Volano - 1

Un motore fisso a 4 tempi, a 3 cilindri, ha il diametro dello stantuffo di 380 mm*; la velocità di rotazione è* 180 giri/min*. Costruito il diagramma degli sforzi tangenziali in funzione del percorso del bottone di manovella, avendo adottato come scale: per le ascisse* 1:10 *e per le ordinate* 1 cm = 4 kgf/cm^2 *di area dello stantuffo, si è trovato che la fluttuazione massima di energia sul diagramma totalizzato dei tre cilindri è* 9,65 cm^2*. Si desidera il grado di irregolarità* $\delta = \dfrac{1}{100}$.

Il candidato, fissato per il raggio medio della corona del volano il valore di 1,5 m*, calcoli il peso della corona stessa, di ghisa (trascurando la massa delle razze e del mozzo e ritenendo tutta la massa della corona situata a distanza di* 1,50 m *dall'asse di rotazione), e l'area della sezione diametrale della corona stessa. Eventualmente calcoli, nell'ipotesi suddetta, anche la forza centrifuga di una delle due metà in cui la corona è divisa da un piano passante per l'asse di rotazione e la sollecitazione unitaria di trazione nella corona (supposta distribuita uniformemente sulla sezione diametrale della corona).*

(Tema di Meccanica applicata alle macchine per l'esame di maturità tecnica industriale nella sessione 1973-II).

La scala degli spazi percorsi dal piede di biella (S_S) è:

$$1 \text{ cm} = 10 \text{ cm}$$

La scala delle forze tangenziali (S_F) è:

$$1 \text{ cm} = 4 \text{ kgf/cm}^2 \text{ di area del pistone}$$

Poiché l'area del pistone vale:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 38^2}{4} = 1\,134 \text{ cm}^2$$

la scala delle forze risulta:

$$1 \text{ cm} = 4 \cdot 134 = 4\,536 \text{ kgf} = 44\,498 \text{ N}$$

La scala delle aree (S_A) è quindi:

$$1 \text{ cm}^2 = S_F \cdot S_S = 44\,498 \times 10 =$$
$$= 444\,980 \text{ Ncm} \approx 4\,450 \text{ J}$$

La massima variazione d'energia vale:

$$\varphi L_1 = 9{,}65 \times 4\,450 = 42\,942 \text{ J}$$

Calcolata la velocità angolare:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi \cdot 180}{60} = 18{,}85 \text{ rad/s}$$

e noto il grado d'irregolarità $\delta = 0{,}01$, si ha:

$$J_V = \frac{\varphi L_1}{\delta\, \omega^2} = \frac{42\,942}{0{,}01 \cdot 18{,}85^2} = 12\,085 \text{ kgm}^2$$

Poiché la corona del volano è sottile, posto $J_C = J_V$, la sua massa è:

$$m_c = \frac{J_V}{r_m^2} = \frac{12\,085}{1{,}5^2} = 5\,371 \text{ kg}$$

L'area della sua sezione è, per il 2° teorema di Guldino:

$$A_c = \frac{m_c}{2\pi\, r_m\, \varrho} = \frac{5\,371}{2\pi \cdot 1{,}5 \cdot 7\,250} = 0{,}0786 \text{ m}^2$$

Fissato $b = 2\,h$:

$$A_c = b\,h = 2\,h^2 = 78\,600 \text{ mm}^2$$

$$h = \sqrt{\frac{78\,600}{2}} = 198 \text{ mm}$$

$$b = 396 \text{ mm}$$

la forza centrifuga su mezza corona (➜ § 1.5.3) vale:

$$F_c = 2\,A_c\,\varrho\, v_c^2 = 2\,A_c\,\omega^2\, r_m^2 =$$

$$= 2 \times 0{,}0786 \times 7\,250 \times 18{,}85^2 \times 1{,}5^2 = 911\,162 \text{ N}$$

e la tensione di trazione:

$$\sigma = \frac{F_c}{2\,A_c} = \frac{911\,162}{2 \times 78\,600} = 5{,}80 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{adm}$$

Volano 2

Una pressa meccanica da stampaggio deve tranciare su lamiera di acciaio allo 0,25% di carbonio, dello spessore di 2,5 mm*, un profilo chiuso il cui perimetro misura* 740 *mm.*
L'albero a gomito della pressa è azionato mediante ingranaggi da un albero motore che compie a vuoto 960 giri/min.
Si desidera che durante ogni colpo di tranciatura la velocità dell'albero motore diminuisca al massimo del 10% e a tale scopo su di esso sarà montato un volano.
Il candidato trovi le dimensioni di massima del volano, di ghisa e a disco, capace di contenere entro tali limiti la variazione di velocità, supponendo che il lavoro di tranciatura sia effettuato soltanto a spese dell'energia cinetica del volano, cioè trascurando il lavoro attivo del motore in questa fase.

(Tema di Meccanica applicata alle macchine per l'esame di maturità tecnica industriale nella sessione 1973-I).

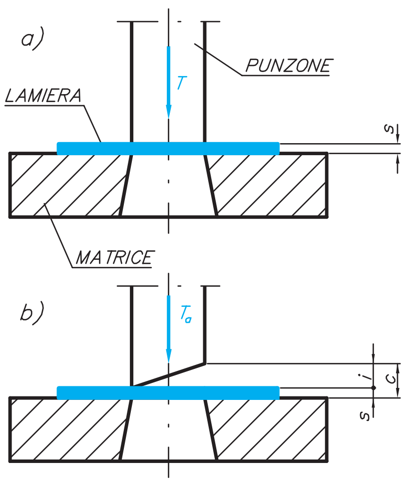


Fig. A

Per ottenere di *tranciatura* pezzi di lamiera di forma e dimensioni prestabilite si possono usare *stampi* di due tipi:

a) con utensili piatti e paralleli (fig. Aa)
b) con utensili ad angolo (fig. Ab).

Negli stampi con utensili ad angolo i profili taglienti del punzone e della matrice giacciono su due piani obliqui, di cui uno orizzontale.
Se si inclina la faccia di taglio del punzone risulta piano il pezzo tagliato e la lamiera tende a svergolarsi; il contrario accade inclinando la faccia di taglio della matrice. Pertanto la prima soluzione si adotta nelle operazioni di *tranciatura*, mediante le quali si tagliano da una lamiera pezzi piani. La seconda è idonea invece per operazioni di *punzonatura*, mediante le quali si realizzano fori su lamiere che devono rimanere piane.
Nel caso di utensili piatti e paralleli lo sforzo massimo per eseguire la tranciatura, *trascurando l'attrito sul punzone e sulla matrice*, si calcola con la relazione:

$$T = \tau_R \, \ell \, s$$

dove:

τ_R = resistenza del materiale al taglio
ℓ = perimetro della figura da tranciare
s = spessore della lamiera

Tenendo conto del forte attrito che si sviluppa durante il taglio, lo *sforzo massimo pratico* è maggiore di quello teorico di circa il 20%.
Il lavoro teorico massimo speso per la tranciatura con utensili piatti e paralleli è dato da:

$$L = T\,s$$

La tranciatura con utensili ad angolo richiede lo stesso lavoro, ma lo sforzo è minore in quanto applicato per un percorso maggiore:

$$c = i + s$$

Detto T_a tale sforzo, risulta:

$$T_a = \frac{L}{c} = \frac{L}{i+s} = T \cdot \frac{s}{i+s}$$

L'inclinazione i della faccia di taglio si fà 1÷2 volte lo spessore della lamiera.
Dal «*Manuale di meccanica*» si ricava per τ_R il valore:

$$\tau_R = 34 \text{ kgf/mm}^2 \approx 333 \text{ N/mm}^2$$

medio tra quelli relativi agli acciai con 0,2% e con 0,3% di carbonio allo stato ricotto.
I valori massimi teorici di T ed L risultano:

$$T = 333 \times 740 \times 2{,}5 = 616\,050 \text{ N}$$

$$L = 616\,050 \times 2{,}5 = 1\,540\,000 \text{ Nmm} = 1\,540 \text{ J}$$

Adottando un'inclinazione del tagliente del punzone $i = 1{,}5\ s$ risulta:

$$i = 1{,}5\ s = 3{,}75 \text{ mm}$$

$$c = i + s = 6{,}25 \text{ mm}$$

Lo sforzo massimo teorico T_a vale:

$$T_a = \frac{L}{c} = \frac{1\,540\,000}{6{,}25} = 246\,400 \text{ N}$$

Si decide pertanto di adottare uno stampo con utensili ad angolo, che offre i seguenti vantaggi:

1 - consente l'uso di una pressa di minore forza massima;
2 - a parità di lavoro assorbito nella tranciatura, riduce il contraccolpo che si manifesta sull'incastellatura della macchina quando il carico totale, superata la resistenza del materiale, si annulla istantaneamente per effetto della frattura improvvisa.
In realtà la rottura e il conseguente distacco della lamiera avvengono per una corsa del punzone inferiore allo spessore della lamiera. La *corsa attiva del punzone*, cioè la profondità di penetrazione p occorrente per provocare il distacco della lamiera, dipende dallo spessore e dalla qualità della lamiera da tranciare. Il valore di p, ricavato sperimentalmente, si trova in apposite tabelle. In prima approssimazione, per il materiale dato, si può assumere:

$$p = 0{,}6\ s$$

Tenendo conto degli attriti, lo *sforzo utile* risulta:

$$T_u = 1{,}2 \cdot T = 1{,}2 \times 616\,050 = 739\,260 \text{ N}$$

ed il *lavoro realmente speso*:

$$L_u = T_u \cdot p = 739\,260 \times 0{,}6 \times 2{,}5 =$$

$$= 1\,108\,890 \text{ Nmm} \approx 1\,109 \text{ J}$$

Le velocità dell'albero motore sono:

– massima:

$$\omega_1 = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi \cdot 960}{60} = 100 \text{ rad/s}$$

– minima:

$$\omega_2 = 0{,}9\ \omega_1 = 90 \text{ rad/s}$$

La velocità media è quindi:

$$\omega = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} = 95 \text{ rad/s}$$

ed il grado di irregolarità:

$$\delta = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega} = \frac{10}{95} = 0{,}105$$

Poiché si suppone che il lavoro di tranciatura sia effettuato solo a spese dell'energia cinetica del volano, risulta:

$$\Delta E_{max} = \varphi L_1 = L_u = 1\,109 \text{ J}$$

Sostituendo nella relazione:

$$J = \frac{\varphi L_1}{\delta\ \omega^2}$$

si ottiene:

$$J = \frac{1\,109}{0{,}105 \cdot 95^2} = 1{,}17 \text{ kgm}^2$$

La massa del volano, a disco pieno, si ricava dalla formula, nota dalla Dinamica dei corpi:

$$J = \frac{1}{2} m\, r^2$$

dove r è il raggio del disco. Fissato:

$$r = 250 \text{ mm}$$

risulta:

$$v = \omega r = 95 \cdot 0{,}25 = 23{,}75 \text{ m/s}$$

velocità accettabile per volani in ghisa per i quali la velocità massima ammessa è di 40 m/s.
Detto b lo spessore del volano, si ha:

$$m = \frac{2J}{r^2} = \frac{2 \cdot 1{,}17}{0{,}25^2} = 37{,}4 \text{ kg}$$

Poiché, per il 2° teorema di Guldino, il volume di un cilindro di altezza b è:

$$V = \pi r^2 b$$

la sua massa è data da:

$$m = V \cdot \varrho = \pi r^2 b\, \varrho$$

essendo ϱ la massa volumica del materiale di cui è fatto. Si ricava allora:

