

① PROGETTO

Definizione: Un progetto consiste nell'organizzazione di azioni nel tempo che a traverso una soluzione in grado di soddisfare esigenze specifiche o risolvere un problema.

Obiettivi:

- **FUNZIONALE** → rispettare le aspettative del cliente e soddisfare gli aspetti che si prefigge
- **SICURO** → il prodotto non deve comportare rischi per nessuno, ne questi non possono essere eliminati oltanto essere forniti direttamente all'uso o eventualmente.

- **AFFIDABILE** → alta probabilità che il prodotto compie la sua funzione

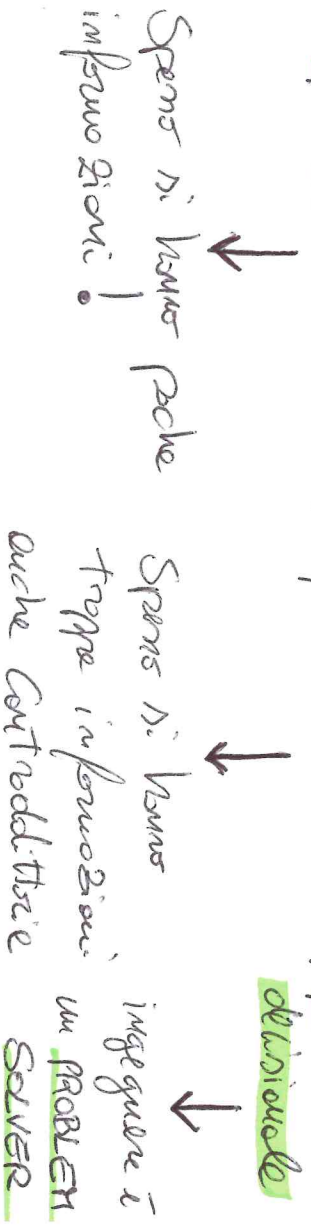
- **COMPETITIVO** → prodotto concorrenziale sul mercato

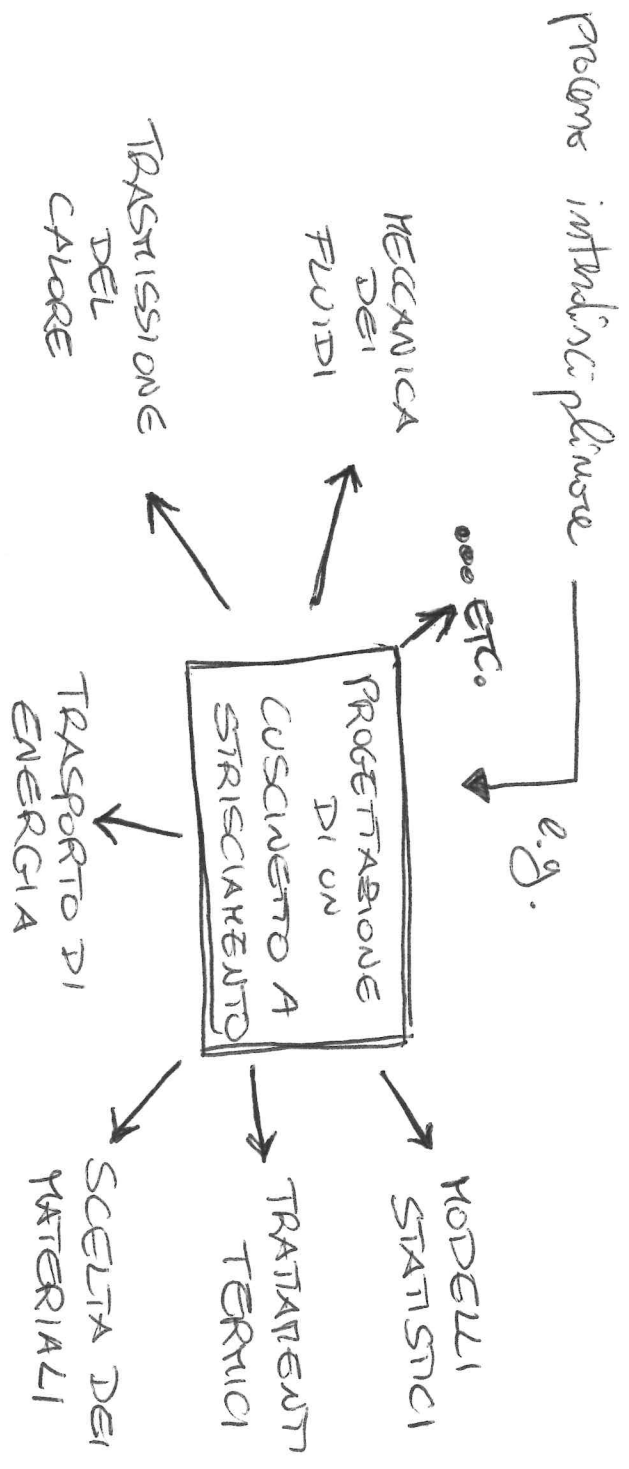
- **UTILIZZABILE** → prodotto adatto all'utilizzatore

- **REALIZZABILE** → il prodotto e le sue sottoparti devono essere realizzabili tramite tecnologie esistenti

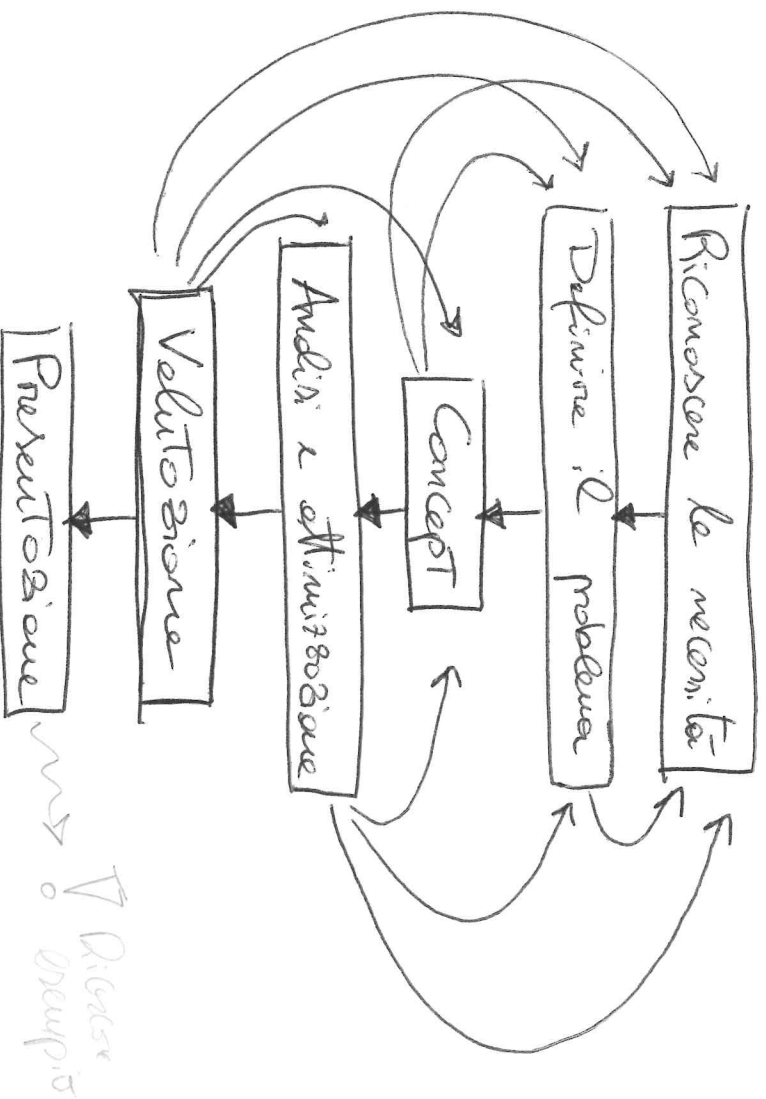
- **VENDIBILE** → prodotto che può essere acquistato tramite un servizio di assistenza e ricambi.

Parole chiave: **premi motivatori**, **premi istantanei**, **premi**





2) PROGETTO MECCANICO



Riconoscere le necessità: Fase più critica del progetto, richiede molta immaginazione. Talvolta in questa fase è bisogna è solo leggere, leggere ad una riunione (e.g. macchina in via di fase una nuova storia)

Definire il problema: Bisogna specificare il problema ed i relativi vincoli. Se il progetto è una black-box, in questa fase deve definire tutti gli input e output

Concept: Devono essere proposti diversi schemi di progetto (i.e. n. inter. delle convenienze possibili tra gli elementi del sistema) e devono essere ~~elaborati~~ quantitificati con opportuni sistemi di valutazione (e.g. KPI, ..., etc.)

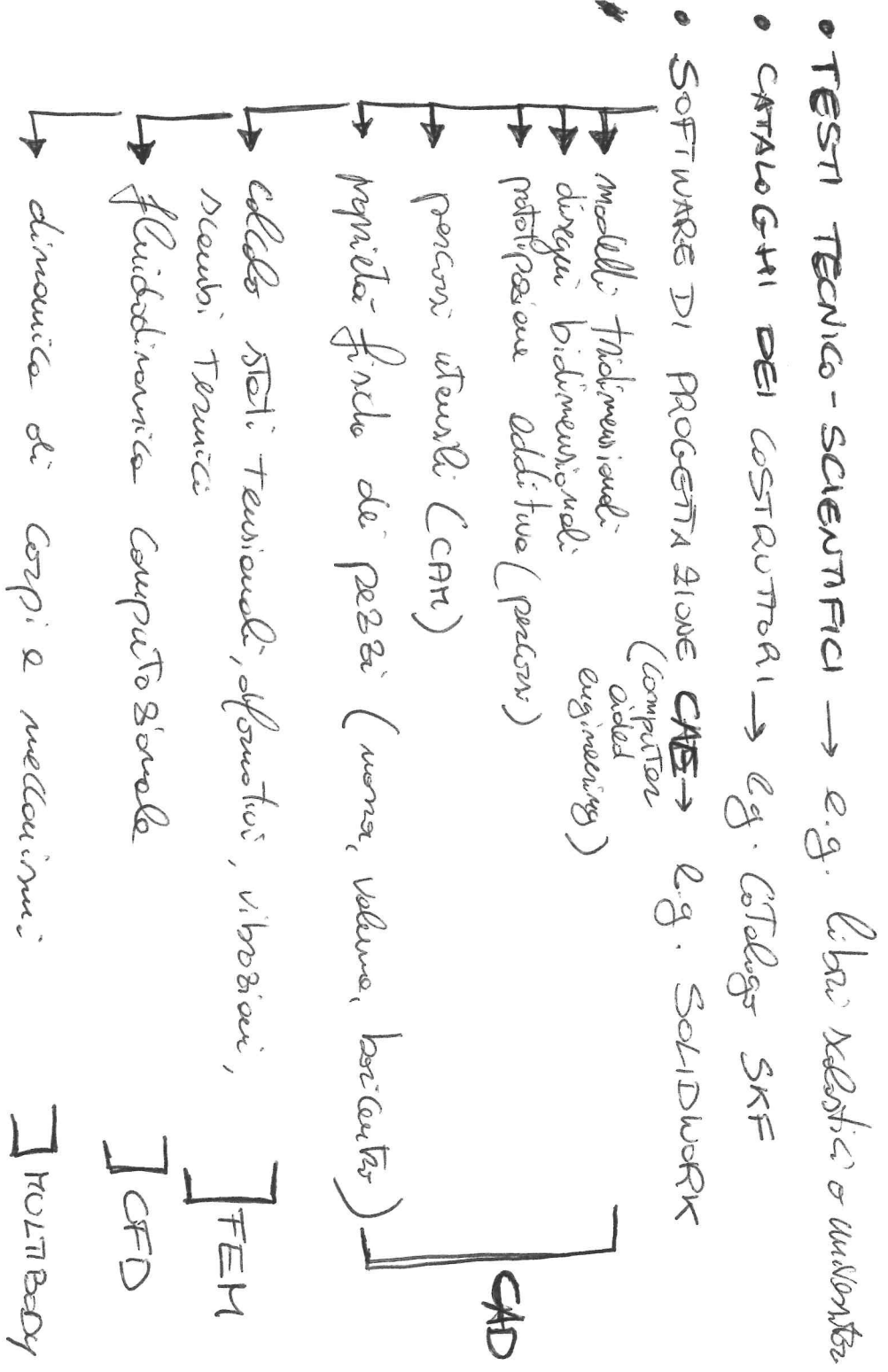
Analisi e ottimizzazione: Tutte ciò che è legato alla valutazione quantotutto delle prestazioni del componente progettato.

Si fa spesso uso di modelli matematici, spesso util. Poiché il progetto è un processo iterativo essendo tutte le sue componenti non indipendenti (e.g. si pensi alla progettazione di una trasmissione di potenza).

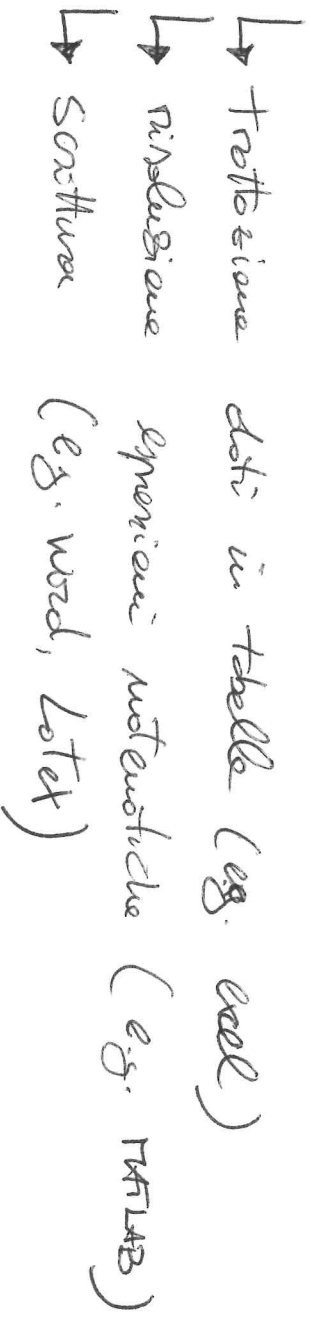
Validazione: in queste fasi si fa spesso uso anche del laboratorio ma in prototipo.

Presentazione: fase più importante in cui bisogna essere capaci di "vendere" la propria soluzione progettata. Può avvenire intenzionalmente oziando, anche in fase di ideazione del progetto o verso il pubblico in fase di lancio. Una cattiva presentazione può essere la causa di un fallimento di un progetto, anche se valido.

③ AUSILI ALLA PROGETTAZIONE



• SOFTWARE GENERICI



È responsabilità del progettante Tenere aggiornate su

Tutte quelle che concernono il suo lavoro, alcune fonti
Avere: biblioteche, fonti istituzionali (Ministeri, uffici
brevetti, CNR, Enti nazionali certificazione), categorie
professionali (ASNT, SNT, ASNT, ...), fonti industriali
(cataloghi, webinars, collaborazioni), internet

② IL RUOLO DELLE NORME NELLA PROGETTAZIONE STANDARD

STANDARD: hanno lo scopo di rendere uniforme i metodi di progettazione. • oltre a il progettista tramite la definizione di metodologie e forniscono raccomandazioni da integrare come requisiti minimo da rispettare

NORMATIVE: • sono documenti che vincono legalmente l'operatore del progettista

- danno regole obbligatorie
- rimangono spesso agli standard (gli danno con valore legale)

STANDARD e NORMATIVE sono spesso legati al settore specifici

Alcuni enti nazionali e internazionali che forniscono standard e normative:

- **ASME** (American Society of Mechanical Engineers)
- **ASTM** (American Society of Testing and Materials)
- **UNI** (Ente Nazionale Italiano di Unificazione)
- **ISO** (International Institute of Welding)

Si pensi alla normativa **EU** nell'impianto ambientale legato alla progettazione di edifici

 Il progettista è obbligato a rimanere nei vincoli di

Simbolo **E** di Direttiva Normativa (79/211/CEE) stabilisce in che misura la norma garantisce più sicurezza di quella nazionale

progettare oltre alle normative, ma non deve per forza seguire gli standard ~~ma~~ a suo rischio e pericolo. **E** Gli standard danno la ragionevole sicurezza di seguire le best practices

⑤ SPECIFICA TECNICA Metodo generale di Specifica Tecnica

Definizione: costituire la definizione Tecnica e Cometa di un prodotto industriale.

