



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 980

DATA: 26/05/2014

A P P U N T I

STUDENTE: Bruno

MATERIA: Costruzione di Macchine Esercizi

Prof. Belingardi

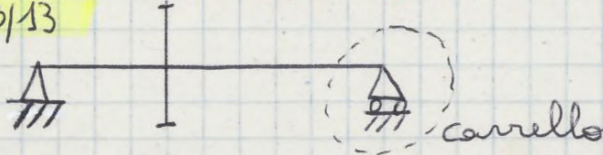
Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

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.**

COSTRUZIONE DI MACCHINE

07/03/13



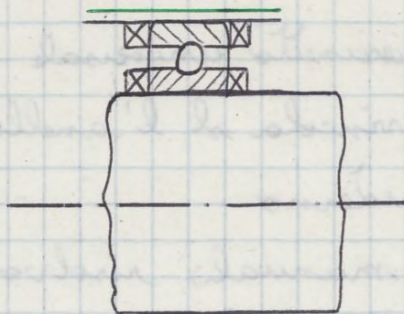
1 struttura isostatica può essere rappresentata con 1 o 4 supporti.

Spallamenti: el. che supportano la forza trasmessa dal cuscinetto

Fusello: parte fissa

2 tipi di spallamenti: • di forza (devono reggere qti carichi)
• di posiz° (devono posizionare correttamente l'albero nella posiz° voluta)

L'anello elastico sopporta pochissima forza con l'anello a rotolio

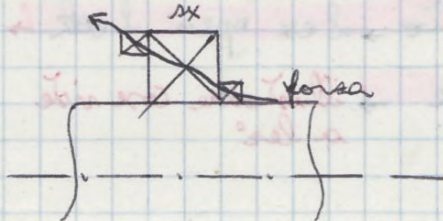


x renderlo al radiale, lo si monta con gioco sulla carcassa

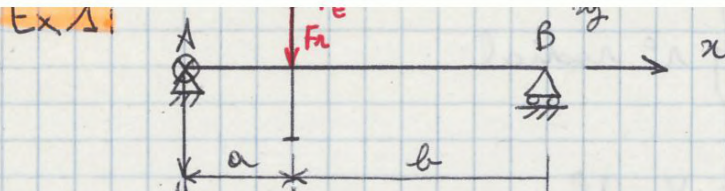
Il cuscinetto a rulli può essere al radiale oppure universale.

Il cuscinetto a rulli conici è difficile da calcolare ma si usa ovunque.

Le regole del montaggio a 2 cuscinetti si possono estendere a 3 o 4 cuscinetti. Le forze che ricevono i cuscinetti possono convergere o divergere.



①



È nota la coppia x che è nota la potenza

È nota a denti dritti \Rightarrow non ci sono forze assiali

F_r : la forza ^{radiale} ~~vera~~ dal pto di applicaz^o della forza verso il centro dell'albero

F_t : forza tangenziale

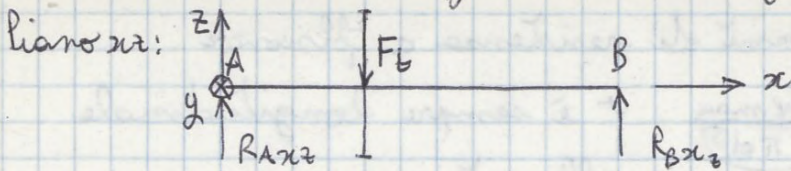
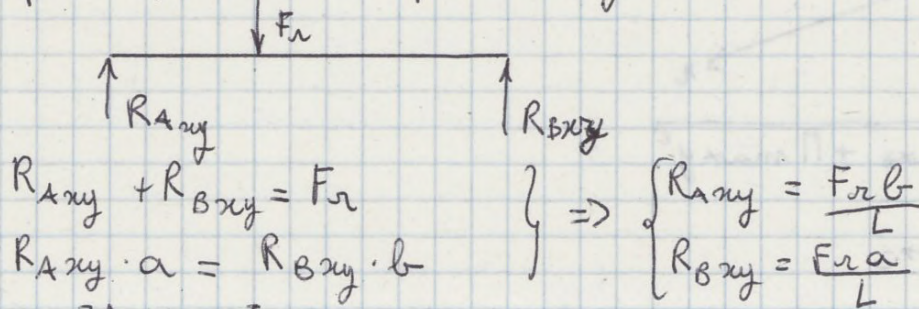
Le forze dip dal tipo di ruota dentata che si ha.

- Coeff di sicurezza statico \rightarrow dice qual'è il carico max
- " " " a fatica \rightarrow fa riferimento al li di fatica del componente

Si hanno delle re vincolari radiali che permettono di scegliere il cuscinetto

Cin ci si comporta in la forze assiale nella scelta dei cuscinetti

eq di equilibrio nel piano xy:



Il mt di trasporto è la coppia torcente

$$C = F_t \cdot R$$

$$\begin{cases} R_{Axz} = \frac{F_t b}{L} \\ R_{Bxz} = \frac{F_t a}{L} \end{cases}$$

③

tensione ideale equivalente

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}$$

σ_x, τ_{xy}

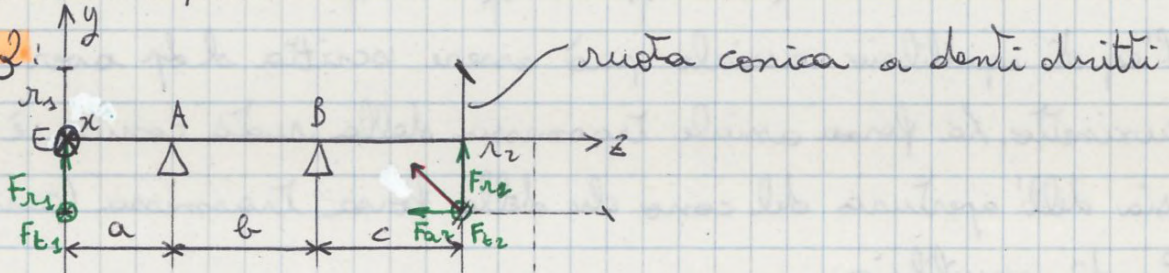
$$\sigma_{1,3} = \frac{\sigma_x \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}}$$

$$\sigma_2 = 0$$

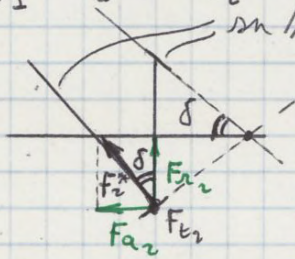
$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad \text{ip della max E di distorsione}$$

$$= 268 \text{ N/mm}^2$$

Ex. 3:



$$F_{t1} \cdot r_1 = F_{t2} \cdot r_2 \quad \text{eq. del moto}$$



α = angolo di pressione della ruota conica
è calcolato dal raggio medio della conica

$$F_2 \cos \alpha = F_t$$

↑
angolo di pressione

$$F_2 \sin \alpha = F_2^*$$

$$\frac{C}{r_2} = F_{t2}$$

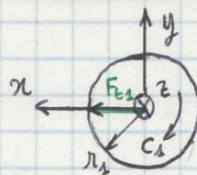
$$F_{a2} = F_2^* \sin \delta_2$$

$$F_{r2} = F_2^* \cos \delta_2$$

Non sapendo da dove partire si parte dalla coppia

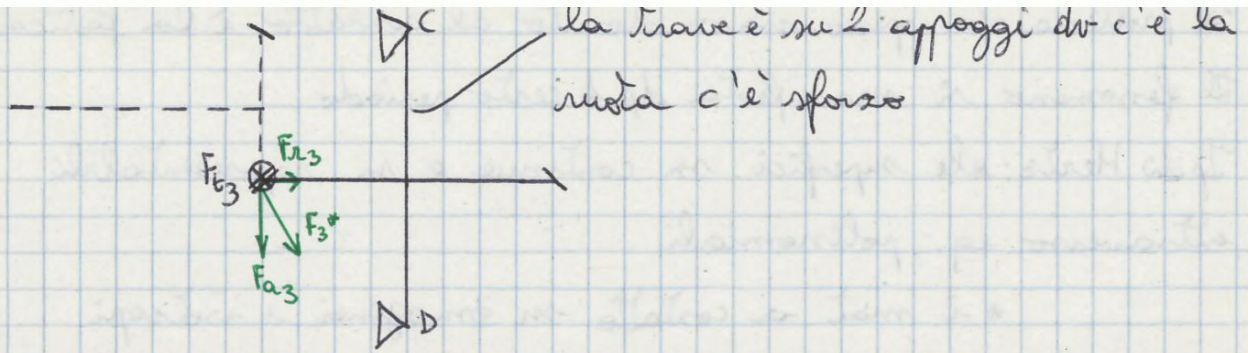
Il mtm fl m può andare a 0 in C xché lì si ha la coppia pura generata dal mtm di trasporto di F_{t2} al centro della ruota conica.

Andamento delle coppie:



ruota cilindrica 1

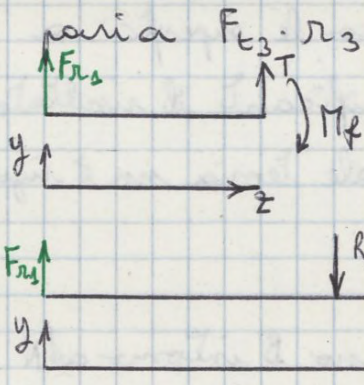
5



X equilibrio delle 2 ruote a contatto si ha:

$$\begin{cases} |F_{a3}| = |F_{r2}| \\ |F_{r3}| = |F_{a2}| \end{cases}$$

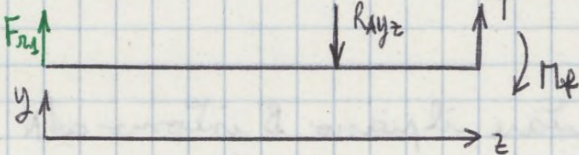
F_{t2} è 1 forza motrice x qst albero dv la ruota 2 è qlla motrice e la 3 è quattrice (o condotta) cu coppia resistente



$$T + Fr_1 = 0$$

$$T = -Fr_1$$

$$M_f = -Fr_1 \cdot z \quad \begin{matrix} \text{da } z=0 \\ \text{a } z=a \end{matrix}$$



$$T + Fr_1 - Rayz = 0$$

$$T = Rayz - Fr_1$$

$$M_f = -Fr_1 z + Rayz (z - a) \quad \begin{matrix} \text{da } z=a \\ \text{a } z=a+b \end{matrix}$$

Se ho un montaggio rigido dv c'è già 1 cuscinetto sul quale si scaricano le forze assiali, allora tt le forze assiali agenti sul sist si scaricano su tale cuscinetto.

14/03/13 TEORIA

Hertz si occupava di ottica qd sviluppò la teoria sulla deformat° delle lenti. • Problema del contatto dei cuscinetti (p-1)

• " " " fianchi delle ruote dentate (p-2)

⑦ • " " " tra camma e punteria di 1 motore alternativo (rullo) (p-2)

Individuare le curvature, non può trovare il polinomio che lo caratterizza

Nell'interno di P, le 2 derivate sn = 0.

L'eq che descrive la superficie è quella di 1 ellissoide

p-12 Si vuole studiare il contatto tra 2 corpi che hanno 1 geometria ≠ tra di loro. C'è 1° di orientaz° degli assi principali di curvatura

p-13 Ma x studiare l'orma di contatto che è ellittica, bisogna det 1 sist di assi che descriva la geometria delle 2 superfici a contatto.

p-20 ω : angolo

$$2AB = Cx^{*2} + Dy^{*2}$$

Risultati: la Σ di $C+D = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22} = \Sigma$ delle curvature, ciascuna presa con il suo segno

$$C-D = \sqrt{(\rho_{11} - \rho_{12})^2 + 2(\rho_{11} - \rho_{12})(\rho_{21} - \rho_{22})\cos(2\omega) + (\rho_{21} - \rho_{22})^2}$$

Se $\omega = 0 \Rightarrow$ i 2 assi n coincidono tra di loro \Rightarrow

$$C-D = (\rho_{11} - \rho_{12}) + (\rho_{21} - \rho_{22}) \quad \text{ché } \cos \omega = 1$$

La superficie di contatto è 1'ellisse piccola. I 2 corpi a contatto si comportano in modo elastico.

p-26 La pressione scambiata tra i 2 organi a contatto non è z.

↳ è 1'ellissoide.

π_{ab} = area della superficie dell'ellisse

Il valore nel centro è max ed è 1.5 volte la pressione media

q: dà la dipendenza delle dimensioni della superficie di contatto, dalla forma delle superfici (\Rightarrow dalla Σ delle curvature)

$a = \mu q$ semiasse >

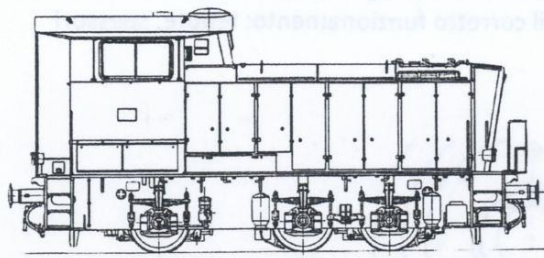
$b = \nu q$ " <

θ è in rapporto al modulo elastico del materiale

⑨
$$\Sigma \rho = \pm \frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{21}} + \frac{1}{R_{22}}$$

Progetto di Costruzione di Macchine (12ALPNE) AA 2012/2013

Dimensionare il ponte riduttore secondario di una locomotiva di manovra D245 illustrata in Figura 1.



LOCOMOTIVA DIESEL DA MANOVRA Gr. 245 (1001-1020-2001-2020-5010-5124)

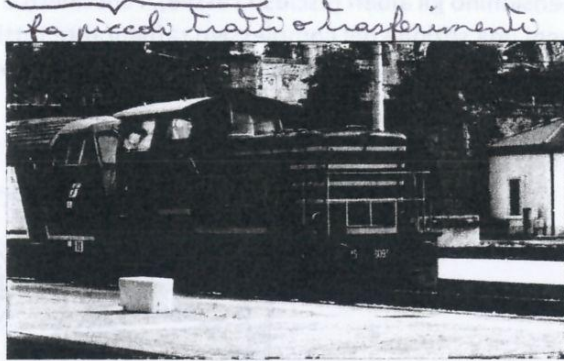


Figura 1: Locomotiva di manovra D245

Dati Tecnici:

Rodiggio: C

Diametro Ruote: 1040 mm

Velocità massima in manovra: 15-32 km/h

Velocità massima in trasferimento: 50-64 km/h

Potenza oraria (massima): 1 MW

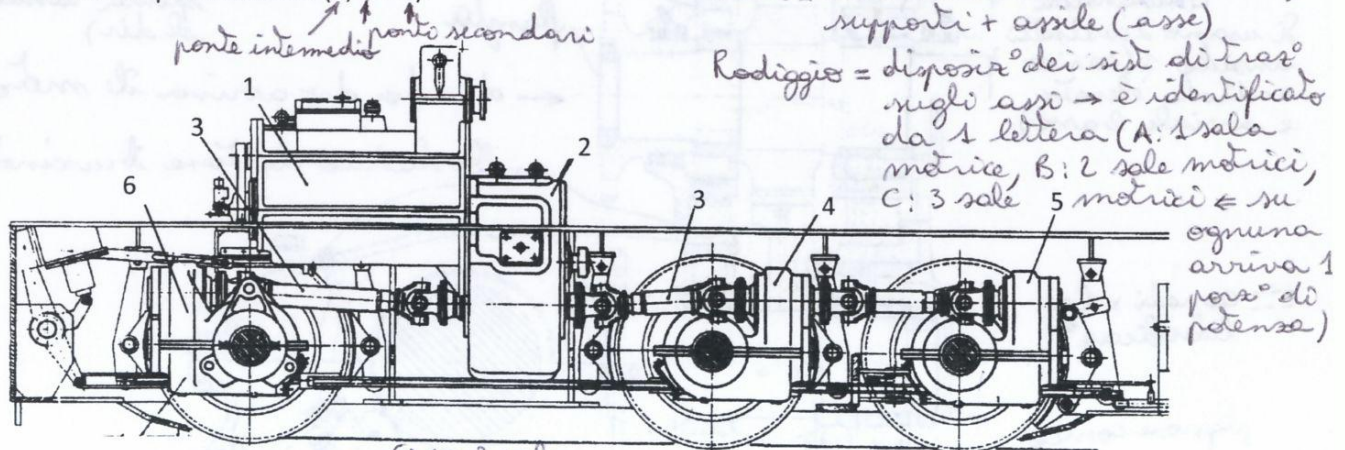
Potenza continuativa: 450-275 kW.

