

MODELE DE CALCUL PRIVIND PIERDEREA STABILITĂȚII UNEI MACARALE CU ȘENILE CU BRAȚ CU ZĂBRELE, LA DEPLASAREA ÎN ȘANTIER CU SARCINA LA CARLIG (II)

CALCULATION MODELS ON THE LOSS OF STABILITY OF A LATTICE BOOM CRANE WHEN DRIVING IN A JOBSITE WITH A HOOK LOAD (II)

Laurențiu SÂRBU

prof. asociat dr. ing., Universitatea Tehnică de Construcții București, România
Facultatea de Utilaj Tehnologic
e-mail: ing.laurentiusarbu@gmail.com

Rezumat: Modelele de calcul prezentate în această lucrare au fost elaborate cu privire la producerea accidentării unei macarale cu șenile cu braț cu zăbrele, la deplasarea cu sarcina în carlig în șantier. Capacitatea de ridicare maximă pentru acest tip de macara analizată aici este de 60 tone.

Conținutul materialului elaborat reprezintă un punct de vedere personal, documentat teoretic și completat cu unele exemplificări de calcul, prin care am căutat să justific cauzele care au contribuit la accidentarea macaralei la deplasare cu sarcină în carlig peste denivelările căii de rulare în șantier.

Cuvinte cheie: macara, sarcină, accident

Abstract: This scientific paper presents the calculation models that have been developed regarding a lattice boom crane accident in a jobsite when moving with a hook load. The maximum lifting capacity for this type of crane is 60 tons.

The content of this article is a personal point of view, theoretically documented and supplemented with some calculation examples, trying to justify the causes that contributed to the lattice boom crane accident when driving under load on the jobsite's rough terrain path.

Keywords: crane, load, accident

1. Modelul de calcul nr. VII (fig.11). În schema de calcul a modelului nr. VII, s-a luat în considerare comportarea elastică a construcției macaralei cu braț cu zăbrele sub sarcină, în tipul efectuării basculării brațului sub sarcină și deplasare la limita de stabilitate a mașinii.

În schema de calcul indicată în fig. 12, după lucrarea [1], s-a luat în considerare oscilațiile construcției cu sarcina suspendată în carlig la deplasare macara, cu pendularea sarcinii în plan longitudinal, în regimul de demarare-frânare.

Folosind cele două scheme de calcul descrise de modelele din fig.11 și 12, s-a căutat ca prin analiza acestora, să poată fi definit mai fidel comportamentul construcției elastice a macaralei având în vedere situațiile de lucru specifice analizate în Parea I a lucrării.

Astfel, modelul de calcul care a fost propus în fig.11, urmărește comportarea elastică a construcției macaralei în timpul efectuării translației cu sarcină la cârlig, și respectiv sub acțiunea forței din tirantul de susținere al brațului cu sarcină. Acest tirantul de susținere al brațului înclinat sub sarcină este acționat cu mecanismul de basculare braț. Pentru modelul de calcul din fig.11, s-au făcut următoarele notații:

- m - masa totală a macaralei cu sarcină la cârlig;
- m_0 - masa mecanismului de translație al macaralei;
- C_0 - rigiditatea mecanismului de translație al macaralei;
- F_m este notat aici cu P - forța de tracțiune dezvoltată de motorul la translație macara (sau care provine din basculare braț);
- F_r - forța de rezistență la rulare;
- m_1 - masa mecanism de ridicare la basculare braț care se face împreună cu sarcina;
- $m_2 = m'_1 + m'_2$ - masa brațului cu zăbrele, apreciat a fi alcătuit din două mase concentrate m'_1 și m'_2 , asupra cărora acționează forțele de inerție masice $F_{1x} = m'_1 \ddot{x}_1$ și $F_{2x} = m'_2 \ddot{x}_2$;

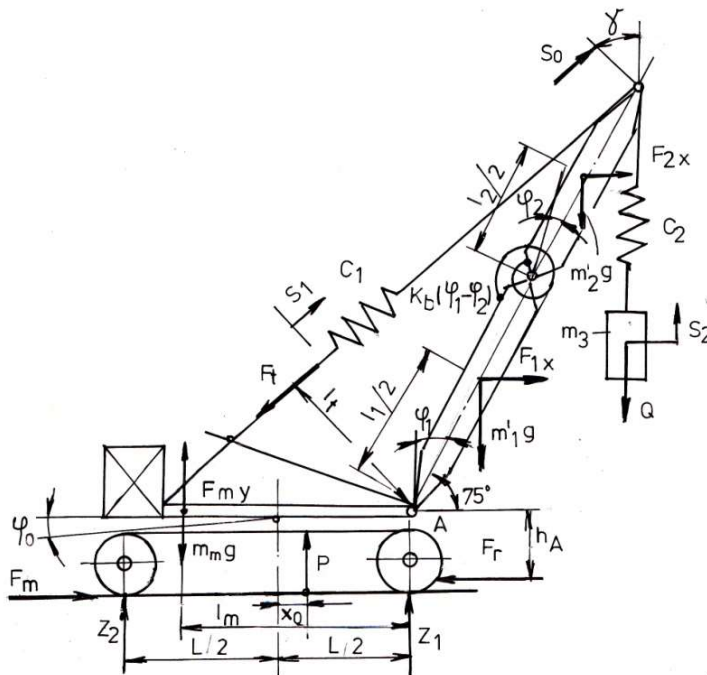


Fig.11.

Modele de calcul privind pierderea stabilitatii unei macarale cu senile cu braț cu zăbrele, la deplasarea in santier cu sarcina la carlig (II)

Notă: Pentru aprecierea comportării elastice a brațului cu zăbrele se consideră că acesta este alcătuit din două mase legate $m_2 = m'_1 + m'_2$, cu lungimile l_1 și l_2 , asupra cărora acționează forțele de inerție masice $F_{1x} = m'_1 l_1 \ddot{\varphi}_1$ și $F_{2x} = m'_2 l_2 \ddot{\varphi}_2$. Cele două mase ale brațului sunt legate între ele printr-un moment de încovoiere elastic $M_b = K_b(\varphi_1 - \varphi_2)$. Se calcule se consideră și forța din cablul de înclinare braț în regin static sau dinamic de lucru.

S-a notat:

K_b - rigiditatea cilindrică la încovoiere a brațului care acționează între cele două mase de braț cu zăbrele, reprezentate aici prin masele m'_1 și m'_2 ;

l_1, l_2 - lungimile celor două mase legate de braț;

φ_1, φ_2 - rotirile în plan vertical a celor două mase legate (elemente de tronsoane) de braț aflate sub sarcină;

m_3 - masa sarcinii din cârlig;

C_1, C_2 – rigidități ale tirantului de ridicare braț, respectiv al cablului de ridicare sarcină;

Q – sarcina de ridicat;

K – forța din tirantul de basculare braț;

$f(t)$ – forța dinamica care apare la translația macaralei

Deplasări:

S_1 - deplasarea cablului tirant; S_0 – deplasarea de la vârful brațului, perpendiculară pe axa sa longitudinală; $S_0 \sin \gamma$ – deplasare la vârful brațului pe direcție verticală; S_2 – deplasarea pe verticală a sarcinii; S - lungimea oscilației în plan orizontal a sarcinii; l – lungimea cablului de suspendare al sarcina.

