



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO : 49

DATA : 24/03/2011

A P P U N T I

STUDENTE : Ncp| kmqwc

MATERIA : Grgo gpvk'f k'Equutw| kqpg'f k'O ceej kpg

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.**

To, 15/09/08

1

ELEMENTI
DI COSTRUZIONE
DI MACCHINE

TEMA CONGIUNTO Rossetto → Per la parte di fatica
Gaglio.

RIVEDERE :

CRITERI DI CEDIMENTO del corso di meccanica frantumale :

- Tresca > mat. DUTILI
- Von Mises
- σ max mat. fragile - mat. Fragili

FATICA. PROGETTAZIONE A FATICA

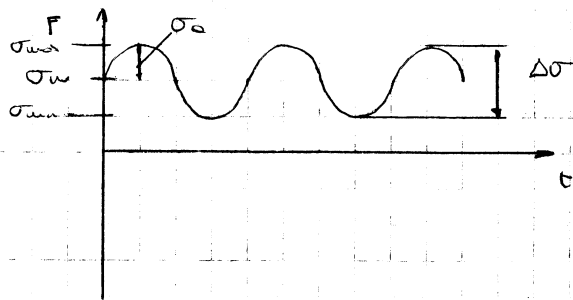
Si parla di fatica quando ci sono carichi variabili nel tempo.

Il componente, per fatica prima si danneggia e poi si rompe. Il danneggiamento è progressivo, tramite propagazione di CRACK.

È un danneggiamento LOCALIZZATO

È preoccupante la FATICA, poiché lo scricchiolio o i rumori e carichi inferiori rispetto alla rottura statica.

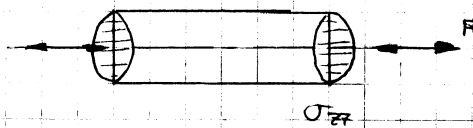
TIPO DI CARICO A FATICA. Carico sinusoidale



CARICO VARIABILE CICLICAMENTE

ESEMPIO: Un provino sottoposto ad una TRAZIONE E COMPRESIONE

Questo carico genera delle TENSIONI anch'esse variabili.



TENSIONI

$$\sigma_m = \text{medio} = \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2}$$

$$\sigma_{max} = \text{massimo}$$

$$\sigma_{min} = \text{minimo}$$

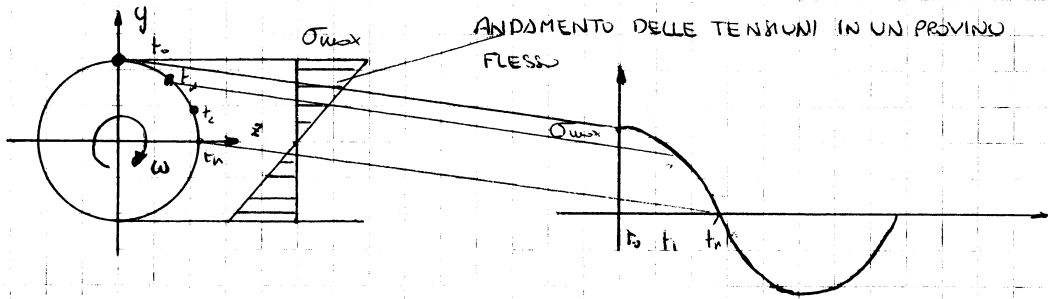
$$\Delta\sigma = 2\sigma_0 = \sigma_{max} - \sigma_{min}$$

$$\sigma_0 = \text{alternato} = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2}$$

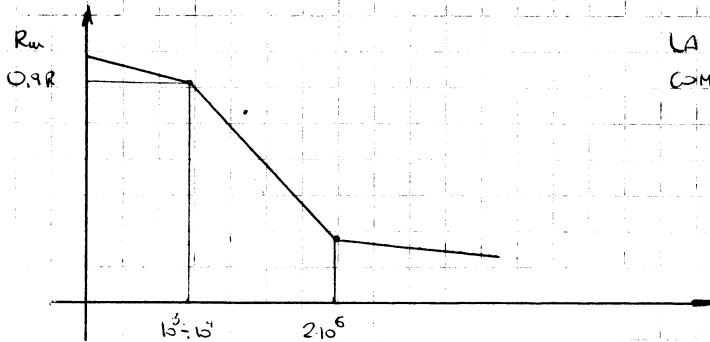
$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

②

ELEMENTI DI COSTRUZIONE DI MACCHINE

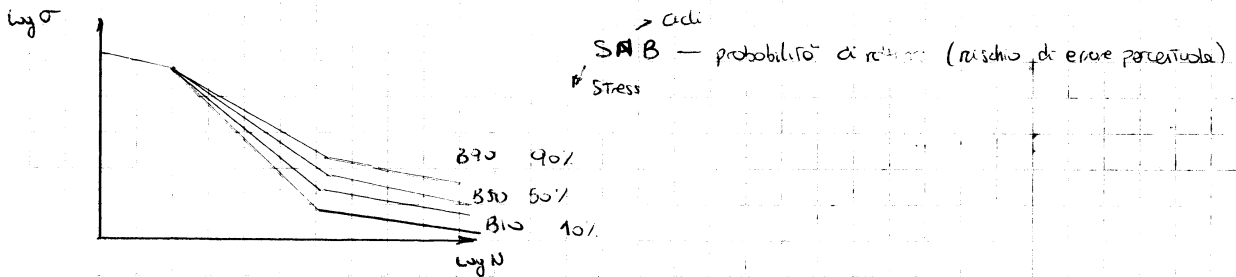


Vediamo come cambia la tensione di un punto P durante la FLESSIONE ROTANTE.



LA CURVA DI WHOLER PUÒ ESSERE ASSIMILATA COME UNA SPERZATA.

Possono esistere più curve che interpolano gli stessi punti.



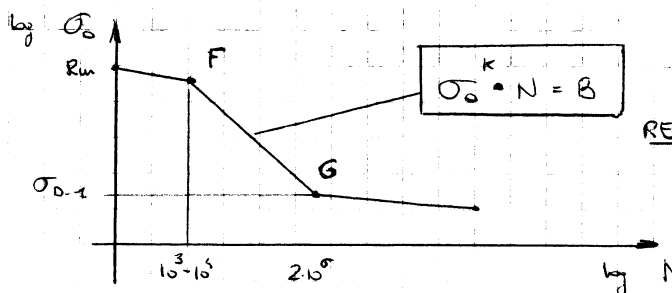
Per diminuire il rischio di errore dovremo più provini. Nella comune pratica di laboratorio si usa la B50 cioè un rischio d'errore del 50%.

Se vogliamo determinare $\sigma_{D=1}$ cioè a $2 \cdot 10^6$ cicli (2 milioni di cicli):
 La normativa prevede l'utilizzo del metodo STAIR CASE:
 Bisogna usare 15 provini, ognuno deve ruotare per $2 \cdot 10^6$ cicli.
 Oltre i 1000 Hz (cicli al secondo) i dati non sono più accettabili.

→ $2 \cdot 10^6 \rightarrow 20000 \text{ s}$ circa $5 \text{ h} \times 15$ provini, cioè la macchina deve ruotare per 2 giorni. ENORME DISPENDIO DI TEMPO.

Trovato il $\sigma_{D=1}$ in modo SPERIMENTALE, il resto della curva viene stimato.

STIMA DELLA CURVA DI WHOLER



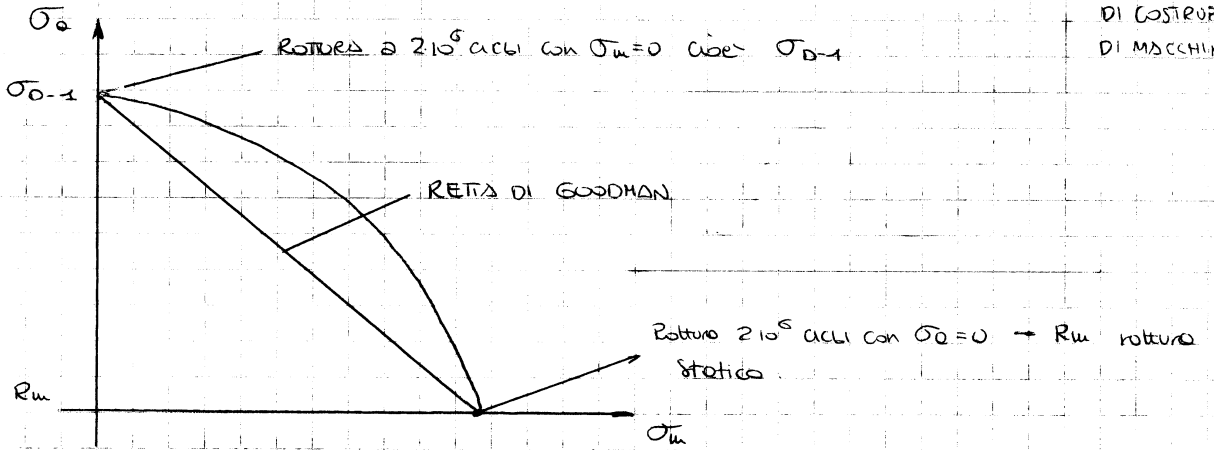
k > dipende da materiale o materiale

RETTA DI BASQUIN

2. DIAGRAMMA DI HAIGH

3

ELEMENTI
DI COSTRUZIONE
DI MASCHINE

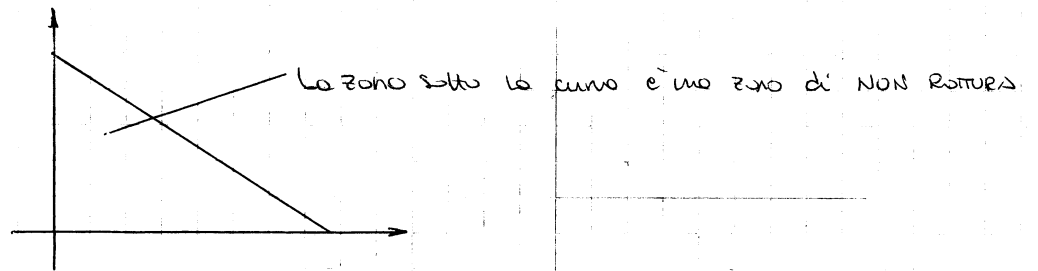


Per tracciare un diagramma di Haigh, dobbiamo decidere quanti cicli $\rightarrow N^\circ$ DI CICLI FISSATO

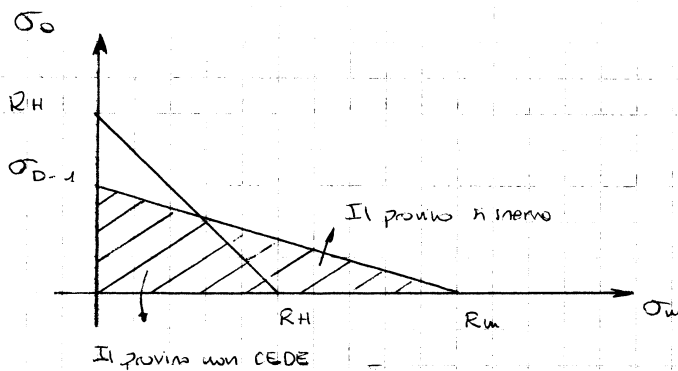
Per progettore o vita INFINITA si utilizzano $2 \cdot 10^6$ cicli.

Nel diagramma ho tanti punti di rottura di varie σ

Essendo difficile ottenere tutti punti della parabola si ricorrono i 2 punti estremi e si uniscono con una retta (a vantaggio della sicurezza). RETTA DI GOODMAN. I punti della retta di Goodman rappresentano la rottura dopo $2 \cdot 10^6$ cicli.



To. 17/09/08



FATICA DEI COMPONENTI

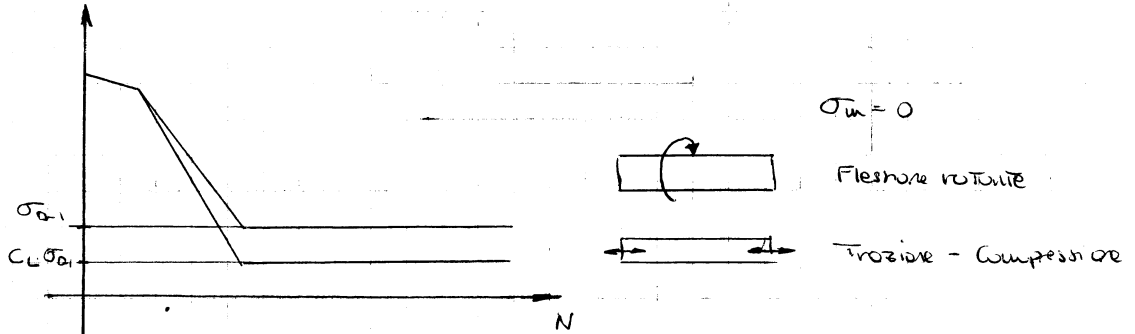
①

ELEMENTI
DI COSTRUZIONE
DI MACCHINE

FATTORI CHE INFLUENZANO IL COMPORTAMENTO A FATICA

1. TIPO DI CARICO

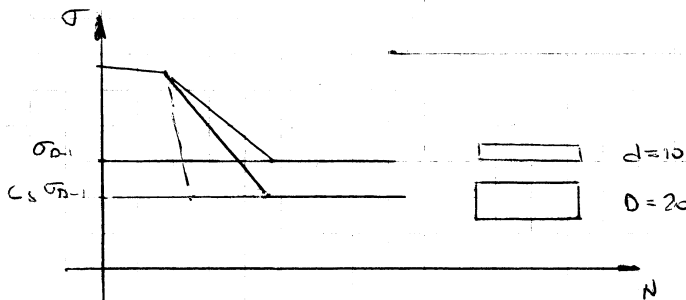
Differenza tra flessione e trazione



$$\left\{ \begin{array}{l} C_L = 1 \text{ per flessione} \\ C_L = 0.7 \text{ per trazione} \end{array} \right.$$

Si trova che nelle prove di TRAZIONE E COMPRESIONE il limite di fatica è obsoletto; per gli acciai possiamo introdurre un coefficiente CORRETTIVO C_L - FATTORE DI CARICO

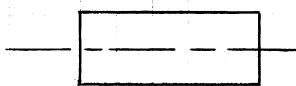
2. DIMENSIONE DEL COMPONENTE



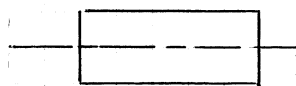
Il coefficiente correttivo che tiene conto delle dimensioni è il C_S EFFETTO SCALE

$$\left\{ \begin{array}{l} C_S = 1 \quad \text{Diametro} = \text{diametro del prumo} \\ C_S < 1 \quad \text{D} > \text{del } d \text{ del prumo} \\ C_S > 1 \quad \text{D} < \text{" " " " " "} \end{array} \right.$$

NOTA: L'effetto scala, va introdotto solo se il nostro componente è oggetto a prove di FLESSIONE



L'andamento a forfora qui indica l'EFFETTO SCALE



Non è influenzato dalle dimensioni del prumo.

