

MODELAREA COMPORTĂRII DINAMICE A CABINELOR REZEMATE ELASTIC PENTRU MAȘINILE DE CONSTRUCȚII CU DEPLASARE PE TERENURI ACCIDENTATE

Conf.dr.ing. Aurelia Mihalcea
Institutul de Cercetări pentru Echipamente și Tehnologii în Construcții – ICECON S.A. București

This paper deals with the dynamic behaviour of the elastic supported cabins aiming to insulate shocks and vibrations caused by construction machinery moving on uneven ground.

1. INTRODUCERE

Se adoptă modelul structural al cabinei sub forma unei construcții simetrice față de planul median longitudinal, cu distribuție masică uniformă în raport cu cele două părți simetrice. Cabina este rezemată pe șasiul mașinii mobile în patru puncte, cu legături elastice pe cele două direcții longitudinale în planul median.

Figura 1 reprezintă ansamblul cabină-mașină mobilă cu legături elastice, al cărui model dinamic este prezentat în figura 2, cabina fiind simetrică în raport cu planul longitudinal median.

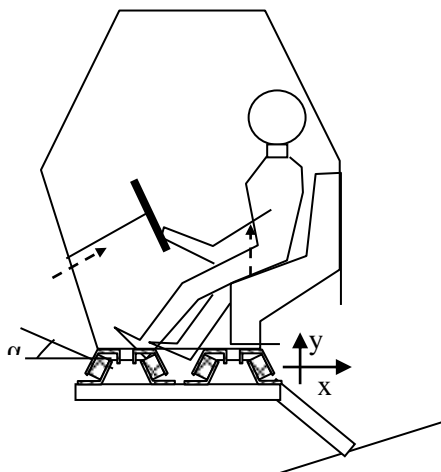


Fig. 1 Schemă de principiu

Conform figurii 1 avem:

$$k_x = k_c \cos^2 \alpha + k_f \sin^2 \alpha$$

$$k_z = k_c \sin^2 \alpha + k_f \cos^2 \alpha$$

Considerând $\alpha = 30^\circ$ se poate obține:

$$k_x = k_c \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \right)^2 + k_f \left(\frac{1}{2} \right)^2 = k_c \frac{3}{4} + k_f \frac{1}{4}$$

$$k_z = k_c \left(\frac{1}{2} \right)^2 + k_f \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \right)^2 = k_c \frac{1}{4} + k_f \frac{3}{4}$$

Centrul de masă al cabinei C se consideră amplasat simetric față de axa orizontală de rezemare, la înălțimea a_z în raport cu planul de rezemare elastic (figura 2).

Excitația inerțială a cabinei reprezentată de forța $F(t)$ este aplicată în punctul $O(x_0, z_0)$ sub unghiul $\theta = \omega t$.

