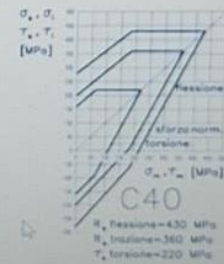


3. Il Candidato discuta l'approccio di dimensionamento a criticità e in condizione di ammissibilità per un componente meccanico. Il candidato riporti a sua scelta qualche esempio pratico.
4. Il Candidato discuta la peculiarità del diagramma di fatica di Figura 3. Si descrivano inoltre i parametri dominanti di un ciclo di fatica e la relazione tra le tre caratteristiche di sollecitazione riportate.

Figura 2



Figura 3



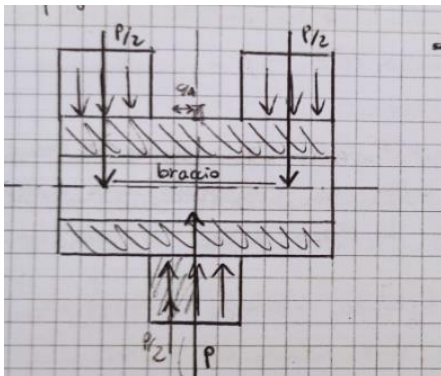
ESEMPIO DIMENSIONAMENTO

SPINOTTO

Prima definisco il dimensionamento esterno, attraverso definizione di pressioni ammissibili, e imponendo che la lunghezza totale dia inferiore al diametro del pistone.

Successivamente individuo lo spessore dello spinotto. Lo faccio tramite una formula che riguarda l'ovalizzazione massima e dal carico più sollecitante che è in COMBUSTIONE.

Identifico le sezioni piu' sollecitate che sono quelle tra passaggio portate del piston e piede di biella e mezzeria.



Fatto questo sulla sezione specifica individuo il punto piu sollecitato (**bordo esterno**).

- VERIFICA **STRUTTURALE STATICA** (CARICO DEI GAS)
- VERIFICA **A FATICA** (IL CICLO A FATICA E' DEFINITO DA INCROCIO CON FORZE INERZIALI E FASE COMBUSTIONE IN CUI AGGIUNGO IL CARICO DEI GAS)

3. Il Candidato discuta e descriva le principali caratteristiche di sollecitazione e le tensioni insorgenti in una trave di de Saint Venant. Con l'ausilio di Figura 2, discuta il calcolo delle tensioni insorgenti in concetti notevoli di sezione.
4. Il Candidato elenchi ed illustri sezioni critiche impiegate per il dimensionamento di un bullone, Figura 3. Illustri inoltre le principali soluzioni costruttive adottate per ridurre le probabilità di cedimento di tale assieme.

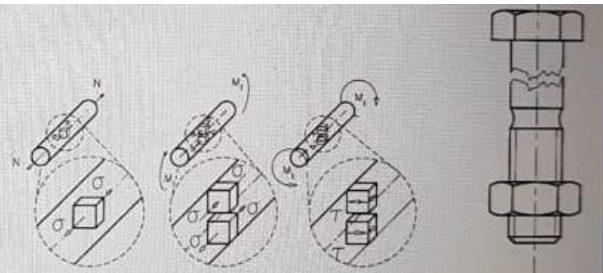


Figura 2

Figura 3

DE SAINT VENANT

Nelle condizioni del problema del de Saint-Venant

- solido di forma cilindrica in assenza di vincoli cinematici $C_u \equiv 0$
- composto da materiale elastico-lineare, isotropo ed omogeneo
- in assenza di forze di massa \mathbf{b} e con azioni di contatto applicate solo sulle due basi estremali del cilindro e nulle sul suo mantello

SFORZO NORMALE

Gli sforzi normali sono trazione (tensione delle fibre) e compressione (le fibre sono compresse). Sigma è costante su tutta la sezione resistente, per cui si applica la seguente formula:

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

in cui N è la sollecitazione normale, e A è la sezione resistente. Quindi si ricava A :

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

Se la sezione è circolare, è possibile ricavare il diametro:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}}$$

Se invece la sezione ha forma rettangolare, è necessario stabilire una relazione tra base e altezza della sezione.

