitteratura]^C^C$i=libbl1 $i=*
```

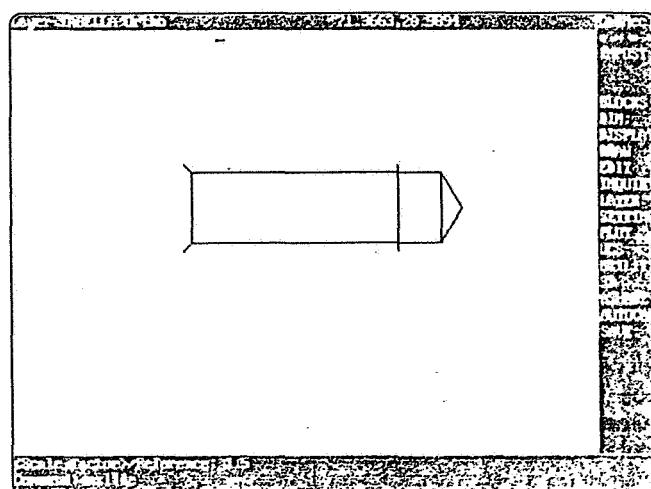


Fig. 1. Creazione della slide 1blk1 col comando MSLIDE.

A U T O C A D

La parte da inserire risulta così composta da due sezioni, poiché si farà uso di un menu ad icone.

Nella prima parte si nota la parola *librerie* che comparirà in alto sullo schermo, mentre la parola *filettature* apparirà all'interno del menu a tendina. Il codice \$i=libbl1 fa riferimento ad un menu ad icone, che viene visualizzato col comando \$i=*

Nel file Acad.Mnu bisognerà cercare la sezione ***icon ed inserire il listato:

***icon

**libbl1

```
[***** Archivio 1
Pagina 1 *****]
[1blk1]^C^Cinsert 1blk1
[1blk2]^C^Cinsert 1blk2
[1blk3]^C^Cinsert 1blk3
[1blk4]^C^Cinsert 1blk4
[1blk5]^C^Cinsert 1blk5
[1blk6]^C^Cinsert 1blk6
[1blk7]^C^Cinsert 1blk7
[Uscire]^C^C
```

La prima parola racchiusa tra parentesi non è altro che il nome della slide precedentemente memorizzata, mentre il comando **INSERT** nome permette di inserire il blocco visualizzato nel disegno. Come si vede dalla figura 2, è possibile selezionare l'icône corrispondente per ottenere l'inserimento della rappresentazione corrispondente nel disegno corrente (fig. 3).

Utilizzando questa tecnica, è possibile adattare pienamente Autocad alle proprie esigenze, ottenendo sofisticati menu a pagine successive, per l'inserimento ad esempio di più complessi elementi filettati (fig. 4), utilizzando ed estraendo dati da tabelle unificate o associati alle entità.

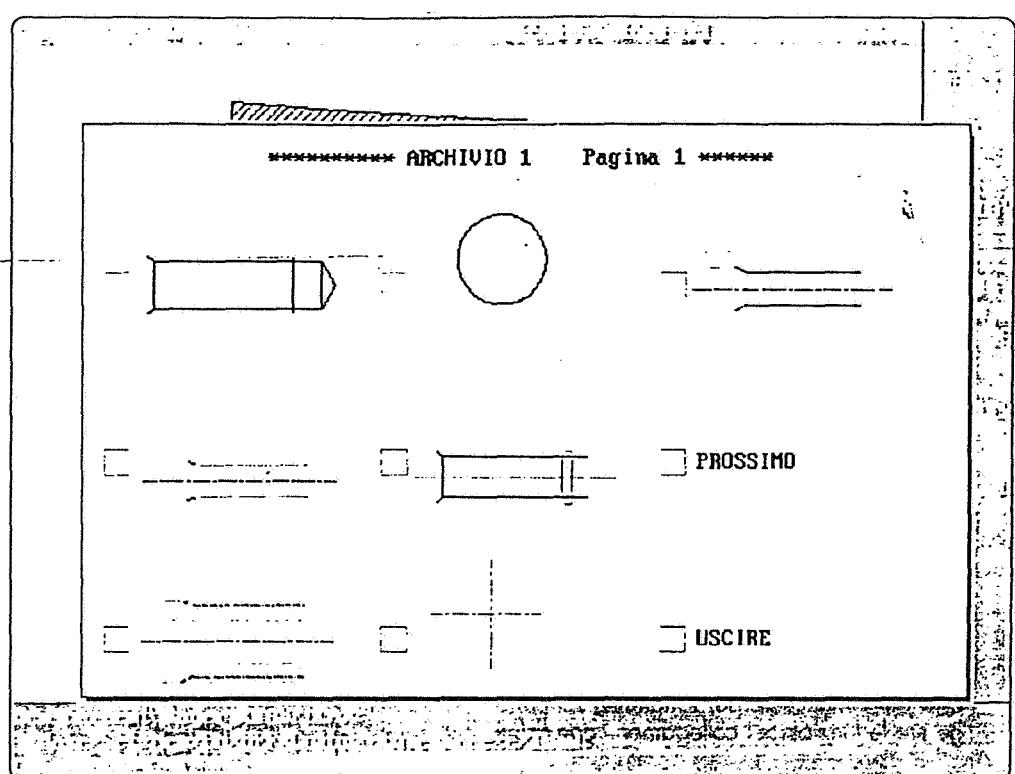


Fig. 2. Il menu ad icône per la scelta del tipo di rappresentazione da inserire nel disegno.

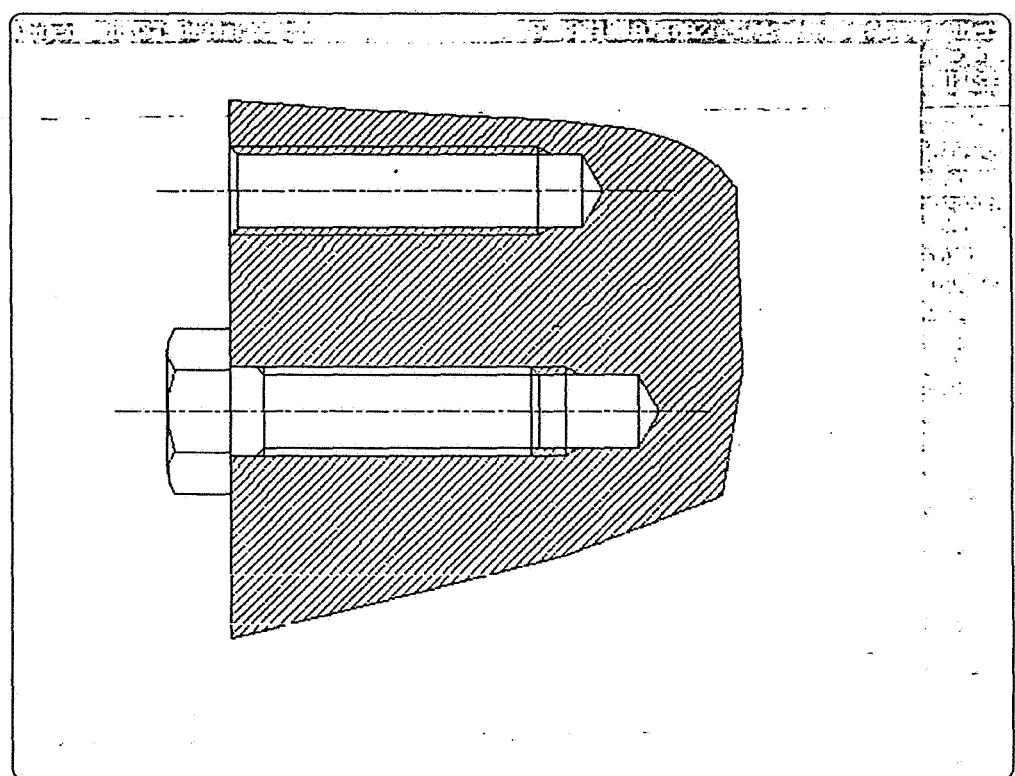


Fig. 3. Inserimento del foro cieco filettato nel disegno in modo parametrico.

A U T O C A D

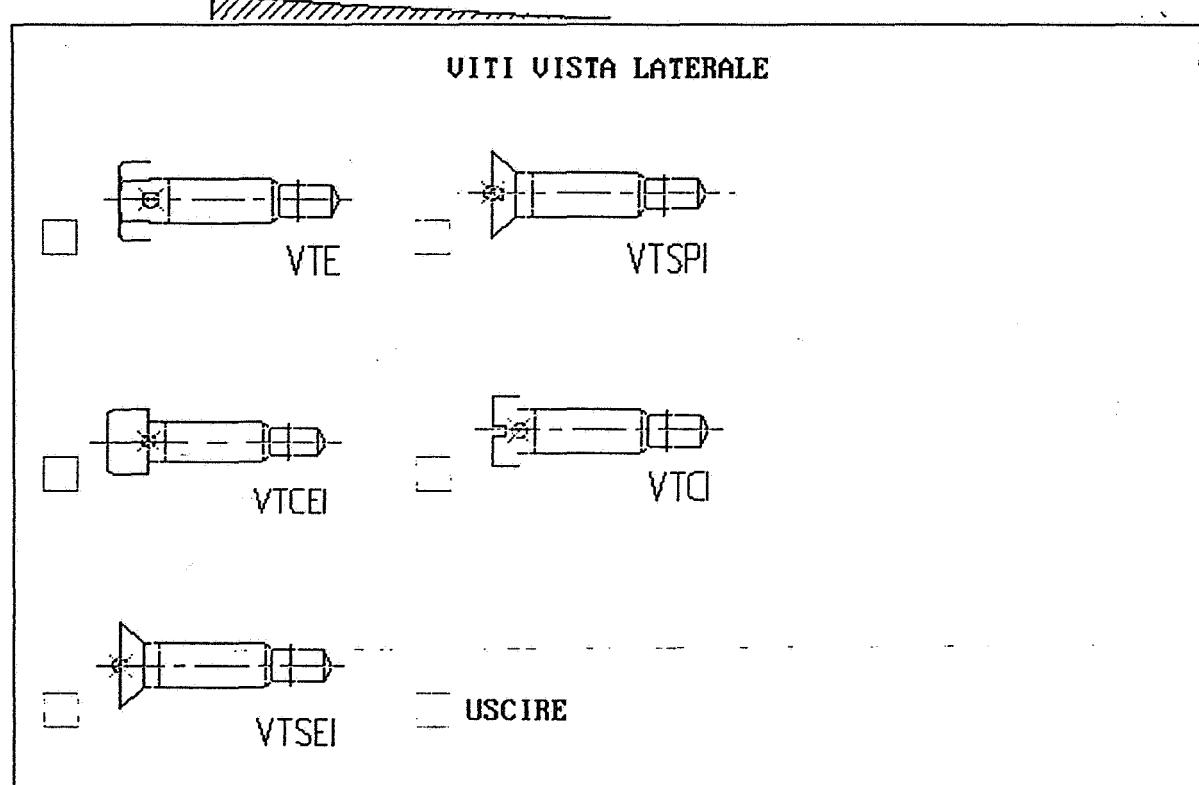
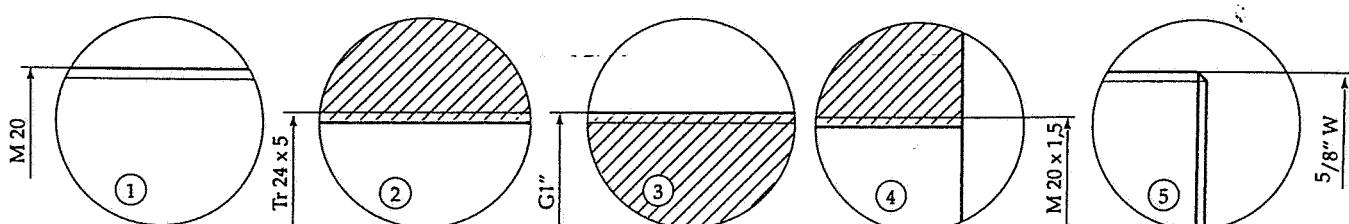


Fig. 4. Il menu ad icone per la scelta del tipo di collegamento da inserire nel disegno.

Esercizi • Esercizi • Esercizi • Esercizi

1.

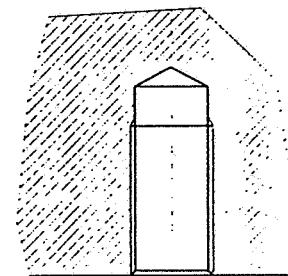
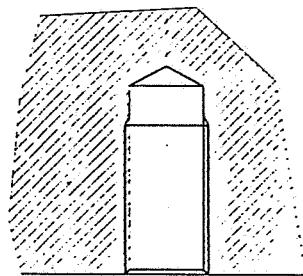
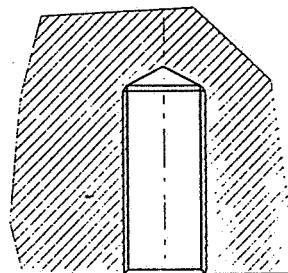
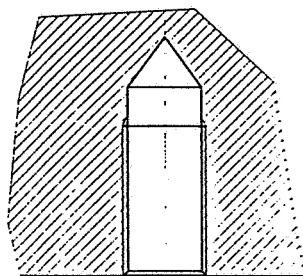
Utilizzando le norme unificate sugli elementi filettati, completare la tabella per le filettature indicate in figura.



| N. | PROFILO | DIAMETRO NOMINALE | DIAMETRO DI NOCCIOLO | PASSO | ANGOLO DEL FILETTO |
|----|--------------|-------------------|----------------------|-------|--------------------|
| 1 | Metrico ISO | | | | |
| 2 | Trapezoidale | | | | |
| 3 | Gas | | | | |
| 4 | Metrico ISO | | | | |
| 5 | Withworth | | | | |

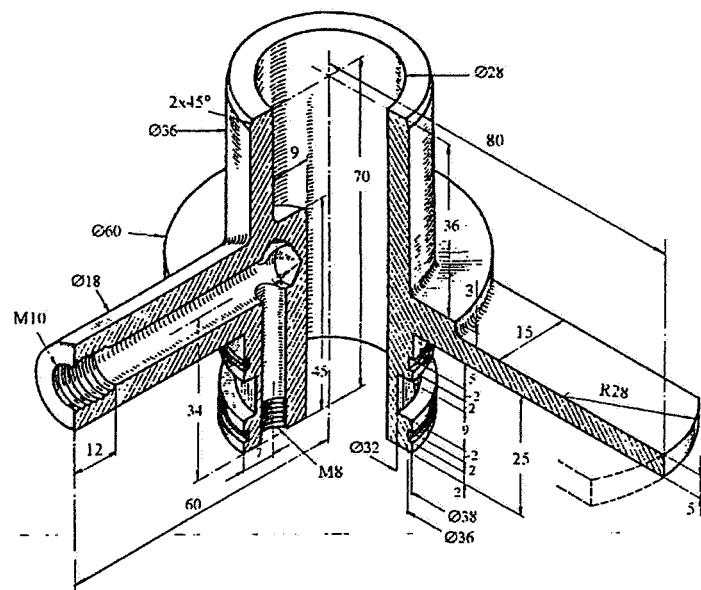
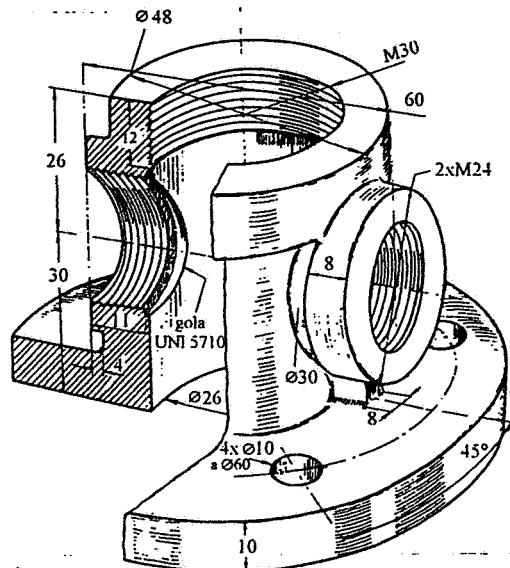
2.

In figura sono illustrati dei fori filettati ciechi: indicare gli errori di rappresentazione.

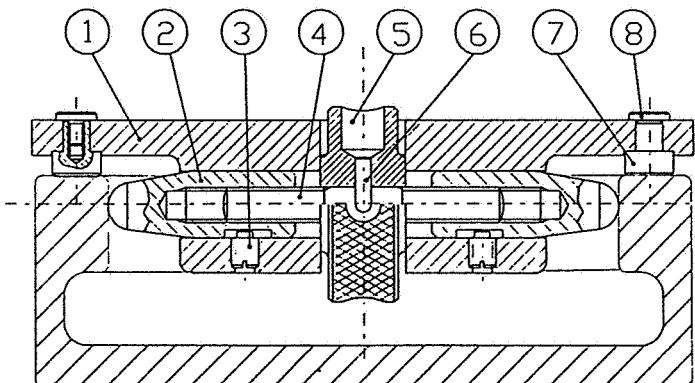


SERCIZI•ESERCIZI•ESERCIZI•ESERCIZI

3. Disegnare e dimensionare in proiezioni ortogonali con viste e/o sezioni necessarie i due particolari rappresentati in assonometria.



4. Il disegno rappresenta il complessivo di un'attrezzatura di riferimento, in scala 1:2; rappresentare con quote, tolleranze, rugosità superficiali tutti i particolari non unificati.

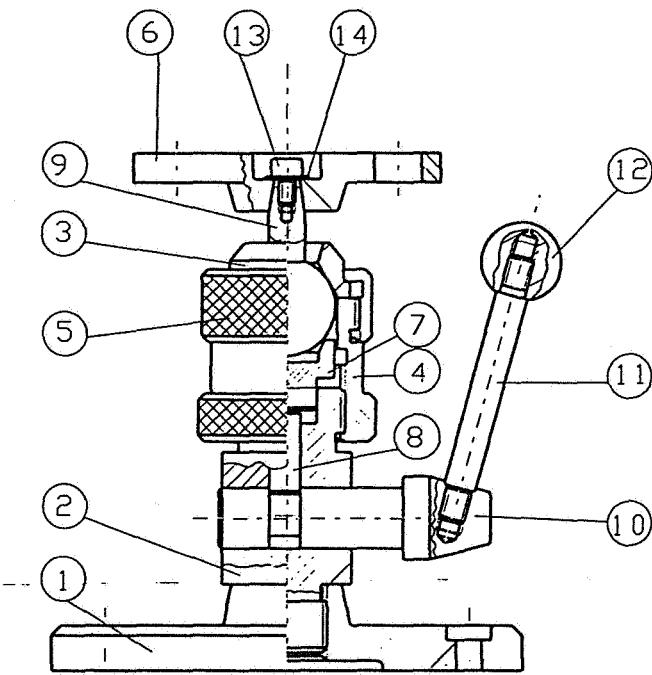


| Tolleranze generali UNI ISO 2768-m | | | | |
|------------------------------------|------------------------|---|---|-------------|
| 8 | vite per dado | 3 | | |
| 7 | dado | 3 | | |
| 6 | spina | 1 | | |
| 5 | ghiera | 1 | | |
| 4 | albero filettato | 1 | | |
| 3 | grano di riferimento | 2 | | |
| 2 | chiocciola* | 2 | | |
| 1 | piastra di riferimento | 1 | | |
| N | | Q | | |
| | | | | |
| Date | Mater-Cod. | Date | Modifica | |
| # mattole | Materiale | grasso - Peso - Inoltre | ora grasso | |
| | | | | |
| Trott. | Prof.trott. | Dur.MC | Ors. N | complessivo |
| Denominazione | attrezzatura | | Codice | |
| di riferimento | | | | |
| Gruppo | |  |  | |

*Attenzione: le 2 chiocciola non sono uguali

Esercizi • Esercizi • Esercizi • Esercizi

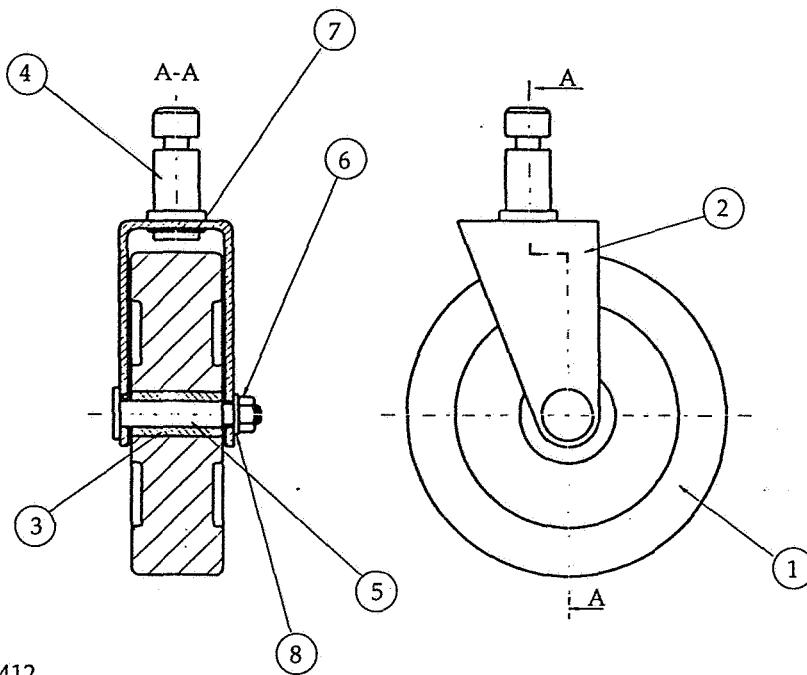
5. Il disegno rappresenta il complessivo di un supporto orientabile, in scala 1:2; rappresentare con quote, tolleranze, rugosità superficiali tutti i particolari non unificati.



| N° | Denominazione | Materiale | Q | Note |
|----|---------------------------|-----------|---|------|
| 14 | ROSETTA 6,4X11 UNI 6592 | | 1 | |
| 13 | VITE UNI 5931 M6X12 | | 1 | |
| 12 | POMOLDO | | 1 | |
| 11 | ASTA DI MANOVRA | | 1 | |
| 10 | ALBERO CON ECCENTRICO | | 1 | |
| 9 | SFERA CON PERNÒ | | 1 | |
| 8 | PERNO UNI ISO 2340B 10X26 | | 1 | |
| 7 | BUSSOLA | | 1 | |
| 6 | DISCO PORTAPEZZI | | 1 | |
| 5 | GHIERA DI BLOCCAGGIO | | 1 | |
| 4 | GHIERA DI REGISTRAZIONE | | 1 | |
| 3 | ANELLO DI BLOCCAGGIO | | 1 | |
| 2 | CORPO | | 1 | |
| 1 | BASE | | 1 | |

| | | | |
|------------------------------------|-------------|--------------------------------------|-------------|
| Data | Modifica | Data | Modifica |
| N. modello | Materiale | grasso - Peso - Spess. | Dim. grezzo |
| Trott. | Prot.trott. | Dur.HRC | Dis. N |
| Denominazione SUPPORTO ORIENTABILE | | Codice | |
| | | 0,10' Scalo 1:2 Diseg. Data | |

6. Il disegno rappresenta il complessivo di una ruota orientabile, in scala 1:2; rappresentare con quote, tolleranze, rugosità superficiali tutti i particolari non unificati.



| N° | Denominazione | N.P. | Materiale e note |
|----|---------------------------|------|------------------|
| 8 | Rosetto 6,4x12,5 UNI 6592 | 1 | |
| 7 | Anello 14 UNI 7435 | 1 | |
| 6 | Dado M6 UNI 5588-A | 1 | |
| 5 | Albero | 1 | |
| 4 | Perno | 1 | |
| 3 | Bronzina | 1 | |
| 2 | Supporto | 1 | |
| 1 | Ruota | 1 | |

| | | | |
|---------------------------------|-------------|--------------------------------------|-------------|
| Data | Modifica | Data | Modifica |
| N. modello | Materiale | grasso - Peso - Spess. | Dim. grezzo |
| Trott. | Prot.trott. | Dur.HRC | Dis. N |
| Denominazione RUOTA ORIENTABILE | | Codice | |
| | | 0,10' Scalo 1:1 Diseg. Data | |

le tolleranze geometriche

1

GENERALITÀ

Introducendo il problema delle tolleranze dimensionali si è osservato come fra le indicazioni riportate sul disegno e la loro pratica attuazione nell'oggetto costruito vi sia differenza: ciò si verifica non solo per le dimensioni, ma anche per la forma.

Infatti le superfici reali si possono scostare più o meno sensibilmente sia dalla forma geometrica esatta prevista a disegno sia da posizioni prestabilite rispetto ad altre superfici assunte come riferimento. Ciò a causa di diversi fattori, come ad esempio flessioni del pezzo e dell'utensile durante la lavorazione, vibrazioni della macchina, deformazioni di tempra, ecc. Il pezzo di figura 1 si presenta con gli errori di forma opportunamente ingranditi a scopo esplicativo, ma il pezzo può apparire esattamente così agli strumenti di misura di precisione (come le moderne macchine a coordinate, CMM).

Un altro esempio di errore di forma è illustrato in figura 2: l'andamento sinuoso del pezzo non è rilevato dal calibro di misura, che accerta tuttavia, sezione per sezione, valori dei diametri contenuti entro i limiti della tolleranza dimensionale. Se il pezzo dovesse però inserirsi agevolmente in un foro esteso assialmente, difficilmente ciò si realizzerebbe, perché l'ingombro spaziale del perno risulta maggiore di quanto previsto nella tolleranza. Occorrerebbe perciò porre adeguati vincoli anche alla rettilineità dell'asse ed alla cilindricità della superficie. Appare quindi evidente che, nel prescrivere gli errori accettabili nella costruzione di un pezzo, devono essere valutati alla luce delle esigenze funzionali forma e dimensioni. Soprattutto con l'aumentare della complessità degli oggetti progettati, per i numerosi processi tecnologici utilizzati e per la necessità di garantire la qualità attraverso attenti controlli e verifiche, le informazioni che derivano dal progetto e quindi dal disegno del particolare da produrre, devo-

no coinvolgere nella maniera più completa, tutti i settori produttivi. I disegni dei pezzi, come richiesto dal processo, non devono essere ambigui; la funzione delle parti, il modo per ottenerli e per controllarli devono essere completamente compresi e comunicati. Le tolleranze, sia geometriche che dimensionali, sono quindi parte essenziale della

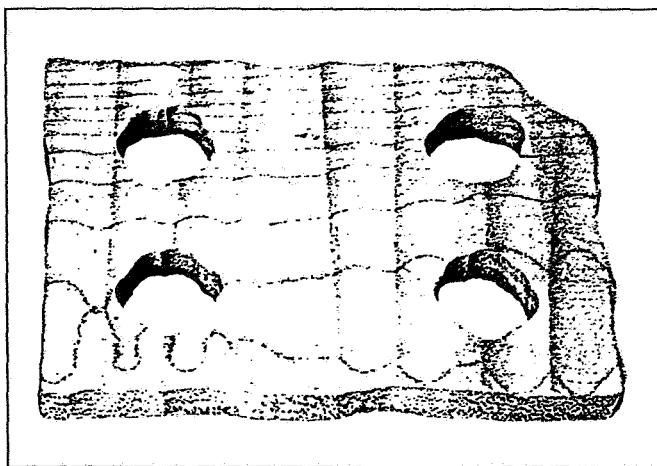


Fig. 1. Le superfici reali di un pezzo costruito si possono scostare più o meno sensibilmente sia dalla forma geometricamente esatta indicata a disegno, sia dalla posizione prestabilita rispetto a superfici o punti assunti come riferimento.

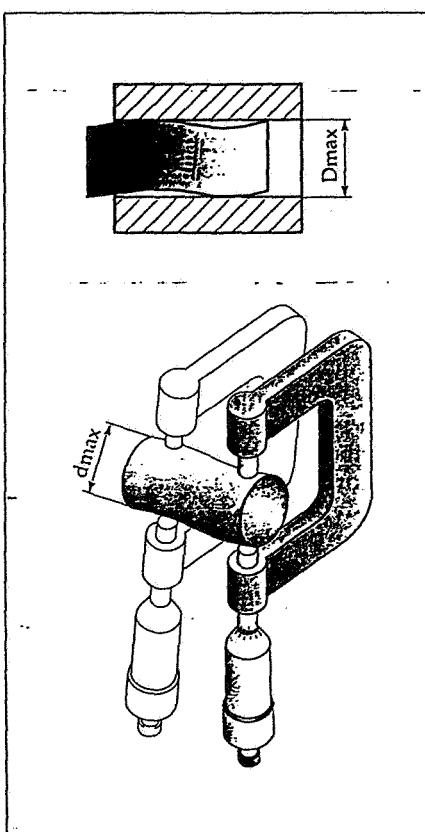


Fig. 2. Valutare le condizioni di accoppiamento con riferimento solo alle quote lineari porta a trascurare gli effetti della forma: un'accoppiamento scorrevole h/H albero-foro diviene in pratica forzato se non si hanno condizioni di cilindricità e rettilineità adeguate.

progettazione fin dalle fasi iniziali e non un accessorio da aggiungere solo a disegno ultimato.

Un metodo utilizzabile per dare una risposta a queste esigenze esiste ed è il metodo del *dimensionamento geometrico*: si tratta, soltanto, di sfruttarlo nel migliore dei modi.

Il dimensionamento geometrico può essere definito un mezzo per specificare in un progetto o un disegno le *funzionalità geometriche e le relazioni funzionali tra le singolarità di forma*, con lo scopo di ottenere la produzione più valida qualitativamente ed economicamente di tali singolarità. Esso indica i particolari che devono essere controllati e misurati; in tal modo viene assicurato il rispetto delle intenzioni del progettista e consentito al costruttore di scegliere le procedure più appropriate di fabbricazione.

La normativa attuale sull'uso delle tolleranze geometriche è la UNI 7226, che coincide con la norma ISO 1101. Negli Stati Uniti viene seguita la norma ANSI/ASME Y14.5, ed è usato il termine "Geometric Dimensioning and Tolerancing" (GD&T), che può essere tradotto come *dimensionamento geometrico e tolleranza*.

Il metodo delle tolleranze geometriche è stato sviluppato ed ampliato nel periodo della II guerra mondiale da parte della Gran Bretagna e degli Stati Uniti, e la prima pubblicazione di una norma che riguardava i concetti base della giusta posizione risale al 1948, in Gran Bretagna.

Negli Stati Uniti già nel 1940 la Chevrolet dava alle stampe una pubblicazione che riguardava le tolleranze di posizione, seguita nel 1945 dall'amministrazione militare americana che con un proprio manuale introduceva dei simboli per specificare le tolleranze di forma e posizione. Negli anni successivi le associazioni ASA e SAE pubblicarono le loro norme che solo nel 1966 assunsero l'attuale forma, con periodici aggiornamenti (l'ultimo nel 1994).

In Italia, circa trent'anni fa in alcune aziende si cominciavano ad introdurre indicazioni relative agli errori geometrici ammissibili e nei testi di disegno comparivano i primi accenni all'argomento.

Un progetto di raccomandazione ISO nel 1969 introduceva a livello normativo la simbologia oggi in uso, ma la tolleranza geometrica venne per lungo tempo considerata un di più, da utilizzare in casi particolari e rari, quando non risultassero sufficienti le

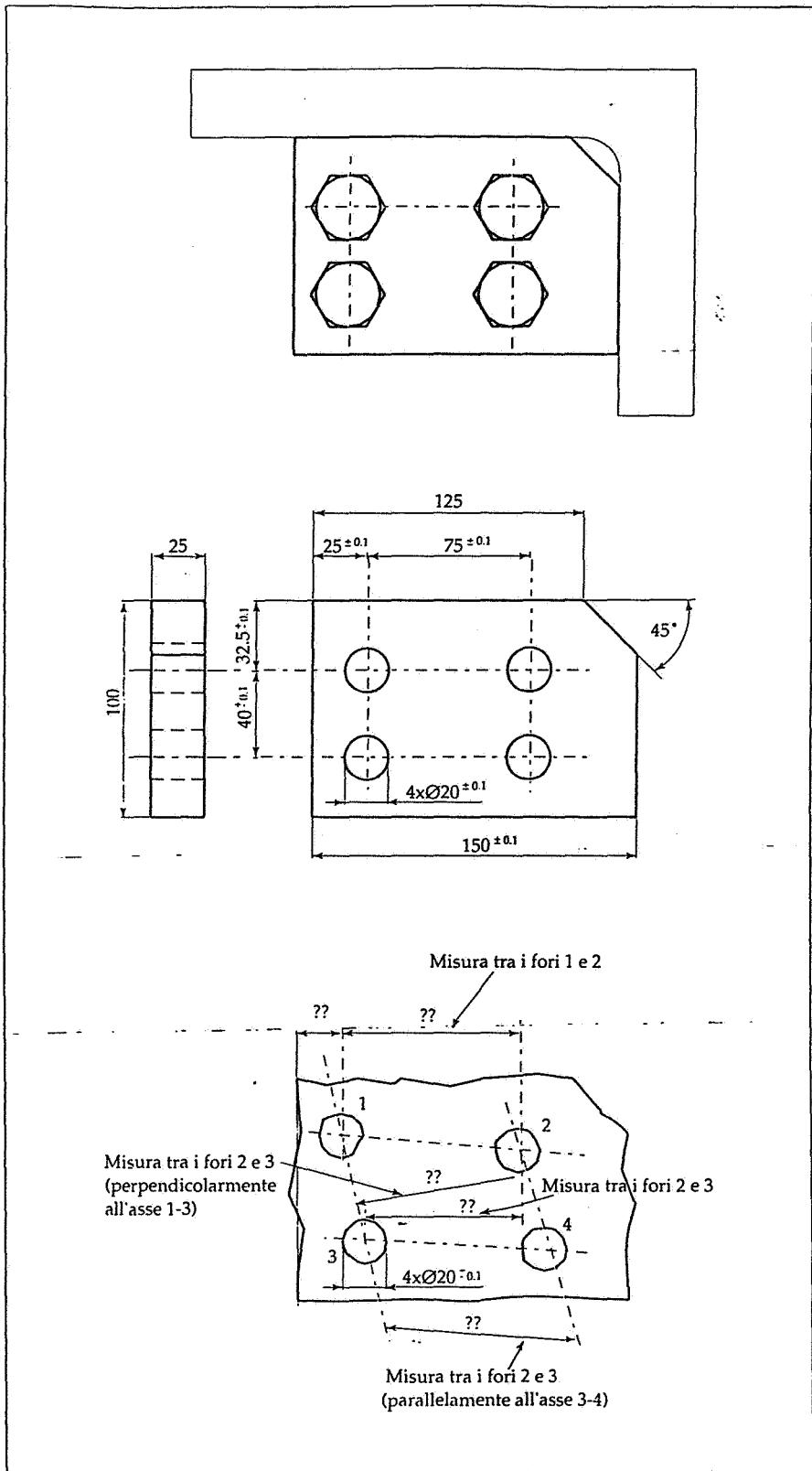


Fig. 3. Montaggio e quotatura di una piastra con 4 fori.

tolleranze dimensionali (accompagnate da un'esecuzione corretta) per definire esattamente la forma del pezzo. Oggi si sta sviluppando una diversa concezione, che collega il dimensiona-

mento geometrico alla funzionalità del pezzo, come visto in precedenza. Il metodo delle tolleranze geometriche propone quindi la creazione di un linguaggio comune, chiaro e comprensibile.

bile per tutti i settori produttivi interessati al particolare progettato, con il quale trasmettere in maniera univoca e fedele le condizioni di forma, degli oggetti da produrre, con l'intenzione di avvantaggiare la funzionalità e la riduzione dei costi.

Questo metodo, come detto, non è recente, ma è ancora poco sfruttato nei paesi europei, trascurando i benefici in termini pratici che potrebbe apportare nei mercati attuali, altamente competitivi.

Il metodo del dimensionamento a coordinate, utilizzando le tolleranze dimensionali (*il sistema del più o meno*) non risulta più adatto alle esigenze della moderna realtà produttiva nella quale il disegno deve assicurare la produzione più qualitativa ed economica dei pezzi.

Si consideri, come esempio, in figura 3, il disegno della piastra con 4 fori di figura 1, di cui viene anche mostrato il montaggio effettuato, ad esempio, mediante viti mordenti; alla piastra è applicato il metodo tradizionale di quotatura, in cui i 4 fori sono localizzati utilizzando le tolleranze dimensionali.

L'osservazione del pezzo reale conduce alle seguenti considerazioni sul dimensionamento tradizionale:

1) sono i bordi del pezzo ad essere localizzati rispetto ai fori, o i fori rispetto a questi ultimi?

2) la posizione dell'asse del foro può variare in una zona di tolleranza quadrata (fig. 4), mentre la forma del foro è circolare; questo vuol dire che la zona di tolleranza non rispecchia la forma del foro che deve proteggere; inoltre l'asse si può spostare lungo la direzione della diagonale del quadrato, cioè con una tolleranza di 0,28 mm, maggiore di quella indicata sul disegno;

3) le quote hanno origine ai bordi che non sono orientati a 90° come nel disegno; come disporre il pezzo per controllare la tolleranza dimensionale?

4) il controllo della localizzazione dei fori può avvenire in diversi modi (ad esempio controllando prima la posizione di un foro e poi da questo quella dei successivi, oppure prendendo uno o due bordi come riferimento unico per tutti i fori): il controllo non è quindi né univoco né ripetibile;

5) la quotatura può condurre ad un accumulo dell'errore sulla posizione dei fori;

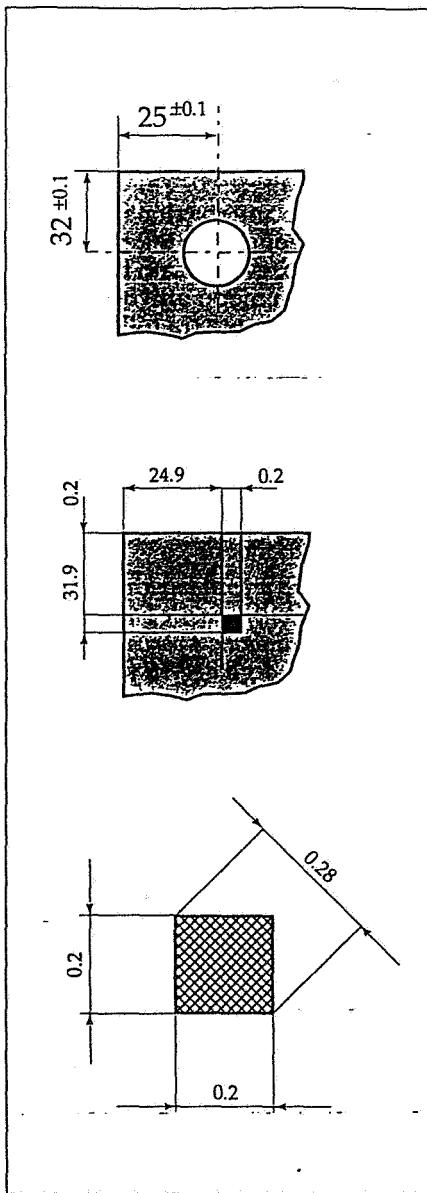


Fig. 4. La zona di tolleranza quadrata per la localizzazione dei fori della piastra.

6) il pezzo, infine, potrebbe essere rifiutato al controllo perché non conforme alle tolleranze prescritte a disegno, nonostante sia in pratica accoppiabile e funzionante.

Inconvenienti di questo genere sono più comuni di quanto si pensi e comportano effetti negativi sul costo e sul tempo necessario alla realizzazione del pezzo.

Si consideri ora la quotatura del pezzo secondo il metodo delle tolleranze geometriche (fig. 5), utilizzando simboli e codici dei quali si parlerà in modo più approfondito in seguito.

Per applicare questo metodo ci si basa su alcuni semplici principi:

a) le tolleranze dimensionali saranno utilizzate solo per definire le dimensioni degli elementi e gli ingombri;

b) viene stabilito un *sistema di riferimento a tre piani ortogonali* (indicati con A, B e C) dai quali verranno localizzati in maniera univoca gli assi dei fori;

c) tutte le quote che localizzano i fori rispetto ai piani di riferimento vengono definite *quote teoricamente esatte* (cioè quote che non sono soggette a tolleranze), indicate a disegno entro un riquadro;

d) è possibile aumentare ancora la zona di tolleranza dei fori aggiungendo l'indicazione \textcircled{M} all'interno del riquadro che indica la tolleranza di localizzazione. Ciò significa che tale tolleranza è stata prevista per assicurare il funzionamento quando il foro si trova in condizioni di massimo materiale (cioè con il minimo diametro) e si accetta che se il foro viene prodotto ad un diametro maggiore, l'accoppiamento risulti possibile anche con un

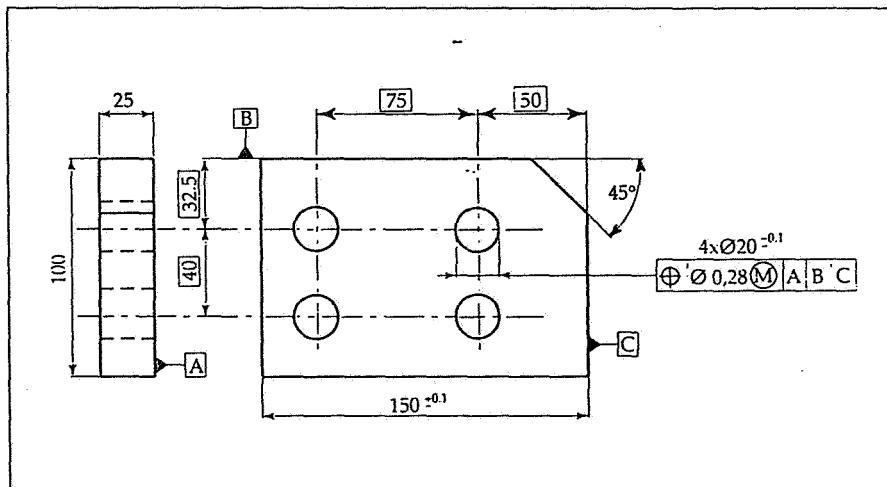


Fig. 5. Quotatura funzionale del pezzo di figura 1 (l'indicazione delle tolleranze geometriche è illustrata nel successivo paragrafo 4).

errore di localizzazione più grande. (Questa condizione o principio del massimo materiale, verrà illustrata in seguito in modo più dettagliato).

I vantaggi derivanti dall'applicazione di questo tipo di quotatura sono molteplici e precisamente:

- 1) la zona di tolleranza è circolare, e quindi con un guadagno del 57% a parità di tolleranza rispetto alla zona quadrata in figura 6 si nota infatti come, a parità di ampiezza massima della tolleranza ammessa, cioè 0,28 come in figura 4, siano accettabili anche i particolari con asse localizzato nei segmenti circolari, che secondo la prescrizione di figura 4 sarebbero stati fuori tolleranza;
- 2) i fori vengono localizzati rispetto al sistema di riferimento a tre piani, questo vuol dire che per il controllo il pezzo viene prima appoggiato sul piano A, successivamente portato contro il piano B ed infine bloccato col piano C; il controllo in questo modo è univoco e ripetibile, anche se effettuato in tempi e con operatori diversi;
- 3) non esiste più il problema dell'accumulo di tolleranza, poiché tutte le quote fanno riferimento a dimensioni teoricamente esatte;
- 4) alcune tolleranze in certi casi possono anche raddoppiare, applicando il principio del massimo materiale;
- 5) sono chiaramente specificate le funzioni e l'importanza dei riferimenti.

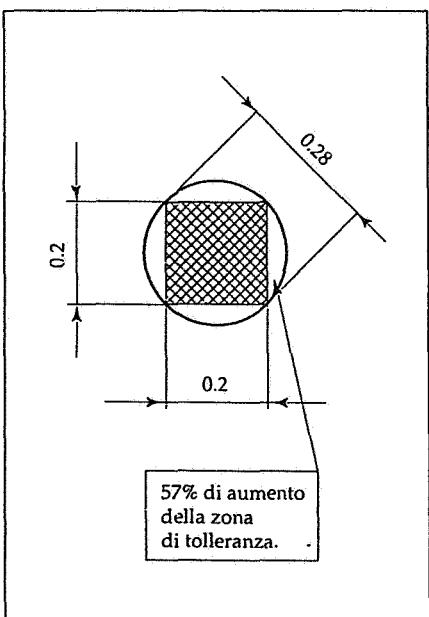


Fig. 6. Confronto tra la zona di tolleranza circolare e quadrata

2

IL PRINCIPIO DI INDEPENDENZA

L'esperienza internazionale relativa all'applicazione delle tolleranze aveva, da tempo, evidenziato la necessità di definire, in modo univoco, la relazione intercorrente tra tolleranze dimensionali e geometriche e portando ad una norma ISO recepita dall'UNI come norma nazionale, cioè la UNI ISO 8015 del 1989.

Si noti che la norma UNI 7226 nel testo del 1973 definiva una relazione tra le tolleranze geometriche e dimensionali in questo modo:

"Quando sono previste unicamente tolleranze dimensionali, queste limitano anche alcuni errori di forma e posizione, ossia le superfici reali degli oggetti possono scostarsi dalla forma geometrica prescritta purché restino all'interno della tolleranza dimensionale. Se gli errori di forma devono trovarsi all'interno di tali limiti, deve essere prescritta la tolleranza di forma".

Questo concetto presenta difficoltà se applicato alle tolleranze associabili, come la perpendicolarità o il parallelismo. Infatti, con riferimento alla figura 7, il campo di tolleranza delimitato da $t = h_{\max} - h_{\min}$ sembra includere nella sua ampiezza ogni possibile scostamento del profilo superiore dal parallelismo con l'opposto spigolo o dalla rettilineità, che dovrebbero perciò es-

sere prescritti solo nel caso di tolleranze più restrittive di t .

Ad un esame più approfondito dello spessore sorge qualche dubbio: la misurazione fra gli opposti punti AA, BB, CC può dare valori inclusi nella tolleranza ammessa t , localmente, ma lo scostamento reale del profilo da una superficie ideale può risultare ben più ampio, e così il parallelismo. In pratica si può constatare come si possano avere valutazioni diverse secondo il metodo di misura, cioè se è misurato con un calibro, come spessore del pezzo, o con un comparatore, come altezza rispetto ad un piano di riferimento.

A causa di queste difficoltà e delle differenti modalità con cui tale relazione è stata codificata dagli organismi di unificazione dei diversi paesi, in sede di revisione e di riemissione della norma ISO 1101 e conseguentemente della UNI 7226/1 - 86, il paragrafo riguardante il principio di dipendenza è stato eliminato. In sostituzione è stato introdotto il "principio di indipendenza" con la norma UNI ISO 8015 del 1989 come principio fondamentale per l'assegnazione delle tolleranze, secondo il quale *"ciascuna prescrizione dimensionale o geometrica specificata su un disegno deve essere rispettata in se stessa in modo indipendente, salvo non sia prescritta, sul disegno, una relazione particolare. Pertanto, in mancanza di indicazioni specifiche, le tolleranze geometriche si applicano senza tenere conto delle dimensioni dell'elemento, e le sue prescrizioni (dimensionali e geometriche) devo-*

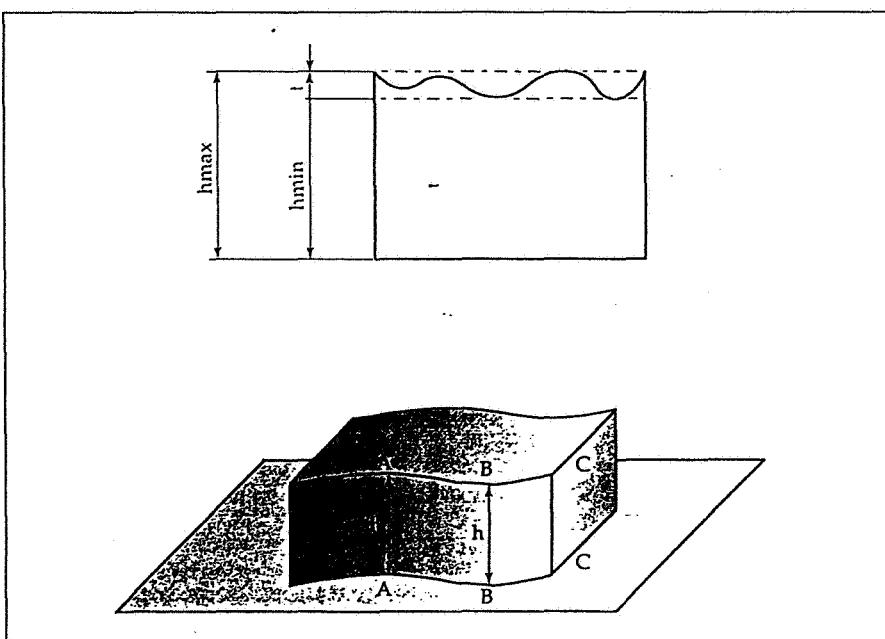


Fig. 7. Difficoltà di interpretazione di un disegno secondo la vecchia normativa.

no essere trattate come esigenze tra loro indipendenti".

Secondo questo principio le deviazioni di forma non sono più limitate dalle tolleranze dimensionali, queste ultime controllano soltanto le dimensioni locali reali di un elemento (misurate tra due punti) ma non i suoi errori di forma.

Le tolleranze geometriche limitano invece lo scostamento di un *elemento in rapporto alla sua forma od al suo orientamento od alla sua posizione, considerati teoricamente esatti, senza tenere conto delle dimensioni dell'elemento*. Le tolleranze geometriche si applicano quindi indipendentemente dalle dimensioni locali reali dei singoli elementi. Tale circostanza viene anche ribadita nella UNI ISO 286/1 del gennaio 1991, al punto 5.3.1.1, in cui si afferma che le tolleranze dimensionali non permettono di stabilire né gli errori di forma né le correlazioni geometriche tra i diversi elementi.

A questo proposito si consideri l'albero in figura 8; oltre alla tolleranza dimensionale sul diametro di 30 mm, compare una tolleranza di forma di *circolarità*, indicata in un riquadro. Poiché le tolleranze geometriche non risultano più vincolate da quelle dimensionali, l'albero, ove tutte le sezioni siano al massimo materiale, può avere una forma lobata all'interno della tolleranza di circolarità.

I disegni per i quali si applica il principio di indipendenza devono essere opportunamente identificati per non generare confusione con i disegni precedenti; dovranno quindi riportare la seguente indicazione:

Tolleranze secondo UNI ISO 8015.

La stessa norma, in una nota nazionale, prevede tuttavia che, in mancanza di indicazioni relative alle norme richiamate, valga ancora il principio della tolleranza dimensionale come limite alla tolleranza di tipo geometrico cioè:

"In mancanza di indicazioni specifiche di norme riguardanti i principi di attribuzione delle tolleranze o dei metodi di verifica delle stesse, le tolleranze dimensionali possono limitare anche alcuni scostamenti di forma e/o di posizione. In questo caso le superfici reali del pezzo possono scostarsi dalla forma geometrica prescritta a condizione che restino all'interno delle tolleranze dimensionali (Nota nazionale)."

Questo concetto viene anche ribadito dalla norma UNI ISO 286 al punto 5.3.2: in sostanza quando i fori e gli al-

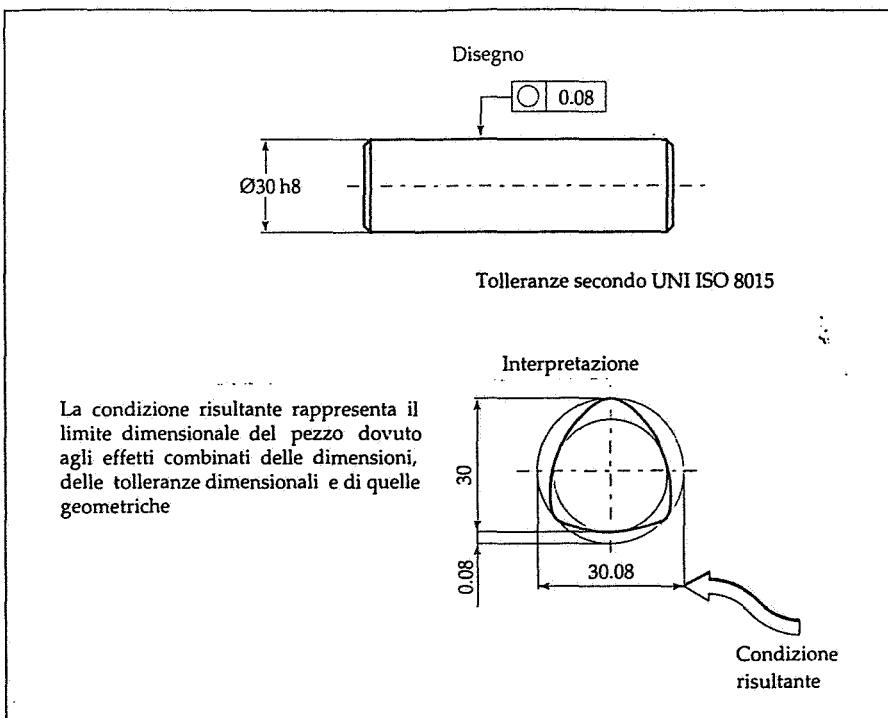


Fig. 8. Interpretazione di un disegno secondo la UNI ISO 8015: in un albero dove tutte le sezioni sono nelle condizioni di massima dimensione consentita dalla tolleranza dimensionale, si può avere una forma a lobi all'interno di una tolleranza di circolarità.

beri si ritrovano nelle condizioni di massimo materiale hanno una forma perfetta, ad esempio senza errori di circolarità o rettilineità.

vato che le tolleranze sui profili costituiscono un gruppo a sé, in quanto stabiliscono i limiti di variazione non solo della forma in assoluto, ma anche della posizione e dell'orientamento di una superficie o di una linea qualsiasi, rispetto ad un eventuale riferimento.

2) tolleranze di orientamento: stabiliscono i limiti di variazione di una superficie o una singolarità rispetto ad uno o più elementi assunti come riferimento. L'elemento di riferimento può essere un elemento esistente nel pezzo o essere uno o più punti scelti in modo da costituire un riferimento temporaneo; in ogni caso la sua forma deve essere sufficientemente precisa per essere utilizzato come tale;

3) tolleranze di posizione: stabiliscono i limiti di variazione di una superficie o una singolarità rispetto ad una posizione ideale stabilita dal disegno e ad uno o più elementi assunti come riferimento;

4) tolleranze di oscillazione: stabiliscono i limiti di variazione di una superficie o una singolarità rispetto ad una forma stabilita dal disegno durante una rotazione della parte attorno ad un elemento di riferimento.

I simboli, che rappresentano le caratteristiche oggetto di tolleranze geome-

3 CLASSIFICAZIONE DELLE TOLLERANZE GEOMETRICHE

Nell'esecuzione di un pezzo si può incorrere in errori dimensionali (sulle lunghezze e sui diametri) e in errori di forma, ma tra due elementi può anche sussistere un errore di orientamento o di posizione come negli esempi precedenti.

Le tolleranze geometriche si possono suddividere allora in quattro categorie:

1) tolleranze di forma, stabiliscono i limiti di variazione di una superficie o una singolarità dalla forma ideale indicata nel disegno. La forma di un elemento isolato è corretta quando la distanza di ciascuno dei suoi punti da una superficie di forma geometrica ideale, in contatto con essa, è uguale o minore della tolleranza data; va osser-

triche sono indicati in tabella I e il loro significato verrà spiegato ampiamente più avanti.

Come si vede dal prospetto, esistono quindi tolleranze geometriche non associabili (ad esempio la planarità, la circolarità, ecc.), tolleranze geometriche associabili ad un elemento preso come riferimento (come il parallelismo o la localizzazione di un foro) ed infine tolleranze che possono o meno essere associate ad un altro elemento, come le tolleranze geometriche sui profili.

4

INDICAZIONE DELLE TOLLERANZE GEOMETRICHE SUI DISEGNI

Secondo la già citata norma UNI 7226/1 (che coincide con la ISO 1101); le tolleranze geometriche devono essere indicate a disegno per mezzo di un riquadro rettangolare diviso in due o eventualmente in tre caselle (fig. 9). Le caselle contengono, da sinistra a destra, nell'ordine, le seguenti indicazioni:

- 1) il simbolo della tolleranza geometrica secondo la tabella I;
- 2) il valore totale della tolleranza nell'unità di misura usata per le dimensioni lineari. Questo valore è preceduto dal segno \emptyset se la zona di tolleranza è circolare o cilindrica;
- 3) la lettera o le lettere che individuano gli elementi di riferimento, quando necessario.

Eventuali annotazioni possono essere scritte o sopra il riquadro (ad esempio "6 x", fig. 10), oppure vicine al riquadro o unite allo stesso mediante una linea di richiamo (fig. 11).

Se si prescrive più di una tolleranza geometrica su uno stesso elemento, le indicazioni devono essere riportate in riquadri sovrapposti, come in figura 12. Il riquadro viene unito all'elemento cui è riferita la tolleranza per mezzo di una linea continua fine terminante con una freccia:

- a) sulla linea di contorno dell'elemento

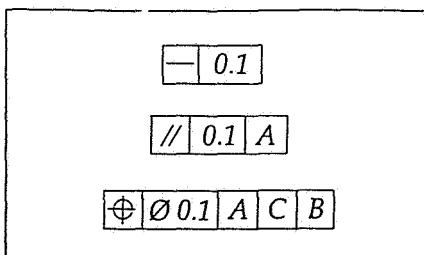


Fig. 9. Esempi di riquadri per l'indicazione delle tolleranze geometriche.

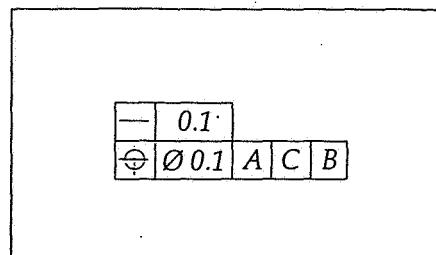


Fig. 12. Indicazione di più tolleranze geometriche.

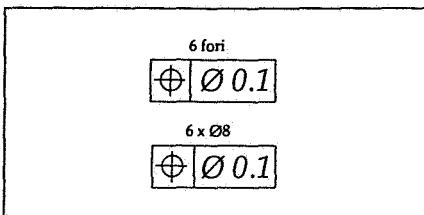


Fig. 10. Annotazioni relative alla tolleranza.

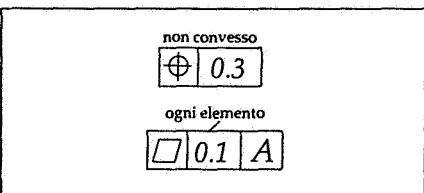


Fig. 11. Indicazioni relative alla forma.

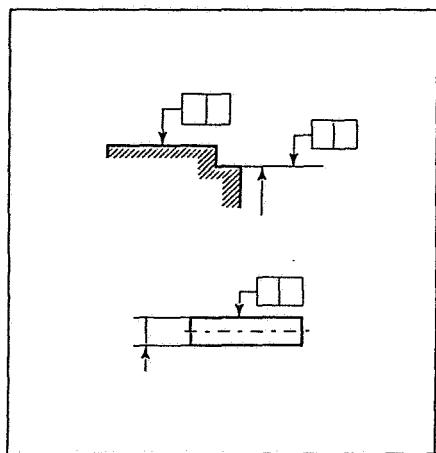


Fig. 13. Tolleranza geometrica applicata ad una linea o ad una superficie.

| TIPO | RIFERIMENTI | CARATTERISTICA GEOMETRICA | SIMBOLO ISO 1101 |
|----------------------------|-------------------------------|---------------------------|------------------|
| Tolleranze di forma | Non associabili | Rettilineità | — |
| | | Planarità | /\ |
| | | Circolarità | ○ |
| | | Cilindricità | /○ |
| | Associabili o Non associabili | Forma di un profilo | ○ |
| | | Forma di una superficie | ○ |
| | Tolleranze di orientamento | Parallelismo | // |
| | | Pendicolarità | ⊥ |
| | | Inclinazione | ↙ |
| | | Localizzazione | ○ |
| | | Concentricità | ○ |
| | | Simmetria | — |
| Tolleranze di posizione | Associabili | Oscillazione circolare | ↗ |
| | | Oscillazione totale | ↖↗ |
| Tolleranze di oscillazione | | | |

Tab. I. Classificazione e segni grafici utilizzati per le tolleranze geometriche.

o su una linea di prolungamento del contorno (ma chiaramente staccato da una linea di misura) se la tolleranza si applica ad una linea o ad una superficie (fig. 13); eventualmente è possibile usare una linea di richiamo che punta direttamente sulla superficie (fig. 14);

b) in corrispondenza della linea di misu-

ra, sulla linea di contorno o di riferimento, se la tolleranza si applica all'asse o al piano mediano della parte quatta (fig. 15).

Tale prescrizione viene giustificata dal fatto che l'asse è un elemento geometrico ideale, che non esiste nella realtà; uno dei modi che permette di determinare ad esempio l'asse di un albero è quello di considerare l'asse del più piccolo cilindro circoscivibile (fig. 16).

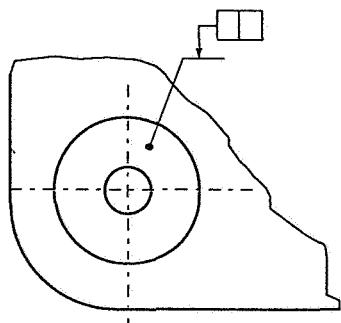


Fig. 14. Uso di una linea di richiamo per indicare una tolleranza geometrica su una superficie.

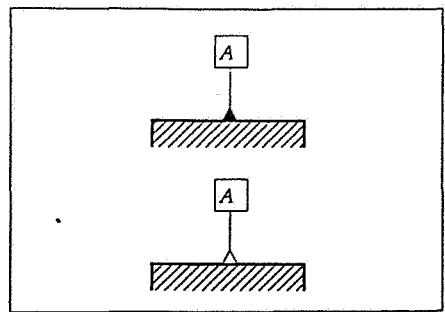


Fig. 17. Indicazione dell'elemento di riferimento.

Elementi di riferimento

Mentre l'errore di forma riguarda soltanto un elemento "isolato", come una superficie piana, l'errore di orientamento o di posizione è associato ad un altro elemento del pezzo, chiamato *elemento di riferimento*. Quest'ultimo viene identificato da una lettera maiuscola, inscritta in un riquadro, collegata ad un triangolo, nero o bianco, posto sull'elemento stesso (fig. 17).

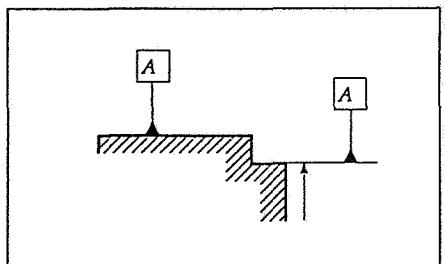


Fig. 18. Linea o superficie presa come riferimento.

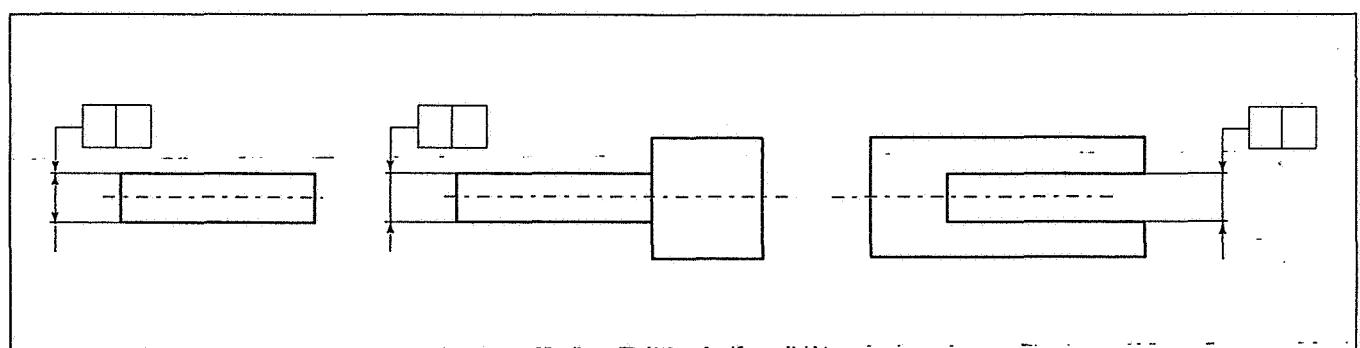


Fig. 15. Indicazione di una tolleranza geometrica relativa ad un asse o piano mediano.

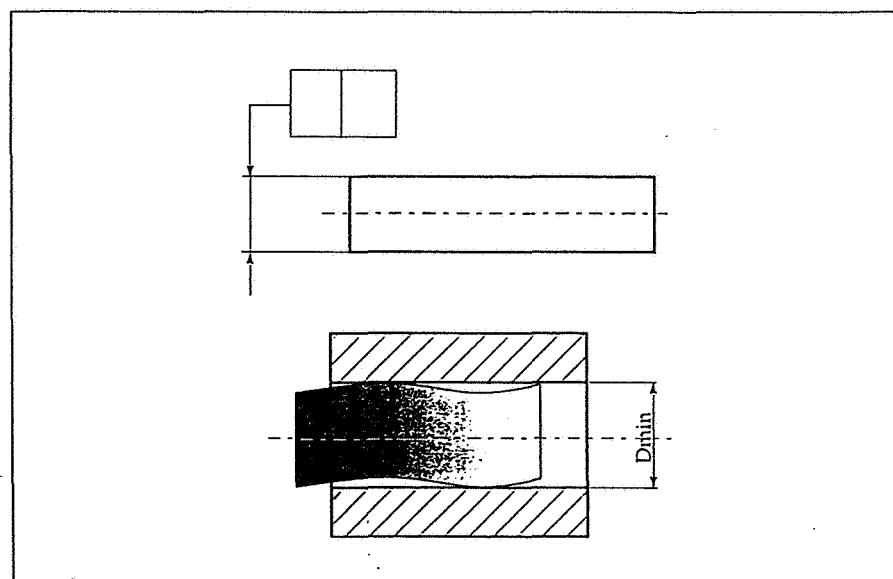


Fig. 16. Il riquadro della tolleranza geometrica si riferisce all'asse dell'albero, e indica il diametro del più piccolo cilindro circoscrivibile, il cui asse è facilmente determinabile.

Al pari dell'indicazione delle tolleranze, il triangolo con la lettera di identificazione può essere situato:

a) sulla linea di contorno dell'elemento o su una linea di prolungamento del contorno (ma chiaramente separato da una linea di misura) se l'*elemento di riferimento è la linea o la superficie stessa* (fig. 18); anche in questo caso è possibile usare una linea di richiamo

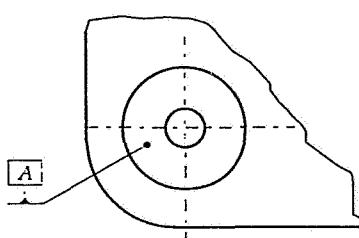


Fig. 19. Uso della linea di richiamo per i riferimenti.

che punta direttamente sulla superficie di riferimento (fig. 19);

b) in corrispondenza della linea di misura, quando l'elemento di riferimento è l'asse o il piano mediano della parte così quotata (fig. 20); in questo caso per esigenze di spazio è ammesso sostituire una delle frecce della linea di misura con il triangolo di riferimento.

Va evitata l'unione diretta del riquadro all'elemento di riferimento mediante una linea di richiamo, con omissione della lettera di riferimento, prevista dalla normativa non aggiornata (fig. 21).

La lettera indicante il riferimento viene riportata nel riquadro come in

figura 22; mentre un elemento di riferimento singolo è identificato da una sola lettera maiuscola (fig. 22a), un riferimento composto formato da due elementi deve essere identificato da due lettere diverse separate da un trattino (fig. 22b).

Come si vedrà in seguito, i riferimenti non solo sono utili a stabilire le relazioni funzionali tra più elementi, ma anche ad indicare la sequenza da seguire nel controllo della tolleranza geometrica del pezzo; questo significa che, nel caso di più riferimenti, le relative lettere vanno indicate in caselle consecutive del riquadro (fig. 22c) in *ordine di priorità da sinistra a destra*.

Altre specificazioni

Se la tolleranza si applica ad una lunghezza limitata, non definita come posizione, il valore di questa lunghezza deve essere aggiunto al valore della tolleranza e separato da un trattino (fig. 23).

Se alla tolleranza sull'elemento si aggiunge un'altra tolleranza più restrittiva su una lunghezza limitata, quest'ultima deve essere posta sotto la prima come indicato in figura 24.

Se la tolleranza (o il riferimento) deve essere applicata solo su una parte definita del pezzo, questa deve essere individuata (ed eventualmente quotata), come precisato in figura 25, usando una linea di tipo J mista grossa.

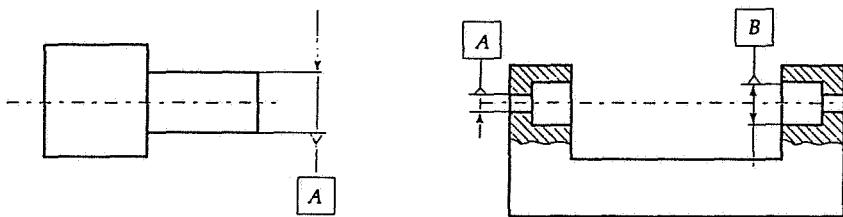


Fig. 20. L'asse o il piano mediano preso come elemento di riferimento.

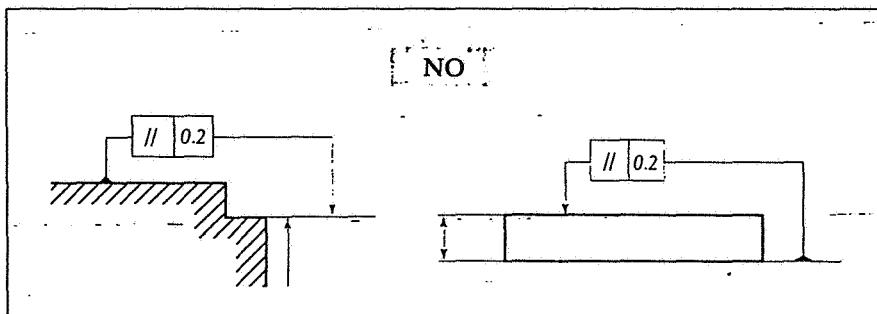


Fig. 21. Da evitare l'indicazione diretta dei riferimenti, come in figura.

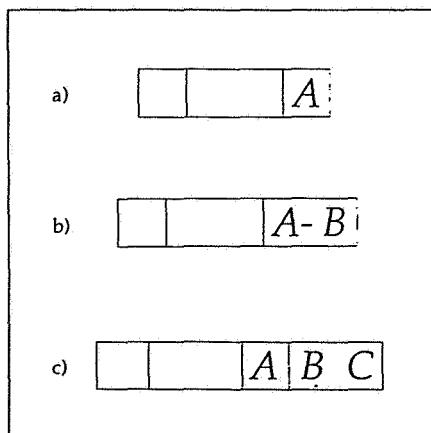


Fig. 22. Indicazione di un riferimento (a) due elementi costituenti un solo riferimento (b), e più riferimenti secondo un ordine di priorità (c).

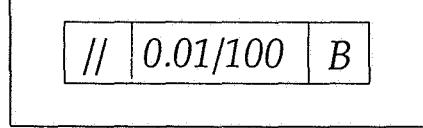


Fig. 23. La tolleranza di parallelismo si applica su una lunghezza di 100 mm.

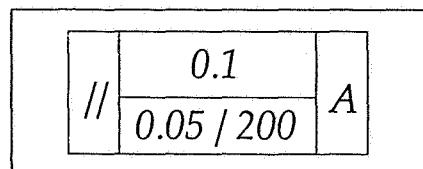


Fig. 24. La tolleranza di parallelismo di 0,1 mm, estesa alla lunghezza totale, diventa di 0,05 mm su una lunghezza di 200 mm.

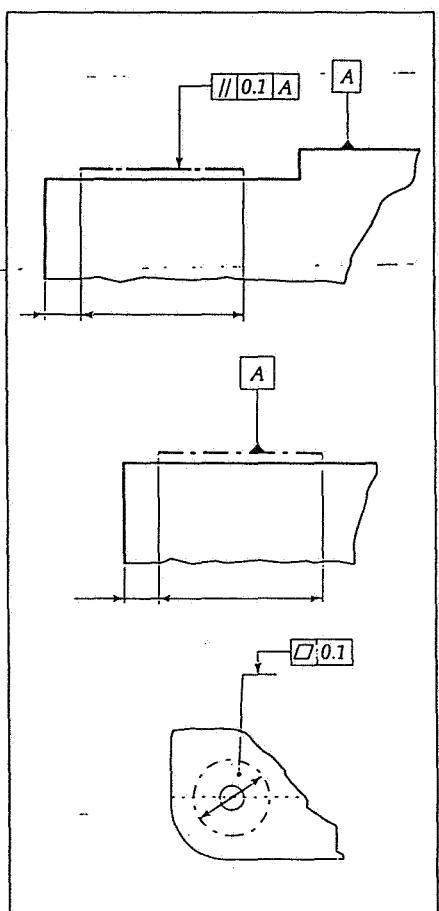


Fig. 25. Tolleranza o riferimento che si riferiscono solo ad una parte dell'elemento.

INTERDIPENDENZA FRA DIMENSIONI E FORMA

La norma UNI ISO 8015, come si è visto, ha stabilito il principio di indipendenza tra la tolleranza dimensionale e geometrica; tuttavia esistono due eccezioni che introducono l'interdipendenza tra la dimensione e la geometria:

- a) l'esigenza di inviluppo;
- b) l'applicazione del principio di massimo materiale.

Infatti la tolleranza geometrica si considera applicata, in modo indipendente dalle dimensioni del pezzo (nella terminologia inglese, *Regardless of Feature Size*, RFS), ogni volta che non è specificata un'eccezione, che può essere l'esigenza di inviluppo, l'applicazione della condizione di massimo materiale (in inglese, *Maximum Material Condition*, MMC), oppure quella di minimo materiale (*Least Material Condition*, LMC).

Esigenza di inviluppo

L'esigenza di inviluppo può essere applicata ad un elemento isolato, sia esso cilindrico (ad esempio un foro o un perno), sia esso definito attraverso due superfici piane parallele, (come ad esempio una cava).

Questa esigenza implica che non deve essere superato l'inviluppo della forma perfetta corrispondente alla condizione di massimo materiale dell'elemento.

L'esigenza di inviluppo va indicata o mediante il simbolo \textcircled{E} posto dopo la tolleranza lineare, o mediante una nota che richiami l'esigenza dell'inviluppo per tutti i pezzi rappresentati.

Per la definizione di massimo e minimo materiale di un albero e di un foro, si veda la figura 28.

In pratica si afferma così un'esplicita interdipendenza fra dimensione e forma geometrica; alcune norme nazionali (è il caso della ANSI Y14.5 M) prevedono di regola l'applicazione del principio di inviluppo e di conseguenza nei disegni che fanno riferimento a tali norme il simbolo viene omesso. Se si vuole ad esempio interpretare l'indicazione del disegno in figura 26,

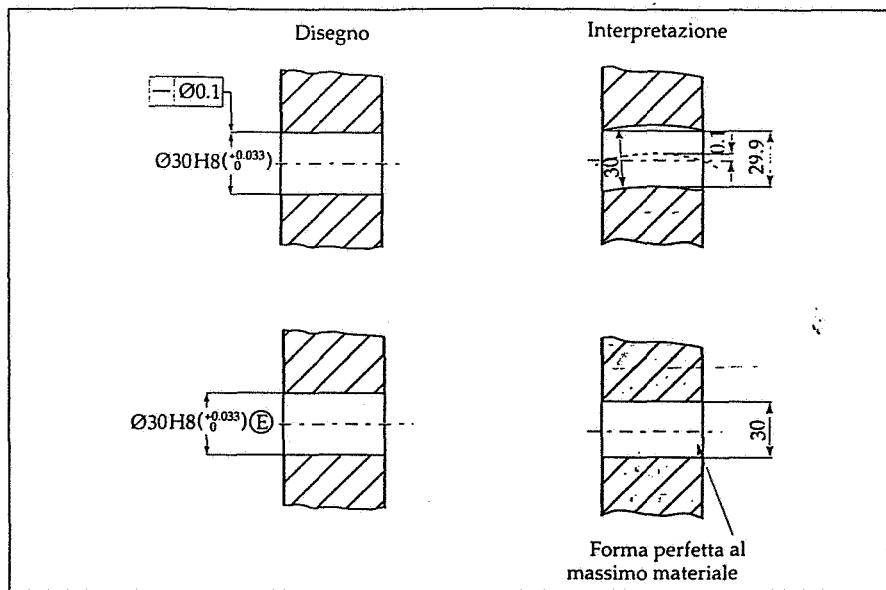


Fig. 26. L'esigenza di inviluppo viene indicata tramite il simbolo \textcircled{E} , posto accanto alla quota in tolleranza; il foro è perfettamente rettilineo quando tutti i diametri locali sono nelle condizioni di massimo materiale, cioè di 30 mm.

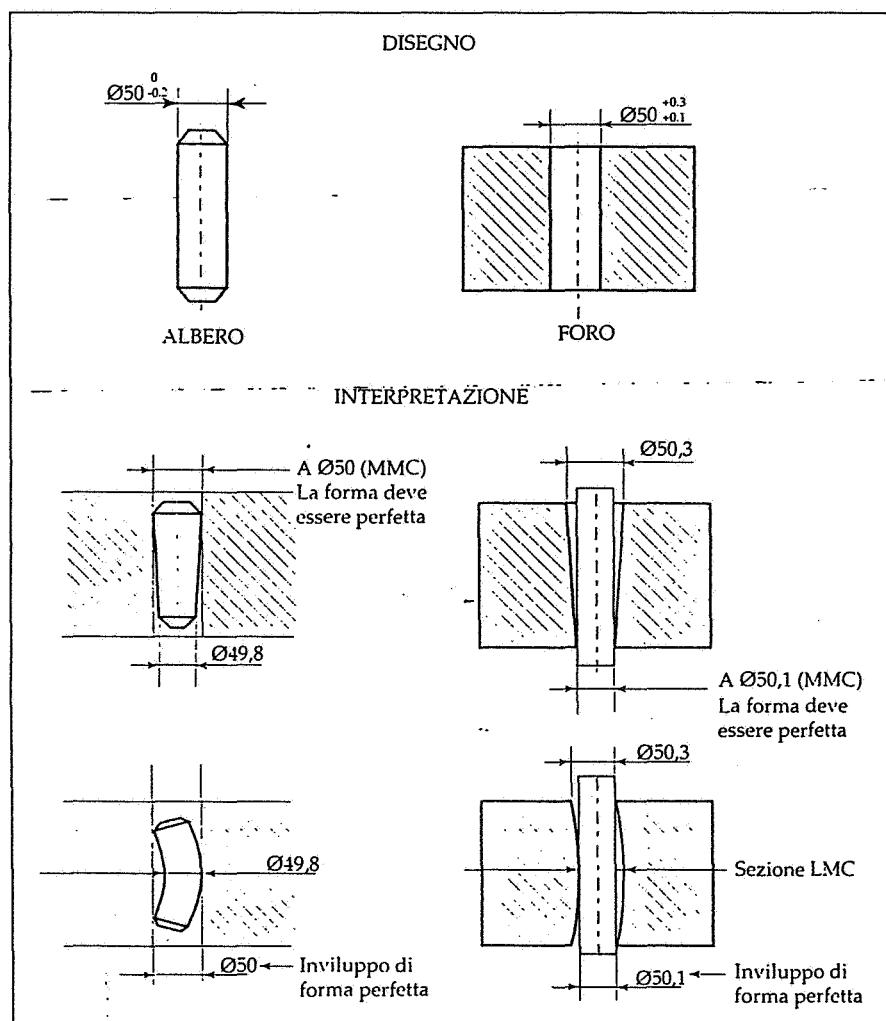


Fig. 27. Interpretazione dei disegni secondo la norma UNI 7226 del 1973 e la regola n. 1 dell'ANSI Y14.5M; sono visibili le variazioni limiti delle dimensioni e della forma di un albero e di un foro consentite dal principio di inviluppo.

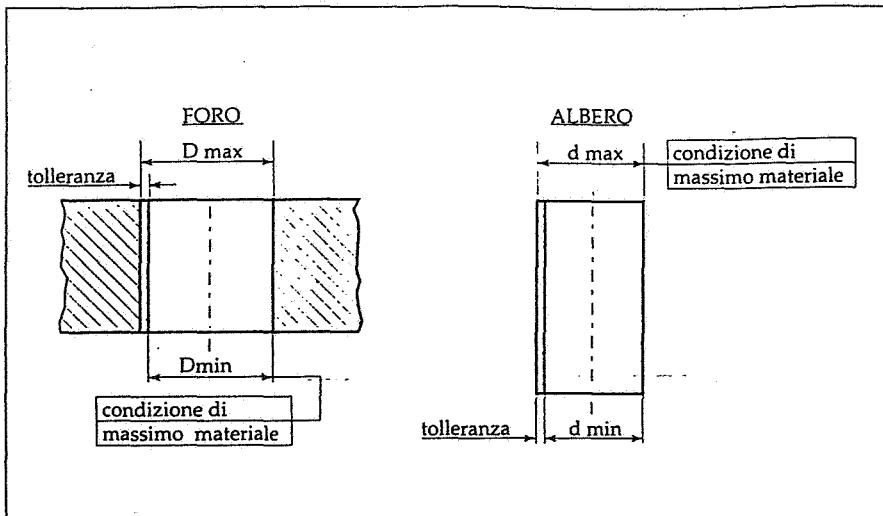


Fig. 28. Il concetto di massimo materiale (MMC) di un foro (minimo diametro) e di un albero (massimo diametro).

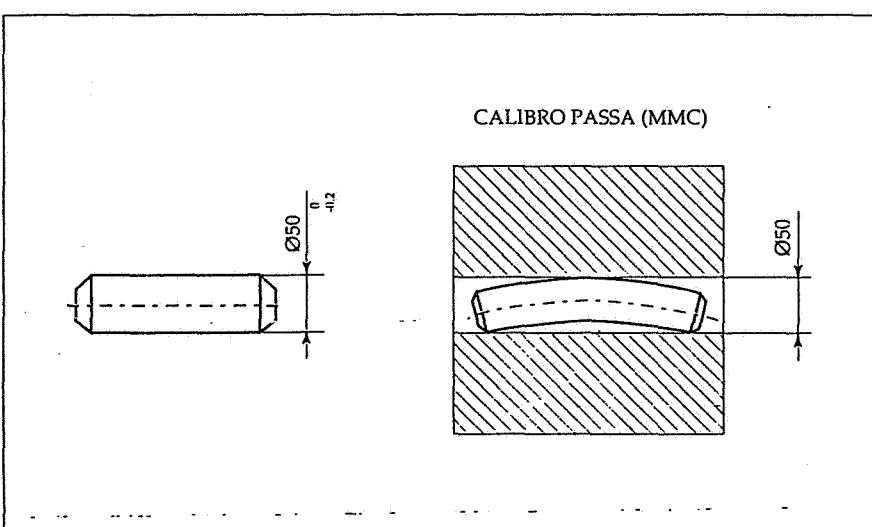


Fig. 29. Calibri passa e non passa per il controllo dell'albero di figura 28 secondo il principio di inviluppo.

si devono ottenere le seguenti condizioni funzionali:

- 1) la superficie dell'elemento cilindrico non deve superare l'inviluppo di forma perfetta corrispondente alla condizione di massimo materiale del foro, cioè $\varnothing 30$ mm;
- 2) ciascun diametro locale del foro deve restare nella tolleranza dimensionale di 0,033, e quindi variare tra $\varnothing 30$ e $\varnothing 30,033$;
- 3) nessuna dimensione locale reale deve essere maggiore di $\varnothing 30,033$.

Tale principio è presente, codificato come "Rule #1", nella norma americana ANSI Y 14.5M 1994, tuttora in vigore e viene denominata anche *principio di inviluppo* o regola di Taylor; secondo questa regola la forma di ogni elemento è controllata dai suoi limiti dimensionali e cioè (fig. 27):

- a) non deve essere superato l'inviluppo di forma perfetta corrispondente alla condizione di massimo materiale dell'elemento (MMC);
- b) quando una dimensione locale dell'elemento si allontana dalla condizione MMC, è consentita una variazione di forma uguale all'entità di questo scostamento.

Questo tipo di dipendenza tra tolleranze geometriche e dimensionali implica in definitiva che le dimensioni locali effettive dell'elemento considerato varino, all'interno del campo di tolleranza dimensionale assegnato, per compensare, con riferimento alla dimensione di massimo materiale, le

| | VANTAGGI | SVANTAGGI | ESEMPIO |
|------------------------|---|---|---|
| ISO 8015 | Completa indipendenza tra forma e dimensione | Richiede l'uso di tolleranze geometriche generali | Tolleranze generali UNI ISO 2768 mk |
| | L'inviluppo si applica solo dove è necessario | Difficoltà di prescrizione | |
| PRINCIPIO DI INVILUPPO | Semplicità di prescrizione e di misura | Restrittiva nel caso di pezzi non accoppiabili | ANSI Y14.5 M |
| | Disegni più chiari e più univoci | Verifica con calibri funzionali | |
| | | Non applicabile a tutti gli errori geometrici | |

Fig. 30. Confronto tra la ISO 8015 e il principio di inviluppo.

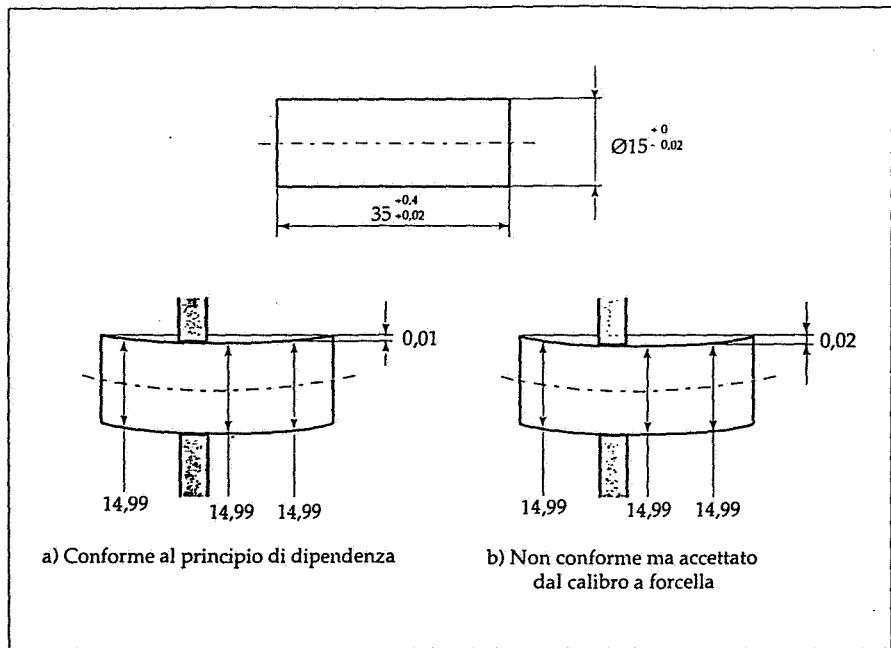


Fig. 31. Il calibro non è adatto a rilevare l'errore di forma del pezzo che viene sempre considerato accettabile, mentre solo nel caso a) il pezzo è conforme al principio di dipendenza.

deviazioni di forma prevedibili all'interno del campo di tolleranza. Tale norma di controllo, appropriata nel caso degli accoppiamenti, può essere restrittiva per tutti gli altri elementi geometrici ed obbligare, in quest'ultimo caso, a fornire un'indicazione di eccezione, con la conseguenza di creare una fonte di ambiguità non potendo avere la certezza che l'assenza di tale indicazione dipenda dalla volontà del progettista e non piuttosto da una svista all'interno di un elaborato complesso. Oltre a questo problema, anche la verifica del principio di inviluppo, richiedendo l'utilizzo di calibri funzionali o l'effettuazione di controlli con macchine di misura effettuati e valutati in modo adeguato, non è agevole (fig. 29).

La figura 30 mostra il confronto tra la norma UNI ISO 8015 e la norma ANSI Y14.5M.

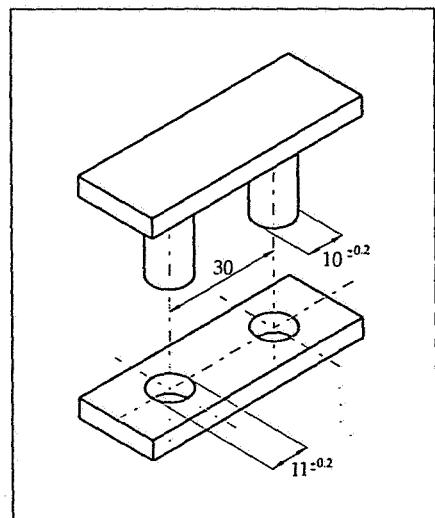
L'esempio illustrato nella figura 31 offre una dimostrazione delle considerazioni esposte sino a questo punto ritornando in pratica a quanto già detto a proposito delle figure 2 e 7; infatti l'errore geometrico ammesso equivale nel caso a) a 0,01 mm, cioè alla differenza tra le dimensioni di massimo materiale dell'albero (ad esempio 15 mm) e le dimensioni locali (14,99 mm). Nel caso b) le dimensioni locali sono sempre di 14,99 mm ma lo scostamento rispetto alla forma prescritta è uguale a 0,02 mm, motivo in base al quale il pezzo non sarà conforme ai re-

quisiti del principio di dipendenza, uscendo dall'intervallo della tolleranza dimensionale.

Molto importante è osservare come in entrambe i casi il calibro non rilevi l'errore di forma del pezzo che viene considerato accettabile, quando solo il pezzo del caso a) è conforme al principio di dipendenza.

Principio del massimo materiale

Questo principio (che dovrebbe essere più correttamente definito condizione, come nella terminologia inglese) rappresenta una delle regole fondamentali sulle quali è basato il di-



dimensionamento geometrico con tolleranza ed è oggetto della UNI 7226/2 (versione italiana della ISO 2692).

Nei pezzi che devono essere assemblati le caratteristiche dell'accoppiamento dipendono dall'effetto congiunto delle dimensioni effettive e degli errori di forma e di posizione degli elementi da accoppiare. Nel caso di un accoppiamento con gioco, questo ha il valore minimo quando gli elementi da accoppiare si trovano nelle condizioni del massimo di materiale previsto dalle tolleranze dimensionali (cioè per un perno la dimensione massima e per un foro la dimensione minima) e si ha anche il massimo scostamento dalle condizioni geometriche nominali.

Il gioco nell'accoppiamento cresce se le dimensioni effettive degli elementi da accoppiare si scostano dai limiti di massimo materiale e se gli errori di forma e di posizione non raggiungono i valori massimi consentiti. La conseguenza è che le tolleranze di forma o di posizione prescritte possono in pratica essere ampliate, senza compromettere la possibilità di accoppiamento, quando le dimensioni effettive degli elementi da accoppiare non raggiungono i valori corrispondenti alla condizione di massimo materiale (fig. 32).

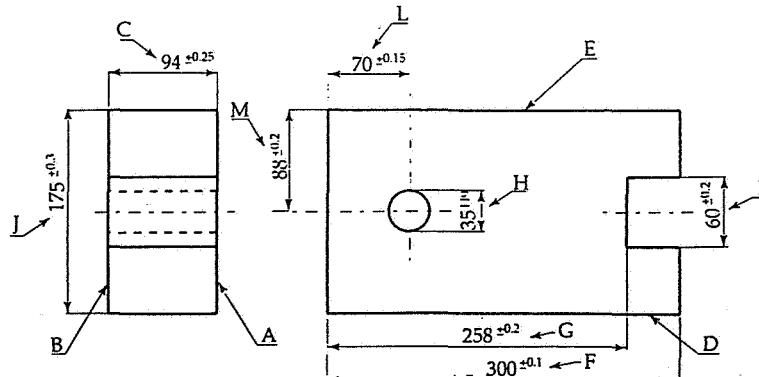
Ciò costituisce il principio del *massimo materiale* (Maximum Material Condition, MMC), e viene indicato nei disegni col simbolo \textcircled{M} .

I vantaggi che derivano sono rappresentati da un'economia nella produzione per l'allargamento dei limiti delle tolleranze e la riduzione degli scarti, potendosi accettare particolari che, sebbene non abbiano le tolleranze geometriche entro i limiti prescritti, in pratica offrono le stesse caratteristiche funzionali degli elementi eseguiti entro i limiti.

L'aumento della tolleranza geometrica, secondo il principio del massimo materiale, può essere applicato quando esista una delle seguenti condizioni:

a) l'elemento al quale viene applicato il principio MMC deve essere elemento singolo al quale può essere associata

Fig. 32. Un accoppiamento di una piastra A con due fori passanti e un elemento B con due perni; le condizioni più critiche sull'interasse si avranno nelle condizioni di massimo materiale, cioè quando il foro è al diametro minimo (10,8) e il perno al diametro massimo (10,2). È chiaro che quando il foro sarà al diametro di 11,2 ed il perno al diametro minimo di 9,8, la tolleranza sull'interasse potrebbe essere aumentata senza pregiudicare l'accoppiamento.



| Lettera | Elemento | Elemento dimensionabile |
|---------|----------|-------------------------|
| A | ✓ | |
| B | ✓ | |
| C | ✓ | ✓ |
| D | ✓ | |
| E | ✓ | |
| F | | ✓ |
| G | | ✓ |
| H | | ✓ |
| I | | ✓ |
| J | | ✓ |

Fig. 33. Identificazione degli elementi e degli elementi dimensionabili soggetti a tolleranza.

una tolleranza dimensionale e con un asse o un piano di simmetria, come un foro, una scanalatura, un perno;

b) se due o più elementi singoli sono intercorrelati rispetto ad una localizzazione o ad un orientamento, almeno una di queste singolarità dovrebbe rispettare le caratteristiche del punto a).

La figura 33 chiarisce il significato di elemento (parte fisicamente classificabile di un pezzo, come una superficie piana o cilindrica, in inglese *feature*) ed elemento dimensionabile e soggetto a tolleranza dimensionale (come un foro, una scanalatura, due superfici parallele, in inglese *feature of size*); sul pezzo esistono sei superfici, ciascuna delle quali costituisce un elemento senza dimensione; sulla stessa piastra però possono anche essere individuati gli elementi dimensionabili, costituiti da una coppia di superfici che definiscono la larghezza, la lunghezza, l'altezza e lo spessore della piastra. La condizione del massimo

materiale (e quindi anche l'esigenza di inviluppo) si applica quindi solo agli elementi dimensionabili di conseguenza, come si vede dalla tabella II, questo principio è applicabile solo a determinate tolleranze geometriche. Il principio del massimo materiale risulta vantaggioso agli effetti della produzione, ma può risultare inammissibile per ragioni d'ordine funzionale. L'aumento delle tolleranze di posizione può essere in genere accettato ad

esempio per le distanze interassiali di fori per bulloni, spine, ecc., mentre risulta inammissibile per assi di ingranaggi, collegamenti cinematici, ecc.. Il simbolo sopra menzionato viene inserito all'interno del riquadro indicativo delle tolleranze, e va letto come "la tolleranza geometrica qui imposta è prevista per il caso in cui le dimensioni lineari siano nelle condizioni di massimo materiale". Le tolleranze di forma o di posizione previste possono venire allora

| Caratteristica geometrica | Applicabilità MMC |
|---------------------------|----------------------------|
| Rettileginità | Solo se "features of size" |
| Planarità | no |
| Circolarità | no |
| Cilindricità | no |
| Forma di un profilo | no |
| Forma di una superficie | no |
| Parallelismo | Solo se "features of size" |
| Perpendicolarità | Solo se "features of size" |
| Inclinazione | Solo se "features of size" |
| Localizzazione | sì |
| Concentricità | Solo se "features of size" |
| Simmetria | sì |
| Oscillazione circolare | no |
| Oscillazione totale | no |

Tab. II. Applicabilità del principio MMC.

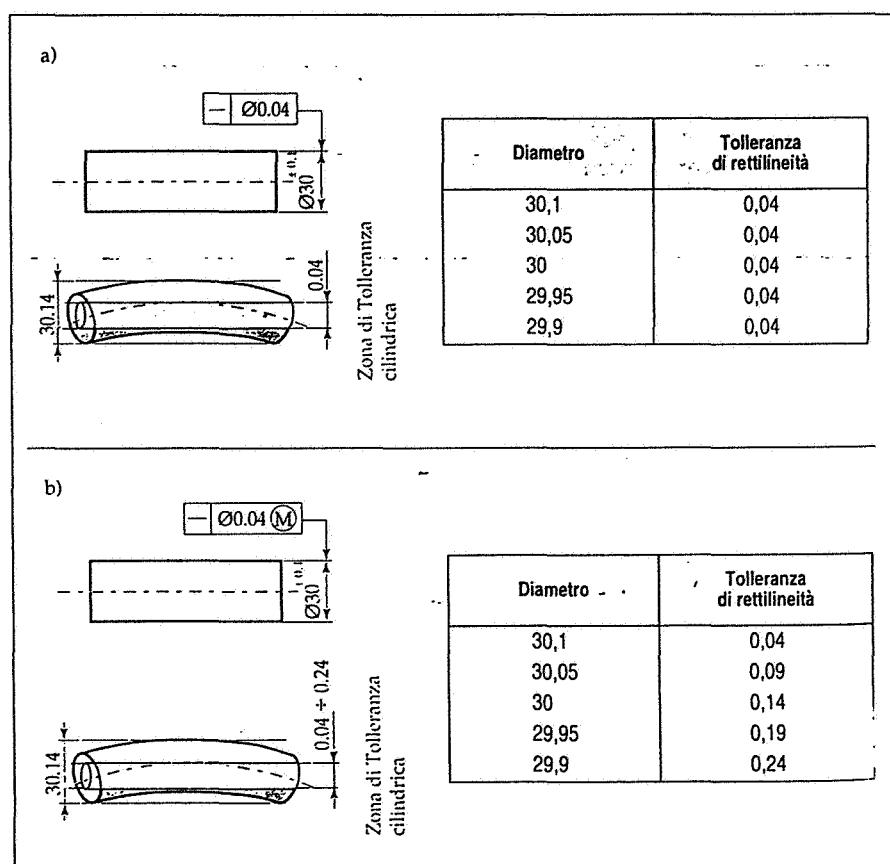


Fig. 34. Indicazione di una tolleranza di rettilineità di un asse, con o senza indicazione del massimo materiale (caso A e B). Passando dal diametro massimo al minimo consentito dalle tolleranze dimensionali, si ottiene un aumento della zona di tolleranza cilindrica da 0,04 fino a 0,24 mm.

incrementate di un valore pari alla differenza tra la dimensione di massimo materiale e la dimensione effettiva. Questo incremento viene comunemente chiamato **bonus**.

In figura 34 è rappresentato un albero soggetto a tolleranza dimensionale sul diametro e per il quale è indicata anche una tolleranza di rettilineità di 0,04 mm. In questo caso la tolleranza fa riferimento alla **rettileginità dell'asse** (poiché il simbolo è posto sulla quota del diametro); la zona di tolleranza è rappresentata da un cilindro di diametro 0,04. Se non viene indicato il principio del massimo materiale (caso a), come si vede dalla tabella, per il principio di indipendenza, il valore della tolleranza di rettilineità *resta costante* al variare del valore del diametro da massimo a minimo, cioè la tolleranza di rettilineità imporre sempre che l'asse fosse contenuto in una zona di tolleranza cilindrica di 0,04 mm. Applicando il principio del massimo materiale come nel caso b, la massima tolleranza di rettilineità viene ottenuta sommando la tolleranza specificata più la differenza dalla dimensione di massimo materiale. Un calibro di diametro 30,14 può controllare contemporaneamente le due tolleranze, quella dimensionale e quella geometrica ma *il diametro dell'albero deve essere verificato separatamente* per accettare che non siano superati i valori della tolleranza dimensionale.

Condizione di minimo materiale

Nel caso in cui sia previsto il riferimento alla condizione di minimo materiale (LMC, Least Material Condition) non è difficile comprendere come si faccia riferimento a fori del massimo diametro ammissibile secondo la tolleranza dimensionale prescritta oppure ad alberi del minimo diametro. Anche in questo caso il trovarsi in condizioni diverse dalla LMC consente un incremento delle tolleranze di forma e posizione pari alla differenza fra la dimensione effettiva e quella di minimo materiale. Per l'indicazione a disegno si usa il simbolo $\textcircled{1}$; che viene utilizzato quando si vuole garantire l'esistenza di una sezione resistente, o garantire una distanza minima. La figura 35 infatti mostra una tipica applicazione della condizione LMC nella quale si cerca di avere la costanza dello spessore della parete del foro permettendo nello stesso tempo un incremento della tolleranza di posizione:

nella condizione più critica al **minimo materiale**, considerando per semplicità un errore di *localizzazione* lungo la direzione orizzontale, lo spessore della parete è calcolata dalla differenza:

$$(35 + 6 - 0,4) - (35 + 4 + 0,1) = 1,5$$

e al **massimo materiale**:

$$(35 + 6,4 - 0,8) - (35 + 3,85 + 0,25) = 1,5.$$

I simboli $\textcircled{2}$ $\textcircled{3}$ posti nel riquadro accanto al valore della tolleranza vengono anche chiamati **modificatori**.

6

RIFERIMENTI

Il riferimento indicato sul disegno (*datum*, nella terminologia inglese) è un elemento geometrico, di forma perfetta, in base al quale vengono fissate le caratteristiche dimensionali e geometriche degli *elementi associati*; in pratica il progettista utilizza un *sistema a più elementi di riferimento* che rappre-

senta uno degli strumenti più vantaggiosi per comunicare le relazioni funzionali e trasmettere nello stesso tempo la modalità e la sequenza con cui compiere il collaudo dell'elemento, per rendere la misura univoca e ripetibile.

Il sistema dei riferimenti è costituito da una terna di piani mutuamente ortogonali (fig. 36, *datum reference frame*, DRF) di forma perfetta denominati rispettivamente *piano primario*, *secondario* e *terziario*; questi piani, nella realtà possono essere costituiti da un piano di riscontro, un dispositivo di serraggio o una tavola di una macchina utensile che viene posta a contatto con l'elemento.

Lo svantaggio maggiore dell'utilizzo dei riferimenti è rappresentato dalla necessità di una profonda conoscenza delle norme riguardanti le tolleranze geometriche. Infatti la mancanza di una filosofia che interpreti il dimensionamento dal lato funzionale, ha dato origine ad alcune concezioni errate sui riferimenti. Il primo di questi consiste nella convinzione che i riferimenti si trovano sul pezzo, invece i piani e

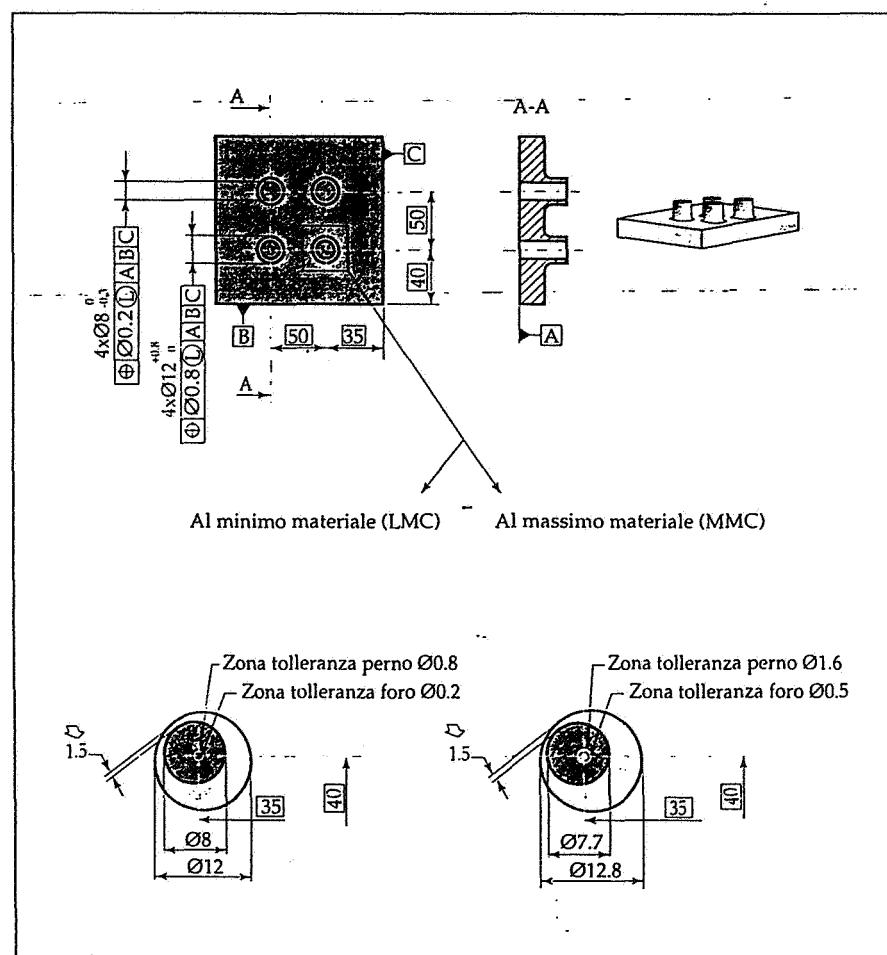


Fig. 35. Una applicazione della condizione LMC.

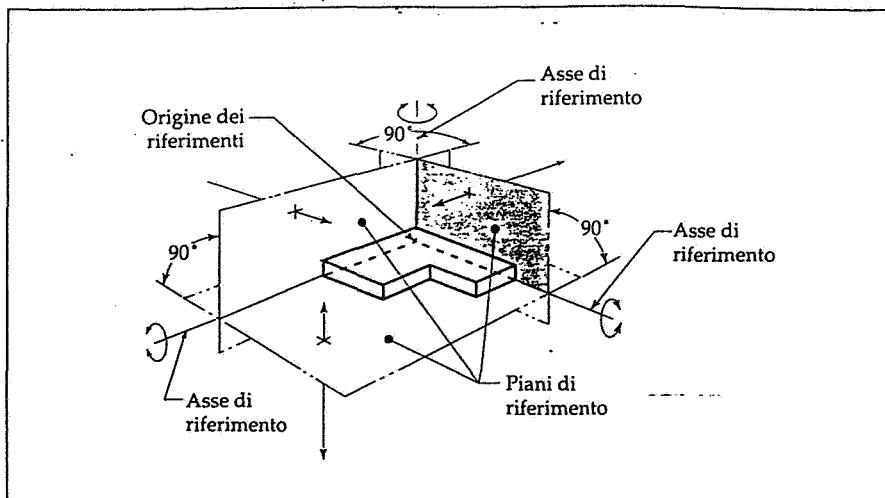


Fig. 36. Sistema di riferimento a tre piani.

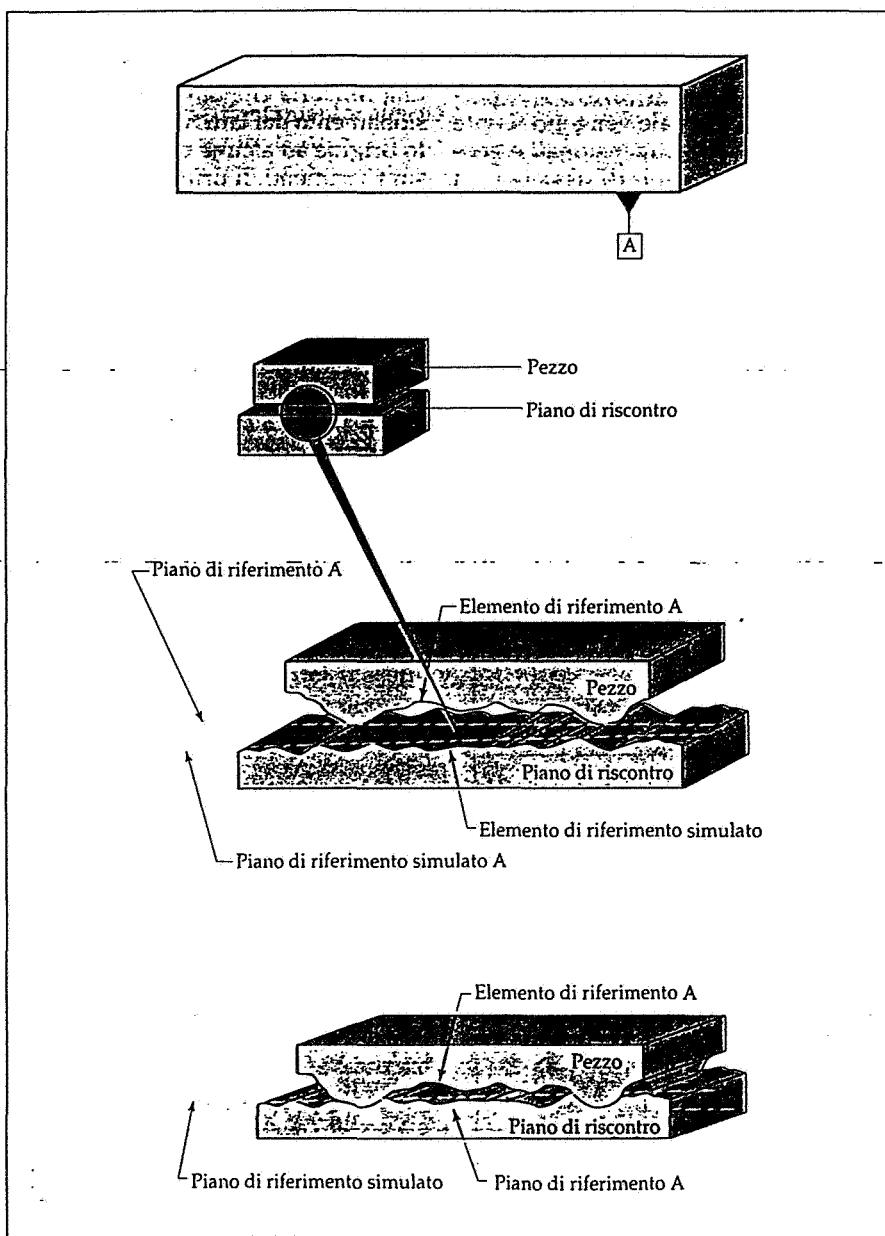


Fig. 37. Definizione di un piano di riferimento.

gli assi, presi come riferimento, sono sull'attrezzatura di verifica, e quindi conviene adottare il concetto di *elemento di riferimento simulato*. Infatti si assume che le superfici degli strumenti di misura prese come riferimento siano di una precisione adeguata alle esigenze funzionali, rendendo possibile l'utilizzazione come elementi di riferimento e nello stesso tempo *simulare* il contatto funzionale con una superficie d'accoppiamento (nella UNI ISO 5459, si afferma che gli elementi di riferimento simulato sono impiegati per la materializzazione pratica dei riferimenti, durante la fabbricazione ed il controllo).

Nel caso di una superficie di riferimento costituita da un piano irregolare, il riferimento è fornito da un piano teorico d'inviluppo, di forma geometricamente perfetta; come si vede dalla figura 37, anche sul piano di riscontro (*elemento simulato*) è possibile definire un piano teorico d'inviluppo, di forma perfetta (*elemento di riferimento simulato*); ponendo il pezzo sul piano di riscontro, a causa delle irregolarità delle superfici, i due piani teorici possono anche non coincidere.

Nonostante questa osservazione, nella pratica industriale quando un elemento preso come riferimento viene posto in contatto con l'*elemento simulato*, *risulta stabilito* l'*elemento di riferimento simulato*.

Tale distinzione può sembrare eccessiva ma, in realtà, esistono parecchi errori e molta confusione nel definire i riferimenti e nell'ispezionare i componenti con le macchine di misura.

Un'altra convinzione errata consiste nel credere che i riferimenti debbano essere stabiliti direttamente solo nel disegno di fabbricazione; molte volte, infatti, i riferimenti fissati in considerazione della funzione dell'elemento non concordano con i riferimenti stabiliti dalle esigenze delle varie lavorazioni, per cui, l'ingegnere di processo chiederà che i riferimenti vengano cambiati, con la conseguenza che il dimensionamento funzionale non sarà più rispettato e i valori delle tolleranze subiranno dei cambiamenti.

I riferimenti devono essere sempre stabiliti in base alle esigenze funzionali poiché scegliendo i riferimenti in base al posizionamento tecnologico dei pezzi, possono essere ridotte le tolleranze disponibili.

Posizionamento di un pezzo in un sistema di riferimenti

Molte volte, per motivi funzionali o di controllo, è necessario indicare più riferimenti o meglio un *sistema a più elementi di riferimento tra loro ortogonali*; la prescrizione di questo sistema per ogni elemento fornisce una immediata descrizione dell'orientamento e della localizzazione del pezzo rendendo univoche e ripetibili le operazioni di collaudo. Infatti ogni pezzo da controllare o lavorare ha sei gradi di libertà (3 lineari e 3 rotazionali, fig. 38).

Quando il pezzo viene bloccato in un sistema di riferimento, i 6 gradi di libertà vengono eliminati; è possibile quindi indicare un riferimento primario, secondario e terziario secondo le

indicazioni contenute nella norma UNI ISO 5459 (Riferimenti e sistemi di riferimento per tolleranze geometriche). Il blocco di figura 39 viene prima appoggiato sulla superficie A (*riferimento primario*, minimo tre punti di contatto ed eliminazione di un grado di libertà lineare e due rotazionali), poi viene imposto il *riferimento secondario* B (minimo due punti di contatto, ed eliminazione di un grado lineare e di uno rotazionale); infine viene definito il riferimento terziario C con almeno un punto di contatto (ed eliminazione dell'ultimo grado di libertà lineare).

Particolare attenzione bisogna prestare all'ordine di indicazione dei riferimenti poiché influenza il risultato del controllo. Infatti si consideri il pezzo

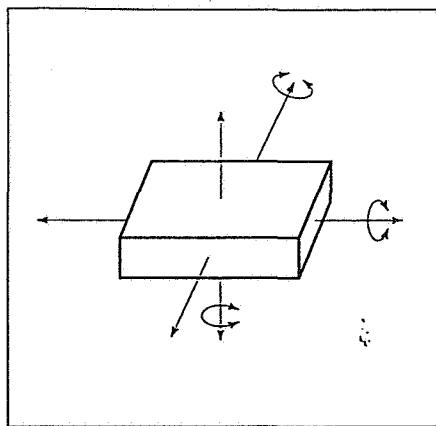


Fig. 38. I sei gradi di libertà di un elemento: qualsiasi movimento nello spazio può essere ricondotto a tre possibili traslazioni nelle direzioni degli assi di riferimento ed a tre rotazioni intorno agli stessi assi.

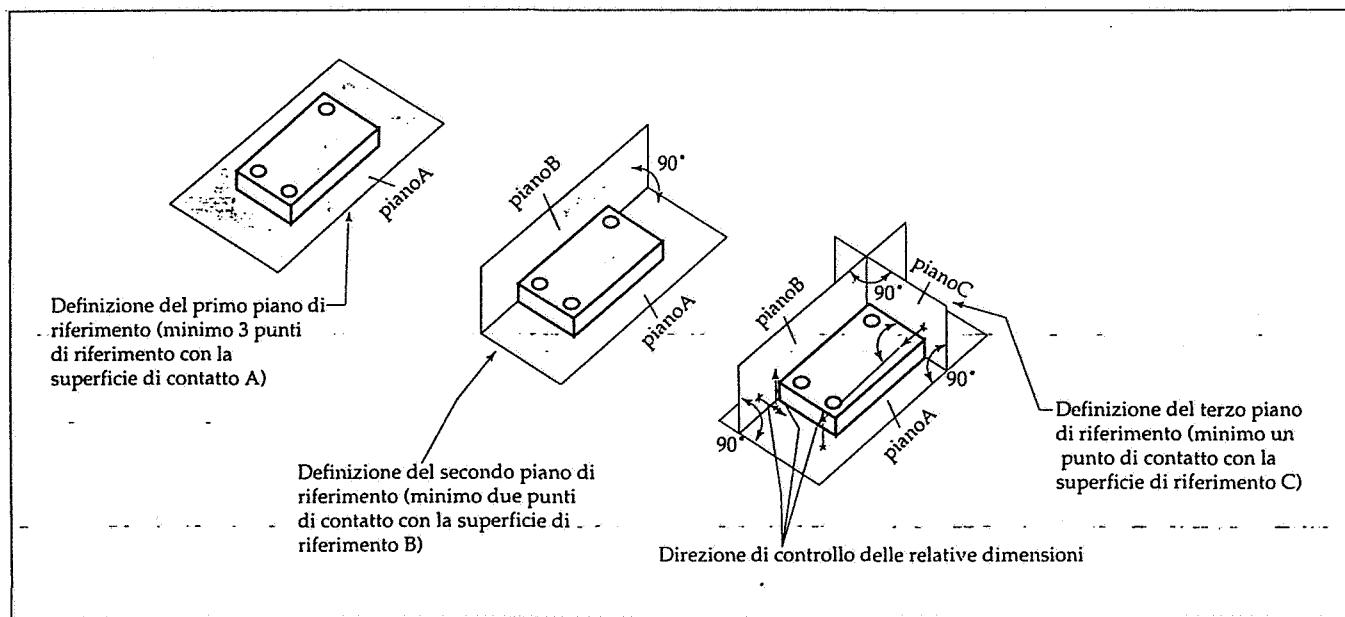


Fig. 39. Sistema di riferimento a tre piani.

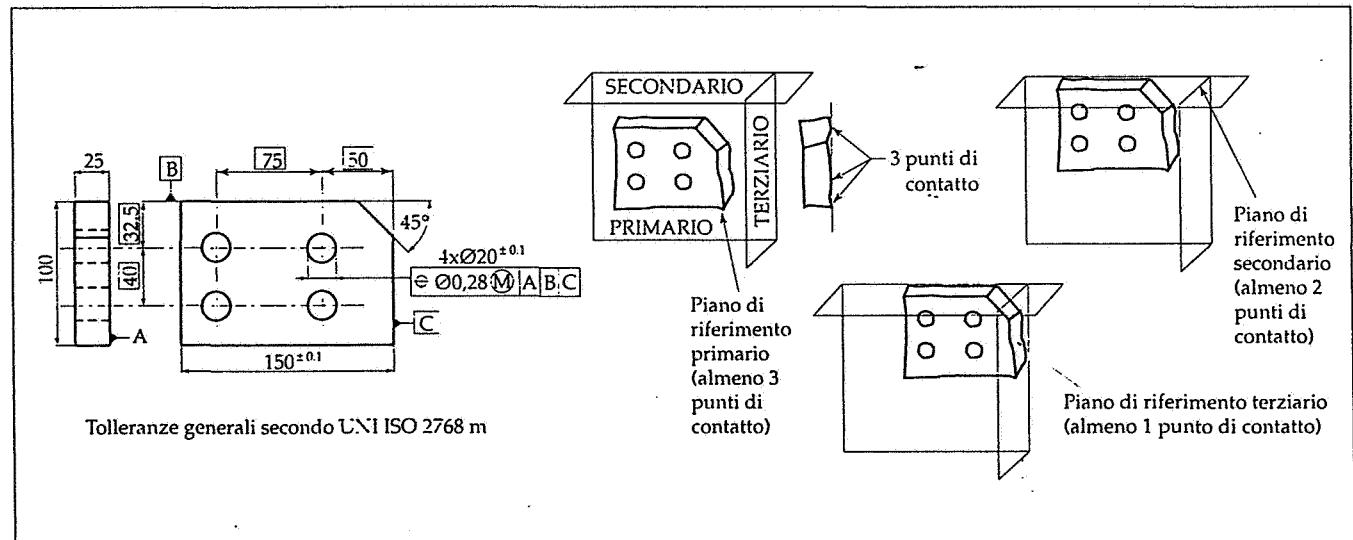


Fig. 40. Posizionamento del pezzo di figura 5 secondo l'ordine dei riferimenti prescritti a disegno.

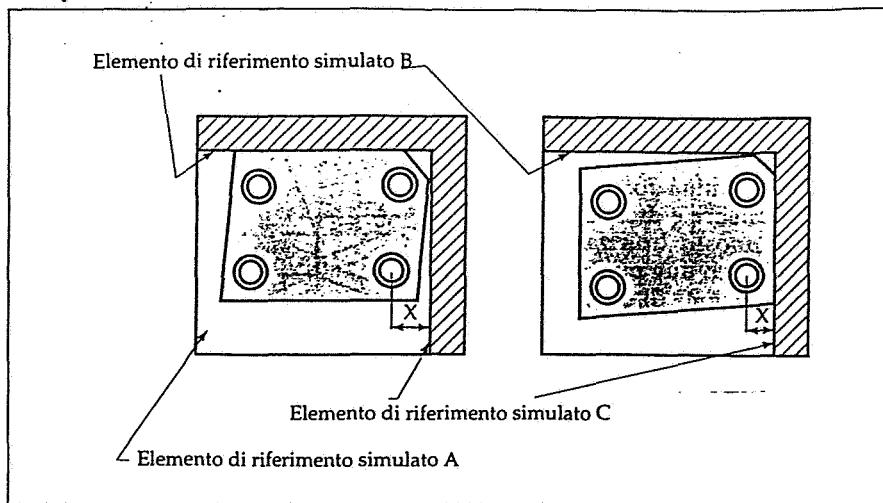


Fig. 41. L'ordine dei riferimenti nei riquadri delle tolleranze indica la successione delle operazioni di controllo; come si vede, il valore di x cambia a seconda del piano di riferimento cui è appoggiato il pezzo.

di figura 40: poiché nel riquadro della tolleranza di localizzazione sono stati indicati nell'ordine i riferimenti A, B e C, la procedura di controllo dovrà avvenire dopo aver posizionato il pezzo nel sistema di riferimenti secondo quest'ordine previsto. Un cambiamento di questa successione influenza le procedure di collaudo, come si vede dalla figura 41.

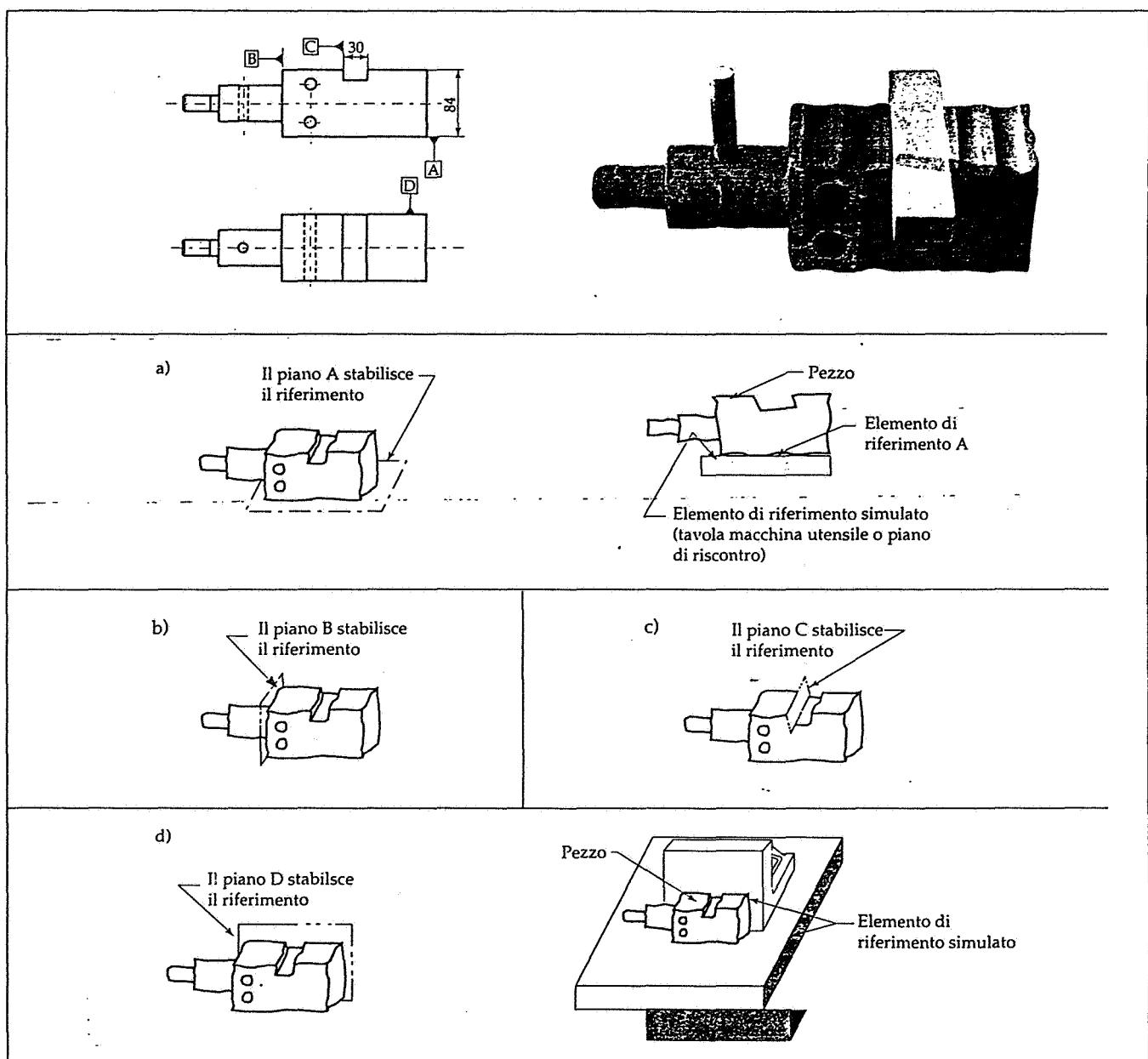


Fig. 42. Indicazione ed interpretazione di un riferimento senza dimensione.

Gli elementi di riferimento

Come si è notato precedentemente ogni pezzo è composto da elementi o *features* che possono avere una dimensione e un asse o piano di simmetria (come una scanalatura, un foro, un perno), oppure elementi non dimensionabili quali le superfici piane o cilindriche; poiché ogni elemento può essere preso come riferimento, si possono avere dei riferimenti correlati a elementi dimensionabili e non dimensionabili, indicati nel disegno con modalità differenti.

Infatti si consideri il pezzo in figura 42 sul quale sono stati indicati alcuni elementi di riferimento non dimensiona-

bili; il simbolo del riferimento può essere piazzato sia sulla superficie che sulla linea di estensione della quota; l'elemento di riferimento simulato può essere costituito da un piano di riferimento simulato, quale la tavola di una macchina utensile o un piano di riscontro, considerati di forma perfetta. Se invece l'elemento di riferimento è una *feature* dimensionabile, il simbolo deve essere associato con la dimensione lineare e quindi posto direttamente sulla quota, come in figura 43; in questo caso il riferimento è costituito dall'asse o piano mediano stabilito da una *superficie ideale di inviluppo*.

Nel caso di elementi esterni, il riferimento simulato può essere un calibro

ad anello avente il diametro minimo circoscrivibile, oppure un calibro a pinza.

Nel caso di fori cilindrici, il riferimento simulato può essere stabilito utilizzando un tampone cilindrico, avente il diametro massimo inscrivibile, oppure un mandrino ad espansione; qualora il mandrino, una volta inserito nel foro, non assuma una posizione fissa, occorre procedere alla sua regolazione in modo che gli eventuali spostamenti siano della stessa entità in tutte le direzioni (si intende naturalmente che al riferimento non siano applicati modificatori).

La figura 44 mostra il caso di un riferimento costituito dall'asse di un cilin-

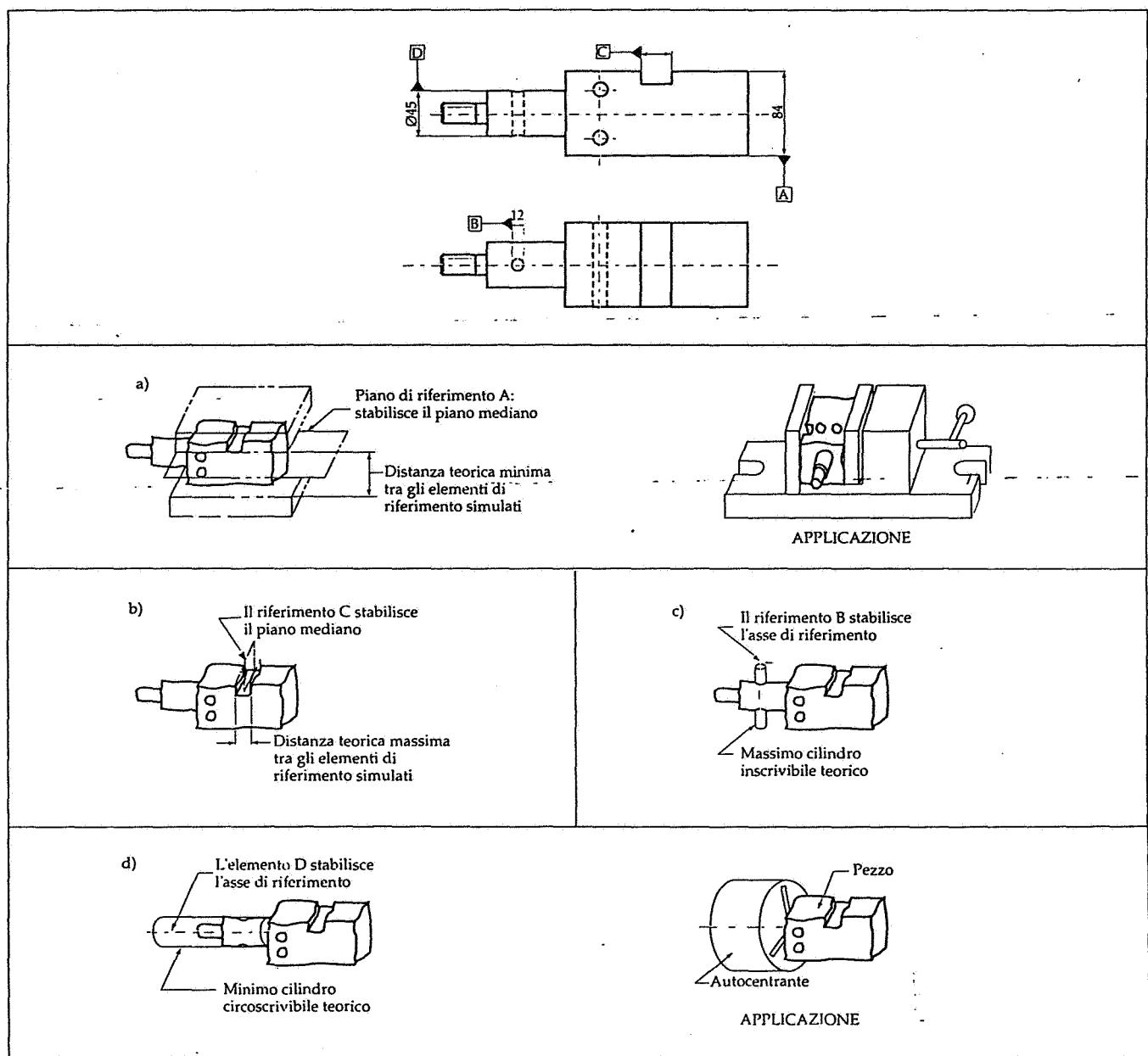


Fig. 43. Indicazione ed interpretazione di un riferimento con una dimensione, come un asse o un piano mediano.

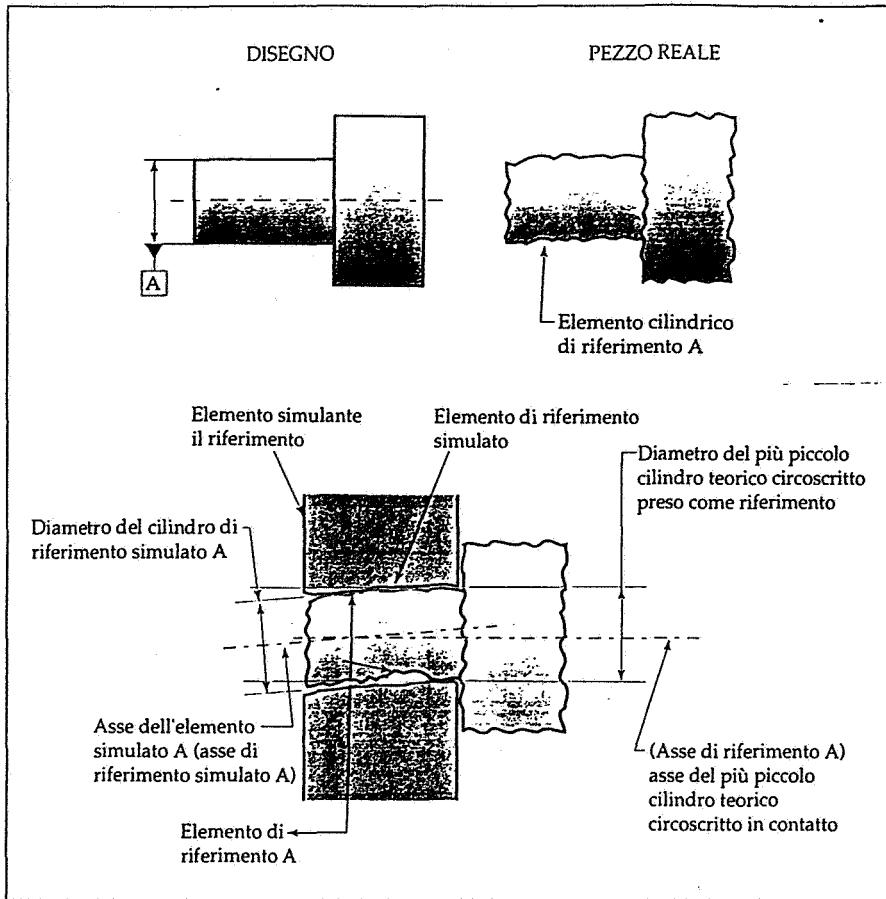


Fig. 44. Riferimento costituito dall'asse di un cilindro.

dro; anche in questo caso è possibile fare una distinzione tra l'*asse di riferimento dell'elemento*, (costituito dal più piccolo cilindro circoscritto di forma perfetta) e l'*asse di riferimento simulato*, definito dall'asse dell'elemento simulato. Il piano centrale di riferimento di elementi esterni è il piano di simmetria tra due piani paralleli che, alla minima distanza, sono in contatto con le corrispondenti superfici del pezzo (fig. 45a); viceversa, il piano centrale di riferimento per elementi interni è costituito dal piano di simmetria tra due piani paralleli che, alla massima distanza, sono in contatto con le corrispondenti superfici del pezzo (fig. 45b). In alcuni casi il riferimento simulato è costituito dall'asse comune di due riferimenti, scelti in modo da risultare coassiali (fig. 46).

Scelta degli elementi di riferimento

L'identificazione del sistema di riferimento per un elemento rappresenta il punto di partenza per un corretto dimensionamento; bisogna sempre ricordare che i riferimenti vanno utilizzati per:

a) associare un elemento ad un siste-

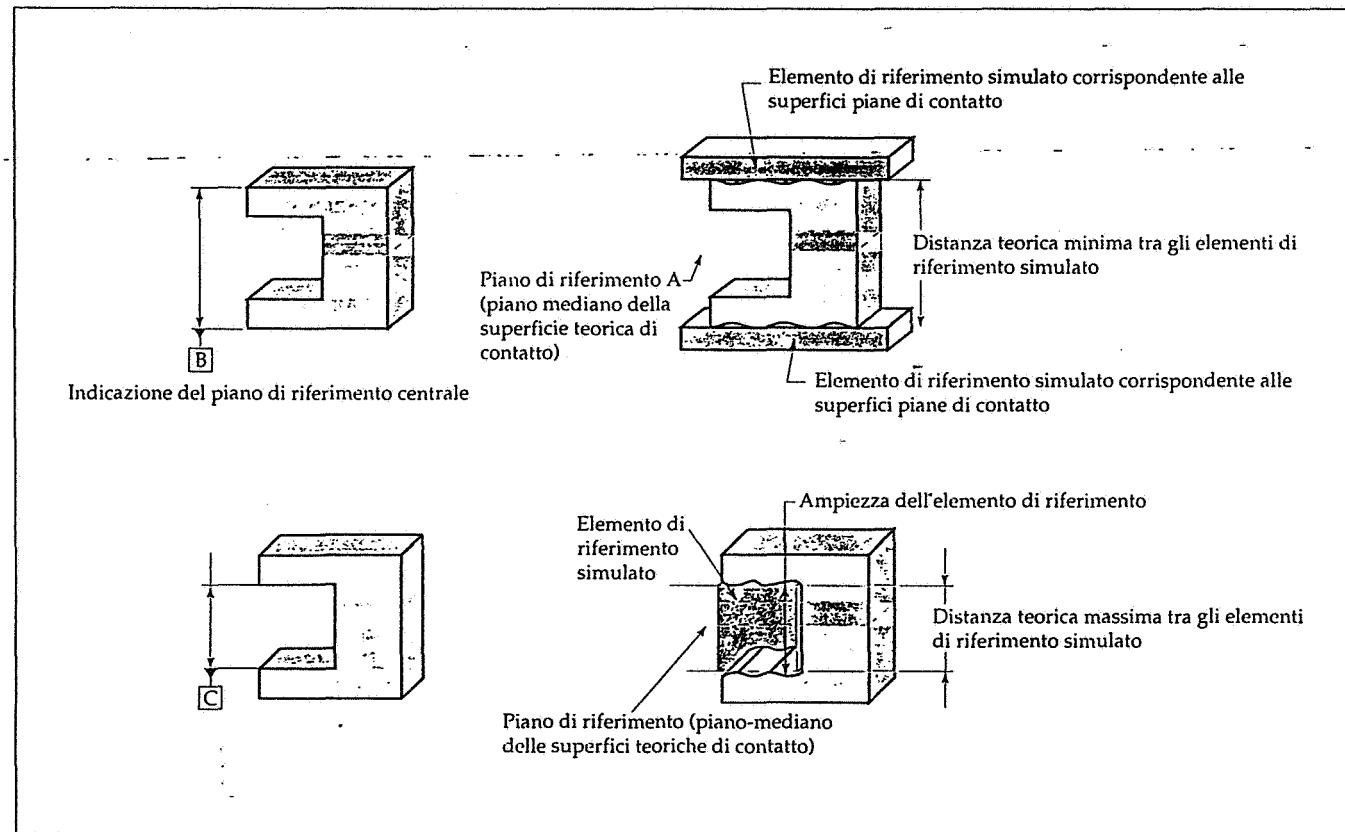


Fig. 45. Riferimento costituito dal piano mediano di due superfici del pezzo.

ma di riferimento per rendere univoca la sequenza di controllo;

b) stabilire una relazione funzionale tra gli elementi di un pezzo, in modo che il progettista possa comunicare univocamente le relazioni funzionali.

I riferimenti sono quindi degli elementi che orientano e localizzano il pezzo durante la misura e possono rappresentare la sequenza logica del montaggio. La sequenza logica che permette la scelta appropriata dei tre riferimenti è questa:

1) identificare l'elemento che orienta

il pezzo nel montaggio, per stabilire il riferimento primario;

2) identificare l'elemento che localizza il pezzo nel montaggio, in modo da stabilire il riferimento secondario;

3) identificare l'elemento che blocca il pezzo nel montaggio, in modo da stabilire il riferimento terziario.

Una volta identificato il sistema di riferimento, è necessario qualificare gli elementi di riferimento attraverso l'applicazione di opportune tolleranze di forma, orientamento e posizione.

Si prenda ad esempio il caso di figura

47: il coperchio con i 3 fori deve essere collegato al serbatoio mediante delle viti mordenti; l'elemento che *orienta* il pezzo è costituito dalla superficie di accoppiamento A (che viene definito come riferimento primario), mentre l'elemento che lo *localizza* è rappresentato dall'asse della parte cilindrica (che viene definito come riferimento secondario).

Quando l'asse di un cilindro viene utilizzato come elemento di riferimento, bisogna immaginare di utilizzare due piani tra loro perpendicolari, la cui intersezione determina l'asse di riferimento e che possono ruotare libera-

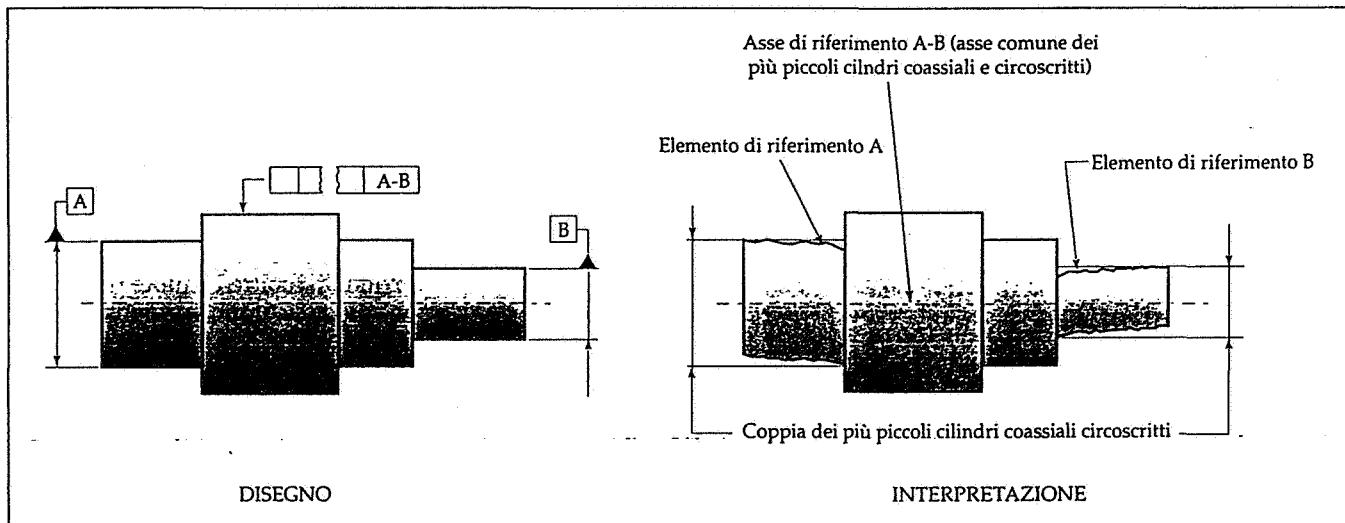


Fig. 46. Riferimento costituito dall'asse comune di due cilindri.

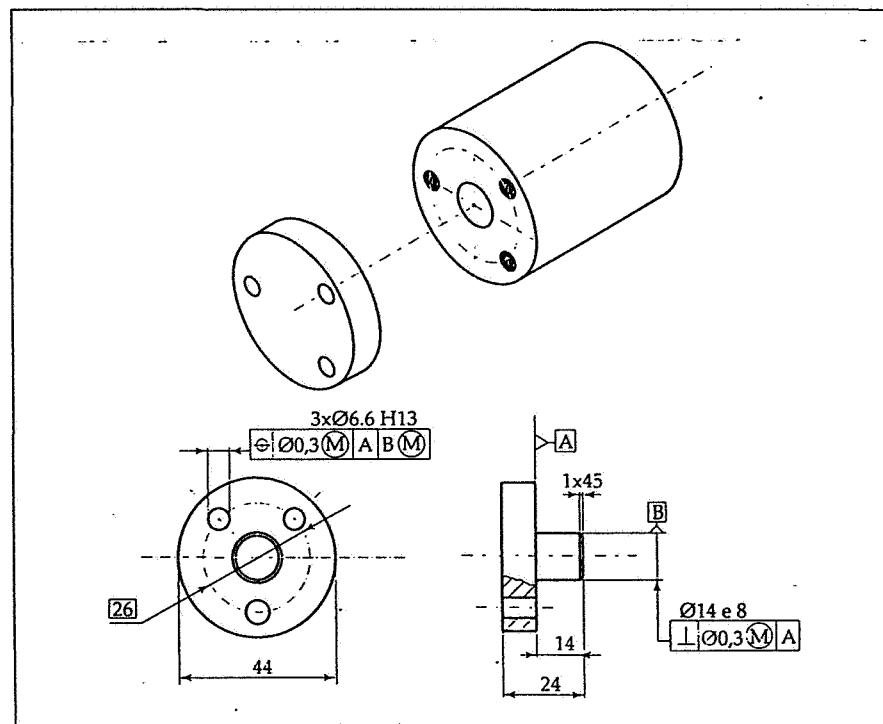


Fig. 47. Selezione del riferimento primario (che orienta) e del riferimento secondario (che localizza).

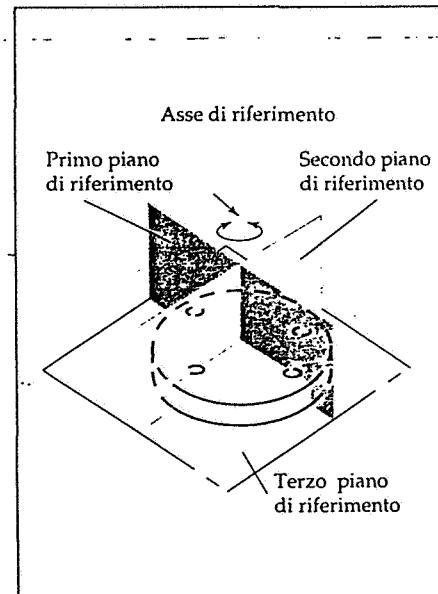


Fig. 48. L'asse di un cilindro che viene utilizzato come elemento di riferimento, è associato a due piani immaginari, tra loro perpendicolari, la cui intersezione determina l'asse di riferimento e che possono ruotare liberamente attorno allo stesso asse.

mente attorno allo stesso asse (fig. 48). Se il montaggio del coperchio avviene come in figura 49, cioè deve essere accoppiata anche la linguetta nella relativa scanalatura, i riferimenti diventano tre, cioè viene aggiunto il riferimento terziario che *blocca* il pezzo, costituito dal piano mediano della scanalatura. In questo caso i due piani immaginari non possono più ruotare, ma sono vincolati ad una precisa posizione (fig. 50).

I riferimenti parziali

Sono utilizzati nel caso di forme *complicate* ed *irregolari*, come quelle dei pezzi prodotti per stampaggio o fusione, o le superfici grezze. I riferimenti parziali rappresentano un *compromesso* tra la funzione dell'elemento e la ripetibilità della misurazione e anche se vengono indicati sul disegno del pezzo, essi descrivono in effetti la forma e la posizione degli *elementi di controllo*

utilizzati per simulare un piano di riferimento.

I riferimenti parziali devono essere utilizzati nei seguenti casi:

- quando solo una porzione di superficie dell'elemento è funzionale;
- quando la *forma irregolare* non permette l'utilizzo di superfici piane o regolari da utilizzare come riferimento;
- quando il pezzo può *oscillare* una volta posizionato con una sua superficie di riferimento.

I riferimenti parziali sono costituiti da:

- punti
- linee
- arie di contatto piane o cilindriche

Il riferimento parziale viene indicato sul pezzo con X; ogni riferimento parziale dovrebbe essere localizzato mediante una quota riquadrata o senza tolleranza, in quanto non si riferisce ad elementi del pezzo, ma definisce dimensioni e caratteristiche dei calibri funzionali. Inoltre le quote riquadrate non solo assicurano la ripetibilità della misurazione, ma possono far riferimento al grado di precisione dell'officina.

I riferimenti parziali sono indicati da un cerchio diviso in due caselle da una linea orizzontale (fig. 51). La casella inferiore è riservata ad una lettera che rappresenta l'elemento di riferimento e ad una cifra che indica il numero di riferimento parziale. La casella superiore è riservata alle informazioni complementari, quali le dimensioni della zona di riferimento parziale. Se non vi è spazio sufficiente nella casella, l'informazione può essere posta al di fuori del cerchio ed unita con una linea di richiamo. Sul pezzo, se il riferimento parziale è un punto, viene indicato da una croce; nel caso della figura 52, il riferimento primario viene simulato da almeno tre punti di contatto (A1, A2 ed A3), il riferimento secondario da due punti (B1 e B2) ed il terzo dal punto C1; è visibile nella stessa figura l'attrezzatura di controllo del pezzo, i cui perni simulano i riferimenti parziali indicati nel disegno.

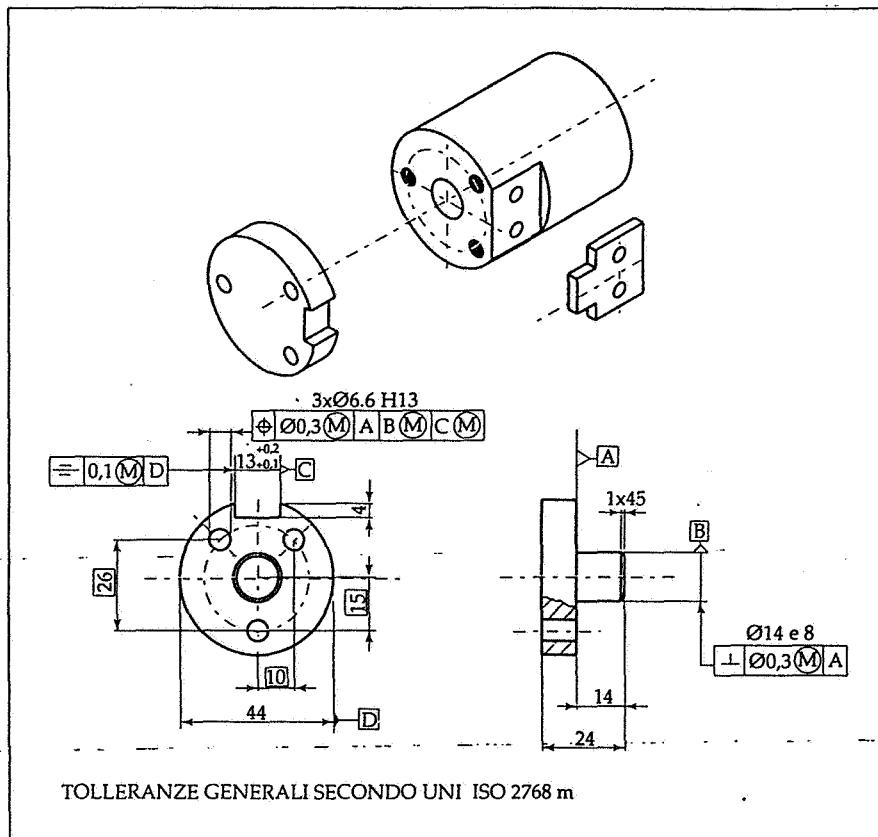


Fig. 49. Selezione del riferimento primario (che orienta), del riferimento secondario (che localizza) e del riferimento terziario (che blocca).

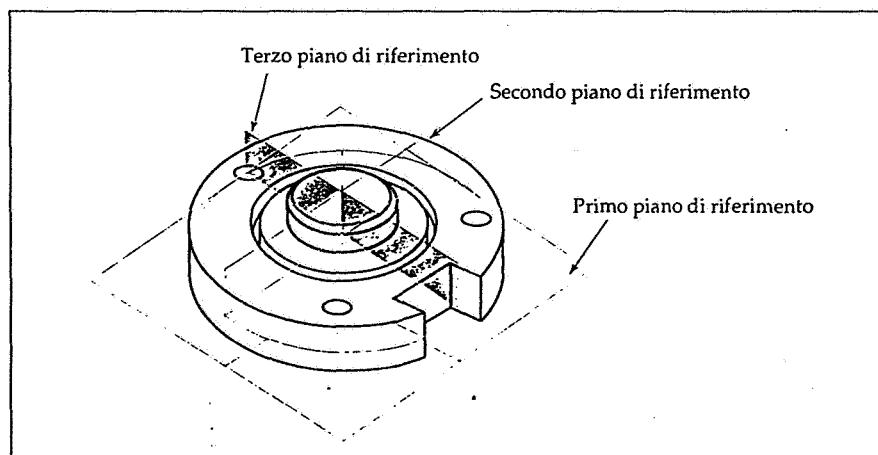


Fig. 50. Il secondo riferimento è costituito da un asse ed il terzo da un piano mediano; i due piani di riferimento immaginari sono vincolati in una precisa posizione.

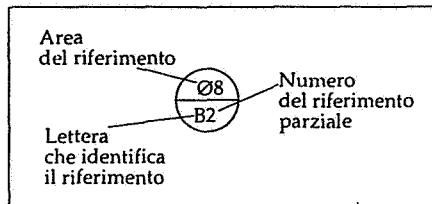


Fig. 51. Riferimento parziale.

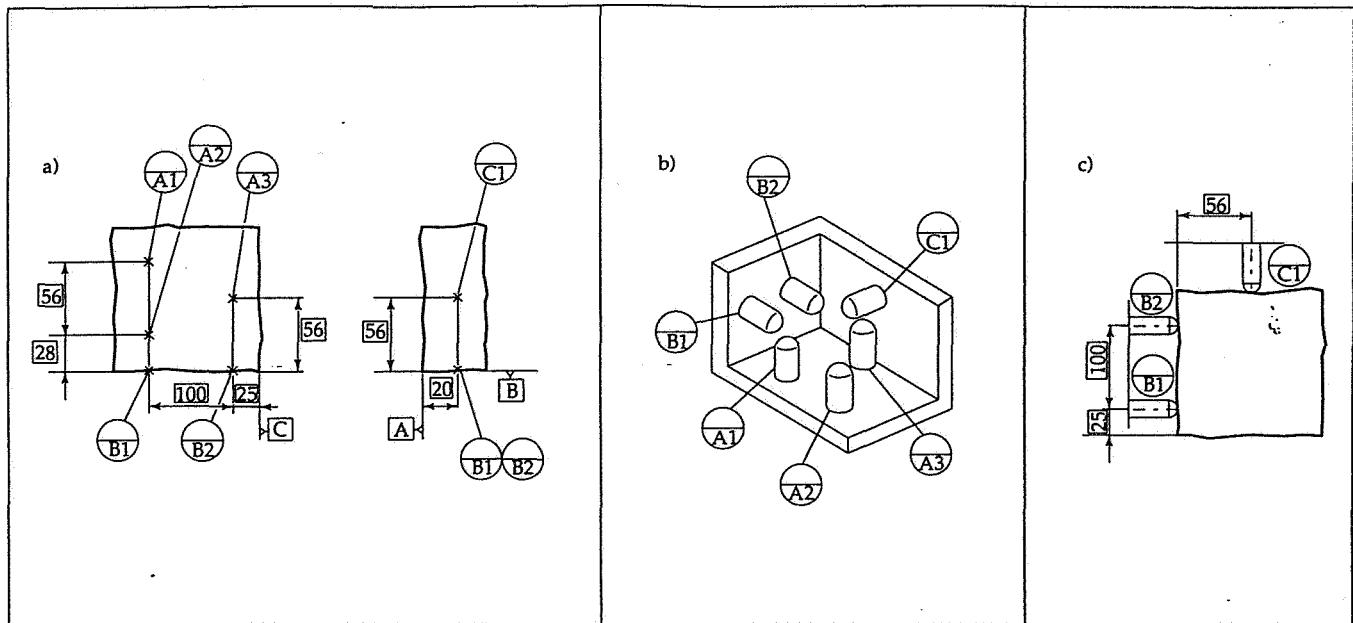


Fig. 52. Riferimenti parziali costituiti da punti e attrezzatura di controllo relativa.

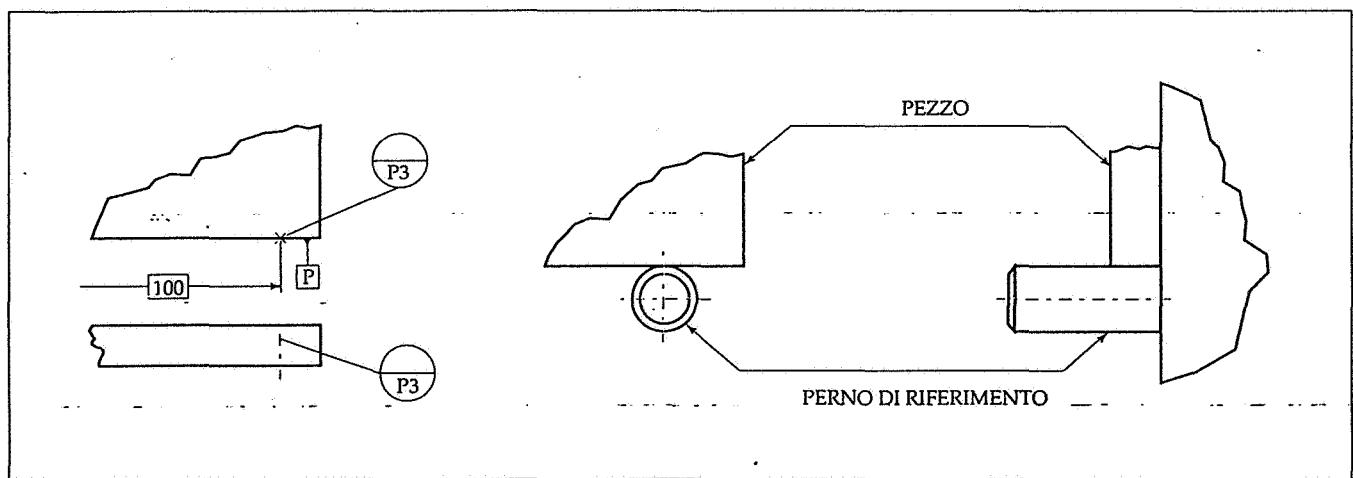


Fig. 53. Riferimenti parziali costituiti da linee con relativa attrezzatura di controllo.

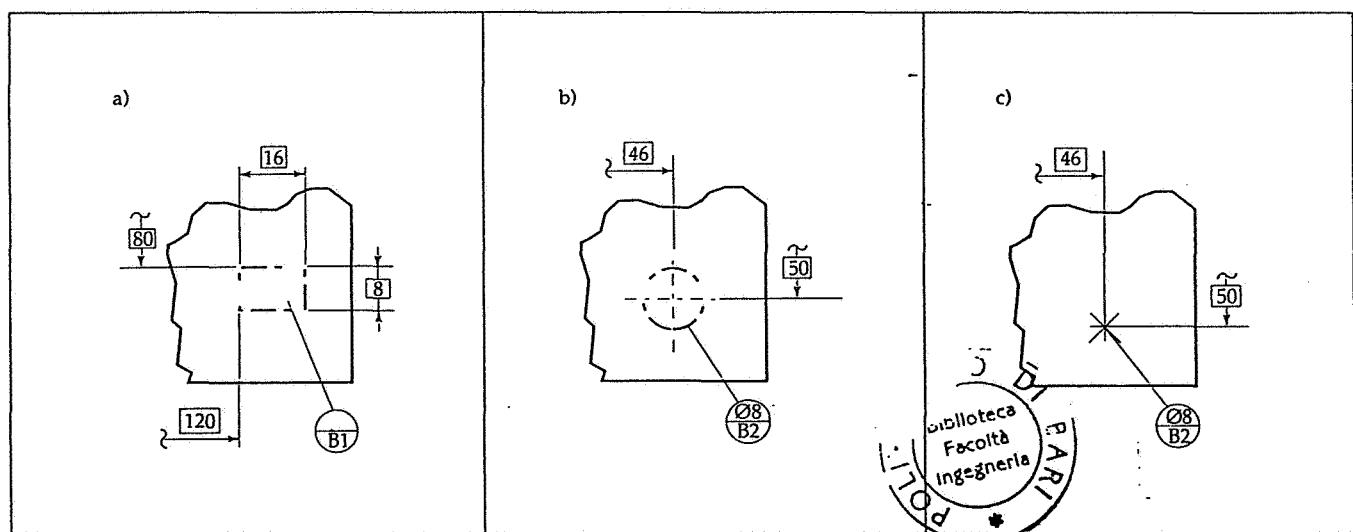


Fig. 54. Riferimenti parziali costituiti da aree; nel caso a) l'area di contatto viene quotata direttamente nel disegno, mentre nei casi b) e c) viene indicata nella parte superiore del simbolo; naturalmente l'attrezzatura di controllo sarà costituita da un perno di diametro 8 mm.

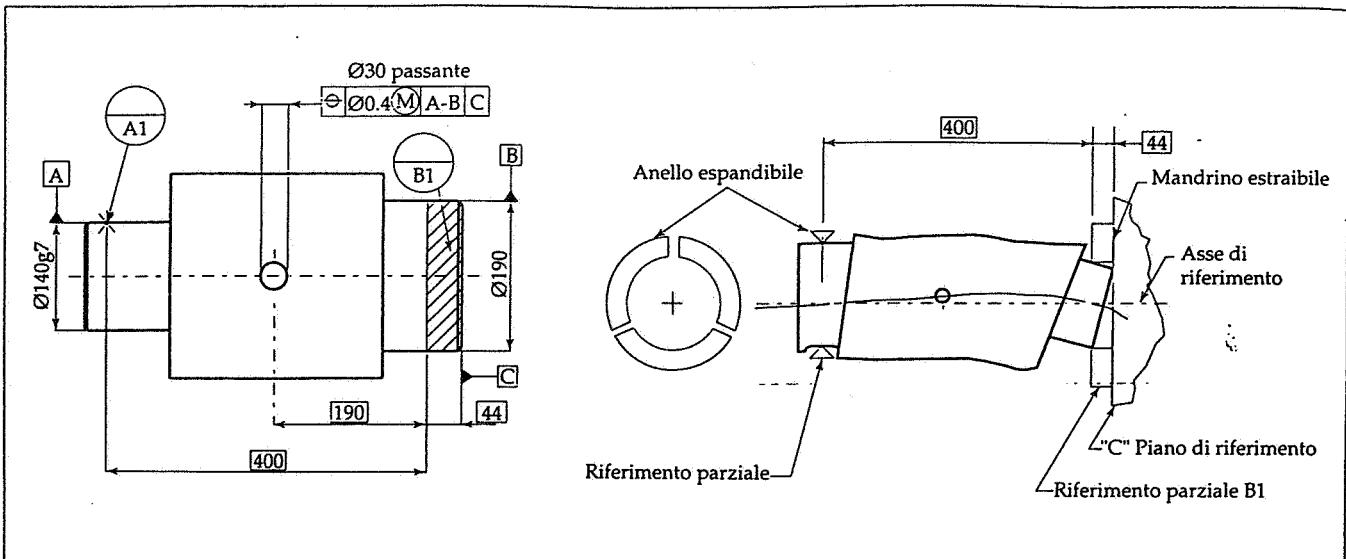


Fig. 55. Riferimenti parziali cilindrici.

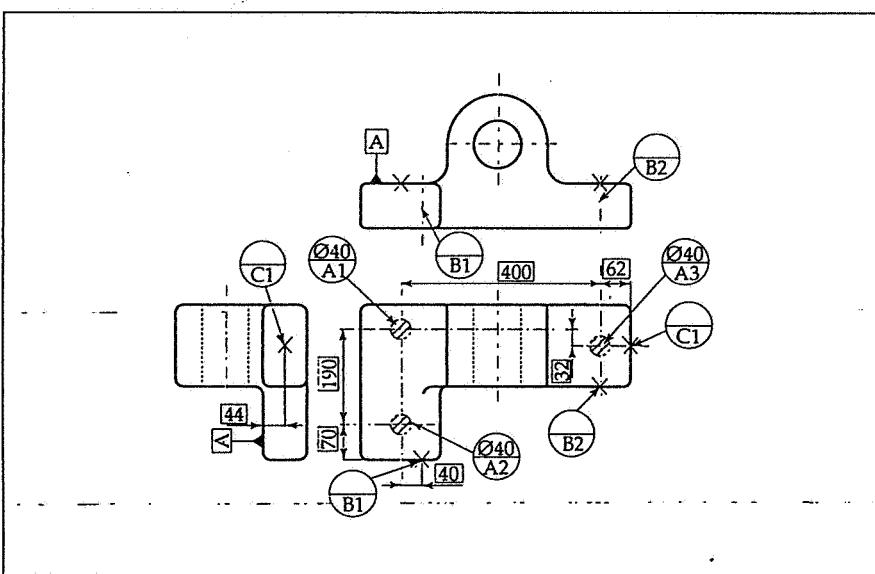


Fig. 56. Indicazione dei riferimenti parziali in un pezzo ottenuto per fusione.

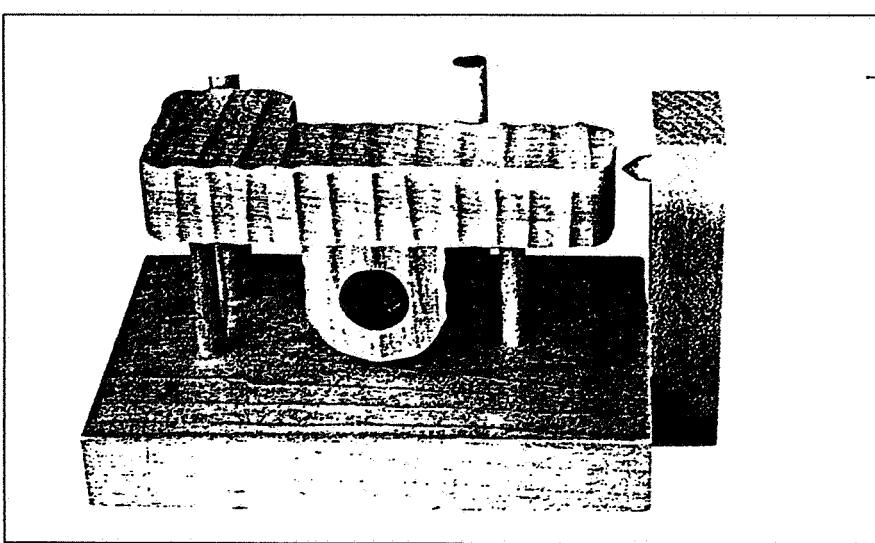


Fig. 57. Attrezzatura di controllo per il pezzo di figura 56.

Se il riferimento parziale è costituito da una linea, viene indicato da due croci unite da una linea G, come in figura 53; infine se è costituito da una zona, è indicato da un'area tratteggiata i cui contorni sono definiti da una linea tipo K (fig. 54) od anche da una crocetta, quando non vi sia rischio di equivoci nell'individuare il riferimento. Nella figura 55 il riferimento parziale A1 viene specificato con una circonferenza, mentre il riferimento B1 con un'area di riferimento cilindrica; poiché i due diametri non sono stati specificati con quote riquadrate, si richiede un calibro di diametro variabile.

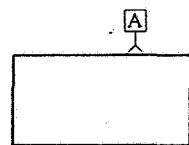
In figura 56 viene mostrato il disegno di un pezzo ottenuto per fusione con le indicazioni di tre riferimenti parziali i quali definiscono un sistema di riferimento a tre piani perpendicolari in cui:

- i tre riferimenti parziali A1, A2 ed A3 specificano il riferimento primario A;
- i due riferimenti parziali B1, B2 il riferimento secondario B;
- il riferimento parziale C1 il riferimento terziario C.

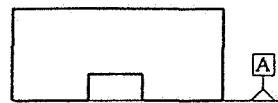
L'attrezzatura di controllo è visibile in figura 57; il piano di riferimento A è simulato da tre perni di diametro 40, il piano di riferimento B dalle generatrici dei due perni; infine l'elemento conico dell'attrezzatura definisce il terzo riferimento C.

In figura 58 sono indicati i 10 elementi di un pezzo che possono essere presi come riferimento; i simboli indicati in figura saranno più comprensibili dopo la lettura dei prossimi paragrafi.

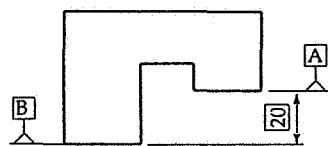
1. SUPERFICIE



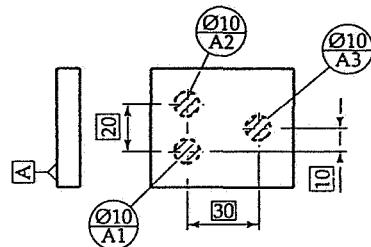
2. SUPERFICI COMPLANARI



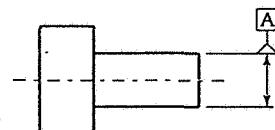
3. SUPERFICI DI OFFSET



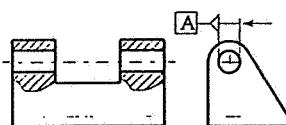
4. SUPERFICI PARZIALI



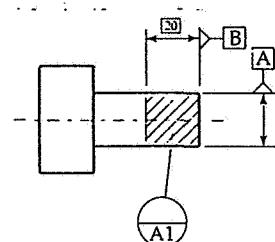
5. DIAMETRO



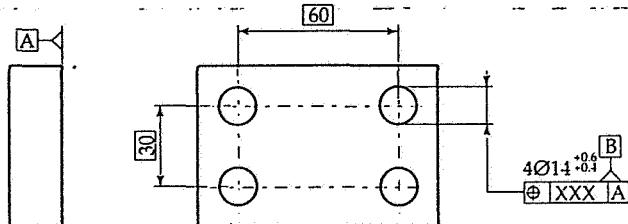
6. DIAMETRI COASSIALI



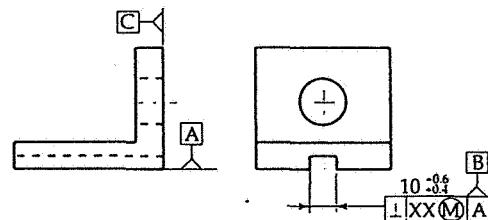
7. DIAMETRO PARZIALE



8. INSIEME DI FORI



9. PIANI DI SIMMETRIA



10. RIFERIMENTI PARZIALI

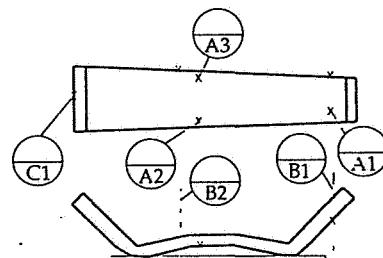


Fig. 58. I 10 elementi o features che possono essere utilizzati come riferimenti.

TOLLERANZE DI FORMA

Quando la forma del pezzo stabilita dalle tolleranze dimensionali e di posizione non fornisce sufficiente controllo per i requisiti funzionali allora, si applicano le tolleranze di forma: esistono quattro tipi di tolleranze di forma, rettilineità, planarità, circolarità e cilindricità.

Tolleranza di rettilineità

La rettilineità è fondamentalmente una caratteristica di una linea, come un asse o uno spigolo di un elemento; tuttavia questo tipo di tolleranza si può applicare anche a superfici piane, cilindriche o coniche. Infatti poiché queste superfici sono composte da un numero infinito di elementi longitudinali, la rettilineità applicata viene applicata all'intera superficie come se fosse controllata da un elemento singolo in quella direzione. È chiaro che il simbolo di rettilineità va posto nella vista *dove l'elemento appare esplicitamente rettilineo*.

La figura 59 indica l'interpretazione di una tolleranza di rettilineità di 0,03 mm posta su una superficie cilindrica: ogni generatrice del cilindro deve essere compresa tra due rette parallele distanti 0,03, in un piano formato dall'asse e dalle due linee stesse. Nella stessa figura sono visibili i tre tipi di errori possibili sulla superficie cilindrica, rispettivamente di concavità, convessità o di piegatura.

Una tolleranza di rettilineità applicata ad una superficie piana controlla la rettilineità solo nella direzione *parallela al piano di proiezione*. Nel caso infatti della figura 60, la tolleranza di 0,1 mm si applica solo nella direzione indicata, mentre ad esempio nella direzione perpendicolare l'errore potrebbe essere più grande, ma sempre contenuto all'interno della tolleranza dimensionale dell'elemento.

Si esamina ora il caso in cui la tolleranza di rettilineità è applicata ad un elemento dimensionale come un asse o un piano mediano; la differenza rispetto al caso precedente è rappresentata dalla possibilità di utilizzare la condizione del massimo materiale con i vantaggi che ne derivano come si può notare nella figura 61. In questo

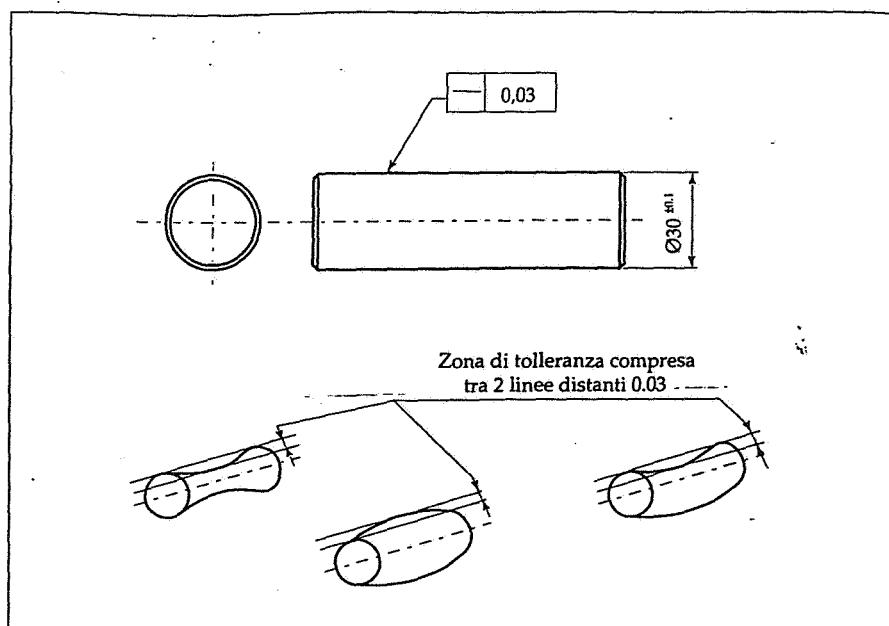


Fig. 59. Errore di rettilineità applicato ad una superficie cilindrica.

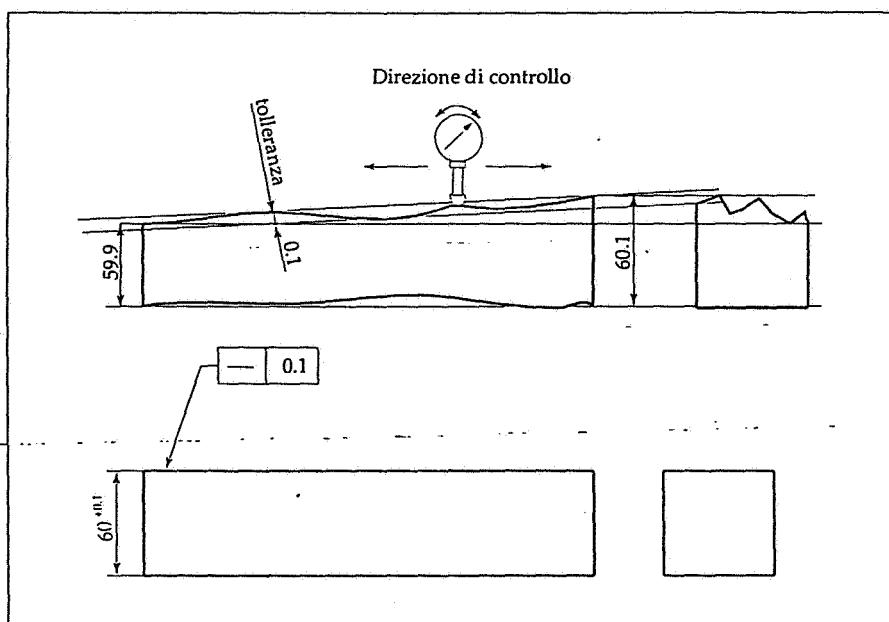


Fig. 60. Tolleranza di rettilineità applicata ad un superficie piana: controllo dell'errore in una sola direzione.

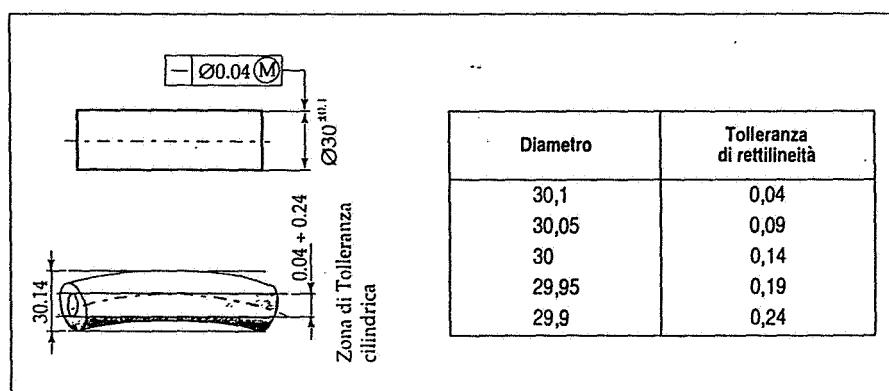


Fig. 61. Tolleranza di rettilineità applicata ad un asse.

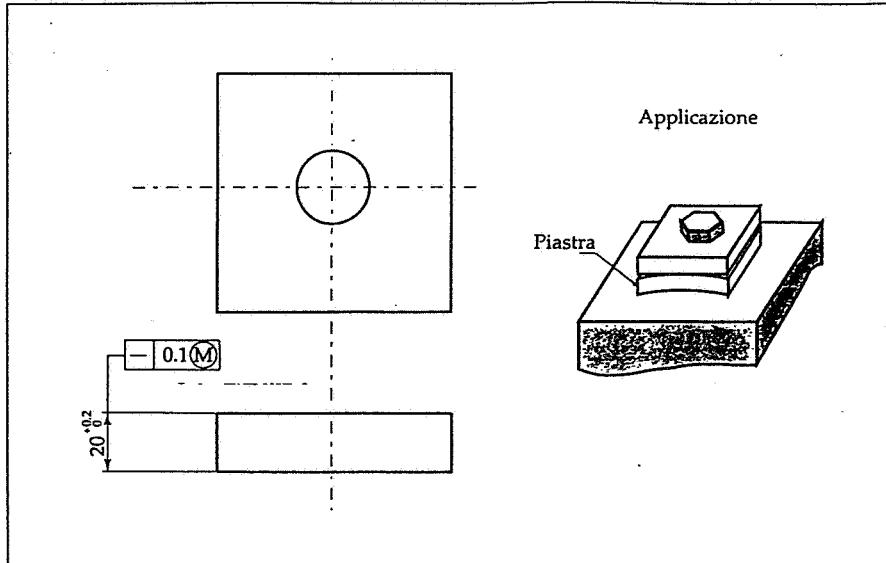


Fig. 62. Tolleranza di rettilineità applicata ad un piano mediano.

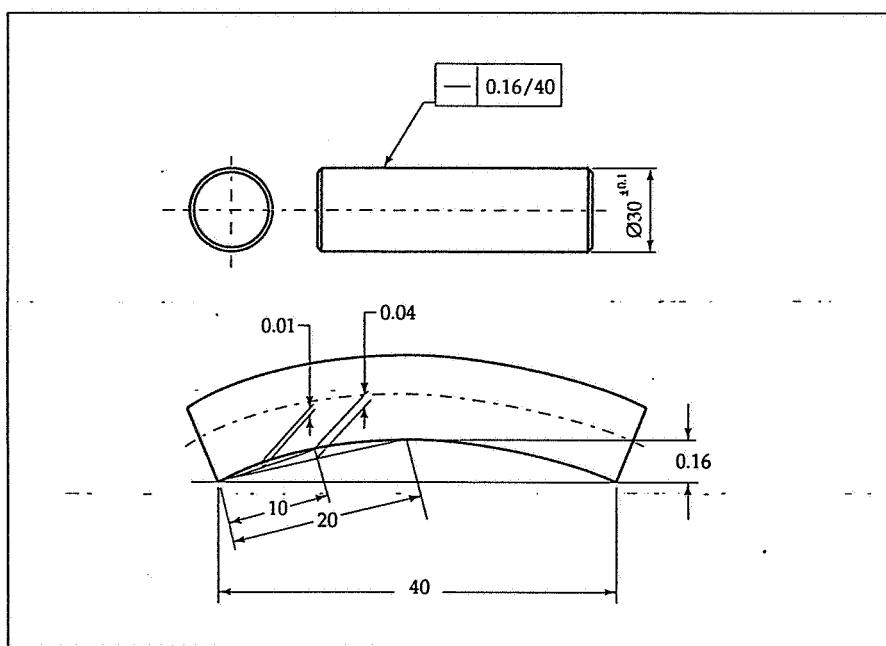


Fig. 63. Interpretazione della tolleranza su una determinata lunghezza di un albero.

caso la tolleranza è stata indicata sulla quota che esprime il diametro, e quindi si fa chiaramente riferimento all'asse del cilindro; la zona di tolleranza è tridimensionale, limitata da un cilindro di diametro uguale alla tolleranza stessa e ciò viene indicato ponendo il simbolo di diametro \varnothing prima del numero che esprime il valore della tolleranza.

La figura 62 mostra l'applicazione della tolleranza di rettilineità ad un piano mediano, per prevenire la forma arcuata o distorta della piastra; in questo caso la zona di tolleranza è tridimensionale, compresa tra due piani distanti 0,1.

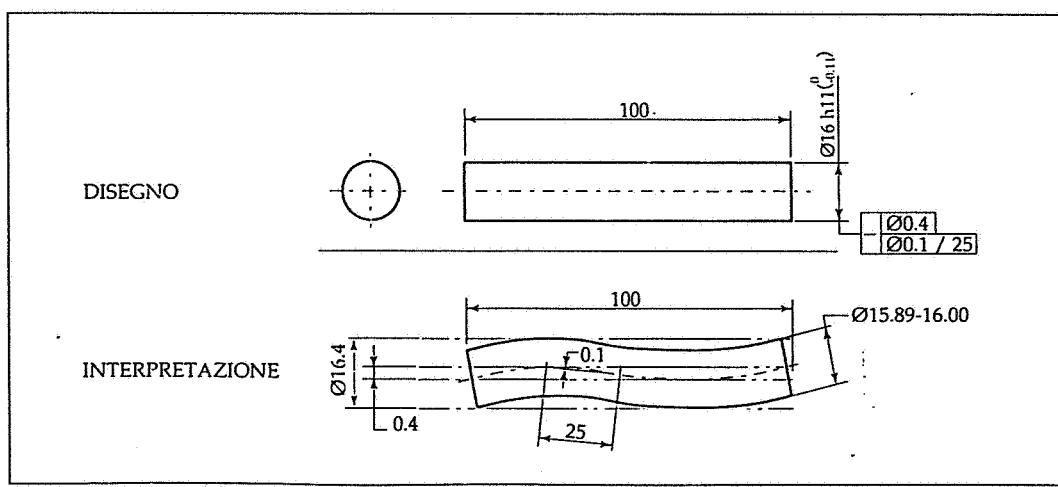
È possibile anche specificare una tolleranza di rettilineità su una specificata lunghezza; si noti però che l'espressione 0,1/200, ad esempio, non significa 0,1 mm per 200 mm di lunghezza, ma 0,1 mm in ogni qualsiasi tratto di 200 mm di lunghezza. L'esempio in figura 63 chiarisce questo concetto; per un cilindro piegato secondo un arco, e sul quale viene specificata una tolleranza di rettilineità di 0,16 mm in 40 mm, vuol dire ottenere 0,04 mm in 20 mm (e non 0,08!), e 0,01 mm in 10 mm. Quando una tolleranza di rettilineità totale è combinata con una su una specificata lunghezza si ottiene un simbolo col doppio riquadro, come in figura 64, indicante che la rettilineità è di 0,4 mm sull'intera lunghezza, ma non deve eccedere 0,1 mm in ogni 25 mm di lunghezza.

Applicazione del principio MMC alla tolleranza di rettilineità.

La tolleranza di rettilineità è l'unica tolleranza che si può applicare sia ad un elemento, sia ad un elemento dimensionabile.

La figura 34 ha già mostrato il caso di

Fig. 64. Indicazione della tolleranza di rettilineità sull'asse, specificando l'errore totale e quello per unità di lunghezza; l'asse deve stare in una zona di tolleranza di 0,4 mm di diametro per l'intera lunghezza di 100 mm ed entro una zona di 0,1 mm per ogni 25 mm di lunghezza. Ciascun elemento circolare della superficie deve essere nella prescritta tolleranza dimensionale.



una tolleranza di rettilineità applicata all'asse di un albero, senza o con l'applicazione della MMC; nel primo caso, per il principio di indipendenza, il valore della tolleranza di rettilineità *resta costante* al variare del valore del diametro da massimo a minimo; applicando il principio del massimo materiale come in figura 34b, la massima tolleranza di rettilineità viene ottenuta sommando alla tolleranza specificata la differenza dalla dimensione di massimo materiale.

Nel caso della tolleranza applicata al piano mediano della piastra di figura 62, la combinazione dell'errore dimensionale e geometrico richiede che l'elemento possa variare in un inviluppo di dimensioni costanti, come in figura 65.

La configurazione indicata nella figura viene chiamata *condizione virtuale*, che definisce la dimensione del *calibro funzionale* da adoperare. La condizione virtuale è la configurazione dell'inviluppo limite di forma perfetta generata dall'effetto combinato della dimensione di massimo materiale e delle tolleranze geometriche.

Si noti che la condizione virtuale è sempre quella corrispondente alle condizioni peggiori di accoppiamento, che nel caso dell'albero sono ottenute sommando al diametro massimo (cioè in condizione di massimo materiale) il valore della tolleranza geometrica corrispondente.

In figura 66 è visibile il calibro funzionale per il controllo di un albero, il cui diametro coincide con la condizione virtuale e rappresenta una dimensione costante.

Nel caso del foro, le condizioni di massimo materiale sono quelle corrispondenti al diametro minimo, e la condizione virtuale è rappresentata sempre dalle condizioni peggiori di accoppiamento, cioè quelle ottenute sottraendo al diametro minimo il valore della tolleranza geometrica (fig. 67).

È possibile specificare una tolleranza di rettilineità al massimo materiale con valore zero; ciò vuol dire che la condizione virtuale coincide con quella di massimo materiale. In tal caso, se un elemento è al massimo materiale, non sono consentiti errori di forma.

Se l'errore di rettilineità diventa molto elevato quando le dimensioni dell'elemento si avvicinano alle condizioni di diametro minimo (LMC), è possibile specificare anche un valore massimo, come indicato nella figura 68.

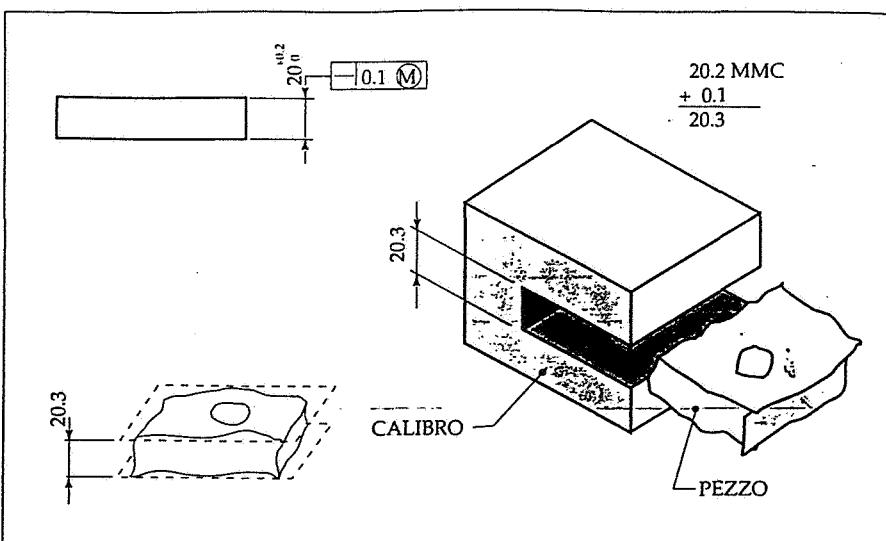


Fig. 65. Condizione virtuale della piastra di figura 62 e relativo calibro di controllo.

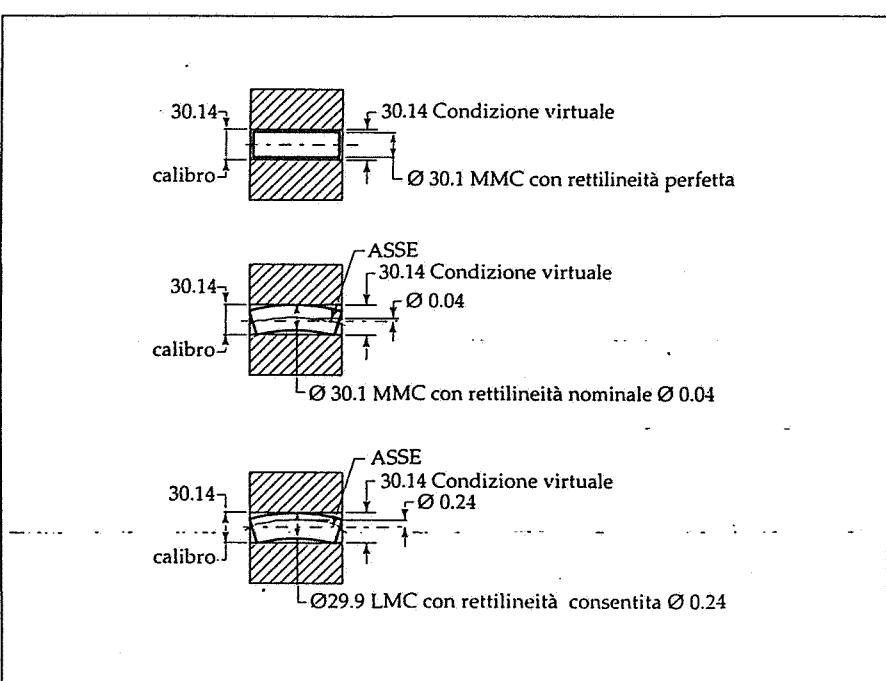


Fig. 66. Il calibro funzionale per il controllo dell'albero di figura 61.

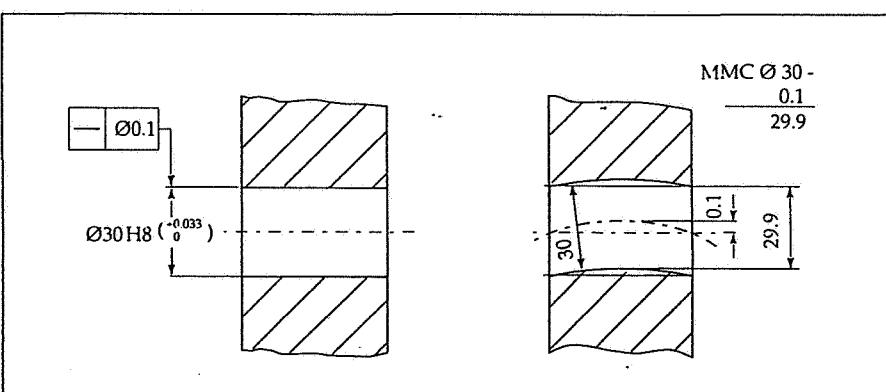


Fig. 67. La condizione virtuale di un foro si ottiene sottraendo la tolleranza di rettilineità dal diametro di massimo materiale.

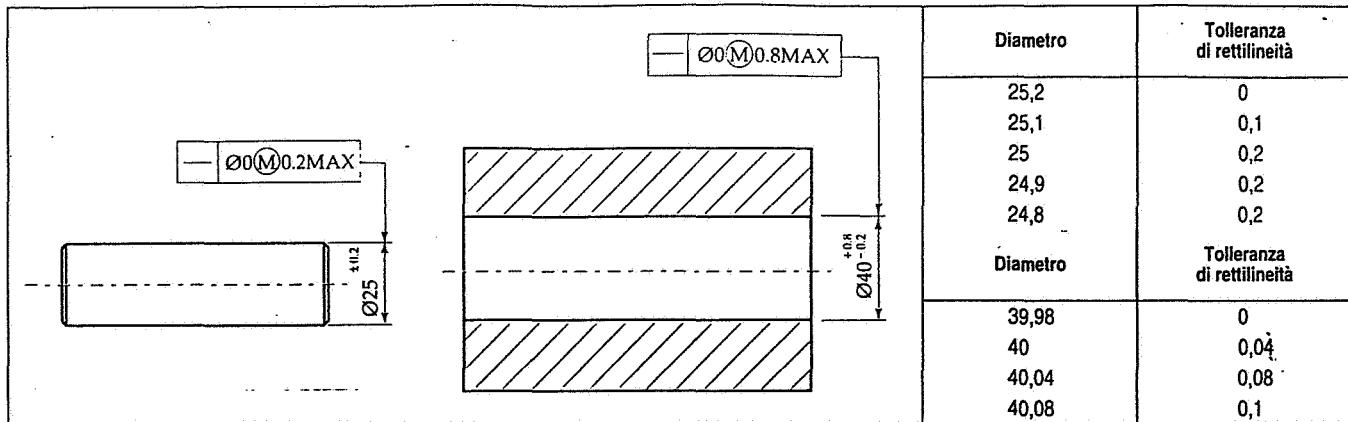


Fig. 68. Specificazione di rettilineità zero a MMC con valore max per un albero e per un foro.

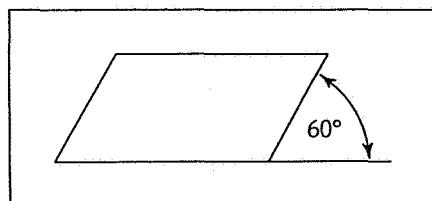


Fig. 69. Il simbolo per la planarità.

Planarità

La planarità è la condizione di una superficie i cui punti *appartengono tutti ad un piano*; la tolleranza di planarità specifica una zona tridimensionale determinata da due piani tra loro paralleli con una distanza uguale al valore della tolleranza specificata. Il simbolo da usare nel riquadro è un parallelogramma con i lati inclinati di 60° (fig. 69).

La figura 70 mostra un esempio di un pezzo al quale è stata applicata una tolleranza di planarità di 0,1 (ad esempio per motivi di accoppiamento o estetici); per essere accettato al controllo, l'intera superficie deve essere compresa tra due piani paralleli distanti 0,1 mm. In questo caso la tolleranza di planarità è compresa nella tolleranza dimensionale di 0,2 mm.

Non è possibile applicare il principio del massimo materiale ad una tolleranza di planarità, in quanto la tolleranza di forma controlla tutti i punti di una superficie, che non è un *elemento dimensionabile*.

L'esperienza progettuale stabilisce che è opportuno prescrivere una tolleranza di planarità *non maggiore della metà della tolleranza dimensionale associata*.

L'errore di planarità può essere controllato mediante lo spostamento di un comparatore su tutta la superficie e rilevando l'errore come differenza tra la massima e minima misura rile-

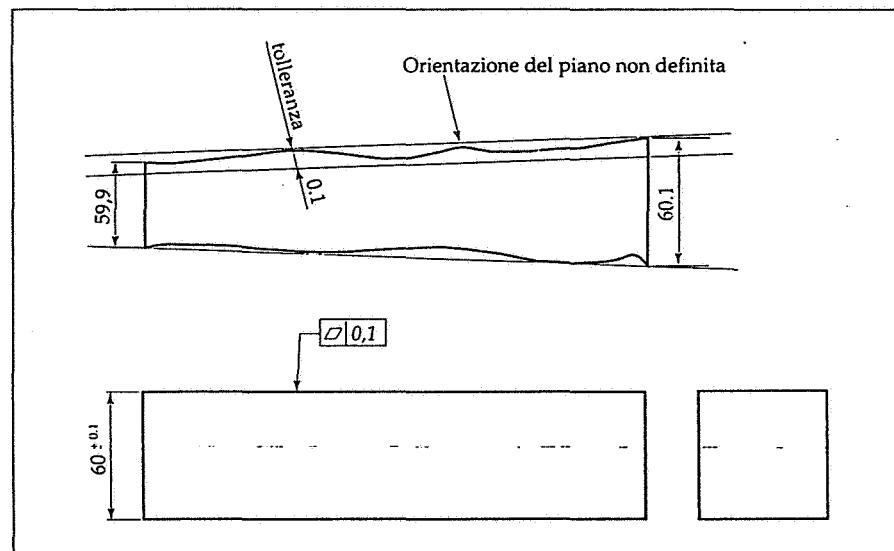


Fig. 70. Indicazione di una tolleranza di planarità e sua interpretazione.

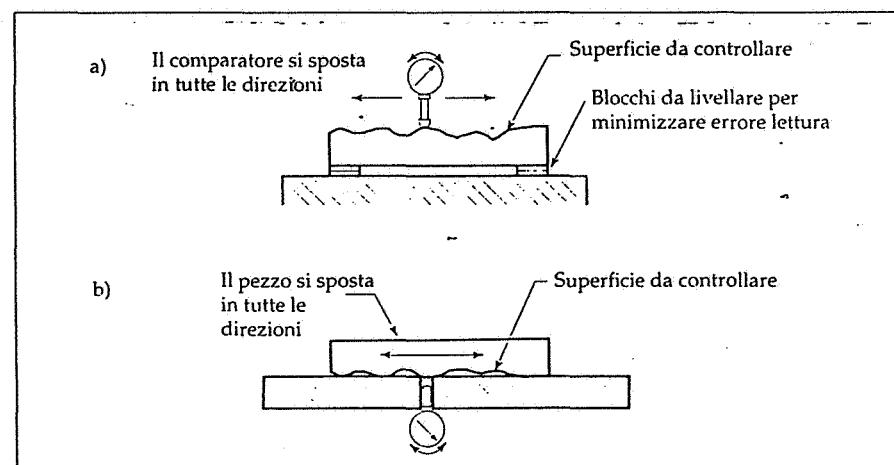


Fig. 71. a) controllo dell'errore di planarità con l'uso di un appoggio regolabile o b) mediante un comparatore posto al di sotto del piano di riscontro.

vata (fig. 71a). L'orientamento della piastra viene variato attraverso opportuni appoggi regolabili e la misura ripetuta continuamente; la planarità non controlla infatti l'errore geometrico di orientamento. Per evitare l'in-

fluenza sulla misura, si può ricorrere al metodo di figura 71b, col quale il comparatore è posto al di sotto del piano di riscontro, in una opportuna sede e rileva quindi direttamente la superficie interessata.

Circolarità

L'errore di circolarità si verifica quando in un pezzo a simmetria circolare le sezioni eseguite perpendicolarmente all'asse (che nominalmente dovrebbero essere circonference), risultano ovali, ellittiche o comunque irregolari. La tolleranza di circolarità specifica una zona bidimensionale limitata da due cerchi concentrici posti ad una distanza che, radialmente, è uguale alla tolleranza specificata.

L'esempio in figura 72 mostra un esempio di indicazione di una tolleranza di circolarità di 0,03 su un pezzo cilindrico; la zona di tolleranza è compresa tra due cerchi concentrici distanti 0,03 mm.

Da notare che la zona di tolleranza è stabilita *relativamente alla dimensione di una sezione eseguita perpendicolarmente all'asse*. In figura 72 si è considerato di effettuare la misura della circolarità in una sezione trasversale alle dimensioni di massimo materiale di 30,1 mm; per il principio di indipendenza, le tolleranze dimensionali e geometriche danno una condizione virtuale di 30,13 mm ($30,1 + 0,03$) la zona di tolleranza di 0,03 mm viene stabilita da due cerchi concentrici, la differenza dei cui raggi determina il valore della tolleranza di forma. In definitiva, salvo diversa specificazione, *prima viene controllata la dimensione e poi la circolarità relativa a questa dimensione*.

Come nel caso della planarità, come regola generale, si consiglia di scegliere una tolleranza di valore minore della metà di quella dimensionale; inoltre non può essere applicato il principio del massimo materiale in quanto la tolleranza di circolarità controlla i punti del contorno di una superficie trasversale, elemento quindi non dimensionabile.

L'errore di circolarità può essere associato a superfici coniche oppure a superfici di forma qualsiasi, sempre però a sezione circolare, come in figura 73. La figura 74 mostra due metodi per la determinazione dell'errore di circolarità: nel primo caso si fa uso di un blocco a V sul quale viene appoggiato il pezzo da misurare: viene utilizzato un comparatore stazionario mentre il pezzo viene fatto ruotare di 360°; l'errore letto sul quadrante del comparatore è naturalmente l'errore sul diametro e deve essere dimezzato per ottenere l'errore di circolarità.

Nel secondo caso il pezzo viene fatto ruotare ad esempio tra le punte di un tornio parallelo; questa volta l'errore

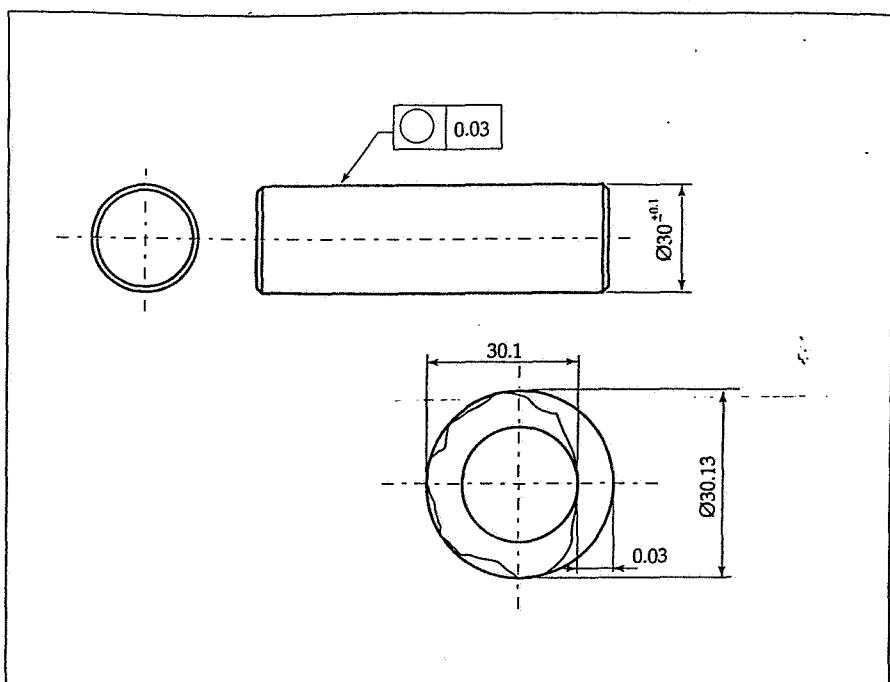


Fig. 72. Indicazione ed interpretazione di una tolleranza di circolarità.

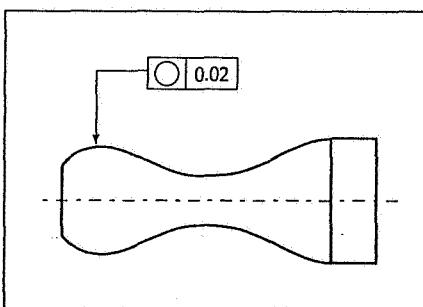


Fig. 73. Tolleranza di circolarità applicata a pezzi assialsimmetrici.

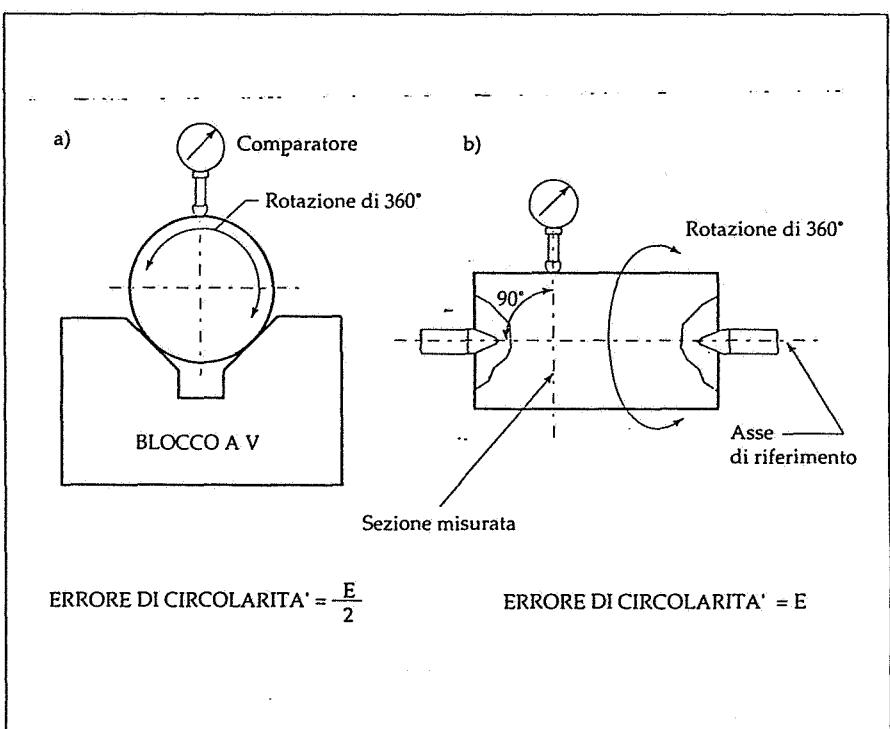


Fig. 74. Rilevazione dell'errore di circolarità con un blocco a V (a) e (b) montando il pezzo tra le punte.

misurato è sul raggio e rappresenta l'errore di circolarità.

Naturalmente i due metodi mostrati non riescono a valutare l'errore di circolarità con grande precisione, soprattutto quando la tolleranza richiesta è molto ristretta; in questi casi si fa uso di altri sistemi, come il *rotondimetro* di figura 75, composto da due elementi principali, una unità di misurazione che comprende una tavola girevole ad altissima precisione ed un tastatore ed una unità di elaborazione dati con un microprocessore a 16 bit.

Cilindricità

Anche se diverse sezioni eseguite con piani perpendicolari all'asse del pezzo sono circonferenze, queste possono presentare tra di loro delle differenze di diametro; la cilindricità infatti è la condizione di una superficie di rivoluzione nella quale tutti i punti di una superficie sono equidistanti da un asse comune. Una tolleranza di cilindricità specifica una zona tridimensionale compresa tra due cilindri concentrici entro i quali deve essere compresa la superficie. Il simbolo da apporre nel riquadro per l'indicazione di una tolleranza di cilindricità è mostrato nella figura 76.

Naturalmente i limiti delle dimensioni esercitano un controllo della cilindricità entro la tolleranza dimensionale, ma molte volte, per esigenze di precisione, questo controllo è inadeguato.

L'esempio in figura 77 mostra un albero cilindrico con una tolleranza di cilindricità di 0,03 mm, che viene misurata in senso radiale, cioè attraverso due cilindri coassiali distanti 0,03. Poiché una tolleranza di cilindricità può essere interpretata come una tolleranza di circolarità estesa sull'intera superficie cilindrica, essa può controllare simultaneamente la circolarità, la rettilineità ed il parallelismo degli elementi della superficie.

Anche in questo caso, si consiglia di scegliere una tolleranza di forma di valore minore della metà di quella dimensionale; inoltre non può essere applicato il principio del massimo materiale in quanto una superficie cilindrica è un elemento non dimensionabile. Il controllo della cilindricità può avvenire con le stesse modalità della circolarità, facendo però muovere il comparatore lungo l'asse del pezzo; l'errore massimo rilevato rappresenta l'errore di cilindricità.

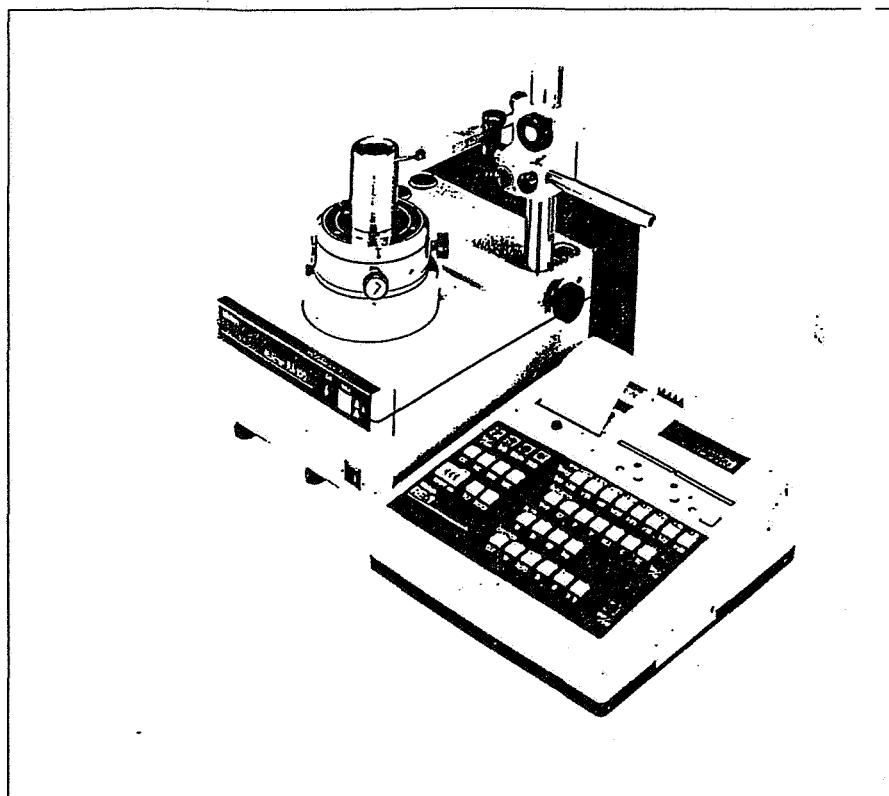


Fig. 75. Misurazione effettuata mediante rotondimetro con tavola girevole a sostentamento pneumatico. Il valore della circolarità viene ottenuto direttamente sul display a cristalli liquidi mentre contemporaneamente la stampante incorporata fornisce il diagramma del profilo con un ingrandimento fino a 20.000 volte.

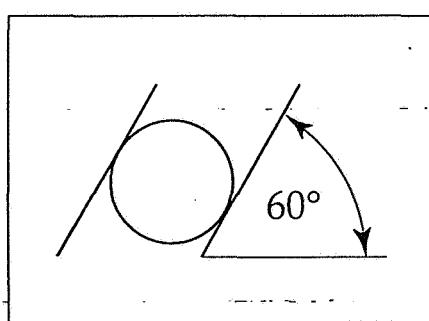


Fig. 76. Il simbolo di cilindricità.

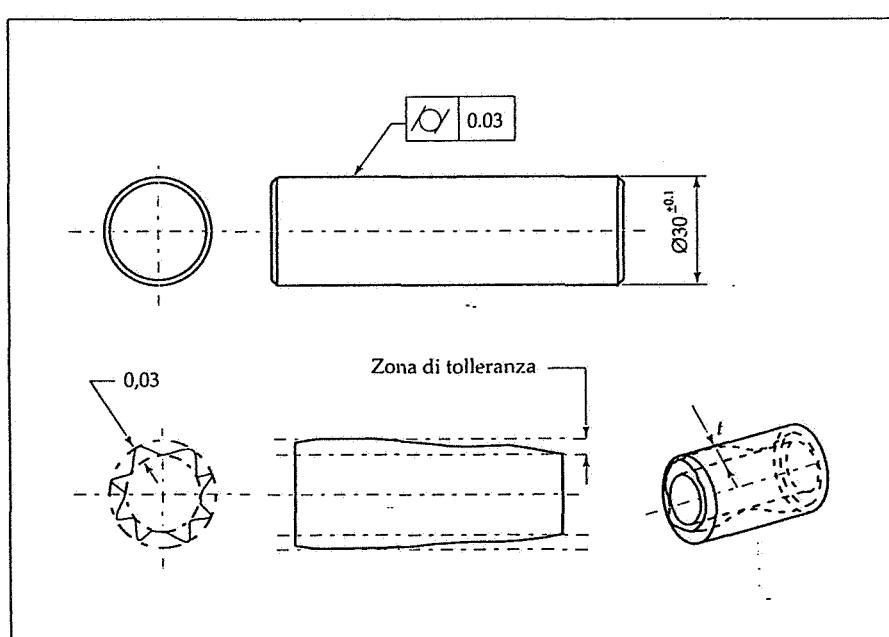


Fig. 77. Tolleranza di cilindricità e sua interpretazione.

TOLLERANZE DI ORIENTAMENTO

Le tolleranze di orientamento controllano l'orientamento di un elemento rispetto ad uno o più riferimenti.

Parallelismo

Questo tipo di errore può essere associato ad una linea, un asse od una superficie e viene simboleggiato da due lineette parallele inclinate a 60°. Le tolleranze di parallelismo possono essere così classificate:

- parallelismo di un asse rispetto ad un asse di riferimento*, come in figura 78; in questo caso, essendo il valore della tolleranza preceduto dal simbolo \varnothing , l'asse inferiore deve essere compreso in un cilindro di diametro 0,03, parallelo all'asse superiore preso come riferimento;
- parallelismo di un asse rispetto ad un piano di riferimento*, come in figura 79, dove l'asse del foro deve essere compreso in un cilindro di diametro 0,01 mm e parallelo al piano di riferimento;
- parallelismo di una superficie rispetto ad un asse di riferimento*, come in figura 80; in questo caso la superficie deve essere compresa tra due piani distanti 0,1 mm e paralleli all'asse C del foro;
- parallelismo di una superficie rispetto ad un piano di riferimento*, figura 81; la superficie superiore della guida deve essere compresa tra due piani paralleli alla superficie inferiore A presa come riferimento.

Il principio del massimo materiale può essere applicato ad una tolleranza geometrica di parallelismo a patto però che ci si riferisca ad un elemento dimensionabile, come un foro o un perno; ad esempio l'elemento oggetto di tolleranza nella figura 82 deve rispettare i seguenti requisiti:

- ogni dimensione locale effettiva del foro inferiore deve rimanere entro la zona di tolleranza dimensionale di 0,2 mm, e quindi variare tra $\varnothing 25,1$ e $\varnothing 24,9$ mm;
- l'elemento oggetto di tolleranza deve rispettare il limite della condizione virtuale, cilindro inscritto di forma perfetta con $\varnothing 24,87$ ($= \varnothing 24,9 - 0,03$)

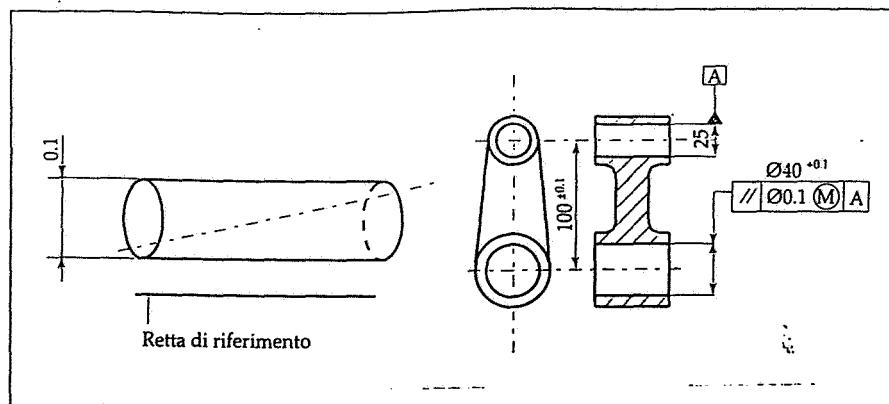


Fig. 78. Parallelismo di un asse rispetto ad un altro asse di riferimento.