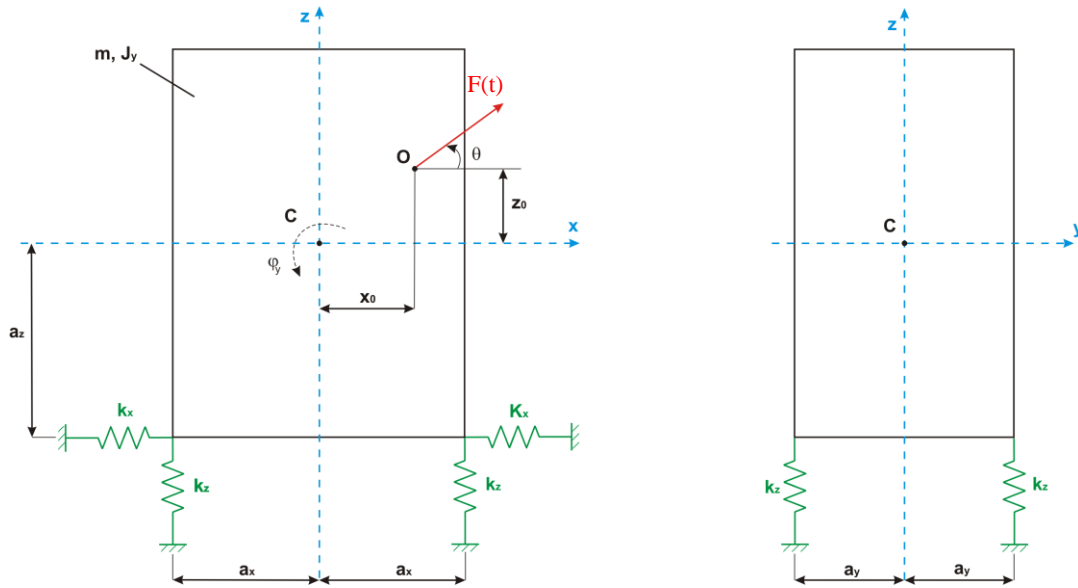


Fig. 2 Modelul dinamic

Pentru evaluarea vibrațiilor transmise operatorului uman aflat în interiorul cabinei, la postul de lucru, trebuie cunoscută amplitudinea vibrației pe cele trei coordonate dinamice x , z și φ_y . Astfel, două mișcări sunt cuplate, și anume deplasarea X și rotirea φ_y , iar mișcarea pe direcția axei Z este independentă.

2. ANALIZA RĂSPUNSULUI DINAMIC

Ecuțiile diferențiale de mișcare pot fi scrise sub forma:

$$\begin{cases} m\ddot{X} + 4k_x X - 4k_x a_z \varphi_y = F_t \cos \theta \\ J_y \ddot{\varphi}_y + 4(k_z a_x^2 + k_x a_z^2) \varphi_y - 4k_x a_z X = M_0 \sin(\theta - \alpha) \\ m\ddot{Z} + 4k_z Z = F_t \sin \theta \end{cases} \quad (1)$$

cu: $M_0 = F_0 l$;

$$l^2 = x_0^2 + z_0^2;$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{z_0}{x_0}.$$

În cazul vibrațiilor verticale cuplate, pulsația proprie poate fi exprimată astfel:

$$\omega_z = \sqrt{\frac{\tilde{k}_z}{m}}$$

$$\text{unde } \tilde{k}_z = 4k_z = 4\left(\frac{1}{4}k_c + \frac{3}{4}k_f\right) = k_c + 3k_f.$$

În cazul vibrațiilor cuplate, pulsațiile proprii sunt date de relația:

$$\frac{p_{x,\varphi_y}^2}{\omega_z^2} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{\tilde{k}_x}{\tilde{k}_z} \left(1 + \frac{a_z^2}{\rho_y^2} \right) + \frac{a_x^2}{\rho_y^2} \pm \sqrt{\left[\frac{\tilde{k}_x}{\tilde{k}_z} \left(1 + \frac{a_z^2}{\rho_y^2} \right) + \frac{a_x^2}{\rho_y^2} \right]^2 - 4 \frac{\tilde{k}_x}{\tilde{k}_z} \cdot \frac{a_x^2}{\rho_y^2}} \right\} \quad (2)$$

unde s-au utilizat notațiile următoare:

$$\tilde{k}_x = 4k_x = 4\left(\frac{3}{4}k_c + \frac{1}{4}k_f\right) = 3k_c + k_f;$$

$$J_y = \tilde{k}_z \frac{\rho_y^2}{\omega_z^2};$$

$$\rho_y^2 = J_y \frac{\omega_z^2}{\tilde{k}_z}.$$

Vibrațiile forțate, generate de excitațiile inerțiale aplicate în punctul O al cabinei sunt caracterizate prin răspunsul dinamic dat de amplitudinea X_0 pe direcția longitudinală orizontală a cabinei, amplitudinea Z_0 pe direcție verticală și rotirea Φ_0 în jurul axei C_y .

