

APPENDICE 3

LA FATICA DEI MATERIALI; L'EFFETTO D'INTAGLIO

Prerequisiti

- Conoscenza delle grandezze fondamentali e derivate e delle relative unità di misura del S.I.
- Conoscenza delle sollecitazioni semplici e dei relativi procedimenti di calcolo.
- Conoscenza dei trattamenti termici degli acciai.
- Conoscenza dei principi basilari della dinamica dei moti rotatori.

3.1 La fatica dei materiali

La cosiddetta *fatica dei materiali* è il fenomeno per cui un componente meccanico, soggetto a carichi variabili ciclicamente tra un valore massimo e uno minimo, subisce un danneggiamento dovuto alla graduale propagazione di una frattura (*cricca*).

Approfondimento**La cricca**

La *cricca* è una crepa sottilissima, inizialmente microscopica, che precede la rottura del particolare meccanico. È favorita sia da eventuali difetti indotti dalle lavorazioni durante il ciclo tecnologico di fabbricazione, sia dalla presenza di spigolosità non sufficientemente raccordate.

Al suo primo apparire, questo comportamento, tipico degli organi di macchine soggetti a carichi ripetuti ciclicamente, fu attribuito a un *affaticamento* del materiale. E questa denominazione rimane tuttora.

Il fenomeno della fatica dei materiali si manifesta anche se le sollecitazioni (*sollecitazioni a fatica*) cui è assoggettato il particolare meccanico restano al di sotto dei valori corrispondenti alla resistenza statica del materiale.

La fatica dei materiali inizialmente è stata studiata come fenomeno strettamente metallurgico, cioè nell'ambito dei materiali metallici. In seguito il termine *fatica* è stato esteso anche ad altre classi di materiali, come i materiali polimerici e quelli ceramici.

3.1.1 Fasi dello svolgimento della rottura per fatica

In metalli relativamente duttili il danneggiamento per fatica procede attraverso le seguenti fasi:

– Prima fase: formazione della cricca (*fase di nucleazione*)

La cricca ha origine generalmente sulla superficie del particolare meccanico, in una zona della struttura, come ad esempio in corrispondenza di uno spigolo vivo, dove si ha la massima concentrazione delle tensioni. In questi punti si formano inizialmente micro intagli, cioè cricche submicroscopiche.

– Seconda fase: *fase di propagazione*

Le cricche submicroscopiche crescono dimensionalmente all'aumentare dei cicli di carico e diventano microscopiche. Con il passare del tempo esse si propagano all'interno della struttura. La zona di propagazione è contraddistinta dalla presenza di *linee di avanzamento* (o di *arresto*, o di *spiaggia* – *beach marks*) che si manifestano quando si hanno interruzioni della propagazione.

Questa fase non è accompagnata in genere da alcuna irregolarità del funzionamento o deformazione a livello macroscopico, e pertanto è difficilmente apprezzabile dall'occhio umano se non tramite controlli specifici.

– Terza fase: *fase di rottura*

La superficie di frattura aumenta; la sezione integra si riduce e di conseguenza aumentano le tensioni agenti, anche se si mantengono costanti i carichi applicati. Quando le tensioni diventano eccessivamente alte a causa della progressiva riduzione della sezione integra, la struttura crolla all'improvviso.

3.1.2 Aspetto della sezione di rottura per fatica

In **Figura 1** è rappresentata schematicamente la superficie della sezione di frattura di un elemento cilindrico che ha subito una rottura per fatica. Nelle **Figure 2 e 3** sono riportate le immagini delle superfici delle sezioni di frattura di provini cilindrici rotti a seguito della prova di resistenza a fatica.

La superficie della sezione di frattura di un particolare meccanico che ha subito una rottura per fatica si presenta suddivisa in due zone:

- l'una, liscia e levigata, di forma semicircolare, è caratterizzata da una serie di linee (*linee di avanzamento*) concentriche al punto di innesco; è la zona di avanzamento della cricca;
- l'altra, irregolare, in corrispondenza della quale il materiale presenta il tipico aspetto di una frattura fragile: è la zona in cui è avvenuta la rottura finale, improvvisa, della struttura.

Non si notano in generale segni di una iniziale strizione, nemmeno nei materiali più duttili.

Figura 1

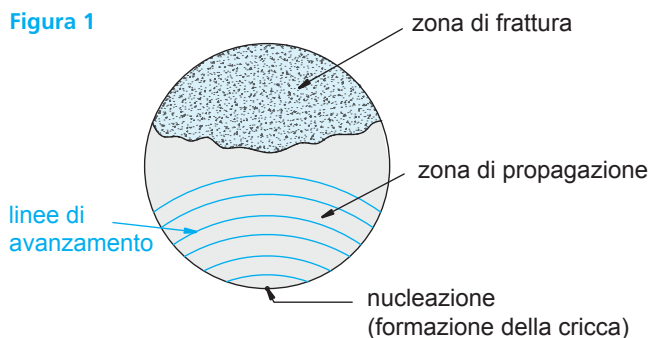
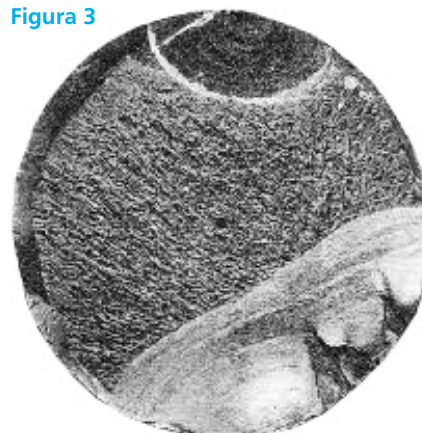


Figura 2



Figura 3



3.2 La resistenza a fatica

Con il termine *resistenza a fatica* si intende la tensione massima che può essere sopportata da un provino del materiale in esame sottoposto a un definito numero di cicli di sollecitazioni senza giungere a rottura.

In **Tabella 1** sono elencati i principali fattori che influenzano la resistenza a fatica e i loro effetti su di essa.

Tabella 1
Resistenza a fatica: fattori favorenti e relativi effetti.

Fattori che influenzano la resistenza a fatica	Effetti sulla resistenza a fatica
	La resistenza a fatica:
Geometria dell'organo di macchina; in particolare se sono presenti: – intagli; – disuniformità geometriche, come brusche variazioni di sezione; – disuniformità del materiale, come avviene nei giunti saldati	diminuisce in quanto queste caratteristiche del componente possono amplificare localmente le tensioni e accrescere in modo notevole il fenomeno della fatica;
Finitura delle superfici	aumenta al diminuire della rugosità: le rugosità superficiali fungono da micro intagli e favoriscono l'innesco della frattura;
Dimensione della grana cristallina	mediamente aumenta se la struttura è a grana fine;
Temperatura	diminuisce all'aumentare della temperatura; per temperature particolarmente basse si verifica il fenomeno della fragilizzazione che consiste in una brusca riduzione delle caratteristiche duttili del materiale;
Corrosione	diminuisce in quanto la corrosione provoca l'effetto di acuti intagli superficiali.

Nota bene

La frequenza di applicazione dei carichi non influisce sulla resistenza a fatica e quindi sulla *vita a fatica* del particolare meccanico. Per *vita a fatica* si intende infatti il numero di cicli che produce la frattura e non il tempo occorrente allo svilupparsi del fenomeno della fatica.

La resistenza a fatica di un organo di macchina può essere aumentata anche in modo rilevante con:

- un'opportuna scelta dei materiali: a questo proposito, gli acciai legati aventi un elevato carico di rottura presentano una maggiore resistenza a fatica;
- appropriati trattamenti termici di indurimento superficiale; nel caso degli acciai, per prevenire il danneggiamento per fatica o per migliorare la resistenza ad esso, in genere si ricorre a trattamenti quali:
 - rullatura o pallinatura: creano sforzi residui di compressione sulla superficie, che tendono a richiudere eventuali micro cricche e perciò a rallentare l'avanzamento del danneggiamento;
 - carbocementazione, nitrurazione o tempra superficiale: lo strato superficiale del pezzo viene indurito e quindi rinforzato senza infragilirne il cuore;
 - rettifica o lappatura: riducono al minimo le rugosità superficiali;
- l'introduzione di ampi raccordi: riduce l'effetto d'intaglio.

3.3 Prove di resistenza a fatica

Le *prove di resistenza a fatica* consistono nel sottoporre a particolari test provini cilindrici del materiale in esame aventi dimensioni prestabilite. Le prove simulano le reali condizioni di esercizio e hanno lo scopo di individuare il comportamento di un materiale quando, in condizioni analoghe a quelle reali, è sottoposto a tensioni variabili nel tempo.

Una generica prova di resistenza a fatica consiste nell'assoggettare il provino a carichi i cui valori variano ciclicamente tra due estremi. Se questi valori sono prossimi al carico di rottura statico R_m , il provino si rompe dopo pochi cicli di sollecitazioni. Man mano che questi valori vengono ridotti, il provino giunge a rottura dopo un numero sempre maggiore di cicli. Non appena questi stessi valori risultano inferiori a un valore limite, il provino resiste per un numero di cicli illimitato. Alla tensione corrispondente a tale valore limite si dà il nome di *limite di fatica*.

Tipologie delle prove di resistenza a fatica

A seconda del tipo di sollecitazione utilizzato nell'esecuzione del test, le prove di resistenza a fatica possono essere:

- a trazione-compressione;
- a flessione statica;
- a flessione rotante;
- a torsione alternata.

Macchine utilizzate per le prove di resistenza a fatica

Le macchine utilizzate per le prove di resistenza a fatica sono:

- normali macchine di prova universali, se le alternanze della sollecitazione hanno frequenze basse;
- macchine particolari (*vibrofori*) (Figura 4), per prove ad alta frequenza; in queste macchine il provino costituisce l'elemento elastico di un sistema vibrante nel quale, tramite dispositivi meccanici a masse eccentriche, si inducono sul provino oscillazioni forzate aventi pulsazioni prossime alla risonanza.

