

# Collegamenti a vite

*Nella puntata di Organi di Trasmissione di gennaio 2014 è stata presentata una prima parte relativa ai collegamenti a vite in cui si è introdotta la funzione di tali collegamenti e fatta una loro classificazione. Si sono, inoltre, descritte quelle che sono le forze che si trasmettono ed il cosiddetto effetto guarnizione. In questa seconda puntata verrà presentata la metodologia per il calcolo della resistenza delle viti e riportati alcuni esempi applicativi che mostrino come scegliere in modo corretto le bullonature. (parte 2)*

✎ Franco Concli

**S**peso i cedimenti delle unioni bullonate sono causate da errori progettuali nella scelta delle viti adatte. Uno dei punti più critici in tale scelta è la corretta valutazione delle forze che potrebbero verificarsi in esercizio. Anche l'allungamento dei componenti serrati è spesso di difficile valutazione. Di ciò bisognerà tenere conto nella formulazione dello sforzo ammissibile introducendo opportuni coefficienti di sicurezza. Altro aspetto fondamentale da tenere presente in quanto pericoloso per la vita dei componenti è dato dal possibile distacco dei componenti serrati, eventualmente indotto da fenomeni di assestamento, a causa di precarico insufficiente. Questo fenomeno, nel caso di distacco dei componenti da un solo lato, porta, inoltre, a sollecitazioni di flessione particolarmente pericolose.

Anche l'appoggio da un solo lato della testa della vite provoca sollecitazioni di flessione nel gambo della stessa che sono anch'esse di ardua valutazione. Ciò, però, può essere facilmente evitato prevedendo lavorazioni con parallelismi accentuati, rosette tonde e/o viti con caratteristiche speciali. Altri cedimenti sono spesso riconducibili ad incertezze nel precarico (dovute alla procedura di serraggio che porta con sé delle incertezze intrinseche).

Anche eventuali dilatazioni termiche possono portare a cedimenti inaspettati delle bullonature. Vi sono, infine, da tenere in considerazione le sollecitazioni a fatica sulle viti per le quali, comunque, esistono alcuni accorgimenti come, ad esempio, l'adozione di raggi di raccordo idonei.

## Calcolo di resistenza

Il gambo delle viti è interessato sempre, tranne che per il caso specifico delle viti di registro, da sollecitazioni di trazione sulla filettatura e nella zona cilindrica, sia di tipo statico che variabile, a cui si aggiunge una sollecitazione di torsione nel caso in cui la vite sia precaricata.

La resistenza statica è determinante in circostanze non frequenti, in cui si hanno dei sovraccarichi, ad esempio, per errori di manovra ecc.. Nel calcolo della resistenza statica si dovrà tener conto dell'effetto di collaborazione dei filetti e, pertanto, si farà riferimento ad una sezione resistente AS maggiore della sezione di nocciolo (figura 1a). Per quanto riguarda il limite di fatica, questo è solo il 10÷15% di quello di un provino liscio e lucidato di sezione A<sub>s</sub>. Il calcolo si basa su A<sub>s</sub> in quanto non si hanno effetti di collaborazione plastica (figura 1c).

L'ampiezza del limite di fatica  $\sigma_A$  è indipendente dallo sforzo medio. Il fattore 0.75 riportato in figura 1b significa che

tale valore limite può disperdersi fino al 25% rispetto ai valori riportati per ogni classe di materiale. Il fattore  $(2 - F_V/F_{p0.2})$  tiene conto dell'effetto migliorativo della rullatura che induce tensioni residue di compressione.

Secondo la normativa VDI 2230 [2], il coefficiente rispetto al limite di snervamento può essere preso tra 1,1 e 1,5 mentre il coefficiente di sicurezza rispetto alla rottura deve essere compreso tra 1,3 e 2.

In caso di dati incerti sul carico, rigidità del collegamento e resistenza del materiale sono però necessari decisamente superiori.

Per l'analisi dello stato di sollecitazione nella vite devono essere note le dimensioni principali della stessa, del suo filetto e dei componenti serrati. La sezione necessaria della vite può essere valutata tramite un dimensionamento di massima. Il risultato porta alla scelta di una particolare vite che, però, andrà successivamente verificata. Nel caso questa non superasse la verifica, si renderebbe necessario procedere con la scelta di una vite con prestazioni superiori in un processo iterativo.