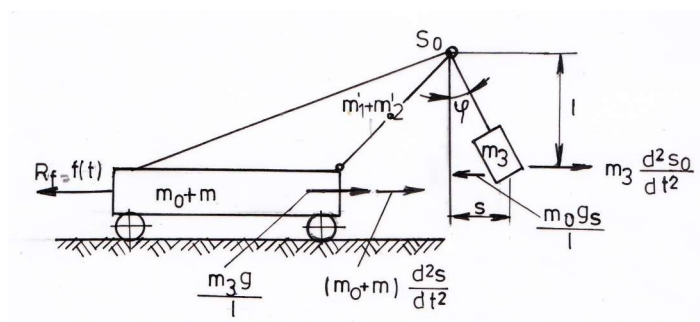


Fig.12[1]

1.1.Ecuatiile diferențiale care exprimă sistemul de ridicare - basculare braț sub sarcină [1]:

$$m_1 \frac{d^2 S_1}{dt} + (S_1 - S_0)C_1 = K ; \quad (2.1)$$

$$m_3 \frac{d^2 S_2}{dt} + (S_0 \sin\gamma - S_2)C_1 = - Q ; \quad (2.2)$$

$$S_0 = \frac{S_1 C_1 + S_2 C_2 \sin\gamma}{C_1 + C_2 \sin\gamma^2} \quad (2.3)$$

$$S_0 - S_1 = \Delta L$$

ΔL – deplasarea palanului de basculare braț;

Aici deplasarea S_1 se exprimă prin relația:

$$S_1 = \left[\frac{P_t}{m_1} - \left(\frac{K - Q \sin\gamma}{m_1 + m_3 \sin^2\gamma} \right) \frac{1}{k^2} \cos kt + \frac{(K - Q \sin\gamma)t^2}{2(m_1 + m_3 \sin\gamma)} \right],$$

cu pulsația:

$$k = \sqrt{\frac{(m_1 + m_3 \sin^2\gamma)C_1 C_2}{m_1 m_3 (C_1 + C_2 \sin^2\gamma)}}.$$

$$\text{Pentru } t = 0, S_1 = \left[\frac{P_t}{m_1} - \left(\frac{K - Q \sin\gamma}{m_1 + m_3 \sin^2\gamma} \right) \frac{1}{k^2} \right]$$

1.2.Ecuatiile diferențiale de mișcare pentru translația macaralei cu pendularea sarcinii în cârlig (fig.12):

$$(m_0 + m) \frac{d^2 S_0}{dt^2} + \frac{m_3 g \cdot s}{l} = f(t) ; \quad (2.4)$$

$$m_3 \left(\frac{d^2 S_2}{dt} - \frac{d^2 S_2}{dt} \right) + \frac{m_3 g \cdot s}{l} = 0. \quad (2.5)$$

Notații: m_m – este masa șasiului și a platformei cu contragreutatea. În relația (2.5) $(m_0 + m)$, conține: m_0 – masa mecanismului de translație, iar m - masa totală a macaralei, $f(t)$ – este expresia forței de accelerare a macaralei cu sarcină.

Eliminând din expresiile (2.1) și (2.2) pe S_0 , rezultă după decuplarea ecuațiilor:

$$\frac{d^2 S_1}{dt^2} + \frac{(m_1 + m_3 \sin^2\gamma)C_1 C_2}{m_1 m_3 (C_1 + C_2 \sin\gamma)} S_1 = \frac{(K - Q \sin\gamma)C_1 C_2}{2m_1 m_3 (C_1 + C_2 \sin^2\gamma)} + C_1(t) + D_1; \quad (2.6)$$

$$\frac{d^2 S_2}{dt^2} + \frac{(m_1 + m_3 \sin^2\gamma)C_1 C_2}{m_1 m_3 (C_1 + C_2 \sin\gamma)} S_2 = \frac{(K - Q \sin\gamma)C_1 C_2}{2m_1 m_3 (C_1 + C_2 \sin^2\gamma)} + C_2(t) + D_2 \quad (2.7)$$

Ecuatiile diferențiale (2.6) și (2.7) reprezintă ecuațiile deplasării în cablul de ridicare - basculare braț s_1 sub sarcină, și al cablului de ridicare sarcină s_2 .

Modele de calcul privind pierderea stabilitatii unei macarale cu senile cu braț cu zăbrele, la deplasarea în santier cu sarcina la carlig (II)

Avem:

$$\frac{d^2s}{dt^2} = \frac{d^2s_0}{dt^2} + \frac{g \cdot s}{l} \quad (2.8)$$

Se înlocuiește (2.8) în (2.4), avem:

$$(m_0 + m) \frac{d^2s}{dt^2} + \frac{g}{l} (m_0 + m + m_3)s = f(t) \quad (2.9)$$

Legatura între (2.6) , (2.7) și (2.9) este:

$$s_0 \sin \gamma - s_2 = l ; \quad s_0 - s_1 = \Delta l ;$$

$$(s_1 + \Delta l) \sin \gamma - s_2 = l . \quad (2.10)$$

Se introduce (2.10) în (2.9) avem:

Ecuția diferențială care exprimă translația macaralei cu sarcină este:

$$(m_0 + m) \frac{d^2s}{dt^2} + \frac{g}{(s_1 + \Delta l) \sin \gamma} (m_0 + m + m_3)s = f(t) . \quad (2.11)$$

Pentru ecuațiile (2.6) și (2.7) se aleg soluțiile generale ale deplasărilor în cablul de ridicare-basculare s_1 și în cablul de ridicare sarcină s_2 de forma:

$$s_1 = A_1 \sin kt + B_1 \cos kt + \frac{(K - Q \sin \gamma)t^2}{2(m_1 + m_3 \sin^2 \gamma)} + E_1 t + N_1 ; \quad (2.12)$$

$$s_2 = A_2 \sin kt + B_2 \cos kt + \frac{(K - Q \sin \gamma)t^2}{2(m_1 + m_3 \sin^2 \gamma)} + E_2 t + N_2, \quad (2.13)$$

în care pulsația proprie k are expresia:

$$k = \frac{\sqrt{(m_1 + m_3 \sin^2 \gamma) C_1 C_2}}{\sqrt{m_1 m_3 (C_1 + C_2 \sin^2 \gamma)}} . \quad (2.14)$$

La $t = 0$; $s_0 = -\frac{Q_1}{C_1}$ - în care Q_1 este acea parte din forța de basculare care este egală cu sarcina Q .

$$\frac{d^2 s_1}{dt^2} = \frac{P_t}{m_1} ; \quad \frac{d^3 s_1}{dt^3} = 0 ;$$

$$s_2 = \frac{Q_1}{C_2} - \frac{Q_1}{C_1} \sin \gamma ; \quad \frac{d^2 s_2}{dt^2} = 0 ; \quad \frac{d^3 s_2}{dt^3} = 0 . \quad (2.15)$$

În relațiile (2.15) P_t - reprezintă forța de tracțiune din mecanismul de ridicare – basculare și m_1 - masa mecanismului.

2. Ecuația diferențială care exprimă comportarea construcției elastice a macaralei cu șenile cu braț cu zăbrele la deplasare cu sarcină în carlig.

Se consideră construcția metalică a macaralei cu braț înclinat cu zăbrele aflat sub sarcina Q în timpul efectuării translației. În calcule se ia în considerare acțiunea rezistenței la rulare F_r și a forței motoare de tracțiune la șenile F_m . Construcția metalică este alcătuită din, mase legate elastic prin arcuri, asupra căroara acționează: forțele de greutate $G_m = m_m \cdot g$; $G'_1 = m'_1 g$ și $G'_2 = m'_2 g$; forțele de inerție masice: $F_{my} = m_m \ddot{y}_0$ și $F_{1x} = m'_1 \ddot{x}_1$, $F_{2x} = m'_2 \ddot{x}_2$ și rigiditatea cilindrică la încovoiere, între cele două componente ale brațului (prezentate în schema de calcul din fig.11), de forma $k_b(\varphi_2 - \varphi_1)$. Unghiurile de rotire ale construcției, apar sub acțiunea forțelor de inerție masice, și anume: φ_0 – pentru construcția șasiului și a platformei de rotire cu contragreutatea. Aici rotirea este produsă prin acțiunea forței de greutate $G_m = m_m \cdot g$, a forței de inerție care acționează pe construcție, a forței de tracțiune și a rezistenței la rulare, tiranți etc. Unghiurile φ_1 și φ_2 – sunt unghiurile de rotire ale construcția brațului care este alcătuită din două mase ; φ_1 - este ungiul de rotire al masei inferioare m'_1 a brațului cu zăbrele, care este articulată la platforma de rotire; iar φ_2 – este unghiul de rotire al masei m'_2 redusă la vârful brațului. Asupra acestei mase acționează și forțele elastice din cablurile de ridicare braț și sarcină $C_1 s_1$, și forța elastică din cablul palanul de ridicare sarcină $C_2 s_2$. Sarcina din carlig este alcătuită din: sarcina Q plus greutatea muflei cârligului G'_m .