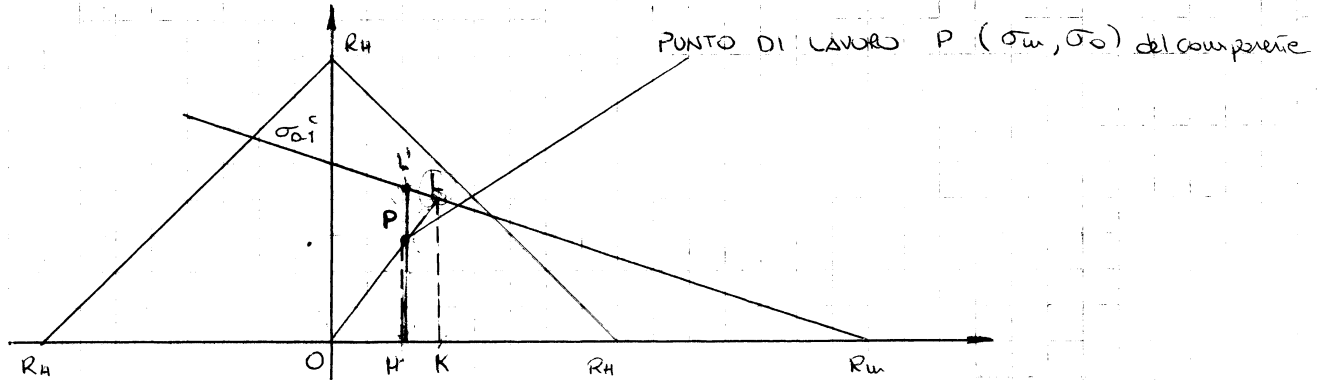
Tenendo quindi conto di tutti i fattori, il σ_{D-1} diventa:

$$\sigma_{D-1}^c = \sigma_{D-1} \frac{C_L C_F C_S}{K_f}$$

CARICO LIMITE DI FATICA
CORRETTO. σ_{D-1}^c

5
ELEMENTI DI
COSTRUZIONE DI
MACCHINE

DIAGRAMMA DI HAIGH DEL COMPONENTE



Vogliamo vedere quanto siamo sotto le curve, quindi vogliamo conoscere il COEFFICIENTE DI SICUREZZA

PER IL CALCOLO DEL COEFFICIENTE DI SICUREZZA CI SONO 2 MODI :

1° METODO

Conchi esterni hanno valore in modo proporzionale σ_m e σ_o

$$S = \frac{LO}{PO} = \frac{LK}{PH}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} LK \left\{ \begin{array}{l} \frac{\sigma_o}{\sigma_{D-1}^c} + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1 \\ \frac{\sigma_o}{\sigma_m} = \frac{\sigma_o^P}{\sigma_m^P} \end{array} \right. \leftarrow \text{COORDINATE DI L} \\ PH = \sigma_o^P \end{array} \right.$$

2° METODO

Si procede tracciando la verticale per P e andando a intersecare la retta della fatica

$$S = \frac{L'H}{PH}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} L'H = \sigma_o^L = -\frac{\sigma_{D-1}^c}{R_m} \sigma_m^P + \sigma_{D-1}^c \\ PH = \sigma_o^P \end{array} \right.$$

Si usa quando non si ha come know i carichi esterni

COMPONENTE SOTTOPOSTO A TRAZIONE PIU' FLESSIONE.

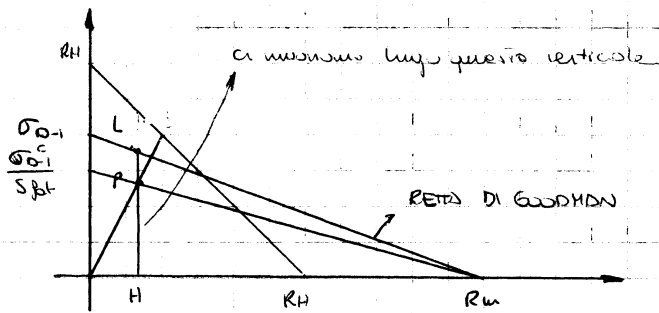
$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_m^P = \sigma_m^t + \sigma_m^f \\ \sigma_o^P = \sigma_o^t + \sigma_o^f \end{array} \right. \quad P(\sigma_m^P; \sigma_o^P)$$

$$\sigma_{D-1}^c = \frac{C_L C_S C_F}{K_f} \sigma_{D-1}$$

Quando non sappiamo come vanno i carichi esterni usiamo un metodo che ci permette di muoverci lungo lo verticale

5

ELEMENTI DI
CORREZIONI
DI MODALITÀ



$$S_{fat} = \frac{LH}{PH}$$

EQ. RETTA DI GOODMAN:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{D-1}^c} + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1$$

$$\sigma_a = LH = \left(1 - \frac{\sigma_m}{R_m}\right) \sigma_{D-1}^c = -\frac{\sigma_{D-1}^c}{R_m} \sigma_m^p + \sigma_{D-1}^c$$

$$S_{fat} = \frac{-\sigma_{D-1}^c}{R_m} \sigma_m^p + \sigma_{D-1}^c$$

$$\sigma_a^p = \frac{-\sigma_{D-1}^c}{R_m} \sigma_m^p + \frac{\sigma_{D-1}^c}{S_{fat}}$$

EQ. DELLA RETTA CHE PASSA PER P (BLU SUL DISGREGATO).

Quello che era PH

Poiché σ_{D-1} è il valore "DEBOLE" noi cerchiamo di progettare con un $S_{fat} \geq 3$ in modo da bilanciare l'incertezza di σ_{D-1} . Normalmente $S_{fr} \geq 1,5$.

SOLLECITAZIONE MULTIASIALE

Abbiamo finora parlato di FLESSIONE, TRAZIONE: CON MONOASSIALI, cioè il caso in cui solo uno σ principale è $\neq 0$

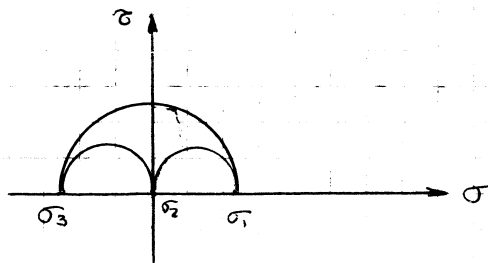
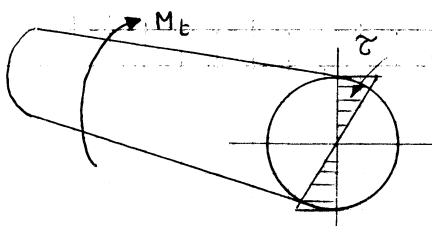
$$\sigma_1 \neq 0 \quad \sigma_2 = 0 \quad \sigma_3 = 0$$

Introduciamo i casi MULTIASIALI.

1. SOLLECITAZIONE BIASSIALE. $2 \sigma \neq 0$

$$\sigma_1 \neq 0 \quad \sigma_3 \neq 0 \quad \sigma_2 = 0$$

Caso della TORNONE



In definitiva

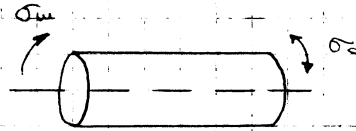
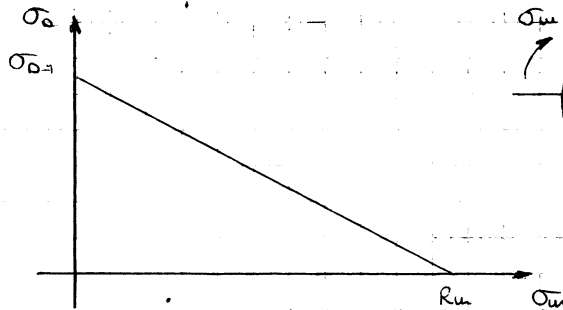
$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\sigma_0^2 + 3\tau_0^2}$$

GOUGH E POLLARD

7
ELEMENTI
DI COSTRUZIONE
DI MACCHINE

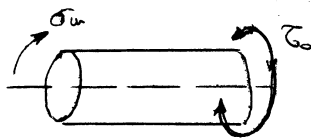
Nelle prove di Gough e Pollard, mancava il contributo della σ_{m} per questo si dovette aspettare JINES.

1)

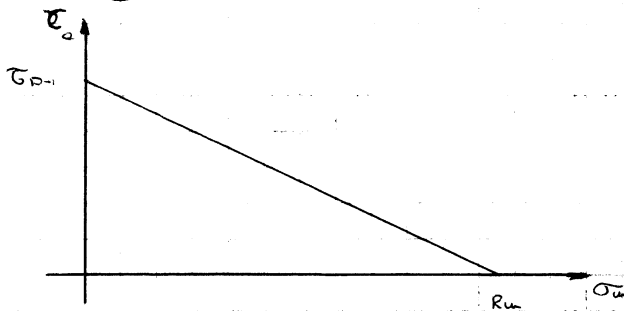


PRIME PROVE DI JINES CONFERMARONO QUANTO GIO' VIRO

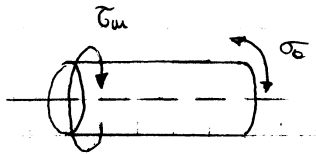
2)



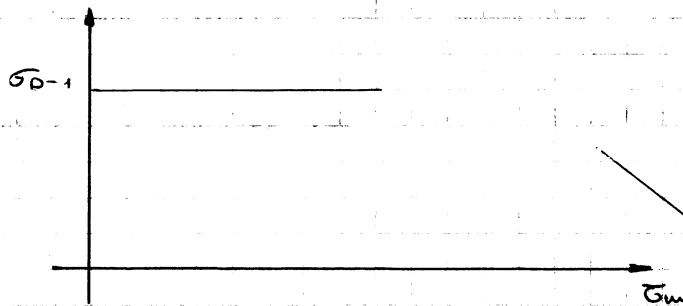
$\sigma_m = \text{flessione}$
 $\tau_0 = \text{torsione}$



3)

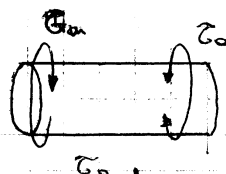


$\tau_m = \text{torsione}$
 $\sigma_0 = \text{flessione}$

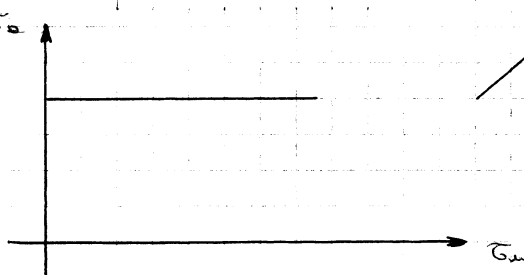


τ_m non influenza, per qualunque valore il grafico di sempre σ_{D-1}

4)



$\tau_m = \text{torsione}$
 $\sigma_0 = \text{torsione}$



CALCOLO DEL COEFFICIENTE DI SICUREZZA STATICO CON SOLLECITAZIONI MULTIASIALE

8

ELEMENTI DI COSTRUZIONE DI MACCHINE

$$\begin{array}{ccc}
 \sigma_{m1} & \sigma_{m2} & \sigma_{m3} \\
 + & + & + \\
 \sigma_{01} & \sigma_{02} & \sigma_{03} \\
 = & = & = \\
 \sigma_{max1} & \sigma_{max2} & \sigma_{max3}
 \end{array}$$

$$\sigma_{max eq} = \sqrt{\sigma_{1max}^2 + \sigma_{2max}^2 + \sigma_{3max}^2} \rightarrow \text{TRESCA}$$

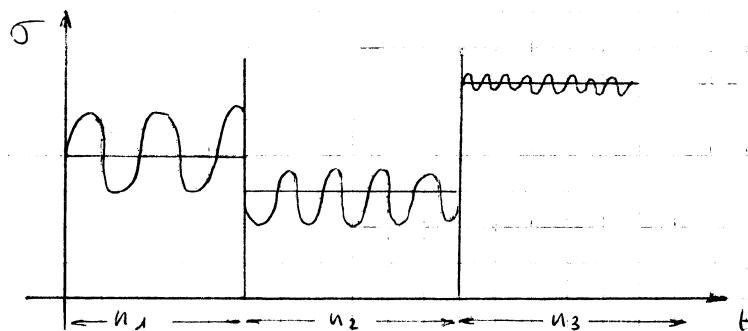
$$S_{st} = \frac{R_H}{\sigma_{max eq}}$$

To, 24/09/08

FATICA CON CICLI AD AMPIEZZA VARIABILE

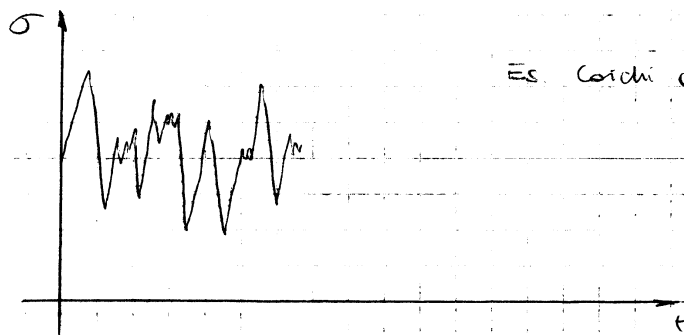
Può succedere che le sollecitazioni non varino sempre con lo stesso periodo

1.



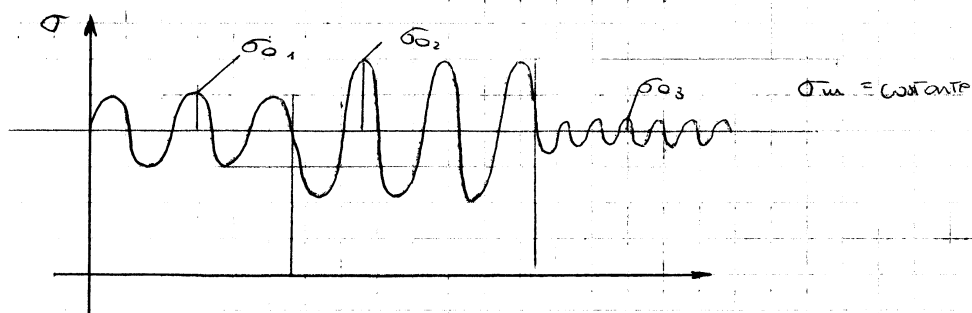
Può anche succedere che i cicli non varino sinusoidalmente

2.



