

**FOR ELE CARE APAR ÎN MECANISMUL MOTOR ȘI EFECTELE LOR.
FOR A DE PRESIUNE A GAZELOR ȘI FOR A DE INERȚIE
A MASELOR COMPONENTELOR MECANISMULUI MOTOR**

1. DINAMICA MECANISMULUI MOTOR

Studiul dinamicii mecanismului motor urmărește determinarea forțelor și momentelor care acționează asupra pieselor mecanismului. Cunoașterea valorilor acestor forțe și momente, precum și a modului lor de variație în funcție de poziția mecanismului motor, este strict necesară pentru efectuarea calculului de rezistență, pentru stabilirea soluțiilor de echilibrare și de fixare a acestuia pe cadrul de fundație, pentru calculul variației momentului motor și dimensionarea volantului, pentru studiul vibrațiilor torsionale ale liniei de arbori și al vibrațiilor motorului și structurii pe care acesta este montat.

Forțele care acționează în mecanismul motor pot fi împărțite în mai multe categorii, în funcție de fenomenul fizic care le produce. Astfel, se disting:

- for a de presiune**, produsă de presiunea gazelor care evoluează în cilindrul motor;
- for ele de inerție**, datorate mișcărilor accelerate a maselor pieselor ce alcătuiesc mecanismul motor;
- for ele de frecare**, datorate mișcărilor relative a pieselor mecanismului și forțelor ce se transmit între acestea;
- for ele de greutate**, datorate maselor pieselor componente și câmpului gravitațional în care acestea se află.

Forțele de frecare și cele de greutate au valori mult mai mici decât forța de presiune și forțele de inerție. Ca urmare, pentru calculele de interes practic, prezintă importanță doar primele două categorii de forțe.

2. FOR A DE PRESIUNE A GAZELOR

Conform principiului lui Pascal, presiunea existentă în interiorul cilindrului se exercită în mod uniform pe toate suprafețele (fig.3.1). Presiunile care se exercită pe suprafața laterală a cilindrului și pe suprafața inferioară a chiulasei produc tensiuni și forțe ce solicită mecanic cilindrul, și, respectiv, structura chiulasă-bloc motor-carter.

Presiunea exercitată pe suprafața capului pistonului determină o forță de presiune:

$$F_P = \frac{\pi D^2}{4} (p - p_{cart}) [N], \quad (3.1)$$

care, aplicată asupra unei piese în mișcare, produce lucru mecanic, asigurând astfel transformarea energiei termice a fluidului motor în energie mecanică.

Forța de presiune precizată de relația (3.1), în care D reprezintă alezajul, în m; p – presiunea fluidului motor, în Pa și p_{cart} – presiunea existentă în carter (cel mai adesea, egală cu presiunea atmosferică), în Pa, are o alură de variație în timp proporțională cu cea a presiunii fluidului motor. Variația presiunii fluidului motor este determinată în funcție de volumul camerei de ardere și este ilustrată de diagrama indicată în coordonate p - V . În

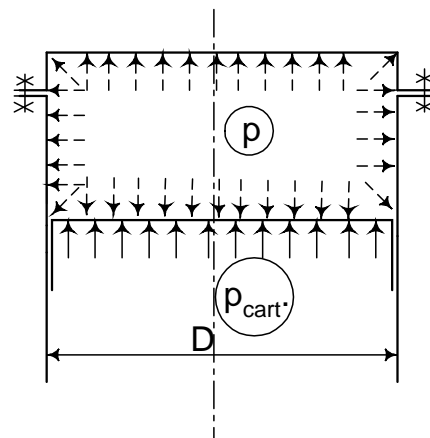


Fig.3.1

figura 3.2 sunt reprezentate aceste diagrame pentru un motor în 4 timpi (fig.3.2.a) i, respectiv, pentru un motor în 2 timpi (fig.3.2.b).

Transpunerea acestor diagrame în sistemul de coordonate $p-\alpha$ este posibilă pe cale analitică sau grafică. Construcția grafică utilizată în acest scop este bazată pe considerentele expuse în cadrul studiului cinematic al deplasării pistonului. Astfel, pe diametrul $AB=S=2R$, paralel cu axa abscisei (fig.3.2) se construiește un semicerc de rază R . La scara aleasă, se construiește spre pme , segmentul $\overline{OO'} = \frac{R\lambda_d}{2}$. Din punctul O' se trasează raze echidistante până la intersecția cu semicercul trasat. Aceste raze formează cu diametrul AB diferite unghiuri α , începând cu $\alpha=0$ în pmi .