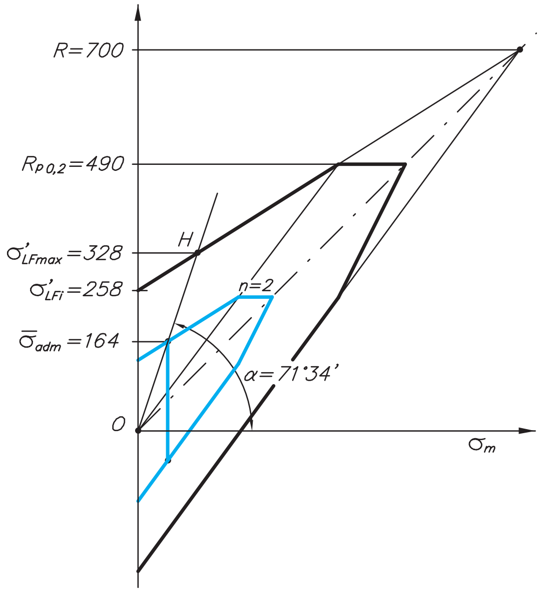
$$b = \frac{m}{\pi r^2 \varrho} = \frac{37{,}4}{\pi \cdot 0{,}25^2 \cdot 7\,250} = 0{,}026 \text{ m} = 26 \text{ mm}$$

Il disco del volano avrà quindi le dimensioni:
– diametro $d = 500$ mm
– spessore $b = 26$ mm.

Fatica - 1

Calcolare il diametro di un cilindro di acciaio C 40 bonificato UNI 7845 con superficie finita di rettifica normale, che deve sopportare sforzi di trazione-compressione compresi tra F_{max} = + 18 000 N ed F_{min} = – 6 000 N.

N.B.: le relazioni, le illustrazioni e le tabelle richiamate fanno riferimento all' Unità 4 del vol. 3 del Corso di Meccanica



Dalla tab. 4-II si ricava per il C 40 bonificato:

- carico unitario di rottura R = 700 N/mm^2
- carico unitario di scostamento dalla proporzionalità $R_{p\,0,2}$ = 490 N/mm^2
- limite di fatica a flessione alterna simmetrica σ_{LFi} = 350 N/mm^2.

Il limite di fatica per una sollecitazione alterna simmetrica di trazione-compressione vale, per quanto detto al § 4.3.1 (fig. 4.9):

$$\sigma_{LFi} = 0{,}8 \times 350 = 280 \text{ N/mm}^2$$

I coefficienti di riduzione valgono:

$$K_d = 1 \text{ (trazione-compressione)}$$
$$K_f = 1 \text{ (assenza di intagli)}$$
$$K_\ell = 0{,}92 \text{ (dalla fig. 4.12)}$$

e il coefficiente di riduzione globale è quindi:

$$K = K_\ell = 0{,}92$$

Il limite di fatica del cilindro per una sollecitazione alterna simmetrica di trazione-compressione risulta pertanto:

$$\sigma'_{LFi} = K \cdot \sigma_{LFi} = 0{,}92 \times 280 = 258 \text{ N/mm}^2$$

Con i valori noti si traccia il diagramma di Smith (➜ figura).
Lo sforzo medio F_m vale:

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} = \frac{18\,000 - 6\,000}{2} = 6\,000 \text{ N}$$

per cui è:

$$\text{tg}\ \alpha = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_m} = \frac{F_{max}}{F_m} = \frac{18\,000}{6\,000} = 3$$

L'inclinazione della retta *OH* risulta quindi:

$$\alpha = 71°\ 34'$$

Sul ramo superiore (σ'_{LFmax}) del diagramma la retta *OH* intercetta il valore:

$$\sigma'_{LFmax} = 328 \text{ N/mm}^2$$

Adottando un grado di sicurezza n = 2, la tensione massima ammissibile risulta:

$$\bar{\sigma}_{adm} = \frac{\sigma'_{LFmax}}{2} = 164 \text{ N/mm}^2$$

L'area della sezione è data dalla relazione:

$$\bar{\sigma}_{adm} = \frac{F_{max}}{A}$$

dalla quale:

$$A = \frac{F_{max}}{\sigma_{adm}} = \frac{18\,000}{164} = 110 \text{ mm}^2$$

e il diametro corrispondente è:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 110}{\pi}} = 11{,}8 \text{ mm}$$

Fatica - 2

Risolvere il problema dell'esercizio precedente usando il metodo semplificato dei manuali.

Calcolato il rapporto:

$$\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -0,333$$

dal diagramma di fig. 3.1 di pag. 107 del «*Manuale di Meccanica*» - seconda edizione, si ricava un grado di sicurezza:

$$n_R = 4 \div 4,8$$

In base alla 4.9) è:

$$\bar{\sigma}_{adm} = \frac{R}{n_R} = \frac{700}{n_R} = 175 \div 145 \text{ N/mm}^2$$

e il diametro corrispondente è:

$$d = 11,4 \div 12,6 \text{ mm}$$

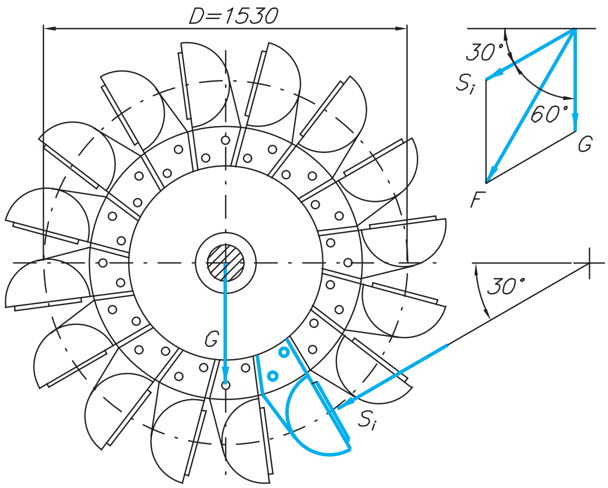
abbastanza ben approssimato rispetto al valore trovato col metodo precedente, più preciso.

Alberi - 1

La ruota di una turbina Pelton ad asse orizzontale (➜ figura) ha 16 pale portate ad una ad una sul disco; ogni pala ha due bulloni di attacco e pesa 30 kg*.*
Il diametro della ruota, misurato alla metà delle pale, è D = 1,530 m*. Il peso complessivo della ruota è di* 2 400 kg*; la spinta idraulica è di* 2 300 kg *ed è inclinata di* 30° *rispetto al piano orizzontale assiale della ruota; la distanza dei due supporti dell'albero è di* 0,80 m*.*
La velocità di fuga della girante è di 76 m/s*; la potenza sviluppata dalla turbina è* 2 600 CV *a* 500 *giri al minuto.*
Dopo aver scelto opportunamente ogni altro dato occorrente, il candidato esegua il calcolo di massima:

a) dei bulloni d'attacco delle pale al disco;
b) del diametro dell'albero sul quale è calettata la girante.

(Tema di Meccanica applicata alle macchine per l'esame di maturità tecnica industriale nella sessione 1965-II).



a) L'attacco di ogni pala sul disco è realizzato mediante due bulloni, che si prevedono con gambo calibrato. Alla velocità di fuga la forza centrifuga, a cui ogni pala è soggetta, sollecita a taglio i due bulloni, ciascuno dei quali ha due sezioni resistenti al taglio. Con quattro sezioni resistenti risulta:

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_c}{4 \cdot A_{res}} = \frac{F_c}{3 \cdot A_{res}}$$

Per il progetto dei bulloni, posto $\tau_{\max} = \tau_{adm}$, deve essere:

$$A_{res} = \frac{f_c}{3 \cdot \tau_{adm}}$$

e il diametro del gambo:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{res}}{\pi}}$$

Il valore della forza centrifuga che sollecita una pala di massa $m = 30$ kg alla velocità di fuga $V_f = 76$ m/s è:

$$F_c = m \frac{v_f^2}{\frac{D}{2}} = 30 \cdot \frac{76^2}{0{,}765} = 226\,510 \text{ N}$$

Assunta una tensione ammissibile τ_{adm} = 105 N/mm^2, l'area resistente deve valere:

$$A_{res} = \frac{226\,510}{3 \times 105} = 719 \text{ mm}^2$$

e il diametro del gambo:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 719}{\pi}} = 30 \text{ mm}$$

b) L'albero è sollecitato a flesso-torsione. La forza flettente si determina componendo la spinta idraulica S_i con il peso G della girante. Con il teorema di Carnot si ottiene:

$$F = \sqrt{G^2 + S_i^2 + 2\ G\,S_i \cos 60°} =$$
$$= 4\,070 \text{ kgf} = 39\,930 \text{ N}$$

Il momento flettente nella sezione di mezzeria dell'albero, essendo la distanza dei due supporti dell'albero $\ell = 800$ mm, risulta:

$$M_f = \frac{F\,\ell}{4} = \frac{39\,930 \times 800}{4} = 7\,986\,000 \text{ Nmm}$$

Dalla potenza:

$$P = 2\,600 \times 0{,}7355 = 1\,912 \text{ kW}$$

e dalla velocità angolare:

$$\omega = \frac{2\,\pi\, n}{60} = \frac{2\,\pi \cdot 500}{60} = 52{,}36 \text{ rad/s}$$

si ricava il valore del momento torcente:

$$M_t = \frac{P}{\omega} \cdot 10^6 = \frac{1\,912}{52{,}36} \cdot 10^6 = 36\,516\,425 \text{ Nmm}$$

Il momento flettente ideale è allora:

$$M_{fid} = \sqrt{M_f^2 + 0{,}75\; M_t^2} = 32\,617\,000 \text{ Nmm}$$

Per realizzare l'albero si sceglie un acciaio C 35 bonificato UNI 7874, che ha un limite di fatica alle sollecitazioni alterne simmetriche $\sigma_{LFi} = 260$ N/mm^2. Con un grado di sicurezza $n = 3$, la tensione ammissibile a fatica risulta:

$$\overline{\sigma}_{adm} = \frac{260}{3} = 87 \text{ N/mm}^2$$

Il modulo di resistenza deve perciò valere:

$$W = \frac{M_{fid}}{\overline{\sigma}_{adm}} = \frac{32\,617\,000}{87} = 374\,908 \text{ mm}^3$$

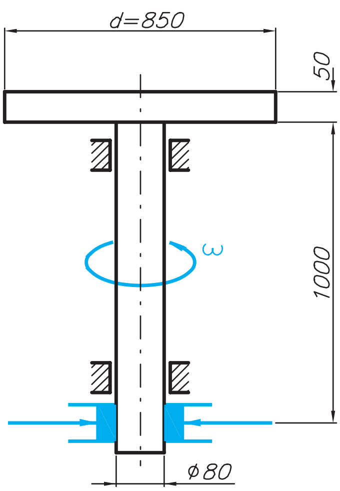
e il diametro:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32\; W}{\pi}} = 156 \text{ mm}$$

Alberi - 2

Sopra un albero verticale in Aq 50, avente diametro di 80 mm*, è fissato un disco-volano d'acciaio (peso specifico:* 7,8 kg/dm³*) del diametro di* 850 mm *e spessore* 50 mm.
Mentre l'albero ruota alla velocità di 60 giri al minuto primo, viene bruscamente bloccato all'estremità opposta, che dista un metro dal volano (➜ figura).
Il candidato, tenendo presente che il lavoro di deformazione è dato dal semiprodotto del momento torcente per l'angolo di torsione, calcoli il momento torcente che si genera nell'albero, l'angolo di cui ancora ruota il disco per inerzia e verifichi la stabilità dell'albero.
Nei calcoli si trascuri l'energia cinetica accumulata nell'albero.

