



COLLEGAMENTI FILETTATI - INDICE

- Filettature - nomenclatura collegamenti filettati
- Analisi del collegamento - diagramma di interferenza
forza assiale e momento di serraggio
- Resistenza del fusto
forza assiale limite - materiali per bulloneria
- Effetto dei carichi esterni
fattori di ripartizione del carico - stima deformabilità viti e pezzi
accorgimenti per diminuire il carico sulle viti e casi particolari
- Incertezze ed allentamenti
- Calcolo collegamenti filettati
verifica statica
verifica del carico minimo di serraggio
verifica a fatica
- Dispositivi antisvitamento
- Viti con carichi trasversali

ECM - Collegamenti filettati

1

FILETTATURE

- Viti di manovra
- **Viti di collegamento (smontabile)**

Filettature metriche ISO

Profilo triangolare - UNI 4536 (1964)

Profilo trapezio - UNI ISO 2901÷2904 (1978)

Filettature Whitworth - UNI 2709 (1945) (pollici - 55°)

Filettature 'gas'

a tenuta stagna sul filetto - UNI ISO 7-1 (1984)

a tenuta non stagna - UNI ISO 228 (1983)

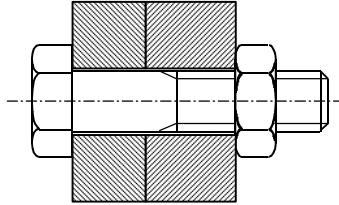
Filettature a 'dente di sega' UNI 127-128 (1928)

ECM - Collegamenti filettati

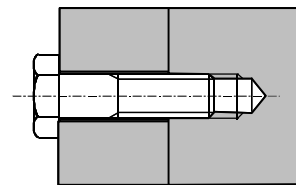
2

Nomenclatura collegamenti filettati

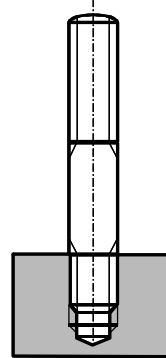
Bullone (vite+dado)



Viti (mordenti)



Prigionieri



*montaggio con leggera
interferenza...
a volte avvvitamento fino
alla fine della filettatura...
possibili problemi dovuti
all'aria intrappolata...*

ECM - Collegamenti filettati

3

ANALISI DEL COLLEGAMENTO

I collegamenti filettati applicano una forza assiale che tende ad unire le parti.

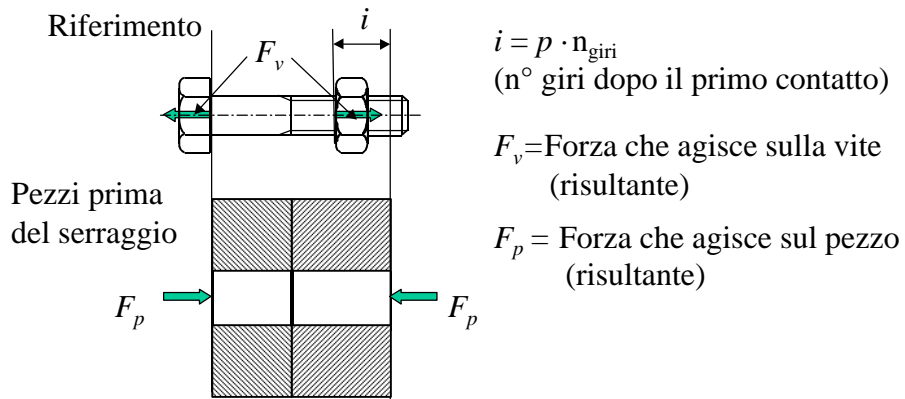
Le azioni trasversali devono essere contrastate dall'attrito che si genera fra le superfici.

Le viti non devono lavorare a taglio !!!!

ECM - Collegamenti filettati

4

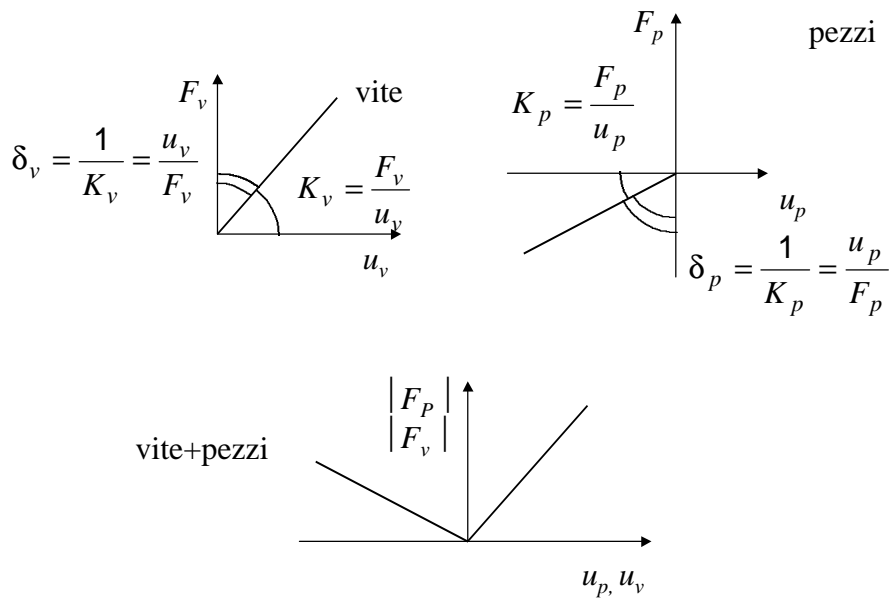
I pezzi collegati sono compressi dal bullone (si accorciano)
La vite viene caricata dal pezzo (si allunga).
⇒ collegamento forzato dato dall'interferenza i fra bullone e pezzo:



ECM - Collegamenti filettati

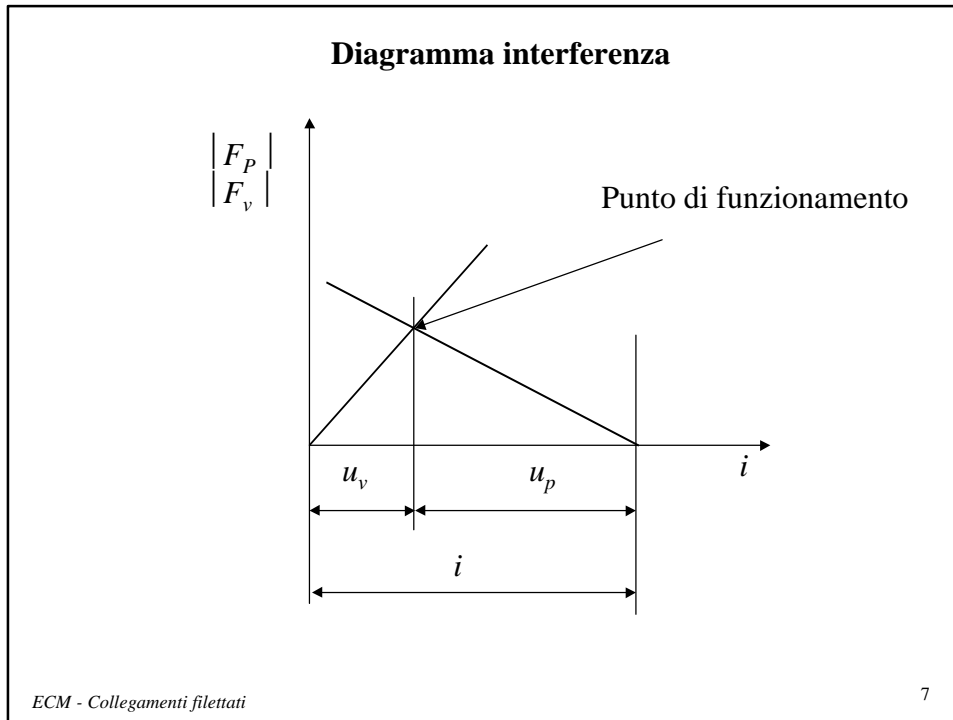
5

K_i = rigidezza δ_v = deformabilità u_i = spostamento



ECM - Collegamenti filettati

6



Forza assiale e momento di serraggio

La forza viene applicata al collegamento mediante serraggio effettuato con opportune chiavi che forniscono un momento.

