



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 856

DATA: 12/03/2014

A P P U N T I

STUDENTE: Dellavella

MATERIA: Elementi di Costruzioni

Prof. Berruti

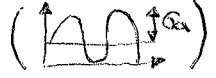
Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

Fatica: l'applicazione di carichi non costanti nel tempo, in particolare con andamento ciclico, comporta la possibile rottura dei componenti, anche quando la sollecitazione massima è inferiore al carico ammissibile di snervamento del materiale (ductile) e di rottura (fragile). Si parla dunque di cedimento per fatica nel materiale. Tale fenomeno è:

- permanente: non reversibile, non esiste una fase di recupero;
- progressivo: ogni applicazione di carico induce un contributo al danneggiamento del materiale;
- localizzato: colpisce una regione ben definita e in genere, limitata del comp. di solito la presenza di brusche variazioni di sezione in fluenza favorisce la resistenza a fatica del componente.

Parametri: $\sigma_{media} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$ $\sigma_{alternata} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$ 

$R = \sigma_{min} / \sigma_{max}$ (Rapporto di tensione)

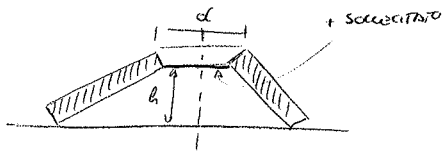
- Se $R > 1 \rightarrow$ Ciclo tipico: pulsante di compressione ($\sigma_{min} > \sigma_{max}$)
- Se $R = -\infty \rightarrow$ Ciclo tipico: ripetuto di compressione o allunghe di compressione ($\sigma_{max} = 0$)
- Se $R = -1 \rightarrow$ Ciclo tipico: alternate simmetrica all'inesione ($\sigma_{min} = -\sigma_{max}$)
- Se $R = 0 \rightarrow$ Ciclo tipico: ripetuto di trazione all'origine di trazione ($\sigma_{min} = 0$)
- Se $1 > R > 0 \rightarrow$ Ciclo tipico: pulsante di trazione ($\sigma_{max} > \sigma_{min}$)

Rottura a fatica: la frattura di materiale duttile si rompe a fatica con aspetto da rottura fragile, avere con depressione frontale della parti (invece di avere una rottura a 45°).

Genesi del cedimento: il processo di collasso a fatica, prevede tre fasi:

- Nucleazione: in superficie, alcuni grai del materiale favoriscono l'ovvero ti e sottoposti a sollecitazione ciclica, reagiscono producendo dislocazioni che producono sconvolgimenti tra i piani cristallini, estensioni superficiali, ondulazioni (buchi rotondi = cambiamento del piano di propagazione). Tali cambiamenti rendono la superficie incline alla fessurazione.
- Propagazione stabile cricca: i disordini superficiali si propagano in forme di cricca all'interno del materiale, creando strutture (beachmarks = linee di arresto e di "sproggio").
- Frattura e cedimento: quando la sezione resistente a causa della propagazione della cricca si riduce troppo, si arriva al cedimento per frattura fragile (anche da un duttile). La zona di propagazione appare liscia a causa del fenomeno del mantellamento, mentre la frattura finale è ruvida e caratterizzata dalle asperità tipiche della rottura fragile.

MOLLE "BELLEVILLE"



$K(d)$ anche se $k \sim \cos t$ a piccoli t

Posso porre $w:$

Serie

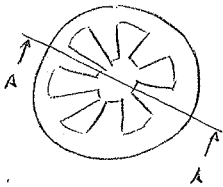


Parallelo



USATE MOLTO SPESIO SU VITI E BULLONI PER PORRE PRELUMI.
SI STUDIA CON IL "METODO DEI CUSCI"

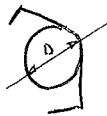
MOLLA FRIZIONE



• Lo studio come mensole unite a flessione

• SOLO + COMPATTE E SEMPLICI AL MONTARE

MOLLE A TORSIONE



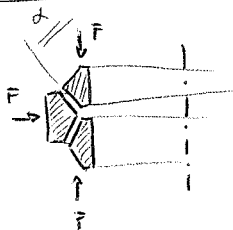
• SOLO LE MOLLE X MOLLETTE DEL BUCATO.

• ~~INTERNO~~

• IL FILO LAVORA A FLESSIONE

• IN DEFORMAZIONE VIENE ~~DE~~ VARIATO IL D

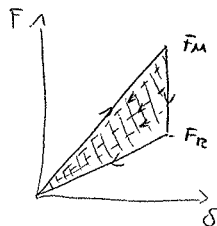
MOLLA AD ANELLI



• QUANDO VENGONO IMPACCATI TENDONO A CREARE FORZE RADIALI.

• SOLO DI SOLITO USATI COME SMORZATORI DI VIBRAZIONI
X LA LORO FORTE INERZIA DOLCE ALL'AZIONE.

• $\alpha \leq \psi$ ψ = ANGOLO AZIUTO ALTRIMENTI NON CI SMENTO PIU'
=> SOLO MONTATI CON GRASSO.



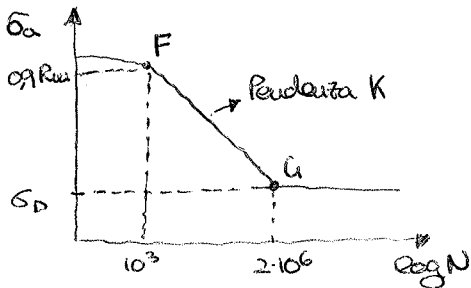
• NON TORNA IN POSIZIONE INIZIALE FINCHÉ NON RIPRISTO F_A ZERO

Perché se voglio evitare svernamento:

- $\sigma_{max} < \rho \cdot \sigma_{lim}$ ma $\sigma_{max} = \sigma_{m} + \sigma_a \rightarrow \sigma_a < \rho \cdot \sigma_{lim} - \sigma_m$ (Destra)
- $\sigma_{max} < -\rho \cdot \sigma_{lim}$ ma $\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a \rightarrow \sigma_a < -\rho \cdot \sigma_{lim} - \sigma_m$ (Sinistra)

③

Stima diagramma S-N: per risolvere problemi e ricavare dati.



Equazioni della retta:

- $N \sigma_a^K = B \rightarrow \log(N) = \log(B) - K \log(\sigma_a)$
- oppure • $\sigma_a = A N^b \rightarrow \log(\sigma_a) = \log(A) + b \log(N)$
- Dato che conosco le coordinate di due punti (F, A):
- $N_F \sigma_{aF}^K = B$ • $N_A \sigma_{aA}^K = B$
- posso quindi ricavare "K e B"

Fattori che influenzano la fatica:

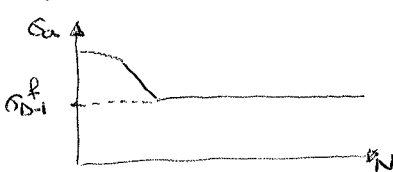
- Effetto del tipo di carico (C_L): a parità di dimensione, la sollecitazione risulta essere più severa nel caso di distribuzione uniforme che nel caso di distribuzione lineare, questo perché:

Fessione



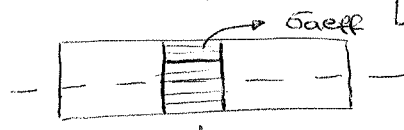
$C_L = 1$

↓ Spennantazione ↓



Le tensioni risultano diverse, perché nella fessura esiste un gradiente di tensione.

Trazione-Compressione



$C_L = 0,7$

↓ Spennantazione ↓

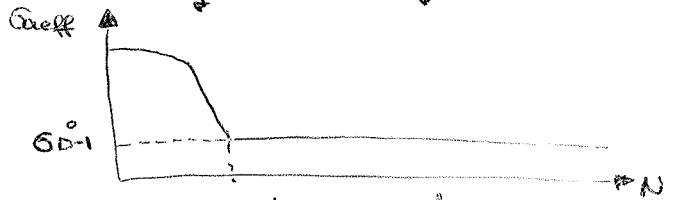


La tensione responsabile del cedimento a fatica risiede un po' al di sotto della superficie e viene chiamata $\sigma_{a,eff}$. Ipotesi di trazione e diagramma

↓ Modello ↓



↓ Modello ↓



Ho cedimento quando:

- Modello → $\sigma_{a,eff} = S_{D-1}^o$
- Spennantazione → $\sigma_a = S_{D-1}^f$

ma $\sigma_{a,eff} = \alpha \sigma_a$ $\alpha < 1$ perché ho un gradiente di tensione

$$\Rightarrow \boxed{S_{D-1}^f = \frac{S_{D-1}^o}{\alpha}}$$

Ho cedimento quando:

- Modello → $\sigma_{a,eff} = S_{D-1}^o$
- Spennantazione → $\sigma_a = S_{D-1}^t$

ma $\sigma_{a,eff} = \sigma_a$ perché ho uno sforzo costante

$$\Rightarrow \boxed{S_{D-1}^o = S_{D-1}^t}$$

Fattore di concentrazione delle tensioni (o fattore di forma) K_t :

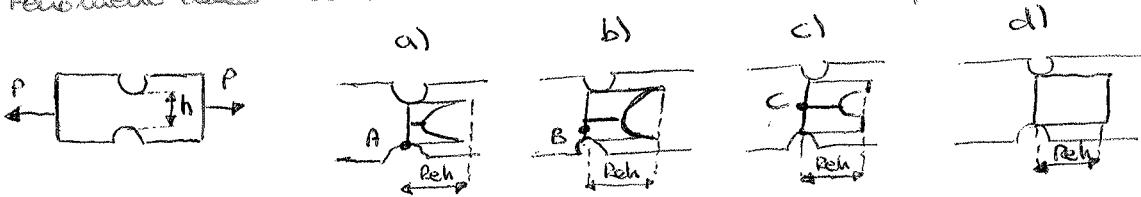
⑤

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad \text{in un rettangolo}$$

σ_{nom} : è la tensione massima che avrò nella sezione ridotta a ridosso dell'incisione, che si manifesta nebbia in assenza dell'incisione stessa.

Tale fattore, determinato per via sperimentale, è ricavato da specifici diagrammi, serve per calcolare la " σ_{max} ", ovvero la tensione massima effettiva che si genera in prossimità dell'incisione. Dipende dalle proporzioni del componente e dalla geometria dell'incisione stessa.

Fenomeno della redistribuzione delle tensioni in componenti dritti e intagliati:



Alimentando il cono "P" a causa dell'incisione presente a hook (A) raggiunge per primo il livello di smarrimento, questo richiede al materiale in cono (B) di partecipare a sostenere il cono maggiormente, ma al crescere di P raggiunge anch'esso lo smarrimento. Il cedimento finale si ha quando anche (C) arriva a smarrimento, dopo il quale, dato che più nessuno parte di materiale è in grado di lavorare in campo elastico, con un modesto incremento di P, si raggiunge la rottura. Quindi per:

- Materiali fragili (Allungamento $\leq 5\%$) ho come punto di interesse anche (A) dove se la tensione raggiunge quella di rottura, questo mi basta per avere un cedimento finale \rightarrow Verifica $\sigma_{max} = K_t \cdot \sigma_{nom} < R_{m1}$
- Materiali dritti (Allungamento $> 5\%$) se prendo in considerazione lo smarrimento del materiale, mi interessa il punto (A) quando la tensione, a causa dell'incisione raggiunge lo smarrimento \rightarrow Verifica: $\sigma_{max} = K_t \cdot \sigma_{nom} < R_{eh}$
 se invece fallisce una modesta plasticizzazione e quindi guardo alla rottura del materiale mi interessa il punto (C), l'ultimo che arriva allo smarrimento \rightarrow Verifica: $\sigma_{nom} \leq R_{m1}$. Ho anche una condizione di completa plasticizzazione \rightarrow Verifica: $\sigma_{nom} = R_{eh}$

Avrò quindi una $\sigma_{id} = \sqrt{(\sigma_{fmax} + \sigma_{fc})^2 + 3\tau_{max}^2} \leq R_{eh}, R_{p0.2}$ (Smarrimento)
 $\sigma_{id} = \sqrt{(\sigma_{max} + \sigma_{nom})^2 + 3\tau_{max}^2} \leq R_{m1}$ (Rottura dritta)

Effetto dell'incisione sulla fatica: la resistenza nel caso di intaglio di un mistic, ma di un fattore K_f che è minore di " K_t ". Infatti, nel caso statico, la tensione concentrata è netta, percepisce tutto l'effetto del carico applicato. Quando invece la sollecitazione è ciclica e dinamica, la concentrazione di tensione è meno severa, per questo il fattore di concentrazione degli sforzi va visto considerando la "sensibilità del materiale".

- Coduratura e zincatura: non hanno effetti sulla resistenza alla fatica e si applicano per evitare problemi di corrosione e usura ⊕
- Anodizzazione: il trattamento della lega leggera, crea una fragile pellicola che si può rompere sotto carichi ciclici, minsciando il processo di fatica, insieme alla corrosione. Riduce del 20/30% la resistenza

Treatments termici e diffusivi: ho la nascita di possibili tens. residue causate da processi diffusivi, cambiamenti di fase e gradienti termici. Sono:

- Cementazione e nitrazione: processi diffusivi con effetto benefico sulla fatica, poiché induriscono la superficie, creando uno strato con tensioni residue di compressione. Strato interessato di 1 mm.
- Tempra: se è superficiale, il materiale non temperato impedisce l'espansione, generando uno strato di tensione residue di compressione

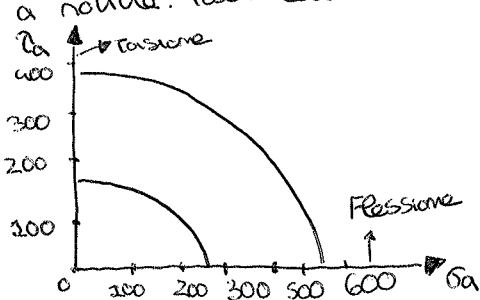
N.B. Tutti i trattamenti che inducano sulla superficie un effetto di tensione residue di compressione, aumentano la resist. a fatica

Effetto della T di esercizio: quando ho bassa temperatura, i fenomeni plastici sono ostacolati, la fase di nucleazione anche e il limite di snervamento si innalza, così diminuiscono resilienza e tenacità a fatica e l'eventuale fase di propagazione si accorcia; per alte temperature ho l'esatto contrario e il limite di fatica può anche scaporrare

Effetto di un ambiente corrosivo: tale ambiente riduce drasticamente la durata di un componente così si adottano trattamenti di rivestimento superficiale che aumentano la resistenza a fatica in ambiente corrosivo, anche se lo riducono in uno "non corrosivo".

Fatica multiaassiale: ho la presenza di tutte le tensioni principali nelle rispettive direzioni principali. A seconda delle fasi e del tempo in cui tali tensioni raggiungano il valore massimo, causano distinzione delle rispettive direzioni distinguo tre casi: multiaassiale semplice (tensioni in fase e direzioni fisse nel tempo), multiaassiale complesso (direzioni variabili e tensioni sfasate), caso intermedio (direzioni variabili e tensioni in fase).