(Tema di Meccanica applicata alle macchine per l'esame di maturità tecnica industriale nella sessione 1971-II).



1 - *Calcolo del momento torcente*

Quando l'albero viene bruscamente fermato, per il principio di conservazione dell'energia, l'energia cinetica posseduta dal sistema albero-volano si trasforma in lavoro di deformazione dell'albero. Trascurando, come suggerito dal testo del tema, l'energia cinetica dell'albero, quella del volano vale:

$$E_c = \frac{1}{2} J \omega^2$$

essendo J il momento d'inerzia del volano e ω la velocità angolare del complesso.
Per un cilindro pieno, dalla tav. II a pag. 75 del «*Manuale di meccanica*» - seconda edizione, si ha:

$$J = \frac{1}{2} m r^2$$

$$m = \pi r^2 \ell \varrho$$

Con i dati a disposizione la massa m del disco cilindrico di spessore ℓ = 50 mm e raggio r = 425 mm risulta:

$$m = \pi \cdot 4{,}25^2 \cdot 0{,}5 \cdot 7{,}8 = 221{,}3 \text{ kg}$$

e il momento d'inerzia di massa:

$$J = \frac{1}{2} \cdot 221{,}3 \cdot 0{,}425^2 = 20 \text{ kg m}^2$$

Poiché la velocità angolare è:

$$\omega = \frac{2\,\pi\, n}{60} = 6{,}283 \text{ rad/s}$$

l'energia cinetica del volano risulta:

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot 20 \cdot 6{,}283^2 = 394{,}8 \text{ Nm} =$$
$$= 394\,800 \text{ Nmm}$$

Il lavoro di deformazione dell'albero è:

$$L = \frac{1}{2} M_t\, \theta$$

e, poiché l'angolo di torsione θ, per un tronco d'albero di lunghezza ℓ, vale:

$$\theta = \frac{M_t\, \ell}{G\, I_p}$$

si può scrivere:

$$L = \frac{1}{2} \frac{M_t^2\, \ell}{G\, I_p}$$

Nel caso in esame i valori di ℓ, G, I_p sono:

$$\ell = 1\,000 \text{ mm}$$

$$G = 81\,500 \text{ N/mm}^2$$

$$I_p = \frac{\pi}{32} \cdot 80^4 = 4\,021\,000 \text{ mm}^4$$

Uguagliando l'energia cinetica al lavoro di deformazione si ha:

$$E_c = L = \frac{1}{2}\frac{M_t^2\,\ell}{G\,I_p}$$

dalla quale si ricava:

$$M_t = \sqrt{\frac{2 \cdot G \cdot I_p \cdot E_c}{\ell}}$$

Sostituendovi i valori noti si ottiene:

$$M_t = \sqrt{\frac{2 \times 81\,500 \times 4\,021\,000 \times 394\,800}{1\,000}} =$$
$$= 16\,086\,050 \text{ Nmm}$$

2 - *Calcolo dell'angolo di torsione*

L'angolo di torsione di cui ruota il disco per inerzia vale:

$$\theta = \frac{M_t\,\ell}{G\,I_p} = \frac{16\,086\,050 \cdot 1\,000}{81\,500 \cdot 4\,021\,000} = 0{,}0491 \text{ rad}$$

$$\theta = 2^\circ\ 49'$$

3 - *Verifica dell'albero*

L'Acciaio Aq 50 indicato nel testo corrisponde all'attuale Fe 490 UNI 7070. Le sue caratteristiche, ricavate dalla tab. 4-II, sono:
carico unitario di rottura:

$$R = 490 \text{ N/mm}^2$$

carico unitario di scostamento dalla proporzionalità:

$$R_{p\ 0,2} = 275 \text{ N/mm}^2$$

per cui la tensione tangenziale che produce l'inizio dello snervamento nei punti posti al bordo esterno di una qualsiasi sezione dell'albero, che sono quelli più sollecitati, risulta:

$$\tau_{p\ 0,2} = 0{,}576\ R_{p\ 0,2} = 158 \text{ N/mm}^2$$

Nei punti più pericolosi la tensione massima di torsione, prodotta dal momento M_t, vale:

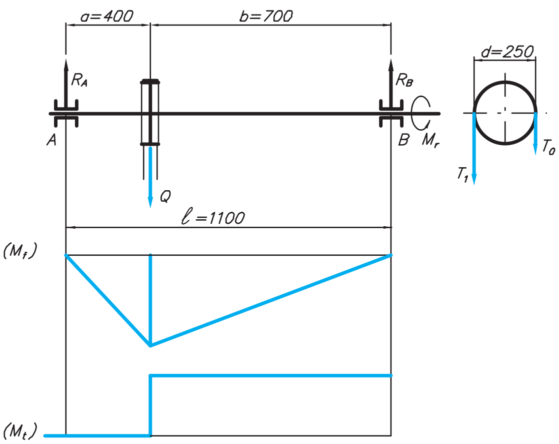
$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t \cdot \left(\frac{d}{2}\right)}{I_p} = \frac{16\,086\,050 \times 40}{4\,021\,000} =$$
$$= 160 \text{ N/mm}^2$$

che supera, seppure di poco, la $\tau_{p\ 0,2}$.
L'operazione di brusco arresto, prevista dal tema, può quindi provocare l'inizio di deformazioni plastiche dell'albero ed è pertanto da evitare.

Alberi - 3

Un albero, avente lunghezza pari a 1,1 m*, sostenuto da due supporti di estremità, deve azionare, al regime di* 800 giri/min*, una macchina operatrice la cui coppia resistente ha momento uguale a* 50 Nm.
Il moto è comunicato all'albero mediante una cinghia avvolta su di una puleggia del diametro di 0,25 m*, calettata alla distanza media di* 0,4 m *da uno dei supporti (➜ figura).*
È inoltre noto che il peso della puleggia suddetta è pari a 80 N *e che il tiro della cinghia è verticale, con il medesimo verso del peso della puleggia.*
Il candidato, fissando opportunamente i dati occorrenti, determini il diametro dell'albero e, trascurando il peso proprio dello stesso albero, calcoli la prima velocità critica flessionale, giudicando infine, in relazione al valore di tale velocità, se il sistema ruotante funziona in condizioni di sicurezza.

(Tema di Meccanica applicata alle macchine per l'esame di maturità tecnica industriale nella sessione ordinaria 1988).



1 - *Calcolo del diametro dell'albero*

Supposto che il moto venga comunicato all'albero mediante una trasmissione a cinghia piatta di cuoio, per il calcolo a flessione dell'albero si terrà conto del peso della puleggia e della risultante delle tensioni nei due rami della cinghia:

$$T_1 = 1{,}7\,F$$
$$T_0 = 0{,}7\,F$$

La forza periferica è data da:

$$F = \frac{M_c}{\frac{d}{2}} = \frac{50}{0{,}125} = 400\ \text{N}$$

per cui:

$$T_1 = 1{,}7 \cdot 400 = 680\ \text{N}$$
$$T_0 = 0{,}7 \cdot 400 = 280\ \text{N}$$

La risultante del peso della puleggia e dei tiri risulta quindi:

$$Q = 80 + 680 + 280 = 1\,040\ \text{N}$$

Dalla relazione di equilibrio alla rotazione:

$$\Sigma M_B = R_A \cdot 1\,100 - Q \cdot 700 = 0$$

si ricava:

$$R_A = \frac{1\,040 \times 700}{1\,100} = 662\ \text{N}$$

Le caratteristiche di sollecitazione nella sezione in corrispondenza della puleggia sono:

$$M_f = R_A \cdot 400 = 264\,800\ \text{Nmm}$$
$$M_t = M_r = 50\ \text{Nm} = 50\,000\ \text{Nmm}$$

Il diametro dell'albero si calcola perciò in base al momento flettente ideale:

$$M_{fid} = \sqrt{M_f^2 + 0{,}75\,M_t^2} = 268\,317\ \text{Nmm}$$

Adottando un acciaio Fe 490 UNI 7070, con limite di fatica alle sollecitazioni alterne simmetriche σ_{LFi} = 245 N/mm^2 e un grado di sicurezza n = 4, la tensione ammissibile a fatica risulta:

$$\bar{\sigma}_{adm} = \frac{245}{4} = 61\ \text{N/mm}^2$$

Il modulo di resistenza deve valere:

$$W = \frac{M_{fid}}{\bar{\sigma}_{adm}} = \frac{268\,317}{61} = 4\,399\ \text{mm}^3$$

e il diametro:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32\ W}{\pi}} = 35{,}5\ \text{mm}$$

che si porta a d = 40 mm per tener conto dell'indebolimento dovuto alla cava della linguetta (t_1 = 5 mm).

2 - *Calcolo della velocità critica flessionale*

Operando in modo analogo a quanto fatto nell'esercizio precedente, la velocità critica dell'albero, trascurando la sua massa, si calcola mediante la relazione:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g}{f}} \qquad [\mathrm{rad/s}] \qquad 8)$$

nella quale è, anche in questo caso:

$$\frac{g}{f} = \frac{3\, E\, I\, \ell}{m\, a^2\, b^2}$$

Il momento quadratico della sezione è:

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot d^4 = \frac{\pi}{64} \cdot 40^4 = 126\,000\ \mathrm{mm}^4 =$$
$$= 1{,}26 \cdot 10^{-7}\ \mathrm{m}^4$$

e il modulo di resistenza dell'acciaio:

$$E = 205 \cdot 10^9\ \mathrm{N/m}^2$$

Sostituendo nella 8) si ottiene:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{3 \cdot 205 \cdot 1{,}26 \cdot 10^2 \cdot 1{,}1}{8{,}15 \cdot 0{,}4^2 \cdot 0{,}7^2}} = \sqrt{133\,403} =$$
$$= 365\ \mathrm{rad/s}$$

Poiché la velocità angolare di funzionamento è:

$$\omega = \frac{2\,\pi\, n}{60} = \frac{2\,\pi \cdot 800}{60} = 83{,}8\ \mathrm{rad/s}$$

cioè circa un quarto della prima velocità critica, il sistema ruotante funziona in condizioni di sicurezza.

Giunti

Dimensionare il giunto elastico a pioli rivestiti che collega due alberi in acciaio C 40, ruotanti a 4 000 giri/min*, tra i quali deve trasmettere una potenza P* = 120 kW.

