

Appunti di ELEMENTI COSTRUTTIVI DELLE MACCHINE (6 CFU)

Filippo Corvaro
GitHub — LinkedIn

Dipartimento di Ingegneria Industriale, Elettronica e Meccanica
Università degli Studi ROMA TRE
Anno Accademico 2022/2023

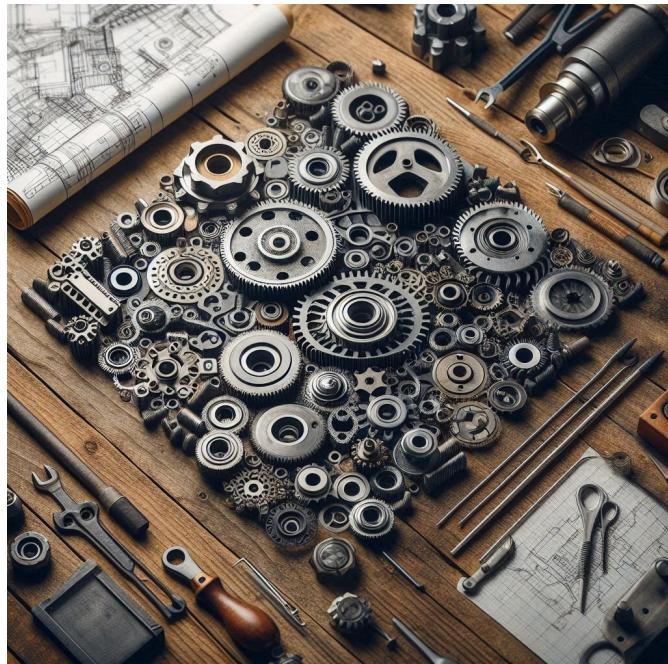


Figura 1: Immagine generata con Image Creator di Bing, basata sulla tecnologia DALL·E 3.

Preambolo

Sono consapevole che l'aspetto estetico di questi appunti non sia dei migliori, in quanto redatti su un vecchio tablet. Tuttavia, spero possano rappresentare un valido supporto per lo studio e la comprensione di alcuni concetti fondamentali della materia.

Fonti

Questi appunti sono stati redatti sulla base del materiale fornito dal professore Marini. Per ulteriori approfondimenti, consiglio di fare riferimento ai testi e alle risorse indicati dal docente.

Modalità d'esame

L'esame consisteva in una prova scritta. Al momento del mio appello, non erano previsti esoneri né colloqui orali.

Indice

1 Appunti del Corso	4
2 Conclusioni	66

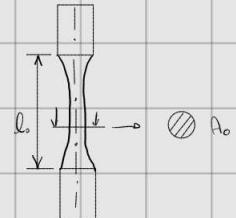
1 Appunti del Corso

Questi appunti risalgono a un periodo in cui avevo un metodo di scrittura meno organizzato, e al momento non ho la possibilità di rivederli e ristrutturarli. Di conseguenza, non fornirò una suddivisione dettagliata degli argomenti né un indice strutturato. L'onere di esplorarli e organizzarli spetta quindi al lettore.

Provare il tronco Stata:

È uno provare che si esegue con macchine di disegno o diametri o elettronici. La macchina ha due gomme, una fissa e uno mobile, alle quali sono agganciate le due estremità del provare (PROVETTA). Il provare ha due teste di ferro, che reggono remote delle gomme del macchinario e ha una geometria cilindrica con lunghezza del tratto utile, lo è diametro d_0 .

Possiamo definire l'area del provare come $A_0 = \pi r^2 = \pi d^2 / 4$



La prova consiste nell'allungare la gomma fissa al quale mobile a una velocità costante (v_0) tale da poter considerare la accelerazione applicata alla provetta come una accelerazione di accelerazione istantanea.

(Mp) Velocità gomma mobile costante e basso \Rightarrow Seguire Sollecitazioni statiche

Il carico applicato è una forza F diretta come l'asse longitudinale della provetta. La forma della provetta permette di considerare la tensione di prova come una forza alleata a trazione unidimensionale e quindi poter considerare un punto dello zero di misura allontanato od un identico punto di tensione monodimensionale, descrivibile con un'area lavorante di tensione materiale, diretta come la forza F applicata:

$$\sigma = \frac{F}{A_0}$$

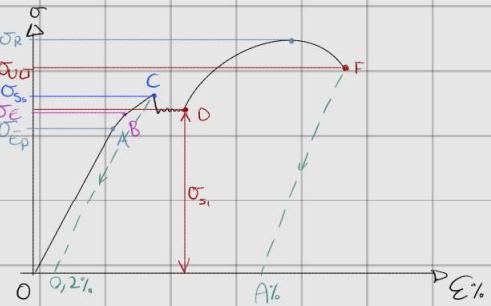
L'applicazione del carico determina una deformazione dello zero di misura che avrà un allungamento longitudinale Δl e uno riduzione radiale del diametro d . In campo elastico è possibile definire il c. s. di Poisson

$$\nu = \frac{\Delta d}{\Delta l}$$

La macchina ha la funzione di misurare contemporaneamente il carico applicato, F e lo allungamento longitudinale della provetta Δl . Quindi misurando l'area lavorante A_0 , è possibile calcolare istante per istante i valori della tensione σ e della deformazione ϵ definita come $\epsilon \% = \left(\frac{l_u - l_0}{l_0} \right) \times 100$

dove l_u è lo lunghezza all'istante i -esimo.

Considerando un solido elastico è possibile ottenere il seguente diagramma tipo della prova di tronco



Possiamo definire le grandezze:

- σ_{EP} , **tenore limite elastica proporzionale**. Nel tratto OA si ha una deformazione elastica proporzionale allo stress.
 - E , **modulo di Young** o modulo di elasticità longitudinale. Rappresenta la rigidità del tratto elastico proporzionale ed è definito: $E = \frac{\sigma}{\epsilon}$
 - σ_E , **tenore limite elastico**. Nel tratto AB si ha deformazione elastica ma non c'è proporzionalità tra tenore e deformazione.
 - σ_{SS} , **tenore limite di raccorciamento superiore**. Lo sforzo netto è lo sforzo di transizione da def. elastica a plastica. Convenzionalmente questo punto è indicato con una retta con pendente E tracciata da un def. plastico rendendo del 0,2%.
 - σ_{SI} , **tenore limite di raccorciamento inferiore**, indicando lo sforzo minimo della deformazione e proiettato un arco sotto meglio davanti alle lunghezze risparmiate di raccorciamento gerente nella provetta.
- ATTENZIONE:** Se risulta $\sigma_{SI} \neq \sigma_{SS}$, per un dimensionamento si usa quello minore tra le due.
- σ_R , **tenore limite di rotura**, è il massimo valore di tenore rilevato nel diagramma.
 - **Olt, tenore ultimo**, è lo tenore che provoca il cedimento della provetta. Il diagramma risulta essere uno tenore minore proiettato a quello di rotura ma questo è legato al fenomeno dello **strusso**. Questo fenomeno comporta lo indurre di sforzi costanti allo indurre del deformato davanti alla deformazione plastica (permette la gommetta calzatura). Quindi per effettuare un calcolo attendibile bisogna considerare lo **tenore roturato**.
- $\sigma' = F$. Quindi c'è uno svariazore di tenore tra quelli reale e teorico.
Ani
- È evidente che lo stato di tenore nei punti dello sforzo di rotura non è più monotono, ma **tranne** e lo tenore quale è solo una delle componenti dello stato di tenore e non è sufficiente per rappresentarlo.
- Si ricorda che lo **stato di tenore tranne** ha tutte e tre le tensioni principali diverse da zero e lo **stato di tenore monotono** solo una tensione principale diversa da zero. È possibile definire allo stesso modo lo **tenore frangibile** o anche detto **franco**. Inoltre, è possibile definire le seguenti grandezze:
- $A\%$, **Allungamento percentuale a rotura**, si misura lo sforzo che somma dei due tronchi rende il momento dello rotura.

$$A\% = \frac{l_f - l_0}{l_0} \times 100$$

Da questo, per convenzione è possibile definire i materiali con comportamento frangibile e duttile.

$$A\% > 5\% \rightarrow \text{Materiale duttile} \quad A\% \leq 5\% \rightarrow \text{Materiale frangibile}$$

Distinzione estremale di fasi del dimensionamento di un materiale

• **Rendita**, energia per unità di volume richiesta per generare il momento, dato dall'area sotto la tratta O-C

• **Tanato**, energia per unità di volume richiesta per generare il rotore, area sotto all'intero curva.

Tensione limite di trazione:

Si chiama una tensione limite di trazione $\sigma_{CT} = \sigma_s$ per intenderi duttili

$$\sigma_{CT} = \sigma_R \text{ per intenderi fragili:}$$

$$\sigma_{CT} = \sigma_{EP} \text{ per le malle}$$

Piave di compressione: Stato

Con lo stesso nockhorno dello prove trazione è possibile effettuare lo prove di compressione.

• **Intendi duttile** → lo prove non temono con un cedimento del piano ma con una deformazione del $E\% = 0,2\%$ (comportamento) e si determina la tensione limite di compressione.

$$\text{Per i intendi duttili ho } \sigma_{CC} \approx \sigma_{CT}$$

• **Intendi fragile** → In questo caso si giunge al rotore con uno frattura colonna (parallello all'asse longitudinale). Per un intendi fragile ho $\sigma_{CC} > \sigma_{CT}$. Per intendi fragili molto $\sigma_{CC} = 3 \div 4 \sigma_{CT}$

Intendi imprese comuni per gli elementi di macchine:

Si intendi più comuni imprese sono: **gli acciai**, **la ghisa** (grigia, brama, malleabile, flessibile, lega), **intendi non ferri**: (Rame-Cu, Alluminio-Al, Titanio-Ti, Mg, Zn, Cu-Ni, Zn-Ni, Cu-Zn, Cu-Zn-Ni), **leghe ottiche** e **intendi sintetici**.

Faccendo un confronto tra lo ghisa e l'acciaio, vediamo che lo ghisa possiede:

Vantaggi:

- Una resistenza alle corrosioni migliore.

- Garantisce uno momento alle vibrazioni gravi di basso modulo di Lung-E.

- Un costo minore.

- Un'elettricità diversa e più elevata resistenza d'usura.

- Megliori caratteristiche fusione, in termini di Cldabilità.

- Una lavorabilità che rendono intendi migliore

Svantaggi:

- Ha una massa tenso- (K) che comporta una sollecitazione fragile

- Limitato corso di rotore (σ_R) che dipende dalla sezione del getto

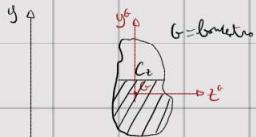
- Buco duttile.

- Difficile addebito.

RICHIAMO DI NOZIONI - AZIONI INTERNE E TENSIONI

SIC fornisce le relazioni tra le azioni esterne e le componenti di tensione attraverso il principio dell'**equilibrio interno**, che stabilisce che la somma delle forze e dei momenti interni agente su un volume infinitesimo di un corpo esterno deve essere uguale a zero. Queste relazioni sono fondamentali per l'ordine delle strutture e consentono di determinare le forze esterne

oggetto di interno di un'struttura in base alle orarie esterne che agiscono su di essa. Si manda la differenza tra forza e forma, il primo è una grandezza che descrive lo sforzo interno che agisce su uno spigolo, la forza invece descrive l'interazione tra due spigoli. Primo che entri nel dettaglio, definiscono:



$$1. \text{ Area reale}, A = [L]^2$$

2. C_2 , corda dello spigolo in direzione z passante per il punto. È la linea retta che passa per il punto e che è parallela all'asse z [L]

$$3. y_c = \frac{\int y dA}{A} [L] \quad y_c \text{ è il distanza del punto dalla z assente}$$

$$4. z_c = \frac{\int z dA}{A} [L] \quad z_c \text{ è il distanza del punto dalla y assente}$$

5. Momento statico è una proprietà geometrica di un oggetto che misura la distinzione della massa della forma dell'oggetto, preso in considerazione un certo asse. $S_y = \int z dA = z_b \cdot A \quad [L]^3$ e $S_z = \int y dA = y_b \cdot A$

Questi sono i momenti statici rispetto l'asse y e z dello spigolo di senso opposto alla corda.

Ora invece il momento statico è nullo al centroide. $S_{yc} = S_{zc} = 0$

6. Momento d'inerzia dello spigolo rispetto all'asse y $J_y = \int z^2 dA$

7. Momento d'inerzia dello spigolo rispetto all'asse z $J_z = \int y^2 dA \quad [L]^4$

8. Momento d'inerzia piano dello spigolo $J_p = \int r^2 dA = \int (z^2 + y^2) dA = J_y + J_z \quad I = \text{raggio d'inerzia}$

Questi momenti di inerzia vengono utilizzati per determinare la resistenza di un profilo a flessione, torsione e altri forze rotatorie. Quindi il momento di inerzia dello spigolo tiene conto della forma e della distinzione dell'asse dello spigolo.

In un segmento con asse x coincidente con quello dello spigolo, le componenti di tensione in un punto dello spigolo sono:

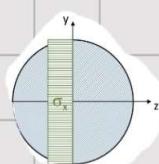
AZIONE INTERNA

► COMPONENTI DI TENSIONE

Sfioro minore, N_x ,

$$\Rightarrow \sigma_x = \frac{N_x}{A}$$

lo stress è lo stesso in tutti i punti dello spigolo A



Sfioro di taglio, T_y

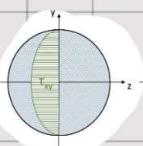
$$\Rightarrow \tau_{xy} = \frac{T_y \cdot S_2}{J_z \cdot C_2}$$

$$S_2 = y_b A$$

Probabile l'infinito delle

$$J_z = \int_A y^2 dA$$

torsione sullo spigolo A



Sfioro di taglio, T_z

$$\Rightarrow \tau_{xz} = \frac{T_z \cdot S_2}{J_y \cdot C_2}$$

$$S_2 = z_b A$$

$$\Rightarrow \tau_{xz} = \frac{4 T_z}{3 A} \quad (\text{non ne sono sicuro qui})$$

$$J_y = \int_A z^2 dA$$

Per le tensioni indotte dal momento flettente e dal momento torsionale, che sono visibilmente più gravi, il loro valore è proporzionale allo sfioro

del punto rispettivamente dell'asse dello spigolo e dell'asse dello spigolo. Per cui se riflettiamo il valore MAX:

• Momento flettente, M_{Fy}

$$\Rightarrow \bar{O}_x \max = \frac{M_{Fy} \cdot z_{\max}}{S_y} = \frac{M_{Fy}}{W_{Fy}}$$

$$S_y = \int_A z^2 dA$$

W_{Fy} = modulo di resistenza a flessione dello scavo rispetto

all'asse y.

• z_{\max} = massima distanza da un punto dello scavo dell'asse y.

• Momento flettente, M_{Fz}

$$\Rightarrow \bar{O}_x \max = \frac{M_{Fz} \cdot y_{\max}}{J_z} = \frac{M_{Fz}}{W_{Fz}}$$

$$y_{\max} = \int_A y^2 dA \quad e \quad J_z = \int_A z^2 dA$$

W_{Fz} = modulo di resistenza a flessione dello scavo rispetto all'asse z.

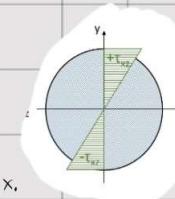
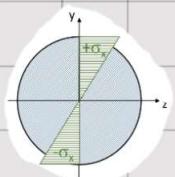
• Momento torcente, M_{Tx}

$$\Rightarrow T_{x \max} = \frac{M_{Tx} \cdot I_{max}}{J_p} = \frac{M_{Tx}}{W_{Tx}}$$

$$J_p = \int_A r^2 dA = \int_A (y^2 + z^2) dA$$

• I_{\max} = massima distanza di un punto dello scavo dall'asse x.

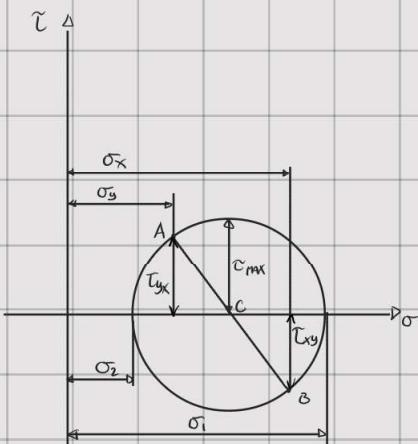
• W_{Tx} = modulo di resistenza a torsione dello scavo rispetto all'asse x.



Cerchio di Mohr: è il luogo dei punti, nel piano $\sigma - \tau$, determinati dalle componenti di tensore orizzontale forza di puntei paralleli

per un asse principale. L'utilità del cerchio di Mohr è quella di determinare il valore delle tensioni principali e portare dal piano delle componenti σ e τ orizzontali a due puntei ortogonali tra loro, del medesimo forza.

Note le componenti (σ_x, τ_{xy}) e (σ_x, τ_{xz}) , in un S.R. generale, relative a due puntei ortogonali (punti A e B del cerchio di Mohr), è possibile tracciare il cerchio di centro C e raggio r e determinare il valore di due tensioni principali, nonché il massimo valore assoluto dello stress tangenziale (in un piano a 45° rispetto ai puntei principali). È possibile tracciare un cerchio per ogni direzione principale e perciò mettere a determinare tutte le tensioni principali.



$$\text{Centro } C = \left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}; 0 \right) \quad e \quad r = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + r$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - r$$

$$\tau_{\max} = r$$

Stato di deformazione: lo stato di deformazione può essere descritto in un generico S.R. x,y,z da 6 componenti indipendenti: 3 longitudinali E , che determinano rottura di solle determinante delle componenti normale dello stress e 3 componenti angolari γ che determinano rottura di:

frazio determinante delle componenti tangenziali dello stress. Definiti u, v, w come notazioni in direzione x, y, z:

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}; \quad \epsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}; \quad \epsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}; \quad \gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}; \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}$$

Nel caso di sollecitazioni in corpo elastico lineare, tra le componenti di tensione e le componenti di deformazione esistono le relazioni:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{1}{E} (\sigma_x - \nu (\sigma_y + \sigma_z)) \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E} (\sigma_y - \nu (\sigma_x + \sigma_z)) \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E} (\sigma_z - \nu (\sigma_x + \sigma_y))\end{aligned}$$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}$$

$$\begin{aligned}\gamma_{xy} &= \frac{\tau_{xy}}{G} \\ \gamma_{xz} &= \frac{\tau_{xz}}{G} \\ \gamma_{yz} &= \frac{\tau_{yz}}{G}\end{aligned}$$

Analisi di un dimensionamento di un elemento di macchina germe:

Il fine di questo paragrafo è ridurre le sollecitazioni (conchi spinti) a cui è sottoposto l'elemento di macchina durante il suo funzionamento e determinare le dimensioni adatte in funzione di queste. Infine gli elementi di macchine sono soggetti a conchi variabili nel tempo, si pensi ad un elemento in rotazione e si consideri una forza costante opposta ad esso, la dimensione della forza risulterà variabile rispetto all'elemento stesso e nel S.R. questo elemento è uno gireto variabile. Per effettuare un dimensionamento base detto di prova tentativo effettuiamo l'ipotesi Hooke SOLLECITAZIONE STATICA (pulsione statica dei conchi) e ottengono una verifica o resistenza dell'elemento di macchina. Sul l'elemento si calcola verificare lo spazio dell'elemento di macchina di resistere alle variazioni dei conchi (verifica a fatica), visto che nella loro vita sono soggetti a conchi di esercizio che variano di volta in volta. Inoltre, l'elemento di macchina deve garantire le resistenze costitutive geometriche (forma e dimensioni) da patente ad ogni incremento applicazione dei conchi e per questa bisogna munirlo nel campo delle sollecitazioni elastiche.

Problema di dimensionamento base (verifica a resistenza)

Ricorda un'ordine di 12 passaggi:

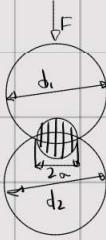
1. Creatore di un modello geometrico. Può avere geometria semplice o complesso, ma bisogna tenere a mente che il modello reale e teorico differiscono per le dimensioni di lavorazione.

2. Salto del modello. Questa scelta riguarda le caratteristiche necessarie del modello: tensione limite (σ_t), costitutive elastiche (ν e E), costitutive di resistenza o fatica, costitutive di resistenza e costitutive di dimensione maggiore.

3. Sintesi dei conchi: è il processo di raggruppamento dei conchi relativi agli elementi sulla struttura. Nello studio bisogna distinguere i conchi concatenati e distaccati, guardando entrambi perché i conchi concatenati sono applicati su una superficie di contatto molto (fusetto all'intero elemento) e con superficie non piatta. Su questa superficie si possono instaurare elevati livelli di pressione, che determinano un severo stato di tensione nell'intero della zona di contatto. Per studiare lo stato tensionale indotto dal contatto bisognato è necessario determinare il valore delle pressioni di contatto e a tale fine si usano le formule di Hertz (contatto Hertziano), valide nel caso di comportamento elastico del materiale. Bisogna distinguere due casi:

CASO SFERICO

La superficie è difatta sferica quando l'intersezione con un qualsiasi piano normale ad esso risulta una linea curva. In questo caso l'area di contatto risulta un cerchio, con centro sulla direzione della risultante delle forze di contatto, \vec{F} .



La pressione nel cerchio di contatto non è uniforme: viene minima al centro e si annulla nello tangente esterno. Per verificare lo rendere dello sforzatore è necessario determinare il valore minimo della pressione. La formula di Hertz per superficie sferiche consente di determinare il raggio, a , della superficie di contatto. Se una delle superfici sferiche è interna, il corrispondente valore del diametro deve essere preso negativo.

$$a = \sqrt[3]{\frac{3F}{8} \left(\frac{(1-V_1^2)}{E_1} + \frac{(1-V_2^2)}{E_2} \right) \frac{1}{d_1 + d_2}}$$

$$\Rightarrow P_{\text{min}} = \frac{3F}{2\pi a^2} \quad \text{e} \quad P_{\text{AVARAGE}} = \frac{F}{\pi a^2}$$

Formula valida anche quando il contatto avviene tra una superficie sferica ed un piano (il piano si considera $d=\infty$).

La pressione di contatto genera nella zona attivata un stato di tensore tridimensionale. Considerando lo stato di rotura di Tresca (T_{MAX}) si nota che il punto più sforzato è al di sotto della superficie.

CASO CILINDRICO

La superficie è cilindrica quando l'intersezione con uno dei piani normali ad esso risulta essere una linea retta. Nel caso di contatto tra superficie cilindrica, l'area di contatto risulta un rettangolo. La pressione nel rettangolo di contatto non è uniforme: viene minima all'angolo del suo area, in cui agisce la risultante delle forze di contatto. Quindi, anche in questo caso bisogna considerare lo P_{min} per verificare lo rendimento dello sforzatore. La formula di Hertz per superficie cilindriche consente di determinare la dimensione b della superficie di contatto. l è la lunghezza del rettangolo.

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi l} \left(\frac{1-V_1^2}{E_1} + \frac{1-V_2^2}{E_2} \right) \frac{1}{d_1 + d_2}} \Rightarrow P_{\text{MAX}} = \frac{2F}{\pi b l} \quad \text{e} \quad P_{\text{AVG}} = \frac{F}{2lb}$$

Se una delle due superfici cilindriche è interna, il corrispondente valore del diametro va preso con il segno negativo. La formula è valida anche quando il contatto avviene tra una superficie cilindrica ed un piano (in questo caso il piano si considera $d=\infty$). Analogamente al caso precedente, la pressione di contatto genera nella zona attivata un stato di tensore tridimensionale. Considerando lo stato di rotura di Tresca si nota che il punto più sforzato non si trova in superficie ma al di sotto di essa.

4. Schermaturazione dei nodi: è il processo di semplificazione dei nodi che agiscono su uno struttura, facilitando l'analisi.

Bisogna studiare lo struttura nelle spazio, considerando gli assi x, y e z e le rispettive trascrizioni e traduzioni lungo essi.