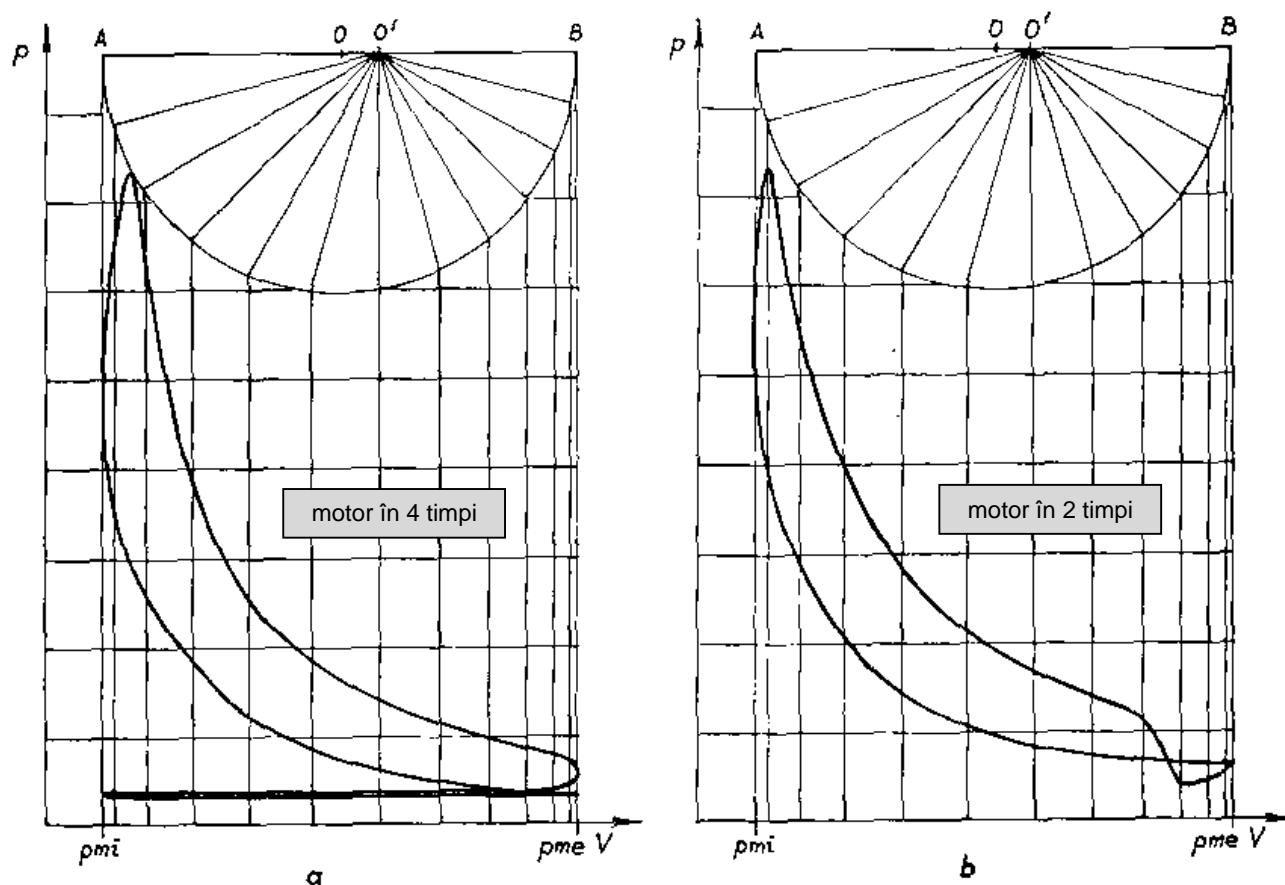


Fig.3.2

Din punctele de intersecție ale razelor echidistante cu semicercul trasat, se construiesc paralele la axa ordonatei. La intersecțiile acestor paralele cu conturul diagramei indicate pot fi determinate valorile presiunii fluidului motor corespunzătoare diferitelor unghiuri α , deci diferitelor poziții ale mecanismului motor, pe parcursul unui ciclu de funcționare. Se poate obține astfel variația presiunii fluidului motor în funcție de unghiul de rotație α pe parcursul a 720° RAC la motoarele în 4 timpi sau a 360° RAC la motoarele în 2 timpi.

Utilizând aceste valori $p=f(\alpha)$ și relația (3.1), se calculează valorile forței de presiune F_p , exercitată asupra pistonului. În figura 3.3 sunt prezentate curbele caracteristice de variație a forței de presiune F_p pentru un motor în 4 timpi (fig.3.3.a) i, respectiv, pentru unul în 2 timpi (fig.3.3.b).

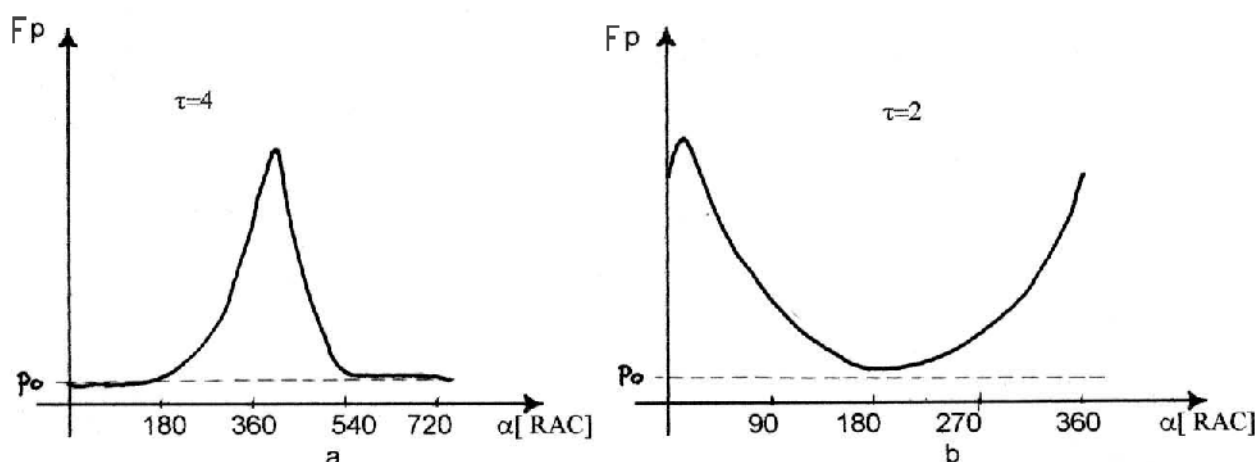


Fig.3.3

3. FOR ELE DE INER IE

În conformitate cu principiile mecanicii newtoniene, un element de masă dm , care se mișcă cu accelerația a , determină o forță de inerție elementară:

$$dF_i = -a \cdot dm \quad [\text{N}]. \quad (3.2)$$

Întrucât toate piesele mecanismului motor execută mișcări accelerate, rezultă că fiecare piesă acționează în cadrul mecanismului cu o anumită forță de inerție.

3.1. For ele de iner ie ale manivelei

Conform precizărilor anterioare, se consideră că manivela (cotul arborelui cotit) efectuează o mișcare de rotație uniformă, cu viteza unghiulară constantă ω . Prin urmare, forța de inerție a fusului maneton este precizată de relația

$$F_{im} = m_m r_m \omega^2 = S_m \omega^2 \quad [\text{N}], \quad (3.3)$$

în care m_m [kg] reprezintă masa manetonului, r_m [m] – distanța de la axa de rotație la centrul de masă al fusului maneton și S_m [kg·m] – momentul static al acestuia (fig.3.4).

La rândul ei, forța de inerție a brațului arborelui cotit se poate transcrie în forma:

$$F_{ibr} = m_{br} r_G \omega^2 = S_{br} \omega^2 \quad [\text{N}], \quad (3.4)$$

termenii relației având semnificații similare.

Ambele forțe sunt aplicate în centrul de masă al elementului considerat și sunt dirijate în sens centrifug (fig.3.4).

În cazul în care configurația brațului se pretează la descompunere în corpuri geometrice simple, relația (3.4) poate fi exprimată și în forma:

$$F_{ibr} = \omega^2 \sum_{j=1}^k (m_{brj} r_{Gj}) \quad [\text{N}], \quad (3.4')$$

unde produsele $(m_{brj} r_{Gj})$ reprezintă momentele statice ale corpurilor geometrice simple ce alcătuiesc brațul, iar k – numărul total de asemenea corpuri.

