

## DISEGNO, PROGETTAZIONE E ORGANIZZAZIONE INDUSTRIALE, MECCANICA E MACCHINE

Prima Simulazione 2019

*Il candidato svolga il tema indicato nella prima parte e risponda solo a due quesiti tra i quattro proposti nella seconda parte*

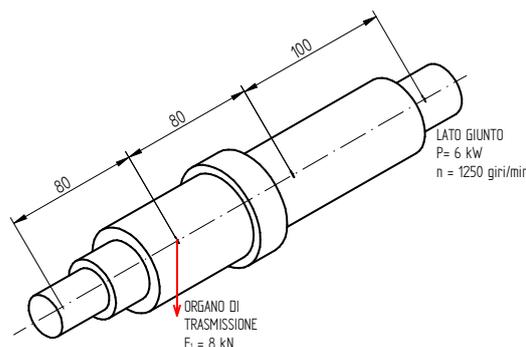
**PRIMA PARTE**

Il candidato, facendo riferimento all'allegato A, ai dati di targa del motore e ad ogni altro parametro/ipotesi che ritenga necessaria e congrua alla progettazione, effettui:

- Il dimensionamento dell'albero, scegliendo opportunamente i materiali, i cuscinetti e ogni altro dispositivo necessario all'assemblaggio.
- Il dimensionamento del giunto rigido a dischi considerando che, per necessità operative, il diametro intero deve essere compreso tra 20 e 30 mm; dello stesso si effettui il disegno di massima.
- Il disegno di fabbricazione dell'albero completo di smussi, raccordi, quote, tolleranze e gradi di lavorazione.
- Il ciclo integrale di lavorazione del giunto in ghisa per la produzione di 150 pezzi, indicando macchinari, utensili, attrezzature, strumenti per la misura e il controllo di qualità, tenendo altresì conto di eventuali trattamenti termici.

**PRIMA PARTE**

- Relativamente alla tornitura cilindrica di sgrossatura sul tratto in cui è calettato l'organo di trasmissione (ruota dentata), assunti i seguenti dati:
  - Costo aziendale del posto di lavoro  $M = 25 \text{ €/h}$
  - Costo utensile  $C_{ut} = 4 \text{ €}$
  - Tempo cambio utensile  $T_{cu} = 1 \text{ min}$
  - Tempo montaggio del pezzo  $T_p = 1 \text{ min}$
  - Utensile in carburo
  - Coefficienti della legge di Taylor  $c = 336$  e  $n = 0,25$
 Calcolare la velocità di taglio di minimo costo, la corrispondente durata dell'utensile, il tempo macchina ed il costo dell'operazione corrispondenti alla velocità di taglio ottimizzata
- Il candidato sulla base delle esperienze acquisite in contesti operativi o in base al percorso di studi effettuato organizzi un'area tipo per la realizzazione e movimentazione dei pezzi (giunti) nell'ipotesi di produzione snella
- Ipotizzando il sistema di trasmissione costituito da due ruote dentate a denti dritti con angolo di pressione pari a  $20^\circ$ , un rapporto di ingranaggio pari a 4, dimensionare la ruota dentata.
- Il candidato facendo riferimento al giunto a dischi in base ai dati forniti (potenza e n° di giri) effettui il calcolo dei bulloni di collegamento scegliendo opportunamente il materiale e indicando la classe di resistenza degli elementi di collegamento trovati.



Durata massima della prova 8 ore

**Premessa:** i calcoli saranno fatti facendo riferimento alla normativa e al “Manuale di meccanica” ed. Hoepli

Dati forniti:

Potenza lato giunto	$P = 6 \text{ [kW]}$	Numero giri albero	$n = 1250 \left[ \frac{\text{giri}}{\text{min}} \right]$
Forza organo trasmissione	$F = 8 \text{ [kN]}$		

### Ipotesi di soluzione

Come prima cosa si sceglie il materiale dell'albero: un acciaio bonifica C40.  
Dalla tabella F.34 del manuale, per diametri compresi tra 16 e 400 mm, si ha

$$R_m = 640 \left[ \frac{N}{\text{mm}^2} \right] \quad R_e = 400 \left[ \frac{N}{\text{mm}^2} \right]$$

Si prende come coefficiente di sicurezza  $\gamma = 3$  valore superiore dell'intervallo indicato a pag. I-84