Il momento resistente è dato da:

- attrito fra filetti di vite e madrevite;
- attrito fra la sup. del pezzo e quella del dado e del sottotesta.

Le forze di attrito dipendono dalla forza assiale che subisce la vite

È quindi possibile trovare una relazione fra momento di serraggio (e di svitamento) e forza assiale sulla vite (v. Meccanica applicata)



$$M_T = \frac{F_v}{2} [d_m \cdot \tan(\alpha_m + \varphi') + d_t \cdot \tan \varphi_s]$$

$$M_{svit} = \frac{F_v}{2} [d_m \cdot \tan(\alpha_m - \varphi') + d_t \cdot \tan \varphi_s]$$

M_T = momento di serraggio

M_{svit} = momento necessario per lo svitamento

d_m = diametro medio del filetto

d_t = diametro 'efficace' su cui agisce la forza fra testa e sottotesta

$\tan \varphi_s = f_s$ = coefficiente di attrito (sottotesta-pezzi)

$\tan \varphi = f$ = coefficiente di attrito (vite-madrevite)

$\tan \varphi'$ = coeff. di attrito apparente:

$$\tan \varphi' = \frac{\tan \varphi}{\cos \alpha} \quad \alpha = 30^\circ \text{ (filettature metriche)}$$

$$\alpha_m = \text{angolo dell'elica: } \tan \alpha_m = \frac{p}{\pi \cdot d_m} \quad p = \text{passo}$$

Assumendo $\tan(\alpha_m + \varphi') \approx \tan \alpha_m + \tan \varphi'$

Il momento di serraggio risulta:

$$M_T = \frac{F_v}{2} (d_m \cdot \tan \alpha_m + d_m \cdot \tan \varphi' + d_t \cdot \tan \varphi_s) =$$

$$= \frac{F_v}{2} \left(\frac{p}{\pi} + d_m \cdot \frac{\tan \varphi}{\cos \alpha} + d_t \cdot \tan \varphi_s \right)$$



RESISTENZA DEL FUSTO

Dato un momento di serraggio la vite (nel tratto fra i sottotesta) sopporta:

- un carico assiale F_v
- il momento torcente dovuto all'attrito sui filetti (la quota di momento dovuta all'attrito nel sottotesta non viene sopportata dal fusto della vite)

$$M_T^* = \frac{F_v}{2} (d_m \cdot \tan \alpha_m + d_m \cdot \tan \varphi') = \frac{F_v}{2} \left(\frac{p}{\pi} + d_m \cdot \frac{\tan \varphi}{\cos \alpha} \right)$$

Per il calcolo delle sollecitazioni si fa riferimento alla sezione minore, che normalmente è quella di nocciolo (non si tiene conto dell'effetto di rinforzo dei filetti)

$$A_n = \frac{\pi d_n^2}{4} \quad d_n = \text{diametro di nocciolo (tabelle)}$$

$$\sigma_a = \frac{4 \cdot F_v}{\pi \cdot d_n^2} \quad \tau = \frac{16 \cdot M_T^*}{\pi \cdot d_n^3}$$

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sigma_a \cdot \sqrt{1 + 3 \cdot \left(\frac{\tau}{\sigma_a} \right)^2}$$



$$\begin{aligned}\frac{\tau}{\sigma_a} &= \frac{16 \cdot M_T^*}{\pi \cdot d_n^3} \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4 \cdot F_v} = \frac{4}{d_n \cdot F_v} \cdot \frac{F_v}{2} \left(\frac{p}{\pi} + d_m \cdot \frac{\tan \varphi}{\cos \alpha} \right) \\ &= \frac{2}{d_n} \left(\frac{p}{\pi} + d_m \cdot \frac{\tan \varphi}{\cos \alpha} \right)\end{aligned}$$

Da cui

$$\begin{aligned}\sigma_{id} &= \sigma_a \cdot \sqrt{1 + 3 \cdot \left[\frac{2}{d_n} \left(\frac{p}{\pi} + d_m \cdot \frac{\tan \varphi}{\cos \alpha} \right) \right]^2} = \sigma_a \cdot \sqrt{1 + 3 \cdot k^2} \\ k &= \left[\frac{2}{d_n} \left(\frac{p}{\pi} + d_m \cdot \frac{\tan \varphi}{\cos \alpha} \right) \right] \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{id}}{\sqrt{1 + 3 \cdot k^2}}\end{aligned}$$

k dipende solo da fattori geometrici e dall'attrito

Forza assiale limite

Si suppone di poter sollecitare la vite al montaggio fino ad una frazione X del limite elastico del materiale della vite (tipicamente $X = 0.9$).

Si pone quindi:

$$\sigma_{id,lim} = X \cdot R_{p0.2} \quad \Longrightarrow \quad \sigma_{a,lim} = \frac{X \cdot R_{p0.2}}{\sqrt{1 + 3 \cdot k^2}}$$

Si determina quindi la forza assiale limite sulla vite:

$$F_{v,lim} = \sigma_{a,lim} \cdot A_n = \frac{X \cdot R_{p0.2}}{\sqrt{1 + 3 \cdot k^2}} \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4}$$

E quindi il momento di serraggio:

$$M_T = \frac{F_{v,lim}}{2} \left(\frac{p}{\pi} + d_m \cdot \frac{\tan \varphi}{\cos \alpha} + d_t \cdot \tan \varphi_s \right)$$



Valori da assumere per i calcoli

$$d_t \approx 1.3 \cdot D \quad D = \text{diametro nominale vite}$$

(per bulloneria normale, in altri casi valutare d_t secondo il disegno della vite)

Coefficiente di attrito $f=\tan j$ (acciaio-acciaio): in tutti i casi conviene assumere il coefficiente di attrito minimo fra quelli rilevati sperimentalmente:

Viti brunate o fosfatate:

lubr. olio: $0.12 \div 0.18$ lubr. MoS₂: $0.10 \div 0.12$

Viti con zincatura galvanica: $0.12 \div 0.18$

Viti con cadmiatura galvanica $0.08 \div 0.12$

Materiali per bulloneria

I materiali sono suddivisi per classi di resistenza, individuate da due numeri separati da un punto: $x.y$ dove $x = R_m/100$, $y = 10 \cdot R_{p0.2}/R_m$

Esempio: classe 8.8 indica $R_m = 800$ MPa, $R_{p0.2} = 640$ MPa

Classi: 3.6 - 4.6 - 4.8 - 5.6 - 5.8 - 6.6 - 8.8 - 10.9 - 12.9

Per i lavori di carpenteria (costruzioni) classe minima 8.8
diametro minimo M 12

Verifica filetti

Le filettature unificate hanno dimensioni tali per cui la resistenza del filetto è superiore alla resistenza del fusto

I FILETTI NON DEVONO ESSERE VERIFICATI

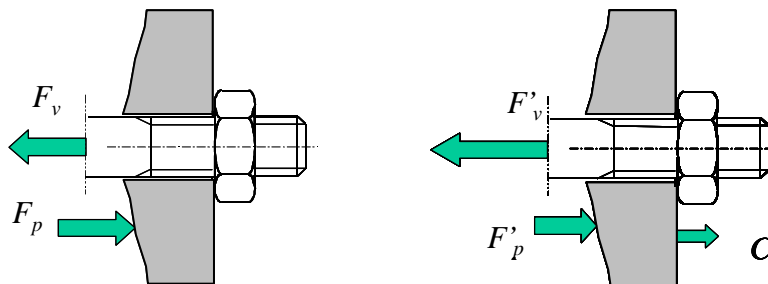
Il carico si distribuisce sulle spire in modo decrescente:
le prime 5-6 spire sostengono il 90% del carico

Non servono quindi lunghezze della madrevite elevate per sostenere carichi maggiori.