Analisi sperimentale di Gough Pollard: in tale analisi ho che ogni punto rappresenta una combinazione di σ_a e τ_a che dopo N cicli portano a rottura. Tali considerazioni valgono però per $\sigma_{D-1} = 0$ → incompleta!!



materiali dritti:

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{D-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_a}{\tau_{D-1}}\right)^2 \leq 1 \rightarrow \sigma_a^2 + \left(\frac{\sigma_{D-1}}{\tau_{D-1}}\right)^2 \tau_a^2 \leq \sigma_{D-1}^2$$

me $\tau_{D-1} \cong 0,6 \sigma_{D-1} \cong \sigma_{D-1} / \sqrt{3}$ → caso biassiale

$$\rightarrow \sigma_{D-1} \geq \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}$$

Caso di sollecitazione multiasiale: se la sollecitazione non è monoassiale, nella rappresentazione di Haigh, non avrà più la retta a 45° che mi indicano le limite di smarrimento, poiché ho a che fare con tensioni equivalenti e quindi non ho tutte le informazioni necessarie per affermare con sicurezza che ho una verifica a smarrimento accettata, darò quindi verifica:

$$\sigma_{max} = \sigma_{m} + \sigma_a \quad \text{Tresca} \rightarrow \sigma_{eq,max} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 4\tau_{max}^2} < R_{p0,2}$$

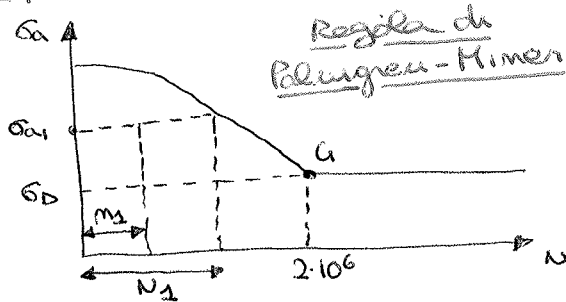
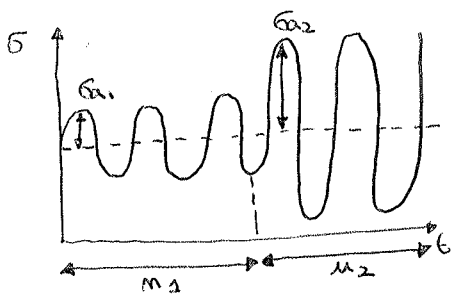
$$\tau_{max} = \tau_m + \tau_a$$

Inoltre in tal caso per il calcolo del C.S. darò spostarmi sempre ↑. Se provassi a scrivere l'equazione della retta e quella del C.S. caprei come il valore del CS cade tutto sul σ_{D-1}

$$\sigma_D^{lim} = - \frac{\sigma_{D-1}^c \cdot \sigma_{max}^p}{R_m} + \sigma_{D-1}^c \quad \text{ma } CS = \frac{\sigma_D^{lim}}{\sigma_{eq}}$$

$$\rightarrow \sigma_{eq}^p = - \frac{\sigma_{D-1}^c \cdot \sigma_{max}^p}{CS \cdot R_m} + \frac{\sigma_{D-1}^c}{CS} \quad \# \text{ questo perché il } \sigma_{D-1}^c \text{ è la parte più incerta che conosciamo (Affidabilità=50\%)}$$

Fatica con sollecitazioni ad ampiezza variabile



Regola di Palmgren-Miner

"m" = cicli per il quale lavora il componente

$$\rightarrow D = \frac{m_1}{N_1} \quad \text{Danno}$$

"N" = cicli dopo i quali il componente arriva a rottura essendo sottoposto a "sigma_a"

Se D=1 vuol dire che $m=N$ e quindi il componente arriva a rottura cioè comparta che a rottura $D = \sum D_i = \sum \frac{m_i}{N_i} = 1$ Quindi posso scrivere:

$$m_i = d_i \cdot N_{TOT} \quad \text{con } d_i = \text{percentuale di vita totale} \rightarrow N_{TOT} \sum \frac{d_i}{N_i} = 1$$

$$\rightarrow N_{TOT} = \frac{1}{\sum \frac{d_i}{N_i}}$$

ma io so: $\sigma_{ai}^k \cdot N_i = B$

$\sigma_D^k N_D = B$ Valore min in Weibull

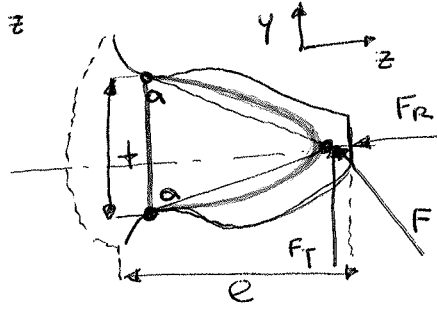
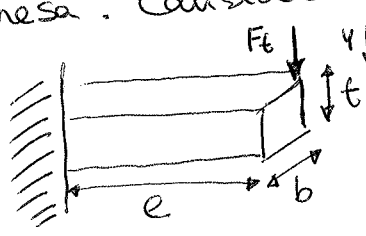
quindi: $\sigma_{ai}^k N_i = \sigma_D^k N_D$

sostituisco $N_i = \frac{\sigma_D^k N_D}{\sigma_{ai}^k} \Rightarrow N_{TOT} = \frac{\sigma_D^k N_D}{\sum d_i \sigma_{ai}^k}$

N.B. Tutto questo se ho la $\sigma_m = \text{costante}$. Se la σ_m non è costante, devo calcolare sempre tutte le N_i delle σ_{ai} relative σ_{ai} , in seguito tramite le σ_{mi} calcolare i rispettivi valori di σ_D e se il valore di σ_{ai} è minore di σ_D , posso scartare quel valore, poiché cadrebbe sotto l'asintoto e quindi non mi dà problemi per fatica. In seguito procedo con Miner

Progettazione di ingranaggi elicoidali a denti diritti

L'analisi tensionale del dente di un ingranaggio è tutt'altro che banale, poiché la geometria del dente è solo approssimativamente simile a quella di una trave, mentre esiste un intaglio al piede del dente il quale intensifica molto le tensioni e il cono è applicato in punti diversi del profilo, in direzione a questo normale. Si utilizza per il calcolo a flessione l'approccio di W. Lewis che considera il dente come trave incastrata sulla circonferenza di piede della ruota, che suppone il dente, curvato dalla forza, che agisce nel punto di contatto più lontano dalla radice del dente e dalla componente della forza tangenziale, responsabile della flessione del dente, nella ipotesi peggiora che solo una coppia di denti sia in presa. Considerando la teoria delle travi elementari:



$$M = F_T \cdot e$$

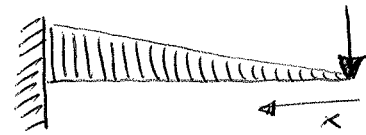
$$y_{max} = \frac{t}{2}$$

$$I_{xx} = \frac{b \cdot t^3}{12}$$

↳ Sezione rettangolare

$$\sigma_{zz_{max}} = \frac{M y_{max}}{I_{xx}}$$

$$\rightarrow \sigma_{zz_{max}} = \frac{6 F_T \cdot e}{b t^2}$$



Andamento momento flessionale

Ho quindi una tensione massima pari a $\sigma_{zz_{max}}$ all'incastro. Ora, se considero che $\sigma_{zz_{max}} = \text{costante}$ e che la forza "F" è fissa a parità di "b", ciò che la lunghezza "t" della sezione trasversale deve variare in modo quadratico, avrò ancora la superficie della trave corrispondente ad una parabola perché:

$$e = x \rightarrow \sigma_{zz_{max}} = \frac{6 F_T x}{b t^2} \rightarrow \boxed{t^2 = K x}$$

Andamento parabolico

Tale parabola è tangente al profilo del dente proprio nella "sezione a-a" e quindi calcolo il valore della tensione massima proprio in quella sezione che risulta essere la più sollecitata. Se esprime il valore del "modulo normale W ":

$$\sigma_{zz_{max}} = \frac{6 F \frac{e_0}{W}}{b \cdot \left(\frac{t}{W}\right)^2} \Rightarrow \boxed{\sigma_{zz_{max}} = \frac{F}{b W} \cdot Y_{LW}}$$

Tensione massima correlata al modulo del dente e ad un parametro tabulato Y_{Lewis} (trovo nelle tabelle)

Mentre nel caso di contatto e della verifica di usura del materiale: (3)

$$\sigma_{max, USURA} = Z_E \sqrt{F_t K_o K_v K_s K_H Z_R} \frac{1}{b d_1 Z_e}$$

che viene confrontata con la resistenza del materiale espressa tramite una tens.amm.

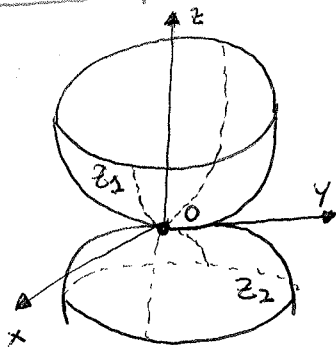
$$\sigma_{amm, CONTATTO} = \frac{\sigma_{HP} Z_N Z_W}{S_H Y_o Y_z}$$

- Z_R = tiene conto dello stato superficiale del materiale e della eventuale presenza di tensioni residue
- Z_E = introduce i coefficienti di elasticità dei materiali di nota e pignone
- Z_e = espone relazioni geometriche tra le per la determinazione dell'impronta da contatto secondo la teoria del contatto
- Z_N = durezza superficiale del materiale associata al comportamento della resistenza a pitting variabile con il numero dei cicli
- Z_W = poiché il pignone ha un numero di denti minore, per prevenire le conseguenze del maggior numero di cicli per dente, lo si tratta affinché sia più duro della nota, congegnando il rapporto relativo di elasticità dei materiali in contatto
- d_1 = diametro del pignone
- σ_{HP} = resistenza ad usura
- S_H = coefficiente di sicurezza ad usura
- b = lunghezza di fascia

Guarda pag 24-25 slide

Teoria di Hertz: necessita di due corpi a contatto in un punto "O" non su gelato (dove vera derivata pure x si y no), dell'esistenza di un piano tangente e di un materiale elastico, omogeneo, isotropo e senza attrito.

Curvature principali

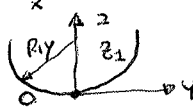


superficie z_1 :

$$d_x = \frac{1}{2 R_{1x}}$$

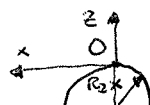


$$d_y = \frac{1}{2 R_{1y}}$$

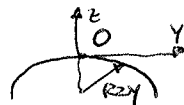


superficie z_2 :

$$B_x = \frac{1}{2 R_{2x}}$$



$$B_y = \frac{1}{2 R_{2y}}$$



Segni:

- convesso (+)
- concavo (+)
- convesso (+)
- concavo (-)

Parametro ausiliario

$$\cos \tau = \frac{|(d_x - d_y) + (B_x - B_y)|}{(d_x + d_y + B_x + B_y)}$$

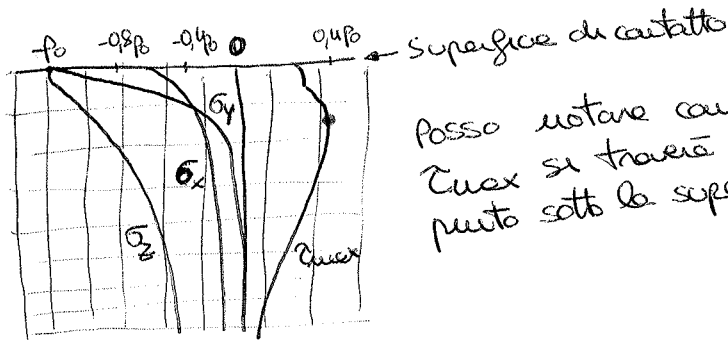
Stato di tensione: nelle zone che si trovano lungo e in prossimità della linea di contatto, lo stato di tensione sia in superficie che all'interno è di compressione, così il materiale tende a dilatarsi trasversalmente, ma la dilatazione è impedita dal materiale circostante che opera quindi da effetto vincolo. La σ_{id} massima è sotto la superficie a una distanza z/b (tabulata) dalla superficie, esempio:

sfera-sfera $\rightarrow \frac{z}{b} = 0,48 \quad \frac{\sigma_{id}}{p_{max}} = 0,62$ posso molto considerare:

non smentimento sotto la superficie dove ho la σ_{id} massima quando:

$\sigma_{id} = R_{eH}$ ma $\sigma_{id} = 0,62 p_{max} \rightarrow p_{max} = \frac{R_{eH}}{0,62} = 1,61 \cdot R_{eH}$

cioè, ho smentimento quando la p_{max} avrà un valore che supera di una notevole quantità il $R_{eH} \rightarrow$ potrà così avere delle pressioni molto alte!!



Posso notare come la τ_{max} si trova in un punto sotto la superficie

Aumentando delle tensioni sotto la superficie di contatto

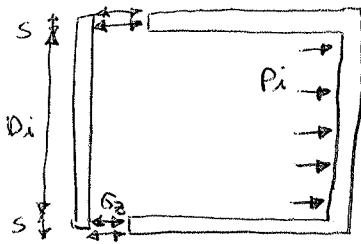
N.B. Il cilindro sopporta carichi maggiori e in modo migliore rispetto alla sfera, poiché hanno pressioni di contatto minori dovute alla presenza di superfici di contatto maggiori.

Solidi assialsimmetrici: si ipotizza completa assialsimmetria di geometria conica e materiale, "z" come direzione assiale, "r" come direzione radiale e anomalia "theta" come condotta circonferenziale. Lo stato di tensione dipende esclusivamente dalla condotta radiale $\rightarrow \sigma(r, \theta, z) = \sigma(r)$

Classificazione: posso distinguere:

- Tubi = assialmente lunghi, radialmente sottili o spessi con stato tensione triassiale ($\sigma_r, \sigma_c, \sigma_z$) e una deformazione piano $\epsilon_z = 0$ dove σ_z dipende dalle condizioni di vincolo agli estremi mentre σ_c e σ_r dipendono dalla condizione di conico (p_{int} e p_{ext}). Posso avere:
 - * Tubi spessi se $s/r_i > 0,1$ (s = spessore, r_i = raggio interno)
 - * Tubi sottili se $s/r_i \leq 0,1$
- Dischi = assialmente sottili, radialmente sottili (ovale) o spessi, hanno stato di tensione piano biassiale con $\sigma_z = 0$ e σ_r, σ_c tensioni principali.