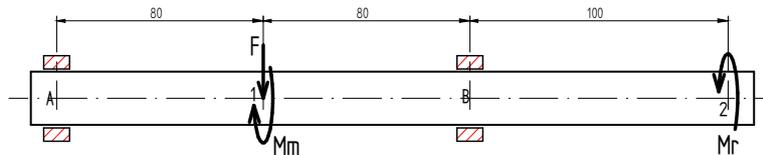
Si ha:

$$\sigma_{am} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_m}{\gamma} = \frac{2}{3} \cdot \frac{640}{3} = 142,22 \left[ \frac{N}{\text{mm}^2} \right]$$

e

$$\tau_{am} = \frac{\sigma_{am}}{\sqrt{3}} = \frac{142,22}{\sqrt{3}} = 82,11 \left[ \frac{N}{\text{mm}^2} \right]$$

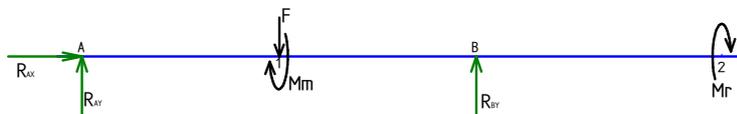
Si definisce un possibile schema dell'albero



ed il relativo schema di calcolo



con il corpo libero associato



Le reazioni vincolari si trovano facilmente, ottenendo:

$$R_{Ax} = 0 \text{ [N]} \quad R_{Ay} = 4000 \text{ [N]} \quad R_{By} = 4000 \text{ [N]}$$

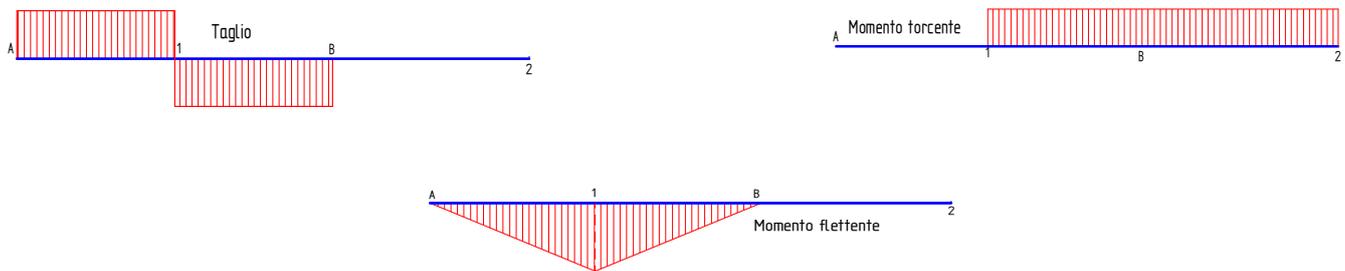
La velocità angolare dell'albero si ricava dal numero di giri:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1250}{60} = 130,90 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

e da questa il momento torcente che agisce tra la sezione 1 e la sezione 2

$$M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{6000}{130,90} = 45,833 \text{ [Nm]} = 45833 \text{ [Nmm]}$$

I diagrammi del taglio e dei momenti flettente e torcente sono riportati nelle figure che seguono.



Il momento flettente massimo si ha nella sezione 1;

La distanza tra la sezione A e la sezione 1 è  $L_{A1}=40 \text{ [mm]} = 0,04 \text{ [m]}$

si ha:

$$M_f = R_{AY} \cdot L_{A1} = 4000 \cdot 0,04 = 160 \text{ [Nm]} = 160000 \text{ [Nmm]}$$

*Calcolo dimensioni minime Albero*

Nella sezione A agisce solo lo sforzo di taglio dove si ha  $T_A = R_{AY} = 4000 \text{ [N]}$ , per una sezione circolare la tensione di taglio massima vale

$$\tau_{Amax} = \frac{4}{3} \cdot \frac{T_A}{A}$$

dove A rappresenta l'area della sezione.

Ricordando la equazione di stabilità

$$\tau_{max} \leq \tau_{am}$$

si ha:

$$d_A \geq \sqrt[2]{\frac{16}{3} \cdot \frac{T_A}{\pi \cdot \tau_{am}}} = \sqrt[2]{\frac{16}{3} \cdot \frac{4000}{\pi \cdot 82,11}} = 9,09 \text{ [mm]}$$

Nelle sezioni B e 2 agisce solo il momento torcente  $M_T$  per una sezione circolare la tensione di taglio massima vale

$$\tau_{max} = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3}$$

dall'equazione di stabilità prima ricordata si ottiene

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_{am}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 45833}{\pi \cdot 82,11}} = 14,17 \text{ [mm]}$$