Alte notații legate de dinamica mecanismelor de basculare și de translație macara, care intervin în modelul de calcul nr. VII, sunt reprezentate pe schema din figura 11.

Pentru construcția metalică a macaralei, considerată elastică, aflată sub sarcină, se pot scrie următoarele ecuații:

Ecuația de momente pentru construcția macaralei (fig.11):

$$\sum M_A = 0 ;$$

$$-G_m l_m - T_t l_t + m_m l_m^2 \ddot{\varphi}_0 + Z_2 L + P \cdot \left(\frac{L}{2} - x_0\right) + G'_1 L_1 + m_1 \frac{l_1^2}{2} \ddot{\varphi}_1 + G'_2 L_2 + m'_2 \left(l_1 \varphi_1 + \frac{l_2}{2}\right) \frac{l_2}{2} \ddot{\varphi}_2 + (Q + G'_m) L_Q - (F_m - F_r) h_A = 0;$$

(3.1)

unde termenul $l_1 \varphi_1 \cdot \frac{l_2}{2} \ddot{\varphi}_2$ – se neglijează deoarece existența lui complică soluțiile de calcul. Rezultă:

$$-P \cdot \left(\frac{L}{2} - x_0\right) - Z_2 L = -G_m l_m - T_t l_t + G'_1 L_1 + G'_2 L_2 + (Q + G'_m) L_Q + m_m \left(l_m + \frac{L}{2}\right)^2 \ddot{\varphi}_0 + m'_1 \frac{l_1^2}{2} \ddot{\varphi}_1 + [m'_2 \left(l_1 \frac{l_2}{2} + \frac{l_2^2}{4}\right)] \ddot{\varphi}_2 - (F_m - F_r) h_A;$$

La limita de stabilitate $Z_2 = 0$,

Modele de calcul privind pierderea stabilitatii unei macarale cu senile cu braț cu zăbrele, la deplasarea in santier cu sarcina la carlig (II)

$$P \cdot \left(\frac{L}{2} - x_0\right) - G_m l_m - T_t l_t + G'_1 L_1 + G'_2 L_2 + (Q + G'_m) L_Q + m_m l_m^2 \ddot{\varphi}_0 + m'_1 \frac{l_1^2}{2} \ddot{\varphi}_1 + m'_2 \frac{l_2^2}{2} \ddot{\varphi}_2 - (F_m - F_r) h_A = 0; \quad (3.2)$$

Ecuția de momente pentru primul tronson de braț:

$$m'_1 \frac{l_1^2}{2} \ddot{\varphi}_1 + m'_1 g \frac{l_1 \varphi_1}{2} + k_b (\varphi_2 - \varphi_1) + (G'_2 + Q + G'_m) l_1 \varphi_1 = 0; \quad (3.3)$$

Ecuția de momente pentru al doilea tronson de braț (cel de vârf):

$$m'_2 \frac{l_2^2}{2} \ddot{\varphi}_1 + m'_2 g \frac{l_2 \varphi_2}{2} - k_b (\varphi_2 - \varphi_1) - C_1 (s_1 - s_0) a_1 + C_2 (s_0 \cos \gamma - s_2) a_2 + (Q + G'_m) l_2 \varphi_2 = 0; \quad (3.4)$$

Distanțele a_1 și a_2 sunt distanțele indicate pe fig.11, la care acționează forțele care intervin la nivelul construcției capului de braț.

Se introduc $m'_1 \frac{l_1^2}{2} \ddot{\varphi}_1$ și $m'_2 \frac{l_2^2}{2} \ddot{\varphi}_1$ din ecuațiile (3.3) și (3.4)

$$m'_1 \frac{l_1^2}{2} \ddot{\varphi}_1 = - m'_1 g \frac{l_1 \varphi_1}{2} - k_b (\varphi_2 - \varphi_1) - (G'_2 + Q + G'_m) l_1 \varphi_1;$$

$$m'_2 \frac{l_2^2}{2} \ddot{\varphi}_1 = - m'_2 g \frac{l_2 \varphi_2}{2} + k_b (\varphi_2 - \varphi_1) + C_1 (s_1 - s_0) a_1 - C_2 (s_0 \cos \gamma - s_2) a_2 + (Q + G'_m) l_2 \varphi_2 = 0,$$

în ecuația (3.2):

$$m_m l_m^2 \ddot{\varphi}_0 + [-P \left(\frac{L}{2} - x_0\right) - T_t l_t + G_m l_m + G'_1 L_1 + G'_2 L_2 + (Q + G'_m) L_Q + (F_m - F_r) h_A] - [m'_1 g \frac{l_1}{2} + (m'_2 g + (Q + G'_m) l_1)] \varphi_1 - [m'_2 g \frac{l_2}{2} + (Q + G'_m) l_2] \varphi_2 + C_1 (s_1 - s_0) a_1 - C_2 (s_0 \cos \gamma - s_2) a_2 = 0. \quad (3.5)$$

Unde se fac următoarele notații:

$$A = [-P \left(\frac{L}{2} - x_0\right) - T_t l_t + G_m l_m + G'_1 L_1 + G'_2 L_2 + (Q + G'_m) L_Q + (F_m - F_r) h_A];$$

$$B = - [m'_1 g \frac{l_1}{2} + (G'_2 + (Q + G'_m) l_1)];$$

$$C = - [m'_2 g \frac{l_2}{2} + (Q + G'_m) l_2].$$

Se consideră condițiile inițiale pentru rotirea în plan vertical a construcției:

$$\text{La } t=0, \quad \varphi_0(0) = 0; \quad \varphi_1(0) = 0; \quad \varphi_2(0) = 0. \quad (3.6)$$

Punând condițiile inițiale (3.6) în ecuația diferențială (3.5) se obține o ecuație de forma:

$$m_m l_m^2 \ddot{\varphi}_0 - [m'_1 g \frac{l_1}{2} + (m'_2 g + (Q + G'_m) l_1)] \varphi_1 - [m'_2 g \frac{l_2}{2} + (Q + G'_m) l_2] \varphi_2 + C_1 (s_1 - s_0) a_1 + -C_2 (s_0 \cos \gamma - s_2) a_2 + A = 0 \quad (3.7)$$

În ecuația (3.7) se va ține seama de relația care reprezintă funcționarea mecanismului de ridicare-basculare braț.

Rezultă:

$$m_m l_m^2 \ddot{\varphi}_0 - [m'_1 g \frac{l_1}{2} + (m'_2 g + (Q + G'_m) l_1)] \varphi_1 - [m'_2 g \frac{l_2}{2} + (Q + G'_m) l_2] \varphi_2 + C_1 \left[\frac{P_t}{m_1} - \left(\frac{K - Q \sin \gamma}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \right) \frac{1}{k^2} \cos kt + \frac{(K - Q \sin \gamma) t^2}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} - \frac{Q_1}{C_1} \right] a_1 + C_1 \cdot \frac{Q_1}{C_2} a_2 + A = 0 \quad (3.8)$$

Derivăm o dată relația (3.8)

$$m_m l_m^2 \ddot{\varphi}_0 - [m'_1 g \frac{l_1}{2} + (m'_2 g + (Q + G'_m) l_1)] \dot{\varphi}_1 - [m'_2 g \frac{l_2}{2} + (Q + G'_m) l_2] \dot{\varphi}_2 + - \frac{C_1}{k} \left(\frac{K - Q \sin \gamma}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \right) \sin kt + C_1 \frac{(K - Q \sin \gamma) t^2}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} = 0. \quad (3.8-a)$$

Și ordonăm relațiile (3.3) și (3.4)

$$m'_1 \cdot \frac{l_1^2}{2} \ddot{\varphi}_1 + [m'_1 g \frac{l_1}{2} - k_b + (m'_2 \cdot g + Q + G'_m) l_1] \varphi_1 + k_b \varphi_2 = 0 ; \quad (3.9)$$

$$m'_2 \cdot \frac{l_2^2}{2} \ddot{\varphi}_2 - k_b \varphi_1 + [m'_2 \cdot g \frac{l_2}{2} + k_b + (Q + G'_m) l_2] \varphi_2 - C_1 (s_1 - s_0) a_1 + C_1 (s_0 \sin \varphi - s_2) a_2 = 0, \quad (3.10)$$