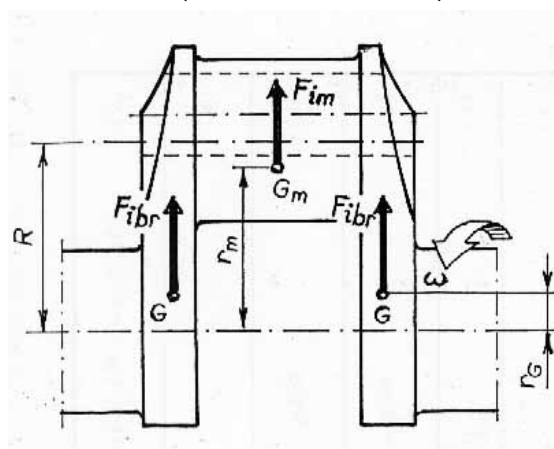
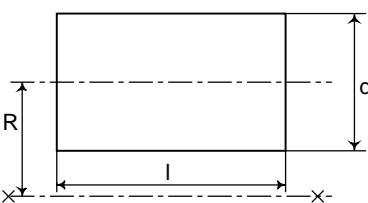
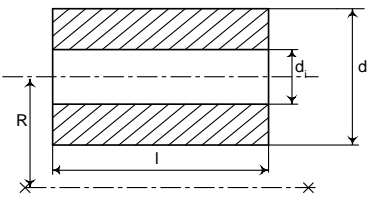
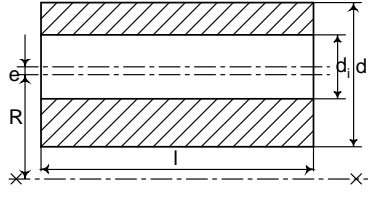
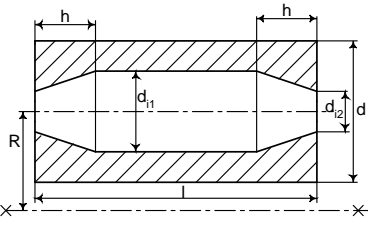
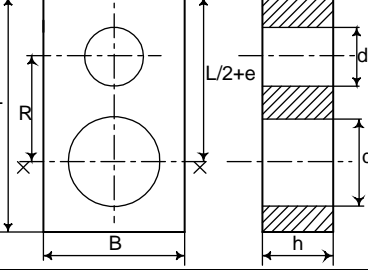


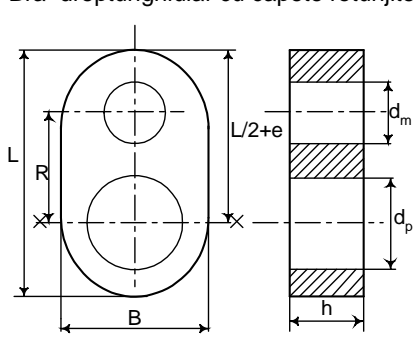
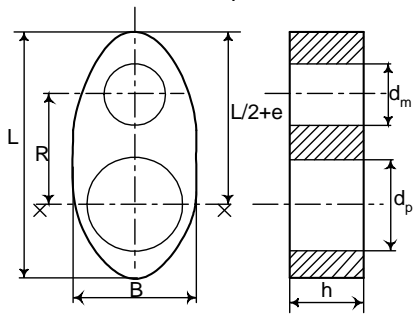
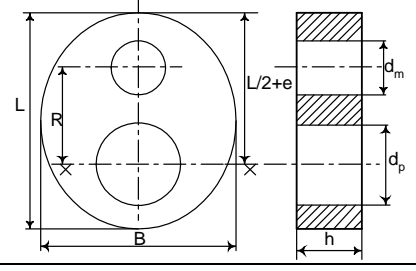
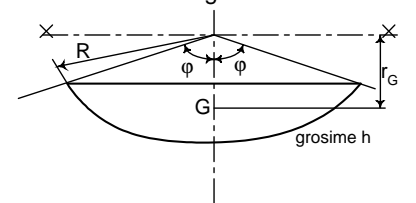
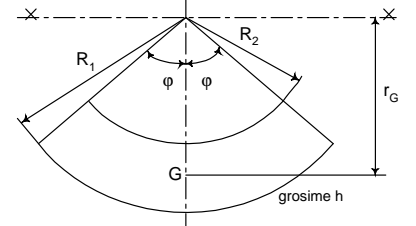
Fig.3.4

În tabelul 3.1 sunt indicate rela ii pentru calculul momentelor statice corespunzătoare unor configura ii geometrice simple, utilizate în solu iile constructive de arbori coti i.

Tabelul 3.1

Forma i dimensiunile elementului	Rela iile de determinare
<p>Fus maneton plin</p> 	$m_m = \rho \frac{\pi d^2}{4} l$ $r_m = R$ $I_{px} = \rho \frac{\pi d^2}{4} l \left(\frac{d^2}{8} + R^2 \right)$
<p>Fus maneton cu orificiu coaxial</p> 	$m_m = \rho \frac{\pi d^2}{4} (d^2 - d_i^2) l$ $r_m = R$ $I_{px} = \rho \frac{\pi}{4} l \left[\frac{d^4 - d_i^4}{8} + (d^2 - d_i^2) R^2 \right]$
<p>Fus maneton cu orificiu dezaxat</p> 	$m_m = \rho \frac{\pi d^2}{4} (d^2 - d_i^2) l$ $r_m = R - \frac{d_i^2}{d^2 - d_i^2} e$ $I_{px} = \rho \frac{\pi}{4} l \left[\frac{d^4 - d_i^4}{8} + d^2 R^2 - d_i^2 (R + e)^2 \right]$
<p>Fus maneton cu orificiu profilat</p> 	$m_m = \rho \frac{\pi}{4} \left[d^2 - d_{i1}^2 \left(1 - \frac{4}{3} \frac{h}{l} \right) - \frac{2}{3} \frac{h}{l} (d_{i1} d_{i2} + d_{i2}^2) \right] l$ $r_m = R$ $I_{px} = \rho \frac{\pi d^2}{4} l \left(\frac{d^2}{8} + R^2 \right) - \rho \frac{\pi}{4} \left\{ \frac{1}{4} \left[\frac{d_{i1}^4}{2} (l - 2h) + \frac{h}{5} \left(\frac{d_{i1}^5 - d_{i2}^5}{d_{i1} - d_{i2}} \right) \right] - R^2 \left[d_{i1}^2 (l - 2h) + \frac{2}{3} h (d_{i1}^2 + d_{i1} d_{i2} + d_{i2}^2) \right] \right\}$
<p>Bra dreptunghiular</p> 	$m_{br} = \rho h \left[BL - \frac{\pi}{4} (d_m^2 + d_p^2) \right]$ $r_G = \frac{1}{m_{br}} \rho h \left(BLe - \frac{\pi d_m^2}{4} R \right)$ $I_{px} = \rho BLh \left(\frac{L^2 + B^2}{12} + e^2 \right) - \rho h \left[\frac{\pi}{32} d_p^4 + \frac{\pi}{4} d_m^2 \left(\frac{d_m^2}{8} + R^2 \right) \right]$

