SOLUZIONE

La presente soluzione verrà redatta facendo riferimento al manuale:

Caligaris, Fava, Tomasello *Manuale di Meccanica* Hoepli.

PRIMA PARTE

- **Dimensionamento delle ruote dentate**

Si calcola il rapporto di trasmissione:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1000}{250} = 4$$

Si calcola ora il momento torcente trasmissibile considerando anche il fattore di servizio F_S=1,3 corrispondente ad un utilizzo di 16-24 ore al giorno ricavabile dalla tabella pag. I-156.

$$Mt = F_s \cdot \frac{P}{\omega} = 1{,}3 \cdot \frac{60 \cdot 4000}{2\pi \cdot 1000} = 49{,}65 \ \ N \cdot m.$$

Attraverso il metodo di Lewis, possiamo facilmente calcolare il valore del modulo che sarà caratteristico delle due ruote dentate:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2Mt_1}{y \cdot z \cdot \lambda \cdot \sigma_a}}$$

Si assumono le seguenti scelte progettuali:

1. per tenere conto dei problemi di fatica e usura a cui le ruote sono soggette, si scegli come materiale un acciaio 34 Cr 4, avente carico di rottura R_m = 1000 MPa e durezza Vickers HV_{10}=260;
2. numero di denti della ruota conduttrice z_1= 20 denti, valore sufficiente ad evitare qualsiasi problema di interferenza,
3. rapporto λ= b/m = 10.

Da queste ipotesi progettuali si determinano: y = 0.320 (dalla tabella I-89), ed si ipotizza una velocità periferica di primo tentativo pari a 3 m/s.
Si ricava il valore della tensione ammissibile dalla seguente formula:

$$\sigma_{am} = \frac{R_m}{g_r}\frac{A}{A+V} = \frac{1000}{5}\frac{3}{3+3} = 100\ MPa$$

Sostituendo alla formula di Lewis risulta che:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 49656}{0.32 \cdot 10 \cdot 20 \cdot 100}} = 2.5mm$$

Si calcola, come verifica, il valore effettivo della velocità periferica della ruota dentata:

$$v = \omega \cdot \frac{d}{2} = \frac{\omega \cdot m \cdot z}{2000} = 2.6 \, m/s$$

Essendo un valore prossimo a quello di primo tentativo, non è necessario reiterare il procedimento. Essendo inoltre la velocità periferica inferiore ai 3 m/s, non è necessaria la verifica ad usura.

Si calcolano ora le caratteristiche geometriche delle due ruote dentate:
RUOTA n. 1:
Diametro primitivo:

$$d = m \cdot z = 2.5 \cdot 20 = 50mm$$

Larghezza della ruota: b = 25 mm.

RUOTA n. 2:
Numero di denti:

$$i = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = i \cdot z_1 = 2.5 \cdot 20 = 50 denti$$

Diametro primitivo:

$$d = m \cdot z_2 = 2.5 \cdot 50 = 125mm$$

Larghezza della ruota: b = 25 mm.

- **Dimensionamento del perno**

Il momento trasmesso all'albero 2 risulta:

$$Mt_2 = iMt_1 = 4 \cdot 49656 = 198624 \; N \cdot mm$$

La forza trasmessa al perno posizionato al PMS risulta pertanto:

$$F = \frac{Mt_2}{r} = \frac{198624}{60} \cong 3310 \; N$$

Si considera il perno come un trave incastrata di lunghezza 30 mm. Ne deriva un momento flettente massimo in corrispondenza dell'incastro pari a $M_f = F \cdot 30 = 99300 \;\; N \cdot mm$.

Assumendo come materiale un acciaio 18 NiCr 5 cementato, per tenere conto dell'elevatissima usura del meccanismo, avente un carico di rottura R_m=1200 MPa, con coefficiente di sicurezza pari a 8 si ha:
$\sigma_{am} = \frac{R_m}{g_r} = \frac{1200}{8} = 150 \; MPa.$

Si ottiene quindi un diametro del perno: $d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot \sigma_{amm}}} = 18.9 \approx 20\,\text{mm}.$

Assumendo un rapporto L/d=1,5 risulta una lunghezza del perno L=30 mm, come da indicazione del tema ministeriale.