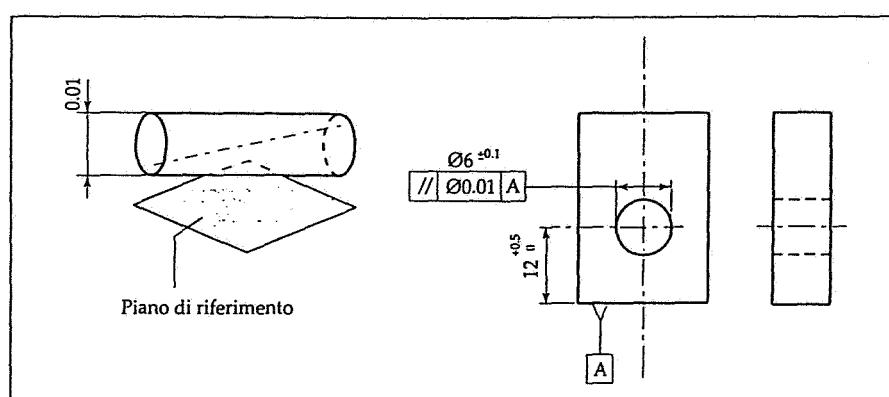


Fig. 79. Parallelismo di un asse rispetto ad un piano di riferimento.

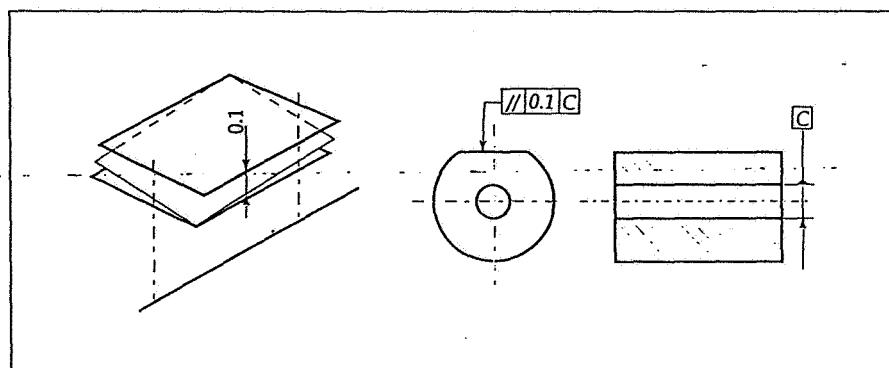


Fig. 80. Parallelismo di una superficie rispetto ad una retta di riferimento.

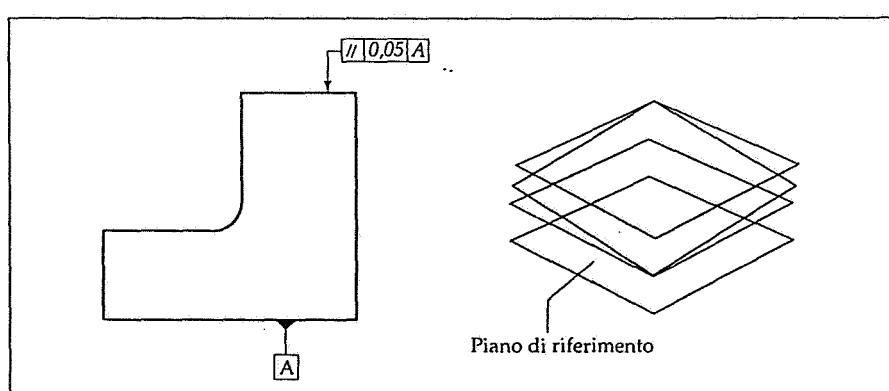


Fig. 81. Parallelismo di una superficie rispetto ad un altro piano preso come riferimento.

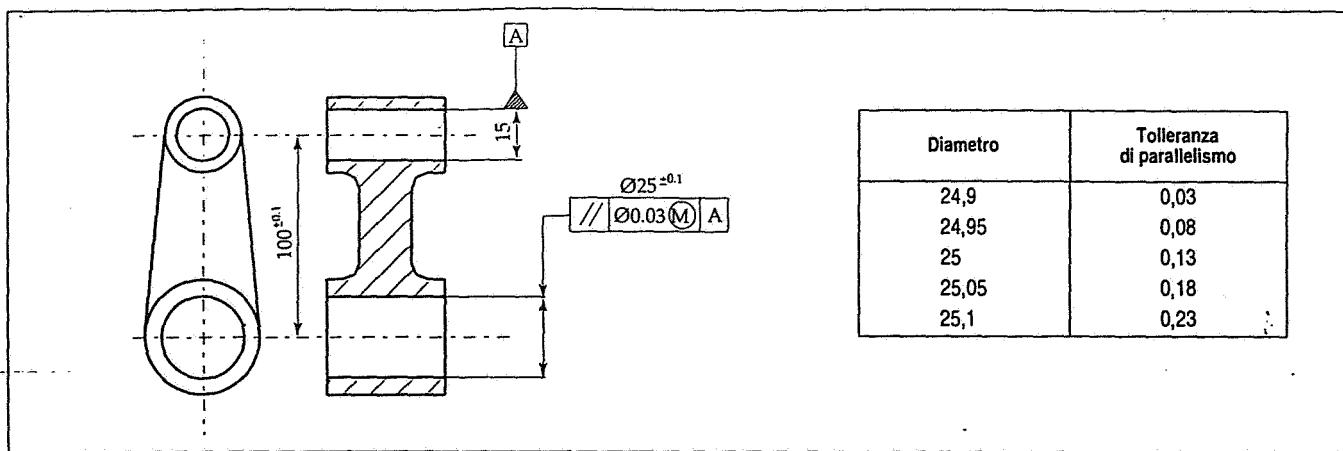


Fig. 82. Principio del massimo materiale applicato ad una tolleranza di parallelismo.

e parallelo all'asse di riferimento A (fig. 83).

Quindi l'asse deve rimanere all'interno della zona di tolleranza di $\varnothing 0,03$ quando tutti i diametri dell'elemento sono alla dimensione di massimo materiale di $\varnothing 24,9$ e può variare fino ad una zona di tolleranza di $\varnothing 0,23$ ($= 0,03 + 0,2$) quando tutti i diametri sono alla dimensione di minimo materiale di $\varnothing 25,1$.

Perpendicolarità

Come nel caso del parallelismo, si possono avere i seguenti casi di tolleranza di perpendicolarità (simboleggiata da due lineette ortogonali):

a) *perpendicolarità di una linea o asse rispetto ad una linea di riferimento*; nella figura 84 la posizione dell'asse del foro verticale deve essere compresa tra due rette parallele distanti 0,06 e ortogonali all'asse del foro orizzontale A preso come riferimento; la zona di tolleranza è quindi proiettata su un piano ed è limitata da due rette parallele distanti t e perpendicolari alla retta di riferimento; se il valore della tolleranza è preceduto dal segno \varnothing , la zona di tolleranza è un cilindro del diametro indicato, perpendicolare all'asse di riferimento;

b) *perpendicolarità di una linea o asse rispetto ad un piano di riferimento*; in questo caso l'asse del cilindro deve essere compreso in una zona cilindrica avente diametro 0,01, e perpendicolare alla superficie di riferimento A (fig. 85).

c) *perpendicolarità di una superficie rispetto ad una retta di riferimento*; è il caso della figura 86, in cui la superficie del pezzo deve essere compresa tra due parallele distanti 0,08 mm.

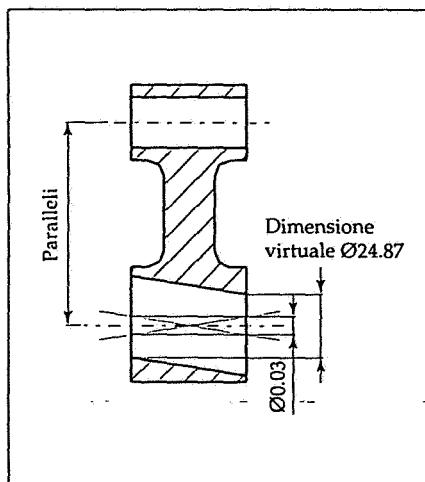


Fig. 83. Interpretazione del disegno di figura 82.

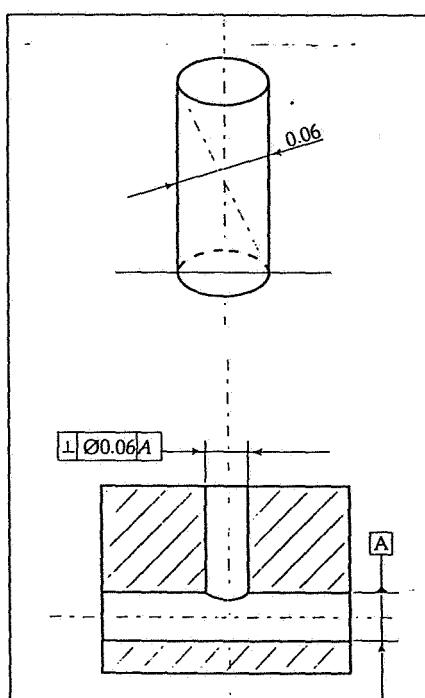


Fig. 84. Perpendicolarità di un asse rispetto ad un asse di riferimento.

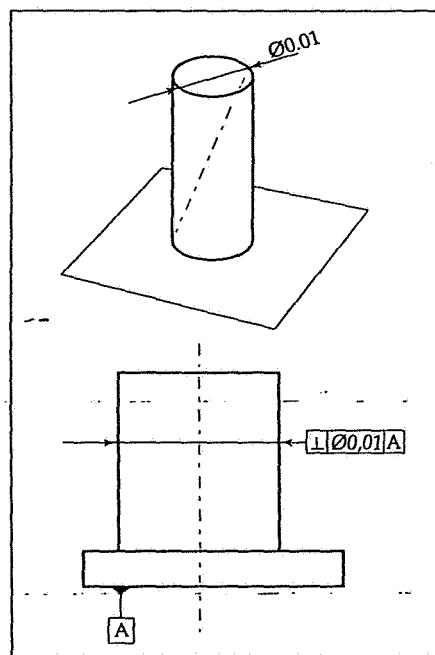


Fig. 85. Perpendicolarità di una linea o un asse rispetto ad un piano di riferimento.

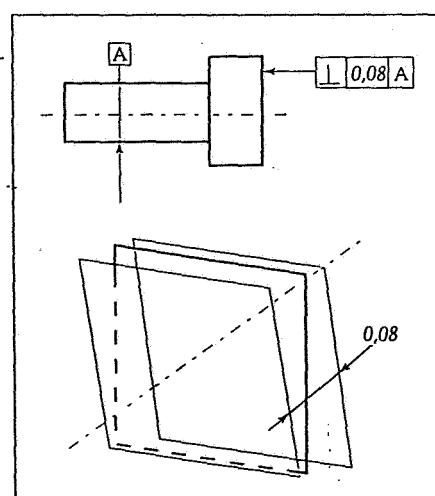


Fig. 86. Perpendicolarità di una superficie rispetto ad una retta di riferimento.

due piani distanti 0,08 mm e perpendicolari all'asse di riferimento A.

d) *perpendicolarità di una superficie rispetto ad un piano di riferimento*; in figura 87, la superficie verticale deve essere compresa tra due piani paralleli distanti 0,05 mm e perpendicolari alla superficie di riferimento A.

La dimensione virtuale di un elemento geometrico è correlata alla definizione di condizione virtuale già fornita e rappresenta la limitazione più sfavorevole all'accoppiamento. Attraverso l'indicazione implicita delle dimensioni virtuali il progettista riesce ad assicurare una piena funzionalità ed intercambiabilità della parti prodotte, il tutto ad un costo minimo.

Si prenda ad esempio il caso della figura 88a: la dimensione virtuale di 40,1 mm del perno viene calcolata sommando la quota al massimo materiale (40 mm) alla tolleranza geometrica di posizione (0,1 mm). L'errore di perpendicolarità non può superare il valore 0,1, se tutte le dimensioni effettive sono a 40 mm, mentre può aumentare fino a 0,25 (0,1 + 0,15) se tutte le dimensioni locali effettive sono a 39,85 mm.

La dimensione virtuale è una quantità costante, nel senso che quando il perno

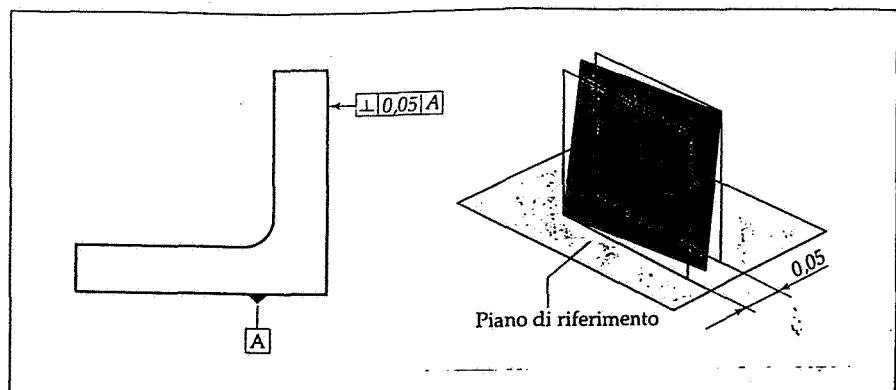


Fig. 87. Perpendicolarità di una superficie rispetto ad un piano di riferimento.

si trova alle condizioni di minimo materiale (diametro 39,85 mm) la tolleranza di perpendicolarità aumenterà fino al valore di 0,25 mm, ritrovando i valori: $39,85 + 0,25 = 40,1$ mm.

Nel caso di figura 88b rispetto al caso precedente c'è l'abbinamento della prescrizione di inviluppo, e ciò implica che il perno deve rimanere all'interno dell'inviluppo di forma perfetta alla sua dimensione di massimo materiale. La tolleranza di perpendicolarità può essere prescritta anche con due riferimenti: si consideri a tal proposito il pezzo in figura 89; la tolleranza di perpendicolarità viene applicata ad una

superficie ed è rappresentata da una zona tridimensionale compresa tra due piani distanti 0,1 mm perpendicolari alla superficie di riferimento A. Nella stessa figura viene illustrato le modalità di montaggio del pezzo e quelle di controllo.

Nel caso della figura 90 la tolleranza di perpendicolarità viene applicata con due piani di riferimento poiché il montaggio del pezzo presuppone l'allineamento con la superficie B; il controllo avviene appoggiando prima il pezzo sul piano primario (tre punti di contatto) e poi sul piano secondario (due punti di contatto).

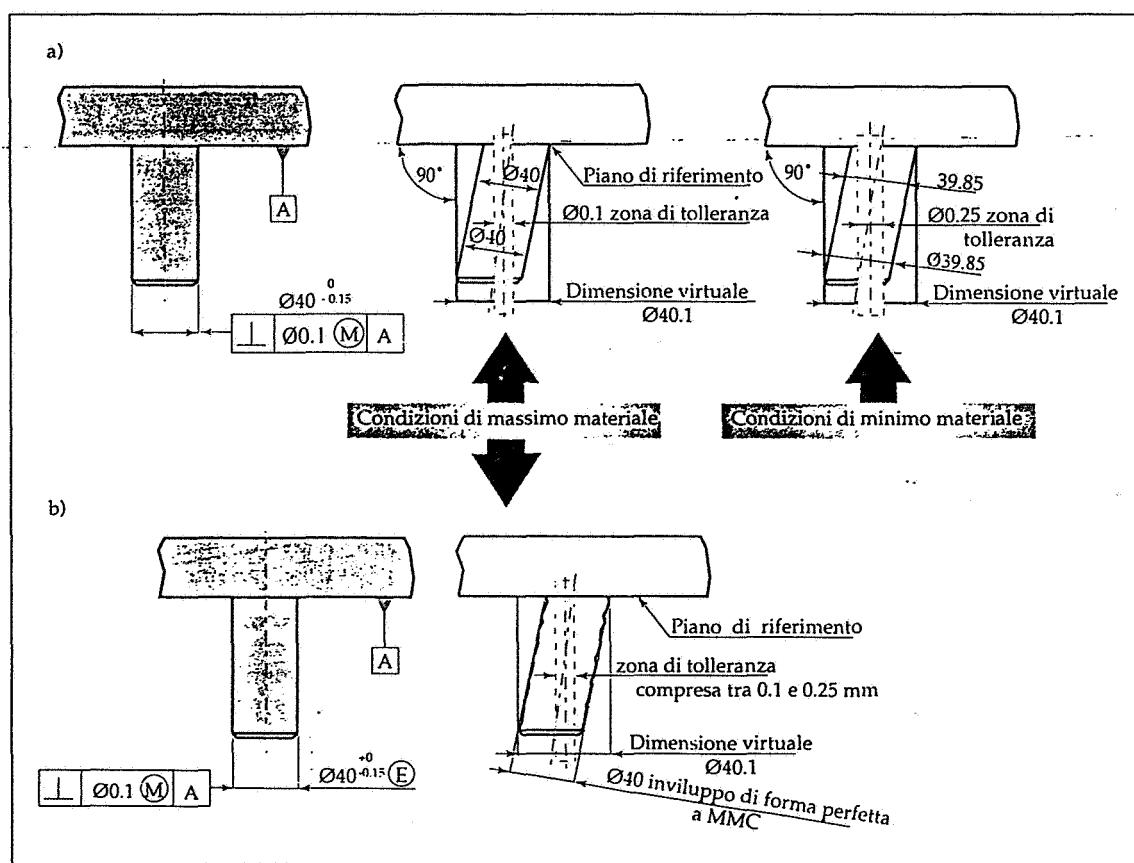


Fig. 88. Tolleranza di perpendicolarità applicata ad un perno, sfruttando la condizione MMC (a); abbinamento della prescrizione di inviluppo (b).

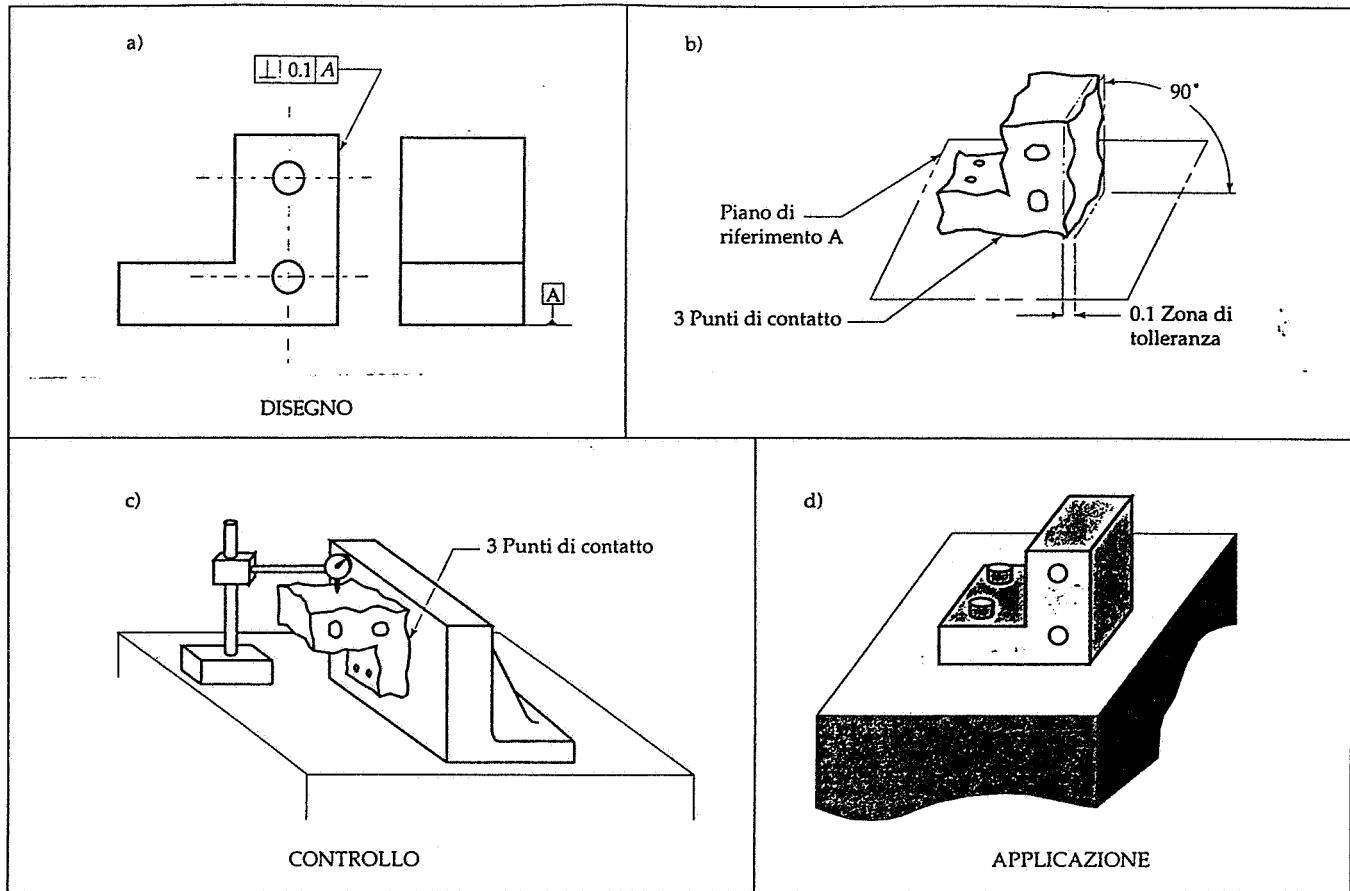


Fig. 89. Disegno (a), controllo (bc) e requisiti funzionali (d), di un pezzo soggetto ad una prescrizione di perpendicolarità.

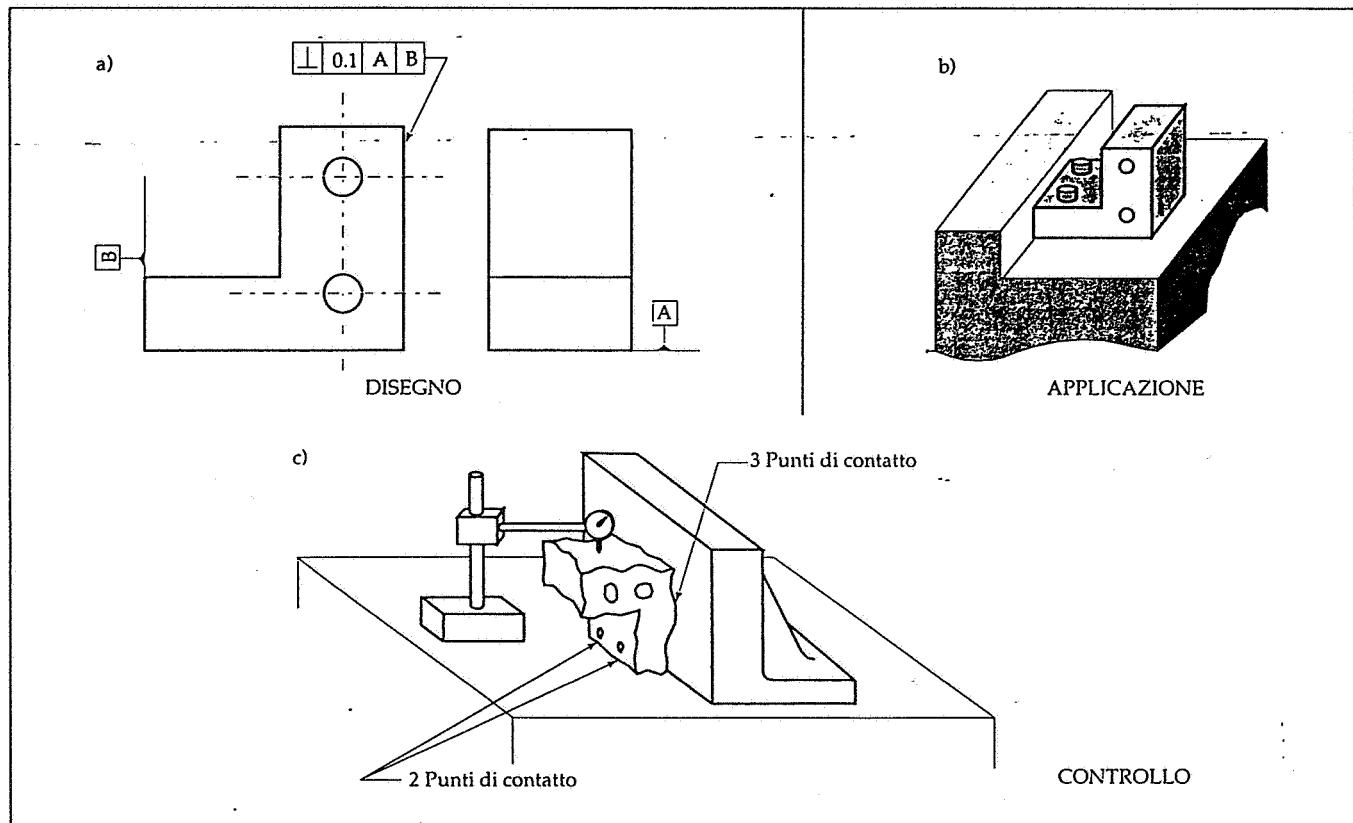


Fig. 90. Disegno (a), requisiti funzionali (b), e controllo (c) di un pezzo soggetto ad una prescrizione di perpendicolarità con due piani di riferimento.

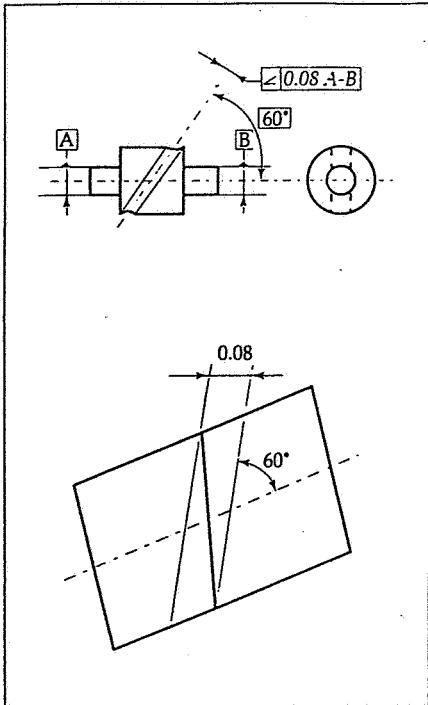


Fig. 91. Tolleranza di inclinazione di una linea rispetto ad una retta (asse); linea e retta sono situate sul medesimo piano.

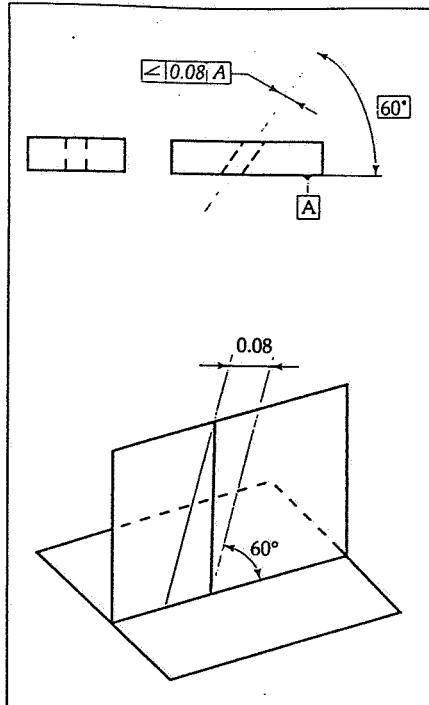


Fig. 92. Tolleranza di inclinazione di una linea rispetto ad una superficie di riferimento.

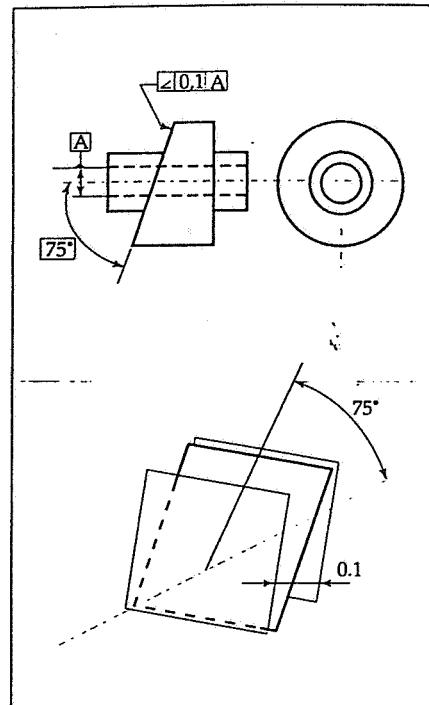


Fig. 93. Tolleranza di inclinazione di una superficie rispetto ad una retta di riferimento.

Inclinazione

Rappresenta la condizione di una superficie o di un asse che si trova ad un determinato angolo (diverso da 90° e da 0°) rispetto ad un riferimento (superficie o linea). Una tolleranza di inclinazione può essere specificata in uno dei seguenti modi:

a) tolleranza di inclinazione di una linea rispetto ad un asse di riferimento (fig. 91); in questo caso l'asse del foro deve essere compreso tra due linee parallele distanti 0,08 mm ed inclinate di 60° rispetto all'asse orizzontale A-B preso come riferimento e con cui sono complanari;

b) tolleranza di inclinazione di una linea rispetto ad una superficie di riferimento; è il caso della figura 92 dove l'asse del foro deve essere compreso tra due linee parallele distanti 0,08 mm ed inclinate di 60° rispetto alla superficie A presa come riferimento.

In entrambi i casi se il valore della tolleranza è preceduto dal segno \emptyset la zona di tolleranza è un cilindro del diametro indicato con asse inclinato rispetto all'elemento di riferimento;

c) Tolleranza di inclinazione di una superficie rispetto ad una retta di riferimento; la zona di tolleranza è limitata da due piani paralleli a distanza uguale

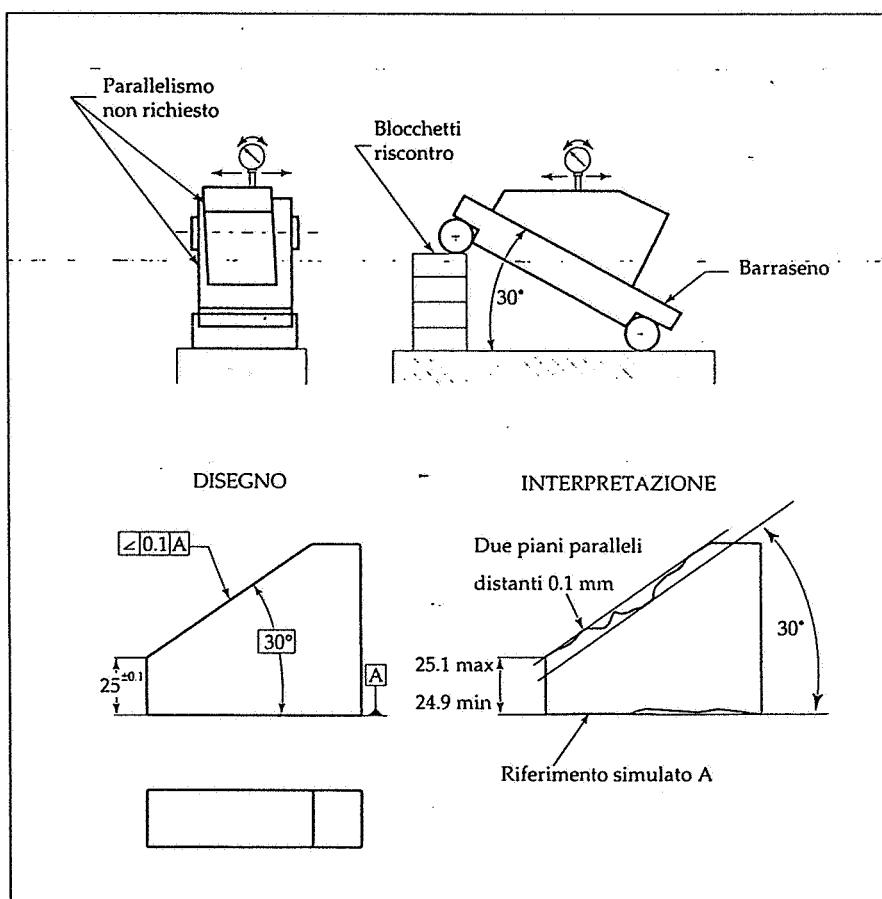


Fig. 94. Tolleranza di inclinazione di una superficie rispetto ad una superficie di riferimento; interpretazione della tolleranza e controllo con attrezzo chiamato barraseno.

le alla tolleranza e inclinati, rispetto alla retta di riferimento, dell'angolo prescritto. In figura 93 la superficie inclinata deve essere compresa tra due piani paralleli distanti 0,1 mm ed inclinati di 75° rispetto all'asse orizzontale A preso come riferimento;

d) tolleranza di inclinazione di una *superficie* rispetto ad una superficie di riferimento; in questo caso l'elemento deve stare nei limiti imposti dalle tolleranze dimensionali. Infatti in figura 94, la zona di tolleranza è composta da due piani distanti 0,1 mm, inclinati di 30° rispetto al piano di riferimento A. L'intera superficie dovrebbe cadere all'interno della tolleranza, e questo vuol dire che esiste anche un controllo della planarità di 0,1 mm. Le estremità della superficie inclinata devono essere comprese all'interno della tolleranza dimensionale.

In tutti gli esempi mostrati, le quote angolari devono essere riquadrate poiché rappresentano delle *quote teoricamente esatte*, non soggette a tolleranze generali.

La figura 95 mostra lo stesso pezzo di figura 94 con una indicazione di due piani di riferimento; l'unica differenza col caso precedente consiste nelle modalità di controllo, in quanto il pezzo viene dapprima orientato col piano primario A e successivamente il piano di riferimento simulato B viene allineato con i bordi del barraseno.

9

TOLLERANZE DI POSIZIONE

Le tolleranze di posizione prescrivono le variazioni consentite, rispetto ad una posizione teorica fissata, di un *elemento dimensionabile* (asse o piano mediano) rispetto ad uno o più riferimenti. Si possono indicare tre tipi di tolleranze di posizione: localizzazione, concentricità e simmetria.

Tolleranze di localizzazione

Il massimo vantaggio del dimensionamento geometrico a tolleranza si ha con l'uso delle tolleranze di localizzazione in congiunzione col principio del massimo materiale.

Una tolleranza di localizzazione è lo spostamento consentito ad una singo-

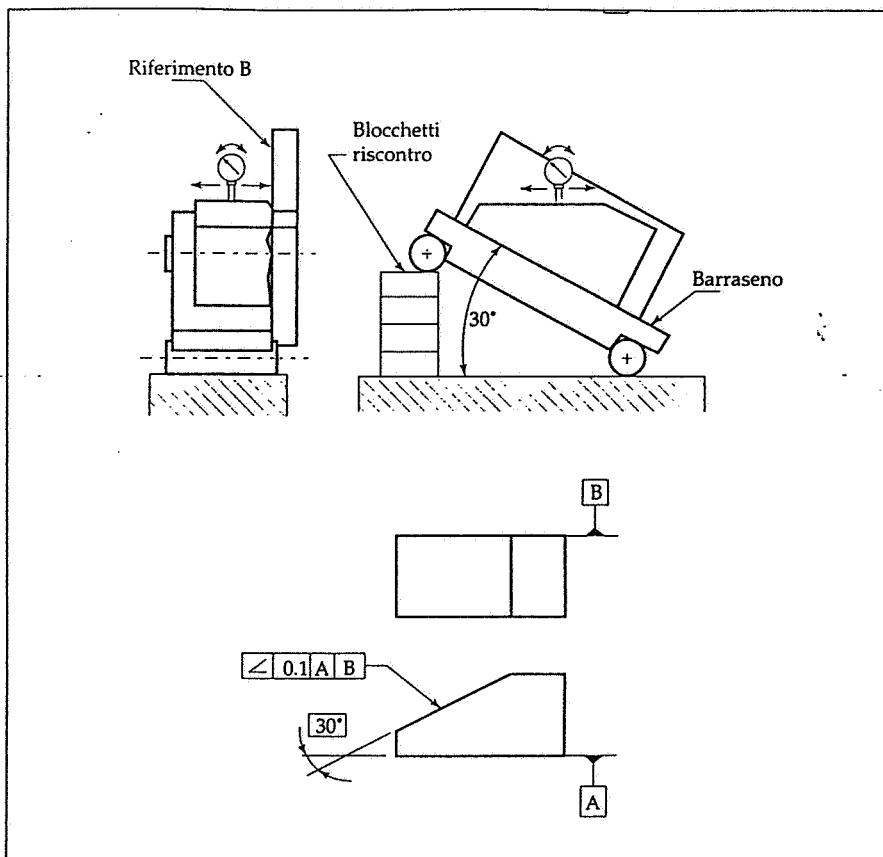


Fig. 95. Tolleranza di inclinazione di una superficie rispetto ad due superfici di riferimento.

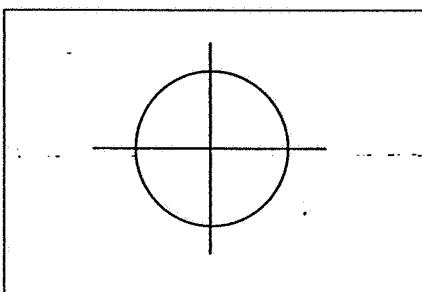


Fig. 96. Il simbolo per la localizzazione.

larità geometrica rispetto ad una posizione teoricamente esatta. È applicabile ad elementi cilindrici (come alberi e fori) ed elementi non cilindrici, come scanalature, solchi, costole ecc. ed il simbolo da usare è indicato in figura 96. Per comprendere i vantaggi delle tolleranze di localizzazione si possono riprendere gli esempi delle figure 3 e 5, in cui sono mostrati due differenti metodi per indicare la localizzazione del foro (fig. 97):

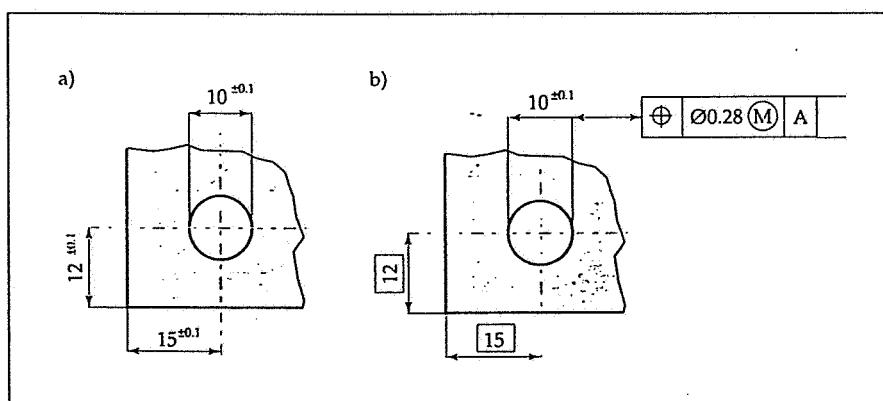


Fig. 97. Localizzazione di un foro a coordinate (a) e con la tolleranza di localizzazione (b). (Dovrebbero essere esplicitamente indicati i riferimenti da cui valutare le quote riquadrate, ma spesso nella pratica vengono omessi quando chiaramente evidenti).

a) tolleranza a coordinate, in cui le tolleranze sono applicate direttamente alle dimensioni sotto forma di scostamenti (o in forma implicita, con le tolleranze generali);

b) tolleranze di localizzazione, con l'eventuale applicazione del principio del massimo materiale.

Nel primo caso (fig. 98a), la zona di tolleranza può essere rappresentata da un quadrato se le tolleranze sono uguali lungo le due direzioni verticale ed orizzontale, o da un rettangolo

nell'ipotesi di tolleranze diverse (fig. 98b). Nel caso della zona di tolleranza quadrata la posizione reale dell'asse del foro può allora variare all'interno della zona stessa di tolleranza, e il massimo spostamento si ottiene lungo la diagonale; essendo ad esempio 0,2 il lato del quadrato, il massimo spostamento sarà quindi uguale a:

$$1 \times \sqrt{2} = 0,2 \times \sqrt{2} = 0,28 \text{ mm}$$

cioè ottiene una tolleranza 1,4 volte più grande di quella specificata.

Nel caso della zona di tolleranza ret-

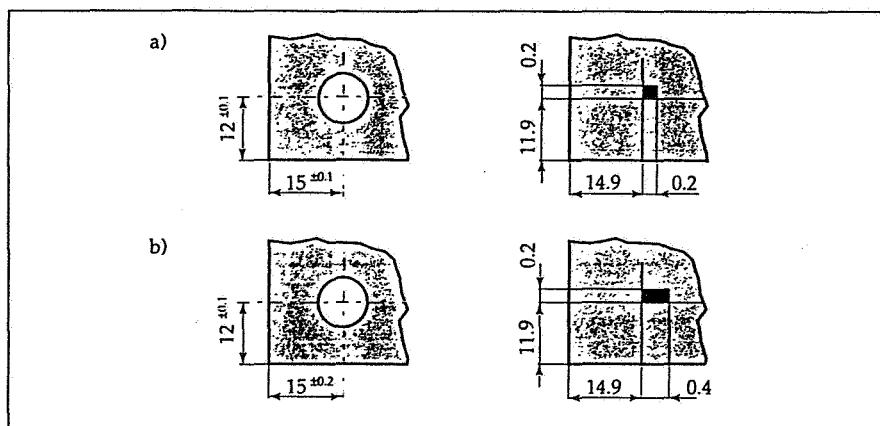


Fig. 98. Localizzazione a coordinate: zona di tolleranza quadrata (a), rettangolare (b).

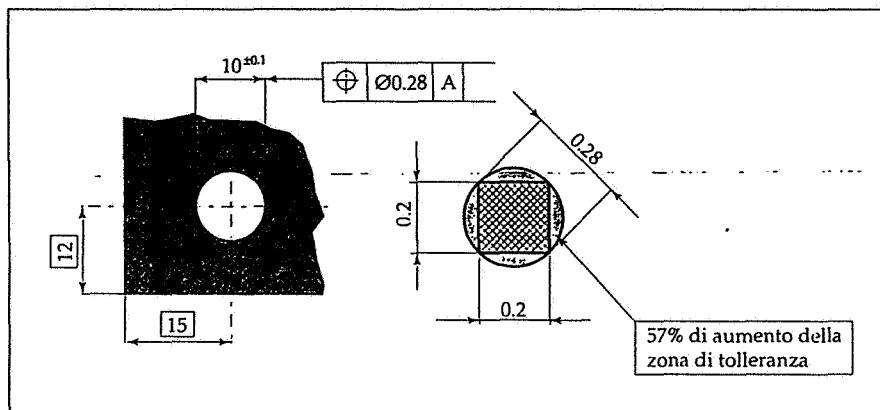


Fig. 99. Confronto tra la zona di tolleranza circolare e quadrata.

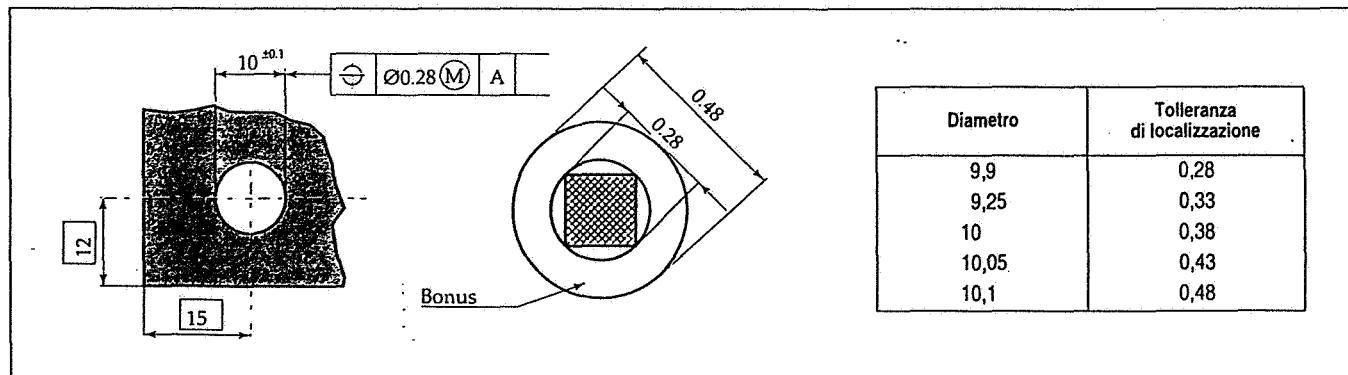


Fig. 100. Vantaggi dell'applicazione del principio del massimo materiale.

tangolare, indicando con l_1 ed l_2 le tolleranze dimensionali, il massimo spostamento ammesso è ovviamente uguale a

$$\sqrt{l_1^2 + l_2^2}$$

ed è quindi uguale a 0,45 mm nel caso della figura 98b.

La localizzazione a coordinate offre i seguenti vantaggi:

a) è un sistema semplice e facile da capire, ed è per questo viene comunemente usato;

b) permette il controllo con strumenti comuni, senza l'uso di calibri funzionali o altri sistemi più sofisticati.

Si hanno però i seguenti svantaggi:

a) la zona di tolleranza quadrata o rettangolare permette una variazione della posizione maggiore dell'errore indicato; quindi nei disegni è necessario specificare una tolleranza ristretta al 70% di quella che sarebbe funzionalmente accettabile;

b) si può avere un accumulo dell'errore quando si utilizza un dimensionamento in serie;

c) è molto difficoltosa la determinazione delle tolleranze di accoppiamento.

Con la tolleranza di localizzazione di area circolare, supponendo di indicare un valore di tolleranza uguale al massimo errore consentito nel sistema a coordinate, si otterrà una circonferenza di diametro 0,28 mm, uguale alla diagonale della zona quadrata (fig. 99), col vantaggio di ottenere il 57% in più di zona di tolleranza, per cui si possono accettare dei pezzi che potrebbero essere scartati.

Se si intende applicare anche il principio del massimo materiale (fig. 100), si ottiene un incremento ancora maggiore della zona di tolleranza; la tolleranza di 0,28 mm quando il foro è al mas-

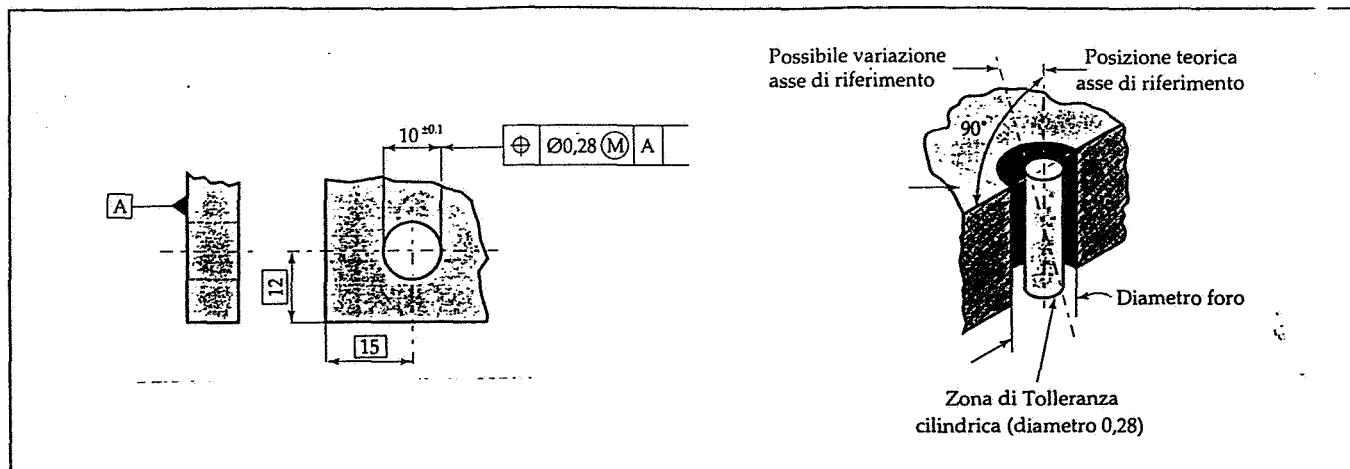


Fig. 101. Zona di tolleranza di localizzazione cilindrica dovuta al riferimento A.

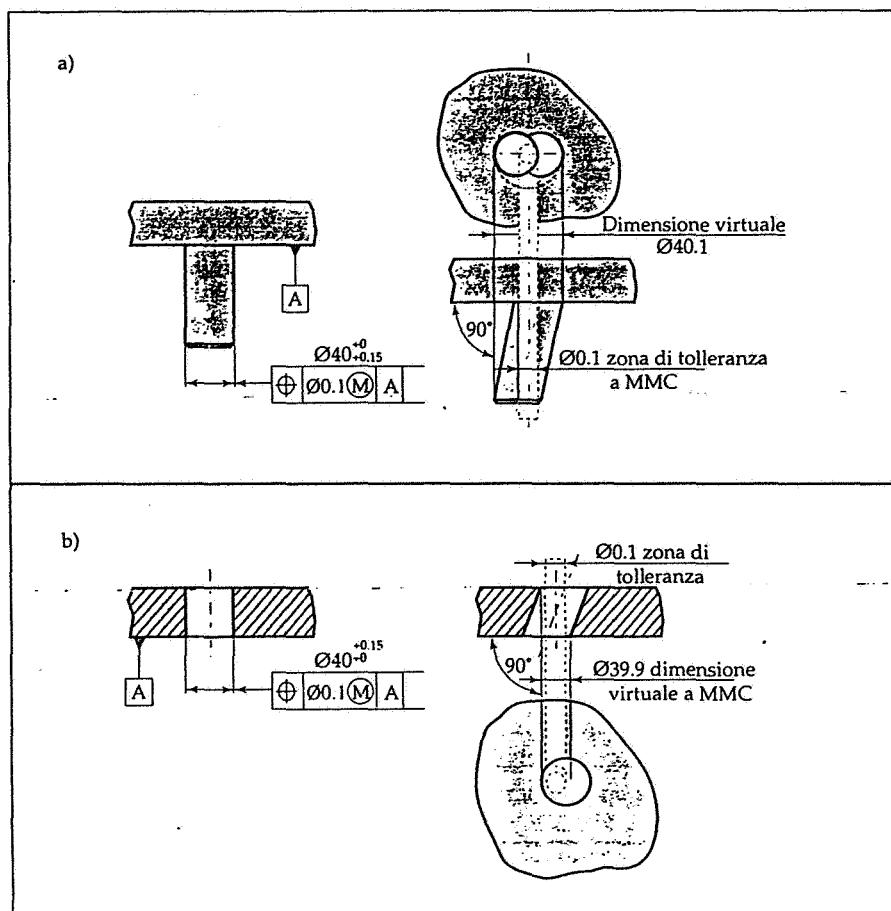


Fig. 102. Il concetto di dimensione virtuale applicato alle tolleranze di localizzazione: localizzazione di un perno (a) e di un foro (b).

simo materiale (diametro 9,9 mm) diventa di 0,48 mm quando il foro è al minimo materiale (diametro 10,1 mm). Si ottiene così un "bonus" di tolleranza (la porzione di corona circolare compresa tra i due cerchi di diametro 0,28 e 0,48 mm) che permette una ulteriore riduzione del numero dei pezzi da scartare.

Un ulteriore vantaggio dell'uso delle tolleranze geometriche è che l'errore

non viene accumulato in una quotatura di fori in serie, in quanto ciascuna tolleranza è relativa alla propria posizione teorica esatta.

Nel caso delle tolleranze di localizzazione è sempre richiesto almeno un riferimento, per ottenere una zona di tolleranza tridimensionale cilindrica di lunghezza uguale allo spessore del pezzo (fig. 101). In questo caso il primo riferimento A indica la superficie teorica-

mente perpendicolare all'asse del foro. Andrebbero anche indicati gli altri riferimenti come in figura 103, ma, come detto in figura 97, talora nella pratica è omessa l'indicazione dei piani di riferimento che appaiono univocamente individuati dalla quotatura.

In figura 102 viene presentato il concetto di dimensione virtuale nel caso delle tolleranze di localizzazione; come al solito, la dimensione virtuale di 40,1 mm del perno viene calcolata sommando la quota al massimo materiale (40 mm) alla tolleranza geometrica di posizione (0,1 mm).

Nel caso del foro, la condizione più sfavorevole si otterrà sottraendo dalla quota di massimo materiale (40 mm) la tolleranza di posizione (0,1 mm), ottenendo la dimensione virtuale di 39,9 mm. La dimensione virtuale definisce il contorno teorico di accoppiamento, la cui posizione viene controllata appunto dalla tolleranza di localizzazione, ed è una quantità costante, nel senso che quando il perno ed il foro saranno portati alle condizioni di minimo materiale (rispettivamente di diametro 39,85 mm e 40,15 mm), la tolleranza di posizione aumenterà fino al valore di 0,25 mm, ritrovando i valori: per il perno: $39,85 + 0,25 = 40,1$ mm per il foro: $40,15 - 0,25 = 39,9$ mm

In questo modo si è espressa una relazione dinamica e funzionale tra la dimensione del foro soggetta a tolleranza dimensionale e la tolleranza di posizione, cioè fori più larghi ed alberi di diametro minore possono consentire errori di posizione maggiori.

Per applicare correttamente le tolleranze di localizzazione, bisogna seguire quattro semplici regole:

- 1) la tolleranza di localizzazione si applica ad un elemento dimensionabile

con un asse di simmetria (albero, foro, scanalatura, ecc.);

2) è sempre richiesto almeno un riferimento, in ogni caso il progettista avrà cura di stabilire un sistema di riferimento a tre piani (fig. 103);

3) bisogna utilizzare le quote teoricamente esatte per stabilire la posizione teorica degli elementi da localizzare rispetto ai piani di riferimento;

4) è preferibile utilizzare i modificatori **(M)** ed **(L)**.

Calibri funzionali.

Per il controllo delle tolleranze di localizzazione, può essere costruito un calibro funzionale, che rappresenta in sostanza la materializzazione dell'elemento da accoppiare secondo le specifiche indicate nel disegno.

Le caratteristiche più importanti dei calibri funzionali sono:

- un calibro funzionale rappresenta il caso peggiore dell'accoppiamento dell'elemento da controllare;
- un calibro funzionale verifica contemporaneamente le relazioni tra errori geometrici e dimensionali;
- un calibro funzionale prevede gli effetti dell'aumento della tolleranza dovuto al principio del massimo materiale applicato sia sull'elemento stesso (bonus), oppure sui riferimenti denominato (shift).

Come di consueto le tolleranze per costruire un calibro funzionale possono essere il 10% delle tolleranze del particolare da controllare.

In figura 104 è mostrato un pezzo nel quale due fori sono definiti come riferimenti secondario e terziario nel controllo della posizione degli altri 5 fori. Come si vede dalla figura 105, per il

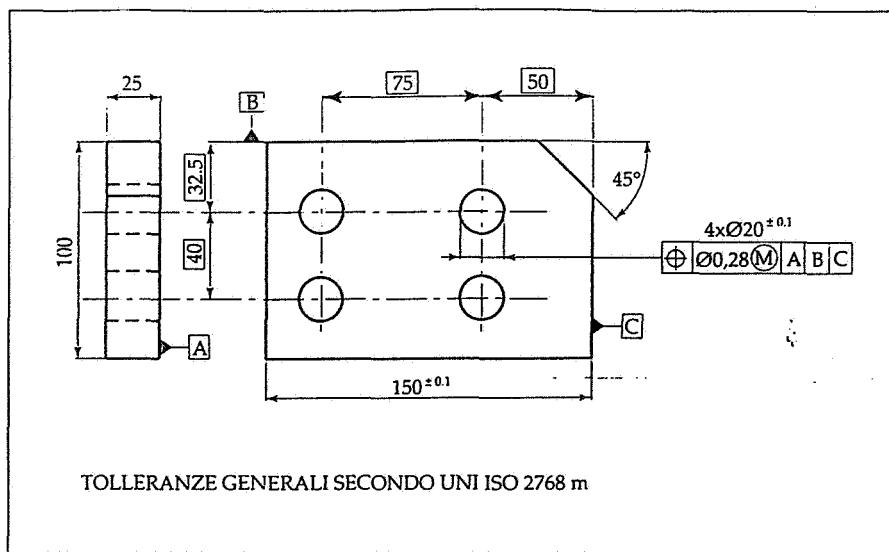


Fig. 103. Applicazione della tolleranza di localizzazione ad un sistema di riferimento a tre piani.

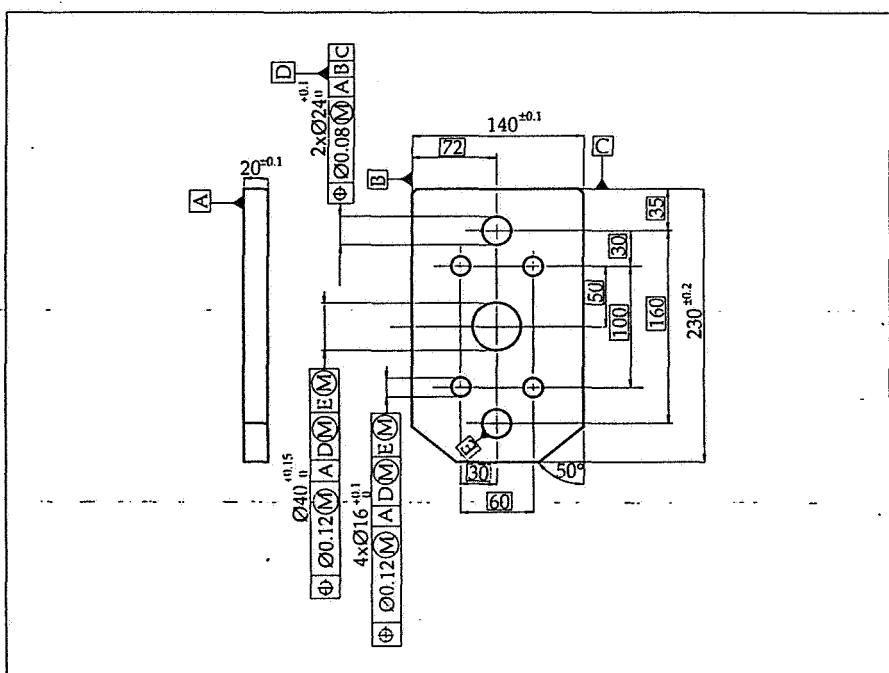


Fig. 104. Indicazione di due fori come riferimento secondario e terziario.

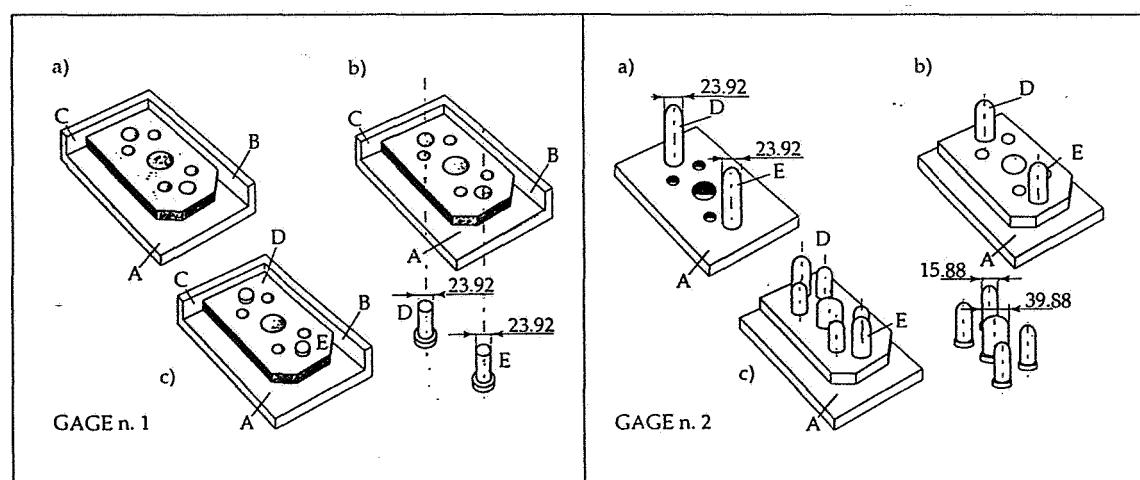


Fig. 105. I due calibri funzionali per il controllo del pezzo della figura precedente.

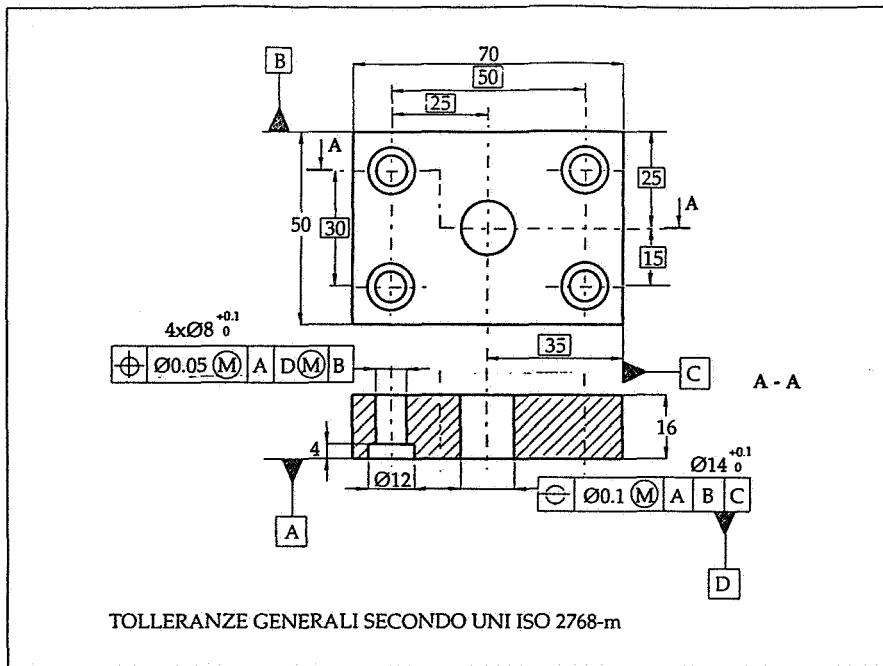


Fig. 106. Indicazione delle tolleranze geometriche su una piastra forata.

controllo del pezzo vengono usati due calibri funzionali: il primo controlla i fori contrassegnati coi riferimenti D e E ponendo il pezzo in contatto con tre piani di riferimento. L'ordine dei riferimenti nei riquadri risolve il problema del controllo del pezzo; poiché viene letto da sinistra a destra, il pezzo dapprima viene controllato appoggiando il pezzo sul riferimento A (almeno tre punti di contatto), poi appoggiando il pezzo sul riferimento B (almeno due punti di contatto) e infine contro il riferimento C (un punto di contatto). I due perni del calibro hanno il diametro corrispondenti alla dimensione virtuale, cioè $24 - 0,08 = 23,92$ mm e controllano la posizione dei due riferimenti D ed E.

Successivamente, per il controllo degli altri 5 fori, viene utilizzato il secondo calibro con i due perni fissi da 23,92, 4 perni mobili da 15,88 mm (dimensione virtuale $16 - 0,12 = 15,88$ mm) e 1 perno mobile da 39,88 mm (dimensione virtuale $40 - 0,12 = 39,88$ mm).

Poiché per i due riferimenti D ed E viene applicata la condizione MMC e nello stesso tempo, come si è detto, la dimensione virtuale è una costante, i perni controlleranno il pezzo anche quando ci si discosterà dalle condizioni MMC.

Un altro esempio è quello della figura 106 nella quale è rappresentato un pezzo quotato e tollerato geometricamente; i 4 fori sono correlati al foro centrale preso come riferimento e identificato come riferimento D. I fori

sono localizzati con una tolleranza di 0,05 mm al massimo materiale, il che vuol dire che quando i fori hanno il diametro di 8 mm, la tolleranza geo-

metrica vale 0,05, ed aumenterà a 0,15 mm a 8,1 mm.

Quando il foro centrale aumenta il proprio diametro da $\varnothing 14$ a $\varnothing 14,1$ mm, è possibile aumentare ulteriormente la tolleranza di localizzazione dei fori da 8 mm (shift). Attenzione però che questo ulteriore aumento si riferisce al gruppo dei 4 fori e non ad un foro preso singolarmente.

Per la progettazione del calibro di controllo si usa la definizione di dimensione virtuale; per la verifica del foro centrale verrà usato un perno con un diametro di $14 - 0,1 = 13,9$ mm (fig. 107a).

La precedenza nella scelta dei riferimenti dà la possibilità al progettista di riflettere esattamente l'orientamento funzionale che il pezzo viene ad assumere nel montaggio finale.

Per la verifica dei quattro fori, si useranno quattro perni di diametro corrispondenti alle condizioni virtuali (fig. 107b), cioè $8 - 0,05 = 7,95$ mm. Il calibro questa volta avrà il riferimento A costituito dalla superficie di appoggio, il riferimento mobile B ed il riferimento D, costituito dal perno centrale di dimensione virtuale di 13,9 mm.

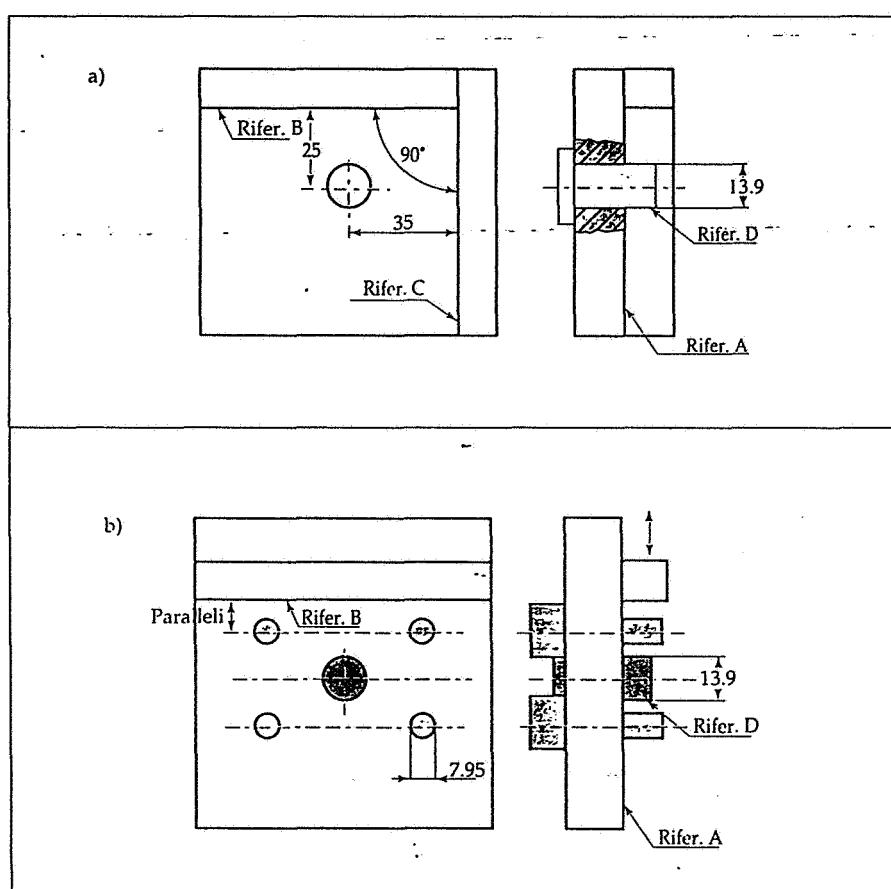
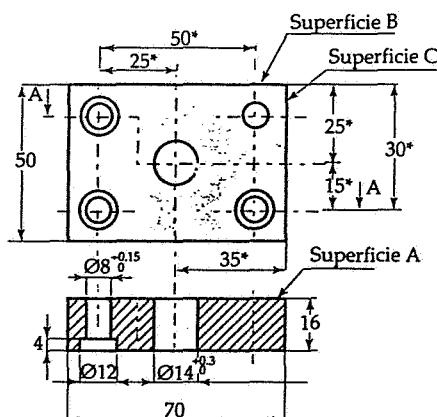


Fig. 107. a) Calibro di controllo funzionale per il foro centrale di diametro 14; b) calibro per i quattro fori di diametro 8 mm.

Nota 3 per il controllo dei fori da Ø 8.

Montare il pezzo in un calibro con il perno centrale Ø13.9 e con 4 perni di diametro 7.95 mm. Appoggiare il pezzo nell'ordine contro i riferimenti A, B; quando il riferimento D si discosta dalle condizioni di massimo materiale, aggiungere la dimensione così recuperata alla tolleranza geometrica del pattern dei fori; tenere presente un ulteriore recupero appresentato dalla quota effettiva del foro.

Quando i fori sono al diametro minimo, i centri sono localizzati in una zona cilindrica con Ø 0.05. Quando un foro si discosta da queste condizioni, sottrarre il diametro minimo da quello effettivo e aggiungere questa quantità alla tolleranza cilindrica.



Nota 1 per il controllo foro da Ø14.

Per il controllo montare il pezzo in un calibro a tre piani perpendicolari; le tre superfici di contatto dovranno essere nell'ordine A, B e C; tutte le misure verranno effettuate perpendicolarmente a questi piani. Il diametro del perno è di 13.9 mm.

Nota 2.

Le quote contrassegnate con * sono quote teoricamente esatte e quindi vanno riferite alle quote dei calibri di controllo.

Quando il foro è al diametro minimo, il centro è localizzato in una zona cilindrica Ø0.1. Quando il foro si discosta da queste condizioni, sottrarre il diametro minimo da quello effettivo e aggiungere questa quantità alla tolleranza cilindrica.

Fig. 108. Le numerose ed estese note esplicative in figura sono l'equivalente delle indicazioni funzionali di figura 107.

La figura 108 illustra il disegno dello stesso pezzo di figura 106 senza far uso delle tolleranze geometriche; come si vede, è necessario aggiungere molte note esplicative per la corretta interpretazione, produzione e controllo del pezzo. L'uso quindi della simbologia ISO al posto di tali note ha i seguenti vantaggi:

- a) i simboli hanno un significato universale e scavalcano le barriere rappresentate dai linguaggi nazionali, mentre la nota richiede una traduzione per i diversi paesi;
- b) il simbolo ha un significato univoco, mentre ad una nota si possono dare diverse interpretazioni;
- c) i simboli possono essere applicati in modo automatico coi sistemi CAD;
- d) la nota richiede più spazio e più tempo rispetto al simbolo.

Il concetto di calibro funzionale permette al progettista di definire un *calibro modello (cartoon gage)*, che permette di analizzare i pezzi soggetti a tolleranza geometrica, sia per verificare le distanze tra i vari elementi, sia per rendersi conto degli effetti, in termini dimensionali, dei bonus e delle variazioni dei riferimenti.

Consideriamo infatti il pezzo in figura 109a nel quale un foro è soggetto ad una tolleranza geometrica di posizione e l'altro foro ad una tolleranza di perpendicolarità, con specificazioni di condizioni al massimo materiale; sup-

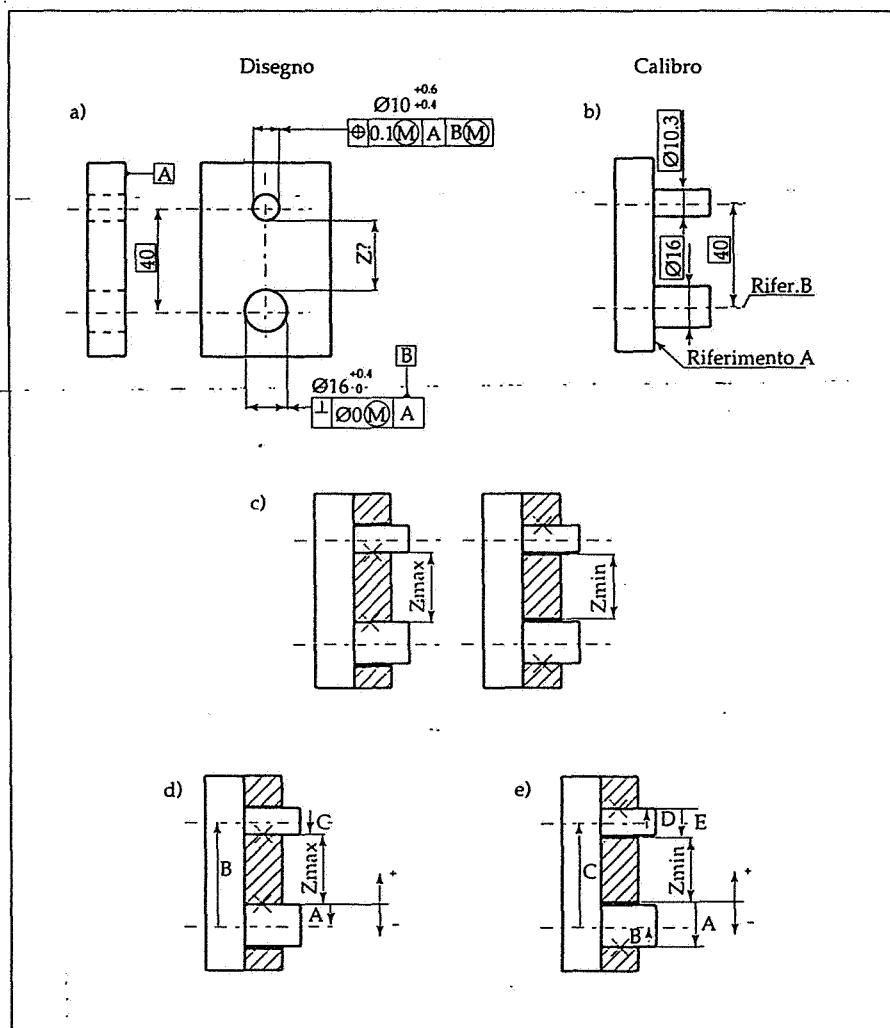


Fig. 109. Utilizzo di un calibro modello per il calcolo di distanze: a) disegno; b) modello calibro; c) disegno dell'accoppiamento; d-e) risoluzione catena.

poniamo di voler limitare, per esigenze funzionali, la distanza massima o minima Z tra le generatrici dei due fori. La lettura diretta delle tolleranze, date le complesse condizioni di interdipendenza tra la geometria e le dimensioni, non fornisce l'immediata rilevazione dal disegno della dimensione Z; il progettista può però calcolare facilmente questa quota servendosi di uno schizzo del modello del calibro, e procedendo in questo modo:

1) schizzo del modello del calibro secondo il concetto di dimensione virtuale (fig. 109b): il calibro sarà così costituito da due perni, distanti 40 mm, con dimensioni virtuali rispettivamente di 10,3 e 16 mm;

2) disegno dell'accoppiamento calibro-pezzo nelle due condizioni estreme di accoppiamento (fig. 109c); la X indica la zona del calibro in contatto col pezzo;

3) risoluzione della catena dimensionale per il calcolo di Z_{max} , a partire da un certo punto (indicato con una doppia freccia), e considerando positivi gli spostamenti verso l'alto e negativi quelli verso il basso (fig. 109d); il risultato è:

$$\begin{aligned} A &= -8 \\ B &= +40 \\ C &= -5,15 \\ Z_{max} &= +26,85 \end{aligned}$$

e rappresenta, in pratica, la distanza massima tra i le generatrici dei due perni;

4) risoluzione della catena dimensionale per il calcolo di Z_{min} (fig. 109e), tenendo presente che A ed E rappresentano le dimensioni dei fori al minimo materiale, e D e B i raggi dei perni, ottenendo:

$$\begin{aligned} A &= -16,4 \\ B &= +8 \\ C &= +40 \\ D &= +5,15 \\ E &= -10,6 \\ Z_{min} &= +26,15 \end{aligned}$$

Come si può notare, lo schizzo del calibro ha condotto alla visualizzazione diretta delle distanze tra gli elementi, includendo nel calcolo i *bonus* ottenibili dalle variazioni delle dimensioni degli elementi e dei riferimenti.

I calibri funzionali hanno i seguenti vantaggi:

- il controllo del pezzo è immediato e veloce;
- il loro utilizzo non prevede particolari conoscenze tecniche;

c) un pezzo fuori tolleranza non viene mai accettato;

d) rappresentano la materializzazione fisica del pezzo da accoppiare;

e) permettono di capire l'effetto dei bonus e delle condizioni virtuali;

Per contro, includono però i seguenti svantaggi:

- alto costo di costruzione;
- basta una minima variazione al disegno del pezzo per renderli obsoleti;
- non quantificano i risultati del controllo;
- richiedono un grosso sforzo di progettazione.

Macchine di misura.

In alternativa, per il controllo del pezzo può essere usata una macchina di misura programmabile (CMM), corredata di opportuno software per il controllo della geometria.

In questo caso un calibro è simulato usando i dati rilevati dalla macchina ed elaborando i risultati attraverso un'analisi grafica oppure utilizzando opportuni software dedicati.

Questi metodi, rispetto ai controlli effettuati coi calibri, implicano una conoscenza superiore dei principi tecnici impiegati, quindi maggior coinvol-

gimento, con le responsabilità che ne derivano, del personale addetto.

Questo svantaggio va ad unirsi agli altri rappresentati da un tempo di misurazione più lungo, da una maggior percentuale di errore; si ricorda che per assicurare la ripetibilità della misura conviene sempre simulare i riferimenti, anziché utilizzare direttamente le superfici di riferimento sul pezzo (fig. 110).

I vantaggi che derivano da questo metodo sono la mancanza della spesa necessaria per realizzare il calibro e la possibilità di maggior flessibilità, utile nel caso di limitati quantitativi da produrre.

Molte macchine di misura sono attrezzate con computer per eseguire con precisione i rilevamenti delle posizioni dei particolari da controllare, condizione indispensabile per conseguire dei buoni risultati.

La verifica matematica della posizione reale di un foro è basata sull'equazione (fig. 111):

$$Z = 2 \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2}$$

dove si intende:

Z = diametro della zona reale di tolleranza,

x e y = coordinate rilevate del foro;

x_0 e y_0 = quote teoricamente esatte, corrispondenti alle quote riquadrate del disegno.

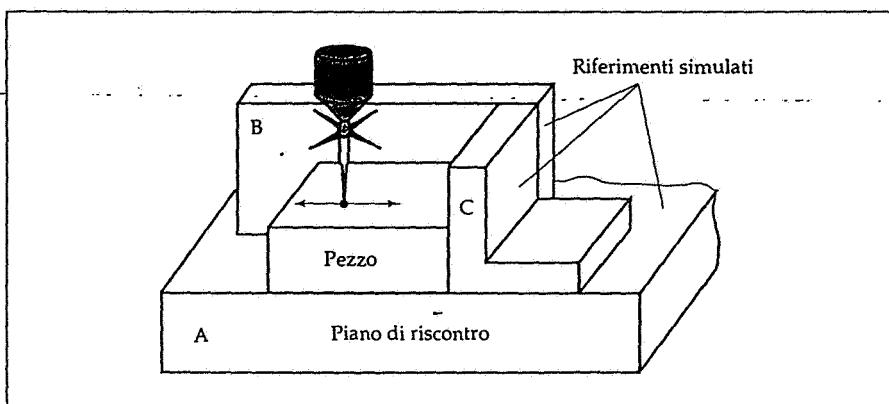


Fig. 110. Controllo della localizzazione con macchine di misura CMM.

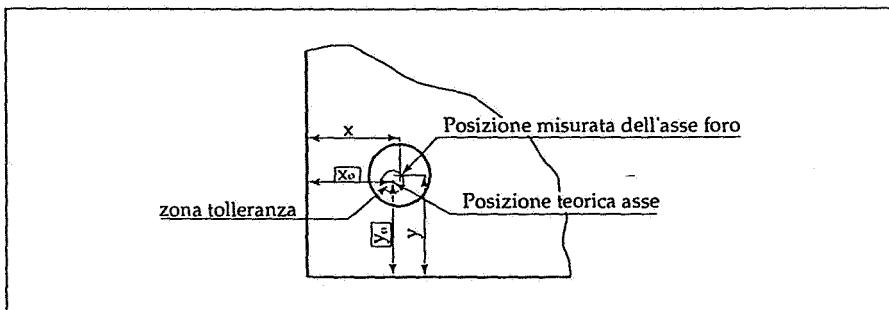


Fig. 111. Relazione tra le coordinate x e y e il valore della tolleranza di posizione.

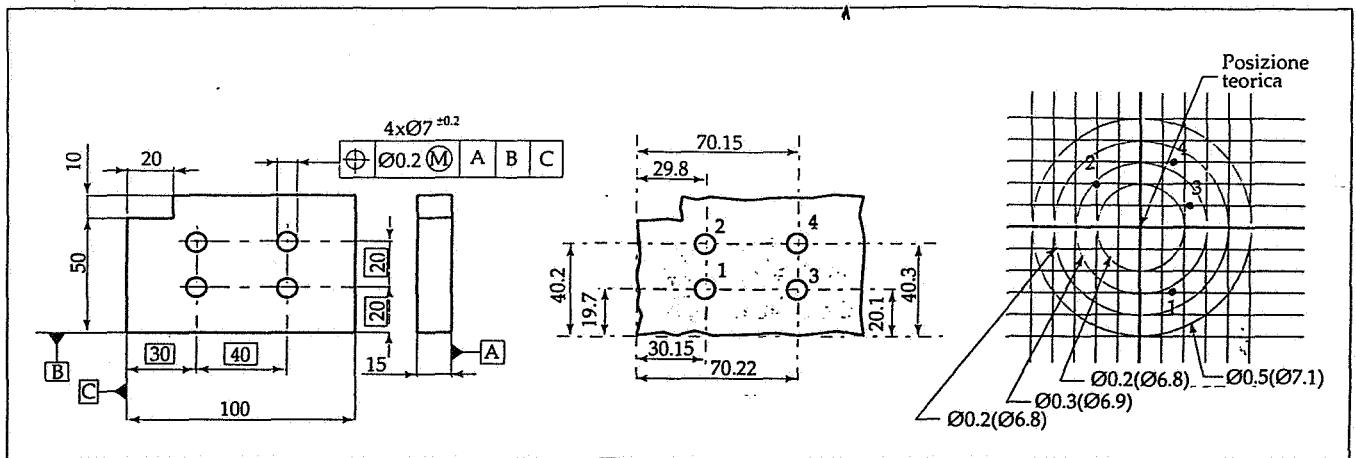


Fig. 112. Analisi grafica (paper gaging) delle tolleranze di localizzazione.

L'analisi grafica delle tolleranze o *paper gaging* è portata a termine utilizzando un grafico in scala ingrandita sul quale sono riportate rispetto alla posizione esatta (origine degli assi) le differenze tra il valore della posizione reale e della posizione indicata sul disegno di ogni feature cui si applica la tolleranza (fig. 112).

In seguito si sovrappongono al diagramma dei cerchi, riprodotti in scala, di diametro minimo uguale al valore della tolleranza assegnata e via via crescente nel rispetto degli incrementi di tolleranza consentiti utilizzando i *bonus*. L'area definita dalla circonferenza è la zona di tolleranza entro cui è consentito variare la posizione dell'elemento. Dai risultati grafici è possibile vedere che il pezzo corrisponde ai requisiti fissati dalle tolleranze indicate sul progetto. L'analisi grafica-matematica è vantaggiosa per la possibilità di ottenere i risultati delle verifiche sotto forma di dati che possono essere usati per la manutenzione o per l'aggiustaggio degli utensili; inoltre stabilisce dei risultati precisi e si adatta alle campionature da compiere per le ispezioni e il controllo della qualità.

Selezione dei modificatori per le tolleranze di localizzazione.

La scelta dei modificatori (M) , (L) (o nessun modificatore) costituisce una delle scelte più critiche per le tolleranze di localizzazione. La tabella III riepiloga i criteri di scelta dei modificatori in funzione delle modalità di applicazione con i vantaggi specifici.

La figura 113 mostra ad esempio un tipico caso di applicazione della tolleranza di localizzazione per assicurare il corretto montaggio dei due elementi; l'errore di localizzazione dei quattro fori passanti viene prescritto nelle condizioni peggiori di montaggio,

| Modificatore | Utilizzo | Esempio | Note |
|--------------|--|---|--|
| (M) | Montaggio Localizzazione elementi dimensionabili | Accoppiamenti con gioco Localizzazione elementi dimensionabili | Diminuzione costi Permette un aumento delle tolleranze Consente l'uso di calibri fissi |
| (L) | Minima distanza | Minimo spessore parete | Permette un aumento delle tolleranze Richiede l'uso di calibri variabili |
| Nessuno | Simmetria | Minima distanza Centraggio di un elemento rispetto ad un altro | Poco utilizzato Richiede l'uso di calibri variabili |

Tab. III. Selezione dei modificatori per le tolleranze di localizzazione.

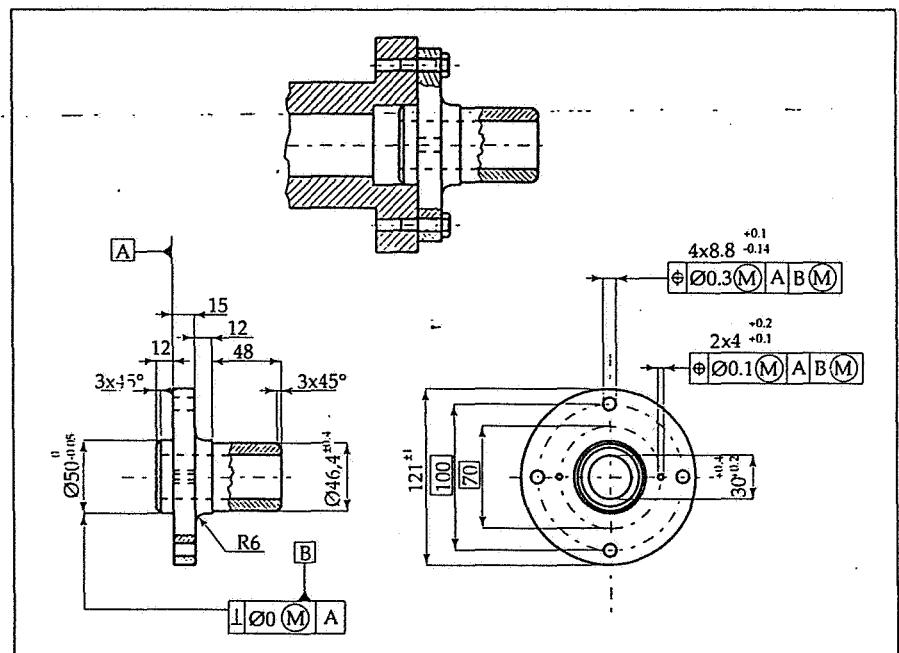


Fig. 113. Utilizzo del modificatore M su un elemento e sull'elemento di riferimento. Il riferimento A viene considerato primario in quanto orienta gli elementi localizzati, il riferimento B viene considerato secondario in quanto posiziona gli elementi; poiché il riferimento B è un asse, è possibile applicare il modificatore M che permette un ulteriore guadagno denominato *shift*. Non è stato applicato un terzo piano di riferimento in quanto i 4 fori possono assumere qualunque posizione sull'interasse di 100 mm.

cioè al minimo materiale dei fori; quando i fori vengono prodotti ad un diametro maggiore, la condizione di massimo materiale consente un *bonus* di tolleranza che assicura sempre il collegamento dei due elementi. Il modificatore (1) viene comunemente utilizzato in tre applicazioni:

- per controllare uno spessore minimo di parete, come in figura 35,
- per assicurare una distanza minima di un elemento rispetto ad un altro,
- per controllare una posizione angolare ben definita.

La figura 114 mostra il caso in cui si vuole controllare la distanza minima del bordo di un foro rispetto al bordo del pezzo; la condizione peggiore di accoppiamento avviene quando il foro ha le dimensioni massime consentite (o quando il riferimento ha il diametro minimo, LMC), ed è proprio in questa condizione che viene definita la tolleranza di localizzazione di 0,4 mm. Quando il foro verrà prodotto a dimensioni minori (o quando il riferimento verrà prodotto a dimensioni maggiori), è possibile aumentare la tolleranza di localizzazione fino al valore di 1,2 mm; come si vede dalla catena di quote, in qualunque condizione la distanza x resta costante, in quanto:

$$\text{min. dist. } x = \frac{\text{Diam. rif.}}{2} - \left(\frac{40 + \text{Diam. foro} + \text{toll.}}{2} \right)$$

ad esempio se il foro viene prodotto alla dimensione di 4,2 mm, ed il riferimento a 50,8 mm, la minima distanza x vale:

$$x = \frac{50,8}{2} - \left(\frac{40 + 4,2 + 1,2}{2} \right) = 2,7 \text{ mm}$$

Nel caso della figura 115, la condizione LMC viene utilizzata per avere un posizionamento angolare ben definito di una serie di scanalature radiali in un pezzo assalsimmetrico; viene così mantenuta la distanza desiderata tra il bordo della scanalatura e la posizione teorica del piano mediano della stessa scanalatura.

Non conviene adottare il principio del massimo materiale per il controllo della simmetria di un elemento; infatti l'aumento di dimensione dell'elemento da localizzare non deve consentire l'ulteriore aumento del valore della tolleranza per non pregiudicare la simmetria (fig. 116).

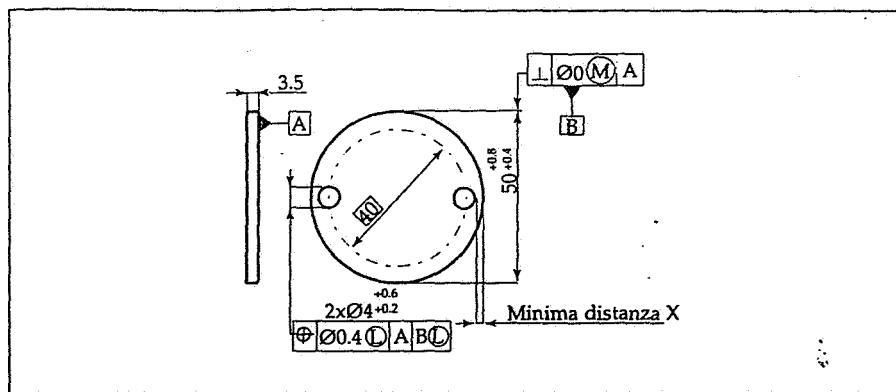


Fig. 114. Utilizzo della condizione LMC per controllare una distanza minima.

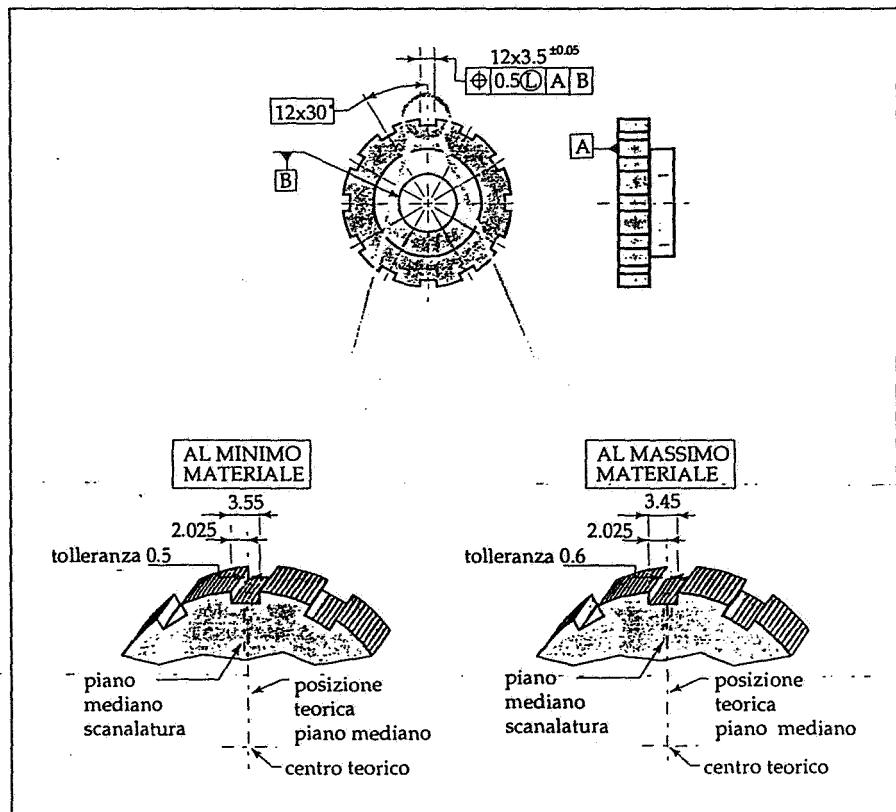


Fig. 115. La condizione LMC applicata ad una serie di scanalature radiali.

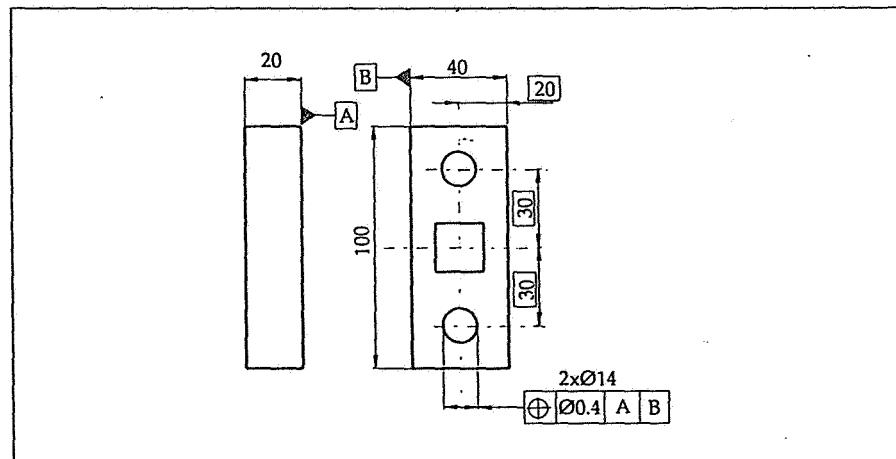


Fig. 116. Controllo della simmetria con la tolleranza di posizione.

Calcolo delle tolleranze geometriche di localizzazione.

Nelle applicazioni delle tolleranze geometriche di localizzazione, il valore delle tolleranze viene calcolato dalle condizioni di accoppiamento, cioè dalle dimensioni massime e minime consentite dagli elementi da accoppiare. La figura 117 mostra il caso di un accoppiamento di una piastra con due fori e due perni fissi; si supponga che i due perni di diametro 9 mm (toleranza h13), abbiano gli assi distanti 30 mm. Si pone il problema di calcolare le tolleranze di localizzazione dei fori della piastra che hanno diametro 10 mm con scostamenti $\pm 0,2$ mm.

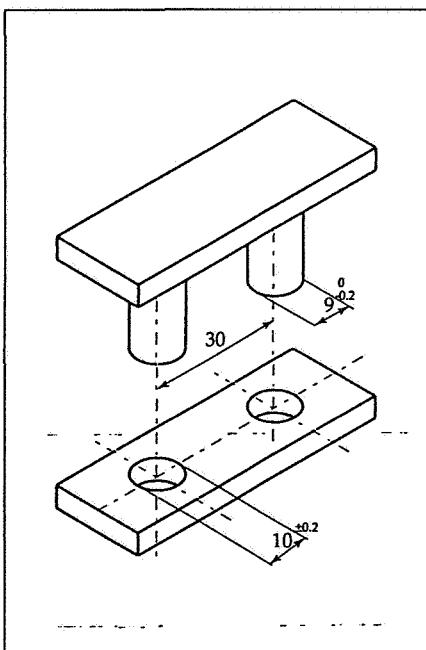


Fig. 117. Accoppiamento di una piastra con due fori e due perni fissi.

Supponendo costante l'interasse uguale a 30 mm, in figura 118 viene mostrato l'accoppiamento nelle condizioni peggiori, cioè con il diametro dei perni al massimo materiale (9 mm) e nelle condizioni di massimo materiale per i fori (9,8 mm).

In queste condizioni, si ha una distanza radiale di 0,4 mm.

Si immagini di spostare l'asse dei fori della quantità ancora consentita (cioè 0,4 mm) nelle quattro posizioni possibili (alto, basso, destra, sinistra): in queste condizioni l'accoppiamento è ancora possibile. Questo vuol dire muoversi all'interno di una zona di tolleranza di raggio 0,4 mm e quindi di diametro 0,8 mm (fig. 119). Pertanto al foro è applicabile una tolleranza di localizzazione $\varnothing 0,8$ (M)

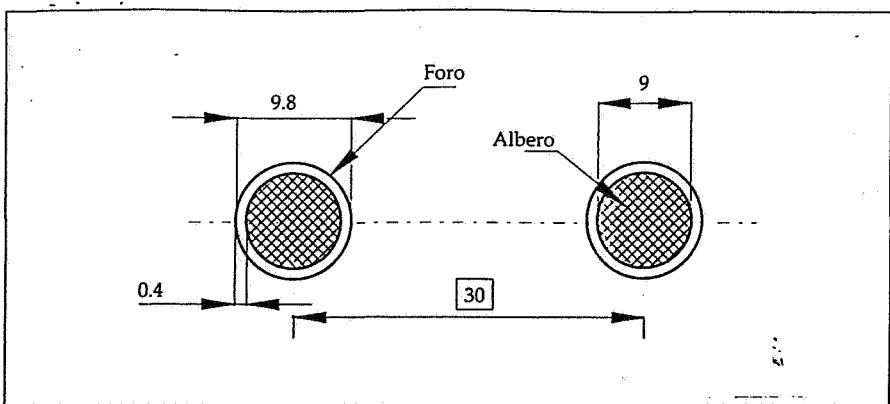


Fig. 118. Albero e foro al massimo materiale: esiste una distanza radiale di 0,4 mm.

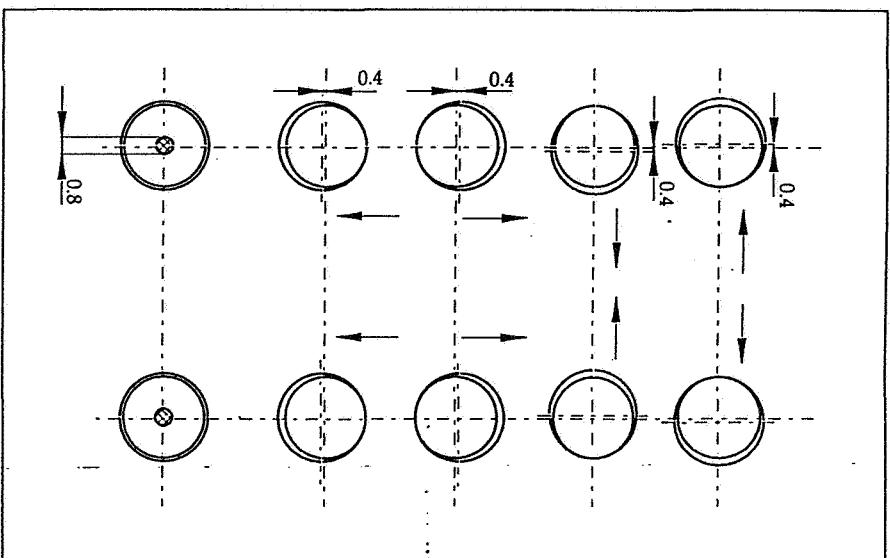


Fig. 119. Quattro posizioni possibili dei fori rispetto ai perni, sfruttando il bonus di 0,4 mm; viene così a determinarsi una zona di tolleranza di 0,8 mm.

Questo valore poteva anche essere calcolato come differenza tra le dimensioni dell'albero e del foro nelle condizioni di massimo materiale e cioè:

$$T = F_{MMC} - A_{MMC} = 9,8 - 9 = 0,8$$

dove F_{MMC} e A_{MMC} sono rispettivamente le dimensioni del foro e dell'albero

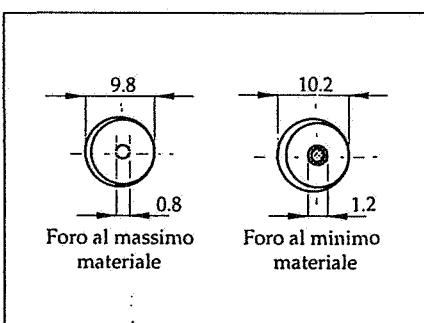


Fig. 120. Aumento della tolleranza di localizzazione col bonus; l'accoppiamento non viene pregiudicato.

al massimo materiale. Quando il foro è nelle condizioni di minimo materiale (10,2 mm), per il principio del massimo materiale la tolleranza aumenta fino al valore di 1,2 mm, e l'accoppiamento non viene pregiudicato (fig. 120).

La figura 121 mostra il caso di un accoppiamento di una piastra A con quattro fori e un foro centrale da collegare, mediante bulloni passanti (cioè una vite ed un dado) di diametro nominale M6, ad una seconda piastra B con un alberino centrale; si pone il problema di calcolare le tolleranze di localizzazione dei fori delle piastre che devono consentire il passaggio delle viti (per descrivere questo caso, viene usato il termine inglese *floating fastener*).

Supponendo di aver scelto per entrambe le piastre un diametro di foratura di 7 mm (fori passanti per viti, UNI ISO 273) e assumendo per i fori gli scostamenti $\pm 0,2$ mm (previsti dal-

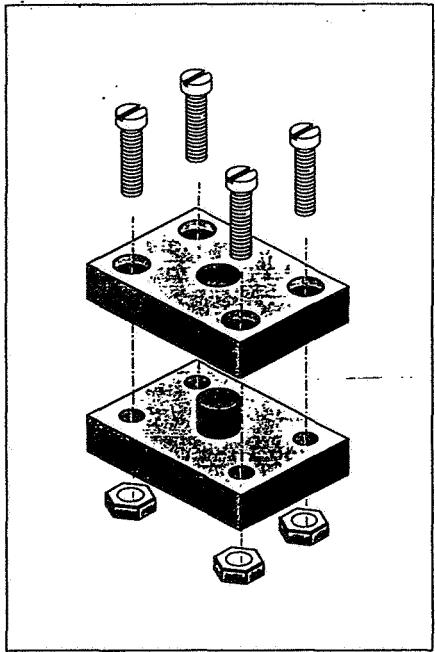


Fig. 121. Collegamento con vite passante.

la UNI ISO 2768/1 per le tolleranze generali dimensionali si ha:

diametro dei fori al massimo materiale
 $F_{MMC} = 6,8 \text{ mm}$

diametro nominale della vite
 $V = 6 \text{ mm}$

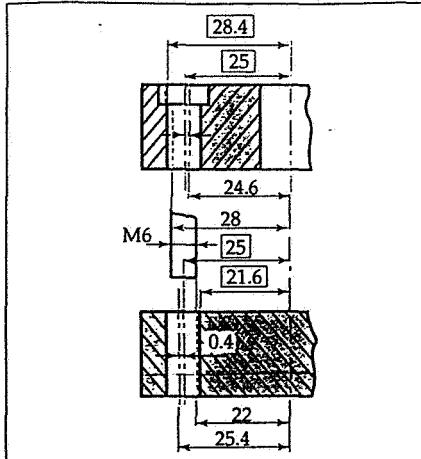
Tolleranza di localizzazione dei fori
 $T = 6,8 - 6 = \varnothing 0,8 \text{ mm}$
 su entrambe le piastre.

La figura 122 mostra l'accoppiamento al massimo materiale delle due piastre, nelle condizioni più critiche (cioè ad esempio foro superiore spostato a destra, foro inferiore spostato a sinistra, considerando un interasse di 50 mm). come si vede, l'accoppiamento è ancora possibile; la formula da applicare in questo caso è:

$$T = F_{MMC} - V$$

Questa tolleranza viene ulteriormente aumentata fino alle condizioni di minimo materiale del foro (LMC, Least Material Condition), garantendo una ulteriore diminuzione dei costi; la tabella seguente mostra la relazione tra tolleranze geometriche e dimensioni effettive (per le due piastre):

| Diametro foro | Tolleranza di localizzazione |
|---------------|------------------------------|
| 6,8 MMC | 0,8 |
| 6,9 | 0,9 |
| 7 | 1 |
| 7,1 | 1,1 |
| 7,2 LMC | 1,2 |



La figura 124 indica invece il caso di un collegamento delle stesse piastre, in una delle piastre con viti mordenti (fixed fastener). La tolleranza totale può essere divisa equamente tra le due piastre; la formula da applicare è:

$$T = \frac{F_{MMC} - V}{2} = (6,8 - 6)/2 = 0,4 \text{ mm}$$

L'accoppiamento è ancora possibile anche nelle condizioni limiti peggiori, come è visibile dalla figura 125.

Fig. 122. Accoppiamento delle piastre nelle condizioni più critiche.

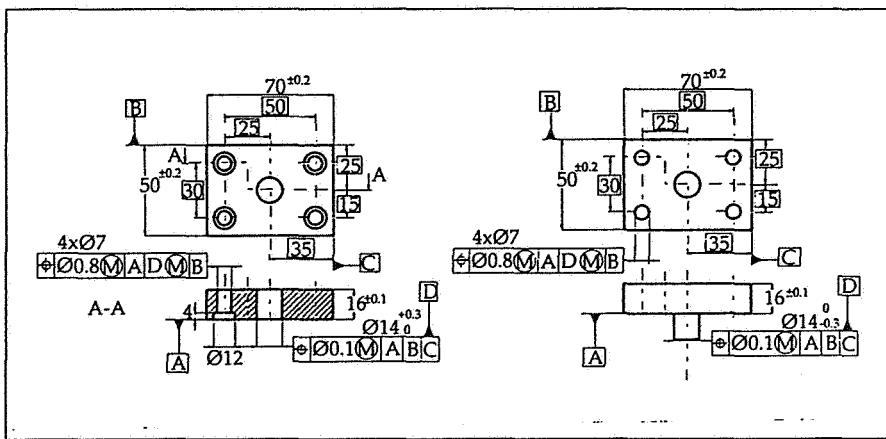
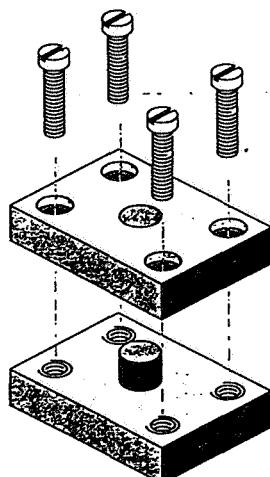


Fig. 123. Disegno delle due piastre collegate da bulloni, con la tolleranza di localizzazione calcolata.



| Diametro foro | Tolleranza di localizzazione |
|---------------|------------------------------|
| 6,8 MMC | 0,4 |
| 6,9 | 0,5 |
| 7 | 0,6 |
| 7,1 | 0,7 |
| 7,2 LMC | 0,8 |

Fig. 124. Accoppiamento di due piastre con viti mordenti: calcolo delle tolleranze di localizzazione.

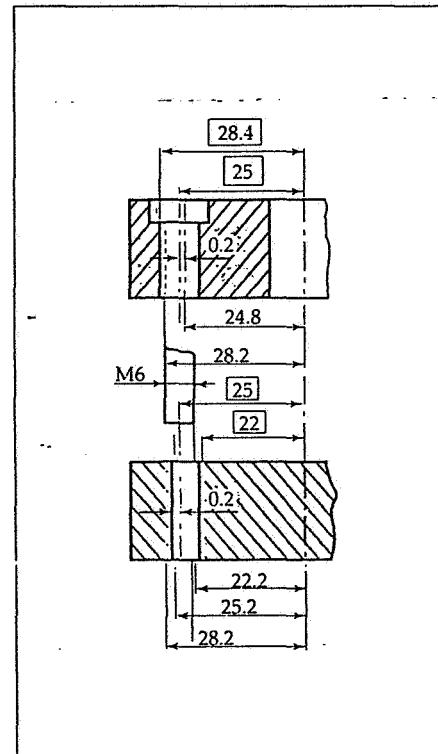


Fig. 125. Accoppiamento delle piastre nelle condizioni più critiche.

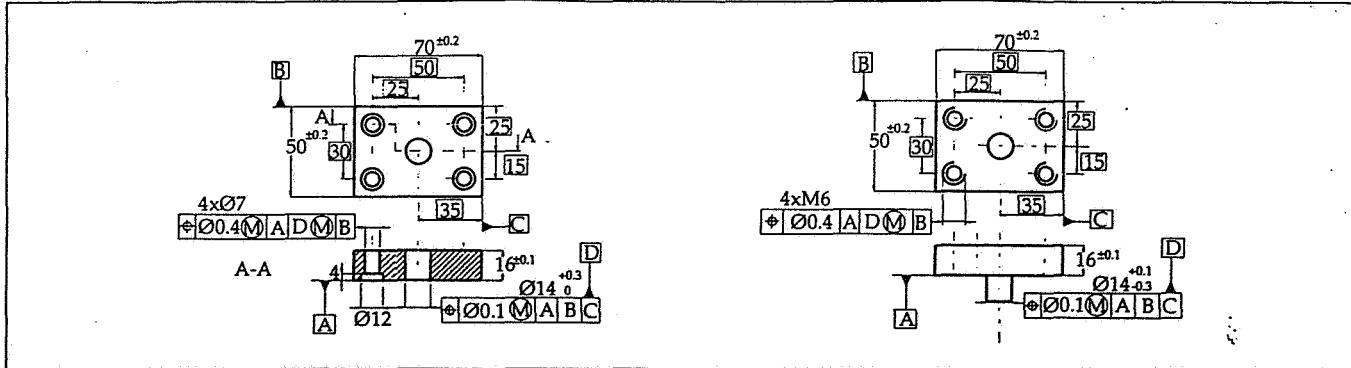


Fig. 126. Disegno delle due piastre collegate con viti mordenti con la tolleranza di localizzazione calcolata.

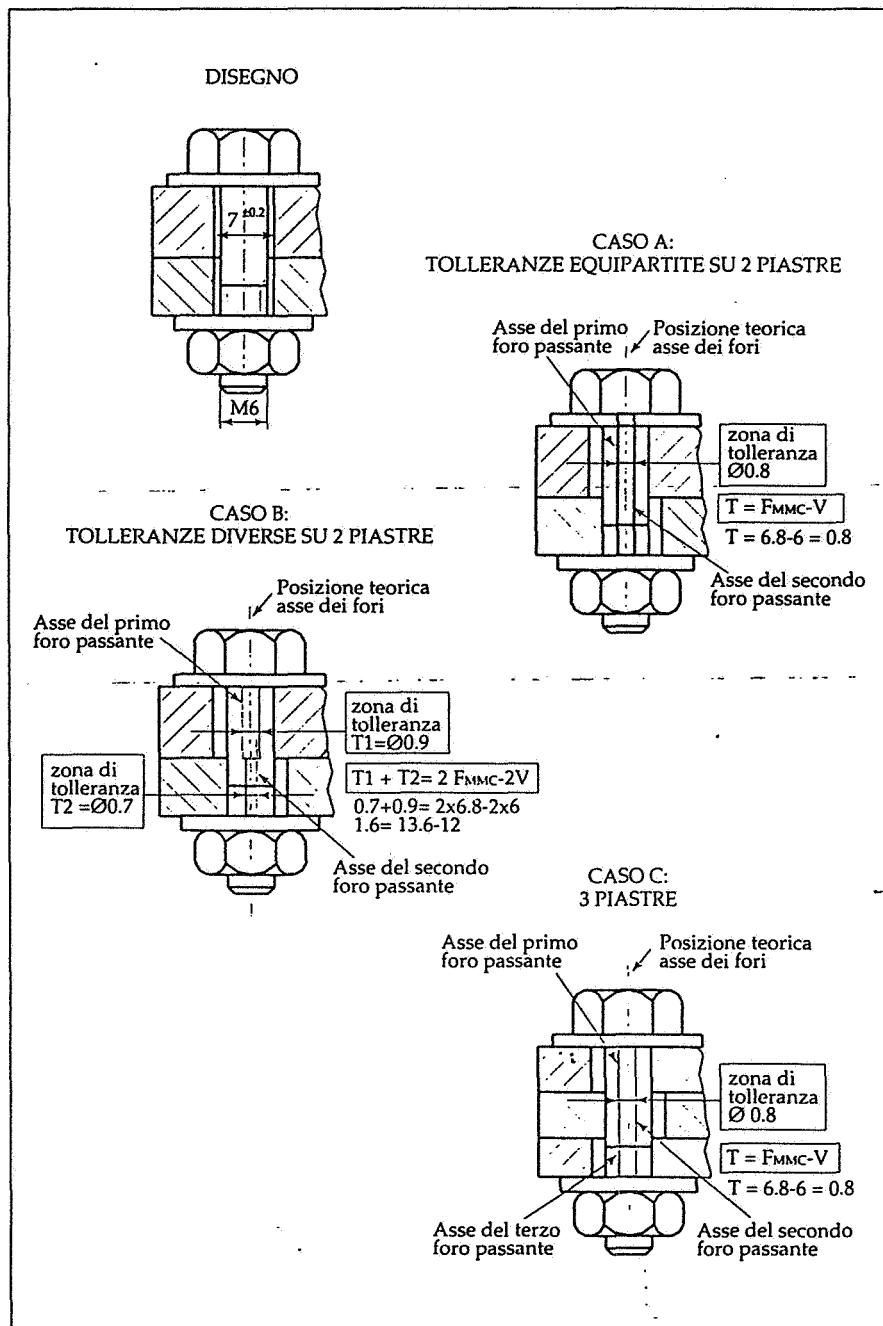


Fig. 127. Formule pratiche per il calcolo delle tolleranze di localizzazione nel collegamento con bulloni.

Le figure 127 e 128 forniscono delle semplici formule pratiche per il calcolo delle tolleranze di localizzazione nei collegamenti con bulloni e viti mordenti; come si nota, è possibile ripartire la tolleranza sia in modo uniforme che non, tra i diversi elementi.

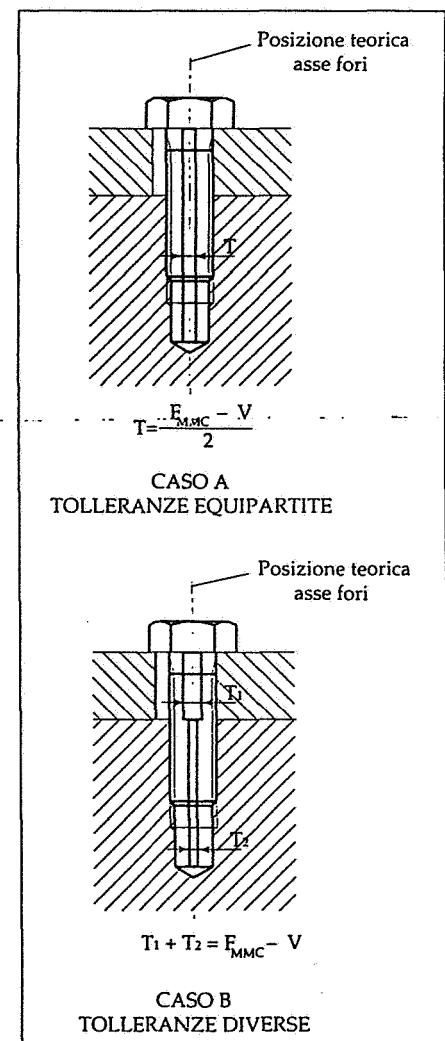


Fig. 128. Formule pratiche per il calcolo delle tolleranze di localizzazione nel collegamento con viti mordenti.

Zona di tolleranza proiettata.

Nel caso del collegamento con vite mordente o mediante spina molte volte la tolleranza di posizione di un elemento, se applicata esclusivamente entro i limiti fisici dell'elemento stesso, non basta per garantire un funzionamento soddisfacente.

Si consideri ad esempio la vite mordente in figura 129a; viene rispettata la tolleranza di posizione indicata dal disegno, ma quando viene effettuato il montaggio, si ottiene un'interferenza col pezzo da accoppiare.

Per evitare questo problema, conviene utilizzare il concetto di *zona di tolleranza proiettata* in base alla quale la tolleranza di localizzazione non è prescritta sull'elemento stesso, ma sulla sua *proiezione esterna*. In pratica si deve immaginare di proiettare la zona di tolleranza all'esterno del segmento e per una certa lunghezza.

Tali zone proiettate devono essere indicate col simbolo P cerchiato posto all'interno del riquadro (fig. 129c), indicando di seguito la lunghezza della zona (che può anche essere indicata sul pezzo).

L'estensione della zona di tolleranza proiettata P rappresenta il massimo spessore del pezzo da accoppiare (fig. 129b).

Come si può desumere dalla figura 129d, la zona di tolleranza T si trova all'esterno del foro filettato, la cui localizzazione può essere addirittura maggiore di T.

Qualora non si voglia applicare questo concetto, è preferibile abbinare al-

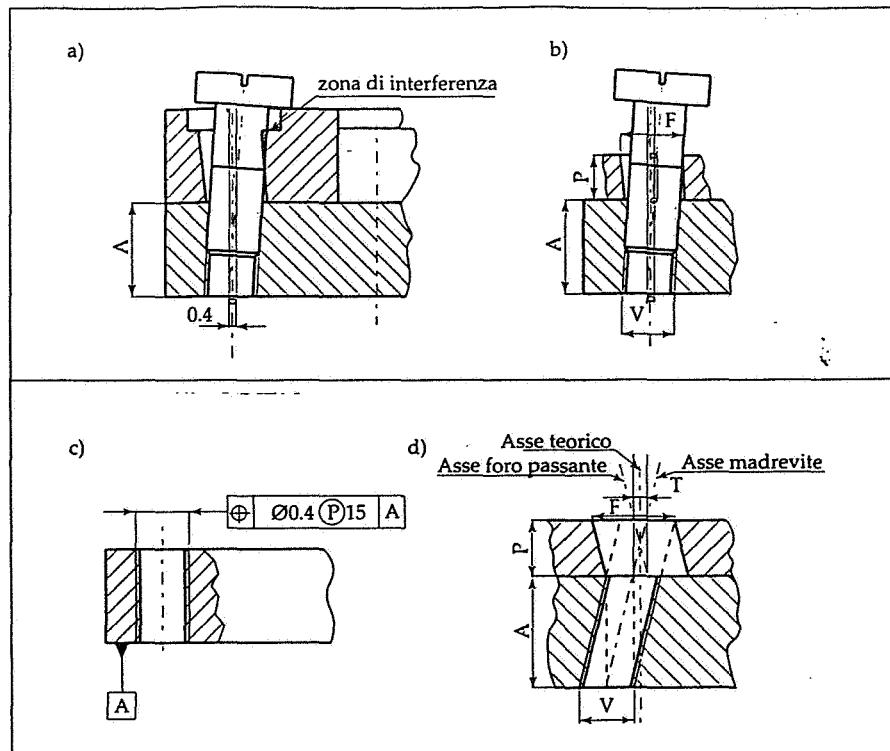


Fig. 129. Calcolo della zona di tolleranza proiettata: il collegamento con bullone non presenta problemi di interferenza in quanto la vite si adatta alla forma del foro; a) nel collegamento con vite mordente l'inclinazione dell'asse della vite viene invece governata da quella del foro, e quindi c'è il pericolo di interferenza; b) il problema viene eliminato riducendo lo spessore P del pezzo da accoppiare; c-d) proiettando la zona di tolleranza all'esterno del pezzo viene risolto questo problema.

la prescrizione di localizzazione una tolleranza di perpendicolarità.

In figura 130 sono indicati due metodi per il controllo della tolleranza proiettata; nel primo caso si utilizza un calibro funzionale con una piastra di

spessore uguale a quello della tolleranza proiettata; nel secondo caso una macchina di misura a coordinate controlla la localizzazione degli elementi cilindrici filettati, di lunghezza P, avvitati sui fori da controllare.

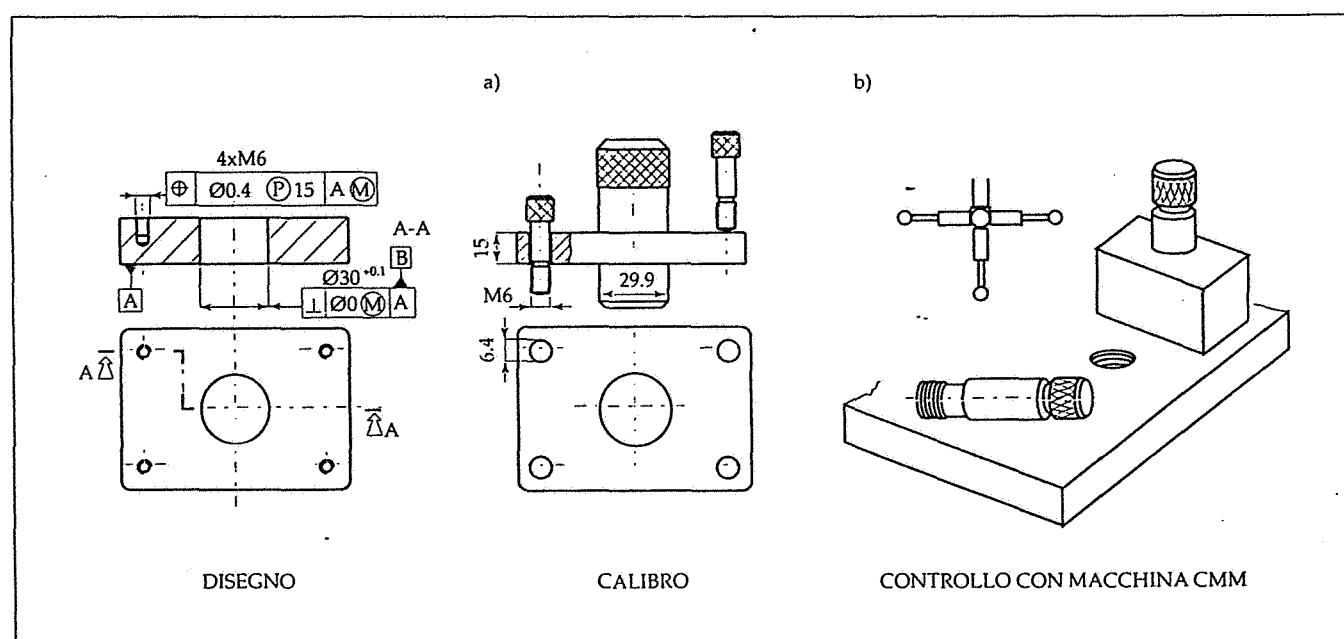


Fig. 130. Prescrizione e controllo della zona di tolleranza proiettata con a) un calibro funzionale e b) mediante macchina di misura.

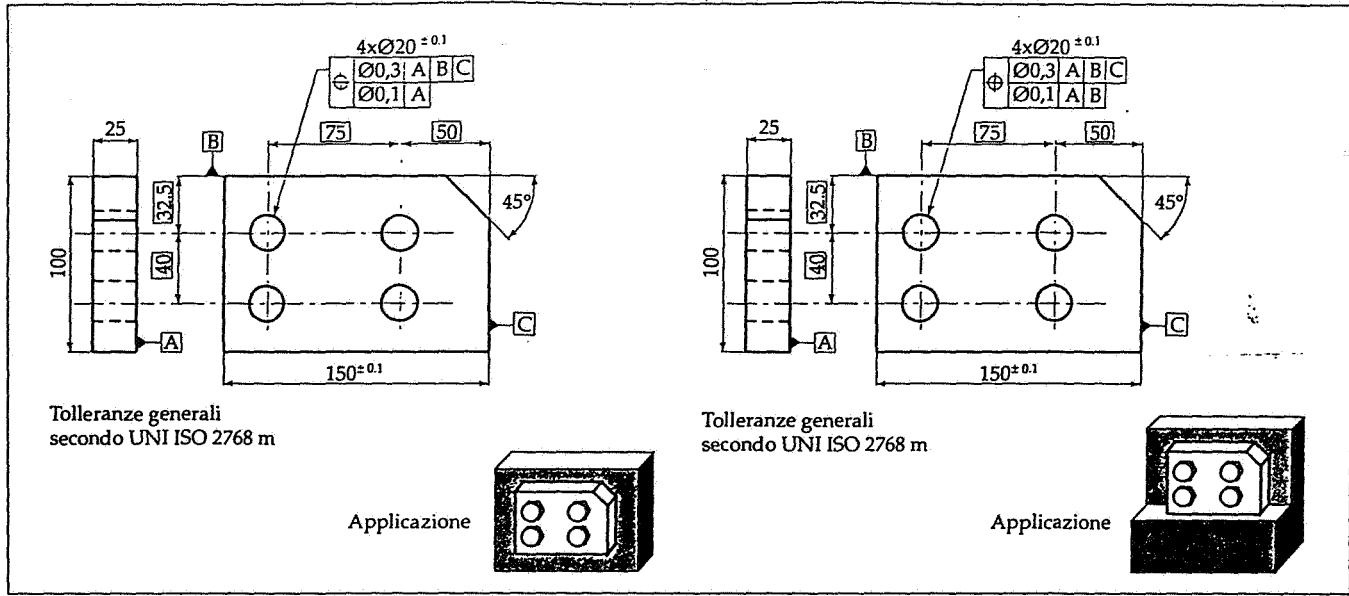


Fig. 131. La tolleranza di localizzazione composita può essere usata come nel caso (a) in cui diventa importante la localizzazione di un foro rispetto all'altro, mentre non è indispensabile l'allineamento dei fori rispetto ai riferimenti. Nel caso (b) l'insieme dei fori può spostarsi a destra o a sinistra entro i confini della zona di tolleranza di 0.3 mm.

Tolleranza di localizzazione composita.

Vi sono molte applicazioni pratiche in cui ad esempio la localizzazione dei fori di una piastra rispetto ai bordi è meno importante della posizione di ogni singolo foro rispetto all'altro. Si consideri il disegno della piastra di figura 131a nel quale come requisito funzionale si vuole il collegamento con bulloni e nello stesso tempo non è indispensabile l'allineamento dei bordi dei due pezzi. La tolleranza di localizzazione è stata indicata mediante un doppio riquadro composito. In questo caso si è voluto indicare una tolleranza di localizzazione sia per ogni singolo elemento dell'insieme dei quattro fori (riquadro inferiore), e sia per la posizione dell'insieme (riquadro superiore); l'interrelazione elemento-elemento viene definita col termine *Feature-Relating Tolerance Zone Framework* (FRTZF, pronunciata "Fritz"), mentre per la tolleranza di posizione dell'insieme degli elementi viene usato il termine *Pattern-Locating Tolerance Zone Framework* (PLTZF, pronunciato "Platz").

Per la corretta interpretazione del disegno, bisogna tener presente che ciascuna prescrizione deve essere rispettata indipendentemente, cioè il riquadro inferiore indica che l'asse effettivo di ciascuno dei quattro fori deve trovarsi, nelle condizioni di massimo materiale, all'interno di una zona di tolleranza di diametro 0,1. Questa costituisce una *relazione di posizione foro-foro* dell'insieme.

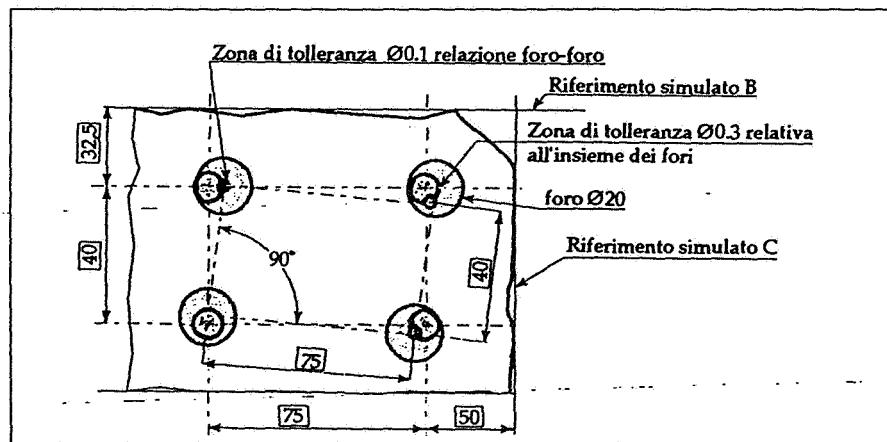


Fig. 132. Interpretazione della tolleranza composita di figura 131a: l'insieme dei quattro fori viene localizzato con una tolleranza di 0.3 mm rispetto ai 3 piani di riferimento. Ogni singolo foro risulta localizzato, rispetto all'altro, con una tolleranza di 0.1 mm.

Il riquadro superiore si riferisce all'insieme dei fori, ed in pratica specifica l'*orientazione* e la *localizzazione* dell'insieme dei fori: in questo caso, l'asse effettivo di ciascun foro deve trovarsi nelle condizioni di massimo materiale all'interno della zona di tolleranza cilindrica di diametro 1,5 mm. Le zone di tolleranza di localizzazione sono poste nella loro posizione teoricamente esatta rispetto ai tre riferimenti A, B e C; le zone di tolleranza del riquadro inferiore controllano l'errore di posizione e l'orientamento di un foro rispetto all'altro e perpendicolarmente al riferimento A specificato. La zona di tolleranza FRTZF (riquadro inferiore) deve essere sempre minore della zona PLTZF (riquadro superiore). La figura 132 chiarisce l'interpretazione della posizione dell'asse dei fori, sia per il *pattern dei quattro fori* sia per ogni singolo foro.

Esistono quindi due livelli di controllo dell'insieme dei fori: le zone di tolleranza di localizzazione del riquadro superiore sono poste nella loro posizione teoricamente esatta rispetto ai tre riferimenti A, B e C; le zone di tolleranza del riquadro inferiore controllano l'errore di posizione e l'orientamento di un foro rispetto all'altro e perpendicolarmente al riferimento A specificato.

L'insieme dei fori FRTZF può quindi ruotare e spostarsi *entro i confini* della tolleranza PLTZF.

Nel caso di figura 131b nel riquadro inferiore è stato aggiunto un secondo riferimento B; l'insieme dei fori può quindi spostarsi a destra e a sinistra, senza ruotare, entro i confini della zona di tolleranza di 0,3 mm.

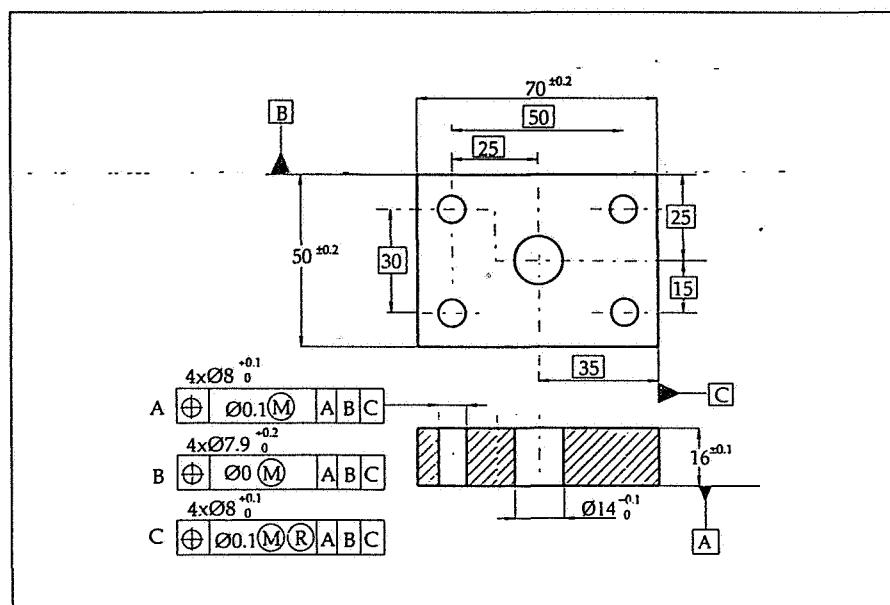
Il concetto di zero tolleranza e principio di reciprocità.

Con questo concetto si ottiene il massimo vantaggio dall'interrelazione dimensione-forma-orientazione e posizione di un elemento, ottenendo il miglior bilanciamento tra le esigenze progettuali e produttive.

Si consideri il pezzo mostrato in figura 133 che presenta 4 fori di diametro 8 mm, con una tolleranza di posizione di 0,1 (caso A); la dimensione virtuale del foro, come si è visto, viene calcolata dalla differenza $8 - 0,1 = 7,9$, che rappresenta anche il diametro del calibro funzionale.

Nel caso di un accoppiamento con un errore di posizione nullo, il foro potrebbe essere accettato anche se il diametro scendesse anche al di sotto del diametro minimo di 8 mm ammesso, ma il pezzo verrebbe scartato al controllo dimensionale.

Per evitare questo problema, è possibile utilizzare il metodo della tolleranza zero (caso B di figura 133), cioè il foro viene prodotto in modo tale da ottenere una tolleranza di posizione zero alla dimensione virtuale, aumentando però nello stesso tempo la zona della tolleranza dimensionale.



| Ø foro | Caso A | | Caso B | Caso C | |
|--------|-----------------|--------------------|-----------------|-----------------|--------------------|
| | Toll. posizione | Toll. dimensionale | Toll. posizione | Toll. posizione | Toll. dimensionale |
| Ø 7,9 | - | - | 0 | 0 | -0,1 |
| Ø 8 | 0,1 | 0 | 0,1 | 0,1 | 0 |
| Ø 8,1 | 0,2 | 0,1 | 0,2 | 0,2 | 0,1 |

Fig. 133. Il concetto di tolleranza zero ed il principio di reciprocità.

I vantaggi sono molteplici, tra i quali:

- piena utilizzazione del bonus della tolleranza dimensionale (da 0 a 2 mm);
- il calibro funzionale controlla la posizione e i limiti inferiori dimensionali del foro contemporaneamente;
- riduzione dei costi di produzione attraverso la riduzione degli scarti.

Il principio di reciprocità (caso C) rappresenta un'estensione del principio MMC, ed utilizza al massimo grado l'interdipendenza tra la localizzazione consentita e la tolleranza dimensionale. Questa regola è stata proposta nella nuova norma ISO 2692 e viene indicata con il simbolo \textcircled{R} . Utilizzando questo principio, l'errore dimensionale diventa più ampio man mano che l'errore di localizzazione diminuisce.

Da un punto di vista funzionale, cioè nei riguardi dei problemi di assemblaggio, le tre specificazioni sono equivalenti; dal punto di vista della produzione, si ottengono degli indubbi vantaggi. Si osservi a questo proposito il diagramma di figura 134 sulla scala delle ordinate troviamo i valori della tolleranza di localizzazione e su

quella delle ascisse le dimensioni consentite dei fori. Nel caso in cui non si utilizzi la tolleranza zero (caso A), l'area tratteggiata rappresenta la zona dei pezzi accettabili al controllo; infatti se si immagina di aver controllato tre pezzi e aver ottenuto le seguenti misure:

| Pezzo | Diametro foro | Tolleranza di posizione |
|-------|---------------|-------------------------|
| 1 | 8,02 | 0,11 |
| 2 | 7,99 | 0,07 |
| 3 | 7,95 | 0,02 |

Come si nota dalla figura 134a, solo il primo pezzo viene accettato, mentre gli altri due vengono scartati anche se dal punto di vista funzionale sono accettabili. Utilizzando il concetto di tolleranza zero o il principio di reciprocità, l'area tratteggiata del diagramma diventa più estesa (fig. 134b) e quindi i pezzi 2 e 3 verrebbero accettati al collaudo.

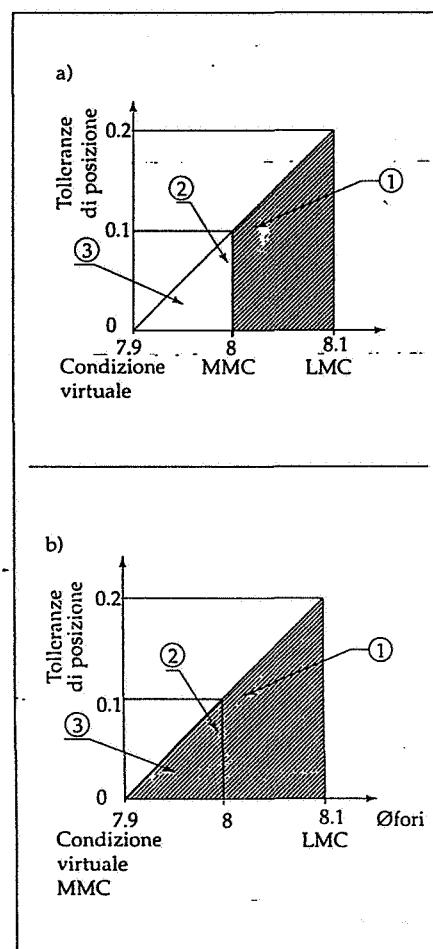


Fig. 134. Diagramma di analisi delle tolleranze per il pezzo di figura 133; nel caso a) i pezzi 2 e 3 vengono scartati al collaudo; nel caso b) vengono accettati in quanto assemblabili.

Tolleranze di localizzazione bidirezionali

La zona di tolleranza può avere anche una forma diversa da quella cilindrica, come in figura 135, in cui ciascuno degli assi dei fori deve essere compreso in una zona parallelepipedica avente larghezza di 0,5 mm nel piano orizzontale e di 0,2 mm nel piano verticale, ed il cui asse si trova nella posizio-

ne teorica esatta del foro considerato. In questo caso il progettista può prescrivere tolleranze diverse in direzioni differenti, controllando i requisiti funzionali come quelli della figura, cioè la posizione di simmetria dei fori rispetto ad un piano orizzontale.

La tolleranza di localizzazione bidirezionale è applicabile anche a scanalature o fori oblunghi.

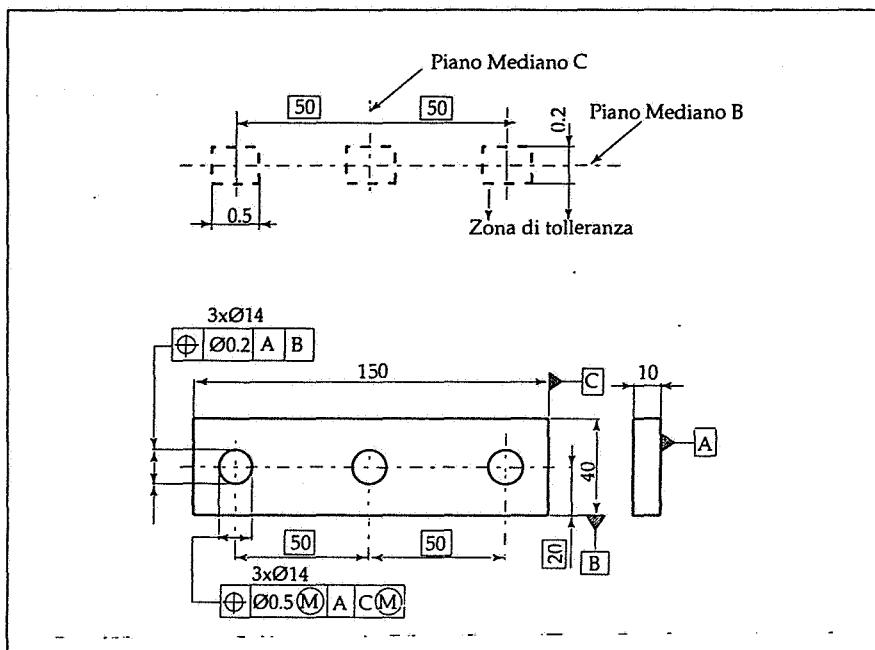


Fig. 135. Tolleranza di localizzazione bidirezionale applicata a 3 fori.

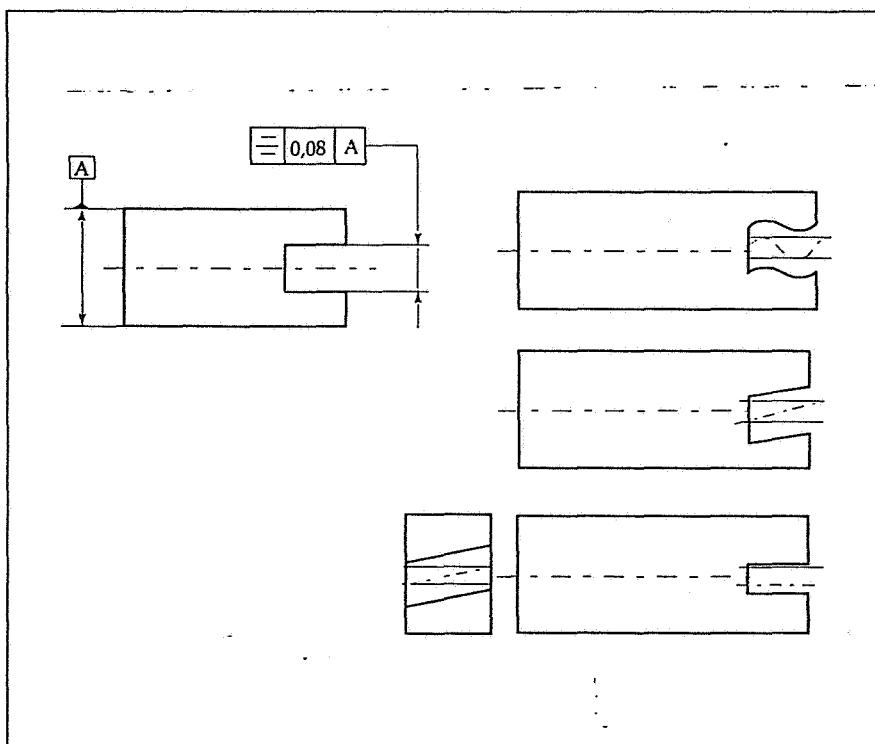


Fig. 136. Tolleranza di simmetria di un piano mediano con le possibili variazioni di forma.

Simmetria

Rappresenta la condizione in cui gli elementi sono disposti simmetricamente rispetto ad un asse o ad un piano mediano.

La figura 136 mostra un esempio di tolleranza di simmetria: 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; sono anche visibili le possibili variazioni della forma della scanalatura.

Il controllo della simmetria può anche essere effettuato mediante una tolleranza di localizzazione, in quanto viene controllata la posizione di un piano mediano o di un asse.

La figura 137 mostra infatti un esempio di uso di una tolleranza di localizzazione applicata al piano mediano di una scanalatura, e rispetto al riferimento A.

La zona di tolleranza deve essere compresa tra due piani paralleli, disposti simmetricamente rispetto al piano mediano A.

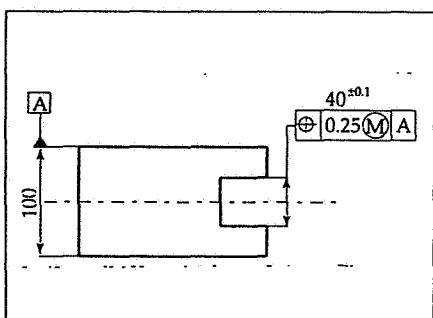


Fig. 137. Errore di simmetria indicato con una tolleranza di localizzazione.

Concentricità

La concentricità rappresenta la condizione in cui i punti medi di tutti gli elementi diametralmente opposti di una figura di rivoluzione si trovano sull'asse o il punto centrale di un elemento di riferimento. È importante non confondere la concentricità (riferita ad elementi geometrici con lo stesso centro) con la coassialità (riferita ad elementi geometrici che hanno lo stesso asse e che verrà esaminata più avanti). La norma ISO 1101 non mette ben in evidenza (a differenza della norma americana ANSI Y14.5) la distinzione tra queste due proprietà geometriche.

La zona di tolleranza di concentricità è sempre circolare o cilindrica (appare quindi superflua l'indicazione \emptyset nel riquadro); in figura 138 è mostrato un esempio di tolleranza di concentricità di un punto: il centro della zona di tolleranza è concentrato al cerchio di riferimento A.

Se la tolleranza di concentricità viene riferita a superfici di rivoluzione, i punti medi degli elementi *diametralmente opposti* della superficie sono contenuti entro una zona di tolleranza cilindrica il cui asse coincide con l'asse preso come riferimento (fig. 139). I punti medi sono derivati direttamente dalla superficie del pezzo, e quindi gli errori di circolarità o di forma hanno effetto anche sulla tolleranza di concentricità.

È possibile il controllo dell'errore montando il pezzo con un sistema di serraggio tale da garantire un preciso riferimento per l'asse comune e utilizzando un comparatore per verificare che si è all'interno del cilindro di tolleranza. Si tratta in effetti anche di un controllo della coassialità e si dimostra che anche se sul comparatore risulta un'indicazione maggiore della tolleranza prefissata, si deve procedere ad ulteriori controlli per controllare la coassialità.

Infatti la figura 140 illustra un metodo per rilevare la concentricità facendo uso di un comparatore e facendo ruotare il pezzo attorno all'asse di riferimento; quando l'indicazione del comparatore è zero, vuol dire che la concentricità è nulla (fig. 140a). In figura 140b la superficie è al suo massimo spostamento consentito dalla tolleranza, cioè i punti *medi* hanno effettuato il massimo spostamento entro la zona di tolleranza cilindrica, il pezzo è ancora accettabile.

Nella figura 140c l'elemento cilindrico del pezzo non è perfettamente circolare; sul quadrante del comparatore viene letto l'errore di circolarità, ma i punti medi degli elementi superficiali *rimangono* all'interno della zona di tolleranza: *il pezzo è ancora accettabile*. L'errore può addirittura essere maggiore della tolleranza di concentricità, come in figura 140d, ma l'elemento cilindrico è *ancora perfettamente concentrico*, e quindi è opportuno eseguire controlli più raffinati, come ad esempio l'utilizzo di due comparatori contrapposti.

L'indicazione di questo tipo di errore è utile in tutte quelle applicazioni in cui è importante il bilanciamento di un organo rotante (rotori di generato-

ri, pulegge) e quindi l'*eventuale errore di forma può non essere importante ai fini della concentricità*.

Si ricordi infine che la tolleranza di concentricità è riferita alla dimensione effettiva locale dell'elemento, e quindi la tolleranza dimensionale va rilevata separatamente.

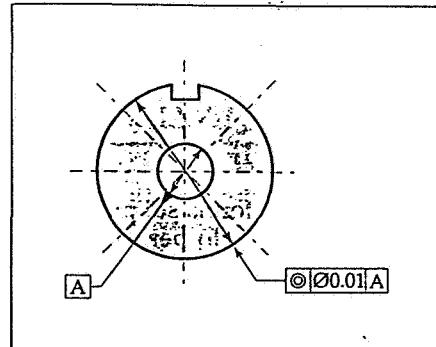


Fig. 138. Tolleranza di concentricità di un punto.

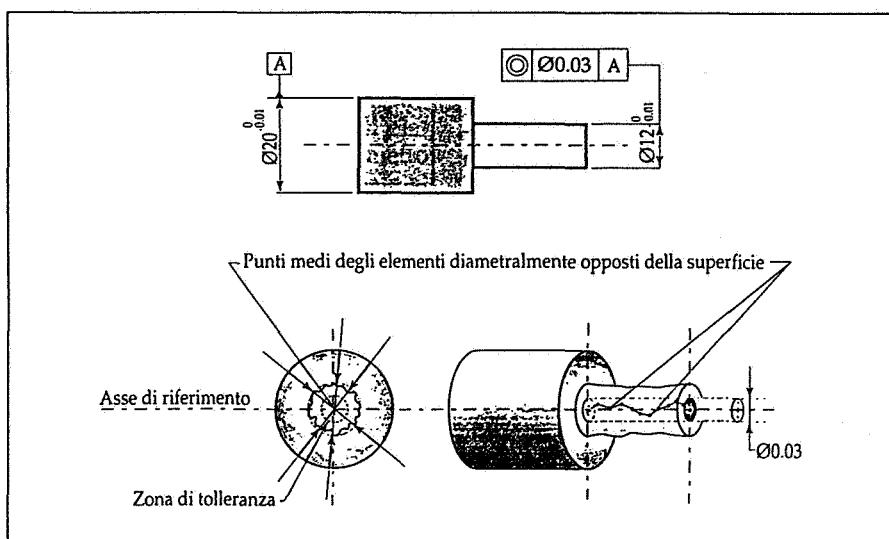


Fig. 139. Interpretazione della tolleranza di concentricità.

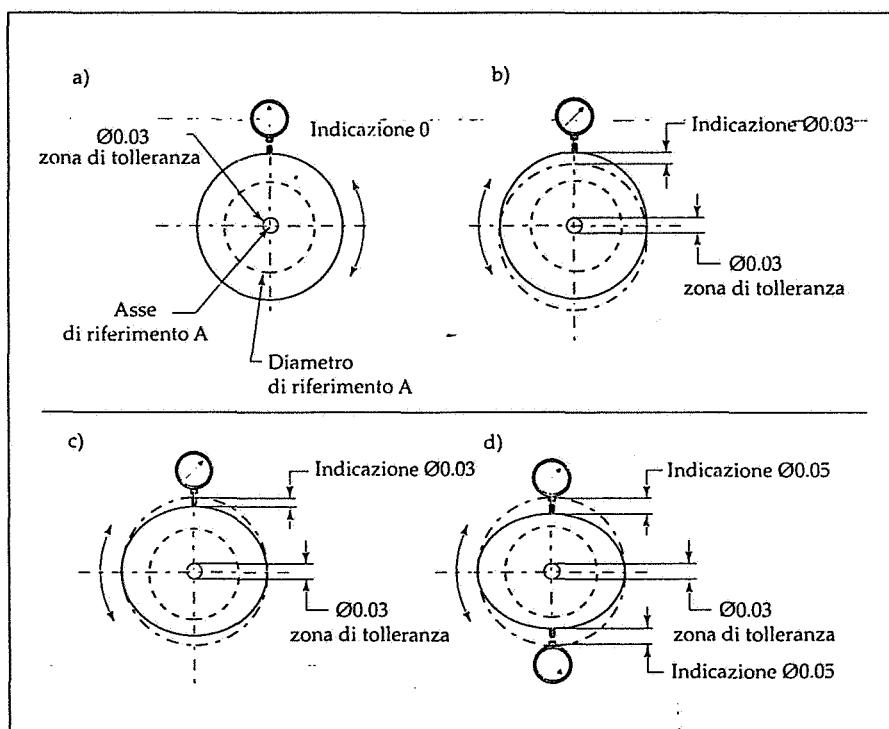


Fig. 140. Controllo dell'errore di concentricità: anche se l'indicazione del comparatore è maggiore della tolleranza di concentricità prefissata, il pezzo può essere ancora accettabile; in questi casi per il controllo della concentricità conviene utilizzare due comparatori contrapposti.

TOLLERANZE SUI PROFILI

La tolleranza di forma sui profili rappresenta un metodo per controllare l'errore su linee, archi, linee curve o altri profili (che non siano né rettilinei né circolari). Esistono due metodi per indicare questo tipo di errore geometrico nei disegni:

- a) indicando la tolleranza sul *profilo della linea*, come uno spigolo o una curva qualsiasi rispetto a un riferimento; in questo caso nel riquadro bisogna indicare il simbolo a sinistra in figura 141;

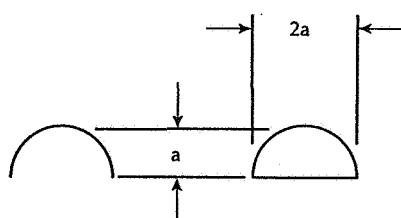


Fig. 141. Simboli per la tolleranza sul profilo di una linea (a sinistra) e di una superficie (a destra).

- b) indicando la tolleranza sulla *superficie*, in modo da ottenere il controllo totale su una zona tridimensionale, con l'uso talvolta anche di uno o più elementi di riferimento; nel riquadro bisogna indicare lo stesso simbolo precedente, ma col *contorno chiuso*. La zona di tolleranza è normalmente disposta intorno al profilo base in modo da ottenere una *tolleranza bilaterale* e l'ampiezza della zona viene misurata in direzione perpendicolare alla superficie.

Le norme ANSI Y 14.5 M hanno introdotto una zona di tolleranza estesa solo su un lato del profilo, in modo da ottenere una *tolleranza unilaterale*; l'indicazione da apporre nel disegno è costituita da una linea mista K che indica il modo di misurazione dell'ampiezza della zona di tolleranza (fig. 142).

La tolleranza sul profilo di una linea viene specificata quando diventa critico l'*errore sul singolo elemento* della superficie, e diventa meno importante la *variazione da elemento a elemento*. Essendo bilaterale, la zona di tolleranza è limitata da due linee di inviluppo dei cerchi di diametro uguale al valore

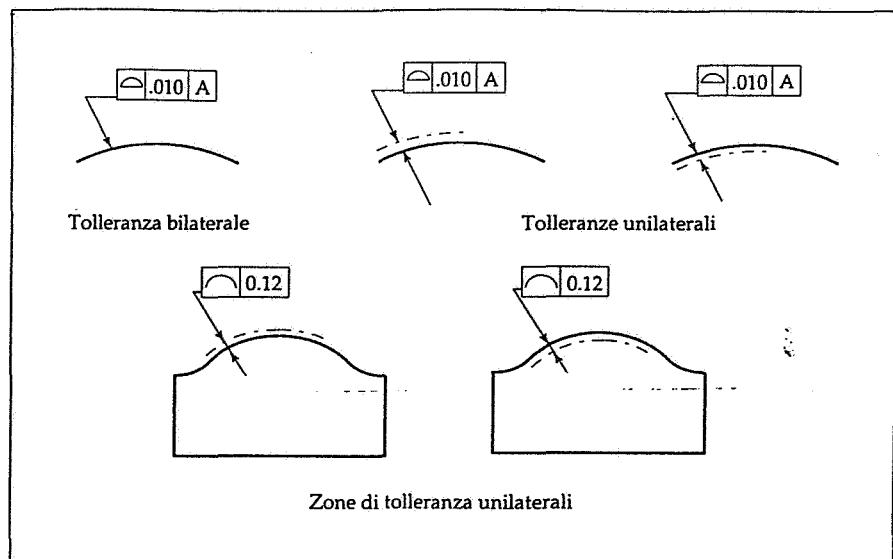


Fig. 142. Tolleranze sui profili di linee e superfici di tipo unilaterale e bilaterale secondo le norme ANSI.

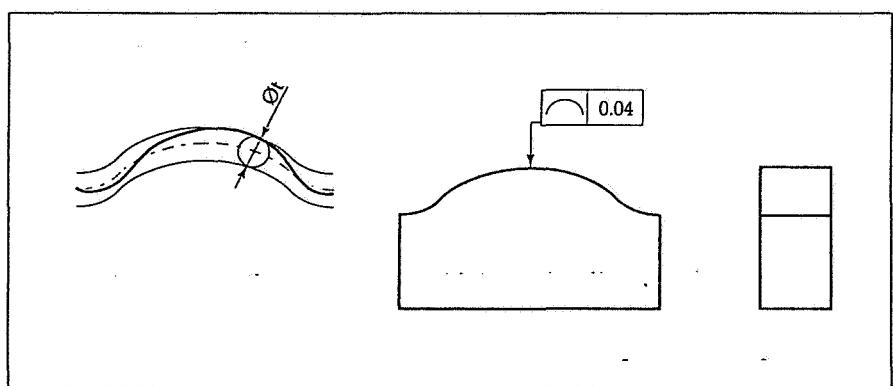


Fig. 143. Tolleranza sul profilo di una linea.

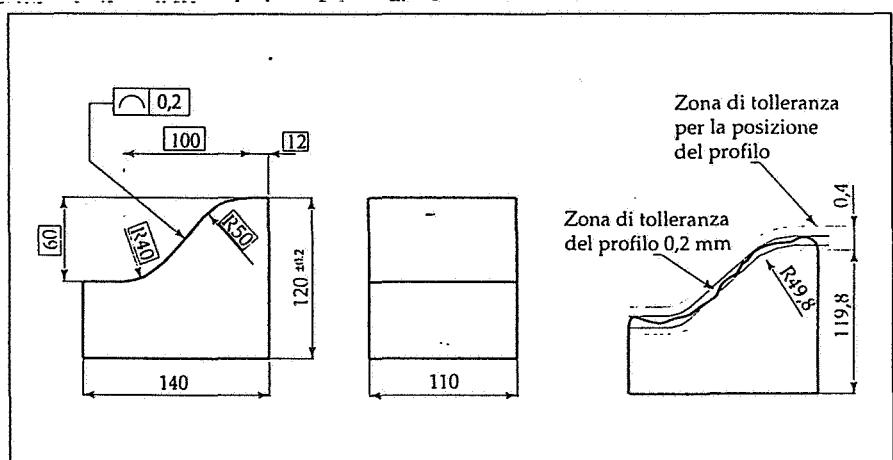


Fig. 144. Il profilo teoricamente esatto viene definito da 5 quote.

della tolleranza e i cui centri sono situati su una linea avente la forma geometricamente corretta (fig. 143).

Nel pezzo di quella figura 144 si hanno ben 5 dimensioni riquadrate che definiscono il *profilo teoricamente esatto*; in

questo caso non esiste un controllo sulla posizione del profilo, e quindi la zona di tolleranza può variare in ogni direzione di 0,2 mm entro la posizione determinata dalla tolleranza dimensionale.

In certi casi è importante caratterizzare anche l'orientazione del profilo, con l'uso di elementi di riferimento. In figura 145 si ha un esempio di indicazione di una tolleranza unilaterale sul profilo rispetto a due riferimenti A e B. L'ordine di indicazione dei riferimenti è importantissimo perché, come si è visto, influenza il risultato del controllo: il blocco viene prima appoggiato sulla superficie A (*riferimento primario*) e poi viene imposto il *riferimento secondario* B; dopodiché vengono effettuate le misure in direzione perpendicolare al profilo col comparatore.

In definitiva, una tolleranza sul profilo può controllare:

- solo la forma del profilo (fig. 146a);
- la forma e l'orientamento con l'uso di uno o più riferimenti (fig. 146b)
- forma, orientamento e posizione contemporaneamente (fig. 146c)

Per quanto riguarda il profilo di una superficie, la zona di tolleranza viene limitata da due superfici di inviluppo delle sfere di diametro uguale al valore della tolleranza, i cui centri sono situati su una superficie avente la forma geometrica corretta (fig. 147).

Nella maggior parte dei casi viene indicato un riferimento come in figura 148, e quindi si ottiene il controllo dell'orientamento con una zona di tolleranza che si mantiene parallela al riferimento.

Quando una tolleranza su un profilo (anche nel caso di una linea) viene applicata su tutto il contorno dell'elemento, può essere usato un cerchietto sul ginocchio della freccia abbinata al riquadro, oppure una nota sul riquadro della tolleranza (fig. 149).

Una tolleranza sul profilo può anche essere usata per indicare la posizione

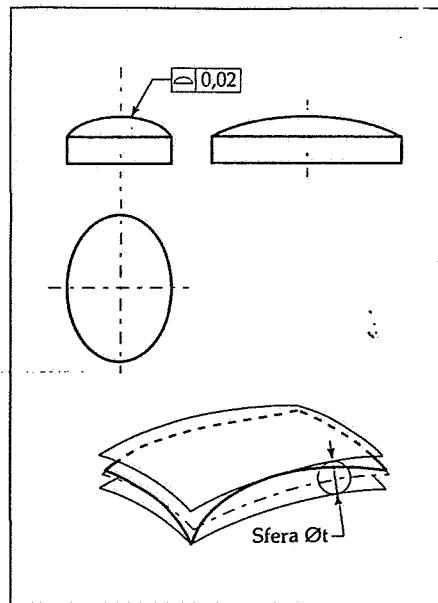


Fig. 147. Tolleranza sul profilo di una superficie.

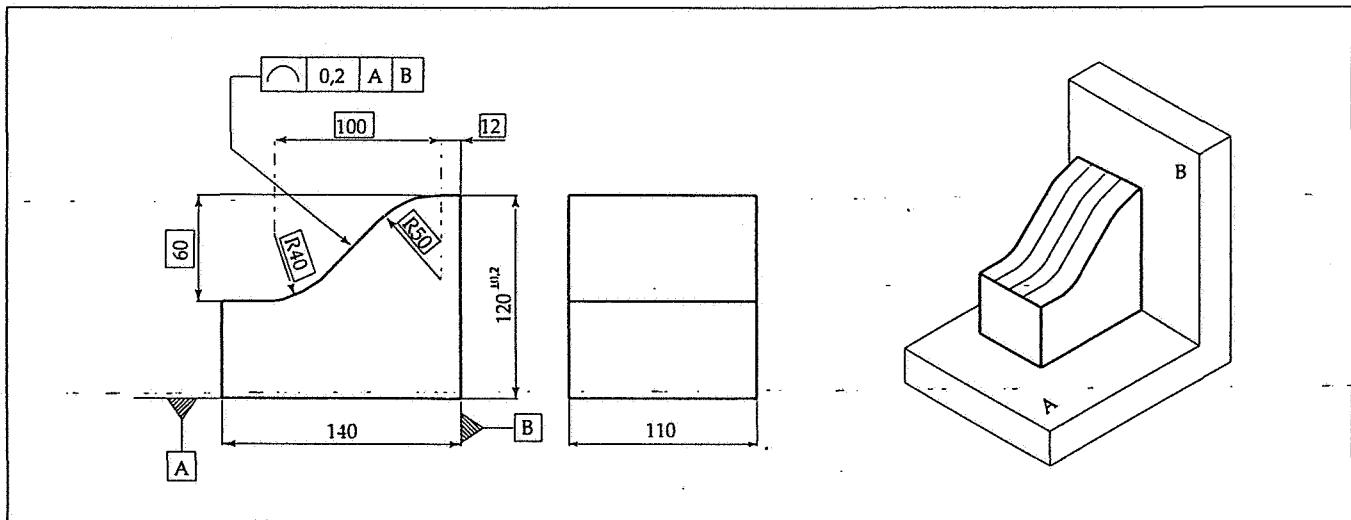


Fig. 145. Tolleranza sul profilo di una linea col controllo della forma e dell'orientamento rispetto a due riferimenti A e B

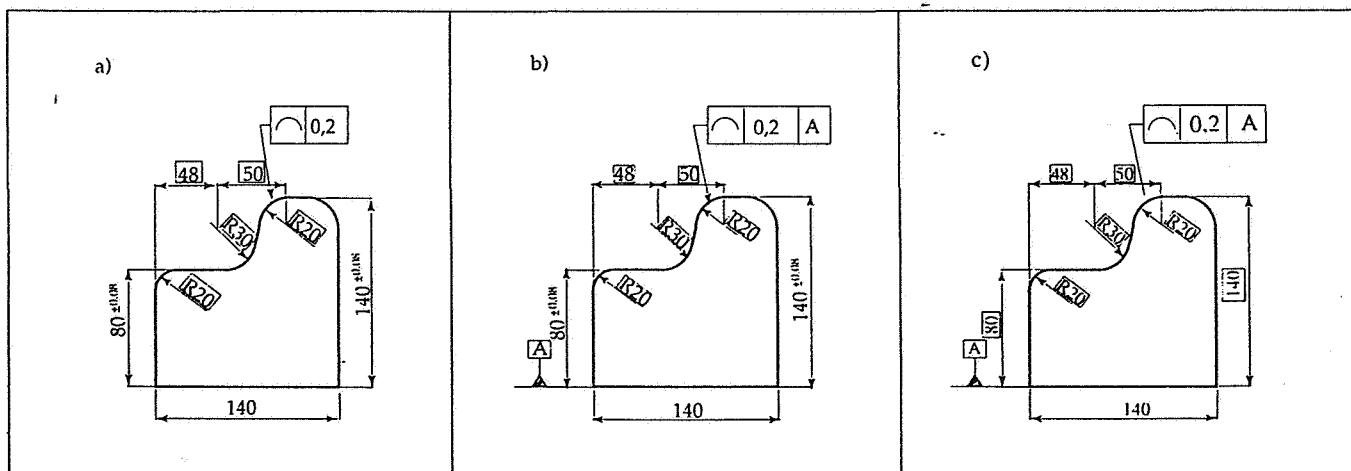


Fig. 146. Controllo della forma (a), della forma e orientamento (b) e della forma, orientamento e posizione (c).

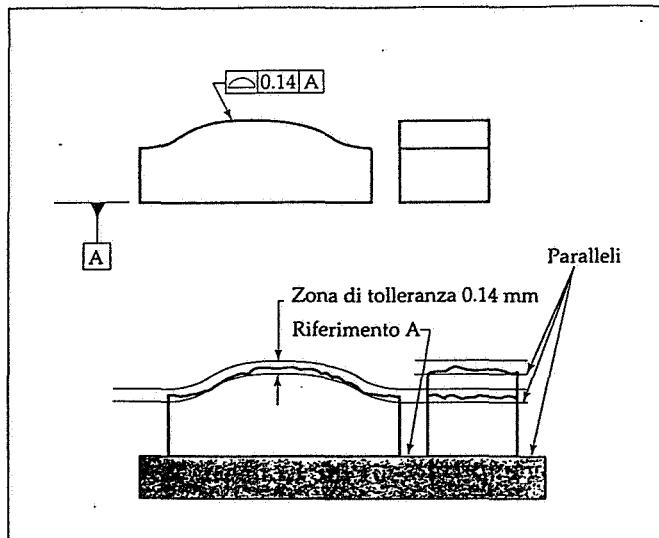


Fig. 148. Tolleranza sul profilo con un riferimento.

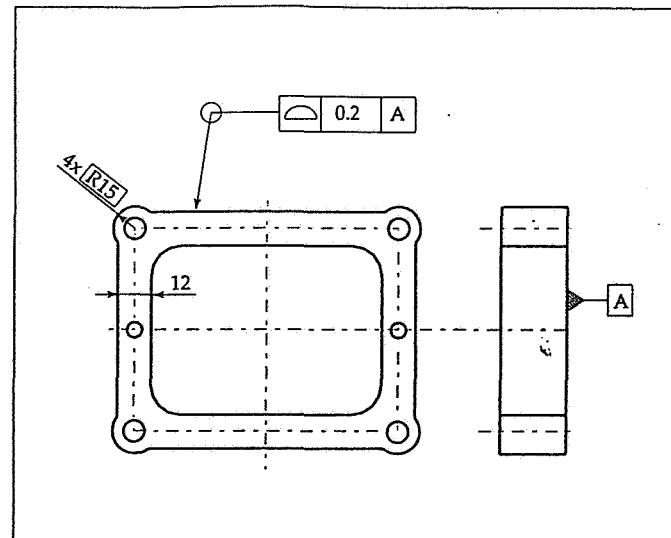


Fig. 149. Tolleranza su tutto il contorno del profilo di una superficie.

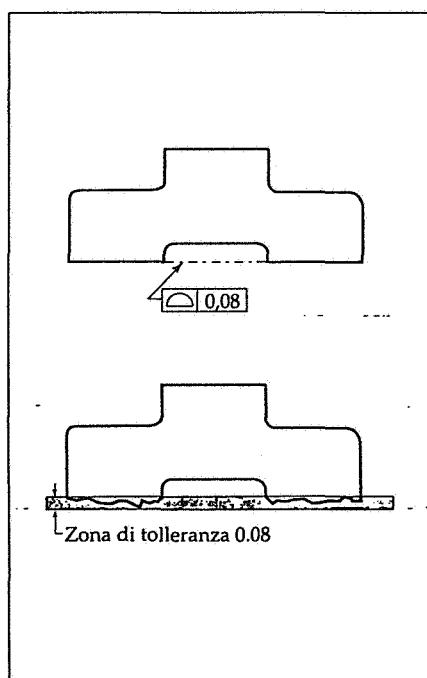


Fig. 150. Uso della tolleranza sul profilo per indicare una condizione di complanarità.

relativa di due o più superfici piane, specie quando è desiderabile trattare due o più superfici come una sola continua (complanarità); nel caso della figura 150, la tolleranza impone la condizione che le due superfici abbiano tutti i loro punti tra due piani distanti 0,08 mm.

La tolleranza geometrica sul profilo è uno dei più versatili strumenti per il dimensionamento oggi disponibile, e può sostituire il dimensionamento classico a coordinate; mentre questa tolleranza veniva indicata unicamente su contorni complessi, quali i profili di camme o le pale di una turbina, re-

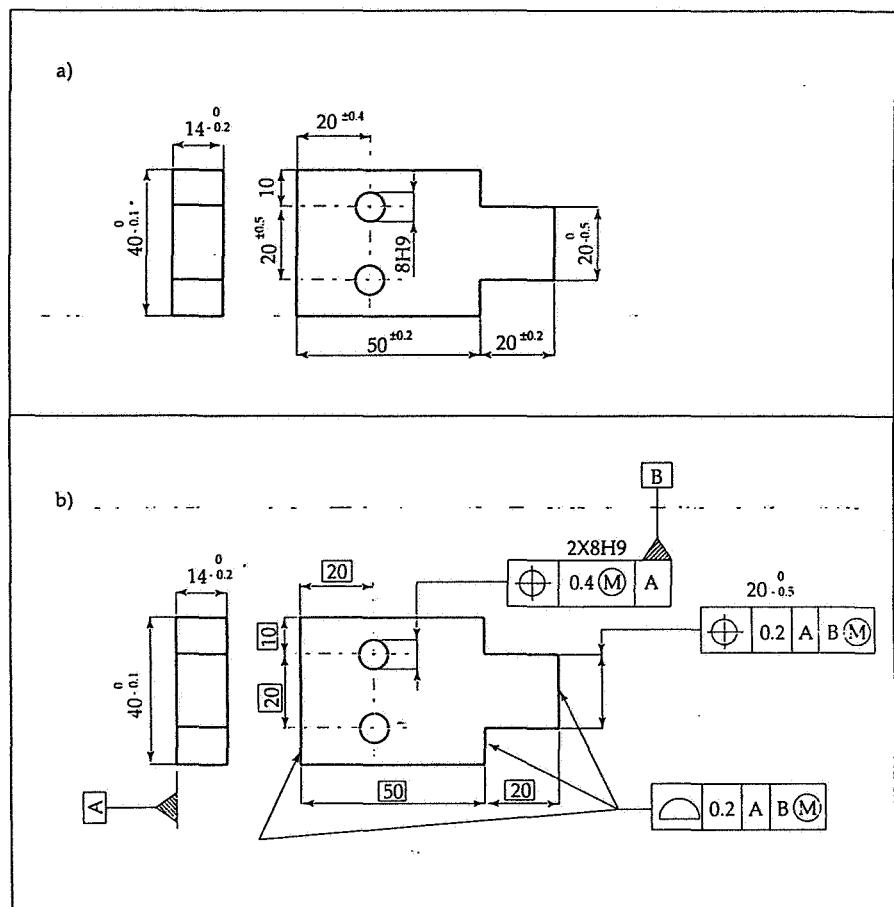


Fig. 151. Vantaggi delle tolleranze geometriche sul profilo; nel caso (a), si ottiene un accumulo di tolleranza di $70 \pm 0,4$ mm sulla lunghezza, che potrebbe pregiudicare la funzionalità del pezzo; l'uso della tolleranza sul profilo, come nel caso (b), non solo permette di avere una tolleranza di $70 \pm 0,2$, ma rende esplicita la modalità di controllo del pezzo.

centemente il suo uso si è esteso anche a pezzi più semplici. Infatti, come si può osservare dalla figura 151, comparando le rappresentazioni (a) e (b) del pezzo, le zone di tolleranza sono

equivalenti in ampiezza, ma con l'uso della tolleranza sul profilo si evita l'*accumulo indesiderato* di tolleranze e si comunica immediatamente la sequenza dei riferimenti per il collaudo.

TOLLERANZE DI OSCILLAZIONE

L'oscillazione è una *deviazione* dalla forma e dall'orientamento di un elemento di una superficie *durante una rotazione* dell'elemento stesso attorno ad un asse di riferimento. Esistono due tipi di controllo dell'oscillazione, l'*oscillazione circolare* e l'*oscillazione totale*: i rispettivi simboli sono indicati in figura 152; la figura 153 mostra le superfici controllate da questo tipo di tolleranza, cioè le superfici di rivoluzione e quelle perpendicolari o comunque inclinate rispetto all'asse del pezzo (superficie di sfacciatura, spallamenti).

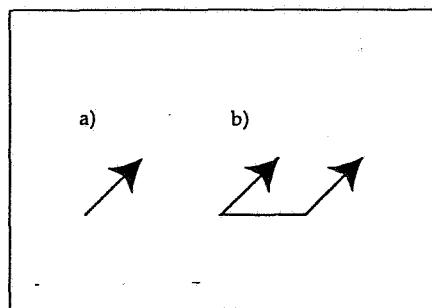


Fig. 152. I simboli per le tolleranze di oscillazione: a) circolare e b) totale.

La figura 154 illustra la differenza tra le due tolleranze con l'interpretazione del controllo effettuato col comparatore; nel caso dell'oscillazione circolare, viene controllato ciascun elemento circolare individuale della superficie, mentre il pezzo ruota attorno all'asse di riferimento; nel caso dell'oscillazione totale, il comparatore si sposta lungo la superficie di misura e l'errore di oscillazione in questo caso rappresenta la *differenza tra il massimo e minimo errore letto sul quadrante, in qualsiasi posizione del comparatore*. L'elemento di riferimento nelle tolleranze di oscillazione può essere costituito da un solo asse, due assi considerati coincidenti e un asse più un piano ad esso perpendicolare.

Oscillazione circolare

L'oscillazione circolare provvede al controllo degli elementi di forma circolare di una superficie; come si è detto, la tolleranza viene applicata *independetemente ad ogni posizione di*

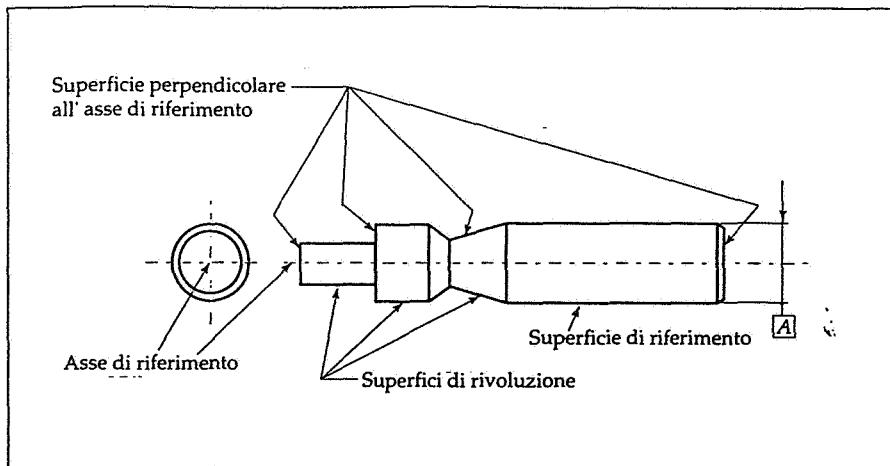


Fig. 153. Superfici controllate dalle tolleranze di oscillazione.

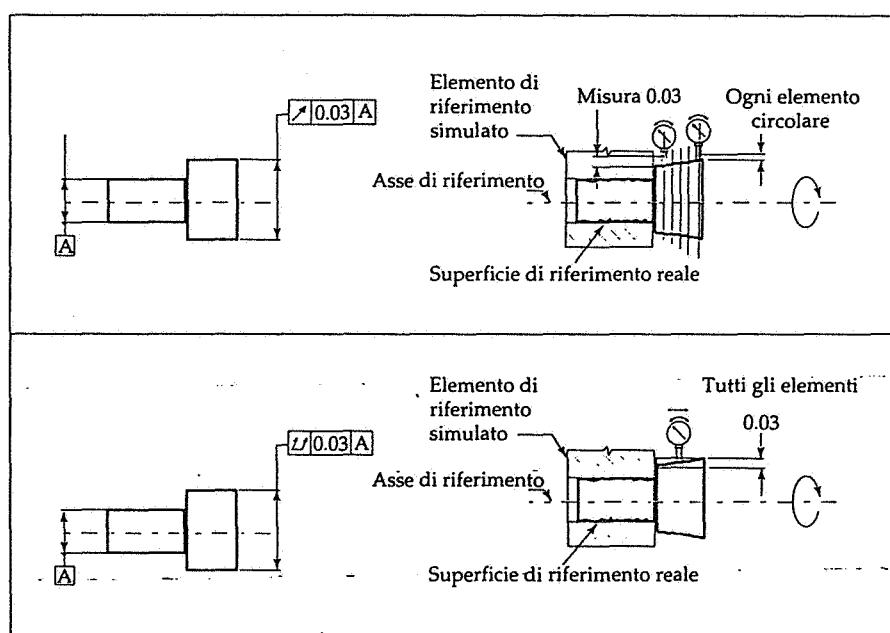


Fig. 154. Controlli delle tolleranza di oscillazione circolare e di oscillazione totale.

misura del pezzo sottoposto a rotazione di 360°, cioè ciascun elemento individuale circolare deve avere l'oscillazione circolare entro la prescritta tolleranza.

Questo metodo *controlla contemporaneamente sia l'errore di circolarità che quello di concentricità*.

La figura 155 mostra un esempio di indicazione di oscillazione circolare; la zona di tolleranza è limitata, in ogni piano di misura perpendicolare all'asse, da *due cerchi concentrici* posti ad una distanza uguale alla tolleranza prefissata e *il cui centro coincide con l'asse di riferimento*.

Nel caso della figura, l'oscillazione radiale non deve essere maggiore di 0,1 mm in ogni piano di misura durante una rotazione completa attorno all'asse di riferimento A-B.

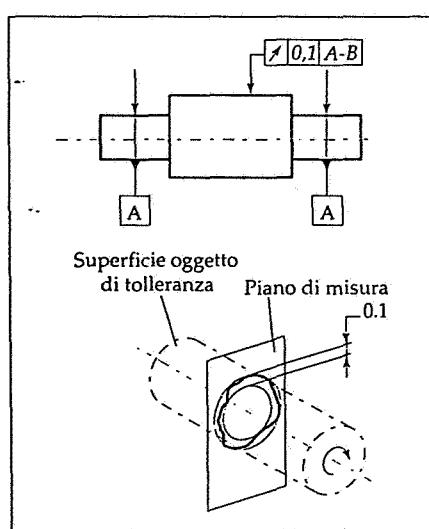


Fig. 155. Zona di tolleranza nell'oscillazione circolare.

La zona di tolleranza circolare può anche essere assiale, e quindi consentire il controllo di superfici perpendicolari all'asse, come in figura 156: la zona di tolleranza viene quindi limitata, per ogni posizione radiale, da due circonferenze distanti 0,1 mm poste sul cilindro di misura, avente per asse l'asse di riferimento D.

L'oscillazione circolare può avvenire in una direzione qualsiasi, o in una direzione specificata, come illustrato in figura 157. Nel primo caso, cioè quando la direzione non viene specificata, la misura viene effettuata perpendicolarmente alla superficie, mentre se viene prescritta la direzione, l'oscillazione si riferisce alla direzione specificata.

Oscillazione totale

La zona di tolleranza è limitata da due cilindri coassiali posti ad una distanza uguale alla tolleranza prefissata e i cui assi coincidono con l'asse di riferimento; la figura 158 mostra la zona tubolare di tolleranza determinata da due cilindri, e controllata da uno spostamento completo del comparatore mentre il pezzo ruota attorno all'asse A-B; la differenza tra i valori massimo e minimo rappresenta l'errore di oscillazione totale.

Si ottiene così il controllo dell'effetto degli errori di *circolarità*, *cilindricità*, *rettileinietà*, *coassialità*, *inclinazione* e *parallelismo*.

Si può controllare anche l'oscillazione assiale, come per il pezzo in figura 159; l'oscillazione totale assiale

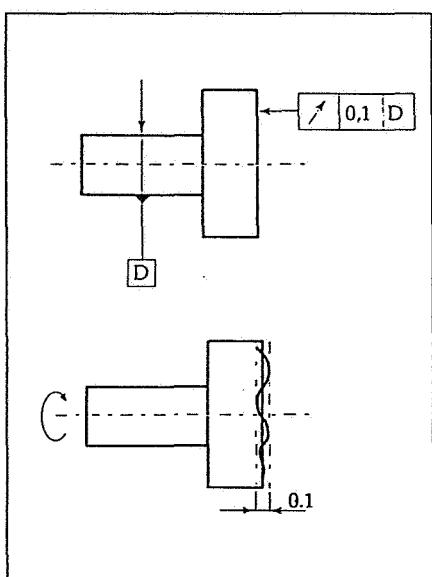


Fig. 156. Tolleranza di oscillazione circolare assiale.

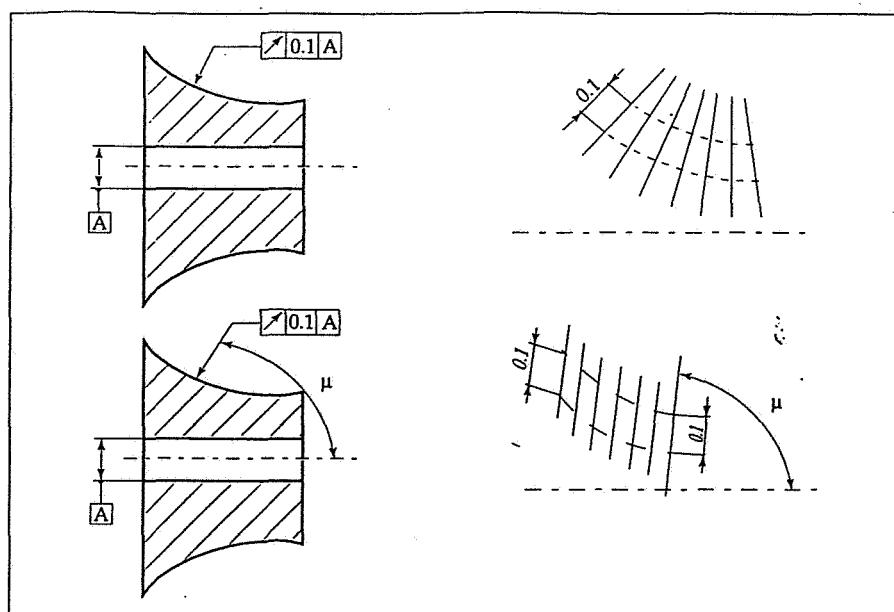


Fig. 157. Nella figura in alto la zona di tolleranza è perpendicolare alla geometria specificata dall'elemento affetto da tolleranza. Nell'esempio in basso, viene indicata una direzione di controllo diversa da quella perpendicolare.

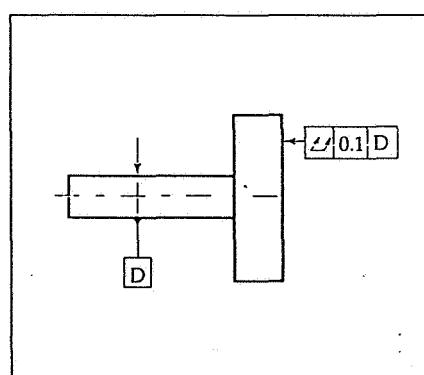
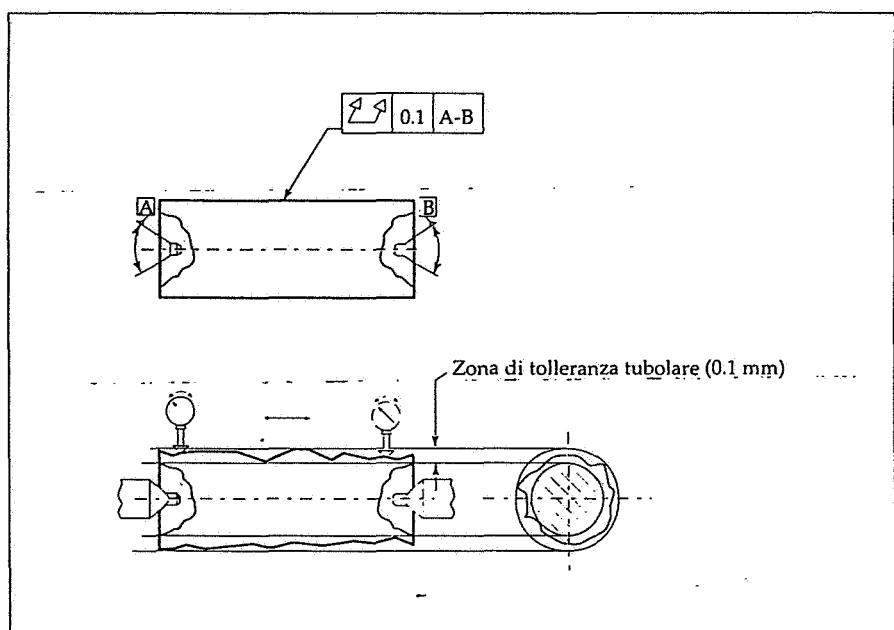


Fig. 159. Tolleranza di oscillazione totale assiale.

Fig. 158. Zona di tolleranza per l'oscillazione totale.

non deve essere maggiore di 0,1 mm in qualsiasi punto della superficie specificata durante più rotazioni attorno all'asse di riferimento D, con spostamento radiale relativo tra il pezzo ed il comparatore.

In questo caso si ottiene anche il controllo della *perpendicolarità* e della *planarità*.

Il controllo può essere effettuato montando il pezzo tra le punte di un tornio parallelo e collocando il comparatore come in figura 160.

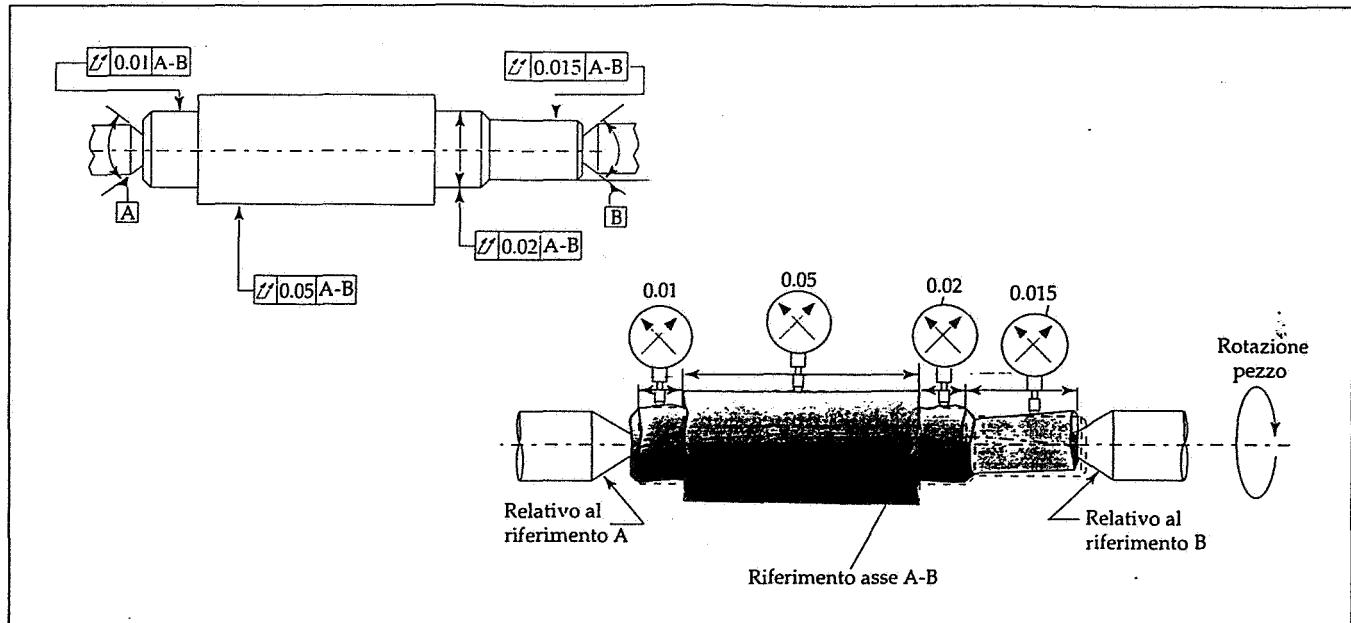


Fig. 160. Tolleranza di oscillazione totale: controllo tra le punte.

12

IL CONCETTO DI COASSIALITÀ

Come si è accennato, la tolleranza di coassialità controlla l'errore di posizione di elementi geometrici che hanno lo stesso asse di simmetria; è possibile utilizzare tre metodi per l'indicazione dell'errore di coassialità nei disegni:

- 1) tolleranze di concentricità, per il controllo della posizione dell'asse;
- 2) tolleranze di oscillazione, per il controllo di ogni possibile variazione di forma;
- 3) tolleranze di posizione, per il controllo dell'accoppiamento.

La scelta del metodo più appropriato dipende sia da esigenze progettuali sia da esigenze economico-produttive. Se infatti si deve controllare solo la posizione dell'asse di uno o più elementi rispetto ad un'asse di riferimento, allora conviene adottare la tolleranza geometrica di concentricità (fig. 161); in questo caso, come si è visto, si può avere un errore di circolarità o di cilindricità o di dimensione che non ha influenza sulla posizione dell'asse, e quindi può essere usato ad esempio per il controllo del bilanciamento di un organo rotante.

Se invece c'è l'esigenza di controllare l'effetto combinato degli errori di forma

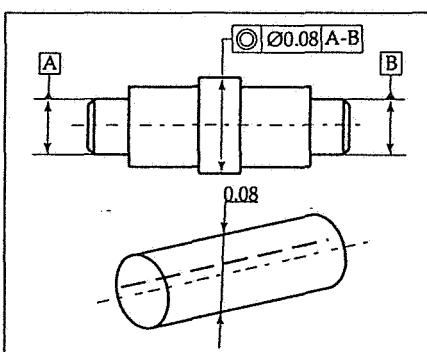


Fig. 161. Uso della tolleranza di concentricità per il controllo della posizione dell'asse.

come circolarità, cilindricità, rettilinearità, ecc., si può utilizzare la tolleranza di oscillazione circolare e totale; in figura 162 viene mostrato il controllo con l'uso di entrambe le tolleranze geometriche di oscillazione, circolare o totale.

Il pezzo viene montato su due diametri funzionali che determinano l'asse di riferimento C-D.

Quando si ha l'esigenza di assicurare l'intercambiabilità di pezzi non rotanti e quindi l'accoppiamento di una o più superfici, per il controllo della coassialità viene preferita la tolleranza di posizione.

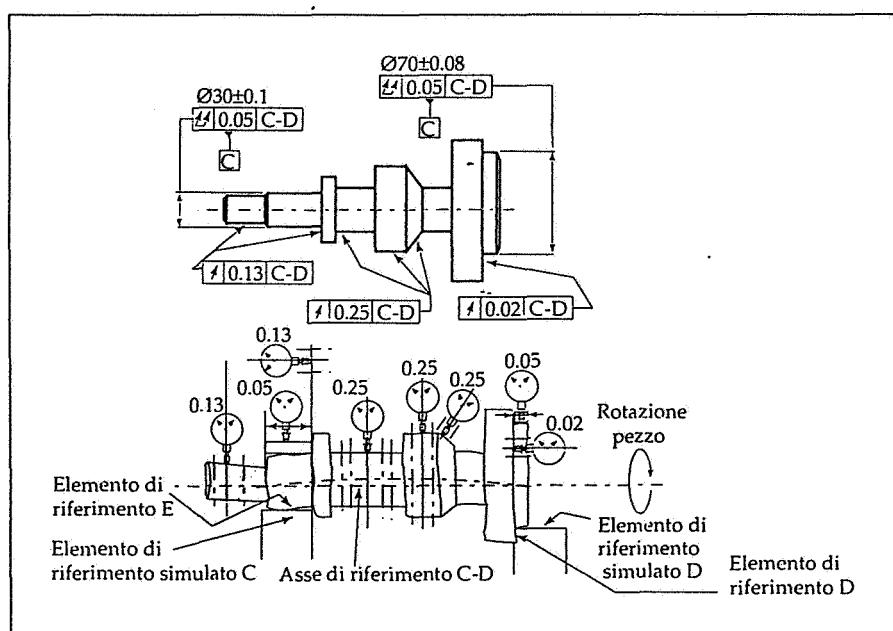


Fig. 162. Uso della tolleranza di oscillazione circolare e totale per la coassialità.

Supponiamo infatti di voler accoppiare i due pezzi indicati in figura 163; calcoliamo la tolleranza geometrica da assegnare all'albero e al foro.

Elementi dell'albero e del foro soggetti a tolleranza:

| | |
|--|-----------------------|
| dimensione del foro al massimo materiale | $\varnothing 12,05 -$ |
| dimensione dell'albero al massimo materiale | $\varnothing 12 =$ |
| differenza elementi in tolleranza | 0,05 |

Elementi dell'albero e del foro presi come riferimento e soggetti a tolleranza:

| | |
|---|-----------------------|
| dimensione del rif. del foro al massimo materiale | $\varnothing 25,07 -$ |
| dimensione del rif. dell'albero al massimo materiale | $\varnothing 25 =$ |
| differenza elementi di rif. in tolleranza | 0,07 |

Somma delle due tolleranze:

$$0,05 + 0,07 = 0,12$$

Questa tolleranza geometrica totale deve essere ripartita tra i due pezzi (fig. 164): si può scegliere 0,04 mm per l'albero e 0,08 mm per il foro (ricordando che è sempre più facile lavorare l'albero con tolleranza più stretta). La formula da usare per il calcolo del-

le tolleranze di coassialità tra due elementi accoppiabili risulta quindi:

$$2T = (F - A) + (D_F - d_A) = T_F + T_A$$

dove:

- F = dimensione foro a MMC
- A = dimensione albero a MMC
- D_F = dimensione riferimento foro a MMC
- d_A = dimensione riferimento albero a MMC
- T_F e T_A = tolleranze geometriche albero e foro.

Si possono capire i vantaggi derivanti dall'applicazione del principio del massimo materiale, calcolando i bonus permessi quando ci si trovi nelle condizioni di minimo materiale.

I requisiti funzionali *dell'elemento albero oggetto di tolleranza* sono:

- ogni dimensione reale locale dell'elemento deve essere contenuta nella zona di tolleranza dimensionale di 0,05 e può variare tra $\varnothing 12$ e $\varnothing 11,95$;

- l'intero elemento deve essere contenuto *nei limiti della condizione virtuale*: cilindro di involuppo di forma perfetta di $\varnothing 12,04$ ($= \varnothing 12 + 0,04$) e coassiale all'asse di riferimento A quando la dimensione dell'elemento di riferimento A è alla dimensione di massimo materiale (fig. 165);

- l'asse dell'elemento di riferimento A può variare rispetto alla condizione virtuale se vi è uno scostamento rispetto alla sua dimensione di massimo materiale. Il valore dello scostamento è pari alla differenza tra la dimensione di accoppiamento dell'elemento di riferimento e la sua dimensione alla condizione di massimo materiale.

In altri termini, l'asse dell'elemento deve essere contenuto nella zona di tolleranza di coassialità di 0,04 quando tutti i diametri dell'elemento di riferimento sono alla dimensione di massimo materiale di $\varnothing 12$, mentre può variare all'interno di una tolleranza di $\varnothing 0,09$ quando tutti i diametri dell'elemento con tolleranza sono alla dimensione di minimo materiale di $\varnothing 11,95$, e quando, nel contempo, l'elemento di riferimento è alla condizione di massimo materiale di $\varnothing 25$ (fig. 166).

L'asse del riferimento A può collocarsi all'interno di una zona di $\varnothing 0,05$ quando l'elemento di riferimento A è alla condizione di minimo materiale di $\varnothing 24,95$ (fig. 167).

Poiché in questo caso, un solo elemento è in relazione col riferimento, la variazione dello stesso riferimento genera un aumento della tolleranza di

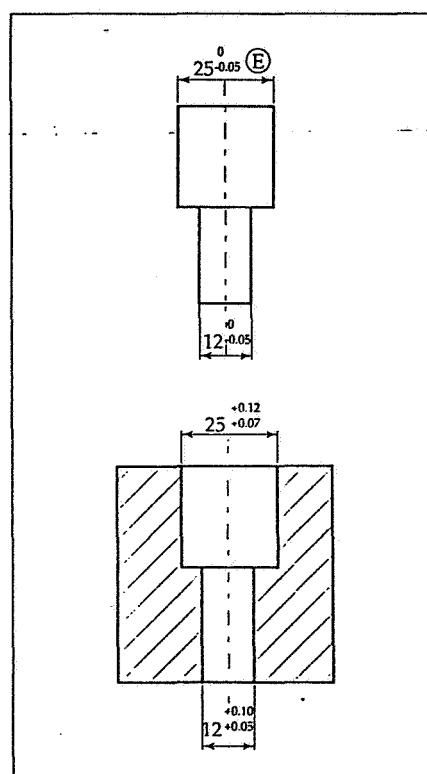


Fig. 163. Calcolo della tolleranza di coassialità per un accoppiamento.

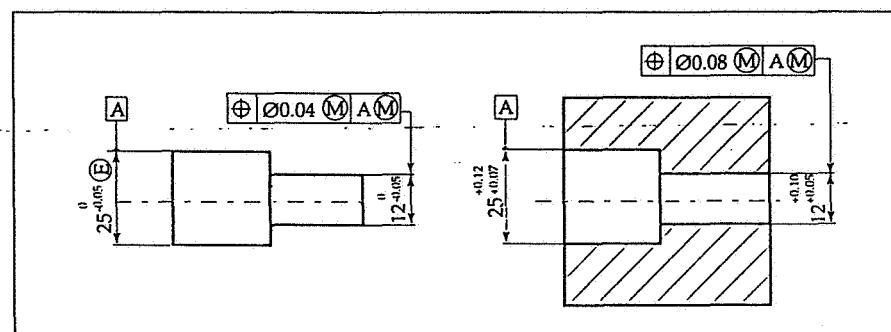


Fig. 164. Quotatura con le tolleranze geometriche per i pezzi di figura 163.

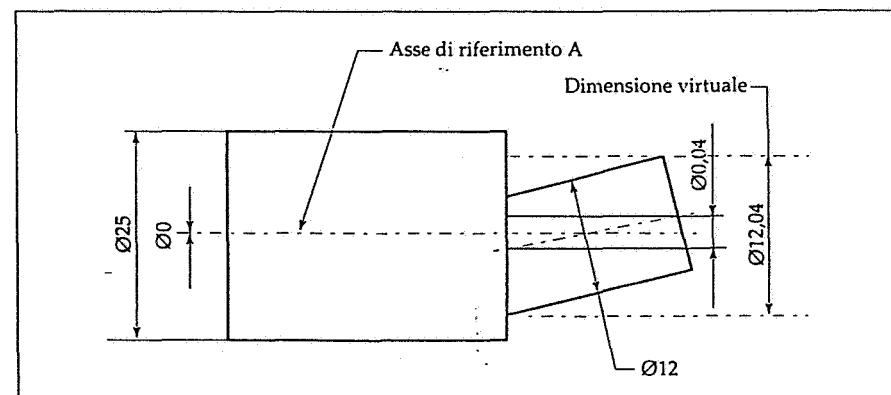


Fig. 165. Elemento a MMC, riferimento a MMC; condizione virtuale di 12,04 mm.

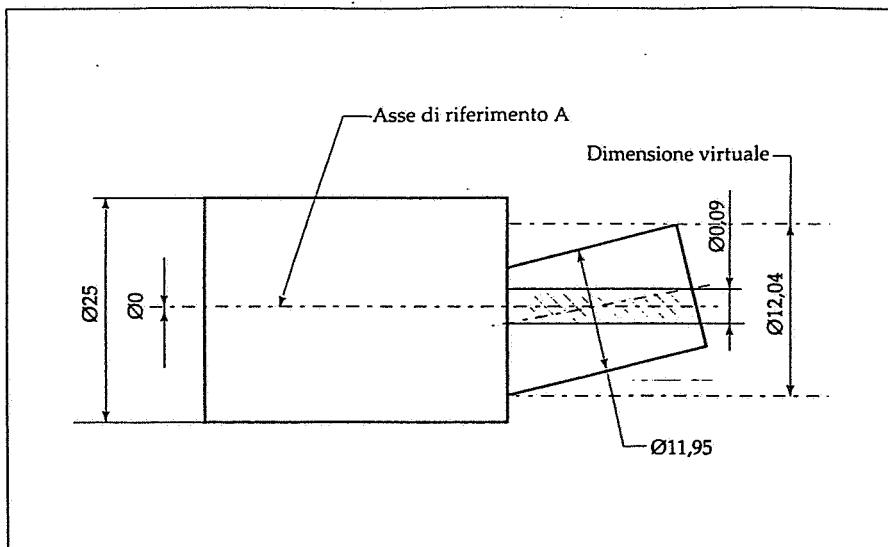


Fig. 166. Elemento a LMC, riferimento a MMC; tolleranza geometrica di 0,09 e condizione virtuale sempre di 12,04 mm.

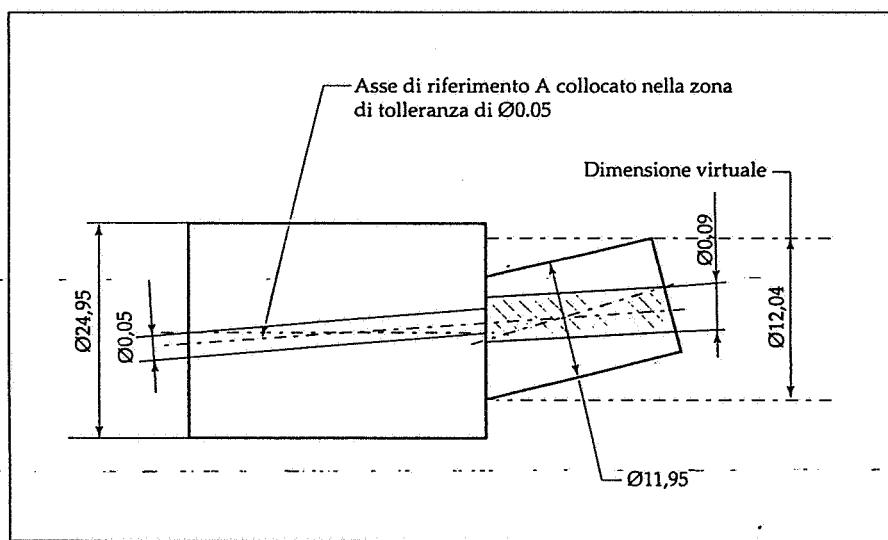


Fig. 167. Elemento a LMC, riferimento a LMC; tolleranza geometrica di 0,14.

| Diametro elemento (albero) | Diametro riferimento albero | | | | | |
|----------------------------|-----------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 25 | 24,99 | 24,98 | 24,97 | 24,96 | 24,95 |
| 12 | 0,04 | 0,05 | 0,06 | 0,07 | 0,08 | 0,09 |
| 11,99 | 0,05 | 0,06 | 0,07 | 0,08 | 0,09 | 0,1 |
| 11,98 | 0,06 | 0,07 | 0,08 | 0,09 | 0,1 | 0,11 |
| 11,97 | 0,07 | 0,08 | 0,09 | 0,1 | 0,11 | 0,12 |
| 11,96 | 0,08 | 0,09 | 0,1 | 0,11 | 0,12 | 0,13 |
| 11,95 | 0,09 | 0,1 | 0,11 | 0,12 | 0,13 | 0,14 |

Tab. IV. Variazione della tolleranza geometrica dell'albero.

| Diametro elemento (foro) | Diametro riferimento foro | | | | | |
|--------------------------|---------------------------|-------|-------|------|------|------|
| | 25,07 | 25,08 | 25,09 | 25,1 | 25 | 25 |
| 12,05 | 0,08 | 0,09 | 0,1 | 0,11 | 0,12 | 0,13 |
| 12,06 | 0,09 | 0,1 | 0,11 | 0,12 | 0,13 | 0,14 |
| 12,07 | 0,1 | 0,11 | 0,12 | 0,13 | 0,14 | 0,15 |
| 12,08 | 0,11 | 0,12 | 0,13 | 0,14 | 0,15 | 0,16 |
| 12,09 | 0,12 | 0,13 | 0,14 | 0,15 | 0,16 | 0,17 |
| 12,1 | 0,13 | 0,14 | 0,15 | 0,16 | 0,17 | 0,18 |

Tab. V. Variazione della tolleranza geometrica del foro.

coassialità ($0,05 + 0,09 = 0,14$, v. anche tabella IV).

Si può estendere il ragionamento al foro, prendendo come riferimento la tabella V. Le figure 168a, 168b e 168c dimostrano come sia ancora possibile l'accoppiamento nelle tre condizioni limite citate.

Usando le tolleranza di posizione anche per la coassialità, si possono accettare quindi delle tolleranze geometriche più elevate, con la garanzia di ottenere l'intercambiabilità e l'accoppiamento con le variazioni combinate delle tolleranze dimensionali e geometriche.

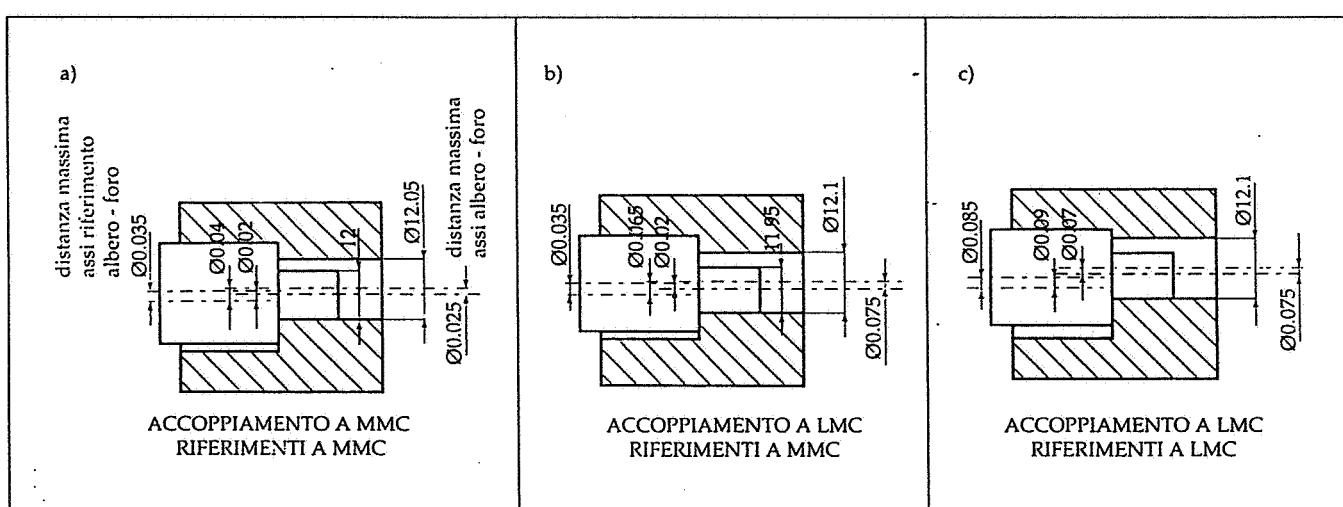


Fig. 168. a) Albero, foro e riferimenti a MMC, b) albero e foro a LMC, riferimenti a MMC e infine c) albero, foro e riferimenti a LMC; (si ricorda che il pezzo forato potrebbe anche rappresentare il calibro funzionale per il controllo dell'albero).

TOLLERANZE GEOMETRICHE GENERALI

Tutti gli elementi di un prodotto hanno sempre una dimensione ed una forma geometrica; poiché le esigenze funzionali richiedono che gli scostamenti dimensionali e gli scostamenti geometrici siano definiti e limitati, è necessario che i disegni siano completi di tutte le tolleranze necessarie.

Ora, dato che con l'introduzione del principio di indipendenza le tolleranze dimensionali non risultano più limitanti le tolleranze geometriche, queste andrebbero tutte indicate nei disegni che risulterebbero estremamente appesantiti da tante indicazioni e quindi poco chiari.

La norma UNI ISO 2768/2, prescrivendo tolleranze generali geometriche, permette di semplificare le indicazioni e quindi la lettura dei disegni, facilitando nello stesso tempo la scelta delle tolleranze. Si ricorda che analogamente la UNI ISO 2768/1 indica delle tolleranze generali dimensionali, lineari ed angolari, raggruppate nelle classi di precisione f, m, c, v.

La norma prevede l'uso di tre classi di tolleranza (H-K-L, di precisione decrescente) e prescrive i valori di tabella VI per le tolleranze di:

- rettilineità
- planarità
- perpendicolarità
- simmetria
- oscillazione circolare.

Non essendo previsti nella norma valori specifici per la tolleranza di circolarità, questa è posta uguale, in valore numerico, alla tolleranza dimensionale sul diametro corrispondente (fig. 169), ma con il vincolo di non superare il valore della tolleranza di oscillazione circolare radiale, specificata, questa si, nella norma. Per la tolleranza di cilindricità, composta da circolarità, parallelismo e rettilineità, si può far riferimento a ciascuna tolleranza generale specifica.

La tolleranza generale di parallelismo è uguale, in valore numerico, alla tolleranza dimensionale o alla tolleranza di planarità/rettilineità, assumendo il valore più grande fra queste.

| Classe di tolleranza | Tolleranze generali di rettilineità e di planarità per campi di lunghezze nominali | | | | | |
|----------------------|--|--------------------|---------------------|----------------------|-----------------------|------------------------|
| | fino a 10 | oltre 10 fino a 30 | oltre 30 fino a 100 | oltre 100 fino a 300 | oltre 300 fino a 1000 | oltre 1000 fino a 3000 |
| H | 0,02 | 0,05 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 |
| K | 0,05 | 0,1 | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 |
| L | 0,1 | 0,2 | 0,4 | 0,8 | 1,2 | 1,6 |

| Classe di tolleranza | Tolleranze di perpendicolarità per campi di lunghezze nominali del lato minore | | | |
|----------------------|--|----------------------|-----------------------|------------------------|
| | fino a 100 | oltre 100 fino a 300 | oltre 300 fino a 1000 | oltre 1000 fino a 3000 |
| H | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 |
| K | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1 |
| L | 0,6 | 1 | 1,5 | 2 |

| Classe di tolleranza | Tolleranze di simmetria per campi di lunghezze nominali | | | |
|----------------------|---|----------------------|-----------------------|------------------------|
| | fino a 100 | oltre 100 fino a 300 | oltre 300 fino a 1000 | oltre 1000 fino a 3000 |
| H | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |
| K | 0,6 | 0,6 | 0,8 | 1 |
| L | 0,6 | 1 | 1,5 | 2 |

| Classe di tolleranza | Tolleranze di oscillazione circolare |
|----------------------|--------------------------------------|
| H | 0,1 |
| K | 0,2 |
| L | 0,5 |

Tab. VI. Tabelle per le tolleranze generali geometriche secondo UNI ISO 2768/2.

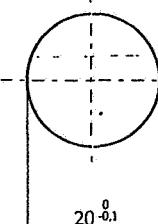
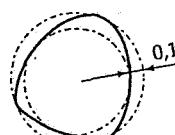
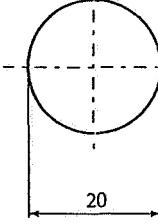
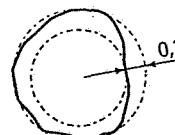
| INDICAZIONI DEL DISEGNO | | INTERPRETAZIONE |
|-------------------------|---|---|
| a) |  |  |
| b) |  |  |
| | Tolleranze generali UNI ISO 2768-K | |
| | Tolleranze generali UNI ISO 2768 -mK | |

Fig. 169. Esempi di tolleranze generali di circolarità: nel caso a) lo scostamento ammesso è indicato direttamente sul disegno, e la tolleranza generale di circolarità è uguale, in valore numerico, alla tolleranza sul diametro. Nell'esempio b) si applica la tolleranza generale UNI ISO 2768 -mK, e al diametro 25 si ha uno scostamento di $\pm 0,2$, cioè una tolleranza di 0,4. Questa tolleranza è maggiore di 0,2 mm che è il valore riportato nella tabella generale per l'oscillazione circolare, quindi si applica il valore 0,2.

Indicazioni sul disegno

Se le tolleranze generali geometriche devono essere applicate unitamente con le tolleranze generali dimensionali della UNI ISO 2768/1, si devono riportare le seguenti indicazioni all'interno o nei pressi del riquadro delle iscrizioni:

- il riferimento generale alla norma UNI ISO 2768;
- la classe di tolleranza, secondo la UNI ISO 2768/1
- la classe di tolleranza, secondo la UNI ISO 2768/2

Esempio:

UNI ISO 2768-mK

In questo caso le tolleranze generali per le dimensioni angolari secondo UNI ISO 2768/1 non si applicano agli angoli retti, che sono sottintesi e non quotati, poiché la UNI ISO 2768/2 stabilisce le tolleranze generali di perpendicolarità.

Se le tolleranze generali dimensionali non devono essere applicate, la corrispondente lettera non deve apparire nella designazione a disegno:

UNI ISO 2768-K

Nel caso che si voglia applicare l'esigenza di inviluppo, la designazione corrispondente è:

UNI ISO 2768-mK-E

Da tener presente che, salvo indicazioni contrarie, i pezzi non conformi alle tolleranze geometriche generali prescritte non devono essere automaticamente rifiutati, quando la funzionalità del pezzo non risulta compromessa.

La figura 170 indica l'interpretazione di un disegno contenente il riferimento alla norma UNI ISO 2768.