Nella sezione 1 agisce sia il momento torcente  $M_t$  che quello flettente  $M_f$  (prima calcolato), in questi casi si deve utilizzare la relazione di Von Mises definendo un momento flettente ideale  $M_{fi}$

$$M_{fi} = \sqrt{M_f^2 + 0,75 M_t^2} = \sqrt{160000^2 + 0,75 \cdot 45833^2} = 164850 \text{ [Nmm]}$$

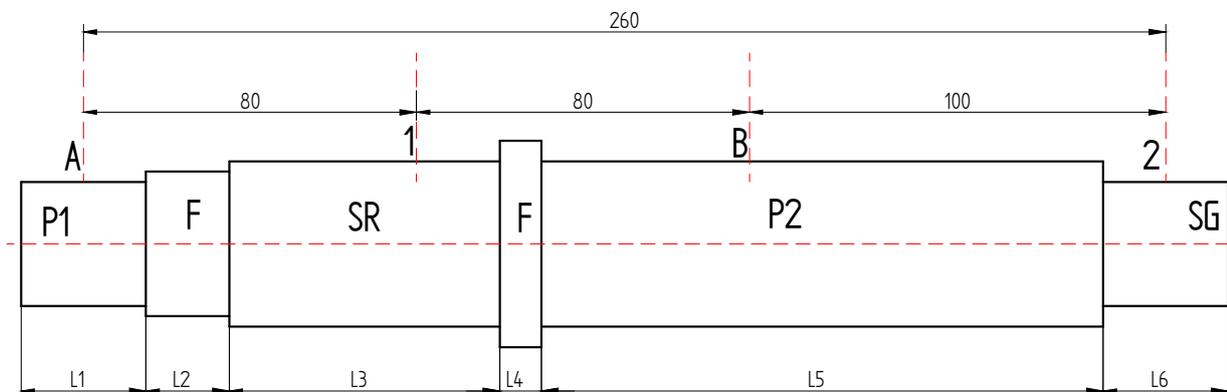
il diametro si ricava dalla relazione

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{fi}}{\pi \cdot \sigma_{am}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 164850}{\pi \cdot 142,2}} = 28,48 \text{ [mm]}$$

Si noti: i valori trovati sono i diametri minimi da utilizzare nelle varie sezioni

Definizione dimensioni albero

Il disegno riportato rappresenta l'albero così come è riportato dalla traccia.



I tratti P1 e P2 sono i perni dove vengono calettati i cuscinetti, i tratti SR e SG sono le sedi di ruota dentata e giunto.

I diametri dei perni P1 e P2 necessariamente devono coincidere con quelli interni dei relativi cuscinetti

Nel tratto P2, con mezzeria sezione B, si ipotizza di calettare un cuscinetto a sfera; ricordato che dai calcoli precedenti è stato ricavato un diametro minimo di 14,17 mm, dalla tabella I-70 a pagina I-100 del manuale si trova che potrebbe essere utilizzato un cuscinetto con diametro 20 mm; la traccia, però, impone che nella sezione 2 ci sia un diametro minimo di 20 mm, per cui per ovvi motivi il cuscinetto scelto non permette di soddisfare questa richiesta per cui si opta per un diametro di 25 mm.

Nella tabella per un diametro di 25 mm sono riportati 4 tipologie, è necessario effettuare una scelta.

Scelta cuscinetti

Per effettuare la scelta è necessario sapere quante ore si prevedono per la sua vita di funzionamento; la tabella I.65 di pagina I-95 riporta dei valori orientativi della durata base in relazione al tipo di applicazione della macchina.

La traccia non da indicazione sul tipo di meccanismo del quale l'albero fa parte, ma, dovendo fare una scelta si ipotizza che la macchina funzioni per 8 ore al giorno, per azionare ingranaggi ( come da traccia assegnata), e si sceglie una durata base

$$L_{10h} = 15000[ore]$$

La durata del cuscinetto sarà

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{10^6} = \frac{60 \cdot 1250 \cdot 15000}{10^6} = 1125 \text{ [milioni di cicli]}$$

Dalla relazione

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

dove P è il carico dinamico equivalente che non nostro caso coincide con la reazione vincolare  $R_{by}$ , p vale 3 per i cuscinetti a sfera e 10/3 per i cuscinetti a rulli e C è coefficiente di carico Dinamico.

Si ricava 
$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{p}} = 4000 \cdot (1125)^{\frac{1}{3}} = 41600[N]$$

Questo valore è troppo alto per un cuscinetto a sfere da 25 mm è necessario

- o scegliere un diametro maggiore (30 mm)
- o cambiare tipo, si decide per questa opzione, per cui si decide di calettare un cuscinetto a rulli.