Si procede ora a verifica a pressione massima di contatto, considerando che la lunghezza utile di contatto è pari a 20 mm.

Il rapporto $p = \frac{F}{L \cdot d} = \frac{3310}{20 \cdot 20} = 8.275 \frac{N}{mm^2}$ compatibile con l'utilizzo ipotizzato all'inizio.

SECONDA PARTE

Ai candidati viene richiesto di rispondere a due dei quattro quesiti proposti.

- **QUESITO N.1**

Il quesito richiede il dimensionamento della sede della ruota dentata n. 1.

Dall’equazione di resistenza a torsione si ha che:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16Mt_1}{\pi\,\tau_{am}}}$$

Assumendo, come richiesto dal testo, un acciaio C 40 con R_m = 650 MPa e un coefficiente di sicurezza pari a 8 si ha $\tau_{am} = \frac{R_m}{g_r\sqrt{3}} = \frac{650}{8\sqrt{3}} = 47\ MPa$.
:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 49656}{\pi \cdot 47}} = 17.5\ mm$$

Dalla tabella I.26 a pag. I-32, si procede alla scelta della linguetta:
per un diametro compreso tra 17 e 22 mm si ha una sezione di linguetta 6x6 e una cava su albero t_1=3.5 mm.
Ne deriva un diametro maggiorato pari a 21 mm ancora rientrante del range di partenza.

Si assume la lunghezza della linguetta pari a 25 mm.

La designazione della linguetta risulta:
Linguetta UNI 6604 – B 6x6x25.

Si verifica la linguetta:

$$\tau = \frac{3}{2}\frac{2Mt_1}{d}\frac{1}{A} = \frac{3 \cdot 49656}{21}\frac{1}{6 \cdot 25} = 47.3\ MPa$$

Valore inferiore a quello della tensione tangenziale ammissibile che per linguette comuni è pari a 115 MPa.

- **QUESITO N.2**

Si richiede una trattazione teorica del Volano.

Nel funzionamento normale si possono presentare due casi:
- Ogni organo della macchina è dotato di moto uniforme, traslatorio o rotatorio. La macchina si dice a *regime assoluto*: in altre parole il *momento motore* è uguale in ogni istante al *momento resistente*

$M_m = M_r$ quindi possiamo dire ω = costante.

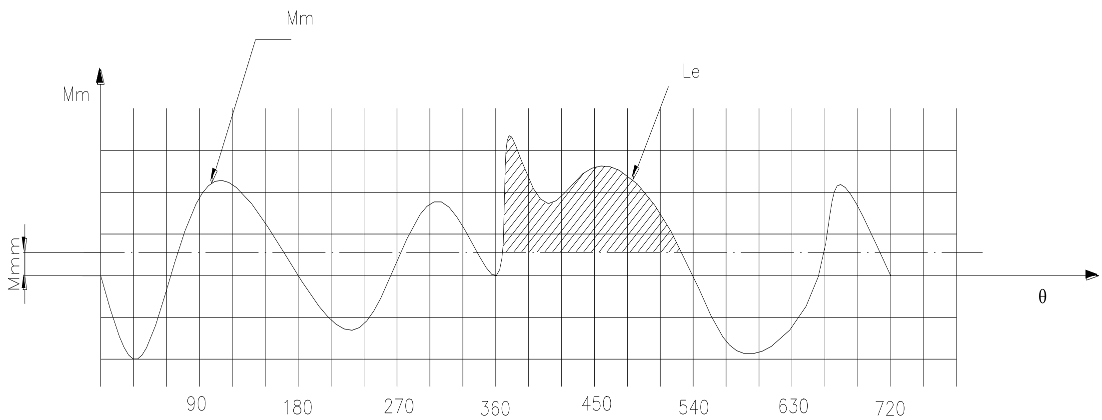
Vale a dire la velocità è costante in ogni istante.

- Ogni organo della macchina, pur dotato di moto vario, riprende periodicamente un uguale valore di velocità dopo un intervallo di tempo costante (periodo). La macchina si dice a *regime periodico*: cioè il *momento motore medio* è uguale al *momento resistente medio*

$M_{mm} = M_{rm}$ quindi possiamo dire ω_m = costante.