MOMENTO FLETTENTE

Il momento flettente è una sollecitazione generata come effetto di forze perpendicolari σ applicate ad certa una distanza (braccio) da un punto di applicazione P . Non essendo il momento flettente uguale per tutte le sezioni della trave (dipende dal braccio), è necessario identificare quella con M_f maggiore. Tuttavia, sigma non è uniforme su tutta la superficie, pertanto bisogna considerare i punti critici in cui vi è maggiore sollecitazione. Per il dimensionamento, si deve conoscere W_x (modulo di resistenza assiale), ricavabile dalla formula seguente:

$$\sigma = \frac{M_f}{W_x}$$

in cui M_f è il momento flettente. S calcola dalla formula inversa W_x :

$$W_x = \frac{M_f}{\sigma}$$

W_x è esprimibile come:

$$W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

da cui si può ricavare il diametro (considerando sezioni circolari):

$$d = \sqrt[3]{\frac{W_x \cdot 32}{\pi}}$$

Per quanto riguarda le sezioni rettangolari, è sufficiente stabilire una relazione tra base e altezza, e applicare la seguente formula:

$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6}$$

TAGLIO

La sollecitazione di taglio consiste nell'applicazione di forze tangenziali τ alla superficie della trave. I corpi soggetti a taglio si considerano rigidi e indeformabili (non si genera momento flettente).

Come per il momento flettente, lo sforzo di taglio non è uguale per tutte le sezioni (occorre individuare la sezione maggiormente sollecitata per procedere al dimensionamento), né τ è uniforme per un'intera sezione (è massimo in corrispondenza dell'asse baricentrico).

Per conoscere i valori di τ_{AMS} di un materiale ci si avvale della seguente formula:

$$\tau = \frac{\sigma}{\sqrt{3}}$$

e in particolare:

$$\tau_{AMS} = \frac{\sigma_{AMS}}{\sqrt{3}}$$

(notare che i coefficienti n (tab. 1) sono validi sia per gli sforzi τ che σ)

Ai fini del dimensionamento, è necessario determinare un valore τ massimo che soddisfi la seguente relazione:

$$\tau_{MAX} \leq \tau_{AMS}$$

Conoscendo τ_{MAX} si calcola τ medio su cui si basa il dimensionamento. Per le sezioni circolari, τ_{MED} vale:

$$\tau_{MAX} = \frac{4}{3} \cdot \tau_{MED}$$

mentre per le sezioni rettangolari si usa la seguente formula:

$$\tau_{MAX} = \frac{3}{2} \tau_{MED}$$

Si ricava quindi l'area della sezione dalla formula:

$$\tau_{MED} = \frac{T}{A}$$

che diventa:

$$A = \frac{T}{\tau_{MED}}$$

Ora è possibile calcolare il diametro in caso di sezioni circolari:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\tau_{MED}}}$$

per le sezioni rettangolari è necessario stabilire una relazione tra base e altezza.

MOMENTO TORCENTE

Il momento torcente è una sollecitazione generata da sforzi tangenziali τ per i quali su una sezione della trave si crea un momento direttamente proporzionale alla distanza dal baricentro della sezione. Si analizzeranno solo sezioni circolari.

I calcoli del dimensionamento vengono effettuati facendo riferimento al valore τ :

$$\tau_{MAX} \leq \tau_{AMS}$$

in cui τ_{AMS} si ottiene con la formula precedentemente utilizzata per i calcoli del taglio.

Si procede calcolando il parametro W_p (modulo di resistenza polare) dalla seguente formula:

$$\tau_{MAX} = \frac{Mt}{W_p}$$

W_p è anche esprimibile come:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

da cui è ricavabile il diametro d :

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot W_p}{\pi}}$$

DIMENSIONAMENTO VITE BULLONE

- Il Candidato descriva, a sua scelta, un dispositivo di misura della temperatura.
- Il Candidato discuta il diagramma di selezione dei materiali riportato in Figura 2, illustrando la motivazione per cui i materiali compositi sono tipicamente preferiti ai materiali metallici per applicazioni strutturali con contenimento della massa del componente.
- Il Candidato discuta la peculiarità dell'esplosione del ciclo di fatica, rinviatelo in Figura 3.