E' necessario rifare il calcolo del coefficiente dinamico relativo e si ottiene

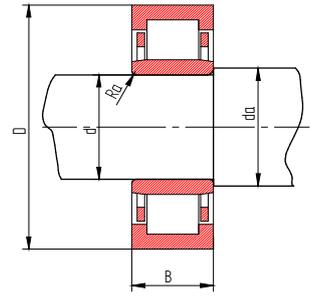
$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{p}} = 4000 \cdot (1125)^{\frac{3}{10}} = 32915 [N]$$

Nella tabella dei cuscinetti a rulli più di uno ha un coefficiente di carico dinamico superiore a quello richiesto, si opta per quello che ha:

- diametro esterno  $D = 52 \text{ mm}$
- larghezza  $B = 18 \text{ mm}$

Il cuscinetto scelto viene utilizzato anche nella sezione 1.

Per individuare ulteriori dati si utilizza il manuale della SKF, si ricava che il cuscinetto scelto ha codice NU 2205 ECP che il diametro da deve essere minimo  $33 \text{ mm}$  ed  $Ra = 0,6 \text{ mm}$



Per il posizionamenti ed il bloccaggio

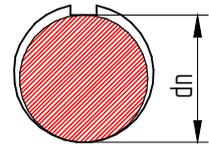
- in A si ipotizza di utilizzare uno spallamento, con una gola di scarico, ed un anello di bloccaggio (tabella I.76) per cui la lunghezza  $L1$  sarà definita da questa scelta si otterrà  $L1 = 23 \text{ mm}$ ,
- in B mediante un anello distanziatore ed un anello di bloccaggio simile al precedente

La sezione 1 è la sede di una ruota dentata, il suo diametro resistente  $d_n$  deve rispettare due necessità

- deve essere almeno di  $28,48 \text{ mm}$  come risulta dal calcolo,
- deve essere maggiore di  $33 \text{ mm}$  come da scelta cuscinetto

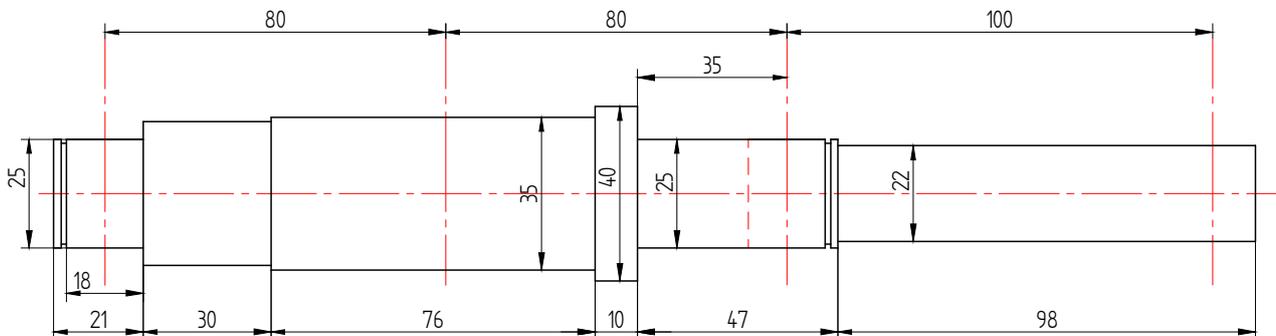
Deciso che per la trasmissione della potenza avvenga mediante una linguetta si sceglie un diametro di  $34 \text{ mm}$ .

Per questo diametro è prevista una linguetta  $10 \times 8$  e con una cava sull'albero di  $4,5 \text{ mm}$ , il diametro di nocciolo resistente sarà di  $29,5 \text{ mm}$  superiore a quello richiesto dal calcolo.



Il diametro dell'albero della sezione 2 si pone pari a  $22$ , valore compreso tra  $20$  e  $30 \text{ mm}$  come richiesto dalla traccia.