Cioè la velocità media è costante nel ciclo.

Un esempio di macchina a regime assoluto può essere il tornio durante la sua corsa di lavoro, il complesso macchina a vapore-alternatore, e prevalentemente tutte le macchine legate all'industria cartiera, un esempio di macchina a regime periodico è il motore a combustione interna (che dopo uno o due giri, a seconda se siamo in presenza di un motore a due o a quattro tempi).



Nel diagramma del momento motore è stato tracciata una linea orizzontale, la cui ordinata rappresenta il *momento motore medio*, cioè il momento motore che applicato costantemente per tutto il ciclo produrrebbe lo stesso lavoro motore del momento motore effettivo.
Dalla definizione di lavoro abbiamo che:

$$L = M \cdot \theta$$

Nell'istante in cui il momento motore supera quello resistente la differenza tra i due crea un'accelerazione angolare pari a:

$$M_m - M_r = J\varepsilon$$

Nella quale J è il momento d'inerzia polare dell'albero e di tutti gli organi ad esso collegato compreso il carico.
Possiamo inoltre affermare che quando $M_m > M_r$ si verifica una *fase d'accelerazione*; mentre quando $M_m < M_r$ si verifica una *fase di decelerazione.*

Dalla precedente espressione bisogna notare che l'unica cosa che si oppone alle variazioni di ω è il momento d'inerzia polare, che comprende l'albero motore e tutti gli organi ad esso collegato; ma sfortunatamente non è sufficiente a contenere la massima variazione di velocità angolare che si produce in corrispondenza della massima differenza tra M_m e M_r, perciò si deve ricorrere ad una massa volanica, che serve ad aumentare il momento d'inerzia J_p, e deve essere calettata sull'albero motore.
Nel nostro caso mentre l'albero compie l'angolo compreso tra θ_1 e θ_2, la differenza tra i due momenti è massima; avremo quindi nel punto 1 la velocità minima (ω_{min}), mentre nel punto 2 quella massima (ω_{max}) del ciclo. Si deve fare in modo che questa variazione sia contenuta entro limiti accettabili.
Per caratterizzare l'ampiezza delle indicate variazioni di velocità angolare, definiamo il *grado d'irregolarità* δ della macchina come il rapporto tra lo scarto ω_{max} - ω_{min} di velocità angolare e la velocità angolare media ω_m:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m}$$

Per il calcolo si predilige utilizzare delle relazioni semiempiriche basate sul coefficiente di fluttuazione φ che rappresenta, tramite un valore numerico, l'irregolarità media delle varie tipologie di motore.
Dal punto di vista matematico, se L_e è il lavoro eccedente in un ciclo e L_1 è il lavoro motore medio in un ciclo, si ha:

$$L_e = \varphi \cdot L_1$$

Una formula di facile applicazione per il dimensionamento di massima di un volano è la seguente:

$$\boxed{J_p = \frac{\varphi \cdot L_1}{\delta \cdot \omega_m} = \frac{\varphi}{\delta} \cdot \frac{2\pi}{\omega_m^3} \cdot P_m}$$

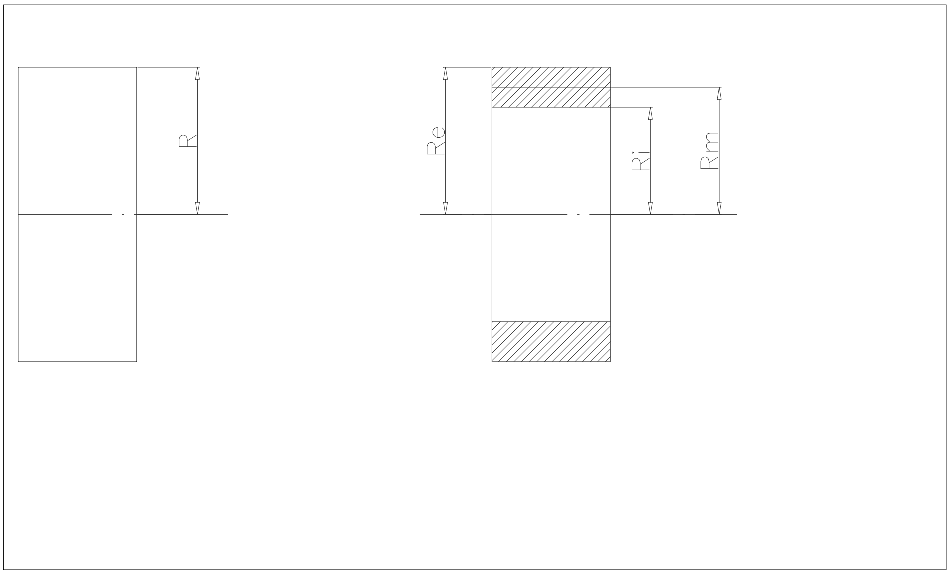
Questa formula, definiti il grado di irregolarità massimo accettabile in funzione dell'utilizzatorre e del coefficiente di fluttuazione del motore, permette di calcolare il momento d'inerzia polare del volano da calettare sull'albero motore per regolarizzare in modo accettabile il moto .