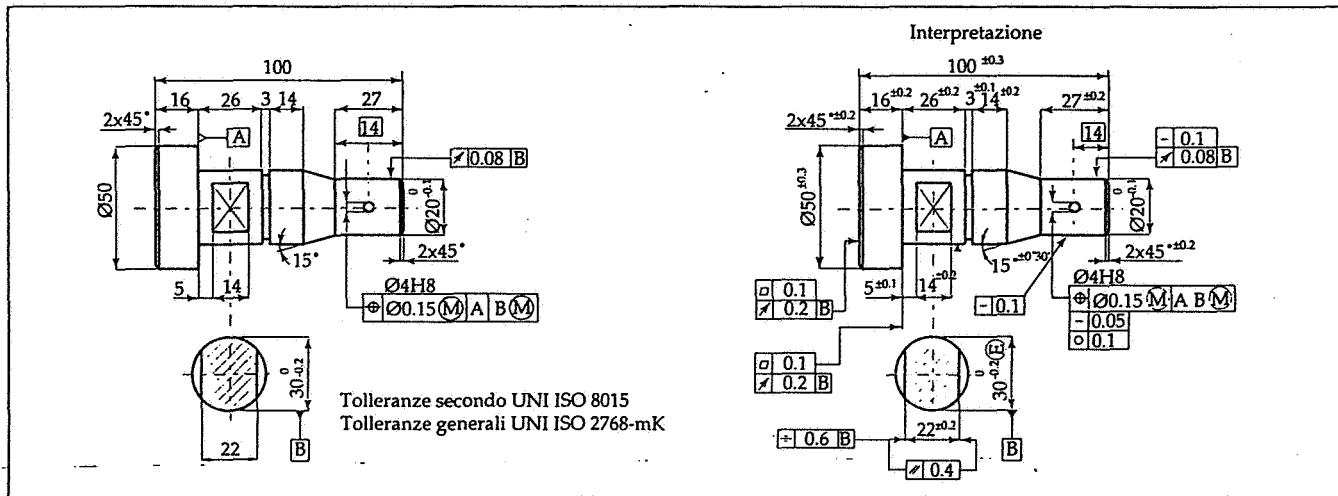


Fig. 170. Disegno ed interpretazione delle tolleranze secondo la UNI ISO 2768.

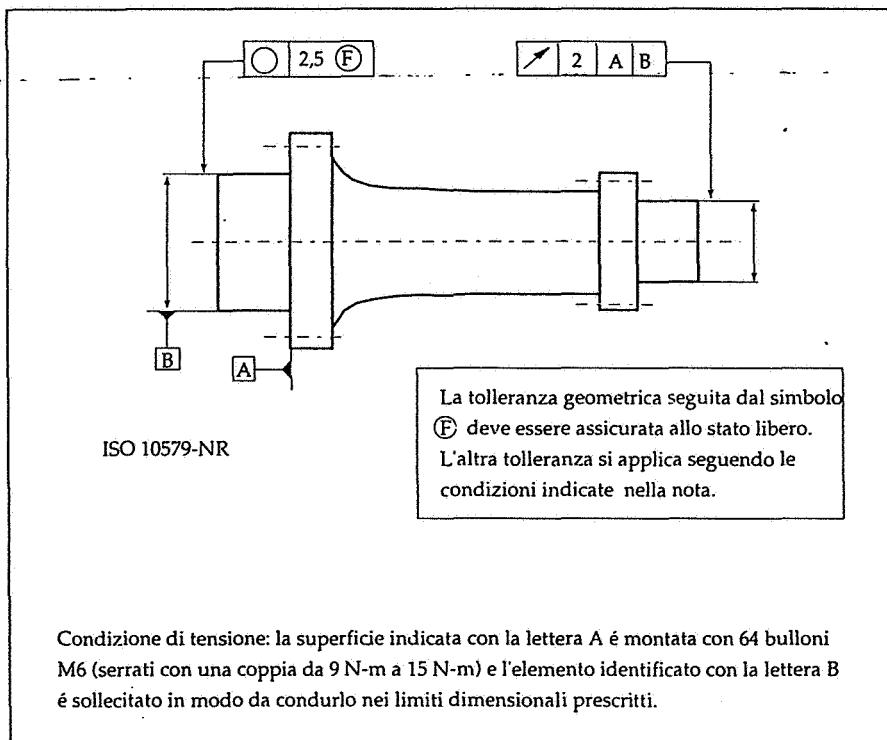


Fig. 171. Esempio di indicazione ed interpretazione di tolleranze per pezzi non rigidi.

14

TOLLERANZE PER PEZZI NON RIGIDI

Si possono classificare come *non rigidi* quei pezzi che, dopo aver subito un processo di lavorazione, subiscono delle distorsioni o deformazioni, rispetto alle dimensioni prefissate, dovute essenzialmente a due ragioni:
a) effetto del peso, dell'elasticità o della flessibilità propria del pezzo;
b) distorsioni dovute alle tensioni interne nel processo di lavorazione.

Si possono definire non rigidi ad esempio i pezzi di forma tubolare e di piccolo spessore, oppure di rigidità limitata, in gomma o plastica. Queste deformazioni vengono anche chiamate variazioni allo stato libero (*free-state variation*) e possono essere accettabili a condizione che i pezzi, ai quali venga applicata una forza congruente con le esigenze di controllo e

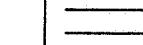
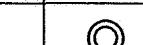
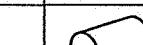
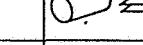
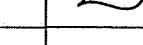
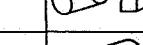
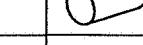
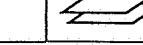
di montaggio, possano essere ricondotti all'interno delle tolleranze indicate. Le eventuali tolleranze geometriche non possono essere specificate se non controllando queste variazioni, cioè ponendo ad esempio sotto tensione i pezzi al momento del controllo.

Se è necessario indicare la tolleranza geometrica allo stato libero, le condizioni in cui le tolleranze sono assicurate possono essere indicate sotto forma di nota, come indicato in figura 171, dove è necessario specificare la massima forza necessaria a condurre l'elemento nei limiti dimensionali prescritti.

I pezzi non rigidi devono essere identificati sul disegno tramite l'indicazione ISO 10579-NR nel o vicino al riquadro delle iscrizioni; le variazioni geometriche ammesse allo stato libero, devono essere indicate col simbolo aggiuntivo  posto nel riquadro della tolleranza.

| UNI ENTE NAZIONALE ITALIANO DI UNIFICAZIONE | | | |
|---|---|--------------------|--|
| UNI ISO 8015 | Principi fondamentali per l'attribuzione delle tolleranze. | UNI ISO 3040 | Disegni tecnici - Quotatura ed indicazione delle tolleranze elementi conici. |
| UNI 7226/1 (ISO 1101) | Disegni tecnici - Indicazione delle tolleranze geometriche. | UNI ISO 5458 | Indicazione delle tolleranze geometriche di localizzazione. |
| UNI 7226/2 (ISO 2692) | Disegni tecnici - Tolleranze di forma e posizione - Principio del massimo materiale. | UNI ISO 5459 | Riferimenti e sistemi di riferimento per tolleranze geometriche. |
| UNI 7226/3 (ISO 1660) | Disegni tecnici - Quotatura ed indicazione delle tolleranze sui profili. | UNI ISO TR 5460 | Tolleranze geometriche - Principi e metodi di verifica. |
| UNI 7226/4 | Disegni tecnici - Esempi di indicazione delle tolleranze geometriche. | UNI ISO 7083 | Segni grafici per l'indicazione delle tolleranze geometriche proporzionalmente e dimensioni. |
| UNI ISO 2768/2 | Tolleranze generali - Tolleranze geometriche per elementi privi di indicazione delle tolleranze specifiche. | ASME Y14.5M - 1994 | Dimensioning and Tolerancing. |

Tab. VII. Quadro riepilogativo delle tolleranze geometriche.

| Tipo | Riferimento | Caratteristiche | Simbolo | 2D/3D | Forma zona | Valori tipici | Applicabilità   | Riferimento   | Quote riquadrate |
|--------------|-------------|-----------------------------------|---|-------|---|---------------|--|--|------------------|
| Forma | No | Rettilineità elemento |  | 2D |  | IT | no | n/a | no |
| | | Rettilineità asse o piano mediano |  | 3D |  | Funzione | si | n/a | no |
| | | Planarità |  | 3D |  | IT/2 | no | n/a | no |
| | | Circolarità |  | 2D |  | IT/2 | no | n/a | no |
| | | Cilindricità |  | 3D |  | IT/2 | no | n/a | no |
| Orientamento | Si | Parallelismo |  | 3D |  | IT | solo assi | solo assi | no |
| | | Perpendicolarità |  | 3D |  | IT | solo assi | solo assi | no |
| | | Inclinazione |  | 3D |  | IT | solo assi | solo assi | si (angoli) |
| Oscillazione | Si | Circolare |  | 2D |  | IT/2 | no | no | no |
| | | Totale |  | 3D |  | IT/2 | no | no | no |
| Profili | Si/No | Profilo linea |  | 2D |  | Funzione | no | solo assi | si |
| | Si | Profilo superficie |  | 3D |  | Funzione | no | solo assi | si |
| Posizione | Si | Localizzazione |  | 3D |  | Funzione | si | solo assi | si |
| | | Concentricità |  | 3D |  | IT | no | no | no |
| | | Simmetria |  | 3D |  | Funzione | no | no | no |

LE TOLLERANZE GEOMETRICHE NEI SISTEMI DI DISEGNO ASSISTITO

Per un pratico impiego delle tolleranze geometriche è necessario che, come è già avvenuto da tempo per le tolleranze dimensionali, i sistemi di disegno e progettazione attuali (programmi CAD) presentino utilità per l'inserimento, con procedure rapide e dirette, delle tolleranze geometriche nei disegni che vengono prodotti.

Dalla versione 13 di AutoCAD è possibile disporre di un nuovo tipo di comando definito appunto TOLERANCE (TOLLERANZA nella versione italiana) che consente, tramite opportune finestre di dialogo, la scelta delle tolleranze geometriche. Prima di tale versione erano infatti disponibili alcuni tools freeware o shareware (reperibili anche in INTERNET per esempio all'indirizzo <ftp://ftp.autodesk.com>) scritti in AutoLISP in grado soddisfare questa esigenza. Occorre anche dire che, essendo in realtà AutoCAD un programma di tipo

multipurpose, la scelta di inserire le tolleranze geometriche (necessità di ordine prettamente meccanico) deriva da un maggiore orientamento della casa produttrice verso questo settore rispetto al passato quando era lasciato ad altre aziende la possibilità di personalizzare il pacchetto base (Cad-Mec, ecc.).

L'ambiente di AutoCAD, per quanto riguarda appunto le tolleranze geometriche, si presenta sostanzialmente come indicato in figura 1:

Come già detto lo scopo di questa utilità non è tanto il controllo della "congruenza" di ciò che si va a scrivere (quindi, per esempio, il controllo della precedente esistenza dei sistemi di riferimento), quanto un ausilio per l'immissione semplificata di tutta una simbologia complessa ma peraltro unificata. È sempre possibile inserire eventuali condizioni di massimo (o minimo) materiale per arrivare al risultato finale da inserire a disegno.

Anche in questo caso il testo inserito viene tradotto in una serie di caratteri di controllo e simboli. Va rilevato che il programma non è del tutto aggiornato con le ultime prescrizioni normative (le più volte citate ANSI Y14.5 del 1994) sugli

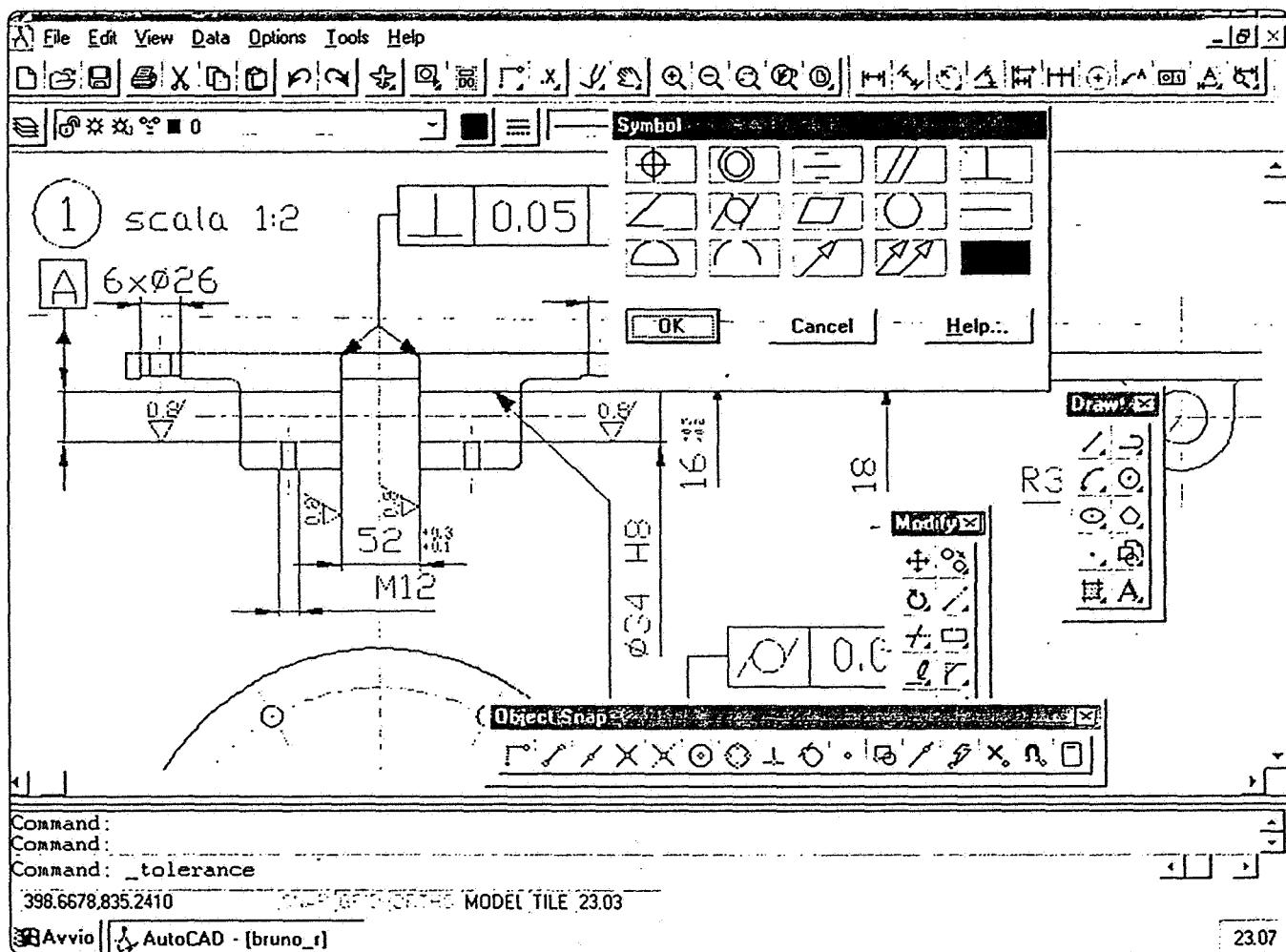


Fig. 1. Finestra principale della definizione delle tolleranze geometriche in Autocad 13.

AUTOCAD

aspetti formali delle indicazioni a disegno (tra l'altro va segnalato, perché fonte di possibili dubbi, l'uso nella versione italiana del termine "dato", ricalcato sull'inglese, con il significato di riferimento).

Per aggiungere le tolleranze geometriche in un disegno bisogna seguire la seguente sequenza:

- * Aprire la finestra di dialogo simbolo col comando Tolerance (fig. 2); selezione della caratteristica desiderata;

- * scelta di valori e dei modificatori (fig. 3):

- * definizione del valore di tolleranza;

- * definizioni dei criteri di applicazione delle tolleranze: indipendenti, massimo materiale, necessità di inviluppo, tolleranza proiettata;

- * scelta dei riferimenti primari, secondari e terziari e degli eventuali modificatori;

- * collegamento della tolleranza ad entità o dimensioni preesistenti;

- * scelta delle eventuali misure teoricamente esatte;

È comunque anche possibile, mediante routine in AUTO-LISP od ADS, automatizzare il calcolo delle tolleranze, ad esempio di localizzazione.

A livello superiore esistono programmi specifici per l'interfacciamento diretto tra macchina di misura e sistema CAD. Ad esempio VALUSYS, interfacciabile con CATIA, permette la creazione di calibri software (virtuali).

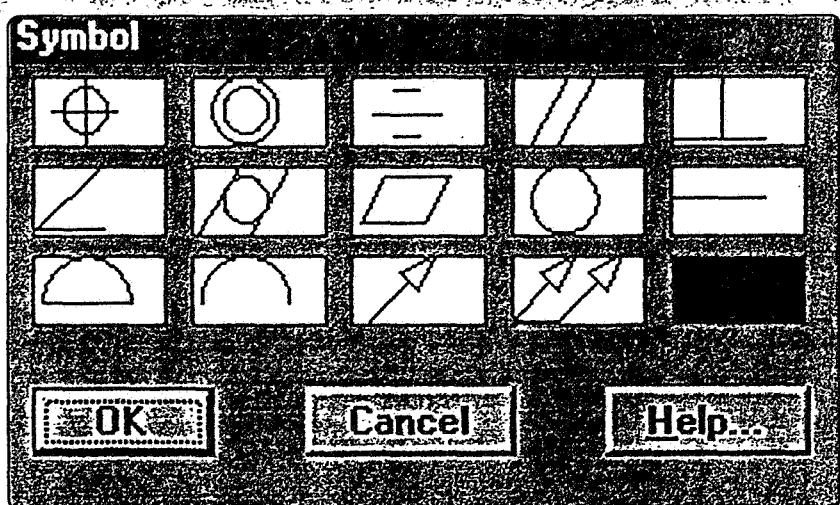


Fig. 2. La finestra di dialogo per la scelta della caratteristica.

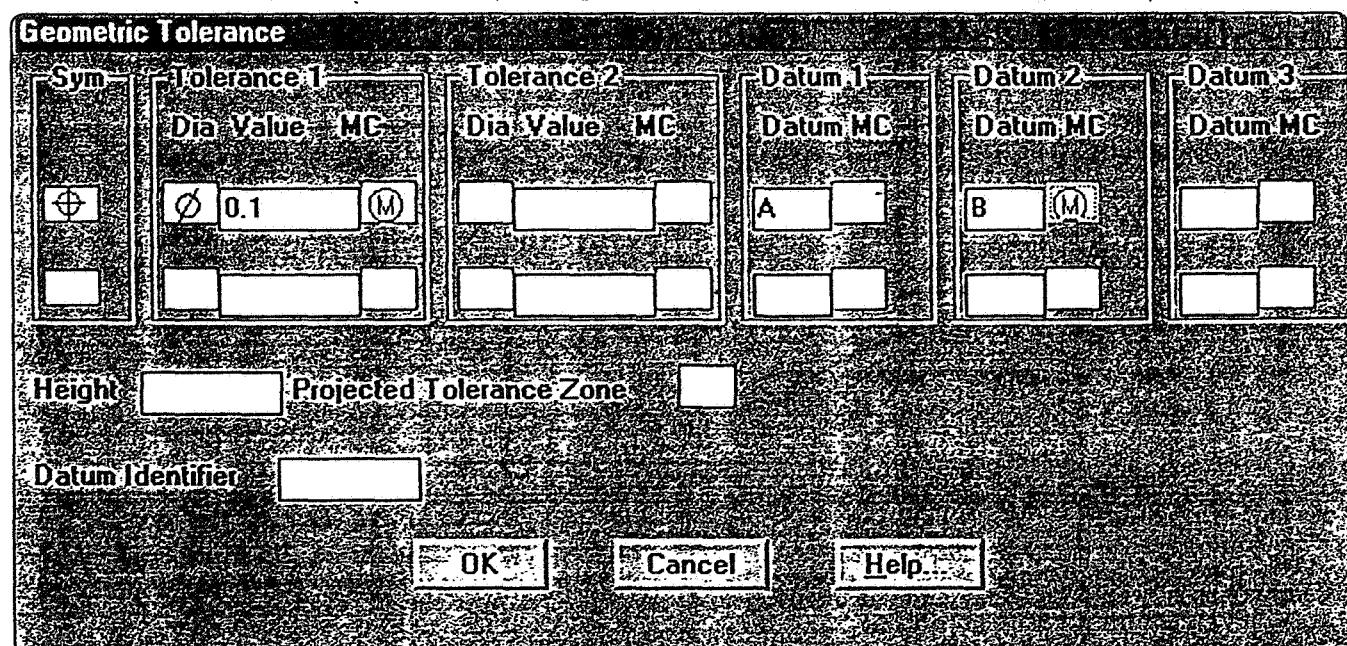
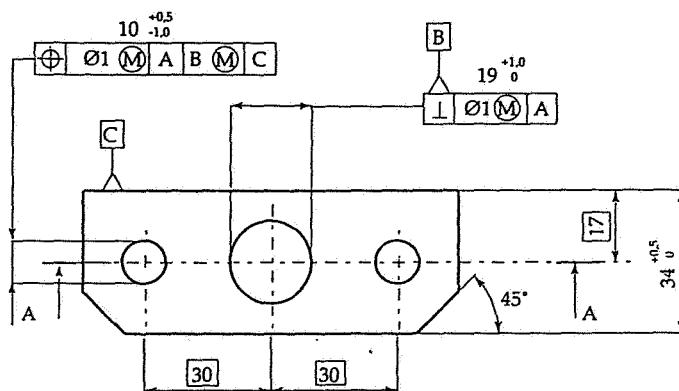
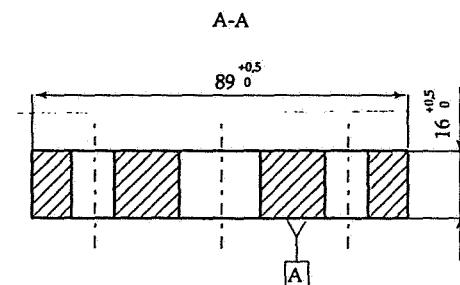


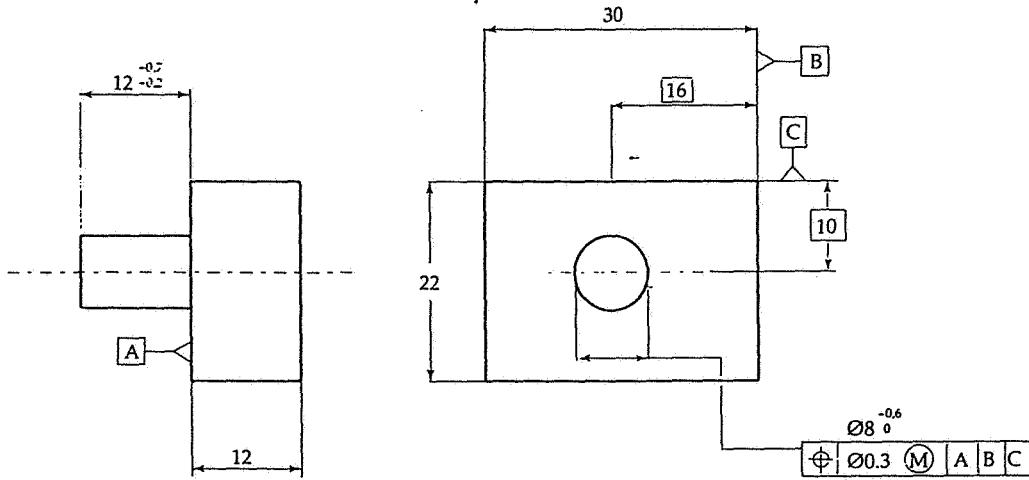
Fig. 3. Selezione del valore del modificatore e dei riferimenti.

ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESE

- 1.**
- 1) Qual'è il bonus di tolleranza disponibile per il foro centrale?
 - 2) Qual'è lo shift disponibile per i due fori laterali da 10 mm?
 - 3) Qual'è la condizione virtuale del foro centrale?
 - 4) Schizzare un calibro per il controllo dei fori.



- 2.**
- 1) Qual'è il diametro di massimo materiale del perno?
 - 2) Determinare il bonus di tolleranza associata con la tolleranza di posizione.



| Diametro del perno | Tolleranza di posizione | Bonus |
|--------------------|-------------------------|-------|
| MMC 8.6 | | |
| 8.4 | | |
| 8.2 | | |
| LMC 8 | | |

RCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI

3. Indicare i valori esatti:

1) Lo shift disponibile per il foro da 3 mm è:

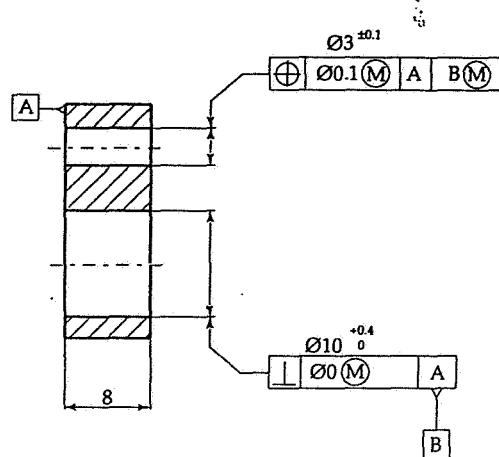
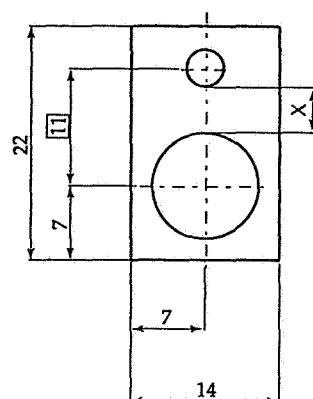
- 0
- 0,1
- 0,2
- 0,4
- nessuno

2) La minima distanza x è:

- 3,55
- 3,65
- 3,75
- 3,85
- nessuno di questi valori

3) La massima distanza x è:

- 4,25
- 4,30
- 4,40
- 4,75
- nessuno di questi valori



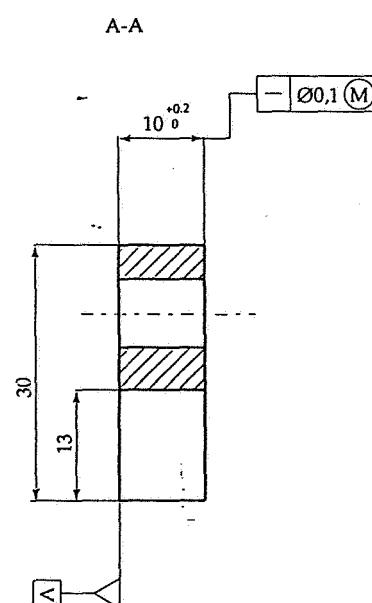
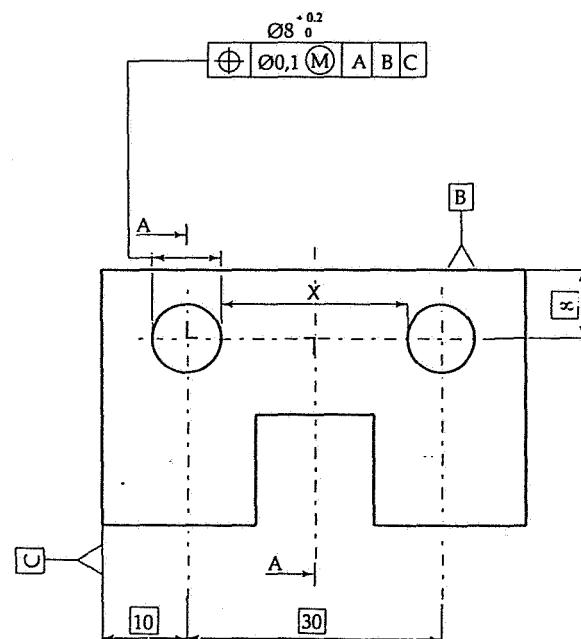
4. 1) Qual'è il diametro di massimo materiale dei fori?

2) Determinare la condizione virtuale dei fori.

3) Qual'è il bonus di tolleranza?

4) La rettilineità dei fori viene limitata da quale tolleranza?

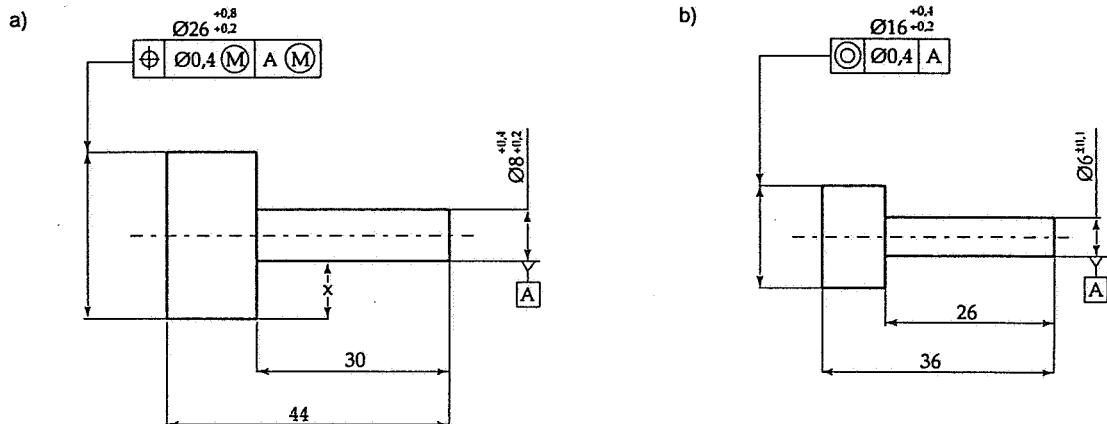
5) Determinare la massima e minima distanza x .



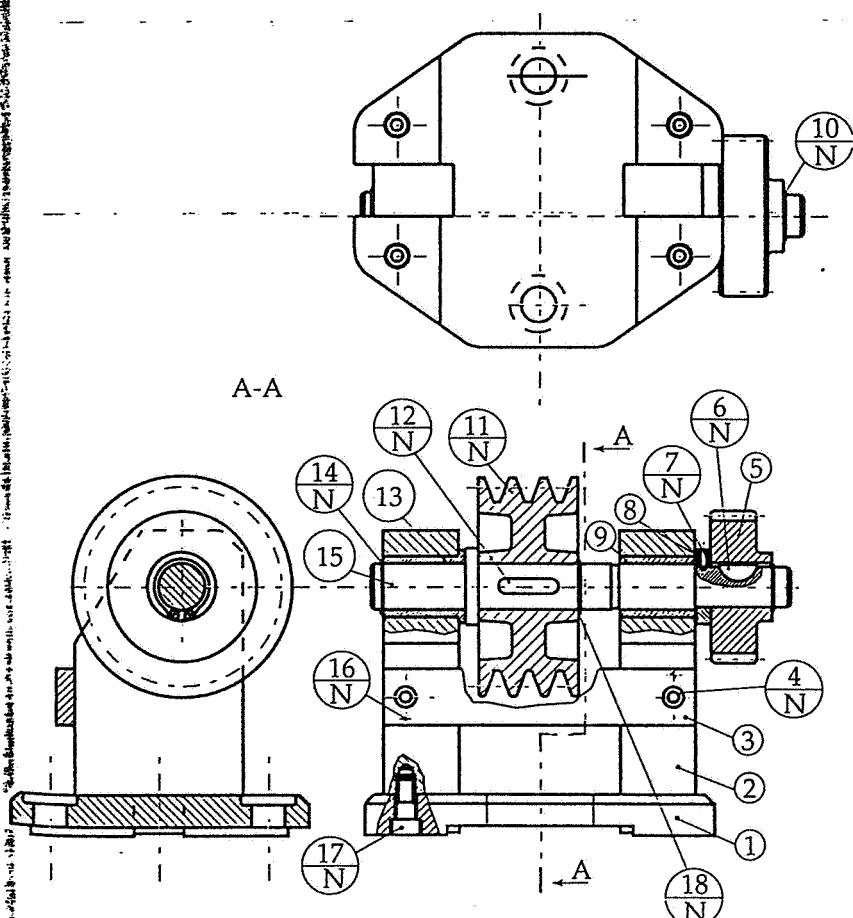
ESERCIZI•ESERCIZI•ESERCIZI•ESERCIZI

- 5.**

 - 1) Qual'è la differenza tra le 2 prescrizioni a e b?
 - 2) Schizzare un calibro funzionale per il controllo dei pezzi a e b.
 - 3) Qual'è il bonus di tolleranza della figura a?
 - 4) In caso di pezzi rotanti conviene adottare la quotatura a o b?
 - 5) Determinare la massima e minima distanza x.



- 6.** Eseguire i particolari 1 e 2; nella scelta delle condizioni funzionali, quotare il montante 2 in modo da garantire la coassialità con l'altro montante. Il disegno va eseguito in scala 1:1.



| Tabelle prezzi settimanali UNI ISO 1000 m. | | | |
|--|---------|---------------------------|--------------|
| Pos. | MATERIA | DENOMINATION | Q. |
| 18 | | Anello 22 UNI 7435 | 1 |
| 17 | | Vite UNI 5931 M8x20 | 4 |
| 16 | | Spina UNI ISO 2338 3x16 | 2 |
| 15 | | Albero | 1 |
| 14 | | Anello 21 UNI 7435 | 1 |
| 13 | | Bronzina | 1 |
| 12 | -- | Linguetta A6x6x28 UNI6604 | 1 |
| 11 | | Puleggia | 1 |
| 10 | | Anello 19 UNI 7435 | 1 |
| 9 | | Bronzina | 1 |
| 8 | | Distanziale | 1 |
| 7 | | Grano UNI ISO 7434 M4x10 | 1 |
| 6 | | Linguetta 5x7 UNI 6606 | 1 |
| 5 | | Ruota dentata | 1 |
| 4 | | Vite UNI 5931 M6x20 | 2 |
| 3 | | Traversa | 1 |
| 2 | | Montante | 2 |
| 1 | | Basamento | 1 |
| Data _____ | | | |
| Prezzo | | Tratt. _____ | |
| a mercato | | grazie - Dopo - prima | |
| Data _____ | | | |
| Prezzo | | Tratt. _____ | |
| a mercato | | grazie - Dopo - prima | |
| Tratt. | | Durata | Dte N. |
| Denominazione | | Trasmissione con | |
| puleggia | | | |
| Gruppo | | G1 | |
| C2 | | | |
| | | | Codice |
| | | | O' 12 |
| | | | Sceu 12 |
| | | | Darg |
| | | | Data 17/6/95 |

ESERCIZI • ESEMPIO • TABELLE • CONFRONTO

7. L'esempio riportato mette in evidenza gli enormi vantaggi ottenuti nell'analisi di un tipico montaggio di un volano rispetto ad un perno di biella prestabilito; questa applicazione consente il confronto immediato tra le zone di tolleranza ottenute con la prassi industriale attuale e secondo il disegno funzionale.

Il volano è posizionato rispetto all'albero motore mediante otto viti ed un grano di riferimento; inoltre sulla sua superficie periferica sono realizzati una serie di fori radiali che consentono la regolazione elettronica dell'iniezione tramite sensore.

Le esigenze funzionali dell'accoppiamento sono:

a) posizionare gli otto fori passanti sul volano in maniera tale da consentire il passaggio delle viti di fissaggio all'albero motore senza difficoltà;

b) minimizzare l'errore angolare dei fori radiali del volano per ottenere la miglior fasatura possibile tra gli stessi e il perno di biella considerato come riferimento.

La riduzione dell'errore angolare è ottenuta con il contenimento degli errori angolari tra perno di biella e foro per grano sull'albero motore e tra foro per grano e fori radiali sul volano.

I disegni seguenti mostrano la quotatura degli elementi secondo la prassi industriali attuale; le due tabelle sintetizzano le dimensioni della zona di tolleranza e l'errore angolare ammissibile.

Utilizzando il metodo del disegno funzionale è necessario definire due sistemi di riferimenti rispetto ai quali verificare i valori delle tolleranze fissate, è possibile, inoltre, utilizzare i modificatori delle condizioni del massimo e del minimo materiale.

I riferimenti considerati sono il piano "A" posto a contatto contro la faccia di estremità dell'albero motore, l'asse "B", asse del più piccolo cilindro circoscritto all'elemento di centraggio sulla superficie all'estremità dell'albero a gomiti, l'asse "D", asse del più piccolo cilindro circoscritto al perno di manovella e l'asse "C", asse del maggiore cilindro inscritto al foro per il grano.

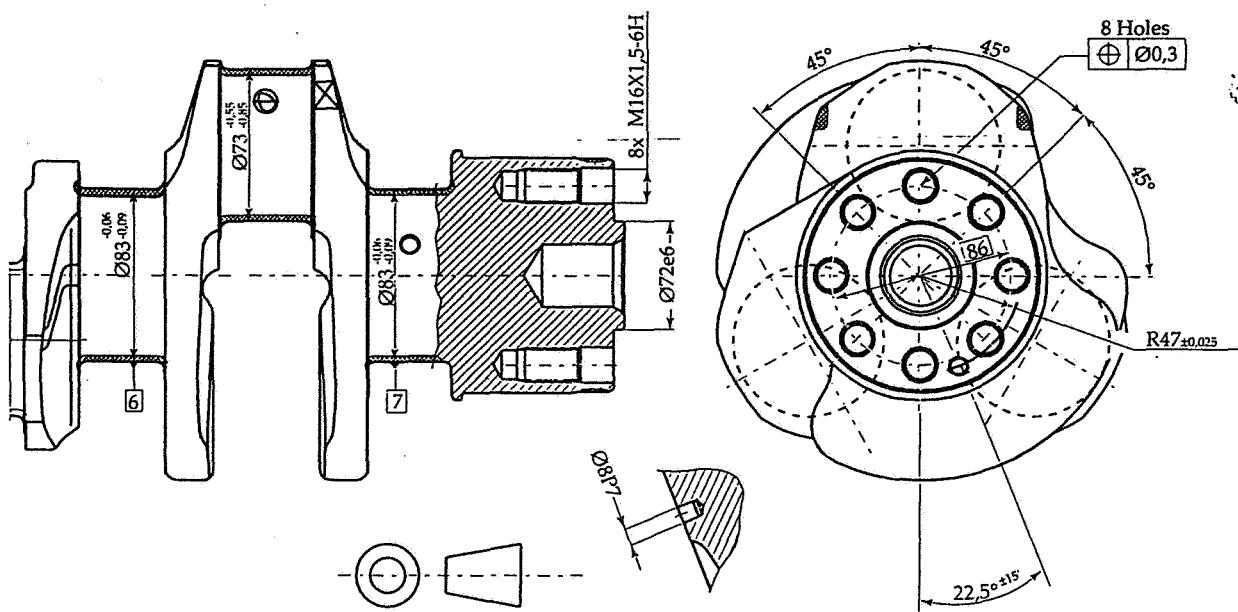
L'impiego della condizione del massimo materiale applicata ai riferimenti comporta la possibilità, mantenendo invariate le caratteristiche funzionali del pezzo in esame, di ampliare il valore della tolleranza con zone di tolleranza necessariamente maggiori.

La condizione del minimo materiale applicata alla tolleranza di localizzazione dei fori radiali del volano permette di ottenere sempre una distanza costante tra gli stessi, garantendo una efficace regolazione del sensore. Dal confronto tra i valori delle aree delle zone di tolleranza, nella condizione attuale e nella condizione funzionale, si nota che tutti, in quest'ultima, subiscono un notevole aumento tranne nel caso che riguarda i fori del grano di riferimento mentre l'errore angolare totale tra fori radiali e perno di biella considerato diminuisce passando da 20' a 12'.

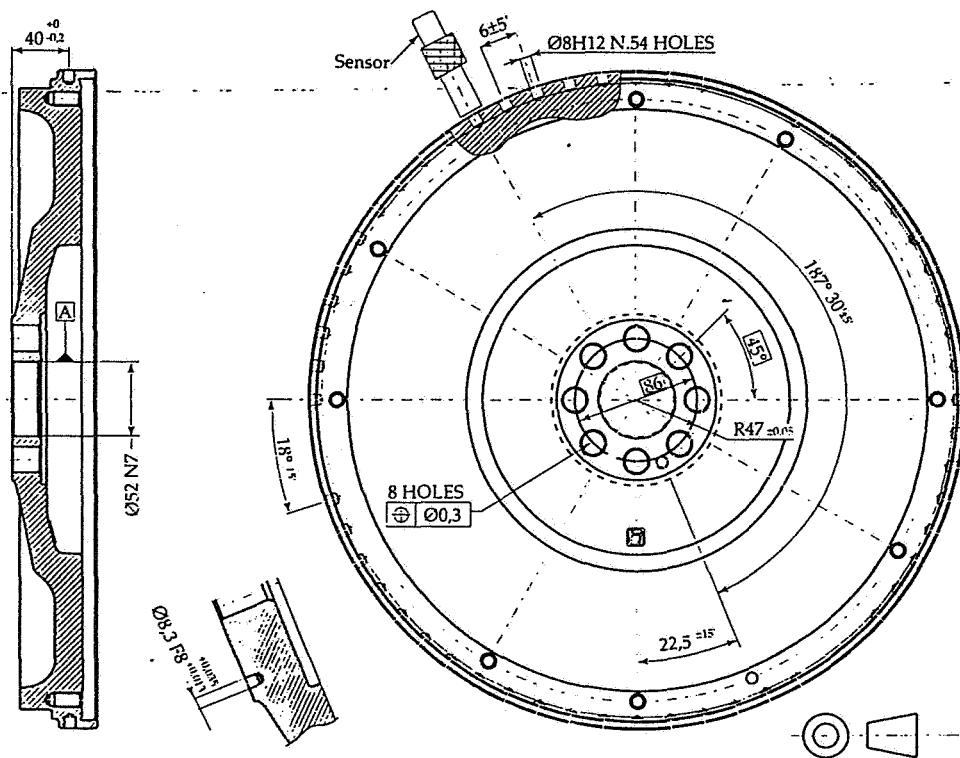
Questo dimostra i vantaggi del metodo funzionale il quale garantisce un numero maggiore di possibilità per realizzare l'accoppiamento tra albero motore e volano, e contemporaneamente offre la riduzione dell'errore angolare tra il perno di biella e i fori radiali, come richiesto dalle esigenze funzionali. L'applicazione illustrata mostra come, apparentemente, il metodo funzionale possa trarre in inganno attraverso l'utilizzo di valori di tolleranza più ampi i quali farebbero pensare ad una precisione minore a tutto svantaggio della funzionalità, invece volendo sintetizzare lo scopo del metodo delle tolleranze si potrebbe affermare che l'importante è produrre, magari con minore precisione, ma avvantaggiare comunque la funzionalità.

| | ZONA DI TOLLERANZA (MAX) | | ERRORE ANGOLARE | |
|------------------------------|--------------------------|-----------------------|------------------------|----------------------|
| ALBERO MOTORE | Quotatura tradizionale | Quotatura funzionale | Quotatura tradizionale | Quotatura funzionale |
| Fori filettati M16 x 1.5 | 0.07 mm ² | 0.138 mm ² | - | - |
| Foro spina Ø 8P7 | 0.020 mm ² | 0.022 mm ² | ± 15' | ± 6' |
| | ZONA DI TOLLERANZA (MAX) | | ERRORE ANGOLARE | |
| VOLANO | Quotatura tradizionale | Quotatura funzionale | Quotatura tradizionale | Quotatura funzionale |
| Fori passanti Ø 17 ± 0.2 | 0.07 mm ² | 0.570 mm ² | - | - |
| Fori circonferenziali Ø 8H12 | 0.135 mm ² | 0.160 mm ² | ± 5' | ± 6' |
| ERRORE ANGOLARE TOTALE | | | ± 20' | ± 12' |

ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI

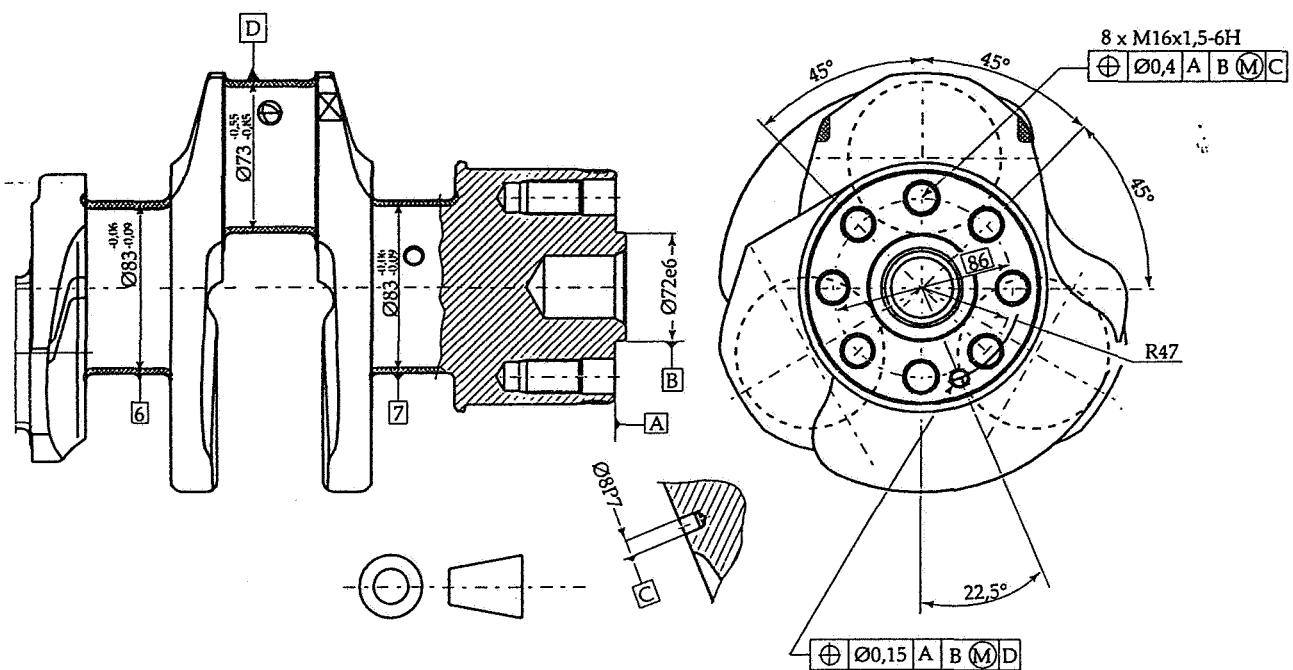


Albero motore quotato col metodo attuale.

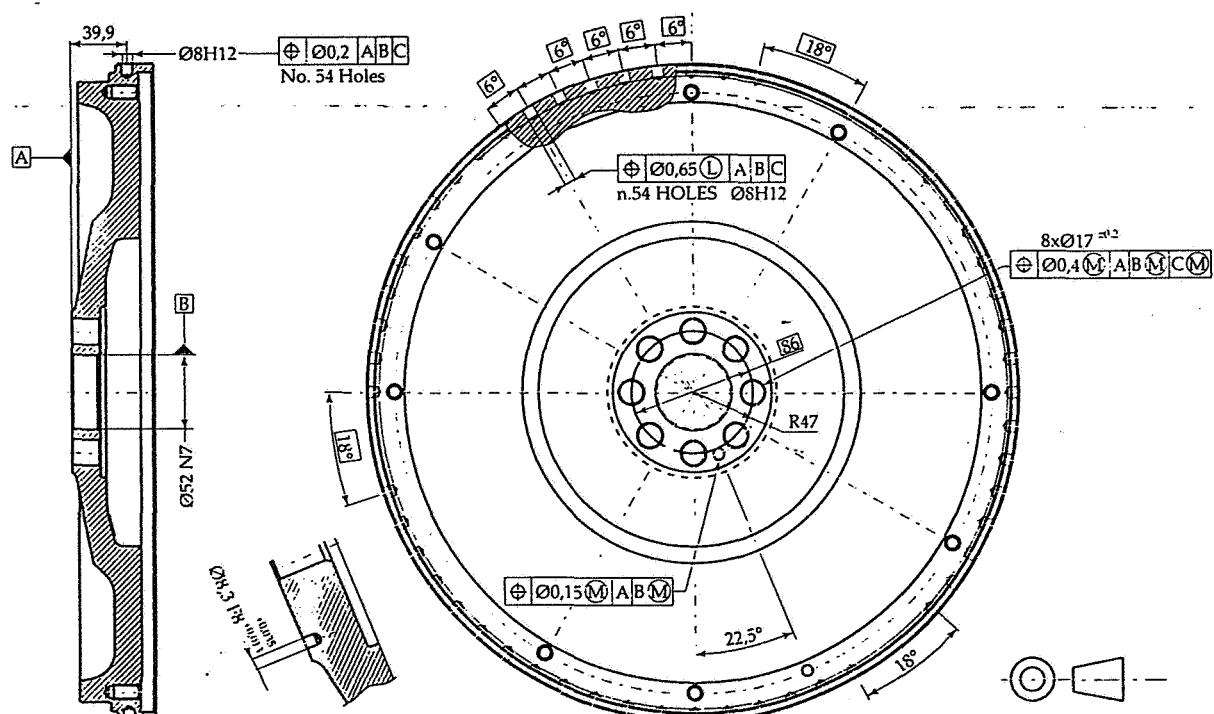


Volano quotato col metodo attuale.

FRCIZI•ESERCIZI•ESERCIZI•ESERCIZI



Albero motore quotato col metodo funzionale.



Volano quotato col metodo funzionale.

gli organi di collegamento filettati

I collegamenti mediante accoppiamento filettato sono effettuati generalmente utilizzando appositi elementi, normalizzati o no, che coprono una vasta gamma di necessità.

I più comuni fra questi organi di collegamento sono le viti ed i dadi, con numerose soluzioni costruttive, di cui alcune verranno di seguito illustrate. Per quanto riguarda le filettature si fa riferimento a quanto è stato detto nel capitolo 12 su forme, dimensioni, tolleranze e relative indicazioni.

1

VITI E BULLONI

Il discorso generale sulle filettature sviluppato finora ha spesso interessato le viti come esempio, senza tuttavia definirle con precisione.

La vite è un elemento costruttivo meccanico costituito da un gambo cilindrico, filettato in tutto od in parte, recante ad un'estremità un ingrossamento, detto testa, di forma opportuna per consentire l'applicazione di un attrezzo mediante il quale si possa far ruotare la vite, impegnandola in una madrevite che può essere ricavata nel pezzo da collegare o in uno specifico organo di collegamento, il dado, costituito essenzialmente da un prisma esagonale o quadrato con un foro filettato centrale. Si veda la figura 3 del capitolo 12, in cui compare anche la definizione di bullone, come insieme di vite e dado.

Il collegamento può quindi avvenire, come si vede anche in figura 1, tramite bullone, cioè comprimendo i pezzi

da collegare fra la testa della vite e il dado (di conseguenza la vite risulta tesa in direzione del suo asse); analogamente in figura 2, (come anche in figura 2 del capitolo 12), il collegamento è ottenuto con vite mordente, cioè

tramite la forza esercitata dalla testa della vite e dalla superficie dell'ultimo elemento in cui è ricavata la madrevite.

In figura 3 lo spostamento reciproco dei pezzi è invece impedito dalla pres-

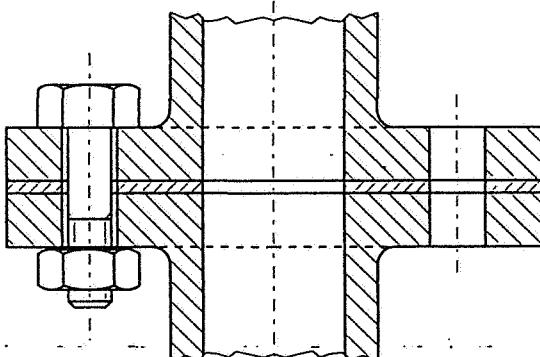


Fig. 1. Collegamento con vite passante e dado (bulcone).

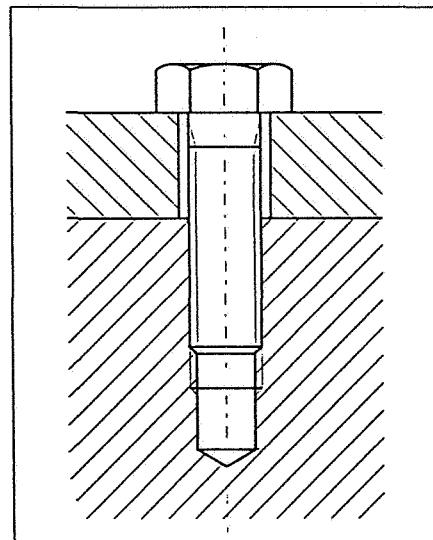


Fig. 2. Collegamento con vite mordente.

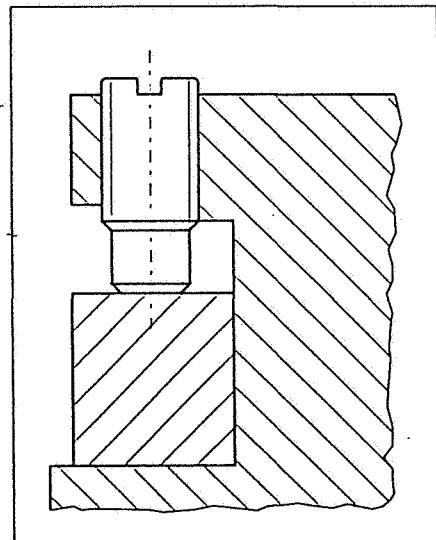


Fig. 3. Collegamento con vite di pressione.

sione esercitata dall'estremità della vite (che risulta quindi compressa): in questo caso si parla di vite di pressione, la cui estremità deve in genere avere una forma che ne faciliti l'azione di spinta, mentre la testa potrebbe anche non esserci.

Una generica vite può allora essere pensata come costituita da tre elementi normalizzati, la testa, il gambo filettato e l'estremità: dalla combinazione delle diverse forme possibili per tali elementi nascono numerosissimi tipi di viti.

Prima di illustrarne alcuni più dettagliatamente, è opportuno richiamare qualche considerazione di carattere generale sul collegamento con bulloni.

Con riferimento alla figura 4, si rileva come, per un buon collegamento, le superfici d'appoggio di testa e dado devono essere perpendicolari all'asse, così come l'asse dei fori deve essere perpendicolare alle superfici d'appoggio, piane quanto più possibile; i fori stessi devono avere un diametro leggermente maggiore del gambo della vite, ma non eccessivo per evitare spostamenti ed appoggi troppo ristretti per teste e dadi (i diametri dei fori passanti consigliati in relazione ai diametri di filettatura, sono indicati in figura 5 e in tabella I, per le filettature gas, e in tabella II, per le filettature metriche).

Il rapporto fra diametro e lunghezza del gambo deve essere tale da consentire un'adeguata deformabilità longitudinale con una buona elasticità, in grado di assorbire gran parte delle vibrazioni che potrebbero allentare il collegamento (valori possibili vanno da 1/5 fino ad 1/8). Il raggio di raccordo fra gambo e testa deve essere sufficiente per evitare concentrazioni di sforzo localizzate in tale zona e deve essere di conseguenza opportunamente svasato l'imbozzo del foro. Le dimensioni del gambo devono possibilmente assicurare, a collegamento effettuato, l'uscita di almeno due filetti oltre il dado: è anche opportuno che la parte filettata non si arresti nella zona di separazione fra i pezzi collegati. Non è superfluo ricordare che nel disegno dei collegamenti con viti e bulloni deve essere previsto uno spazio adeguato per la manovra degli attrezzi di serraggio.

Per migliorare l'appoggio fra pezzo da collegare e dado (ma spesso anche sotto la testa) si usa un altro elemento, la rosetta, costituita da un sottile dischetto forato: anche le rosette presen-

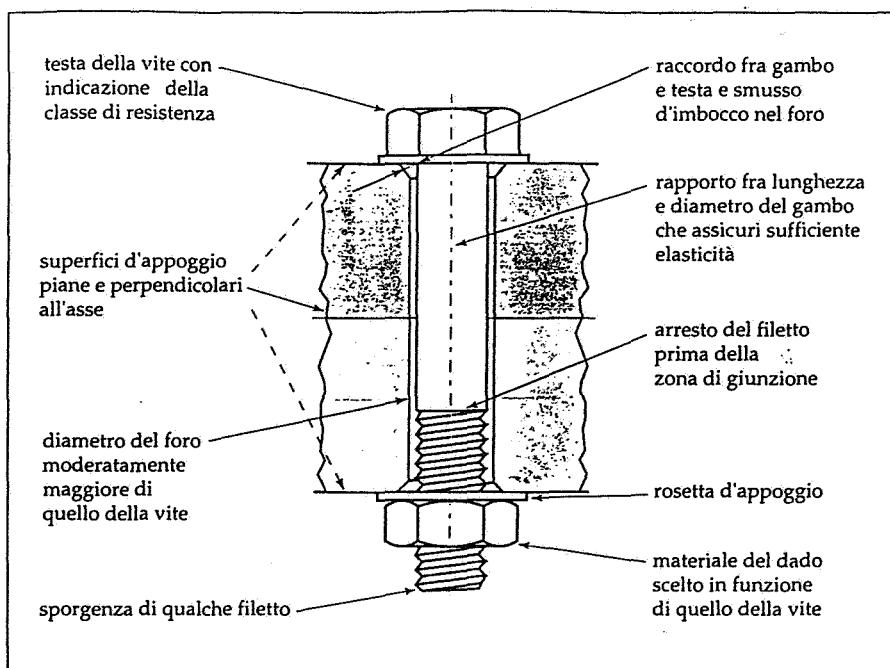


Fig. 4. In un collegamento filettato dovrebbero essere sempre rispettate le condizioni indicate.

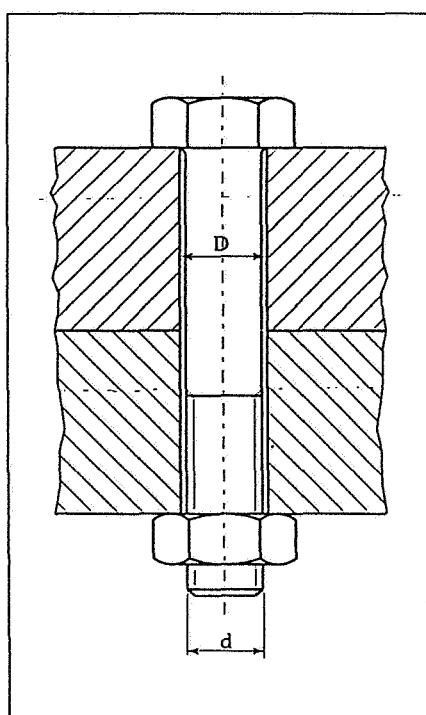


Fig. 5. I pezzi da collegare con viti o bulloni devono avere fori passanti, non filettati, di diametro D superiore a quello d della filettatura (tab. I).

| Diametro di filettatura d | Diametro foro passante D |
|------------------------------|--------------------------------|
| | mm |
| 1/4 | 9,73 |
| 1/2 | 13,16 |
| 3/8 | 16,66 |
| 1/4 | 20,96 |
| 5/8 | 22,91 |
| 3/4 | 26,44 |
| 7/8 | 30,20 |
| 1 | 33,25 |
| 1 1/4 | 37,90 |
| 1 1/2 | 41,91 |
| 1 3/8 | 44,32 |
| 1 1/2 | 47,80 |
| 1 3/4 | 53,75 |
| 2 | 59,61 |
| 2 1/4 | 65,71 |
| 2 3/8 | 68,40 |
| 2 1/2 | 75,18 |
| 2 3/4 | 81,53 |
| 3 | 87,88 |
| 3 1/4 | 93,98 |
| | 102 |

tano numerose varianti costruttive che saranno viste più avanti.

Esaminando più dettagliatamente le parti costituenti le viti si rileva anzi tutto che i gambi cilindrici avranno ovviamente diametri corrispondenti alle filettature unificate, indicate nel cap. 12: le lunghezze di gambo (dall'estremità fin sotto la testa) e le lunghezze dei tratti filettati previste dall'unificazione (fig. 6) sono indicate nelle tabelle IIIa e IIIb.

Tab. I. Fori passanti per filettature gas, secondo la UNI 1728.

| Diametro di filettatura d | Diametro foro passante D | | |
|---------------------------|--------------------------|-------|------------|
| | Serie | | |
| | fine | media | grossolana |
| 1,6 | 1,7 | 1,8 | 2 |
| 1,8 | 2 | 2,2 | 2,4 |
| 2 | 2,2 | 2,4 | 2,6 |
| 2,2 | 2,4 | 2,6 | 2,8 |
| 2,5 | 2,7 | 2,9 | 3,1 |
| 3 | 3,2 | 3,4 | 3,6 |
| 3,5 | 3,7 | 3,9 | 4,1 |
| 4 | 4,3 | 4,5 | 4,8 |
| 4,5 | 4,8 | 5 | 5,3 |
| 5 | 5,3 | 5,5 | 5,8 |
| 6 | 6,4 | 6,6 | 7 |
| 7 | 7,4 | 7,6 | 8 |
| 8 | 8,4 | 9 | 10 |
| 10 | 10,5 | 11 | 12 |
| 12 | 13 | 14 | 15 |
| 14 | 15 | 16 | 17 |
| 16 | 17 | 18 | 19 |
| 18 | 19 | 20 | 21 |
| 20 | 21 | 22 | 24 |
| 22 | 23 | 24 | 26 |
| 24 | 25 | 26 | 28 |
| 27 | 28 | 30 | 32 |
| 30 | 31 | 33 | 35 |
| 33 | 34 | 36 | 38 |
| 36 | 37 | 39 | 42 |
| 39 | 40 | 42 | 45 |
| 42 | 43 | 45 | 48 |
| 45 | 46 | 48 | 52 |
| 48 | 50 | 52 | 56 |
| 52 | 54 | 56 | 62 |
| 56 | 58 | 62 | 66 |
| 60 | 62 | 66 | 70 |
| 64 | 66 | 70 | 74 |
| 68 | 70 | 74 | 78 |
| 72 | 74 | 78 | 82 |
| 76 | 78 | 82 | 86 |
| 80 | 82 | 86 | 93 |
| 85 | 88 | 91 | 99 |
| 90 | 93 | 96 | 104 |
| 95 | 99 | 101 | 109 |
| 100 | 104 | 106 | 114 |
| 105 | 109 | 111 | 119 |
| 110 | 114 | 116 | 124 |
| 115 | 119 | 121 | 129 |
| 120 | 124 | 126 | 134 |
| 125 | 129 | 131 | 139 |
| 130 | 134 | 136 | 144 |
| 140 | 144 | 146 | 155 |
| 150 | 155 | 157 | 165 |

Tab. II. Diametri di fori passanti in funzione dei diametri di filettatura della bulloneria, conformi ai valori della UNI ISO 273 (serie fine, per meccanica di precisione, media, generica, grossolana, per pezzi di fusione o grezzi; le relative tolleranze sono H_{12} , H_{13} , H_{14}).

Le estremità piane e arrotondate sono comunemente usate nelle viti per collegamento: possono anche essere utilizzate in viti di pressione, in genere contro superfici piane.

Per le viti di pressione sono utilizzate in particolare estremità in grado di concentrare lo sforzo assiale su superfici ristrette, e quindi le estremità a coppa o coniche (fig. 7): per queste ultime si può prevedere sulla superficie

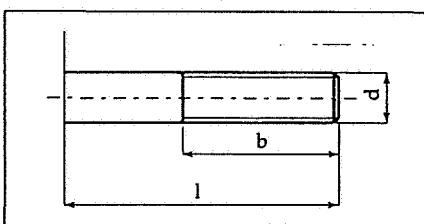


Fig. 6. Dimensioni unificate per il gambo delle viti, previste dalla norma UNI ISO 888.

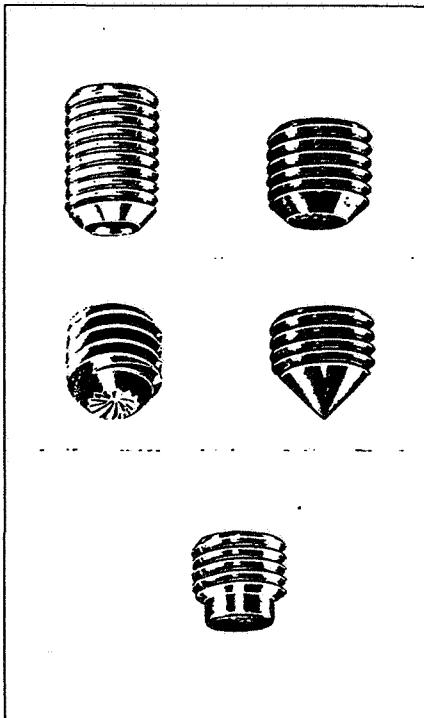


Fig. 7. Alcune estremità di viti.

2 - 2,5 - 3 - 4 - 5 - 6 - 7 - 8 - 9 - 10 - 11 - 12
14 - 16 - 18 - 20 - 22 - 25 - 28 - 30 - 32 - 35
38 - 40 - 45 - 50 - 55 - 60 - 65 - 70 - 75 - 80
85 - 90 - 95 - 100 - 105 - 110 - 115 - 120
125 - 130 - 140 - 150 - 160 - 180 - 190 - 200
220 - 240, ecc. di 20 in 20.

Tab. IIIa. Lunghezze normalizzate per il gambo delle viti (sono da preferire i valori indicati in neretto).

| Diametro di filettatura d | Lunghezze filettate b | | |
|---------------------------|-----------------------|----------------------------|-----------------|
| | per i fino a 125 | per i oltre 125 fino a 200 | per i oltre 200 |
| 1,6 | 9 | - | - |
| 1,8 | 9,5 | - | - |
| 2 | 10 | - | - |
| 2,2 | 10,5 | - | - |
| 2,5 | 11 | - | - |
| 3 | 12 | - | - |
| 3,5 | 13 | - | - |
| 4 | 14 | - | - |
| 4,5 | 15 | - | - |
| 5 | 16 | - | - |
| 6 | 18 | - | - |
| 7 | 20 | - | - |
| 8 | 22 | - | - |
| 10 | 26 | 32 | - |
| 12 | 30 | 36 | - |
| 14 | 34 | 40 | - |
| 16 | 38 | 44 | 57 |
| 18 | 42 | 48 | 61 |
| 20 | 46 | 52 | 65 |
| 22 | 50 | 56 | 69 |
| 24 | 54 | 60 | 73 |
| 27 | 60 | 66 | 79 |
| 30 | 66 | 72 | 85 |
| 33 | 72 | 78 | 91 |
| 36 | 78 | 84 | 97 |
| 39 | 84 | 90 | 103 |
| 42 | 90 | 96 | 109 |
| 45 | 96 | 102 | 115 |
| 48 | 102 | 108 | 121 |
| 52 | - | 116 | 129 |
| 56 | - | 124 | 137 |
| 60 | - | 132 | 145 |
| 64 | - | 140 | 153 |
| 68 | - | 148 | 161 |
| 72 | - | 156 | 169 |
| 76 | - | 164 | 177 |
| 80 | - | 172 | 185 |
| 85 | - | 182 | 195 |
| 90 | - | 192 | 205 |
| 95 | - | - | 215 |
| 100 | - | - | 225 |
| 105 | - | - | 235 |
| 110 | - | - | 245 |
| 115 | - | - | 255 |
| 120 | - | - | 265 |
| 125 | - | - | 275 |
| 130 | - | - | 285 |
| 140 | - | - | 305 |
| 150 | - | - | 325 |

Tab. IIIb. Lunghezze normalizzate per le filettature parziali sui gambi delle viti (preferibili i valori in neretto).

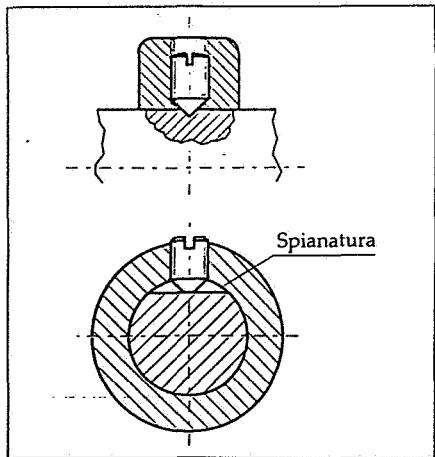


Fig. 8. L'estremità nelle viti di pressione è un dato funzionale, in quanto da essa può dipendere il tipo di appoggio e l'intensità della pressione.

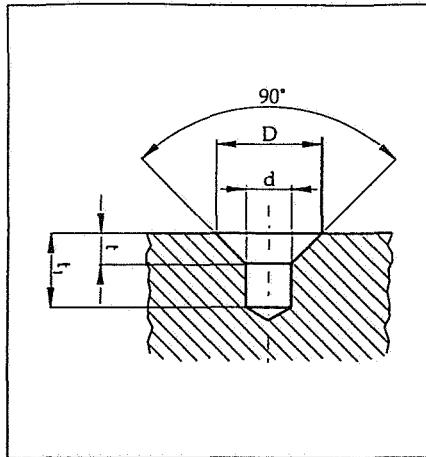


Fig. 9. Per alloggiare le estremità coniche delle viti di pressione la norma UNI 2377 prevede apposite sedi.

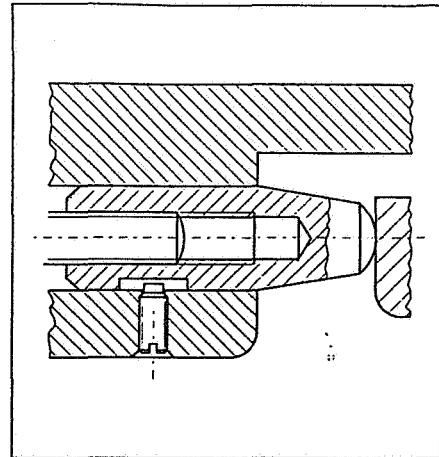


Fig. 10. L'estremità cilindrica di una vite, inserita in una scanalatura può guidare un pezzo mobile

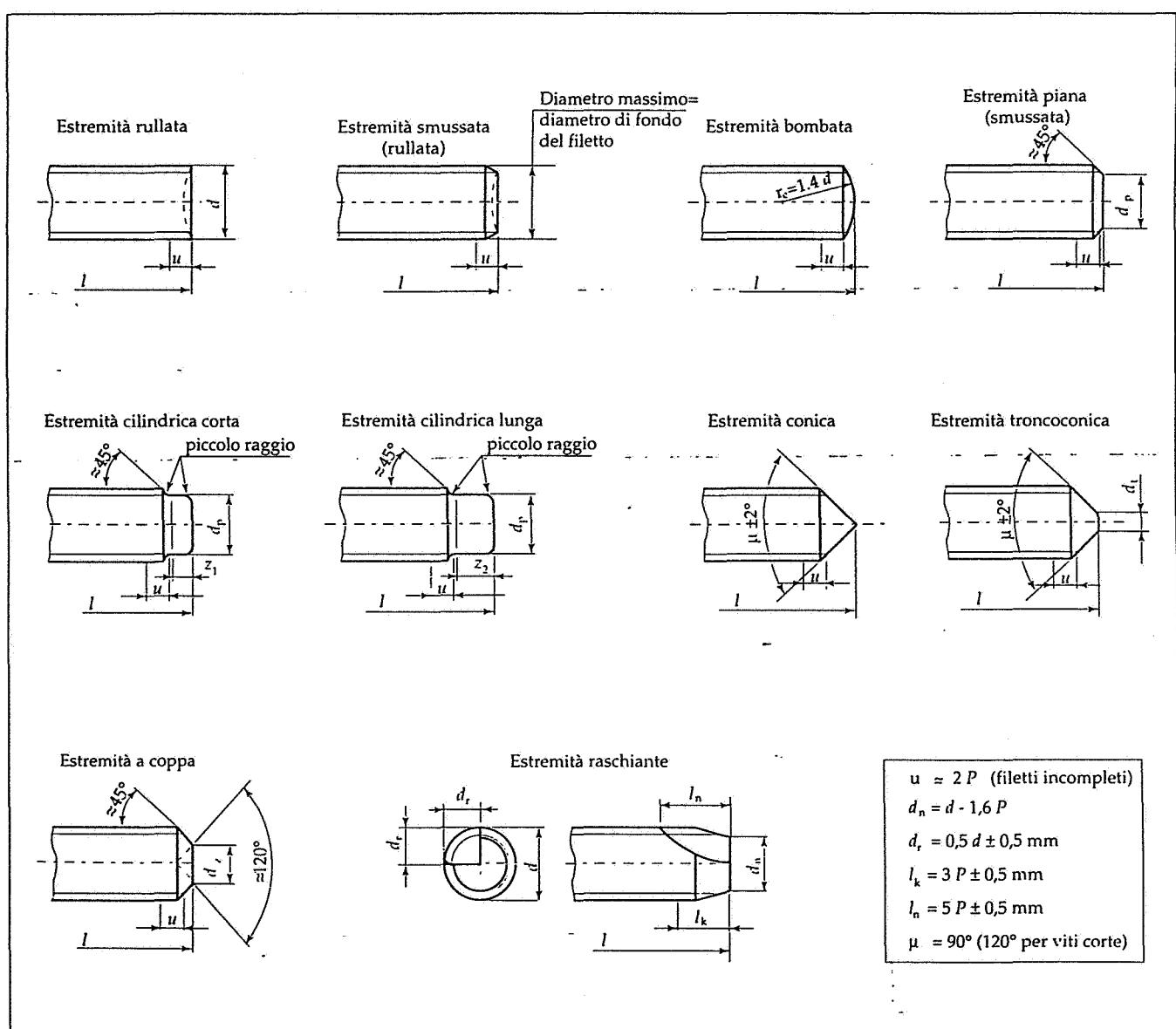


Fig. 11. Estremità unificate delle viti (UNI 947): le dimensioni si trovano nella tabella V.

| Indicazione per la designazione $d \times D$ | t | t_1 | Per viti con diametro |
|--|-----|-------|-----------------------|
| 1 x 2,2 | 0,6 | 1,5 | 1,5 |
| 1 x 2,9 | 1 | 2 | 2 |
| 1,3 x 3,8 | 1,2 | 2,5 | 2,5 |
| 1,5 x 4,5 | 1,5 | 3 | 3 |
| 2 x 5,5 | 1,8 | 3,5 | 3,5 |
| 2 x 6 | 2 | 4 | 4 |
| 2,5 x 7 | 2,2 | 5,2 | 5,2 |
| 4 x 9 | 2,5 | 5,5 | 5,5 |
| 4 x 10 | 3 | 5,8 | 5,8 |
| 6 x 12,5 | 3,2 | 7,2 | 7,2 |
| 6 x 13 | 3,5 | 7,5 | 7,5 |
| 6 x 14 | 4 | 7,8 | 7,8 |
| 8 x 16 | 4 | 9 | 9 |
| 9 x 17,5 | 4,2 | 10,2 | 10,2 |

Tab. IV. Le sedi per estremità coniche delle viti.

d'appoggio, specie se curva, un'opportuna sede di posizionamento (figg. 8 e 9 e tab. IV).

Una sede, foro o scanalatura, consente l'accoppiamento con le estremità cilindriche, anche talora con funzioni di guida od arresto anziché di vero e proprio serraggio (fig. 10).

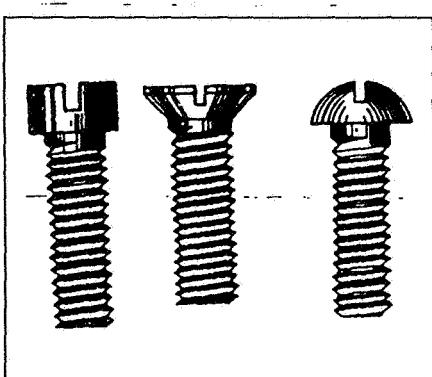


Fig. 12. Viti con intaglio per cacciavite.

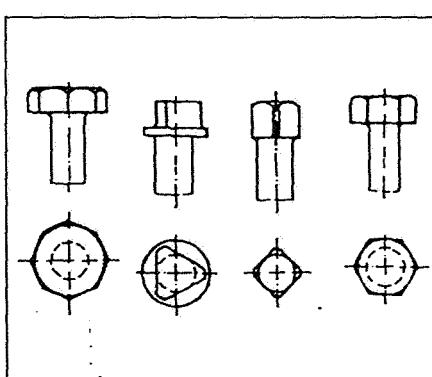


Fig. 13. Teste di viti previste per l'uso di chiavi.

| Diametro di filettatura d | d_p | d_t | d_z | z_1 | z_2 |
|---------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 1 | 0,5 | 0,1 | — | — | — |
| 1,2 | 0,6 | 0,12 | — | — | — |
| 1,4 | 0,7 | 0,14 | 0,7 | 0,35 | 0,7 |
| 1,6 | 0,8 | 0,16 | 0,8 | 0,4 | 0,8 |
| 1,8 | 0,9 | 0,18 | 0,9 | 0,45 | 0,9 |
| 2 | 1 | 0,2 | 1 | 0,5 | 1 |
| 2,2 | 1,2 | 0,22 | 1,1 | 0,55 | 1,1 |
| 2,5 | 1,5 | 0,25 | 1,2 | 0,63 | 1,25 |
| 3 | 2 | 0,3 | 1,4 | 0,75 | 1,5 |
| 3,5 | 2,2 | 0,35 | 1,7 | 0,88 | 1,75 |
| 4 | 2,5 | 0,4 | 2 | 1 | 2 |
| 4,5 | 3 | 0,45 | 2,2 | 1,12 | 2,25 |
| 5 | 3,5 | 0,5 | 2,5 | 1,25 | 2,5 |
| 6 | 4 | 1,5 | 3 | 1,5 | 3 |
| 7 | 5 | 2 | 4 | 1,75 | 3,5 |
| 8 | 5,5 | 2 | 5 | 2 | 4 |
| 10 | 7 | 2,5 | 6 | 2,5 | 5 |
| 12 | 8,5 | 3 | 7 | 3 | 6 |
| 14 | 10 | 4 | 8,5 | 3,5 | 7 |
| 16 | 12 | 4 | 10 | 4 | 8 |
| 18 | 13 | 5 | 11 | 4,5 | 9 |
| 20 | 15 | 5 | 13 | 5 | 10 |
| 22 | 17 | 6 | 15 | 5,5 | 11 |
| 24 | 18 | 6 | 16 | 6 | 12 |
| 27 | 21 | 8 | — | 6,7 | 13,5 |
| 30 | 23 | 8 | — | 7,5 | 15 |
| 33 | 26 | 10 | — | 8,2 | 16,5 |
| 36 | 28 | 10 | — | 9 | 18 |
| 39 | 30 | 12 | — | 9,7 | 19,5 |
| 42 | 32 | 12 | — | 10,5 | 21 |
| 45 | 35 | 14 | — | 11,2 | 22,5 |
| 48 | 38 | 14 | — | 12 | 24 |
| 52 | 42 | 16 | — | 13 | 26 |

Tab. V. Dimensioni delle estremità delle viti (vedi fig. 11).

Le estremità delle viti secondo l'unificazione italiana sono rappresentate in figura 11 e nella tabella V.

Le teste delle viti di piccole dimensioni in genere presentano un intaglio per l'inserimento della punta del cacciavite, e possono essere cilindriche, coniche, a calotta e lenticolari o bombate (fig. 12); per maggiori dimensioni che richiedono un'azione di serraggio notevole, le teste devono consentire l'uso di una chiave, e sono perciò di forma prismatica, in genere esagonale o quadrata (fig. 13), oppure presentano un incavo, per lo più esagonale (fig. 14), ma anche di forma diversa (triangolare, ottagonale, a stella, ecc., fig. 15).

Le chiavi da usare saranno di conseguenza nel primo caso a forchetta, a stella, a bussola o regolabili, e nel secondo caso prismatiche (fig. 16).

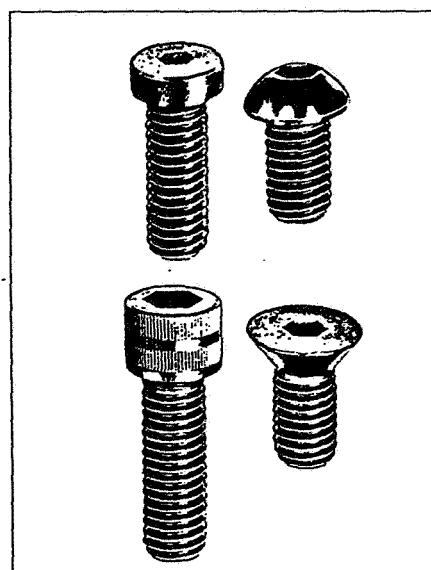


Fig. 14. Viti con testa a cava esagonale.

Sono richiesti, come prima accennato, diversi spazi minimi di manovra: con riferimento alla figura 17 si può osservare che per effettuare una sufficiente rotazione occorre almeno un

angolo di 60° ; nella stessa figura sono individuati gli interassi minimi fra due viti vicine e la distanza minima dagli ostacoli. (Ulteriori esempi sono dati nella figura 18 ed alcune dimensioni nella tabella VI).

Le dimensioni trasversali per varie forme prismatiche come in figura 19 (valide anche per dadi) sono indicate nella tabella VII.

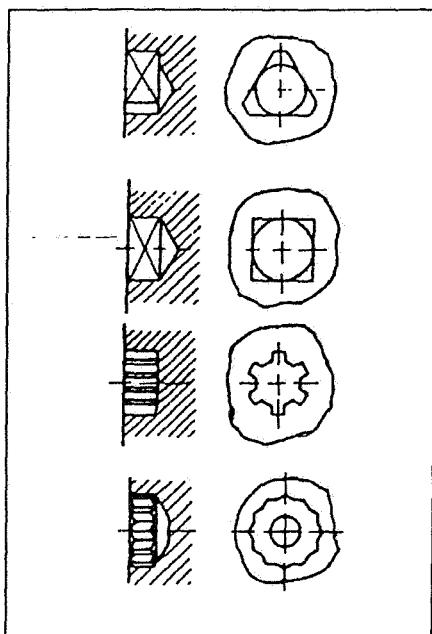


Fig. 15. Cave prismatiche di varia forma per teste di viti.

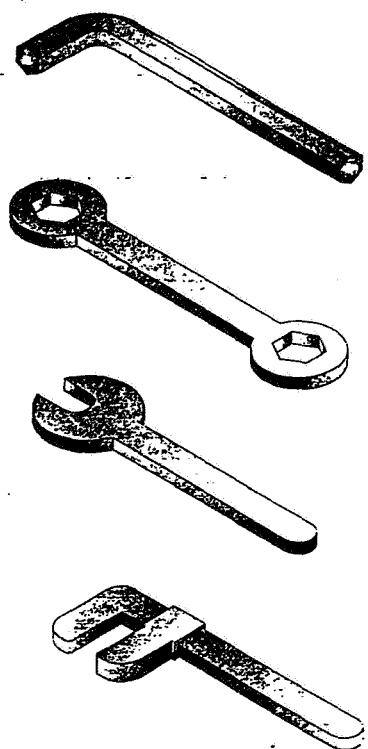


Fig. 16. Alcuni tipi di chiavi per bulloneria: la prima in alto è usata per cave esagonali.

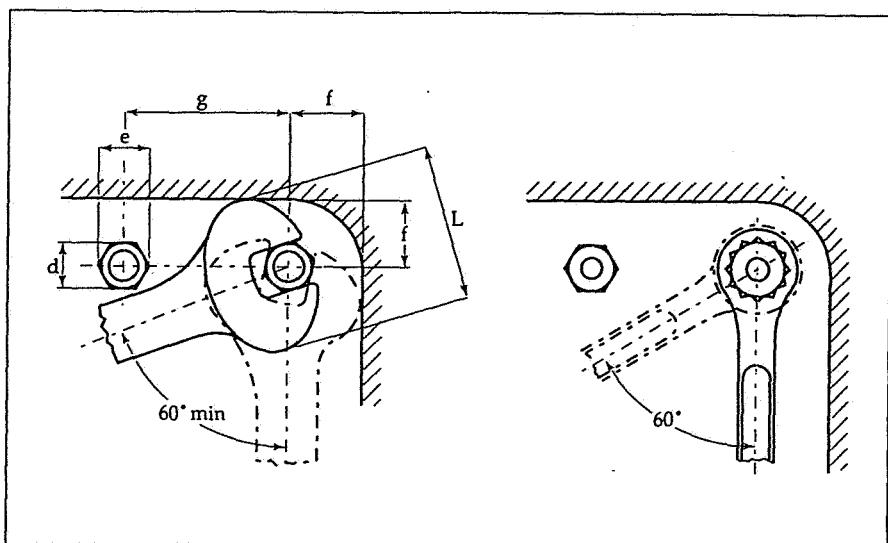


Fig. 17. Dimensioni minime per la manovra di chiavi per elementi esagonali. Si ha $f = L/2$; $g = (L + e + d)/2$.

| S S | a | b | c | f | g | R |
|--------|------|------|------|------|-------|------|
| 3,2 | 3,5 | 4 | 15,5 | 7 | 10,5 | 10,5 |
| 4 | 5 | 5 | 17,5 | 7,5 | 11 | 11 |
| 4,5 | 5 | 5 | 17,5 | 7,5 | 11 | 11 |
| 5 | 5,5 | 5,5 | 20 | 7,5 | 12 | 12 |
| 5,5 | 6 | 6 | 22 | 8,5 | 13,5 | 13,5 |
| 6 | 7 | 6 | 22,5 | 9,5 | 15,5 | 14,5 |
| 7 | 8 | 7 | 25 | 10 | 16,5 | 15,5 |
| 8 | 9 | 7 | 28 | 10,5 | 18,5 | 17 |
| 9 | 9 | 8 | 30 | 11,5 | 20 | 18,5 |
| 10 | 9 | 8,5 | 32,5 | 13 | 22,5 | 20,5 |
| 11 | 9 | 9 | 34 | 14,5 | 24,5 | 22,5 |
| 12 | 10,5 | 9,5 | 38 | 15,5 | 26,5 | 24 |
| 13 | 11 | 10 | 41 | 16 | 28,5 | 25,5 |
| 14 | 12,5 | 10,5 | 43,5 | 16,5 | 30 | 27 |
| 17 | 15 | 12,5 | 52 | 19 | 35,5 | 32 |
| 19 | 16 | 14 | 56,5 | 21,5 | 40 | 35,5 |
| 22 | 18 | 16 | 64 | 23,5 | 45 | 40,5 |
| 24 | 19 | 17,5 | 69 | 25 | 48 | 43 |
| 27 | 21 | 19 | 76,5 | 28 | 55 | 48,5 |
| 30 | 23 | 20,5 | 84 | 30 | 60 | 53 |
| 32 | 24 | 22 | 90 | 31,5 | 62,5 | 55,5 |
| 36 | 26,5 | 23,5 | 99 | 37 | 73 | 63,5 |
| 41 | 30 | 26 | 112 | 41,5 | 82,5 | 71 |
| 46 | 35 | 28,5 | 122 | 45 | 90 | 77,5 |
| 50 | 40 | 31 | 134 | 47 | 96,5 | 83 |
| 55 | 45 | 32,5 | 142 | 49 | 102,5 | 88,5 |
| 60 | 50 | 35,5 | 150 | 51,5 | 109,5 | 94,5 |
| 65 | 57 | 39 | 164 | 57,5 | 121 | 104 |
| 70 | 60 | 44 | 180 | 64 | 134 | 115 |
| 75 | 65 | 46 | 198 | 69 | 144 | 124 |

| S S | d max | D min |
|--------|----------|----------|
| 3,2 | 14 | 15,5 |
| 4 | 14 | 15,5 |
| 5 | 14 | 15,5 |
| 5,5 | 14 | 15,5 |
| 6 | 14 | 15,5 |
| 7 | 20 | 22 |
| 8 | 20 | 22 |
| 10 | 20 | 22 |
| 11 | 20 | 22 |
| 12 | 20 | 22 |
| 13 | 20,3 | 22,5 |
| 14 | 28 | 30 |
| 17 | 35 | 37 |
| 19 | 37 | 40 |
| 22 | 37 | 40 |
| 24 | 37 | 40 |
| 27 | 39 | 42 |
| 30 | 45 | 48 |
| 32 | 48 | 51 |
| 36 | 58 | 61 |
| 41 | 61 | 64 |
| 46 | 68 | 71 |
| 50 | 76 | 79 |
| 55 | 82 | 85 |
| 60 | 88 | 91 |

Tab. VI. Dimensioni indicative di spazi minimi di manovra per chiavi, con riferimento alle figure 17 e 18: (a sinistra) per chiavi a forchetta; (sopra) per chiavi a bussola.

Le dimensioni unificate delle teste per viti e dei dadi esagonali rapportate ai diametri di filettatura secondo la norma UNI 5625 sono invece indicate nella figura 20 e nella tabella VIII.

Le viti a testa cilindrica con incavo esagonale (dette talora "brugola", dal nome di un costruttore) presentano il vantaggio di poter essere manovrate in spazi ridotti e di evitare la sporgenza della testa dal piano di avvitamento (fig. 21). Le dimensioni delle teste si ricavano dalla successiva tabella XIII.

Un altro tipo di testa è quello che presenta un incavo a croce (fig. 22), che consente l'uso di avvitatori automatici (facilitando comunque anche l'avvitamento manuale con cacciavite ad estremità a croce).

La mancanza della testa (viti senza testa o grani) consente la scomparsa della vite nei fori e potrà essere consentita nel caso delle viti di pressione. Senza testa sono anche le cosiddette viti prigioniere o prigionieri cilindri filettati da entrambe le parti (anche con passo diverso), una delle quali (radice) viene avvitata a fondo, con

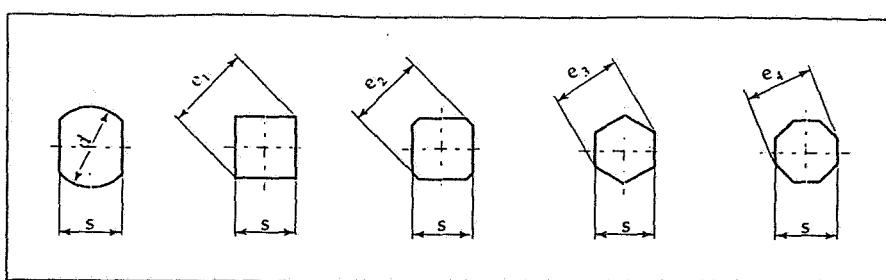


Fig. 19. Forme di teste di viti e dadi secondo la norma UNI 5627 del 1965 (la dimensione s è detta larghezza in chiave).

| s nomiale | d | e_1 | e_2 min | e_3 min | | e_4 min |
|----------------|-----|-------|--------------|-----------------|-----------------|--------------|
| | | | | Per categoria A | Per categoria C | |
| 3 | 3,5 | 4,2 | 4,1 | 3,29 | - | - |
| 3,2 | 3,7 | 4,5 | 4,3 | 3,48 | - | - |
| 3,5 | 4 | 4,9 | 4,6 | 3,82 | - | - |
| 4 | 4,5 | 5,7 | 5,3 | 4,38 | - | - |
| 4,5 | 5 | 6,4 | 5,9 | 4,95 | - | - |
| 5 | 6 | 7,1 | 6,5 | 5,51 | - | - |
| 5,5 | 7 | 7,8 | 7,1 | 6,08 | - | - |
| 6 | 7 | 8,5 | 8 | 6,64 | - | - |
| 7 | 8 | 9,9 | 9 | 7,74 | - | - |
| 8 | 9 | 11,3 | 10 | 8,87 | 8,63 | - |
| 9 | 10 | 12,7 | 12 | 9,92 | 9,76 | - |
| 10 | 12 | 14,1 | 13 | 11,05 | 10,89 | - |
| 11 | 13 | 15,6 | 14 | 12,12 | 11,94 | - |
| 12 | 14 | 17,0 | 16 | 13,25 | 13,07 | - |
| 13 | 15 | 18,4 | 17 | 14,38 | 14,20 | - |
| 14 | 16 | 19,8 | 18 | 15,51 | 15,33 | - |
| 16 | 18 | 22,6 | 21 | 17,77 | 17,59 | - |
| 17 | 19 | 24,0 | 22 | 18,90 | 18,72 | - |
| 19 | 22 | 26,9 | 25 | 21,10 | 20,88 | - |
| 21 | 24 | 29,7 | 27 | 23,36 | 22,78 | 22,7 |
| 22 | 25 | 31,1 | 28 | 24,49 | 23,91 | 23,8 |
| 24 | 28 | 33,9 | 32 | 26,75 | 26,17 | 26,0 |
| 26 | 31 | 36,8 | 34,5 | 29,01 | 28,43 | 28,1 |
| 27 | 32 | 38,2 | 36 | 30,14 | 29,56 | 29,1 |
| 30 | 35 | 42,4 | 40 | 33,53 | 32,95 | 32,5 |
| 32 | 38 | 45,3 | 42 | 35,72 | 35,03 | 34,6 |
| 36 | 42 | 50,9 | 48 | 39,98 | 39,55 | 39,0 |
| 38 | - | 53,7 | - | - | 41,81 | - |
| 41 | 48 | 58,0 | 54 | 45,63 | 45,20 | 44,4 |
| 46 | 52 | 65,1 | 60 | 51,28 | 50,85 | 49,8 |
| 50 | 58 | 70,7 | 65 | 55,80 | 55,37 | 54,1 |
| 55 | 65 | 77,8 | 72 | 61,31 | 60,79 | 59,5 |
| 60 | 70 | 84,8 | 80 | 66,96 | 66,44 | 64,9 |
| 65 | 75 | 91,9 | 85 | 72,61 | 72,09 | 70,3 |
| 70 | 82 | 99,0 | 92 | 78,26 | 77,74 | 75,7 |
| 75 | 88 | 106 | 98 | 83,91 | 83,39 | 81,2 |
| 80 | 92 | 113 | 105 | 98,56 | 89,04 | 86,6 |
| 85 | 98 | 120 | 112 | 95,07 | 94,47 | 92,0 |
| 90 | 105 | 127 | 118 | 100,72 | 100,12 | 97,4 |
| 95 | 110 | 134 | 125 | 106,37 | 105,77 | 103 |
| 100 | 115 | 141 | 132 | 112,02 | 111,42 | 108 |
| 105 | 122 | 148 | 138 | 117,67 | 117,07 | 114 |

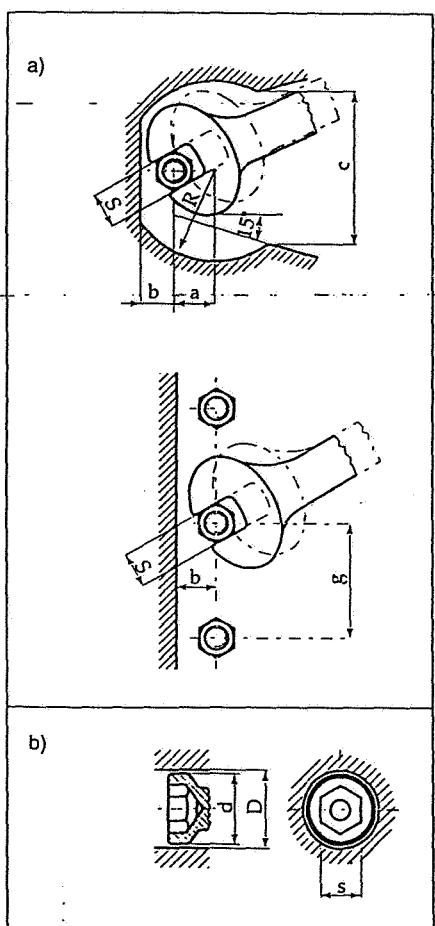


Fig. 18. Spazi di manovra per chiavi a forchetta (a) e per chiavi a bussola (b).

Tab. VII. Larghezze in chiave ed altre dimensioni per teste di viti e dadi (vedi fig. 19). Per il significato di A e C vedi pag. 497.

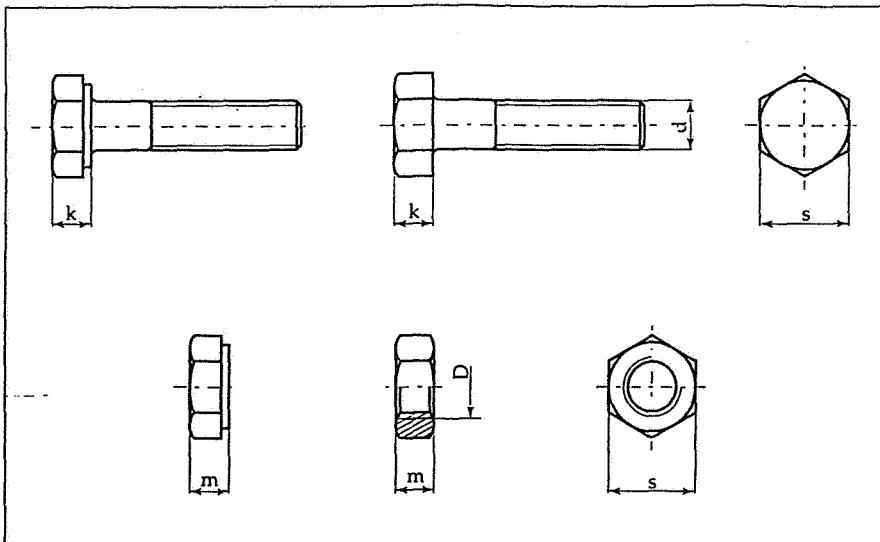


Fig. 20. Dimensioni caratteristiche di teste per viti e dadi esagonali, secondo la norma UNI 5625.

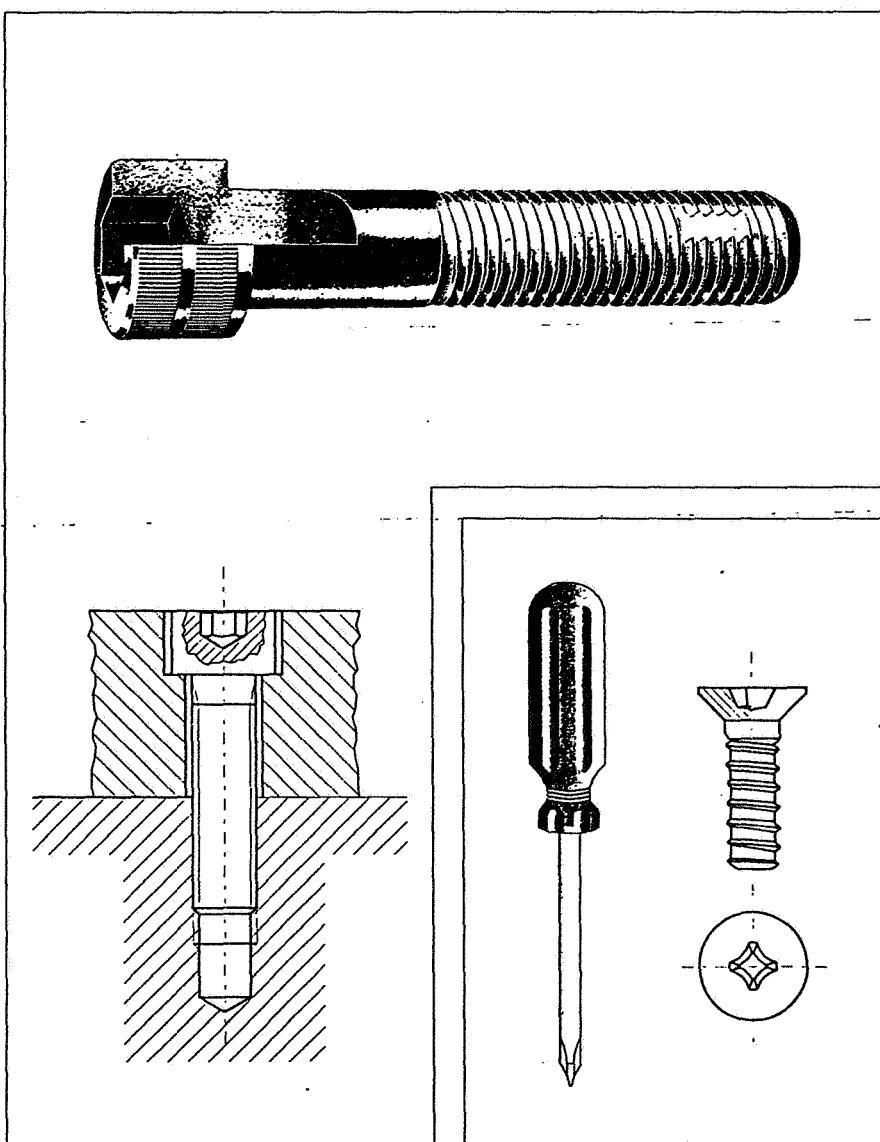


Fig. 21. La vite a testa cilindrica con cava esagonale "scompare" dal piano di serraggio.

Fig. 22. Teste con incavo a croce e cacciavite "a croce".

| Diametro di filettatura d = D | Larghezza in chiave s | Altezza di testa k | Altezza normale di dado m |
|-------------------------------|-----------------------|--------------------|---------------------------|
| 1,6 | 3,2 | 1,1 | 1,3 |
| 2 | 4 | 1,4 | 1,6 |
| 2,2 | 4,5 | 1,55 | 1,8 |
| 2,5 | 5 | 1,7 | 2 |
| 3 | 5,5 | 2 | 2,4 |
| 3,5 | 6 | 2,5 | 2,8 |
| 4 | 7 | 2,8 | 3,2 |
| 5 | 8 | 3,5 | 4 |
| 6 | 10 | 4 | 5 |
| 7 | 11 | 5 | 5,5 |
| 8 | 13 | 5,5 | 6,5 |
| 10 | 17 | 7 | 8 |
| 12 | 19 | 8 | 10 |
| 14 | 22 | 9 | 11 |
| 16 | 24 | 10 | 13 |
| 18 | 27 | 12 | 15 |
| 20 | 30 | 13 | 16 |
| 22 | 32 | 14 | 18 |
| 24 | 36 | 15 | 19 |
| 27 | 41 | 17 | 22 |
| 30 | 46 | 19 | 24 |
| 33 | 50 | 21 | 26 |
| 36 | 55 | 23 | 29 |
| 39 | 60 | 25 | 31 |
| 42 | 65 | 26 | 34 |
| 45 | 70 | 28 | 36 |
| 48 | 75 | 30 | 38 |
| 52 | 80 | 33 | 42 |
| 56 | 85 | 35 | 45 |
| 60 | 90 | 38 | 48 |
| 64 | 95 | 40 | 51 |
| 68 | 100 | 43 | 54 |
| 72 | 105 | 45 | 58 |
| 76 | 110 | 48 | 61 |
| 80 | 115 | 50 | 64 |
| 85 | 120 | 54 | 68 |
| 90 | 130 | 57 | 72 |
| 95 | 135 | 60 | 76 |
| 100 | 145 | 63 | 80 |
| 105 | 150 | 66 | 84 |
| 110 | 155 | 69 | 88 |
| 115 | 165 | 72 | 92 |
| 120 | 170 | 76 | 96 |
| 125 | 180 | 79 | 100 |
| 130 | 185 | 82 | 104 |
| 140 | 200 | 88 | 112 |
| 150 | 210 | 95 | 120 |

Secondo la norma ISO 272 i valori di s 17, 19, 22, 32, vanno sostituiti rispettivamente da 16, 18, 21, 34.

Tab. VIII. Dimensioni di teste e dadi esagonali riferite ai diametri unificati di filettatura.

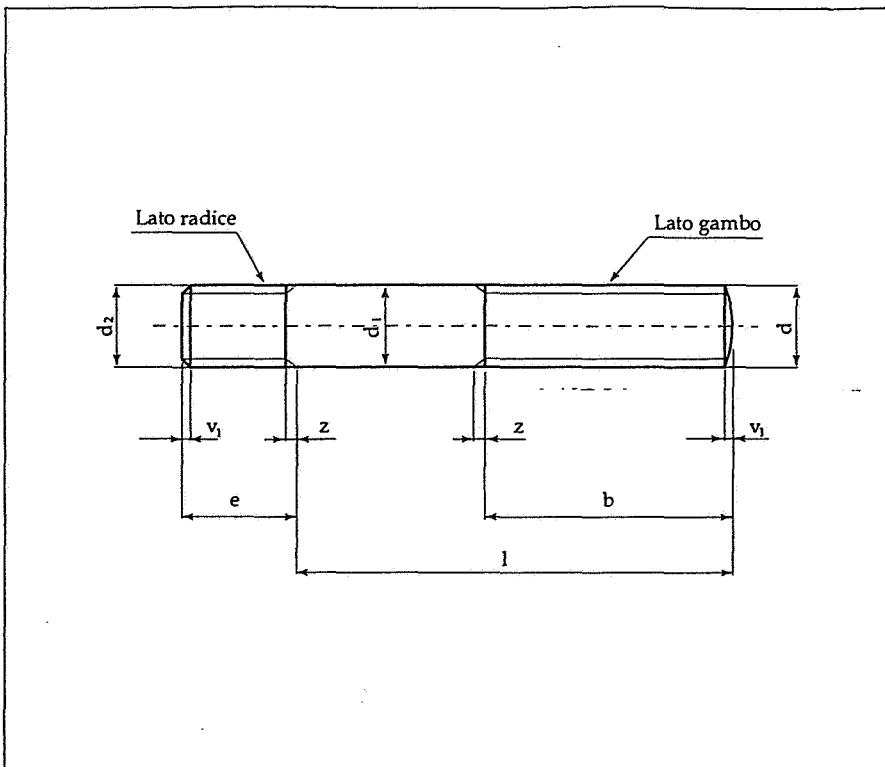


Fig. 23. Dimensioni caratteristiche dei prigionieri unificati.

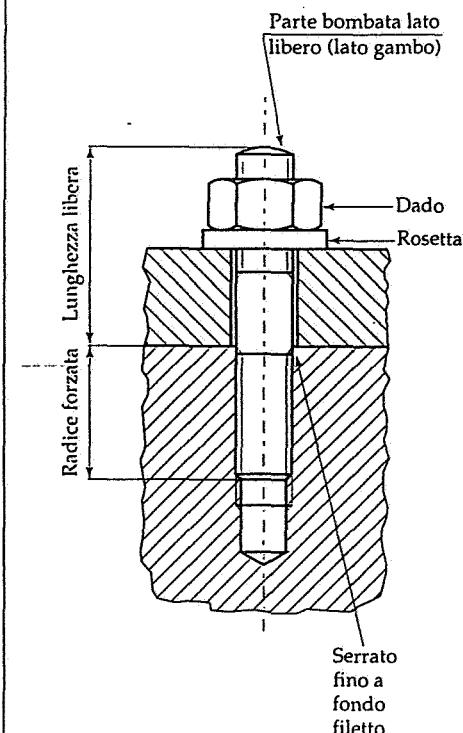


Fig. 24. Collegamento con prigioniero.

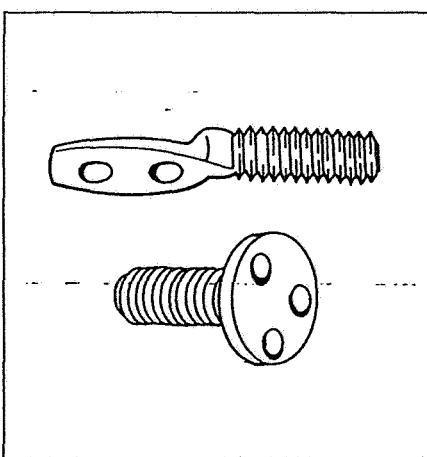


Fig. 25. Gambi filettati da saldare in opera: esempi generici.

leggero forzamento, in un foro, mentre l'altra (gambo), rimanendo sporgente, consentirà il collegamento con l'uso di un dado di serraggio (figg. 23 e 24).

Tale collegamento si rende necessario quando il materiale in cui è ricavato il foro non sopporta frequenti svitamenti, non garantendo sufficiente resistenza dei filetti (ghisa, leghe leggere, ecc.); l'impiego di prigionieri può anche essere motivato da esigenze di disegno (accessibilità, spazio, ecc.) e non sia possibile, a causa dello spessore del pezzo, effettuare fori passanti.

La tabella IX indica i tipi unificati di prigionieri (con le dimensioni indicate in figura 23): i vari tipi possono terminare con estremità piana anche dal lato gambo, ma in tal caso dovrà essere con-

trassegnata l'estremità del lato radice, per evitare confusioni. Un sistema di collegamento analogo si ha saldando un gambo filettato su uno dei pezzi da collegare (figg. 25, 26 e tab. X).

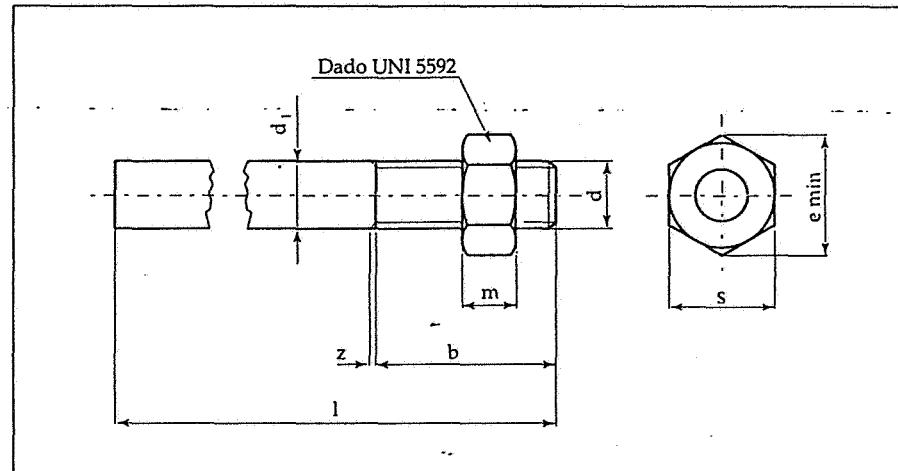


Fig. 26. Bullone da saldare: tipo unificato secondo la UNI 5736.

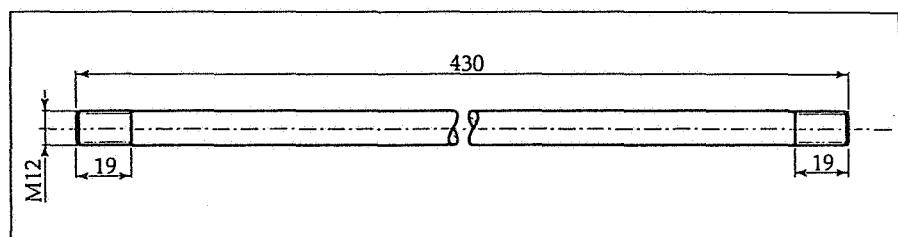


Fig. 27. Tirante filettato.

| Viti prigioniere a radice corta (secondo UNI 5909 - 66 e 5910 - 66) | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---------|---------|---------|---------|----------|----------|-------------|-------------|------------|------------|----------|----------|----------|----------|--------|
| Passo | grosso | M 3 | M 4 | M 5 | M 6 | M 8 | M 10 | M 12 | M 16 | M 20 | M 24 | M 30 | M 36 | M 42 | M 48 |
| | fine | - | - | - | - | M 8 x 1 | M 10 x 1,25 | M 12 x 1,25 | M 16 x 1,5 | M 20 x 1,5 | M 24 x 2 | M 30 x 2 | M 36 x 2 | M 42 x 3 | M 48 x |
| Lunghezza radice e | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 | 12 | 16 | 20 | 24 | 30 | 36 | 42 | 48 | |
| Lunghezza gambo b | 12 | 14 | 16 | 18 | 22 | 26 | 30 | 38 | 46 | 54 | 66 | 78 | 90 | 102 | |
| Lunghezza l | 10 ÷ 30 | 10 ÷ 40 | 12 ÷ 50 | 14 ÷ 70 | 16 ÷ 100 | 18 ÷ 120 | 20 ÷ 140 | 28 ÷ 170 | 35 ÷ 200 | 45 ÷ 220 | 55 ÷ 240 | 65 ÷ 240 | 75 ÷ 240 | 85 ÷ 2 | |

| Viti prigioniere a radice media (secondo UNI 5911 - 66, 5912 - 66 e 5913 - 66) | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|---------|---------|---------|---------|----------|----------|-------------|-------------|------------|------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| Passo | grosso | M 3 | M 4 | M 5 | M 6 | M 8 | M 10 | M 12 | M 16 | M 20 | M 24 | M 30 | M 36 | M 45 | M 48 |
| | fine | - | - | - | - | - | M 10 x 1,25 | M 12 x 1,25 | M 16 x 1,5 | M 20 x 1,5 | M 24 x 2 | M 30 x 2 | M 36 x 3 | M 45 x 3 | M 48 x 3 |
| Lunghezza radice e | 4,5 | 6 | 7 | 9 | 12 | 15 | 18 | 22 | 28 | 32 | 40 | 45 | 58 | 62 | |
| Lunghezza gambo b | 12 | 14 | 16 | 18 | 22 | 26 | 30 | 38 | 46 | 54 | 66 | 78 | 90 | 102 | |
| Lunghezza l | 10 ÷ 30 | 10 ÷ 40 | 12 ÷ 50 | 14 ÷ 70 | 16 ÷ 100 | 18 ÷ 120 | 22 ÷ 140 | 28 ÷ 170 | 35 ÷ 200 | 45 ÷ 200 | 55 ÷ 240 | 65 ÷ 240 | 75 ÷ 240 | 85 ÷ 2 | |

Tab. IX. Tipi e dimensioni di prigionieri unificati: le lunghezze l, da 10 mm in poi corrispondono a quelle indicate in tabella XVIII a. La designazione è M10x1,25/M10 x 60 UNI 5913-66. NB: La revisione della norma nel 1993 non prevede filettature >M24.

Non si confondano le viti prigioniere con i tiranti (fig. 27): anche in questi si ha un corpo cilindrico filettato ad entrambe le estremità, talvolta con inclinazione dell'elica opposta (in questo caso la rotazione del tirante provoca l'avvicinamento o l'allontanamento

mento reciproco delle estremità) e possono ad esempio essere usati come in figura 28 per collegare reciprocamente parti di un meccanismo (in questo caso un cilindro idraulico).

La figura 29 illustra vari tipi di viti unificate: alcune sono di impiego ge-

nerale, altre hanno campi di applicazione particolari, come le viti a testa tonda larga, usate in carpenteria, o come le viti di figura 30, che possono essere definite veri e propri elementi di macchina.

| Filletatura d 8 g | M 8 | M 10 | M 12 | M 14 | M 16 | M 18 | M 20 | M 22 | M 24 | M 27 | M 30 | M 33 | M 36 | M 39 | M 42 | M 45 | M 48 | M 52 |
|-------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| d, j, 15 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 24 | 27 | 30 | 33 | 36 | 39 | 42 | 45 | 48 | 52 |
| b + 2 P | 22 | 26 | 36 | 40 | 44 | 48 | 65 | 69 | 73 | 79 | 85 | 91 | 97 | 103 | 109 | 115 | 121 | 129 |
| s nom. | 13 | 17 | 19 | 22 | 24 | 27 | 30 | 32 | 36 | 41 | 46 | 50 | 55 | 60 | 65 | 70 | 75 | 80 |
| e min. | 14,20 | 18,72 | 20,88 | 23,91 | 26,17 | 29,56 | 32,95 | 35,03 | 39,55 | 45,20 | 50,85 | 55,37 | 60,79 | 66,44 | 72,09 | 77,84 | 83,39 | 89,04 |
| m h 17 | 6,5 | 8 | 10 | 11 | 13 | 15 | 16 | 18 | 19 | 22 | 24 | 26 | 29 | 31 | 34 | 36 | 38 | 42 |
| l j, 17 | 100 | 120 | 150 | 180 | 200 | 200 | 250 | 250 | 280 | 320 | 350 | 400 | 420 | 480 | 500 | 550 | 580 | 620 |

Tab. X. Dimensioni dei bulloni a gambo da saldare unificati.

Viti prigioniere a radice lunga (secondo UNI 5914 - 66, 5915 - 66 e 5916 - 66)

A passo grosso da 3 a 52 UNI 5914 - 66

A passo fine da 10 a 64 UNI 5915 - 66

A passo fine sul gambo e a passo grosso sulla radice da 8 a 20 UNI 5916 - 66

| Passo | grosso | M 3 | M 4 | M 5 | M 6 | M 8 | M 10 | M 12 | M 16 | M 20 | M 24 | M 30 | M 36 | M 42 | M 48 |
|--------------------|---------|---------|---------|---------|----------|----------|----------------|----------------|---------------|---------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| | fine | - | - | - | - | - | M 10 x 1,25 | M 12 x 1,25 | M 16 x 1,5 | M 20 x 1,5 | M 24 x 2 | M 30 x 2 | M 36 x 3 | M 42 x 3 | M 48 x 3 |
| Lunghezza radice e | 6 | 8 | 10 | 12 | 16 | 20 | 24 | 32 | 40 | 48 | 60 | 72 | 84 | 96 | |
| Lunghezza gambo b | 12 | 14 | 16 | 18 | 22 | 26 | 30 | 38 | 46 | 54 | 66 | 78 | 90 | 102 | |
| - | - | - | - | - | - | - | 36 | 44 | 52 | 60 | 72 | 84 | 96 | 108 | |
| - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | 73 | 85 | 97 | 109 | 121 | |
| Lunghezza l | 10 ÷ 30 | 10 ÷ 40 | 12 ÷ 50 | 14 ÷ 70 | 16 ÷ 100 | 18 ÷ 120 | 22 ÷ 140 | 28 ÷ 170 | 35 ÷ 200 | 45 ÷ 220 | 55 ÷ 240 | 65 ÷ 240 | 75 ÷ 240 | 85 ÷ 240 | |

Viti prigioniere a radice extralunga (secondo UNI 5917 - 66, 5918 - 66 e 5919 - 66)

A passo grosso da 3 a 52 UNI 5917 - 66

A passo fine da 10 a 64 UNI 5918 - 66

A passo fine sul gambo e a passo grosso sulla radice da 8 a 20 UNI 5919 - 66

| Passo | grosso | M 3 | M 4 | M 5 | M 6 | M 8 | M 10 | M 12 | M 16 | M 20 | M 24 | M 30 | M 36 | M 42 | M 48 |
|--------------------|---------|---------|---------|---------|----------|----------|----------------|----------------|---------------|---------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| | fine | - | - | - | - | - | M 10 x 1,25 | M 12 x 1,25 | M 16 x 1,5 | M 20 x 1,5 | M 24 x 2 | M 30 x 2 | M 36 x 3 | M 42 x 3 | M 48 x 3 |
| Lunghezza radice e | 8 | 10 | 13 | 15 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 60 | 75 | 90 | 105 | 120 | |
| Lunghezza gambo b | 12 | 14 | 16 | 18 | 22 | 26 | 30 | 38 | 46 | 54 | 66 | 78 | 90 | 102 | |
| - | - | - | - | - | - | - | 36 | 44 | 52 | 60 | 72 | 84 | 96 | 108 | |
| - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | 73 | 85 | 97 | 109 | 121 | |
| Lunghezza l | 10 ÷ 30 | 10 ÷ 40 | 12 ÷ 50 | 14 ÷ 70 | 16 ÷ 100 | 18 ÷ 120 | 22 ÷ 140 | 28 ÷ 170 | 35 ÷ 200 | 45 ÷ 220 | 55 ÷ 240 | 65 ÷ 240 | 75 ÷ 240 | 85 ÷ 240 | |

ione viene fatta indicando Prigioniero, filettatura gambo/filettatura radice (se diversa), x lunghezza, UNI...; ad esempio: Prigioniero

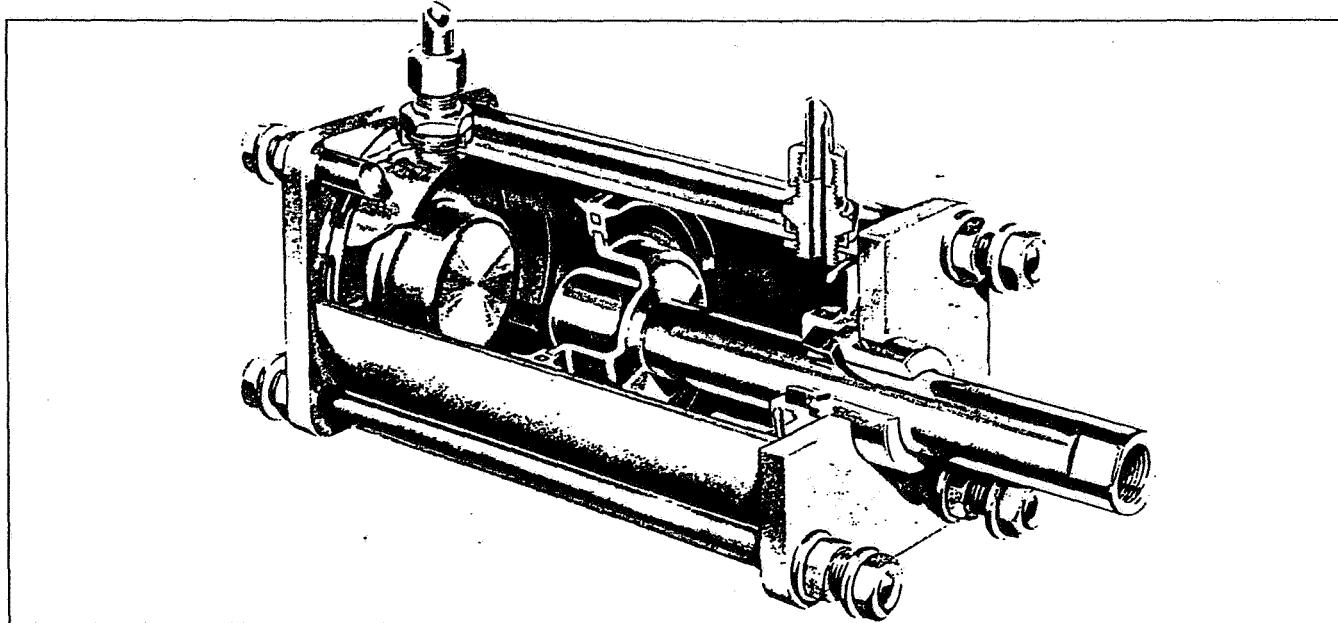
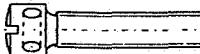
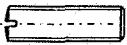
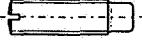
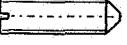
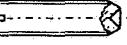
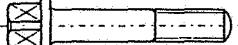
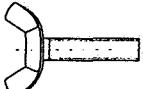
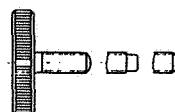
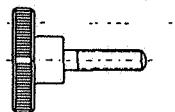
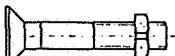
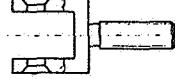


Fig. 28. Cilindro idraulico con collegamento delle testate mediante tiranti.

| Rappresentazione | Denominazione | Filettatura a passo | Categoria | Filettatura Ø | Riferimento a tabella UNI |
|------------------|--|--|-----------|---------------|---------------------------|
| | Viti a testa esagonale larga ad alta resistenza per carpenteria | grosso | A | 12 ÷ 27 | 5712 |
| | | | C | | |
| | Viti a testa esagonale con gambo parzialmente filettato | grosso | A - B | 1,6 ÷ 64 | EN 24014 |
| | | | C | 5 ÷ 64 | EN 24016 |
| | Viti a testa esagonale con gambo interamente filettato | grosso | A - B | 1,6 ÷ 64 | EN 24017 |
| | | | C | 5 ÷ 64 | EN 24018 |
| | Viti a testa quadra con gambo interamente filettato | grosso | A - B | 8 ÷ 64 | EN 28676 |
| | Viti e bulloni a testa quadra con dado esagonale | grosso | C | 5 ÷ 36 | 5726 |
| | Viti e bulloni a testa tonda stretta e nasello con dado esagonale | grosso | C | 5 ÷ 36 | 5728 |
| | Viti e bulloni a testa tonda larga e quadro sottotesta con dado quadro | grosso | C | 5 ÷ 24 | 5730 |
| | Bulloni a gambo da saldare con dado esagonale | grosso | C | 8 ÷ 24 | 5736 |
| | Viti prigioniere | grosso fine fine su gambo, grosso su radice | A | 3 ÷ 52 | 5909 |
| | | | | 10 ÷ 64 | ÷ |
| | | | | 8 ÷ 70 | 5919 |
| | Viti senza testa con esagono incassato ed estremità conica | grosso fine | A | 3 ÷ 24 | 5927 |
| | | | | 8 ÷ 24 | |
| | Viti senza testa con esagono incassato ed estremità a-coppa | grosso fine | A | 3 ÷ 24 | 5929 |
| | | | | 8 ÷ 24 | |
| | Viti a testa cilindrica con esagono incassato | grosso fine | A | 1,6 ÷ 56 | 5931 |
| | | | | 8 ÷ 56 | |
| | Viti a testa svasata piana con esagono incassato | grosso | A | 3 ÷ 20 | 5933 |
| | Viti senza testa con esagono incassato ed estremità piana smussata | grosso fine | A | 3 ÷ 24 | 5923 |
| | | | | 8 ÷ 24 | |
| | Viti senza testa con esagono incassato ed estremità cilindrica | grosso fine | A | 3 ÷ 24 | 5925 |
| | | | | 8 ÷ 24 | |
| | Viti a testa svasata piana con intaglio | grosso | A | 1,6 ÷ 12 | EN ISO 2009 |
| | Viti a testa svasata con calotta ed intaglio | grosso | A | 1,6 ÷ 12 | EN ISO 2010 |
| | Viti a testa cilindrica con intaglio | grosso | A | 1,6 ÷ 12 | EN ISO 2007 |

Fig. 29. Una panoramica sulla bulloneria unificata.

| Rappresentazione | Denominazione | Filettatura a passo | Categoria | Filettatura Ø | Riferimento a tabella UNI |
|---|--|---------------------|-----------|---------------|---------------------------|
|  | Viti a testa cilindrica forata con calotta ed intaglio | grosso | A | 1,6 ÷ 10 | 6111 |
|  | Viti senza testa con intaglio ed estremità piana smussata | grosso | A | 1,6 ÷ 20 | EN 24766 |
| | | fine | | 8 ÷ 20 | |
|  | Viti senza testa con intaglio ed estremità cilindrica | grosso | A | 2 ÷ 20 | EN 27435 |
| | | fine | | 8 ÷ 20 | |
|  | Viti senza testa con intaglio ed estremità conica | grosso | A | 1,6 ÷ 20 | EN 27434 |
| | | fine | | 8 ÷ 20 | |
|  | Viti senza testa con intaglio ed estremità a coppa | grosso | A | 3 ÷ 10 | EN 27436 |
| | | fine | | 8 ÷ 10 | |
|  | Viti a testa quadra ridotta con bordino | grosso | A | 5 ÷ 24 | 6051 |
| | | fine | | 8 ÷ 24 | |
|  | Viti a testa quadra ridottissima con estremità piana smussata e conica | grosso | A | 6 ÷ 24 | 6052 |
| | | fine | | 8 ÷ 24 | |
|  | Viti ad alette | grosso | C | 3 ÷ 16 | 5449 |
|  | Viti a testa zigrinata | grosso | A | 1,6 ÷ 12 | 6048 |
| | | fine | | 8 ÷ 12 | |
|  | Viti a testa zigrinata con colletto | grosso | A | 1,6 ÷ 10 | 6049 |
| | | fine | | 8 ÷ 10 | |
|  | Bulloni a testa svasata e quadro sottotesta con dado quadro, per macchine agricole | grosso | C | 10 ÷ 22 | 6104 |
|  | Forcelle d'attacco per tiranti a cerniera | grosso | A | 5 ÷ 24 | 6056 |
| | | fine | | 8 ÷ 24 | |
|  | Tirante ad occhio con estremità da ribadire | grosso | A | 5 ÷ 24 | 6057 |
| | | fine | | 8 ÷ 24 | |
|  | Tirante ad occhio con estremità smussata | grosso | A | 4 ÷ 30 | 6058 |
| | | fine | | 8 ÷ 30 | |
|  | Tirante filettato | | | | 6610 |
|  | Golfare ad occhio cilindrico con gambo filettato | | | | ISO 3266 |

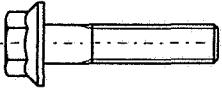
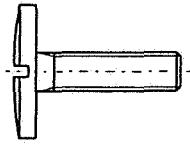
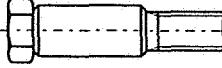
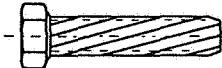
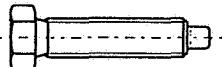
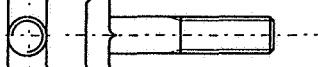
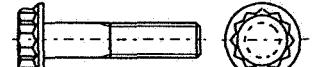
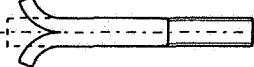
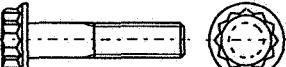
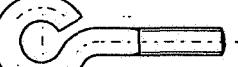
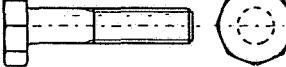
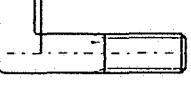
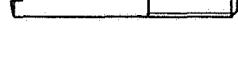
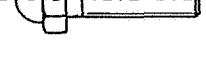
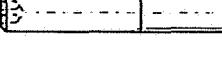
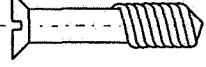
| Rappresentazione | Denominazione | Rappresentazione | Denominazione |
|---|---|--|---------------------------------------|
|  | Vite con flangia |  | Vite a testa tonda larga con intaglio |
|  | Vite con gambo calibrato |  | Vite maschiente a testa esagonale |
|  | Vite a testa esagonale con estremità cilindrica |  | Vite maschiente a testa con intaglio |
|   | Vite con testa a martello |  | Prigioniero per muratura |
|   | Vite con testa biesagonale |  | Occhiolo filettato |
|   | Vite a testa ottagonale |  | Cavallotto filettato |
|  | Vite a testa triangolare |  | Vite con testa a gancio |
|  | Vite senza testa con intaglio e gambo parzialmente filettato |  | Vite a testa esagonale con calotta |
|  | Vite senza testa con esagono incassato e gambo parzialmente filettato |  | Chiodo filettato |

Fig. 30. Alcuni particolari elementi filettati unificati.

Le tabelle da XI a XXII e le relative figure, da 31 a 43, raccolgono indicazioni relative ad alcune fra queste viti, scelte per il loro largo uso o per interessanti particolarità costruttive. La raccolta delle norme riguardanti viti ed altri elementi filettati è infatti sterminata, con numerose varianti specifiche per singoli settori di costruzioni ed in continuo aggiornamento: è pertanto più che mai necessario il riferimento alla normativa UNI (ed ai cataloghi dei produttori).

La designazione degli organi filettati unifica, salvo diverse istruzioni, si fa indicando, dopo di elemento filettatura + lunghezza (sotto testa, ove questa esista), la tabella UNI di riferimento.

Ad esempio: Vite M10x1,25x40 UNI 6048 oppure: Vite Bullone M8x40 UNI 5727 ed ancora: Dado M6 UNI 6006.

Gli elementi costitutivi, non solo le estremità ma anche i tratti filettati incompleti, gole di scarico, ecc., sono conformi a quelli visti nelle varie specifiche tabelle. In genere, in unione del tipo di filettatura, UNI prescrive la categoria per gli elementi in essa indicati.

Le tolleranze sono previste sulle filettature mentre la lavorazione delle parti non filettate è media o precisa per la categoria A e grossolanamente per la C.

Le norme prescrivono generalmente per la bullonatura in acciaio anche le classi di resistenza, che ne indicano le caratteristiche meccaniche (si veda il paragrafo relativo).

| Filettatura d 8 g | | M 5 | M 6 | M 8 | M 10 | M 12 | M 14 | M 16 | M 18 | M 20 | M 22 |
|-------------------------|-------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-----------|-----------|
| a | max | 2,4 | 3 | 3,8 | 4,5 | 5,2 | 6 | 6 | 7,5 | 7,5 | 7,5 |
| s | nom. | 8 | 10 | 13 | 16 | 18 | 21 | 24 | 27 | 30 | 34 |
| k | j _s 16 | 3,5 | 4 | 5,5 | 7 | 8 | 9 | 10 | 12 | 13 | 14 |
| r | | 0,2 | 0,25 | 0,4 | 0,4 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,8 | 0,8 |
| l | j _s 17 | 10 ÷ 50 | 12 ÷ 60 | 16 ÷ 80 | 20 ÷ 100 | 25 ÷ 120 | 30 ÷ 140 | 30 ÷ 200 | 35 ÷ 150 | 40 ÷ 200 | 45 ÷ 150 |
| Filettatura d 8 g | | M 24 | M 27 | M 30 | M 33 | M 36 | M 39 | M 42 | M 45 | M 48 | M 52 |
| a | max | 9 | 9 | 10,5 | 10,5 | 12 | 12 | 13,5 | 13,5 | 15 | 15 |
| s | nom. | 36 | 41 | 46 | 50 | 55 | 60 | 65 | 70 | 75 | 80 |
| k | j _s 16 | 15 | 17 | 19 | 21 | 23 | 25 | 26 | 28 | 30 | 33 |
| r | | 0,8 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1,2 | 1,2 | 1,6 | 1,6 |
| l | j _s 17 | 50 ÷ 200 | 55 ÷ 200 | 60 ÷ 200 | 65 ÷ 200 | 70 ÷ 200 | 80 ÷ 200 | 80 ÷ 200 | 90 ÷ 200 | 100 ÷ 200 | 100 ÷ 200 |

Tab. XI. Alcune dimensioni delle viti a testa esagonale con gambo interamente filettato (UNI EN 24017).

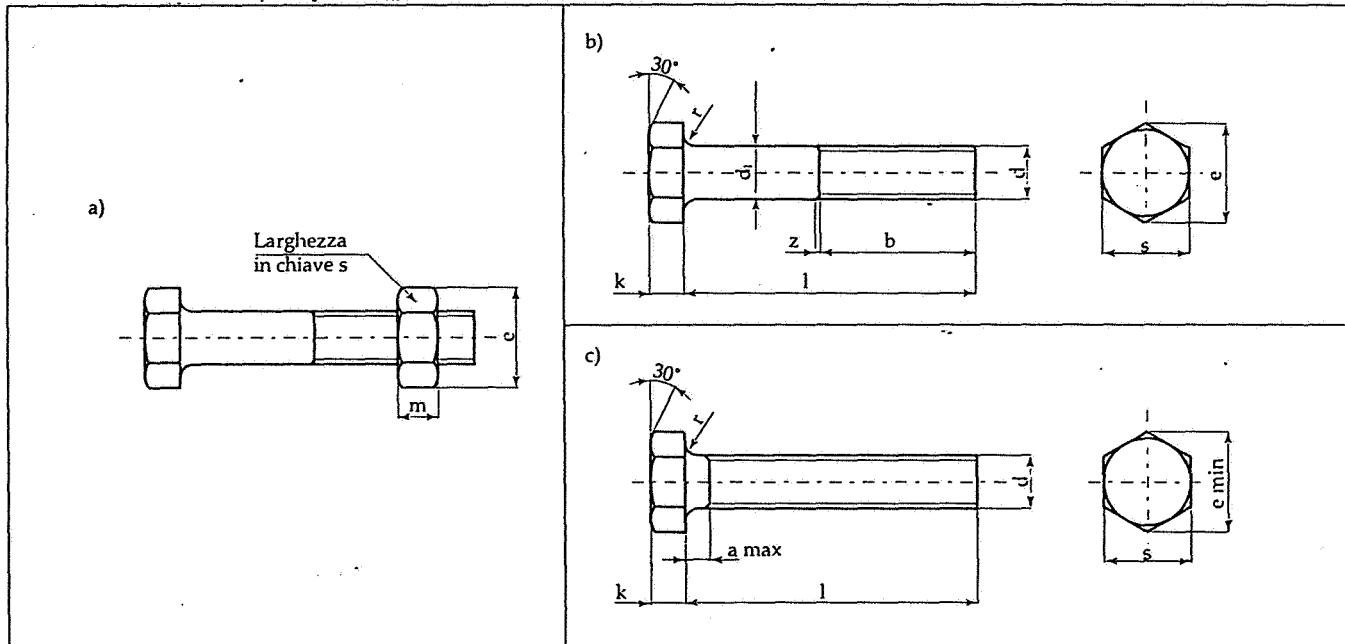


Fig. 31. Bulloni (a), viti a testa esagonale con gambo filettato parzialmente (b) ed interamente (c). La designazione si fa indicando Vite (o Bullone) d x l UNI ...

| Filettatura d 8 g | | d_1 | $b + 2 P$ | | s | K | m | r | Lunghezza l |
|----------------------|-----------------|----------|--------------|--------------------|------|----------|---------|------|------------------|
| a passo grosso | a passo fine | $js\ 15$ | $l \leq 125$ | $125 < l \leq 200$ | nom. | $js\ 16$ | $h\ 17$ | | $js\ 17$ |
| M 5 | - | 5 | 16 | - | 8 | 3,5 | 4 | 0,2 | 25 ÷ 50 |
| M 6 | - | 6 | 18 | - | 10 | 4 | 5 | 0,25 | 30 ÷ 60 |
| M 8 | - | 8 | 22 | - | 13 | 5,5 | 6,5 | 0,4 | 40 ÷ 80 |
| M 10 | - | 10 | 26 | 32 | 16 | 7 | 8 | 0,4 | 45 ÷ 100 |
| M 12 | - | 12 | 30 | 36 | 18 | 8 | 10 | 0,6 | 50 ÷ 120 |
| M 14 | - | 14 | 34 | 40 | 21 | 9 | 11 | 0,6 | 60 ÷ 150 |
| M 16 | - | 16 | 38 | 44 | 24 | 10 | 13 | 0,6 | 65 ÷ 160 |
| M 18 | - | 18 | 42 | 48 | 27 | 12 | 15 | 0,6 | 65 ÷ 200 |
| M 20 | - | 20 | 46 | 52 | 30 | 13 | 16 | 0,8 | 80 ÷ 200 |
| M 22 | - | 22 | 50 | 56 | 34 | 14 | 18 | 0,8 | 90 ÷ 200 |
| M 24 | - | 24 | 54 | 60 | 36 | 15 | 19 | 0,8 | 90 ÷ 240 |
| M 27 | - | 27 | 60 | 66 | 41 | 17 | 22 | 1 | 110 ÷ 260 |
| M 30 | - | 30 | 66 | 72 | 46 | 19 | 24 | 1 | 110 ÷ 300 |
| M 33 | - | 33 | 72 | 78 | 50 | 21 | 26 | 1 | 130 ÷ 320 |
| M 36 | M 36 x 3 | 36 | 78 | 84 | 55 | 23 | 29 | 1 | 140 ÷ 360 |
| M 39 | M 39 x 3 | 39 | 84 | 90 | 60 | 25 | 31 | 1 | 150 ÷ 400 |
| M 42 | M 42 x 3 | 42 | 90 | 96 | 65 | 26 | 34 | 1,2 | 160 ÷ 440 |
| M 45 | M 45 x 3 | 45 | 96 | 102 | 70 | 28 | 36 | 1,2 | 180 ÷ 440 |
| M 48 | M 48 x 3 | 48 | 102 | 108 | 75 | 30 | 38 | 1,6 | 180 ÷ 480 |
| M 52 | M 52 x 3 | 52 | - | 116 | 80 | 33 | 42 | 1,6 | 200 ÷ 500 |
| M 56 | M 56 x 4 | 56 | - | 124 | 85 | 35 | 45 | 2 | 220 ÷ 500 |
| M 64 | M 64 x 4 | 64 | - | 140 | 95 | 40 | 51 | 2 | 260 ÷ 500 |

Tab. XII. Alcune dimensioni dei bulloni e delle viti a testa esagonale a gambo parzialmente filettato (EN 24014 a passo grosso ed EN 28765 a passo fine).

| Filettatura d 6 g | | $a = 3p$ per $l \leq$ | d_1 | $b + 2 P$ 0 | s nom. | k $h\ 13$ | D $h\ 13$ | t | | r min | l |
|----------------------|--------------|--------------------------|---------|----------------|-------------|----------------|----------------|------|------|------------|----------|
| a passo grosso | a passo fine | | $h\ 12$ | | | | | min | max | | |
| M 3 | - | 20 | 3 | 18 | 2,5 | 3 | 5,5 | 1,3 | 1,7 | 0,1 | 5 ÷ 30 |
| M 4 | - | 25 | 4 | 20 | 3 | 4 | 7 | 2,0 | 2,4 | 0,2 | 8 ÷ 40 |
| M 5 | - | 30 | 5 | 22 | 4 | 5 | 8,5 | 2,7 | 3,1 | 0,2 | 8 ÷ 50 |
| M 6 | - | 35 | 6 | 24 | 5 | 6 | 10 | 3,3 | 3,78 | 0,25 | 10 ÷ 60 |
| M 8 | M 8 x 1 | 40 | 8 | 28 | 6 | 8 | 13 | 4,3 | 4,78 | 0,4 | 12 ÷ 80 |
| M 10 | M 10 x 1,25 | 45 | 10 | 32 | 8 | 10 | 16 | 5,5 | 6,25 | 0,4 | 16 ÷ 100 |
| M 12 | M 12 x 1,25 | 50 | 12 | 36 | 10 | 12 | 18 | 6,6 | 7,5 | 0,6 | 20 ÷ 120 |
| M 14 | M 14 x 1,5 | 55 | 14 | 40 | 12 | 14 | 21 | 7,8 | 8,7 | 0,6 | 25 ÷ 140 |
| M 16 | M 16 x 1,5 | 60 | 16 | 44 | 14 | 16 | 24 | 8,8 | 9,7 | 0,6 | 25 ÷ 160 |
| M 18 | M 18 x 1,5 | 65 | 18 | 48 | 14 | 18 | 27 | 9,8 | 10,7 | 0,6 | 30 ÷ 180 |
| M 20 | M 20 x 1,5 | 70 | 20 | 52 | 17 | 20 | 30 | 10,7 | 11,8 | 0,8 | 30 ÷ 200 |
| M 22 | M 22 x 1,5 | 70 | 22 | 56 | 17 | 22 | 33 | 11,3 | 12,4 | 0,8 | 35 ÷ 200 |
| M 24 | M 24 x 2 | 80 | 24 | 60 | 19 | 24 | 36 | 12,9 | 14 | 0,8 | 40 ÷ 240 |
| M 27 | M 27 x 2 | 90 | 27 | 66 | 19 | 27 | 40 | 15,1 | 16,2 | 1 | 45 ÷ 260 |
| M 30 | M 30 x 2 | 100 | 30 | 72 | 22 | 30 | 45 | 17,1 | 18,2 | 1 | 45 ÷ 300 |
| M 33 | M 33 x 2 | 100 | 33 | 78 | 24 | 33 | 50 | 18,8 | 20,1 | 1 | 50 ÷ 300 |
| M 36 | M 36 x 3 | 110 | 36 | 84 | 27 | 36 | 54 | 20,8 | 22,1 | 1 | 55 ÷ 300 |
| M 39 | M 39 x 3 | 120 | 39 | 90 | 27 | 39 | 58 | 22,9 | 24,2 | 1 | 60 ÷ 300 |
| M 42 | M 42 x 3 | 130 | 42 | 96 | 32 | 42 | 63 | 25,0 | 26,3 | 1,2 | 60 ÷ 300 |
| M 45 | M 45 x 3 | 150 | 45 | 102 | 32 | 45 | 68 | 27,1 | 28,4 | 1,2 | 70 ÷ 300 |
| M 48 | M 48 x 3 | 150 | 48 | 108 | 36 | 48 | 72 | 29,1 | 30,4 | 1,6 | 70 ÷ 300 |
| M 52 | M 52 x 3 | 150 | 52 | 116 | 36 | 52 | 78 | 31,9 | 33,5 | 1,6 | 80 ÷ 300 |

Lunghezze unificate: 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 90; 100; 110; 120; 140; 160; 180; 200; 220; 240.

Tab. XIII. Alcune dimensioni di viti a testa cilindrica con esagono incassato, secondo la norma UNI 5931.

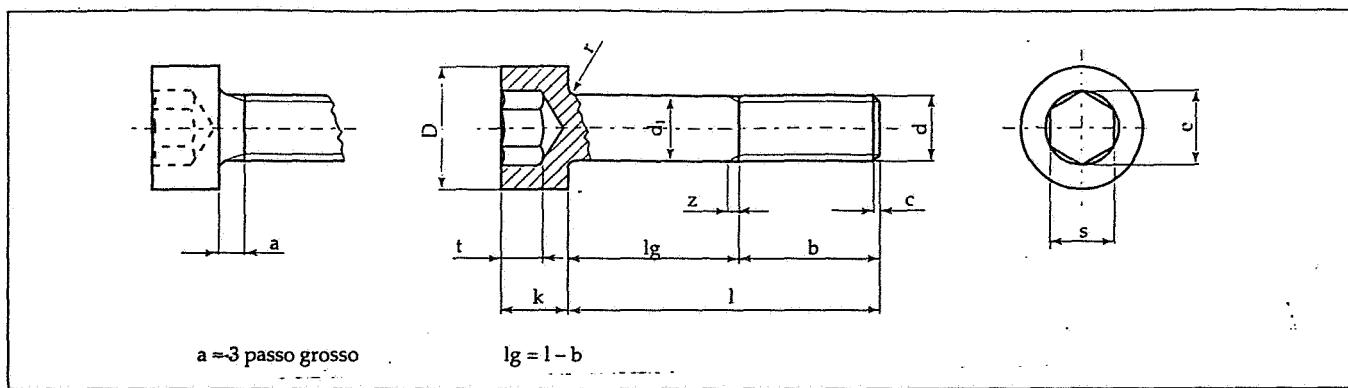


Fig. 32. Viti a testa cilindrica con esagono incassato (il gambo può essere filettato parzialmente od interamente).

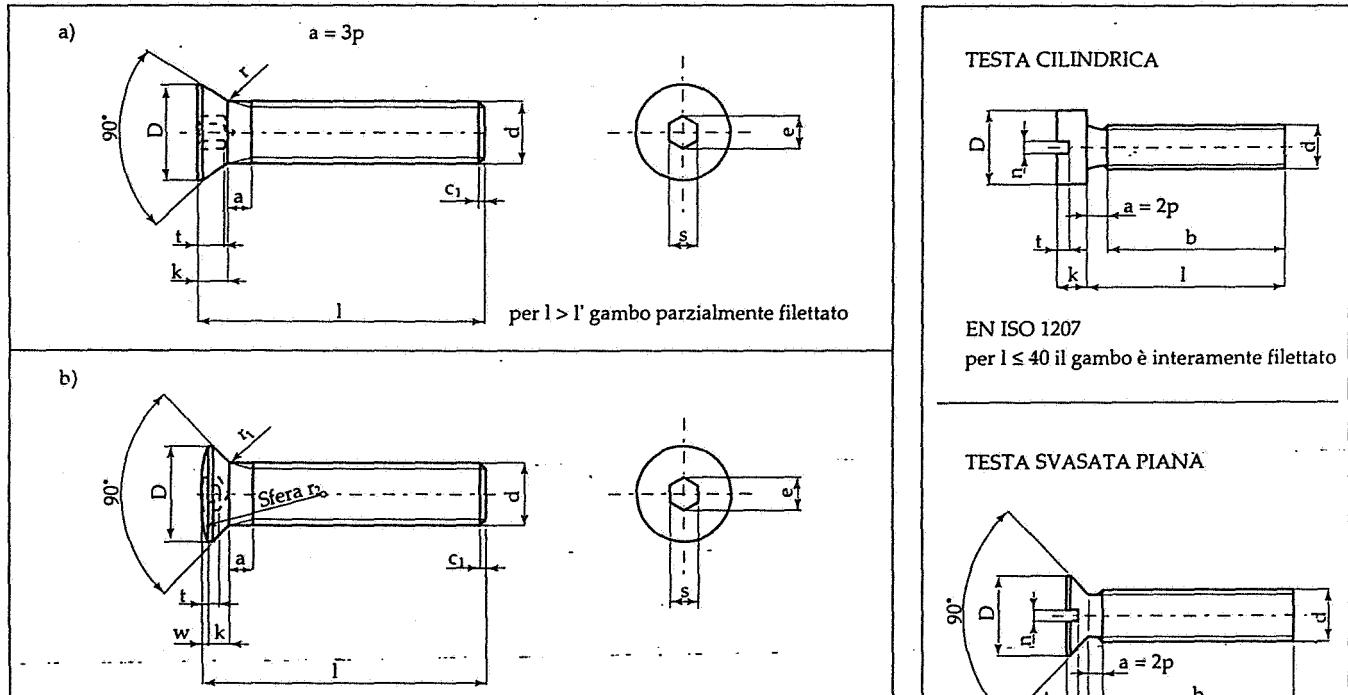


Fig. 33. Viti a testa svasata con esagono incassato: a) piana (secondo UNI 5933) e b) (secondo le norme UNI 5935 per il passo grosso ed UNI 5936 per il passo fine, ora sopprese).

| Filettatura d 6g | | D h 13 | K h 13 | s nom. | t max | r ed r ₁ min | r ₂ | W | I | I' |
|------------------------|-----------------|-----------|-----------|-----------|----------|----------------------------|----------------|-----|---------|----|
| a passo grosso | a passo fine | | | | | | | | | |
| M 3 | - | 6 | 1,7 | 2 | 1,3 | 0,1 | 10 | 0,4 | 8 ÷ 20 | - |
| M 4 | - | 8 | 2,3 | 2,5 | 2 | 0,2 | 12 | 0,6 | 8 ÷ 25 | - |
| M 5 | - | 10 | 2,8 | 3 | 2,4 | 0,2 | 15 | 0,8 | 10 ÷ 50 | 35 |
| M 6 | - | 12 | 3,3 | 4 | 2,8 | 0,25 | 18 | 0,8 | 10 ÷ 50 | 40 |
| M 8 | M 8 x 1 | 16 | 4,4 | 5 | 3,8 | 0,4 | 25 | 1,1 | 16 ÷ 55 | 50 |
| M 10 | M 10 x 1,2 | 20 | 5,5 | 6 | 4,8 | 0,4 | 30 | 1,4 | 16 ÷ 60 | 50 |
| M 12 | M 12 x 1,25 | 24 | 6,5 | 8 | 5 | 0,6 | 35 | 1,8 | 20 ÷ 60 | 60 |
| M 14 | M 14 x 1,5 | 27 | 7 | 10 | 5,3 | 0,6 | 40 | 1,9 | 30 ÷ 70 | 60 |
| M 16 | M 16 x 1,5 | 30 | 7,5 | 10 | 5,8 | 0,6 | 45 | 2,1 | 30 ÷ 70 | 70 |
| M 18 | M 18 x 1,5 | 33 | 8 | 12 | 6 | 0,6 | 50 | 2,3 | 40 ÷ 70 | 70 |
| M 20 | M 20 x 1,5 | 36 | 8,5 | 12 | 6,5 | 0,8 | 55 | 2,5 | 40 ÷ 70 | 70 |

Lunghezze unificate: 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75.

Tab. XIV. Dimensioni per le viti di figura 33: la norma attuale non prevede più le viti a passo fine.

Fig. 34. Vari tipi di viti a testa con intaglio.

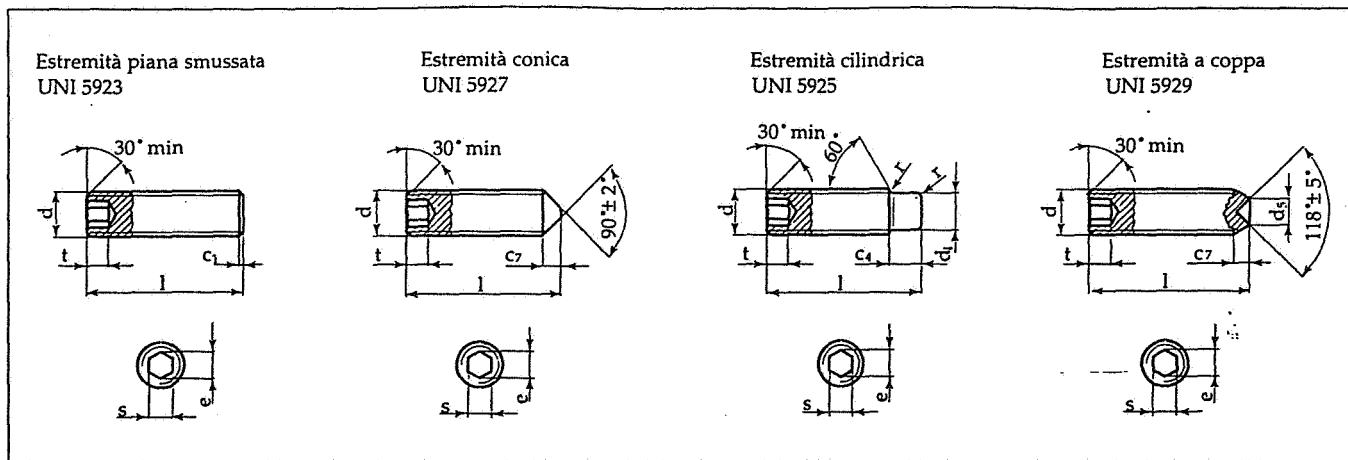


Fig. 35. Viti senza testa ad esagono incassato con diverse estremità.

| Filettatura d 6g | s nom. | t | UNI EN ISO 1207 | | | UNI EN ISO 2009 e 2010 | | | Lunghezza unificate: |
|------------------------|-----------|-----|-----------------|-----|----------------|---------------------------|-----|------|-------------------------|
| | | | D | k | D _s | k | r | | |
| M 1,6 | — | 0,4 | 0,45 | 3 | 1,1 | 3 | 1 | 3 | 2 ÷ 16 |
| M 2 | — | 0,5 | 0,6 | 3,8 | 1,4 | 3,8 | 1,2 | 4 | 3 ÷ 20 |
| M 2,5 | — | 0,6 | 0,7 | 4,5 | 1,8 | 4,7 | 1,5 | 5 | 3 ÷ 25 |
| M 3 | — | 0,8 | 0,9 | 5,5 | 2 | 5,5 | 1,7 | 6 | 4 ÷ 30 |
| M 4 | — | 1,2 | 1,2 | 7 | 2,6 | 8,4 | 2,7 | 9,5 | 5 ÷ 40 |
| M 5 | 38 | 1,2 | 1,5 | 8,5 | 3,3 | 9,3 | 2,8 | 9,5 | 6 ÷ 50 |
| M 6 | 38 | 1,6 | 1,8 | 10 | 3,9 | 11,3 | 3,3 | 12 | 8 ÷ 60 |
| M 8 | 38 | 2 | 2,3 | 13 | 5 | 15,8 | 4,6 | 16,5 | 10 ÷ 80 |
| M 10 | 38 | 2,5 | 2,7 | 16 | 6 | 18,3 | 5 | 19,5 | 12 ÷ 80 |

Lunghezze unificate: 2; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80.

Tab. XV. Dimensioni di viti a testa con intaglio, con riferimento alla figura 34.

| Filettatura d 6g | s nom. | t | d ₄ h13 | d ₅ | UNI EN ISO 1207 | | Lunghezze unificate: 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75. Si deve preferire l'impiego di viti con dimensioni indicate in carattere nero. |
|------------------------|-------------|-----|-----------------------|----------------|-------------------|-----------------|---|
| | | | | | a passo grosso | a passo fine | |
| M 3 | — | 1,5 | 2,5 | 2 | 1,4 | 5 ÷ 20 | |
| M 4 | — | 2 | 3 | 2,5 | 2 | 5 ÷ 25 | |
| M 5 | — | 2,5 | 3,5 | 3,5 | 2,5 | 6 ÷ 30 | |
| M 6 | — | 3 | 4 | 4 | 3 | 8 ÷ 30 | |
| M 8 | M 8 x 1 | 4 | 5 | 5,5 | 5 | 8 ÷ 40 | |
| M 10 | M 10 x 1,25 | 5 | 6 | 7 | 6 | 10 ÷ 50 | |
| M 12 | M 12 x 1,25 | 6 | 8 | 8,5 | 7 | 12 ÷ 60 | |
| M 14 | M 14 x 1,5 | 6 | 8 | 10 | 8 | 14 ÷ 70 | |
| M 16 | M 16 x 1,5 | 8 | 10 | 12 | 10 | 16 ÷ 70 | |
| M 18 | M 18 x 1,5 | 8 | 10 | 13 | 11 | 18 ÷ 75 | |
| M 20 | M 20 x 1,5 | 10 | 12 | 15 | 13 | 20 ÷ 75 | |
| M 22 | M 22 x 1,5 | 12 | 15 | 17 | 15 | 25 ÷ 75 | |
| M 24 | M 24 x 2 | 12 | 15 | 18 | 16 | 25 ÷ 75 | |

Lunghezze unificate: 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75.
Si deve preferire l'impiego di viti con dimensioni indicate in carattere nero.

Tab. XVI. Dimensioni delle viti di figura 35.

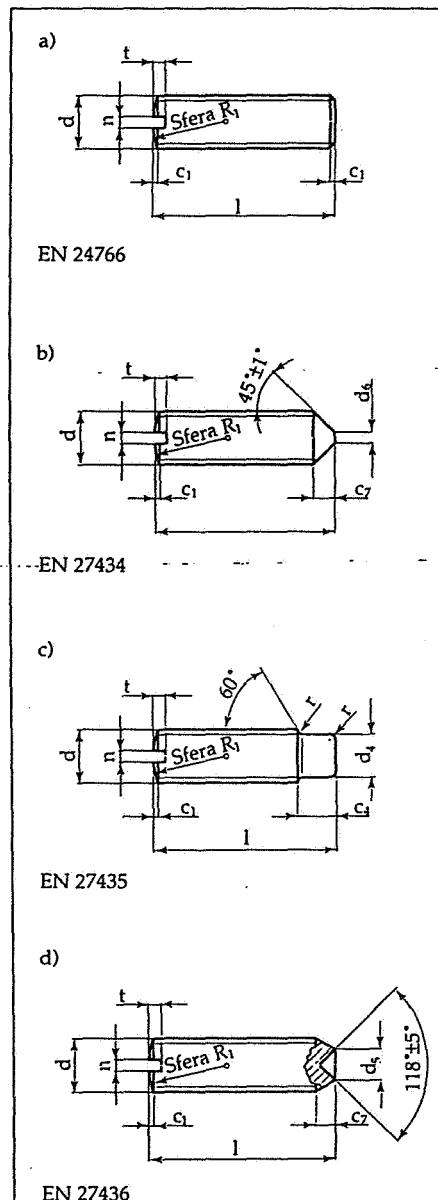


Fig. 36. Viti senza testa con intaglio (per le estremità vedi fig. 11).

| Filettatura d 6 g | | n | t | a) A passo grosso UNI 6113-67 | b) A passo grosso UNI 6115-67 | c) A passo grosso UNI 6117-67 | d) A passo grosso e passo fine UNI 6119-67 | |
|-------------------------|--------------|-----|-----|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|--|---------|
| a passo grosso | a passo fine | | | I | d ₄ | I | d ₅ | I |
| M 1,6 | - | 0,3 | 0,8 | 2 ÷ 6 | - | - | - | - |
| M 2 | - | 0,3 | 0,8 | 3 ÷ 8 | 1 | 3 ÷ 6 | - | - |
| M 2,2 | - | 0,4 | 1 | 3 ÷ 10 | 1,2 | 4 ÷ 10 | - | 3 ÷ 10 |
| M 2,5 | - | 0,4 | 1 | 3 ÷ 10 | 1,5 | 4 ÷ 10 | - | 4 ÷ 10 |
| M 3 | - | 0,5 | 1,2 | 3 ÷ 10 | 2 | 5 ÷ 12 | - | 4 ÷ 12 |
| M 4 | - | 0,6 | 1,4 | 4 ÷ 12 | 2,5 | 6 ÷ 14 | - | 6 ÷ 14 |
| M 5 | - | 0,8 | 1,8 | 4 ÷ 16 | 3,5 | 8 ÷ 18 | - | 8 ÷ 18 |
| M 6 | - | 1 | 2 | 5 ÷ 20 | 4 | 8 ÷ 22 | 1 | 8 ÷ 22 |
| M 8 | M 8 x 1 | 1,2 | 2,5 | 6 ÷ 25 | 5,5 | 10 ÷ 28 | 2 | 10 ÷ 28 |
| M 10 | M 10 x 1,25 | 1,6 | 3 | 10 ÷ 30 | 7 | 12 ÷ 35 | 2 | 12 ÷ 35 |
| M 12 | M 12 x 1,25 | 2 | 4 | 12 ÷ 40 | 8,5 | 14 ÷ 45 | 2 | 16 ÷ 45 |
| M 14 | M 14 x 1,5 | 2 | 4 | 16 ÷ 45 | 10 | 18 ÷ 45 | 4 | 18 ÷ 45 |
| M 16 | M 16 x 1,5 | 2,5 | 4,5 | 18 ÷ 50 | 12 | 22 ÷ 50 | 4 | 22 ÷ 50 |
| M 18 | M 18 x 1,5 | 3 | 5 | 18 ÷ 55 | 13 | 25 ÷ 60 | 5 | 25 ÷ 60 |
| M 20 | M 20 x 1,5 | 3 | 5 | 20 ÷ 55 | 15 | 28 ÷ 60 | 6 | 28 ÷ 60 |

Lunghezze I unificate: 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60.

Tab. XVII. Dimensioni delle viti del tipo di figura 36, secondo la normativa del 1967.

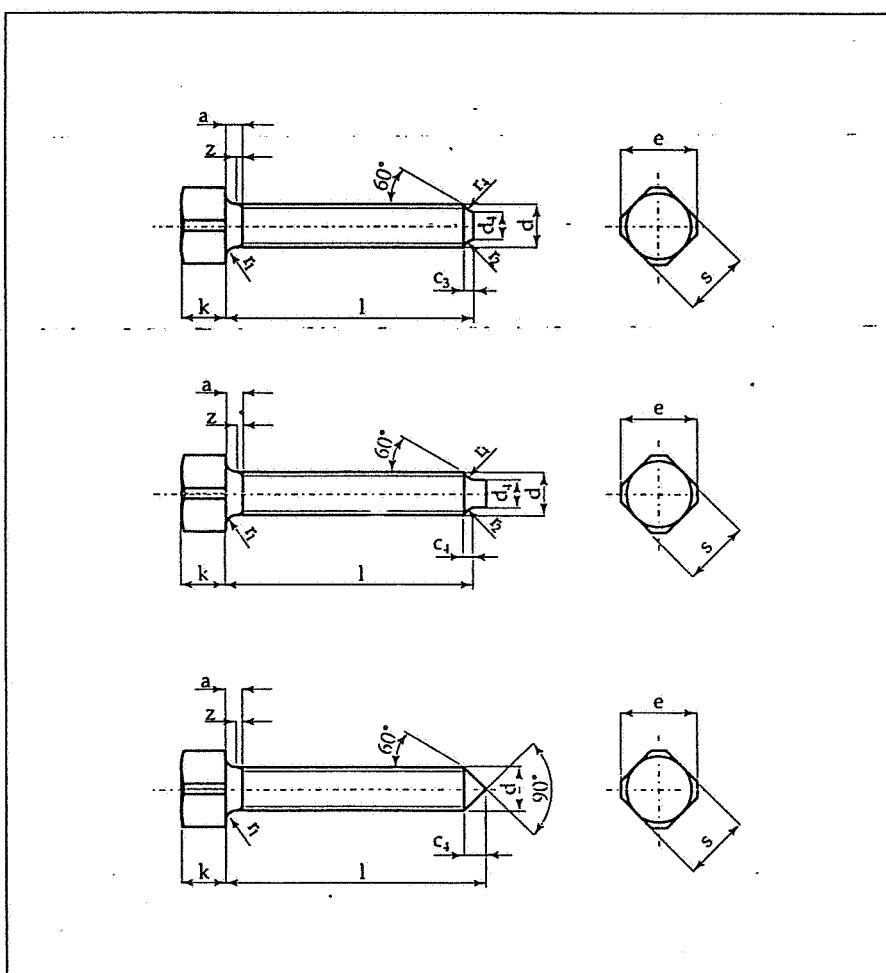


Fig. 37. Viti di pressione a testa quadra ridotta (UNI 6050).

| Filettatura d 6 g | | k | r ₁ | s nom. | I |
|-------------------------|-----------------|----|----------------|-----------|----------|
| a passo grosso | a passo fine | | | | |
| M 5 | - | 5 | 0,2 | 5 | 10 ÷ 40 |
| M 6 | - | 6 | 0,5 | 6 | 16 ÷ 55 |
| M 7 | - | 7 | 0,5 | 7 | 16 ÷ 60 |
| M 8 | M 8 x 1 | 8 | 0,5 | 8 | 16 ÷ 60 |
| M 10 | M 10 x 1,25 | 10 | 0,5 | 10 | 20 ÷ 70 |
| M 12 | M 12 x 1,25 | 12 | 0,5 | 13 | 30 ÷ 90 |
| M 14 | M 14 x 1,5 | 14 | 1 | 17 | 30 ÷ 110 |
| M 16 | M 16 x 1,5 | 16 | 1 | 17 | 30 ÷ 120 |
| M 18 | M 18 x 1,5 | 18 | 1 | 19 | 45 ÷ 140 |
| M 20 | M 20 x 1,5 | 20 | 1 | 22 | 45 ÷ 150 |

Lunghezze unificate: 10; 12; 14; 16; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 100; 110; 120; 130; 140; 150.

Tab. XVIII. Dimensioni delle viti di fig. 37.

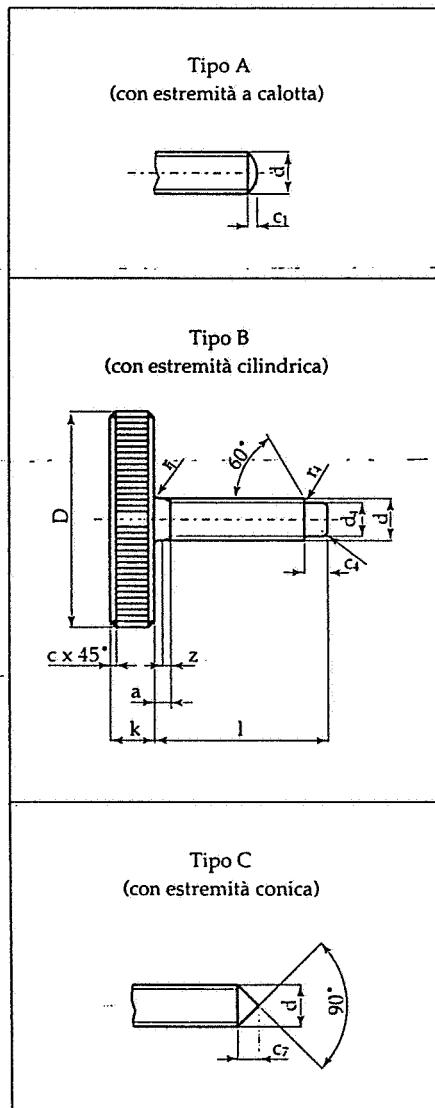


Fig. 38. Viti per serraggio manuale, a testa zigrinata (secondo UNI 6048).

| Filettatura d 6 g | | c | D | k | r ₁ | I | Zigrinatura parallela |
|-------------------------|-----------------|-----|----|-----|----------------|---------|--------------------------|
| a passo grosso | a passo fine | | | | | | |
| M 1,6 | - | - | 8 | 2 | - | 3 ÷ 10 | 0,5 |
| M 2 | - | - | 9 | 2,5 | - | 4 ÷ 14 | 0,8 |
| M 2,2 | - | 0,3 | 10 | 2,5 | - | 4 ÷ 14 | 0,8 |
| M 2,5 | - | 0,3 | 11 | 2,5 | - | 5 ÷ 16 | 0,8 |
| M 3 | - | 0,4 | 12 | 3 | 0,2 | 6 ÷ 20 | 0,8 |
| M 3,5 | - | 0,4 | 14 | 3,5 | 0,2 | 7 ÷ 20 | 1 |
| M 4 | - | 0,4 | 16 | 3,5 | 0,2 | 8 ÷ 25 | 1 |
| M 5 | - | 0,5 | 20 | 4 | 0,2 | 10 ÷ 30 | 1 |
| M 6 | - | 0,6 | 24 | 5 | 0,5 | 12 ÷ 30 | 1,5 |
| M 8 | M 8 x 1 | 0,6 | 30 | 6,5 | 0,5 | 16 ÷ 40 | 1,5 |
| M 10 | M 10 x 1,25 | 0,8 | 36 | 8 | 0,5 | 20 ÷ 50 | 1,5 |
| M 12 | M 12 x 1,25 | 0,8 | 43 | 9,5 | 0,5 | 25 ÷ 60 | 1,5 |

Lunghezze unificate: 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 35; 38; 40; 45; 50; 55; 60. Si deve preferire l'impiego di viti con dimensioni in carattere nero.

Tab. XIX. Dimensioni delle viti di figura 38.

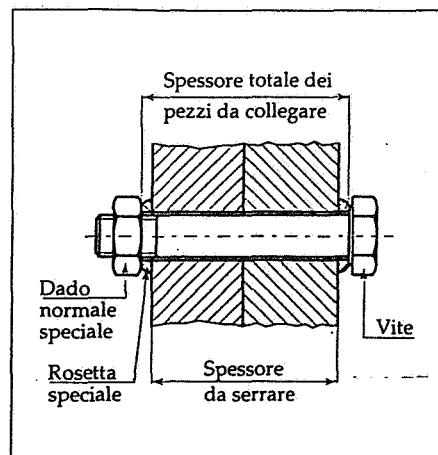


Fig. 39. Collegamento con bullone per carpenteria a testa esagonale larga: lo spessore da serrare è elemento per la scelta della vite, secondo la successiva tabella XX e la figura 40. I bulloni ad alta resistenza si impiegano per notevoli sforzi di serraggio.

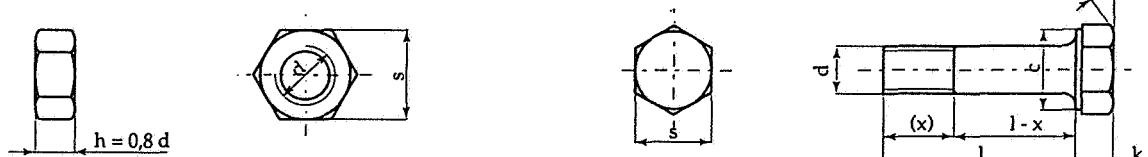


Fig. 40. Dimensioni caratteristiche di viti e dadi costituenti un bullone ad alta resistenza (va completato con le rosette ad alta resistenza UNI 5714).

| Spessore da serrare | | DIAMETRO d DELLA VITE | | | | | | | | | | | |
|---------------------|-----|-----------------------|----|-----|-----|-----|----|-----|----|-----|----|-----|----|
| | | 16 | | 18 | | 20 | | 22 | | 24 | | 27 | |
| da | a | I | x | I | x | I | x | I | x | I | x | I | x |
| 14 | 18 | 45 | | | | | | | | | | | |
| 19 | 23 | 50 | | 50 | | 55 | | | | | | | |
| 24 | 28 | 55 | | 55 | | 60 | | 60 | | | | | |
| 29 | 33 | 60 | 26 | 60 | | 65 | | 65 | | 65 | | 70 | |
| 34 | 38 | 65 | | 65 | 27 | 70 | 31 | 70 | 32 | 70 | 75 | | |
| 39 | 43 | 70 | | 70 | | 75 | | 75 | | 75 | 34 | 80 | 37 |
| 44 | 48 | 75 | | 75 | | 80 | | 80 | | 80 | | 85 | |
| 49 | 53 | 80 | | 80 | | 85 | | 85 | | 85 | | 90 | |
| 54 | 58 | 85 | | 85 | | 90 | | 90 | | 90 | | 95 | |
| 59 | 63 | 90 | 28 | 90 | 29 | 95 | 33 | 95 | 34 | 95 | 37 | 100 | 39 |
| 64 | 68 | 95 | | 95 | 29 | 100 | | 100 | | 100 | | | |
| 69 | 73 | 100 | | 100 | | 110 | 33 | 110 | 34 | 110 | 37 | 110 | 39 |
| 74 | 78 | 105 | | | | 110 | 33 | 110 | 34 | 110 | 37 | 120 | 39 |
| 79 | 83 | | | 110 | 29 | 120 | 33 | 120 | 34 | 120 | 37 | 130 | 39 |
| 84 | 88 | | | | 120 | 33 | | | | | | | |
| 89 | 93 | | | 120 | 29 | 130 | 33 | 130 | 34 | 130 | 37 | 140 | 39 |
| 94 | 98 | | | | | | | | | | | 150 | 39 |
| 99 | 103 | | | | | | | | | | | 160 | 39 |
| 104 | 108 | | | | | | | | | | | | |
| 109 | 113 | | | | | | | | | | | | |
| 114 | 118 | | | | | | | | | | | | |
| 119 | 123 | | | | | | | | | | | | |

Tab. XX. Lunghezze e diametri delle viti (UNI 5712) di figura 40, in funzione dello spessore da collegare.

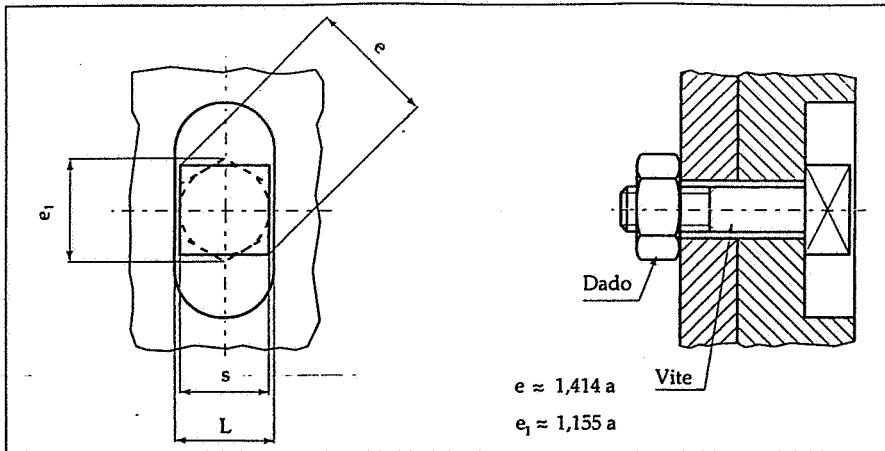


Fig. 41. Le viti a testa quadrata vengono spesso usate incassate in apposite scanalature che ne impediscono la rotazione (anche nelle scanalature a T delle macchine utensili).

Fra le viti particolari vanno ancora ricordate le autofilettanti, il cui filetto è in grado di costruirsi la madrevite facendosi strada in un foro liscio di preparazione: non è previsto l'uso di dadi e la vite è accessibile solo dalla parte della testa, ed è in genere utilizzata nell'accoppiamento di lamierini o in materiali teneri come leghe leggere e materie plastiche. La madrevite può essere realizzata per deformazione (viti autoformanti) ma anche per asportazione di materiale, come nel caso della vite di figura 44, non unificata, in grado di praticare addirittura direttamente il foro di preparazione. La figura 45 illustra alcuni tipi unificati di viti autofilettanti, di cui alcune

| Filettatura d 8 g | M 5 | M 6 | M 8 | M 10 | M 12 | M 14 | M 16 | M 18 | M 20 | M 22 | M 24 | M 27 | M 30 | M 33 | M 33 |
|----------------------------------|---------------|---------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-------|----------|----------|----------|----------|----------|
| d ₁ j _s 16 | 5 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 24 | 27 | 30 | 33 | 36 |
| b + 2 P | 16 | 18 | 22 | 26 | 30 | 34 | 38 | 42 | 46 | 50 | 54 | 60 | 66 | 72 | 78 |
| 0 | 125 < 1 ≤ 200 | - | - | 32 | 36 | 40 | 44 | 48 | 52 | 55 | 60 | 66 | 72 | 78 | 84 |
| s nom. | 8 | 10 | 13 | 17 | 19 | 22 | 24 | 27 | 30 | 32 | 36 | 41 | 46 | 50 | 55 |
| e min. | 10 | 13 | 17 | 22 | 25 | 28 | 32 | 36 | 40 | 42 | 48 | 54 | 60 | 65 | 72 |
| e ₁ min. | 8,63 | 10,89 | 14,20 | 18,72 | 20,88 | 23,91 | 26,17 | 29,56 | 32,95 | 35,03 | 39,55 | 45,20 | 50,85 | 55,37 | 60,79 |
| k j _s 16 | 3,5 | 4 | 5,5 | 7 | 8 | 9 | 10 | 12 | 13 | 14 | 15 | 17 | 19 | 21 | 23 |
| m h 17 | 4 | 5 | 6,5 | 8 | 10 | 11 | 13 | 15 | 16 | 18 | 19 | 22 | 24 | 26 | 29 |
| r | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1,6 | 1,6 | 1,6 | 1,6 | 2 |
| l j _s 17 | 20 ÷ 65 | 25 ÷ 70 | 25 ÷ 100 | 30 ÷ 140 | 35 ÷ 180 | 40 ÷ 200 | 45 ÷ 200 | 45 ÷ 200 | 50 ÷ 200 | 55 ÷ | 60 ÷ 200 | 65 ÷ 200 | 70 ÷ 200 | 75 ÷ 200 | 80 ÷ 200 |

Lunghezze unificate l: 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 90; 100; 110; 120; (125); 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200.

Tab. XXI. Dimensioni di viti e bulloni a testa quadra secondo la UNI 5728.

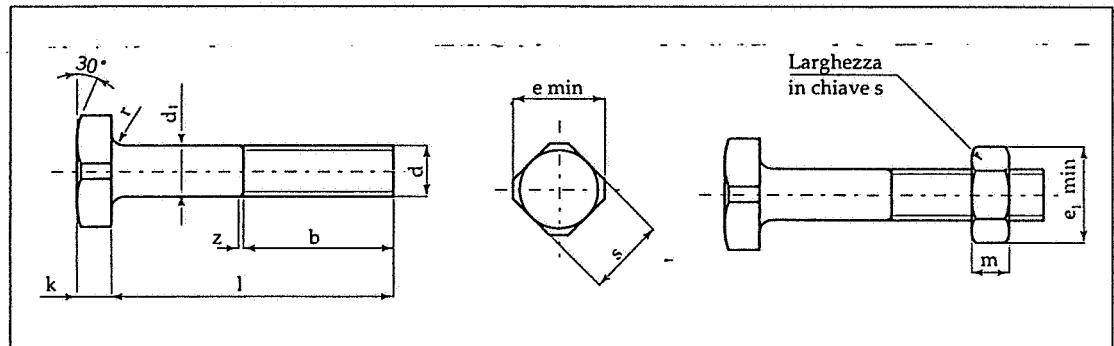


Fig. 42. Esempi di viti e bulloni a testa quadra.

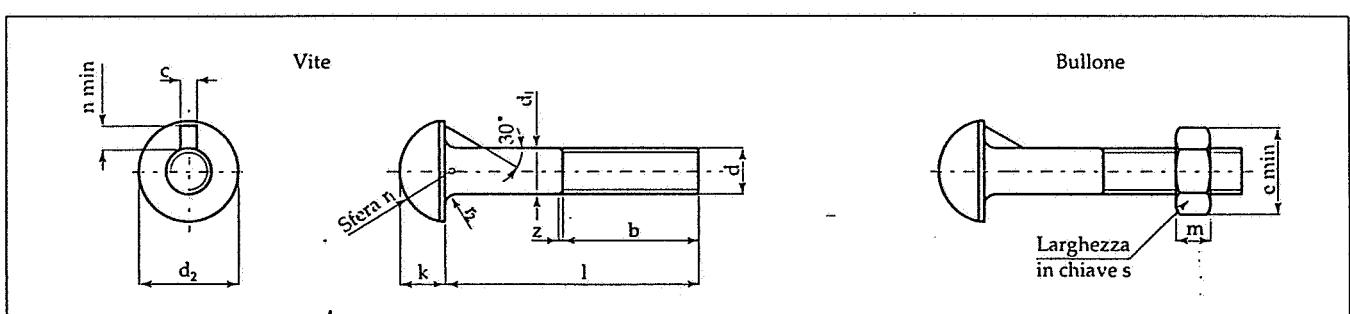


Fig. 43. I bulloni a testa tonda stretta sono usati nella carpenteria metallica e nelle costruzioni miste ferro legno; in genere sono accoppiati a dadi esagonali.

ne sono più ampiamente definite nella figura 46 e nella tabella XXIII, mentre la tabella XXIV indica le dimensioni dei fori di preparazione in alcuni materiali.

Fig. 44. Vite perforante ed autofilettante per lamiere e materiali leggeri.



| Filettatura d 8g | M 5 | M 6 | M 8 | M 10 | M 12 | M 14 | M 16 | M 18 | M 20 | M 22 | M 24 |
|----------------------------------|---------|---------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| d ₁ j _s 15 | 5 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 24 |
| b + 2 P | 16 | 18 | 22 | 26 | 30 | 34 | 38 | 42 | 46 | 50 | 54 |
| 0 | — | — | — | — | 36 | 40 | 44 | 48 | 52 | 56 | 60 |
| d ₂ j _s 16 | 9 | 11 | 15 | 18 | 21 | 23 | 26 | 30 | 33 | 35 | 40 |
| r ₁ | 5 | 6 | 8 | 9,5 | 11 | 12 | 13,5 | 15,5 | 17,5 | 18,5 | 21 |
| k j _s 16 | 3,5 | 4 | 6 | 7 | 8,5 | 9 | 10,5 | 12 | 13 | 14 | 16 |
| c n 16 | 1,5 | 2 | 2,5 | 3 | 3 | 3,5 | 4 | 4 | 4,5 | 5 | 5,5 |
| n min. | 1,3 | 1,8 | 2,3 | 2,7 | 2,7 | 3,3 | 3,5 | 3,8 | 4,2 | 4,8 | 5,2 |
| r ₂ | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1,6 |
| s nom. | 8 | 10 | 13 | 17 | 19 | 22 | 24 | 27 | 30 | 32 | 36 |
| e min. | 8,63 | 10,89 | 14,20 | 18,72 | 20,88 | 23,91 | 26,17 | 29,56 | 36,95 | 35,03 | 39,55 |
| m h 17 | 4 | 5 | 6,5 | 8 | 10 | 11 | 13 | 15 | 15 | 18 | 18 |
| l j _s 17 | 20 ÷ 60 | 25 ÷ 75 | 30 ÷ 100 | 35 ÷ 120 | 40 ÷ 140 | 45 ÷ 160 | 50 ÷ 170 | 55 ÷ 180 | 60 ÷ 200 | 65 ÷ 200 | 70 ÷ 200 |

Lunghezze unificate l: 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 90; 100; 110; 120; (125); 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200.

Tab. XXII. Dimensioni di viti e bulloni a testa tonda stretta con nasello, secondo la UNI 5730.

| Rappresentazione | Denominazione | Tipo | Riferimento a tabella UNI | Rappresentazione | Denominazione | Tipo | Riferimento a tabella UNI |
|------------------|--|------|---------------------------|------------------|---|------|---------------------------|
| | Viti autofilettanti a testa esagonale | AB | EN ISO 1479 | | Viti autofilettanti a testa svasata con calotta ed intaglio | AB | 1483 6953 |
| | | B | | | | B | |
| | Viti autofilettanti a testa esagonale con bordino sottotesta | AB | 6950 | | Viti autofilettanti a testa bombata ed impronta a croce | C | EN ISO 7049 |
| | | B | | | | F | |
| | Viti autofilettanti a testa cilindrica con intaglio | AB | 6951 | | Viti autofilettanti a testa svasata con impronta a croce | C | EN ISO 7050 |
| | | B | | | | F | |
| | Viti autofilettanti a testa svasata con intaglio | AB | EN ISO 1482 | | Viti autofilettanti a testa svasata con calotta ed impronta a croce | C | EN ISO 7051 |
| | | B | | | | F | |

Fig. 45. Viti autofilettanti unificate: il tipo AB (o C) a punta è usato per collegare lamiere di piccolo spessore, il tipo B (o F) con estremità piana serve per collegamenti di lamiere più spesse, materie plastiche e materiali teneri.

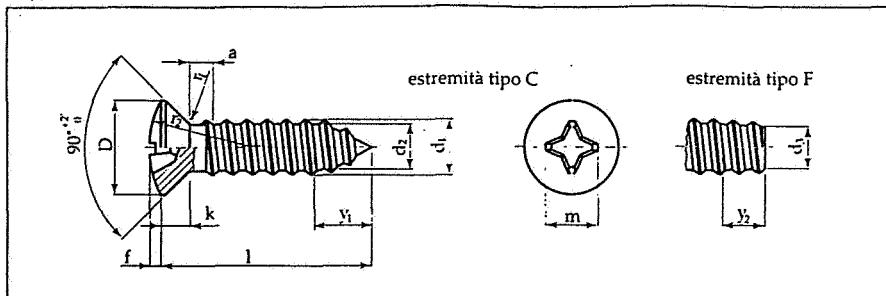


Fig. 46. Tipo di vite autofilettante già unificata nella UNI 6956 ora sostituita dalla UNI EN ISO 7051.

| Simbolo ISO | 2 | 4 | 6 | 7 | 8 | 10 | 12 | 14 |
|----------------------------------|-------------|-----------|----------|----------|----------|----------|----------|---------|
| Diametro nominale di filettatura | 2,2 | 2,9 | 3,5 | 3,9 | 4,2 | 4,8 | 5,5 | 6,3 |
| D | max (teor) | 4,37 | 5,71 | 7,09 | 7,75 | 8,43 | 9,78 | 11,13 |
| | min | 3,73 | 4,95 | 6,20 | 6,81 | 7,42 | 8,64 | 9,88 |
| k | = | 1,3 | 1,7 | 1,9 | 2,31 | 2,54 | 2,95 | 3,35 |
| f | = | 0,76 | 0,97 | 1,14 | 1,27 | 1,32 | 1,52 | 1,73 |
| r ₁ | max | 0,89 | 1,17 | 1,42 | 1,57 | 1,68 | 1,90 | 2,18 |
| sfera r ₂ | = | 3,8 | 4,6 | 5,4 | 6 | 6,6 | 8,2 | 9,4 |
| Impronta a croce | Grandezza m | 1 | 1 | 2 | 2 | 2 | 3 | 3 |
| Profondità | max | 2,8 | 3,4 | 4,6 | 4,7 | 4,9 | 5,4 | 7 |
| | min | 1,57 | 2,21 | 2,39 | 2,54 | 2,74 | 3,2 | 3,53 |
| I | | 4,5 x 9,5 | 4,5 x 25 | 6,5 x 38 | 9,5 x 38 | 9,5 x 45 | 9,5 x 50 | 13 x 50 |
| | | | | | | | | 13 x 50 |

Lunghezze unificate: 4,5; 6,5; 9,5; 13; 16; 19; 22; 25; 32; 38; 45; 50.

Tab. XXIII. Alcune dimensioni delle viti di figura 46.

| Diametro nominale di filettatura | a) - Diametri dei fori di preparazione in materiali diversi | | | | | |
|----------------------------------|---|-------------------------------|--|--|-------------------|-------------------------------|
| | Materiali fenolici | | Materiali celluliosici, acrilici e stirenici | Getti di alluminio, magnesio, zinco, ottone e bronzo | | |
| | Diametro del foro | Profondità del foro cieco min | Diametro del foro | Profondità del foro cieco min | Diametro del foro | Profondità del foro cieco min |
| 2,2 | 2,00 | 5 | 2,00 | 5 | 2,00 | 3 |
| 2,9 | 2,55 | 6,5 | 2,40 | 6,5 | 2,65 | 5 |
| 3,5 | 3,25 | 6,5 | 3,10 | 6,5 | 3,25 | 6,5 |
| 3,9 | 3,45 | 6,5 | 3,25 | 6,5 | 3,65 | 6,5 |
| 4,2 | 3,80 | 8 | 3,70 | 8 | 3,85 | 6,5 |
| 4,8 | 4,50 | 8 | 4,40 | 8 | 4,50 | 6,5 |
| 5,5 | 5,10 | 9,5 | 4,90 | 9,5 | 5,10 | 7 |
| 6,3 | 6,00 | 9,5 | 5,60 | 9,5 | 6,00 | 8 |

Tab. XXIV. Dimensioni dei fori di preparazione (con tolleranza H12) per viti autofilettanti in diversi materiali.

Ovviamente un particolare campo di applicazione hanno le viti da legno, la cui specifica filettatura si è vista in figura 26 e tabella VIII del capitolo 12: tali viti sono generalmente costruite in acciaio dolce (spesso zincato o nichelato) o in ottone ed il collegamento dovrebbe essere effettuato come appare da figura 47, con un foro passante ed un foro di inserzione, di diametro inferiore a quello di riferimento. Nella figura 48 e tabella XXV sono indicate alcune viti da legno normalizzate.

Come nel caso di altri elementi meccanici di largo impiego, oltre ai tipi unificati si trovano in commercio viti e dadi di forma particolare, derivanti da evoluzioni costruttive o da esigenze nuove. Come esempio caratteristico sono illustrate in figura 49 alcune particolari forme di teste per viti, cosiddette "antimanomissione", in quanto possono essere svitate solo con attrezzi particolari per evitarne la facile asportazione (in mezzi o locali pubblici ad esempio).

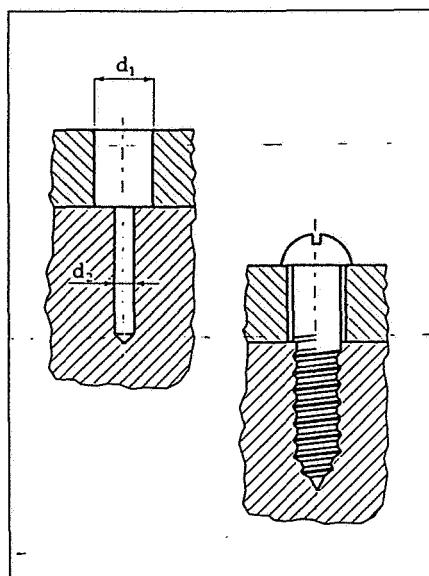


Fig. 47. Collegamento con viti da legno.

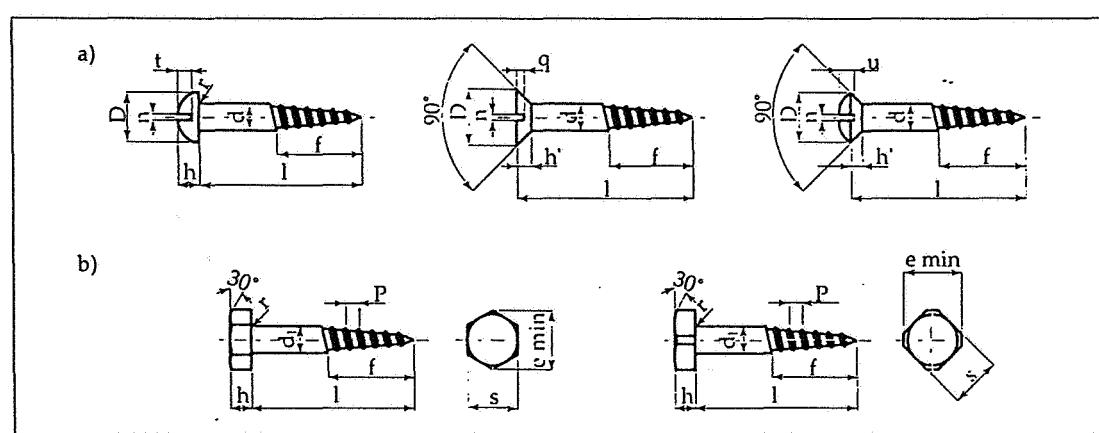


Fig. 48. Alcuni tipi di viti da legno unificate.

| Indicazioni per la designazione | | D | h | n | t | r | q | $h' =$ | m | u |
|---------------------------------|--------|------|-----|-----|-----|-----|------|--------|-----|-----|
| d | I | | | | | | | | | |
| 1,4 | 5÷25 | 2,7 | 1,2 | 0,6 | 0,6 | — | 0,35 | 0,6 | 0,5 | 0,6 |
| 2 | 5÷25 | 3,8 | 1,7 | 0,6 | 0,8 | — | 0,5 | 0,9 | 0,7 | 0,8 |
| 2,6 | 5÷30 | 5 | 2 | 0,8 | 1 | — | 0,7 | 1,2 | 0,9 | 1 |
| 3 | 7÷40 | 5,7 | 2,2 | 1 | 1,3 | 0,2 | 0,8 | 1,4 | 1 | 1,1 |
| 3,5 | 10÷50 | 6,6 | 2,5 | 1 | 1,5 | 0,2 | 0,9 | 1,6 | 1,2 | 1,2 |
| 4 | 10÷60 | 7,6 | 2,8 | 1 | 1,7 | 0,2 | 1,1 | 1,8 | 1,4 | 1,5 |
| 4,5 | 10÷70 | 8,5 | 3,2 | 1,2 | 1,8 | 0,2 | 1,2 | 2 | 1,6 | 1,7 |
| 5 | 12÷80 | 9,5 | 3,5 | 1,2 | 2 | 0,2 | 1,4 | 2,2 | 1,7 | 1,9 |
| 6 | 20÷150 | 11,4 | 4,2 | 1,5 | 2,5 | 0,5 | 1,6 | 2,7 | 2,1 | 2,2 |
| 7 | 25÷150 | 13,3 | 5 | 1,5 | 2,8 | 0,5 | 1,9 | 3,1 | 2,4 | 2,5 |
| 8 | 30÷150 | 15,2 | 5,7 | 2 | 3,2 | 0,5 | 2,2 | 3,6 | 2,8 | 2,9 |
| 10 | 50÷150 | 19 | 7,1 | 2,5 | 4,2 | 0,5 | 2,8 | 4,5 | 3,5 | 3,8 |

| Indicazioni per la designazione | | s | h |
|---------------------------------|--------|----|-----|
| d | I | | |
| 6 | 25÷80 | 10 | 4,5 |
| 7 | 30÷80 | 12 | 5 |
| 8 | 30÷130 | 14 | 6 |
| 10 | 40÷150 | 17 | 7 |
| 12 | 50÷175 | 19 | 9 |
| 14 | 60÷225 | 22 | 10 |
| 16 | 60÷250 | 27 | 12 |
| 18 | 70÷300 | 30 | 12 |

Tab. XXV. Dimensioni per le viti da legno di figura 48a (a lato) e 48b (sopra).

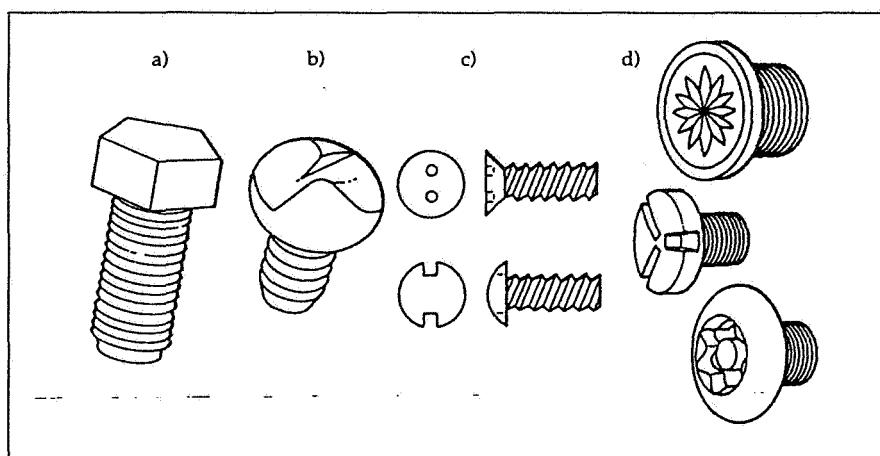


Fig. 49. Alcune teste per viti di forma particolare: sono dette "antimanomissione" perché possono essere svitate solo con appositi attrezzi di forma e non con chiavi o cacciaviti comuni. Il tipo a) ha testa pentagonale, il b) può essere fatto ruotare da un comune cacciavite solo in senso orario, il tipo c) richiede cacciaviti ed il tipo d) chiavi con sagome particolari.

2

INSERTI FILETTATI

Nell'illustrare le viti prigioniere si è fatto cenno alla difficoltà di avere filetti resistenti in materiali poco resistenti: una possibile soluzione consiste nel realizzare delle madreviti riportate in singole posizioni, il che avviene con l'uso degli inserti filettati. Gli inserti sono cilindri sottili internamente filettati e possono essere divisi in due categorie, con filettatura esterna o per forzamento (fig. 50).

La prima reca all'esterno una filettatura, per lo più a passo grosso, che ne consente l'avvitamento nel foro di base, e che può anche essere di tipo autofilettante; un particolare tipo di inserti è quello definito elicoide, costituito da un filo a sezione quadrata avvolto ad elica, che configura quindi contemporaneamente una filettatura

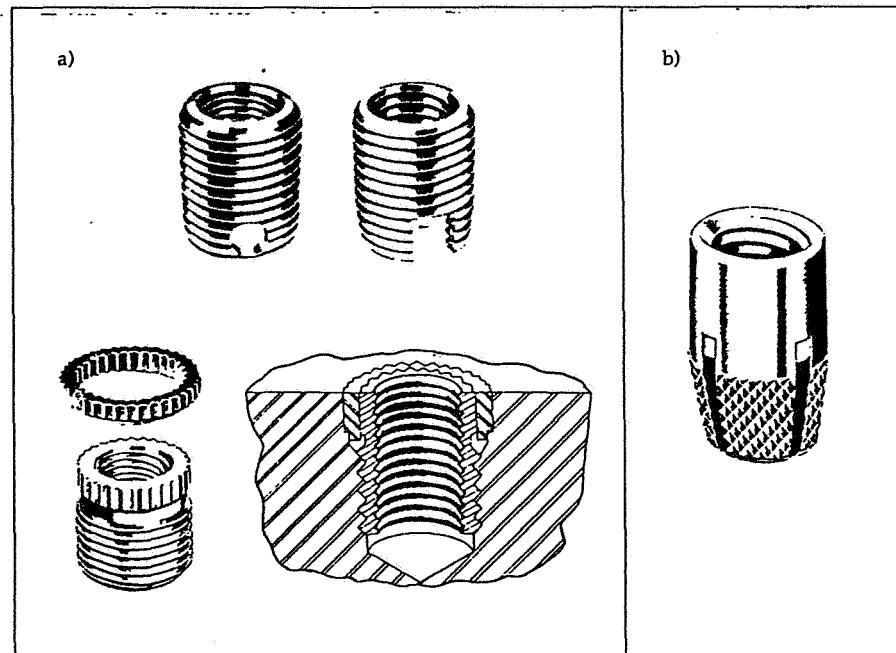


Fig. 50. Alcuni esempi di inserti filettati: a, con filettatura esterna, b, ad incastro.

Fig. 51. Inserto di tipo elicoidale.

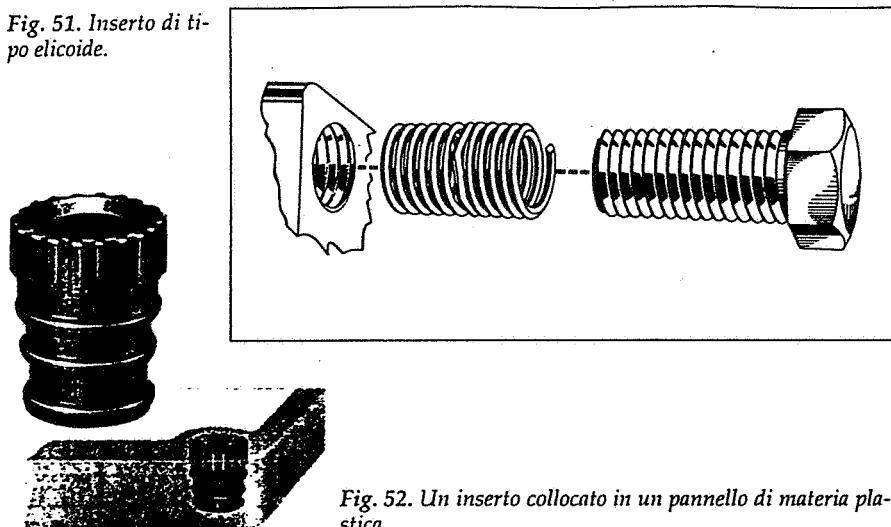


Fig. 52. Un inserto collocato in un pannello di materia plastica.

esterna ed una interna, ed è spesso usato anche per riparare fori filettati danneggiati (fig. 51).

La seconda categoria di inserti ha la superficie esterna opportunamente lavorata (zigrinature, scanalature, ecc.) che assicura il collegamento per forzamento in un foro liscio, generalmente nel legno, materie plastiche, pannelli sottili (fig. 52).

La rappresentazione degli inserti può essere effettuata, secondo la normativa, a diversi livelli (si veda anche la figura 1 del capitolo 9).

Nella figura 53 sono raffigurati degli inserti a filettatura esterna inseriti in fori ciechi o passanti, e nella figura 54 un particolare di montaggio con inserto, nelle stesse condizioni.

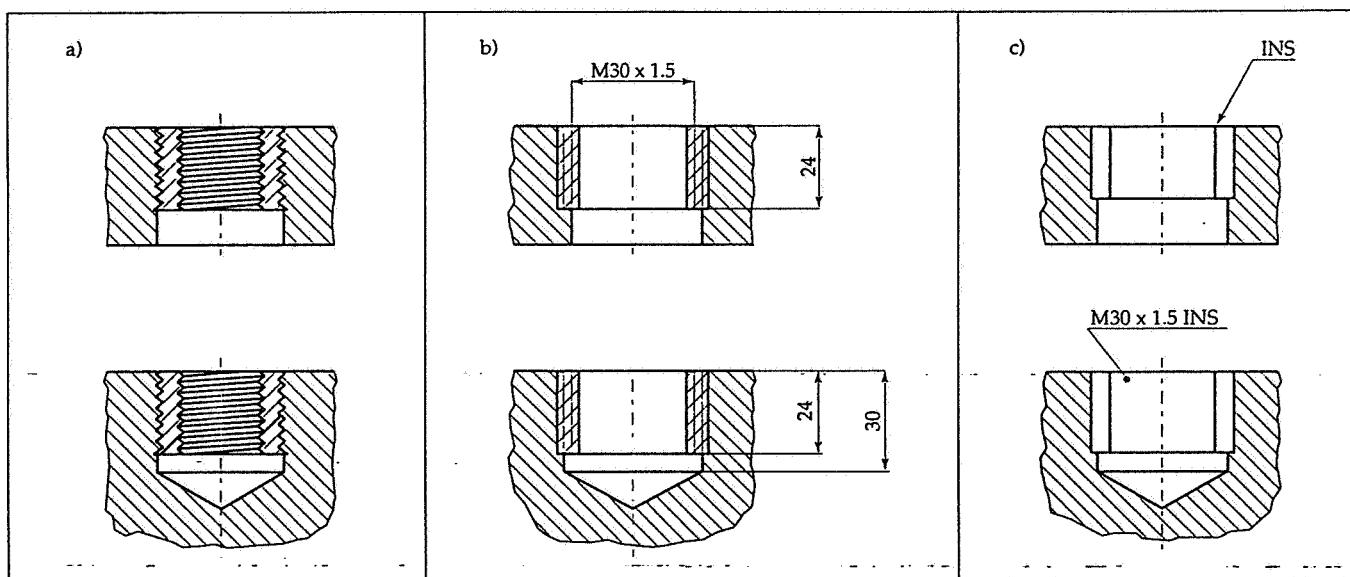


Fig. 53. Rappresentazione di inserti a filettatura esterna: a) realistica; b) convenzionale; c) semplificata.

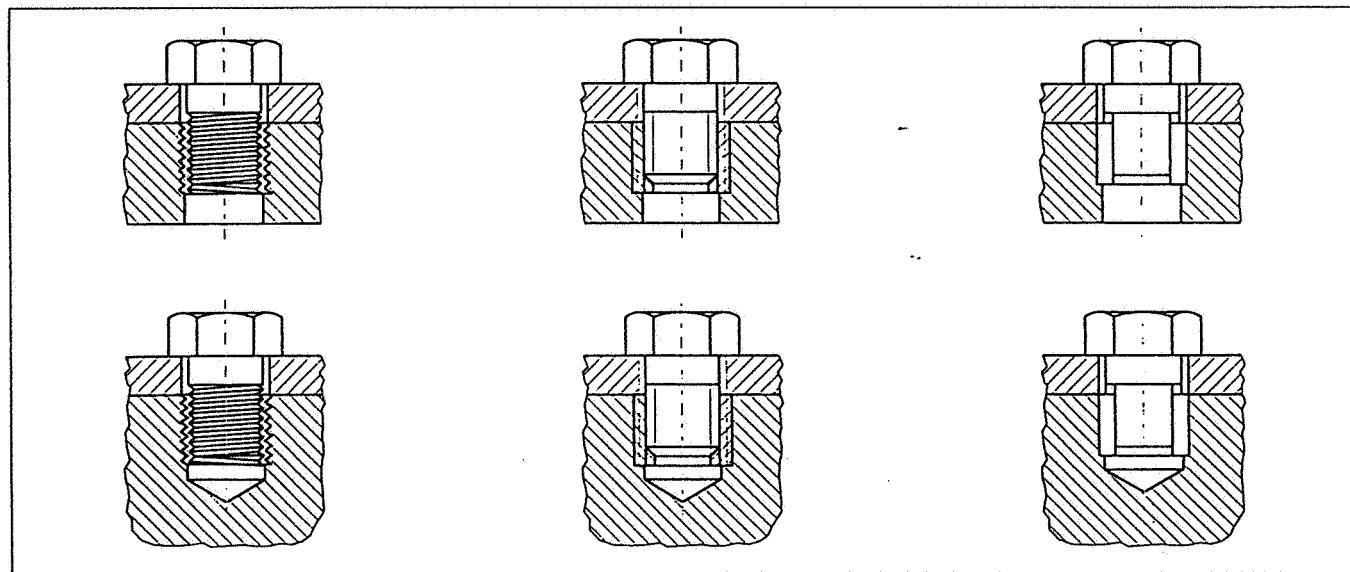


Fig. 54. Montaggi effettuati con inserti in fori passanti e ciechi.

DADI

Il dado può essere definito come un elemento con foro filettato, con dispositivo di trascinamento (esagono, quadro, alette, zigrinatura, ecc.), destinato ad essere avvitato su di una vite od un prigioniero, per realizzare un collegamento a pressione.

I tipi unificati di dado sono illustrati in figura 55, e ad essi si applicano gran parte delle osservazioni fatte illustrando le viti.

I più comuni sono i dadi esagonali (fig. 56), in cui il rapporto fra lunghezza assiale e diametro, variabile da 1 per i dadi alti ad un minimo di 0,4 per i dadi bassi, è una conferma del fatto che lunghezze di avvitamento elevate non sono necessarie. I dadi normali sono ovviamente i più usati, i dadi alti in casi eccezionali (e generalmente sono costruiti in materiale meno resistente di quello della vite), ed i dadi bassi per sforzi limitati e ingombri ridotti.

I dadi quadri, usati in genere in costruzioni pesanti presentano un minore rischio di arrotondamento degli spigoli, che può verificarsi quando vi siano numerosi cicli di avvitamento e svitamento (fig. 57).

I dadi ciechi proteggono le estremità sporgenti delle viti e talvolta rispondono ad esigenze estetiche (fig. 58).

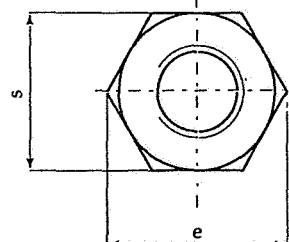
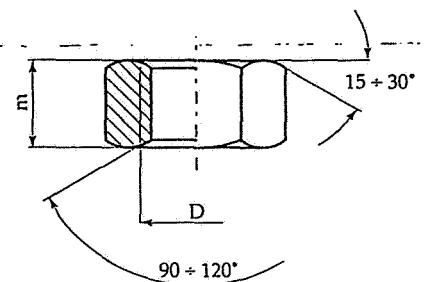


Fig. 56. Dadi esagonali: la distinzione fra alti, normali e bassi si basa sulla dimensione assiale m a parità delle altre dimensioni. Lo smusso d'imbocco non sempre è presente.

| Rappresentazione | Denominazione | Filettatura a passo | Categoria | Filettatura ø | Riferimento a tab. UNI |
|------------------|--|---------------------|-----------|---------------|------------------------|
| | Dadi esagonali alti | grosso | C | 5 ÷ 64 | EN 24034 |
| | Dadi esagonali, tipo 1 | grosso | A/B | 1,6 ÷ 64 | EN 24032 |
| | | fine | | 8 ÷ 64 | |
| | Dadi esagonali normali | grosso | C | 5 ÷ 68 | 5592 |
| | | fine | | 36 ÷ 68 | |
| | Dadi esagonali, tipo 2 | grosso | A/B | 5 ÷ 36 | EN 24033 |
| | | fine | | 8 ÷ 36 | |
| | Dadi esagonali bassi | fine | A/B | 8 ÷ 64 | EN 28675 |
| | | grosso | A/B | 1,6 ÷ 64 | |
| | Dadi esagonali sottili | grosso | B | 1,6 ÷ 10 | EN 24036 |
| | Dadi esagonali normali ad intagli | grosso | A | 4 ÷ 52 | 5593 |
| | | fine | | 8 ÷ 52 | |
| | Dadi esagonali larghi ad alta resistenza per carpenteria | grosso | A | 12 ÷ 27 | 5713 |
| | | | C | | |
| | Dadi quadri sottili | grosso | A | 1,6 ÷ 10 | 5596 |
| | Dadi quadri normali | grosso | C | 5 ÷ 52 | 5597 |
| | Dadi cilindrici a due fori | grosso | A | 2 ÷ 10 | 5719 |
| | Dadi cilindrici a fori a croce | grosso | A | 2 ÷ 10 | |
| | Dadi esagonali ciechi con calotta sferica | grosso | A | 6 ÷ 24 | 5721 |
| | | fine | | 8 ÷ 24 | |
| | Dadi cilindrici ad impronta | grosso | C | 5 ÷ 12 | 5723 |
| | Dadi a corna | grosso | C | 12 ÷ 33 | 2402 |
| | | fine | | 36 e 39 | |
| | Dadi zigrinati | grosso | A | 1,6 ÷ 10 | 6003 |
| | | fine | | 8 e 10 | |

(segue)

(seguito)

| Rappresentazione | Denominazione | Filettatura a passo | Categoria | Filettatura ø | Riferimento a tab. UNI |
|------------------|--------------------------------------|---------------------|-----------|---------------|------------------------|
| | Dadi zigrinati ridotti, con avanforo | grosso | A | 3÷24 | 6004 |
| | | fine | | 8÷24 | |
| | Dadi zigrinati con colletto | grosso | A | 3÷24 | 6005 |
| | | fine | | 8÷24 | |
| | Dadi ad alette, stampati a freddo | grosso | A | 1,6÷12 | 6109 |
| | Dadi a maniglia | grosso | A | 1,6÷12 | 6110 |
| | Golfari ad occhio | grosso | A | 1,6÷12 | 6107 |

Fig. 55. Prospetto dei tipi unificati di dado.

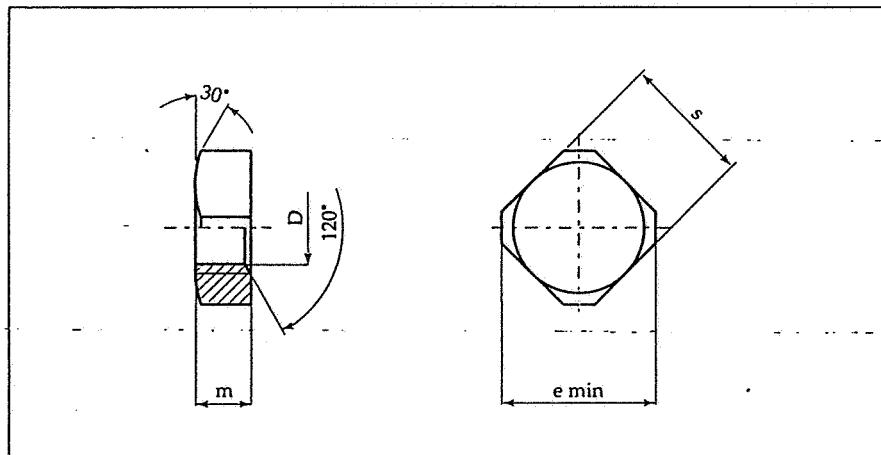


Fig. 57. Dadi quadri normali secondo la UNI 5597.

Vi sono poi dadi (o madreviti normalizzate) per il cui serraggio sono previste chiavi od attrezzi appositi, od anche una semplice azione manuale (figg. 59 e 60).

Anche per i dadi la normativa è in evoluzione per l'adeguamento a riferimenti internazionali.

La tradizionale suddivisione dei dadi esagonali in alti, normali e bassi (che è stata qui richiamata per semplicità) lascia il posto nelle nuove norme europee a tipi diversi le cui dimensioni esatte possono essere ricavate solo dalla consultazione delle tabelle normative.

Nella rielaborazione delle norme per gli elementi di collegamento filettati, oltre all'ovvia opportunità di armo-

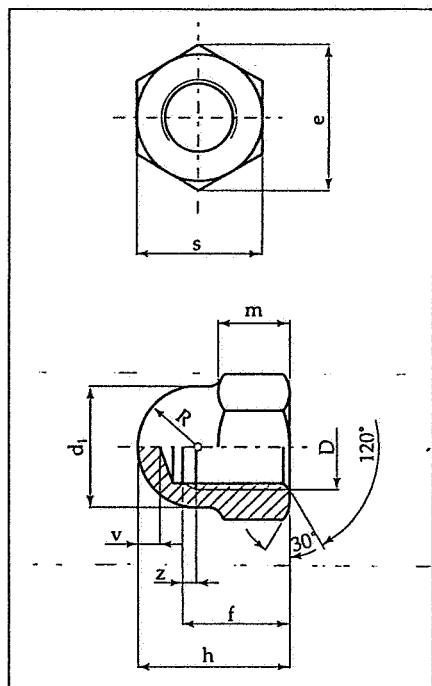


Fig. 58. Dadi esagonali ciechi con calotta sferica (UNI 5721).

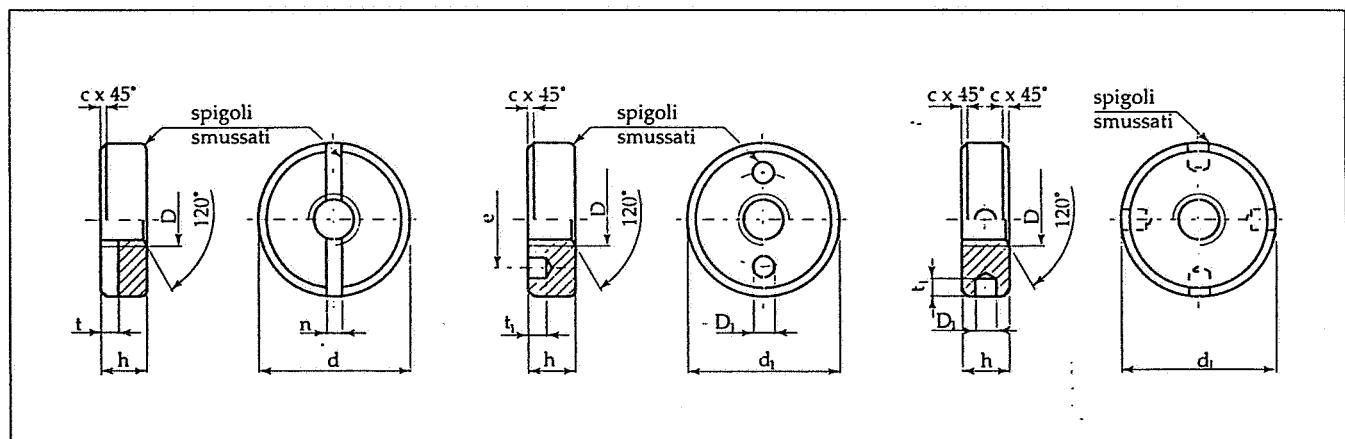


Fig. 59. Dadi cilindrici, con intagli o fori per l'inserzione di chiavi a dentini, sono particolarmente usati nell'industria elettrica.