Es. carichi aerodinamici in governo del vento.

1. CARICO DOVE VARIA LA PARTE ALTERNATA E LA PARTE MEDIA RIMANGA COSTANTE



Dalla legge di MINER

③

ELEMENTI
DI COSTRUZIONE
DI MACCHINE

$$\sum_i \frac{\alpha_i N_{Tot}}{N_i} = 1$$

$$\sum \frac{\alpha_i N_{Tot} \sigma_{0i}^k}{B} = 1$$

$$N_{Tot} \sum \alpha_i \sigma_{0i}^k = B$$

$$N_{Tot} = \frac{B}{\sum \alpha_i \sigma_{0i}^k}$$

$$N_{Tot} = \frac{B}{\sigma_{0eq}^k}$$

$$\sigma_{0eq} = \sqrt[k]{\sum_i \alpha_i \sigma_{0i}^k}$$

ESEMPIO ①

σ_0 (MPa)	α
300	70%
315	20%
200	10%

$\sigma_m = 0$
 $\sigma_{D-1} = 275$ MPa
 $R_m = 600$ MPa
 $R_H = 480$ MPa

una da contributi alla rottura e fatica.

- Nel caso in cui c'è una snodo con $\sigma_0 < \sigma_{D-1}$, quello NON DA CONTRIBUTO, nel nostro caso $\sigma_{D-1} = 275$ e $\sigma_3 = 200$ quindi posso cancellarlo perché non da contributo alla rottura o fatica.

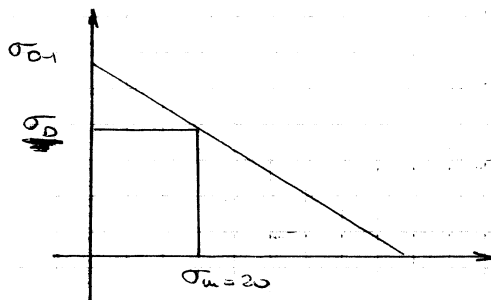
- Applichiamo la LEGGE DI MINER:

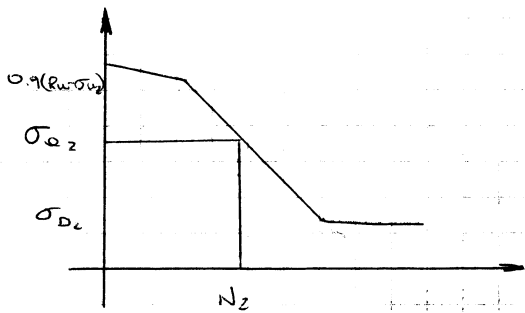
$$N_{Tot} = \frac{1}{\sum \frac{\alpha_i}{N_i}} \quad N_{Tot} = \frac{1}{\sum \frac{\alpha_i \sigma_{0i}^k}{B}} = \frac{B}{\sum \alpha_i \sigma_{0i}^k} = \frac{B}{0.7 \cdot 300^k + 0.2 \cdot 315^k}$$

In questo modo ricavo la vita o fatica del componente.

ESEMPIO ②

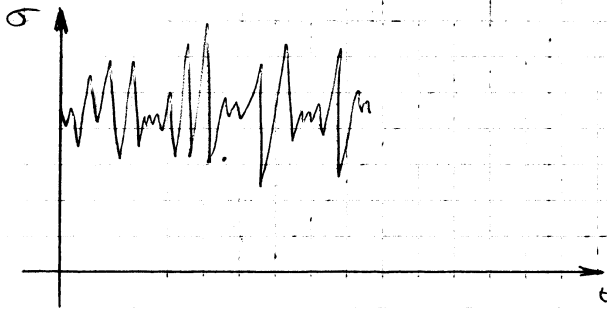
Nel caso identico al precedente, ma con $\sigma_m \neq 0$ (es. 200MPa), non posso utilizzare σ_{D-1} ma mi serve σ_0 . Per trovarlo usi il diagramma di HAIGH.





Trovati i valori di N (condizionamente) posso calcolare N_{TOT} con MINER.

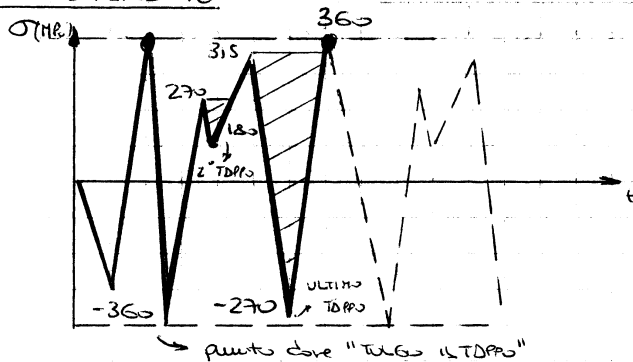
2. SOLLECITAZIONI CASUALI (NON SINUSOIDALI)



METODI DI CONTEGGIO DEI CICLI:

- Metodo del SERBATOIO: ipotesi dello spettro continuo si ripete in modo periodico.

(1) ESEMPIO APPLICATIVO



- Isoliamo un periodo TRA 2 massimi (tratto unico)
- Prendiamo tutti gli estremi

METODO DEL SERBATOIO

- Immaginario lo vostro figura in un pieno d'acqua.
- Immaginario ora di sommerso il SERBATOIO dal punto più basso. Poi da sinistra verso destra togliamo gli altri TDPP.
- Ogni volta che togliamo un Toppo e mettiamo "quell'altissimo come si chiamava l'acqua" e segue un tabella di livelli di σ_{max} e σ_{min}

σ_{max}	σ_{min}	σ_m	σ_a	α
360	-360	0	360	1/3
270	180	225	45	1/3
315	-270	22,5	292,5	1/3

Se si trova un ciclo che si ripete in σ_m e σ_a si cancella e si raddoppia l' α

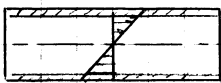
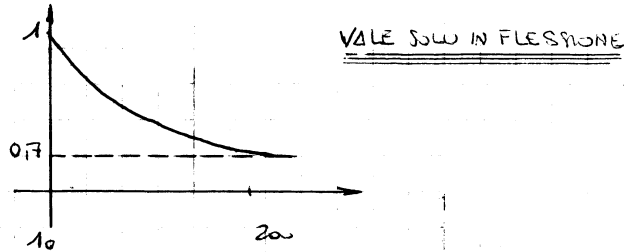
$$\sigma_{D-1}^{\downarrow} = \frac{\sigma_{D-1}^{\uparrow}}{\alpha}$$

$$\sigma_{D-1}^{\uparrow} = \alpha \cdot \sigma_{D-1}^{\downarrow}$$

$$\alpha < 1$$

$$\alpha = 0.7$$

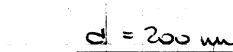
Nello stesso modo può essere spiegato il Cs



$$d = 10 \text{ mm}$$

$$\sigma_{\text{eff}} \neq \sigma_0$$

$$\sigma_{\text{eff}} = \alpha \cdot \sigma_0$$

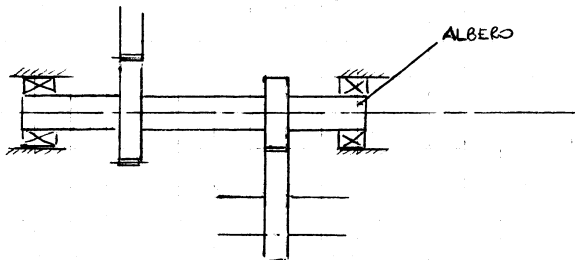


$$d = 200 \text{ mm}$$

$$\sigma_{\text{eff}} \approx \sigma_0$$

ARGOMENTO RELAZIONE TECNICA

VERIFICA DI UN ALBERO DI UN CAMBIO



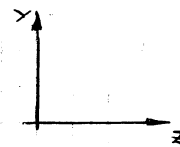
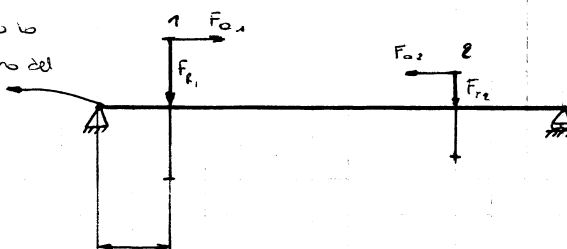
Un albero è sempre caricato a FLESSIONE E TORSIONE

Un aste è sempre sottoposto a FLESSIONE, mai a TORSIONE o vice a TRAZIONE

Sono geometricamente simili, una di dimensioni molto maggiori dell'altro. Il modello di perno utilizziamo è uguale per entrambi MODELLO TRAVE

(1) SCHEMA COME UNA TRAVE APOGGIATA SU 2 CUSCINETTI

Punto di appoggio lo prendiamo al centro del cuscinetto



$$\Delta = \frac{\pi d^2}{4} \quad W_f = \frac{\pi d^3}{32} \quad W_T = 2W_f = \frac{\pi d^3}{16}$$

(5) CALCOLO DELLE TENSIONI

$$\sigma^{\perp} = \frac{M_f}{W_f}$$

$$\tau = \frac{M_t}{W_t}$$

Δ destro e e numero delle ruote $\tau = 0$
perché è nullo M_t .

$$\sigma^{\parallel} = \frac{N}{A}$$

Ora si calcola lo σ_{id} secondo un CRITERIO DI ROTURA. Materiale duttile quindi:
- TRESCA
- VON MISES

Usando Tresca $\sigma_{id} = \sqrt{(\sigma^{\perp} + \sigma^{\parallel})^2 + 4\tau^2}$

FACCIAMO IL DIAGRAMMA.
Così vediamo subito che σ_{max}

(6) CALCOLO DEL COEFFICIENTE DI SICUREZZA STATICO

$$CS_{pro} = \frac{R_{ch}}{\sigma_{idmax}}$$

dal diagramma σ_{id}

FINO A QUI ABBIAMO EFFETTUATO UNA VERIFICA STATICA

(7) VERIFICA A FATICA

Ci vengono indicate le 3 sezioni più sollecitate a fatica.

Indichiamo in ogni sezione parte esterno e parte medio: σ_o e σ_m

$$\sigma_o^{\perp}$$

$$\sigma_m^{\perp}$$

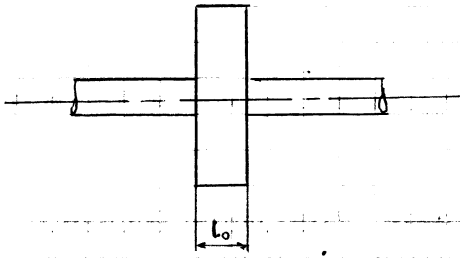
$$\tau_m$$

Un diagramma di HAIGH per ogni sezione (3).

$\sigma_r, \sigma_c, \sigma_z \rightarrow$ NON DIPENDONO DA θ , ma solo da r .

σ_r e σ_c : dipendono dai carichi... (PRESSIONI GENERALMENTE: pressione interna e pressione esterna. CARICHI ASSIALI SIMMETRICI)

σ_z : dipende dai carichi e dai VINCOLI che possono essere assenti.



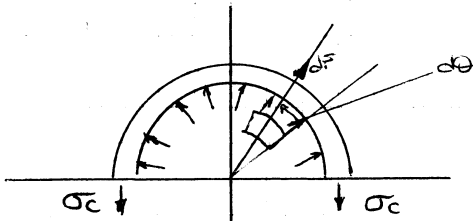
libero di dilatarsi

Dato che il disco è libero di dilatarsi assialmente, non ci sono tensioni (solo quelle di attrito trascurabili) quindi $\sigma_z = 0$

STATO DI TENSIONE PIANA: Stato di tensione in cui uno σ principale è uguale a zero. È detto anche tensione biassiale.

1. CALCOLO DEI TUBI SOTTILI (TEORIA DI MARIOTTE)

ESEMPIO DEL RECIPIENTE IN PRESSIONE.



NOTA: Non si parte in esame cosa accade sui FONDI e in prossimità delle giunzioni che vengono poi studiate con lo studio dei giunti e delle piastre.

IPOTESI SEMPLIFICATIVA: Poiché il tubo è sottile $\sigma_c = \text{costante}$.

Su $d\theta$ agisce una FORZA $dF = p \cdot r_i \cdot d\theta \cdot L$ → spessore (lunghezza del tubo)
 Pressure arco su cui agisce dF

EQUAZIONE VERTICALE ↑ (TUBI SOTTILI)

$$\int_0^\pi dF \cdot \sin\theta = 2\sigma_c \cdot s \cdot L$$

Arco su cui agisce σ_c

$$\int_0^\pi p_i \cdot r_i \cdot d\theta \cdot \sin\theta = 2\sigma_c \cdot s \cdot L \quad ; \quad p_i \cdot r_i \cdot [-\cos\theta]_0^\pi = 2\sigma_c \cdot s \cdot L$$

$$\frac{p_i \cdot r_i}{s} = \sigma_c$$

σ_c CIRCONFERENZIALE

CALCOLIAMO LA σ RADIALE, la quale sarà uguale alla PRESSIONE al RAGGIO INTERNA.

