

MODELE DE CALCUL PENTRU SOLICITAREA PRIN ȘOC A ECHIPAMENTULUI DE BULDOZER PE ȘENILE DE O NOUĂ GENERAȚIE

Sârbu Lurențiu, prof.univ.dr.ing.
Facultatea de Utilaj Tehnologic, Universitatea Tehnică de Construcții București
e-mail: laurentiusarbu_utcb@yahoo.com

Abstract

Practical computation models for the structural strength of the blade unit in new-generation bulldozers.

For the manufacture of new-generation blade bulldozers with an increased degree of productivity, we propose new computation models which refer to the following cases: shock against an obstacle, elastic/plastic deformation, or the dynamic working regime of the dozer under acceleration upgrade velocity, for earth digging on a given distance. The proposed computation models are accompanied by the rotation laws specific for the new, high performance blade type.

Key words: Next-generation bulldozer dynamics, Sigmadozer blade, calculation model for Sigmadozer blade

Rezumat

Pentru construcția echipamentului cu lamă de buldozer de o nouă generație, care asigură o productivitate mărită, se propune construcția unor modele de calcul care se referă la: șoc cu un obstacol, deformare elasto-plastică, sau regimul dinamic de lucru al buldozerului la urcare rampă în regim de accelerare, pentru executarea săpării pământului pe o distanță dată. Pentru modelele de calcul propuse se dau legile de rotire ale noii construcții de lama cu performanțe superioare de lucru.

Cuvinte cheie: dinamica buldozerelor de o nouă generație, lamă de buldozer Sigmadozer, model de calcul lamă Sigmadozer.

1.Introducere

Buldozerele Komatsu de ultimă generație folosesc în construcția lor componente tehnologice avansate cum ar fi tipul de lamă Sigmadozer (patent Komatsu) și sisteme de susținere tip boghiu K pe șenile, care asigură o nouă calitate în ceea ce privește productivitatea, consumul energetic, forța de tracțiune și stabilitatea mașinii [3].

Schema de principiu a unui astfel de buldozer este dată în fig.1.

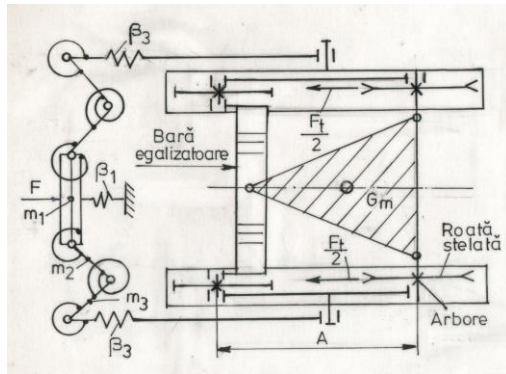


Fig.1

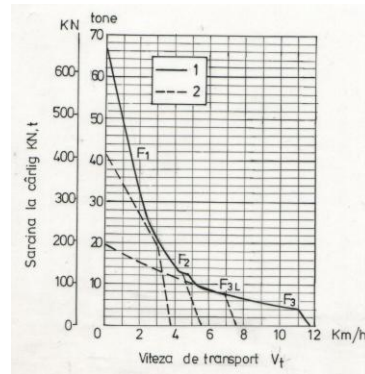


Fig.2[4]

Din toată gama de buldozere Komatsu doar modelele D155AX-6 și D155AX-7 sunt prevăzute cu o gamă largă de echipamente de lucru cu lamă și boghiuri tip K. Boghiurile de tip K sunt utilizate în schimb și la modelele de buldozere mai mari D275AX-5 [4].

Conform diagramei de tracțiune la D 155AX-6 (fig.2) necesarul de forță de tracțiune este totdeauna menținut, iar în ansamblu consumul este redus cu 10%, iar productivitatea mașinii crește cu 15% dacă se utilizează modelul de lamă Sigmadozer, patent Komatsu [3]. Pe diagrama de tracțiune din figura 2 s-a notat cu: 1-linie groasă, modul automat de cuplare și 2 – linie punctată, modul manual de cuplare al arborelui de putere [3].

Structura lamei de tip Sigmadozer și avantajele folosirii ei față de o construcție clasică sunt arătate în fig.3. Partea centrală a lamei este foarte puternică iar la capetele ei se găsesc două zone în formă de V, care au rolul de a tăia pământul dizlocat mai întâi de zona centrală după ce acesta alunecă în părțile laterale.