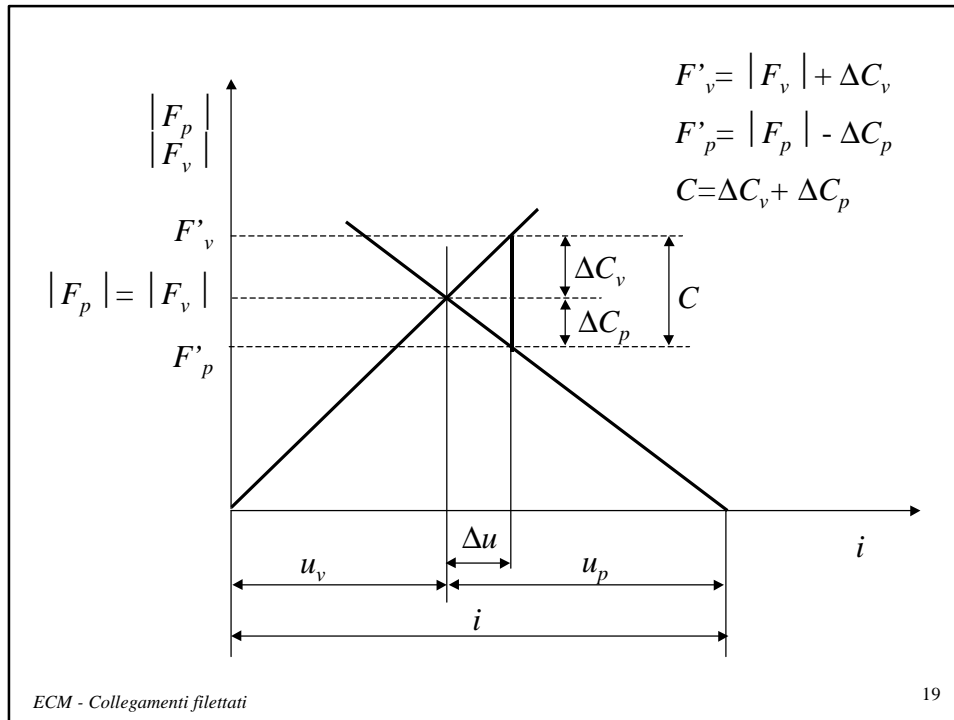
AZIONE DI CARICHI ASSIALI ESTERNI

In assenza di carichi assiali esterni la forza sulla vite e sul pezzo sono in equilibrio: $|F_v| = |F_p|$

Se si suppone di applicare un carico C nel sottostesta del dado che tende ad allungare la vite, si ha una nuova situazione di equilibrio: $|F'_p| + C = |F'_v|$



.. l'interferenza rimane immutata...



Fattori di ripartizione dal carico

$$C = \Delta C_p + \Delta C_v = \frac{\Delta u}{\delta_p} + \frac{\Delta u}{\delta_v} = \Delta u \frac{\delta_v + \delta_p}{\delta_p \cdot \delta_v}$$

$$\frac{\Delta C_v}{C} = \frac{\Delta u}{\delta_v} \cdot \frac{\delta_p \cdot \delta_v}{\Delta u \cdot (\delta_v + \delta_p)} = \frac{\delta_p}{(\delta_v + \delta_p)}$$

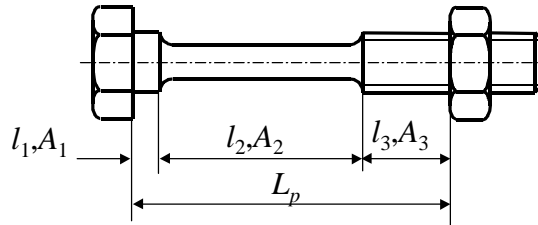
$$\Delta C_v = C \frac{\delta_p}{(\delta_v + \delta_p)}$$

e analogamente :

$$\Delta C_p = C \frac{\delta_v}{(\delta_v + \delta_p)}$$

Stima della deformabilità della vite

Vite di diametro nominale D , materiale con modulo elastico E_v



$$\delta_v = \frac{u_v}{F_v} = \frac{L_v}{E_v \cdot A_v} = \sum \frac{l_{i,efficace}}{E_v \cdot A_i} = \frac{1}{E_v} \left(\frac{l_1 + 0.4D}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \frac{l_3 + 0.4D}{A_3} \right)$$

(area 'media') \nearrow

I termini $0.4D$ tengono conto che la vite non finisce al sottotesta...
L'area del tratto filettato è calcolata con il diametro medio (d_m).
La formula deve essere adattata ai vari casi.

ECM - Collegamenti filettati

21

Stima deformabilità dei pezzi serrati

Il calcolo esatto richiede la conoscenza della distribuzione delle tensioni e delle deformazioni dovute allo schiacciamento.

Come prima stima ci si riconduce al caso di un cilindro equivalente con area A_p tale da generare la stessa contrazione del caso reale a parità di carico imposto.

La deformabilità si calcola quindi come:

$$\delta_p = \frac{u_p}{F_p} = \frac{L_p}{E_p A_p} \quad \text{materiali dei pezzi serrati uguali}$$

$$\delta_p = \frac{1}{A_p} \sum \frac{L_{pi}}{E_{pi}} \quad \text{materiali dei pezzi serrati diversi}$$

Per la stima di A_p si individuano tre casi

ECM - Collegamenti filettati

22

Caso a) $D_p/d_{et} \leq 1$

$$A_p = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_f^2)$$

ECM - Collegamenti filettati 23

Caso b) $D_p/d_{et} = 1 \div 3$

$$A_p = \frac{\pi}{4} (d_{et}^2 - d_f^2) + \frac{\pi}{8} \left(\frac{D_p}{d_{et}} - 1 \right) \left(0.2 \cdot d_{et} \cdot L_p^* + \frac{L_p^{*2}}{100} \right)$$

$$L_p^* = \min(L_p; 8D)$$

ECM - Collegamenti filettati 24

Caso c) $D_p/d_{et} \geq 3$

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left[\left(d_{et} + 0.1 \cdot L_p^* \right)^2 - d_f^2 \right] \quad L_p^* = \min(L_p; 8D)$$