Tabelul 3.1 (continuare)

Forma și dimensiunile elementului	Relațiile de determinare
<p>Bra dreptunghiular cu capete rotunjite</p> 	$m_{br} = \rho h \left[RB + \frac{\pi}{4} B^2 - \frac{\pi}{4} (d_m^2 + d_p^2) \right]$ $r_G = \frac{1}{m_{br}} \rho h \left[\left(RB + \frac{\pi}{4} B^2 \right) e - \frac{\pi}{4} d_m^2 R \right]$ $I_{px} = \rho h \left[\frac{\pi}{32} B^4 + \frac{\pi}{8} B^2 R^2 + \frac{B^3 R}{4} + \frac{BR^3}{3} - \frac{\pi}{32} d_p^4 - \frac{\pi}{4} d_m^2 \left(\frac{d_m^2}{8} + R^2 \right) \right]$
<p>Bra eliptic</p> 	$m_{br} = \rho h \frac{\pi}{4} (BL - d_m^2 - d_p^2)$ $r_G = \frac{1}{m_{br}} \rho h \frac{\pi}{4} (BLE - d_m^2 R)$ $I_{px} = \rho \frac{\pi}{4} BLh \left(\frac{L^2 + B^2}{16} + e^2 \right) - \rho h \left[\frac{\pi}{32} d_p^4 + \frac{\pi}{4} d_m^2 \left(\frac{d_m^2}{8} + R^2 \right) \right]$
<p>Bra circular</p> 	$m_{br} = \rho h \frac{\pi}{4} (D^2 - d_m^2 - d_p^2)$ $r_G = \frac{1}{m_{br}} \rho h \frac{\pi}{4} (D^2 e - d_m^2 R)$ $I_{px} = \rho \frac{\pi}{4} D^2 h \left(\frac{D^2}{8} + e^2 \right) - \rho h \left[\frac{\pi}{32} d_p^4 + \frac{\pi}{4} d_m^2 \left(\frac{d_m^2}{8} + R^2 \right) \right]$
<p>Contragreutate</p> 	$m_{cg} = \frac{1}{2} \rho h R^2 \left(2\phi^\circ \frac{\pi}{180} - \sin 2\phi \right)$ $r_G = \frac{4}{3} \cdot \frac{R \sin^3 \phi}{2\phi - \sin 2\phi}$ $I_{px} = \frac{1}{4} \rho R^4 \left(2\phi - \frac{2}{3} \sin 2\phi - \frac{1}{6} \sin 4\phi \right)$
<p>Contragreutate</p> 	$m_{cg} = \rho \pi (R_2^2 - R_1^2) h \frac{2\phi^\circ}{360}$ $r_G = \frac{2}{3} \cdot \frac{180}{\pi} \cdot \frac{(R_2^3 - R_1^3)}{(R_2^2 - R_1^2)} \cdot \frac{\sin \phi}{\phi^\circ}$ $I_{px} = \rho \frac{\pi}{2} h (R_2^4 - R_1^4) \frac{\phi^\circ}{180}$

Pentru bra ele arborelui cotit a căror configura ie este mai complicată, se recomandă determinarea momentului static și a momentului de iner ie polar prin metode grafice. Astfel, bra ul

poate fi împărțit în elemente simple care rezultă prin intersecția acestuia cu o serie de suprafețe cilindrice de raze: $R_1, R_2, \dots, R_j, \dots, R_N$, coaxiale cu fusul palier (fig.3.5). Un asemenea element se caracterizează prin grosimea radială $\Delta R_j = R_j - R_{j-1}$, unghiul la centru $2\varphi_j$ și lățimea sa h_j . Toate aceste dimensiuni se determină grafic pe baza desenului de execuție al arborelui cotit (fig.3.5).

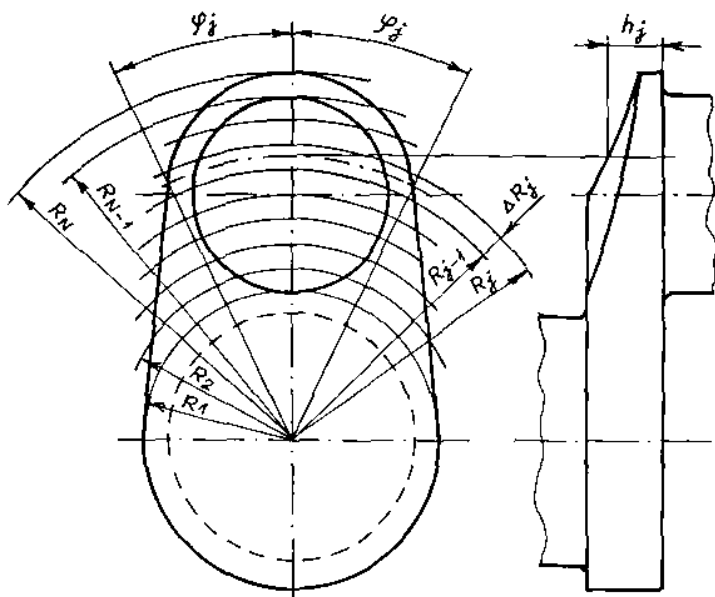


Fig.3.5

Masa unui asemenea element este:

$$m_j = \rho \pi (R_j^2 - R_{j-1}^2) h_j \cdot \frac{\varphi_j^\circ}{180} \text{ [kg]}, \quad (3.5)$$

centrul de masă fiind plasat la o distanță r_j față de axa de rotație:

$$r_j = \frac{2}{3} \cdot \frac{180}{\pi} \cdot \frac{(R_j^3 - R_{j-1}^3)}{(R_j^2 - R_{j-1}^2)} \cdot \frac{\sin \varphi_j}{\varphi_j^\circ} \text{ [mm]}. \quad (3.6)$$