Tubo sottile libero di dilatarsi, con giunti



Equilibrio assiale :

$$P_i \frac{\pi D_i^2}{4} = 2 \sigma_c \pi s v_i \Rightarrow \sigma_c = P_i \frac{D_i}{4s} = \frac{\sigma_c}{2}$$

sostituendo σ_r, σ_c e σ_z ottengo:

$$\epsilon_c = \frac{P_i}{E} \left[\frac{D_i}{2s} \left(1 - \frac{\nu}{2} \right) + \nu \right] + \alpha \Delta T \quad \mu_1 = \frac{D_i}{2} \epsilon_c$$

Tratto di tubo sottile aperto : se il tubo è molto lungo e la deformazione assiale è consentita, l'antenna dei nuclei possono ipotizzare:

$$\sigma_z = 0 \rightarrow \epsilon_c = \frac{P_i}{E} \left(\frac{D_i}{2s} + \nu \right) + \alpha \Delta T$$

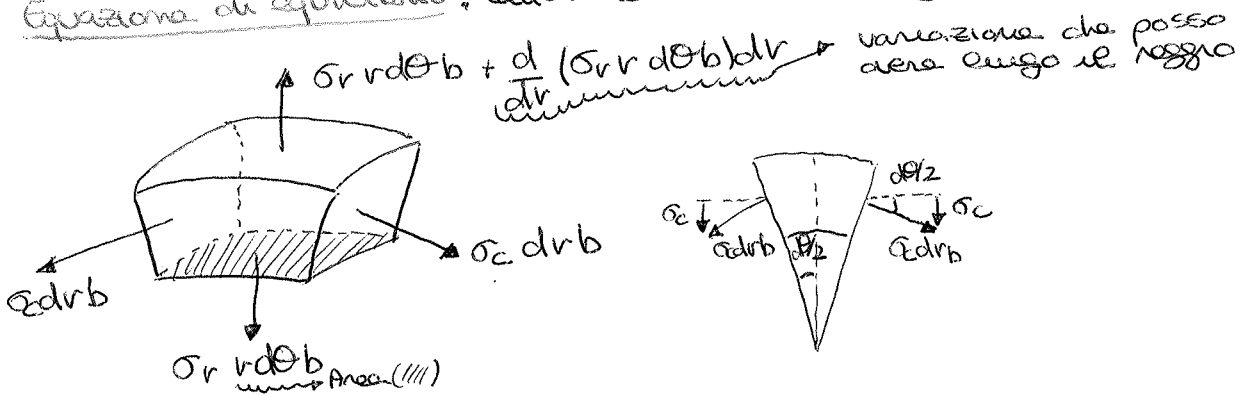
Tubo sottile con estremi incastrati : ho che la deformazione assiale è impedita.

$$\epsilon_z = 0 \text{ ma } \epsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_r + \sigma_c)] + \alpha \Delta T$$

$$\rightarrow \sigma_z = \nu P_i \left(\frac{D_i}{2s} - 1 \right) - E \alpha \Delta T \text{ da cui } \epsilon_c = \frac{P_i(1-\nu)}{E} \left[\frac{D_i(1-\nu)+\nu}{2s} \right] + \alpha \Delta T(1-\nu)$$

Dischi e tubi spessi

Equazione di equilibrio : considero l'elemento infinitesimo



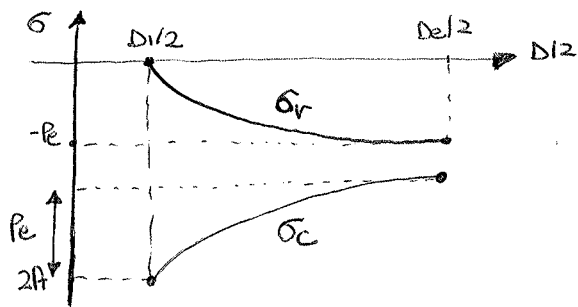
equilibrio ↑ : $\sigma_r r d\theta b + \frac{d}{dr} (\sigma_r r d\theta b) dr - \sigma_r r d\theta b = 0$
 $\frac{d}{dr} (\sigma_r r d\theta b) dr = 0$

equilibrio → : $2 \sigma_c dr \cdot b \frac{d\theta}{2} = 0$

b dθ posso semplificarle perché non dipendono dal raggio

uguaglio $\frac{d}{dr} (\sigma_r r d\theta b) dr = 2 \sigma_c dr \cdot b \frac{d\theta}{2}$ → $\frac{d}{dr} (\sigma_r \cdot r) - \sigma_c = 0$

Tubo spesso con pressione esterna



Condizioni al contorno:

$\sigma_{r_i} = 0$ $\sigma_{r_e} = -p_e \rightarrow A < 0$

- $\sigma_{c_i} + \sigma_{r_i} = 2A \rightarrow \sigma_{c_i} = 2A$
- $\sigma_{c_e} + \sigma_{r_e} = 2A \rightarrow \sigma_{c_e} = 2A + p_e$

Le σ_{c_i} e σ_{c_e} saranno di compressione

Per la regola di Antonio Strozzi se sull'asse delle ascisse metto $\frac{1}{r^2}$ mesco ad ottenere delle rette, le quali si congiungeranno in un punto sull'asse delle ordinate che mi darà il valore di "A". * Pagina 22

Come prima per il calcolo di σ_z considero diversi casi:

Tubo spesso libero di dilatarsi con giunche

Equilibrio assiale $\rightarrow \sigma_z \pi \frac{(D_e^2 - D_i^2)}{4} = p_i \pi \frac{D_i^2}{4} \rightarrow \sigma_z = p_i \frac{D_i^2}{D_e^2 - D_i^2}$

Tratto di tubo spesso, aperto

Assumo che il tubo è assialmente sconco $\rightarrow \sigma_z = 0$

Dilatazione assiale $\rightarrow \epsilon_z = \frac{1}{E} [\nu(\sigma_r + \sigma_c)] + \alpha \Delta T$ $\epsilon_z = \frac{\nu 2A + \alpha \Delta T}{E}$

Tubo spesso con estremi incastrati

Ho che la dilatazione assiale è impedita $\rightarrow \epsilon_z = 0$

La tensione assiale risulterà essere $\rightarrow \sigma_z = \frac{2\nu A - E \alpha \Delta T}{1 - \nu}$

[NB] Piccole variazioni uniformi di temperatura generano elevate tensioni assiali

Tubo spesso - Spostamento radiale

Dall'equazione di congruenza $\rightarrow \epsilon_c = \frac{u}{r}$

ma $\epsilon_c = \frac{1}{E} [\sigma_c - \nu(\sigma_r + \sigma_z)] + \alpha \Delta T$ $\sigma_r = A - \frac{B}{r^2}$ $\sigma_c = A + \frac{B}{r^2}$

$\rightarrow u = \frac{r}{E} \left[A(1-\nu) + \frac{B}{r^2}(1+\nu) - \nu \sigma_z \right] + \nu \alpha \Delta T r$

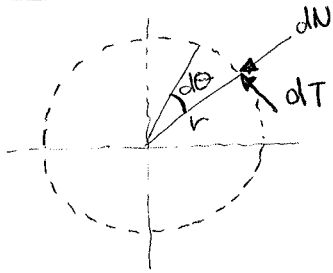
Tratto di albero pieno

È un caso particolare perché $D_i = 0$ (tubo pieno) e le espressioni per il calcolo della σ_r e della σ_c dovranno comunque avere senso e quindi sarà:

$B = 0 \rightarrow \sigma_r = \sigma_c = A = -p_e \rightarrow u = -p_e \frac{D}{2E} (1-\nu) + \frac{D}{2} \alpha \Delta T$

Forzamento mozzo d'albero: i due elementi sono forzati, l'uno dentro l'altro a partire da un mozzo con D_{mi} inferiore di D_{ae} dell'albero; dopo il colettamento i diametri diventano uguali e avo " D_c " (Diametro di colettamento). Gli elementi si scambiano una pressione di forzamento, p_i per il mozzo e p_e per l'albero, quindi avo compressione sull'albero e tensione sul mozzo con una pressione di forzamento tale da garantire la trasmissione di un momento torcente e tale da non causare tensioni pericolose per i due.

Trasmissione momento torcente



$$dN = p \cdot b \cdot r \cdot d\theta$$

$$dT = f \cdot dN$$

$$r = D_c / 2$$

b = lunghezza dell'albero
 p = pressione
 f = coefficiente d'attrito

$$M_t = \int_0^{2\pi} dT \cdot r \Rightarrow M_t = 2\pi r^2 b f p$$

Tensioni e spostamento radiale

Albero

$$p_i = 0 \quad p_e = p$$

$$\sigma_r < 0 \quad \sigma_c < 0$$

$$E_c = \frac{1}{E} (\sigma_c - \nu(\sigma_r + \sigma_c))$$

$$M_a = E_c r < 0$$

↳ Albero compresso

Mozzo

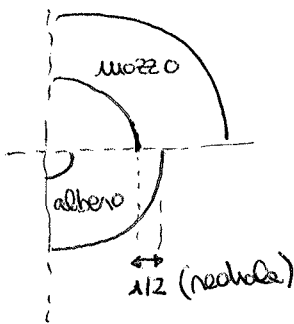
$$p_i = p \quad p_e = 0$$

$$\sigma_r < 0 \quad \sigma_c > 0$$

$$M_m > 0$$

↳ Mozzo è teso

Interferenza diametrale



Spostamento radiale mozzo:

$$M_{mi} = p \frac{D_{mi}}{2} \delta_m$$

δ_m = deformabilità mozzo

Spostamento radiale albero:

$$M_{ae} = -p \frac{D_{ae}}{2} \delta_a$$

δ_a = deformabilità albero

* a seconda di albero cavo o pieno avo una deformabilità diversa, differenziata dalla presenza o meno del diametro interno

$$\lambda = 2 (|M_{ae}| + |M_{mi}|)$$

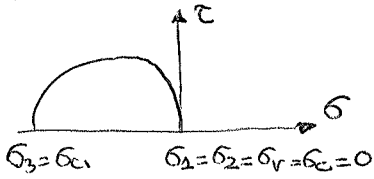
Interferenza diametrale

$$\rightarrow \lambda = p (\delta_a D_{ae} + \delta_m D_{mi}) \text{ ho sostituito}$$

$$\Rightarrow p = \frac{\lambda}{(\delta_a D_{ae} + \delta_m D_{mi})}$$

Pressione di forzamento

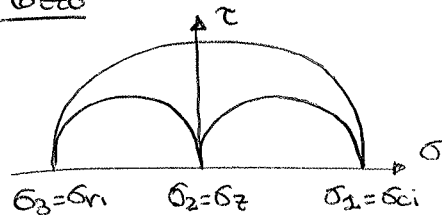
Albero



$$\sigma_{id} = \sigma_1 - \sigma_3 = -\sigma_{ci}$$

$$CS = \frac{ReH}{-\sigma_{ci}}$$

Mozzo



$$\sigma_{r1} = -P_i$$

$$\sigma_{id} = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_{ci} - (-P_i)$$

$$CS = \frac{ReH}{\sigma_{ci} + P_i}$$

Variazioni d'interferenza

L'interferenza effettivamente applicata è: $\Delta_1^R = 1 - \Delta_1^R - \Delta_1^T - \Delta_1^w$

* Effetto Rigosità = il caltamento del mozzo sull'albero, provoca uno schiacciamento (40%) delle creste del profilo con conseguente perdita di interferenza che quindi decade molto:

$$\Delta_1^R = 2 \cdot 0,4 (R_a^{\text{albero}} + R_a^{\text{mozzo}}) \quad \text{E "2" sta per considerare tutto il diametro}$$

* Effetto delle variazioni di temperatura

$$\Delta_1^T = (D_{ae} + D_{ae} \alpha \Delta T) - (D_{mi} + D_{mi} \alpha \Delta T)$$

assumo: $D_{ae} \approx D_{mi} \approx D_c \rightarrow \Delta_1^T = (D_{ae} - D_{mi}) + D_c (\alpha_a - \alpha_m) \Delta T$

dae: $\Delta_1^T = D_c (\alpha_m - \alpha_a) \Delta T$ perché $\Delta_1^T = 1 - \Delta_1^T$

[NB] Se i materiali sono uguali si ha sempre $\Delta_1^T = 0$!!

* Effetto della centrifugazione = la forza centrifuga provoca spostamenti diversi dell'albero e del mozzo (al diametro di frangimento sono a contatto)

$\Delta_1^w = 2 \cdot (M_{mi}^w - M_{ae}^w)$ Per quelli dove ho $M_{ae} = 0$ per regioni di sicurezza, quindi:

$$M_{mi}^w = M_{anello}^w = \frac{D_1 \rho \omega^2 D_e^2}{8 E} \rightarrow \Delta_1^w = \frac{D_1 \rho \omega^2 D_e^2}{4 E}$$

Montaggio

* a caldo = si riscalda il mozzo o si raffredda l'albero. Le temperature di riscaldamento dipendono dal materiale mentre il raffreddamento viene fatto con ghiaccio secco o aria liquida

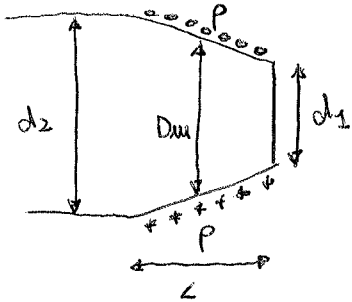
$$\Delta T = \frac{\Delta_{max} + s}{\alpha \cdot D_c \cdot 10^3}$$

Δ_{max} = interferenza massima (mm)
 s = gioco per il caltamento
 α = coeff. di dilatazione termica

* alla presa = si forza l'albero nel foro del mozzo. L'albero deve almeno avere uno smusso di 5° per 2-5 mm per evitare il danneggiamento.

Forza necessaria $\rightarrow F = p \cdot A \cdot t \cdot d \cdot f_e$ f_e = coeff. di attrito

Accoppiamento a cuneo (Pressione e momento trasmissibili)



$$F_N = p \pi D_m L$$

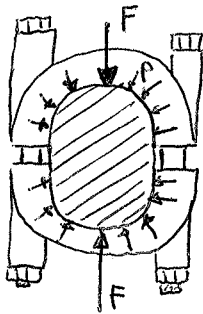
$$F_T = \mu F_N = \mu p \pi D_m L$$

$$M_t = F_T \frac{D_m}{2} = \mu p \pi D_m L \frac{D_m}{2}$$

Data una pressione ammissibile devo avere:

$$M_t \leq \pi D_m L \cdot \mu p_{amm} \frac{D_m}{2}$$

Collegamento per serraggio bulloni



Si suppone che la pressione sia omogeneamente distribuita:

$$M_t = \int_0^{2\pi} r^2 p \, d\theta = 2\pi r^2 L p \rightarrow p = \frac{2 M_t}{\pi D_c^2 L}$$

La forza di serraggio risultante, che deve essere fornita:

$$F = \int_0^{\pi} p d\theta r L \sin\theta = 2 p r L \rightarrow F = F_{tot.viti} = p D_c L$$

Quindi: $\frac{F}{D_c L} \geq \frac{2 M_t}{\pi D_c^2 L} \rightarrow F \geq \frac{2 M_t}{\pi D_c}$

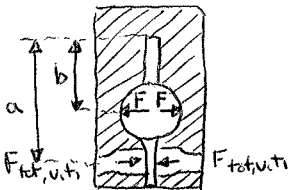
Data una p_{amm} avo da: $M_t \leq 2\pi r^2 L p_{amm}$

$$F = p_{amm} D_c L$$

Momento che deve essere trasmesso

Forza risultante per raggiungere la p_{amm}

Mozzo con fessura diametrale



Dopo il montaggio, per l'equilibrio si ha:

$$F_{tot.viti} \cdot a = F \cdot b$$

La forza genera una pressione per a:

$$F = p D_c L \rightarrow p = \frac{F}{D_c L}$$

Quindi sostituendo occorre verificare:

$$p = \frac{F_{tot.viti} \cdot a}{D_c b \cdot L} \leq p_{amm}$$

$$M_T = Z_{\text{Pareur}} \phi S \frac{d_{\text{m}}}{2}$$

con $d_{\text{m}} = \frac{D+d}{2}$

$$M_{\text{albero}} = \frac{\pi d^3}{16} \tau_{\text{amm}}$$

con $W_T = \frac{\pi d^3}{16}$

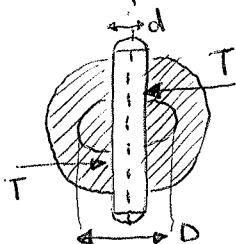
egguando le espressioni ottengo:

$$\frac{Z}{d} = \frac{\text{funzione geometrica}}{K}$$

con $K = \frac{P_{\text{amm}}}{\tau_{\text{amm}}}$

- K è basso per accoppiamenti sconnesse sotto carico (Z grande)
- K è alto per accoppi. fissi sotto carico o sconnesse non caricate.