în care se notează:

$$D = [m'_1 g \frac{l_1}{2} - k_b + (m'_2 \cdot g + Q + G'_m) l_1];$$

$$E = [m'_2 \cdot g \frac{l_2}{2} + k_b + (Q + G'_m) l_2].$$

Avem:

$$m'_1 \cdot \frac{l_1^2}{2} \ddot{\varphi}_1 + D \varphi_1 + k_b \varphi_2 = 0 ; \quad (3.11)$$

$$m'_2 \cdot \frac{l_2^2}{2} \ddot{\varphi}_2 + k_b \varphi_1 + E \varphi_2 - C_1 (s_1 - s_0) a_1 + C_1 (s_0 \sin \varphi - s_2) a_2 = 0.$$

$$\text{De unde se obține: } \varphi_2 = - \frac{1}{k_b} \left(m'_1 \cdot \frac{l_1^2}{2} \ddot{\varphi}_1 + D \varphi_1 \right)$$

$$\text{Notăm: } -C_1 (s_1 - s_0) a_1 + C_1 (s_0 \sin \varphi - s_2) a_2 = -G.$$

Modele de calcul privind pierderea stabilitatii unei macarale cu senile cu braț cu zăbrele, la deplasarea in santier cu sarcina la carlig (II)

Derivăm încă o dată (3.11)

$$m'_1 \cdot \frac{l_1^2}{2} \ddot{\varphi}_1 + D\dot{\varphi}_1 + k_b \varphi_2 = 0 ; \quad \text{de unde se obține: } \varphi_2 = -\frac{1}{k_b} \left(m'_1 \cdot \frac{l_1^2}{2} \ddot{\varphi}_1 + D\dot{\varphi}_1 \right) \quad (3.12)$$

Relația (3.11-1) se introduce în (3.7) :

$$m_m l_m^2 \ddot{\varphi}_0 - [m'_1 g \frac{l_1}{2} + (m'_2 g + (Q + G'_m) l_1)] \varphi_1 + [m'_2 g \frac{l_2}{2} + (Q + G'_m) l_2] \frac{1}{k_b} m'_1 \cdot \frac{l_1^2}{2} \ddot{\varphi}_1 - \left\{ [m'_2 g \frac{l_2}{2} + (Q + G'_m) l_2] - \frac{1}{k_b} \cdot D \right\} \varphi_1 + \left[\frac{P_t}{m_1} - \left(\frac{K - Q \sin \gamma}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \right) \frac{1}{k^2} \cos kt + \frac{(K - Q \sin \gamma) t^2}{2(m_1 + m_3 \sin^2 \gamma)} - \frac{Q_1}{C_1} \right] a_1 + C_1 \cdot \frac{Q_1}{C_2} a_2 + A = 0 . \quad (3.13)$$

Ordonând termeni aici obținem:

$$m_m l_m^2 \ddot{\varphi}_0 + \frac{m'_1 l_1^2}{k_b \frac{1}{2}} [m'_2 g \frac{l_2}{2} + (Q + G'_m) l_2] \ddot{\varphi}_1 - \left\{ m'_1 g \frac{l_1}{2} + (m'_2 g + (Q + G'_m) l_1) + [m'_2 g \frac{l_2}{2} + (Q + G'_m) l_2] - \frac{1}{k_b} \cdot D \right\} \varphi_1 - C_1 \left[\left(\frac{K - Q \sin \gamma}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \right) \frac{1}{k^2} \cos kt + \frac{(K - Q \sin \gamma) t^2}{2(m_1 + m_3 \sin^2 \gamma)} \right] a_1 + C_1 \cdot \frac{Q_1}{C_2} a_2 + A = 0 . \quad (3.14)$$

În relația (3.14) se notează:

$$A_1 = \frac{m'_1 l_1^2}{k_b \frac{1}{2}} [m'_2 g \frac{l_2}{2} + (Q + G'_m) l_2] ;$$

$$A_2 = - \left\{ m'_1 g \frac{l_1}{2} + (m'_2 g + (Q + G'_m) l_1) + [m'_2 g \frac{l_2}{2} + (Q + G'_m) l_2] - \frac{1}{k_b} \cdot D \right\} \varphi_1 ;$$

$$A_3 = m_m l_m^2 ;$$

$$A_4 = C_1 \left[\frac{P_t}{m_1} - \frac{Q_1}{C_1} \right] a_1 + C_1 \cdot \frac{Q_1}{C_2} a_2 + A = C_1 \left[\frac{P_t}{m_1} - \frac{Q_1}{C_1} \right] a_1 + C_1 \cdot \frac{Q_1}{C_2} a_2 + [-P \left(\frac{L}{2} - x_0 \right) + G_m l_m + G'_1 L_1 + G'_2 L_2 + (Q + G'_m) L_Q + (F_m - F_r) h_A] ;$$

$$A_5 = - \left(\frac{K - Q \sin \gamma}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \right) ;$$

$$A_6 = C_1 a_1 \frac{(K - Q \sin \gamma)}{2(m_1 + m_3 \sin^2 \gamma)} .$$

În final rezultă ecuația:

$$A_1 \ddot{\varphi}_1 + A_2 \varphi_1 + A_3 \ddot{\varphi}_0 - C_1 a_1 \left(\frac{K - Q \sin^2 \gamma}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \right) \frac{1}{k^2} \cos kt + C_1 a_1 \frac{(K - Q \sin^2 \gamma) t^2}{2(m_1 + m_3 \sin^2 \gamma)} + A_4 = 0$$

Pentru care alegem o soluție generală de forma: $\varphi_1, \varphi_0 = e^{kt} ; \dot{\varphi}_1 = k e^{kt} ; \ddot{\varphi}_1 = k^2 e^{kt} ;$

Aceste soluțiile $\varphi_1, \varphi_0 = e^{kt}$ se introduc în ecuația (3.14), de unde rezultă ecuația caracteristică:

$$[(A_1 k_1^2 + A_2) + A_3 k_0^2] e^{kt} - C_1 a_1 \left(\frac{K - Q \sin \gamma}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \right) \cos kt \frac{1}{k^2} + C_1 a_1 \frac{(K - Q \sin \gamma) t^2}{2(m_1 + m_3 \sin^2 \gamma)} + A_4$$

$$\text{Pentru } t = 0: (A_1 k_1^2 + A_2) + A_3 k_0^2 - A_5 + A_4 = 0; \quad (3.15)$$

$$A_1 k_1^2 + A_2 = 0, \quad k_{1,2} = \pm i \sqrt{\frac{A_2}{A_1}};$$

$$A_3 k_0^2 - A_5 + A_4 = 0, \quad k_0 = \pm \sqrt{\frac{A_5 - A_4}{A_3}}.$$

Soluția ecuației (3.14) împreună cu primele ei trei derivate au forma:

$$\varphi_1 = A \cos ik_1 t - B \sin ik_2 t + C \cos k_0 t - D \sin k_0 t - C_1 a_1 \left(\frac{K - Q \sin \gamma}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \right) \frac{1}{k^2} \cos kt + C_1 a_1 \frac{(K - Q \sin \gamma) t^2}{2(m_1 + m_3 \sin^2 \gamma)}$$

$$\dot{\varphi}_1 = -A k_1 \sin k_1 t + B k_2 \cos k_2 t - C k_0 \sin k_0 t + D k_0 \cos k_0 t + C_1 a_1 \left(\frac{K - Q \sin \gamma}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \right) \frac{1}{k} \sin kt + C_1 a_1 \frac{(K - Q \sin \gamma) t}{(m_1 + m_3 \sin^2 \gamma)}; \quad (3.16)$$

$$\ddot{\varphi}_1 = A k_1^2 \cos k_1 t + B k_2^2 \sin k_2 t + C k_0^2 \cos k_0 t - D k_0^2 \sin k_0 t + C_1 a_1 \left(\frac{K - Q \sin \gamma}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \right) \cos kt + C_1 a_1 \frac{(K - Q \sin \gamma)}{(m_1 + m_3 \sin^2 \gamma)};$$

$$\ddot{\ddot{\varphi}}_1 = A k_1^3 \cos k_1 t + B k_2^3 \sin k_2 t - C k_0^3 \cos k_0 t + D k_0^3 \sin k_0 t + C_1 a_1 \left(\frac{K - Q \sin \gamma}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \right) \cos kt$$