Massa/peso aderente: 40 t: Ripartito per 1/6 sugli assi di estremità e 2/3 su quello intermedio.

Coefficiente di attrito: 0.3-0.4

Mecc. pesante

La potenza è fornita alle ruote da un motore Diesel mediante un convertitore idraulico (1) ed un riduttore/inversore (2) come indicato in figura 2. La trasmissione è realizzata mediante alberi cardanici (3) ed arriva ai tre ponti riduttori (4, 5 e 6).



Ci sn 3 sale

Figura 2: Schema della trasmissione.

Si richiede di progettare il ponte di estremità in condizione di manovra, il cui schema qualitativo (derivato da una locomotiva simile) è riportato in figura 3. Il rapporto di trasmissione di progetto complessivo del ponte è di 5,8.

Si proceda al progetto del riduttore e in particolare:

- 1) si verifichino staticamente i componenti nella condizione peggiore fra:
 - a) erogazione dell'intera potenza oraria;
 - b) ricircolo di potenza tra gli assi dovuto ad una forza applicata tra l'asse di estremità e l'intermedio al limite di aderenza;
- 2) si verifichino a fatica i componenti nel caso peggiore fra (utilizzo per 1 ore/giorno per 40 anni):

A seconda del montaggio che si può realizzare cambiano le cose
 Il lubrificante accelera la propagazione della cricca e peggiora le cose.

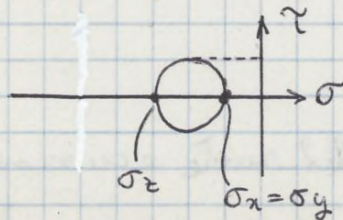
p-56 O : centro dell'orma di contatto

a : raggio dell'orma di contatto.

Sulla superficie le tensioni non sono nulle.

Cerchi di Mohr

(sfera contro sfera)



$\tau_{max} \approx 0,3$

$z \approx -0,5$ di posizione

p-59 → contatto tra 2 cilindri

p-2 I mat dei trapezi in gli stessi

16/03/13

PROGETTO

⊠ I DIMENSIONAMENTO DELLE RUOTE DENTATE A DENTI DRITTI

Si studia 1d. ma non cambierebbe se il motore fosse elettrico

↳ la vel ↑ la coppia. La vel max in manovra corrisponde a 1 vel + elevata.

Le trasmissioni sono molto rigide

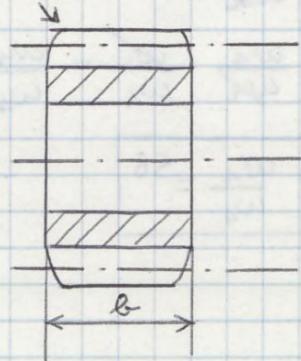
La trasmissione viene poi ripartita su 3 assi distinte

Ti i cardani passano sopra il gruppo

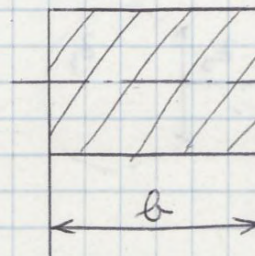
Larghezza di fascia: è la lunghezza del dente, la si misura

sempre parallelamente all'asse

ruote a denti dritti



b = larghezza di fascia



ruote a denti elicoidali

b = lunghezza del cilindro

p-34 n° min di dente da togliere x nn finire nell'interferenza ma è meglio usare di +, ma ci son degli accorgimenti che permettono di evitare qst problema

p-35 v_1 e v_2 nn coincidono, ma la proiezione di v_1 e v_2 permette di ottenere v_0 e le componenti coincidono. Nel pt C le 2 vel assolute $m =$

p-39 c'è 1 inversione del segno dello strisciamento

p-41 k_{s1} e k_{s2} servono x stimare l'effetto della vel di strisciamento

04/04/13

p-39 (40) la vel lungo la retta dei contatti deve risultare = x le 2 ruote dentate
La vel di strisciamento cambia di segno (la dir è la stessa, il verso si modifica) (si ha 1 \uparrow di t° del lubrificante e del mat \Rightarrow si verifica la t° che la si deve limitare). L'usura è 1 fattore imp x la resistenza e durata delle ruote dentate.

p-40 k_s : coeff di strisciamento specifico

$|v_{t1} - v_{t2}|$: vel di strisciamento

v_t : vel tg del profilo del dente

$$\hat{C}O_1T_1 = \alpha = \hat{C}O_2T_2$$

p-41 dt: il tempo è lo stesso x lo spostamento ds_1 e ds_2

p-42 (44) si introduce la dist δ che è la dist del pt pal pt O (>0 vs T_2 e <0 nell'altro senso)

$$T_1P = T_1C + \delta$$

$$T_2P = T_2C - \delta$$

02/05/13 p-4 x piccoli spessori k_c è $>$ che x grandi spessori. La verifica deve mettersi dalla parte della sicurezza. k_{c0} è il valore di riferimento x mettersi in cond di sicurezza

p-5 c'è dip dalla t° , dp 1 certa t° c'è 1 asintoto orizzontale e il mat diventa

sempre + duttile. È 1 campo di t° di transiz° fragile/duttile che dip dal mat ma \forall mat, le anziché applicare il carico in modo quasi statico, lo si fa in modo istintivo, dinamico \Rightarrow le dislocat° nn hanno tempo di muoversi \Rightarrow il mat si comporta in modo + fragile di quello che farebbe con 1 carico quasi statico. Spessore, t° e modalità di applicat° del carico influenzano il comportamento del mat \rightarrow si preferisce avere 1 provino in stato di deformat° $>$

p-6 0: risultati delle prove sperimentali che su stati messi insieme a formare la curva di regressione, la zona di stato di tensione piano è + estesa x i provini piccoli

p-7 2 curve sperimentali di 2 mat \neq \rightarrow lo spessore \uparrow lo stato di deformat° piano

p-17 ① il pt di applicat° del carico è opposto all'intaglio; ② provino x le prove di tras° (l'intaglio è realizzato x spostat° di trucidat°) \rightarrow la cricca viene fatta propagare prima di ottenere la forma a V voluta

Le forze scambiate tra le ruote coniche non sono sul raggio primitivo
ma è + complicato

Attenzione all'ingombro

$\frac{z_2}{z_1}$ calcolato \rightarrow si parte da 1 z_1 fissato (in modo arbitrario)

Stabilito z_1 si ricava z_2 (si arrotonda a 1 n° di denti intero)

$i = 5,8 \pm 3\%$ (qdo si ricalcola il rapporto tot i , esso deve stare in quell'intervallo)

$\left. \begin{array}{l} \text{n° denti} \\ \text{modulo x la cinematica} \\ \text{larghezza di fascia} \\ \text{mat. x la resistenza} \end{array} \right\} \text{variabili in gioco}$

Cm usare i e qd usarli:

la potenza in ingresso deve essere a quella in uscita. Ogni contatto tra ruote deve aver 1 η di 0.99.

Se voglio tenere conto dei η ogni contatto deve avere 1 $\eta \leq 0.99$

Qd si vuole trasmettere alla ruota, si deve tener conto del η .

Se si "dimensionare gli ingranaggi non serve il η che si vuole calcolare la coppia + grande possibile.

Le prestare m d'interesse. La forza t_g max è la coppia divisa x il raggio primitivo. Cond di carico: tt gli d di macchine

(ingranaggi, cuscinetti e alberi) si dimensionano x

dimensionamento: STATICO \rightarrow in le forze max (paragonando le tensioni che vengono fuori in qlle delle prove statiche).

vel max in manovra (corrisponde alla potenza oraria max)

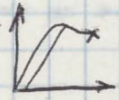
2) FATICA \rightarrow $\frac{\text{potenza continuativa}}{3}$ = vel di trasfrimento

$$\frac{C_u}{C_i} = i$$

CALCOLO DELLE RUOTE DENTATE CILINDRICHE

PROGETTO : si ipotizza il mat

R_{pol}, m_m, b
 \rightarrow il modulo normale è quello unificato
 \rightarrow fascio



VERIFICA : mat $R_{pol}, m_m \Rightarrow$ si verifica b verifica le 2 ruote insieme
 CALCOLO STATICO ① FLESSIONE FORMULA SEMPLIF. CATA DI LEWIS ② HERTZ (contatto statico)

II A FATICA ② FLEX ③ PITTING (contatto herztiano ripetuto)
 $\sigma_{calc} \leq \sigma_{mat}$
 \uparrow
 tipo martello

si confronta la tensione calcolata in qda del mat (che è 1 sua caratteristica)

- ① Tensione ammissibile
- ② Mat ruota dentata x flessione
- ③ Li di fatica x contatto herztiano ripetuto
- ④ È l'unico che crea problemi (è difficile avere la tensione dei mat corretta)

Si calcola σ di calcolo che deve essere \leq della σ ammissibile $\Rightarrow \sigma$ di Lewis

Progetto =

Verifica <

$$\sigma_{lewis} \leq \sigma_{amm}$$

$$\frac{F_t}{b \cdot m_m} \cdot y_{lewis} \leq \sigma_{amm}$$

$$\sigma_{amm} = \frac{R_{pol}}{C.S.} \text{ dove } C.S. = 1.5$$

C.S.: coeff di sicurezza

⑤ Sugli ingranaggi ci possono essere degli eventi \Rightarrow $C.S. = 1.2 \div 1.3 \Rightarrow m_m$ accidentali

è fatto a pari dimensione del dente. Tale coeff dif dal n° dei denti e mai dal modulo

$$y =$$

$$\sigma_{LEWIS} \leq \frac{F_t}{b \cdot m_m} y_{LEWIS}$$

la formula di progetto m può avere $F_t \Rightarrow$ si rappresenta la F_t camuffata da coppia.

Si calcola il m_m min

$$\sigma_{amm} = \frac{F_t}{b \cdot m_m} y_{LEWIS} \quad \text{è la cond } l: \quad F_t = \frac{C}{R}$$

$$\sigma_{amm} = \frac{C \cdot 2}{z \cdot m_m} \cdot \frac{y_{LEWIS}}{b \cdot m_m} \cdot \frac{m_m}{m_m} = \lambda \quad R = z \cdot \frac{m_m}{2}$$

$$\sigma_{amm} = \frac{C \cdot 2 \cdot y_{LEWIS}}{z \cdot m_m^3 \cdot \lambda} \leftarrow \frac{b}{m_m} = \lambda \quad (\text{dato che non si sa che forma abbia la ruota si ipotizza } \lambda \approx 10$$

che è 1 pto di partenza, e poi si può allargare la fascia)

λ lo si può guardare dal disegno

$$m_m = \sqrt[3]{\frac{C \cdot 2 \cdot y_{LEWIS}}{z \cdot \lambda \cdot \sigma_{amm}}} \rightarrow \text{data dalle tabelle del mat.}$$

è sulla ruota 1 in cond statiche

Si approssima al valore di modulo unificato + (grande vicino)

$$m_m \rightsquigarrow \begin{cases} m_m \text{ unif } (= 6.5) \\ b_{LW} (= 6.5 \cdot \lambda \Rightarrow 6.5 \cdot 10) \end{cases}$$

05/04/13

Dal calcolo di Lewis si dovrebbe aver ottenuto

$$z_1 \sqrt{\frac{m_m \cdot b_{LW}}{z_1}} \quad (\text{si verifica } \times \text{ flessione la ruota + piccola})$$

$$\sigma_{LW} < \sigma_{amm}^2$$

$$\sigma_{LW} = \frac{F_t}{b_{LW} \cdot m_m} y_{LW}$$

la ruota è già def. con geometria¹ e cm mat²

17

virtuali che si usa \times le ruote ^{velocità} elicoidali e coniche.

$$\Rightarrow \sigma_{LW} = \frac{F_t}{m_m b} Y_{LW} \leq \sigma_{amm}$$

Che cosa cambia nella formula di progetto?

β è stabilito cm 2 e z_1 (sia vera che virtuale)

$$\sigma_{amm} = \frac{F_t}{b m_m} Y_{LW} = \frac{\cos \beta \cdot C_1 \cdot 2}{z_1 m_m^2 b} Y_{LW} \cdot \frac{m_m}{m_m} \Rightarrow m_m = \sqrt[3]{\frac{2 C_1 \cos \beta Y_{LW}}{z_1 \lambda \sigma_{amm}}}$$

$$F_t = \frac{C_1}{R_1} \text{ sul piano frontale} \\ = \frac{C_1 \cdot 2}{z_1 m}$$

z_1 è sempre qlo frontale e mai qlo virtuale

$$m = \frac{m_m}{\cos \beta}$$

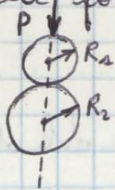
+ la ruota è piccola + il coeff di LW è grande.

Verifica al contatto hertziano: 2 cilindri, l'1 contro l'altro hanno 1 orma rettangolare, lunga qti la lunghezza del cilindro.

Il contatto hertziano è 1 fenomeno locale (mentre la fatica è globale) crea 1 danneggiamento locale del dente

Le rotture di ingranaggio in spesso dovute al contatto hertziano (cricca che innerva 1 debolezza nella struttura). L'pto de dente è la tensione ammissibile.

Si usa la formula cilindro su cilindro: $\sigma_{Hz} = 0.418 \sqrt{\frac{PE \cdot P}{l}}$



Si deve avere 1 tensione equivalente \times paragonarla a qlla amm

$$\sigma_{Hz \text{ equivalente}} = 0.63 \cdot 0.418 \sqrt{\frac{PE \cdot P}{l}}$$

curvature del corpo a contatto
P = F che si scambiano i 2 denti

$$\sigma_{Hz} \leq \sigma_{amm}$$

2) VERIFICA STATICA SECONDO IL METODO DI HERTZ Ruote a denti dritti: $F_t = F \cos \alpha$

$$\sigma_{Hz} = 0.629 \cdot 0.418 \sqrt{\frac{F_t}{\cos \alpha} \frac{E}{\sin \alpha} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \frac{1}{b_{LW}}} \Rightarrow P = F = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

$$= 0.629 \cdot 0.418 \sqrt{\frac{F_t E (R_1 + R_2)}{\cos \alpha \sin \alpha R_1 R_2 b_{LW}}}$$

19) Lo strisciamento specifico si calcola nel centro di istantanea rotaz^o xché si hanno gli angoli di rotaz^o delle forze e xché in

$y_\epsilon \rightarrow$ FATI. del rapporto di condotta

$$\text{Rapporto di condotta } \epsilon_\alpha = \frac{AB}{P_0} = \frac{AB}{\pi m_n \cos \alpha}$$

\downarrow q \uparrow + è grande il segmento dei contatti risp al contatto base contemporaneamente c \uparrow sn 2 coppie di denti in presa (AB è 2 volte il passo proiettato tra 1 dente e l'altro)

ϵ è molto parente del n° di denti in presa

$$AB = \sqrt{R_{e1}^2 - R_{e1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{e2}^2} - (R_1 + R_2) \sin \alpha$$

$$K_v = \frac{5.6 + \sqrt{v_p}}{5.6} \quad v_p: \text{vel periferica dell'ingranaggio } \omega \cdot R \text{ [m/s]}$$

$$y_\epsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_\alpha} \Leftrightarrow \epsilon_\alpha < 2$$

$$y_\epsilon = 0.5 \Leftrightarrow \epsilon_\alpha \geq 2$$

è' contro l'ip di LW che aveva 1 il coppia di denti in presa.