Spine: le spine possono anche essere utilizzate come elementi di protezione poiché si tranciano quando si supera un dato momento. Il momento viene trasmesso per taglio:



$$\tau = \frac{T}{A} \quad (\text{Taglio medio})$$

$$M_T = T \cdot D \rightarrow \tau = \frac{M_T}{\pi d^2 D}$$

$$M_{T_{\text{max}}} = \tau_{\text{amm}} \frac{\pi d^2 D}{4}$$

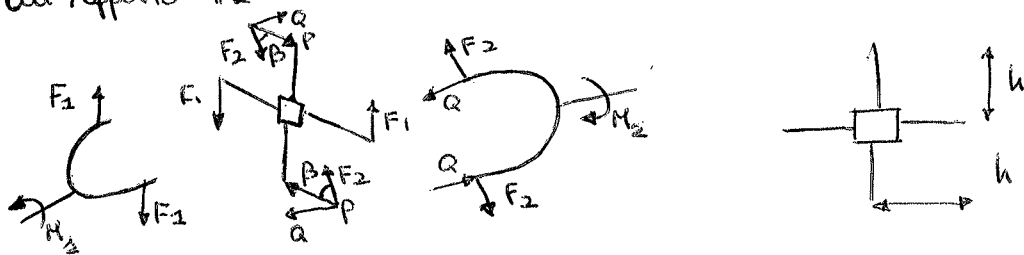
Ciurto = Si definisce quindi un elemento che, in configurazione suona tubale me stabile, realizza il collegamento torsionale fra due alberi rotanti disposti in sequenza uno rispetto all'altro e con le usettive estralite adiacenti fra loro. Ha quindi il compito di trasmettere moto e coppia torcente da un albero all'altro. Inoltre consente di suddividere l'albero in più elementi, conti, agevolando così montaggio e smontaggio dei componenti. Riduce la trasmissione delle vibrazioni e può limitare il valore massimo del momento trasmesso. Posso avere:

- * giunti rigidi (o fissi) = collegano due alberi perfettamente coassiali, non consentendo nessun movimento relativo e disallineamento.
- * giunti elastici = possono consentire piccoli disallineamenti assiali e angolari fra gli alberi. Assorbono eventuali urti dovuti a brusche variazioni della coppia motrice o resistente tramite organi elastici.
- * giunti anticolliti = permettono compensazione di errore e il movimento relativo di ampiezza cospicua, sono detti anticolliti, quelli che consentono di avere stesse velocità angolari fra albero motore e condotto.
- * giunti di sicurezza = hanno la funzione di limitare la coppia trasmessa tra gli alberi che sono collegati. superata la quale essi consentono la libera rotazione relativa.

- Quinto Pevzler = è composto da un collare di gomma, tela o materiale ogni volante, con sezione ad R , tagliato radialmente per consentire montaggio e sostituzione. La coppia viene trasmessa per taglio. Sono ammesse come zioni di spostamenti assiali fino a 8 mm (grandi) che quindi compensano le di rotazioni termiche degli alberi, radiali fino a 1 mm e angolari (5-12°).

Quinti ortocentrici = sono costituiti da componenti rigidi accoppiati "cinematicamente". Si distinguono in non autocentrici (quinto cardanico) e autocentrici:

- quinto di Oldham = si usa per trasmissione del moto fra assi paralleli non concorrenti. Il disco centrale, spostandosi lungo le scanalature, crea un eccentricità ed è quindi sottoposto a forza centrifuga che si scarica sui supporti degli alberi ed è causa di vibrazioni. Non può quindi essere usato per alte "w".
- quinto di Leibner (Oldham) = si usa per trasmissione del moto tra assi concorrenti, consentendo tra essi uno spostamento angolare β (che è quello che mi da un rapporto tra le velocità diverso da uno e quindi un non autocentricità).



$P \cdot h = F_1 \cdot h \rightarrow P = F_1$ Equilibrio rotazione crociata

$F_2 = P \cos \beta$ $Q = P \sin \beta$ (β angolo fra gli assi 1 e 2 degli alberi)

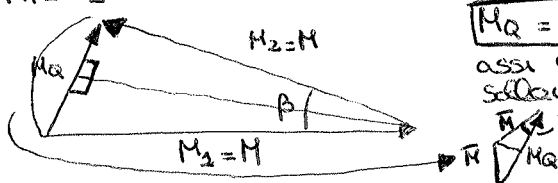
$M_2 = F_2 \cdot h = P \cdot h \cos \beta$ $M_1 = F_1 \cdot h$

$\rightarrow \boxed{F_1 = \frac{M_1}{h}}$ $F_1 = P = \frac{M_2}{h \cos \beta} = \frac{M_1}{h}$ ma $F_2 = \frac{M_2}{h} \rightarrow \frac{M_1}{h} = \frac{F_2}{\cos \beta}$

$\rightarrow \boxed{\frac{M_2 \cos \beta}{h} = F_2}$ $F_1 = P$ ma $Q = P \sin \beta$ e $F_1 = \frac{M_1}{h} \rightarrow \boxed{Q = \frac{M_1 \sin \beta}{h}}$

- duppi quinti cardanici = ho due quinti cardanici collegati da un albero, se gli assi degli alberi collegati sono concorrenti con $\beta_2 = \pm \beta_1 \rightarrow$ autocentrico
- quinto Rzeppa = ho una campana con superficie interna sferica, con piste ad asse motore, eccentriche rispetto alla superficie sferica e una gabbia che trattiene della sfera rotolanti sul perno bisettore degli assi degli alberi, determinando l'autocentricità del quinto. Le sfere hanno anche un moto di strisciamento e, sopprimendo le tutte partecipano alla trasmissione del momento ho: $M = \sum K d^2 R_{in}$ ($K d^2$ = si ottiene con Hertz e R_{in} = raggio centro sfera) \sum = numero sfere

Ora, siano i momenti M_1 e M_2 quelli entranti e uscenti nel quinto ho:
 $M_1 = M_2 = M$ (autocentrico)



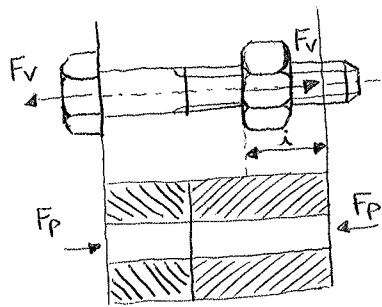
$M_Q =$ massa per l'angolazione tra M_1 e M_2 per dare equilibrio
 $M_Q = 2M \sin(\beta/2)$ Se scompago M_Q secondo direzioni perpendicolari agli assi dei due alberi, giungo due momenti che sollecitano gli alberi a flessione

$M_Q = 2M \cos \beta/2$ ma $M_Q = 2M \sin \beta/2$
 $\rightarrow \boxed{M = M \tan(\beta/2)}$

* Giunto a tripod = è più economico (rispetto al kzeppo) e si può utilizzare per angoli più piccoli tra gli assi. Ho tre pemi solidali tra loro e all'albero motore, i pemi sostengono sulla sfera che sono inseriti, un cuscinetto a scalmatura cilindrica solidale all'albero condotto. (3)

* Giunto di sicurezza = serve a impedire che venga trasmessa una coppia più elevata di un certo valore; ha un funzionamento simile ad una frizione multidisco.

Analisi del collegamento filettato = il collegamento applica una forza assiale che tende ad unire le parti, le azioni trasversali devono essere contrastate dall'attrito che si genera fra la superficie in modo da non far lavorare le vite a taglio; così i pezzi collegati sono compressi dal bullone (si accorcia) e invece le vite si allungano poiché è compresso dal pezzo:



F_v : Forza che agisce sulla vite

F_p : Forza che agisce sui pezzi

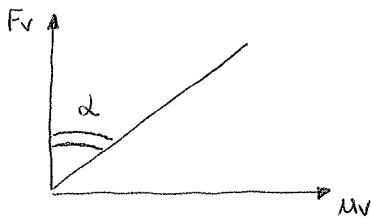
$$\lambda = \mu_v + \mu_p$$

μ_v : spostamento vite

μ_p : spostamento pezzo

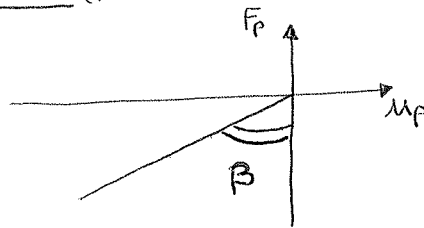
Diagramma d'isteresi

Vite (Allungamento)



$\tan \alpha = \delta_v$
↳ Deformabilità vite

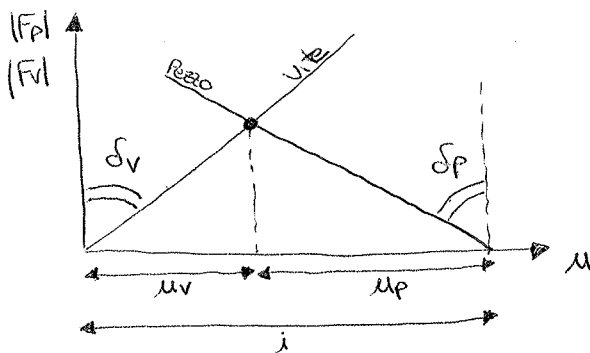
Pezzi (Accorciamento)



$\tan \beta = \delta_p$
↳ Deformabilità pezzo

• Ho dei diagrammi lineari, poiché gli spostamenti avvengono in campo elastico (Hooke)

Pezzo + vite



• " " è il punto di funzionamento del collegamento al montaggio, all'allungarsi della vite, c'è una compressione sul pezzo, e in quel punto ottengo l'equilibrio $F_p = F_v$

Resistenza del giusto = dato un momento di serraggio, la vite, nel tratto fra i sottotesta, sopporta un carico assiale "Fv" e un momento torcente dovuto all'attrito sui filetti, del quale però non considero la quota dell'attrito nel sottotesta che non viene sopportata dal giusto. (33)

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

Per il calcolo delle sollecitazioni, faccio riferimento alla sezione minore che normalmente è quella di nocchio:

$$A_m = \pi d_m^2 / 4$$

$$W_t = \pi d_m^3 / 16$$

d_m = diametro di nocchio

Io ho che: $\sigma_a = \frac{F_v}{A_m} = \frac{4 F_v}{\pi d_m^2}$

e $\tau = \frac{M_T}{W_t} = \frac{16 M_T}{\pi d_m^3}$

Criterio di von Mises:

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

$$\frac{\tau}{\sigma_a} = \frac{\frac{16 M_T}{\pi d_m^3}}{\frac{4 F_v}{\pi d_m^2}} = \frac{4 M_T}{d_m F_v} = \frac{4}{d_m F_v} \frac{F_v}{2} \left(\frac{p}{\pi} + d_m \frac{\tan \varphi}{\cos \alpha} \right) = \frac{2}{d_m} \left(\frac{p}{\pi} + d_m \frac{\tan \varphi}{\cos \alpha} \right)$$

$$\rightarrow \sigma_{id} = \sigma_a \sqrt{1 + 3 \left[\frac{2}{d_m} \left(\frac{p}{\pi} + d_m \frac{\tan \varphi}{\cos \alpha} \right) \right]^2} \rightarrow \sigma_{id} = \sigma_a \sqrt{1 + 3K^2}$$

con $K = \frac{2}{d_m} \left(\frac{p}{\pi} + d_m \frac{\tan \varphi}{\cos \alpha} \right)$

Per la vite, il coefficiente di sicurezza si assume: $\sigma_{id} = 1,3 \sigma_a$

Forza assiale limite e momento di serraggio = suppongo di poter sollecitare la vite al montaggio fino ad una frazione "X" del limite elastico del materiale della vite, così da non avere smarrimento (tipicamente X=0,9):

$$\sigma_{id,lim} = X R_{eh} \rightarrow \sigma_a = \frac{X R_{eh}}{\sqrt{1 + 3K^2}}$$

$$F_{v,lim} = \sigma_{a,lim} \cdot A_m \rightarrow F_{v,lim} = \frac{X R_{eh} \pi d_m^2}{4 \sqrt{1 + 3K^2}}$$

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

$\tan \varphi_s$ = in tutti i casi conviene assumere il coefficiente di attrito minimo poiché avendo una forza sulla vite maggiore, mi porrò in un caso molto più cautelativo, a seconda dei casi.

Classi di resistenza = i materiali sono suddivisi per classi di resistenza individuate da due numeri separati da un punto (X.Y) dove:

$$X = \frac{R_{m}}{100}$$

$$Y = 10 \frac{R_{eh}}{R_{m}}$$

Deformabilità dei pezzi = il calcolo esatto richiede la conoscenza della distribuzione delle tensioni e delle deformazioni dovute allo sciaccia 35
 di un certo pezzo. Come prima stima ci si ricorra ad un cilindro equivalente di un certo pezzo. Come prima stima ci si ricorra ad un cilindro equivalente di un certo pezzo. Come prima stima ci si ricorra ad un cilindro equivalente di un certo pezzo.
 area "Ap" tale da generare la stessa contrazione del caso reale a portata di carico imposto: $\sigma_p = \frac{P}{E_p A_p}$ Per "Ap" ci sono tre casi diversi da si differenziano per il rapporto $\frac{D_p}{d_{est}}$ (Diametro pezzo / Diametro esterno testa)

Accorgimenti per diminuire il carico sulle vite

A portata di carico "C", ΔC_v diminuisce se aumenta la deformabilità "dV":
 * Per aumentare dV posso aumentare la lunghezza della vite, per esempio utilizzando un distanziale (ed un gambo completamente filettato).
 Bisogna comunque non esagerare perché deve controllare anche il conseguente aumento della deformabilità del pezzo σ_p , facendo aumentare più "dV".
 È importante che l'aumento di ΔC_p e la diminuzione di ΔC_v non condiziona il valore della Fvmax poiché essa dipende esclusivamente dal diametro nominale.
 Un modo pratico per far questo è l'uso di vite con fusto alleggerito, nella quale ho un diametro "d2" inferiore da cui da una nuova area "Ag" e che quindi mi portano ad avere una Fvmax minore e dV maggiore.

Incertezze/Abbattimenti = il carico iniziale di trazione sulle vite e conseguente pressione sui pezzi serrati, è dato dal momento M_f , calcolato a sua volta in base alla forza di equilibrio al montaggio $|F_d| = |F_v|$, ma in esercizio il carico di serraggio F_p può diminuire a causa di:

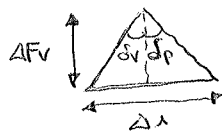
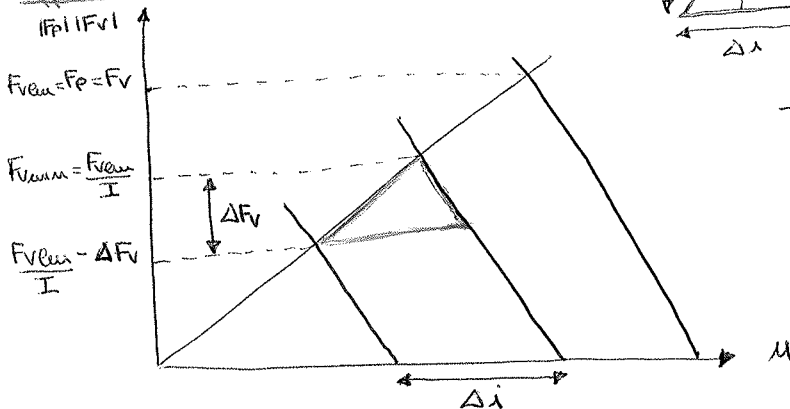
* Incertezze sulla forza F_v al montaggio e sul momento applicato: da cui cause possono derivare dall'incertezza sul coefficiente di attrito, il quale se aumenta fa diminuire la forza sulle vite e/o dall'incertezza sulla misura del momento applicato, dovuto al non ideale funzionamento delle attrezzature da officina:

$$I = \frac{F_{vmax}}{F_{vmin}} = \frac{F_{vmax}}{F_{vmin}}$$

- Serraggio con chiave dinamometrica $\rightarrow I = 1,6$
- Serraggio con avvitatore con taratura periodica $\rightarrow I = 2,5$
- Serraggio manuale o senza taratura periodica $\rightarrow I = 4$

* Abbattimento del collegamento: nel tempo, sotto l'azione di forze esterne, la superficie dei pezzi serrati subiscono un assottigliamento con modifica della rugosità e perdita dell'interferenza Δi e conseguente perdita della forza vite " ΔF_v ".