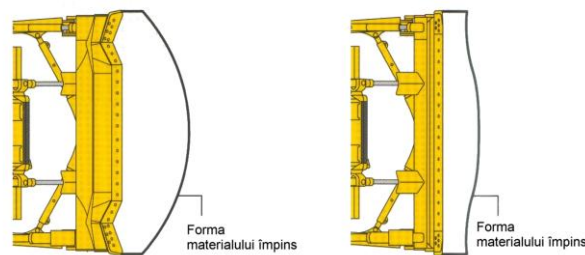


Fig.3[3]

2.Modelarea lamei de buldozer Komatsu Sigmadozer

Se consideră modelul elastic pentru lamă de forma celui din fig.4, compus dintr-o masă centrală m_1 rezemată elastic pe arcul cu constanta elastică β_1 , asupra masei acționează forța de săpare F forța de inerție $F_{1j} = m_1 \ddot{y}_1$ și momentul de inerție $\dot{y}_1 \cdot \dot{\varphi}_1$. Lungimea masei este notată cu a_1 . În centrul masei acționează forța concentrată F care reprezintă acțiunea solului asupra lamei sub acțiunea acestor forțe are loc o rotire a masei m_1 cu unghiul φ_1 .

Construcția în V realizată la ambele capete ale lamei centrale este formată din două mase m_2 și m_3 legate elastic între ele și cu masa m_1 prin arcurile cu rigiditate cilindrică la încovoiere K_1, K_2 și K_3 . Masa m_3 reazemă elastic la capătul lamei pe arcul cu constanta de rigiditate β_3 . Asupra maselor m_2 și m_3 acționează forțele de inerție $F_{21} = m_2 \ddot{y}_2$ și $F_{31} = m_3 \ddot{y}_3$ și momentele de inerție $J_{2i} \ddot{\varphi}_2$ și $J_{3i} \ddot{\varphi}_3$.

Masa m_2 face un unghi α_1 în raport cu masa m_1 , iar masa m_3 un unghi α_2 față de m_2 .

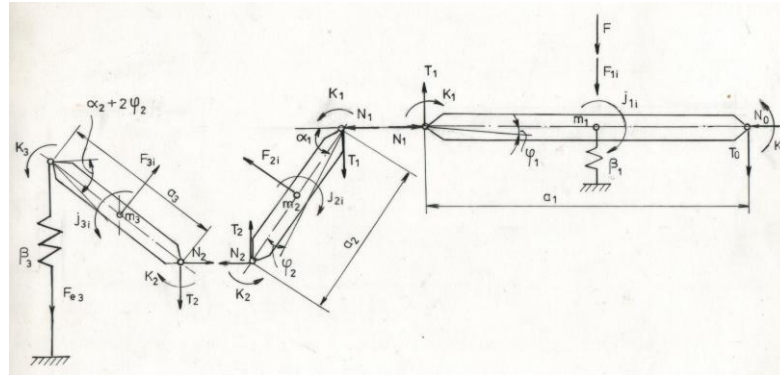


Fig.4

Dacă se desfac legăturile dintre masele m_1 , m_2 și m_3 în articulații avem forțele normale N_1 , N_2 și N_3 , forțele tangențiale T_1 , T_2 și T_3 la care se adaugă și momentele K_1 , K_2 , K_3 . Lama fiind simetrică, în capătul drept al masei m_1 se trec forțele N_0 , T_0 și momentul M_0 .

Forța elastică pe direcția arcului de rigiditate β_1 apare la deformarea părții centrale a lamei $F_{e1} = \beta_1 y_1$. Forța elastică care acționează la capătul din stânga al almei este $F_{e3} = \beta_3 (y_2 + y_3)$.

Pentru condiția de simetrie a forțelor și momentelor la capetele masei m_1 , $N_0 = N_1$, $T_0 = T_1$, $K_0 = K_1$. Notăm $\varphi_2 + \varphi_3 = 2\varphi_2$ și $\alpha_1 = \alpha_2$.

Forța maximă de săpare este generată de forța de împingere a lamei care este forța de tracțiune a tractorului de bază din diagrama de tracțiune a mașinii (fig.2). Se neglijează ecuațiile de proiecție pe orizontală a celor trei mase.