## Viti serrate con momento torcente

È questo il caso di viti per flange, coperchi di cilindri, ecc.. Date le dimensioni dei componenti serrati, la forza di bloccaggio minima necessaria  $F_{KRmin}$  (si veda prima parte - Organi di Trasmissione N.1, gennaio 2014 N.d.R.), la forza esterna (assiale)  $F_A$  e la procedura di serraggio adottate, risulta possibile procedere al dimensionamento. Lo sforzo di trazione che si genera in conseguenza alla forza di precarico statica  $F_M$  vale  $\sigma_{zM} = F_M/A_S$  in cui la sezione resistente  $A_S$  va scelta in accordo a figura 1a.

Lo sforzo di torsione al termine della procedura di serraggio (prima che si manifestino eventuali assestamenti) varrà

$$\tau_{tM} = \frac{\tau_c}{W_t} = \frac{F_M \cdot d_2 \cdot \tan(\varphi + \rho')}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d_s^3}{16}} = \sigma_{zM} \cdot 2 \cdot \tan(\varphi + \rho') \frac{d_2}{d_s}$$

con momento del filetto  $T_G$  in accordo con quanto riportato nella parte 1 e  $d_s$  diametro della parte resistente. La sollecitazione equivalente sarà data dalla combinazione degli sforzi di trazione e di taglio secondo von Mises

$$\sigma_{vM} = \sqrt{\sigma_{zM}^2 + 3\tau_{tM}^2} = \sigma_{zM} \sqrt{1 + 3 \left[ 2 \cdot \tan(\varphi + \rho') \frac{d_2}{d_s} \right]^2} = \sigma_{zM} \cdot Y = \frac{F_M}{A} \cdot Y$$

Per la filettatura metrica grossa secondo DIN/ISO vale circa:

$$\varphi = 2 \div 3^\circ, \frac{d_2}{d_s} = 1.065 \div 1.039, \tan(\rho') = 0.15 \text{ da cui } Y = 1.23$$

Per quanto riguarda la forza massima agente sulla vite occorre fare un'ipotesi provvisoria del tipo

$$F_{Smax} \equiv \alpha_A F_{KRmin} + F_A$$

in cui  $\alpha_A$  rappresenta il fattore di serraggio che dipende da come questo viene effettuato.

A questo punto risulta possibile la determinazione della sezione resistente necessaria

$$A_s = \frac{Y \cdot F_{Smax}}{R_p / S_F}$$

in cui  $S_F$  rappresenta il fattore di sicurezza minimo ed  $R_p$  il limite del materiale.

### Verifica rispetto a resistenza statica

A questo punto è possibile effettuare una verifica statica della scelta ipotizzata. Questa passa attraverso la determinazione di differenti grandezze tra cui allungamento della vite  $\delta_s$  e dei piatti serrati  $\delta_p$  in accordo con quanto proposto nella prima parte della trattazione, il rapporto di forza  $\phi$  definito come

$$\phi = \frac{\delta_p}{(\delta_p + \delta_s)}$$

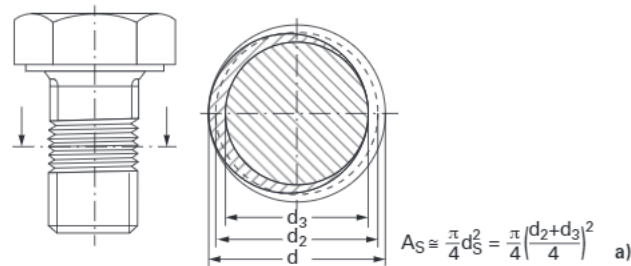
il fattore  $n$  di applicazione della forza in accordo con figura 2, la diminuzione di forza sulla vite FSA e sulle piastre FPA (si veda prima parte, Organi di Trasmissione N.1, gennaio 2014, N.d.R.), la forza di assestamento