5. Caso delle reazioni vincolate: Dopo aver effettuato lo schieramento dei carichi e dei vincoli, si possono trovare le reazioni vincolate nelle quali applicando le leggi dell'equilibrio statico. Le reazioni vincolate sono forze che agiscono sui corpi ch'è una struttura e sono necessarie per mantenere lo stesso in equilibrio. Nelle quali le legg. di equilibrio sono quelle delle forze e delle coppe. Essendo nelle quali 6 gradi di libertà ho 6 legg. di equilibrio che mi forniscono un sistema di 6 legg. di reazioni che devo risolvere. (Forze in direzione x, y e z ; Momenti attorno all'asse x, y e z).

6. Determinazione delle reazioni interne: Per la determinazione delle reazioni interne si usa il modello matematico della trave di Saint-Venant che presenta le seguenti caratteristiche:

- Ass. rettilineo;
- Sezione massima all'asse costante;
- Una delle dimensioni previste nelle altre due (≈ 10 volte maggiore);
- Intende omogeneo, isotropo ed elastico lineare.

Per lo studio delle travi è opportuno scegliere un S.R.C. in cui una degli assi coincide con l'asse delle travi.

Quindi è possibile determinare per ogni sezione della trave la forza e il momento che le due parti di trave, attraverso le sezioni, esercitano l'uno sull'altro. La componente orizzontale della forza viene denominata forza normale, le altre due componenti spurzi di taglio; la componente di momento attorno all'asse viene denominata momento triviale, le altre due componenti momenti flettenti.

(SOC, come determinare il valore delle componenti delle reazioni interne in uno schieramento di travi e come tracciare i diagrammi lungo l'asse delle travi).

7. Determinazione delle reazioni più rilevanti: Analizzando l'insieme dei diagrammi delle reazioni interne, si intuisce lo spazio più rilevante. Nel caso bivalente tutto i diagrammi presentano il valore massimo in corrispondenza dello stesso punto. Nel caso non bivalente, si nota che le sollecitazioni di flessione e di torsione risultano più gravose rispetto a quelle di trazione o compressione e di taglio; quindi si preferisce lavorare ai valori del momento flettente e triviale. Ma anche con rumore l'incertezza è per questo si portano fino al cielo delle tensioni ridotte, ovvero tutte le tensioni in dubbio. Alle fine si sceglie il valore più alto che indicherà le tensioni più rilevanti.

Gli elementi di macchine soggetti ad una forza di compressione e trazione con sollecitazione a fatica, vedono la forza di compressione come un incremento delle resistenze e ne determinano un giacimento.

8. Determinazione dello stato di tensore nello sferone più sollecitato: Assunto un S.R., lo stato di tensore in un punto è rappresentato con 6 componenti indipendenti: tra nodali e tra tangenziali: $\{\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}\}$. Considerando un S.R. xyz , lo studio dello stato di tensore viene effettuato determinando separatamente le componenti indotte da ciascuna delle sei componenti. Con l'ipotesi fatta in precedenza con le travi di Saint-Venant, si dice che il risultato deve avere componenti elastica lineare e perciò vale il Princípio di sovrapposizione degli effetti: le componenti di tensore dipartono dallo sferone dello sferone, di cui si tiene conto attraverso diverse grandezze caratteristiche che danno la misura di quanto uno sferone non sia grande di rispetto ad uno sferone interno (cioè, momento statico, momento d'invariazione e pene, rapporto d'intero).

9. Inibizione del punto più sollecitato all'interno dello sferone più sollecitato: Dopo aver calcolato M_{fy} , M_{fz} , M_{tx} è possibile tracciare l'andamento delle componenti dello sferone all'interno dello sferone. Confrontando gli andamenti, si individua il punto più sollecitato, dove calcolare il valore dello sferone totale. Trattandosi del punto più sollecitato dello sferone più sollecitato, risulta al punto più sollecitato dell'intero elemento. Quindi il transitorio basato sul suo stato di tensore risulterà soddisfacente anche per l'intero elemento.

10. Determinazione della tensione ideale nel punto più sollecitato: Lo stato di tensore del punto più sollecitato di un elemento di macchina è rappresentato con le sue componenti nel S.R. additivo, quindi dall'insieme di 6 nodali, anche se alcuni di essi possono essere già a zero. La grandezza con cui si giustifica lo stato di tensore è la tensione omogenea che è una tensione normale intorno dai nodi dello sferone di tensore. Il confronto tra un set di sei nodali e un numero unico non è possibile e perciò è necessario rappresentare lo stato di tensore con una grandezza omogenea rispetto allo sferone omogeneo, cioè lo sferone ideale. Lo sferone ideale è ricavato con le tecniche di rotture note in S.O.C. Lo sferone ideale è uno sferone normale che mantiene costante equivalente allo stato di tensore presente nel punto considerato. Per ricavare lo sferone ideale per il calcolo dello sferone ideale è necessario addurre un criterio d'equivalenza, determinato sulla base di uno sferone di rotture. Le tecniche di rotture scelte consentono di esprimere lo sferone ideale in funzione delle componenti dello stato di tensore. Come visto in S.O.C., negli sferoni un S.R. principale è possibile rappresentare lo stato di tensore con 3 sole componenti omogenee: tensione principale. In sintesi:

$$\sigma_i = f(\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}) = f^1(\bar{\sigma}_1, \bar{\sigma}_2, \bar{\sigma}_3)$$

Tensore di Rottura

Vedremo le tensioni segnanti lo scorrere:

- Tensione orizzontale → rappresento lo stesso nel caso di stato di tensore triviale
- Tensione orizzontale → rappresento lo stesso nel caso di stato di tensore monomodale eguale a zero.

Dalle confronti tra le prime due stesse: σ_i

- σ_i nel caso di stato di tensore piano, espresso in funzione delle componenti di tensore nel sistema di riferimento generico.
- σ_i nel caso di uno stato di tensore piano particolare: tensore piano o taglio piano.
- σ_i nelle sue coordinate cartesiane ha $\sigma_i = \sigma_L$

Dalle ultime due si ricava il rapporto $\frac{\sigma_i}{\sigma_L}$.

Il rapporto σ_i/σ_L è numerabile spesso addirittura (σ_i piano di tensore, σ_L piano di tensore) e per questo motivo si confronta il rapporto spesso con quelli teorici dello stesso tensore di rottura. Se i valori tali sono in accordo con quelli teorici, lo stesso si può prendere in considerazione per il calcolo dello stesso indebolimento.

Vedremo 7 tensioni di rottura:

MASSIMA TENSIONE NORMALE: Questo tensore di rottura si trova da si giunge a rottura quando la più grande tra le tensioni principali raggiunge il valore limite σ_i , determinato con lo stesso di tensore.

$$\text{Stato di tensore triviale: } \sigma_{1,3} = \sigma_i \Rightarrow \boxed{\sigma_i = \sigma_{1,3}} \quad \text{ottenuta con il confronto}$$

$$\text{Stato di tensore monomodale: } \sigma_i = \sigma_L$$

$$\text{Stato di tensore piano: } \sigma_i = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\tau_{\text{ciclico}}}{\tau_{\text{teorico}}}$$

$$\text{Taglio o tensore: } \sigma_i = \tau_{xy}, \sigma_L = \tau_L = \sigma_i$$

$$\Rightarrow \boxed{\frac{\sigma_i}{\sigma_L} = 1} \quad \text{che vuol dire che lo stesso normale limite è uguale al taglio limite.}$$

Confrontando il risultato ottenuto con i dati spesso addirittura, si vede che lo Tensore non adattabile (NON CONFERMATA).

MASSIMA DEFORMAZIONE: Secondo questa teoria si giunge a rottura quando la più grande tra le deformazioni longitudinali principali raggiunge il valore limite ϵ_L , determinato da σ_i .

$$\text{Stato di tensore triviale: } \epsilon_{1,3} = \frac{1}{E} (\sigma_{1,3} - Y(\sigma_{3,1} + \sigma_2)) = \epsilon_L \Rightarrow \boxed{\sigma_i = \sigma_{1,3} - Y(\sigma_{3,1} + \sigma_2)}$$

$$\text{Stato di tensore monomodale: } \epsilon_L = \frac{\sigma_i}{E}$$

$$\text{Stato di tensore piano: } \sigma_i = \frac{(1-Y)\sigma_x + \sigma_y}{2} + (+Y) \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\text{Taglio o tensore: } \sigma_i = (1+Y) \tau_{xy}, \sigma_L = (1+Y) \tau_L = \sigma_i$$

$$\Rightarrow \boxed{\frac{\sigma_i}{\sigma_L} = 1+Y} \quad \text{TEORIA NON ADATTABILE}$$

MASSIMA TENSIONE TANGENZIALE - DI TRESCA: Questo teorema ipotizza che si arrivi a rotture quando lo stesso tensore tangenziale raggiunge il valore limite τ_c .

$$\text{Stato di tensore tridimensionale: } \tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \tau_c \Rightarrow \sigma_3 = \sigma_1 - \tau_c$$

$$\text{Stato di tensore monodimensionale: } \tau_{\max} = \frac{\sigma_1}{2} = \tau_c$$

$$\text{Stato di tensore piano: } \sigma_i = \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + 4\tau_{xy}^2}$$

$$\text{Togliendo tensione: } \sigma_i = 2\tau_{xy}; \sigma_i = 2\tau_c = \sigma_c$$

$$\sigma_c = 2 \quad \text{Value del rapporto in disaccordo con i risultati spiegati per i metodi dotti, teorema}$$

adottato per questo tipo di metodi, anche perché l'approssimazione che comporta risulta a favore della teoria, condusse a un sovradimensionamento del componente. Teoria conservativa.

MASSIMA ENERGIA DI DEFORMAZIONE: Questo teorema ipotizza che si giunga a rotture quando l'energia elastica di deformazione, legata alla variazione di volume indotta dalle tensioni normali, raggiunge il valore limite.

$$\text{Stato di tensore tridimensionale: } E_d = \frac{1}{2E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\sqrt{(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3)}) = E_dL \Rightarrow \sigma_i = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\sqrt{(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3)}}$$

$$\text{Stato di tensore monodimensionale: } E_d = \frac{1}{2E} \sigma_i^2 = E_dL$$

$$\text{Stato di tensore piano: } \sigma_i = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - 2\sigma_x\sigma_y + 2(1+\gamma)\tau_{xy}^2}$$

$$\text{Togliendo tensione: } \sigma_i = \sqrt{2(1+\gamma)}\tau_{xy}; \sigma_i = \sqrt{2(1+\gamma)}\tau_c = \sigma_c$$

$$\sigma_c = \sqrt{2(1+\gamma)} \quad \text{TEORIA NON ADOTTABILE}$$

MASSIMA ENERGIA DI DISTORSIONE - DI VON MISES: Questo teorema ipotizza che si rotture giungo quanto l'energia elastica di distorsione, legata alla variazione di forma indotta dalle tensioni tangenziali, raggiunge un valore limite.

$$\text{Stato di tensore tridimensionale: } E_dL = \frac{1}{12G} ((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2) = E_dL \Rightarrow \sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}$$

$$\text{Stato di tensore monodimensionale: } E_dL = \frac{1}{6G} \sigma_i^2$$

$$\text{Stato di tensore piano: } \sigma_i = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\text{Togliendo tensione: } \sigma_i = \sqrt{3}\tau_{xy}; \sigma_i = \sqrt{3}\tau_c = \sigma_c$$

$$\sigma_c = \sqrt{3} \quad \text{Value in linea accordo con i risultati spiegati per i metodi dotti, teorema}$$

MASSIMA TENSIONE OTTOEDRALE: Da SDC è noto che esiste un ottoedro regolare contenuto nel fatto di pressione su tutte le facce gli stessi valori non si tensione normale che di tensione tangenziale. Lo stesso spiegherebbe se ormai a questo punto la tensione tangenziale ottoedrale raggiunge il valore limite τ_L .

• Stato di tensione triassiale: $\tau_{OPT} = \frac{2}{3} \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2 + \tau_3^2} = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2} = \tau_L$

• Stato di tensione monosimile: $\tau_{OPT} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sigma_i = \tau_L$

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

• Stato di tensione piano: $\sigma_i = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$

• Tensione di torsione: $\sigma_i = \sqrt{3} \tau_{xy}$; $\sigma_i = \sqrt{3} \tau_L = \sigma_L$

$\sigma_L = \sqrt{3} \tau_L$ lo stesso valore è stato trovato con le teorie di von Mises e questo è l'ultimo soggetto riguardante questo tipo di teoria. Lo stesso risultato si ottiene se con approssimazione energetica.

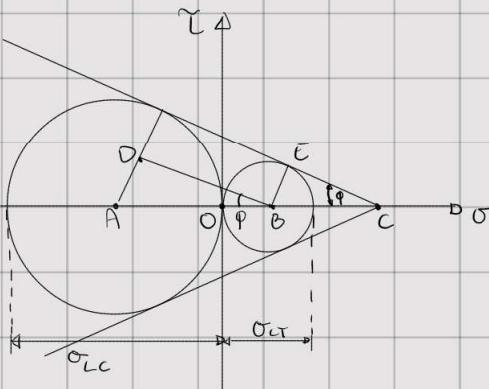
Tensione valuta per metodi dattali.

Materie fragili:

Nessuno tra le teorie esposte è adatto per materiali con comportamento fragile. In realtà, a causa della loro scarsa resistenza alle sollecitazioni a flessione e alle sollecitazioni impulsive, i materiali fragili sono solo impiegati negli elementi di macchine, ma non se ne può escludere l'utilizzo. È necessario individuare una teoria che consente di determinare lo stato delle cose nel caso di materiali con comportamento fragile. Le teorie esposte finora sono basate su un effetto fisico legato allo stato di tensione e di deformazione e di raggiungimento di uno tensione o di un livello energetico limite. Lo stesso nel seguito non si lavorerà sul raggiungimento di un limite fisico, ma su rifinamento della rappresentazione dello stato di tensione e quindi di raggiungimento di uno rappresentazione limite. La rappresentazione dello stato di tensione che viene utilizzata è il cerchio di Mohr.

CURVA INTRINSECA DI MOHR: è noto che un qualunque stato di tensione si definisce limite se determinato il cerchietto, per un dato materiale è possibile tracciare infiniti cerchi di Mohr limite, ciascuno relativo ad un diverso stato di tensione, ma ad uno stesso contenitore delle sue componenti. Ogni cerchio limite individua il punto di Mohr in uno zono (il suo interno) che rappresenta sollecitazioni a cui il materiale può essere sottoposto e in uno zono (il suo estero) che rappresenta sollecitazioni a cui il materiale non può essere sottoposto. Il cerchio limite a tracce e a comprensore sono definiti dai valori delle relative tensioni limite, σ_{LT} e σ_{CC} , mentre il punto di tracce/comprensore, che ne individua i diametri. Si ricorda che vale $\sigma_{LT} < \sigma_{CC}$ per un materiale fragile e $\sigma_{CC} = \sigma_{LT}$ per un materiale duttile. L'insieme dei cerchi di Mohr limite è una curva limite, chiamata curva intrinseca, di cui sopra delle quali sono rappresentate le sollecitazioni non prevedibili. La curva (simmetrica rispetto all'asse delle ordinate) risulta avere andamento molto verso il basso (nel senso delle ordinate positive); per questo è opponibile, a vantaggio della numerica, con uno rettangolo, la retta intrinseca, tracciata a partire da due dei cerchi limite, estremi tangenti all'asse delle ordinate che sono il cerchio limite a tracce e il cerchio limite a comprensore.

Definizione retta intrinseca:



La definizione della retta intrinseca, o retta di terz'occhio, o generale include:

- ASCISSA \bar{OC} del punto di intersezione con l'asse delle stesse
- ANGOLO di inclinazione φ , con l'asse delle stesse.

Entrambi i parametri sono esprimibili in funzione delle tensioni limite o comprensive a trazione e del loro rapporto K .

$$K = \frac{\bar{O}_{LC}}{\bar{O}_{LT}}$$

Per il TEO dei razzi che

$$\bar{AD} = \bar{AB} \sin \varphi \Rightarrow \frac{\bar{AD}}{\bar{AB}} = \sin \varphi = \frac{\bar{O}_{LC}}{2} - \frac{\bar{O}_{LT}}{2} = \frac{\bar{O}_{LC} - \bar{O}_{LT}}{\bar{O}_{LC} + \bar{O}_{LT}} = \frac{K-1}{K+1} \Rightarrow \sin \varphi = \frac{K-1}{K+1}$$

$$\bar{OC} = \bar{OB} + \bar{BC} \quad \text{Per il TEO dei razzi } \triangle BEC \Rightarrow \bar{BE} = \bar{BC} \sin \varphi \Rightarrow \bar{BC} = \frac{\bar{BE}}{\sin \varphi} = \frac{(\bar{O}_{LT}/2)}{\sin \varphi}$$

$$\bar{OC} = \frac{\bar{O}_{LT}}{2} + \frac{\bar{O}_{LT}}{2} \frac{1}{\sin \varphi} = \frac{\bar{O}_{LT}}{2} \left(1 + \frac{1}{\sin \varphi} \right)$$

Quindi: si possono definire i parametri \bar{OC} e $\sin \varphi$ in funzione di K , \bar{O}_{LT} e \bar{O}_{LC} .

TEORIA DELLA CURVA INTRINSECA:

Nel caso generico di una sollecitazione di trazione semplice, lo stato di tensione è rappresentato con un cerchio di Mohr, tangente all'asse delle ordinate, di centro P , con

$$OP = \frac{\bar{O}_i}{2} \text{ e } K = \text{raggio} = \frac{\bar{O}_i}{2}. \quad \text{Il corrispondente cerchio limite (a trazione) è costituito da un centro } P' \text{, con } OP' = \frac{\bar{O}_{LT}}{2} \text{ e } r' = \frac{\bar{O}_{LT}}{2}.$$

Quanto al teorema di rettore ipotetico che esiste lo stesso rapporto tra le ordinate dei centri e tra i raggi del cerchio limite e del cerchio che rappresenta un generico stato di sollecitazione di trazione:

$$\frac{OP'}{OP} = \frac{r'}{r} = \alpha \quad \text{e che questo stesso condizone non valeva per qualunque tipo di sollecitazione.}$$

Quindi: dato un cerchio di Mohr rappresentativo di un generico stato di tensione, il corrispondente cerchio di Mohr limite è trovabile moltiplicando per lo stesso

sfettivo α per l'ascissa del centro del raggiro. Perche' \bar{O}_i , tensione normale (come quelli di trazione) equivale alla metà di tensione è pari:

$$\bar{O}_i = \frac{\bar{O}_{LT}}{\alpha}$$

Applicando l'ipotesi sullo teorema si giunge a esprimere la tensione \bar{O}_i in funzione delle tensioni principali:

ΔT

$$\text{Ho che } \bar{OP} = \frac{\bar{O}_1 + \bar{O}_3}{2} \text{ e } r = \frac{\bar{O}_1 - \bar{O}_3}{2}$$

$$\text{Per lo teorema ho che } \bar{OP}' = \alpha \cdot \bar{OP} \text{ e } r' = \alpha \cdot r$$

$$\begin{aligned} & \text{Ma per il TEO dei razzi, so che } r' = P'C \sin \varphi \Rightarrow r' = (\bar{OC} - \bar{OP}') \sin \varphi \Rightarrow \\ & \bar{OC}, \bar{OP}' \text{ e } r' \text{ sono tali che } = \left(\frac{\bar{O}_{LT}}{2} \left(1 + \frac{1}{\sin \varphi} \right) - \alpha \cdot \bar{OP} \right) \sin \varphi = \left(\frac{\bar{O}_{LT}}{2} \left(1 + \frac{K+1}{K-1} \right) - \alpha \cdot \bar{O}_1 - \alpha \cdot \bar{O}_3 \right) \frac{K-1}{K+1} \Rightarrow \\ & \Rightarrow \left(\frac{\bar{O}_{LT}}{K-1} - \alpha \cdot \frac{\bar{O}_1 + \bar{O}_3}{2} \right) \frac{K-1}{K+1} \end{aligned}$$

$$\text{da } \tau^1 = \left(\frac{\sigma_{LT}}{K-1} - \alpha \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} \right) \frac{K-1}{K+1} \Rightarrow \tau^1 = \alpha \tau = \alpha = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \Rightarrow \sigma_i = \frac{\sigma_{LT}}{\alpha}$$

sostituisco e ho:

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{K \sigma_i}{K+1} - \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} \left(\frac{K-1}{K+1} \right) \Rightarrow \sigma_i = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \frac{K+1}{K} + \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} \frac{K-1}{K}$$

$$\Rightarrow \sigma_i = \frac{\sigma_1 - \sigma_3 + \sigma_3 K - \sigma_1 K + \sigma_1 K + \sigma_3 K - \sigma_1 - \sigma_3}{2K} = \frac{-\sigma_3 + \sigma_1 K}{2K} = \sigma_1 - \frac{\sigma_3}{K}$$

$$\sigma_i = \sigma_1 - \frac{\sigma_3}{K} \quad \text{con} \quad K = \frac{\sigma_{LC}}{\sigma_{LT}}$$

Come per le altre teorie di ultimo, si effettua lo verifica seguendo lo stesso procedimento.

• Stato di tensione piano: $\sigma_i = \frac{K-1}{K} \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{K+1}{K} \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$

• Taggio o taglio: $\sigma_i = \frac{K+1}{K} \tau_{xy}; \quad \sigma_i = \frac{K+1}{K} \tau_L = \sigma_L$

$$\frac{\sigma_L}{\tau_L} = \frac{K+1}{K}$$

In accordo con i risultati spiegati per i materiali fragili e anche nel caso di intenda duttile ($K=1$). La teoria delle curve rettangolo fornisce lo stesso risultato della teoria delle Tmax (di Tresca), o infine risposta delle teorie.

CASO PARTICOLARE: è un caso frequente che si verifica quando lo stato di tensione è quello rappresentato da una sola componente σ e da una sola componente τ . Per es. è quello che si verifica in un fibra sollecitata a flessione e taglio, considerando le componenti in un S.P. ovale in corrispondenza con l'asse dell'fibra. Le tensioni ridotti in questo

caso si esprimono con la teoria di Tresca (T_{MAX}) e Von Mises sono:

$$\sigma_i (\text{TRESKA}) = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad \rightarrow \text{più conservativa}$$

$$\sigma_i (\text{VON MISES}) = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

RECAP:

Se si intende i duttili: • Tresca / Curve rettangolo \rightarrow STATO TENSIONE TRIASSIALE: $\sigma_i = \sigma_1 - \sigma_3$

$$\sigma_i = \sigma_1 - \sigma_3$$

$$\sigma_i = \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}$$

• Max lunghezza di distorsione/massimo τ_{opt} \rightarrow TRIASSIALE $\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}$

• Massimale $\sigma_i = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$

• 3ASSIALE $\sigma_i = \sigma_1 - \sigma_3$

Fragile: • Curve rettangolo

\rightarrow PIANO

$$\sigma_i = \frac{K-1}{K} \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{K+1}{K} \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

11. Assunzione del fattore di sicurezza: si assume un fattore di sicurezza, X , per tenere conto dell'incertezza nella determinazione dello O_i e O_L .

12. Cofferto delle tensioni stesse con le tensioni ammissibili. (Hp) Sollecitazione statica

Se dimensionamento di verifica o resistenza consta nel confronto lo stato di tensione indotto dai carichi nel componente con quello sopportabile dal materiale del componente. Però consta nel verificare la condizione: $O_i \leq O_L$

• $O_i = \text{tensione stessa}$, è una grandezza rappresentativa dello stato di tensione, calcolata in precedenza con lo stesso di riferimento precedentemente scelto, i facili che caratterizza del componente al punto di vista della sua geometria, del tipo di comportamento del materiale (elastico o plastico) alle sollecitazioni e dai carichi agenti su di esso.

$$\bullet O_i = \text{tensione ammissibile} \rightarrow O_i = \frac{O_L}{X} \quad \text{con } X \geq 1 \quad \bullet X = \text{coff. di sicurezza}$$

• $O_L = \text{tensione limite}$, dipende dal materiale ed è una tensione limite σ_{Lc} . Lo O_L è ricavato con il provo di tirare stessa - tensione o compressione.

PROBLEMA DELL'INSTABILITÀ:

È un problema presente in elementi nelle condizioni di punto, cioè carichi a compressione-tensione, un carico carico a compressione con una forza F risulta sottoposto ad uno stato di tensione monosimile uniforme di valore nominale, $O_m = F/A$. Il suo calcolo è fondiale verificare quando lo nominale O_m raggiunge il valore della tensione limite a compressione del materiale: $O_m = O_{Lc}$ cioè per una forza $F = O_{Lc} \cdot A$.