Rezultă sistemul de ecuații diferențiale simplificat de forma:

$$F = m_1 \frac{a_1}{2} \ddot{\varphi}_1 + \beta_1 \frac{a_1}{2} \varphi_1 \quad (2.1)$$

$$T_1 \cdot a_1 - \frac{1}{6} m_1 a_1^2 \ddot{\varphi}_1 + \beta_1 \frac{a_1^2}{4} \varphi_1 + F \cdot \frac{a_1}{2} = 0 \quad (2.2)$$

$$T_1 - T_2 + m_2 \frac{a_2}{2} \ddot{\varphi}_2 \cos \alpha_1 = 0 \quad (2.3)$$

$$T_2 a_2 \cos \alpha_1 + \frac{1}{3} m_2 a_2^2 \ddot{\varphi}_2 - \beta_1 \frac{a_1^2}{4} \varphi_1 - \beta_3 \frac{a_3^2}{2} \varphi_2 = 0 \quad (2.4)$$

$$2\beta_3 \cdot a_3 \varphi_2 + m_3 a_3 \ddot{\varphi}_2 \cos \alpha_2 = 0 \quad (2.5)$$

$$-\frac{1}{3} m_3 a_3^2 \ddot{\varphi}_2 + 2\beta_3 a_3^2 \varphi_2 = 0 \quad (2.6)$$

După efectuarea calculelor rezultă o ecuație diferențială de forma:

$$-\frac{1}{12} m_1 a_1 a_2 \cos \alpha_1 \ddot{\varphi}_1 - \frac{\beta_1 \cdot a_1}{2} \left(a_2 \cos \alpha_1 + \frac{a_1}{2} \right) \varphi_1 + \beta_3 a_3^2 \left[\frac{m_2}{m_3} (3 \cos^2 \alpha_1 + 2) - \frac{1}{2} \right] \varphi_2 = 0 \quad (2.7)$$

Se iau soluție generală de forma $\varphi_1 = e^{u_1 t}$, $\varphi_2 = e^{u_2 t}$,

Ecuția caracteristică este de forma $ax^2 + c = 0$, adică:

$$\left(-\frac{1}{12}m_1 a_1 a_2 \cos \alpha_1\right) U_1^2 - \frac{\beta_1 a_1}{2} \left(a_2 \cos \alpha_1 + \frac{a_2}{2}\right) = 0$$

cu soluțiile: $x_{1,2} = \pm \sqrt{-\frac{c}{a}}$, adică:

$$U_{1,2} = \pm \sqrt{-\frac{6\beta_1 \left(a_2 \cos \alpha_1 + \frac{a_2}{2}\right)}{m_1 a_2 \cos \alpha_1}} \quad (2.8)$$

și soluția particulară:

$$U_3 = \frac{\beta_3 a_3^2 \left[\frac{m_2}{m_3} (3 \cos \alpha_1^2 + 2) - \frac{1}{2}\right]}{-\frac{1}{12} m_1 a_1 a_2 \cos \alpha_1} \quad (2.9)$$

Legea de rotire a lamei va fi de forma:

$$\begin{aligned} \varphi_1 = & A \cos \sqrt{-\frac{6\beta_1 \left(a_2 \cos \alpha_1 + \frac{a_2}{2}\right)}{m_2 a_2 \cos \alpha_1}} t - B \sin \sqrt{-\frac{6\beta_1 \left(a_2 \cos \alpha_1 + \frac{a_2}{2}\right)}{m_2 a_2 \cos \alpha_1}} t + \\ & + C \cos \left[-\frac{12\beta_3 a_3^2 \left[\frac{m_2}{m_3} (3 \cos \alpha_1^2 + 2) - \frac{1}{2}\right]}{m_1 a_1 a_2 \cos \alpha_1} t^2 + D \right] \end{aligned} \quad (2.10)$$

$$\text{la } t=0; \varphi_1 = \frac{F}{\beta_1} \frac{a_1}{2} - \frac{m_1}{\beta_1} \ddot{\varphi}_1; \varphi_1 = \frac{2F}{a_1 \beta_1} + \frac{12m_1 \beta_3^2 a_3^2}{m_2 \beta_1^2 a_1^2} \varphi_2; \varphi_2 = \frac{2K_3}{\beta_3 a_3^2}; \ddot{\varphi}_2 = \frac{6\beta_3}{m_3} \varphi_2 \quad (2.11)$$

3.Solicitarea prin șoc frontal a mașinii cu un obstacol

Vrem să exprimăm condițiile inițiale pentru lama de buldozer ținând seama de solicitarea prin șoc când lama de buldozer lovește un obstacol de masă m .

Formularea problemei [1]: Calculăm deplasările comune a unei mase m , (de exemplu un bolovan greu) cu lama buldozerului care este reprezentat printr-un sistem elastic de masă M_1 . Aici M_1 reprezintă masa totală a tractorului pe șenile plus echipamentul.