Figura 4
Vibroforo.



Utilizzazione delle prove a fatica

Alle prove di resistenza a fatica sono interessati numerosi settori merceologici; i principali sono i settori:

- automotive e racing (corse);
- aerospaziale;
- ferroviario;
- industria dell'Oil & Gas, che opera nella ricerca, produzione, trasporto, trasformazione e commercializzazione di idrocarburi;
- medicale;
- materiali da costruzione.

Cicli di carico caratteristici delle sollecitazioni a fatica

I cicli di carico che caratterizzano le sollecitazioni a fatica sono:

- ciclo pulsante generico (Figura 5);
- ciclo pulsante dallo zero (Figura 6);
- ciclo alterno simmetrico (Figura 7);
- ciclo alterno asimmetrico (Figura 8).

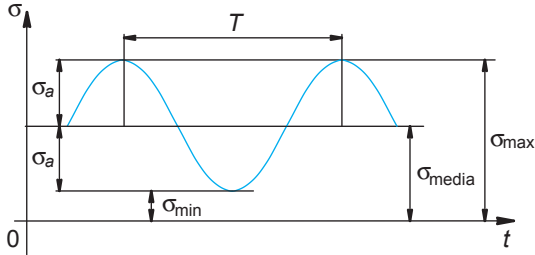


Figura 5
Ciclo pulsante generico.

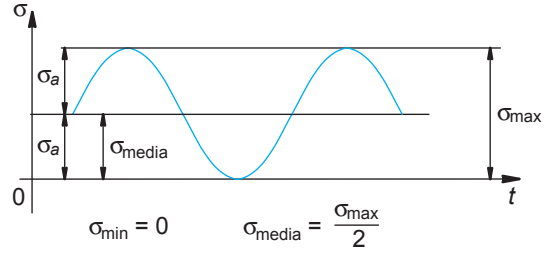


Figura 6
Ciclo pulsante dallo zero.

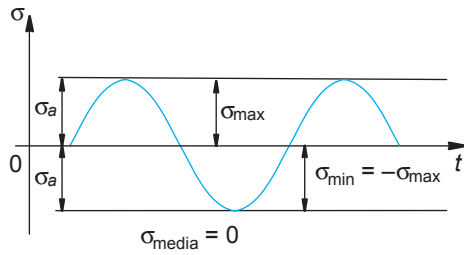


Figura 7
Ciclo alterno simmetrico.

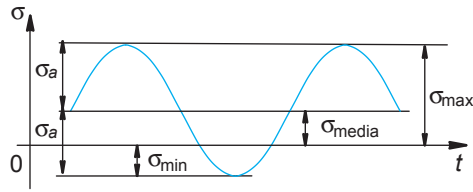


Figura 8
Ciclo alterno asimmetrico.

3.3.1 Parametri fondamentali che caratterizzano un ciclo di carico

I parametri fondamentali che caratterizzano un ciclo di carico, se ci limitiamo a prendere in esame le sole tensioni normali σ , sono i seguenti:

- *tensioni massima (maximum stress) σ_{\max} e minima (minimum stress) σ_{\min}* , assunte convenzionalmente positive se di trazione, negative se di compressione;
- *tensione media (main stress) σ_{media}* , che vale:

$$\sigma_{\text{media}} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

- *tensione alternata σ_a (stress amplitudo, ampiezza della tensione)*; essa vale:

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

- *campo di sollecitazione σ_{range} (stress range, elongazione della sollecitazione)*:

$$\sigma_{\text{range}} = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$$

Esso vale, ovviamente, il doppio della tensione alternata σ_a :

$$\sigma_{\text{range}} = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} = 2 \cdot \sigma_a$$

- *$T = \text{periodo}$* : tempo impiegato dalla tensione alternata σ_a per compiere un'oscillazione completa;

$-f = \text{frequenza}$ della tensione alternata. Vale la relazione:

$$f = \frac{1}{T}$$

Si definisce *rapporto di sollecitazione* o *rapporto di fatica* R il rapporto tra i valori algebrici delle sollecitazioni minima σ_{\min} e massima σ_{\max} , ovvero:

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

a) Nel caso di carico alterno simmetrico risulta:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{-\sigma_{\max}}{\sigma_{\max}} = -1$$

in quanto è:

$$\sigma_{\min} = -\sigma_{\max}$$

b) Nel caso di carico pulsante dallo zero si ha:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = 0$$

se è:

$$\sigma_{\min} = 0$$

o anche:

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

se è:

$$\sigma_{\max} = 0$$

c) Nel caso di carico alterno asimmetrico ($\sigma_{\min} \neq -\sigma_{\max}$) si ha:

- $-1 < R < 0$ se il carico prevalente è di trazione;
- $R < -1$ se il carico prevalente è di compressione (prove poco usate).

d) Nel caso di carico pulsante, se σ_{\min} e σ_{\max} hanno lo stesso segno si ha:

- $0 < R < 1$ se i carichi sono di trazione;
- $R > 1$ se sono di compressione.

Si può dimostrare che valgono le seguenti espressioni:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{2} \cdot (1 - R) \quad \sigma_{\text{media}} = \frac{\sigma_{\max}}{2} \cdot (1 + R)$$

Approfondimenti

Dimostrazione della formula:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{2} \cdot (1 - R)$$

Se si moltiplica e si divide per σ_{\max} il secondo membro dell'espressione della tensione alternata:

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

si ottiene:

$$\sigma_a = \frac{\frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}}{\frac{\sigma_{\max}}{2}} \cdot \sigma_{\max} = \frac{1 - \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}}{2} \cdot \sigma_{\max} = \frac{\sigma_{\max}}{2} \cdot (1 - R)$$

Dimostrazione della formula:

$$\sigma_{media} = \frac{\sigma_{max}}{2} \cdot (1 + R)$$

Se si moltiplica e si divide per σ_{max} il secondo membro dell'espressione della tensione media:

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

si ottiene:

$$\sigma_{media} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \cdot \sigma_{max} = \frac{1 + \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}}{2} \cdot \sigma_{max} = \frac{\sigma_{max}}{2} \cdot (1 + R)$$

In **Tabella 2** è riportato uno specchietto riassuntivo di tutti i tipi di cicli di carico, dei rispettivi diagrammi, rapporti R e tensioni σ_{max} , σ_{min} , σ_{media} .

Tabella 2
Caratteristiche dei diversi tipi di cicli di carico.

Tipi di ciclo	Diagramma	Rapporto R	σ_{max} , σ_{min} , σ_{media}
alterno simmetrico		$\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = -1$	$\sigma_{max} > 0$; $\sigma_{min} < 0$ $\sigma_{max} = -\sigma_{min}$ $\sigma_{media} = 0$
alterno asimmetrico		$-1 < \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} < 0$	$\sigma_{max} > 0$; $\sigma_{min} < 0$ $\sigma_{max} > \sigma_{min} $
alterno asimmetrico		$\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} < -1$	$\sigma_{max} > 0$; $\sigma_{min} < 0$ $\sigma_{max} < \sigma_{min} $
pulsante dallo zero		$\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = 0$	$\sigma_{max} > 0$; $\sigma_{min} = 0$ $\sigma_{media} > 0$
pulsante dallo zero		$\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = -\infty$	$\sigma_{max} = 0$; $\sigma_{min} < 0$ $\sigma_{media} < 0$
pulsante		$0 < \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} < 1$	$\sigma_{max} > 0$; $\sigma_{min} > 0$ $\sigma_{media} \neq 0$
pulsante		$\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} > 1$	$\sigma_{max} < 0$; $\sigma_{min} < 0$ $\sigma_{media} \neq 0$



August Wöhler
(1819-1914).

3.4 Curve di Wöhler

3.4.1 Generalità

Tra i grafici che rappresentano i risultati delle prove di resistenza a fatica i più importanti sono i *diagrammi* (o *curve*) di *Wöhler*. Ogni curva di Wöhler è tracciata per un assegnato valore della tensione media, ovvero con $\sigma_{media} = \text{cost}$. In ascissa è riportata la *vita a fatica*, ovvero il numero di cicli N_{cicli} che un provino, se è sottoposto a una certa tensione alternata di ampiezza σ_a , può sopportare prima della rottura. In ordinata, l'ampiezza della tensione alternata σ_a . La tensione massima σ_{max} raggiunta prima della rottura, vale:

$$\sigma_{max} = \sigma_{media} + \sigma_a$$

Dato che per ogni curva di Wöhler la σ_{media} resta costante, la σ_{max} varia al variare unicamente dell'ampiezza della tensione alternata σ_a applicata. Le prove sperimentali effettuate per la determinazione delle curve di Wöhler sono a flessione rotante, sollecitazione tipica di un assale ferroviario.

Approfondimento

Conduzione di una prova a flessione rotante

Una generica prova a flessione rotante consiste nel sottoporre un provino, posto in rotazione, a un carico che lo costringe a inflettersi. Di conseguenza ogni punto del provino è sottoposto alternativamente a sollecitazioni di trazione e compressione, ovvero a una sollecitazione flessionale alternata (*flessione rotante*) avente σ_{media} nulla.

In **Figura 9** è rappresentata la *macchina di Moore* per le prove a flessione rotante.

In **Figura 10**, oltre allo schema della suddetta macchina, sono tracciati l'andamento della tensione al variare del tempo di un generico punto P posto sulla periferia della zona centrale del provino e il diagramma del momento flettente.

In **Figura 11** sono rappresentati i provini della prova a fatica rotante.




Figura 9
Macchina di Moore per la prova a fatica a flessione rotante.