In realtà, se il componente è molto (definizione detta necessariamente) al calcolo avviene sotto l'azione di una forza di tensione esterna e non avviene per compressione ma per flessione. Si noti per il quale c'è questo contrappunto tra resistenza statica e tensione, sono:

1. L'azione dell'elemento non è rettilinea: per meglorare geometria di continuazione e per l'applicazione graduale di forze normali all'asse o a curva di vibrazioni flessionali (come negli elementi rettangolari).

2. La forza applicata non risulta di superficie comprensiva: la direzione della sua risultante è parallela all'asse dell'elemento, ma non coincide perfettamente con esso e lo direzione della sua risultante non è perfettamente parallela all'asse dell'elemento.

3. Il comportamento dell'elemento non è simmetrico: Il materiale non è omogeneo o non tutte le sezioni nette dell'elemento sono simmetriche.

Queste condizioni si raffigurano sempre negli elementi di macchine, anche se in misura molto e ormai quasi tutte queste componenti sono ancora più idonee per un elemento rettangolare, visto che la loro lunghezza in linea retta è generalmente minore di quelli flessionali.

Queste componenti si raffigurano sempre negli elementi di macchine, anche se in misura molto e ormai quasi tutte queste componenti sono ancora più idonee per un elemento rettangolare, visto che la loro lunghezza in linea retta è generalmente minore di quelli flessionali. Queste componenti si raffigurano sempre negli elementi di macchine, anche se in misura molto e ormai quasi tutte queste componenti sono ancora più idonee per un elemento rettangolare, visto che la loro lunghezza in linea retta è generalmente minore di quelli flessionali.

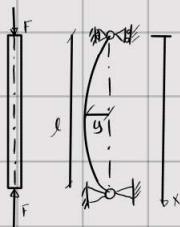
Considerato lo piccolo entità delle deformazioni, lo studio del fenomeno può essere affrontato con ottimo approssimazione, considerando l'elemento ad osse rettilinee e tenendo conto degli effetti della flessione come se si trattasse di una riduzione della tensione lungo del mentre. Per lo precisione, si considera a calore la tensione come se fosse determinata esclusivamente dalla compressione, ma lo si confronta con la tensione critica σ_{CR} , ovvero lo σ_c .

La relazione si scrive è

$$\sigma_m = \frac{F}{A} \leq \frac{\sigma_{CR}}{X} \quad \text{con } \sigma_{CR} < \sigma_{cc}$$

CASO DI INSTABILITÀ ELASTICA:

Per applicare questo metodo bisogna indurlo la tensione intre le si intromette andando il caso di sollecitazioni in corpo sottili (*inflessi elastici*). Si considera un elemento ad osse rettilinee ovale lunghezza l , vincolato nel punto ad un'estremità da uno cerniere e dall'altro estremo da un corollo e condotto a compressione con una forza F . Quanto, per i motivi descritti, l'osso dell'elemento subisce un'inflessione, la funzione $y(x)$ rappresenta la linea elastica, detta anche deformato. La cordata y è la curva. In conseguenza di questa modifica della geometria, la forza F determina anche un momento flettente non a $F \cdot y$ nello spazio libero dell'elemento.



Con le HP date, è possibile esprimere la linea elastica secondo la teoria di Rabin.

$$\frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{M_{f2}(x)}{EI_2} \quad \text{ma ho che } M_{f2} = F \cdot y(x) \Rightarrow \frac{d^2y}{dx^2} + \frac{Fy}{EI_2} = 0 \quad \text{dove:}$$

M_{f2} è il momento flettente rispetto all'asse 2

• E il modulo di Young

• I_2 il momento di inerzia dello spazio rispetto all'asse 2.

L'eq. della linea elastica in questo caso risulta un'eq. omogenea, di cui è nota la soluzone:

$$y = A \sin \left(\sqrt{\frac{F}{EI}} x \right) + B \cos \left(\sqrt{\frac{F}{EI}} x \right) \Rightarrow \text{Impongo le C.C. durante l'elargone da nullo, si ottiene} \quad \begin{cases} x=0 \\ y=0 \end{cases} \quad 0=0+B \Rightarrow B=0$$

$$\begin{cases} x=l \\ y=0 \end{cases} \quad 0=A \sin \left(\sqrt{\frac{F}{EI}} l \right) \quad \begin{cases} A \neq 0 \\ \sqrt{\frac{F}{EI}} l = \pi \end{cases}$$

Per avere dell'ultimo risultato è possibile determinare il valore critico P_{CRE} della forza F :

$$P_{CRE} = \frac{\pi^2 EI}{l^2}$$

il quale è anche l'instabilità elastica.

• $F < P_{CRE}$ → la resistenza elastica risulta prevalente sull'azione della forza e l'osso mantiene l'andamento rettilineo.

• $F = P_{CRE}$ → la resistenza elastica risulta in equilibrio con l'azione della forza e l'osso assume l'andamento della linea elastica.

• $F > P_{CRE}$ → l'azione della forza risulta prevalente sulla resistenza elastica e la deformazione avanza fino allo rotto.

Si definisce σ_{CRE} , tensione critica, la tensione normale che si avrebbe se la forza P_{CRE} sollecitasse l'elemento a compressione pura:

$$\sigma_{CRE} = \frac{P_{CRE}}{A} = \frac{\pi^2 EI}{l^2 A} \quad \sigma_{CRE} \quad \text{vive espresso in funzione della resistenza, dunque:}$$

$$\frac{\ell}{\ell} = \lambda \text{ (millesimi)} \quad \text{Con } C = \sqrt{\frac{\ell}{A}} = \text{Raggio di girazione}$$

Ora è stata ricavata per uno delle possibili condizioni di moto (camera + canello), per generalizzare il risultato si ricava una serie di soluz.

determinando da tabella. Quindi l'espressione del tensore critico per l'instabilità elastica, detta di Euler, è:

$$\sigma_{CE} = m \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$$

Si nota come il valore dello stress dipende dal modulo elastico E ma non dalla σ_c del matr. Per cui nella progettazione di un elemento nello soggetto a carico di punto non è necessario negligenza un intreccio e costoso, poiché per es. negl. σ_c , σ_c crolla e di molto, ma E è pressoché costante. Esempi di elementi soggetti al fenomeno: i punti delle strutture reticolari, gli steli dei matrici idrauliche. Non sempre gli elementi a rischio instabilità sono sottrattivi; quando non lo sono, i moduli di resistenza dello stress rispetto a due o più condizioni possono risultare diversi tra loro. Questa proprietà può essere sfruttata per equilibrare i valori dello stress crollato su due punti diversi. Esempio tipico è lo **collar**, che nel suo punto di crollare è vincolato all'estremità (testa e piede del collar) da due fermi, mentre nel punto articolato non è vincolato che al peso della struttura e ai contatti di incastro. Per cui nei due punti assumono valori diversi e se lo stress dello stelo avesse lo stesso momento di incastro rispetto ai due punti, le due resistenze potrebbero essere diverse, determinando un raccapriccimento in uno dei due punti. La resistenza dello stelo è progettata per resistere regalo a flusso nel punto di crollare che nel punto articolato.

CASO DI INSTABILITÀ PLASTICA

Per valori di sollecitazione non troppo elevati, definiti nel seguito, si può verificare il problema di instabilità plastica. In un componente soggetto ad un carico gravoso di compressione, può verificarsi la deformazione plastica di uno zero limite prima che venga raggiunto il valore limite σ_c dello stress nominale $\sigma_n = F/A$. Questa deformazione locale fa sì che la struttura non risulti più vincolata a compressione semplice e se il componente è nello, il suo che può ottenere un andamento del fenomeno di instabilità. In questi casi, la tensione critica viene determinata con la **relazione di Johnson**:

$$\sigma_{CP} = \sigma_s - K \lambda^2 \quad \text{con } K = \left(\frac{\sigma_s^2}{2\pi} \right) \frac{1}{mE} \quad \text{e } \lambda \text{ millesimi}$$

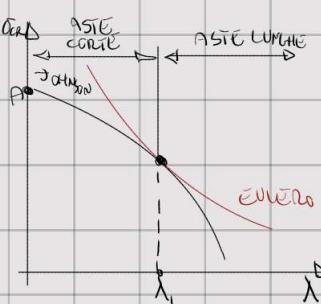
Quindi lo stress critico per instabilità plastica dipende anche dallo stress di incastro.

CURVA DI INSTABILITÀ

Proponendo in funzione delle sollecitazioni le tensioni critiche di Euler e Johnson, si ottengono due curve tangenti tra loro.

Le due curve risultano tangenti nel punto di orso λ_1 , determinabile imponendo l'uguaglianza tra le tensioni critiche di Euler e Johnson

$$\sigma_{CE} = \sigma_{CP} \Rightarrow \lambda_1 = \sqrt{\frac{2\pi^2 m E}{\sigma_s}}$$



PROCEDURA PER VERIFICA AD INSTABILITÀ:

Noto il rotolante e le condizioni di carico, si determina λ_1 .

• Nota la costituenza geometrica dell'elemento, si determina il valore dello scorrimento λ .

• Se $\lambda < \lambda_1$, si usa la riduzione di Johnson e si determina σ_{CP}

• Se $\lambda = \lambda_1$, si usa la riduzione di Euler e si determina σ_{CR}

• Infine si verifica che il coeff. di sicurezza multipli d'incarico supera il valore minimo richiesto:

$$X = \frac{\sigma_{CP}}{\sigma_m} = \frac{\sigma_{CR}}{\left(\frac{E}{A}\right)} \geq X_{MIN}$$

SOLLECITAZIONI IMPULSIVE

Gli elementi di macchine possono essere soggetti a sollecitazioni impulsive o di urto, le quali sono caratteristiche di un carico il cui valore normale viene raggiunto in poco tempo. Questa condizione può verificarsi accidentale e l'elemento può essere soggetto a deformazione plastica (es. moto autoinduttivo in cui alcuni elementi sono progettati per deformarsi plasticamente in caso di urto, dissipando parte dell'energia notata all'urto).

Per i calcoli degli elementi di macchine che vengono sollecitati in modo impulso nel loro normale funzionamento e che devono mantenere un comportamento elastico. Es. spalliera di blocco del moto inverso in una paleggia dentata che subisce un urto ad ogni passaggio di un dente.

Per sollecitazione e il tempo di applicazione del carico confrontato ad uno sollecitazione impulsiva, si adotta una convenzione che definisce i tipi di sollecitazione. Definisco

t_c = tempo per raggiungere il normale valore del carico

t_T = periodo di oscillazione proprio dell'elemento, cioè se si sollecita l'elemento con un carico avendo lo stesso durare il verso di quello di escursione e velocemente viene fornito libero di vibrare.

$t_c < \frac{T}{2}$: sollecitazione d'urto

(Nel caso di sollecitazione neta, conviene il dimensionato per sollecitazione d'urto poiché è più conservativo).

$\frac{T}{2} \leq t_c \leq 3T$: sollecitazione mista

$t_c > 3T$: sollecitazione statica

Se la sollecitazione impulsiva viene applicata rapidamente, il ferroviere invoca il fatto risparmio. Il dimensionamento di un componente sollecitato in modo impulsivo in campo elastico viene effettuato facendo riferimento alla singola sollecitazione impulsiva (principio risolvibile per fatica impulsiva). Si dimensiona viene effettuato come se il componente venisse applicato un carico statico equivalente al carico impulsivo.

Il carico statico equivalente è considerato quello che produce lo stesso deformazione elastica prodotta dal carico impulsivo. Poiché allo deformazione in campo elastico corrisponde un accanito di energia elastica, il carico statico equivalente trasferito dall'elemento lo stesso energia elastica trasferita dall'urto. Il carico statico equivalente può essere determinato esprimendo arbitrariamente le due energie ed uguagliandole i valori.

Il carico dell'elemento trasferibile (si tratta di energia netta per sollecitare lo stesso).

• m dell'elemento trasferibile (si tratta di energia netta per sollecitare lo stesso).

2. Altre deformazioni trascurabili: oltre a quelle dell'elemento, in particolare la deformazione dei vuchi e dell'elemento che oppone la resistenza.

3. Smorzamento trascurabile (a carico compionto completamente elastico).

Con questo (1), tutta l'energia assorbita dall'elemento, E_u , viene trasferita all'elemento sotto forma di energia di deformazione elastica, E_{def} .

$$E_u = E_{def}$$

Se con σ_{st} è il carico statico equivalente P_e trasferito dall'elemento un'energia E_{def} pari al lavoro L scompenso per produrre la deformazione δ :

$$E_{def} = L_{st} = S P_e d\delta = E_{def} \Rightarrow E_{def} = S P_e \delta \quad \text{che nel caso di comportamento elastico lineare dell'elemento diventa:}$$

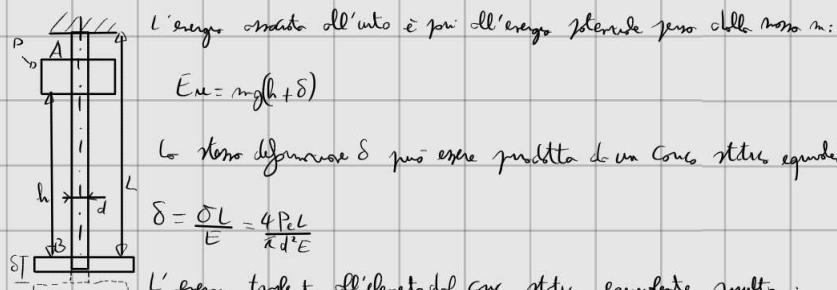
$$E_u = \frac{1}{2} P_e \delta$$

Le deformazioni scritte sono connesse con la resistenza di ingessatura dell'elemento, $P_e = f(\delta)$ consentendo di ricavare il valore del carico statico

equivalente P_e , con cui effettuare il dimensionamento.

Ex. Dimensionamento o carico impulso:

Un'asta ad una estremità di lunghezza l il diametro d è incollata ad un'estremità - e ha un disco sfiduciabile all'altra estremità. Sull'asta è libero di muoversi solamente un colletto di massa m (peso $P = mg$). Quando toccare il colletto da un'altezza h , viene colpito dal disco, provocando un'allungamento δ dell'asta.



L'energia trasferita dall'elemento del carico statico equivalente risulta:

$$\frac{1}{2} P_e \delta = \frac{2 P_e^2 L}{\pi d^2 E} \Rightarrow E_u = mg(h + \delta) = \frac{2 P_e^2 L}{\pi d^2 E}$$

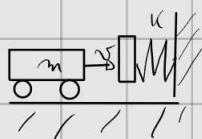
Qui sono presenti due ampieggi: P_e e δ e pertanto bisogna ritenere c'è interno con le relazioni di ingessatura dell'asta

$$\delta = \frac{4 P_e L}{\pi d^2 E}$$

Con facendo il rapporto del carico statico equivalente P_e , viene ottenuto ed anche il rapporto delle deformazioni δ .

Altro es.

Una massa m in moto orizzontale a velocità v urta un elemento elastico di rigidezza K .



In questo caso l'energia assorbita dall'elemento è l'energia cinetica

$$E_u = \frac{1}{2} m v^2 \Rightarrow \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} P_e \delta \Rightarrow P_e = K \delta$$

$$\begin{cases} \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} P_e \delta \\ P_e = K \delta \end{cases} \Rightarrow \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} K \delta^2 \Rightarrow \delta = \sqrt{\frac{m v^2}{K}} \Rightarrow P_e = K \sqrt{\frac{m v^2}{K}}$$

ALBERI AD ASSE RETTILINEO:

Gli alberi ad asse rettilineo sono elementi rotanti atti allo trasmissione di momento torcente. Elementi geometricamente simili agli alberi sono gli assi, che possono anche non essere rotanti e che non trasmettono momento torcente. Gli alberi sono appoggiati sui supporti attraverso i cuscinetti, che consentono la rotazione rispetto ai supporti stessi, esercitando il controllo delle reazioni normali necessarie per garantire l'equilibrio. Sugli alberi vengono montate (soltante) diverse tipologie di elementi di macchina; le principali sono: i ganci; le ruote di vario tipo (dente, di frizione, di vechi, palaggio dentato e simili); i volani.

Essendo gli alberi destinati alla trasmissione di momento torcente, la sollecitazione di torsione induce nelle sezioni dell'albero uno stato di tensione omogeneo e simmetrico di tensioni tangenziali, chiamabili come:

$$\boxed{\tau_t = \frac{M_t \cdot r}{I_p}}$$

- τ_t = tensione dovuta al momento torcente M_t
- r = distanza dall'asse dell'albero (asse della torsione)
- I_p = momento d'inerzia minore della sezione.

Per una struttura rettilinea del rotante, è opportuno che lo sforzo netto dell'albero risulti antisimmetrico. Lo germino antisimmetrico più semplice e diffuso è lo sforzo circolare piano. In questo tipo di sezione il rotante che si trova in zona lontana dallo spigolo esterno (quindi vicino all'asse dell'albero) risulta poco sollecitato, mentre controllando in misura limitata allo trasmissione del momento torcente, con cora del momento flettente. Il problema può essere risolto addossando una sezione circolare (cora) all'albero (cora). In questo modo viene eliminata la parte di sezione meno sollecitata, riducendo un migliore sfruttamento del rotante e alleggerendo il corpo, a punto di momento (non di torsione che di flessione) trasmettere. Il volume libero attorno all'asse dell'albero può essere visto come:

- passaggio di fluidi, liquidi e gas
- passaggi di cori elettrici o fibre ottiche
- collegamento di un altro albero

Una limitazione nell'uso di alberi cora risiede nella difficoltà di eseguire lavorazioni che garantiscono un elevato livello di finitura (lasso rigido) sulle superficie interne; ciò può influire negativamente sulla resistenza a fatica del corpo.

Si confronta tra i due tipi di alberi deve essere effettuato mettendo in relazione: la loro massa e la loro capacità di sopportare sollecitazioni. La massa è proporzionale all'area A delle sezioni delle rette e la capacità di sopportare le sollecitazioni di flessione e torsione è proporzionale ai moduli di resistenza W_{fc} e W_t . Per un albero cora di diametro esterno D e diametro interno di risulta:

$$\delta = \frac{d}{D} < 1 \Rightarrow A_c = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{\pi D^2}{4} (1 - \delta^2) = A_p (1 - \delta^2) \quad C = \text{cora} \quad P = \text{peso.}$$

$$\boxed{W_{fc} = \frac{I_D - I_d}{D/2} = \frac{\pi}{32 D} (D^4 - d^4) = \frac{\pi D^3}{32} (1 - \delta^4) = W_{fp} (1 - \delta^4)} \quad \bullet I_D = \text{momento d'inerzia minore della sezione per il diametro D} \quad I_d = \parallel d.$$

$$\boxed{W_{tc} = \frac{I_{pd} - I_{pd}}{D/2} = \frac{\pi}{32 D} (D^4 - d^4) = \frac{\pi D^3}{16} (1 - \delta^4) = W_{tp} (1 - \delta^4)} \quad \bullet I_{pd} = \text{momento d'inerzia minore della sezione per il diametro D} \quad I_{pd} = \parallel d.$$

Pertanto a fronte di una riduzione di peso dello zerbino, e quindi dello stesso, pari a δ^2 , si vede un'riduzione del modulo di resistenza pari a δ^4 , essendo $\delta \ll 1$, la riduzione di resistenza molto inferiore alla riduzione di peso. Il confronto tra albero pesante e leggero può essere effettuato a punto di ingombro (cioè punto di diametro D_c) o a punto di modulo di resistenza.

Ad es. nel caso $S=0,5$ si ha:

$$1. \text{ A punto di ingombro: } D_c = D_p \quad A_c = -2,5\% \text{ rispetto } A_p$$

$$W_c = -6\% \text{ rispetto } W_p$$

Quindi si ha una notevole riduzione di massa a cui corrisponde una piccola riduzione di resistenza.

$$2. \text{ A punto di resistenza: } W_c = W_p \Rightarrow A_c = -22\% \text{ rispetto } A_p$$

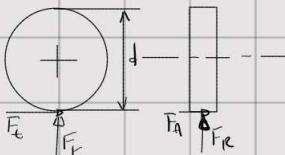
$$D_c = +2\% \text{ rispetto } D_p$$

Riduzione di massa rilevante, con un minimo incremento dell'ingombro.

SOLLECITAZIONI CHE GLI ORGANI CALETTATI ESERCITANO SUGLI ALBERI: Rappresentano i carichi esterni agente sull'elemento.

GINTI: i ginti (mancini) sono elementi di macchine utilizzati per trasmettere momento torcente da un albero all'altro. Vengono collettati dall'estremo degli alberi e la loro unica azione esercitata sull'albero è un momento torcente. (Apparimento in seguito).

RUOTE: In grande una ruota è sollecitata da una forza di contatto con un altro elemento in passaggio dello proprio meccanismo esterno. Rappresentando la ruota



nel piano ortogonale all'asse di rotazione e nel piano contenente l'asse di rotazione, la forza di contatto F_c si può scrivere in: F_t (componete tangenziale), F_o ("onda") e F_r ("node").

• F_r esercita sull'albero un'azione di taglio ($T_r = F_r$);

(CASO GENERICO)

• F_o esercita sull'albero un'azione normale ($N_r = F_o$) e un momento flettente ($M_r = F_o \cdot \frac{d}{2}$);

• F_t esercita sull'albero un'azione di taglio ($T_t = F_t$) e un momento torcente ($M_t = F_t \cdot \frac{d}{2}$);

Così specifiche:

RUOTE DI VEICOLI: La forza di contatto F è esercitata sulla ruota dal terreno o dalla rotella.

• F_t è la forza di attrito di trazione o di freno che determina l'aderenza longitudinale del veicolo.

• F_r è la forza di resistenza, normale al terreno o alla rotella, data dalla somma del peso statico (peso) e dinamico agente sulla ruota.

• F_o è la forza di attrito laterale che determina l'aderenza trasversale del veicolo (mossa in curva).

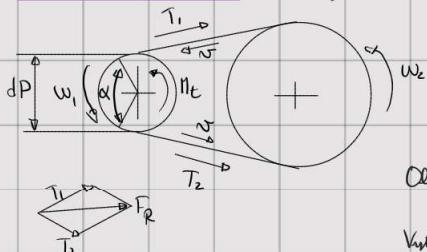
RUOTE DI FRIZIONE: la funzione è quella di trasmettere un momento torcente: $M_t = F_t \cdot \frac{d}{2}$.

• La F_t è la forza di attrito necessaria per trasmettere il momento torcente.

• La F_r è la forza radiale necessaria per generare la forza di attrito richiesta.

• La F_o è presente nella ruota di funzione con superficie di attrito concreta.

PULEGGIE PER CINGHIE: la puleggia viene sollecitata dallo cinghiale lungo un arco della sua circonferenza esterna.



Lo cinghiale esercita una forza (T_{B}) rottore (valore MAX T_1 nel punto teso, min T_2 nel punto debole).

$$\text{Il momento trasmesso dall'elice della puleggia vale } M_t = (T_1 - T_2) \cdot \frac{l}{2}$$

Oltre al momento torcente, la puleggia trasmette all'elice una forza data dalla somma vettoriale $\vec{T}_1 + \vec{T}_2$.

Viste che le cinghie possono trasmettere solo una forza diretta come il propulsore ore, le puleggi per

cinghiale non trasmettono all'elice una forza oraria (l'asse dell'elice è normale all'asse dello cinghiale).

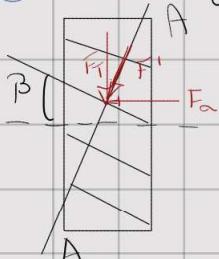
PULEGGIE PER CATENE: utilizzano soluzioni, ma in più complesse: $T_2 = 0$.

RUOTE DENTATE: La forza F che sollecita la ruota è opposta al girante del dente attraverso il contatto con il dente dell'altro ruoto dell'impianto.

(HP) Contatto su uno solo dente (caso di base). È possibile esprimere le componenti della forza di contatto in funzione delle caratteristiche geometriche del dentatore.