+ è grande $\beta + y_\beta \downarrow$

$K_{F\beta}$ e $k_{F\alpha} = 1$ xché nn sappiamo cm f° il gruppo

\downarrow \hookrightarrow fatt. di disturbo trasversale

fatt. di disturbo longitudinale

K_a fatt di applicaz° del carico

K_v u dinamico di vel $\rightarrow K_v$ è f° della vel (tiene conto dei sovraccarichi dinamici)

Fattore globale: dà indicaz° globali sul sist

Tensione amm (nella statica)

$y_x \rightarrow$ fatt di dimensione

$y_{sur} \rightarrow$ u relativo di sensibilità all'integrità

$y_{mat} \rightarrow$ u relativo dello stato della superficie del dente

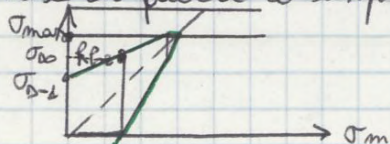
σ_{FE}

$\sigma_{HE} \rightarrow$ li di fatica su flessione

Il li di fatica è sempre ricavato pensando a 1 flessione alterna

diagramma di Goodman

21



Calcolo di verifica a flessione:

$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \leftarrow$ dip. sl dal mat

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{max} m_m} y_{Fa} y_{Sa} y_{\epsilon} y_{\beta} (K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta})$$

calcolato

I fattori di sovraccarico non cambiano

L'unica cosa che cambia è y_{β} che solo la ruota è a denti dritti è = a 1

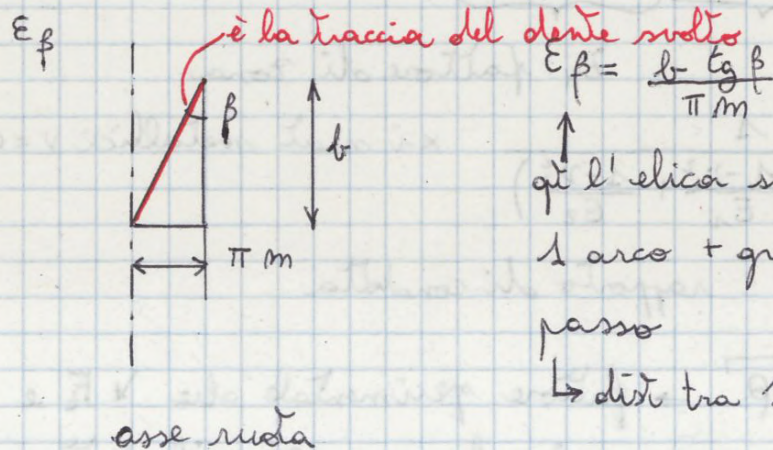
Ci son 2 modi x calcolare y_{β} :

- diagramma
- formule:

* $y_{\beta} = 1 - A \frac{\beta}{120}$ se $\beta \leq 30^\circ$ (β è sempre espresso in gradi)
 $A_{min} (\epsilon_{\beta}; 1)$

* $y_{\beta} = 1 - 0.25A$ se $\beta \geq 30^\circ$

y_{β} moltiplica F_t , mentre l'elica rende + dolce l'ingranamento $\Rightarrow y_{\beta} < 1$ (\searrow la forza t_g che la ruota becca x flessione)



$$\epsilon_{\beta} = \frac{b - t_g \beta}{\pi m}$$

per l'elica svolta crea 1 arco + grande del passo
 \hookrightarrow dist tra 1 dente e il suo vano sul cerchio primitivo

b : larghezza del cilindro di base o primitivo

x le ruote elicoidali $\epsilon_{\beta} > 1$

4) VERIFICA A FATICA x CONTATTO HERTZIANO RIPETUTO (PITTING)

pitting: contatto hertziano ripetuto

23

RELAZIONI DI BASE DIMENSIONAMENTO STATICO DENTATURE

Numero minimo di denti intagliabile (senza interferenza):

$$z_{\min} = \frac{2(1-x)}{\sin^2 \alpha}$$

Numero minimo di denti nell'ingranamento:

$$z_{\min} = \frac{2}{\sqrt{u^2 + \sin^2 \alpha (2u + 1)} - u}$$

Formula di Lewis:

Ruote a denti dritti

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2CY}{\lambda z_1 \sigma_{amm}}}$$

Ruote elicoidali

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2CY \cos \beta}{\lambda z_1 \sigma_{amm}}}$$

Tensione ammissibile = tensione di snervamento ridotta del coefficiente di sicurezza a carico statico (indicativamente 1.2)

Politecnico di Torino – I Facoltà di Ingegneria – Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica
Corso di Costruzione di Macchine – 12ALPNE

Esercizi preparatori progetto 3



Fatica multiassiale ed effetto d'intaglio

Es. 3.1

Progettazione dell'albero 1 di ingresso (con pignone cilindrico).

1. Dimensionamento preliminare statico determinando la sezione più sollecitata e scegliendo il diametro in base alle sollecitazioni di torsione **a sovraccarico**
2. Verifica **a fatica** della sezione più sollecitata a flessione-torsione, includendo l'effetto d'intaglio
3. Se la verifica del punto 2 non fosse positiva → iterativamente determinare un diametro minimo sufficiente a garantire la resistenza secondo il punto 2 (il punto 1 dovrebbe essere automaticamente verificato)

I dati sono quelli del riduttore forniti ad ogni gruppo.

Es. 3.2

Progettazione dell'albero 2 intermedio (ruota cilindrica, pignone conico):

1. Dimensionamento preliminare statico determinando la sezione più sollecitata e scegliendo il diametro in base alle sollecitazioni di torsione **a sovraccarico**
2. Verifica **a fatica** della sezione più sollecitata a flessione-torsione, includendo l'effetto d'intaglio
3. Se la verifica del punto 2 non fosse positiva → iterativamente determinare un diametro minimo sufficiente a garantire la resistenza secondo il punto 2 (il punto 1 dovrebbe essere automaticamente verificato)

I dati sono quelli del riduttore forniti ad ogni gruppo.



Limiti di fatica S_f per provini non intagliati sollecitati a flessione rotante

Materiali	Processo	Carico di rottura S_u (MPa)	Carico di snervamento S_y (MPa)	Limite di fatica $S_{D,1}$ (MPa)
AISI 1015 (=C15)	Estruso a freddo - 0%	455	275	240
AISI 1015 (=C15)	Estruso a freddo - 30%	620	585	315
AISI 1015 (=C15)	Estruso a freddo - 60%	710	605	350
AISI 1015 (=C15)	Estruso a freddo - 80%	790	660	365
AISI 1040 (=C40)	Laminato a caldo	620	410	295
AISI 1040 (=C40)	Ricotto	670	405	345
AISI 1040 (=C40)	Temprato e rinvenuto a 550°C	860		400
AISI 1040 (=C40)	Estruso a freddo - 0%	670	405	345
AISI 1040 (=C40)	Estruso a freddo - 20%	805	670	370
AISI 1040 (=C40)	Estruso a freddo - 50%	965	855	410
AISI 4340 (=40NiCrMo7)	Ricotto	745	475	340
AISI 4340 (=40NiCrMo7)	Temprato e rinvenuto a 538°C	1260	1170	670
AISI 4340 (=40NiCrMo7)	Temprato e rinvenuto a 427°C	1530	1380	470
AISI 4340 (=40NiCrMo7)	Temprato e rinvenuto a 204°C	1950	1640	480

Regola generale:

Per $S_u \leq 1400$ MPa $\rightarrow S_{D,1} = S_u / 2$

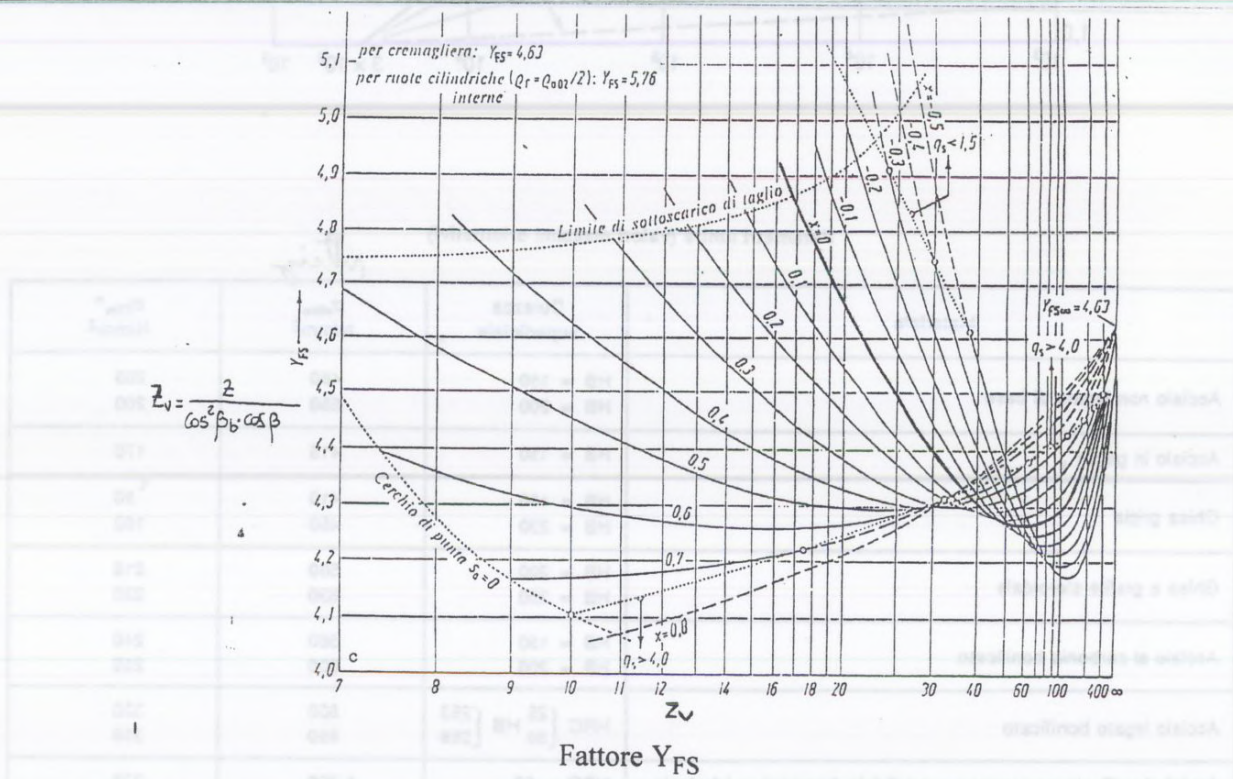
Per $S_u > 1400$ MPa $\rightarrow S_{D,1} = 700$ MPa

Qualità acciaio	Norma UNI	Dimensione mm	Carico unitario di rottura f_t N/mm ²	Carico unitario di scostamento dalla prop. f_s N/mm ²	Limite di fatica σ_{p-t} N/mm ²
Fa 300	7070		360	205	180
Fa 400	7070		490	275	245
Fa 500	7070		590	315	285
Fa 600	7070		600	345	345
C 25 normalizzato	7845	16 a 100	410	235	205
C 25 bonificato	7845	fino a 18	540	300	270
		oltre 18 fino a 40	490	305	245
C 25 bonificato	7874	fino a 18	560	345	290
		oltre 18 fino a 40	540	325	270
		oltre 40 fino a 100	530	305	255
		oltre 100 fino a 250	518	275	235
C 35 normalizzato	7845	16 a 100	490	275	245
C 35 bonificato	7845	fino a 18	670	475	335
		oltre 18 fino a 40	610	390	305
		oltre 40 fino a 100	570	365	285
C 35 bonificato	7874	fino a 18	580	395	290
		oltre 18 fino a 40	550	385	275
		oltre 40 fino a 100	540	375	270
		oltre 100 fino a 250	520	345	260
C 40 normalizzato	7845	16 a 100	570	325	285
C 40 bonificato	7845	fino a 18	700	490	350
		oltre 18 fino a 40	640	420	320
		oltre 40 fino a 100	590	370	275
C 40 bonificato	7874	fino a 18	680	465	325
		oltre 18 fino a 40	630	440	327
		oltre 40 fino a 100	615	410	322
		oltre 100 fino a 250	600	390	315
C 45 normalizzato	7845	16 a 100	590	325	285
C 45 bonificato	7845	fino a 18	730	510	365
		oltre 18 fino a 40	690	460	345
		oltre 40 fino a 100	640	410	320
C 45 bonificato	7874	fino a 18	705	490	352
		oltre 18 fino a 40	665	470	347
		oltre 40 fino a 100	655	450	345
		oltre 100 fino a 250	635	430	337
C 60 bonificato	7845	fino a 18	830	590	415
		oltre 18 fino a 40	780	530	390
		oltre 40 fino a 100	740	450	370
C 60 bonificato	7874	fino a 18	795	550	395
		oltre 18 fino a 40	775	540	387
		oltre 40 fino a 100	755	510	382
		oltre 100 fino a 250	755	440	377
18 CrMo3 bonificato	7845	fino a 18	930	715	465
		oltre 18 fino a 40	890	665	440
		oltre 40 fino a 100	790	590	390
		oltre 100 fino a 160	740	510	370
		oltre 160 fino a 250	590	460	345
18 CrMo3 bonificato	7874	fino a 18	900	705	460
		oltre 18 fino a 40	860	655	440
		oltre 40 fino a 100	760	560	390
		oltre 100 fino a 250	685	540	342
42 CrMo4 bonificato	7845	fino a 18	1030	835	510
		oltre 18 fino a 40	930	725	460
		oltre 40 fino a 100	830	635	410
		oltre 100 fino a 160	780	560	385
		oltre 160 fino a 250	740	510	365
42 CrMo4 bonificato	7874	fino a 18	1000	800	505
		oltre 18 fino a 40	900	705	460
		oltre 40 fino a 100	800	635	435
		oltre 100 fino a 250	730	610	365
18 NiCrMo3 bonificato	7845	fino a 18	860	705	490
		oltre 18 fino a 40	820	705	465
		oltre 40 fino a 100	800	685	440
		oltre 100 fino a 150	800	635	415
		oltre 150 fino a 250	740	540	370
18 NiCrMo3 bonificato	7874	fino a 18	1030	835	515
		oltre 18 fino a 40	900	795	450
		oltre 40 fino a 100	800	655	440
		oltre 100 fino a 250	685	540	342
30 NiCrMo12 bonificato	7845	fino a 40	980	785	495
		oltre 40 fino a 100	930	735	465
		oltre 100 fino a 250	890	685	435
30 NiCrMo12 bonificato	7874	fino a 40	1225	1230	505
		oltre 40 fino a 100	1130	930	460
		oltre 100 fino a 250	990	785	435

Caratteristiche di funzionamento del motore	Caratteristiche di funzionamento della macchina azionata		
	uniforme	sovraccarichi leggeri	sovraccarichi forti
	Valori orientativi di K_A * •		
Uniforme	1,0	1,25	1,75
Sovraccarichi leggeri	1,25	1,5	2,0 o più
Sovraccarichi forti	1,5	1,75	2,25 o più

* I valori indicati non sono validi per ingranaggi funzionanti a velocità prossime alle velocità di risonanza.
 • Per ingranaggi moltiplicatori, moltiplicare i valori indicati per 1,1.

