



A XII-a Conferință Națională multidisciplinară – cu participare internațională
"Profesorul Dorin PAVEL – fondatorul hidroenergeticii românești",
SEBEȘ, 2012

CONSIDERAȚII ASUPRA VIBRAȚIILOR SUSPENSIILOR VEHICULELOR DE CALE FERATĂ Partea I

Ioan VIDICAN, Mircea BEJAN

REFLECTIONS ON RAILWAY VIBRATION VEHICLE SUSPENSIONS - I

Making a simple mechanical model railway vehicle must contain masses suspended bogie and vehicle weight box connected by elastic and dynamic elements. Thus, the suspension of railway vehicles consists of elastic elements, connecting elements, and shock. Vibration measurements of elastic element (or set of elastic elements) of a railway vehicle suspension requires a stand to simulate operating conditions. This paper presents such a stand which operates as a vibrator.

Cuvinte cheie: model mecanic, vibrații, suspensiile vehiculelor feroviare, stand de simulare și măsurare, vibrator

Keywords: mechanical design, vibrations, suspension rail vehicle simulation and measurement stand, vibrating

Realizarea unui model mecanic simplu la vehiculule de cale ferată trebuie să cuprindă masele suspendate ale boghiurilor și masa cutiei vehiculului legate între ele prin elemente elastice și dinamice. Astfel, suspensia vehiculelor feroviare este formată din elemente elastice, elemente de legătură și amortizoare.

Măsurarea vibrațiilor unui element elastic (sau ansamblu de elemente elastice) de la suspensia unui vehicul feroviar necesită un stand pentru a simula condițiile din exploatare. Lucrarea prezintă un astfel de stand care funcționează ca un vibrator.

1. Generalități

În studiul vibrațiilor unui vehicul feroviar prima problemă care se pune este reprezentarea acestuia printr-un model mecanic echivalent, alcătuit din mase rigide, legate între ele prin elemente elastice și de amortizare. Stabilirea unui model mecanic, cu un anumit grad de complexitate, este strâns legată de precizia cerută rezultatelor. Cu cât modelul este mai complex, cu atât și rezultatele vor fi mai apropiate de realitate. Dar un număr mare de grade de libertate ale modelului face dificilă deducerea unor concluzii generale privind comportamentul vehiculului. Informațiile utile calitative și cantitative nu se pot obține decât dacă se adoptă modele mai puțin complexe. La vehiculele de cale ferată, un model mecanic simplu cuprinde masele suspendate ale boghiurilor și masa cutiei vehiculului legate între ele prin elemente elastice și dinamice. Suspensia de la vehiculele feroviare este formată din elemente elastice, elemente de legătură, și amortizoare. Aceste elemente se plasează, în funcție de soluția constructivă, între osii și șasiul boghiului, între osii și cutia vagonului sau între șasiul boghiului și cutie.

Elementele elastice, ale suspensiei pot fi metalice, din cauciuc sau pneumatice. Acestea acumulează o parte din energia vibrațiilor și apoi o redau în timp, contribuind astfel la micșorarea sarcinilor dinamice care acționează asupra maselor suspendate și nesuspendate ale vehiculului

Elemente de legătură, sunt formate din suspensoare, atelaje cu inele sau eclise, balansieri. Legăturile pendulare sub formă de leagăn, ca și inelele sau eclisele de legătură ale arcurilor în foi, îndeplinesc și rolul de elemente elastice, preluând șocurile transversale sau longitudinale¹.

Amortizoarele de vibrații, prin forțele rezistente pe care le creează, disipă o parte din energia vibrațiilor, contribuind astfel la amortizarea acestora. La vehiculele de cale ferată se folosesc, în general, amortizoare hidraulice sau cu fricțiune. Arcurile în foi, de cauciuc și pneumatice realizează și amortizarea vibrațiilor.

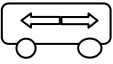


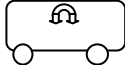
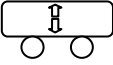
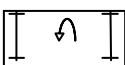
După numărul asamblărilor de elemente elastice care lucrează în serie (trepte de suspendare) suspensiile pot fi simple, duble, triple sau chiar cvadruple. Pentru realizarea de viteze mari, în condiții de siguranță a circulației și cu confort ridicat trebuie ca atât vehiculul, cât și calea să răspundă unor condiții constructive speciale. Ținând seama de

¹ Balansierii longitudinali sau transversali sunt utilizați, în general, la locomotive.

imposibilitatea realizării unor căi de rulare cu geometrie perfectă, este necesar să se impună condiții constructive deosebite pentru suspensia vehiculelor. Studiul suspensiei vehiculelor prezintă dificultăți și datorită numărului mare de grade de libertate ale sistemului vibrant al vehiculului. Dacă fiecare dintre masele suspendate principale, respectiv boghiurile și cutia vehiculului, au câte 6 grade de libertate (tabelul 1) atunci pentru întreaga construcție suspendată a unui sistem pe două boghiuri vor rezulta 18 grade de libertate, la care se adaugă și vibrațiile structurale. Principalele vibrații la vehiculele de cale ferată sunt sistematizate în tabelul 1.