Divisione: - Concludere di una trattativa Tecnica-Comerciale
- Concludere di un'opera Tecnica-Economica

Scheme:

1. Sigla, data, responsabile

2. Sommario

3. Indice

4. Introduzione → chiarire i criteri generali ed enunciare il problema

5. Prestazioni → precisare qualitativamente e quantitativamente le prestazioni richieste. Si danno solo i valori minimi o intervalli di valori minimi, intervalli

6. Condizioni da Adempiere → ingegneri uomini e ~~materiali~~
Condizioni di Coes e affidabilità

a) Per e ingegneri

b) Interfacce

c) Prestazioni legali e regolamentari (NORMATIVE)

d) Condizioni ambientali

e) Condizioni organizzative (Rapporti prodotti - Persone)

7. Trovati, Consegna e installazione → definire precisamente tutte

8. Collaudi e accettazione → norme di testatura, mezzi in opera

9. Assistenza Tecnica → addestramento, manutenzione ordinaria
Assistenza, riparazione e ricambi

10. Forme

11. Allegati:

12. Elenco dei simboli:

Ultimo documento nella serie definisce il problema ingegneristico e
CARATTERI PRINCIPALI: CONDIZIONI DI VERIFICA

6 ASPETTI IMPORTANTI DA CONSIDERARE DURANTE LA PROGETTAZIONE (crucial!)

6.1 TENSIONE e RESISTENZA

La resistenza è una proprietà intrinseca del materiale/Componente e può variare da punto a punto.

La Tensione/ sollecitazione è una proprietà Temperature

Il progettista ha lo scopo di definire una grandezza ausiliabile legata alla resistenza e confrontarla con la Tensione per definire un coefficiente di sicurezza.

6.2 COEFFICIENTE DI SICUREZZA

$$n = \frac{X \left(\text{Parametro che identifica la portata di funzionalità} \right)}{Y \left(\text{Parametro minimo in} \right)}$$

$$X \rightarrow \text{resistenza } (S_u) \text{ o plasticizzazione } (S_y) \text{ o } \underbrace{\text{fatica minima}}_{\text{portata a resistenza}}, \quad Y \rightarrow \underbrace{\text{fatica minima}}_{\text{portata a resistenza}}$$

$Y \rightarrow$ è importante che abbia la stessa unità di misura di X

6.3 INCERTEZZE

Nella progettazione meccanica esistono molti tipi di incertezze:

- caratteristiche del materiale
- variazione proprietà sul solo componente
- effetti locali sulle lavorazioni (intagli nella lavorazione)
- incertezze nei carichi e nei campi organici
- effetti corrosione
- effetti umani.

Validato dei modelli meccanici sotto ai modelli di calcolo

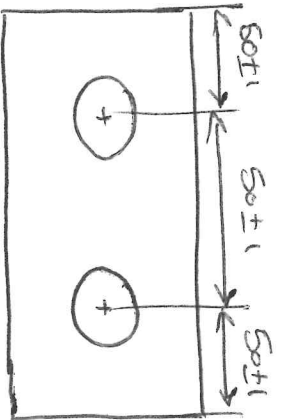
6.4) QUOTE E TOLLERANZE

La tolleranza indica una delle del progettista e non in modo arbitrario. Le tolleranze si da fare loro:

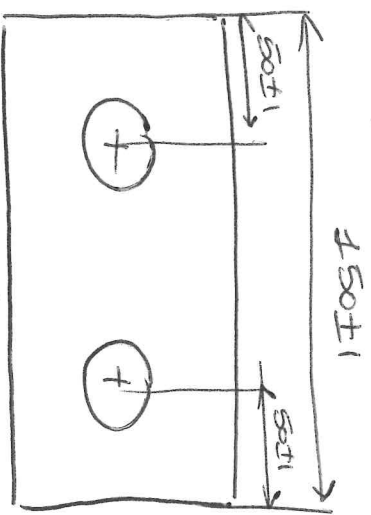
- funzionalità del pezzo
- montaggio
- capacità di produzione
- controllo qualità e costi

⚠ Tipicamente bisogna scegliere tolleranze più basse possibili ed indicare di stretta boldura se necessario

La quotatura è reperibile alle progettiste, bisogna includere nelle le informazioni sufficienti senza possibilità di interpretazioni multiple.



(a)



(b)

Se i for servono per montare un'altra parte che ha dei fori la distanza tra i fori è critica e quindi la quotatura (b) non sarebbe corretta

6.5) UNITÀ DI MISURA E CIFRE SIGNIFICATIVE

Tipicamente si deve usare sistemi di unità coerenti (internazionali) In questi sistemi si hanno tutte le unità di base da cui si poter derivare tutte le altre.

eg. $F = m \cdot a$ (seconda legge dinamica)

↓ usando SI mi
diver le unità delle F

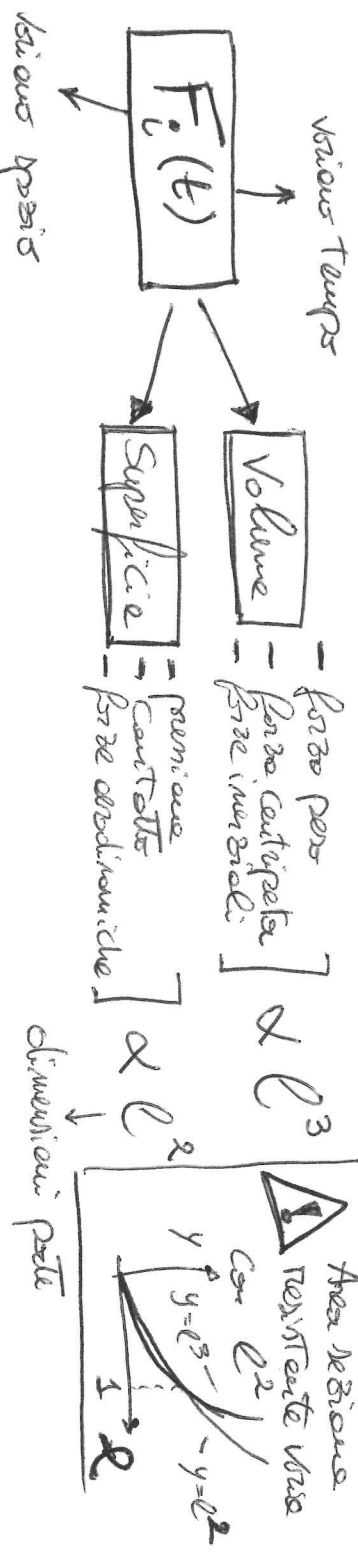
$$F = M L T^{-2} = kg \cdot m \cdot s^{-2} = N$$

X = Manufacture : - ciascun componente deve essere pesante per essere prodotto tramite una propria tecnologia

- parti standard
- progetti modulari
- no soluzioni speciali

⑧ ANALISI DEI CARICHI

I carichi sono generalmente forze o di superficie o volume



Tipologie : - di variis (normali condizioni di funzionamento)

- per propri
- azioni inerziali
- indotti da deformazioni:
 - operazioni di montaggio
 - origine termica
- ambiente esterno (e.g. neve, vento...)
- di attrito
- generati da trasmissioni (e.g. urti, vibrazioni)
- origine magnetica, elettromagnetica, elettrostatica
- occasionali (e.g. collisioni, urti...)
- accidentali

Da questi si ottengono i carichi individuali: - CARICHI ORDINARI (per tutto la vita della macchina)

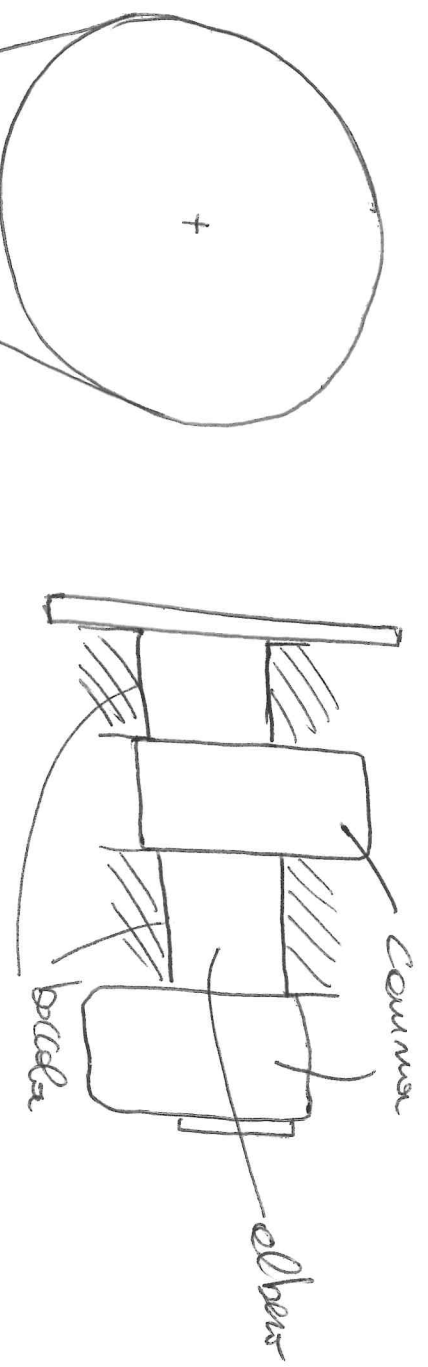
- MASSIMI CARICHI OCCORRENTI (probabile valore di progetto)

3) SCHEMATIZZAZIONI

Tredue la reato in un schema di collets.

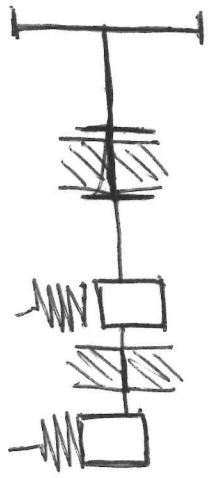
▲ Nella for suenve all' ocula b'ogua segue ricorden
le iper inideli!

l.g. Come schuettigore, l' reguete compoueti
" albers a come con cetera
di distribuBione"

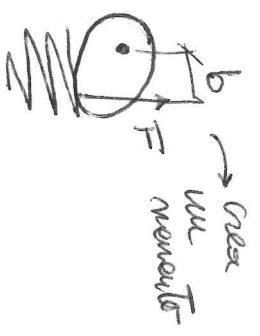


Costura

Schuer cinematic a)



Schuer static b)



Come modellare i vincoli? Dipende!

— cellule 38a bocce
— gioco di montaggio

Se le deformazioni non piccole per i
vincoli ISOSTATICI



10) RICIAMO SU SOLLECITAZIONI SU TRAVI RETTILINEE

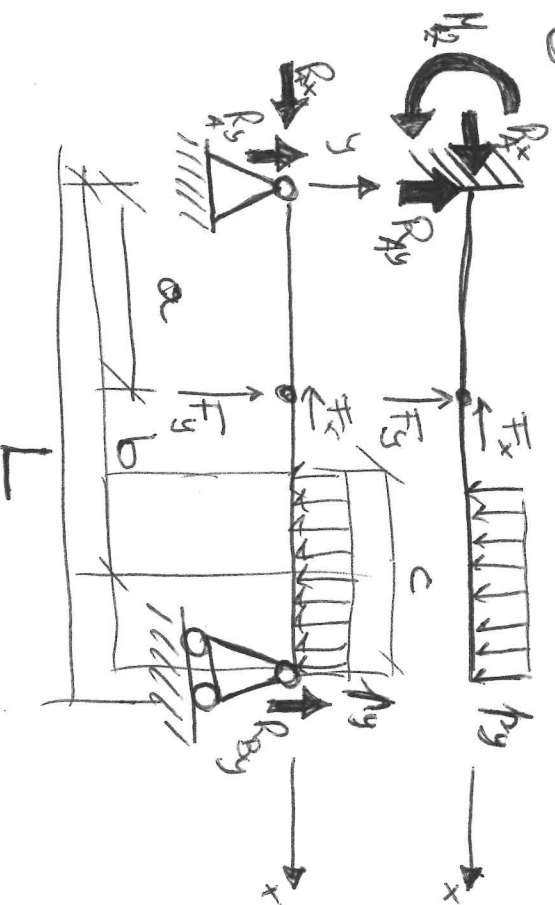
Nell'analisi una struttura (i.e. componente meccanica) ad ottimizzare usualmente modelli semplici che richiama le caratteristiche fondamentali della struttura in esame.

Tra i modelli più semplici c'è la TRAVE, modello monodimensionale (i.e. lunghezza). Si assume tipicamente che il materiale sia isotropo, omogeneo, lineare elastico e che la deformazione sia piccola

10.1 FORZE ESTERNE E REAGIONI VINCOLARI

Il primo passo per analizzare il componente come elemento tra i due estremi della regione vincolata dati i carichi esterni (quali un oggetto di sollecitazione). La Teoria delle travi viene tipicamente applicata in ambito statico, in questo caso si possono anche inserire le forze di inerzia come carichi statici che ruotano la condizione di neutro.

E.g. $\uparrow y$



$$X: R_{Ax} = \overline{F}_x$$

$$Y: R_{Ay} = p_y c - \overline{F}_y$$

$$Z: M_z = p_y c \cdot b - \overline{F}_y a$$

$$X: R_{Ax} = \overline{F}_x$$

$$Y: R_{Ay} = -R_{By} - \overline{F}_y + p_y c$$

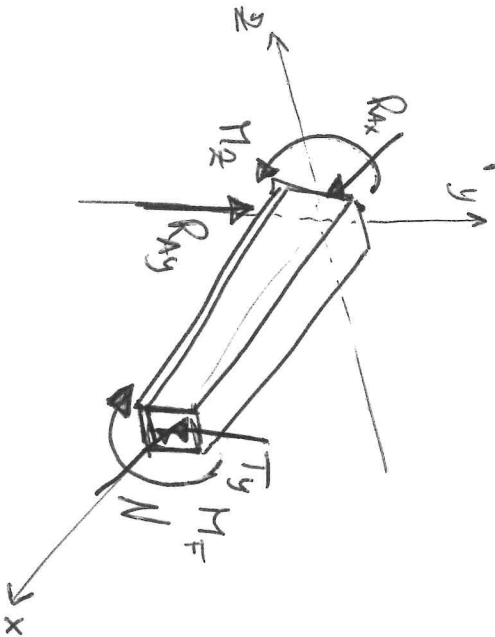
$$Z: \overline{F}_y a + R_{By} L - p_y c b = 0$$

(10.2) CARATTERISTICHE DELLA SOLLECITAZIONE

Riuniamo le azioni che due tranchi della trave
Trovare le condizioni in una generica sezione normale
all'asse:

- FORZA NORMALE (N) $\rightarrow$ perpendicolare alla sezione e agente nel baricentro
- FORZE DI TAGLIO (T_x, T_y) $\rightarrow$ agenti secondo gli assi centrali d'inertia
- MOMENTI FLETTENTI (M_x, M_y) $\rightarrow$ rispetto agli assi x e y
- MOMENTO TORCENTE (M_z) $\rightarrow$ rispetto all'asse z

l.g. esempio della trave incastata di pagina 12



(10.3) TENSIONI AGENTI NELLA SEZIONE DI UNA TRAVE

Una volta note le caratteristiche di sollecitazione è possibile calcolare le tensioni agenti in una generica sezione

- FORZA NORMALE (N) $\rightarrow$ TENSIONE NORMALE (σ_z)

$$\sigma_z = \frac{N}{A}$$

area



La Tensione normale non dipende dalla geometria della trave
Tuttavia in caso di $N < 0$ la trave può subire instabilità e quindi
causare la rottura della trave.