Fattore di applicazione del carico K_A



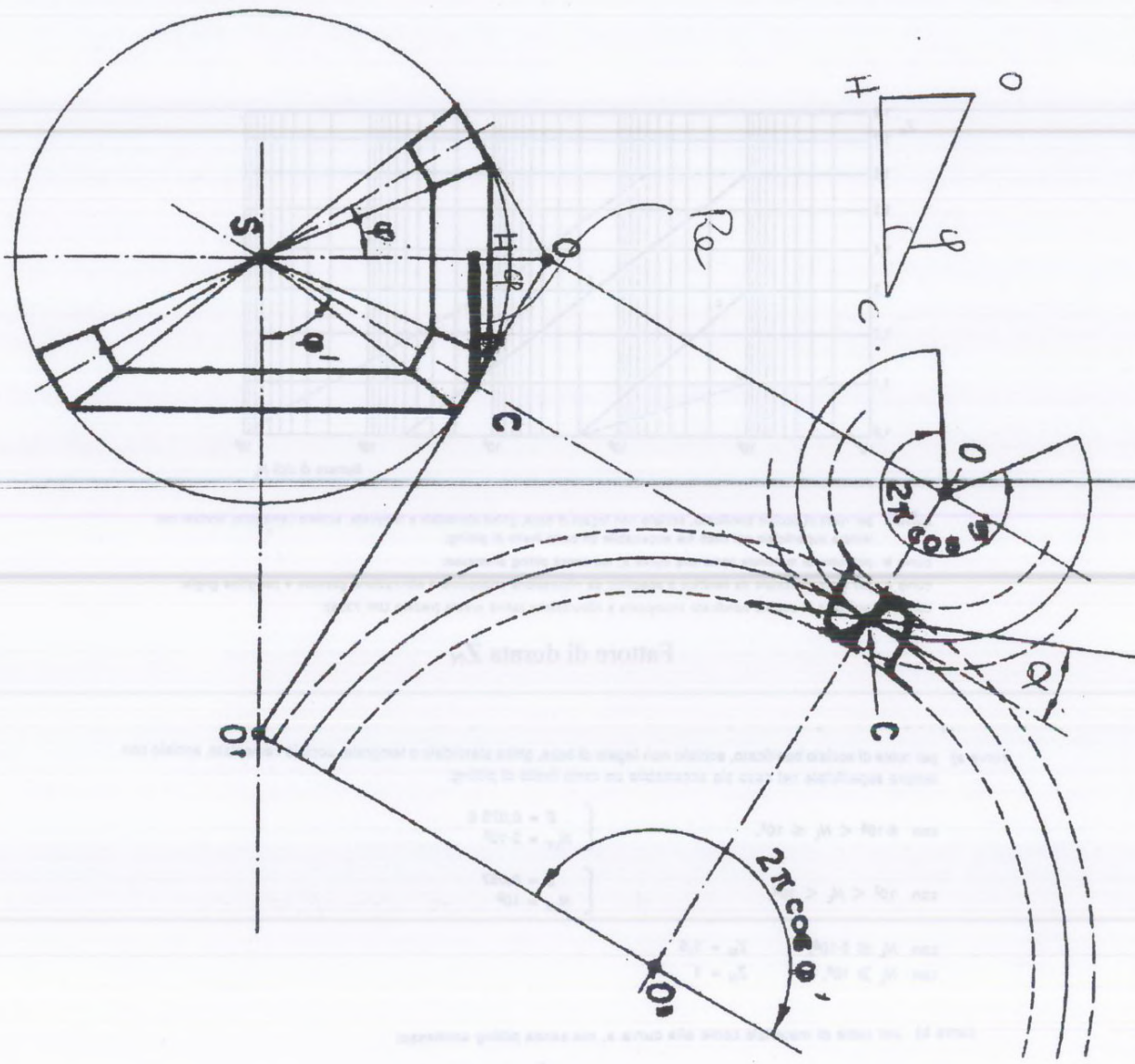
b) per acciaio cementato, acciaio con tempra superficiale:

$Y_{NT} = 2,5 \cdot 10^4$ per $N_L \leq 10^3$

$Y_{NT} = \left(\frac{3 \cdot 10^6}{N_L} \right)^{0,115}$ per $10^3 < N_L \leq 3 \cdot 10^6$

$Y_{NT} = 1$ per $N_L > 3 \cdot 10^6$

Relazioni relative al fattore di durata y_{NT} per acciai con tempra superficiale



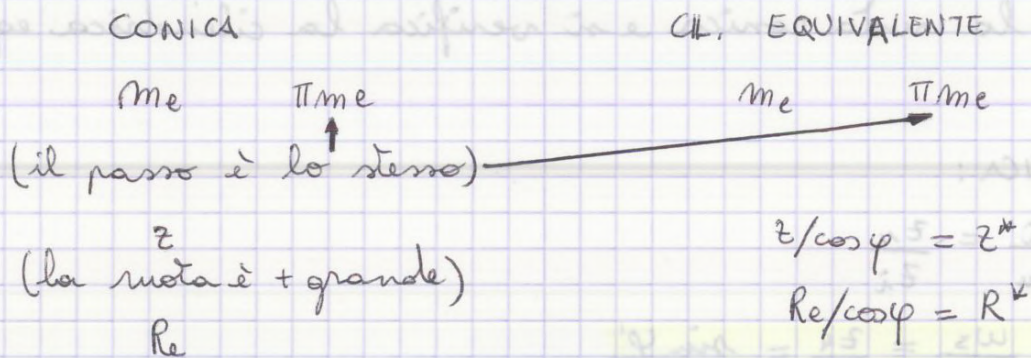
dai l_i di costruzione delle ruote,

$$R_i = 0.7 L \sin \varphi$$

$$\frac{R_e + R_i}{2} = R_m \quad \text{in q.l.e. che servono x il calcolo della struttura}$$

Si vogliono verificare le ruote. Si prende la conica e la si trasforma in 1 cilindrica equivalente usando l'ip di Tredgold.

Si dimensiona il modulo + grande



Ora si fanno i calcoli sulla ruota cil. eq.

Si ottiene 1 forza fittizia

1 VERIFICA STATICA A FLESSIONE SECONDO IL METODO DI LEWIS:

$$\sigma_{LW} = \frac{F_e}{b \cdot m_m} \quad \gamma_{LW} \leq \sigma_{amm}$$

2 VERIFICA STATICA SECONDO IL METODO DI HERTZ:

$$\sigma_{Hz} = 0.63 \cdot 0.418 \sqrt{\frac{F_b^* E}{\cos \alpha \sin \alpha \left(\frac{1}{R_3^*} + \frac{1}{R_4^*} \right) \frac{1}{b}}}$$

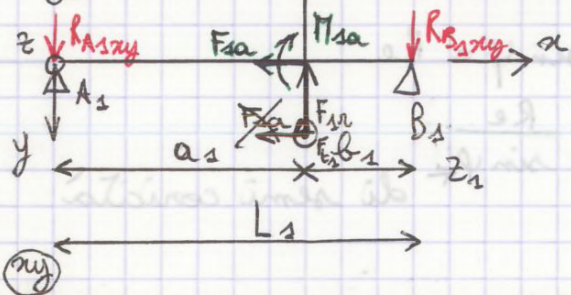
Nelle tabelle si prende sempre γ^* + grande x essere nel favore della sicurezza

19/04/13

2 DIMENSIONAMENTO DEGLI ALBERI

Calcolo degli alberi (statico e a fatica):

Se la ruota 1 è elicoidale:



$$\text{dov } M_{1a} = F_{1a} \cdot R_1$$

(26)

Calcolo statico: si fa alla torsione:

d_{min} ? $\tau_{amm} \geq \tau_{calc}$

$$\tau_{amm} = \frac{R_{\tau}}{C.S.} \leftarrow \text{carico di snervamento}$$

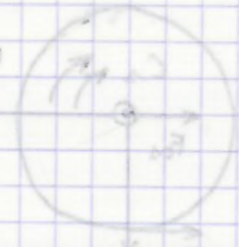
1.2, 1.5, 2.5

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leftarrow \text{criterio di Tresca}$$

$$\sigma_{eq} = \sigma_{amm} = 2\tau_{amm}$$

$$\tau_{max} = \frac{M_t \cdot 16}{\pi d^3}$$

$$\tau_{max} = \tau_{calc} \Rightarrow d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \tau_{amm}}}$$



Dimensionamento a fatica:

$$\sigma_{af} = \frac{M_f}{W_f}$$

$$W_f = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$\sigma_N = \frac{N}{Area} \quad \text{tensione media } \tau_e$$

$$\tau_{torsione} = \frac{M_t \cdot 16}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{af} =$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma_N^2 + \tau_e^2 \cdot 4}$$

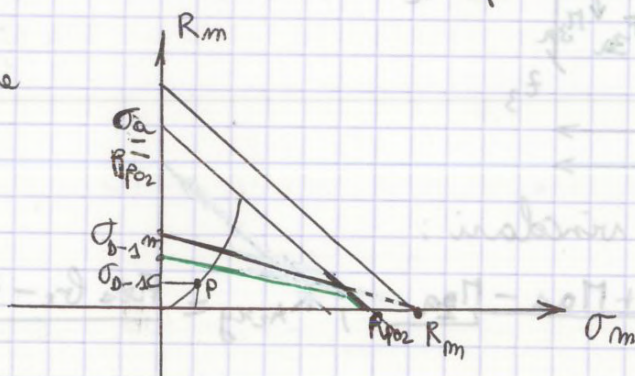
1) So può correre il L di fatica del componente (mat)

2) u u u u valore calcolato del u

$$\sigma_{D-1}^{mat} \quad \sigma_{D-1}^{componente} = \frac{\sigma_{D-1}^{del\ mat}}{k_d \cdot k_f}$$

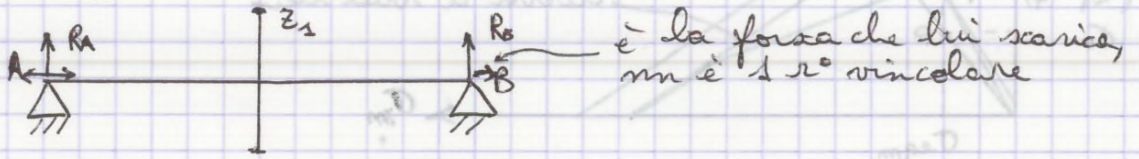
$k_d \rightarrow$ dimensione

$k_f \rightarrow$ finitura



i distanziali calibrati che f° 1 po' cm 1 molla e garantiscono il corretto contatto tra la superficie di contatto e la conica.

Nella parte sopra la struttura è iperstatica:



Possibili montaggi:

Per le ruote a denti dritti si può usare 1 cuscinetto universale e le applicar



universale
(sfere e rulli)

RULLO CONICO

RULLO CONICO

Denti elicoidali \Rightarrow si pinge nei 2 sensi nell'albero della ruota z_1

2 rulli conici si usano sovrapposti. Si possono mettere anche 2 rulli conici separati da 1 distanziale



rulli conici



rullo radiale

La lubrificaz^o dei cuscinetti è molto difficile

La curva di durata nei manuali è $L_{50m} = a_1 a_{SKF150} \left(\frac{C}{P}\right)^p$

Salvo il cuscinetto e dimensionato staticamente si ricava

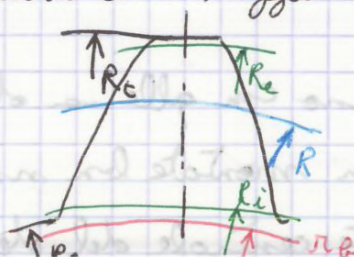
$$C \text{ (partendo da } C_0) \Rightarrow L_{50m} P^p = \underbrace{a_1 a_{SKF150}}_{cte} = Q^p$$

$$p: 3 + \frac{10}{3}$$

$$N \sigma^k = cte$$

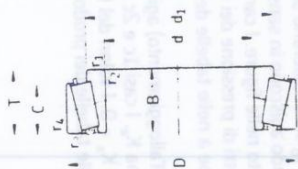
Si può scrivere la curva a pitting

Il raggio primitivo è 1 raggio cinematico di funzionamento



Of di base: si usa la costruzione dell'evolvente (è 1 raggio costruttivo)
 $r_e - r_i$: delimitano il profilo od evolvente

Cuscinetti ad una corona di rulli conici metrici
d 15 - 32 mm

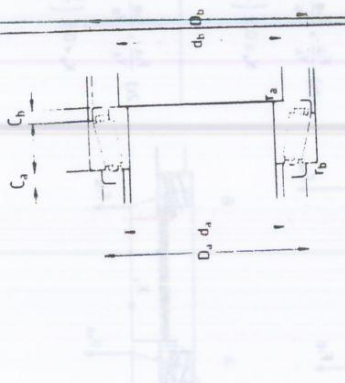


Dimensioni principali		Coeff. di carico		Carico limite		Velocità di base		Serie	
d	D	C	C ₀	stat.	P ₀	Velocità di ref.	Velocità limite	dimensione ISO 355 (ABMA)	Appellativo
mm	mm	mm	mm	kg	kN	giri/l'	giri/l'	(ABMA)	kg
15	42	14,25	22,4	20	2,08	13 000	18 000	2FB	30302 J2
17	40	13,25	19	18,6	1,83	13 000	18 000	2DB	30203 J2
	47	15,25	28,1	25	2,75	12 000	16 000	2FB	30303 J2
	47	20,25	34,7	33,5	3,65	11 000	16 000	2FD	32303 J2/Q
20	42	15	24,2	27	2,7	12 000	16 000	3CC	32004 X/Q
	47	15,25	27,5	28	3	11 000	15 000	3DB	30204 J2/Q
	52	15,25	34,1	32,5	3,6	11 000	14 000	2FB	30304 J2/Q
22	52	22,25	44	45,5	5	10 000	14 000	2FD	32304 J2/Q
	44	15	25,1	29	2,85	11 000	15 000	3CC	320/22 X
25	47	15	27	32,5	3,25	11 000	14 000	4CC	32005 X/Q
	52	16,25	30,8	33,5	3,45	10 000	13 000	3CC	30205 J2/Q
	52	19,25	35,8	44	4,65	9 500	13 000	5CC	32205 B2/Q
	52	22	54	56	6	10 000	13 000	2DE	* 33205/Q
	62	18,25	44,6	43	4,75	9 000	12 000	2FB	30305 J2
28	62	18,25	38	40	4,4	7 500	11 000	2FB	31305 J2
	62	25,25	60,5	63	7,1	8 000	12 000	2FD	32305 J2
	58	16	36,5	38	4	10 000	13 000	4CC	* 320/28 X/Q
	58	17,25	38	41,5	4,4	9 000	12 000	5DD	302/28 J2
	58	20,25	41,8	50	5,5	8 500	12 000	5DD	322/28 B2/Q
30	55	17,25	35,8	44	4,55	9 000	12 000	4CC	32006 X/Q
	62	17,25	40,2	44	4,8	8 500	11 000	3DB	30206 J2/Q
	62	21,25	50,1	57	6,3	8 500	11 000	3CC	32206 J2/Q
	62	21,25	49,5	58,5	6,55	8 000	11 000	5CC	32206 B2/QCL7CVA606
	62	25	64,4	76,5	8,5	7 500	11 000	2DE	33206/Q
32	72	20,75	56,1	64	6,4	7 500	10 000	2FB	30306 J2/Q
	72	20,75	47,3	50	5,7	6 700	9 500	2FB	31306 J2/Q
	72	28,75	76,5	85	9,65	7 000	10 000	2FD	32306 J2/Q
32	53	14,5	27	35,5	3,65	9 000	12 000	(L26/700)	JL 26749 F/710
	58	17	36,9	46,5	4,8	8 500	11 000	4CC	320/32 X/Q

SKF Explorer

7.70

SKF



Dimensioni		Dimensioni delle parti che accolgono il cuscinetto										Elementi per il calcolo								
d	d ₁	B	C	C ₁	r _{1,2} min	r _{1,2} max	a	d ₄ max	d ₄ min	D ₄ min	D ₄ max	C ₃ min	C ₃ max	r ₃ min	r ₃ max	f ₀ max	e	Y	Y ₀	
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
15	27,7	13	11	1	1	1	9	22	21	36	36	2	3	1	1	1	0,28	2,1	1,1	1,1
17	28	12	11	1	1	1	10	23	23	34	34	2	2	1	1	1	0,35	1,7	0,9	0,9
	30,4	14	12	1	1	1	10	25	23	40	41	2	2	1	1	1	0,28	2,1	1,1	1,1
	30,7	19	16	1	1	1	12	24	23	39	41	3	4	1	1	1	0,28	2,1	1,1	1,1
20	31,1	15	12	0,6	0,6	0,6	10	25	25	36	37	2	3	0,6	0,6	0,6	0,37	1,6	0,9	0,9
	33,2	14	12	1	1	1	11	27	26	40	41	2	3	1	1	1	0,35	1,7	0,9	0,9
	34,3	15	13	1,5	1,5	1,5	11	28	27	44	45	2	3	1,5	1,5	1,5	0,3	2	1,1	1,1
22	34,5	21	18	1,5	1,5	1,5	14	27	27	43	45	3	4	1,5	1,5	1,5	0,3	2	1,1	1,1
	33,3	15	11,5	0,6	0,6	0,6	11	27	27	38	39	3	3,5	0,6	0,6	0,6	0,40	1,5	0,8	0,8
25	36,5	15	11,5	0,6	0,6	0,6	11	30	30	40	42	3	3,5	0,6	0,6	0,6	0,43	1,4	0,8	0,8
	37,4	15	13	1	1	1	12	31	31	44	46	3	3	1	1	1	0,37	1,6	0,9	0,9
	40,2	18	15	1	1	1	16	30	31	41	46	50	3	4	1	1	0,57	1,05	0,6	0,6
	38,6	22	18	1	1	1	14	30	31	43	46	49	4	4	1	1	0,35	1,7	0,9	0,9
	41,5	17	15	1,5	1,5	1,5	13	34	32	54	55	57	2	3	1,5	1,5	0,3	2	1,1	1,1
28	45,8	17	13	1,5	1,5	1,5	20	34	32	47	55	59	3	5	1,5	1,5	0,83	0,72	0,4	0,4
	41,7	24	20	1,5	1,5	1,5	15	33	32	52	55	57	3	5	1,5	1,5	0,3	2	1,1	1,1
	40,3	16	12	1	1	1	12	34	34	45	46	49	3	4	1	1	0,43	1,4	0,8	0,8
	41,8	16	14	1	1	1	17	35	34	50	52	54	2	3	1	1	0,37	1,6	0,9	0,9
	43,9	19	16	1	1	1	17	33	34	46	52	55	3	4	1	1	0,57	1,05	0,6	0,6
30	43	17	13	1	1	1	13	35	36	48	49	52	3	4	1	1	0,43	1,4	0,8	0,8
	44,6	16	14	1	1	1	14	38	36	53	56	57	2	3	1	1	0,37	1,6	0,9	0,9
	45,2	20	17	1	1	1	15	37	36	50	56	58	3	4	1	1	0,37	1,6	0,9	0,9
	47,3	20	17	1	1	1	18	36	36	50	56	60	3	4	1	1	0,57	1,05	0,6	0,6
	45,8	25	19,5	1	1	1	16	36	36	53	56	59	5	5,5	1	1	0,35	1,7	0,9	0,9
32	48,4	19	16	1,5	1,5	1,5	15	41	37	62	65	66	3	4,5	1,5	1,5	0,31	1,9	1,1	1,1
	52,7	19	14	1,5	1,5	1,5	22	40	37	55	65	68	3	4,5	1,5	1,5	0,83	0,72	0,4	0,4
	48,7	27	23	1,5	1,5	1,5	18	39	37	59	65	66	3	5,5	1,5	1,5	0,31	1,9	1,1	1,1
	43,6	15	11,5	3,5	3,5	3,5	13	38	43	47	47	50	2	3	3	3	0,33	1,8	1,1	1,1
	45,6	17	13	1	1	1	14	38	38	50	52	55	3	4	1	1	0,46	1,3	0,7	0,7