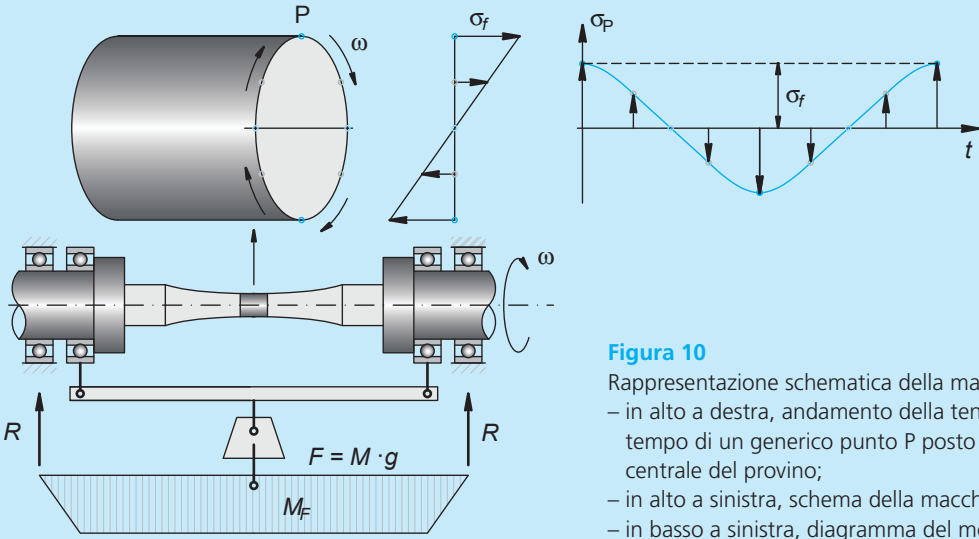


Figura 10
Rappresentazione schematica della macchina di Moore:
– in alto a destra, andamento della tensione al variare del tempo di un generico punto P posto sulla periferia della zona centrale del provino;
– in alto a sinistra, schema della macchina;
– in basso a sinistra, diagramma del momento flettente.

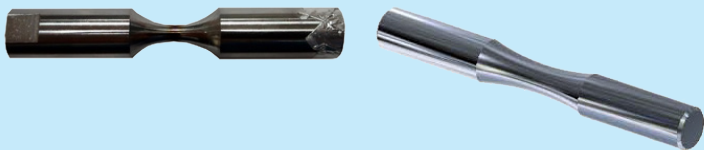


Figura 11
Provini della prova a fatica rotante.

Nel caso specifico dei diagrammi di Wöhler, supponiamo di sottoporre un provino a un carico variabile con tensione massima $\sigma_{\max 1}$, dove:

$$\sigma_{\max 1} = \sigma_{\text{media}} + \sigma_{a1}$$

Per ipotesi, $\sigma_{\max 1}$ è inferiore alla tensione di snervamento R_{eL} . Ci accorgiamo che, dopo aver effettuato un certo numero di cicli $N_{1 \text{ cicli}}$ il provino si rompe. Successivamente ripetiamo la prova su un altro provino e lo sottoponiamo a un carico

$$\sigma_{\max 2} = \sigma_{\text{media}} + \sigma_{a2}$$

con:

$$\sigma_{a2} < \sigma_{a1}$$

inferiore, quindi, al precedente, a parità di tensione media.

La rottura di questo secondo provino avviene dopo un numero di cicli $N_{2 \text{ cicli}}$ superiore a $N_{1 \text{ cicli}}$.

Se continuiamo a effettuare prove con questa stessa metodologia, ci accorgiamo che, man mano che σ_{\max} diminuisce, in quanto diminuisce σ_a , il numero di cicli a cui il provino resiste senza rompersi aumenta. A un certo punto si raggiunge un valore di tensione al di sotto del quale il provino non si rompe più. Questa sollecitazione è assunta come *limite di rottura per fatica* $\sigma_{\text{lim fatica}}$.

Generalmente nei diagrammi di Wöhler, a causa dei valori estremamente alti che possono essere raggiunti dai numeri di cicli, l'asse delle ascisse, che riporta per l'appunto il numero di cicli N_{cicli} , è in scala logaritmica (Figura 12). Spesso il diagramma è in scala doppiamente logaritmica (Figura 13).

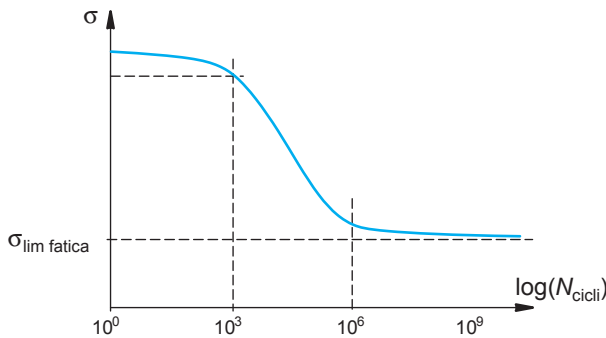


Figura 12

Diagramma di Wöhler in cui l'asse delle ascisse è in scala logaritmica.

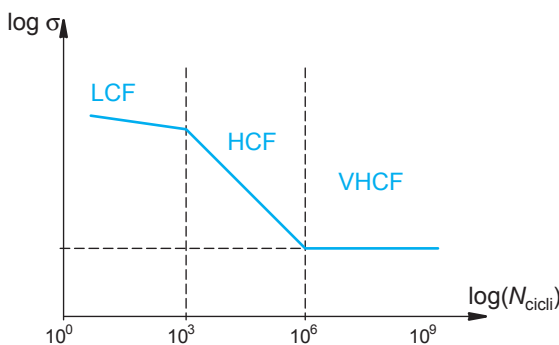


Figura 13

Diagramma di Wöhler in scala doppiamente logaritmica.

3.4.2 Descrizione del diagramma di Wöhler

Il diagramma di Wöhler può pensarsi suddiviso in tre parti (Figura 13):

- zona della fatica oligociclica o LCF;
- zona ad alto numero di cicli o HCF o di resistenza a termine;
- zona ad altissimo numero di cicli o VHCF o di resistenza illimitata.

Zona della fatica oligociclica o della fatica a basso numero di cicli o LCF (*Low Cycle Fatigue*)

Il termine oligociclica deriva dal greco *oligos*, che significa “poco”, per cui *fatica oligociclica* significa *fatica a basso numero di cicli*. La sollecitazione di fatica conduce il materiale alla rottura dopo un numero ridotto di cicli. In questa prima zona del grafico la curva di Wöhler risulta poco inclinata in quanto la resistenza a fatica diminuisce lentamente all’aumentare di N_{cicli} . I valori della tensione massima sono superiori al carico di snervamento del materiale; il materiale perciò plasticizza in modo macroscopico e di conseguenza la vita del componente meccanico risulta notevolmente ridotta.

Zona della fatica ad alto numero di cicli o HCF (*High Cycle Fatigue*) o di resistenza a termine

Oltre i 10^3 cicli si entra nella zona della *fatica ad alto numero di cicli*. Questa zona viene chiamata anche *zona di resistenza a termine* in quanto nel dimensionamento del particolare meccanico si prevedono tensioni ammissibili che possono determinarne la rottura solo dopo un determinato numero $N_{\text{cicli } f}$ di cicli. Ovviamente in questo caso si prevede la sostituzione del componente prima del raggiungimento del numero di cicli $N_{\text{cicli } f}$, oppure che il particolare meccanico progettato a termine non sarà mai sottoposto a un numero di cicli superiore a quello corrispondente alla rottura.

In questa zona la curva di Wöhler è notevolmente inclinata in quanto la resistenza a fatica diminuisce rapidamente all’aumentare di N_{cicli} .

Zona della fatica ad altissimo numero di cicli o VHCF (*Very High Cycle Fatigue*) o di resistenza illimitata

In corrispondenza di 10^6 cicli, se il materiale è una lega ferrosa la curva di Wöhler diviene quasi orizzontale e si approssima pressoché asintoticamente al *limite di fatica* $\sigma_{\text{lim fatica}}$; quest’ultimo rappresenta il valore della tensione massima al di sotto del quale il materiale non si rompe per fatica anche se viene sottoposto a un numero molto alto di cicli fissato convenzionalmente; teoricamente, a un numero infinito di cicli.

In realtà il limite di fatica non è veramente tale in quanto, se si applicano ad esempio 10^9 cicli, si hanno ancora rotture per fatica. D’altra parte, numeri di cicli così elevati vengono raggiunti nel corso della loro intera vita solo da particolari componenti meccanici (assali ferroviari, alberi di turbina, elementi elastici nell’orologeria ecc.).

Osservazioni sulle curve di Wöhler

1. Dalle prove che si conducono per il tracciamento delle curve di Wöhler si possono ricavare, sul fenomeno della fatica, le seguenti conclusioni:

- se su una struttura si applica una sollecitazione ripetuta, con successive alternanze di carico e scarico (sollecitazione alternata), la rottura nel materiale avviene per valori delle tensioni inferiori a quelli statici;
- l’innescò della rottura per fatica dipende sostanzialmente dall’ampiezza della tensione alternata σ_a ;
- se si applicano carichi aventi valore medio crescente, a parità di ampiezza della tensione alternata σ_a , il numero di cicli necessari per la rottura diminuisce.

2. Nella conduzione delle prove si assiste a un’inevitabile dispersione dei risultati. Infatti se sottoponiamo più provini a uno stesso carico, cioè con una stessa

σ_a , dato che la σ_{media} è mantenuta costante per ogni curva di Wöhler, verifichiamo che essi non si rompono dopo lo stesso numero di cicli (Figura 14).

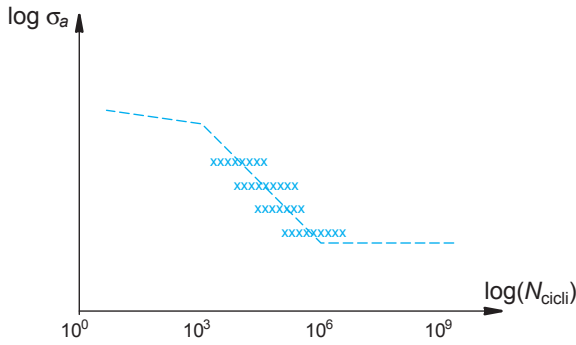


Figura 14

Questa dispersione dei risultati ha l'andamento tipico di una distribuzione gaussiana.