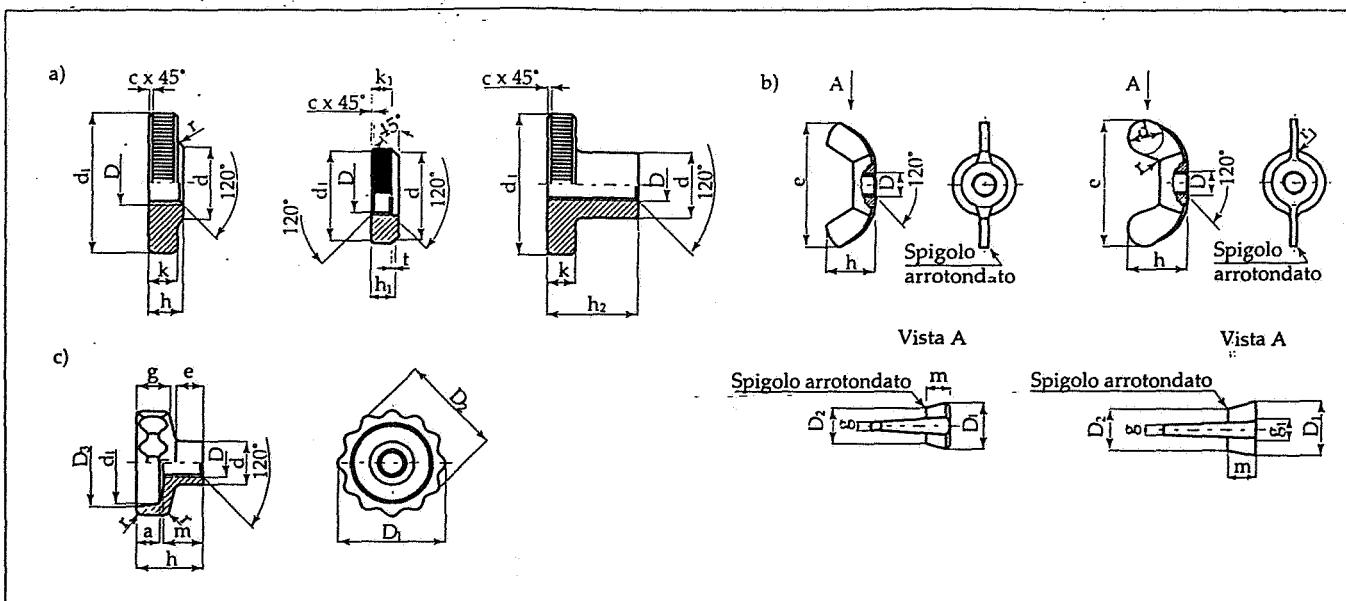


Fig. 60. Dadi per serraggio a mano, zigrinati (a), ad alette, o galletti (b) e ad impronta (c).

| Diametro nominale D | Dimensioni esagono | | altezza m | | | |
|------------------------|--------------------|--------|-----------------|-----------------|--------------------------|-----------------------------------|
| | | | UNI EN 24034 | UNI EN 24032 | UNI EN 24033 28674 | UNI EN 24035 24036 28675 |
| a passo grosso | a passo fine | e | s nominale | | | |
| M 2 | - | 4,3 | 4 | - | 1,6 | - |
| M 3 | - | 6,1 | 5,5 | - | 2,4 | - |
| M 4 | - | 7,7 | 7 | - | 3,2 | - |
| M 5 | - | 8,8 | 8 | 5,6 | 4,7 | 5,1 |
| M 6 | - | 11,1 | 10 | 6,1 | 5,2 | 5,7 |
| M 8 | M 8 x 1 | 14,4 | 13 | 7,9 | 6,8 | 7,5 |
| M 10 | M 10 x 1,25 | 17,8 | 16 | 9,5 | 8,4 | 9,3 |
| M 12 | M 12 x 1,25 | 20,1 | 18 | 12,2 | 10,8 | 12 |
| M 14 | M 14 x 1,5 | 23,5 | 21 | 13,9 | 12,8 | 14,1 |
| M 16 | M 16 x 1,5 | 26,8 | 24 | 15,9 | 14,8 | 16,4 |
| M 18 | M 18 x 1,5 | 29,6 | 27 | 16,9 | 15,8 | - |
| M 20 | M 20 x 1,5 | 33,0 | 30 | 19 | 18 | 20,3 |
| M 22 | M 22 x 1,5 | 37,3 | 34 | 20,2 | 19,4 | - |
| M 24 | M 24 x 2 | 39,6 | 36 | 22,3 | 21,5 | 23,9 |
| M 27 | M 27 x 2 | 45,2 | 41 | 24,7 | 23,8 | - |
| M 30 | M 30 x 2 | 50,9 | 46 | 26,4 | 25,6 | 28,6 |
| M 33 | M 33 x 2 | 55,4 | 50 | 29,5 | 27,6 | - |
| M 36 | M 36 x 3 | 60,8 | 55 | 31,5 | 31 | 34,7 |
| M 39 | M 39 x 3 | 66,5 | 60 | 34,3 | 33 | - |
| M 42 | M 42 x 3 | 72,1 | 65 | 34,9 | 34 | - |
| M 45 | M 45 x 3 | 78,26 | 70 | 36,9 | 36 | - |
| M 48 | M 48 x 3 | 82,6 | 75 | 38,9 | 38 | - |
| M 52 | M 52 x 3 | 89,56 | 80 | 42,9 | 42 | - |
| M 56 | M 56 x 4 | 93,6 | 85 | 46,9 | 45 | - |
| M 60 | M 60 x 4 | 100,72 | 90 | 48,9 | 48 | - |
| M 64 | M 64 x 4 | 104,9 | 95 | 52,4 | 51 | - |

Tolleranze su m: h14 fino a M16 (cat. A), h16 oltre M16 (cat. B). Devono essere di preferenza impiegate le dimensioni indicate in carattere nero.

Tab. XXVI. Dimensioni di dadi esagonali unificati.

nizzare le dimensioni a livello internazionale (che ha talora portato al cambiamento di valori in uso da tempo e funzionalmente validi) sono state fatte considerazioni relative a fattori di progettazione. Sono stati in particolare valutate l'area della faccia di appoggio sugli elementi da collegare e la sezione di nocciola delle parti filettate: la prima influenza infatti sullo sforzo di compressione, la seconda sulla forza di serraggio.

| Filettatura D 7 H | e min | m h 17 | s nominale |
|----------------------|----------|-----------|---------------|
| M 5 | 10 | 4 | 8 |
| M 6 | 13 | 5 | 10 |
| M 8 | 17 | 6,5 | 13 |
| M 10 | 22 | 8 | 17 |
| M 12 | 25 | 10 | 19 |
| M 14 | 28 | 11 | 22 |
| M 16 | 32 | 13 | 24 |
| M 18 | 36 | 15 | 27 |
| M 20 | 40 | 16 | 30 |
| M 22 | 42 | 18 | 32 |
| M 24 | 48 | 19 | 36 |
| M 27 | 54 | 22 | 41 |
| M 30 | 60 | 24 | 46 |
| M 33 | 65 | 26 | 50 |
| M 36 | 72 | 29 | 55 |
| M 39 | 80 | 31 | 60 |
| M 42 | 85 | 34 | 65 |
| M 45 | 92 | 36 | 70 |
| M 48 | 98 | 38 | 75 |
| M 52 | 105 | 42 | 80 |

Tab. XXVII. Dimensioni dei dadi quadri di figura 57.

| Filettatura D 6 H | | d_1 | f $j_s 15$ | h $h 14$ | m $j_s 14$ | R | s nom | v min |
|-------------------------|-----------------|-------|---------------|-------------|---------------|------|----------|----------|
| a passo grosso | a passo fine | | | | | | | |
| M 3 | - | 5 | 4 | 6,5 | 2,4 | 2,5 | 5,5 | 1 |
| M 4 | - | 6,5 | 5 | 8,5 | 3,2 | 3,25 | 7 | 1 |
| M 5 | - | 7,5 | 7 | 11 | 4 | 3,75 | 8 | 1 |
| M 6 | - | 9,5 | 8 | 12 | 5 | 4,75 | 10 | 2 |
| M 8 | M 8 x 1 | 13 | 11 | 15 | 6,5 | 6,5 | 13 | 2 |
| M 10 | M 10 x 1,25 | 16 | 13 | 18 | 8 | 8 | 17 | 2 |
| M 12 | M 12 x 1,25 | 18 | 16 | 22 | 10 | 9 | 19 | 3 |
| M 14 | M 14 x 1,5 | 21 | 18 | 25 | 11 | 10,5 | 22 | 3 |
| M 16 | M 16 x 1,5 | 23 | 21 | 28 | 13 | 11,5 | 24 | 3 |
| M 18 | M 18 x 1,5 | 26 | 25 | 32 | 15 | 13 | 27 | 3 |
| M 20 | M 20 x 1,5 | 28 | 26 | 34 | 16 | 14 | 30 | 3 |
| M 22 | M 22 x 1,5 | 31 | 29 | 39 | 18 | 15,5 | 32 | 3 |
| M 24 | M 24 x 2 | 34 | 31 | 42 | 19 | 17 | 36 | 3 |

Tab. XXVIII. Dimensioni dei dadi ciechi di figura 58.

| Filettatura D 6 H | c | D ₁ H 13 | d h 14 | d ₁ h 14 | e $j_s 14$ | h h 14 | n H 14 | t $j_s 15$ | t ₁ $j_s 15$ |
|-------------------------|-----------------|------------------------|-----------|------------------------|---------------|-----------|-----------|---------------|----------------------------|
| a passo grosso | a passo fine | | | | | | | | |
| M 1,6 | 0,1 | - | 4 | - | - | 1,7 | 0,4 | 0,6 | - |
| M 2 | 0,2 | 1 | 4,5 | 5,5 | 4 | 2 | 0,6 | 0,7 | 1,2 |
| M 2,2 | 0,2 | 1 | 5 | 6 | 4,5 | 2 | 0,6 | 0,8 | 1,2 |
| M 2,5 | 0,2 | 1,2 | 5,5 | 7 | 5 | 2,2 | 0,6 | 0,9 | 1,5 |
| M 3 | 0,2 | 1,5 | 6 | 8 | 5,5 | 2,5 | 0,8 | 1 | 1,5 |
| M 3,5 | 0,4 | 1,5 | 7 | 9 | 6 | 3 | 0,8 | 1,2 | 2 |
| M 4 | 0,4 | 1,5 | 8 | 10 | 7 | 3,5 | 1,2 | 1,4 | 2 |
| M 5 | 0,4 | 2 | 10 | 12 | 8 | 4,2 | 1,2 | 1,7 | 2,5 |
| M 6 | 0,4 | 2,5 | 11 | 14 | 10 | 5 | 1,2 | 2,2 | 3 |
| M 8 | 0,6 | 3 | 14 | 18 | 13 | 6,5 | 1,5 | 2,7 | 3,5 |
| M 10 | 0,8 | 3,5 | 18 | 22 | 15 | 8 | 2 | 3,5 | 4 |
| M 12 | 1 | - | 22 | - | - | 10 | 3 | 4 | - |
| M 14 | 1 | - | 24 | - | - | 11 | 3 | 4 | - |
| M 16 | 1 | - | 27 | - | - | 12 | 4 | 4 | - |
| M 18 | 1 | - | 30 | - | - | 13 | 4 | 5 | - |
| M 20 | 1 | - | 32 | - | - | 14 | 5 | 5 | - |

Tab. XXIX. Dimensioni di dadi cilindrici secondo la norma UNI 5719.

| Filettatura D 6 H | c | d h 12 | d ₁ | h h 14 | h ₁ h 14 | h ₂ H 7 | k | k ₁ | r | t | Zigrinatura parallela |
|-------------------------|-----------------|-----------|----------------|-----------|------------------------|-----------------------|------|----------------|-----|-----|--------------------------|
| a passo grosso | a passo fine | | | | | | | | | | |
| M 1,6 | - | - | 4 | 8 | 2,5 | - | 5 | 2 | - | 0,5 | - |
| M 2 | - | - | 4,5 | 9 | 3 | - | 5,3 | 2 | - | 0,5 | - |
| M 2,2 | - | 0,3 | 5 | 10 | 3 | 4 | 6 | 2,5 | 2 | 0,5 | 1 |
| M 2,5 | - | 0,3 | 5 | 11 | 3 | 4 | 7 | 2,5 | 2 | 0,5 | 1 |
| M 3 | - | 0,3 | 6 | 12 | 3,5 | 4 | 7,5 | 2,5 | 2 | 0,5 | 1 |
| M 3,5 | - | 0,4 | 7 | 14 | 4 | 4,5 | 8,5 | 3 | 2,5 | 0,5 | 1 |
| M 4 | - | 0,4 | 8 | 16 | 4 | 4,5 | 9,5 | 3,5 | 2,5 | 0,5 | 1,5 |
| M 5 | - | 0,4 | 10 | 20 | 5 | 5 | 11,5 | 4 | 3 | 1 | 1,5 |
| M 6 | - | 0,5 | 12 | 24 | 6 | 5,5 | 15 | 5 | 3,5 | 1 | 2 |
| M 8 | M 8 x 1 | 0,6 | 16 | 30 | 8 | 6 | 18 | 6 | 4 | 2 | 2 |
| M 10 | M 10 x 1,25 | 0,8 | 20 | 36 | 10 | 7 | 23 | 8 | 5 | 2 | 2,5 |
| M 12 | M 12 x 1,25 | 1 | - | 42 | - | - | - | - | - | - | 1,5 |

Tab. XXX. Dimensioni dei dadi di figura 60a.

Le tabelle da XXVI a XXXII illustrano una selezione di dadi normalizzati. I dadi cilindrici di dimensioni diametrali molto ampie rispetto alla lunghezza assiale vengono comunemente chiamati ghiere (si veda anche più avanti).

Nel vasto campo di elementi filettati non unificati che rispondono ad esigenze particolari di determinati settori industriali o derivano dall'introduzione di nuove tecnologie, a titolo di esempio sono illustrati in figura 61 alcuni sistemi di fissaggio di dadi, impiegati nel caso di montaggi di lamiere sottili, soprattutto nei casi in cui sia difficile od addirittura impossibile l'accesso ai dadi con strumenti di serraggio.

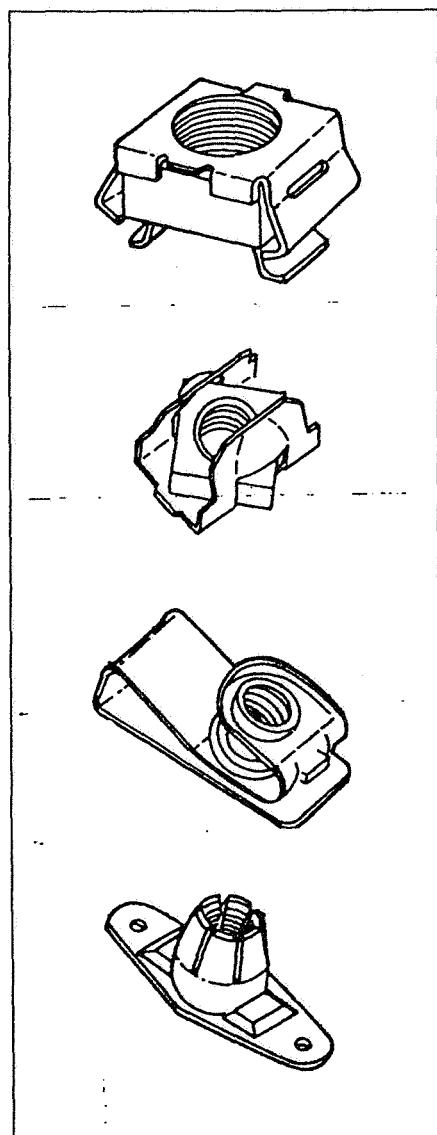


Fig. 61. Dispositivi di ancoraggio per dadi non accessibili.

ROSETTE

Le rosette (spesso chiamate anche *rondelle*) sono elementi cilindrici piatti forati posti fra il dado (o la testa) ed il pezzo da serrare, allo scopo di aumentare la superficie d'appoggio, proteggere il materiale in caso di frequenti svitamenti ed in particolari casi svolgere funzioni di tenuta o bloccaggio (fig. 62).

Si noti che le rosette (come anche i dadi e le viti) nel disegno tecnico non dovrebbero essere rappresentate sezionate: tuttavia in questo capitolo spesso si ricorre alla sezione per meglio evidenziarne le funzioni.

Le rosette unificate con funzione di semplice appoggio sono indicate nelle figure 63 e 64 e nelle tabelle XXXIII, XXXIV, XXXV, seguenti.

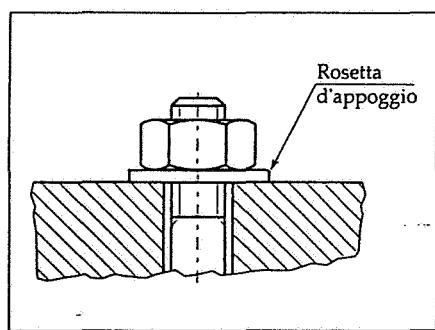


Fig. 62. La rosetta d'appoggio dà appoggio al dado, distribuendo lo sforzo e proteggendo la superficie.

| Filettatura D 7H | | a | D ₁ | D ₂ | D ₃ | d | d ₁ | d ₂ | e | g | h | m | r |
|---------------------|--------------|-----|----------------|----------------|----------------|----|----------------|----------------|-----|------|------|-----|---|
| a passo grosso | a passo fine | | | | | | | | | | | | |
| M 5 | - | 6 | 22 | 20 | 17,5 | 10 | 16,5 | 4 | 6,5 | 13,5 | 6,5 | 1,5 | |
| M 6 | - | 7 | 30 | 27 | 24 | 12 | 23 | 5 | 9 | 18 | 9 | 2 | |
| M 8 | M 8 x 1 | 9 | 36 | 32 | 28 | 16 | 27 | 7 | 10 | 21,5 | 11,5 | 2,5 | |
| M 10 | M 10 x 1,25 | 9,5 | 40 | 36 | 32 | 20 | 31 | 9 | 12 | 24 | 13,5 | 3 | |
| M 12 | M 12 x 1,25 | 13 | 55 | 50 | 45 | 24 | 43,5 | 11 | 15 | 30 | 15 | 4 | |

Tab. XXXI. Dimensioni dei dadi di figura 60b.

Fig. 63. Rosette d'appoggio piene unificate.

| | | Denominazione | | | | Categoria | Per bulloneria con diametro di filettatura mm | Riferimento a unificazione UNI |
|--|--|--|--|--------------------------------|--|-----------|---|--------------------------------|
| | | Rosette (per appoggio su materiali duri) | | per bulloneria esagonale | | A | da 1,6 fino a 125 | UNI 6592-69 |
| | | per viti a testa cilindrica con intaglio | | | | | da 1,6 fino a 12 | |
| | | Rosette | | per appoggio su materiali duri | | C | da 5 fino a 68 | UNI 6593-69 |
| | | per appoggio su materiali teneri | | | | | da 5 fino a 52 | |
| | | Rosette con foro quadro (per appoggio su materiali teneri) | | | | C | da 5 fino a 14 | UNI 6595-69 |

Nel caso di contorno quadrato o rettangolare si parla di piastrine (fig. 65 e tabb. XXXVI e XXXVII): si notino le piastrine a superficie inclinata impiegate soprattutto nella carpenteria me-

tallica per assicurare un appoggio sempre perpendicolare all'asse del collegamento.

Altre forme particolari di rosette si trovano nelle attrezzature per macchi-

ne utensili e le figure e tabelle seguenti ne indicano alcuni esempi. Fra questi le rosette d'appoggio per tiranti, di spessore maggiore rispetto alle consuete rosette d'appoggio (fig. 66 e tab.

| Denominazione | Per bulloneria con diametro di filettatura | Riferimento a unificazione UNI |
|----------------------------------|---|--------------------------------|
| Rosette per viti a testa svasata | Esecuzione N (normale, per appoggio su materiali duri) | da 2,2 fino a 6,3 |
| | Esecuzione R (rovesciata, per appoggio su materiali teneri) | 6594 |

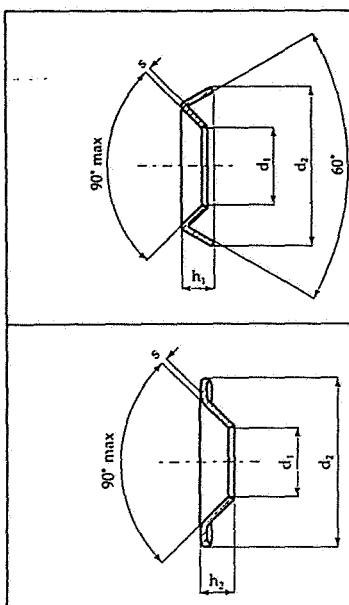


Fig. 64. Rosette d'appoggio per viti a testa svasata.

| Denominazione | Categoria | Per bulloneria con diametro di filettatura mm. | Riferimento a unificazione UNI |
|--|--|--|--------------------------------|
| Piastrine per appoggio su ali di travi IPN | per bulloni ad alta resistenza per carpenteria | A | da 12 fino a 27 |
| | di uso corrente | C | da 8 fino a 39 |
| Piastrine per appoggio su ali di profilati UPN | per bulloni ad alta resistenza per carpenteria | A | da 12 fino a 27 |
| | di uso corrente | C | da 8 fino a 39 |
| Piastrine (per appoggio su materiali teneri) | C | da 5 fino a 52 | UNI 6596-69 |

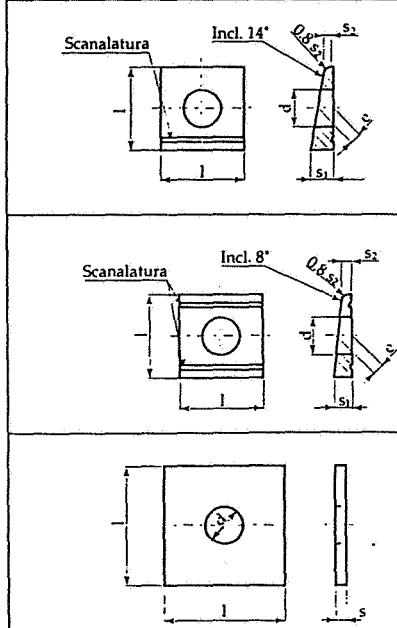


Fig. 65. Le piastrine d'appoggio unificate.

| Rosette piatte - Categoria A (secondo UNI 6592-69) | | | | |
|--|----------------|-----|--|----------------------------------|
| Indicazioni per la designazione | | s | Per bulloneria con diametro di filettatura | |
| d ₁ | d ₂ | | per appoggio su materiali duri | per appoggio su materiali teneri |
| 1,8 | 4 | 0,3 | 1,6 | |
| | — | | | 3,5 |
| 2,2 | 5 | 0,3 | 2 | |
| | — | | | 4,5 |
| 2,4 | 5,5 | 0,5 | 2,2 | |
| | — | | | 4,5 |
| 2,7 | 6,5 | 0,5 | 2,5 | |
| | — | | | 5 |
| 3,2 | 7 | 0,5 | 3 | |
| | — | | | 6 |
| 4,3 | 9 | 0,8 | 4 | |
| | — | | | 8 |
| 5,3 | 10 | 1 | 5 | |
| | — | | | 9,5 |
| 6,4 | 12,5 | 1,6 | 6 | |
| | — | | | 11 |
| 7,4 | 14 | 1,6 | 7 | |
| | — | | | — |
| 8,4 | 17 | 1,6 | 8 | |
| | — | | | 14 |
| 10,5 | 21 | 2 | 10 | |
| | — | | | 18 |
| 13 | 24 | 2,5 | 12 | |
| | — | | | 20 |
| 15 | 28 | 2,5 | 14 | |
| 17 | 30 | 3 | 16 | |
| 19 | 34 | 3 | 18 | |
| 21 | 37 | 3 | 20 | |
| 23 | 39 | 3 | 22 | |
| 25 | 44 | 4 | 24 | |
| 28 | 50 | 4 | 27 | |
| 31 | 56 | 4 | 30 | |
| 34 | 60 | 5 | 33 | |
| 37 | 66 | 5 | 36 | |
| 40 | 72 | 6 | 39 | |
| 43 | 78 | 7 | 42 | |
| 46 | 85 | 7 | 45 | |
| 50 | 92 | 8 | 48 | |
| 54 | 98 | 8 | 52 | |
| 58 | 105 | 9 | 56 | |
| 62 | 110 | 9 | 60 | |
| 66 | 115 | 9 | 64 | |
| 70 | 120 | 10 | 68 | |
| 74 | 125 | 10 | 72 | |
| 78 | 135 | 10 | 76 | |
| 82 | 140 | 12 | 80 | |
| 88 | 145 | 12 | 85 | |
| 93 | 160 | 12 | 90 | |
| 99 | 165 | 12 | 95 | |
| 104 | 175 | 14 | 100 | |
| 109 | 180 | 14 | 105 | |
| 114 | 185 | 14 | 110 | |
| 119 | 200 | 14 | 115 | |
| 124 | 210 | 16 | 120 | |
| 129 | 220 | 16 | 126 | |

| Rosette piatte - Categoria C (secondo UNI 6593-69) | | | | |
|--|----------------|-----|--|----------------------------------|
| Indicazioni per la designazione | | s | Per bulloneria con diametro di filettatura | |
| d ₁ | d ₂ | | per appoggio su materiali duri | per appoggio su materiali teneri |
| 5,5 | 10 | — | 1 | 5 |
| | — | 15 | 1,6 | |
| 6,6 | 12,5 | — | 1,6 | 6 |
| | — | 18 | 2 | |
| 9 | 17 | — | 1,6 | 8 |
| | — | 24 | 2 | |
| 11 | 21 | — | 2 | 10 |
| | — | 30 | 2,5 | |
| 14 | 24 | — | 2,5 | 12 |
| | — | 36 | 3 | |
| 16 | 28 | — | 2,5 | 14 |
| | — | 42 | 3 | |
| 18 | 30 | — | 3 | 16 |
| | — | 48 | 4 | |
| 20 | 34 | — | 3 | 18 |
| | — | 54 | 4 | |
| 22 | 37 | — | 3 | 20 |
| | — | 60 | 5 | |
| 24 | 39 | — | 3 | 22 |
| | — | 66 | 5 | |
| 26 | 44 | — | 4 | 24 |
| | — | 72 | 6 | |
| 30 | 50 | — | 4 | 27 |
| | — | 81 | 6 | |
| 33 | 56 | — | 4 | 30 |
| | — | 90 | 8 | |
| 36 | 60 | — | 5 | 33 |
| | — | 99 | 8 | |
| 39 | 66 | — | 5 | |
| | — | 108 | 10 | 36 |
| 42 | 72 | — | 6 | |
| | — | 117 | 10 | 39 |
| 45 | 78 | — | 7 | 42 |
| | — | 126 | 10 | |
| 48 | 85 | — | 7 | 45 |
| | — | 135 | 10 | |
| 52 | 92 | — | 8 | |
| | — | 144 | 12 | 48 |
| 56 | 98 | — | 8 | |
| | — | 156 | 12 | 52 |
| 62 | 105 | — | 9 | 56 |
| | — | 110 | 9 | 60 |
| 66 | 115 | — | 9 | 64 |
| | — | 120 | 10 | 68 |

Tab. XXXIV. Rosette piatte di categoria C, secondo la norma UNI 6593.

Tab. XXXIII. Dimensioni delle rosette piatte di categoria A per bulloneria (UNI 6592).

| Designazione H 13 | d_{17} | h_{17} | h_{17} | s | Diametro filettatura | |
|----------------------|----------|----------|----------|-----|----------------------|-----------|
| | | | | | autofilettatura | per legno |
| 2,5 | 6 | 1,3 | 1,3 | 0,3 | 2,2 | 2,2 |
| 3,3 | 8,2 | 1,5 | 1,8 | 0,3 | 2,9 | 2,6 e 3 |
| 4 | 9 | 1,8 | 1,8 | 0,3 | 3,5 | 3,5 |
| 4,2 | 9,8 | 2 | 2 | 0,3 | 3,9 | 4 |
| 5 | 12 | 2,1 | 2,5 | 0,3 | 4,2 | 4,5 |
| 5,2 | 13 | 2,5 | 3 | 0,3 | 4,8 | 5 |
| 5,7 | 15 | 3 | 3,3 | 0,3 | 5,5 | - |
| 7 | 18 | 3,5 | 3,8 | 0,4 | 6,3 | 6 |

Tab. XXXV. Rosette a foro conico per appoggio di viti a testa svasata (UNI 6594).

| Designazione d | l | s | Diametro di filettatura bullone | Designazione d | l | s | Diametro di filettatura bullone |
|-------------------|----|-----|---------------------------------------|-------------------|-----|----|---------------------------------------|
| | | | 5 | | | | 6 |
| 5,5 | 16 | 1,6 | 6 | 30 | 87 | 6 | 6 |
| 6,6 | 20 | 2 | 8 | 33 | 95 | 8 | 8 |
| 9 | 25 | 2 | 10 | 36 | 100 | 8 | 8 |
| 11 | 30 | 2,5 | 12 | 39 | 110 | 10 | 10 |
| 14 | 40 | 3 | 14 | 42 | 125 | 10 | 10 |
| 16 | 46 | 3 | 16 | 45 | 135 | 10 | 10 |
| 18 | 50 | 4 | 18 | 48 | 140 | 10 | 10 |
| 20 | 56 | 4 | 20 | 52 | 150 | 12 | 12 |
| 22 | 60 | 5 | 22 | 56 | 160 | 12 | 12 |
| 24 | 70 | 5 | | | | | |

Tab. XXXVI. Dimensioni di piastrine unificate (UNI 6596).

| Designazione d | l | UNI 6597-69 | | | UNI 6598-69 | | | Diametro di filettatura bullone |
|-------------------|----|-------------|----------------|----------------|-------------|----------------|----------------|---------------------------------------|
| | | e | s ₁ | s ₂ | e | s ₁ | s ₂ | |
| 9 | 22 | 3 | 4,6 | 1,5 | 3 | 3,8 | 2 | 8 |
| 11 | 22 | 3 | 4,6 | 1,5 | 3 | 3,8 | 2 | 10 |
| 14 | 30 | 4 | 6,2 | 2 | 3,5 | 4,9 | 2,5 | 12 |
| 16 | 33 | 5 | 7,1 | 2,5 | 4,5 | 5,6 | 3 | 14 |
| 18 | 36 | 5 | 7,5 | 2,5 | 4,5 | 5,9 | 3 | 16 |
| 20 | 40 | 6 | 8,6 | 3 | 5 | 6,7 | 3,5 | 18 |
| 22 | 44 | 6 | 9,2 | 3 | 5,5 | 7 | 3,5 | 20 |
| 24 | 50 | 6,5 | 10 | 3 | 6 | 8 | 4 | 22 |
| 26 | 56 | 7 | 10,8 | 3 | 6 | 8,5 | 4 | 24 |
| 30 | 59 | 7 | 11,3 | 3 | 6,5 | 8,7 | 4 | 27 |
| 33 | 62 | 7,5 | 11,7 | 3 | 6,5 | 9 | 4 | 30 |
| 36 | 68 | 8 | 12,5 | 3 | 6,5 | 9,4 | 4 | 33 |
| 39 | 75 | 8 | 13,5 | 3 | 7 | 10 | 4 | 36 |
| 42 | 80 | 8,5 | 14,2 | 3 | 7 | 10,4 | 4 | 39 |

Tab. XXXVII. Piastrine d'appoggio inclinate: dimensioni unificate secondo le norme UNI 6597 e 6598, rispettivamente per travi IPN ed UPN.

XXXVIII), e le rosette doppie con appoggio sferico (fig. 67 e tab. XXXIX), che assicurano perpendicolarità fra appoggio ed asse del tirante. Molto usate le rosette aperte, asportabili o girevoli, che consentono smontaggi di pezzi senza dover svitare completamente i dadi (figg. 68, 69, 70 e tab. XL). Esistono anche rosette per perni, che hanno diametri interni con lo stesso valore nominale dei perni con cui si accoppiano.

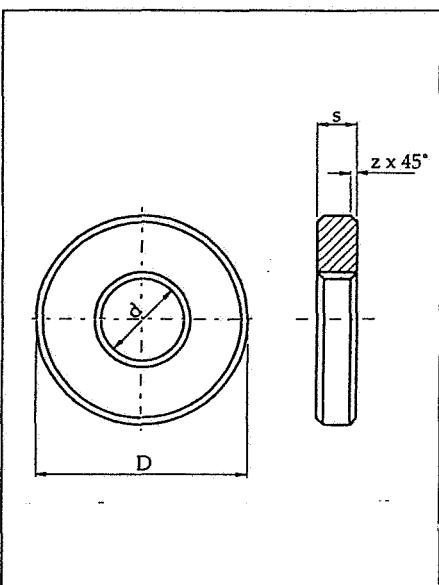


Fig. 66. Rosette d'appoggio per tiranti (UNI 5325).

| Indicazione per la designazione | d | D | s | z | Per tiranti con diametro |
|---------------------------------------|------|----|----|-----|--------------------------------|
| 8 | 8,4 | 28 | 4 | 0,5 | 8 |
| 10 | 10,5 | 32 | 4 | 0,5 | 10 |
| 12 | 13 | 36 | 5 | 1 | 12 |
| 16 | 17 | 45 | 6 | 1 | 16 |
| 20 | 21 | 52 | 8 | 1 | 20 |
| 24 | 25 | 60 | 10 | 2 | 24 |
| 30 | 31 | 70 | 12 | 2 | 30 |
| 36 | 37 | 80 | 12 | 2 | 36 |

Tab. XXXVIII. Dimensioni delle rosette di figura 66.

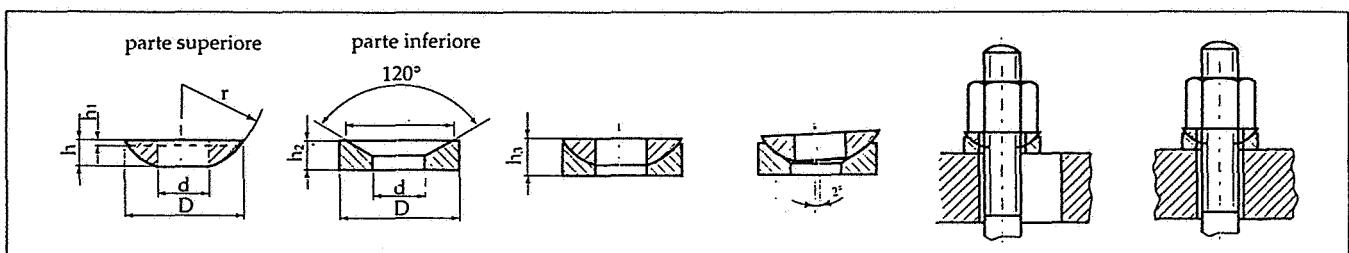


Fig. 67. Rosette ad appoggio sferico (UNI 5326) e loro applicazione.

| Indicazione per la designazione | D | d | d_1 | d_2 | h | h_1 | h_2 | h_3 | r | Per tiranti con diametro |
|---------------------------------|----|------|-------|-------|------|-------|-------|-------|------|--------------------------|
| 8 | 17 | 8,4 | 9 | 15,5 | 3,2 | 0,6 | 3,5 | 5 | 12,3 | 8 |
| 10 | 21 | 10,5 | 11 | 19,5 | 4 | 0,8 | 4,2 | 6 | 14,8 | 10 |
| 12 | 24 | 13 | 14 | 22 | 4,6 | 1 | 5 | 7,5 | 17,2 | 12 |
| 16 | 30 | 17 | 18 | 28 | 5,3 | 1,2 | 6,2 | 8,5 | 22 | 16 |
| 20 | 36 | 21 | 22 | 33 | 6,3 | 1,6 | 7,5 | 10,5 | 27 | 20 |
| 24 | 44 | 25 | 26 | 41 | 8,2 | 2 | 9,5 | 13 | 32 | 24 |
| 30 | 56 | 31 | 33 | 52 | 11,2 | 3 | 12 | 17 | 40 | 30 |
| 36 | 68 | 37 | 39 | 64 | 14,2 | 4 | 14,5 | 21 | 48 | 36 |

Tab. XXXIX. Dimensioni delle rosette sferiche.

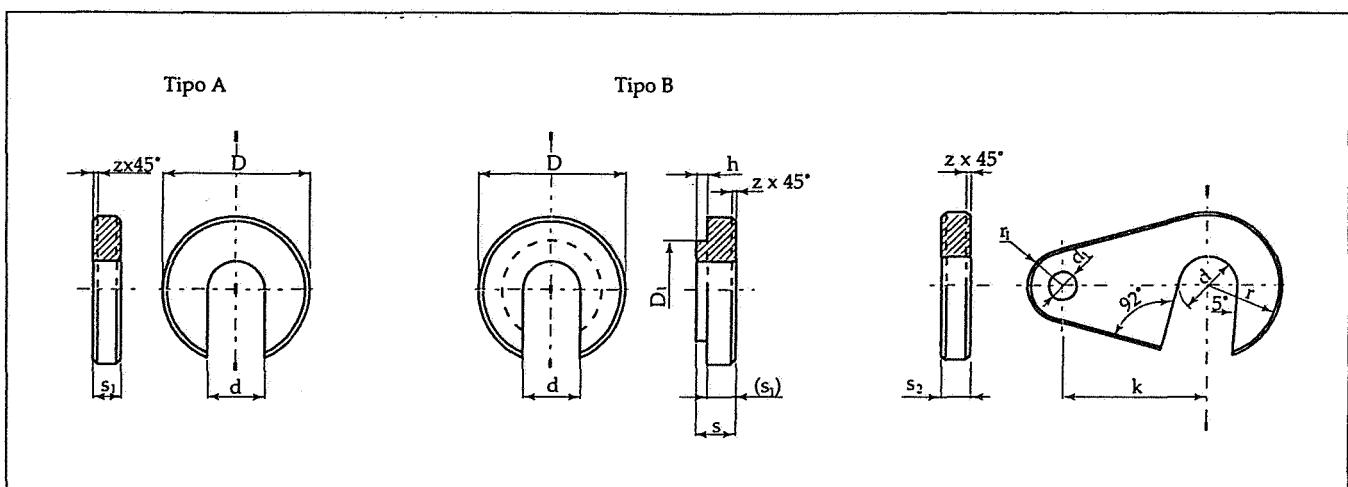


Fig. 68. Rosette per smontaggio rapido: aperta o a C (UNI 5327) nei tipi A (piano) e B (con collarino) e girevole (UNI 5328).

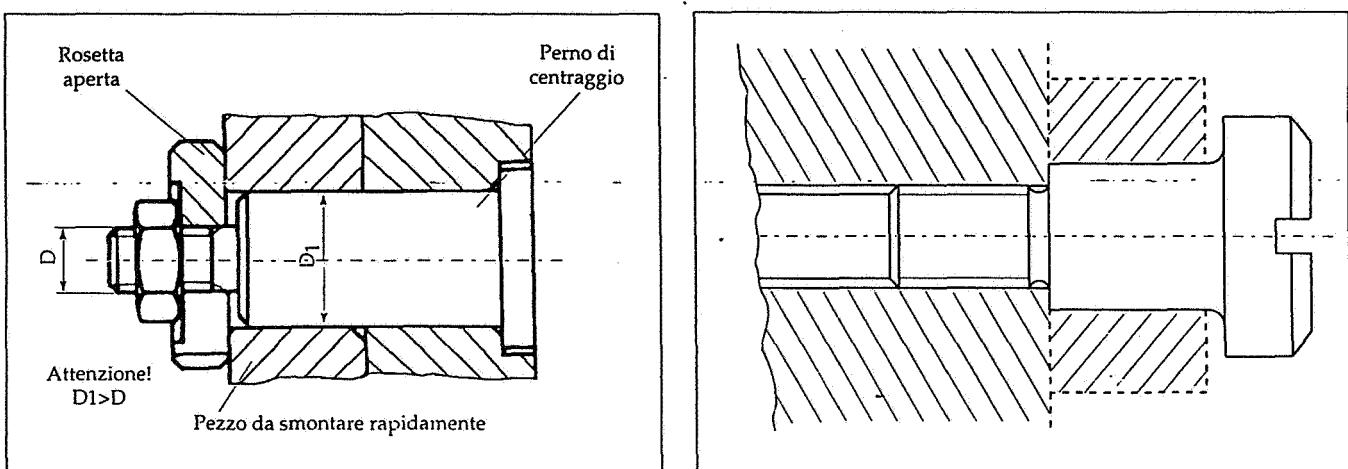


Fig. 69. L'uso di rosette aperte consente smontaggi rapidi.

Fig. 70. L'uso di speciali viti con gambo calibrato su d_1 (fig. 68) consente la rotazione della rosetta, mantenendola collegata.

| Indicazione per la designazione | d | D | D ₁ | s | s ₁ | h | d ₁ | k | r | r ₁ | s ₂ | z | Per tiranti con diametro |
|---------------------------------|------|----|----------------|----|----------------|---|----------------|----|----|----------------|----------------|-----|--------------------------|
| 8 | 8,4 | 28 | 17,5 | 7 | 5 | 2 | 8,2 | 22 | 16 | 8 | 5,5 | 0,5 | 8 |
| 10 | 10,5 | 32 | 21,5 | 7 | 5 | 2 | 8,2 | 25 | 18 | 9 | 5,5 | 0,5 | 10 |
| 12 | 13 | 36 | 24,5 | 9 | 6 | 3 | 10,2 | 32 | 24 | 12 | 9,5 | 1 | 12 |
| 16 | 17 | 45 | 31,5 | 11 | 8 | 3 | 10,2 | 38 | 28 | 14 | 9,5 | 1 | 16 |
| 20 | 21 | 52 | 37,5 | 14 | 10 | 4 | 13,2 | 45 | 30 | 15 | 11,5 | 1 | 20 |
| 24 | 25 | 60 | 44,5 | 16 | 12 | 4 | 13,2 | 50 | 34 | 17 | 11,5 | 2 | 24 |

Tab. XL. Dimensioni delle rosette tagliate, con riferimento alla figura 68.

CLASSI DI BULLONERIA

Senza entrare nel dettaglio sul tipo di acciaio con cui vengono costruiti viti e dadi, ne viene prescritta, secondo la norma UNI 3740, la resistenza meccanica a trazione, raggruppata in classi. Per le viti (con diametro di filettatura fino a 39 mm) si hanno nove classi, indicate con due cifre separate da un punto, ad esempio 5.8: la prima cifra indica il carico unitario di rottura, espresso in centinaia di N/mm², e la seconda il rapporto fra il carico unitario di snervamento ed il precedente, espresso come frazione decimale, cioè la sigla precedente si legge come indicativa di un carico di rottura di 500 N/mm² ed un carico di snervamento di 400 N/mm² (8/10 di 500) (tab. XLIIa).

Per i dadi si hanno cinque classi di resistenza, indicate con una cifra ed una lettera, corrispondenti a determinati valori di durezza (misurata col metodo Vickers).

I valori indicativi di questa per le varie classi e la correlazione consigliata con le classi di resistenza delle viti sono nella tabella XLI. L'accoppiamento consigliato assicura la migliore resistenza a fatica, con una maggior deformabilità dei filetti del dado ed una buona redistribuzione degli sforzi sui filetti della vite.

Il simbolo della classe di resistenza deve essere indicato sulle teste delle viti di diametro superiore a 5 mm, in rilievo o inciso (se posto sul fianco della testa solo inciso).

Deve anche essere indicata la filettatura sinistra, con una freccia sulle teste o con un intaglio sugli spigoli.

Nelle viti prigioniere la marcatura viene fatta sull'estremità del lato gambo, eventualmente con un semplice simbolo grafico (rettangolo per classe 5.8, cerchio per 8.8, quadrato per 10.9, triangolo per 12.9).

Per bulloneria costruita in materiali diversi dall'acciaio vengono date caratteristiche e prescrizioni caso per caso.

| PRECEDENTI E NUOVI SIMBOLI DELLE CLASSI DI RESISTENZA | | | | | | | | | |
|--|-------------------|------------|------------|------------|------------|------------|-----|------|------|
| VITI | | | | | | | | | |
| UNI 3740 | 4 A | 4 D | 4 S | 5 D | 5 S | 6 D | 8 G | 10 K | 12 K |
| UNI 3740 - Parte 3° | 3,6 | 4,6 | 4,8 | 5,6 | 5,8 | 6,8 | 8,8 | 10,9 | 12,9 |
| DADI | | | | | | | | | |
| UNI 3740 | 0 A | 4 A | 4 D | 5 D | 5 S | 6 S | 8 G | 10 K | |
| UNI 3740 - Parte 4° | 4 A | 4 A | 4 D | 5 S | 5 S | 6 S | 8 G | | 12 K |
| classi di resistenza dei dadi | 4 A | 4 D | 5 S | 6 S | 8 G | 10 K | | | |
| Durezza Vickers dei dadi | 100 255 | 120 255 | 155 320 | 190 320 | 255 380 | 320 380 | | | |
| classi di resistenza delle viti con le quali è previsto l'accoppiamento | 3,6 4,6 4,8 | 5,6 5,8 | 6,8 | 8,8 | 10,9 | 12,9 | | | |

Tab. XLI. Classi di resistenza di viti e dadi (nella prima riga l'indicazione secondo la norma precedente): alle classi dei dadi (in basso) corrispondono quelle delle viti con cui è consigliabile l'accoppiamento.

DISPOSITIVI ANTI SVITAMENTO SPONTANEO

A causa delle tolleranze di lavorazione, fra i filetti della vite e quelli della madrevite c'è un certo gioco: quando nell'accoppiamento i filetti stessi vengono portati a contatto si ha un attrito che impedisce il mutuo movimento e di conseguenza un possibile svitamento spontaneo, ma quando per vibrazioni, urti e dilatazioni termiche il contatto venga a mancare, si può avere un allentamento del collegamento od addirittura il suo scioglimento.

Per impedire che ciò avvenga si possono seguire due metodi:

- mantenere sempre a contatto i filetti della vite e quelli della madrevite
- impedire la rotazione relativa fra vite e madrevite

Il primo metodo, può essere anche definito a *sicurezza relativa*, in quanto le modalità seguite possono diminuire il rischio di allentamento ma non impedirlo del tutto.

Il secondo può basarsi su un impedimento alla rotazione con un bloccaggio di tipo *elastico*, ed allora ci sarà an-

cora una sicurezza relativa, oppure su un dispositivo di arresto meccanico, ed allora si ha una *sicurezza assoluta*, in quanto lo svitamento può avvenire solo con la rimozione del dispositivo.

Dispositivi di supporto al contatto, di tipo elastico ed inseriti nella catena degli elementi di collegamento, sono le *rosette elastiche*, il *controdado*, gli *ancoraggi e dadi elasticci a filetto singolo*. Impedimenti alla rotazione di tipo elastico sono i *dadi frenati* o con *inserto elastico*, i *dadi elasticci autobloccanti*, i *dadi tagliati*.

Dispositivi che impediscono la rotazione sono le *rosette e piastrine di sicurezza*, le *copiglie con dadi ad intagli*, le *spine e le legature*.

Lo svitamento può anche essere impedito con incollaggi o punti di saldatura, che possano essere rimossi volontariamente con relativa facilità.

Si vedranno ora alcuni di questi dispositivi con la consueta avvertenza che soprattutto in questo campo, accanto agli elementi unificati esistono numerosissime soluzioni studiate e commercializzate da vari produttori, con caratteristiche e campi di impiego loro propri.

Le *rosette elastiche*, di vario tipo, funzionano assicurando una spinta elastica diretta assialmente, in pratica come se fra i vari elementi fosse posta una molla assiale.

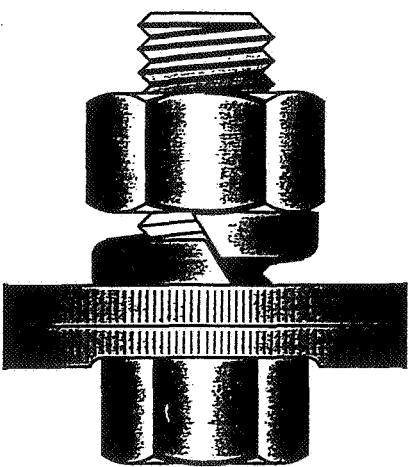


Fig. 71. Rosetta elastica spaccata.

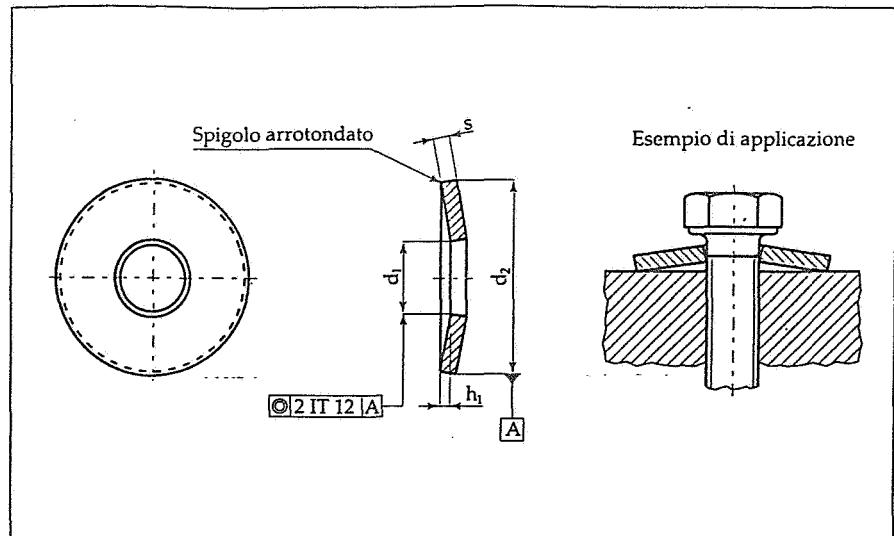


Fig. 72. Rosetta elastica a tazza o conica (UNI 8836).

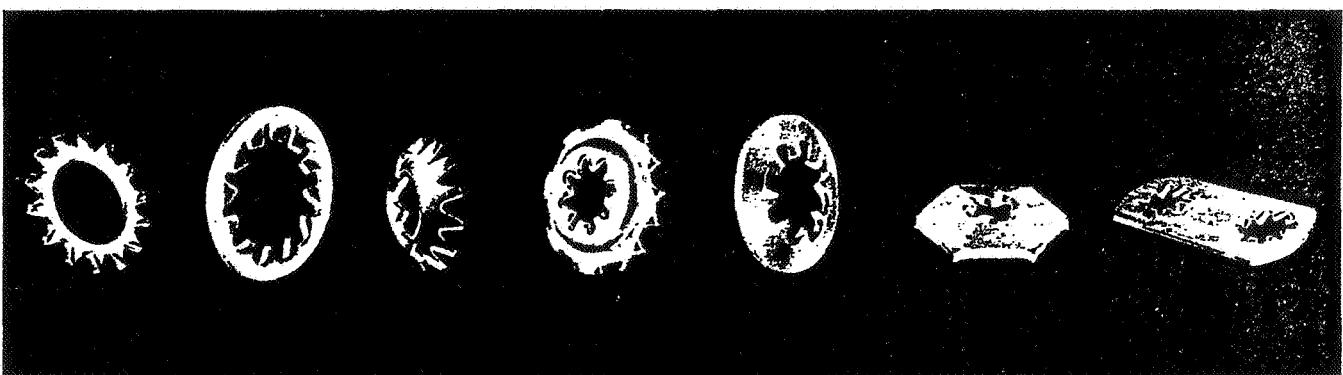


Fig. 73. Rosette elastiche dentate, piane e svasate.

Le più comuni sono la rosetta tagliata o spaccata (detta anche Grower), che si comporta come una spira di una molla ad elica (fig. 71), la rosetta a tazza (o Belleville), del tutto analoga ad una molla a tazza (fig. 72), le rossette dentate (fig. 73) e le rossette ondulate (fig. 74). Tutte queste rossette, costruite generalmente in acciaio del tipo per molle, occupano assialmente un certo spazio e vengono appiattite al serraggio fra il dado (o la testa) ed il pezzo da serrare, reagendo elasticamente a tale deformazione: si noti che tali rossette dovrebbero appoggiarsi nei dadi sulla corona circolare piana compresa fra il foro filettato ed il cerchio inscritto nel perimetro e perciò nel disegno apparire più strette del dado o della vite, come in figura 75.

In particolare nelle rossette tagliate l'efficacia dell'azione antisvitamento è aumentata per il fatto che le estremità della zona tagliata tendono ad incan-

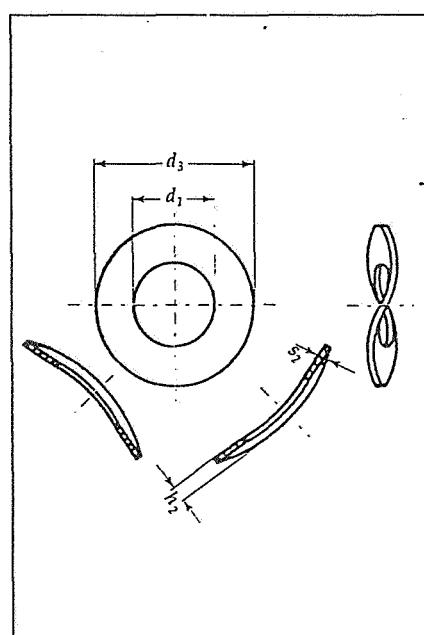


Fig. 74. Rosetta ondulata.

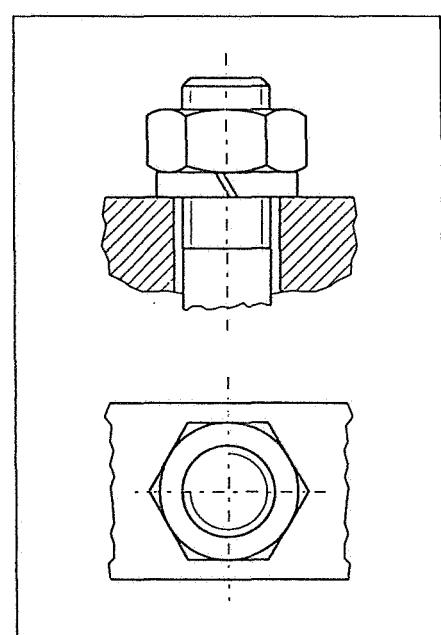


Fig. 75. Una rosetta elastica spaccata in opera.

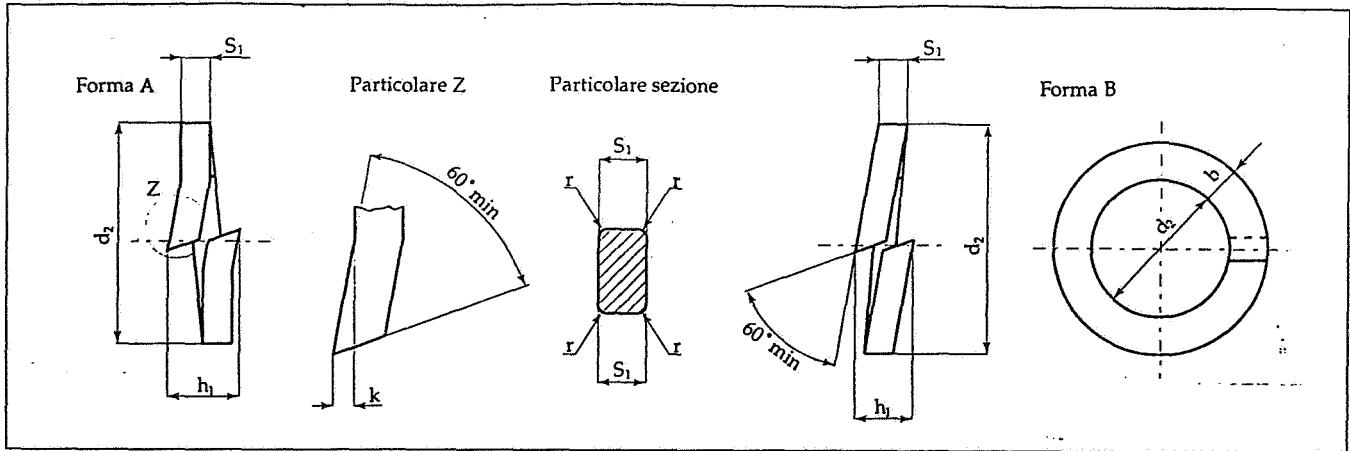


Fig. 76. Le rosette elastiche spaccate unificate secondo la norma UNI 1751. La forma B ha estremità diritta, la A piegata.

strarsi nella sede e nel dado (fig. 76): per questo motivo l'elica ed l'inclinazione del taglio hanno verso differente per viti a filettatura destra o sinistra. Nelle rosette definite di forma A tale effetto è accentuato da un'ulteriore piegatura degli estremi liberi.

Le rosette coniche o a tazza (che non rischiano di rigare i pezzi come le precedenti) possono essere inserite in parallelo per aumentare la spinta assiale e di conseguenza l'azione antisvitamento (fig. 77).

Anche nelle rosette dentate (fig. 78) l'efficacia è aumentata dall'impuntamento dei denti: per il bloccaggio delle viti a testa svasata si usano rosette anch'esse svasate.

Le rosette ondulate sono in genere impiegate in costruzioni leggere.

Le tabelle XLII, XLIII, XLIV riportano le dimensioni di alcuni tipi di rosette elastiche unificate.

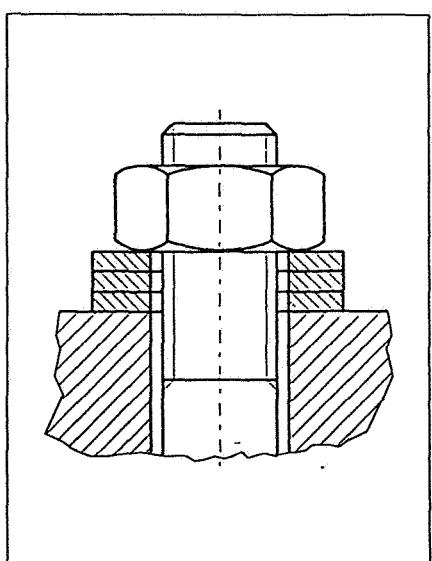


Fig. 77. Rosette a tazza montate in parallelo.

| Diametro nominale vite | d_1 | d_2 max. | b nom. | s_1 nom. | h_1 | | | | k max. | r | | |
|------------------------|-------|------------|--------|------------|---------|------|---------|------|--------|-----|--|--|
| | | | | | Forma A | | Forma B | | | | | |
| | | | | | min. | max. | min. | max. | | | | |
| 2 | 2,1 | 4,4 | 0,9 | 0,5 | - | - | 1 | 1,2 | - | | | |
| 2,2 | 2,3 | 4,8 | 1 | 0,6 | - | - | 1,2 | 1,4 | - | 0,1 | | |
| 2,5 | 2,6 | 5,1 | 1 | 0,6 | - | - | 1,2 | 1,4 | - | | | |
| 3 | 3,1 | 6,2 | 1,3 | 0,8 | 1,9 | 2,1 | 1,6 | 1,9 | | | | |
| 3,5 | 3,6 | 6,7 | 1,3 | 0,8 | 1,9 | 2,2 | 1,6 | 1,9 | | | | |
| 4 | 4,1 | 7,6 | 1,5 | 0,9 | 2,1 | 2,5 | 1,8 | 2,1 | 0,15 | 0,2 | | |
| 5 | 5,1 | 9,2 | 1,8 | 1,2 | 2,7 | 3,2 | 2,4 | 2,8 | | | | |
| 6 | 6,1 | 11,8 | 2,5 | 1,6 | 3,6 | 4,2 | 3,2 | 3,8 | 0,2 | 0,3 | | |
| 7 | 7,1 | 12,8 | 2,5 | 1,6 | 3,6 | 4,2 | 3,2 | 3,8 | | | | |
| 8 | 8,2 | 14,8 | 3 | 2 | 4,6 | 5,4 | 4 | 4,7 | 0,3 | 0,5 | | |
| 10 | 10,2 | 18,1 | 3,5 | 2,2 | 5 | 5,9 | 4,4 | 5,2 | | | | |
| 12 | 12,2 | 21,1 | 4 | 2,5 | 5,8 | 6,8 | 5 | 5,9 | | | | |
| 14 | 14,2 | 24,1 | 4,5 | 3 | 6,8 | 8 | 6 | 7,1 | | | | |
| 16 | 16,2 | 27,4 | 5 | 3,5 | 7,8 | 9,2 | 7 | 8,3 | 0,4 | 1 | | |
| 18 | 18,2 | 29,4 | 5 | 3,5 | 7,8 | 9,2 | 7 | 8,3 | | | | |
| 20 | 20,2 | 33,6 | 6 | 4 | 8,8 | 10,4 | 8 | 9,4 | | | | |
| 22 | 22,5 | 35,9 | 6 | 4 | 8,8 | 10,4 | 8 | 9,4 | | | | |
| 24 | 24,5 | 40 | 7 | 5 | 11 | 13 | 10 | 11,8 | 0,5 | | | |
| 27 | 27,5 | 43 | 7 | 5 | 11 | 13 | 10 | 11,8 | | | | |
| 30 | 30,5 | 48,2 | 8 | 6 | 13,6 | 16,1 | 12 | 14,2 | | 1,6 | | |
| 33 | 33,5 | 55,2 | 10 | 6 | 13,6 | 16,1 | 12 | 14,2 | | | | |
| 36 | 36,5 | 58,2 | 10 | 6 | 13,6 | 16,1 | 12 | 14,2 | 0,8 | | | |
| 39 | 39,5 | 61,2 | 10 | 6 | 13,6 | 16,1 | 12 | 14,2 | | | | |
| 42 | 42,5 | 68,2 | 12 | 7 | 15,6 | 18,4 | 14 | 16,5 | | | | |
| 45 | 45,5 | 71,2 | 12 | 7 | 15,6 | 18,4 | 14 | 16,5 | | | | |
| 48 | 49 | 75 | 12 | 7 | 15,6 | 18,4 | 14 | 16,5 | | | | |
| 52 | 53 | 83 | 14 | 8 | 18 | 21,2 | 16 | 18,9 | | | | |
| 56 | 57 | 87 | 14 | 8 | 18 | 21,2 | 16 | 18,9 | | | | |
| 60 | 61 | 91 | 14 | 8 | 18 | 21,2 | 16 | 18,9 | | | | |
| 64 | 65 | 95 | 14 | 8 | 18 | 21,2 | 16 | 18,9 | 0,1 | | | |
| 68 | 69 | 99 | 14 | 8 | 18 | 21,2 | 16 | 18,9 | | | | |
| 72 | 73 | 103 | 14 | 8 | 18 | 21,2 | 16 | 18,9 | | | | |
| 80 | 81 | 111 | 14 | 8 | 18 | 21,2 | 16 | 18,9 | | | | |
| 90 | 91 | 121 | 14 | 8 | 18 | 21,2 | 16 | 18,9 | | | | |
| 100 | 101 | 131 | 14 | 8 | 18 | 21,2 | 16 | 18,9 | | | | |

Tab. XLII. Dimensioni delle rosette spaccate di fig. 76.

Il sistema con controdado funziona come segue: si realizza il serraggio di un primo dado contro il pezzo da bloccare, in questa condizione la vite è tesa e si ha contatto fra filetti della vite e del dado dalla parte del pezzo. Serrando un secondo dado contro il pri-

mo, la vite viene tesa verso l'estremità ed il contatto fra i suoi filetti e quelli del secondo dado è del tutto simile a quello precedente, il quale però, in questa nuova condizione viene prima ad annullarsi e poi a cambiare zona di contatto, appoggiandosi cioè dalla

parte opposta, verso l'estremità. Il tratto di gambo della vite fra i due dadi risulta pertanto in tensione e reagisce premendo i dadi l'uno contro l'altro: tale azione elastica risulta perciò svincolata dagli elementi collegati e risente quindi poco di eventuali defor-

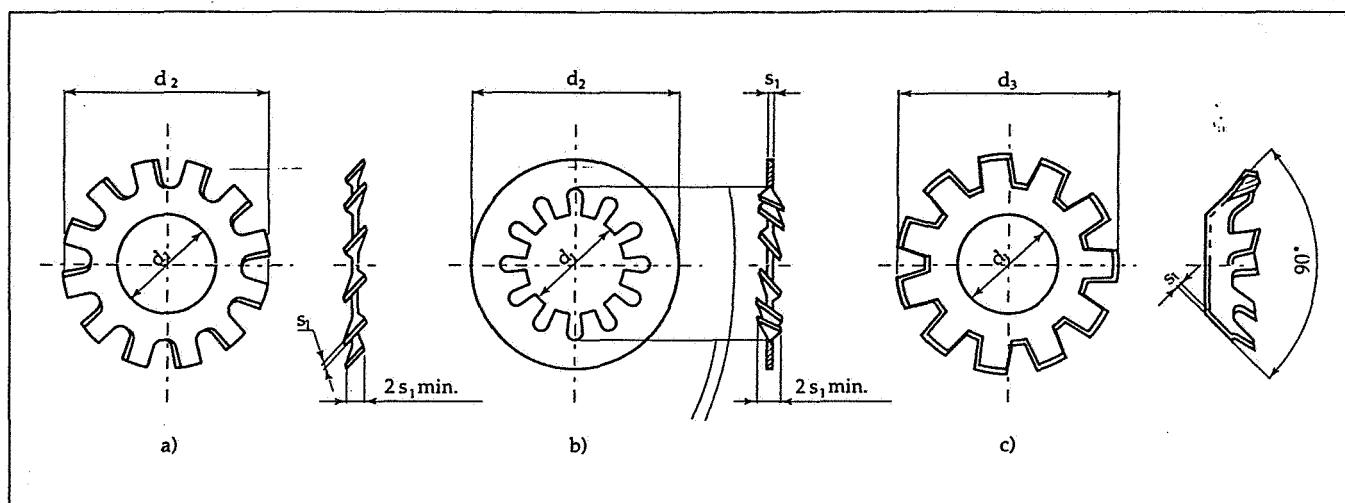


Fig. 78. Rosette elastiche dentate unificate (UNI 8841): a) a dentatura esterna; b) a dentatura interna; c) svasate.

| Diametro nominale vite : | s | d_1 H 14 | d_2 $\pm 0,25$ | Altezza* h_1 | Carico F_1 di reazione indicativo per l'impiego N |
|--------------------------|-----|---------------|---------------------|-------------------|---|
| 4 | 0,7 | 4,3 | 9 | 0,33 | 1500 |
| 5 | 0,9 | 5,3 | 11 | 0,43 | 2000 |
| | 1 | | | | 3500 |
| 6 | 1,2 | 6,4 | 12 | 0,43 | 5000 |
| | 1,4 | | | | 8000 |
| | 1,4 | | | 0,45 | 6500 |
| 8 | 1,9 | 8,4 | 16 | -0,55 | 13000 |
| | 2,2 | | | 0,40 | 17500 |
| | 1,9 | | | 0,45 | 10500 |
| 10 | 2,3 | 10,5 | 20 | 0,45 | 18000 |
| | 2,6 | | | 0,55 | 32000 |
| | 2,2 | | | 0,50 | 13000 |
| 12 | 2,8 | 13,0 | 24 | 0,50 | 27000 |
| | 3,2 | | | 0,60 | 47000 |
| | 2,6 | | | 0,50 | 18000 |
| 14 | 3 | 15,0 | 27 | 0,60 | 33000 |
| | 3,8 | | | 0,50 | 60000 |
| | 3,2 | | | | 30000 |
| 16 | 3,4 | 17,0 | 32 | 0,60 | 35000 |
| | 4,2 | | | | 63000 |
| 18 | 4,2 | 19,4 | 36 | 0,60 | 52000 |
| | 4,8 | | | | 75000 |
| | 4,2 | | | | 60000 |
| 20 | 4,6 | 21,4 | 38 | 0,60 | 85000 |
| | 5,2 | | | | |
| 22 | 5,0 | 23,4 | 42 | 0,70 | 75000 |
| | 5,8 | | | 0,65 | 110000 |
| | 5,4 | | | 0,70 | 75000 |
| 24 | 6,2 | 25,4 | 46 | 0,65 | 110000 |

*Altezza iniziale prima della compressione.

| Diametro nominale vite | d_1 H 13 | d_2 H 14 | d_3 | s_1 | s_2 | a e b | c | Numero di denti minimo |
|------------------------|---------------|---------------|-------|-------|-------|-------|----|------------------------|
| 1,6 | 1,7 | 3,6 | - | 0,3 | - | 6 | - | |
| 1,8 | 2 | 4 | - | 0,3 | - | 6 | - | |
| 2 | 2,2 | 4,5 | 4,2 | 0,3 | 0,2 | 6 | 6 | |
| 2,2 | 2,4 | 5 | - | 0,4 | 0,2 | 6 | 6 | |
| 2,5 | 2,7 | 5,5 | 5,1 | 0,4 | 0,2 | 6 | 6 | |
| 3 | 3,2 | 6 | 6 | 0,4 | 0,2 | 6 | 6 | |
| 3,5 | 3,7 | 7 | 7 | 0,5 | 0,25 | 6 | 6 | |
| 4 | 4,3 | 8 | 8 | 0,5 | 0,25 | 8 | 8 | |
| 5 | 5,3 | 10 | 9,8 | 0,6 | 0,3 | 8 | 8 | |
| 6 | 6,4 | 11 | 11,8 | 0,7 | 0,4 | 8 | 10 | |
| 7 | 7,4 | 12,5 | - | 0,8 | - | 8 | - | |
| 8 | 8,4 | 15 | 15,3 | 0,8 | 0,4 | 8 | 10 | |
| 10 | 10,5 | 18 | 19 | 0,9 | 0,5 | 9 | 10 | |
| 12 | 13 | 20,5 | 23 | 1 | 0,5 | 10 | 10 | |
| 14 | 15 | 24 | 26,2 | 1 | 0,6 | 10 | 12 | |
| 16 | 17 | 26 | 30,2 | 1,2 | 0,6 | 12 | 12 | |
| 18 | 19 | 30 | - | 1,4 | - | 12 | - | |
| 20 | 21 | 33 | - | 1,4 | - | 12 | - | |
| 22 | 23 | 36 | - | 1,5 | - | 14 | - | |
| 24 | 25 | 38 | - | 1,5 | - | 14 | - | |
| 27 | 28 | 44 | - | 1,6 | - | 14 | - | |
| 30 | 31 | 48 | - | 1,6 | - | 14 | - | |

Tab. XLIV. Dimensioni delle rosette elastiche dentate di fig. 78.

Tab. XLIII. Dimensioni di rosette a tazza, con riferimento alla figura 72.

mazioni degli stessi (fig. 79). Si noti che il dado eventualmente più basso va posto dalla parte del primo serraggio, cioè contro i pezzi da collegare, perchè è probabile che le sollecitazioni maggiori interessino l'ultimo dado. Il blocco dado-controdado può servire anche per realizzare un arresto su di uno stelo filettato, ed in tale forma può essere usato per configurare una testa provvisoria che consente un facile avvitamento o svitamento delle viti prigioniere (fig. 80).

Come elemento elastico assiale funziona anche il **dado di sicurezza** di figura 81, costruito come una rosetta elastica con il bordo esterno piegato a formare l'esagono d'appoggio per la chiave. La parte centrale deformata ed intagliata si inserisce nella filettatura della vite esercitando una spinta assiale. Questo tipo di dado può essere usato da solo in caso di sforzi assiali non rilevanti od anche in aggiunta ad un dado comune (fig. 82). Funzionamento simile hanno le piastrine di figura 83, per montaggi di lamierie sottili.

Fra i dadi con inserto elastico i più comuni presentano un anello torico in nylon o simili, montato in un allog-

Fig. 81. Dado elastico di sicurezza (UNI 8835): la serie 1 presenta 6 intagli, la serie 2 presenta 9 intagli.

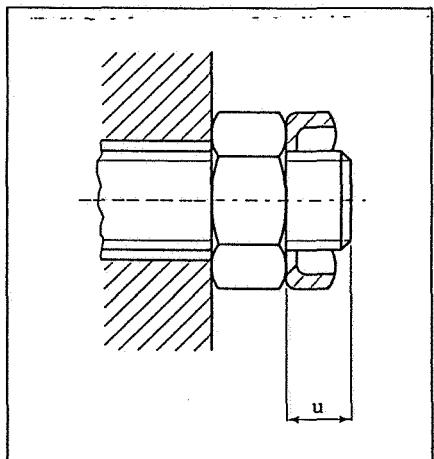


Fig. 82. Dado di sicurezza posto di seguito ad un dado normale: non funziona come controdado, ma come sicurezza supplementare.

Fig. 83. Elementi di sicurezza agenti sul filetto di viti autofilettanti, per costruzioni in lamiera.

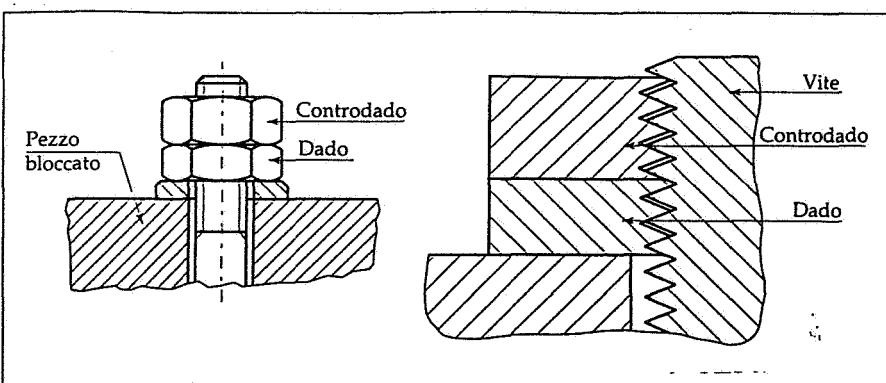


Fig. 79. Il sistema dado - controdado.

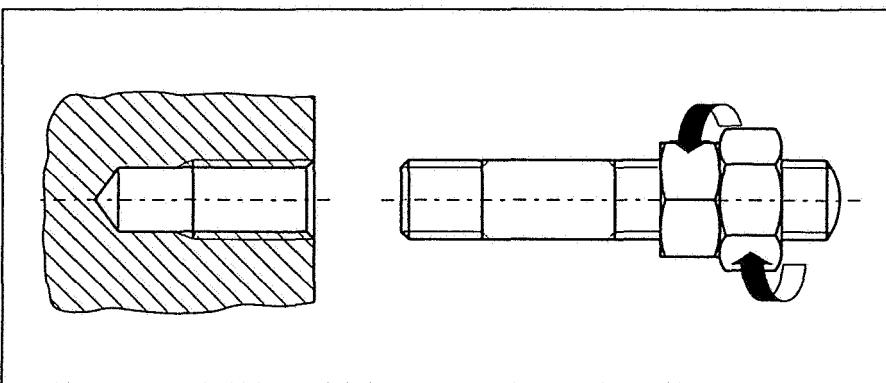
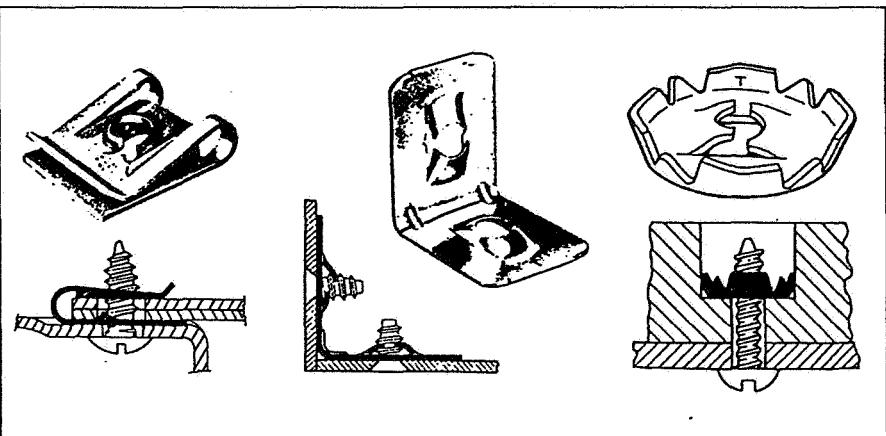
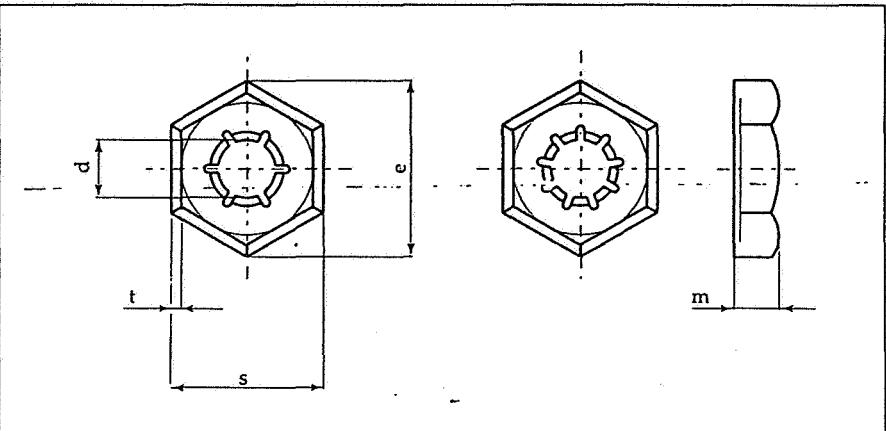


Fig. 80. Dado e controdado possono costituire una falsa testa, che consente un facile avvitamento o svitamento di un prigioniero.



giamento opposto alla faccia d'appoggio (fig. 84). L'azione di questo anello è duplice: la resistenza che esso oppone all'avanzamento in senso assiale spinge verso l'alto il dado e crea attrito fra i filetti, annullando i giochi, mentre la spinta di tipo radiale creata sui filetti dalla deformazione dell'anello ne impedisce la rotazione.

La grande comodità di uso di questi dadi si contrappone ad una loro minor stabilità nel tempo, causata dal degrado del materiale costituente l'anello e dall'opportunità di non reimpiantarli dopo il primo svitamento, nonché da un campo di impiego che non ne prevede l'uso in condizioni di temperatura elevata. Per le dimensioni, che corrispondono a quelle dei comuni dadi esagonali, si veda la tabella XLVI.

Le limitazioni di uso degli inserti elastici non impediscono tuttavia che siano diffusi in varie forme, ad esempio nelle ghiere, in modo analogo a quello visto per i dadi, o nelle viti, sotto forma di inserti longitudinali o diametrali (fig. 85).

Dadi autobloccanti che possono essere usati anche a temperature elevate sfruttano l'elasticità propria del metallo (in genere acciaio ad alta resistenza). Essi constano di un prolungamento conico sopra il dado esagonale di base (fig. 86) nel quale sono praticati sei intagli radiali: i denti determinati

| Filettature | | d | | m | s | u min |
|---------------------------|-------------------------|---------|---------|-----|-----|-------|
| (passo grosso) Serie 1 | (passo fine) Serie 2 | Serie 1 | Serie 2 | | | |
| M 4 | - | 3,5 | - | 2,5 | 7 | 2,5 |
| M 5 | - | 4,5 | - | 2,5 | 8 | 2,5 |
| M 6 | - | 5,3 | - | 3 | 10 | 3 |
| M 8 | - | 6,9 | - | 3,5 | 13 | 3,5 |
| M 10 | M 10 x 1,25 | 8,6 | 9 | 4 | 17* | 4 |
| M 12 | M 12 x 1,25 | 10,4 | 11 | 4,5 | 19* | 4,5 |
| M 14 | M 14 x 1,5 | 12 | 12,7 | 5 | 22* | 5 |
| M 16 | M 16 x 1,5 | 14,1 | 14,8 | 5 | 24 | 5 |
| M 18 | M 18 x 1,5 | 15,5 | 16,8 | 5,5 | 27 | 5,5 |
| M 20 | M 20 x 1,5 | 17,6 | 18,8 | 6 | 30 | 6 |
| M 22 | M 22 x 1,5 | 19,6 | 20,8 | 6 | 32* | 6 |
| M 24 | M 24 x 2 | 21 | 22,5 | 7 | 36 | 7 |
| M 27 | M 27 x 2 | 24,2 | 25,5 | 7 | 41 | 7 |
| M 30 | M 30 x 2 | 26,6 | 28,5 | 8 | 46 | 8 |
| M 33 | M 33 x 2 | 29,8 | 31,5 | 8 | 50 | 8 |
| M 36 | M 36 x 3 | 32,2 | 33,6 | 9 | 55 | 9 |
| M 39 | M 39 x 3 | 35,2 | 36,6 | 9 | 60 | 9 |
| M 42 | M 42 x 3 | 37,6 | 39,8 | 11 | 65 | 11 |
| M 45 | M 45 x 3 | 40,9 | 42,8 | 12 | 70 | 12 |
| M 48 | M 48 x 3 | 43,9 | 45,8 | 14 | 75 | 14 |
| M 52 | M 52 x 3 | 48,2 | 49,8 | 16 | 80 | 16 |

Tab. XLV. Dimensioni dei dadi di fig. 81.

| passo grosso | passo fine | a | normali | | bassi | |
|--------------|-------------|-----|---------|------|-------|-----|
| | | | h | m | h | m |
| M 3 | - | 5,5 | 4,4 | 2,4 | - | - |
| M 4 | - | 7 | 6 | 3,2 | 4,8 | 2 |
| M 5 | - | 8 | 6,8 | 4 | 5,4 | 2,5 |
| M 6 | - | 10 | 7,8 | 4,8 | 6 | 3 |
| M 8 | M 8 x 1 | 13 | 10,6 | 6,4 | 8,5 | 4 |
| M 10 | M 10 x 1,25 | 17 | 12,3 | 8 | 10 | 5 |
| M 12 | M 12 x 1,25 | 19 | 14,8 | 9,6 | 12 | 6 |
| M 16 | M 16 x 1,5 | 24 | 18 | 12,8 | 15 | 8 |
| M 20 | M 20 x 1,5 | 30 | 23 | 16 | 17,5 | 10 |
| M 24 | M 24 x 2 | 36 | 28 | 19,2 | 21 | 12 |
| M 30 | M 30 x 2 | 46 | 33,2 | 24 | 24,5 | 16 |
| M 36 | M 36 x 3 | 55 | 40 | 28,8 | 30 | 18 |

Tab. XLVI. Dimensioni dei dadi con inserto (autofrenanti) secondo le norme UNI 7473 (dadi normali) e UNI 7474 (dadi bassi).

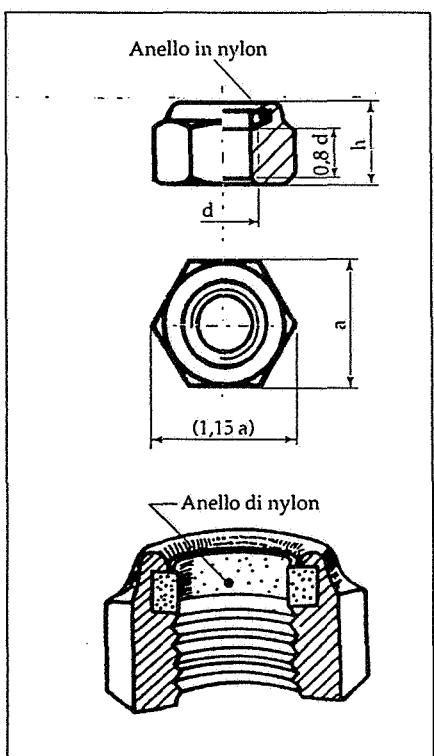


Fig. 84. Dado con inserto elastico.

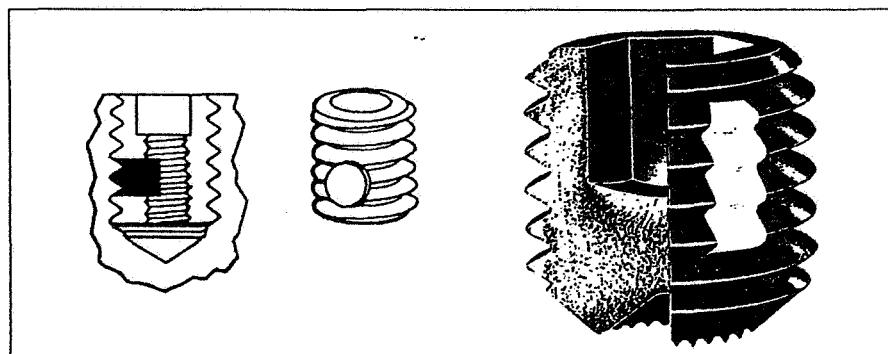


Fig. 85. Elementi di bulloneria con inserti elastici in funzione antisvitamento.

| d | Passo | a |
|------|-------|-----|
| 2,5 | 0,45 | 5 |
| 3 | 0,50 | 5,5 |
| 4 | 0,70 | 7 |
| 5 | 0,80 | 8 |
| 6 | 1 | 10 |
| 8 | 1,25 | 13 |
| 10 | 1,5 | 17 |
| 12 | 1,75 | 19 |
| (14) | 2 | 22 |
| 16 | 2 | 24 |
| (18) | 2,5 | 27 |
| 20 | 2,5 | 30 |
| (22) | 2,5 | 32 |

Evitare l'uso dei diametri fra parentesi.

Tab. XLVII. Dimensioni dei dadi elasticici di figura 86.

dagli intagli sono leggermente piegati verso l'interno, così che il diametro della filettatura va diminuendo verso l'estremità. L'inserzione della vite spinge nuovamente verso l'esterno i denti che, reagendo elasticamente, creano una spinta di tipo radiale sul filetto che ostacola la rotazione. I dadi tagliati presentano un taglio perpendicolare all'asse, eseguito con una sottile fresa ed interessante il filetto: allontanando (od avvicinando) le due parti con una vite parallela all'asse (fig. 87, a e b) si premono i filetti della vite su quelli della madrevite. Questa soluzione è adottata ad esempio per ghiere impiegate nelle prese.

In modo simile funziona il dado tagliato di figura 88: esso viene defor-

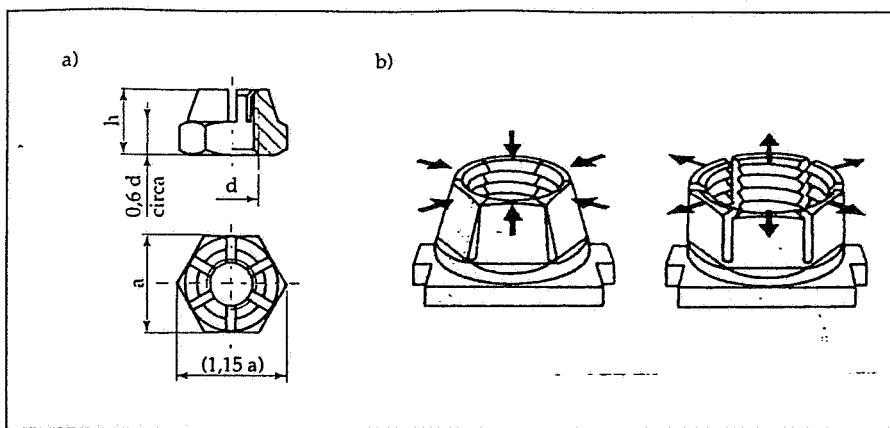


Fig. 86. Dado elastico interamente metallico: in b il principio di funzionamento.

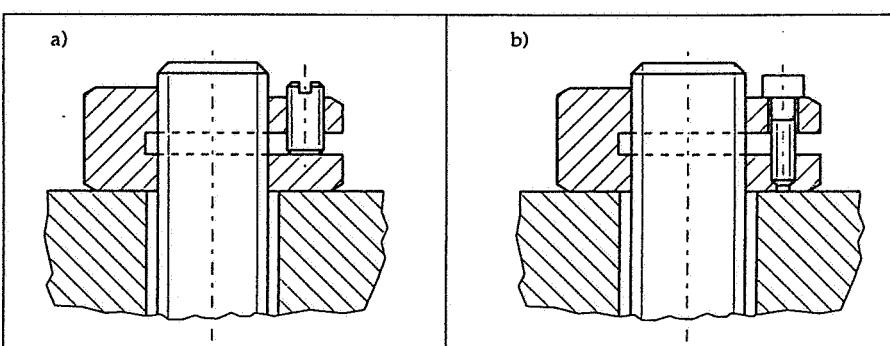


Fig. 87. Dadi tagliati: la deformazione è indotta in a da una vite di pressione, in b da una vite mordente.

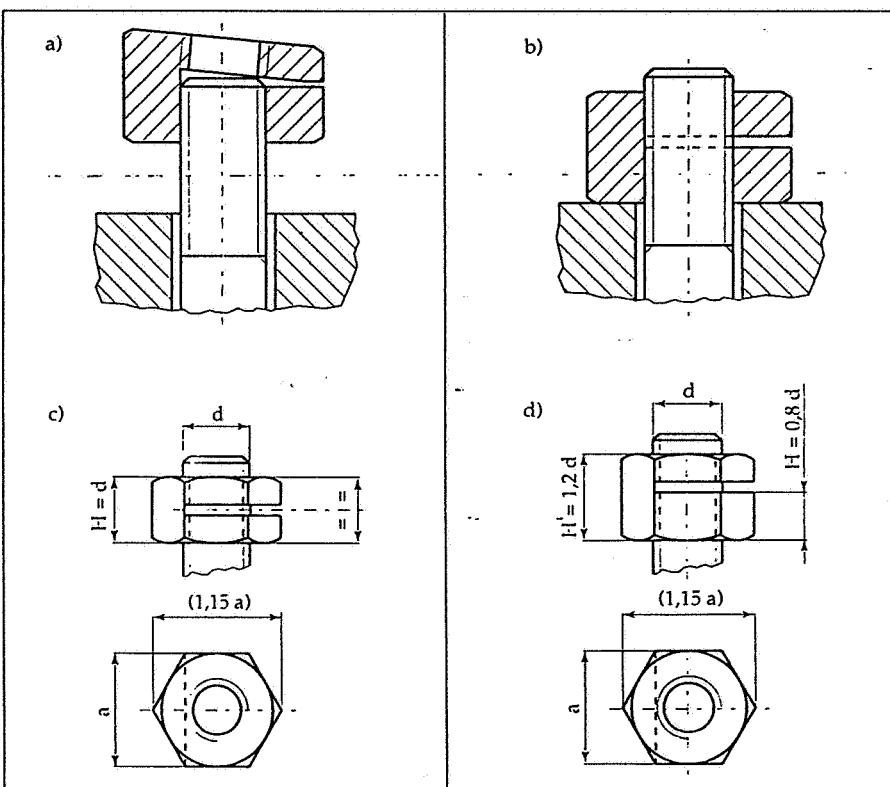


Fig. 88. Dadi tagliati SNEP: in a e b il principio di funzionamento (il dado più alto esercita un'azione di serraggio più energica), in c e d le relative proporzioni, con i valori di diametro e chiave analoghi a quelli della tabella XLVIII.

Tab. XLVIII. Dimensioni dei dadi tagliati tipo SNEP.

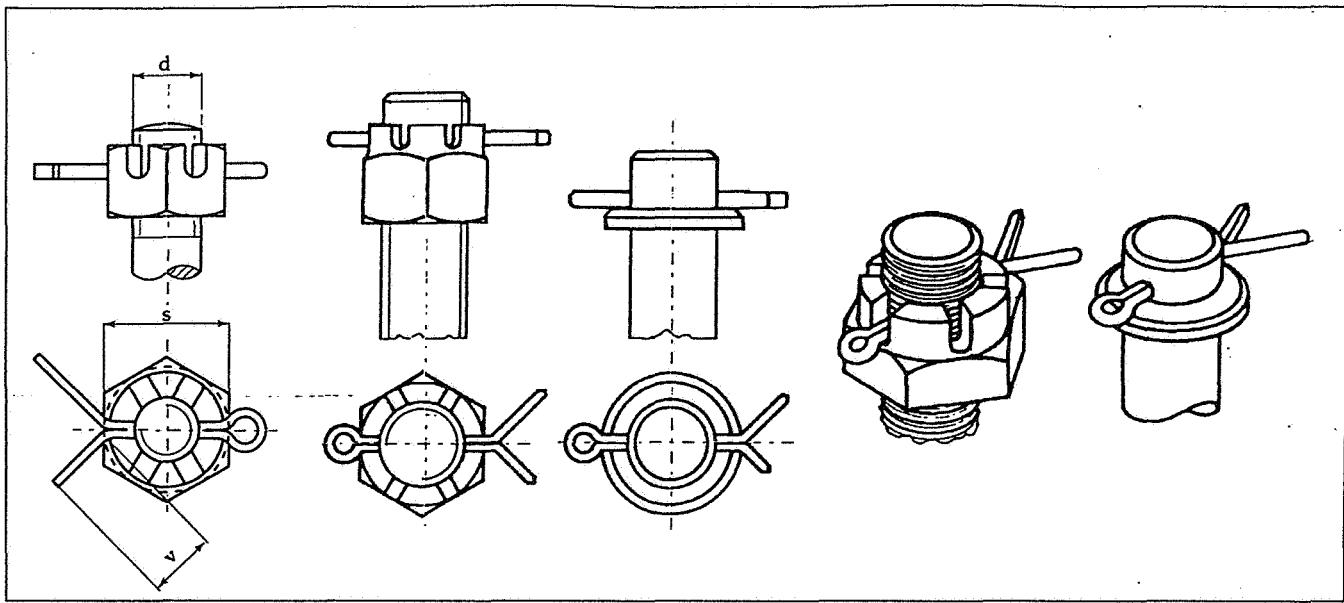


Fig. 89. Dadi ad intagli con copiglia: funzionamento e montaggio.

mato dopo il taglio in modo che le filettature non sono più coassiali. All'atto del montaggio la vite costringe la parte deformata a riallinearsi, per cui si genera una reazione elastica che spinge sui filetti.

I dispositivi a sicurezza assoluta si basano, come già detto, sull'impossibilità di effettuare lo svitamento senza togliere il dispositivo.

Uno dei più usati è quello basato sull'impiego simultaneo di un dado ad intagli e di una copiglia o spina (fig. 89): il dado ad intagli è un dado esagonale, normale o alto, con o senza risalto, con sei intagli radiali (10 per diametri di filettatura da 42 in su), nei quali si inserisce una spina (o meglio una copiglia) che si infila in un foro diametrale praticato sulla vite ed im-

pedisce quindi la rotazione reciproca fra vite e dado: in considerazione del fatto che le posizioni di regolazione nella rotazione corrispondono a frazioni di giro, e quindi assialmente in analoghe frazioni del passo, il posizionamento risulta abbastanza preciso (si può in casi particolari praticare nella vite due fori diametrali fra loro ortogonali, riducendo ancora le possibili variazioni di posizione). I dadi ad intagli unificati (fig. 90) sono dimensionati secondo la tabella XLIV, mentre per le copiglie si rimanda al successivo capitolo.

I vari tipi di rosette di sicurezza si basano sul principio di ancorare un'apposita parte della rosetta (linguetta o dentino) alla superficie d'appoggio e di ripiegare un tratto della rosetta con-

tro una faccia del dado o della testa della vite: l'impedimento alla rotazione rispetto alla superficie che interessa la rondella si estende così alla vite o dado. Nel tipo di figura 91 l'elemento di impedimento alla rotazione è una linguetta sporgente dalla circonferenza esterna che va ripiegata su un bordo del pezzo, mentre in figura 92 un dentino ripiegato verso il basso si inserisce in un piccolo foro praticato accanto a quello filettato.

Funzionamento analogo hanno le piastrine di sicurezza (fig. 93).

Un semplice dispositivo è anche quello di figura 94, in cui il ripiegamento di due lembi della stessa piastrina contro i lati di due bulloni blocca ogni possibilità di rotazione degli stessi.

La rotazione di viti o dadi può anche

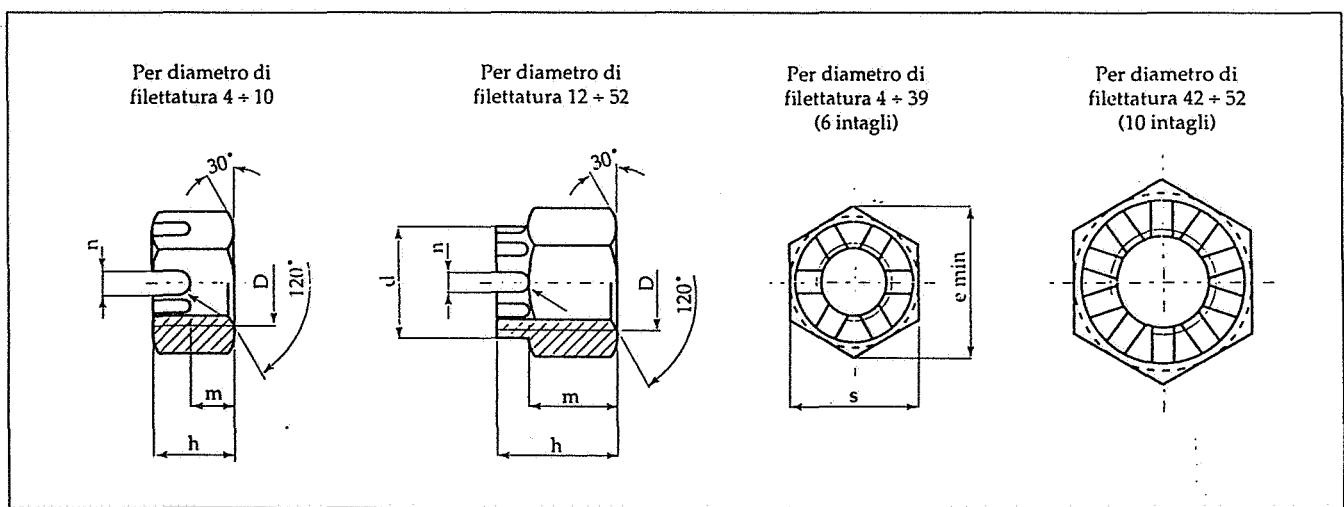


Fig. 90. I dadi ad intagli unificati UNI 5593.

| Larghezza s dei dadi esagonali ad intagli | | Diametri di foro per la copiglia | v min |
|---|----------|----------------------------------|-------|
| Grezzi | Lavorati | | |
| 9 | 8 | 1,5 | 4 |
| - | 11 | 1,5 | 4 |
| 14 | 14 | 2 | 6 |
| 17 | 17 | 2 | 6 |
| 19 | 19 | 3 | 6 |
| 22 | 22 | 3 | 6 |
| 32 | 30 | 4 | 8 |
| 36 | 36 | 5 | 10 |
| 46 | 46 | 6 | 12 |
| 50 | 50 | 6 | 12 |
| 60 | 60 | 8 | 14 |
| 65 | 65 | 8 | 14 |
| 70 | 70 | 8 | 14 |
| - | 80 | 10 | 16 |
| - | 85 | 10 | 16 |

Tab. XLIX. Diametri dei fori per le copiglie e sporgenze minime di queste, in funzione della larghezza in chiave dei dadi.

| Filettatura D 6 H | | d | h | m | n | r _{max} | s |
|-------------------------|--------------|----|-----|-----|-----|------------------|----|
| a passo grosso | a passo fine | | | | | | |
| M 4 | - | - | 5 | 3,2 | 1,2 | 0,6 | 7 |
| M 5 | - | - | 6 | 4 | 1,4 | 0,7 | 8 |
| M 6 | - | - | 7,5 | 5 | 2 | 1 | 10 |
| M 7 | - | - | 8 | 5,5 | 2 | 1 | 11 |
| M 8 | M 8 x 1 | - | 9,5 | 6,5 | 2,5 | 1,3 | 13 |
| M 10 | M 10 x 1,25 | - | 12 | 8 | 2,8 | 1,4 | 17 |
| M 12 | M 12 x 1,25 | 17 | 15 | 10 | 3,5 | 1,8 | 19 |
| M 14 | M 14 x 1,5 | 19 | 16 | 11 | 3,5 | 1,8 | 22 |
| M 16 | M 16 x 1,5 | 22 | 19 | 13 | 4,5 | 2,3 | 24 |
| M 18 | M 18 x 1,5 | 25 | 21 | 15 | 4,5 | 2,3 | 27 |
| M 20 | M 20 x 1,5 | 28 | 22 | 16 | 4,5 | 2,3 | 30 |
| M 22 | M 22 x 1,5 | 30 | 26 | 18 | 5,5 | 2,8 | 32 |
| M 24 | M 24 x 2 | 34 | 27 | 19 | 5,5 | 2,8 | 36 |
| M 27 | M 27 x 2 | 38 | 30 | 22 | 5,5 | 2,8 | 41 |
| M 30 | M 30 x 2 | 42 | 33 | 24 | 7 | 3,5 | 46 |
| M 33 | M 33 x 2 | 46 | 35 | 26 | 7 | 3,5 | 50 |
| M 36 | M 36 x 3 | 50 | 29 | 38 | 7 | 3,5 | 55 |
| M 39 | M 39 x 3 | 55 | 40 | 31 | 7 | 3,5 | 60 |
| M 42 | M 42 x 3 | 58 | 46 | 34 | 9 | 4,5 | 65 |
| M 45 | M 45 x 3 | 62 | 48 | 36 | 9 | 4,5 | 70 |
| M 48 | M 48 x 3 | 65 | 50 | 38 | 9 | 4,5 | 75 |
| M 52 | M 52 x 3 | 70 | 54 | 42 | 9 | 4,5 | 80 |

Materiale: acciaio classe 4 D - 5 D - 6 S - 8 G (UNI 3740-65), o materiale non feroso.

Tolleranza: categoria A, secondo UNI 3740-65.

Tab. L. Dimensioni dei dadi di figura 90.

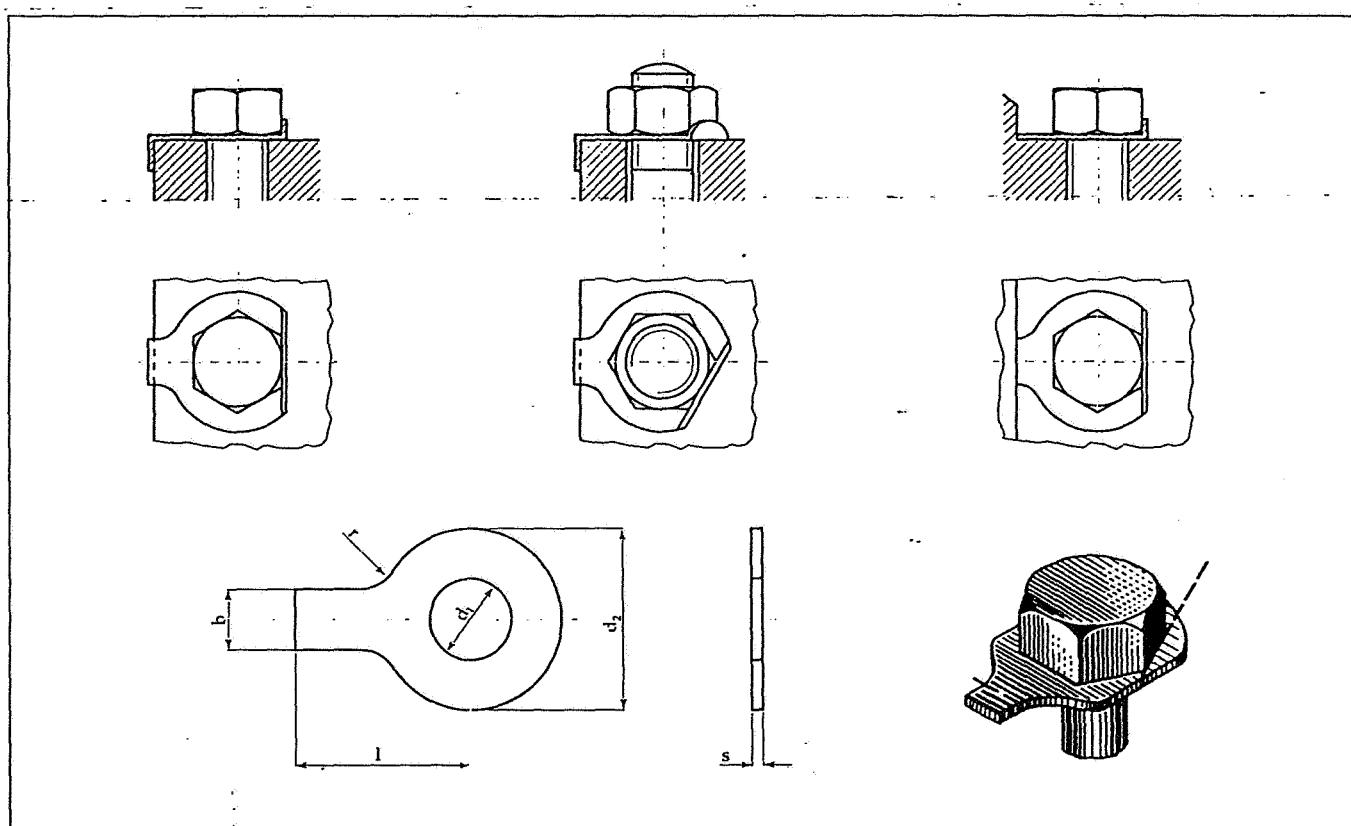


Fig. 91. Rosetta di sicurezza con linguetta: sono illustrati alcuni esempi di applicazioni e le dimensioni caratteristiche delle rosette unificate UNI 6601.

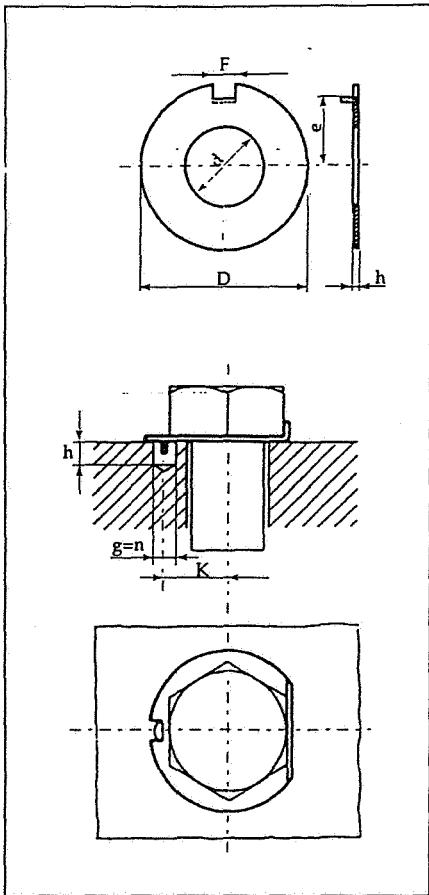


Fig. 92. Rosette di sicurezza con nasello o dentino, unificate nella UNI 6599.

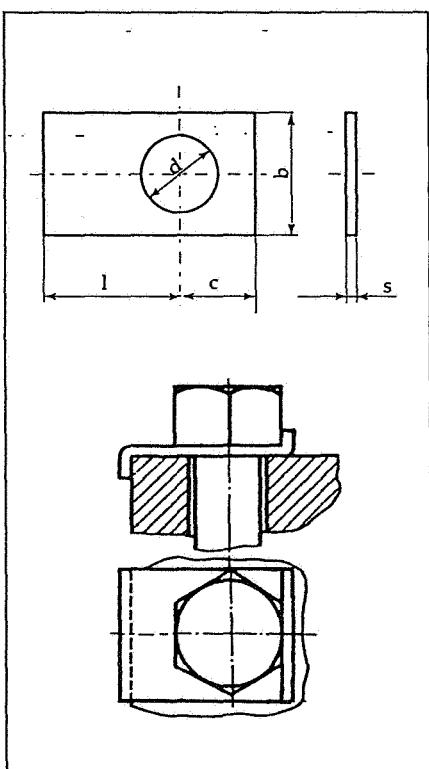


Fig. 93. Piastrine di sicurezza, UNI 6601.

| Designazione $d = d_1$ | s | I | UNI 6600-69 | | UNI 6601-69 | | Diametro di filettatura bullone |
|---------------------------|-----|----|-------------|-------|-------------|----|---------------------------------------|
| | | | b | d_2 | b | c | |
| 3,2 | 0,3 | 13 | 4 | 11 | 7 | 6 | 3 |
| 4,3 | 0,3 | 14 | 5 | 14 | 8 | 7 | 4 |
| 5,3 | 0,4 | 16 | 6 | 17 | 10 | 9 | 5 |
| 6,4 | 0,5 | 18 | 7 | 18 | 12 | 9 | 6 |
| 7,4 | 0,7 | 20 | 7 | 19 | 14 | 10 | 7 |
| 8,4 | 0,5 | 20 | 8 | 23 | 16 | 12 | 8 |
| 10,5 | 0,5 | 22 | 10 | 26 | 20 | 13 | 10 |
| 13 | 1 | 28 | 12 | 28 | 22 | 15 | 12 |
| 15 | 1 | 28 | 12 | 33 | 26 | 17 | 14 |
| 17 | 1 | 32 | 15 | 40 | 32 | 20 | 16 |
| 19 | 1 | 36 | 18 | 40 | 32 | 20 | 18 |
| 21 | 1 | 36 | 18 | 45 | 38 | 23 | 20 |
| 23 | 1 | 42 | 20 | 50 | 42 | 25 | 22 |
| 25 | 1 | 42 | 20 | 50 | 42 | 25 | 24 |
| 28 | 1,6 | 48 | 23 | 57 | 48 | 29 | 27 |
| 31 | 1,6 | 52 | 26 | 63 | 54 | 32 | 30 |
| 34 | 1,6 | 56 | 28 | 68 | 58 | 34 | 33 |
| 37 | 1,6 | 60 | 30 | 75 | 64 | 38 | 36 |
| 40 | 1,6 | 64 | 32 | 82 | 70 | 41 | 39 |
| 43 | 1,6 | 70 | 35 | 89 | 75 | 45 | 42 |
| 46 | 1,6 | 75 | 38 | 95 | 82 | 48 | 45 |
| 50 | 1,6 | 80 | 40 | 102 | 88 | 51 | 48 |
| 54 | 2 | 85 | 44 | 107 | 94 | 54 | 52 |

Tab. LI. Dimensioni delle rosette con linguetta e delle piastrine di sicurezza unificate.

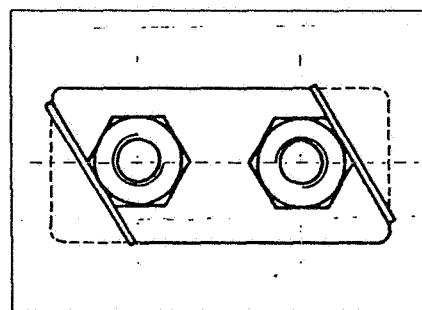


Fig. 94. Impedimento alla rotazione realizzato con una piastrina unica per due viti.

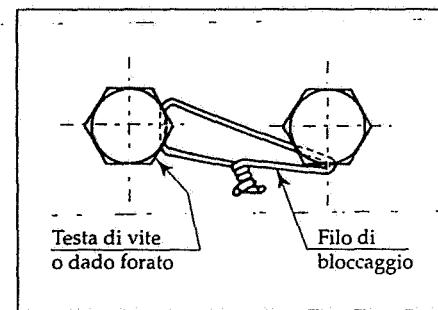


Fig. 95. Legatura delle teste delle viti.

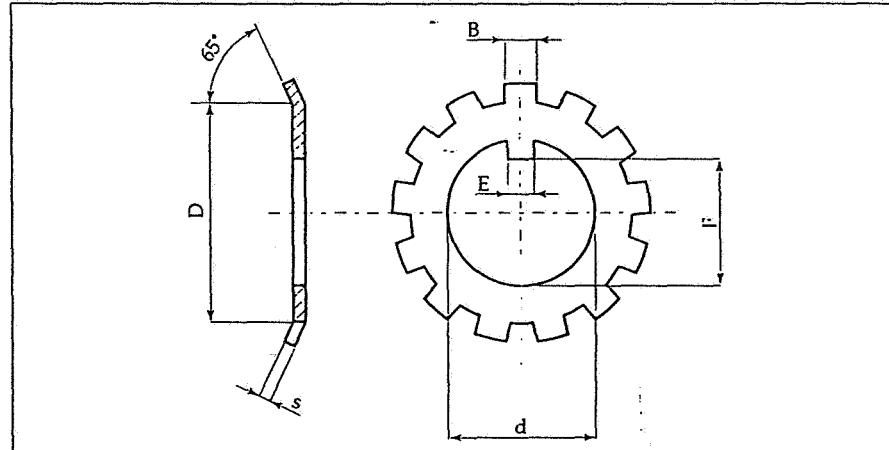


Fig. 96. Rosetta di sicurezza per ghiere.

essere impedita con la legatura di figura 95, in cui un filo metallico passante per appositi forellini praticati negli elementi interessati ne impedisce ogni movimento.

Un particolare tipo di rosette di sicurezza (fig. 96) è previsto per le ghiere ad intagli del tipo raffigurato in figura 97: il dente sporgente dalla circonferenza interna della rosetta si impegna in una scanalatura assiale sull'albero impedendone la rotazione relativa mentre uno dei dentini periferici viene ripiegato, a serraggio effettuato in uno degli intagli della ghiera, impedendo anche a questa di ruotare rispetto all'albero e quindi di sfilarsi (fig. 98). Questo tipo di serraggio è spesso utilizzato nel montaggio dei cuscinetti volventi (fig. 99).

Mantenendo fermi i principi su cui si basano i dispositivi anti svitamento, oltre a quelli fondamentali visti finora, si trovano in commercio numerosissimi altri elementi di montaggio e serraggio non unificati: per darne un'idea ci limitiamo ad un panorama di alcuni fra questi (prodotti dalla soc. Gally) indicandone nelle relative illustrazioni i principi di funzionamento (figg. 100, 101, 102, 103) e dando delle dimensioni indicative nelle tabelle LIV, LV, LVI.

| Designazione d_1 | d_2 | s | Dimensioni per l'applicazione | | | Per bulloneria con diametro di filettatura |
|-----------------------|-------|-----|-------------------------------|------|----|--|
| | | | k | h | g | |
| 3,2 | 11 | 0,3 | 4,5 | 2,5 | 3 | 3 |
| 4,3 | 14 | 0,3 | 5,5 | 2,5 | 3 | 4 |
| 5,3 | 17 | 0,4 | 7 | 3 | 4 | 5 |
| 6,4 | 18 | 0,5 | 7 | 3,5 | 4 | 6 |
| 7,4 | 19 | 0,5 | 7,5 | 3,5 | 4 | 7 |
| 8,4 | 23 | 0,5 | 9 | 4 | 4 | 8 |
| 10,5 | 26 | 0,5 | 10 | 4,5 | 5 | 10 |
| 13 | 29 | 1 | 10,5 | 6 | 5 | 12 |
| 15 | 33 | 1 | 12,5 | 6 | 5 | 14 |
| 17 | 40 | 1 | 15 | 7 | 6 | 16 |
| 19 | 40 | 1 | 15 | 7 | 7 | 18 |
| 21 | 45 | 1 | 17,5 | 7 | 7 | 20 |
| 23 | 50 | 1 | 20 | 7 | 8 | 22 |
| 25 | 50 | 1 | 20 | 7 | 8 | 24 |
| 28 | 57 | 1,6 | 22,5 | 9 | 10 | 27 |
| 31 | 63 | 1,6 | 25,5 | 9 | 10 | 30 |
| 34 | 68 | 1,6 | 28 | 9 | 10 | 33 |
| 37 | 75 | 1,6 | 31 | 9,5 | 12 | 36 |
| 40 | 82 | 1,6 | 33 | 11 | 12 | 39 |
| 43 | 89 | 1,6 | 36 | 11,5 | 12 | 42 |
| 46 | 95 | 1,6 | 38 | 12,5 | 14 | 45 |
| 50 | 102 | 1,6 | 41 | 13 | 14 | 48 |
| 54 | 107 | 2 | 43 | 14 | 14 | 52 |
| 58 | 112 | 2 | 45 | 14,5 | 18 | 56 |
| 62 | 119 | 2 | 48 | 15,5 | 18 | 60 |
| 66 | 125 | 2 | 51 | 15,5 | 18 | 64 |
| 70 | 131 | 2 | 54 | 15,5 | 18 | 68 |
| 74 | 138 | 2 | 57 | 17 | 18 | 72 |
| 78 | 144 | 2 | 60 | 17 | 21 | 76 |
| 82 | 150 | 2 | 63 | 17 | 21 | 80 |

Tab. LII. Dimensioni delle rosette con nasello unificate.

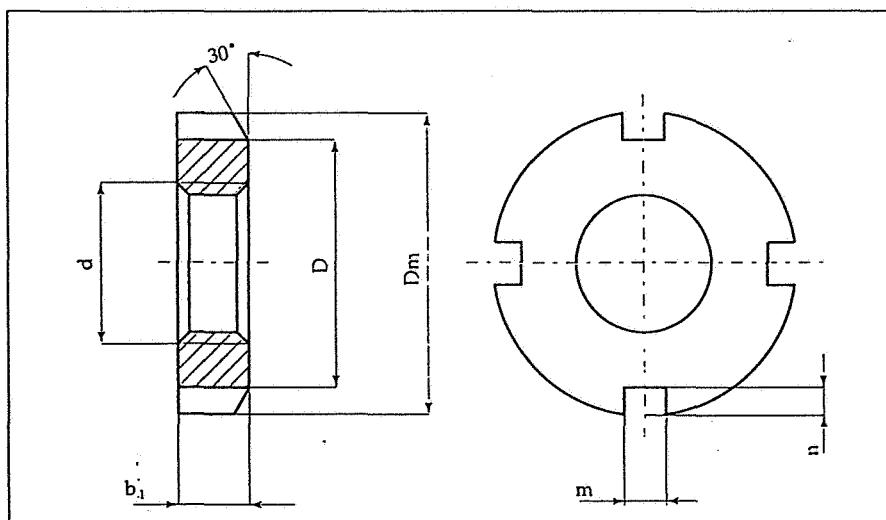


Fig. 97. Ghiera ad intagli.

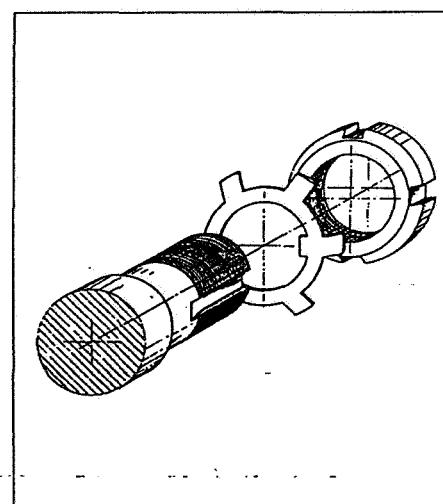


Fig. 98. Il funzionamento della rosetta di sicurezza nel montaggio di ghiera.

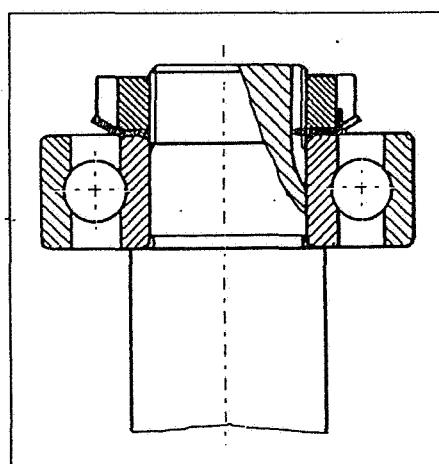


Fig. 99. Esempio di bloccaggio di un cuscinetto a sfere con ghiera ad intagli e rosetta di sicurezza.

| Filettatura d | D _m | b ₁ | D | m | n | d | s | E | F | B |
|---------------|----------------|----------------|------|----|-----|----|------|----|------|----|
| M 10 x 0,75 | 18 | 4 | 13,5 | 3 | 2 | 10 | 1 | 3 | 8,5 | 3 |
| M 12 x 1 | 22 | 4 | 17 | 3 | 2 | 12 | 1 | 3 | 10,5 | 3 |
| M 15 x 1 | 25 | 5 | 21 | 4 | 2 | 15 | 1 | 4 | 13,5 | 4 |
| M 17 x 1 | 28 | 5 | 24 | 4 | 2 | 17 | 1 | 4 | 15,5 | 4 |
| M 20 x 1 | 32 | 6 | 26 | 4 | 2 | 20 | 1 | 4 | 18,5 | 4 |
| M 25 x 1,5 | 38 | 7 | 32 | 5 | 2 | 25 | 1,25 | 5 | 23 | 5 |
| M 30 x 1,5 | 45 | 7 | 38 | 5 | 2 | 30 | 1,25 | 5 | 27,5 | 5 |
| M 35 x 1,5 | 52 | 8 | 44 | 5 | 2 | 35 | 1,25 | 6 | 32,5 | 5 |
| M 40 x 1,5 | 58 | 9 | 50 | 6 | 2,5 | 40 | 1,25 | 6 | 37,5 | 6 |
| M 45 x 1,5 | 65 | 10 | 56 | 6 | 2,5 | 45 | 1,25 | 6 | 42,5 | 6 |
| M 50 x 1,5 | 70 | 11 | 61 | 6 | 2,5 | 50 | 1,25 | 6 | 47,5 | 6 |
| M 55 x 2 | 75 | 11 | 67 | 7 | 3 | 55 | 1,25 | 8 | 52,5 | 7 |
| M 60 x 2 | 80 | 11 | 73 | 7 | 3 | 60 | 1,5 | 8 | 57,5 | 7 |
| M 65 x 2 | 85 | 12 | 79 | 7 | 3 | 65 | 1,5 | 8 | 62,5 | 7 |
| M 70 x 2 | 92 | 12 | 85 | 8 | 3,5 | 70 | 1,5 | 8 | 66,5 | 8 |
| M 75 x 2 | 98 | 13 | 90 | 8 | 3,5 | 75 | 1,5 | 8 | 71,5 | 8 |
| M 80 x 2 | 105 | 15 | 95 | 8 | 3,5 | 80 | 1,75 | 10 | 76,5 | 8 |
| M 85 x 2 | 110 | 16 | 102 | 8 | 3,5 | 85 | 1,75 | 10 | 81,5 | 8 |
| M 90 x 2 | 120 | 16 | 108 | 10 | 4 | 90 | 1,75 | 10 | 86,5 | 10 |

Tab. LIII. Dimensioni di ghiere e rosette con riferimento alle figure 96-97 (da catalogo FAG).

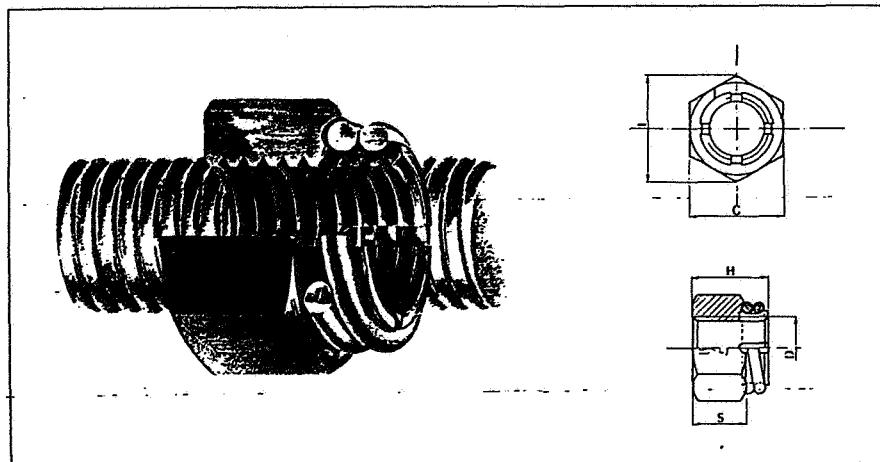


Fig. 100. Dado autofrenante VARGAL con molla (corrispondente al tipo UNI 9319): il collare superiore aumenta l'attrito sul filetto per contrazione diametrale provocata dalla molla.

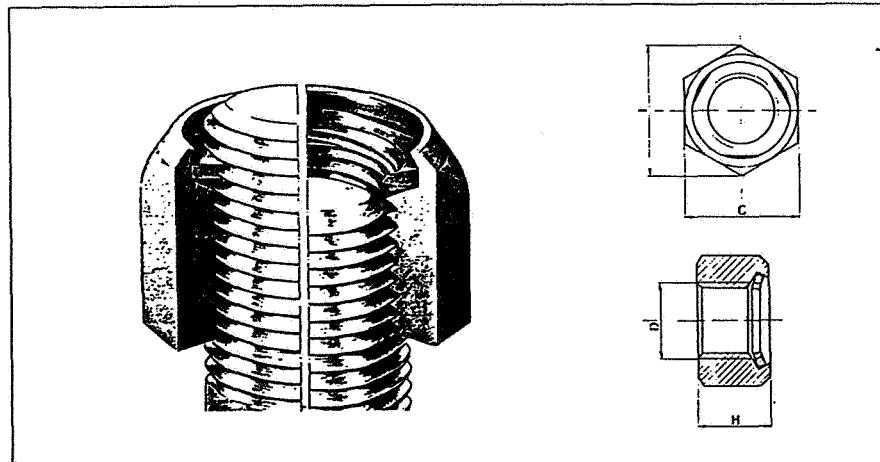


Fig. 101. Dado autofrenante REXER con inserto in acciaio: l'inserto bloccato nel dado con un bordino esercita assialmente una spinta dovuta a deformazione elastica (come il dado di fig. 81).

| PASSO | | C | I | H Max | S |
|---------|------|----|-------|-------|------|
| Normale | Fine | | | | |
| 0,8 | - | 8 | 9,2 | 6,1 | 4,0 |
| 1,0 | 0,75 | 10 | 11,5 | 8,2 | 4,5 |
| 1,25 | 1,0 | 13 | 14,9 | 10,6 | 6,5 |
| 1,5 | 1,25 | 17 | 19,5 | 12,6 | 8,0 |
| 1,75 | 1,5 | 19 | 21,8 | 15,4 | 10,0 |
| - | 1,25 | 19 | 21,8 | 15,4 | 10,0 |
| 2,0 | 1,5 | 22 | 25,3 | 17 | 11,0 |
| 2,0 | 1,5 | 24 | 27,6 | 19,1 | 12,0 |
| 2,5 | 1,5 | 27 | 31,0 | 22,5 | 14,5 |
| 2,5 | 1,5 | 30 | 34,5 | 24,1 | 15,5 |
| 2,5 | 1,5 | 32 | 36,8 | 25,6 | 16,5 |
| 3,0 | 2,0 | 36 | 41,4 | 27,1 | 17,8 |
| 3,0 | 2,0 | 41 | 47,1 | 29,4 | 20,0 |
| 3,5 | 2,0 | 46 | 52,9 | 32,9 | 22,5 |
| 3,5 | 2,0 | 50 | 57,5 | 35,7 | 24,0 |
| 4,0 | 3,0 | 55 | 63,2 | 39,2 | 26,0 |
| 4,0 | 3,0 | 60 | 69,0 | 42 | 30,5 |
| 4,5 | 3,0 | 65 | 74,7 | 45,5 | 33,0 |
| 4,5 | 3,0 | 70 | 80,5 | 48,3 | 35,0 |
| 5,0 | 3,0 | 75 | 86,2 | 52,7 | 38,0 |
| 5,0 | 3,0 | 80 | 92,0 | 56,6 | 41,0 |
| 5,5 | 4,0 | 85 | 97,7 | 60,5 | 44,0 |
| 5,5 | 4,0 | 90 | 103,5 | 64,4 | 47,0 |
| 6,0 | 4,0 | 95 | 109,2 | 69,4 | 51,0 |

Tab. LIV. Dimensioni dei dadi VARGAL di fig. 100.

| D | PASSO | | C | I | H |
|----|---------|------|----|-------|----|
| | Normale | Fine | | | |
| 6 | 1,0 | - | 10 | 11,5 | 6 |
| 8 | 1,25 | 1,0 | 13 | 14,9 | 8 |
| 10 | 1,5 | 1,25 | 17 | 19,5 | 10 |
| 12 | 1,75 | 1,5 | 19 | 21,8 | 12 |
| 12 | - | 1,25 | 19 | 21,8 | 12 |
| 14 | 2,0 | 1,5 | 22 | 25,3 | 14 |
| 16 | 2,0 | 1,5 | 24 | 27,6 | 16 |
| 18 | 2,5 | 1,5 | 27 | 31,0 | 18 |
| 20 | 2,5 | 1,5 | 30 | 34,5 | 20 |
| 22 | 2,5 | 1,5 | 32 | 36,8 | 20 |
| 24 | 3,0 | 2,0 | 36 | 41,4 | 22 |
| 27 | 3,0 | 2,0 | 41 | 47,1 | 25 |
| 30 | 3,5 | 2,0 | 46 | 52,9 | 27 |
| 33 | 3,5 | 2,0 | 50 | 57,5 | 30 |
| 36 | 4,0 | 3,0 | 55 | 63,2 | 33 |
| 39 | 4,0 | 3,0 | 60 | 69,0 | 35 |
| 42 | 4,5 | 3,0 | 65 | 74,7 | 38 |
| 45 | 4,5 | 3,0 | 70 | 80,5 | 41 |
| 48 | 5,0 | 3,0 | 75 | 86,2 | 43 |
| 52 | 5,0 | 3,0 | 80 | 92,0 | 47 |
| 56 | 5,5 | 4,0 | 85 | 97,7 | 50 |
| 60 | 5,5 | 4,0 | 90 | 103,5 | 54 |
| 64 | 6,0 | 4,0 | 95 | 109,2 | 58 |

Tab. LV. Dimensioni dei dadi REXER di figura 101.

| D | PASSO | | C | H | h |
|----|---------|------|----|------|------|
| | Normale | Fine | | | |
| 5 | 0,8 | - | 8 | 5 | 3 |
| 6 | 1 | - | 10 | 5,8 | 3,6 |
| 8 | 1,25 | 1 | 13 | 7,4 | 4,8 |
| 10 | 1,5 | 1,25 | 17 | 9,4 | 6 |
| 12 | 1,75 | 1,5 | 19 | 11,2 | 7,2 |
| 12 | - | 1,25 | 19 | 11,2 | 7,2 |
| 14 | 2 | 1,5 | 22 | 12,7 | 8,4 |
| 16 | 2 | 1,5 | 24 | 14,7 | 9,6 |
| 18 | 2,5 | 1,5 | 27 | 16,0 | 10,8 |
| 20 | 2,5 | 1,5 | 30 | 16,0 | 12,0 |

Tab. LVI. Dimensioni dei dadi autofrenanti TOPLOCK.

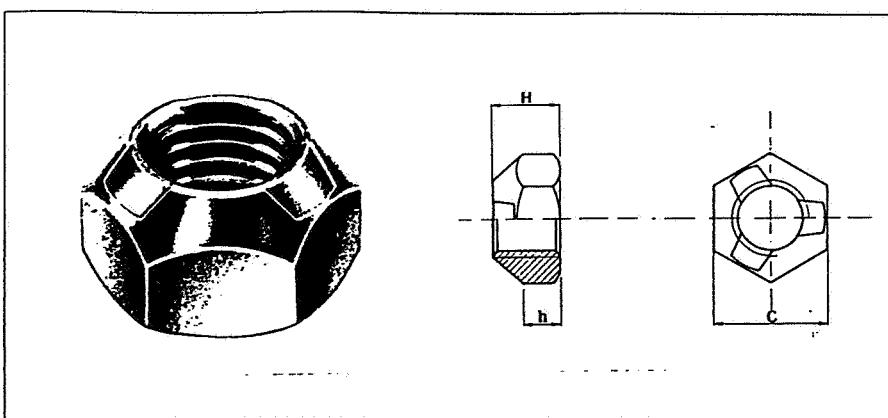


Fig. 102. Dado autofrenante TOPLOCK: l'attrito supplementare è generato dalla reazione dei filetti terminali predeformati.

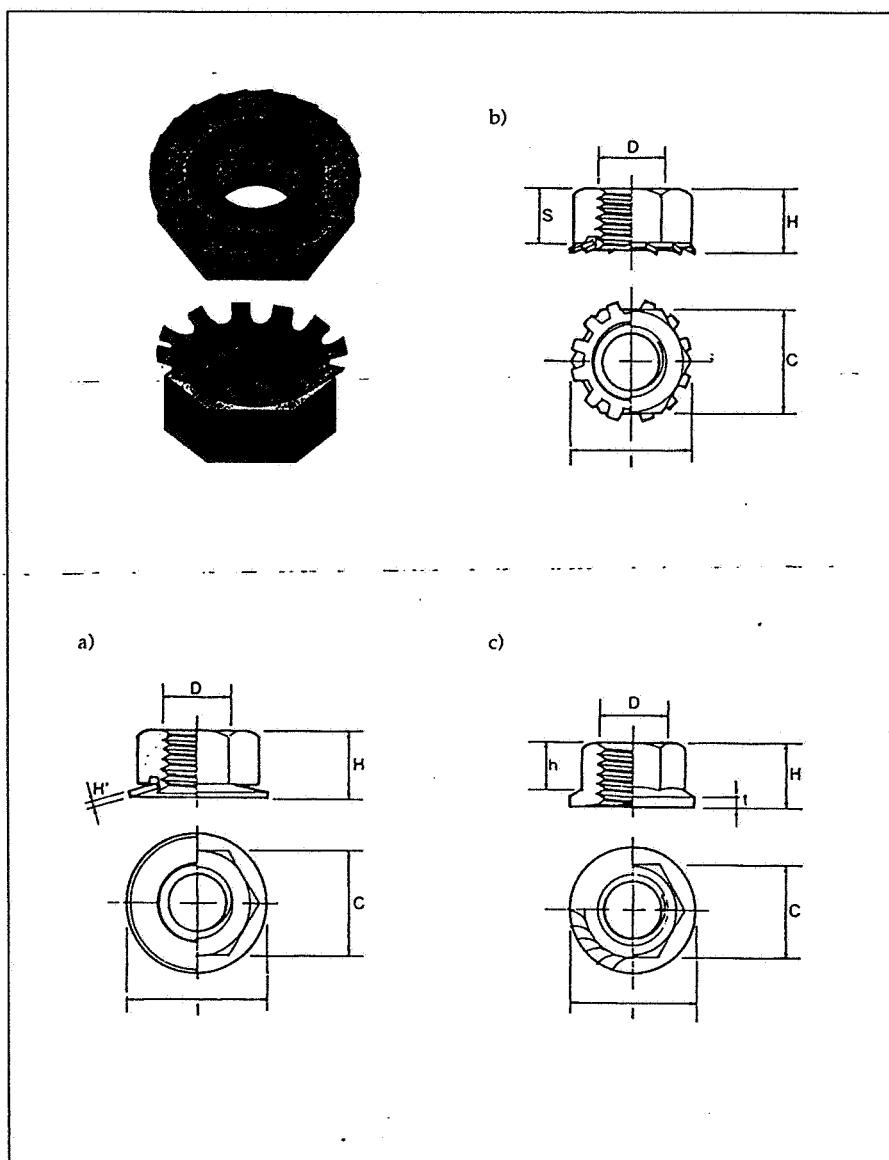


Fig. 103. Dadi flangiati: l'effetto antisvitamento si ottiene nel caso a per il fatto che la flangia è in pratica una rosetta elastica a tazza, così nel tipo b con una rosetta elastica dentata, mentre nel tipo c si ha un più leggero effetto frenante dovuto alla scabrosità della flangia d'appoggio.

| D | PASSO | | C | I | H | h |
|----|---------|------|----|------|------|-----|
| | Normale | Fine | | | | |
| 4 | 0,7 | - | 7 | 10 | 3,2 | 0,5 |
| 5 | 0,8 | - | 8 | 12 | 4,0 | 0,8 |
| 6 | 1,0 | - | 10 | 14 | 5,0 | 1,0 |
| 6 | 1,0 | - | 10 | 16 | 5,0 | 1,3 |
| 6 | 1,0 | - | 10 | 18 | 5,0 | 1,4 |
| 8 | 1,25 | - | 12 | 18 | 6,5 | 1,4 |
| 8 | 1,25 | - | 13 | 18 | 6,5 | 1,4 |
| 8 | 1,25 | - | 12 | 22 | 6,5 | 1,8 |
| 8 | 1,25 | - | 13 | 22 | 6,5 | 1,8 |
| 10 | 1,25 | - | 14 | 22 | 8,0 | 1,6 |
| 10 | 1,5 | - | 17 | 22 | 8,0 | 1,6 |
| 12 | 1,75 | - | 19 | 25,5 | 10,0 | 2,4 |

| D | PASSO | | C | I | H | S |
|----|---------|------|------|------|------|-------|
| | Normale | Fine | | | | |
| 3 | 0,5 | - | 5,5 | 6,4 | 3,2 | 2,75 |
| 4 | 0,7 | - | 7,0 | 8,1 | 4,0 | 3,55 |
| 5 | 0,8 | - | 8,0 | 9,2 | 5,1 | 4,50 |
| 6 | 1,0 | - | 10,0 | 11,5 | 6,1 | 5,50 |
| 8 | 1,25 | - | 13,0 | 15,0 | 7,9 | 7,10 |
| 10 | 1,5 | 1,25 | 17,0 | 19,6 | 9,6 | 8,70 |
| 12 | 1,75 | 1,25 | 19,0 | 21,8 | 11,6 | 10,70 |

| D | C | I | H | h | t |
|--------------|-----|------|------|-----|-----|
| M 2,6 x 0,45 | 5 | 8 | 3,1 | 2 | 1,0 |
| M 3 x 0,5 | 5,5 | 8 | 3,7 | 2,4 | 1,0 |
| M 4 x 0,7 | 7 | 10 | 4,5 | 3,2 | 1,1 |
| M 5 x 0,8 | 8 | 11 | 5,0 | 3,3 | 1,1 |
| M 5 x 0,8 | 8 | 12 | 5,5 | 3,3 | 1,1 |
| M 6 x 1 | 10 | 13 | 6,0 | 4 | 1,5 |
| M 6 x 1 | 10 | 14 | 6,0 | 4 | 1,2 |
| M 6 x 1 | 10 | 16 | 7,0 | - | - |
| M 8 x 1,25 | 12 | 17 | 7,5 | 5 | 1,5 |
| M 8 x 1,25 | 13 | 17,5 | 8,0 | 4,5 | 1,3 |
| M 10 x 1,25 | 14 | 19 | 9,0 | 6 | 1,8 |
| M 10 x 1,5 | 14 | 19 | 9,0 | 6 | 1,8 |
| M 12 x 1,25 | 17 | 23,6 | 11,5 | 6,5 | 2,2 |
| M 12 x 1,75 | 17 | 24 | 11 | 7,5 | 2 |

Tab. LVII. Dimensioni di dadi flangiati: dall'alto in basso per i tipi a, b, c di figura 103.

IL DISEGNO DEGLI ORGANI DI COLLEGAMENTO FILETTATI

Si sono già viste le regole per la rappresentazione delle filettature: anche per gli organi di collegamento filettato sono previste delle regole di sem-

plificazione che ne consentano un disegno generale più rapido.

Gli elementi esagonali (dadi e teste delle viti) vengono rappresentati in modo convenzionale, ma con un certo realismo, in figura 104. In figura 105 si ha una rappresentazione che eliminando smussi e raccordi, pur mantenendo i rapporti della figura precedente, facilita la rapidità di disegno. In genere le viti ed i dadi saranno rappresentati secondo quanto previsto dalla UNI ISO 6410 come nel prospetto di figura 106.

Riassumendo, non compaiono in genere nei disegni gli spigoli degli smussi di teste e dadi, i tratti di filettatura incompleti, la forma delle estremità e le gole di scarico: tutti questi elementi risultano infatti definiti nelle tabelle alle quali si fa riferimento nell'indicazione delle viti, dadi, ecc..

Si rimanda anche alla figura 1 del capitolo 9, in cui, proprio illustrando le semplificazioni di disegno, si mostrano rappresentazioni di inserti e fori filettati, complete di quotatura.

| Rappresentazione simplificata | Denominazione |
|----------------------------------|---|
| | Vite a testa esagonale |
| | Vite a testa quadra |
| | Vite con cava esagonale |
| | Vite a testa cilindrica (o cilindrica arrotondata) con intaglio |
| | Vite a testa cilindrica con impronta a croce |
| | Vite a testa svasata con calotta ed impronta ad intaglio |
| | Vite a testa svasata con calotta ed impronta a croce |
| | Vite senza testa svasata piana con intaglio |
| | Vite a testa svasata piana con intaglio |
| | Vite senza testa con intaglio (grani) |
| | Viti autofilettanti e per legno con intaglio |
| | Vite ad alette |
| | Dado esagonale |
| | Dado esagonale a corona |
| | Dado quadrato |
| | Dado ad alette |

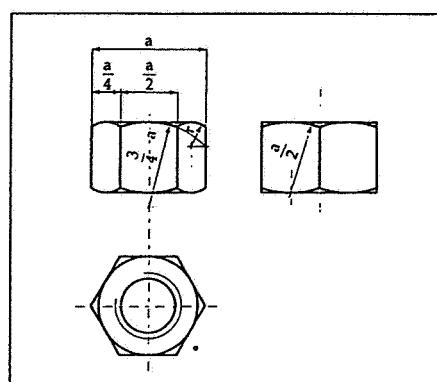


Fig. 104. Disegno degli elementi di bulloneria a prisma esagonale: la costruzione del dado vale anche per la testa della vite.

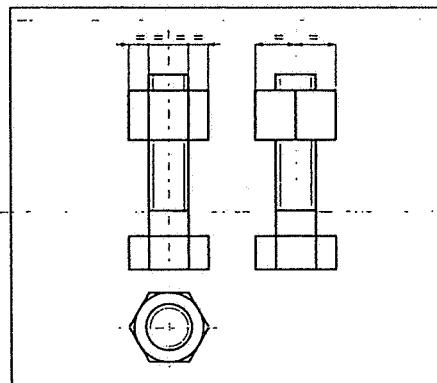


Fig. 105. Disegno semplificato dei bulloni.

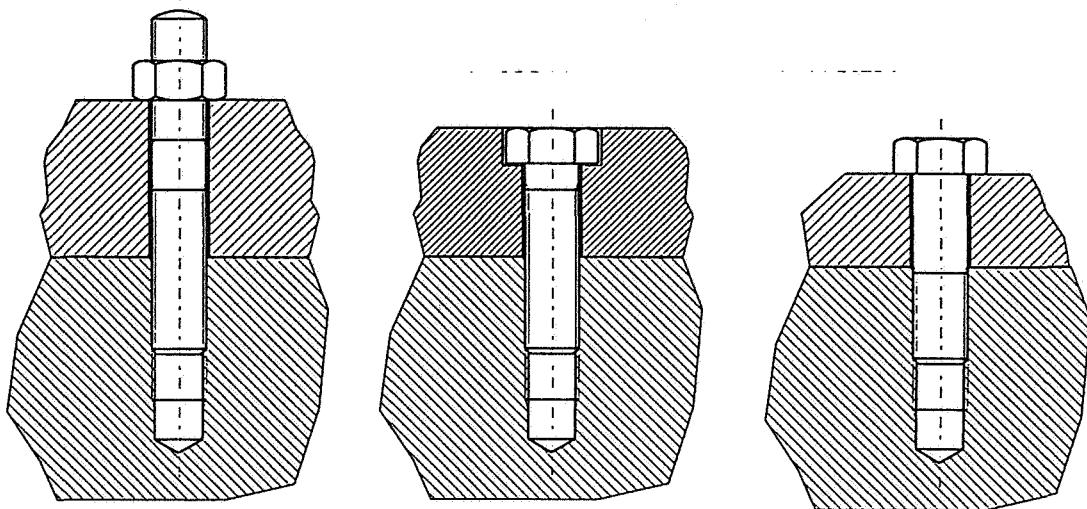
UNI ENTE NAZIONALE
ITALIANO DI UNIFICAZIONE

La normativa prevede un gran numero di elementi filettati per collegamenti di diverso tipo e campo di impiego. Non è pertanto possibile elencare qui i riferimenti a tutte le tabelle. Qualcuno fra i più significativi è stato citato nel testo del capitolo; è tuttavia opportuno ribadire ancora che i riferimenti corretti ed aggiornati si possono avere soltanto con le pubblicazioni edite dall'UNI. In questo caso vanno citati in particolare il Catalogo generale delle norme (pubblicato a cadenza annuale) ed il manuale M6 specifico per la bulloneria.

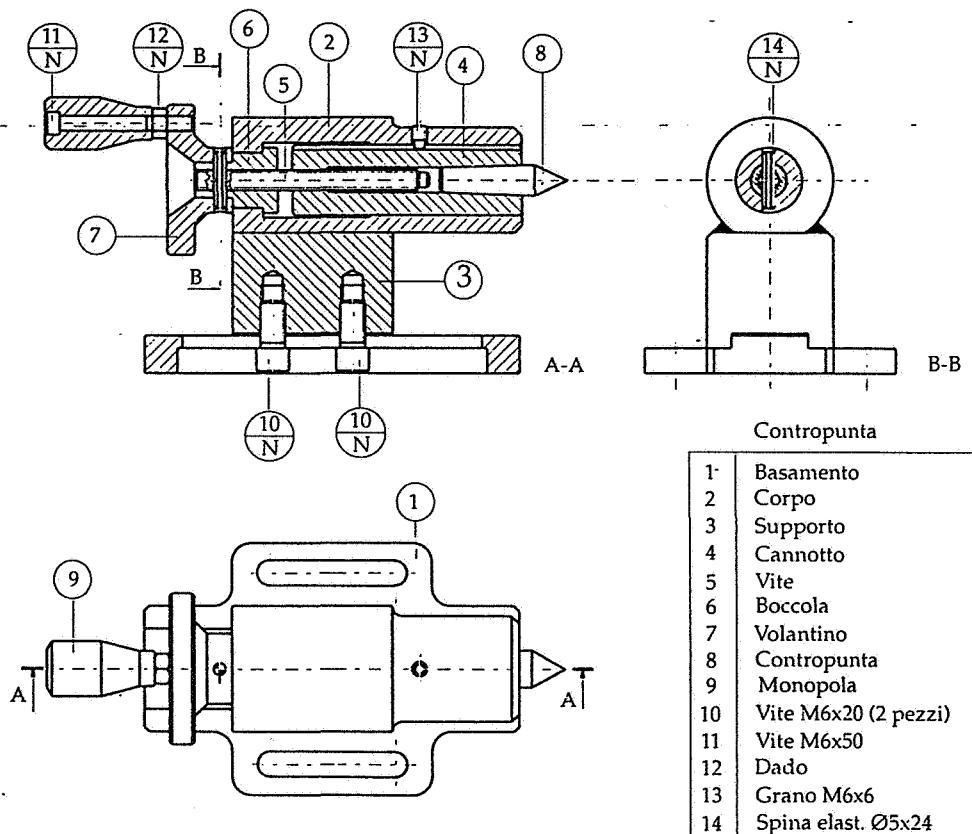
Fig. 106. Rappresentazione semplificata di elementi filettati normalizzati.

ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESE

1. Indicare gli errori di rappresentazione nei 3 collegamenti con viti.

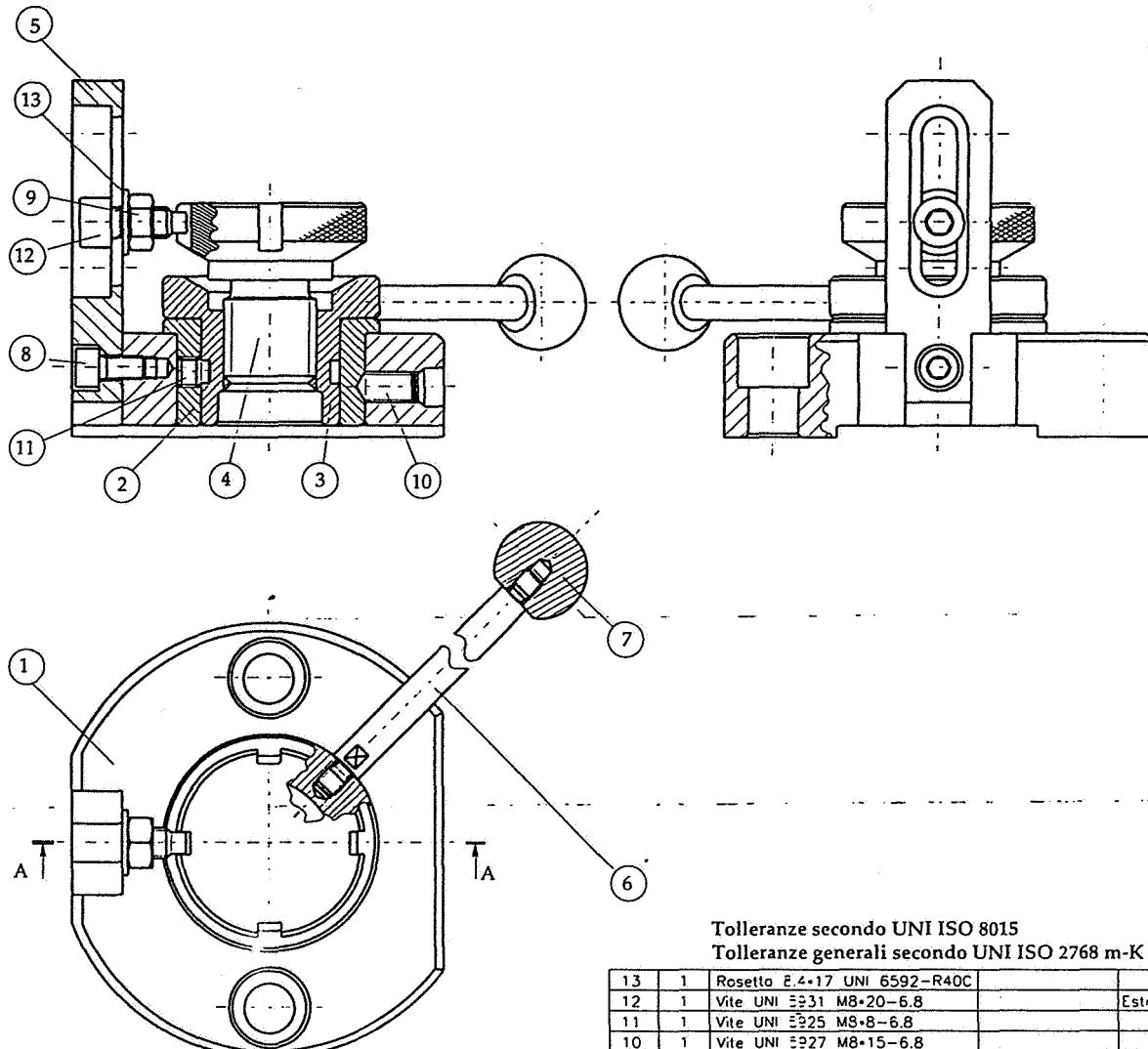


2. Dal complessivo rappresentato si ricavino i disegni completi dei particolari.



ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI

3. Dal complessivo rappresentato si ricavino i disegni completi dei particolari.

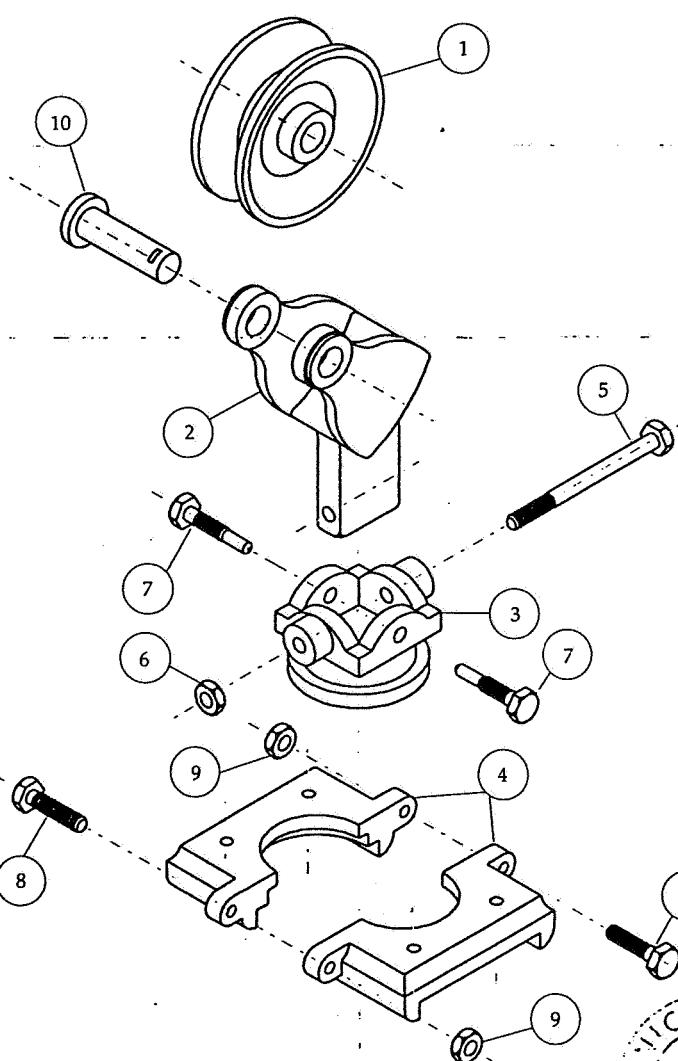
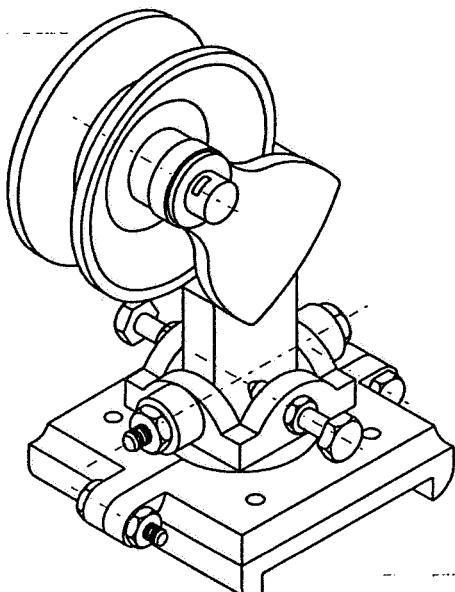
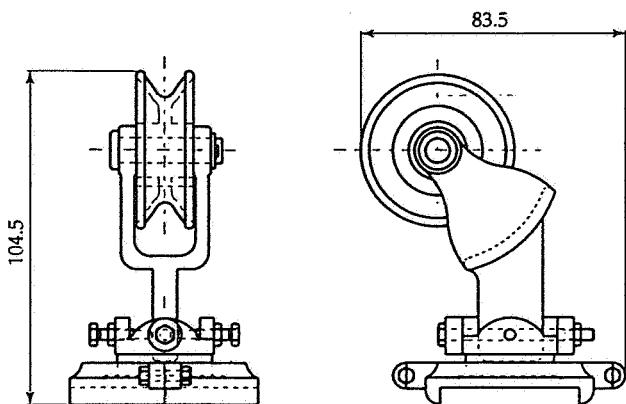


Tolleranze secondo UNI ISO 8015
Tolleranze generali secondo UNI ISO 2768 m-K

| N. pos. | Quantità | Determinate | Materiale | Note |
|-----------------------------|-----------|-----------------------------------|--------------|------------------|
| 13 | 1 | Rosetto E.4-17 UNI 6592-R40C | | |
| 12 | 1 | Vite UNI E31 M8x20-6.8 | | Estr. CI UNI 947 |
| 11 | 1 | Vite UNI E325 M8x8-6.8 | | |
| 10 | 1 | Vite UNI E327 M8x15-6.8 | | |
| 9 | 1 | Dado MB UNI 5588-A-6S | | |
| 8 | 1 | Vite UNI E31 M6x12-6.8 | | |
| 7 | 1 | Impugnatura A 25 UNI 6532 | C40 UNI 7845 | |
| 6 | 1 | Leva | C40 UNI 7845 | |
| 5 | 1 | Montante | C40 UNI 7845 | |
| 4 | 1 | Appoggio | C40 UNI 7845 | |
| 3 | 1 | Madrevite | C40 UNI 7845 | |
| 2 | 1 | Bronzina | | |
| 1 | 1 | Base | C25 UNI 7845 | |
| Data Modifica Data Modifica | | | | |
| N. modello | Materiale | grezzo — Peso — mm | Dim grezzo | |
| | | Trott Prof.trott. Dur HRC | Dis. N | |
| | | Denominazione APPoggIO REGOLABILE | | Codice |
| | | Gruppo | | Oto' |
| | | | Scalo | 1:1 |
| | | | Diseg | |
| | | | Data | 15/06/96 |

SERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI

4. Dal complessivo rappresentato si ricavino i disegni completi dei particolari.



Tolleranze generali secondo UNI-ISO 2768-m
Tolleranze UNI ISO 8015
Smussi non quotati 1 x 45

3.2

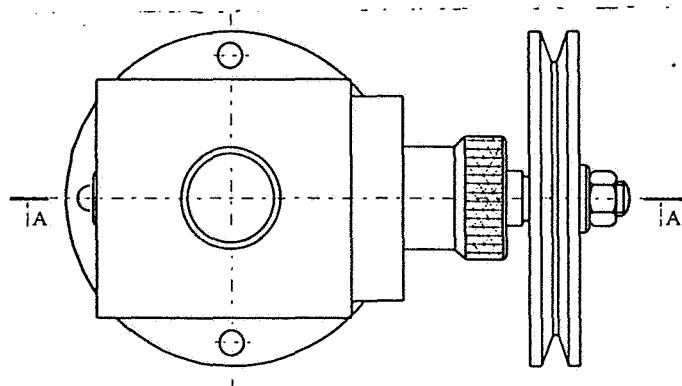
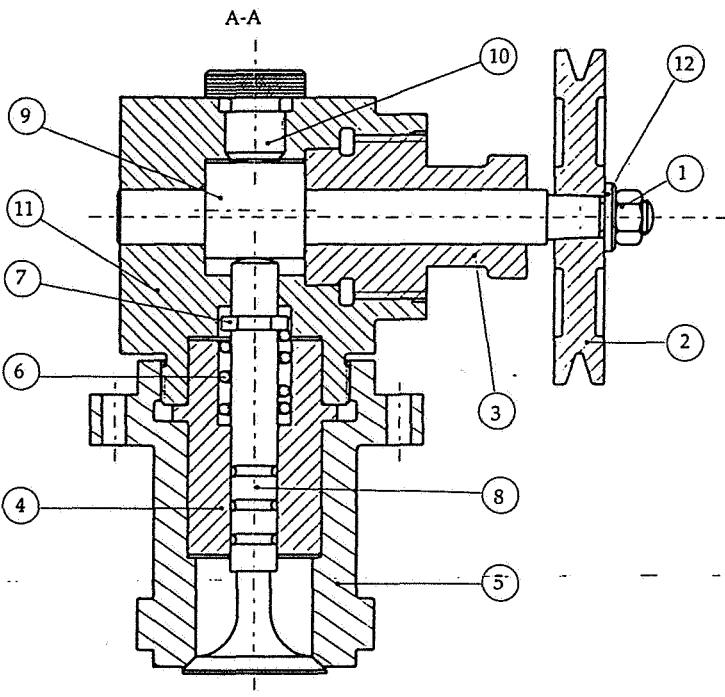
| N° | Denominazione | Materiale | Q.tà | Note |
|----|--------------------|------------------|------|------|
| 1 | Perno fustellato | Fe 34 A UNI 5334 | 1 | |
| 2 | Dado UNI 5388 | Fe 34 A UNI 5334 | 2 | |
| 3 | Vite UNI 5727 | Fe 34 A UNI 5334 | 2 | |
| 4 | Vite UNI 5727 | Fe 34 A UNI 5334 | 2 | |
| 5 | Dado UNI 5388 | Fe 34 A UNI 5334 | 1 | |
| 6 | Perno | Fe 34 A UNI 5334 | 1 | |
| 7 | Bassamento | Fe 34 A uni 5334 | 2 | |
| 8 | Palafiorma rotante | Fe 34 A UNI 5334 | 1 | |
| 9 | Supporio | Fe 34 A UNI 5334 | 1 | |
| 10 | Puleggia | Fe 34 A UNI 5334 | 1 | |

Dato: Modifica: Data: Uscita:
di modello Materiale Fe 34 A UNI 5334 gr. Peso - mm. Dim. g. g. g.
Tritt. Prof. tritt. Dur. m.c. Finito.
Voto: Visita: Codice:
Scuola: I : S Date: 29-06-95



ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI

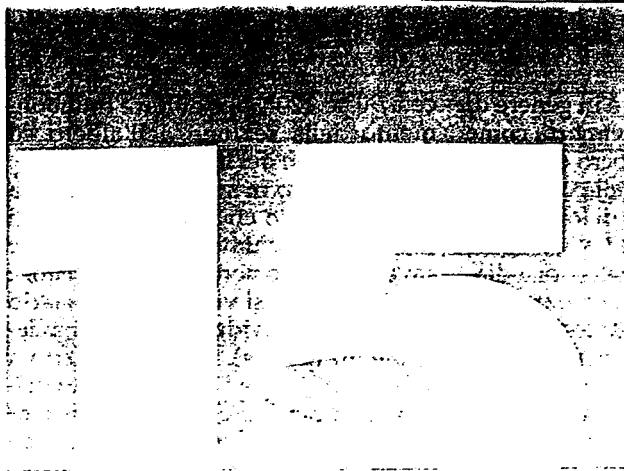
5. Dal complessivo rappresentato si ricavino i disegni completi dei particolari.



Tolleranze generali UNI ISO 2768 m-K
Tolleranza secondo UNI ISO 8015

| | | | |
|-----------------------------------|---------------|--------------------|----------------------|
| I2 | ROSETTA | 1 | UNI 1749-10 |
| I1 | CORPO | 1 | |
| I0 | TAPPÌ | 1 | |
| 9 | ALBERO | 1 | |
| 8 | VALVOLA | 1 | |
| 7 | ROSETTA AC | 2 | |
| 6 | MOLLA | 1 | UNI 8525-3.2x25x42.5 |
| 5 | FONDO | 1 | |
| 4 | SCATOLA | 1 | |
| 3 | SOPPORTO | 1 | |
| 2 | PULEGGIA | 1 | |
| I | DADO | 1 | UNI 5588-M10-4D |
| N° | Denominazione | Materiale | Q Note |
| | | | |
| Date | Modifico | Data | MODIFICA |
| Iniziatore | Materiale | grazie - Peso - mm | Dim. grezzo |
| | | | |
| Tratt | Prof. tratt | Sur. MPC | Dis. N |
| Denominazione ALZA VALVOLA Codice | | | |
| | | O.d. 13 | |
| | | Scalo 1:1 | |
| Gruppo | | Dwg 1 | |
| | | Date 15/06/96 | |

Il Dipartimento di Sistemi di Produzione del Politecnico di Torino si riserva il diritto di legge le proprietà del presente disegno



i collegamenti smontabili non filettati

1

I COLLEGAMENTI ALBERO-MOZZO

L'unione di parti meccaniche mediante elementi che possono essere rimossi in caso di necessità senza alterazione né delle parti collegate né degli elementi stessi, che potrebbero anche essere riutilizzati, viene correttamente effettuata nella maggior parte dei casi con elementi filettati. Tuttavia in numerose occasioni, sia per rapidità di montaggio, sia per particolari necessità, si fa uso di svariati altri organi di collegamento.

Come nel caso degli organi filettati, l'evoluzione tecnica ha portato all'elaborazione di un gran numero di componenti per soddisfare la più ampia varietà di esigenze mentre d'altra parte la necessità di ridurre i costi e l'opportunità di disporre facilmente degli elementi richiesti ha spinto verso la standardizzazione, sviluppata più che in altri settori (il numero di tipi di elementi di collegamento utilizzati nell'industria automobilistica americana si è ridotto nell'arco di dieci anni di più del 40%).

Il collegamento fra due o più parti può essere necessario per:

- evitare la rotazione reciproca
- evitare la traslazione reciproca
- assicurare un centraggio od una posizione
- garantire una sicurezza contro uno smontaggio spontaneo od impedire lo spostamento oltre un certo limite.

In figura 1 sono messe in correlazione tali esigenze con i tipi fondamentali di

| ELEMENTI ESIGENZE | chiavette | linguette | spine | anelli elasticci | scanalati |
|------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|--------------------------|
| impedimento alla rotazione | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| impedimento alla traslazione | <input checked="" type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input checked="" type="checkbox"/> | <input checked="" type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| centraggio o riferimento | <input type="checkbox"/> | <input checked="" type="checkbox"/> | <input checked="" type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| sicurezza od arresto | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input checked="" type="checkbox"/> | <input checked="" type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |

Fig. 1. Uso di diversi elementi smontabili secondo le esigenze di collegamento.

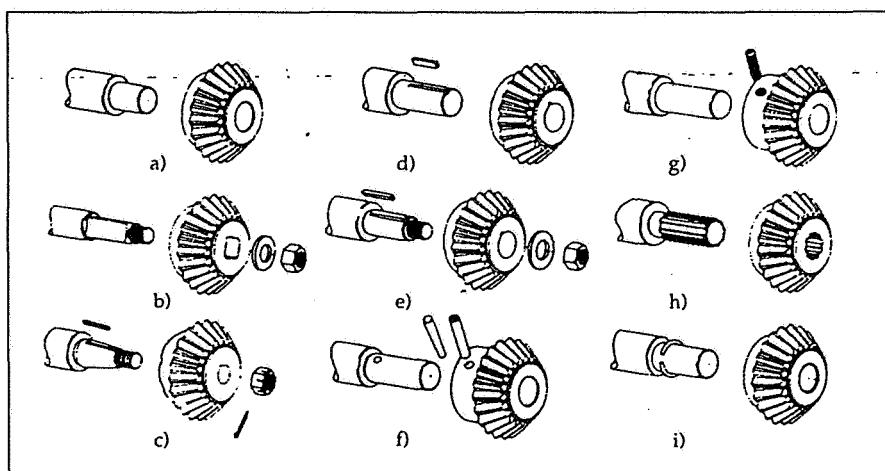


Fig. 2. Il collegamento fra albero e mozzo può essere effettuato in diversi modi: a) forzamento; b) con estremità prismatica e codolo filettato per dado d'arresto; c) su estremità conica con dado o ghiera di forzamento; d) con chiavette; e) con linguette e dado d'arresto; f) con spina trasversale; g) con grano di pressione; h) con accoppiamento scanalato; i) per brasatura o saldatura.

elementi di collegamento non filettati, da cui si può notare che con uno stesso elemento possono essere soddisfatte anche più esigenze.

Uno dei problemi più frequenti da risolvere è il collegamento fra un albero

rotante ed il mozzo di una puleggia o di una ruota dentata, in modo che possano ruotare solidalmente. In figura 2 sono mostrate diverse possibili soluzioni e di queste verranno di seguito specificate le caratteristiche.

CHIAVETTE E LINGUETTE

Si tratta di elementi simili nella forma ma funzionanti secondo principi diversi.

Le chiavette sono essenzialmente dei prismi a sezione rettangolare a larghezza costante e spessore decrescente da un'estremità all'altra, che vengono incassate per circa metà del loro spessore nel mozzo e per l'altra metà nell'albero, in apposite scanalature, dette cave (fig. 3).

L'inclinazione fra le facce superiore ed

inferiore della chiavetta è in genere di 1:100 e la chiavetta si comporta come un cuneo inserito fra albero e mozzo: l'inserimento forzato della chiavetta tende ad allontanare fra di loro l'albero ed il mozzo, che sono invece fra loro fortemente premuti nella zona diametralmente opposta. Si realizza così un forzamento e la trasmissione del moto avviene per attrito nelle zone di contatto (fig. 4): si può rilevare che le deformazioni indotte dall'azione della chiavetta sul mozzo tendono a provocare un'eccentricità che consiglia l'uso delle chiavette per elevate velocità di rotazione.

Nel caso in cui si renda necessario l'uso di due chiavette, è meglio non collocarle a 180° fra loro e porle inve-

ce a 90° o 120°, per evitare indebolimento della sezione dell'albero ed ovalizzazione del mozzo.

Il forzamento in senso radiale lascia un certo gioco circonferenziale fra i fianchi della chiavetta e quelli delle cave: tale gioco non viene disegnato, a meno che non si voglia evidenziarlo per meglio individuare il tipo di collegamento (fig. 5a). Come già detto a suo tempo, anche l'abbassamento delle generatrici dell'albero in corrispondenza alle cave non viene rappresentato nel disegno (fig. 5c).

Le chiavette normalizzate sono di diversi tipi:

- chiavette, dette talora chiavette incassate, diritte (forma B, figura 6) o con estremità arrotondate (forma A,

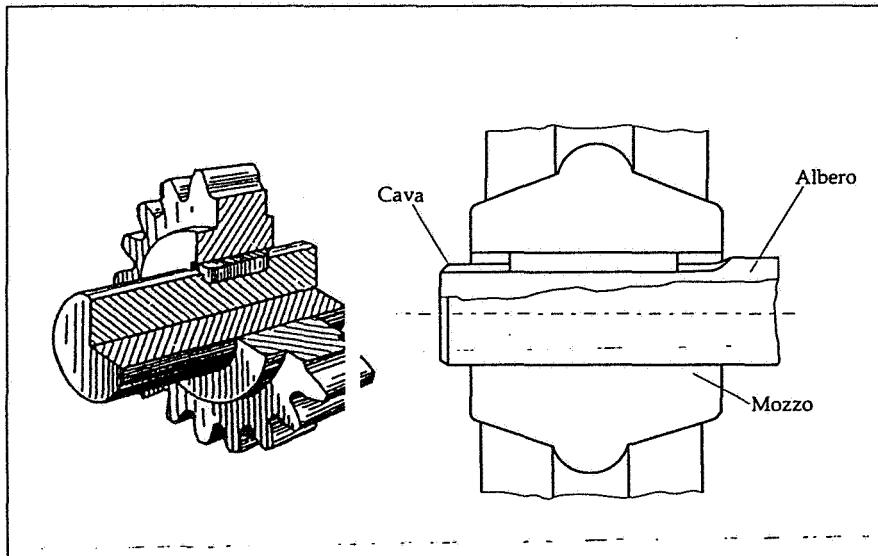


Fig. 3. Le chiavette sono inserite fra albero e mozzo, generalmente in apposite scanalature longitudinali (cave).

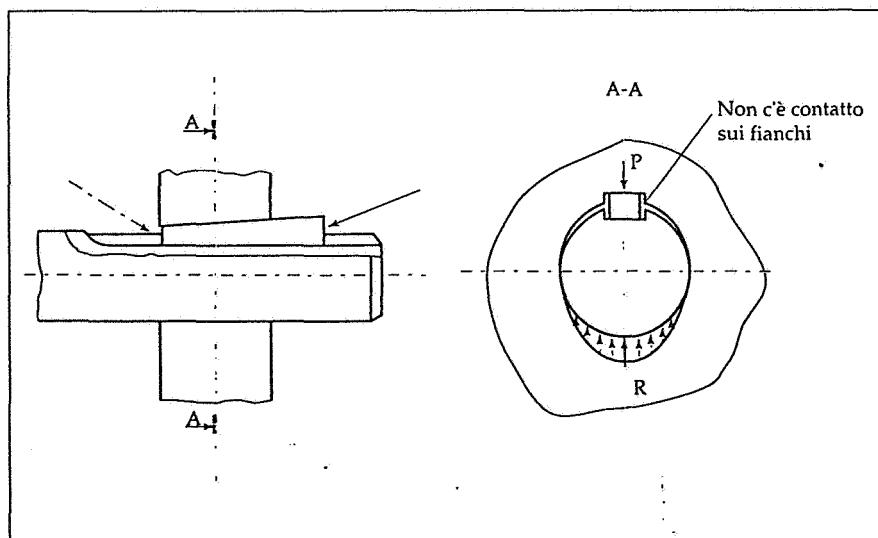


Fig. 4. La chiavetta esercita un forzamento radiale fra albero e mozzo e risulta quindi compressa: la trasmissione del moto avviene grazie all'attrito nelle zone di contatto diametralmente opposte.

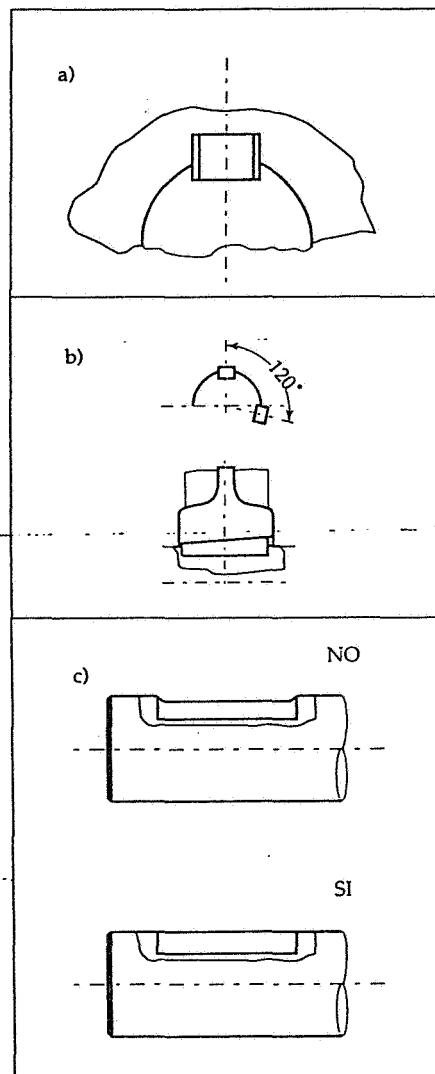


Fig. 5. a) La chiavetta, forzando radialmente, può presentare gioco sui fianchi; b) due chiavette devono essere montate a 120° fra loro; c) il ribassamento delle generatrici dell'albero in corrispondenza delle cave non viene disegnato.

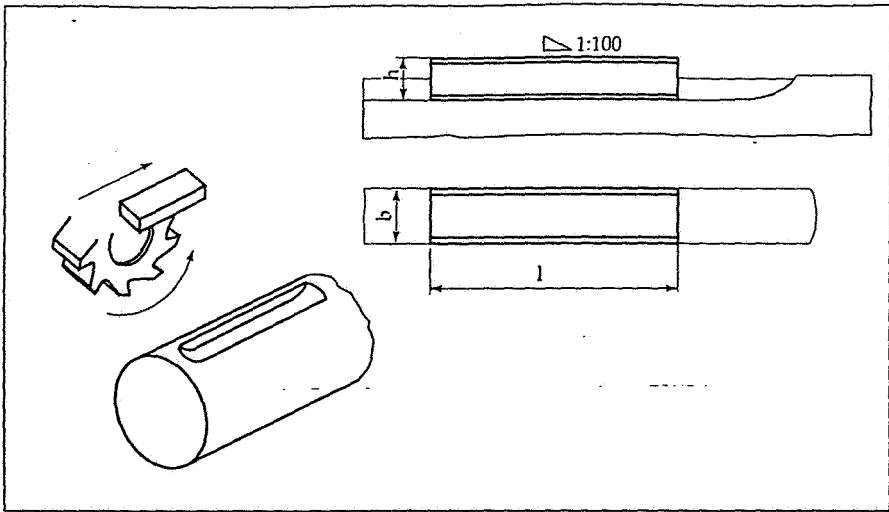


Fig. 6. Chiavetta diritta e relativa cava sull'albero.

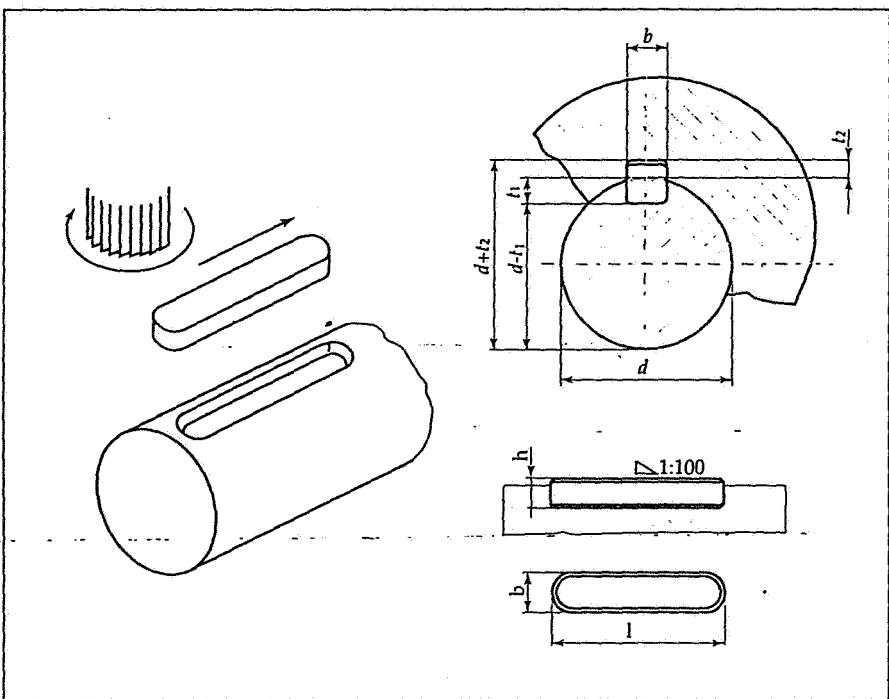


Fig. 7. Chiavetta arrotondata e relativa cava, con indicazione delle dimensioni caratteristiche.

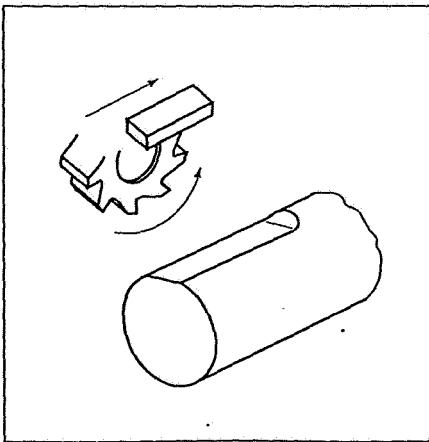


Fig. 8. Chiavetta ribassata e spianatura sull'albero.

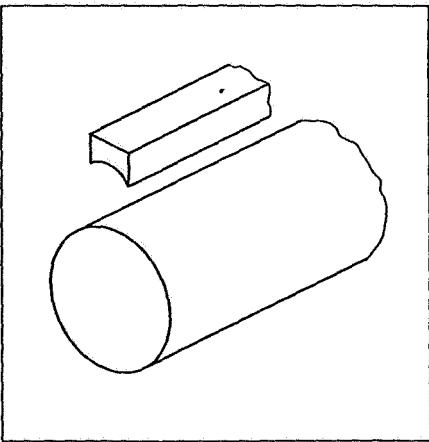


Fig. 9. Chiavetta concava.

figura 7), per il cui alloggiamento sono previste cave nell'albero e nel mozzo: la profondità della cava nel mozzo è circa la metà di quella nell'albero ed il suo fondo può avere un'inclinazione di circa 1:100 rispetto all'asse;

- chiavette ribassate (fig. 8), di forma A o B, per cui la cava è solo nel mozzo, mentre l'appoggio sull'albero è una semplice spianatura;

- chiavette ribassate concave (fig. 9), solo diritte, la cui faccia inferiore presenta una concavità in senso trasversale e si appoggia semplicemente sull'albero, mentre sul mozzo è praticata la cava.

Il momento torcente trasmissibile dai tre tipi sopra detti è circa in rapporto 1:1/2:1/3.

Le cave per le forme diritte hanno lunghezza circa doppia rispetto alla chiavetta e sono in genere eseguite con frese a disco, mentre per le forme arrotondate le cave ripetono la forma della chiavetta e sono eseguite con frese ad asse verticale (si vedano ancora le figure 6 e 7 ed il capitolo 8).

Esiste anche una forma C, in cui un'estremità della chiavetta è diritta e l'altra arrotondata, che può essere usata quando la cava si trovi all'estremità di un albero.

Le cave nei mozzi sono passanti per tutta la lunghezza: nel caso di inclinazione del fondo della cava sul mozzo si deve fare attenzione al verso di montaggio.

Si noti che le chiavette hanno spigoli smussati per evitare forzamenti nel contatto con gli arrotondamenti al raccordo con il fondo della cava (fig. 10).

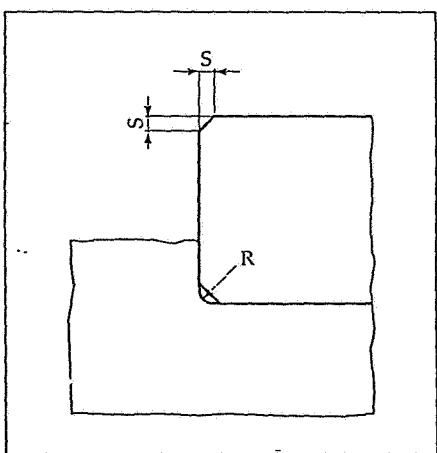


Fig. 10. Smussi sul bordo delle chiavette ed arrotondamenti di raccordo sul fondo delle cave devono essere compatibili come misure per evitare puntamenti localizzati (lo smusso può essere sostituito da un arrotondamento di pari valore).

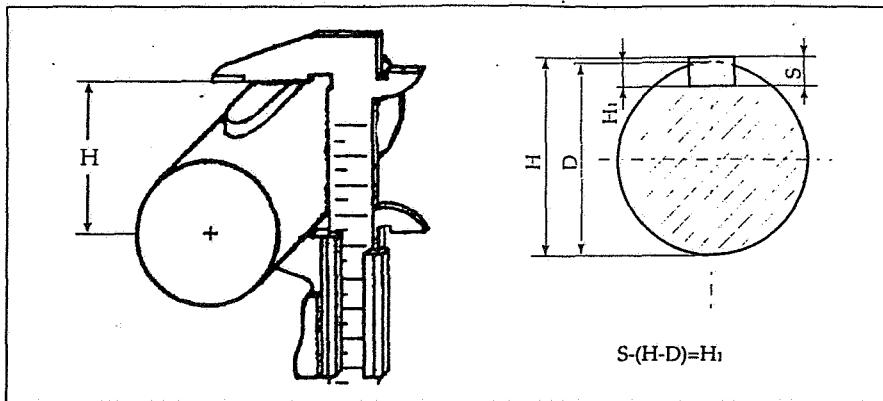


Fig. 11. Misura della profondità di una cava con l'aiuto di un blocchetto di riscontro.

Le chiavette sono definite nelle norme in funzione dei diametri degli alberi in cui vengono poste, nell'ipotesi che siano in grado di trasmettere la forza corrispondente al momento torcente trasmisibile mediamente dall'albero: l'indicazione si fa mediante forma, larghezza, altezza, lunghezza e riferimento alla norma, cioè, ad es. per la figura 7, chiavetta A- $b \times h \times l$ UNI 6607.

Le tabelle I e II riportano i dati relativi ad alcuni tipi di chiavette unificate.

Come le tecniche di realizzazione, anche le modalità di misura delle cave ne influenzano la quotatura: ad esempio la profondità della cava in un albero può essere misurata direttamente, oppure, meglio, per differenza, sottraendo la misura del blocchetto di riscontro inserito nella cava stessa, come in figura 11, ed in questo caso la tolleranza potrà essere prescritta con riferimento al tipo albero, anziché foro.

Analogamente la cava nel mozzo viene in genere misurata sommandola al diametro del foro (fig. 12).

Le chiavette ora viste potranno avere un nasello, cioè un rialzo all'estremità di spessore maggiore (fig. 13), in gra-

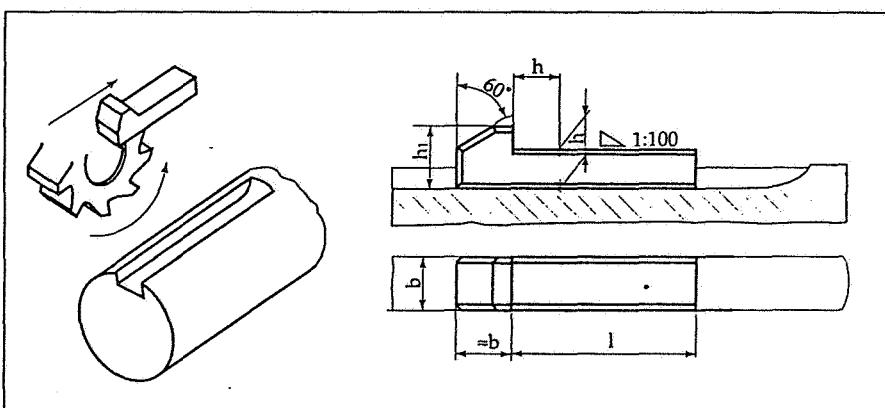


Fig. 13. Chiavetta con nasello.

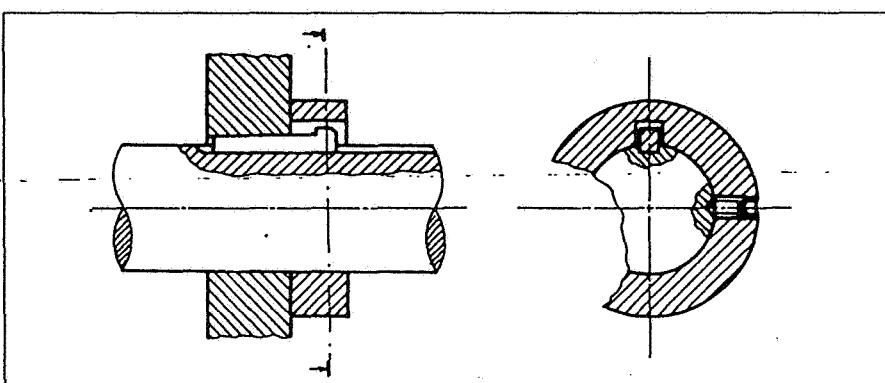


Fig. 14. Il montaggio delle chiavette con nasello può richiedere un collare di protezione smontabile.

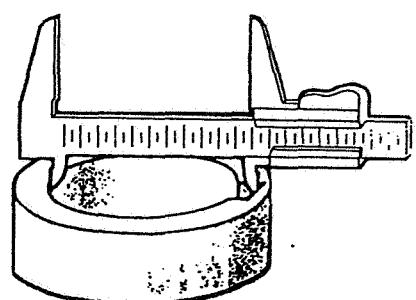


Fig. 12. Misura interna della cava, sommata al diametro interno del mozzo.

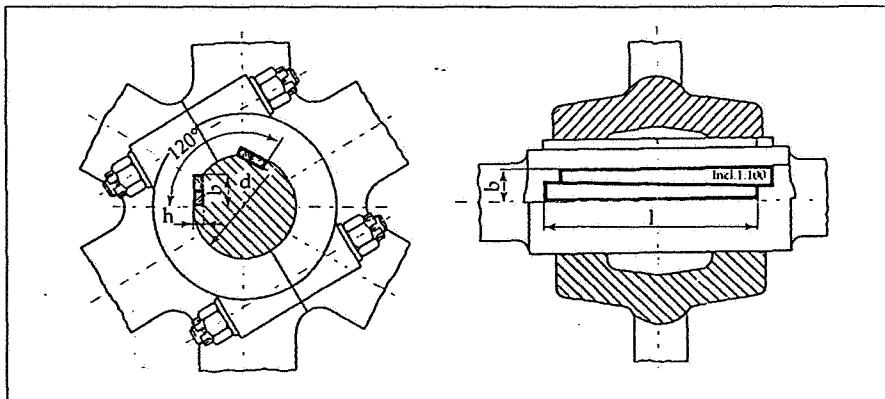


Fig. 15. Chiavette tangenziali: il montaggio avviene a coppie sfasate di 120°.

do di fornire un appoggio per rimuovere la chiavetta, quando non sia possibile fare ciò spingendola dal lato opposto a quello da cui è stata infilata, come generalmente avviene.

Sarebbe opportuno, nel caso di facile accesso alla chiavetta e di discrete velocità, ricoprire il nasello con un anello di protezione, per motivi antinfortunistici (fig. 14).

Le chiavette tangenziali sono un particolare tipo di collegamento usato per trasmettere grandi potenze a velocità non elevate: sono montate in coppia e collocate a 120° fra loro (fig. 15).

Gli alloggiamenti sono costituiti da

| Diametro albero d | CHIAVETTA | | | NAS | CAVA | | | Raggio di arrotondamento r |
|----------------------|------------------|-------------------|-------------|-----|--------------------------------------|----------------|------------|----------------------------------|
| | Sezione b x h | Lunghezza l | Smusso s | | Altezza nasello h ₁ | Larghezza b | Profondità | |
| da 6 fino a 8 | 2 x 2 | da 6 fino a 20 | | | — | 2 | 1,2 | 0,5 |
| oltre 8 fino a 10 | 3 x 3 | da 6 fino a 36 | 0,16 ÷ 0,25 | | — | 3 | 1,8 | 0,9 |
| oltre 10 fino a 12 | 4 x 4 | da 8 fino a 45 | | 7 | 4 | 2,5 | 1,2 | 0,08 ÷ 0,16 |
| oltre 12 fino a 17 | 5 x 5 | da 10 fino a 56 | | 8 | 5 | 3 | 1,7 | |
| oltre 17 fino a 22 | 6 x 6 | da 14 fino a 70 | 0,25 ÷ 0,40 | 10 | 6 | 3,5 | 2,2 | 0,16 ÷ 0,25 |
| oltre 22 fino a 30 | 8 x 7 | da 18 fino a 90 | | 11 | 8 | 4 | 2,4 | |
| oltre 30 fino a 38 | 10 x 8 | da 22 fino a 110 | | 12 | 10 | 5 | 2,4 | |
| oltre 38 fino a 44 | 12 x 8 | da 28 fino a 140 | | 12 | 12 | 5 | 2,4 | |
| oltre 44 fino a 50 | 14 x 9 | da 36 fino a 160 | 0,40 ÷ 0,60 | 14 | 14 | 5,5 | 2,9 | 0,25 ÷ 0,40 |
| oltre 50 fino a 58 | 16 x 10 | da 45 fino a 180 | | 16 | 16 | 6 | 3,4 | |
| oltre 58 fino a 65 | 18 x 11 | da 50 fino a 200 | | 18 | 18 | 7 | 3,4 | |
| oltre 65 fino a 75 | 20 x 12 | da 56 fino a 220 | | 20 | 20 | 7,5 | 3,9 | |
| oltre 75 fino a 85 | 22 x 14 | da 63 fino a 250 | | 22 | 22 | 9 | 4,4 | |
| oltre 85 fino a 95 | 25 x 14 | da 70 fino a 280 | 0,60 ÷ 0,80 | 22 | 25 | 9 | 4,4 | 0,40 ÷ 0,60 |
| oltre 95 fino a 110 | 28 x 16 | da 80 fino a 320 | | 25 | 28 | 10 | 5,4 | |
| oltre 110 fino a 130 | 32 x 18 | da 90 fino a 360 | | 28 | 32 | 11 | 6,4 | |
| oltre 130 fino a 150 | 36 x 20 | da 100 fino a 400 | | 32 | 36 | 12 | 7,1 | |
| oltre 150 fino a 170 | 40 x 22 | da 110 fino a 400 | | 36 | 40 | 13 | 8,1 | 0,70 ÷ 1,0 |
| oltre 170 fino a 200 | 45 x 25 | da 125 fino a 400 | 1,00 ÷ 1,20 | 40 | 45 | 15 | 9,1 | |
| oltre 200 fino a 230 | 50 x 28 | da 140 fino a 400 | | 45 | 50 | 17 | 10,1 | |
| oltre 230 fino a 260 | 56 x 32 | da 160 fino a 400 | | 50 | 56 | 20 | 11,1 | |
| oltre 260 fino a 290 | 63 x 32 | da 180 fino a 400 | 1,60 ÷ 2,00 | 50 | 63 | 20 | 11,1 | 1,2 ÷ 1,6 |
| oltre 290 fino a 330 | 70 x 36 | da 200 fino a 400 | | 56 | 70 | 22 | 13,1 | |
| oltre 330 fino a 380 | 80 x 40 | da 220 fino a 400 | | 63 | 80 | 25 | 14,1 | |
| oltre 380 fino a 400 | 90 x 45 | da 250 fino a 400 | 2,50 ÷ 3,00 | 70 | 90 | 28 | 16,1 | 2,0 ÷ 2,5 |
| oltre 400 fino a 500 | 100 x 50 | da 280 fino a 400 | | 80 | 100 | 31 | 18,1 | |

Lunghezze l unificate: 6 - 8 - 10 - 12 - 14 - 16 - 18 - 20 - 22 - 25 - 28 - 32 - 36 - 40 - 45 - 50 - 56 - 63 - 70 - 80 - 90 - 100 - 110 - 125 - 140 - 160 - 180 - 200 - 220 - 250 - 280 - 320 - 360 - 400.

Tolleranze:

- per la chiavetta, h 9 su b, h 11 su h (h 9 fino a d = 22)
- per la cava, D 10 su b, su t, e t₁ +^{0,1} fino a d = 17, +^{0,2} fino a d = 110, +^{0,3} per d oltre 110.

- per la lunghezza l: per l sino a 28 mm +^{0,2} mm per la chiavetta e +^{0,2} mm per la cava; per l oltre 28 sino a 80 mm +^{0,3} mm per la chiavetta e +^{0,3} per la cava;
per l oltre 80 mm +^{0,5} mm per la chiavetta e +^{0,5} mm per la cava.

Tab. I. Dimensioni di chiavette (tipo UNI 6607) e chiavette con nasello (tipo UNI 6608). La designazione è del tipo Chiavetta A o B bxhxh UNI ...

due coppie di cave di forma diversa nell'albero e nel mozzo, in cui vengono poste due chiavette, simili a quelle normali, inserite in verso opposto a contatto fra loro sulle superfici inclinate: il forzamento reciproco esercita una spinta in direzione tangente alla superficie di contatto albero mozzo. La forma delle cave è fatta in modo da trasmettere correttamente le forze per entrambi i versi di rotazione (fig. 16). Si ricordi che, se il mozzo è in due parti, le cave devono essere collocate simmetricamente rispetto al piano di separazione. Le dimensioni delle chiavette tangenziali e delle relative cave, sempre in funzione del diametro degli alberi, sono riportate in tabella III.

Le linguette sono simili alle chiavette, ma hanno tutte le facce parallele, cioè sezione costante. Anche per esse si avranno le forme B, diritta, A, arrotondata, e C, mista, e quanto è stato detto per le chiavette riguardo alla forma delle cave, alla loro esecuzione e misura, nonché per la loro indicazione, vale anche per le linguette (fig. 17). Diverso è invece il modo con cui viene trasmesso il momento torcente: anziché per attrito a seguito del forzamento, la spinta viene trasmessa dal fianco della cava sull'albero a quello della cava nel mozzo tramite la linguetta, che viene quindi assoggettata ad una forza di taglio. La linguetta dovrà quindi essere montata con accop-

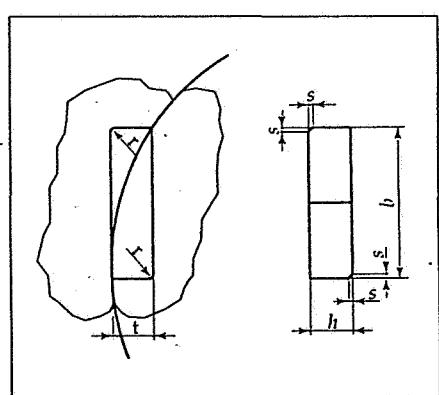


Fig. 16. Le cave per le chiavette tangenziali sono diverse nell'albero e nel mozzo e le superfici di spinta sull'albero hanno direzione radiale.

| Diametro albero <i>d</i> | CHIAVETTA | | | | CAVA | | | | Raggio di arrotondamento <i>r</i> |
|-----------------------------|--|-----------------------|--------------------|--|-----------------------|--|-------------------------------|-------------|--------------------------------------|
| | Sezione Dimensioni nominali <i>b x h</i> | Lunghezza <i>l</i> | Smusso <i>s</i> | Altezza nasello <i>h_f</i> | Larghezza <i>b</i> | Profondità Albero <i>t_f</i> | Mozzo <i>t_z</i> | | |
| da 22 fino a 30 | 8 x 5 | 20 ÷ 70 | 0,25 ÷ 0,40 | 8 | 8 | 3 | 1,7 | 0,16 ÷ 0,25 | |
| oltre 30 fino a 38 | 10 x 6 | 25 ÷ 90 | | 10 | 10 | 3,5 | 2,2 | | |
| oltre 38 fino a 44 | 12 x 6 | 32 ÷ 125 | | 10 | 12 | 3,5 | 2,2 | | |
| oltre 44 fino a 50 | 14 x 6 | 36 ÷ 140 | 0,40 ÷ 0,60 | 10 | 14 | 3,5 | 2,2 | 0,25 ÷ 0,40 | |
| oltre 50 fino a 58 | 16 x 7 | 45 ÷ 180 | | 11 | 16 | 4 | 2,4 | | |
| oltre 58 fino a 65 | 18 x 7 | 50 ÷ 200 | | 11 | 18 | 4 | 2,4 | | |
| oltre 65 fino a 75 | 20 x 8 | 56 ÷ 220 | | 12 | 20 | 5 | 2,4 | | |
| oltre 75 fino a 85 | 22 x 9 | 63 ÷ 250 | | 14 | 22 | 5,5 | 2,9 | | |
| oltre 85 fino a 95 | 25 x 9 | 70 ÷ 280 | 0,60 ÷ 0,80 | 14 | 25 | 5,5 | 2,9 | 0,40 ÷ 0,60 | |
| oltre 95 fino a 110 | 28 x 10 | 80 ÷ 320 | | 16 | 28 | 6 | 3,4 | | |
| oltre 110 fino a 130 | 32 x 11 | 90 ÷ 360 | | 18 | 32 | 7 | 3,4 | | |
| oltre 130 fino a 150 | 36 x 12 | 100 ÷ 400 | | 20 | 36 | 7,5 | 3,9 | | |
| oltre 150 fino a 170 | 40 x 14 | 125 ÷ 400 | | 22 | 40 | 9 | 4,4 | | |
| oltre 170 fino a 200 | 45 x 16 | 140 ÷ 400 | 1,00 ÷ 1,20 | 25 | 45 | 10 | 5,4 | | |
| oltre 200 fino a 230 | 50 x 18 | 160 ÷ 400 | | 28 | 50 | 11 | 6,4 | 0,70 ÷ 1,00 | |

Tolleranze su t_f e t_z : $+0,1$ per d fino a 50, $+0,2$ per d oltre 50. Le altre tolleranze come nella tabella I; così anche le lunghezze *l*.

Tab. II. Dimensioni di chiavette ribassate (UNI 7511) e ribassate con nasello (UNI 7512).

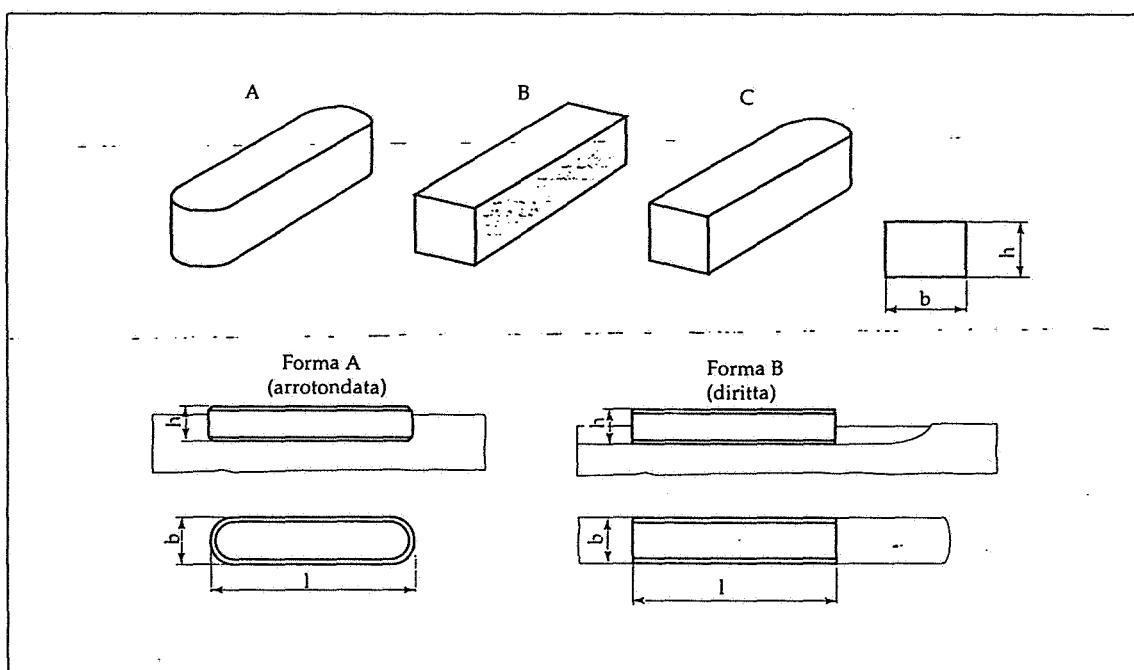
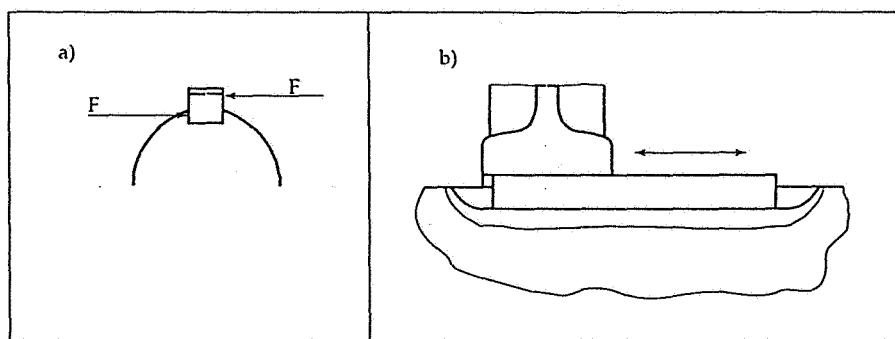


Fig. 17. Le linguette hanno tutte le superfici laterali parallele (A, arrotondata; B, diritta; C, mista).



piamento preciso sui fianchi, mentre un certo gioco è consentito in direzione radiale (fig. 18).

Quando sia necessario il montaggio di due linguette, esse saranno poste a 180° per una migliore equilibratura. Si noti che, non essendovi forzamento, le linguette, a differenza delle chiavette, non offrono nessun ostacolo al movimento assiale (anzi spesso vengono utilizzate proprio per questo, in quanto consentono la trasmissione del

Fig. 18. a) le forze agenti sulla linguetta, b) la linguetta consente spostamenti longitudinali.

moto rotatorio anche con diverse posizioni assiali del mozzo relativamente all'albero, figura 18b) e quindi un arresto in tale direzione deve essere assicurato da altri elementi costruttivi (fig. 19).

Per bloccare eventualmente le linguette nella sede possono essere previsti fori che ne consentono il fissaggio sull'albero mediante viti, come si vede in figura 20 dove sono illustrate diverse soluzioni costruttive.

Nella tabella IV si trovano le dimensioni delle linguette e cave unificate,

| Diametro albero <i>d</i> | <i>b</i> | <i>h</i> | <i>s</i> | <i>t</i> | <i>r</i> |
|-----------------------------|----------|----------|-------------|----------|-------------|
| 60 | 19,3 | 7 | | 7,3 | |
| 63 | 19,8 | 7 | | 7,3 | |
| 65 | 20,2 | 7 | | 7,3 | |
| 70 | 21,0 | 7 | | 7,3 | |
| 71 | 22,5 | 8 | | 8,3 | |
| 75 | 23,2 | 8 | | 8,3 | |
| 80 | 24,0 | 8 | | 8,3 | |
| 85 | 24,8 | 8 | | 8,3 | |
| 90 | 25,6 | 8 | | 8,3 | |
| 95 | 27,8 | 9 | | 9,3 | |
| 100 | 28,6 | 9 | | 9,3 | |
| 110 | 30,1 | 9 | | 9,3 | |
| 120 | 33,2 | 10 | | 10,3 | |
| 125 | 33,9 | 10 | | 10,3 | |
| 130 | 34,6 | 10 | | 10,3 | |
| 140 | 37,7 | 11 | | 11,4 | |
| 150 | 39,1 | 11 | 100 ÷ 1,20 | 11,4 | 0,70 ÷ 1,00 |
| 160 | 42,1 | 12 | | 12,4 | |
| 170 | 43,5 | 12 | | 12,4 | |
| 180 | 44,9 | 12 | | 12,4 | |
| 190 | 49,6 | 14 | | 14,4 | |
| 200 | 51,0 | 14 | | 14,4 | |
| 220 | 57,1 | 16 | | 16,4 | |
| 240 | 59,9 | 16 | 1,60 ÷ 2,00 | 16,4 | 1,20 ÷ 1,60 |
| 250 | 64,6 | 18 | | 18,4 | |
| 260 | 66,0 | 18 | | 18,4 | |
| 280 | 72,1 | 20 | | 20,4 | |
| 300 | 74,8 | 20 | | 20,4 | |
| 320 | 81,0 | 22 | | 22,4 | |
| 340 | 83,6 | 22 | 2,50 ÷ 3,00 | 22,4 | 2,00 ÷ 2,50 |
| 360 | 93,2 | 26 | | 26,4 | |
| 380 | 95,9 | 26 | | 26,4 | |
| 400 | 98,6 | 26 | | 26,4 | |
| 420 | 108,2 | 30 | | 30,4 | |
| 440 | 110,9 | 30 | | 30,4 | |
| 450 | 112,3 | 30 | | 30,4 | |
| 460 | 113,6 | 30 | | 30,4 | |
| 480 | 123,1 | 34 | | 34,4 | |
| 500 | 125,9 | 34 | | 34,4 | |
| 530 | 136,7 | 38 | | 38,4 | |
| 560 | 140,8 | 38 | | 38,4 | |
| 600 | 153,1 | 42 | | 42,4 | |
| 630 | 157,1 | 42 | | 42,4 | |

Tolleranza: su *h*, *h* 11; su *t* + 0,2/0 per *d* ≤ 150, + 0,3/0 per *d* > 150
Larghezza *b* = $\sqrt{h(d-h)}$

Tab. III. Dimensioni indicative delle cave per chiavette tangenziali, con riferimento alla figura 16 ed alla UNI 7515.

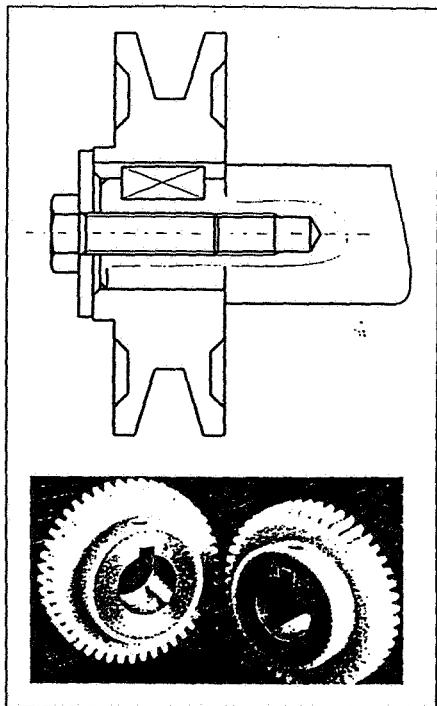


Fig. 19. I mozzi collegati all'albero con linguette devono poter contare su di un arresto assiale: in figura, da un lato uno spallamento sull'albero e dall'altro una rondella con vite.

mentre nella tabella V si hanno le particolarità dimensionali delle varianti costruttive.

Anche per le linguette è previsto dall'unificazione un tipo ribassato (UNI 5710), le cui dimensioni sono riportate nella stessa tabella IV.

Le linguette sono di gran lunga più usate delle chiavette, perché, non essendovi forzamento non vi sono eccentricità, e quindi possono essere usate anche per forti velocità, inoltre la precisione sui fianchi assicura, ove necessario, un buon centraggio circonferenziale.

Alla famiglia delle linguette (trasmissione del moto con spinta sui fianchi) appartengono le linguette a disco, dette anche linguette americane (o Woodruff), costituite da un elemento semicircolare che si colloca nell'albero in una cava anch'essa semicircolare longitudinalmente, mentre la cava nel mozzo è del tipo consueto (fig. 21).

Queste linguette, non adatte a trasmettere forti momenti torcenti, rendono facili i montaggi, in quanto possono assumere inclinazioni variabili (sono quindi particolarmente adatte per estremità di albero coniche, figura 21c) e sono anche relativamente meno costose, in quanto la cava sull'albero è eseguita rapidamente con un'apposita fresa a disco (fig. 22).

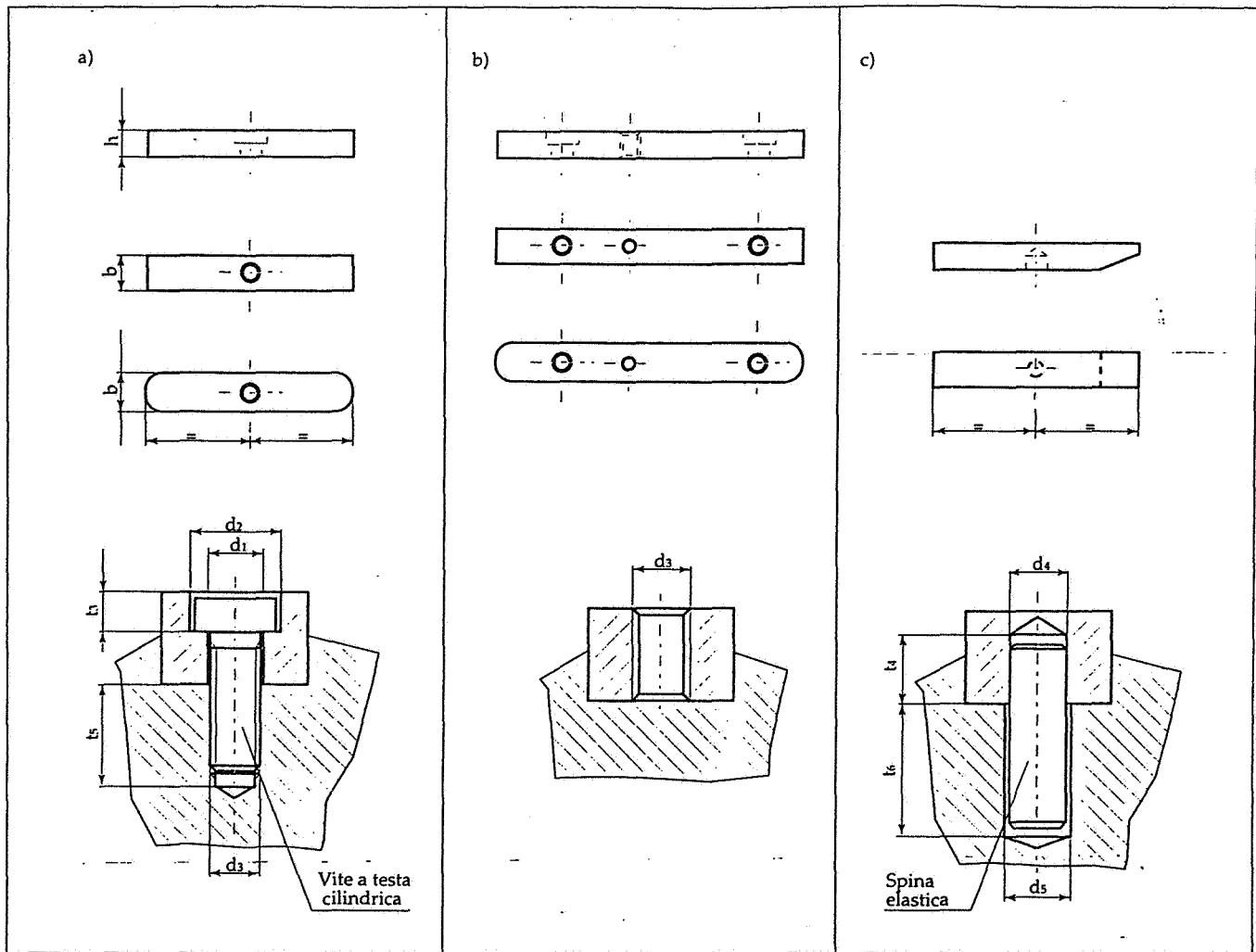


Fig. 20. Alcune forme di linguette, fra quelle previste nella norma UNI 6605: a) con esecuzione per viti di fissaggio, b) per viti di fissaggio e foro per vite d'estrazione, c) per spina di arresto.

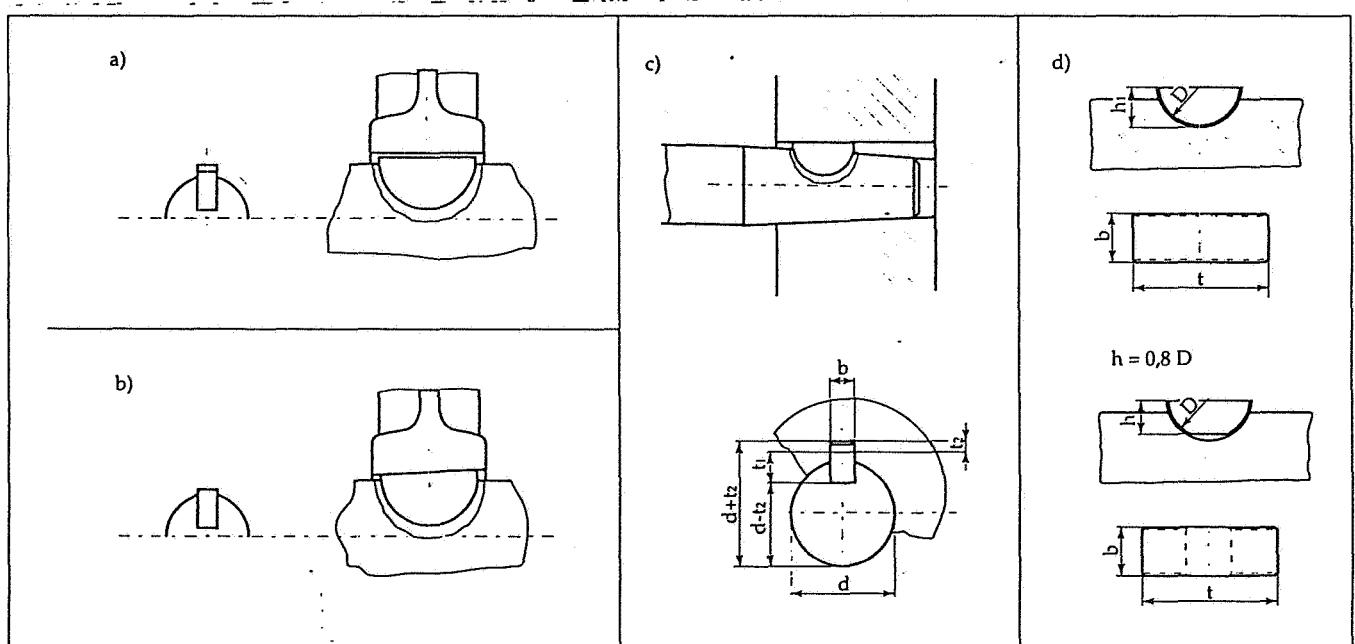


Fig. 21. Linguetta a disco e relativa cava sull'albero, con fondo parallelo all'asse (a) od inclinato (b); esempio di montaggio su estremità conica di albero (c); l'eventuale forma tronca (d) deve essere esplicitamente indicata nella designazione.

