SECONDA PROVA DELL'ESAME DI STATO - SIMULAZIONE
Indirizzo: Meccanica, meccatronica ed energia
Articolazione: Meccanica e meccatronica

Il candidato svolga la prima parte della prova e risponda a due dei quesiti proposti nella seconda parte.

PRIMA PARTE

Una pompa che a 3000 giri/min elabora 35 L/s di acqua con una prevalenza di 60 m è azionata, mediante cinghie trapezoidali, da un motore diesel a quattro tempi, funzionante a 2400 giri/min. Il candidato, assumendo con opportuno criterio ogni altro dato occorrente, determini il numero e le dimensioni dei cilindri del motore diesel, e il suo prevedibile consumo di combustibile in un periodo di 24 ore di funzionamento continuato. Esegua inoltre il dimensionamento della trasmissione, e determini lo sforzo esercitato dalle cinghie sugli alberi delle pulegge, e il sistema di calettamento delle pulegge sugli stessi alberi.

SECONDA PARTE

1. Nella prima parte della prova si parla di un motore diesel. Il candidato descriva sinteticamente le principali differenze tra il ciclo Otto e ciclo Diesel, le principali differenze dei rispettivi motori e le loro principali applicazioni.
2. Nella prima parte della prova si parla di trasmissione di potenza tra due alberi paralleli tramite cinghie trapezoidali. Il candidato, in riferimento a questo argomento, descriva sinteticamente le diverse tipologie di trasmissione di potenza, in funzione dei principali parametri (potenza, distanza, ecc.), elencando, per ogni possibile tipologia, i principali pregi e difetti.
3. L'interasse calcolato tra i due alberi nella prima parte della prova è di poco superiore a 400 mm; per motivi di ingombro d'impianto tale interasse deve invece essere compreso tra 120 e 180 mm. Si analizzi da un punto di vista geometrico una possibile trasmissione con ruote dentate a denti diritti.
4. Si verifichi a flessione e ad usura l'accoppiamento a ruote dentate selezionato al quesito 3. Le ruote siano in acciaio bonificato C40.

PRIMA PARTE

Cilindri del motore.

Per dimensionare i cilindri del motore si utilizza la formula del Manuale a pg. 1058: $D = K \cdot \sqrt{\frac{P_{(kW)}}{p_{me} \cdot i \cdot v_m}}$, dove $K = 71{,}36$ per motori a 4 tempi, e dove i dati mancanti si scelgono dalla tabella 7 a pg.1060.

Quindi il primo valore che occorre calcolare è la potenza erogata dal motore.

La potenza assorbita dalla pompa, che elabora una portata in volume di 0,035 m^3/s di acqua (densità 1000 kg/m^3) è: $P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot h = 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}035 \cdot 60 \cong 20\,600$ W .

Ipotizzando un rendimento della pompa di 0,94, le cinghie dovranno trasmettere una potenza pari a $\frac{20{,}6}{0{,}94} \cong 21{,}9$ kW .

Ipotizzando poi un rendimento della trasmissione di 0,97, il motore dovrà fornire una potenza di $\frac{21{,}9}{0{,}97} \cong 22{,}6$ kW .

Assumiamo quindi, dalla tabella 7, utilizzando i dati di un motore diesel a 4 tempi per autotrazione:
$p_{m\_max} =$ 0,7 MPa , $p_{me} = 0{,}8 \cdot p_{m\_\max}$, $v_m = 8$ m/s , i = 4; si calcola un alesaggio di :

$$D = 71{,}36 \cdot \sqrt{\frac{22{,}6}{(0{,}7 \cdot 0{,}8) \cdot 4 \cdot 8}} \cong 80 \text{ mm}$$

Assumendo poi $\frac{C}{D} =$ 1,25 si ha una corsa $C = 1{,}25 \cdot 80 = 100$ mm .

Verifichiamo che a 2400 giri/min, con una corsa di 100 mm, la velocità media sia proprio quella ipotizzata, ossia che $v_m = C \cdot \frac{\omega}{\pi} = \frac{C}{\pi} \cdot \frac{n}{60} \cdot 2\pi = C \cdot \frac{n}{30} = 0{,}1 \cdot \frac{2400}{30} \cong 8{,}01$ m/s . Verifichiamo anche che tutti i dati, sia assunti che calcolati, siano congruenti con la tabella 7 (per esempio una potenza specifica di circa 11,2 kW/L, essendo la cilindrata di 2 dm^3).

