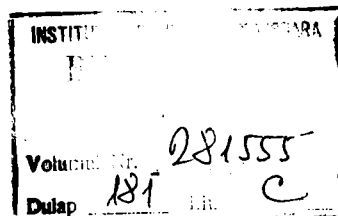


INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VULIA" TIMISOARA
FACULTATEA DE MECANICA

Ing. CONSTANTIN URSU

TEZA DE DOCTORAT

STUDIUL OSCILATIILOR VERTICALE
ALE
LOCOMOTIVELOR DIESEL
DE
MARE VITEZA



Conducător științific,
Prof.emerit ing.IOAN ZAGANESCU

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

Partea întâi

INFLUENTA PARAMETRIILOR CONSTRUCTIVI
AI
LOCOMOTIVELOR DIESEL
ASUPRA
ECHILIBRULUI STATIC

INTRODUCERE,

Evoluția tracțiunii cu locomotive diesel este determinată de anumiți factori care definesc însăși esența ei, și anume [19] ; [24] ; [27] ; [37] ; [48] ; [49] ; [59] ; [74] ; [90] :

- remorcarea pe calea ferată existentă de trenuri cu tonaje sporite continuu;
- îmbunătățirea aderenței în cazul unor sarcini maxime pe osii și la viteze de circulație sporite;
- mărirea vitezelor de circulație pe rețeaua de cale ferată existentă sau perfecționată;
- mărirea puterii instalate a locomotivei în condițiile actuale de gabarit și sarcină maximă pe osie;
- problema frînării trenurilor la viteze mari;
- optimizarea consumului specific de energie;
- problema confortului la viteze mari;
- problema fiabilității.

Tracțiunea cu locomotive diesel continuă să se dezvolte sub cele trei aspecte ale sale:

- locomotive;
- automotoare;
- trenuri motoare în ramă închisă.

Modul de evoluție al dizelizării transportului feroviar diferă de la o țară la alta, factor determinant fiind programul de dezvoltare economică și socială al fiecărei țări în parte.

Repartiția tracțiunii cu locomotive diesel este, astăzi, aproximativ, următoarea:

- locomotive diesel pentru serviciul de manevră cu puterea instalată, $P = (350 - 1200)$ CP;
- locomotive diesel pentru serviciile pe liniile secundare cu puterea instalată, $P = (1200 - 1500)$ CP, sarcina maximă pe osie, $2Q = 17$ tf, viteza maximă, $V = 80$ km/h;
- locomotive diesel pentru serviciile pe liniile principale cu puterea instalată, $P = (2000 - 4000)$ CP, sarcina pe osie, $2Q = 20 - 21$ tf, viteza maximă, $V = 160$ km/h.

Sporirea vitezelor de circulație are un caracter absolut, aceasta conducând la reducerea timpilor de mers și de oprire a tuturor categoriilor de trenuri.

Se conturează, deja, pentru liniile principale existente introducerea a patru trepte de viteză, în funcție de categoria trenului, după cum urmează:

- prima treaptă, $V = 200$ km/h, pentru trenurile rapide;

- a doua treaptă, $V = 160$ km/h, pentru trenurile accelerate;

- a treia treaptă, $V = 140$ km/h, pentru trenurile personale;

- a patra treaptă, $V = 120$ km/h, pentru trenurile de marfă.

Calitatea de rulare a locomotivelor diesel, depinzând de viteza de circulație, este determinată, în general, de corelarea armonizată dintre suspensie și masele suspendate și nesuspendate, pe de o parte, și de interacțiunea dintre locomotivă și calea de rulare, pe de altă parte.

În afară de aceasta, la aprecierea calității de rulare a locomotivelor diesel trebuie luată în considerare și transmisia, deoarece, la anumite regimuri de funcționare, solicitările dinamice dezvoltate de aceasta pot prejudicia stabilitatea circulației pe cale, mai ales în cazul vitezelor mari.

Din cele de mai sus rezultă că, la proiectarea unei locomotive diesel de mare viteză, se impune, cu necesitate, studiul oscilațiilor verticale, în vederea realizării unei "afinități funcționale" între vehicul - transmisie - cale de rulare, ceea ce s-a realizat în prezenta lucrare.

Capitolul 1

ECHILIBRUL STATIC AL BOGHIURILOR

1.1. Echilibrul static al boghiurilor cu suspensie independentă.

1.1.1. Boghiul pe două osii.

1.1.1.1. Vectorul de poziție al construcției suspendate. Coordonatele echilibrului static.

Se consideră un boghiu pe două osii cu suspensia independentă al cărui model mecanic (de calcul) este reprezentat pe figura 1-1 [102]; [112].

Față de reperul cartezian ales pe figură, construcția suspendată a boghiului are următoarele grade de libertate:

- o mișcare de translație, după o direcție paralelă cu axa o_f , definită de săgeata f_b ;
- o mișcare de rotație în jurul unei axe care conține centrul de inerție ale construcției suspendate, definită de unghiul static de rotație φ_b .

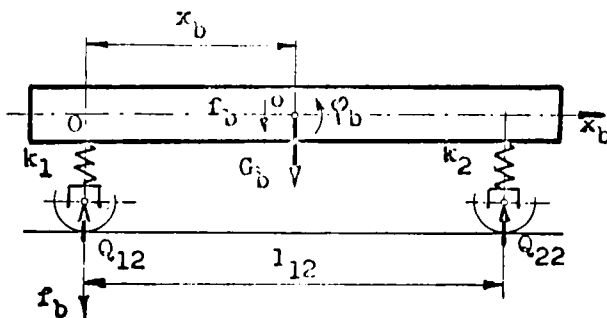


Fig.1-1.

În felul acesta, echilibrul static al construcției suspendate a boghiului este descris de următoarea ecuație

matricială [1] ; [5] ,

$$\begin{bmatrix} \sum_{i=1}^2 k_i & \sum_{i=1}^2 (k_i l_{oi})_{(o)} \\ \sum_{i=1}^2 (k_i l_{oi})_{(o)} & \sum_{i=1}^2 k_i l_{oi}^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f_b(x_b) \\ \varphi_b(x_b) \end{bmatrix} = G_b \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} ; \quad (1.1)$$

$$x_b \in (0; l_{12}).$$

In care, pentru simplificarea scrierii, s-a notat:

$$\sum_{i=1}^2 (k_i l_{oi})_{(o)} = k_1 x_b - k_2 (l_{12} - x_b) \quad (1.2)$$

și

$$\sum_{i=1}^2 k_i l_{oi}^2 = k_1 x_b^2 + k_2 (l_{12} - x_b)^2. \quad (1.3)$$

Pentru a evidenția transformările din sistem, se introduc următoarele notații:

$$[K_{12}] = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^2 k_i & \sum_{i=1}^2 (k_i l_{oi})_{(o)} \\ \sum_{i=1}^2 (k_i l_{oi})_{(o)} & \sum_{i=1}^2 k_i l_{oi}^2 \end{bmatrix} , \quad (1.4)$$

matricea rigidității suspensiei, sau matricea transformării inverse;

$$[F_{12}] = \begin{bmatrix} f_b(x_b) \\ \varphi_b(x_b) \end{bmatrix} , \quad (1.5)$$

matricea vectorului de poziție al construcției suspendate a boghiului, sau a coordonatelor echilibrului static;

$$[G_{12}] = \begin{bmatrix} G_b \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (1.6)$$

matricea încărcării statice a suspensiei boghiului, sau a vectorului de intrare.

Substituind relațiile (1.4)...(1.6) în ecuația (1.1) se obține

$$[K_{12}] \cdot [F_{12}] = [G_{12}], \quad (1.7)$$

care, formal, este identică cu caracteristica statică a unui ansamblu linear.

Coordonatele echilibrului static ale construcției suspendate a boghiului se determină rezolvind ecuația (1.1),

Pentru ca această ecuație să admită soluții, este necesar și suficient ca matricea (1.4) să fie nesingulară.

Prin urmare, efectuând calculele, se obține

$$\det.[K_{12}] = D_{12} = k_1 k_2 l_{12}^2. \quad (1.8)$$

În felul acesta, ecuația (1.1) devine

$$\begin{bmatrix} f_b(x_b) \\ \varphi_b(x_b) \end{bmatrix} = \frac{G_b}{D_{12}} \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^2 k_i l_{oi}^2 \\ -\sum_{i=1}^2 (k_i l_{oi}) \langle o \rangle \end{bmatrix} \quad (1.9)$$

Din egalitatea matricilor (1.9) rezultă:

$$f_b(x_b) = \frac{G_b}{D_{12}} \sum_{i=1}^2 k_i l_{oi}^2 \quad (1.10)$$

și

$$\varphi_b(x_b) = - \frac{G_b}{D_{12}} \sum_{i=1}^2 (k_i l_{oi})_{(o)} \quad (1.11)$$

care reprezintă coordonatele echilibrului static ale construcției suspendate a boghiului.

a). Săgeata centrului de inerție.

Săgeata centrului de inerție, definită de relația (1.10), are o valoare extremă pentru poziția centrului de inerție al construcției suspendate,

$$x'_b = \frac{k_2}{k_1 + k_2} l_{12}. \quad (1.12)$$

Pentru această valoare, săgeata centrului de inerție devine

$$f_b(x'_b) = \frac{G_b}{k_1 + k_2}. \quad (1.13)$$

Derivata de ordinul doi a relației (1.10) fiind

$$\frac{d^2}{dx_b^2} [f_b(x_b)] = 2 \frac{G_b}{D_{12}} (k_1 + k_2), \quad (1.14)$$

rezultă că relația (1.13) definește valoarea minimă a săgeții statice a centrului de inerție.

Săgeata statică are o variație parabolică în raport cu poziția centrului de inerție al construcției suspendate (fig.1-2).

b). Unghiul de înclinare al construcției suspendate.

Unghiul de înclinare al construcției suspendate,

definit de relația (1.11), are o variație lineară și se anulează pentru poziția centrului de inerție al construcției suspendate definită de relația (1.12). Intre coordonatele echilibrului static al construcției suspendate există relația,

$$\frac{d}{dx_b} [f_b(x_b)] = -2 \cdot \varphi_b(x_b). \quad (1.15)$$

Variația unghiului de înclinare al construcției suspendate, în funcție de poziția centrului de inerție al acesteia, este reprezentată pe figura 1-2.

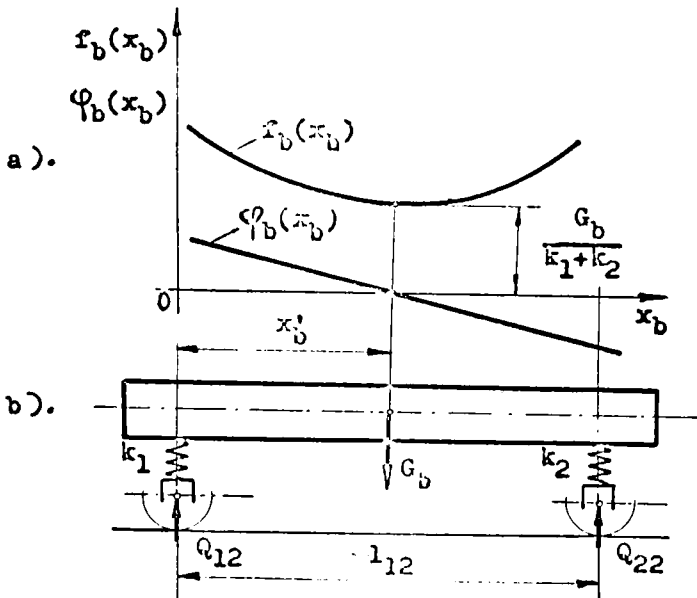


Fig.1-2.

1.1.1.2. Caracteristicile statice ale suspensiei.

a). Rigiditatea mișcării de săltare.

Din relația (1.10) rezultă că rigiditatea mișcării de

săltare are expresia,

$$k_{bf} = \frac{D_{12}}{\sum_{i=1}^2 k_i l_{oi}^2} . \quad (1.16)$$

Această rigiditate are o valoare extremă pentru x'_b definit de relația (1.12), care se exprimă cu relația,

$$k_{bf}(x'_b) = k_1 + k_2. \quad (1.17)$$

Derivata de ordinul doi a funcției (1.16) este

$$\frac{d^2}{dx_b^2} [k_{bf}(x_b)] = - 2D_{12} \frac{D_{12} - 3 \left[\sum_{i=1}^2 (k_i l_{oi}^2)_{(o)} \right]^2}{\left[\sum_{i=1}^2 k_i l_{oi}^2 \right]^3} , \quad (1.18)$$

iar pentru x'_b definit de relația (1.12) devine

$$\frac{d^2}{dx_b^2} [k_{bf}(x'_b)] = - \frac{2}{D_{12}} (k_1 + k_2)^3. \quad (1.19)$$

Prin urmare, relația (1.17) definește valoarea maximă a rigidității mișcării de săltare.

Această rigiditate are o variație cubică în raport cu poziția centrului de inerție al construcției suspendate (fig.1-3).

b). Rigiditatea mișcării de galop.

Rigiditatea mișcării de galop se exprimă cu relația,

$$k_{b\varphi}(x_b) = \sum_{i=1}^2 k_i l_{oi}^2. \quad (1.20)$$

Derivata de ordinul întâi a funcției (1.20) admite o soluție de forma (1.12). În acest punct, valoarea rigidității mișcării de galop se exprimă cu relația,

$$k_b \varphi(x_b) = \frac{D_{12}}{k_1 + k_2} . \quad (1.21)$$

Derivata de ordinul doi a funcției (1.20) este

$$\frac{d^2}{dx_b^2} [k_b \varphi(x_b)] = 2(k_1 + k_2) . \quad (1.22)$$

Prin urmare, relația (1.21) definește valoarea minimă a acestei rigidități.

Rigiditatea mișcării de galop are o variație cubică în raport cu poziția centrului de inerție al construcției suspendate (fig.1-3).

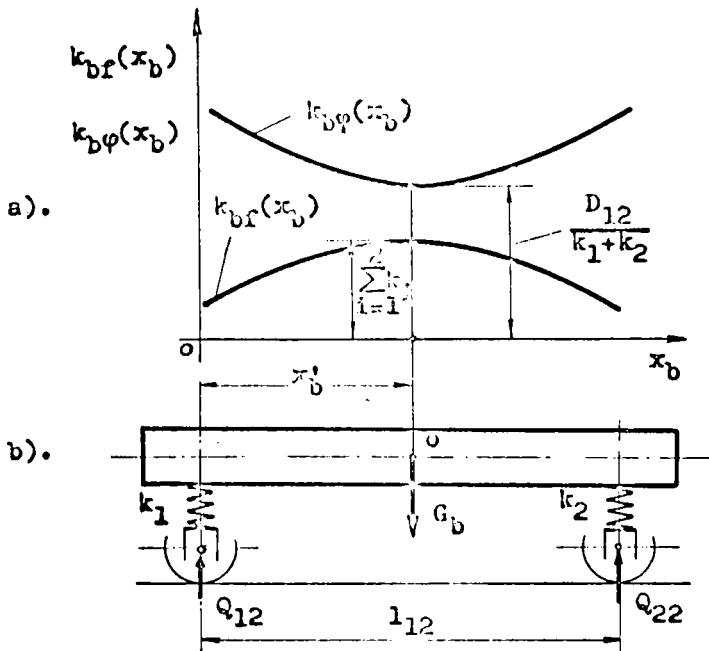


Fig.1-3.

1.1.1.3. Vectorul mărimilor de ieșire.

Sarcinile suspendate pe osii.

Din figura 1-1 rezultă, pentru vectorul mărimilor de ieșire, matricea

$$[Q_2] = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^2 Q_{i2} \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (1.23)$$

Tinând seama de relațiile (1.10) și (1.11), sarcinile suspendate pe osii se exprimă cu relațiile:

$$\left. \begin{aligned} Q_{12}(x_b) &= \frac{G_b}{D_{12}} k_1 \left[\sum_{i=1}^2 k_i l_{oi}^2 - l_{o1} \sum_{i=1}^2 (k_i l_{oi})_{(o)} \right] \\ Q_{22}(x_b) &= \frac{G_b}{D_{12}} k_2 \left[\sum_{i=1}^2 k_i l_{oi}^2 + l_{o2} \sum_{i=1}^2 (k_i l_{oi})_{(o)} \right] \end{aligned} \right\}. \quad (1.24)$$

Pentru poziția centrului de inerție, definită de relația (1.12), sarcinile suspendate pe osii devin:

$$\text{și} \quad \left. \begin{aligned} Q_{12}(x'_b) &= \frac{k_1}{k_1 + k_2} G_b \\ Q_{22}(x'_b) &= \frac{k_2}{k_1 + k_2} G_b \end{aligned} \right\}. \quad (1.25)$$

Din relația (1.25) se obține

$$\frac{Q_{12}(x'_b)}{k_1} = \frac{Q_{22}(x'_b)}{k_2} = \frac{G_b}{k_1 + k_2} = f_b(x'_b). \quad (1.26)$$

Pe figura 1-4 sînt reprezentate grafic funcțiile (1.24).

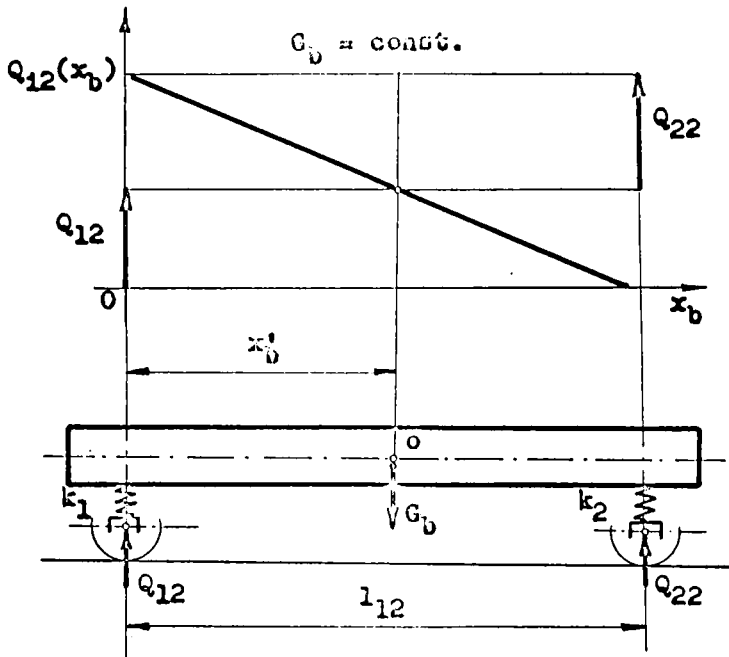


Fig.1-4.

1.1.2. Boghiul pe trei osii.

Se consideră un boghiu pe trei osii cu suspensia independentă al cărui model mecanic (de calcul) este referit la sistemul cartezian din figura 1-5 [102] ; [112] .

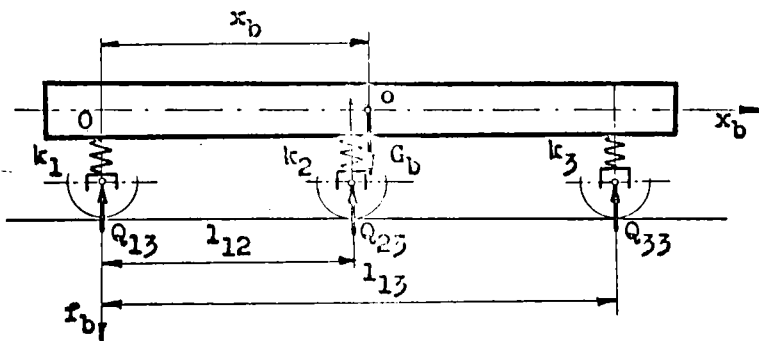


Fig.1-5.

In acest caz, echilibrul static al construcției suspendate este descris de următoarea ecuație matricială,

$$\begin{bmatrix} \sum_{i=1}^3 k_i & \sum_{i=1}^3 (k_i l_{oi})_{(o)} \\ \sum_{i=1}^3 (k_i l_{oi})_{(o)} & \sum_{i=1}^3 k_i l_{oi}^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f_b(x_b) \\ \varphi_b(x_b) \end{bmatrix} = G_b \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad (1.27)$$

$$x_b \in (0; l_{13}).$$

In vederea obținerii unor relații generale de calcul se consideră $(0; l_{12}] \cap (0, l_{13})$ și $(0; l_{12}] \cap (0, l_{13}) = (0; l_{12})$.

1.1.2.1. Vectorul de poziție al construcției suspendate. Coordonatele echilibrului static.

Din ecuația (1.27) după unele transformări simple, se obține vectorul de poziție al construcției suspendate.

$$\begin{bmatrix} f_b(x_b) \\ \varphi_b(x_b) \end{bmatrix} = \frac{G_b}{D_{13}} \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^3 k_i l_{oi}^2 \\ -\sum_{i=1}^3 (k_i l_{oi})_{(o)} \end{bmatrix}. \quad (1.28)$$

In care,

$$D_{13} = \sum_{i=1}^2 (k_i \sum_{j=1+i}^3 k_j l_{ij}^2). \quad (1.29)$$

Din egalitatea matricilor (1.28) rezultă:

$$f_b(x_b) = \frac{G_b}{D_{13}} \sum_{i=1}^3 k_i l_{oi}^2 \quad (1.30)$$

și

$$\varphi_b(x_b) = - \frac{G_b}{D_{13}} \sum_{i=1}^3 (k_i l_{oi}) (o) , \quad (1.31)$$

care reprezintă coordonatele echilibrului static al construcției suspendate.

a). Săgeata centrului de inerție.

Săgeata centrului de inerție, definită de relația (1.30) are o valoare extremă pentru poziția centrului de inerție al construcției suspendate,

$$x_b' = \frac{\sum_{i=1}^3 k_i l_{1i}}{\sum_{i=1}^3 k_i} . \quad (1.32)$$

Valoarea săgeții, pentru x_b' definit de relația (1.32), se exprimă cu relația,

$$f_b(x_b') = \frac{G_b}{\sum_{i=1}^3 k_i} . \quad (1.33)$$

Derivata de ordinul doi a funcției (1.30) fiind

$$\frac{d^2}{dx_b^2} [f_b(x_b)] = 2 \frac{G_b}{D_{13}} \sum_{i=1}^3 k_i , \quad (1.34)$$

rezultă că relația (1.33) definește valoarea minimă a acestei săgeți.