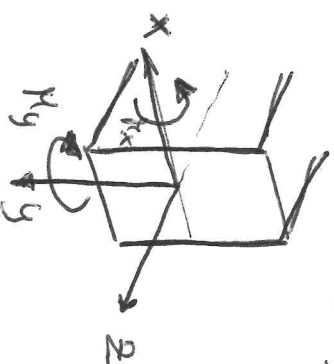
• FLESSIONE (M_f) $\longrightarrow$ TENSIONE NORMALE (σ_z)

$$\sigma_z = \frac{M_f}{J_x} y$$

distensione
neutra

FORMULA DI NAVIER

Momento
d'inertia della
sezione rispetto all'asse x



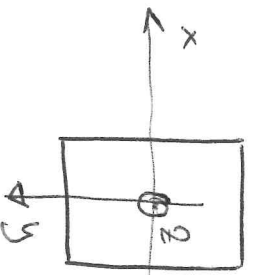
Molto importante è il modulo di resistenza a flessione

$$W_x = \frac{J_x}{y_{\max}}$$

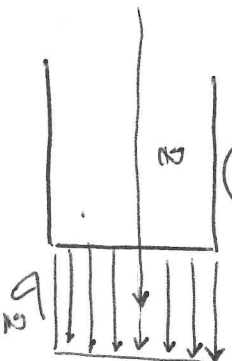
$$\sigma_{z_{\max}} = \frac{M_f}{W_x}$$



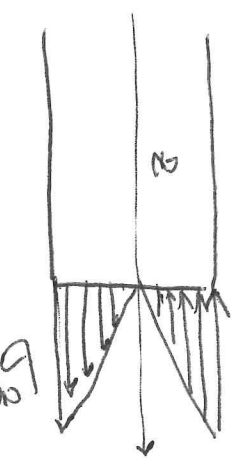
Difficoltà tra TENSIONE NORMALE data da N o M_f



(N)

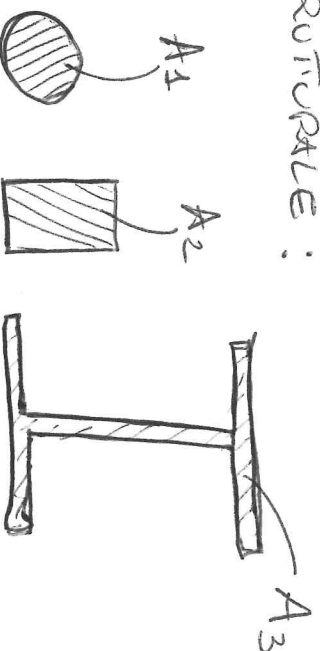


(M_f)



Nel caso di forza normale la sezione è uniformemente caricata al centro il normale presenta circa di più le zone lontane dall'asse neutro.

EFFICIENZA STRUTTURALE:



Se $A_1 = A_2 = A_3$ le sezioni hanno ugualmente efficienti o forze normali ma diversamente efficienti a momento flessionale.

$$\bar{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}$$

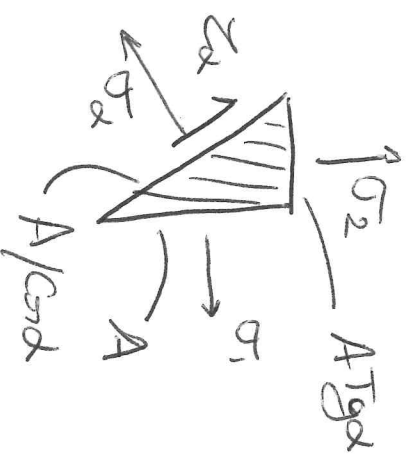
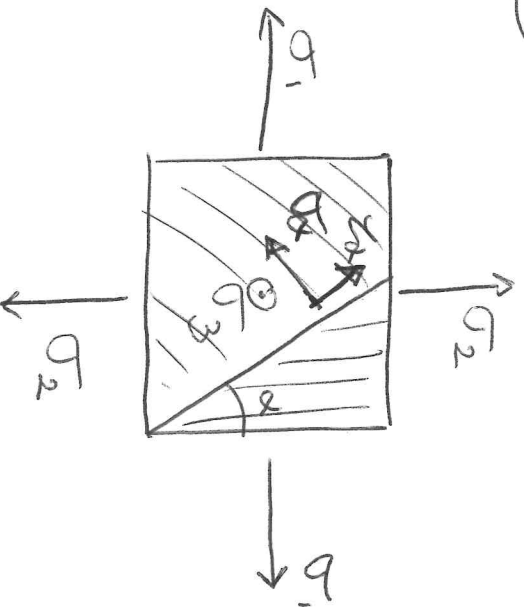
Tensore
principale

$$\bar{\sigma}_p = \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{bmatrix}$$

$$\bar{\sigma}_p = Q^T \bar{\sigma} Q$$

- R matrice contenente gli autovalori di $\bar{\sigma}$
- $(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)$ sono gli autovalori di $\bar{\sigma}$

41.1 RAPPRESENTAZIONE DELLO STATO DI TENSIONE (MOHR)



$$\begin{cases} \sigma_\alpha = \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_2) + \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2) \cos 2\alpha \\ \tau_\alpha = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2) \sin 2\alpha \end{cases}$$

Sono le equazioni parametriche di una circonferenza

nel piano $(\sigma_\alpha, \tau_\alpha)$ con centro $C = \left(\frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}, 0 \right)$

e raggio $R = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$

19) PROVE STANDARD SUI MATERIALI

~~La scelta di un materiale viene presa~~
prima che viene stabilita la dimensione di un componente.

La scelta di un materiale può essere legata a diverse

ragioni:

- meccaniche (resistenza strutturale, rigidità, etc.)

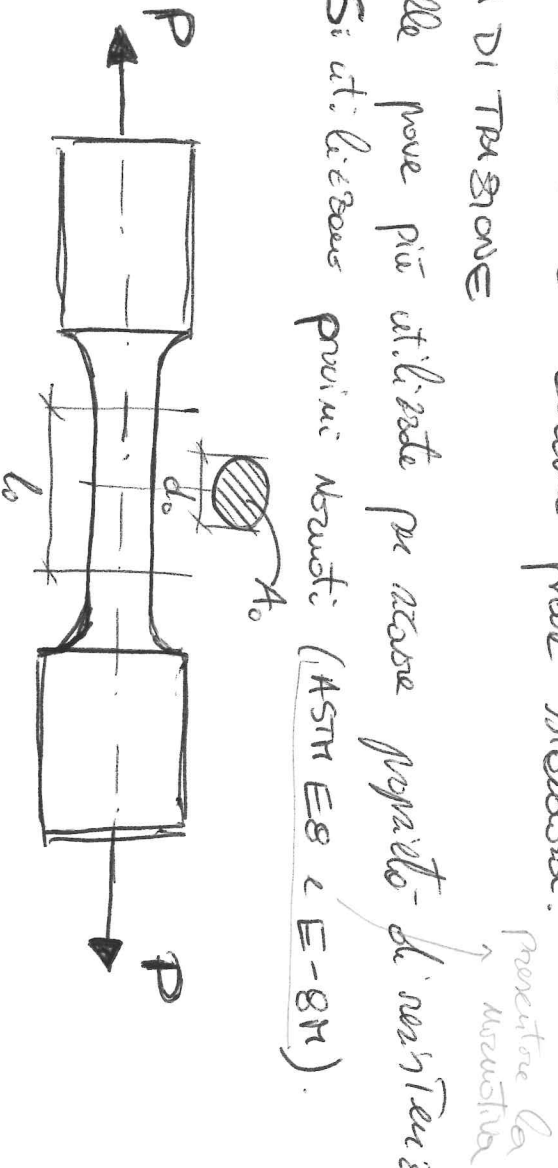
- Termiche (resistenza a $T \uparrow$ & $T \downarrow$, etc.)

- Chimiche (corrosione, etc.)

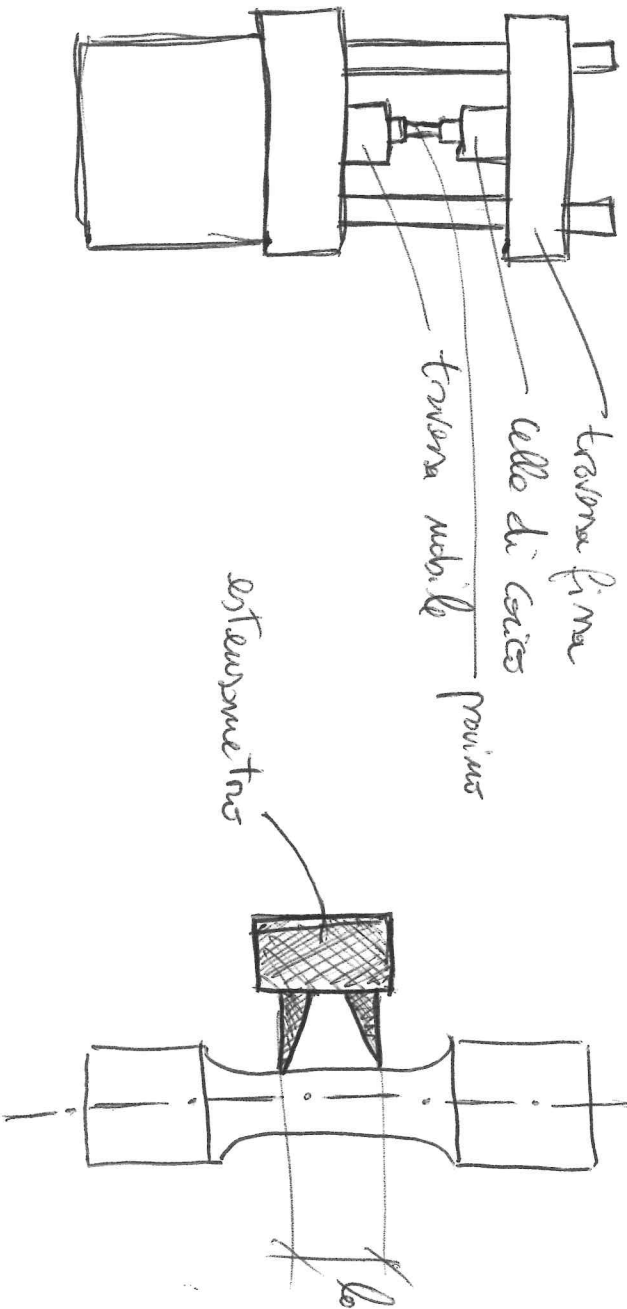
Nei momenti in cui la scelta di un materiale viene fatta ~~prima~~
della scelta di strutture strutturalmente e impiantate costruttive del
materiale nelle loro di alcune prove standard:

12.1) PROVA DI TRAZIONE

È una delle prove più utilizzate per accare proprietà di resistenza del
materiale. Si utilizzano prove normali (ASTM E8 e E-8H).



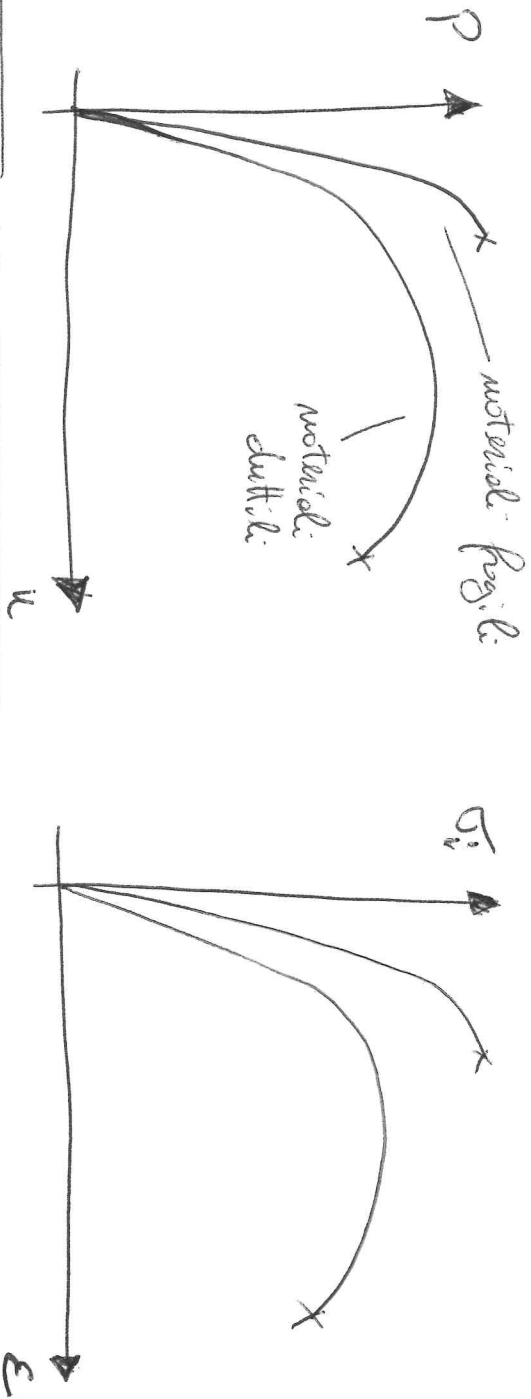
Le prove vengono effettuate su una macchina (tipicamente idraulica)
per essere testati in condizioni di spostamento.



