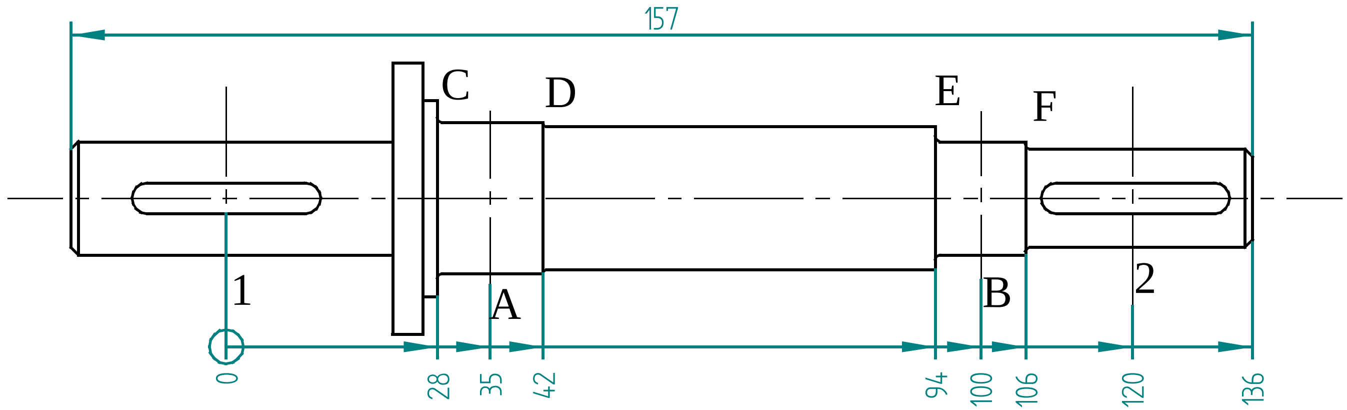

157
C
D
E
F
1
A
B
2
0
28
35
42
94
100
106
120
136

Calcolo del limite di fatica del materiale

Dati iniziali : $\sigma_R = 665 \dfrac{N}{mm^2}$ $\sigma_R = 460 \dfrac{N}{mm^2}$

Mancando il valore del limite di fatica lo ricaviamo utilizzando la relazione $\sigma_{D0} = \sigma_R * C_L$ dove C_L può essere considerato uguale 0,5. per cui si ha

$$\sigma_{D0} = \sigma_R * C_L = 665 * 0{,}5 = 332{,}5 \frac{N}{mm^2}$$

il valore appena trovato è riferito ad un provino avente superficie lucidata, sezione circolare con diametro di 10 mm e perfettamente pulito.

Dai diagrammi allegati agli appunti sulla fatica ricaviamo:

$C_D = 0{,}91$	per un diametro superiore a 20 mm
$C_S = 0{,}78$	per un acciaio avente $\sigma_R = 665\, N / mm^2$ e superficie ottenuta per lavorazione alle macchine utensili
$C_O = 1$	ipotizzando che l'alberino non lavori in ambienti con presenza di acqua
$C_q = 1$	essendo la sezione circolare

Il milite di fatica del nostro materiale nelle condizioni di lavoro, ma senza tener conto di un eventuale effetto di intaglio è:

$$\sigma_D = \sigma_{D0} * C_D * C_S * C_O * C_q = 332{,}5 \cdot 0{,}91 \cdot 0{,}78 \cdot 1 \cdot 1 = 236{,}01 \frac{N}{mm^2}$$

Calcolo del coefficiente di sicurezza per la fatica

Dalla normativa alberi si ha:

$\gamma_{fpe} = 1{,}25$ coefficiente di pericolosità medio

$\gamma_{faf} = 1$ coefficiente di affidabilità medio

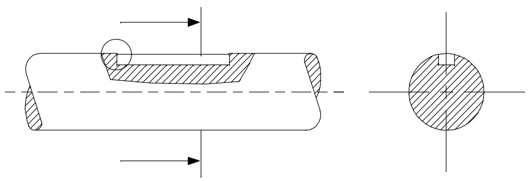
$\gamma_{fac} = 1$ coefficiente di accettabilità medio