Approfondimento

La distribuzione normale o di Gauss

Le caratteristiche principali della curva delle frequenze della *distribuzione normale* o *di Gauss* sono le seguenti (Figura 15):

- la curva ha una forma caratteristica, simile a quella di una campana;
- il valore medio delle frequenze si trova esattamente al centro della distribuzione e la curva è simmetrica rispetto ad esso;
- la maggior parte dei valori rilevati si concentra attorno al valore medio.

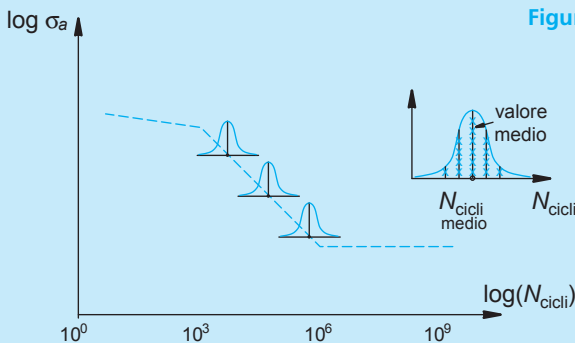


Figura 15

Determinazione del numero di cicli di un generico punto P del diagramma di Wöhler

A causa di questa dispersione dei risultati, per determinare il valore del numero di cicli $N_{cicli\ P}$ di un generico punto P del diagramma, le prove vengono ripetute un certo numero di volte su numerosi provini caricati tutti con la stessa tensione massima $\sigma_{max\ P}$. Questa tensione, mantenuta costante per tutto il gruppo di prove, vale:

$$\sigma_{max\ P} = \sigma_{media} + \sigma_{aP}$$

dove σ_{aP} è la tensione alternata relativa al punto P.

Il valore che si assume come ascissa del generico punto P della curva di Wöhler è il valore medio $N_{cicli\ medio\ P}$ della distribuzione gaussiana dei numeri di cicli effettuati nel corso di questo gruppo di prove. Implicitamente si esclude quindi con la probabilità del 50% il verificarsi della rottura per un numero di cicli inferiore al valore medio $N_{cicli\ medio\ P}$ di ciascun gruppo di prove.

3.4.3 Diagrammi di Goodman-Smith, di Moore-Kommer-Jasper e di Haigh-Soderberg

Ogni curva di Wöhler è ottenuta sulla base di cicli di sollecitazioni di un solo tipo: ad esempio, le curve di Wöhler rappresentate nelle Figure 12 e 13 sono ottenute con sollecitazioni alterne simmetriche. Per avere informazioni più complete sul comportamento a fatica di un materiale si devono perciò assoggettare i provini a cicli di carico di diversi tipi. Se per un dato materiale si hanno a disposizione varie curve di Wöhler, ciascuna per ogni tipo di sollecitazione pulsante, si possono tracciare diagrammi riassuntivi come quelli di *Goodman-Smith*, di *Moore-Kommer-Jasper* o di *Haigh-Soderberg*.

Diagramma di Goodman-Smith

Il *diagramma di Goodman-Smith* (Figura 16) riporta:

- in ascisse: la tensione media σ_{media} dei cicli di sollecitazione;
- in ordinate: le tensioni estreme massima σ_{max} e minima σ_{min} riferite alla bisettrice del primo e del terzo quadrante, cioè a una retta inclinata di 45° e passante per l'origine degli assi.

Questo diagramma definisce il comportamento a fatica di un materiale in base a un prefissato numero di cicli e per ogni tipo di ciclo di carico. I punti interni al diagramma corrispondono a condizioni di non rottura per fatica. Il diagramma consente di risalire, per una qualunque σ_{media} , ovvero per una qualunque ascissa, ai corrispondenti valori delle tensioni estreme massima σ_{max} e minima σ_{min} di ogni tipo di sollecitazione ciclica.

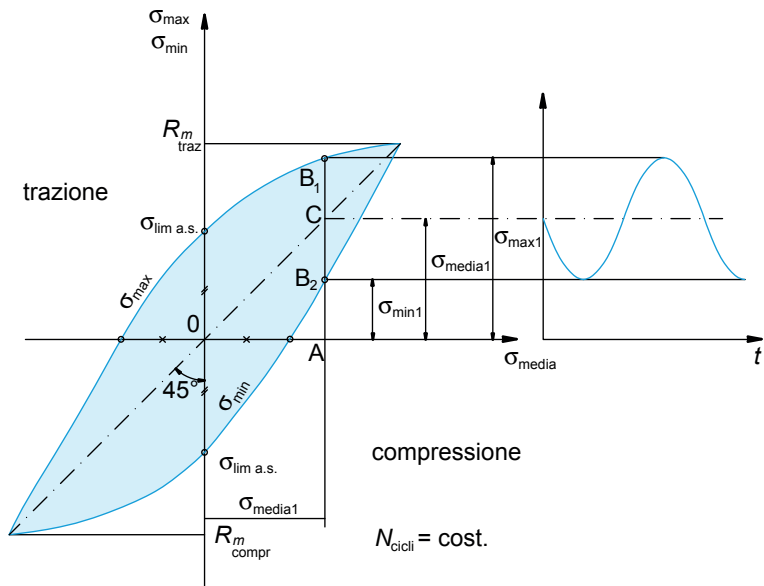
Così ad esempio al punto A di figura, caratterizzato da una certa σ_{media1} , ovvero avente per ascissa σ_{media1} , corrispondono sul diagramma i punti B_1 e B_2 aventi ordinate rispettivamente σ_{max1} e σ_{min1} . A sua volta il punto C, punto medio del segmento B_1B_2 , rappresenta anch'esso la tensione media σ_{media1} , dato che è:

$$\sigma_{media1} = \frac{\sigma_{max1} + \sigma_{min1}}{2}$$

Il punto C appartiene alla retta inclinata di 45° , bisettrice del primo e del terzo quadrante.

In figura, a fianco del diagramma di Goodman-Smith, è riportato il ciclo pulsante individuato dal punto A mediante la sua ascissa σ_{media1} .

Figura 16
Diagramma di Goodman-Smith.



Approfondimento

Costruzione approssimata di un diagramma di Goodman-Smith per materiali duttili

Ipotizziamo di essere a conoscenza solamente dei dati espressi dalla curva di Wöhler relativa a cicli di sollecitazione alterna simmetrica di un comune acciaio da costruzione. Sono perciò noti i valori:

- della tensione massima alternata simmetrica $\sigma_{\max \text{ a.s.}}$ e della tensione minima alternata simmetrica $\sigma_{\min \text{ a.s.}}$;
- della resistenza statica a trazione R_m ;
- della resistenza allo snervamento R_{eL} .

In base ai suddetti valori, la costruzione approssimata di un diagramma di Goodman-Smith procede secondo le seguenti modalità:

1. Assumiamo un riferimento cartesiano ortogonale avente in ascissa le tensioni medie σ_{media} e in ordinata le tensioni massime σ_{\max} e minime σ_{\min} (Figura 17).
2. Fissiamo sul semiasse positivo delle ordinate i punti:
 - A_1 avente per ordinata il valore del carico unitario di rottura statica a trazione R_m ;
 - B_1 avente per ordinata il valore del carico unitario di snervamento R_{eL} .
3. Tracciamo la bisettrice del primo e del terzo quadrante e determiniamo i punti C_1 e D_1 , intersezioni della bisettrice con le rette orizzontali passanti rispettivamente per A_1 e B_1 .
4. Fissiamo sull'asse delle ordinate i punti E_1 ed E_2 aventi ordinate rispettivamente $\sigma_{\max \text{ a.s.}}$ e $\sigma_{\min \text{ a.s.}}$, ovvero le tensioni massima e minima del ciclo alterno simmetrico.
5. Congiungiamo C_1 con E_1 e con E_2 ; determiniamo così i punti:
 - F_1 , intersezione della retta C_1E_1 con la retta orizzontale passante per B_1 ;
 - G_1 , intersezione della retta C_1E_2 con l'asse delle ascisse.
6. Da F_1 tracciamo una retta verticale; indichiamo con H_1 l'intersezione di questa retta con la retta C_1E_2 .
7. Tracciamo il segmento D_1H_1 . Il poligono $E_1F_1D_1H_1E_2$ rappresenta il diagramma di Goodman-Smith semplificato, a trazione, per l'acciaio preso in esame.

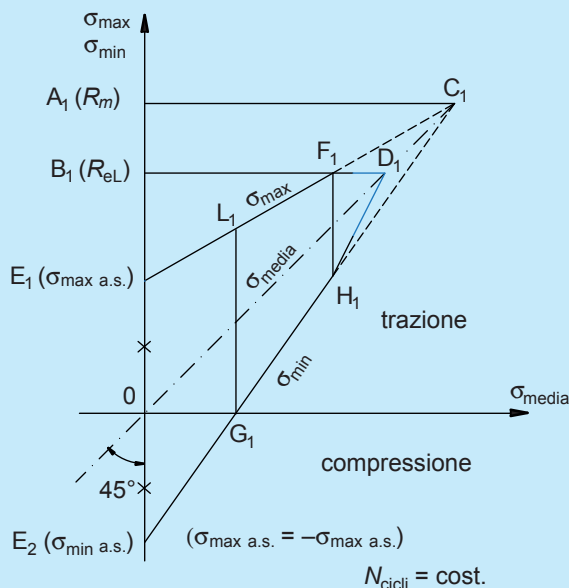


Figura 17

Diagramma di Goodman-Smith semplificato, a trazione, per materiali duttili.

Per quanto riguarda la compressione, se il comportamento del materiale è lo stesso sia a trazione sia a compressione, la costruzione del diagramma di Goodman-Smith semplificato viene tracciata anche nel terzo quadrante e con le stesse modalità con cui si è eseguita la costruzione del diagramma di Figura 17. Il diagramma che si ottiene (Figura 18) è pertanto comprensivo sia della trazione sia della compressione.

