Sessione ordinaria 2016
Seconda prova scritta

Ministero dell'Istruzione, dell'Università e della Ricerca

M553 – ESAME DI STATO DI ISTRUZIONE SECONDARIA SUPERIORE

Indirizzo: ITMM - MECCANICA, MECCATRONICA ED ENERGIA
ARTICOLAZIONE MECCANICA E MECCATRONICA

Tema di: MECCANICA, MACCHINE ED ENERGIA

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

PRIMA PARTE

Un motore elettrico, **Fig. 1,** aziona, tramite una coppia di ruote dentate cilindriche a denti diritti, un albero di trasmissione (1) alla cui estremità opposta risulta calettato un disco (2), il quale nella parte esterna porta un perno (3). Il perno scorre all'interno di una scanalatura praticata sul particolare (4), per la trasformazione del moto rotatorio dell'albero nel moto alternativo dello stesso particolare (4).

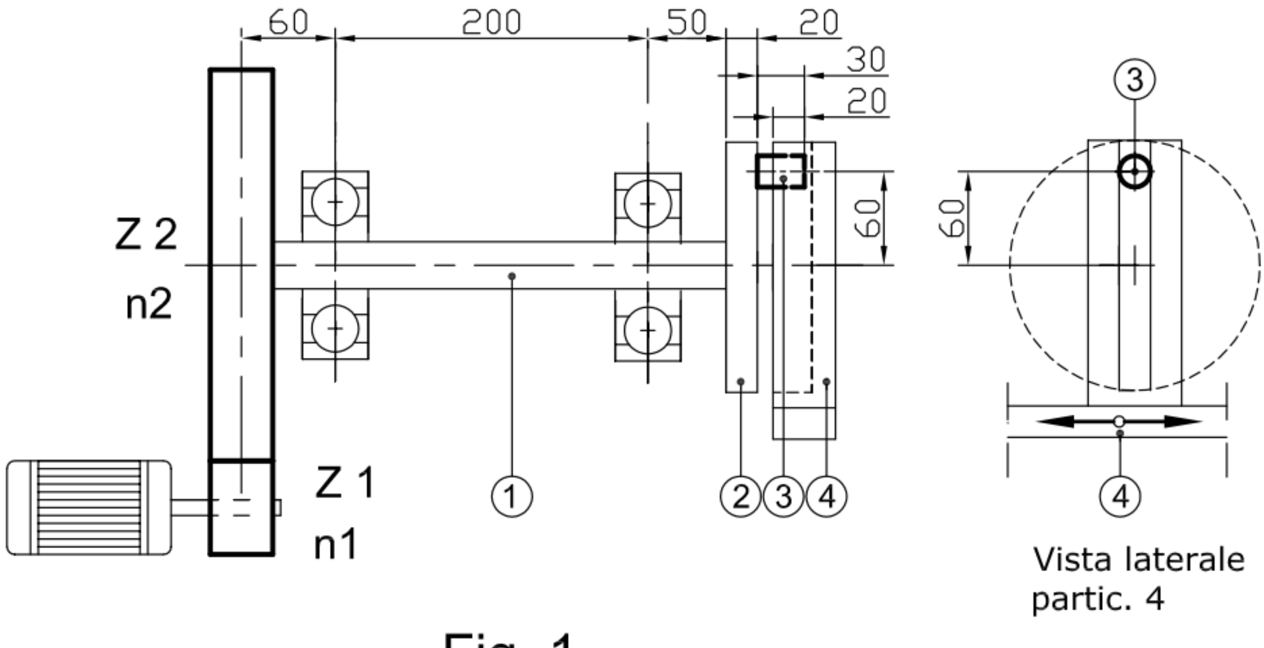


Fig. 1

Si considerino i seguenti elementi di calcolo:

- potenza del motore elettrico **P** = 4 kW;
- numero di giri del motore elettrico: **n1** = 1000 g/min;
- numero di giri dell'albero di trasmissione (1): **n2** = 250 g/min