Pentru $t = 0$, se obține sistemul constantelor de integrare de forma:

$$A + C - A_5 \frac{1}{k^2} = 0;$$

$$-B k_2 - C k_0 + A_5 \frac{1}{k} = 0; \quad (3.17)$$

$$-A k_1^2 - C k_0^2 + A_5 = 0;$$

$$B k_2^3 + D k_0^3 = 0.$$

Rezolvând împreună sistemul constantelor de integrare (3.17) rezultă:

$$A = A_5 \left[\frac{k^2 + k_1^2}{k^2(k_1^2 - k_0^2)} - \frac{1}{k} \right]; \quad B = \frac{1}{k} \left[\frac{k_2}{k_0^2 - k_1^2} + A_5 \frac{k_0}{k_2} \right];$$

$$C = -A_5 \frac{(k^2 + k_1^2)}{k^2(k_1^2 + k_0^2)}; \quad D = -\frac{k_2^2 \cdot A_5}{k \cdot k_0 (k_0^2 - k_2^2)}. \quad (3.18)$$

Modele de calcul privind pierderea stabilitatii unei macarale cu senile cu braț cu zăbrele, la deplasarea în santier cu sarcina la carlig (II)

Introducând valorile constantelor de integrare obținute (3.18) în ecuația (3.16), rezultă legea de rotire φ_1 de forma:

$$\varphi_1 = A_5 \left[\frac{k^2 + k_1^2}{k^2(k_1^2 - k_0^2)} - \frac{1}{k} \right] \cos ik_1 t - \frac{1}{k} \left[\frac{k_2}{k_0^2 - k_1^2} + A_5 \frac{k_0}{k_2} \right] \sin ik_2 t - A_5 \frac{(k^2 + k_1^2)}{k^2(k_1^2 + k_0^2)} \cos k_0 t - \frac{k_2^2 \cdot A_5}{k \cdot k_0(k_0^2 - k_2^2)} \sin k_0 t - C_1 a_1 A_5 \frac{1}{k^2} \cos kt + A_6 t^2;$$

$$\text{unde: } A_5 = -\left(\frac{K - Q \sin \gamma}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \right); \quad A_6 = C_1 a_1 \frac{(K - Q \sin \gamma)}{2(m_1 + m_3 \sin^2 \gamma)}.$$

3. Determinarea accelerației unghiulare $\ddot{\varphi}_0$ a construcției mașinii (reprezentată de construcția șasiului + platforma cu contragreutate).

Scăzând din prima ecuație (3.11), pe cea de-a doua,

avem la $t = 0$, $\varphi_1(0) = 0$; $\varphi_2(0) = 0$.

$$\text{Rezultă: } m_1' \frac{l_1^2}{2} \ddot{\varphi}_1 - m_2' \frac{l_2^2}{2} \ddot{\varphi}_2 + G = 0; \quad \text{de unde: } m_1' \frac{l_1^2}{2} \ddot{\varphi}_1 = m_2' \frac{l_2^2}{2} \ddot{\varphi}_2 - G \quad (3.19)$$

$$\text{și derivând încă o dată: } m_1' \frac{l_1^2}{2} \dddot{\varphi}_1 - m_2' \frac{l_2^2}{2} \dddot{\varphi}_2 = 0 \quad (3.20)$$

Întroducând (3.19) în (3.2) unde se ține seama de influența eforturile în cablul de ridicare-basculare, rezultă:

$$m_m l_m^2 \ddot{\varphi}_0 - C_1 \left[\frac{P_t}{m_1} - \left(\frac{K - Q \sin \gamma}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \right) \frac{1}{k^2} - \frac{Q_1}{C_1} \right] + A = 0,$$

Adică:

$$m_m l_m^2 \ddot{\varphi}_0 = \left[-P \left(\frac{l}{2} - x_0 \right) - T_t l_t + G_m l_m + G_1' L_1 + G_2' L_2 + (Q + G_m') L_Q + (F_m - F_r) h_A \right] + C_1 \left[\frac{P_t}{m_1} - \left(\frac{K - Q \sin \gamma}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \right) \frac{1}{k^2} - \frac{Q_1}{C_1} \right]; \quad (3.21)$$

de unde:

$$\ddot{\varphi}_0(0) = \frac{P \left(\frac{l}{2} - x_0 \right) - G_m l_m - T_t l_t + G_1' L_1 + G_2' L_2 + (Q + G_m') L_Q - (F_m - F_r) h_A + C_1 \left[\frac{P_t}{m_1} - \left(\frac{K - Q \sin \gamma}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \right) \frac{1}{k^2} \right]}{m_m l_m^2}. \quad (3.22)$$

Relația (3.22) reprezintă expresia accelerației construcției părții fixe și rotitoare, alcătuită din șasiu + platformă rotitoare + mecanisme + contragreutate, care depinde de toți factorii care influențează stabilitatea mașinii la deplasare. Adică $\ddot{\varphi}_0$ depinde de forța de tractiune motoare F_m și de rezistență la deplasare în teren F_r . Aici se poate lua în considerare și cazul învingerii unui obstacol, și valoarea produsului $C_1 s_1$, care reprezintă tensiunea în cablul de

ridicare-basculare, braț + sarcină (unde: s_1 – este deplasarea iar C_1 - constanta elastică a cablului).

În ecuația (3.22) se poate considera:

$$F_m - F_r = G_{tot}(\varphi - f) = G_{tot}(0,25 - 0,05) = 0,2 \cdot G_{tot} ,$$

$$\text{dar : } G_{tot} = P. \quad (3.23)$$

Rezultă în regim de echilibru static al macaralei, la limita de aderență dintre șenilă și sol, la deplasarea cu sarcină la cârlig, relația:

$$G_{tot} \left(\frac{L}{2} \pm x_0 - 0,2h_A \right) = G_m l_m - T_t l_t + G'_1 L_1 + G'_2 L_2 + (Q + G'_m) L_Q. \quad (3.24)$$

Dacă se ia în considerare doar acțiunea maselor sistemului de puncte materiale fără influența tirantului de bascuare braț, avem :

$$(m + m_0) \left(\frac{L}{2} \pm x_0 - 0,2h_A \right) = m_m l_m - m'_1 L_1 - m'_2 L_2 - m_3 L_Q. \quad (3.25)$$

Relatia (3.25) reprezintă o relație de legătură între masele sistemului de puncte materiale, în care s-a notat:

m - masa întregului sistem:

$$m = m_m + m'_1 + m'_2 + m_1 + m_3,$$

în care: m_0 – este masa mecanismului de translație; m_m - masa mașinii de bază; m_1 - masa mecanismului de ridicare – basculare braț; $m_2 = m'_1 + m'_2$ - masa brațului cu zăbrele alcătuit din două mase legate, unde m'_1 este masa de baza a brațului și m'_2 - reprezintă o masă redusă la vârful brațului; m_3 – masa sarcinii cu mufla cârligului.

Din expresia (3.25) se poate calcula valoarea masei reduse la vârful brațului care a fost apreciată inițial în calcule, la o valoare de 10% din masa totală a brațului.

Pentru mărimile considerate: $m_m = 48t$; $m_2 = 14 t$; $m_1 = 5 t$; $m_3 = 6,2 t$; $m_0 = 13,64 t$; $L = 6m$; $x_0 = 0,351m$; $h_A = 2m$; $l_m = 4,5 m$; $L_1 = 3,47 m$; $L_2 = 7,81 m$; $L_Q = 8,682 m$.

Din calcul rezultă: $m'_2 = 0$.

În relata (3.22) intervine T_t - forța care acționează în tirantul sistemului de ridicare-basculare braț sub sarcină.