După lovire, cele două mase rămân în contact și se deplasează cu viteza V_1 .

$$V_1 = \frac{V_0}{1 + \frac{M_1}{m}} \quad (3.1.)$$

unde V_0 este viteza masei obstacolului ;

V_1 viteza de transport a mașinii

După șoc sistemul are un singur grad de libertate fără masă proprie și lovit de o masă comună $m + M_1$.

În momentul acțiunii, sistemul elastic are viteza V_1 .

Pulsația este:

$$p = \sqrt{\frac{k}{m + M_1}} \quad (3.2)$$

Deplasarea maximă devine:

$$\delta_{\max} = \delta_{st} \sqrt{\frac{V_0^2}{g \cdot \delta_{st} \left(1 + \frac{M_1}{m}\right)}} \quad (3.3)$$

Unde $\delta_{st} = \frac{G}{k}$,

în care: G – este greutatea obstacolului, kN;

k – constanta elastică a sistemului care se poate aprecia după deformarea părții centrale a lamei supusă la încovoiere cilindrică de o sarcină uniform distribuită. Deformația maximă în centrul plăcii este W_{\max} .

Durata șocului este:

$$T = \sqrt{\frac{\delta_{st}}{g} \left(1 + \frac{M_1}{m}\right)} \quad (3.4)$$

Aici se consideră că întreaga masă a buldozerului este redusă la placa elastică a lamei cu deformația W_{\max} .

Viteza de separare după acest timp:

$$V_1 = -\frac{V_0}{1 + \frac{M_1}{m}} \quad (3.5)$$

Dacă se admite că deformația celor două mase este de durată foarte scurtă practic instantanee, ceea ce justifică în prima etapă doar deformarea cilindrică a plăcii rezemate pe cele două laturi lungi ale lamei și liberă pe înălțimi la capete, se obține viteza după ciocnire funcție de viteză înainte de ciocnire.

Pentru obstacol $V'' = V' \frac{1 - \eta \cdot \frac{M_1}{m}}{1 + \frac{M_1}{m}} + V_1' \frac{M_1}{m} \frac{1 + \eta}{1 + \frac{M_1}{m}}$ (3.6)

Pentru buldozer $W_1'' = V' \frac{1 + \eta}{1 + \frac{M_1}{m}} + V_1' \frac{\frac{M_1}{m} - \eta}{1 + \frac{M_1}{m}}$ (3.7)

unde η - este un coeficient de restituire $\eta = 0,2 \div 0,5$,

sau pentru cazul considerat în lucrare: masa totală M_1 a mașinii are inițial viteză, iar masa care lovește are viteză $V' = V_0$. După ciocnire masa m are viteza:

$$V'' = V_0 \frac{1 - \eta \cdot \frac{M_1}{m}}{1 + \frac{M_1}{m}} \quad (3.8)$$

iar masa M_1 are viteza $V_1' = V_0 \frac{1 + \eta}{1 + \frac{M_1}{m}}$ (3.9)

Dacă $V'' > V'$, situație corectă din punct de vedere fizic, întrucât masa bolovanului este mai mică decât masa buldozerului, masa bolovanului m se mișcă cu o viteză constantă după legea $\delta = V' \cdot t$, iar masa M_1 a buldozerului începe o mișcare oscilatorie.

$$\delta_1' = \frac{V''}{P_1} \sin p_1 t; p_1 = \sqrt{\frac{k}{M_1}} \quad (3.10)$$

Practic de aici se poate aprecia valoarea deplasării maxime la ciocnire (în prima etapă, buldozer cu bolovan).

În etapa 1 la ciocnire la $t = 0$, avem o deplasare a lamei

$$y_1 = \varphi_1 \cdot \frac{a_1}{2} = \delta_{\max} = \delta_{st} \sqrt{\frac{V_0^2}{g \cdot \delta_{st} \left(1 + \frac{M_1}{m}\right)}} \quad (3.11)$$

În etapa 2, masa lamei începe o mișcare oscilatorie după legea

$$\delta_1' = \frac{V_1''}{P_1} \sin p_1 t,$$

asta înseamnă modificarea în continuare a condițiilor inițiale

$$y_1 = \varphi_1 \cdot \frac{a_1}{2} = \delta_1' = \frac{V_1''}{P_1} \sin p_1 t \quad p_1 = \sqrt{\frac{k}{M_1}} \quad (3.12)$$

În etapa a-2-a această oscilație este preluată integral de sistemul elastic al lamei (de tip Sigmadozer) din fig.5,b.