Săgeata centrului de inerție are o variație parabolică în raport cu poziția centrului de inerție al construcției suspendate (fig.1-6a)

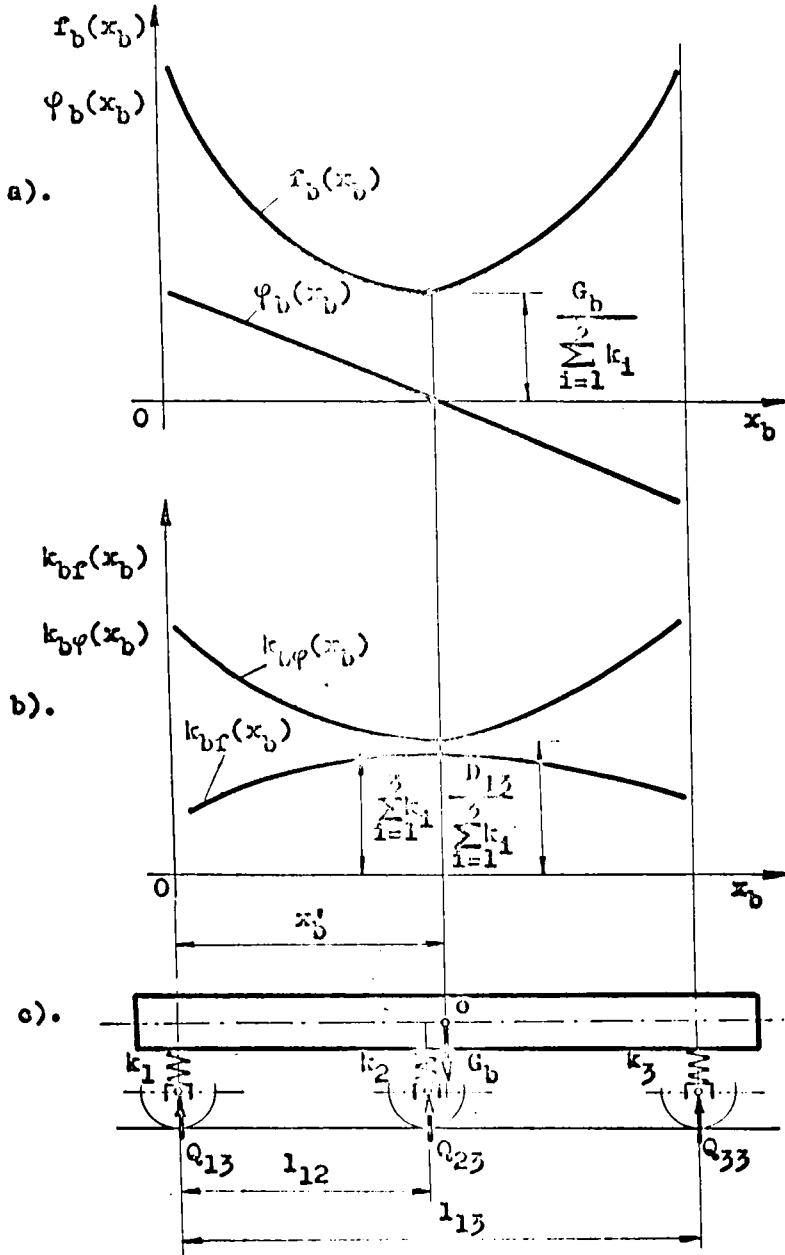


Fig. 1-6.

b). Unghiul de înclinare al construcției suspendate.

Unghiul de înclinare al construcției suspendate, definit de relația (1.31), are o variație lineară și se anulează pentru poziția centrului de inerție al construcției suspendate definită de relația (1.32).

Intre coordonatele echilibrului static al construcției suspendate există relația,

$$\frac{d}{dx_b} [f_b(x_b)] = - 2 \varphi_b(x_b). \quad (1.35)$$

Variația unghiului de înclinare al construcției suspendate, în funcție de poziția centrului de inerție al construcției suspendate, este reprezentată pe figura 1-6a.

1.1.2.2. Caracteristicile statice ale suspensiei.

a). Rigiditatea mișcării de săltare.

Din relația (1.30) rezultă rigiditatea mișcării de săltare,

$$k_{bf}(x_b) = \frac{D_{13}}{\sum_{i=1}^3 k_i l_{oi}^2}. \quad (1.36)$$

Această rigiditate are o valoare extremă pentru x'_b definit de relația (1.32), care se exprimă cu relația,

$$k_{bf}(x'_b) = \sum_{i=1}^3 k_i. \quad (1.37)$$

Derivata de ordinul doi a funcției (1.36) este

$$\frac{d^2}{dx_b^2} [k_{bf}(x_b)] = - 2D_{13} \frac{D_{13} - 3 \left[\sum_{i=1}^3 (k_i l_{oi})^2 \right]}{\left[\sum_{i=1}^3 k_i l_{oi}^2 \right]^3}, \quad (1.38)$$

iar pentru x'_b definit de relația (1.32) devine

$$\frac{d^2}{dx_b^2} [k_{bf}(x'_b)] = - \frac{2}{D_{13}} \left[\sum_{i=1}^3 k_i \right]^3. \quad (1.39)$$

Prin urmare, relația (1.37) definește valoarea maximă a acestei rigidități.

Rigiditatea mișcării de săltare are o variație cubică.

În raport cu poziția centrului de inerție al construcției suspendate (fig.1-6b).

b). Rigiditatea mișcării de galop.

Rigiditatea mișcării de galop se exprimă cu relația,

$$k_{b\varphi}(x_b) = \sum_{i=1}^3 k_i l_{oi}^2. \quad (1.40)$$

Derivata de ordinul întâi a funcției (1.40) admite o soluție de forma (1.32). În acest punct, rigiditatea se exprimă cu relația,

$$k_{b\varphi}(x'_b) = \frac{D_{13}}{3} \cdot \sum_{i=1}^3 k_i. \quad (1.41)$$

Derivata de ordinul doi a funcției (1.40) este

$$\frac{d^2}{dx_b^2} [k_{b\varphi}(x_b)] = 2 \sum_{i=1}^3 k_i. \quad (1.42)$$

Prin urmare, relația (1.41) definește valoarea minimă a acestei rigidități.

Rigiditatea mișcării de galop are o variație parabolică în raport cu poziția centrului de inerție al construcției suspendate (fig.1-6b).

Intre derivata de ordinul doi a rigidității mișcării de galop și rigiditatea mișcării de săltare există relația,

$$\frac{d^2}{dx_b^2} [k_b \varphi(x_b)] = 2 k_{bf}(\max). \quad (1.43)$$

1.1.2.3. Vectorul mărimilor de ieșire.

Sarcinile suspendate pe osii.

Din figura 1-5 pentru vectorul mărimilor de ieșire rezultă matricea,

$$[Q_j] = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^3 Q_{ij} \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (1.44)$$

Tinînd seama de relațiile (1.30) și (1.31), sarcinile suspendate pe osii se exprimă cu relațiile:

$$\left. \begin{aligned} Q_{1j}(x_b) &= \frac{G_b}{D_{13}} k_1 \left[\sum_{i=1}^3 k_i l_{oi}^2 - l_{o1} \sum_{i=1}^3 (k_i l_{oi}) (o) \right] \\ Q_{2j}(x_b) &= \frac{G_b}{D_{13}} k_2 \left[\sum_{i=1}^3 k_i l_{oi}^2 + l_{o2} \sum_{i=1}^3 (k_i l_{oi}) (o) \right] \\ Q_{3j}(x_b) &= \frac{G_b}{D_{13}} k_3 \left[\sum_{i=1}^3 k_i l_{oi}^2 + l_{o3} \sum_{i=1}^3 (k_i l_{oi}) (o) \right] \end{aligned} \right\} \cdot \quad (1.45)$$

Pentru poziția centrului de inerție definită de relația (1.32), expresiile sarcinilor suspendate pe osii devin:

$$\left. \begin{aligned} Q_{13}(x'_b) &= \frac{k_1}{\sum_{i=1}^3 k_i} G_b \\ Q_{23}(x'_b) &= \frac{k_2}{\sum_{i=1}^3 k_i} G_b \\ Q_{33}(x'_b) &= \frac{k_3}{\sum_{i=1}^3 k_i} G_b \end{aligned} \right\} \cdot \quad (1.46)$$

Din relațiile (1.46) rezultă,

$$\frac{Q_{13}(x'_b)}{k_1} = \frac{Q_{23}(x'_b)}{k_2} = \frac{Q_{33}(x'_b)}{k_3} = \frac{G_b}{\sum_{i=1}^3 k_i} = f_b(x'_b). \quad (1.47)$$

Sarcinile suspendate pe osii, fiind dependente, rezultă că determinantul funcțional,

$$J_{13} = \begin{vmatrix} \frac{\partial Q_{13}}{\partial k_1} & \frac{\partial Q_{13}}{\partial k_2} & \frac{\partial Q_{13}}{\partial k_3} \\ \frac{\partial Q_{23}}{\partial k_1} & \frac{\partial Q_{23}}{\partial k_2} & \frac{\partial Q_{23}}{\partial k_3} \\ \frac{\partial Q_{33}}{\partial k_1} & \frac{\partial Q_{33}}{\partial k_2} & \frac{\partial Q_{33}}{\partial k_3} \end{vmatrix} = 0. \quad (1.48)$$

În acest caz, relația de dependență se obține, din relațiile (1.45) sau (1.46), în forma,

$$\sum_{i=1}^3 Q_{i3} = 0. \quad (1.49)$$

Pe figura 1-7 este reprezentată variația sarcinilor suspendate pe osii în funcție de poziția centrului de inerție al construcției suspendate.

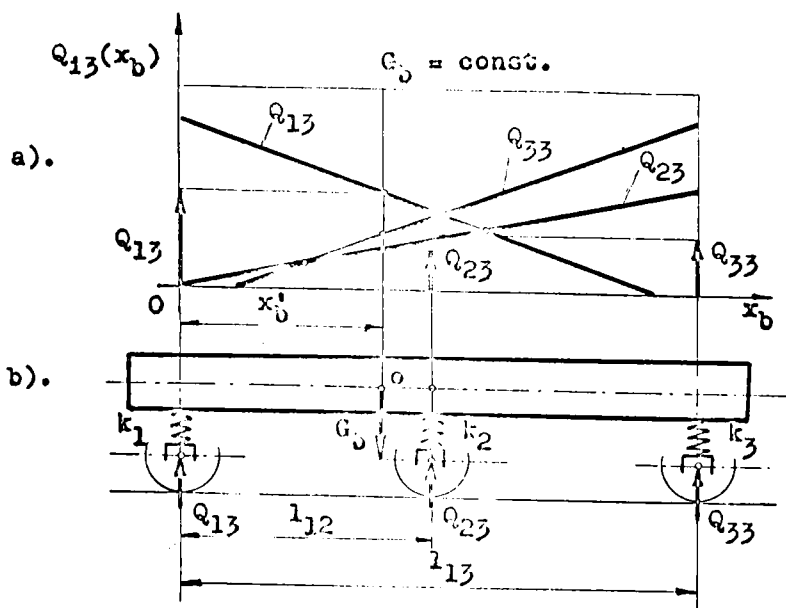


Fig.1-7.

1.1.3. Relații generale de calcul.

Relațiile de calcul, stabilite la paragrafele 1.1.1 și 1.1.2, pot fi generalizate pentru a fi utilizate la analiza altor boghiuri sau vehicule de tipul o-n-o ($n \geq 2$) cu suspensia independentă.

Pentru cazul general, echilibrul static al construcției suspendate a boghiului este descris de ecuația matricială,

$$\begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n k_i & \sum_{i=1}^n (k_i l_{oi}^1) \\ \sum_{i=1}^n (k_i l_{oi}^1) & \sum_{i=1}^n k_i l_{oi}^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f_b(x_b) \\ \varphi_b(x_b) \end{bmatrix} = G_b \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} ; \quad (1.50)$$

$x_b \in (0; l_{1n}).$

In acest caz, poziția centrului de inerție poate aparține oricărei din submulțimile care satisfac relațiile:

$$(0; l_{12}] \cup [l_{12}; l_{13}] \cup [l_{13}; l_{14}] \cup \dots \\ \dots \cup [l_{1(n-1)}; l_{1n}) = (0; l_{1n}). \quad (1.51)$$

1.1.3.1. Vectorul de poziție al construcției suspendate, Coordonatele echilibrului static.

După unele transformări simple, din ecuația (1.50), rezultă vectorul de poziție al construcției suspendate,

$$\begin{bmatrix} f_b(x_b) \\ \varphi_b(x_b) \end{bmatrix} = \frac{G_b}{D_{1n}} \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n k_i l_{oi}^2 \\ -\sum_{i=1}^n (k_i l_{oi})_{(o)} \end{bmatrix}; \quad (1.52)$$

în care:

$$D_{1n} = \sum_{i=1}^{n-1} (k_i \sum_{j=1+i}^n k_j l_{ij}^2). \quad (1.53)$$

Particularizînd în mod corespunzător relația (1.53) se găsesc relațiile (1.8) și (1.29).

Din egalitatea matricilor (1.52) rezultă:

$$f_b(x_b) = \frac{G_b}{D_{1n}} \sum_{i=1}^n k_i l_{oi}^2 \quad (1.54)$$

și

$$\varphi_b(x_b) = - \frac{G_b}{D_{1n}} \sum_{i=1}^n (k_i l_{oi})_{(o)}, \quad (1.55)$$

care reprezintă coordonatele echilibrului static al construcției suspendate.

a). Săgeata centrului de inerție.

Săgeata centrului de inerție, definită de relația (1.54), are o valoare extremă pentru poziția centrului de inerție al construcției suspendate,

$$x'_b = \frac{\sum_{i=2}^n k_i l_{1i}}{\sum_{i=1}^n k_i} . \quad (1.56)$$

Valoarea acestei săgoți, pentru x'_b definit de relația (1.56), se determină cu relația,

$$f_{b(\min)} = \frac{G_b}{\sum_{i=1}^n k_i} . \quad (1.57)$$

Intre derivata de ordinul doi a săgeții statice și săgeata statică minimă există relația,

$$\frac{d^2}{dx_b^2} [f_b(x_b)] = 2 \frac{f_{b(\min)}}{D_{1n}} \left[\sum_{i=1}^n k_i \right]^2 . \quad (1.58)$$

b). Unghiul de înclinare al construcției suspendate.

Unghiul de înclinare al construcției suspendate, definit de relația (1.55), se anulează pentru poziția centrului de inerție al construcției suspendate definită de relația (1.56).

Intre coordonatele echilibrului static al construcției suspendate există relația,

$$\frac{d}{dx_b} [f_b(x_b)] = - 2 \varphi_b(x_b) . \quad (1.59)$$

1.1.3.2. Caracteristicile statice ale suspensiei.

a). Rigiditatea mișcării de săltare.

Din relația (1.54) rezultă rigiditatea mișcării de săltare în forma,

$$k_{bf}(x_b) = \frac{D_{1n}}{\sum_{i=1}^n k_i l_{oi}^2} . \quad (1.60)$$

Această rigiditate are o valoare maximă pentru x_b' definit de relația (1.56), care se exprimă cu relația,

$$k_{bf(max)} = \sum_{i=1}^n k_i . \quad (1.61)$$

Derivata de ordinul doi a funcției (1.60) este

$$\frac{d^2}{dx_b^2} [k_{bf}(x_b)] = - 2D_{1n} \frac{D_{1n} - 3 \left[\sum_{i=1}^n (k_i l_{oi}') (o) \right]^2}{\left[\sum_{i=1}^n k_i l_{oi}^2 \right]^3} , \quad (1.62)$$

iar pentru x_b' definit de relația (1.56) devine

$$\frac{d^2}{dx_b^2} [k_{bf}(x_b)] = - \frac{2}{D_{1n}} \left[\sum_{i=1}^n k_i \right]^3 . \quad (1.63)$$

Din relațiile (1.61) și (1.63) se observă că între derivata de ordinul doi a rigidității mișcării de săltare și valoarea maximă a acesteia există relația,

$$\frac{d^2}{dx_b^2} [k_{bf}(x_b)] = - 2 \frac{[k_{bf(max)}]^3}{D_{1n}} . \quad (1.64)$$

b). Rigiditatea mișcării de galop.

Rigiditatea mișcării de galop se exprimă cu relația,

$$k_{b\varphi}(x_b) = \sum_{i=1}^n k_i l_{oi}^2. \quad (1.65)$$

Această rigiditate are o valoare minimă, pentru x'_b definit de relația (1.56), care se exprimă cu relația,

$$k_{b\varphi}(x'_b) = \frac{D_{1n}}{\sum_{i=1}^n k_i}. \quad (1.66)$$

Intre cele două rigidități există relația,

$$\frac{d^2}{dx_b^2} [k_{b\varphi}(x_b)] = 2 k_{bf(\max)}. \quad (1.67)$$

Dacă se compară relațiile (1.60) și (1.65) se poate scrie

$$k_{bf}(x_b) \cdot k_{b\varphi}(x_b) = D_{1n} = \text{const.} \quad (1.68)$$

Din relația (1.68) rezultă că modificarea într-un sens a uneia din rigidități se face prin modificarea celeilalte în sens invers. Aceasta înseamnă că între cele două tipuri de mișcări există un cuplaj elastic.

Acest lucru este deosebit de important pentru stabilirea unei relații între parametrii constructivi ai boghiului.

Intr-adevăr, dacă se notează:

$$[\omega_f(x_b)]^2 = \frac{k_{bf}(x_b)}{m_b}, \quad (1.69)$$

pulsația naturală cuplată a oscilațiilor de săltare și

$$[\omega_{\varphi}(x_b)]^2 = \frac{k_{b\varphi}(x_b)}{J_y(x_b)} = \frac{k_{b\varphi}(x_b)}{m_b [\rho(x_b)]^2} \quad (1.70)$$

pulsația naturală cuplată a oscilațiilor de galop, atunci relația (1.68) devine

$$[m_b]^2 \cdot [\rho(x_b)]^2 \cdot [\omega_r(x_b)]^2 \cdot [\omega_{\varphi}(x_b)]^2 = D_{1n} \quad (1.71)$$

Aceasta reprezintă o relație fundamentală între pulsațiile naturale și parametrii constructivi ai vehiculului.

**1.1.3.3. Vectorul mărimilor de ieșire,
Sarcinile suspendate pe osii.**

Pentru vectorul mărimilor de ieșire, rezultă matri- cea,

$$[Q_n] = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n Q_{in} \\ \phantom{\sum_{i=1}^n Q_{in}} \\ \phantom{\sum_{i=1}^n Q_{in}} \\ \phantom{\sum_{i=1}^n Q_{in}} \\ \phantom{\sum_{i=1}^n Q_{in}} \\ \phantom{\sum_{i=1}^n Q_{in}} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1.72)$$

Sarcinile suspendate pe osii, în cazul general, se exprimă cu relațiile:

$$\left. \begin{aligned}
 Q_{1n}(x_b) &= \frac{G_b}{D_{1n}} k_1 \left[\sum_{i=1}^n k_i l_{oi}^2 - l_{o1} \sum_{i=1}^n (k_i l_{oi})(o) \right] \\
 Q_{2n}(x_b) &= \frac{G_b}{D_{1n}} k_2 \left[\sum_{i=1}^n k_i l_{oi}^2 + l_{o2} \sum_{i=1}^n (k_i l_{oi})(o) \right] \\
 &\dots \\
 Q_{in}(x_b) &= \frac{G_b}{D_{1n}} k_i \left[\sum_{i=1}^n k_i l_{oi}^2 + l_{oi} \sum_{i=1}^n (k_i l_{oi})(o) \right] \\
 &\dots \\
 Q_{nn}(x_b) &= \frac{G_b}{D_{1n}} k_n \left[\sum_{i=1}^n k_i l_{oi}^2 + l_{on} \sum_{i=1}^n (k_i l_{oi})(o) \right]
 \end{aligned} \right\} \quad (1.73)$$

Pentru poziția centrului de inerție al construcției suspendate definită de relația (1.56), sarcinile suspendate pe osii devin:

$$Q_{in}(x'_b) = \frac{k_i}{\sum_{i=1}^n k_i} G_b ; \quad (i = 1; 2; \dots; n) . \quad (1.74)$$

Relațiile (1.74) mai pot fi scrise în forma,

$$\begin{aligned} \frac{Q_{1n}(x'_b)}{k_1} &= \frac{Q_{2n}(x'_b)}{k_2} = \dots = \frac{Q_{in}(x'_b)}{k_i} = \dots = \\ &= \frac{G_b}{\sum_{i=1}^n k_i} = f_b(x'_b) . \end{aligned} \quad (1.75)$$

Dependența dintre sarcinile suspendate pe osii se exprimă cu ajutorul determinantului funcțional,

$$J_{1n} = \begin{vmatrix} \frac{\partial Q_{1n}}{\partial k_1} & \frac{\partial Q_{1n}}{\partial k_2} & \dots & \frac{\partial Q_{1n}}{\partial k_i} & \dots & \frac{\partial Q_{1n}}{\partial k_n} \\ \frac{\partial Q_{2n}}{\partial k_1} & \frac{\partial Q_{2n}}{\partial k_2} & \dots & \frac{\partial Q_{2n}}{\partial k_i} & \dots & \frac{\partial Q_{2n}}{\partial k_n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial Q_{in}}{\partial k_1} & \frac{\partial Q_{in}}{\partial k_2} & \dots & \frac{\partial Q_{in}}{\partial k_i} & \dots & \frac{\partial Q_{in}}{\partial k_n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial Q_{nn}}{\partial k_1} & \frac{\partial Q_{nn}}{\partial k_2} & \dots & \frac{\partial Q_{nn}}{\partial k_i} & \dots & \frac{\partial Q_{nn}}{\partial k_n} \end{vmatrix} = 0 . \quad (1.76)$$

Condiția de dependență funcțională fiind satisfăcută, din relațiile (1.74) sau (1.75) rezultă,

$$\sum_{i=1}^n Q_{in} = G_b \cdot \quad (1.77)$$

Pentru ca sarcinile pe osii să fie egale trebuie satisfăcute simultan următoarele două condiții:

$$\left. \begin{aligned} k_1 = k_2 = \dots = k_i = \dots = k_n = k \\ l_{1i} = (i-1)l_{12} ; (i = 3; 4; \dots; n) \end{aligned} \right\} \quad (1.78)$$

1.1.4. Interpretarea geometrică a echilibrului static.

Se presupune că în poziția echilibrului static, construcția suspendată a unui boghiu pe n osii ocupă o poziție definită de dreapta (Δ) , care conține centrul de inerție al acesteia (fig.1-8) [71].

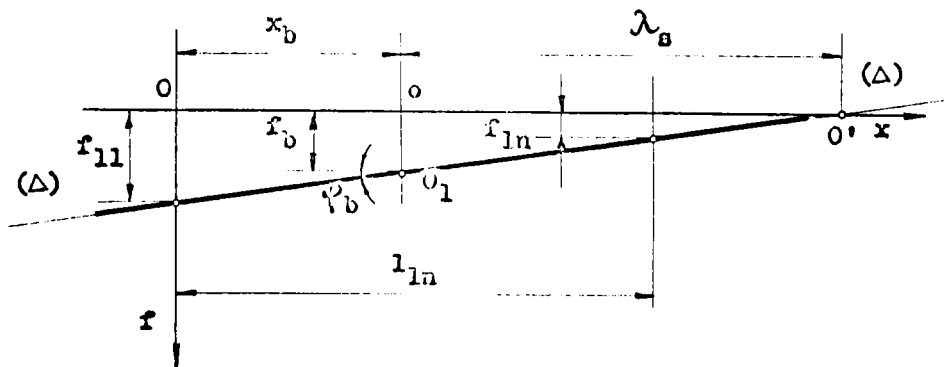


Fig.1-8.