ECM - Collegamenti filettati 25

**Accorgimenti per diminuire il carico sulle viti
e casi particolari**

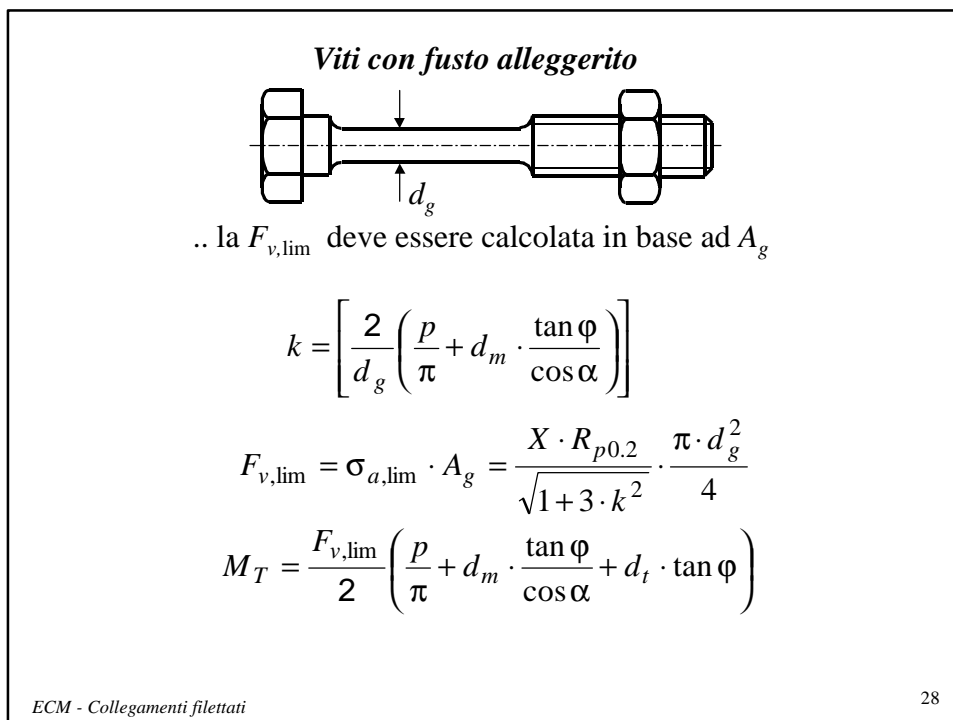
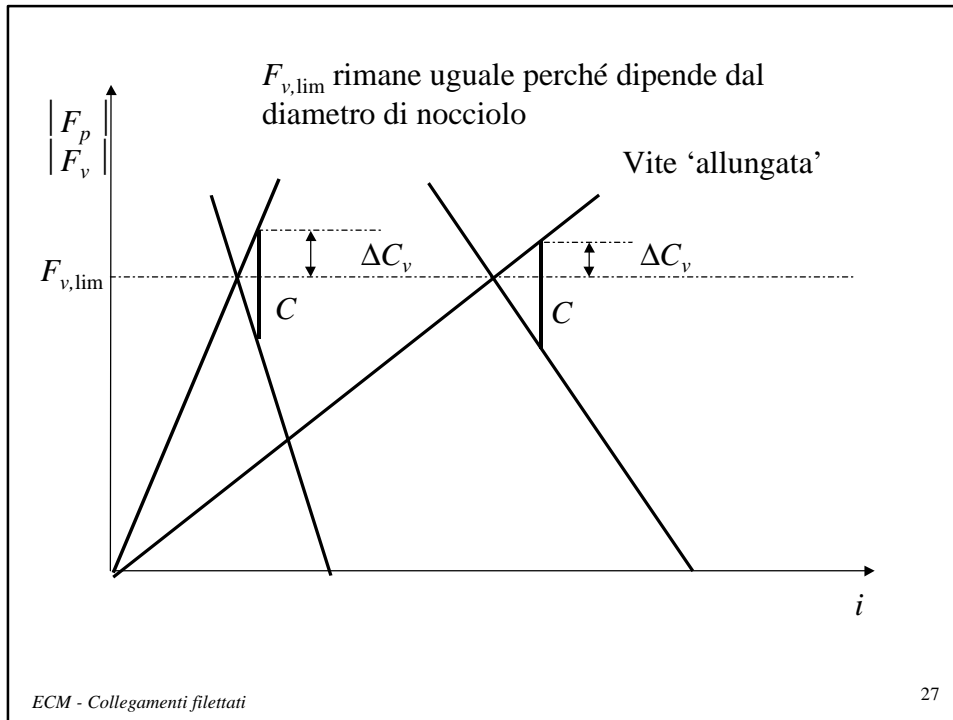
A parità di carico C
 ΔC_v diminuisce all'aumentare di δ_v $\Delta C_v = C \frac{\delta_p}{(\delta_v + \delta_p)}$

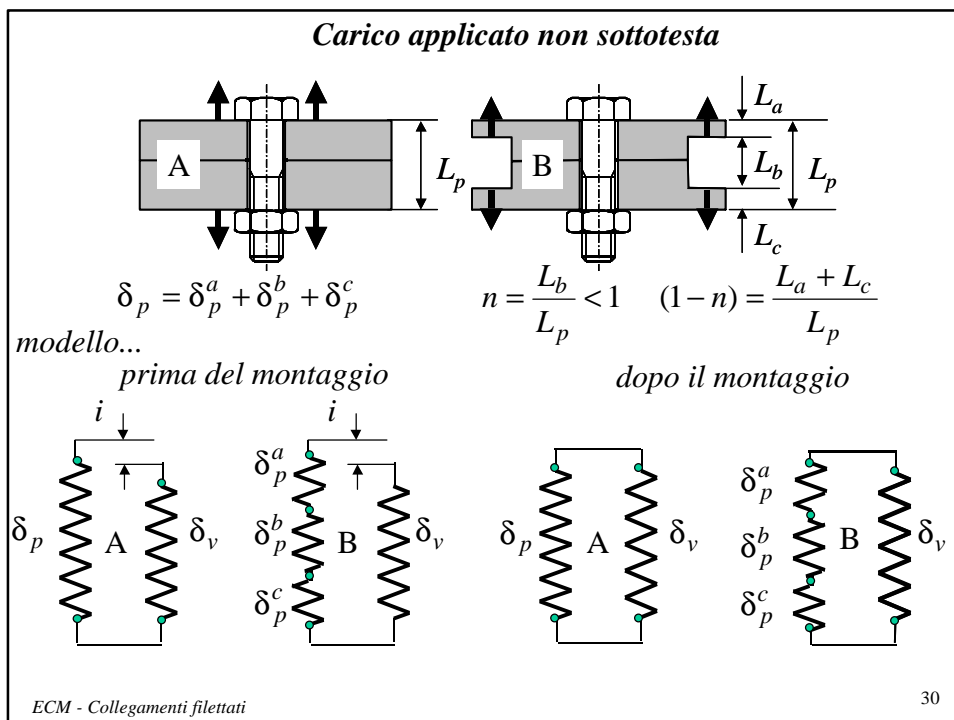
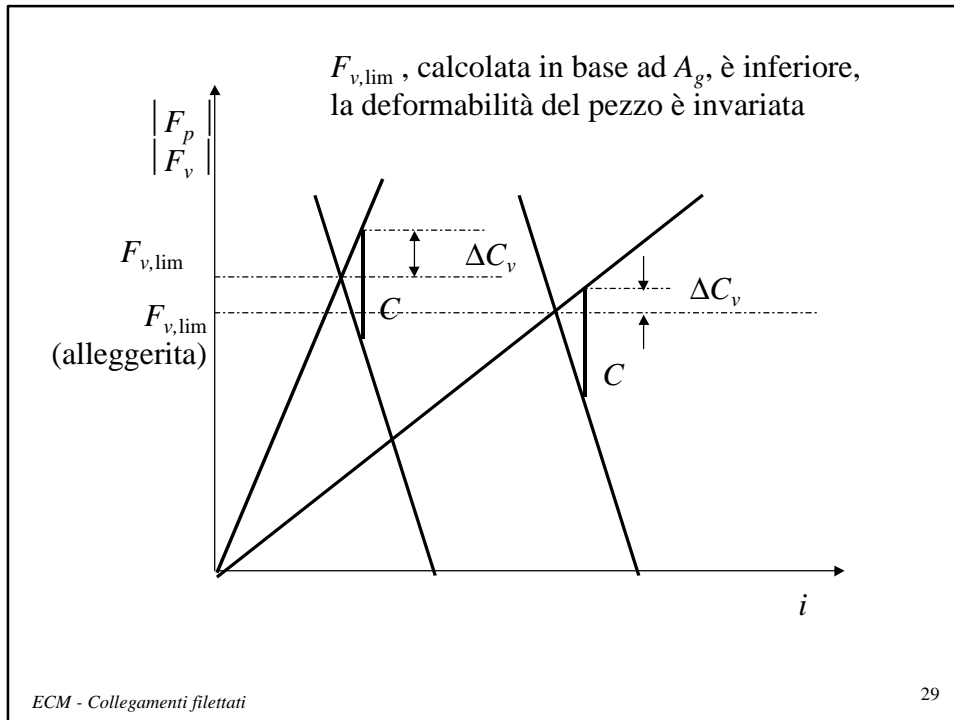
Per aumentare δ_v , si può aumentare la lunghezza della vite, ad esempio utilizzando un distanziale (ed un gambo completamente filettato)

Aumentando la lunghezza del pezzo aumenta anche la sua deformabilità δ_p , ma, scegliendo opportunamente le dimensioni del distanziale, si può fare in modo che essa aumenti in misura minore rispetto alla deformabilità della vite.