Ministero dell'Istruzione, dell'Università e della Ricerca

M553 – ESAME DI STATO DI ISTRUZIONE SECONDARIA SUPERIORE

Indirizzo: ITMM - MECCANICA, MECCATRONICA ED ENERGIA

ARTICOLAZIONE MECCANICA E MECCATRONICA

Tema di: MECCANICA, MACCHINE ED ENERGIA

Il candidato, accompagnando il calcolo con considerazioni tecniche congrue e coerenti, dopo aver scelto un acciaio per le ruote dentate e per il perno, ed aver fissato con motivati criteri ogni altro parametro o elemento di calcolo eventualmente mancante e necessario:

- Dimensioni la coppia di ruote dentate cilindriche a denti diritti;
- Dimensioni il diametro del perno (3), in corrispondenza del punto morto superiore.

SECONDA PARTE

1. Il candidato, in riferimento all'elaborato scritto, esegua il dimensionamento dell'albero in corrispondenza della prima ruota dentata, realizzato in acciaio C40 e sollecitato solo a torsione, il dimensionamento della linguetta di calettamento e determini il diametro definitivo dell'albero stesso tenuto conto della maggiorazione per la presenza della linguetta.
2. Il candidato definisca quale organo viene calettato sull'albero di un motore a benzina per rendere più uniforme il moto rotatorio, quali i principali parametri per il dimensionamento ed i principali elementi costruttivi.
3. Il candidato, in riferimento alla trasmissione di potenza tra due alberi paralleli, descriva sinteticamente le diverse tipologie in funzione dei principali parametri (potenza, distanza, ecc.). Per ogni tipologia ne enunci pregi e difetti, corredando le affermazioni con esempi applicativi.
4. Il candidato, in base alle proprie conoscenze e competenze, descriva sinteticamente le principali differenze tra il ciclo Otto e ciclo Diesel, le principali differenze dei rispettivi motori e le loro principali applicazioni debitamente motivate.

Durata massima della prova: 6 ore.
È consentito soltanto l'uso di tavole numeriche, manuali tecnici e calcolatrici non programmabili.
È consentito l'uso del dizionario bilingue (italiano-lingua del paese di provenienza) per i candidati di madrelingua non italiana.
Non è consentito lasciare l'Istituto prima che siano trascorse 3 ore dalla dettatura del tema.

TEMA DI MECCANICA, MACCHINE ED ENERGIA
(Indirizzo ITMM – MECCANICA, MECCATRONICA ED ENERGIA
ARTICOLAZIONE MECCANICA E MECCATRONICA)

METODOLOGIA RISOLUTIVA
Supporto bibliografico: L. Caligaris, S. Fava, C. Tomasello, *Manuale di Meccanica*, Hoepli (MI) editore, 2012

A) PRIMA PARTE

1) DIMENSIONAMENTO DELLE RUOTE DENTATE (CILINDRICHE A DENTI DIRITTI)

Si calcola innanzitutto il momento torcente trasmissibile, considerando opportunamente anche un fattore di servizio corrispondente ad un utilizzo semicontinuo di 16-24 ore al giorno; tale fattore è ricavabile dal manuale indicato alla pagina I-156: Fs = 1,3 (altri manuali riportano fattori variabili da 1,2 a 1,5)

$$Mt = Fs \times \frac{P[W]}{\omega\left[{rad}/{s}\right]} = \frac{P[W]}{\frac{2\pi n}{60}\left[{rad}/{s}\right]} = \frac{4000\ W}{\frac{2\pi 1000}{60}\left[{rad}/{s}\right]} = 49{,}656\ Nm$$

con P = Potenza del motore elettrico espressa in watt e ω = velocità angolare espressa in rad/s, determinabile attraverso la relazione ω = 2 π n1/60 (con n1 = frequenza di rotazione del motore elettrico in giri/min)

Si determina inoltre il rapporto di trasmissione:

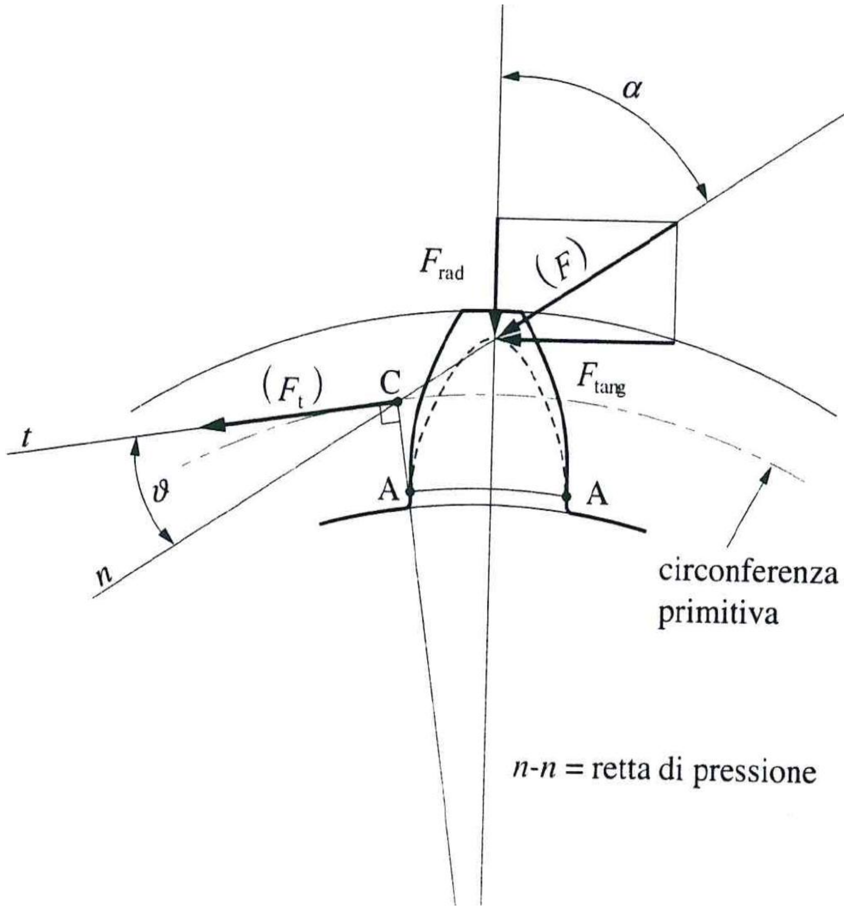
$$i = \frac{n1\left[{giri}/{min}\right]}{n2\left[{giri}/{min}\right]} = \frac{1000}{250} = 4$$

con n1 = frequenza di rotazione del motore elettrico e n2 = frequenza di rotazione dell'albero di trasmissione (1), espresse in giri/min

Utilizzando il metodo di Lewis è possibile calcolare il valore del modulo caratteristico delle ruote dentate:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2\times Mt}{y\times z\times \lambda\times \sigma amm}} \quad [mm]$$

[La dentatura di una ruota è dimensionata con proporzionamento modulare (si definisce "modulo m" di una dentatura il rapporto tra il diametro primitivo dp e il numero di denti z espresso in mm). Secondo il metodo di Lewis il dente è considerato come sollecitato principalmente a flessione; questa è accompagnata da una sollecitazione di compressione e una di taglio che risultano però pressoché ininfluenti. Lewis ipotizza che il dente sia assimilabile a una mensola incastrata in corrispondenza della circonferenza di piede e caricata all'estremità libera da una forza inclinata di un angolo α rispetto all'asse del dente. Per determinare la resistenza al piede del dente viene presa in considerazione la condizione di carico che si ha all'inizio dell'imbocco. Inoltre il metodo di Lewis prende in esame la condizione di carico più gravosa ovvero quella in cui vi è una sola coppia di denti in presa. Il modulo è determinato in funzione del momento trasmesso Mt. Oltre alla formulazione indicata esistono altre espressioni analitiche la cui risoluzione non differisce sostanzialmente dalla stessa]