Aici k este constanta elastică generată de deformația plăcii frontale a lamei pentru cazul lamă cilindrică de tip U.

Avem la dispoziție condițiile inițiale, care au rezultat din structura sistemului elastic (v. formulele 2.20), adică:

$$\varphi_1 = \frac{2F}{a_1 \beta_1} + \frac{24m_1}{m_2} \cdot \frac{K_3 \beta_3}{\beta_1^2 \cdot a_1^2} \quad (3.13)$$

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{F}{\frac{a_1^2}{2} m_1} - \frac{\beta_1}{m_1} \varphi_1 \quad (3.14)$$

$$\varphi_2 = \frac{2K_3}{\beta_3 a_3^2}; \ddot{\varphi}_2 = \frac{12K_3}{m_3 a_3^2} \quad (3.15)$$

Din relația (3.13) putem aprecia condițiile inițiale la $t = 0$. Rotirea φ_1 depinde de forța de tracțiune F_1 a tractorului și de rigiditatea lamei centrale unde arcul cu coeficientul de rigiditate β_1 este plasat la mijlocul masei m_1 , iar coeficientul de rigiditate β_3 la capătul masei m_3 .

Coeficientul de rigiditate β_1 se calculează pe baza deformației maxime a lamei W_{\max} , iar

$$\beta_3 = \frac{2K_3}{\varphi_2 \cdot a_3^2} \quad (3.16)$$

4.Solicitarea dinamică în elementele mașinii pe baza variației rezistenței la săpare și neuniformității terenului

În lucrarea [2] se analizează solicitarea dinamică în elementele mașinii pe baza variației la săpare la lamă cât și datorită unor neuniformități ale terenului. Solicitarea dinamică în echipamentul de lucru apare în momentul când în fața lamei apare un obstacol.

Modelul ia în calcul forța de tracțiune la șenilă luată din diagrama de tracțiune a buldozerului (D155AX-6) coeficientul de adaptabilitate al motorului diesel $K_a = 1,2$; viteza nominală și viteza la cuplu maxim la deplasarea buldozerului pe treapta I (v. Fig. 2), acestea sunt: $V_0 = 1$ km/h; și $V = 5,5$ km/h. Masa aparentă a utilajului de forma $m^x = \delta \cdot m$, este calculată prin coeficientul de influență al maselor, în mișcarea de rotație $\delta = 1,4$ (acest coeficient ia în considerare piesele în mișcare de rotație ale motorului, ale transmisiei și ale sistemului de mers pe șenile); rezistența globală la deplasare $F_f = f \cdot G_a$ (unde coeficientul de rezistență globală la rulare este $f = 0,08$) și rezistența la urcarea rampei $F_p = m \cdot g \cdot \sin \theta$ (rampa maximă $\theta = 20^\circ$) și distanța de săpare $S = 40$ m.

Exemple de calcul pentru buldozerul D155AX-6 cu puterea motorului $P_m = 268$ kW la turația motorului de 1900 rot/min, masa totală de operare a mașinii $M_1 = 39500$ kg.

Valoarea spațiului, vitezei și accelerației (pentru acest caz) calculate după relațiile indicate în [2] sunt:

$$X = 0,01m; \dot{X} = 160,362m/s; \ddot{X} = -24,72m/s^2$$

5. Rezultatele modelării echipamentului cu lamă de buldozer

Comportarea elastică a structurii lamelor de buldozer s-a făcut pentru următoarele situații specifice de lucru:

a) Ciocnirea lamei de un obstacol. Se ia în calcul deformarea sistemului elastic la o forță de tracțiune $\frac{F_t}{2} = 250kN$, considerată pentru o jumătate din structură, adică pentru o șenilă

(modelul fiind simetric);

b) Oscilația singulară a buldozerului după ciocnire, este continuată cu oscilația proprie a lamei după îndepărtarea mașinii de obstacol;

c) După oscilația proprie, buldozerul acționează în continuare cu o forță de tracțiune $F_t = 500$ kN. Apar și accelerații de ordinul IV care se transmit de la sistemul de mers la cadrul lamei Sigmadozer;

d) Determinarea legii de rotire φ_1 a lamei drepte. Rigiditatea ei este calculată după deformația W_{max} a plăcii centrale a lamei, considerată ca o placă încastrată pe o latură și simplu rezemată pe celelalte trei. Aici condiția inițială este $\varphi_1(0) = 0$.

e) Determinarea legii de rotire φ_1 a lamei considerând funcționarea buldozerului în regim dinamic la urcarea rampei maxime folosind modelul de calcul descris în paragraful 4.