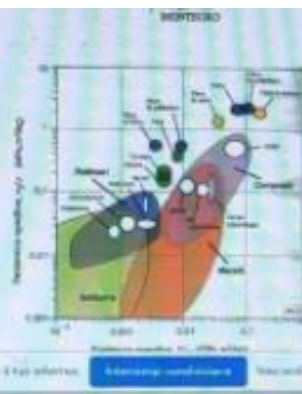


Figura 1

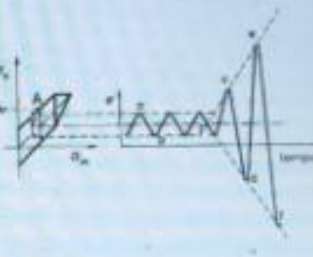


Figura 3

ESPLOSIONE CICLO FATICA

5 Il coefficiente di sicurezza

Nei calcoli a tempo definito, effettuati tramite il diagramma di Wohler, si determina il numero di cicli che un certo ciclo di fatica deve effettuare per portare a collasso il materiale. Di conseguenza, non ha alcun senso adottare un coefficiente di sicurezza rispetto alla rottura, proprio perché si effettua un calcolo a rottura. Nei calcoli a tempo infinito effettuati tramite il diagramma di Goodman, invece, è importante valutare di quanto i carichi applicati sono lontani dal valore critico che causerebbe la rottura a fatica del componente meccanico, cioè di quanto l'organo meccanico è in sicurezza rispetto al carico di collasso. Nel seguito si mostra come definire il coefficiente di sicurezza in fatica, almeno per stati tensionali affaticanti monodimensionali.

Si supponga che il ciclo di fatica sia stabile nel tempo. Ad un certo momento, a causa di un aumento dei carichi agenti sulla struttura, il ciclo delle tensioni degenera, cioè esplode, fino a che si raggiunge la tensione critica affaticante, con conseguente collasso della struttura. Per esempio, le coecle per la compressione di polpe di barbabietole vengono messe in rotazione tramite motore elettrico e riduttori a ruote dentate. Se la polpa frena la rotazione della coecle, e se non è presente un limitatore di coppia torcente, per esempio una frizione, la velocità di rotazione diminuisce con conseguente aumento, a parità di potenza, del momento torcente. Di conseguenza, le tensioni torcenti esplodono fino a raggiungere il valore di

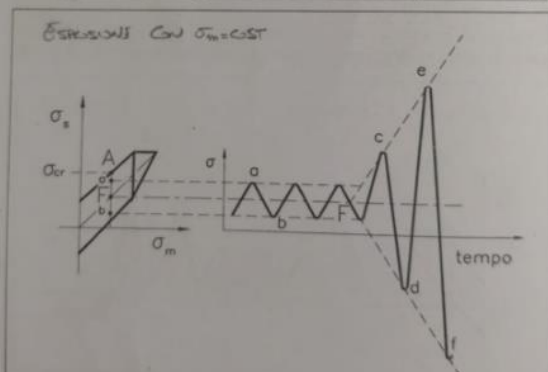
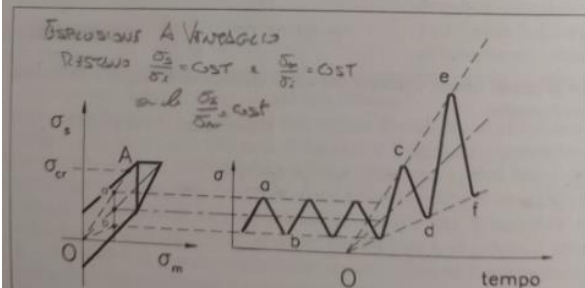
la tensione superiore ed inferiore raddoppiano.