| Diametro albero <i>d</i> | LINGUETTA | | | CAVA | | | |
|-----------------------------|-------------------------|-----------------------|--------------------|-----------------------|--------------------------------|-------------------------------|---|
| | Sezione <i>b x h</i> | Lunghezza <i>l</i> | Smusso <i>s</i> | Larghezza <i>b</i> | Profondità | | Raggio di arrotondamento <i>r</i> |
| | | | | | Albero <i>t₁</i> | Mozzo <i>t₂</i> | |
| da 6 fino a 8 | 2 x 2 | da 6 fino a 20 | | 2 | 1,2 | 1 | |
| oltre 8 fino a 10 | 3 x 3 | da 6 fino a 36 | 0,16 ÷ 0,25 | 3 | 1,8 | 1,4 | 0,08 ÷ 0,16 |
| oltre 10 fino a 12 | 4 x 4 | da 8 fino a 45 | | 4 | 2,5 | 1,8 | |
| oltre 12 fino a 17 | 5 x 5 | da 10 fino a 56 | | 5 | 3 | 2,3 | |
| oltre 17 fino a 22 | 6 x 6 | da 14 fino a 70 | 0,25 ÷ 0,40 | 6 | 3,5 | 2,8 | 0,16 ÷ 0,25 |
| oltre 22 fino a 30 | 8 x 7 | da 18 fino a 90 | | 8 | 4 | 3,3 | |
| oltre 30 fino a 38 | 10 x 8 | da 22 fino a 110 | | 10 | 5 | 3,3 | |
| oltre 38 fino a 44 | 12 x 8 | da 28 fino a 140 | | 12 | 5 | 3,3 | |
| oltre 44 fino a 50 | 14 x 9 | da 36 fino a 160 | 0,40 ÷ 0,60 | 14 | 5,5 | 3,8 | 0,25 ÷ 0,40 |
| oltre 50 fino a 58 | 16 x 10 | da 45 fino a 180 | | 16 | 6 | 4,3 | |
| oltre 58 fino a 65 | 18 x 11 | da 50 fino a 200 | | 18 | 7 | 4,4 | |
| oltre 65 fino a 75 | 20 x 12 | da 56 fino a 220 | | 20 | 7,5 | 4,9 | |
| oltre 75 fino a 85 | 22 x 14 | da 63 fino a 250 | 0,60 ÷ 0,80 | 22 | 9 | 5,4 | |
| oltre 85 fino a 95 | 25 x 14 | da 70 fino a 280 | | 25 | 9 | 5,4 | 0,40 ÷ 0,60 |
| oltre 95 fino a 110 | 28 x 16 | da 80 fino a 320 | | 28 | 10 | 6,4 | |
| oltre 110 fino a 130 | 32 x 18 | da 90 fino a 360 | | 32 | 11 | 7,4 | |
| oltre 130 fino a 150 | 36 x 20 | da 100 fino a 400 | | 36 | 12 | 8,4 | |
| oltre 150 fino a 170 | 40 x 22 | da 110 fino a 400 | 1,00 ÷ 1,20 | 40 | 13 | 9,4 | 0,70 ÷ 1,00 |
| oltre 170 fino a 200 | 45 x 25 | da 125 fino a 400 | | 45 | 15 | 10,4 | |
| oltre 200 fino a 230 | 50 x 28 | da 140 fino a 400 | | 50 | 17 | 11,4 | |
| oltre 230 fino a 260 | 56 x 32 | da 160 fino a 400 | | 56 | 20 | 12,4 | |
| oltre 260 fino a 290 | 63 x 32 | da 180 fino a 400 | 1,60 ÷ 2,00 | 63 | 20 | 12,4 | 1,2 ÷ 1,6 |
| oltre 290 fino a 330 | 70 x 36 | da 200 fino a 400 | | 70 | 22 | 14,4 | |
| oltre 330 fino a 380 | 80 x 40 | da 220 fino a 400 | | 80 | 25 | 15,4 | |
| oltre 380 fino a 440 | 90 x 45 | da 250 fino a 400 | 2,50 ÷ 3,00 | 90 | 28 | 17,4 | 2,0 ÷ 2,5 |
| oltre 440 fino a 500 | 100 x 50 | da 280 fino a 400 | | 100 | 31 | 19,5 | |

Lunghezze unificate, come in tab. I. Tolleranze su *b*, *h* ed *l* della linguetta come in tab. I. Per la larghezza *b* della cava si possono prevedere accoppiamenti liberi (*H* 9 sull'albero, *D* 10 sul mozzo), incerti (*N* 9 albero, *J*, 9 mozzo) o bloccati (*P* 9 su entrambi). Per le profondità *t* si ha +0,1/0 per *d* fino a 22, +0,2/0 fino a 130, +0,3/0 oltre.

Tab. IV a. Dimensioni delle linguette (UNI 6604). La designazione è del tipo Linguetta A o B *b x h x l* UNI ...

| Diametro albero <i>d</i> | Sezione | Profondità | | |
|--------------------------------|---------|--|--------------------------------|-------------------------------|
| | | Dimensioni nominali <i>b x h</i> | Albero <i>t₁</i> | Mozzo <i>t₂</i> |
| da 12 fino a 17 | 5 x 3 | 1,8 | 1,4 | |
| oltre 17 fino a 22 | 6 x 4 | 2,5 | 1,8 | |
| oltre 22 fino a 30 | 8 x 5 | 3 | 2,3 | |
| oltre 30 fino a 38 | 10 x 6 | 3,5 | 2,8 | |
| oltre 38 fino a 44 | 12 x 6 | 3,5 | 2,8 | |
| oltre 44 fino a 50 | 14 x 6 | 3,5 | 2,8 | |
| oltre 50 fino a 58 | 16 x 7 | 4 | 3,3 | |
| oltre 58 fino a 65 | 18 x 7 | 4 | 3,3 | |
| oltre 65 fino a 75 | 20 x 8 | 5 | 3,3 | |
| oltre 75 fino a 85 | 22 x 9 | 5,5 | 3,8 | |
| oltre 85 fino a 95 | 25 x 9 | 5,5 | 3,8 | |
| oltre 95 fino a 110 | 28 x 10 | 6 | 4,3 | |
| oltre 110 fino a 130 | 32 x 11 | 7 | 4,4 | |
| oltre 130 fino a 150 | 36 x 12 | 7,5 | 4,9 | |

Tab. IV b. Dimensioni di linguette ribassate (UNI 7510).

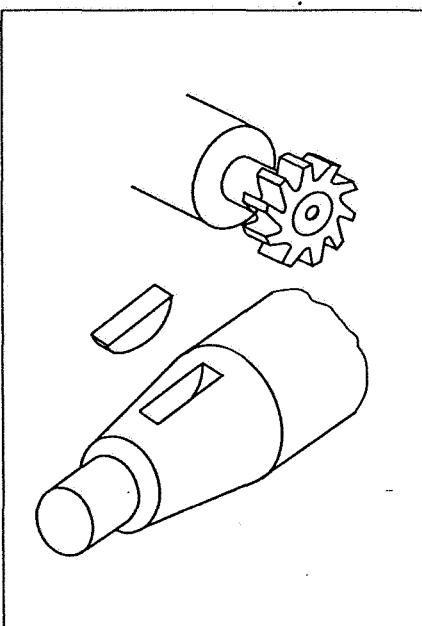


Fig. 22. Fresa per cave di linguette a disco.

Per contro la cava stessa può indebolire l'albero a causa della sua profondità e di conseguenza le linguette a disco non possono essere collocate in parti dell'albero molto sollecitate.

Per le dimensione di linguette e cave si veda la tabella VI.

Nella figura 23 sono riassunte le diverse modalità di quotatura delle cave per chiavette e linguette.

Si deve osservare che nel linguaggio comune si tende ad usare il termine chiavetta, invece di linguetta: ciò trova riscontro anche nel fatto che in inglese si usa genericamente *key* per ogni tipo di linguetta, mentre le chiavette sono definite *taper key* (chiavette rastremate), così in francese si distingue un *clavetage forcé*, per cui si usano *clavettes inclinées*, da un *clavetage libre* con uso di *clavettes*.

| Sezione <i>b x h</i> | <i>d₁</i> | <i>d₂</i> | <i>d₃ 6 H</i> | <i>d₄ H 12</i> | <i>d₅</i> | <i>t₁</i> | <i>t₄</i> | <i>t₅</i> | <i>t₆</i> | Vite a testa cilindrica | Spina elastica |
|-------------------------|----------------------|----------------------|------------------------------|-------------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------------|-------------------------|
| | | | | | | | | | | Filettatura x lunghezza | Diametro x lunghezza |
| 8 x 7 | 3,4 | 6 | M 3 | 4 | 4,5 | 2,4 | 4 | 7 | 5 | M 3 x 8 | 4 x 8 |
| 10 x 8 | 3,4 | 6 | M 3 | 4 | 4,5 | 2,4 | 4 | 8 | 7 | M 3 x 10 | 4 x 10 |
| 12 x 8 | 4,5 | 8 | M 4 | 5 | 5,5 | 3,2 | 5 | 10 | 9 | M 4 x 10 | 5 x 10 |
| 14 x 9 | 5,5 | 10 | M 5 | 6 | 6,5 | 4,1 | 6 | 10 | 10 | M 5 x 10 | 5 x 12 |
| 16 x 10 | 5,5 | 10 | M 5 | 6 | 6,5 | 4,1 | 6 | 10 | 10 | M 5 x 10 | 6 x 14 |
| 18 x 11 | 6,6 | 11 | M 6 | 8 | 9 | 4,8 | 7 | 12 | 10 | M 6 x 12 | 8 x 16 |
| 20 x 12 | 6,6 | 11 | M 6 | 8 | 9 | 4,8 | 8 | 12 | 10 | M 6 x 12 | 8 x 16 |
| 22 x 14 | 6,6 | 11 | M 6 | 8 | 9 | 4,8 | 8 | 12 | 10 | M 6 x 16 | 8 x 16 |
| 25 x 14 | 9 | 15 | M 8 | 10 | 11 | 6 | 10 | 15 | 14 | M 8 x 16 | 10 x 22 |
| 28 x 16 | 11 | 18 | M 10 | 12 | 13 | 7,3 | 10 | 17 | 16 | M 10 x 16 | 12 x 24 |
| 32 x 18 | 11 | 18 | M 10 | 12 | 13 | 7,3 | 12 | 17 | 18 | M 10 x 20 | 12 x 24 |
| 36 x 20 | 14 | 20 | M 12 | 16 | 17 | 8,3 | 14 | 20 | 20 | M 12 x 25 | 16 x 30 |
| 40 x 22 | 14 | 20 | M 12 | 16 | 17 | 8,3 | 16 | 20 | 20 | M 12 x 25 | 16 x 30 |
| 45 x 25 | 14 | 20 | M 12 | 16 | 17 | 8,3 | 16 | 20 | 20 | M 12 x 30 | 16 x 30 |
| 50 x 28 | 14 | 20 | M 12 | 16 | 17 | 8,3 | 16 | 20 | 20 | M 12 x 30 | 16 x 32 |
| 56 x 32 | 14 | 20 | M 12 | 16 | 17 | 8,3 | 16 | 20 | 20 | M 12 x 35 | 16 x 32 |
| 63 x 32 | 14 | 20 | M 12 | 16 | 17 | 8,3 | 16 | 20 | 20 | M 12 x 35 | 16 x 32 |
| 70 x 36 | 18 | 26 | M 16 | 20 | 21 | 11,5 | 20 | 24 | 24 | M 16 x 40 | 20 x 40 |
| 80 x 40 | 18 | 26 | M 16 | 20 | 21 | 11,5 | 20 | 24 | 24 | M 16 x 45 | 20 x 40 |
| 90 x 45 | 22 | 33 | M 20 | 25 | 26 | 13,5 | 25 | 30 | 30 | M 20 x 50 | 25 x 50 |
| 100 x 50 | 22 | 33 | M 20 | 25 | 26 | 13,5 | 25 | 30 | 30 | M 20 x 55 | 25 x 50 |

Tab. V. Particolari costruttive di linguette con riferimento alla figura 20.

| Serie 1 | | | | Serie 2 | | | | Linguetta | | | | Cava | | | |
|----------------------------------|--------|-------|--------|-------------------------------------|-----------|----------------------|--------------------|-----------------------|-----------------------|--------------------------------|-------------------------------|--------------------------------------|--|--|--|
| Diametro dell'albero <i>d</i> | | | | Dimensioni nominali <i>b x h</i> | | Diametro <i>D</i> | Smusso <i>s</i> | Lunghezza <i>l</i> | Larghezza <i>b</i> | Profondità | | Raggio di arrotondamento <i>r</i> | | | |
| oltre | fino a | oltre | fino a | | | | | | | Albero <i>t₁</i> | Mozzo <i>t₂</i> | | | | |
| 3 | 4 | 3 | 4 | | 1 x 1,4 | 4 | | 3,82 | 1 | 1 | 0,6 | | | | |
| 4 | 5 | 4 | 6 | | 1,5 x 2,6 | 7 | | 6,76 | 1,5 | 2 | 0,8 | | | | |
| 5 | 6 | 6 | 8 | | 2 x 2,6 | 7 | | 6,76 | 2 | 1,8 | 1 | | | | |
| 6 | 7 | 8 | 10 | | 2 x 3,7 | 10 | 0,16 ÷ 0,25 | 9,66 | 2 | 2,9 | 1 | 0,08 ÷ 0,16 | | | |
| 7 | 8 | 10 | 12 | | 2,5 x 3,7 | 10 | | 9,66 | 2,5 | 2,7 | 1,2 | | | | |
| 8 | 10 | 12 | 15 | | 3 x 5 | 13 | | 12,65 | 3 | 3,8 | 1,4 | | | | |
| 10 | 12 | 15 | 18 | | 3 x 6,5 | 16 | | 15,72 | 3 | 5,3 | 1,4 | | | | |
| 12 | 14 | 18 | 20 | | 4 x 6,5 | 16 | | 15,72 | 4 | 5 | 1,8 | | | | |
| 14 | 16 | 20 | 22 | | 4 x 7,5 | 19 | | 18,57 | 4 | 6 | 1,8 | | | | |
| 16 | 18 | 22 | 25 | | 5 x 6,5 | 16 | | 15,72 | 5 | 4,5 | 2,3 | | | | |
| 18 | 20 | 25 | 28 | | 5 x 7,5 | 19 | 0,25 ÷ 0,40 | 18,57 | 5 | 5,5 | 2,3 | 0,16 ÷ 0,25 | | | |
| 20 | 22 | 28 | 32 | | 5 x 9 | 22 | | 21,63 | 5 | 7 | 2,3 | | | | |
| 22 | 25 | 32 | 36 | | 6 x 9 | 22 | | 21,63 | 6 | 6,5 | 2,8 | | | | |
| 25 | 28 | 36 | 40 | | 6 x 10 | 25 | | 24,49 | 6 | 7,5 | 2,8 | | | | |
| 28 | 32 | 40 | - | | 8 x 11 | 28 | 0,40 ÷ 0,60 | 27,35 | 8 | 8 | 3,3 | 0,25 ÷ 0,40 | | | |
| 32 | 38 | - | - | | 10 x 13 | 32 | | 31,43 | 10 | 10 | 3,3 | | | | |

Tolleranze: per la linguetta, h 9 su b, h 11 su l ed h 12 su h; per la cava, sulla larghezza b N 9 sull'albero e Js 9 sul mozzo (accoppiamento incerto) oppure P 9 su entrambi (accoppiamento bloccato); sulla profondità $t_1 + 0,1/0$ fino alle linguette 2,5 x 3,7, + 0,3/0 oltre 5 x 7,5, + 0,2/0 per i casi intermedi; su $t_2 + 0,1/0$ fino a 6 x 9, poi + 0,2/0

Tab. VI. Linguette a disco (tipo UNI 6606): i riferimenti dimensionali della serie 1 si applicano quando la linguetta trasmette un momento torcente, quelli della serie 2 quando serve solo per il posizionamento reciproco di albero e mozzo. Se consentito da verifiche di resistenza potranno essere usate linguette più piccole di quelle ricavabili dalla tabella, ma mai più grandi.

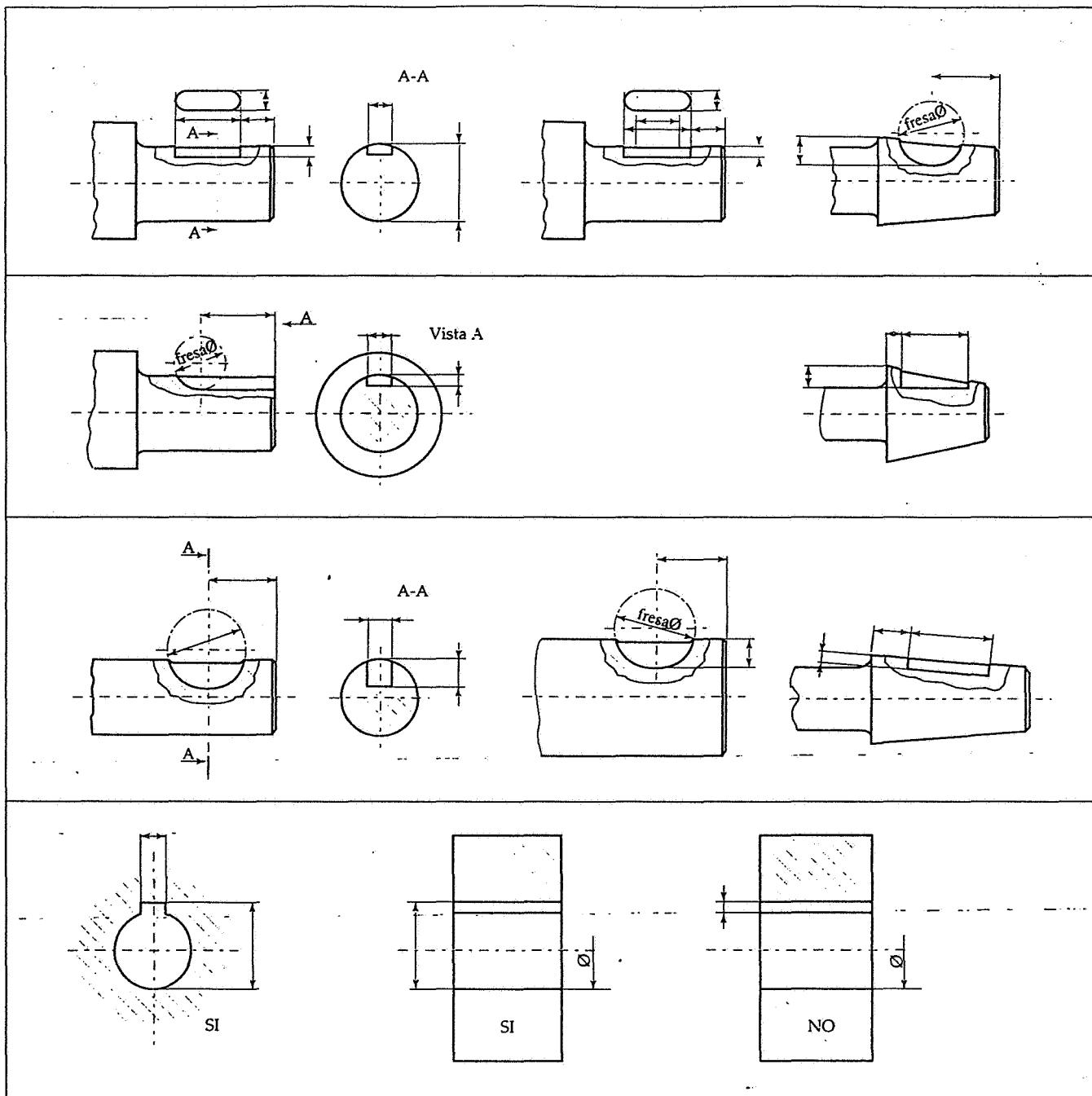


Fig. 23. Raccolta di esempi di quotature per cave sedi di chiavette e linguette di vario tipo.

3

SPINE E PERNI

Sono definiti **perni** degli elementi cilindrici costituenti particolari di macchine, con funzione di fulcro per parti rotanti (fig. 24), di arresto (fig. 25), di centraggio (fig. 26), di collegamento (fig. 27); per questi ultimi compiti si preferisce parlare di **spine**, che però, oltre ad essere costruite in materiali

particolari, come acciai duri od acciai per molle, possono anche avere forma conica od essere deformabili.

La distinzione fra perni e spine a prima vista è spesso piuttosto difficile: fra i perni di figura 28, unificati nella UNI EN 22340 e le spine di figura 29, unificate nella UNI EN 22338, le differenze formali appaiono minime, riguardando la tolleranza di lavorazione sul diametro (per le spine di tipo A e B) ed il campo di diametri normalizzati. È quindi solamente l'uso che dif-

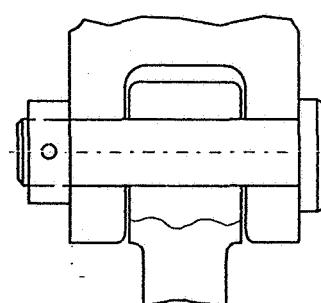


Fig. 24. Snodo realizzato con un perno con testa.

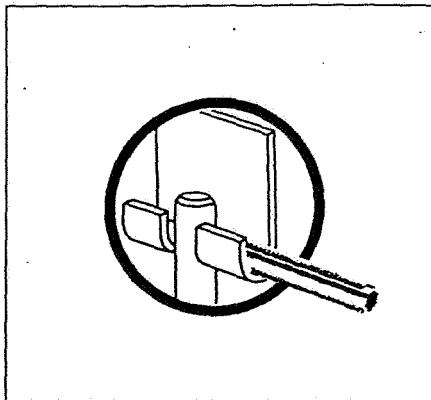


Fig. 25. Una spina con funzione di arresto.

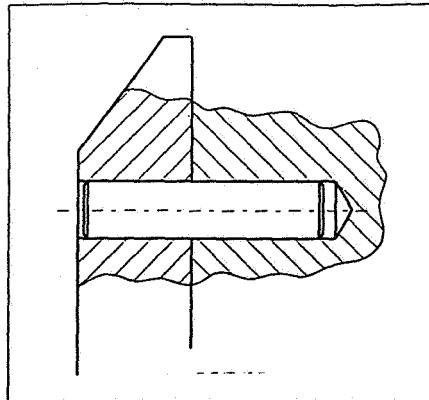


Fig. 26. Una spina usata per il posizionamento reciproco di due pezzi.

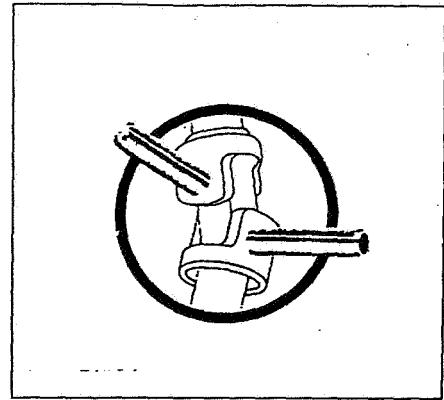


Fig. 27. Collegamenti con spine cilindriche.

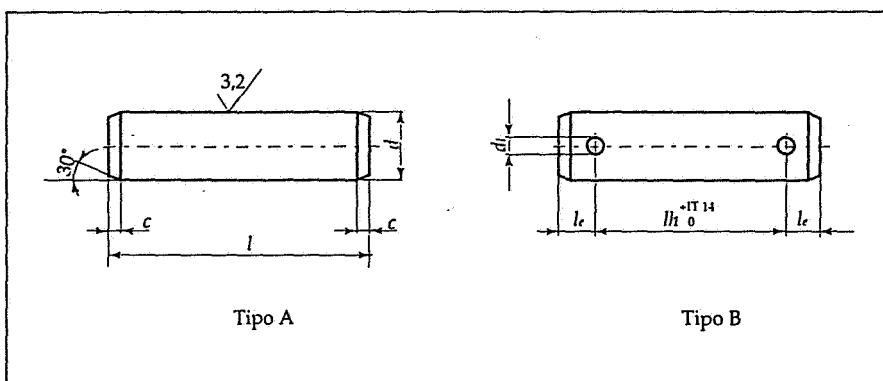


Fig. 28. Perni senza testa, unificati UNI EN 22340: il tipo B presenta due fori per copiglie o spine.

dosi a queste, si potrà effettuare una classificazione per scopo:

- spine di collegamento
 - spine di riferimento,
- oppure per forma:
- spine cilindriche
 - spine coniche
 - spine elastiche,

mentre saranno disponibili ovviamente un gran numero di forme non unificate, come per altri organi di collegamento.

Le spine cilindriche possono essere usate come perni per cerniere, come collegamento fra alberi e manicotti o collari, come blocco per limitare scorrimenti o rotazioni (fig. 31); possono anche essere usate per trasmettere deboli momenti torcenti, in sostituzione delle più costose linguette, in genere inserite in fori diametrali e quindi sollecitate da una forza tagliente perpendicolare al loro asse (fig. 32), ma talvolta anche forzate longitudinalmente fra albero e mozzo (ed in questo caso possono anche essere coniche, per un

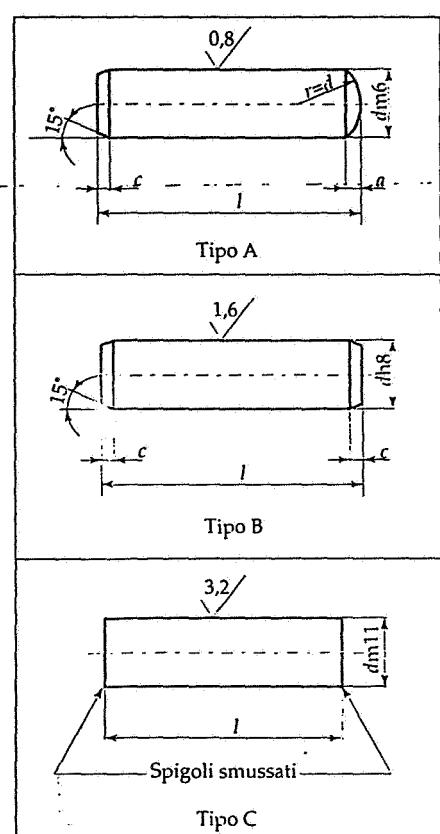


Fig. 29. Spine cilindriche UNI EN 22338, non temprate.

ferenzia tali elementi, con una maggiore attenzione al posizionamento ed agli accoppiamenti per le spine: ad esempio nella figura 30, il perno è tenuto in posizione grazie a due spine leggermente forzate in fori diametrali. Le tabelle VII ed VIII riassumono, per un possibile confronto le dimensioni rispettivamente dei perni e delle spine cilindriche. Nell'unificazione si troveranno quindi definiti sia perni che spine: limitan-

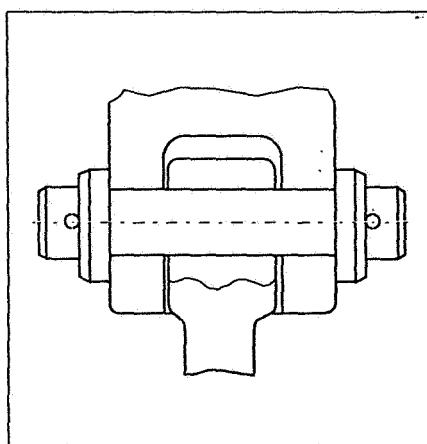


Fig. 30. Articolazione con perno tipo UNI EN 22340 -B - 14 x 60 x 4 , tenuto in posizione con due spine tipo UNI EN 22338- B - 4x18.

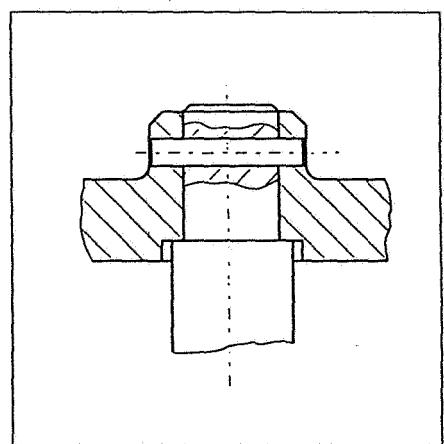


Fig. 31. Spine cilindriche come collegamento contro spostamenti sia di traslazione che di rotazione

| d_{h11} | d_{h13} | c max. | l_{min} | l_{14} |
|-----------|-----------|--------|-----------|---------------|
| 3 | 0,8 | 1 | 1,6 | $6 \div 30$ |
| 4 | 1 | 1 | 2,2 | $8 \div 40$ |
| 5 | 1,2 | 2 | 2,9 | $10 \div 50$ |
| 6 | 1,6 | 2 | 3,2 | $12 \div 60$ |
| 8 | 2 | 2 | 3,5 | $16 \div 80$ |
| 10 | 3,2 | 2 | 4,5 | $20 \div 100$ |
| 12 | 3,2 | 3 | 5,5 | $24 \div 120$ |
| 14 | 4 | 3 | 6 | $28 \div 140$ |
| 16 | 4 | 3 | 6 | $32 \div 160$ |
| 18 | 5 | 3 | 7 | $35 \div 180$ |
| 20 | 5 | 4 | 8 | 40 min |
| 22 | 5 | 4 | 8 | 45 " |
| 24 | 6,3 | 4 | 9 | 50 " |
| 27 | 6,3 | 4 | 9 | 55 " |
| 30 | 8 | 4 | 10 | 60 " |
| 33 | 8 | 4 | 10 | 65 " |
| 36 | 8 | 4 | 10 | 70 " |
| 40 | 8 | 4 | 10 | 75 " |
| 45 | 10 | 4 | 12 | 90 " |
| 50 | 10 | 4 | 12 | 100 " |
| 55 | 10 | 6 | 14 | 120 " |
| 60 | 10 | 6 | 14 | 120 " |
| 70 | 13 | 6 | 16 | 140 " |
| 80 | 13 | 6 | 16 | 160 " |
| 90 | 13 | 6 | 16 | 180 " |
| 100 | 13 | 6 | 16 | 200 " |

Lunghezze unificate: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 120; 140; 160; 180; 200; poi con incrementi di 20 in 20 mm.

Tab. VII. Perni senza testa (tipo fig. 28).

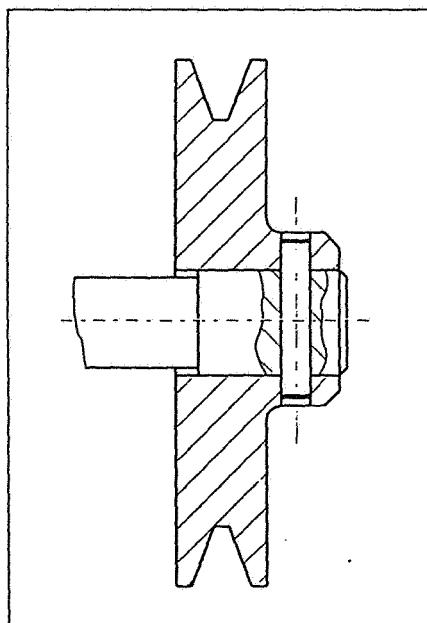


Fig. 32. Spina cilindrica usata per trasmissione del moto rotatorio, sollecitata a taglio trasversalmente.

| d | a | c | l_{14} |
|-----|------|------|---------------|
| 0,6 | 0,08 | 0,12 | $2 \div 6$ |
| 0,8 | 0,1 | 0,16 | $2 \div 8$ |
| 1 | 0,12 | 0,2 | $4 \div 10$ |
| 1,2 | 0,16 | 0,25 | $4 \div 12$ |
| 1,5 | 0,2 | 0,3 | $4 \div 16$ |
| 2 | 0,25 | 0,35 | $6 \div 20$ |
| 2,5 | 0,3 | 0,4 | $6 \div 24$ |
| 3 | 0,4 | 0,5 | $8 \div 30$ |
| 4 | 0,5 | 0,63 | $8 \div 40$ |
| 5 | 0,63 | 0,8 | $10 \div 50$ |
| 6 | 0,8 | 1,2 | $12 \div 60$ |
| 8 | 1 | 1,6 | $14 \div 85$ |
| 10 | 1,2 | 2 | $18 \div 100$ |
| 12 | 1,6 | 2,5 | $22 \div 140$ |
| 16 | 2 | 3 | $24 \div 180$ |
| 20 | 2,5 | 3,5 | 35 min |
| 25 | 3 | 4 | 50 " |
| 30 | 4 | 5 | 60 " |
| 40 | 5 | 6,3 | 80 " |
| 50 | 6,3 | 8 | 95 " |

Lunghezze l unificate: 2; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 120; 140; 160; 180; 200; poi con incrementi di 20 in 20 mm.

Tab. VIII. Spine cilindriche, non temprate, (tipo fig. 29).

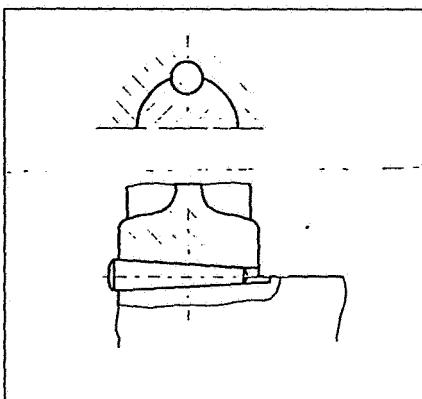


Fig. 33. Spine coniche per la trasmissione del moto, con forzamento longitudinale.

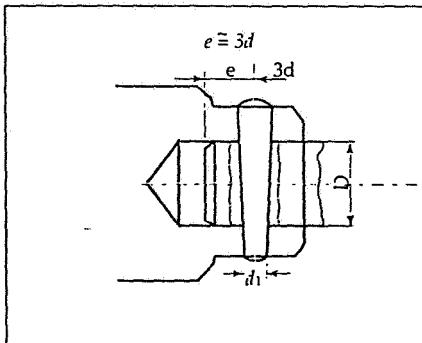


Fig. 34. Collegamento con spina conica e dimensioni caratteristiche di questa, secondo la UNI EN 22339.

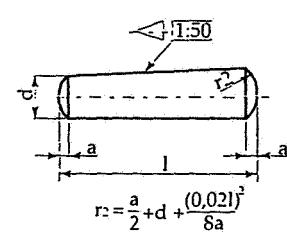
miglior forzamento, come fossero chiavette a sezione circolare) (fig. 33). Le spine coniche, con conicità 1:50, sono definite dal loro diametro minore, corrispondente al diametro di foratura delle loro sedi (successivamente alesate con alesatore conico) (fig. 34 e tab. IX).

Sia le spine coniche sia quelle cilindriche devono essere inserite all'estremità per una lunghezza almeno pari

| d_{h10} | a | c | nom. l |
|-----------|------|------|-------------|
| 0,6 | 0,08 | 0,12 | 4÷8 |
| 0,8 | 0,1 | 0,16 | 5÷12 |
| 1 | 0,12 | 0,2 | 6÷16 |
| 1,2 | 0,16 | 0,25 | 6÷20 |
| 1,5 | 0,2 | 0,3 | 8÷24 |
| 2 | 0,25 | 0,35 | 10÷40 |
| 2,5 | 0,3 | 0,4 | 10÷40 |
| 3 | 0,4 | 0,5 | 12÷45 |
| 4 | 0,5 | 0,63 | 14÷55 |
| 5 | 0,63 | 0,8 | 18÷60 |
| 6 | 0,8 | 1,2 | 22÷90 |
| 8 | 1 | 1,6 | 22÷120 |
| 10 | 1,2 | 2 | 26÷160 |
| 12 | 1,6 | 2,5 | 30÷180 |
| 16 | 2 | 3 | 40 min. |
| 20 | 2,5 | 3,5 | 45 " |
| 25 | 3 | 4 | 50 " |
| 30 | 4 | 5 | 55 " |
| 40 | 5 | 6,3 | 60 " |
| 50 | 6,3 | 8 | 65 " |

Lunghezze l unificate: 2; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 120; 140; 160; 180; 200; poi con incrementi di 20 in 20 mm.

Tab. IX. Spine coniche, con riferimento alla figura 34. Designazione del tipo Spina UNI EN 22339 dxl. Possono presentarsi in due esecuzioni: A) rettificate, con rugosità 0,8 e B) tornite, con rugosità 3,2.



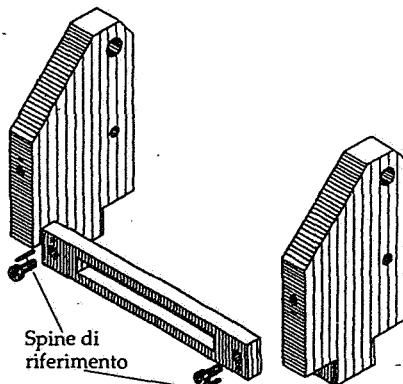


Fig. 35. Posizionamento di una piastra con 2 spine di riferimento.

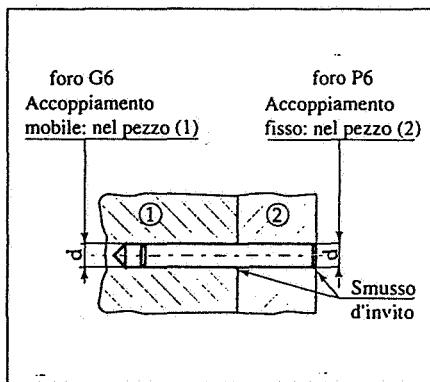


Fig. 36. Considerando la spina come base, le tolleranze delle sedi sono scelte in modo da realizzare un accoppiamento forzato in un pezzo e scorrevole preciso nell'altro.

al loro diametro e possibilmente non devono avere gioco nelle sedi, soprattutto nelle zone corrispondenti ai piani di separazione fra le parti collegate. La precisione dell'accoppiamento con la sede deve essere particolarmente curata per le spine di riferimento, così dette perché assicurano il posizionamento reciproco dei particolari collegati.

Ad esempio in figura 35 le due piastre collegate con viti non hanno una posizione esattamente prefissata, a causa dei giochi fra fori passanti e gambo delle viti, a meno che non si ricorra alle due spine di centraggio.

Le spine con questa funzione sono lavorate con precisione (rettificate) e vengono forzate nel foro praticato in uno dei pezzi, mentre si inseriranno con accoppiamento scorrevole preciso nel foro corrispondente nell'altro pezzo (fig. 36).

Le spine coniche in funzione di riferimento verranno usate inserendole nei fori praticati nei due pezzi accostati, sfruttando quindi l'effetto di allineamento da esse indotto man mano che vengono spinte nei fori (fig. 37).

A causa della precisione dell'accoppiamento le spine di riferimento possono dare origine al curioso fenomeno di una sovrassollecitazione provocata dalla elevata compressione dell'aria contenuta nel foro di alloggiamento quando questo sia cieco: per evitare ciò, oltre a praticare un foro di sfogo (cosa non sempre possibile), nelle spi-

ne di riferimento destinate a fori ciechi si effettua una leggera spianatura lungo una generatrice in modo da consentire la fuoriuscita dell'aria durante l'inserimento della spina nel foro (fig. 38).

Nelle spine può anche essere praticato un foro filettato assiale per facilitarne l'estrazione dalla sede.

Rimane comunque sempre consigliabile praticare fori passanti ogni volta che sia possibile ed anche evitare fori troppo lunghi rispetto al diametro. Le dimensioni di spine di riferimento sono indicate nelle tabelle X e XI.

Si hanno spine coniche munite di codolo filettato, che consente una più facile estrazione, per azione del dado contro la zona circostante il foro di in-

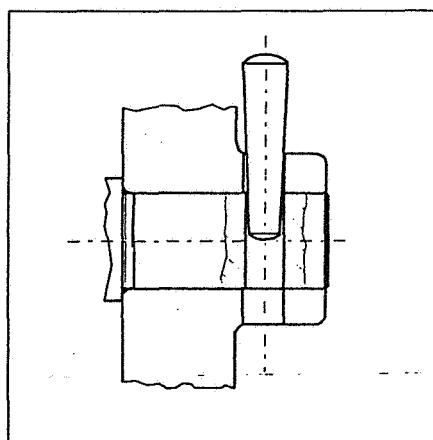


Fig. 37. La spina conica ha un'azione autocentrante.

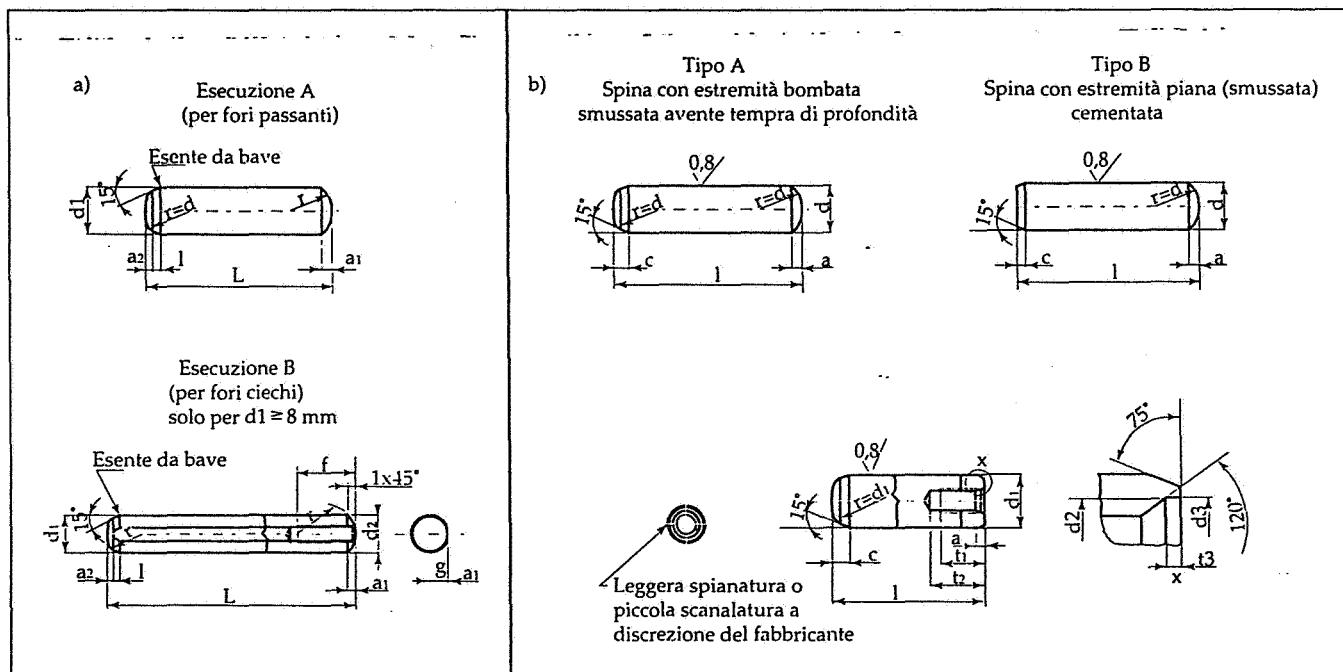


Fig. 38. a) spine di riferimento secondo la UNI 6364, ora soppressa: il tipo per fori ciechi ha una spianatura longitudinale ed un foro filettato assiale per l'estrazione, b) spine temprate secondo le norme UNI EN 28734 e 28735 (con foro filettato assiale).

| d m 6 | a = | c | r ₁ | | l l _s 14 |
|----------|--------|-----|----------------|-----|------------------------|
| | | | min | max | |
| 1 | 0,12 | 0,5 | — | — | 3 ÷ 10 |
| 1,5 | 0,2 | 0,6 | 0,2 | 0,6 | 4 ÷ 16 |
| 2 | 0,25 | 0,8 | 0,2 | 0,6 | 5 ÷ 20 |
| 2,5 | 0,3 | 1 | 0,3 | 0,7 | 6 ÷ 24 |
| 3 | 0,4 | 1,2 | 0,3 | 0,8 | 8 ÷ 30 |
| 4 | 0,5 | 1,4 | 0,4 | 0,9 | 10 ÷ 40 |
| 5 | 0,63 | 1,7 | 0,4 | 1 | 12 ÷ 50 |
| 6 | 0,8 | 2,1 | 0,4 | 1,1 | 14 ÷ 60 |
| 8 | 1 | 2,6 | 0,5 | 1,3 | 18 ÷ 80 |
| 10 | 1,2 | 3 | 0,6 | 1,4 | 22 min |
| 12 | 1,6 | 3,8 | 0,6 | 1,6 | 26 " |
| 16 | 2 | 4,6 | 0,8 | 1,8 | 40 " |
| 20 | 2,5 | 6 | 0,8 | 2 | 50 " |

Lunghezze l unificate: 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 35; 50; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; poi con incrementi di 20 in 20 mm.

Tab. X. Spine cilindriche temprate tipo UNI EN 28734.

serimento della spina (fig. 39): esiste una serie di spine con lunghezza costante del tratto filettato ed una con lunghezza costante del tratto conico al variare della lunghezza complessiva della spina (tab. XII).

Altri tipi di spine coniche presentano la conicità convergente verso il codolo filettato, che ne consente la trazione attraverso i fori in cui sono inserite, sia per un miglior bloccaggio, sia per regolazione, ad esempio per ricupero di giochi. Una particolare applicazione di spine di questo tipo si ha ad esempio nel montaggio delle pedivelle delle biciclette (fig. 40).

Impiegate come collegamenti per piccoli sforzi, ma soprattutto come dispositivi di arresto sono le copiglie, in parte già viste parlando di dispositivi anti svitamento, dove sono trattate insieme ai dadi ad intagli di cui impediscono la rotazione rispetto alla vite. Esse sono costituite da un filo a sezione semicircolare, ripiegato in modo che le due sezioni affacciate configuri-

| d h 8 | a = | l l _s 14 |
|----------|--------|------------------------|
| 0,6 | 0,08 | 4 ÷ 8 |
| 0,8 | 0,1 | 5 ÷ 12 |
| 1 | 0,12 | 6 ÷ 16 |
| 1,2 | 0,16 | 6 ÷ 20 |
| 1,5 | 0,2 | 8 ÷ 25 |
| 2 | 0,25 | 10 ÷ 35 |
| 2,5 | 0,3 | 10 ÷ 35 |
| 3 | 0,4 | 12 ÷ 45 |
| 4 | 0,5 | 14 ÷ 55 |
| 5 | 0,63 | 20 ÷ 60 |
| 6 | 0,8 | 25 ÷ 90 |
| 8 | 1 | 25 ÷ 130 |
| 10 | 1,2 | 30 ÷ 160 |
| 12 | 1,6 | 35 ÷ 180 |
| 16 | 2 | 40 ÷ 200 |
| 20 | 2,5 | 45 ÷ 200 |
| 25 | 3 | 50 ÷ 200 |
| 30 | 4 | 55 ÷ 200 |
| 40 | 5 | 60 ÷ 200 |
| 50 | 6,3 | 65 ÷ 200 |

Lunghezze unificate: 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 90; 100; 110; 120; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 90; 200.

Tab. XI. Spine coniche temprate, di riferimento, tipo UNI 7283. (designazione tipo Spina dxl UNI 7283).

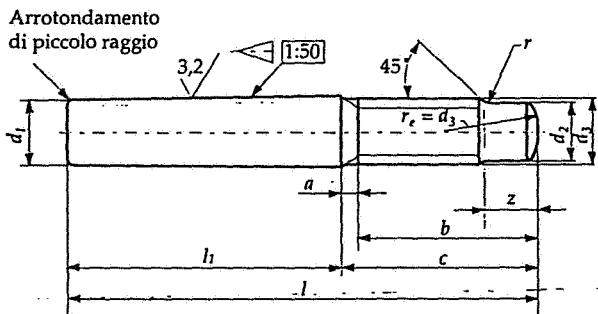


Fig. 39. Spine coniche con codolo filettato; per ogni diametro nominale al variare della lunghezza totale l il tipo UNI 7283 mantiene costante la lunghezza della parte conica, mentre il tipo UNI EN 28737 il codolo filettato.

| d h 8 | b | c | d ₂ h 8 g | d ₃ | z | a | l ₁ | l l _s 14 |
|----------|----|------|-------------------------|----------------|------|------|----------------|------------------------|
| 5 | 14 | 16 | M 5 | 3,5 | 1,25 | 2,4 | 25 | 40 ÷ 50 |
| 6 | 18 | 20,5 | M 6 | 4 | 1,5 | 3 | 30 | 45 ÷ 60 |
| 8 | 22 | 25 | M 8 | 5,5 | 2 | 4 | 40 | 55 ÷ 75 |
| 10 | 24 | 27,5 | M 10 | 7 | 2,5 | 4,5 | 45 | 65 ÷ 100 |
| 12 | 27 | 31 | M 12 | 8,5 | 3 | 5,3 | 55 | 85 ÷ 140 |
| 16 | 35 | 40 | M 16 | 12 | 4 | 6 | 72 | 100 ÷ 160 |
| 20 | 35 | 40 | M 16 | 12 | 4 | 6 | 85 | 120 ÷ 190 |
| 25 | 40 | 46 | M 20 | 15 | 5 | 7,5 | 100 | 140 ÷ 250 |
| 30 | 46 | 53 | M 24 | 18 | 6 | 9 | 110 | 160 ÷ 280 |
| 40 | 58 | 66 | M 30 | 23 | 7 | 10,5 | 130 | 190 ÷ 320 |
| 50 | 70 | 80 | M 36 | 28 | 9 | 12 | 150 | 220 ÷ 360 |

Lunghezze unificate: 40; 45; 50; 55; 60; 65; 75; 85; 100; 120; 140; 160; 190; 220; 250; 280; 320; 360.

Tab. XII. Spine coniche con codolo filettato, con riferimento alla figura 39.

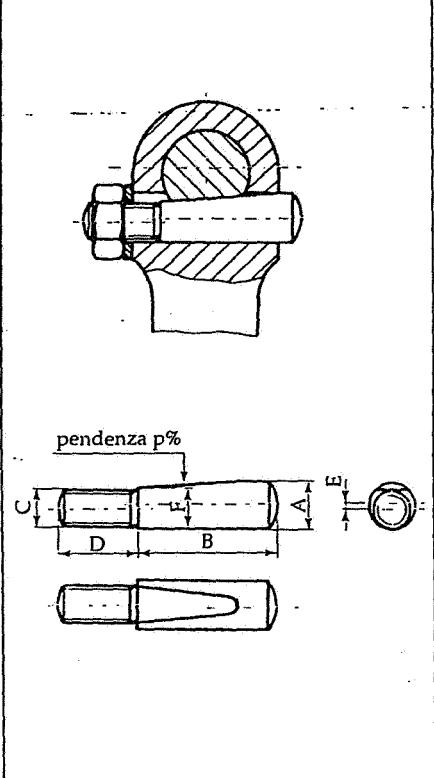


Fig. 40. Chiavetta conica con spianatura, tipo Velo, per montaggio di pedaliera.

no un cerchio (fig. 41): il doppio gambo così ottenuto presenta una parte sporgente rispetto all'altra, così da facilitare il divaricamento delle due parti, divaricamento che, se viene effettuato dopo che la copiglia è stata inserita in un foro, ne impedisce lo sfilamento. La maggiore sporgenza del tratto lungo rispetto a quello corto distingue le copiglie di tipo B da quelle di tipo A previste dall'unificazione (fig. 42 e tab. XII).

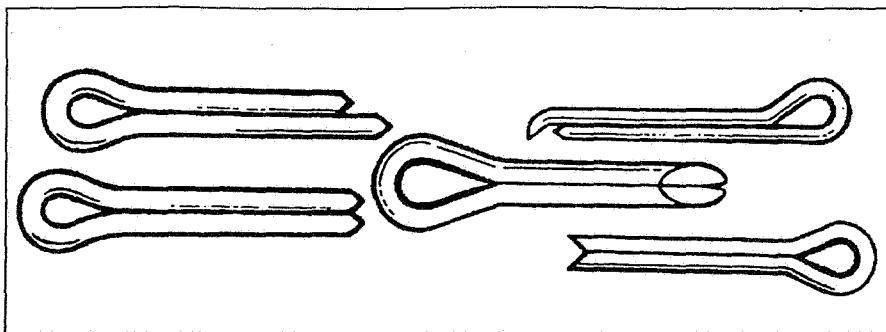


Fig. 41. Vari tipi di copiglie.

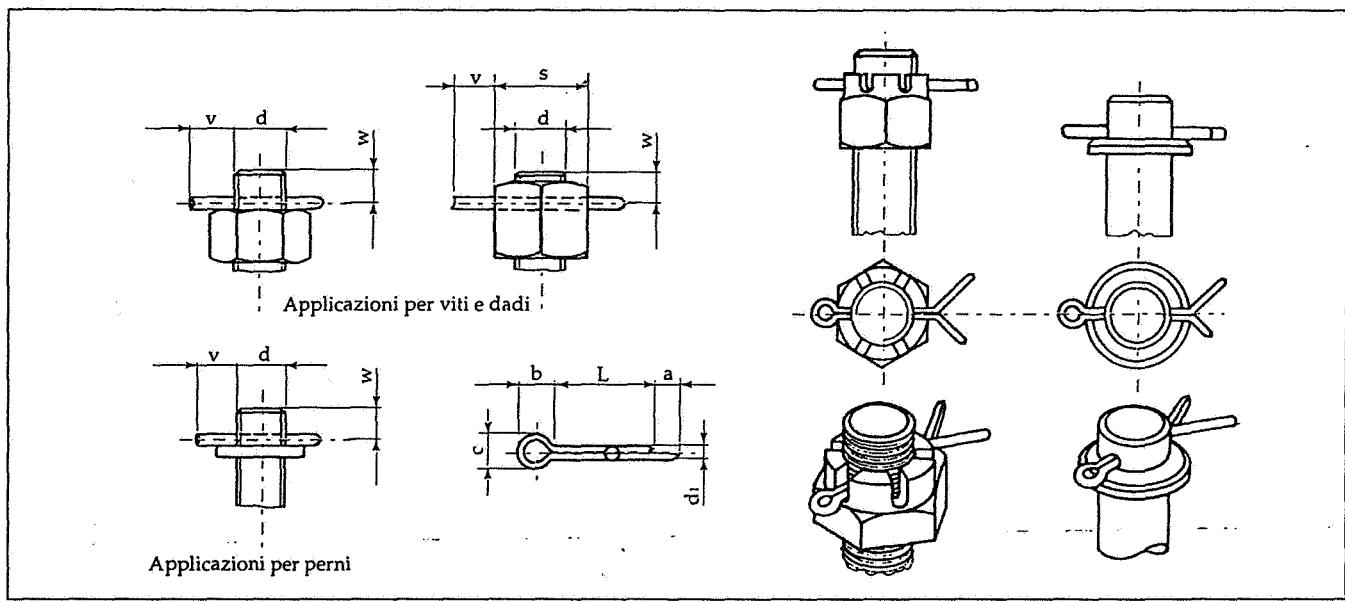


Fig. 42. Copiglia unificata ed applicazioni.

| D (diametro foro passante) | L | d ₁ | a max | b | c |
|-------------------------------|----------|----------------|----------|------|-------------|
| 0,6 | 4 ÷ 12 | 0,4 ÷ 0,5 | 1,6 | 2 | 0,9 ÷ 1 |
| 0,8 | 5 ÷ 16 | 0,6 ÷ 0,7 | 1,6 | 2,4 | 1,2 ÷ 1,4 |
| 1 | 6 ÷ 20 | 0,8 ÷ 0,9 | 1,6 | 3 | 1,6 ÷ 1,8 |
| 1,2 | 8 ÷ 25 | 0,9 ÷ 1 | 2,5 | 3 | 1,7 ÷ 2 |
| 1,6 | 8 ÷ 32 | 1,3 ÷ 1,4 | 2,5 | 3,2 | 2,4 ÷ 2,8 |
| 2 | 10 ÷ 40 | 1,7 ÷ 1,8 | 2,5 | 4 | 3,2 ÷ 3,6 |
| 2,5 | 12 ÷ 50 | 2,1 ÷ 2,3 | 2,5 | 5 | 4 ÷ 4,6 |
| 3,2 | 14 ÷ 63 | 2,7 ÷ 2,9 | 3,2 | 6,4 | 5,1 ÷ 5,8 |
| 4 | 18 ÷ 80 | 3,5 ÷ 3,7 | 4 | 8 | 6,5 ÷ 7,4 |
| 5 | 22 ÷ 100 | 4,4 ÷ 4,6 | 4 | 10 | 8 ÷ 9,2 |
| 6,3 | 32 ÷ 125 | 5,7 ÷ 5,9 | 4 | 12,6 | 10,3 ÷ 11,8 |
| 8 | 40 ÷ 160 | 7,3 ÷ 7,5 | 4 | 16 | 13,1 ÷ 15 |
| 10 | 45 ÷ 200 | 9,3 ÷ 9,5 | 6,3 | 20 | 16,6 ÷ 19 |

Serie lunghezze L = 4 - 5 - 6 - 8 - 10 - 12 - 14 - 16 - 18 - 20 - 22 - 25 - 28 - 32 - 36 - 40 - 45 - 50 - 56 - 63 - 71 - 80 - 90 - 100 - 112 - 125 - 140 - 160 - 180 - 200 - 224 - 250 - 280.

- La lunghezza delle copiglie deve essere della misura immediatamente superiore alla somma d + v (per dadi a intagli: s + v).

| APPLICAZIONI SU VITI E DADI | | | APPLICAZIONI SU PERNI | | | |
|-----------------------------|--------|----|-----------------------|-------|--------|----|
| d | | v | w min | d | | v |
| oltre | fino a | | | oltre | fino a | |
| - | 2,5 | 3 | - | - | 2 | 3 |
| 2,5 | 3,5 | 2 | 2 | 2 | 3 | 4 |
| 3,5 | 4,5 | 4 | 2,3 | 3 | 4 | 4 |
| 4,5 | 5,5 | 5 | 2,6 | 4 | 5 | 5 |
| 5,5 | 7 | 7 | 3,25 | 5 | 6 | 6 |
| 7 | 9 | 9 | 4 | 6 | 8 | 6 |
| 9 | 11 | 11 | 5 | 8 | 9 | 8 |
| 11 | 12 | 12 | 6 | 9 | 12 | 8 |
| 12 | 14 | 14 | 6,5 | 12 | 17 | 10 |
| 14 | 16 | 16 | 7 | 17 | 23 | 10 |
| 16 | 20 | 20 | 8 | 23 | 29 | 12 |
| 20 | 22 | 22 | 9 | 29 | 44 | 14 |
| 22 | 27 | 27 | 10 | 44 | 69 | 16 |
| 27 | 33 | 33 | 11,5 | | | |
| 33 | 39 | 39 | 12,5 | | | |
| 39 | 45 | 45 | 15 | | | |
| 45 | 56 | 56 | 16 | | | |
| 56 | 60 | 60 | 18,5 | | | |
| 60 | 68 | 68 | 19,5 | | | |
| 68 | 80 | 80 | 19,5 | | | |

Tab. XIII. Dimensioni di copiglie, con riferimento alla figura 42. Designazione tipo Copiglia BD x L UNI 1336, indicando anche il materiale.

La copiglia di figura 43, a divaricazione elastica, funziona come arresto o sicurezza, con inserzione della parte diritta in un foro, ed è spesso collegata ai pezzi per non andar perduta, così come le spine d'arresto, non unificate, di figura 44.

Le spine elastiche, costruite in acciaio per molle, sono di diversi tipi (fig. 45), unificati e non, che si basano tutti sul principio di avere una spina che in condizioni libere ha un diametro leggermente maggiore di quello del foro in cui deve essere inserita. Quando la spina si trova forzata nel foro reagisce con una spinta elastica radiale che ne assicura il buon ancoraggio, in grado

di assorbire vibrazioni senza allentarsi. Un ulteriore vantaggio è dato dal fatto che, proprio a seguito della loro deformabilità elastica, queste spine non richiedono una lavorazione accurata dei fori, che possono essere eseguiti direttamente con una punta elicoidale senza ulteriori rifiniture.

I tipi più comuni di spine elastiche sono le spine tagliate, (fig. 46, 47, 48 e tab. XIV) costituite da un elemento tubolare tagliato longitudinalmente, in modo da consentire la deformazione della sezione a C così ottenuta, le spine a spirale, (fig. 49 e tab. XV), formate da un foglio di lamierino avvolto a formare un cilindro deformabile, e le

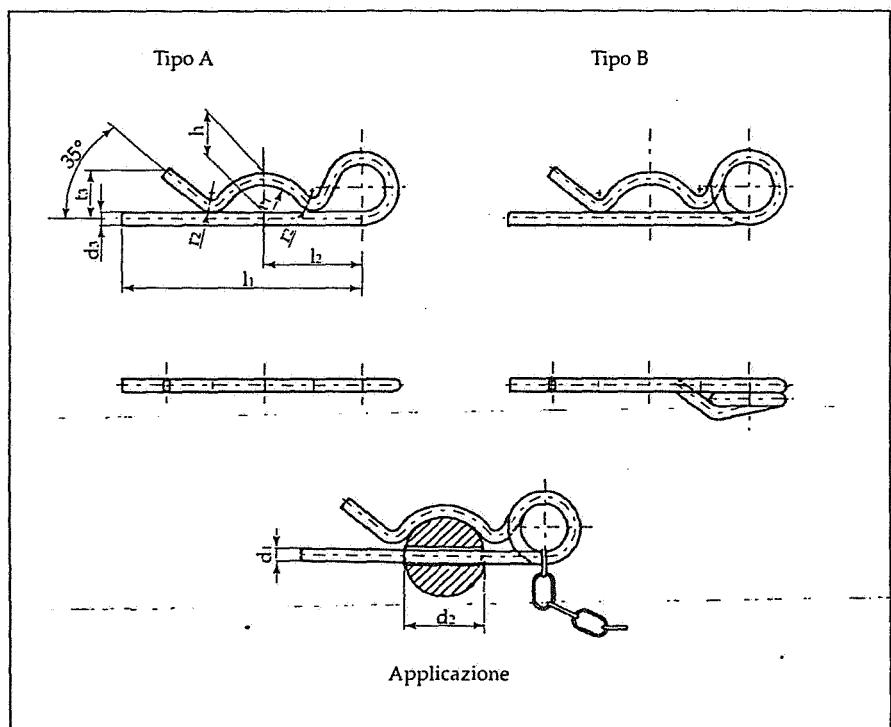


Fig. 43. Copiglia elastica d'arresto, con riferimento alla UNI 8833.

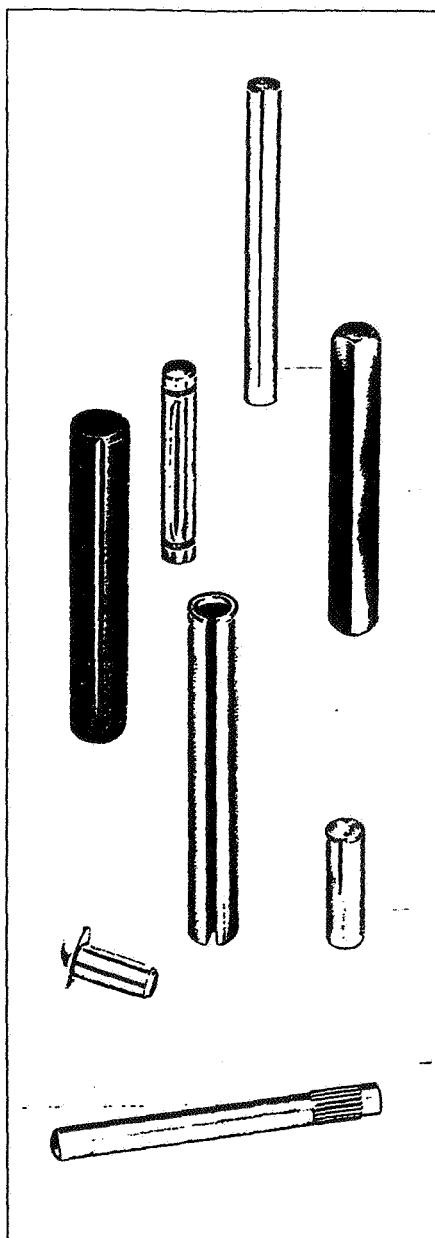


Fig. 45. Spine elastiche di vario tipo.

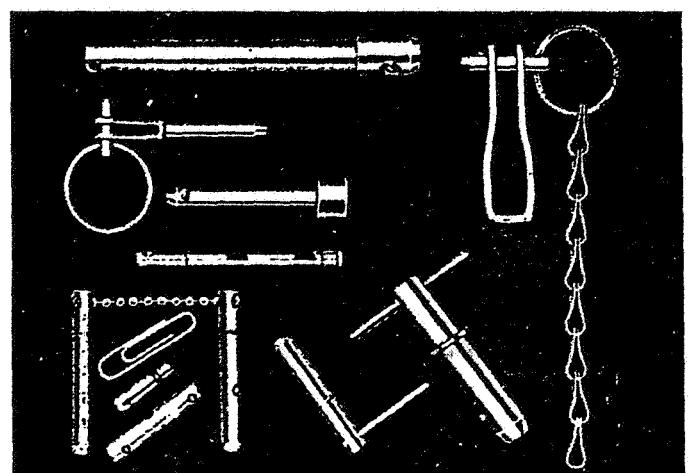


Fig. 44. Alcune spine d'arresto non unificate.

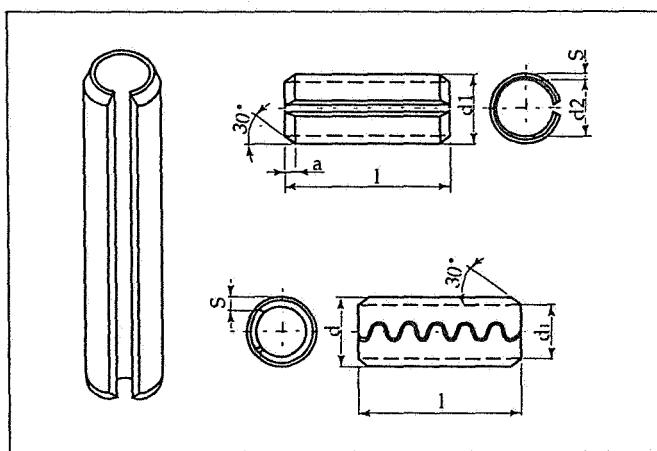


Fig. 46. Spine elastiche tagliate: il tipo con intaglio ondulato non è unificato.

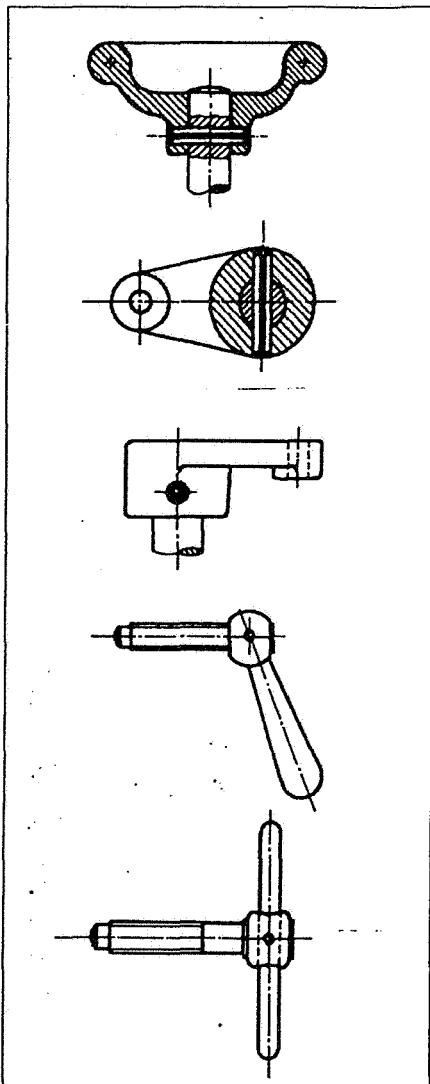


Fig. 47. Il tipo di applicazioni delle spine elastiche è analogo a quello delle comuni spine cilindriche, ma si ha una maggior semplicità e rapidità di montaggio.

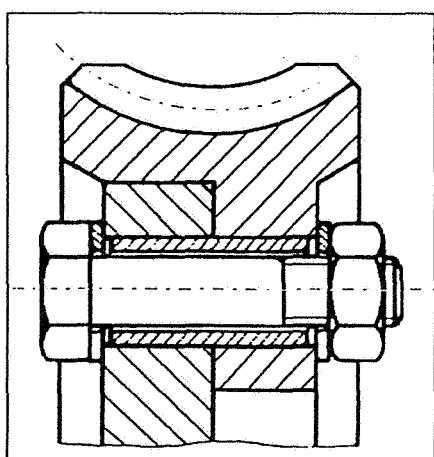


Fig. 48. Una particolare applicazione di una spina elastica tagliata: è in questo caso utilizzata come bussola coassiale ad una vite per assorbire eventuali sforzi di taglio perpendicolari all'asse.

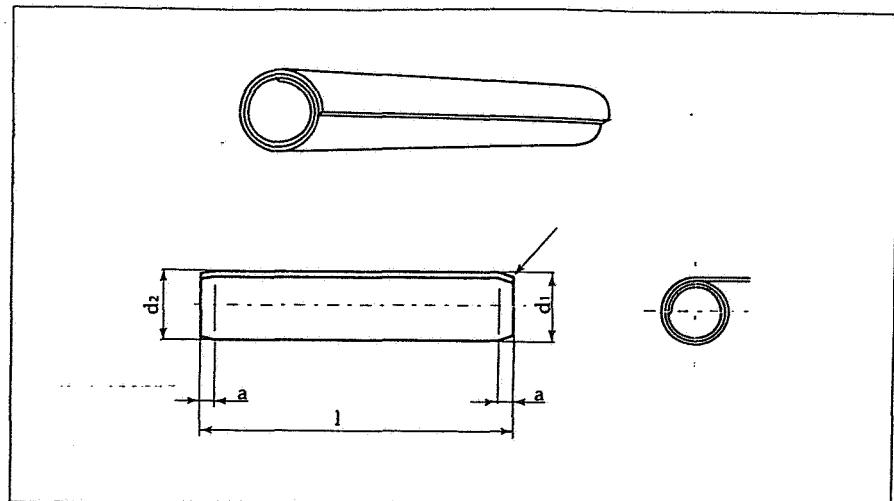


Fig. 49. Spine elastiche a spirale.

| d nom. | d_1 | d_2 | s | a | d vite pass. | Lunghezza nom. I |
|-------------|-------|-------|------|------|----------------------|---------------------|
| 2 | 2,3 | 1,9 | 0,2 | 0,35 | - | 4 ÷ 30 |
| 2,5 | 2,8 | 2,3 | 0,25 | 0,45 | - | 4 ÷ 30 |
| 3 | 3,3 | 2,7 | 0,3 | 0,5 | - | 4 ÷ 40 |
| 3,5 | 3,8 | 3,1 | 0,35 | 0,6 | - | 4 ÷ 40 |
| 4 | 4,4 | 3,4 | 0,5 | 0,7 | - | 4 ÷ 50 |
| 4,5 | 4,8 | 3,8 | 0,5 | 0,8 | 3 | 4 ÷ 50 |
| 5 | 5,4 | 4,4 | 0,75 | 1,6 | - | 5 ÷ 80 |
| 6 | 6,4 | 4,9 | 0,75 | 1,6 | 4 | 10 ÷ 100 |
| 8 | 8,5 | 7 | 1 | 2 | 6 | 10 ÷ 120 |
| 10 | 10,5 | 8,5 | 1 | 2 | - | 10 ÷ 160 |
| 12 | 12,5 | 10,5 | 10,5 | 2 | - | 10 ÷ 180 |
| 14 | 14,5 | 11,5 | 1,5 | 2 | - | 10 ÷ 180 |
| 16 | 16,5 | 13,5 | 1,5 | 2 | 12 | 10 ÷ 200 |
| 18 | 18,5 | 15 | 1,75 | 2 | 14 | 10 ÷ 200 |
| 20 | 20,5 | 16,5 | 2 | 2 | - | 10 ÷ 200 |
| 21 | 21,5 | 17,5 | 2 | 2 | 16 | 14 ÷ 200 |
| 25 | 25,5 | 21,5 | 2 | 3 | 20 | 14 ÷ 200 |
| 28 | 28,5 | 23,5 | 2,5 | 3 | 22 | 14 ÷ 200 |
| 30 | 30,5 | 25,5 | 2,5 | 3 | 24 | 14 ÷ 200 |
| 32 | 32,5 | 27,5 | 2,5 | 3 | - | 20 ÷ 200 |
| 35 | 35,5 | 28,5 | 3,5 | 3 | 27 | 20 ÷ 200 |
| 38 | 38,5 | 30,5 | 4 | 4 | - | 20 ÷ 200 |
| 40 | 40,5 | 32,5 | 4 | 4 | 30 | 20 ÷ 200 |
| 45 | 45,5 | 37,5 | 4 | 4 | 36 | 20 ÷ 200 |
| 50 | 50,5 | 40,5 | 5 | 4 | 39 | 20 ÷ 200 |

Lunghezze unificate: 4 - 5 - 6 - 8 - 10 - 12 - (14) - 16 - (18) - 20 - (22) - 24 - 26 - (28) - (30) - 32 - (36) - 40 - (45) - 50 - (55) - 60 - (65) - 70 - (75) - 80 - (85) - 90 - (95) - 100 - 120 - 140 - 160 - 180 - 200.
 Tolleranza su d_1 : + 0,1/0 fino a 2,8, + 0,2/0 fino a 5,4, + 0,3/0 fino a 16,5, + 0,4/0 da 18 in poi.

Tab. XIV. Spine elastiche tagliate (tipo leggero UNI 6874).

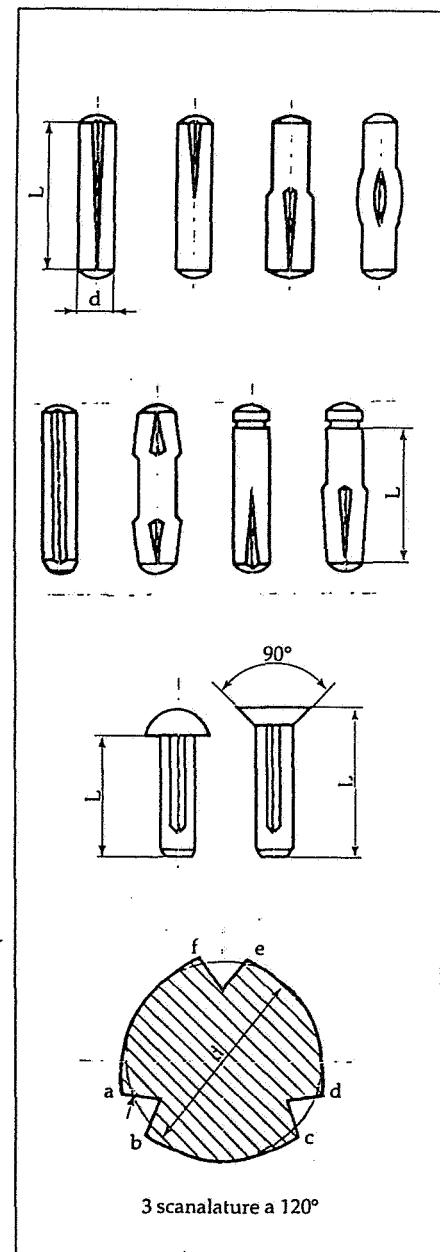


Fig. 50. Tipi di spine elastiche con intagli in diverse posizioni.

spine ad intagli. Queste ultime, unificate di recente, sono realizzate praticando sul corpo cilindrico dei solchi longitudinali per deformazione, senza asportazione di materiale (fig. 50):

la sezione trasversale in corrispondenza dei solchi, a seguito del riflusso del materiale si scosta dalla forma circolare, assumendone una lobata, che, forzata in un foro circolare, reagisce con forze elastiche radiali. I solchi possono essere estesi a tutta la lunghezza della spine o limitati a determinate parti, consentendo diverse possibilità di forzamento (fig. 52). Sullo stesso principio sono basati dei chiodini per metallo che, per collegamenti di scarsa importanza, possono sostituire le viti, più costose.

Ci si limita, nella tabella XVI, all'indicazione delle dimensioni delle spine unificate di figura 51.

| nom. | d_1 Prima del montaggio | d_2 Prima del montaggio | a = | s | Resistenza minima al taglio doppio KN | I _s 14 |
|------|---------------------------------|---------------------------------|--------|------|--|-------------------|
| | | max. | | | | |
| 0,8 | 0,85 ÷ 0,91 | 0,75 | 0,3 | 0,07 | 0,4 | 4 ÷ 16 |
| 1 | 1,05 ÷ 1,15 | 0,95 | 0,3 | 0,08 | 0,6 | 4 ÷ 16 |
| 1,2 | 1,25 ÷ 1,35 | 1,15 | 0,4 | 0,1 | 0,9 | 4 ÷ 16 |
| 1,5 | 1,62 ÷ 1,73 | 1,4 | 0,5 | 0,13 | 1,45 | 4 ÷ 24 |
| 2 | 2,13 ÷ 2,25 | 1,9 | 0,7 | 0,17 | 2,5 | 4 ÷ 40 |
| 2,5 | 2,65 ÷ 2,78 | 2,4 | 0,7 | 0,21 | 3,9 | 5 ÷ 45 |
| 3 | 3,15 ÷ 3,3 | 2,9 | 0,9 | 0,25 | 5,5 | 6 ÷ 50 |
| 3,5 | 3,67 ÷ 3,84 | 3,4 | 1 | 0,29 | 7,5 | 6 ÷ 50 |
| 4 | 4,2 ÷ 4,4 | 3,9 | 1,1 | 0,33 | 9,6 | 8 ÷ 60 |
| 5 | 5,25 ÷ 5,5 | 4,85 | 1,3 | 0,42 | 15 | 10 ÷ 60 |
| 6 | 6,25 ÷ 6,5 | 5,85 | 1,5 | 0,5 | 22 | 12 ÷ 75 |
| 8 | 8,3 ÷ 8,63 | 7,8 | 2 | 0,67 | 39 | 16 ÷ 120 |
| 10 | 10,35 ÷ 10,8 | 9,75 | 2,5 | 0,84 | 62 | 20 ÷ 120 |
| 12 | 12,4 ÷ 12,85 | 11,7 | 3 | 1 | 89 | 24 ÷ 160 |
| 14 | 14,45 ÷ 14,95 | 13,6 | 3,5 | 1,2 | 120 | 28 ÷ 200 |
| 16 | 16,45 ÷ 17 | 15,6 | 4 | 1,3 | 155 | 32 min |
| 20 | 20,4 ÷ 21,1 | 19,6 | 4,5 | 1,7 | 250 | 45 min |

Lunghezze/unificate: 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 120; 140; 160; 180; 200; poi con aumenti di 20 mm.

Tab. XV. Spine elastiche a spirale (tipo medio UNI EN 28750).

| nom. | toll. | d_1 | c_1 = | c_2 | a | Resistenza minima al taglio doppio, kN | Diametro di rifollamento, d_2 (indicativo per spine in acciaio) | I _s 14 |
|------|-------|-------|------------|-------|-------|---|---|-------------------|
| | | | | | | | | |
| 1,5 | | 0,12 | 0,6 | 0,2 | 1,6 | 1,60 | 8 ÷ 20 | |
| 2 | | 0,18 | 0,8 | 0,25 | 2,84 | 2,15 | 8 ÷ 30 | |
| 2,5 | | 0,25 | 1 | 0,3 | 4,4 | 2,65 | 10 ÷ 30 | |
| 3 | | 0,3 | 1,2 | 0,4 | 6,4 | 3,20 | 10 ÷ 40 | |
| 4 | | 0,4 | 1,4 | 0,5 | 11,3 | 4,25 | 10 ÷ 60 | |
| 5 | | 0,5 | 1,7 | 0,63 | 17,6 | 5,25 | 14 ÷ 60 | |
| 6 | | 0,6 | 2,1 | 0,8 | 25,4 | 6,30 | 14 ÷ 80 | |
| 8 | | 0,8 | 2,6 | 1 | 45,2 | 8,30 | 14 min. | |
| 10 | h 9 | 1 | 3 | 1,2 | 70,4 | 10,35 | 14 " | |
| 12 | | 1,2 | 3,8 | 1,6 | 101,8 | 12,35 | 16 " | |
| 16 | | 1,6 | 4,6 | 2 | 181 | 16,40 | 20 " | |
| 20 | | 2 | 6 | 2,5 | 283 | 20,50 | 24 " | |
| 25 | | 2,5 | 7,5 | 3 | 444 | 25,50 | 24 " | |

Lunghezze I unificate: 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 120; 140; 160; 180; 200.

Tolleranze su d_1 : h9 fino a 3, poi h11.

N.B. Le spine tipo a hanno campo di lunghezza limitata a 100 m.

Tab. XVI. Spine elastiche ad intagli di figura 51.

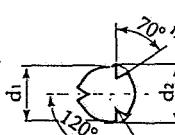
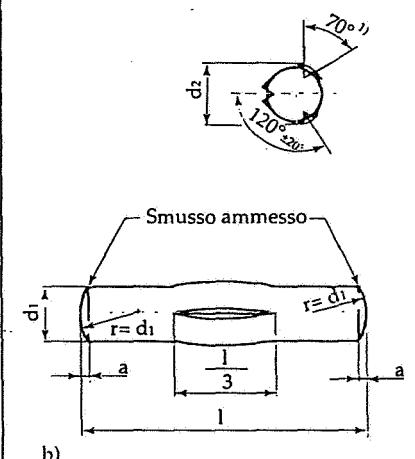
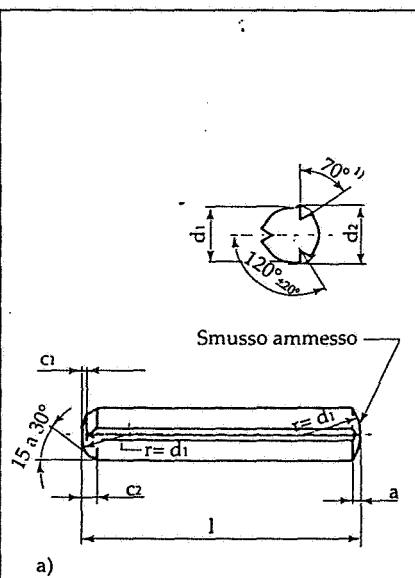



Fig. 51. Alcune spine elastiche ad intagli e loro dimensioni caratteristiche: a, con intagli su tutta la lunghezza (tipo UNI EN 28740); b, con intagli nella parte centrale (tipo UNI EN 28741).

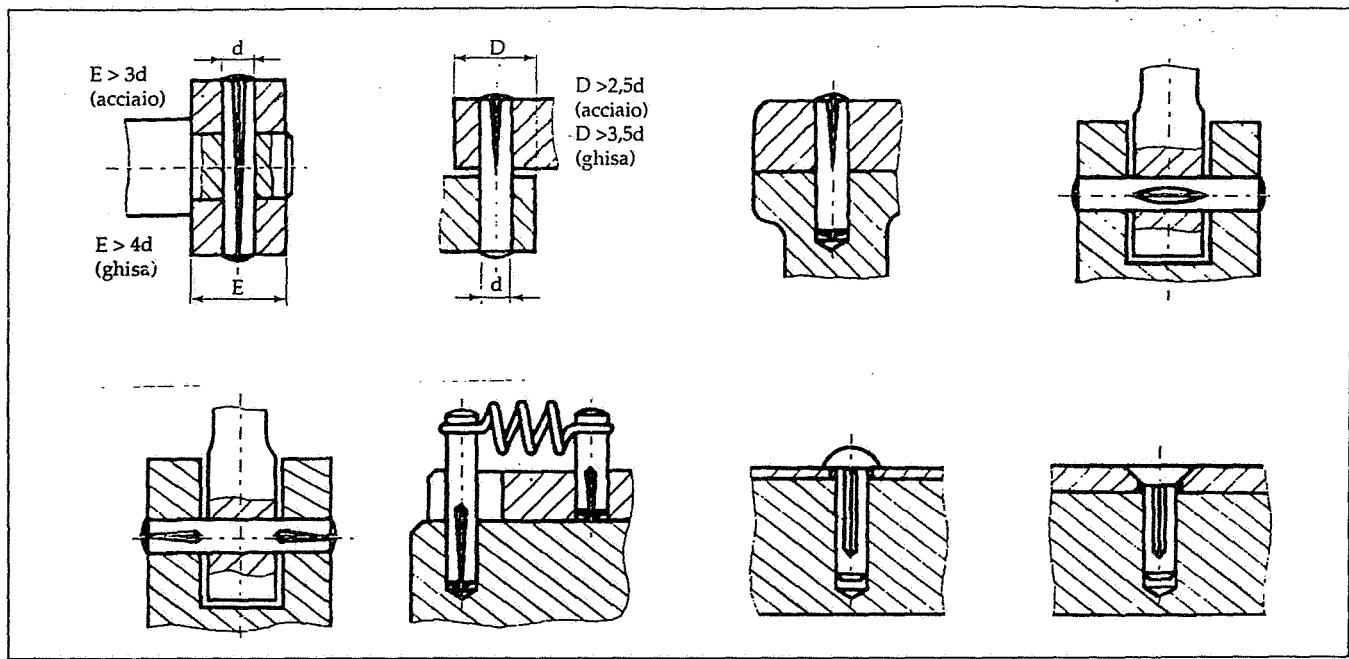


Fig. 52. Esempi di applicazione di spine ad intagli.

4

ACCOPIAMENTI SCANALATI

Alberi troppo piccoli o che dovessero trasmettere elevati momenti torcenti non sarebbero collegabili al mozzo con semplici lingue: le cave infatti indebolirebbero troppo l'albero, per eccessiva profondità rispetto al diametro nel primo caso, e per numero troppo alto di lingue occorrenti per ripartire il carico nel secondo.

Si usano allora gli alberi scanalati: essi possono essere considerati come alberi recanti un certo numero di lingue di pezzo con essi, per cui la parte sporgente viene utilizzata per trasmettere forza e movimento a corri-

spondenti scanalature praticate nel mozzo, mentre tutto il nucleo centrale dell'albero viene utilizzato per sopportare il momento torcente (fig. 53). L'elemento albero, viene anche definito *scanalato esterno* ed il mozzo *scanalato interno*.

Le sporgenze degli scanalati possono avere in sezione diversi profili: l'unificazione considera *scanalature a fianchi paralleli*

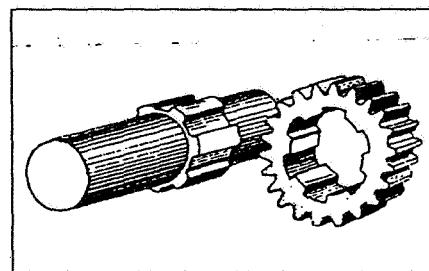


Fig. 53. Accoppiamento scanalato.

chi paralleli e *scanalature ad evolvente* (figg. 54 e 55).

Gli scanalati a fianchi paralleli, precedentemente chiamati a denti diritti ed unificati in diversi tipi, sono formati da un certo numero di sporgenze (sull'albero) e di cave (nel mozzo) longitudinali diritte, a sezione rettangolare. L'accoppiamento viene centrato sulla superficie interna, il cui diametro d è l'elemento per la definizione dell'accoppiamento (fig. 56 e tab. XVII).

In precedenza erano previsti scanalati con centraggio sui fianchi (fig. 57 e tab. XVIII) ed anche con centraggio sul diametro esterno; si distinguevano anche scanalati ad appoggio medio, ampio o stretto, a seconda del numero di scanalature presenti a parità di diametri interno ed esterno che costituivano quindi la superficie d'appoggio per la spinta circonferenziale. Tanto più am-

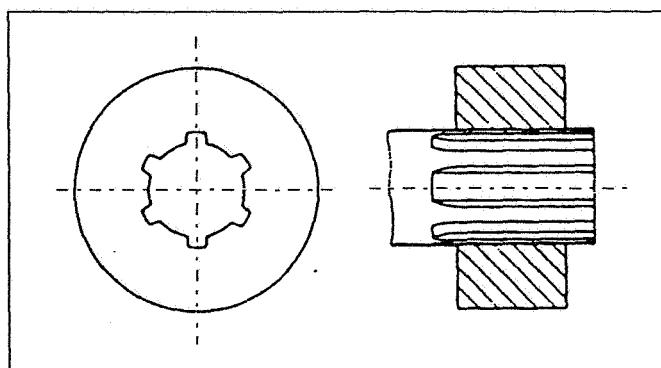


Fig. 54. Albero e mozzo con scanalature a fianchi paralleli.

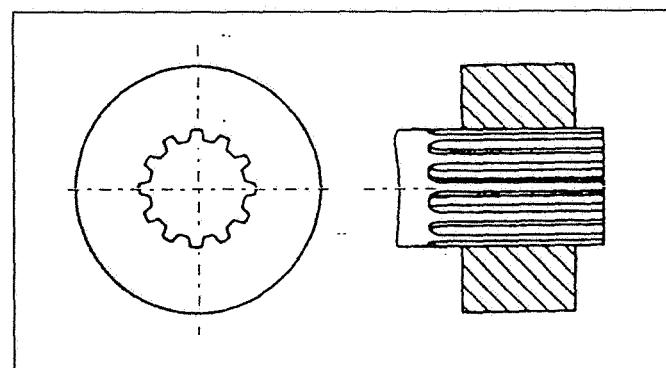


Fig. 55. Albero e mozzo con scanalature con profilo ad evolvente.

| d | Serie LEGGERA | | Serie MEDIA | |
|-----|----------------|----|----------------|-----|
| | NxdxD | B | NxdxD | B |
| 11 | - | - | 6 x 11 x 14 | 3 |
| 13 | - | - | 6 x 13 x 16 | 3.5 |
| 16 | - | - | 6 x 16 x 20 | 4 |
| 18 | - | - | 6 x 18 x 22 | 5 |
| 21 | - | - | 6 x 21 x 25 | 5 |
| 23 | 6 x 23 x 26 | 6 | 6 x 23 x 28 | 6 |
| 26 | 6 x 26 x 30 | 6 | 6 x 26 x 32 | 6 |
| 28 | 6 x 28 x 32 | 7 | 6 x 28 x 34 | 7 |
| 32 | 8 x 32 x 36 | 6 | 8 x 32 x 38 | 6 |
| 36 | 8 x 36 x 40 | 7 | 8 x 36 x 42 | 7 |
| 42 | 8 x 42 x 46 | 8 | 8 x 42 x 48 | 8 |
| 46 | 8 x 46 x 50 | 9 | 8 x 46 x 54 | 9 |
| 52 | 8 x 52 x 58 | 10 | 8 x 52 x 60 | 10 |
| 56 | 8 x 56 x 62 | 10 | 8 x 56 x 65 | 10 |
| 62 | 8 x 62 x 68 | 12 | 8 x 62 x 72 | 12 |
| 72 | 10 x 72 x 78 | 12 | 10 x 72 x 82 | 12 |
| 82 | 10 x 82 x 88 | 12 | 10 x 82 x 92 | 12 |
| 92 | 10 x 92 x 98 | 14 | 10 x 92 x 102 | 14 |
| 102 | 10 x 102 x 108 | 16 | 10 x 102 x 112 | 16 |
| 112 | 10 x 112 x 120 | 18 | 10 x 112 x 125 | 18 |

Tolleranze di simmetria sulla dimensione B corrispondenti a IT7, con riferimento all'asse del cilindro di diametro d.

Designazione

Si indicano nell'ordine i valori N x d x D della tabella, in cui N è il numero di scanalature. Nella designazione si usano le seguenti sigle: albero scorrevole = S

albero scorrevole sotto carico = SC

albero fisso = F

mozzo trattato dopo broccatura = T

mozzo non trattato dopo broccatura = NT

Esempi

ALBERO con 8 denti sul diametro interno d = 62 e con diametro esterno D = 68, montato scorrevole sotto carico: Albero UNI 8953 - 8 x 62 x 68 SC

MOZZO con 8 scanalature sul diametro interno d = 62 e con diametro di fondo scanalature D = 68, non trattato dopo broccatura: Mozzo UNI 8953 - 8 x 62 x 68 NT

ACCOPPIAMENTO tra l'albero e il mozzo precedenti: Albero/mozzo UNI 8953 - 8 x 62 x 68 SC/NT

Tab. XVII. Scanalati a fianchi paralleli (riferimento alla figura 56 ed alla norma UNI 8953).

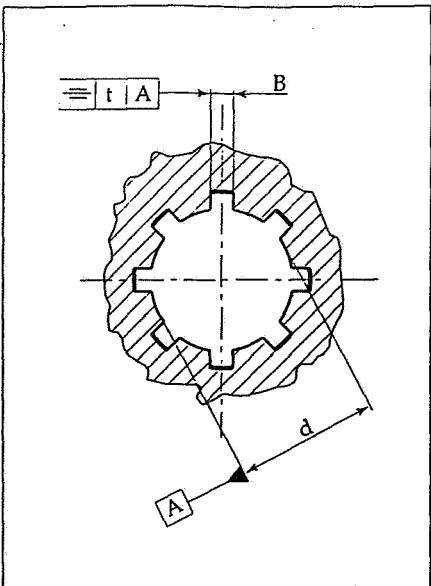


Fig. 56. Accoppiamento scanalato a fianchi paralleli e centraggio sul diametro interno: sezione con le dimensioni caratteristiche.

pia è tale superficie e minore è la pressione a parità di momento torcente trasmesso, per cui un'ampia superficie d'appoggio può consentire anche uno scorrimento longitudinale dell'accoppiamento contemporaneamente alla trasmissione del moto rotatorio, caratteristica questa richiesta in molti accoppiamenti scanalati.

Gli scanalati con fianchi ad evolvente, realizzano un ottimo centraggio sui fianchi stessi, consentendo alte velocità di rotazione: sono costruiti in modo analogo alle dentature per ingranaggi e risultano pertanto di esecuzione più economica rispetto ai precedenti, che richiedono lavorazioni di fresatura con fresa di forma. Le scana-

lature nei mozzi in genere vengono ottenute per broccatura (vedi cap. 8). L'affinità dei profili degli scanalati ad evolvente con quelli delle dentature porta a definizioni analoghe a queste ultime, per cui si rimanda allo specifico capitolo per ciò che riguarda diametro primitivo, modulo, passo, ecc. con riferimento alla norma UNI ISO 4156: in figura 58 gli elementi caratterizzanti il profilo sono perciò soltanto indicati, senza ulteriori definizioni. Si indica inoltre la distinzione fra fondo *raccordato* o *piatto*, a seconda che il raccordo fra i fianchi delle scanalature avvenga con un unico raggio di raccordo o con un tratto con due raccordi d'estremità; viene inoltre evidenziata in figura 59 la differenza fra i vari profili al variare dei tre valori unificati dell'angolo di pressione α , che individua la direzione in cui agisce la forza scambiata fra scanalatura interna ed esterna, normale al profilo.

Nella tabella XIX, sono raccolti a titolo esemplificativo, i profili al variare del modulo (e quindi del passo) per scanalati con $\alpha = 30^\circ$ (nella norma sono indicati i dati geometrici e di tolleranza per numero di denti fra 6 e 100).

Rappresentazione degli scanalati

In considerazione del largo impiego di scanalati nelle costruzioni meccaniche e delle difficoltà di un loro disegno completo, la normativa internazionale ha stabilito delle regole semplificate di designazione e rappresentazione (norma UNI EN ISO 6413). Naturalmente è sempre possibile una rappresentazione completa, come nel-

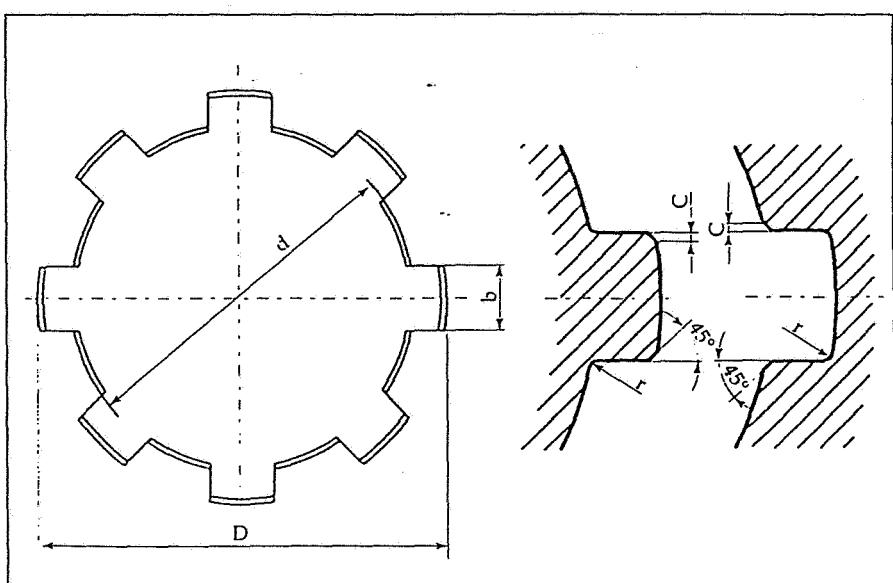


Fig. 57. Accoppiamento scanalato con centraggio sui fianchi secondo la precedente unificazione UNI.

| SERIE CON APPOGGIO MEDIO Tabella UNI 222 | | | | SERIE CON APPOGGIO AMPIO Tabella UNI 223 | | | |
|---|---------|---------|----------------------|---|---------|----------------------|--------------|
| d mm | D mm | b mm | z num. scanal. | D mm | b mm | z num. scanal. | c, r = mm |
| 11 | 14 | 3 | 6 | | | | |
| 13 | 16 | 3,5 | 6 | | | | |
| 16 | 20 | 4 | 6 | 20 | 2,5 | 10 | |
| 18 | 22 | 5 | 6 | 23 | 3 | 10 | |
| 21 | 25 | 5 | 6 | 26 | 3 | 10 | 0,2 |
| 23 | 28 | 6 | 6 | 29 | 4 | 10 | |
| 26 | 32 | 6 | 6 | 32 | 4 | 10 | |
| 28 | 34 | 7 | 6 | 35 | 4 | 10 | |
| 32 | 38 | 6 | 8 | 40 | 5 | 10 | 0,3 |
| 36 | 42 | 7 | 8 | 45 | 5 | 10 | |
| 42 | 48 | 8 | 8 | 52 | 6 | 10 | |
| 46 | 54 | 9 | 8 | 56 | 7 | 10 | |
| 52 | 60 | 10 | 8 | 60 | 5 | 16 | |
| 56 | 65 | 10 | 8 | 65 | 5 | 16 | |
| 62 | 72 | 12 | 8 | 72 | 6 | 16 | |
| 72 | 82 | 12 | 10 | 82 | 7 | 16 | 0,5 |
| 82 | 92 | 12 | 10 | 92 | 6 | 20 | |
| 92 | 102 | 14 | 10 | 102 | 7 | 20 | |
| 102 | 112 | 16 | 10 | 115 | 8 | 20 | |
| 112 | 125 | 18 | 10 | 125 | 9 | 20 | |

Tab. XVIII. Scanalati a centraggio sui fianchi di vecchia unificazione UNI.

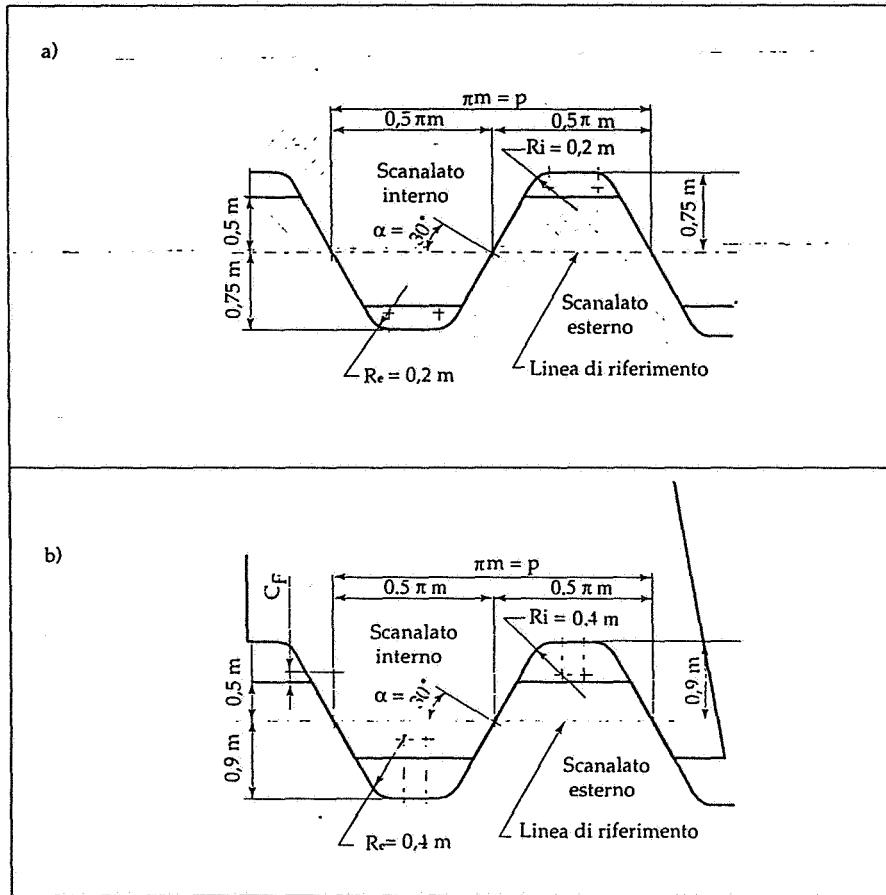


Fig. 58. Elementi caratteristici del profilo scanalato ad evolvente UNI ISO 4156: a) con fondo piatto, $\alpha = 30^\circ$, $m = da\ 0,5 a\ 10$; b) con fondo raccordato, $\alpha = 30^\circ$, $m = da\ 0,5 a\ 10$.

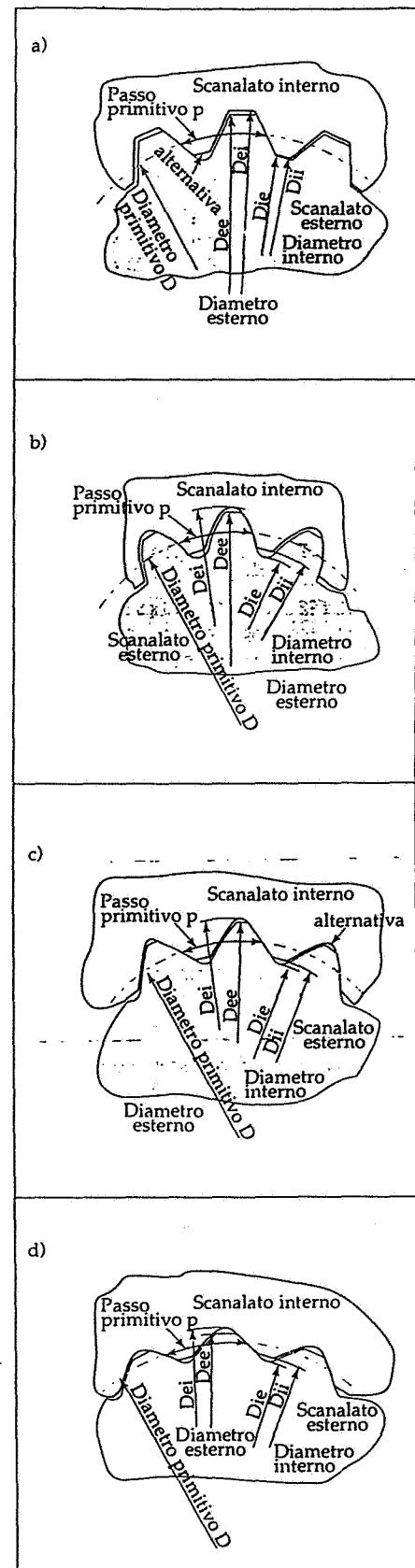


Fig. 59. Profili scanalati UNI ISO 4156:
a) con fondo piatto, $\alpha = 30^\circ$, $m = da\ 0,5 a\ 10$;
b) con fondo raccordato, $\alpha = 30^\circ$, $m = da\ 0,5 a\ 10$;
c) a fondo raccordato, $\alpha = 37,5^\circ$, $m = da\ 0,5 a\ 10$;
d) a fondo raccordato, $\alpha = 45^\circ$, $m = da\ 0,25 a\ 2,5$.

| Dentatura $\alpha = 30^\circ$ | Modulo m | Passo primitivo p |
|----------------------------------|---------------|---------------------------|
| | 10 | 31,416 |
| | 8 | 25,133 |
| | 6 | 18,850 |
| | 5 | 15,708 |
| | 4 | 12,566 |
| | 3 | 9,425 |
| | 2,5 | 7,854 |
| | 2 | 6,283 |
| | 1,75 | 5,498 |
| | 1,5 | 4,712 |
| | 1,25 | 3,927 |
| | 1 | 3,142 |
| | 0,75 | 2,356 |
| | 0,5 | 1,571 |
| | 0,25 | 0,785 |

Tab. XIX. Scanalati con fianchi ad evolvente.

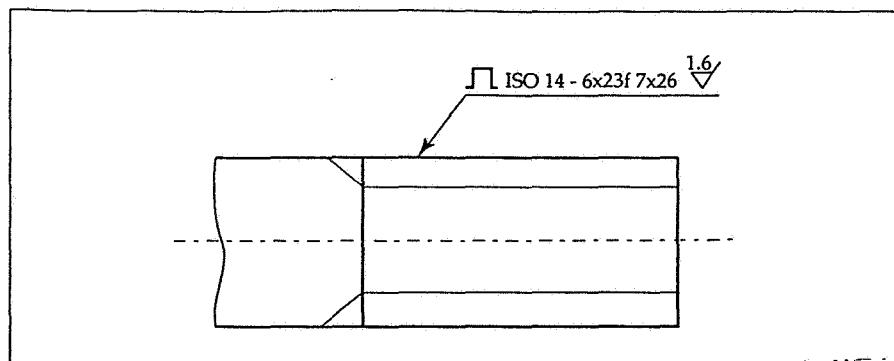


Fig. 60. Disegno semplificato ed indicazione completa di uno scanalato a fianchi, rettilinei. L'indicazione della rugosità si riferisce alla superficie dei fianchi.

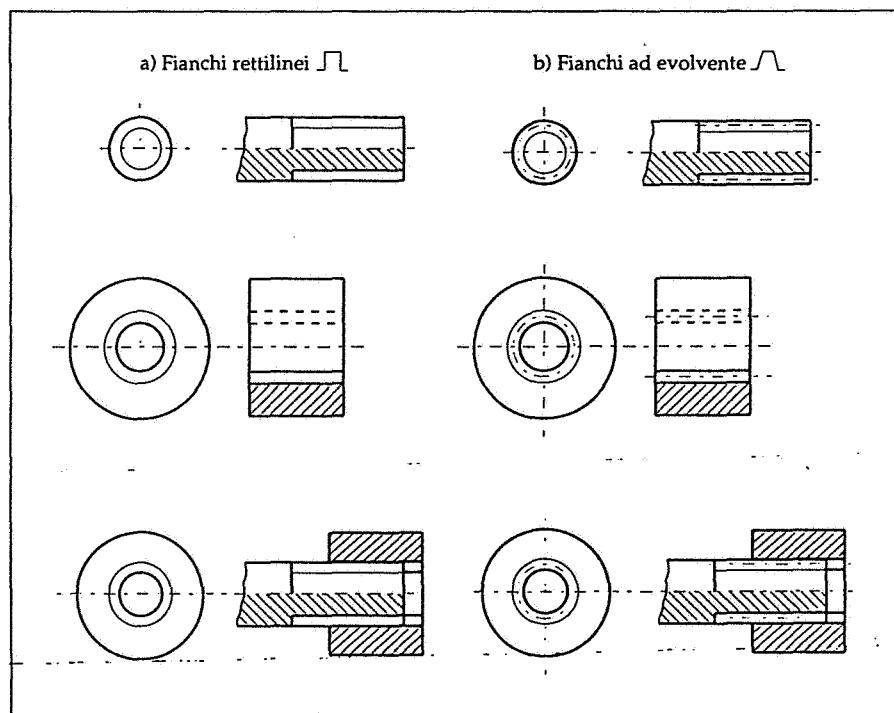


Fig. 61. Esempi di rappresentazione semplificata, dei vari tipi di accoppiamenti scanalati.

le figure 54 e 55, ma in genere sarà utilizzata la rappresentazione semplificata. In ogni caso l'elemento di accoppiamento scanalato, albero o mozzo, è indicato con il simbolo grafico caratterizzante il tipo di scanalatura, seguito dal riferimento alla norma e dalle dimensioni caratteristiche, integrate con eventuali tolleranze e finiture superficiali, il tutto collegato all'elemento con la consueta linea di richiamo (fig. 60).

Per la rappresentazione semplificata (fig. 61), si opera in analogia con le filettature e le dentature: si disegna cioè il pezzo (albero o mozzo) come se non ci fossero scanalature, e vengono poi indicati il fondo delle scanalature con linea continua fine (tipo B) se in vista, con linea continua grossa (tipo A) se in sezione; la superficie primitiva delle scanalature ad evolvente è rappresentata con linea mista fine (tipo G). Come nelle filettature una linea grossa (perpendicolarmente all'asse) indica la fine del tratto utile di scanalatura: con una linea, obliqua o curva, si rappresenta eventualmente il tratto di disimpegno dell'utensile (fig. 62).

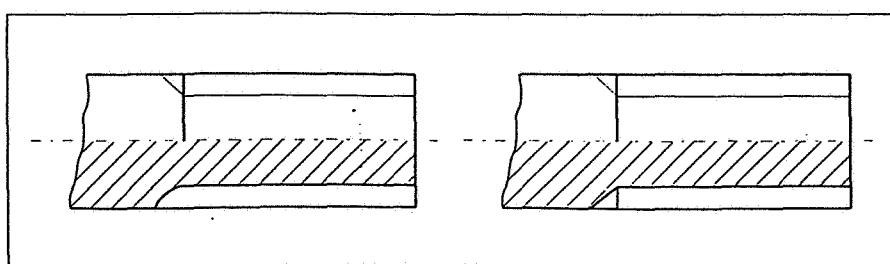


Fig. 62. Indicazione, facoltativa, del tratto di disimpegno utensile a fine scanalatura.

Nel caso del disegno di due elementi accoppiati, l'albero è sempre disegnato sovrapposto al mozzo nel disegno longitudinale, viceversa in quello frontale. Nelle sezioni si rappresentano sempre gli scanalati, indipendentemente dal numero effettivo delle scanalature, come se fossero sezionate due scanalature diametralmente opposte. Uno o due denti, rappresentati con linea continua grossa, potranno essere posti in evidenza nel caso in cui si dovesse indicare una posizione precisa rispetto ad un riferimento (fig. 63). È anche possibile designare un accoppiamento in forma sintetica con un'indicazione unica, come in figura 64.

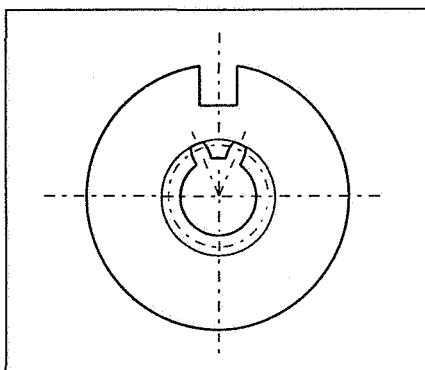


Fig. 63. Alcune scanalature devono essere disegnate quando se ne voglia precisare la posizione rispetto ad altri elementi.

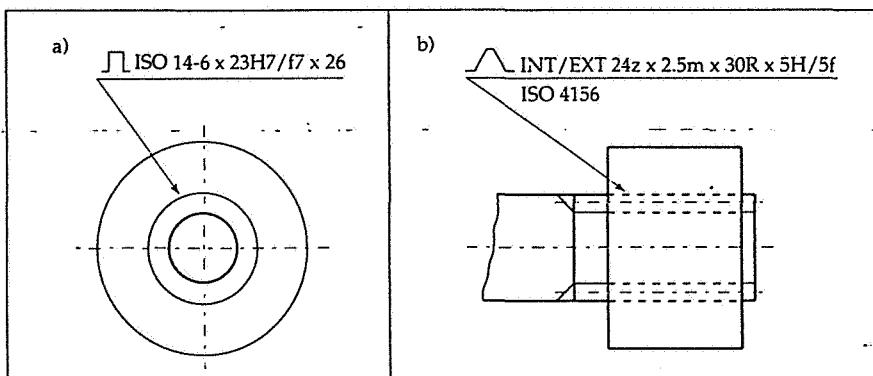


Fig. 64. Indicazione sintetica di accoppiamenti scanalati, in vista frontale e longitudinale.

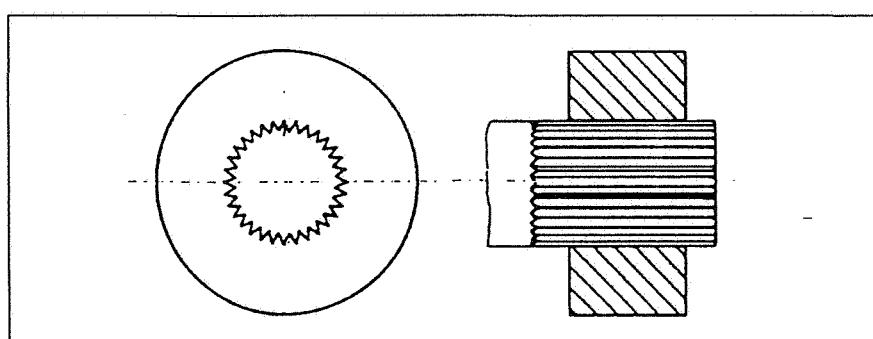


Fig. 65. Albero striato, con fini rilievi longitudinali a sezione triangolare.

ALTRI COLLEGAMENTI

Simili alle scanalature sono le dentature assiali (alberi striati o millerighe) costituite da un gran numero di rilievi a sezione triangolare (fig. 65): in genere l'accoppiamento è però forzato, con l'inserzione dell'albero dentato in un foro liscio, con deformazione essenzialmente elastica di quest'ultimo.

La rappresentazione semplificata è uguale a quella degli scanalati ad evolvente.

Un metodo analogo per ottenere il forzamento di un'estremità di un albero in un foro liscio, sfruttando la deformazione elastica degli elementi accoppiabili, utilizza le **zigrinature**, in genere parallele (fig. 66).

Un forzamento in senso circonferenziale che consente un accoppiamento discretamente stabile fra alberi e mozzi, non soggetti a momenti torcenti elevati, è realizzabile con manicotti elasticici (fig. 67).

Sempre per realizzare collegamenti per forzamento, ma smontabili, si fa uso di bussole coniche rese elastiche da intagli longitudinali, forzate ad

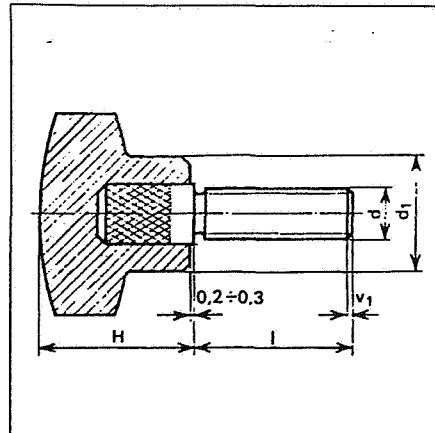


Fig. 66. Estremità di perno con zigrinatura spinata, in funzione di accoppiamento forzato.

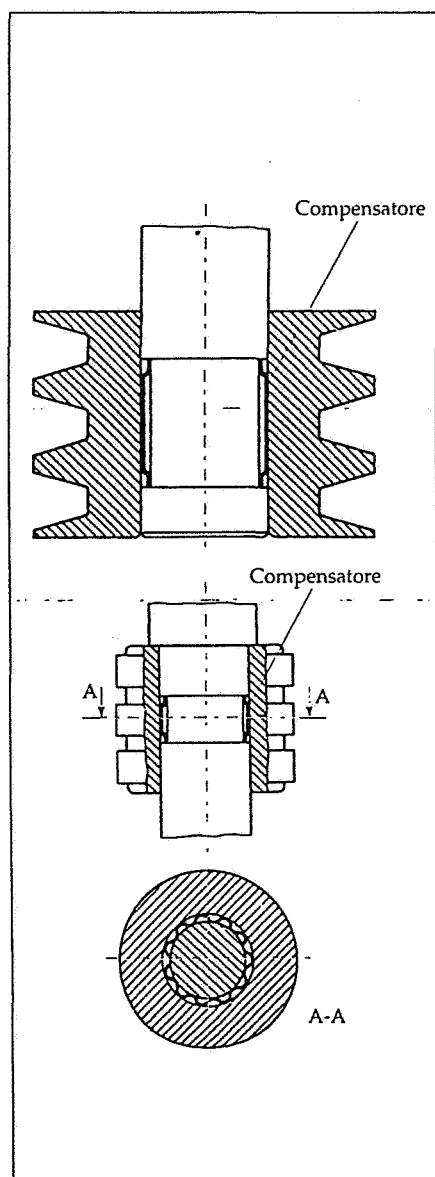


Fig. 67. Manicotto compensatore: la deformazione della superficie laterale, costretta fra albero e mozzo, genera una forza sufficiente ad assicurare il collegamento.

CHIAVETTE TRASVERSALI

Un bloccaggio contro la traslazione e la rotazione reciproca di due pezzi è ottenibile con le chiavette trasversali, o biette, aventi la forma di figura 71, inserite in scanalature normali all'asse dei pezzi.

Si tratta di collegamenti rigidi, di costo elevato a causa dei precisi aggiustamenti richiesti, efficiente particolarmente in senso assiale, non adatti in presenza di forti momenti torcenti.

Nel collegare due pezzi, la chiavetta, che ha un lato con inclinazione generalmente di 1 : 50, li spinge assialmente in senso opposto: per realizzare un collegamento stabile è necessa-

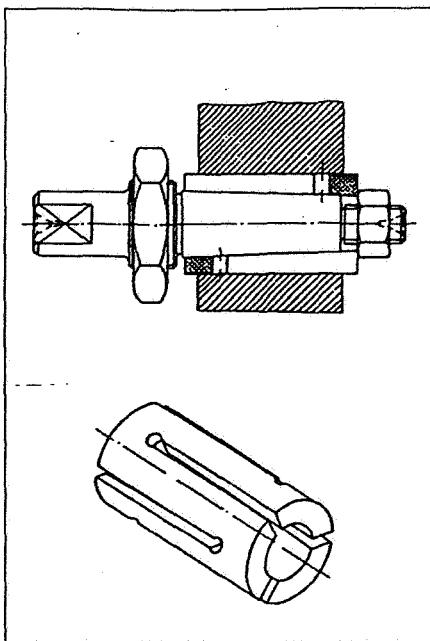


Fig. 68. Bussola conica ad espansione.

espandersi impegnandosi assialmente su parti coniche degli alberi (fig. 68). Un altro tipo di collegamento smontabile si ha con le dentature frontali, formate cioè da una serie di scanalature poste sulla faccia terminale, ad esempio di un albero, incastrabili in corrispondenti dentature su un altro albero, realizzando così una giunzione di minimo ingombro ed in grado di trasmettere elevati momenti torcenti (fig. 69).

Nel particolare settore della giunzione di tubazioni per il passaggio di fluidi si hanno altri tipi di collegamenti smontabili non filettati, fra cui molto diffusi sono quelli a pressione. Si usa per questi un elemento forato con esterno ogivale, solidale con l'estremità di uno dei tubi da collegare: esso viene spinto contro una svasatura od estremità tronco conica dell'altro tubo, in modo che la deformazione locale assicuri una buona tenuta (fig. 70)

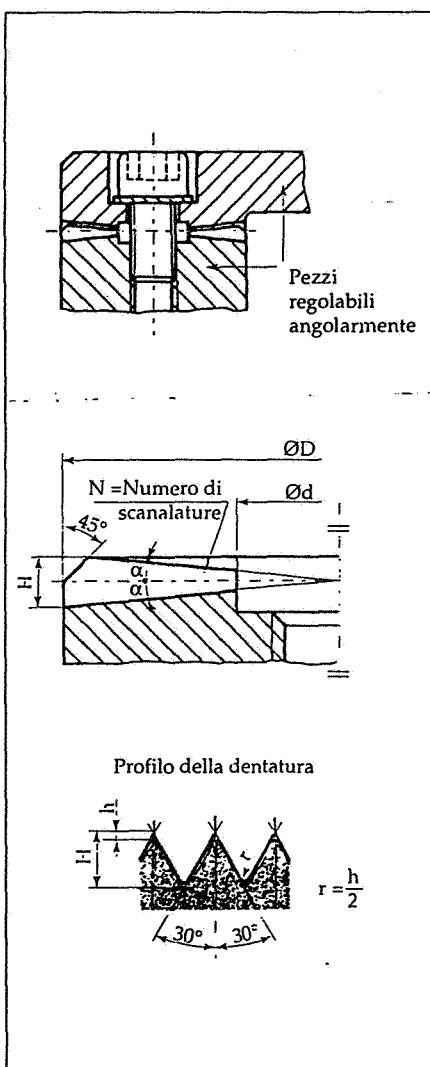


Fig. 69. Collegamento con dentature frontali.

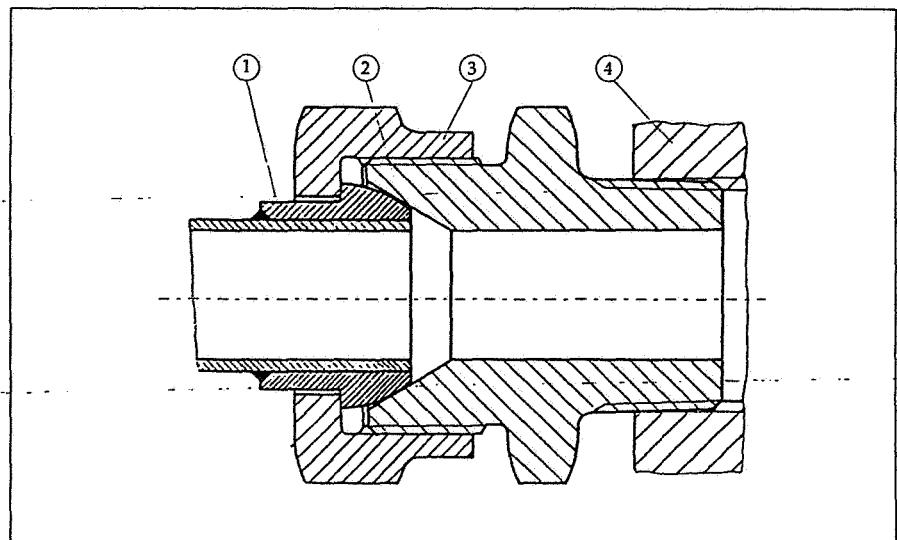


Fig. 70. Giunzione a tenuta fra due tubazioni realizzata con il forzamento dell'ogiva 1 nel bocchettone 2, a sua volta collegato all'elemento 4 con una filettatura gas conica a tenuta stagna.

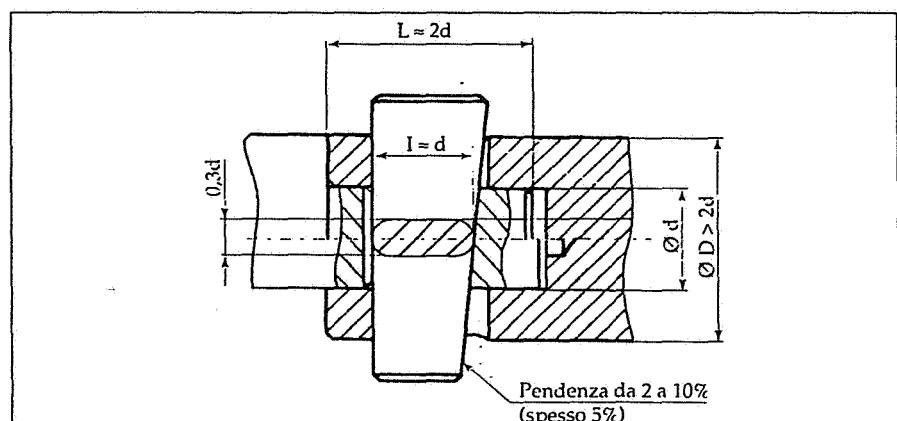


Fig. 71. Collegamento con chiavetta trasversale.

ANELLI DI SICUREZZA ED ARRESTO

Per impedire lo spostamento assiale relativo di due elementi si fa largo uso di **anelli elastici**, detti anche di sicurezza o di arresto, costituiti da anelli in acciaio per molle, aperti per un breve tratto circonferenziale, con diametro interno leggermente inferiore a quello dell'albero su cui verranno collocati, in modo da subire al montaggio una deformazione elastica che provoca una reazione diretta radialmente in grado di bloccarli nella sede (fig. 74); per gli anelli destinati al montaggio entro fori sarà il diametro esterno ad essere leggermente maggiore di quello della sede (fig. 75).

Il tipo più comune di anello elastico è il cosiddetto anello Seeger (fig. 76), a sezione rettangolare, leggermente maggiore nella zona diametralmente opposta a quella di taglio, dove si ha la maggiore sollecitazione di flessione conseguente alla deformazione dell'anello, con appositi appoggi per pinze destinate a divaricare gli anelli per alberi (od a restringere quelli per fori, fig. 79) per facilitarne montaggio e smontaggio.

Questi anelli sono collocati in apposite cave circonferenziali, a sezione rettangolare, ricavate sugli alberi o nei fori, ma esistono anche anelli in grado di sopportare leggere spinte assiali solo grazie all'azione di compressione da essi esercitata direttamente sull'albero (fig. 82 e tab. XXII).

Come di consueto si ha infatti una gran varietà di forme ed applicazioni di anelli elastici, di uso rapido e relativamente poco costoso.

Ad esempio con funzione di arresto per spinte non molto forti, si usano anelli semplici tagliati, di varie sezioni, anche solo circolari o rettangolari, spinti in opportune scanalature periferiche sugli alberi (fig. 81 e 87).

Simili agli anelli Seeger come funzionamento sono gli anelli di sicurezza ad espansione UNI 7434, che vengono montati o smontati con un'azione radiale nella cava effettuata sull'albero (fig. 85 e tab. XXIII).

Le figure nel testo esemplificano l'utilizzo di anelli elastici in diversi montaggi.

In figura 84 è mostrata una piastrina d'arresto a tre punti d'appoggio, men-

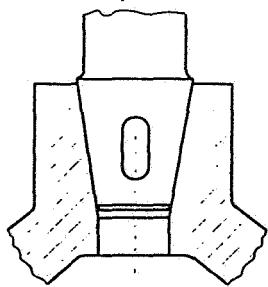


Fig. 72. Collegamento con chiavetta trasversale e messa in trazione dell'albero.

rio indurre nelle zone d'appoggio una deformazione elastica, con conseguente reazione, il che si ottiene impedendo lo spostamento provocato dall'introduzione della chiavetta.

In figura 71, in basso nel collegamento fra uno stelo ed un collare, l'estremità dello stelo appoggia su un fondo e si ha una compressione dello stelo fra fondo della cava ed appoggio; nella stessa figura in alto lo spostamento è impedito dal collare e in figura 72 dall'accoppiamento troncoconico, per cui si ha una trazione fra fondo della cava e superficie d'appoggio ed il comportamento rispetto a sollecitazioni a fatica risulta migliore che nel caso precedente.

In figura 73 si ha un collegamento fra due tiranti mediante un manicotto e due chiavette trasversali.

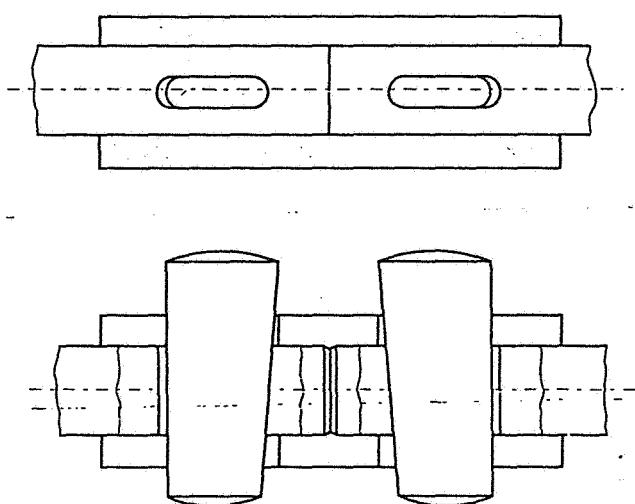


Fig. 73. Collegamento fra due tiranti mediante manicotto e chiavette trasversali.

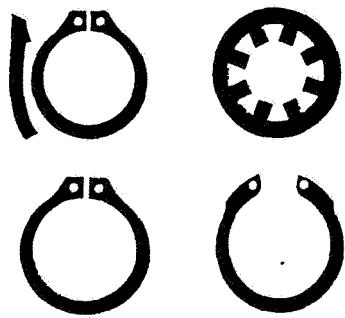


Fig. 74. Anelli elastici per bloccaggio od arresto assiale su alberi.

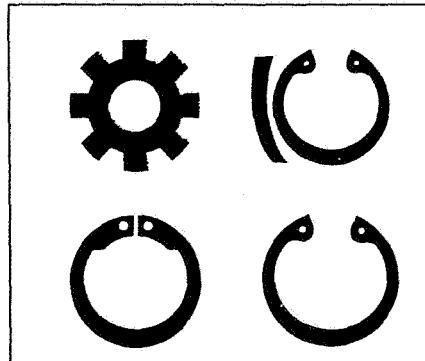


Fig. 75. Anelli elastici per fori.

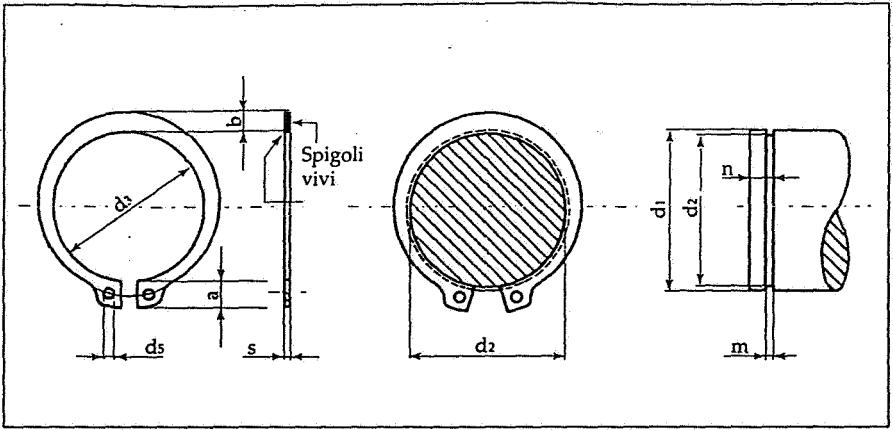


Fig. 76. Anelli elastici tipo Seeger per alberi: dimensioni caratteristiche degli anelli e dei relativi alloggiamenti (cave).

| Indicazione per la designazione d_1 | Anello | | | | Alloggiamento | | | Carico assiale max N |
|--|--------|----------|---------|-------|---------------|------|----------|----------------------------|
| | s | a max | b = | d_1 | d_2 | m | n min | |
| 3 | 0,4 | 1,9 | 0,8 | 2,7 | 2,8 | 0,5 | 0,3 | 230 |
| 4 | | 2,2 | 0,9 | 3,7 | 3,8 | | 0,3 | 300 |
| 5 | 0,6 | 2,5 | 1,1 | 4,7 | 4,8 | 0,7 | | 380 |
| 6 | 0,7 | 2,7 | 1,3 | 5,6 | 5,7 | 0,8 | | 700 |
| 7 | | 3,1 | 1,4 | 6,5 | 6,7 | | 0,45 | 800 |
| 8 | 0,8 | 3,2 | 1,5 | 7,4 | 7,6 | 0,9 | | 1200 |
| 9 | | | 1,7 | 8,4 | 8,6 | | 0,6 | 1380 |
| 10 | | 3,3 | | 9,3 | 9,6 | | | 1530 |
| 11 | | | 1,8 | 10,2 | 10,5 | | 0,75 | 2100 |
| 12 | | | | 11 | 11,5 | | | 2300 |
| 13 | 1 | 3,4 | 2 | 11,9 | 12,4 | 1,1 | | 3000 |
| 14 | | 3,5 | 2,1 | 12,9 | 13,4 | | 0,9 | 3250 |
| 15 | | 3,6 | | 13,8 | 14,3 | | 1,1 | 4000 |
| 16 | | 3,7 | 2,2 | 14,7 | 15,2 | | | 4900 |
| 17 | | 3,8 | - 2,3 - | 15,7 | 16,2 | | 1,2 | 5200 |
| 18 | | | 2,4 | 16,5 | 17 | | | 6900 |
| 19 | | 3,9 | 2,5 | 17,5 | 18 | | | 7250 |
| 20 | | | 4 | 18,5 | 19 | | 1,5 | 7700 |
| 21 | 1,2 | 4,1 | 2,7 | 19,5 | 20 | 1,3 | | 8050 |
| 22 | | 4,2 | 2,8 | 20,5 | 21 | | | 8450 |
| 24 | | | 4,4 | 22,2 | 22,9 | | 1,7 | 10100 |
| 25 | | | | 23,2 | 23,9 | | | 10600 |
| 26 | | 4,5 | 3,1 | 24,2 | 24,9 | | | 11000 |
| 28 | | 4,7 | 3,2 | 25,9 | 26,6 | | | 15000 |
| 29 | | 4,8 | 3,4 | 26,9 | 27,6 | | 2,1 | 15600 |
| 30 | 1,5 | 5 | 3,5 | 27,9 | 28,6 | 1,6 | | 16200 |
| 32 | | 5,2 | 3,6 | 29,6 | 30,3 | | 2,6 | 21000 |
| 34 | | 5,4 | 3,8 | 31,5 | 32,3 | | | 22200 |
| 35 | | | 3,9 | 32,2 | 33 | | | 26700 |
| 36 | | 5,6 | 4 | 33,2 | 34 | | 3 | 27600 |
| 38 | | | 5,8 | 35,2 | 36 | | | 29100 |
| 40 | 1,75 | 6 | 4,4 | 36,5 | 37,5 | 1,95 | | 38100 |
| 42 | | 6,5 | 4,5 | 38,5 | 39,5 | | | 40000 |
| 45 | | 6,7 | 4,7 | 41,5 | 42,5 | | 3,8 | 43000 |
| 48 | | 6,9 | 5 | 44,5 | 45,5 | | | 46000 |

Tolleranze: su s, h 11, su m, H 13; su d_2 h 11 fino a $d_2 = 17$, h 12 per diametri maggiori.

Tab. XX. Dimensioni di anelli elastici per alberi, tipo di figura 76 (UNI 7435).

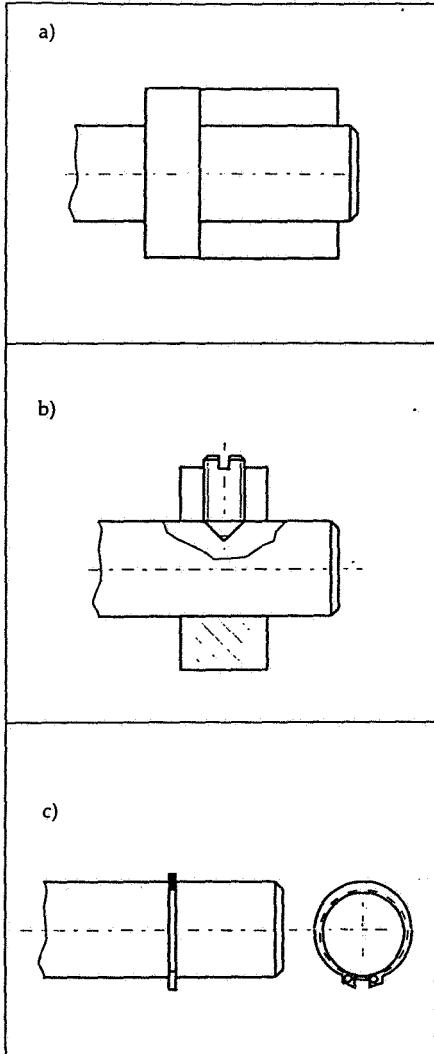


Fig. 77. Diversi modi di realizzare un arresto su un albero.

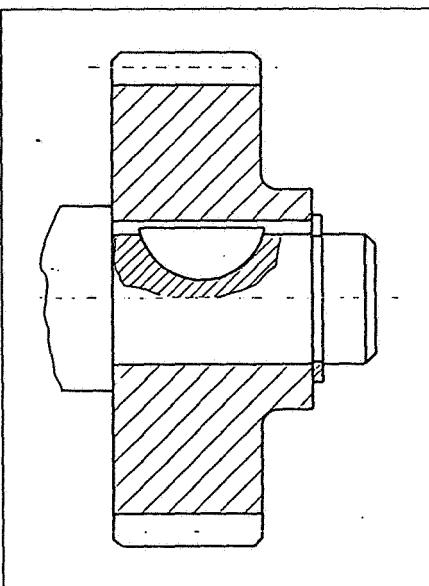


Fig. 78. Il montaggio di figura 19 viene semplificato sostituendo vite e rosetta con un anello elastico.

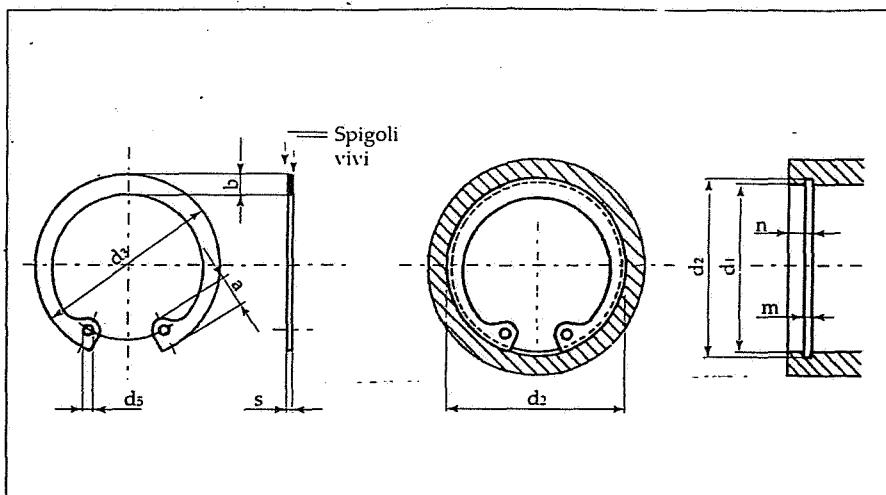


Fig. 79. Anelli elastici per fori: dimensioni caratteristiche degli anelli e degli alloggiamenti.

| Indicazione per la designazione d_1 | Anello | | | | Alloggiamento | | | Carico assiale max N |
|--|--------|------------|-----|-------|---------------|-------------|------------|------------------------------|
| | s | a max | b | d_3 | d_2 | m H 13 | n min | |
| 8 | 0,8 | 2,4 | 1,1 | 8,7 | 8,4 | 0,9 | | 1280 |
| 9 | | 2,5 | 1,3 | 9,8 | 9,4 | | 0,6 | 1440 |
| 10 | | 3,2 | 1,4 | 10,8 | 10,4 | | | 1600 |
| 11 | | 3,3 | 1,5 | 11,8 | 11,4 | | | 1760 |
| 12 | | 3,4 | 1,7 | 13 | 12,5 | | 0,75 | 2400 |
| 13 | | 3,6 | 1,8 | 14,1 | 13,6 | | 0,9 | 3140 |
| 14 | | | 1,9 | 15,1 | 14,6 | | | 3360 |
| 15 | | 3,7 | | 16,2 | 15,7 | | 1,1 | 4220 |
| 16 | | 1 | 2 | 17,3 | 16,8 | 1,1 | 1,2 | 5150 |
| 17 | | 3,8 | | 18,3 | 17,8 | | | 5470 |
| 18 | | 3,9 | 2,1 | 19,5 | 19 | | | 7250 |
| 19 | | 4,1 | 2,2 | 20,5 | 20 | | | 7640 |
| 20 | | | 2,3 | 21,5 | 21 | | 1,5 | 7800 |
| 21 | | | 4,2 | 22,5 | 22 | | | 8100 |
| 22 | | | 2,5 | 23,5 | 23 | | | 8350 |
| 24 | 1,2 | 4,4 | 2,6 | 25,9 | 25,2 | | | 11600 |
| 25 | | 4,5 | 2,7 | 26,9 | 26,2 | | 1,8 | 12000 |
| 26 | | 4,7 | 2,8 | 27,9 | 27,2 | | | 12500 |
| 28 | | 4,8 | 2,9 | 30,1 | 29,4 | 1,3 | 2,1 | 13300 |
| 30 | | | 3 | 32,1 | 31,4 | | | 13700 |
| 31 | | 5,2 | 3,1 | 33,4 | 32,7 | | | 13800 |
| 32 | | | 3,2 | 34,4 | 33,7 | | 2,6 | 13900 |
| 34 | | | 3,3 | 36,5 | 35,7 | | | 23200 |
| 35 | | 5 | 3,4 | 37,8 | 37 | | | 26900 |
| 36 | | 1,5 | 3,5 | 38,8 | 38 | 1,6 | 3 | 26400 |
| 37 | | 5,5 | 3,6 | 39,8 | 39 | | | 27100 |
| 38 | | | 3,7 | 40,8 | 40 | | | 28200 |
| 40 | | 5,8 | 3,9 | 43,5 | 42,5 | | | 40500 |
| 42 | | 5,9 | 4,1 | 45,5 | 44,5 | | | 42500 |
| 45 | 1,75 | 6,2 | 4,3 | 48,5 | 47,5 | 1,85 | 3,8 | 43100 |
| 47 | | 6,4 | 4,4 | 50,5 | 49,5 | | | 43500 |
| 48 | | | 4,5 | 51,5 | 50,5 | | | 43200 |

Tolleranze: h 11 su s ; H 13 su m ; H 11 su d_2 , fino a $d_2 = 19$. H 12 per diametri maggiori.

Tab. XXI. Anelli elastici per fori del tipo di figura 79 (UNI 7437).

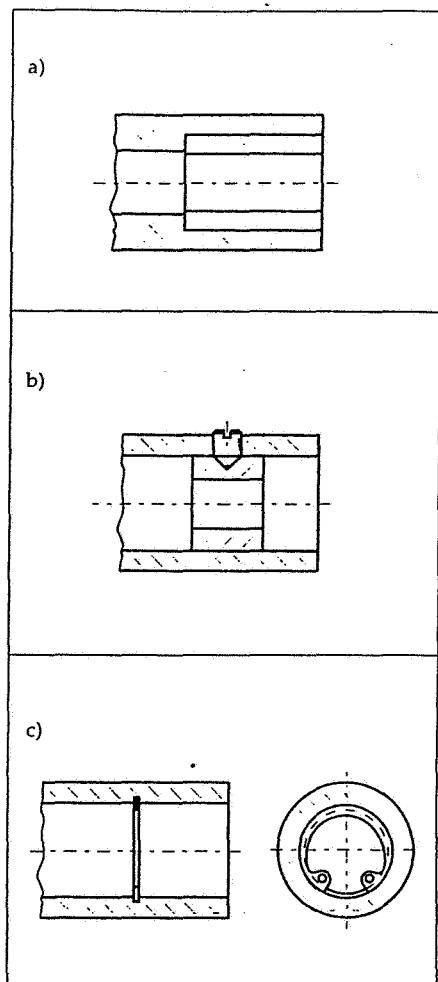


Fig. 80. Diversi modi di realizzare un arresto in un foro.

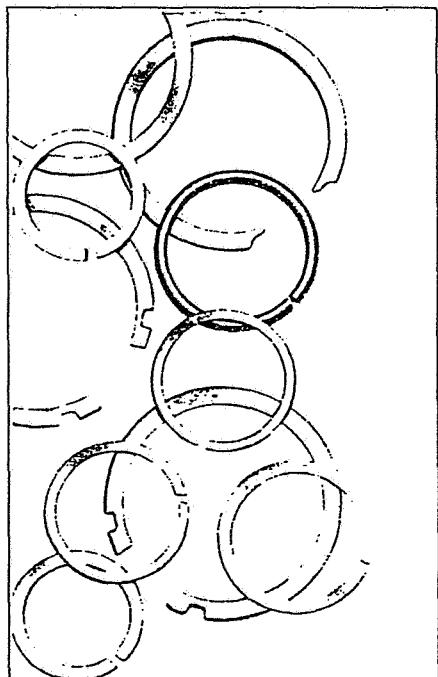
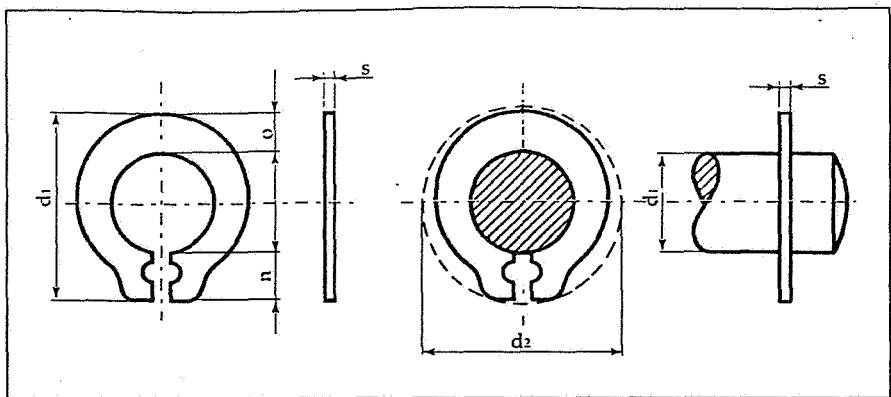


Fig. 81. Diversi tipi di anelli elastici a sezione costante.



tre in figura 86 è illustrato un fermo-glio unificato (UNI 8834). Numerosi altri dispositivi sono disponibili sul mercato: come in altri casi si raccomanda la lettura delle riviste specializzate e la consultazione di cataloghi.

Fig. 82. Anelli elastici di sicurezza per montaggio su alberi senza cave.

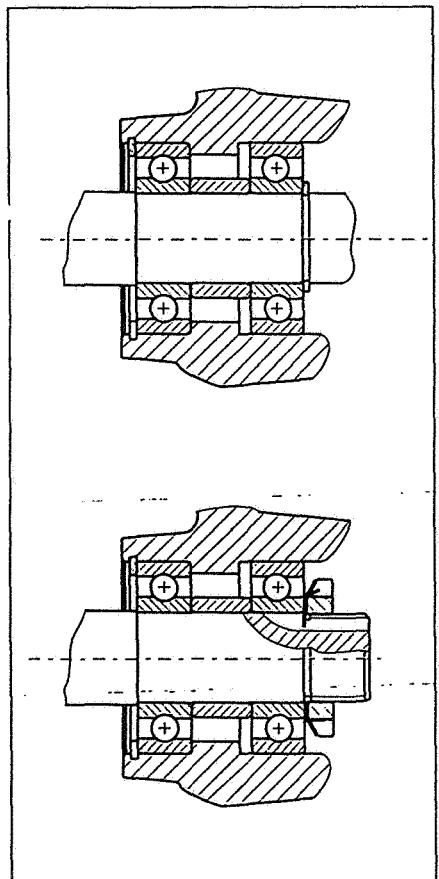


Fig. 83. Semplificazione del montaggio di un cuscinetto a sfere con uso di anelli elastici invece di collegamenti filettati (Disegni SKF).

| d_1 h_{11} | d_2 | s | σ | U | d_3 | P Kg. |
|-------------------|-------|-----|------------|------|-------|------------|
| 1,2 | 3,5 | 0,4 | | 1,25 | 1,20 | 4,70 |
| 1,5 | 3,6 | | | 0,90 | 1,40 | 4,70 |
| 1,8 | 4,7 | | | 1,20 | 1,80 | 6,20 |
| 2 | 5,3 | 0,5 | | 1,55 | 2,00 | 6,80 |
| 2,2 | 5,6 | | | 1,65 | 2,00 | 7,20 |
| 2,35 | 5,6 | | | 1,65 | 2,00 | 7,20 |
| 2,5 | 5,9 | 0,6 | | 1,65 | 2,00 | 7,50 |
| 2,8 | 6,4 | | | 1,75 | 2,10 | 7,80 |
| 3 | 6,8 | 0,7 | | 1,75 | 2,30 | 8,50 |
| 3,5 | 7,4 | | | 1,85 | 2,30 | 9,00 |
| 4 | 8,1 | 0,8 | | 1,95 | 2,50 | 9,80 |
| 4,5 | 8,8 | | | 2,10 | 2,55 | 10,30 |
| 5 | 9,7 | 0,9 | | 2,25 | 2,80 | 11,30 |
| 5,5 | 10,6 | | | 2,50 | 2,80 | 12,30 |
| 6 | 11,6 | | | 2,60 | 2,95 | 13,50 |
| 7 | 12,7 | 1,0 | | 2,90 | 3,15 | 14,30 |
| 8 | 13,9 | | | 3,00 | 3,25 | 15,40 |
| 9 | 15,25 | | | 3,25 | 3,35 | 16,50 |
| 10 | 16,55 | 1,2 | | 3,40 | 3,40 | 17,60 |
| 11 | 17,85 | | | 3,80 | 3,40 | 18,60 |
| 12 | 20 | 1,3 | | 4,30 | 4,10 | 21,20 |
| 13 | 21,5 | | | 4,20 | 4,10 | 22,50 |
| 14 | 22,5 | | | 4,50 | 4,40 | 23,80 |
| 15 | 23,5 | 1,5 | | 4,70 | 4,40 | 24,50 |
| 16 | 24,8 | | | 4,80 | 4,40 | 25,80 |
| 17,4 | 25 | | | 4,30 | 3,50 | 26,20 |
| 18 | 27,7 | 1,8 | $\pm 0,05$ | 5,30 | 4,70 | 28,80 |
| 20 | 29,2 | | | 5,60 | 4,70 | 30,50 |
| 25 | 38 | 2 | $\pm 0,06$ | 6,50 | 7,00 | 39,50 |

Tab. XXII. Anelli di sicurezza DIN (tipo di figura 82).

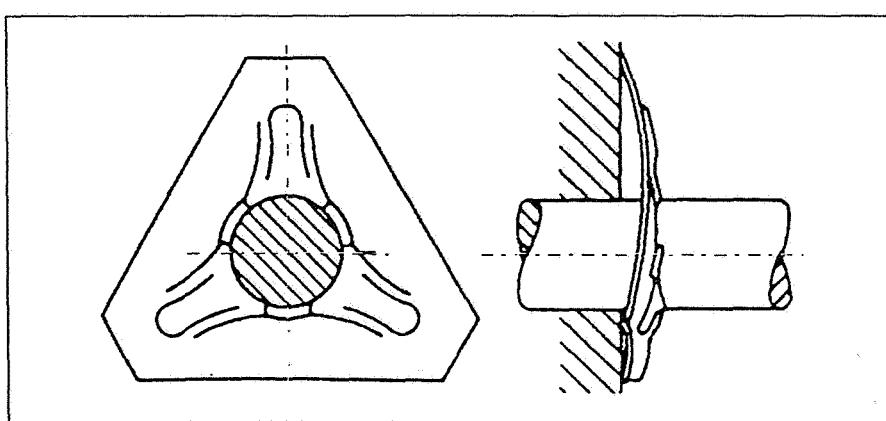


Fig. 84. Piastrina d'arresto triangolare.

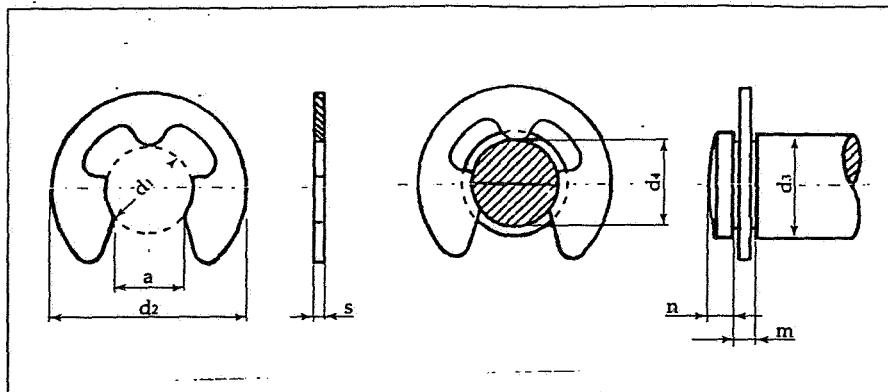


Fig. 85. Anelli d'arresto ad inserzione radiale (tipo UNI 7434).

| d ₁ | d ₂ | a | s | d ₃ | | Scanalatura | | |
|----------------|----------------|-------|------|----------------|-----|----------------|----------|------|
| | | | | d _a | a | d ₄ | n min | m |
| 0,8 | 2 | 0,58 | 0,2 | 1 | 1,4 | 0,8 | 0,4 | 0,24 |
| 1,2 | 3 | 1,01 | 0,3 | 1,4 | 2 | 1,2 | 0,6 | 0,34 |
| 1,5 | 4 | 1,28 | 0,4 | 2 | 2,5 | 1,5 | 0,8 | 0,44 |
| 1,9 | 4,5 | 1,61 | 0,5 | 2,5 | 3 | 1,9 | 1 | 0,54 |
| 1,9* | 5 | 1,61 | 0,5 | 2,5 | 3 | 1,9 | 1 | 0,54 |
| 2,3 | 6 | 1,94 | 0,6 | 3 | 4 | 2,3 | 1 | 0,64 |
| 3,2 | 7 | 2,70 | 0,6 | 4 | 5 | 3,2 | 1 | 0,64 |
| 4 | 9 | 3,34 | 0,7 | 5 | 7 | 4 | 1,2 | 0,74 |
| 5 | 11 | 4,11 | 0,7 | 6 | 8 | 5 | 1,2 | 0,74 |
| 6 | 12 | 5,26 | 0,7 | 7 | 9 | 6 | 1,2 | 0,74 |
| 7 | 14 | 5,84 | 0,9 | 8 | 11 | 7 | 1,5 | 0,94 |
| 8 | 16 | 6,52 | 1,0 | 9 | 12 | 8 | 1,8 | 1,05 |
| 9 | 18,5 | 7,63 | 1,1 | 10 | 14 | 9 | 2 | 1,15 |
| 10 | 20 | 8,32 | 1,2 | 11 | 15 | 10 | 2 | 1,25 |
| 12 | 23 | 10,45 | 1,3 | 13 | 18 | 12 | 2,5 | 1,35 |
| 15 | 29 | 12,61 | 1,5 | 16 | 24 | 15 | 3,0 | 1,55 |
| 19 | 37 | 15,92 | 1,75 | 20 | 31 | 19 | 3,5 | 1,80 |
| 19* | 37 | 15,92 | 1,8 | 20 | 31 | 19 | 3,5 | 1,85 |
| 24* | 44 | 21,88 | 1,8 | 25 | 38 | 24 | 4 | 1,85 |
| 24 | 44 | 21,88 | 2,0 | 25 | 38 | 24 | 4 | 2,05 |
| 30* | 52 | 25,8 | 2,0 | 32 | 40 | 30 | 4,5 | 2,05 |

Tolleranze: h₁₁ su d₂ e d₄, H 10 su a; su s ± 0,02 fino a d₁ = 7, poi ± 0,03.

Tab. XXIII. Dimensioni di anelli elastici del tipo di figura 85.

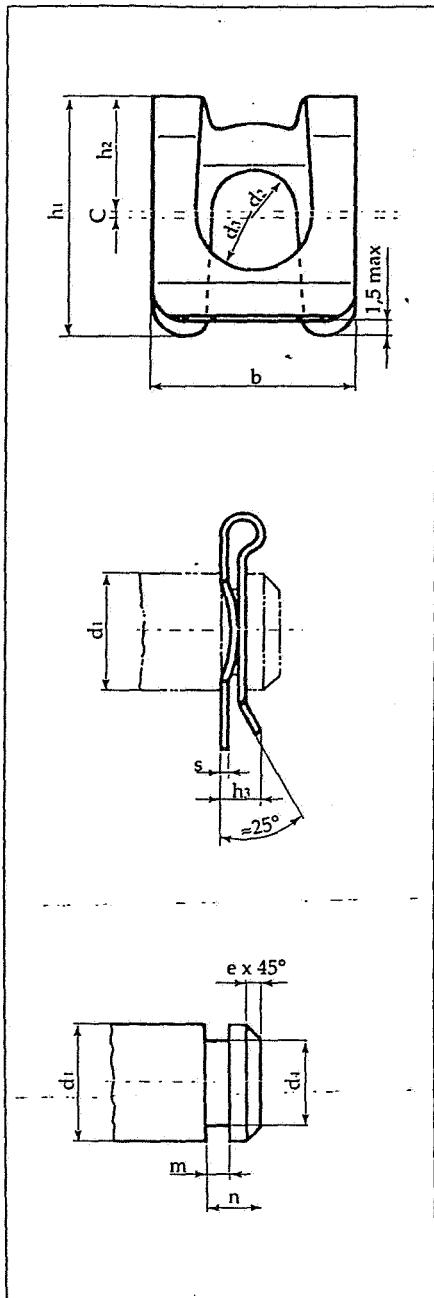


Fig. 86. Fermaglio di sicurezza per perni o alberi (UNI 8834).

| Fermaglio | | | | | | | Perno o albero | | | | |
|----------------|---------------------|-------------------------------|----------------|-------------------------|-------------------------|------------------|----------------------------|----------------|------------------------|-----------------|-----|
| d ₁ | b + 0,2 - 0,1 | d ₂ + 0,15 0 | d ₃ | h ₁ ± 0,2 | h ₂ ± 0,4 | s 0 - 0,05 | Carico assiale N max | d ₁ | d ₂ g 10 | m + 0,1 0 | n |
| 4 | 7 | 3,2 | 4 | 8,5 | 2,2 | | 1000 | 4 | 3,2 | 0,64 | 2 |
| 5 | 9 | 4 | 5 | 10,8 | 2,8 | | 1300 | 5 | 4 | 0,74 | 2,5 |
| 6 | 11 | 5 | 6 | 14,2 | 3,6 | | 1500 | 6 | 5 | 0,74 | 3 |
| 8 | 14 | 6 | 8 | 17,3 | 4 | 0,45 | 3600 | 8 | 6 | 0,94 | 3,5 |
| 10 | 18 | 8 | 10 | 22 | 5 | 0,5 | 6400 | 10 | 8 | 1,05 | 4,5 |
| 12 | 22 | 9 | 12 | 26 | 5 | 0,55 | 9600 | 12 | 9 | 1,15 | 5 |
| 14 | 25 | 10 | 14 | 29,7 | 5,3 | 0,6 | 11320 | 14 | 10 | 1,25 | 5,5 |
| 16 | 28 | 12 | 16 | 34 | 5,8 | 0,65 | 13500 | 16 | 12 | 1,35 | 6 |

Tab. XXV. Fermagli, in acciaio per molle (figura 86), da montare su alberi.

| <i>Alb. <i>d</i>₁</i> | <i>d</i> _{2 nom} | <i>d</i> _{3 nom} | <i>d</i> ₄ | <i>r</i> | <i>Foro <i>d</i>₁</i> | <i>d</i> ₄ | <i>d</i> _{5 nom} | <i>d</i> _{6 nom} | <i>r</i> |
|--------------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-----------------------|----------|--------------------------------------|-----------------------|-------------------------------|-------------------------------|----------|
| 4 | 3,1 | 3,2 | 0,8 | 0,5 | | | | | |
| 5 | 4,1 | 4,2 | 0,8 | 0,5 | | | | | |
| 6 | 5,1 | 5,2 | 0,8 | 0,5 | | | | | |
| 7 | 6,1 | 6,2 | 0,8 | 0,5 | 7 | 0,8 | 7,9 | 7,8 | 0,5 |
| 8 | 7,1 | 7,2 | 0,8 | 0,5 | 8 | 0,8 | 8,9 | 8,8 | 0,5 |
| 10 | 9,1 | 9,2 | 0,8 | 0,5 | 10 | 0,8 | 10,9 | 10,8 | 0,5 |
| 12 | 10,8 | 11 | 1 | 0,6 | 12 | 1 | 13,2 | 13 | 0,6 |
| 14 | 12,8 | 13 | 1 | 0,6 | 14 | 1 | 15,2 | 15 | 0,6 |
| 16 | 14,2 | 14,4 | 1,6 | 0,9 | 16 | 1,6 | 17,8 | 17,6 | 0,9 |
| 18 | 16,2 | 16,4 | 1,6 | 0,9 | 18 | 1,6 | 19,8 | 19,6 | 0,9 |
| 20 | 17,7 | 18 | 2 | 1,1 | 20 | 2 | 22,3 | 22 | 1,1 |
| 22 | 19,7 | 20 | 2 | 1,1 | 22 | 2 | 24,3 | 24 | 1,1 |
| 24 | 21,7 | 22 | 2 | 1,1 | 24 | 2 | 26,3 | 26 | 1,1 |
| 25 | 22,7 | 23 | 2 | 1,1 | 25 | 2 | 27,3 | 27 | 1,1 |
| 26 | 23,7 | 24 | 2 | 1,1 | 26 | 2 | 28,3 | 28 | 1,1 |
| 28 | 25,7 | 26 | 2 | 1,1 | 28 | 2 | 30,3 | 30 | 1,1 |
| 30 | 27,7 | 28 | 2 | 1,1 | 30 | 2 | 32,3 | 32 | 1,1 |
| 32 | 29,1 | 29,5 | 2,5 | 1,4 | 32 | 2,5 | 34,9 | 34,5 | 1,4 |
| 35 | 32,1 | 32,5 | 2,5 | 1,4 | 35 | 2,5 | 37,9 | 37,5 | 1,4 |
| 38 | 35,1 | 35,5 | 2,5 | 1,4 | 38 | 2,5 | 40,9 | 40,5 | 1,4 |
| 40 | 37,1 | 37,5 | 2,5 | 1,4 | 40 | 2,5 | 42,9 | 42,5 | 1,4 |
| 42 | 39 | 39,5 | 2,5 | 1,4 | 42 | 2,5 | 45 | 44,5 | 1,4 |
| 45 | 42 | 42,5 | 2,5 | 1,4 | 45 | 2,5 | 48 | 47,5 | 1,4 |
| 48 | 45 | 45,5 | 2,5 | 1,4 | 48 | 2,5 | 51 | 50,5 | 1,4 |
| 50 | 47 | 47,5 | 2,5 | 1,4 | 50 | 2,5 | 53 | 52,5 | 1,4 |
| 55 | 51,1 | 51,8 | 3,2 | 1,8 | 55 | 3,2 | 58,9 | 58,2 | 1,8 |
| 60 | 56,1 | 56,8 | 3,2 | 1,8 | 60 | 3,2 | 63,9 | 63,2 | 1,8 |
| 65 | 61,1 | 61,8 | 3,2 | 1,8 | 65 | 3,2 | 68,9 | 68,2 | 1,8 |
| 70 | 66 | 66,8 | 3,2 | 1,8 | 70 | 3,2 | 74 | 73,2 | 1,8 |
| 75 | 71 | 71,8 | 3,2 | 1,8 | 75 | 3,2 | 79 | 78,2 | 1,8 |
| 80 | 76 | 76,8 | 3,2 | 1,8 | 80 | 3,2 | 84 | 83,2 | 1,8 |
| 85 | 81 | 81,8 | 3,2 | 1,8 | 85 | 3,2 | 89 | 88,2 | 1,8 |
| 90 | 86 | 86,8 | 3,2 | 1,8 | 90 | 3,2 | 94 | 93,2 | 1,8 |
| 95 | 91 | 91,8 | 3,2 | 1,8 | 95 | 3,2 | 99 | 98,2 | 1,8 |
| 100 | 95,8 | 96,8 | 3,2 | 1,8 | 100 | 3,2 | 104,2 | 103,2 | 1,8 |
| 105 | 100,8 | 101,8 | 3,2 | 1,8 | 105 | 3,2 | 109,2 | 108,2 | 1,8 |
| 110 | 105,8 | 106,8 | 3,2 | 1,8 | 110 | 3,2 | 114,2 | 113,2 | 1,8 |
| 115 | 110,8 | 111,8 | 3,2 | 1,8 | 115 | 3,2 | 119,2 | 118,2 | 1,8 |
| 120 | 115,8 | 116,8 | 3,2 | 1,8 | 120 | 3,2 | 124,2 | 123,2 | 1,8 |
| 125 | 120,8 | 121,8 | 3,2 | 1,8 | 125 | 3,2 | 129,2 | 128,2 | 1,8 |

Tab. XXIV. Dimensioni di anelli d'arresto di figura 87; tipo A, per alberi, tipo B, per fori (UNI 7453).

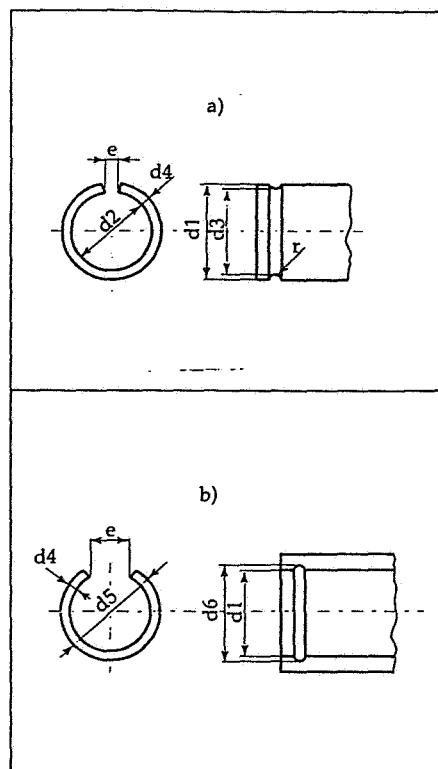
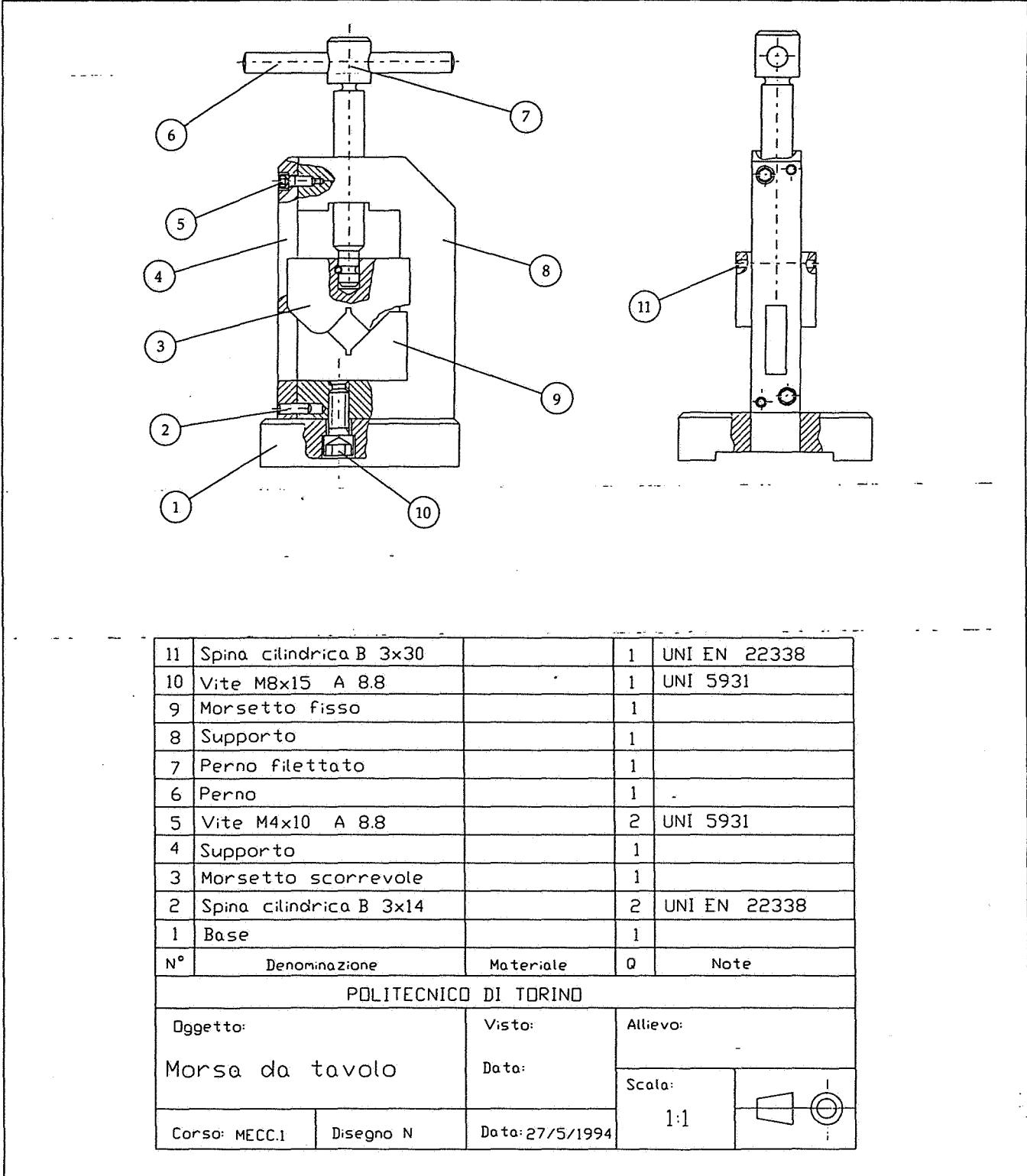


Fig. 87. Anelli d'arresto a sezione circolare: a, per alberi; b, per fori.

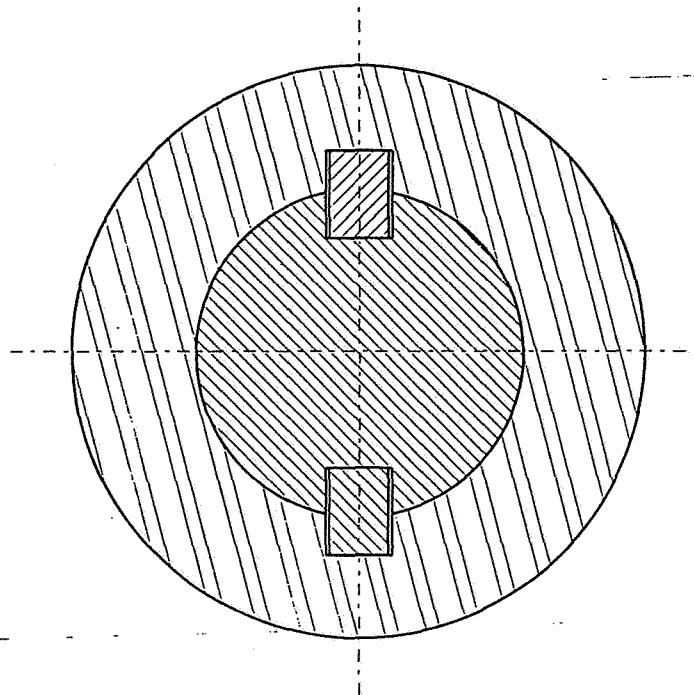
UN ENTE NAZIONALE
ITALIANO DI UNIFICAZIONE

Svariati sono i tipi di elementi di collegamento normalizzati e perciò occorrerebbe indicare un gran numero di tabelle oltre a quelle citate nel capitolo. Risulta quindi ancora una volta necessario il rimando, per una informazione completa e precisa, al Catalogo delle norme pubblicato dall'UNI.

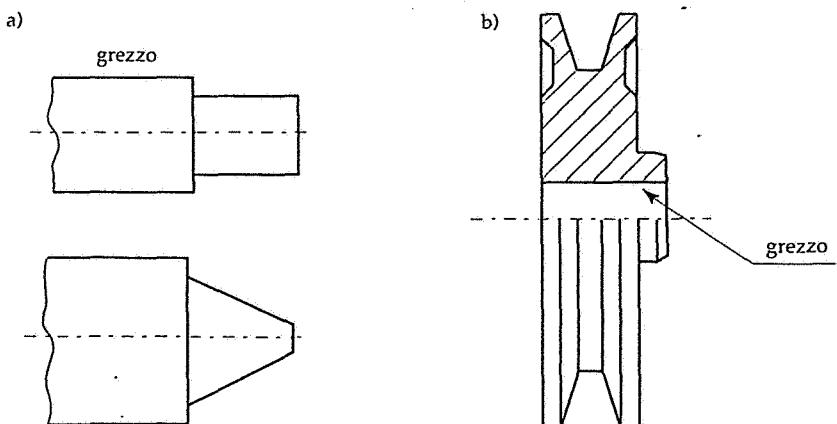
1. Ricavare i particolari dal complessivo rappresentato.



2. Nella figura è rappresentato un collegamento mediante chiavette. Qual è l'errore che ha commesso il progettista?

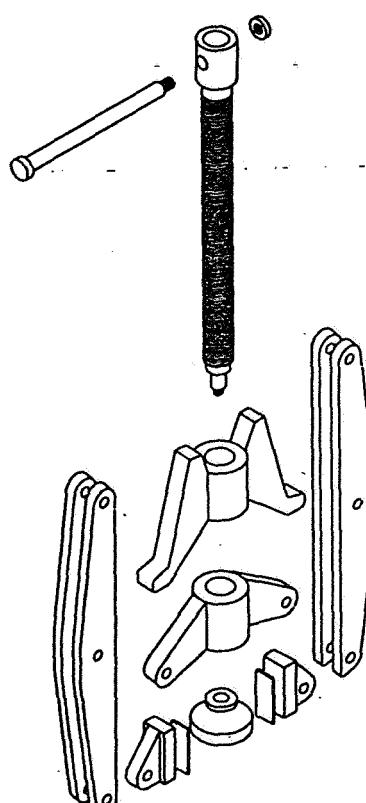
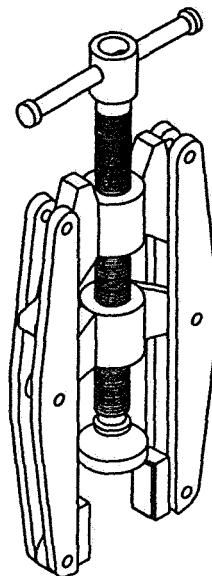
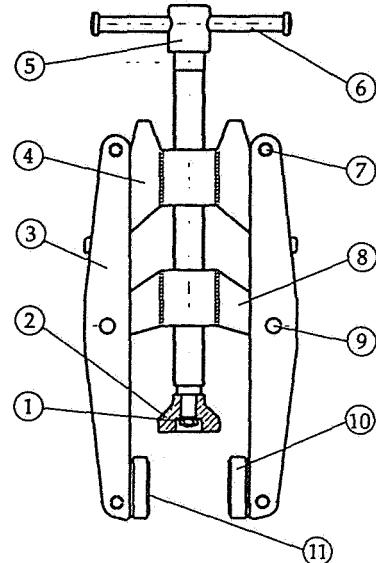


3. Predisporre il montaggio della puleggia (b) su due diverse estremità d'albero. Si modifichi il disegno dei pezzi (rappresentati in condizione di semilavorato) per consentire il collegamento sia ai fini della rotazione che dell'arresto assiale.



ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI

4. Ricavare i particolari del complessivo rappresentato.



Tolleranze secondo UNI ISO 2768 n-K
UNI ISO 8015

64 (16) (✓)

| | | | |
|------------|---------------------------|----------------------|--------------|
| 11 | Gommino | 2 | |
| 10 | Ganascia | 2 | |
| 9 | Perno UNI EN 22340-A-6x20 | 6 | |
| 8 | Supporto n°1 | 1 | |
| 7 | Rullino | 2 | |
| 6 | Perno di manovra | 1 | |
| 5 | Perno filettato | 1 | |
| 4 | Supporto n°2 | 1 | |
| 3 | Leva | 4 | |
| 2 | Testa di estrazione | 1 | |
| 1 | Dado M5 UNI 5589 | 1 | |
| N° | Denominazione | Q.tà | Note |
| | | | |
| Date | Modifica | Date | Modifica |
| N. modello | Materiale | | |
| XXXXX | Fe 34 A UNI 5334 | grezzo - Peso - mmto | Dm grezzo |
| | | Finito | |
| Trait | Profondit. | Dur HRC | ESTRATTORE |
| | | | Codice |
| | | | Sca. 1:1 |
| Voto | Visto | (C) | Octo 20/7/95 |

altri componenti delle macchine

1

PREMESSA

Meccanismi e macchine sono inseriti in sistemi complessi, ma sono a loro volta dei sistemi costituiti da diverse parti, ognuna delle quali è chiamata a svolgere determinate funzioni.

Già nei capitoli precedenti si è fatto riferimento a questa realtà, sia quando si esaminavano aspetti generali quali la quotatura e le tolleranze, sia scendendo in descrizioni proprio di elementi destinati a funzioni specifiche, come i collegamenti filettati, i dispositivi anti svitamento od i collegamenti albero-mozzò.

È facilmente intuibile come questo argomento potrebbe essere ampiamente sviluppato: la costruzione di macchine si basa in gran parte sulla conoscenza di elementi funzionali già costruiti, utilizzati come reperiti sul mercato oppure modificati ed adattati alle particolari necessità, e di conseguenza esistono numerosissimi di tali elementi, normalizzati e no, la cui semplice descrizione occuperebbe centinaia di pagine.

Esiste tuttavia un altro dato da tener presente: trattandosi di prodotti commercializzati, i produttori ne illustrano forme e caratteristiche, spesso accompagnate da formulari per calcoli semplificati e per la loro migliore utilizzazione, in cataloghi aggiornati da cui ne risulta la disponibilità effettiva.

È quindi a questi cataloghi che il progettista fa riferimento, al di là dell'indicazione di norme o tabelle ufficiali, proprio per cautelarsi sul fatto di di-

sporre degli elementi richiesti in tempi brevi ed a costi definiti.

Perciò ci si limiterà qui ad un rapido richiamo su alcuni elementi usuali delle macchine, (ribadendo che sia per essi sia per i numerosi altri non illustrati, è opportuno il riferimento ai cataloghi delle ditte produttrici), secondo una classificazione approssimativa che prevede la soddisfazione delle seguenti esigenze:

- trasmissione del moto (cinghie, catene, ruote dentate)
- supporto di alberi rotanti (cuscinetti volventi e radenti)
- tenuta contro il passaggio di fluidi (guarnizioni)
- resistenza elastica (molle) - - -

2

TRASMISSIONE DEL MOTO ROTATORIO

Una delle più comuni funzioni presenti nelle macchine è quella della trasmissione del moto fra un organo motore (*o conduttore*) ed un organo mosso (*o condotto*).

Si potrà avere la necessità di trasformare un moto *rotatorio* in un moto *rettilineo* (continuo, mediante vite e mordrevite, figura 1, od alternato, con biella e manovella), un moto rotatorio *continuo* in un moto rotatorio *intermittente* (con arpionismi od altri meccanismi, figura 2), ma il caso più comune è quello del trasferimento del moto rotatorio continuo dall'albero motore al condotto, con una diversa velocità di rotazione per quest'ultimo.

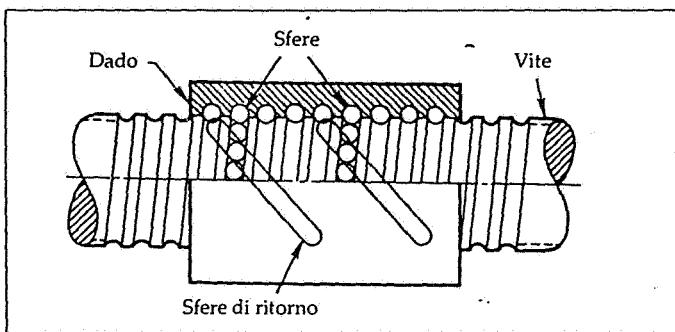


Fig. 1. Trasformazione di moto rotatorio in rettilineo mediante vite e manicotto a circolazione di sfere.

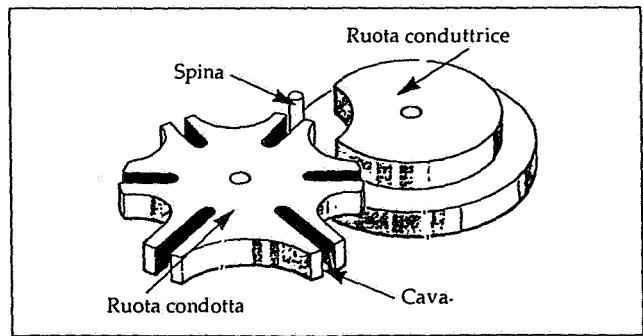


Fig. 2. Trasformazione di moto rotatorio continuo in moto intermittente mediante croce di Malta.

Trasmissioni rigide

La trasmissione può avvenire per mezzo di una ruota calettata sul primo albero, la cui superficie periferica liscia prema sulla corrispondente superficie di una ruota calettata sul secondo (fig. 3).

In questo caso (*ruote di frizione*) la trasmissione avviene fra dette superfici cilindriche per attrito e non può essere assicurata quando vi siano elevate potenze in gioco, poiché si avrebbe slittamento.

La relazione fra il numero di giri della ruota conduttrice e quello della condotta si ricava imponendo che si abbia la stessa velocità nel punto di contatto, pensato appartenente all'una ed all'altra ruota (cioè $V = \omega r = \omega' r'$, essendo ω ed r rispettivamente velocità angolare e raggio della ruota conduttrice ed ω' ed r' della condotta), ed è espressa dal noto *rapporto di trasmissione*

$$t = \omega/\omega' = r'/r$$

e quindi, poiché

$$\omega r = \pi n d,$$

anche

$$t = n/n' = d'/d$$

dove n e d sono numero di giri (nell'unità di tempo) e diametro della ruota motrice e n' e d' della condotta.

Si noti che il verso di rotazione risulta opposto nei due alberi: se si vuole concordanza di rotazione bisogna interporre fra le due una terza ruota, che non influisce sul rapporto fra numeri di giri, ma solo sul verso (*ruota oziosa*). Le ruote di frizione possono essere usate per trasmettere il moto anche fra assi fra loro inclinati ed anche come sistema di sicurezza, prevedendone lo slittamento (e quindi la interruzione nella trasmissione del moto) quando si superino determinate potenze.

La trasmissione del moto risulta più regolare e sicura se si fa uso di *ruote dentate*, portanti cioè sulla loro superficie cilindrica una serie di sporgenze equidistanti (*denti*) (fig. 4).

La trasmissione avviene per spinta dei denti della ruota motrice su quelli della condotta ed il profilo dei denti stessi deve essere opportunamente studiato per assicurare uniformità di movimento ed evitare perdite di potenza per attrito (elevatissime ad esempio nelle ruote a lanterna usate nell'antichità).

Abbandonati, se non per usi particolari, i profili *cicloidal*, in genere i fianchi

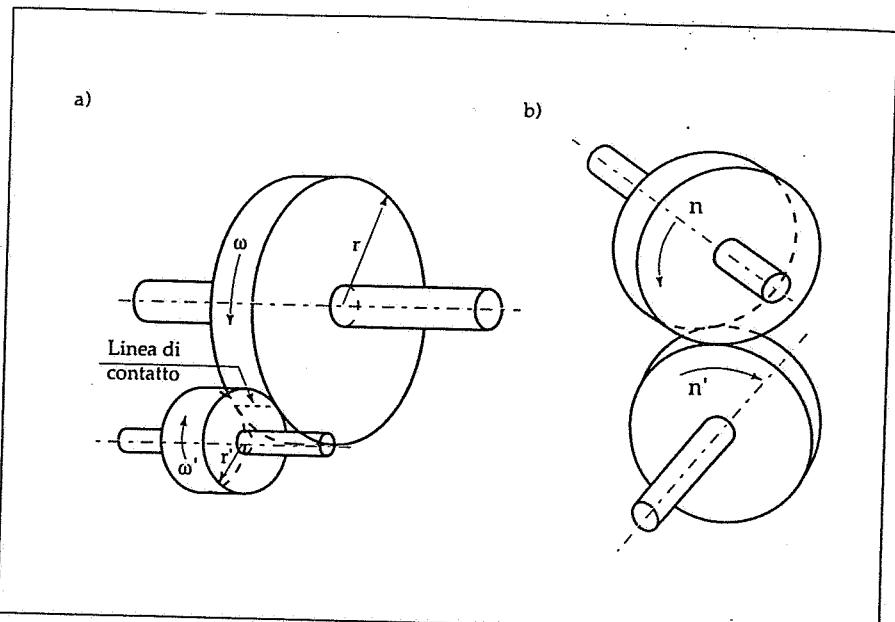


Fig. 3. Trasmissione di moto rotatorio continuo mediante ruote di frizione (ad assi paralleli od anche sgombri).

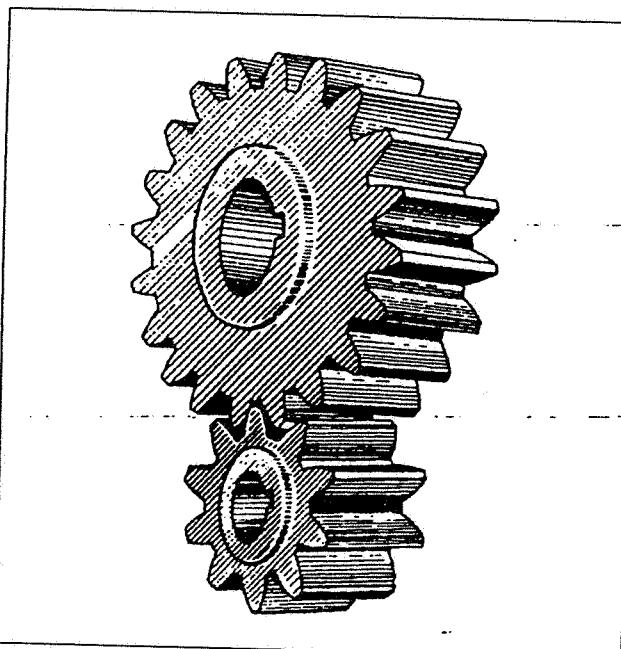


Fig. 4. Coppia di ruote dentate fra loro ingrananti: la distanza fra i denti lungo la circonferenza (passo) deve essere uguale in entrambe le ruote. In genere la ruota minore è chiamata pignone o rochetto.

dei denti sono tracciati secondo un profilo ad *evolvente* di cerchio (si vedano le curve citate, nel cap. 4).

Si considerino (fig. 5) due circonferenze tangenti in un punto (definite *circonference primitive*) ed una retta che intersechi in tale punto la tangente comune secondo un angolo θ : due circonference concentriche alle precedenti e tangenti a tale retta (avendo quindi raggio $R_B = R \cos \theta$) saranno le *circonference di base*, su cui rotola la retta generatrice dell'evolvente.

L'angolo θ è detto *angolo di pressione* e dà la direzione della *retta d'azione* delle forze che si scambiano i denti delle

due ruote trasmettendosi la spinta rotatoria: è evidente che solo la componente di tale forza in direzione tangenziale alle circonference primitive è utile per far ruotare, mentre la componente in direzione radiale si scarica sui supporti dell'albero. In genere l'angolo di pressione è di 20° .

Gli elementi caratterizzanti la dentatura di una ruota appaiono in figura 6: per la geometria della ruota sono interessanti, oltre alla circonferenza primitiva, la circonferenza di *troncatura esterna* (o esterna o di testa), la circonferenza di *troncatura interna* (o di piede) ed il *passo*, definibile in generale

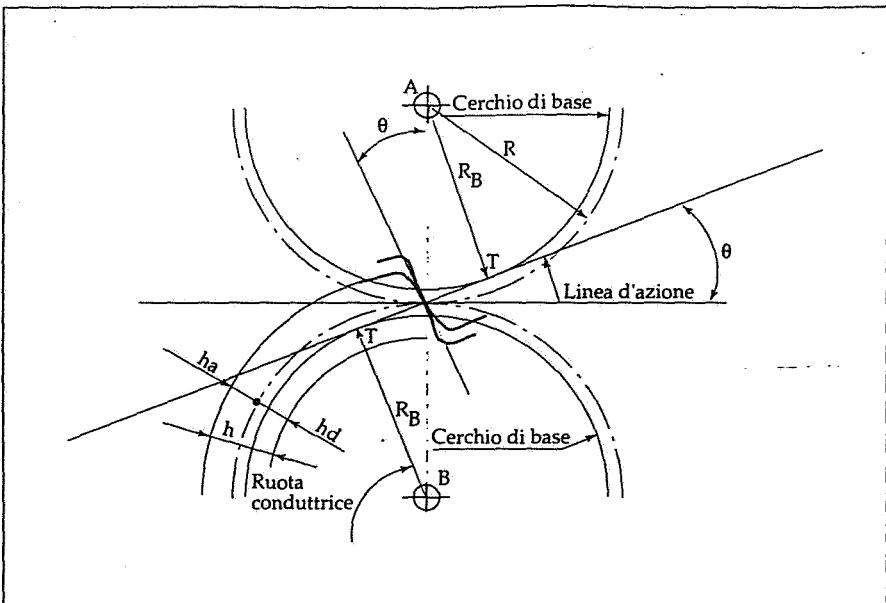


Fig. 5. Elementi geometrici nella trasmissione del moto: la retta passante per il punto di contatto fra le circonferenze primitive di raggio R ed inclinata dell'angolo di pressione θ è normale al profilo dei denti ma anche tangente alle circonferenze di base, su cui viene costruita l'involente che definisce il profilo dei denti.

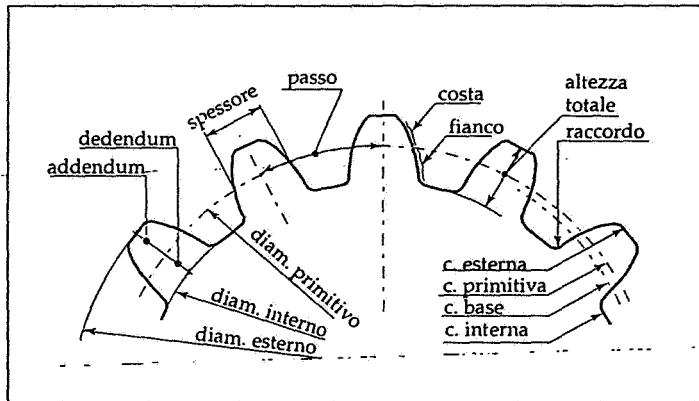


Fig. 6. Elementi caratteristici del profilo di una ruota dentata: la circonferenza di base è compresa fra circonferenza primitiva e circonferenza interna e solo il tratto di profilo laterale del dente al suo esterno appartiene all'involente.

come distanza fra punti corrispondenti di due denti consecutivi e con precisione come distanza fra le mezzerie di due denti consecutivi misurata sulla circonferenza primitiva.

Una ruota dentata viene definita indicandone il numero di denti (z) ed i parametri fondamentali del profilo dentato, cioè l'angolo di pressione (θ) ed il modulo (m).

Il modulo è un parametro di proporzionamento delle dentature definito come rapporto fra diametro primitivo e numero di denti (introdotto per evitare il fattore irrazionale π). Si avrà quindi $m = D/z$ e di conseguenza il passo $p = \pi D/z = \pi m$. Due ruote, per ingranare fra di loro, devono logica-

mente avere lo stesso passo e quindi lo stesso modulo.

I valori unificati del modulo sono riportati in tabella I.

Sempre con riferimento alla figura 6 il proporzionamento normale di un dente è:

$$\text{addendum} = m;$$

$$\text{dedendum} = 1,25 m;$$

$$\text{altezza del dente} = 2,25 m;$$

$$\text{lunghezza assiale} = (8-12) m$$

$$\text{diametro primitivo } D = mz;$$

$$\text{diametro esterno} = D + 2m = (z+2)m;$$

$$\text{diametro interno} = D - 2,5m$$

Le circonferenze primitive corrispondono alle circonferenze esterne delle

| MODULI NORMALIZZATI | | | |
|---------------------|----|------------------|-----|
| valori principali | | valori secondari | |
| 0,50 | 4 | 0,550 | 4,5 |
| 0,60 | 5 | 0,700 | 5,5 |
| 0,80 | 6 | 0,900 | 7 |
| 1 | 8 | 1,125 | 9 |
| 1,25 | 10 | 1,375 | 11 |
| 1,50 | 12 | 1,750 | 14 |
| 2 | 16 | 2,250 | 18 |
| 2,50 | 20 | 2,750 | 22 |
| 3 | 25 | 3,500 | - |

Tab. I. Valori normalizzati del modulo delle dentature.

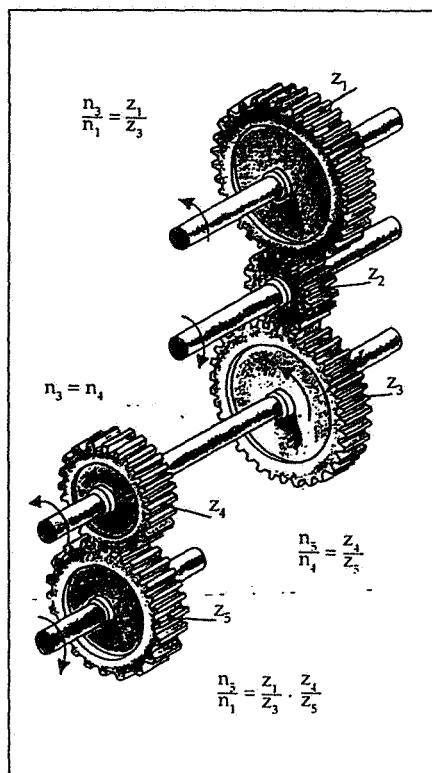


Fig. 7. Un ruotismo complesso: nel primo gruppo la ruota intermedia (ruota oziosa) inverte il verso di rotazione della terza ruota rendendolo concorde con la prima. Il rapporto fra numero di giri del primo e dell'ultimo albero è uguale al prodotto dei rapporti dei due gruppi.

ruote di frizione e perciò vale per esse il rapporto di trasmissione già visto, che potrà anche essere espresso come

$$t = n/n' = z'/z$$

Si ricordi che in una coppia di ruote la più piccola prende il nome di pignone o rochetto, che un insieme di più ruote ingrananti fra di loro è definito ruotismo od ingranaggio (fig. 7), e che una ruota può accoppiarsi con un tratto dentato rettilineo (dentiera o cremagliera, figura 8), considerabile come tratto di ruota di raggio infinito, oppure con un'altra recante la dentatura all'interno della superficie cilindrica (dentatura interna, figura 9), ed in questo caso il verso di rotazione è concorde.

Il numero dei denti delle ruote dentate non può essere piccolo a piacere, perché al diminuire del numero dei denti, a parità di modulo, il profilo dei denti si scosta sempre più dall'evolvente (si noti che il profilo del dente corrisponde all'evolvente soltanto per il tratto esterno all'intersezione con il cerchio base, mentre da questa verso l'interno è generalmente un segmento radiale) e ne consegue un funzionamento irregolare con impuntatura dei denti per interferenza fra costa del dente conduttore e fianco del condotto. In genere il numero di denti per

ruote a denti diritti non scende sotto a 15. Di conseguenza anche le dimensioni delle ruote, specialmente con moduli elevati necessari per trasmettere grandi sforzi, non possono scendere sotto certi limiti ed anche i rapporti di trasmissione non possono essere superiori a 4 o 5 per evitare eccessivi ingombri in senso trasversale.

Rapporti di trasmissione (o riduzioni) più elevati si ottengono attraverso diversi stadi successivi, mediante alberi di rinvio secondari, tenendo conto che il rapporto di trasmissione totale è il prodotto dei rapporti realizzati nei singoli successivi stadi di riduzione

(figg. 10 e 11). Un'altra soluzione è il ricorso ad ingranaggi *epicicloidali* (fig. 12).

Per diminuire il numero minimo di denti utilizzabile si possono usare angoli di pressione più elevati (aumentando la parte di profilo esterna al cerchio di base, peggiorando però il rendimento), oppure le *dentature corrette*, a profilo ribassato (addendum = 0,8 m e dedendum = m) o con spostamento delle circonferenze primitive.

Il piano di simmetria del dente (e quindi l'asse del dente, intersezione fra il piano di simmetria ed il cilindro primitivo) può essere parallelo all'as-

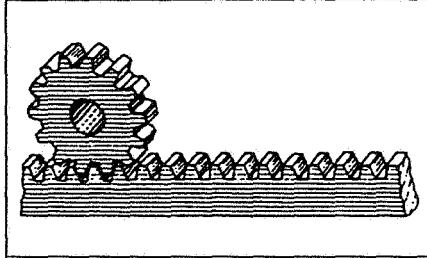


Fig. 8. Accoppiamento ruota/dentiera.

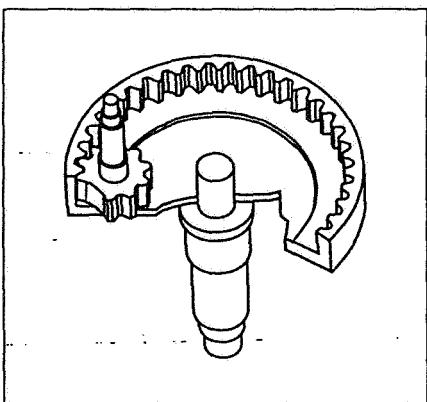


Fig. 9. Pignone accoppiato con una corona a dentatura interna.

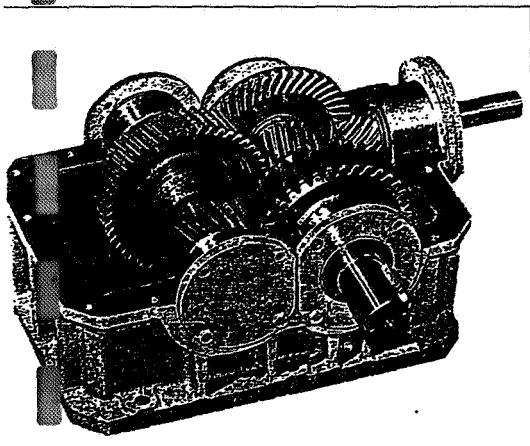


Fig. 10. Ingranaggio riduttore a tre stadi: il rapporto di riduzione totale è dato dal prodotto dei rapporti di riduzione dei singoli stadi.

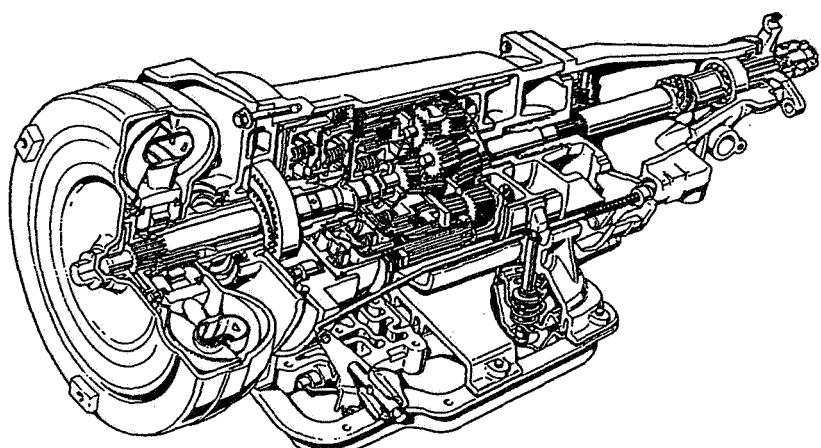


Fig. 11. Un cambio di velocità: la possibilità di diversi accoppiamenti di ruote dentate consente diversi rapporti di trasmissione fra gli alberi.

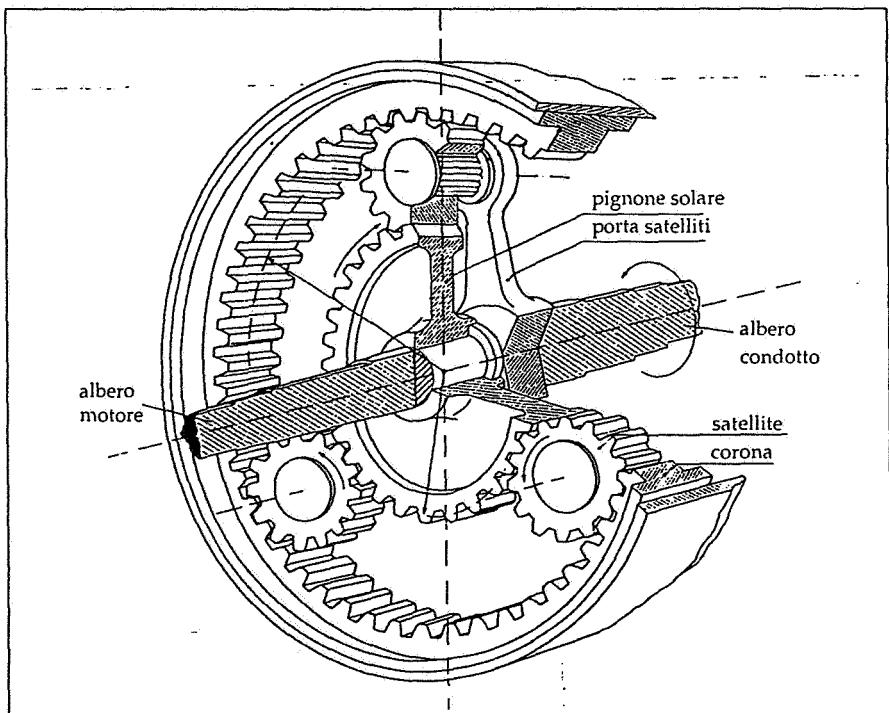


Fig. 12. Un ruotismo epicicloidale: le ruote satelliti che ingranano con il pignone centrale (solare) rotolano sulla corona dentata e muovono la forcella porta satelliti calettata su un albero che quindi ruota coassialmente al solare.

Per le dentature elicoidali esistono degli elementi geometrici caratteristici oltre a quelli comuni con le dentature diritte. Per meglio comprenderli si immagini di sviluppare in piano una ruota dentata elicoidale (o prendere in considerazione la dentiera corrispondente). Si ha un rettangolo di lati $AB = \pi D$, AC corrispondente alla lunghezza assiale della ruota su cui possono essere tracciati segmenti inclinati di α rispetto all'asse ruota, corrispondenti agli assi dei denti.

La distanza fra due assi dente nella direzione dello sviluppo AB della circonferenza primitiva coincide con il passo della dentatura definito in precedenza, che in questo caso viene definito *passo circonferenziale frontale* (in quanto corrisponde al profilo della dentatura visto frontalmente in direzione dell'asse ruota), mentre misurando la distanza fra due assi dente nella direzione ad essi perpendicolare si ha il cosiddetto *passo normale*.

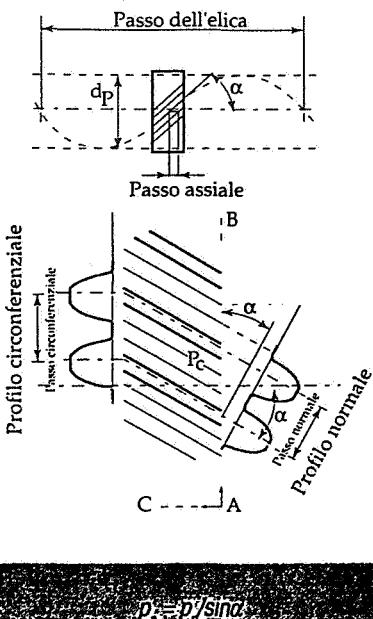
Fra passo normale e circonferenziale esiste quindi la relazione:

$$p_n = p_c \cdot \cos \alpha$$

che conduce a definire un *modulo normale* legato al modulo circonferenziale dalla relazione:

$$m_n = m_c \cdot \cos \alpha$$

Se si misura la distanza fra due denti in direzione parallela all'asse della ruota può essere individuato un *passo assiale*.



$$P_a = p_c / \sin \alpha$$

legato al passo dell'elica dalla relazione:

$$P_a = p_c = \pi D / \tan \alpha$$

Gli elementi circonferenziali sono usati per le considerazioni cinematiche, mentre gli elementi normali sono usati per la costruzione dei denti (la scelta fra i valori unificati riguarda il modulo m).

se della ruota (*dentature diritte*) oppure formare con esso un angolo, i cui valori più frequenti sono 6° , 12° e 15° , (*dentature elicoidali*, figura 13).

Queste ultime possono essere pensate come formate da un numero infinito di ruote dentate diritte coassiali, di spessore assiale infinitesimo, ognuna delle quali spostata angolarmente rispetto alla precedente: si comprende quindi come l'asse del dente sia in questo caso un tratto di elica, che può essere destra o sinistra.

Le dentature elicoidali consentono un ingranamento più silenzioso e graduale rispetto a quelle diritte (in ogni istante sono a contatto più coppie di denti anziché una sola) e una riduzione del numero minimo di denti, ma le forze che i denti si scambiano presentano una componente anche in direzione assiale, inutile al fine della trasmissione del moto, ma che esercita una spinta, tanto più forte quanto maggiore è l'inclinazione dell'elica, che deve essere opportunamente contrastata. Per eliminarla si fa talvolta uso di dentature *bielicoidali* (o a freccia o *chevron*), che risultano costose e sono per lo più limitate ad ingranaggi di grandi dimensioni (fig. 14).

Con le ruote a denti elicoidali si può avere trasmissione del moto non solo fra alberi paralleli ma anche sghembi, con una certa perdita di rendimento (fig. 15). L'angolo formato dai piani

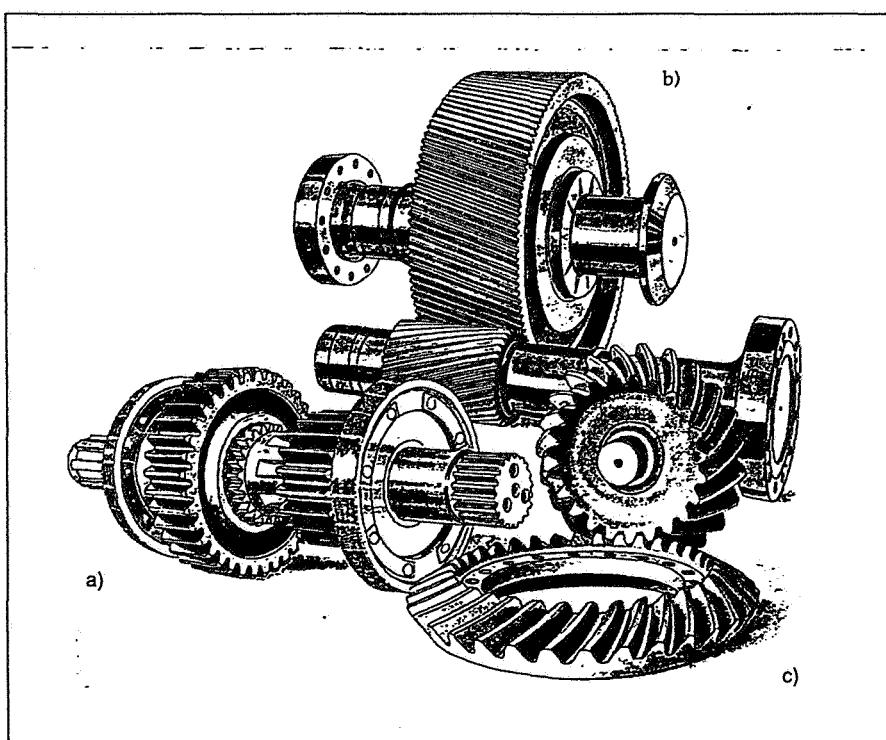


Fig. 13. Ruote cilindriche con dentature diritte (a) o elicoidali (b) e ruote coniche (c).

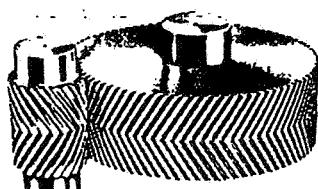


Fig. 14. Dentature bielicoidali: le opposte spinte assiali sui denti si annullano.

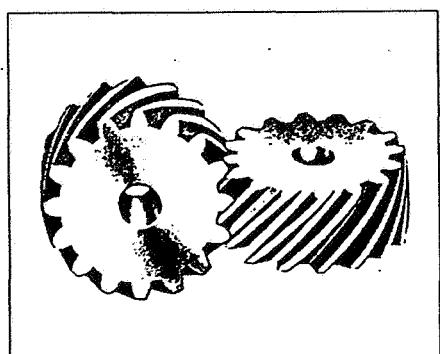


Fig. 15. Trasmissione del moto rotatorio fra assi sghembi per mezzo di ruote a denti elicoidali.

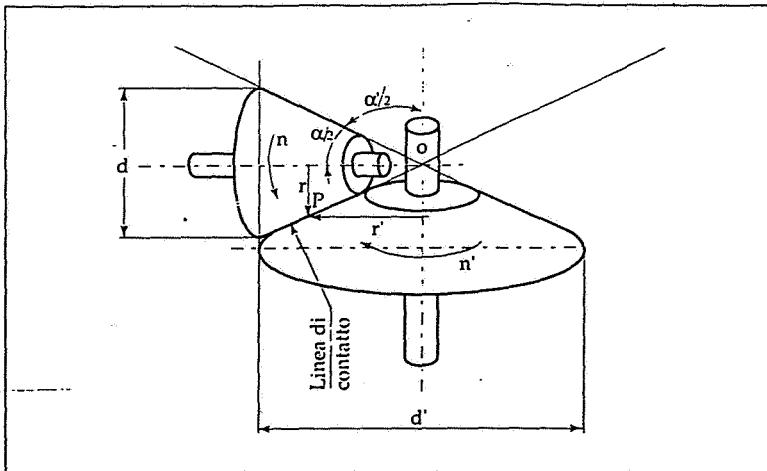


Fig. 16. Ruote di frizione tronco coniche: gli assi concorrono nel punto O e si ha $OP = l$ per cui $r = l \sin(\alpha'/2)$ ed $r' = l \sin(\alpha/2)$.

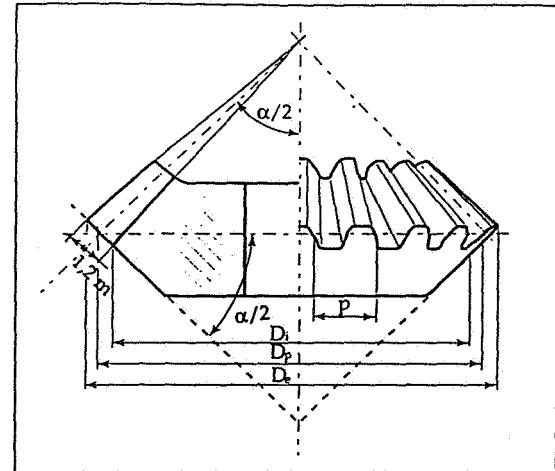


Fig. 17. Elementi geometrici di una dentatura conica.

contenenti gli assi delle ruote è in tal caso uguale alla somma degli angoli d'inclinazione dei denti.

Per trasmettere il moto fra due assi concorrenti si possono utilizzare ruote di frizione di forma tronco conica (fig. 16). Gli assi dei due coni convergono in un punto e l'angolo fra di loro è uguale alla somma degli angoli di semiapertura dei coni; i punti della generatrice di contatto hanno la stessa velocità considerati appartenenti all'uno ed all'altro cono: ovviamente le velocità sono diverse ma resta costante il loro rapporto

$$t = v/v' = r'/r = l \sin(\alpha'/2) / l \sin(\alpha/2)$$

Con ragionamenti analoghi a quelli fatti per le ruote cilindriche si passa a ruote coniche dentate (fig. 17), in cui i denti sono di grandezza decrescente verso il vertice mantenendo però il profilo ad evolvente. Restano valide le definizioni viste per le ruote cilindriche, considerando come cono primitivo quello del cono di frizione corrispondente ed assumendo come cerchio primitivo il cerchio massimo di tale cono (fig. 18).

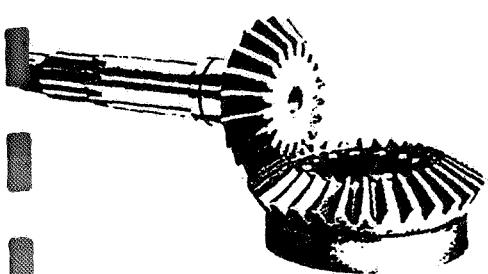


Fig. 19. Ingranaggio con ruote coniche.

Viene preso in considerazione anche il cono complementare, le cui generatrici intersecano ad angolo retto quelle del cono primitivo in corrispondenza alla circonferenza massima. Il profilo dei denti giace su tale cono che può essere sviluppato dando origine ad un settore dentato, che si può pensare appartenente ad una ruota a denti diritti di diametro

$$D'' = D / \cos(\alpha/2)$$

e di conseguenza con numero di denti

$$Z'' = z / \cos(\alpha/2),$$

dove z è il numero effettivo di denti della ruota conica: i denti saranno quindi proporzionali come se appartenessero a tale ruota immaginaria.

In linea di massima i denti hanno lunghezza inferiore ad un terzo della distanza $OV = L$.

Nelle ruote coniche si ha una forte spinta assiale, per cui occorrono opportuni contrasti, e la necessità di una adeguata registrazione della posizione reciproca, in quanto eventuali spostamenti pregiudicano il corretto ingranamento dei denti (fig. 19).

Anche per le ruote coniche si possono avere denti disposti secondo particolari profili (ad es. spiralati) per un ingranamento più silenzioso e regolare, anche con assi non incidenti (ruote ipocicliche) (fig. 20).