$\sigma_{r_i} = -p_i$
 ↳ per convenzioni opposte di σ e p

$\sigma_{r_e} = P_{\text{atmosferica}} = 0$

$$\sigma_r = -\frac{p_i}{2}$$

denso della media delle σ del raggio esterno e interno

σ_r RADIALE

AL RAGGIO INTERNO (PIÙ SOLLECITATO)

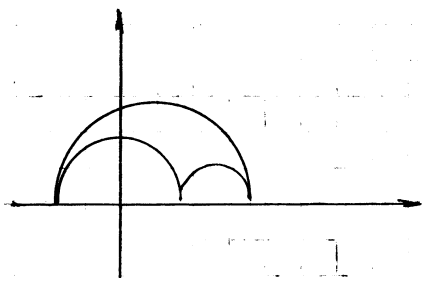
14

ELEMENTI DI
COSTRUZIONE
DI MACCHINE

$$\sigma_c = \frac{P_i \cdot r_i}{S}$$

$$\sigma_r = -P_i$$

$$\sigma_z = \frac{P_i \cdot r_i}{2S}$$



$$\sigma_{eq} = \sigma_c - \sigma_r$$

$$\sigma_{eq} = \frac{P_i \cdot r}{S} + P_i$$

$$S_{st} = \frac{R_w}{\sigma_{eq}}$$

COEFFICIENTE DI SICUREZZA
STATICO

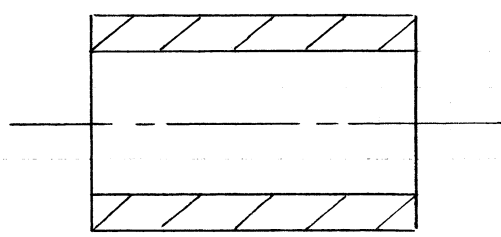
$$\epsilon_c = \frac{\sigma_c}{E} - \frac{\nu}{E} (\sigma_{r_i} + \sigma_z) + \alpha \Delta T$$

$$\epsilon_c = \frac{u_i}{r_i} \quad \boxed{u_i = \epsilon_c \cdot r_i} \quad \text{SPOSTAMENTO}$$

$$\epsilon_c = \frac{P_i \cdot r_i}{S \cdot E} - \frac{\nu}{E} \left(\frac{P_i \cdot r_i}{2S} - P_i \right) + \alpha \Delta T$$

$$u_i = \epsilon_c \cdot r_i$$

2. LIBERO ASSIALE



$$\boxed{\sigma_z = 0}$$

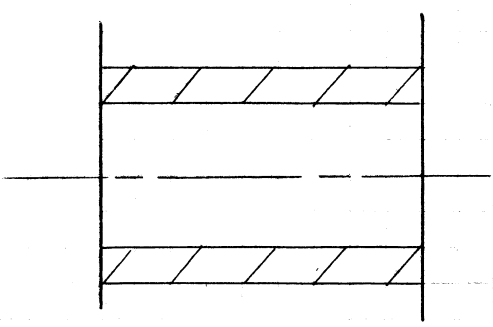
$$\sigma_c = \frac{P_i \cdot r_i}{S}$$

$$\sigma_r = -P_i$$

$$\epsilon_c = \frac{P_i}{E} \left[\frac{D_i}{2s} + \nu \right] + \alpha \Delta T$$

$$u_i = \frac{D_i}{2} \epsilon_c = \frac{D_i}{2} \left\{ \frac{P_i}{E} \left[\frac{D_i}{2s} + \nu \right] + \alpha \Delta T \right\}$$

3. TUBO INCASTRATO AGLI ESTREMI



$$\boxed{\epsilon_z = 0}$$

$$\epsilon_z = \frac{\sigma_z}{E} - \frac{\nu}{E} (\sigma_c + \sigma_r) + \alpha \Delta T$$

$$0 = \frac{\sigma_z}{E} - \frac{\nu}{E} \left(\frac{P_i \cdot r_i}{S} - P_i \right) + \alpha \Delta T$$

$$\boxed{\sigma_z = \nu \left(\frac{P_i \cdot r_i}{S} - P_i \right) + E \cdot \alpha \cdot \Delta T}$$

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ ACCIAIO}$$

$$\alpha = 1 \cdot 10^{-5} \text{ 1/c}$$

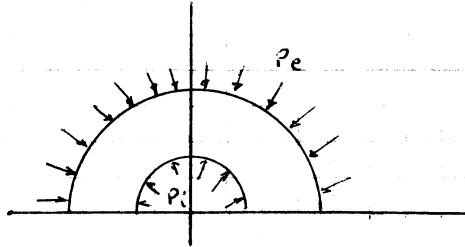
$$E \cdot \alpha \Delta T = 2 \Delta T$$

To, 8/10/13

15

ELEMENTI
DI COSTRUZIONE
DI MACCHINE

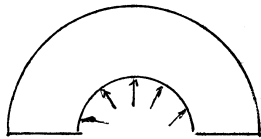
$$\begin{cases} \sigma_r = A - \frac{B}{r^2} \\ \sigma_c = A + \frac{B}{r^2} \end{cases}$$



$$r = r_i \begin{cases} \sigma_{ri} = A - \frac{B}{r_i^2} = -p_i \\ \sigma_{re} = A - \frac{B}{r_e^2} = -p_e \end{cases}$$

DA QUI RICOSSO A e B

1. TUBO / DISCO. SOGGETTO A P_i



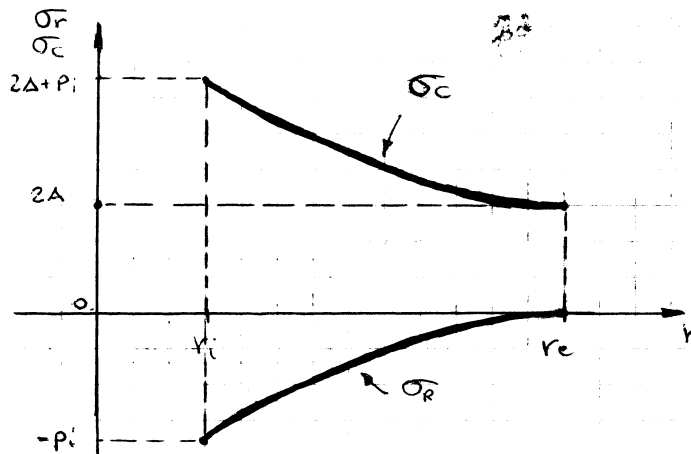
$$\begin{cases} A - \frac{B}{r_i^2} = -p_i \\ A - \frac{B}{r_e^2} = 0 \end{cases}$$

$$\rightarrow A = p_i \frac{D_o^2 - D_i^2}{D_o^2 - D_i^2}$$

$$\begin{cases} \sigma_r = A - \frac{B}{r^2} \\ \sigma_c = A + \frac{B}{r^2} \end{cases}$$

$$\sigma_r + \sigma_c = 2A$$

DIAGRAMMIAMO σ_r e σ_c



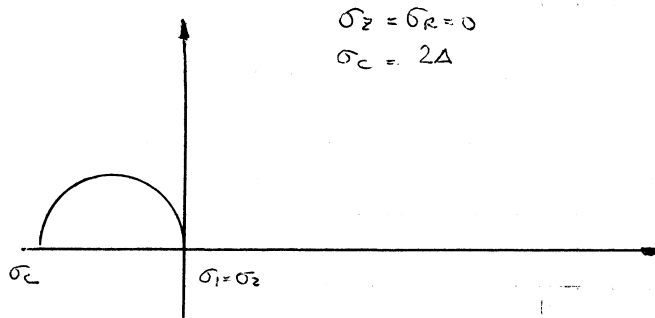
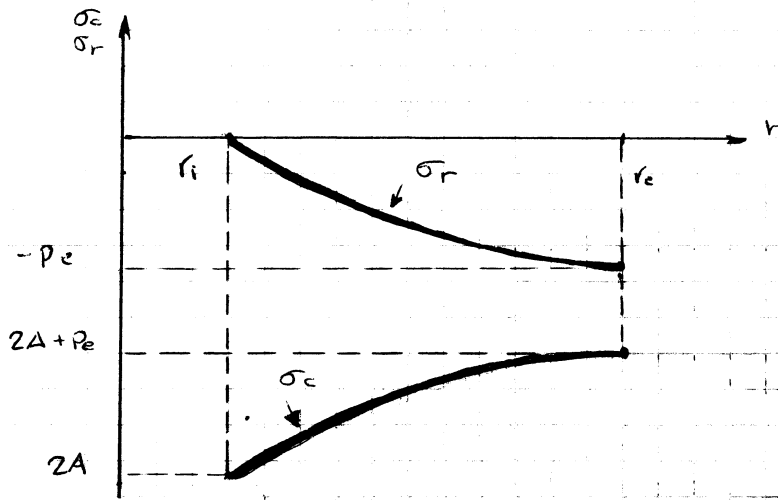
σ_r sappiamo che al $r_i = -p_i$ e al $r_e = 0$

$$\sigma_c = 2A - \sigma_r \quad \text{con } A = p_i \frac{D_o^2 - D_i^2}{D_o^2 - D_i^2} > 0 \Rightarrow r = r_e \Rightarrow \underline{\sigma_c = 2A}$$

$$r = r_i \Rightarrow \sigma_c = 2A - (-p_i) = 2A + p_i$$

per $r = r_i$ $\sigma_{c_i} = 2A - 0 = 2A$

per $r = r_e$ $\sigma_{c_e} = 2A - \sigma_{r_e} = 2A + p_e$



$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \sigma_3 = 0 - 2A$

$$S = \frac{R_{elt}}{(-2A)}$$

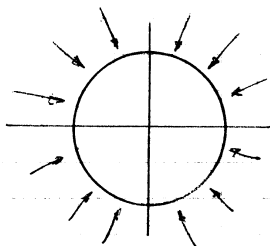
CALCOLO DELLO SPOSTAMENTO

$u_e = E_{cc} \cdot r_e$

$E_{cc} = \frac{\sigma_{c_e}}{E} - \nu \frac{\sigma_{r_e}}{E} + \Delta \alpha$

$E_{cc} = \frac{2A + p_e}{E} - \nu \frac{-p_e}{E}$ $u_{cc} = E_{cc} \cdot r_e$

ALBERO PIENO



$$\begin{cases} \sigma_r = A - \frac{B}{r^2} \\ \sigma_c = A + \frac{B}{r^2} \end{cases}$$

ALBERO = TUBO con $r_i = 0$ e $B = 0$ in tutti i casi

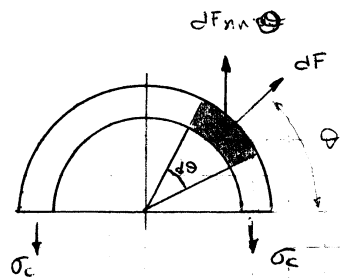
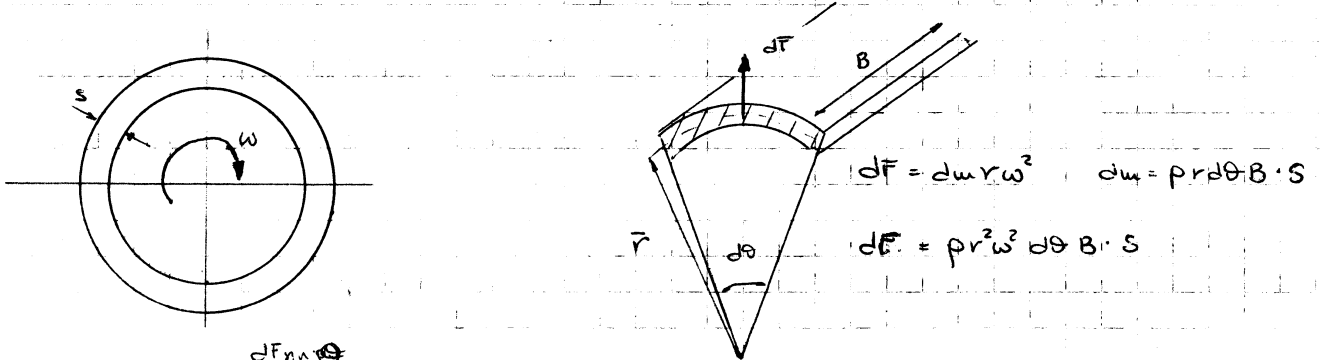
$$\begin{cases} \sigma_r = A \\ \sigma_c = A \end{cases}$$

$\sigma_r = \sigma_c = \text{costanti}$ in ogni punto

1. ALBERI / DISCHI ROTANTI

$$\begin{cases} \sigma_r = A - \frac{B}{r^2} + \sigma_r^w \\ \sigma_c = A + \frac{B}{r^2} + \sigma_c^w \end{cases}$$

CALCOLO DI σ_c^w e σ_r^w PER DISCHI SOTTILI. ANELLI



$$2\sigma_c \cdot s \cdot B = \int_0^\pi dF \sin \theta$$

$$2\sigma_c \cdot s \cdot B = \int_0^\pi \rho r^2 \omega^2 d\theta \cdot B \sin \theta \cdot s$$

$$2\sigma_c \cdot s = s \rho r^2 \omega^2 (-\cos \theta) \Big|_0^\pi$$

$$2\sigma_c = \rho r^2 \omega^2$$

$$\sigma_c = \rho r^2 \omega^2$$

r è il raggio medio, ma normalmente o un raggio della circonferenza o il RAGGIO ESTERNO.

$$\sigma_r^w = 0$$

SE C'È NON È DOVUTA ALLA FORZA CENTRIFUGA

CALCOLO DELLO SPOSTAMENTO

$$u_i = \epsilon_{ci} \cdot r_i$$

$$\epsilon_{ci} = \frac{\sigma_{ci}^w}{E} - \nu \left(\frac{\sigma_{ri}^w}{E} + \frac{\sigma_{\theta i}^w}{E} \right) = 0$$

$$\epsilon_{ci} = \frac{\sigma_c^w}{E} = \frac{\rho r_e^2 \omega^2}{E}$$

$$u_i = \frac{\rho r_e^2 \omega^2}{E} \cdot r_i = \frac{\rho D_e^2 \omega^2}{4E} \cdot \frac{D_i}{2} = 0$$

$$u_i = \frac{\rho D_e^2 \omega^2 D_i}{8E}$$

3. TENSIONI E SPOSTAMENTO RADIALE NELL'ALBERO

$P_i = 0 \quad P_e = P$

D = diametro generico

$$\sigma_r = -P \frac{1 - \left(\frac{D_{oi}}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_{oi}}{D_{oe}}\right)^2}$$

$$\sigma_c = -P \frac{1 + \left(\frac{D_{oi}}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_{oi}}{D_{oe}}\right)^2}$$

$$u_o = -P \frac{D}{2E} \frac{(1-\nu) + \left(\frac{D_{oi}}{D}\right)^2 (1+\nu)}{1 - \left(\frac{D_{oi}}{D_{oe}}\right)^2}$$

È COMPRESO L'ALBERO

4. TENSIONI E SPOSTAMENTO RADIALE NEL MOZZO $P_i = P \quad P_e = 0$

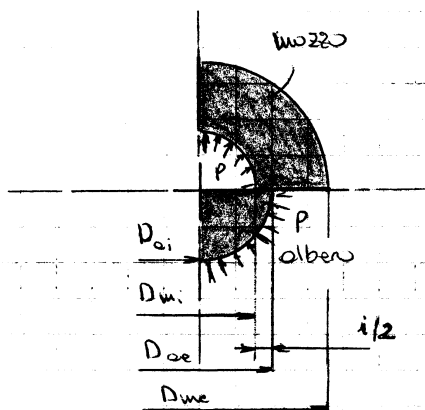
$$\sigma_r = -P \frac{\left(\frac{D_{mi}}{D}\right)^2 - \left(\frac{D_{mi}}{D_{me}}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_{mi}}{D_{me}}\right)^2}$$

$$\sigma_c = P \frac{\left(\frac{D_{mi}}{D}\right)^2 + \left(\frac{D_{mi}}{D_{me}}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_{mi}}{D_{me}}\right)^2}$$

$$u_m = +P \frac{D}{2E} \frac{(1+\nu) \left(\frac{D_{mi}}{D}\right)^2 + (1-\nu) \left(\frac{D_{mi}}{D_{me}}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_{mi}}{D_{me}}\right)^2}$$