N.B.: le relazioni, le illustrazioni e le tabelle richiamate fanno riferimento all' Unità 11 del vol. 3 del Corso di Meccanica

Calcolata la velocità angolare:

$$\omega = \frac{\pi\, n}{30} \cdot \frac{\pi \cdot 4\,000}{30} = 419 \text{ rad/s}$$

e assunta per l'acciaio C 40 la tensione tangenziale ammissibile:

$$\bar{\tau}_{adm} = 60 \text{ N/mm}^2$$

il diametro degli alberi risulta:

$$d' = 172 \sqrt[3]{\frac{120}{60 \cdot 419}} = 29 \text{ mm}$$

Adottando una linguetta 8 × 7, la profondità della cava sull'albero è $t_1 = 4$ mm, per cui risulta $d = 29 + 4 =$ $= 33$ mm che si arrotonda al valore $d = 35$ mm.
Dalla tabella 11-I si ricava:

$D = 130$ mm $\quad e = 3$ mm
$L = 123$ mm $\quad m = n = 60$ mm

Le altre dimensioni che ci interessano ai fini del calcolo (D_p, h, ℓ) si possono ricavare instaurando una similitudine geometrica tra il giunto da progettare e un giunto simile di cui si abbia il disegno. Stabilito di adottare per il giunto in progetto lo schema costruttivo di figura 11.7b, dalla stessa figura si ricava:

$$\frac{D_p}{D} = \frac{45}{64} = 0{,}70$$

ed essendo nel caso in esame $D = 130$ mm, risulta:

$$D_p = 0{,}70\, D = 0{,}70 \cdot 130 = 91 \text{ mm}$$

In modo analogo si ricava:

$$\frac{h}{L} = \frac{6}{41} = 0{,}15$$

per cui, con $L = 123$ mm, risulta:

$$h = 0{,}15\, L = 0{,}15 \cdot 123 \approx 18 \text{ mm}$$

Si ha infine:

$$\frac{h}{L} = \frac{6}{41} = 0{,}15$$

e quindi:

$$\ell = 0{,}24\, L = 0{,}24 \cdot 123 \approx 30 \text{ mm}$$

Il momento torcente da trasmettere è:

$$M_t = \frac{P}{\omega} \cdot 10^6 = \frac{120}{419} \cdot 10^6 = 286\,396 \text{ Nmm}$$

Adottando un numero di pioli $n_p = 6$ la forza flettente per ognuno di essi vale:

$$\frac{F}{n_p} = \frac{2\, M_t}{n_p\, D_p} = \frac{2 \cdot 286\,396}{6 \cdot 91} = 1\,049 \text{ N}$$

Il momento flettente nella sezione d'incastro è:

$$M_f = \frac{F}{n_p} \cdot h = 1\,049 \cdot 18 = 18\,883 \text{ Nmm}$$

Stabilito per la pressione specifica tra piolo e gomma un valore medio $p = 2{,}5$ N/mm², dalla 11.17) si ricava il diametro $d_p' = d_p$:

$$d_p = \frac{F}{n_p} \cdot \frac{1}{\ell\, p} = \frac{1\,049}{30 \cdot 2{,}5} = 14 \text{ mm}$$

Il modulo di resistenza a flessione risulta:

$$W_f = \frac{\pi\, d_p^3}{32} = \frac{\pi \cdot 14^3}{32} = 269 \text{ mm}^3$$

Si adotta anche per i pioli un acciaio C 40 che, per dimensioni fino a 16 mm, ha una tensione di rottura $R = 700$ N/mm² (tab. 4-II). Per tenere conto di sovraccarichi dovuti ad urti si assume un grado di sicurezza $n_R = 8$, per cui risulta:

$$\sigma_{adm} = \frac{R}{n_R} = \frac{700}{8} = 87 \text{ N/mm}^2$$

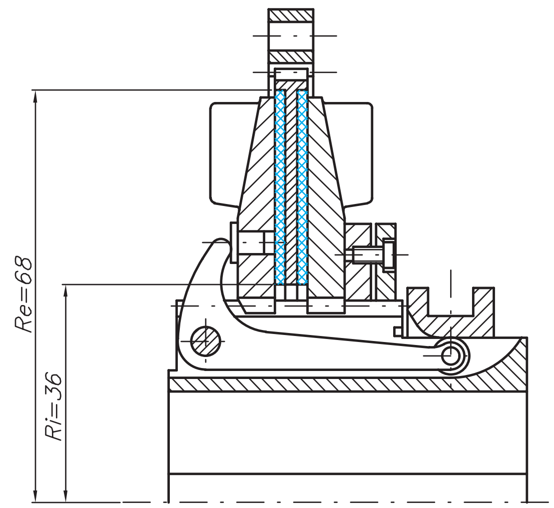
Verifichiamo ora il piolo a flessione nella sezione d'incastro. La tensione di flessione è:

$$\sigma = \frac{M_f}{W_f} = \frac{18\,883}{269} = 70 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{adm}$$

La verifica è soddisfatta per cui il diametro $d_p = 14$ mm si può assumere come definitivo.

Frizioni - 1

Verificare se la frizione monodisco a secco con accoppiamento ferodo-acciaio in figura è in grado di trasmettere il momento torcente massimo $M_{t\max} = 50$ Nm.



Poiché è $R_e = 68$ mm ed $R_i = 36$ mm il rapporto $x = \frac{36}{68} = 0{,}53$ rientra tra i valori normali per frizioni monodisco. L'area delle superfici di frizione è:

$$\pi \cdot (R_e^2 - R_i^2) = \pi \cdot (68^2 - 36^2) = 10\,445 \text{ mm}^2$$

ed il raggio medio:

$$R_m = \frac{R_e + R_i}{2} = 52 \text{ mm}$$

Assunto un valore della pressione specifica $p = 0{,}2$ N/mm^2 la forza assiale di compressione risulta:

$$F = p \cdot \pi \cdot (R_e^2 - R_i^2) = 0{,}2 \cdot 10\,455 = 2\,091 \text{ N}$$

Essendo il numero delle coppie di frizione $n = 2$ e assunto un coefficiente di attrito $f = 0{,}25$, il momento d'attrito sviluppabile dalla frizione è:

$$M_a = n\,f\,F \cdot R_m = 2 \cdot 0{,}25 \cdot 2\,091 \cdot 52 = 54\,366 \text{ Nmm}$$

Poiché risulta $M_a > M_{t\max}$ la verifica ha dato esito positivo.

Frizioni - 2

Dimensionare una frizione a dischi multipli in acciaio, capace di sviluppare un momento di attrito $M_a = 1\,000$ Nm *alla velocità angolare di* 78,5 rad/s*. Sono previste manovre d'innesto frequenti.*

N.B.: le relazioni, le illustrazioni e le tabelle richiamate fanno riferimento all' Unità 12 del vol. 3 del Corso di Meccanica

Con i dati del problema conviene orientarci verso una soluzione con lubrificazione a bagno d'olio.
Assunto un raggio esterno $R_e = 200$ mm, la velocità periferica risulta:

$$V = \omega \cdot R_e = 78{,}5 \cdot 0{,}2 = 15{,}7 \text{ m/s}$$

Essendo $V > 12$ m/s l'olio da usare deve avere una viscosità compresa tra 1,5° ÷ 1,9° Engler a 50 °C.
Si può ragionevolmente ritenere che il coefficiente d'attrito valga $f = 0{,}08$ (tab. 12-II). Per la pressione specifica si adotta un valore $p = 0{,}09$ N/mm^2 (tab. 12-III). Con $x = 0{,}7$ il raggio interno vale:

$$R_i = 0{,}7\ R_e = 140 \text{ mm}$$

Il raggio medio risulta pertanto:

$$R_m = \frac{R_e + R_i}{2} = 170 \text{ mm}$$

e l'area delle superfici di frizione:

$$\pi \cdot (R_e^2 - R_i^2) = \pi \cdot (200^2 - 140^2) = 64\,088 \text{ mm}^2$$

Dalla 12.7) si ricava:

$$F = p \cdot \pi \cdot (R_e^2 - R_i^2) = 0{,}09 \cdot 64\,088 = 5\,768 \text{ N}$$

Sostituendo nella 12.6) i valori noti f, F, R_m, M_a si ottiene il numero di coppie di frizione necessarie:

$$n = \frac{M_a}{f\ F\ R_m} = \frac{1\,000\,000}{0{,}08 \cdot 5\,768 \cdot 170} \approx 13$$

che si possono ottenere accoppiando sette dischi mossi, solidali alla campana, con sei dischi motori solidali con il mozzo.
Esercitando al solito la forza F mediante tre leve a squadra a 120° tra loro, su ciascuno dei bracci corti agirà una forza $\frac{F}{3} = 1\,923$ N. Stabilito ancora $\ell_{max} = 3\ \ell_{min}$, la forza agente alle estremità dei bracci lunghi è $\frac{1\,923}{3} = 641$ N.
Si lascia al lettore il dimensionamento delle leve e l'esecuzione di uno schizzo quotato della frizione.

Bielle - 1

La biella di un motore Diesel ha il fusto, che si suppone a sezione costante, circolare cavo e della lunghezza di 1 metro; *il suo diametro interno è pari ai* 4/10 *del diametro esterno. Il motore ha cilindri di diametro di* 280 mm; *la pressione massima raggiunta dal fluido all'inizio della combustione è di* 57 kgf/cm². *Il candidato determini il diametro esterno del fusto della biella, dopo aver scelto in modo opportuno i dati eventualmente mancanti nell'enunciato del problema.*

(*Tema di Meccanica applicata alle macchine per l'esame di maturità tecnica industriale nella sessione 1964-II*).

A - *Scelta del materiale*

Si stabilisce di adottare un acciaio da bonifica C40 UNI 7874. Dalla tab. 4-II si ricava un carico unitario di rottura $R = 645$ N/mm².
Per la tensione ammissibile si può assumere il valore $\sigma_{adm} = 100$ N/mm² cui corrisponde un grado di sicurezza rispetto alla rottura $n_R = 6{,}45$ che rientra tra i valori consigliati ($n_R = 5 \div 10$).