Aici valorile obținute pentru deplasare, viteză și accelerație pentru mașină, adică x , \dot{x} și \ddot{x} , sunt luate în calcul drept condiții inițiale $x(0)$, $\dot{x}(0)$ și $\ddot{x}(0)$ în continuare pentru legea de rotire a structurii elastice a lamei Sigmadozer.

Cazul A. Lama de construcție specială Sigmadozer (fig.4)

În legea de rotire φ_1 a lamei relația (2.19) introducem expresia oscilației buldozerului după ciocnire:

$$\delta_1' = \frac{V_1''}{p_1} \sin p_1 t, \text{ unde } p_1 = \sqrt{\frac{k}{M_1}}$$

Alegem valoarea coeficientului de restituire $\eta = 0,2 \div 0,5$

Avem valorile:

$$\varphi_1 = \frac{2V_1''}{a_1 p_1} \sin p_1 t; \dot{\varphi}_1 = \frac{2V_1''}{a_1} \cos p_1 t; \ddot{\varphi}_1 = -\frac{2V_1''}{a_1} p_1 \sin p_1 t; \ddot{\ddot{\varphi}}_1 = -\frac{2V_1''}{a_1} p_1^2 \cos p_1 t \quad (5.1.)$$

Introducem (6.1) în ecuația (2.16) derivată odată.

Folosim soluția $\dot{v} = ke^{kt}$ pentru $\dot{\varphi}_2$.

Punând condiția $t=0$, rezultă pulsația la capătul lamei în V impusă de mișcarea oscilatorie a buldozerului de forma:

$$\bar{K} = - \frac{V_1'' \left[a_2 \cos \alpha_1 \left(\frac{1}{6} m_1 p_1^2 + \beta_1 \right) - \frac{a_1}{2} \beta_1 \right]}{\beta_3 a_3^2 \left[\frac{m_2}{m_3} (3 \cos^2 \alpha_1 + 2) - \frac{1}{2} \right]} \quad (5.2.)$$

Această pulsație care apare la capătul lamei este generată prin mișcarea oscilatorie a buldozerului după ciocnirea sa cu obstacolul. Ea va influența legea de rotire φ_1 a lamei deoarece ea depinde de viteza V_1'' , de pulsația proprie a buldozerului la pătrat p_1^2 rezultată din ciocnirea buldozerului cu obstacolul; de masele elementelor componente ale lamei m_1, m_2, m_3 ; de distanțele a_1, a_2, a_3 și respectiv, de constantele de rigiditate β_1 și β_3 ale lamei.

Legea de rotire φ_1 a lamei va fi de forma:

$$\varphi_1(t) = A \cos \sqrt{\frac{6\beta_1 \left(a_2 \cos \alpha_1 + \frac{a_2}{2} \right)}{m_2 a_2 \cos \alpha_1}} t - B \sin \sqrt{\frac{6\beta_1 \left(a_2 \cos \alpha_1 + \frac{a_2}{2} \right)}{m_2 a_2 \cos \alpha_1}} t + C \cos \left\{ \frac{V_1'' \left[a_2 \cos \alpha_1 \left(\frac{1}{6} m_1 p_1^2 + \beta_1 \right) - \frac{a_1}{2} \beta_1 \right]}{\beta_3 a_3^2 \left[\frac{m_2}{m_3} (3 \cos^2 \alpha_1 + 2) - \frac{1}{2} \right]} \right\} t^2 + D \quad (5.3)$$

Oscilația lamei va continua după $t = 0,376$ s, adică după terminarea oscilației buldozerului cauzată de ciocnirea plastică cu obstacolul.

Exemplu

Masele componente ale jumătății de lamă Sigmadozer considerate sunt: $m_1 = 2558,55$ kg, $m_2 = m_3 = 615,36$ kg; distanțele: $a_1 = 2$ m; $a_2 = a_3 = 0,8$ m; $V_1'' = 0,0553$ m/s; $p_1 = 2,9162$ 1/s; constantele de rigiditate ale lamei $\beta_1 = 335,997$ kN/m² și $\beta_3 = 58196,748$ kN/m².