În felul acesta, dreapta (Δ) este definită de ecuația,

$$f(x) = f_b + (x_b - x) \varphi_b \cdot \quad (1.79)$$

Coordonatele punctului O' sînt;

și

$$\left. \begin{array}{l} \text{a). } \quad \dot{x} = 0 \\ \text{b). } \quad x = x_b + \frac{\dot{x}_b}{\omega_b} \end{array} \right\} . \quad (1.80)$$

Considerînd masa construcției suspendate concentrată în punctul o, rezultă

$$\lambda_s = x - x_b , \quad (1.81)$$

care reprezintă lungimea pendulului respectiv.

Tinînd seama de relația (1.80b), relația (1.81) devine

$$\lambda_s(x_b) = \frac{\dot{x}_b(x_b)}{\omega_b(x_b)} . \quad (1.82)$$

Substituind relațiile (1.54) și (1.55) în (1.82) rezultă

$$\lambda_s(x_b) = - \frac{\sum_{i=1}^n k_i l_{oi}^2}{\sum_{i=1}^n (k_i l_{oi})'(o)} , \quad (1.83)$$

care mai poate fi scrisă în forma,

$$\lambda_s(x_b) = - \frac{\sum_{i=1}^n k_i l_{oi}^2}{(x_b - x'_b) \sum_{i=1}^n k_i} . \quad (1.84)$$

Derivata de ordinul întâi are forma,

$$\frac{d}{dx_b} [\lambda_s(x_b)] = \frac{D_{1n} - \left[\sum_{i=1}^n (k_i l_{oi}) (o) \right]^2}{\left[(x_b - x'_b) \sum_{i=1}^n k_i \right]^2}, \quad (1.85)$$

care admite rădăcinile:

$$\text{și} \left. \begin{aligned} x_{b1} &= x'_b + \frac{\sqrt{D_{1n}}}{\sum_{i=1}^n k_i} \\ x_{b2} &= x'_b - \frac{\sqrt{D_{1n}}}{\sum_{i=1}^n k_i} \end{aligned} \right\}. \quad (1.86)$$

Pentru aceste două rădăcini funcția $\lambda_s(x_b)$ are expresiile:

$$\text{și} \left. \begin{aligned} \lambda_s(x_{b1}) &= -2 \frac{\sqrt{D_{1n}}}{\sum_{i=1}^n k_i} \\ \lambda_s(x_{b2}) &= 2 \frac{\sqrt{D_{1n}}}{\sum_{i=1}^n k_i} \end{aligned} \right\}. \quad (1.87)$$

Din relația (1.82) rezultă:

$$\text{și} \left. \begin{aligned} \lim_{\substack{x_b \rightarrow x'_b \\ (x_b > x'_b)}} \lambda_s(x_b) &= +\infty \\ \lim_{\substack{x_b \rightarrow x'_b \\ (x_b > x'_b)}} \lambda_s(x_b) &= -\infty \end{aligned} \right\}. \quad (1.88)$$

Dacă relațiile (1.86) și (1.87) sînt satisfăcute, rezultă că dreapta (Δ) devine paralelă cu axa ox , avînd ecuația,

$$f(x'_b) = f_b . \quad (1.90)$$

Pe figura 1-9 este reprezentată grafic funcția $\lambda_s(x_b)$.

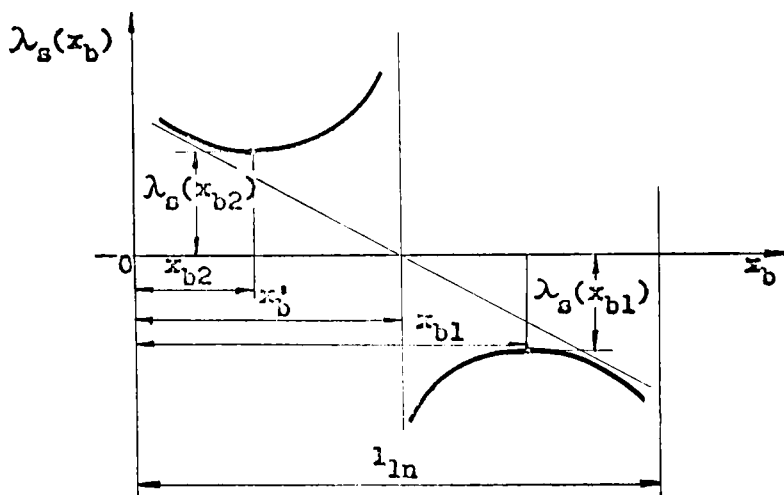


Fig.1-9.

Centrul de inerție al construcției suspendate o ajunge în punctul O_1 deplasîndu-se pe un cerc, avînd centrul pe axa Ox , în punctul O' , raza $\lambda_s(x_b)$ și este definit de ecuația,

$$r^2 + [x - (\lambda_s(x_b) + x_b)]^2 = \lambda_s^2(x_b). \quad (1.91)$$

Acest cerc intersectează axa Ox în punctele:

$$\left. \begin{array}{l} \text{a). } x_1 = x_b \\ \text{b). } x_2 = x_b + 2 \lambda_s(x_b) \end{array} \right\} . \quad (1.92)$$

Dacă poziția centrului de inerție este definită de formula (1.56); atunci din relația (1.92b) rezultă,

$$\lim_{x_3 \rightarrow x_3'} x_2 = \infty ; \quad (1.93)$$

ceea ce înseamnă că poziția dreptei (Δ) va fi definită de ecuația (1.90), iar oscilațiile $z(t)$ și $\varphi(t)$, ale masei construcției suspendate din planul xoz vor fi independente.

1.2. Echilibrul static al boghiurilor cu suspensia simplu conjugată.

Pentru a se realiza un sistem static determinat, la locomotivele diesel, la care numărul osiilor $n \geq 3$, arcurile suspensiei se conjugă prin balansieri longitudinali [93].

În cazul când sînt conjugate prin balansieri longitudinali numai o parte din arcurile suspensiei primare, aceasta se numește simplu conjugată.

Pe figura 1-10 este reprezentat modelul mecanic (de calcul) al unui boghiu cu trei osii cu suspensia simplu conjugată.

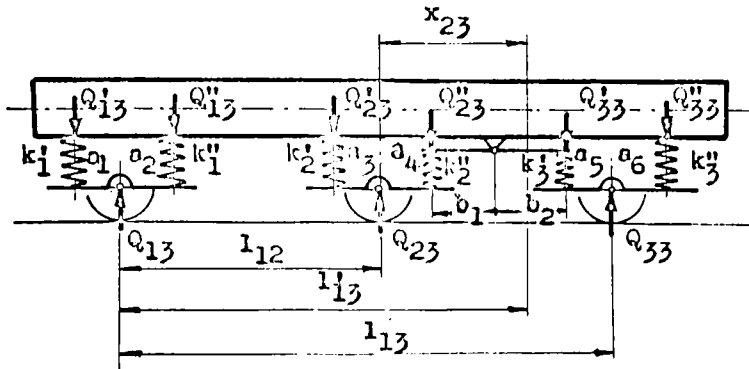


Fig.1-10.

1.2.1. Caracteristica statică a suspensiei osiei.

La locomotivele diesel, construite în ultima vreme, suspensia osiei este montată pe balansieri a căror raport de transmitere influențează rigiditatea statică a suspensiei osiei.

Pentru a arăta acest lucru, se consideră suspensia unei osii, montată pe un balansier (fig.1-11).

În acest caz, echilibrul static al forțelor care acționează asupra balansiorului de la osie este descris de următoarea ecuație matricială,

$$\begin{bmatrix} (k_1' + k_1'') & (k_1' a_1 - k_1'' a_2) \\ (k_1' a_1 - k_1'' a_2) & (k_1' a_1^2 + k_1'' a_2^2) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f_1 \\ \varphi_b - \alpha_1 \end{bmatrix} = k_1 f_1 \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1.94)$$

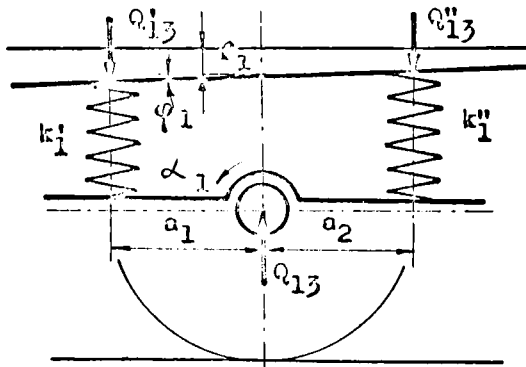


Fig.1-11.

După unele transformări simple, ecuația (1.94) devine

$$\begin{bmatrix} f_1 \\ \varphi_b - \alpha_1 \end{bmatrix} = \frac{k_1 f_1}{k_1' k_1'' (a_1 + a_2)^2} \begin{bmatrix} (k_1' a_1^2 + k_1'' a_2^2) \\ -(k_1' a_1 - k_1'' a_2) \end{bmatrix} \quad (1.95)$$

Din egalitatea matricilor (1.95) rezultă

$$k_1 = \frac{k_1' k_1'' (a_1 + a_2)^2}{k_1' a_1^2 + k_1'' a_2^2}, \quad (1.96)$$

care reprezintă rigiditatea statică a suspensiei osiei.

Dacă se notează

$$i_1 = \frac{a_1}{a_2}; \quad i_1 \in (0; \infty), \quad (1.97)$$

raportul de transmitere al balansierului de la osie, atunci relația (1.96) devine

$$k_1 = \frac{k_1' k_1'' (1 + i_1)^2}{i_1^2 k_1' + k_1''}. \quad (1.98)$$

Considerînd pe i_1 , ca variabilă independentă, derivata de ordinul întâi a funcției (1.98) se anulează pentru

$$i_1 = \frac{k_1''}{k_1'}. \quad (1.99)$$

Pentru această valoare, relația (1.98) devine

$$k_1 = k_1' + k_1'' \quad (1.100)$$

și reprezintă valoarea maximă a rigidității suspensiei osiei (fig.1-12).

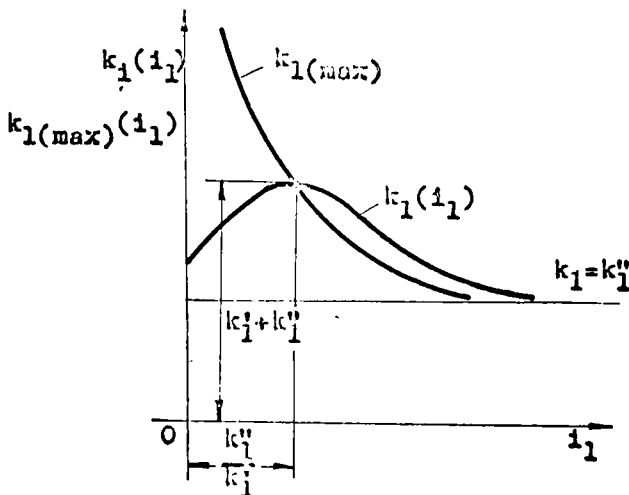


Fig.1-12.

Dacă se elimină k_1' din relația (1.99) și relația (1.100) se obține,

$$k_{1(\max)} = \frac{i_1}{1 + i_1} k_1'' , \quad (1.101)$$

care definește variația rigidității maxime, în funcție de raportul de transmitere al balansierului (fig.1-12).

1.2.2. Raportul de transmitere al balansierilor.

Ecuția de echilibru a forțelor care acționează asupra balansierilor celor două osii cu suspensia conjugată (fig. 1-10) este

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 \\ i_j & -1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Q_{j3}' \\ Q_{j3}'' \end{bmatrix} = Q_{j3} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} ; \quad (j = 2; 3) \quad (1.102)$$

în care,

i_j - reprezintă rapoartele de transmitere ale balansierilor celor două osii.

După unele transformări simple, ecuația (1.102) devine

$$\begin{bmatrix} Q_{j3}' \\ Q_{j3}'' \end{bmatrix} = \frac{Q_{j3}}{1 + i_j} \begin{bmatrix} 1 \\ i_j \end{bmatrix} . \quad (1.103)$$

Din egalitatea matricilor (1.103) rezultă:

$$\text{și } \left. \begin{aligned} Q_{j3}' &= \frac{1}{1 + i_j} Q_{j3} \\ Q_{j3}'' &= \frac{i_j}{1 + i_j} Q_{j3} \end{aligned} \right\} , \quad (1.104)$$

care reprezintă sarcinile care acționează la extremitățile balansierilor de la osii.

Din ecuația de echilibru a balansierului longitudinal

rezultă

$$\frac{Q_{33}'}{Q_{23}''} = \frac{b_3}{b_4} = i_{b2} = \frac{1 + i_2}{(1 + i_3)i_2} \frac{Q_{33}}{Q_{23}} . \quad (1.105)$$

De unde rezultă

$$Q_{33} = i_{23} Q_{23} ; \quad (1.106)$$

în care,

$$i_{23} = \frac{1 + i_3}{1 + i_2} i_2 i_{b2}, \quad (1.107)$$

care reprezintă raportul de transformare al balansierilor.

1.2.3. Rezultanta forțelor care acționează asupra arcurilor conjugate prin balansier.

Echilibrul static al forțelor care acționează asupra grupului de arcuri conjugate prin balansier longitudinal (fig. 1-11) este descris de următorul sistem de ecuații,

$$\left. \begin{aligned} Q_{23} + Q_{33} &= G_b - Q_{13} \\ Q_{23} x_{23} - (1_{23} - x_{23})Q_{33} &= 0 \\ Q_{23} i_{23} - Q_{33} &= 0 \end{aligned} \right\} . \quad (1.108)$$

Discutînd sistemul (1.108) după teorema lui Rouché, pentru ca acesta să fie compatibil este necesar și suficient ca determinantul caracteristic,

$$C_{23} = \begin{vmatrix} 1 & 1 & (G_b - Q_{13}) \\ x_{23} & -(1_{23} - x_{23}) & 0 \\ i_{23} & -1 & 0 \end{vmatrix} = 0. \quad (1.109)$$

Dacă se rezolvă ecuația (1.109) se obține

$$x_{23} = \frac{i_{23}}{1 + i_{23}} l_{23}, \quad (1.110)$$

care definește poziția rezultantei forțelor care acționează asupra suspensiei conjugate.

1.2.4. Rigiditatea echivalentă a arcurilor conjugate prin balansier.

Fiind stabilită condiția de compatibilitate a sistemului (1.108), rigiditatea statică a suspensiei conjugate prin balansierul longitudinal se determină rezolvînd ecuația matricială,

$$\begin{bmatrix} \sum_{i=2}^3 k_i & \sum_{i=2}^3 (k_i l_{oi})_{(o)} \\ \sum_{i=2}^3 (k_i l_{oi})_{(o)} & \sum_{i=2}^3 k_i l_{oi}^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f_{23} \\ \varphi_{23} \end{bmatrix} = k_{23} f_{23} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (1.111)$$

După unele transformări elementare, ecuația (1.111) devine

$$\begin{bmatrix} f_{23} \\ \varphi_{23} \end{bmatrix} = \frac{k_{23} f_{23}}{D_{23}} \begin{bmatrix} \sum_{i=2}^3 k_i l_{oi}^2 \\ - \sum_{i=2}^3 (k_i l_{oi})_{(o)} \end{bmatrix}; \quad (1.112)$$

în care,

$$D_{23} = k_2 k_3 l_{23}^2. \quad (1.113)$$

Din egalitatea matricilor (1.112) rezultă

$$k_{23} = \frac{D_{23}}{\sum_{i=2}^3 k_i l_{oi}^2}, \quad (1.114)$$

care reprezintă rigiditatea statică a suspensiei conjugată prin balansierul longitudinal.

Substituind relația (1.107) și (1.114) se obține

$$k_{23} = \frac{k_2 k_3 (1 + i_{23})^2}{i_{23}^2 k_2 + k_3} . \quad (1.115)$$

Considerînd pe i_{23} ca variabilă independentă, derivata de ordinul întâi a funcției (1.115) se anulează pentru

$$i_{23} = \frac{k_3}{k_2} . \quad (1.116)$$

Tinînd seama de relația (1.116), rigiditatea statică a suspensiei conjugată prin balansierul longitudinal devine

$$k_{23} = k_2 + k_3 , \quad (1.117)$$

care definește valoarea maximă a acestei rigidități.

Eliminînd pe k_2 din relațiile (1.116) și (1.117), se obține

$$k_{23(\max)} = \frac{1 + i_{23}}{i_{23}} k_3 , \quad (1.118)$$

care definește variația rigidității statice maxime în funcție de raportul de transmitere al balansierilor.

Se observă că relația (1.115) este identică cu relația (1.98).

1.2.5. Sarcinile suspendate pe osiile cu suspensia conjugată.

Sarcinile suspendate pe osiile conjugate prin balansierul longitudinal se determină din egalitatea matricilor,

$$\begin{bmatrix} Q_{23} \\ Q_{33} \end{bmatrix} = \frac{G_b - Q_{13}}{1 + i_{23}} \begin{bmatrix} 1 \\ i_{23} \end{bmatrix}. \quad (1.119)$$

Din relația (1.119) rezultă

și

$$\left. \begin{aligned} Q_{23} &= \frac{1}{1 + i_{23}} (G_b - Q_{13}) \\ Q_{33} &= \frac{i_{23}}{1 + i_{23}} (G_b - Q_{13}) \end{aligned} \right\}, \quad (1.120)$$

care definesc sarcinile pe osiile cu suspensia conjugată prin balansierul longitudinal.

1.2.6. Ampatamentul redus al boghiului.

Prin conjugarea arcurilor suspensiei osiilor a doua și a treia prin balansierul longitudinal s-a obținut un punct de suspendare separat, iar distanța dintre prima osie și acest punct de suspendare reprezintă ampatamentul redus al boghiului pe trei osi cu suspensia simplu conjugată.

Din figura 1-10 rezultă că ampatamentul redus al boghiului se exprimă cu relația,

$$l'_{13} = l_{12} + x_{23}. \quad (1.121)$$

Tinând seama de relația (1.110) se obține, pentru ampatamentul redus, expresia,

$$l'_{13} = \frac{l_{12} + i_{23} l_{13}}{1 + i_{23}}; \quad i_{23} \in (0; \infty). \quad (1.122)$$

Pe figura 1-13 este reprezentată grafic funcția (1.122).

In cazul când raportul de transmitere $i_{23} = 1$, atunci ampatamentul redus al boghiului devine

$$l'_{13} = \frac{l_{12} + l_{13}}{2}. \quad (1.123)$$

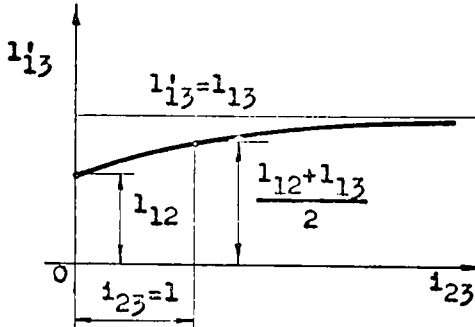


Fig.1-13.

1.2.7. Echilibrul static al boghiului cu ampatamentul redus.

Fiind determinate caracteristicile punctului de suspendare, realizat prin conjugarea suspensiilor osiilor a doua și a treia, analiza echilibrului static al boghiului pe trei osi cu suspensia simplu conjugată se reduce la analiza unui boghiu pe două osi cu suspensie independentă.

Totuși, pentru a evidenția unele particularități ale acestui tip de suspensie, față de suspensia independentă a boghiului pe trei osi, sînt necesare, în continuare, prezentarea relațiilor de calcul.

Astfel, echilibrul static al boghiului considerat (fig.1-14) este descris de ecuația matricială,

$$\begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{(23)} k_i & \sum_{i=1}^{(23)} (k_i l_{oi}) \\ \sum_{i=1}^{(23)} (k_i l_{oi}) & \sum_{i=1}^{(23)} k_i l_{oi}^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f'_b \\ \varphi'_b \end{bmatrix} = G_b \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (1.124)$$

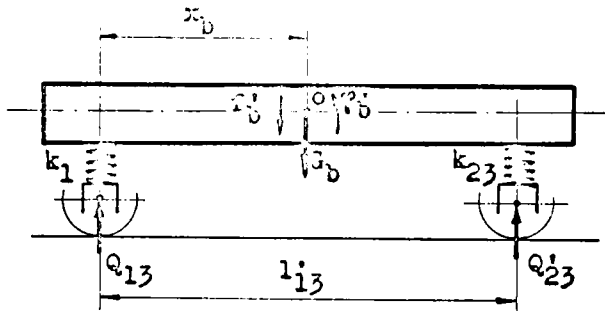


Fig.1-14.

1.2.7.1. Vectorul de poziție al construcției suspendate, Coordonatele echilibrului static.

După unele transformări simple, din ecuația (1.124) rezultă vectorul de poziție al construcției suspendate,

$$\begin{bmatrix} f'_b(x_b) \\ \varphi'_b(x_b) \end{bmatrix} = \frac{G_b}{D'_{13}} \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{(23)} k_i l_{oi}^2 \\ - \sum_{i=1}^{(23)} (k_i l_{oi})_{(o)} \end{bmatrix}; \quad (1.125)$$

în care:

$$D'_{13} = k_1 k_{23} l_{13}^2. \quad (1.126)$$

Din egalitatea matricilor (1.125) rezultă coordonatele echilibrului static ale construcției suspendate a boghiului:

$$f'_b(x_b) = \frac{G_b}{D'_{13}} \sum_{i=1}^{(23)} k_i l_{oi}^2 \quad (1.127)$$

și

$$\varphi'_b(x_b) = - \frac{G_b}{D'_{13}} \sum_{i=1}^{(23)} (k_i l_{oi})_{(o)}. \quad (1.128)$$

a). Săgeata centrului de inerție.

Săgeata statică a centrului de inerție, definită de relația (1.127), are o valoare minimă pentru poziția centrului de inerție,

$$x'_b = \frac{k_{23}}{k_1 + k_{23}} l'_{13} . \quad (1.129)$$

Substituind relația (1.129) în (1.127) se obține

$$f'_b(x'_b) = \frac{G_b}{k_1 + k_{23}} . \quad (1.130)$$

1.2.7.2. Caracteristicile statice ale suspensiei.

a). Rigiditatea mișcării de săltare.