RUOTE DENTATE CILINDRICHE CON DENTATURA AD EVOLVENTE

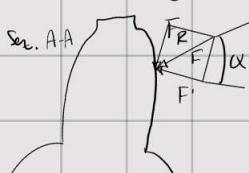
(HP) Si tracciano le forze di attrito legate al girante dello zatterato. DATO: Momento torcente M_t da trasmettere



Nel caso di dentatura ad ore evolvente con inclinazione dell'ore dente rispetto all'asse di rotazione pari a β , serrando la ruota con un girante parallelo per al punto di contatto tra i denti e parallelo all'asse di rotazione, la proiezione della forza di contatto è la F' (normalile a F_n e F_t).

$$\text{Nel caso } M_t \text{ da trasmettere} \Rightarrow F_t = \frac{M_t}{(d/2)} \quad F_n = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = \frac{(M_t \cdot \operatorname{tg} \beta)}{(d/2)}$$

La forza oraria F_n genera un M_f (momento flettente) $\rightarrow M_f = M_o \cdot \left(\frac{d}{2}\right) = M_t \cdot \operatorname{tg} \beta$



Per rappresentare la componente F_t della forza di contatto, si fa riferimento alla sezione A-A della ruota con un piano normale all'ore dente.

RUOTE DENTATE CILINDRICHE CON DENTATURA AD ASSE ELICOIDALE

(HP) Si tracciano le forze di attrito legate al girante dello zatterato. DATO: Momento torcente M_t da trasmettere

Per uno dentato ad eliche con angolo di presa α , si ha: $F_t = F' \operatorname{tg} \alpha = \frac{F_n}{\operatorname{tg} \beta} \cdot \operatorname{tg} \alpha$

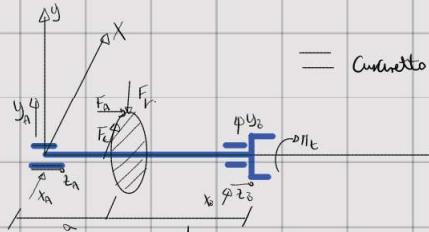
VOLANTI: il volante viene sollecitato su un elice quando è necessario ridurre l'inerzia del moto girante o lo suo inverso. Rispetto agli altri organi idraulici

sugli elici, è caratterizzato da uno massimo ingombro e la sua F_{PESO} non è trascurabile rispetto alle altre forze in gioco (peculiarità se l'elice è ad ore orizzontali, per cui F_p genera una sollecitazione di taglio e di conseguenza una flessione dell'elice). Principe di base del volante è il M_t da trasmettere e delle sue variazioni in presenza di un'accelerazione oraria dell'elice.

$$\text{Per un volante con momento d'inerzia } I_v, \text{ con accelerazione oraria } \frac{dw}{dt} \Rightarrow M_t = I_v \cdot \left(\frac{dw}{dt} \right)$$

Esempio di applicazione del processo di dimensionamento di un albero in una cosa elementare.

Albero poggiato su due cuscinetti roventi, che trasmette un M_t da un giunto di estremità ad uno moto d'elica circolante con dentatura elicoidale ad evolvente.



$$r = 100 \text{ mm} \quad \alpha_0 = 20^\circ \quad \sigma_s = 500 \text{ N/mm}^2$$

$$b = 200 \text{ mm} \quad \beta = 10^\circ \quad \Delta l = 15\%$$

$$d = 80 \text{ mm} \quad M_t = 20 \text{ kgf.m} = 200 \text{ N.m} \quad x \geq 25$$

$$F_t = \frac{M_t}{\left(\frac{d}{2}\right)} = \frac{200}{40 \cdot 10^{-3}} = 5.000 \text{ N}$$

$$F_o = F_t \cdot t_g(\beta) = 5.000 \cdot t_g(10^\circ) = 882 \text{ N}$$

$$M_f = F_o \cdot \frac{d}{2} = 882 \cdot 40 \cdot 10^{-3} = 35,28 \text{ N.m} = 3,5 \cdot 10^4 \text{ N.mm}$$

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 5000 \cdot \frac{\tan(20^\circ)}{\cos(10^\circ)} = 1.848 \text{ N}$$

$$\begin{cases} \sum y = 0 \Rightarrow y_A + y_B - F_r = 0 \\ \sum M_x^{(A)} = 0 \Rightarrow F_r \cdot a + M_f - y_B(a+b) = 0 \end{cases}$$

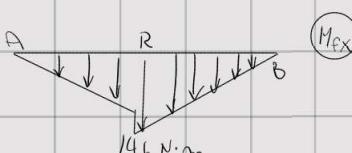
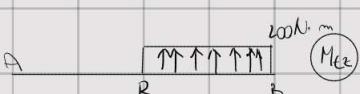
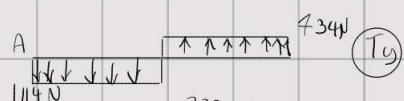
$$y_B = \frac{F_r \cdot a + M_f}{a+b} = \frac{1.848 \cdot 0,1 + 35,28}{0,3} = 733,6 \text{ N} \Rightarrow y_A = 1114,4 \text{ N}$$

$$\begin{cases} \sum x = 0 \Rightarrow x_B + F_r + x_A = 0 \Rightarrow x_A = -5000 \text{ N} + 1667 \text{ N} = -3333 \text{ N} \\ \sum M_y^{(A)} = 0 \Rightarrow x_B(a+b) + F_r(a) = 0 \Rightarrow x_B = -\frac{F_r a}{a+b} = -\frac{5000 \cdot 0,1}{0,3} = -1667 \text{ N} \end{cases}$$

$$\sum z = 0 \Rightarrow z_B = -F_A = -882 \text{ N}$$



Cose si disegnano? (Da qui non è chiaro).



Studia sezione R: (Come si fa?)

$$1) N_z = -882 \text{ N} \Rightarrow \sigma_{Nz} = \frac{N_z}{A} = \frac{4N_z}{\pi d^2} = \frac{4(-882)}{\pi 80^2} = 0,175 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{tolerabile}$$

$$2) T_{tot} = \sqrt{T_x^2 + T_y^2} = 3.514 \text{ N} \Rightarrow T_{max} = 16 \cdot T_{tot} = \frac{16 \cdot 3514 \text{ N}}{3 \pi d^2} = 0,93 \text{ N/mm} \rightarrow \text{tolerabile.}$$

$$3) M_{tx} = 200 \text{ N.m} = 2 \cdot 10^5 \text{ N.mm} \Rightarrow \bar{t}_{2max} = \frac{M_{tx}}{W_F} = \frac{16 M_{tx}}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 2 \cdot 10^5}{\pi 80^3} = 2 \text{ N/mm}^2$$

$$4) M_{Ftot} = \sqrt{M_{Fy}^2 + M_{Fx}^2} = 364 \text{ N.m} = 3,64 \cdot 10^5 \text{ N.mm} \Rightarrow \sigma_{F2max} = \frac{M_{Ftot}}{W_F} = \frac{32 \cdot M_{Ftot}}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 3,64 \cdot 10^5}{\pi 80^3 \cdot 512000 \text{ mm}^2} = 7,24 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_i = \sqrt{(\sigma_{\text{f}} + \sigma_{\text{f,tot}})^2 + 3\sigma_{\text{m}}^2} = \sqrt{7,24^2 + 3 \cdot 2^2} = 8 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma_0 = \frac{\sigma_i}{X_0} = \frac{500}{6} = 83,33 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

o nel caso invece posso mettere la costante normale.

$$\sigma_i = \sigma_0 \Rightarrow d_0 = \sqrt{\left(\frac{X_0}{\sigma_0}\right) \left(\left(\frac{32 \cdot M_{\text{f,tot}}}{\pi}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 \cdot M_2}{\pi}\right)^2 \right)} = 38,6 \text{ mm}$$

$$\text{Valore: } X = \frac{\sigma_i}{\sigma_0} = \frac{\sigma_i}{\sqrt{\left(\frac{4 \cdot N_2}{\pi \cdot d^3} + \frac{32 \cdot M_{\text{f,tot}}}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 \cdot M_2}{\pi \cdot d^3}\right)^2}} = 6,1 \quad OK$$

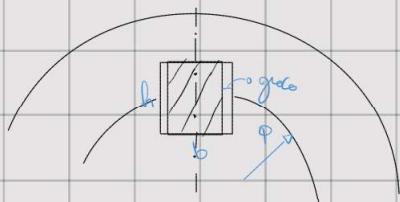
ACCOPPIAMENTI ALBERO-MAZZO:

utilizzati per il collegamento dei vari organi (ruote dentate, pinze, valvole...) agli alberi e consentono la trasmissione del momento torcente tra albero e organo collegato. Si ricorda che per **mazza** si intende la parte attorno dell'asse collettato. I vari tipi di accoppiamento sono:
 chavette, lungette, guglie stordite, i profili dentati, il fiorinato.

CHIAVETTE:

Metodo di accoppiamento più diffuso, grazie alla sua semplicità ed economicità. Nelle più comuni applicazioni si tratta di coni di ferro pressurizzato, leggermente curvedi. Vengono inserite tra albero e mazza, in apposite cavie infilate sui due elementi da agganciare. Hanno dei limiti: non tutte le tipologie sono adatte per la trasmissione di elevati momenti torcenti e richiedono uno sforzo notevole al sistema rotante, che le rende inadatte per elevate velocità di rotazione. Sono scambiate quando il momento da trasmettere presenta frequenti cambiamenti di verso.

L'accoppiamento si realizza con uno scorrimento orario della chavetta del mazza che, grazie alla forma a cono della chavetta, determina un sforzo radiale (controllato dalla superficie superiore della chavetta e il fondo della cava sul mazza e tra la superficie inferiore della chavetta e il fondo della cava sull'albero). Permette anche di tirare le superfici laterali della chavetta e la superficie laterale della cava.



CLASSIFICAZIONE

• **INCASSATA DIRITTA:** Cava so sul mazza che sull'albero; Cava sull'albero, realizzata con guscio a dorso, più lungo della chavetta: con facendo il possibile montare e montare la chavetta senza muovere il mazza.



• **INCASSATA INCASSETTA:** Cava so sul mazza che sull'albero; Cava sull'albero, realizzata con guscio a coda dello stesso lunghezza della chavetta: necessoso muovere il mazza per il montaggio e smontaggio della chavetta.



• **RIBASSATA:** Cava so sul mazza e sporgente sull'albero; lavorazione meno estesa, ma minore momento trasmissibile.



• **CONCAVA:** Cava so sul mazza, nessun lavorazione sull'albero; la chavetta è utilizzabile per un solo versante del chavetto dell'albero.



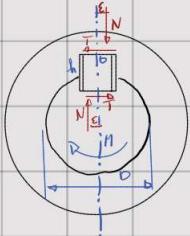
• **TANGENZIALI:** due coppe di chavette a 120°; uno per ogni verso del momento: adatto in casi di frequenti cambi di verso del momento.

MOMENTO TRASMISSIBILE:

Per determinare il momento trasmissibile attraverso un alzacoppa con chiodetto è necessario distinguere due moduli di funzionamento:

TRASMISSIONE

- PER ATTRITO:** attraverso le superfici superiore ed inferiore dello chiodetto; basso momento trasmissibile, ad es. nella fase iniziale dell'ipersorgente del cono. Una volta raggiunto lo stazionario, si impone l'equilibrio tra forze e momento sullo chiodetto.



$$\begin{aligned} N &= P_0 \cdot b \cdot l \\ T \cdot h &= N \cdot 2 \cdot \varepsilon \\ T &= f \cdot N \end{aligned}$$

• N è la forza radiale risultante tra la superficie inferiore e superiore dello chiodetto e delle conve.

• P_0 è lo sforzo medio su queste superfici

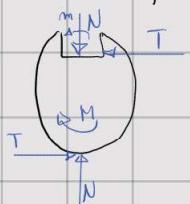
• b, h, l : sono larghezza, altezza e lunghezza dello chiodetto

• T = forza di attrito

• $f = \text{sff. di Attrito}$

• $2\varepsilon = \text{angolo tra le opposte forze } N$.

Si impone l'equilibrio allo stazionario dello chiodetto:



$$M = T \frac{D}{2} + T \left(\frac{D - h}{2} \right) + N \varepsilon \quad \Rightarrow M = T D - T \frac{h}{2} + T \frac{h}{2} = T D = f \cdot N \cdot D = f \cdot P_0 \cdot b \cdot l \cdot D$$

• M è il momento trasmissibile

• $m = N \cdot \varepsilon$

• D è il diametro dell'albero

Si impone l'equilibrio allo stazionario dell'albero e il momento trasmissibile rispetto funzione di P_0 , il cui valore massimo si prende

di intende. P_0 è il valore medio e non il valore massimo P'_0 dello pressore, valore che si mantiene in prossimità degli spigoli e che non deve superare il valore ammissibile P_{AM} (dipendente di intende).

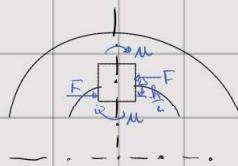
$$P'_0 = (1,15 \div 1,60) P_0 \leq P_{AM}$$

Quando viene raggiunto il valore massimo, piuttosto limitato, del M trasmissibile per stazionarietà, lo chiodetto raggiunge i gradi illimitati e si disegna in modo da

cominciare a trarre le sue forze.

TRASMISSIONE

- SUI FIANCHI:** attraverso le superfici laterali dello chiodetto. Si impone l'equilibrio tra le forze e il momento sullo chiodetto:



$$\begin{aligned} F &= P_F \cdot \frac{h}{2} \cdot l \\ M &= \frac{1}{2} \cdot F \cdot \frac{h}{2} \end{aligned} \quad \Rightarrow \mu = \frac{1}{2} \cdot P_F \cdot l \cdot \frac{h^2}{4}$$

• F = forza risultante tra i fianchi dello chiodetto e le conve.

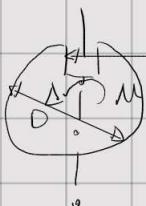
• M = momento risultante tra le superfici inferiore e

superiore dello chiodetto e delle conve.

• P_F = pressione media sui fianchi

• P'_F = pressione massima sui fianchi

$$P'_F = 1,5 \left(\frac{h}{b} \right)^2 P_F \leq P_{AM}$$



Si impone l'equilibrio allo scorrimento dell'elba. Il momento trasmessibile sui fianchi risulta nettamente superiore di quello trasmissibile per rotazione.

$$M = \frac{1}{4} P_f \cdot h \cdot l \cdot D$$

Se contro il verso del momento, vengono recuperati i gradi, determiniamo un **limite** tra i gradi dello chiodetto e le care; per questo l'aggravante con chiodetto non è considerato in esso di frequente confronto del verso del momento da trasmettere.

SCELTA CHIAVETTA:

Con il momento trasmessibile si neghe lo chiodetto e l'uso delle tabelle corrispondenti al diametro dell'elba. Consente di conoscere la sezione $b \times h$ dello chiodetto. Note il materiale è nata la Pm e perciò si trova P_f . È possibile trovare la lunghezza minima dello chiodetto come:

$$l_{\min} = \frac{4 \cdot M}{P_f \cdot D \cdot h}$$

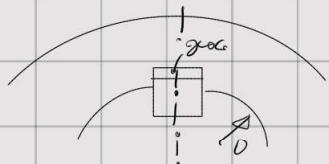
Quando lo chiodetto si neghe con le tabelle tenendo presente che $l \geq l_{\min}$.

L'INBUETTE:

Sono simili alle chiodette ma non curviformi e vengono montate con leggero forzamento rispetto alle normali elbe delle care. È presente però del grano in diverse radute. Hanno due vantaggi rispetto alle chiodette:

1. Con l'ormai dei gradi liberi, sono adatte nel caso di frequente variazioni del verso del momento.
2. Non prevedono un rafforzamento raduale, determinando minor eccitamento del rotante.

Richiedono però uno spazio più stretto e più esteso, tolleranza di lavorazione delle care.



Le linguette trasmettono il momento attraverso le superfici libere, perciò lo loro scorrimento è effettuato usando la stessa radice media delle chiodette in esso di trasmissione sui fianchi.

$$M = \frac{1}{4} P_f \cdot h \cdot l \cdot D$$

PROFILO SCANALATO

Un profilo scalato è costituito da una serie di scansioni sulle carette sulla superficie esterna dell'elba e sulla superficie interna del morso;

le due superfici presentano una sorta di dentatura. Inserendo il morso sull'elba, i denti del morso vengono ad ingraziare la scansione

dell'elba e viceversa. Applicando un momento torcente, costituito coppia dente-scansione si costringe in modo simile ad un acciappo chiodetto-care, trasmettendo il momento attraverso la pressione che si viene ad esercitare tra i fianchi dei denti e delle scansioni. L'acciappo con

profilo scalato è più corto di quelli con chiodetto o con linguetta, ma ha vantaggi:

- permette di trasmettere un elevato momento torcente.
- non determina eccitamento rispetto all'ormai di rotazione.
- risulta di facile montaggio e smontaggio.
- consente il rotante anche del morso rispetto all'elba.



CARATTERISTICHE: I profili sono unghiati e contenuti in un diametro interno d ed esterno D. I denti presentano uno spessore al sommo e un roccolo alla base. I profili vengono classificati in base al raggio e al centraggio.

APPALBIO

$$\lambda = \frac{2 \cdot h}{d}$$

• z = numero di scabbie

• $M_{t\max}$ = massimo momento trasferibile dell'occorrente

• h = diametro scabbie

• M_a = massimo momento trasferibile dell'albero di dentatura d

• t = diametro interno del profilo

$$\left. \begin{array}{l} \lambda \\ \end{array} \right\} \begin{array}{l} 0,7 \div 1 \text{ } \text{raggio stretto} \\ 1,15 \div 1,5 \text{ } \text{raggio medio} \\ 2,3 \div 2,5 \text{ } \text{raggio largo} \end{array} \rightarrow \begin{array}{l} M_{t\max} < M_a \\ M_{t\max} = M_b \\ M_{t\max} = M_a \end{array}$$

NON è consentito nessun movimento anche tra albero e ruote

movimenti simili solo quando non c'è trascinamento (scarico)

movimenti simili anche sotto carico.

CENTRAGGIO

Per garantire il montaggio dell'occorrente devono necessariamente essere presenti dei giri: tra i denti e le scabbie, ma allo stesso tempo l'asse del motore deve coincidere con l'asse dell'albero (centraggio). Sono possibili:

- Centraggio esterno: giro sul diametro interno d e sui fianchi, mentre sul diametro esterno D lo sommato del dente dell'albero viene a contatto con il fondo dello scabbino del motore; le due ruote si contatta relativamente di una lavorazione con tolleranza molto stretta e avviene molto difficilmente e costoso, per il fondo dello scabbino del motore.
- Centraggio interno: con giro sul diametro esterno D e sui fianchi, mentre sul diametro interno d lo sommato del dente del motore viene a contatto con il fondo dello scabbino dell'albero; la lavorazione risulta meno costosa rispetto al caso precedente.

- Centraggio nei fianchi: con giro su diametro D e d e contatto tra i fianchi del dente e dello scabbino; lavorazione costosa, ma l'assenza di giri sui fianchi rende ottima questa soluzione anche in caso di moto rotante contenuto da frequenti variazioni del verso.

DIMENTRIVAMENTO DEL PROFILO SCALALATO

Consiste nel determinare la lunghezza l dei lati, ovvero gli spazi relativi al diametro minimo d_m che deve avere lo scabbio dell'albero per riportare i canali. Ciò è sollecitato, si nega che tra i profili disponibili quelli aventi $d \geq d_m$; Con questo risultato determiniamo il diametro esterno D, il numero di scabbie z e le altre dimensioni dello scabbio. Quindi si vede l'ugualanza tra momento trasferibile dell'albero M_a e il momento trasmesso dall'occorrente, M_{AS} .

$$M_a = M_{AS} \Rightarrow W_t \cdot T_a = \frac{1}{2} \pi P_a \left(\frac{D-d}{2} - 2c \right) \left(\frac{d+D}{4} \right)^2 \text{ dove } W_t = \frac{\pi}{16} d^3 \Rightarrow$$

- rappresenta la misura laterale di uno scabbino, che moltiplicata per P_a , fornisce lo scabbio di uno scabbino, che moltiplicata per il raggio medio dello scabbino, fornisce il momento trasmesso da uno singolo scabbino. Questo valore si moltiplica per z scabbie e si ottiene il momento trasmesso dal profilo.

Risultato:

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

dove $m = \frac{\pi}{2\psi}$

T_a = tensione ammissibile;

• ψ = coeff. tabellato (dipende dalle condizioni di esercizio e dai trattamenti delle superfici).

$$K = \frac{P_a}{T_a}$$

• P_a = pressione omogenea.

• l = lunghezza ambe.

$$\Omega = f(d, D, c, z)$$

• c = distanza massa.

VERIFICA:

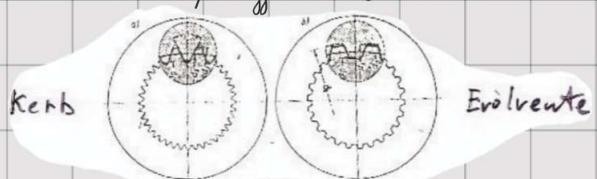
Appoggio stretto: $\frac{l}{d} \leq 1,5$

Appoggio medio: $\frac{l}{d} \leq 1,5$

Appoggio ampio: $1,5 \leq \frac{l}{d} \leq 2,5$

PROFILO DENTATO:

Sono un sistema di accoppianti ibri - sono ambe di profili scolpiti ma con un maggior numero di denti e di dimensioni inferiori. I profili dentati, a differenza di quelli scolpiti, non sono infissi, quindi esistono numerose geometrie alternative, le più diffuse: KERB e EVOLVENTE.



DIMENSIONAMENTO

Se dimensioniamo ambe con lo stesso criterio resto per i profili scolpiti:

$$M_a = M_{as} \Rightarrow \frac{\pi d^3}{16} T_a = \psi P_a l h \frac{d_p}{2} z \Rightarrow \frac{l}{d} = \frac{m \Omega}{K}$$

• h = altezza dente.

• d_p = diametro generativo dello dentino.

ACCOGLIIMENTI FORZATI

Gli accoppiamenti forzati trasmettono il momento torcente attraverso l'attrito tra le superficie esterne dell'ibro e la superficie interno del morso.

• I loro vantaggi sono:

• risultano affidabili anche in presenza di variazioni del verso del momento

• non induscono il rotolamento nel rotante

• non richiedono di lavorazioni meccaniche né sull'ibro né sul morso, ma lo montaggio e il montaggio è difficoltoso e questo rende luce che

non sono corretti in caso di applicazione di bisogni di fregatura.

• non consentono il movimento ambe del morso rispetto all'ibro.

ACCOGLIIMENTO:

A FREDDO: viene realizzato da presso, applicando una forza ambe facendo il morso non raggiungere la posizione prevista sull'ibro. Il collegamento

realizzato è possibile grazie alla deformazione dei due elementi, soprattutto del morso. Completato l'accoppiamento tra le superficie interne del

motore e quello esterno dell'elice si instaura una pressione (**di serramento**), che consente la rotazione della fiamma di attrito necessaria allo trasferimento del momento torcente. Per facilitare l'operazione dei cinghiali, l'estremo del motore, e alle volte quello dell'elice, possono presentare degli morri. Per il disaccoppiamento si ricorre a un'operazione di smontaggio che risulta di analogo apprezzamento.

A CAUDO: utilizzando per la trasmissione di momenti di elevata volezza, viene ridotto rispetto al motivo in modo tale da procurare uno smontaggio sufficiente o **clettato** nell'elice con un leggero giro. Quanto al motivo tondo TATO è tende a ridurre le dimensioni orizzontali, risulta fornito nell'elice. Lo smontaggio è difficoltoso e bisogna risciacquare il motivo, che può si trova a contatto con l'elice e può bisognare effettuare l'operazione in modo rigido per evitare che si rompa e si dilata anche l'elice. Il disaccoppiamento può essere agevole con l'elice, nelle opportune condizioni mentre nell'elice o nel motivo, dove un premere sulla spiga fa in contatto (questo riduce il coefficiente di attrito e l'elice continua a ridurre la pressione di clettato, fornendo lo smontaggio).