Θ = angolo di pressione

α = angolo formato dalla forza F con l'asse del dente

C = centro di istantanea rotazione

Con:

y = coefficiente di Lewis

λ = b/m, è la larghezza del dente. Si assume λ <= 12 per dentatura diritta, λ <= 30 per dentatura elicoidale

z = numero di denti

σamm = tensione ammissibile (condizioni di sicurezza)

Si assumono quindi, motivandole, le seguenti scelte progettuali:

a) In considerazione degli effetti dinamici di fatica e usura cui le ruote dentate sono soggette, è opportuno optare per un acciaio debolmente legato da carbocementazione o nitrurazione; si sceglie ad esempio l'acciaio da carbocementazione 17 Ni Cr Mo 6 - 4 Avente carico unitario di rottura Rm = 1200 N/mm^2 (1200 MPa) e una durezza Vickers HV = 260 (durezza Brinell HB = 6500 N/mm^2
b) Rapporto λ = b/m = 10
c) Numero di denti della ruota conduttrice z1 = 20; tale valore risulta adeguatamente superiore al numero minimo di denti minimo al fine di ottenere un rendimento più alto; inoltre il valore risulta sufficiente ad evitare problemi di interferenza

Sulla base delle ipotesi fatte, si determina y = 0,321 (tabella I-89 del Manuale)

[Per quanto riguarda il valore del carico di sicurezza dinamico σammd, esso si ottiene moltiplicando il carico di sicurezza statico σamm per un fattore fv (fattore di velocità), funzione della velocità, in modo da tener conto degli effetti dinamici: esistono diverse formule empiriche per la determinazione del fattore in questione; si opti ad esempio per la seguente: fv = A/(A + v), dove v è la velocità periferica della ruota espressa in m/s e A un opportuno coefficiente numerico. La velocità periferica v della ruota non è però nota; è necessario infatti calcolare prima il diametro primitivo dp funzione a sua volta, del modulo della dentatura. Il calcolo procede quindi per successive approssimazioni, stimando un opportuno valore di v e risalendo poi al valore di sicurezza dinamico. Successivamente, calcolati il modulo della dentatura e il diametro primitivo della ruota, si determina il valore effettivo della velocità periferica e si verifica se esso corrisponde, in modo sufficientemente approssimato, a quello previsto. Nel caso di sensibili differenze, il calcolo dovrà essere ripetuto stimando valori di v via via più adeguati].
Ipotizziamo in prima approssimazione un valore della velocità periferica v = 3 m/s

$$\sigma ammd = \sigma ammst \times \frac{A}{A+v} = \frac{Rm}{ks} \times \frac{A}{A+v} = \frac{1200}{6} \times \frac{3}{3+3} = 100 \quad {}^{N}/_{mm^2}$$

con ks = grado di sicurezza relativo al carico unitario di rottura = 6

Sostituendo i valori ora noti nella formula di Lewis, si ottiene:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 49656\ Nm}{0{,}320 \times 10 \times 20 \times 100\ \frac{N}{mm^2}}} = 2{,}5 \quad mm$$

Si utilizza quindi un m_{UNI} = 2,5 mm (valore da adottarsi di preferenza, come da indicazione delle norme UNI 6586-68)

Si procede con la verifica del valore effettivo della velocità periferica della ruota dentata:

$$v = \omega \times \frac{d}{2} = \frac{\omega \times m \times z}{2000} = 2{,}616\ {}^{m}/_{s}$$

Essendo il valore determinato sufficientemente prossimo a quello assunto in prima approssimazione, non risulta necessario reiterare il procedimento. Il valore, inoltre, è risultato inferiore ai 3 m/s, non si rende quindi necessaria la verifica a pressione specifica (o verifica a usura secondo Hertz)
Si procede ora determinando i parametri geometrici fondamentali delle due ruote dentate:
RUOTA 1:
Numero denti z1
Z1 = 20 denti