La rândul său, momentul de inerție polar al unui element este

$$I_j = \rho \frac{\pi}{2} (R_j^4 - R_{j-1}^4) h_j \cdot \frac{\varphi_j^\circ}{180} = \frac{1}{2} m_j (R_j^2 + R_{j-1}^2) \text{ [kgm}^2\text{]}. \quad (3.7)$$

Calcululele se organizează tabelar, în final, se determină mărimile caracteristice ale braului arborelui cotit:

- masa:

$$m_{br} = \sum_{j=1}^N m_j = \rho \frac{\pi}{180} \sum_{j=1}^N (R_j^2 - R_{j-1}^2) h_j \varphi_j^\circ \text{ [kg]}; \quad (3.8)$$

- momentul de inerție polar:

$$I_{px} = \sum_{j=1}^N I_j = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^N m_j (R_j^2 + R_{j-1}^2) \text{ [kgm}^2\text{]}. \quad (3.9)$$

La rândul ei, poziția centrului de masă al braului arborelui cotit se determină pe cale grafică, cu ajutorul poligonului funicular. Această construcție se realizează astfel (fig.3.6): în centrul de masă al fiecărui element (determinat de cota r_j , calculată cu relația 3.6) se trasează câte un vector a cărui lungime este proporțională cu masa elementului m_j (calculată cu relația 3.5).

Vectorii sunt amplasați apoi pe o singură direcție, unul în prelungirea celuilalt, într-o construcție grafică ajutătoare (fig.3.6.c). Segmentul astfel obținut corespunde masei totale a braului arborelui cotit. Pe mijlocul acestui segment se trasează o perpendiculară și se alege un

punct oarecare F pe această perpendiculară. Unind acest punct cu extremitățile vectorilor se obțin direcțiile laturilor poligonului funicular din figura 3.6.b, care asigură determinarea poziției centrului de masă G al brațului arborelui cotit. Această poziție este dată de intersecția oblicelor extreme ale poligonului.

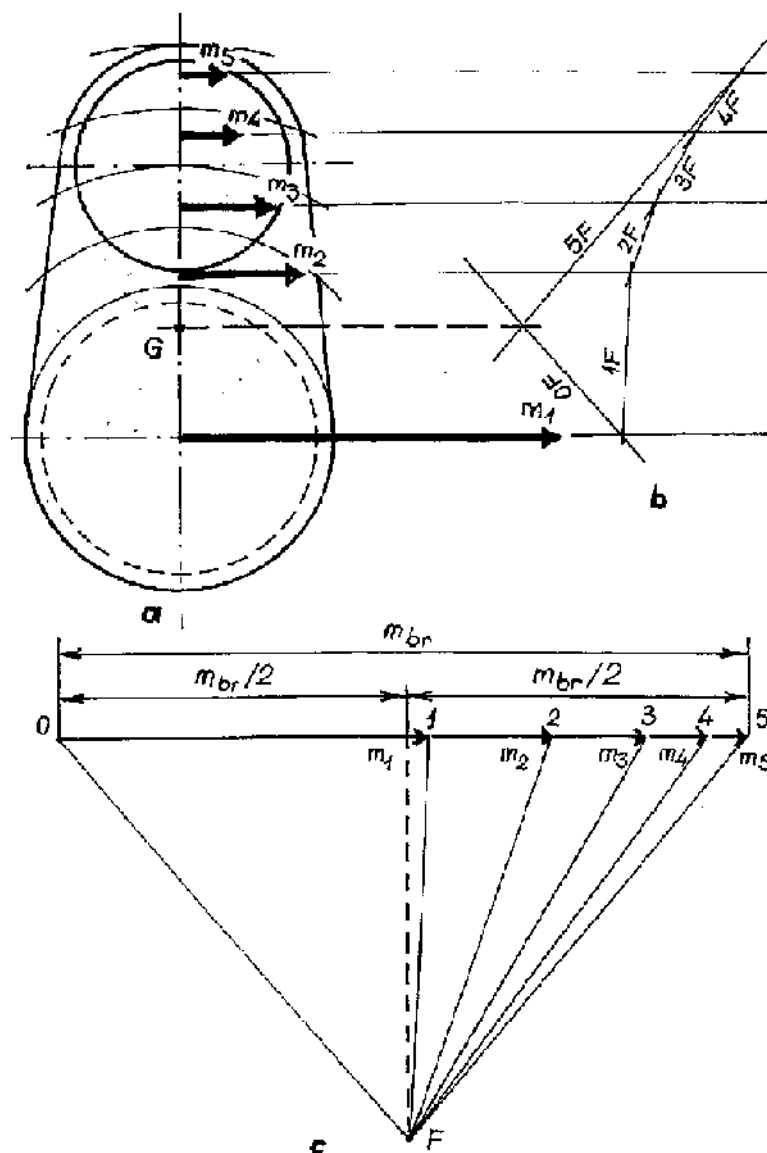


Fig.3.6

3.2. Forța de inerție a grupului piston

Grupul piston este alcătuit din piston, segmentul și bol. Toate aceste piese execută împreună o mișcare de translație alternativă în lungul axei cilindrului, cu o accelerație a_p , a cărei valoare este precizată, în funcție de tipul mecanismului motor, de relațiile (2.14), (2.14') sau (2.42). Prin urmare, forța de inerție cu care aceste piese acționează în mecanism este

$$F_p = -m_p \cdot a_p \text{ [N]}, \quad (3.10)$$

unde m_p [kg] este masa totală a pieselor grupului piston.

3.3. For ele de iner ie ale bieiei

Biela execută o mi care plan-paralelă, compusă din transla ii i rota ii, mi cări care determină, fiecare în parte, apari ia unor for e de iner ie. Dintre multiplele posibilită i de evaluare a efectelor dinamice ale mi cării bieiei, două sunt cele care prezintă importan ă practică, i anume:

- transla ia bieiei, determinată de punctul de articula ie cu pistonul i rota ia în jurul acestui punct;
- transla ia bieiei, determinată de cea a centrului de masă i rota ia în jurul acestuia.