471

SKF

$R_{aa'}$ è diretta in vs concorde ed è di. $R_{aa'}$ deve crescere finché in equilibrio e di forse.

$$R_{aa} = R_{aa'} + K_A$$

$$R_{aa'} = \frac{0.5 R_B}{y_B} \rightarrow \text{conicità}$$

03/05/13

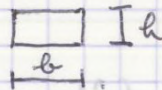
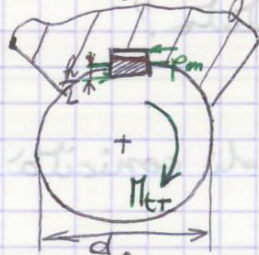
1 ex negli ingranaggi (calcolo e verifica)

2 ex " alberi e mmt

CHIAVETTE e LINGUETTE

Formule di base \Rightarrow calcolo statico degli el. (devono sopportare il mmt torcente). Negli el di collegamento linguette e scanalati bisogna calcolare la lunghezza

Linguetta:



l?

data linguetta lavora anche a taglio

La p_{mm} è cte, ma la si considera tale (qst' approssimazione benissimo \times il dimensionamento di max)

Si fa 1 dimensionamento a p_{mm} si trascura

$$M_{T_T} = F \cdot b = F \left(\frac{d}{2} + \frac{h}{2} \right) = F \cdot \frac{d}{2}$$

↑
braccio di mmt

$$F = p_{mm} \cdot \frac{h}{2} \cdot l$$

$$M_{T_T} = p_{mm} \frac{h}{2} l \frac{d}{2} = p_{mm} \frac{h l d}{4} \Rightarrow p_{mm} = \frac{4 M_{T_T}}{h l d} \leq p_{amm} \text{ del mat (è fornita dalle Tabelle)}$$

$$p_{amm} \text{ (ghisa)} = 50 \text{ MPa}$$

$$\times \text{ gli acciai } p_{amm} < 250 \text{ MPa}$$

$$l \geq \frac{4 M_{T_T}}{h d p_{amm}}$$

↑
lunghezza del collegamento

lunghezza del collegamento

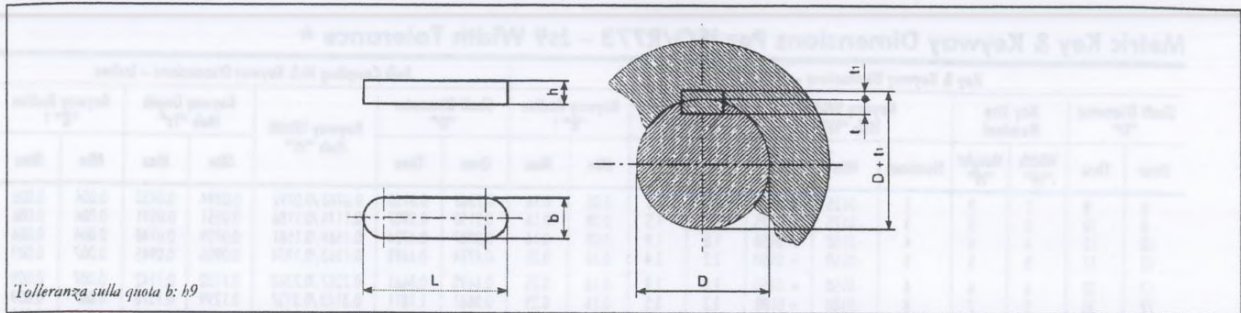
Le τ sn \perp al foglio e sn distribuite in modo cte sulla sez^o resistente a taglio.

ISO UNI DIN

Indice precedente

Linguette ad incastro
Parallel keys

UNI 6604 A
DIN 6885 A



Dimensioni in mm

b	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	
h	3	4	5	6	7	8	8	9	10	11	12	14	14	16	18	
Ø albero D	sopra a	8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95	110
	fino a	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95	110	130
montaggio	t	1,8	2,5	3	3,5	4	5	5	5,5	6	7	7,5	9	9	10	11
	scost. lim.		+ 0,1							+ 0,2						
	t ₁	1,4	1,8	2,3	2,8	3,3	3,3	3,3	3,8	4,3	4,4	4,9	5,4	5,4	6,4	32
scost. lim.		+ 0,1								+ 0,2						
L =	8	0,565	1,01													
	10	0,707	1,26	1,95												
	12	0,848	1,51	2,35												
	14	0,989	1,76	2,75	3,94											
	16	1,130	2,01	3,14	4,52											
	18	1,270	2,26	3,53	5,09	7,93										
	20	1,410	2,51	3,92	5,65	8,80										
	22	1,550	2,76	4,32	6,22	9,67	13,8									
	25	1,770	3,14	4,91	7,07	11,0	15,7									
	28	1,980	3,52	5,50	7,91	12,3	17,6	21,1								
	32	2,260	4,02	6,28	9,04	14,1	20,1	24,1								
	36	2,540	4,52	7,06	10,2	15,8	22,6	27,1	35,6							
	40		5,02	7,85	11,3	17,6	25,1	30,1	39,6							
	45		5,65	8,83	12,7	19,8	28,3	33,9	44,5	56,5						
	50			9,81	14,1	22,0	31,4	37,7	49,5	62,8	77,7					
	56			11,00	15,8	24,6	35,2	42,2	55,4	70,3	87,0	106				
	63				17,8	27,7	39,6	47,5	62,3	79,1	97,9	119	152			
70				19,8	30,8	44,0	52,8	69,2	88,0	109	132	169	192			
80					35,2	50,2	60,3	79,1	100	124	151	193	220	281		
90					39,6	56,5	67,8	89,0	113	140	170	218	247	317	407	
100						62,8	75,4	98,9	126	155	188	242	275	352	452	
110						69,1	82,9	109,0	138	171	207	266	302	343	440	
125							94,2	124,0	157	194	235	302	343	440	565	
140								138,0	176	218	264	338	385	492	633	
160									201	249	301	387	440	563	723	
180										280	339	435	495	633	814	
200											377	484	550	703	904	

Massa x 1000 pz = Kg

ACCOPIAMENTI SCANALATI

Si ha:

$$\frac{L}{d} = \frac{m\Omega}{k} \tag{11}$$

La lunghezza L dello scanalato deve essere tale che il rapporto L/d non sia maggiore di un determinato valore, in genere pari a 1.5, per evitare significative differenze di rotazione tra le sezioni estreme di albero e mozzo e quindi disuniformità di pressione sulle facce laterali dei risalti. I valori pratici di ψ , m e k sono indicati nelle tabelle 4 e 5.

Tab. 4 - Valori pratici di ψ e m

NATURA DELLE SUPERFICI DI CONTATTO SOTTO CARICO	ACCOPIAMENTI FISSI O SCORREVOLI NON SOTTO CARICO		ACCOPIAMENTI SCORREVOLI SOTTO CARICO	
	ψ	m	ψ	m
ambidue cernentate	0.55	2.85	0.65	2.42
una sola cementata o nessuna	0.75	2.10	0.90	1.75

Tab. 5 - valori pratici di k

CONDIZIONI DELL'ACCOPIAMENTO		CARICO COSTANTE E SENZA VIBRAZIONI; CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO (LUBRIFICAZIONE, ECC.) OTTIME; LAVORAZIONE MOLTO PRECISA	CARICO VARIABILE E CON FORTI VIBRAZIONI; CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO (LUBRIFICAZIONE, ECC.) CATTIVE; LAVORAZIONE NON MOLTO PRECISA
accoppiamenti fissi		1.25	0.96
accoppiamenti scorrevoli non sotto carico		1.10	0.85
accoppiamenti scorrevoli sotto carico con superfici di contatto	ambidue cementate	0.32	0.25
	una sola cementata o nessuna	0.25	0.20

I valori di k riportati in tabella 5 sono validi per:

- materiale del mozzo avente resistenza uguale o maggiore a quella dell'albero;
- momento torcente trasmesso dall'accoppiamento uguale al momento torcente massimo M_t che l'albero pieno di diametro d può trasmettere.

la coppia trasmessa è quella dell'albero.

$$M_t = \frac{\tau_{amm} \pi d^3}{16}$$

$$\tau_{amm} = \frac{M_t 16}{\pi d^3}$$

$$\frac{\tau_{amm} \pi d^3}{16} = \varphi N p a l \left(\frac{D+d}{4} \right) \left(\frac{D-d-4c}{2} \right)$$

$$\Rightarrow l = \frac{\tau_{amm}}{\varphi N p a} \left(\frac{\pi d^3}{2} \right) \frac{1}{(D+d)(D-d-4c)}$$

$= m$

$$\frac{l}{d} = \frac{m \Omega}{K}$$

Se si hanno dei dubbi si pone $K=1$

Se l è troppo lunga si \nearrow il diametro

10/05/13



- si rompe il dente ma la ruota continua a girare
- è molto + drammatico xché si apre la ruota.

Errori tipi:

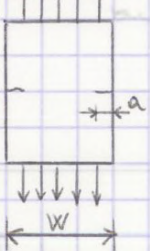
- unità di misura
- analizzare il fenomeno fisico (bisogna guardare lo stato di tensione, i carichi, ...)

FORMULARIO delle MECC. della FRATTURA STATICA

$R_m, R_{p0.2}, E, \nu$

• $C.S. = \frac{R_{p0.2}^*}{\sigma_{eq}}$ (può essere $1 \sigma_{max}$) ← Snervamento

Si considera la sez^o netta priva di difetti xdet σ .



la sez^o è larga $W - 2a$ (xché si è considerato due a m i difetti). Se il peso è molto + grande della cricca e si decide di trascurare il difetto bisogna scriverlo tensione alla frattura

• $C.S. = \frac{K_{IC}}{K_I \sigma}$ ← Mecc. della frattura

K_I ← fattore di amplificaz^o delle tensioni (si deve calcolare) e dip dal tipo di difetto e dalla dimensione del difetto

* dip dal mat

X det σ si considera la sez^o con i difetti

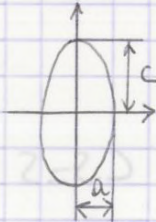
(B) Es: x la lamina piana di larghezza a si ha $Y = 1.12 \sqrt{\pi}$

$$S = \frac{K_{Ic}}{K_I} = 2$$

$$K_I = \frac{\sigma \sqrt{\pi a}}{\Phi} \Rightarrow \sigma = \frac{K_I \Phi}{\sqrt{\pi a}}$$

↑
max

Φ : coeff di intensificaz^o delle tensioni nel caso di difetto ellittico superficiale



$$\Phi = \frac{3}{8} \pi + \frac{\pi}{8} \left(\frac{a}{c} \right)^2$$

La corrosione ha 1 forma semi-ellittica

- Si deve ricavare:
- spessore
 - tensione
 - C.S

Si ottengono 3 C.S (l'Al è il + basso, poi c'è l'acciaio e il titanio) si sceglie il mat che minimizza il peso

Ex. 4: si deve minimizzare il peso facendo 1 calcolo in // dei 2 mat. Bisogna calcolare γ (che è il modello di massima dilatazione), $K_I = \gamma \sigma \sqrt{\pi a}$ dove $\gamma \leq 1.99 = 1.12 \sqrt{\pi}$, dato che $\frac{a}{W} \rightarrow 0 \Rightarrow K_I = 1.12 \sigma \sqrt{\pi a}$ → coeff di sicurezza a rottura

σ : sez^o piena (si trascurano le cricche)

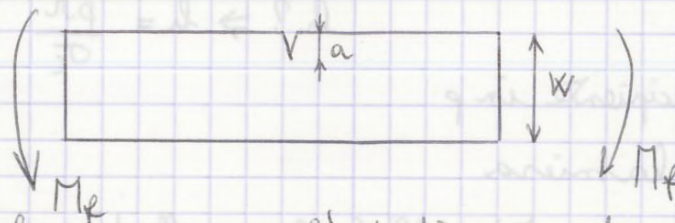
X lo snervamento si fa la sez^o depurata delle cricche (sez^o NETA)

→ il mat A ha 1 comportamento a snervamento

→ u u B u u u a rottura fragile

Si sceglie S. Scegliamo la W che garantisce entrambe le verifiche, su quella sez^o (+ grande) si fa 1 discorso sul peso.

Ex. 5:



Si deve calcolare σ e γ . È 1 discorso di propagaz^o della cricca.

Esercizio 1.4 ✓

Una piastra larga 1.4 m e lunga 2.8 m deve resistere ad una forza di trazione di 4.0 MN nella direzione della lunghezza. Le ispezioni sul materiale sono in grado di rilevare cricche passanti al bordo della lastra di lunghezza minima pari a 2.7 mm.

Per questo tipo di applicazione occorre scegliere una delle due leghe di Titanio Ti-6AL-4V:

Tipo	Materiale	K_{Ic} (MPa \sqrt{m})	σ_s (MPa)
A	Ti-6AL-4V	115	910
B	Ti-6AL-4V	55	1035

Per minimizzare il peso per un fattore di sicurezza pari a 1.3, quale lega conviene usare?

→ Esercizio 1.5 ✓

Data una trave in PE ($K_{Ic} = 5 \text{ MPa}\sqrt{m}$) con sezione rettangolare di altezza 50 mm, spessore 10 mm, soggetta ad un momento flettente di 100 Nm che presenta un difetto laterale di lunghezza caratteristica 8 mm, calcolare il coefficiente di sicurezza.

→ Esercizio 1.6 ✓

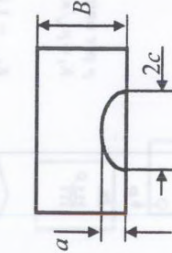
Una piastra in ABS ($K_{Ic} = 5 \text{ MPa}\sqrt{m}$, $\sigma_m = 39 \text{ MPa}$), di larghezza imposta $w = 100 \text{ mm}$, deve sopportare un carico di trazione di 22.5 kN. Si determini lo spessore della piastra (approssimato al mm) necessario affinché si abbia un coefficiente di sicurezza $CS = 1.5$ supponendo che vi sia una cricca laterale passante con dimensione caratteristica 3.5 mm.



POLITECNICO DI TORINO
Dipartimento di Meccanica

Difetto semiellittico superficiale

È una tipologia di difetto a cui vengono spesso assimilate le cricche da corrosione.