B - *Scelta del tipo di sezione*

Il tipo di sezione è un dato del problema. Essendo una sezione circolare cava con rapporto di cavità $\chi = 0{,}4$ le caratteristiche geometriche della sezione espresse in funzione del diametro esterno incognito D del fusto della biella risultano:

$$I = \frac{\pi}{64} D^4 (1 - \chi^4) = 0{,}048 \cdot D^4$$

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 (1 - \chi^2) = 0{,}660 \cdot D^2$$

$$i = \frac{D}{4} \sqrt{1 + \chi^2} = 0{,}269 \cdot D$$

$$\lambda_2 = \lambda_1 \frac{D_1}{D_2}$$

C - *Primo dimensionamento*

Si effettua mediante la relazione:

$$I_1 = \mu \cdot \frac{F_{max} \cdot \ell_c^2}{\pi^2 \cdot E} \qquad 10)$$

nella quale si pone:

$$\mu = 20$$

Essendo $D_c = 280$ mm = 28 cm il diametro del cilindro, si ha:

$$F_{max} = p_{max} \cdot \frac{\pi D_c^2}{4} = 57 \cdot \frac{\pi\, 28^2}{4} = $$
$$= 35\,098 \text{ kgf} = 344\,310 \text{ N}$$

$$\ell_c = \beta\ell = 1 \text{ m} = 1\,000 \text{ mm}$$
$$E = 205\,000 \text{ N/mm}^2$$

Sostituendo nella 10) risulta:

$$I_1 = 20 \cdot \frac{344\,310 \cdot 1\,000^2}{\pi^2 \cdot 205\,000} = 3\,403\,502 \text{ mm}^4$$

e quindi i valori di primo tentativo di D_1 e di d_1 sono:

$$D_1 = \sqrt{\frac{I_1}{0{,}048}} = 92 \text{ mm}$$
$$d_1 = 0{,}4\, D_1 = 37 \text{ mm}$$

D - *Verifica e proporzionamento definitivo*

Mediante le relazioni trovate in B si ricava:

$$A_1 = 0{,}660 \cdot D_1^2 = 5\,586 \text{ mm}^2$$
$$i_1 = 0{,}269 \cdot D_1 = 24{,}75 \text{ mm}$$
$$\lambda_1 = \frac{\ell_c}{i_1} = \frac{1\,000}{24{,}75} = 40{,}40$$

Assunto un grado di sicurezza al carico di punta $\nu = 3$ si calcola il coefficiente α mediante la relazione:

$$\alpha = \frac{\nu \cdot \sigma_{adm}}{\pi^2 \cdot E} \qquad 9)$$

Con i valori noti si ha:

$$\alpha = \frac{3 \cdot 100}{\pi^2 \cdot 205\,000} = 0{,}00015$$

e quindi:

$$1 + \alpha\, \lambda_1^2 = 1{,}245$$

$$\sigma_{admp} = \frac{100}{1{,}245} = 80 \text{ N/mm}^2$$

Il massimo carico sopportabile è pertanto:

$$N = \sigma_{admp} \cdot A_1 = 446\,800 \text{ N}$$

molto maggiore di F_{max}. Occorre pertanto ridurre la sezione.

Per evitare un numero eccessivo di tentativi conviene, prima di iniziarli, calcolare l'area della sezione assumendo come tensione ammissibile il valore di σ_{admp} ora trovato.

Risulta così:

$$A = \frac{F_{max}}{\sigma_{admp}} = \frac{344\,310}{80} = 4\,304 \text{ mm}^2$$

cui corrisponde il diametro:

$$D = \sqrt{\frac{A}{0{,}660}} = 80 \text{ mm}$$

Sapendo che al diminuire del diametro la snellezza λ cresce e σ_{admp} diminuisce, è evidente che se adottassimo questo diametro troveremmo un carico ammissibile $N < F_{max}$. Per questo si decide di effettuare il secondo tentativo con un valore un po' maggiore. Assumendo:

$$D_2 = 83 \text{ mm}$$

si ottiene:

$$A_2 = 0{,}660 \cdot 83^2 = 4\,540 \text{ mm}^2$$

$$\lambda^2 = 40{,}40 \cdot \frac{92}{83} = 44{,}79$$

$$1 + \alpha\lambda_2^2 = 1{,}30$$

$$\sigma_{admp} = \frac{100}{1{,}30} = 77 \text{ N/mm}^2$$

$$N = 77 \cdot 4\,540 = 349\,580 \text{ N}$$

Poiché è $N = 1{,}015\ F_{max}$ il calcolo si può ritenere concluso. La sezione della biella avrà quindi le dimensioni:

$$D = 83 \text{ mm}$$

$$d = 0{,}4\ D = 33 \text{ mm}$$

Bielle - 2

Proporzionare la biella di un motore Diesel lento, avente sezione circolare cava costante, con diametro interno pari al 40% *del diametro esterno.*
Le caratteristiche del motore, che è a doppio effetto, sono le seguenti:

diametro del cilindro, $D_c = 600$ mm
corsa dello stantuffo, $C = 1\,100$ mm
numero di giri al minuto: 125
rapporto lunghezza biella/raggio manovella = 4,5
pressione max nel cilindro $p_{max} = 59$ kgf/cm^2

Il materiale usato per la costruzione della biella è acciaio speciale al carbonio, avente un carico di rottura pari a 65 kgf/mm^2*.*

(*Tema di Meccanica applicata alle macchine per l'esame di maturità tecnica industriale nella sessione 1971-I*).

A - *Scelta del materiale*

Il tipo di materiale usato è un dato del problema. Il valore del carico unitario di rottura espresso in unità del S.I. è $R = 638$ N/mm^2.
Per la tensione ammissibile si può assumere il valore $\sigma_{adm} = 85$ N/mm^2. Il grado di sicurezza che ne risulta è $n_R = 7{,}5$ e rientra tra i valori consigliati.

B - *Scelta del tipo di sezione*

Anche il tipo di sezione è un dato del problema. Poiché la sezione è circolare cava con rapporto di cavità $\chi = 0{,}4$ come quella dell'esercizio n. 1 valgono ancora le relazioni:

$$I = 0{,}048 \cdot D^4$$
$$A = 0{,}660 \cdot D^2$$
$$i = 0{,}269 \cdot D$$

$$\lambda_2 = \lambda_1 \frac{D_1}{D_2}$$

C - *Primo dimensionamento*

Per calcolare I_1 mediante la relazione 10) dell'esercizio precedente, si ricavano i valori di:

$$F_{max} = p_{max} \cdot \frac{\pi D_c^2}{4} = 59 \cdot \frac{\pi \cdot 60^2}{4} = $$
$$= 166\,818 \text{ kgf} = 1\,636\,485 \text{ N}$$

$$\ell_c = \ell = 4{,}5 \cdot \frac{C}{2} = 4{,}5 \cdot 550 =$$
$$= 2\,475 \text{ mm}$$

$$E = 205\,000 \text{ N/mm}^2$$

Assunto ancora $\mu = 20$, sostituendo nella 10) si ottiene:

$$I_1 = 20 \cdot \frac{1\,636\,485 \cdot 2\,475^2}{\pi^2 \cdot 205\,000} =$$
$$= 99\,092\,053 \text{ mm}^4$$

$$D_1 = \sqrt[4]{\frac{99\,092\,053}{0{,}048}} = 213 \text{ mm}$$

$$d_1 = 0{,}4\, D_1 = 85 \text{ mm}$$

D - *Verifica e proporzionamento definitivo*

Mediante le relazioni trovate in B si ricava:

$$A_1 = 0{,}660 \cdot D_1^2 = 29\,943 \text{ mm}^2$$
$$i_1 = 0{,}269 \cdot D = 57{,}3 \text{ mm}$$
$$\lambda_1 = \frac{\ell_c}{i_1} = \frac{2\,475}{57{,}3} = 43{,}19$$

Assunto $\nu = 3$, il coefficiente α risulta:

$$\alpha = \frac{3 \cdot 85}{\pi^2 \cdot 205\,000} = 0{,}000126$$

e quindi:

$$1 + \alpha\, \lambda_1^2 = 1{,}235$$

$$\sigma_{admp} = \frac{85}{1{,}235} = 69 \text{ N/mm}^2$$

Il massimo carico sopportabile è:

$$N = \sigma_{admp} \cdot A_1 = 2\,066\,067 \text{ N}$$

maggiore di F_{max} ($N \approx 1{,}26\, F_{max}$).

Con una considerazione analoga a quella dell'esercizio n. 1 si ha:

$$A = \frac{F_{max}}{\sigma_{admp}} = \frac{1\,636\,485}{69} = 23\,717 \text{ mm}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{A}{0{,}660}} = 189 \text{ mm}$$

Per il secondo tentativo si adotta allora:

$$D_2 = 194 \text{ mm}$$

ottenendo così:

$$A_2 = 0{,}660 \cdot 194^2 = 24\,802 \text{ mm}^2$$

$$\lambda^2 = 43{,}19 \cdot \frac{213}{194} = 47{,}91$$

$$1 + \alpha\lambda_2^2 = 1{,}29$$

$$\sigma_{admp} = \frac{85}{1{,}29} = 66 \text{ N/mm}^2$$

$$N = 66 \cdot 24\,802 = 1\,636\,932 \text{ N}$$

Il calcolo è così concluso essendo $N \approx F_{max}$. La sezione avrà quindi i diametri:

$$D = 194 \text{ mm}$$

$$d = 0{,}4\, D = 78 \text{ mm}$$

Bielle - 3

Eseguire il dimensionamento di massima del fusto della biella di un motore veloce ad accensione comandata per autovettura da realizzare in acciaio 39 Ni Cr Mo 3 UNI 7845.
I dati interessanti il calcolo della biella sono i seguenti:

N.B.: le relazioni, le illustrazioni e le tabelle richiamate fanno riferimento all' Unità 14 del vol. 3 del Corso di Meccanica

regime massimo di rotazione	: n	= 5 000 giri/min
diametro del cilindro	: D_c	= 70 mm
corsa del pistone	: c	= 64,9 mm
lunghezza della biella	: ℓ	= 108 mm
massa del fusto (*stimata*)	: m_F	= 0,30 kg
pressione massima	: p_{max}	= 3,65 MPa
pressione in quadratura nella fase di espansione	: p	= 1,02 MPa

A - *Scelta del materiale*

L'acciaio 39 Ni Cr Mo 3 col quale si vuole realizzare la biella ha un carico unitario di rottura R = 980 N/mm^2. Essendo il motore a semplice effetto, la biella è soggetta a sollecitazioni a fatica di tipo alterno asimmetrico. Si può adottare una tensione ammissibile $\sigma_{adm} = 130$ N/mm^2, realizzando così un grado di sicurezza $n_R = 7{,}5$ che rientra tra i valori consigliati.

B - *Tipo di sezione*

Si adotta una sezione a doppio T del tipo di quella rappresentata in fig. 14.6, le cui caratteristiche geometriche sono date dalle relazioni:

$$A = 0{,}5\ h^2$$

$$I_{min} = I_y = 0{,}018\ h^4$$

$$i_{min} = 0{,}19\ h$$

$$\lambda = 5{,}27\ \frac{\ell_c}{h}$$

C - *Primo dimensionamento (sez. 1)*

Per calcolare I_{min1} mediante la relazione 14.10′) si calcola il valore di:

$$F_{max} = p_{max} \cdot \frac{\pi D_c^2}{4} = 3{,}65 \cdot \frac{\pi \cdot 70^2}{4} =$$

$$= 14\ 047\ \text{N}$$

Essendo nel piano del movimento della biella ℓ_c = $= \ell = 108$ mm e assunto $\mu = 20$, si ottiene:

$$I_{min1} = 20 \cdot \frac{14\ 047 \cdot 108^2}{\pi^2 \cdot 205\ 000} = 1\ 620\ \text{mm}^4$$

$$h_1 = \sqrt[4]{\frac{1\ 620}{0{,}018}} = 17\ \text{mm}$$

$$A_1 = 0{,}5 \cdot 17^2 = 144{,}5\ \text{mm}^2$$

$$i_{min1} = 0{,}19 \cdot 17 = 3{,}23\ \text{mm}$$

$$\lambda_1 = 5{,}27 \cdot \frac{108}{17} = 33{,}48$$

D - *Verifica al carico di punta*

Assunto $\nu = 2$, il coefficiente α risulta:

$$\alpha = \frac{2 \cdot 130}{\pi^2 \cdot 205\ 000} = 0{,}0001285$$

e quindi:

$$1 + \alpha \lambda_1^2 = 1{,}144$$

$$\sigma_{admp} = \frac{130}{1{,}144} = 114\ \text{N/mm}^2$$

Il massimo carico sopportabile è:

$$N = \sigma_{admp} \cdot A_1 = 16\ 473\ \text{N}$$

che è maggiore di F_{max} ($N = 1{,}17\ F_{max}$).