Diametro primitivo dp1
dp1 = m x z1 = 2,5 x 20 = 50 mm

Diametro di testa dt1
dt1 = dp1 + 2 x ha   [mm]

Diametro di piede df1
df1 = dp1 – 2 x hf   [mm]

RUOTA 2:
Numero denti z2
i = z2/z1 da cui z2 = i x z1 = 2,5 x 20 = 50 denti

Diametro primitivo dp2
dp2 = m x z2 = 2,5 x 50 125 mm

Diametro di testa dt2
dt2 = dp2 + 2 x ha   [mm]

Diametro di piede df2
df2 = dp2 – 2 x hf   [mm]

VALORI COMUNI ALLE DUE RUOTE:
Passo p
p = m_{UNI} x π [mm]

Addendum ha
ha = m_{UNI} [mm]

Dedendum hf
hf = 1,25 x m_{UNI} [mm]

Altezza radiale del dente h
h = ha + hf [mm]

Spessore assiale delle ruote b
b (larghezza) = λ x m_{UNI} = 25 mm

INTERASSE I

$$I = \frac{dp1 + dp2}{2} \quad [mm]$$

RENDIMENTO η

$$\eta = \frac{1}{1 + f \times \pi \times \left(\frac{1}{z1} + \frac{1}{z2}\right)}$$

Con:
f = coefficiente di attrito radente
z1, z2 = numero denti delle due ruote dentate accoppiate
[ipotizzando ingranaggi cilindrici lubrificati in modo efficace e con denti ottenuti con un buon grado di finitura, il coefficiente di attrito f può ritenersi compreso tra 0,04 e 0,10. In tali condizioni il rendimento raggiunge valori prossimi o superiori al 99 %]

2) DIMENSIONAMENTO DEL PERNO

Il momento trasmesso all'albero 2 risulta:

$$Mt2 = i \times Mt1 = 4 \times 49656 = 198624\ Nmm = 198{,}624\ Nm$$

La forza che viene trasmessa al perno posizionato al punto morto inferiore - PMS (I punti morti corrispondono alle posizioni estreme raggiunte dal perno durante il suo moto) risulta perciò:

$$F = \frac{Mt2}{r} = \frac{198624\ Nmm}{60\ mm} \cong 3310\ N$$

Il perno viene assimilato ad una trave incastrata ad una delle due estremità, di lunghezza 30 mm. Ne consegue un momento flettente massimo, in corrispondenza dell'incastro, pari a :

$$Mfmax(incastro) = F\ [N] \times 30\,[mm] = 99300\ \ Nmm$$

Si assume ad esempio un acciaio 30 Cr Ni Mo 8 bonificato adatto a resistere all'intenso fenomeno di usura del meccanismo, avente un carico unitario di rottura Rm = 1400 N/mm^2 (1400 MPa); come grado di sicurezza è opportuno adottare un ks = 9. Si ha quindi:

$$\sigma amm = \frac{Rm}{ks} = \frac{1400\left[{}^{N}/_{mm^2}\right]}{9} = 155{,}6\ {}^{N}/_{mm^2}$$

Si ottiene perciò un diametro del perno:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times Mfmax}{\pi \times \sigma amm}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 99300\ Nmm}{\pi \times 155{,}6\,{}^{N}/_{mm^2}}} = 18{,}7 \cong 20\ mm$$

[Adottando un rapporto L/d = 1,5 si ottiene conseguentemente una lunghezza del perno L = 30 mm, coincidente col valore indicato dal testo del tema ministeriale]

Si può infine procedere alla verifica a pressione massima di contatto, utilizzando la lunghezza utile di contatto del perno con la scanalatura presente nel particolare (4) (come da disegno)

Il rapporto

$$p = \frac{F}{L \times d} = \frac{3310\ N}{20 \times 20\ mm^2} = 8275\ {}^{N}/_{mm^2}$$

permette di confermare un valore della pressione di contatto assolutamente compatibile con l'utilizzo ipotizzato inizialmente.