Per la trasmissione del moto fra assi sghembi, in particolare ortogonali, si utilizza l'accoppiamento fra una ruota

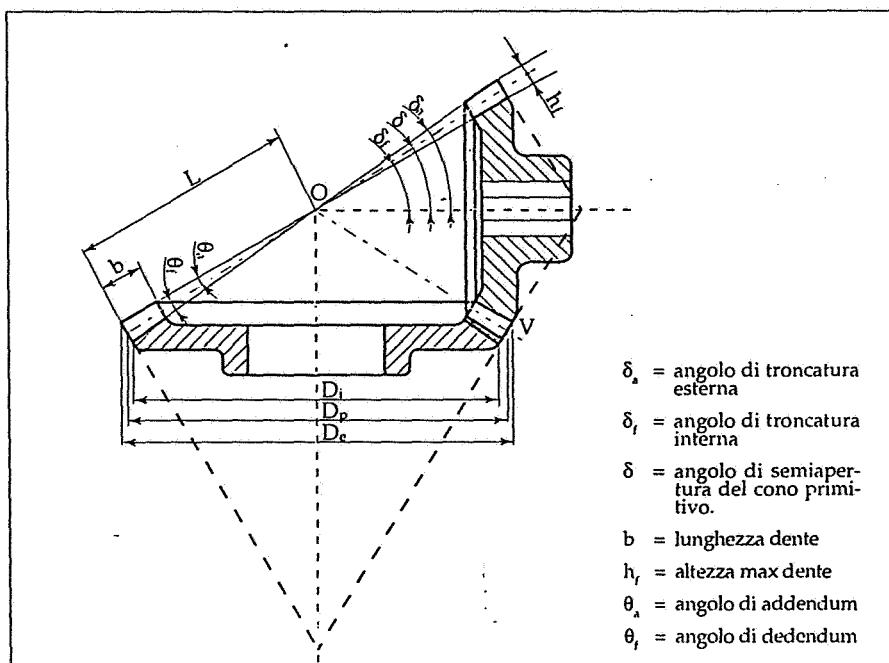


Fig. 18. Ruote dentate coniche.

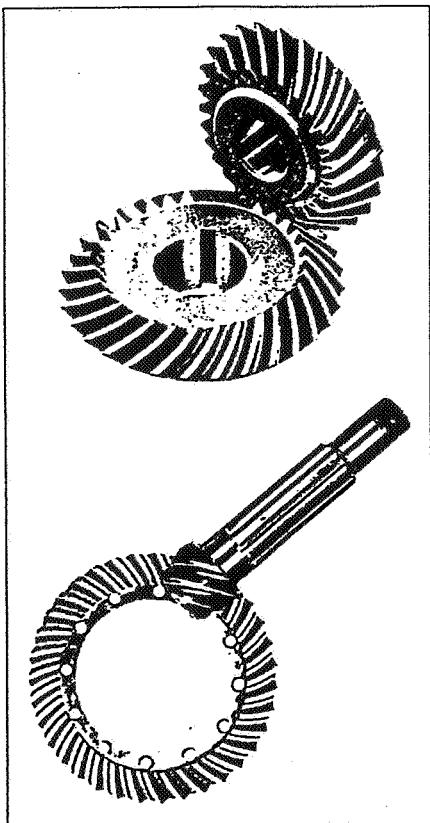


Fig. 20. Coppie di ruote coniche: a) con denti a spirale, b) ipoidi, con assi di rotazione giacenti in piani ortogonali ma non concorrenti.

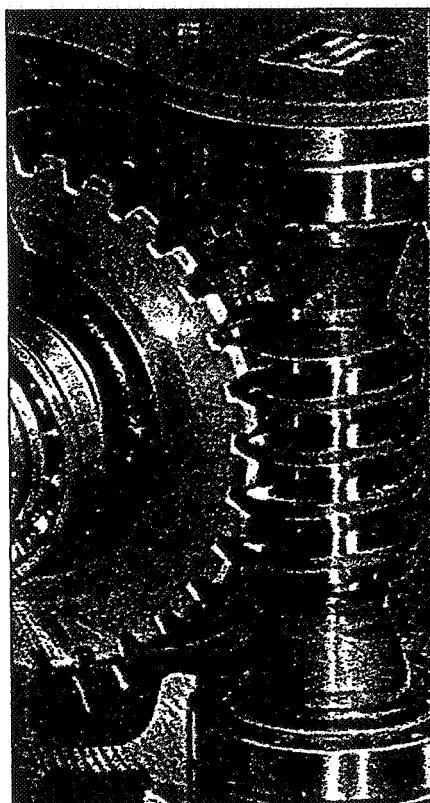


Fig. 21. Meccanismo a vite senza fine e ruota elicoidale per la trasmissione del moto fra assi ortogonali sghembi.

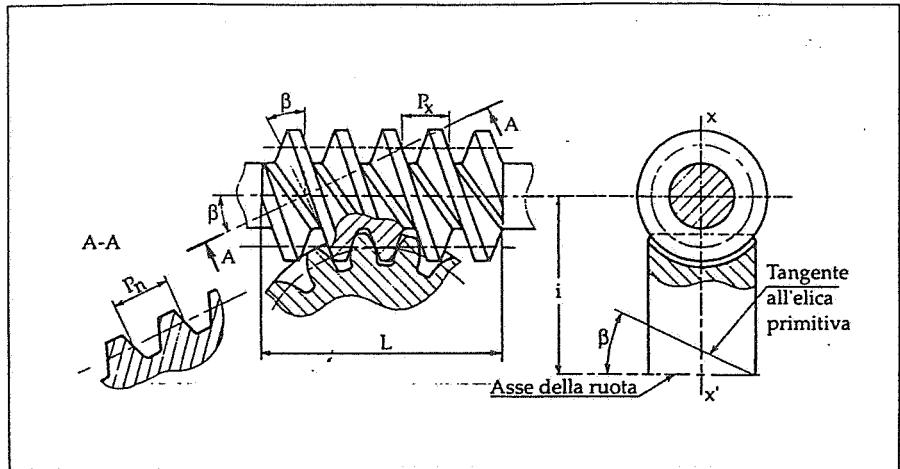


Fig. 22. Elementi geometrici della coppia vite senza fine - ruota elicoidale.

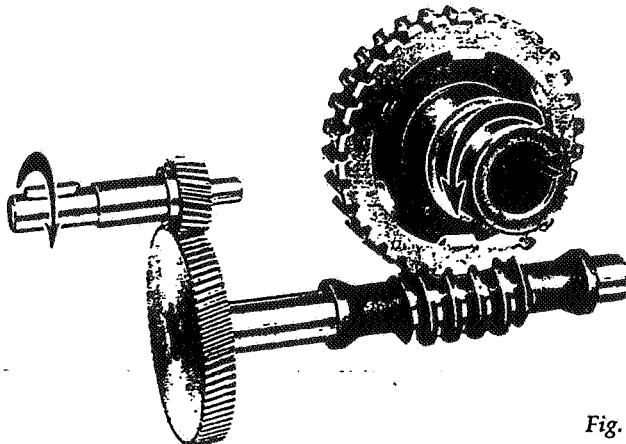


Fig. 23. Riduttore a due stadi.

a dentatura elicoidale ed una vite senza fine (o perpetua) (fig. 21). Tale vite si può pensare come generata dal moto elicoidale di un tratto di dentiera a denti diritti (e come una dentiera appare ogni sua sezione con piani passanti per l'asse, figura 22).

I profili delle sezioni dei denti sono analoghi a quelli visti nelle ruote cilindriche; si individua nella vite un cilindro primitivo tangente a quello della ruota e si deve notare che le forze scambiate fra ruota e vite hanno componenti tali che la forza che tende a far ruotare la ruota è per la vite una forza di spinta sui supporti e viceversa, per cui il rendimento della coppia ne risente.

Per migliorarlo si ricorre a viti a due o tre principi. Tenendo conto del rapporto di trasmissione

$$t = n_r / n_v = z_v / z_r$$

dove z_r è il numero di denti della ruota e z_v il numero di principi della vite, si vede come si abbiano comunque rapporti di riduzione molto elevati (fig. 23).

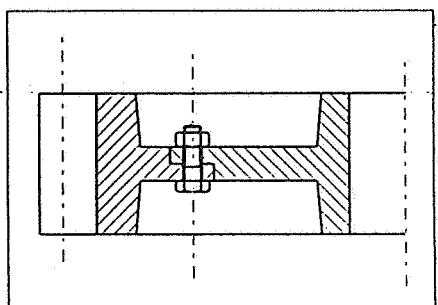


Fig. 24. La corona a dentatura elicoidale è spesso costruita separatamente dalla ruota.

Un altro modo di migliorare il rendimento si basa sul minore attrito ottenibile accoppiando ad una vite in acciaio una ruota in bronzo, per motivi di resistenza spesso costituita da una corona dentata in tale materiale montata su una ruota in ghisa od acciaio (fig. 24).

Per impedire che il moto della coppia sia reversibile (ad esempio in apparecchi di sollevamento) l'angolo di inclinazione dell'elica della vite deve essere minore dell'angolo di attrito fra i materiali.

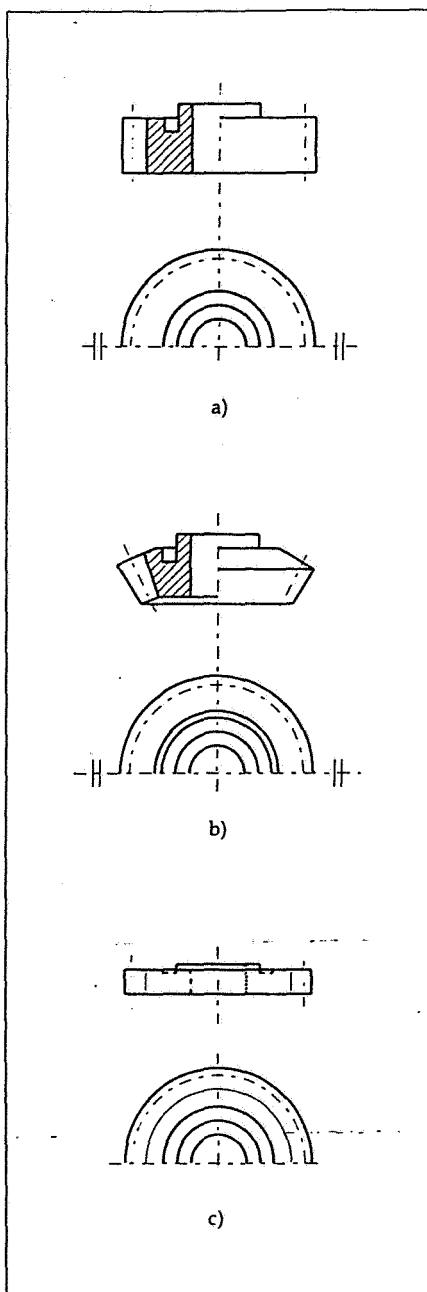


Fig. 25. Rappresentazione convenzionale di ruote dentate, in vista ed in sezione.

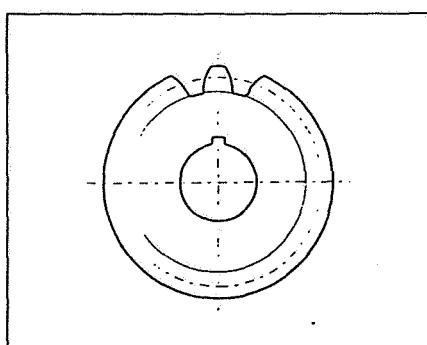


Fig. 26. Anche nella rappresentazione convenzionale vengono disegnati uno o due denti quando se ne debba precisare la posizione rispetto ad altri elementi della ruota.

| DENOMINAZIONE | RAPPRESENTAZIONE |
|--|------------------|
| Ruote cilindriche esterne a dentatura diritta od elicoidale | |
| Pignone cilindrico e corona a dentatura interna | |
| Rocchetto a dentiera | |
| Ruote coniche | |
| Vite senza fine e ruota elicoidale (si noti in sezione la sagomatura dei denti di quest'ultima, per un migliore rendimento). | |

Fig. 27. Rappresentazione convenzionale di alcuni ingranaggi.

Il disegno delle ruote dentate è fatto in modo convenzionale (secondo la norma UNI EN ISO 2203).

In vista non si disegnano i denti: frontalmente perciò compaiono la circonferenza esterna, tracciata con linea continua grossa (tipo A), e la circonferenza primitiva, con linea mista fine (tipo G); lateralmente si rappresentano il cilindro di testa e quello primitivo.

Il cilindro di piede di regola non è rappresentato, ma nel caso si rendesse necessario, richiede la linea fine continua (tipo B) (figg. 25 e 26).

In sezione si rappresentano i denti, non sezionati e considerati come diritti, in posizione diametralmente opposta indipendentemente dall'essere in numero pari o dispari; si rappresenta anche con linea mista fine la traccia del cilindro primitivo. Nelle ruote coniche è opportuno rappresentare completamente i coni primitivi.

Nei disegni di ingranaggi visti frontalmente le ruote sono rappresentate intersecantesi quando i loro assi giacciono entrambi nel piano di rappresentazione, altrimenti la ruota posta anteriormente copre l'altra; nelle sezioni si rappresenta il dente di una ruota sovrapposto a quello con esso ingranante (fig. 27).

Nelle viste laterali il tipo di dentatura può essere individuato con i simboli di tabella II, usati come in figura 27; nel caso di sezioni si dovrebbe perciò ricorrere a sezioni parziali.

La quotatura delle ruote dentate è effettuata normalmente per tutti gli elementi quotabili se la dentatura non ci fosse (ad eccezione dell'indicazione di rugosità della dentatura, posta sulla traccia del cilindro primitivo): per definire invece la dentatura si ricorre ad una apposita tabella (fig. 28).

| DENTATURA | SIMBOLO |
|---------------------|---------|
| Elicoidale destra | |
| Elicoidale sinistra | |
| Bielicoidale | |
| Spirale | |

Tab. II. Simboli indicativi del tipo di dentatura.

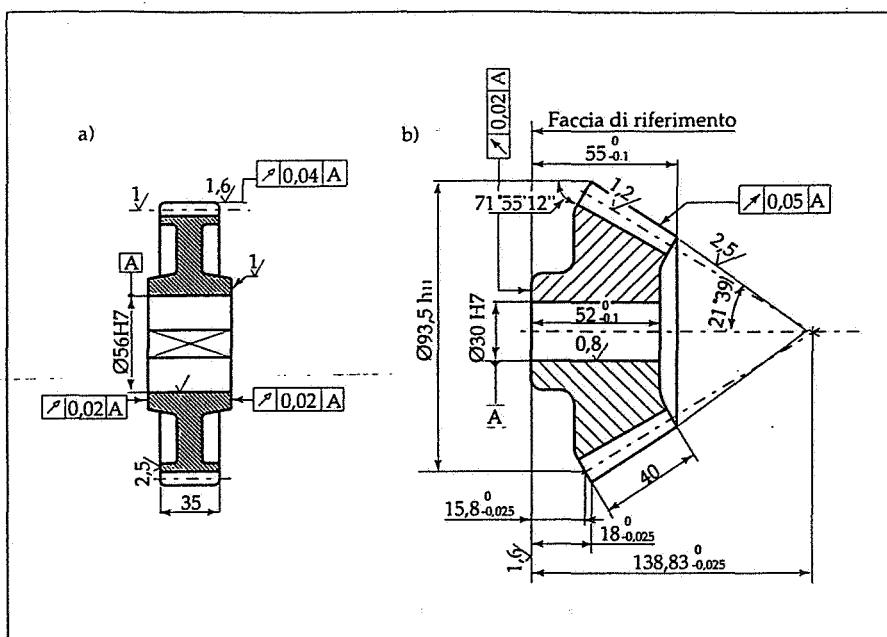


Fig. 28. Quotatura di ruote dentate: il disegno costruttivo prevede la raffigurazione della ruota, con la quotatura degli elementi ad esclusione della dentatura, i cui dati devono essere riportati nella tabella.

| CARATTERISTICHE DELLA DENTATURA | | |
|---|----------|----------------------------|
| Modulo normale | m_n | 5 |
| Numero di denti | z | 44 |
| Dentiera di riferimento | | UNI 6587-69 |
| Angolo dell'elica | β | 23° 33' 23" |
| Senso dell'elica | | destro |
| Diametro primitivo di riferimento | d | 240 |
| Coefficiente di spostamento | x | 0,259 |
| Spessore del dente: - corda - altezza sulla corda | s_{ha} | 8,80 - 0,04 6,34 - 0,06 |
| Grado di precisione | | * |
| Numero di denti ruota coniugata (disegno N°...) | z | 43 |
| Interasse nominale di funzionamento | a^1 | 240 |
| Giuoco normale dell'ingranaggio | j_n | 0,08 ÷ 0,12 |

Tab. III. Tabella delle caratteristiche della dentatura cilindrica elicoidale (per la dentatura cilindrica a denti diritti la tabella è uguale, omettendo ovviamente i dati riguardanti l'elica).

| CARATTERISTICHE DELLA DENTATURA | | |
|---|------------|----------------------------|
| Modulo | m | 5 |
| Numero di denti | z | 16 |
| Dentiera di riferimento | | UNI 6588-69 |
| Diametro primitivo di riferimento | d | 80 |
| Angolo primitivo di riferimento | δ | 18° 4' 48" |
| Angolo di piede | δ_i | 16° 22' 48" |
| Lunghezza della generatrice | R | 128,87 |
| Coefficiente di spostamento | x | 0,42 |
| Spessore del dente: - corda - altezza sulla corda | s_{ha} | 8,54 - 0,05 6,95 - 0,08 |
| Grado di precisione | | * |
| Numero di denti ruota coniugata (disegno N°...) | z | 49 |
| Angolo tra gli assi dell'ingranaggio | Σ | 90° |
| Giuoco normale dell'ingranaggio | j_n | 0,10 ÷ 0,16 |

Tab. IV. Tabella delle caratteristiche della dentatura conica.

Trasmissioni flessibili

Quando gli alberi sono posti ad una distanza tale che non risulti conveniente, per motivi tecnici ed economici, fare uso di ingranaggi, la trasmissione del moto è effettuata mediante organi flessibili: cinghie e catene.

Le *cinghie* trasmettono il movimento per attrito su *pulegge* calettate sugli alberi (fig. 29): si avranno quindi una puleggia conduttrice ed una condotta, e si chiamerà conduttore il tratto di cinghia che va nel senso del moto dalla condotta alla conduttrice e che è in tensione, mentre il tratto opposto,

condotto, risulta poco teso (nel caso di posizione orizzontale è in genere posto superiormente; spesso è tenuto premuto contro le pulegge da appositi *tendicinghia*).

Il rapporto di trasmissione si calcola analogamente alle ruote di frizione, con l'avvertenza che in questo caso i versi di rotazione sono concordi.

Si hanno tre tipi di cinghie: piatte, trapezoidali e dentate.

Le *cinghie piatte* che caratterizzavano le officine in tempi passati, quando un unico albero motore metteva in movimento diverse macchine, sono oggi usate raramente e solo per particolari applicazioni di ridotta potenza: le pulegge per queste cinghie hanno la fascia esterna liscia oppure leggermente bombata per facilitare il centraggio della cinghia in movimento (fig. 30).

Le *cinghie trapezoidali*, in genere costruite in gomma con anima in tessuto e/o fili metallici, hanno sezione a forma di trapezio isoscele e si impegnano in pulegge recanti circonferenzialmente delle gole anch'esse a sezione trapezia, con svasatura verso l'esterno. La cinghia si appoggia lateralmente nelle gole, e la deformazione conseguente alla tensione incrementa tale appoggio (fig. 31). Queste cinghie consentono forti rapporti di trasmissione (fino ad 1:12), con elevata aderenza, mancanza di vibrazioni, silenziosità dovuta all'assenza di giunzioni, ingombri relativamente ridotti e non richiedono lubrificazione; per trasmettere elevate potenze si usano più cinghie in parallelo che si impegnano in pulegge a gole multiple.

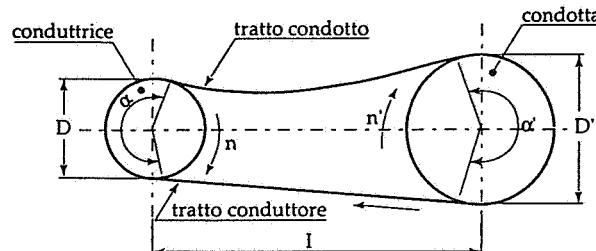


Fig. 29. Trasmissione con cinghie.

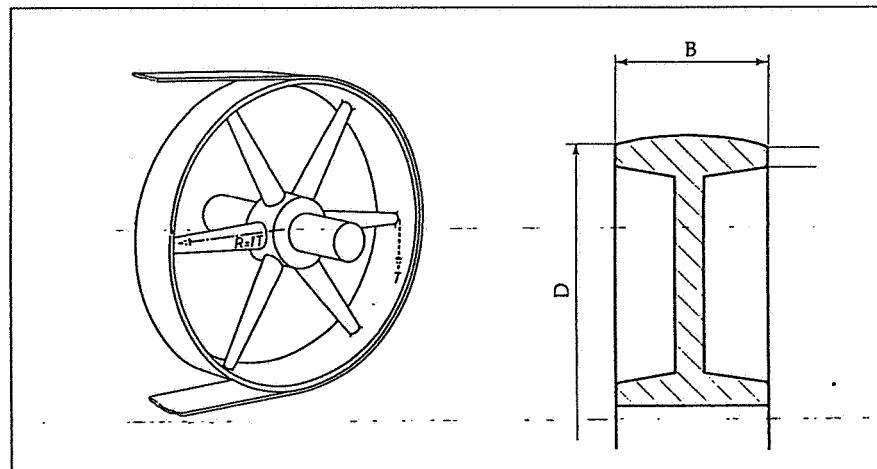


Fig. 30. Cinghie piatte e relative pulegge.



Fig. 31. Cinghie trapezoidali.

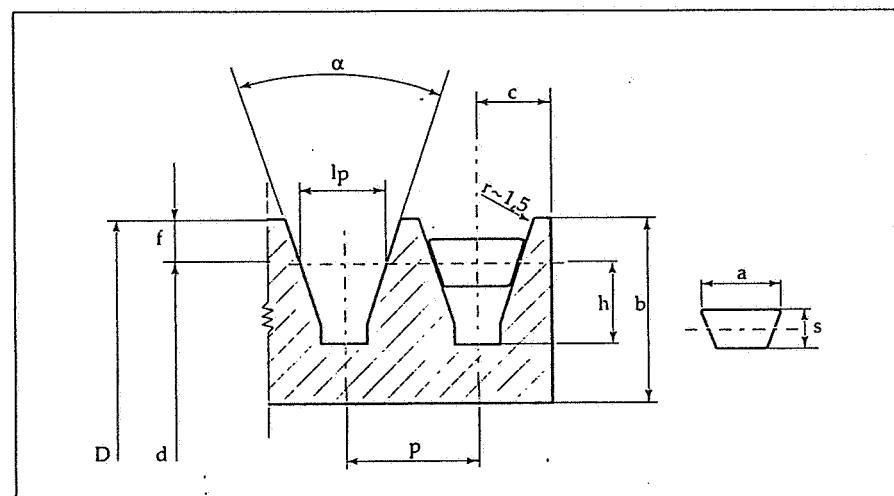
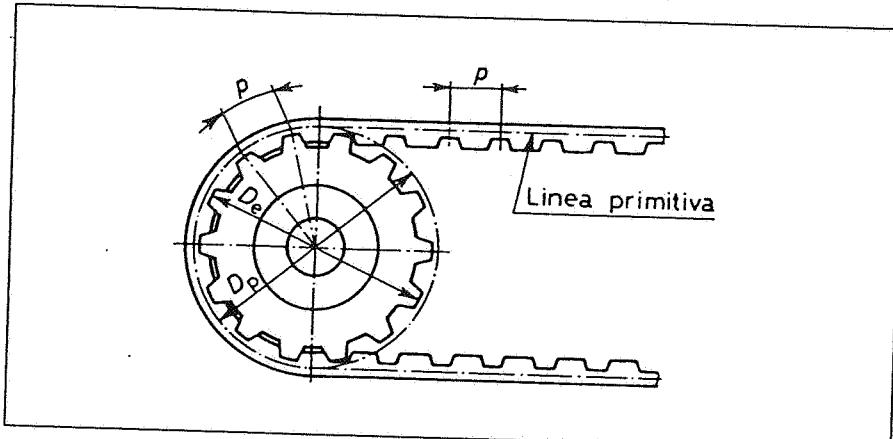


Fig. 32. Profilo delle gole nelle pulegge per cinghie trapezoidali: la larghezza l_p , in corrispondenza del diametro detto primitivo caratterizza anche le cinghie; l'angolo α varia da 34° a 38° all'aumentare delle dimensioni.

| SEZIONE TIPO | Z | A | B | C | D | E |
|-----------------------------|----------|----------|------------|------------|------------|------------|
| lp | 8,5 | 11 | 14 | 19 | 27 | 32 |
| f min. | 2,5 | 3,3 | 4,2 | 5,7 | 8,1 | 9,6 |
| h min. | 7 | 8,7 | 10,8 | 14,3 | 19,9 | 23,4 |
| p | 12 | 15 | 19 | 25,5 | 37 | 44,5 |
| c | 8 | 10 | 12,5 | 17 | 24 | 29 |
| larghezza cinghia a | 10 | 13 | 17 | 22 | 32 | 38 |
| altezza cinghia s | 6 | 8 | 11 | 14 | 19 | 25 |
| diametri primitivi usuali d | 60 ÷ 250 | 90 ÷ 630 | 125 ÷ 1000 | 200 ÷ 1600 | 355 ÷ 2000 | 500 ÷ 2500 |

Tab. V. Dimensioni usuali delle pulegge per cinghie trapezoidali e cinghie relative.



Le cinghie trapezoidali e le relative pulegge sono unificate: in figura 32 e tabella V ne compaiono alcune dimensioni caratteristiche.

Si sono oggi ampiamente sviluppati gli impieghi di *cinghie dentate* (fig. 33): la dentatura è posta sulla faccia interna della cinghia che si impegna in pulegge opportunamente sagomate (fig. 34).

Questa trasmissione, detta *positiva*, unisce i vantaggi della trasmissione con cinghie con la regolarità del moto tipica delle ruote dentate.

Anche con le *catene* si può trasmettere il moto abbastanza regolarmente fra due alberi paralleli distanti fra loro (una regola empirica prescrive una distanza massima uguale ad 80 volte il passo della catena) e con potenze elevate, ma con notevole rumorosità (anche se ridotta mediante opportune soluzioni costruttive) (fig. 35).

Le catene usate in applicazioni industriali sono generalmente del tipo a rulli, costituite da una serie di maglie collegate da pernetti trasversali portanti i rulli che si appoggiano sui denti di opportune ruote dentate (fig. 36).

Le ruote dentate per catene vengono

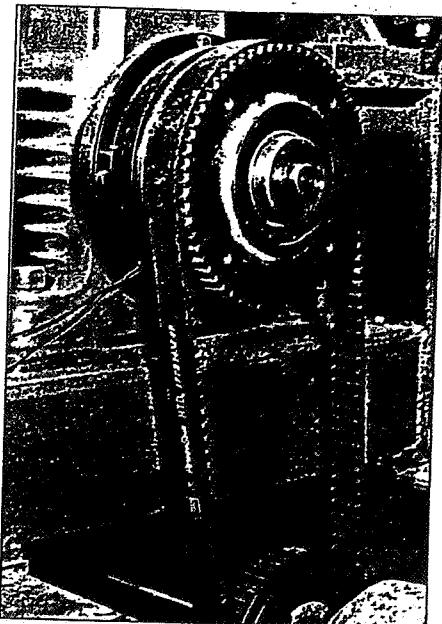


Fig. 33. Trasmissione con cinghie dentate.

Fig. 34. Elementi geometrici delle cinghie dentate: si noti che il cerchio primitivo della ruota (corrispondente alla linea primitiva della cinghia) è esterno al cerchio di testa.

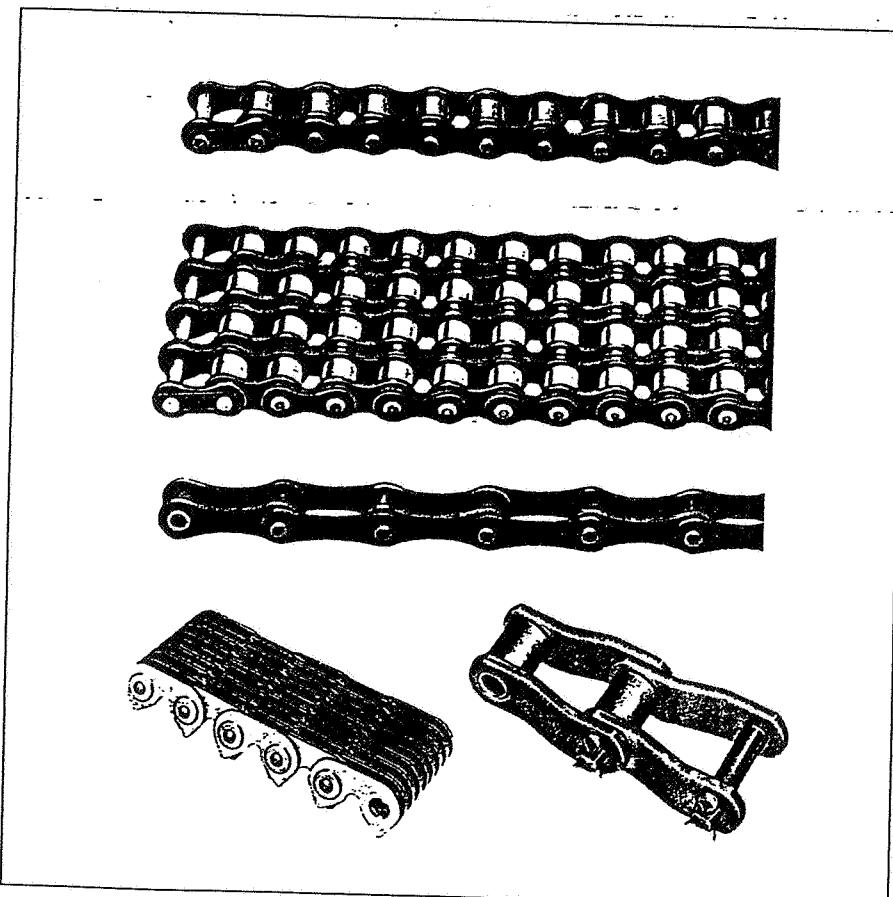


Fig. 35. Alcuni tipi di catene a rulli ed una catena a piastrine per ingranamento silenzioso.

| TIPO DI TRASMISSIONE | VELOCITÀ MAX (m/s) | RAPPORI DI TRASMISSIONE MAX |
|----------------------|-----------------------|-----------------------------|
| INGRANAGGI | cilindrici diritti | 10 |
| | cilindrici elicoidali | 25 |
| | conici cirriti | 6 |
| | conici spirali | 20 |
| | a vite senza fine | 20 |
| CINGHIE | piatte | 5 ÷ 35 |
| | trapezoidalì | 5 ÷ 40 |
| | dentate | 5 ÷ 70 |
| CATENE | a rulli | 15 |
| | silenziose | 20 |

Tab. VI. Confronto fra diversi sistemi di trasmissione del moto rotatorio.

disegnate in modo analogo alle ruote dentate per ingranaggi (fig. 37).

Per apparecchi di sollevamento o trazione si usano le *catene calibrate*, costituite da maglie concatenate, che si impongono in ruote con particolare sagomatura (fig. 38).

Un particolare tipo di trasmissione è anche quello che si basa su *funi o cavi*

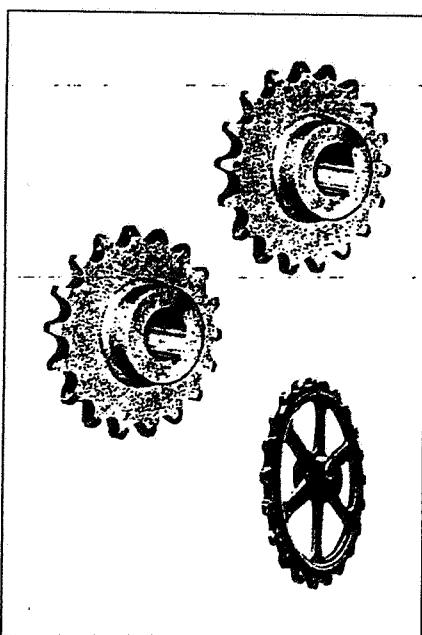


Fig. 36. Ruote per catene a rulli.

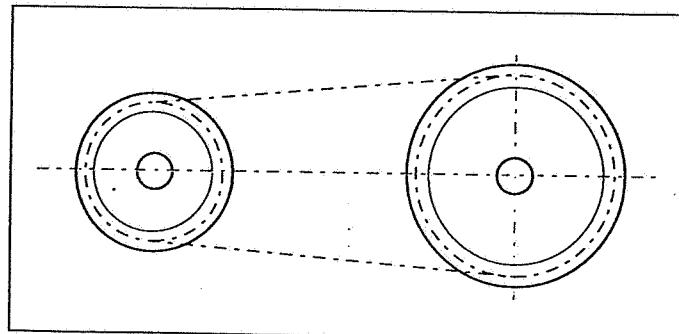


Fig. 37. Rappresentazione di una trasmissione con catena.

di filo d'acciaio intrecciati, di sezione circolare, che si inseriscono in pulegge a gola.

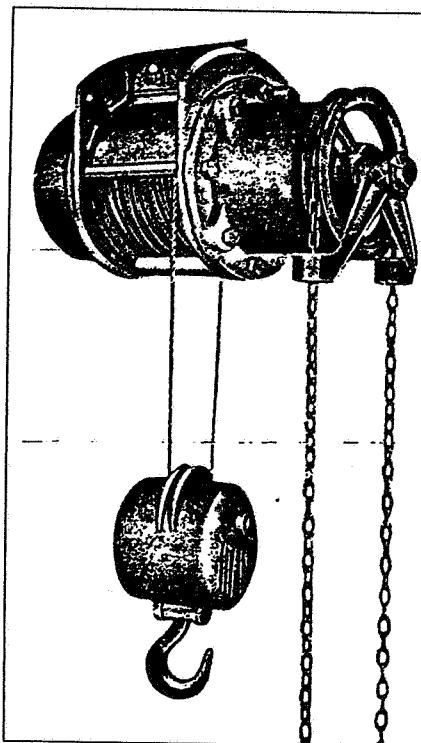


Fig. 38. Nel paranco di figura si possono notare catena ad anelli e funi in acciaio.

SUPPORTI E CUSCINETTI

Sono definiti *supporti* gli elementi funzionali destinati a sorreggere gli elementi rotanti ed a vincolarne la posizione degli assi (fig. 39).

Si definisce come *cuscinetto* la parte di supporto a contatto con l'elemento rotante, in genere vincolata al supporto ma costruita con materiale diverso e con altre caratteristiche che riducano l'attrito al contatto.

Proprio in base all'attrito possono essere suddivisi i cuscinetti, che presentano una grande varietà di soluzioni costruttive:

- cuscinetti a strisciamento o *radenti*
- cuscinetti a rotolamento o *volventi*.

Inoltre si possono considerare cuscinetti destinati a sopportare carichi in direzione *radiale* oppure *assiale*; nel caso dei cuscinetti volventi si ha anche il caso di carico misto, radiale più assiale, cioè *obliquo*.

I cuscinetti radenti radiali possono essere costruiti in un sol pezzo (*boccole*) od in due parti semicilindriche (*gusci o bronzine*) (fig. 40). I materiali utilizzati sono diversi, caratterizzati da bassi coefficienti d'attrito (ferro sinterizzato, bronzo, con o senza piombo, leghe antifrizione a base di stagno e piombo): se non sono abbastanza resistenti per sopportare da soli il carico sono stratificati su di un materiale più resistente. Il parametro di scelta dei cuscinetti radenti è il prodotto pv , in cui p è la pressione esercitata dal perno sul supporto e v è la velocità periferica; un altro dato caratterizzante il cuscinetto è il rapporto L/D , fra lunghezza della zona di contatto e diametro del perno, per cui si parla di cuscinetto corto, medio o lungo se il rapporto è minore, uguale o maggiore di 1.

Il fattore principale per l'uso dei cuscinetti radenti è però la situazione al contatto fra le superfici: si può infatti avere attrito *a secco* o *con lubrificazione* ed è evidente che in questo caso esso sarà minore. È necessario tuttavia fare una distinzione fra il caso in cui il lubrificante contribuisce praticamente a migliorare il coefficiente d'attrito fra le superfici e quello in cui il lubrificante stesso assume funzioni portanti,

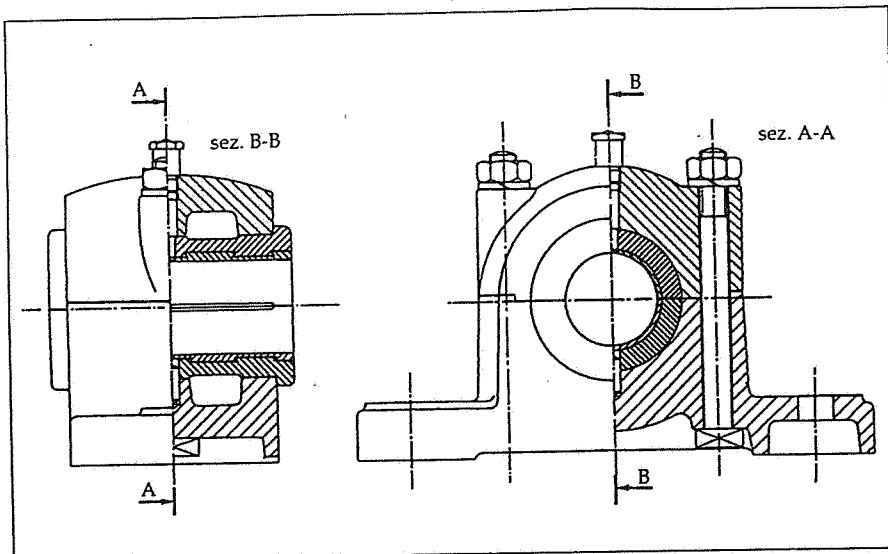


Fig. 39. Un supporto con cuscinetto.

cioè è in realtà lo strato di lubrificante che funge da vero e proprio cuscinetto. In quest'ultimo caso si parlerà di cuscinetti *idrodinamici*, in cui assumono rilevanza fondamentale il gioco fra perno e supporto e la velocità di rotazione, variando i quali cambiano le capacità di sostegno del cuscinetto (portanza idrodinamica) (fig. 41).

Altri casi di cuscinetti in cui è il fluido a sostenere le parti in movimento è quello dei cuscinetti *idrostatici*, in cui il lubrificante è iniettato fra perno e supporto da una pompa esterna e mantenuto ad una pressione adeguata per sostenere il carico (fig. 42).

Anche per spinte assiali si possono avere cuscinetti radenti o appoggi rotanti, intermedi o d'estremità (fig. 43); nel caso in cui si vogliano avere supporti assiali idrodinamici, le superfici portanti non possono essere fra loro parallele poiché non si creerebbe lo strato di lubrificante a spessore variabile necessario per la portanza idrodinamica e si ricorre perciò a superfici re- canti settori ad inclinazione variabile. Si comprende da quanto detto come l'applicazione di cuscinetti radenti risulti piuttosto complessa, richiedendo un adeguato calcolo dei vari parametri influenti e quindi si faccia ricorso ad elementi normalizzati solo in casi piuttosto semplici.

Appare spesso più semplice la scelta dei cuscinetti volventi, le cui caratteristiche dipendono dalla forma e dal montaggio e per i quali le ditte produttrici mettono a disposizione cataloghi e manuali applicativi in grado di coprire gran parte delle normali esigenze.

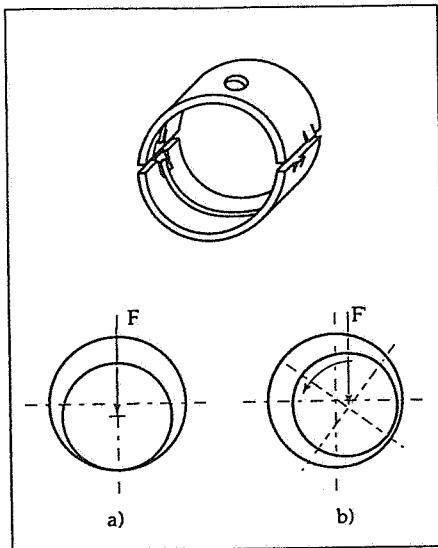


Fig. 41. Cuscinetto idrodinamico: a destra è schematizzata la posizione rispetto al foro del perno fermo (a) e rotante a regime (b).

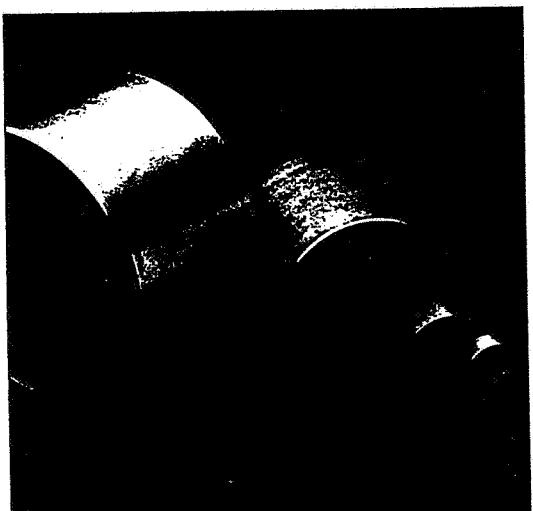


Fig. 40. Cuscinetti radenti.

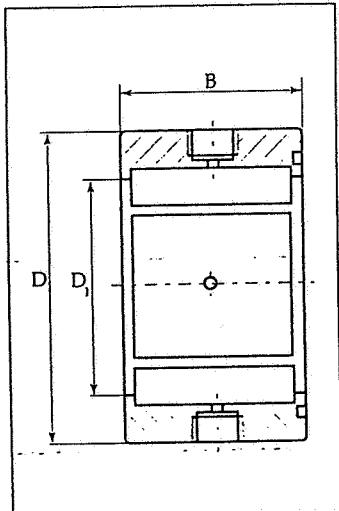


Fig. 42. Cuscinetto idrostatico normalizzato.

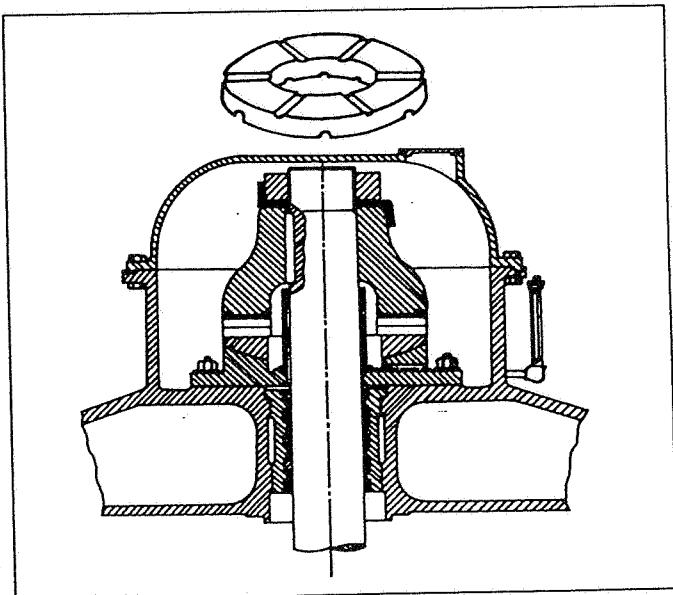


Fig. 43. Cuscinetti radenti assiali: superficie d'appoggio per cuscinetto assiale idrodinamico.

Nel grafico di figura 44 si ha una sintetica illustrazione del comportamento dei vari tipi di cuscinetto: la capacità di sopportare un carico decresce rapidamente all'aumentare del numero di giri nel caso di attrito a secco mentre nei cuscinetti idrodinamici aumenta linearmente e nei cuscinetti a rotolamento tende ad abbassarsi verso un valore limite; in quelli idrostatici la velocità non è influente.

I cuscinetti volventi sono essenzialmente costituiti da due *anelli*, *esterno*, da alloggiarsi in una opportuna sede, ed *interno*, da posizionare sul perno od albero: fra i due anelli sono posti i *corpi volventi*, sfere o rulli, per lo più tenuti distaccati fra loro da una *gabbia* *distanziatrice* (fig. 45). Le dimensioni normalizzate dei cuscinetti sono D , d , B , ed anche il raggio di raccordo r , di cui si deve tener conto nel predisporre le sedi di montaggio. La normalizzazione prevede diverse serie dimensionali, da extraleggera a pesante, in cui, a parità di D o d , aumenta il valore ($D-d$). Rispetto ai cuscinetti radenti i cuscinetti volventi presentano attrito costante anche variando le velocità di rotazione, costanza delle dimensioni e del posizionamento dell'asse del perno rispetto alla sede (non richiedendo i giochi funzionali alla sostentazione idrodinamica), lubrificazione semplice e minore perdita di potenza, nonché in genere minore usura. Di contro si hanno dei limiti alla velocità di rota-

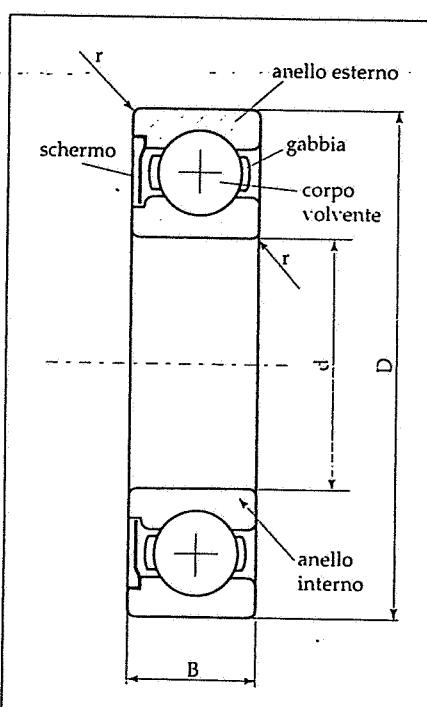


Fig. 45. Gli elementi e le dimensioni caratteristiche di un cuscinetto a sfere.

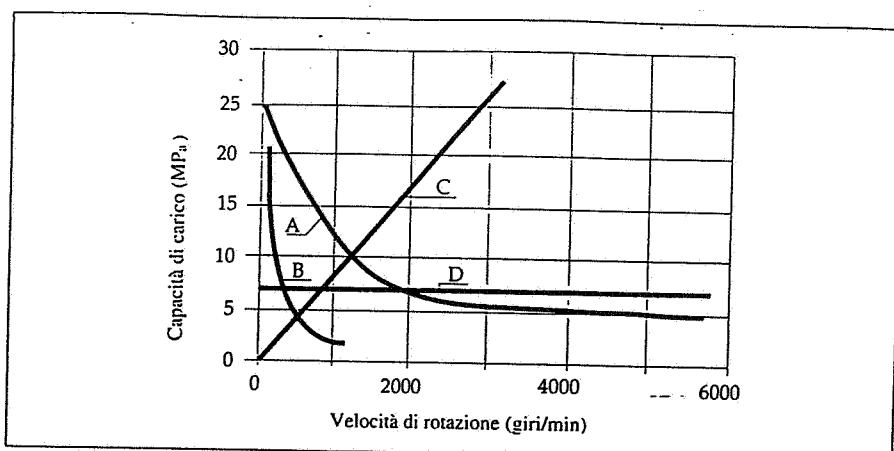


Fig. 44. Confronto qualitativo fra le capacità di carico di vari tipi di cuscinetti al variare della velocità di rotazione. (A, volventi; B, radenti a secco; C, idrodinamici; D, idrostatici).

| TIPO | DISEGNO SEMPLIFICATO | RAPPRESENTAZIONE SIMbolICA |
|--|----------------------|----------------------------|
| Rigido a sfere | | |
| Rigido a due corone di sfere | | |
| Rigido a rulli | | |
| A rullini | | |
| A rullini senza anello interno | | |
| Orientabile a doppia corona di sfere | | |
| Orientabile a doppia corona di rulli a botte | | |

Fig. 46. Vari tipi di cuscinetti volventi radiali. Accanto all'illustrazione compaiono la rappresentazione semplificata e quella simbolica.

zione (a causa dell'inerzia delle masse rotanti), alla capacità di carico (a causa delle elevatissime pressioni che si hanno nelle ristrette aree di contatto fra corpi volventi e sedi di rotolamento) ed un ingombro radiale maggiore rispetto ai cuscinetti radenti (a loro volta più estesi assialmente, sempre a parità di carico sopportabile).

Volendo fare un rapido cenno alla tipologia fondamentale dei cuscinetti, oltre che alla differenza fra i cuscinetti radiali, assiali ed obliqui, già vista in precedenza, essi potranno essere divisi in rigidi (in cui gli assi degli anelli sono permanentemente coassiali) ed orientabili (in cui gli assi ammettono lievi angolazioni, al montaggio o durante il funzionamento); un'ulteriore suddivisione tiene conto degli elementi volventi (sfere, rulli cilindrici, rulli conici o a botte, rullini o aghi (fig. 46). I cuscinetti a rulli in genere sopportano carichi superiori ai tipi a sfere a parità di ingombro radiale, mentre per ridurre tale ingombro si usano i cuscinetti a rullini; per aumentare la capacità di carico si possono affiancare due corone di sfere o rulli.

Per i carichi obliqui oltre che a sfere rotolanti su piste ricavate negli anelli in posizione opportuna, si può ricorrere a rulli conici: questi cuscinetti sono scomponibili e tendono ad allontanare assialmente gli anelli sotto carico per cui occorrono adeguate registrazioni (fig. 47).

Il montaggio è un elemento fondamentale per il corretto funzionamento

| TOLLERANZE PER SEDI DI CUSCINETTI SU ALBERI | |
|---|--|
| g 6 | Per cuscinetti con alloggiamento rotante e albero fisso, anello interno registrabile assialmente: applicazione a ruote folli, pulegge, carrucole, trasportatori, a basse velocità |
| h 5 | Per cuscinetti con anello esterno rotante con carichi irregolari accompagnati da urti; come nelle pulegge a funi e a catene, boccole ferroviarie, ecc.; per cuscinetti con anello interno, oppure esterno, rotante ad alta velocità con piccoli carichi; come nei motorini elettrici, aspiratori, dinamo |
| j 5 | Per cuscinetti con anello interno rotante con carichi e velocità medie; per cuscinetti assiali |
| j 6 | Per cuscinetti con anello interno rotante; carichi medi e velocità elevate |
| k 6 | Per cuscinetti con anello interno rotante; forti carichi radiali e velocità medie ed elevate |
| m 6 | Per cuscinetti con anello interno rotante; carichi radiali molto elevati accompagnati da urti; applicazione a boccole ferroviarie, motori da trazione, pignoni differenziali |
| n 6 | Per cuscinetti con anello interno rotante applicati ai laminatoi |

Tab. VII. Tolleranze dimensionali per le sedi di cuscinetti su alberi ed alloggiamenti.

| TOLLERANZE PER ALLOGGIAMENTI DI CUSCINETTI | |
|--|---|
| H 8 | Per cuscinetti con anello interno rotante con forti carichi e basse velocità: applicazione a trasmissioni, supporti con scatole in due parti; per cuscinetti assiali; |
| H 6 | Per cuscinetti con anello interno rotante; carichi e velocità medie, per tutte le normali applicazioni; |
| J 6 | Per cuscinetti con anello interno rotante ad alte velocità, con piccoli carichi: applicazioni a macchine utensili, motorini elettrici, ecc.; per cuscinetti con anello esterno registrabile assialmente |
| K 6 | Per cuscinetti con albero od alloggiamento rotante; anello esterno con registrabile assialmente: applicazione a pulegge folli, trasmissioni con funi, ruote di teleferiche |
| M 7 | Per cuscinetti con anello esterno rotante; con carichi e velocità medie, applicazione a ruote anteriori di automobile |
| N 6 | Per cuscinetti con anello esterno rotante; con forti carichi accompagnati da urti: applicazione a ruote folli di carrelli ferrotranvieri, bielle, pignoni differenziali |

| TIPO | DISEGNO SEMPLIFICATO | RAPPRESENTAZIONE SIMBOLICA |
|--------------------------|----------------------|----------------------------|
| A sfere | | |
| A rulli conici | | |
| A doppia corona di sfere | | |

Fig. 47. Cuscinetti obliqui.

dei cuscinetti ed a esso si deve fare attenzione già in sede di disegno. Oltre che ai collegamenti fra anelli, sedi ed alberi, affidati ad opportune tolleranze (ad esempio rispettivamente H6 e k6 come scelta generale: per una scelta più particolareggiata si veda la tabella VII) bisogna definire i vincoli in senso assiale: ad esempio in una coppia di cuscinetti rigidi chiusi montati su un albero, uno solo dovrà essere completamente bloccato assialmente, mentre l'altro dovrà essere libero di spostarsi per seguire eventuali dilatazioni o contrazioni longitudinali dell'albero, il che si ottiene non bloccando in senso assiale l'anello fermo (fig. 48). Se i cuscinetti sono di forma aperta, lo spostamento è possibile all'interno del cuscinetto stesso e gli anelli dovranno essere completamente bloccati.

Nei cuscinetti obliqui le spinte passano dall'anello esterno a quello interno (attraverso i corpi volventi) e quindi

tali anelli saranno vincolati su spallamenti diagonalmente opposti: i cuscinetti devono sempre essere montati a coppie con obliquità contrapposte e si distingue un montaggio ad X (in genere utilizzato per alberi ruotanti rispetto alla sede) da un montaggio ad O (quando sia la sede a ruotare rispetto ad un albero) ricordando che la registrazione, che deve tendere a richiedere i cuscinetti che tendono ad aprirsi in senso assiale, è meglio che sia effettuata sugli anelli non rotanti. La registrazione viene effettuata con spessori variabili o con ghiere od anelli filettati (fig. 49).

Per quanto riguarda gli spallamenti o battute d'appoggio dei cuscinetti, esse possono essere ottenute da elementi aggiuntivi (anelli elastici, ghiere, distanziali) o ricavate direttamente nella sede o sull'albero: esse devono comunque avere un'altezza minima correlata con il raggio di raccordo degli spigoli dei cuscinetti (fig. 50 e tab. VIII).

Anche la geometria delle sedi deve essere controllata con attenzione: perpendicolarità degli spallamenti, coassialità, cilindricità influiscono sul funzionamento corretto; in tabella IX sono indicate alcune prescrizioni.

Nel caso di spinte puramente assiali si fa uso di cuscinetti assiali o reggispinata: gli anelli o ralle, portano le piste di rotolamento ricavate sulle facce laterali fra cui rotolano le sfere (più raramente rulli) ed uno di essi ha diametro interno leggermente minore in quanto destinato al fissaggio sull'albero rotante, che invece deve passare liberamente nell'altro.

Ovviamente tali cuscinetti, oltre a non posizionare l'asse di rotazione (per cui occorreranno sempre anche dei cuscinetti radiali) funzionano in un solo verso: per sopportare spinte assiali in entrambi i versi occorrono i cuscinetti a doppio effetto. Anche per i cuscinetti assiali esistono forme orientabili, basate su ralle sdoppiate in mo-

do da realizzare un appoggio sferico od anche su rulli conici opportunamente sagomati in modo da ruotare su un segmento sferico e quindi in grado di consentire spostamenti angolari fra gli assi delle due ralle (figg. 51 e 52).

Accanto ai tipi fondamentali di impiego più generico esistono decine di tipi di cuscinetti particolari, con caratteristiche studiate per ben definite applicazioni ed è quindi ovvio ancora una volta il rinvio ai cataloghi (fig. 53).

Per quanto riguarda la rappresentazione, difficilmente chi non operi in un'azienda produttrice di cuscinetti dovrà affrontarne il disegno costruttivo: i cuscinetti compaiono invece frequentemente nei disegni di gruppi o complessivi ed in tal caso si ricorre ad un disegno semplificato. In questo si mette in evidenza la forma essenziale e soprattutto i rapporti con gli altri componenti, tralasciando quindi sia la raffigurazione di gabbie o di altri ele-

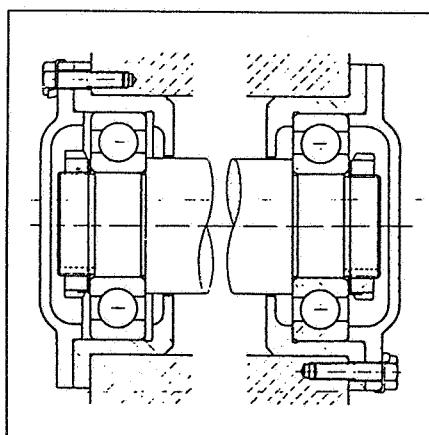


Fig. 48. Esempi di montaggio di cuscinetti radiali. L'anello esterno a sinistra non è bloccato in senso assiale.

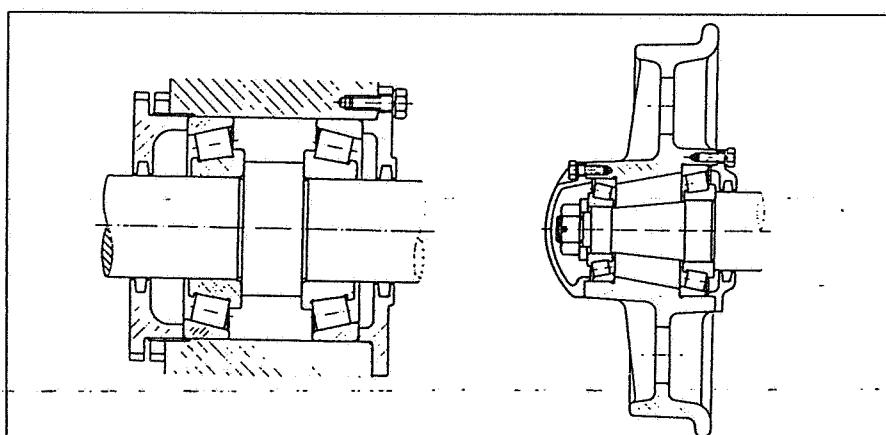


Fig. 49. Montaggio di cuscinetti obliqui: a destra ad O o divergente, a sinistra ad X o convergente. Nel primo caso la registrazione è effettuata sull'anello interno, nel secondo sugli anelli esterni.

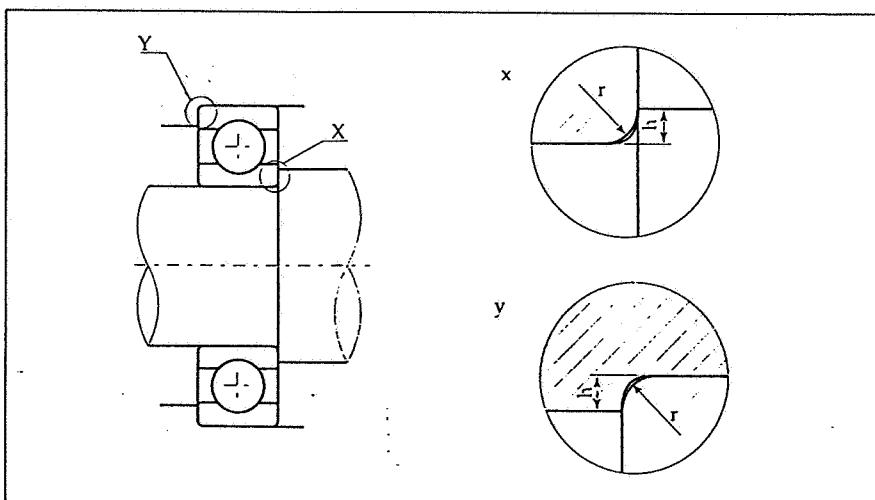


Fig. 50. Spallamenti d'appoggio dei cuscinetti.

| r | r_g | h_{\min} |
|-----|-------|------------|
| 0,5 | 0,3 | 1 |
| 1 | 0,6 | 2,5 |
| 1,5 | 1 | 3 |
| 2 | 1 | 3,5 |
| 2,5 | 1,5 | 4,5 |
| 3 | 2 | 5 |
| 3,5 | 2 | 6 |
| 4 | 2,5 | 7 |
| 5 | 3 | 9 |
| 6 | 4 | 11 |
| 8 | 5 | 14 |
| 10 | 6 | 17 |
| 12 | 7 | 20 |

Tab. VIII. Altezze di spallamento per il montaggio di cuscinetti volventi (r_g = raggio del raccordo sullo spallamento).

menti costruttivi come gli schermi per la tenuta stagna (nonché i tratteggi delle sezioni), sia la esatta rappresentazione in scala dei vari elementi, come appare nelle figure precedenti accanto alla raffigurazione realistica dei cuscinetti.

Si è già accennato alla possibilità di individuare tutte le parti del cuscinetto con un unico tratteggio, considerando un particolare unico (cap. 6, fig. 49). Secondo la norma UNI 10317 (derivata dalla ISO 8826) si rappresenta, se-

condo i metodi generali prima accennati, un generico cuscinetto volvente con un quadrato, recante una croce in posizione centrale (fig. 54).

Il quadrato può essere modificato per adeguarlo al contorno della sezione di cuscinetti di forme particolari.

Il quadrato viene posto da entrambe le parti dell'asse di simmetria: si rileva che molti disegnatori usano disegnare da un lato la sezione del cuscinetto (semplificata) e dall'altro la rappresentazione simbolica.

La simbologia prevista dall'ISO si basa sulla combinazione di un tratto che indica la linea di separazione fra gli anelli, quindi rettilineo per cuscinetti rigidi e curvo per cuscinetti orientabili, e da uno o più trattini, perpendicolari al precedente, che indicano le file di corpi volventi.

Si hanno perciò le rappresentazioni simboliche del tipo che compare accanto ai cuscinetti illustrati nelle figure precedenti ed utilizzati negli esempi di figura 55.

| TIPO | DISEGNO SEMPLIFICATO | RAPPRESENTAZIONE SIMBOLICA |
|------------------------------|----------------------|----------------------------|
| Rigido a semplice effetto | | |
| Orientabile a doppio effetto | | |
| Orientabile a rulli | | |

Fig. 51. Cuscinetti assiali.

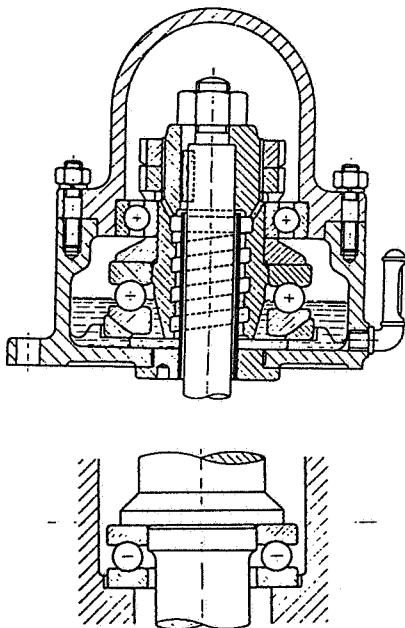


Fig. 52. Montaggio di cuscinetti assiali.

| TIPO | DISEGNO SEMPLIFICATO | RAPPRESENTAZIONE SIMBOLICA | TIPO |
|--|----------------------|----------------------------|---|
| Assiale a rulli | | | A sfere a quattro contatti (per spinte oblique nei due sensi) |
| Combinato | | | A rulli incrociati (per forti carichi obliqui e basse velocità) |
| Rotella a rullini con fascia esterna convessa (per possibili orientamenti) | | | Y con fissaggio a viti di pressione |

Fig. 53. Alcuni cuscinetti speciali.

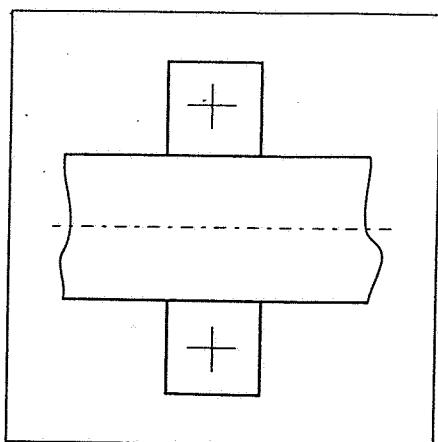


Fig. 54. Rappresentazione schematica dei cuscinetti volventi.

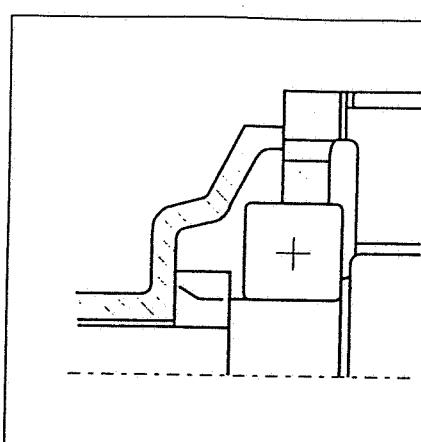


Fig. 55. Esempi di rappresentazione semplificata a destra e simbolica (a sinistra) dei cuscinetti volventi (e di anelli di tenuta, vedi paragrafo successivo).

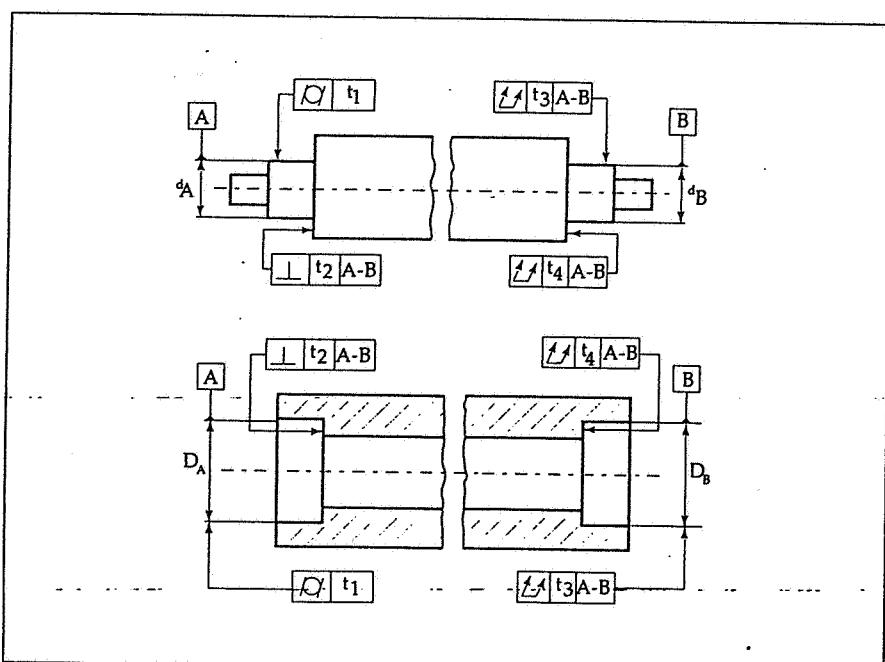


Fig. 56. Indicazione di tolleranze geometriche sulle sedi per cuscinetti (vedi tabella IX).

| Superficie | Scostamenti ammissibili | | | | | |
|---|-------------------------|-----------------------------|--------------------|--|-----------------|-----------------|
| | Caratteristica | Simbolo per caratteristiche | Zona di tolleranza | Cuscinetti della classe di precisione 1) Normale, CLN | | |
| Superficie | | | | P6 | P5 | P4 |
| Cilindricità (od oscillazione assiale totale) | | t_i (t_i) | $\frac{IT5}{2}$ | $\frac{IT4}{2}$ | $\frac{IT3}{2}$ | $\frac{IT2}{2}$ |
| Spallamento piano | | | | | | |
| Perpendicolarietà (od oscillazione assiale totale) | | t_i (t_i) | | IT5 | IT4 | IT3 |
| 1) Per cuscinetti di precisione maggiore (precisione P4 ecc.) si prega di consultare il catalogo SKF "Cuscinetti di precisione" | | | | | | |

RAPPRESENTAZIONI SEMPLIFICATE DI ELEMENTI DI MACCHINE

Allo scopo di rendere più rapida nel complesso la rappresentazione di elementi che, come detto ad inizio capitolo, non vengono costruiti appositamente ma scelti sui tavelli e cataloghi che ne specificano caratteristiche dimensionali e funzionali, si ricorre a raffigurazioni semplificate.

Cioè in pratica nel complessivo si indica la presenza in una certa posizione di un elemento in grado di svolgere determinate funzioni, demandando alla caratterizzazione dell'elemento alla distinta componenti che integra il disegno d'insieme.

Carattere comune a tali rappresentazioni semplificate è l'uso di linee continue grosse (tipo A) che raffigurano il contorno od ingombro dell'elemento, nella scala del disegno, completando con simboli che individuano genericamente la categoria dell'elemento o possono anche specificarne alcune caratteristiche rilevanti.

Tale specificazione da origine a problemi, poiché la varietà di componenti utilizzabili (non sempre unificati) porterebbe ad un tale numero di simboli diversi da renderne difficile la comprensione immediata.

Né va trascurata la considerazione che spesso i particolari accoppiati con l'elemento schematizzato modificano la loro forma in funzione delle sue caratteristiche ed è perciò opportuno che queste risultino chiaramente.

L'uso dei disegni semplificati a carattere simbolico ha quindi dei limiti.

Nota esplicativa

- ↓ Per esigenze normali
- ↓ Per esigenze speciali riguardo la precisione di rotazione o un appoggio uniforme

Tab. IX. Tolleranze geometriche sulle sedi per cuscinetti.

TENUTE E GUARNIZIONI

Nel caso di alberi rotanti o di altri meccanismi contenuti in spazi chiusi ma comunicanti con l'esterno si tratta spesso di evitare fuoruscite di lubrificante e di impedire infiltrazioni di impurità verso l'interno.

Per ottenere questo obiettivo si ricorre a guarnizioni o tenute, statiche o dinamiche.

Naturalmente il problema della tenuta si pone anche fra parti non in movimento fra loro (coperchi e simili) e viene spesso risolto inserendo del mate-

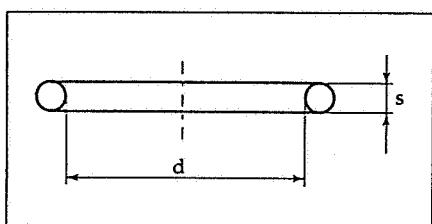
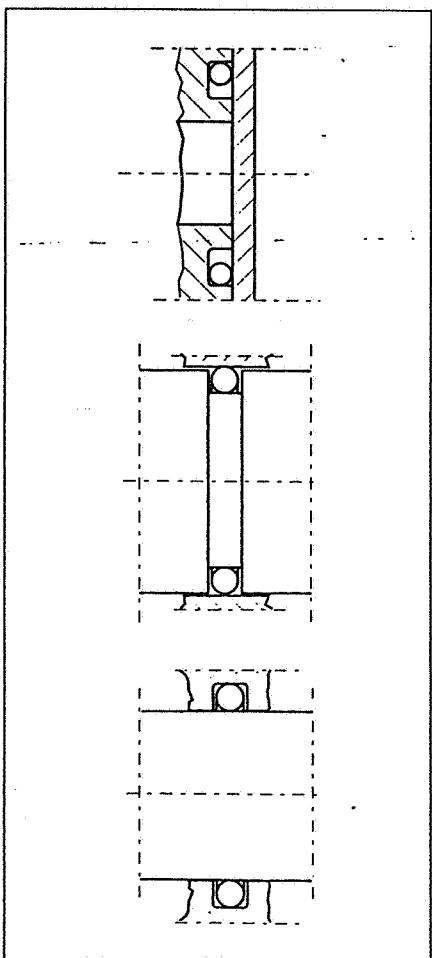


Fig. 57. Tenute tipo OR (O ring).



| SPESSORE s | | | | | | |
|------------|-------|-------|--------|--------|--------------------|--------|
| 1,78 | 2,62 | 3,53 | 5,33 | 6,99 | DIAMETRO INTERNO d | |
| 1,78 | 9,13 | 18,64 | 78,97 | 37,46 | 113,66 | 304,17 |
| 2,57 | 9,19 | 20,22 | 82,14 | 40,64 | 114,70 | 316,87 |
| 2,90 | 9,92 | 21,82 | 85,32 | 43,81 | 116,84 | 329,57 |
| 3,68 | 10,77 | 23,39 | 88,49 | 46,99 | 120,01 | 342,27 |
| 4,47 | 11,91 | 24,99 | 91,67 | 50,16 | 123,19 | 354,90 |
| 5,28 | 12,37 | 25,80 | 94,84 | 53,34 | 124,60 | 354,97 |
| 6,07 | 13,10 | 26,57 | 98,02 | 56,51 | 126,36 | 367,67 |
| 6,75 | 13,94 | 28,17 | 101,19 | 59,69 | 129,54 | 380,30 |
| 7,65 | 15,08 | 29,74 | 104,37 | 62,86 | 132,71 | 380,37 |
| 8,73 | 15,54 | 31,34 | 107,50 | 66,04 | 134,50 | 393,07 |
| 9,25 | 15,88 | 32,92 | 107,54 | 69,21 | 135,89 | |
| 10,82 | 17,12 | 34,52 | 110,72 | 72,39 | 139,06 | |
| 11,11 | 17,86 | 36,09 | 113,89 | 74,63 | 142,24 | |
| 12,42 | 18,72 | 37,46 | 117,07 | 75,56 | 145,41 | |
| 14,00 | 20,29 | 37,69 | 120,24 | 78,74 | 148,59 | |
| 15,60 | 20,63 | 39,69 | 123,42 | 79,77 | 151,76 | |
| 17,17 | 21,89 | 40,87 | 126,59 | 81,91 | 155,60 | |
| 18,77 | 22,22 | 41,28 | 129,70 | 85,09 | 158,11 | |
| 20,35 | 23,47 | 42,86 | 129,77 | 88,26 | 159,50 | |
| 21,95 | 23,81 | 44,04 | 132,90 | 89,69 | 161,90 | |
| 23,52 | 25,07 | 44,45 | 132,94 | 91,44 | 164,46 | |
| 25,12 | 26,64 | 46,04 | 136,12 | 94,61 | 166,70 | |
| 26,70 | 28,24 | 47,22 | 139,29 | 97,79 | 168,30 | |
| 28,30 | 29,82 | 47,63 | 142,47 | 100,00 | 170,81 | |
| 28,87 | 31,42 | 49,21 | 145,64 | 100,96 | 174,60 | |
| 29,87 | 32,99 | 50,39 | 148,82 | 101,01 | 177,16 | |
| 31,47 | 34,59 | 50,80 | 151,99 | 104,14 | 181,00 | |
| 33,05 | 36,17 | 52,39 | 158,34 | 107,31 | 183,51 | |
| 34,65 | 37,77 | 53,57 | 164,69 | 109,50 | 187,30 | |
| 37,82 | 39,34 | 53,98 | 171,04 | 110,49 | 189,86 | |
| 38,00 | 40,94 | 55,56 | 177,39 | 113,66 | 189,90 | |
| 40,99 | 42,52 | 56,74 | 183,74 | 117,50 | 193,70 | |
| 44,17 | 44,12 | 57,15 | 190,09 | 120,70 | 196,21 | |
| 47,35 | 45,69 | 58,74 | 196,44 | 123,80 | 200,70 | |
| | 47,29 | 59,92 | 202,79 | 127,00 | 202,56 | |
| | 48,89 | 60,33 | 209,14 | 130,20 | 208,90 | |
| | 50,47 | 61,91 | 215,49 | 133,40 | 215,27 | |
| | 52,07 | 63,09 | 221,84 | 136,50 | 221,60 | |
| | 53,64 | 63,50 | 228,19 | 139,70 | 227,97 | |
| | 55,24 | 65,09 | 234,54 | 142,88 | 234,30 | |
| | 56,82 | 66,27 | 240,89 | 142,90 | 240,67 | |
| | 58,42 | 66,68 | 247,24 | 146,10 | 247,00 | |
| | 59,99 | 68,26 | 253,59 | 149,20 | 253,37 | |
| | 61,59 | 69,44 | 266,29 | | 259,70 | |
| | 63,17 | 69,85 | 278,99 | | 266,07 | |
| | 64,77 | 71,44 | 289,29 | | 272,40 | |
| | 66,34 | 72,62 | | | 278,77 | |
| | 67,94 | 73,03 | | | 285,10 | |
| | 69,52 | 74,61 | | | 291,47 | |
| | 71,12 | 75,79 | | | 297,81 | |

Tab. X. Dimensioni di guarnizioni toroidali tipo OR.

Fig. 58. Esempi di applicazioni di tenute OR in funzione statica e dinamica. In linea di massima si assume il diametro medio della gola sede dell'OR uguale al diametro medio dell'OR stesso.

riale resistente ma deformabile che viene compresso fra le parti stesse in modo da annullare le possibili fessure o disuniformità fra le superfici a contatto.

Tenute statiche di questo tipo sono anche gli anelli toroidali in gomma o altro materiale sintetico, detti O-ring, che vengono per lo più inseriti in apposite scanalature. Gli elementi fra cui gli anelli sono inseriti prevedono in genere accoppiamenti dell'ordine g7/H8 (figg. 57 e 58 e tab. X).

Gli O-ring vengono anche usati quando vi siano movimenti rotatori od assiali lenti, ma per parti in movimento si preferiscono rispettivamente anelli di tenuta a labbro flessibile e tenute a labbro ad U.

I primi vengono inseriti in apposite sedi ricavate nella parte fissa e premono sull'albero rotante tramite una superficie deformabile: la rugosità dell'albero non dovrebbe essere superiore a 0,2-0,4 μm con tolleranza h9, mentre per la sede si ha tolleranza H8;

la concavità deve sempre essere rivolta verso il fluido da ritenere (figg. 59 e 60 e tab. XI).

Le tenute a labbro per moti rettilinei presentano una sezione a U in cui uno dei tratti, più flessibile, viene spinto contro la superficie di strisciamento dallo stesso fluido che contribuisce a contenere (ovviamente si impone un montaggio a coppie contrapposte quando si abbia un moto alternativo) (figg. 61 e 62 e tab. XII).

Tenute rotanti con attrito quasi nullo,

| d | D | h | d | D | h | d | D | h | d | D | h | d | D | h |
|----|----|---|----|----|-----|----|----|----|----|-----|----|-----|-----|----|
| 6 | 16 | 7 | 17 | 35 | 7 | 28 | 47 | 7 | 45 | 65 | 8 | 70 | 90 | 10 |
| 6 | 22 | 7 | 17 | 35 | 8 | 28 | 52 | 10 | 45 | 70 | 10 | 70 | 100 | 10 |
| 7 | 16 | 7 | 17 | 40 | 7 | 30 | 40 | 7 | 45 | 72 | 10 | 72 | 95 | 10 |
| 7 | 22 | 7 | 18 | 30 | 7 | 30 | 42 | 7 | 48 | 62 | 8 | 72 | 100 | 10 |
| 8 | 16 | 7 | 18 | 32 | 8 | 30 | 47 | 10 | 48 | 72 | 10 | 75 | 95 | 10 |
| 8 | 22 | 7 | 18 | 35 | 8 | 30 | 50 | 8 | 50 | 65 | 8 | 75 | 100 | 10 |
| 8 | 24 | 7 | 18 | 40 | 7 | 30 | 50 | 10 | 50 | 68 | 10 | 78 | 100 | 10 |
| 9 | 22 | 7 | 19 | 27 | 6 | 30 | 56 | 10 | 50 | 70 | 10 | 80 | 100 | 10 |
| 9 | 24 | 7 | 19 | 40 | 10 | 30 | 62 | 10 | 50 | 72 | 10 | 80 | 100 | 13 |
| 9 | 26 | 7 | 19 | 40 | 10 | 30 | 62 | 10 | 50 | 80 | 10 | 80 | 100 | 13 |
| 10 | 19 | 7 | 20 | 30 | 5 | 32 | 45 | 7 | 50 | 90 | 10 | 80 | 110 | 12 |
| 10 | 22 | 7 | 20 | 30 | 7 | 32 | 47 | 7 | 52 | 68 | 8 | 85 | 110 | 12 |
| 10 | 24 | 7 | 20 | 32 | 7 | 32 | 50 | 10 | 52 | 72 | 10 | 85 | 110 | 13 |
| 10 | 26 | 7 | 20 | 35 | 7 | 32 | 52 | 7 | 55 | 72 | 10 | 85 | 120 | 12 |
| 11 | 22 | 7 | 20 | 42 | 7 | 35 | 50 | 10 | 55 | 80 | 10 | 90 | 110 | 12 |
| 11 | 26 | 7 | 20 | 47 | 7 | 35 | 52 | 7 | 55 | 90 | 10 | 90 | 120 | 12 |
| 12 | 22 | 7 | 22 | 32 | 7 | 35 | 52 | 10 | 56 | 70 | 8 | 95 | 120 | 12 |
| 12 | 24 | 7 | 22 | 35 | 7 | 35 | 62 | 10 | 56 | 72 | 8 | 95 | 120 | 13 |
| 12 | 28 | 7 | 22 | 40 | 7 | 35 | 72 | 12 | 56 | 80 | 8 | 95 | 125 | 12 |
| 12 | 30 | 7 | 22 | 45 | 7 | 36 | 47 | 7 | 56 | 85 | 8 | 95 | 136 | 13 |
| 14 | 24 | 7 | 24 | 35 | 7 | 36 | 50 | 7 | 58 | 72 | 8 | 100 | 120 | 12 |
| 14 | 28 | 7 | 24 | 40 | 7 | 36 | 52 | 7 | 58 | 80 | 8 | 100 | 125 | 12 |
| 14 | 30 | 7 | 24 | 40 | 8,5 | 36 | 62 | 7 | 58 | 90 | 10 | 100 | 130 | 12 |
| 14 | 35 | 7 | 24 | 47 | 7 | 38 | 52 | 8 | 60 | 75 | 8 | 105 | 130 | 12 |
| 15 | 24 | 5 | 25 | 35 | 7 | 38 | 55 | 7 | 60 | 80 | 10 | 105 | 140 | 12 |
| 15 | 24 | 7 | 25 | 38 | 7 | 38 | 62 | 10 | 60 | 85 | 10 | 110 | 130 | 12 |
| 15 | 26 | 7 | 25 | 40 | 8 | 40 | 52 | 7 | 60 | 90 | 10 | 110 | 130 | 13 |
| 15 | 30 | 7 | 25 | 42 | 6 | 40 | 55 | 7 | 62 | 85 | 10 | 110 | 140 | 12 |
| 15 | 32 | 7 | 25 | 42 | 7 | 40 | 56 | 8 | 62 | 90 | 10 | 115 | 140 | 12 |
| 15 | 35 | 7 | 25 | 46 | 7 | 40 | 60 | 10 | 63 | 85 | 13 | 120 | 150 | 12 |
| 16 | 24 | 4 | 25 | 47 | 7 | 40 | 62 | 10 | 63 | 90 | 10 | 120 | 160 | 12 |
| 16 | 24 | 5 | 25 | 52 | 7 | 40 | 65 | 10 | 65 | 85 | 10 | 125 | 150 | 12 |
| 16 | 28 | 7 | 26 | 35 | 7 | 40 | 72 | 10 | 65 | 90 | 10 | 125 | 160 | 12 |
| 16 | 30 | 7 | 26 | 37 | 7 | 42 | 55 | 8 | 65 | 90 | 10 | 125 | 160 | 12 |
| 16 | 32 | 7 | 26 | 42 | 7 | 42 | 56 | 7 | 68 | 100 | 10 | 130 | 160 | 12 |
| 16 | 35 | 7 | 26 | 47 | 7 | 42 | 62 | 10 | 68 | 90 | 10 | 140 | 170 | 12 |
| 17 | 28 | 7 | 28 | 38 | 7 | 42 | 72 | 8 | 68 | 100 | 10 | 150 | 180 | 13 |
| 17 | 30 | 7 | 28 | 40 | 7 | 45 | 60 | 7 | 68 | 100 | 13 | 150 | 180 | 13 |
| 17 | 32 | 7 | 28 | 45 | 7 | 45 | 62 | 7 | 70 | 85 | 8 | | | |

Tab. XI. Dimensioni di guarnizioni per alberi rotanti tipo CORTECO ad anello (riferimento a figura 59).

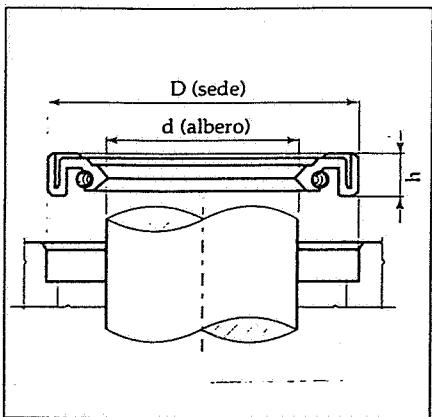


Fig. 59. Tenute ad anello per alberi rotanti.

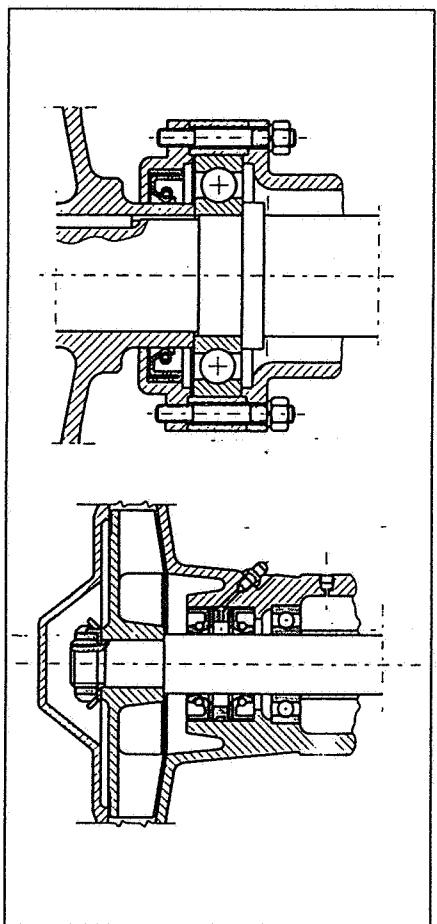


Fig. 60. Esempi di applicazioni di anelli tipo GACO su alberi rotanti.

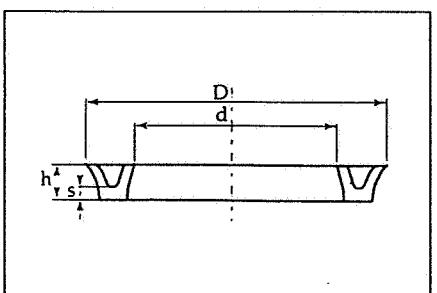


Fig. 61. Tenute a labbro ad U.

| d | D | h | s | d | D | h | s | d | D | h | s |
|----|----|-----|------|-----|-----|----|-----|-----|-----|----|------|
| 5 | 12 | 5 | 2,2 | 35 | 55 | 10 | 5 | 110 | 135 | 12 | 6 |
| 6 | 17 | 6 | 3 | 35 | 60 | 12 | 6 | 110 | 140 | 15 | 7,5 |
| 6 | 18 | 8 | 4 | 38 | 58 | 10 | 5 | 115 | 145 | 12 | 6 |
| 6 | 20 | 8 | 4 | 40 | 60 | 10 | 5 | 120 | 140 | 10 | 5 |
| 8 | 15 | 6 | 3,8 | 40 | 65 | 12 | 6 | 120 | 150 | 15 | 7,5 |
| 8 | 16 | 6 | 3 | 45 | 65 | 10 | 5 | 125 | 155 | 15 | 7,5 |
| 8 | 25 | 6 | 3 | 46 | 70 | 12 | 6 | 130 | 160 | 15 | 7,5 |
| 10 | 22 | 6 | 3 | 48 | 68 | 10 | 5 | 140 | 170 | 15 | 7,5 |
| 10 | 26 | 8 | 4 | 50 | 70 | 10 | 5 | 145 | 175 | 15 | 7,5 |
| 10 | 30 | 10 | 5 | 55 | 75 | 10 | 5 | 150 | 180 | 15 | 7,5 |
| 12 | 24 | 6 | 3 | 55 | 80 | 12 | 6 | 160 | 190 | 15 | 7,5 |
| 12 | 28 | 10 | 5 | 55 | 85 | 15 | 7,5 | 160 | 200 | 20 | 10 |
| 12 | 35 | 14 | 7 | 59 | 90 | 15 | 7,5 | 170 | 200 | 15 | 7,5 |
| 12 | 36 | 12 | 6 | 60 | 80 | 10 | 5 | 170 | 210 | 20 | 10 |
| 13 | 30 | 10 | 5 | 60 | 90 | 15 | 7,5 | 180 | 220 | 20 | 10 |
| 14 | 32 | 10 | 5 | 60 | 90 | 15 | 7,5 | 190 | 220 | 15 | 7,5 |
| 15 | 30 | 8 | 4 | 65 | 85 | 10 | 5 | 200 | 230 | 15 | 7,5 |
| 15 | 35 | 10 | 5 | 65 | 90 | 12 | 6 | 200 | 240 | 20 | 10 |
| 16 | 32 | 8 | 4 | 65 | 95 | 12 | 5 | 210 | 250 | 20 | 10 |
| 16 | 36 | 10 | 5 | 70 | 90 | 10 | 5 | 220 | 260 | 20 | 10 |
| 17 | 38 | 10 | 5 | 75 | 95 | 10 | 5 | 220 | 260 | 20 | 10 |
| 18 | 34 | 8 | 4 | 75 | 100 | 15 | 7,5 | 230 | 270 | 20 | 10 |
| 18 | 38 | 10 | 5 | 75 | 105 | 15 | 7,5 | 240 | 280 | 20 | 10 |
| 18 | 40 | 10 | 5 | 80 | 100 | 10 | 5 | 250 | 290 | 20 | 10 |
| 20 | 36 | 8 | 4 | 80 | 105 | 12 | 6 | 260 | 300 | 20 | 10 |
| 20 | 40 | 10 | 5 | 80 | 110 | 15 | 7,5 | 270 | 310 | 20 | 10 |
| 20 | 43 | 12 | 6 | 85 | 105 | 10 | 5 | 280 | 320 | 20 | 10 |
| 22 | 42 | 10 | 5 | 85 | 110 | 12 | 6 | 290 | 330 | 20 | 10 |
| 25 | 42 | 8,5 | 4,25 | 85 | 115 | 15 | 7,5 | 300 | 340 | 20 | 10 |
| 25 | 45 | 10 | 5 | 90 | 110 | 10 | 5 | 310 | 350 | 20 | 10 |
| 25 | 50 | 12 | 6 | 90 | 120 | 15 | 7,5 | 320 | 360 | 20 | 10 |
| 26 | 46 | 10 | 5 | 95 | 115 | 10 | 5 | 330 | 370 | 20 | 10 |
| 28 | 48 | 10 | 5 | 95 | 125 | 15 | 7,5 | 340 | 380 | 20 | 10 |
| 30 | 45 | 10 | 5 | 100 | 110 | 5 | 2,5 | 350 | 400 | 25 | 12,5 |
| 30 | 50 | 10 | 5 | 100 | 120 | 10 | 6 | 400 | 450 | 25 | 12,5 |
| 30 | 60 | 15 | 7,5 | 100 | 125 | 12 | 7,5 | 460 | 510 | 32 | 14 |
| 32 | 52 | 10 | 5 | 100 | 130 | 15 | — | — | — | — | — |
| 34 | 60 | 12 | 6 | — | — | — | — | — | — | — | — |

Tab XII. Dimensioni di guarnizioni ad U per moto alternativo (riferimento a figura 61).

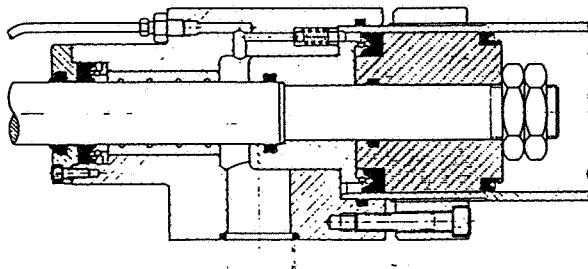


Fig. 62. Applicazioni di tenute a labbro.

indispensabili quando vi siano condizioni ambientali ostili (per temperatura o sostanze presenti) sono le tenute a labirinto, che funzionano basandosi sulla difficoltà per le particelle di superare il cammino tortuoso fra un elemento mobile ed uno fisso contro cui vengono proiettate per forza centrifuga (fig. 63).

Anche per le guarnizioni è prevista una rappresentazione semplificata simbolica simile a quella impiegata nei cuscinetti, secondo la norma UNI ISO 9222.

Quando si debba rappresentare una guarnizione per applicazioni dinamiche senza specificarne il tipo, il suo ingombro è rappresentato da un quadrato recante al centro una croce diagonale. Come per i cuscinetti il quadrato può essere modificato per rappresentare il contorno reale.

Simboli ed esempi applicativi sono riportati nella tabella XIII e nelle figure 64 e 65. La direzione di tenuta può essere rappresentata con una freccia al termine dei tratti di tabella XIII.

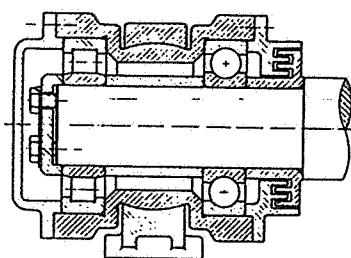


Fig. 63. Tenuita a labirinto.

| ELEMENTO | DESCRIZIONE | APPLICAZIONE |
|----------|--|--|
| — | Tratto continuo lungo (parallelo ad una generatrice della superficie di tenuta) | Elemento di guarnizione statica (guarnizione o parte di guarnizione o sua funzione) |
| \\ | Tratto continuo lungo (in diagonale rispetto ai contorni) | Elementi di guarnizione dinamica o sua funzione (parte di guarnizione) congiuntamente al segno grafico precedente indica il lato della guarnizione che si oppone ai fluidi, gas e solidi |
| \\ \\ | Tratto continuo corto (in diagonale rispetto ai contorni e a 90° rispetto al segno grafico precedente) | In combinazione con il segno grafico precedente guarnizioni con labbro parapolvere, guarnizione con raschiatore, ecc. |
| \\ \\ \\ | Tratto continuo corto inclinato verso il centro del quadrato | Guarnizione a labbro per guarnizione calotta ad U, guarnizioni anulari a V, insieme di guarnizioni di tenuta, ecc. |
| L | Tratto continuo corto diretto verso il centro del quadrato | Insieme al precedente per guarnizioni calotta ad U, guarnizioni anulari a V, insieme di guarnizioni di tenuta, ecc |
| T | T (maschio) accoppiato al seguente | Guarnizioni di tenuta senza contatto, per esempio: guarnizione a labirinto |
| U | U (femmina) | |

Tab. XIII. Simboli per la rappresentazione simbolica di guarnizioni per applicazioni dinamiche.

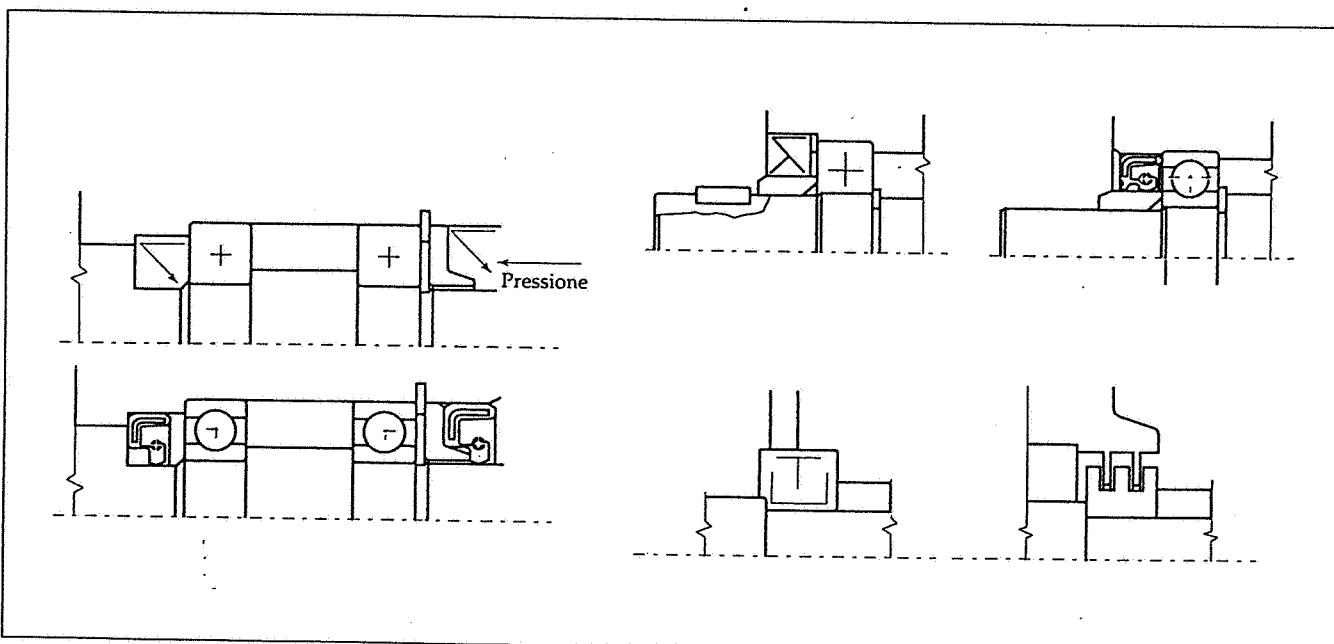


Fig. 64. Esempi di disegni semplificati con rappresentazione simbolica di guarnizioni e cuscinetti.

| TIPO | DISEGNO SEMPLIFICATO | RAPPRESENTAZIONE SIMBOLICA |
|--|----------------------|----------------------------|
| Generica | | |
| Anello di tenuta a labbro per alberi rotanti | | |
| Idem, a doppio effetto | | |
| Anello con tenuta sul labbro esterno | | |
| Anello con labbro parapolvere | | |
| Anello a V | | |
| Anello ad U per moto alternativo | | |
| Tenuta a labirinto | | |

Fig. 65. Rappresentazione di guarnizioni per applicazioni dinamiche.

MOLLE

Le molle sono organi meccanici deformabili in grado di consentire variazioni di posizione di altre parti mantenendole in contatto, di assorbire energia cinetica trasformandola in potenziale, di immagazzinare la forza che ha prodotto la deformazione restituendola all'annullarsi della deformazione stessa: vengono quindi usate per assorbire urti e deformazioni, per applicare forze con continuità al variare della distanza fra le parti interessate, per isolare vibrazioni, ecc. (fig. 66).

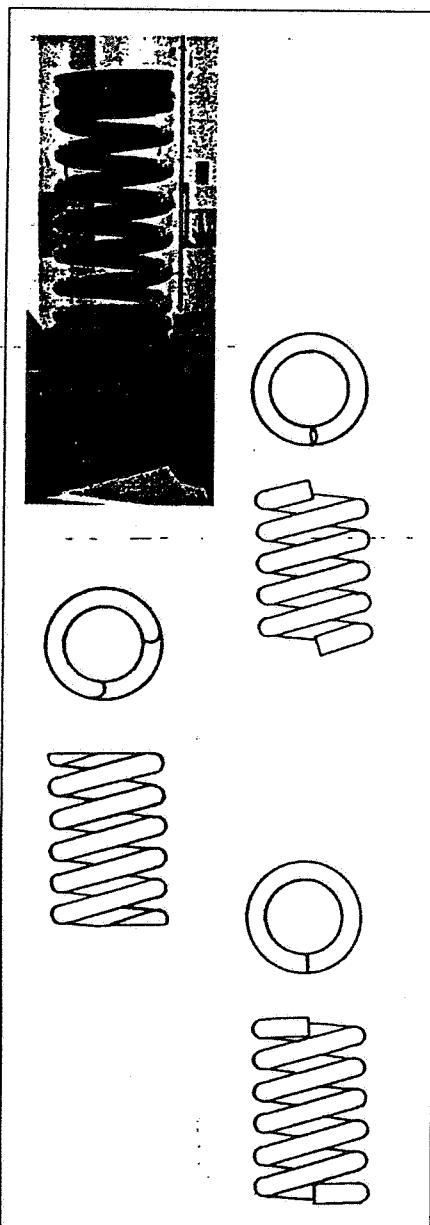


Fig. 66. Molla ad elica.

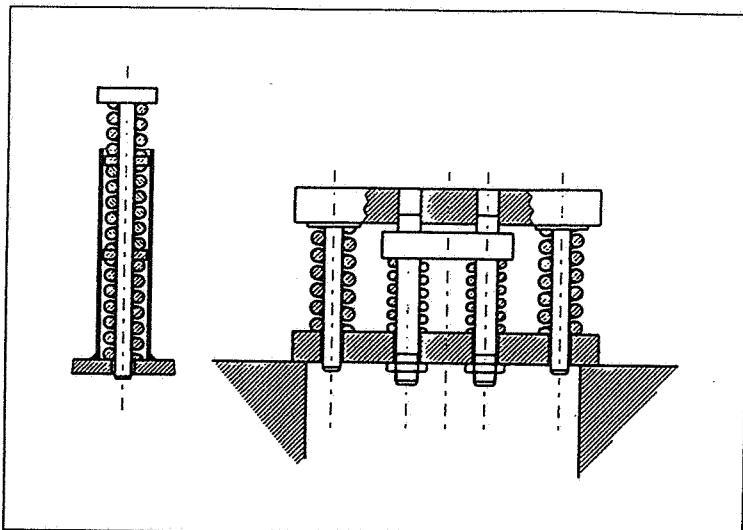


Fig. 67. Molle ad elica in serie e parallelo.

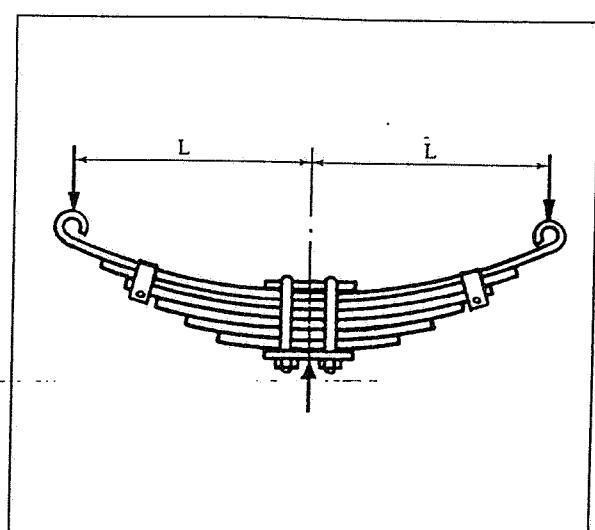


Fig. 68. Molla a balestra.

Il comportamento delle molle può essere sintetizzato nella formula:

$$F = kf,$$

in cui F è la forza applicata, f la deformazione o freccia e k un coefficiente, detto rigidezza della molla, la cui espressione dipende da forma, materiale e condizioni di montaggio della molla (l'inverso $1/k$ è definito cedevolezza).

Più molle possono essere montate *in parallelo* od *in serie*: nel primo caso la rigidezza totale è la somma delle rigidezze delle singole molle, nel secondo la cedevolezza totale è somma delle singole cedevolezze (fig. 67).

Le molle possono essere classificate secondo la forma o secondo il tipo di sollecitazione esterna alla quale sono assoggettate od anche al tipo di deformazione indotta in esse da tale sollecitazione: ad esempio se una comune molla ad elica, che può essere cilindrica, conica, biconica, viene sollecitata da forze di trazione o di compressione, la sua deformazione è dovuta alla torsione della sezione delle sue spire che ne provoca l'avvicinamento o l'allontanamento.

Un'altra molla notissima è quella costituita da lamine sollecitate a flessione, come nelle molle a *balestra* (fig. 68) ed a *spirale*: anche le molle a *disco* o *tazza* (fig. 69) di cui si è vista un'applicazione come rosette antisvitamento, sono assai diffuse, per il loro limitato ingombro (fig. 70) e la possibilità di ottenere caratteristiche non lineari, combinandole opportunamente in serie e parallelo.

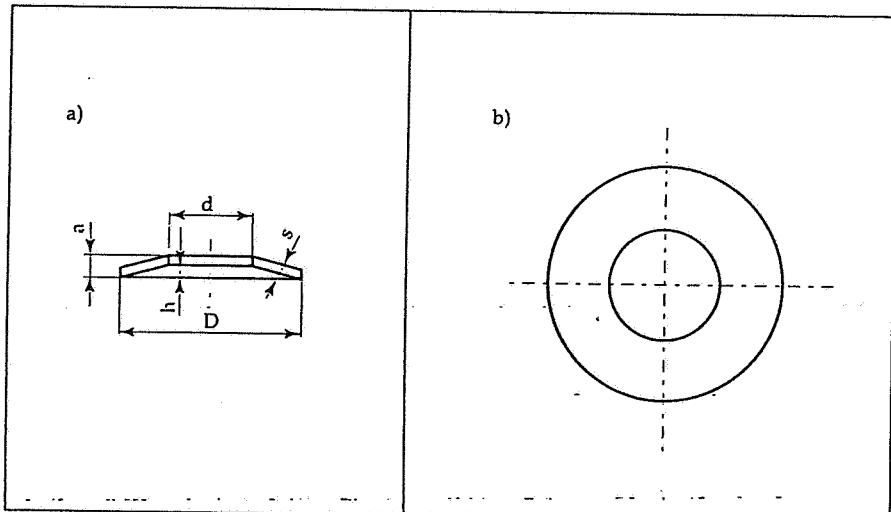


Fig. 69. Molla a tazza (o disco).

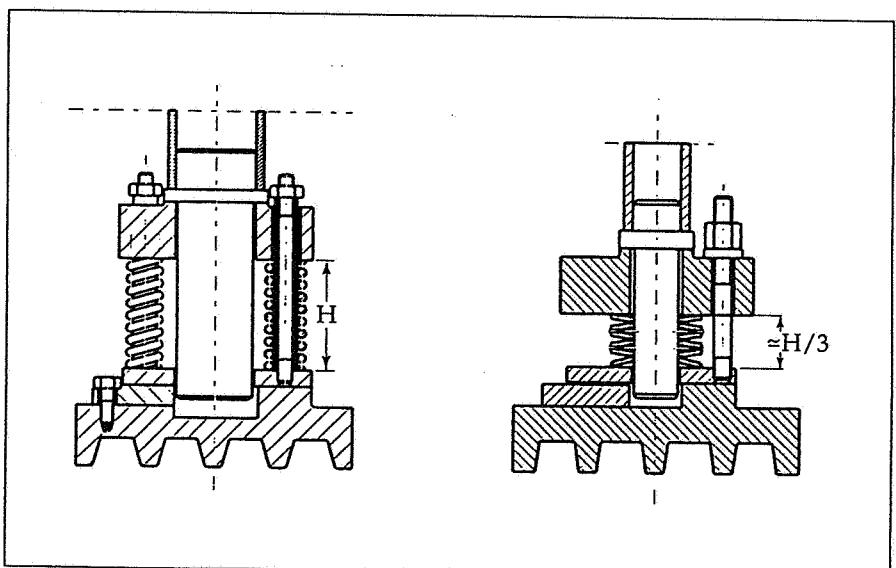


Fig. 70. Le molle a disco contengono una forte riduzione dell'ingombro assiale rispetto alle molle ad elica.

Fig. 71. Esempio di montaggio di molla ad elica cilindrica, con guida sul diametro interno ed esterno.

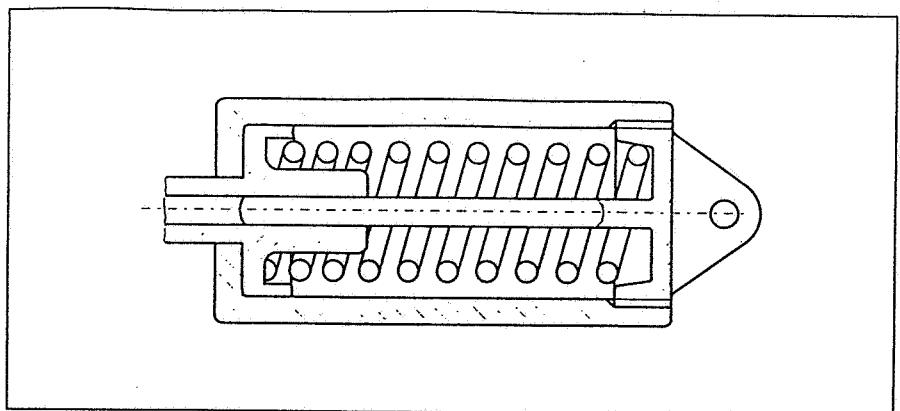


Fig. 72. Molle ad elica di compressione.

| DESCRIZIONE | RAPPRESENTAZIONE | | |
|---|------------------|---------|-----------------|
| | Vista | Sezione | Semplificazione |
| Molla ad elica cilindrica (di compressione), a sezione circolare del filo | | | |
| Molla ad elica cilindrica a sezione quadrata (o rettangolare) del filo | | | |
| Molla ad elica conica | | | |
| Molla a bovolo (ad elica conica con sezione rettangolare) | | | |
| Molla biconica (convessa o a barile) | | | |
| Molla biconica (concava o a clessidra) | | | |
| Montaggio coassiale in parallelo di molle ad elica di compressione | | | |

| DENOMINAZIONE | RAPPRESENTAZIONE | | |
|---------------------------------------|------------------|---------|-----------------|
| | Vista | Sezione | Semplificazione |
| Molla di trazione ad elica cilindrica | | | |
| Molla di torsione ad elica cilindrica | | | |

Fig. 73. Molle ad elica di trazione e torsione.

| DENOMINAZIONE | RAPPRESENTAZIONE | | |
|----------------------------|------------------|---------|-----------------|
| | Vista | Sezione | Semplificazione |
| Molla a tazza | | | |
| Molla a tazza in parallelo | | | |
| Molle a tazza in serie | | | |

Fig. 74. Molle a tazza (o disco).

| DENOMINAZIONE | RAPPRESENTAZIONE | |
|--|------------------|-----------------|
| | Vista | Semplificazione |
| Molla a spirale | | |
| Barra di torsione | | |
| Molla a balestra con occhi | | |
| Molla a balestra senza occhi con fascia centrale | | |

Fig. 75. Altre molle.

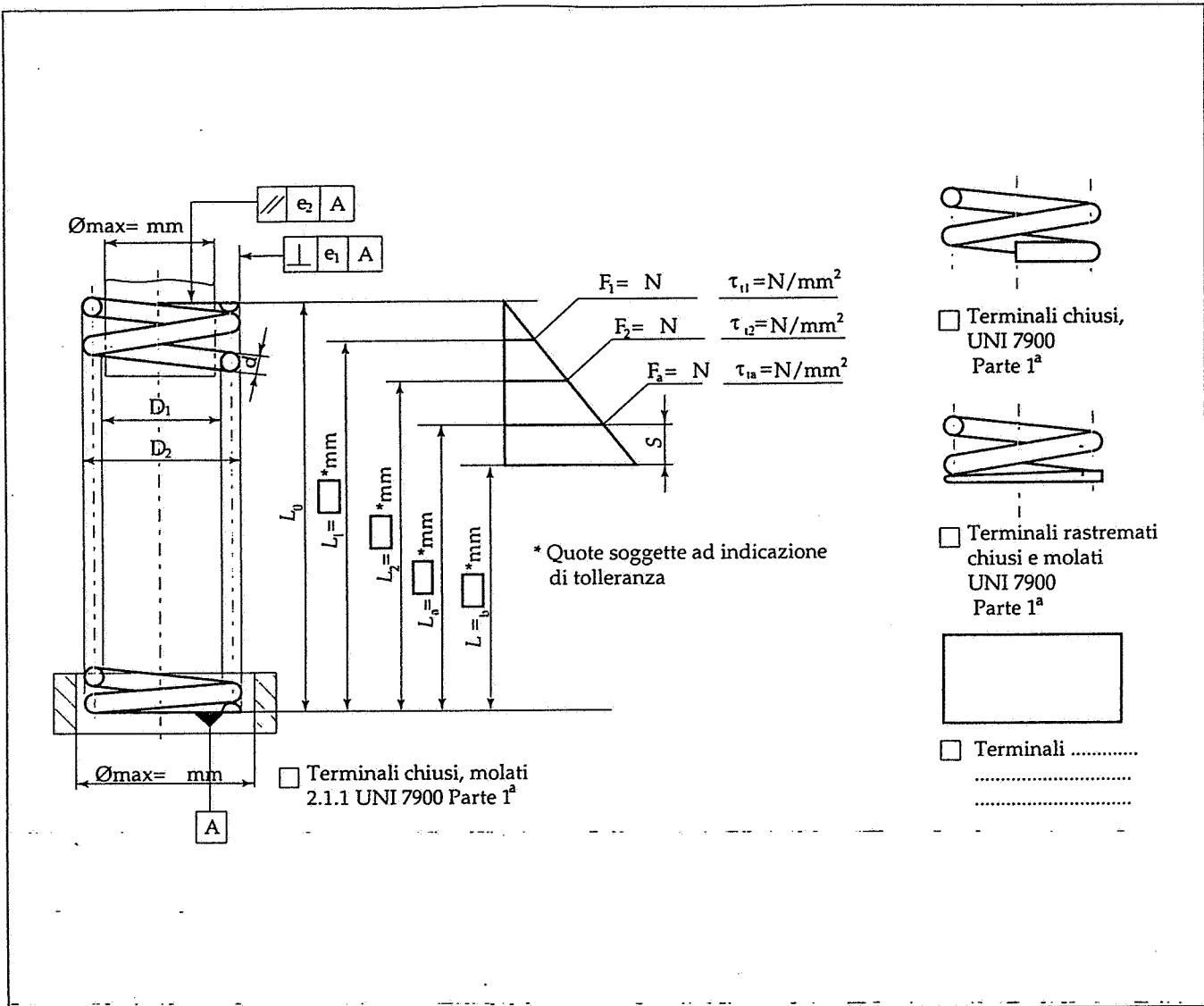


Fig. 76. Esempio di disegno di molla come particolare costruttivo.

La scelta delle molle viene infatti effettuata tenendo conto della loro caratteristica, cioè della relazione tra forza applicata e deformazione: in genere una molla quando viene montata assume una dimensione leggermente diversa da quella allo stato libero, poiché subisce un precarico che ne assicura la posizione.

Le molle ad elica devono prevedere una guida (un alloggiamento in corrispondenza del diametro esterno od un perno per l'interno, figura 71) e nel caso in cui siano montate coassialmente devono avere inclinazione dell'elica opposta, per evitare "pizzicamenti".

Anche per le molle è prevista una rappresentazione schematica, da usare nei complessivi o dove non interessa

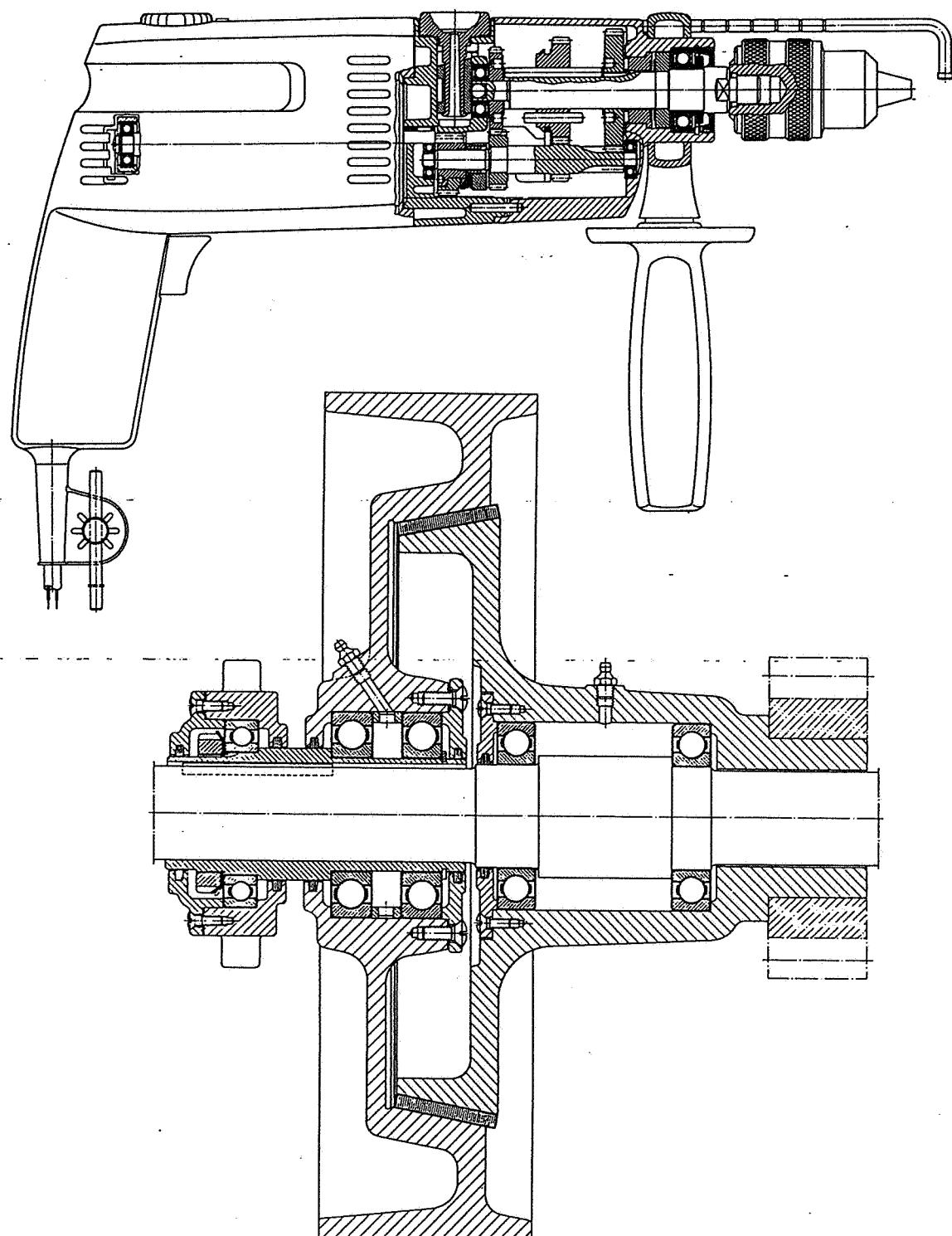
metterne in evidenza la forma: la rappresentazione schematica compare accanto a quelle in vista e sezione nelle figure da 72 a 75, dove sono illustrati alcuni tipi di molle.

Le molle disegnate come particolari sono rappresentate in modo convenzionale, con alcune quote funzionali caratteristiche (fig. 76) ed accompagnate da una tabella che ne fornisce i dati costruttivi e di funzionamento.

| ENTE NAZIONALE ITALIANO DI UNIFICAZIONE | |
|--|--|
| UNI 7281 | Rappresentazione delle molle. |
| UNI EN ISO 2203 | Rappresentazione degli ingranaggi. |
| UNI 7462 | Ruote dentate cilindriche. Dati da indicare sul disegno. |
| UNI 7463 | Ruote dentate coniche. Dati da indicare sul disegno. |
| UNI 7900 | Molle. |
| UNI ISO 9222 | Guarnizioni per applicazioni dinamiche. Rappresentazione semplificata. |
| UNI 10317 | Cuscinetti volventi. Rappresentazione semplificata. |

ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI

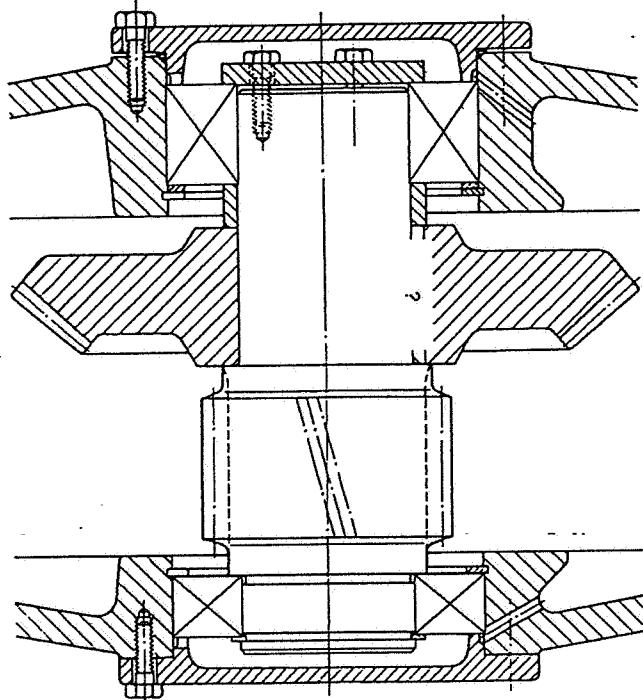
1. Si ricavino, dai complessivi rappresentati, disegni costruttivi di particolari e si indichino gli elementi normalizzati.



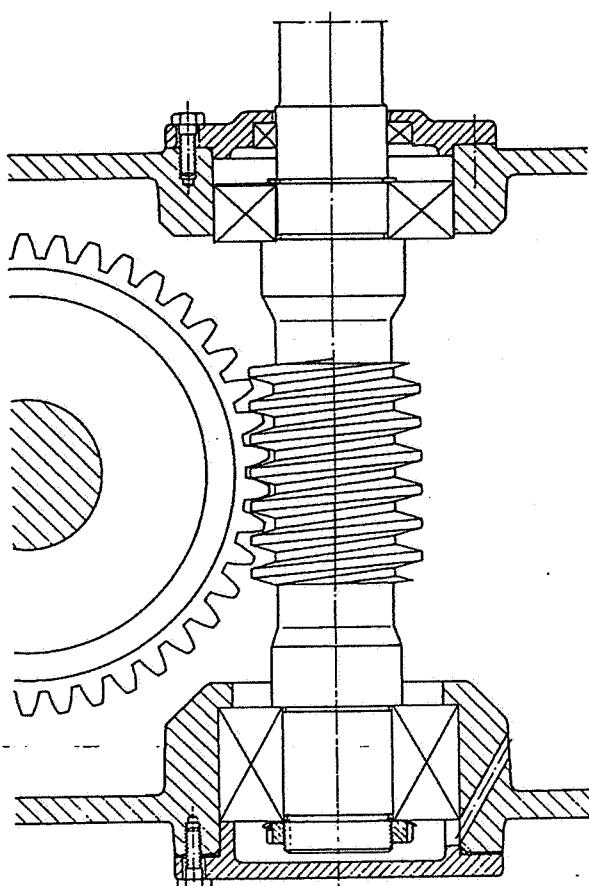
ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI

2. Si indichino, in luogo di quelli omessi, gli elementi necessari per un corretto funzionamento, dei gruppi rappresentati.

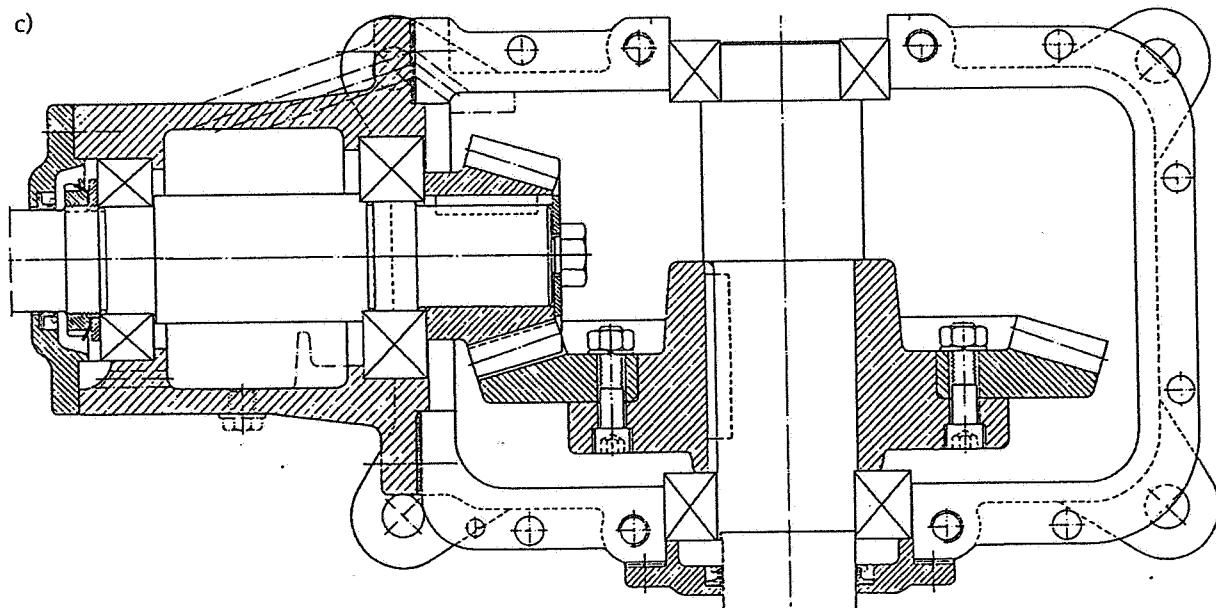
a)



b)

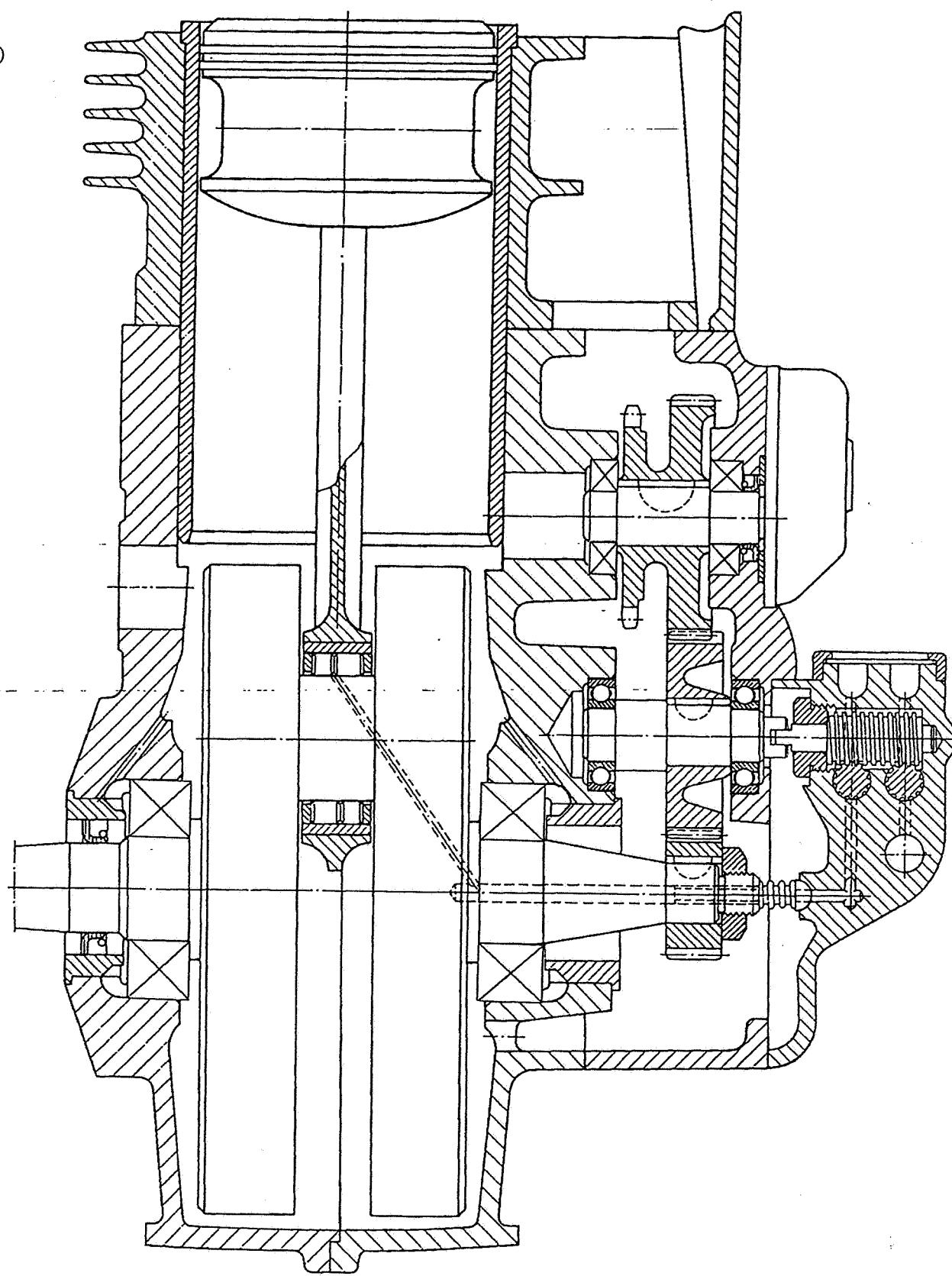


c)



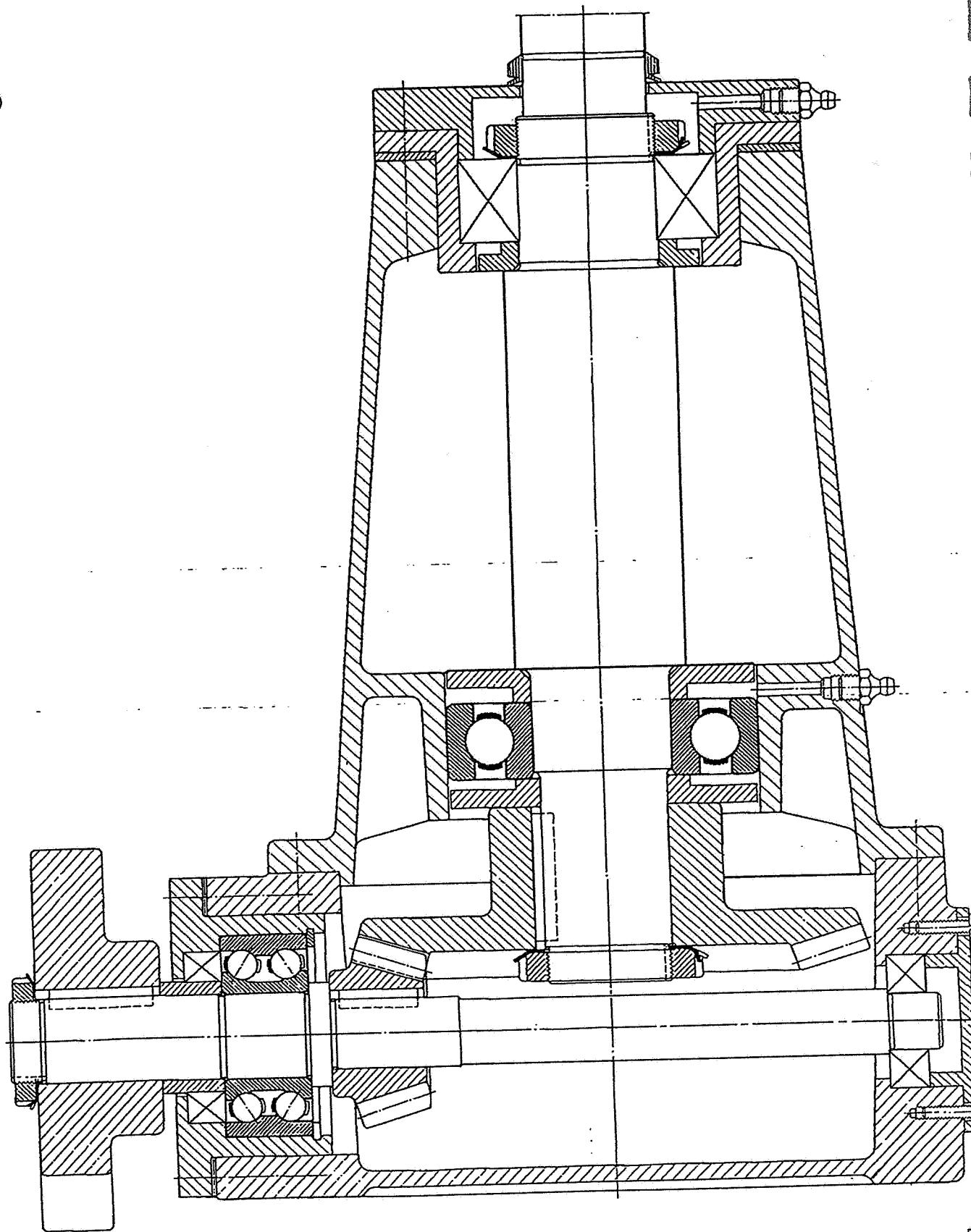
ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI

d)



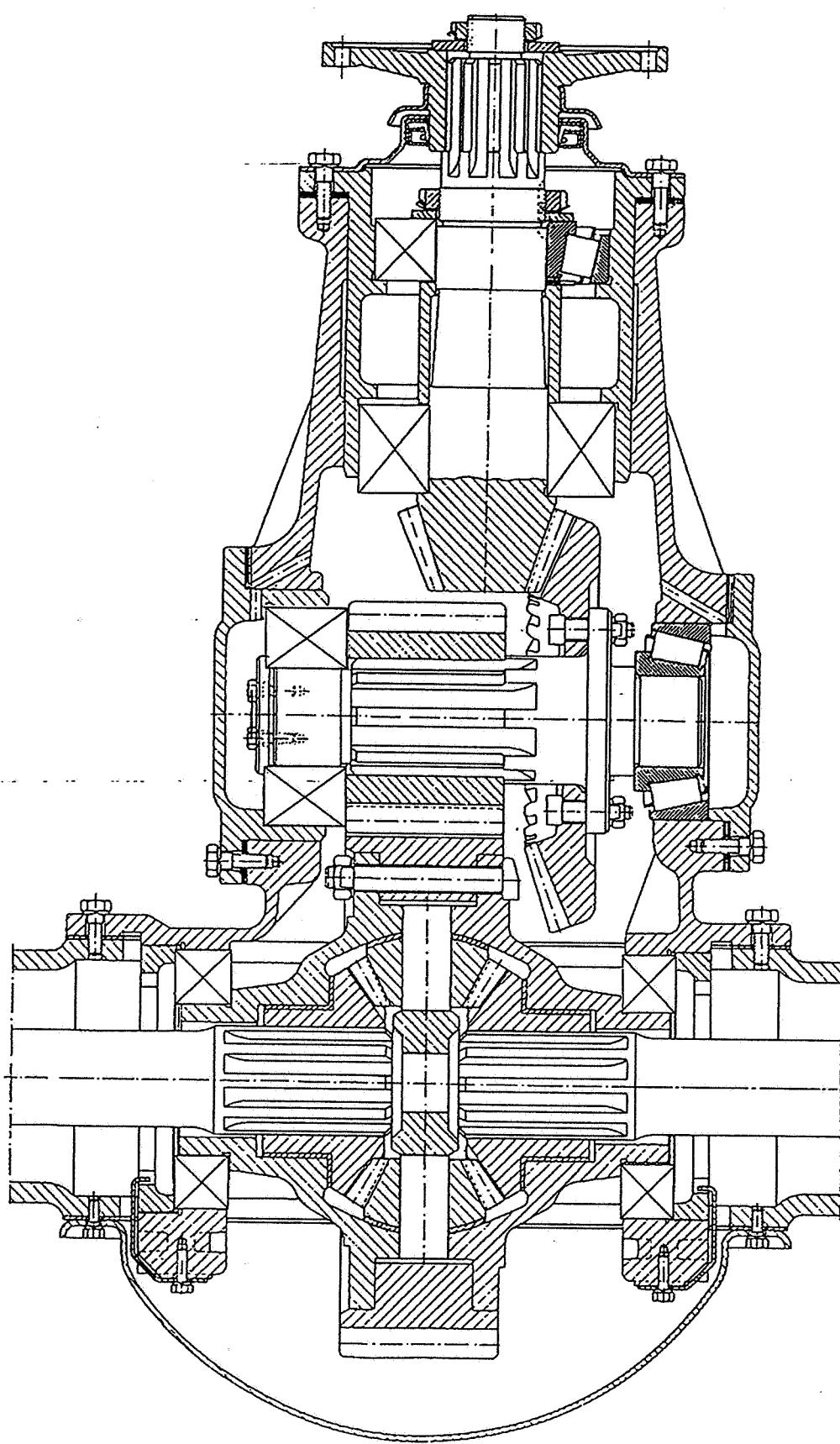
SERCIZI•ESECZI•ESERCIZI•ESERCIZI

e)



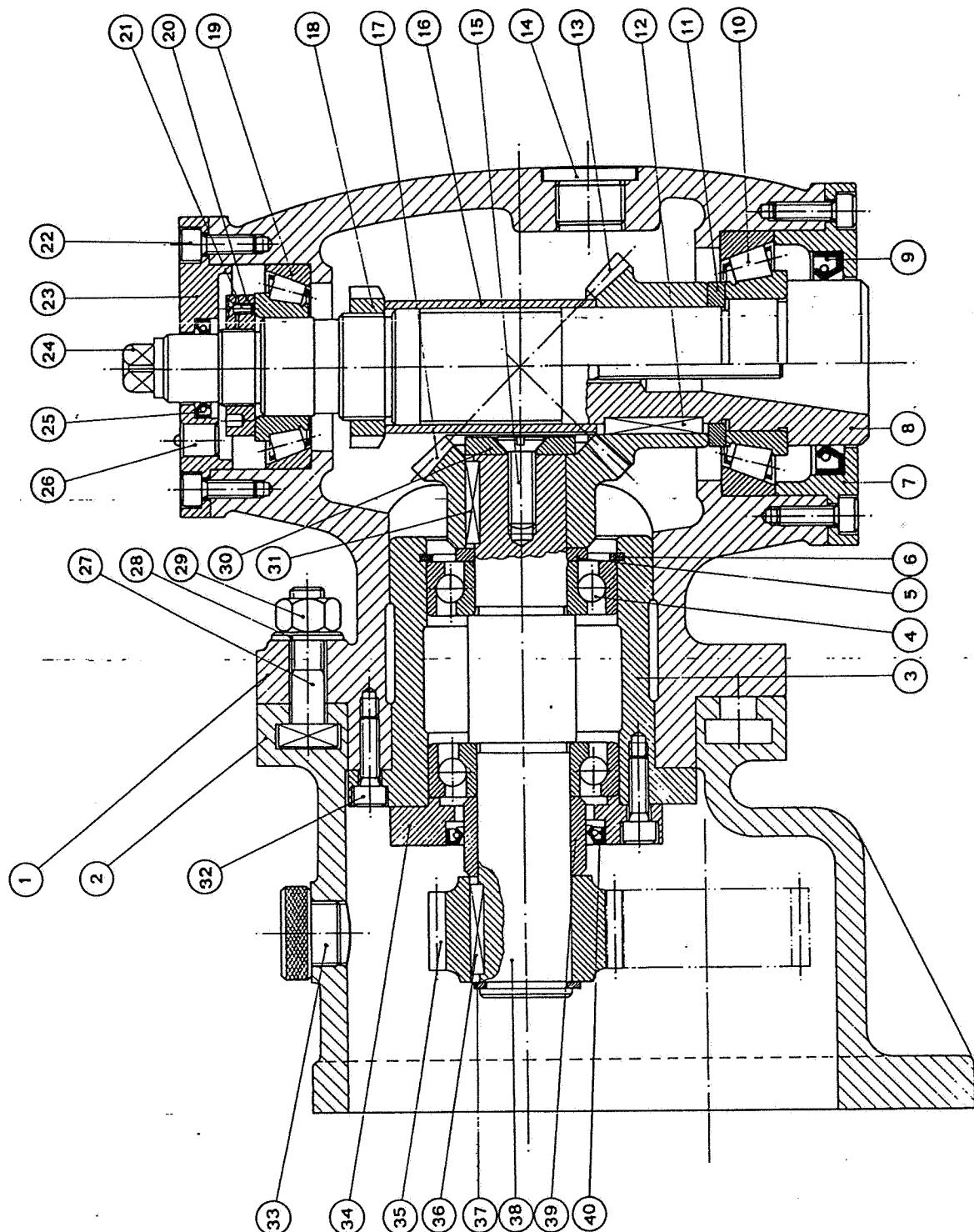
EERCIZI • EERCIZI • EERCIZI • EERCIZI.

f)



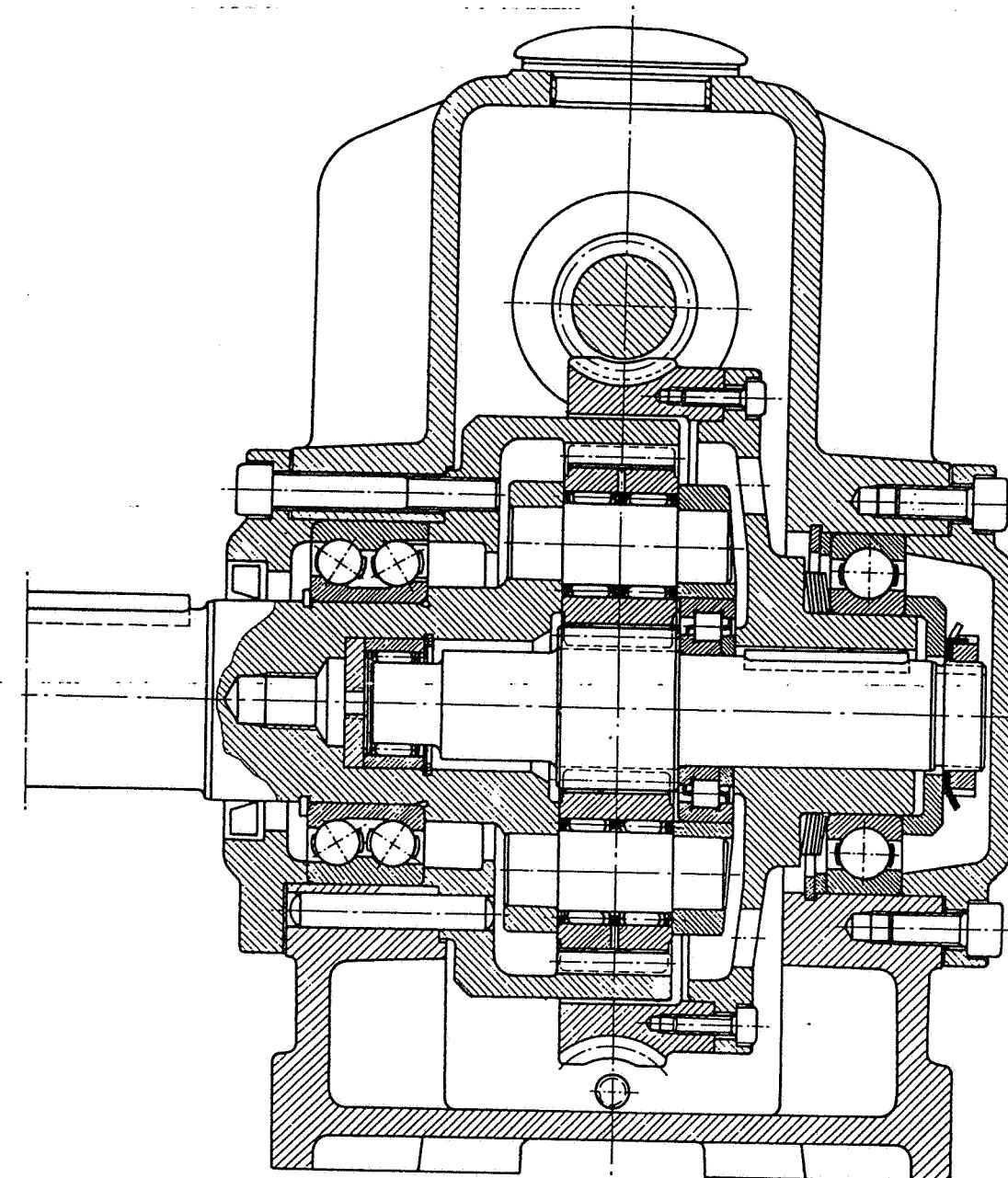
ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI

3. Si ricavino dal complessivo (testa verticale per fresatrice) disegni costruttivi di particolari e si indichino gli elementi normalizzati.



ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI.

4. Si ricavino dal complessivo (riduttore epicicloidale) disegni costruttivi di particolari e si indichino gli elementi normalizzati.



collegamenti permanenti

1

PREMESSA

Si definiscono *permanenti* o fissi i collegamenti che, una volta realizzati, non consentono più la separazione delle parti. Si hanno come tipi fondamentali:

- collegamenti forzati
- collegamenti chiodati
- collegamenti saldati
- collegamenti con adesivi (incollaggi)

2

COLLEGAMENTI FORZATI

Tali collegamenti sono ottenuti per mezzo delle elevate forze di attrito generate, nel reciproco accoppiamento, dalle deformazioni elastiche degli stessi elementi da collegare, ad esempio albero e mozzo, montati con opportuna interferenza.

Questi collegamenti in qualche caso sono definiti *semipermanenti*, in quanto possono essere scolti con l'applicazione di forze superiori a quelle di attrito, con opportune attrezzature ed artifici.

I forzamenti possono avvenire a freddo od a caldo (con dilatazione del mozzo).

In linea di massima si può assumere un valore dell'interferenza intorno allo 0,1% del diametro.

3

CHIODATURE E RIVETTATURE

Altri elementi adatti ad assicurare un collegamento permanente fra due parti sono i *chiodi*, usati fin dall'antichità: si noti però che mentre nei collegamenti fra parti in legno o in strutture murarie i chiodi operano per l'attrito sul gambo che si inserisce nei pezzi da congiungere e per l'effetto di arresto dovuto alla testa, nelle costruzioni meccaniche i chiodi comprimono fra loro i pezzi da collegare ed il bloccaggio deriva dall'attrito generato di conseguenza fra i pezzi stessi (fig. 1).

I *chiodi* sono costituiti da un *gambo* cilindrico con all'estremità una *testa*, a calotta stretta o larga o tronco conica, e vengono inseriti in fori praticati nei pezzi da unire: una *controtesta* viene ottenuta per ricalcatura del tratto di gambo sporgente dal foro (fig. 2).

Per chiodi in acciaio di una certa dimensione (diametri superiori a 8 mm) la deformazione deve essere effettuata a caldo (preriscaldando il chiodo sui 900 °C) ed il ritiro del gambo nel successivo raffreddamento induce la compressione sopra accennata (mentre il gambo è sollecitato a trazione) (fig. 3a).

Operando invece a freddo, su elementi in acciaio dolce o leghe di alluminio o rame (ed in questo caso si parla più propriamente di *ribattini*), la formazione della controtesta non porta ad una compressione rilevante dei pezzi da collegare ed il collegamento avviene in quanto è ostacolato il movimento

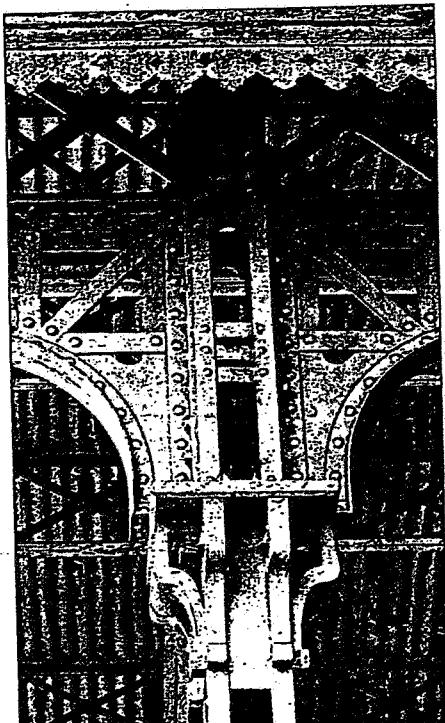


Fig. 1. Struttura chiodata.

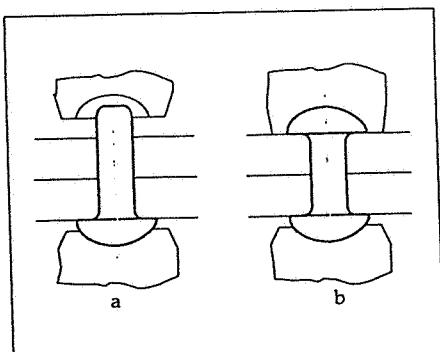


Fig. 2. La testa del chiodo inserito nel foro predisposto viene bloccata mentre l'estremità sporgente viene ricalcata per formare una controtesta.

to reciproco dei pezzi stessi, per cui in genere il gambo del ribattino è sollecitato da uno sforzo di taglio trasversale (che per essere ridotto al minimo richiede che nella ricalatura il gambo riempia completamente i fori) (fig. 3b). Chiodi e ribattini (figg. 4 e 5) sono definiti, oltre che dalla forma della testa, da diametro e lunghezza; i fori di preparazione hanno in genere diametro di poco superiore a quello del chiodo ed è bene prevedere una leggera smussatura all'imbocco, per evitare concentrazione di tensioni (ovviamente nel caso delle teste tronco coniche la svasatura è tale da alloggiare completamente la testa) (fig. 6).

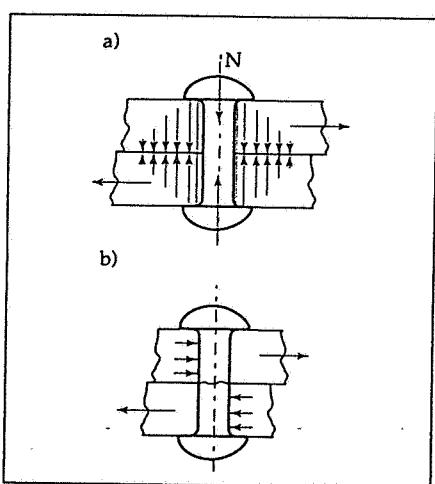


Fig. 3. Nella chiodatura a caldo: il gambo contraendosi esercita tramite le teste una compressione dei pezzi da collegare (a); nella ribaditura a freddo il gambo impedisce lo spostamento dei pezzi che lo sollecitano a taglio (b).

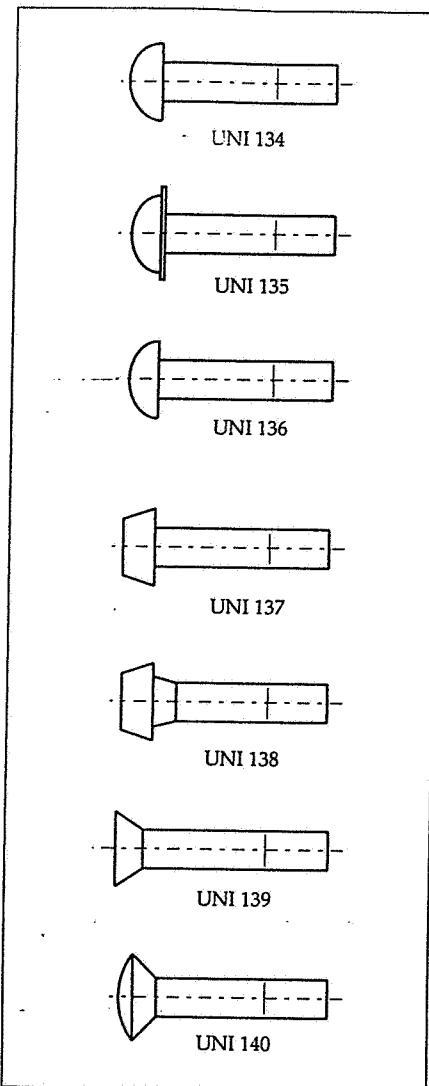


Fig. 4. Alcuni tipi di chiodi unificati.

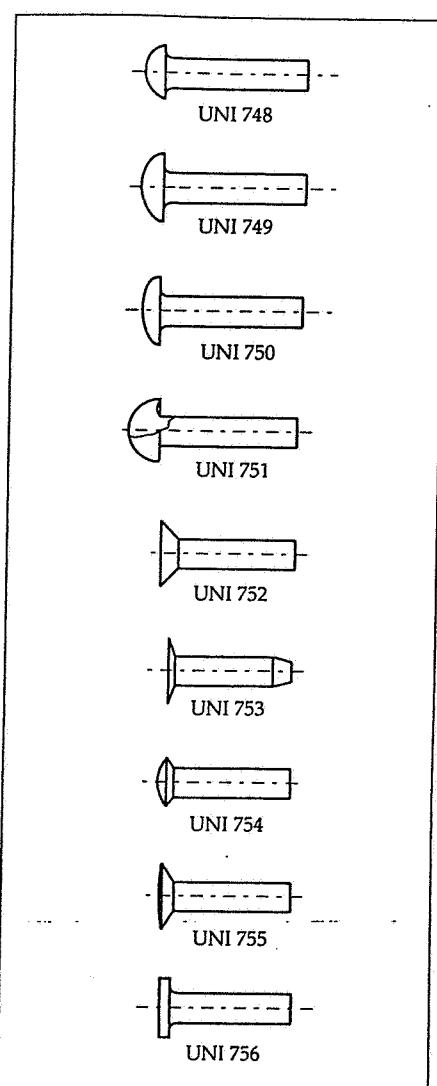


Fig. 5. Alcuni tipi di ribattini unificati.

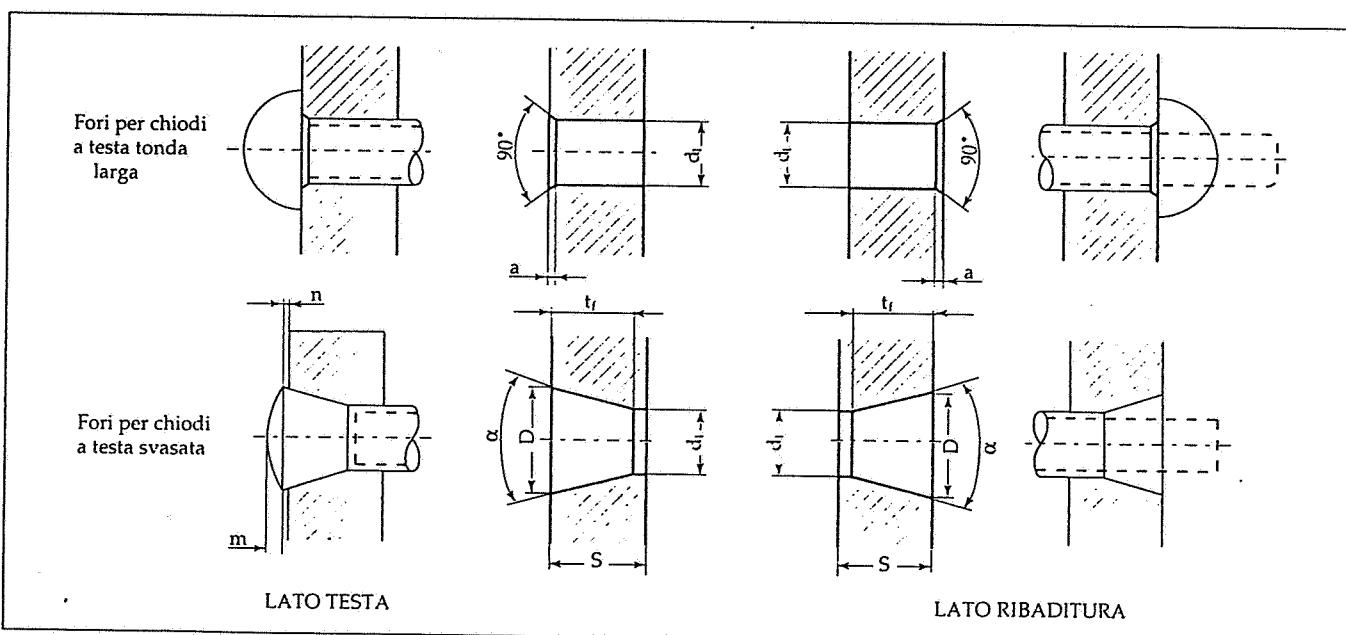


Fig. 6. Fori per chiodatura: i fori punzonati fino a 29 mm hanno diametro maggiorato di 0.5 mm rispetto ai fori trapanati; da 32 mm in poi la maggiorazione è di 1 mm.

Alcune dimensioni di massima presenti nei collegamenti chiodati sono presentate in figura 7. Generalmente le giunzioni chiodate prevedono l'impiego di numerosi chiodi per ripartire meglio gli sforzi ed assicurare una pressione omogenea: il diametro dei chiodi, la loro distanza, il numero di file vengono cal-

colati a livello di progettazione, così come la scelta se la giunzione deve essere a semplice sovrapposizione (fig. 8), a coprigiunto semplice (fig. 9) (di spessore leggermente superiore alle lamiere da unire) od a doppio coprigiunto (fig. 10) (con coprigiunti aventi spessore di circa il 75% di quello delle lamiere da unire).

Quando le chiodature devono assicurare la tenuta a fluidi in pressione, oltre all'impiego di chiodi di minori dimensioni e più numerosi, si effettuano operazioni di miglioramento della tenuta sia inserendo materiali sigillanti sia con opportune smussature e successive ricalcature.

Nei collegamenti di strutture leggere (e nelle costruzioni aeronautiche in particolare) si usano i *rivetti* (fig. 11) che sono in pratica dei ribattini di forme particolari; largamente usati sono i *rivetti tubolari* e i *rivetti ciechi*.

I primi non sono altro che ribattini con l'estremità del gambo alleggerita da un foro assiale o semplicemente da una biforcazione, per facilitare la formazione della controtesta di bloccaggio; talora è previsto un contro rivetto da inserire a pressione nella cavità (fig. 12).

Esistono anche, per impieghi poco impegnativi, ribattini auto foranti, terminanti con punta cilindrica cava o conica, che funzionano come chiodi tradizionali inserendosi a forza nei materiali, ovviamente senza estremità sporgenti da ribadire.

L'impossibilità di accesso alla parte da ricalcare ha dato origine ai rivetti ciechi, cioè rivetti in cui sia possibile la creazione di una controtesta operando dal lato della testa con opportuni sistemi.

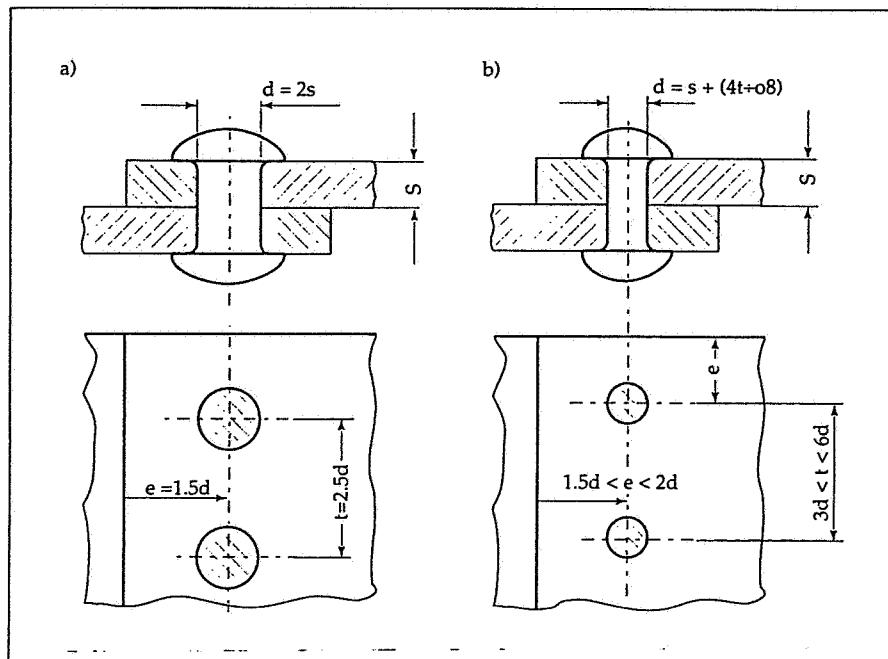


Fig. 7. Dimensioni di collegamenti chiodati. (a, con una sola fila di chiodi; b, nel caso generale).

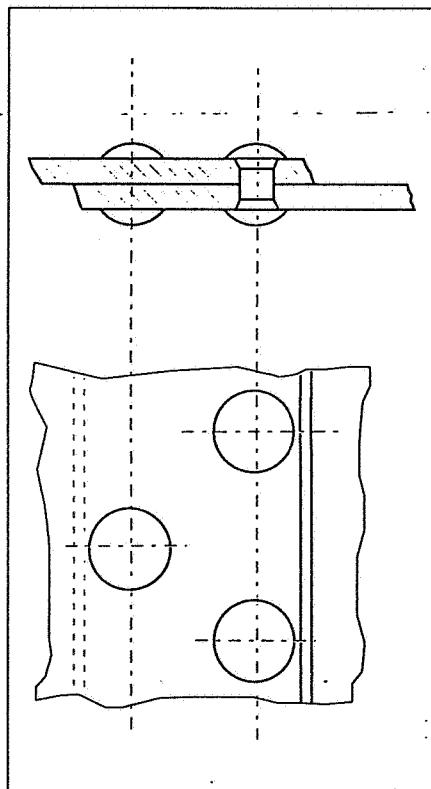


Fig. 8. Chiodatura a sovrapposizione.

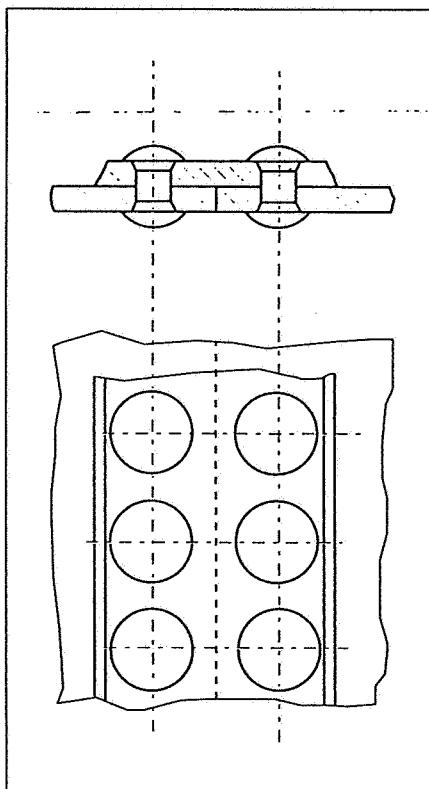


Fig. 9. Chiodatura con coprigiunto.

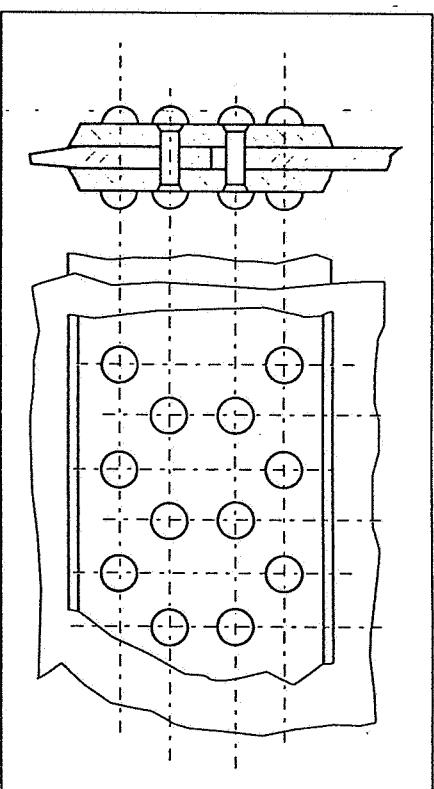


Fig. 10. Chiodatura con doppio coprigiunto.

I più diffusi si basano sull'impiego di rivetti tubolari attraverso il cui foro longitudinale sia possibile esercitare una trazione, verso la testa, di elementi conici o sferici che deformano l'estremità premendola contro i pezzi da collegare. In altri casi si inserisce, sempre tramite un foro assiale una spina o simili, in grado di divaricare l'estremità (fig. 14).

Nei casi sopradetti bisogna tener conto che non si ha tenuta stagna, in quanto i due lati della giunzione restano in comunicazione attraverso il foro necessario all'elemento traente e si deve quindi ove necessario provvedere ad una sigillatura.

Non presentano tale necessità i *rivetti esplosivi*, nella cui estremità cava e chiusa è contenuta una piccola quan-

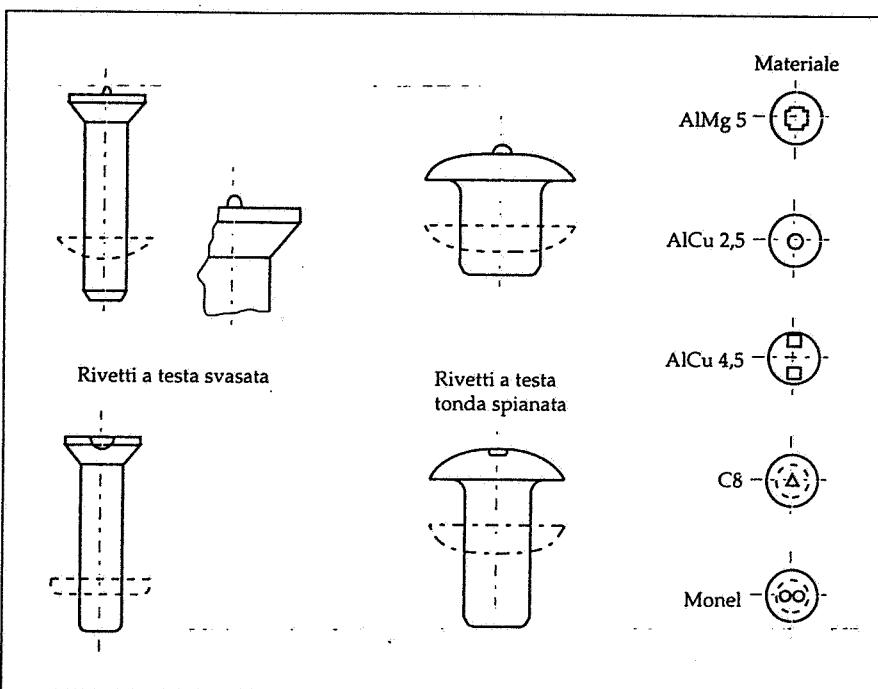


Fig. 11. Rivetti (opportune marcature della testa identificano il materiale).

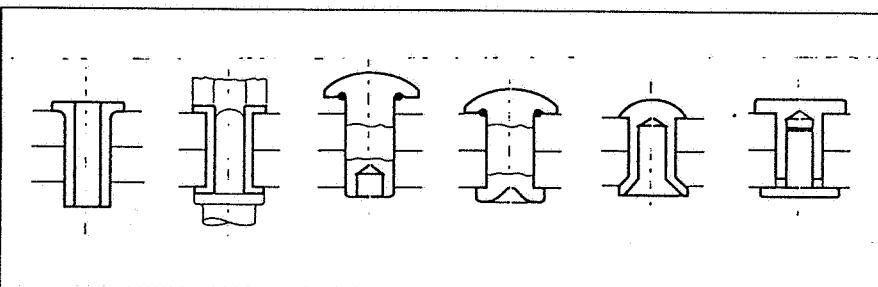


Fig. 12. Rivetti tubolari.

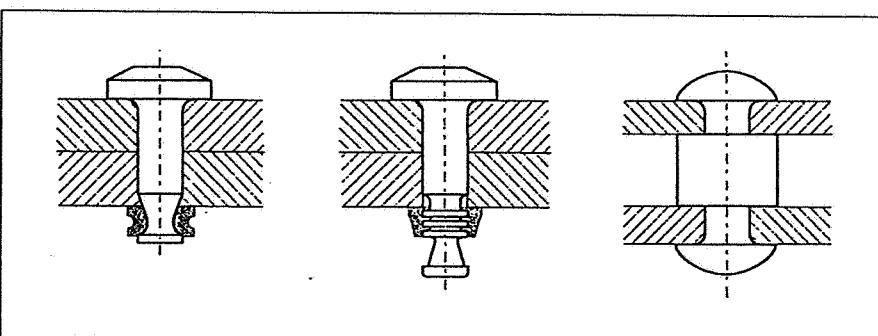


Fig. 13. Alcuni particolari rivetti: il primo è bloccato da un collarino deformabile; il secondo consente il serraggio senza accesso dal lato testa ed il terzo mantiene gli elementi collegati ad una distanza prestabilita.

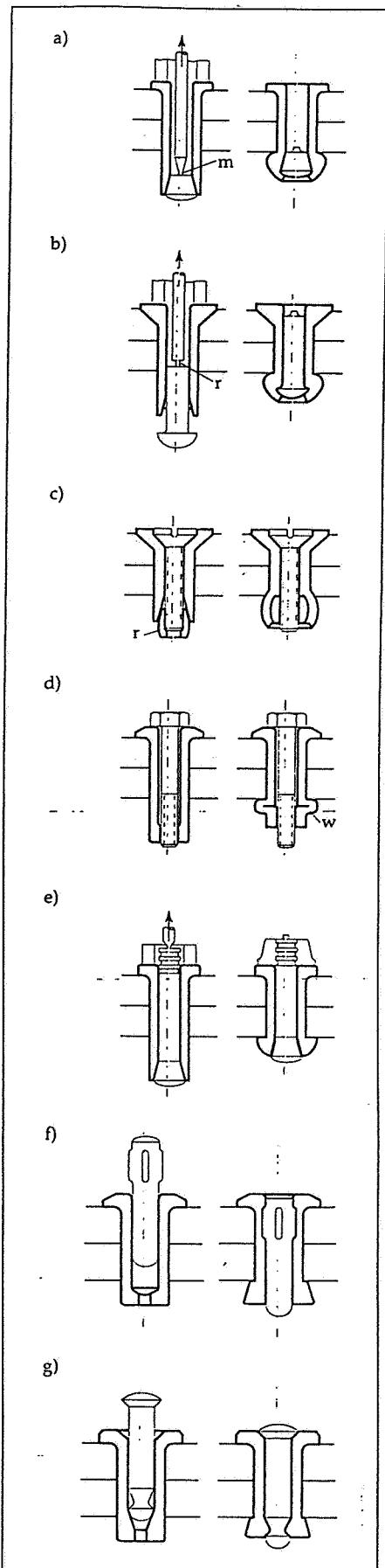


Fig. 14. Rivetti ciechi.

tità di sostanze di cui si può provocare l'esplosione che deforma l'estremità stessa (fig. 15).

Nel caso delle rivettature su lamiera in lega leggera si deve fare particolare attenzione ai materiali impiegati, in quanto in certe condizioni di ambiente umido si potrebbero creare fra due materiali diversi delle vere pile elettrolitiche, con corrosione e dissoluzione progressiva di uno dei due elementi. Nel disegno, come già visto nel cap. 5.10, e nella quotatura dei collegamenti chiodati si hanno delle semplificazioni: una ulteriore sintesi di rappresentazione e quotatura si ha nei metodi adottati nelle costruzioni aeronautiche (Rivet Code) di cui si ha un esempio in figura 16.

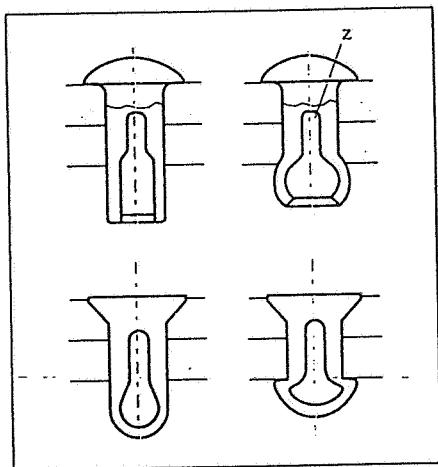


Fig. 15. Rivetti esplosivi.

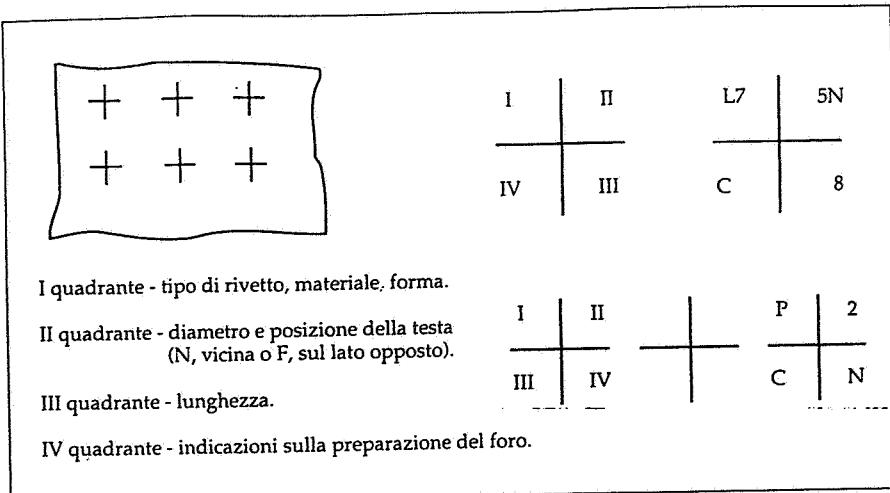


Fig. 16. Rappresentazione convenzionale dei collegamenti rivettati.

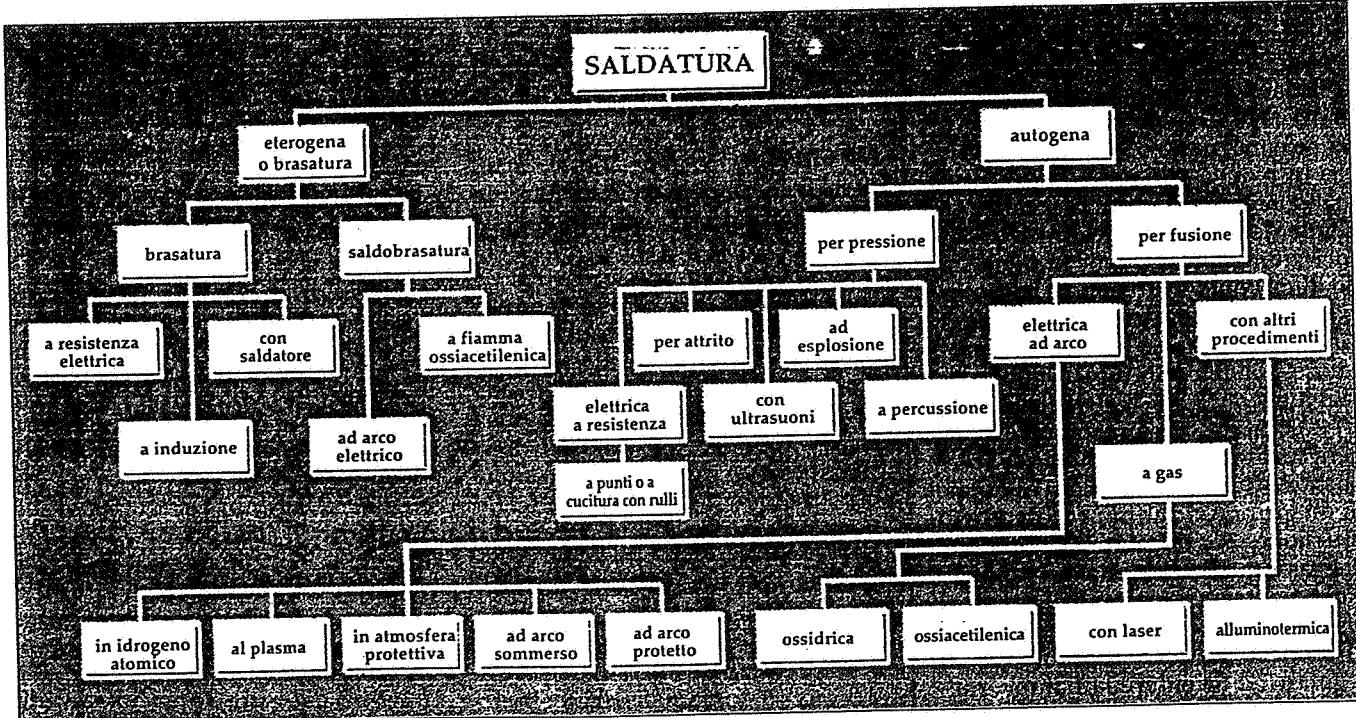
4

COLLEGAMENTI SALDATI

La saldatura è un processo tecnologico che consente di realizzare una giunzione stabile fra due o più parti, generalmente metalliche, realizzando la continuità, e quindi il collegamento fra le parti, mediante la loro parziale fusione in prossimità della giunzione, per effetto di un riscaldamento localizzato; l'energia termica necessaria all'operazione può essere di origine chimica oppure elettrica.

In taluni processi di saldatura il metallo che viene portato a temperature prossime a quella di fusione è il medesimo materiale delle parti da saldare, mentre in altri processi è presente un *metallo d'apporto* diverso dal metallo base.

I processi di saldatura si suddividono in due grandi categorie (tab. I): *saldature autogene* e *saldature eterogene o brasature*. La saldatura autogene, che si può eseguire con o senza metallo di apporto, è quella nella quale il metallo base partecipa per fusione alla costituzione del giunto saldato. La brasatura viene invece ottenuta per sola fusione del metallo d'apporto: un esempio noto di brasatura è costituita dalla



Tab. I. Processi di saldatura.

saldatura a stagno, di larga applicazione in elettrotecnica ed in elettronica, che utilizza in realtà come materiale di apporto una lega di stagno-piombo, cui si aggiungono talora alcuni disossidanti.

Nell'ambito dei processi di saldatura autogena ricadono i processi di saldatura *per fusione* e quelli *per pressione*, mentre nell'ambito dei processi di saldatura eterogena si ha anche la *saldbrasatura* oltre alla *brasatura*.

Saldatura per fusione

La saldatura è ottenuta per effetto di una fusione localizzata dei lembi delle parti da saldare e generalmente in presenza di materiale d'apporto; se l'energia termica necessaria al riscaldamento delle parti è fornita dalla fiamma prodotta dalla combustione di un gas combustibile combinato con l'ossigeno (comburente), si ottiene la saldatura a gas. Quando invece l'energia termica è ottenuta da un arco elettrico innescato fra un elettrodo ed il metallo base delle parti da saldare, si ha la saldatura ad arco.

La saldatura a gas.

Nel caso della saldatura a gas, si parlerà di saldatura ossiacetilenica se il gas combustibile impiegato è l'acetilene (C_2H_2), mentre si parlerà di saldatura ossidrica se il gas combustibile è costituito da idrogeno (H_2).

La temperatura di una fiamma ossidrica è più bassa di quella ottenibile con una fiamma ossiacetilenica e di conseguenza essa viene utilizzata per la saldatura di metalli con basso punto di fusione, come ad esempio alluminio o magnesio.

Nel caso della saldatura ossiacetilenica il calore necessario al processo è generato dalla reazione chimica di dissociazione dell'acetilene in monossido di carbonio e idrogeno e la successiva combustione con produzione di anidride carbonica, vapore d'acqua e calore, con temperature che possono raggiungere i $3.300^{\circ}C$.

L'attrezzatura per la saldatura è in genere costituita dalle bombole di combustibile e di ossigeno (fig. 17), dotate di un gruppo riduttore-regolatore di pressione, per adattare la pressione del gas a quella richiesta dal cannetto e per mantenerne costante il valore al variare della portata. Il *cannetto* ha la funzione di far miscelare i due gas, di regolare ed orientare la fiamma mediante apposite valvole.

La saldatura ossiacetilenica può esse-

re effettuata senza metallo d'apporto nei casi in cui le parti da unire abbiano spessore sottile. Altrimenti, il metallo d'apporto, costituito da bacchette o fili di composizione chimica simile al metallo base, è necessario alla formazione del cordone di saldatura. Con questo procedimento si possono saldare anche materiali di composizione chimica differente, anche se solitamente essa è utilizzata per saldare acciai con basso tenore di carbonio. La fiamma ossiacetilenica od ossidrica è pure utilizzata per operazioni di taglio di parti metalliche.

La saldatura ad arco.

La saldatura ad arco elettrico è il procedimento oggi più diffuso. L'energia termica necessaria a produrre la fusione del metallo d'apporto è ottenuta da un arco elettrico innescato fra un elettrodo ed il metallo base delle parti da saldare (fig. 18). L'arco elettrico produ-

ce temperature comprese nel campo di $5.000 - 30.000^{\circ}C$, di molto superiori a quelle ottenibili col processo di saldatura ossiacetilenica. Nella saldatura manuale l'elettrodo è afferrato da una pinza con impugnatura ed è collegato ad uno dei due poli di un generatore di corrente elettrica. Il circuito elettrico si chiude mediante un morsetto di massa, che fa presa sulla parte metallica da saldare ed è collegato al secondo polo del generatore. L'alimentazione può essere del tipo a corrente alternata, oppure in corrente continua con polarità dell'elettrodo positiva (polarità inversa) o negativa (polarità diretta). Gli elettrodi comunemente in uso sono costituiti da barrette di materiale d'apporto di composizione simile a quella del metallo base, rivestite esternamente da una guaina di materiale meno fusibile, con funzione di protezione del cordone di saldatura (*elettrodi rivestiti*, figura 19).

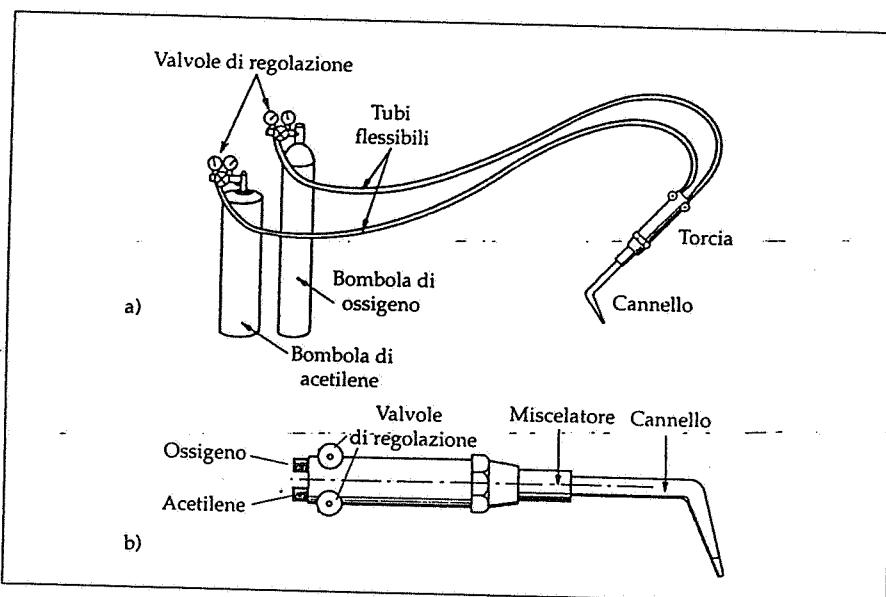


Fig. 17. a) Attrezzatura per la saldatura ossiacetilenica; b) particolare del cannetto.

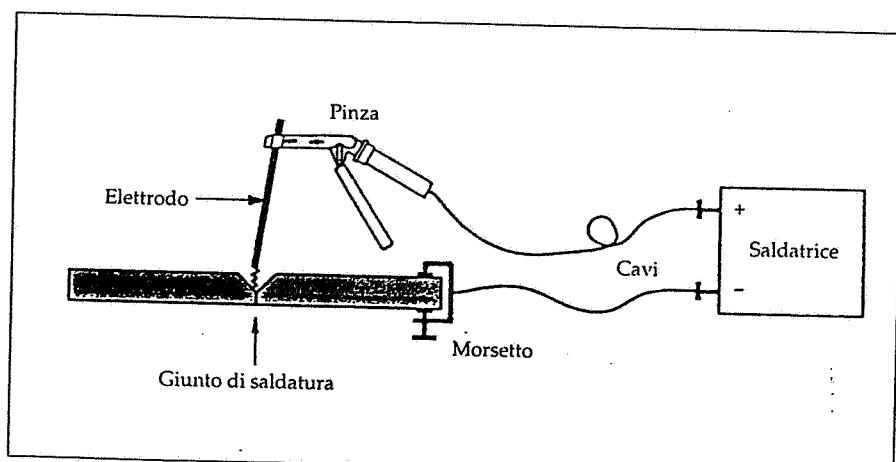


Fig. 18. La saldatura ad arco.

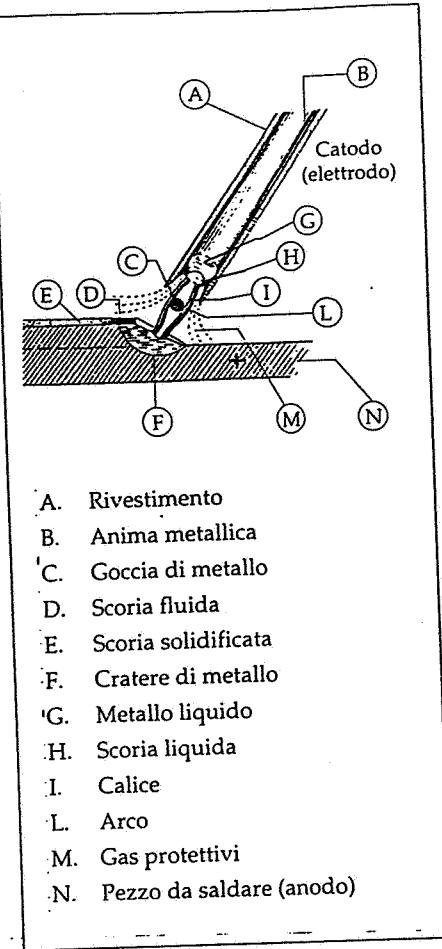


Fig. 19. Saldatura ad arco con elettrodo rivestito.

Il rivestimento dell'elettrodo ha la funzione di:

- sviluppare dei gas che avvolgono l'arco, evitano il fenomeno dell'ossidazione;
- sviluppare dei gas ionizzati, atti a condurre la corrente elettrica e quindi stabilizzare l'arco;
- apportare al bagno di fusione alcuni elementi, al fine di migliorare le caratteristiche meccaniche del giunto;
- ricoprire il bagno di fusione con una scoria fusa che lo protegge dalle ossidazioni superficiali.

Rispetto alla saldatura ossiacetilenica si ha una forte capacità di penetrazione ed un riscaldamento limitato alla zona di giunzione; inoltre, la relativa attrezzatura è semplice, versatile, trasportabile, di costo contenuto.

Per i processi di saldatura industriale si ricorre ad altri sistemi di saldatura ad arco in grado di operare rapidamente ed in ambiente insensibile alle

reazioni chimiche degli elementi presenti, in modo da ottenere un giunto privo di scorie e porosità; tra questi procedimenti si possono citare la *saldatura in atmosfera protettiva* nella quale l'arco elettrico viene fatto scoccare all'interno di un'atmosfera neutra o inerte, composta da una miscela di gas come argon o elio e l'elettrodo può essere infusibile (in tungsteno, saldature TIG) o in metallo fusibile (saldature MIG e MAG); la *saldatura ad arco sommerso* in cui l'arco elettrico è innescato fra un elettrodo fusibile non rivestito ed il metallo base, sotto la protezione di un flusso granulare eletroconduttore. Fusione localizzata a temperature elevatissime si ha nelle saldature a *plasma* e *laser*.

Saldatura a resistenza

La saldatura elettrica a resistenza è un processo di saldatura autogena per pressione dove il calore richiesto è prodotto per effetto Joule dalla resistenza elettrica delle parti da saldare, attraversate da corrente elettrica di elevata intensità.

Il calore prodotto consente di innalzare fino al punto di fusione la temperatura delle parti da saldare che vengono premute l'una contro l'altra con una pressione opportuna: la saldatura avviene per fusione localizzata, senza metallo d'apporto. I principali vantaggi di questo processo consistono nel fatto che non sono richiesti elettrodi consumabili, gas protettivi o flussi. La saldatura a resistenza consente di automatizzare il processo di saldatura per eseguire operazioni in serie, mediante l'impiego di controlli numerici programmabili o robots.

Nella saldatura a resistenza per punti due elettrodi in rame vengono premuti contro le due parti da saldare ed il calore generato per effetto Joule al passaggio della corrente provoca la fusione delle parti metalliche localizzata in un punto detto *nocciolo*, la cui successiva solidificazione, che avviene in presenza dell'azione di compressione esercitata dagli elettrodi, porta alla formazione di un punto di saldatura (fig. 20).

Altre saldature per pressione sulle parti portate a temperature prossime alla fusione sono la saldatura ad attrito e la saldatura a fuoco o bollitura, in cui le parti da collegare sono unite mediante martellamento: in pratica è questa l'unica forma di saldatura che si è avuta per secoli.

Saldature eterogenee

Sono processi di saldatura nei quali l'unione fra le parti è ottenuta soltanto per azione del metallo d'apporto, avente una temperatura di fusione più bassa di quella del metallo base, che viene depositato allo stato fuso fra le parti da collegare. L'operazione viene eseguita senza che i bordi delle parti da saldare arrivino al punto di fusione. Questo tipo di saldatura viene utilizzato quando il metallo base non è facilmente saldabile, nei casi in cui si deve evitare il riscaldamento dei pezzi per ridurre le deformazioni e infine quando le caratteristiche meccaniche del giunto sono di scarso interesse: in pratica è come se il metallo d'apporto si comportasse come un adesivo fra le parti da unire.

Le saldature eterogenee si suddividono in: *saldobrasature* e *brasature*.

La *saldobrasatura* viene così chiamata perché il procedimento di esecuzione è simile a quello della s. autogena. Infatti: occorre la medesima preparazione dei lembi delle parti da saldare ed il materiale d'apporto viene depositato per passate successive con la stessa tecnica impiegata nella saldatura ossiacetilenica, senza però portare a fusione i lembi da saldare.

Nella *brasatura* (ancora distinta in dolce, fino a 400 °C, e forte, fra i 500 ed i 1000 °C) i lembi sono accostati in modo da lasciare tra loro uno spazio di pochi centesimi di mm in maniera tale da permettere la bagnatura dei lembi per infiltrazione capillare da parte del metallo d'apporto fuso. L'unione si realizza quindi con il solidificarsi del metallo d'apporto, senza formazione di leghe.

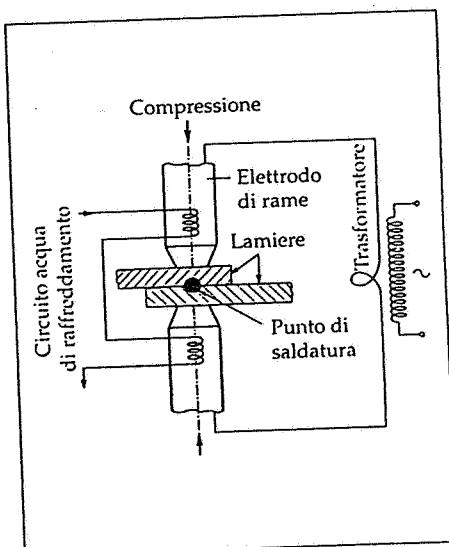


Fig. 20. La saldatura a resistenza.

CARATTERISTICHE DELLE SALDATURE

Una saldatura viene di solito caratterizzata da:

- a) tipo di giunto saldato;
- b) forma della saldatura o del cordone;
- c) dimensioni del cordone;
- d) processo utilizzato.

L'esecuzione della saldatura comporta prioritariamente la preparazione dei bordi, consistente in una lavorazione meccanica delle parti da saldare; seguono le operazioni di *puntatura* per fissare la corretta posizione delle parti, l'esecuzione della saldatura vera e propria e l'eventuale rimozione della scoria.

La deposizione del cordone di saldatura può avvenire secondo modalità diverse, a seconda della forma, delle dimensioni e del tipo di giunto saldato. I *lembi*, o bordi, sono le superfici dei pezzi interessate dalla deposizione del

cordone, e vengono preparati in modo da conferire loro la forma geometrica più idonea all'esecuzione della saldatura, per ottenere le migliori caratteristiche meccaniche del giunto, per assicurare la completa fusione su tutto lo spessore e la buona penetrazione del materiale d'apporto.

La figura 21 riporta alcuni esempi delle forme e dimensioni dei più frequenti dei lembi, tratti dal Codice di pratica UNI 11001.

Il *giunto* è la zona nella quale si realizza il collegamento dei pezzi da saldare. Si possono avere diversi tipi di giunto a seconda dei diversi elementi che vi concorrono e la loro reciproca

posizione. I principali tipi di giunto sono illustrati in figura 22. Per quanto riguarda la forma della superficie esterna, le saldature si distinguono in *piana*, *convessa* e *concava* (fig. 23). Infine, tenendo presente la continuità del cordone, le saldature si possono suddividere in:

a) *saldature continue*, quando il cordone non presenta interruzioni su tutta la lunghezza della linea di collegamento;

b) *saldature interrotte*, quando la saldatura è costituita da tratti di cordone uniformemente intercalati da tratti non saldati.

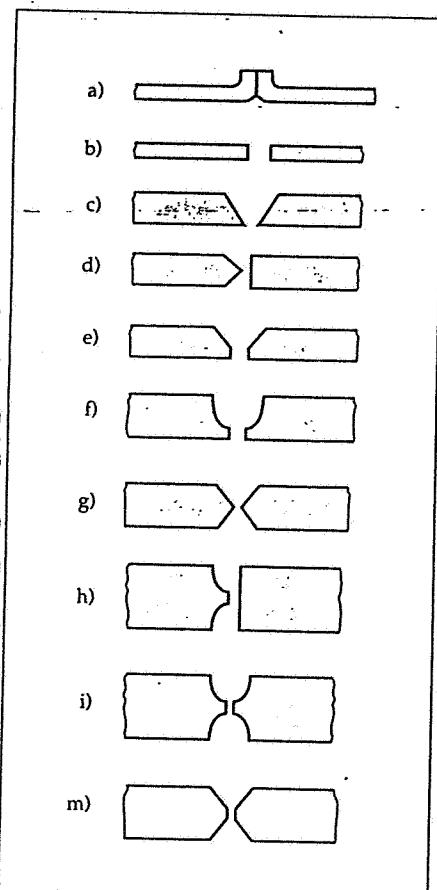


Fig. 21. Preparazione dei lembi nella saldatura.

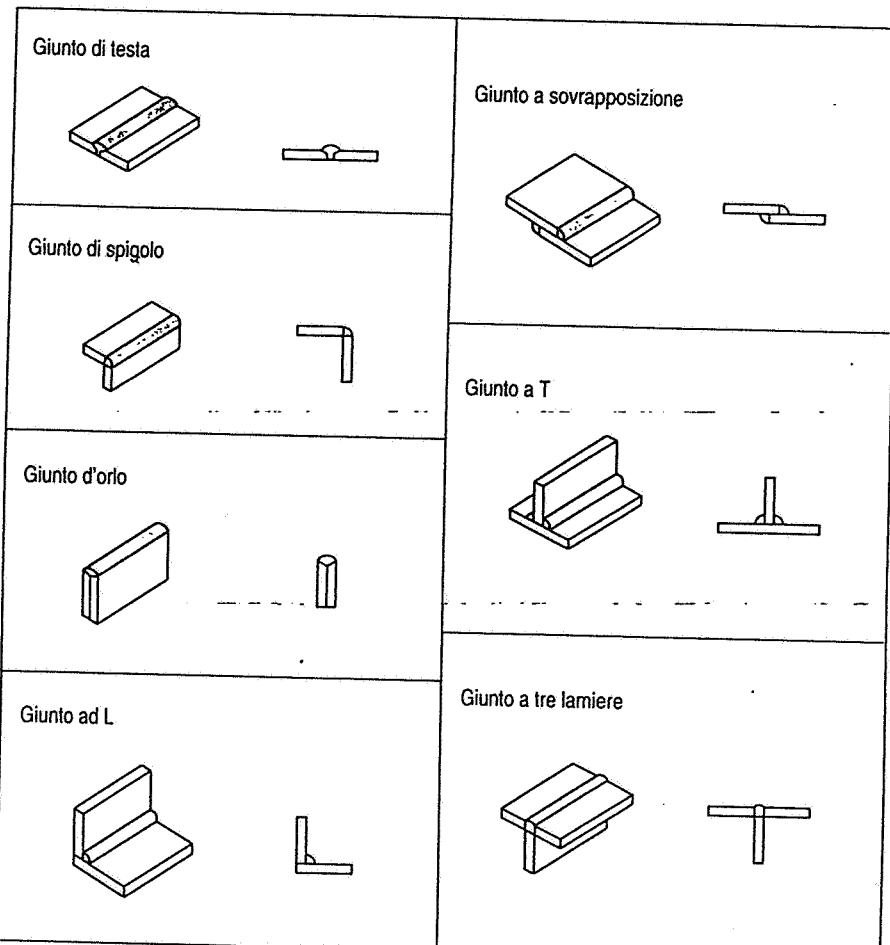


Fig. 22. Tipi di giunto.

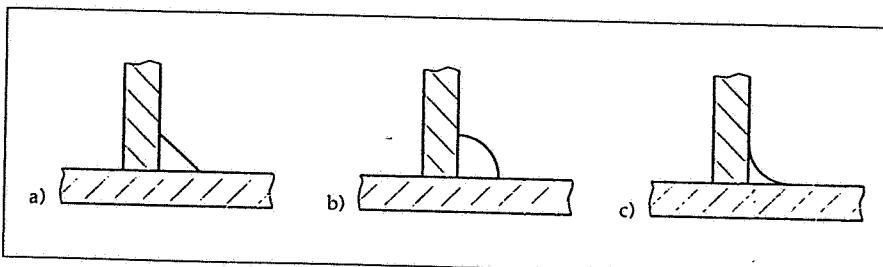
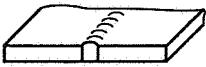
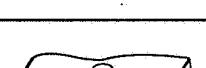
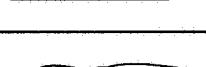
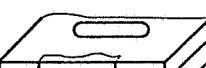
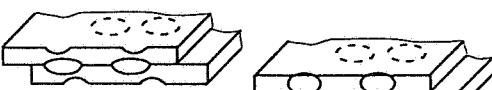
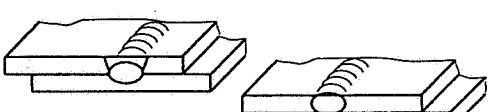
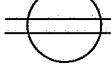


Fig. 23. Classificazione delle saldature secondo la forma della superficie esterna: a) piana; b) convessa; c) concava.

| Nº | DENOMINAZIONE | DISEGNO ILLUSTRATIVO | SEGO GRAFICO |
|----|---|--|---|
| 1 | Saldatura a bordi rilevati |  |  |
| 2 | Saldatura a lembi retti |  |  |
| 3 | Saldatura a V |  |  |
| 4 | Saldatura a $\frac{1}{2}$ V |  |  |
| 5 | Saldatura a Y |  |  |
| 6 | Saldatura a $\frac{1}{2}$ Y |  |  |
| 7 | Saldatura a U |  |  |
| 8 | Saldatura a $\frac{1}{2}$ U o J |  |  |
| 9 | Saldatura ripresa a rovescio |  |  |
| 10 | Saldatura d'angolo |  |  |
| 11 | Saldatura entro intagli o fori |  |  |
| 12 | Saldatura a punti (a resistenza o no) |  |  |
| 13 | Saldatura in linea continua (a resistenza o no) |  |  |

Tab. II. Tipi di saldatura e relativi segni grafici (si possono avere anche saldature a doppio V (x) ed anche a doppio U o Y).

RAPPRESENTAZIONE DELLE SALDATURE

È possibile rappresentare le saldature con una rappresentazione convenzionale applicando le regole del disegno tecnico, cioè mettendo in evidenza forme e dimensioni del cordone; si raccomanda tuttavia, per ragioni di completezza e chiarezza, di utilizzare una rappresentazione di tipo schematico, in modo da fornire tutte le indicazioni necessarie per identificare la saldatura, senza gravare il disegno di note e viste aggiuntive.

La rappresentazione schematica comprende un segno grafico elementare secondo la norma UNI 1310, tracciato di solito con linea continua spessa (tipo A), che ricorda generalmente la forma della sezione della saldatura da eseguire; la codificazione può essere completata da opportuni segni grafici complementari e da una quotatura convenzionale.

La norma UNI 1310 del 1940 è stata sostituita dalla più recente (1986) avente lo stesso numero; tuttavia, dato il grande numero di disegni eseguiti con la vecchia designazione e tenendo presente che non tutte le aziende si sono uniformate alla nuova simbologia, è opportuno soffermarsi anche sulla designazione delle vecchie norme.

Vecchia designazione delle saldature. La designazione era costituita da (fig. 24):
 a) simbolo grafico relativo alla forma;
 b) indicazioni dimensionali;
 c) simbolo letterale indicante il processo di saldatura da utilizzare (ad esempio G, saldatura a gas ed E saldatura ad arco).

Nuova designazione del 1986.

La rappresentazione schematica comprende:

- a) un segno grafico elementare (tabella III);
- b) un eventuale segno grafico supplementare, per indicare il profilo esterno della saldatura; l'assenza di questo simbolo sta a significare che il profilo esterno della saldatura non necessita di essere precisato;
- c) una quotatura convenzionale
- d) indicazioni complementari.

I segni grafici delle tabelle non esauriscono le indicazioni di una completa

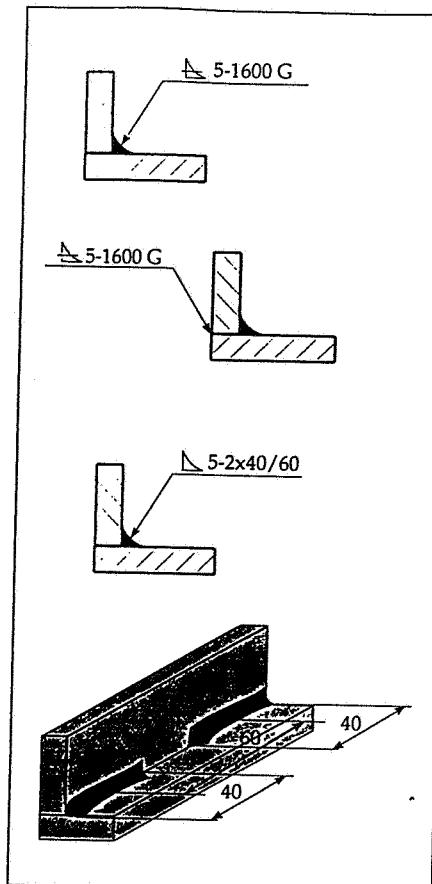


Fig. 24. Indicazione di saldature secondo la vecchia designazione.

| ASpetto ESTERNO DEL CORDONE | SEGNO GRAFICO |
|--------------------------------|------------------|
| a) Piano | — |
| b) Convesso | ↙ |
| c) Concavo | ↘ |

Tab. III. Segni grafici supplementari.

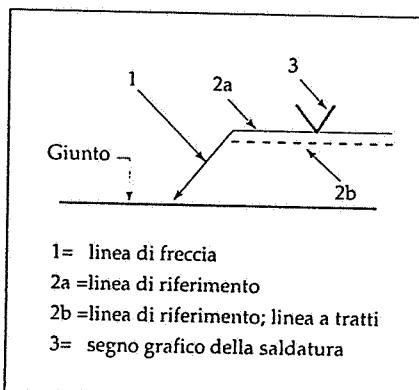


Fig. 25. Indicazione di una saldatura secondo la UNI 1310.

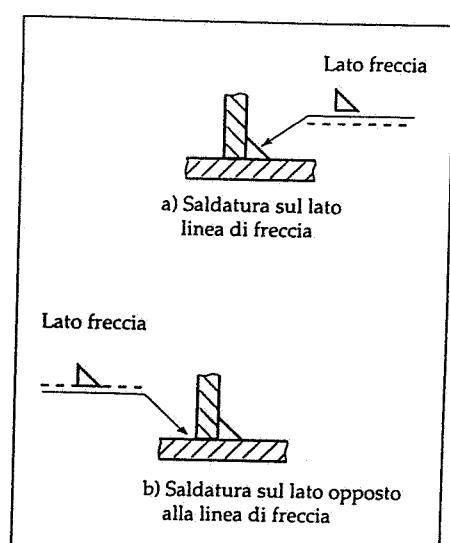


Fig. 26. L'ubicazione del segno grafico determina la posizione della saldatura.

rappresentazione della saldatura, che comprende in aggiunta:

- una linea di richiamo con freccia per giunto, denominata *linea di freccia* (fig. 25);
- una doppia linea di riferimento costituita da una linea continua e da una linea a tratti (tracciata sopra o sotto la linea continua), omessa nel caso di saldature simmetriche;
- un certo numero di dimensioni e segni convenzionali.

L'ubicazione della saldatura viene definita specificando:

- la posizione della linea di freccia;
- la posizione della linea di riferimento;
- la posizione del segno grafico rispetto alla linea di riferimento.

Infatti il segno grafico può essere posto sopra o sotto la linea di riferimento; se è posto sulla linea di riferimento continua, la saldatura è sul lato freccia del giunto (fig. 26); se invece il segno grafico è posto sulla linea di riferimento a tratti, la saldatura è sul lato opposto alla linea di freccia del giunto. Le dimensioni della saldatura vengono definite direttamente sul segno grafico come segue:

- a) quote relative alla sezione trasversale, scritte alla sinistra del segno grafico;
- b) quote relative alle dimensioni longitudinali, scritte alla destra del segno grafico (fig. 27).

L'assenza di tale indicazione significa che la saldatura è continua per tutta la lunghezza del pezzo.

Per la saldatura d'angolo, esistono due metodi per indicare le quote (fig.

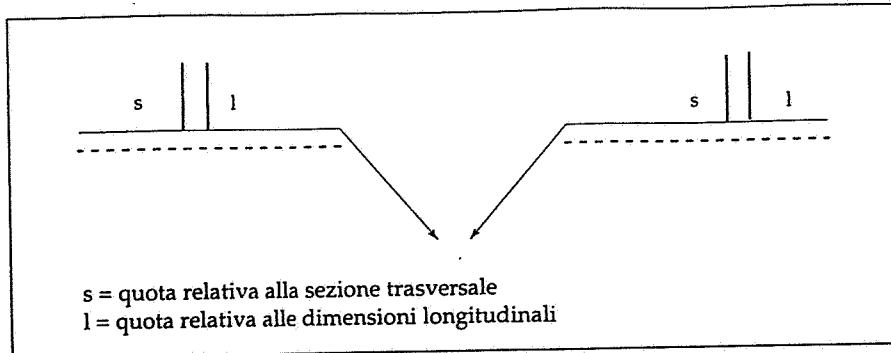


Fig. 27. Indicazione della posizione delle quote rispetto al segno grafico.

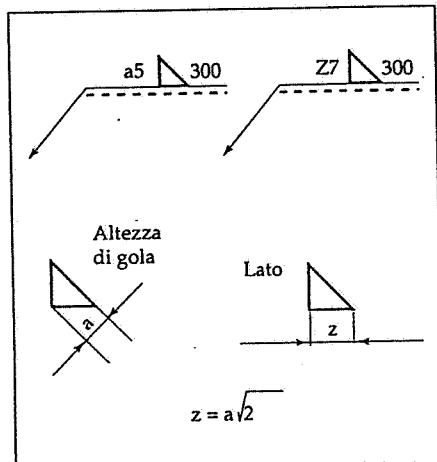


Fig. 28. Metodo di indicazione delle quote per le saldature ad angolo.

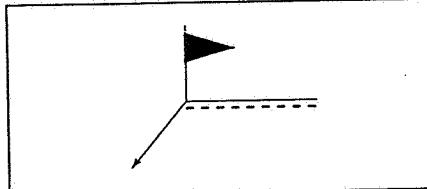


Fig. 30. Saldatura da eseguire in cantiere.

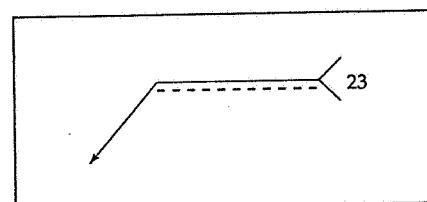


Fig. 31. Indicazione del procedimento di saldatura mediante codice numerico.

28); nel primo caso occorre indicare, davanti alle cifre che indicano la quota trasversale, la lettera **a** per indicare l'altezza relativa all'ipotenusa del triangolo sezione del cordone di saldatura, mentre nel secondo caso la lettera **z** indica la larghezza del cateto. Le indicazioni complementari sono utilizzate nel caso in cui si vogliano specificare ulteriori caratteristiche delle saldature, come ad esempio:

- saldature perimetrali, con un segno grafico munito di un cerchio con **c** entro all'intersezione tra la linea di freccia e linea di riferimento (fig. 29);
- saldature eseguite in cantiere, con aggiunta di una bandierina, sempre all'intersezione tra la linea di freccia e linea di riferimento (fig. 30);
- procedimento di saldatura, con un simbolo numerico posto entro due segmenti all'estremità della linea di riferimento (fig. 31);
- tipo di controllo non distruttivo, con una sigla posta immediatamente dopo il simbolo numerico indicante il procedimento (ad esempio RX, controllo radiografico).

La figura 32 mostra il disegno e l'interpretazione di alcuni segni grafici elementari utilizzate in rappresenta-

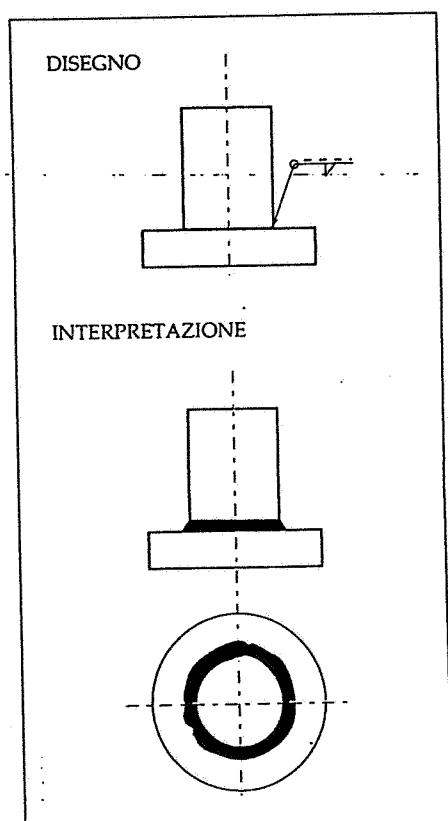


Fig. 29. Esempio di indicazione di una saldatura perimetrale.

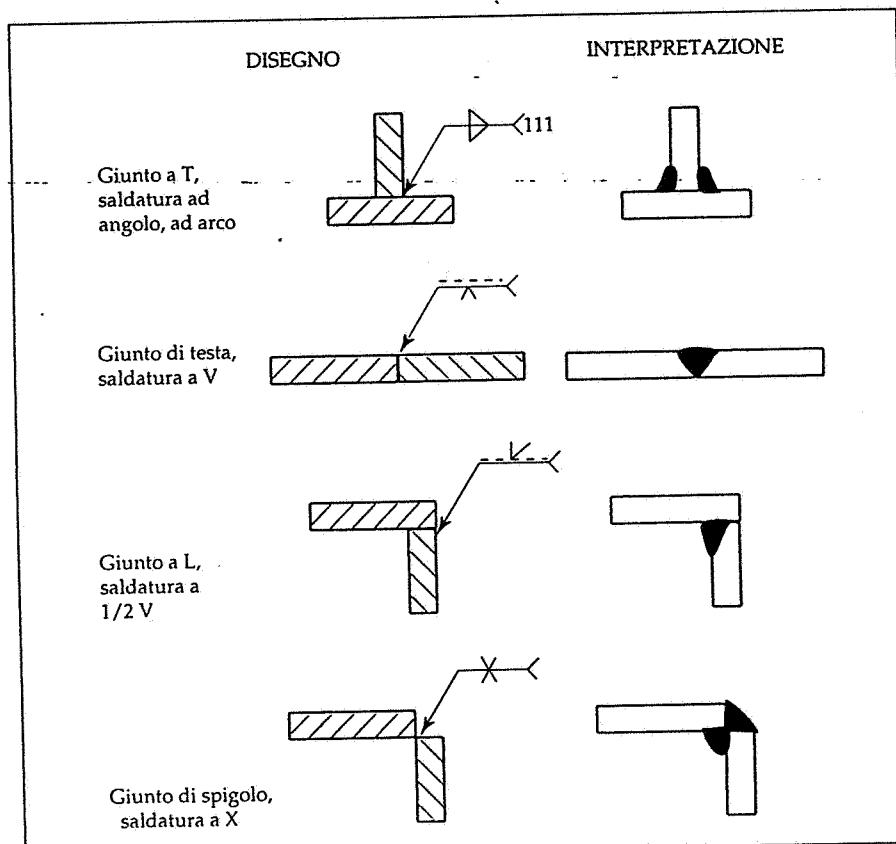


Fig. 32. Disegno e interpretazione di giunti saldati.

zione schematiche; come si nota, è possibile combinare insieme più segni grafici elementari nel caso di saldature eseguite dai due lati. La figura 33 chiarisce l'utilizzo dei segni grafici nel caso di saldature continue ed interrotte; infine la figura 34 mette in evidenza il numero imponente di informazioni che si riescono a dare con la rappresentazione schematica delle saldature proposte nella UNI 1310.

7

INCOLLAGGI

Collegamenti stabili possono essere ottenuti per mezzo di adesivi inseriti fra le parti da collegare: l'ancoraggio del materiale legante sulle superfici (ben pulite) dei pezzi, con penetrazione nei loro strati molecolari esterni, realizza una continuità strutturale, con azioni fisico-chimiche tali da garantire elevata resistenza alla giunzione. In pratica si ha un fenomeno analogo a quello visto per la brasatura, con gli adesivi in luogo della lega metallica. La maggior parte degli adesivi oggi impiegati sono resine sintetiche, termoplastiche o termoindurenti.