$$F_z = \frac{f_z}{(\delta_s + \delta_p)} = f_z \cdot \Phi / \delta_p$$

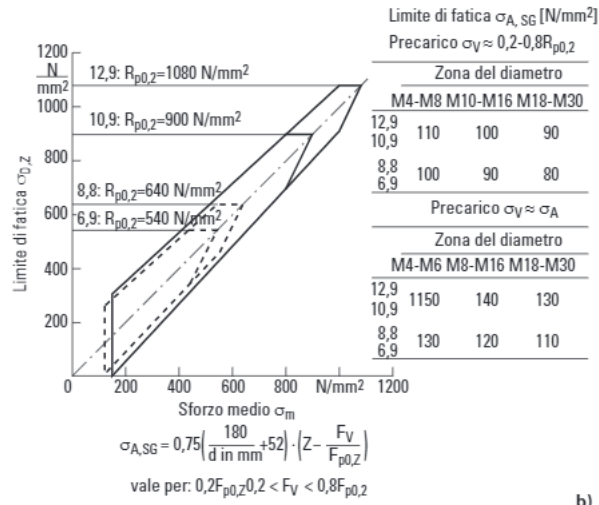
la forza di precarico minima richiesta  $F_{vmin} = F_{KRmin} + F_A$ , la forza minima di montaggio  $F_{Mmin} = F_{vmin} + F_A$ , la forza di precarico massima nel montaggio  $F_{Mmax} = \alpha_A \cdot F_{Mmin}$ , la forza di precarico massima in esercizio

$F_{vmax} = F_{Mmax} - F_z$ , la forza massima sulla vite  $F_{Smax} = F_{Mmax} + F_A$  e, quindi, il coefficiente di sicurezza statico

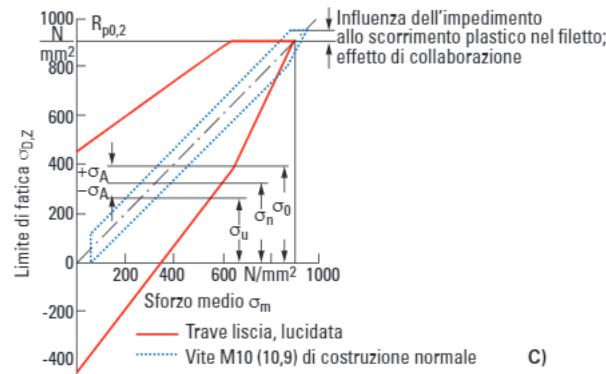
$$S_F = \frac{A_s \cdot R_p}{\sqrt{F_{Smax}^2 + 3[F_{Mmax}^2 \cdot 2 \tan(\varphi + \rho')] \frac{d_2}{d_s}}}$$



$$A_s \approx \frac{\pi}{4} d_s^2 = \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad a)$$



**Fig. 1**  
a) sezione resistente  $A_S$ ;  
b) limite di fatica per viti sottoposte a rullatura: i coefficienti 12,9, 10,9, 8,8 e 6,9 indicano le differenti classi del materiale;  
c) confronto tra il limite di fatica di una vite M10 ed un provino liscio dello stesso material.



A questo punto, facendo una valutazione del coefficiente di sicurezza ottenuto, si può considerare la verifica superata o optare per un'altra vite.

### Verifica a fatica

Oltre alla resistenza statica andrà verificata anche la resistenza a fatica. Questa verifica necessita del calcolo della forza di avvitarmento

$$F_{SA} = n \cdot \frac{\Phi(F_{Ao} - F_{Au})}{2}$$

in accordo con figura 3 e ampiezza dello sforzo di avvitarmento  $\sigma_{SA} = F_M / F_S$  con  $A_3$  al posto di  $A_s$ .

La verifica verrà a questo punto fatta nei seguenti termini

$$S_D = \frac{\sigma_A}{\sigma_{sa}} \geq S_{Dmin}$$

Applicazione della forza nel collegamento a vite precaricato e caricato in modo coassiale	$n=l/k$	Effetto guarnizione ----- precarico di montaggio ————— forza di esercizio	Andamento qualitativo della forza aggiuntiva sulla vite con forza differenziata e condizioni secondarie costanti $\Phi = \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p}$ $F_{SA} n + \Phi + F_A$	Forma costruttiva
	1	precarico = esercizio 		Non avviene nella pratica
	0.7			
	0.5			
	0.3			
	0		La forza aggiuntiva sulla vite $F_{SA}$ è pari a 0, vale a dire che la forza compressiva è assorbita dai componenti serrati	Non avviene nella pratica

Fig. 2 - Fattore n di applicazione della forza.