NB: se ΔC_v diminuisce, ΔC_p aumenta

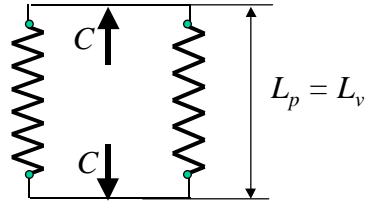
ECM - Collegamenti filettati 26





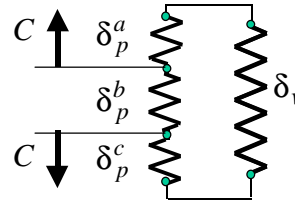
Con il carico sottotesta...

$$\delta_v = \frac{L_v}{E_v \cdot A_v}; \quad \delta_p = \frac{L_p}{E_p \cdot A_p}$$



Con il carico non sottotesta la deformabilità del pezzo
tra i punti di applicazione del carico diminuisce e risulta:

$$\delta_p^* \equiv \delta_p^b = \frac{L_b}{E_p \cdot A_p} = \frac{n \cdot L_p}{E_p \cdot A_p} < \delta_p$$

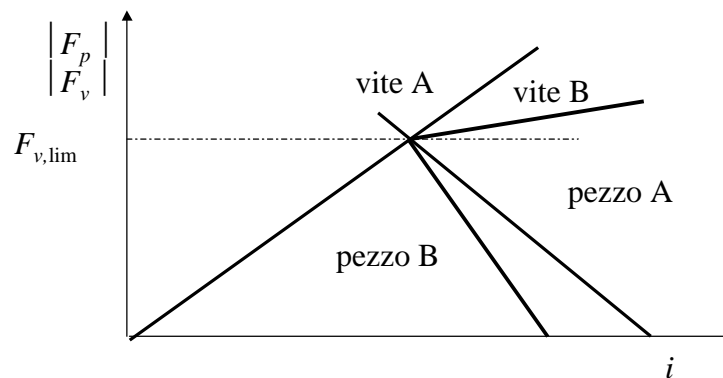


Alla deformabilità della vite bisogna invece
sommare quella del pezzo esterno ai carichi:

$$\delta_v^* = \frac{L_v}{E_v \cdot A_v} + \frac{L_a}{E_p \cdot A_p} + \frac{L_c}{E_p \cdot A_p} = \delta_v + (1-n)\delta_p > \delta_v$$

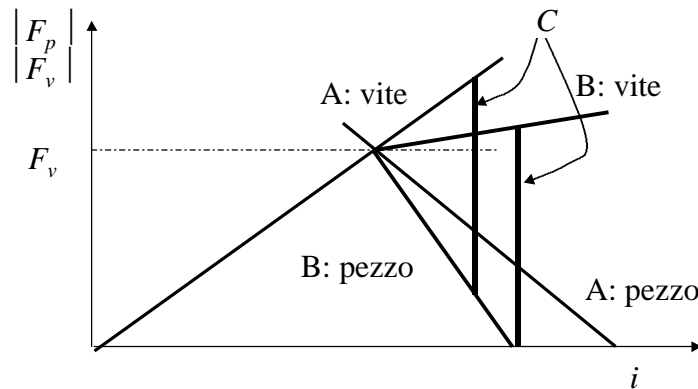
Per il carico è come se la vite fosse più deformabile
e il pezzo più rigido.

Per la vite risulta quindi cautelativo assumere sempre il
carico come se fosse sottotesta.



Carico applicato non sottotesta

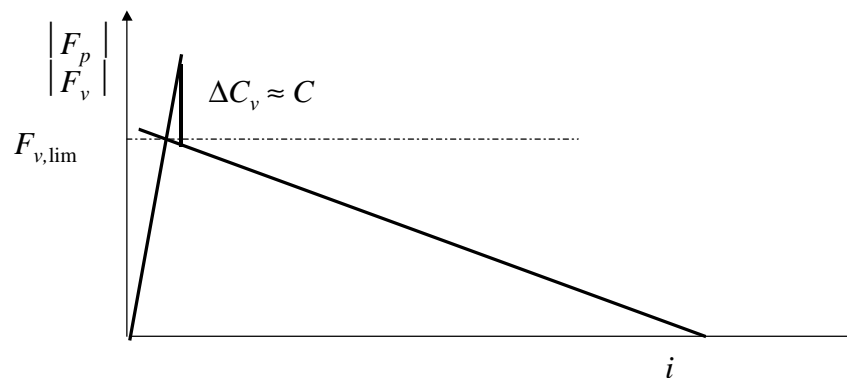
In questo caso potrebbero insorgere problemi sul carico minimo $F_{p,lim}$ perché è maggiore la possibilità di distacco; in questo caso tutto il carico graverà sulla vite (situazione da evitare).

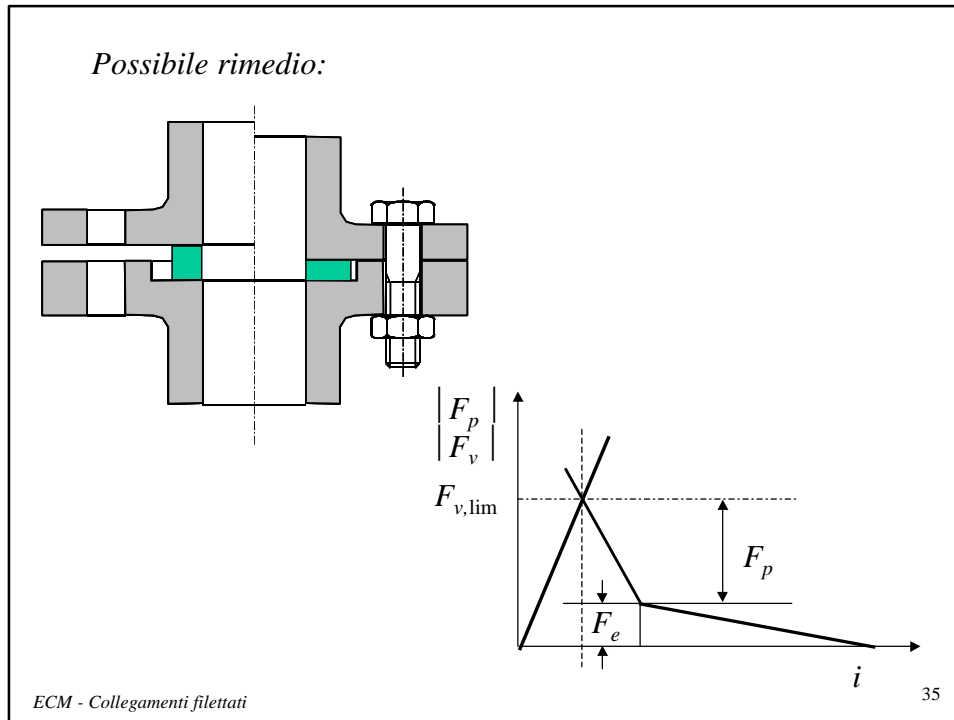


NB: F_v può essere inferiore a $F_{v,lim}$ (vedi nel seguito)

Elemento elastico tra i pezzi

L'inserimento di un elemento elastico fra i pezzi, ad esempio una guarnizione, comporta un'aumento molto elevato della deformabilità δ_p , quindi il carico sarà sopportato quasi interamente dalla vite:





INCERTEZZE / ALLENTAMENTI

Il carico iniziale sulla vite e quindi di compressione sui pezzi serrati, viene dato dal momento M_T , calcolato in base alla forza $F_v = F_p$

In esercizio il carico di serraggio F_p può diminuire a causa di:

- Incertezze sulla forza F_v al montaggio e sul momento applicato
- Allentamento del collegamento (ad es. per assestamenti dovuti a vibrazioni,...)
- Azione del carico esterno (ΔC_p)



Incertezze sulla forza F_v al montaggio e sul momento applicato

Le incertezze derivano da due cause:

- incertezza sul coefficiente di attrito
All'aumentare del coefficiente di attrito, a parità di momento applicato, diminuisce la forza sulla vite.
- incertezza sulla misura del momento applicato
Spesso il momento non viene misurato; le attrezzature di officina che permettono la misura sono tarate in modo da avere eventuali scostamenti che permettano solamente un momento applicato minore di quello impostato.