Ea intervine la $t = 0$, când $\varphi_0(0) = 0$, astfel:

$$T_t = \frac{P \left(\frac{L}{2} \pm x_0 \right) - G_m l_m + G'_1 L_1 + G'_2 L_2 + (Q + G'_m) L_Q - (F_m - F_r) h_A + C_1 \left[\frac{P_t}{m_1} - \left(\frac{K - Q \sin \gamma}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \right) \frac{1}{k^2} \right]}{l_t}. \quad (3.26)$$

Modele de calcul privind pierderea stabilității unei macarale cu senile cu braț cu zăbrele, la deplasarea în santier cu sarcina la carlig (II)

$$\text{Dacă considerăm: } T_t = K, \quad P = G_{tot} \quad \text{și} \quad G'_2 = 0. \quad (3.27)$$

Rezultă expresia lui T_t de forma:

$$T_t = \frac{P \left(\frac{L}{2} \pm x_0 - 0,2 h_A \right) - G_m l_m + G'_1 L_1 + (Q + G'_m) L_Q - (F_m - F_r) h_A + C_1 \left[\frac{P_t}{m_1} - \left(\frac{K - Q \sin \gamma}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \right) \frac{1}{k^2} \right]}{l_t - C_1 \frac{1}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \cdot \frac{1}{k^2}} \quad (3.28)$$

În care: T_t - reprezintă forța din tirantul de basculare braț sub sarcină, la deplasare macara, la limita de aderență, pentru cea mai mică porțiune de contact a șenilei cu solul. Din calcule rezultă: T_t în cond.ech.static = 41.476 · 10³ daN; T_t în cond.din. = 46 · 10³ daN.

$$\text{În continuare: } F_m - F_r = \frac{P \left(\frac{L}{2} \pm x_0 \right) - G_m l_m + G'_1 L_1 + G'_2 L_2 + (Q + G'_m) L_Q}{h_A}. \quad (3.29)$$

În lucrarea [1] calculul forței de tracțiune necesare pentru înclinarea brațului se determină cu relația de mai jos:

$$T = \frac{Q \cdot l_Q + G \cdot l_g + F_{vs} h_1 + F_{vb} h_v - S_r \cdot b}{a} \quad (3.30)$$

În această relația (3.30) nu s-a luat în considerare acțiunea vântului pe sarcină F_{vs} și pe braț F_{vb} , deoarece în cazul analizat, nu a bătuț vântul.

Notății: Q – sarcina, l_Q - raza sarcinii ; G - greutatea brațului ; l_g - raza centrului de greutate braț; S_r -forța în cablul de ridicare sarcină; a, b –distanțe, $a = 2,5$ m și $b = 1,2$ m .

Din calcule rezultă: $T = 44,57 \cdot 10^3$ daN.

Forța din cablul de ridicare – basculare pentru un palan de inclinare cu $n = 6$ ramuri este :

$$T_i = \frac{T}{i_p \eta_p \eta_r} = \frac{44.57 \cdot 10^4}{6 \cdot 0,958 \cdot 0,98} = 79122,5 N .$$

Puterea mecanismului de ridicare – basculare braț sub sarcină va fi: $P_t = \frac{T_i \cdot v_i}{10^3 \cdot \eta} = \frac{79122,5 \cdot 0,2}{10^3 \cdot 0,85} = 18,6$ kW.

Relatia pulsației propriie a sistemului de ridicare – basculare este dată de relația [1] :

$$k = \sqrt{\frac{(m_1 + m_3 \sin^2 \gamma) C_1 C_2}{m_1 m_3 (C_1 + C_2 \sin^2 \gamma)}}.$$

În această expresie, s-a considerat valoarea constantei elastice pentru un singur cablu, cea indicată în lucrarea [2], $C_e = 5940 \frac{kN}{m}$, de unde rezultă pentru:

- Palanul de înclinare braț: $C_1 = 35640 \frac{kN}{m}$;
- Pentru palanul de sarcină: $C_2 = 17820 \frac{kN}{m}$.

Iar pulsației proprii a mecanismului va fi: $k = 0,652$.

Valorile calculate pentru constantele de integrare ale modelului sunt următoarele:

$$A = -288644,7; B = 34464,5; C = 274879,6; D = 7268,87.$$

Valoarea rigidității cilindrice la încovoiere a brațului notată cu K_b , s-a determinat din expresiile de calcul ale construcției mașinii, la care se adaugă și valorile pulsațiilor proprii. Rezultă:

$$K_b = 300700 \text{ daNm}; k_{1,2} = \pm i \sqrt{\frac{A_2}{A_1}} = \pm i 0,1435; k_{0,1,2} = \pm \sqrt{\frac{A_5 - A_4}{A_3}} = \pm 0,362; k = 0,653;$$

Valorile condițiilor inițiale au rezultat din analiza ecuațiilor de rotire ale construcției mașinii φ_a și de rotire a brațului de macara sub sarcina φ_1 . Ele se obțin folosind expresiile coeficienților sistemului de calcul dați mai sus.

Astfel, valorile condițiilor inițiale determinate la $t = 0$ pentru sistemul de calcul cu doua mase rezultă de forma:

$$\varphi_0(0) = 0; \varphi_1(0) = 8,719; \ddot{\varphi}_0(0) = \begin{pmatrix} \ddot{\varphi}_{0,static} = 0,1087; \\ \ddot{\varphi}_{0,dinamic} = 0,1183 \end{pmatrix} \quad \text{și} \quad \dot{\varphi}_1 = 0,037.$$

Expresiile soluțiilor pentru unghiurile de rotire, vitezelor și accelerațiilor pentru ansamblul braț și pentru șasiu vor fi definite astfel:

φ_1 este rotirea masei brațului înclinat sub sarcină, care împreună cu primele ei două derivate (raportate la rigiditatea cilindrică la încovoiere a brațului K_b), au expresiile (3.31):

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= A \cos ik_1 t - B \sin ik_2 t - C_1 a_1 \left(\frac{K - Qsi}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \right) \frac{1}{k^2} \cos kt + C_1 a_1 \frac{(K - Qsi)^2}{2(m_1 + m_3 \sin^2 \gamma)} + 8,719; \\ \dot{\varphi}_1 &= -A k_1 i \sin ik_1 t + B k_2 i \cos ik_2 t + C_1 a_1 \left(\frac{K - Qsi}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \right) \frac{1}{k} \sin kt + C_1 a_1 \frac{(K - Qsi) t}{(m_1 + m_3 \sin^2 \gamma)}; \\ \ddot{\varphi}_1 &= A k_1^2 i^2 \cos ik_1 t + B k_2^2 i^2 \sin ik_2 t + C_1 a_1 \left(\frac{K - Qsi}{m_1 + m_3 \sin^2 \gamma} \right) \cos kt + C_1 a_1 \frac{(K - Qsi)}{(m_1 + m_3 \sin^2 \gamma)} - \\ &0,037; \end{aligned} \quad (3.31)$$

φ_0 este rotirea masei construcției de bază (alcătuită din șasiu + platforma rotitoare + mecanisme și contragreutate), care împreună cu primele două derivate (raportate la valoarea K_b), au expresiile (3.32):

$$\begin{aligned} \varphi_0 &= C \cos k_0 t - D \sin k_0 t; \\ \dot{\varphi}_0 &= -C k_0 \sin k_0 t + D k_0 \cos k_0 t; \\ \ddot{\varphi}_0 &= C k_0^2 \cos k_0 t - D k_0^2 \sin k_0 t + 0,1183. \end{aligned} \quad (3.32)$$

Modele de calcul privind pierderea stabilitatii unei macarale cu șenile cu braț cu zăbrele, la deplasarea in santier cu sarcina la carlig (II)

Observații:

În relațiile (3.32) pentru accelerația rotirii $\ddot{\varphi}_0(t)$ a construcției mașinii, se pot da valori pentru diferiți parametrii care intervin în expresia ei, cum ar fi pentru:

x_0 - deplasarea centrului de presiune al șenilelor pe sol ;

F_m și F_r - pentru forța de tracțiune F_m calculată la limita de aderență, și pentru rezistența la rulare F_r . Sau în cazul particular, la învingerea unui obstacol în teren cu rezistența X, pentru valorile determinate în acest sens;

l_m – pentru coordonata orizontală a centrului de greutate al mașinii față de punctul A (notat pe fig.11);

Sau pentru diferite valori ale parametrilor m_1, m_3 și C_1, C_2 care intervin în expresia forței în cablul de ridicare - basculare braț.