Per questo diametro è prevista una linguetta  $6 \times 6$  con una cava sull'albero di  $3,5 \text{ mm}$ , il diametro di nocciolo sarà di  $18,5 \text{ mm}$  superiore a quello richiesto dal calcolo



Scelta linguette

Sezione 1

Dalla tabella I.26 si ha che la lunghezza va da  $22$  a  $110 \text{ mm}$

Il materiale della linguetta deve avere una tensione di rottura almeno di  $590 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ , imponendo un coefficiente di sicurezza pari a  $3$  ed operando come per l'albero si ha

$$\tau_{am} = \frac{2}{3 \cdot \sqrt{3}} \cdot \frac{R_m}{\gamma} = \frac{2}{3 \cdot \sqrt{3}} \cdot \frac{590}{3} = 75,70 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

la lunghezza minima vale

$$l \geq \frac{3 M_t}{D \cdot b \cdot \tau_{am}} = \frac{3 \cdot 45833}{34 \cdot 10 \cdot 75,70} = 5,34 \text{ mm}$$

si sceglie  $l_1 = 22 \text{ mm}$

e si valuta la pressione ammissibile

$$p_{amm} \geq \frac{4 M_t}{D \cdot h \cdot l_1} = \frac{4 \cdot 45833}{30 \cdot 8 \cdot 22} = 75,67 \text{ [Pa]}$$

questa pressione risulta interna all'intervallo richiesto, Linguetta UNI 6604 A 10 x 8 x 22

Sezione 2

Dalla tabella I.26 si ha che la lunghezza va da 14 a 70 mm

La tensione ammissibile non cambia per cui si ha

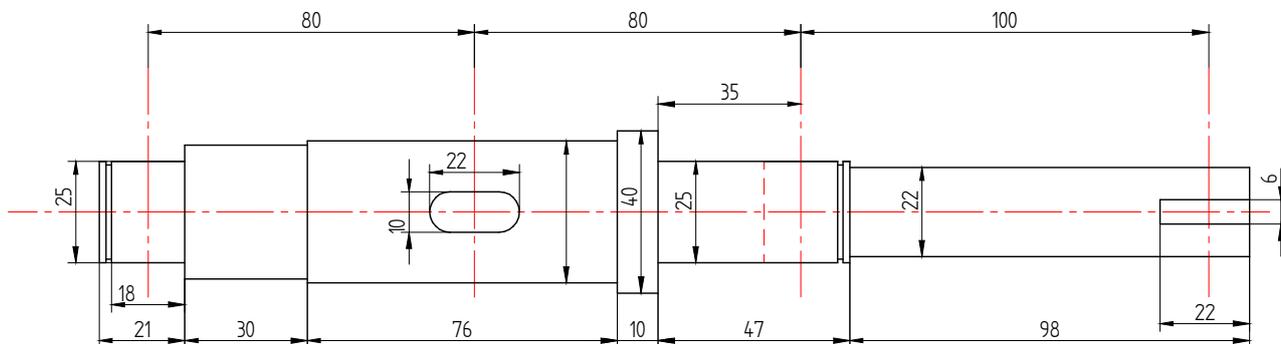
$$l_2 \geq \frac{3 M_t}{D \cdot b \cdot \tau_{am}} = \frac{3 \cdot 45833}{22 \cdot 6 \cdot 75,70} = 13,76 \text{ mm}$$

si sceglie  $l_2 = 14 \text{ mm}$

e si valuta la pressione ammissibile

$$p_{am} \geq \frac{4 M_t}{D \cdot h \cdot l_2} = \frac{4 \cdot 45833}{22 \cdot 6 \cdot 14} = 99,2 \text{ [Pa]}$$

questa pressione risulta interna all'intervallo richiesto, Linguetta UNI 6604 B 6 x 6 x 14



Tolleranze

Per la scelta delle tolleranze si utilizza la tabella E.15, per i cuscinetti si opta per un bloccaggio leggero con una precisione media ed accoppiamento K7/h7 per la ruota dentata ed il giunto si prende un accoppiamento incerto e precisione media J7/h7,

Rugosità

Si sceglie per perni Ra = 0,8 e 1,6 per le altre superfici. Tabella E.7

Scelta Giunto Rigido

Il punto 2 della traccia, chiede, il “dimensionamento del giunto rigido a dischi”, limitando la scelta a quelli che hanno un diametro interno del mozzo compreso tra 20 e 30 mm.

Considerato che il giunto è calettato nella sezione 2 e che in essa è stato previsto un diametro di 22, la traccia risulta soddisfatta.

Come premessa ai calcoli che seguono, si deve notare che i giunti più che “dimensionati” sono scelti, così come avviene per altri componenti quali: cuscinetti, cinghie, linguette ecc..

Mentre per alcuni di essi esistono delle norme che ne definiscono le caratteristiche dimensionali e le modalità di scelta, per i giunto rigidi questo non avviene per cui essa si basa fondamentalmente su cataloghi di ditte specializzate.

In genere la scelta viene fatta con riferimento al materiale del giunto, al diametro dell’albero, alla potenza da trasmettere ed al numero di giri al minuto a cui ruota l’albero.