Consumo di combustibile in 24 h.

Il calcolo è banale: si assume, secondo la tabella 15.1 del terzo volume (o secondo quanto suggerito da un manuale) un consumo specifico di combustibile pari a 250 g/kWh e si calcola il combustibile totale consumato in 24 h: $m_{comb} = 22{,}6 \cdot 24 \cdot 0{,}25 = 135{,}6$ kg .

Dimensionamento della trasmissione.

Quello delle cinghie trapezoidali è un argomento abbastanza frequente nelle prove d'esame degli ultimi anni. Per risolvere la prova proposta utilizzeremo questa volta non il solito Manuale (Zanichelli/Esac) ma il "Manuale Cremonese di Meccanica, IV Ed, Zanichelli".

Abbiamo già calcolato che la potenza trasmessa dalle cinghie è pari a $\cong 21{,}9$ kW .

Per il calcolo delle cinghie ipotizziamo un fattore di servizio di 1,2 (Cremonese, TABELLA 44.156 pg.1179); la potenza di calcolo sarà allora $P_c = 21{,}9 \cdot 1{,}2 \cong 26{,}3$ kW , e la velocità della puleggia minore sarà di 3000 giri/min.

Per quanto riguarda il tipo di cinghia, siamo nella zona di confine tra tipo A e tipo B (FIGURA 44.269 pag 1179); per aver un minor numero di cinghie, sceglieremo di utilizzare cinghie di tipo B.

Il rapporto di trasmissione è $i = \frac{3000}{2400} \cong 1{,}25$; le coppie di diametri primitivi (tra quelli raccomandati per cinghie di tipo B, TABELLA 44.157) che danno un rapporto di trasmissione pari a 1,25 sono 160-200; 200-250; 224-280.

Scegliamo la coppia di dimensioni minori, ossia 160-200 mm, per limitare la velocità periferica; il rapporto di trasmissione sarà $i = \frac{200}{160} \cong 1{,}25$; il motore diesel funziona a 2400 giri/min, e la pompa ruota a 3000 giri/min.

Procediamo al calcolo del numero necessario di cinghie per trasmettere la potenza di calcolo di 26,3 kW.

Abbiamo per la puleggia di diametro minore:
d_1 = 160 mm
n_1 = 3000 giri/min
ω_1 = 314,18 rad/s
v_1 = 25,1 m/s
d_2/d_1 = 1,25
f_b = 1,08
d_{eq} = 172,8 mm

Usiamo per calcolare la potenza trasmissibile di cinghie di tipo B la formula a pag.1180 del Cremonese

$P_N = \left(1{,}08 \cdot v^{-0{,}09} - \frac{69{,}8}{d_e} - 1{,}78 \cdot 10^{-4} \cdot v^2\right) \cdot v$, tenendo presente che la potenza risultante è espressa in CV: si ha quindi

$$P_N = \left(1{,}08 \cdot 25{,}1^{-0{,}09} - \frac{69{,}8}{172{,}8} - 1{,}78 \cdot 10^{-4} \cdot 25{,}1^2\right) \cdot 25{,}1 \cong 7{,}3 \text{ CV} \cong 5{,}4 \text{ kW} .$$

Se avessimo trovato la potenza trasmissibile interpolando la tabella 71 a pg.711 del solito Manuale avremmo ricavato P_1 = 5,3 kW, valore praticamente coincidente.
Per determinare i coefficienti correttivi dobbiamo determinare interasse della trasmissione (che non è assegnato nel testo) e lunghezza della cinghia.

Consideriamo per l'interasse un valore di primo tentativo $I' = \frac{d_2 + 3 \cdot d_1}{2} = \frac{200 + 3 \cdot 160}{2} = 340$ mm

e calcoliamo la lunghezza primitiva con la formula

$$L_p' = 2 \cdot I' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot I'} = 2 \cdot 340 + \frac{\pi}{2} \cdot (160 + 200) + \frac{(200 - 160)^2}{4 \cdot 340} \cong 1247 \text{ mm}$$

che non rientra tra i valori di lunghezza normalizzati per una cinghia trapezoidale di tipo B.
Assumendo il valore superiore più vicino (1370 mm) si calcola l'interasse effettivo

$$I = I' + \frac{(L - L')}{2} = 340 + \frac{1370 - 1247}{2} = 401{,}5 \text{ mm} .$$

Si calcolano poi:

$$\alpha = 180 - 57 \cdot \frac{(d_2 - d_1)}{i} = 180 - 57 \cdot \frac{(200 - 160)}{401{,}5} \cong 174° \quad \text{per cui } f_\alpha = 0{,}99$$

L = 1370 mm per cui f_L = 0,9
La potenza effettivamente trasmissibile è P_e = 4,8 kW
Il numero di cinghie necessario è di 5,5 che arrotondiamo naturalmente a 6.