Effetto sferico



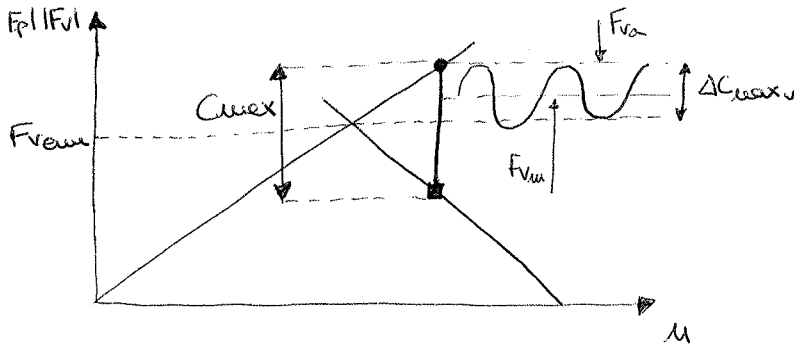
$$\Delta \lambda = \Delta F_v$$

$$\Delta \lambda = \Delta F_v \delta_v + \Delta F_v \delta_p$$

$$\Delta F_v = \frac{\Delta i}{\delta_v + \delta_p}$$

Calcolo di σ_a e σ_m :

* Caso: $0 \leq C(t) \leq C_{max}$



$$F_{vmax} = F_{vmin} + \Delta C_{max} v$$

$$F_{vmin} = F_{vmin}$$

$$F_{vm} = F_{vmin} + \frac{\Delta C_{max} v}{2}$$

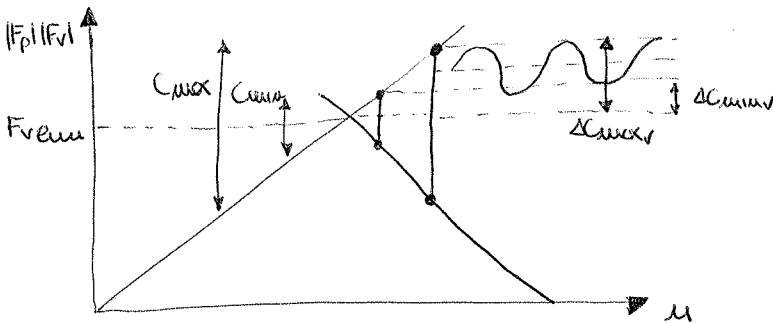
$$F_{va} = \frac{\Delta C_{max} v}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{F_{va}}{A_n}$$

$$\sigma_m = \frac{F_{vm}}{A_n}$$

* Caso: $C_{min} \leq C(t) \leq C_{max}$

$C_{max}, C_{min} > 0$



$$F_{vmax} = F_{vmin} + \Delta C_{max} v$$

$$F_{vmin} = F_{vmin} + \Delta C_{min} v$$

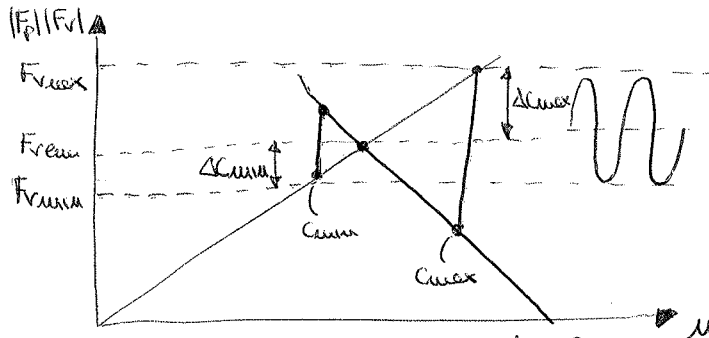
$$F_{vm} = \frac{F_{vmax} + F_{vmin}}{2}$$

Potero applicabile anche sopra e anche sotto il mito e riscattati scritti

$$F_{va} = \frac{F_{vmax} - F_{vmin}}{2}$$

* Caso: $C_{min} \leq C(t) \leq C_{max}$

$C_{max} > 0$ e $C_{min} < 0$



$$F_{vmax} = F_{vmin} + \Delta C_{max} v$$

$$F_{vmin} = F_{vmin} + \Delta C_{min} v$$

È più perché devo detrarlo, ma è di compressione e quindi se non uso questa accorgimento aver un'addizione (non voluta)

C_{min} è a sinistra perché aumenta la compressione sul pezzo e diminuisce la trazione sulla vite

N.B. Per la fatica, l'utilizzo di viti alleggerite è conveniente perché diminuiscono le tensioni nella zona filettata; ora, la tensione nella parte alleggerita aumenta, ma in tale zona, dove non ho intagli dovuti alla presenza di filettatura, la resistenza a fatica è maggiore (il calcolo a fatica è fatto solo sulla parte filettata).

Dispositivi antisaltamento: se $d_m < l$ lo svitamento spontaneo è impedito (in condizioni statiche) e quindi bisogna evitare possibili scarichi, urti, vibrazioni e scosse che possano provocare tale fenomeno.

Saldatura = la saldatura consiste nell'unire due o più parti di un pezzo utilizzando calore, pressione o entrambi; può essere utilizzato (o nuovo) un materiale d'apporto con temperatura di fusione prossima (o uguale) a quella del materiale base. La saldatura si merita di garantire caratteristiche meccaniche del giunto almeno pari a quelle del materiale base, e ne esistono quattro categorie principali: per fusione, a resistenza, per pressione e bruciatura. (39)

Saldatura per fusione = è usata per le costruzioni di carpenteria e i recipienti in pressione, essa provoca la fusione localizzata del materiale base che quindi risulta termicamente alterata, dove il calore necessario è fornito da uno o più anche elettrodi che scoccano tra elettrodo e i pezzi di materiale base. Si effettua senza intervento pressione, con o senza aggiunta di materiale d'apporto, a seconda della sua attivazione, posso avere:

* Saldatura manuale con elettrodi rivestiti = è un processo manuale dove la sorgente termica è costituita dall'arco elettrico, il quale scoccano tra elettrodo e materiale base, provoca un surriscaldamento che fonde entrambi. L'elettrodo è rivestito, e tale rivestimento fonde e forma una scoria sul metallo fuso, che ha densità diversa rispetto all'interno dell'elettrodo, che ha funzione protettiva (protegge il bagno dall'ossidazione), disossidante (assorbe eventuali tracce di O_2 nel bagno), scorificante (assorbe zolfo e fosforo) e ha una funzione di sostegno del bagno, utile per saldature verticali. In base al rivestimento posso avere: elettrodo ricche dove ho un rivestimento fatto da Biossido di Titanio o Rutilo che conferiscono al bagno di fusione una notevole fluidità ed ottimo aspetto superficiale dopo la solidificazione, ma tale rivestimento sviluppa notevole quantità d'idrogeno, il quale, se resta nel cordone può provocare cricche, comunque è noto per la facilità d'utilizzo; elettrodi basici i quali sono costituiti da ossidi di ferro e carbonati di calcio e magnesio ai quali viene aggiunto un minerale (fluorite) per facilitare la fusione, sono gli unici che possono sopportare elevate temperature di essiccazione ($400^\circ C$) garantendo così la quasi totale eliminazione dell'idrogeno, e quindi impiegati nelle saldature importanti.

* Saldatura ad arco sommerso = è un processo di saldatura autogena per fusione, dove l'energia termica viene fornita dall'arco che scocca tra un filo di elettrodo fusibile, alimentato in automatico ed il pezzo da saldare. Il bagno di saldatura è protetto dall'aria attraverso un flusso che ha la stessa funzione della scoria dell'elettrodo. Tale sistema viene usato per saldature di forte spessore.

* Saldatura a filo continuo (MIG/MAG) = è lo stesso del precedente, ma si differenzia per la protezione dell'aria che viene fornita da un gas inerte (MIG - metal inert gas) che non partecipa alla fusione o da un gas attivo (MAG - metal active gas) il quale partecipa alla fusione.

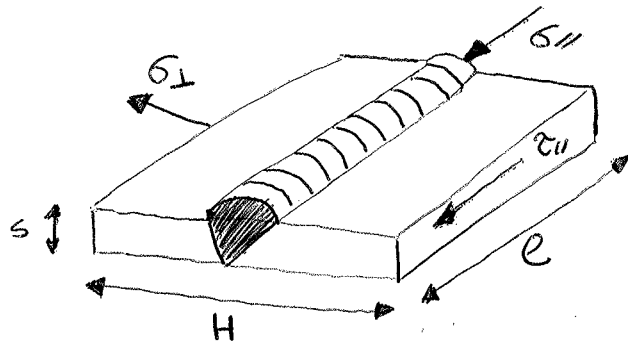
* Saldatura TIG (Tungsten Inert Gas) = procedimento ad arco, dove il calore è fornito da un arco elettrico che scocca tra un elettrodo di tungsteno che non fonde ed il pezzo da saldare in atmosfera di gas inerte (argon). La saldatura passa a fusione a bruciatura del pezzo da saldare, appoggiando manualmente con la beccetta, il materiale d'apporto. Per evitare pericolo se inclusiomi di tungsteno nel giunto, l'elettrodo non deve mai venire a contatto con il pezzo.

Cricche = la loro presenza, comparsa sempre la "non accettazione" del giunto saldato, sono visibili sul radiografo RX come tracce scure e scure trasversali o longitudinali al cordone, posso avere: (41)

- * cricche a caldo = oltre i 700°C, dovute alla presenza di un bagno di saldatura arricchito di impurità (P₂S) per l'uso di elettrodi non puliti, sono di solito localizzate verso il centro del cordone di saldatura.
- * cricche a freddo = a fine raffreddamento o ritardate, sono dovute alla diversa solubilità di H₂ nel metallo caldo, ovvero, ho la funzione di bolle di H₂ che si trovano nei bordi del cordone o nelle ZTA, che fanno da innesco cricca

Tensioni nei giunti di saldatura = possono essere presenti:

- σ_{\perp} tensione di trazione e/o compressione, normale alla sezione longitudinale del cordone;
- σ_{\parallel} tensione tangenziale nella sezione longitudinale
- σ_{\parallel} tensione di trazione e/o compressione, parallela all'asse del cordone
- $A_{res} = L \cdot s$, sezione resistente per azioni di trazione, normale all'asse del cordone e tensioni derivanti da azioni di taglio
- $A_{res} = H \cdot s$, per tensioni derivanti da azioni di trazione, parallela all'asse del cordone



- "L": lunghezza del cordone
- "s": minima degli spessori collegati o spessore dell'elemento a compl. penetrato
- "H": lunghezza totale materiale base più materiale d'apporto

Posso calcolare la tensione ideale secondo l'ipotesi di Von Mises:

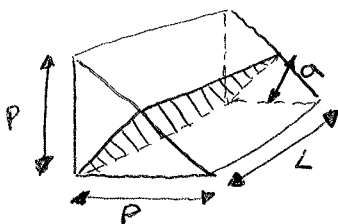
$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \sigma_{\parallel}^2 - \sigma_{\perp}\sigma_{\parallel} + 3\tau_{\parallel}^2}$$

Anche se nella norma non è specificato, in analogia ai calcoli di resistenza statica delle parti collegate, occorrerà verificare: $\sigma_{id} \leq R / S$

R = limite di resistenza del materiale delle parti collegate, limite di smarrimento o limite di rottura

S = coefficiente di sicurezza

Resistenza statica (giunti con cordoni d'angolo)
Non vengono considerate, se ci fossero, le tensioni di trazione e/o compressione, parallele all'asse del cordone (σ_{\parallel}). La sezione resistente da considerare è quella detta sezione di gola del cordone (//////):



- (a): altezza di gola
- (L): lunghezza effettiva del cordone ($L = l - 2a$)
- (P): piede del cordone

Curve SN per giunti sollecitati a $\Delta\sigma$

(43)

* Ogni tipo di giunto è caratterizzato da $\Delta\sigma_c$, corrispondente alla scelta citazione ammissibile di ampiezza costante per $N_c = 2 \cdot 10^6$ cicli.

* Ai giunti saldati e sollecitati con $\Delta\sigma$, corrisponde un fascio di curve ($\Delta\sigma_R - N$) con tratti di equazione $\Delta\sigma_R^m \cdot N = \text{costante}$, in particolare:

• $10^4 \leq N \leq N_D$ ($N_D = 5 \cdot 10^6$ cicli) \rightarrow fascio di rette parallele con $m=3$

$$\Delta\sigma_D^m \cdot N_D = \Delta\sigma_c^m \cdot N_c \rightarrow \Delta\sigma_D = \sqrt[m]{\Delta\sigma_c^m \frac{N_c}{N_D}}$$

$m=3$ $\Delta\sigma_c = \text{nota}$
 $N_c = 2 \cdot 10^6$ $N_D = 5 \cdot 10^6$

• $N_D \leq N \leq 10^8$ \rightarrow fascio di rette parallele con $m=5$

$$\Delta\sigma_L^m \cdot N_L = \Delta\sigma_D^m \cdot N_D \rightarrow \Delta\sigma_L = \sqrt[m]{\Delta\sigma_D^m \frac{N_D}{N_L}}$$

$m=5$
 $N_D = 5 \cdot 10^6$
 $N_c = 10^8$

• $N > 10^8$ \rightarrow fascio di rette orizzontali

Curve SN per giunti sollecitati a $\Delta\sigma$

Ho due curve:

* $\Delta\sigma_c = 100$ per materiale base e giunti di testa a completa penetrazione

* $\Delta\sigma_c = 80$ per tutti gli altri casi.

In entrambi ho delle rette di equazione $\Delta\sigma_R^m \cdot N = \text{costante}$, in particolare:

- una retta con esponente $m=5$ nel campo $10^4 \leq N \leq 10^8$
- una retta orizzontale a partire da $N > 10^8$ con $N_L = 10^8$.