Da apposite misure si è trovato il campo di incertezza

$$I = \frac{F_{v,\max}}{F_{v,\min}} = \frac{F_{v,\lim}}{F_{v,\min}}$$

Serraggio con chiave dinamometrica: $I = 1.6$


Serraggio con avvitatore ad impulsi
con taratura periodica : $I = 2.5$

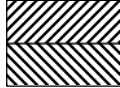
Serraggio manuale o con avvitatura
senza taratura periodica $I = 4$

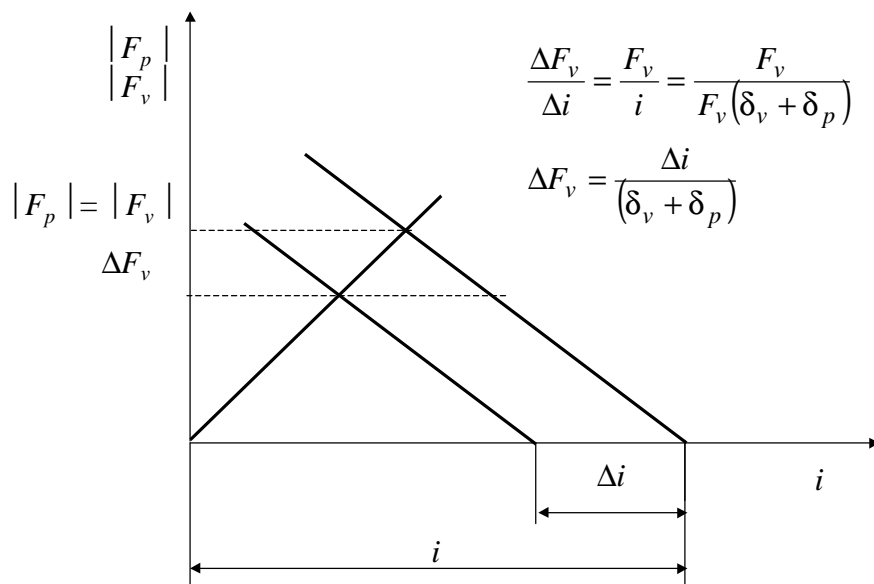
Allentamento del collegamento

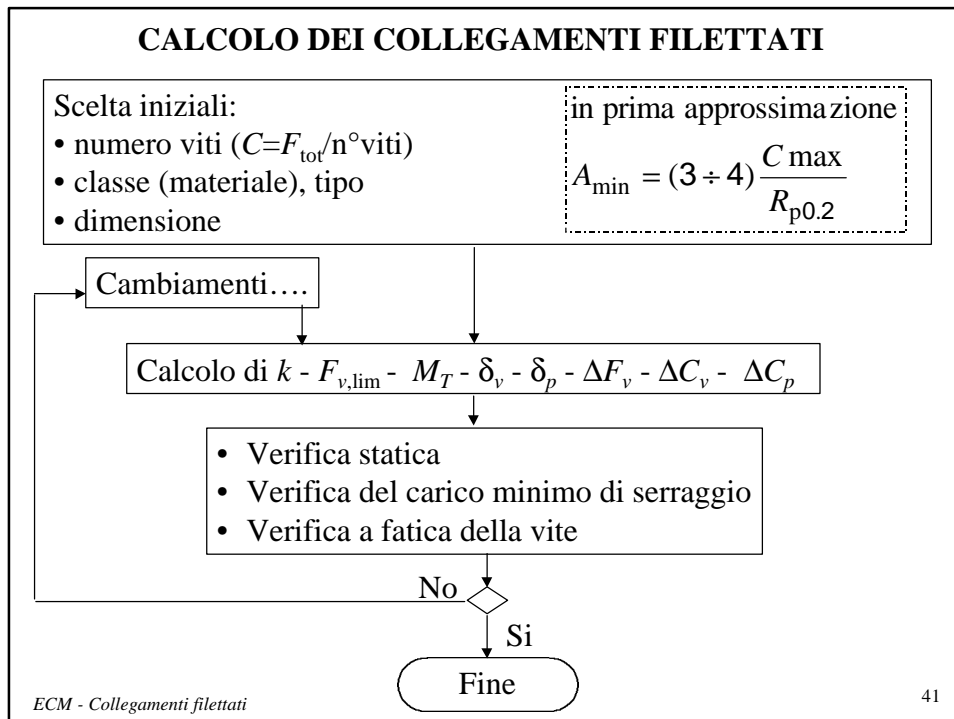
Nel tempo sotto l'azione di forze esterne le superfici dei pezzi serrati subiscono un assestamento con modifica della rugosità e perdita dell'interferenza Δi e conseguente perdita della forza sulla vite ΔF_v

N° superfici	Valori di Δi in μm			
	Forze assiali		Forze tangenziali	
	$R_a = 1.6 \mu\text{m}$	$R_a = 0.8 \mu\text{m}$	$R_a = 1.6 \mu\text{m}$	$R_a = 0.8 \mu\text{m}$
2	13	10	20	13
3	16	12	28	16
4	20	14	35	20
5	25	16	42	25
6	30	18	50	30

N° sup = 2 

N° sup = 3 





Verifica statica

Viene effettuata nelle condizioni peggiori:

- supponendo applicata la $F_{v,\text{lim}}$ calcolata
- senza allentamenti
- senza considerare incertezze al montaggio
- con carico massimo applicato C_{max}

In teoria si dovrebbe verificare che:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_v^2 + 3 \cdot \tau_v^2} \leq R_{p0.2}$$

dove

$$\sigma_v = \sigma_{a,\text{lim}} + \Delta\sigma_{\text{max},v} = \frac{4 \cdot F_{v,\text{lim}}}{\pi \cdot d_n^2} + \frac{4 \cdot \Delta C_{\text{max},v}}{\pi \cdot d_n^2}$$

$$\tau_v = \frac{16 \cdot M_t^*}{\pi \cdot d_n^3}$$

ECM - Collegamenti filettati 42



In pratica, in considerazione di tutte le incertezze presenti,
è sufficiente verificare che:

$$\sigma_{id,lim} + \Delta\sigma_{max,v} \leq R_{p,0.2} \quad \text{cioè} \quad (1 - X)R_{p,0.2} + \Delta\sigma_{max,v} \leq R_{p,0.2}$$

$$\Delta\sigma_{max,v} \leq (1 - X)R_{p,0.2}$$

$$\Delta C_{max,v} \leq (1 - X)F_{p,0.2}$$

Possibili cambiamenti:

- cambiare classe del materiale
- aumentare il numero di viti (diminuire C)
- diminuire la percentuale di utilizzo del materiale (es. 80%)
- utilizzare viti più lunghe (= più deformabili)

*Aumentare il diametro della vite non sempre è efficace
(diminuiscono le tensioni ma aumenta la rigidità della vite
con la stessa legge)*

Attenzione: viti alleggerite

*L'utilizzo di viti alleggerite diminuisce il carico sulla vite, ma
la sezione di riferimento per il calcolo è quella alleggerita
(minore), dove le tensioni rimangono comunque alte.
Nelle sezioni alleggerite la verifica deve essere effettuata
considerando la tensione ideale:*

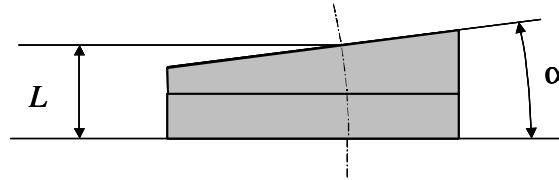
$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_g^2 + 3 \cdot \tau_g^2} \leq R_{p0.2}$$

$$\sigma_g = \frac{4 \cdot (F_{v,lim} + \Delta C_{max,v})}{\pi \cdot d_g^2} \quad \tau_g = \frac{16 \cdot M_t^*}{\pi \cdot d_g^3}$$

*In pratica le viti alleggerite non hanno una resistenza statica
molto diversa da quella delle viti non alleggerite*

Sollecitazioni di flessione

Se le superfici di appoggio non sono perfettamente parallele la vite si incurva, subendo sollecitazioni di flessione:



$$\frac{1}{R} = \frac{M}{EJ} = \frac{\alpha}{L} \quad \sigma_{\max} = \frac{M}{J} \cdot \frac{D}{2} = E \cdot \frac{\alpha}{L} \cdot \frac{D}{2}$$