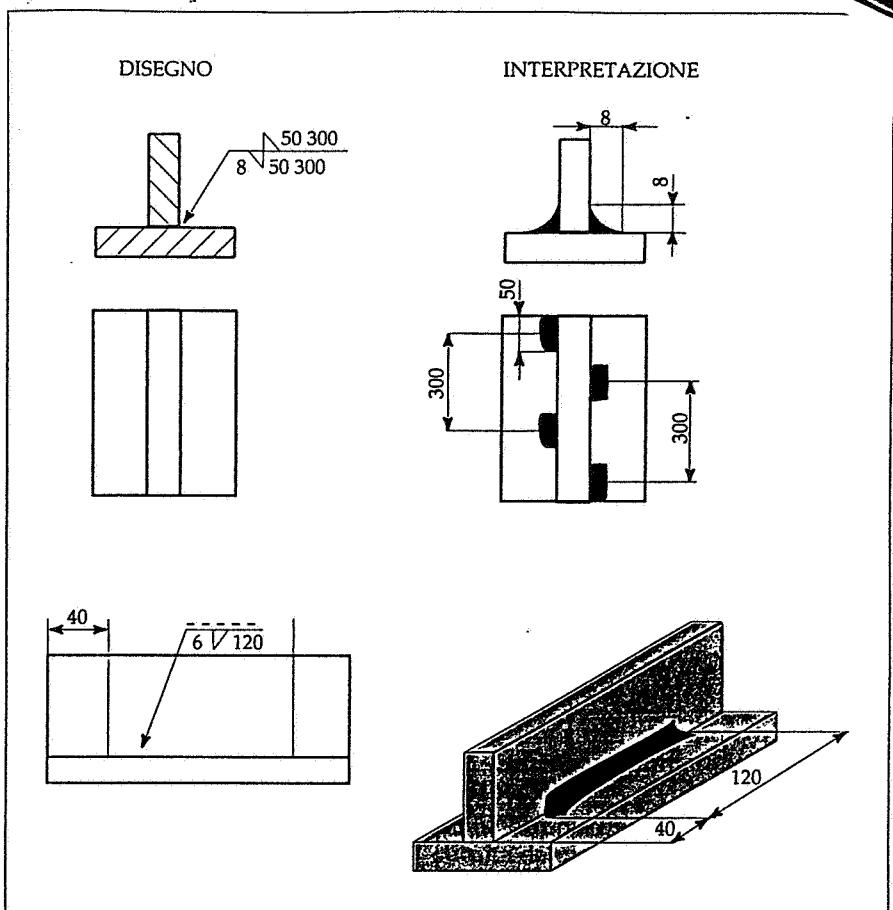


Fig. 33. Designazione di saldature continue e interrotte.

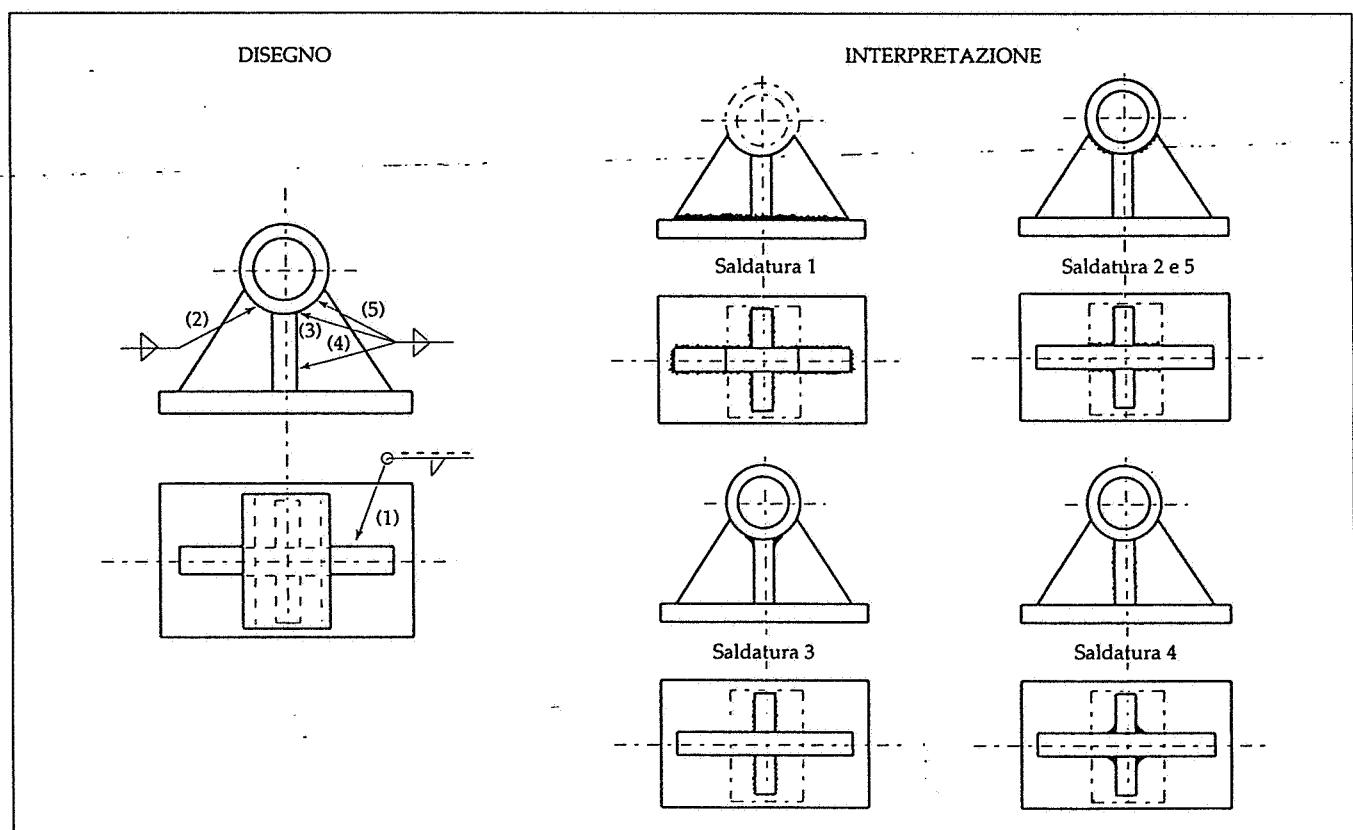
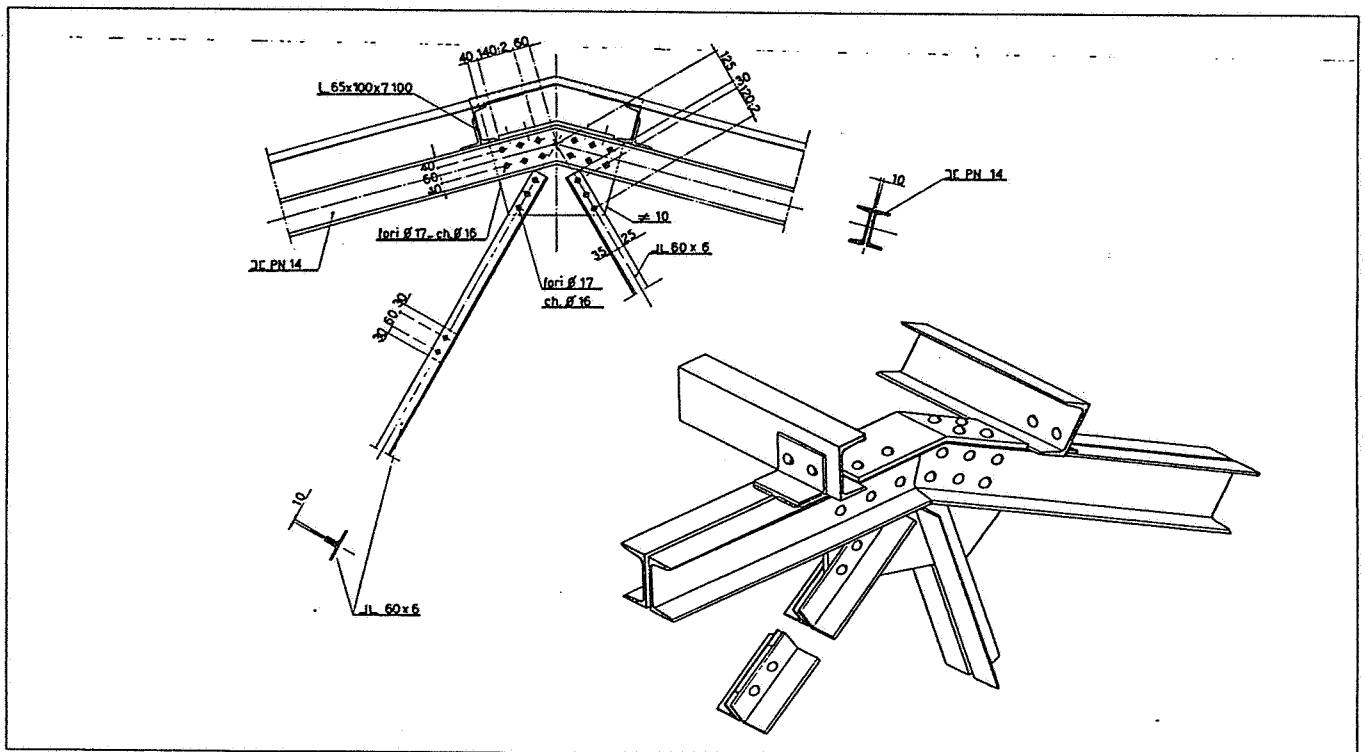
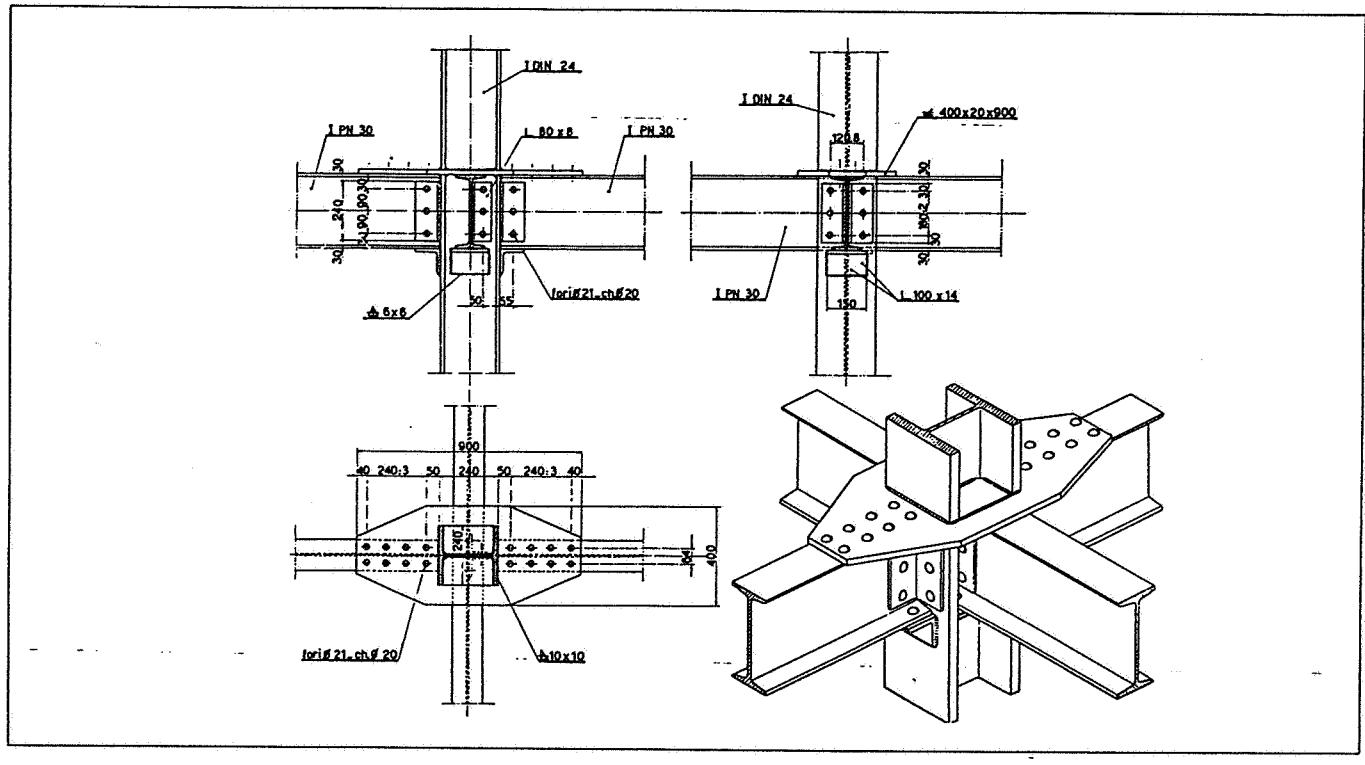


Fig. 34. Disegno di una struttura saldata: interpretazione dei segni grafici.

ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI

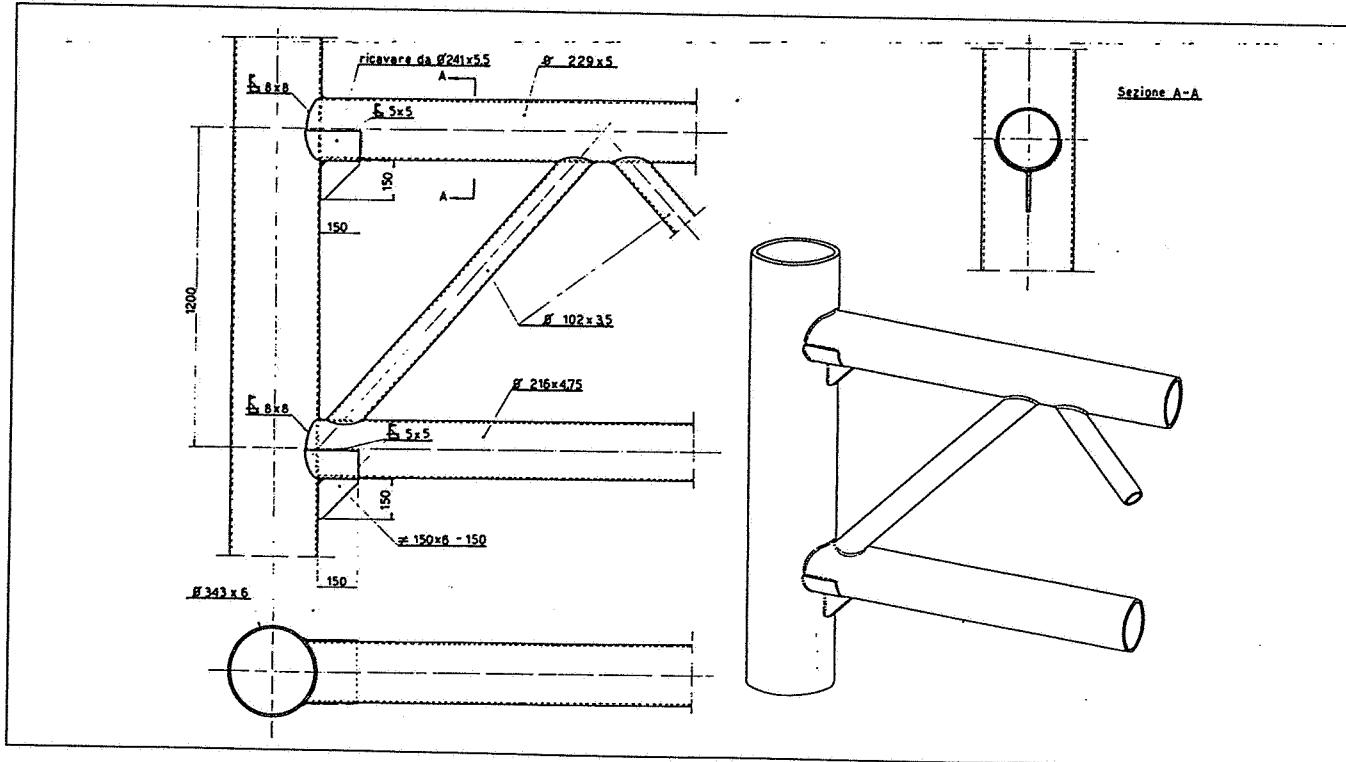
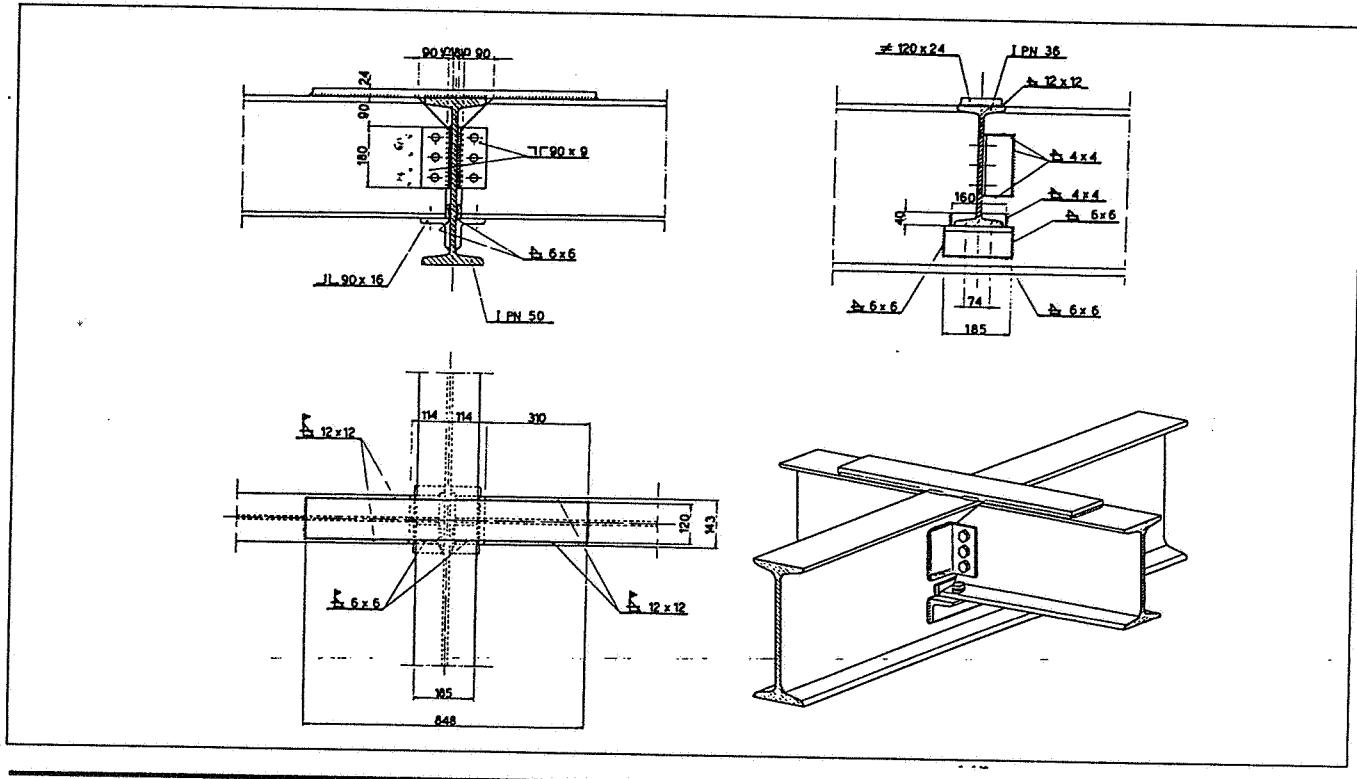
1. Negli esempi riportati in cui sono rappresentate strutture chiodate, si sostituiscano dove possibile con saldature.

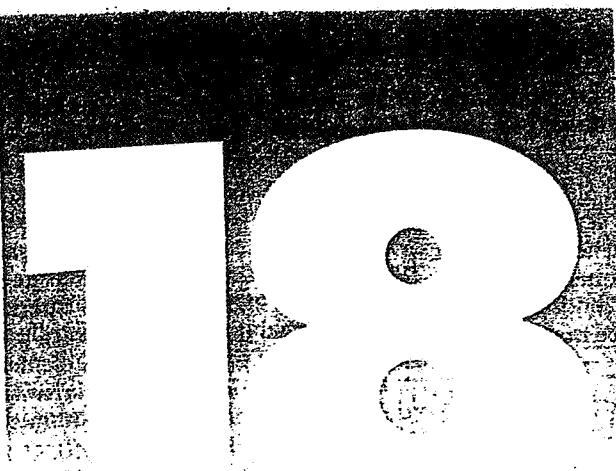


ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI

2.

Negli esempi riportati si aggiornino le indicazioni delle saldature secondo la normativa attuale.





materiali per costruzioni meccaniche

1

PREMESSA

La scelta del materiale con cui un oggetto deve essere realizzato è una fase

fondamentale della progettazione. Dal materiale dipendono non solo le caratteristiche di resistenza e durata del pezzo, ma anche il procedimento tecnologico per produrlo e l'aspetto con cui si presenta all'utilizzatore: tutti elementi che ne influenzano in ultima analisi il costo, su cui oggi influi-

scono anche altri parametri legati al materiale, in precedenza non rilevanti, come la possibilità di riciclo o l'eliminazione al termine del ciclo di vita. Quindi se il disegno rappresenta la forma dell'oggetto, il materiale ne costituisce la sostanza, ed è perciò da esso inseparabile.

La scelta del materiale è condizionata dalla necessità di rispondere a molteplici esigenze: disponibilità, peso, possibilità di lavorazione, caratteristiche elettriche, magnetiche, tempesta durezza, resistenza alla corrosione, durata, ecc. In genere il termine resistenza di un materiale viene utilizzato per identificare la capacità del metallo di resistere al bello che con esso è costituito di non imporsi sotto l'azione di determinate forze che lo sottopongono a sollecitazioni di trazione, di compressione, di tensione e di torsione, considerate singolarmente o in combinate, tra di loro, stabilmente nel tempo (sollecitazioni statiche) o variabili istantaneamente (urto), o ripetutamente nel tempo (sollecitazioni dinamiche) di tali carichi, a freddo o a caldo.

Si usa spesso il termine resistenza meccanica e si fa riferimento alla resistenza a trazione statica, poiché sia pure approssimativamente vi è una certa correlazione fra questo tipo di resistenza e gli altri sopra accennati.

La resistenza a trazione di un materiale metallico viene verificata mediante una prova appropriata (codificata nella norma UNI EN 10002) in cui un provino di forma e dimensioni normalizzate (fig. A) viene sottoposto a una forza agenti in

senso assiale e che viene registrato l'allungamento al crescere della forza stessa fino alla rottura. Si avranno di conseguenza i diagrammi (figura B) in cui si riportano in ordinata i valori della forza agente ed in ascissa quelli degli allungamenti conseguenti rapportando i valori della forza alla sezione trasversale del provino e gli allungamenti alla tubichezza iniziale, si avrà un diagramma sforzo-unità deformazione (percentuali).

Si può individuare una fase di deformazione elastica (con allungamenti proporzionali linearmente alle forze) e che si annullano in pratica all'annullarsi delle forze stesse; una fase in cui si presenta anche una deformazione plastica permanente, finché la rottura.

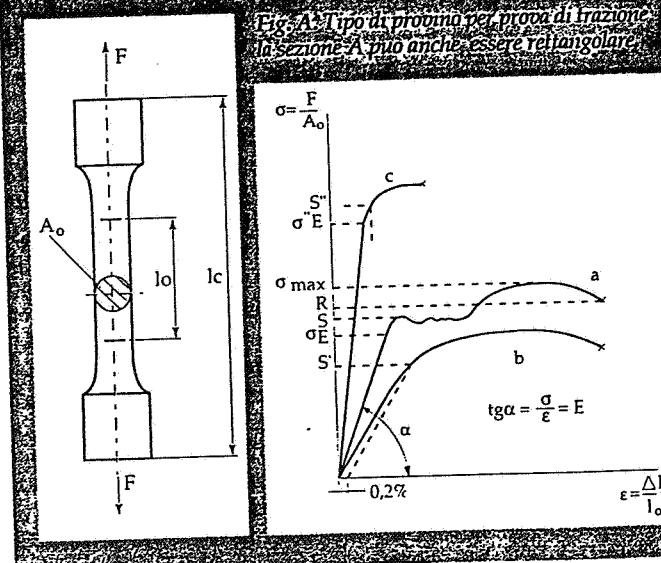
Siglunghi quindi a definire uno sforzo di crollo R e uno sforzo al di sopra del quale si hanno deformazioni permanenti individuando così il limite delle deformazioni elastiche E ; quest'ultimo viene in molti materiali identificato con il carico di snervamento S , comune a tutte le curve a della figura, dove è chiaramente individuabile tale caratteristica (allungamento permanente senza incremento di forza). Nei casi di materiali corrispondenti ai tipi delle curve b e c, si assume come carico di snervamento quello che causa una deformazione permanente dello 0,2% i carichi vengono espressi in N/mm^2 ma nella pratica si sentono spesso ancora riferimenti a resistenze in kgp/mm^2 tenendo conto delle varie approssimazioni esistenti nei calcoli può essere accettabile una equivalenza $1 \text{ kgp} = 10 \text{ N}$.

Il rapporto (R/E) è 100 , valido nel tratto di deformazione elastica a pendenza costante, definito come modulo di elasticità E di Young, ed è un altro dato che spesso compare fra le caratteristiche dei materiali così come si trova indicato il valore α dell'allungamento percentuale alla rottura.

Nelle tabelle talvolta compaiono anche la resistenza all'urto o residenza K , espressa in J/cm^2 come lavoro necessario per spezzare un provino (tanto minore quanto maggiore è la fragilità) e la durezza, validata mediante la penetrazione di una punta nella superficie in esame e misurata con diversi sistemi (durezza Brinell, HB, Rockwell, HRC, Vickers, HV).

In tabelle e cataloghi si hanno diverse simbologie per indicare le caratteristiche di resistenza ed occorre perciò una certa attenzione nell'individuare i dati cercati.

Fig. B: Diagrammi sforzi/deformazioni: nella curva a è chiaramente individuabile una zona di snervamento, mentre nelle curve b e c lo snervamento è definito per concezione.



Lo studio dei materiali, dei criteri di scelta e trattamento, delle loro lavorazioni esula da un corso di disegno, in cui però, proprio perché sui disegni non ne manca mai l'indicazione (e non deve mancare!), è necessario almeno un cenno sui principali materiali, sul loro campo di impiego e sulle loro definizioni.

Nelle costruzioni meccaniche i materiali più comunemente usati possono essere così raggruppati:

- metalli ferrosi (acciai, ghise, super leghe a base Fe);
- metalli non ferrosi (Al, Cu, Ni, ecc., e loro leghe);
- polimeri (materie plastiche, termoplastiche e termoindurenti);
- elastomeri (gomme naturali e sintetiche);
- compositi (a matrice polimerica o metallica)
- (ceramici, vetri, carbonio, ecc.).

2

ACCIAI

Gli acciai sono leghe metalliche costituite essenzialmente da ferro con carbonio fino al 2% ed eventuali aggiunte di altri elementi in percentuali variabili a seconda delle caratteristiche che si vogliono ottenere.

L'acciaio rimane il principale materiale per le costruzioni meccaniche grazie alle sue doti di resistenza e lavorabilità. Un'altra caratteristica fondamentale dell'acciaio è la sua capacità di cambiare notevolmente le caratteristiche non soltanto al variare della composizione ma anche in seguito a trattamenti termici, basati sul fatto che la struttura normale a temperatura ambiente (*ferrite e perlite*) è diversa da quella a temperature elevate (*austenite*) e si comporta diversamente nei confronti del carbonio o di altri elementi di lega.

È opportuno un accenno ai trattamenti termici in considerazione del fatto che spesso devono essere indicati a disegno, proprio per la differenza di caratteristiche che tramite essi viene conferita ai pezzi.

Ricottura (e normalizzazione): trattamenti da effettuarsi sul materiale dopo fusione o fucinatura, prima di lavorazioni meccaniche o trattamenti termici, per renderlo omogeneo e lavorabile quanto più possibile; consistono in riscaldamenti a temperatura

elevata con successivo raffreddamento lento, in forno o in aria.

Tempra: riscaldamento a temperature fra gli 800° e 900° (fino ai 1200 °C per gli acciai da utensili), seguito da raffreddamento rapido in acqua od olio; ciò provoca un cambiamento di struttura (*martensite*) che rende l'acciaio molto duro e resistente ma piuttosto fragile.

Rinvenimento: riscaldamento intorno ai 500°-600°, dopo il trattamento di tempra, al fine di eliminare parzialmente gli effetti di questa, conferendo al materiale una buona resistenza e tenacità e riducendone durezza e fragilità; negli acciai per molle il rinvenimento si ferma a temperature più basse.

Bonifica: è il trattamento di tempra seguito da rinvenimento.

Distensione: è un riscaldamento a temperature non superiori a 200 °C, per eliminare tensioni interne dovute ai trattamenti precedenti.

Trattamenti termochimici di arricchimento superficiale: consistono nell'operare a determinate temperature in ambienti in grado di cedere elementi allo strato superficiale dei pezzi, in modo da modificarne le caratteristiche, mentre gli stati sottostanti mantengono le proprietà iniziali. Il più comune di tali trattamenti è la *cementazione*, in cui l'arricchimento superficiale di carbonio, seguito da tempra, provoca un indurimento (e quindi resistenza all'usura) della superficie. Trattamenti analoghi sono la *carbonitrurazione* (arricchimento di carbonio ed azoto contemporaneamente) e la *nitrurazione* (con azoto) che può essere effettuata su pezzi già bonificati, aumentandone la durezza superficiale per formazione di nitruri di Fe. La *sulfinizzazione* aumenta invece la resistenza all'usura per diffusione di S e formazione di solfuri di ferro nello strato superficiale, diminuendone così il coefficiente d'attrito con i pezzi a contatto.

Si noti che tali trattamenti superficiali non vanno confusi con trattamenti di deposizione di materiale di tipo elettrolitico: ad esempio la *cromizzazione* è una diffusione di Cr nella struttura superficiale del pezzo, mentre la *cromatura* riveste la superficie con uno strato di Cr.

Altri trattamenti superficiali di indurimento sono la *tempra superficiale*, effettuata con riscaldamenti localizzati sugli strati superficiali, mediante

fiamma od induzione, ed anche la deformazione a freddo (*rullatura o pallinatura*), con miglioramento della resistenza a fatica.

Nella designazione degli acciai assume importanza l'indicazione della presenza di elementi di lega quando siano previsti trattamenti termici, proprio perché la presenza di tali elementi modifica la conduzione ed i risultati del trattamento; quando i trattamenti non sono previsti è più significativa l'indicazione di altri dati, quali la resistenza a trazione od altre caratteristiche meccaniche.

Una classificazione recente (UNI EU 27) raggruppa di conseguenza gli acciai in due categorie, acciai designati dalle loro caratteristiche meccaniche o di impiego ed acciai designati dalla composizione chimica.

I primi sono indicati con il simbolo chimico del ferro Fe seguito dal valore del carico di rottura a trazione minimo garantito, espresso in N/mm²: quando tale valore è preceduto dalla lettera E, si tratta del carico di snervamento (praticamente il limite della deformazione elastica), mentre la lettera G indica trattarsi di acciaio per getti; talora segue il simbolo chimico di un elemento aggiunto per conferire particolari caratteristiche. Esempi: Fe 410, FeE355, FeG360, Fe440Pb.

Possono essere aggiunte altre indicazioni, ad esempio una delle quattro lettere A, B, C, D per indicare la crescente insensibilità alla frattura fragile (in pratica la crescente idoneità alla saldatura) oppure un numero indicante la qualità, secondo norme particolari proprie di vari prodotti siderurgici. Esempi: Fe 440 D, FeG 360-1.

Le caratteristiche di impiego (secondo gruppo) sono indicate da una lettera ed un numero che seguono il simbolo Fe. Esempio: FeB2.

La seconda categoria presenta una ulteriore divisione fra acciai non legati ed acciai legati, suddivisi a loro volta i primi in acciai per cui è previsto un trattamento termico ed acciai per usi particolari, i secondi in acciai debolmente legati (nessun elemento di lega presente in tenori superiori al 5%) e fortemente legati (almeno un elemento di lega in percentuale superiore a 5%). Caratterizza gli acciai non legati la lettera C, simbolo del carbonio, la cui presenza percentuale è di seguito indicata, moltiplicata per 100; per gli acciai debolmente legati la lettera C è omessa, e per i fortemente legati è so-

stituita da X, ma rimane indicata la percentuale di carbonio (sempre moltiplicata per 100) cui fa seguito l'indicazione dei principali elementi di lega (in ordine decrescente di presenza), seguiti a loro volta dalla percentuale di presenza. Quest'ultima viene moltiplicata per un fattore caratteristico dell'elemento (vedi tabella I) per gli acciai debolmente legati e scritta tal quale per i fortemente legati.

Esempio: C40, 18 NiCr 16, X 200 Cr 13.

Anche per gli acciai non legati può essere indicato un elemento di lega aggiunto per scopi specifici e nel caso degli acciai per usi particolari la lettera C può essere seguita da un'altra lettera indicante proprio l'uso.

Esempio: C 30 Cr, CD 15

La lettera G (acciai per getti) per tutti gli acciai della seconda categoria pre-

cede la sigla, così come l'eventuale numero indicante la qualità. Esempi: GC 20, GX 15 Cr 13, 2 C 35.

Per tutti gli acciai la sigla composta come ora visto può essere seguita da due lettere chiave che indicano la pri-

ma un particolare requisito e la seconda una ulteriore specificazione di questo (tab. II).

La sigla deve poi necessariamente chiudersi con il riferimento alla norma. Esempio: X 200 Cr 13 KU UNI 2955

| SIMBOLO | ELEMENTO CHIMICO | FATTORE |
|--|------------------|-----------------|
| Co | Cobalto | |
| Cr | Cromo | |
| Mn | Manganese | |
| Ni | Nichelio | |
| Si | Silicio | 4 |
| W | Wolframio | |
| Al | Alluminio | |
| Be | Berilio | |
| Cu | Rame | |
| Mo | Molibdeno | |
| Nb | Niobio | |
| Pb | Piombo | |
| Ta | Tantalo | |
| Ti | Titano | |
| V | Vanadio | |
| Zr | Zirconio | |
| N | Azoto | |
| P | Fosforo | 10 |
| S | Zolfo | |
| B | Boro | 1000 |
| Non vengono indicati per valori inferiori ai seguenti: | | |
| Manganese | 1 % | Cromo 0,25 % |
| Silicio | 0,5 % | Molibdeno 0,1 % |
| Nichelio | 0,5 % | Vanadio 0,06 % |
| Rame | 0,4 % | Boro 0,001 % |

Tab. I. Fattori di moltiplicazione delle percentuali degli elementi di lega negli acciai debolmente legati.

| REQUISITI | 1 ^a LETTERA | 2 ^a LETTERA | GRADO DEL REQUISITO |
|---|------------------------|--|---|
| Modo di disossidazione | F | U N F | acc. effervescente acc. non effervescente acc. calmato a grano fine |
| Garanzie di saldabilità | S | | saldabilità a determinate condizioni, ecc. |
| Attitudine a particolari utilizzazioni | K | D G P Q R S T U Z W | deformazione a freddo (ricalcatura ed estrusione) impiego alla temperatura ambiente, quando è necessario distinguere da altri tipi con prescrizioni di caratteristiche a basse o alte temperature profilatura a freddo bordatura produzione di tubi saldati fucinatura, libera o a stampo chiuso impiego a basse temperature costruzione di utensili trafilatura impiego ad alte temperature |
| Modalità di produzione | H | K W | allo stato incrudito allo stato grezzo di laminazione |
| Aspetto della superficie | M | A B G F | con piccoli difetti praticamente impeccabile decapata strato di ossido aderente |
| Finitura della superficie | R | M R L N | opaca rugosa liscia lucida |
| Forma della superficie | N | | nervata, striata, ecc. |
| Rivestimento o trattamento della superficie | G | | zincata, piombata, fosfatizzata, ecc. |
| Stato di trattamento termico | T | A B C D E F G | ricottura di distensione ricottura di coalescenza ricottura completa normalizzazione normalizzazione e rinvenimento di distensione bonifica austenitizzazione |

Tab. II. Lettere chiave usate nella designazione degli acciai (rif. UNI EU 27).

indica un acciaio per utensili contenente circa il 2% di carbonio ed il 13% di cromo.

La designazione degli acciai (e degli altri materiali metallici) è in continua rielaborazione anche a causa della armonizzazione in corso della normativa a livello internazionale. Ad esempio le norme EN 10027 presentano già differenze rispetto a quanto detto in precedenza. Sostanzialmente esse prevedono due criteri di designazione, quello *analogico* (simile a quanto prima visto) che individua gli acciai con singole letterali e numeri che ne riassumono alcune proprietà meccaniche e fisico-chimiche, e quello *sequenziale* o numerico (simile a quello in uso negli Stati Uniti) che classifica i materiali con tre cifre che rimandano a tabelle specifiche (vedi anche tabella VII).

La suddivisione degli acciai può anche essere fatta nella pratica quotidiana definendo gli acciai non legati come *acciai comuni* al carbonio e distinguendoli in:

- acciai *dolci*, con tenori di carbonio fra lo 0,1 e lo 0,2%, con resistenza fra 350 e 500 N/mm², utilizzabili per pezzi poco o mediamente sollecitati, talvolta suscettibili di deformazione (ribattini) e talvolta destinati ad indurimento superficiale per cementazione;

- acciai *semiduri*, con tenore di C fino allo 0,5% e resistenza fino a 800 N/mm², per pezzi mediamente sollecitati per i quali è per lo più previsto un trattamento di bonifica;

- acciai *duri*, con C fino allo 0,6% e resistenza fino a 900 N/mm², in genere bonificati, per pezzi fortemente sollecitati, ma senza urti o flessioni;
- acciai *extraduri*, con C oltre lo 0,7%, con resistenza fino ai 1200 N/mm², utilizzabili per utensili e simili, durissimi ma fragili.

Analogamente gli acciai legati sono anche definiti *acciai speciali*, suddivisibili ulteriormente in *acciai da costruzione, per utensili, inossidabili, per applicazioni particolari*.

In questi acciai i vari elementi di lega, a seconda delle percentuali di presenza e delle possibili interazioni fra loro, agiscono in genere verso un aumento della resistenza meccanica, della tenacità o, per contro, della durezza, per una migliore e più facile tempra, talora per una migliore lavorabilità, per una maggior resistenza alla corrosione, e così via.

A loro volta gli acciai da costruzione vengono divisi in *acciai da bonifica, da cementazione, da nitrurazione, per tempra superficiale, per molle, per cuscinetti*.

Gli *acciai da bonifica* sono i più utilizzati nella costruzione di parti di macchina soggette a sollecitazioni di vario genere: dopo il previsto trattamento termico hanno una buona resistenza accompagnata da tenacità, migliorata dalla presenza di Cr e Ni; il Mo migliora ancora la temprabilità.

Gli *acciai da cementazione* vengono usati quando ad una buona durezza superficiale si deve accompagnare una tenacità accettabile nelle zone interne: gli acciai al solo C risultano spesso fragili, mentre come già detto, Ni, Cr e Mo aumentano la resistenza e facilitano il trattamento termico.

Nei particolari costruiti con questi acciai è bene evitare spigoli vivi, riduzioni brusche di sezione, intagli, filettature non raccordate che rappresentano inviti alla rottura, specialmente per fatica: d'altra parte ciò vale per tutti gli acciai, in modo tanto più sensibile quanto migliore ne è la resistenza a trazione.

Nelle tabelle sono riportati tipi e campi usuali di impiego di molti acciai, con alcune caratteristiche, ricordando ancora che queste possono variare moltissimo secondo il trattamento termico e talora anche secondo forma e dimensioni dei pezzi.

| TIPO | DENOMINAZIONE | RIF. TAB. UNI | TRATTAMENTO | % C | % LEGANTI PRINCIPALI | NOTE | R (N/mm ²) | A % |
|----------------|----------------|---------------|----------------|------|------------------------|---------------|------------------------|-----|
| bonifica | C 25 | EN 10083 | bonifica | 0,25 | -- | | 600 | 19 |
| bonifica | C 45 | (8787/7874) | bonifica | 0,45 | -- | | 750 | 14 |
| bonifica | 41 Cr 4 | " | bonifica | 0,40 | 1 Cr, 0,7 Mn | | 1030 | 11 |
| bonifica | 36 Cr Mn 5 | " | bonifica | 0,36 | 1,2 Cr, 0,9 Mn | | 1050 | 12 |
| bonifica | 50 Cr V 4 | " | rinv. a 450° C | 0,50 | 1 Cr, 0,2 V | v. molle | 1500 | 6 |
| bonifica | 42 Cr Mo 4 | " | bonifica | 0,42 | 1 Cr, 0,2 Mo | | 1100 | 10 |
| bonifica | 39 Ni Cr Mo 3 | " | bonifica | 0,39 | 0,8 Ni, 8 Cr, 0,2 Mo | | 1130 | 11 |
| bonifica | 40 Ni Cr Mo 7 | " | bonifica | 0,40 | 1,8 Ni, 0,8 Cr, 0,3 Mo | | 1130 | 11 |
| bonifica | 34 Ni Cr Mo 16 | " | rinv. a 200° C | 0,34 | 4 Ni, 1,8 Cr, 0,4 Mo | autotemprante | 1350 | 9 |
| cementazione | C 10 | 7846/8550 | tempra | 0,10 | -- | HV 750 sup. | 520 | 15 |
| cementazione | C 15 | " | tempra | 0,15 | -- | | 700 | 13 |
| cementazione | 12 Ni Cr 3 | " | tempra | 0,12 | 0,7 Ni, 0,6 Cr | HV 800 sup. | 700 | 14 |
| cementazione | 16 Cr Ni 4 | " | tempra | 0,16 | 1 Cr, 1 Ni | | 980 | 10 |
| cementazione | 18 Ni Cr Mo 5 | " | tempra | 0,18 | 1,2 Ni, 8 Cr, 0,2 Mo | HV 800 sup. | 1180 | 9 |
| nitrurazione | 31 Cr Mo 12 | 8552/8077 | bonifica | 0,31 | 3 Cr, 0,3 Mo | | 1080 | 11 |
| nitrurazione | 41 Cr Al Mo 7 | " | bonifica | 0,41 | 1,6 Cr, 1 Al, .03 Mo | HV 500 sup. | 980 | 13 |
| tempra superf. | C 36 | 8551/7847 | distensione | 0,36 | -- | | 700 | 17 |
| tempra superf. | 38 Cr 4 | " | distensione | 0,38 | 1 Cr | | 1030 | 11 |
| molle | C 70 | 3545 | rinv. a 400° C | 0,70 | -- | | 1450 | 5 |
| molle | 48 Si 7 | " | rinv. a 450° C | 0,48 | 1,8 Si | | 1420 | 7 |
| molle | 52 Si Cr Ni 5 | " | rinv. a 450° C | 0,52 | 1,2 Si, 0,8 Cr, 0,6 Ni | | 1680 | 5 |
| cuscinetti | 100 Cr 6 | 3097 | rinv. a 200° C | 1,00 | 1,5 Cr | HRC 62 | -- | -- |
| cuscinetti | 100 Cr Mn 4 | " | rinv. a 200° C | 1,00 | 1 Cr, 1 Mn | HRC 62 | -- | -- |

Tab. III. Acciai da costruzione.

Negli acciai *per utensili* caratteristica essenziale è la durezza, che si mantenga però anche alle elevate temperature che si possono sviluppare nelle lavorazioni ad asportazione di truciolo. Ciò non avviene per gli acciai al semplice C, a seguito di fenomeni di rivenimento, e quindi si ricorre ad elementi di lega che formino carburi metallici aumentando la resistenza a caldo (Cr, W, Mo), migliorino la temprabilità (Mn) e la regolarità e la stabilità strutturale (rispettivamente V e Co).

Gli acciai *inossidabili* sono resi tali essenzialmente dalla presenza di Cr e Ni, mentre altri elementi (Mn, Si, Mo, Ti) contribuiscono in varia misura a particolari proprietà quali resistenza a caldo, durezza, ecc.; la percentuale di C è piuttosto bassa, inferiore allo 0,2%. Gli acciai inossidabili possono essere divisi essenzialmente in tre gruppi:

- *martensitici*, così detti in quanto temprabili, con fino al 13% di Cr, lavorabili allo stato ricotto;
- *ferritici*, poiché la presenza di Cr dal 14 al 30% non consente variazioni di struttura del Fe e non sono quindi temprabili, possono essere facilmente stampati, presentano qualche problema di resistenza alla corrosione in determinati ambienti e sono magne-

tici: come i precedenti corrispondono alla serie AISI 400 dell'unificazione americana;

- *austenitici*, mantengono tale struttura a temperatura ambiente a causa dell'elevato tenore di Ni (dal 6 al 22%) accompagnato a percentuali di Cr dal 16 al 28%: hanno buona resistenza alla corrosione agli urti e sono amagnetici, corrispondono alla serie AISI 300.

Ampio è il campo degli acciai *speciali*, *resistenti alle alte temperature*, per applicazioni *criogeniche*, per valvole, al Pb e/o S per migliorare la truciabilità (lavorazioni ad alta velocità su macchine automatiche) od al Mn per indurimento a seguito di deformazione (denti di scavatrici, scambi ferroviari) o *indurenti per precipitazione* o *maraging*, o per lamierini magnetici o per impieghi aerospaziali, e così via.

Caratteristiche particolari presentano anche gli acciai *per getti*, con proprietà analoghe a quelle viste finora (resistenza al calore o alla corrosione od all'usura).

Gli acciai *per uso generale*, impiegabili senza trattamento termico ed indicati in base alla resistenza, vengono messi in commercio sotto svariate forme (lamiere, barre, tubi, profilati, fili), e per particolari lavorazioni (imbutitura-

ra, traciatura, ecc.) e quindi, elencati i tipi usuali, non si danno qui ulteriori tabelle.

Si deve ancora osservare che la normativa prevede tabelle non tanto per i materiali in sé, ma soprattutto per i materiali considerati come semi lavorati di varie forme, dimensioni e tipi di impiego, per cui lo stesso materiale base si trova in diverse tabelle, non sempre aggiornate e fra loro concordi. È quindi opportuno consultare le versioni più recenti delle norme, tenendo ancora una volta conto che molti produttori indicano i materiali con sigle loro proprie ed occorrono spesso tabelle di confronto per individuare con esattezza il materiale (cosa non sempre facile).

Le tabelle riportate nel testo sono puramente indicative, per fornire una prima informazione sui principali tipi di materiale, la loro composizione (quando sia interessante per spiegargne il comportamento) ed alcune caratteristiche meccaniche: i dati numerici hanno in genere un'approssimazione del 10% in più o meno, e per le caratteristiche meccaniche possono variare moltissimo a seconda dei trattamenti, per cui hanno essenzialmente un valore di confronto.

| TIPO | DENOMINAZIONE | TRATTAMENTO | % C | % ALTRI ELEMENTI | DUREZZA | APPLICAZIONI |
|---------------|--------------------|-------------------------|-----|-------------------------------|---------|---|
| lav. a freddo | C 100 KU | tmp. 780, rinv. 180° C | 1 | | HRC 61 | utensileria a freddo (stampi, lame, punte, scalpellini, filiere) |
| lav. a freddo | X 205 Cr 12 KU | tmp. 970, rinv. 180° C | 2 | 12 Cr, 0,4 Mn, 0,2 V | HRC 62 | resistente all'usura non a flessione, per matrici, trincee, lame |
| lav. a caldo | 55 Ni Cr Mo V 7 KU | tmp. 850, rinv. 600° C | 0,5 | 1,8 Ni, 0,8 Cr, 0,4 Mo, 0,2 V | HRC 40 | stampi per pressofusione, trincee a caldo |
| lav. a caldo | X 30 W Cr V 53 KU | tmp. 1050, rinv. 600° C | 0,3 | 5 W, 3 Cr, 0,6 V | HRC 46 | stampi ad alta temperatura |
| rapido | HS 18.0.1 | tmp. 1260, rinv. 550° C | 0,8 | 18 W, 4 Cr, 1 V | HRC 63 | per utensili taglienti non soggetti ad urti |
| rapido | HS 6.5.3 | tmp. 1200, rinv. 550° C | 1 | 6 W, 5 Mo, 3 V, 4 Cr | HRC 65 | c. s. buona resistenza all'usura, per materiali di media resistenza |
| superrapido | HS 18.1.1.5 | tmp. 1260, rinv. 550° C | 0,8 | 18 W, 1 Mo, 1 V, 1 Co | HRC 65 | alta velocità di taglio |

Tab. IV. Acciai per utensili (rif. UNI 2955).

| TIPO | INDICAZIONE | % C | % Cr | % Ni | % altri | R (N/mm ²) | A % | APPLICAZIONI |
|--------------|-------------------|-------|------|------|------------|------------------------|-----|--|
| martensitico | X 30 Cr 13 | 0,3 | 13 | | | 880 | 10 | coltellineria, utensileria, ingranaggi, alberi |
| ferritico | X 8 Cr 17 | < 0,1 | 17 | | | 550 | 18 | deformabile, appl. decorative, auto, elettrodomestici |
| austenitico | X 10 Cr Ni 1809 | 0,1 | 18 | 8 | | 580 | 55 | utensileria casalinga, industrie alimentari e chimiche |
| austenitico | X 5 Cr Ni 1810 | 0,05 | 18 | 10 | | 600 | 50 | c. s., con migliori caratteristiche |
| austenitico | X 6 Cr Ni Nb 1811 | 0,06 | 18 | 11 | 0,06 Nb+Ta | 600 | 40 | stabilizzato, strutture saldate |

Tab. V. Acciai inossidabili (rif. UNI 6900).

| TIPO | DENOMINAZIONE | RIF. TAB. UNI | TRATTAMENTO | % C | % LEGANTI PRINCIPALI | R | A % | NOTE |
|-------------------|------------------|---------------|--------------|------|-----------------------|------|-----|----------------|
| basse temperature | 20 Mn 4 | | normalizzato | 0.2 | 1 Mn | 500 | 22 | KCU 30 a-45°C |
| basse temperature | X 10 Ni 9 | | bonifica | 0.1 | 9 Ni, | 750 | 19 | KCU 30 a-190°C |
| alte temperature | 16 Mo 5 | | ricotto | 0.16 | 0.5 Mo | 520 | 19 | |
| alte temperature | 14 Cr Mo 3 | | ricotto | 0.14 | 0.8 Cr, 0.5 Mo | 500 | 19 | |
| usura | X 120 Mn 12 | 3992 | normalizzato | 1.2 | 12 Mn, 0.7 Si | 950 | 35 | |
| valvole | X 80 Cr Si Ni 20 | | bonifica | 0.8 | 20 Cr, 2 Si, 1.5 Ni | 1030 | 70 | |
| lavor. alta vel. | 10 S 20 | 5105 | cementazione | 0.1 | 0.2 S, 0.8 Mn | 500 | 24 | |
| lavor. alta vel. | 35 S Mn Pb 10 | 5105 | bonifica | 0.35 | 0.1 S, 1.5 Mn, 0.3 Pb | 850 | 18 | |

Tab. VI. Acciai per applicazioni particolari.

| DENOMINAZIONE | | GRADI | % C | R min N/mm ² | S N/mm ² | A | APPLICAZIONI | |
|---------------|----------|-------------|--------|-------------------------|---------------------|----|--|--|
| EN 10025 | EN 10027 | | | | | | | |
| Fe 310 | S 185 | | | 310 | 185 | 18 | acciaio di base per usi correnti | |
| Fe 360 | S 235 | B, C, D | < 0.2 | 360 | 235 | 28 | pezzi comuni poco sollecitati, fucinati | |
| Fe 430 | S 275 | B, C, D | < 0.2 | 430 | 255 | 26 | alberi, mozzi, perni, bulloneria comune, pezzi mediamente sollecitati | |
| Fe 510 | S 355 | B, C, D, DD | < 0.22 | 510 | 355 | 24 | limitazione alle deformazioni, alto limite di snervamento | |
| Fe 690 | E 360 | - 2 | | 690 | 365 | 16 | strutture sollecitate, spine, linguette, bulloneria ad alta resistenza | |

Tab. VII. Acciai per usi generali

3

GHISE

Anche le ghise sono leghe di ferro e carbonio, in percentuali fra il 2 ed il 6%; come per gli acciai possono essere presenti altri elementi atti a conferire particolari caratteristiche. Gran parte del carbonio è presente sotto forma di grafite, perciò le ghise possono apparire al microscopio come acciai con inclusioni di grafite, sotto forma di lamelle o noduli. Caratteristica della ghisa è la sua buona colabilità che consente di ottenere getti di svariate forme e dimensioni, con una buona resistenza meccanica.

Le ghise grigie da fonderia contengono intorno al 3-3,5% di C lamellare e dall'1 all'1,5% di Si.

Generalmente i getti sono impiegati alla stato naturale da fusione, ma possono anche essere ricotti tra i 780 ed i 900 °C per addolcire il materiale, stazionati a 500-600 °C per eliminare le tensioni interne, induriti superficialmente alla fiamma o ad induzione.

Le ghise bianche sono dure e fragili, non lavorabili all'utensile in quanto gran parte del C presente è sotto forma di carburi di ferro: si usano solo quando sia richiesta essenzialmente resistenza all'abrasione.

Le ghise sferoidali contengono grafite uniformemente diffusa sotto forma di minute particelle di forma sferoidale, a seguito di inoculazione di Mg nelle ghise grigie al momento della colata. Hanno buona resistenza meccanica e sono suscettibili di trattamento termico, per cui sono ampiamente utilizzate per parti di macchine, attrezzature, ecc.

Le ghise malleabili hanno resistenza paragonabile a quella degli acciai comuni, sono lavorabili, ed anche saldabili: si ottengono dalle ghise bianche con trattamento in forno dei getti, che porta a decarburazione (ghise malleabili bianche) od alla trasformazione del carbonio in noduli di grafite (ghise malleabili nere).

Altre ghise con buona resistenza e lavorabilità ottenuta con modifiche di struttura che rendono la grafite fine ed omogeneamente distribuita sono le *meehanite* e le *aciculari*.

Fra le ghise speciali legate vi sono le Ni-Hard, al nichel, particolarmente resistenti all'abrasione anche a temperature elevate e ghise resistenti al calore (con Cr e Ni) ed alla corrosione acida (con Si) od alcalina (con Cu e Ni).

| TIPO | DENOMINAZIONE | RIF. UNI | R MIN N/mm ² | A % | HB |
|----------------------|---------------|----------|-------------------------|-----|-----|
| grigia | 100 | ISO 185 | 100 | | |
| " | 150 | " | 150 | | |
| " | 200 | " | 200 | | |
| " | 250 | " | 250 | | |
| " | 300 | " | 300 | | |
| " | 350 | " | 350 | | |
| malleabile bianca | W 35-04 | ISO 5922 | 350 | 4 | 230 |
| malleabile bianca | W 45-07 | " | 450 | 7 | 220 |
| malleabile nera | B 35-10 | " | 350 | 10 | 150 |
| malleabile perlitica | P 50-05 | " | 500 | 5 | 220 |
| malleabile perlitica | P 70-02 | " | 700 | 2 | 290 |
| sferoidale | 400-15 | ISO 1083 | 400 | 15 | 265 |
| sferoidale | 700-2 | " | 700 | 2 | 155 |

Tab. VIII. Ghise.

LEGHE LEGGERE

Sono definite leggere le leghe di alluminio e di magnesio: in particolare le prime, con densità intorno a 3 e buone caratteristiche meccaniche hanno un vasto campo di applicazioni. L'alluminio impiegato da solo presenta diversi gradi di purezza, superiori

al 99%, è assai facilmente deformabile, buon conduttore di calore ed elettricità, e se molto puro, resistente alla corrosione.

Le leghe d'alluminio sono moltissime, ma si possono ricondurre ad alcuni tipi fondamentali, caratterizzati da elementi di lega quali il Si che aumenta la colabilità (*silumin, silafont*), il Cu che aumenta la resistenza meccanica (*durralluminio, avional*), lo Zn che aumenta la resistenza a trazione fino a valori

paragonabili con gli acciai, ma anche la corrodibilità (*ergal*), il Mg che insieme a Cu ed Si migliora la resistenza alla corrosione (*peraluman, anticorodal*). Molte leghe sono utilizzate con trattamenti termici, badando che in questo caso la tempra addolcisce il materiale ed il successivo rinvenimento (anche come *invecchiamento*, a temperatura ambiente) aumenta la resistenza, per cui un particolare bonificato è più duro di uno temprato.

| DESIGNAZIONE | RIF. TAB. UNI | TRATTAMENTO | R min. N/mm ² | A % | HB | NOME COMMERCIALE | APPLICAZIONI |
|-----------------|---------------|-------------|-----------------------------|-----|-----|------------------|---|
| P- AlCu4MgMn | 9002 | bonificato | 450 | 12 | 112 | durralluminio | organi fortemente sollecitati |
| P- AlMn1,2 | 9003 | estruso | 125 | 35 | 37 | aluman | parti poco sollecitate, profilati |
| P- AlMg4,5 | 9005 | estruso | 280 | 22 | 75 | peraluman | strutture soggette a corrosione marina |
| P- AlMgSi | 9006 | ricotto | 135 | 25 | 30 | anticorodal | serramenti, anodizzabile |
| P- AlZn4,5Mg | 9007 | bonificato | 630 | 7 | 170 | ergal | particolari di macchine molto sollecitati |
| G- AISI 13 | 4514 | | 170 | 4 | 50 | silumin | getti complessi |
| G- AlCu10FeMg | 3041 | | 180 | 0,5 | 75 | alcufont | parti resistenti a caldo, teste cilindri |
| G- AlZn5MgFe | 3602 | invecchiato | 240 | 4 | 90 | inafond | usi generali senza trattamento termico |
| G- AISI10CuMgNi | 3050 | bonificato | 300 | 0,4 | 110 | termatond | sollecitazioni a caldo, pistoni |

Tab. IX. Leghe di alluminio. (Nella normativa statunitense, spesso utilizzata nella pratica, le leghe sono contraddistinte da 4 cifre, di cui la prima indica il principale elemento di lega ad es.: 2, Cu; 3, Mn; 4, Si; 6, Mg; 7, Zn).

BRONZI ED OTTONI

Più che il rame puro, di cui sono note le caratteristiche (malleabilità, duttilità, resistenza alla corrosione, elevata conducibilità termica ed elettrica), trovano impiego nei manufatti industriali le sue leghe di cui le più comuni sono gli *ottoni* (con Zn) ed i *bronzi* (con Sn), usati fin dalla remota antichità.

Tali leghe mantengono dell'elemento base alcune caratteristiche, quali la resistenza alla corrosione e la conducibilità, cui si aggiunge una buona flessibilità.

I bronzi si distinguono in *ordinari*, in cui è essenzialmente lo Sn l'elemento di lega, in percentuali variabili dal 2 al 25% (all'aumentare della percentuale di Sn diminuisce la malleabilità ed aumenta la durezza) e *speciali*, quali i *bronzi d'alluminio* (dal 3 al 10% di Al), tenaci e resistenti alla corrosione, i *bronzi fosforosi* (disossidati con

P), duri e resistenti all'usura, ed i bronzi al Mn, ad alta resistenza meccanica ed alla corrosione in ambiente marino, al Ni (inossidabili e fucinabili) ed al Si (ad alta conducibilità elettrica).

Gli ottoni ordinari o *binari* hanno percentuali di Zn dal 10 al 35%, con malleabilità decrescente e durezza crescente con il tenore di Zn. Possono aversi ottoni *speciali*, ad esempio con Al (per costruzioni navali) od al Pb (per lavorazioni alle macchine utensili).

| TIPO | DESIGNAZIONE | rif. UNI | R | A % | HB | APPLICAZIONI |
|----------------|----------------|----------|-----|-----|-----|--|
| bronzo binario | P- CuSn7 | 2527 | 450 | 18 | 100 | lamiere, barre, stampaggio |
| cupralluminio | PI- CuA18 | 7989 | 440 | 25 | 115 | stampali, fucinati, parti di motori |
| ottone | P- CuZN40 | 4891 | 410 | 20 | 110 | usi generali, tubi, viti |
| " | P- CuZn15 | 4898 | 300 | 15 | 70 | minuteria, laminerini |
| bronzo | G- CuSn10 | 7013 | 250 | 12 | 65 | supporti, ruote, valvolame |
| ottone | G- CuZn38Pb2 | 5035 | 350 | 20 | 75 | rubinettaria pressofusa |
| bronzo | G- CuSn5Zn5Pb5 | 7013 | 210 | 15 | 65 | usi generali |
| cuprallumio | G- CuA111Fe4 | 5274 | 590 | 10 | 120 | getti in conchiglia resistenti alla corrosione |

Tab. X. Leghe di rame.

ALTRI METALLI DI IMPIEGO INDUSTRIALE

Non è possibile in questa sede sviluppare più ampiamente il discorso: anche nei materiali metallici è in atto una continua evoluzione per cui si sperimentano nuove leghe e si riscoprono materiali poco usati che in combinazione con altri od opportunamente trattati presentano caratteristiche desiderabili.

Si ricordano solo le leghe di Nichel (inconel, monel, incoloy), per impieghi ad alte temperature ed in ambienti corrosivi, quelle di Titanio, impiegate nell'industria aerospaziale per la loro leggerezza unita a resistenza, quelle di Zinco, ad elevata fusibilità e buona resistenza alla corrosione, ed ancora le leghe antifrizione, con Sn, Zn e Sb e quelle refrattarie, con W, Mo, Zr; anche i metalli preziosi, in particolare l'argento possono avere impieghi industriali, per l'elevata conducibilità e resistenza alla corrosione.

DESIGNAZIONE DELLE LEGHE

L'indicazione delle leghe secondo l'unificazione italiana ed internazionale (con le consuete riserve sull'effettivo uso della simbologia unificata in luogo di diffusi termini commerciali e ricordando che, come per gli acciai, la designazione americana si basa su codici numerici), ove esista, viene effettuata mediante il simbolo chimico del metallo base, seguito dal o dai simboli dei principali elementi di lega accompagnati dal valore della percentuale di presenza, mentre si hanno i consueti simboli G e P, indicanti rispettivamente il materiale per getti o per lavorazione plastica che precedono la sigla.

Esempio: P-AlCu4,
G-AlSi13,
P-CuZn35Pb2,
G-CuSn10.

Le sigle possono essere completate con lettere e numeri indicanti le condizioni di fornitura, trattamenti subiti ed altre caratteristiche.

MATERIE PLASTICHE

I polimeri, noti come materie plastiche, sono materiali ottenuti dalla sintesi di opportuni elementi chimici (fra cui sempre il C) con la formazione di molecole complesse. Essi occupano un grande posto nella produzione di oggetti, soprattutto di uso comune e basso costo, anche se non mancano materiali ed applicazioni con elevate caratteristiche (e costi).

Gli oggetti sono generalmente fabbricati per pressofusione, partendo da polveri.

I polimeri sono comunemente divisi in termoplastici e termoindurenti: al primo gruppo appartengono materiali caratterizzati allo stato di uso da catene molecolari lineari, relativamente flessibili, deformabili con il calore e possono essere facilmente rifusi, mentre caratteristiche del secondo gruppo sono catene molecolari incrociate, una maggior rigidezza, una certa resistenza anche a temperature superiori ai 100 °C ed in genere la difficoltà di rifusione.

Come tutte le suddivisioni anche questa è approssimativa: esistono termoplastici resistenti al calore (come il PTFE od il polietilene ad alta densità), termoindurenti senza riscaldamento (resine epossidiche e poliesteri), alcuni materiali appartenenti ad un gruppo possono anche essere inseriti nell'altro per il loro comporfamento (polietilene, poliuretano, poliestere).

Ciò è dovuto all'estrema varietà di possibili composizioni ed al continuo apparire di nuovi prodotti: ancor più che in altri casi è necessario il riferimento ai dati forniti dai produttori.

Ci si limita perciò ad una rapida ed approssimativa panoramica dei polimeri più diffusi, senza indicare valori per le caratteristiche meccaniche che possono essere molto diverse anche per lo stesso tipo di materiale (tab. XI).

CONCRETI

Il concetto di rinforzare un materiale inserendo nella sua struttura un altro con caratteristiche complementari non è un'idea recente: vengono sempre ci-

tati a questo proposito i mattoni dello antico Egitto rinforzati con paglia e d'altra parte le strutture in calcestruzzo armato sono un esempio ben noto di materiale composito (ed anche il legno può essere considerato tale).

Nelle costruzioni meccaniche (e prima ancora aeronautiche e navali) si è sviluppata in tempi recenti la tecnologia dei materiali compositi, costituiti da una matrice polimerica, termoindurente (poliestere, fenolica od epossidica) o termoplastica (PVC, polietilene); od anche metallica (Al, Mg), rinforzata con l'inclusione di filamenti e fibre di altri polimeri (specialmente aramidiche), di vetro o carbonio. La struttura così ottenuta risulta leggera e resistente e le fibre possono essere orientate in modo da ottimizzarne le prestazioni.

ELASTOMERI

Sono materiali sintetici che riproducono il comportamento delle gomme naturali, cioè grande deformabilità di tipo elastico per azione di forze relativamente basse. Ciò è dovuto a catene di molecole "raggomitolate" in condizioni di riposo, che si srotolano sotto sforzo, per ritornare poi nella condizione iniziale.

Vi sono diversi tipi di gomme sintetiche (isoprene, neoprene, buna), con diversi gradi di resistenza alle sostanze chimiche ed alle alterazioni.

| ENTE NAZIONALE ITALIANO DI UNIFICAZIONE | |
|--|--|
| UNI EN 10020 | Definizione e classificazione dei tipi di acciaio. |
| UNI EN 10027 | Sistemi di designazione degli acciai. |
| UNI EN 10025 | Acciai di uso generale. |
| UNI EN 10083 | Acciai da bonifica. |
| UNI 8550 | Acciai da cementazione. |
| UNI 8552 e 8077 | Acciai da nitrurazione. |
| UNI 2955 | Acciai per utensili. |
| UNI 3545 | Acciai per molle. |
| UNI 3097 | Acciai per cuscinetti. |
| UNI 6900 | Acciai inossidabili. |

| GENERE | TIPO | SIGLA ISO E NOMI COMMERCIALI | ALTRÉ PROPRIETÀ |
|--------|--|---|--|
| TP | acetaliache acriliche aramidiche cellulosiche fluoroplastiche poliammidiche policarboniche acrilonitrile butadiene stirene polietileniche polipropileneche polistiroliche poliviniliche alchidiche alliliche amminiche epossidiche fenoliche poliestere poliuretaniche | delrin PMMA, metacrilato, plexiglas, perspex kevlar CA, acetati, celuloide PTFE, teflon, algoflon PA, naiion PC, policarbonato, makrolon, lexan ABS PE, a bassa od alta densità (LDPE e HDPE), PET PP, mopen PS, Cycloc PV, PVC, vipla urea, melamina, formica EP PF, bakelite, fenoplasti UP PUR | tenacità, rigidezza, resistenza alla fatica, all'usura e al calore trasparenza, durezza, isolante alta resistenza tenacità, basso attrito, durezza resistenza, tenacità trasparenza, resistenza alle avversità atmosferiche resistenza all'urto, isolante tenacità resistenza al calore, tenacità discreta resistenza, isolante elettrico e acustico (se espanso) resistenza all'usura, flessibilità (in fogli) resistenti a calore e umidità, isolanti, colabili resistenza ad agenti chimici e a alte temperature durissime, resistenti all'usura ma fragili, lucide indurimento a freddo, isolanti, adesive durezza con fragilità, isolanti, basso costo resistenza e tenacità (rinforzate con fibre di vetro), economiche isolanti (schiume) |
| TI | | | |
| TI, TP | | | |
| TI, TP | | | |

Tab. XI. Materie plastiche (TP= Termoplastiche, Ti = Termoindurenti).

| IMPIEGHI | MATERIALI DI USO FREQUENTE | IMPIEGHI | MATERIALI DI USO FREQUENTE |
|--|---|--|--|
| Meccanici, strutturali: ingranaggi, camme, rulli, pale di ventilatore, stantuffi per pompe | acetali, poliammidici, poliesteri TP, fenolici | Gusci e cavità di grandi dimensioni: scavi, carrozzerie di auto e motoveicoli, mo- bili, contenitori, vasche | ABS, HDPE, PVC, po- liuretani, polistiroli, (anche come schiume), polipropilene |
| Poco sollecitati, decorativi: maniglie, manici, scatole, volanti, occhiali | ABS, acrilici, cellulosici, fenolici, polietilene, polistirene, polipropilene | Sollecitati ad usura: ingranaggi, boccole, cuscinetti, rulli, guide, pulegge, valvole | acetali, poliammidici, fluroetilenici, fenolici, poliuretani |
| Gusci e cavità di medie dimensioni: carrozzerie di telefoni, piccoli elettrodomestici, caschi, valigeria | ABS, acrilici, cellulosici, poliammidici, policarbonati, poliesteri, polietilene, polipropilene, fenolici, po- listiroli | Trasparenti: lenti, vetri infrangibili, parti di elettrodo- mestici e veicoli, strumenti | acrilici, allilici, policarbonati, PET, polistirene |

Tab. XII. Applicazioni di materie plastiche.

A U T O C A D

LA STAMPA CON AUTOCAD

La stampa di un disegno rappresenta molte volte lo scopo per cui un programma di disegno assistito viene impiegato, cioè un documento gestibile all'interno dell'azienda e riprodotto su un supporto quale carta, lucido o pellicola. Con Autocad è possibile ottenere tre forme di stampa.

a) Stampa su plotter o stampante, dispositivi illustrati nel capitolo III; in genere i plotter a penna richiedono una maggiore preparazione, in quanto lo spessore ed il colore della penna devono corrispondere alla configurazione di stampa impostata per il disegno.

b) Stampa in formato raster; con questo metodo è possibile stampare in un formato bitmap anzichè vettoriale (v. capitolo I), cioè come delle immagini gestibili all'interno di software grafici di publishing e multimedia (Corel Draw, Paintbrush, ecc.).

c) Stampa su files, procedura che permette di stampare su un file (che potrà essere successivamente stampato), oppure in un formato di scambio dati compresso, chiamato file DXB.

Stampa su plotter o stampante

Per stampare il disegno della guida prismatica girevole, bisogna scegliere PLOT dalla barra degli strumenti o da tastiera: verrà aperta una finestra di dialogo, visibile in figura 1. Le fasi da seguire sono:

a) se si sono configurati più plotter, visualizzare il dispositivo corrente;

b) eventualmente, se il plotter supporta più spessori di penna, è possibile assegnare uno spessore diverso ad ogni colore, con la finestra di dialogo di figura 2;

c) selezionare l'area che si desidera stampare, impostare la scala, le dimensioni e l'orientamento del foglio;

d) è possibile ottenere una visualizzazione in anteprima della stampa, in modo parziale o totale (fig. 3);

e) per i modelli polirete e in 3D, è possibile stampare eliminando le linee nascoste.

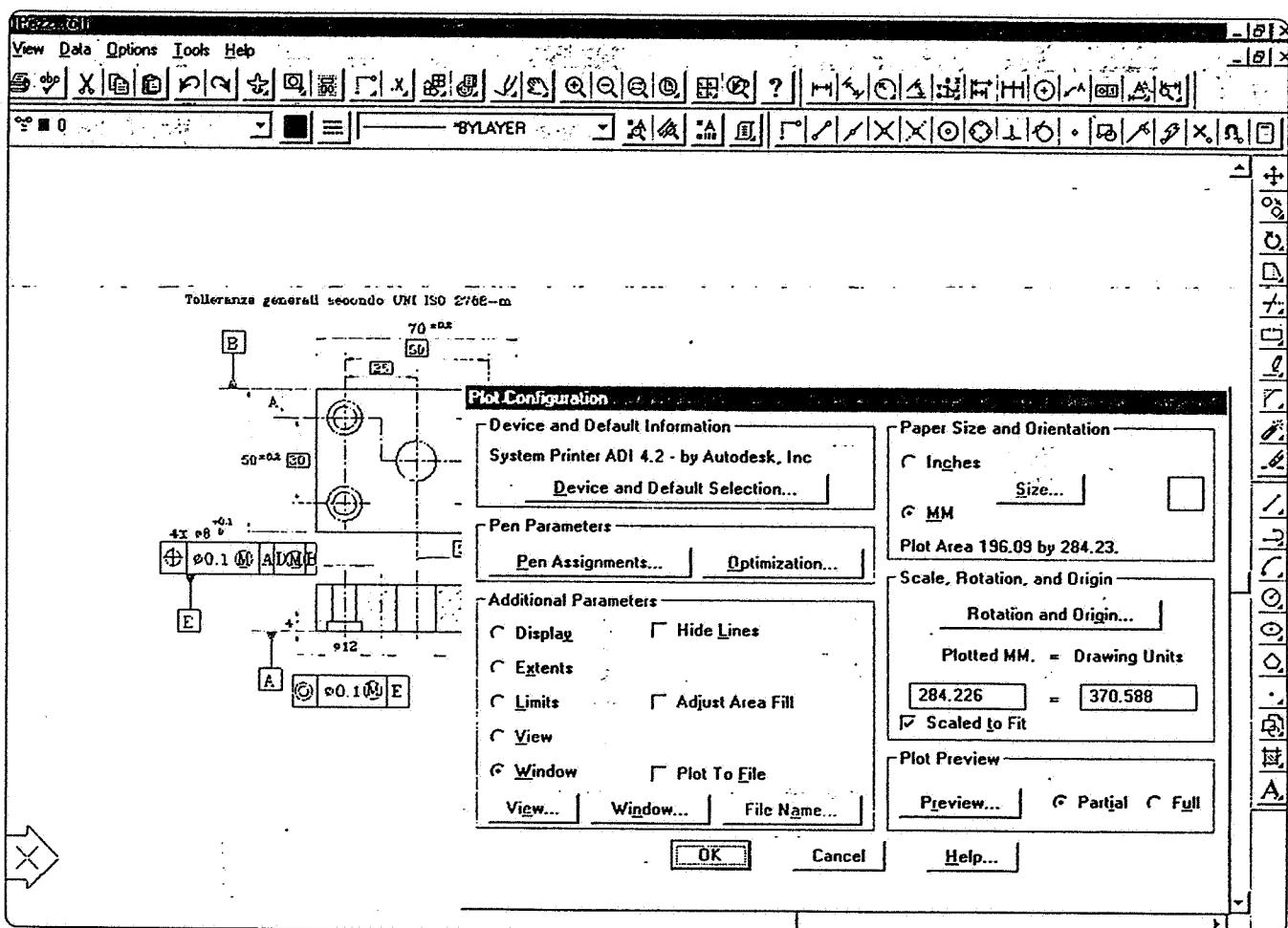


Fig. 1. la finestra di dialogo di stampa della release 13.

A U T O C A D

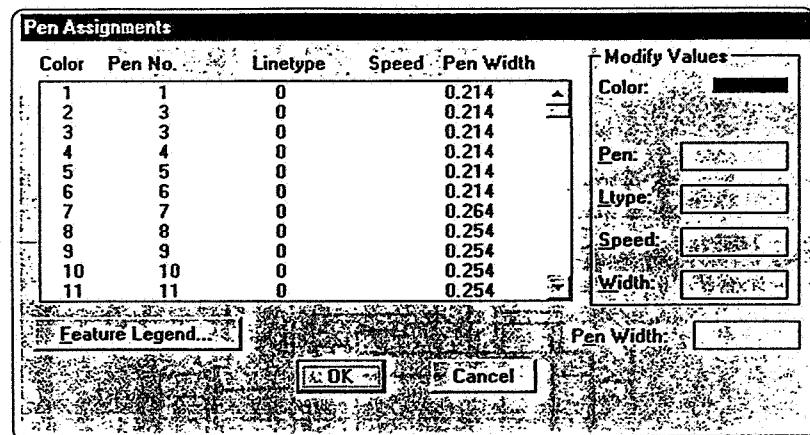


Fig. 2. Assegnazione spessori ai diversi colori per una stampa corretta.

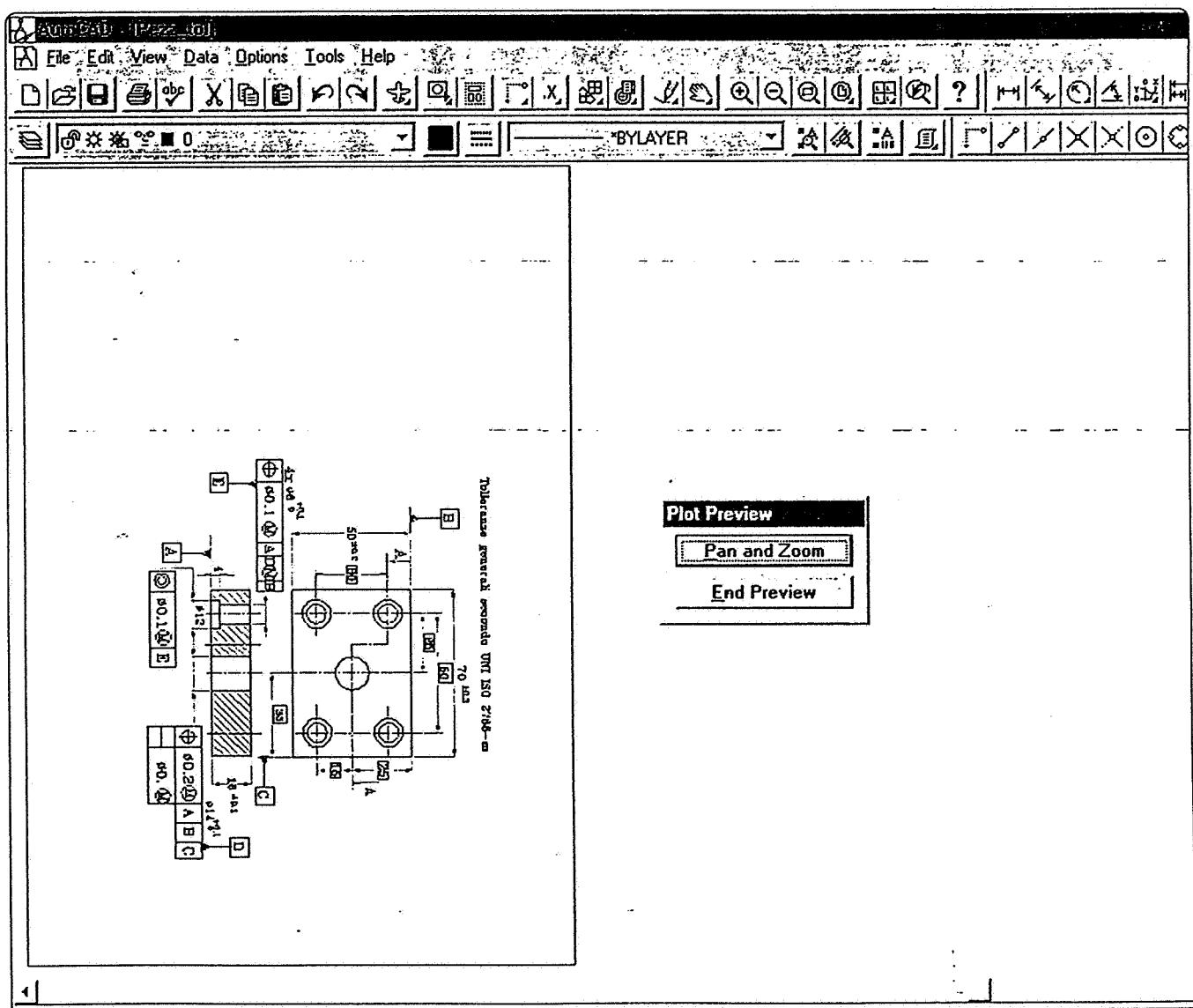
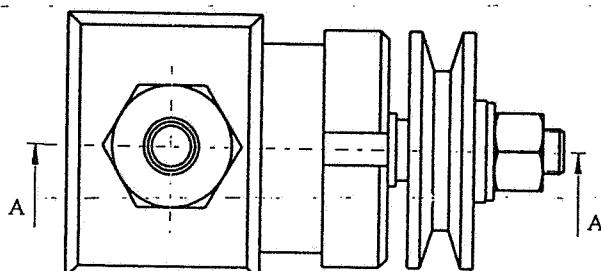
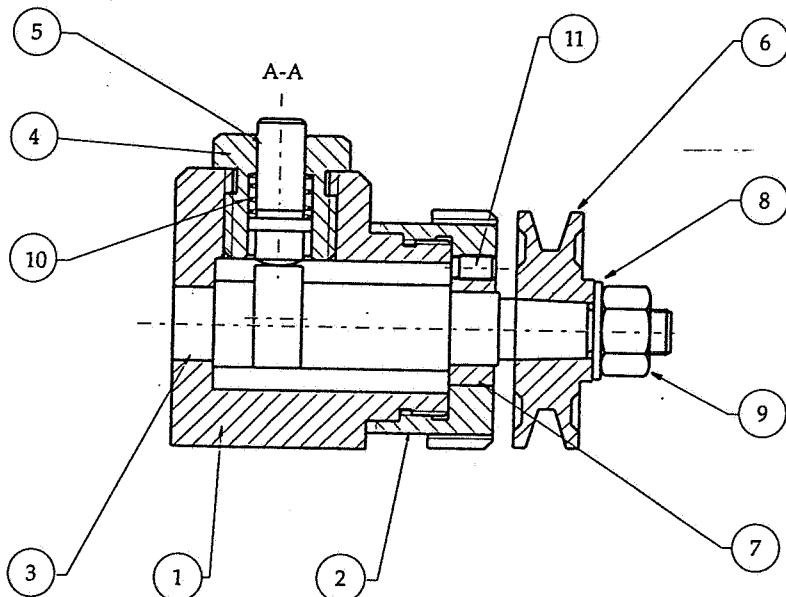


Fig. 3. Anteprima parziale e totale di stampa.

Esercizi di esercizio • **Esercizi di esercizio**

1. Dopo aver completato la denominazione dei particolari normalizzati con i riferimenti all'unificazione, si indichino i possibili materiali con cui costruire i diversi componenti.



| | | | |
|--------------------------------------|---------------|-----------|-------------|
| 11 | Grano | | 1 |
| 10 | Molla spirale | | 1 |
| 9 | Dado M12 | | 1 |
| 8 | Rondella Ø13 | | 1 |
| 7 | Bronzina | | 1 |
| 6 | Puleggia | | 1 |
| 5 | Puntalino | | 1 |
| 4 | Boccola | | 1 |
| 3 | Albero | | 1 |
| 2 | Ghiera | | 1 |
| 1 | Scatola | | 1 |
| N. | Denominazione | Materiali | N. |
| Tolleranze generali UNI ISO 2768 m K | | | |
| Denominazione <u>PUNTERIA</u> | | Tratt. | Prof tratt. |
| | | Dur -RC | Dis. N |
| | | Codice | |
| | | 0 ro' | 1.1 |
| | | Scalo | Complessivo |
| | | Desg | Data |

la modellazione solida

INTRODUZIONE

È definita *modello solido* una rappresentazione matematica tridimensionale di un oggetto o gruppo di oggetti reali, realizzata mediante un elaboratore elettronico (fig. 1). Rispetto al disegno tradizionale che fornisce una rappresentazione codificata di un oggetto tridimensionale con una serie di immagini piane secondo diversi punti di vista, un modello solido contiene informazioni sia sulle forme esterne di un oggetto, sia sullo spazio *interno* racchiuso da queste forme. In questo modo è possibile calcolare anche proprietà fisiche come volume, massa, baricentro, momento d'inerzia.

La rappresentazione come modello solido deve godere di alcune importanti proprietà, quali:

- *completezza*, cioè deve essere in grado di rappresentare tutta la morfologia, la geometria sia interna che esterna di un oggetto;

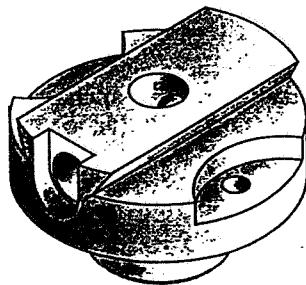


Fig. 1. La rappresentazione matematica tridimensionale di un oggetto o un gruppo di oggetti reali, realizzata mediante un elaboratore elettronico, è definita modello solido.

- *rigidità*, cioè configurare un corpo indeformabile, costituito da punti le cui mutue distanze permangono invariate;

- *non ambiguità*, cioè la rappresentazione deve contenere le informazioni per individuare univocamente un oggetto tridimensionale;

- *omogeneità e finitezza* tridimensionale, cioè un solido non solo non deve essere costituito da elementi non tridimensionali, ma deve essere completamente chiuso rispetto allo spazio esterno.

Come è stato ampiamente messo in evidenza nel capitolo 2, una rappresentazione tridimensionale di un oggetto consente la costruzione di un prototipo software, con dei benefici in termini di costo, velocità e flessibilità rispetto alle procedure tradizionali di analisi di un progetto.

Oltre il calcolo di proprietà fisiche, è possibile infatti simulare i problemi di montaggio, determinare le interferenze, generare automaticamente dei modelli fedeli per l'analisi strutturale o per la lavorazione a controllo numerico.

Evoluzione storica della rappresentazione tridimensionale

La necessità di comunicare in modo fedele, completo ed univoco le caratteristiche di un oggetto reale o immaginario ha condotto negli anni alla ricerca di schemi di rappresentazione sempre più potenti; nel corso degli anni si sono così succeduti cinque generazioni di sistemi CAD (fig. 2).

1) CAD di prima generazione, disegno tradizionale automatizzato dal calcolatore; un oggetto viene rappre-

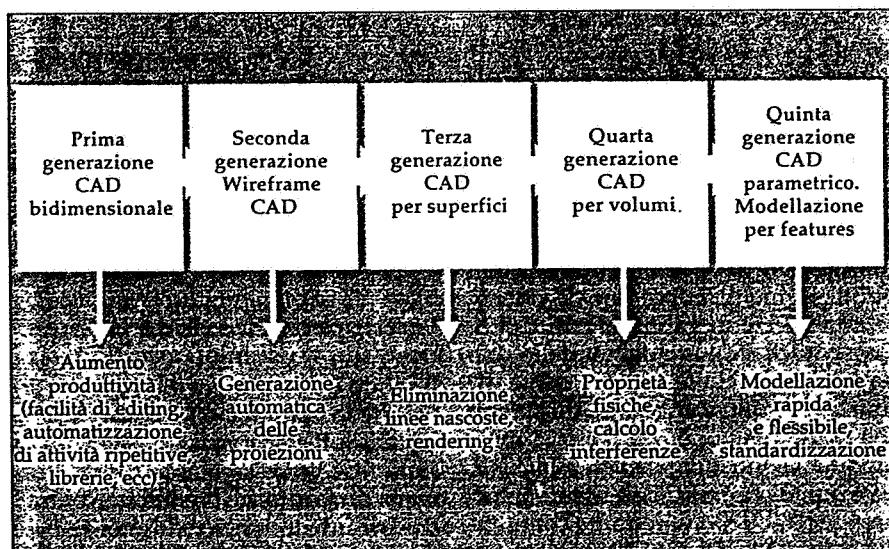


Fig. 2. Le cinque generazioni dei sistemi CAD.

sentato dai suoi spigoli proiettati su un piano bidimensionale;

2) CAD di seconda generazione, rappresentazione per spigoli (detta a fili di ferro, wireframe); gli spigoli sono rappresentati in 3D, ed è possibile la generazione di viste bidimensionali secondo punti di vista qualsiasi.

3) CAD della terza generazione, rappresentazione di un oggetto mediante le sue superfici di contorno; è possibile ottenere sia l'eliminazione degli spigoli non in vista (*hidden representation*) sia immagini realistiche, con la scelta appropriata di luci e colori, ma le superfici non delimitano una completa partizione dello spazio;

4) CAD della quarta generazione, nei quali gli oggetti sono rappresentati dallo spazio 3D che occupano; la rappresentazione matematica non è ambigua e permette di determinare se un punto qualsiasi nello spazio fa parte del solido (è *interno* ad esso), è *esterno* al solido, oppure si trova sulla sua *superficie*.

5) CAD della quinta generazione, molto diffusi negli ultimi anni, con i quali è possibile modellare per elementi (o features) quali nervature, fori, scanalature; la flessibilità di questi sistemi viene ulteriormente aumentata con le tecniche *parametriche e variazionali*. Inoltre è possibile assemblare i vari componenti modellati attraverso complesse relazioni d'accoppiamento.

2

I SISTEMI DI RAPPRESENTAZIONE DEI SOLIDI

La rappresentazione wireframe

La rappresentazione wireframe è una descrizione dell'oggetto fisico attraverso i suoi spigoli utilizzando le entità geometriche elementari, quali punti, segmenti, curve fino ad ottenere una specie di gabbia di fili rigidi. Consente di ricavare dal modello solo dati geometrici elementari come distanze tra punti e angoli tra gli spigoli che lo compongono.

I modelli sono *non completi e ambigui*, ed è quindi compito dell'utente interpretare il modello wireframe come entità solida. I limiti sono essenzialmente dovuti alla possibilità di ottenere

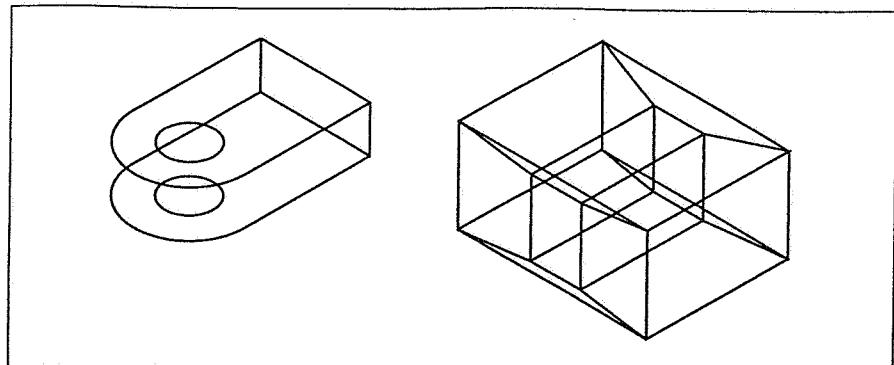


Fig. 3. La rappresentazione wireframe crea modelli ambigui e talvolta privi di coerenza grafica.

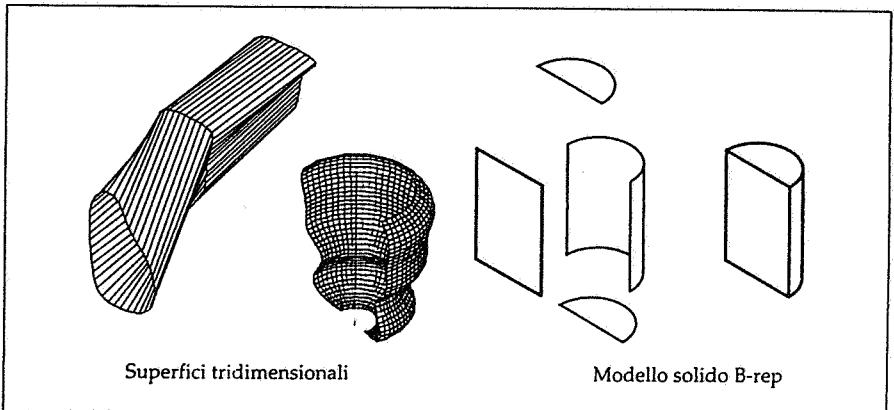


Fig. 4. Confronto tra una rappresentazione di superfici nello spazio 3D e un modello solido B-rep.

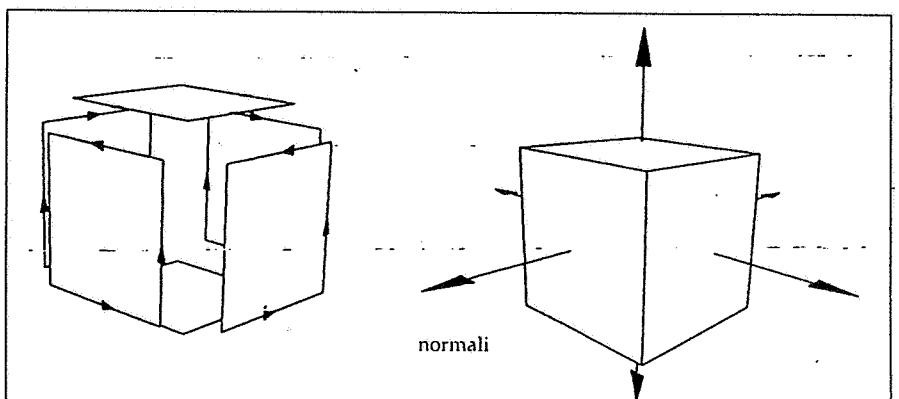


Fig. 5. Cubo con facce regolari, cioè ogni faccia del cubo è definita da un vettore uscente percorrendo in senso antiorario i suoi spigoli.

modelli ambigui (fig. 3) e oggetti privi di senso a causa dell'assenza di coerenza grafica tra oggetto e modello (es. mancanze delle linee di profilo).

La rappresentazione B-rep

Il solido è descritto mediante le superfici che lo delimitano (*Boundary Representation, B-Rep*); ciascun elemento di superficie viene assemblato fino a formare un contorno "a tenuta d'aria" che include lo spazio tridimensionale occupato dall'oggetto modellato. È importante sottolineare la differenza

esistente tra un sistema di rappresentazione B-rep e un tradizionale sistema grafico per superfici, dove esiste la possibilità di rappresentare un oggetto mediante superfici anche complesse, ma che non individuano una partizione completa e chiusa nello spazio (fig. 4).

Le facce o superfici utilizzate nella rappresentazione B-rep devono avere caratteristiche di regolarità, cioè devono essere chiuse, orientabili e connesse; per questo motivo esse sono caratterizzate da un *orientamento*, codificato di solito dalla numerazione oraria o antioraria dei spigoli definenti la

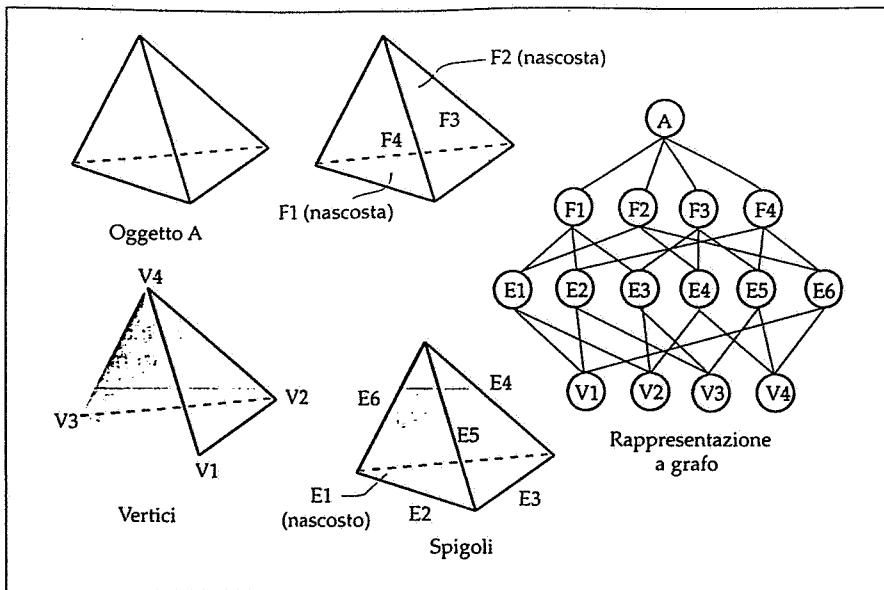


Fig. 6. Una rappresentazione gerarchica a grafo di una piramide: le linee che collegano i nodi possono rappresentare sui rispettivi livelli, le connessioni tra i vertici per formare gli spigoli, quelle tra gli spigoli per formare le facce, e infine le connessioni tra le facce per formare il solido.

faccia; ad esempio nel caso di una numerazione antioraria, l'orientamento è definito da un vettore uscente dal solido (fig. 5).

Nella rappresentazione B-rep ciascuna porzione di superficie, di area non nulla, è delimitata da spigoli collegati tra loro in vertici e senza punti isolati. Per tenere aggregate le informazioni geometriche e topologiche associate al solido viene impiegata normalmente una struttura gerarchica a grafo che ha come radice il solido; gli elementi topologici sono mostrati su differenti livelli basati sulla loro dimensionalità: il livello più basso rappresenta i vertici, mentre su livelli successivi sono rappresentati gli spigoli e le facce, fino ad ottenere il modello 3D completo (fig. 6).

La rappresentazione del modello solido è topologicamente corretta (consistenza topologica) se i suoi elementi sono connessi in modo appropriato ed esatto secondo la semplice formula (derivata nel XVIII secolo dal matematico svizzero Leonhard Euler) conosciuta come *formula di Eulero*:

$$V - S + F = 2$$

dove:

V = numero dei vertici
S = numero degli spigoli
F = numero delle facce.

Queste espressione viene verificata ad esempio nella piramide di figura 6:

$$V = 4, \quad S = 6, \quad F = 4,$$

quindi $4 - 6 + 4 = 2$

La rappresentazione CSG (Constructive Solid Geometry)

La costruzione dei modelli solidi si basa sulla composizione di entità tridimensionali primitive (parallelepipedi, cilindri, coni, ecc.) mediante operatori Booleani di unione, intersezione e sottrazione (fig. 7).

Gli oggetti vengono memorizzati mediante una struttura della base dati ad albero, nella quale le foglie rappresentano le primitive e i nodi dei rami indicano le operazioni booleane (fig. 8). È possibile inoltre modellare forme molto complesse utilizzando altre operazioni geometriche quali:

- rivoluzione*, per la costruzione di un solido con la rotazione di una figura 2D attorno ad un asse (fig. 9a);
- estruzione*, traslazione lungo una direzione lineare di una figura piana (fig. 9b);
- sweep*, traslazione lungo una traiettoria qualsiasi di una figura piana (fig. 9c);
- loft*, per l'ottenimento di un solido a sezione variabile lungo una traiettoria arbitraria definita da più profili guida (fig. 9d)

La rappresentazione CSG utilizza direttamente delle primitive di alto livello, e non rende disponibile al progettista alcune primitive di più basso livello quali i vertici o gli spigoli; per questo motivo i sistemi CAD attuali

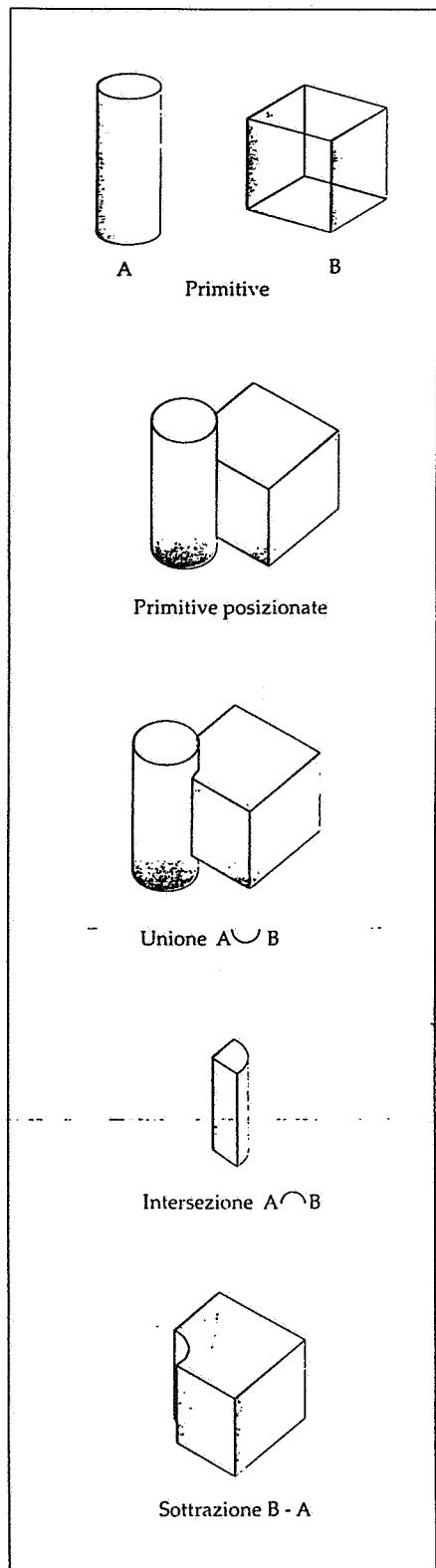


Fig. 7. Operazioni booleane nella rappresentazione CSG.

consentono di convertire un solido in termini di facce, spigoli e vertici mediante una "conversione di rappresentazione" chiamata *Boundary Evaluation*.

Fig. 8. Struttura ad albero di un solido CSG: le foglie sono le primitive solide e i nodi indicano le trasformazioni booleane.

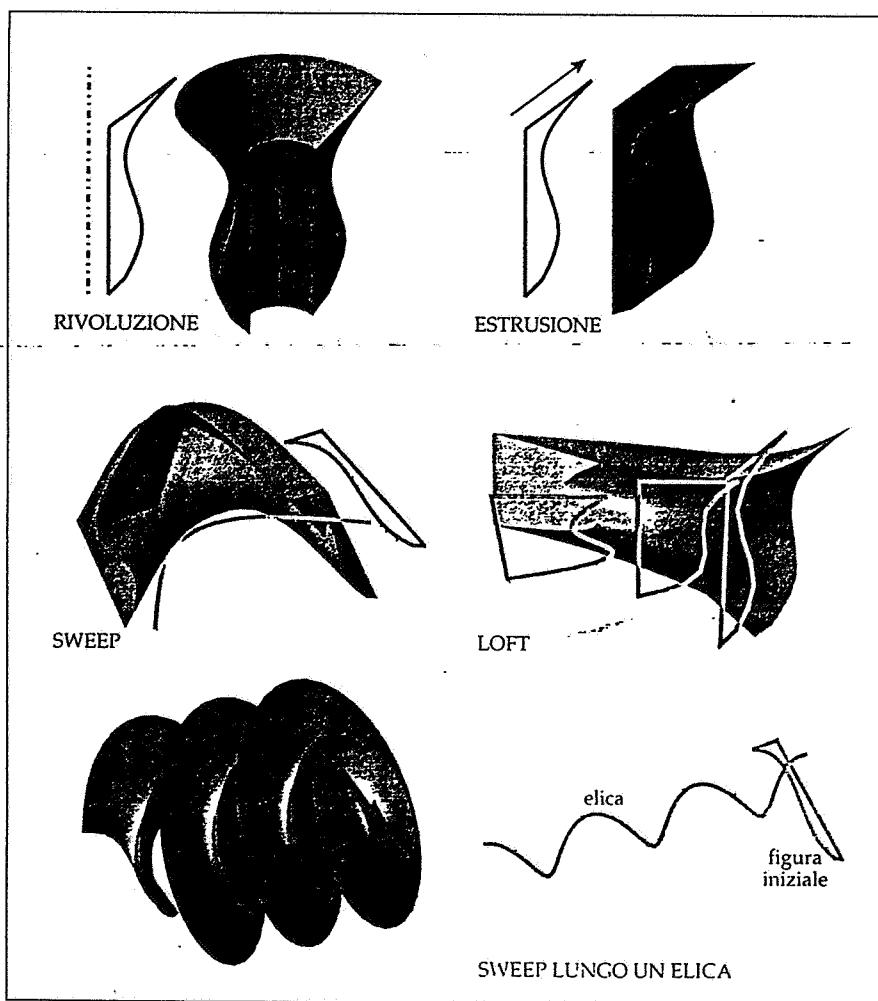
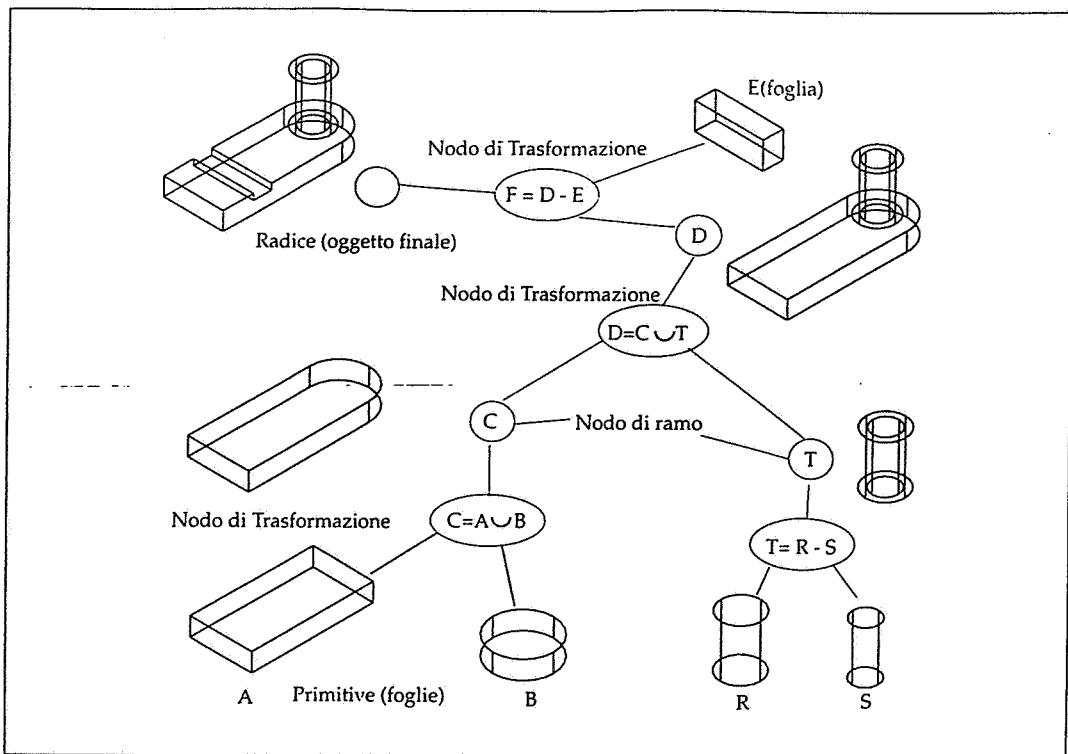


Fig. 9. Tecniche di modellazione geometrica nella rappresentazione CSG; accanto alle figure modellate compaiono i profili iniziali e gli eventuali percorsi.

La rappresentazione volumetrica (Volumetric Solid Modeling)

Negli ultimi anni l'evoluzione dei sistemi di calcolo automatico ha condotto al progressivo evolversi di metodiche diverse e sofisticate che hanno consentito la rappresentazione spaziale delle diverse parti di uno strato corporeo.

Queste modalità di rappresentazione consistono nella possibilità di riprodurre la mappatura dell'interazione tra i raggi X, o altri tipi di energia, e le diverse componenti strutturali dei singoli strati corporei, con connotazioni peculiari per ciascuna metodica.

In questo modo, delle varie sezioni corporee si rendono disponibili le mappe rispettivamente: dell'assorbimento differenziale dei raggi X, nella Tomografia Assiale Computerizzata a raggi X (TC); della differente impedenza acustica di tessuti attraversati da un fascio ultrasonoro, nella Ecotomografia (ECTG), della concentrazione e delle differenti modalità di rilassamento di protoni eccitati da radiofrequenze in un campo magnetico, nella Tomografia Computerizzata a Risonanza Magnetica (RM).

In una scansione ottenuta mediante tomografia TC, l'immagine è costituita da una matrice x-y di celle, dette *pixel*, ciascuna caratterizzata da un preciso ed unico valore numerico che

corrisponde ad un livello di grigio proporzionale all'entità dell'assorbimento dei raggi X (assorbimento a sua volta dipendente dalla *densità* del tessuto presente in quel punto).

La rappresentazione corporea per sezioni e l'elevata risoluzione di densità (contrasto) consentono di individuare le diverse strutture con facilità e precisione. Il campionamento delle sezioni avviene in modo continuo lungo l'asse z con scansioni assiali continue (fig. 10); in questo modo la sequenza di immagini bidimensionali che l'osservatore ha a disposizione è in realtà la rappresentazione grafica di una complessa matrice tridimensionale di *voxel* (abbreviazione di *volume element*) ciascuno caratterizzato dalle proprie univoci coordinate spaziali e da un valore di grigio (fig. 11).

L'oggetto tridimensionale viene ricostruito collocando nello spazio i diversi voxel; la modellazione solida ricostruisce spazialmente sia la superficie sia la struttura dell'oggetto; per visualizzare l'oggetto di interesse vengono rappresentati esclusivamente i voxel dotati di un tono di grigio compreso in un intervallo prefissato, nella posizione definita dalle loro coordinate spaziali.

Importati i dati sulla stazione grafica, come lista delle coordinate dei singoli voxel e del loro tono di grigio, questi vengono ricalcolati per renderli coerenti con le coordinate spaziali dell'ambiente grafico e poi sottoposti a campionatura. Vengono cioè scelti i voxel che possiedono un tono di grigio compreso nell'intervallo proprio delle strutture in esame (fig. 12).

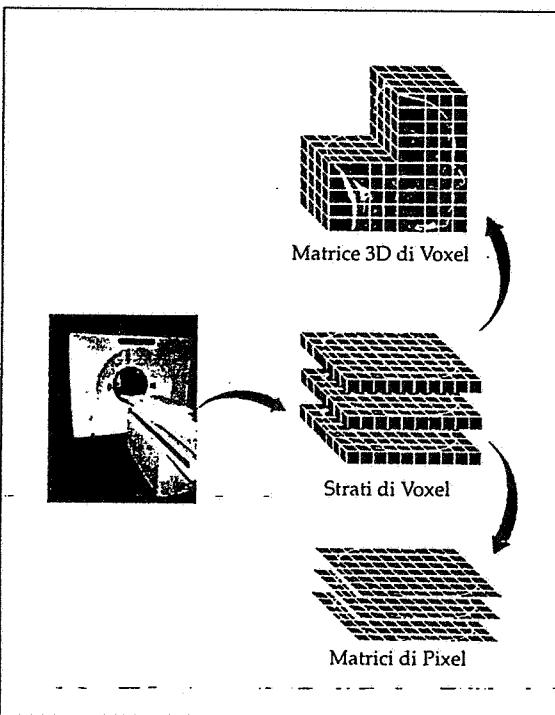
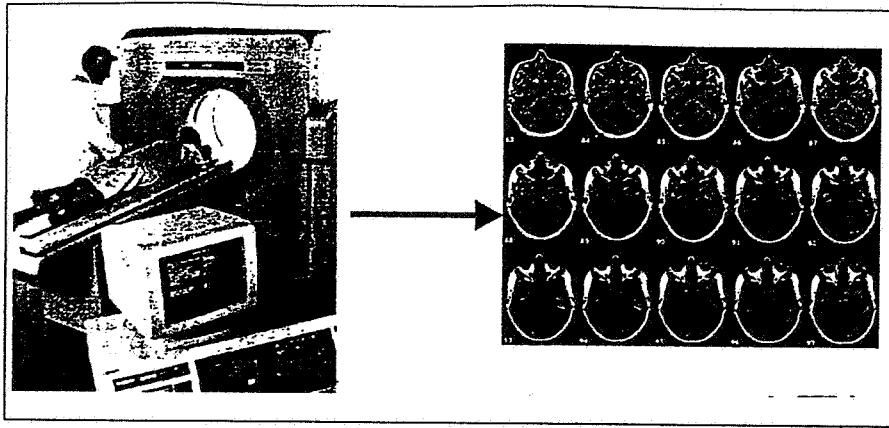
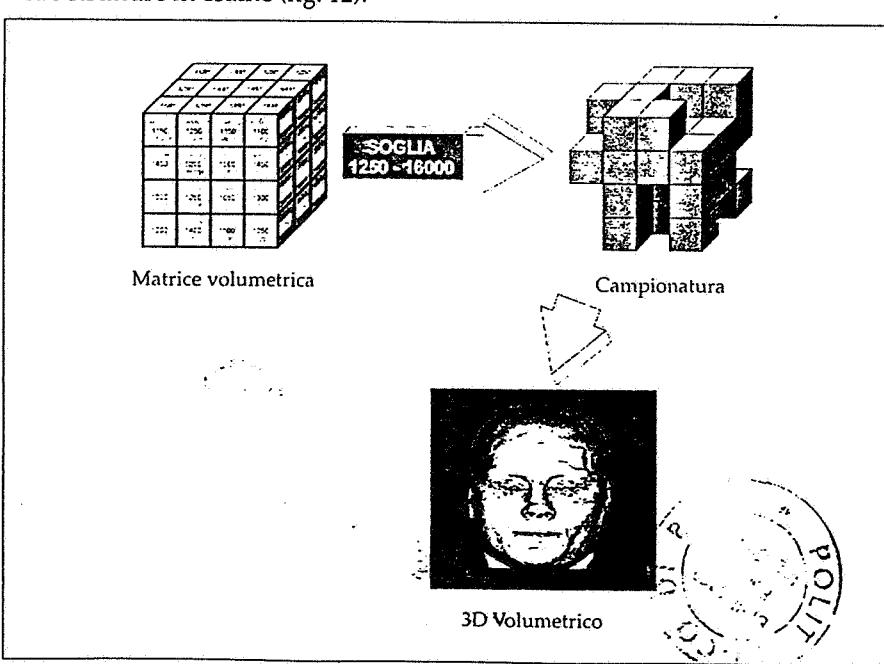


Fig. 10. Tomografia computerizzata a raggi X (TC) o a risonanza magnetica (RM); si ottiene una sequenza di immagini bidimensionali ottenute con scansioni assiali continue procedendo lungo l'asse maggiore del corpo.

Fig. 11. L'immagine digitale è costituita da una matrice *xy* di celle, dette *pixel*, il cui livello di grigio corrisponde ad un valore numerico; una sequenza ordinata di sezioni contigue (al centro) viene comunemente utilizzata per generare una corrispondente sequenza di immagini bidimensionali (in basso); quest'ultima è in realtà la rappresentazione grafica di una complessa matrice tridimensionale di voxel, ognuno dei quali ha per base la superficie del pixel nel piano *xy* e per altezza il valore dello spessore dello strato.



La fase finale consiste nella visualizzazione della ricostruzione 3D dell'oggetto, applicando le procedure di rendering sui voxel selezionati. La superficie risultante è quindi a gradini, corrispondenti alle facce non mascherate dei voxel esterni. Poiché la gradinatura della superficie è proporzionale alle dimensioni dei voxel, la fedeltà della ricostruzione è inversamente proporzionale a queste dimensioni.

Fig. 12. La rappresentazione 3D dei dati ottenuti dalle scansioni TC consiste nella costruzione di un modello grafico che riproduce la topografia spaziale dell'insieme dei segnali campionati nei differenti voxel; per visualizzare l'oggetto di interesse, vengono rappresentati esclusivamente i voxel dotati di un tono di grigio compreso in un intervallo prefissato, nella posizione definita dalle loro coordinate spaziali.

LA MODELLAZIONE SOLIDA PARAMETRICA

Rappresenta una ulteriore evoluzione dei sistemi CAD 3D che consente di aumentare notevolmente la produttività e la flessibilità dei progettisti. Un modellatore CAD parametrico (denominato anche a *variabilità dimensionale*) consente di controllare le geometrie generate mediante *parametri* ossia dimensioni o relazioni dimensionali con altri elementi geometrici. Per modificare un elemento geometrico è così sufficiente selezionare la dimensione da variare e digitare un nuovo valore: la geometria del modello si aggiornerà automaticamente in accordo col nuovo schema dimensionale.

Inoltre una entità geometrica può essere associata alle altre entità impiegate per definirla (ovvero implicate nella sua costruzione) e quindi i cambiamenti in una entità geometrica si riflettono in cambiamenti delle entità dipendenti. Tramite questo processo di propagazione delle modifiche, l'intero modello si riconfigura assumendo nuove forme e dimensioni.

Un modellatore tradizionale non parametrico non consente l'interdipendenza tra la geometria e le dimensioni e quindi ogni modifica dimensionale che impatti sulla geometria del modello costringe a cancellare singolarmente gli elementi del modello ed a reimpostare daccapo la geometria. Esiste anche la possibilità di impostare il rispetto di particolari proprietà o relazioni geometriche, denominati *vincoli*, come parallelismo, tangenza, ortogonalità, ecc.; è possibile creare i seguenti tipi di vincolo:

- posizionale*, cioè un vincolo che fissa la posizione di un punto del disegno;
- geometrico*, un vincolo che controlla la posizione e l'orientamento di due o più elementi;
- dimensionale*, un vincolo controllato da una quota;
- algebrico*, un'equazione che esprime una relazione tra variabili.

La flessibilità viene ulteriormente aumentata con l'impiego della modellazione per elementi geometrici, o *features*, in cui si ha una rappresentazione

analogia a quella CSG con la differenza che le primitive solide elementari sono sostituite da elementi o singolarità geometriche come fori, nervature, scanalature, ecc.

Ogni feature è basata sui parametri utilizzati per definirla e quindi, al contrario della modellazione CSG, è suscettibile di modifica editando i valori dei parametri; inoltre il modello solido viene descritto in un modo più intelligente e meno ambiguo; ad esempio un foro passante mantiene questa sua caratteristica anche quando il solido cambia il suo spessore (fig. 13).

I sistemi CAD dell'ultima generazione sono associativi, nel senso che ogni modifica apportata in uno qualsiasi degli ambienti progettuali del sistema (modellatore solido, disegno bidimensionale, schizzo 2D) si propaga bidirezionalmente in tutti gli altri ambienti. La maggior parte dei sistemi solidi parametrici oggi sul mercato (*Modeler* della Bentley, *Autocad 13*, *Designer e SolidWorks 95*) utilizza come nucleo centrale il modellatore ACIS, (composto da una libreria di C++ funzioni sviluppate dalla *Spatial Technology inc.*; l'acronimo ACIS non ha alcun significato tecnico, ed è basato sui nomi dei programmati che l'hanno sviluppato).

Fasi della costruzione di un modello parametrico

I sistemi CAD permettono di definire il modello in modo approssimativo, ad esempio mediante uno schizzo, ed il sistema deduce ed identifica i vincoli attraverso l'analisi delle relazioni topologiche e geometriche tra gli elementi stessi. Le fasi che conducono quindi alla costruzione di un modello solido parametrico sono:

- 1) schizzo del profilo
- 2) aggiunta dei vincoli dimensionali
- 3) creazione del solido
- 4) variazione del profilo e quindi del modello solido
- 5) modellazione per features.

Lo schizzo.

Il modulo *sketcher* consente al progettista di ottenere la stessa flessibilità e naturalezza del disegno a mano libera. Il sistema CAD è in grado di riconoscere ad esempio se due linee sono parallele, oppure se due raccordi hanno lo stesso raggio; in figura 14 è mostrato un profilo composto da otto segmenti raccordati e smussati disegnato utilizzando le funzioni geometriche del modellatore *modeler* della Bentley.

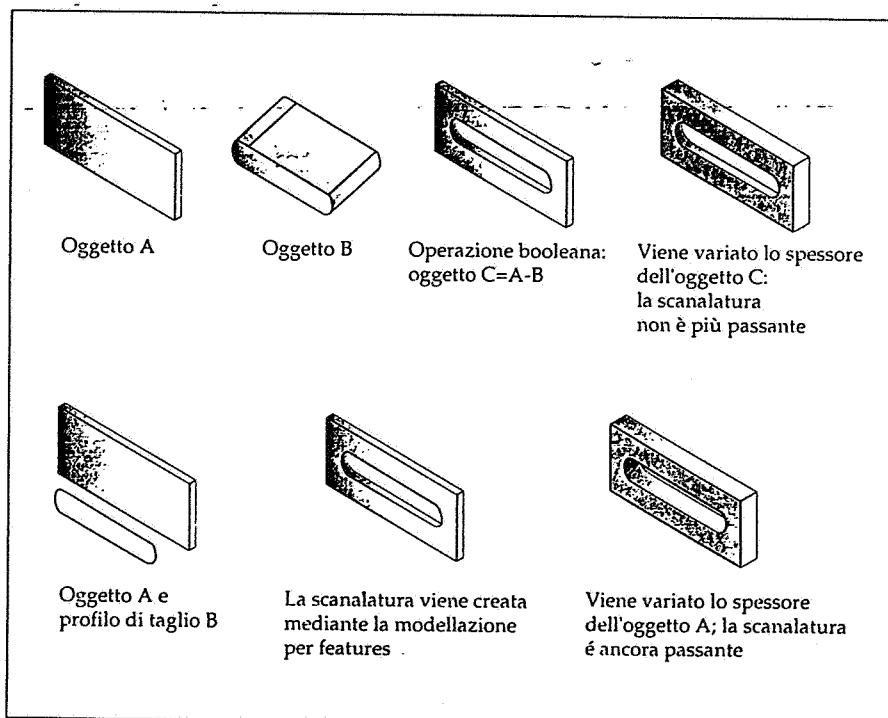


Fig. 13. Una scanalatura passante nella modellazione tradizionale non è dotata della specifica conoscenza del contesto geometrico in cui viene inserita; nella modellazione parametrica per features la scanalatura mantiene questa sua caratteristica anche quando il solido cambia il suo spessore.

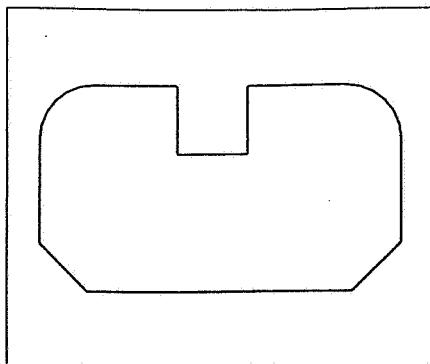


Fig. 14. Schizzo del profilo.

Il sistema prende in considerazione gli otto segmenti base formanti il profilo e automaticamente deduce i seguenti vincoli (fig. 15):

- un primo vincolo viene fissato nel punto fisso 1;
- il segmento 1-2 viene considerato verticale, il segmento 2-4 perpendicolare al segmento 1-2 ed il segmento 3-4 parallelo al segmento 1-2;
- agli altri segmenti vengono via via

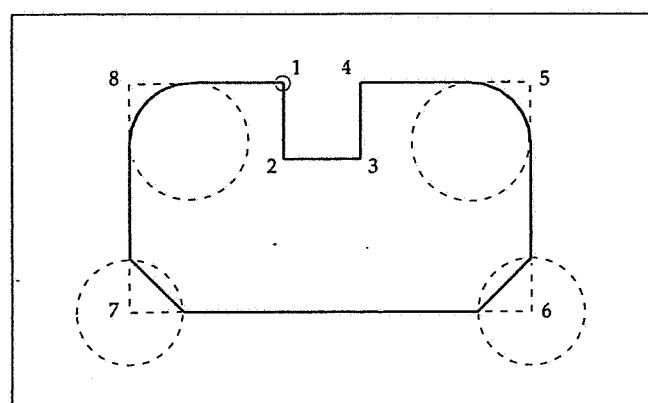


Fig. 15. Vincoli sul profilo dedotti automaticamente dal sistema.

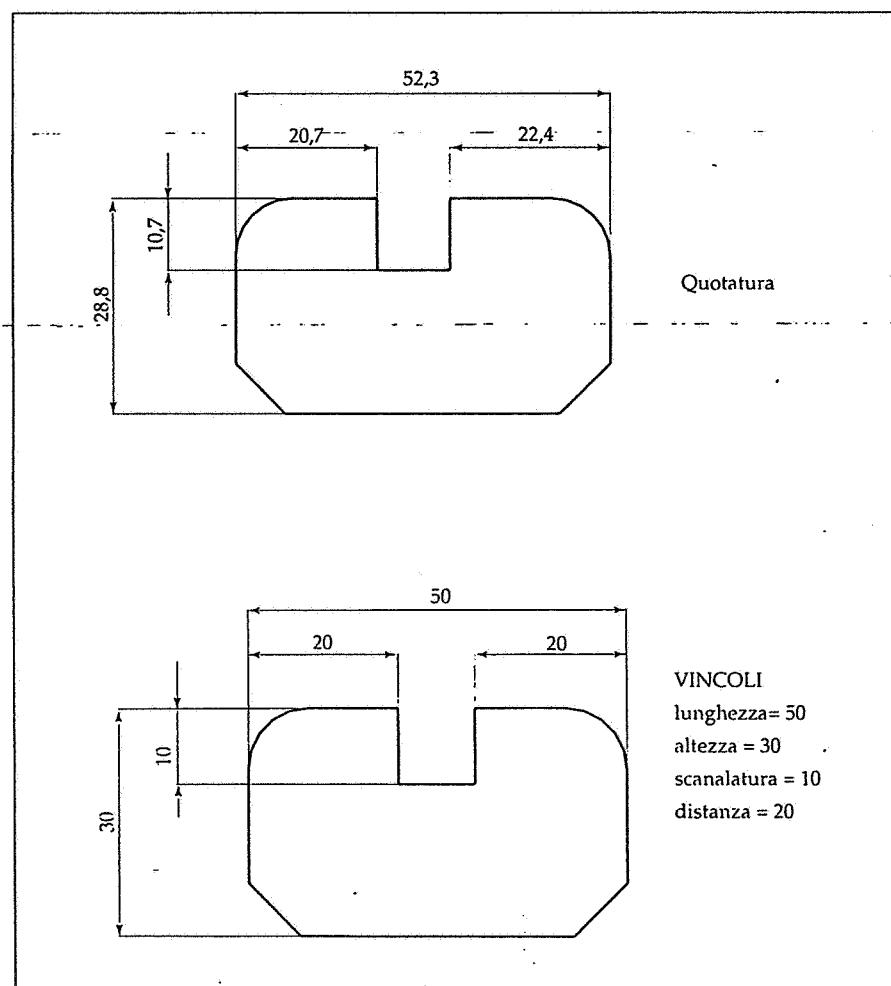


Fig. 16. Quotatura del profilo ed aggiunta dei vincoli dimensionali.

assegnati i vincoli di parallelismo e perpendicolarità rispetto al segmento 1-2;

d) i raccordi sono inseriti tra i segmenti 4-5 e 5-6 e tra i segmenti 7-8 e 8-1; inoltre viene applicato un vincolo di tangenza tra i segmenti e gli archi di raccordo;

e) gli smussi sono inseriti tra i segmenti 5-6 e 6-7/7-8: viene costruito un cerchio con centro l'intersezione dei due segmenti e tracciata una linea tra i punti in cui ciascun segmento interseca il cerchio, come in figura 15.

Aggiunta dei vincoli dimensionali.

Il profilo disegnato ha 5 gradi di libertà (la larghezza, l'altezza, la profondità della scanalatura e le due posizioni dei suoi spigoli). L'operazione successiva sarà quella di quotare il profilo e convertire le quote associative in vincoli dimensionali; come si vede dalla figura 16, ogni quota del profilo è stata trasformata in un vincolo, e le dimensioni del profilo si sono adattate di conseguenza.

Ad ogni dimensione vincolata è associata una variabile con un nome, in modo da poter essere facilmente richiamata nella fase di modifica dimensionale.

Dopo l'aggiunta dei vincoli dimensionali, il numero dei gradi di libertà si riduce a zero.

Creazione del solido.

L'utente a questo punto è in grado di generare dal profilo un *modello solido parametrico*, ad esempio un solido di rivoluzione o di estrusione (fig. 17).

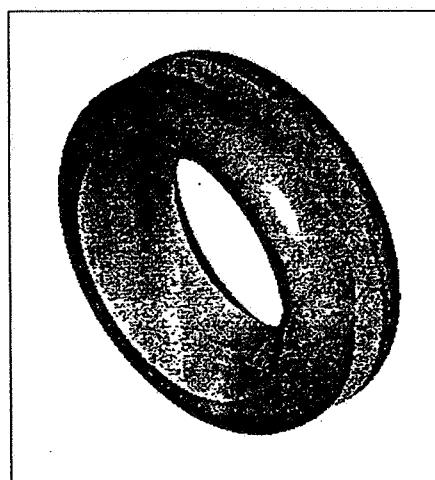


Fig. 17. Modello solido ottenuto mediante rivoluzione del profilo di figura 16.

SHISAYDO
Render By MicroStation + Masterpiece
Designer By Indy

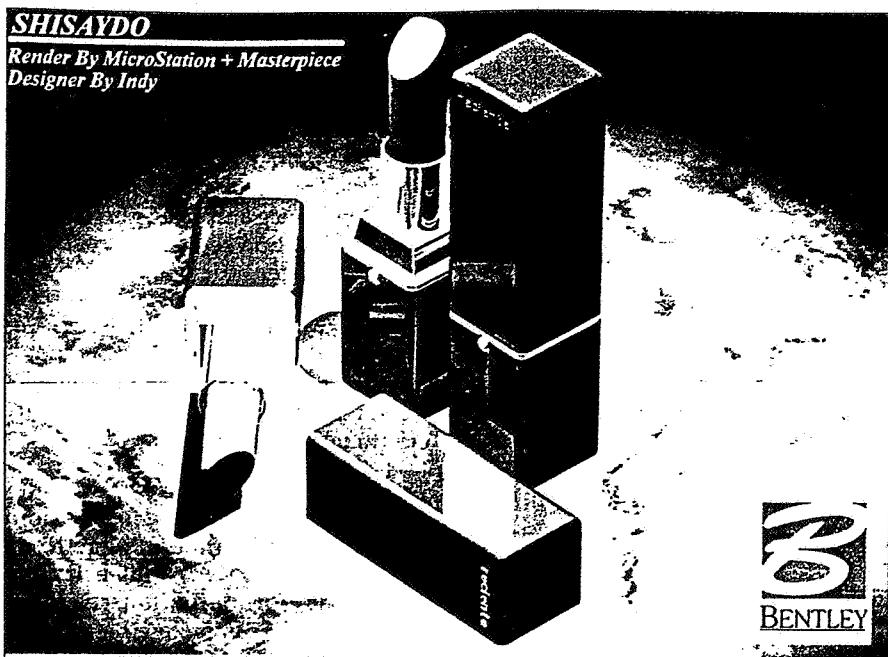


Fig. 21. Rendering di una scena utilizzando il software Masterpiece della Bentley.

punto di vista 1 punto di vista 2 punto di vista 3

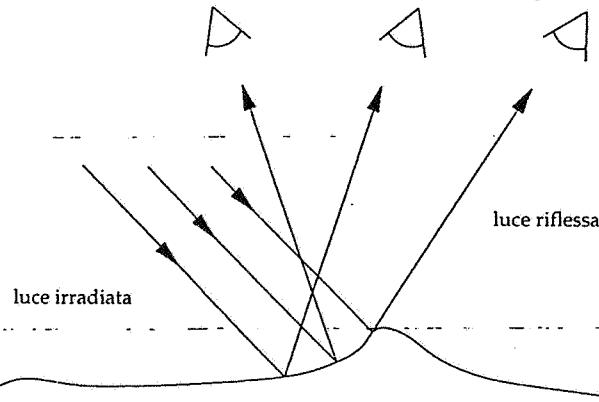


Fig. 22. Riflessione diffusa, caratteristica delle superfici opache: i tre raggi di luce che colpiscono la superficie vengono dispersi egualmente in tutte le direzioni.

punto di vista 1 punto di vista 2 punto di vista 3

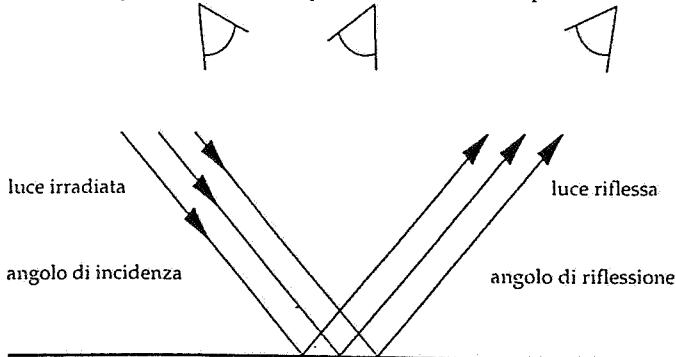


Fig. 23. Riflessione speculare; un raggio di luce che colpisce una superficie perfettamente speculare si riflette in una sola direzione e quindi può essere visto solo dal punto 3.

può scegliere il tipo di materiale da utilizzare nonché il tipo di luci e la posizione della telecamera, per la visualizzazione di una scena sotto diversi punti di vista, simulando ad esempio la visione con un grandangolo o un telescopio. Si procede poi, eliminate le linee nascoste, a considerare gli effetti della luce intesa come luce ambiente, le varie sorgenti di luce, che possono essere di forme diffuse, vicine o lontane; si analizzano i fenomeni di riflessione, rifrazione e di fusione della luce dalle varie superfici che compongono la scena che si va a rappresentare (fig. 21).

Le sorgenti luminose

Per ottenere l'immagine fotorealistica il progettista deve scegliere opportunamente la scena e studiare la posizione della telecamera e delle sorgenti luminose; deve inoltre conoscere come i materiali reagiscono rispetto alla luce che ne colpisce la superficie, come ad esempio nel corso della riflessione.

La riflessione è il fenomeno per il quale un raggio di luce, incidendo su una superficie, viene rinvia secondo determinate leggi di ottica geometrica; il materiale superficiale di cui è formato un oggetto può avere proprietà riflettenti o di diffusione, cioè comportarsi come uno specchio riflettendo ogni raggio luminoso incidente in un'unica direzione, oppure diffondere la luce riflessa egualmente in tutte le direzioni, con lo stesso colore e intensità (fig. 22 e 23).

L'illuminazione, interagendo con le superfici degli oggetti, determina la quantità ed il tipo di luce che una superficie riflette nonché le ombre che genera.

Infatti la luce può essere assorbita da un oggetto, trasmessa, nel caso in cui vi passi attraverso, o ancora, riflessa: la visualizzazione di un oggetto è però frutto della combinazione del colore del materiale assegnatogli e del colore della luce incidente, e per questo è importante sapere come, per esempio, può essere riflessa la luce che non viene assorbita dall'oggetto.

Per calcolare la riflessione bisogna prima posizionare il tipo di sorgente luminosa e il punto di vista dell'osservatore e quindi considerare i vari tipi di illuminazione; in genere i programmi di modellazione solida 3D e soprattutto i programmi di rendering sono dotati di diversi tipi di sorgenti luminose, le quali, combinando le loro specifiche caratteristiche, sono in

Variazione del profilo.

L'utente è in grado di apportare dei cambiamenti al modello solido semplicemente richiamando il profilo e variando il valore della variabile associata alla dimensione vincolata (fig. 18). Il modello tridimensionale viene aggiornato automaticamente in accordo con le nuove dimensioni (fig. 19).

Modellazione per features.

Il progettista può aggiungere al modello degli elementi geometrici quali nervature, fori, scanalature, dotate della proprietà della specifica conoscenza del contesto in cui vengono inserite; questo vuol dire che ad esempio una nervatura è dotata di una relazione topologica con la geometria in cui è inserita, per cui se vengono alterate le dimensioni della geometria ospitante, la nervatura si adatterà al nuovo ambito topologico, senza alcun-

na necessità di correzioni o modifiche. Nell'esempio, al modello solido ottenuto sono stati aggiunti 6 fori con relativa lamatura, sfruttando il concetto di modellazione per elementi geometrici e senza alcuna operazione booleana (fig. 20).

rappresentazione; il realismo via via è andato riducendosi con l'evoluzione del disegno, mentre aumentava la tendenza alla schematizzazione, legata alla necessità di rappresentare oggetti, macchine e componenti in quantità sempre maggiori ed in tempi sempre più brevi. Esempio ultimo di tale evoluzione sono le prescrizioni per la rappresentazione semplificata di cuscinetti o molle, viste nel capitolo 16.

Fino a pochi anni fa, infatti, il disegno era un processo esclusivamente manuale e molte volte dispendioso; la necessità di realizzare un progetto in tempi accettabili non consentiva sicuramente di curare l'immagine degli oggetti da rappresentare.

Con l'avvento degli elaboratori, di potenze sempre più elevate e con costi sempre più bassi, sono diventati disponibili nei sistemi CAD e in altri sistemi, strumenti per la visualizzazione che consentono di ottenere immagini fotorealistiche degli oggetti modellati. Ciò non ha un significato puramente estetico, ma viene sfruttato direttamente nella progettazione, perché consente una migliore valutazione dell'oggetto progettato, per cui si dispone di una immagine realistica fin dalle prime fasi di sviluppo del progetto.

I sistemi di visualizzazione di questo tipo sono definiti dal termine *rendering*, che è una tecnica per dare realismo alle immagini derivate da modelli tridimensionali, per osservare come l'oggetto modellato possa integrarsi in un ambiente virtuale con caratteristiche del tutto simili alla realtà.

Una volta creati gli oggetti, infatti, si

4

IL RENDERING: LA RAPPRESENTAZIONE FOTOREALISTICA

Nei primi disegni di macchine eseguiti in tempi passati era presente una scarsa attenzione per la codifica delle istruzioni per la costruzione delle macchine, ma un forte realismo nella

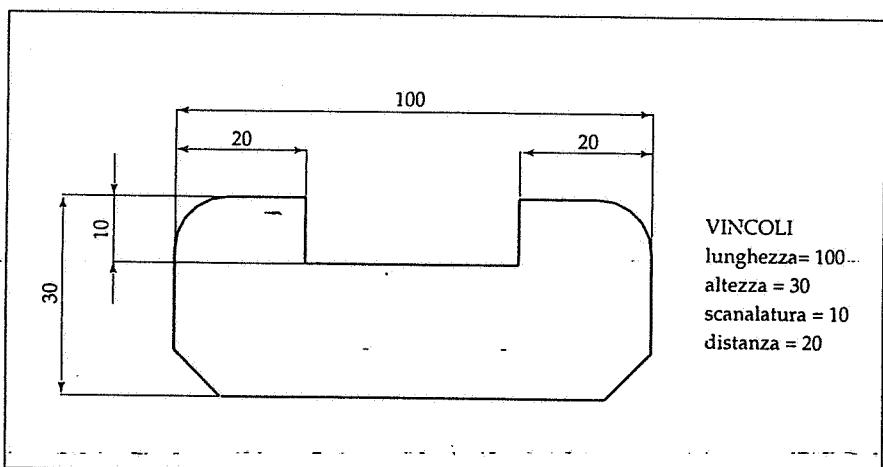


Fig. 18. Variazione dei parametri del profilo, ad esempio la lunghezza.

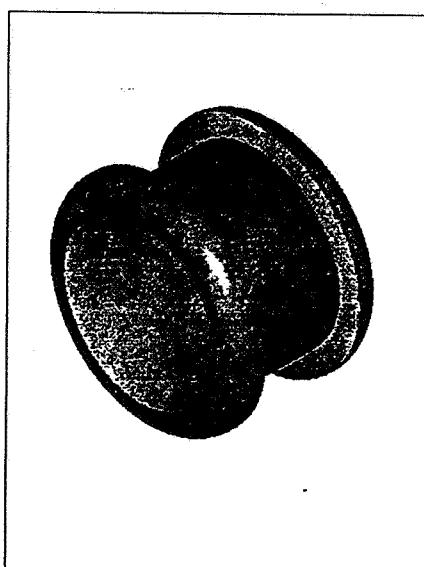


Fig. 19. Aggiornamento automatico del modello solido.

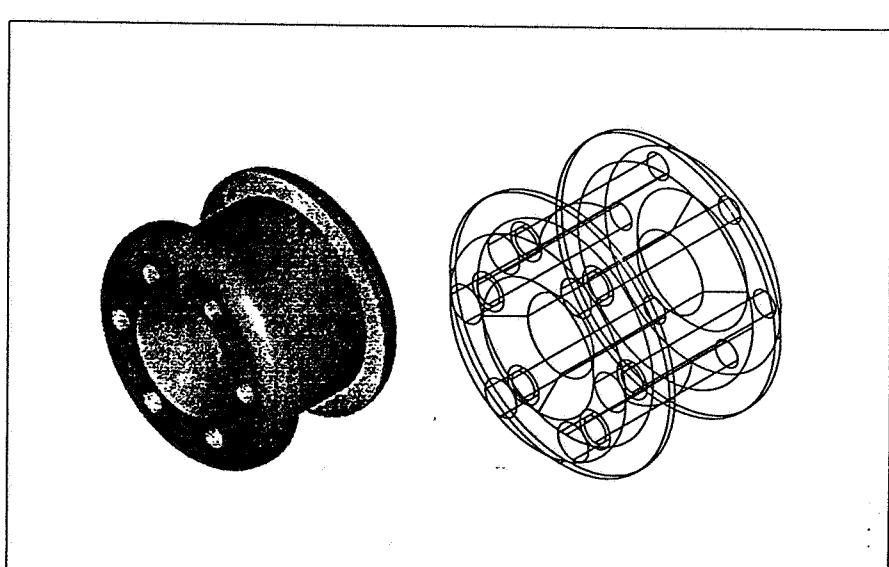


Fig. 20. Modellazione per feature; aggiunta di 6 fori con relativa lamatura.

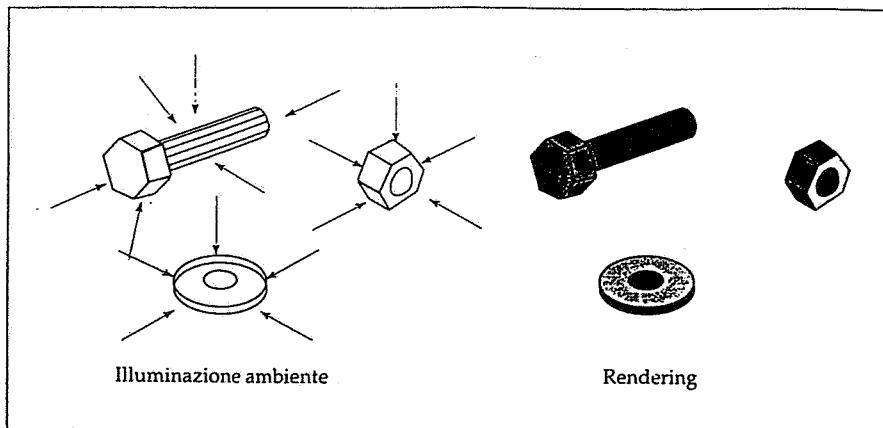


Fig. 24. La luce ambiente può essere considerata una luce di sfondo che fornisce una illuminazione uniforme su tutte le superfici di un modello.

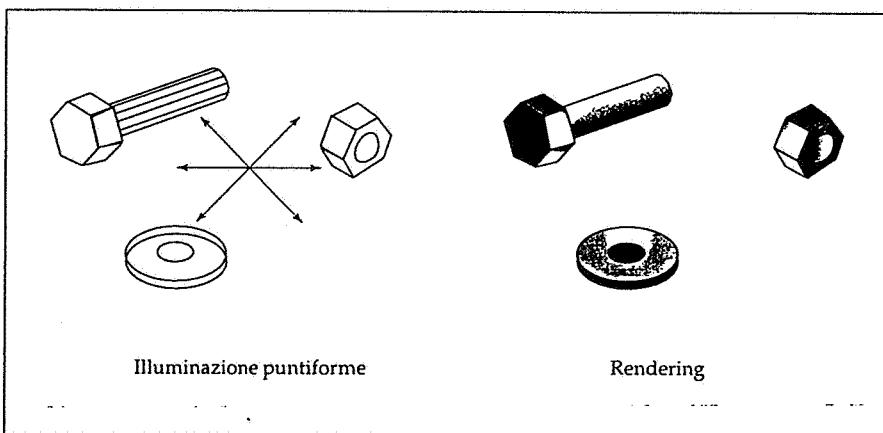


Fig. 25. Luce puntiforme; al contrario della luce distante, l'intensità diminuisce con la distanza.

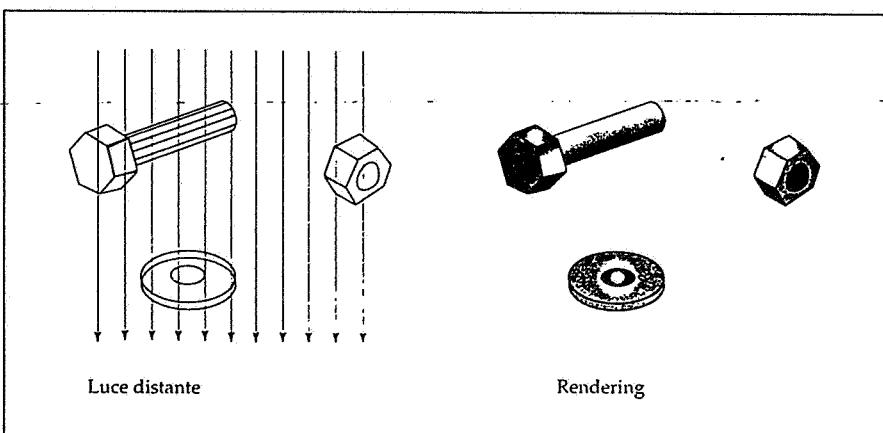


Fig. 26. Illuminazione con luce distante; i raggi sono paralleli ed uniformi, e l'intensità della luce non diminuisce con la distanza.

grado di sopperire alle molteplici esigenze di illuminazione di una scena. La possibilità di illuminare un insieme di oggetti utilizzando diversi tipi di sorgenti luminose, consente la simulazione, con il più alto indice di realtà, dell'interazione fra gli oggetti modellati e un ipotetico ambiente reale. Oltre al colore di una luce è possibile regolarne l'intensità, la direzione,

la posizione ed il tipo di diffusione. Le tipiche sorgenti luminose disponibili nei programmi di rendering prevedono quattro tipi di illuminazione:

- onidirezionale diffusa,
- onidirezionale puntiforme,
- direzionale (luce distante),
- direzionale (spot light).

Nel caso a), detto anche a luce ambiente si ha una luce diffusa che illumina la scena in ogni direzione e quindi arriva sui vari oggetti da un insieme di direzioni indistinte (fig. 24); l'utilizzo della luce ambiente è particolarmente delicato in quanto immettere troppa luce ambiente può dare come risultato una scena, per così dire, piatta e non realistica, in cui si perdono gli effetti delle altre sorgenti posizionate sui singoli oggetti; al contrario, poca luce ambiente farebbe risultare troppo evidenti gli effetti delle altre sorgenti dirette, con conseguente effetto buio sul resto della scena.

La luce puntiforme (caso b) è una luce che si irradia in tutte le direzioni ma a distanza finita dall'oggetto da rappresentare (fig. 25); l'intensità delle luci puntiformi diminuisce all'aumentare della distanza ed è utile ad esempio per simulare la luce di una lampadina.

L'illuminazione da *luce distante* (definita anch'essa *diffusa*) è dovuta ad una sorgente luminosa considerata all'infinito (normalmente viene identificata con la luce solare) per cui i raggi luminosi sono paralleli (fig. 26). L'intensità della luce distante non diminuisce all'aumentare della distanza, ma ha sempre su ogni faccia che illumina la stessa luminosità della fonte.

L'illuminazione *spot* o diretta coincide con quella generata ad esempio dai fari che emettono un cono di luce direzionale con singoli colori ed intensità; è possibile specificare direzione della luce e dimensione del cono (figg. 27 e 28).

Le proprietà superficiali

I programmi di rendering permettono di assegnare ad ogni oggetto presente nella scena un determinato materiale o rivestimento che riproduca il più fedelmente possibile la realtà (fig. 29). Vengono così assegnate le *texture* che non sono altro che delle descrizioni analitiche delle superfici degli oggetti; la scelta delle superfici richiede la conoscenza di numerosi parametri, associabili alle proprietà superficiali quali:

- la *diffusione* e *specularità*, proprietà che consentono di controllare direttamente l'ammontare di luce diffusa o riflessa; gli oggetti dotati della proprietà della diffusione diffondono uniformemente la luce tutt'intorno ge-

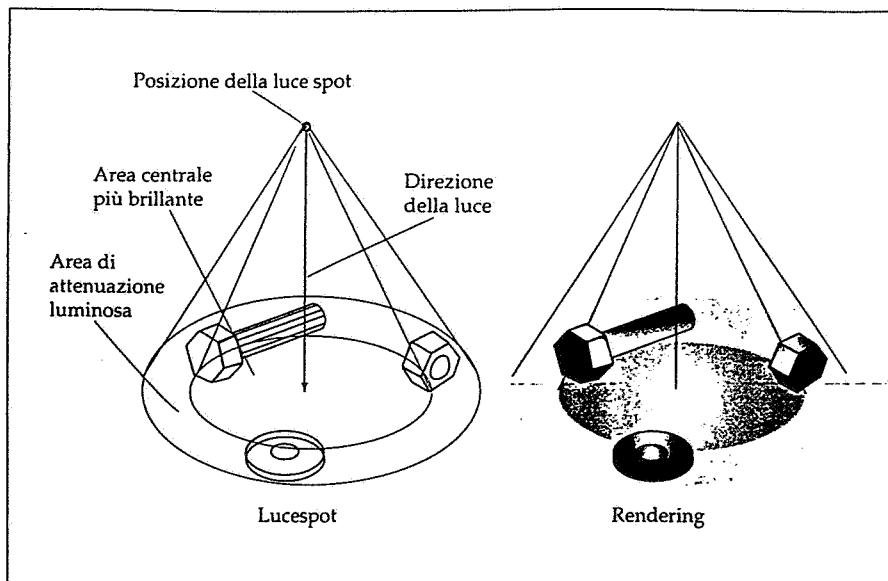


Fig. 27. Con le luci dirette è possibile anche specificare la distribuzione del raggio luminoso che consente di determinare il grado di attenuazione dell'intensità luminosa che va dalla linea visiva fino all'angolo del cono.

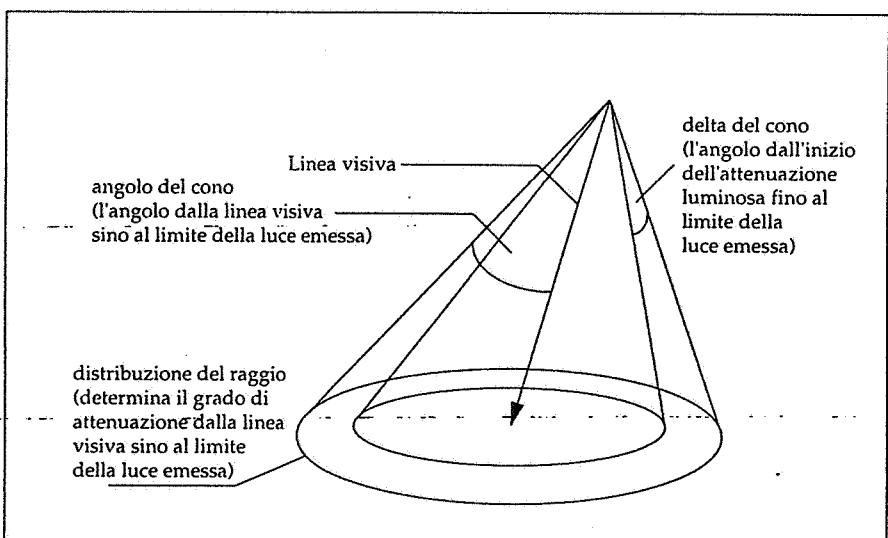


Fig. 28. I parametri delle luci spot. La luce diretta o spotlight determina, nell'ambito dell'angolo del cono, due zone: la prima, centrale, con un effetto di luce più brillante, e la seconda, anulare, più attenuata.

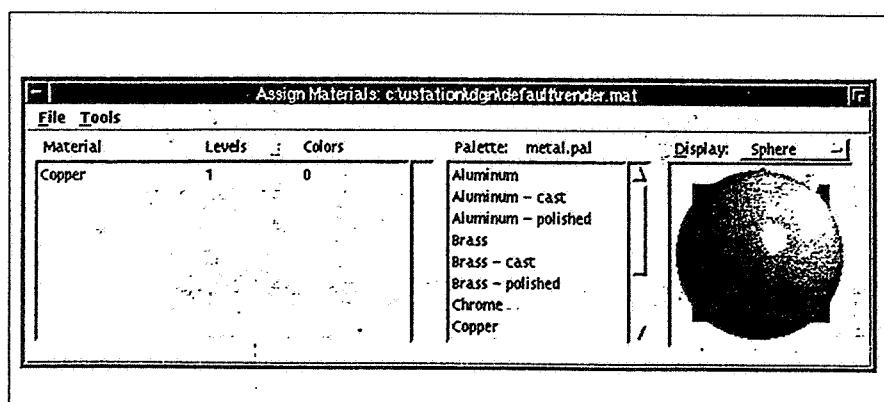


Fig. 29. Pannello di scelta ed assegnazione del materiale (Microstation 5 della Bentley).

nerando ombre morbide, consentendo quindi di riprodurre oggetti con superfici opache; al contrario la specularità rende la superficie man mano sempre più brillante;

- la *rifrazione*, che rappresenta la deviazione del percorso di un raggio luminoso che si verifica nell'attraversamento della superficie delimitante due mezzi ottici di densità differente (figura 30, ad esempio dall'aria al vetro); il raggio subisce una deviazione tanto maggiore quanto maggiore è l'indice di rifrazione (un valore che per il vetro è generalmente 1,5 e per l'aria 1);

- la *trasparenza*, che determina l'ammontare della luce visibile attraverso la superficie dell'oggetto, ed è legata alla caratteristica di rifrazione (fig. 31). Un oggetto completamente trasparente può risultare anche invisibile.

Generalmente i programmi di rendering possiedono una libreria di texture di diversi materiali (legno, metalli, rocce, pietre) con le caratteristiche superficiali come la trasparenza o la riflessività.

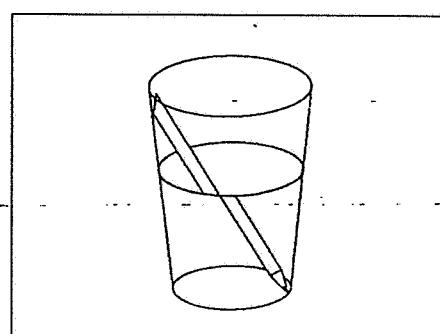


Fig. 30. Il fenomeno della rifrazione.

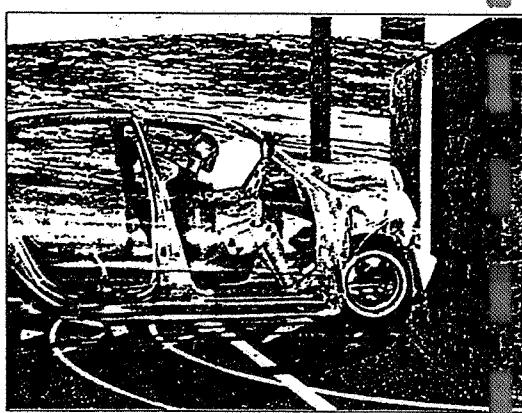


Fig. 31. Simulazione dell'impatto di un'autovettura trasparente.

Gli algoritmi di rendering

Un oggetto può essere visualizzato utilizzando diversi tipi di algoritmi o metodi di calcolo che consentono di riprodurre effetti via via sempre più sofisticati.

a) Gli algoritmi di *shading* fanno riferimento in generale ad una rappresentazione del contorno dell'oggetto poligonalizzato cioè trasformato in tante facce poligonali e sul quale si applicano le tecniche di ombreggiatura e di rimozione dei pixel nascosti; è possibile avere il metodo ad ombreggiatura rapida, detto di *quick shading*, che consente all'operatore di verificare a bassa risoluzione, ma rapidamente, l'effetto delle ombre e dei colori prodotti o associati agli oggetti (fig. 32). L'algoritmo di rendering denominato di *Gouraud* permette di osservare gli oggetti tridimensionali con un sufficiente grado di simulazione delle strutture superficiali, oltre alle ombre e ai colori. Il sistema *phong* permette una miglior resa dell'ombreggiatura, ma richiede un maggior tempo di calcolo (fig. 33).

b) L'algoritmo di *ray-tracing* consente l'applicazione degli effetti di riflessione e rifrazione sugli oggetti modellati in relazione all'ambientazione in cui vengono collocati (fig. 34). Nel ray-tracing si considera idealmente un raggio luminoso che va dall'occhio dell'osservatore a ritroso attraverso lo schermo fino alla scena, si individua l'oggetto che incontra questo raggio luminoso attraverso il gioco delle rifrazioni e delle riflessioni: in pratica si ricostruisce a ritroso il percorso dei vari raggi di luce che arrivano all'occhio dell'osservatore. Il risultato ottenuto con questo sistema è indubbiamente il migliore in termini di realismo, ma comporta tempi di calcolo decisamente elevati.

c) Con la tecnica *radiosity*, infine (in pratica un metodo di completamento al rendering), è possibile aggiungere nuovi effetti e colorazioni che producono modelli di qualità superiore: in particolare si possono ottenere speciali effetti d'ombra tra oggetti interriflettenti (fig. 35), sfruttando i principi legati al trasferimento di energia. L'intera scena, e quindi ogni singolo oggetto che vi appartiene, viene suddivisa in piccolissime parti chiamate elementi e si determina quanto e come il singolo elemento viene visto da ogni

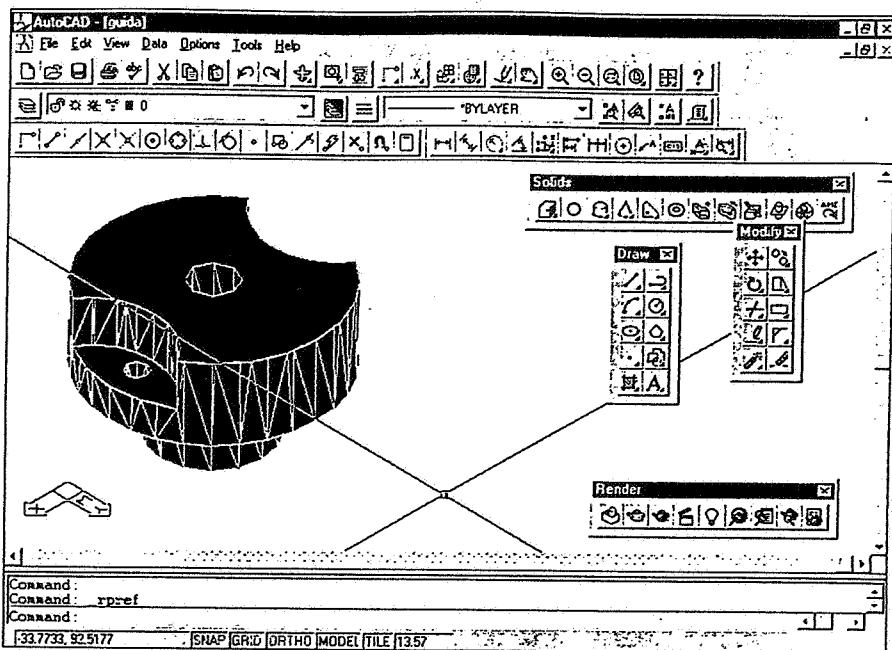


Fig. 32. Ombreggiatura rapida in Autocad col comando shade.

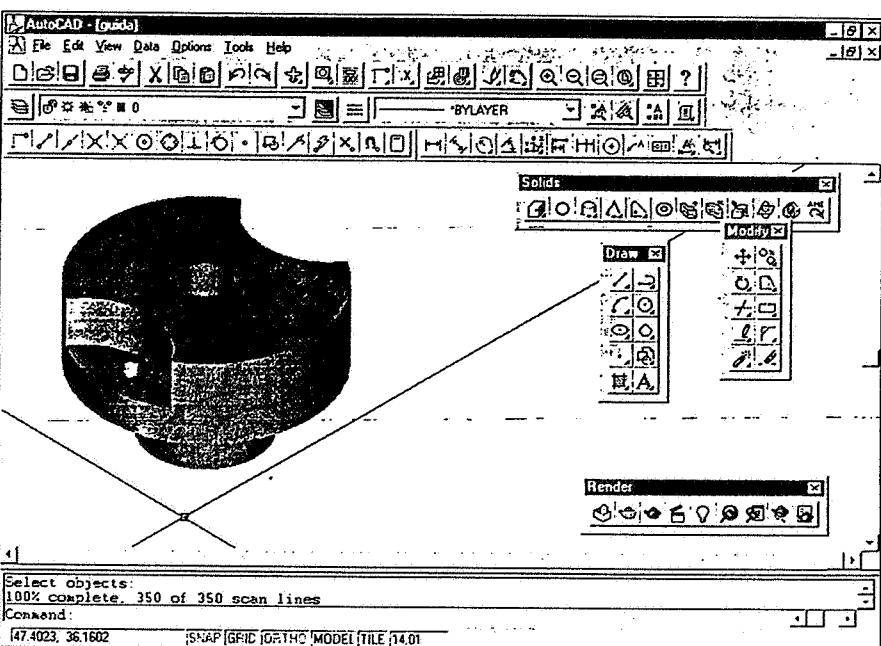


Fig. 33. Rendering phong in Autocad col comando render.

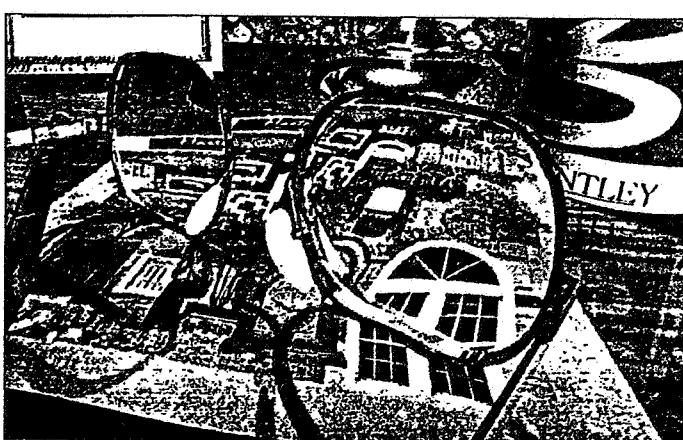


Fig. 34. Rendering ray-tracing con l'applicazione degli effetti di riflessione e rifrazione sugli oggetti modellati in relazione all'ambiente in cui vengono posizionati.

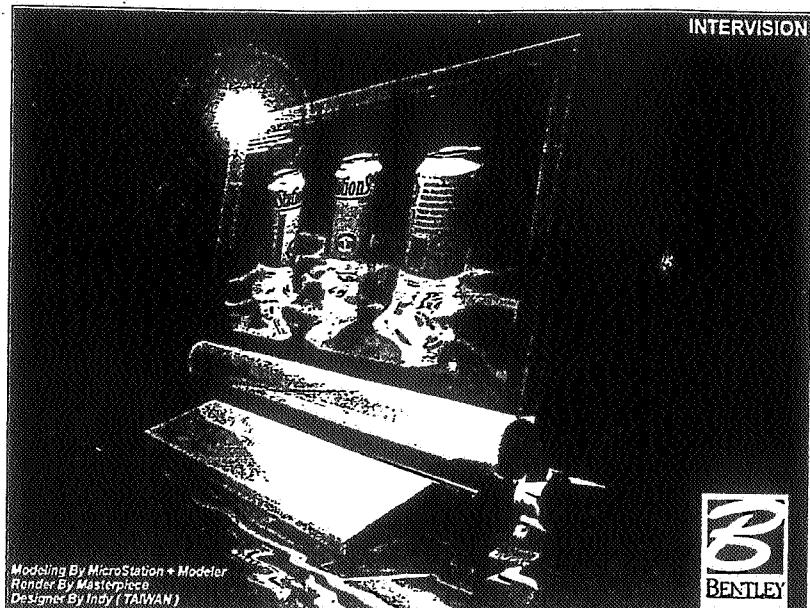


Fig. 35. Rendering effettuato con la tecnica radiosity con la quale si possono ottenere speciali effetti d'ombra tra oggetti interriflettenti (Bentley).

Fig. 37. Ricostruzione tridimensionale e rendering di un'immagine anatomica; la ricostruzione è stata effettuata utilizzando un database di immagini tomografiche di un corpo umano consultabile da Internet (Visible Human database).

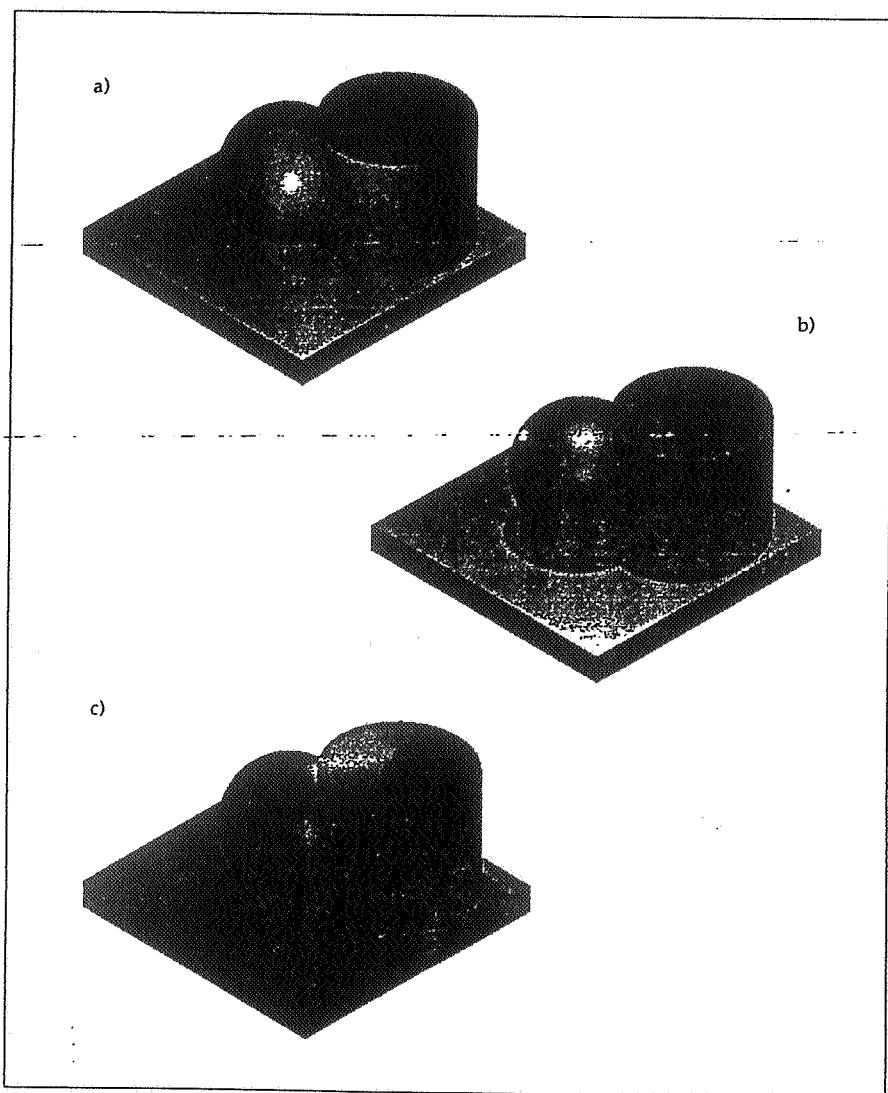
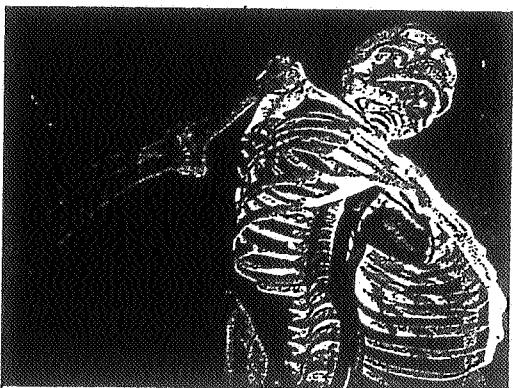


Fig. 36. Rendering di tre oggetti effettuato con sola luce ambiente (a), con luce distante (b) e con luce diretta spot (c).

altro elemento. Di conseguenza si potranno analizzare più dettagliatamente gli effetti della luce riflessa da ognuna delle parti su ogni altro elemento, con un'ottima resa delle proprietà attribuite alle superfici, così come dei colori degli oggetti e delle luci, il tutto in completa indipendenza rispetto al punto di vista selezionato.

La risoluzione dell'immagine

La procedura di rendering di un'immagine può essere finalizzata a diversi scopi: la visualizzazione a video, la stampa, la registrazione video; per questo motivo è molto importante la risoluzione di tracciamento dell'immagine, definita in numero di punti per pollice (dpi, dot per inch), che esprime la capacità della periferica di riprodurre elementi grafici più o meno dettagliatamente (fig. 38). Se l'utilizzo finale dell'immagine di rendering è quello della riproduzione su schermo, è bene impiegare una risoluzione non superiore quella in grado di essere riprodotta da video stesso, che generalmente è di 72 dpi. Nel caso invece della stampa di qualità, si ottengono delle ottime immagini con risoluzioni variabili tra 300 e 1200 dpi. Naturalmente la risoluzione è strettamente legata al formato dell'immagine, in quanto ingrandendola rispetto alle dimensioni originarie ne diminuisce proporzionalmente la risoluzione. Altro parametro che influenza in modo determinante sulla qualità di stam-



Fig. 38. Un'immagine stampata rispettivamente a 300 e a 96 dpi.

pa è la quantità di bit per colore fondamentale (chiamata profondità di risoluzione cromatica). Con questo termine si indica la quantità di informazioni associate ai colori di un'immagine, in pratica quando si indica una profondità di colore di 8 bit si intende che l'immagine è stata realizzata utilizzando 256 colori ($2^8 = 256$), molto più spesso però questo valore viene associato alla somma dei tre colori di base RGB (rosso, verde e blu), quindi quando si indicano 24 bit di profondità di colore si intende 8 bit per il rosso, 8 per il verde e 8 per il blu che forniscono quindi:

$$2^8 + 2^8 + 2^8 = 16.777.216 \text{ colori.}$$

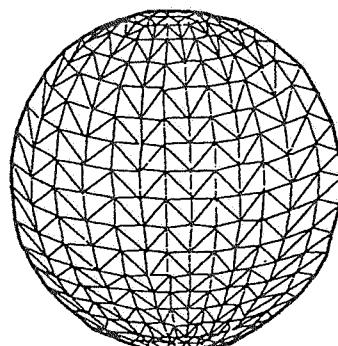
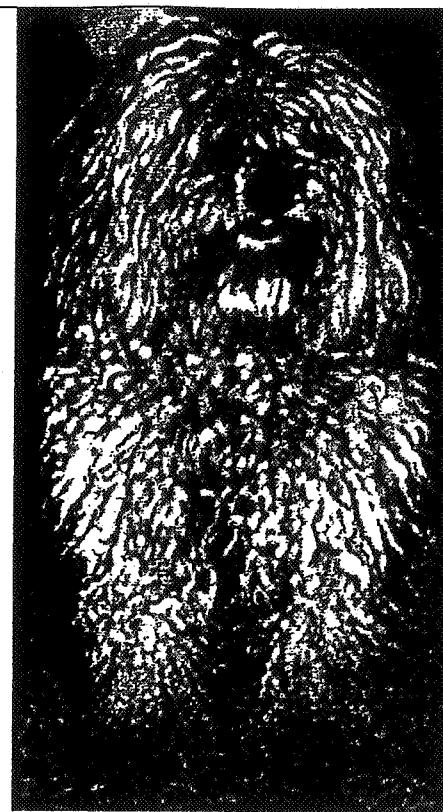


Fig. 39. Una sfera visualizzata nel formato STL.



5

INTERFACCIAMENTO TRA I SISTEMI CAD E LE MACCHINE DI PROTOTIPAZIONE RAPIDA

Nel capitolo 8 sono state esaminate diverse tecnologie, dette di rapid-prototyping (RP) in grado di generare oggetti reali utilizzando direttamente i dati provenienti da un programma di modellazione solida; qualunque sia il sistema di RP utilizzato, il modello deve essere disegnato con il modellatore solido o con il modellatore per superfici, e poi solitamente elaborato secondo una tecnica introdotto dalla 3D System, che è diventata uno standard nel settore del RP e definita "triangolarizzazione". Questa operazione prevede la segmentazione della superficie del modello in elementi triangolari (fig. 39) e viene di regola effettuata all'interno dell'ambiente CAD, con l'uscita finale in un file in formato *STL* (*Stereolithography File*), accettato come standard da diversi costruttori.

Il parametro scelto per definire l'erro-

re è la distanza tra il baricentro del triangolo e la superficie: questa scelta permette l'infittimento dei triangoli in presenza di maggiori curvature delle superficie del modello ed una miglior approssimazione della superficie stessa; un errore massimo di 0,1 mm garantisce una buona approssimazione. Di ciascun triangolo si memorizzano le coordinate dei tre vertici e la normale alla superficie.

Il file *STL*, che rappresenta il modello "discretizzato", la cui superficie è scomposta in un numero finito di "tasselli", definisce l'oggetto che verrà riprodotto nella realtà. Poiché le macchine di RP costruiscono il solido per apposizioni successive di piani paralleli, il modello *STL* deve essere sezionato con piani paralleli per ottenere le coordinate delle strutture da materializzare presenti in ciascuna sezione (fig. 40).

L'operazione, denominata "slicing" viene eseguita dal calcolatore che controlla la macchina di prototipazione, anche se la tendenza attuale è quella di trasferirla nell'ambiente CAD per avere maggiori libertà nella scelta dell'orientamento dei piani di sezione e per alleggerire il software di controllo della macchina.

Le problematiche ancora aperte nell'interfacciamento tra il sistema CAD e le macchine di prototipazione riguardano:

- la verifica delle connessioni tra le superfici
- la scelta della miglior strategia per la triangolarizzazione e per lo slicing.

Sono in elaborazione ulteriori miglioramenti sia sui sistemi CAD che sul software di controllo delle macchine di RP per assicurare la completa compatibilità tra i due sistemi.

6

LE CURVE PARAMETRICHE

In relazione alla rappresentazione degli oggetti per via matematica computerizzata si può osservare che tutti gli elementi geometrici del mondo reale possono essere divisi in due categorie, *classificabili* e *non classificabili*; gli elementi classificabili sono quelli della geometria classica, come punti, segmenti, piani, sfere. La matematica

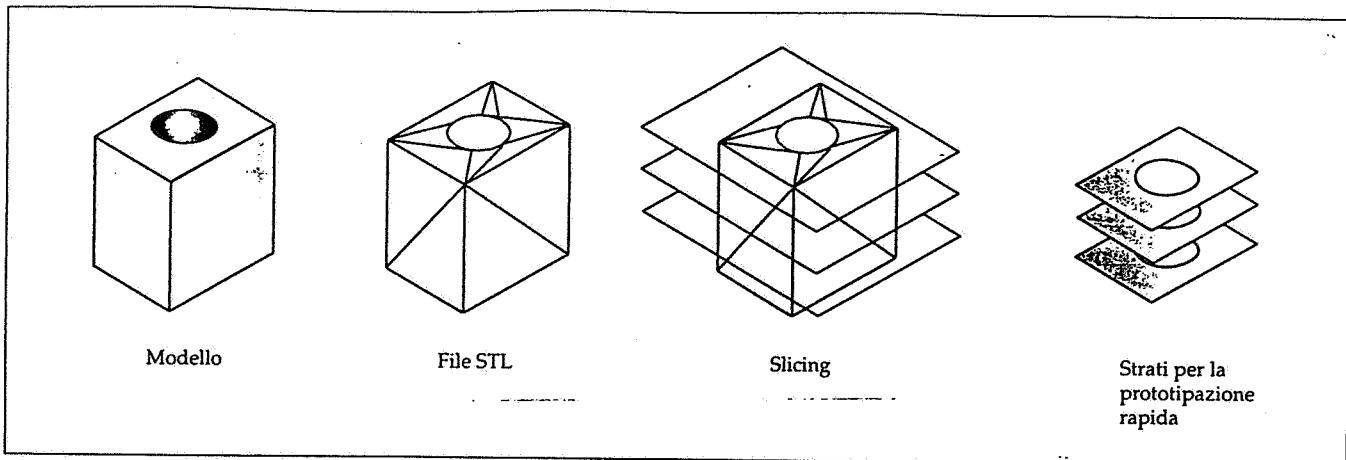


Fig. 40. Slicing del modello STL per ottenere le singole sezioni che definiranno l'oggetto nei sistemi di prototipazione rapida.

classica non dispone però di adeguati metodi per creare delle curve o superfici che possano soddisfare determinati requisiti progettuali. Infatti, per ragioni di tipo strutturale, funzionale o più semplicemente stilistico, è necessario disporre di una gamma di forme più versatili e di tecniche per ottenere garanzie di continuità o di estetica, in quanto piccole discontinuità, tollerate in un pezzo meccanico, possono costituire un fattore negativo per il progettista di una carrozzeria di un automobile o di parti di un velivolo.

Lo sviluppo dei metodi di calcolo automatici quale mezzo per la rappresentazione grafica, ha comportato la ricerca e la messa a punto di un gran numero di algoritmi idonei per il disegno di curve e superfici non definite analiticamente. Il progettista deve osservare attentamente la forma che ha specificato, per valutarne l'esito e per formulare idee su come modificarla, probabilmente mediante un programma interattivo; idealmente egli dovrebbe aver bisogno di modificare solo un piccolo numero di parametri del modello per ottenere il risultato desiderato.

Ciò rappresenta uno dei problemi insiti nella scelta di un metodo per rappresentare una forma: se viene fornito solo un piccolo gruppo di parametri, il compito del progettista viene semplificato, ma la gamma di forme rappresentabili risulta essere probabilmente limitata; se d'altra parte il numero dei parametri è alto, si possono avere dei modelli più differenziati e accurati, ma nascono dei problemi di complessità che limitano l'esatta valutazione della rappresentazione.

La presenza del computer in fase progettuale, ha portato a sviluppare *curve*

parametriche che permettono una facile implementazione e che quindi hanno trovato ampia diffusione nel CAD. Questa metodologia di disegno consente, inoltre, di eseguire controlli sulla continuità delle derivate, problematica strettamente connessa alla modellazione solida in campo fluidodinamico.

Il processo di modellazione di una curva, oltre ad essere trattabile matematicamente, deve essere conveniente dal punto di vista computazionale ed economico in termini di memoria utilizzata; per questi motivi, devono essere verificati alcuni requisiti essenziali.

a) **Punti di controllo.** Per controllare interattivamente la forma di una curva, si possono fissare dei punti attraverso cui essa deve passare, chiamati punti di controllo; se la curva passa esattamente per questi punti, viene detta *interpolante*; se invece può essere iscritta nella poligonale avente per vertici i punti prefissati, la curva si dice *approssimante*.

b) **Valori multipli.** La formulazione matematica deve consentire, quando necessario, di avere più valori di y per una data x , cioè la curva può riavvolgersi su se stessa o assumere una forma chiusa.

c) **Indipendenza degli assi.** La forma di un oggetto non deve cambiare quando i punti di controllo vengono calcolati in un diverso sistema di coordinate, come avviene nella formulazione analitica tradizionale.

d) **Controllo locale e globale.** La forma delle curve può essere modificata spostando i punti di controllo; la curva può cambiare forma solo nella re-

gione vicina a tale punti, oppure può risultare interamente modificata. Quest'ultimo comportamento, detto controllo globale può non essere gradito al progettista che cerchi di realizzare un aggiustamento su una parte della curva.

e) **Proprietà di riduzione delle oscillazioni.** Alcune rappresentazioni matematiche hanno la tendenza ad amplificare, anziché smorzare, qualsiasi piccola irregolarità nella forma delineata dai punti di controllo, dando delle notevoli ondulazioni.

f) **Versatilità.** La rappresentazione di una curva deve consentire un'enorme flessibilità al progettista, consentendogli una grande varietà di forme.

g) **Ordine di continuità.** Una forma complessa può venire modellata con diverse curve unite insieme, vertice contro vertice, è quindi necessario controllare l'ordine della continuità nel punto di collegamento. Un *ordine zero* significa semplicemente che le due curve si incontrano in quanto i due rami hanno in comune solo il punto estremo; una continuità di *primo ordine* richiede che le curve abbiano la stessa tangente nel punto di intersezione e viene soddisfatta la condizione di continuità della derivata prima; infine una continuità di *secondo ordine* richiede che le due curve abbiano la stessa *curvatura* nel punto di incontro (che è legata alla derivata seconda).

Una curva piana può essere espressa attraverso un'espressione analitica esplicita:

$$y = f(x)$$

dove la coordinata x è la variabile in-

dipendente; con tale tipo di rappresentazione:

- 1) vi un solo valore di y per ogni x , e questo vuol dire non poter rappresentare delle curve che si riavvolgono o si intersecano;
- 2) la curva dipende dal sistema di assi coordinati;
- 3) se la curva presenta una tangente verticale, bisogna cambiare il sistema di assi scelto.

Una curva bidimensionale può però essere anche rappresentata da due funzioni del tipo:

$$\begin{aligned}x &= x(u) \\y &= y(u)\end{aligned}$$

dove u indica il *parametro*; in questo modo l'espressione di un cerchio di

raggio R , col centro nell'origine degli assi, è (fig. 41):

$$\begin{aligned}x(u) &= R \cos(2\pi u) \\y(u) &= R \sin(2\pi u)\end{aligned}$$

Per plottare la curva, si sceglie un determinato intervallo di u , e di solito si preferisce prendere dei valori compresi tra zero ed 1.

I principali vantaggi rispetto alla forma esplicita sono:

1) un'equazione parametrica usualmente offre più gradi di libertà della forma non parametrica; per esempio la curva cubica di equazione nella forma esplicita:

$$y = ax^3 + bx^2 + cx + d$$

ha quattro coefficienti per controllare la curva.

Consideriamo la forma parametrica:

$$\begin{aligned}x &= au^3 + bu^2 + cu + d \\y &= eu^3 + fu^2 + gu + h\end{aligned}$$

Come si vede, vi sono otto coefficienti disponibili per il controllo della curva.

2) La forma parametrica può avere un'inclinazione infinita senza avere problemi di calcolo.

3) La forma parametrica separa completamente il ruolo della variabile indipendente e dipendente, sia algebricamente che geometricamente, e permette qualsiasi numero di variabili (per esempio tre o quattro dimensioni).

4) Gli elementi geometrici possono essere espressi in forma di vettori e matrici, permettendo l'uso di semplici tecniche computazionali.

Tra le curve parametriche, le curve *spline* costituiscono probabilmente il metodo più comunemente utilizzato nell'industria aeronautica e navale, poiché consentono che la curva passi per dei punti assegnati; esse derivano il loro nome da uno strumento utilizzato per il disegno tecnico chiamato appunto, spline, costituito da una bacchetta di plastica (a questo proposito si veda la figura 29 del capitolo 3) deformabile in modo da passare esattamente per una serie di punti, detti punti di controllo, precedentemente localizzati nel disegno (fig. 42).

Il comportamento di una spline è strutturalmente identico a quello di una trave ai cui estremi sono applicati dei momenti di flessione che la deformano, trasformandola in una curva regolare; una curva che si comporta in questo modo è detta *curva elastica* o a *minima energia*, ed è rappresentata da una funzione cubica ottenuta dallo sviluppo di un sistema di equazioni polinomiali, i cui coefficienti e termini noti sono determinati in base alle condizioni imposte nei punti di controllo assegnati.

La curva spline presenta tuttavia una certa rigidità nei parametri e quindi non è adatta per tecniche CAD interattive poiché basta un piccolo movimento dei punti di controllo per avere un'alterazione di alcune equazioni del sistema e quindi delle variazioni notevoli nella forma di tutta la curva.

Nelle curve di Bézier la possibilità di poter variare con continuità la curva, per adattarla per esempio a criteri estetici, diventa molto più importante del vincolo di passaggio per i punti di controllo. Sono curve *approssimanti*,

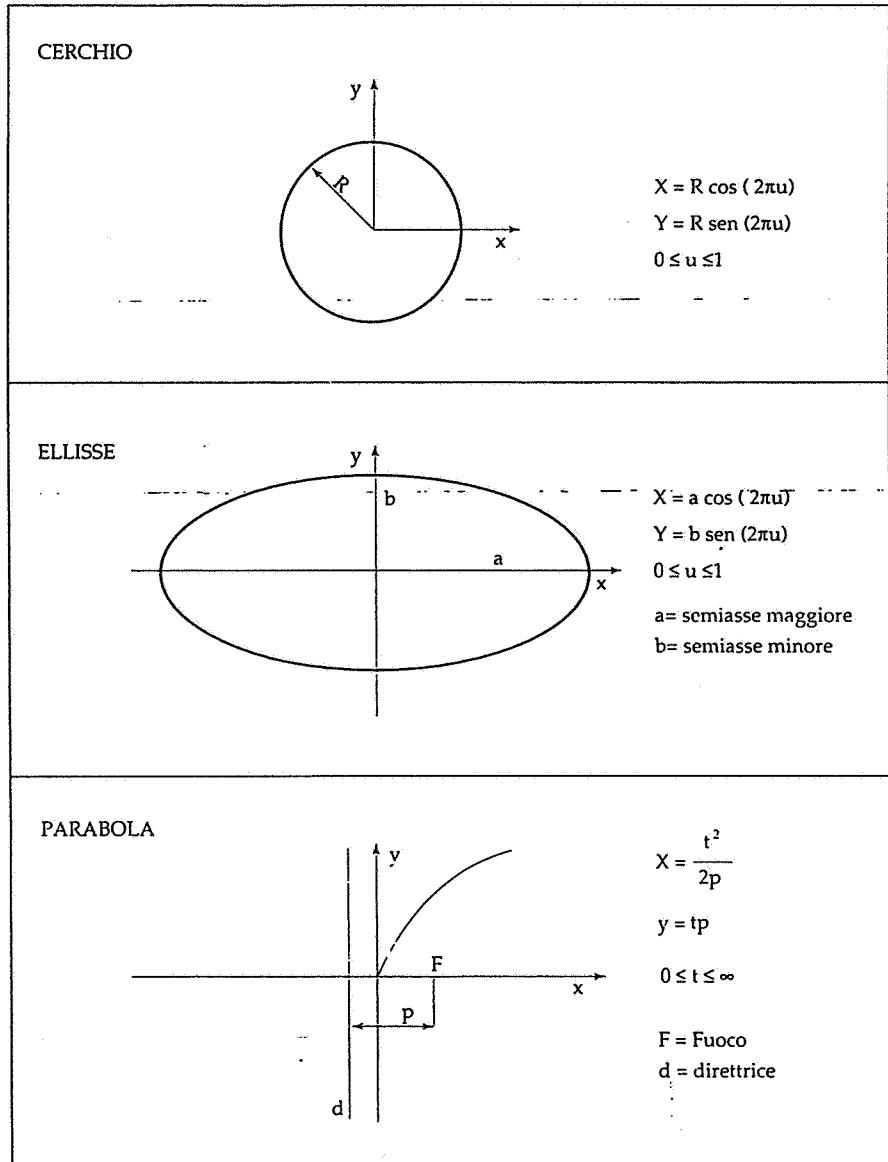


Fig. 41. Forma parametrica di alcune curve comuni.

cioè anziché passare per determinati punti, seguono un andamento che si avvicina alla poligonale da questi formata, risentendo della posizione dei punti assegnati come se essi fungessero da poli di attrazione per la curva stessa.

Bézier definisce infatti la curva attraverso una singola espressione parametrica in funzione del parametro u variabile nell'intervallo $[0,1]$, nella quale compaiono le coordinate dei punti da approssimare. I punti di controllo assegnati formano il così detto

poligono di controllo o *poligono di Bézier*. Il grado della curva è determinato dal numero di punti di controllo ed in particolare, se si fissano $n+1$ punti nel piano (o nello spazio), la curva di Bézier avrà grado n .

La curva di Bézier di grado n , costruita su una poligonale di $n+1$ punti $p(u)$, ha la seguente espressione matematica, nel parametro u in funzione della posizione di $n+1$ punti di controllo p_i :

$$p(u) = \sum_{i=0}^n p_i B_{i,n}(u)$$

La funzione $B_{i,n}(u)$ detta funzione *blending* (o miscelante in quanto miscela i punti di controllo per ottenere una funzione composta che, oltre a descrivere completamente la curva, ne costituisce la chiave del comportamento), è uguale a:

$$B_{i,n}(u) = C_{i,n} u^i (1-u)^{n-i}$$

e $C_{i,n}$ il coefficiente binomiale:

$$C_{i,n} = \frac{n!}{i!(n-i)!}$$

Oltre all'equazione vettoriale è possibile scrivere le equazioni parametriche x , y e z separatamente:

$$x(u) = \sum_{i=0}^n x_i B_{i,n}(u)$$

$$y(u) = \sum_{i=0}^n y_i B_{i,n}(u)$$

$$z(u) = \sum_{i=0}^n z_i B_{i,n}(u)$$

Alla luce dei requisiti precedentemente indicati, si ha:

1. **Punti di controllo.** Nonostante non tutti i punti di controllo si trovino sulla curva, il risultato è correlato in maniera prevedibile con la posizione dei punti di controllo, ognuno dei quali sembra esercitare la sua influenza sulla parte di curva a lui più vicina. I punti di controllo soddisfano anche due importanti proprietà matematiche: la curva passa attraverso i due punti estremi $p(0)$ e $p(n)$ ed è tangente, nei punti estremi, al corrispondente lato del poligono dei punti di controllo; infatti la tangente in $p(0)$ è data da $p(1) - p(0)$ e la tangente in $p(n)$ da $p(n) - p(n-1)$. Naturalmente il grado della curva dipende dal numero di punti di controllo (fig. 43).

2. **Valori multipli.** La formulazione parametrica della curva di Bézier consente di rappresentare forme a valori multipli; se infatti il primo e l'ultimo

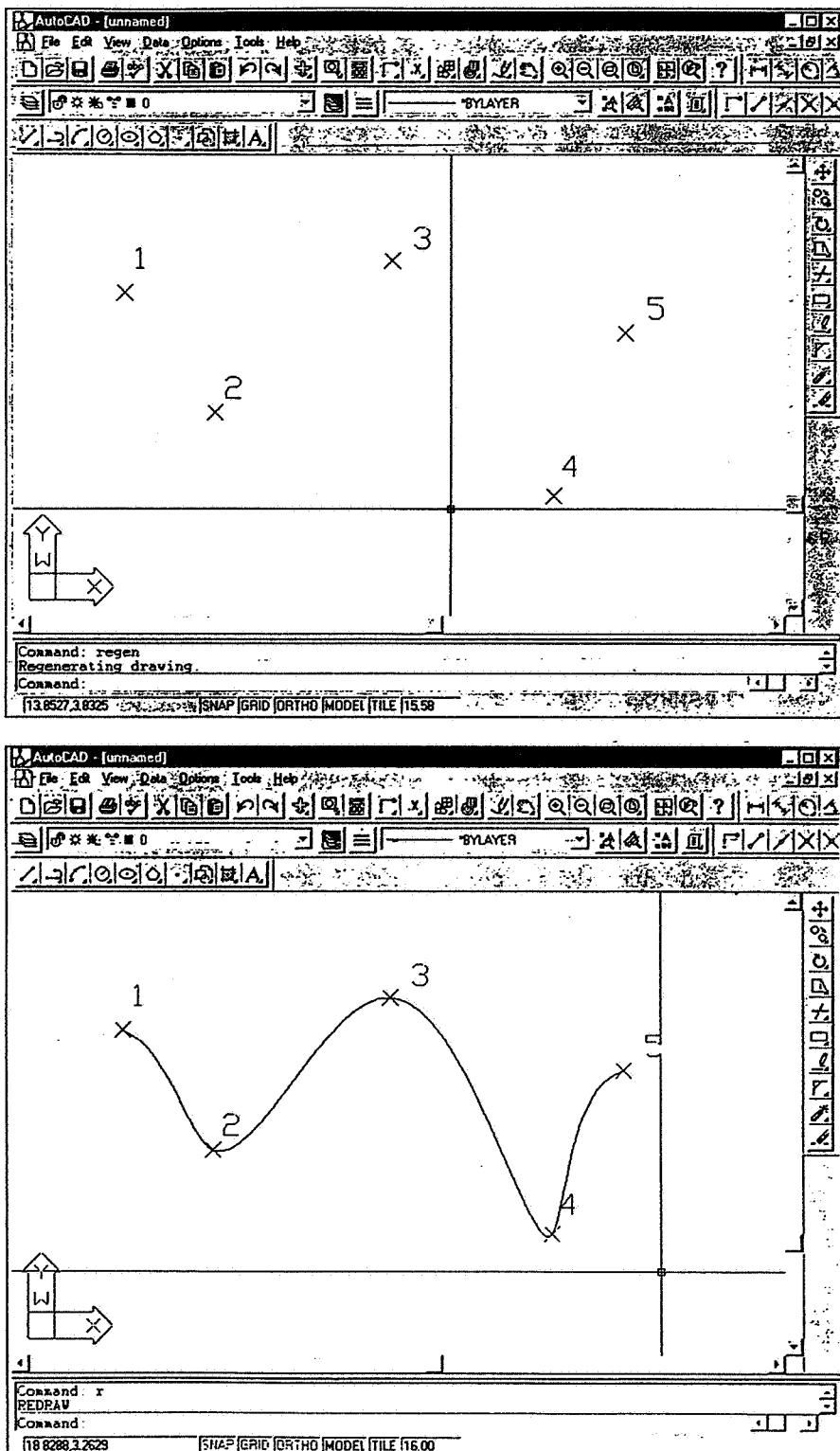


Fig. 42. Col comando Spline di Autocad è possibile disegnare una curva che interpola i punti assegnati; è necessario però definire la tangente nel punto iniziale e finale della curva.

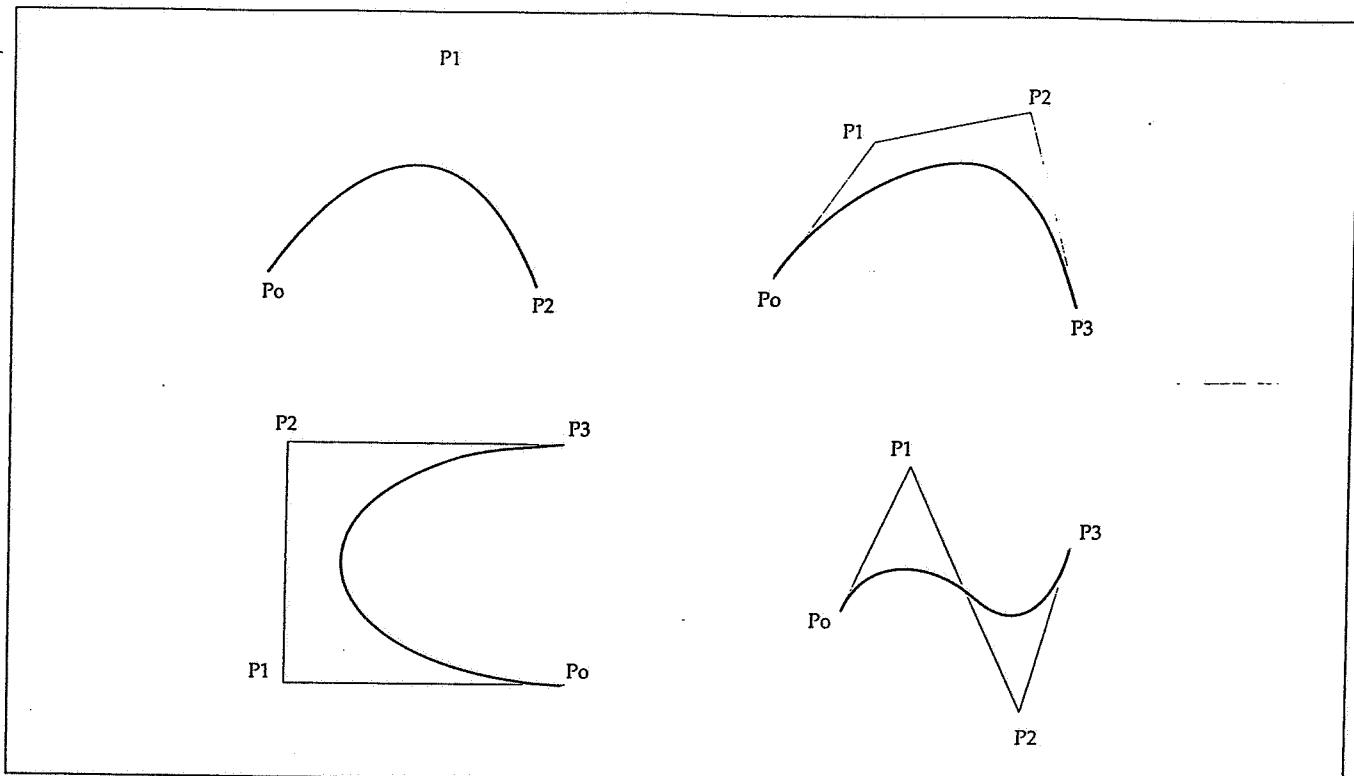


Fig. 43. Proprietà della curva di Bézier: la curva passa per il punto finale e iniziale, ed è tangente, nei due punti estremi, al corrispondente lato del poligono dei punti di controllo.

punto di controllo coincidono, la curva risulta chiusa.

3. Indipendenza degli assi. Una curva di Bezier è indipendente dal sistema di coordinate usato per rappresentare la posizione dei punti di controllo.

4. Controllo globale e locale. Queste curve non forniscono un controllo locale: muovendo un punto di controllo, cambia la forma di ogni parte della curva.

5. Riduzione delle oscillazioni. Le curve di Bézier giacciono sempre all'interno della concavità definita dai punti di controllo; pertanto non si hanno mai oscillazioni eccessive.

6. Versatilità. La versatilità di una curva di Bézier è funzione dei punti di controllo usati; possono essere usati più punti di controllo per descrivere forme complesse, ma le equazioni polinomiali di ordine superiore sono difficili da manipolare.

La curva di Bézier per tre punti, $n=2$ è:

$$p(u) = (1-u)^2 p(0) + 2u(1-u)p(1) + u^2 p(2)$$

per quattro punti, $n = 3$:

$$p(u) = (1-u)^3 p(0) + 3u(1-u)^2 p(1) + 3u^2(1-u)p(2) + u^3 p(3)$$

Questa curva di terzo grado viene chiamata cubica di Bézier, ed è molto diffusa nelle applicazioni CAD.

La modellizzazione e la visualizzazione di curve e superfici un argomento ricco e affascinante; molte formulazioni sono state effettuate oltre ai metodi visti, come quello delle *B-spline*, delle superfici quadratiche, delle superfici di *Coons* e molti altri. Infatti sia nelle

curve di Bézier che nelle spline lo spostamento di uno dei punti di controllo, alterando la geometria globale dell'insieme dei punti di controllo o di passaggio, si ripercuote sulla forma dell'intera curva; per questo motivo sono state studiate le curve B-Spline, in cui le modifiche dei punti di controllo hanno influenza solo locale e quindi diventano più controllabili nella forma.

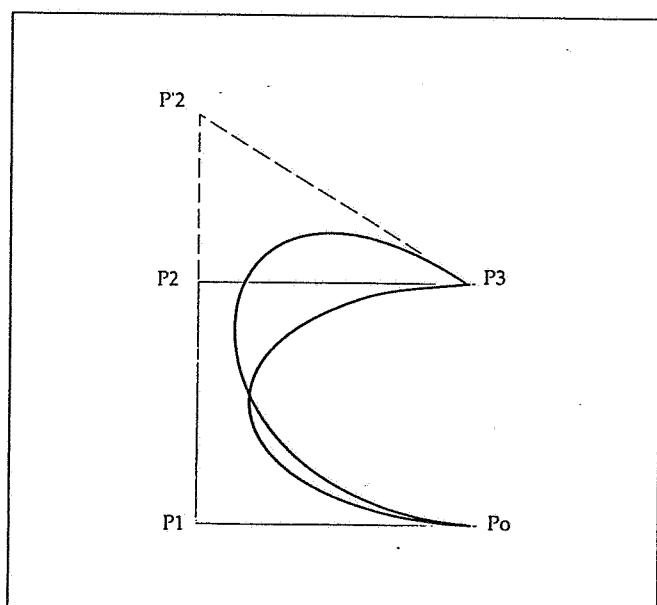


Fig. 44. La curva di Bézier non consente un adeguato controllo locale, in quanto lo spostamento di un punto (ad esempio da P_2 a P'_2) provoca il cambiamento della forma dell'intera curva.

LO SPAZIO CARTA E LO SPAZIO MODELLO

In quasi tutti i programmi di disegno assistito è possibile disegnare in una o più finestre affiancate, in modo da visualizzare varie viste dell'oggetto; quando si lavora con le finestre affiancate, ci si trova nello spazio modello, nel quale si crea il disegno base; in questo caso, le modifiche apportate in una finestra, hanno effetto in tutte le altre, anche se le impostazioni di zoom, griglia o snap possono essere specificate singolarmente per ciascuna finestra.

È però possibile passare ad una opzione di visualizzazione e plottaggio, introdotta con la Release 11, chiamata spazio carta, con la quale nell'area del disegno appare uno spazio vuoto che rappresenta la "carta" su cui si organizza il disegno: in questo spazio si possono creare le finestre mobili, che contengono le diverse viste dell'oggetto (fig. 1); queste finestre possono essere elaborate come se fossero delle entità di disegno, cioè è possibile spostarle, copiarle, cancellarle.

Nello spazio carta è altresì possibile aggiungere altri elementi, testi, blocchi, senza alterare il modello. Il vantaggio in fase di stampa è notevole, poiché mentre dallo spazio modello il plottaggio è sempre limitato ad una sola vista (anche quando sullo schermo sono state attivate finestre multiple), dallo spazio carta è possibile la stampa di tutte le finestre.

Per il passaggio dallo spazio modello allo spazio carta, bisogna cambiare la variabile di sistema **Tilemode** da 1 a 0:

Command: **TILEMODE**

New value for Tilemode <1> : 0

Entering Paper space. Use MVIEW to insert Model space viewports.

Command: **MVIEW**

ON/OFF/Hideplot/Fit/2/3/4/Restore/<First Point>:

è quindi possibile scegliere una finestra (Fit), 2, 3 4, oppure creare una configurazione di finestre personalizzate.

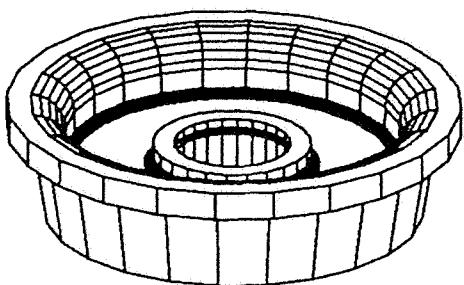
Quando si passa nello spazio carta, viene visualizzata l'icona caratteristica nell'angolo inferiore sinistro (fig. 2); il cursore a croce si muove sull'intero spazio, che può essere così modificato.

In questo caso le finestre mobili vengono trattate come oggetti, e quindi nello spazio carta non è possibile modificare il modello. Per le modifiche del modello, è possibile passare dallo spazio carta allo spazio modello:

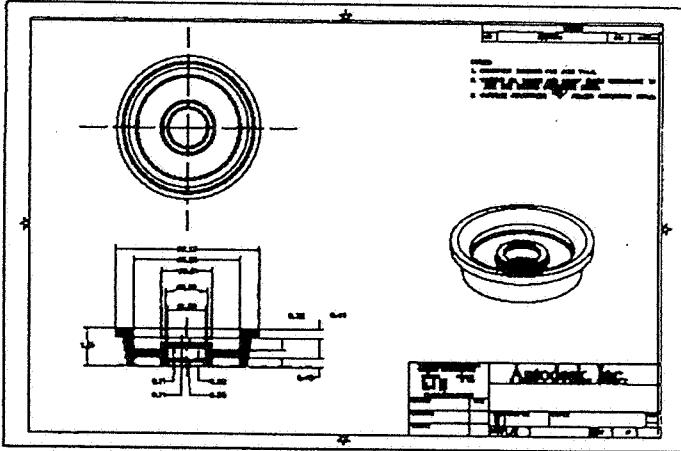
Command: **MSPACE**

In questo modo (fig. 3) è possibile modificare il modello all'interno di una finestra dove è attivo il puntatore. La tabella I mostra come le impostazioni di spazio carta, spazio modello e Tilemode siano interdipendenti.

Per il controllo della visibilità degli oggetti contenuti in una finestra mobile, è possibile congelare o scongelare layer nelle singole finestre, attivare o disattivare le finestre oppure la messa in scala delle viste rispetto allo spazio carta, in modo da ottenere una vista omogenea per ogni vista visualizzata.



Il modello



Il modello visualizzato nelle finestre mobili

Fig. 1. Spazio carta e spazio modello.

AUTOCAD

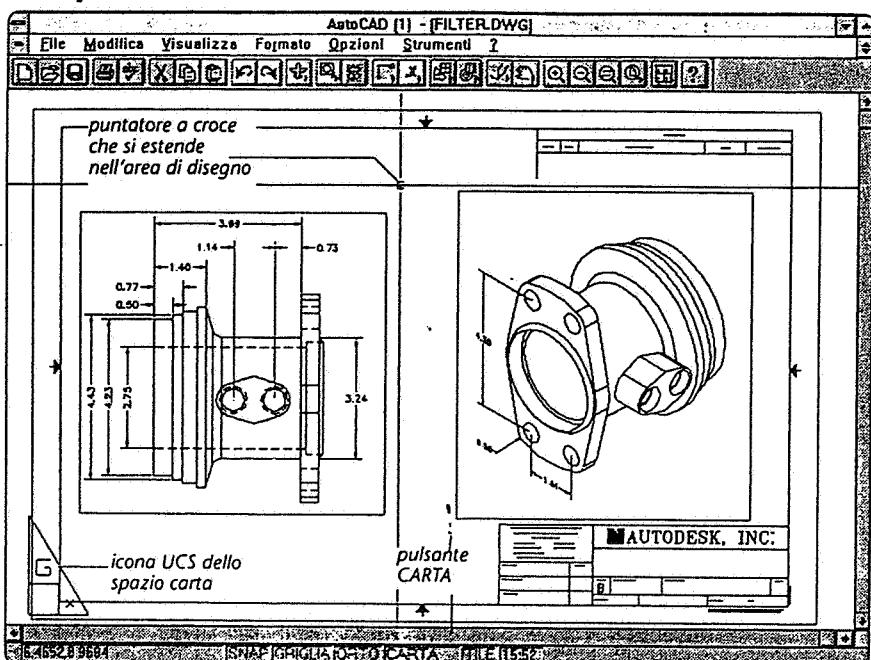


Fig. 2. Lo spazio carta.

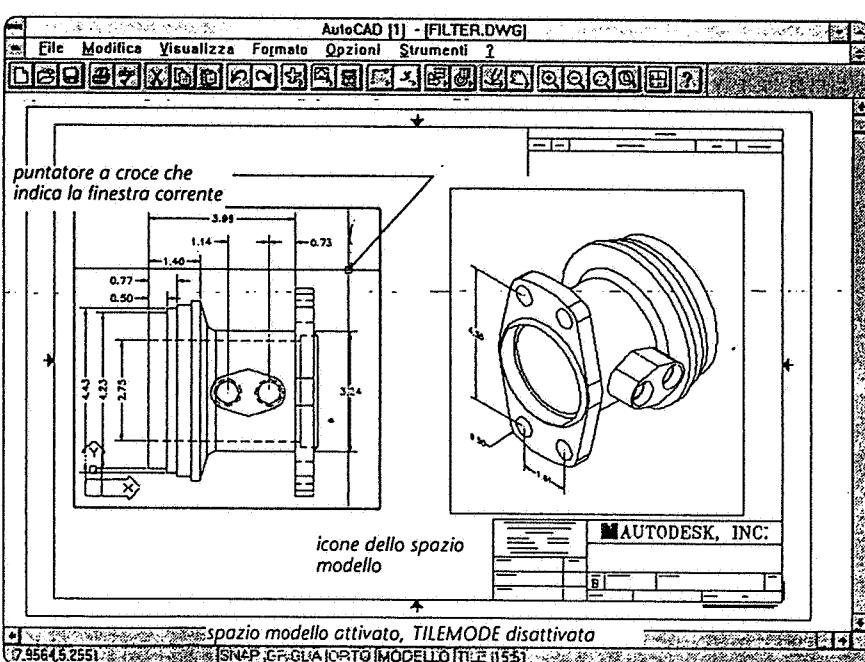


Fig. 3. Lo spazio modello all'interno dello spazio carta.

Tab. 1. Utilizzo dello spazio carta e dello spazio modello.

| SPAZIO | STATO TILEMODE | IMPIEGO |
|----------------|----------------|---|
| Spazio modello | 1 | Utilizzare una singola finestra o suddividere lo schermo in finestre multiple affiancate |
| Spazio carta | 0 | Organizzare il layout creando finestre mobili e aggiungendo elementi ed annotazioni. Le modifiche non alterano il modello |
| Spazio modello | 0 | Lavorare all'interno delle finestre mobili per modificare il modello |

Modellazione in 3D di un guida prismatica girevole

Viene fornito il disegno quotato in due viste (fig. 4). Lo scopo dell'esercizio è quello di eseguire il modello solido del pezzo (utilizzando l'*Advanced Modeling Extension AME* della versione 12 di Autocad) e ricavare le tre proiezioni ortogonali ed un'assonometria. Il modellatore utilizza la tecnica della rappresentazione costruttiva per la costruzione dei solidi (*Constructive Solid Geometry, CSG*), cioè occorre iniziare da elementi base quali cilindri, parallelepipedi, sfere, combinate fino a formare solidi via via più complessi; le operazioni impiegate sono di unione, sottrazione ed intersezione, chiamate anche operazione booleane (dal nome del logico matematico irlandese G. Boole, inventore di questo particolare

tipo di algebra). Sono inoltre possibili le operazioni di estrusione e rivoluzione (fig. 5).

Tenendo presente gli ingombri, si definiscono i limiti dell'area di lavoro:

Command: **LIMITS**

Reset Model space limits:

ON/OFF/<Lower left corner> <0,0,0,0>: -100,-100
Upper right corner <12,0,9,0>: 100,100

Command: **ZOOM**

All/Center/Dynamic/Extents/Left/Previous/Vmax/Window/<Scale[X/XP]>: all

Si imposti il primo comando di creazione di un solido, modellando un cilindro di diametro 55 mm e di altezza 32

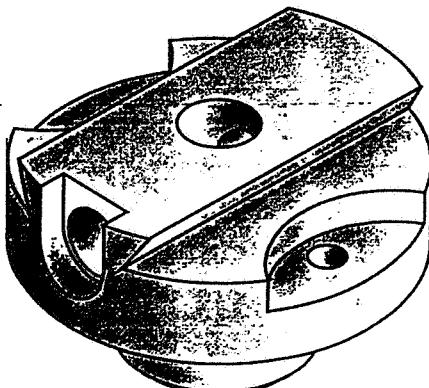
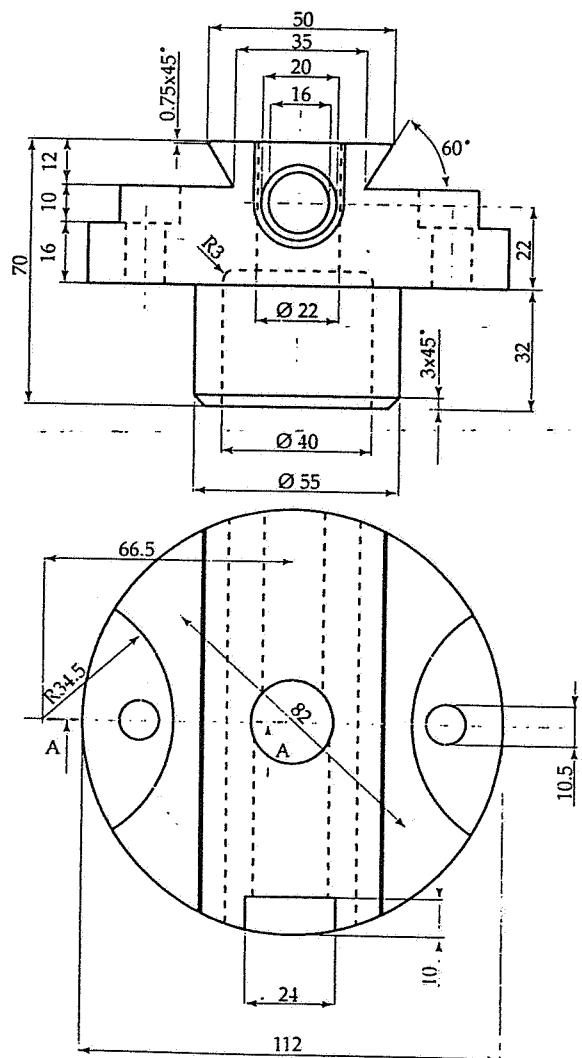


Fig. 4. Il disegno quotato e l'assonometria della guida prismatica girevole.

AUTOCAD

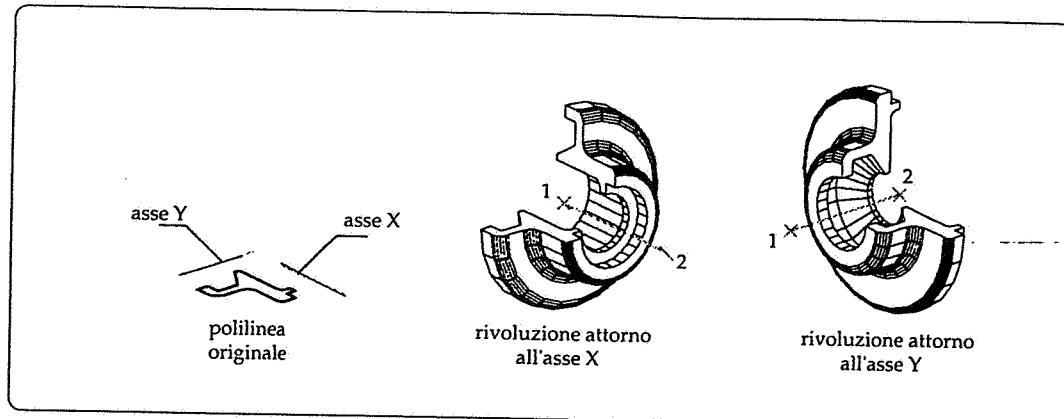


Fig. 5. Il modellatore di AUTOCAD consente anche di effettuare operazioni di estrusione e di rivoluzione.

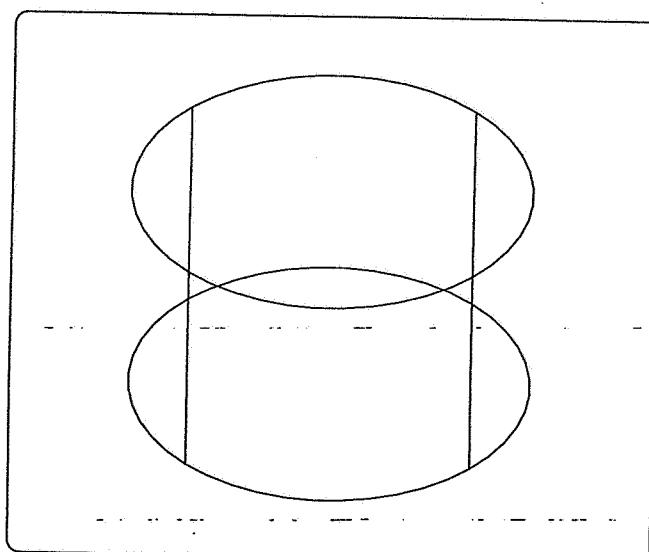


Fig. 6.