In base al tipo di applicazione possono essere utilizzati diversi tipi di volani:

- A disco pieno
- A corona circolare (anello)

Il volano a disco pieno è utilizzato nel caso dei motori per autotrazione con regimi di rotazione piuttosto elevati, è costruito in acciaio, e solitamente presenta una dentatura sulla periferia della corona utilizzata per l'ingranamento del motorino di avviamento. Solitamente la corona ha una sezione rettangolare con una dimensione radiale maggiore di quella assiale per avere un momento d'inerzia il più grande possibile.
Il volano a corona circolare è adoperato in macchine ruotanti a bassa velocità, viene costruito in ghisa, e presenta delle razze (o un disco di diametro piuttosto sottile), che collegano la corona e il mozzo, dove il loro numero può variare da 4-6.
Questo volano nella sezione della corona presenta una forma rettangolare, ma differentemente da quello pieno, la dimensione radiale è notevolmente minore di quella assiale.

Nel valutare il momento d'inerzia di massa dei volani rispetto all'asse si considera la sola massa volanica, trascurando il contributo (del 10% circa), dello J_p dato dal disco e dal mozzo.



Dalla definizione di momento d'inerzia di massa otteniamo:

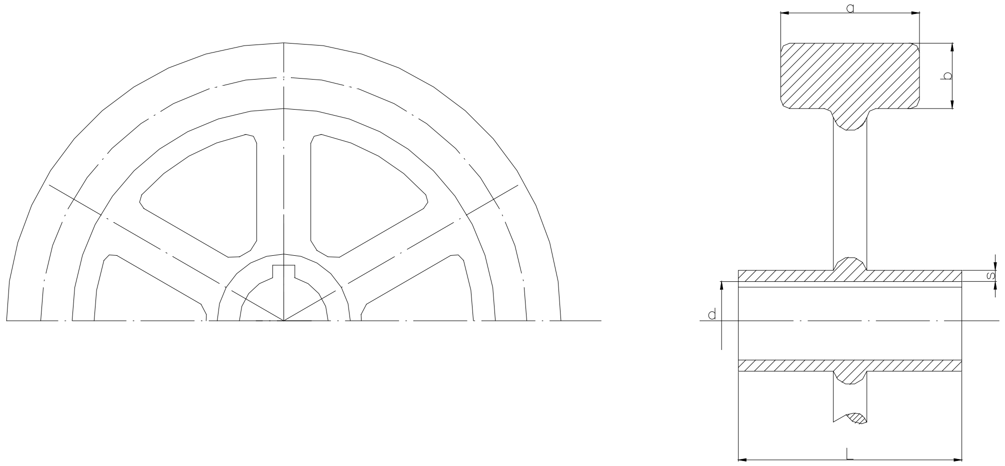
$$J_p = \frac{m \cdot r^2}{2} \rightarrow sez.piena$$

$$\boxed{J_p = \frac{\varphi}{\delta} \cdot \frac{2\pi}{\omega_m^3} \cdot P_m}$$

$$J_p \cong m \cdot r_m^2 \rightarrow sez.anello$$

Da queste relazioni ricaviamo i dati geometrici del volano, e in maniera del tutto simile alle pulegge per cinghie, si calcolano lo spessore s e la lunghezza del mozzo L, in funzione del diametro D dell'albero, mediante le seguenti relazioni:

s = 0.4 d + 10 mm
L ≥ 1.5 d



La corona di un volano è collegata al mozzo per mezzo di un disco pieno o per mezzo di alcune razze, tuttavia il calcolo di resistenza ne prescinde.
La corona viene paragonata ad un anello e la forza centrifuga tende a dividerlo in due metà: quindi è sollecitata a trazione.