Rigiditatea mișcării de săltare a masei construcției suspendate a boghiului, se exprimă, ținând seama de relația (1.127), cu relația,

$$k'_{bF}(x_b) = \frac{D'_{13}}{\sum_{i=1}^{(23)} k_i l_{oi}^2} . \quad (1.131)$$

Pentru poziția centrului de inerție, definită de relația (1.129), această rigiditate are o valoare care se determină cu relația,

$$k'_{bF}(x_b) = k_1 + k_{23} . \quad (1.132)$$

Dacă rigiditatea k_{23} are o valoare maximă, atunci relațiile (1.129); (1.130) și (1.132) sînt, respectiv, identice cu relațiile (1.32); (1.33) și (1.37).

Prin urmare, alegerea raportului de transmitere al balansierului longitudinal influențează rigiditatea mișcării de săltare.

b). Rigiditatea mișcării de galop.

Rigiditatea mișcării de galop a masei construcției suspendate a boghiului se exprimă, în acest caz, cu relația,

$$k'_{b\varphi}(x_0) = \sum_{i=1}^{(23)} k_i l_{oi}^2 . \quad (1.133)$$

Substituind relația (1.129) în (1.133) se obține

$$k'_{b\varphi}(x'_0) = \frac{D'_{13}}{k_1 + k_{23}} . \quad (1.134)$$

Pentru valoarea maximă a lui k_{23} , relația (1.134) devine

$$k'_{b\varphi}(x'_0) = \frac{D'_{13}}{\sum_{i=1} k_i} . \quad (1.135)$$

Dacă se compară relația (1.135) cu (1.41), rezultă

$$k'_{b\varphi} < k_{b\varphi} , \quad (1.136)$$

deoarece,

$$D'_{13} < D_{13} . \quad (1.137)$$

Prin urmare, în cazul suspensiei simplu conjugată, rigiditatea oscilațiilor de galop este, mai mică decât cea a boghiului cu suspensie independentă.

1.2.7.3. Vectorul mărimilor de ieșire, Sarcinile suspendate pe osii.

Din figura 1-10 pentru vectorul mărimilor de ieșire, rezultă matricea,

$$[Q_3^i] = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{(23)} Q_i \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (1.138)$$

Pentru sarcinile aferente celor două puncte de suspendare ale suspensiei boghiului rezultă relațiile:

$$\left. \begin{aligned} Q_{13}(x_b) &= \frac{G_b}{D_{13}'} k_1 \left[\sum_{i=1}^{(23)} k_i l_{oi}^2 - l_{o1} \sum_{i=1}^{(23)} (k_i l_{oi}) (o) \right] \\ \text{și} \\ Q_{23}(x_b) &= \frac{G_b}{D_{13}'} k_{23} \left[\sum_{i=1}^{(23)} k_i l_{oi}^2 + l_{o2} \sum_{i=1}^{(23)} (k_i l_{oi}) (o) \right] \end{aligned} \right\}. \quad (1.139)$$

Substituind relația (1.129) în (1.139) se obține:

$$\left. \begin{aligned} Q_{13}(x_b') &= \frac{k_1}{k_1 + k_{23}} G_b \\ Q_{23}(x_b') &= \frac{k_{23}}{k_1 + k_{23}} G_b \end{aligned} \right\}. \quad (1.140)$$

Pentru valoarea maximă a rigidității k_{23} , relațiile (1.140) devin:

$$\left. \begin{aligned} \text{a). } Q_{13}(x_b') &= \frac{k_1}{\sum_{i=1}^3 k_i} G_b \\ \text{b). } Q_{23}(x_b') &= \frac{k_2 + k_3}{\sum_{i=1}^3 k_i} G_b \end{aligned} \right\}. \quad (1.141)$$

Avînd în vedere relațiile (1.120) și ținînd seama de

relația (1.116), din relația (1.141) se obține:

$$\left. \begin{aligned} Q_{23}(x'_b) &= \frac{k_2}{\sum_{i=1}^3 k_i} G_b \\ Q_{33}(x'_b) &= \frac{k_3}{\sum_{i=1}^3 k_i} G_b \end{aligned} \right\} \quad (1.142)$$

și

Pe figura 1-15 este reprezentată variația sarcinilor suspendate pe osii în funcție de poziția centrului de greutate al construcției suspendate.

Tot pe această figură este arătat modul de determinare, pe cale grafică, a sarcinilor suspendate pe osii.

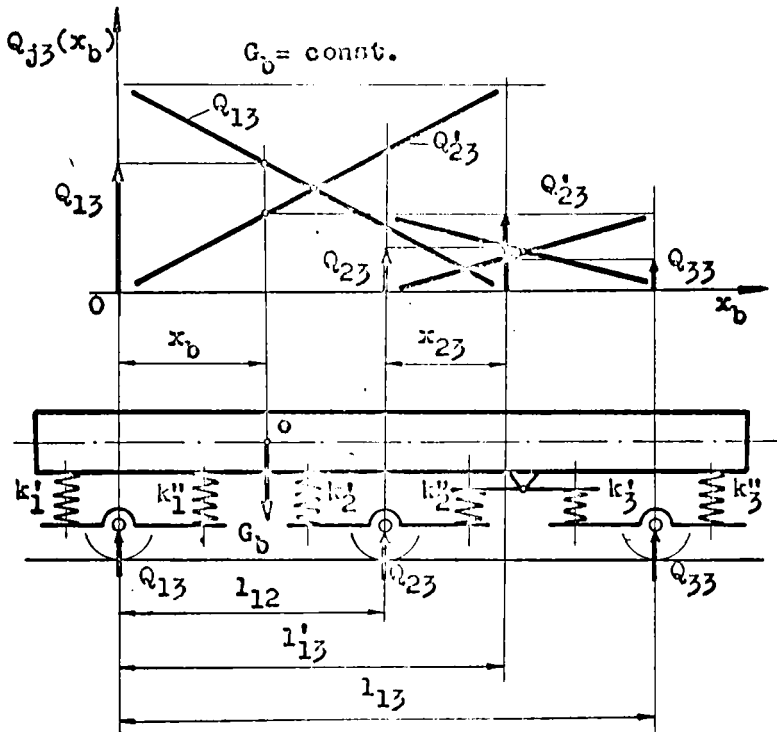


Fig.1-15.

1.3. Echilibrul static al boghiurilor cu suspensie complet conjugată.

Există unele tipuri de locomotive diesel la care, pentru a menține în exploatare sarcinile pe osii în limite cât mai restrinse, arcurile suspensiei primare se conjugă prin balansieri longitudinali.

Dacă sînt conjugate prin balansieri longitudinali toate arcurile suspensiei primare, atunci suspensia se numește complet conjugată.

În acest paragraf sînt tratate aspectele specifice ale acestui tip de suspensie, iar rezultatele obținute sînt scrise în forme generale.

1.3.1. Boghiul pe două osii.

Se consideră un boghiu pe două osii cu suspensia conjugată printr-un balansier longitudinal, a cărui model mecanic (de calcul) este reprezentat pe figura 1-16.

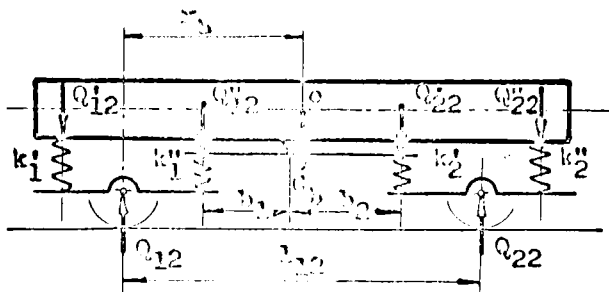


Fig.1-16.

1.3.1.1. Raportul de transmitere al balansierilor.

Echilibrul static al forțelor care acționează asupra balansierilor de la osi este descris de următoarea ecuație matricială,

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 \\ i_j & -1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Q'_{j2} \\ Q''_{j2} \end{bmatrix} = Q_{j2} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (j=1,2); \quad (1.143)$$

în care:

$$i_1 = \frac{a_1}{a_2} ; \quad i_2 = \frac{a_3}{a_4}$$

reprezintă rapoartele de transmitere ale balansierilor de la osii.

După unele transformări elementare, ecuația (1.143) devine

$$\begin{bmatrix} Q'_{j2} \\ Q''_{j2} \end{bmatrix} = \frac{Q_{j2}}{1 + i_j} \begin{bmatrix} 1 \\ i_j \end{bmatrix}. \quad (1.144)$$

Din egalitatea matricilor (1.144) rezultă soluțiile ecuației (1.143) în formele:

$$\text{și} \quad \left. \begin{aligned} Q'_{j2} &= \frac{1}{1 + i_j} Q_{j2} \\ Q''_{j2} &= \frac{i_j}{1 + i_j} Q_{j2} \end{aligned} \right\} . \quad (1.145)$$

Din ecuația de echilibru a balansierului longitudinal,

$$\frac{Q'_{22}}{Q''_{12}} = \frac{b_1}{b_2} = i_{b1} = \frac{1 + i_1}{(1 + i_2)i_1} \cdot \frac{Q_{22}}{Q_{12}}, \quad (1.146)$$

rezultă

$$Q_{22} = i_{12} \cdot Q_{12} ; \quad (1.147)$$

în care,

$$i_{12} = \frac{1 + i_2}{1 + i_1} i_1 i_{b1} ; \quad i_{12} \in (0; \infty), \quad (1.148)$$

reprezintă raportul de transmitere al balansierilor.

1.3.1.2. Poziția rezultantei forțelor, care acționează asupra suspensiei.

Ecuatiile de echilibru ale forțelor care acționează asupra suspensiei (fig.1-16) sînt:

$$\left. \begin{aligned} Q_{12} + Q_{22} &= G_b \\ Q_{12} x_b - Q_{22}(l_{12} - x_b) &= 0 \\ Q_{12} i_{12} - Q_{22} &= 0 \end{aligned} \right\}; \quad (1.149)$$
$$x_b \in (0; l_{12}).$$

După teorema lui Rouché, pentru ca sistemul (1.149) să fie compatibil, este necesar și suficient ca determinantul caracteristic,

$$C_{12} = \begin{vmatrix} 1 & 1 & G_b \\ x_b & -(l_{12} - x_b) & 0 \\ i_{12} & -1 & 0 \end{vmatrix} = 0. \quad (1.150)$$

Rezolvînd ecuația (1.150) se obține

$$x'_b = \frac{i_{12}}{1 + i_{12}} l_{12}, \quad (1.151)$$

care definește poziția rezultantei forțelor care acționează asupra suspensiei.

1.3.1.3. Rigiditatea mișcării de săltare.

Fiind determinată condiția de compatibilitate a sistemului (1.149), rigiditatea mișcării de săltare rezultă din ecuația matricială,

$$\begin{bmatrix} \sum_{i=1}^2 k_i & \sum_{i=1}^2 (k_i l_{oi})_{(o)} \\ \sum_{i=1}^2 (k_i l_{oi})_{(o)} & \sum_{i=1}^2 k_i l_{oi}^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f_{12} \\ \varphi_{12} \end{bmatrix} = k_{12} f_{12} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1.152)$$

După unele transformări elementare, ecuația (1.152) devine

$$\begin{bmatrix} f_{12} \\ \varphi_{12} \end{bmatrix} = \frac{k_{12} f_{12}}{D_{12}} \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^2 k_i l_{oi}^2 \\ -\sum_{i=1}^2 (k_i l_{oi})_{(o)} \end{bmatrix} \quad (1.153)$$

Din egalitatea matricilor (1.153) rezultă

$$k_{12} = \frac{D_{12}}{\sum_{i=1}^2 k_i l_{oi}^2} \quad (1.154)$$

care reprezintă rigiditatea mișcării de săltare.

Substituind relația (1.151) în relația (1.154) se obține,

$$k_{12} = \frac{k_1 k_2 (1 + l_{12})^2}{l_{12}^2 k_1 + k_2} \quad (1.155)$$

care este identică cu relația (1.115).

1.3.1.4. Vectorul mărimilor de ieșire, Sarcinile suspendate pe osii.

Vectorul mărimilor de ieșire, ale cărui componente sînt sarcinile suspendate pe osii, se exprimă cu relația,

$$\begin{bmatrix} Q_{12} \\ Q_{22} \end{bmatrix} = \frac{G_b}{1 + i_{12}} \begin{bmatrix} 1 \\ i_{12} \end{bmatrix} \quad (1.156)$$

Din egalitatea matricilor (1.156) rezultă sarcinile suspendate pe osii:

$$\text{și} \quad \left. \begin{aligned} Q_{12} &= \frac{1}{1 + i_{12}} G_b \\ Q_{22} &= \frac{i_{12}}{1 + i_{12}} G_b \end{aligned} \right\} \quad (1.157)$$

Pe figurile 1-17a și 1-17b sînt reprezentate grafic relațiile (1.151) și (1.157).

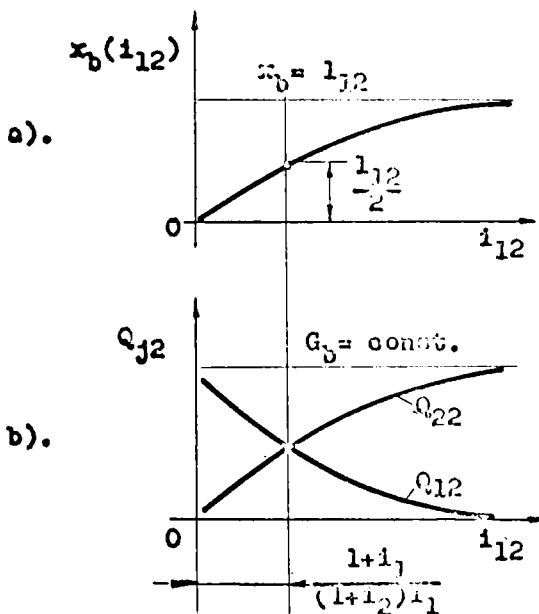


Fig.1-17.

Din relațiile (1.157) se observă că sarcinile suspendate pe osii sînt egale pentru $i_{12} = 1$ sau, ținînd seama de relația (1.148), rezultă

$$i_{b1} = \frac{1 + i_1}{(1 + i_2)i_1} \quad (1.158)$$

În acest caz, relația (1.151) devine

$$x'_b = \frac{i_{12}}{2} \quad (1.159)$$

Dacă se elimină raportul de transmitere i_{12} din relațiile (1.151) și (1.157) se obțin, pentru

sarcinile suspendate pe osii, relațiile:

și

$$\left. \begin{aligned} Q_{12} &= \frac{l_{12} - x_b}{l_{12}} G_b \\ Q_{22} &= \frac{x_b}{l_{12}} G_b \end{aligned} \right\} \cdot \quad (1.160)$$

Pe figura 1-18 sînt reprezentate grafic relațiile (1.160), unde este arătat și modul de determinare, pe cale grafică, a sarcinilor suspendate pe osii.

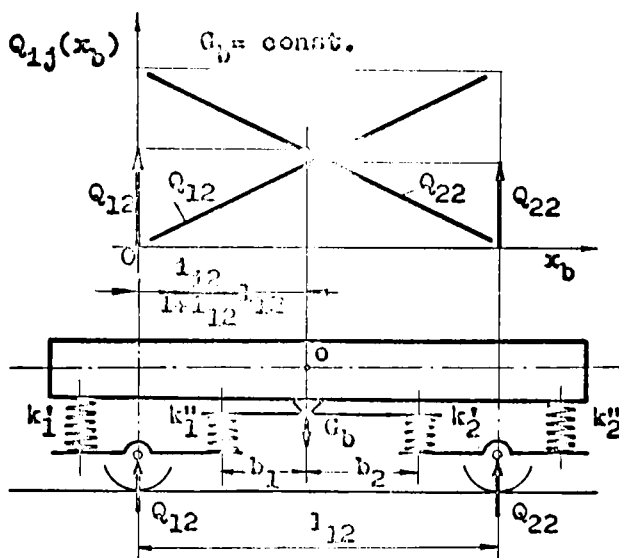


Fig.1-18.

1.3.2. Boghiul pe trei osii.

Se consideră un boghiu pe trei osii cu suspensia complet conjugată, a cărui model mecanic(de calcul) este reprezentat pe figura (1-19) [93].

1.3.2.1. Rapoartele de transmitere ale balansierilor.

Forțele care acționează asupra balansierilor de la

osi se determină din egalitatea matricilor,

$$\begin{bmatrix} Q'_{j3} \\ Q''_{j3} \end{bmatrix} = \frac{Q_{j3}}{1 + i_j} \begin{bmatrix} 1 \\ i_j \end{bmatrix}; \quad (j=1...3). \quad (1.161)$$

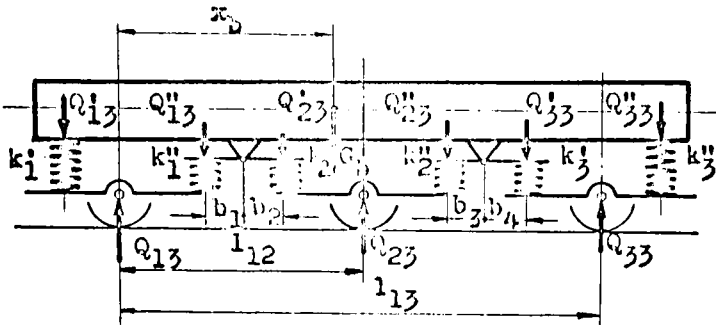


Fig.1-19.

Din relația (1.161) rezultă:

$$\text{și } \left. \begin{aligned} Q'_{j3} &= \frac{1}{1 + i_j} Q_{j3} \\ Q''_{j3} &= \frac{i_j}{1 + i_j} Q_{j3} \end{aligned} \right\} \cdot \quad (1.162)$$

Ecuatiile de echilibru ale balansierilor longitudinali sînt:

$$\text{și } \left. \begin{aligned} \frac{Q'_{23}}{Q'_{13}} &= \frac{b_1}{b_2} = i_{b1} = \frac{1 + i_1}{i_1(1 + i_2)} \frac{Q_{23}}{Q_{13}} \\ \frac{Q'_{33}}{Q''_{23}} &= \frac{b_3}{b_4} = i_{b2} = \frac{1 + i_2}{i_2(1 + i_3)} \frac{Q_{33}}{Q_{23}} \end{aligned} \right\} \cdot \quad (1.163)$$

Din relațiile (1.163) rezultă:

și

$$\left. \begin{aligned} Q_{23} &= i_{12} Q_{13} \\ Q_{33} &= i_{23} Q_{23} \end{aligned} \right\} ; \quad (1.164)$$

în care,

$$i_{12} = \frac{1 + i_2}{1 + i_1} i_1 i_{b1} \quad (1.165)$$

reprezintă raportul de transmitere al balansierilor dintre prima și a doua osie;

$$i_{23} = \frac{1 + i_3}{1 + i_2} i_2 i_{b2} \quad (1.166)$$

reprezintă raportul de transmitere al balansierilor dintre osiile a doua și a treia.

Eliminînd pe Q_{23} din relațiile (1.164) se obține

$$Q_{33} = i_{13} Q_{13} \quad (1.167)$$

În care

$$i_{13} = i_{12} i_{23} = \frac{1 + i_3}{1 + i_1} i_1 i_2 i_{b1} i_{b2} \quad (1.168)$$

reprezintă raportul de transmitere total al balansierilor.

1.3.2.2. Poziția rezultatelor forțelor care acționează asupra suspensiei.

Ecuatiile de echilibru ale forțelor care acționează asupra suspensiei (fig.1-19) sînt:

$$\left. \begin{aligned} Q_{13} + Q_{23} + Q_{33} &= G_b \\ Q_{13} x_b - Q_{23}(1_{12} - x_b) - Q_{33}(1_{13} - x_b) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.169)$$

$$\left. \begin{aligned} Q_{13} i_{12} i_{23} - Q_{33} &= 0 \\ Q_{23} i_{23} - Q_{33} &= 0 \end{aligned} \right\}.$$

Discutând sistemul (1.169) după teorema lui Rouché, pentru ca acesta să fie compatibil este necesar și suficient ca determinantul caracteristic,

$$C_{13} = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 & G_b \\ x_b & -(1_{12}-x_b) & -(1_{13}-x_b) & 0 \\ i_{12}i_{23} & 0 & -1 & 0 \\ 0 & i_{23} & -1 & 0 \end{vmatrix} = 0. \quad (1.170)$$

Rezolvînd ecuația (1.170) se obține

$$x'_b = \frac{\sum_{j=1}^3 i_{1j} l_{1j}}{\sum_{j=1}^3 i_{1j}} \quad (i_{11}=1; l_{11}=0), \quad (1.171)$$

care definește poziția rezultantei forțelor care acționează asupra suspensiei complet conjugată.

1.3.2.3. Rigiditatea mișcării de săltare.

Fiind stabilită condiția de compatibilitate a sistemului (1.169), rigiditatea mișcării de săltare se determină din egalitatea matricilor,

$$\begin{bmatrix} f_{13} \\ \varphi_{13} \end{bmatrix} = \frac{k_{13} f_{13}}{D_{13}} \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^3 k_i l_{oi}^2 \\ -\sum_{i=1}^3 (k_i l_{oi})_{(o)} \end{bmatrix}. \quad (1.172)$$

Din relația (1.172) se obține

$$k_{13} = \frac{D_{13}}{\sum_{i=1}^3 k_i l_{oi}^2}, \quad (1.173)$$

care reprezintă rigiditatea mișcării de săltare.

Substituind relația (1.171) în relația (1.173) se obține

$$k_{13} = \frac{D_{13} \left[\sum_{j=1}^3 i_{1j} \right]^2}{\sum_{i=1}^3 \left[k_i \left(l_{1i} \sum_{j=1}^3 i_{1j} - \sum_{j=1}^3 i_{1j} l_{1j} \right)^2 \right]}. \quad (1.174)$$

Dacă sînt satisfăcute condițiile:

$$\text{și} \quad \left. \begin{aligned} k_2 &= i_{12} k_1 \\ k_3 &= i_{23} k_2 = i_{13} k_1 \end{aligned} \right\}, \quad (1.175)$$

atunci se obține relația (1.37), care, și la acest tip de suspensie, reprezintă rigiditatea mișcării de săltare.

1.3.2.4. Vectorul mărimilor de ieșire,
Sarcinile suspendate pe osii.

Vectorul mărimilor de ieșire, ale cărui componente sînt sarcinile suspendate pe osii, se exprimă cu relația,

$$\begin{bmatrix} Q_{13} \\ Q_{23} \\ Q_{33} \end{bmatrix} = \frac{G_b}{\sum_{i=1}^3 i_{1j}} \begin{bmatrix} 1 \\ i_{12} \\ i_{13} \end{bmatrix}. \quad (1.176)$$

Din egalitatea matricilor (1.176) se obțin sarcinile

suspendate pe osii:

$$\left. \begin{aligned} Q_{13} &= \frac{1}{\sum_{j=1}^2 i_{1j}} G_b \\ Q_{23} &= \frac{i_{12}}{\sum_{j=1}^2 i_{1j}} G_b \\ Q_{33} &= \frac{i_{13}}{\sum_{j=1}^2 i_{1j}} G_b \end{aligned} \right\} \cdot \quad (1.177)$$

Relațiile (1.177) pot fi scrise în forma generală

$$Q_{j3} = \frac{i_{1j}}{\sum_{j=1}^2 i_{1j}} G_b \cdot \quad (1.178)$$

Considerînd relațiile (1.177) ca funcții parametrice cu parametrii i_{12} și i_{23} , acestea sînt reprezentate grafic pe figurile 1-20a și 1-20b.