I diagrammi tracciati per cicli di fatica a trazione, a flessione e a torsione sono molto simili tra di loro. In Figura 19 sono rappresentati i diagrammi di Goodman-Smith semplificati, relativi a un acciaio da costruzione, tracciati per cicli di fatica a trazione, a flessione e a torsione. In questa figura si osserva che i limiti di fatica a torsione sono più ridotti sia rispetto a quelli a trazione-compressione, sia rispetto a quelli a flessione.

Figura 18

Diagramma di Goodman-Smith semplificato, a trazione e compressione, per materiali duttili.

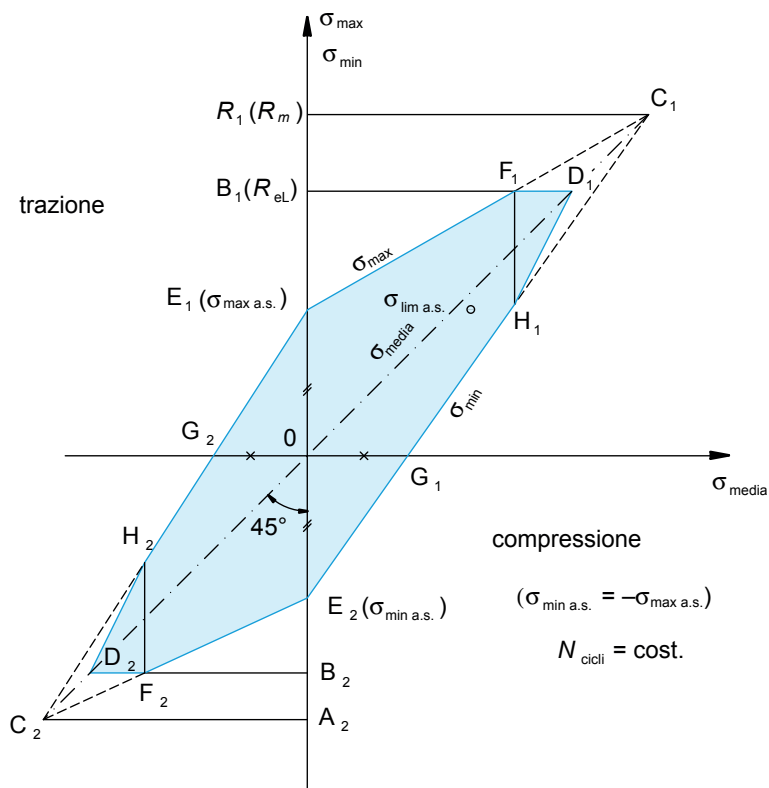
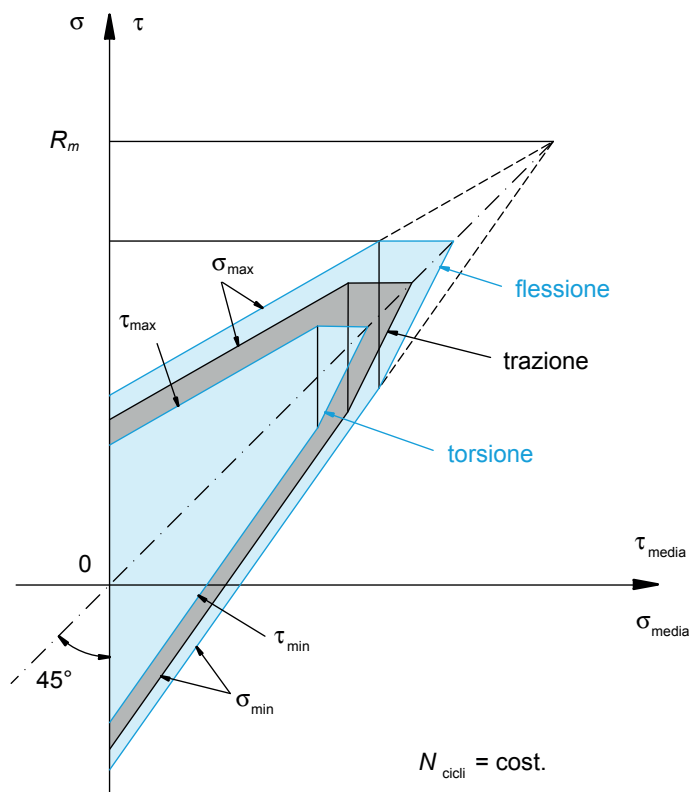


Figura 19

Confronto tra i diagrammi di Goodman-Smith per cicli di fatica a trazione, a flessione e a torsione.



Osservazioni sul diagramma di Goodman-Smith

Con riferimento alla Figura 17 si osserva che:

1. al crescere della tensione media σ_{media} , a parità di numero di cicli N_{cicli} diminuisce il valore dell'ampiezza della tensione alternata;
2. la tensione media σ_{media} può assumere al limite, come valore massimo, il valore del carico unitario di snervamento R_{eL} ;

3. il segmento E_1E_2 rappresenta il limite di resistenza a fatica alterna simmetrica;
4. il segmento L_1G_1 rappresenta il limite di resistenza a fatica pulsante dallo zero.

Con riferimento alla **Figura 20** si osserva che:

5. il contorno del diagramma rappresenta le tensioni limite massima e minima, a fatica, relative a un determinato numero di cicli N''_{cicli} . Per numeri di cicli inferiori, ad esempio per:

$$N''_{cicli} < N'_{cicli}$$

si deducono altri diagrammi che, anche se conservano gli stessi valori di R_m e R_{eL} , hanno limiti di resistenza a fatica proporzionalmente maggiori. È facile osservare infatti che il segmento $E''_1E''_2$ del diagramma relativo a N''_{cicli} ha lunghezza maggiore del corrispondente segmento $E'_1E'_2$ appartenente al diagramma relativo a N'_{cicli} .

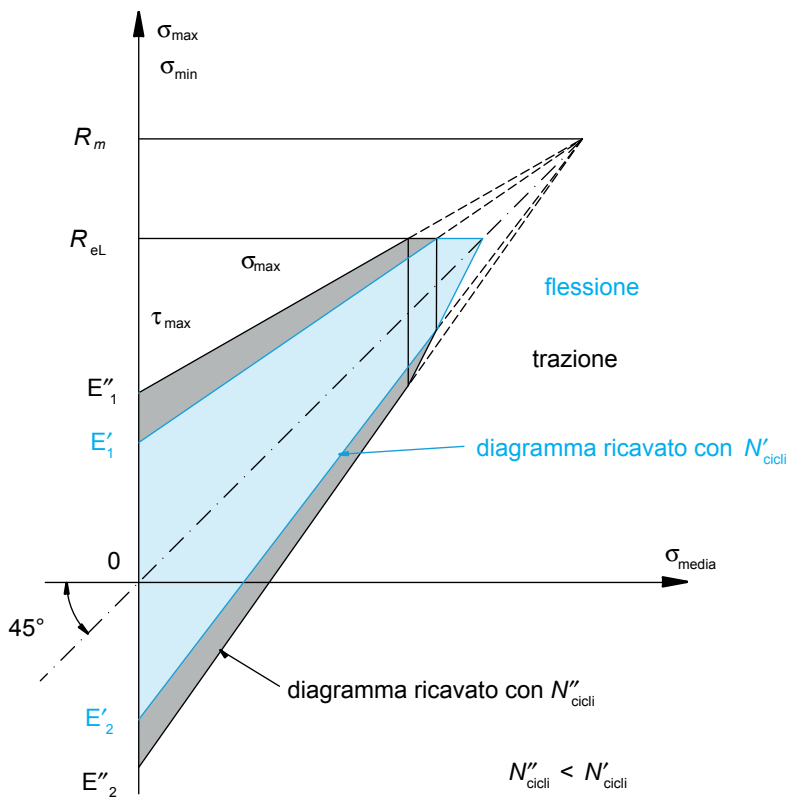


Figura 20

Diagrammi di Goodman-Smith ricavati per diversi numeri di cicli $N''_{cicli} < N'_{cicli}$.

Diagrammi di Moore-Kommer-Jasper

I *diagrammi di Moore-Kommer-Jasper* riportano in ascissa il rapporto di fatica R , ovvero il rapporto $\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$, e in ordinate la tensione limite massima σ_{max} per

il numero di cicli considerato. I diagrammi sono tracciati a resistenza a fatica costante e per N_{cicli} che valgono 10^5 , $6 \cdot 10^5$ e $20 \cdot 10^5$. Ogni curva di Moore-Kommer-Jasper si riferisce a un determinato dettaglio strutturale. In **Figura 21** si è riportato un esempio di tali curve.

I punti che corrispondono a condizioni di non rottura per fatica sono quelli posti al di sotto della curva limite.

Dai diagrammi di Moore-Kommer-Jasper, come pure dai diagrammi di Wöhler e di Goodman-Smith, si giunge alla conclusione che i cicli più pericolosi sono quelli a rapporto di fatica ridotto, in particolare quelli con $R = -1$, corrispondenti alle sollecitazioni alternate simmetriche.

Figura 21
Diagramma di Moore-Kommer-Jasper.

