

PARAMETRII SUSPENSIEI VEHICULELOR FERROVIARE LA MIȘCAREA DE ȘERPUIRE

THE SUSPENSION PARAMETERS OF THE RAILWAY VEHICLES ON MEANDERING MOVEMENTS

Claudiu-Nicolae BADEA¹, Ioan SEBEȘAN², Liviu-Victor PĂDURARU³, Alexandru BADEA⁴,
Gabriel POPA⁵

¹Universitatea Politehnica București.

Facultatea de Transporturi, Splaiul Independenței, Nr. 313, sector 6, 77206, București, România

e-mail: ¹casagalbenas@yahoo.com, ²ioan_sebesan@yahoo.com ³liviu.paduraru@buc.cfr.ro, ⁴alexsinaia@yahoo.com, ⁵gabi21popa@yahoo.com

Rezumat: Anumite vehicule dau eforturi laterale moderate, în timp ce altele au o comportare nesatisfăcătoare. Din examinarea rezultatelor experimentale s-a constatat că aceste deosebiri importante nu se datorau numai mișcării de șerpuire a osiilor – care constituie o trăsătură comună tuturor cazurilor considerate – ci și din cauza diferențelor dintre caracteristicile de suspensie și inerție ale vehiculelor. A apărut astfel necesitatea definirii clare a noțiunii de stabilitate și a factorilor care o influențează. Noțiunea de stabilitate la mers este strâns legată de cea de obținere a vitezei critice. Viteza critică este viteza la care mișcarea de șerpuire devine instabilă. Șerpuirea violentă conduce la apariția unor eforturi transversale inadmisibile, care se exercită asupra căii de rulare datorită mersului cu atingerea buzei bandajului de flancul șinei. Reducerea mișcării de șerpuire influențează pozitiv siguranța circulației și confortul transversal al călătorilor.

Cuvinte cheie: conicitate, șerpuire, pseudo-alunecare, forțe de centraj a osiilor, efect de spin, efect giroscopic.

Abstract: Certain vehicles gives moderate lateral efforts, while others gives a poor conduct. From the examination of the experimental results it was found that these important differences were not only because of the axle meandering movement - which is a common feature of all cases considered – but also due to differences between suspension characteristics and vehicle inertia. There was the need to clearly define the concept of stability and the factors that influence it. The notion of walking stability is closely linked to the production of critical speed. Critical speed is the speed in which the meandering motion becomes unstable. The violent meandering lead to the apparition of some inadmissible transversal efforts witch are exerted on the railway because of driving trough achieving flange wheel with flank rail. Reducing the meandering movement influence positive the safety traffic and give a transversal comfort of travelers

Keywords: tapering, meandering, pseudo-slip, axle forces balance, spine effect, gyroscopic effect.

1. INTRODUCERE

Șerpuirea este un fenomen foarte important și a intrat în preocupările multor cercetători, astfel ca au fost realizate multe modele matematice și fizice pe baza cărora sau simulat situații reale Gugliotta , Somá, Aruss și Lombardi [1], pentru a anticipa posibilele instabilități dinamice în sistem Polach și Vetter [2], de aceea și modelele fizice studiate sunt din ce în ce mai complicate cu suspensii cu control activ (Shen și Saopu 2006), utilizând amortizoare magnetoreologice Pearson și Goodall [3].

În literatura de specialitate este cunoscut faptul ca o conicitate mare a roții unui vehicul feroviar este favorabilă stabilității dinamice a vehiculelor în curbe dar defavorabilă circulației vehiculelor în aliniament și reciproc. Așadar în dinamica vehiculelor feroviare este necesar a se face un compromis între aceste două cerințe practice opuse [4].

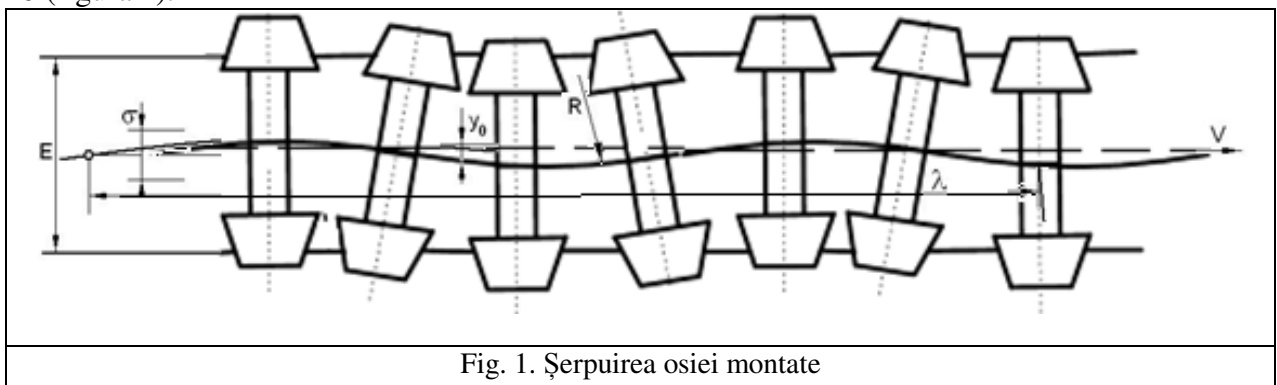
Pe de altă parte, pentru a evita cuplarea vibrațiilor maselor vibrante se adopta coeficienți de elasticitate în plan orizontal între cutie și boghiu de 100 de ori mai mici decât cele între boghiu și osie [5].