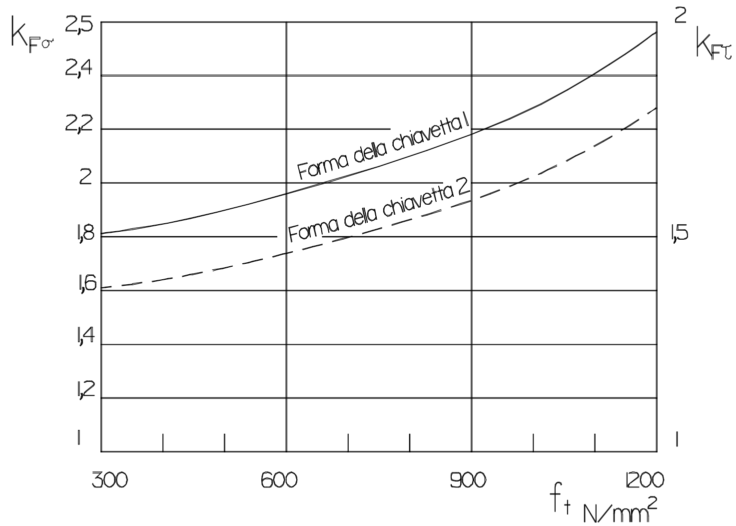
$$\gamma_{af} = \gamma_{fpe} \cdot \gamma_{faf} \cdot \gamma_{fac} = 1{,}25 \cdot 1 \cdot 1 = 1{,}25$$

Calcolo coefficienti effetto di intaglio

Nelle sezioni A e B il valore di K_f è 1 non essendoci intaglio.

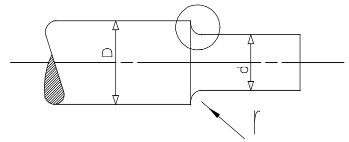
Nelle sezione 1 e 2 ci sono le cave per la linguetta, il K_F è possibile ricavarlo dal diagramma riportato sulla norma alberi, e tenendo conto della tensione di rottura del nostro materiale si



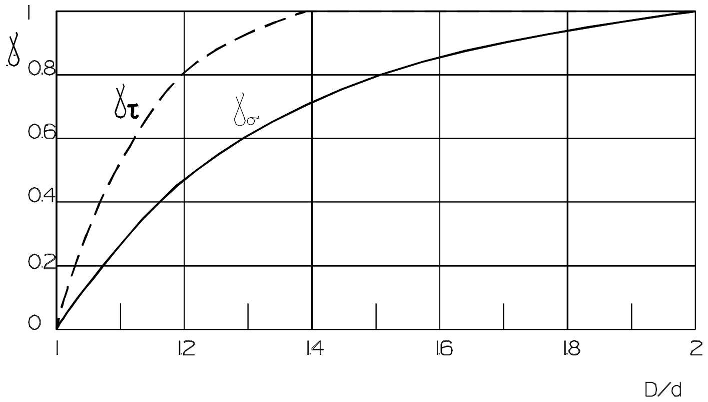


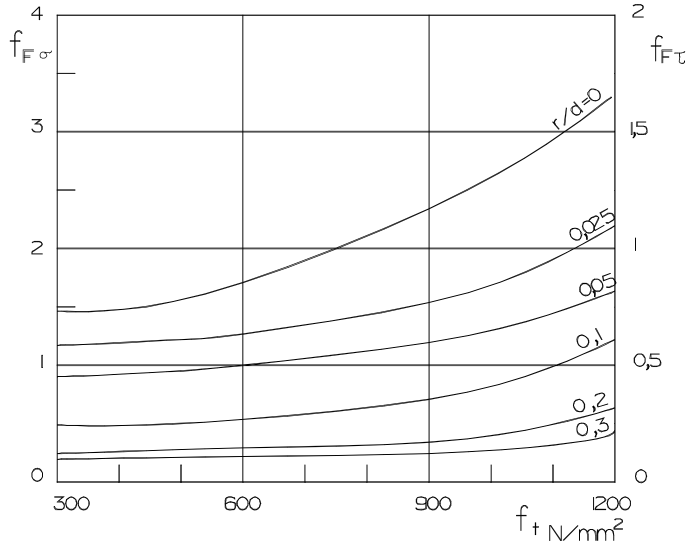
$K_F = 2$

Nelle sezione C, D, E, F ci sono delle variazioni di sezione, in particolare nella sezione C si ha:
raggio di raccordo r = 0,5 mm, diametro maggiore D = 26 mm,   diametro minore d = 20 mm



da cui : $\frac{r}{d}=\frac{0{,}5}{20}=0{,}0250$ $\qquad \frac{D}{d}=\frac{26}{20}=1{,}30$





dai diagrammi si ottengono $\gamma_F=0{,}6$ $\quad F_{s\sigma}=1{,}25$

possiamo adesso ricavarci K_f che vale $\quad K_f=1+\gamma_s\cdot F_{s\sigma}=1+0{,}6*1{,}25=1{,}75$