Primul mod de considerare a efectelor dinamice prezintă importan ă pentru evaluarea solicitărilor bieiei i efectuarea calculelor de rezisten ă ale acesteia, el urmând a fi abordat în aceste activită i.

Cel de-al doilea mod de considerare este utilizat pentru evaluarea sistemului de for e i momente care ac ionează în mecanismul motor.

Prin urmare, datorită mi cării de transla ie a centrului de greutate al bieiei, se determină for a de iner ie:

$$F_i = -m_b a_G \text{ [N]}, \quad (3.11)$$

unde cu a_G s-a notat accelera ia centrului de masă G_b (fig.3.7) corespunzătoare mi cării de transla ie a acestuia.

Se consideră un element de masă dm_b situat la distan a x fa ă de G_b . Din mi carea de rota ie a acestei mase elementare, rezultă o for ă de iner ie:

$$F_{in} = -\omega_b^2 \int_{biela} x dm_b = 0, \quad (3.12)$$

a cărei valoare este nulă, deoarece integrala din rela ia (3.12) care exprimă momentul static al bieiei în raport cu centrul de masă este nulă, i o for ă de iner ie tangen ială:

$$F_{iT} = -\theta_b \int_{biela} x dm_b = 0, \quad (3.13)$$

care este, de asemenea, nulă, din acelea i motive.

De i rezultanta for elor de iner ie tangen iale este nulă, aceste for e determină un moment:

$$M_{iT} = -\theta_b \int_{biela} x^2 dm_b = -I_b \theta_b = -i_b^2 m_b \theta_b \text{ [Nm]}, \quad (3.14)$$

în care cu I_b s-a notat momentul de iner ie al bieiei i cu $i_b = \sqrt{I_b/m_b}$ – raza de gira ie a acesteia, ambele calculate în raport cu centrul de masă al bieiei.

Deci, considerând mi carea bieiei ca o transla ie identică cu cea a centrului său de masă i o rota ie în jurul acestuia, se constată că biela determină o for ă de iner ie F_i , corespunzătoare mi cării de transla ie, i un moment M_{iT} al for elor de iner ie, corespunzător mi cării de rota ie. La acela i rezultat se poate ajunge considerând că biela este descompusă în două mase concentrate, m_{bp} i m_{bm} (fig.3.7), plasate în lungul axei sale.

Comportarea sistemului echivalent, format din cele două mase, trebuie să fie identică din punct de vedere dinamic cu cea a bieiei. Această identitate presupune ca for ele de iner ie i momentul acestor for e să aibă acelea i valori în ambele cazuri:

$$F_i = -m_b a_G = -(m_{bm} + m_{bp}) \cdot a_G; \quad (3.15)$$

$$F_{iN} = 0 = -\omega_b^2 \cdot (x_m m_{bm} - x_p m_{bp}); \quad (3.16)$$

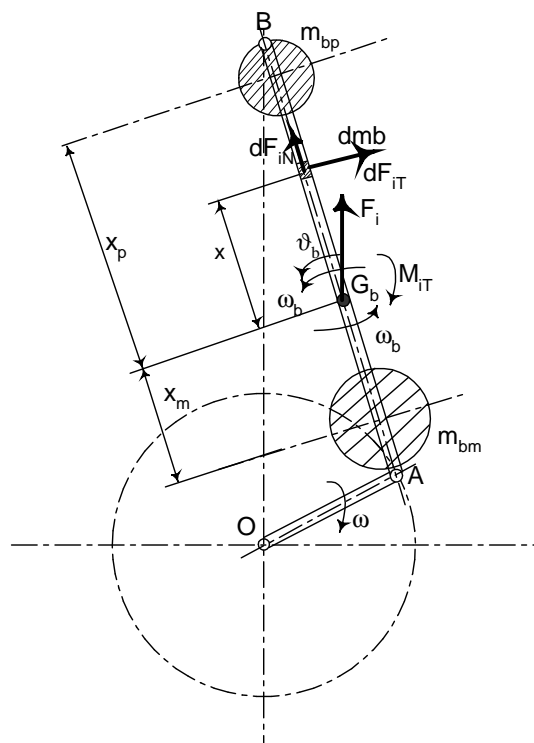


Fig.3.7

$$M_{iT} = -i_b^2 m_b \theta_b = -(x_m^2 m_{bm} + x_p^2 m_{bp}) \cdot \theta_b. \quad (3.17)$$

Operând simplificări în relațiile de mai sus, se constată că aceste condiții reprezintă necesitatea ca, prin descompunerea masei bieiei în două mase echivalente, să se conserve: masa totală a bieiei (rel.3.15'), poziția centrului de masă (rel.3.16') și valoarea momentului de inerție al bieiei (rel.3.17'):

$$m_{bm} + m_{bp} = m_b; \quad (3.15')$$

$$x_m m_{bm} = x_p m_{bp}; \quad (3.16')$$

$$x_m^2 m_{bm} + x_p^2 m_{bp} = i_b^2 m_b. \quad (3.17')$$

Numai prin respectarea simultană a acestor trei condiții, comportarea dinamică a sistemului echivalent este identică cu cea a bieiei. Întrucât se dispune de trei ecuații, iar numărul de necunoscute este patru (m_{bm} , m_{bp} , x_m și x_p), rezultă că problema alcătuirii sistemului echivalent este nedeterminată, ea admitând o infinitate de soluții. Avantajos, din punctul de vedere al simplității calculelor, este ca cele două mase să fie amplasate chiar în punctele de articulație ale bieiei cu fusul manetonului, respectiv, cu pistonul (fig.3.8). Procedând în acest mod se reduce numărul de necunoscute la două (m_{bm} și m_{bp}), dar sistemul de trei ecuații (3.15', 3.16', 3.17') devine imposibil. Renunțând la ecuația (3.17'), se comit cele mai mici erori, iar cele două mase echivalente se pot determina simplu, din condiția de conservare a masei totale a bieiei și a poziției centrului său de masă (fig.3.8):

$$\begin{cases} m_{bp} = \frac{L_m}{L} m_b = m_b - m_{bm}; \\ m_{bm} = \frac{L_p}{L} m_b = m_b - m_{bp}. \end{cases} \quad (3.18)$$

În felul acesta, masa bieiei a fost descompusă în două mase echivalente:

- **masa bieiei aferentă pistonului**, m_{bp} , situată în punctul de articulație al bieiei cu pistonul și care execută o mișcare de translație alternativă identică cu cea a pistonului; din acest motiv, ea mai este denumită și **masa bieiei aferentă mișcării de translație**;
- **masa bieiei aferentă manetonului**, m_{bm} , situată în punctul de articulație al bieiei cu fusul manetonului și care execută o mișcare de rotație identică cu cea a fusului manetonului; este cunoscută și sub denumirea de **masa bieiei aferentă mișcării de rotație**.