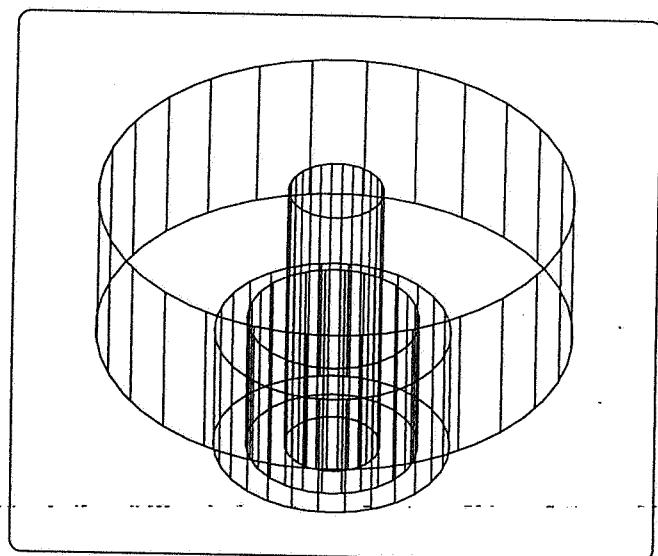


Fig. 8.

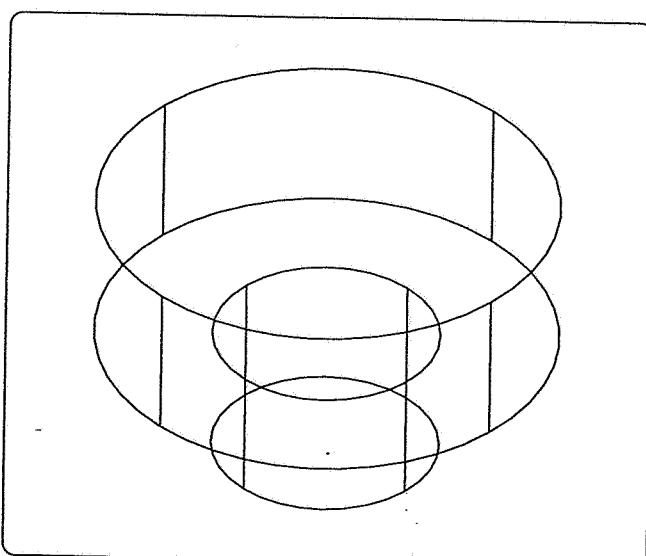


Fig. 7.

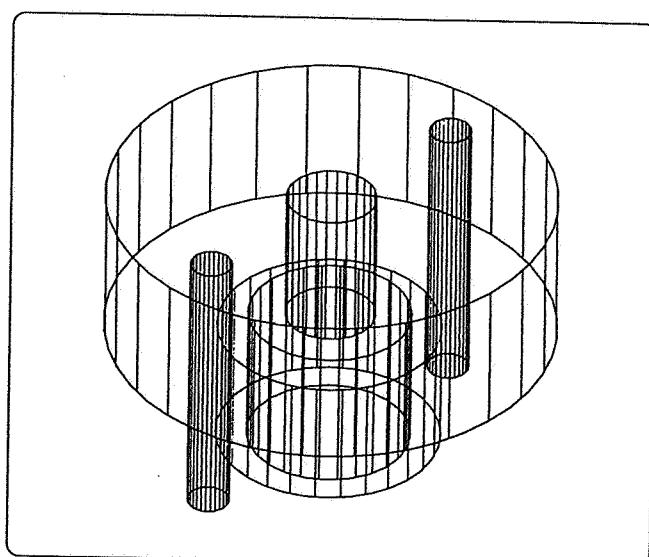


Fig. 9.

A U T O C A D

mm; il modulo di AME viene caricato automaticamente.

Command: **SOLCYL**

Initializing ...

Initializing Advanced Modeling Extension.

Baseplane/Elliptical/<Center point> <0,0,0>:

Diameter/<Radius>: d

Diameter: 55

Center of other end/<Height>: 32

Impostazione della vista assonometrica (fig. 6):

Command: **VPOINT**

Rotate/<View point> <0.0,0.0,1.0>: 1,1,1

Il solido viene rappresentato da una rete poligonale la cui densità è regolata dall'impostazione del comando *Solwdens*, che per default ha una densità uguale ad 1; si provi ad aumentare la densità:

Command: **SOLWDENS**

Wireframe mesh density (1 to 12) <1>: 7

Definiamo gli altri cilindri costituenti il modello:

Command: **SOLCYL** (fig. 7)

Baseplane/Elliptical/<Center point> <0,0,0>: 0,0,32

Diameter/<Radius>: d

Diameter: 112

Center of other end/<Height>: 38

I due cilindri creati possono essere uniti fino a formare un singolo elemento:

Command: **UNION**

Select objects: 1 found (selezionare il cilindro di diametro 55)

Select objects: 1 found (selezionare il cilindro di diametro 112)

Select objects: [Enter]

2 solids selected.

Phase 1 - Boundary evaluation begins...

... 2 solids unioned.

Si modellino i cilindri interni (fig. 8):

Command: **SOLCYL**

Baseplane/Elliptical/<Center point> <0,0,0>:

Diameter/<Radius>: d

Diameter: 40

Center of other end/<Height>: 35.5

Command: **SOLCYL**

Baseplane/Elliptical/<Center point> <0,0,0>:

Diameter/<Radius>: d

Diameter: 22

Center of other end/<Height>: 72

Per modellare le entità interne, essendo fori, si effettui un'operazione booleana di sottrazione: bisogna dapprima selezionare gli elementi dai quali sottrarre (source object), e poi gli elementi da sottrarre.

Command: **SOLSUB**

Source objects...

Select objects: 1 found (selezionare un punto del solido)

Select objects: [Enter, per fine selezione]

1 solid selected. (è stato selezionato l'elemento dal quale sottrarre)

Objects to subtract from them...

Select objects: 1 found (selezionare il cilindro di diametro 40)

Select objects: 1 found (selezionare il cilindro di diametro 22)

Select objects: [Enter, per fine selezione]

2 solids selected.

Phase 1 - Boundary evaluation begins ...

... 2 solids subtracted from 1 solid

A questo punto, si costruiscono i modelli dei due fori di diametro 10.5 (fig. 9):

Command: **SOLCYL**

Baseplane/Elliptical/<Center point> <0,0,0>: 41,0,0

Diameter/<Radius>: d

Diameter: 10.5

Center of other end/<Height>: 70

Command: **SOLCYL**

Baseplane/Elliptical/<Center point> <0,0,0>: -41,0,0

Diameter/<Radius>: d

Diameter: 10.5

Center of other end/<Height>: 70

Si proceda con un'ulteriore operazione di sottrazione:

Command: **SOLSUB**

Source objects ...

Select objects: 1 found (selezionare il solido)

Select objects: [Enter]

1 solid selected.

Objects to subtract from them ...

Select objects: 1 found (selezionare il primo foro di diametro 10.5)

Select objects: 1 found (selezionare il secondo foro di diametro 10.5)

Select objects: [Enter]

2 solids selected.

Phase 1 - Boundary evaluation begins ...

... 2 solids subtracted from 1 solid

Si modellino le due scanalature simmetriche di raggio 34.5, che verranno sottratte dal solido principale (fig. 10):

Command: **SOLCYL**

Baseplane/Elliptical/<Center point> <0,0,0>: 66,5,0,48

Diameter/<Radius>: 34.5

Center of other end/<Height>: 30

Command: **SOLCYL**

Baseplane/Elliptical/<Center point> <0,0,0>: 66,5,0,48

Diameter/<Radius>: 34.5

Center of other end/<Height>: 30

A U T O C A D

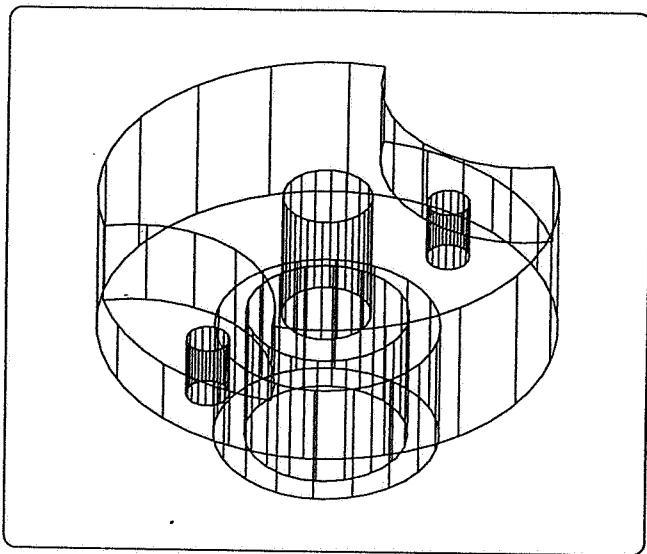


Fig. 10.

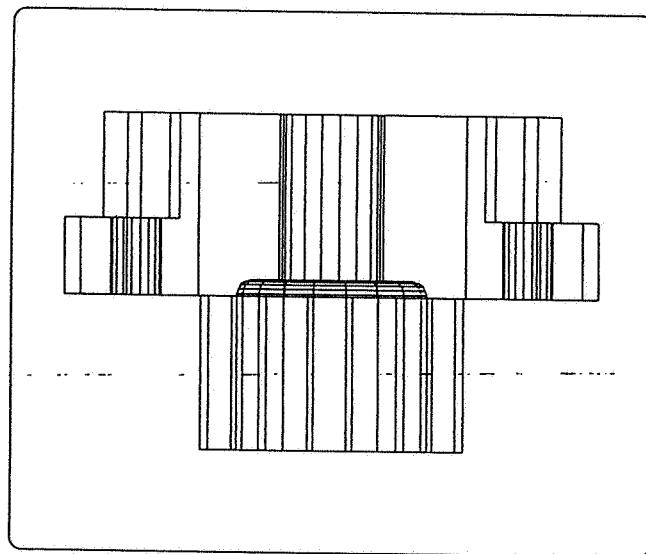


Fig. 11.

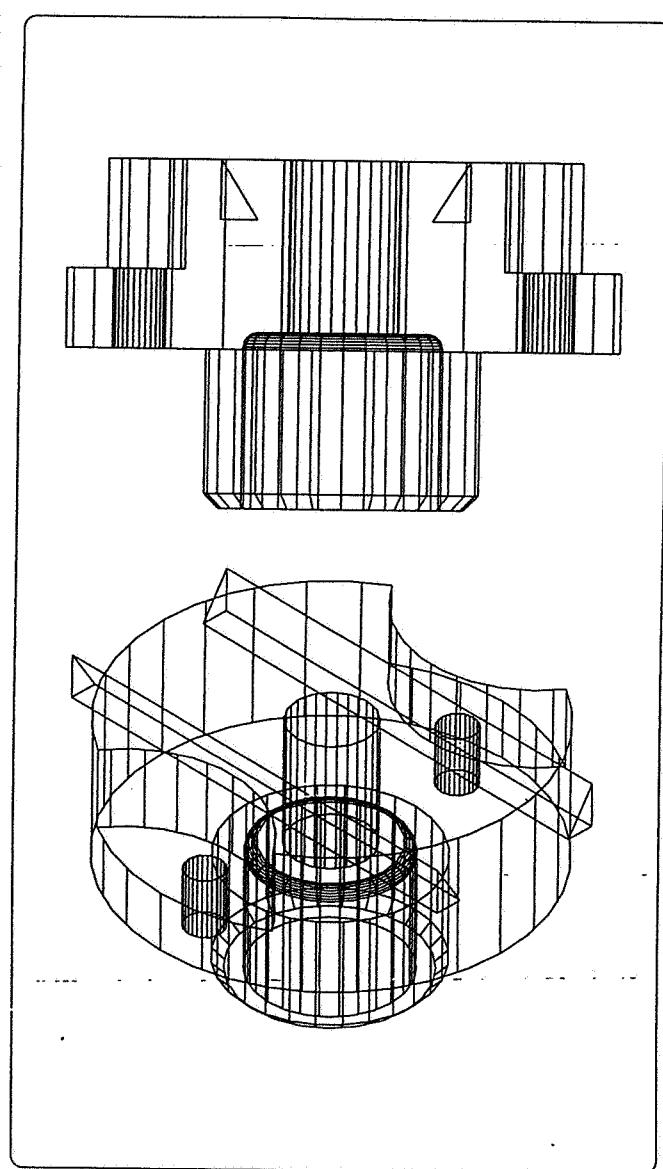


Fig. 12.

Command: **SOLSUB**

Source objects ...

Select objects: 1 found [Selezionare il solido principale]

Select objects: [Enter]

1 solid selected.

Objects to subtract from them ...

Select objects: 1 found (prima scanalatura)

Select objects: 1 found (seconda scanalatura)

Select objects: [Enter]

2 solids selected.

... 2 solids subtracted from 1 solid

Si cambi il punto di osservazione, dall'assonometria alla vista lungo la direzione dell'asse y:

Command: **VPOINT**

Rotate/<View point> <1.0,1.0,1.0>: 0,1,0

Si utilizzano i comandi **SOLCHAM** e **SOLFIL** per poter effettuare lo smusso di $3 \times 45^\circ$ e il raccordo tra i due fori interni di raggio 3 mm (fig. 11):

Command: **SOLCHAM**

Pick base surface: (il comando richiede dapprima la selezione di una superficie, e poi gli spigoli da smussare)

Next/<OK>: (se è stata evidenziata la faccia desiderata, premere Enter, altrimenti scegliere Next)

Pick edges of this face to be chamfered (press ENTER when done): (selezionare gli spigoli della superficie evidenziata che si vogliono smussare)

1 edges selected.

Enter distance along base surface < 0.00 > : 3

Enter distance along adjacent surface < 3.00 > : [Enter]

Command: **SOLFILL**

A U T O C A D

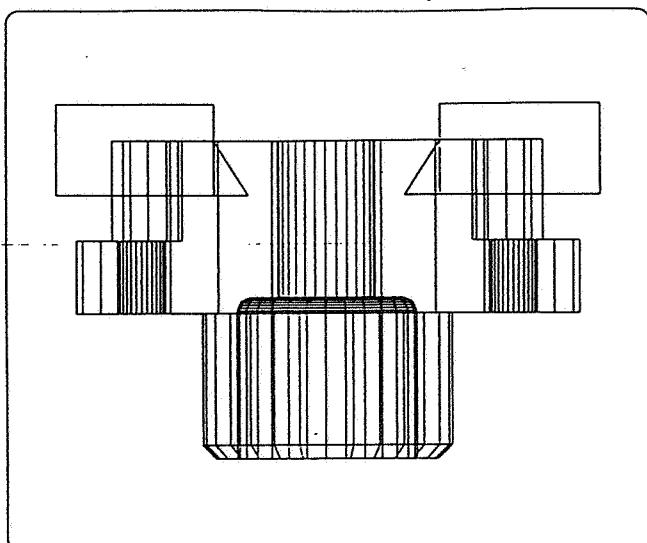


Fig. 13.

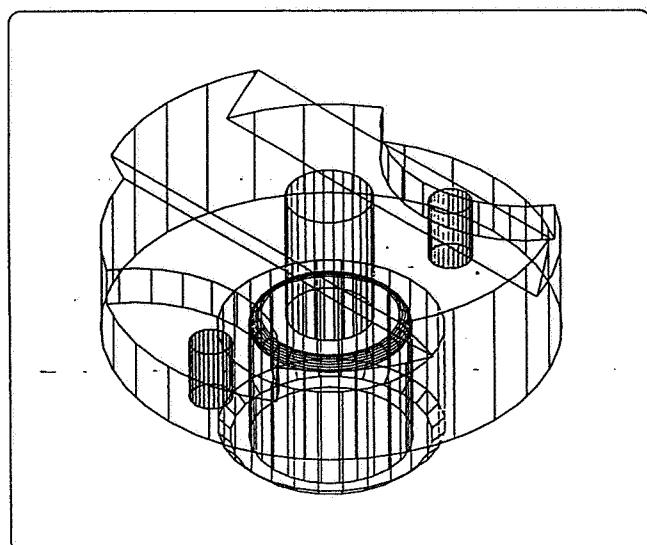


Fig. 14.

Pick edges of solids to be filleted (press ENTER when done): (*selezionare lo spigolo*)
1 edges selected.
Diameter/<Radius> of fillet< 0.00> :3

Per modellare la guida a coda di rondine, è necessario creare due cunei solidi e due parallelepipedi, che saranno sottratti dal solido principale; per la creazione del cuneo solido, si tenga presente che la base del cuneo viene disegnata sempre parallela al piano di costruzione corrente, e con le facce inclinate che si rastremano lungo l'asse x (fig. 12).

Command: **SOLWEDGE**
Baseplane/<Corner of wedge> <0,0,0>: -25,60,58
Length/<Other corner>: -17.5,-60,58
Height: 12
Command: **SOLWEDGE**

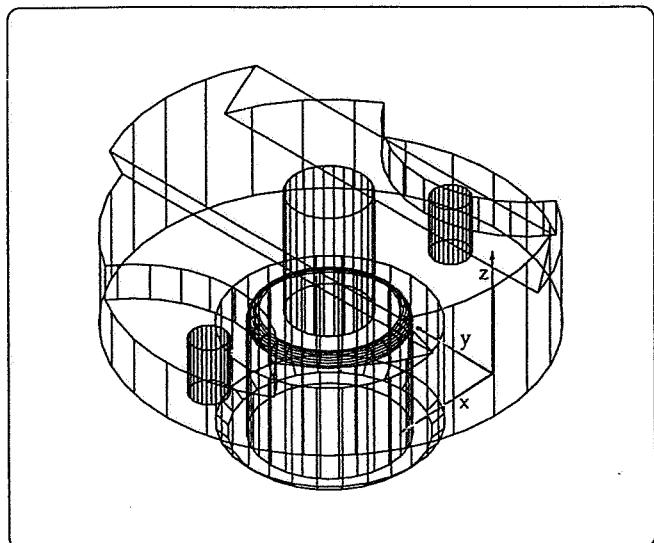


Fig. 15.

Baseplane/<Corner of wedge> <0,0,0>: 25,60,58
Length/<Other corner>: 17.5,-60,58
Height: 12
Command: **SOLBOX**
Baseplane/Center/<Corner of box> <0,0,0>: 25,60,58
Cube/length/<Other corner>: 60,60,58
Height: 20
Command: **SOLBOX**
Baseplane/Center/<Corner of box> <0,0,0>: 25,60,58
Cube/length/<Other corner>: -60,-60,58
Height: 20

I quattro solidi possono essere sottratti dal solido principale (fig. 13):

Command: **SOLSUB**
Source objects...
Select objects: 1 found (*selezionare il solido principale*)
Select objects: [Enter]
1 solid selected.
Objects to subtract from them...
Select objects: 1 found (*selezionare primo cuneo*)
Select objects: 1 found (*selezionare secondo cuneo*)
Select objects: 1 found (*selezionare primo parallelepipedo*)
Select objects: 1 found (*selezionare secondo parallelepipedo*)
Select objects: [Enter]
4 solids selected.
... 4 solids subtracted from 1 solid (fig. 14)

Per la modellazione dei cilindri aventi l'asse perpendicolare a quello principale del pezzo, è necessario utilizzare un sistema di riferimento utente (**UCS**, User Coordinate System), in quanto Autocad modella i solidi con le facce principali ubicate nel piano x,y; il sistema di coordinate avrà quindi l'origine sull'asse dei cilindri ortogonali e sulla superficie di diametro 112 (fig. 15). Per definire il nuovo sistema di riferimento,

A U T O C A D

verrà utilizzato il metodo dei tre punti, che definiscono rispettivamente l'origine, un punto sull'asse x ed un punto sull'asse y; l'asse z sarà automaticamente orientato secondo la regola della mano destra (v. capitolo II).

Command: **UCS**

Origin/ZAxis/3point/Entity/View/X/Y/Z/Prev/Restore/Save/Del/?/ <World>: 3

Origin point <0,0,0>: 0,56,54

Point on positive portion of the X-axis <1,0,56,0,54,0>: 1,56,54

Point on positive-Y portion of the UCS XY plane <0,0,57,0,54,0>: 0,56,55

Si sposti l'icona delle coordinate sull'origine:

Command: **UCSICON**

ON/OFF/All/Noorigin/Origin <ON>; or

Si modellino i tre cilindri, di diametro 24, 20 e 16 (fig. 16):

Command: **SOLCYL**

Baseplane/Elliptical/<Center point> <0,0,0>: 0,0,-10

Diameter/<Radius>: d

Diameter: 24

Center of other end/<Height>: 20

Command: **SOLCYL**

Baseplane/Elliptical/<Center point> <0,0,0>:

Diameter/<Radius>: d

Diameter 20

Center of other end/<Height>: 56

Command: **SOLCYL**

Baseplane/Elliptical/<Center point> <0,0,0>: [Enter]

Diameter/<Radius>: d

Diameter: 16

Center of other end/<Height>: 120

Si cambi il punto di vista:

Command: **VPOINT**

*** Switching to the WCS ***

Rotate/<View point> <1,0,1,0,1,0>: 1,0,0

*** Returning to the UCS ***

Regenerating drawing.

Per definire la scanalatura, si costruisca un parallelepipedo di larghezza 24:

Command: **SOLBOX**

Baseplane/Center/<Corner of box> <0,0,0>: 12,0,10

Cube/Length/<Other corner>: -12,40,10

Height: -15

Si sottraggono dal solido principale le ultime entità create (fig. 17):

Command: **SOLSUB**

Source objects...

Select objects: 1 found (selezionare il solido principale)

Select objects: [Enter]

1 solid selected.

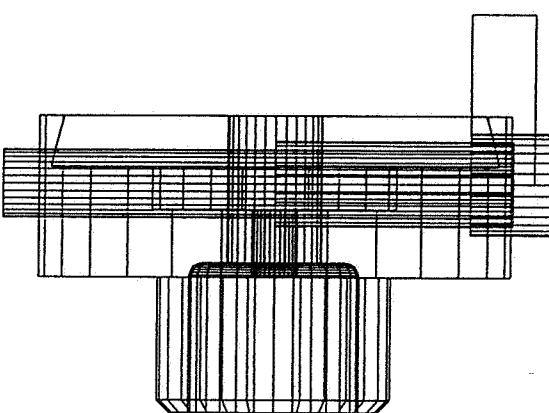


Fig. 16.

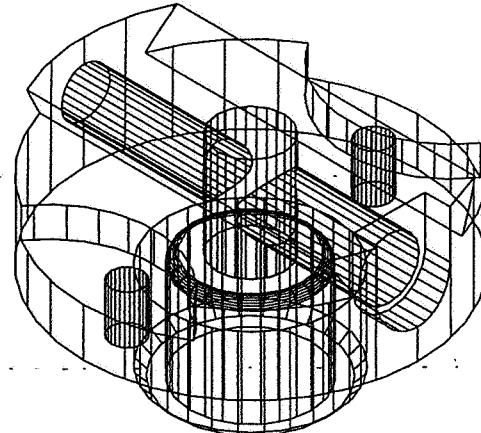


Fig. 17.

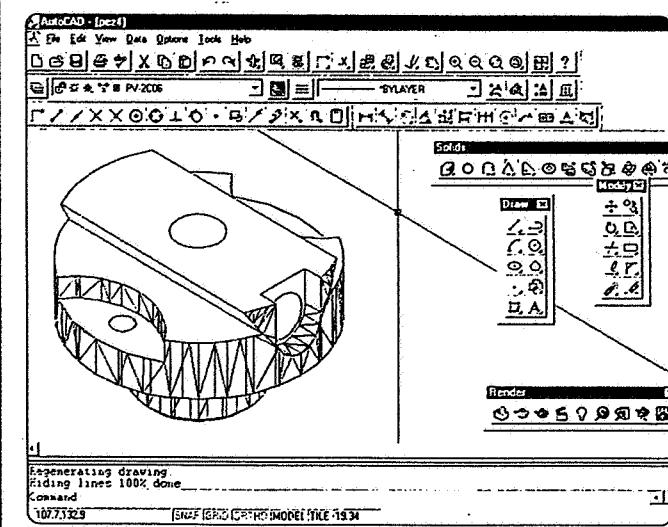


Fig. 18.

A U T O C A D

Objects to subtract from them ...

Select objects: 1 found {selezionare gli elementi cilindrici e il parallelepipedo}

Select objects: 1 found

Select objects: 1 found

Select objects: 1 found

Select objects:

4 solids selected.

... 4 solids subtracted from 1 solid

Command: **VPOINT**

*** Switching to the WCS ***

Rotate/<View point> <1.0,0.0,0.0>: 1,1,1

*** Returning to the UCS ***

Regenerating drawing.

Il modello solido è così completo, e a questo punto è possibile provare a visualizzare il modello eliminando le linee nascoste, per la verifica della geometria; è necessario però visualizzare il solido come entità poliere (mesh), cioè approssimararlo con una serie di facce multispigolo col comando **SOLMESH**; le superfici curve saranno così approssimate da segmenti, e solo dopo queste operazione è possibile visualizzare il solido senza spigoli nascosti col comando **HIDE**. Per ritornare alla visualizzazione tradizionale, è possibile impiegare il comando **SOLWIRE**.

Command: **SOLMESH**

Select objects: 1 found {selezionare il solido}

Select objects: [Enter]

1 solid selected.

1 of 18 of Phase I surface meshing ...

... Surface meshing of current solid is completed.

Creating block for mesh representation ...

Done.

Command: **HIDE**

Regenerating drawing.

... done 100% (fig. 18)

Command: **SOLWIRE**

Select objects: 1 found

Select objects: [Enter]

1 solid selected.

Per la rappresentazione in proiezioni ortogonali, si può passare dallo spazio modello allo spazio carta:

Command: **TILEMODE**

New value for TILEMODE <1>: 0 {spazio carta}

Entering Paper space. Use MVIEW to insert Model space viewports.

Regenerating drawing.

Command: **MVIEW**

ON/OFF/Hideplot/Fit/2/3/4/Restore/<First Point>:

4 {divisione dello schermo in 4 finestre, fig. 19}

Fit/<First Point>: f

Command: **MSPACE** {da questo momento è possibile modificare il modello all'interno dello spazio carta}

Command: **UCS** {ritorno alle coordinate assolute}

Origin/ZAxis/3point/Entity/View/X/Y/Z/Prev/Restore/Save/Del/?/<World>: w

Si cambi il punto di vista nelle prime tre finestre.

Command: **VPOINT** {finestra in alto a sinistra}

Rotate/<View point> <1.0,1.0,1.0>: 0,1,0 {vista principale}

Command: **VPOINT** {finestra in basso a sinistra}

Rotate/<View point> <1.0,1.0,1.0>: 0,0,1 {pianta}

Command: **VPOINT** {finestra in alto a destra}

Rotate/<View point> <1.0,1.0,1.0>: 1,0,0 {profilo}

Nelle quattro finestre rimane visibile il modello solido, ma con attributi di vista differenti (fig. 20); per ottenere le proiezioni ortogonali si deve utilizzare il comando **SOLPROF**, che crea gli spigoli ed i contorni delle superfici del solido, secondo la vista definita; in genere vengono creati per ogni vista due blocchi, uno per l'esterno e un altro per gli elementi interni, posti in layer di nome opportuno.

Command: **SOLPROF** {selezionare il solido in una delle viste e ripetere la procedura per tutte e quattro le finestre}

1 solid selected.

Display hidden profile lines on separate layer? <Y>: [Enter]

Project profile lines onto a plane? <Y>: >: [Enter]

Delete tangential edges? <Y>: >: [Enter]

... Hidden line removal computation of current solid is completed.

Si disattiva il layer 0 contenente il solido elementare, in modo da visualizzare solo i profili come la figura 21. Come si vede, non si può ancora utilizzare il layout costruito per un disegno in proiezioni ortogonali, in quanto si hanno dei problemi di scala e di allineamento delle viste; il problema può essere risolto memorizzando ogni singola vista come un blocco su disco, che potrà essere richiamato in un nuovo file. Prima di creare il blocco è necessario però trasformare la vista corrente in una vista nel piano X e Y, in modo da rendere coerente l'orientazione di tutti i blocchi.

Si seleziona una delle quattro finestre, ad esempio quella in alto a sinistra.

Command: **UCS**

Origin/ZAxis/3point/Entity/View/X/Y/Z/Prev/Restore/Save/Del/?/<World>: v {l'icona UCS cambia}

Command: **WBLOCK** {viene aperto un riquadro di dialogo nel quale viene chiesto di memorizzare il blocco con un nome, ad esempio prospe}.

Block name: [Enter]

Insertion base point: {selezionare un punto qualsiasi}

Select objects: w {usare una finestra di selezione}

First corner: Other corner: 2 found {selezionare tutto il profilo}

Select objects: [Enter, fine selezione]

Si ripete il procedimento con tutte le altre finestre, utilizzando dei nomi mnemonici dei file (pianta, profilo, asson). Naturalmente i profili spariscono dallo schermo (ma il modello rimane integro). Il disegno corrente viene quindi salvato, aprendo successivamente un file nuovo.

Command: **NEW** {creazione nuovo disegno}

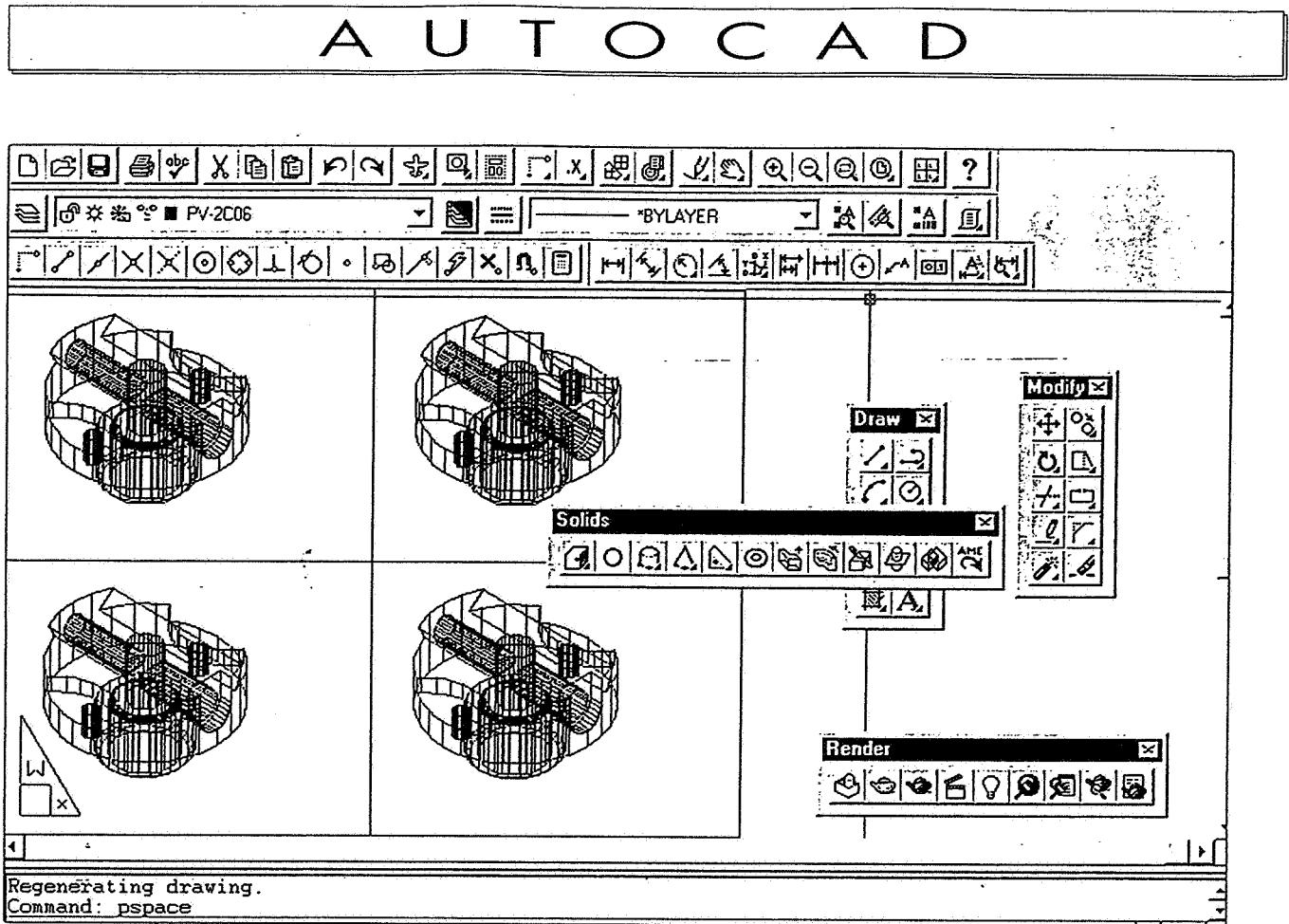
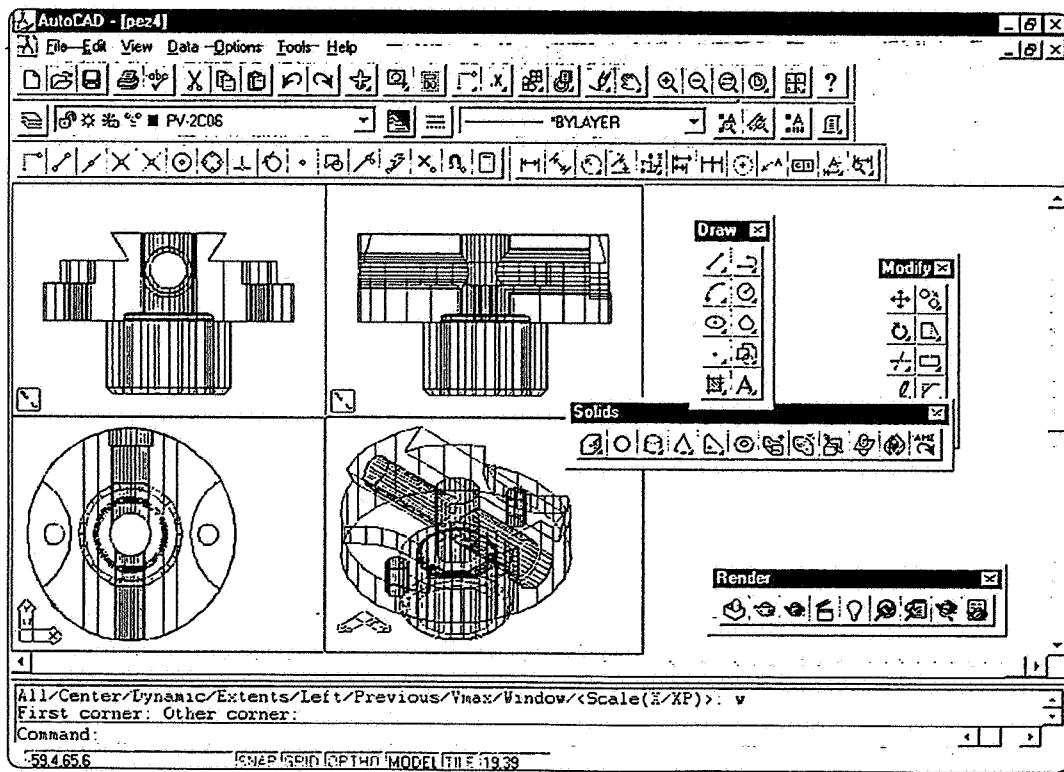


Fig. 19. Lo spazio carta con TILEMODE uguale a zero.



Command: **INSERT**
 (ripetere il comando 4 volte, digitando i nomi dei quattro blocchi, prospettiva, pianta, profilo ed asson); è possibile così ottenere il disegno di fig. 22.

Fig. 20.

A U T O C A D

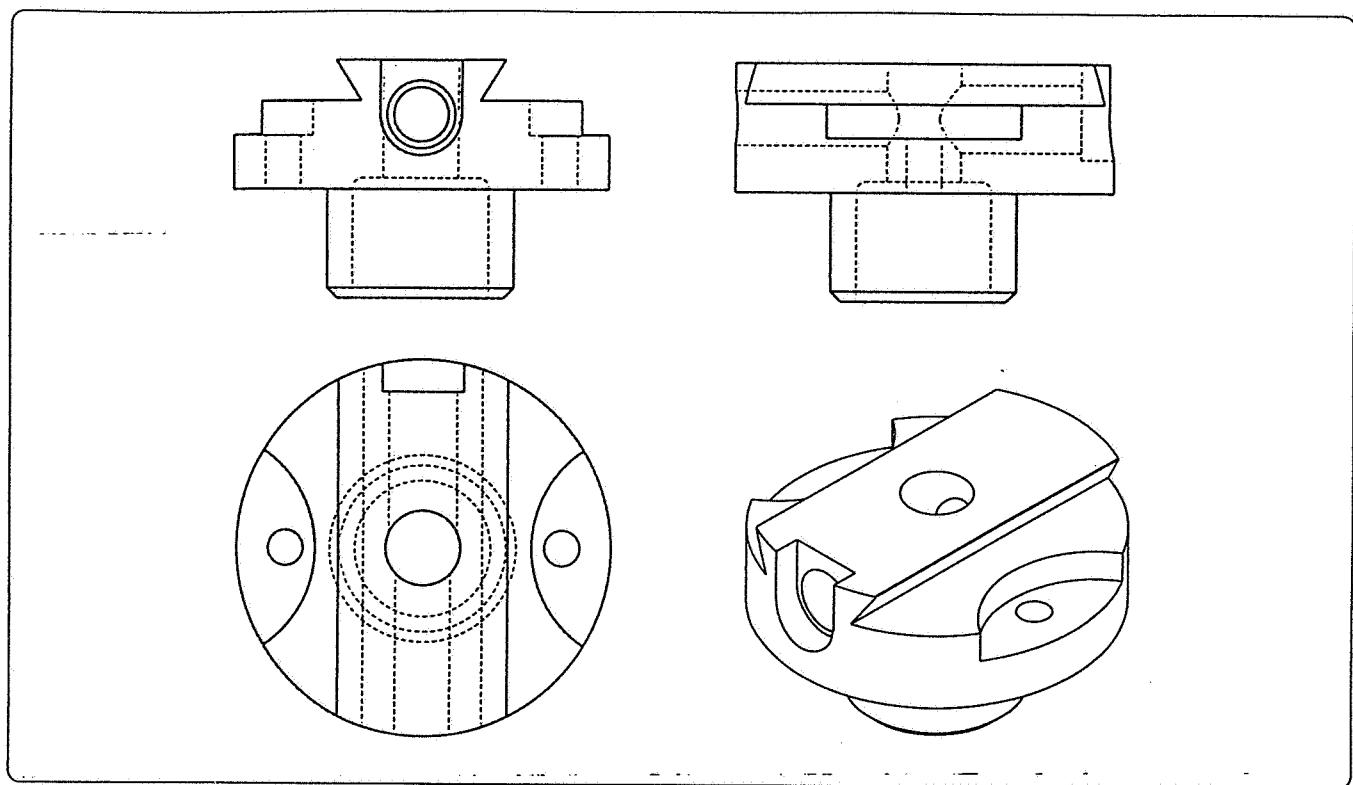


Fig. 21.

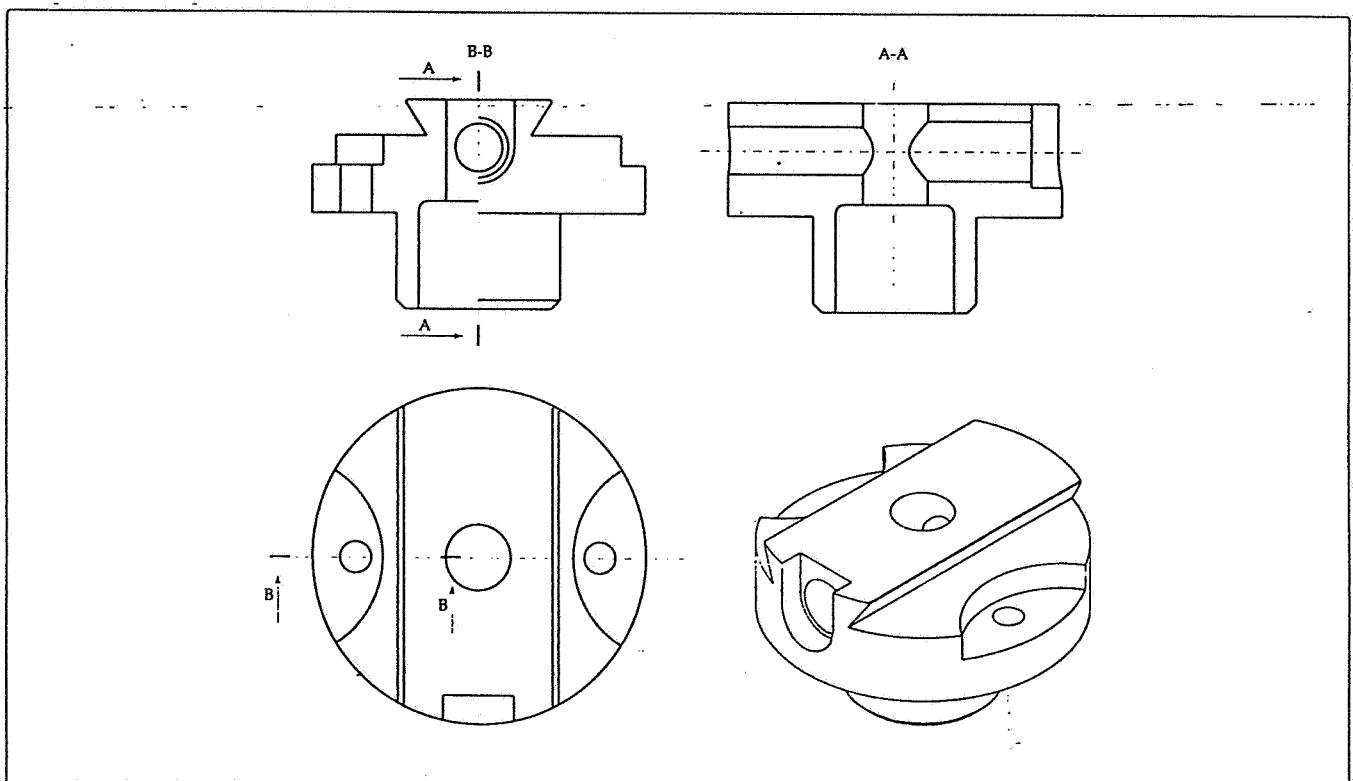


Fig. 22.

ESERCIZI - Esercizio 1 - Esercizio 2 - Esercizio 3

1. Eseguire il plottaggio della seguente curva:

$$x = 60 \cos(60\pi u)$$

$$y = 60 \sin(60\pi u)$$

Il plottaggio va eseguito con il programma Autocad.

Per lo svolgimento dell'esercizio è opportuno utilizzare il programma Excel; il foglio elettronico va costruito attraverso la composizione di 3 colonne in cui calcolare rispettivamente x , y ed il parametro u . Il valore del passo che determina la risoluzione della curva viene impostato a 0,001.

Nella colonna della x inserire:

$$=60*H9*COS(60*H9*PI.GRECO())$$

ed in quella della y :

$$=60*H9*SEN(60*H9*PI.GRECO())$$

Per il plottaggio del grafico in Autocad conviene seguire le seguenti fasi:

1) i dati generati da Excel vengono copiati all'interno di un programma di videoscrittura (impiegando un word processor qualsiasi, ad esempio Winword 6), sfruttando i comandi **Copia** ed **Incolla** dell'ambiente Windows;

2) i dati vengono opportunamente ripuliti di tutti gli spazi, e viene aggiunto la parola **LINE** alla prima riga del file. Il file viene salvato in formato testo, con l'estensione **.SCR** (chiamandolo ad esempio **spirtale.scr**);

3) per il plottaggio della spirale con Autocad, basta semplicemente digitare il comando **SCRIPT** e richiamare il file **spirtale.scr**. Automaticamente si vedrà apparire sullo schermo il disegno della curva.

| Microsoft Excel - Cartella | | | | | | | | |
|--|----|---|--|--|--|-------------------|--|--|
| File Modifica Visualizza Inserisci Formato Strumenti Dati Finestra ? | | | | | | | | |
| A B C D E F G H I | | | | | | | | |
| | A1 | = | | | | Stile percentuale | | |
| 7 | | | | | | | | |
| 8 | | | | | | | | |
| 9 | | | | | | | | |
| 10 | | | | | | | | |
| 11 | | | | | | | | |
| 12 | | | | | | | | |
| 13 | | | | | | | | |
| 14 | | | | | | | | |
| 15 | | | | | | | | |
| 16 | | | | | | | | |
| 17 | | | | | | | | |
| 18 | | | | | | | | |
| 19 | | | | | | | | |
| 20 | | | | | | | | |
| 21 | | | | | | | | |
| 22 | | | | | | | | |
| 23 | | | | | | | | |
| 24 | | | | | | | | |
| Foglio1 Foglio2 Foglio3 | | | | | | | | |
| Pronto | | | | | | | | |

Col foglio elettronico (Excel) è possibile generare in pochi secondi una serie qualsiasi, definendo il valore iniziale ed il passo; in questo caso vengono generati i valori del parametro u tra 0 e 1 con passo 0,001.

ESERCIZIO ESERCIZIO ESERCIZIO ESERCIZIO

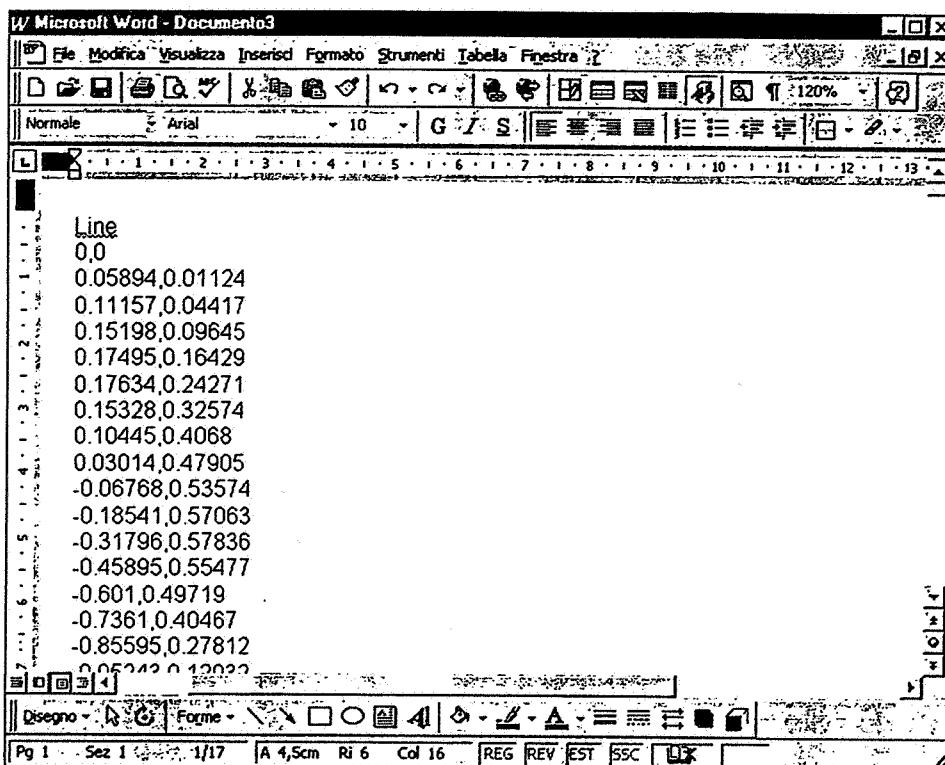
| Microsoft Excel - Cartella | | | |
|--|----------|-------|---|
| File Modifica Visualizza Inserisci Formato Strumenti Dati Finestra ? | | | |
| Arial 10 G I S % 18 23 120% □ | | | |
| F9 | E | F | G |
| ·9 | x | y | u |
| 10 | 0 | 0 | 0 |
| 11 | 0,05894 | 0,001 | |
| 12 | 0,11157 | 0,002 | |
| 13 | 0,15198 | 0,003 | |
| 14 | 0,17495 | 0,004 | |
| 15 | 0,17634 | 0,005 | |
| 16 | 0,15328 | 0,006 | |
| 17 | 0,10445 | 0,007 | |
| 18 | 0,03014 | 0,008 | |
| 19 | -0,06768 | 0,009 | |
| 20 | -0,18541 | 0,01 | |
| 21 | -0,31796 | 0,011 | |
| 22 | -0,45895 | 0,012 | |
| | -0,601 | 0,013 | |

Definizione dell'equazione parametrica x in funzione del parametro u (cella H9). La formula viene copiata in tutte le altre celle della colonna F.

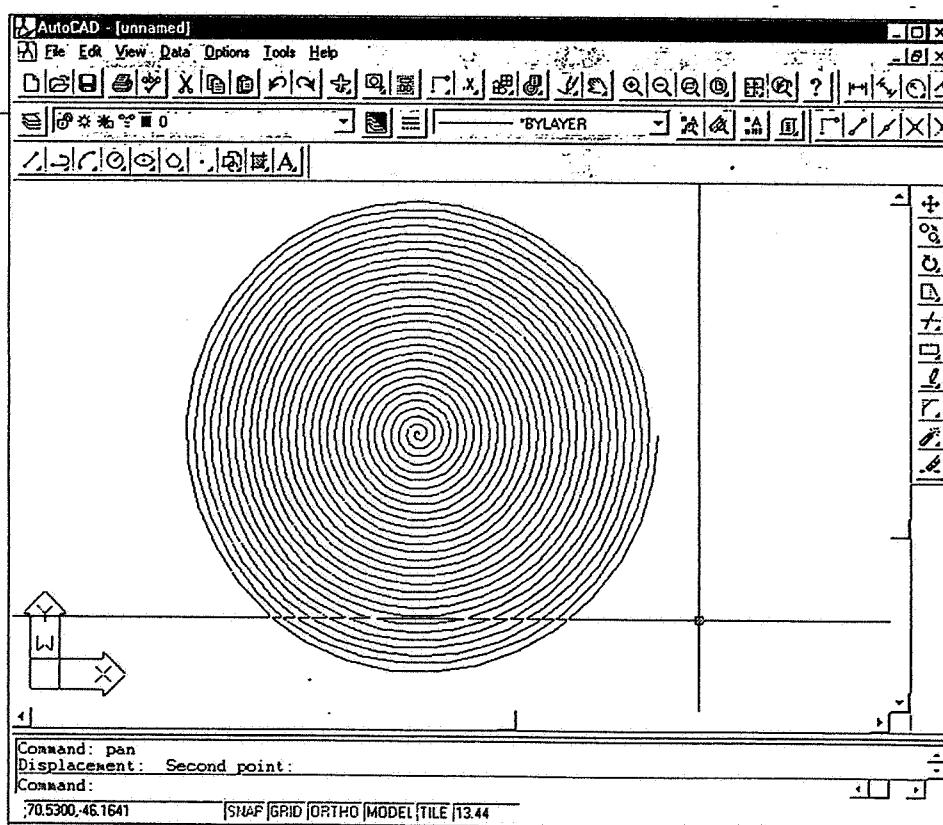
| Microsoft Excel - Cartella | | | |
|--|----------|----------|-------|
| File Modifica Visualizza Inserisci Formato Strumenti Dati Finestra ? | | | |
| Arial 10 G I S % 18 23 120% □ | | | |
| G9 | E | F | G |
| ·9 | x | y | u |
| 10 | 0 | 0 | 0 |
| 11 | 0,05894 | 0,01124 | 0,001 |
| 12 | 0,11157 | 0,04417 | 0,002 |
| 13 | 0,15198 | 0,09645 | 0,003 |
| 14 | 0,17495 | 0,16429 | 0,004 |
| 15 | 0,17634 | 0,24271 | 0,005 |
| 16 | 0,15328 | 0,32574 | 0,006 |
| 17 | 0,10445 | 0,4063 | 0,007 |
| 18 | 0,03014 | 0,47905 | 0,008 |
| 19 | -0,06768 | 0,53574 | 0,009 |
| 20 | -0,18541 | 0,57063 | 0,01 |
| 21 | -0,31796 | 0,57836 | 0,011 |
| 22 | -0,45895 | 0,55477 | 0,012 |
| 23 | -0,601 | 0,49719 | 0,013 |
| 24 | -0,7361 | 0,40467 | 0,014 |
| 25 | -0,85595 | 0,27812 | 0,015 |
| 26 | -0,95243 | 0,12032 | 0,016 |
| 27 | -1,01799 | -0,06405 | 0,017 |
| 28 | -1,04607 | -0,26859 | 0,018 |
| 29 | -1,0315 | -0,48539 | 0,019 |
| | -0,97082 | -0,70524 | 0,02 |

Definizione dell'equazione parametrica y in funzione del parametro u (cella H9).

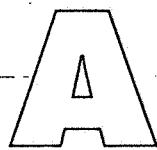
ESERCIZIO ESERCIZIO ESERCIZIO ESERCIZIO



I dati delle colonne F e G sono stati copiati all'interno del programma Winword (sfruttando i comandi Copia ed Incolla dell'ambiente Windows). I dati vengono opportunamente ripuliti di tutti gli spazi, e viene aggiunto la parola LINE alla prima riga del file. Il file viene salvato in formato testo, con l'estensione .SCR (chiamandolo ad esempio spirale.scr).



Plottaggio della spirale con Autocad; basta semplicemente digitare il comando SCRIPT e richiamare il file spirale.scr. Automaticamente si vedrà apparire sullo schermo il disegno della curva.



le tolleranze

secondo la normativa americana

1

IL SISTEMA AMERICANO DI TOLLERANZE DIMENSIONALI E GEOMETRICHE

Il pezzo in figura 1.1 è composto da due parti, una orizzontale ed una verticale, che formano tra di loro un angolo retto. Ciascuna parte ha un profilo composto da archi di cerchio e da segmenti rettilinei. Nella parte verticale sono stati eseguiti due fori passanti ed in quella orizzontale ancora due fori a due diametri, anch'essi passanti. Nella parte verticale inoltre è stata eseguita una cava passante. La cava ed i fori hanno delle grandezze, due lati per la cava, un diametro ed una profondità per i fori, specificate da delle dimensioni. Cava e fori hanno nel pezzo una posizione, assegnata per la cava mediante una distanza dalla parte orizzontale e per i fori mediante due distanze che ne individuano l'asse.

Le quote (quote e dimensioni verranno usate con lo stesso significato) da mettere nelle proiezioni ortogonali devono permettere un controllo univoco del pezzo, per poterne determinare l'accettazione o il rigetto in base alla precisione di esecuzione richiesta, che viene assegnata secondo tre principi:

– le quote che definiscono la posizione delle cave e dei fori (e così dei denti, degli alberi e delle parti sferiche) vengono considerate sempre esatte (dimensioni di base)

– le quote che definiscono la grandezza delle cave e dei fori (e così dei denti, degli alberi e delle parti sferiche) sono sempre comprese tra un limite inferiore ed un limite superiore (tolleranza dimensionale)

– ogni cava e ogni foro (e così ogni dente, ogni albero e ogni parte sferica) possono scostarsi dalla posizione teoricamente esatta di una quantità, definita, per fori ed alberi, da un diametro e, per cave e denti, da una lunghezza (tolleranza geometrica di posizione).

Il controllo univoco del pezzo viene ottenuto collocando il pezzo in un sistema di riferimento formato da tre piani mutuamente ortogonali, in modo che:

– una faccia A del pezzo venga appog-

giata sul primo piano di riferimento ed abbia con esso tre punti di contatto. In tal modo il pezzo può traslare in qualsiasi direzione sul piano e ruotare attorno ad un asse perpendicolare al piano. Esso non può traslare lungo direzioni perpendicolari al piano né può ruotare attorno ad assi giacenti sul piano.

– un'altra faccia B del pezzo, ortogonale ad A, venga spinta contro il secondo piano di riferimento ed abbia con esso due punti di contatto. In tal modo il pezzo può traslare in una direzione individuata dalla intersezione dei due piani di riferimento, ma non può più ruotare.

– una ultima faccia C del pezzo, ortogonale ad A e a B, venga mandata contro il terzo piano di riferimento ed

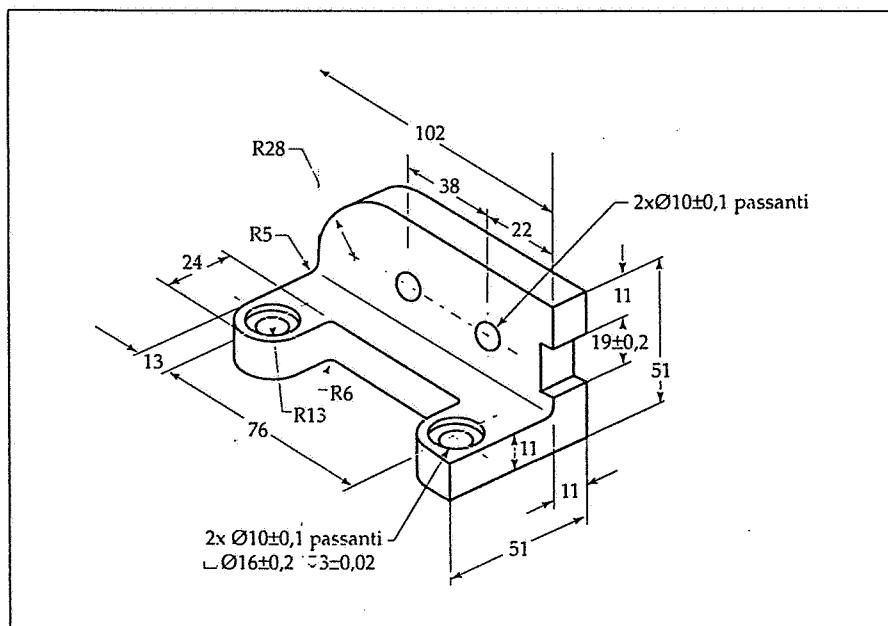


Fig. 1.1

abbia con esso un punto di contatto. In tal modo il pezzo non ha più alcuna possibilità di movimento. Le misure vengono effettuate secondo direzioni perpendicolari ai piani di riferimento e con origine nei piani di riferimento stessi.

Nella figura 1.2 sono state rappresentate le proiezioni ortogonali quotate del pezzo. Le facce del pezzo che vanno a contatto con i piani di riferimento sono state indicate con A, B e C. Si fa notare che mentre il sistema di riferimento è composto da tre piani mutuamente perpendicolari, le tre facce del pezzo che vanno a contatto con tali piani non sono, in generale, né piane né perpendicolari tra di loro.

Esse possono però essere qualificate per avere un buon contatto con i piani di riferimento, e cioè per essere da questi ben rappresentate. Si ricorda che i tre punti più alti di una faccia di un pezzo reale definiscono univocamente un piano, al di là dei casi degeneri di punti allineati o coincidenti, ma la stessa faccia, rappresentata teoricamente a disegno, può presentare, nei vari pezzi prodotti, questi tre punti in posizioni e altezze differenti. Pertanto, nell'insieme dei pezzi prodotti, questi piani possono non avere giacitura coincidente e quindi non essere

rappresentativi della faccia del pezzo. È perciò necessario definire meglio le facce che andranno a contatto con i piani di riferimento o, come si usa dire, qualificarle rispetto al riferimento.

La qualificazione della faccia A si raggiunge imponendo che la sua superficie, che viene appoggiata per prima su un piano di riferimento (il primo piano di riferimento) e che quindi determina l'orientamento delle altre facce, sia controllata mediante una tolleranza di planarità. Questa tolleranza stabilisce che la superficie della faccia sia contenuta entro due piani paralleli posti a distanza assegnata (pari al valore della tolleranza di planarità).

La qualificazione della faccia B si ottiene per mezzo di una tolleranza di perpendicolarità della superficie della faccia B rispetto alla faccia A. Tale tolleranza specifica che la faccia B sia contenuta tra due piani paralleli, posti a distanza assegnata (pari al valore della tolleranza di perpendicolarità), ed inoltre perpendicolari alla faccia A. Si noti che la tolleranza di perpendicolarità comprende una tolleranza di planarità di ugual valore; perciò, visto che la planarità della faccia B è meno importante di quella della faccia A (la faccia B non determina alcun orienta-

mento, ma impedisce soltanto una rotazione ed una traslazione), il valore della tolleranza di perpendicolarità di B rispetto ad A sarà maggiore del valore della tolleranza di planarità assegnata ad A.

La qualificazione della faccia C si ottiene imponendo ovviamente una tolleranza di perpendicolarità rispetto ad A ed una tolleranza di perpendicolarità rispetto a B, con le stesse considerazioni precedenti per quanto riguarda il valore.

Stabilità così una buona corrispondenza tra facce e riferimento, si può passare ai fori ed alla cava.

I fori nella parte verticale sono stati definiti:

- dalla posizione teoricamente esatta del loro asse (perpendicolare al piano di riferimento su cui si appoggia la faccia B), rispetto ai piani di riferimento su cui si appoggiano le facce A e C;
 - dal diametro, a cui è assegnata una tolleranza dimensionale;
 - dall'errore sulla posizione teoricamente esatta dell'asse, assegnato per mezzo di una tolleranza geometrica di posizione. Secondo quanto indicato nel riquadro della tolleranza geometrica di posizione, l'asse del foro deve

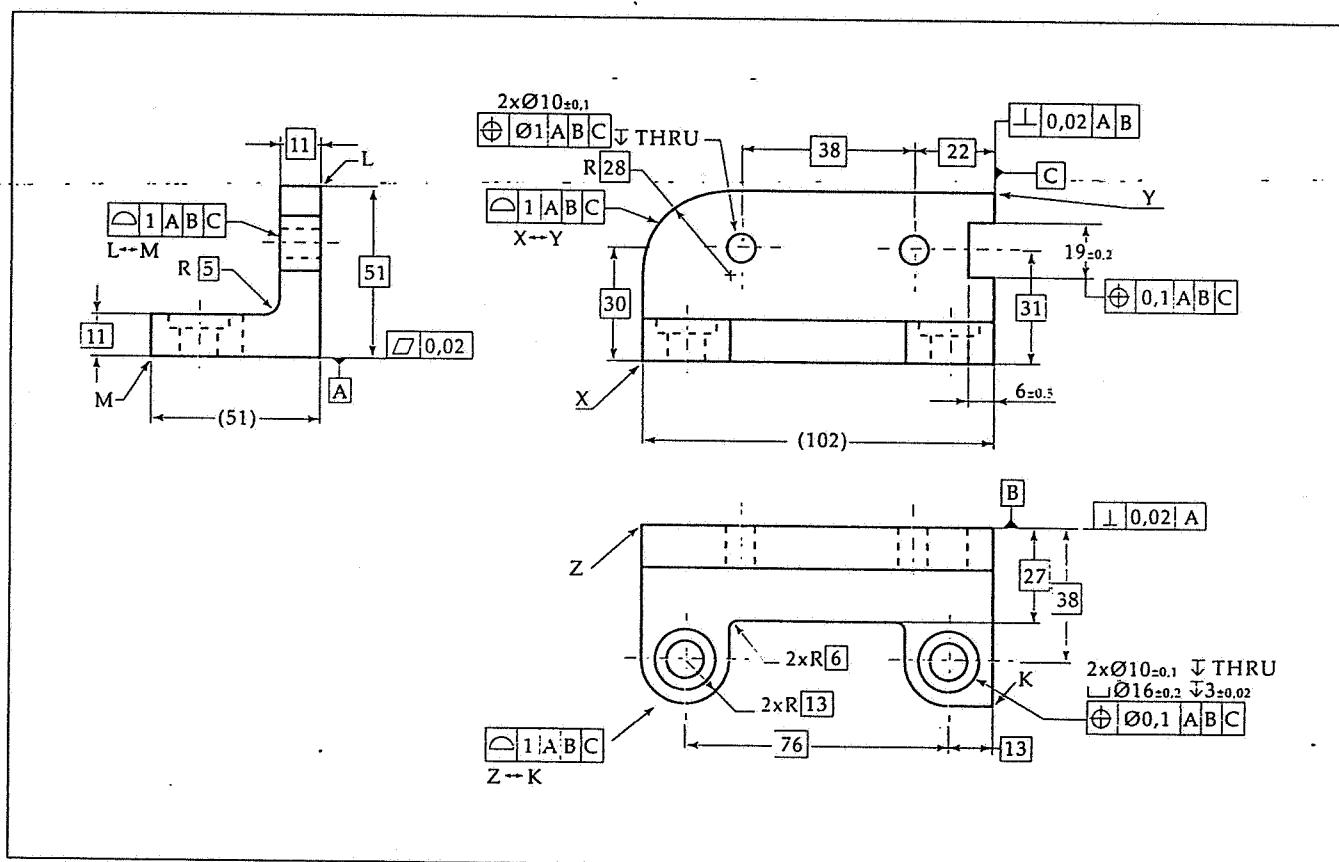


Fig. 1.2

trovarsi entro un cilindretto di controllo, di diametro pari al valore indicato dalla tolleranza, ed asse collocato nella posizione teoricamente esatta rispetto al sistema di riferimento (perciò, perpendicolare al secondo piano di riferimento, ed alla distanza teoricamente esatta dagli altri due).

Un discorso analogo vale per i fori a due diametri che stanno nella parte orizzontale. La posizione teoricamente esatta dei loro assi (perpendicolari al piano di riferimento su cui si appoggia la faccia A) è definita rispetto ai piani di riferimento su cui si appoggiano le facce B e C, i loro diametri sono compresi entro una tolleranza dimensionale e l'errore sulla posizione teoricamente esatta è stabilito da una tolleranza geometrica di posizione.

La cava sulla parte verticale è definita:

- dalla posizione teoricamente esatta del suo piano medio, rispetto al piano di riferimento su cui si appoggia la faccia A;
- dalla sua larghezza, a cui è assegnata una tolleranza dimensionale;
- da una tolleranza geometrica di posizione che precisa l'errore sulla posizione teoricamente esatta del piano medio. Secondo quanto indicato nel riquadro della tolleranza geometrica di posizione, il piano medio della cava deve trovarsi entro due piani paralleli, posti tra di loro ad una distanza indicata dalla tolleranza e simmetrici rispetto al piano medio teoricamente esatto (che è parallelo al primo piano di riferimento, ed ha da esso una distanza uguale al valore teoricamente esatto indicato sul disegno).

Restano da definire la forma e le dimensioni del pezzo.

La forma è definita nella vista frontale, assegnando il profilo teoricamente esatto nel modo seguente:

- il punto indicato con Y (fig. 1.2) è definito mediante la distanza teoricamente esatta dal piano di riferimento su cui si appoggia la faccia A ed il punto indicato con X mediante la distanza teoricamente esatta dal piano di riferimento su cui si appoggia la faccia C;
- l'arco di cerchio che raccorda la figura è definito, rispetto ai piani di riferimento su cui si appoggiano le facce A e C, dal valore esatto del suo raggio (non è necessario assegnarne la posizione teoricamente esatta dell'asse, poiché l'arco è tangente ai segmenti condotti da X e da Y, perpendicolari

ai piani di riferimento). Si noti che archi e profili nella proiezione rappresentano in realtà delle superfici.

Alla forma teoricamente esatta così-definita è applicata una tolleranza di profilo, che stabilisce che il profilo reale deve essere compreso tra due profili di "offset", simmetrici rispetto alla forma esatta e posti tra di loro alla distanza indicata nel riquadro delle tolleranze.

L'offset di un profilo è il luogo dei punti che si ottiene nel seguente modo:

- per ogni punto del profilo si traccia una perpendicolare orientata
- su tale perpendicolare si prende un punto a distanza costante (distanza di offset) dal profilo.

Inoltre, nel caso di profili con punti angolosi (fig. 1.3):

- se l'offset è dalla parte convessa del profilo, vengono eliminate le porzioni di offset che si estendono oltre il punto angoloso di offset;
- se l'offset è dalla parte concava del profilo, le curve di offset vengono estrapolate fino a che non si incontrano in un punto.

La presenza dei riferimenti nel riquadro della tolleranza geometrica di profilo sta a significare che il profilo reale deve essere confrontato con i due profili limite, quando il pezzo è collocato nel sistema di riferimento, con le regole già dette in precedenza per i punti di contatto.

In modo analogo viene definita la forma nella vista in pianta, tra i punti indicati con Z e con K. Anche in questa vista gli archi di cerchio sono definiti dalla posizione teoricamente esatta dei loro centri rispetto ai piani di riferimento su cui si appoggiano le facce C e B (tali centri coincidono con i centri dei fori), e dai raggi teoricamente esatti.

La parte incassata è definita dalla distanza teoricamente esatta rispetto al piano di riferimento su cui si appoggia la faccia B.

Sono ancora definiti i due raggi di raccordo, sempre teoricamente esatti; non è necessario specificarne il centro poiché il raccordo è tangente a segmenti già specificati.

Infine viene definita la forma nella vista laterale, tra i punti indicati con L ed M (fig. 1.2). Il procedimento è del tutto analogo a quello seguito per le altre viste e porta a definire gli spessori teoricamente esatti della parte orizzontale e della parte verticale, ed

il raggio di raccordo teoricamente esatto.

Completano la quotatura del pezzo la indicazione della profondità della cava e della profondità dei fori di diametro maggiore (nella parte orizzontale del pezzo); a tali profondità sono assegnate delle quote con tolleranze dimensionali.

Riepilogo

È stato dimensionato un pezzo composto da una parte orizzontale e da una parte verticale, contenente dei fori ed una cava. Per tali fori e tale cava sono state assegnate:

- le quote che ne specificano la posizione teoricamente esatta;
- le quote, comprese entro un intervallo, che ne specificano la grandezza;
- l'errore ammesso sulla posizione teoricamente esatta.

Per quanto riguarda la forma del pezzo, nella vista frontale, nella pianta e nella vista laterale sono state assegnate:

- le quote teoricamente esatte necessarie per la costruzione della forma;
- l'errore ammesso sulla forma.

Tutte queste quote sono state assegnate rispetto ad un sistema di riferimento composto da tre piani mutuamente ortogonali. Nelle proiezioni sono state indicate e qualificate le facce del pezzo che vanno a contatto con i piani di riferimento, mediante tre punti la prima faccia, due punti la seconda ed un solo punto la terza.

Tutte le quote hanno origine nei piani di riferimento e sono misurate secondo direzioni ortogonali a tali piani.

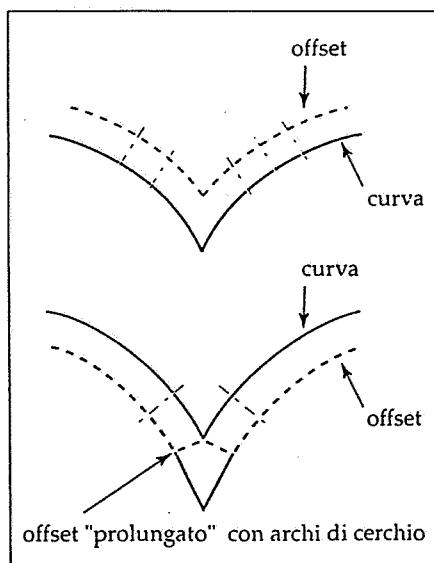


Fig. 1.3

LA CONDIZIONE DI MASSIMO MATERIALE E LE SUE CONSEGUENZE

Vengono proposte alcune definizioni che generalizzano concetti visti nella lezione precedente. Esse saranno usate nel seguito.

Elemento (Feature) è il termine generico che indica una porzione fisica del pezzo, quale una superficie, un albero, un foro, una cava, un dente.

Dimensione (Dimension) è un valore numerico usato per definire una grandezza, una posizione ed in generale una caratteristica geometrica di un elemento. Essa è espressa in una adatta unità di misura. In genere, per definire una grandezza o una posizione, sono necessarie più dimensioni.

Elemento di grandezza (Feature of size) è una superficie cilindrica o sferica, o un insieme di due facce piane comprese tra due superfici parallele. Ad esso è associata una dimensione (il diametro o la distanza tra le due superfici parallele) compresa tra due limiti (la tolleranza dimensionale).

Dimensione di base (Basic dimension) è una dimensione usata per descrivere la posizione teoricamente esatta di un elemento di grandezza o la forma teoricamente esatta di un profilo. Le variazioni ammissibili rispetto alla dimensione di base sono indicate mediante le tolleranze geometriche. Il valore numerico di una dimensione di base è racchiuso in un rettangolo.

Nella parte precedente sono stati trattati elementi di grandezza cilindrici (fori ed alberi) ed elementi di grandezza compresi tra due superfici parallele (cave e denti); nel seguito, per brevità, i primi saranno detti elementi cilindrici ed i secondi elementi parallelepipedici. Ci chiediamo ora quale sia il diametro e quale sia l'asse di un foro (o di un albero) e quale sia il piano medio di una cava (o di un dente). Si noti che fori ed alberi sono nella realtà ben lontani dall'essere dei cilindri geometrici. Essi infatti non hanno mai diametro perfettamente costante e non sono mai perfettamente diritti. Pertanto non è chiaro né quale sia il loro diametro né quale sia il loro asse. Così cave e denti non sono mai dei parallelepipedici geo-

metrici e quindi non si sa né quale sia la loro larghezza né quale sia il loro piano medio. Cominciamo perciò a definire il diametro e l'asse di un elemento cilindrico.

Diametro ed asse di un elemento cilindrico sono definiti come il diametro e l'asse della esatta controparte geometrica dell'elemento cilindrico stesso, valutata ai fini del montaggio (o, come si usa dire, ai fini dell'accoppiamento).

Che cosa è la esatta controparte geometrica di un elemento cilindrico?

Nel caso di un foro, la esatta controparte geometrica è il più grande cilindro geometrico che sia contenuto dentro il foro.

Nel caso di un albero, la esatta controparte geometrica è il più piccolo cilindro geometrico entro cui l'albero sia contenuto.

Si noti che questa definizione individua, come esatta controparte geometrica di un foro, quell'albero ideale di diametro massimo, che si monta nel foro. L'albero ideale è naturalmente un cilindro geometrico.

Analogamente, per un albero, la esatta controparte geometrica è un foro ideale di diametro minimo che si monta sull'albero. Anche il foro ideale è naturalmente un cilindro geometrico.

Un discorso del tutto analogo vale per un elemento parallelepipedo. Larghezza e piano medio di un elemento parallelepipedo sono definiti come la larghezza ed il piano medio della esatta controparte geometrica dell'elemento parallelepipedo stesso, valutata ai fini del montaggio.

Nel caso di una cava, la esatta controparte geometrica è il più grande parallelepipedo geometrico che sia contenuto dentro la cava.

Nel caso di un dente, la esatta controparte geometrica è il più piccolo parallelepipedo geometrico entro cui il dente sia contenuto.

Analogamente al caso dell'elemento cilindrico, la esatta controparte geometrica di una cava è un dente ideale, di larghezza massima, che si monta nella cava, mentre per un dente è una cava ideale, di larghezza minima, che si monta sul dente.

Sappiamo trovare, dopo queste considerazioni, almeno in via teorica, il diametro e l'asse di un elemento cilindrico, e la larghezza ed il piano medio di un elemento parallelepipedo.

Se gli elementi di grandezza sono considerati singolarmente, cioè da soli (ad esempio, un albero, un foro, una cava, un dente), esiste una regola fonda-

mentale che permette di tenere sotto controllo la loro forma, e cioè permette di dire quanto si scostano dall'essere cilindrici gli elementi cilindrici e quanto dall'essere parallelepipedici gli elementi parallelepipedici.

La regola dice: *quando un singolo elemento di grandezza si trova nella condizione di massimo materiale (per un foro, al diametro minimo; per un albero, al diametro massimo; per una cava alla larghezza minima; per un dente alla larghezza massima), allora l'elemento deve avere forma geometrica perfetta.*

La conseguenza immediata di questa regola è che il singolo elemento di grandezza, quando si trova nella condizione di massimo materiale, coincide con la sua esatta controparte geometrica. Questa pertanto può essere impiegata come elemento di controllo (si usa dire, come calibro di controllo), per la condizione di massimo materiale. Invece nessuna forma geometrica è richiesta quando il singolo elemento di grandezza si trova nella condizione di minimo materiale (per un foro, al diametro massimo; per un albero, al diametro minimo; per una cava alla larghezza massima; per un dente, alla larghezza minima). Quindi il controllo viene effettuato verificando che qualsiasi misura locale sia maggiore della dimensione minima.

Come esempio supponiamo di voler verificare un foro di diametro compreso tra d e D . La condizione di massimo materiale viene controllata infilando entro il foro un albero ideale di diametro d (esatta controparte geometrica del foro); la condizione di minimo materiale viene controllata verificando che in nessuna sezione del foro il diametro sia maggiore di D . Tale diametro è in realtà la massima distanza p tra due generiche rette parallele che rimangano a contatto con la sezione (fig. 2.1). Le sezioni del foro sono quelle ottenute con un piano perpendicolare all'asse del foro, che è l'asse della esatta controparte geometrica, come si è detto prima.

Siamo ora in grado di affrontare un importante problema connesso con gli elementi di grandezza: quale è l'insieme delle configurazioni ammesse per un elemento di grandezza, una volta assegnata la dimensione dell'elemento con la associata tolleranza dimensionale, e la posizione dell'elemento, con la associata tolleranza geometrica di posizione. Si noti che la tolleranza geometrica di posizione, anche se descrive un errore sulla posizione dell'elemento di grandezza, è associata non

alla posizione (che è sempre rappresentata da una dimensione teoricamente esatta, e cioè di base), ma convenzionalmente all'elemento stesso. Abbiamo già visto quale controllo la regola fondamentale ci permette di eseguire sulla forma di un singolo elemento di grandezza. Vediamo ora come agisce una tolleranza geometrica di posizione sulla posizione teoricamente esatta dell'elemento di grandezza. Consideriamo dapprima gli elementi cilindrici: per essi la tolleranza geometrica di posizione specifica il diametro del cilindro di controllo entro cui deve trovarsi l'asse dell'elemento (cioè l'asse della sua esatta controparte geometrica). Il cilindro di controllo ha naturalmente l'asse nella posizione teoricamente esatta, definita dalle dimensioni di base.

Si abbia dunque un elemento cilindrico, di diametro compreso tra d e D , e tolleranza geometrica di posizione t . Supponiamo che l'elemento sia un foro. Ci poniamo due domande, per un foro generico eseguito rispettando la tolleranza dimensionale (diametro compreso tra d e D) e la tolleranza geometrica di posizione (asse compreso in un cilindro di controllo, posto in posizione esatta, di diametro t):

- 1) quale sarà il diametro massimo di un albero ideale, il cui asse sia esattamente nella posizione teorica, che possa accoppiarsi con il foro?
- 2) a quale distanza massima dal centro teorico del foro potrà arrivare la circonferenza di un foro?

Cominciamo con la prima domanda, ponendoci nelle condizioni peggiori di accoppiamento: foro più piccolo possibile (condizione di massimo materiale) e più fuori posizione possibile (asse parallelo alla posizione teorica e posto sulla circonferenza di diametro t). In tali condizioni, il cilindro interno, centrato nella posizione teorica, che sarà sempre libero qualunque sia la posizione del foro, purché ammessa dalla tolleranza dimensionale e geometrica, ha diametro $dm = d - t$ e si ottiene come inviluppo interno dei cilindri di diametro d , il cui asse sia parallelo alla posizione teorica e posto nella circonferenza di tolleranza di diametro t (fig. 2.2).

Ed ora passiamo alla seconda domanda. La circonferenza del foro raggiungerà la massima distanza dal centro teorico del foro, quando il foro sarà il più grande possibile (condizione di minimo materiale) ed il più fuori posi-

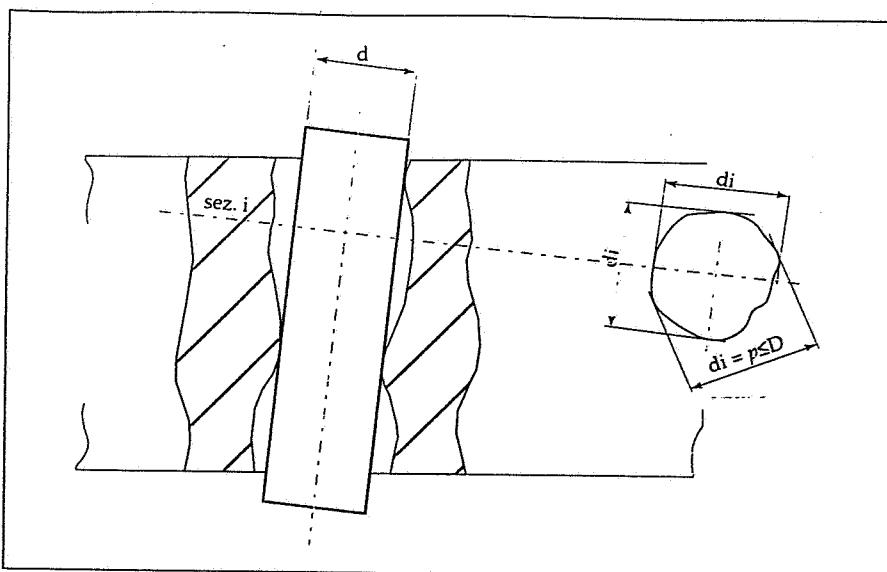


Fig. 2.1

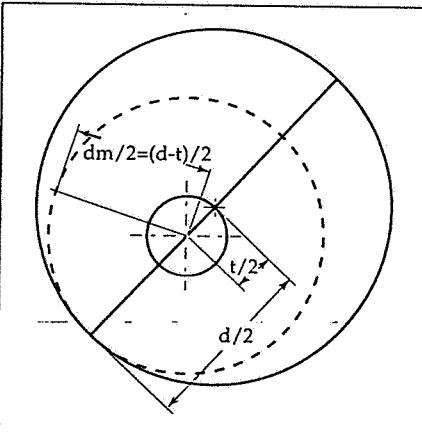


Fig. 2.2

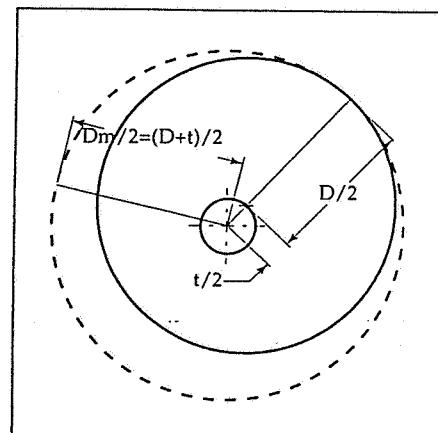


Fig. 2.3

zione possibile (asse parallelo alla posizione teorica e posto sulla circonferenza di diametro t). In tali condizioni, il cilindro esterno, centrato nella posizione teorica, da cui il foro non uscirà mai, qualunque sia la sua posizione, purché ammessa dalla tolleranza dimensionale e geometrica, ha diametro $Dm = D + t$ e si ottiene come inviluppo esterno dei cilindri di diametro D , il cui asse è parallelo alla posizione teorica e posto nella circonferenza di tolleranza di diametro t (fig. 2.3). Il cilindro di diametro Dm rappresenta l'albero ideale, in posizione teoricamente esatta, che il foro generico, che rispetti la assegnata tolleranza dimensionale e geometrica, è sempre in grado di accogliere. Pertanto il diametro Dm garantisce un montaggio nelle peggiori condizioni. Invece il cilindro di diametro Dm rappresenta la massima occupazione del foro generico, che rispetti la assegnata tolleranza dimensionale e geometrica.

Quindi, nel caso che il foro sia vicino

ad un bordo del pezzo, la differenza tra la distanza del centro teorico del foro dal bordo ed il raggio di questo cilindro è uguale allo spessore del materiale, che separa il foro dal bordo, nelle condizioni peggiori (fig. 2.4). Questo risultato è utile per un calcolo di resistenza.

Per un foro quindi, per cui siano assegnate una tolleranza dimensionale ed una tolleranza geometrica di posizione, la condizione di massimo materiale è quella critica per il montaggio, mentre quella di minimo materiale è quella critica per la resistenza.

Si è parlato finora di un foro.

Per un albero valgono considerazioni simili. Le domande che ci poniamo, per un albero generico eseguito rispettando la tolleranza dimensionale (diametro compreso tra d e D) e la tolleranza geometrica di posizione (asse compreso in un cilindro di controllo, posto in posizione esatta, di diametro t), sono le seguenti:

- 1) quale sarà il diametro minimo di un

foro ideale, il cui asse sia esattamente nella posizione teorica, che possa accoppiarsi con l'albero?

2) a quale distanza minima dal centro teorico dell'albero potrà arrivare la circonferenza di un albero?

Cominciamo anche qui con la prima domanda, ponendoci nelle condizioni peggiori di accoppiamento: albero più grande possibile (condizione di massimo materiale) e più fuori posizione possibile (asse parallelo alla posizione teorica e posto sulla circonferenza di diametro t). In tali condizioni, il cilindro esterno, centrato nella posizione teorica, da cui l'albero non uscirà mai, qualunque sia la sua posizione, purché ammessa dalla tolleranza dimensionale e geometrica, ha diametro $D_m = D + t$ e si ottiene come inviluppo esterno dei cilindri di diametro D , il cui asse sia parallelo alla posizione teorica e posto nella circonferenza di tolleranza di diametro t (fig. 2.5).

Per rispondere alla seconda domanda, notiamo che la circonferenza dell'albero si posizionerà alla minima distanza dal centro teorico dell'albero, quando l'albero sarà il più piccolo possibile (condizione di minimo materiale) ed il più fuori posizione possibile (asse parallelo alla posizione teorica e posto sulla circonferenza di diametro t). In tali condizioni, il cilindro interno, centrato nella posizione teorica, che sarà sempre occupato qualunque sia la posizione dell'albero, purché ammessa dalla tolleranza dimensionale e geometrica, ha diametro $d_m = d - t$ e si ottiene come inviluppo interno dei cilindri di diametro d , il cui asse sia parallelo alla posizione teorica e posto nella circonferenza di tolleranza di diametro t (fig. 2.6).

Il cilindro di diametro D_m rappresenta il foro ideale, in posizione teoricamente esatta, con cui l'albero generico, che rispetti la assegnata tolleranza dimensionale e geometrica, è sempre in grado di accoppiarsi.

Pertanto il diametro D_m garantisce un montaggio nelle peggiori condizioni. Invece il cilindro di diametro d_m rappresenta la minima occupazione dell'albero generico, che rispetti la assegnata tolleranza dimensionale e geometrica.

Tale cilindro rappresenta, nelle condizioni peggiori, l'ammontare minimo di materiale attorno alla posizione teorica (fig. 2.7). Questo risultato è utile per un calcolo di resistenza.

Come è stato già visto per un foro, si

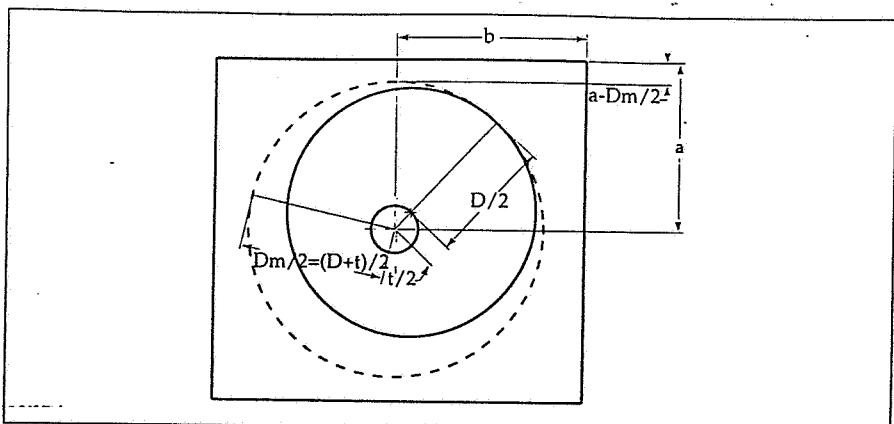


Fig. 2.4

conclude quindi che anche per un albero, per cui siano assegnate una tolleranza dimensionale ed una tolleranza geometrica di posizione, la condizione di massimo materiale è quella critica per il montaggio, mentre quella di minimo materiale è quella critica per la resistenza.

Queste conclusioni sono valide in generale per tutti gli elementi di grandezza (per gli elementi parallelepipedi, sostituendo la larghezza al diametro). La condizione, in cui un elemento di grandezza si trova al limite della tolleranza geometrica e contemporaneamente al massimo materiale, si chiama condizione virtuale. Essa rappresenta la condizione critica per il montaggio ed è uguale, per un elemento cavo (foro o cava), alla dimensione minima d meno la tolleranza geometrica t ; per un elemento pieno (albero o dentè), alla dimensione massima D più la tolleranza geometrica t . Nella trattazione fatta finora la tolleranza geometrica dell'elemento di grandezza, al pari della tolleranza dimensionale, è stata sempre rispettata. Un elemento di grandezza, che fosse stato entro la tolleranza dimensionale ma fuori dalla tolleranza geometrica, sarebbe quindi stato senz'altro scartato al controllo.

Introduciamo ora una condizione meno restrittiva per la tolleranza geometrica, e per far ciò supponiamo che la tolleranza geometrica assegnata sia richiesta solo nella condizione di massimo materiale, che (come si è visto) è la più restrittiva per il montaggio.

Questo si indica facendo seguire al valore della tolleranza geometrica il simbolo (M) . Se l'elemento di grandezza si allontana dalla condizione di massimo materiale di uno scostamento Δ_s , esso acquista al montaggio un gioco $\Delta = \Delta_s$ e pertanto la tolleranza geometrica può essere incrementata di un va-

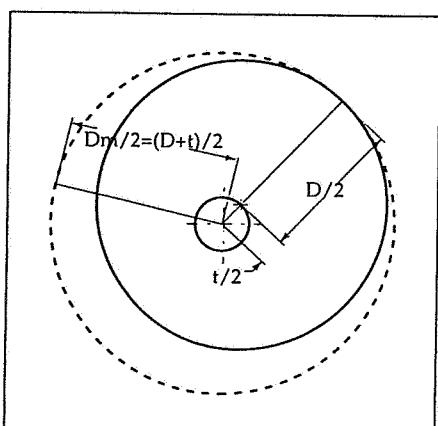


Fig. 2.5

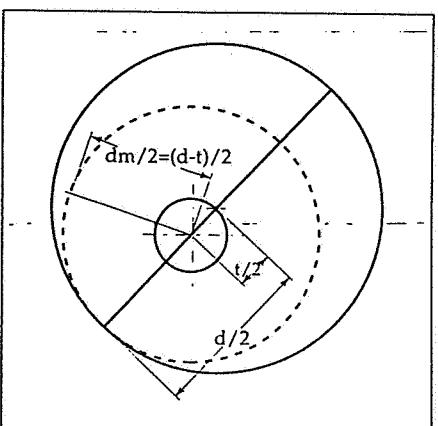


Fig. 2.6

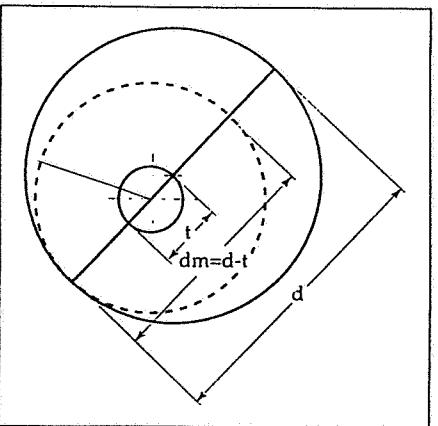


Fig. 2.7

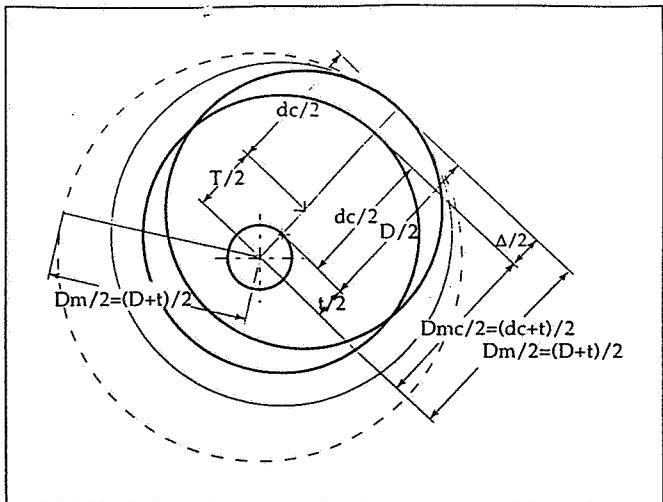


Fig. 2.8

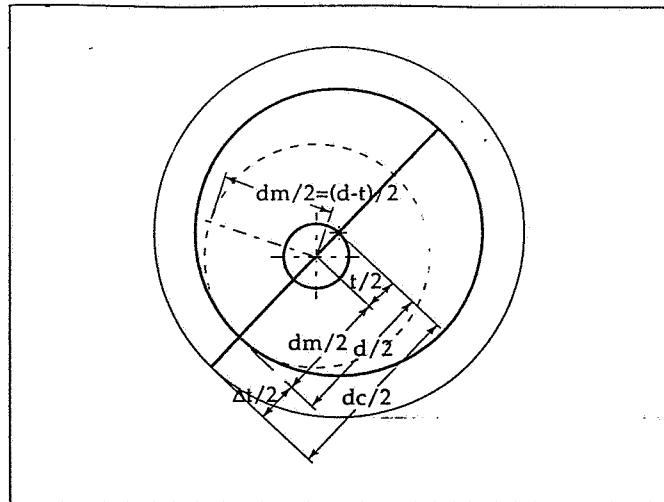


Fig. 2.9

lore Δt uguale a Δ , senza che il montaggio venga pregiudicato. È perciò possibile un recupero di tutti quegli elementi di grandezza che hanno tolleranza geometrica T , eccedente quella assegnata t di un ammontare Δt pari al loro scostamento Δs dalla condizione di massimo materiale.

Supponiamo ad esempio di avere un albero (fig. 2.8), che abbia diametro corrente dc compreso tra i limiti d e D e tolleranza geometrica di posizione uguale a t . Se l'albero si trova al diametro di massimo materiale D ed alla tolleranza t , il diametro esterno del massimo cilindro a cui l'albero può trovarsi, e cioè la sua condizione virtuale, è uguale a $D_m = D + t$. Tale cilindro è centrato nella posizione teoricamente esatta. Se l'albero si trova al diametro corrente $dc = D - \Delta s$, il cilindro esterno precedente ha diametro $D_{mc} = dc + t$.

Il montaggio di questo albero entro un foro teorico di diametro D_m , centrato nella esatta posizione teorica, cioè entro un foro che si trovi nella condizione virtuale dell'albero, presenta un gioco $\Delta = D_m - D_{mc}$ uguale allo scostamento $\Delta s = D - dc$ tra la condizione di massimo materiale e la condizione corrente dell'albero (infatti è $\Delta = D_m - D_{mc} = D + t - (dc + t) = D - dc = \Delta s$). Questo gioco può essere recuperato, senza danno per il montaggio, se si considera idoneo al montaggio un albero che, al diametro corrente dc , abbia tolleranza geometrica di posizione pari a $T = t + \Delta t$, e cioè che sia fuori tolleranza di Δt , ove Δt sia uguale a $\Delta = \Delta s$.

Per esso infatti il diametro del massimo cilindro esterno vale $D_{mc'} = dc + T$, ed essendo $T = t + \Delta t$ $T = t + \Delta s$ si ha che $D_{mc'} = D + t = D_m$. Il diametro $D_{mc'}$ del massimo cilindro ester-

no è quindi coincidente con quello calcolato per un albero in condizioni di massimo materiale (cioè al diametro D), con tolleranza geometrica t . L'incremento Δt può essere effettuato soltanto se la tolleranza geometrica è richiesta in condizioni di massimo materiale; ciò è indicato (come si è già detto) dalla presenza del simbolo (M) dopo il valore della tolleranza, nel riquadro della tolleranza geometrica.

La condizione virtuale D_m dell'albero può perciò essere considerata come il valore costante della somma tra il diametro corrente dc , la tolleranza geometrica t e l'incremento di tolleranza Δt . Se l'albero si trova nella condizione di massimo materiale, allora è $D_m = D + t$, e l'incremento di tolleranza Δt è nullo; se l'albero si trova nella condizione di minimo materiale, allora è $D_m = d + T = d + t + \Delta t$, e l'incremento di tolleranza è massimo ($\Delta t = \Delta s = D - d$); nei casi intermedi, quando l'albero si trova al diametro dc , essendo $D > dc > d$, si ha $D_m = dc + t + (D - dc)$, e l'incremento di tolleranza ha valore $\Delta t = \Delta s = D - dc$.

Nel caso di un foro (fig. 2.9), con un discorso analogo, la condizione virtuale è $dm = d - t = dc - (t + \Delta t)$, essendo $\Delta t = \Delta s = dc - d$. Nella condizione di massimo materiale ($dc = d$) si ha $\Delta t = \Delta s = 0$, mentre nella condizione di minimo materiale ($dc = D$) si ha $\Delta t = \Delta s = D - d$; nei casi intermedi, quando il foro si trova al diametro dc , essendo $D > dc > d$, si ha $\Delta t = \Delta s = dc - d$.

E' immediata l'estensione agli elementi parallelepipedici, con la sostituzione (rispetto agli elementi cilindrici) della larghezza al diametro e del piano medio all'asse.

3

I MODIFICATORI NEI RIFERIMENTI

Riprendiamo la discussione sui riferimenti prendendo in esame un nuovo modo di collocare il pezzo entro un sistema di riferimento, quando sul pezzo esista un elemento di grandezza cilindrico, caratterizzato da un asse. Supponiamo che il pezzo sia composto (fig. 3.1) da una base cilindrica e che su di essa stia un albero, che abbia asse perpendicolare alla base. Vi siano inoltre quattro fori passanti, posti, sulla base, in una circonferenza concentrica all'asse dell'albero, ed equidistanti tra di loro:

Possiamo pensare di appoggiare la parte superiore A della base del pezzo su di un piano di riferimento, con il solito contatto di tre punti, e di posizionare l'albero B su tale piano infilandolo entro un mandrino il cui asse sia ortogonale a tale piano. In questo modo il primo riferimento (il piano) ha tolto tre gradi di libertà al pezzo (la rotazione attorno a due assi tra loro ortogonali e giacenti sul piano, e la traslazione lungo un asse ortogonale al piano).

Il secondo riferimento, l'asse del mandrino, che posiziona l'albero B sul piano, ma senza costringerlo ad assumere il suo asse, ha tolto ancora due gradi di libertà (la traslazione lungo due assi, tra di loro ortogonali, e giacenti sul primo piano).

Con questi due riferimenti, il pezzo può ancora ruotare rispetto all'asse del secondo riferimento (l'asse del mandrino che posiziona l'albero B),

ma ciò non disturba la misura dei fori o del profilo della base (misura che è indipendente dalla rotazione). Si fa di nuovo notare che il mandrino non costringe l'albero B ad assumere il proprio asse, e quindi l'albero può essere posizionato anche se non è perpendicolare alla base A.

Risultano perciò definiti i seguenti elementi:

- la controparte geometrica dell'albero B, il cui asse e diametro sono l'asse ed il diametro di B;
- il cilindro perfetto, perpendicolare al primo riferimento (il piano su cui si appoggia la base A), rappresentato dal mandrino entro cui si infila l'albero B. Il diametro di questo cilindro è quello del mandrino, che viene stretto fino a posizionare B sul piano di riferimento, ma senza far perdere alla base A il contatto di tre punti su tale piano. L'asse di questo cilindro è l'asse del riferimento individuato dall'albero B. Si fa notare che l'asse e il diametro di B (cioè della esatta controparte geometrica di B, valutata ai fini del montaggio) sono diversi dall'asse e dal diametro del mandrino che posiziona B sul riferimento A.

In particolare asse e diametro di B non dipendono dalla posizione di B rispetto ad A, mentre asse e diametro del mandrino variano al variare della posizione di B rispetto ad A, ed inoltre l'asse del mandrino rimane sempre perpendicolare ad A.

Naturalmente è necessario qualificare la base A rispetto al piano di appoggio (il primo riferimento), mediante una tolleranza geometrica di planarità (la base ha un contatto di tre punti con il primo riferimento), e qualificare l'albero B (il secondo riferimento) me-

diante una tolleranza geometrica di perpendicolarità rispetto alla base A (in realtà, rispetto al piano che rappresenta la base A, piano che passa per i tre punti più alti della base e che ne è perciò la controparte geometrica). Questa tolleranza geometrica di perpendicolarità assegna il diametro di un cilindretto di controllo, ortogonale al primo piano di riferimento, entro cui l'asse dell'albero B (cioè l'asse della sua controparte geometrica) deve essere contenuto.

Ci siamo preoccupati finora del sistema di riferimento, che è stato assegnato mediante un piano (primo riferimento), ed un asse ortogonale a tale piano (secondo riferimento). Vediamo ora a quali criteri deve soddisfare il pezzo per essere accettato.

La base A deve essere in tolleranza di planarità.

L'albero B deve avere diametro compreso tra due limiti (cioè essere in tolleranza dimensionale) ed ancora avere asse definito da una tolleranza di perpendicolarità rispetto ad A (cioè al piano su cui si appoggia A).

I quattro fori devono avere un diametro compreso tra due limiti (tolleranza dimensionale) ed avere una posizione che, rispetto a quella teoricamente esatta, può presentare un errore, definito da una tolleranza geometrica di posizione, rispetto ai riferimenti su cui stanno A e B. La posizione teoricamente esatta è assegnata, in pianta, mediante una circonferenza avente diametro esatto (dimensione di base) e centro sull'asse del riferimento definito da B.

Infine la forma della base è definita da una tolleranza geometrica di profilo, rispetto ad una forma esatta assegnata mediante una circonferenza avente

diametro esatto (dimensione di base) e centro sull'asse del riferimento definito da B.

L'altezza dell'albero B e lo spessore della base A sono definite da due grandezze con tolleranza dimensionale, misurate partendo dal primo piano di riferimento (quello su cui poggia A). Alternativamente, può essere definito un profilo laterale del pezzo, assegnando l'altezza dell'albero B e lo spessore della base A mediante quote esatte (dimensioni di base), sempre misurate dal piano di riferimento A (fig. 3.1a).

Tutta la quotatura del pezzo è stata fatta senza far uso di modificatori di massimo materiale sulle tolleranze geometriche. Tali modificatori sono caratterizzati dalla presenza del simbolo M dopo il valore della tolleranza.

Introduciamo ora l'uso di tali modificatori. Come si è visto nella lezione precedente, il modificatore M , aggiunto dopo il valore della tolleranza geometrica, assegna tale valore solo alla condizione di massimo materiale e permette un incremento della tolleranza geometrica, quando l'elemento si discosta da tale condizione, uguale a tale scostamento. L'uso di questo modificatore (si ricorda che il modificatore ha senso solo se applicato ad elementi di grandezza) porta al recupero di elementi fuori tolleranza di $D_t = D_s$. Una quotatura, con modificatore di massimo materiale sul valore della tolleranza geometrica degli elementi di grandezza (albero e fori), è indicata in figura 3.2 per lo stesso pezzo della figura 3.1.

Ma non solo gli elementi di grandezza possono avere un modificatore; anche i riferimenti, se sono costituiti da elementi di grandezza (ad esempio l'al-

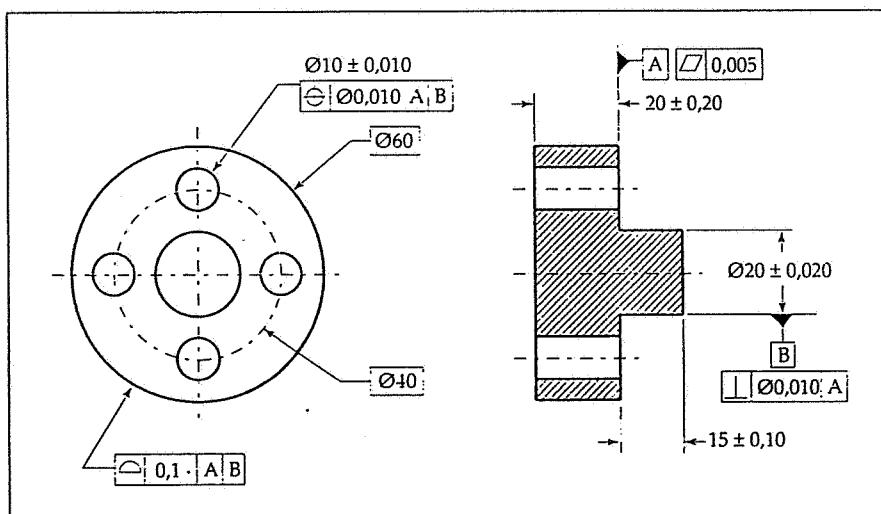


Fig. 3.1

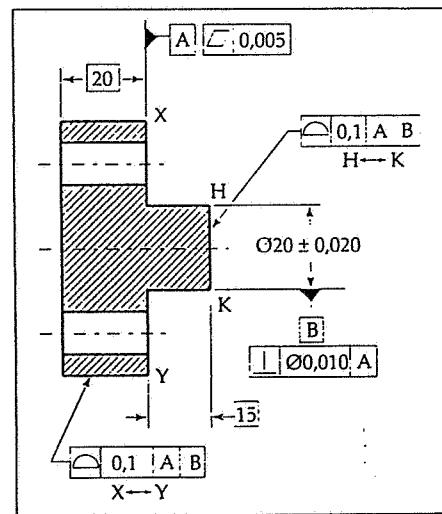


Fig. 3.1a

bero B), possono avere un modificatore, che indica in quali condizioni il riferimento viene impiegato.

Supponiamo che dopo il secondo riferimento, rappresentato dal mandrino che posiziona l'albero B ed indicato con B nel riquadro della tolleranza geometrica di posizione dei fori (e nel riquadro della tolleranza geometrica di profilo), sia presente il simbolo **(M)** del modificatore di massimo materiale. Ciò significa che il mandrino che posiziona B è da considerarsi nella condizione virtuale di B, cioè ha diametro fisso, uguale al diametro di massimo materiale di B più la sua tolleranza geometrica di perpendicolarità t. Si fa notare che un riferimento siffatto rappresenta la controparte geometrica di B nella condizione più critica per il montaggio, appunto la condizione virtuale di B.

Una quotatura con modificatore di massimo materiale sul valore della tolleranza geometrica degli elementi di grandezza e sui riferimenti costituiti da elementi di grandezza, è indicata in fig. 3.3a, per lo stesso pezzo precedente.

Nella figura 3.3b è indicato il corrispondente calibro di controllo. Tale calibro è un disco, provvisto di un foro centrale di diametro uguale alla condizione virtuale di B, e di quattro cilindri, posizionati esattamente sulla circonferenza teorica dei fori, di diametro uguale alla condizione virtuale dei quattro fori. Inoltre, sulla circonferenza teorica del disco, sono indicate le due circonferenze di offset, la cui distanza è pari al valore della tolleranza di profilo.

Una seconda possibilità di scelta del sistema di riferimento per il pezzo precedente è quella di usare, per la misura dei fori e del profilo, l'asse del riferimento definito da B come primo riferimento ed il piano definito dalla base A come secondo riferimento (fig. 3.4). Questo significa che l'albero B viene afferrato da un mandrino che lo stringe fino a portare l'asse di B a coincidere con il suo asse (ma permettendo sempre al pezzo una rotazione attorno all'asse ed una traslazione nella direzione dell'asse). Pertanto vengono tolti al pezzo quattro gradi di libertà (la traslazione lungo due assi perpendicolari all'asse del mandrino e la rotazione attorno ad essi).

Il secondo riferimento è il piano ortogonale all'asse del mandrino, piano su cui la base B ha un solo punto di contatto. Il pezzo perde così un altro gra-

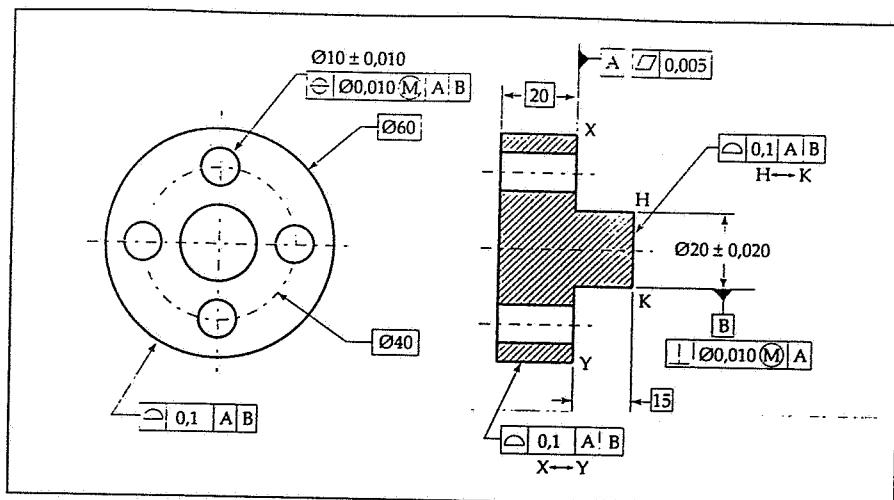


Fig. 3.2

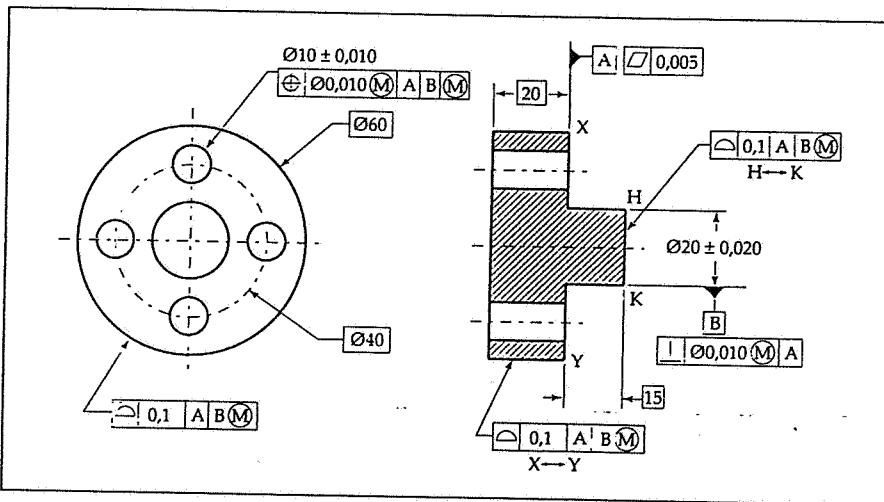


Fig. 3.3a

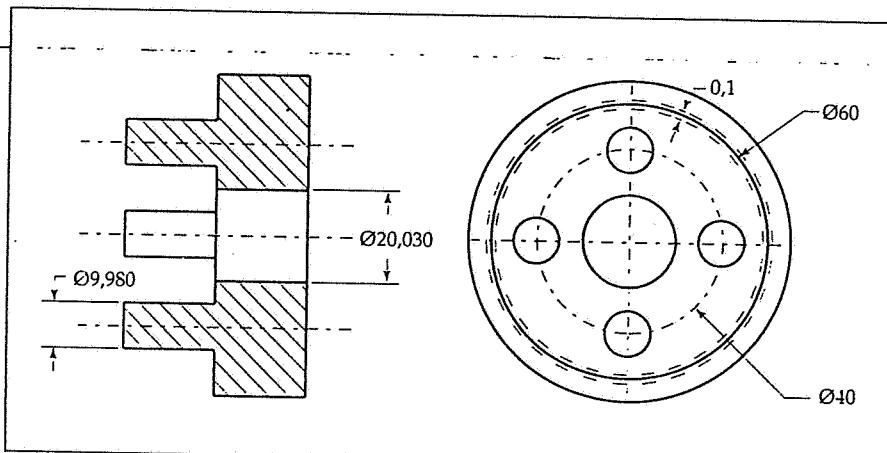


Fig. 3.3b

do di libertà (la traslazione lungo l'asse del mandrino) e rimane libero di ruotare, come nel caso precedente, attorno all'asse del mandrino.

Risultano perciò definiti i seguenti elementi:

- la controparte geometrica dell'albero B, rappresentata dal mandrino.

L'asse ed il diametro del mandrino sono l'asse ed il diametro di B;

- il piano A, perpendicolare al riferimento B.

L'albero B ha diametro compreso tra due limiti (tolleranza dimensionale), mentre il piano A è qualificato dalla tol-

leranza di perpendicolarità rispetto a B. Il discorso sul modificatore \textcircled{M} di massimo materiale riferito ai valori di tolleranza geometrica è identico a quello sviluppato nel caso precedente. L'effetto del modificatore \textcircled{M} sul primo riferimento (fig. 3.5a), che in questo caso è l'asse del riferimento definito da B, consiste ancora nell'uso di un mandrino di diametro fisso, ma pari questa volta alla condizione di massimo materiale di B, e cioè al suo diametro massimo. Infatti la sola tolleranza dimensionale qualifica B solo per quanto dettato dalla regola fondamentale, la quale stabilisce che un elemento di grandezza, considerato singolarmente, abbia forma perfetta quando si trovi in condizioni di massimo materiale. Questa forma perfetta è appunto rappresentata dal mandrino di diametro fisso, pari al diametro massimo (condizione di massimo materiale) di B (fig. 3.5b). Si fa notare che nel caso precedente, in cui il modificatore \textcircled{M} di massimo materiale era applicato all'asse del riferimento definito da B, considerato come secondo riferimento, veniva usato per posizionare l'albero B un mandrino di diametro fisso, uguale alla condizione virtuale di B, e cioè al diametro massimo più la tolleranza geometrica t .

Questo perché B era affetto da una tolleranza dimensionale, con modificatore di massimo materiale, e da una tolleranza di posizione, anch'essa con modificatore di massimo materiale.

Si può notare che la qualificazione di B con la sola tolleranza dimensionale può non essere sufficiente, se si vuole avere un controllo completo sia delle dimensioni di B (tolleranza dimensionale), che della forma di B (quanto cioè l'albero B sia diritto), in condizioni diverse da quelle di massimo materiale, per cui valga la regola fondamentale. Il tipo di tolleranza geometrica che si applica all'elemento singolo di grandezza, per avere un tale controllo, è la tolleranza di rettilineità (fig. 3.6a). Essa stabilisce che la curva media dell'elemento (la curva media, come verrà di seguito definita, e non l'asse dell'elemento, che come si è visto è l'asse della esatta controparte geometrica, valutata ai fini del montaggio) deve essere compresa entro un cilindretto di controllo, di diametro pari al valore della tolleranza di rettilineità assegnata.

La curva media è una curva che congiunge i centri di tutte le sezioni trasversali dell'elemento. Tali sezioni so-

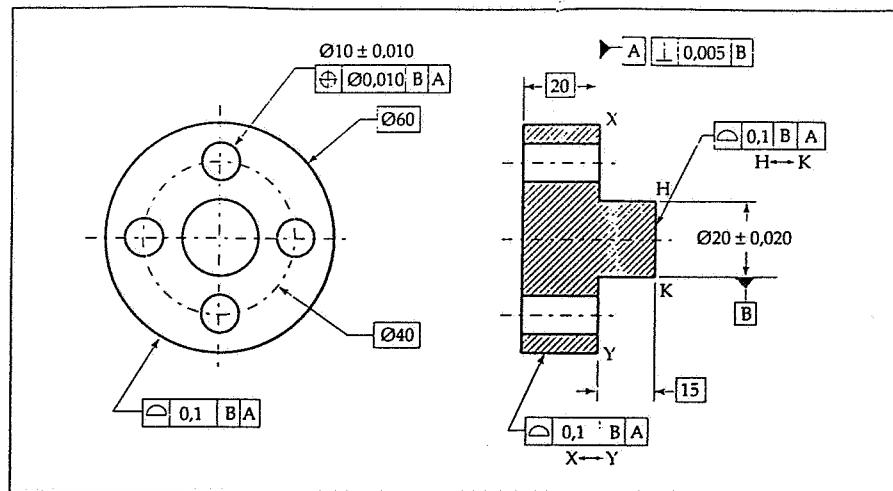


Fig. 3.4

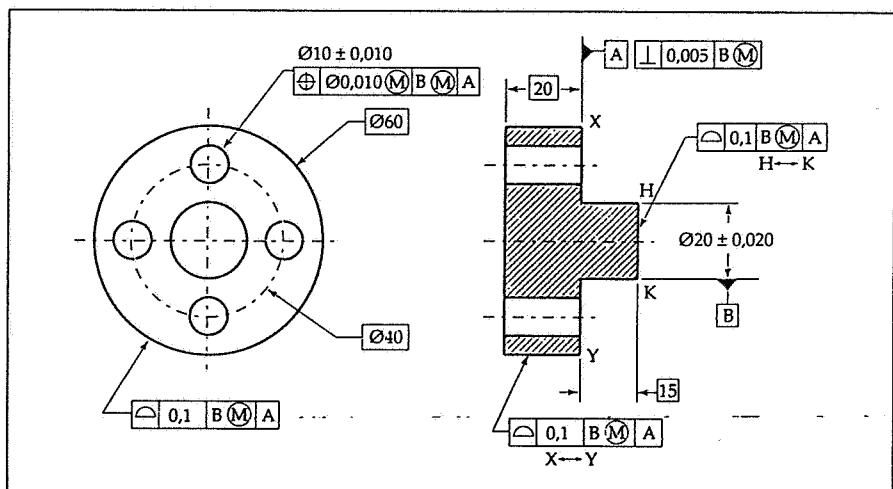


Fig. 3.5a

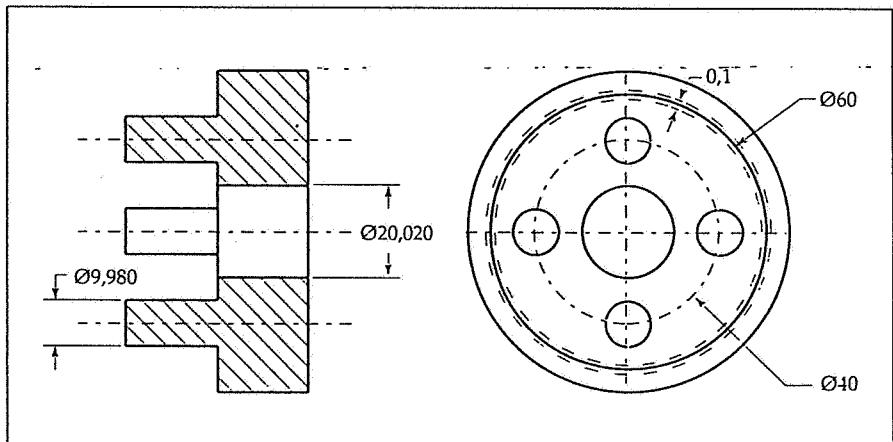


Fig. 3.5b

no ottenute con piani normali all'asse della controparte geometrica dell'elemento, ed i loro centri sono i centri dei più piccoli cerchi circoscritti (per gli elementi di grandezza di tipo foro, i centri dei più grandi cerchi inscritti).

Con una qualificazione come questa appena descritta, l'elemento B deve

soddisfare ai seguenti requisiti, per essere accettato:

- il suo diametro, cioè il diametro, per ogni sezione trasversale, del più piccolo cerchio circoscritto, deve essere compreso tra i limiti dimensionali assegnati, siano d e D;
- la sua curva media, cioè la curva che

congiunge i centri di tutte le sezioni trasversali dell'elemento, deve essere contenuta in un cilindretto di controllo di diametro pari al valore della tolleranza di rettilineità assegnata, sia essa t.

Pertanto un elemento che abbia diametro costante e pari al massimo diametro D, e la cui curva media sia compresa entro il cilindretto di controllo di diametro t, sarebbe senz'altro accettato. Un siffatto elemento non è però conforme a quanto specificato dalla regola fondamentale, in quanto si trova in condizioni di massimo materiale, ma non ha forma perfetta (l'elemento è un cilindro che ha diametro D, ma si presenta storto di quanto permesso dal cilindretto di controllo, di diametro t, della tolleranza di rettilineità). L'applicazione della tolleranza di rettilineità ad un elemento di grandezza (in questo caso, cilindrico, ma la osservazione vale anche per gli elementi parallelepipedi) origina pertanto una eccezione alla regola fondamentale.

L'elemento B, in quanto sottoposto ad una tolleranza dimensionale e ad una tolleranza geometrica (di rettilineità, con modificatore di massimo materiale), ha una condizione virtuale pari alla somma del diametro D (condizione di massimo materiale) e della tolleranza di rettilineità t, cioè pari al valore $D + t$.

Perciò, se l'elemento B è considerato come primo riferimento, e ad esso è applicato un modificatore di massimo materiale, il calibro di controllo che lo rappresenta è costituito da un mandrino di diametro fisso, pari a $D+t$. Il mandrino ha quindi diametro uguale alla condizione virtuale di B (fig. 3.6b), esattamente come nel caso in cui l'elemento B era considerato come secondo riferimento, e ad esso era applicato un modificatore di massimo materiale.

Una ultima variante sul sistema di riferimento consiste nel togliere al pezzo la possibilità di rotazione (fig. 3.7a), usando come terzo riferimento un piano, passante per l'asse che costituisce un riferimento (il primo o il secondo, come visto prima) e connesso al piano medio di una cava C (o di un dente). Questo significa che viene costruito un parallelepipedo ideale, parallelo all'asse di riferimento (primo o secondo), ed espandibile in larghezza, che posiziona la cava impedendole di ruotare. La cava sarà dimensionata in grandezza (con tolleranza dimensionale) ed in posizione (con tolleranza geometrica) rispetto ai riferimenti de-

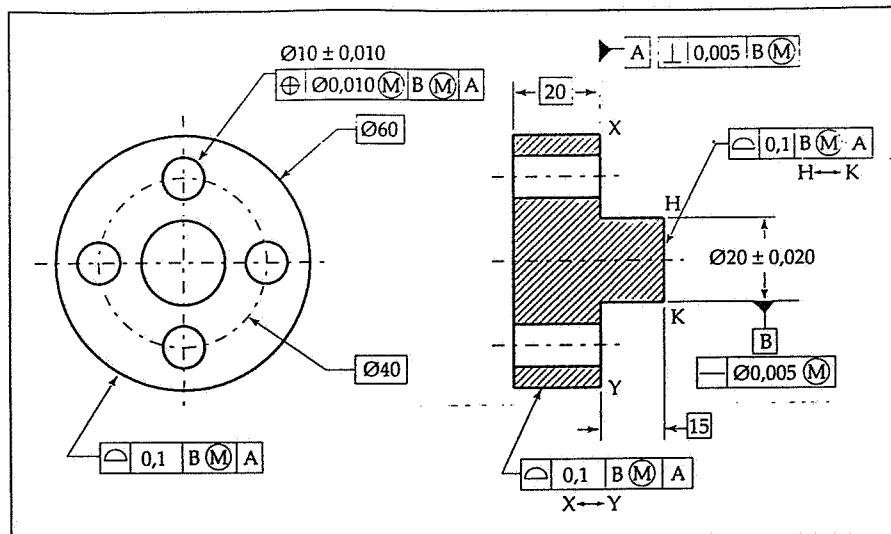


Fig. 3.6a

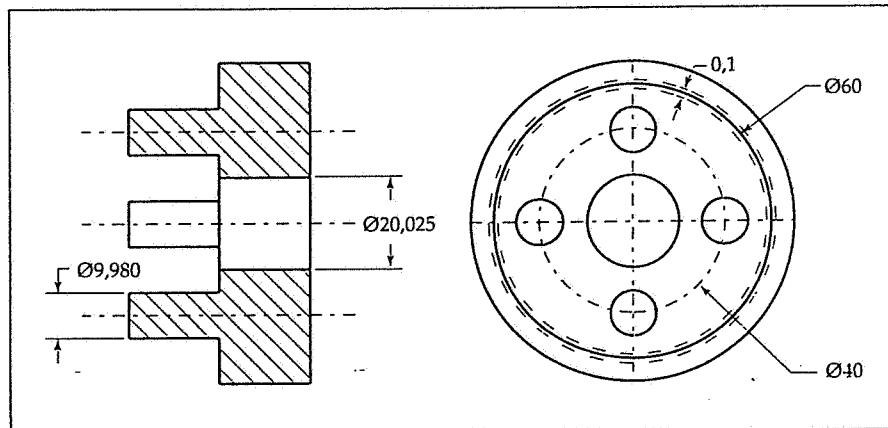


Fig. 3.6b

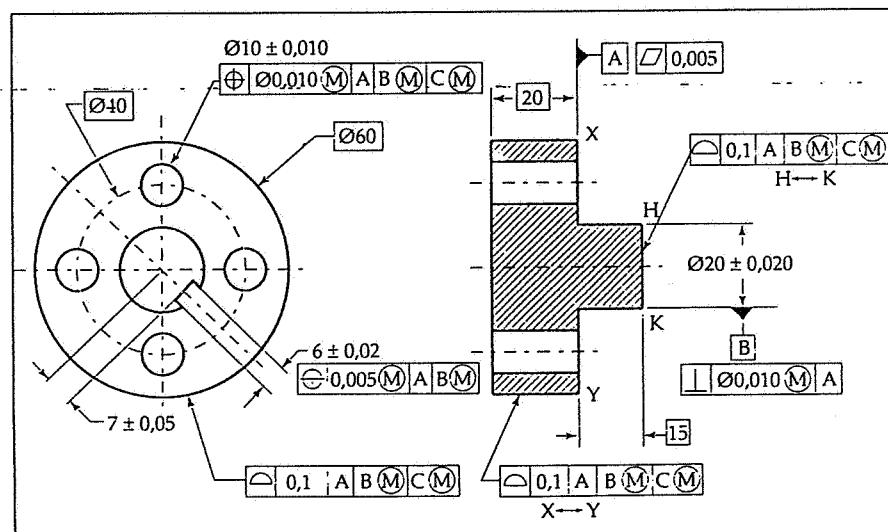


Fig. 3.7a

finiti da A e da B, con diverso significato, come detto in precedenza, secondo quale dei due sia il primo e quale il secondo.

Essendo la cava C un elemento di grandezza, ad essa è applicabile un modificatore **(M)** di massimo materia-

le, sia dopo il valore della sua tolleranza geometrica (di posizione) che quando essa è usata per stabilire un riferimento (in questo caso, come terzo riferimento).

In questo ultimo caso, il piano di riferimento individuato dalla cava è il

L'ACCETTAZIONE DEI PEZZI

Il problema che affronteremo in questa parte è il seguente: date le misure dei vari elementi di grandezza, effettuate rispetto al sistema di riferimento, si può procedere alla accettazione del pezzo, o lo si deve rifiutare, secondo quanto specificato a disegno dalle tolleranze dimensionali e geometriche?

Consideriamo per ora un elemento di grandezza cilindrico (albero o foro). Che cosa significa dare le misure di un elemento di grandezza cilindrico? Significa dare la misura del diametro e la misura della posizione dell'elemento.

Questo avviene nel modo seguente:

- si trova la esatta controparte geometrica dell'elemento, ai fini dell'accoppiamento: il diametro di tale controparte è il diametro dell'elemento, e l'asse di tale controparte è l'asse dell'elemento;

- si costruisce il cilindretto di controllo che contiene l'asse della esatta controparte geometrica dell'elemento (per quanto si è appena detto, questo asse è anche, per definizione, l'asse dell'elemento): la sua posizione, cioè la posizione dell'asse del cilindretto di controllo, è assunta come la posizione dell'elemento.

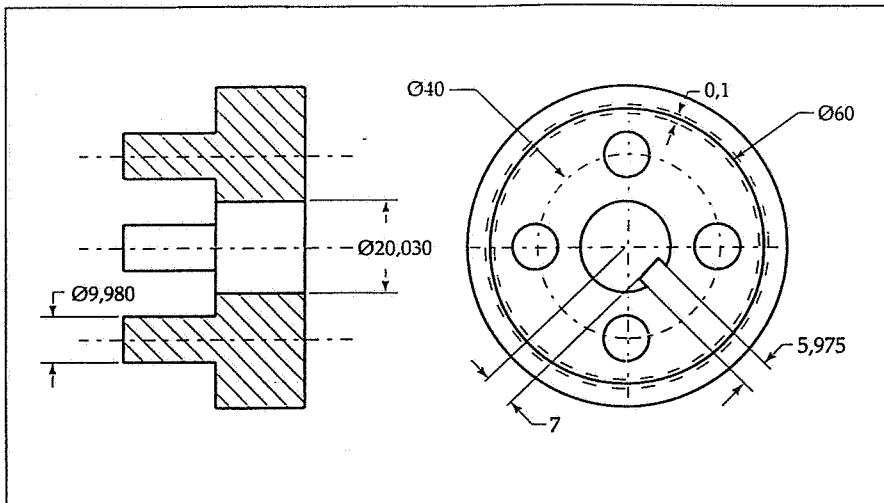


Fig. 3.7b

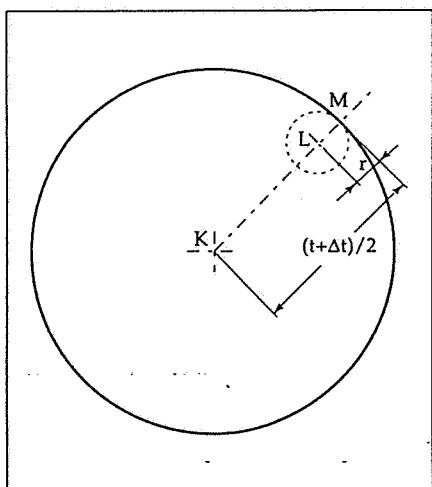


Fig. 4.1

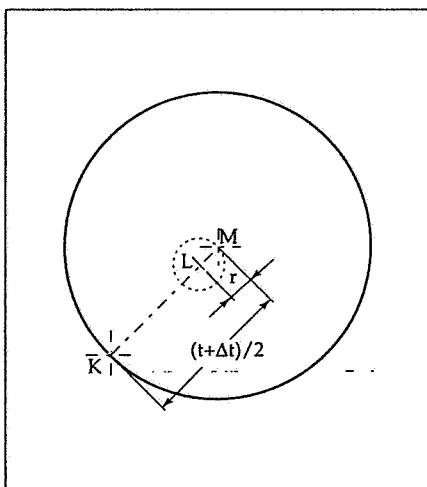


Fig. 4.2

piano medio del parallelepipedo di massima larghezza, parallelo all'asse di riferimento, che entra dentro la cava. Se un modificatore di massimo materiale è indicato quando la cava è usata per stabilire un riferimento, ciò significa che il calibro di controllo è un parallelepipedo di larghezza uguale alla condizione virtuale della cava, posizionato esattamente e cioè parallelo all'asse di riferimento (fig. 3.7b).

Tutte le considerazioni precedenti, fatte per riferimenti corrispondenti ad elementi cilindrici, si estendono a riferimenti corrispondenti ad elementi parallelepipedici, con la sostituzione della larghezza al diametro, del piano medio all'asse e della superficie media alla curva media.

La superficie media si ottiene nel modo seguente:

- si considerino le rette perpendicolari al piano medio dell'elemento parallelepipedo, e cioè al piano medio della

esatta controparte geometrica, valutata ai fini del montaggio;

- per ogni retta, si consideri il punto medio del segmento limitato dalla intersezione della retta con i contorni della sezione.

La superficie media è costituita dall'insieme di tutti i punti medi così trovati. Si riporta di seguito la corrispondenza tra la terminologia usata nella trattazione precedente e la terminologia americana che si trova nella norma ASME:

- per un elemento di grandezza cilindrico :
 - l'asse è detto *Axis*;
 - la curva media è detta *Derived Median Line*:
- per un elemento di grandezza parallelepipedo :
 - il piano medio è detto *Center Plane*;
 - la superficie media è detta *Derived Median Plane*.

Supponiamo che il sistema di riferimento sia costituito da tre piani mutuamente ortogonali, sia A il primo piano di riferimento, B il secondo e C il terzo.

Ora si può verificare, sul piano di riferimento ortogonale all'asse teorico del foro (sia esso il piano A), se il foro è in tolleranza. Infatti sia K la intersezione dell'asse teorico del foro con il piano A e sia L la intersezione dell'asse del cilindretto di controllo, costruito prima, sempre con il piano A, e sia ancora r il raggio di tale cilindretto. Il foro sarà in tolleranza se il cerchio di tolleranza $t + \Delta t$ di centro K comprenderà il cilindretto di centro L e raggio r, cioè comprenderà il punto M che dista $KL + r$ dal centro K (fig. 4.1).

La verifica che in genere viene eseguita è però quella opposta: si traccia una circonferenza avente diametro $t + \Delta t$ e centro nel punto M, e si verifica che tale circonferenza contenga il punto K (fig. 4.2).

Si fa notare che se l'elemento ha asse parallelo all'asse teorico, cioè la esatta controparte geometrica dell'elemento ha asse parallelo all'asse teorico, allora il raggio r del cilindretto di controllo è nullo (fig. 4.3). In questa condizione, se Δx e Δy sono le distanze relative di L rispetto a K , misurate perpendicolarmente al secondo riferimento B ed al terzo riferimento C (cioè le coordinate relative di L rispetto a K), e se Δt è l'incremento di tolleranza dovuto allo scostamento del diametro dell'elemento (cioè della sua esatta controparte geometrica) dalla condizione di minimo materiale (e cioè dal diametro minimo prescritto dalla tolleranza dimensionale, se si tratta di un foro; dal diametro massimo, se si tratta di un albero), allora si può costruire il punto L (che coincide con il punto M), e si può tracciare la circonferenza di tolleranza geometrica, di diametro $t + \Delta t$ e di centro $L = M$.

In generale, in prima approssimazione, è questa la condizione che si assume, ritenendo trascurabile r rispetto a $t + \Delta t$; quindi i parametri assegnati per la verifica di un elemento cilindrico sono semplicemente il suo diametro corrente d_c (si ricordi che è il diametro della sua esatta controparte geometrica ai fini dell'accoppiamento) e gli scostamenti della sua posizione corrente (si ricordi che la posizione corrente è definita dall'asse del cilindretto di controllo) dalla posizione teorica, assegnati come distanze (coordinate relative Δx e Δy) dalla posizione teorica. Tali distanze Δx e Δy , come già detto, sono misurate perpendicolarmente ai riferimenti B e C , essendo A il primo, B il secondo e C il terzo riferimento, ed A il piano in cui è stata tracciata la circonferenza di tolleranza $t + \Delta t$.

Inoltre, per verificare su uno stesso diagramma che più elementi cilindrici E_i siano in tolleranza, si considera come origine O del diagramma la posizione teorica K_i di ciascun elemento E_i , e si riportano quindi rispetto a tale origine gli scostamenti Δx_i e Δy_i degli elementi E_i , tracciando da ciascun punto L_i così trovato la circonferenza di tolleranza di diametro $t_i + \Delta t_i$ propria di ciascun elemento. Un elemento E_i sarà verificato se la sua circonferenza di diametro $t_i + \Delta t_i$ e di centro L_i comprenderà l'origine O , cioè la posizione teorica K_i dell'elemento (fig. 4.4).

Supponiamo ora che il sistema di riferimento sia costituito da un piano A

come primo riferimento e da un riferimento assiale B (cioè dall'asse di un elemento di grandezza cilindrico) come secondo riferimento.

Si è visto che, in presenza di modificatori di massimo materiale sulla tolleranza geometrica dell'elemento cilindrico B (tolleranza di perpendicolarità rispetto ad A) e sul riferimento B , si origina, per l'elemento B , una condizione virtuale pari, se l'elemento è pieno (albero), alla somma del diametro di massimo materiale con la tolleranza geometrica; pari invece, se l'elemento è cavo (foro), alla differenza tra il diametro di massimo materiale e la tolleranza geometrica. Questo significa che l'elemento B , considerato come riferimento, è rappresentato da un cilindro (calibro) posto nella posizione teorica ed avente diametro costante (uguale alla condizione virtuale dell'elemento). L'elemento B reale deve accoppiarsi con tale cilindro di dimensione virtuale, presentando al più un gioco, nel caso in cui si scosti dalla condizione di massimo materiale o presenti una tolleranza geometrica di valore ridotto rispetto a quello assegnato.

Questo gioco consente all'intero pezzo una traslazione, detta *shift* di B , di valore uguale alla metà dello scostamento della condizione virtuale reale (*actual virtual size*), dalla condizione virtuale (*virtual size*). Si intende per condizione virtuale reale quella condizione virtuale calcolata prendendo per l'elemento il valore del diametro corrente invece che il valore del diametro di massimo materiale, e come tolleranza geometrica il valore della tolleranza geometrica reale invece che quello assegnato per la condizione di massimo materiale nel riquadro delle tolleranze geometriche. In particolare, per un elemento cavo (foro), la tolleranza virtuale reale è pari alla differenza tra il diametro corrente e la tolleranza geometrica reale, e la traslazione (*shift*) è pari alla differenza tra la condizione virtuale reale (*actual virtual size*) e la condizione virtuale (*virtual size*); per un elemento pieno (albero), la tolleranza virtuale reale è pari alla somma tra il diametro corrente e la tolleranza geometrica reale, e la traslazione (*shift*) è pari alla differenza tra la condizione virtuale (*virtual size*), e la condizione virtuale reale (*actual virtual size*). Si ricorda che la condizione virtuale è la dimensione del calibro di controllo, che è un albero per un elemento cavo (foro), ed un foro per un elemento pieno (albero). La condi-

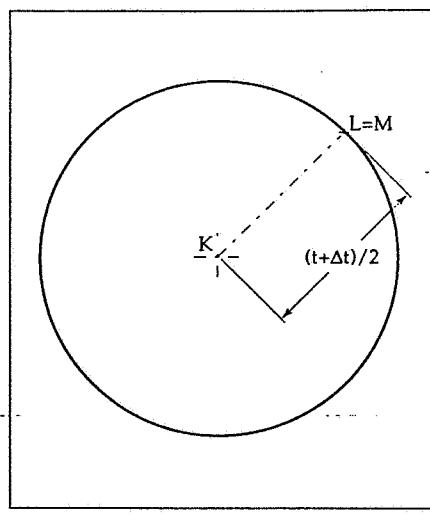


Fig. 4.3

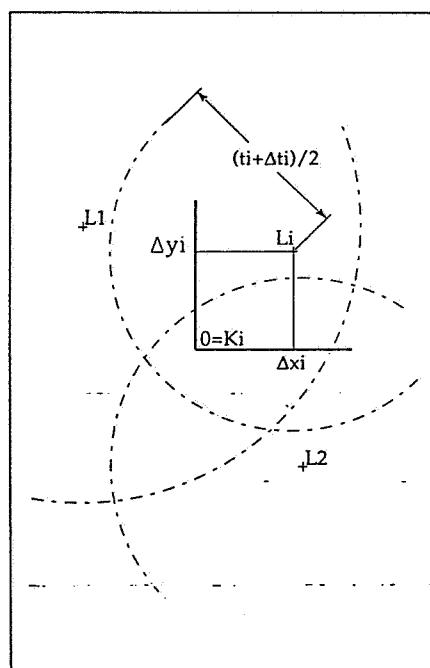


Fig. 4.4

zione virtuale reale dovrà perciò essere, se l'elemento reale è in tolleranza, maggiore della condizione virtuale se l'elemento è un foro (tale foro deve avere diametro maggiore del calibro, che è un albero); dovrà essere minore della condizione virtuale se l'elemento è un albero (tale albero deve avere diametro minore del calibro, che è un foro). Il valore di questa differenza rappresenta il diametro del cerchio di traslazione che può essere applicata al pezzo, e con esso a tutti i suoi elementi. Il punto origine O del sistema di riferimento diventa quindi un qualunque punto di un cerchio che ha per diametro il valore di tale traslazione, pertanto anche il punto K_i , posizione teorica dell'elemento E_i , coincidente

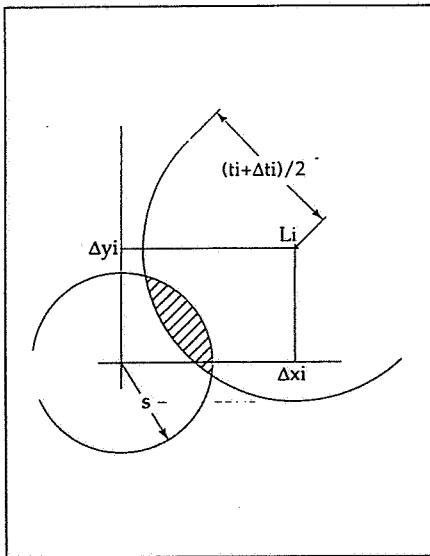


Fig. 4.5

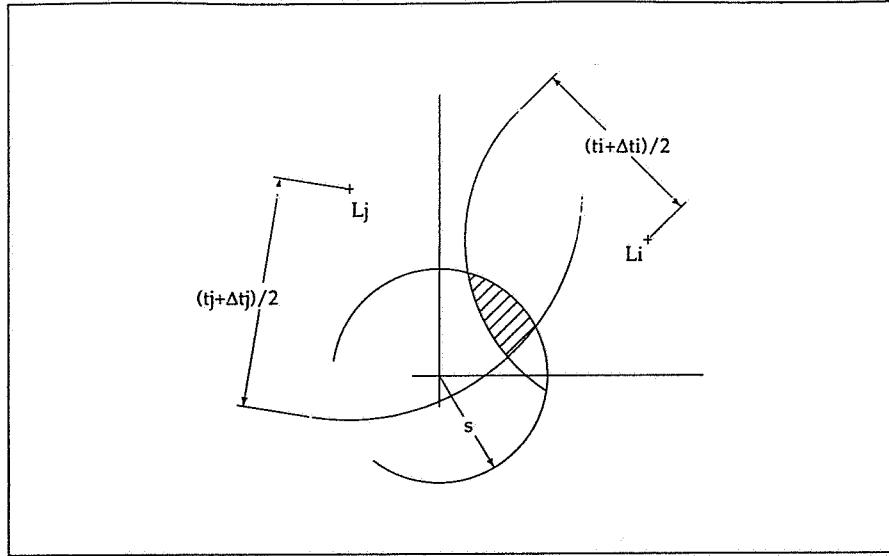


Fig. 4.6

con O come detto in precedenza, diventa un qualunque punto di tale cerchio. La condizione di accettazione di un elemento E_i sarà quindi verificata (fig. 4.5) quando il cerchio di centro L_i e di diametro $t_i + \Delta t_i$ avrà una zona di intersezione con il cerchio di centro O e di diametro uguale a questa traslazione (cerchio di shift di B). Gli elementi E_i saranno accettati nel loro insieme, se avranno una zona di intersezione comune tra di loro e con il cerchio di traslazione, e cioè se esisterà almeno un punto del cerchio di traslazione che sia comune a tutti i cerchi di tolleranza di diametro $t_i + \Delta t_i$ e di centro L_i (fig. 4.6).

Supponiamo infine che il sistema di riferimento sia composto da un piano A come primo riferimento, da un elemento cilindrico B come secondo riferimento e da un elemento parallelepipedo C come terzo riferimento. In questo caso, come si è visto nella parte 3, il piano A offre al pezzo un appoggio su tre punti, il riferimento assiale B posiziona il pezzo su A ed il riferimento parallelepipedo C impedisce la rotazione del pezzo attorno all'asse individuato da B.

Abbiamo visto nella trattazione precedente quale è l'effetto che il secondo riferimento B, se provvisto di modificatore di massimo materiale sia come riferimento che come elemento, produce nel pezzo (shift di B). Vediamo ora l'effetto del terzo riferimento C, supponendo sempre che abbia un modificatore di massimo materiale sia come riferimento che come elemento.

Questo significa che il calibro di controllo che simula il terzo riferimento è

un parallelepipedo di larghezza costante e pari alla dimensione virtuale dell'elemento e che tale parallelepipedo è posizionato nella posizione teorica (cioè il suo piano medio è esattamente nella posizione teorica).

Si consideri ora l'elemento parallelepipedo reale: esso può presentare un gioco, se la sua dimensione virtuale reale differisce dalla dimensione virtuale. In particolare, per un elemento pieno (dente), il gioco è pari alla differenza tra la condizione virtuale e la condizione virtuale reale; per un elemento cavo (cava), il gioco è pari alla differenza tra la condizione virtuale reale e la condizione virtuale.

Quale è l'effetto di questo gioco sul pezzo? Questo gioco permette che il pezzo abbia una rotazione, attorno al riferimento assiale B, di un angolo α uguale al rapporto tra il valore del gioco stesso e la distanza di C (del piano medio dell'elemento C) dall'asse individuato dal riferimento B; tale rotazione può avvenire per metà (cioè per un valore angolare $\alpha/2$) in un verso e per metà in verso opposto, rispetto alla posizione esatta. Lo spostamento, per un generico punto del pezzo, giace in un piano passante per il punto stesso ed ortogonale all'asse del riferimento B; la direzione dello spostamento è ortogonale alla congiungente il punto con la intersezione dell'asse del riferimento B con il piano dello spostamento; il valore dello spostamento è uguale al prodotto dell'angolo $\alpha/2$ per la distanza d del punto dall'asse del riferimento B.

Nel diagramma già considerato per la verifica di elementi di grandezza cilin-

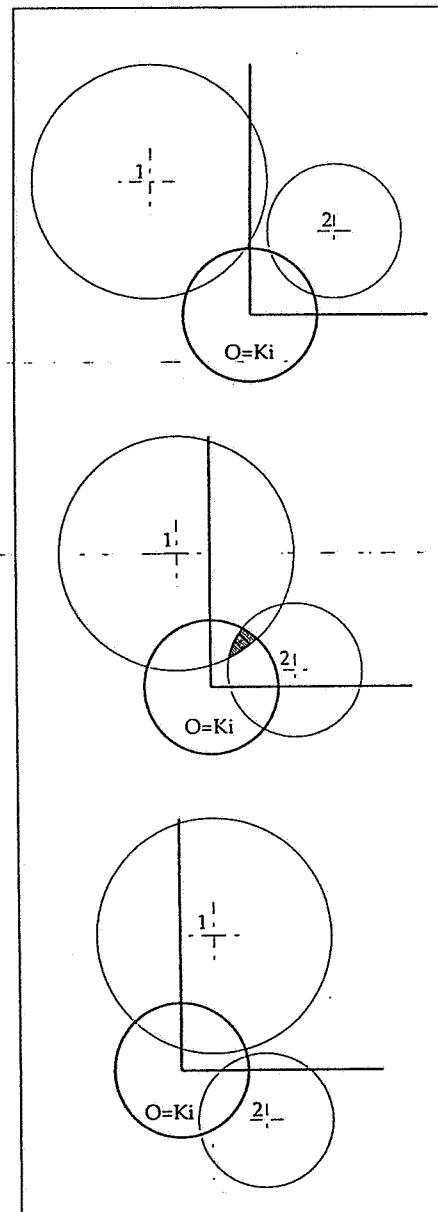


Fig. 4.7

drici, lo spostamento di un elemento E_i sarà rappresentato da uno spostamento del punto L_i , di valore e direzione calcolati come appena detto. I vari elementi E_i , mediante tale spostamento, possono avvicinare i loro punti L_i alla posizione teorica K_i coincidente con O ; questo può consentire che si abbia una zona di intersezione comune tra i cerchi di tolleranza (di diametro $t_i + \Delta t_i$ e centro i punti L_i), ed ancora una intersezione di tale zona comune con il cerchio di *shift* di B (di raggio s e centro l'origine $O=K_i$). Si fa notare che la rotazione possibile per il pezzo è compresa tra il valore angolare 0 ed il valore angolare $\alpha/2$, e che naturalmente tutti gli elementi E_i devono ruotare dello stesso angolo ϑ (compreso tra tali valori).

La figura 4.7 mostra quanto detto, con riferimento al pezzo già illustrato in figura 3.7a, per il quale si suppone che sia possibile una rotazione, attorno all'asse individuato dal riferimento B , di valore angolare massimo uguale ad $\alpha/2$. Per gli elementi 1 e 2 indicati (sono due elementi di grandezza cilindrici), si nota che la rotazione idonea a facilitare la loro verifica è quella che avviene in senso orario, per effetto della quale l'elemento 1 si sposta orizzontalmente a destra e l'elemento 2 si sposta invece verticalmente verso il basso. Si può osservare che la condizione di verifica è raggiunta quando il valore dell'angolo ϑ è pari alla metà di quello massimo possibile, mentre tale condizione non è raggiunta né in assenza di rotazione ($\vartheta = 0$), né per la massima rotazione possibile ($\vartheta = \alpha/2$). Nella letteratura il gioco della cava C è chiamato ancora *shift*.

Vediamo ora un esercizio riassuntivo. Sia dato a disegno il pezzo in figura 4.8 e si assuma:

- come primo riferimento A il piano orizzontale inferiore, perpendicolare all'asse dell'albero di diametro $\Phi 13.5$;
- come secondo riferimento B l'albero verticale di diametro $\Phi 13.5$, con tolleranza dimensionale $(+ 0.018, + 0.036)$ e tolleranza geometrica di perpendicolarità, rispetto al riferimento A, di valore $\Phi 0.010$ al massimo materiale;
- come terzo riferimento C la cava di larghezza $l = 3$, con tolleranza dimensionale $(+ 0.005, + 0.015)$ e tolleranza geometrica di localizzazione, rispetto al riferimento A ed al riferimento B con modificatore di massimo materiale, di valore 0.005 al massimo materiale;
- che i due fori verticali laterali di dia-

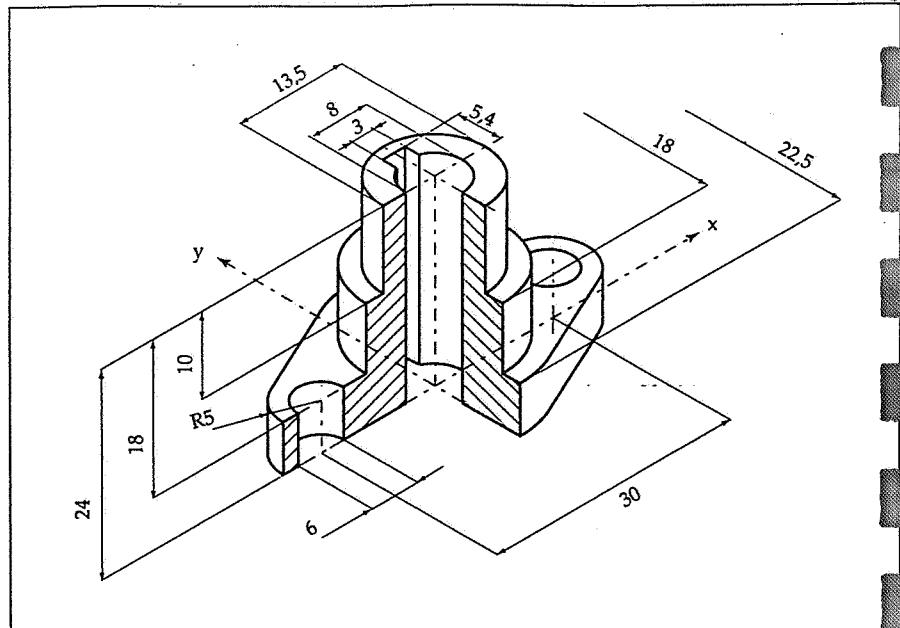


Fig. 4.8

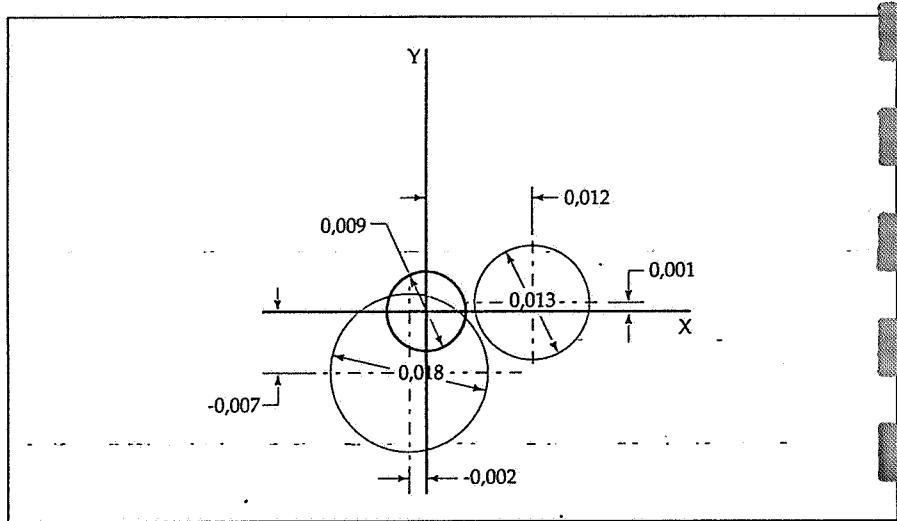


Fig. 4.8.1

metro $\Phi 6$ abbiano tolleranza dimensionale $(+ 0.010, + 0.022)$ e tolleranza geometrica di localizzazione, rispetto al riferimento A, al riferimento B con modificatore di massimo materiale ed al riferimento C con modificatore di massimo materiale, di valore $\Phi 0.008$ al massimo materiale.

Si vuole eseguire la verifica di un pezzo reale i cui elementi abbiano le seguenti misure:

- albero B di diametro $\Phi 13.525$ fuori perpendicolarità di $\Phi 0.012$;
- cava C di larghezza 3.012 fuori localizzazione di 0.006;
- foro $\Phi 6$ sinistro di diametro $\Phi_1 = 6.015$ e scostamenti $\Delta x_1 = + 0.012$ e $\Delta y_1 = + 0.001$;

– foro $\Phi 6$ destro di diametro $\Phi_2 = 6.020$ e scostamenti $\Delta x_2 = - 0.002$ e $\Delta y_2 = + 0.007$;

Si vuole inoltre eseguire la verifica come sopra qualora, fermi restando tutti gli altri elementi, siano portati al minimo materiale:

- 3.1) il solo foro B,
- 3.2) la sola cava C,
- 3.3) i due fori $\Phi 6$.

Viene calcolata la condizione virtuale di B ($\Phi_v = 13.536 + 0.010 = 13.546$), quindi la condizione virtuale reale di B ($\Phi_{vr} = 13.525 + 0.012 = 13.537$) ed infine *shift* di B come differenza tra la condizione virtuale e la condizione virtuale reale ($shift_B = 13.546 - 13.537 = 0.009$).

Viene calcolata la condizione virtuale di C ($l_v = 3.005 - 0.005 = 3.000$), indi la condizione virtuale reale di C ($l_{vr} = 3.012 - 0.006 = 3.006$) ed infine il gioco (shift) di C come differenza tra la condizione virtuale reale e la condizione virtuale ($shift_C = 3.006 - 3.000 = 0.006$ al raggio 5.4, 0.003 per parte). Lo spostamento per i fori laterali avviene al raggio 15, e pertanto vale 0.003 (15/5.4) = 0.008 per parte.

Infine viene calcolata la tolleranza di ciascuno dei fori laterali: per il foro di sinistra essa vale

$$t_1 = 0.008 + (6.015 - 6.010) = 0.013,$$

mentre per il foro di destra vale

$$t_2 = 0.008 + (6.020 - 6.010) = 0.018.$$

Si è supposto che i fori abbiano asse parallelo all'asse teorico (cioè che r sia trascurabile rispetto a $t + \Delta t$).

La figura 4.8.1 mostra che, in queste condizioni, non esiste una zona di intersezione comune tra i cerchi di tolleranza dei fori e la circonferenza di shift di B né lo spostamento permesso dallo shift di C può migliorare la situazione. Il pezzo viene pertanto rgettato.

Ci chiediamo se esiste qualche possibilità di recupero del pezzo, eventualmente sottponendolo ad una lavorazione che ne aumenti la tolleranza dimensionale reale. Questo può essere ottenuto portando al minimo materiale l'albero B, o la cava C, o ancora i due fori laterali.

Esaminiamo il primo caso, albero B al minimo materiale: è come se avessimo ora un albero reale di diametro 13.518, sempre fuori perpendicolarità di $\Phi = 0.012$. Viene calcolata la nuova condizione virtuale reale di B, ora al minimo materiale ($\Phi_{vr} = 13.518 + 0.012 = 13.530$) ed ancora lo shift di B come differenza tra la condizione virtuale e la condizione virtuale reale al minimo materiale ($shift_B = 13.546 - 13.530 = 0.016$).

Le figure 4.8.2a, 4.8.2b e 4.8.2c mostrano quale è la situazione se, per il nuovo shift di B, si applica ai fori anche lo spostamento dovuto allo shift di C: in particolare si nota che, per uno spostamento intermedio (pari al valore 0.004), esiste una zona comune tra i cerchi di tolleranza dei fori ed il cerchio di shift di B. Il pezzo può quindi essere accettato, se B viene portato al minimo materiale (cioè se il suo diametro viene ridotto al minimo).

Esaminiamo ora il secondo caso, cava

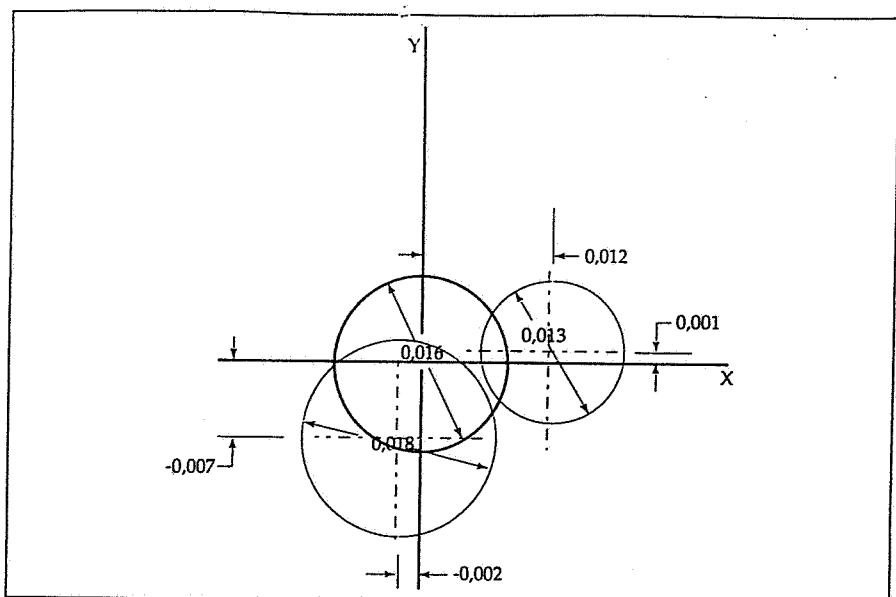


Fig. 4.8.2a

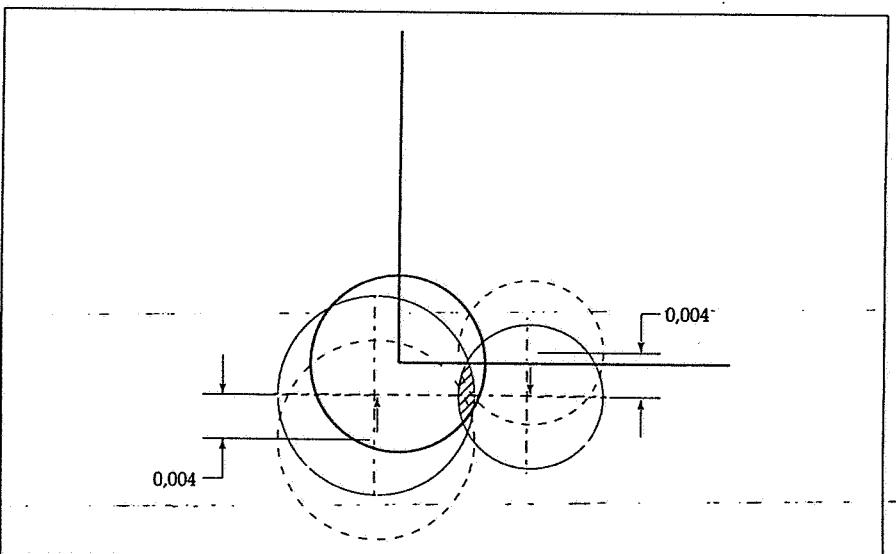


Fig. 4.8.2b

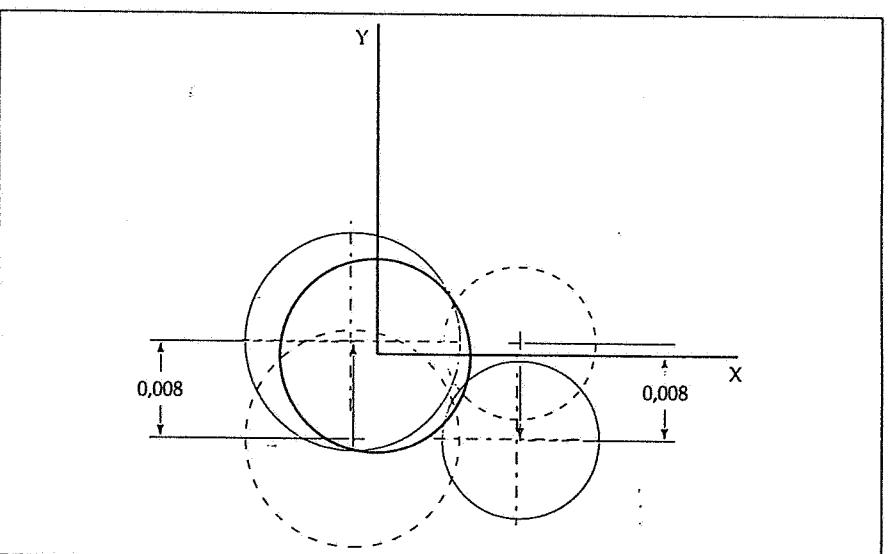


Fig. 4.8.2c

C al minimo materiale: è come se avessimo una cava reale di larghezza 3.0015, sempre fuori localizzazione di 0.006.

Viene calcolata la nuova condizione virtuale reale di C, ora al minimo materiale ($l_{vr} = 3.015 - 0.006 = 3.009$) ed ancora il gioco (*shift*) di C come differenza tra la condizione virtuale reale al minimo materiale e la condizione virtuale ($shift_C = 3.009 - 3.000 = 0.009$ al raggio 5.4, 0.0045 per parte). Lo spostamento per i fori laterali avviene al raggio 15, e pertanto vale 0.0045 ($15/5.4 = 0.013$ per parte). Si può notare, come già visto nella figura 4.8.1, che l'aumento dello spostamento disponibile non migliora la condizione iniziale di non intersezione tra le circonferenze di tolleranza dei fori e la circonferenza di *shift* di B. È pertanto inutile, ai fini della accettazione del pezzo, portare la cava al minimo materiale (cioè ingrandire la cava fino alla sua massima larghezza).

Esaminiamo infine il terzo caso, fori al minimo materiale: è come se avessimo entrambi i fori al diametro 6.022, sempre con gli stessi scostamenti Δx e Δy . La tolleranza di ciascuno dei fori laterali, in condizioni di minimo materiale, vale $tm = 0.008 + (6.022 - 6.010) = 0.020$. Le figure 4.8.3a, 4.8.3b e 4.8.3c mostrano quale è la situazione se, per il nuovo cerchio di tolleranza dei fori, si applica ai fori stessi anche lo spostamento dovuto allo *shift* di C: in particolare si nota che, per qualsiasi spostamento, esiste una zona comune tra i cerchi di tolleranza dei fori ed il cerchio di *shift* di B. Il pezzo può perciò essere accettato, se i fori vengono portati al minimo materiale (cioè se i loro diametri vengono allargati al massimo).

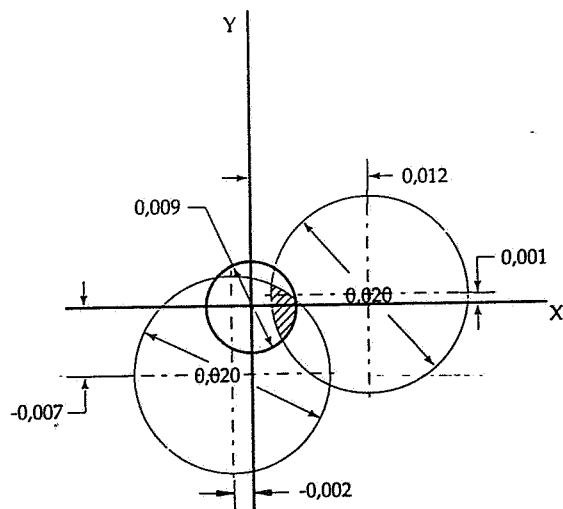


Fig. 4.8.3a

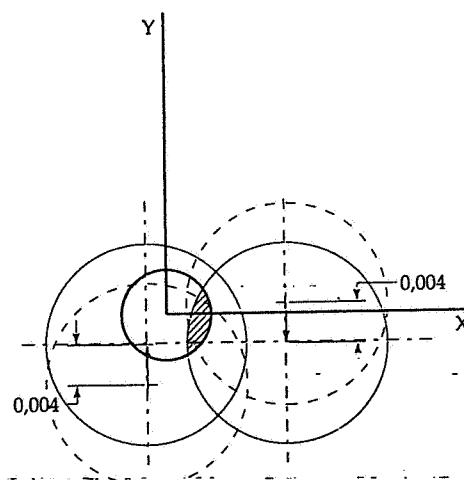


Fig. 4.8.3b

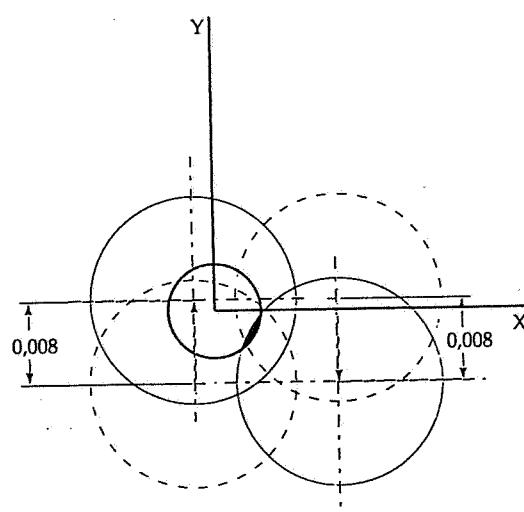
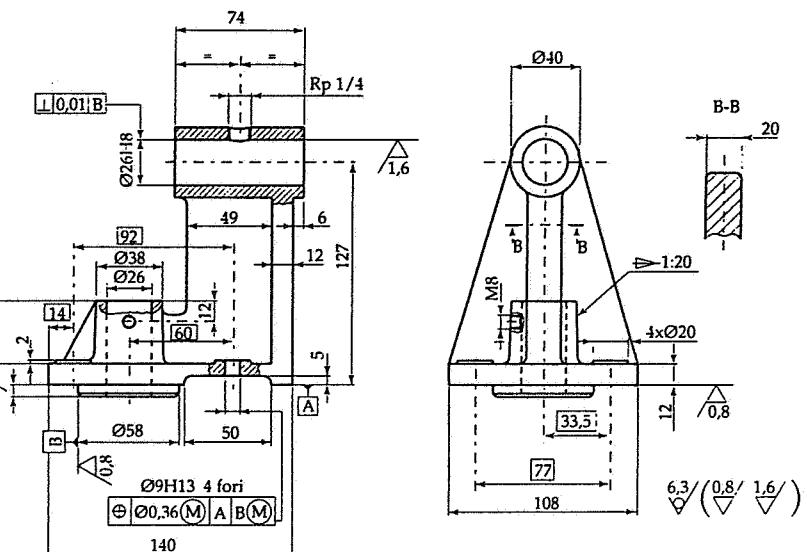


Fig. 4.8.3c

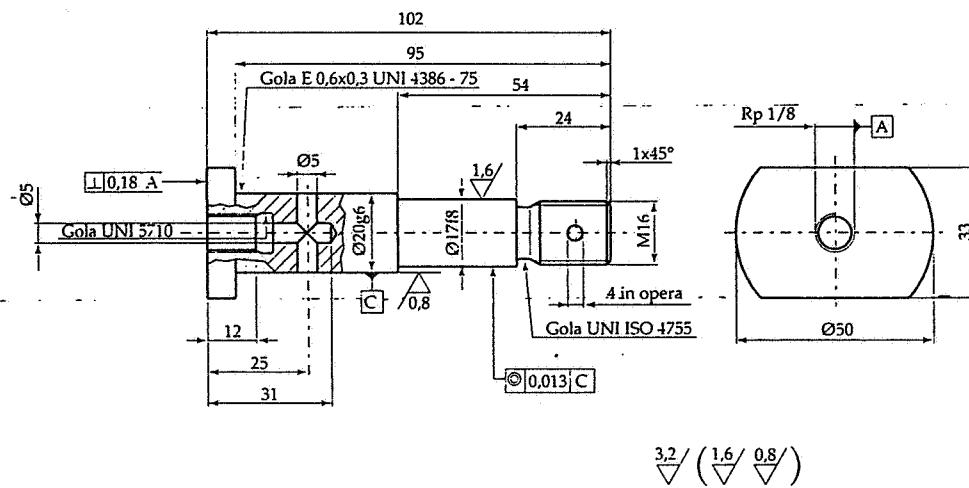
ESERCIZI • ESERCIZI • ESERCIZI

1. Quotatura funzionale di particolari dal complessivo di pagina 377.

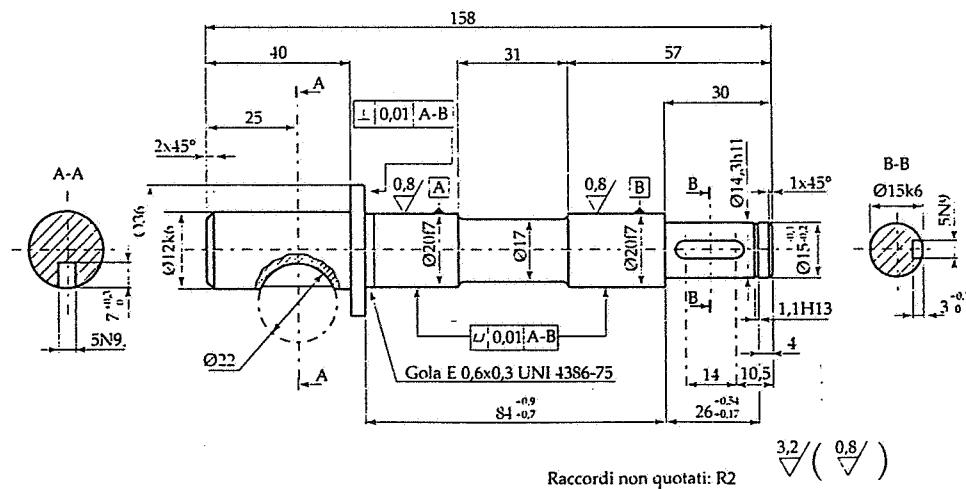


Tolleranze secondo UNI ISO 8015
Tolleranze generali UNI ISO 2768-mk

Smussi non quotati: 2x45°
Raccordi non quotati: R2



3,2/(1,6 / 0,8 /)



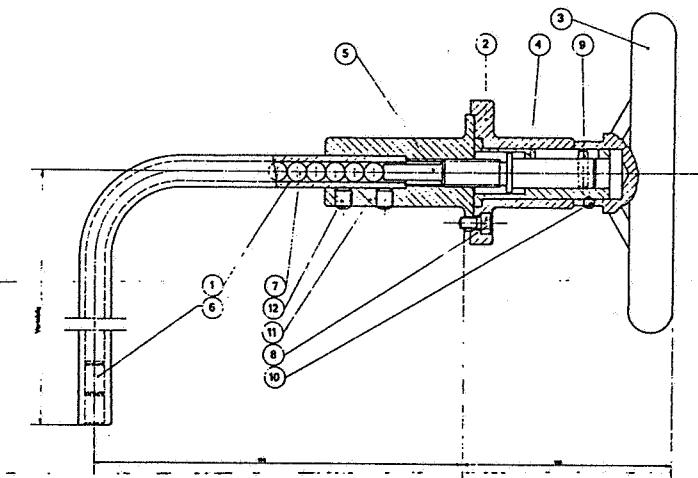
Raccordi non quotati: R2
3,2/(0,8 /)

appendice

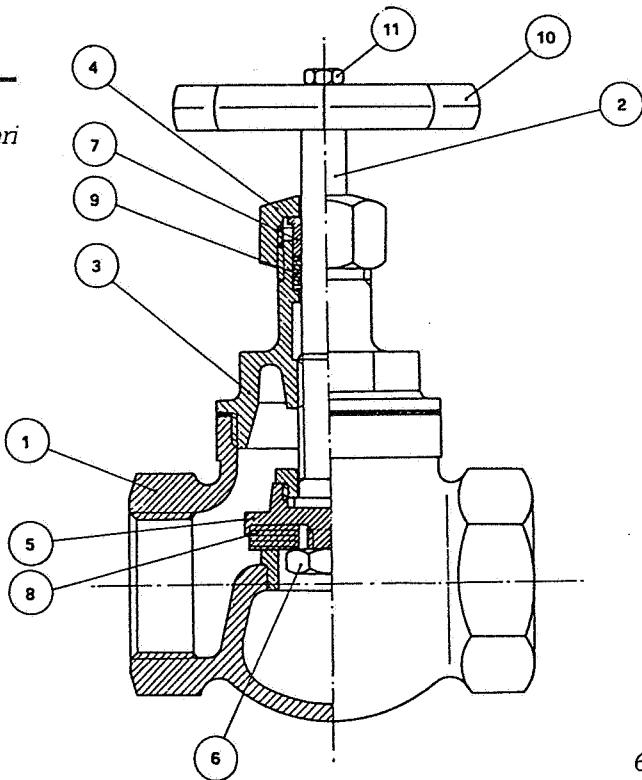
B

studio di complessivi

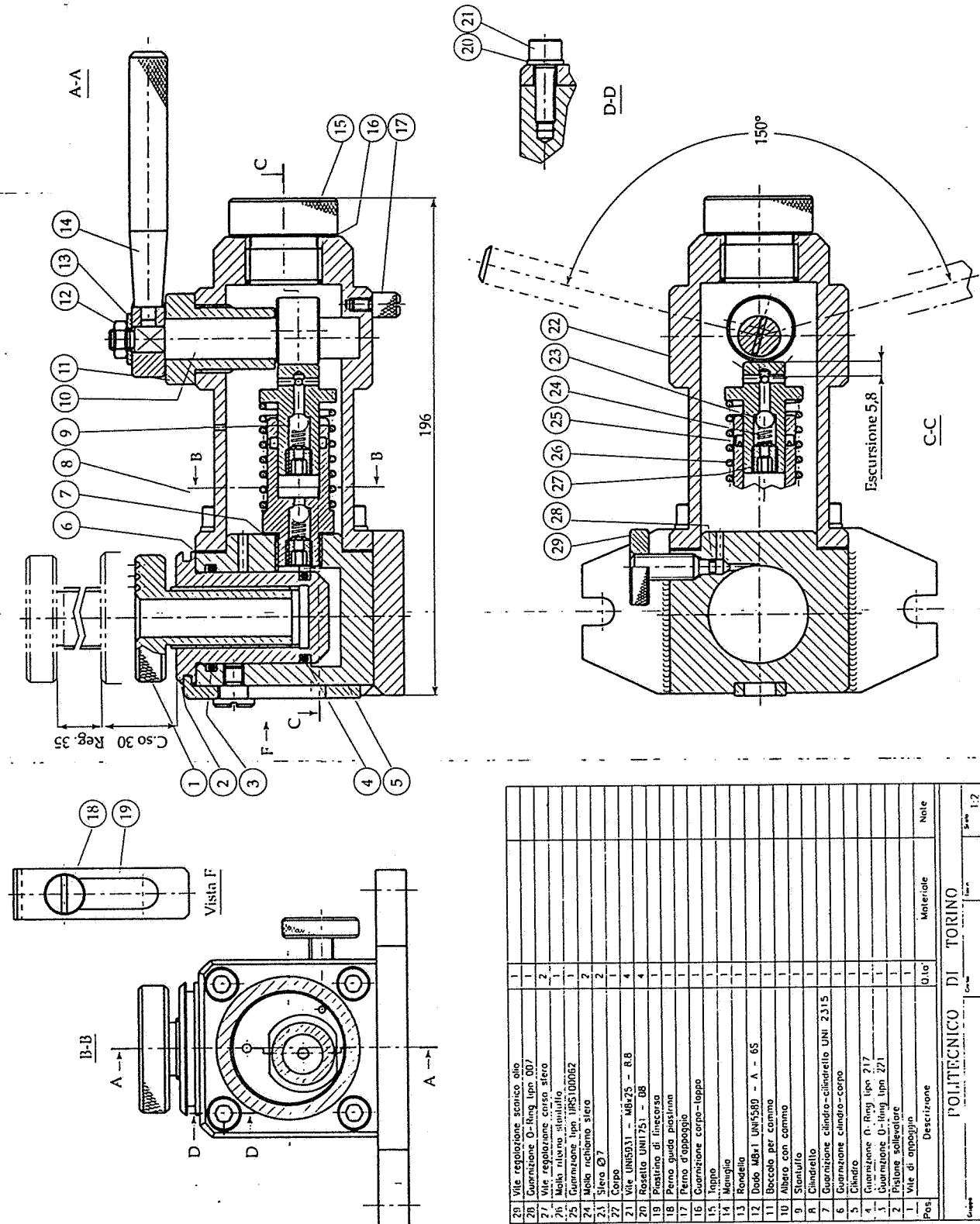
- 1.** Dal complessivo (gruppo di regolazione) si ricavino i particolari costruttivi e gli elementi normalizzati.



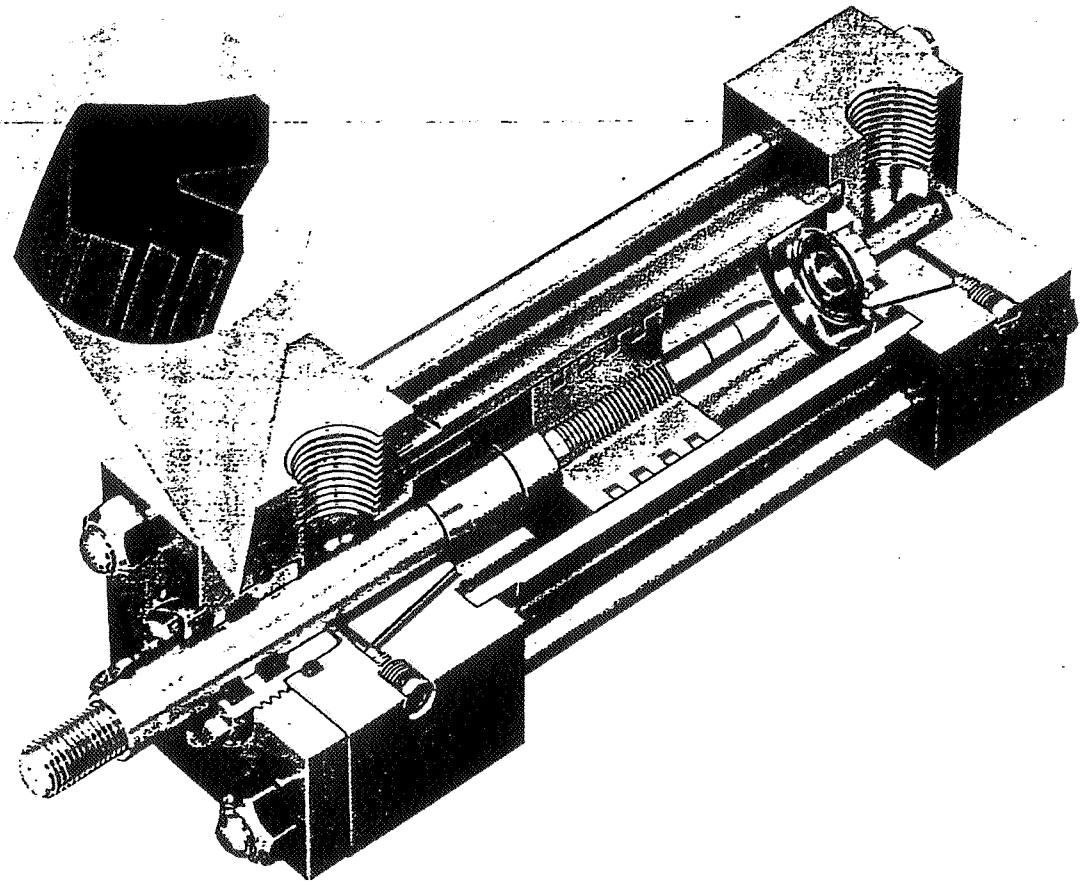
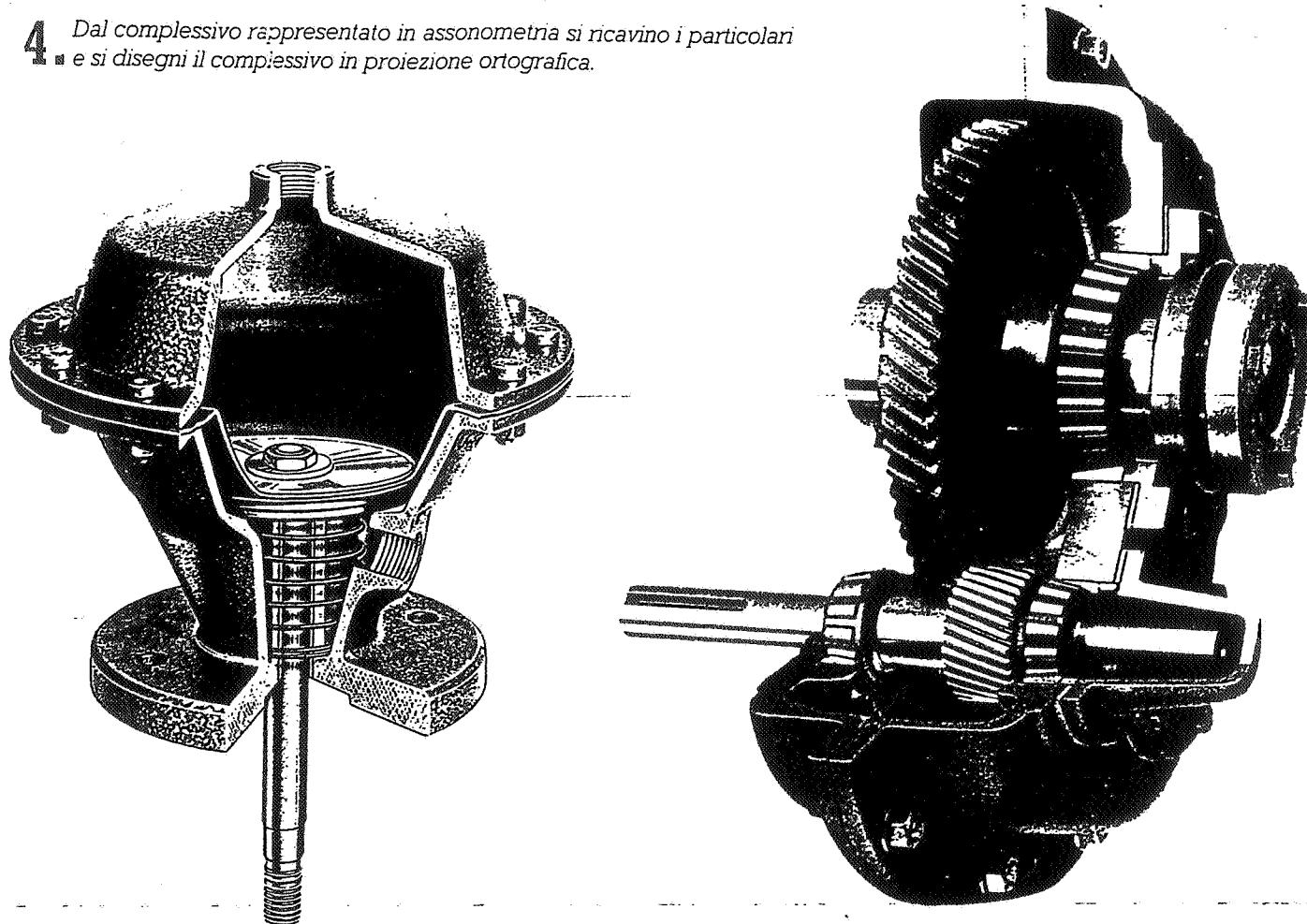
- 2.** Dal complessivo (valvola a globo) si ricavino i particolari costruttivi e gli elementi normalizzati.



3. Dal complessivo (martinetto idraulico) si ricavino i particolari costruttivi e gli elementi normalizzati.



4 Dal complessivo rappresentato in assonometria si ricavino i particolari e si disegni il complessivo in proiezione ortografica.



RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

Nell'elenco seguente di testi indicati per eventuale approfondimento e chiarimento su particolari argomenti o semplicemente ricordati come fonte di confronto o di esempio, sono citati solo volumi e non singoli articoli o memorie. Ciò sia per non estendere eccessivamente l'elenco, evitando agli Autori l'accusa di sfoggiare un'erudizione oggi facilmente mutuabile da varie fonti, sia perché i testi citati riportano a loro volta ampie bibliografie. Analogamente non vengono elencate altre norme, nazionali ed internazionali, oltre a quelle citate nei singoli capitoli.

TESTI GENERALI

- Chevalier A., *Manuale del Disegno Tecnico*, (a cura di Chirone, Vullo), SEI, Torino, 1983
Chirone E., *Disegno Tecnico*, Edisco, Torino, 1976
Coppo S., *Il disegno e l'ingegnere*, Levrotto & Bella, Torino, 1987
Donnarumma A., *Disegno di Macchine*, UTET, Torino, 1987
Eide A. R. et al., *Engineering Graphics Fundamentals*, Mc Graw-Hill Int., Singapore, 1995
Filippi F., *Disegno di macchine*, Hoepli, Milano, 1977
FORMECA, *Le dessin technique*, Dunod, Paris, 1983
Foster R., Rogers H., Devon R., *Graphical communication principles*, Mc Graw Hill, New York, 1991
French T., Vierck C., Foster R., *Engineering Drawing and Graphic Technology*, Mc Graw-Hill Int., Singapore 1987
Jensen C., *Engineering Drawing and Design*, Mc Graw-Hill Ryerson, Toronto, 1985
Lombardi S., Migliorati G., *Disegno tecnico e meccanico*, La Scuola, Brescia, 1990
Luzadder W.J., Duff J. M., *Fundamentals of engineering drawing*, Prentice Hall, London, 1993
Ray M. S., *Elements of Engineering Design*, Prentice Hall, London, 1985
Rhodes R. S., Cook L. B., *Basic Engineering Drawing*, Longman, Harlow, 1990
UNI, *M1-Norme per il disegno tecnico*, UNI, Milano, 1995
AA. VV., *Atti dei Convegni Nazionali ADM (Associazione Disegno di Macchine)*, Giardini Naxos, 1976; Saint Vincent, 1978; Sorrento, 1980; Padova 1983; Udine 1986; Palermo 1989; Trento 1991; Castelfranco Veneto 1993; Caserta 1995; Firenze 1997.

TESTI SU ARGOMENTI PARTICOLARI:

- #### Disegno computerizzato
- Carrino A., *Elaborazioni grafiche su Personal Computer*, Liguori, Napoli, 1994
Folini F., *Disegno Assistito da Calcolatore*, Il Rostro, Milano, 1994
Kalameja A. J., *The AutoCAD Tutor for Engineering Graphics*, Delmar, Albany, 1995
Mäntylä M., *An introduction to solid modeling*, Comp.Sc.Press, Rockville, 1988
Marchis V., *Modelli*, SEI, Torino, 1988
Molari P.G., *Disegnare con il calcolatore*, Pitagora, Bologna, 1995
Mortenson M. E., *Modelli geometrici*, Mc Graw-Hill, Milano, 1989
Orlando M., Podda G., *Lineamenti di disegno automatico*, Levrotto & Bella, Torino, 1988
- #### Teoria e storia del disegno
- A.D.M., *Disegni di Macchine* (catalogo della mostra), GEAP, Portonovo, 1987
Cento G., *Prospettiva*, Giorgio, Torino, 1947

Cundari C., Mezzetti C. (cur.), *Il disegno nelle Facoltà di Ingegneria*, Gangemi, Roma, 1991

Duff J. M., Ross W.A., *Freehand Sketching for Engineering Design*, PWS, Boston, 1995

Gregotti V., *Il disegno del prodotto industriale*, Electa, Milano, 1982
Massironi M., *Vedere con il disegno*, Muzzio, Padova, 1989

Disegno progettuale

- Biggioggero G.F., Rovida E., *Disegno di macchine (note di progettazione metodica)*, CLUP, Milano, 1990
Elger A. J., *Problems in Engineering Design*, Mc Graw-Hill, London, 1966
Hubka V., *Scienza della progettazione*, Masson, Milano, 1994
Kalpakjian S., *Manufacturing Engineering and Technology*, Addison-Wesley, Reading, 1992
Kirschling G., *Quality Assurance and Tolerances*, Springer, Berlin, 1991

Lange J. C., *Design Dimensioning with Computer Graphics Applications*, Dekker, New York, 1984

Neumann A., *Geometric Dimensioning and Tolerancing Workbook*, ASME, New York, 1995

Tornincasa S., *Disegno di Impianti e Sistemi Industriali*, CLUT, Torino, 1996

Wilson B. A., *Design Dimensioning and Tolerancing*, Goodheart, South Holland, 1995

Componenti di macchine

- Ashby M., Jones D., *Engineering Materials*, Pergamon Press, Oxford, 1988
Bongiovanni G., Roccati G., *Le molle*, Levrotto & Bella, Torino, 1990
Chirone E., Vullo V., *Cuscinetti a strisciamento*, Torino, Levrotto & Bella, 1979
Dubbel, *Manuale di Ingegneria Meccanica*, EST, Milano, 1984
Orlov P., *Fundamentals of machine design*, MIR, Mosca, 1980
Shigley J. E., Mischke C. R., *Standard Handbook of Machine Design*, Mc Graw-Hill, New York, 1986

PUBBLICAZIONI PERIODICHE

Computer Aided Design, Butterworth, Oxford, UK

Computer Graphics World, Tulsa, USA

Il Progettista Industriale, Tecniche Nuove, Milano

Machine Design, Penton Publishing, Cleveland, USA

NT-Tecnica e Tecnologia, AMMA, Torino

Progettare, Jackson, Milano

Rivista di meccanica, Jackson, Milano

Unificazione e Certificazione, UNI, Milano

Cataloghi e pubblicazioni delle Ditte:

SKF, Angst Pfister, Mollificio Italiano, CATOR, MECMAN, Pirelli, IVECO, Gally, Glacier, Bonfiglioli, Marzorati, FAG, Fimet.

A

abbozzo 261
 acciai 618
 – classificazione 618
 – da costruzione 620
 – designazione 618
 – inossidabili 621
 – per uso generale 621
 – per utensili 621
 – trattamenti termici 618
 accoppiamenti
 – albero base 354
 – con interferenza 337
 – foro base 354
 – incerti 338
 – ISO 353
 – mobili 336
 – raccomandati 355
 accoppiamenti scanalati 554
 – ad evolvente 555
 – rappresentazione 555
 addendum 571
 aggiustaggio 334
 alberi striati 558
 alesatura 248
 anelli di arresto. *Vedi* anelli elastici
 anelli di sicurezza. *Vedi* anelli elastici
 anelli elastici 560
 angolo di pressione. *Vedi* ruote dentate
 ANSI 39
 antisvitamento 517
 APT 240
 arrotondamenti. *Vedi* raccordi
 ASME 39
 assonometria 175
 – cavaliera 185
 – dimetrica 179, 183
 – isometrica 179, 180
 – obliqua 177, 185

– ortogonale 177, 179
 – rapporti di riduzione 179
 – trimetrica 179, 185
 assonometrie. *Vedi* proiezioni
 attrezzi per disegno 44
 AUTOCAD
 – ambiente di disegno 53
 – assonometria 196
 – – altre 201
 – – isometrica 196
 – attributi 369
 – autolisp 202
 – colori 34
 – compenetrazione di solidi 157
 – coordinate 27
 – costruzioni geometriche 83
 – dimensioni foglio 53
 – entità. *Vedi* primitive
 – filettature 407
 – generalità 27
 – griglia 54
 – linee 34
 – livelli 54
 – modellazione 3D 649
 – primitive 32
 – proiezioni ortogonali 112
 – quotatura 313
 – – comandi 333
 – – variabili 313
 – requisiti hardware 52
 – sezioni 154
 – simboli e blocchi 368
 – snap 54
 – spazio carta 647
 – spazio modello 647
 – tolleranze
 – – dimensionali 370
 – – geometriche 475
 – tratteggi 154
 – unità di disegno 32
 – uscita 54

B

Bèzier 644
 bitmap 6
 blocchetti piano-paralleli 281
 bonus 425
 brasatura 607
 B-Rep 630
 broccatura 252
 bronzi 623
 bronzine 580
 brugola 489
 bullone 483
 bulloneria
 – classi di resistenza 517
 bulloni
 – ad alta resistenza 502
 – per carpenteria 503
 bussola conica 559

C

CAD, CAE, CAM, CAPP, CAD/CAM 23
 calibri 277
 – fissi 279, 335
 – funzionali 450
 campitura. *Vedi* tratteggio
 caratteri. *Vedi* scrittura
 cartiglio. *Vedi* riquadro delle iscrizioni
 categorie di disegni 261
 catene 579
 catene di quote 358
 cave
 – per chiavette 536
 – – quotatura 545
 – per linguette
 – – quotatura 545
 CEI 39

celle flessibili 237
 CEN 38
 centri di lavoro 237
 cerchi
 - in assonometria 182, 184, 187
 chiavette 536
 - tangenziali 538
 - trasversali 559
 chiavi 488
 chiodatura 603
 - fori per 604
 ciclo di vita 21
 cilindricità 441
 CIM 20
 cinghie
 - dentate 579
 - piatte 578
 - trapezoidali 578
 circolarità 440
 classi di bulloneria 517
 classi di tolleranze 352
 CMM. *Vedi* misura a coordinate
 CNC. *Vedi* controllo numerico
 coassialità 469
 collegamenti
 - a pressione 559
 - chiodati 603
 - filettati 379
 - rappresentazione 530
 - forzati 603
 - permanenti 603
 - saldati 607
 - semipermanenti 603
 - smontabili 379
 - filettati 483
 - non filettati 535
 comparatore 282
 compenetrazioni di solidi 140
 - di rivoluzione 144
 - prismatici 141
 - prismatici e di rivoluzione 142
 complessivi. *Vedi* disegno di complessivi
 compositi 624
 computer 47
 concentricità 462
 Concurrent Engineering. *Vedi* ingegneria simultanea
 conicità 297, 299
 controdado 520
 controllo numerico 20, 236
 - quotatura 310
 copiglie 524, 549
 costruzioni geometriche 57
 - archi 72
 - assi 60
 - bisettrice 62
 - cicloide 80
 - circonference 70
 - decagono 68

- divisioni di angoli 62
 - divisioni di segmenti 62
 - elica 82
 - ellisse 76, 81
 - ennagono 68
 - epicicloide 81
 - esagono 66
 - ettagono 67
 - evolvente 80, 82
 - iperbole 79, 82
 - ottagono 67
 - ovale 77, 81
 - parabola 78, 82
 - parallele 60
 - pentagono 66
 - perpendicolari 60
 - poligoni 63
 - poligoni regolari 69
 - quadrato 65
 - raccordi 72
 - spirale 79
 - tangenti 71
 - triangoli 64
 CSG 631
 curve
 - di Bézier 644
 - parametriche 642
 cuscinetti
 - idrodinamici 581
 - idrostatici 581
 - radenti 580
 - volventi 580
 - assiali 584
 - disegno 582
 - montaggio 584
 - obliqui 583
 - rappresentazione simbolica 582, 585
 - spallamenti 584
 - tolleranze per sedi 583, 586

D

dadi 483, 508
 - ad intagli 524
 - autobloccanti 521
 - autofrenanti 528
 - designazione 497
 - di sicurezza 521
 - flangiati 529
 - rappresentazione 530
 - tagliati 523
 - tipi unificati 508
 datum. *Vedi* riferimento
 dedendum 571
 dentatura. *Vedi* ruote dentate

dentature
 - corrette 572
 - diritte 573
 - elicoidali 573
 dentiera 571
 dettagli 109
 dimensione
 - limite 340
 - nominale 340
 DIN 39
 dispositivi antisvitamento 517
 disegno
 - artistico 7
 - automatico 26
 - come costruito 264
 - convenzionale 261
 - costruttivo 263
 - di complessivi 262
 - di componenti 263
 - di fabbricazione 264
 - di gruppi 262
 - di impianti 264
 - e collaudo 277
 - e sistema qualità 272
 - geometrico 13
 - gestione in azienda 269
 - pittografico 261
 - schematico 261
 - semplificato 261
 - tecnico 7
 disegno dei pezzi fusi 218
 - angoli di sformo 218
 - rappresentazione semplificata 226
 - ritiro 218
 disegno dei pezzi imbutiti 231
 disegno dei pezzi stampati 225
 - rappresentazione semplificata 226
 disegno e lavorazioni 211
 disegno tecnico 261
 - categorie 261
 - colore 266
 - definizione 12
 - evoluzione 10
 - norme 40
 distinta componenti 270
 DNC. *Vedi* controllo numerico
 DRF. *Vedi* riferimento
 durezza 617

E

elastomeri 624
 elemento 262, 424
 - di riferimento 429
 - indicazione 419
 - dimensionabile 424
 elettroerosione 257

ellisse 182. *Vedi* costruzioni geometriche
errori
– dimensionali 333
– macrogeometrici 333
– microgeometrici 333
estrusione 222

F

feature. *Vedi* elemento
filettature 379
– dente di sega 391
– designazione 385
– distanze di spallamento 402
– gas 387
– gole di scarico 402
– lavorazioni 393
– metriche ISO 383
– passo 381
– per legno 392
– principi 381
– profilo 380
– quotatura 402
– rappresentazione 398
– sistemi di 383
– tolleranze 404
– trapezoidali 389
– UST 392
– utensili per 396
– Whitworth 385
filiera 395
finiture superficiali 361
FMS 20
fogli da disegno 42
– formato 42
– piegatura 43
foglio di produzione 22
fonderia 212
foratura 248
forgiatura 223
fori
– da centro 242
– filettati 400
– passanti 484
– per chiodatura 604
– per maschiatura 401
formatura 214
fresatura 245
fucinatura 224
fusione a cera persa. *Vedi* microfusione

G

GD&T 414
ghiere 511, 527
ghise 622
gioco 336
gole
– per filettature 402
– per rettifica 255
goniometro 279
grado di tolleranza 342
grano. *Vedi* viti senza testa
Group Technology 276
guarnizioni. *Vedi* tenute

I

imbutitura 230
inclinazione
– quotatura 299
– tolleranza di 446
incollaggi 614
indipendenza
– principio di 416
industrializzazione 22
ingegneria simultanea 23
inserti filettati 506
– elicoidi 506
– rappresentazione 507
intercambiabilità 334
interferenza 336
inviluppo
– esigenza di 421
iperbole. *Vedi* costruzioni geometriche
ISO 38
IT. *Vedi* tolleranza

J

Johansson. *Vedi* blocchetti piano-parallelvi

L

lamatura 248
laminazione 221
laser 258
lavorazioni
– ad asportazione di truciolo 233

– delle lamiere 228
– imbutitura 230
– piegatura 229
– punzonatura 228
– taglio 228
– tranciatura 228
– di filettature 393
– elettrochimiche 257
– meccaniche 211
– per deformazione plastica 221
leghe

– designazione 624
– leggere 623
linea dello zero 341
linee 40, 100, 111, 125
linguette 539
– a disco 541
– americane. *Vedi* linguette a disco
LMC. *Vedi* minimo materiale
localizzazione 447

M

macchine di misura 284, 453
macchine utensili 236
madrevite 379
manicotti elasticci 558
maschi 394
maschiatura 248
– fori per 401
massimo materiale 423
materiali 617
– indicazione nelle sezioni 134
materie plastiche 624
metodo dei piani ausiliari. *Vedi* penetrazioni di solidi
metodo delle generatrici. *Vedi* penetrazioni di solidi
metodo delle sfere ausiliarie. *Vedi* penetrazioni di solidi
microfusione 214
micrometro 278
minimo materiale 425
misura a coordinate 284
MMC. *Vedi* massimo materiale
modellazione solida 629
– parametrica 634
modificatori 454
modulo 571
molle 591
– a balestra 592
– a tazza 592
– elicoidali 592
– quotatura 595
– rappresentazione 593
Monge 13

N

NC. *Vedi* controllo numerico
normazione 35
– enti 38
numeri di posizione 270
numeri normali 268

O

ombre 195
ombreggiatura 195
OR 587
ottoni 623

P

Palmer. *Vedi* micrometro
parabola. *Vedi* costruzioni geometri-
che
parallelismo 442
parti contigue 108
particolari. *Vedi* disegno di componenti
passo
– assiale 573
– circonferenziale 573
– di dentatura 570
– di filettature 381
– normale 573
percezione visiva 6
perni 545
perpendicolarità 443
piastrine 513
piegatura 229
pixel 6, 633
planarità 439
plotter 51
Pohlke 179
polimeri 624
posizione delle tolleranze 344
prigioniero. *Vedi* viti prigioniere
principio
– del massimo materiale 423
– del minimo materiale 425
– di indipendenza 416
– di reciprocità 461
process planning. *Vedi* industrializza-
zione
processi di lavorazione 212
production planning. *Vedi* industria-
lizzazione
produttività 19
progettazione 21
proiezioni 13

– assonometriche 16, 175

– centrali 13
– definizione 13
– di figure piane 94
– di solidi 96
– di un punto 93
– di un segmento 94
– esplose 16
– oblique 16
– ortografiche 16
– parallele 16
proiezioni ortogonali 89
– metodi pratici 99, 101
– metodo americano 89, 92
– metodo delle frecce 92
– metodo europeo 89, 91
– oggetti simmetrici 104, 108
– primo diedro 89, 91
– raccordi 105
– ribaltamenti 102
– sistemi di proiezione 91
– superfici inclinate ed oblique 102
– tangenze 106

– terzo diedro 89, 92
– vera forma 96
– vista ausiliaria 102
prospettiva 13, 175, 189
– accidentale 192
– centrale 191
– frontale 191
– metodi
– fughe 194
– misuratori 194
– taglio 194
– obliqua 192
– parallela. *Vedi* assonometria
– razionale 192
prototipazione rapida 258
– interfacciamento con sistemi CAD.
642

pulegge
– per cinghie 578
punto di fuga. *Vedi* prospettiva

R

– di complessivi 300
– di coni 297
– di elementi ripetuti 296
– di filettature 402
– di fori 308
– di molle 595
– di profilati 296
– di quadri 296
– di raccordi 294
– di raggi 294
– di ruote dentate 577
– di scanalature 307
– di sfere 295
– di smussi 295
– di zone particolari 300
– funzionale 287, 304
– geometrica 300
– in coordinate 303
– in parallelo 302
– in serie 302
– per controllo numerico 310
– tecnologica 287, 306

quote
– catene di 358
– classificazione 300
– di accoppiamento 301
– di grandezza e posizione 300
– disposizione 293
– frecce 291
– indicazione 288
– inee di misura 289
– linee di riferimento 288
– scrittura 292

R

raccordi

– non quotati 295
– per applicazioni meccaniche 268
raccordi di condotte. *Vedi* sviluppi di
solidi

Rapid Prototyping. *Vedi* prototipazio-
ne rapida

rapporti di riduzione assonometrici 179
rapporto di trasmissione 570, 574, 575
rappresentazione

– fotorealistica. *Vedi* rendering
– tridimensionale 629
– volumetrica 632
rappresentazione semplificata
– cuscinetti volventi 583, 585
– dadi 530
– elementi di macchine 586
– elementi ripetuti 109
– filettature 530
– guarnizioni 590
– inserti filettati 507

- molle 593
 - pezzi fusi o stampati 226
 - rivettature 607
 - ruote dentate 576
 - viti 530
rastremazione 298
reciprocità
 - principio di 461
Renard. *Vedi* numeri normali
rendering 18, 636
 - algoritmi 640
 - proprietà superficiali 638
 - sorgenti luminose 637
resilienza 617
resistenza meccanica 617
retta d'azione. *Vedi* ruote dentate
rettifica 253
rettilineità 436
ribaltamento 96, 111
ribattini 603
riduttore 572
riferimento 425
 - parziale 432
riquadro delle iscrizioni 269
risoluzione 641
rivettature 603
rivetti 605
rosette 512
 - aperte 516
 - di sicurezza 524, 527
 - elastiche 517
rugosimetro 363
rugosità 362
 - e lavorazione 367
 - e tolleranza 366
 - indicazione 363
 - scelta 366
rullatura 393
ruote dentate 570
 - bielicoidali 573
 - coniche 574
 - elicoidali 573
 - ipoidi 574
 - primitive 570
 - profili 570
 - quotatura 577
 - rappresentazione 576
ruote di frizione 570
ruote oziose 570
ruotismo 571
 - epicicloidale 572

S
saldature 607
 - classificazione 610
 - rappresentazione 612

- segni grafici 611
scale 41
scanalati. *Vedi* accoppiamenti scanalati
scanner 49
scelta delle viste 110
schizzi 265
scostamenti fondamentali 345
 - per alberi 346
 - per fori 347
scostamento 341
scrittura 40
Seeger. *Vedi* anelli elastici.
semisezioni 129
sezioni 123
 - con piani concorrenti 128
 - con piani consecutivi 128
 - con piani paralleli 126
 - con superfici qualsiasi 129
 - con un piano 126
 - coniche 138
 - convenzioni di rappresentazione 134, 137
 - in luogo 130
 - in vicinanza 131
 - indicazione materiali 134
 - modalità 126
 - parti da non sezionare 134
 - parziali 130
 - solidi assialsimmetrici 138
 - solidi elementari 137
 - solidi non assalsimmetrici 137
 - successive 132
 - tratteggio 133
simmetria 462
sistemi CAD 25
smusso 295
snervamento 617
sorgenti luminose 650
spigoli convenzionali 107
spine 545
 - cilindriche 546
 - coniche 547
 - elastiche 551
 - ad intagli 553
spline 46, 644
stampanti 50
stereolitografia 258
stozzatura 251
strumenti di misura 277
superfici piane 108
supporti 580
sviluppi di solidi 147
 - cilindri 151
 - coni 152
 - poliedri 147
 - raccordi di condotte 153

T
tenute
 - a labbro 588
 - a labirinto 590
 - ad anello 588
 - ad U 588
 - per alberi rotanti 588
 - rappresentazione simbolica 590
 - statiche 587
tirante 491
tolleranza 333, 341
 - gradi di 342
 - proiettata 459
 - unità di 343
 - zero 461
tolleranze di forma
 - cilindricità 441
 - circolarità 440
 - planarità 439
 - rettilineità 436
tolleranze di localizzazione 447
 - bidirezionale 462
 - calcolo 456
 - composite 460
tolleranze di orientamento 442
 - inclinazione 446
 - parallelismo 442
 - perpendicolarietà 443
tolleranze di posizione 447
 - concentricità 462
 - localizzazione 447
 - simmetria 462
tolleranze dimensionali
 - controllo 334
 - indicazione 349
 - per filettature 404
 - posizione delle 344
 - quotatura 349
 - scostamenti fondamentali 345
 - sistema ISO 340
tolleranze generali
 - dimensionali 351
 - geometriche 472
 - indicazione 473
tolleranze geometriche 413
 - classificazione 417
 - di forma 436
 - di oscillazione 467
 - generali 472
 - indicazione 418
 - per pezzi non rigidi 473
 - sui profili 464
tomografia computerizzata 632
tornitura 240
trafilatura 223
tranciatura e punzonatura 228
trasmissione
 - del moto 569

– flessibile 578
– positiva 579
– rapporto di 570
– rigida 570
trattamenti termici 618, 623
tratteggio 133

U

UNI 36
unificazione 36
unità di tolleranza 343

V

viste parziali 109
viste raccorciate 109

vite 379, 483
– senza fine 575
viti
– a testa cilindrica 498
– a testa esagonale 497
– a testa quadra 501
– a testa svasata 499
– antimannomissione 506
– autofilettanti 504
– da legno 505
– da saldare 492
– designazione 497
– di pressione 484
– estremità 485
– mordenti 483
– prigioniere 489
– rappresentazione 530
– senza testa 489, 500
– teste 487
– – esagonali 490
– tipi unificati 494
voxel 633

W

Whitworth. Vedi filettature
wireframe 629

Z

zigrinatura 244, 558

**gli errori e le tolleranze**

| | |
|---|-----|
| 1. Gli errori nei pezzi costruiti | 333 |
| 2. Le tolleranze dimensionali e il controllo tra due limiti | 334 |
| 3. Tipi di accoppiamento | 336 |
| 4. Sistema ISO di tolleranze e accoppiamenti | 340 |
| 5. Tolleranze generali | 351 |
| 6. Accoppiamenti nel sistema ISO | 353 |
| 7. Serie e catene di quote tollerate | 358 |
| 8. Finiture superficiali e rugosità | 361 |

**Autocad** Creazione di simboli e blocchi

| | |
|----------|-----|
| Esercizi | 368 |
| | 371 |

**Esercizi****i collegamenti filettati**

| | |
|--|-----|
| 1. I collegamenti smontabili | 379 |
| 2. I collegamenti filettati | 379 |
| 3. Sistemi di filettature | 383 |
| 4. Lavorazione delle filettature | 393 |
| 5. Rappresentazione degli elementi filettati | 398 |
| 6. Tolleranze per filettature | 404 |

**Autocad** la rappresentazione automatica dei collegamenti filettati

| | |
|----------|-----|
| Esercizi | 407 |
| | 410 |

**le tolleranze geometriche**

| | |
|---|-----|
| 1. Generalità | 413 |
| 2. Il principio di indipendenza | 416 |
| 3. Classificazione delle tolleranze geometriche | 417 |
| 4. Indicazione delle tolleranze geometriche sui disegni | 418 |
| 5. Interdipendenza fra dimensioni e forma | 421 |
| 6. Riferimenti | 425 |
| 7. Tolleranze di forma | 436 |
| 8. Tolleranze di orientamento | 442 |
| 9. Tolleranze di posizione | 447 |
| 10. Tolleranze sui profili | 464 |
| 11. Tolleranze di oscillazione | 467 |

| | |
|-------------------------------------|-----|
| 12. Il concetto di coassialità | 469 |
| 13. Tolleranze geometriche generali | 472 |
| 14. Tolleranze per pezzi non rigidi | 473 |

Autocad Le tolleranze geometriche nei sistemi di disegno assistito

| | |
|----------|-----|
| Esercizi | 475 |
| | 477 |

**gli organi di collegamento filettati**

| | |
|--|-----|
| 1. Viti e bulloni | 483 |
| 2. Inserti filettati | 506 |
| 3. Dadi | 508 |
| 4. Rosette | 512 |
| 5. Classi di bulloneria | 517 |
| 6. Dispositivi anti svitamento spontaneo | 517 |
| 7. Il disegno degli organi di collegamento filettati | 530 |

| | |
|----------|-----|
| Esercizi | 531 |
|----------|-----|

**i collegamenti smontabili non filettati**

| | |
|-----------------------------------|-----|
| 1. I collegamenti albero-mozzo | 535 |
| 2. Chiavette e lingue | 536 |
| 3. Spine e perni | 545 |
| 4. Accoppiamenti scanalati | 554 |
| 5. Altri collegamenti | 558 |
| 6. Chiavette trasversali | 559 |
| 7. Anelli di sicurezza ed arresto | 560 |

| | |
|----------|-----|
| Esercizi | 566 |
|----------|-----|

**altri componenti delle macchine**

| | |
|------------------------------------|-----|
| 1. Premessa | 569 |
| 2. Trasmissione del moto rotatorio | 569 |
| 3. Supporti e cuscinetti | 580 |
| 4. Tenute e guarnizioni | 587 |
| 5. Molle | 591 |

| | |
|----------|-----|
| Esercizi | 596 |
|----------|-----|

collegamenti permanenti

| | |
|-------------------------------------|-----|
| 1. Premessa | 603 |
| 2. Collegamenti forzati | 603 |
| 3. Chiodature e rivettature | 603 |
| 4. Collegamenti saldati | 607 |
| 5. Caratteristiche delle saldature | 610 |
| 6. Rappresentazione delle saldature | 612 |
| 7. Incollaggi | 614 |
| Esercizi | 615 |

materiali per costruzioni meccaniche

| | |
|---|-----|
| 1. Premessa | 617 |
| 2. Acciai | 618 |
| 3. Ghise | 622 |
| 4. Leghe leggere | 623 |
| 5. Bronzi ed ottoni | 623 |
| 6. Altri metalli di impiego industriale | 624 |
| 7. Materie plastiche | 624 |
| 8. Compositi | 624 |
| 9. Elastomeri | 624 |

| | |
|-------------------------------|-----|
| Autocad La stampa con Autocad | 626 |
| Esercizi | 628 |

la modellazione solida

| | |
|--|-----|
| 1. Introduzione | 629 |
| 2. I sistemi di rappresentazione dei solidi | 630 |
| 3. La modellazione solida parametrica | 634 |
| 4. Il rendering: la rappresentazione fotorealistica | 636 |
| 5. Interfacciamento tra i sistemi CAD e le macchine di prototipazione rapida | 642 |
| 6. Le curve parametriche | 642 |

| | |
|---|-----|
| Autocad Lo spazio carta e lo spazio modello | 647 |
| Esercizi | 658 |

APPENDICE

le tolleranze secondo la normativa americana

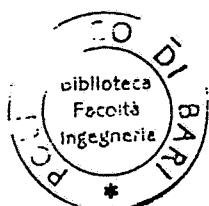
| | |
|--|-----|
| 1. Il sistema americano di tolleranze dimensionali e geometriche | 661 |
| 2. La condizione di massimo materiale e le sue conseguenze | 664 |
| 3. I modificatori nei riferimenti | 667 |
| 4. L'accettazione dei pezzi | 672 |
| Esercizi | 678 |

APPENDICE

studio di complessivi

| | |
|----------|-----|
| Esercizi | 679 |
|----------|-----|

| | |
|---------------------------|-----|
| Indice analitico | 683 |
| Riferimenti bibliografici | 682 |



23 lug. 2000

għiex. Prof. José M. R.

9004/RS

L'Editore ringrazia sentitamente
tutti coloro che si sono prodigati per la buona riuscita dell'opera.