Soluția constructivă care se adoptă pentru realizarea unei suspensii depinde de felul vehiculului la care se folosește, de viteza de circulație a acestuia, de calitatea liniilor pe care vehiculul circulă, de gradul de confort cerut. Ca urmare nu se poate vorbi de tipuri unificate de suspensii. În construcția actualelor tipuri de vehicule s-au generalizat suspensiile cu un etaj sau două etaje de suspendare. S-a constatat că numărul mare de trepte de suspendare nu influențează în mod sensibil calitatea rulării. Dimpotrivă, la viteze mari, s-a constatat că fiecare treaptă de suspendare introduce vibrații parazite de înaltă frecvență, cu efect defavorabil asupra calității de mers.

Tabelul 1

Axa	Translații		Rotații	
x		Recul		Ruliu
y		Clătinare		Galop
z		Săltare		Șerpuire

La boghiurile cu două etaje de suspendare, vibrațiile verticale ale etajului primar se cupleză cu cele ale etajului secundar dând două frecvențe proprii, una joasă și alta înaltă. Actualmente, din considerente de confort, există tendința de a se coborî frecvența joasă în jurul valorii de 1 Hz. Frecvența proprie înaltă se situează în mod curent între 5 și 7 Hz. Pe lângă cele menționate la adoptarea parametrilor suspensiei trebuie să se țină seama și de alte condiții care decurg din studiu dinamicii vehiculelor: asigurarea coeficientului de suplețe, a capacității de torsiune a vehiculului pe șine, a stabilității mișcării de șerpuire, a

calității de mers. În tabelul 2 sunt indicate frecvențele proprii în cazul vehiculelor de mare viteză.

Tabel 2

Nr. crt.	Tipul mișcării	Frecvența proprie joasă, Hz	Frecvența proprie înaltă Hz	Obs.
1	Mișcare verticală	1	5...7	
2	Cutie – element elastic pe două reazeme	-	9...10	
3	Mișcarea de șerpuire	0,8...0,9	-	
4	Mișcare de clătinare	0,5...0,6	1,2...1,3	

La viteze mari crește influența perturbațiilor cauzate de defectele roților, în special defecte de centrare. Amortizoarele montate în paralel cu suspensia osiilor produc o mare rezistență la aceste perturbații, ceea ce face ca acestea să se transmită maselor suspendate ale vehiculului. Intercalarea unui arc în serie cu amortizorul duce la diminuarea acestor efecte

2. Determinarea constantelor elastice

Conform tabelului 2 la vehiculele feroviare se impune o frecvență proprie pentru fiecare tip de mișcare (verticală, șerpuire, și clătinare). În cazul mișcării verticale a unui vehicul pe șine, poate fi modelat printr-un sistem oscilant complex format din mase continu distribuite și mase concentrate, legate între ele prin elemente elastice și de amortizare.

Ținând seama de particularitățile vibrațiilor la vehiculele pe șine, sistemul complex al suspensiei poate fi descompus în sisteme individuale cu unul sau două grade de libertate (figura 2.1), care să reflecte într-o măsură acceptabilă, pentru calculele practice, comportarea sistemului studiat.

Pentru o suspensie verticală cu două grade de libertate ecuația pulsațiilor proprii este

$$m_1 m_2 \omega^4 - (m_2 c_1 + m_1 c_2 + m_2 c_2) \omega^2 + c_1 c_2 = 0 \quad (2.1)$$

în care: m_1 - reprezintă masa suspendată a boghiului, m_2 - jumătate din masa cutiei vehiculului, c_1 și c_2 - rigiditățile echivalente ale etajului

primar, respectiv a etajului secundar al suspensiei corespunzătoare unui boghiu.