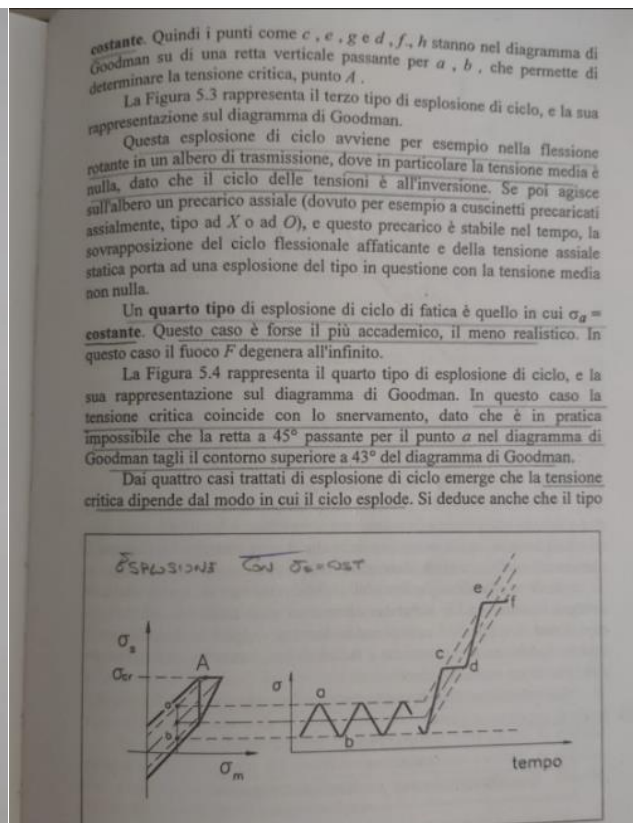
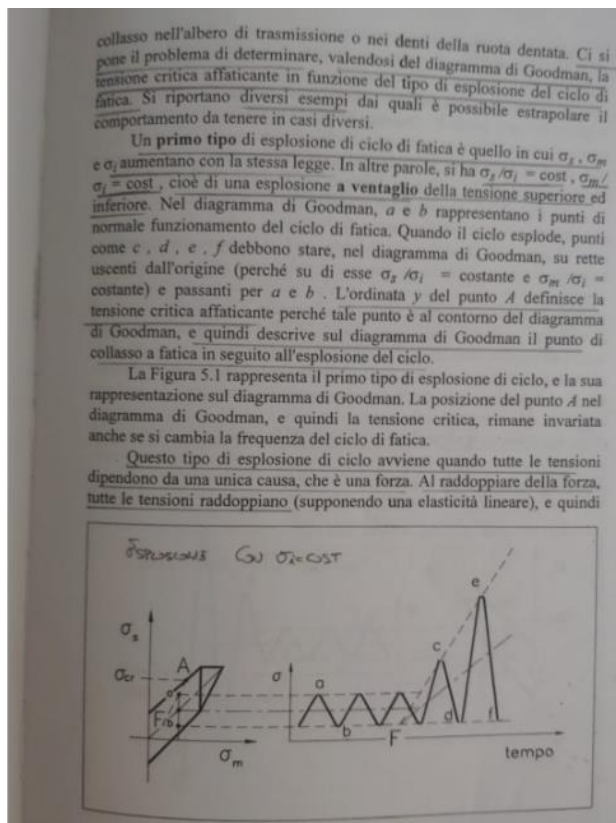
Un secondo tipo di esplosione di ciclo di fatica è quello in cui $\sigma_f = \text{costante}$. Nel diagramma di Goodman, a e b rappresentano i punti di normale funzionamento del ciclo di fatica. Conviene riportare una retta orizzontale per il punto b . Ove essa interseca la retta a 45° , punto F (una specie di fuoco), si ha un ipotetico ciclo in cui $\sigma_f = \sigma_m$ e quindi anche $\sigma_a = \sigma_m$. La retta delle σ_a parte quindi dal punto F e passa per a . Il punto F è indicato anche nel diagramma σ - tempo.

La Figura 5.2 rappresenta il secondo tipo di esplosione di ciclo, e la sua rappresentazione sul diagramma di Goodman.

Questo tipo di esplosione di ciclo avviene per esempio quando la tensione inferiore dipende da una causa stabile nel tempo, per esempio autotensioni dovute a trattamenti termici, mentre la tensione superiore esplode all'esplosione di una causa (forza) esterna. Questa situazione può avvenire in un dente di una ruota dentata, dove il ciclo di fatica tende ad essere all'origine, dato che il dente è scarico quando non ingrana. Esplode soltanto la tensione superiore, mentre la tensione inferiore rimane costante, ed in particolare nulla. Se poi sono presenti autotensioni, la tensione inferiore può essere non nulla.