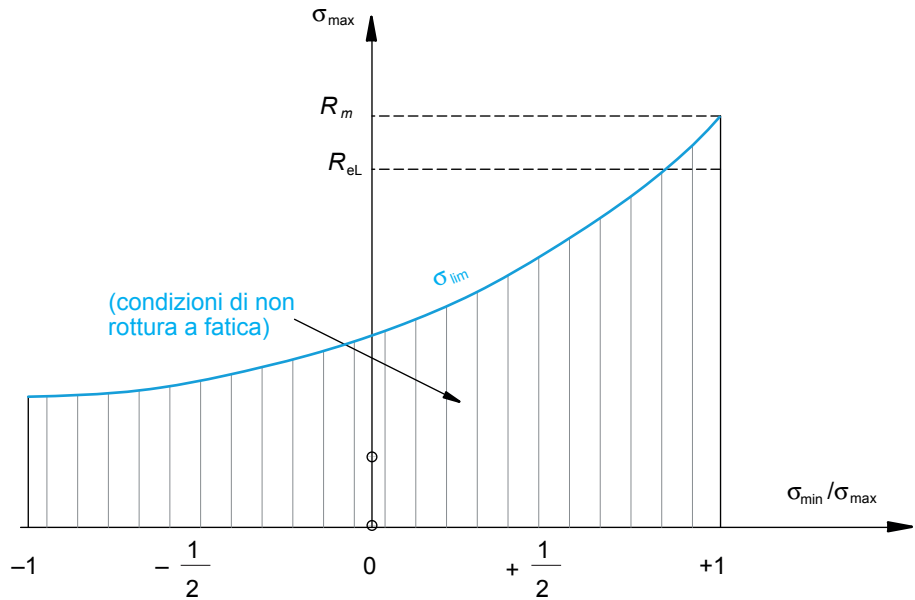
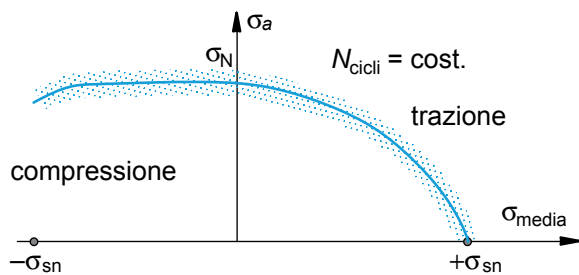


Diagramma di Haigh-Soderberg

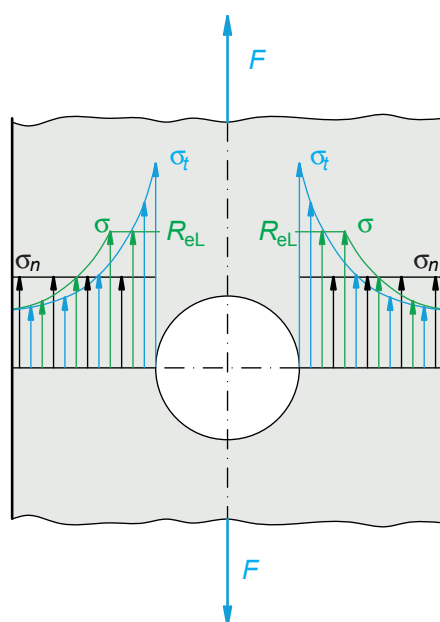
Per lo studio della resistenza a fatica è utilizzato anche il *diagramma di Haigh-Soderberg* (Figura 22). Questo diagramma riporta in ascissa la tensione media σ_{media} e in ordinata la tensione alternata σ_a , per un fissato numero di cicli di vita $N_{cicli\ f}$. I dati riportati nella figura rappresentano una serie di prove effettuate con sollecitazioni cicliche, al variare della tensione media non nulla, di trazione o di compressione. Come si può notare, la tensione alternata σ_a diminuisce all'aumentare della tensione media di trazione. Quando la tensione media è di compressione, la σ_a resta costante per un ampio campo di σ_{media} prima di diminuire. I dati si riferiscono a un particolare numero di cicli $N_{cicli\ f}$, uguale per tutte le prove, al quale è immediatamente seguita la rottura.

Figura 22
Diagramma di Haigh-Soderberg.



3.5 L'effetto d'intaglio

Prendiamo in considerazione un organo di macchina avente discontinuità di forma; sono discontinuità di forma le brusche variazioni di sezione, gli intagli, i fori, le cave, le gole di scarico o altre analoghe singolarità geometriche. Per *effetto d'intaglio* si intende il fenomeno per cui, se sottoponiamo a sollecitazioni un elemento con discontinuità geometriche, la distribuzione delle tensioni presenta, in corrispondenza della sezione interessata da tali discontinuità (*sezione critica*), aumenti localizzati anche di notevole intensità (*picchi di tensione*) (Figura 23).

**Figura 23**

Rappresentazione delle distribuzioni teorica e reale delle tensioni in corrispondenza della sezione indebolita di una piastra forata.

Legenda:

σ_n = tensione calcolata nella sezione critica nell'ipotesi di assenza d'intaglio (*tensione nominale*);
 σ_t = *tensione teorica*; il picco di tensione dovuto all'effetto d'intaglio supera il carico unitario di snervamento R_{eL} ;
 σ = *tensione reale* il cui andamento si differenzia da quello della tensione teorica a causa del superamento del carico unitario di snervamento R_{eL} da parte del picco di tensione dovuto all'effetto d'intaglio.

Note sull'effetto d'intaglio

1. La distribuzione della tensione nominale in corrispondenza della sezione critica è considerata uniforme.
2. Nell'ipotesi di operare nel campo elastoplastico, la tensione prodotta per effetto d'intaglio non può superare il carico unitario di snervamento R_{eL} . Se ciò avviene, come accade per le tensioni teoriche σ_t dello schema di Figura 23, la tensione massima agente sul componente diviene uguale a R_{eL} e la distribuzione delle tensioni reali σ diventa differente da quella delle tensioni teoriche σ_t . In questo caso, infatti, la parte di picco di tensione teorica che oltrepassa R_{eL} si ridistribuisce sulle zone adiacenti (*ridistribuzione delle tensioni*); di conseguenza la distribuzione delle tensioni reali assume la configurazione rappresentata nello schema citato.
3. Comunque, sia nel caso di $\sigma_t < R_{eL}$, sia nel caso di $\sigma_t > R_{eL}$, la risultante delle tensioni interne deve restare sempre la stessa per equilibrare il carico esterno. In altre parole, l'area occupata da ciascuno dei grafici delle distribuzioni delle tensioni σ_n , σ_t e σ resta costante.

3.5.1 Il fattore di forma

Indichiamo con:

– σ_n la tensione calcolata nella sezione critica nell'ipotesi di assenza d'intaglio (*tensione nominale*)

e con:

– $\sigma_{f \max}$ la sovratensione massima dovuta all'effetto d'intaglio, rilevabile nella stessa sezione.

Si definisce *fattore di forma* (o *coefficiente d'intaglio* o *fattore di concentrazione delle tensioni* – *Stress Concentration Factor*) K_t il rapporto tra $\sigma_{f \max}$ e σ_n ovvero:

$$K_t = \frac{\sigma_{f \max}}{\sigma_n}$$

da cui:

$$\sigma_{f \max} = K_t \cdot \sigma_n$$

K_t è un coefficiente numerico maggiore di 1 che dipende sostanzialmente:

- dalla forma dell'intaglio;
- dal tipo di sollecitazione;
- dalla geometria del componente.

Un'analogia espressione si ha nel caso di tensioni tangenziali, ovvero:

$$K_t = \frac{\tau_{f \max}}{\tau_n}$$

da cui:

$$\tau_{f \max} = K_t \cdot \tau_n$$

Sui manuali tecnici sono riportati grafici relativi al valore di K_t per le diverse condizioni di sollecitazione cui possono essere sottoposti particolari meccanici che presentano le singolarità di forma di cui s'è parlato in precedenza.

Nelle **Figura 24** e **25** sono riportati, a titolo d'esempio, i diagrammi del fattore d'intaglio teorico K_t per alberi con cava per chiavetta soggetti rispettivamente a flessione e a torsione, in funzione del rapporto r/D , dove r è il raggio minimo rilevabile nell'intaglio e D il diametro dell'albero.

Figura 24
Fattore d'intaglio teorico K_t per alberi con cava per chiavetta soggetti a flessione.

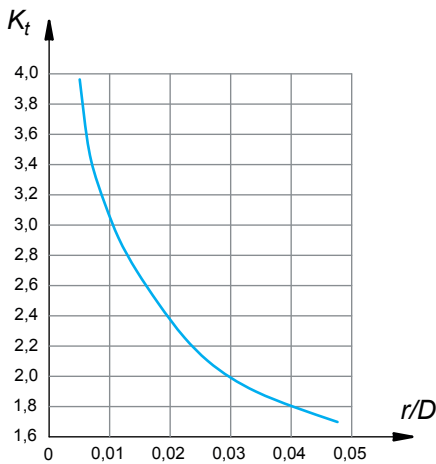
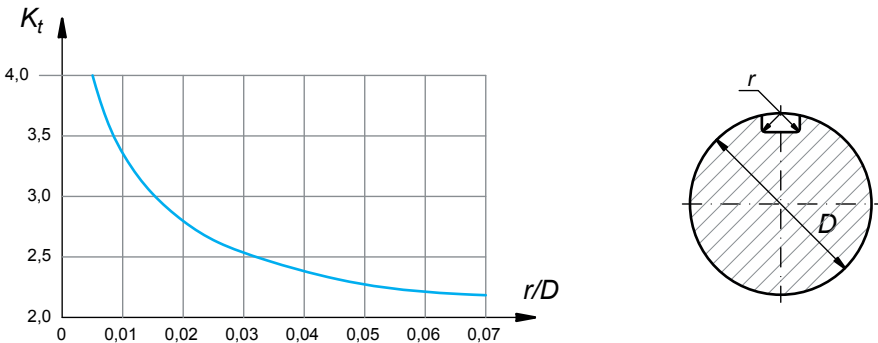


Figura 25
Fattore d'intaglio teorico K_t per alberi con cava per chiavetta soggetti a torsione.



Nelle **Figura 26a, b, c** sono riportati i diagrammi di K_t (*diagrammi di Peterson*) per un'asta di sezione circolare, con due diametri, sottoposta rispettivamente a sforzo assiale, flessione, torsione.