Exprimând rigiditățile c_1 și c_2 în funcție de săgețile statice f_1 și f_2 ale elementelor elastice,

$$c_1 = (m_1 + m_2)g / f_1 \quad (2.2)$$

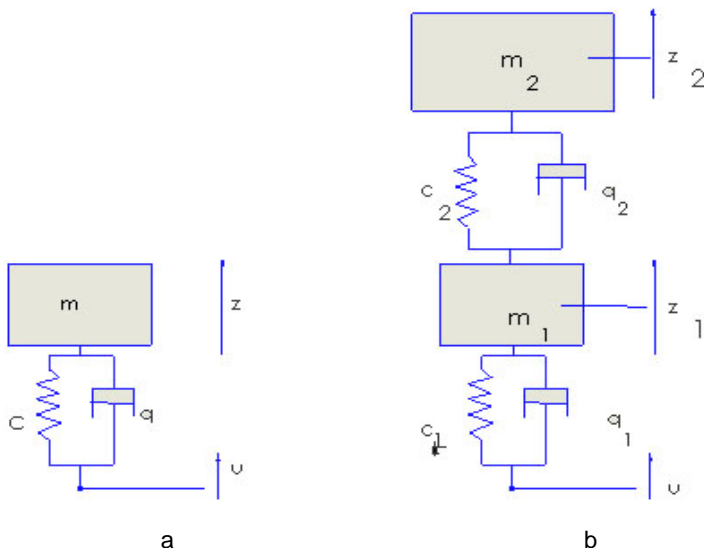


Fig. 2.1 Modele elementare pentru studiul vibrațiilor

$$c_2 = m_2g / f_2 \quad (2.3)$$

Din relația (2.1) se obțin următoarele relații între pulsațiile proprii ale sistemului oscilant:

$$\omega_1^2 + \omega_2^2 = g(1 + m_2 / m_1)(f_1 + f_2)(f_1 f_2) \quad (2.4)$$

$$\omega_1^2 \omega_2^2 = g^2 (1 + m_2 / m_1)(f_1 f_2) \quad (2.5)$$

Între săgețile statice și frecvențele proprii $\nu = \omega_i / (2\pi)$, $i = 1, 2$, rezultă relațiile:

$$f_1 + f_2 = \frac{g}{4\pi} \left(\frac{1}{\nu_1^2} + \frac{1}{\nu_2^2} \right) \quad (2.6)$$

$$f_1 f_2 = \frac{g^2}{16\pi^4} \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \frac{1}{v_1^2 v_2^2} \quad (2.7)$$

de unde

$$f_{1,2} = \frac{g}{8\pi} \frac{v_1^2 + v_2^2 \pm \sqrt{(v_1^2 + v_2^2)^2 - 4(1 - m_2/m_1)v_1^2 v_2^2}}{v_1^2 v_2^2} \quad (2.8)$$

cu condiția

$$(v_1^2 + v_2^2)^2 - 4(1 + m_2/m_1)v_1^2 v_2^2 = 0 \quad (2.9)$$

Neglijând în relația (2.6) termenul $1/v_2^2$ ($v_2^2 \gg v_1^2$), rezultă expresia aproximativă a săgeții statice totale:

$$f = f_1 + f_2 = g / (4\pi v_1^2) \approx 1 / (4v_1^2) \quad (2.10)$$

relație des folosită în literatura de specialitate. Pentru $v_1 = 1$ Hz rezultă $f = 0,25$ m

Pentru calculul rigidităților arcurilor elicoidale, c_1 și c_2 în funcție de săgețile f_1 și f_2 (săgeți statice) se folosesc relațiile (2.2) și (2.3).

La stabilirea caracteristicilor elastice ale suspensiei trebuie să se țină seama de valorile frecvențelor proprii specifice tipului de vehicul considerat.

Limita inferioară a frecvenței v_2 este definită de relația (2.9).

Limita inferioară a frecvenței v_1 rezultă din condiția ca variația de înălțime Δh a tampoanelor vehiculului datorită încărcăturii să nu depășească valoarea maximă Δh_{\max} .

Dacă m_i reprezintă masa încărcăturii, săgeata suspensiei

$$\Delta h = m_i g (1/c_1 + 1/c_2) m_i \left[m_2 (f_1 + f_2 + m_1 f_2) / (m_2 (m_1 + m_2)) \right]$$

unde dacă se neglijează termenul $m_1 f_2$ față de $m_2 (f_1 + f_2)$ se

obține

$$\Delta h = f m_i / (m_1 + m_2) \quad (2.11)$$

Înlocuind în relația (2.11) expresia săgeții statice f față de relația (2.10) se obține

$$\Delta h = m_i / \left[4(m_1 + m_2) v_1^2 \right] \leq \Delta h_{\max} \quad (2.12)$$

de unde

$$v_1 \geq \left(\frac{1}{2}\right) \sqrt{\frac{m_i}{(m_1 + m_2 \Delta h_{\max})}} \quad (2.13)$$

Pe baza rezultatelor experimentale, în literatura de specialitate există recomandări care dau valorile săgeților statice (vezi tabelul 2) în funcție de tipul vehiculului și elementelor elastice folosite la construcția suspensiei.