Tralasciando la dimostrazione, la verifica della sezione della corona circolare risulta:

$$\sigma = \rho \cdot \omega_m^2 r_m^2 \leq \sigma_{am}$$

Per volani in ghisa (utilizzati per velocità periferiche massime pari 40 m/s) si può assumere σ_{amm}=12 N/mm^2; per volani in acciaio (che consentono velocità periferiche superiori, 100 m/s) si arrivare anche ai 70 N/mm^2.

– **QUESITO N.3**

La risposta viene semplicemente riassunta nella seguente tabella:

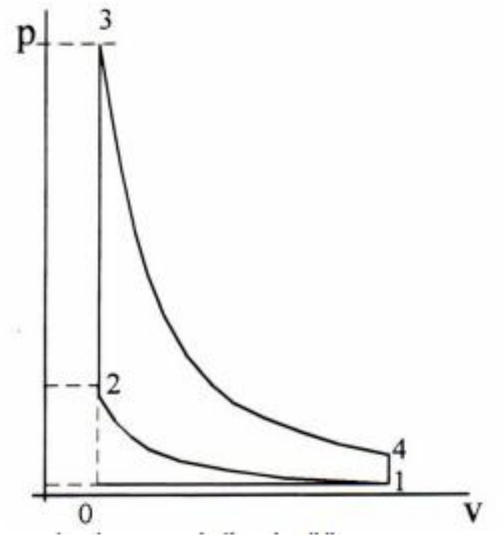
Caratteristiche di funzionamento	Ruote di frizione	Ruote dentate cilindriche	Cinghie piane	Cinghie trapezoidali	Cinghie dentate	Catene
Potenze massime (kW) (con più ruote in parallelo)	80	80 000	200	350	120	400
Momenti massimi (kNm)	5	7 000	3	5	1	40
Velocità periferiche massime (m/s)	20 (30)	20 (30)	3-50 (150)	2-30 (40)	0,5-60 (100)	10 (30)
Rendimento (per meccanismi semplici)	0,95-0,98	0,96-0,98	0,96-0,98	0,96-0,98	0,95-0,97	0,94-0,96
Dipendenza della potenza trasmessa dalla velocità	si	no	si	si	si	si
Rapporti di trasmissione massimi (con meccanismi semplici)	6 (18)	6 (10)	6 (8)	6 (10)	6 (10)	6 (10)
Necessità di un dispositivo di messa in tensione	si	no	si	si	no	no
Carico sui cuscinetti	elevato	modesto	elevato	elevato	modesto	modesto
Necessità di parallelismo fra gli alberi	media	molto elevata	modesta	modesta	modesta	media
Necessità di avere interassi precisi	media	molto elevata	modesta	modesta	modesta	media
Presenza di slittamenti	si	no	si	si	no	no
Costanza del rapporto di trasmissione	modesta	eccellente	modesta	modesta	buona	modesta
Capacità di smorzare le vibrazioni	media	nessuna	buona	buona	buona	scarsa
Capacità di fungere da limitatore di sovraccarico	si	no	si	si	no	no
Opportunità di porre il freno sull'albero veloce	no	si	no	no	si	si
Rumorosità della trasmissione	modesta	media	modesta	modesta	modesta	elevata
Necessità di lubrificazione	rara	si	no	no	no	si
Necessità di un serbatoio di raccolta del lubrificante	rara	si	no	no	no	si
Sensibilità igroscopica	modesta	no	si	si	si	no
Campo di temperatura ammissibile (°C)	-20° - +60°	-10° - +60°	-20° - +60°	-20° - +70°	-35° - +70°	-20° - +60°
Capacità di funzionare in presenza di sporcizia o polvere	buona	assente	media	media	buona	modesta
Ingombro della trasmissione	modesto	modesto	elevato	elevato	medio	medio
Costo di fabbricazione e di installazione	modesto	elevato	modesto	medio	medio	medio
Costo di manutenzione ordinaria e di ricambi	modesto	elevato	modesto	modesto	medio	medio