După cum rezultă din figurile 1-20a și 1-20b, poziția rezultantei forțelor care acționează asupra suspensiei este teoretic definită pe următoarele intervale:

$$\left. \begin{aligned} x_b &\in \left(0 ; \frac{l_{12} + i_{23} l_{13}}{1 + i_{23}} \right] \\ \text{și} \\ x_b &\in \left[\frac{i_{12}}{1 + i_{12}} l_{12} ; l_{13} \right) \end{aligned} \right\} \cdot \quad (1.179)$$

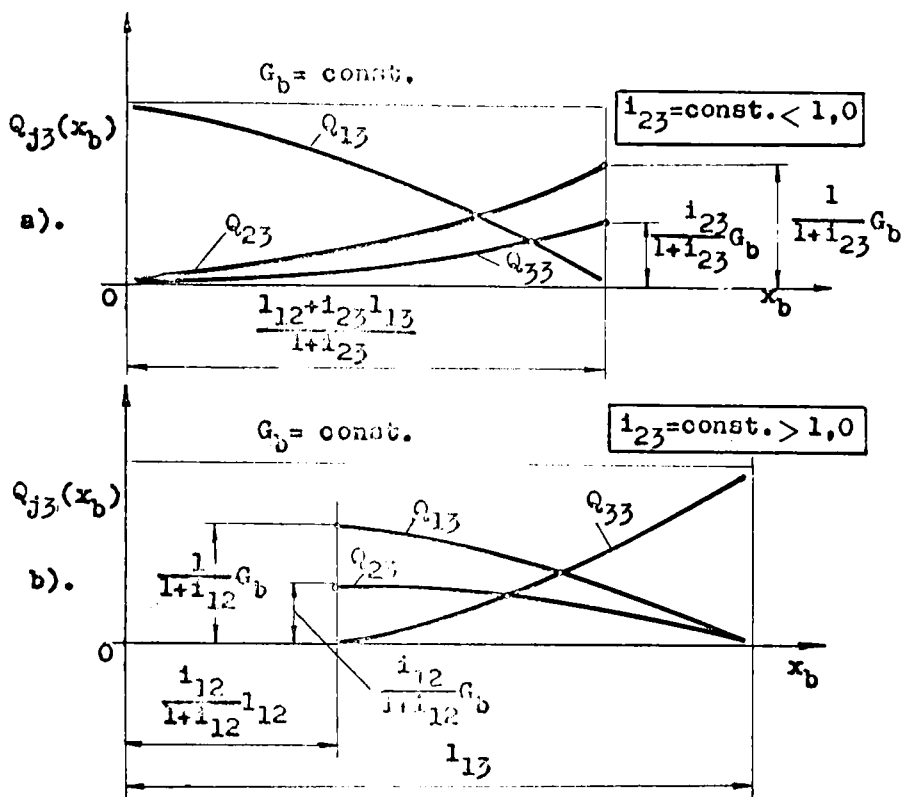


Fig.1-20.

Dacă se intersecționează aceste intervale, se obține

$$x_b \in \left[\frac{i_{12}}{1 + i_{12}} l_{12} ; \frac{l_{12} + i_{23} l_{13}}{1 + i_{23}} \right], \quad (1.180)$$

care reprezintă domeniul de existență al poziției rezultantei forțelor care acționează asupra suspensiei complet conjugată.

Pe figurile 1-21a și 1-21b sînt reprezentate sarcinile suspendate pe osii în domeniul de existență a poziției rezultantei acestor forțe.

Tot pe această figură este, de asemeni, arătat modul de determinare al sarcinilor pe osii pentru o poziție oarecare a rezultantei acestor forțe.

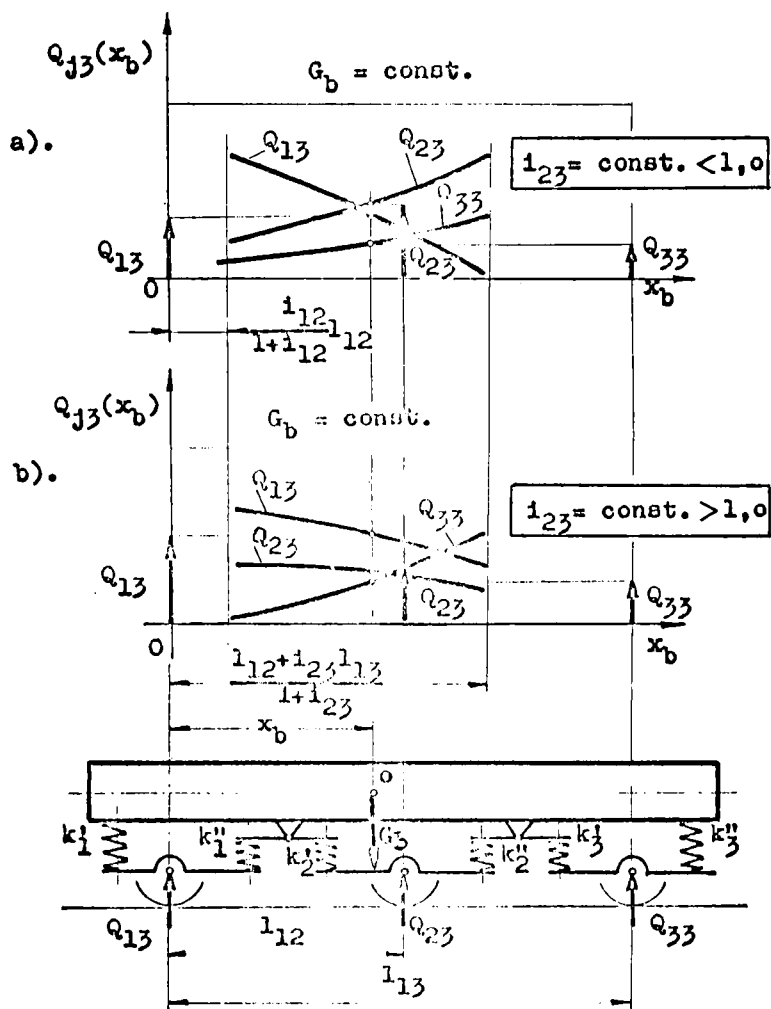


Fig.1-21.

1.3.3. Relații generale de calcul.

Relațiile de calcul, stabilite la paragrafele 1.3.1. și 1.3.2, pot fi scrise în forme generale pentru a putea fi utilizate la analiza echilibrului static al oricărui tip de boghiu sau locomotivă cu formula osiilor o-n-o, ($n \geq 2$).

1.3.3.1. Rapoartele de transmitere
ale balansierilor.

Ecuatiile de echilibru ale balansierilor longitudinali, precum și rapoartele de transmitere corespunzătoare se exprimă cu relațiile:

$$\left. \begin{aligned} Q_{2n} &= i_{12} Q_{1n} \\ i_{12} &= \frac{1 + i_2}{1 + i_1} i_1 i_{b1} \end{aligned} \right\}; \quad (1.181)$$

$$\left. \begin{aligned} Q_{3n} &= i_{23} Q_{2n} \\ i_{23} &= \frac{1 + i_3}{1 + i_2} i_2 i_{b2} \end{aligned} \right\}; \quad (1.182)$$

⋮ ⋮

$$\left. \begin{aligned} Q_{jn} &= i_{(j-1)j} Q_{(j-1)n} \\ i_{(j-1)n} &= \frac{1 + i_j}{1 + i_{(j-1)}} i_{j-1} i_{b(j-1)} \end{aligned} \right\}; \quad (1.183)$$

⋮ ⋮

$$\left. \begin{aligned} Q_{nn} &= i_{(n-1)n} Q_{(n-1)n} \\ i_{(n-1)n} &= \frac{1 + i_n}{1 + i_{(n-1)}} i_{(n-1)} i_{b(n-1)} \end{aligned} \right\}. \quad (1.184)$$

Din relațiile (1.181)...(1.184) rezultă:

$$Q_{nn} = i_{1n} Q_{1n} \quad (1.185)$$

și

$$i_{1n} = \prod_{j=1}^{n-1} i_{j(1+j)} \quad (1.186)$$

sau

$$i_{1n} = \frac{1 + i_n}{1 + i_1} \prod_{j=1}^{n-1} i_j i_{bj} , \quad (1.187)$$

care reprezintă raportul de transmitere total al balansieriloe.

Intre două sarcini suspendate pe osii, oarecare, se poate scrie relația,

$$Q_{jn} = Q_{kn} \cdot \prod_k^{j-1} i_k^{(1+k)} ; \quad (j > k). \quad (1.188)$$

1.3.3.2. Poziția rezultantei forțelor
care acționează asupra suspensiei.

In cazul general, ecuațiile de echilibru ale forțelor care acționează asupra suspensiei sînt:

$$\left. \begin{aligned} \sum_{j=1}^n Q_{jn} &= G_b \\ \sum_{j=1}^n (Q_{jn} l_{oj})_{(o)} &= 0 \\ Q_{1n} \prod_{j=1}^{n-1} i_{j(1+j)} - Q_{nn} &= 0 \\ Q_{2n} \prod_{j=2}^{n-1} i_{j(1+j)} - Q_{nn} &= 0 \\ \dots &\dots \dots \dots \dots \dots \dots \\ Q_{jn} \prod_{j=j}^{n-1} i_{j(1+j)} - Q_{nn} &= 0 \\ \dots &\dots \dots \dots \dots \dots \dots \\ Q_{(n-1)n} \prod_{j=n-1}^{n-1} i_{j(1+j)} - Q_{nn} &= 0 \end{aligned} \right\} \cdot \quad (1.189)$$

După cum s-a mai arătat, sistemul (1.189) este compatibil dacă determinantul caracteristic,

$$C_{1n} = \begin{vmatrix} 1 & 1 & \dots & 1 & \dots & 1 & 1 & G_b \\ l_{o1} & -l_{o2} & \dots & -l_{oj} & \dots & -l_{o(n-1)} & -l_{on} & 0 \\ \prod_{j=1}^{n-1} i_{j(1+j)} & \dots & 0 & \dots & 0 & -1 & 0 \\ 0 & \prod_{j=2}^{n-1} i_{j(1+j)} & 0 & \dots & 0 & -1 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \prod_{j=j}^{n-1} i_{j(1+j)} & 0 & -1 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \prod_{j=n-1}^{n-1} i_{j(1+j)} & -1 & 0 \end{vmatrix} = 0. \quad (1.190)$$

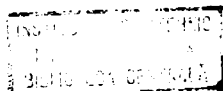
Dacă se rezolvă ecuația (1.190) se obține

$$x'_b = \frac{\sum_{j=1}^n i_{1j} l_{1j}}{\sum_{j=1}^n i_{1j}}, \quad (1.191)$$

care definește poziția rezultantei forțelor care acționează asupra suspensiei complet conjugate, și generalizează relațiile (1.151) și respectiv, (1.171).

1.3.3.3. Rigiditatea mișcării de săltare.

Rigiditatea mișcării de săltare a masei suspendate se determină rezolvînd sistemul de ecuații:



$$\left. \begin{aligned} \sum_{j=1}^n Q_{jn} &= k_n f_n \\ \sum_{j=1}^n (Q_{jn} l_{oj})_{(o)} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.192)$$

In care,

$$Q_{jn} = k_j (x_n \pm l_{oj} \varphi_n) \quad (1.193)$$

(j = 1 ... n)

Semnul plus se ia pentru j = 1.

Tinând seama de relația (1.193), din sistemul (1.192) rezultă rigiditatea mișcării de săltare în forma,

$$k_{1n} = \frac{D_{1n}}{n \sum_{j=1}^n k_j l_{oj}^2} \quad (1.194)$$

care este identică cu relația (1.60).

Tinând seama de relația (1.191), relația (1.194) devine

$$k_{1n} = \frac{D_{1n} \left(\sum_{j=1}^n i_{1j} \right)^2}{\sum_{i=1}^n \left[k_i \left(l_{1i} \sum_{j=1}^n i_{1j} - \sum_{j=1}^n i_{1j} l_{1j} \right)^2 \right]} \quad (1.195)$$

care definește poziția rezultantei forțelor care acționează asupra suspensiei complet conjugate a unui boghiu sau locomotive diesel de tipul o-n-o, și generalizează relațiile (1.155) și respectiv, (1.174).

Dacă sînt satisfăcute condițiile:

$$k_j = i_{(j-1)j} k_{j-1} \quad (1.196)$$

(j = 2 ... n)

din relația (1.195) rezultă valoarea maximă a rigidității mișcării de săltare în forma (1.61).

1.3.3.4. Vectorul mărimilor de ieșire,
Sarcinile suspendate pe osii.

Pentru cazul general, sarcinile suspendate pe osii se determină din ecuația matricială,

$$[K_{ln}(i_{1j})] \cdot [F_{ln}] = [G_{ln}]. \quad (1.197)$$

În care:

$[K_{ln}(i_{1j})]$ reprezintă matricea rigidității suspensiei,

$$[K_{ln}(i_{1j})] = \begin{bmatrix} 1 & 1 & \dots & 1 & \dots & 1 & 1 \\ \prod_{j=1}^{n-1} i_{j(1+j)} & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & -1 \\ 0 & \prod_{j=2}^{n-1} i_{j(1+j)} & 0 & \dots & 0 & \dots & -1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & \prod_{j=j}^{n-1} i_{j(1+j)} & \dots & 0 & -1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & \prod_{j=n-1}^{n-1} i_{j(1+j)}^{-1} & \dots \end{bmatrix}; \quad (1.198)$$

$[F_{ln}]$ - vectorul mărimilor de ieșire a cărui componente reprezintă sarcinile suspendate pe osii,

$$[F_{ln}] = \begin{bmatrix} Q_{1n} \\ \vdots \\ Q_{jn} \\ \vdots \\ Q_{nn} \end{bmatrix}; \quad (1.199)$$

$[G_{1n}]$ - vectorul mărimii de intrare, avînd componentă greutatea suspendată a boghiului sau locomotivei,

$$[G_{1n}] = \begin{bmatrix} G_b \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (1.200)$$

Matricea (1.198) fiind nesingulară, după unele transformări elementare, sarcinile suspendate pe osii se determină din egalitatea matricilor,

$$[F_{1n}] = \frac{G_b}{n} [I_{1j}]. \quad (1.201)$$

$$\sum_{j=1}^n i_{1j}$$

În care,

$[I_{1j}]$ - reprezintă matricea rapoartelor de transmitere ale balansierilor,

$$[I_{1j}] = \begin{bmatrix} 1 \\ i_{12} \\ \vdots \\ i_{1j} \\ \vdots \\ i_{1n} \end{bmatrix}. \quad (1.202)$$

Relația (1.201) generalizează relațiile (1.156) și respectiv (1.176).

Capitolul 2

ECHILIBRUL STATIC AL LOCOMOTIVELOR
DIESEL CU BOGHIURI

2.1. Echilibrul static al locomotivelor diesel
cu boghiuri pe două osii și suspensie
simplă.

2.1.1. Vectorul de poziție al construcției
suspendate a boghiurilor. Coordonatele
echilibrului static.

Se consideră o locomotivă diesel de tipul B-B al că-
rui model mecanic (de calcul) este reprezentat pe figura 2-1
[93].

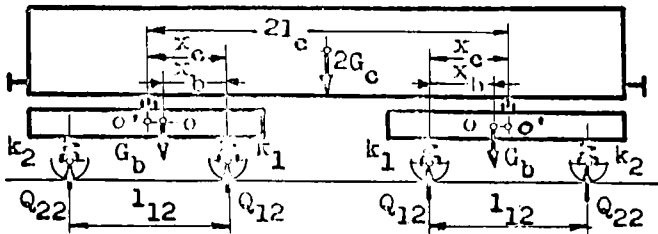


Fig.2-1.

Vectorul de poziție al construcției suspendate a bo-
ghiului, sub acțiunea greutății cutiei, este definit de matri-
cea,

$$\begin{bmatrix} f_b(x_c) \\ \varphi_b(x_c) \end{bmatrix} = \frac{G_c}{D_{12}} \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^2 k_i l_{o'i}^2 \\ -\sum_{i=1}^2 (k_i l_{o'i})_{(o')} \end{bmatrix}. \quad (2.1)$$

Din egalitatea momentelor (2.1) rezultă coordonatele echilibrului static ale construcției suspendate a boghiului:

$$f_b(x_c) = \frac{G_c}{D_{12}} \sum_{i=1}^n k_i l_{o,i}^2 \quad (2.2)$$

și

$$\varphi_b(x_c) = - \frac{G_c}{D_{12}} \sum_{i=1}^n (k_i l_{o,i})' (o') \cdot \quad (2.3)$$

2.1.1.1. Săgeata statică a suspensiei.

Săgeata statică a suspensiei se exprimă cu relația,

$$F_b(x_b, x_c) = f_b(x_b) + f_b(x_c) \quad (2.4)$$

Tinând seama de relațiile (1.10) și (2.2), relația (2.4) devine

$$F_b(x_b, x_c) = \frac{1}{D_{12}} \left[G_b \sum_{i=1}^2 k_i l_{oi}^2 + G_c \sum_{i=1}^2 k_i l_{o,i}^2 \right] \cdot \quad (2.5)$$

Poziția centrului de inerție al construcției suspendate a boghiului și a punctului de reazem al cutiei pe boghiuri, pentru care săgeata statică a suspensiei are o valoare extremă, se determină rezolvînd sistemul,

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_b} [F_b(x_b, x_c)] &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial x_c} [F_b(x_b, x_c)] &= 0 \end{aligned} \right\} \cdot \quad (2.6)$$

Soluțiile sistemului (2.6) sînt

$$x_b' = x_c' = \frac{k_2}{k_1 + k_2} l_{12} \cdot \quad (2.7)$$

Derivatele parțiale de ordinul doi ale funcției (2.5), în punctele $x_b = x'_b$ și $x_c = x'_c$, sînt:

$$\text{și } \left. \begin{aligned} \frac{\partial^2}{\partial x_b^2} [F_b(x_b, x_c)] &= 2 \frac{G_b}{D_{12}} (k_1 + k_2) > 0 \\ \frac{\partial^2}{\partial x_c^2} [F_b(x_b, x_c)] &= 2 \frac{G_c}{D_{12}} (k_1 + k_2) > 0 \end{aligned} \right\} . \quad (2.8)$$

Pentru soluțiile (2.7), discriminantul,

$$\left[\frac{\partial^2}{\partial x'_b \partial x'_c} (F_b(x_b, x_c)) \right]^2 - \frac{\partial^2}{\partial x'_b{}^2} [F_b(x_b, x_c)] \frac{\partial^2}{\partial x'_c{}^2} [F_b(x_b, x_c)] < 0. \quad (2.9)$$

Prin urmare, ținînd seama de relațiile (2.8), rezultă că săgeata statică a suspensiei are un minim care se exprimă cu relația,

$$F_b(x'_b, x'_c) = \frac{G_b + G_c}{k_1 + k_2} . \quad (2.10)$$

2.1.1.2. Unghiul de înclinare al construcției suspendate.

Unghiul de înclinare al construcției suspendate a boghiului se exprimă cu relația,

$$\phi_b(x_b, x_c) = \varphi_b(x_b) + \varphi_b(x_c). \quad (2.11)$$

Substituind relațiile (1.11) și (2.3), relația (2.11) devine

$$\begin{aligned} \phi_b(x_b, x_c) = - \frac{1}{D_{12}} \left[G_b \sum_{i=1}^2 (k_i l_{oi})_{(o)} + \right. \\ \left. + G_c \sum_{i=1}^2 (k_i l_{o'i})_{(o')} \right] . \end{aligned} \quad (2.12)$$

Construcția suspendată a boghiului ocupă poziția orizontală, dacă este satisfăcută condiția,

$$\phi_b(x_b, x_c) = 0. \quad (2.13)$$

Din ecuația (2.13) rezultă poziția punctului de suspenzie al cutiei pe boghiu,

$$x_c'' = - \frac{G_b}{G_c} x_b + \frac{G_b + G_c}{G_c} x_b'. \quad (2.14)$$

2.1.2. Caracteristicile statice ale suspensiei.

2.1.2.1. Rigiditatea mișcării de săltare.

Rigiditatea mișcării de săltare se exprimă din relația,

$$K_{bf}(x_b, x_c) \cdot F_b(x_b, x_c) = G_b + G_c. \quad (2.15)$$

Tinând seama de relația (2.5), se obține

$$K_{bf}(x_b, x_c) = \frac{(G_b + G_c) D_{12}}{G_b \sum_{i=1}^2 k_i l_{oi}^2 + G_c \sum_{i=1}^2 k_i l_{oi}^2}. \quad (2.16)$$

Sistemul,

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_b} [K_{bf}(x_b, x_c)] &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial x_c} [K_{bf}(x_b, x_c)] &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (2.17)$$

admite soluții de forma (2.7).

Derivatele parțiale de ordinul doi ale funcției (2.16), în punctele $x_b = x_b'$ și $x_c = x_c'$, sînt:

$$\text{și} \left. \begin{aligned} \frac{\partial^2}{\partial x_b^2} [K_{bf}(x_b, x_c)] &= -2 \frac{(k_1 + k_2)^3 G_b}{(G_b + G_c) D_{12}} < 0 \\ \frac{\partial^2}{\partial x_c^2} [K_{bf}(x_b, x_c)] &= -2 \frac{(k_1 + k_2)^3 G_c}{(G_b + G_c) D_{12}} < 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

Pentru soluțiile (2.7), discriminantul,

$$\begin{aligned} & \left[\frac{\partial^2}{\partial x_b' \partial x_c'} (K_{bf}(x_b, x_c)) \right]^2 - \\ & - \frac{\partial^2}{\partial x_b'^2} [K_{bf}(x_b, x_c)] \cdot \frac{\partial^2}{\partial x_c'^2} [K_{bf}(x_b, x_c)] < 0. \end{aligned} \quad (2.19)$$

Prin urmare, ținând seama de relațiile (2.18), rezultă că rigiditatea mișcării de săltare are un maxim care se exprimă cu relația,

$$K_{bf}(x_b', x_c') = k_1 + k_2. \quad (2.20)$$

2.1.2.2. Rigiditatea mișcării de galop.

Rigiditatea mișcării de galop se exprimă, ținând seama de relația (2.16), în forma,

$$K_{b\varphi}(x_b, x_c) = \frac{1}{G_b + G_c} \left[G_b \sum_{i=1}^2 k_{i1} l_{0i}^2 - G_c \sum_{i=1}^2 k_{i1} l_{0',i}^2 \right]. \quad (2.21)$$

Sistemul,

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_b} [K_{b\varphi}(x_b, x_c)] &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial x_c} [K_{b\varphi}(x_b, x_c)] &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (2.22)$$

admite soluții de forma (2.7).