Condițiile inițiale: $\varphi_1 = 0,0176$; $\ddot{\varphi}_1(0) = 195,423$; $\varphi_2(0) = 0,0007756$

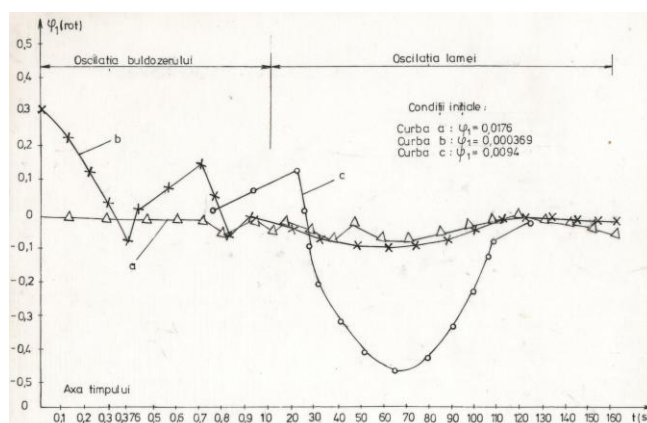


Fig.5

Legea de rotire a lamei φ_1 este trasată grafic în fig. 5,a pentru cazul soluției cu constante de integrare în sin și cos.

Dacă legea de rotire a lamei φ_1 conține numai componentele constantelor de integrare în cos, v. graficul trasat în fig. 5,b.

Cazul B. Dacă asupra buldozerului supus la oscilația proprie după ciocnire acționează forța de tracțiune la șenile cu valoarea $F_t = 500$ kN (din fig.2 a diagramei de tracțiune), aceasta se va transmite prin arcul de rigiditate β_4 la modelul lamei. Atunci va interveni în condițiile inițiale, aplicate lamei și o accelerație de ordinul IV transmisă din partea modelului șenilei. Condițiile inițiale au fost calculate pe baza parametrilor interni ai sistemului elastic al lamei (v. curba din fig. 5,c).

Forța transmisă de la șenilă:

$$F_t = N_4 = \frac{4 \cdot 43750}{0,7} = 250 \text{ kN}$$

Este apreciată aici după rigiditatea obținută din W_{\max} pentru lamă supusă la deformare cilindrică la încovoiere sub acțiunea unei forțe uniform distribuite. Ea se identifică perfect cu forța de tracțiune repartizată pentru o șenilă (v. diagrama de tracțiune din fig.2).

Condițiile inițiale sunt:

$$\varphi_1(0) = 0; \ddot{\varphi}_1(0) = 194,2; \varphi_3(0) = \frac{6 \cdot F_t \cdot a_2 \beta_3}{m_3^2 \cdot a_3^2} = 69832402 \frac{1}{s^4}; \varphi_2 = 0,0007756 \quad (5.4)$$

Legea de rotire a lamei φ_1 sub acțiunea forței de tracțiune $F_t = 250$ kN fără a fi în contact cu obstacolul este dată în fig.5,c.

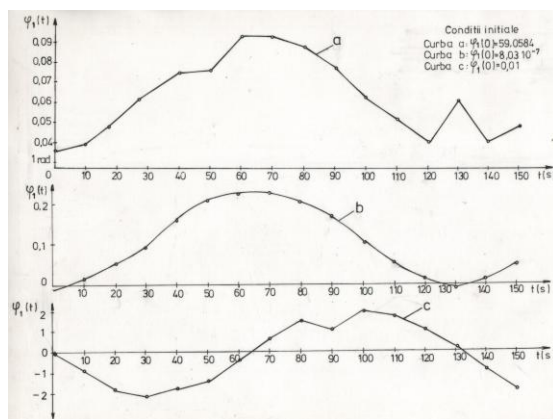


Fig.6

Cazul C. La contactul lamei cu obstacolul condițiile inițiale calculate pe baza ecuațiilor sistemului pentru lamă sunt: $\varphi_1(0) = 59,0584$; $\ddot{\varphi}(0) = -7558,47$; $\varphi_2(0) = 0,003$.

Legea de rotire a lamei φ_1 (fig.6,a) arată o deformăție puternică generată de sarcină la structura centrală a lamei Sigmoidozer, în condițiile aplicării statice a forței de tracțiune la șenile $F_t = 500$ kN pentru o viteză $V = 1$ km/h. Durata de calcul de 100 s corespunde intervalului de solicitare admis în componentele boghiului K al trenului de rulare pe șenile.