Cele două mase vor determina, prin urmare, forțele de inerție:

$$F_{ibp} = -m_{bp} a_p [\text{N}]; \quad (3.19)$$

$$F_{ibm} = m_{bm} R \omega^2 [\text{N}]. \quad (3.20)$$

Determinarea practică a celor două mase echivalente, astfel încât să fie îndeplinite condițiile (3.15') și (3.16'), necesită cunoașterea masei totale a bieiei și a poziției centrului său de masă. Dacă se dispune numai de desenul de execuție al bieiei, aceste caracteristici pot fi determinate prin metoda grafică a poligonului funicular. Când se dispune de bielă ca piesă fizică, determinarea celor două mase se face prin cântărire diferențială.

Metoda grafică de determinare a caracteristicilor dinamice ale bieiei constă în împărțirea bieiei în elemente geometrice simple, pentru care se calculează volumele, și, respectiv, masele (fig.3.9.a). În centrul de masă al fiecărui element se plasează câte un vector proporțional cu masa elementului. ca și în cazul brațului arborelui cotit; vectorii sunt amplasați apoi succesiv pe o singură

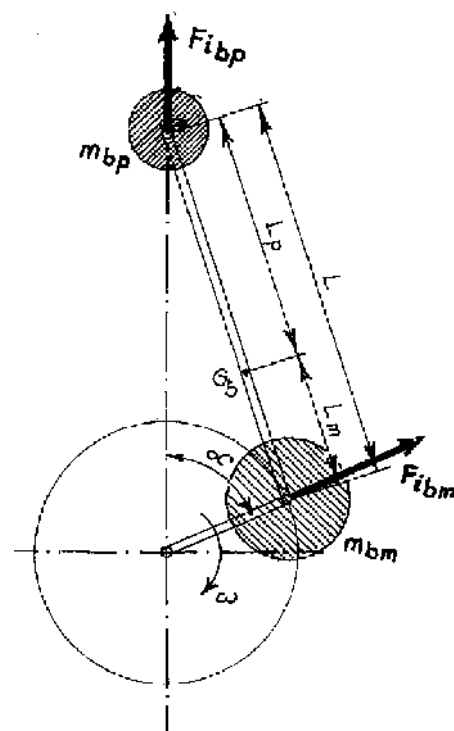


Fig.3.8

direcție într-o construcție grafică ajutătoare (fig.3.9.c). Pe o perpendiculară trasată pe mijlocul lungimii totale a vectorilor (corespunzătoare masei totale a bielei) se alege un punct oarecare F care va fi unit ulterior cu extremitățile vectorilor. Se obțin astfel direcțiile poligonului funicular din figura 3.9.b. La intersecția direcțiilor extreme ($O-F$) și ($5-F$), se poate determina poziția centrului de masă al bielei G_b .

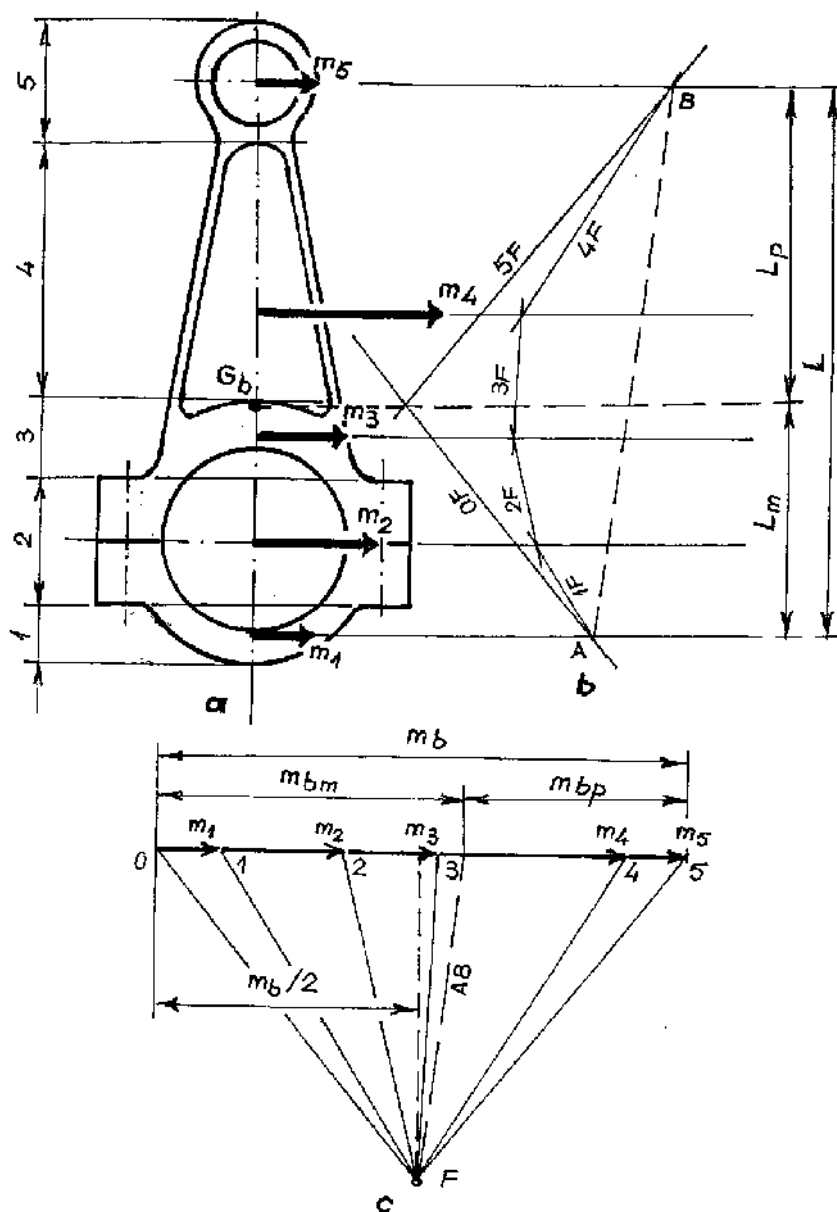


Fig.3.9

Metoda cântăririi diferențiale constă în plasarea bielei pe două lame de cu it situate pe platourile a două balan e (fig.3.10). Plasarea bielei se face astfel încât sprijinirea pe lamele de cu it să se realizeze în dreptul axelor piciorului i, respectiv, capului bielei, deci la o distan ă L egală cu lungimea bielei între axe. Balan ele se echilibrează în prealabil, pentru compensarea maselor suplimentare ale supor ilor cu lame de cu it, iar cele două mase echivalente se determină pe baza citirilor efectuate pe cadranele celor două balan e. Prin urmare, cu ajutorul rela iilor (3.18), pot fi calculate distan ele dintre centrul de masă i fiecare din cele două puncte de sprijin.