IL MOZZO È TESO

5. INTERFERENZA DIAMETRALE



Gli spostamenti radiali del bordo esterno dell'albero (compresso verso l'interno, u_{oe} NEGATIVO) e del bordo interno del mozzo (teso verso l'esterno, u_{mi} positivo) sono legati all'INTERFERENZA DIAMETRALE

$$i = 2 (|u_{oe}| + |u_{mi}|)$$

① Per i MATERIALI METALLICI, l'interferenza necessaria per ottenere una data pressione si ottiene grazie alle Tolleranze di lavorazione, che sono dell'ordine di μm .

possiamo allora assumere che $D_{mi} \approx D_{ae} \approx D_c \approx D_{nominale}$

e il legame fra pressione e interferenza risulta quindi:

$$i = 2 (l_{ue1} + l_{um1}) = p D_c (\delta_a + \delta_m)$$

e quindi

$$p = \frac{i}{D_c (\delta_a + \delta_m)}$$

$$p = \frac{i}{D_c (\delta_a + \delta_m) \cdot 10^3}$$

i in μm

LE DEFORMABILITÀ SI CALCOLANO UTILIZZANDO IL DIAMETRO NOMINALE

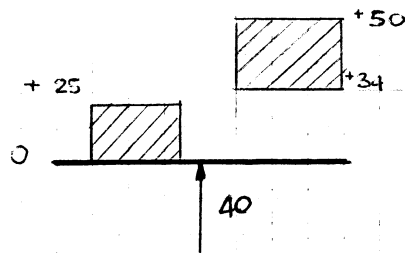
BREVE RICHIAMO SULLE TOLLERANZE

LA LETTERA: indica lo scostamento della dimensione nominale
IL NUMERO: la qualità della lavorazione (π)

Se MAIUSCOLE indicano scostamento nei fori
Le minuscole indicano scostamento negli alberi

GENERALMENTE IN UN ACCOPPIAMENTO: $\pi \text{ ALBERO} = \pi \text{ FORO} - 1$

L'INTERFERENZA Dipende dalle TOLLERANZE



INTERFERENZA MASSIMA $\Rightarrow i = 50 - 0 = 50 \mu m$ CALCOLO TENIONI

INTERFERENZA MINIMA $\Rightarrow i = 34 - 25 = 9 \mu m$ CALCOLO MOMENTO

② PER MATERIALI PLASTICI: (almeno uno) abbiamo bisogno di valori di interferenza maggiori (quote % sul diametro nominale) per cui non si possono confidare i

diametri reali con quelli nominali. Il problema si semplifica quando uno dei 2 ha una RIGIDEZZA di molto superiore rispetto all'altro (esempio è un METALLO). In questo caso si considera una deformabile $\delta \approx 0$ e il diametro di collettamento risulta uguale al suo diametro nominale.

$$\beta = \frac{D_{mi}}{D_{ae}}$$

oppure

$$\beta = \frac{D_{oi}}{D_{oe}}$$

La RIGONIA deve essere compatibile con la qualità IT

NOTA: un elemento in materiale plastico, non produce schiacciamenti del di un profilo metallico:

$$\boxed{\Delta i^R = 0} \quad \text{per materiale plastico su metallo}$$

2. EFFETTO DELLE VARIAZIONI DI TEMPERATURA (rispetto a 20°C)

$$i_{eff} = D_{oe} + D_{oe} \alpha_o \Delta T - (D_{ui} + D_{ui} \alpha_w \Delta T)$$

Assumendo per le dilatazioni termiche $D_{oe} \approx D_{ui} \approx D_c$ si ha:

$$i_{eff} = (D_{oe} - D_{ui}) + D_c (\alpha_o - \alpha_w) \Delta T$$

$$i_{eff} = 1 - \Delta i^T$$

$$\boxed{\Delta i^T = D_c (\alpha_w - \alpha_o) \Delta T}$$

$$\Delta i^T = D_c (\alpha_w - \alpha_o) \Delta T \cdot 10^3 \quad \text{in } \mu\text{m}$$

NOTA: se i coefficienti sono uguali si ha sempre $\boxed{\Delta i^T = 0}$, mentre negli altri casi può essere > 0 o < 0

3. EFFETTO DELLA CENTRIFUGAZIONE (Δi^w)

$$\boxed{\Delta i^w = 2 \cdot (u_{ui}^w - u_{oe}^w)}$$

In caso di anelli labili si sceglie $\boxed{u_{oe}^w = 0}$ partendo dalla parte della ruota

$$\boxed{u_{ui}^w = u_{o\text{ruota}}^w = \frac{D_i \rho \omega^2 D_o^2}{8E}}$$

$$\boxed{\Delta i^w = \frac{D_i \rho \omega^2 D_o^2}{4E}}$$

8. MONTAGGIO

A CALDO: si riscalda il mozzo e lo si raffredda l'albero. La temperatura di riscaldamento dipende dal materiale.

$$\Delta T = \frac{1_{max} + \Delta}{\alpha D_c \cdot 10^3}$$

ALLA PRESSIONE: si forza l'albero nel foro del mozzo. L'albero deve avere uno spessore di 5° lungo 2:5mm. per non rischiare il materiale. L'inserimento può essere facilitato con olio o grasso.

$$\boxed{F = p \cdot \Delta_{brevia} \cdot f_e} \quad \text{Coefficiente di attrito}$$

FORZA NECESSARIA PER L'INSERIMENTO.

(8) VERIFICA DI MOMENTO:

- si calcola P_{min} in funzione di l_{min} - il modulo di tutti i Δ_i POSITIVI (quelli che fanno diminuire l'intensità)
- si verifica il momento trasmesso in queste condizioni

(9) si calcola il ΔT per il montaggio a caldo o la F per il montaggio alla presa.

10. CHIAVETTE E LINGUETTE

1. CHIAVETTE

Collegamento ad ATTERNO

- INCASSATE
- RIBASSATE
- CONCAVE
- TANGENZIALI

Sono preziose tra mozzo e albero grazie a una leggera perdita longitudinale (1-100) e dovrebbero quindi trasmettere il moto per dritto, in realtà non sempre finiscono per funzionare come linguette. Vengono utilizzate per bassi momenti (6 nell'albero 20-30 MPa).

2. LINGUETTE

Hanno forma DRITTA o ARROTONDATA

Trasmettono il momento grazie all'azione sui fianchi. Possono avere fusi per il bisogno dell'albero Tronitenti.

IL CALCOLO CONVENZIONALE DELLA LUNGHEZZA VIENE FOLTO LIMITANDO LA PRESSIONE AMMISSIBILE SUI FIANCHI

$$L = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot t_2 \cdot P_{amm}}$$

$P_{amm} = 45 \div 65 \text{ MPa (acciaio - ghisa)}$

$P_{amm} = 75 \div 115 \text{ MPa (acciaio - acciaio)}$

LINGUETTE A DISCO

Permettono collegamenti scorrevoli, vengono utilizzate, per trasmettere piccole potenze con alberi abbondantemente sovradiimensionati

EFFETTO D'INTAGLIO DELLE LINGUETTE

$$k_f = 2 \div 3$$

15/10/08

22

ELEMENTI DI
COSTRUZIONE
DI MACCHINE

CENNI SUL CONTATTO HERTZIANO

Studio il contatto di 2 corpi premuti uno contro l'altro a contatto attraverso superfici curve. In Teoria il contatto avviene tra un punto o lungo una linea, ma a causa del comportamento elastico del materiale, avviene tra aree finite anche se piccole.

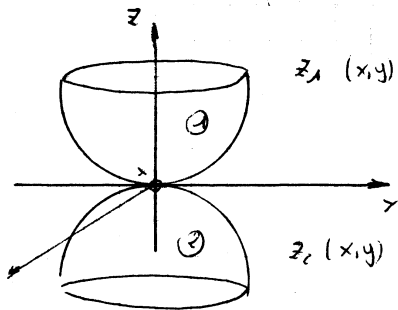
IPOTESI SULLA GEOMETRIA:

2 corpi a contatto in un punto O non angolare delle loro superficie. Entrambe le superfici sono

IPOTESI SUL MATERIALE:

- Isotropo
- Omogeneo
- Elastico

ASSUNZIONE DI FONDO: area di contatto piccola rispetto alla superficie di curvatura



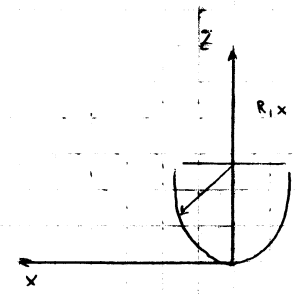
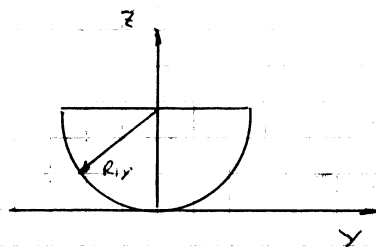
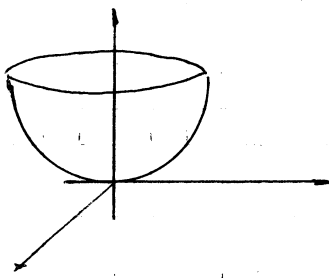
z_1, z_2 Superfici funzioni di (x, y)

PRENDIAMO UN INTORNO DI O E SCRIVIAMO L'EQUAZIONE DI z_1 e z_2 :

$$z_1 = \alpha_x x^2 + \alpha_y y^2$$

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

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



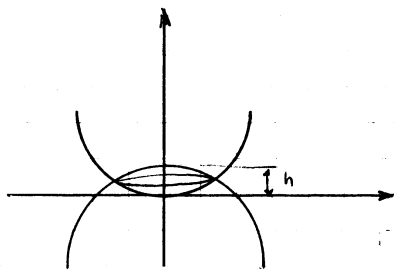
$\frac{1}{R_{1x}}$ e $\frac{1}{R_{1y}}$ sono 2 CURVATURE

Trovo gli infiniti piani con cui posso tagliare la mia superficie, ottengo sempre 2 punti tra loro perpendicolari sui quali si individuano la curvatura massima e la curvatura minima.

sono delle CURVATURE PRINCIPALI. Trovate queste si possono avere z_1 e z_2 in funzione

delle curvature principali:

$$z_1 = \begin{pmatrix} x & y \end{pmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_1 & 0 \\ 0 & \alpha_2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix}$$



$$\begin{cases} z_1 = \alpha_x x^2 + \beta_y y^2 \\ z_2 = -\beta_x x^2 - \beta_y y^2 + h \end{cases}$$

$$\alpha_x x^2 + \beta_y y^2 = -\beta_x x^2 + \beta_y y^2 + h$$

$$(\alpha_x + \beta_x) x^2 + (\beta_y - \beta_y) y^2 = h$$

poniamo $\alpha_x + \beta_x = (\delta_x)$
e $\beta_y - \beta_y = (\delta_y)$ $\gg 0$

$$\delta_x x^2 + \delta_y y^2 = h$$

ELLISSE

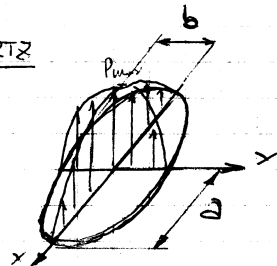
Hertz inoltre dimostra che tutto corpo l'area di contatto è ancora un' ELLISSE.

Caratteristica del parametro: $0 \leq \frac{|\delta_x - \delta_y|}{\delta_x + \delta_y} \leq 1$

e prende il nome di COSENO DI τ

RISULTATI DELLA TEORIA DI HERTZ

$$\begin{cases} a = a^* f \\ b = b^* f \end{cases}$$



$$f = \sqrt{\frac{3}{22} \frac{F}{(\alpha_x + \alpha_y + \beta_x + \beta_y)} \left(\frac{1 - \nu_x^2}{E_x} + \frac{1 - \nu_y^2}{E_y} \right)}$$

$$\begin{cases} a^* = f(\cos \tau) \\ b^* = f(\sin \tau) \end{cases}$$

si ricavano da DIAGRAMMA

$(a^* \text{ e } b^* \text{ funzione di } \cos \tau)$
 $\hookrightarrow a^* = f(\cos \tau)$

$$P = \frac{3}{2} \frac{F}{\pi a b} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}$$

$$\Rightarrow P_{max} = \frac{3}{2} \frac{F}{\pi a b}$$

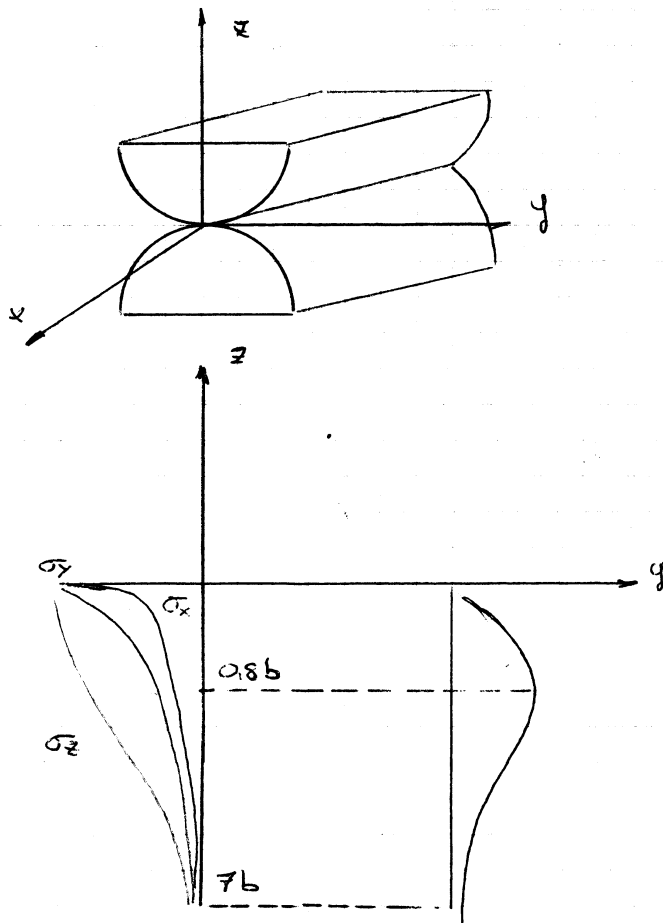
cioè quando $x=0$ e $y=0$

cioè al centro dell'ellisse

$$P_{medio} = \frac{F}{\pi a b}$$

To, 20/10/08

TENSIONI DI CONTATTO



$\sigma_{eq} = \sigma_1 + \sigma_3$ TRESCA

PRESIONI DI RIFERIMENTO

(1) SFERA - SFERA

$P_{ref} = \frac{4F}{\pi d^2}$

(2) CILINDRO-CILINDRO

$P_{ref} = \frac{F}{Ld}$

CEDIMENTO STATICO

$\sigma_{eq} = R_{eh}$

$0,6 p_{max} = R_{eh}$

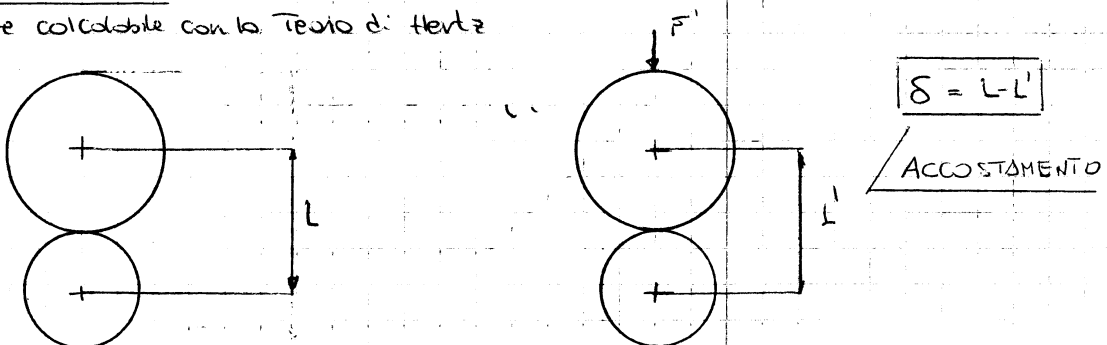
$p_{max} = \frac{R_{eh}}{0,6} = 1,7 R_{eh}$