Si prova allora a ridurre l'altezza al valore h_1 = 16 mm. Risulta:

$$A_1 = 0{,}5 \cdot 16^2 = 128\ \text{mm}^2$$

$$i_{min1} = 0{,}19 \cdot 16 = 3{,}04\ \text{mm}$$

$$\lambda_1 = 5{,}27 \cdot \frac{108}{16} = 33{,}57$$

$$1 + \alpha \lambda^2 = 1{,}163$$

$$\sigma_{admp} = \frac{130}{1{,}163} = 111{,}8\ \text{N/mm}^2$$

$$N = 111{,}8 \cdot 128 = 14\ 308\ \text{N}$$

praticamente coincidente con F_{max}.
La *sezione 1 del fusto* ha quindi le seguenti dimensioni:

$$h_1 = 16\ \text{mm}$$

$$b_1 = \frac{3}{4} h_1 = 12\ \text{mm}$$

$$h_1' = \frac{1}{2} h_1 = 8\ \text{mm}$$

$$b_1' = \frac{1}{4} h_1 = 4\ \text{mm}$$

E - *Verifica al colpo di frusta (sez. 2)*

Con semplici considerazioni fatte in base ad uno schizzo quotato e tenendo conto dei diametri dello spinotto e del perno di manovella, alla *sezione 2 del fusto* si assegnano le seguenti dimensioni:

$$h_2 = 21 \text{ mm}$$

$$b_2 = b_1 = 12 \text{ mm}$$

$$b_2' = b_1' = 4 \text{ mm}$$

$$h_2' = 13 \text{ mm}$$

Il modulo di resistenza a flessione $W_{f2} = W_x$ della sezione 2 è dato dalla relazione:

$$W_{f2} = \frac{b_2\, h_2^3 - \left(2 b_2'\right) \cdot h_2'^3}{6\, h_2}$$

Con i valori stabiliti si ricava:

$$W_{f2} = \frac{12 \cdot 21^3 - 8 \cdot 13^3}{6 \cdot 21} = 742{,}5 \text{ mm}^3$$

La sua area vale:

$$A_2 = (21 \cdot 12) - 2\,(4 \cdot 13) = 148 \text{ mm}^2$$

Calcoliamo ora le caratteristiche di sollecitazione. Il momento flettente massimo è dato dalla 14.21). Le grandezze che vi compaiono hanno nel nostro caso i seguenti valori:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 5\,000}{30} = 523{,}6 \text{ rad/s}$$

$$m_F = 0{,}30 \text{ k}$$

$$r = \frac{c}{2} = 32{,}45 \text{ mm} = 0{,}03245 \text{ m}$$

$$\ell = 108 \text{ mm} = 0{,}108 \text{ m}$$

Risulta pertanto:

$$M_{f\max} = 0{,}064 \cdot 0{,}30 \cdot 523{,}6^2 \cdot 0{,}03245 \cdot 0{,}108 =$$
$$= 18{,}448 \text{ Nm} = 18\,448 \text{ Nmm}$$

La forza F_q agente in quadratura si calcola con la 14.23). Le grandezze che vi compaiono valgono nel nostro caso:

$$p = 1{,}02 \text{ MPa}$$

$$A_c = \frac{\pi D_c^2}{4} = \frac{\pi \cdot 70^2}{4} = 3\,848 \text{ mm}^2$$

$$\frac{\sqrt{\ell^2 + r^2}}{\ell} = \frac{\sqrt{108^2 + 32{,}45^2}}{108} = 1{,}044$$

Risulta pertanto:

$$F_q = 1{,}02 \cdot 3\,848 \cdot 1{,}044 = 4\,098 \text{ N}$$

Le tensioni indotte valgono:

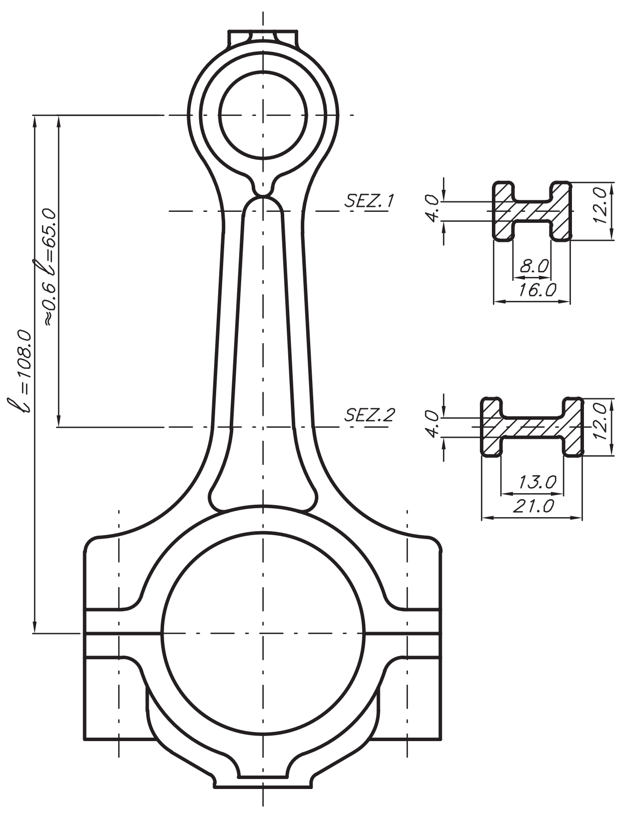
$$\sigma_m = \frac{M_{f\max}}{W_{f2}} = \frac{18\,448}{742{,}5} = 25 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_n = \frac{F_q}{A_2} = \frac{4\,098}{148} = 28 \text{ N/mm}^2$$

per cui si ha:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_n = 25 + 28 = 53 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{adm}$$

Il progetto di massima si può pertanto ritenere concluso. Non conviene ridurre la sezione 2, anche se risulta abbondantemente dimensionata, perché così il fusto si raccorda bene alla testa di biella come appare dallo schizzo quotato in figura.



Manovelle

Il candidato proceda al calcolo e al dimensionamento di una manovella di estremità, in acciaio fucinato, di una motrice lenta e ne esegua, a matita, con le necessarie viste, sezioni e indicazioni delle lavorazioni e delle tolleranze di accoppiamento, il disegno di insieme.
Si presuppongono noti i seguenti dati fondamentali relativi alla macchina e all'organo meccanico:

1) potenza trasmessa $P = 80$ CV
2) raggio della manovella $r = 250$ mm
3) velocità di rotazione $n = 400$ giri/min

(*Tema di Disegno per l'esame di maturità tecnica industriale nella sessione ordinaria 1976).*

N.B.: le relazion, le illustrazioni e le tabelle richiamate fanno riferimento all' Unità 14 del vol. 3 del Corso di Meccanica

A - *Calcolo del perno di manovella*

La forza F_{max} agente sul perno si calcola mediante la relazione:

$$M_t = F_{max} \cdot r = 716\,200\,\frac{P}{n}$$

dalla quale con i nostri dati si ricava:

$$F_{max} = 716\,200 \cdot \frac{80}{400 \cdot 250} = 573 \text{ kgf} = 5\,620 \text{ N}$$

Per la costruzione della manovella si sceglie un acciaio Fe 490 UNI 7070, che ha un limite di fatica alterna simmetrica:

$$\sigma_{LFi} = 245 \text{ N/mm}^2$$

Assunto $K = 0{,}6$ ed $n = 2$, la tensione ammissibile risulta:

$$\bar{\sigma}_{adm} = \frac{K \cdot \sigma_{LFi}}{n} = \frac{0{,}6 \cdot 245}{2} = 73\ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Adottando una pressione ammissibile $p_{adm} = 9$ N/mm^2, dalla 6.22) si ricava:

$$\frac{\ell}{d} = \sqrt{\frac{73}{5 \cdot 9}} = 1{,}27$$

che rientra tra i valori consigliati. Sostituendo nella 7.21) i valori noti di $N = F_{max}\,\dfrac{\ell}{d}$ e σ_{adm}, il diametro del perno risulta:

$$d \geqslant \sqrt{\frac{5 \cdot 5\,620}{73} \cdot 1{,}27} = 22 \text{ mm}$$

che si arrotonda a $d = 24$ mm (vedere in proposito la tabella UNI 2017 relativa alle dimensioni lineari per organi meccanici).
La lunghezza del perno risulta pertanto:

$$\ell = 1{,}27 \cdot d = 1{,}27 \cdot 24 = 30{,}48 \text{ mm}$$

che si arrotonda a $\ell = 30$ mm, realizzando così un rapporto $\dfrac{\ell}{d}$ pari a:

$$\frac{\ell}{d} = \frac{30}{24} = 1{,}25$$

ed una pressione specifica:

$$p = \frac{5\,620}{24 \cdot 30} = 7{,}8\ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < p_{adm}$$

Si prevede di realizzare un perno di manovella smontabile, per cui si assumono le seguenti dimensioni del mozzo:

$$d_1 = 2{,}25\,d = 54 \text{ mm}$$

$$\ell_1 = 1{,}67\,d = 40 \text{ mm}$$

Lo spessore del braccio si assume pari a:

$$b = 0{,}835\,d = 20 \text{ mm}$$

In figura A è rappresentato il sistema adottato per l'accoppiamento del perno col suo mozzo e per il bloccaggio del perno.
L'accoppiamento conico (con conicità 1:10) e il bloccaggio con rosetta e dado sono stati preferiti all'impiego di una chiavetta per evitare una riduzione di sezione.