Anche in questo caso il valore massimo del fattore di intensità delle tensioni si raggiunge sull'asse minore:

$$K_{I,max} = 1.12\sigma\sqrt{\frac{\pi a}{Q}}$$

dove il fattore 1.12 tiene conto dell'effetto del bordo libero rispetto al caso precedente, mentre Q è dato da:

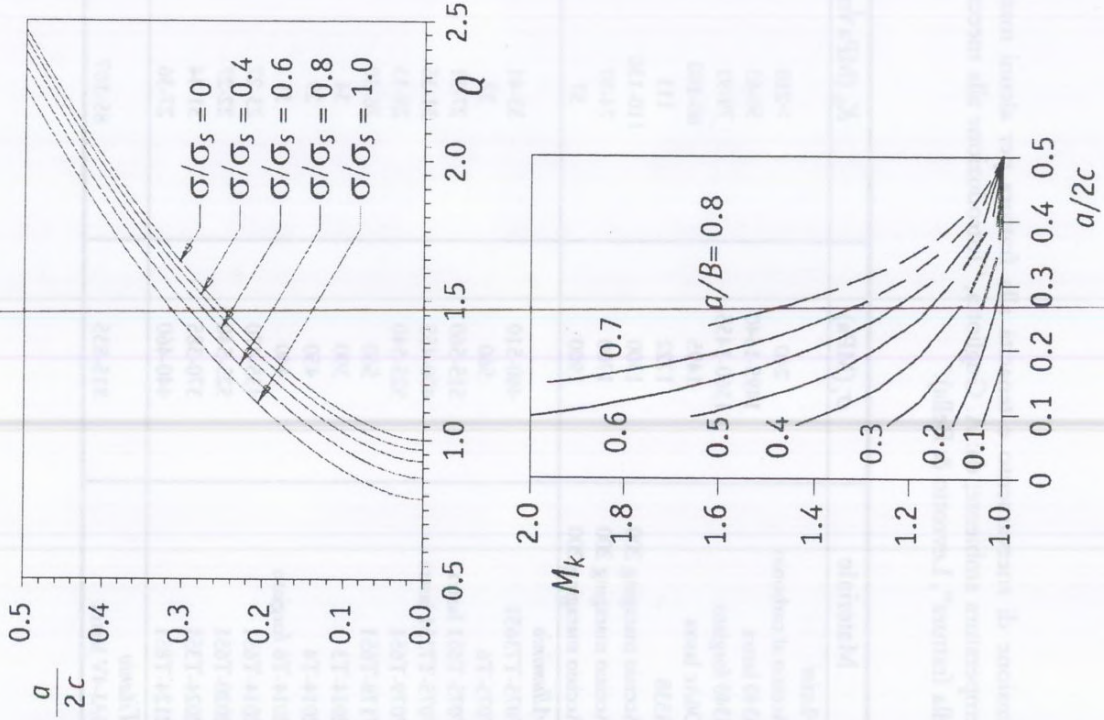
$$Q = \phi^2 - 0.212 \left(\frac{\sigma}{\sigma_p} \right)^2$$

con σ_p tensione di snervamento.

I valori di Q sono riportati nella figura in funzione del rapporto $(a/2c)$.

Un'ulteriore correzione fu proposta da Kobayashi et al., e si rende necessaria per tenere conto di forme molto appiattite di difetti:

$$K_{I,max} = 1.12M_k\sigma\sqrt{\frac{\pi a}{Q}}$$



$$K_I = 1,12 M_k \sigma \sqrt{\frac{a\pi}{Q}} \leq \frac{K_{Ic}}{S}$$

$$K_{Ic} \geq 1,12 M_k \sigma \sqrt{\frac{a\pi}{Q}} S$$

$$K_{Ic} \geq 1,12 M_k \frac{pd}{2B} S \sqrt{\frac{\pi a}{Q}}$$

$$B \geq 1,12 M_k \frac{pd S \sqrt{\frac{\pi a}{Q}}}{2 K_{Ic}} = 1,12 \cdot 1 \cdot 15 \cdot \frac{0,8 \cdot 2}{2 \cdot 32} \sqrt{\frac{\pi \cdot 6}{10^3 \cdot 149}} = 48 \text{ mm}$$

ACCIAIO	ALUMINIO	TITANIO
$K_{Ic} = 106 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$	$K_{Ic} = 32 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$	$K_{Ic} = 107 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$
$\sigma_s = 1200 \text{ MPa}$	$\sigma_s = 560 \text{ MPa}$	$\sigma_s = 835 \text{ MPa}$
$\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$	$\rho = 2800 \text{ kg/m}^3$	$\rho = 4500 \text{ kg/m}^3$
$h = 20 \text{ mm}$	$h = 48 \text{ mm}$	$h = 42 \text{ mm}$
$v = 0,245 \text{ m}^3$	$v = 0,57 \text{ m}^3$	$v = 0,5 \text{ m}^3$
$m = 1911 \text{ kg}$	$m = 1596 \text{ kg}$	$m = 2250,3 \text{ kg}$

L'Al è il mat che riesce a minimizzare il peso.

$$v = \pi r^2 h = \pi (0,4^2 - 0,38^2) 5$$

Ex. 3: Fattore di intensificazione: $K_I = Y \sigma \sqrt{a}$

$$Y = 1,99 - 0,41 \frac{a}{W} + 18,7 \left(\frac{a}{W}\right)^2 - 38,48 \left(\frac{a}{W}\right)^3 + 53,85 \left(\frac{a}{W}\right)^4 = 1,98$$

$$CS = \frac{K_{Ic}}{K_I} \quad \text{dov' } K_{Ic} = 79 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$$

$$\Rightarrow K_I = \frac{79}{2} = 39,5 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$$

$$\sigma_s = 1360 \text{ MPa}$$

$$K_{Ic} = 79 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$$

$$a_c = 15,9 \text{ mm}$$

$$W = 100 \text{ mm}$$

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

$$P = 100 \text{ kN}$$

$$\sigma = \frac{P}{WB} = \frac{100 \cdot 10^3}{100 \cdot 10} = 100 \text{ MPa}$$

$$K_I = Y \sigma \sqrt{a} \Rightarrow \sqrt{a} = \frac{K_{Ic}}{Y \sigma} \Rightarrow a_c = \frac{K_{Ic}^2}{Y^2 \sigma^2} = \frac{79^2}{1,98^2 \cdot 100^2} = 0,159 \text{ m} = 159 \text{ mm}$$

Ex. 6:

$$K_{Ic} = 5 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$$

$$\sigma_{sn} = 39 \text{ MPa}$$

$$W = 100 \text{ mm}$$

$$P = 22.5 \text{ kN}$$

$$s = ?$$

$$C.S. = 15$$

$$a = 3.5 \text{ mm}$$

$$C.S. = \frac{K_{Ic}}{K_I} \Rightarrow K_I = \frac{K_{Ic}}{C.S.}$$

$$K_I = Y \sigma \sqrt{a}$$

$$Y = 1.99 - 0.41 \frac{a}{W} + 18.7 \left(\frac{a}{W}\right)^2 - 38.48 \left(\frac{a}{W}\right)^3 + 53.85 \left(\frac{a}{W}\right)^4$$

$$= 1.99$$

$$\frac{K_{Ic}}{C.S.} = Y \frac{P}{W B} \sqrt{a} \Rightarrow B = \frac{Y P C.S. \sqrt{a}}{W K_{Ic}} = \frac{1.99 \cdot 22.5 \cdot 10^3 \cdot 1.5 \sqrt{3.5 \cdot 10^{-3}}}{10 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^6}$$

$$= 0.0019 \text{ m} \Rightarrow B = 1.9 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{P}{(W-a)B} = \frac{22.5 \cdot 10^3}{(10-3.5) \cdot 1.9 \cdot 10^{-6}} = 26.3 \text{ MPa}$$

$$C.S. = \frac{R_{po2}}{\sigma_{eq}} = \frac{30}{26.3} = 1.49$$

$$B_{min \text{ m}} = 9.25 \text{ mm}$$

$$B_{min \text{ pr}} = 27.6 \text{ mm}$$

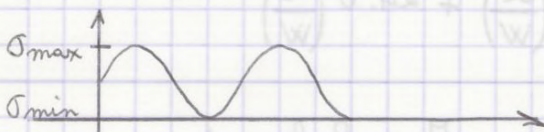
17/05/13

$$a_c = ?$$

$$K_I = Y \sigma \sqrt{a}$$

$$\Delta K = Y \Delta \sigma \sqrt{a_c} \rightarrow a_c \text{ è l'ampiezza critica}$$

$$a_c = \left(\frac{K_{Ic}}{Y_c \sigma_{amm}} \right)^2$$



l'ampiezza della cricca è sempre in m.

$$N = \frac{a_c^{1-\frac{m}{2}} - a_0^{1-\frac{m}{2}}}{(1-\frac{m}{2}) C Y^m \Delta \sigma^m} \rightarrow \text{det il n° di cicli al quale si ha l'ampiezza critica di } a$$

40) Il $\Delta \sigma$ è quello che fa propagare

Esercizio 2.3 ✓

Una lastra rettangolare presenta una cricca laterale di lunghezza iniziale $a_0 = 8$ mm è soggetta ad un ciclo di carico all'origine tale da produrre un valore massimo della sollecitazione pari a $\sigma_{max} = 300$ MPa. Sapendo che la tenacità a frattura è pari a $K_{Ic} = 210$ MPa \sqrt{m} e che i coefficienti della legge di Paris sono: $C = 2.43 \times 10^{-12}$; $n = 3.3$, determinare il numero di cicli a rottura del componente.

Ripetere il calcolo per il caso in cui la larghezza della piastra è 1000 mm:

- Analiticamente
- Numericamente con foglio di calcolo (facoltativo)
- (Numericamente con il codice AFGROW, facoltativo)

[per larghezza 1000 mm $\cong 8.15 \times 10^3$ cicli]

Esercizio 2.4 (facoltativo) ✓

Un recipiente cilindrico di diametro esterno 1247.14 mm, spessore 2.44 mm, viene ispezionato con una speciale tecnica radiografica che permette di distinguere difetti superficiali di tipo semiellittico con dimensione minima $a = 1.00$ mm e $2c = 2.60$ mm ($a/t = 0.6$, $a/c = 0.768$). Valutare la vita in esercizio quando il recipiente viene sollecitato fra i livelli di pressione $p_{min} = 5.4$ bar e $p_{max} = 27.0$ bar.

Il recipiente è in lega di titanio ternaria Ti-6Al-4V (ST 954°C + A 538°C/4h) con le caratteristiche riportate nella tabella fornita.

- Analiticamente
- Numericamente con foglio di calcolo (facoltativo)
- (Numericamente con il codice AFGROW, facoltativo)

Esercizio 2.5 (facoltativo) ✓

Valutare mediante il codice AFGROW la vita residua (con coefficiente di sicurezza 4) del componente del precedente esercizio che dopo una prova di tenuta effettuata portando il recipiente da zero a 27.9 bar viene sollecitato per:

- 75 cicli tra 4.14 e 17.23 bar
- 65 cicli tra 4.14 e 19.99 bar

e quindi messo in esercizio dove lavora tra i livelli $p_{min} = 0$ e $p_{max} = 21.58$ bar.

Ex. 2.1:



$B = 20 \text{ mm}$

$W = 100 \text{ mm}$

$a_0 = 4 \text{ mm}$

$\Delta\sigma = \sigma = \frac{P}{WB} = 5 \text{ MPa}$
 \uparrow
 σ_{max}

$a_c = \left(\frac{K_{IC}}{Y \sigma_{adm}} \right)^2 = \left(\frac{2.2}{1.99 \cdot 5} \right)^2 = 48.8 \text{ mm}$

$N = \frac{a_c^{1-\frac{m}{2}} - a_0^{1-\frac{m}{2}}}{\left(\frac{1-m}{2} \right) C y^m \Delta\sigma^m}$
 $= \frac{0.0488^{1-\frac{4.3}{2}} - 0.004^{1-\frac{4.3}{2}}}{\left(\frac{1-4.3}{2} \right) \cdot 10^{-12} \cdot 1.99^{4.3} \cdot 5^{4.3}} = 240.5 \text{ cicli}$

La lastra ha larghezza finita $\Rightarrow Y = 1.99$

$a_c = 48.8 \text{ mm}$

$N = 237$ cicli affinché la cricca diventi critica

Ex. 2.2:

8° 1 piastra vista in 1 esercizio precedente.

$Y = 2.3 = 1.99 + 0.76 \left(\frac{3.5}{100} \right) - 8.48 \left(\frac{a}{W} \right)^2 + 27.36 \left(\frac{a}{W} \right)^3 = 2.007$; $\sigma = \frac{300000}{100 \cdot 20} = 150 \text{ MPa}$

$a_c = 27.7 \text{ mm}$

$a_c = \left(\frac{50}{2.007 \cdot 150} \right)^2 = 27.6 \text{ mm}$

$N = 34662$ ($Y = 2 = cte$)

$N = \frac{0.0276^{1-\frac{3.3}{2}} - 0.0035^{1-\frac{3.3}{2}}}{\left(\frac{1-3.3}{2} \right) 2.33 \cdot 10^{-12} \cdot 2.007^{3.3} \cdot 150^3} = 34240 \text{ cicli}$

$a = 3.5 \text{ mm}$
 $B = 19.5 \text{ mm} \approx 20 \text{ mm}$
 $W = 100 \text{ mm}$
 $P = 550 \text{ kN}$

$\sigma_m = 1495 \text{ MPa}$
 $K_{IC} = 50 \text{ MPa}\sqrt{\text{mm}}$
 $P_{max} = 300 \text{ kN}$

Ex. 2.3:

Non si conosce il carico

$\sigma_{max} = 300 \text{ MPa}$

$K_{IC} = 210 \text{ MPa}\sqrt{\text{mm}}$

$a_0 = 8 \text{ mm}$

$\frac{a}{W} \ll 1$ ipotesi

$Y = 1.12 \sqrt{\pi} = 1.98 = cte$

$a_c = 124 \text{ mm}$

$a_c = \left(\frac{K_{IC}}{Y \sigma_{adm}} \right)^2 = \left(\frac{210}{1.98 \cdot 300} \right)^2 = 124 \text{ mm}$

$N = 9462$ cicli

$N = \frac{a_c^{1-\frac{m}{2}} - a_0^{1-\frac{m}{2}}}{\left(\frac{1-m}{2} \right) C \sigma_{max}^m y^m} = \frac{0.124^{1-\frac{3.3}{2}} - 0.008^{1-\frac{3.3}{2}}}{\left(\frac{1-3.3}{2} \right) 2.43 \cdot 10^{-12} \cdot 300^{3.3} \cdot 1.98^{3.3}} = 8529 \text{ cicli}$

Ex. 2.4:

$d_e = 1247.14 \text{ mm}$

$K_{IC} = 1390 \text{ MPa}\sqrt{\text{mm}}$

$B = 2.46 \text{ mm}$

$a = 1.00 \text{ mm}$

$c = 1.30 \text{ mm}$

41 $\frac{a}{t} = 0.6$ $\frac{a}{c} = 0.768$ $p_{min} = 5.4 \text{ bar}$ $p_{max} = 27.0 \text{ bar}$

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

12ALPNE Costruzione di Macchine

3. Esercizi: piastre ✓

Esercizio 3.1 ✓

Ricavata l'equazione risolvete per una piastra circolare caricata da pressione uniforme e incastrata lungo il bordo, si determinino i valori dello spostamento massimo e delle tensioni nel punto centrale per il diaframma di un separatore di fluido costituito da una piastra incastrata sui bordi, in acciaio inossidabile AISI316L ($E = 206 \text{ GPa}$; $\nu = 0.3$).

Dati: raggio $a = 37 \text{ mm}$, spessore 0.06 mm , pressione uniforme pari a 823.7 Pa .

Esercizio 3.2 ✓

Studiare la stessa piastra dell'esercizio precedente quando i bordi sono appoggiati invece che incastrati e confrontare i risultati.

Esercizio 3.3 ✓

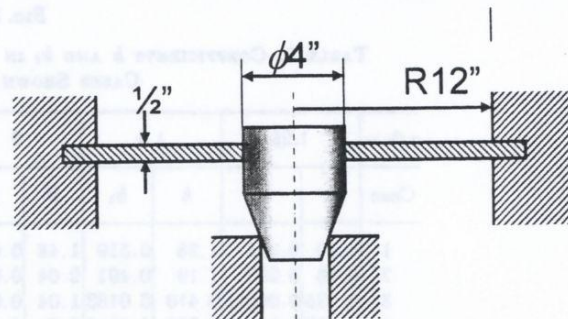
Un carico Q per unità di lunghezza è collocato sul bordo interno ($r = r_i$) di una piastra forata. Disegnare l'andamento della rotazione α , dello spostamento verticale w e dei momenti flettenti m_r e m_t in funzione del raggio r assumendo $r_i = 250 \text{ mm}$, $r_o = 500 \text{ mm}$ e lo spessore t come parametro.

Esercizio 3.4 ✓

Una valvola a diaframma per il controllo di un grande serbatoio è mostrata in figura. La valvola è calcolata per aprirsi ad una differenza di pressione di 137.9 kPa .

Se per un errore di montaggio ci fosse un abbassamento relativo della piastra di 0.127 mm , quale sarebbe la pressione differenziale che causa l'apertura della valvola? La piastra ha spessore $\frac{1}{2}$ pollice, il pistoncino 2 pollici, la piastra 12 pollici.

