

## 11.2 RESISTENZA A LIMITE DI FATICA

ovvero determinazione del limite di fatica.

Il progetto e la verifica per una durata infinita del pezzo riguardano solo i materiali per i quali esiste chiaramente un limite di fatica.

Lo scopo è verificare che sotto il dato carico il pezzo non si rompa, e determinare un coefficiente di sicurezza contro il raggiungimento del limite di fatica.

Tale determinazione si fa, per mezzo del diagramma di Haigh-Soderberg semplificato, in questo modo (fig. 62): detto P il punto rappresentativo del carico, O l'origine e B l'intersezione tra la retta OB e la linea del limite di fatica il coefficiente di sicurezza  $s$  è dato da

$$s = \frac{\overline{OB}}{\overline{OP}}.$$

Se poi la linea del limite di fatica è la retta AR si può scrivere la sua equazione segmentaria prendendo per punto generico proprio il punto B che per la definizione data di coefficiente di sicurezza ha per coordinate  $(s\sigma_m, s\sigma_a)$ , per cui

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_R} + \frac{\sigma_a}{\sigma_{La}} = \frac{1}{s} \quad (1)$$

Questa espressione, in cui l'incognita è  $s$  ed è perciò una formula di verifica, si scrive in forma più generale tenendo conto dei fattori che influenzano la fatica nel seguente modo:

$$\frac{K_s \sigma_m}{\sigma_R} + \frac{K_f \sigma_a}{C_D C_S \sigma_{La}} = \frac{1}{s} \quad (2)$$