Prin graficul rotirii $\varphi_0(t)$ construcției macaralei, reprezentat în figura 13, se poate pune în evidență și ridicarea șenilei de la sol la deplasarea sub sarcină, (în regim static sau dinamic de lucru, când ne raportăm la forța de tracțiune a macaralei, sau respectiv, la forța de înclinare braț). Graficul pentru accelerația $\ddot{\varphi}_0(t)$ este indicat în fig.14.

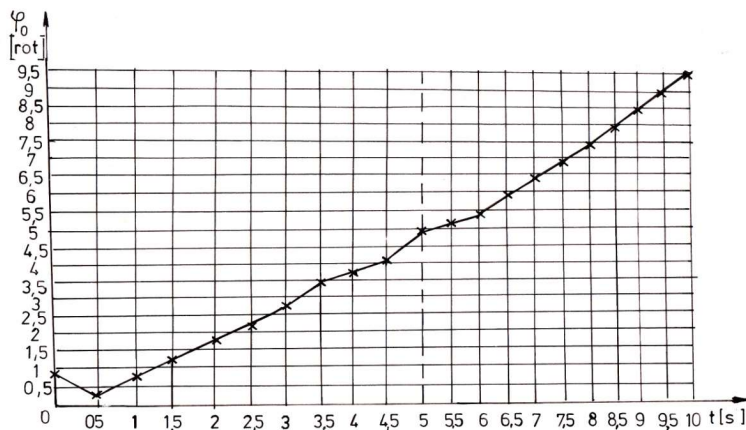


Fig.13

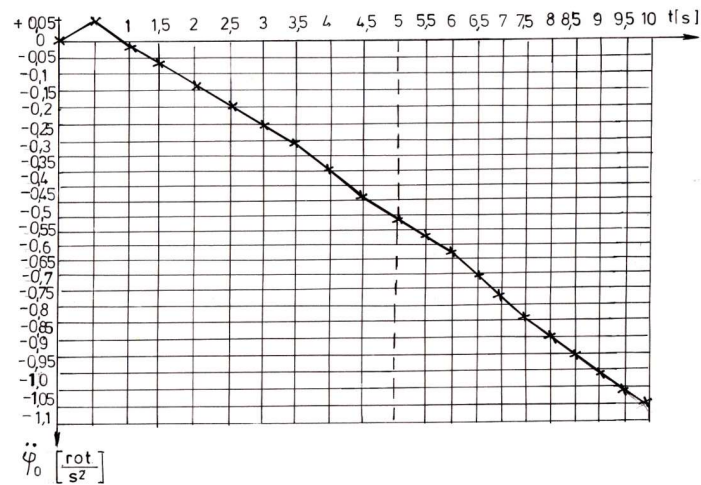


Fig.14

Soluția particulară pentru determinarea accelerației $\ddot{\varphi}_0$ a fost stabilită cu ajutorul ecuației (3.22).

Graficul rotirii $\varphi_1(t)$ *corespunzător* brațului înclinat la unghiul maxim de basculare sub sarcină, prin acțiunea tiranților de ridicare- bascuare braț, este dat în fig.15, iar graficul accelerație rotirii brațului $\ddot{\varphi}_1(t)$ este prezentat în fig.16.

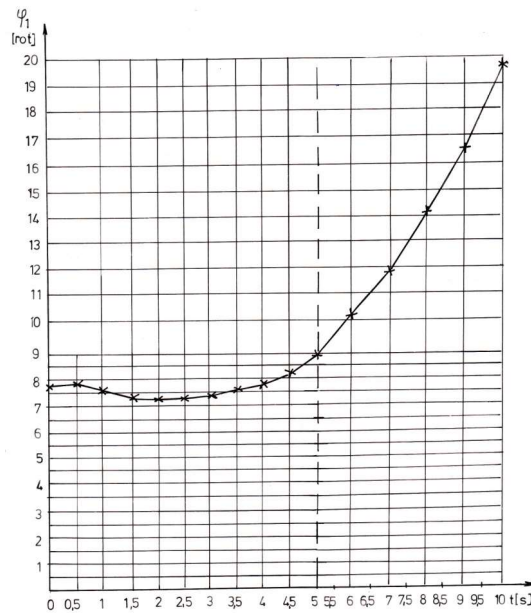


Fig.15

Modele de calcul privind pierderea stabilitatii unei macarale cu senile cu braț cu zăbrele, la deplasarea in santier cu sarcina la carlig (II)

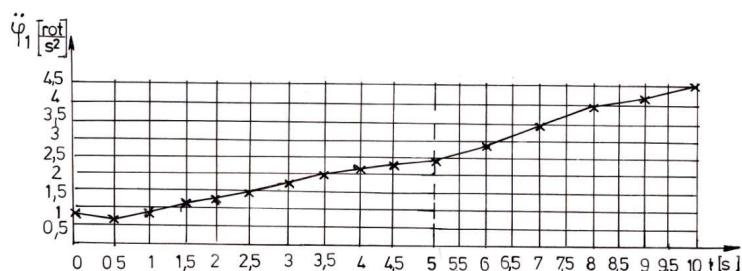


Fig.16

Notă:

Valorile indicate pe graficele trasate, cu privire la rotirea constructiei șasiului, poate reprezenta și o ridicare continuă a părții din spate a șenilei de la sol (v. fig.13), și apariția unor accelerații cu valori negative care ajung într-un interval de timp $t = 5s$, la valoarea $- 0,48 \text{ rot/s}^2$.

4. Valorile graficelor indicate pentru rotire și accelerație braț cu sarcină

Valorile graficelor indicate pentru braț, arată ca unghiul de rotire braț are valori mai mari, cuprinse între $\varphi_1(t) = 8^0$ și 9^0 , iar pentru accelerația $\ddot{\varphi}_1(t)$ valorile cresc într-un interval de timp $t = 5s$, de la $0,858 \text{ rot/s}^2$ până la aproximativ 2 rot/s^2 . Aceste valori ale accelerației, indică probabil și influența vibrațiilor care apar la braț sub sarcină la deplasare macara.

Prezența unor senzori de accelerație montați pe șasiu și respectiv la vârful brațului puteau să asigure, in acest caz, decuplarea comenzilor de lucru pentru acționarea translației la macara.

Senzorul de accelerație montat pe șasiu ar fi trebuit să asigure decuplarea comenzilor de translație, la un interval de timp mai mic decât $5 s$.

Din graficele trasate pentru rotirea șasiului și a brațului de macara, se pot stabili intervalele de timp la care ar fi trebuit realizată decuplarea acționării mecanismului de translație. De exemplu, la valorile indicate pe braț, decuplarea trebuia realizată instantaneu, chiar de la începutul mișcării de translație pe drum.

Rotirile și accelerațiile produse la braț care au rezultat din calcul, depășesc cu mult normele indicate în domeniu. Aceasta datorită și componentelor soluțiilor imaginare care dau o comportare instabilă a brațului, și a mărimii valorilor componentelor accelerațiilor pozitive de același sens cu rotirea brațului sub sarcină.

Pe lângă cele menționate, deplasarea macaralei s-a efectuat cu ridicarea și coborârea șenilelor peste denivelările mici ale drumului, fiind necesară și învingerea unor rezistențe suplimentare care apar odată cu scăderea aderenței la sol și reducerea forței de tractiune la șenile.

Acestă situație a condus la exploatarea macaralei sub limita de aderență care a afectat tracțiunea și stabilitatea ei într-un mod periculos, și a condus la ridicarea șenilei la partea din spate de la sol, și dezvoltarea unor vibrațiilor periculoase la vârful brațului.

S-a creat astfel, o situație critică de nesiguranță, care nu a mai putut fi gestionată corespunzător de mecanicul deservent al macaralei.

5. Implicațiile modelului de calcul din fig.12, privind translația macaralei cu pendularea sarcinii suspendate în cârlig.