$E = 206.8 \text{ GPa}$.

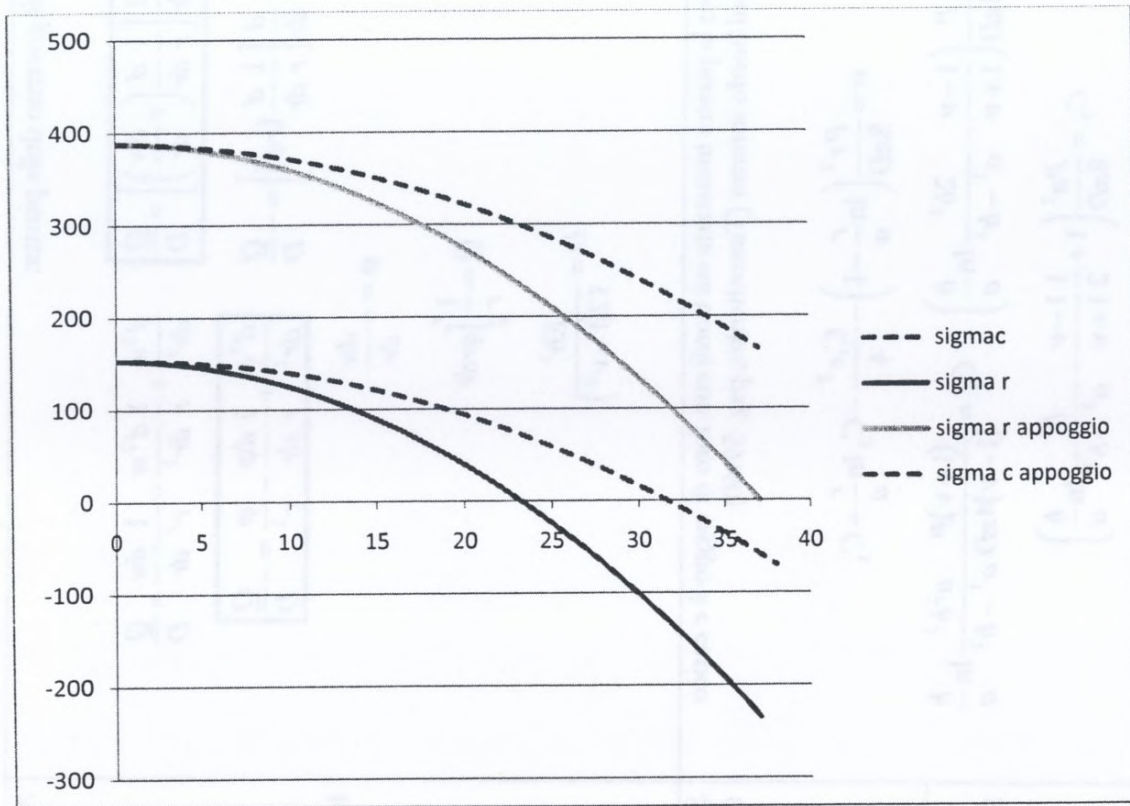


Esercizio 3.5 (facoltativo)

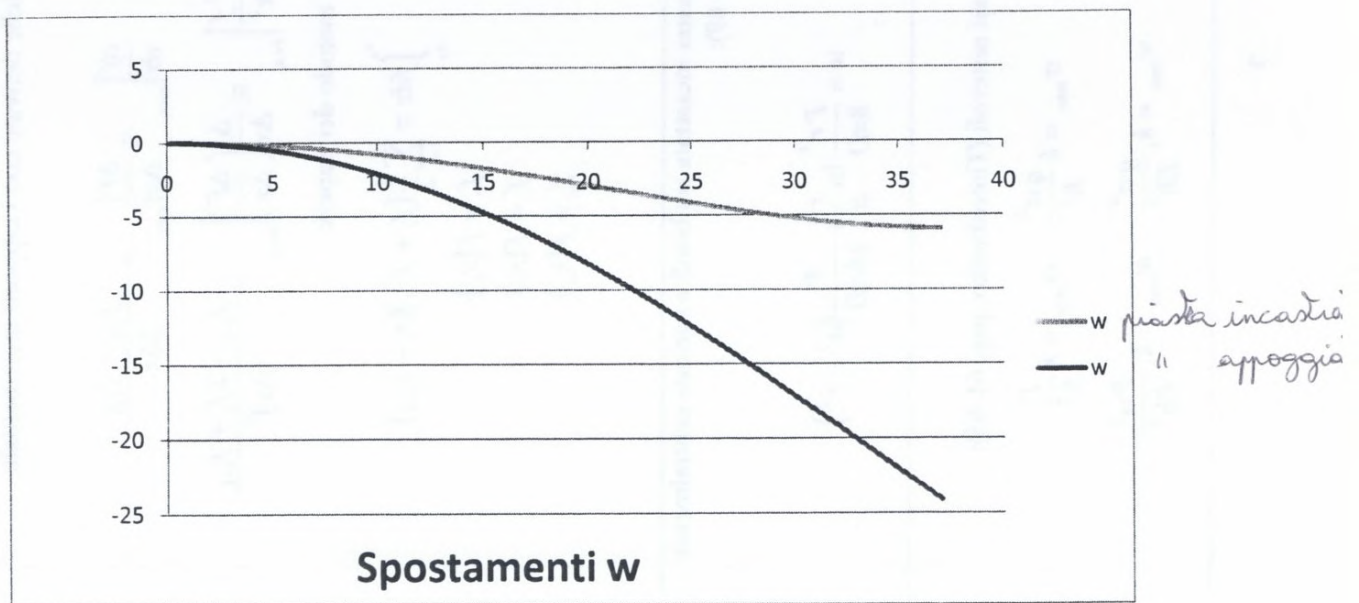
Scrivere un programma o un foglio di calcolo per risolvere numericamente, per mezzo del metodo delle differenze finite, il problema dell'esercizio VII.1.

Utilizzare lo stesso programma di calcolo per calcolare il massimo spostamento quando lo stesso carico complessivo agente sia applicato su di un'area avente raggio $r_0' = 1.2 \text{ mm}$ e $r_0'' = 12 \text{ mm}$.

Tensioni lungo il raggio di una piastra circolare caricata da un carico distribuito: casi di bordo incastrato e semplicemente appoggiato

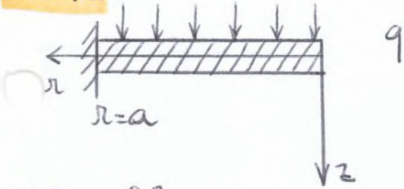


Spostamenti lungo il raggio di una piastra circolare caricata da un carico distribuito: casi di bordo incastrato e semplicemente appoggiato



30/05/13

Ex. 3.1:



$$Q_r = Q_0 \frac{r_0}{r} + \frac{q}{2} \left(r - \frac{r_0^2}{r} \right) \quad \text{con } r_0 = 0$$

$$\Rightarrow Q_r = \frac{qr}{2}$$

$$\frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r\alpha) \right] = + \frac{qr}{2}$$

$$\frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r \frac{dw}{dr}) \right] = \frac{qr}{2D} \quad \text{si integra 1^a volta,}$$

$$\left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r \alpha) \right] = \frac{qr^2}{4D} + A, \quad \text{moltiplicando } \times r \quad : \frac{d}{dr} (r \alpha) = \frac{qr^3}{4D} + Ar$$

$$\int \text{ancora } -r\alpha = \frac{qr^4}{16D} + \frac{Ar^2}{2} + B$$

$$\Rightarrow \alpha = -\frac{qr^3}{16D} - \frac{Ar}{2} - \frac{B}{r} = 0 \quad \text{con la cond al contorno} \quad \frac{dw}{dr} = -\frac{dw}{dr}$$

$$\times r=a \quad \begin{cases} \alpha=0 \\ w=0 \end{cases}$$

$$\times r=0 \quad \alpha=0 \Rightarrow B=0$$

$$\alpha=0 \quad \times r=a \rightarrow A = -\frac{qa^2}{8D}$$

$$w=0 \quad \times r=a \rightarrow C = \frac{qa^4}{64D}$$

$$w_{\max} \underset{r=0}{=} \frac{qa^4}{64D}$$

$$\text{Se } \alpha=0 \Rightarrow 0 = -\frac{qa^3}{16D} - \frac{Aa}{2} \rightarrow A = -\frac{qa^2}{8D}$$

$$\text{Se } w=0 \Rightarrow 0 = \frac{qa^4}{64D} - \frac{qa^4}{32D} + C$$

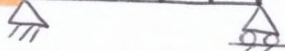
$$\Rightarrow C = \frac{qa^4}{64D}$$

$$w_{r=0} = 0 + 0 + \frac{qa^4}{64D} \Rightarrow w_{\max} \underset{r=0}{=} \frac{qa^4}{64D}$$

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} = \frac{206 \cdot 10^3 \cdot 0.06^3}{12(1-0.3^2)} = 4.07 \text{ Nmm}$$

$$w_{\max} = \frac{374 \cdot 8237 \cdot 10^6}{64 \cdot 4.07 \cdot 10^3} = -0.0059 \text{ mm}$$

Ex. 3.2



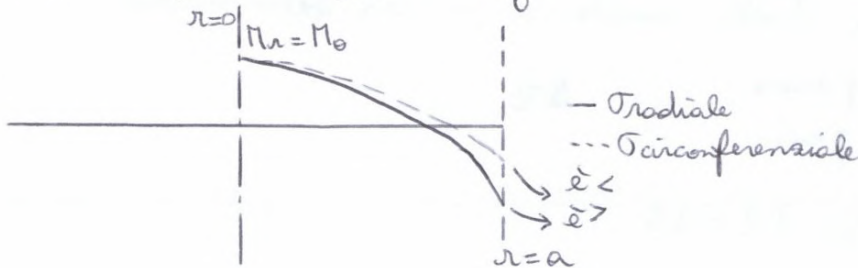
$$M_r = \frac{q}{16} \left[-r^2(3+\nu) + a^2(1+\nu) \right]$$

$$M_\theta = \frac{q}{16} \left[-r^2(1+3\nu) + a^2(1+\nu) \right]$$

$$M_r \underset{r=0}{=} M_\theta \underset{r=0}{=} \frac{q}{16} a^2 (1+\nu^2)$$

$$M_r \underset{r=a}{=} -\frac{qa^2}{8}; \quad M_\theta \underset{r=0}{=} -\nu \frac{qa^2}{8}$$

$$w_{\max} = \left(\frac{5+\nu}{1+\nu} \right) \frac{qa^4}{64D} = \frac{5.3}{1.3} \frac{374 \cdot 8237 \cdot 10^6}{64 \cdot 4.07 \cdot 10^3} = 0.024 \text{ mm}$$



Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

12ALPNE Costruzione di Macchine

5. Esercizi: gusci (comportamento membranale) ✓

Esercizio 5.1 ✓

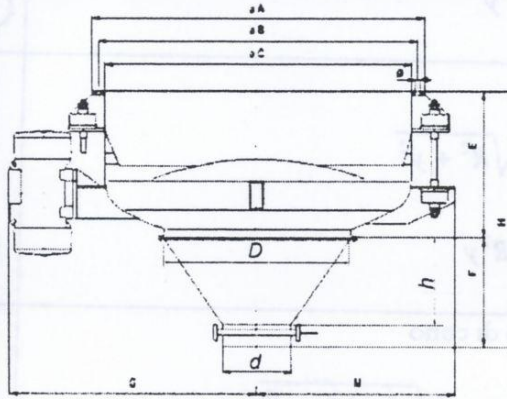
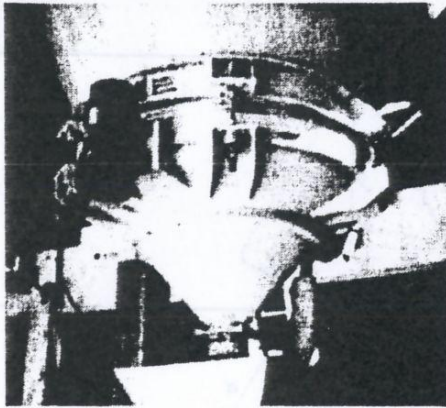
Determinare le tensioni agenti nel cono vibrante di un silo per farine. Dimensioni:

- Altezza $h = 250$ mm
- Diametro maggiore $D = 550$ mm
- Diametro minore $d = 200$ mm

$$\gamma = 300 \text{ kg/m}^3$$

Spessore lamiera 1.5 mm. Densità della farina circa 300 kg/m^3 .

Trovare i valori dei massimi di tensione e tracciare l'andamento delle tensioni.



Esercizio 5.2 ✓

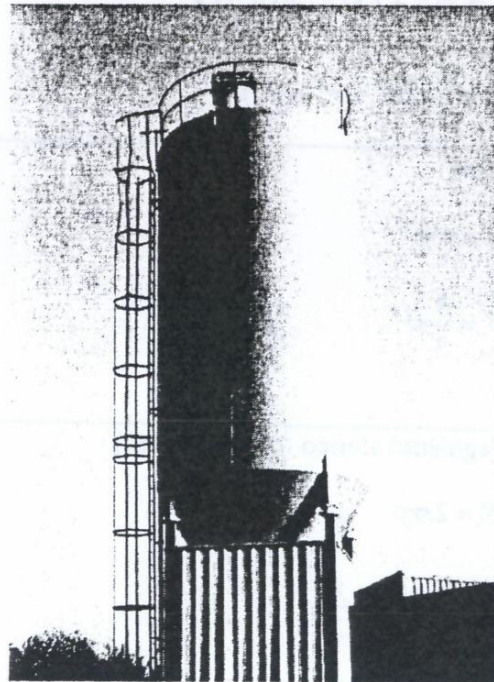
Un silo per lo stoccaggio di liquidi alimentari (densità circa quella dell'acqua) ha le seguenti dimensioni:

- Diametro $2a = 3$ m
- Altezza cono $b = 2$ m
- Altezza cilindro $H = 10$ m
- Spessore lamiera $s = 4$ mm

Calcolare l'andamento delle tensioni lungo l'altezza nei due casi in cui il silo sia supportato:

- alla base del cilindro come in figura
- sospeso in cima al cilindro

Determinare il coefficiente di sicurezza a snervamento con un acciaio S235

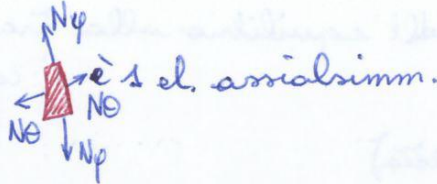
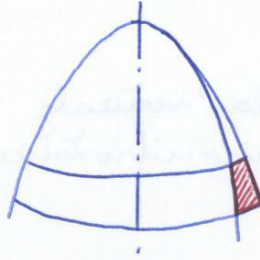


07/06/13

LUN 10: Aula 17 (11h30 → 12h30) 12h30 → 13h30

MER 12: da definire

Il guscio è 1 piastra sottoposta ad a sforzo normale (è 1 el sottoposto a strain plane). È 1 piastra tirata. È 1 membrana che il guscio è sottile



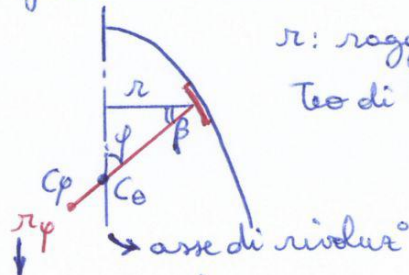
Se forze normali x unità di lunghezza

$\sigma_\theta = N_\theta / h \rightarrow$
 $\sigma_\phi = N_\phi / h \rightarrow$
 in le tensioni nelle 2 dir
 di equilibrio,
 Eq. delle forze normali dell'el.:

$$\frac{N_\phi}{r_\phi} + \frac{N_\theta}{r_\theta} = p \quad (1)$$

p dip dal caso studiato

X la geometria del nat si hanno già le tensioni principali

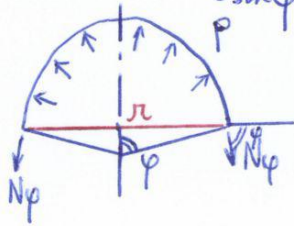


r: raggio di rivoluzione

Teo di Meusnier: $r_\theta = \frac{r}{\cos \beta} = \frac{r}{\cos(90^\circ - \phi)} = \frac{r}{\sin \phi}$

raggio di curvatura

r_ϕ è dato; $r_\theta = \frac{r}{\sin \phi}$



Dato 1 pezzo di guscio assialsimm. sottoposto a $p = cte$

$$2\pi r N_\phi \sin \phi = \pi r^2 p$$

$$N_\phi = \frac{r p}{2 \sin \phi} \quad (2)$$

2 casi:

Recipiente sferico:

Immaginiamo 1 sfera permeata dall'interno di raggio a

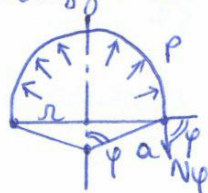
$$\frac{N_\phi}{a} + \frac{N_\theta}{a} = p$$

$$N_\phi = p a - N_\theta$$

$$2\pi a N_\phi = \pi a^2 p$$

$$N_\phi = \frac{p a}{2}$$

$$\Rightarrow N_\theta = \frac{p a}{2}$$

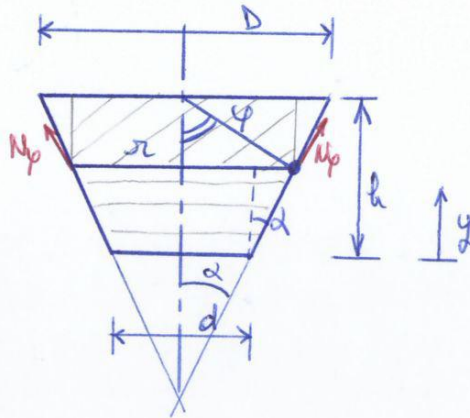


Recipiente cilindrico in pressione:

14/06/13

Ex. 1:

È un guscio tronco-conico



m_p : spessori x unità di lunghezza

$$\frac{N_p}{r_p} + \frac{N_\theta}{r_\theta} = p \Rightarrow N_\theta = r_\theta p = r_\theta \cdot \gamma (h-y)$$

p : carico idrostatico

carico idrostatico

$$N_\theta = \frac{r}{\cos \alpha} \gamma (h-y)$$

$r = \frac{d}{2} + y \tan \alpha \rightarrow r$ è un generico raggio della superficie tronco-conica

$$N_\theta = \left[\frac{d}{2} + y \tan \alpha \right] \frac{\gamma (h-y)}{\cos \alpha}$$

s : spessore
h: altezza

[IIa] $\sigma_\theta (y=0) = \frac{d}{2} \frac{\partial h}{\cos \alpha \partial s} \rightarrow$ è la tensione circonferenziale sul bordo \angle del cono

[IIa] $\sigma_\theta (y=h) = 0 \rightarrow$ al polo libero non sente la tensione circonferenziale

$$2\pi r N_p \cos \alpha = P$$

Il peso è dato dal cilindro di liquido e il vol contenuto nel cono

$$P[N] = \text{vol} \cdot \gamma \Rightarrow P = \gamma \pi \left\{ (h-y)r^2 + \frac{y}{3} \left(\frac{d^2}{4} + \frac{rd}{2} + r^2 \right) \right\} = \gamma \pi (\text{vol. cilindro} + \text{vol. tronco})$$

$$P = \gamma \pi \left[h r^2 - \frac{2}{3} \gamma r^2 + \frac{\gamma d^2}{4} + \frac{\gamma}{2} r d \right]$$

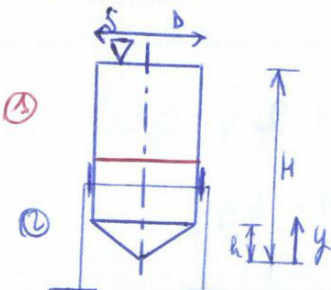
$$N_p = \gamma \frac{\left\{ (h - \frac{2}{3}y) \left(\frac{d}{2} + y \tan \alpha \right)^2 + \frac{6}{3} \frac{d}{2} \left(\frac{d}{2} + y \tan \alpha \right) \right\}}{2 \cos \alpha \left(\frac{d}{2} + y \tan \alpha \right)}$$

$$\sigma_p (y=0) = \gamma \frac{h (d/2)^2}{2 \cos \frac{d}{2}} = \frac{\gamma h d}{4 \cos \alpha \cdot s}$$

$$\sigma_p (y=h) = \frac{N_p (y=h)}{s}$$

0.003
0.006

Ex. 2.



La linea rossa è appena sopra il supporto

$$\frac{N_0}{r_0} = p \quad \text{che essendo 1 cono, } r_p \rightarrow \infty$$

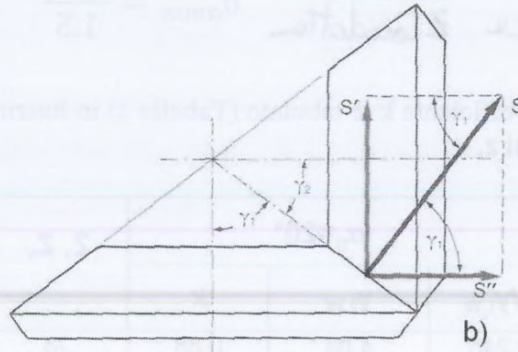
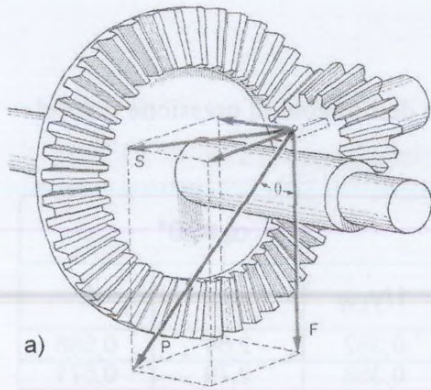
$$\Rightarrow N_0 = \frac{pr}{\cos \alpha} = \gamma(H-y) \frac{r}{\cos \alpha}$$

DIMENSIONAMENTO DELLE RUOTE DENTATE CONICHE:
LEWIS

Per le ruote dentate coniche vale che il rapporto di trasmissione i è

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_{p2}}{d_{p1}} = \frac{\sin \gamma_2}{\sin \gamma_1}$$

Con γ semi-angolo di cono.



Diametro primitivo $d_{p1} = m \cdot Z_1$,
l'addendum $h_a = m$,
dedendum $h_d = 1,2 \cdot m$,

l'altezza totale $h = 2,2 \cdot m$,
diametro di testa $d' = d_{p1} + 2 \cdot m \cdot \cos \gamma_1$,
diametro di base $d'' = d_{p1} - 2,4 \cdot m \cdot \cos \gamma_1$,

$F = P \cdot \cos \alpha$ componente tangenziale $\alpha = 20^\circ$

e una componente $S = P \cdot \sin \alpha$ a sua volta, è $S' = S \cdot \sin \gamma_1$ $S'' = S \cdot \cos \gamma_1$

Si dimensiona una ruota fittizia a denti dritti e si trova il numero di denti fittizio con la formula

$$Z_{reale} = \frac{Z_{virtuale}}{\cos \gamma}$$

Per un semiangolo di cono di 45° per un numero reale di denti di quasi 22 si ha un numero fittizio di denti di 30. **Bisogna fare attenzione a non scendere al di sotto di un numero minimo di denti reali di 18.**

Nel caso di ruote dentate coniche con assi ortogonali vale : $i = \tan \gamma$

Con γ semi-angolo di cono più grande delle 2 ruote dentate, altrimenti: $i = \frac{1}{\tan \gamma}$

Per il calcolo delle forze scaricate sui supporti valgono le relazioni a pag 25 del libretto SKF elementi di meccanica delle trasmissioni

Il dimensionamento a fatica va svolto come le ruote dentate a denti dritti considerando la ruota fittizia. Una volta dimensionata la ruota fittizia si ritorna alla ruota dentata conica.

Si passa al dimensionamento dei denti

$$z_v = \frac{z}{\cos^2 \beta_b \cos \beta}$$

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{y_{Lw} \cdot C \cdot 2 \cdot \cos \beta}{\lambda \cdot \sigma_{Lw} \cdot z}}$$

Nella seconda equazione bisogna inserire il numero di denti Z reale NON QUELLO VIRTUALE

Entrando con Z_v nella tabella si trova Y di Lewis e poi si trova m_n , si sceglie quello normalizzato appena superiore e si verifica

$$\sigma_{Lw} = \frac{\frac{F_t}{\cos \beta_b}}{\frac{b}{\cos \beta_b} \cdot m_n} \cdot y_{Lw} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} y_{Lw}$$

si ricorda la seguente relazione

$$b_{eff} = \frac{b}{\cos \psi}$$

Si genera un momento dovuto alla forza assiale che forza l'albero di appoggio
Con $T =$ coppia

$$M_a = F_a d/2 = F_t \tan \psi d/2 = T \tan \psi$$

DIMENSIONAMENTO RUOTE A DENTI DRITTI:
RESISTENZA A FATICA

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$$

$$\sigma_F = \frac{F_{t\max}}{b \cdot m_n} \cdot y_{Fa} \cdot y_{Sa} \cdot y_\varepsilon \cdot y_\beta \cdot (K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha})$$

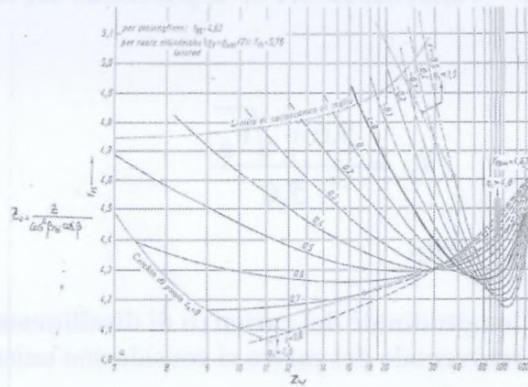
I parametri relativi all'ingranaggio sono:

y_{Fa} fattore di forma del dente,

y_{Sa} fattore di correzione della tensione,

$y_{FS} = y_{Fa} \cdot y_{Sa}$

si entra nel grafico con il numero di denti virtuale se si tratta di ruote elicoidali.



y_ε fattore del rapporto di condotta

$$\begin{cases} y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_\alpha} \Leftrightarrow \varepsilon_\alpha < 2 \\ y_\varepsilon = 0.5 \Leftrightarrow \varepsilon_\alpha \geq 2 \end{cases}$$

$$\begin{aligned} r_e &= r \cos \alpha \\ r_e &= r + h_a \\ r_i &= r - h_f \\ h_a &= m_n \\ h_f &= 1.25 m_n \\ p_o &= \pi / m_o \end{aligned}$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{AB}{p_b} = \frac{\sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} - (R_1 + R_2) \sin \alpha_t}{p \cdot \cos \alpha_t}$$

dove R_1 ed R_2 sono i raggi primitivi rispettivamente delle ruote, R_{e1} ed R_{e2} i raggi di troncatura esterna, R_{b1} ed R_{b2} i raggi di base, p e p_b i passi sulla circonferenza primitiva e di base e α_t è l'angolo di pressione sulla sezione frontale del dente.

Per i diversi raggi la tabella a pag 23 del capitolo sulle ruote dentate a denti dritti

y_β fattore dell'angolo d'elica, per ruote a denti dritti è uguale a 1

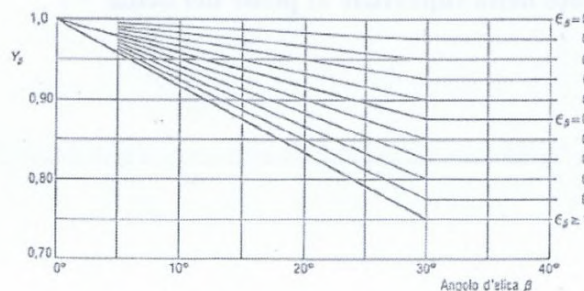
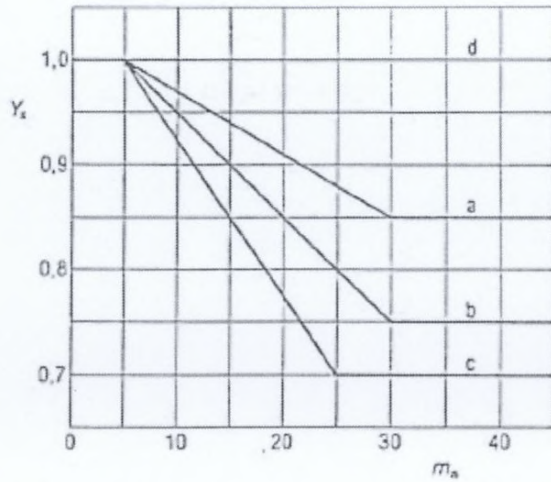


Figura 9 - Andamento del fattore y_β

yx fattore di dimensione;

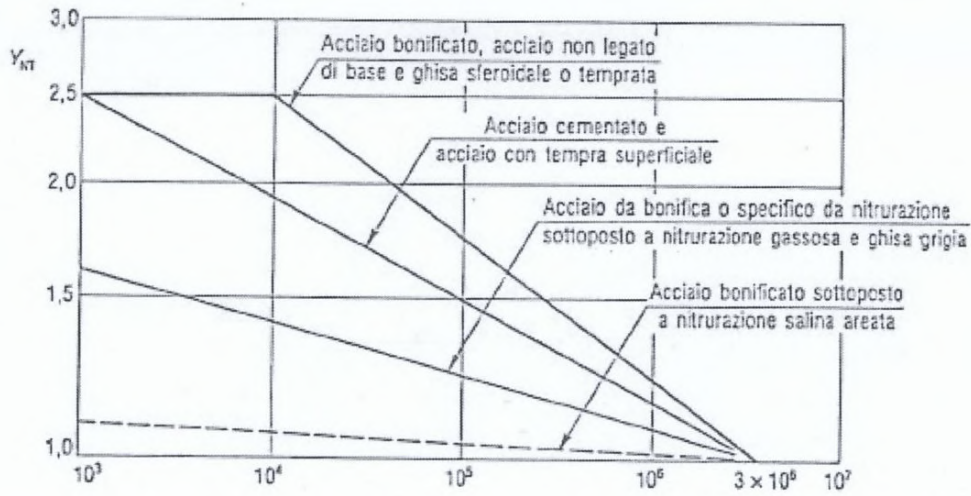
in funzione del modulo normale e del tipo di acciaio, si può considerare unitario per materiali trattati opportunamente con riferimento alle dimensioni della ruota.



- a) acciaio bonificato, acciaio non legato di base e ghisa sferoidale o temprata
- b) acciaio indurito in superficie
- c) ghisa grigia
- d) tutti i materiali sotto carico statico

yNT fattore di durata

in base al numero di cicli, =1 se le ruote dentate sono da dimensionare a vita infinita.



con

$$\epsilon_{\alpha} = \frac{AB}{p_b} = \frac{\sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} - (R_1 + R_2) \sin \alpha_t}{p \cdot \cos \alpha_t}$$

dove R_1 ed R_2 sono i raggi primitivi rispettivamente delle ruote, R_{e1} ed R_{e2} i raggi di troncatura esterna, R_{b1} ed R_{b2} i raggi di base, p e p_b i passi sulla circonferenza primitiva e di base e α_t è l'angolo di pressione sulla sezione frontale del dente.

Per i diversi raggi la tabella a pag 23 del capitolo sulle ruote dentate a denti dritti

$$\epsilon_{\beta} = \frac{b}{p_t} \tan \beta$$

z_{β} fattore dell'angolo d'elica

$$z_{\beta} = \sqrt{\cos \beta}$$

K_A fattore di applicazione del carico.

Si sceglie di solito 1.5 non sapendo i dettagli

Caratteristiche di funzionamento del motore	Caratteristiche di funzionamento della macchina azionata		
	uniforme	sovraccarichi leggeri	sovraccarichi forti
Valori orientativi di K_A * *			
Uniforme	1,0	1,25	1,75
Sovraccarichi leggeri	1,25	1,5	2,0 o più
Sovraccarichi forti	1,5	1,75	2,25 o più

* I valori indicati non sono validi per ingranaggi funzionanti a velocità prossime alle velocità di risonanza.
 * Per ingranaggi moltiplicatori, moltiplicare i valori indicati per 1,1.

Tabella 3 – Valori del fattore di applicazione del carico K_A

K_V fattore dinamico;

$$k_V = \frac{5,6 + \sqrt{v_p}}{5,6}$$

v_p è la velocità periferica: $v_p = \omega \cdot R_p$

K_{Hb} fattore di distribuzione longitudinale del carico (o di disallineamento): nel caso di mancanza di informazioni precise si può ipotizzare unitario

K_{Ha} fattore di distribuzione trasversale del carico: nel caso di mancanza di informazioni precise si può ipotizzare unitario