Per un dimensionamento di prima approssimazione il manuale a pagina I 60 propone alcune formule che partendo dal diametro dell’albero per mettono di ricavare le altre dimensioni.

Utilizzando i riferimenti riportati nel disegno a lato si ha

$$D_e = 2,5 \cdot d + 100 = 2,5 \cdot 22 + 100 = 124,5 \text{ mm}$$

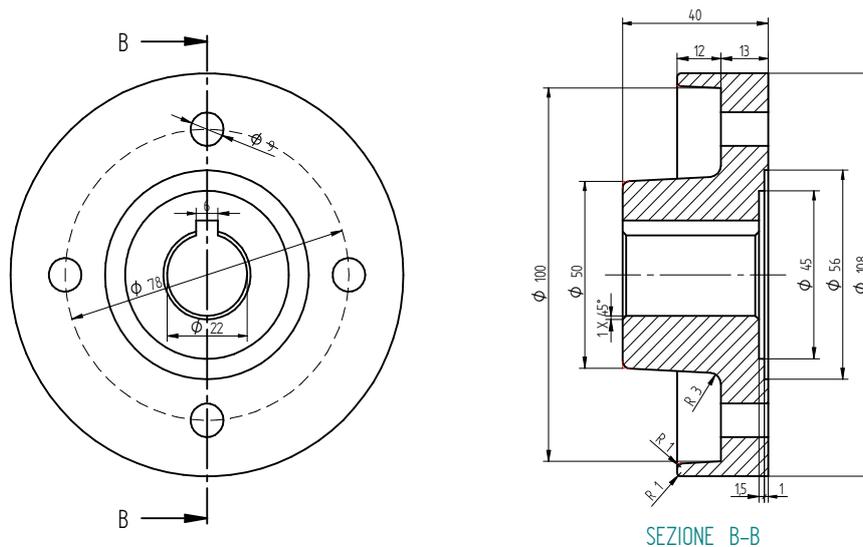
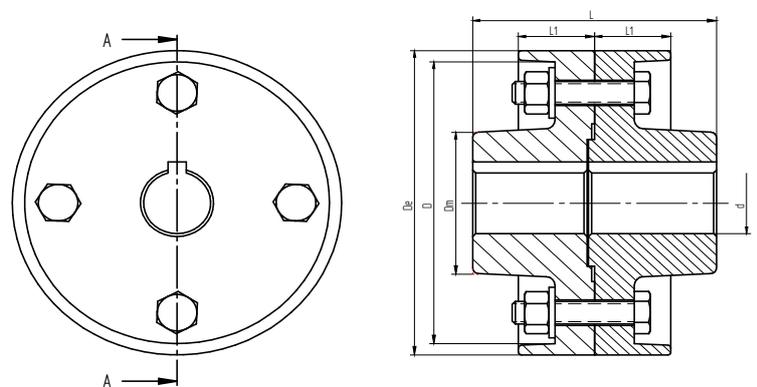
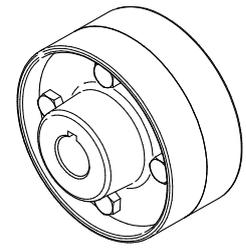
$$D_m = 1,8 \cdot d + 20 = 1,8 \cdot 22 + 20 = 59,6 \text{ mm}$$

$$L_1 = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 22 = 33,0 \text{ mm}$$

Sullo stesso manuale, alla pagina I-70, si ha una tabella che, per un albero avente diametro minore di 25 mm, propone:

D= 100 mm,      D<sub>m</sub> = 45 mm,  
 L = 100,        L<sub>1</sub> = 20 mm,  
 numero di viti    z= 4 tipo M8

Le dimensioni effettivamente scelte sono riportate nel disegno che segue



Si deve precisare che queste sono ancora di approssimazione, solo la scelta catalogo permetterà di conoscere le effettiva dimensioni del giunto.

Scelta materiale delle viti

Definito  $D_c$  come il diametro medio della zona di contatto tra i due semigiunti

$$D_c = \frac{108+56}{2} = 82 \text{ [mm]}$$

La forza di taglio che si trasmette per attrito sarà

$$F_t = \frac{2 \cdot M_t}{D_c} = \frac{2 \cdot 45833}{82} = 1117,88 \text{ [N]}$$

Questa forza viene generata da quelle di chiusura agenti sulle viti, posto  $f = 0,15$  il coefficiente di attrito tra le due superfici a contatto, si calcola la forza assiale che agisce su una singola vite

$$F_1 = \frac{F_t}{z \cdot f} = \frac{1117,88}{4 \cdot 0,15} = 1863,13 \text{ [N]}$$