In modo analogo è possibile ricavare i K_f nelle altre sezioni ottenendo:

sezione	D	$\rightarrow$	$K_f=1{,}12$
sezione	E	$\rightarrow$	$K_f=1{,}61$
sezione	F	$\rightarrow$	$K_f=1{,}42$

Calcolo del limite di fatica effettivo nelle varie sezioni.

Ricordando la definizione del fattore effettivo di intaglio $K_f = \frac{\sigma_D}{\sigma_{Dn}}$ è possibile adesso ricavare il limite di fatica in presenza d'intaglio: $\sigma_{Dn} = \frac{\sigma_D}{K_f}$

Nella sezione C si ha: $$\sigma_{Dn} = \frac{\sigma_D}{K_f} = \frac{236{,}01}{1{,}75} = 134{,}86 \frac{N}{mm^2}$$

Analogamente nelle altre sezioni si ha:

sezione	1	$\sigma_{Dn} = 118{,}01 \ \frac{N}{mm^2}$	sezione	A	$\sigma_{Dn} = 236{,}01 \ \frac{N}{mm^2}$
sezione	D	$\sigma_{Dn} = 210{,}72 \ \frac{N}{mm^2}$	sezione	E	$\sigma_{Dn} = 146{,}59 \ \frac{N}{mm^2}$
sezione	B	$\sigma_{Dn} = 236{,}01 \ \frac{N}{mm^2}$	sezione	F	$\sigma_{Dn} = 166{,}20 \ \frac{N}{mm^2}$
sezione	2	$\sigma_{Dn} = 118{,}01 \ \frac{N}{mm^2}$			

Calcolo Carichi applicati

Nella sezione C si sono: una forza normale N = 215,5 N
un momento flettente Mf = 40 170 Nmm
un momento torcente Mt = 20 020 Nmm

$$\sigma_{fmax}=\frac{M_f}{W_f}=\frac{32*40170}{\pi\,20^3}=51{,}15\,\frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{max}=\frac{M_t}{W_t}=\frac{16*28020}{\pi\,20^3}=17.84\,\frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_N=\frac{F_a}{A}=\frac{215{,}5*4}{\pi\,20^2}=0{,}69\,\frac{N}{mm^2}$$

Essendo presenti sia tensioni σ che τ applichiamo il criterio di Gough Pollard per cui sia ha:

$$\sigma_{id}=\sqrt{(\sigma_N+\sigma_{Mf})^2+H^2\tau^2}$$

Calcolo parametro H

Ricordiamo che $H = \frac{\sigma_{lim}}{\tau_{lim}}$

dove σ_{lim} è uguale a σ_{Dn} se le tensioni normali sono variabili e a σ_s se esse sono invece costanti,
analogamente per τ_{lim} che è uguale a τ_{Dn} se le tensioni tangenziali sono variabili e a τ_s se esse sono invece costanti,

nel nostro caso, nel punto dove effettuiamo il calcolo delle tensioni, abbiamo che le tensioni σ sono variabili mentre le tensioni τ sono invece costanti, per cui si ha:

$$H = \frac{\sigma_{lim}}{\tau_{lim}} = \frac{\sigma_{dn}}{\tau_s} = \frac{134{,}86}{266{,}8} = 0{,}505$$

Possiamo adesso calcolare la **tensione ideale**

$$\sigma_{id} = \sqrt{(\sigma_N + \sigma_{Mf})^2 + H^2 \tau^2} = \sqrt{(0{,}69 + 51{,}15)^2 + (0{,}505 \cdot 17{,}84)^2} = 52{,}66 \frac{N}{mm^2}$$

Infine calcoliamo il grado sicurezza nella sezione

$$n = \frac{\sigma_{Dn}}{\sigma_{id}} = \frac{134{,}86}{52{,}66} = 2{,}56$$

In modo simile è possibile valutare i gradi di sicurezza nelle altre sezioni.