I materiali utilizzati in impieghi strutturali sono in generale materiali duttili. Essi pertanto, nei punti dove si ha un picco di sollecitazione, sono soggetti a deformarsi plasticamente; in tal modo il valore delle tensioni diminuisce in quanto

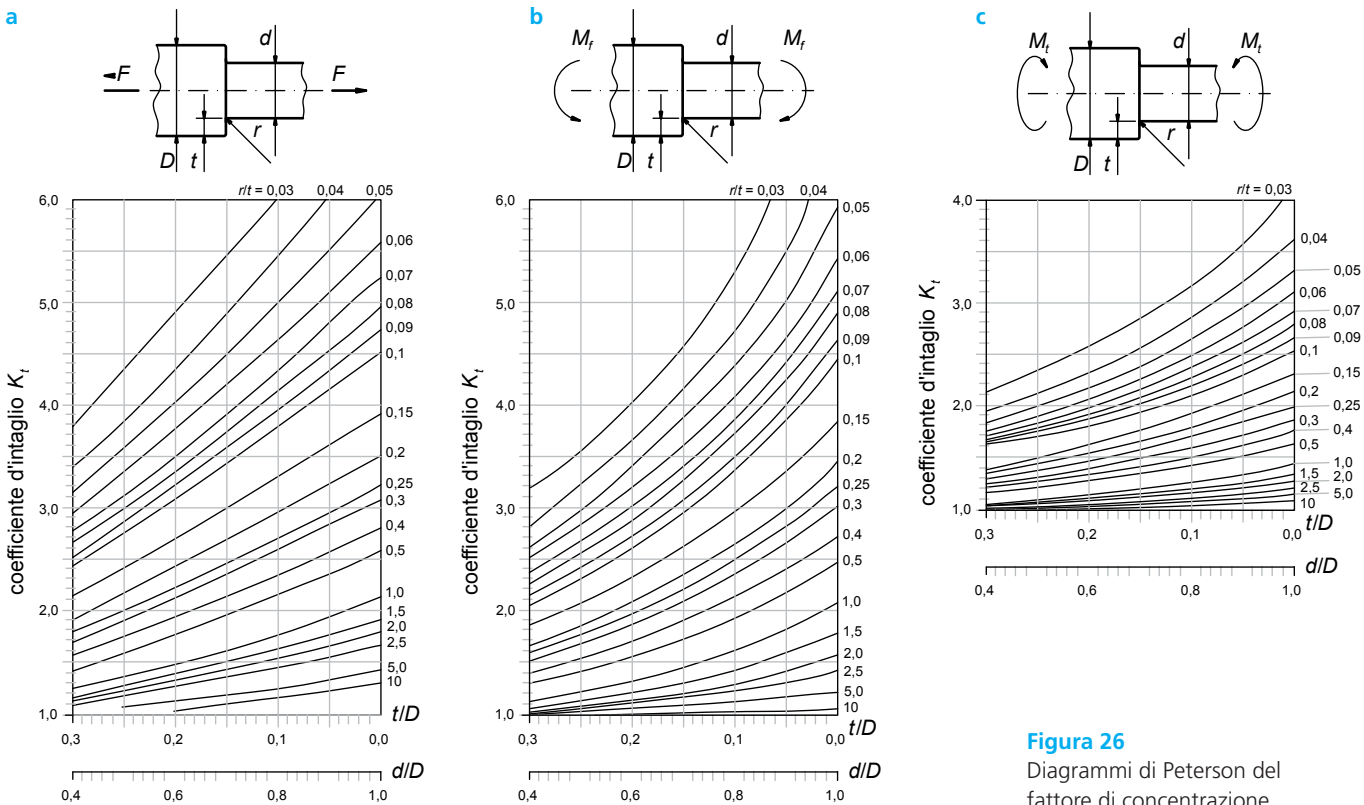


Figura 26
Diagrammi di Peterson del
fattore di concentrazione
delle tensioni K_t per
un'asta di sezione
circolare, con due diametri,
sottoposta a:

- a** sforzo assiale;
- b** flessione;
- c** torsione.

esse si ripartiscono su più ampie zone di materiale. Di conseguenza in questi casi è opportuno sostituire il fattore d'intaglio K_t con un fattore di entità minore, il cosiddetto *fattore di riduzione di resistenza a fatica* K_f , definito come il rapporto tra la resistenza a fatica di una provetta priva di intaglio (σ_{lim} o τ_{lim}) e quella di una provetta intagliata ($\sigma_{lim \text{ intaglio}}$ o $\tau_{lim \text{ intaglio}}$). Di conseguenza risulta anche:

$$\sigma_{lim \text{ intaglio}} = \frac{\sigma_{lim}}{K_f} \quad \left(\text{o: } \tau_{lim \text{ intaglio}} = \frac{\tau_{lim}}{K_f} \right)$$

Per resistenza a fatica (σ_{lim} o τ_{lim}) si intende il valore che assume il carico di rottura (o *carico limite di fatica*) di un provino sottoposto a sollecitazioni alterne simmetriche per almeno 10^7 cicli di carico (**Tabella 3**).

Tipo d'acciaio	σ_{lim} [N/mm ²]	R_m [N/mm ²]
Acciaio da cementazione UNI EN ISO 683-1:2018-C 15	215 ÷ 245	430 ÷ 450
Acciai da bonifica UNI EN ISO 683-1:2018		
– C 35 bonificato	390	690
– C 45 bonificato	300	650
– C 45 normalizzato	220	590
– C 60	370	780
Acciai legati bonificati UNI EN ISO 683-2:2018		
– 70 Si 7	570	1290
– 34 Cr 4	160	650

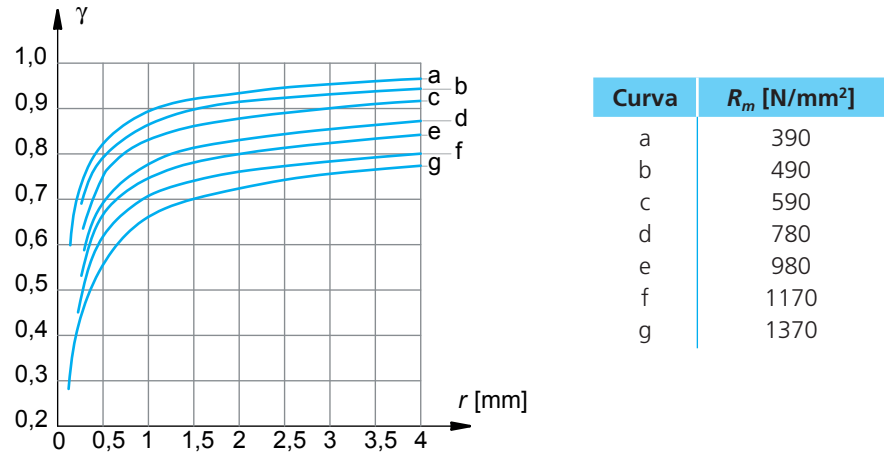
Tabella 3
Valori del carico limite di
fatica σ_{lim} per sollecitazioni
alterne simmetriche per
alcuni acciai e relativa
resistenza a trazione R_m .

I valori di K_f sono ricavabili dall'espressione:

$$K_f = 1 + \gamma \cdot (K_t - 1)$$

dove γ (*fattore di sensibilità all'effetto d'intaglio*) è definito come il rapporto tra l'aumento effettivo e quello teorico della tensione massima rispetto a quella nominale. Tale fattore è pressoché nullo per le ghise, assai ridotto per gli acciai ricotti, più elevato per gli acciai temprati e rinvenuti e aumenta all'aumentare del raggio minimo r rilevabile nell'intaglio (Figura 27).

Figura 27
Diagramma del fattore di sensibilità all'effetto d'intaglio γ in funzione del raggio minimo rilevabile nell'intaglio, per alcuni tipi di acciai.



ESERCIZI SVOLTI

Argomenti:

A1 Effetto d'intaglio - Verifica a torsione

A2 Effetto d'intaglio - Verifica a flessione

A1 Esercizio 1

Un albero in acciaio con carico unitario di rottura $R_m = 450 \text{ N/mm}^2$ trasmette una potenza $P = 20 \text{ kW}$ al regime di 400 giri/min; verificarne la resistenza a torsione in corrispondenza della sezione comprendente la cava per la linguetta (Figura 28).

Considerare l'effetto d'intaglio e ipotizzare trascurabile la sollecitazione di flessione.

SOLUZIONE

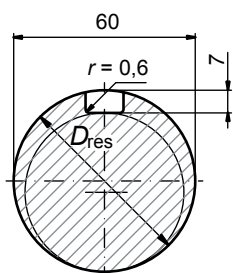


Figura 28

Albero con cava per linguetta UNI 6604 – A – 18×11×160;
 D_{res} = diametro della sezione resistente.

Il momento M_t che l'albero deve trasmettere, vale:

$$M_t = 9549,3 \cdot \frac{P \text{ (kW)}}{n \text{ (giri/min)}} = 9549,3 \cdot \frac{20 \text{ kW}}{400 \text{ giri/min}} \approx 477,465 \text{ N} \cdot \text{m} \approx 477465 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Il modulo di resistenza a torsione W_t di una sezione circolare è esprimibile con la relazione:

$$W_t = \frac{\pi \cdot D_{\text{res}}^3}{16}$$

Dato che il diametro della sezione resistente D_{res} vale:

$$D_{\text{res}} = (60 - 7) \text{ mm} = 53 \text{ mm}$$

risulta:

$$W_t = \frac{\pi \cdot (53 \text{ mm})^3}{16} \approx 29\,232 \text{ mm}^3$$

Pertanto è:

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} = \frac{477\,465 \text{ N} \cdot \text{mm}}{29\,232 \text{ mm}^3} \approx 16,34 \text{ N/mm}^2$$

Dato che è: $r = 0,6 \text{ mm}$, è anche: $\frac{r}{D} = \frac{0,6 \text{ mm}}{60 \text{ mm}} = 0,01$

Dal grafico di Figura 25 si ricava, in corrispondenza di $\frac{r}{D} = 0,01$, il valore $K_t \approx 3,3$.

D'altra parte, dalla tabella di Figura 27 si può desumere che, per un acciaio avente resistenza a trazione $R_m = 450 \text{ N/mm}^2$, in corrispondenza di $r = 0,6 \text{ mm}$ è:

$$\gamma \approx 0,62$$

È così possibile calcolare il fattore di riduzione di resistenza a fatica K_f che vale:

$$K_f = 1 + \gamma \cdot (K_t - 1) = 1 + 0,62 \cdot (3,3 - 1) = 2,426$$

Con la relazione:

$$\tau_{\text{lim intaglio}} = \frac{\tau_{\text{lim}}}{K_f}$$

si risale al valore della resistenza a fatica del materiale $\tau_{\text{lim intaglio}}$, tenuto conto dell'effetto d'intaglio.