– **QUESITO N.4**

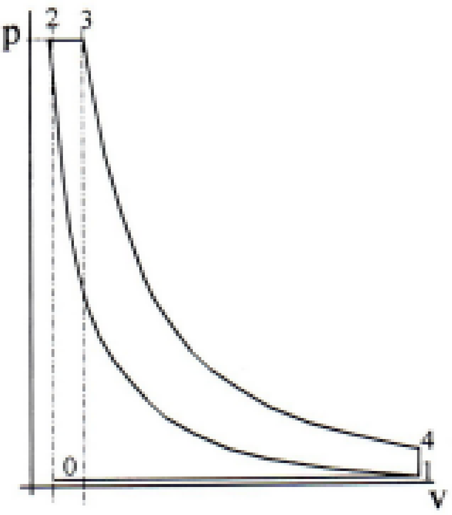
Il quesito si presta a una trattazione molto ampia anche in relazione alla enorme letteratura.
Si propone la seguente sintetica trattazione.
Esistono diversi criteri di classificazione dei motori a combustione interna M.C.I.
Una prima classificazione riguarda il tipo d'accensione:
- Motori ad accensione comandata (a.c., a benzina, *con le candele*)
- Motori ad accensione spontanea (a.s., motori Diesel, a gasolio, *senza candele).*

Ciclo ideale di Beau de Rochas o ciclo Otto (cessione di calore a volume costante).

E' il ciclo ideale di riferimento dei motori ad accensione comandata.
0-1 : aspirazione
1-2 : compressione adiabatica
2-3 : combustione isocora (T_3 circa 2500 K)
3-4 : espansione adiabatica
4-1 : scarico spontaneo
1-0 : scarico forzato a pressione costante.



Il ciclo Diesel ideale differisce dal ciclo Otto, perché la combustione avviene a pressione costante anziché a volume costante.



E' il ciclo ideale di riferimento dei motori ad accensione spontanea.
0-1: aspirazione
1-2 : compressione adiabatica
2-3 : combustione isobara
3-4 : espansione adiabatica
4-1 : scarico spontaneo
1-0 : scarico forzato a pressione costante.

Le differenze principali tra i due cicli sono:

1. Il ciclo otto prevede una combustione isocora, il ciclo Diesel una combustione isobara;
2. La temperatura massima del ciclo Diesel e maggiore della temperatura massima del ciclo Otto;
3. Il rapporta di compressione (trasformazione 1-2) del ciclo Diesel è maggiore di quello del ciclo Otto;

4. Il rendimento del ciclo Diesel è maggiore (conseguenza dei punti 2 e 3) rispetto a quello del ciclo Otto.

Dal punto di vista meccanico i due motori sono molto simili. Dal punto di vista operativo le differenze derivano dalla modalità di immissione del combustibile: nella maggioranza dei motori ad accensione comandata, l'aria e il combustibile sono premiscelati e introdotti nella camera di combustione attraverso i condotti e le valvole di aspirazione. La regolazione è effettuata dalla valvola a farfalla. Nei motori ad accensione spontanea l'aria viene introdotta da sola nella camera di combustione attraverso i condotti e le valvole di aspirazione, il combustibile viene nebulizzato nel cilindro tramite un iniettore che ha la funzione anche di regolatore.
Dal punto di vista dell'accensione un motore a.c. prevende un sistema di dedicato per dare inizio alla combustione: la candela che fa scoccare un scintilla che dà inizio alla combustione. Nel motore ad a.s. invece, la combustione del gasolio avviene al momento dell'iniezione, grazie all'elevato rapporto di compressione dell'aria che porta la temperatura a un valore sufficiente per l'auto-combustione.

Prof. Alberto Ariotti
Prof. Alessandro Bacigalupo
I.I.S. "Natta – Deambrosis" – Sestri Levante (GE)