2. ȘERPUIREA OSIEI MONTATE

Jocul existent între buzele roților și șine permite osiei montate să realizeze în curbă o rulare conică, adică fără alunecări longitudinale, la o anumită valoare a decalajului transversal y al osiei dacă:

$$R = \frac{er}{\gamma y} \quad (1)$$

Dacă o osie rulează pe o linie dreaptă, la un decalaj transversal y , din cauza conicității suprafeței de rulare, osia va descrie o curbă cu raza instantanee R . Osia va rula pe cale cu diametre care vor crește și vor scădea în mod alternativ datorită drumurilor diferite parcurse de cele două roți. Astfel, osia va avea o mișcare de șerpuire, centrul osiei descriind o sinusoidă cu o anumită amplitudine, în limita ecartamentului căii E , respectiv a jocului în cale σ (figura 1).



Ecuția diferențială a razei de curbură R este :

$$\frac{[1 + (dy/dx)^2]^{3/2}}{d^2y/dx^2} = -R = -\frac{er}{\gamma y} \quad (2)$$

centrul de curbură se află în sens opus deplasării y a osiei este notat cu semnul " - " [6].
Curbura este suficient de aplatisată în relația (1), va rezulta că $(dy/dx)^2 \approx 0$ și :

$$\frac{d^2y}{dx^2} + \frac{\gamma}{er} y = 0 \quad (3)$$

care este ecuația de mișcare a osiei, unde y este :

$$y = y_0 \sin\left(\sqrt{\frac{\gamma}{er}} x\right) = y_0 \sin\left(\sqrt{\frac{\gamma}{er}} vt\right) \quad (4)$$

în care y_0 este amplitudinea mișcării iar v – este viteza de înaintare a osiei.

Pulsația mișcării ω , perioada T și frecvența ν sunt :

$$\omega = \nu \sqrt{\frac{\gamma}{er}}; \quad T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi}{\nu} \sqrt{\frac{er}{\gamma}}; \quad \nu = \frac{1}{T} = \frac{\nu}{2\pi} \sqrt{\frac{\gamma}{er}} \quad (5)$$

Lungimea de undă este :

$$\lambda = \nu T = 2\pi \sqrt{\frac{er}{\gamma}} \quad (6)$$

numită formula lui Klingel, stabilită pe considerente geometrice [7]. Pentru $e = 1,5/2 = 0,75$ m, $r = 0,5$ m și $\gamma = 1/20$ se obține o lungime de undă a șerpuirii $\lambda = 17,2$ m.

Pentru mărirea lungimii de undă este necesară micșorarea concității suprafeței de rulare; pentru profilurile cilindrice $\lambda = \infty$, rezultă că mișcarea de șerpuire nu există.

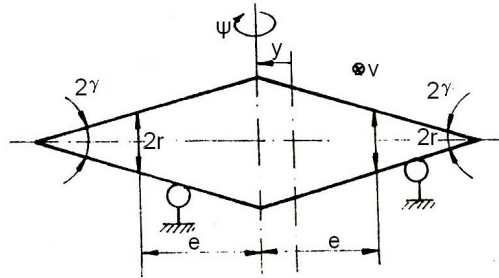


Fig. 2. Dion în mișcarea de șerpuire [8].