Per quanto riguarda τ_{lim} , secondo il criterio di Hencky-Huber-Von Mises è ricavabile dall'espressione:

$$\tau_{\text{lim}} = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sqrt{3}}$$

Dalla Tabella 3, per un acciaio avente $R_m = 450 \text{ N/mm}^2$, si rileva il valore $\sigma_{\text{lim}} = 245 \text{ N/mm}^2$.

Risulta quindi:

$$\tau_{\text{lim}} = \frac{245 \text{ N/mm}^2}{\sqrt{3}} \approx 141,45 \text{ N/mm}^2$$

Si ha infine:

$$\tau_{\text{lim intaglio}} = \frac{141,45 \text{ N/mm}^2}{2,426} \approx 58,31 \text{ N/mm}^2$$

Quest'ultimo valore rappresenta il carico limite, con effetto d'intaglio, del materiale dell'albero. Se si adotta un coefficiente di sicurezza, calcolato rispetto alla rottura: $k_m = 3$, resta determinato un carico unitario di sicurezza a torsione τ_{adm} che vale:

$$\tau_{\text{adm}} = \frac{\tau_{\text{lim intaglio}}}{k_m} = \frac{58,31 \text{ N/mm}^2}{3} \approx 19,44 \text{ N/mm}^2$$

Risulta:

$$\tau = 16,34 \text{ N/mm}^2 < 19,44 \text{ N/mm}^2 = \tau_{\text{adm}}$$

Si può concludere che la verifica a torsione della sezione, tenuto conto dell'effetto d'intaglio, ha esito positivo.

A2

Esercizio 2

Verificare la resistenza a flessione dell'albero dell'Esercizio A1 se la sua utilizzazione prevede una sollecitazione di torsione trascurabile e un momento flettente, nella sezione comprendente la cava della linguetta, pari a $500 \text{ N} \cdot \text{m}$.

SOLUZIONE

Il modulo della resistenza a flessione W_f di una sezione circolare è esprimibile con la relazione:

$$W_f = \frac{\pi \cdot D_{\text{res}}^3}{32}$$

Dato che il diametro D_{res} della sezione resistente è:

$$D_{\text{res}} = (60 - 7) \text{ mm} = 53 \text{ mm}$$

risulta:

$$W_f = \frac{\pi \cdot (53 \text{ mm})^3}{32} \approx 14616 \text{ mm}^3$$

Pertanto è:

$$\sigma = \frac{M_f}{W_f} = \frac{500 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{14616 \text{ mm}^3} = 34,21 \text{ N/mm}^2$$

Dato che è: $r = 0,6 \text{ mm}$, è anche: $\frac{r}{D} = \frac{0,6 \text{ mm}}{60 \text{ mm}} = 0,01$

Dal grafico di Figura 24 si ricava, in corrispondenza di $\frac{r}{D} = 0,01$, il valore $K_t \approx 3,05$.

D'altra parte, dalla tabella di Figura 27 si può desumere che, per un acciaio avente resistenza a trazione $R_m = 450 \text{ N/mm}^2$, in corrispondenza di $r = 0,6 \text{ mm}$ è:

$$\gamma \approx 0,62$$

Il fattore di riduzione della resistenza a fatica K_f vale pertanto:

$$K_f = 1 + \gamma \cdot (K_t - 1) = 1 + 0,62 \cdot (3,05 - 1) = 2,271$$

Dato che è $\sigma_{\text{lim}} = 245 \text{ N/mm}^2$, valore ricavato dalla Tabella 3 per un acciaio avente $R_m = 450 \text{ N/mm}^2$, risulta:

$$\sigma_{\text{lim intaglio}} = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{K_f} = \frac{245 \text{ N/mm}^2}{2,271} \approx 107,88 \text{ N/mm}^2$$

Se si adotta un coefficiente di sicurezza calcolato rispetto alla rottura: $k_m = 3$, il carico unitario di sicurezza σ_{adm} vale:

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{lim intaglio}}}{k_m} = \frac{107,88 \text{ N/mm}^2}{3} \approx 35,96 \text{ N/mm}^2$$

Dal momento che risulta:

$$\sigma = 34,21 \text{ N/mm}^2 < 35,96 \text{ N/mm}^2 = \sigma_{\text{adm}}$$

si conclude che la verifica a flessione della sezione, tenuto conto dell'effetto d'intaglio, ha esito positivo.

VERIFICA DELL'APPRENDIMENTO

Riconoscere se le seguenti affermazioni sono vere (V) o false (F).

1. Un organo meccanico sollecitato a fatica può rompersi anche se la sollecitazione resta notevolmente al di sotto dei valori corrispondenti alla resistenza statica del materiale. ☐ V ☐ F
2. Ogni curva di Wöhler si riferisce a un particolare ciclo di carico. ☐ V ☐ F
3. I punti interni al diagramma di Goodman-Smith corrispondono a condizioni di rottura a fatica. ☐ V ☐ F
4. Il diagramma di Goodman-Smith a torsione presenta limiti di fatica più elevati, a parità di materiale, rispetto a quelli del diagramma a flessione. ☐ V ☐ F
5. Nel diagramma di Moore-Kommer-Jasper i punti che corrispondono a condizioni di rottura a fatica sono quelli posti sotto la curva limite di fatica $\sigma_{lim \text{ fatica}}$. ☐ V ☐ F
6. L'effetto d'intaglio provoca un innalzamento delle tensioni. ☐ V ☐ F
7. Gli acciai ad alta resistenza sono insensibili all'effetto d'intaglio. ☐ V ☐ F

QUESITI

Individuare la risposta esatta ai seguenti quesiti a risposta multipla.

1. La resistenza a fatica:

- ☐ a) aumenta al diminuire della rugosità
- ☐ b) mediamente diminuisce se la struttura è a grana fine
- ☐ c) diminuisce se il particolare meccanico ha subito un processo di pallinatura
- ☐ d) diminuisce se il particolare meccanico ha subito un processo di carbocementazione

2. Se si indica con σ_n la tensione nominale relativa a una distribuzione uniforme delle tensioni e con $\sigma_{f \max}$ la tensione nominale massima relativa all'effetto d'intaglio, il fattore d'intaglio teorico K_t vale:

☐ a) $\frac{\sigma_{f \max}}{\sigma_n}$

☐ b) $\frac{\sigma_n}{\sigma_{f \max}}$

☐ c) $\frac{(\sigma_{f \max} - \sigma_n)}{\sigma_n}$

☐ d) $\frac{\sigma_{f \max}}{(\sigma_{f \max} - \sigma_n)}$

ESERCIZI PROPOSTI

Argomenti:

A1 Effetto d'intaglio - Verifica a torsione

A2 Effetto d'intaglio - Verifica a flessione

A1 | Esercizio 1

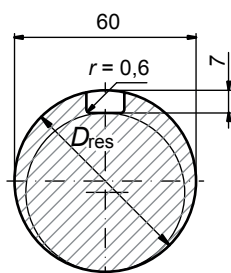


Figura 29

Albero con cava per linguetta UNI 6604 – A – 16×10×140;
 D_{res} = diametro della sezione resistente.

Verificare la resistenza a torsione di un albero (**Figura 29**) in corrispondenza della sezione comprendente la cava per la linguetta. Considerare l'effetto d'intaglio e trascurare la sollecitazione di flessione.

L'albero deve trasmettere una potenza pari a 18 kW al regime di 600 giri/min; il materiale di cui è costituito è un acciaio con carico unitario di rottura R_m pari a 590 N/mm².

[$M_t \approx 286\,479 \text{ N}\cdot\text{mm}$; $W_t \approx 23\,100,33 \text{ mm}^3$, con $D_{res} = 49 \text{ mm}$; $\tau \approx 12,4 \text{ N/mm}^2$; $r/D \approx 0,0091$ per cui, dalla Figura 27, curva c, è: $\gamma = 0,68$; di conseguenza è: $K_f = 2,632$; dato che è $\sigma_{lim} = 220 \text{ N/mm}^2$, risulta $\tau_{lim} \approx 127,02 \text{ N/mm}^2$; $\tau_{lim \text{ intaglio}} \approx 48,26 \text{ N/mm}^2$; se si adotta $k_m = 3$ risulta $\tau_{adm} \approx 16,09 \text{ N/mm}^2$, dunque è $\tau < \tau_{adm}$; la verifica a torsione ha esito positivo]

A2 | Esercizio 2

Verificare la resistenza a flessione dell'albero dell'Esercizio A1 nell'ipotesi di considerare trascurabile la sollecitazione di torsione. Il momento flettente agente sulla sezione comprendente la cava della linguetta è $M_f = 450 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Il materiale da utilizzare è l'acciaio da bonifica UNI EN ISO 683-1:2018-C 60 avente $R_m = 780 \text{ MPa}$.

[$W_f \approx 11\,550,16 \text{ mm}^3$, con $D_{res} = 49 \text{ mm}$; $\sigma \approx 38,96 \text{ N/mm}^2$; $r/D \approx 0,0091$ per cui, dalla Figura 24, si ha $K_t \approx 3,2$; dalla Figura 27, curva d, si ha $\gamma \approx 0,72$.

Pertanto risulta $K_f = 2,584$; dato che è $\sigma_{lim} = 370 \text{ N/mm}^2$, dalla Tabella 3 è anche $\sigma_{lim \text{ intaglio}} \approx 143,19 \text{ N/mm}^2$.

Se si adotta $k_m = 3$, si ha: $\sigma_{adm} \approx 47,73 \text{ N/mm}^2$; dunque, dato che risulta $\sigma < \sigma_{adm}$, la verifica a flessione ha esito positivo]