Cazul D. Folosirea unei lame drepte absolut rigide. Dacă considerăm partea centrală a lamei reprezentată de o placă cu latura lungă încastrată și cu celelalte laturi simple rezemate, încărcată cu o sarcină uniform distribuită, atunci săgeata maximă în centrul plăcii este:

$$W_{\max} = -\alpha \cdot \frac{pb^4}{Eh^3} \quad (5.5)$$

Pentru $p = 0,135 \text{ N/mm}^2$, $h = 20 \text{ mm}$, $b = 1850 \text{ mm}$ și $a = 2000 \text{ mm}$, ($W_{\max} = 8,0276 \cdot 10^{-10} \text{ mm}$) rezultă:

$$\text{Constanta de rigiditate } \beta_1 = \frac{F}{W_{\max}} = 623000 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

Folosind relația de calcul $\varphi_1 = f(\beta_1, \beta_3)$, se obține:

$\varphi_1(0) = 8,03 \cdot 10^{-7} \approx 0$; $\varphi_2(0) = C = 0,0007756$, iar legea de rotire va fi de forma arătată în figura 6,b. Din condiția pusă rotirii lamei:

$$\varphi_1 = \frac{16K_3}{a_1 a_3 \beta_1} + \frac{24m_1}{m_2} \cdot \frac{K_3 \beta_3}{\beta_1^2 \cdot a_1^2} = 0, \quad (5.6)$$

$$\text{rezulta: } \frac{K_3}{\beta_1 a_1} \left[\frac{16}{a_3} + \frac{24m_1}{m_2} \cdot \frac{\beta_2}{\beta_1 a_1} \right] = 0$$

$$\text{Avem: } 16m_2 a_1 \cdot \beta_1 = -24m_1 a_3 \cdot \beta_3, \text{ adică } \beta_1 = -\frac{24m_1 a_3 \beta_3}{16m_2 a_1}$$

Inlocuind valorile date, rezultă o valoare posibilă pentru β_1 :

$$|\beta_1| = 145182,61 > \beta_3 = 58196,748 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right] \quad (5.7)$$

Cazul E.

Pentru legea de rotire a lamei de forma (2.10) în condițiile dinamice de lucru ale tractorului menționate în [2], condițiile inițiale sunt: $\varphi_1(0) = 0,01$; $\dot{\varphi}_1(0) = 160,386$; $\ddot{\varphi}_1(0) = -24,72$. Cu acestea se calculează valorile constantelor de integrare ale lamei, dacă admitem și condiția $\varphi_2(0) = 0,0007756$ pentru componenta de capăt a lamei în formă de V.

Legea de rotire a lamei în condiții dinamice de funcționare a buldozerului – regim de accelerare la urcarea pantei în treapta I de viteze (v. fig.2) este prezentată în figura 6,c.

6.Concluzii generale

Partea centrală a lamei lucrează la șoc cu obstacolul întâlnit în cale împreună cu întreaga masă a buldozerului, urmând apoi o oscilație liberă datorită șocului, după care pământul alunecă și este tăiat de structura în V de la capetele lamei.

Acest lucru se poate observa din alura graficelor trasate privind rotirea φ_1 a lamei din figurile 5,c și figurile 6,a,b și c. Legea de rotire φ_1 a masei m_1 este o deformație puternică a structurii centrale a lamei în condițiile aplicării statice a forței de tracțiune considerate la șenile $F_t = 500 \text{ kN}$, care însă, este mai vizibil reprezentată în condițiile de funcționare dinamică a mașinii. Durata de calcul a rotirii $\varphi_1(t)$ s-a admis a fi de 100 s, deoarece corespunde intervalului de solicitare calculat pentru modelul elastic al trenului de rulare cu boghiuri tip K.

Bibliografie:

- [1.] Buzdugan, Gh., ș.a. – Manualul inginerului mecanic, solicitări prin șoc, Editura tehnică București.
- [2.] Mihăilescu, Șt., Bratu, P., ș.a. - Mașini de construcții 2. Construcția, calculul și încercarea mașinilor de pământ, Editura tehnică, București, 1985;
- [3.]* * * - Crawler Dozer Komatsu D155AX – 6 și D 155 AX – 7, Engine Power 268 kW /359 CP, to 1900 rpm, Operating Weight 39500 Kg, Komatsu Europe 2010;
- [4.]* * * - Crawler Dozer Komatsu D 275 AX – 5 Net Horsepower 335 kW (440 CP) to 2000 rpm, Operating Weight 49850 Kg; Blade Capacity Semi U: 13,7 m³, Full U: 16,6 m³, Komatsu Europe 2009.