Osia montată poate fi asimilată cu un dion (figura 2) care se deplasează pe două șine [8]. Dacă Ψ reprezintă unghiul de rotație al acestuia în raport cu axa verticală care trece prin centrul de masă, ecuațiile de mișcare vor fi :

$$\dot{y} = -v\Psi; \quad \dot{\Psi} = \nu \frac{\gamma}{er} y; \quad \ddot{y} + \frac{\gamma}{er} v^2 y = 0; \quad \ddot{\Psi} + \frac{\gamma}{er} v^2 \Psi = 0 \quad (7)$$

rezultă pentru y o expresie identică cu (2) :

$$\Psi = \frac{\dot{y}}{v} = y_0 \sqrt{\frac{\gamma}{er}} \cos\left(\sqrt{\frac{\gamma}{er}} vt\right) \quad (8)$$

Formula lui Klingel nu ține seama de forțele de contact roată - șină și de masa osiei. Rocard [9] a studiat șerpuirea unui boghiu considerând efectele pseudo-alunecărilor și ajunge la relația:

$$\lambda = 2\pi \sqrt{\frac{er}{\gamma}} \sqrt{1 + \left(\frac{a}{e}\right)^2} \quad (9)$$

care se numește formula lui Rocard și care introduce la formula lui Klingel factorul de corecție $\sqrt{1 + a^2/e^2}$, care ține seama de influența ampatamentului $2a$ al boghiului. Pentru boghiurile pe trei osii, factorul de corecție este $\sqrt{1 + 2a^2/3e^2}$. Pentru vehicule cu un oarecare joc la osii, Sperling [10] recomandă o relație empirică a frecvenței de șerpuire :

$$v = \frac{V}{3,6 \cdot 2\pi} \sqrt{\frac{\gamma}{er}} \cdot \eta \quad (10)$$

unde V este viteza vehiculului măsurată în km/h și η un factor de corecție în funcție de viteză conform relației :

$$\eta = \frac{1}{1 + 0,016 \sqrt{\frac{\gamma}{er}} (V - V_g)} \quad (11)$$

în care V_g [km/h] este o viteză limită la care valorile frecvenței v , conform relației lui Klingel [7], sunt identice cu cele măsurate în exploatare. Astfel vom avea, pentru:

$$\begin{array}{cccc} \gamma = 1/40 ; & 1/20 ; & 1/10 ; & 1/7 \\ V_g = 80 ; & 65 ; & 55 ; & 50 . \end{array}$$

În cazul în care osiile nu au joc în șasiu, coeficientul de corecție va fi :

$$\eta = \frac{1}{1 + 0,025 \sqrt{\frac{\gamma}{er}} (V - V_g)} \quad (12)$$

unde pentru:

$$\begin{array}{cccc} \gamma = 1/40 ; & 1/20 ; & 1/10 ; & 1/7 \\ V_g = 80 ; & 60 ; & 45 ; & 40 . \end{array}$$

Jocul care există în cale oferă vehiculului posibilitatea deplasării laterale, acestea opunându-i-se forțele de pseudo-alunecare, precum și forțele de centraj în cazul profilurilor de uzură. Considerarea acestor forțe ca fiind proporționale cu deplasarea laterală a osiei desigur că simplifică studiul mișcării de șerpuire prin faptul că ecuațiile de mișcare sunt liniare. În realitate, forțele de contact nu variază liniar cu deplasarea osiei și, în plus, intervin și amortizările de tip vâcos, frecările, precum și jocurile dintre diferitele elemente ale structurii portante [11], care toate accentuează și mai mult neliniaritatea fenomenului. Pe de altă parte, mișcarea de șerpuire mai este influențată și de neregularitățile și discontinuitățile căii de rulare. Liniarizarea fenomenului de șerpuire, în particular prin considerarea conicității echivalente constante și proporționale cu forța tangențială de pseudo-alunecare, se acceptă

doar obținerea unor concluzii calitative în privința diferiților parametri asupra mișcării de șerpuire, mai precis asupra stabilității acestuia.

Determinarea vitezei critice este esențială la un vehicul. Aceasta este rezultatul valorii vitezei de circulație a vehiculului când mișcarea stabilă se transformă în mișcare instabilă. În cazul în care viteza crește în continuare peste valoarea critică, mersul se înrăutățește rapid, ținând seama că amplitudinea mișcărilor instabile cresc după o lege exponențială.

3. ADOPTAREA PARAMETRILOR SUSPENSIEI

Constantele elastice și de amortizare ale suspensiei transversale au o influență deosebită asupra stabilității mișcării de șerpuire [12]. Se consideră că sistemul elastic de legătură boghiu-cutia vehiculului îndeplinește condițiile legate de diminuarea influenței reciproce a mișcărilor de șerpuire [13].

Ecuatiile mișcării de șerpuire a boghiului s-au stabilit pentru un model mecanic simplu, care constă într-o masă (partea suspendată a boghiului) și două osii care sunt legate elastic de masă, pe direcție longitudinală și transversală (figura 3). Acest model poate fi folosit la studiul șerpuirii unui boghiu la care mișcarea de rulu și influența sistemului de legare boghiu-cutie nu sunt luate în considerare.