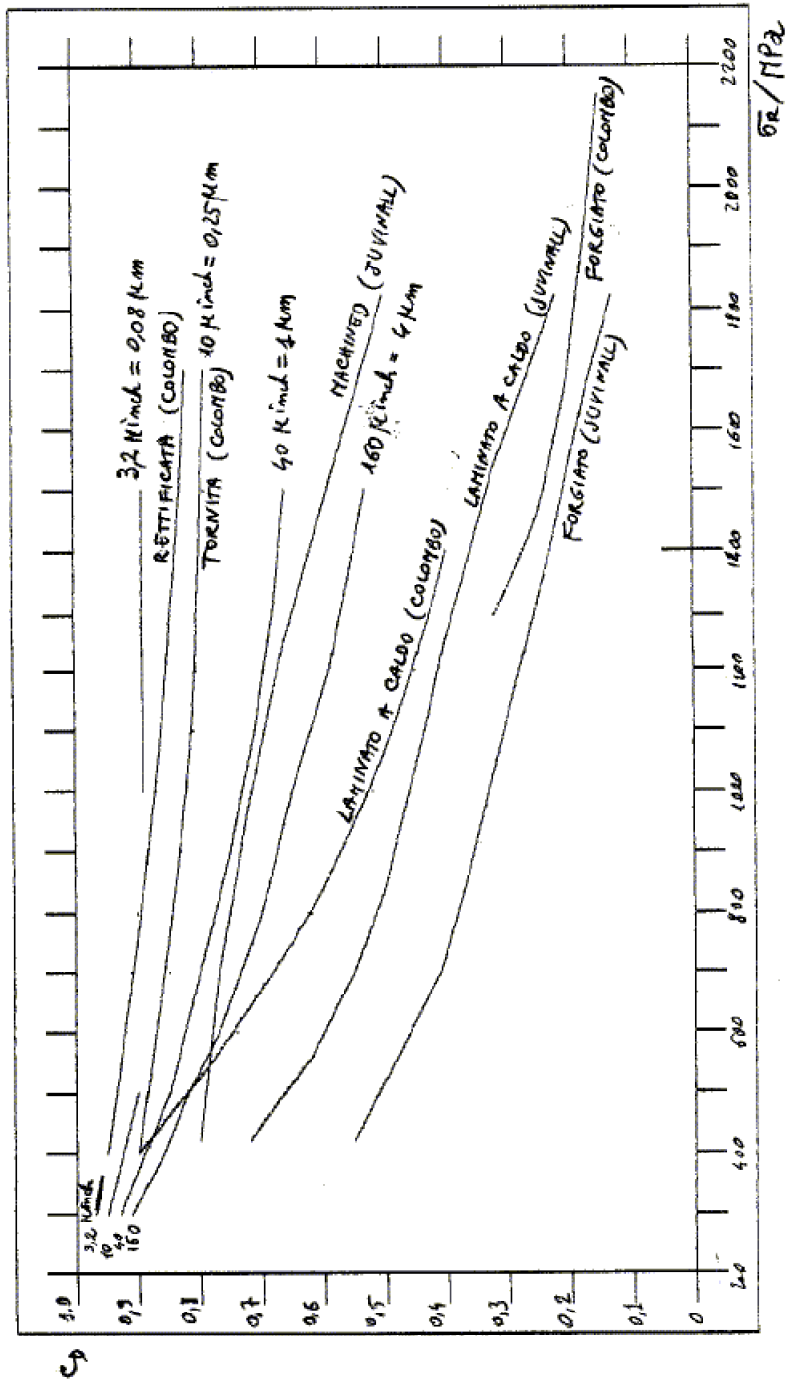


Figura 60: Coefficiente  $C_s$  di finitura superficiale

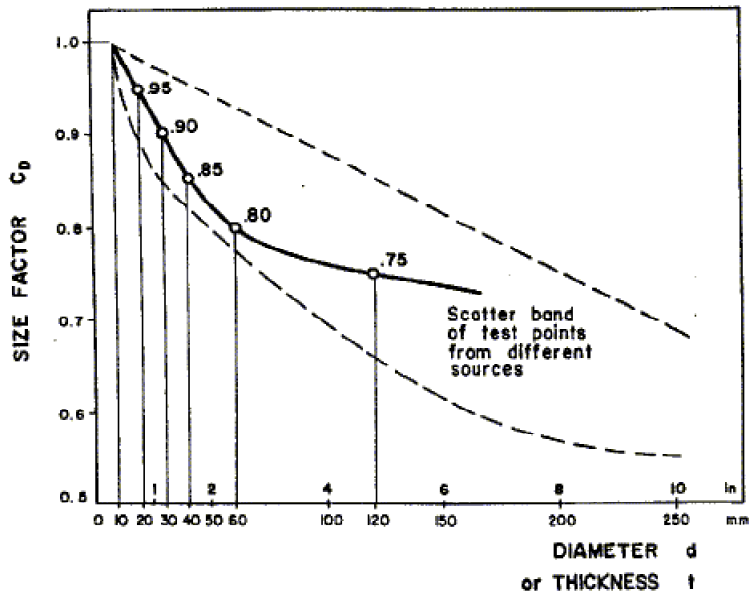


Figura 61: Coefficiente  $C_D$  di effetto grandezza

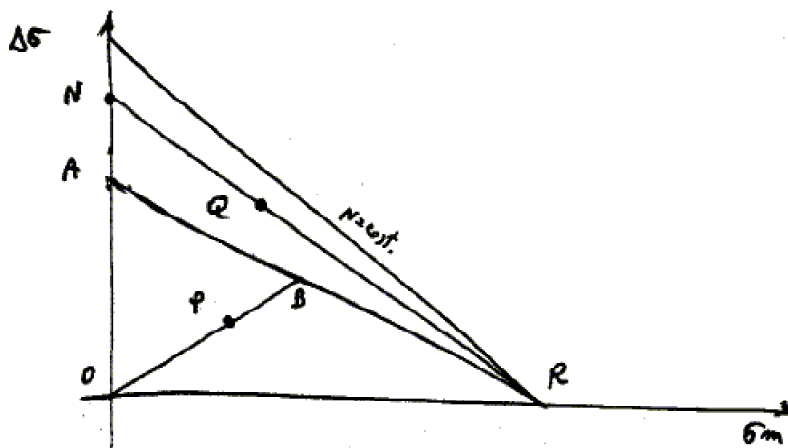


Figura 62: Determinazione del coefficiente di sicurezza in un diagramma di Haigh-Soderberg semplificato

In cui il coefficiente di intaglio a rottura statica  $K_s$  vale

- $K_s = K_t$  per materiali fragili
- $K_s = 1$  per materiali duttili

Nel caso in cui a variare sia la tensione tangenziale  $\tau$  invece della tensione normale  $\sigma$  vale l'analogia della (2) ossia

$$\frac{K_s \tau_m}{\tau_R} + \frac{K_f \tau_a}{C_D C_S \tau_{La}} = \frac{1}{s} \quad (3)$$