Verifica di resistenza a fatica

Le curve SN vanno conosciute del coefficiente " γ_{MF} " che scelgo in base al metodo di verifica che scelgo di utilizzare:

- Damage tolerant = che presuppone la struttura sottoposta a ispezioni periodiche, con individuazione danno e riparazioni.
- Safety life = che presuppone che la struttura non si danneggi per tutta la durata che viene richiesta

Verifica secondo la legge di Miner:

$$\bar{\Delta\sigma}_i = \gamma_{MF} \Delta\sigma_i \quad \bar{\Delta\sigma}_c = \Delta\sigma_c / \gamma_{MF} \quad \bar{\Delta\sigma}_D = \Delta\sigma_D / \gamma_{MF} \quad \bar{\Delta\sigma}_L = \Delta\sigma_L / \gamma_{MF}$$

$$D_d = \sum \frac{m_{ei}}{N_{Ri}} = \sum \frac{\alpha_i N_{TOT}}{N_{Ri}} \leq 1$$

m_{ei} = cicli sotto la sollecitazione $\gamma_{MF} \Delta\sigma_i$

• se $\bar{\Delta\sigma}_i \geq \bar{\Delta\sigma}_D \rightarrow N_{Ri} = \frac{\bar{\Delta\sigma}_c^3 \cdot 2 \cdot 10^6}{\bar{\Delta\sigma}_i^3}$

• se $\bar{\Delta\sigma}_i < \bar{\Delta\sigma}_D \rightarrow N_{Ri} = \frac{\bar{\Delta\sigma}_D^5 \cdot 5 \cdot 10^6}{\bar{\Delta\sigma}_i^5}$

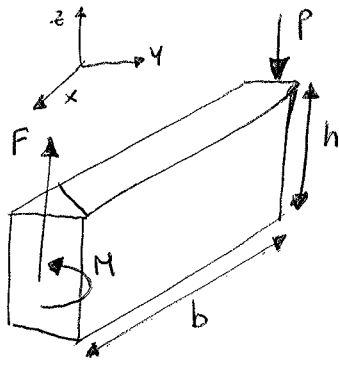
• caso di $\Delta\sigma \rightarrow N_{Ri} = \frac{\bar{\Delta\sigma}_c^5 \cdot 2 \cdot 10^6}{\bar{\Delta\sigma}_i^5}$

Devo inoltre verificare che:

$\Delta\sigma \leq 1,5 f_y$ e $\Delta\sigma \leq \frac{1,5 f_y}{\sqrt{3}}$

f_y = tensione di snervamento materiale

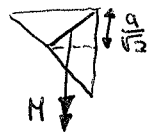
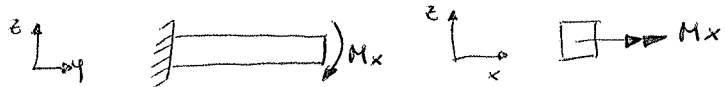
* Esempio 5



Equilibrio

$\uparrow F = P \quad \curvearrowright M = Pb$

Sulla sezione di gola



$\sigma_M = \frac{M}{W_f} = \frac{M}{\frac{h^2 a}{6}}$

ma io voglio le tensioni sul piano a 45°



$\sigma_{\perp}^{\theta} = \tau_{\perp}^{\theta} = \frac{\sigma_M}{2} = \frac{6M\sqrt{2}}{2h^2 a}$

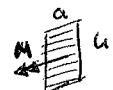
Ribalto sulla poggiatesta

$\tau_{||} = \frac{F}{ha} = \frac{P}{ha} \quad \sigma_{\perp} = \frac{M}{W_f} = \frac{M_6}{ah^2} = \frac{6Pb}{ah^2}$



Ribalto sul supporto

$\tau_{||} = \frac{F}{ha} = \frac{P}{ha} \quad \tau_{\perp} = \frac{M}{W_+} = \frac{6Pb}{ah^2}$



(45)

COSCINETTI

SERVONO A PERMETTERE UNA ROTAZIONE RELATIVA TRA DUE PARTI (ALBERO E SOSTA) IN MODO CHE GLI ATRIUMI SIANO MINIMI. ESSI SONO COMPOSTI DA OCC. VOLVENTI CHE SONO PREDISPOSTI A SOPPORTARE I VARI CARICHI SPORZI DOLUTI AI CARICHI.

COMPOSIZIONE

ANELLO ESTERNO = SOLIDALE CON IL SUPPORTO

ANELLO INTERNO = SOLIDALE CON L'ALBERO IN ROTAZIONE

UNA O PIÙ CORONE DI CORPI VOLVENTI = RUOTANO SULLE PISTE E PERMETTONO IL COMPLETO MOTO E TRASMISSIONE DI FORZE. (RULLI, SFERE, RULLINI...)

ABBIA = MANTIENE I CORPI VOLVENTI IN POSIZIONE RELATIVA A LORO COSTANTE.

GRASSI O SIFERMI = ISOLANO IL COSCINETTO DA SPORCO E CONTENGONO IL LUBRIFICANTE.

CRITERI DI SCELTA

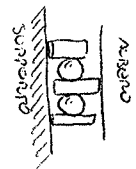
SPAZIO DISPONIBILE

TPI DI CARICO

- RADIALE
- ASSIALE
- COMBINATO
- DOVUTO A M_f

ASSIALE

SE PURAMENTE ASSIALE SI USANO COSCINETTI A SEMPLICE EFFETTO CON 1 O + CORONE DI CORPI VOLVENTI

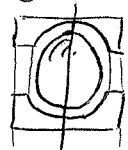


COMBINATO

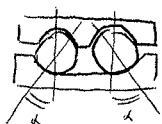
250 COSCINETTI OBLIQUI: I CORPI VOLVENTI POSSONO AUMENTARE O RIDURRE IL GRADO DI UNICOLO E LA SOPPORTAZIONE DI CARICHI.

OBLIQUI A SFERE: HANNO UN GIOCO TRA PISTE E CORONA CHE PERMETTE UN DISASTAMENTO DELLA RETTA D'AZIONE (d) LA QUALE CONSENTE UNA DI SOPPORTARE CARICHI ASSIALI

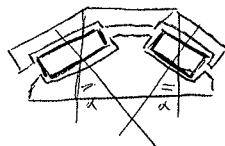
IL GIOCO CHE CI DEVE ESSERE È IN PUNTA DEL CARICO ASSIALE DA SOSTENERE.



OBLIQUI A DUE CORONE: MONTAGGIO A "X" OPPURE "O" DI COSCINETTI OBLIQUI CONSENTE UNA MIGLIORE A SECONDO DEI CASI) SOPPORTAZIONE DI CARICHI E OFFRE UN BLOCCO + FORTE DELLA STRUTTURA



MONTAGGIO "O"



MONTAGGIO "X"

MOMENTI FONDAMENTALI

servono 2 corpi volventi che siano montati o a "O" o a "X" in modo che riusciamo a sommettere il carico misto dovuto a M_f .

LETTA TIPO DI CUSCINETTO
 ENTITÀ CARICO
 DISTACCIAMENTO
 PRECISIONE E RIGIDEZZA

- SILENZIOSITÀ
- PROTEZIONI IN SPORO
- CARICHI
- SPOSTAM. ASSIALE
- w_{max}

USCIMENTO A FATICA

Le piste sono soggette a fatica in quanto ogni punto è sottoposto ad un carico di compressione ogni qual volta ci sia un corpo volvente su di esso.
 Le cricche nascono nel sottopelle da cui si dipartono e diffondono fino ad affiorare danneggiando la superficie.
 Questo secondo calcolo $\sigma_{lim, max}$ di HERTZ.

- I difetti provocano rumorosità e mal funzionamento
- I difetti distaccati dalla pista possono portare a grippaggio
- con l'affioramento di cricche si può avere pitting = lubrificante in pressione nelle cricche che apre le cricche formando "bucche" sulla pista.

la durata è verificata alla comparsa di cricche sulla sup.

il cedimento a fatica si presenta con il flaking = pista sollevata dalle cricche.
 => sostituisce cuscinetto.

PITTING = piccole "bucche" che rendono la sup ruvida ma omogenea
 FLAKING = distacco "forme geometriche" del materiale.

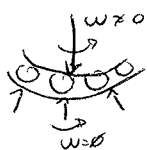
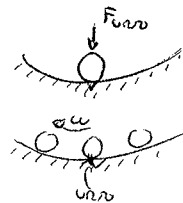
USCIMENTO PER SOVRACCARICO

urti, inceppamenti, carichi allo spunto elevati possono creare deformazioni puntuali sulla superficie che poi con il successivo accoppiamento creano contatti urti e irregolarità nel moto => vibrazioni.

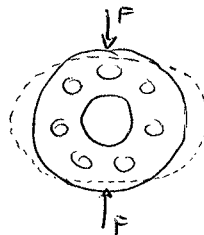
deformazione max ammissibile è $\frac{1}{10000} \varnothing$ volvente

deformazione è sia della pista che della sfera => perdita sfericità

solo 1to 1 anello fisso e l'altro in moto => vero asimmetrie nell'usura delle piste



GRANDE USURA PARTE INASPI
 ANELLO EXT, USURA UNIFORME
 ANELLO INT

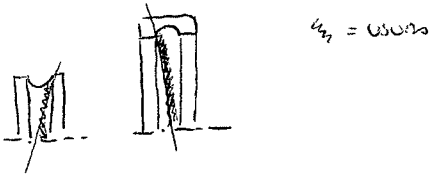


OVALIZZAZIONE ANELLO
 EXT => USURA IN COMPRESA
 DENTRA DELLE FORTE

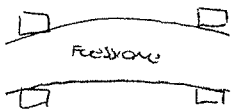
CEDIMENTO PER DISALLINEAMENTO

QUANDO AD UN CUSCINETTO RADIALE L'ANGLIO È SOTTOPOSTO A M_f DOVUTO AD UN MONTACCIO MAL FATTO, NON CONCENTRICITÀ TRA SEDE E ALBERO O DISALLINEAM ANGOLARE DELL'ALBERO.

SI PUÒ VERIFICARE USURA IMBROGLIATA SULLE PARTI ESTERNE OGGI PISTA O NEI CASI PIÙ GRIVI SCABRIAMENTO



SE SI POSSONO AVERE DISASSIAMENTI, INCERTEZZE DI MONTACCIO AURE, FLESSIONE DELL'ALBERO MEGLIO USARE CUSCINETTI ORIENTABILI CHE PERMETTANO TALI SCOSTAMENTI SENZA INTACCARNE IL FUNZIONAMENTO DEL CUSCINETTO.



USURA SEDI CUSCINETTO "FRETTING CORROSION"

SE NON GARANTISCO UN'OPPORTUNA INTERFERENZA TRA ALBERO E CUSCINETTO POSSO AVERE UNO STRUSCIAMENTO DELLA SEDE SULL'ALBERO CHE PORTA COPPIA, IL QUALE NON PERMETTE UNA ROTAIA OTTIMALE DEL COMPONENTE.

UN AMBIENTE AGGRESSIVO POSSO AVERE FORMAZIONE DI RUCCIOLI => PUNTO IN CURVE, ES. SCALINAMENTO IN ELEVATO.

ALBERO ROTANTE

CARICO FISSO, ANGOLO ROTANTE O VICEVERSA => IL CARICO NON È OMogeneo A TUTTI GLI ANGOLI MA CIRCOLA CICLICAMENTE I PUNTI.

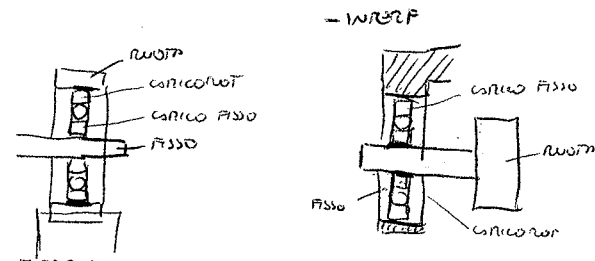
ALBERO FISSO

CARICO E ANGOLO RUOTANO ALL'UNISONO

ALBERO INDETERMINATO

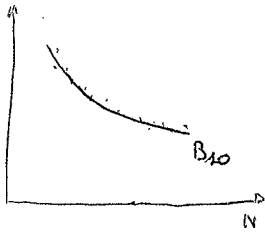
USURA DELLE SEDE È DOVUTA A REPERITO DI TOCCAMENTA DOVUTE A U_{elast} , ΔT_{elast} .

ANGOLO CHE RUOTA CON CARICO ROTANTE VA CON INTERFERENZA E CAUSO CON CIUCCO O USURA MASSIMA INTERFERENZA, IN CASO SE POCO E FORTE INTERFERENZE OTTENGONO IL RUOTO IMBROGLIATO O OPPO AITTO MA CUSCINETTO.



DURATA CUSCINETTI - FORMULA BASE ISO

SI ASSUME UN DIAGRAMMA DI WEIBULLER S-N-P



- PRENDO SEMPRE DI BASE CURVA $B_{10} = \text{AFFIDABILITÀ } 90\%$.
- IL CALCOLO PER $N = 10^6$ CICLI.
- $C =$ CARICO A ROTAZIONE A N CICLI.
- $P =$ CARICO EQUIVALENTE DINAMICO
- $L_{10} =$ DURATA PER 1000 CICLI (AFFIDABILITÀ)

$$P^P \cdot N = k \text{ost} = C^P \cdot 10^6$$

DICO CHE LA CURVA HA ANDAMENTO COSTE QUANDO
RAGGIUNGE $C =$ IL CARICO A 1000 CICLI.

SE CONSIDERO $L_{10} \Rightarrow$ A 1000 CICLI

$$L_{10} = \frac{N}{10^6} \quad N = \left(\frac{C}{P}\right)^P \cdot 10^6$$

$P =$ TIPO DI CUSCINETTO

$$\Rightarrow \boxed{L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^P}$$

cusc. sfere $\Rightarrow p = 3$
cusc. rulli $\Rightarrow p = \frac{10}{3}$

DURATA IN ORE

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot M} \left(\frac{C}{P}\right)^P$$

$M =$ RPM

$L_{10h} =$ DURATA (IN ORE) DI FUNZIONAMENTO

DURATA CON OSCILLAZIONE

$$L_{10ox} = \frac{180}{2\gamma} \left(\frac{C}{P}\right)^P$$

↳ OGNI ROTAZIONE DI 180° HA 1 OSCILLAZIONE DI 2γ

?

DURATA CORRETTA

DEVO APPLICARE FATTORI CORRETTIVI IN FUNZ: PRECISIONE AFFIDABILITÀ (> 90%); CONDIZIONI UTILIZZO

$$L_{mm} = a_1 a_{xyz} \left(\frac{C}{P}\right)^k \quad \text{FORMULA SKF}$$

a_1 = FATTORE CHE MI DA L'AFFIDABILITÀ > 90%

ES:

AFF	90	95	99
a_1	1,00	0,62	0,21

a_{xyz} = TIENE CONTO DI: LIMITE DI FATICA P_0 , CONDIZIONI POLVERE ACQUOSITÀ M_c , LUBRIFICAZIONE K

$$a_{xyz} = f(k, M_c, P_0) = f\left(\frac{P_0}{P} M_c; k\right)$$

LUBRIFICAZIONE CONSUMATA

$$K = \frac{N}{N_1}$$

N_1 = VISCOSITÀ CINEMATICA RICHIESTA

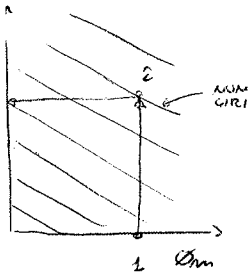
N = VISCOSITÀ LUBRIFICANTE A TEM DI FUNZIONAMENTO

IL LUBRIFICANTE LO SCEGLIO CON 2 TABELLE ($N_1; \rho_m$) e ($N; T_e$) RICORDANDO CHE:

A LOWER USE OILS TOO VISCOSI ALTRIMENTI HO SURRISCALAMENTO CON CONSEGUENTE PERDITA PROPRIETÀ LUBRIFICANTI O RAGIONI PER POLIMERIZZAZIONE.

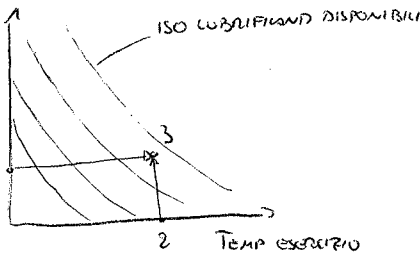
A BASE A $\rho_m = \frac{1}{2}(d + D)$ NECESSITO DI 1 PARTICOLARE VALORE DI VISCOSITÀ.