Profilul bandajelor poate fi conic sau un profil de uzură caracterizat prin conicitatea sa efectivă. Elementele elastice și de amortizare sunt considerate liniare [14]. Gradele de libertate sunt în număr de 6, dacă se iau în considerare deplasările transversale $y_{1,2}^*$ și unghiurile $\psi_{1,2}^*$ ale osiilor, în raport cu axele verticale ce trec prin centrele de masă ale acestora și deplasarea transversală y , respective rotația ψ a părții suspendate a boghiului în raport cu axa verticală ce trece prin centrul de masă al acestuia.

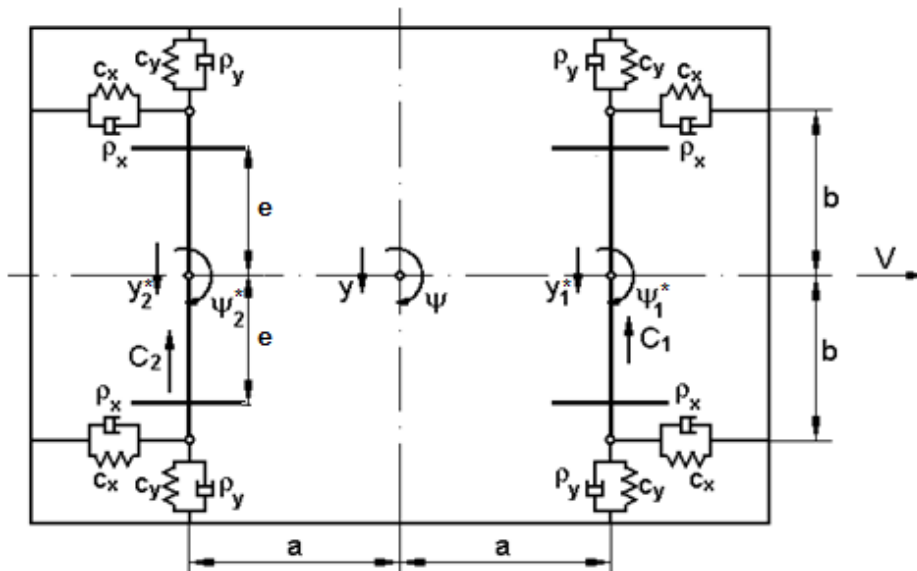


Fig. 3. Model mecanic pentru studiul șerpuirii

Se aplică pentru coordonatele care se raportează la osii transformările:

$$\begin{aligned} y_1^* &= y_1 + y_2 & y_2^* &= y_1 - y_2 \\ \psi_1^* &= \psi_1 + \psi_2 & \psi_2^* &= \psi_1 - \psi_2 \end{aligned} \quad (13)$$

și se notează cu m - masa suspendată a boghiului; I_z - momentul de inerție al masei suspendate a boghiului față de axa vertical ce trece prin centrul de masă; I_{0y} - momentul de inerție al osiei față de axa de rotație a acesteia; I_{0z} - momentul de inerție al osiei față de axa vertical ce trece prin mijlocul osiei; c_x, c_y - rigiditățile longitudinală, respectiv transversală a suspensiei în dreptul unei cutii de osie; ρ_x, ρ_y - coeficienții de amortizare longitudinal, respectiv transversal în dreptul unei cutii de osie; $2a$ - ampatamentul boghiului; $2e$ - distanța dintre punctele de contact roți-șine în poziția central a osiei în cale; $2b$ - baza suspensiei primare; r - raza cercului de rulare în poziție central a osiei în cale; γ - unghiul de înclinare față de orizontală a planului comun de tangență roată-șină; ρ, ρ^* - razele de curbură ale profilului șinei, respective bandajului, în vecinătatea punctului de contact roată-șină; $\gamma_e = \gamma \cdot \rho^* / (\rho^* - \rho)$ - conicitatea efectivă; χ - coeficientul de pseudo-alunecare; χ_s - coeficient al frecării de pivotare (spin); Q - sarcina pe osie; v - viteza de deplasare a vehiculului.

Ecuatiile de mișcare pentru studiul stabilității sunt [14]:

$$\begin{aligned}
 m\ddot{y} + 4\rho_y(\dot{y} - \dot{y}_1) + 4c_y(y - y_1) &= 0. \\
 I_z\ddot{\psi} + 4\rho_y\alpha(\alpha\dot{\psi} - \dot{y}_2) + 4c_y\alpha(\alpha\psi - y_2) + 4\rho_x b^2(\dot{\psi} - \dot{\psi}_1) + 4c_x b^2(\psi - \psi_1) &= 0 \\
 m_0\ddot{y}_1 - 2\rho_y(\dot{y} - \dot{y}_1) - 2c_y(y - y_1) - \frac{I_{0y}}{er}\gamma\dot{\psi}_1 + \frac{Q(1 - \chi_s)}{\rho^* - \rho}y_1 - \chi Q\psi_1 + \chi Q\frac{\dot{y}_2}{v} &= \\
 I_{0z}\ddot{\psi}_1 - 2\rho_x b^2(\dot{\psi} - \dot{\psi}_1) + 2c_x b^2(\psi - \psi_1) + \frac{I_{0y}}{er}\gamma y_1 \frac{\chi Q_e}{r}\gamma_e y_1 + \chi Q_e^2 \frac{\dot{\psi}_1}{v} + \\
 + \chi_s Q_r\left(\psi_1 - \frac{\dot{y}_1}{v}\right) - Q(1 - \chi_s)\gamma_e \psi_1 &= 0 \\
 m_0\ddot{y}_2 - 2\rho_y(\alpha\dot{\psi} - \dot{y}_2) - 2c_y(\alpha\psi - y_{21}) - \frac{I_{0y}}{er}\gamma\dot{\psi}_2 \frac{\chi Q_e}{r} + \frac{Q(1 - \chi_s)}{\rho^* - \rho}y_2 - \\
 - \chi Q\psi_2 + \chi Q\frac{\dot{y}_2}{v} &= 0 \\
 I_{0z}\ddot{\psi}_2 + 2\rho_x b^2\dot{\psi}_2 + 2c_x b^2\psi_2 + \frac{I_{0y}}{er}\gamma\dot{y}_2 + \frac{\chi Q_e}{r}\gamma_e y_2 + \chi Q_e^2 \frac{\dot{\psi}_2}{v} + \\
 + \chi_s Q_r\left(\psi_2 - \frac{\dot{y}_2}{v}\right) - Q(1 - \chi_s)\gamma_e \psi_2 &= 0
 \end{aligned} \tag{14}$$

În ecuațiile (14) sunt puse în evidență vibrațiile proprii de vibrație ale sistemului. Astfel se dă un caracter de generalizare studiului, în sensul că se pot trage mai ușor concluzii privind corelarea diversilor parametrii constructive ai boghiului pentru realizarea vitezei critice impuse. Cu ocazia experimentărilor, este mai ușor să se efectueze reglarea suspensiei direct prin măsurarea frecvențelor proprii de vibrație.

Astfel, notând cu $\mu = 2m_0/m$, $K = Q/m_0$ și introducând în ecuația (14) razele de girație $i_z = \sqrt{I_z/m}$; $i_{0z} = \sqrt{I_{0z}/m_0}$; $i_{0y} = \sqrt{I_{0y}/m_0}$, pulsațiile proprii:

$$\omega_x^2 = 4c_x / m; \quad \omega_y^2 = 4c_y / m; \quad \omega_\psi^2 = 4(c_y a^2 + c_x b^2) / (m i_z^2);$$

$$\omega_{0y}^2 = 2c_y / m_0 = \omega_y^2 / \mu; \quad \omega_{0\psi}^2 = (2c_x / m_0) / (b / i_{0z})^2 = (\omega_x^2 / \mu) (b / i_{0z})^2$$

și coeficienții reduși de amortizare:

$$2\alpha_x = 4\rho_x / m; \quad 2\alpha_y = 4\rho_y / m;$$

$$2\alpha_\psi = 4(\rho_y a^2 + \rho_x b^2) / (m i_z^2) = (2 / i_z^2) (a^2 \alpha_y + b^2 \alpha_x);$$

$$2\alpha_{0y} = 2\rho_y / m_0 = 2\alpha_y / \mu; \quad 2\alpha_{0\psi} = (2\rho_x / m_0) (b / i_{0z})^2 = (2\alpha_x / \mu) (b / i_{0z})^2,$$

se obține:

$$\ddot{y} + 2\alpha_y (\dot{y} - \dot{y}_1) + \omega_y^2 (y - y_1) = 0;$$

$$\ddot{\psi} + 2\alpha_\psi \dot{\psi} + \omega_\psi^2 \psi - (a / i_z^2) (2\alpha_y \dot{y}_2 + \omega_y^2 y_2) - (b / i_z)^2 (2\alpha_x \dot{\psi}_1 + \omega_x^2 \psi_1) = 0;$$

$$\ddot{y}_1 + 2\alpha_{0y} (\dot{y}_1 - \dot{y}) + \omega_{0y}^2 (y_1 - y) - \frac{\gamma \cdot v}{er} i_{0y}^2 \dot{\psi}_1 + \frac{K(1 - \chi_s)}{\rho^* - \rho} y_1 - K\chi \left(\psi_1 - \frac{\dot{y}_1}{v} \right) = 0;$$