Derivatele parțiale de ordinul doi ale funcției (2.21), în punctele $x_b = x'_b$ și $x_c = x'_c$, sînt:

$$\text{și } \left. \begin{aligned} \frac{\partial^2}{\partial x_b^2} [K_b \varphi(x_b, x_c)] &= 2 \frac{G_b}{G_b + G_c} (k_1 + k_2) > 0 \\ \frac{\partial^2}{\partial x_c^2} [K_b \varphi(x_b, x_c)] &= 2 \frac{G_c}{G_b + G_c} (k_1 + k_2) > 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.23)$$

Pentru soluțiile (2.7), discriminantul,

$$\begin{aligned} & \left[\frac{\partial^2}{\partial x'_b \partial x'_c} (K_b \varphi(x_b, x_c)) \right]^2 - \\ & - \frac{\partial^2}{\partial x_b^2} [K_b \varphi(x_b, x_c)] \frac{\partial^2}{\partial x_c^2} [K_b \varphi(x_b, x_c)] < 0. \end{aligned} \quad (2.24)$$

Prin urmare, ținînd seama de relațiile (2.23), rezultă că rigiditatea mișcării de galop are un minim care se exprimă cu relația,

$$K_b \varphi(x_b, x_c) = \frac{D_{12}}{k_1 + k_2}. \quad (2.25)$$

2.1.3. Vectorul mărimilor de ieșire. Sarcinile suspendate pe osii.

Sarcinile suspendate pe osii, datorită acțiunii greutateii cutiei, se exprimă cu relațiile:

$$Q_{j2} = \frac{G_c}{D_{12}} k_j \left[\sum_{i=1}^2 k_i l_{o'i}^2 \pm l_{o'j} \sum_{i=1}^2 (k_i l_{o'i})_{(o')} \right]. \quad (2.26)$$

(j = 1; 2)

Semnul minus corespunde lui $i = 1$.

În felul acesta, ținând seama de relațiile (1.24) și (2.26), sarcinile suspendate pe osii se exprimă cu relațiile:

$$Q_{j2}(x_b, x_c) = \frac{k_j}{D_{12}} \left\{ G_b \left[\sum_{i=1}^2 k_i l_{oi}^2 \pm l_{oj} \sum_{i=1}^2 (k_i l_{oi})_{(o)} \right] + G_c \left[\sum_{i=1}^2 k_i l_{o'i}^2 \pm l_{o'j} \sum_{i=1}^2 (k_i l_{o'i})_{(o')} \right] \right\}. \quad (2.27)$$

Ținând seama de relația (2.7), relația (2.27) devine,

$$Q_{j2}(x'_b, x'_c) = \frac{k_j}{k_1 + k_2} (G_b + G_c). \quad (2.28)$$

Din relațiile (2.28) rezultă

$$\frac{Q_{j2}(x'_b, x'_c)}{k_j} = \frac{G_b + G_c}{k_1 + k_2} = F_b(x'_b, x'_c). \quad (2.29)$$

2.2. Echilibrul static al locomotivelor diesel cu boghiuri pe trei osii și suspensie simplă.

2.2.1. Vectorul de poziție al construcției suspendate a boghiurilor. Coordonatele echilibrului static.

Se consideră o locomotivă diesel de tipul C-C al cărei model mecanic (de calcul) este reprezentat pe figura 2-2.

Vectorul de poziție al construcției suspendate a boghiului, sub acțiunea greutății cutiei, este definit de matricea,

$$\begin{bmatrix} f_b(x_c) \\ \varphi_b(x_c) \end{bmatrix} = \frac{G_c}{D_{13}} \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^3 k_i l_{o'i}^2 \\ -\sum_{i=1}^3 (k_i l_{o'i})_{(o')} \end{bmatrix} \cdot \quad (2.30)$$

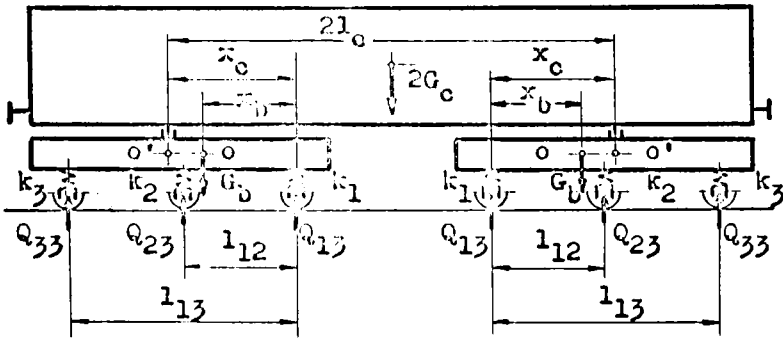


Fig.2-2.

Din egalitatea matricilor (2.30) rezultă coordonatele echilibrului static ale construcției suspendate a boghiului:

$$\left. \begin{aligned} f_b(x_c) &= \frac{G_c}{D_{13}} \sum_{i=1}^3 k_i l_{o'i}^2 \\ \varphi_b(x_c) &= -\frac{G_c}{D_{13}} \sum_{i=1}^3 (k_i l_{o'i})_{(o')} \end{aligned} \right\} \cdot \quad (2.31)$$

și

2.2.1.1. Săgeata statică a suspensiei.

Săgeata statică a suspensiei se exprimă cu relația,

$$F_b(x_b, x_c) = f_b(x_b) + f_b(x_c). \quad (2.32)$$

Substituind relațiile (1.30) și (2.31) în relația (2.32) se obține

$$F_b(x_b, x_c) = \frac{1}{D_{13}} \left[G_b \sum_{i=1}^3 k_i l_{oi}^2 + G_c \sum_{i=1}^3 k_i l_{oi}^2 \right]. \quad (2.33)$$

Poziția centrului de inerție al construcției suspendate a boghiului și a punctului de rezemare al cutiei pe boghiuri, pentru care săgeata statică a suspensiei are o valoare extremă, se determină rezolvînd sistemul,

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_b} [F_b(x_b, x_c)] &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial x_c} [F_b(x_b, x_c)] &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (2.34)$$

Soluțiile sistemului (2.34) sînt de forma,

$$x'_b = x'_c = \frac{\sum_{i=1}^3 k_i l_{li}}{\sum_{i=1}^3 k_i}. \quad (2.35)$$

Derivatele parțiale de ordinul doi ale funcției (2.33), în punctele $x_b = x'_b$ și $x_c = x'_c$, sînt:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2}{\partial x_b^2} [F_b(x_b, x_c)] &= 2 \frac{G_b}{D_{13}} \sum_{i=1}^3 k_i > 0 \\ \frac{\partial^2}{\partial x_c^2} [F_b(x_b, x_c)] &= 2 \frac{G_c}{D_{13}} \sum_{i=1}^3 k_i > 0 \end{aligned} \right\}. \quad (2.36)$$

Pentru soluțiile (2.35), discriminantul,

$$\left[\frac{\partial^2}{\partial x'_b \partial x'_c} F_b(x_b, x_c) \right]^2 - \frac{\partial^2}{\partial x'^2_b} [F_b(x_b, x_c)] \frac{\partial^2}{\partial x'^2_c} [F_b(x_b, x_c)] < 0. \quad (2.37)$$

Prin urmare, ținând seama de relațiile (2.36), rezultă că săgeata statică a suspensiei are un minim care se exprimă cu relația,

$$F_b(x'_b, x'_c) = \frac{G_b + G_c}{\sum_{i=1}^3 k_i} . \quad (2.38)$$

2.2.1.2. Unghiul de înclinare al construcției suspendate.

Unghiul de înclinare al construcției suspendate a boghiului se exprimă cu relația,

$$\phi_b(x_b, x_c) = \varphi_b(x_b) + \varphi_b(x_c). \quad (2.39)$$

Substituind relațiile (1.31), relația (2.39) devine

$$\begin{aligned} \phi_b(x_b, x_c) = & - \frac{1}{D_{13}} \left[G_b \sum_{i=1}^3 (k_i l_{oi})_{(o)} + \right. \\ & \left. + G_c \sum_{i=1}^3 (k_i l_{o'i})_{(o')} \right] . \end{aligned} \quad (2.40)$$

Construcția suspendată a boghiului ocupă poziția orizontală, dacă este satisfăcută condiția,

$$\phi_b(x_b, x_c) = 0. \quad (2.41)$$

În felul acesta rezultă poziția punctului de suspendare al cutiei pe boghiuri,

$$x''_c = - \frac{G_b}{G_c} x_b + \frac{G_b + G_c}{G_c} x'_b. \quad (2.42)$$

2.2.2. Caracteristicile statice ale suspensiei.

2.2.2.1. Rigiditatea mișcării de săltare.

Rigiditatea mișcării de săltare se exprimă cu relația,

$$K_{bf}(x_b, x_c) = \frac{(G_b + G_c)D_{13}}{G_b \sum_{i=1}^3 k_i l_{oi}^2 + G_c \sum_{i=1}^3 k_i l_{o'i}^2}. \quad (2.43)$$

Sistemul,

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_b} [K_{bf}(x_b, x_c)] &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial x_c} [K_{bf}(x_b, x_c)] &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (2.44)$$

admite soluții de forma (2.35).

Derivatele parțiale de ordinul doi ale funcției (2.43), în punctele $x_b = x_b'$ și $x_c = x_c'$, sînt:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2}{\partial x_b'^2} [K_{bf}(x_b, x_c)] &= -2 \frac{\left[\sum_{i=1}^3 k_i \right]^3 G_b}{(G_b + G_c)D_{13}} < 0 \\ \frac{\partial^2}{\partial x_c'^2} [K_{bf}(x_b, x_c)] &= -2 \frac{\left[\sum_{i=1}^3 k_i \right]^3 G_c}{(G_b + G_c)D_{13}} < 0 \end{aligned} \right\}. \quad (2.45)$$

Pentru soluțiile (2.35), discriminantul,

$$\left[\frac{\partial^2}{\partial x_b' \partial x_c'} (K_{bf}(x_b, x_c)) \right]^2 - \frac{\partial^2}{\partial x_b'^2} [K_{bf}(x_b, x_c)] \frac{\partial^2}{\partial x_c'^2} [K_{bf}(x_b, x_c)] < 0. \quad (3.46)$$

Ținând seama de relațiile (2.45), rezultă că rigiditatea mișcării de săltare are un maxim care se exprimă cu relația,

$$K_{bf} = \sum_{i=1}^3 k_i . \quad (2.47)$$

2.2.2.2. Rigiditatea mișcării de galop.

Rigiditatea mișcării de galop se exprimă, ținând seama de relația (2.43), cu relația,

$$K_{b\varphi}(x_b, x_c) = \frac{1}{G_b + G_c} \left[G_b \sum_{i=1}^3 k_i l_{oi}^2 + G_c \sum_{i=1}^3 k_i l_{oi}^2 \right] . \quad (2.48)$$

Sistemul,

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_b} [K_{b\varphi}(x_b, x_c)] &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial x_c} [K_{b\varphi}(x_b, x_c)] &= 0 \end{aligned} \right\} , \quad (2.49)$$

admite soluții de forma (2.35).

Derivatele parțiale de ordinul doi ale funcției (2.48), în punctele $x_b = x'_b$ și $x_c = x'_c$, sînt:

$$\text{și} \left. \begin{aligned} \frac{\partial^2}{\partial x_b^2} [K_{b\varphi}(x_b, x_c)] &= 2 \frac{G_b}{G_b + G_c} \sum_{i=1}^3 k_i > 0 \\ \frac{\partial^2}{\partial x_c^2} [K_{b\varphi}(x_b, x_c)] &= 2 \frac{G_c}{G_b + G_c} \sum_{i=1}^3 k_i > 0 \end{aligned} \right\} . \quad (2.50)$$

Pentru soluțiile (2.35), discriminantul,

$$\left[\frac{\partial^2}{\partial x'_b \partial x'_c} (K_{b\varphi}(x_b, x_c)) \right]^2 -$$

$$- \frac{\partial^2}{\partial x'_b{}^2} [K_{b\varphi}(x_b, x_c)] \frac{\partial^2}{\partial x'_c{}^2} [K_{b\varphi}(x_b, x_c)] < 0. \quad (2.51)$$

Tinând seama de relațiile (2.50), rezultă că această rigiditate are un minim care se exprimă cu relația,

$$K_{b\varphi}(x'_b, x'_c) = \frac{D_{13}}{\sum_{i=1}^3 k_i}. \quad (2.52)$$

2.2.3. Vectorul mărimilor de ieșire.

Sarcinile suspendate pe osii.

Sarcinile suspendate pe osii, datorită greutateii cutiei, se exprimă cu relațiile,

$$Q_{j3}(x_c) = \frac{G_c}{D_{13}} k_j \left[\sum_{i=1}^3 k_i l_{0'i}^2 \pm \right.$$

$$\left. \pm l_{0'j} \sum_{i=1}^3 (k_i l_{0'i})_{(0')} \right] \quad (2.53)$$

(j = 1...3).

Tinând seama de relațiile (1.45) și (2.53), sarcinile suspendate pe osii se exprimă cu relațiile:

$$Q_{j3}(x_b, x_c) = \frac{k_j}{D_{13}} \left\{ G_b \left[\sum_{i=1}^3 k_i l_{0i}^2 \pm l_{0j} \sum_{i=1}^3 (k_i l_{0i})_{(0)} \right] + \right.$$

$$\left. + G_c \left[\sum_{i=1}^3 k_i l_{0'i}^2 \pm l_{0'j} \sum_{i=1}^3 (k_i l_{0'i})_{(0')} \right] \right\}. \quad (2.54)$$

Pentru x_b și x_c definiți de relația (2.35), sarcinile suspendate pe osii devin:

$$\frac{Q_{j3}(x'_b, x'_c)}{k_j} = \frac{G_b + G_c}{\sum_{i=1}^2 k_i} = F_b(x'_b, x'_c). \quad (2.55)$$

2.3. Echilibrul static al locomotivelor diesel cu suspensie dublă.

Pe lângă aspectele tratate în paragrafele precedente, în cazul locomotivelor cu suspensie dublă, al căror model de calcul este reprezentat pe figura 2-3, se mai pune problema echilibrului static al cutiei locomotivei.

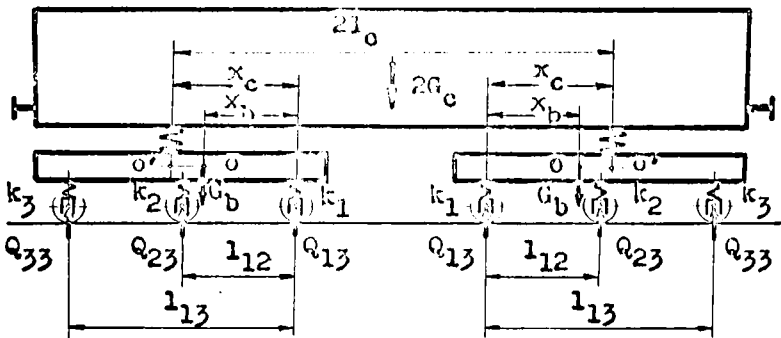


Fig.2-3.

Această problemă se tratează, avîndu-se în vedere modul de rezemare al cutiei pe boghiuri, așa după cum s-a arătat în capitolul 1.

2.4. Relații generale de calcul.

Relațiile de calcul, stabilite în paragrafele (2.1) și (2.2), se pot scrie în formă generală și, astfel, se pot utiliza la analiza echilibrului static al oricărui tip de vehicul de cale ferată.

Astfel, pentru o locomotivă diesel cu boghiuri cu n

osii ($n \geq 2$) și m puncte de suspendare ale cutiei pe fiecare boghiu ($m \geq 1$), echilibrul static al unui boghiu, datorită, exclusiv, a acțiunii cutiei este descris de următoarea ecuație matricială,

$$\sum_{j=1}^m \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n k_i & \sum_{i=1}^n (k_i l_{o_j i})_{(o_j)} \\ \sum_{i=1}^n (k_i l_{o_j i})_{(o_j)} & \sum_{i=1}^n k_i l_{o_j i}^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f_{bj}(x_{cj}) \\ \varphi_{bj}(x_{cj}) \end{bmatrix} = \sum_{j=1}^m \begin{bmatrix} G_{cj} \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (2.56)$$

2.4.1. Vectorul de poziție al construcției suspendate a boghiului. Coordonatele echilibrului static.

Vectorul de poziție al construcției suspendate a boghiului se exprimă cu matricea,

$$\begin{bmatrix} \sum_{j=1}^m f_{bj}(x_{cj}) \\ \sum_{j=1}^m \varphi_{bj}(x_{cj}) \end{bmatrix} = \frac{1}{D_{1n}} \begin{bmatrix} \sum_{j=1}^m (G_{cj} \sum_{i=1}^n k_i l_{o_j i}^2) \\ -\sum_{j=1}^m [G_{cj} \sum_{i=1}^n (k_i l_{o_j i})_{(o_j)}] \end{bmatrix}. \quad (2.57)$$

Din egalitatea matricilor (2.57) rezultă:

$$\sum_{j=1}^m f_{bj}(x_{cj}) = \frac{1}{D_{1n}} \sum_{j=1}^m (G_{cj} \sum_{i=1}^n k_i l_{o_j i}^2) \quad (2.58)$$

și

$$\sum_{j=1}^m \varphi_{bj}(x_{cj}) = - \frac{1}{D_{1n}} \sum_{j=1}^m [G_{cj} \sum_{i=1}^n (k_i l_{o_j i})_{(o_j)}] \quad (2.59)$$

care reprezintă coordonatele echilibrului static al construcției

suspendate, datorită acțiunii cutiei.

2.4.1.1. Săgeata centrului de inerție.

Săgeata statică a suspensiei se exprimă cu relația,

$$F_b(x_b, x_{c_j}) = f_b(x_b) + \sum_{j=1}^m f_{b_j}(x_{c_j}). \quad (2.60)$$

Substituind relațiile (1.54) și (2.58) în relația (2.60) se obține

$$F_b(x_b, x_{c_j}) = \frac{1}{D_{ln}} \left[G_b \sum_{i=1}^n k_i l_{oi}^2 + \sum_{j=1}^m (G_{c_j} \sum_{i=1}^n k_i l_{oj,i}^2) \right]. \quad (2.61)$$

Poziția centrului de inerție al construcției suspendate a boghiului precum și a punctelor de reazem ale cutiei pe fiecare boghiu, pentru care săgeata statică a suspensiei are o valoare extremă, se determină rezolvînd sistemul,

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_b} [F_b(x_b, x_{c_j})] &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial x_{c_j}} [F_b(x_b, x_{c_j})] &= 0 \end{aligned} \right\} \cdot \quad (2.62)$$

Soluțiile sistemului (2.62) sînt de forma,

$$x'_b = x'_{c_j} = \frac{\sum_{i=1}^n k_i l_{1i}}{\sum_{i=1}^n k_i} \cdot \quad (2.63)$$

Derivatele parțiale de ordinul doi ale funcției (2.61), în punctele $x_b = x'_b$ și $x_c = x'_c$, sînt:

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{\partial^2}{\partial x_b^2} [F_b(x_b, x_{c_j})] &= 2 \frac{G_b}{D_{1n}} \sum_{i=1}^n k_i > 0 \\
 \frac{\partial^2}{\partial x_{c_j}^2} [F_b(x_b, x_{c_j})] &= 2 \frac{\sum_{j=1}^m G_{c_j}}{D_{1n}} \sum_{i=1}^n k_i > 0
 \end{aligned} \right\} \cdot \quad (2.64)$$

și

$$\frac{\partial^2}{\partial x_b' \partial x_{c_j}'} [F_b(x_b, x_{c_j})] = 0$$

Din relațiile (2.64) rezultă că săgeata statică are un minim care se exprimă cu relația,

$$F_b(x_b', x_{c_j}') = \frac{1}{\sum_{i=1}^n k_i} (G_b + \sum_{j=1}^m G_{c_j}) \cdot \quad (2.65)$$

2.4.1.2. Unghiul de înclinare al construcției suspendate.

Unghiul de înclinare al construcției suspendate se exprimă cu relația,

$$\phi_b(x_b, x_{c_j}) = \varphi_b(x_b) + \sum_{j=1}^m \varphi_b(x_{c_j}) \cdot \quad (2.66)$$

Tinând seama de relațiile (1.55) și (2.59), relația (2.66) devine

$$\begin{aligned}
 \phi_b(x_b, x_{c_j}) &= - \frac{1}{D_{1n}} \left\{ G_b \sum_{i=1}^n (k_i l_{oi})_{(o)} + \right. \\
 &\quad \left. + \sum_{j=1}^m [G_{c_j} \sum_{i=1}^n (k_i l_{oj})_{(o_j)}] \right\} \cdot \quad (2.67)
 \end{aligned}$$

Construcția suspendată a boghiului ocupă poziția orizontală, dacă este satisfăcută condiția,

$$\phi_b(x_b, x_{c_j}) = 0. \quad (2.68)$$

Intre unghiul de înclinare al construcției suspendate a boghiului și săgeata statică a suspensiei există relațiile:

$$\frac{\partial}{\partial x_b} [F_b(x_b, x_{c_j})] = - 2 \varphi_b(x_b) \quad (2.68)$$

și

$$\frac{\partial}{\partial x_{c_j}} [F_b(x_b, x_{c_j})] = - 2 \sum_{j=1}^m \varphi_b(x_{c_j}). \quad (2.70)$$

2.4.2. Caracteristicile statice ale suspensiei.

2.4.2.1. Rigiditatea mișcării de săltare.

Rigiditatea mișcării de săltare se exprimă cu relația,

$$K_{bf}(x_b, x_{c_j}) = \frac{(G_b + \sum_{j=1}^m G_{c_j}) D_{ln}}{G_b \sum_{i=1}^n k_i l_{oi}^2 + \sum_{j=1}^m (G_{c_j} \sum_{i=1}^n k_i l_{oj}^2)}. \quad (2.71)$$

Sistemul,

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_b} [K_{bf}(x_b, x_{c_j})] &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial x_{c_j}} [K_{bf}(x_b, x_{c_j})] &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (2.72)$$

admite soluții de forma (2.63).