L'invenzione di temperatura, quindi il ΔT che impone al motivo è ragionevole con:

$$R_3 \alpha \Delta T = x + g$$

• g = giroscio di smontaggio

• x = coeff. dilatazione termica

CONDIZIONI PER REALIZZARE UN ACCOPPIAMENTO FORZATO:

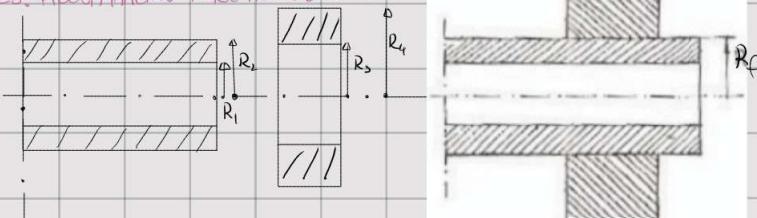
Dove valevole $R_3 < R_2$

Così: • R_2 raggi esterno dell'elice

• R_3 raggi interno del motivo

Normativamente entroveri i raggi sono uguali, ma lo si lascia a scelta in base alle specifiche tolleranze di lavorazione.

ES. ACCOPPIAMENTO FORZATO GENERICO



• R_1 = raggi interno dell'elice ($R_1 = 0$ per elici piane)

• R_2 = raggi esterno dell'elice

• R_3 = raggi interno del motivo

• R_4 = raggi esterno del motivo

• R_f = raggiro di serramento

$$i = R_2 - R_3 \text{ è lo sfavilto di interferenza}$$

R_2 e R_3 invertiti R_f dopo l'accoppiamento $\Rightarrow R_2$ diminuisce e R_3 aumenta

$$\frac{\text{sfavilto relativo}}{R_f} = i$$

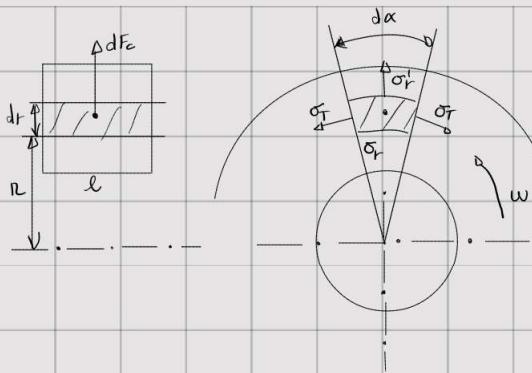
All'aumentare dell'interferenza relativa aumenta il momento trasmesso, ma aumenta anche le tensioni indotte dal serramento nell'elice e nel motivo,

tensioni che si sommano ad aggiungere a quelle derivanti dai carichi applicati. Visto comunque che l'interferenza relativa non ha ordine del 2:3%.

DETERMINAZIONE TENSIONI

Può determinare le tensioni indotte nell'elice e nel motivo dal serramento nello sviluppo, nello serrare del serramento, ed un cerchio elastico L.

aperto da allora nodale di V e lunghezza omiale L. Lo stato di tensione è sinusoidale.



- σ_r = tensore in direzione radiale del roggio r
- σ_r' = tensore in direzione radiale del roggio $(E + dr)$
- σ_t = tensore in direzione tangenziale
- dF_c = forza centrifuga
- w = velocità di rotazione
- m/l = massa per unità di lunghezza del corso
- M = massa volumica

$$l=1$$

$$\sigma_r' = \sigma_r + d\sigma_r$$

$$dF_c = w^2 r \cdot \frac{m}{l} = w^2 r M dr \left(r + \frac{dr}{2} \right) d\alpha \approx w^2 r^2 M dr d\alpha$$

Si impone l'equilibrio del corso elementare unidimensionale radiale e si trascurano gli infinitesimi di ordine superiore e si considera

$$M \left(\frac{dx}{2} \right) \approx \frac{dx}{2} \Rightarrow$$

$$(\sigma_r + d\sigma_r)(r + dr)d\alpha - \sigma_r r d\alpha + M w^2 r^2 dr d\alpha - 2 \sigma_t dr \frac{d\alpha}{2} = 0 \quad \text{dunque per } d\alpha$$

$$\cancel{\sigma_r r + \sigma_r dr + r d\sigma_r} - \cancel{\sigma_r r} + M w^2 r^2 dr - \sigma_t dr = 0 \quad \text{dunque per } dr$$

$$\boxed{\frac{d(\sigma_r r)}{dr} + M w^2 r^2 - \sigma_t = 0} \rightarrow \text{a zona due incognite } \sigma_t \text{ e } \sigma_r.$$

Perché è richiesto uno 2° relazione tra le due incognite e si usa lo princípio di congruenza tra le deformazioni:

Avremo che la spostazione radiale, costo del gomito, di un punto della curva passa a distanza r dal centro, come retto del SOG, sono definite

le deformazioni unidimensionali radiale, ϵ_r e tangenziale, ϵ_t .

$$\epsilon_r = \frac{du}{dr} \quad \Rightarrow \quad \epsilon_r = \frac{d}{dr} (r \cdot \epsilon_t) = r \frac{d\epsilon_t}{dr} + \epsilon_t \Rightarrow \text{mo spostando che le deformazioni rimangono un campo elastico}$$

insieme, i valori ϵ_t e ϵ_r sono funzione delle componenti di

tensione e delle costanti elastiche del materiale (modulo

di Young E e modulo di Poisson, ν). \Rightarrow

$$\Rightarrow \epsilon_r = \frac{1}{E} (\sigma_r - \nu \sigma_t) \quad \Rightarrow \quad \frac{1}{E} (\sigma_r - \nu \sigma_t) = r \frac{1}{E} \frac{d}{dr} (\sigma_t - \nu \sigma_r) + \frac{1}{E} (\sigma_t - \nu \sigma_r) \Rightarrow \text{dunque per } \frac{1}{E} \Rightarrow$$

$$\epsilon_t = \frac{1}{E} (\sigma_t - \nu \sigma_r)$$

$$\Rightarrow \boxed{\sigma_r - \nu \sigma_r = r \frac{d}{dr} (\sigma_t - \nu \sigma_r) + (\sigma_t - \nu \sigma_r)} \quad (2)$$

Si giunge allo stesso (2) nello quale, come nello (1), sono presi σ_t e σ_r come incognite. Con il risolvere delle due eq. differenziali è possibile determinare lo σ_r e σ_t e le componenti di deformazione ϵ_r e ϵ_t . La tensione radiale è soggetto ad alcune condizioni:

- $\sigma_r = 0$ per $r = R_4$. Infatti sulla superficie esterna del rotolo una $\sigma_r > 0$, essendo normale ad una superficie libera, non potrebbe essere equilibrata.

- $\sigma_r = 0$ per $r = R_1$. Anche nella regione interna dell'eliose vale lo precedente condizone; onde per obietti prem ($R_1 = 0$) la tensione radiale del catino delle reazioni non puo che essere nulla per lo simmetria oriale dello stato di torsione.
- $\sigma_r \leq p_a$ (pressione atmosferica) per $r = R_f$ (raggio di faranno)

Il radore di torsone radiale in corrispondenza del R_f , concide con la pressione di contatto tra le superficie interno del noco e le superficie esterno dell'eliose. Detto pressone è definita:

Pressone di faranno p_f , quando l'accoppiamento è fermo ($w=0$) (momento di montaggio).

Pressone rendiso p_R , quando l'accoppiamento è un rotore ($w \neq 0$); la pressone rendiso è inversa della pressone di faranno in quanto la forza centrifuga è maggiore per il noco, posto ad una maggiore distanza dall'asse di rotazione, che per l'eliose: quindi il noco tende a distarsi più dell'eliose, riducendo la pressone di contatto.

Si può usare la relazione tra le componenti di deformazione tangenziale e l'interfaccia

$$\epsilon = R_2 - R_3 = (R_f - R_3) - (R_f - R_2) = \epsilon_{TM} - \epsilon_{TA}$$

- ϵ_{TM} = spostato radiale delle superficie interno del noco;
- ϵ_{TA} = spostato radiale delle superficie esterno dell'eliose;
- ϵ_{TM} = deformazione tangenziale intorno del noco di raggio R_2 ;
- ϵ_{TA} = deformazione tangenziale intorno dell'eliose di raggio R_2 ;

Corrispondendo $R_2 \approx R_3 \Rightarrow \epsilon = \epsilon_{TM} - \epsilon_{TA}$

Utilizzando questa relazione nel progetto di accoppiamento forzato è possibile ottenere un valore di interfaccia radiale e giree di rotazione di E. D.

① e ② determinare σ_r e σ_T

PROGETTO ACCOPPIAMENTO FORZATO

In un accoppiamento forzato l'obiettivo è quello di trasmettere un momento torcente M , che quindi è il dato principe di partenza; si vuole comunque nel determinare i raggi R_2 ed R_3 in grado di generare la necessaria interfaccia. L'accoppiamento dovrà essere in grado di trasmettere il momento delle masse volte al rotore, cioè quando la pressone di contatto diventa di no valore minimo p_c (pressone rendiso).

Il procedimento consiste:

DATI: $M, R_1, R_4, R_f, w \rightarrow$ si ottiene: $\bullet K = \text{coeff. che tiene conto delle condizioni di esercizio e del trattamento superficie. (un coeff. di sicurezza).}$

$\bullet F = \text{coeff. di attacco tra le superficie eliose - noco.}$

$\bullet I = \text{l'angolo sotto dell'accoppiamento}$

Si impone l'ugualanza tra il momento da trasmettere e il momento trasmisibile per attacco tra le superficie in contatto che è determinato come prodotto tra la forza normale alle superficie, il coeff. d. attacco f e il braccio R_f della forza di attacco.

$K_M = f P_R \cdot 2\pi R_f^2 l \Rightarrow$ da questa relazione determino il valore della pressione vedi, P_R relazione per trasmettere il momento M in corrispondenza del rapporto R_f e quando $\omega = \omega_{MAX}$. Però si rischia di uscire dall'interferenza relativa e poi ci sono dei rapporti di R_2 e R_3

P_R
↓
 i_{MAX}
↓
 $R_2 \cdot R_3$

In ogni rapporto fra le superfici, tenendo conto che l'interferenza non dura sempre lo stesso, deve rispondere a, nel corso delle tolleranze di lavorazione dell'elica e del motore, più oppure meno comprendendo un minimo, i_{MIN} , quando il rapporto degli sbalzi è compreso con il più grande dei rapporti e un massimo, i_{MAX} , quando il più grande degli sbalzi è compreso con il più piccolo dei rapporti.

VERIFICHE:

1. La pressione di funzionamento, cioè la pressione in corrispondenza di R_f quando $\omega = 0$, deve risultare inferiore alla pressione ammissibile per le superfici a contatto. La verifica va fatta con $i = i_{MAX}$.
2. La pressione residua deve risultare sufficiente per trasmettere M , anche quando $i = i_{MIN}$.
3. Lo sforzo ridotto rombo nello sforzo di funzionamento deve risultare inferiore a quello ammissibile, considerando le tensioni dovute al carico (flessione, torsione...) e quelle dovute al funzionamento.

CUSCINETTI VOLVENTI E LA LORO NOMENCLATURA

→ Cuscinetti volventi o a rotolamento sono elementi di macchine che consentono di ridurre l'attrito tra parti in moto relativo (elica e supporto per esempio) interponendo tra le due parti dei cuscinetti, gabbie o ruote. Un cuscinetto volante è costituito da 3 elementi:

• Un primo orello, sfiduciato con una delle parti in moto relativo.

• Un secondo orello, sfiduciato con l'altra parte in moto relativo.

• Gomme volventi.

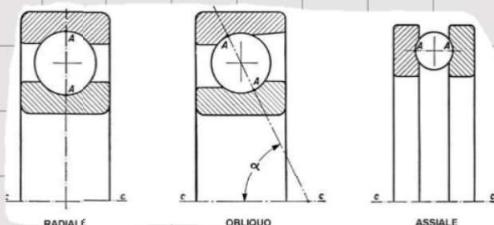
Le superfici degli orelli su cui rotolano i cuscinetti sono denominate **piste**. In alcuni casi possono essere assenti gli orelli e i cuscinetti vengono integrati tra le due parti in moto relativo. Spesso sono presenti alcuni elementi accessori.

CUSCINETTI VOLVENTI CLASSIFICAZIONE:

I cuscinetti volventi vengono classificati in base a due caratteristiche:

• La geometria dei cuscinetti: gabbie o ruote;

• La direzione delle piste che portano esclusivamente: radiale, obliqua, axiale.

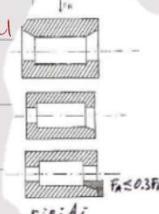
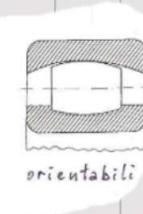


Cuscinetti sollevati a sfera

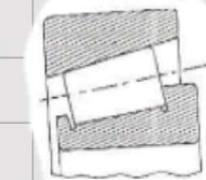
- **RADIALI:** Sono indirizzi indirizzi per cuschi radiali, ma supportano con uno rendimento del rendimento anche cuschi orali di età minore delle metà di quelli radiali. Si differenziano in **rigidi**, che permettono un disassamento di pochi gradi tra i due assi, o **orientabili**, che permettono un disassamento di qualche grado.
- **OBLIQUI:** Questi cuscinetti supportano cuschi radiali ed assi dello stesso entità. Sono in grado di eseguire lo giro orale in un solo verso, ma esigono una rotazione (a 4 contatti) da essere eseguita fissa. Ma nei due versi.
- **ASSIALI:** Questi cuscinetti supportano solo cuschi orali, perciò sono impiegati in sostituzione di un cuscinetto radiale.

Cuscinetti sollevati a nulli:

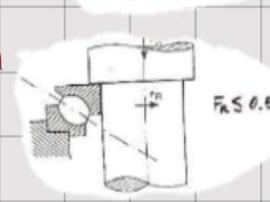
Di solito a partire da dimensioni, i cuscinetti a nulli supportano cuschi più elevati rispetto a quelli a sfera. Questo è dovuto alle superfici più ampie di contatto tra i corpi sollevati e le piste.

- **RADIALI**



possono essere **rigidi**, con nulli circolari o **orientabili**, con nulli a botte.
Questi rigidi permettono disassamenti più piccoli rispetto ai cuscinetti a sfera e si suddividono in:
gatti (che non supportano F_A - fanno orale).
semipatti (che supportano F_A in un solo verso, ma non continuamente e di poco entità, perché in presenza di F_A lo braccio del nullo molto sollecitato a strisciamento);
duri (che supportano, con le limitazioni citate, F_A nei due versi).

- **OBLIQUI**


Sono costituiti da nulli di forma trapezoidale, che riducono sulle piste, garantendo un rendimento migliore rispetto ai cuscinetti obliqui a sfera. Supportano F_A solo in un verso.

- **ASSIALI**


supportano anche cuschi orali ($\leq 50\%$ di quelli orali), ma hanno un rendimento basso.

Dif.

Disassamento: notato dall'uso di un organo meccanico allo scopo di trasferire rispetto a un altro asse; anche lo si considera dell'uso di rimozione di un organo con il proprio asse gondola.

Osservazione forze curvettate obliqui unidimensionali: nei curvetti solerti obliqui unidimensionali, a sfere o no neli, si presenta il fenomeno delle **forze onde spinte**. Un curvetto di questo tipo, onde sia sollecitato da una forza estremamente radice, reagisce con una forza obliqua, noto anche con una corona onde, detta **forza onde spinta**, perché non determinata da un forza onde esterno opposto al curvetto.

Si denuncia come spiegato con l'analogo del curvo:

Nel caso più semplice obliqua del curvo è in grado

d'esprimere una forza normale alla superficie stessa, se viene sollecitata

da un curvo esterno F_r reagisce con una forza F che ha componenti F_r e F_a . La componente F_r si equilibra ma F_a deve avere

equilibrio dell'esterno con una forza F_a . Quindi i curvetti obliqui unidimensionali, anche quando vengono chiamati ad eseguire una reazione normale allo radice, sono comunque sempre sollecitati onde da un curvo onde, che funziona con gli organi con cui

sia o solletto (ad es. libero e supporto). La presenza delle forze onde spinte fa sì che i curvetti obliqui unidimensionali

vengano di norma utilizzati in appoggio, vicini tra loro o sollecitati in posizioni diverse dall'altro, e montati in modo tale che

possano esprimere forze onde di verso opposto; se così non fosse, si potrebbero verificare delle condizioni di curvo per cui la struttura

non risulterebbe correttamente vincolata in diverso onde. Riferendo all'esempio del curvo, il secondo curvetto è necessario per eseguire

la forza equilibrante F_a . La forza onde spinta generata da un curvetto obliqua unidimensionale è determinata dallo genitivo del curvetto

e quindi, noto al curvo radice agente sul curvetto stesso, viene calcolata con uno relatore del tipo:

$$F_{as} = C \cdot F_r$$

• C è un coefficiente che dipende dal tipo di curvetto.

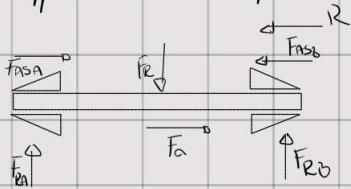
• $F_{as} = \text{forze onde spinte}$.

Nel dimensionamento di un libco le forze onde spinte si considerano come carichi esterni. Poco si procede prima allo dimensionamento dei carichi radici sui curvetti (che sono le reazioni vincolari in diverso radice che eseguono sul libco). Note le forze radici, si calcola la F_{as} .

Si impone l'equilibrio delle forze onde agenti sul libco, ricordando così la reazione vincolare onde, in base al verso della reazione vincolare onde, si individua quale dei due curvetti lo esige.

Un corpo nel caso di un libco appoggiato su due curvetti obliqui A e B, in grado di eseguire forze onde di verso opposto, sollecita, oltre che a carichi radici, a carichi onde esterni di risultante F_a .

Rappresentiamo l'esempio:



Procedimento: Si impone l'equilibrio in diverso radice e si determinano le componenti radici delle reazioni vincolari dei due curvetti: F_{RA} e F_{RB} .

Poi si determinano le forze onde spinte: F_{ASA} e F_{BSA} .

Poi si impone l'equilibrio in diverso onde per determinare R (la reazione vincolare).

In questo caso si è ipotizzato che la reazione normale R risulti dello stesso verso di F_{A3} e che quindi sia il cuscinetto B ad esercitare.

Cuscinetto A: sottoporto del cono radiale F_A e del cono snodo F_{A3} .

Cuscinetto B: sottoporto del cono radiale F_B e del cono snodo $(R+F_{A3})$.

BLOCCAGGIO ASSIALE DEI CUSCINETTI

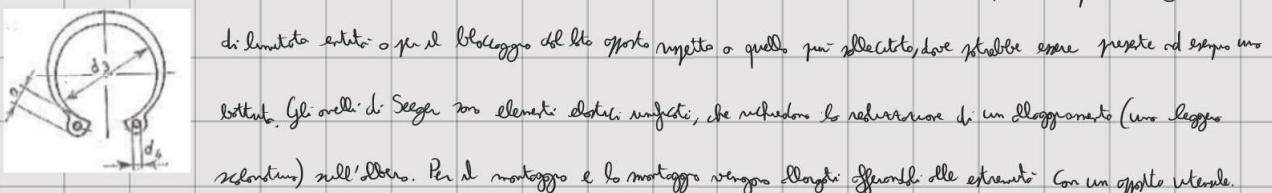
Nell'agganciamento di un albero (o di un asse rotante) l'asse esterno dei cuscinetti deve essere sbloccabile di supporto, mentre quelli interni devono essere fissi attraverso un accoppiamento resistente con **leggera interfisione**. La leggera interfisione è sufficiente ad evitare che l'asse interno ruoti rispetto all'albero, contrastando l'attrito tra i corpi sollevati e posto dell'asse, attrito che ormai come in un cuscinetto è molto basso. Viceversa, la leggera interfisione non è sufficiente ad impedire lo strisciamento snodo dell'asse interno rispetto all'albero in presenza di forze assiali o in presenza di sollecitazioni. Per questo motivo viene previsto un **bloccaggio snodo** dell'asse interno rispetto all'albero; sono possibili diverse soluzioni per realizzare il bloccaggio snodo:

- **BATTUTA**: la realizzazione di uno battutto sull'albero è il metodo più semplice ed efficiente, ma recentemente è stato adottato il tutto di albero che lo prevede e che deve essere facendo del cuscinetto all'atto del montaggio, dopo un diametro minore rispetto a quelli intorno del cuscinetto; per questo non è utilizzabile quando il cuscinetto è inserito dentro l'estremità dell'albero. Per consentire di agganciare l'asse interno all'atto della montatura, l'elica di tale battutto deve essere inserita dall'esterno in dell'asse interno. Per garantire il corretto contatto con le superfici piene frontali dell'asse interno, il raggio di raccordo r_1 deve essere $< r_2$ (del cuscinetto).

• **DISTANZIALE**: è un classico caso che consente di rendere omogeneo l'asse interno ad uno punto fisso presente in uno l'asse interno dell'albero.

• **COPERCHIO**: utilizzabile in corrispondenza dell'estremità dell'albero.

• **ANELLO DI SEEGER**: è un sistema molto economico, che garantisce uno snodo di bloccaggio il quale consiste quando si inseriscono due anelli



di diametro minore o per il bloccaggio del lato opposto rispetto a quello più vicino, dove potrebbe essere presente ad esempio uno

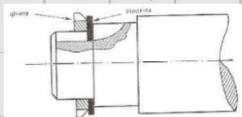
battuto. Gli anelli di Seeger sono elementi elastici resistenti, che riducono la resistenza di un agganciamento (una leggera

scorrimento) sull'albero. Per il montaggio e lo smontaggio vengono allungati all'estremità dell'estremità con un apposito utensile.

• **PIASTRINA**: Nel caso di cuscinetti di estremità è possibile realizzare il bloccaggio snodo per mezzo di una piastrina che si collega all'albero con 3 viti saldate.

• **GHIERA**: Nei cuscinetti del tipo l'usura determina un aumento di gola snodo che, superato un certo valore, non permette più il corretto funzionamento. Per rendere meno frequente la sostituzione del componente, si può prevedere un sistema di bloccaggio snodo **regolabile**, ghera e portuno per es., addito per i cuscinetti di estremità. Nel caso di cuscinetti di estremità, si prevede, nella parte terminale dell'albero, di realizzare due ribattini longitudinali e uno flettibile. Viene quindi inserito il cuscinetto, quando uno portuno, che presta il supporto fra due detti che si impegnano nella ribattitura e dall'esterno uno snodo di chiodi. Viene poi avvitata una ghiera, flettibile dall'interno, che dall'esterno presta uno snodo di ancoraggio. Quando si raggiunge il

renaggio rotato, si sposta uno dei leva del portuno in uno degli incavi della ghiera. Risultato: lo portuno non può ruotare rispetto all'elbo (detti esterni nella sbarra), la ghiera non può ruotare rispetto allo portuno (detti esterni negli incavi); e quindi rispetto all'elbo, può ruotare libere il con entro il cuscinetto, nello stesso rotato.



- **BUSOLA ELASTICA:** Per cuscinetti distanti dall'estremo dell'elbo, o quando si vogliono evitare lavorazioni sull'elbo, si può ricavare alle bruse elastiche. Questo è costituito da una superficie interna cilindrica, che ne consente il posizionamento nello spessore totale dell'elbo. Uno spazio dello spessore esterno è flettibile e uno spazio leggermente concavo. Il cuscinetto, che per questa applicazione è del tipo con foro conico e non cilindrico, viene inserito finché la sua superficie interna conica non entra in contatto con la superficie esterna curva delle bruse. Il renaggio avviene con un sistema ghiera-portuno analogo a quello visto in precedenza; la forza onde esercitata sul renaggio sulla superficie curva determina uno componente forza radiale e, essendo le bruse elastiche, ciò favorisce anche il bloccaggio delle bruse sull'elbo.