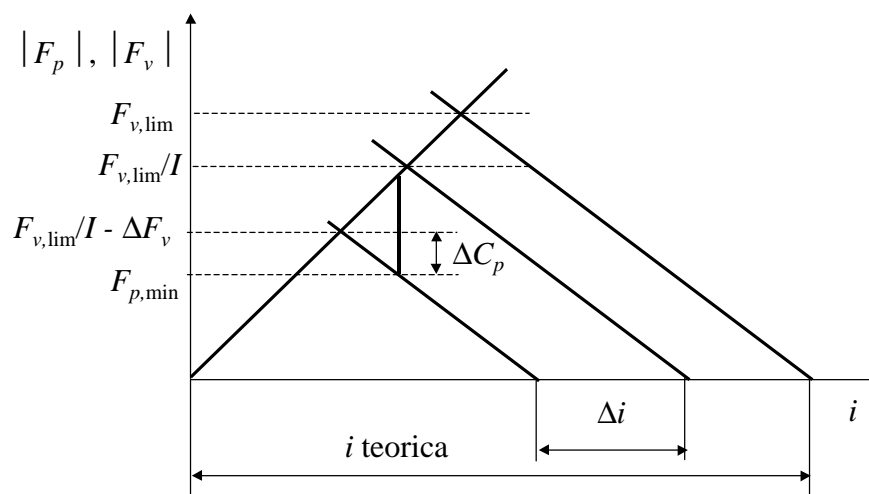
assumendo $E = 2 \cdot 10^5$ MPa; $\alpha = 0.5^\circ = \frac{1}{114.6}$ rad; $\frac{D}{L} = \frac{1}{10}$

si ottiene $\sigma \approx 87$ MPa

Conviene utilizzare viti snelle... e imporre le tolleranze di planarità

Verifica del carico minimo di serraggio

Normalmente si vuole un carico minimo di serraggio $F_{p,\lim}$ (ad esempio per garantire la tenuta delle guarnizioni).





Deve essere:

$$F_{p,\text{lim}} \leq F_{p,\text{min}} = \frac{F_{v,\text{lim}}}{I} - \Delta F_v - \Delta C_p$$

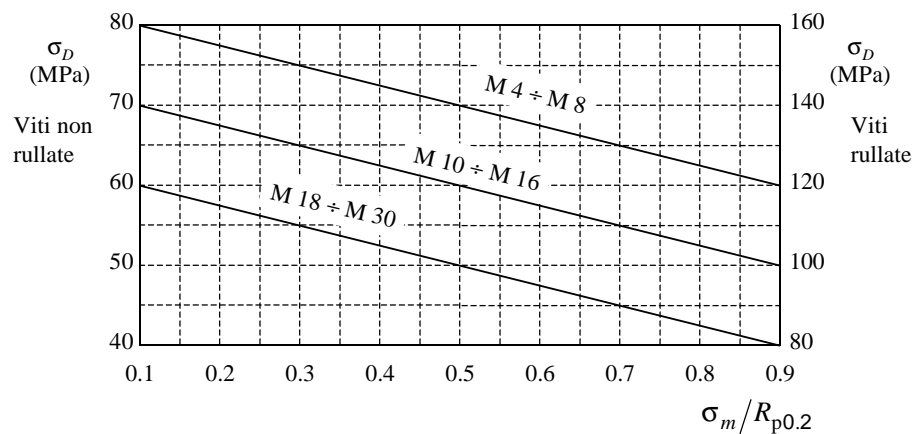
Nota: se $F_{p,\text{min}} = 0$ (si ha cioè il distacco fra le parti serrate) tutto il carico C agisce sulla vite: si deve sempre evitare questa situazione.

Possibili cambiamenti:

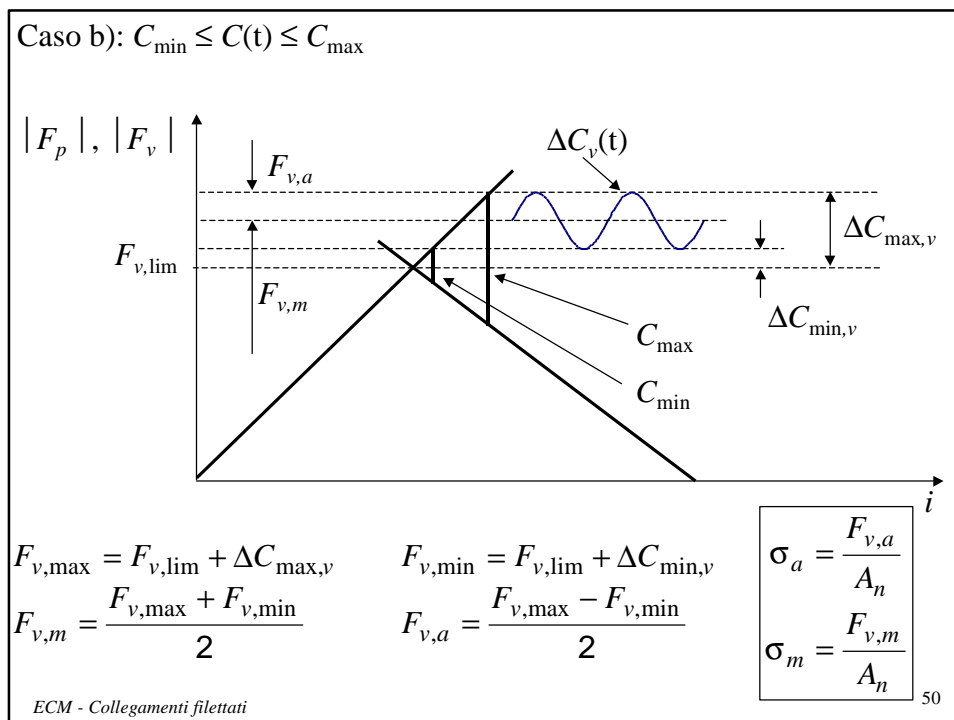
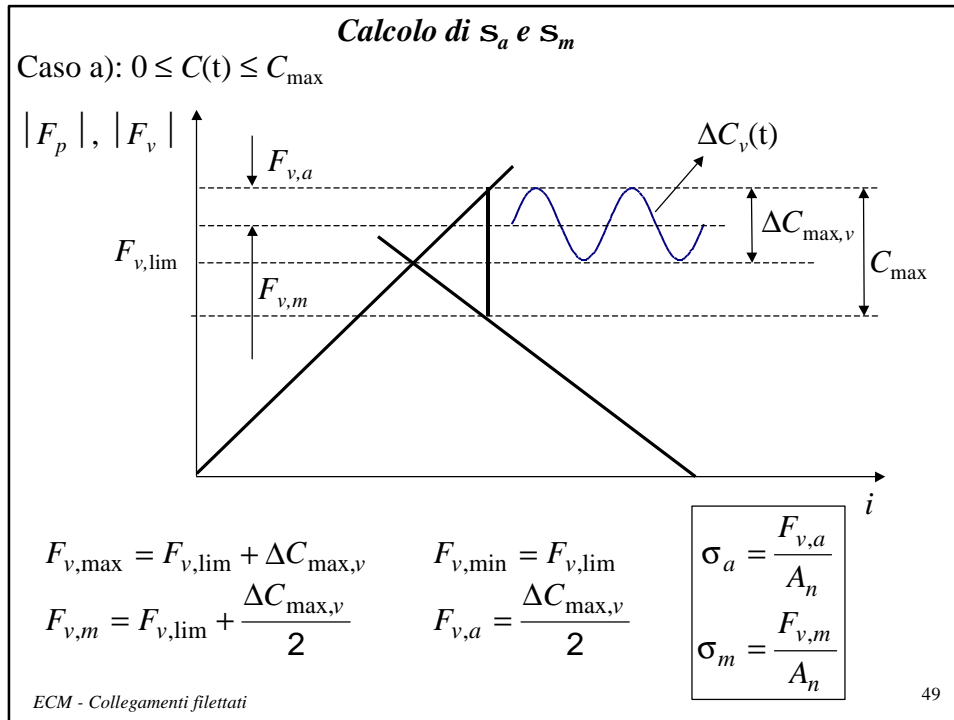
- diminuire le incertezze utilizzando chiavi dinamometriche
- lavorare più accuratamente le superfici dei pezzi serrati
- cambiare classe del materiale ($F_{v,\text{lim}}$ più alta)
- utilizzare viti meno deformabili
- aumentare il numero di viti (diminuire C)
- aumentare la deformabilità del pezzo (con attenzione)