B) SECONDA PARTE
QUESITO N° 1: DIMENSIONAMENTO A SOLA TORSIONE DELL'ALBERO IN CORRISPONDENZA DELLA RUOTA 1 (scelta della linguetta e determinazione del diametro effettivo dell'albero)

Dalla equazione di resistenza a torsione si ricava il valore del diametro minimo:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times Mt1}{\pi \times \tau_{amm}}}\ [mm]$$

Utilizzando un acciaio C 40 (come specificato nel testo della richiesta) con Rm = 700 N/mm^2 (700 MPa) e un coefficiente medio di sicurezza pari a 3 per il σamm statico e 3 per il σamm dinamico, si ha:

$$\tau_{amm} = \frac{Rm}{ks \times \sqrt{3}} = \frac{700\ {}^{N}/_{mm^2}}{9 \times \sqrt{3}} \cong 45{,}75\ {}^{N}/_{mm^2}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times 49656}{\pi \times 45{,}75}} \cong 17{,}61\ mm$$

Dalla tabella I.26 a pag. I-32 del Manuale, si procede alla scelta della linguetta:
per un valore del diametro compreso tra 17 e 22 mm si ha una sezione di linguetta 6 x 6 e una profondità di cava su albero t1 = 3,5 mm. Ne consegue che il diametro dell'albero dovrà essere maggiorato a 21 mm [21,11mm] (valore che rientra ancora nell'intervallo di partenza).
Si assume inoltre una lunghezza della linguetta pari a 25 mm.
La designazione della stessa secondo le norme risulta:
Linguetta UNI 6604 – B 6x6x25
Si verifica infine la linguetta:

$$\tau = \frac{3}{2} \times \frac{2Mt2}{d} \times \frac{1}{A} = \frac{3 \times 49656}{21} \times \frac{1}{6 \times 25} = 47{,}3\ {}^{N}/_{mm^2}$$

Il valore trovato risulta adeguatamente inferiore al valore della tensione tangenziale ammissibile che nel caso di linguette comuni è mediamente pari a 110 – 125 N/mm_2 (110 – 125 MPa)

LA SOLUZIONE DEI TRE QUESITI RESTANTI ESSENDO FONDAMENTALMENTE A CARATTERE DESCRITTIVO-TEORICA, VIENE LASCIATA AGLI STUDENTI (Le risposte sono peraltro sufficientemente affrontate e descritte nel Manuale tecnico utilizzato per lo svolgimento del tema d'esame)

Il **QUESITO N° 2** richiede una breve trattazione teorica sull'uniformazione del moto rotatorio ad opera del volano: si farà cenno al "lavoro eccedente", alle diverse tipologie di volani e ai relativi criteri di dimensionamento degli stessi (ed eventualmente alle sollecitazioni cui è soggetta la corona di un volano a razze).

Il **QUESITO N° 3** richiede una sintetica descrizione di alcuni sistemi di trasmissione di potenza tra due alberi paralleli. In realtà la risposta non risulta facilmente sintetizzabile dovendosi illustrare pregi e difetti di ogni tipologia, oltre ad alcuni esempi applicativi. Si può quindi convenientemente ricorrere ad una schematica rappresentazione tabellare.

Il **QUESITO N° 4** richiede la descrizione delle principali differenze tra il ciclo Otto ideale e il ciclo Diesel ideale, evidenziando le caratteristiche chimico-fisiche e meccaniche strutturali dei motori relativi. Anche in questo caso si può convenientemente tracciare graficamente i cicli, riportare lo schema del sistema biella-manovella e raccogliere, in forma tabellare, gli elementi prestazionali dei due motori.

Soluzione a cura del prof. Marini Valerio.
I.I.S. Castelli di Brescia