B - *Calcolo del perno di banco dell'albero*

Anche per la costruzione dell'albero si prevede di utilizzare l'acciaio Fe 490 UNI 7070, per cui risulta ancora $\bar{\sigma}_{adm} = 73$ N/mm^2.
Per il dimensionamento del perno di banco occorre calcolare il momento flettente ideale mediante la

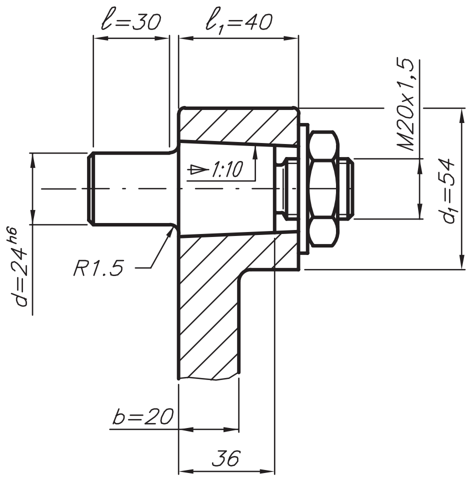


Fig. A

relazione:

$$M_{fid} = \sqrt{M_f^2 + \frac{3}{4} M_t^2} \qquad 14.29)$$

nella quale nel nostro caso è:

$$M_t = F_{max} \cdot r = 5\,620 \cdot 250 = 1\,405\,000 \text{ Nmm}$$

Per il calcolo di M_f si assume di tentativo:

$$z_2 = 3{,}5\, d = 84 \text{ mm}$$

Risulta pertanto:

$$M_f = F_{max} \cdot z_2 = 5\,620 \cdot 84 = 472\,080 \text{ Nmm}$$

$$M_{fid} = 1\,305\,135 \text{ Nmm}$$

$$W_f = \frac{M_{fid}}{\overline{\sigma}'_{adm}} = 17\,878 \text{ mm}^3$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32\, W_f}{\pi}} \approx 57 \text{ mm}$$

Per il diametro dell'estremità dell'albero da collegare al mozzo della manovella si può, in base alla tabella 14-I, adottare il valore:

$$D' = D - 5 \text{ mm} = 52 \text{ mm}$$

Tale diametro va però aumentato a $D' = 58$ mm per tenere conto della cava per la linguetta di profondità $t_1 = 6$ mm. Della stessa quantità va quindi aumentato anche il diametro del perno di banco portandolo al valore:

$$D = 63 \text{ mm}$$

La lunghezza L del perno di banco andrebbe determinata mediante la verifica alla pressione specifica che, in questo caso, non si può effettuare perché non si conosce la reazione R del cuscinetto di banco, calcolabile solo se si conoscono i carichi applicati all'intero albero.
Ci limitiamo pertanto ad assegnarle il valore consigliato per macchine lente:

$$L = 1{,}5\, D = 94 \text{ mm}$$

Per la lunghezza ed il diametro del mozzo si adottano i valori:

$$L_1 \approx 1{,}1\, D = 70 \text{ mm}$$

$$D_1 \approx 1{,}9\, D = 120 \text{ mm}$$

Si effettua ora la verifica della quota z_2, data da:

$$z_2 = \frac{L}{2} + L_1 + \frac{\ell}{2}$$

Con i nostri valori si ricava:

$$z_2 = \frac{94}{2} + 70 + \frac{30}{2} = 132 \text{ mm}$$

Poiché risulta maggiore di quella assunta di tentativo si ripete il calcolo. Si ottiene:

$$M_f = 5620 \cdot 132 = 741\,840 \text{ Nmm}$$

$$M_t = 1\,405\,000 \text{ Nmm}$$

$$M_{fid} = 1\,425\,077 \text{ Nmm}$$

$$W_f = 19\,522 \text{ mm}^3$$

$$D = 58 \text{ mm}$$

che è inferiore al valore $D = 63$ mm, stabilito in base alle considerazioni precedenti. Si adotta pertanto in via definitiva $D = 63$ mm.

C - *Verifica del braccio*

In base ai valori fin qui calcolati si traccia il profilo della manovella (figura B).
Dai calcoli eseguiti e dalle misure effettuate sul profilo della manovella si ricava:

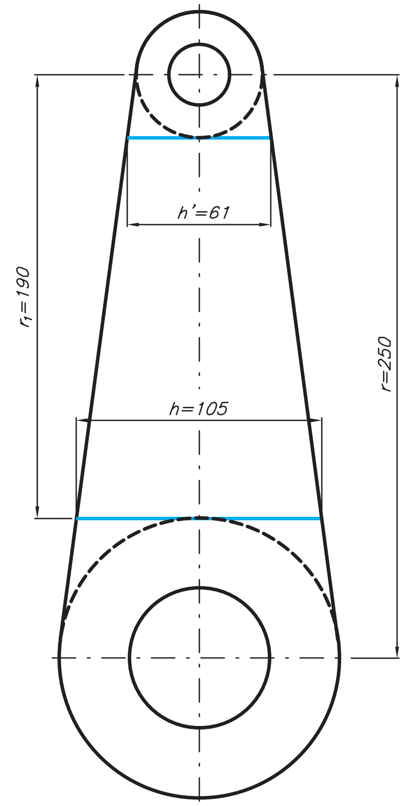


Fig. B

$$b = 20 \text{ mm} \qquad h' = 61 \text{ mm}$$

$$h = 105 \text{ mm} \qquad r_1 = 190 \text{ mm}$$

Verifica della sezione 1

La verifica si effettua nella posizione di punto morto esterno (figura 14.12). Con i nostri dati le caratteristiche di sollecitazione nella sezione 1 risultano:

$$N_c = F_{\max} = 5\,620 \text{ N}$$

$$M_f = F_{\max} \cdot z_1$$

Essendo:

$$z_1 = \frac{\ell}{2} + \frac{b}{2} = 25 \text{ mm}$$

si ha:

$$M_f = 5\,620 \cdot 25 = 140\,500 \text{ Nmm}$$

Le caratteristiche geometriche della sezione sono:

$$A = b \cdot h' = 1\,220 \text{ mm}^2$$

$$W_x = \frac{b^2 h'}{6} = 4\,067 \text{ mm}^3$$

Le tensioni di compressione e di flessione valgono:

$$\sigma_n = \frac{N_c}{A} = 4{,}6 \ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_m = \frac{M_f}{W_x} = 34{,}5 \ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Risulta pertanto:

$$\sigma_{\max} = \sigma_n + \sigma_m = 39{,}1 \ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \bar{\sigma}_{adm}$$

e la verifica è soddisfatta.

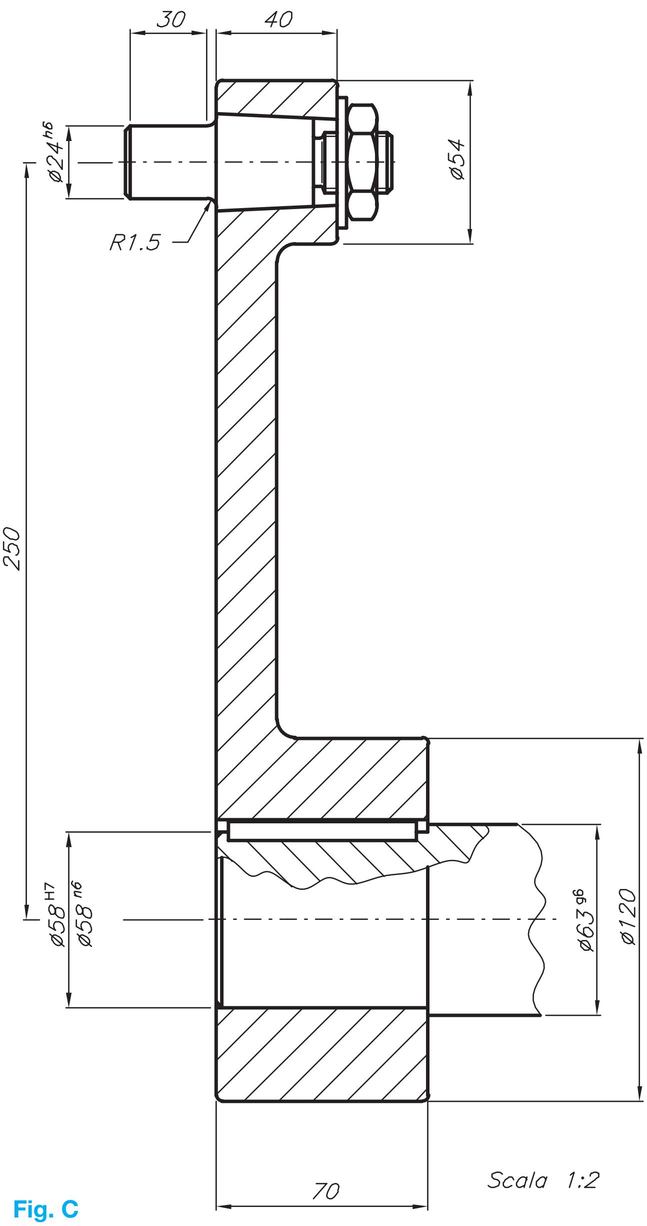


Fig. C

Verifica della sezione 2

La verifica si effettua in posizione di quadratura. In mancanza di dati precisi si assume:

$$F_q = F_{max} = 5\,620 \text{ N}$$

Le caratteristiche di sollecitazione risultano:

$$M_f = F_{max} \cdot r_1 = 1\,067\,800 \text{ Nmm}$$

$$M_t = F_{max} \cdot z_1 = 140\,500 \text{ Nmm}$$

Essendo $\frac{h}{b} = \frac{105}{20} = 5{,}25$ si adotta un valore $\beta = 3$.

Le tensioni di flessione e di torsione si ricavano mediante le relazioni 14.38) e 14.39). Con i nostri dati esse valgono:

$$\sigma_m = \frac{6 \cdot 1\,067\,800}{20 \cdot 105^2} = 29 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau' = 3 \cdot \frac{140\,500}{20^2 \cdot 105} = 10 \text{ N/mm}^2$$

Risulta pertanto:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\,\tau'^2} = 33{,}8 \text{ N/mm}^2 < \bar{\sigma}_{adm}$$

e anche questa verifica risulta soddisfatta.
Il calcolo di dimensionamento è così terminato e si può eseguire il disegno di insieme richiesto (figura C).

Ruote dentate

Eseguire il dimensionamento di un ingranaggio cilindrico a denti diritti disponendo dei seguenti dati:

potenza nominale sull'albero del pignone	:	$P_1 = 240$ kW
frequenza di rotazione del pignone	:	$n_1 = 1\,000$ giri/min
rapporto d'ingranaggio	:	$u = 2$
durata utile richiesta	:	$h = 5\,000$ ore
materiale pignone	:	*16 Cr Ni 4 cementato*
materiale ruota	:	*16 Cr Ni 4 cementato*

supporti: *rigidi*
azionamento: *con motore elettrico*
urti: *limitati*

N.B.: le relazioni, le illustrazioni e le tabelle richiamate fanno riferimento all' Unità 15 del vol. 3 del Corso di Meccanica

1 - *Calcolo delle forze agenti*

Velocità angolare del pignone:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 1\,000}{30} = 104{,}7 \text{ rad/s}$$

Si suppone di eseguire l'albero del pignone in acciaio Fe 590. Il suo diametro si calcola con la formula:

$$d_A = 172 \sqrt[3]{\frac{P_1}{\omega_1 \cdot \tau_{adm}}} + t_1$$

essendo t_1 la profondità della cava della linguetta sull'albero. Per gli acciai da costruzione si adottano normalmente valori della tensione ammissibile $\tau_{adm} = 12 \div 25$ N/mm^2.
Nel nostro caso, assunto un valore medio $\tau_{adm} = 18$ N/mm^2, risulta:

$$172 \sqrt[3]{\frac{240}{104{,}7 \cdot 18}} = 86 \text{ mm}$$

Dalle tabelle delle linguette si ricava $t_1 = 9$ mm, per cui si ottiene:

$$d_A = 86 + 9 = 95 \text{ mm}$$

Si assume il diametro primitivo provvisorio:

$$d_1 = 2 \cdot d_A = 190 \text{ mm}$$

la velocità periferica risulta:

$$v = \omega_1 = \frac{d_1}{2} = 104{,}7 \text{ rad/s} \cdot 0{,}095 \approx 10 \text{ m/s}$$