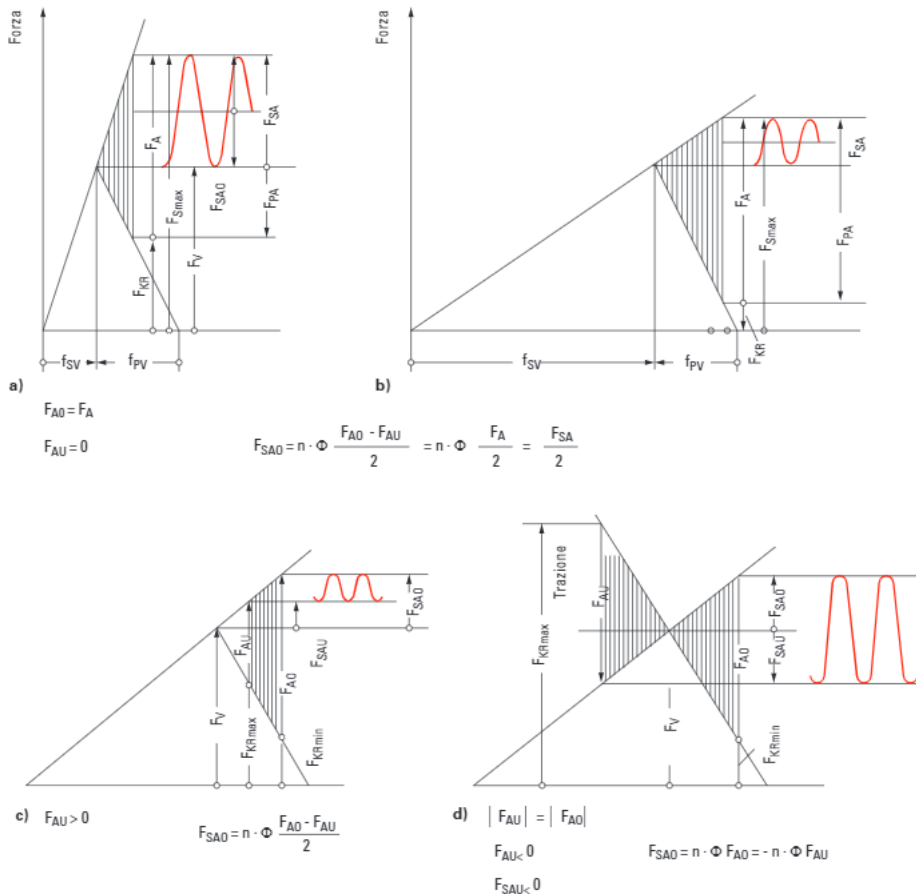


Fig. 3 - Ampiezza della forza di avvitamento.

### Verifica della pressione superficiale sotto la testa della vite, del dado e nella filettatura

Tale pressione è determinante prima che si verifichino fenomeni di assestamento e deve essere minore di un dato valore  $p_G$  in modo da prevenire lo scorrimento plastico e, quindi, una riduzione del precarico.

### Verifica delle sollecitazioni a taglio nella testa della vite

A seconda delle sollecitazioni di taglio nella testa della vite, sarà possibile scegliere l'altezza della testa. Lo sforzo di taglio massimo non dovrà superare la resistenza a taglio  $\tau_{BS} \approx 0.6 R_m$ .

### Conclusioni

La scelta della vite corretta è un processo iterativo complesso che prevede una prima ipotesi di dimensionamento, la sua verifica e, nel caso, un adeguamento delle ipotesi iniziali. Per fare ciò esistono normative specifiche che guidano il progettista. In questo capitolo si sono riportate alcune indicazioni per quanto riguardano dimensionamento e scelta del solo caso con viti serrate con momento torcente.

© RIPRODUZIONE RISERVATA

### Riferimenti

1. G. Niemann, H. Winter, B.-R. Hoehn, Manuale degli organi delle Macchine, edizione italiana a cura di Tecniche Nuove
2. Normativa VDI 2230
3. Normativa DIN 13T12
4. Normativa ISO/DIN 898