$$\ddot{\psi}_1 + 2\alpha_{0\psi} (\dot{\psi}_1 - \dot{\psi}) + \omega_{0\psi}^2 \psi (\psi_1 - \psi) + \left(\frac{i_{0y}}{i_{0z}} \right)^2 \frac{\gamma \cdot v}{er} \dot{y}_1 + \frac{K\chi}{i_{0z}^2} \cdot \frac{e\gamma_e}{r} y_1 + \frac{K\chi e^2}{i_{0z}^2 v} \dot{\psi}_1 +$$

$$+ \frac{K\chi_s r}{i_{0z}^2} \left(\psi_1 - \frac{\dot{y}_1}{v} \right) - \frac{K(1 - \chi_s)e}{i_{0z}^2} \psi_1 = 0 \quad (15)$$

$$\ddot{y}_2 + 2\alpha_{0y} (\dot{y}_2 - \dot{\alpha}\psi) + \omega_{0y}^2 (y_2 - \alpha\psi) - \frac{\gamma \cdot v}{er} i_{0y}^2 \dot{\psi}_2 + \frac{K(1 - \chi_s)}{\rho^* - \rho} y_2 - K\chi \left(\psi_1 - \frac{\dot{y}_2}{v} \right) = 0;$$

$$\ddot{\psi}_2 + 2\alpha_{0\psi} \dot{\psi}_2 + \omega_{0\psi}^2 \psi_2 + \left(\frac{i_{0y}}{i_{0z}} \right)^2 \frac{\gamma \cdot v}{er} \dot{y}_2 + \frac{K\chi}{i_{0z}^2} \cdot \frac{e\gamma_e}{r} y_2 + \frac{K\chi e^2}{i_{0z}^2 v} \dot{\psi}_2 + \frac{K\chi_s r}{i_{0z}^2} \left(\psi_2 - \frac{\dot{y}_2}{v} \right) -$$

$$- \frac{K(1 - \chi_s)e\gamma}{i_{0z}^2} \psi_2 = 0$$

Substituind în ecuațiile (15) $q_i = A_i e^{\lambda t}$ ($q_1 = y, q_2 = \psi, q_3 = y_1, \dots$), se obține o ecuație caracteristică de gradul 12 ale cărei valori proprii λ_s ($s=1..12$) caracterizează mișcările boghiului. Acestea sunt stabile atâta timp cât valorile proprii sunt reale negative sau complex conjugate cu partea reală negativă [15].

Viteza critică va corespunde acelei valori a vitezei de circulație a vehiculului pentru care sistemul se transformă din stabil în instabil. Dacă viteza crește în continuare peste valoarea critică, mișcarea se înrăutățește rapid, ținând seama că amplitudinile mișcărilor instabile cresc după o lege exponențială.

Ca exemplu de calcul se consideră un boghiu pentru care $i_z = 0,987$ [m]; $K = 71,43$ [N/kg]; $\mu = 0,71$; $i_{0y} = 0,256$ [m]; $i_{0z} = 0,815$ [m]; $2\alpha = 2,5$ [m]; $2e = 1,5$ [m]; $2b = 2$ [m]; $r = 0,5$ [m]; $\gamma = 0,05$; $\rho = 0,2$ [m]; $\rho^* = 0,3$ [m]; $\gamma_e = 0,15$; $\chi = 175$; $\chi_s = 0,83$.

Neglijând amortizările ($\alpha_q + \alpha_y = 0$), s-au determinat vitezele critice [16] (figura 4) în funcție de frecvențele proprii $v_\psi = \Psi_y / (2\pi)$ pentru diverse valori ale frecvențelor $v_y = \Psi_y / (2\pi)$ [17]. Din familia de curbe din figura 4 se alege aceea care corespunde din punct de vedere al vitezei critice impuse vehiculului .