În sistemul de ecuațiile care se referă la rotirea construcției mașinii φ_0 , în funcție de rotirea tronsonului de bază al brațului φ_1 , se poate ține seama și de ecuația deplasării macaralei la demarare - frânare cu sarcină în carlig (conform fig.12) dată de relația:

$$(m_0 + m) \frac{d^2s}{dt^2} + \frac{g}{(s_1 + \Delta l) \sin \gamma} (m_0 + m + m_3) s = f(t), \quad (3.33)$$

în care: m – este masa totală a macaralei (șasiu + platformă rotitoare cu braț); m_0 - masa mecanismului de translație ; m_3 - masa sarcinii

Mai jos, este dată soluția generală de oscilație a sarcinii la deplasarea macaralei cu sarcină, la care se adaugă și soluția particulară care depinde de regimul de pornire sau frânare al macaralei, de forma:

$$S = \frac{P Q_1 (C_1 - C_2 \sin \gamma)}{g C_1 C_2 (m_1 + m + m_3)} \left[1 - \cos \sqrt{\frac{g C_1 C_2}{Q (C_1 - C_2 \sin \gamma)} \left(1 + \frac{m_3}{m_0 + m} \right)} t \right]; \quad (3.34)$$

$$\text{Deci: } S_{med} = \frac{P Q_1 (C_1 - C_2 \sin \gamma)}{g C_1 C_2 (m_1 + m + m_3)}; \quad S_{max} = \frac{2 P Q_1 (C_1 - C_2 \sin \gamma)}{g C_1 C_2 (m_1 + m + m_3)}; \quad S_{min} = 0. \quad (3.35)$$

Cu pulsata oscilației sarcinii de forma:

$$k = \sqrt{\frac{g C_1 C_2}{Q (C_1 - C_2 \sin \gamma)} \left(1 + \frac{m_3}{m_0 + m} \right)}. \quad (3.36)$$

Deplasarea sarcinii pe orizontală depinde de caracteristicile mecanismului de translație prin forța de tracțiune F_m , și de mecanismul de basculare, ținând seama de forța din cablu de basculare notată Q_1 , și de rigiditatea cablului C_1 , precum și de rigiditatea cablului de suspendare sarcina C_2 ; deoarece practic raportul $\frac{Q_1 (C_1 - C_2 \sin \gamma)}{C_1 C_2}$ reprezintă tocmai lungimea de suspendare l'_Q a sarcinii. Aici, caracteristica de oscilație ridicare-basculare braț sub sarcină interferează cu translația, și lungimea cablului de suspendare, conform relației de calcul.

Modele de calcul privind pierderea stabilitatii unei macarale cu senile cu braț cu zăbrele, la deplasarea in santier cu sarcina la carlig (II)

Din calcul rezultă lungimea l'_Q :

$$\frac{Q_1(C_1 - C_2 \sin \gamma)}{C_1 C_2} = \frac{4610^4 (35640 - 17820 \cdot \sin 80^\circ)}{35640 \cdot 17820} = 13,1 \text{ m}$$

Notă: Această valoare $l_Q = 13,1 \text{ m}$, nu se poate compara cu coordonata înălțimii sarcinii stabilită pe schema modelului din fig.2 din Partea I. Deoarece în cazul de față, l_Q este detreminată din condiția existenței oscilației sarcinii din cârlig, care are loc pe direcție de mers cu sarcina ridicată.

Pentru a da un ordin de mărime oscilației sarcinii din cârlig (v.fig.11), se poate considera de exemplu cazul coborării macaralei cu sarcină prin patinare, când $F_m = 36663,5\text{N}$. Atunci din relația (3.35), rezultă:

$$S_{max} = \frac{2.36663,5.41,5.10^4 (35640 - 17820 \cdot \sin 80^\circ)}{9,81.35640.17820.73,2.10^3} = 1,2\text{m}; \text{ iar } S_{med} = 0,6 \text{ m} \text{ și } S_{min} = 0.$$

6. Concluzii.

Cele trei mișcări executate cu mecanismele macaralei de către operator s-au făcut în ordinea următoare:

- bascularea brațului sub sarcină prin retragere braț, a fost cauza limitării forței de tracțiune la șenile datorită deplasării centrul de greutate spre spate și scăderea aderenței necesare pentru depășirea obstacolelor întâlnite;
- translația înapoi a macaralei sub sarcină, și apoi deplasarea înainte peste microprofilul drumului, au cauzat și ele oscilația construcției macaralei în plan transversal - longitudinal, și au determinat ridicarea șenilei la partea din spate de la sol, când o șenilă urca pe microprofilul drumului și cealălaltă cobora;
- executarea rotirii platformei cu brațul de către macaragiu, pentru a produce o răsturnare controlată pe construcția aflată în demolare, pentru a evita astfel o catastrofă prin răsturnarea macaralei în altă direcție. Din păcate răsturnarea nu a putut fi controlată precis, iar brațul macaralei cu sarcina s-a răsturnat, s-a agățat în cădere și a trecut peste construcție.

Aceste aspecte au fost luate în considerare în ipotezele făcute la modelele de calcul prezentate in Partea I a lucrării (de la nr.I până la nr.VI).

Prin bascularea înapoi a brațului, s-a produs o deplasare spre spate a centrului de greutate, și o scădere a forței de tracțiune sub limita de aderență între șenilă-sol, care a contribuit la necesitatea executării unor corecțiilor făcute de operator de menținere a direcției de deplasare a macaralei sub sarcină.

Din valorile indicate pe diagramele de accelerație, corespunzătoare construcției șasiului și bațului de macara (v. fig.14 și fig.16), la modelul nr.VII, a reieșit că accelerațiile sunt negative

la șasiu de - $0,48 \text{ rot/s}^2$ la $t = 5 \text{ s}$, iar la braț sunt valori mai mari pozitive de $0,858 \text{ rot/s}^2$, chiar la momentul inițial la $t = 0$.

Din graficele trasate în figurile 13, 14, 15 și 16, unghiurile de rotire și accelerațiile calculate pentru elementele construcției (sasiu și braț) trebuie să se refere ca valori orientative, determinate pe baza condițiilor de funcționare stabilite la modelul de calcul nr.VII. Condițiile de funcționare luate în calcul se referă la: limita de stabilitate a macaralei, când are loc la deplasarea centrului de greutate al macaralei în raport cu centrul de sprijin al șenilelor, lungimea de contact a șenilei, și la în condițiile de aderență existente între șenilă și suprafața de sprijin din beton cu denivelari.

Macaraua accidentată cu braț cu zabrele a fost prevăzută din fabricație doar cu un limitator de moment pentru situațiile de pierdere a stabilității și scăderea aderenței șenilei cu calea de rulare.

Limitatorul de moment al macaralei măsoară doar tensiunea din tirantul de basculare al brațului necesară pentru menținerea stabilității macaralei în plan longitudinal. Având în vedere acest dispozitiv, la modelul nr.VII, s-a luat în calcul și acțiunea limitatorului prin respectarea condițiilor de stabilitate ale macaralei în timpul lucrului.

Deplasarea sigură a macaralei cu sarcină este permisă doar pe un teren perfect plan și rezistent (cu înclinare de max. 3^0), cu sarcina ridicată față de sol la o înălțime de max. 0,5 m.

Bibliografie:

- [1]. H. Segall, I. Viță, I. Popa - Macarale pentru construcții, Vol. 1 și 2, INCERC –Redacția publicațiilor pentru construcții, București 1975;
- [2]. Panait Ionescu, Fl. Olaru, L. Tăbăcaru, C-țin Bunea - Memorator tehnic pentru montaj, Utilaje pentru ridicat și transportat. Trustul de Montaj Utilaj Chimic București.
- [3]. A. Darabont, I. Iorga, D. Văiteanu, H. Simaschievici – Șocuri și vibrații aplicații în tehnică, Editura Tehnică, București, 1988.
- [4]. L. Sârbu – Mașini de tracțiune și transport pentru construcții, Vol. I și II, Editura Ion Creangă, București, 2002.
- [5]. L. Sârbu, M. Neamțu, A. Davidescu – Utilaje de ridicat, manipulat și transportat pentru construcții, montaj-industrial și căi de comunicații în transporturi, Elemente de calcul și tehnologii de lucru la sfârșitul secolului XX și începutul secolului XXI., Vol. I, II și III, Editura Matrix Rom, București, 2019.