La construcțiile uzuale de biele, ponderea celor două mase echivalente este:

$$\begin{cases} m_{bm} = (0,6 \dots 0,8) \cdot m_b; \\ m_{bp} = (0,2 \dots 0,4) \cdot m_b. \end{cases} \quad (3.21)$$

În calculele preliminare, poate fi utilizată relația lui V. P. Terskih:

$$\frac{L_m}{L} = 0,2 \cdot \frac{(0,001n)^2 + 2}{(0,001n)^2 + 1}, \quad (3.22)$$

unde n este turația motorului, în rot/min.

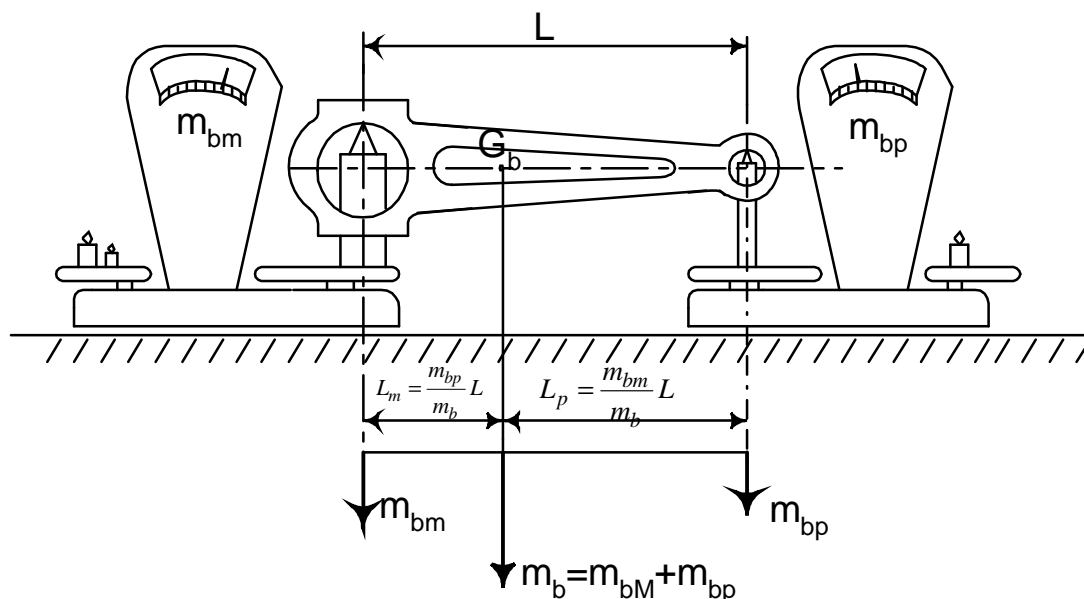


Fig.3.10

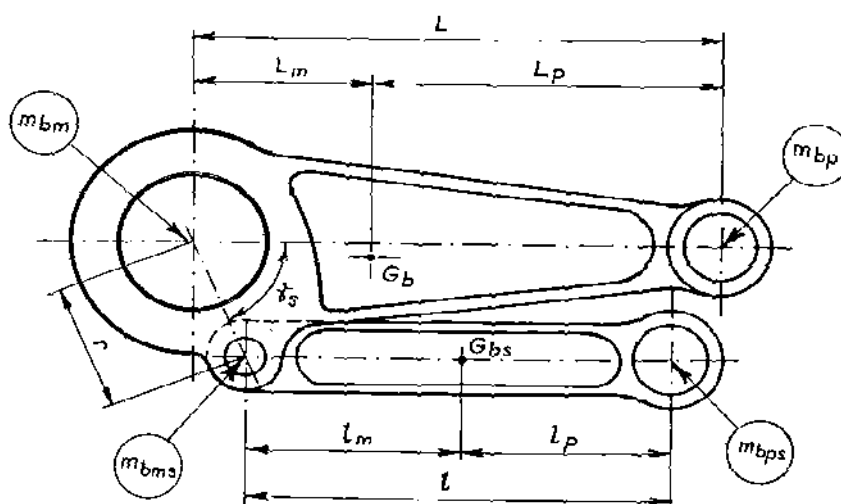


Fig.3.11

În cazul unui mecanism cu bielă principală și bielă secundară (fig.3.11), determinarea sistemului de mase echivalente se face în felul următor:

- a) se determină inițial, printr-una dintre metodele anterioare, masa m_b în poziția centrului de masă G_b pentru biela principală (inclusiv bolul de articulație al bielei secundare), precum și masa m_{bs} în poziția centrului de masă G_{bs} pentru biela secundară;
- b) se calculează masa corespunzătoare mișcării de translație a mecanismului cu bielă secundară (masa bielei secundare aferentă pistonului):

$$m_{bp_s} = \frac{L_{ms}}{L_s} m_{bs} \text{ [kg];} \quad (3.23)$$

și fracțiunea din masa bielei secundare, concentrată în axa de articulație a acesteia cu biela principală:

$$m_{bm_s} = \frac{L_{ps}}{L_s} m_{bs} = m_{bs} - m_{bp_s} \text{ [kg];} \quad (3.24)$$

- c) se calculează masa corespunzătoare mișcării de translație a mecanismului cu bielă principală (masa bielei principale aferentă pistonului):

$$m_{bp} = \frac{L_m}{L} m_b + m_{bms} \frac{r}{L} \cos \gamma_s \text{ [kg]} \quad (3.25)$$

și masa corespunzătoare mișcării de rotație a mecanismului cu bielă secundară:

$$m_{bm} = m_b \frac{L_p}{L} + m_{bms} \frac{L - r \cos \gamma_s}{L} \text{ [kg]}. \quad (3.26)$$