PRENDO TABELLA ($N_1; \rho_m$) E TROVO N_1 .



MI PRENDO TABELLA ($N; T_e$)

DE SOLO MA 2 INTERVALLI SCEGLIO QUELLO IN



SKF PROPOLO

$$C > K > 1$$

IL LUBRIFICANTE DIPENDE DA:

- TEMPERATURA
- VELOCITÀ DI ROTAZIONE
- INFLUENZA AMBIENTE CIRCOSTANTE

LE TEMP DI LAVORO MIGLIORI SI OTTENGONO CON IL MINIMO LUBRIFICANTE RICHIESTO.

I LUBRIFICANTI SONO CATEGORIZZATI PER LE LORO PROPRIETÀ ⇒ VANNO SOSTITUITI (GRASSI) O FILTRATI (OLI)

SI POSSONO ESSERE PARTICOLARI CUSCINETTI CON SCHEMI CHE CONTENGONO GRASSI CON VITA SUPERIORE A QUELLA STIPATA NEL CUSCINETTO.

GRASSO

TRATTAMENTO PIÙ FACILE DAL SISTEMA

PROTEGGE DA UMIDITÀ, ACQUA E CONTAMINANTI VARI

IL GRASSO HA UN RANGE DI TEMPERATURA DI UTILIZZO

LTL ≤ T ≤ HTL TALE PER CUI SONO

LTL HO GRASSO DURO ⇒ MAGGIORI SPORTELLI PER IL MOTO.

SOPRA HTL HO COEFFICIENTE GRASSO.

NON VA BENE PER ALTI ω, TROPPIA GENERAZIONE DI CALORE.

OLIO

USATO AD ALTE ω ANCHE COME FLUIDO DI RAFFREDDAMENTO

ALTE TEMP DI UTILIZZO INVECCHIANO PRECOCEMENTE L'OLIO.

OSO AVERE DIVERSI METODI DI LUBRIFICAZIONE.



GRASSO



OLIO

↳ POSSO RIMUOVERE GRASSO ESISTENTE ⇒ FACILE COME A CICLO

CARICO DINAMICO EQUIVALENTE

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

X e Y SONO COEFFICIENTI TABULATI CHE PERMETTONO LA STIMA DEL CARICO EQUIVALENTE SUL CUSCINETTO.

ESSI DIPENDONO DA UNA FUNZIONE $f\left(\frac{F_a}{F_r}\right) = "e"$

CON $f_0 = \text{COEFF}$

$C_0 = \text{COEFF CARICO STATICO}$

} DATI DAL PRODUTTORE.

SE $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ SI PONE $P = F_r$

ω DI SCALDAMENTO

$$\omega^2 = \frac{q \cdot E \cdot (\lambda_{min} - \Delta \lambda^R - \Delta \lambda^T)}{\alpha \cdot \rho \cdot d \cdot n \cdot v \cdot c \cdot w}$$

ESECUZIONE DEL MONTAGGIO

- A FREDDO
- CON PRESSE
- A CALDO
- CON ΔT APPROPRIATO

$$\Delta T = \frac{\lambda_{max} + S}{\alpha \cdot d \cdot 10^3}$$

λ_{max} = INT MASSIMA
 S = GIOCO

ADATTAMENTI



TANDEM SOPPORTANO MEGLIO CARICHI ASSIALI

- O ADATTI A MOMENTI - 4 SOCCO SOPPORTA \bar{F}_a
- X \bar{F}_a 4 SOCCO SENSO - NON ADATTI A M_f

TALI CUSCINETTI NECESSITANO PRECARICO.

CUSCINETTI OPBIEQUI

DATO 1 CARICO RADIALE Danno VITA AD 1 COMPONENTE ASSIALE CHE VA EQUILIBRATA \Rightarrow SI SOLITO SONO MONTATI IN COPPIA IN OPPOSIZIONE.
 ESISTONO GIÀ COPPIE PREASSEMBLATE.

PRECARICO e GIOCO

PRECARICO

- AUM RIGIDITÀ
- MINOR GUASTA ALBERO
- COMPENSAZIONE USURA
- MINOR VIBRORESITA'
- LUNGA DURATA.

GIOCO

- NON LINEARITÀ RISPOSTA CUSCINETTO
- NON SI SIDAFA COMPLETTAMENTE IL CARICO \Rightarrow PRECOCE USURA.

PRECARICO ECCESSIVO

- + ASTRUITO
- LAVORO SUPERIORI
- MIN DURATA.

I CUSCINETTI SI RESISTONO SIMULTANEAMENTE.

CUSCINETTI ASSIALI NON SOPPORTANO CARICHI RADIALI

MOLLE

SONO COMPONENTI CON ELEVATA CAPACITÀ DI DEFORMARSI ELASTICAMENTE SOTTO CARICHI DI A CARICO E POI RITORNARE ALLE CONDIZIONI ORIGINARIE UNA VOLTA CESSATO IL CARICO.

IMMAGAZZINANO ENERGIA SOTTO FORMA DI EN POTENZIALE ELASTICA

- APPLICAZIONI:
- ATTENUANO URTI O SOVACCUSIONI ISTANTANEE
 - ACCUMULANO ENERGIA
 - COLLEGAMENTO COMPONENTI
 - TRASDUTTORI DI FORZA, MOMENTI, VIBRAZIONI...

CARATTERISTICA DELLA MOLLA

$$F = f \cdot K$$

F = FORZA

f = FRECCIA DELLA FORZA

K = COSTANTE ELASTICA

$$M = \Theta \cdot K$$

M = MOMENTO

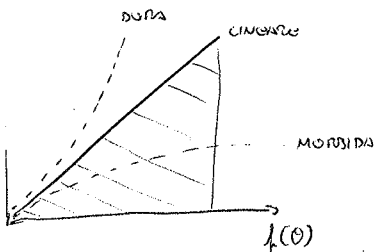
\Theta = FRECCIA ANGOLARE

K = COST ELASTICA

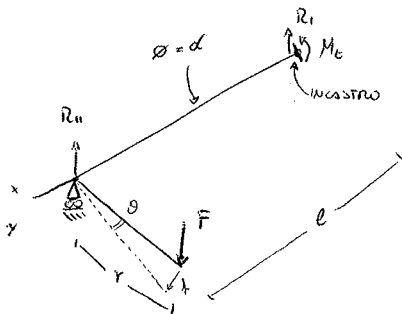
L'ENERGIA IMMAGAZZINATA NELLE MOLLE È DATA DA L'AREA SOTTO LA CURVA CARATTERISTICA.

$$W = \frac{F \cdot f}{2} \quad \text{che è}$$

A SECONDA DELLA RIGIDITÀ POSSIAMO AVERE 3 CURVE



BARRA DI TORSIONE



NELLE BARRE DI TORSIONE SERVE IL INCASTRO E UN CARICO O UNO CHE UN SUPPORTO IN CORRISPONDENZA DI F IN MODO CHE ESSO DA LA REAZIONE R_n CHE BILANCIAMO F NON DA MOMENTO FLETTENTE, MA SOLO MOMENTO TORCENTE.

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{F \cdot r}{\frac{\pi d^3}{32}}$$

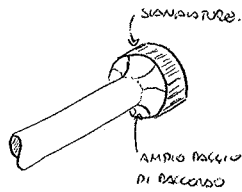
$$\theta = \frac{M_t \cdot l}{G I_p} = \frac{F \cdot r \cdot l}{\frac{G \pi d^4}{32}}$$

$$f = \theta r = \frac{32 F r^3 l}{\pi d^4 G}$$

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{\pi G d^4}{32 L^3} \quad \text{con } G = \frac{E}{2(1+\nu)}$$

IB: IL BRACCIO SU CUI AGISCE F È UN "BRACCIO RICINO" OUNERO È UN ELEMENTO CON DEFORMAZIONE LUNGA O TRASMISSIBILE ⇒ δ È DOLUTO SOLO A M_t.

APPLICAZIONI E CASO PRATICO



ALBERO AUTOMOBILISTICO

IL MOMENTO È TRASMESSO DALLE SERRANDE E GLI AMPI PASSI DI RACCORSO SERVONO A RIDURRE L'EFFETTO DI CONCENTRAZIONI DEGLI SPORTELLI

• POSSO ANCHE AVERE LA TESTA SFERICA O QUADRATA



• SENZA SPICOLI VIVI
• HO TUTTI SMUSI

LA BARNA DI TORSIONE REAGISCE E' SENSIBILE ANCHE A M_f MA L'ALLUNGAMENTO DEI SUPPORTI DIMINUISCE QUESTO EFFETTO

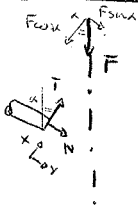


MOCCA A ELICA CILINDRICA

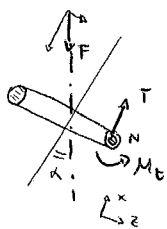
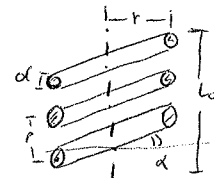
SONO BARNE DI TORSIONE AVVOLTE SU DI UN CILINDRO E SONO IMPROPRAMENTE DENOMINATE COME "MOCCHE DI TRAZIONE" O "MOCCHE DI COMPRESSIONE"

LA DEFORMAZIONE È DOLUTA ALLUS TORSIONE DEL FICCO

ALCUNI SPORTELLI



$$\begin{aligned} M_t &= F \cos \alpha \cdot r \\ T &= F \cos \alpha \\ M_f &= F \sin \alpha \cdot r \\ N &= F \sin \alpha \end{aligned}$$



TUTTAVIA α DI SOLITO È MOLTO PICCOLO E TENDENTE A 0 QUINDI:

$$\begin{aligned} M_t &\approx Fr \\ T &\approx F \\ M_f &\approx 0 \\ N &\approx 0 \end{aligned}$$

|| VEDIAMO CHE LA MOCCA LAVORA SOLO PER TORSIONE E TAGLIO.

PER LO STUDIO DELLE TENSIONI INTRODUCO:

$$l_{eq} = \frac{2\pi r i}{c \alpha d} \approx \pi D i$$

$$C = \frac{D}{\alpha}$$

i :

l_{eq} = LUNGHEZZA EQUIVALENTE = LUNGHEZZA REALE
E TOTALE DEL FILO DELLA MOLLA, MA CON $d \rightarrow$

$$l_{eq} \approx \pi D i$$

C = RAPPORTO CARATTERISTICO = DI SOLICO COMPRESO
TRA $7 \div 12$ MI DA LA RIGIDITÀ DELLA MOLLA

i = NUMERO DI SPIRE EFFICACI = QUANTE CHE LAVORANO
A DEFORMAZIONE \Rightarrow ESCLUDO QUANTE DI COLLEGAMENTO

$$\tilde{\tau}_{max} = \lambda' \frac{Fr}{\frac{\pi d^3}{16}} = \lambda' \frac{8FD}{\pi d^3} = \lambda' \frac{8Fc}{\pi d^2}$$

$$f = \lambda'' \frac{Fr l_{eq}}{\frac{\pi d^4 G}{32}} = \lambda'' \frac{8FD^3 i}{G d^4} = \lambda'' \frac{8Fc^3 i}{G d}$$

$$\tilde{\tau}_{max} = \lambda' \frac{8Fc}{\pi d^2}$$

$$f = \lambda'' \frac{8Fc^3 i}{G d}$$

λ' = COEFF CORRETTIVO CHE TENE CONTO DEL TAGLIO E DELLA CURVATURA

λ'' = COEFF CORRETTIVO CHE TENE CONTO DELLA CURVATURA

LEGGE DI WAHL

$$\lambda' = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$$

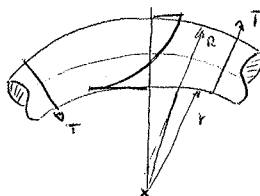
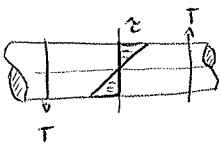
$$\lambda'' = 1$$

$$\underline{SE}: C = 7 \div 12$$

SE $C < 7$ MOLLA RIGIDA MOLTO SENSIBILE

SE $C > 12$ MOLLA FLESSIBILE E POCO SENSIBILE

UNA TRAVE DEFORMATA A FLESSIONE L'EFFETTO DI TAGLIO È MOLTO + MARCATO SULLA CURVATURA MINORE \Rightarrow SI PUÒ DIRE CHE UNA FLESSIONE È UN "INTENSIFICATORE DI FORZE DOVUTE A TAGLIO"



$$\tilde{\tau}_{max, tors} = \frac{4C-1}{4C-4} \frac{Fr}{\frac{\pi d^3}{16}}$$

$$\tilde{\tau}_{max, TAGLIO} = 1.23 \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{0.615}{C} \frac{Fr}{\frac{\pi d^3}{16}}$$

Memoria 0.

NOTA LA RIGIDITÀ DELLA MOLLA K CALCOLO LE I NECESSARIE CON LA FORMULA DELLA f:

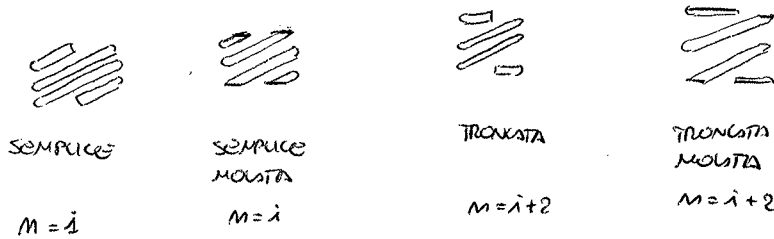
$$f = \lambda'' \frac{8 F d^3 i}{G d} = K^{-1} \cdot F$$

$$K = \frac{G d}{8 C^3 i}$$

PER $C = 7 \div 12$; $\lambda'' = 1$ HO:

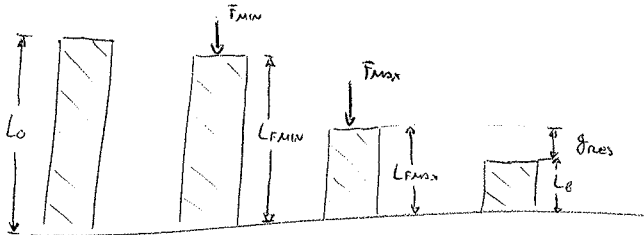
$$i = \frac{G d}{8 C^3 K}$$

TIPI DI MOLLE



A MOLLA NON DEVE MAI ANDARE A PACCO MA SOTTOPOSTA A F_{max} DEVE AVERE ANCORA IN GIOCO RESIDUO (y_{res}) TRA LE SPIRE.

$$L_{F_{max}} \geq L_0 + y_{res} \cdot i \quad y_{res} \approx \frac{d}{4}$$



RESISTENZA STATICA:

MOLLE A FREDDO (DIN 17223)

UNO STATO PIÙ FREDDO \Rightarrow HO FORTE IN CONTINUITO \Rightarrow SONO IN UNA CONDIZIONE DI CUI $R_{EH} \sim R_m$

$$\tilde{\tau}_{nom} = \lambda' \frac{8 F D}{\pi d^3} \leq \tau_{AMM}$$

$$\tau_{AMM} = 0,5 R_m$$

τ_{AMM} FATTA CON V. Mises secondo cui $\tau_{AMM} = 0,9 \frac{R_{pe}}{\sqrt{3}}$ COEFF CORRETTIVO $0,9 \sim 0,5$ $R_{pe} \sim R_m$

\Rightarrow MOLLE TRATTATE NON È PIÙ R_{pe} O R_{EH} MA SOLO R_m .