Dalla tab. 15-III si rileva che, per questa velocità, la dentatura deve essere realizzata con lavorazione ad asportazione di truciolo molto curata o con rettifica normale. La lubrificazione (tab. 15-VI) deve essere a bagno d'olio.
La forza tangenziale nominale vale:

$$F_t = \omega_1 = \frac{2\,P_1}{\omega_1\, d_1} \cdot 10^6 = \frac{2 \cdot 240}{104{,}7 \cdot 190} \cdot 10^6 = 24\,129 \text{ N}$$

Dalla tab. 15-I si ricava $f_s = 1{,}25$ per cui risulta:

$$F_t \cdot f_s = 24\,129 \cdot 1{,}25 = 30\,161 \text{ N}$$

Dalla tab. 15-III, per $v = 10$ m/s, si assume l'errore di dentatura $f_d = 20\ \mu$m. Si assume inoltre una larghezza di dentatura provvisoria:

$$b = 0{,}75 \cdot d_1 = 142 \text{ mm}$$

Dalla 15.14) si ricava allora:

$$C_0 = \frac{30\,161}{142} + 2{,}6 \cdot 20 = 264 \text{ N/mm}$$

Dalla tab. 15-II si ricava $C_v = 2{,}4 \cdot 10^{-2}$ s/m. Dalla 15.13) si ottiene lo sforzo supplementare dinamico interno:

$$F_{t\,din} = 0{,}024 \cdot 264 \cdot 10 \cdot 142 = 8\,997 \text{ N}$$

La forza $F_{t\,tot}$ e il momento M_{t1} da usare per il calcolo risultano:

$$F_{t\,tot} = 30\,161 + 8\,997 = 39\,158 \text{ N}$$

$$M_{t1} = \frac{39\,158 \cdot 190}{2} = 3\,720\,000 \text{ Nmm}$$

2 - *Calcolo del modulo*

Abbiamo previsto di costruire sia la ruota che il pignone con lo stesso materiale indurito. Potremmo pertanto effettuare la ricerca del modulo limitandoci al calcolo di resistenza a flessione (*RF*).
Poiché è $z_1 < z_2$ dalla tab. 15-IV si vede che il fattore di forma q è maggiore per il pignone che per la ruota. Supposta com'è lecito $\frac{M_t}{z}$ = cost, l'esame della relazione 15.23) porta perciò a concludere che questo è uno dei casi in cui si può eseguire il calcolo solo per il pignone. Ciò nonostante, e per confermare la validità di questa affermazione, eseguiremo di seguito i calcoli (*RF*) sia per il pignone che per la ruota e, anche se non necessari, i calcoli (*RH*).

a) *Calcolo (RF) del pignone*

Per l'uso della 15.23) occorre fissare il numero di denti z_1 del pignone che, per riduttori di precisione, deve essere maggiore di 20 ÷ 25. Quando non vi sono particolari vincoli d'ingombro, per migliorare il rendimento ed il funzionamento dell'ingranaggio, conviene assumere un numero di denti $z_1 = 25 \div 40$.
Nel caso in esame non sussiste alcun vincolo, per cui si adotta per il pignone:

$$z_1 = 36$$

Dalla tab. 15-IV si ricava per il fattore di forma il valore $q = 2{,}97$. Si adotta inoltre $\lambda = 20$ ed $\varepsilon = 1{,}5$. Per gli acciai legati da cementazione, dalla tab. 15-V si ricava $\bar{\sigma}_{adm} = 200$ N/mm^2.
Sostituendo i valori noti nella 15.23) si ottiene:

$$m \geqslant \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 3\,720\,000 \cdot 2{,}97}{200 \cdot 36 \cdot 20 \cdot 1{,}5}} \geqslant 4{,}67 \text{ mm}$$

b) *Calcolo (RF) della ruota*

Il numero di denti della ruota è:

$$z_2 = u \cdot z_1 = 2 \cdot 36 = 72$$

Dalla tab. 15-IV si ricava $q = 2{,}68$. Potendosi ritenere con buona approssimazione:

$$\frac{M_{t1}}{z_1} = \frac{M_{t2}}{z_2} = 103\,333$$

Il modulo richiesto dalla ruota risulta:

$$m \geqslant \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 103\,333 \cdot 2{,}68}{200 \cdot 20 \cdot 1{,}5}} \geqslant 4{,}52 \text{ mm}$$

cioè, come previsto, minore di quello richiesto dal pignone.
Per verificare che il valore del modulo ottenuto col calcolo (*RF*) è, in questo caso, il massimo, eseguiamo anche i calcoli (*RH*).

c) *Calcolo (RH) del pignone*

Il calcolo del modulo si esegue con la formula 15.27). Trattandosi di un contatto acciaio su acciaio si assume $K = 473$. Assunto $\eta_E = 1$, dalla tab. 15-V si ricava $HB = 6\,500$ N/mm^2.
Sostituendo i valori noti nella 15.27) si ottiene:

$$m \geqslant 0{,}69 \cdot \sqrt[3]{\frac{473^2 \cdot 3\,720\,000}{1 \cdot 6\,500^2 \cdot 20 \cdot 36} \cdot \left(\frac{1}{36} + \frac{1}{72}\right)} \cdot$$
$$\cdot \sqrt[9]{1\,000 \cdot 5\,000} = 0{,}72 \cdot 5{,}55 = 3{,}96 \text{ mm}$$

d) *Calcolo (RH) della ruota*

Questo calcolo risulta inutile, poiché essendo $n_2 < n_1$ e HB uguale per ruota e pignone, il modulo richiesto dalla ruota risulta senz'altro minore di quello richiesto dal pignone.
Per la scelta del modulo è risultato quindi determinante il calcolo (*RF*) del pignone, confermando così l'affermazione iniziale riguardante gli ingranaggi a superficie indurita.
Occorre però osservare che aumentando la durata utile richiesta il calcolo (*RH*) del pignone potrebbe imporre un modulo maggiore di quello ottenuto col calcolo (*RF*).
Così, ad esempio, se la durata utile richiesta fosse stata $h = 30\,000$ ore, col calcolo (*RH*) si sarebbe trovato un modulo maggiore, anche se di poco, di quello trovato col calcolo (*RF*).

3 - *Dimensionamento della dentatura*

Si adotta il modulo unificato:

$$m = 5 \text{ mm} > 4{,}67 \text{ mm}$$

Assumendo in via definitiva $d_1 = 190$ mm, risulta:

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{190}{5} = 38 > 36$$

$$z_2 = u \cdot z_1 = 76 > 72$$

pignone ($d_1 = 190$ mm)

addendum: $h_a = m = 5$ mm
dedendum: $h_f = 1{,}25\ m = 6{,}25$ mm
diametro di testa: $d_{a1} = d_1 + 2\ h_a = 200$ mm
diametro di piede: $d_{f1} = d_1 - 2\ h_f = 177{,}5$ mm

ruota ($d_2 = u \cdot d_1 = 380$ mm)

addendum: $h_a = 5$ mm
dedendum: $h_f = 6{,}25$ mm
diametro di testa: $d_{a2} = d_2 + 2\ h_a = 390$ mm
diametro di piede: $d_{f2} = d_2 - 2\ h_f = 377{,}5$ mm

larghezza dentatura:

$$b = \lambda \cdot m = 20 \cdot 5 = 100 \text{ mm}$$

4 - *Verifiche pignone*

Con il valore definitivo $b = 100$ mm risulta:

$$C_0 = \frac{30\,161}{100} + 2{,}6 \cdot 20 = 354 \text{ N/mm}$$

Dalla tab. 15-II si ha $C_v = 2{,}3 \cdot 10^{-2}$ s/m e quindi:

$$F_{t\,din} = 0{,}023 \cdot 354 \cdot 10\,100 = 8\,142 \text{ N}$$

valore minore di quello utilizzato per il calcolo del modulo. Risulta pertanto:

$$F_{t\,tot} = 30\,161 + 8\,142 = 38\,303 \text{ N}$$

Dalla tab. 15-IV, per $z_1 = 38$ si ha $q = 2{,}91$.

a - *Verifica (RF)*
Applicando la 15.21) si ottiene:

$$\sigma_{f\,\max} = \frac{38\,303 \cdot 2{,}91}{100 \cdot 5 \cdot 1{,}5} = 149 \text{ N/mm}^2 < \overline{\sigma}_{adm}$$

b - *Verifica (RH)*
Con i valori noti, mediante la 15.26) si calcola la pressione ammissibile. Risulta:

$$p_{adm} = \frac{2{,}5 \cdot 650}{\sqrt[6]{1\,000 \cdot 5\,000}} = 1\,243 \text{ N/mm}^2$$

Applicando la formula 15.25) si trova per la pressione massima il valore:

$$p_{\max} = 473 \cdot \sqrt{\frac{38\,303}{100 \cdot 5 \cdot 1} \cdot \left(\frac{1}{38} + \frac{1}{76}\right)} = $$
$$= 822 \text{ N/mm}^2 < p_{adm}$$

5 - *Verifiche ruota*

Le verifiche sono implicitamente soddisfatte da quelle effettuate sul pignone. Per la verifica (*RF*), per $z_2 = 76$, è infatti $q = 2{,}64$ anziché $q = 2{,}91$ e quindi la $\sigma_{f\max}$ è minore. Per la verifica (*RH*), essendo $n_2 < n_1$, la pressione ammissibile p_{adm} risulta maggiore.

6 - *Viscosità del lubrificante*

Il fattore di carico vale:

$$C = \frac{F_{t\,tot}}{b \cdot n \cdot \pi} = \frac{38\,303}{100 \cdot 5 \cdot \pi} =$$
$$= 24 \text{ N/mm}^2 > 10 \text{ N/mm}^2$$

Si tratta di un carico pesante che, con $v \approx 10$ m/s, richiede un olio con viscosità di 12 °E a 50 °C (tab. 15-VII).

7 - *Verifica al riscaldamento*

Pur essendo $n_1 = 1\,000$ giri/min $< 1\,500$ giri/min, effettuiamo lo stesso la verifica al riscaldamento. La potenza effettiva da trasmettere risulta:

$$P_1 = M_{t1} \cdot \omega_1 \cdot 10^{-6} = 3{,}72 \cdot 104{,}7 = 389 \text{ kW}$$

Con $u = 2$ e $z_1 = 38$, il fattore di potenza perduta per attrito vale:

$$f_p \approx \frac{u + 1}{7 \cdot z_1 \cdot u} = \frac{2 + 1}{7 \cdot 38 \cdot 2} = 0{,}0056$$

La potenza massima trasmissibile senza pericolo di temperature-flash è per la 15.28):

$$P_{\max} = \frac{d_1 \cdot b}{1\,360 \cdot f_p} = \frac{190 \cdot 100}{1\,360 \cdot 0{,}0056} = 2\,495 \text{ kW}$$

quasi 6,5 volte superiore a quella da trasmettere.