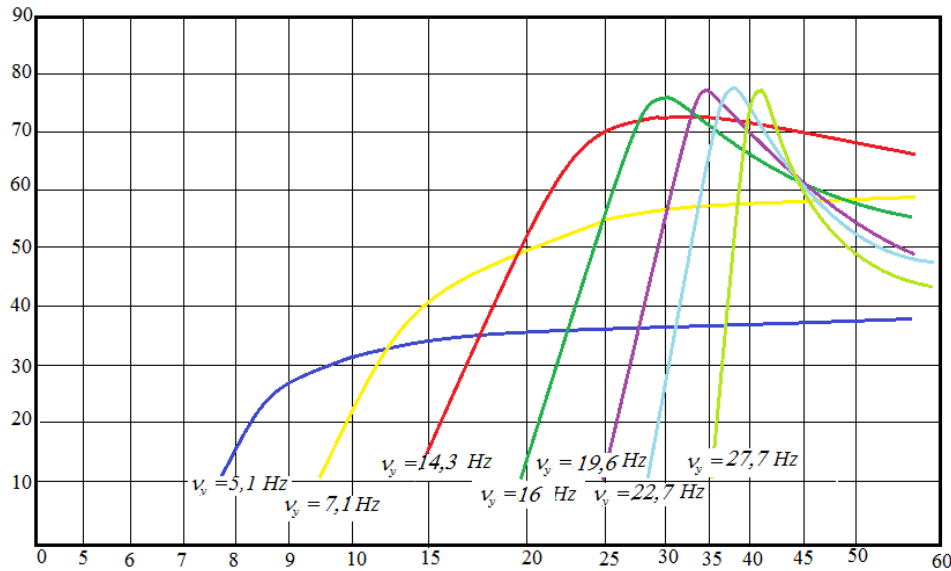


Fig. 4. Influența frecvențelor proprii de vibrație ale masei suspendate asupra vitezei critice

Pentru verificări aproximative se iau în considerare unele simplificări care permit să se determine ușor influența diversilor parametri asupra stabilității mișcării. Astfel considerând osiile fixate rigid (longitudinal și transversal) de cadrul boghiului, adică $c_x = c_y = \infty$ și $I_{0y} = 0$, P. van Bommel [18] ajunge la următoarele relații aproximative pentru pulsația critică ω_c și viteza critică v_c

$$\omega_c = \sqrt{\frac{2Q(1-\chi_s)}{m(\rho^* - \rho)} \cdot \frac{1+2\alpha^2/e^2}{1+(\alpha^2/e^2) \cdot (1+i_z^2/\alpha^2)}} \quad (16)$$

$$v_c = \sqrt{\frac{2Q(1-\chi_s)}{m(\rho^* - \rho)} \cdot \frac{er}{\gamma_e} \cdot \frac{(1+\alpha^2/e^2) \cdot (1+2\alpha^2/e^2)}{1+(\alpha^2/e^2) \cdot (1+i_z^2/\alpha^2)}}$$

Lungimea de undă a vitezei de șerpuire la viteza critică

$$\lambda_c = 2\pi v_c / \omega_c = 2\pi \sqrt{(er/\gamma_e) \cdot (1+\alpha^2/e^2)} \quad (17)$$

Relația (17) a lungimii de undă coincide cu formula lui Rocard pentru boghiurile cu două osii.

În cazul în care se consideră osiile legate elastic de cadrul boghiului presupus fix și rigiditățile elementelor elastice sunt mici, viteza critică

$$v_c = \sqrt{\frac{Q(1 - \chi_s) \cdot (\rho^* - \rho) + 2c_y + 2c_z (b/e)^2}{2m_0 \gamma_s \cdot e/r - (1 + \gamma_e e/r) I_{y0} \gamma/(er)}} \quad (18)$$

iar lungimea de undă λ_c este aproximativ egală cu cea care rezultă din relația lui Klingel:

$$\lambda_c = 2\pi \sqrt{er / \gamma_e} \quad (19)$$

Pentru frecvența mișcării de șerpuire la o viteză oarecare V în km/h (până la 80 km/h), Sperling [10] indică relația:

$$v_s = \eta \frac{V}{3,6 \cdot 2\pi} \sqrt{\frac{\gamma}{er}} \quad (20)$$

În care η este un coeficient de corecție dependent de viteza de deplasare conform relației:

$$\eta = 1 / [1 + 0,025(V - V_s) \sqrt{\gamma/(er)}] \quad (21)$$

În care V_s în km/h, este viteza limitată la care valorile frecvenței v_s după relația lui Klingel, coincide cu cele constatate experimental.

4. CONCLUZII

Mișcarea de șerpuire a osiilor vehiculelor feroviare este caracterizată de o instabilitate dinamică pronunțată, pentru o viteză mai mare decât viteza critică de șerpuire de aceea ea este cea care impune viteza de circulație maximă a vehiculelor feroviare.

Variația vitezelor critice este importantă de la roata neuzată la roata complet uzată, în timpul funcționării osiei, unghiul de flanc crește și poate reduce cu peste 50% viteza critică de șerpuire. Se constată că la viteza critică, pentru variații mici ale coeficientului de pseudoalunecare mișcarea de șerpuire poate trece din stabilă în instabilă, ceea ce înseamnă că la viteze mari, sunt importante în funcționare și condițiile ambiante. Dacă se folosesc în sistemul dinamic, caracteristici elastice neliniare polinomiale, rezultatele nu se îmbunătățesc, sunt asemănătoare cazului linear sau chiar mai înrăutățite.

Situația cea mai favorabilă din punct de vedere al elasticității în plan orizontal este realizată de caracteristicile exponențiale.