Resta da calcolare lo sforzo che le cinghie esercitano sugli alberi delle pulegge.
La puleggia minore trasmette una potenza di 21,9 kW alla velocità di 3000 giri/min; trasmette quindi un momento

$$M_{t1(N \cdot m)} = 9549{,}3 \cdot \frac{N_{1(kW)}}{n_1} = 9549{,}3 \cdot \frac{21{,}9}{3000} \cong 69{,}7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

e su di essa agisce una forza tangenziale $F_t = \frac{M}{r_1} = \frac{69{,}8}{0{,}08} \cong 872$ N .

Calcoliamo ora i due tiri sulle cinghie.
Considerando un coefficiente di attrito f = 0,18 e considerando l'angolo di inclinazione della puleggia trapezoidale (40°) si calcola $f_0 = \frac{f}{\text{sen } 20°} \cong 0{,}526$; l'angolo di avvolgimento α è uguale a 174 ° (3,04 rad), per cui si ha:

$$e^{f_0 \cdot \alpha} = e^{0{,}526 \cdot 3{,}04} \cong 4{,}95 .$$

Si ha quindi $T = F \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1} = 872 \cdot \frac{4{,}95}{4{,}95 - 1} \cong 1092{,}6$ N e $t = F \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \alpha} - 1} = 872 \cdot \frac{1}{4{,}95 - 1} \cong 220{,}6$ N .

Quindi $T + t = 1313{,}2$ N è il carico Q che agisce nella zona puleggia.

Con riferimento alla FIGURA A, gli alberi nella zona pulegge vanno dimensionati a momento torcente (il taglio, unica altra sollecitazione esistente, è trascurabile); per l'albero della pompa è $M_{t1} = 69{,}7$ N·m , mentre per l'albero del motore è $M_{t2} = 87{,}2$ N·m .
Supponiamo che gli alberi siano in acciaio C40 UNI 7845 (carico di rottura 680 N/mm^2); assumendo un carico ammissibile a flessione $\sigma_{am} = 75$ N/mm^2 (coefficiente di sicurezza *a* = 9) e quindi un carico ammissibile a torsione (Von Mises) $\tau_{am} = \frac{75}{\sqrt{3}} \cong 43{,}3$ N/mm^2 , procediamo al calcolo.

Per l'albero del motore il diametro sarà $d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_{am}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 87\,200}{\pi \cdot 43{,}3}} \cong 21{,}7$ mm ;

per l'albero della pompa il diametro sarà $d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_{am}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 69\,700}{\pi \cdot 43{,}3}} \cong 20{,}2$ mm ,

praticamente identici, che arrotondiamo entrambi a 22 mm e portiamo poi a 26 mm, per tener conto della linguetta di accoppiamento, che necessita di una cava profonda 4 mm (linguetta UNI 6607-A 8x7).

SECONDA PARTE

I quesiti 1 e 2 prevedono una risposta puramente discorsiva, senza alcun tipo di calcolo numerico; analizziamo qui i quesiti 3 e 4.

3)

Indicando con l'indice 1 la ruota dentata accoppiata alla pompa ($n_1 = 3000$ giri/min) e indice 2 quella accoppiata al motore ($n_2 = 2400$ giri/min) sappiamo che $\frac{z_2}{z_1} = 1{,}25$ e che naturalmente sia z_1 che z_2 devono essere espressi da un numero intero. Limitandosi a un numero di denti $z_2 \leq 70$ abbiamo in TABELLA 1 le possibili combinazioni.

Considerando poi possibili valori del modulo, a partire da $m = 2{,}5$ mm fino a $m = 4$ mm , con intervalli di 0,5 mm, e calcolando i diametri primitivi e gli interassi, gli interassi risultanti compresi tra 120 e 180 mm sono riportati nella tabella 2.