Tipicamente della prova vengono richieste le grandezze di:

- Carica (P)
- Lettura dell'estensimetro (l)

in input alla macchina viene dato un potenziometro controllato, della prova mobile ed una velocità molto bassa (0.1 mm/s)



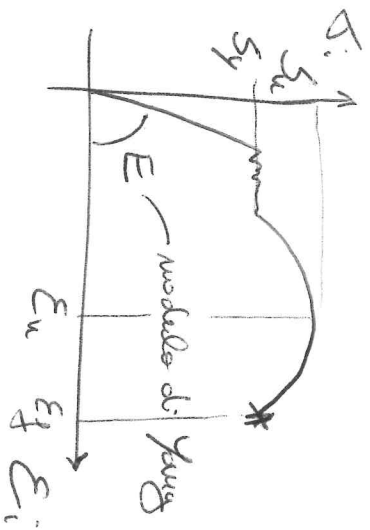
$$\sigma_i = \frac{P}{A_0}$$

$$\epsilon_i = \frac{l-l_0}{l_0} = \frac{\Delta l}{l_0}$$

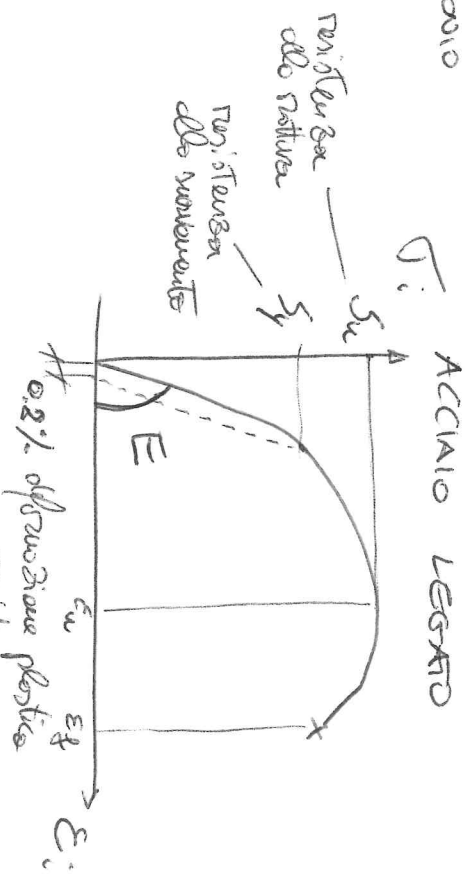
grandezze ingegneristiche

⚠ I materiali duttili possono avere comportamenti differenti in funzione delle perdite di linearità

ACCIAIO BASSO CONTENUTO DI CARBONIO



ACCIAIO LEGGERO



⚠ La tensione è una proprietà intrinseca del materiale e nel seguito verrà dimostrata con S (e.g. S_y, S_u) mentre la Tensione è il risultato di uno stato di sollecitazione e viene indicato nel seguito con σ

Nella realtà ciò che viene guardando con D_i e E_i non è lo Stato di Tenore nel materiale, ma uno proprietà dell'oggetto che viene investigato (i.e. provis). Nella realtà l'ora del provino viene durante il test e questo porta ad uno stato Tenore nel materiale diverso da (D_i, E_i) .

$$G_{\alpha} = \frac{P}{A}$$

area reale
del pistone

$$U_{\alpha} = \int_{l_0}^l \frac{dL}{L} = \ln \frac{l}{l_0}$$

c'è modo di leggere le grandezze $(\sigma_i, \varepsilon_i)$ con $(\sigma_e, \varepsilon_e)$ tramite il fattore di conversione del volume.

LINEARE ELASTICA
NO CONSERVATION
DEL VOLUME

PLASTIC
SI CONSERVATION
DEL VOLUME

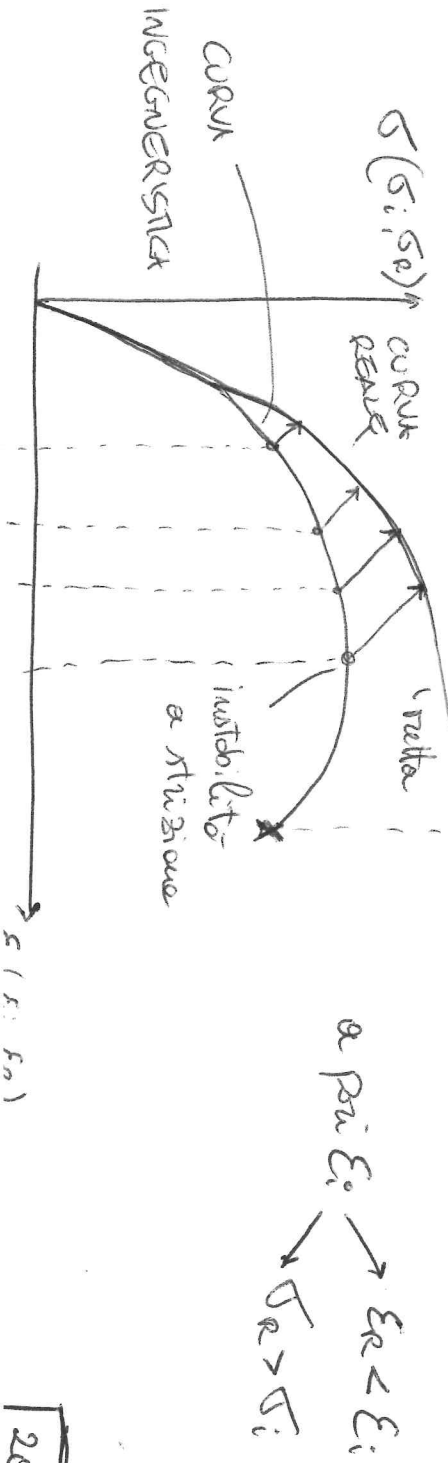
Lezioni storiche
sulle alluvioni e siccità
quindi depressione il volume

↳ durante del. plastica ho una
ridotta por. elastica e quindi
il volume si conserva

CONSERVAZIONE DEL VOLUME $\rightarrow A \cdot l = A_0 \cdot l_0 \rightarrow A = \frac{l_0}{l} A_0$

$$\mathcal{E}_{\text{ra}} = \ln(1 + \mathcal{E}_i)$$

$$b_a = \left[b_i (1 + \varepsilon_i) \right]$$



⚠ Nell'utilizzo del FER è opportuno utilizzare le curve VERE in questo caso dove le proprietà del materiale e non le proprietà del componente!

Al contrario in metallurgia si usano le proprietà di resistenza ricavate dalle grandezze ingegneristiche in questo caso si vuole sapere (ho già coefficiente di sicurezza intrinseco).

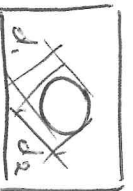
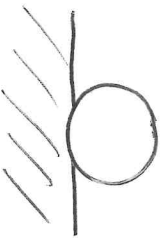
12.2 PROVA DI DUREZZA

DUREZZA = resistenza di un materiale in opposizione alla penetrazione di un elemento di materiale più duro.

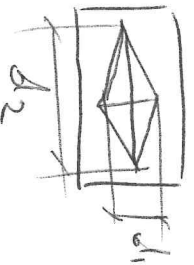
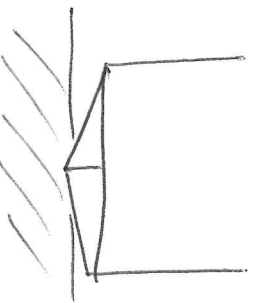
Prove :
- BRINELL
- VICKERS
- KNOOP
(ASTM E-38) - ROCKWELL
- SHORE] → minime dimensioni dell'impronta permanente
→ minime offuscamenti del penetratore

La differenza risiede nella geometria dei penetratori e nella forza imposta.

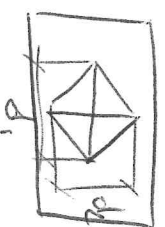
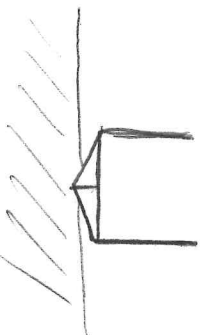
BRINELL



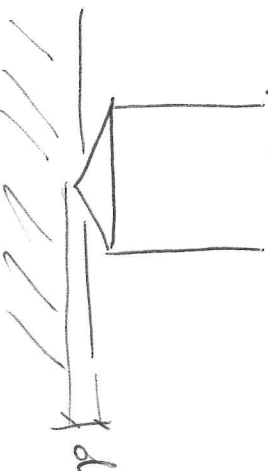
KNOOP



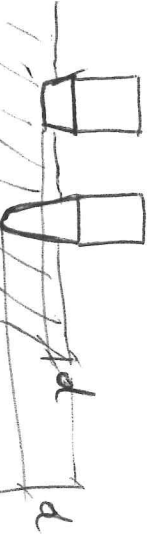
VICKERS



ROCKWELL



SHORE





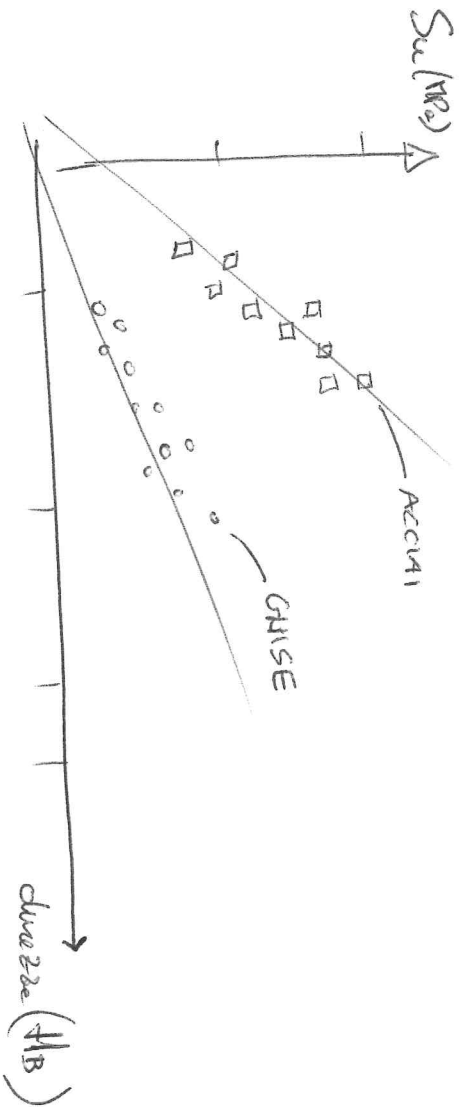
I risultati delle prove di durezza possono essere legati empiricamente alla resistenza a rottura S_u .

$$\text{ACCIAI} \quad S_u = 3.4 H_B \text{ (MPa)} \quad] \text{ ASTM}$$

$$\text{GHISE} \quad S_u = 1.58 H_B - 86 \text{ (MPa)} \quad]$$

$$S_u = 0.2375 H_B - 340 \text{ (MPa)} \quad] \text{ SAE}$$

Come ottenere tali leggi empiriche? Con esperimenti in laboratorio

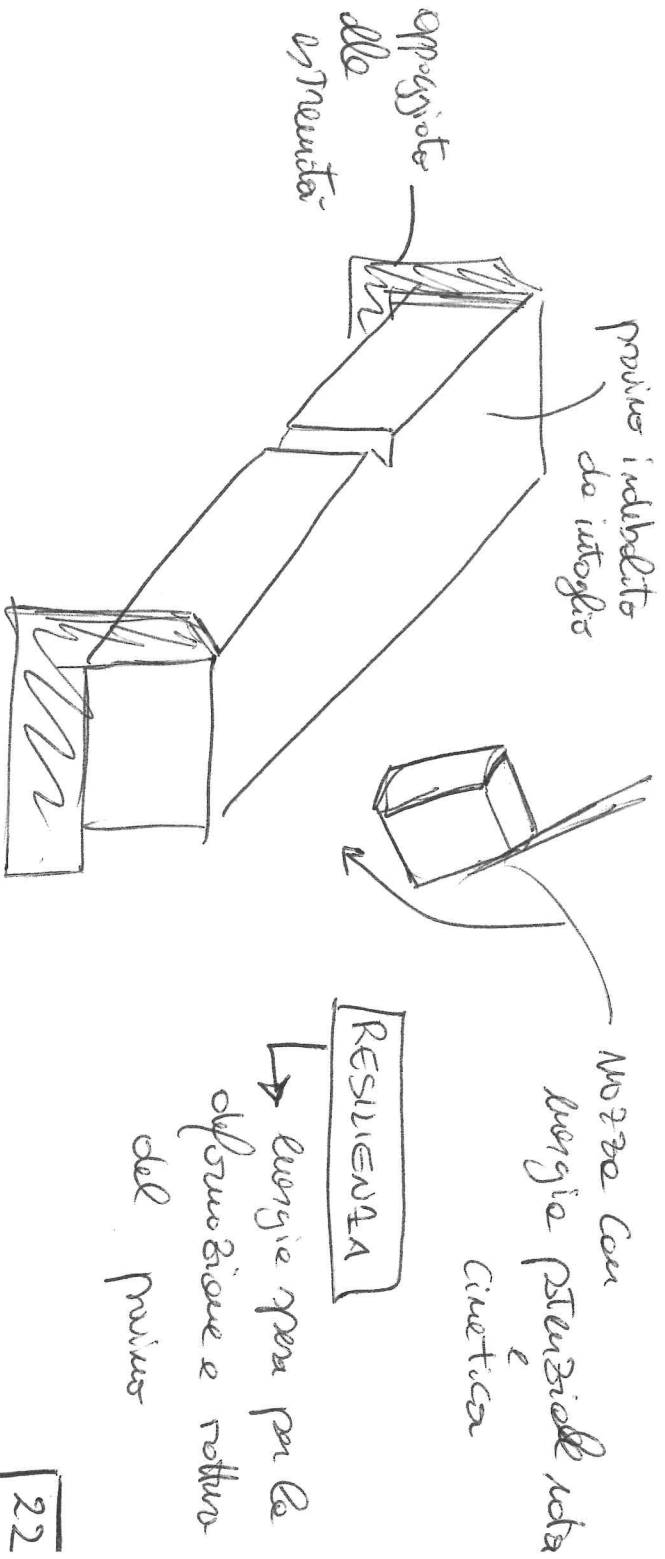


12.3 PROVE DI RESILLENZA

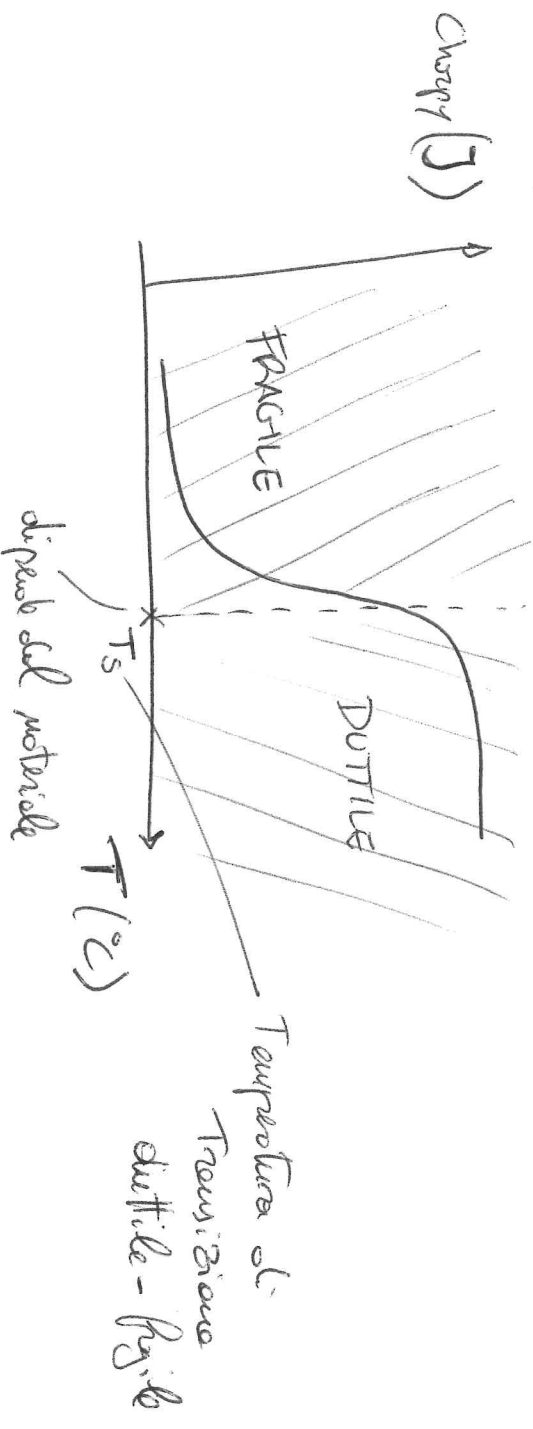
RESILLENZA = attitudine del materiale a resistere a carichi improvvisi

Tipicamente questa proprietà viene misurata con prove pendolo, la più

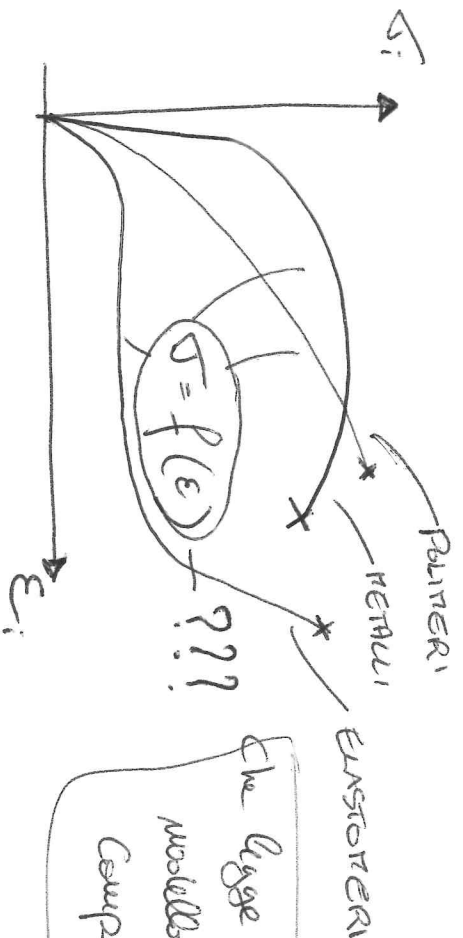
nota è la prova CHARPY (UNI EN 10043).