Situația cea mai favorabilă din punct de vedere al amortizării este cea neliniară care poate elimina complet instabilitatea transversală a vehiculelor în domeniul marilor viteze.

Acknowledgements: “This work was partially supported by the “Strategic grant POSDRU/159/1.5/S/137070 (2014) of the Ministry of National Education, Romania, co-financed by the European Social Fund - Investing in People, within the Sector Operational Program Human Resources Development 2007-2013”.

BIBLIOGRAFIE

- [1] **A. Gugliotta, A. Somá, P. Aruss, A.Lombardi**, „*Simulation of rail dynamics at Politecnico of Torino*”, 12th European ADAMS Users’ conference, Marburg, 18-19 nov, 1997.
- [2] **O. Polach, A. Vetter**, „*Methods for running stability prediction and their sensitivity to wheel/rail contact geometry*”, 6th international conference on railway bogies and running gears, 13-16 Sep, 2004.
- [3] **J.T. Pearson, R.M. Goodall**, „*An active stability system for a high speed railway vehicle*”, Electronic system and control division research 2003.
- [4] **H. Yabuno, H.Takano, H. Okamoto**, „*Stabilization Control of Hunting Motion of Railway Vehicle Wheelset Using Gyroscopic Damper*”, Journal of Vibration and Control, 14(1–2): pp. 209–230, 2008.
- [5] **Y.C. Cheng, S.Y. Lee, H.H Chen.**, „*Modeling and nonlinear hunting stability analysis of high-speed railway vehicle moving on curved tracks*”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 324, 2009, pp. 139–160.
- [6] **I. Sebeșan, C.N. Badea, G. Popa, G. Prodan**, „*Dinamica vehiculelor feroviare pe linia curbă*”, în Sinteze de Mecanică Teoretică și Aplicată, vol. 6 (2015) nr. 2, pp. 129-148, Editura MatrixRom.
- [7] **K. Klingel**, „*Über den Lauf der Eisebahnwagen auf gerader Bahn*”. În: OFE, 38, 1883.
- [8] **I. Sebesan**, „*Dinamica Vehiculelor Feroviare*”, Editura MatrixRom, Bucuresti 2011.
- [9] **V.Rocard**, „*La stabilite de route des locomotives*”. In: Actualites Scientifiques et industrielles, Paris, 1935.
- [10] **E. Sperling**, „*Die Auswertung von Versuchs und Betriebesfahrten über die Abfederung Wartungsfreier und überkritisch laufeder Drehgestele einschlieslich hydraulischer Damfer und Stabilisatoren*”, In: Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge.
- [11] **I. Sebeșan, C.N. Badea**, „*Utilizarea Arcurilor Parabolice La Vagoanele Cisternă De Marfă Destinate Transportului Produselor Petroliere*”, Editura Matrix Rom 062510 - Ediția a XII-a, UPB, ISSN1843-9888, pp. 129-135, 21-22 Noiembrie, 2014.
- [12] **I. Sebeșan, D. Hanganu**: „*Proiectarea suspensiilor pentru vehiculele pe șine*”, Editura Tehnică, București, 1993.
- [13] **I. Sebeșan, G. Popa, C.N. Badea, M.A. Spiroiu, A. Badea**, „*Study Concerning Use of Leaf Springs Freight Wagons*”, Journal of the Balkan Tribological Association, Volume: 21, Issue: 4, pp. 810-819 (2015).
- [14] **C.N. Badea**, Teză de Doctorat, „*Stabilitatea Mersului și Siguranța Ghidării pe Calea Ferată a Vagoanelor de Marfă*”, Universitatea Politehnica București, iulie 2015.
- [15] **I. Sebesan, C.N. Badea, V. Stefan, M.R. Sebesan, A. Badea, M. Litră**, „*Aspects Of The Operation Schock Absorber On Freight Wagons*”, Journal of the Balkan Tribological Association, Volume: 21, Issue: 3, pp. 700-710 (2015).
- [16] **A. Neacșa., N.N. Antonescu, D.B. Stoica**, „*Modern Solutions for Selecting the Corresponding Machinery Dedicated to Technological Applications*”, Journal of the Balkan Tribological Association, Volume: 15, Issue: 4, (2009);
- [17] **A. Neacșa., N.N. Antonescu, D.B. Stoica**: „*Software Applications for Complex Technological Systems Reliability*”, Journal of the Balkan Tribological Association, Volume: 15, Issue: 1, (2009).
- [18] **P. Bommel**, „*Berechnung von Zweimassen-Federsystemen Mit Trockener Reibung fur Fahrzeuge*”. In Archiv fur Eisenbahntechnik, nr. 15, dec. 1961.