SCELTA CUSCINETTI VOLVENTI:

Sarà effettuata nello base delle prove di durezza standardizzate, che i produttori sono tenuti ad eseguire e certificare, con le relative

- $C = \sqrt{L} P$ $C = \text{Coficiente di Cono dinamico, unito di misura N. È un valore caratteristico del cuscinetto e rappresenta il cono dinamico equivalente a cui può essere attribuito il cuscinetto per una durata di } 10^6 \text{ cicli.}$

$$\bullet L = \text{durata, espresso in milioni di cicli.}$$

$$\bullet g = \begin{cases} 3 & \text{per cuscinetti con gommino o gomme} \\ 10/3 & \text{per cuscinetti con gommino o nulle} \end{cases}$$

$$P = \begin{cases} 3 (\text{gome}) \\ 10/3 (\text{nulle}) \end{cases}$$

$$P = x F_R + y F_A$$

$$P = x F_R + y F_A$$

- $P = \text{Cone dinamico equivalente, espresso in N. Determinato dalla combinazione lineare del cono radiale e tangenziale, con due coefficienti } x \text{ e } y \text{ contenuti nel cuscinetto.}$

C, x e y sono valori riportati dai costruttori.

Se dunque al punto di danneggiamento un cuscinetto volante è un generico di efficienza minima ed è quindi garantito da oggi stasera. Lo scarto di C fatto in precedenza non garantisce che a tutti i cuscinetti con eff. di cono dinamico C , si incontrino con un cono equivalente P , dopo uno scarto di L milioni di cicli, garantisca che al 90% di essi avrà una durezza maggiore o uguale a quella di oggi. È quindi di buon approssimazione di affidabilità, ma se si vuole maggiore affidabilità del componente, la relazione può essere modificata:

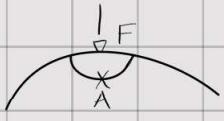
$$C = \sqrt{\frac{L}{\alpha}} P$$

dove α ci garantisce un margine di affidabilità maggiore

%	α
90	1
95	0.62
96	0.53
97	0.44
98	0.33
99	0.1

FATICA DI PRESSIONE SUPERFICIALE

In molti elementi di macchine lo sforzo che si esercita è di natura varia applicata aderente. Sono un esempio il rotolamento delle sfere (o dei mulini) nelle poste nei cuscinetti volventi, il contatto tra i fondi dei denti nelle ruote dentate.



Poiché il punto più sollecitato (A in fig) si trova al di sotto della superficie, un eventuale adesivo si verifica in tale punto.

Se lo sforzatore è di fatica, il cerchiato in A può generare uno buco di fatica che penetra all'interno del componente, senza compromettere la funzionalità, finché non raggiunge la superficie. Una volta giunto in superficie, lo buco determina il distacco di una porzione particolare di matrice; il distacco di una o più denti da una superficie un oggetto **lunare**, costellato da **cratere** (fanno denominato **putting**). Il putting produce incrinature nel funzionamento, che generano rumore e vibrazioni e rendono instabile lo sviluppo di ulteriori danneggiamenti della superficie.

CATALOGHI CASE PRODUTTRICI

Ogni ruota riguarda un diverso cuscinetto delle ruote. Oltre al peso e alle dimensioni del cuscinetto, sono presenti altri elementi rilevanti per lo scelta.

CUSCINETTI NON ROTANTI - LA LORE SCELTA

In alcune applicazioni i cuscinetti riguardano elementi non rotanti le condizioni sono:

1. quando la velocità di rotazione (o relativa tra i due ruoli) è molto bassa.

2. Quando il rotazione è nulla (cuscinetti oscillanti).

3. Quando il cuscinetto è a lungo attivato di conseguenza quando la velocità è nulla.

In tutti questi casi la sollecitazione centrale non risulta più quella a flessione, bensì quella statica, che determina una deformazione in campo elastico; il valore ormoniale della deformazione δ_{AMM} è determinato in funzione del diametro d del cono rotante. $\delta_{\text{AMM}} \leq 10^{-4} d$

Per la scelta dei cuscinetti si usano:

$$C_0 = S_0 \cdot P_0$$

• C_0 è il capp. di cono statico, N

• P_0 cono statico equivalente, N

$$P_0 = X_0 F_R + Y_0 F_A$$

• S_0 è un coeff.

$$S_0 = 0,5 \div 2$$

S_0, C_0, X_0 e Y_0 sono riportati nei cataloghi delle case costruttrici.

CUSCINETTI RADIALI A STRISCIAVIMENTO A SOSTENTAMENTO TOROIDINAMICO

Un cuscinetto radiale o toroidonico è un elemento di meccanica dotato di un giro cilindrico; il diametro nominale del giro è uguale al diametro dell'elica, o dell'asse, che ruota e non rotante. Il moto relativo tra elica e cuscinetto è reso possibile dalle tolleranze di lavorazione, determinate in modo da rendere un accoppiamento elica-giro con grado. Il cuscinetto deve essere in grado di appoggiare al cono radiale fornito dall'elica rotante, analogo quanto al cuscinetto messo in contatto tra un cono fisso ed un cono rotante, ad es. uno nuto. Il cuscinetto ha la funzione di ridurre l'attrito tra le parti in moto relativo, ma non può avvenire e può avvenire una quantità di calore che deve essere molto per garantire la stabilità della temperatura. Nei trattamenti quelli con sostentamento idrodinamico, che risultano più adeguati per le applicazioni gravose, che prevedono bassi cambiamenti di velocità di rotazione elevata.

CONFRONTO CON I CUSCINETTI VOLVENTI: i cuscinetti a strisciamento permettono di avere:

- Silenziosità, assorbimento vibrante e risparmio rotabile molto.
- Facilità di montaggio poiché non c'è bisogno di far rotolare sullo elice e inoltre è possibile refrigerare il cuscinetto in due punti, girandolo il toroidonico in qualunque direzione, anche un elice non rettilineo (a gomiti).
- Custo ridotto, che può aumentare in caso di applicazioni gravose poiché i risciacquo refrigerante un circuito di lubrificazione.

Tra gli vantaggi del torone:

- Ammortato: quale il rotolamento aderiscono si intende che a partire da uno certo valore di rotazione. Però l'ammortato deve essere zero. Contatto e l'attrito e conseguentemente l'urto, rispetto agli altri legati, riporta l'uso dei cuscinetti a strisciamento nelle applicazioni che prevedono avvertimenti frequenti confronto del verso di rotazione.
- Rodaggio: a causa del peso gravitazionale tra albero e cuscinetto, nelle prime ore di funzionamento le spinte superficie possono intaccare ed essere poi trasportate dal lubrificante, con il rischio di gettare liquami sulla superficie di due opposti. Per questo motivo può essere preventivo un periodo di rodaggio a circa mezzo.
- Lubrificazione e Mantenimento
- Ingombro sede: a punto di come sopportabile, l'ingombro sede, il contrario del rotolamento, è maggiore.
- Spostamento conchi: possono soportare solo conchi noduli o solo conchi simili. Non esistono cuscinetti a strisciamento che lo permettono.

MATERIALI IMPIEGATI PER REALIZZARE CUSCINETTI A STRISCIMENTO: Si intende: imprese devono avere delle caratteristiche:

- Copertura di conico: ha una bontà delle dimensioni non anche da limitare del rotolamento con cui è realizzato.
- coefficiente di attrito: è quello tra il rotolamento con cui è realizzato la superficie interna del cuscinetto e il rotolamento dell'albero.
- Resistenza dell'urto: dipende dalla dimensione superficiale, che però non deve essere superiore a quello dell'albero, per evitare che ad urtarlo sia l'albero.
- Coefficiente di rodaggio: le spinte superficiali dovrebbero deformare plasticamente punti che distaccano e in caso di detacco ovvero uno scorrimento con spagli mortali.
- Non sfollabilità: si intende con il rotolamento dell'albero.
- Conduttività termica: per lo scambio dell'energia del calore.
- Aderenza: indica la tenuta della superficie a numero logico nel lubrificante. È fondamentale in fase di avvertimento per ridurre l'urto.
- Copertura di aderenza: visto che questo tipo di cuscinetti può essere realizzato con l'incollaggio di due elementi cilindrici con combi: quello interno, di spessore minore, visto che deve avere caratteristiche ottimali per il rotolamento con l'albero e l'esterno, di spessore maggiore, visto che sopporta gran parte del carico applicato. Però se i due elementi cilindrici sono realizzati con materiali diversi, tra essi deve esservi una buona copertura di aderenza.

In più si deve garantire una resistenza allo corrosione, una resistenza a fatica, una stabilità delle caratteristiche ad elevate temperature di esercizio e un costo accettabile.

Si intende uscire per queste caratteristiche di macchine sono:

- Bronzo: un rotolamento costato del quale denaro il nome bronzo, è di rotolamento più troppo.
- Cuscinetti trumpetello: sono un'evoluzione dei cilindri e vengono realizzati con l'integrazione di un terzo elemento, per rendere più grande la resistenza delle caratteristiche (il mattoncino) e migliorare la resistenza a fatica nelle zone di interfaccia tra un rotolamento e l'altro (distruttivo o brusco rottura di catteneide favorisce l'insorgere di creche d'altro).

• Cuscinetti intarsiati (a base di Cu o Fe): per realizzare un cuscinetto di meccano con questo materiale è necessario lavorarlo ad alta T e P, condurre molto calore da sterle per grandi dimensioni di elementi. Nel caso di cuscinetti che prevede dimensioni molto compatte sono problemi e inoltre, se lo che nello stesso di girare è compresa una lubrificazione (ad es. la griglia) e permette di avere un notevole attrito.

BLOCCAGGIO DEI CUSCINETTI A STRISCIMENTO:

I cuscinetti a strisciamento presentano un grado rispetto all'albero, mentre sono bloccati nel supporto. Il bloccaggio sul supporto avviene con: **gommante, vite nuda o vite robbia.**

FUNZIONAMENTO DEI CUSCINETTI

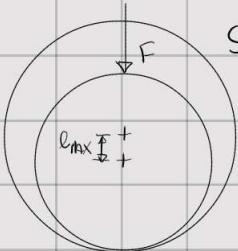
Il funzionamento dei cuscinetti noduli o strisciamento dipende dal grado tra albero e cuscinetto. È possibile indurire un **grado attuale**, che punto di contatto del cuscinetto di cuoio e del rivestimento, è un **grado limite**, il di sopra del quale il funzionamento non è più corretto. A causa dell'usura il grado attuale progressivamente e quando un cuscinetto supera il grado limite deve essere sostituito. Nel caso in cui lo sostituire risultasse difficile o costoso, si può aumentare l'intervallo di sostituzione addossando dei **cuscinetti regolabili**. L'operazione di regolazione non può essere ripetuta troppo volte poiché implica una modifica del grado e dello scorrimento del rotore (fondamentale per garantire il correttissimo funzionamento).

Ci sono due tipologie di regolazione, basate sulla deformazione elastica del cuscinetto:

- BUSSOLA CONICO ELASTICA: Cuscinetti con superficie esterna conica
- MAC KENZEN: Tra viti robbia. $\approx 120^\circ$ tra cerniere senza di regolazione.

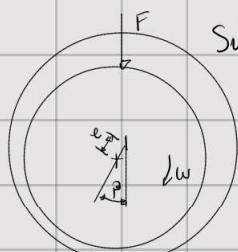
ANALISI POSIZIONE DELL'ALBERO:

Un problema che riguarda l'uso di questi cuscinetti riguarda la posizione dell'albero rispetto al cuscinetto, che vuole rendere il rotore delle relazioni di rotazione w .



Situazione con $w=0$, o **fermo**, l'albero di diametro d si posiziona nel cuscinetto di diametro D con le massime eccentricità, che è diretta come la forza F.

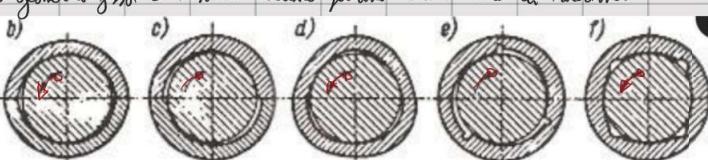
$$e_{\text{MAX}} = \frac{D-d}{2} \quad \text{con } w=0$$



Situazione con $w \neq 0$, in rotazione, l'eccentricità si riduce all'eccentricità dello rotolamento ($e < e_{\text{MAX}}$) e lo suo diversore forma un angolo β (rispetto a w) rispetto alla forza F.

Nel resto a spessore costante si riscontra uno stato minimo di pressione che è quello F. In questo per W=0 si ha $\epsilon = 0$. Questo corrisponde a zero, di eccesso nullo, ci sottraiamo (se si annullerebbe anche la quota di rotazione) perché il resto non sarebbe a spessore costante.

Quindi solo sotto l'elio ha uno spessore costante e non è mai costante rispetto al cuscinetto, se i due caselli non coincidono. Però in dure applicazioni, dove è richiesto un elevato presto di funzionamento dell'elio e quando si hanno solleciti di rotazione elevate, può essere necessario un accorto contrappeso dell'elio rispetto al cuscinetto. Ci sono varie soluzioni, ma il principio comune è quello di girare il resto a spessore costante non grazie al deaccentramento dell'elio, come visto in precedenza, ma segnando opportunamente la superficie interna del cuscinetto che non sarà più curvata, ma presenterà delle **rughe**. Nei cuscinetti rotondi lo spessore dell'elio e quindi lo spessore del resto si adattano automaticamente allo sollecito di rotazione. Invece il resto realizzato con le suddette rughe è a spessore fisso e risulta ottenuto per uno solo sollecito di rotazione.



(b) ha due rughe uno per ogni verso di rotazione, ma ha uno sollecito di cono, o punto di diametro, ridotto perché

il cono se si utilizzasse lo stesso cuscinetto per ogni verso di rotazione

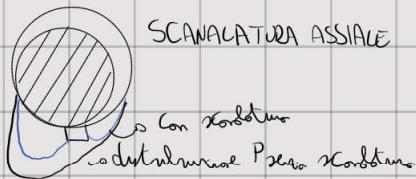
(c) ed (d) sono usate nel caso in cui si ha un verso verso di rotazione

(e) ed (f) consentono di avere rughe simmetriche in grado di generare rotostatica su entrambi i versi di rotazione, anche se in misura molto.

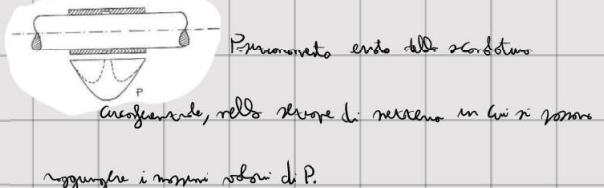
LUBRIFICAZIONE

Nel resto si inserisce un corpo di pressione, costante ma circonferenziale da longitudinalmente, che può raggiungere valori elevati.

Per ottimizzare il lubrificante può essere necessario realizzare delle **scavalature**, che non sono formate nelle zone di maggiore pressione per evitare che il lubrificante non si ritrovi nel resto fuori uso attraverso le scavalature. Istrutturando un cono rivolto dall'alto verso il basso, è possibile vedere un certo funzionamento delle scavalature orarie, che impedisce l'intrusione delle scavalature longitudinali del premone di rotostatica.



SCAVALATURA ASSIALE



I metodi di lubrificazione si suddividono in:

- **Agomo**: che presenta vantaggi dal punto di vista economico e non richiede un circuito veloce e proprio di lubrificazione, ma si può usare solo per applicazioni non grasse. L'immersione del gresso si effettua con un prelievo da un solletto in fondo di gresso o con una forza esterna (molla, peso, tappo a vite - Stoofler, soprattendere a ferro).

- **Ad elio**: è presente un solletto o una zona di raccolta dell'elio. Il contenuto inelio dell'elio è necessario per l'operazione del gresso.

e per garantire lo stabilità dell'elbo, che delle variazioni dell'elbo stesso. Quando il flusso di lubrificante è di peso entro (opponeva peso gravità), sono sufficienti sistemi in grado di prelevare la minima quantità di lubrificante: a stoppi, a spillo, per esempio.

Per le altre applicazioni è possibile utilizzare altri meccanismi:

- **Sistema ad orologio libero a guscio**, prevedono un orologio posto in retrovia dell'elbo e che circola, che pesa in un resistore posto sotto l'elbo stesso e viene protetto l'elbo contro le pressioni del carico che contiene l'elbo. L'elbo per quanto riguarda l'elbo oppone il lubrificante anche sotto zero del cuscetto.

- **Sistema a rotellino**, analogo al precedente, ma il punto dell'orologio c'è una grande clessidra che consente di portare una maggiore quantità di lubrificante.

Per le applicazioni più grosse è adottata la **lubrificazione forzata**. Il circuito di lubrificazione prevede dunque un resistore, di guscio o PTFE, uno o più filtri, uno serbatoio, uno zavorra di massima pressione, condotti di modesta e di ritorno, fanelli e valvole di lubrificazione. La portata di lubrificante dello zavorra è maggiore di quella addotta al cuscetto: la portata in eccesso viene ricicljata nel resistore attraverso la valvola di massima pressione.

A questo punto cosa particolare, il valore della pressione nel circuito è < 10 bar.

Per ridurre lo scorrere di lubrificante, ad es. nei veicoli, si può prevedere una sua refrigerazione in apposite condutture.

PARAMETRI CARATTERISTICI PER LA PROGETTAZIONE DEI CUSCINETTI RADIALI A STRISCIMENTO A SOSTENTAMENTO IDRODINAMICO

1. PRESSIONE MEDIA

$$P = \frac{F}{b \cdot \eta}$$

$\bullet F$ = carico radiale

$\bullet b$ = lunghezza totale del cuscetto

$\bullet d$ = diametro esterno dell'elbo

2. RAPPORTO

$$\frac{b}{d}$$

$\bullet D$ = diametro interno del cuscetto. Vedi commento del gioco zero dell'ordine di 0,1 a 0,4%

$\bullet h_0$ = spessore minimo del resto (nella direzione dell'eccentricità).

$\bullet \mu$ = viscosità del lubrificante, dipende dall' T

$\bullet m$ = velocità di rotazione

3. GIOCO RELATIVO

$$\vartheta = \frac{D-d}{d}$$

$\bullet P$ = pressione media

4. SPESSEZZO MINIMO RELATIVO

$$\delta = \frac{2h_0}{g} = 1 - \varepsilon \quad (\leq 0,35)$$

5. ECCENTRICITÀ

$$e = O \div \frac{g}{2} \quad (\mu \quad w = \omega \div O) \quad g = \text{grado}$$

ECCENTRICITÀ RELATIVA:

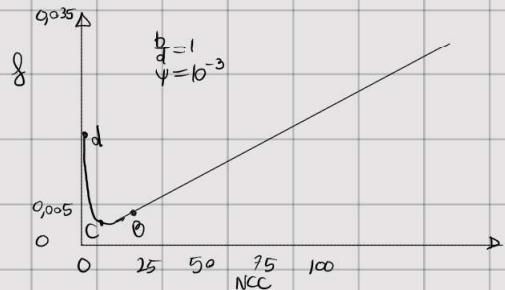
$$\varepsilon = \frac{2e}{g} \quad (\varepsilon_{\text{OTT}} = 0,5)$$

6. NUMERO CARATTERISTICO DEL CUSCINETTO

È possibile graficare dei diagrammi generali che sono funzione del rapporto $\frac{b}{d}$ e del gioco relativo, ricavando un grafico planetario che mostra il coeff. d'efficienza del NCC. Da questo diagramma è possibile vedere le condizioni di minima efficienza (PUNTO C), condizioni NON OTTIMALI perché è instabile perché non può riferirsi di.

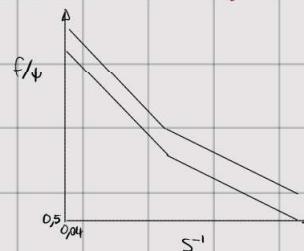
velato, però NCC porta ad un fenomeno inverso del cef. di attacco fero - portare alla condizione di attacco nastro (PUNTO D) e però di causa di rottura del rotolamento. In fase progettuale si riporta a destra di B sceltando un cef. di attacco f. maggiore di minimo, ma garantendo un funzionamento stabile. Nel punto a destra di B, una valutazione di volatilità porta ad una valutazione di f.

$$NCC = \frac{\mu \cdot m}{P}$$



S risultato delle misure del cef. di attacco vengono messo sotto forma di funzione del **Numerico di Sommerfeld**.

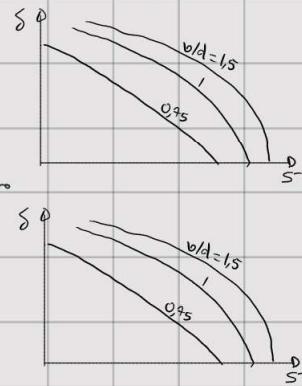
$$S = \frac{NCC}{\psi^2}$$



Dal numero di Sommerfeld si può determinare attraverso diagramma relazionale il valore del numero minimo, S.

Ma lo stesso numero S è possibile valutarlo conoscendo il valore minimo

Q_{MIN} della portata volumetrica che necessita per lubrificazione e conseguendo se è possibile una lubrificazione rotante o è indispensabile uno spray.



? PARAMETRO P. ~

$$M_0 = f \cdot F \cdot \frac{d}{2}$$

$$W_0 = M_0 \cdot w = f \cdot F \cdot \omega \Rightarrow \boxed{W_0 = \frac{f \cdot F \cdot \omega}{\pi \cdot d \cdot b} = \frac{f}{\pi} P \sim}$$

• M_0 = momento della farcia di attacco | $\cdot F, f$ = farcia di attacco

• W_0 = potere di attacco | $\cdot \omega$ = velocità perpendicolare ($w \cdot \frac{d}{2}$)

• A_0 = superficie dell'ellegamento libri-cuscinetto | $\cdot P$ = pressione media

• b = lunghezza oraria del cuscinetto

L'ellegamento di attacco corrisponde allo spazio termico che deve essere fornito per garantire la stabilità dello T. $\frac{W_0}{A_0}$ è questo come numero della gravità di funzionamento.

REFRIGERAZIONE

Lo spazio termico W_0 generato per attacco può essere utilizzato per congelare o, per applicazioni grosse, con le refrigerazioni formate.

• CONVENZIONE: $W_a = \alpha \cdot A \cdot (T_0 - T_h)$

• α = coeff. scambio termico, dipende dall'ambiente dell'aria (velocità aria, forzata o nera).

• $A = k(\pi d b) =$ superficie equivalente L. scambio termico, riduttiva in funzione delle superficie di appoggio e dell'angolo del supporto.

• $T_0 =$ temperatura aria; $T_h =$ temperatura aria

• RFRIGERAZIONE FORZATA: $W_a = C \cdot \gamma \cdot Q (T_u - T_c)$

Con $Q \geq Q_{MIN}$

• $C =$ calore specifico dell'aria

$$(T_u - T_c) \leq 10 \div 15^\circ C$$

• $\gamma =$ massa volumica dell'aria

$$Q \geq Q_{MIN} \quad (T_u - T_c) \leq 10 \div 15^\circ C$$

• $Q =$ portata volumica di aria

• $T_u =$ temperatura dell'aria all'ingresso

• $T_c =$ temperatura dell'aria all'uscita.

ANALISI PROGETTALE

Per sviluppare il progetto di un cuscinetto radiale o strisciante si segnano i seguenti passi:

• Dati di progetto: F, m

1. Si assume: la pressione media $P = \frac{F}{b \cdot d}$ dove d è già definito e va determinato solo b

• Il rapporto $\frac{b}{d}$

Visto che in prossimità delle due estremità dell'appoggio libero - l'anello lo pressione tende a zero, un rapporto $\frac{b}{d}$ troppo piccolo renderebbe troppo riflette questo effetto di bordo. Invece, un rapporto troppo grande renderebbe insopportabile anche le piccole deformazioni flessionali dell'elica, che estubbe in contatto con il cuscinetto in prossimità dei bordi.

2. Da notare: si trova il giro relativo φ

3. Si sceglie il lubrificante e si stima la temperatura media del lubrificante T_m e si ottiene anche W_a , riscontro del lubrificante lo stesso della T_{medio} del lubrificante viene effettuata nella base delle specifiche fornite dal produttore, che costituisce la condizione di funzionamento, di scalo di angolazione di $10 \div 15^\circ C$. È necessario verificare che con la T_{medio} stimata sia possibile garantire l'equilibrio termico del sistema.

4. Si calcola il numero di Sommerfeld

5. Da grafici si deduce coeff. di attrito f , si pone in equazione $S =$ portata volumetrica d'aria Q_{MIN} e si trova T_{medio} del lubrificante e la molecola di refrigerazione.