Un terzo tipo di esplosione di ciclo di fatica è quello in cui $\sigma_m =$

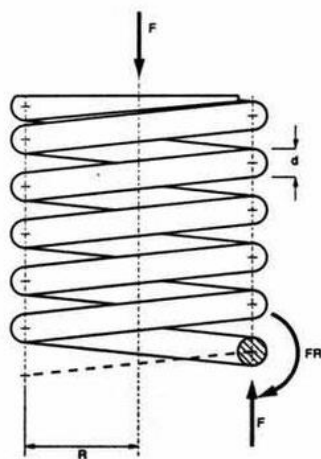




MOLLE AD ELICA A COMPRESSIONE E A TRAZIONE

Sono di largo impiego per il costo di costruzione non elevato, per la facilità di inserimento in spazi diversi (l'ingombro laterale e la lunghezza possono infatti variare inversamente per dar luogo a molle equivalenti) e perché non richiedono una rigorosa coassialità fra estremità fissa e mobile. L'elica può essere destra o sinistra. **Il momento torcente (Fig.9.7) che sollecita il filo è**

$F \cdot R$, dove F è il carico ed R il raggio dell'elica o della spira. La sollecitazione, nominale in quanto trascura alcuni effetti, è: $t_n = 16 \cdot F \cdot R / p \cdot d^3$



La freccia (indicando con i_u il numero delle spire utili, pari al numero delle spire totali meno i tratti estremi appoggiati che non partecipano alla deformazione) è:

$$f = 64 \cdot i_u \cdot (F \cdot R)^3 / G \cdot d^4$$

e la rigidezza:

$$K = F/f = G \cdot d^4 / 64 \cdot i_u \cdot R^3$$

Assegnati il carico massimo F_{max} , la rigidezza k e la sollecitazione t , deve essere per prima cosa fissato o il diametro della spira, o il diametro del filo, per procedere con il dimensionamento. La sollecitazione nominale deve essere corretta con un fattore $l > 1$ che tiene conto delle sovrasollecitazioni legate all'effetto trave curva ed allo sforzo di taglio. Detto fattore è diagrammato in Fig.9.8 in funzione del rapporto di avvolgimento $c = 2R/d$. La sollecitazione effettiva dunque, da confrontare con il valore ammissibile per il materiale utilizzato, è: $t = l \cdot t_n$

Le molle ad elica di compressione si presentano come in Fig.9.7 con le spire estreme ravvicinate e molate per realizzare superfici di appoggio piane su un arco di circa 270° . La Fig.9.9 mostra due varianti per le spire terminali che richiedono di conformare opportunamente le zone di appoggio. Le molle di compressione devono essere centrate, all'interno o all'esterno, alle due estremità. Quando i

piani di appoggio fisso e mobile non si mantengono abbastanza perpendicolari all'asse della spira devono essere previsti appoggi orientabili. **Per impedire fenomeni di inflessione laterale nelle molle di compressione, la lunghezza libera L_* (lunghezza a molla scarica) e la freccia massima sono soggette alle seguenti limitazioni dettate dall'esperienza:**

$$L_*/2 \cdot R \leq 0.55$$

Per valori della lunghezza libera inferiori non esiste pericolo di inflessione laterale. Per valori superiori si deve predisporre una guida esterna o intera sufficientemente lunga.

BUSTA 3

1. Il Candidato elenchi e discuta le principali tipologie di scambiatore di calore esistenti e, con l'ausilio del grafico di Figura 1, descriva una metodologia di valutazione della prestazione degli stessi.
2. Il Candidato, con l'ausilio della Figura 2, descriva i fondamenti del modello di gas ideale.
3. Il Candidato discuta il danneggiamento progressivo ed i meccanismi di cedimento dell'albero di trasmissione di Figura 3.
4. Il Candidato discuta la peculiarità dell'esplosione del ciclo di fatica riportato in Figura 4.

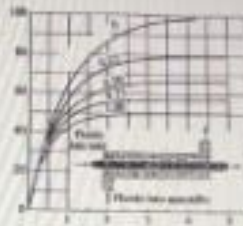


Figura 1

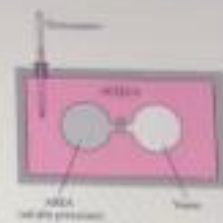


Figura 2

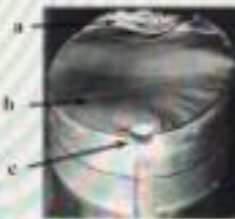


Figura 3

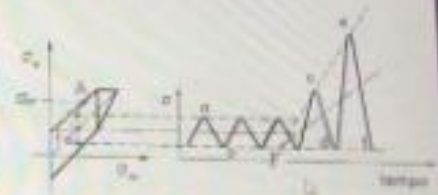


Figura 4