Astfel, considerând relația (1) parametri de excitație ai vibrației se obțin după cum urmează:

$$X_0(\omega) = \frac{F_0}{\tilde{k}_z} \frac{B(\omega)}{D(\omega)} \quad (3)$$

$$\Phi_0(\omega) = \frac{F_0}{\tilde{k}_z \rho_y} \frac{C(\omega)}{D(\omega)} \quad (4)$$

$$Z_0(\omega) = \frac{F_0}{\tilde{k}_z} \frac{1}{1 - \Omega^2} \quad (5)$$

cu notațiile:

$$B(\omega) = \sqrt{b_1^2 - b_2^2}$$

în care:

$$b_1 = \frac{\tilde{k}_x}{\tilde{k}_z} \cdot \frac{a_z}{\rho_y} \left(\frac{a_z}{\rho_y} - \frac{z_0}{\rho_y} \right) + \frac{a_x^2}{\rho_y^2} - \frac{\omega^2}{\omega_z^2};$$

$$b_2 = \frac{\tilde{k}_x}{\tilde{k}_z} \cdot \frac{x_0}{\rho_y} \cdot \frac{a_z}{\rho_y};$$

$$C(\omega) = \sqrt{c_1^2 - c_2^2}$$

în care:

$$c_1 = \frac{\tilde{k}_x}{\tilde{k}_z} \left(\frac{a_z}{\rho_y} - \frac{z_0}{\rho_y} \right) + \frac{z_0}{\rho_y} \cdot \frac{\omega^2}{\omega_z^2};$$

$$c_2 = \frac{x_0}{\rho_y} \left(\frac{k_x}{k_z} - \frac{\omega^2}{\omega_z^2} \right);$$

$$D(\omega) = \Omega^4 - \Omega^2 \left[\frac{a_x^2}{\rho_y^2} + \frac{\tilde{k}_x}{\tilde{k}_z} \cdot \frac{a_z^2}{\rho_y^2} + \frac{\tilde{k}_x}{\tilde{k}_z} \right] + \frac{\tilde{k}_x}{\tilde{k}_z} \cdot \frac{a_x^2}{\rho_y^2}.$$

în care:

$$\Omega = \frac{\omega}{\omega_z}$$

Excitația exprimată sub forma $F = F_i \sin \theta$ permite modelarea componentei dominante în benzi de frecvență, după cum urmează:

- dintr-un spectru de șocuri generat de deplasarea mașinii pe teren denivelat;
- dintr-un spectru poliarmonic de excitație generat atât de motorul termic, cât și de sistemul de acționare al mașinii.

3. CONCLUZII

Modelul dinamic al cabinei rezemată în patru puncte cu legături elastice pe două direcții și distribuție masică și geometrie simetrică permite evaluarea vibrațiilor pe trei coordonate semnificative. Astfel, pot fi evaluate vibrațiile pe direcție longitudinală cuplate cu rotații în jurul axei transversale a cabinei, având ca rezultat efecte cumulative asupra operatorului.

Vibrațiile verticale sunt decuplate și percepute individual pe axa longitudinală a corpului uman aflat la postul de lucru, în poziție șezând.

Din analiza relațiilor de calcul pentru diferite tipuri de excitații, vibrațiile transmise corpului uman în cabină pot fi evaluate atât în etapa de proiectare, cât și în cea de exploatare a mașinii.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Bratu, P., Sisteme elastice pentru rezemarea mașinilor, Editura Tehnică, București, 1990.
- [2] Bratu, P., Performance analysis in case of viscoelastic systems intended for vibration insulation, Proceedings of the 2nd International Conference on Experiments/Process/System Modelling/Simulation & Optimization - IC-EpsMsO, Athens, Greece, 4-7 July 2007.
- [3] Mihalcea, A., Izolarea vibrațiilor la mașinile de construcții, Editura IMPULS, București, 2001.
- [4] Mihalcea, A., Structural and functional analysis of the vibration insulation in case of construction machines cabin, Proceedings of the 19th International Congress on Acoustics - ICA, Madrid - Spain, 2 - 7 September 2007.
- [5] Mihalcea, A., Biomechanical modelling of the human body behaviour under vibrations transmitted in case of vibrating rollers used for road construction and maintenance work”, Proceedings of the Thirteenth International Congress on Sound and Vibration, ICSV 13, Viena, Austria, 2- 6 July 2006, page 952.
- [6] Mihalcea, A., Model of the dynamic behaviour for the human body – cabin system in case of mobile machinery, Proceedings of the 3rd International Conference From Scientific Computing to Computational Engineering - IC-SCCE, Athens, Greece, 9-12 July 2008.