Lo scoglio per fatica SUPERFICIALE, è dato a più fattori

- (1) TENSIONI DI CONTATTO : $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$
- (2) TENSIONI TANGENZIALI : τ_{zy} o i loro di 3 sempre prevedibili con la Teoria di Hertz
- (3) TENSIONI TANGENZIALI : τ_{zx} dovute all'attrito

ACCOSTAMENTO

Sempre calcolabile con la Teoria di Hertz



$$P L_{10} = C \cdot 1$$

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

$P = 3$ CUSCINETTI A SFERA

$P = 10/3$ CUSCINETTI A RULLI

L_{10} = AFFIDABILITÀ: 90% → RISCHIO D'ERRORE: 10%

LA CURVA VS PDI CORRETTA CON ALCUNI COEFFICIENTI CORRETTIVI

$$L_{10c} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^P$$

$a_1 \Rightarrow$ AFFIDABILITÀ. $a_1 = 1$ affidabilità 90%

$a_1 < 1$ affidabilità > 90%

$a_{SKF} = f(\%)$ — GRADO DI CONTAMINAZIONE

$$L_{10}^h = \frac{L_{10} 10^6}{n \cdot 60}$$

LEGGE DI MINER PER I CUSCINETTI

$$\sum \frac{\alpha_i L_{10TOT}}{L_{10i}} = 1$$

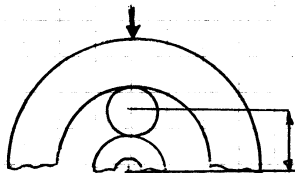
$\alpha_i = \gamma_i$ in adit

P	γ_i	n	$\frac{F_{max}}{F_{min}}$	α	L_{10i}
P_1	0.2	1000	0.2 1000	200/2300	
P_2	0.3	2000	0.3 2000	600/2300	
P_3	0.5	3000	0.5 3000	1500/2300	
					2300

$$L_{10} = \frac{1}{\sum \frac{\alpha_i}{L_{10i}}}$$

4. SOLLECITAZIONE SOVRACCARICO STATICO

$$\frac{C}{P_c} \gg S_0$$



$L-L' = \delta$

C_0 è quel carico che causa un δ PERMANENTE poi $\frac{1}{10000}$ d

To, 22/10/08

COLLEGAMENTI SALDATI

Prende, così in considerazione solo quelli a scopo STRUTTURALE:

- CARPENTERIA METALLICA;
- RECIPIENTI IN PRESSIONE;

TIPO DI TECNOLOGIA: SALDATURE AD ARCO ELETTRICO:

- REQUISITI PERCHÉ LO SLDATORE SIA A NORMA:

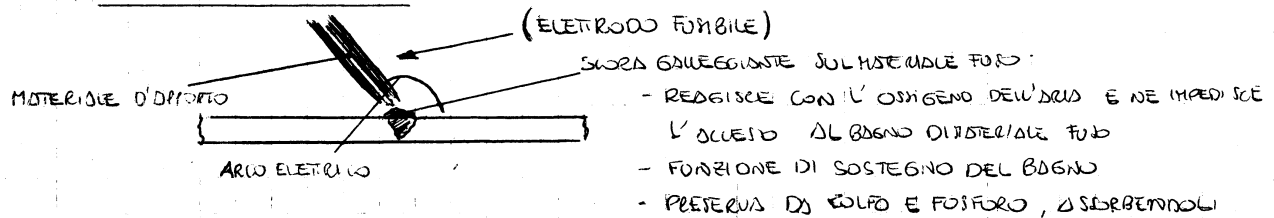
- (1) OPERATORE QUALIFICATO
- (2) SALDATURE QUALIFICATE
- (3) GIUNTO SLDATO, PRIVO DI DIFETTI. (Controllo radiografico)
 - GRADO DI DIFETTOSITÀ: molto basso.

Se vengono rispettate le 3 condizioni, il giunto è COLLOCABILE SECONDO NORMATIVA.

ESEMPI DI DIFETTI SULLE SALDATURE (vedi scheda sulle SLDES).

TIPOLOGIE DI SALDATURE AD ARCO ELETTRICO

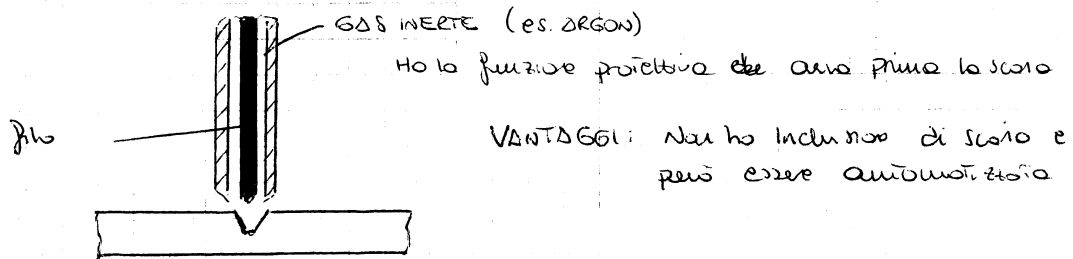
1. SALDATURE MANUALE



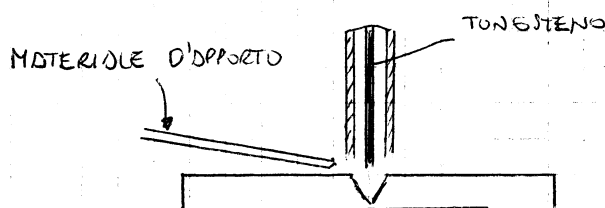
TRA I POSSIBILI DIFETTI: - INCLUSIONE DI SCORIA
- POSSIBILI POROSITÀ.

2. SALDATURE MIG (METAL WERT GAS)

sempre ELETTRODO FONIBILE:

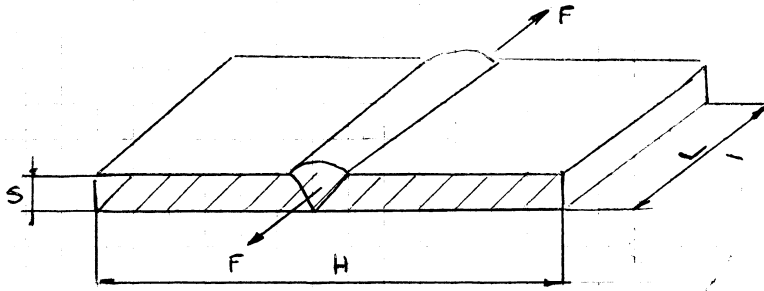


3. SALDATURE TIG (TUNGSTEN WERT GAS)

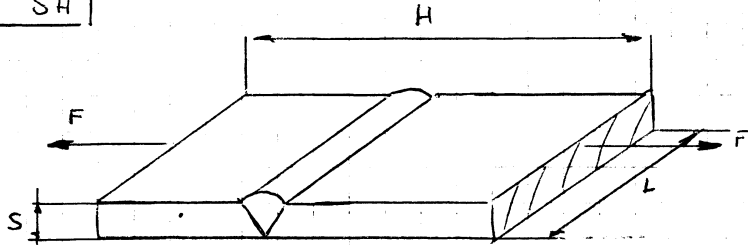


27

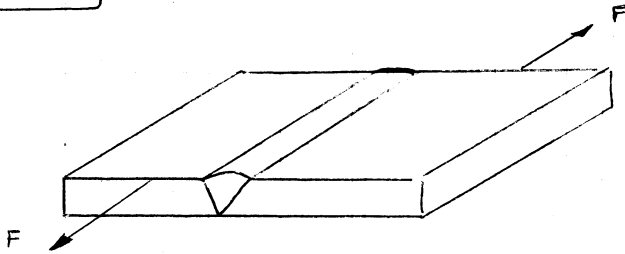
ELEMENTI DI
COSTRUZIONE
DI MACCHINE



$$\sigma_{||} = \frac{F}{SH}$$

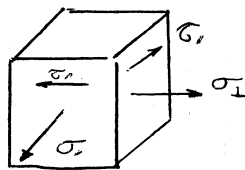


$$\sigma_{\perp} = \frac{F}{LS}$$



$$\tau_{||} = \frac{F}{LS}$$

Nel caso peggiore abbiamo tutte e 3 le tensioni che agiscono contemporaneamente



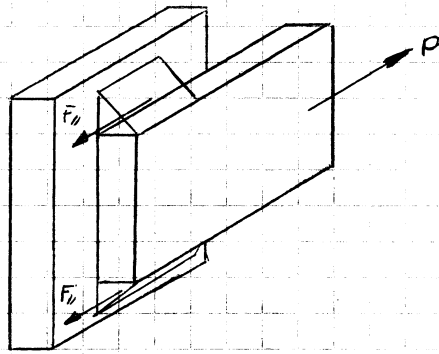
Lo standard europeo non dà indicazioni su quale criterio utilizzare per calcolare σ_{eq} mentre lo standard italiano consiglia il criterio di von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \sigma_{||}^2 - \sigma_{\perp}\sigma_{||} + 3\tau_{||}^2}$$

$$\sigma_{eq} \leq \frac{R}{S}$$

$$R \begin{cases} R_H \\ R_M \end{cases}$$

CASO DELLA PIATTABANDA SALDATA

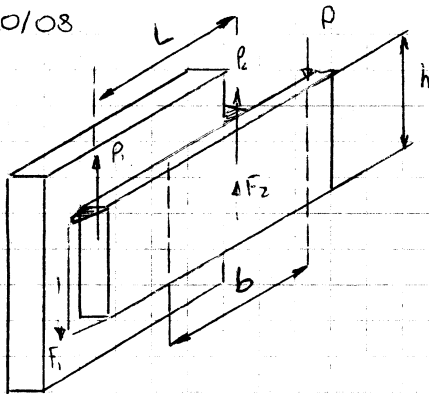


1. CALCOLARE LE FORZE DEL CORDONE

$$2 F_{||} = P \quad ; \quad F_{||} = \frac{P}{2}$$

$$\tau_{||}^s = \frac{F_{||}}{aL} = \frac{F_{||}}{\frac{P}{\sqrt{2}} L} = \frac{P}{\frac{2P}{\sqrt{2}} L} = \frac{P}{\sqrt{2} P L}$$

To, 29/10/08



h = altezza della piattabanda

b = braccio tra P e il baricentro dei 2 cordoni

F₁ e F₂ = forze che si oppongono alla rotazione

L = distanza tra i 2 cordoni

$$\uparrow P = 2F_1 \quad F_1 = \frac{P}{2}$$

$$\curvearrowright P b = F_2 \cdot L$$

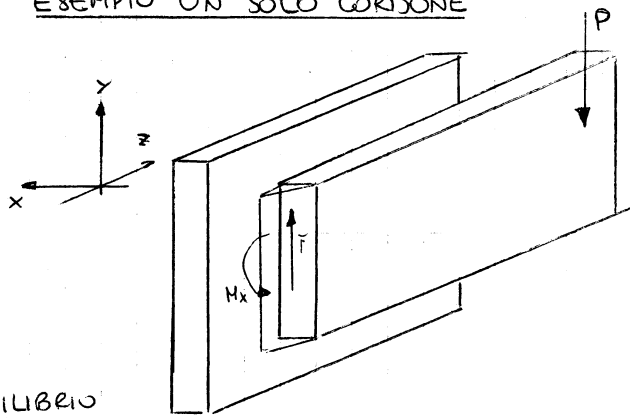
IL CORDONE PIÙ CARICATO È QUELLO SOLLECITATO DA F₁ + F₂

$$F_{||} = F_1 + F_2 = \frac{P}{2} + \frac{Pb}{L}$$

Questa forza genera delle $\tau_{||}$

$$\tau_{||}^s = \frac{F_{||}}{ah}$$

ESEMPIO UN SOLO CORDONE

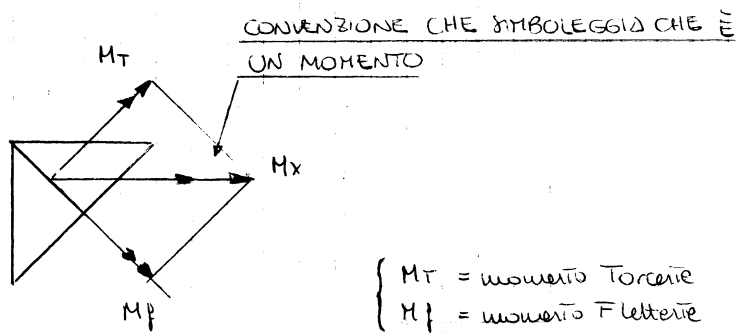
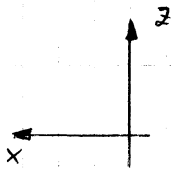