Derivatele parțiale de ordinul doi ale funcției (2.71), în punctele $x_b = x'_b$ și $x_c = x'_c$, sînt:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2}{\partial x_b^2} [K_{bf}(x_b, x_{cj})] &= -2 \frac{\left[\sum_{i=1}^n k_i \right]^3 G_b}{(G_b + \sum_{j=1}^m G_{cj}) D_{1n}} < 0 \\ \frac{\partial^2}{\partial x_{cj}^2} [K_{bf}(x_b, x_{cj})] &= -2 \frac{\left[\sum_{i=1}^n k_i \right]^3 \sum_{j=1}^m G_{cj}}{(G_b + \sum_{j=1}^m G_{cj}) D_{1n}} < 0 \end{aligned} \right\} (2.73)$$

și

$$\frac{\partial^2}{\partial x_b \partial x_{cj}} [K_{bf}(x_b, x_{cj})] = 0.$$

Rezultă că rigiditatea mișcării de săltare are un maxim care se exprimă cu relația,

$$K_{bf}(x'_b, x'_{cj}) = \sum_{i=1}^n k_i. \quad (2.74)$$

2.4.2.2. Rigiditatea mișcării de galop.

Rigiditatea mișcării de galop se exprimă, ținînd seama de relația (2.71), cu relația,

$$\begin{aligned} K_{b\varphi}(x_b, x_{cj}) &= \frac{1}{G_b + \sum_{j=1}^m G_{cj}} \left[G_b \sum_{i=1}^n k_i l_{oi}^2 + \right. \\ &\quad \left. + \sum_{j=1}^m (G_{cj} \sum_{i=1}^n k_i l_{oj,i}^2) \right]. \end{aligned} \quad (2.75)$$

Sistemul,

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_b} [K_{b\varphi}(x_b, x_{cj})] &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial x_{cj}} [K_{b\varphi}(x_b, x_{cj})] &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.76)$$

admite soluții de forma (2.63).

Derivatele parțiale de ordinul doi ale funcției (2.75), în punctele $x_b = x'_b$ și $x_{cj} = x'_{cj}$, sînt:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2}{\partial x_b^2} [K_{b\varphi}(x_b, x_{cj})] &= 2 \frac{G_b}{G_b + \sum_{j=1}^m G_{cj}} \sum_{i=1}^n k_i > 0 \\ \frac{\partial^2}{\partial x_{cj}^2} [K_{b\varphi}(x_b, x_{cj})] &= 2 \frac{\sum_{j=1}^m G_{cj}}{G_b + \sum_{j=1}^m G_{cj}} \sum_{i=1}^n k_i > 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.77)$$

și

$$\frac{\partial^2}{\partial x_b \partial x_{cj}} [K_{b\varphi}(x_b, x_{cj})] = 0 .$$

Rezultă că rigiditatea mișcării de galop are un minim care se exprimă cu relația,

$$K_{b\varphi}(x'_b, x'_{cj}) = \frac{D_{jn}}{n \sum_{i=1}^n k_i} . \quad (2.78)$$

2.4.3. Sarcinile suspendate pe osii.

Sarcinile suspendate pe osii, datorită greutateii cutiei, se exprimă cu relațiile:

$$Q_{in}(x_{cj}) = \frac{\sum_{j=1}^m G_{cj}}{D_{1n}} k_i \left[\sum_{i=1}^n k_i l_{o'_{j,i}}^2 \pm l_{o'_{j,i}} \sum_{i=1}^n (k_i l_{o'_{j,i}}) (o'_{j,i}) \right]. \quad (2.79)$$

Tinând seama de relațiile (1.73) și (2.79), sarcinile suspendate pe osii se exprimă cu relațiile,

$$Q_{in}(x_b, x_{cj}) = \frac{k_i}{D_{1n}} \left\{ G_b \left[\sum_{i=1}^n k_i l_{oi}^2 \pm l_{oi} \sum_{i=1}^n (k_i l_{oi}) (o) \right] + \sum_{j=1}^m G_{cj} \left[\sum_{i=1}^n k_i l_{o'_{j,i}}^2 \pm l_{o'_{j,i}} \sum_{i=1}^n (k_i l_{o'_{j,i}}) (o'_{j,i}) \right] \right\}. \quad (2.80)$$

Tinând cont de relația (2.63), relațiile (2.80) devin,

$$Q_{in}(x'_b, x'_{cj}) = \frac{k_i}{\sum_{i=1}^n k_i} \left(G_b + \sum_{j=1}^m G_{cj} \right). \quad (2.81)$$

Din relația (2.81) rezultă

$$\frac{Q_{in}(x'_b, x'_{cj})}{k_i} = \frac{G_b + \sum_{j=1}^m G_{cj}}{\sum_{i=1}^n k_i} = F_b(x'_b, x'_{cj}). \quad (2.82)$$

Partea a doua

INFLUENTA OSCILATIILOR VERTICALE
ALE
LOCOMOTIVELOR DIESEL
ASUPRA
CALITATII DE RULARE

Capitolul 3

CONFIGURATIA CINEMATICA A MASEI CONSTRUCȚIEI SUSPENDATE A UNUI BOGHIU PE TREI OSII CU SUSPENSII INDEPENDENTA LA O DIRECTIONE IMPULS UNICAR

3.1. Mișcarea masei suspendate în planul xoz .

3.1.1. Ecuațiile diferențiale ale mișcărilor.

Se consideră un boghiu pe trei osii referit la un reper cartezian bidimensional orientat ca în figura 3-1.

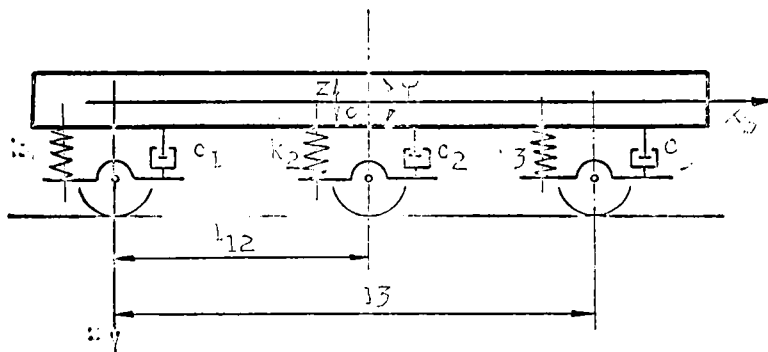


Fig.3-1.

Prin urmare, configurația cinematică a masei construcției suspendate este determinată de:

- o mișcare de translație după o direcție paralelă cu axa oz - coordonata $z(t)$;
- o mișcare de rotație în jurul unei axe centrale, perpendiculară pe planul figurii - coordonata $\varphi(t)$ [102].

În acest caz, echilibrul dinamic al masei construcției suspendate poate fi descris cu ecuațiile lui Lagrange de ordinul doi.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} = Q_i(t) ; \quad (3.1)$$

(i = 1 ... n).

In care:

E_c - reprezintă energia cinetică dezvoltată de masa construcției suspendate a boghiului. Fiind considerată o formă pătratică de ordinul doi, se exprimă cu relația [32]; [50],

$$E_c = \frac{1}{2} [\dot{Z}_{z\varphi}^T] \cdot [M_{13}] \cdot [\dot{Z}_{z\varphi}] . \quad (3.2)$$

Unde:

$[\dot{Z}_{z\varphi}]$ - reprezintă matricea vectorului viteză. Se exprimă cu relația,

$$[\dot{Z}_{z\varphi}] = \begin{bmatrix} \dot{z}(t) \\ \dot{\varphi}(t) \end{bmatrix} = \frac{d}{dt} \left(\begin{bmatrix} z(t) \\ \varphi(t) \end{bmatrix} \right) ; \quad (3.3)$$

$[M_{13}]$ - matricea inerțială a sistemului,

$$[M_{13}] = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J_y(x_b) \end{bmatrix} . \quad (3.4)$$

Observație.

Elementele de pe diagonala secundară fiind nule, rezultă că între cele două moduri de oscilare nu există cuplaj dinamic ($\xi_m = 0$) ;

$[\dot{Z}_{z\varphi}^T]$ - matricea transpusă a matricii $[\dot{Z}_{z\varphi}]$.

E_p - energia potențială înmagazinată de arcurile suspensiei. Se exprimă cu relația [32]; [50],

$$E_p = \frac{1}{2} [Z_{z\varphi}^T] \cdot [K_{13}] \cdot [Z_{z\varphi}] \quad (3.5)$$

Unde:

$[Z_{z\varphi}]$ - reprezintă matricea vectorului de poziție, care este de forma,

$$[Z_{z\varphi}] = \begin{bmatrix} z(t) \\ \varphi(t) \end{bmatrix} \quad ; \quad (3.6)$$

$[K_{13}]$ - matricea rigidității statice a suspensiei. Este cuprinsă în relația (1.27);

$[Z_{z\varphi}^T]$ - matricea transpusă a matricii $[Z_{z\varphi}]$.

R - funcția disipativă a lui Rayleigh. In cazul amortizoarelor cu fricțiune viscoasă, se exprimă cu relația [32]; [50],

$$R = \frac{1}{2} [\dot{Z}_{z\varphi}^T] \cdot [C_{13}] \cdot [\dot{Z}_{z\varphi}] \quad (3.7)$$

Unde:

$[C_{13}]$ - matricea amortizării din sistem,

$$[C_{13}] = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n c_i & \sum_{i=1}^n (c_i l_{oi})_{(0)} \\ \sum_{i=1}^n (c_i l_{oi})_{(0)} & \sum_{i=1}^n c_i l_{oi}^2 \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

Observație.

In cazul cînd sînt cunoscute funcțiile (3.2), (3.5) și (3.7), atunci, elementele matricilor $[M_{13}]$; $[K_{13}]$ și $[C_{13}]$ pot fi determinate cu relațiile [50] :

$$\left. \begin{aligned} m_{ij} &= \frac{\partial^2 E_c}{\partial \dot{z}_i \partial \dot{z}_j} \\ k_{ij} &= \frac{\partial^2 E_p}{\partial z_i \partial z_j} \\ c_{ij} &= \frac{\partial^2 R}{\partial \dot{z}_i \partial \dot{z}_j} \end{aligned} \right\} \quad (3.9)$$

și

$Q_i(t)$ - forța generalizată care acționează după direcția coordonatei q_i . Dacă această funcție de variabilă t este definită într-un interval $t \in [0; T]$ și dacă în acest interval sînt satisfăcute condițiile lui Dirichlet [1]:

- $Q_1(t)$ este mărginită;

- punctele reale de discontinuitate și maximele sau minimele sînt în număr limitat;

atunci, în intervalul menționat mai sus, este posibil ca funcția să fie reprezentată printr-o serie Fourier de forma,

$$Q_1(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos(n\omega t) + b_n \sin(n\omega t)]. \quad (3.10)$$

În care:

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_0^{0+T} Q_1(t) dt \quad (3.11)$$

$$a_n = \frac{2}{T} \int_0^{0+T} Q_1(t) \cos(n\omega t) dt \quad (3.12)$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_0^{0+T} Q_1(t) \sin(n\omega t) dt. \quad (3.13)$$

Dacă se notează:

$$\text{și } \left. \begin{aligned} a_n &= A_n \cos \alpha_n \\ b_n &= A_n \sin \alpha_n \end{aligned} \right\} ; \quad (3.14)$$

în care :

$$\text{și } \left. \begin{aligned} A_n^2 &= a_n^2 + b_n^2 \\ \operatorname{tg} \alpha_n &= + \frac{b_n}{a_n} \end{aligned} \right\} , \quad (3.15)$$

atunci, relația (3.10) devine

$$Q_1(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(n\omega t + \alpha_n). \quad (3.16)$$

Tinând seama de formulele lui Euler:

$$\text{și } \left. \begin{aligned} 2 \cos(n\omega t) &= \exp(in\omega t) + \exp(-in\omega t) \\ 2i \sin(n\omega t) &= \exp(in\omega t) - \exp(-in\omega t) \end{aligned} \right\} , \quad (3.17)$$

relația (3.10) devine

$$Q_1(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{a_n - ib_n}{2} \exp(in\omega t) + \frac{a_n + ib_n}{2} \exp(-in\omega t) \right]. \quad (3.18)$$

În care:

$$a_n - ib_n = \frac{2}{T} \int_{\theta}^{\theta+T} Q_1(t) \exp(-in\omega t) dt = F(n\omega) \quad (3.19)$$

și

$$a_n + ib_n = \frac{2}{T} \int_{\theta}^{\theta+T} Q_1(t) \exp(in\omega t) dt = F(-n\omega). \quad (3.20)$$

Prin urmare, relația (3.18) mai poate fi scrisă în forma [35],

$$Q_1(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [F_n(n\omega) \exp(in\omega t) + F_n(-n\omega) \exp(-in\omega t)] . \quad (3.21)$$

Dacă se consideră $n \in (-\infty ; +\infty)$ și $F(0) = a_0$, relația (3.21) devine

$$Q_1(t) = \sum_{-\infty}^{+\infty} F(n\omega) \exp(in\omega t). \quad (3.22)$$

Relația (3.19) mai poate fi scrisă în forma [35],

$$F(n\omega) = \frac{2}{T} \int_{\theta}^{\theta+T} Q_1(t) \exp(-in\omega t) dt. \quad (3.23)$$

Cu relația (3.23) s-a realizat o transformare funcțională de la o funcție periodică de argument real t , ajungînd la o funcție complexă de argument ω .

Dacă funcția $Q_1(t)$ nu este periodică, aceasta se poate, totuși, considera periodică cu perioada infinită. În această situație, relația (3.23) devine

$$F(n\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} Q_1(t) \exp(-in\omega t) dt , \quad (3.24)$$

care se numește integrala Fourier.

Din relația (3.24) rezultă

$$Q_1(t) = \frac{1}{T} \int_{-\infty}^{+\infty} F(n\omega) \exp(in\omega t) dt. \quad (3.25)$$

În cazul mișcării masei construcției suspendate în planul xoz se consideră excitația realizată printr-un impuls unitar $\delta_z(t)$. În această situație, matricea vectorului de

excitație se poate scrie astfel,

$$\begin{bmatrix} Q_z(t) \\ 0 \end{bmatrix} = [\Delta_z(t)] = \begin{bmatrix} \delta_z(t) \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (3.26)$$

Substituind relațiile (3.2); (3.5); (3.7) și (3.26) în ecuațiile (3.1) rezultă ecuația diferențială cu coeficienți matrici a mișcării masei suspendate în forma,

$$[M_{13}] \cdot [\ddot{Z}_{z\varphi}] + [C_{13}] \cdot [\dot{Z}_{z\varphi}] + [K_{13}] \cdot [Z_{z\varphi}] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (3.27)$$

3.1.2. Vectorul de poziție al masei suspendate. Coordonatele echilibrului dinamic.

Ecuația diferențială (3.27) fiind liniară, omogenă și cu matricile $[M_{13}]$, $[C_{13}]$ și $[K_{13}]$ pozitiv definite, admite o soluție de forma,

$$[Z_{z\varphi}] = [Z_{0(z\varphi)}] \exp([S] t) \quad (3.28)$$

care, explicit, mai poate fi scrisă astfel,

$$\begin{bmatrix} z(t) \\ \varphi(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} z_0 \\ \varphi_0 \end{bmatrix} \exp([S] t). \quad (3.29)$$

In care:

$$\left. \begin{aligned} z_0 &= z(t_0) \neq 0 \\ \varphi_0 &= \varphi(t_0) \neq 0 \end{aligned} \right\}. \quad (3.30)$$

z_0 și φ_0 - reprezintă coordonatele (amplitudinile) inițiale ale celor două moduri de oscilare.

Pentru simplificarea scrierii se consideră:

$$\left. \begin{aligned} \dot{z}_0 &= \dot{z}(t_0) = 0 \\ \dot{\varphi}_0 &= \dot{\varphi}(t_0) = 0 \end{aligned} \right\}. \quad (3.31)$$

In care:

$\dot{z}_0, \dot{\varphi}_0$ - reprezintă vitezele inițiale ale celor două moduri de oscilare;

$[S]$ - reprezintă matricea pulsațiilor proprii amortizate, care este o matrice diagonală de forma,

$$[S] = \begin{bmatrix} s & 0 \\ 0 & s \end{bmatrix}. \quad (3.32)$$

Oscilațiile $z(t)$ și $\varphi(t)$ fiind cuplate elastic, relația (3.29) mai poate fi scrisă în forma,

$$z(t) [\Delta_{z\varphi}] = z_0 [\Delta_{z\varphi}] \exp([S] t). \quad (3.33)$$

In care,

$$[\Delta_{z\varphi}] = \begin{bmatrix} 1 \\ \lambda_{z\varphi} \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

reprezintă matricea coeficienților de repartiție ai amplitudinilor, iar

$\lambda_{z\varphi}$ - coeficientul de repartiție al amplitudinilor. Se exprimă cu relația,

$$\lambda_{z\varphi} = \frac{\varphi(t)}{z(t)}. \quad (3.35)$$

Ținând seama de relația (3.27), ecuația caracteristică cu coeficienți matrici rezultă în forma,

$$\left\{ [M_{13}] \cdot [S]^2 + [C_{13}] \cdot [S] + [K_{13}] \right\} [\Delta_{z\varphi}] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (3.36)$$

Dacă se notează

$$F\{[S]\} = [M_{13}] \cdot [S]^2 + [C_{13}] \cdot [S] + [K_{13}], \quad (3.37)$$

se obține matricea rigidității dinamice sau complexe a sistemului.

În cazul cînd

$$[S] = [0], \quad (3.38)$$

atunci relația (3.37) devine

$$F \left\{ \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix} \right\} = \begin{bmatrix} K_{13} \end{bmatrix}, \quad (3.39)$$

care reprezintă rigiditatea statică a sistemului oscilant, (v. prima matrice din relația 1.27),

Matricea inerțială $\begin{bmatrix} M_{13} \end{bmatrix}$, care este pozitiv definită, admite matricea inversă,

$$\begin{bmatrix} M_{13} \end{bmatrix}^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{1}{m} & 0 \\ 0 & \frac{1}{J_y(x_b)} \end{bmatrix}. \quad (3.40)$$

Unde:

m - reprezintă masa construcției suspendate a boghiului

$J_y(x_b)$ - momentul de inerție al masei suspendate a boghiului în raport cu axa $y-y$, perpendiculară pe planul figurii 3-1 în punctul o . Pentru o poziție x_b , oarecare, a centrului de inerție (fig. 3-2), acesta se exprimă cu relația,

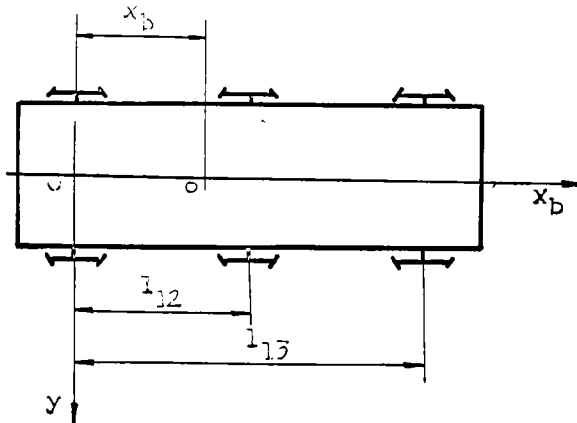


Fig. 3-2.

$$J_y(x_b) = m \rho_y^2(x_b) ; \quad (3.41)$$

unde

$\rho_y(x_b)$ - reprezintă raza de inerție (girație). Se exprimă cu relația,

$$\rho_y^2(x_b) = x_b^2 - l_{13} x_b + \frac{l_{13}^2}{3}. \quad (3.42)$$

În felul acesta, din relația (3.37) rezultă ecuația caracteristică,

$$[S]^2 + [H_{13}] \cdot [S] + [\Omega_{13}]^2 = [0]. \quad (3.43)$$

În care:

$$[H_{13}] = [M_{13}]^{-1} \cdot [C_{13}] =$$

$$= \begin{bmatrix} 2h_z & \frac{1}{m} \sum_{i=1}^3 (c_i l_{oi})'(o) \\ \frac{1}{J_y(x_b)} \sum_{i=1}^3 (c_i l_{oi})'(o) & 2h_\varphi \end{bmatrix}; \quad (3.44)$$

unde:

$$\left. \begin{aligned} h_z &= \frac{1}{2m} \sum_{i=1}^3 c_i \\ h_\varphi &= \frac{1}{2J_y(x_b)} \sum_{i=1}^3 c_i l_{oi}^2 \end{aligned} \right\}, \quad (3.45)$$

reprezintă factorii de amortizare ai celor două moduri de oscilare;

$$[\Omega_{13}]^2 = [M_{13}]^{-1} \cdot [K_{13}] =$$

$$= \begin{bmatrix} \omega_z^2 & \frac{1}{m} \sum_{i=1}^3 (k_i l_{oi})(o) \\ \frac{1}{J_y(x_b)} \sum_{i=1}^3 (k_i l_{oi})(o) & \omega_\varphi^2 \end{bmatrix}; \quad (3.46)$$

unde:

$$\left. \begin{aligned} \omega_z^2 &= \frac{1}{m} \sum_{i=1}^3 k_i \\ \omega_\varphi^2 &= \frac{1}{J_y(x_b)} \sum_{i=1}^3 k_i l_{oi}^2 \end{aligned} \right\} \quad (3.47)$$

reprezintă pulsațiile proprii naturale ale celor două moduri de oscilare.

Dacă vectorul mărimii de ieșire, $[Z_{z\varphi}]$, este astfel ales încît, aplicîndu-i transformările $[H_{13}]$ și $[\Omega_{13}]^2$, acesta își păstrează direcția, atunci ecuațiile valorilor proprii, corespunzătoare celor două matrici de transformare, sînt [5] :

$$D_{13}(h) = \begin{vmatrix} 2(h_z - h) & \frac{1}{m} \sum_{i=1}^3 (c_i l_{oi})(o) \\ \frac{1}{J_y(x_b)} \sum_{i=1}^3 (c_i l_{oi})(o) & 2(h_\varphi - h) \end{vmatrix} = 0 \quad (3.48)$$

$$D_{13}(\omega) = \begin{vmatrix} (\omega_z^2 - \omega^2) & \frac{1}{m} \sum_{i=1}^3 (k_i l_{oi})(o) \\ \frac{1}{J_y(x_b)} \sum_{i=1}^3 (k_i l_{oi})(o) & (\omega_\varphi^2 - \omega^2) \end{vmatrix} = 0. \quad (3.49)$$

Rezolvând ecuațiile (3.48) și (3.49) rezultă :

$$2h_{1;2} = (h_z + h_\varphi) \pm \left[(h_z - h_\varphi)^2 - 4 h_z h_\varphi \xi_{c(z\varphi)} \right]^{1/2} \quad (3.50)$$

și

$$\omega_{1;2}^2 = \frac{1}{2}(\omega_z^2 + \omega_\varphi^2) \pm \frac{1}{2} \left[(\omega_z^2 - \omega_\varphi^2)^2 - 4\omega_z^2 \omega_\varphi^2 \xi_{k(z\varphi)} \right]^{1/2}. \quad (3.51)$$

In care:

$\xi_{c(z\varphi)}(x_b)$ - reprezintă factorul de cuplaj al amortizărilor celor două moduri de oscilare,

$$\xi_{c(z\varphi)}(x_b) = \frac{\left[\sum_{i=1}^3 (c_i l_{oi})_{(0)} \right]^2}{\sum_{i=1}^3 c_i \sum_{i=1}^3 c_i l_{oi}^2}; \quad (3.52)$$

$\xi_{k(z\varphi)}(x_b)$ - factorul de cuplaj al rigidităților suspensiei aferente celor două moduri de oscilare,

$$\xi_{k(z\varphi)}(x_b) = \frac{\left[\sum_{i=1}^3 (k_i l_{oi})_{(0)} \right]^2}{\sum_{i=1}^3 k_i \sum_{i=1}^3 k_i l_{oi}^2}. \quad (3.53)$$

Soluțiile (3.50) și (3.51) fiind reale, cele două matrici iau formele [1]; [5] :

$$[H_{13}](d) = \begin{bmatrix} 2h_1 & 0 \\ 0 & 2h_2 \end{bmatrix} \quad (3.54)$$

și

$$[\Omega_{13}]^2 (d) = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & 0 \\ 0 & \omega_2^2 \end{bmatrix}. \quad (3.55)$$

În acest caz, ecuația matricială (3.43) devine

$$\begin{bmatrix} s & 0 \\ 0 & s \end{bmatrix}^2 + \begin{bmatrix} 2h_1 & 0 \\ 0 & 2h_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} s & 0 \\ 0 & s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \omega_1^2 & 0 \\ 0 & \omega_2^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.56)$$

Din ecuația (3.56) rezultă:

$$\left. \begin{array}{l} \text{a). } s^2 + 2h_1s + \omega_1^2 = 0 \\ \text{b). } s^2 + 2h_2s + \omega_2^2 = 0 \end{array} \right\}, \quad (3.57)$$

care reprezintă ecuațiile caracteristice ale celor două moduri de oscilare: $z(t)$ și $\varphi(t)$.