Sulla vite agiscono, oltre alla forza assiale appena calcolata, anche dei momenti torcenti

Per avvitare il dado è necessario una coppia  $M_{tot} = M_1 + M_2$

$M_1$  agisce tra vite e dado, dal manuale si ricava la seguenti relazioni

$$M_1 = F_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \phi) \cdot \frac{d_2}{2}$$

dove  $d_2$  è il diametro medio di filettatura,  $\alpha$  è dell'elica medio,  $\phi$  è un angolo di attrito,

$$d_2 = d - 0,64952 \cdot P = 8 - 0,64952 \cdot 1,25 = 7,1881 \text{ [mm]}$$

rilevato che il passo P del filetto vale 1,25 si ha

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{1,25}{\pi \cdot 7,1881}\right) = 3,17^\circ \quad \phi = \operatorname{arctg}\left(\frac{f_1}{\cos \frac{\theta}{2}}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}}\right) = 9,82^\circ$$

da cui

$$M_1 = F_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \phi) \cdot \frac{d_2}{2} = 1863,13 \cdot \operatorname{tg}(3,17 + 9,82) \cdot \frac{7,1881}{2} = 1544,71 \text{ [Nmm]}$$

Il momento  $M_2$  si genera nella zona di contatto tra rosetta e dado, definito  $D_m$  il diametro medio di questo zona

$$D_m = \frac{14,38+8}{2} = 11,19 \text{ [mm]}$$

si ha

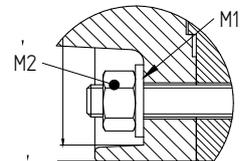
$$M_2 = F_1 \cdot f_2 \cdot \frac{D_m}{2} = 1863,13 \cdot 0,15 \cdot \frac{11,19}{2} = 1563,63 \text{ [Nmm]}$$

Posto  $A_r$  come area resistente che, per una vite M8, vale  $36,6 \text{ mm}^2$ , la tensione di trazione nel gambo della vite sarà

$$\sigma = \frac{F_1}{A_r} = \frac{1863,13}{36,6} = 50,91 \text{ [} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{]}$$

Ricavato il diametro resistente

$$d_3 = d - 1,22687 \cdot P = 8 - 1,22687 \cdot 1,25 = 6,47 \text{ [mm]}$$



si ha

$$\tau = \frac{16 \cdot M_1}{\pi d_3^3} = \frac{16 \cdot 1544,71}{\pi 6,47^3} = 29,05 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

Utilizzando la relazione di Von Mises si calcola la tensione ideale

$$\sigma_i = \sqrt{(\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2)} = \sqrt{(50,91^2 + 3 \cdot 29,05^2)} = 71,55$$

dalla equazione di stabilità

$$\sigma_i \leq \frac{R_{EL}}{\gamma}$$

si ricava lo snervamento minimo che deve avere il materiale della vite

$$R_{EL} \geq \sigma_i \cdot \gamma = \%71,55 \cdot 3 = 214,65 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

Infine dalle norme sulle viti si deduce che la classe di resistenza della vite deve essere almeno 4.6

#### Calcolo Ruota dentata

La traccia da il rapporto di ingranaggio U, ma non chiarisce se la ruota è una ruota motrice o mossa e se l'ingranaggio è un riduttore o un moltiplicatore.

Dalla indicazione di considerare come quella di targa di un motore, la potenza fornita al giunto, si ritiene che la ruota sia la motrice di un riduttore, per questo essa, nell'ingranaggio, è la ruota a diametro inferiore ovvero il pignone.

Le ruote dentate possono cedere per due cause: per usura e per rottura a fatica il calcolo del modulo si effettua utilizzando entrambe le modalità.

#### *Calcolo a Resistenza*

Utilizzando come materiale un acciaio C60 bonificato, dalla tabella I.92 si ha :

$$R_m = 780 \text{ [MPa]}, \quad R_s = 530 \text{ [MPa]}, \quad E = 206000 \text{ [MPa]}. \quad HB = 215,$$

Con un grado di sicurezza  $\gamma=3$ , utilizzando ruote di media precisione per cui  $A = 4$ , ipotizzando una velocità media di 3,5 m/s, si ricava la tensione ammissibile

$$\sigma_{am1} = \frac{R_m}{\gamma} \frac{A}{A+V} = \frac{780}{3} \frac{4}{4+3,5} = 94,22 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