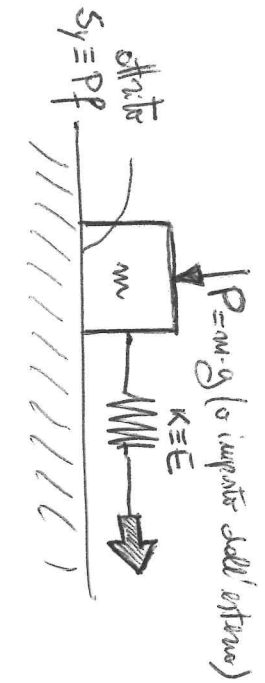
Se le può chippy viene fatta per avere T



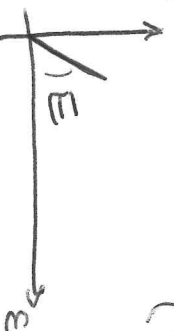
13) MODELLI REOLOGICI (ELASTICO-PERFETTAMENTE PLASTICO)



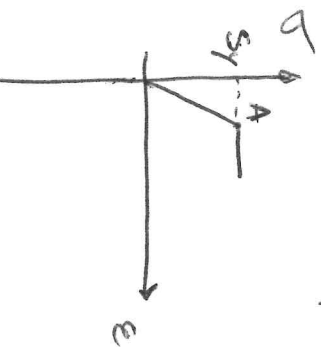
Il modello richiede almeno una vici intollerante per modellare materiali metallici (tipicamente acciaio) sottoposti a basse deformazioni plastiche ϵ . Un modo di simulare matematicamente questo modello è tramite:



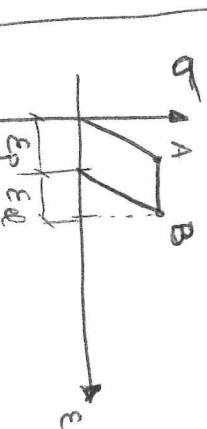
1) Spesso l'istruimento libera della molla (comportamento in comp. lineare-elastico).



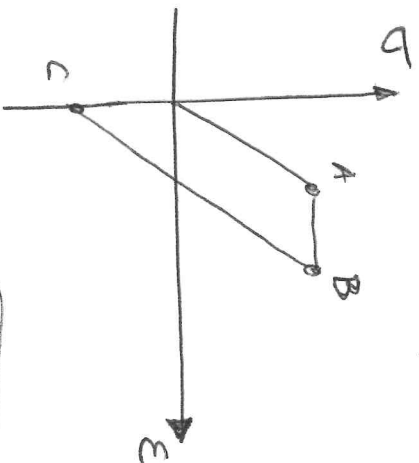
2) Spesso un certo allungamento (limite elastico) il materiale diventa come con cariche costanti. (Comportamento plastico)



3) Se rimuoviamo la forza agente nulla nella zona di caricamento e si carica una certa deformazione residua. (Material elastico)



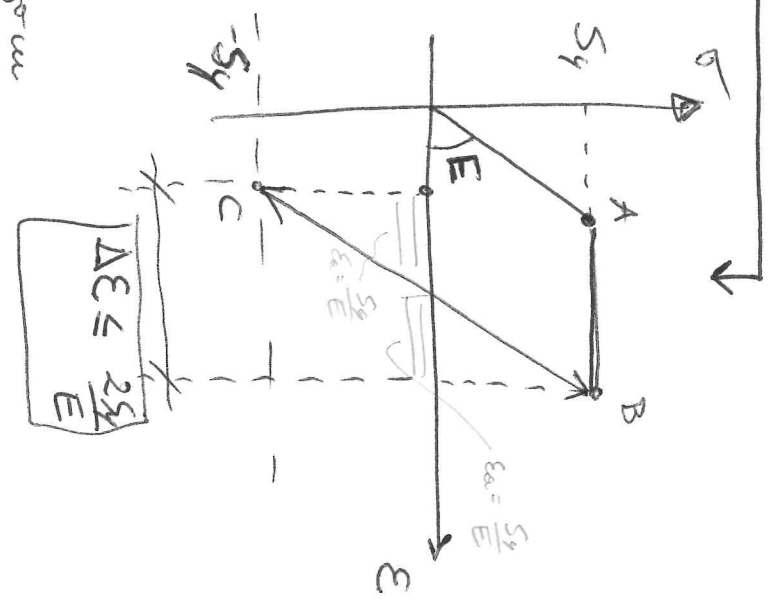
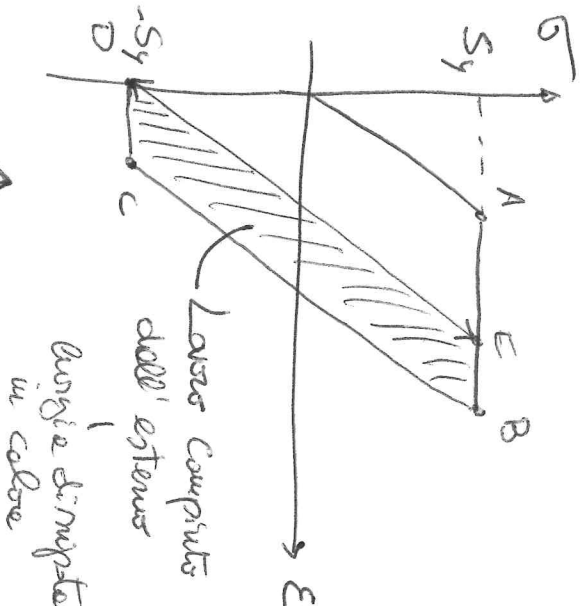
④ Per vedere le prestazioni applicando un fatto di stress nella molla
(Composizione della molla rappresenta la "Tensione residua")



⑤ A questo punto applicando il ciclo in parte del punto C e finché non si superi un certo limite di "sollentamento" (SHAKEDOWN) il materiale si comporta elasticamente.

Limite massimo per rimanere in "SHAKEDOWN ELASTICO"!

MI: mette nella condizione limite



Se supero il limite sfango in

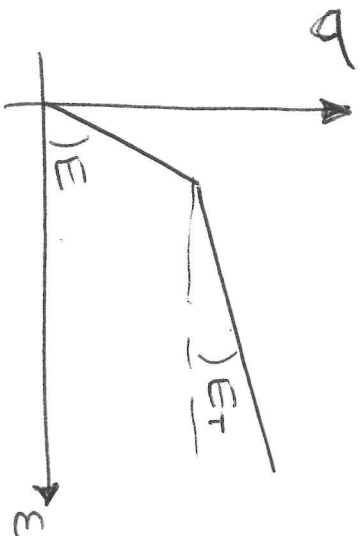
CICLO STRESS IN CARICO PLASTICO



Questo è un modello molto semplificato che non tiene conto di alcuni comportamenti, il più importante dei quali è l'INCRODIMENTO

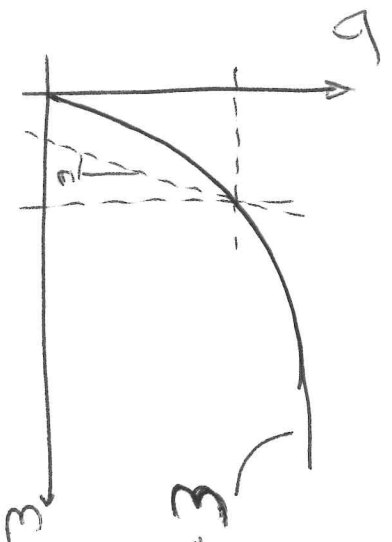
Breve rassegna su altri modelli costitutivi:

+ MODELLO REOLOGICO PLASTICO LINEARMENTE INCRUDENTE



- modello costitutivo plastico da due piazze (No curve)
- modello L'INCUDIMENTO

+ LEGGE DI RAMBERG-OSGOOD



$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} + K \left(\frac{\sigma}{E} \right)^n$$

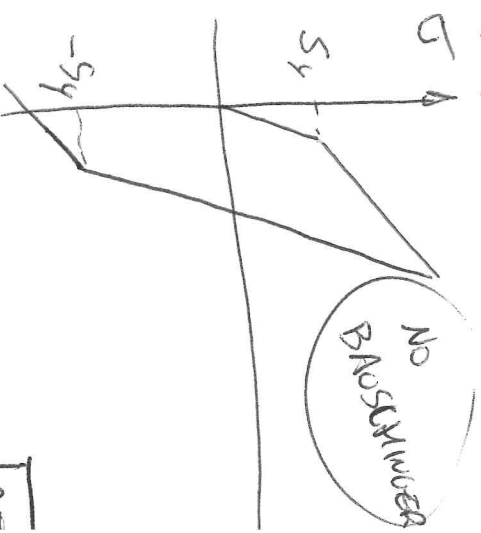
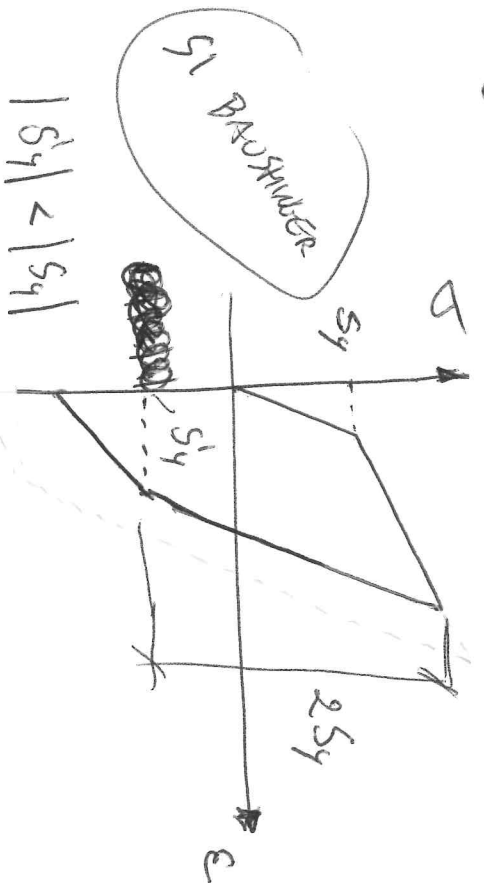
- modello costitutivo continuo
- modello L'INCUDIMENTO
- K e n var. costanti del materiale che vanno trovati nelle prove di elastoplasticità

+ EFFETTO BAUSCHINGER

Modello L'incrudimento "lineare" o "cinetico".

Bauschinger ha osservato che la deformazione plastica in un dato verso riduce il carico di snervamento nel verso opposto.

Es. usando modello reologico plastico-linearemente incrudente



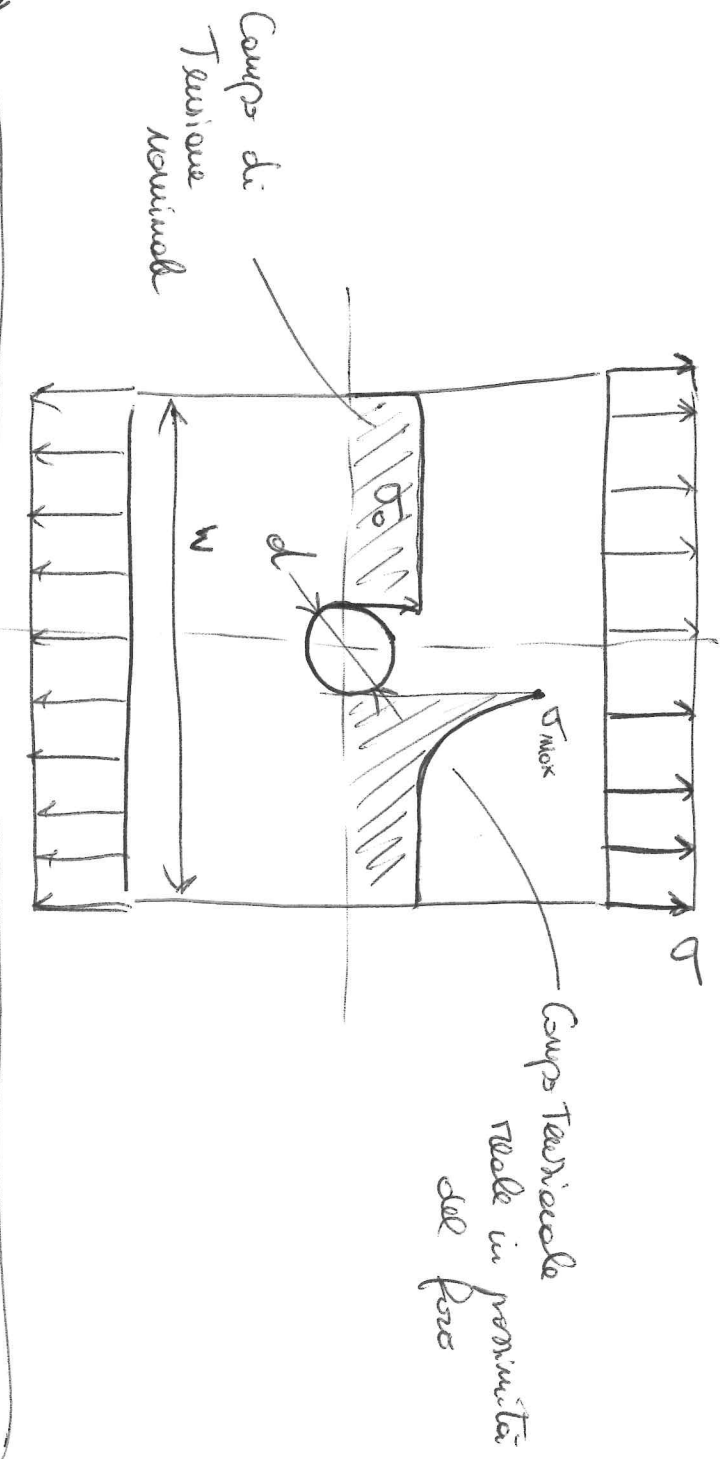
$$|\epsilon'_y| < |\epsilon_y|$$

14) CONCENTRAZIONE DELLE TENSIONI

Una qualsiasi discontinuità (e.g. geometrica, nottriale, etc.) modifica la distribuzione delle tensioni nella "vicinanza" della discontinuità.

Equazioni elementari delle tensioni (e.g. Teoria della Travi) non possono più derivare le alte tensioni in quella zona.