Per la determinazione di  $\tau_R$  e  $\tau_{La}$  spesso non si procede con apposite prove, ma si tiene conto del fatto ampiamente sperimentato per cui

- per materiali fragili

$$\tau_R = \frac{\sigma_R}{2}; \quad \tau_{La} = \frac{\sigma_{La}}{2}$$

- per materiali duttili

$$\tau_R = \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_R; \quad \tau_{La} = \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_{La}$$

Il valore di  $K_t$  nel caso in cui si adopera la (3) (sollecitazione a taglio o a torsione) è in genera diverso da quello che si adopera nella (2) (sollecitazione a sforzo normale o a flessione).

Nel caso vi siano variazioni sia di  $\sigma$  che di  $\tau$ , ma senza precarico e senza effetti che influenzano la fatica vale la formula di Gough e Pollard

$$\left( \frac{\sigma_a}{\sigma_{La}} \right)^2 + \left( \frac{\tau_a}{\tau_{La}} \right)^2 = \left( \frac{1}{s} \right)^2$$

Nel caso in cui vi siano precarichi ed effetti che influenzano la fatica si estrapola la formula di Gough e Pollard calcolando due coefficienti di sicurezza,  $s_\sigma$  e  $s_\tau$  rispettivamente relativi alle sole tensioni normali e alle sole tensioni tangenziali usando le (2) e le (3), e poi si ottiene il coefficiente di sicurezza con la formula

$$\left( \frac{1}{s_\sigma} \right)^2 + \left( \frac{1}{s_\tau} \right)^2 = \left( \frac{1}{s} \right)^2$$

Quest'ultima espressione vale anche nel caso di sollecitazione statica con presenza di sforzi normali e tangenziali; se si trascura la presenza dell'intaglio si ha infatti nel caso statico (particolarizzando le (2) e (3) e scrivendo  $\sigma_m = \sigma$  e  $\tau_m = \tau$ )

$$\left( \frac{\sigma}{\sigma_R} \right)^2 + \left( \frac{\tau}{\tau_R} \right)^2 = \left( \frac{1}{s} \right)^2.$$

Considerando che, applicando il criterio di Huber-Hencky-Mises si ha  $\tau_R = \sigma_R/\sqrt{3}$ , mentre, applicando il criterio della massima tensione tangenziale si ha  $\tau_R = \sigma_R/2$ , e ricordando che  $\sigma_c = \sigma_R/s$ , si riottengono le note espressioni

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

per il criterio di Huber-Hencky-Mises e

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

per il criterio della massima tensione tangenziale.

## 11.2.1 OSSERVAZIONI CRITICHE SULLA DETERMINAZIONE DEL COEFFICIENTE DI SICUREZZA

La costruzione adottata nel paragrafo precedente suppone che, dato un certo carico, si esca dal dominio di sicurezza relativo alla durata infinita del pezzo grazie ad una variazione della sollecitazione che faccia aumentare il precarico proporzionalmente al carico alternato. Questa assunzione convenzionale è preferita da molti autori sia per la sua semplicità sia per il vasto numero di possibili applicazioni. Il caso in cui questa assunzione è rigorosa è quello in cui sia la  $\sigma_m$  che la  $\sigma_a$  dipendono da un'unica forza e sono pertanto ad essa proporzionali.

Ciò non toglie che sempre di una convenzione si tratta e che ogni volta che sia possibile indagare più esattamente sulle possibili cause di aumento del carico ciò debba essere fatto. Ad esempio, se ci sono tensioni residue, come nel caso di un recipiente autocerchiato (vedi appresso) solo un'aliquota del carico medio risulta proporzionale alla forza esterna, nel nostro caso alla pressione nel recipiente, mentre la tensione alternata è senz'altro proporzionale ad essa. Un altro caso è quello in cui il precarico sia costante e solo l'ampiezza sia proporzionale ad una forza esterna; questo caso è piuttosto comune nel caso di flessione rotante, in cui di solito il precarico è nullo.

È ovvio che il progettista deve considerare quale di questi casi effettivamente si verifica nell'organo che sta studiando, e modificare opportunamente il procedimento sopra esposto adattandolo al caso che più da vicino rappresenta la realtà. Non ci si deve meravigliare se in alcuni casi occorra adoperare concetti probabilistici.