MOLE FORNITE A CALDO (DIN 2076)

VENGONO PORTATI I PIGMENTI A TEMP DI WINDSCENZA ("AL ROSSO") E AVVOLTI SU UN CILINDRO.

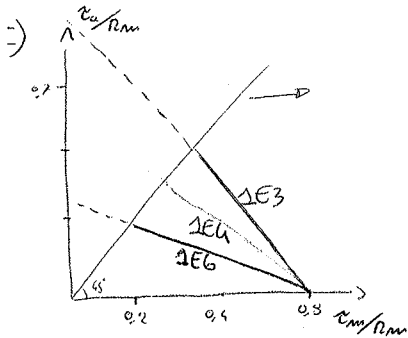
$$\sigma_{nom} = \lambda' \frac{8FD}{\pi d^3} \leq \sigma_{amm}$$

$$\sigma_{amm} = \frac{0,4 R_{p0,2}}{\sqrt{3}}$$

DERIVATO ANCHESSO DA Von Mises.

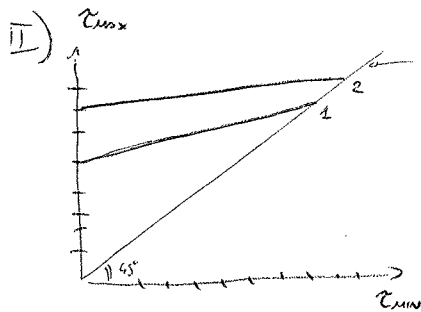
VERIFICA A FATICA

POSSO USARE 2 DIAGRAMMI CHE SONO SU BASE DI QUELLO DI Haigh:



- CONSIDERO SOLO PARTE A DESTRA DELLA RETTA A 45° IN QUANTO $\sigma_m > \sigma_a$
- $\sigma_m > \sigma_a$ IN QUANTO LE MOLE A COMPRESSIONE LAVORANO CON UN CARICO MINIMO DI COMPRESSIONE, $\Rightarrow \sigma_m$ È SICURAMENTE SUPERIORE ALL'AMPIEZZA DI OSCILLAZIONE DI σ_a .

— 1E3 CICLI — 1E6 CICLI (VITA 00) — 1E9 CICLI



LINEA DI CARICO STATICO — 1E6 CICLI

- LE DUE LINEE SONO LA RAPPRESENTAZIONE A VITA 00 DI UNA MOLLA CON PALLINATURA (2) E ALTRE DELLA STESSA MOLLA SENZA PALLINATURA (1)
- COME AL SOGITO LA PALLINATURA MI AUMENTA LA VITA A FATICA DEL COMPONENTE.
- SU MOLE USO PALLINATURA SU COMPONENTI MOLTO IMPORTANTI (SOSPENSIONI AUTOMOBILISTICHE).

NB: COME DICE SINES LO σ_m NON INFLUENZA FATICA QUESTO È VERIFICATO IN QUANTO LE CURVE A FATICA DELLE MOLE SONO MOLTO PIATTE.

• VERIFICA A FATICA MOLE A FREDDO

$$\Delta \sigma_{nom} = \lambda' \frac{\Delta F 8D}{\pi d^3} \leq \sigma_{amm}$$

$$\Delta F = F_{max} - F_{min}$$

$$\Delta \sigma_{amm} = \beta_{\sigma} \Delta \sigma_0 - \beta_{\sigma} \sigma_{min}$$

RICAVATA DAL DIAGRAMMA DI Haigh.

$$\Delta \sigma_{min} = \lambda''' \frac{8 F_{min} D}{\pi d^3}$$

λ' = COEFF DI WINKL

$\Delta \sigma_0$ = VALORE LIMITE (TABELLATO)

$\beta_{\sigma}, \beta_{\tau}$ = COEFF W FUNK DEL MATERIALE (TABELLATO)

$$\lambda''' = 1 + \frac{0,5}{C} = \text{COEFF CORRETTIVO} \times \text{EFFETTI DEL TAGLIO}$$

VERIFICA A FATICA MOLLE A CARICO

$$\Delta \sigma_{nom} = \lambda' \Delta F \frac{8D}{T d^3} \leq \Delta \sigma_{amm}$$

$$\Delta F = F_{max} - F_{min}$$

$\Delta \sigma_{amm}$ = VALORE TABULATO E SECONDO STATO IN QUANTO HO DELLE TENSIONI RESIDUE IN ACCORDO ALLO STATO ALLA CARICAZIONE A CARICO.

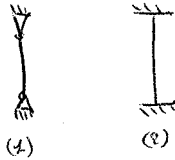
MOLLE A ELICA CILINDRICA

- INCOBBIMENTO:

MOLLE A COMPRESSIONE NON CURVATE SONO COME TRAVI SOTTO CARICO SOTTOPOSTE A CARICO DI PUNTA => POSSO USARLE COME UNA TRAVE COME LA QUANTO HO INCOBBIMENTO.

$$F_{crit} = K \cdot L_0 \cdot K_L$$

K_L : È IN FUNZIONE DI $\frac{L_0}{D}$ E SONO STATO DECISI ESTREMI => SE SONO WERNICHT (1) O MUSTAT (2)



- SFARFALLAMENTO:

LE MOLLE POSSONO AVERE UNA FREQUENZA PROPRIA DI RISONANZA CHE SE RACCIUNTA MI RIDUCE DRAMMATICAMENTE LA VITA A FATICA.

$$\lambda_1 = \frac{d}{D \cdot l_{co}} \sqrt{\frac{G}{8\beta}} \quad l_{co} = \pi \cdot D \cdot i$$

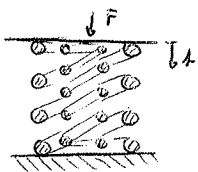
PER EVITARE AL PROBLEMA DELLA RISONANZA DEVO AVERE

$$\lambda_{usico} \leq \frac{\lambda_{1, molle}}{20}$$

λ = FREQUENZA.

COMPLESSI DI MOLLE

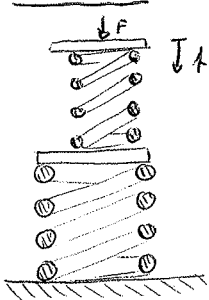
• IN PARALLELO



$$f = f_{reson} \quad f = f_1 = f_{II} \quad F = F_1 + F_{II}$$

$$F = K \cdot \delta \quad K = K_1 + K_{II} = \text{RIGIDEZZA}$$

• IN SERIE



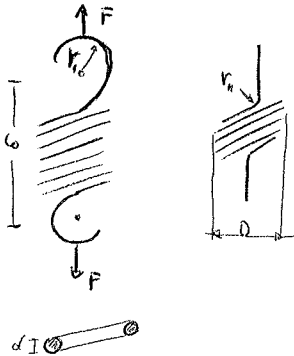
$$F = F_1 = F_{II} \quad \delta = \delta_1 + \delta_{II}$$

$$\delta = \frac{F}{K} = \frac{F_1}{K_1} + \frac{F_{II}}{K_{II}} = F \left(\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_{II}} \right)$$

$$\frac{1}{K} = \text{DEFORMABILITÀ} = \delta$$

MOLLE A FILA "A TRAZIONE"

~~LE MOLLE A FILA SONO MOLTE PIU' SEMPLICI~~. RICHIEDONO UN ANELLO SUPERIORE E UNO INFERIORE DI ACCIAIO PER AZIONARLA. L'ANELLO PRODUCE MOMENTO FLESSIONE CHE SOLLECITA IL FILLO
 => DOVRE' TENERNE CONTO



LE SPIRE SONO A CONTATTO => A UNIZZO COMPLETO HO BISOGNO DI 1 CARICO MINIMO CHE LE STACCHI (F_0)

F_0 È CALCOLATA IMPONENDO AL FILLO UNA $\tau_0 \approx 15 \text{ MPa}$

$$F_0 = \frac{\pi d^2}{8C} \tau_0 = \frac{\pi d^3}{8D} \tau_0$$

$$l_0 = (i+1)d + 2 \cdot 0,8 \cdot D_i$$

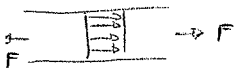
$$F(l) = \frac{G d^4}{8C^3 i} + F_0$$

MOLLE CONICHE O A PASSO VARIABILE HANNO UNA $\chi(l)$, => COST COSTA IN FUNZIONE DALLA DEFORMAZIONE.

MOLLE DI FLESSIONE A LAMINA

- LE USO SE HO SPAZI LIMITATI DI UTILIZZAZIONE.
- SONO SOLLECITATE A FLESSIONE
- FATTORE DI UTILIZZAZIONE = ENERGIA IMMAGAZZINATA NELLE MOLLE RISPETTO A QUELLA IMMAGAZZINABILE DA UNA BARRA DI PARI VOLUME POSTA IN TRAZIONE.

$$\mu_{\text{MOLLE A FLESSIONE}} = \frac{1}{3}$$



$E_T = \text{EN ENERGIA}$ $E_T = \int_V \sigma \cdot \epsilon \cdot dV$ SU TRAZIONE HO $\sigma \text{ E } \epsilon$ COST SU dV
 $\sigma = \bar{\sigma} = \bar{\sigma}$ MEDIA

$$\Rightarrow E_T = \frac{1}{2} \frac{\bar{\sigma}^2}{E} l b l$$



IN UN FLESSIONE HO $\bar{\sigma} = \frac{\bar{\sigma}}{b/2} \cdot y$

IL GRADIENTE NON È TALE SU Z E X

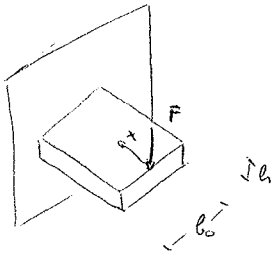
$$E_T = \int \frac{1}{2} \frac{1}{E} (\frac{\bar{\sigma}}{0,5} \cdot y)^2 dx dy dz$$

$$\Rightarrow E_T = \frac{1}{2E} l b \int_{-b/2}^{b/2} y^2 dy \cdot \frac{4}{b^2} \bar{\sigma}^2 = \frac{1}{6E} l b l \bar{\sigma}^2$$

$$\Rightarrow \mu_f = \frac{E_T}{E_T} = \frac{1}{3}$$

MOLLE 1

MOLE ALAMINA RETTANGOLARE.



$$v = \frac{M_x}{EI} = \frac{F \cdot x}{EI}$$

$$dv = \frac{M_x}{EI} dx = \frac{F \cdot x}{EI} dx$$

$$f = \int_0^l x \frac{F \cdot x}{EI} dx = \frac{F l^3}{3EI}$$

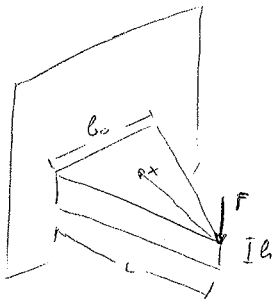
$$k = \frac{3EI}{l^3} \quad I = \frac{b_0 h^3}{12}$$

$$\mu = \frac{1}{3}$$

A v è in funzione di x .

$$v_{max} = \frac{F l}{b_0 h^2 / 6}$$

SE SFRUTTARE AL 100% IL MATERIALE DOVREI AVERE v_{max} LUNGO TUTTA LA LUNGHEZZA $\Rightarrow v = \text{cost.}$
 SE FARLO POSSO: • PROFILO DELLA SPESORE PARABOLICO (x o h^2)
 • PROFILO DI CARICHERA TRIANGOLARE. (x o b)



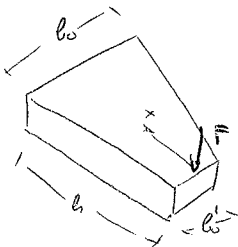
$$b = b_0 \frac{x}{l}$$

$$v = \frac{F x}{b_0 \frac{x}{l} \frac{b_0^2}{6}} = \frac{F l}{b_0^2} = \text{cost}$$

$$f = \frac{F l^3}{3EI} \Rightarrow \text{CONTRA ANCHE LA FRECCE!!!}$$

$$\boxed{\mu = \frac{1}{3}} \Rightarrow \text{HO OSMIZZATO IL MATERIALE.}$$

VISTO CHE LA PUNTA È IMPOSSIBILE DA USARE PRATICAMENTE, USO MOLE A PUNTA INNEZZIA
 SU CUI POSSO FIDARMI OCCHIELLI DI FISSAGGIO



$$\alpha = \frac{3b_0}{2b_0 + b_1}$$

$$v = \frac{F x}{\frac{b_0^2}{6}} \quad v_{max} = \frac{F l}{b_0^2 / 6}$$

$$f = \alpha \frac{F l^3}{3EI}$$

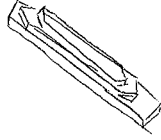
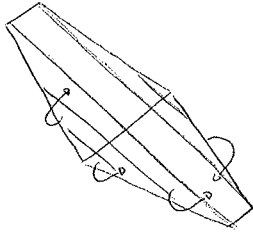
\downarrow MOLE RETTANGOLARE

$$k = \frac{3EI}{\alpha l^3} \quad I = \frac{b_0 h^3}{12}$$

$$\boxed{\text{PER } b_1 = 0 \quad \mu \rightarrow \frac{1}{3}}$$

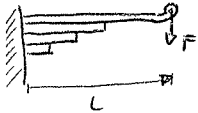
MOCCA A BACESTRE

DIVIDO UNA MANNA IN TANTE "FOCCIE" CHE POI ANNO A SOVRAPPORRE SOTTO ALLA FOCCIA MADRE



LE BACESTRE SONO FISSATE AL CENTRO CON MORTELLI E TALVOLT SONO PRECURVE COSI DA LIMITARE L'OSCILLAZIONE A URTAZIO

- NELL'IPOTESI CHE SI TRASCURANO GLI ATTRITI E DI CARICHI PERFETTAMENTE SUDDIVISI:



$$M = FL$$

$$M_{FOCCIA} = \frac{M}{n} \rightarrow \text{NUM DI FOCCIE}$$

$$\sigma = \frac{M_{FOCCIA}}{W_{FOCCIA}} = \frac{(M/n) \cdot G}{(b \cdot m) \cdot l^2} = \frac{F \cdot L \cdot G}{b \cdot l^2} = \sigma_{TRASPRESA} = \sigma_{BACESTRA \text{ CENTRO}}$$

LA TENSIONE DI OGNI FOCCIA ALL'INGRESSO E UGUALE A QUELLA DELLA MOCCA TRASPRESA EQUIVALENTE ALL'INGRESSO

DIVERSITA' DA MOCCA TRASPRESA:

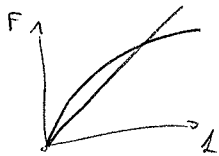
- ATTRITO TRA FOCCIE
- CURVATURA DELLE FOCCIE DIFFERENTE

} TUTTAVIA OTTIMA APPROSSIMAZIONE.

CENTRO COMMESSO SOTTASTIMA LA BACESTRA => GIURESTILLO

JRT

ENERGIA ASSORBITA DALLA MOCCA E L'AREA SOTTO AL GRAFICO $F-l \Rightarrow$ X SOSPENSIONI MECCANICHE E L'AREA MECCANICA E !!!



- MOCCA K COST

- MOCCA K NON COST

$$E = \frac{1}{2} F l = \frac{1}{2} K l^2$$

$$\frac{1}{2} m v^2 \rightarrow \frac{1}{2} K l^2 \rightarrow \text{ASSORBIMENTO URTO}$$

$$m g (l + l) \rightarrow \frac{1}{2} K l^2 \rightarrow \text{ASS URTO (ADUNTO A COSTANTIA)}$$

MOCCA S