EQUILIBRIO

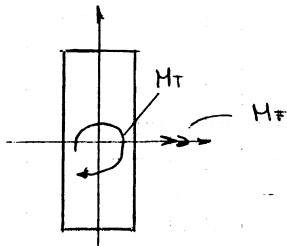
$$\uparrow P = F_x$$

$$\curvearrowright P \Delta x = M_x$$

$$\tau_{xy}^{\Delta x} = \frac{F}{\Delta x h}$$



SEZIONE DI GOIA

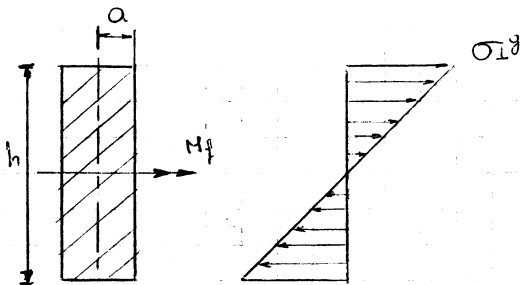


$$M_f \rightarrow \sigma_{xz}$$

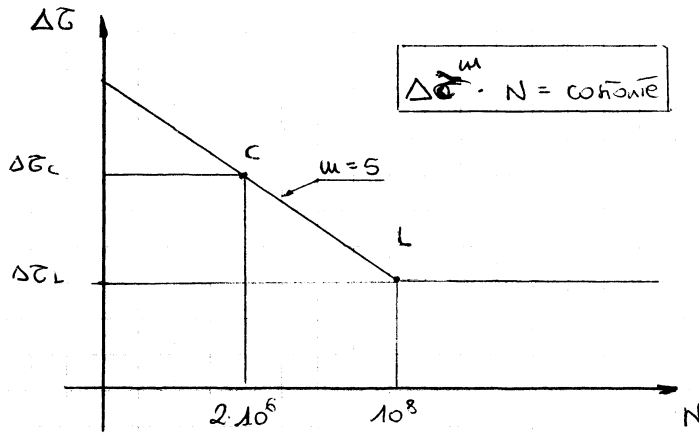
$$M_T \rightarrow \tau_{xy}$$

$$\sigma_{xz} = \frac{M_f}{\frac{bh^3}{6}}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_T}{\frac{b^3 h}{3}}$$



τ_{xy}
massime in superficie nulle al centro



COEFFICIENTE DI SICUREZZA

① $\gamma_{F_s} \geq 1$ $\gamma_{F_s} = 1.5$ VO o maggiore i carichi

② $\gamma_{H_f} \geq 1$ - $\frac{\Delta \sigma_c}{\gamma_{H_f}}$ $\frac{\Delta \sigma_b}{\gamma_{H_f}}$ $\frac{\Delta \sigma_L}{\gamma_{H_f}}$

da applicare al dato sul MATERIALE, serve a ridurre il dato di riferimento del materiale

La scelta di γ_{H_f} , dipende dal tipo di progettazione:

- (1) DAMAGE TOLERANT: prevede dei danni, che si possono riparare in corso d'opera.
- (2) SAFE LIFE: vita in finita

	γ_{H_f}	
	LIEVI	GRUVI
D.T	1	1.15
S.L	1.15	1.25

CALCOLO Δ FSTICA (UTILIZZO DI MINER)

$D_f = \sum \frac{\alpha_i \cdot N_{TOT}}{N_{Ri}} = 1$

$\Delta \sigma_i$	α_i	N_{Ri}
-	-	-
-	-	-
-	-	-
-	-	-

$D_f \leq 1$

$\Delta \sigma_i = \gamma_{F_s}^m \Delta \sigma_i$

- Individuo la categoria $\Delta \sigma_c$ del punto
- individuo la curva SN
- Scelgo safe life o DT e quindi scelgo γ_{H_f}
- Entro nella curva SN con

$\Delta \sigma_i = \gamma_{H_f}^m \Delta \sigma_i$ e Trovo N_{Ri} → applico MINER

COLLEGAMENTI FILETTATI

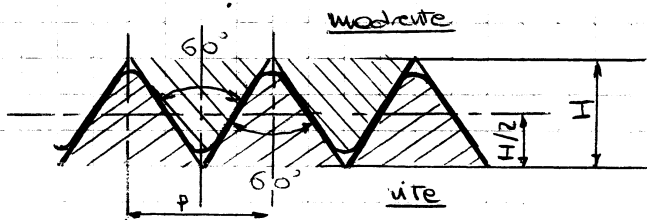
31

ELEMENTI DI
COSTRUZIONE
DI MACCHINE

1. FILETTATORE

- METRICHE ISO:
 - (1) Profilo triangolare
 - (2) Profilo trapezoidale
- WHITWORTH
 - (1) Δ TEMPO sfogno sul filetto
 - (2) Δ TEMPO non sfogno
- Δ DENTE DI SEGNO

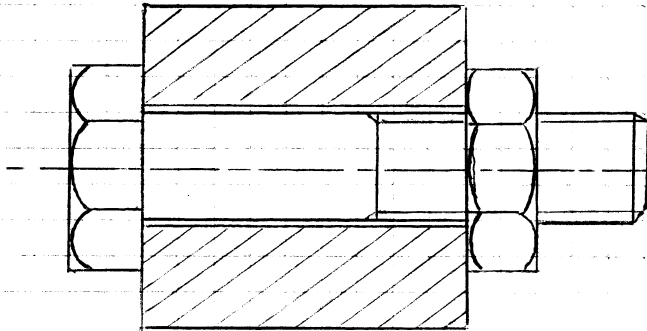
FILETTATURA METRICA ISO - PROFILO TRIANGOLARE



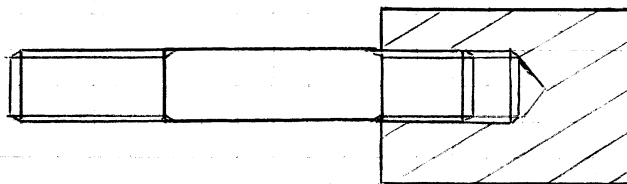
$$H = \cos 30^\circ p = 0,866 \cdot p$$

2. NOMENCLATURA DEI COLLEGAMENTI

1. BULLONE (VITE + DADO)



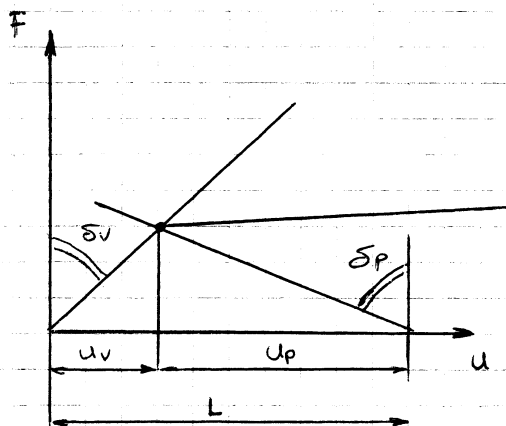
2. PRIGIONIERO



DISEGNAMO IL DIAGRAMMA NELLO STESSO QUADRANTE

32

ELEMENTI
DI COSTRUZIONE
DI MACCHINE



PUNTO DI FUNZIONAMENTO DEL COLLEGAMENTO
AL MONTAGGIO

LA RELAZIONE CHE LEGA LA FORZA ASSIALE CON IL MOMENTO DI SERRAGGIO FORNITO DALLA CHIAVE È DATO DA:

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

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

α_m = angolo dell' elica

$$\tan \alpha_m = \frac{P}{\pi d_m}$$

$\tan \varphi'$ = coefficiente di attrito opposte -

$$\tan \varphi' = \frac{\tan \varphi}{\cos \alpha}$$

Assumiamo $\tan(\alpha_m + \varphi') \approx \tan \alpha_m + \tan \varphi'$ allora

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

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

Dato un momento di serraggio M_T , la vite sopporta un carico assiale F_v e un momento torcente M_T^* dovuto soltanto alle quote date dall'attrito sui filetti, la quota data dall'attrito nel sottoterzo non viene sopportata dal filetto della vite.

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

VITI CON CADMISTURA GALVANICA: $\beta = 0,08 \div 0,012$

(33)

CLASSE DI RESISTENZA DEL MATERIALE

ELEMENTI DI
COSTRUZIONE
DI MACCHINE

X.Y

$$X = \frac{R_m}{100}$$

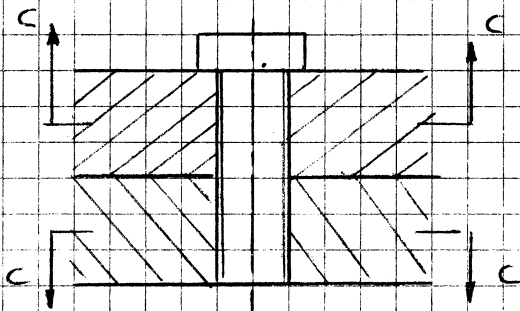
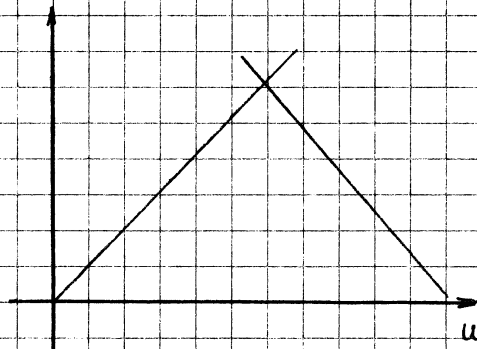
$$Y = \frac{10 R_{p2}}{R_m}$$

ES: CLASSE 8.8 \rightarrow $R_m = 800 \text{ MPa}$
 $R_{p2} = 640 \text{ MPa}$

CLASSI: 3.6 - 4.6 - 5.6 - 5.8 - 6.6 - 8.8 - 10.9 - 12.9

IN CORPENTERIA: classe minimo 8.8 e M12

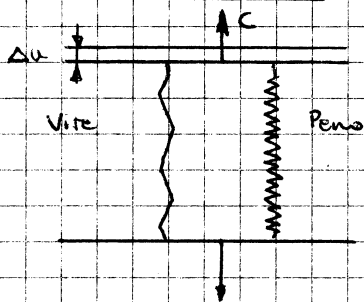
To. 5/10/03



La migliore applicazione per un COLLEGAMENTO FILETTATO è volto a sopportare i carichi assiali.

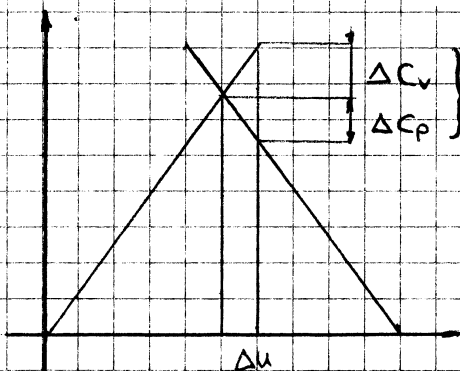
Penso che due file e di pezzo come 2 unive

MODELLO A MOLLE



- A questo sistema applico un carico esterno. Questo aumenterà ancora la lunghezza della molla tesa e decomprime la molla schiacciata.

DIAGRAMMA DI FORZAMENTO



La somma di queste 2 è il carico esterno C

Dobbiamo progettare sempre in modo da avere un ΔC_v piccolo. Per fare ciò dobbiamo aumentare la deformabilità.

CALCOLO DI δ_p

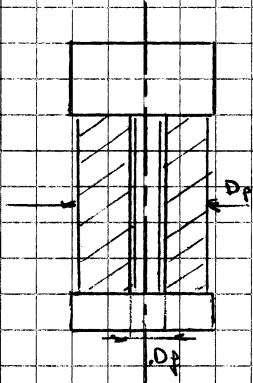
$$\delta_p = \frac{L_p}{E A_p}$$

DIAMETRO ESTERNO TELA

$$\frac{Det}{d_p} \geq 1$$

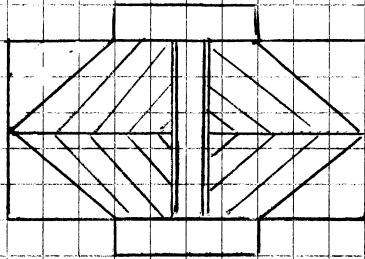
$$A_p = \frac{\pi(d_p^2 - d_f^2)}{4}$$

(1)



(2) $\frac{D_p}{Det} = 1-3$

3) $\frac{D_p}{Det} \geq 3$



$$\Delta u = \Delta c_v \cdot \delta_v$$

$$\Delta c_v = \frac{\delta_v}{\Delta u}$$

$$\Delta u = \Delta c_p \cdot \delta_p$$

$$\Delta c_p = \frac{\delta_p}{\Delta u}$$

$$c = \Delta c_p + \Delta c_v = \Delta u \left(\frac{1}{\delta_v} + \frac{1}{\delta_p} \right) = \Delta u \left(\frac{\delta_v + \delta_p}{\delta_v \delta_p} \right)$$

$$\Delta u = c \frac{\delta_v \delta_p}{\delta_v + \delta_p}$$

$$\Delta c_v = \frac{1}{\delta_v} \cdot c \frac{\delta_v \delta_p}{\delta_v + \delta_p} = c \frac{\delta_p}{\delta_v + \delta_p}$$

$$\Delta c_p = c \frac{\delta_v}{\delta_v + \delta_p}$$

36

ELEMENTI DI COSTRUZIONE DI MASCHINE

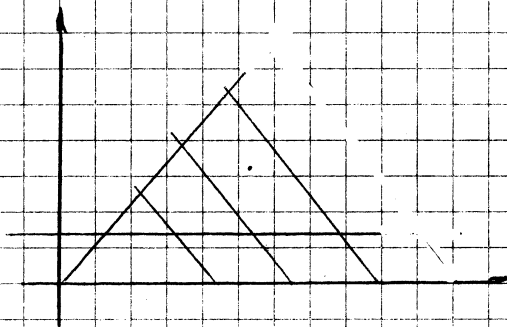
VERIFICA DEL CARICO MINIMO SUL PEZZO

$F_p > F_{pmin}$ con F_{pmin} REQUISITO DI PROGETTO

$\frac{F_{dmin}}{I} + \Delta F_v + \Delta C_p > F_{pmin}$

TO, 10/11/08

VERIFICA CARICO MINIMO SUL PEZZO. (VERIFICA AL PIRAGGIO)

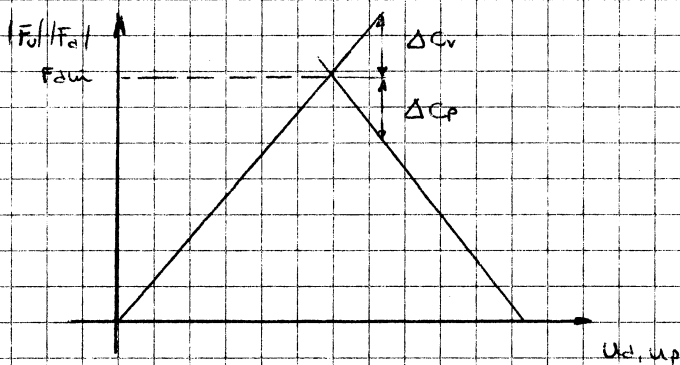


$\frac{F_{dmin}}{I} - \Delta F_v - \Delta C_p = F_{pmin}$

$F_{pmax} > F_{pmin}$

RICORDIAMO CHE LA PARTE DEBOLE DEL COLLEGAMENTO È LA VITE.