Imponendo un angolo di pressione di  $\alpha=20^\circ$  e con un rapporto di ingranaggio  $u = 4$  il numero minimo di denti sarà:

$$z_{1min} = \frac{2}{\sqrt{[u^2 + (1+2u) \cdot \text{sen}^2 \alpha] - u}} = \frac{2}{\sqrt{[4^2 + (1+2 \cdot 4) \cdot \text{sen}^2 20^\circ] - 4}} = 15,44$$

si sceglie come numero di denti  $z_1=20$ , con questo valore il coefficiente di Levis vale:  $y = 0,320$ ,

Si impone  $\lambda = \frac{B}{m} = 15$  dove B è la larghezza del dente,

Ricordando che il momento torcente  $M_t$  è quello trovato in precedenza si è in grado di calcolare il modulo minimo:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{M_t \cdot \cos^2 \beta}{\lambda_1 \cdot z_1 \cdot \sigma_{am1} \cdot y}} = \sqrt[3]{\frac{45836,62 \cdot 1}{15 \cdot 20 \cdot 94,22 \cdot 0,320}} = 2,037 \quad [mm]$$

Si sceglie  $m = 2,5$  [mm]

per cui si ha

$$d_1 = m \cdot z_1 = 2,5 \cdot 20 = 50 \quad [mm] \quad z_2 = u \cdot z_1 = 4 \cdot 20 = 80 \quad d_2 = m \cdot z_2 = 2,5 \cdot 80 = 200 \quad [mm]$$

$$B_1 = \lambda \cdot m = 15 \cdot 2,5 = 37,5 [mm]$$

La velocità periferica effettiva vale

$$v_1 = \omega_1 \cdot R_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{60} R_1 = \frac{\pi}{60} \cdot n_1 \cdot D_1 = \frac{\pi}{60} \cdot 1250 \cdot \frac{50}{1000} = 3,27 \quad \left[ \frac{m}{s} \right]$$

valore molto prossimo a quello utilizzato per trovare la tensione ammissibile.

*Verifica ad usura*

imponendo una durata  $h = 15000$  ore si ricava:

$$K_1 = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}} = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{206000^2}{2 \cdot 206000}} = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{206000}{2}} = 378,70 \quad \left[ \frac{\sqrt{N}}{mm} \right]$$

$$p_{max} = K_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot M_{t1}}{B \cdot d_1 \cdot \sin 2 \cdot \alpha} \cdot \left( \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right)} = 378,70 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 45836,62}{37,5 \cdot 50 \cdot \sin(2 \cdot 20)} \cdot \left( \frac{1}{50} + \frac{1}{200} \right)} = 522,22 \left[ \frac{No}{mm^2} \right]$$

$$p_{am} = 24,5 \cdot \frac{H}{\sqrt[6]{n_1 \cdot h}} = 24,5 \cdot \frac{215}{\sqrt[6]{1250 \cdot 15000}} = 323,17 \quad \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

Essendo

$$p_{max} > p_{am}$$

La verifica non è soddisfatta per cui si pone  $m = 4$  [mm]

e si effettua il ricalco dei valori trovati in precedenza, ottenendo:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 20 = 80 \quad [mm] \quad z_2 = u \cdot z_1 = 4 \cdot 20 = 80 \quad d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 80 = 320 \quad [mm]$$

$$B_1 = \lambda \cdot m = 15 \cdot 4 = 60 [mm]$$

$$p_{max} = K_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot M_{t1}}{B \cdot d_1 \cdot \sin 2 \cdot \alpha} \cdot \left( \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right)} = 378,70 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 45836,62}{60 \cdot 80 \cdot \sin(2 \cdot 20)} \cdot \left( \frac{1}{80} + \frac{1}{320} \right)} = 258,03 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

si noti come

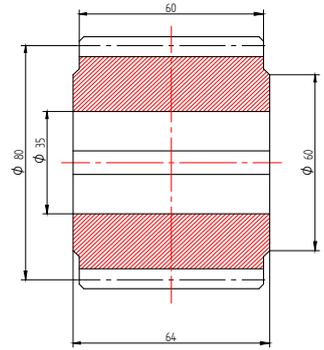
$$p_{max} < p_{am}$$

Definizione dimensioni ruota.

Considerando il rapporto tra il diametro primitivo  $d_p$  e quello dell'albero  $d_a$  si ottiene:

$$\frac{d_{p1}}{d_{a1}} = \frac{80}{35} = 2,28$$

con questo valore, inferiore a circa 4, si decide per una ruota massiccia, ovvero senza razze, ma con collegamento diretto tra mozzo e corona, il disegno è riportato a lato



Avendo definito le dimensioni della ruota dentata, si ridisegna l'albero cambiando le dimensioni della sede.