Se dă un exemplu de calcul – pentru determinarea flexibilității suspensiei unui vagon de călători, pe boghiuri, la care se cunosc: masa suspendată a boghiului în serviciu $2 \cdot 10^3$ kg, masa cutiei neîncărcate $30 \cdot 10^3$ kg; masa încărcăturii maximă în serviciu $7 \cdot 10^3$ kg. Cu datele de mai sus, rezultă:

$$m_i = 7 \cdot 10^3 / 2 = 3,5 \cdot 10^3 \text{ kg}$$

$$m_1 = 2 \cdot 10^3 \text{ kg}$$

$$m_2 = 30 \cdot 10^3 / 2 + 3,5 \cdot 10^3 = 18,5 \cdot 10^3 \text{ kg}$$

Pentru $\Delta h = 0,08$ m din relația (2.13) rezultă

$$v_{1\min} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{3,5 \cdot 10^3}{(2 \cdot 10^3 + 18,5 \cdot 10^3) \cdot 0,08}} = 0,73 \text{ Hz}$$

Adoptând $v_1 = 1$ Hz și înlocuind această valoare în ecuația (2.9)

$$(v_1^2 + v_2^2) - 4 \cdot \left[1 + 18,5 \cdot 10^3 / (2 \cdot 10^3)\right] v_1^2 v_2^2 \geq 0$$

Se obține

$$v_2^4 - v_1^2 + 1 \geq 0$$

De unde rezultă $v_{2\min} = 6,24$ Hz

Adoptând $v_2 = 6,5$ Hz și făcând înlocuirile în relația (2.8) se obțin săgețile statice ale celor două etaje ale suspensiei

$$f_{1,2} = \frac{9,81}{8\pi^2} \frac{1^2 + 6,5^2 \sqrt{\left(1^2 + 6,5^2\right) - 4 \left[1 + 18,5 \cdot 10^3 / (2 \cdot 10^3)\right]} + 1^2 \cdot 6,5^2}{1^2 \cdot 6,5^2}$$

$$= 2,94 \cdot 10^{-3} (43,25 \pm 11,75) \text{ mm}$$

$$f_1 = 92, \text{ mm} \quad \text{și} \quad f_2 = 161,7 \text{ mm}$$

Rigiditățile celor două etaje ale suspensiei se calculează cu relațiile (2.2) și (2.3), vor fi:

$$c_1 = (2 \cdot 10^3 + 18,5 \cdot 10^3) \cdot 9,8 / (9,25 \cdot 10^{-2}) = 2,17 \cdot 10^5 \text{ N/m}$$

$$c_2 = 18,5 \cdot 10^3 \cdot 0,08 / (16,17 \cdot 10^{-2}) = 1,12 \cdot 10^5 \text{ N/m}$$

$$c_1 = 217 \text{ N/mm} \quad \text{și} \quad c_2 = 112 \text{ N/mm}$$

iar flexibilitățile corespunzătoare sunt:

$$k_1 = 1/c_1 = 4,61 \text{ m/N} = 4,52 \text{ mm/t}_0$$

$$k_2 = 1/c_2 = 8,93 \cdot 10^{-7} \text{ m/N} = 8,75 \text{ mm/t}_0$$

Proiectarea suspensiei implică stabilirea inițială a constantelor elastice și de amortizare din condiții legate de asigurarea performanțelor dinamice a vehiculului.

Realizarea unor valori minime ale amplitudinilor vibrațiilor constituie criteriul cel mai frecvent utilizat pentru stabilirea gradului optim de amortizare

BIBLIOGRAFIE

- [1] Bejan, M., *Rezistența materialelor*, vol 1 și 2, ediția a V-a și a IV-a, Editura AGIR, București, 2009 și Editura MEGA, Cluj Napoca, 2009.
- [2] Buzdugan, Gh., ș.a., *Măsurarea vibrațiilor*, Editura Academiei Republicii Socialiste România, București, 1979.
- [3] Munteanu, M., *Introducerea în dinamica mașinilor vibratoare*, Editura Academiei Republicii Socialiste România, București, 1979.
- [4] Sebeșan, I., *Dinamica vehiculelor de cale ferată*, Editura tehnică, București, 1995.

Drd.Ing. Ioan VIDICAN
e-mail: ionvidi@yahoo.com
Prof.Dr.Ing.Mircea BEJAN
e-mail: Mircea.Bejan@rezi.utcluj.ro
Universitatea Tehnică din Cluj Napoca
membri AGIR