~~Se la discontinuità è geometrica~~ Se la discontinuità è geometrica tale zona può essere chiamata INTACCI o AREE DI CONCENTRAZIONE DI TENSIONE.



Definizione di Tensione nominale non è univoca, in questo caso preferiremo σ (Tensione Gross) o σ_0 (Tensione NET) (Distinguere le fonti attraverso)

La formula di CONCENTRAZIONE DELLE TENSIONI viene usata per mettere in relazione tensione nominale e Tensione nominale

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma} \quad \text{or} \quad K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_0}$$

$$\sigma \text{ e } \sigma_0 \text{ sono legate} \rightarrow \sigma = \frac{F}{A}, \quad \sigma_0 = \frac{F}{A_0} \rightarrow F = \sigma A \rightarrow \sigma_0 = \sigma \frac{A}{A_0}$$

K_t dipende solo dalla geometria e condizioni di carico (MATERIALE)

$$\sigma_0 = \sigma \frac{w}{(w-d)}$$

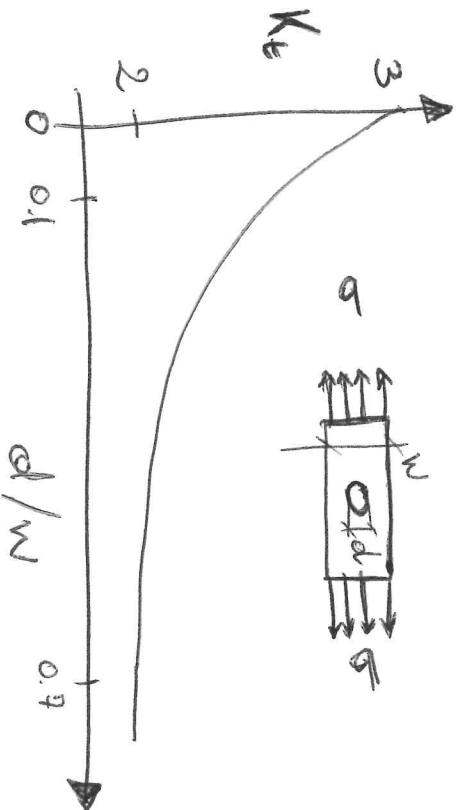
Come ricavare il K_t ? Ci sono diverse tecniche sia sperimentale che

numerica:

- FIDELASTICITÀ

- METODI DI GRIGLIA
 - METODO VERIFICI FRAGILI
 - TECNICHE ESTENSIMETRICHE
 - ELEMENTI FINITI
- Hanno il problema di
le soluzioni dipendono
dall'influenza di
una certa grandezza

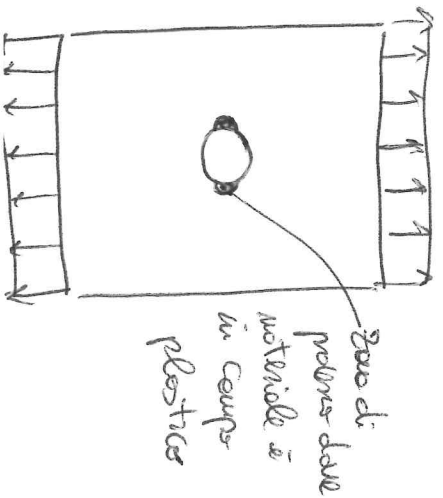
Tipicamente si trovano già Tabellati in manuale (e.g. Timoshenko)



15) DEFORMAZIONE PLASTICA NEGLI INTAGLI - CRITERIO DI NEUBER

Il maggior sforzo plastico da cui si ottiene i picchi di tensione oltre ha un effetto simile alla riduzione di E determinando deformazioni maggiori di quelle elastiche.

Fintanto che la deformazione plastica in gioco non piccola per amplificare questo problema non lineare partendo dai risultati dell'elasticità lineare. → NEUBER



$\sigma = E \epsilon$ (Hooke)
 $\sigma = f(\epsilon)$

In condizioni di deformazione ridotte per dire che l'area OAB è equivalente all'area sotto della curva $\sigma = f(\epsilon)$.



$$dU_e = dU_{pe}$$

$$\frac{1}{2} \sigma_{max,e} \epsilon_{max,e} dV = \frac{1}{2} \sigma_{max} \epsilon_{max} dV$$

$$K \sigma_m K \epsilon_m = \sigma_{max} \epsilon_{max}$$

$$K_t^2 \frac{\sigma_m^2}{E}$$

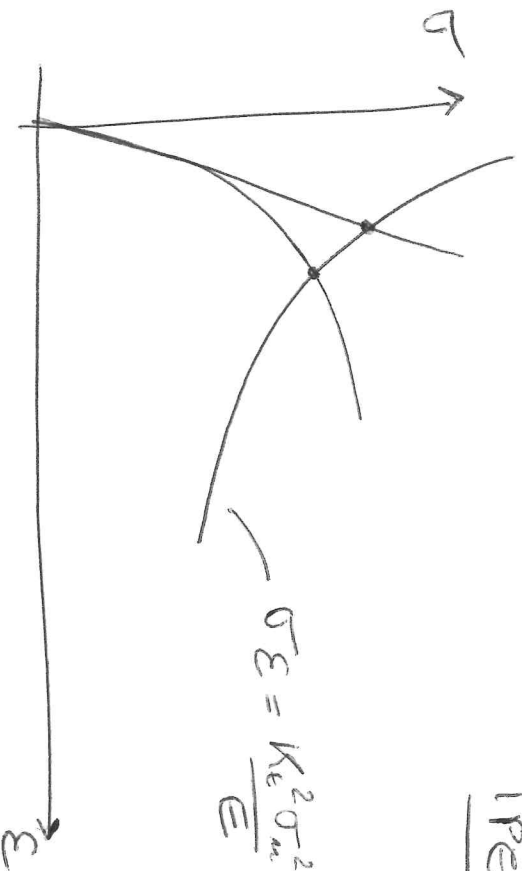
$$= \sigma_{max} \epsilon_{max}$$

→

$$\sigma_{max} = c \frac{1}{\epsilon_{max}}$$

$$y = c \frac{1}{x}$$

IPERBOLE



Hi Rimane un problema in due incognite σ_{max} e ϵ_{max} , ho quindi bisogno di definire una σ definire la legge che la lega.

Per una modello realistico di materiale elastico perfettamente plastico

$$\sigma \epsilon = \frac{K_t^2 \sigma_m^2}{E}$$

$$\sigma = S_y \quad (\text{in condizioni di plasticità})$$

→

$$\epsilon_{max} = \frac{K_t^2 \sigma_m^2}{S_y E}$$

ESERCITAZIONE 2

DOYLE
FRAGILE

boile

5

Portrait ~~of~~ Duff

4

ti

46.2 ED e von-Mises

$$\sigma_{id,M} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = S_y$$

Tensione Tensionale OTTAEDRICA

Energie di distorsione

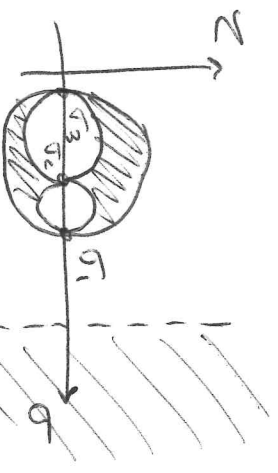
Triangolo equilatero a flessione (trazione) e a torsione (taglio)

$$\sigma_{id,T} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

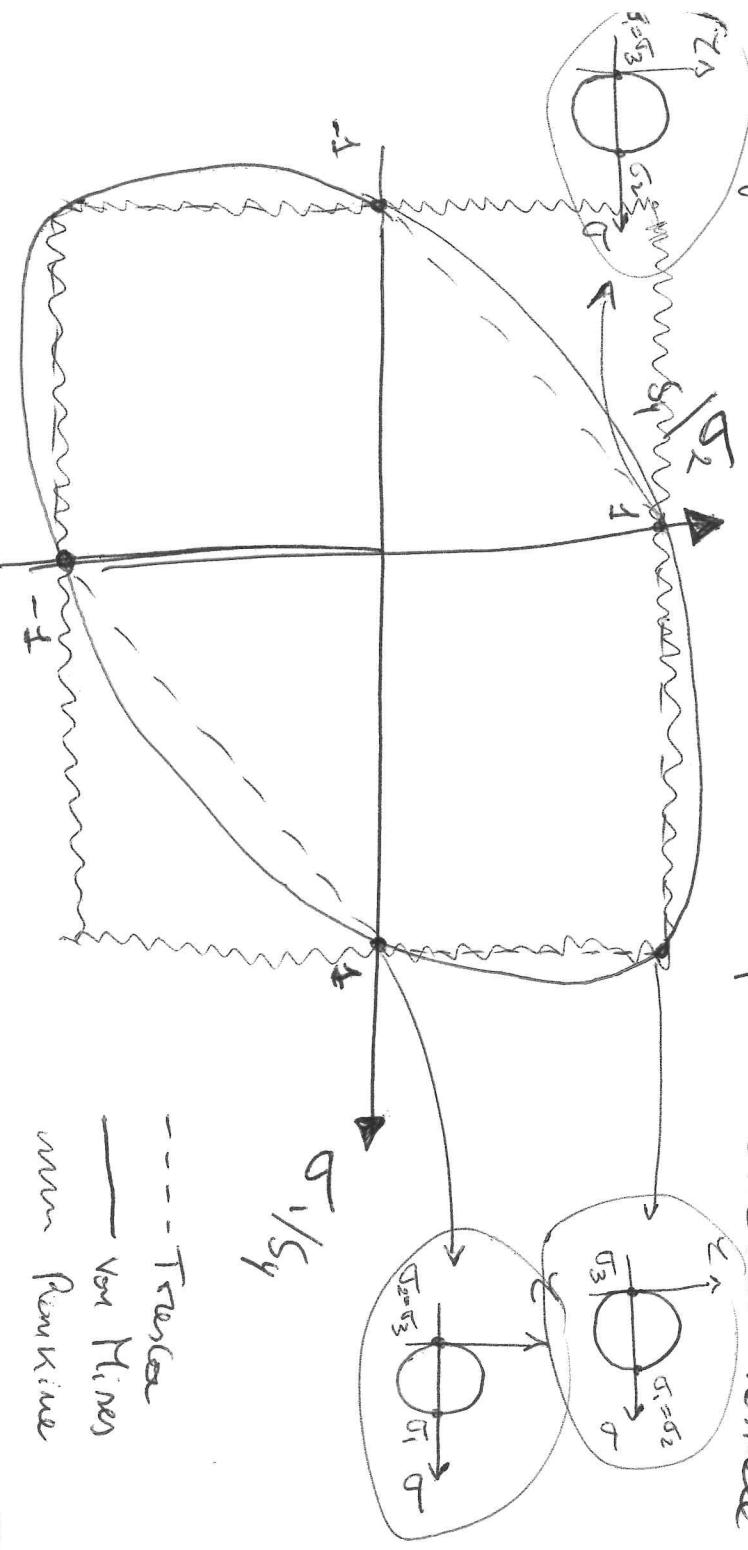
$$\sigma_{id,M} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}$$

46.3 MTN e Golts-Roukine

$$\sigma_{id,GR} = \max |\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3| = S_u$$



Confronto tra i criteri menzionati per l'elastoplasticità biassiale



--- Tresca
— von Mises
~ Rankine

(19)

RESISTENZA A FATICCA

ROTTURE STATICHE



- Determinate da forti deformazioni plastiche
- Comportamento generale delle proprietà PREVEDIBILI!

ROTTURE A FATICCA



- Determinate da carichi di natura del limite di snervamento
- Fenomeno localizzato
- NON PREVEDIBILI!
- (IMPOSSIBILE TOTALI)

A differenza delle morphologie statica quella a fatica è un ambito recente di studi. I primi lavori sono datati a circa il 1850 relativamente agli studi di Albert Wöhler sugli omili ferroviari.

All'epoca molti disastri sono stati legati a rotture per fatica tra i più famosi si possono ricordare:

- omili ferroviari (Versailles, 1842)
- navali Liberty (1943)
- cavi di Hovillelunde Comet (1954)
- piastre petrolifere Kildland (1980)
- incidenti B737 (Alba, 1988)
- incidenti ferroviari (Encheda, 1998)
- " " (Viterbo, 2003)

Ricerca google!

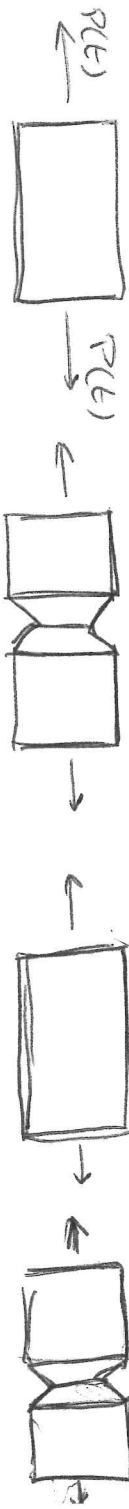
19.1 FENOMENOLOGIA DELLA ROTTURA A FATICCA

La rottura a fatica è caratterizzata da 3 stadi:

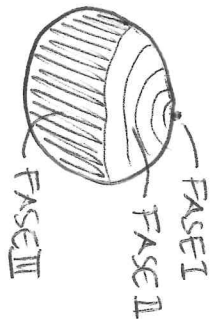
- INIZIALIZZAZIONE DI UNA MICROCRACK → si crea una piccola deformazione plastica a causa della deformazione a 3-10 gradi
- PROPAGAZIONE → la microcrack si estende e diventa macrocrack in direzione normale al carico applicato (direzione di trazione)
- In questa fase si crea la "LUNGA DI SPINGITA"

- ROTTURA SUDAN → la rottura del materiale non avviene più a trazione
- la causa cui è sottoposto il componente è

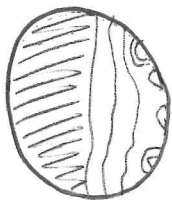
Evoluta Linea Normale



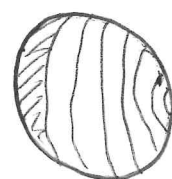
Evoluta Linea Normale



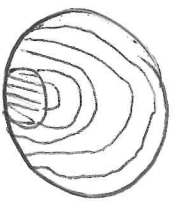
• Nucleazione da un unico punto



• Più punti di nucleazione



• nucleazione unici punti



• più nucleazioni

• zona superficie di rifiuto

• zona superficie di rifiuto

• piccolo mp. di rifiuto

• piccolo mp. di rifiuto

SUP. Libera

↑ P(t)

Stadio I

Stadio II

crecita TRANSGRAVULARE

↓ P(t)

• Dif. plastica molto localizzata

• Tempo minore limitato di logoritmici

• Calce nervature delle dilatazioni

↳ tipicamente i picchi di richiamo

minori energia nei quelli lungo

la direzione di menisc Taglio (τ_{max})



Ma i dati che lo stile molto nella

mp. che no succede con nella maggior parte dei casi:

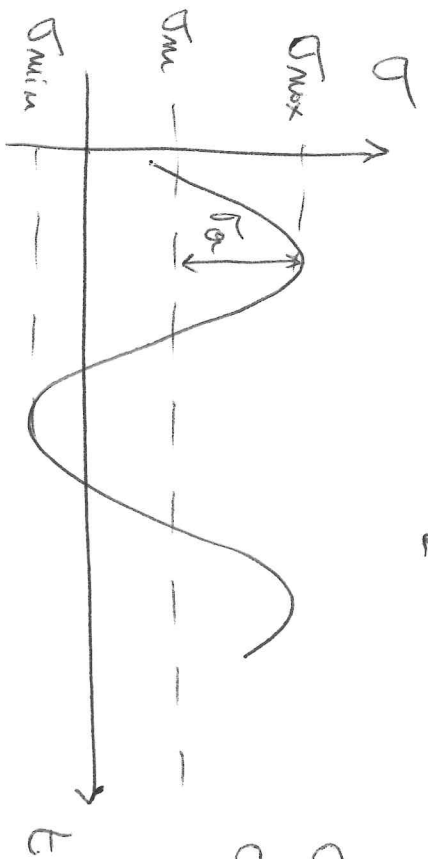
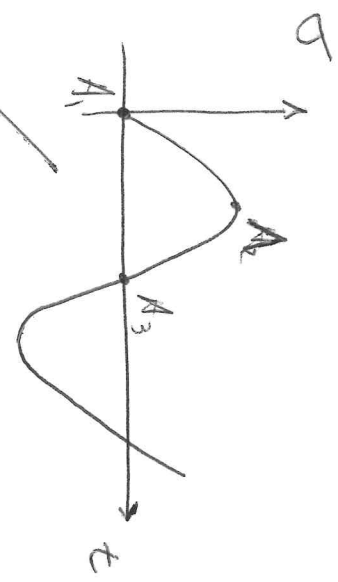
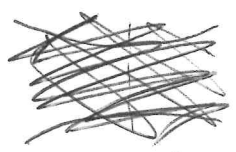
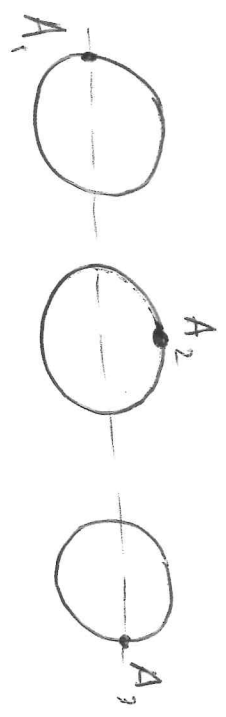
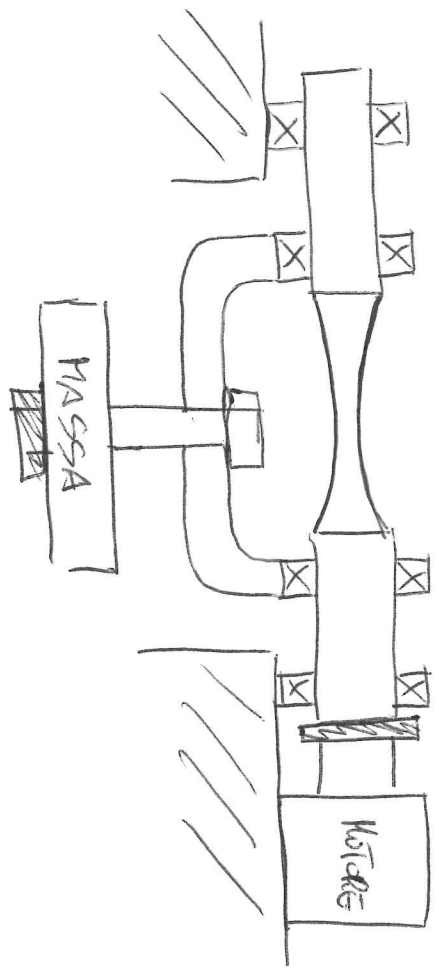
- Corichi più elastici
- Caratteristiche delle Tenioni non sono in mp.
- in cariche con oggetti onidati e conosci.

AP.2 METODI DI PROGETTAZIONE A FATICA

AP.2.1 METODO STRESS-LIFE (FATICA AD ALTO NUMERO DI CICLI)

Per valutare la resistenza a fatica vengono tipicamente eseguite prove in ambienti controllati (segreti per strutture). Tra le molte prove orientate per testare un componente a fatica una delle più note è la prova di fatica a FLESSIONE ROTANTE.

MACCHINA DI MOORE



$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

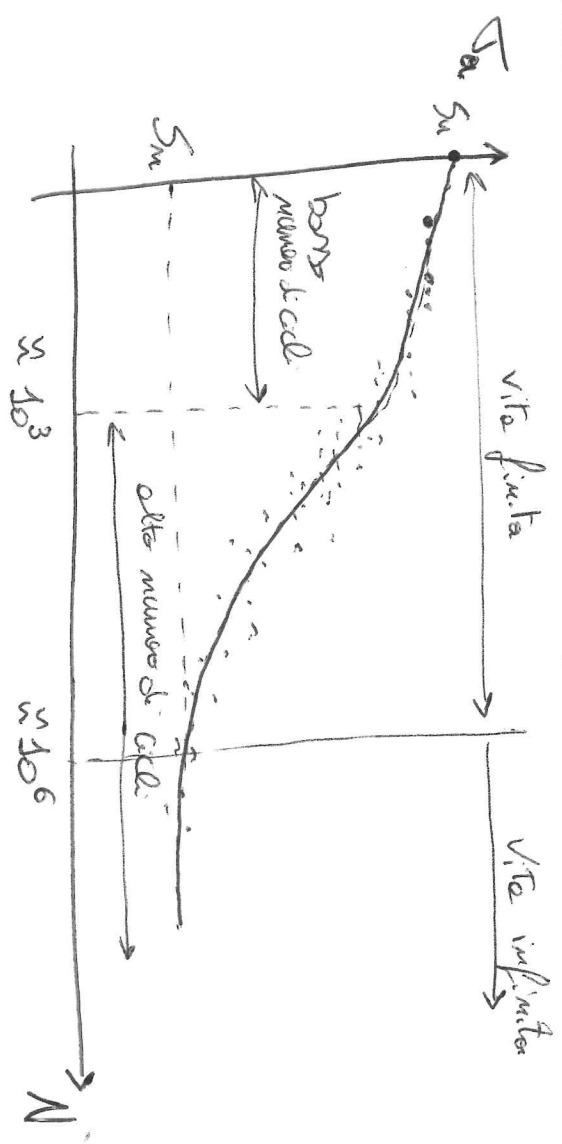
$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

Dopo aver eseguito una serie di prove a fatica i risultati si riprotono in un grafico come quello mostrato sotto:

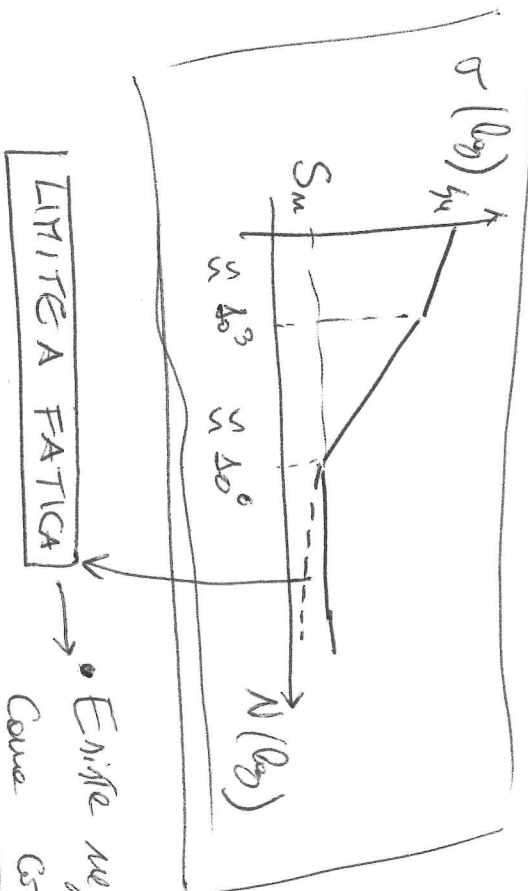
DIAGRAMMA S-N



Attenzione! Ho bisogno di molti Test a causa della natura stocastica del fenomeno



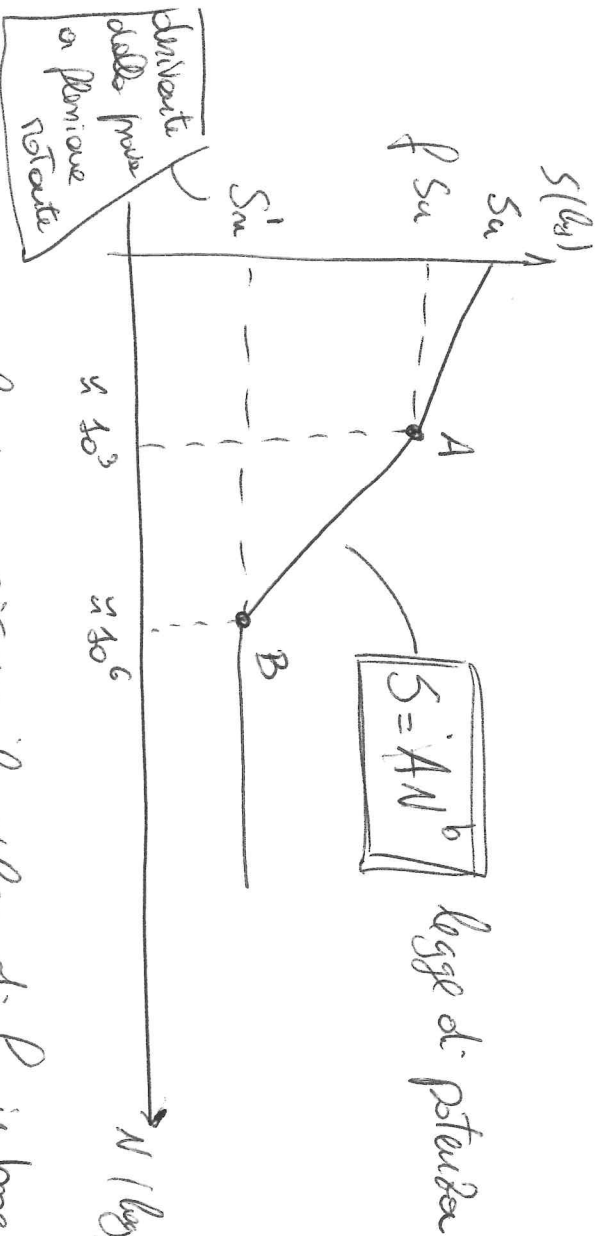
↓ il diagramma viene tipicamente rappresentato in coordinate doppie logaritmiche



CURVA S-N
WÖHLER

- Esiste negli acciai poiché solati come carbonio o ossa bloccano le dislocazioni e non ci si muove.
- Non esiste in leghe di alluminio o nei ferri in generale

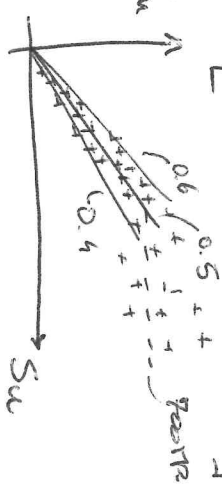
17.2.1 CURVA S-N SEMPLIFICATA (ACCIAI)



① → Ci sono leggi per ricavare il valore di f in base all' S_u

$$f = 1.06 - 4.1 \cdot 10^{-4} S_u + 1.5 \cdot 10^{-9} S_u^2 \quad [500 < S_u < 1400 \text{ MPa}]$$

② → $S_u' = \begin{cases} 0.5 S_u & S_u \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & S_u > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$



③ Le ~~leggi~~ leggi sperimentali sono empiriche e legate all'analisi di molti dati. Con le S_u ottenute quindi non sono indicative per un progetto globale preliminare.

Però quindi ricavare le ~~leggi~~ rette che collegano i due punti A e B ipotizzando una legge del tipo legge di potenza.

LEGGE DI BASQUIN

$$S = A N^b$$

Condizioni iniziali → A (10^3 , $f S_u$)
B (10^6 , S_u')

$$A = \frac{(f S_u)^2}{S_u'}$$

$$B = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f S_u}{S_u'} \right)$$

Quindi dato una $S = \sigma_a \rightarrow$

$$N_f = \left(\frac{\sigma_a}{N} \right)^{1/b}$$

19.2.3.2 FATTORI CHE MODIFICANO IL LIMITE A FATICA

~~Il~~ penaglio da dare a fatica su materiali di geometria controllata ed utilizzare le relative curve su un componente di macchina è inevitabile!

Ci sono fattori che modificano molto il LIMITE A FATICA:

- MATERIALE → variabile nella composizione
- FABBRICAZIONE → variabile metodi, trattamenti: Tempra superficiale, etc.
- CONDIZIONI DI LAVORO → Corrosione, Temperatura, Note Tensionale, etc.
- PROGETTO → diverse dimensioni, forma, concentrazione Tensionale

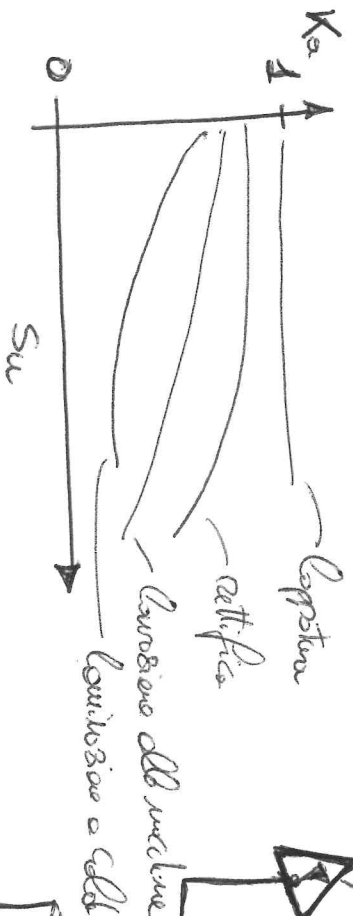
$$S_m = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_m$$

FORMULA DI MARRS

Limite a fatica
del materiale reale

⊕ FATTORE DI SUPERFICIE (K_a)

Sup. di un componente non è mai nella stessa condizione di quella del provino



⊕ FATTORE DI CARICO (K_b)

Se il mio componente è sottoposto a carichi diversi

$$K_b = \begin{cases} 1.00 & \text{Flessione} \\ 0.85 & \text{Torsione} \\ 0.59 & \text{Trazione} \end{cases}$$

⚠ Dal grafico si vede che più il materiale è sottoposto a carichi diversi, maggiore è l'effetto della concentrazione superficiale

, se abbiamo carichi diversi, se abbiamo carichi diversi che mi danno tensioni diverse

② FATTORE DI AFFIDABILITÀ (K_c)