VERIFICA STATICA DELLA VITE



$\sigma_{max\ vite} = \frac{F_{dmin}}{\pi d_n^2 / 4} + \frac{\Delta C_v}{\pi d_n^2}$

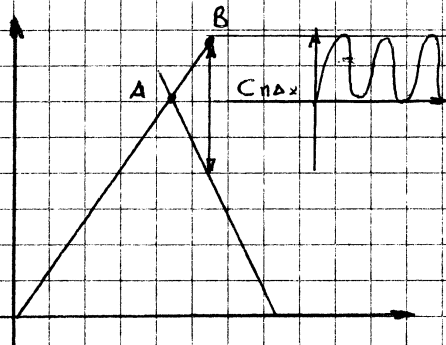
$\sigma = \frac{M_{pmax} \cdot 16}{\pi d_n^3}$

alla fine della vite troviamo:

$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\sigma^2}$

DEVE ESSERE < DELLO INNEVAMENTO

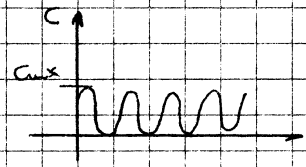
$\sigma_{eq} < R_{p0,2}$



CASO (1) VARIAZIONE 0 e C_{max}

37

ELEMENTI DI COSTRUZIONE DI MACCHINE



A quando $C=0$
B quando $C=C_{max}$

Il nostro carico varia quindi tra Δ e B



$$F_{vmax} = F_v^B = F_{vlim} + \Delta C_{vmax}$$

$$F_{vmin} = F_v^A = F_{vlim}$$

$$F_{vlim} = \frac{F_{vmax} + F_{vmin}}{2} = F_{vlim} + \frac{\Delta C_{vmax}}{2}$$

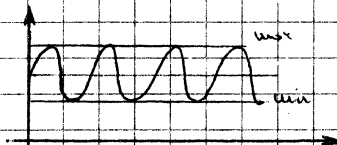
$$F_0 = \frac{F_{vmax} - F_{vmin}}{2} = \frac{\Delta C_{vmax}}{2}$$

$$\sigma_{lim} = \frac{F_{vlim}}{A_n}$$

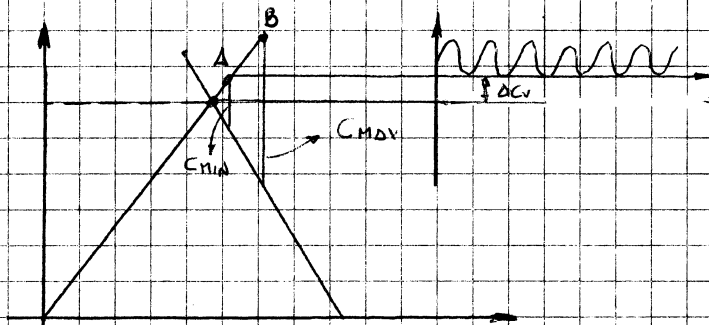
$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A_n}$$

area di sezione $\frac{\pi d_n^2}{4}$

RIPETIAMO ANALOGO RAGIONAMENTO PER ALTRI 2 CASI



CARICO di vario tipo minimo e massimo



$$F_{vmin} = F_v^A = F_{vlim} + \Delta C_{vmin}$$

$$F_{vmax} = F_v^B = F_{vlim} + \Delta C_{vmax}$$

$$F_T' > \frac{C}{n^2}$$

se chiamiamo n il n° di interfacce tra cui
si generano forze di attrito otteniamo:

$$F_T' > \frac{C}{n \cdot m}$$

$$\Rightarrow p(F_p) > \frac{C}{n \cdot m}$$

$$\Rightarrow F_v > \frac{C}{n \cdot m \cdot g}$$

forza normale di peso dei cilindri uguale alla forza di attrazione F_v

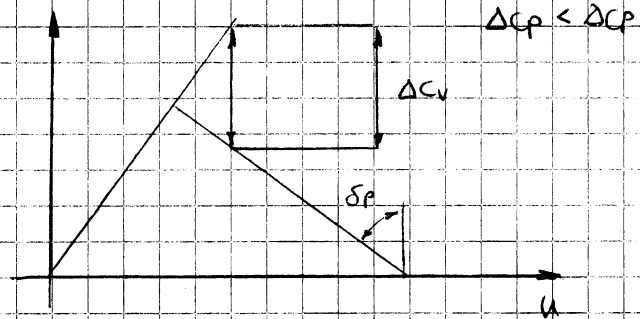
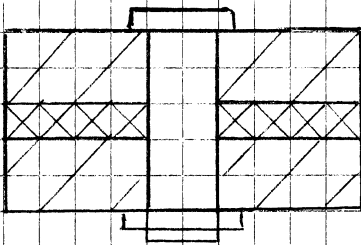
$$F_T' = \frac{C}{n \cdot m}$$

VERIFICA A TAGLIO

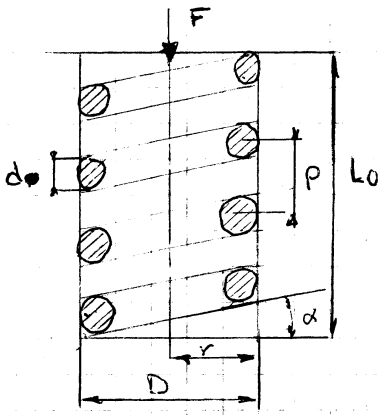
$$\tau = \frac{F_T'}{\pi d^2}$$

$$\Rightarrow \sqrt{3} \tau < R_{p0,2}$$

PRESENZA DI GUARNIZIONI



ELEMENTI
DI COPROBIONE
DI MACCHINE



$$\begin{aligned} M_T &= F \cdot \cos \alpha \cdot r \approx F \cdot r \\ T &= F \cdot \sin \alpha \approx F \\ M_y &= F \cdot \sin \alpha \cdot e \approx 0 \\ N &= F \cdot \sin \alpha \approx 0 \end{aligned}$$

FORZE CHE AGISCONO SUL FILLO

DEFINIAMO ALCUNE GRANDEZZE:

$$l_{eq} = \frac{2\pi r}{\cos \alpha} \cdot i \approx \pi D i \quad \text{LUNGHEZZA EQUIVALENTE.}$$

$$c = \frac{D}{d} \quad \text{RAPPORTO CARATTERISTICO (7-12) OTTIMALE}$$

i N° DI SPIRE EFFICACI (SI ESCLUDONO LE SPIRE MORTE VINCOLATE AGLI ATTACCHI).

$$\tau_{max} = \alpha' \frac{F \cdot r}{\pi d^3} = \alpha' \frac{F \cdot D}{\pi d^3} = \boxed{\alpha' \frac{8Fc}{\pi d^2}}$$

$$\delta = \alpha'' \frac{F \cdot r^2 \cdot l_{eq}}{\pi d^4 G} = \alpha'' \frac{8 \cdot F \cdot D^3 \cdot i}{G d^4} = \boxed{\alpha'' \frac{8 \cdot F \cdot c^3 \cdot i}{G \cdot d}}$$

α' e α'' COEFFICIENTI DI WAHL CHE VALGONO RISPETTIVAMENTE,

$$\alpha' = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0.615}{c}$$

$$\alpha'' = 1$$

NOTA LA RIGIDEZZA k DELLA MOLLA LE SPIRE EFFICACI SI CALCOLANO A PARTIRE DALL' ESPRESSIONE DELLA FRECCIA.

$$\delta = \alpha'' \frac{8Fc^3 i}{G d} = \frac{F}{k} \quad \text{per } c = 7-12 \quad \alpha'' = 1$$

$$i = \frac{G d}{8 \cdot c^3 k} \quad \text{N° DI SPIRE EFFICACI}$$

L'azione elastica della molla deve essere sempre oporitate onde sotto l'azione del carico MASSIMO. La molla anche in queste condizioni non deve raggiungere la lunghezza Δ PACCO

$$L_{Fmax} \geq L_b + \text{gioco} + i$$

Lunghezza opaco
— N° di spire efficaci

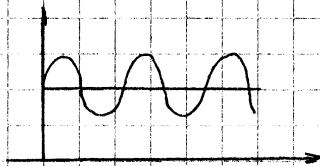
To, 12/11/08

40

ELEMENTI
DI COSTRUZIONE
DI MACCHINE

VERIFICA A FATICA DELLE MOLLE AD ELICA

$$\Delta \tau = \frac{\lambda \Delta F D \phi}{\pi d^3}$$



$$\Delta \tau_{min} < \Delta \tau_{adm}$$

$$\Delta \tau_{adm} = b_d \Delta \tau_0 - b_z \tau_{adm}$$

diagramma di HAIGH

$$b_d, b_z = TBULSTU$$

$$\lambda''' = 1 + \frac{0,5}{C}$$

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

MOLLE FORMATE A CALDO

$$\Delta \tau < \Delta \tau_{adm}$$

$$\Delta \tau_{adm} = \beta (\text{materiale e } d)$$

$$\Delta \tau_0 = TBULSTU$$

PROGETTO DI MOLLA AD ELICA

DATI DI INSERIMENTO: $F_{max}, F_{min}, f_{max}$

① SCELTA DEL DIAMETRO DEL FILO

$$C = \frac{D}{d} \quad 7 < C < 12$$

② VERIFICA STATICA

$$\tau_{max} = \frac{\lambda' F_{max} D \phi}{\pi d^3}$$

o altro formule a seconda se a CALDO o a FREDDO

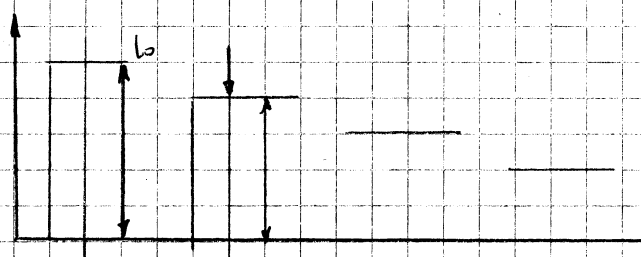
③ VERIFICA A FATICA

$$\Delta \tau = \frac{\lambda' \Delta F D \phi}{\pi d^3}$$

④ CALCOLO DEL N° DI SPIRE EFFICACI

$$k = \frac{F_{max}}{f_{max}} = \frac{G d}{8 C^3 i} \quad i = \frac{G d}{8 C^3 k}$$

⑤ CALCOLO DELLA LUNGHEZZA l_0

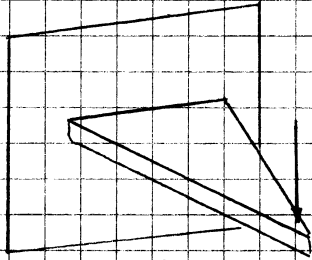


41

Se volessimo ottenere delle σ costanti in tutte le sezioni abbiamo 2 strade: ELEMENTI DI COSTRUZIONE

(1) Facciamo un molla con $h^2 \propto x$ in questo modo x si semplifica, ma questo diventa difficile da costruire, perché letteralmente $\sqrt{x} = h$ DI MACCHINE

(2) Facciamo un $b \propto x$, il che vuol dire fare un molla a profilo TRIANGOLARE

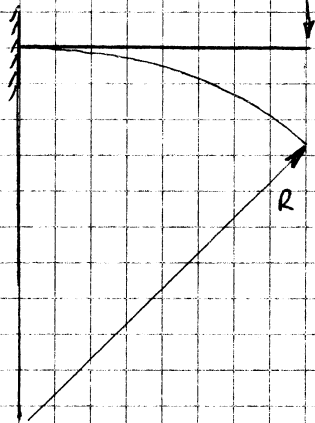


$$b = \frac{b_0}{L} x$$

$$\sigma = \frac{F \times b}{b h^2} = \frac{F \times b}{\frac{b_0 x}{L} h^2} =$$

$$\sigma = \frac{6 F L}{b_0 h^2}$$

L'altro particolare di questa molla è lo suo curvatura:



$$\frac{1}{R} = \text{CURVATURA}$$

ogni sezione ha un suo raggio

$$\frac{1}{R} = \frac{M}{EI}$$

Per la nostra trapezoidale vale:

$$\frac{1}{R} = \frac{F \times L}{E \frac{b_0 x}{L} h^3} = \frac{12 F L}{E b_0 h^2} = \text{CONSTANTE } (\gamma)$$

non dipende da x

DIRE CHE $\frac{1}{R}$ È COSTANTE SIGNIFICA DIRE CHE

LA LINEA ELASTICA È UN ARCO DI CERCHIO. NOI SFRUTTANDO QUESTA PARTICOLAREZZA

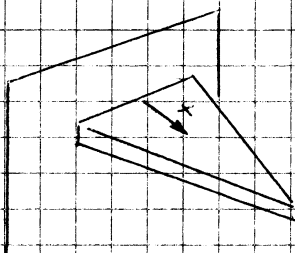
PER CALCOLARE LA FRECCIA

$$\frac{d^2 v}{dx^2} = \frac{M}{EI}$$

$$\frac{d^2 v}{dx^2} = \gamma$$

$$\frac{dv}{dx} = \gamma x + C_1$$

$$v = \frac{\gamma x^2}{2} + C_1 x + C_2$$



PER $x = 0$

$$v = 0$$

$$\frac{dv}{dx} = 0$$

Spostamento e rotazione nulla

$$\rightarrow C_1 = 0 \rightarrow C_2 = 0$$

42

ELEMENTI DI
COSTRUZIONE DI
MACCHINE

FOGLIE DELLA BALESTRA HANNO LO STESSO CURVATURA, in teoria.

Oro però onde se hanno lo stesso curvatura, le foglie non hanno tutti

lo stesso CENTRO DI CURVATURA tra una foglia e l'altra.

Avevo comunque utilizzato un modello in argilla, il risultato è un

strisciamento minimo tra le foglie.