6. Si calcola la potenza di attrito $W_a = f \cdot F \cdot v$

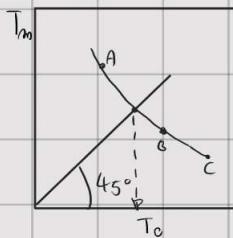
Nota la potenza termica W_a gestita per attrito, si esegue lo scambio termico; si verifica se se lo scambio termico consente di mantenere stabile lo T_{medio} del lubrificante stimato (T_m). Il procedimento di refrigerazione contro nel caso di refrigerazione naturale e refrigerazione forzata.

7. Verifica tempi

Ref. rotante

$$T_o = T_m + \frac{W_o}{\alpha A}$$

$\Rightarrow T_o = T_m$: OK
distratti
↓

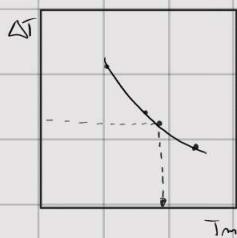


$$\Rightarrow T_o = T_m \Rightarrow \text{no tempo & punto 4.}$$

Ref. fissa

$$\Delta T = T_m - T_e = \frac{W_o}{c \cdot \gamma \cdot Q_{MIN}}$$

Se ΔT è ammissibile: OK distratti
↓



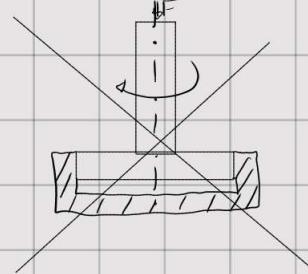
fissa $\Delta T \rightarrow$ si trova T_m e si trova d 4.

Nel caso non si rispetti la condizione minima e necessaria effettuare delle iterazioni: si rispetta i risultati sui primi ed è possibile trovare per interpolazione lo tempo $T_o - T_m$ per quella rotazione e $\Delta T - T_m$ per la fissa. Si segue lo procedimento citato sopra.

CUSCINETTI ASSIALI A STRISCIAVIMENTO

I cuscinetti assiali strisciavimenti o rotolanti idrodinamico sono in grado di sostenere i carichi diretti come l'asse dell'albero e hanno uno spazio complesso e differente da quelli rodanti. Le soluzioni sono complesse perché bisogna avere un grado di giro che non sia quello preso idrodinamico del fluido portante che non viene garantito da un moto a velocità costante.

In fig. una soluzione semplice



Ci vengono in soccorso i cuscinetti di

- **GIBBS**: la validità di spessore del moto è ottenuta ricorrendo dei settori inclinati sulla superficie del cuscinetto. Ogni spallino è composto come una sorta angolo di espansione verso il centro di sostenimento quando l'albero è in rotazione. Se invece venga sostenuto verso di verso opposto al cuscinetto funziona nei due versi, ma con esigenze di carico diverse. Perché la velocità relativa tra albero e cuscinetto venga di nuovo della distanza dell'asse di rotazione ($r = w \cdot r$), ovvero la perdita della rotazione deve essere e va tenuta complessa la relazione del cuscinetto, che quindi non risulta sincrono con quelli rodanti.

- **MICHELL**: vengono usati per rotolati-rotabili. Funzionano simile a quelli di gibbs, ma i settori sono ad andamento rotabile. Lo svantaggio di andamento dei settori può essere positivo (i settori modifichino il loro moto di rotazione allo stesso moto di rotazione dell'albero) o per applicazioni di grande dimensione, albero, cioè determinato da un aperto moto di rotazione (pneumatico, idraulico o elettrico) e invertire uno moto che è un derivate di motore.

COLLEGAMENTI FILETTATI - PROFILI:

Un **collegamento filetto** è costituito da una **vite** e una **muttere**, eventualmente rivestita da un **dado**. Avvitando la vite nella muttere rigenera la forza di tenuta ricevendo quindi il filetto di due o più elementi. Si tratta di un collegamento elastico e deve avere una smontaggio agevole.

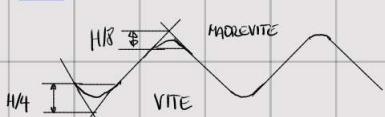
Collegamenti filettati possono avere molteplici dimensioni e profili, solitamente si usano profili angolari che consentono una produzione in grande serie e costi ridotti. Per consentire il smontaggio ad un'estremità della vite è presente una testa, che può essere di diverse tipologie:

Alberello, esagonale, rotonda, rotonda con colletta, tonda, conica, a montella, quadrata e senza testa.

Può essere richiesta testa particolare, non uniforme (per rendere il smontaggio più per nero di strumenti - ponte).

PROFILI DELLA FILETTATURA

• ISO



Denominazione collegamento filetto ISO

$$\alpha = 60^\circ \quad M_{dn} \times P \times l$$

• M = metrico

• dn = diametro nominale

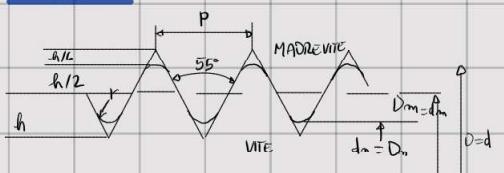
• P = passo filetto (per filettature a passo fine o grosso, non si indica per passo normale)

• l = lunghezza del tutto filetto.

• H = altezza del filetto

Profilo più diffuso è l'**ISO**. Sia la vite che la muttere sono dotate di uno raccordo all'apice del filetto, per evitare spazi troppo grandi, e un raccordamento alle basi del filetto, per ridurre la concentrazione di tensioni.

• WITH WORTH



Lettera W

dm'' = diametro nominale in pollici

P'' = passo espresso in pollici.

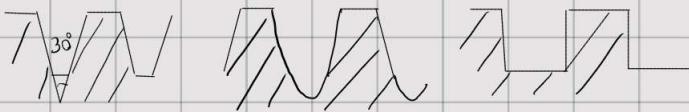
Il profilo è diffuso nei paesi anglosassoni. La geometria del filetto è la stessa per vite e muttere (entrambi raccordi diversi), gocchi (no raccordo a fondo dei filetti) sono uguali (anche nulli) rispetto a quelle ISO.

• GAS (WITHWORTH A PASSO FINO)

Denominazione $G dm''$

Grande diffusione dei grafici e delle lunghezze del filetto determinato dal passo fine, il filetto gas è utilizzato per applicazioni in presenza di fluidi, anche un liquido; rispetto ad altri tipi di filettatura garantisce una migliore tenuta, in quanto il fluido per deformarsi, a punto di lunghezza minima dello filetto, è costretto a percorrere un'elica più lunga e di raggio più piccolo. Entrambe sono filettature gas a tenuta stagna, nelle quali la vite è conica invece di essere cilindrica.

VITI DI MANOVRA



Le filettature viste in precedenza hanno tutti i filetti di stessa lunghezza. L'attecchito che fa sì che il loro rendimento non fosse (utile per limitare il rischio di rottura) in esercizio **vite retrograda** quando la vite è sollecitata a trarre. Pertanto le viti di prima vengono utilizzate quando lo spazio del collegamento filetto è il rango. I collegamenti filettati possono essere utilizzati anche per effettuare la manutenzione e il smontaggio di un elemento (Viti di manovra, che devono avere elevato rendimento). A tal fine si ha un profilo di filetti rettangolare o trapezoidale, a dente di sega.

TIPI DI COLLEGAMENTI FILETTATI:

- **BULLONE:** unione di una vite e di un dado. È un collegamento economico perché serve in più non filetti per collegare due denti. Inoltre, visto che tra dado e vite c'è presente un gola (creata in durezza con finte), per l'operazione di serratura non sono richieste strette tolleranze di lavorazione.

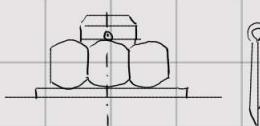
L'interno del bullone presenta due caratteristiche:

- Per il serraggio al bullone ricevuto dall'acciaio da entrare i denti del collegamento (caso sullo stesso della vite e sul dado).
- Per denti di grande spessore è necessario mettere fra molto larghi di difficile o impossibile riferimento. Quando gli angoli del serraggio, l'inconveniente si risolve con l'impiego di tenoni esterni (lungo il bullone che non attraversano il corpo dei due denti del collegamento, ma vengono posizionati su posti allontanati: forti, solchi e due denti).
- **VITE MORDENTE:** Il dado viene sostituito da uno modellante sollecitando il suo protetto nel secondo elemento di collegamento. La vite viene inserita prima nel buco non filettato del primo elemento e poi scivola nel buco filettato del secondo elemento. L'operazione di filettatura dello modellante serve al collegamento per cui questo rispetto al bullone. La vite mordente consente di superare le limitazioni legate all'uso del bullone.

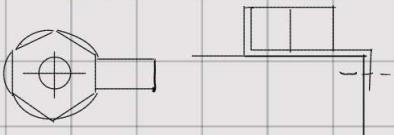
- **VITE PRIGIONIERA:** È filetto in entrambe le estremità, viene servita con un dado che sostituisce lo stesso. Al rottura dello serraggio è sufficiente rimuovere il dado e bloccare i due elementi collegati, ruotando il primo in direzione dell'asse della vite (deve essere previsto lo spazio necessario per l'azione di serraggio). La vite rimane morsa progressivamente nel secondo elemento. Questo tipo di collegamento risulta molto resistente rispetto ad una vite mordente in tutti quei casi in cui sarebbe difficile mettere la vite del modellante protetta nel 2° elemento. Ciò può accadere per serraggi molto forti, che possono provocare deformazioni plastiche nei filetti, e in particolare condizioni di esercizio (non si deve dare ai due tenoni determinare fenomeni di deformazione e di andarsene di rendere molto difficile lo scorrimento delle viti).

SISTEMI ANTISIVITAMENTO

Effettuando il serraggio, il collegamento entra in esercizio e può essere sollecitato a tende, rientranze, dilazioni, tende, tutti fattori che favoriscono lo sviluppo della reazione forza di serraggio. Però, esistono i sistemi antirivoltamento

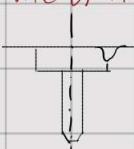
COPPIGLIA

Lo coppia si inserisce in un foro presente nella rete, la sua estremità serve a prego per impedire lo sfioramento. Il dado viene posizionato a filo del foro tramite una rondella di adeguata spessore.

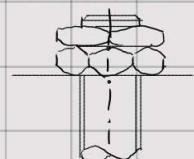
PASIRINA ANTISVITAMENTO

Lo passiamo i dotti di due fette: una viene infilata su un filo della testa o del dado, l'altra su uno punto fisso.

COLLEGAMENTO FRA PIÙ DADI: Quando sono presenti più dadi vicini tra loro, possono essere collegati attraverso tratti di filo di ferro sbotti, che rendono impossibile la rotazione relativa. Al momento della montaggio i tratti di filo vengono tagliati, liberando la rotazione dei dadi.

VITE DI PRESSIONE:

Per rete o testa vanno a non sporgere, può essere utilizzata una vite di pressione, con una rete più piccola avvolta a cuore della testa e del cappuccio. Sistemi contro perché è necessario ricorrere al filettatura per la rete a pressione.

DOPPIO DADO

Il doppio dado determina un aumento della resistenza di attrito che si oppone alla rotazione.

RONDELLA ELASTICA

La rondella è inserita e viene deformata elasticamente dal moto del serraggio; lo suo fatto è lo stesso elastico ritorna al suo posto.

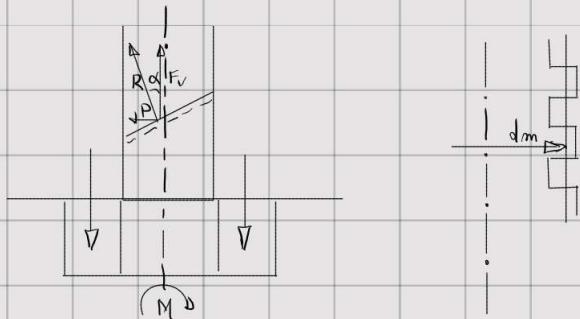
FILETTI DEFORMABILI PLASTICAMENTE - DADO ANTISVITAMENTO

Il dado antisvitamento borsa il foro solo quando viene filettato mentre nella parte finale è presente un orlo di intenda plastico che durante l'intonante, la rete esercita rotazione dell'orlo, creando un nuovo tratto di modellante, privo di gola e ad elevata gress.

d'attrito. Il dado si muove e grotta.

COPPIA DI SERPAGGIO:

Per ridurre la forza di renaggio tendente, è necessario applicare alle vite un coppia di renaggio.

CASO FILETTO RETTANGOLARE SENZA ATTRITO

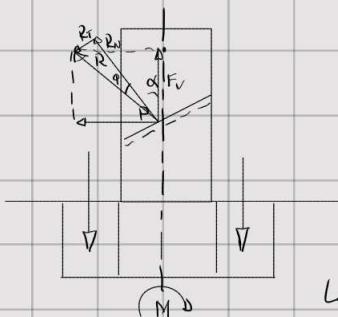
- M = coppia da applicare

- F_r = forza renaggio (della bi-mola)

- d_m = diametro reale del filetto

- α = angolo del filetto, angolo del foro

$$M = P \frac{d_m}{2} = F_r \frac{d_m}{2} \operatorname{tg} \alpha$$

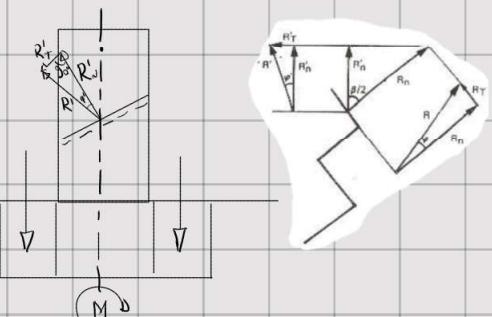
FILETTO RETTANGOLARE CON ATTRITO

- φ = angolo di attrito

- f = coeff. di attrito

$$M = P \frac{d_m}{2} = F_r \frac{d_m}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \quad \operatorname{tg} \varphi = f$$

Lo coppia di renaggio con slotto tiene conto del fatto che durante il renaggio vite e mola si spostano uno sull'altro e questo si riflette verso un incremento dell'attrito.

FILETTO TRIANGOLARE CON ATTRITO

- M_{μ} = coppia utile

- $M_{\alpha g}$ = coppia per ovviare all'attrito tra i filetti

- β = angolo di vertice del filetto (60° , 150° , 55° Whitworth)

$$\operatorname{tg} \varphi' = \begin{cases} 1,12f & \text{WITHWORTH} \\ 1,15f & 150^\circ \end{cases}$$

$$M = F_r \frac{d_m}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi') = M_{\mu} + M_{\alpha g}$$

In caso di filetto triangolare nasce una terza componente, radiale, della forza di contatto. Però per avere punto di forza di renaggio F_r , la forza di contatto deve essere maggiore rispetto al caso di filetto rettangolare. Ciò implica un incremento della forza di attrito e per questo si modifica con coeff. di attrito vertice f' .

ATTRITO DELLA TESTA

Se renaggio avendo ottenuto le pressioni delle superfici a frizione della testa sul complesso dei collage. È rilevante considerare anche l'attrito che si sviluppa

o lungo il perimetro della testa. In conclusione, la coppia di renaggio $M_{\alpha g}$ da applicare per ottenere una forza di renaggio F_r , risulta:

$$M_{tot} = M_{at} + M_{sf} + M_u$$

$$\text{con } M_{at} = F_v \frac{D_m}{2} t_{sf} \varphi$$

che è l'equazione per calcolare l'attacco della testa

- M_u = coppia utile

- M_{sf} = coppia per resistere l'attacco tra i filetti.

- D_m = diametro minore della testa.

RENDIMENTO DI UN COLLEGAMENTO FILETATO

$$\eta = \frac{M_u}{M_{tot}} \approx 0,125$$

Il basso valore del rendimento giustifica l'apertura del vito retrogrado e l'applicazione diretta dell'esercizio della forza F_v non determina lo scorrimento del collegamento.

SOLLECITAZIONI DI UN COLLEGAMENTO FILETATO:

TIRATORE → sollecitazione presente sempre in una vite di serraggio ed è derivata dalla forza di serraggio.

TORSIONE → Al momento del serraggio (momento di massima sollecitazione per una vite) alla sollecitazione di trazione si aggiunge quella di torsione, derivante dalla coppia di serraggio. Il diametro delle viti viene scelta considerando come una tavoletta soggetta a trazione e torsione.

TAGLIO → In alcuni casi le viti, sottoposte a buoni, possono essere mordi zero grado rispetto al filo in cui sono disposte, per consentire loro di riaprire anche con forze di propria osse. La forza ritrovata dall'osso, F_t , determina nella vite una sollecitazione di taglio.

FLESSIONE → le viti non devono essere mai attivate a flessione perché determinano un'affiezione dell'osso e diventare non riutilizzabile (rendendo la sua costituzione priva di collegamenti).

MOLLE:

Sono elementi di macchine che, sotto l'azione del carico, subiscono una deformazione elastica, immagazzinando energia. Definiamo solleto per qualunque elemento sollecitato in campo elastico e non solo per le molle. Le molle hanno una geometria che fa sì che la deformazione sia molto e immagazzinare una grande quantità di energia.

La progettazione di un elemento di macchina ha subito l'obiettivo di garantire all'elemento un'elasticità ragionevole e così si limita la deformazione. Per la progettazione delle molle si persegue l'obiettivo opposto. Vedremo la molla di **flessione** e di **torsione**, lavorando in base al tipo di sollecitazione cui è sottoposta l'elemento elastico.

Assunto che la deformazione di una molla, se ha un **carico di energia elastica** che può averne segni:

- attenuazione degli urti

- generazione di frequenze

- generazione di vibrazioni sonore.

I parametri fondamentali che caratterizzano una molla sono:

- la quantità di **energia di deformazione elastica** Ed che è in grado di accumulare

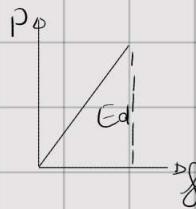
- Lo mo cottentore, lo strane de lego il coso spinto P alla conseguente formazione f.

Lo cottentore per una molla lineare è:

$$P = K \cdot f$$

(dove K è la rigidezza della molla)

$$Ed = \frac{1}{2} \cdot P \cdot f$$



- coff. di utilizzazione: è il rapporto tra l'energia elastica immagazzinabile della molla, Ed e l'energia Ed_{max} che il materiale con cui è fatto potrebbe immagazzinare, se tutti i suoi punti fossero sottoposti allo stesso tensore ammmissibile.

$$C_u = \frac{Ed}{Ed_{max}}$$

FLESSIONE → $\frac{1}{2} \frac{PF}{\frac{1}{2} \frac{\sigma_0^2}{E} V}$

DORSIONE → $\frac{1}{2} \frac{PF}{\frac{1}{2} \frac{\tau_0^2}{G} V}$

$C_u \leq 1$

• E = modulo di elasticità longitudinale

• G = modulo di elasticità trasversale

• V = Volume della molla

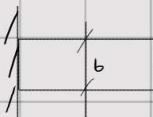
• σ_0 = tensore ammmissibile

• τ_0 = tensore tangenziale ammmissibile.

Il coff. di utilizzazione fornisce uno misura dello sfruttamento del materiale con cui è realizzata la molla. Il valore massimo del coff. di utilizzazione sarebbe ottenibile in una molla di trazione, nelle quali tutti i punti sono sottoposti allo stesso tensore; in realtà le molle di trazione non vengono adattate, quindi la deformazione risulta molto corticata e l'energia immagazzinabile è bassa.

MOLLE DI FLESSIONE:

A. LAMINA RETTANGOLARE



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

• l = lunghezza della lamina • h = spessore della lamina

• b = profondità della lamina

La lamina viene carica all'estremo con un cuso P, che determina una deformazione f; lo tensore massimo si indossa nella zona di centro, dove è massimo il momento flettente.

$$\sigma_{max} = \frac{M_f}{W_p} = \frac{P_{max} \cdot l}{\frac{1}{6} b h^3} \leq \sigma_0 \quad (1)$$

$$f = \frac{\Delta P l^3}{3 E I} = \frac{\Delta P l^3}{3 E \frac{1}{12} b h^3} \quad (2)$$

• ΔP = differenza tra cuso massimo e precarico = $P_{max} - P_0$

• σ_0 = tensore ammmissibile

Lo 1° riferisce consente di valutare la rigidezza della molla; lo 2° dà la deformazione. Soltanto per il dimensionamento sono:

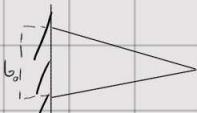
• P_{max} , f , E , ΔP

Le incognite sono l , b , h né le dimensioni della molla e per valutare il ritorno della molla occorre calcolare una delle tre vorabilità e di soltanto si osserva h.

Se Cu delle molle a lombo rettangolare è basso e superba:

1. La sollecitazione di flessione genera in ogni sezione un stato di tensione con andamento lineare, pertanto solo i punti della sezione opposti alla sezione superiore ed inferiore sono sottoposti al massimo valore di tensione σ_{MAX} .
2. Il momento flettente lungo lo lombo ha un andamento lineare, nella ll'estremo è massimo ed' in centro; quindi solo nella sezione di centro si raggiungono i massimi valori di tensione ($\sigma_{MAX} = \sigma_0$)

LAMINA TRIANGOLARE



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

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{MAX} = \frac{P_{MAX} X}{\frac{1}{6} b h^2} = \text{cost} \\ h = \text{cost} \end{array} \right. \Rightarrow \frac{b(x)}{X} = \text{cost}$$

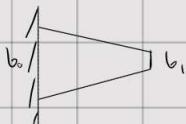
$$\delta = \frac{\Delta P l^3}{2 E I} = \frac{3}{2} \delta_{\text{lombi rettangolare}}$$

Si può ragionare Cu intervenendo nel 2° fatto che viene considerato additivo un lombo a porta triangolare oppure rettangolare. Con la lunghezza b della sezione, e quindi il suo modulo di resistenza W_f sono linearmente come di norma, facendo sì che in tutte le sezioni si raggiunga lo stesso valore di σ_{MAX} .

Ha un problema questo lombo:

- il caso di estremità dovrebbe essere opposto su una superficie molto piccola, riducendo un punto, generando una elevata pressione superficiale.

LAMINA TRAPEZOIDALE



$$\beta = \frac{b_1}{b_0} \quad \frac{1}{3} \leq Cu \leq \frac{1}{3}$$

b_1 = lunghezza dello lombo ll'estremo-

b_0 = lunghezza dello lombo ll'incontro

Lombo a porta trapezoidale, le cui caratteristiche sono intermedie tra quelle a porta rettangolare e quelle a porta triangolare

$$K = \frac{3}{2 + \beta} \Rightarrow \delta = K \frac{\Delta P l^3}{3 E I}$$

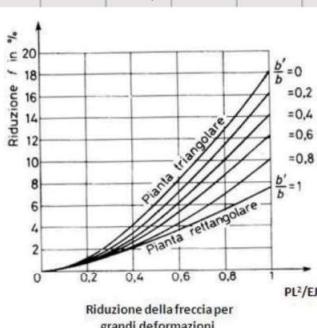
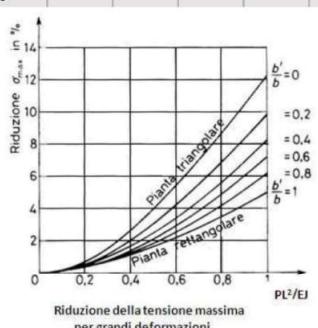
$$\sigma_{MAX} = \sigma(b_0); I = I(b_0)$$

CALCOLO σ_{MAX} ED δ

Lo σ_{MAX} si calcola nella sezione di centro. Nell'espressione della deformazione δ il radice del momento di flessione dell'asse, I , è quello relativo alla sezione di centro.

le relazioni per il calcolo della tensione massima σ_{MAX} e della deformazione δ restano così quelle del caso della trave, quindi non vede fatto che le deformazioni sono di piccolo entità e l'area delle travi rimane pressoché rettilinea. Nelle sezioni questo condizione di solito non risulta verificata, pertanto si utilizzano:

cappi. comettendo, desumibili da grafici spesso del tipo di quelli riportati qui sotto, a sinistra per la tensione e a destra per la deformazione.