Fattore che Tiene conto della dispersione sperimentale dei dati a fatica

$$K_c = 1 - 0.08 Z_a$$

Affidabilità %	Z_a	K_c
50	0	1
50	1.288	0.899
99	2.326	0.814
⋮	⋮	⋮

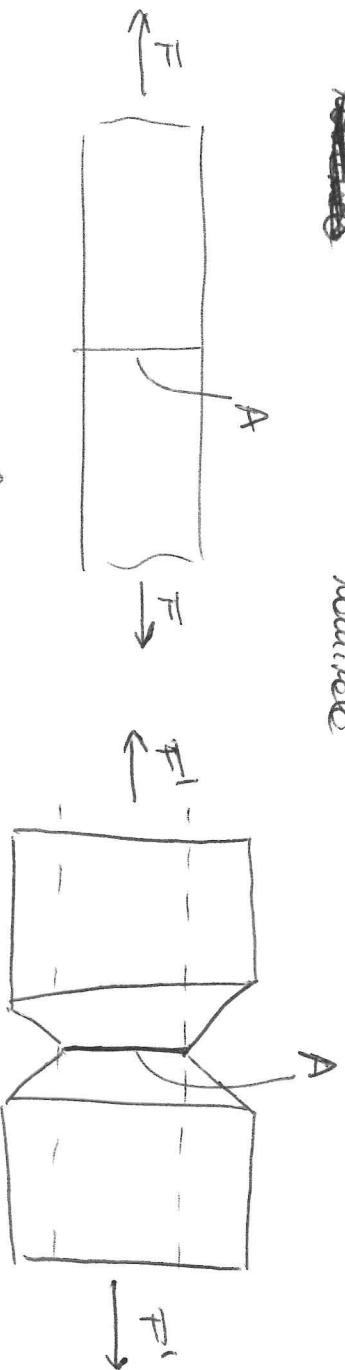
③ 19.2.4.3

CONCENTRAZIONE DELLE TENSIONI E SENSIBILITÀ ALL'INTAGLIO

Sapremo che la rottura a fatica non segue la legge a potenza di intensificazione locale, cioè per l'ottenzione ~~max~~ ^{min} degli intagli dei coefficienti:

$$\sigma_{a,max} = K_t \cdot \sigma_{a,m}$$

Tensione ottenuta max Tensione di snodo
~~min~~ nominale



Si è visto sperimentalmente che $F' > F$

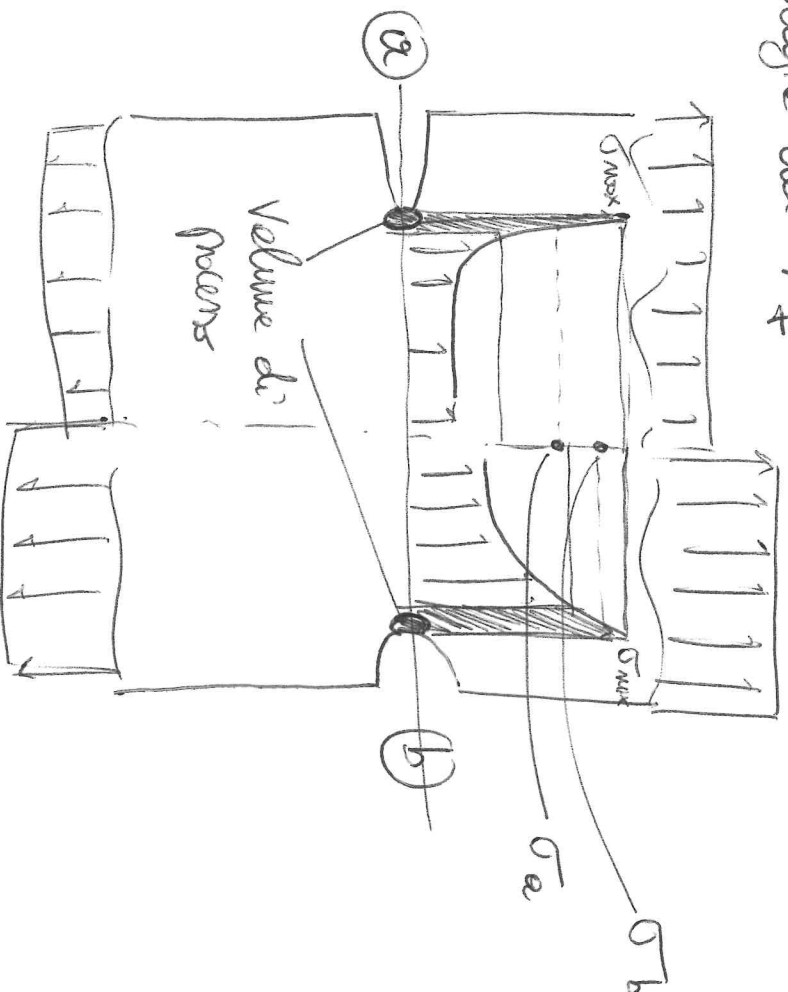
$$F' = \frac{\text{max}}{\text{min}} A \sigma_{a,m} = A \frac{\sigma_{a,max}}{K_t} = A \frac{S_m}{K_t}$$

$$F = A \sigma_{a,m} = A S_m$$

DEFINIZIONE COEFFICIENTE DI CONCENTRAZIONE DELLE TENSIONI A FATTO

$$K_f = \frac{\text{Resistenza a fatica senza intaglio}}{\text{Resistenza a fatica con intaglio}} \leq \frac{F}{F'}$$

Fenomenologie del K_f



Il K_f è molto più dipendente da come lavoriamo perché è molto più lunga valutare i limiti a fatica rispetto a dei valori di tensione statica.

Soluzioni

① Per calcolare $K_f = K_e$ neppure $1 \leq K_f \leq K_e$

② Valutare il FATTORE DI SENSIBILITÀ ALL'OTTAGGIO

$$q = \frac{K_f - 1}{K_e - 1} \rightarrow K_f = 1 + q(K_e - 1)$$

FORMULE

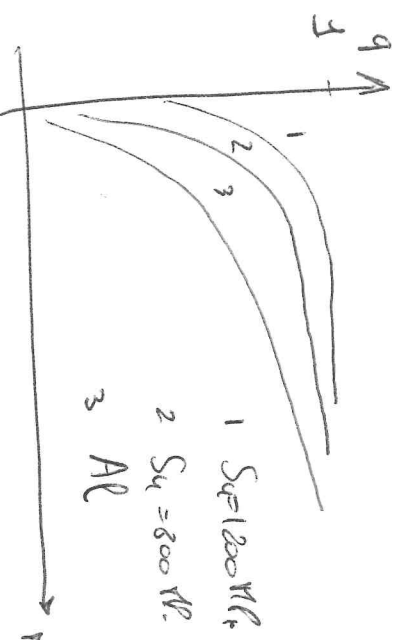
$$q = \frac{1}{1 + \frac{2}{\pi}} \quad (\text{Peterson})$$

regio
integrals

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{2}{\pi}}} \quad (\text{Neuber})$$

portion log of
of material

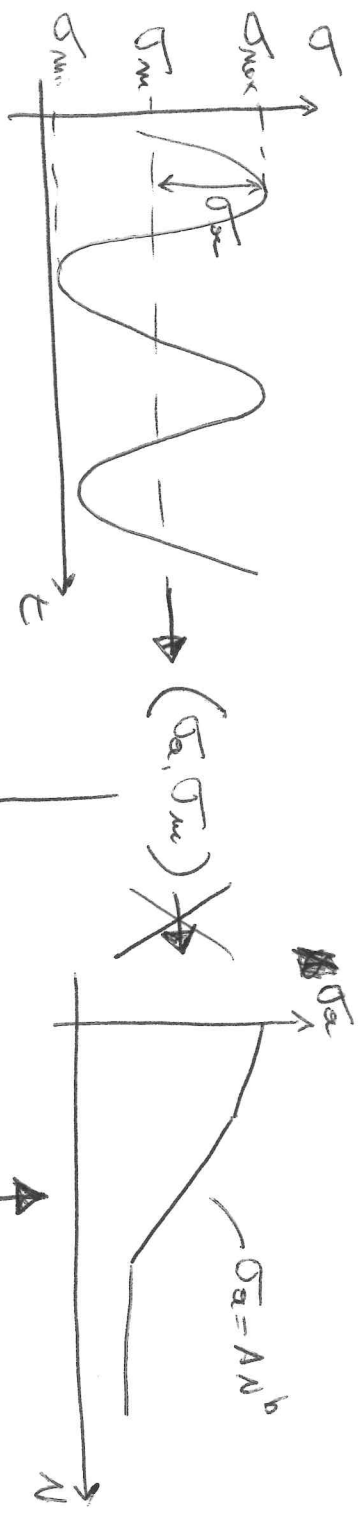
GRAFICA



19.2.4) EFFETTO DELLA TENSIONE MEDIA

Finora abbiamo visto curve di fatica sperimentali o ricavate
Neurte ad $R=-1$ (nessa l'effetto di un $\sigma_m > 0$).

Se ovem un ciclo di carica con $\sigma_m > 0$ ovem un problema
con più variabili rispetto alla equazione precedente



Trovare una
grandezza di
Tensione equivalente (σ_a, eq)

Tra i valori maggiormente utilizzati Trovare quella formulato come segue,

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_m} \right)^{h_a} + \left(\frac{\sigma_m}{S_{ak}} \right)^{h_b} = 1$$

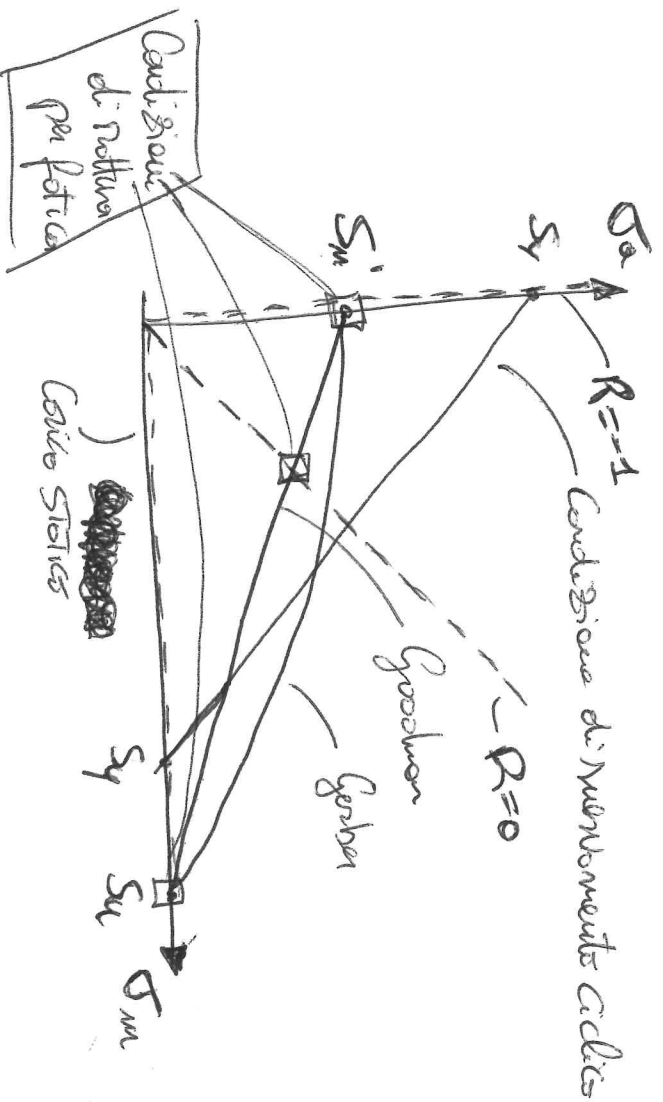
Limite statico $\sigma_{ak}, \sigma_{ak}^{2/3}$
~~Limite statico~~ σ_{ak} tensione massima

	h_a	h_b	S_u
GERBER	1	2	S_u
GOODMAN	1	1	S_u
SEDWATER	1	1	S_u
HORROCK	1	1	$\sigma_f > S_u$

Definire la σ_a, eq che
sia equivalente dal
punto di vista della
durata(N) ai valori (σ_a, σ_m)

$$\frac{\sigma_a}{S(N)} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1 \rightarrow$$

$$S(N) = \sigma_{a,eq} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{S_u}}$$



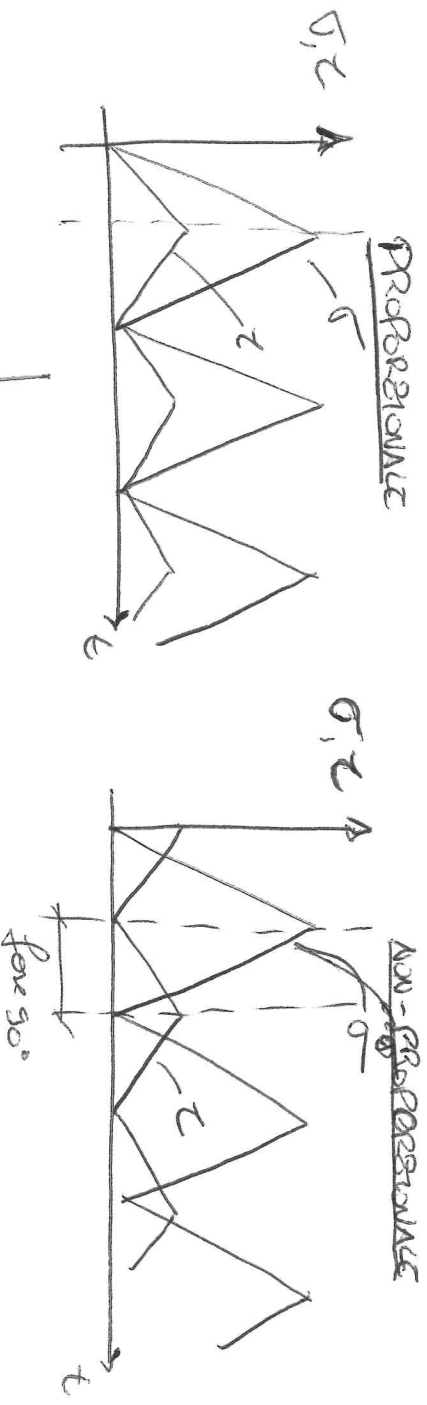
19.2.5 Sollecitazioni MULTASSIALI AFFIANCANTI

Tipicamente gli stati tensionali nei componenti meccanici ~~sono~~ sono MULTASSIALI cioè dovuti alla presenza di componenti di tensione che variano ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_{1m}, \sigma_{2m}$)

Queste possono verificarsi in fase (CARICO PROPORZIONALE) o fuori fase (CARICO NON-PROPORZIONALE).

le direzioni principali
Cambiano con t

le direzioni principali
non variano
invariato



Considera questo!

Per ottenere un'equazione di tensione $\sigma_{\alpha,eq}$ i valori storici devono risultare indipendenti.

Alcuni autori:

- Gough-Pollard ($\sigma_{\alpha,eq}$)

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_m}\right)^2 + \left(\frac{\epsilon_a}{S_{ms}}\right)^2 = 1 \rightarrow \sigma_{\alpha,GP} = \sqrt{\sigma_a^2 + H^2 \epsilon_a^2}$$

$\begin{matrix} \text{limite} & \text{limite} \\ \text{statico} & \text{statico} \\ \text{Plumica} & \text{Tensione} \\ \text{rotante} & \text{alternata} \end{matrix}$

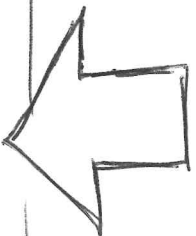
dove $H = \frac{S_m}{S_{ms}}$

Δ N $H^2 = 3$ $GP = \text{von Mises}$

~~.....~~ ~~.....~~
Douglas ($\sigma_{\alpha,eq}$, $\sigma_{m,eq}$)

$$\sigma_{\alpha,eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{1a} - \sigma_{2a})^2 + \dots} \rightarrow \text{von Mises}$$

$$\sigma_{m,eq} = \sigma_{1m} + \sigma_{2m} + \sigma_{3m} \rightarrow \text{triple componente istotica}$$



Da questo punto in poi si riferisce ai valori di tensione media eq. gestione

39.2.2) METODO SIRAIN-LIFE

Questo metodo coinvolge la valutazione di deformazioni plastiche ed elastiche ed è particolarmente utile in casi in cui non presenti tensioni residue e l'ipotesi di vite è relativamente breve. E' invece il metodo usato anche nella compressione elastica per avere utilizzati anche nei casi di valutazione delle fatiche ad alto numero di cicli.

PRIMA BASE

↳ Il Test in controllo di deformazione ciclica a trazione e compressione con il solito valore costante.

- Inizialmente il ciclo si muoverà fino ad arrivare ad una stabilizzazione