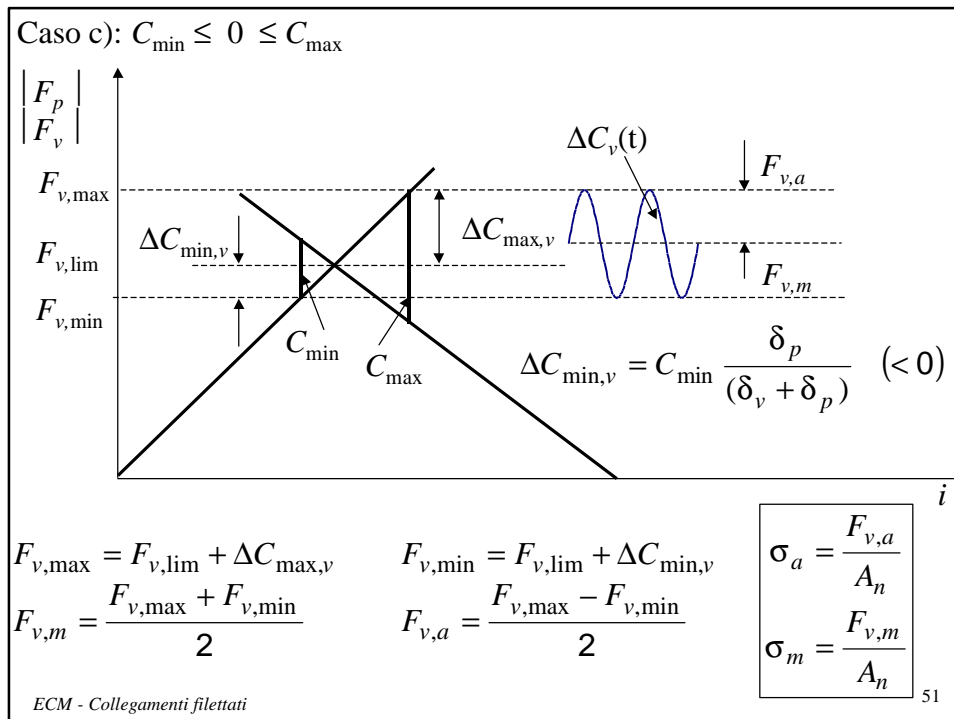
Verifica a fatica della vite

Diagramma di Haigh per filettature classi 8.8 ÷ 12.9 (da VDI 2230)



La vite è considerata verificata se $\sigma_a \leq 0.9 \sigma_D$





Possibili cambiamenti:

- utilizzare viti rullate
- utilizzare viti più deformabili (in particolare alleggerite)
- aumentare il numero di viti (diminuire C)
- cambiare classe del materiale (meno efficace rispetto al caso statico)

Attenzione:

Per la fatica l'utilizzo di viti alleggerite è conveniente perché diminuiscono le tensioni nella zona filettata; le tensioni nella parte alleggerita sono più elevate ma in questa zona, dove non vi sono gli intagli dovuti alla filettatura, la resistenza a fatica è maggiore (il diagramma dato è valido per le filettature...)

Per esclusivo utilizzo in campo aeronautico sono previste viti MJ - ISO 3161 (1977), con disegno del filetto modificato per ridurre l'effetto di intaglio (solo rullate)

DISPOSITIVI ANTISVITAMENTO

Lo svitamento spontaneo della vite in condizioni statiche è impedito se $\alpha_m < \phi$; in pratica, sotto l'azione di sovraccarichi, vibrazioni, scosse si può avere lo svitamento spontaneo.

Esistono dispositivi unificati contro lo svitamento:

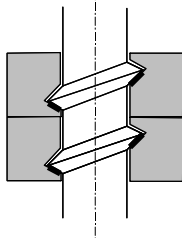
- Rosette elastiche UNI 1751 (1988)
- Rosette con nasello UNI 6599 (1969)
- Rosette con linguetta UNI 6600 (1969)
- Piastrine UNI 6601 (1969)
- Dadi esagonali ad intagli UNI 5593-5594-5596
-

Dadi esagonali autobloccanti (unificati in campo aerospaziale)
UNI EN 3377 - UNI EN 3723 (1996)

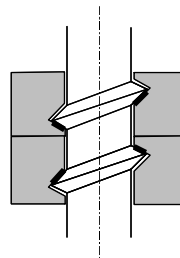
E' possibile l'applicazione di prodotti adesivi 'frenafiletto'

Sistema dado - controdado

Schema di funzionamento



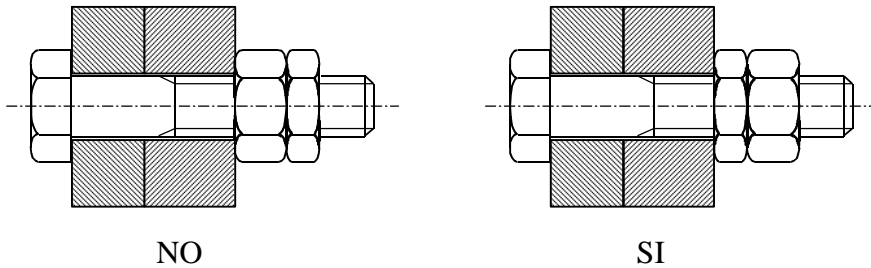
Dado serrato, primo contatto
dado-controdado



Controdado serrato

Il dado viene progressivamente scaricato; e poi si inverte il contatto con i filetti della vite e del dado; la parte di gambo fra dado e controdado si comporta come una molla che impedisce il movimento (aumenta la forza d'attrito).

Spesso si utilizzano dadi e controdadi di altezza diversa:
poiché il carico è sopportato prevalentemente dal controdado
questo deve essere di altezza maggiore.



ECM - Collegamenti filettati

55

VITI CON CARICO TRASVERSALE

Le viti non devono lavorare a taglio, perché nel caso di movimento relativo dei pezzi serrati, oltre alla sollecitazione a taglio si può avere una elevata sollecitazione di flessione.

Nel caso (frequente) in cui le viti siano utilizzate per prevenire movimenti reciproci trasversali si possono utilizzare 3 soluzioni:

- viti passanti: si deve garantire una forza di attrito fra le parti sufficiente a impedire il movimento
- viti con gambo calibrato
- inserzione di bussole che sopportano lo sforzo di taglio

ECM - Collegamenti filettati

56

Viti passanti

$$F_{p,\min} = \frac{F_T \cdot CS}{f \cdot n \cdot m}$$

F_T = forza trasversale totale
 CS = coeff. di sicurezza (1.25 ÷ 1.6)
 f = coeff. di attrito
 n = numero di bulloni
 m = superfici fra i pezzi (es.1)

ECM - Collegamenti filettati 57

Viti calibrate

Sono calcolate come chiodi:

Taglio :

$$\tau = \frac{F_T}{m \cdot n \cdot A} = \frac{F_T \cdot 4}{m \cdot n \cdot \pi \cdot d^2} \leq \tau_{amm}$$

Pressione specifica :

$$\sigma = \frac{F_T}{d \cdot s} \leq \sigma_{amm}$$

$$\tau_{amm} = 0.4 \div 0.6 R_{p0.2}$$

$$\sigma_{amm} = 0.75 \div 0.6 R_m$$

(molto costose)

ECM - Collegamenti filettati 58

Bussole Anche la bussola viene calcolata come un chiodo (cavo)

Taglio :

$$\tau = \frac{F_T}{m \cdot n \cdot A} = \frac{F_T \cdot 4}{m \cdot n \cdot \pi \cdot (d_e - d_i)^2} \leq \tau_{amm}$$

Pressione specifica :

$$\sigma = \frac{F_T}{d_e \cdot L_p} \leq \sigma_{amm}$$

$$\tau_{amm} = 0.4 \div 0.6 R_{p0.2}$$

$$\sigma_{amm} = 0.75 \div 0.6 R_m$$

(materiale della bussola)

ECM - Collegamenti filettati 59

Bibliografia

- Giovanazzi R., *Costruzione di Macchine*, vol. I, Patron Bologna, 1965
- Niemann G., *Elementi di Macchine*, ETS Milano - Springer Berlino, 1983
- Decker K.H., *Maschinenelemente - Gestaltung und Berechnung*, Carl Hanser Verlag, München (D), 1982