Tabella 1	
z1	**z2**
20	25
24	30
28	35
32	40
36	45
40	50
44	55
48	60
52	65

Tabella 2		m= 2,5mm	m=3 mm	m= 3,5 mm	m= 4 mm
z1	z2	I (mm)	I (mm)	I (mm)	I (mm)
20	25				
24	30				
28	35				126
32	40			126	144
36	45		121,5	141,75	162
40	50		135	157,5	180
44	55	123,75	148,5	173,25	
48	60	135	162		
52	65	146,25	175,5		
56	70	157,5			

Tutte queste possibili combinazioni rispettano geometricamente i requisiti del testo.
Occorrerà selezionarne una che sia verificata sia a flessione che a usura, come richiesto al successivo quesito 4.

4)
Sappiamo che per un acciaio bonificato C40 si può assumere:

p_{am} = 350 N/mm^2 per il calcolo ad usura
σ_{am} = 120 N/mm^2 per il calcolo a flessione.
Assumiamo per le ruote dentate λ =12.
La potenza in ingresso alla pompa è di 21,9 kW; per la verifica delle ruote assumiamo un fattore di servizio pari a 1,4 (tabella 61 del Manuale, servizio continuo con lieve sovraccarico), e quindi una potenza di calcolo di 30,7 kW.

Sappiamo anche che n_1 = 3000 giri/min, ω_1 = 314,18 rad/s, e quindi $M = \frac{P_c}{\omega_1} = \frac{30\,700}{314{,}18} \cong 97{,}7\ \text{N}\cdot\text{m}$.

Per i calcoli di verifica partiamo da m = 2,5 mm e dal numero di denti più basso (z_1=44).
Si ha $d_{p1} = m \cdot z_1 = 2{,}5 \cdot 44 = 110$ mm ; $v = \omega_1 \cdot r_1 = 314{,}18 \cdot 0{,}55 \cong 17{,}3$ m/s

Per il calcolo di verifica a flessione si utilizza la formula $m = G \cdot \sqrt[3]{\frac{M}{f_v \cdot \sigma_{am} \cdot \lambda}}$, da cui $M = \frac{m^3}{G^3} \cdot f_v \cdot \sigma_{am} \cdot \lambda$,

con $f_v = 0{,}85 - 0{,}02 \cdot v = 0{,}85 - 0{,}02 \cdot 17{,}3 = 0{,}504$, e $G = 0{,}42$ interpolando la tabella 63 (pg.703 del Manuale) per 44 denti.

Si calcola quindi: $M = \frac{2{,}5^3}{0{,}42^3} \cdot 0{,}504 \cdot 120 \cdot 12 \cong 153 \cdot 10^3$ N·mm.

Quindi secondo una verifica di resistenza a flessione le ruote sono in grado di trasmettere il momento richiesto.

Per la verifica a usura si utilizza invece la formula $m = C \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1}{\lambda \cdot p_{am}^2}}$, da cui $M = \frac{m^3}{C^3} \cdot \lambda \cdot p_{am}^2$, con $p_{am} = 350$ N/mm² e

$C = 7{,}59$,come si ricava dalla tabella 62 del manuale interpolando per $z_1 = 44$ **e** $\frac{z_2}{z_1} = 1{,}25$; si ha quindi

$M = \frac{2{,}5^3}{7{,}59^3} \cdot 12 \cdot 350^2 \cong 52{,}5 \cdot 10^3$ N·mm = 52,5 N·m.

Essendo il momento da trasmettere di 97,7 N·m, secondo la verifica a usura le ruote non sono in grado di trasmettere il momento richiesto.

Passando al caso m=3 e ripetendo la verifica ad usura sempre per $z_1 = 44$, si ha nuovamente $C = 7{,}59$ e quindi

$M = \frac{3^3}{7{,}59^3} \cdot 12 \cdot 350^2 \cong 90{,}8 \cdot 10^3$ N·mm = 90,8 N·m; la verifica è ancora negativa, anche se il valore è abbastanza vicino a quello desiderato.

Prima di passare al caso *m* = 3,5 mm, proviamo ad assumere $z_1 = 48$ (da cui $C = 7{,}11$ per interpolazione) e calcolare

$M = \frac{3^3}{7{,}11^3} \cdot 12 \cdot 350^2 \cong 110{,}4 \cdot 10^3$ N·mm = 110,4 N·m: la verifica è positiva.

Allora si può assumere per la coppia di ruote:
m = 3 mm
z_1 = 48
z_2 = 60
d_{p1} = 144 mm
d_{p2} = 180 mm
I = 162 mm
λ = 12
b = 36 mm
rispettando i limiti stabiliti per l'interasse e con le ruote verificate sia a flessione che ad usura.