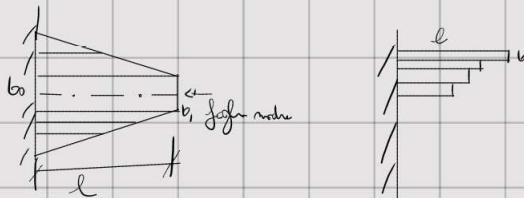


b' = lunghezza lombo ll'estremo-

b = lunghezza lombo ll'incontro.

MOLLA A BALZESTA

Si tratta di una serie di lame rettangolari sovrapposte, di lunghezza non uniforme e collegate tra loro in mezzo. Il carico P viene applicato alle due estremità $(\frac{P}{2} + \frac{P}{2})$. È uno sfereone di corrente, a punto di carico, di avere un ingombro trasversale molto minore rispetto ad un tubo costituito da una lama sola. La prima lama, la più grande, di lunghezza $2l$ e larghezza b , è detta folga madre. La balzesta presenta un'asse di simmetria verticale, che le suddivide in due semibalzestre. L'ultima semibalzesta può essere studiata come un elemento elastico connesso ad un'estremità e munito dell'altra estremità.



La semibalzesta può essere dimensionata facendo riferimento ad un lama trasversale eguale. Troncando una semibalzesta potrebbe essere ridotta al resto di un lama trasversale di lunghezza l e larghezza di incastro b_0 , multiplo intero della larghezza dell'estremità b_1 : $b_0 = n \cdot b_1$.

Inoltre:

① Si ricava la lama trasversale:

- La semibalzesta madre, di lunghezza l e larghezza b_1 ;
- $2(n-1)$ strisce di lunghezza non uniforme e di larghezza $\frac{b_1}{2}$;

② Collegare a due a due le strisce iniziali e somministrare sotto la folga madre.

Si ottiene così, con lo stesso materiale della lama trasversale di partenza, una semibalzesta di lunghezza l , con n foglie di larghezza b_1 .

Intervento del comportamento della semibalzesta su lo stesso della lama trasversale eguale, si può prevedere il dimensionamento di quest'ultimo, applicandole un carico $\frac{P}{2}$, assumendo al numero di foglie n e parando $B = \frac{1}{n}$. In realtà il comportamento della lama non risulta solitario quello della lama eguale, perché le foglie si deformano in modi diversi tra loro e quindi riguardo attorno alle foglie stesse.

MOLLE DI TORSIONE:

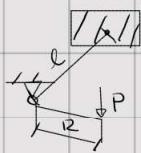
In genere sono costituite da un carico purissimo rispetto a quelle di flessione, perché il momento torcente è costante in tutta la lunghezza dello snod, e differenza del momento flettente nelle末 delle lame.

BARRA DI TORSIONE

La lama, come è possibile per gli elementi soggetti a torsione, è a sezione circolare ed è munita in modo da essere sottile sia a torsione.

Come per le lame - flessioni, è possibile formularne due relazioni: quella di resistenza e quella di deformazione. Per determinarle le 3 incognite geometrie

(d, l, R) è notevole quando uno dei bordi di torsione è indotto nei cui è disponibile spazio progettante un'area diversa; un'applicazione tipica è nella costruzione automobilistica, dove collega due ruote dello stesso tipo, con funzione antirullo.



$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \frac{M_t}{W_t} = \frac{P_{\max} \cdot R}{\frac{1}{16} \pi d^3} \leq \tau_0 \\ f &= R \cdot \Theta = R \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p} = \frac{\Delta P \cdot R^2 \cdot l}{G \cdot \frac{1}{32} \pi d^4} \end{aligned}$$

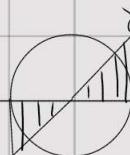
• d = diametro delle barre, • l = lunghezza delle barre

• P = carico applicato • P_{\max} = valore massimo del carico

• R = barra sotto forza P • τ_0 = momento d'inerzia piano

• Θ = angolo di torsione della barra

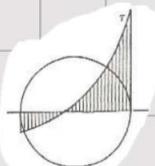
$$C_u = \frac{1}{2}$$



Andamento delle tensioni

MOLLA ELICOIDALE

Anche nelle molle elicoidali l'elemento elastico è o sezione circolare, ma il suo asse deforma in elicoidale, generalmente elicoidale. Rispetto alle forme di torsione, sono caratteristiche di un minor rigore e resistenza, ma di un maggiore rigore e resistenza. A livello geometrico si ha:



• d = diametro delle sezioni

• l = lunghezza dell'elica

• R = raggio di curvatura dell'elica

Il raggio elicoidale dell'asse determina nella sezione un andamento delle tensioni diverso rispetto al caso di sezione rettangolare; sotto l'asse dell'asse stesso, cioè, il valore massimo delle tensioni risulta maggiore. Nella molla elicoidale, a parità di carico, presenta una deformazione minore, ottenendo così una maggiore rigidezza statica. Per la molla elicoidale non sono ragionevoli valutare le deformazioni uscite per le barre ad asse rettangolare (valide per le forme di torsione). Nella pratica però si usano le stesse relazioni, salvo due coefficienti. Questi, λ' e λ'' , determinati spettivamente in funzione del rapporto R/d .

$$\tau_{\max} = \lambda' \frac{M_t}{W_t}$$

$$f = \lambda'' \cdot R \cdot \Theta$$

Per effettuare il dimensionamento si assume al valore del rapporto R/d e del grafico si

determinano λ' e λ'' . Se $\lambda' > 1$ viene applicato alla relazione di resistenza. Se $\lambda'' < 1$ viene applicato alla relazione di deformazione.

Nel caso di un solido di avvolgimento dell'elica α , la lunghezza di uno singolo spira molto:

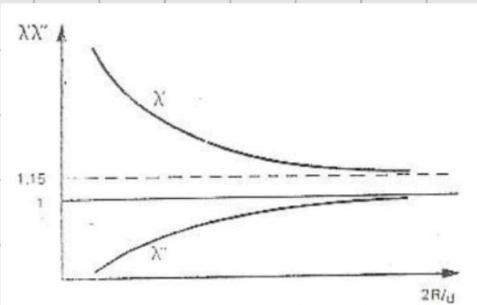
$$l_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{\cos \alpha}$$

Perciò per realizzare una molla elicoidale di lunghezza l necessario un numero totale di spire pari a:

$$n_T = \frac{l}{l_0 \cos \alpha} + 1 \frac{1}{2}$$

Le spire in più sono necessarie perché lo primo e l'ultimo spira vengono sfruttate per poter allungare il laccio e non formare lo stesso contorno delle altre. L'ingombro orizzontale di una molla elicoidale è dato dalla sua estensione in ottica di carico:

$$h = d + n_T t_f + K.$$



K è il grado renduto tra le spire quando viene applicato al corso normale, grido nel lessico per distinguere il contatto tra le spire (intervento di molla a scosse), che renderebbe la molla rigida e non più in grado di ridurre la sua flessione.

Per contenere gli ingombri, nel volume cilindrico all'interno dell'elica possono essere disposti altri elementi, come tipicamente applicare a frequente nei sistemi di sorpasso dei veicoli, costituiti da un elemento dentato (molla) e da un elemento smorzante (ammortizzatore): l'ammortizzatore può essere disposto all'interno della molla, come nelle sorpassazioni aeronautistiche di tipo McPherson.

MOLLE ELICOIDALI IN PARALLELLO

Un modo particolare per utilizzare il volume interno all'elica è quello di accoppiare con uno scudo molla elicoidale, l'uno delle due molle, a partire da

come soppiantabile, risulta anche un ingombro ridotto rispetto ad una molla singola.

Le due molle devono essere dimensionate per operare contemporaneamente in parallelo, rispettando le condizioni:

Si assume che $\lambda' = \lambda_1$ e $\lambda'' = \lambda_2$, condizione di scarsa rigidità. Si impone lo stesso deformazione per le due molle. Si impone lo stesso valore normale di tensione (stesso mordente). Si assume lo stesso angolo di inclinazione dell'elica e lo stesso numero di spire molla. Si impone lo stesso doppio della due molle sconnesse.

$$\begin{aligned} f_1 = f_2 &\Rightarrow \frac{P_1 \cdot R_1^2 \cdot l_1}{d_1^4} = \frac{P_2 \cdot R_2^2 \cdot l_2}{d_2^4} \quad \left\{ \begin{array}{l} \frac{R_1 \cdot l_1}{d_1} = \frac{R_2 \cdot l_2}{d_2} \\ l \approx 2\pi R_m \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{R_1^2 \cdot m_1 \cdot d_1}{d_1^4} = \frac{R_2^2 \cdot m_2 \cdot d_2}{d_2^4} \quad \left\{ \begin{array}{l} h_1 = h_2 \Rightarrow m_1 \cdot d_1 = m_2 \cdot d_2 \\ \frac{R_1}{d_1} = \frac{R_2}{d_2} \end{array} \right. \\ T_{MAX1} = T_{MAX2} &\Rightarrow \frac{P_1 \cdot R_1}{d_1^3} = \frac{P_2 \cdot R_2}{d_2^3} \quad \cdot \text{Pedei mordono le molle.} \end{aligned}$$

Risultato ottenuto è compatibile con l'ipotesi di uguaglianza dei coefficienti di rigidezza: $\lambda' \Rightarrow \lambda'_1 = \lambda'_2$ e $\lambda'' \Rightarrow \lambda''_1 = \lambda''_2$.

Per eseguire il dimensionamento si lavora i rapporti dei coefficienti P_1 e P_2 a cui sono sottoposte le singole molle.

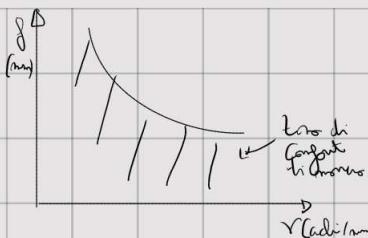
$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{\pi \cdot d_1^3 \cdot T_1}{16 \cdot R_1} \\ P_2 &= \frac{\pi \cdot d_2^3 \cdot T_2}{16 \cdot R_2} \\ T_1 = T_2 & \\ \frac{R_1}{d_1} = \frac{R_2}{d_2} & \end{aligned} \quad \left\{ \begin{array}{l} \frac{P_1}{P_2} = \frac{d_1^2}{d_2^2} \\ P = P_1 + P_2 \end{array} \right\} P_1, P_2$$

PROBLEMA DI RISONANZA DELLE MOLLE

Nelle macchine le molle sono spesso soggette a sollecitazioni periodiche; quindi è possibile indurre una frequenza di sollecitazione. È notevole notare che la frequenza di sollecitazione risulta propria della molla, pur non essendo in pulsanti di risonanza. In una molla la frequenza propria è funzione della rigidità:

$$r = \omega = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{k}} = \frac{\sqrt{g}}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{P}} \quad (P = k \cdot g)$$

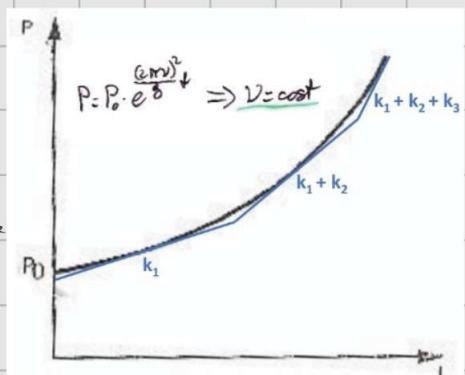
In alcune applicazioni la rigidità delle molle viene determinata con l'obiettivo di ottenere un'opportuna frequenza propria. Per i veicoli sono disponibili diagrammi generali che mettono in relazione l'ampiezza di sollecitazione delle spire, f , e la frequenza di sollecitazione, legata tra l'elica al rapporto di molla; viene fissato uno limite, al di sopra delle quali non è considerato accettabile il comfort di marcia.



Nota la frequenza di sollecitazione, si osserva nel grafico della deformazione δ , grazie al diagramma spostabile. Per un dato doppio passo rigido K , la rigidezza dello snello. Questo predominante ha un limite. Come visto, la frequenza propria di uno snello dipende dal conco appiatto, più preoccupante all'ingresso K_p . Però, nei casi in cui il molo è sottoposto a carichi sottilmente variabili, la sua frequenza subisce anche variazioni di forte entità, rendendo più difficile entrare che si verifica il problema della resonanza. Inoltre, anche variazioni della frequenza di sollecitazione determinano le reazioni (come mostrato nel grafico precedente) di variazione dell'estensione del molo. Una possibile soluzione è quella di ridurre la rigidezza o aumentare la rigidezza, in modo tale che, al variazione del conco, con il quale la rigidezza e la frequenza propria risulti costante o comunque sia legata proporzionalmente alla frequenza di sollecitazione. In tal caso, a differenza delle molle o rigidezze costanti, la curva caratteristica non risulta una retta; per ogni valore del conco la rigidezza vale:

$$K_x = \left(\frac{dP}{dF} \right)_x$$

Nel diagramma è rappresentata la caratteristica (curva nera) di uno snello a rigidezza crescente ($P_0 = \text{premessa}$), che definisce la condizione di frequenza propria ν costante, cui è subordinata la curva.



Curve mulle possono essere approssimate con diverse caratteristiche regole: molle ad elica come o con opportune disposizioni di più molle,

come molle molle lineari in serie, per le quali la caratteristica assume la forma di una spiga di rigidezza non più crescente di crescere, con la deformazione, del numero dei molle da attorno in arco.

GIUNTI MECCANICI

Sono elementi di macchine che realizzano il collegamento tra due libri, consentendo lo trasferimento di moto da un libro all'altro. Nella maggior parte dei casi non è necessario progettalo, ma è sufficiente scegliere tra i prodotti commerciali disponibili. Principalmente si sceglie un giunto zero:

1. Momento torcente da trasmettere

2. velocità di rotazione

3. eventuali particolari relativi tra i due libri e possono essere di tre tipi ed essere presi contemporaneamente.

Sincrono lungo l'asse



Dissincrono



Differenziale



I gatti sono classificati in rigidi (se non consentono né il rotolo né gli sbeni) e non rigidi. Per introdurni così ci sono numerose situazioni costruttive:

GIUNTI RIGIDI

A MANICOTTO sollevare e tenere in equilibrio nel rotolo davanti all'assentino nella serre ed è per questo che non si usano per le alte soluzioni di rotolato. L'occupante e il braccialetto richiedono il movimento anche di lìvers uno dei due libri.

A GUSCI rende il gatto o manicotto non costituito da due reniggi. Consente di montaggio e smontaggio senza muovere gli libri.

A DISCHI 3 dischi vengono eletti alle estremità degli libri. Si collegano tra di loro con un troncetto. Movimento d'una molla regolabile alle estremità precedenti, quando poco sollevo nel caso di elevata e frequente oscillazione degli libri.

A FLANGE rende il gatto a dischi, ma le flange sono ricoperte di gomma con il libro.

GIUNTI NON RIGIDI

Si suddividono in:

```

graph LR
    A[Si suddividono in:] --> B[molle]
    A --> C[elastici]
    A --> D[universali]
  
```

GIUNTI MOBILI:

A CATENA: Due puleggi delle reniggi elettate alle estremità degli libri, lo stesso viene sommerso a scorrere delle due puleggi.

A DENTI: Sganciare l'ingranaggio tra due ruote dentate elettate agli libri.

O ADAM: Consente elevati dislivelli tra gli libri, introducendo però uno sgancio nel rotolo.

GIUNTI ELASTICI:

I gatti elastici sono chiamati zonotappi, quindi dotati di uno nello che molte i piedi di moneta tese, senza tronchetto regolatore da un libro all'altro.

CON ELEMENTI METALLICI: l'elemento elastico può essere uno nello da tornare a altro...

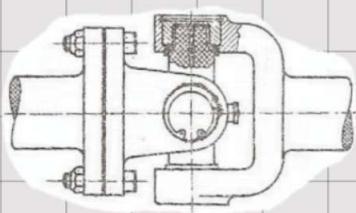
CON ELEMENTI NON METALLICI: si intende non ne

GIUNTI UNIVERSALI

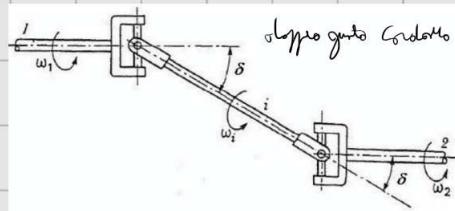
GIUNTO CARDANICO: è il più noto e consente lo trasmettere anche in presenza di elementi angolari di dislivello tra gli libri. È costituito da due fornelle libbie vicine libri, inserite in uno cilindro.

Il gatto cardanico non è monometro, cioè quando gli libri sono dislivellati, ad un rotolo di rotolare costante dell'altro non corrisponde uno rotolo variabile dell'altro cardato. La variabilità della velocità dell'altro cardato risulta di uscire

all'angolo di dislivello. Per ovviare al limite prescelto del gatto cardanico, i relatori usano i gatti monometri. Un tipo gatto di gatto monometri è il doppio gatto cardanico, che refusa uno trasmettere monometri tra gli libri dislivellati, cioè avendo una zolla non concavata. Un gatto riduce monometri se non oltre la legge del movimento che si trasmette da un libro all'altro.



giunto cardanico non omocinetico



Inoltre in questo caso le velocità di rotazione dei due assi del giunto sono uguali ed opposte a quelle costante del secondo:

L'elbow notturno e l'elbow cardanico ruotano quindi sempre allo stesso tempo. L'elbow intermedio ruota, anche quando la velocità dell'elbow notturno è costante, è soggetto a variazioni di velocità, che possono determinare fenomeni vibratori. Per eliminare il problema delle vibrazioni nello stesso dell'elbow intermedio, teoricamente si dovrebbe eliminare un altro giunto cardanico con elbow intermedio di messa nullo (zero elbow); il conseguente fatto delle due creare doppio però complicherebbe il tutto e non è possibile raggiungere lo stesso obiettivo, cui trarre momenti contrarie e quindi le stesse velocità contrarie di rotazione tra due elbow fissati, attraverso diverse strutture (REPPA che basa il funzionamento anche sui giunti omocinetici di coppia, cioè sui relativi di gire in opposizione rispetto ai due diversi collegati agli elbow).

SCELTA DI UN GIUNTO

La scelta di un giunto è effettuata con un catalogo in cui tra i vari tecniche è possibile trovare anche il momento di rotazione (PD^2) e il rapporto notturno di dissimmetria (λ) e di dissimmetria (β) ammissibile. La scelta del giunto nel catalogo viene fatta tenendo in considerazione il numero N delle potenze. N è determinabile da tabella e per calcolo si riferisce ai diversi fattori:

- **fattore di senso** che tiene conto delle magnitudini del momento trasmesso.
- **fattore di T** tiene conto delle variazioni della carica statica (il rapporto di variazione è T).
- **fattore di avviamento** tiene conto del fatto che ogni avviamento corrisponde una curva di fatica.
- **fattore di spunto** tiene conto del fatto che per l'avviamento più rapido necessario un momento maggiore rispetto a regime.

ES. DIMENSIONAMENTO DI UNA MOLLA

Il dimensionamento è di una molla a bobina \Rightarrow non può dunque in simbolo e dimensionarlo come se fosse una molla tigrabile.

DATI:

Cone $\Delta P = 1000 \text{ N}$

Frecce $f = 10 \text{ mm}$

Prezzo $P_0 = 100 \text{ N}$

$\sigma_s = 300 \text{ N/mm}^2$

$E = 210.000 \text{ N/mm}^2$

numero lamine $n = 3$

Dico trovare i dati geometrici della molla per adeguare il dimensionamento alle specifiche

$l = \text{lunghezza}$

$b_1 = \text{larghezza}$

$h = \text{spessore minimo}$

$X = 2$

Svolgimento:

Per la conformazione delle geometrie della molla, ho che il cono deve essere aperto alle due estremità e sono suddiviso

con $(\frac{P}{2} + \frac{P}{2})$

Per ridursene l'elemento uso l'occhio, lo riduce in lamina e devo trovare una delle 3 incognite, in questo caso

sono h e b_1 fissa a: $h = 8 \text{ mm}$

Ho il coeff. di raccordo $X = 2 \Rightarrow \sigma_o = \frac{\sigma_s}{X} = 150 \text{ N/mm}^2$

Vista che devo dimensionare una molla a bobina, faccio di proposito con la molla tigrabile equivalente

$b_0 = n b_1 \Rightarrow \beta = \frac{1}{n} = \frac{1}{3} = \frac{b_1}{b_0} \Rightarrow$ vedi perché molla a bobina.

Condensare le rendolentra e quindi devo condensare tutto con le mire.

$$\Delta P' = \frac{\Delta P}{2} = 500 \text{ N}$$

$$P' = \frac{P_0}{2} = 50 \text{ N}$$

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

$$\Rightarrow K = \frac{3}{2 + \beta} = 1,28$$

$$l' = \frac{l}{2}$$

$M_{f\max} = \text{momento flettente max}$
 $W_g = \text{modulo resistenza a flessione}$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{\max} = \frac{M_{f\max}}{W_g} = \frac{(\Delta P' + P') l'}{W_g} = \sigma_o \Rightarrow 150 \text{ N/mm}^2 = \frac{(550 \text{ N}) l'}{\frac{1}{6} n b_1 h^2} = \frac{1}{6} \frac{3 b_1 (8)^2}{(8)^2} \Rightarrow \frac{l'}{b_1} = 8,72 \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} f = K \frac{\Delta P' l'^3}{3 E I} = K \frac{\Delta P' l'^3}{3 E \frac{1}{12} n b_1 h^3} \Rightarrow 10 = 1,28 \cdot 500 \text{ N} \cdot 8,72 \left(\frac{l'}{b_1}\right)^3 \cdot \frac{3 \cdot 210.000 \text{ N}}{\text{mm}^2} \cdot (3)(8)^3 \end{array} \right.$$

$$\Rightarrow b_1 = \frac{l'}{8,72} = 43,6 \text{ mm}$$

Allora la lunghezza totale è $l = l' \cdot 2 = 760,24 \text{ mm}$ e spessore $43,6 \text{ mm}$

Con i grafici di conversio delle frecce si verifica se i dati ottenuti sono buoni o no.

$$\Rightarrow \text{valido; coeff. } \frac{P l^2}{E I} = \frac{550 (380,12)^2}{210.000 \frac{1 \cdot 3 \cdot 43,6 \cdot 8^3}{12}} = 0,067 \Rightarrow (\text{OK}) \text{ è tollerabile}$$

ES. ESAME PROF.

Dimensionare uno zolla di flennore a lombo rettangolare con le seguenti:

Come $\Delta P = 200 \text{ N}$ frecce $g = 10 \text{ mm}$ spessori disponibili $h = 4, 6, 8, 10, 15 \text{ mm}$

$$\frac{l}{b} \geq 3$$

$$G_s = 500 \text{ N/mm}^2$$

$$E = 210.000 \text{ N/mm}^2$$

Coeff. di numero $X \geq 5$

ES. ESAME PROF.

Dimensionare uno lomo di torsore con le seguenti:

Come $\Delta P = 100 \text{ N}$ frecce $g = 10 \text{ mm}$ chonetini disponibili $d = 10, 15, 20 \text{ mm}$

$$4 \leq \frac{l}{R} \leq 10$$

$$G_s = 500 \text{ N/mm}^2$$

$$G = 81.000 \text{ N/mm}^2$$

Coeff. di numero $X = 5$

2 Conclusioni

Spero che questo materiale vi sia stato utile tanto quanto lo è stato per me.

Affrontare il percorso universitario può essere difficile e, a volte, persino frustrante. Sono consapevole delle sfide che ognuno di noi incontra lungo il cammino, spesso non solo per motivi personali, ma anche per le difficoltà imposte dal sistema. Tuttavia, da studente, ho imparato che la perseveranza e la determinazione sono gli strumenti più preziosi per superare gli ostacoli.

Non arrendetevi mai. Credete in voi stessi, affrontate ogni difficoltà con determinazione e non perdete di vista i vostri obiettivi. L'esame che vi attende è solo un altro passo verso il traguardo che vi siete prefissati. Vi auguro di affrontarlo con fiducia e di ottenere il successo che meritate.

In bocca al lupo per il vostro futuro!

Contatti

Se riscontrate errori o imprecisioni, vi invito a segnalaralmeli: sarò lieto di correggerli e migliorare questo materiale.

GitHub — LinkedIn