Soluțiile ecuațiilor (3.57) sînt:

$$\left. \begin{array}{l} s_r = -h_i \pm (h_i^2 - \omega_i^2)^{1/2} \\ (r = 1 \dots 4 ; i = 1; 2) \end{array} \right\}. \quad (3.58)$$

Ținînd seama de relațiile (3.58) rezultă că matricile care verifică ecuația caracteristică (3.56) sînt:

$$[S_r] = \begin{bmatrix} s_r & 0 \\ 0 & s_r \end{bmatrix}; \quad (r = 1 \dots 4). \quad (3.59)$$

Dacă se substituie relația (3.59) în ecuația (3.36) și se ține seama de ecuația (3.43) se obține:

$$\begin{bmatrix} (s_r^2 + 2h_z s_r + \omega_z^2) + \frac{1}{m} \sum_{i=1}^3 [(c_i + k_i) l_{oi}]_{(o)} \lambda(z\varphi)_r \\ \frac{1}{J_y(x_b)} \sum_{i=1}^3 [(c_i + k_i) l_{oi}]_{(o)} + (s_r^2 + 2h_\varphi s_r + \omega_\varphi^2) \lambda(z\varphi)_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} = 0 \quad (3.60)$$

Din ecuațiile (3.60) se obțin coeficienții de repartiție ai amplitudinilor:

$$\left. \begin{array}{l} \text{a.) } \lambda(z\varphi)_r = - \frac{s_r^2 + 2h_z s_r + \omega_z^2}{\frac{1}{m} \sum_{i=1}^3 [(c_i + k_i) l_{oi}]_{(o)}} \\ \text{și} \\ \text{b.) } \lambda(z\varphi)_r = - \frac{\frac{1}{J_y(x_b)} \sum_{i=1}^3 [(c_i + k_i) l_{oi}]_{(o)}}{s_r^2 + 2h_\varphi s_r + \omega_\varphi^2} \end{array} \right\} \quad (3.61)$$

Observație.

În cazul oscilațiilor conservative ($c_i = 0$), soluțiile devin:

$$\left. \begin{array}{l} \text{a.) } \lambda'(z\varphi)_r = - \frac{s_r^2 + \omega_z^2}{\frac{1}{m} \sum_{i=1}^3 (k_i l_{oi})_{(o)}} \\ \text{și} \\ \text{b.) } \lambda'(z\varphi)_r = - \frac{\frac{1}{J_y(x_b)} \sum_{i=1}^3 (k_i l_{oi})_{(o)}}{s_r^2 + \omega_\varphi^2} \end{array} \right\} \quad (3.62)$$

Prin urmare, vectorul de poziție al masei suspendate, la momentul t , devine

$$[Z_{z\varphi}] = \sum_{r=1}^4 [Z_{0(z\varphi)_r}] \exp([S_r] t). \quad (3.63)$$

In care,

$$[Z_{0(z\varphi)_r}] = \begin{bmatrix} 1 \\ \lambda(z\varphi)_r \end{bmatrix} z_0, \quad (3.64)$$

reprezintă vectorul de poziție al masei suspendate la momentul $t = t_0$.

Matricile $[S_r]$, fiind diagonale, se mai poate scrie astfel $[1]$,

$$\exp([S_r] t) = \sum_{p=0}^{\infty} \frac{([S_r] t)^p}{p!}. \quad (3.65)$$

Deoarece,

$$([S_r] t)^p = \begin{bmatrix} (s_r t)^p & 0 \\ 0 & (s_r t)^p \end{bmatrix}, \quad (3.66)$$

rezultă;

$$\exp([S_r] t) = \begin{bmatrix} \sum_{p=0}^{\infty} \frac{(s_r t)^p}{p!} & 0 \\ 0 & \sum_{p=0}^{\infty} \frac{(s_r t)^p}{p!} \end{bmatrix}. \quad (3.67)$$

Intrucît

$$\sum_{p=0}^{\infty} \frac{(s_r t)^p}{p!} = \exp(s_r t), \quad (3.68)$$

înseamnă că relația (3.67) devine

$$\exp([S_r]t) = \begin{bmatrix} \exp(s_r t) & 0 \\ 0 & \exp(s_r t) \end{bmatrix}, \quad (3.69)$$

care se mai poate scrie astfel,

$$\exp([S_r]t) = [I] \exp(s_r t). \quad (3.70)$$

În felul acesta, relația (3.63) devine

$$[Z_{z\varphi}] = \sum_{r=1}^4 [I] \cdot [Z_{o(z\varphi)}]_r \exp(s_r t). \quad (3.71)$$

care definește, în formă matricială, configurația cinematică a masei construcției suspendate a boghiului pe trei osii cu suspensie independentă sau, cum se mai spune, coordonatele echilibrului dinamic.

3.1.3. Influența pulsațiilor s_r asupra configurației cinematice a masei suspendate.

Relațiile (3.62a,b) se mai pot scrie în formele:

$$\left. \begin{array}{l} \text{a). } \lambda'(z\varphi)_r = - \frac{m s_r^2 + \sum_{i=1}^3 k_i}{(x_b - x'_b) \sum_{i=1}^3 k_i} \\ \text{și} \\ \text{b). } \lambda'(z\varphi)_r = - \frac{(x_b - x'_b) \sum_{i=1}^3 k_i}{J_y(x_b) s_r^2 + \sum_{i=1}^3 k_i l_{oi}^2} \end{array} \right\}. \quad (3.72)$$

Tinând seama de relația (1.84), relația (3.72b) devine

$$\lambda'_{(z\varphi)_r} = \frac{\omega_\varphi^2}{s_r^2 + \omega_\varphi^2} \lambda_s(x_b), \quad (3.73)$$

care reprezintă lungimea "cinematică" a pendulului matematic format din masa construcției suspendate a boghiului.

Din relațiile (3.73) se observă că pentru $s_r = 0$, rezultă

$$\lambda_{(z\varphi)_0} = \lambda_s(x_b), \quad (3.74)$$

ceea ce era și de așteptat.

3.1.4. Cuplajul elastic al oscilațiilor $z(t)$ și $\varphi(t)$.

Elementele de pe diagonala secundară ale matricii $[K_{13}]$ definesc cuplajul elastic al celor două moduri de oscilare al masei construcției suspendate a boghiului (v. rel. 3.53).

Derivata de ordinul întâi are expresia,

$$\frac{d}{dx_b} \left[\varepsilon_{k(z\varphi)}(x_b) \right] = 2 \frac{D_{13} \sum_{i=1}^3 (k_i l_{oi}^1)(0)}{\sum_{i=1}^3 k_i \left[\sum_{i=1}^3 k_i l_{oi}^2 \right]^2} ; \quad (3.75)$$

Aceasta admite o soluție de forma (1.56).

Derivata de ordinul doi, în punctul $x_b = x'_b$, este

$$\frac{d^2}{dx_b^2} \left[\varepsilon_{k(z\varphi)}(x_b) \right]_{(x_b=x'_b)} = \frac{2}{D_{13} \sum_{i=1}^3 k_i} > 0 ; \quad (3.76)$$

ceea ce înseamnă că, în punctul $x_b = x'_b$, funcția (3.53) are o valoare minimă,

$$\varepsilon_{k(z\varphi)}(x'_b) = 0. \quad (3.77)$$

Tinând seama de relația (1.84), coeficientul de cuplaj elastic devine

$$\xi_{k(z)}(x_b) = \frac{x_b - x'_b}{\lambda_{sn}(x_b)} . \quad (3.78)$$

Din relația (3.78) rezultă

$$\lim_{x_b \rightarrow x'_b} \xi_{k(z\varphi)}(x_b) = \frac{0}{\pm\infty} = 0 ; \quad (3.79)$$

asa după cum rezultă și din relația (3.74).

Din relația (3.53) rezultă

$$\lim_{x_b \rightarrow \pm\infty} \xi_{k(z\varphi)}(x_b) = 1. \quad (3.80)$$

Prin urmare, dreapta $\xi_{k(z\varphi)} = 1$ reprezintă o asimptotă orizontală.

Pe figura 3-3 este reprezentat grafic factorul de cuplaj elastic $\xi_{k(z\varphi)}(x_b)$, în funcție de poziția centrului de inerție al masei construcției suspendate.

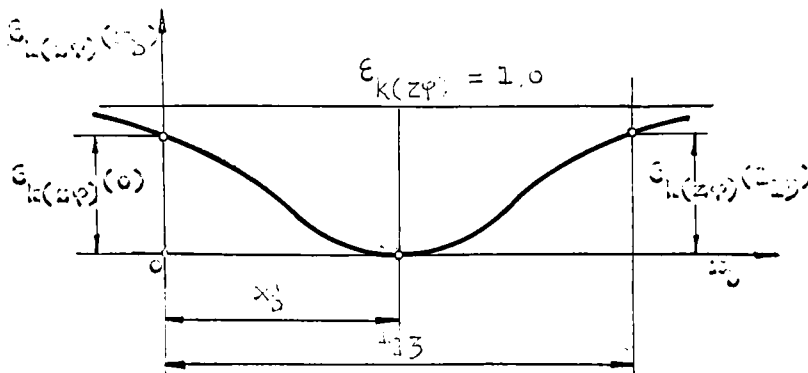


Fig.3-3.

În mod asemănător variază și funcția $\xi_{o(z\varphi)}(x_b)$.

Dacă x_b tinde către x'_b [$\xi_{k(z\varphi)} \rightarrow 0$], matricea $[K_{13}]$ devine o matrice diagonală, iar ecuația diferențială cu coeficienți matrici (3.27) degenează în două ecuații diferențiale independente, cu coeficienți scalari [102].

În acest caz, cele două oscilații ale masei construcției suspendate se produc independent, iar oscilația $\varphi(t)$ are loc în jurul axei $y-y$ situată la distanța $x_b = x'_b$ față de prima osie (v.fig.3-2).

Dacă $\xi_{k(z\varphi)}$ tinde către unu, cele două moduri de oscilare, $z(t)$ și $\varphi(t)$, sînt cuplate, iar masa construcției suspendate va oscila ca un pendul fizic cu o legătură elastică dată de suspensie (fig.3-4) [102].

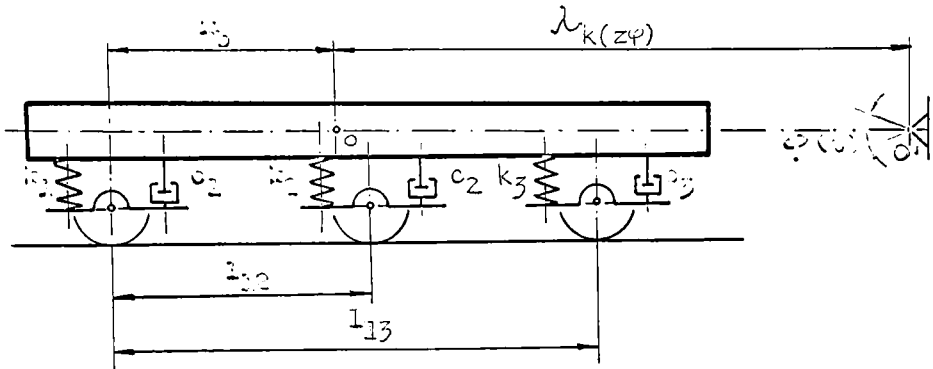


Fig.3-4.

Observație.

Prin construcția lor, aproape toate boghiurile locomotivelor diesel se construiesc cu $\xi_{k(z\varphi)} \simeq 0$; ($x_b = x'_b$) [112].

Datorită acestei situații se poate considera, cu o suficient de bună aproximație, că oscilațiile $z(t)$ și $\varphi(t)$ sînt independente.

Capitolul 4

RASPUNSUL SINUSOIDAL LA VITEZA AL MASELOR NESUSPENDATE ALE LOCOMOTIVELOR DIESEL

4.1. Oscilațiile osiei montate la excitațiile cinematice generate de cale.

Oscilațiile verticale, întreținute, ale osiilor montate rezultă, în principal, prin excitarea acestora de către defectele geometrice de nivelment longitudinal ale căii de rulare și depind de:

- masa osiei montate;
- parametrii constructivi ai căii k_c și c_c ;
- viteza de circulație.

În cazul vitezelor mari de circulație, solicitările dinamice, produse de osiile montate, sînt destul de însemnate și, din acest motiv, ele trebuie studiate.

Frecvențele proprii ale maselor suspendate ale locomotivelor diesel, fiind mult mai mici (de câteva zeci de ori) decît cele ale maselor nesuspendate, oscilațiile acestora din urmă pot fi studiate, cu o suficient de bună aproximație, fără a considera influența maselor suspendate [22]; [52].

Referitor la defectele geometrice de nivelment longitudinal ale căii ferate, acestea sînt notate : printr-o funcție $z_c(x)$ care, în majoritatea cazurilor, nu este periodică și, din această cauză, nu pot fi exprimate analitic, mai ales în cazul șinelor sudate, unde se întîlnesc mai rar defecte sistematice [25]; [94].

4.1.1. Echilibrul dinamic al masei osiei montate.

Ansamblul format din masa osiei montate și porțiunea din calea ferată, presupusă elastică, cu care se interacționează reciproc, reprezintă modelul mecanic (de calcul) al echilibrului dinamic al masei osiei montate (fig.4-1).

Presupunînd că, la momentul t , osia montată ocupă poziția indicată pe figura 4-1, atunci, termenii din ecuațiile

lui Lagrange (3.1), devin

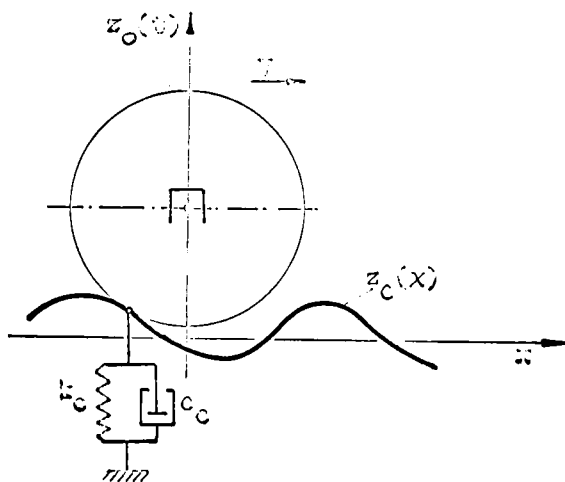


Fig.4-1.

- energia cinetică dezvoltată de masa osiei montate,

$$E_{co} = \frac{1}{2} m_o \dot{z}_o^2 ; \quad (4.1)$$

- energia potențială înmagazinată în structura căii ferate,

$$E_{po} = \frac{1}{2} k_c (z_o - z_c)^2 ; \quad (4.2)$$

- funcția disipativă a lui Rayleigh, în cazul excitației cinematice are forma,

$$R_o = \frac{1}{2} c_c (\dot{z}_o - \dot{z}_c)^2 . \quad (4.3)$$

Substituind relațiile (4.1)...(4.3) în ecuațiile (3.1) se obține

$$m_o \ddot{z}_o + c_c \dot{z}_o + k_c z_o = c_c \dot{z}_c + k_c z_c , \quad (4.4)$$

care definesc echilibrul dinamic al masei osiei montate.

4.1.1.1. Funcția de transfer a mișcării.

Masele suspendate și nesuspendate a vehiculelor de cale ferată preiau în mod denaturat influența defectelor geometrice de nivelment longitudinal ale căii, motiv pentru care este necesar să se cunoască funcțiile de transfer.

Dacă se aplică transformata Fourier funcțiilor $z_0(t)$ și $z_c(t)$ rezultă:

$$\text{și } \left. \begin{aligned} \mathcal{F} z_0(t) = Z_0(i\omega) &= \int_{-\infty}^{+\infty} z_0(t) \exp(-i\omega t) dt \\ \mathcal{F} z_c(t) = Z_c(i\omega) &= \int_{-\infty}^{+\infty} z_c(t) \exp(-i\omega t) dt \end{aligned} \right\} . \quad (4.5)$$

În problemele tehnice de acest gen, integralele de mai sus fiind convergente, rezultă, pentru funcția de transfer a mișcării oscilatorii a masei osiei montate, o relație de forma [22]; [23]; [82]

$$S_0(i\omega) = \frac{\omega_0^2 + i(2h_0\omega)}{\omega_0^2 - \omega^2 + i(2h_0\omega)} . \quad (4.6)$$

În relația (4.6) s-au introdus notațiile:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k_c}{m_0}} , \quad (4.7)$$

care reprezintă pulsația naturală a mișcării masei osiei montate [26];

$$h_0 = \frac{c_c}{2 m_0} , \quad (4.8)$$

care reprezintă factorul de amortizare.

Pulsația proprie a mișcării masei osiei montate se exprimă cu relația,

$$\omega'_0 = \omega_0 \sqrt{1 - h_0^2} . \quad (4.9)$$

Pentru a da o semnificație mai generală funcțiilor de transfer este indicat ca acestea să se exprime în coordonate adimensionale.

În acest sens, dacă se notează:

$$v_0 = \frac{\omega}{\omega_0} , \quad (4.10)$$

pulsația (viteza de mișcare) normalată a sistemului oscilant, și

$$a_0 = \frac{c_c}{c_c(cr)} , \quad (4.11)$$

factorul normalat de amortizare, atunci, relațiile (4.6) și (4.9), devin:

$$S_0(iv_0) = \frac{1 + i(2a_0 v_0)}{1 - v_0^2 + i(2a_0 v_0)} \quad (4.12)$$

și

$$v'_0 = \sqrt{1 - a_0^2} . \quad (4.13)$$

În sistemul de coordonate a_0 o v'_0 , relația (4.13) reprezintă ecuația unui cerc (fig.4-2).

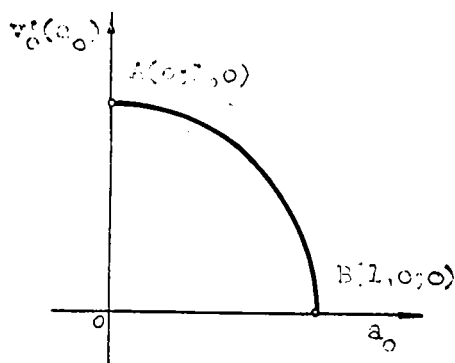


Fig.4-2.

Relația (4.12) mai poate fi scrisă și în una din formele:

$$S_o(iv_o) = \operatorname{Re} S_o(iv_o) + i\operatorname{Im} S_o(iv_o) ; \quad (4.14)$$

în care:

$$\operatorname{Re} S_o(iv_o) = \frac{1 + (4a_o^2 - 1)v_o^2}{(1 - v_o^2)^2 + 4a_o^2 v_o^2} \quad (4.15)$$

și

$$\operatorname{Im} S_o(iv_o) = - \frac{2 a_o v_o^3}{(1 - v_o^2)^2 + 4 a_o^2 v_o^2} \quad (4.16)$$

sau

$$S_o(iv_o) = |S_o(iv_o)| \exp(i\phi_o). \quad (4.17)$$

În care,

$$|S_o(iv_o)| = \left| \frac{1 + 4 a_o^2 v_o^2}{(1 - v_o^2)^2 + 4 a_o^2 v_o^2} \right|^{1/2} ; \quad (4.18)$$

$$v_o \in [0; \infty).$$

reprezintă modulul funcției de transfer a mișcării și

$$\operatorname{tg} \phi_o = - \frac{2 a_o v_o^3}{1 + (4 a_o^2 - 1)v_o^2} \quad (4.19)$$

reprezintă unghiul de poziție.

Din cele de mai sus rezultă că, în cazul unei excitații periodice a osiei montate, cu amplitudine constantă, însă cu pulsații diferite (care depind de viteza de circulație), se poate defini funcția de transfer a mișcării.

În sistemul de coordonate de pe figura 4-3, numite și coordonatele lui Nyquist, este reprezentată funcția de transfer a mișcării [72].

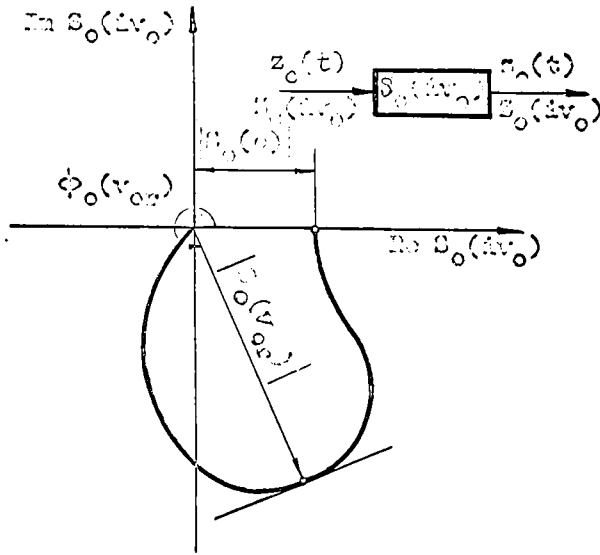


Fig.4-3.

Din figura 4-3 rezultă următoarele:

- dacă osia montată circulă cu viteze,

$$v \ll \frac{\omega_0}{2\pi} L, \quad (4.20)$$

unde; L reprezintă lungimea de undă a defectului geometric de nivelment longitudinal al căii, atunci, echilibrul dinamic al osiei montate se apropie de cel static;

- dacă viteza de circulație este definită de relația,

$$v_r \approx \frac{\omega_0}{2\pi} L, \quad (4.21)$$

atunci osia montată circulă în regim de rezonanță, care este cu atât mai sesizabil, cu cât factorul normat de amortizare este mai mic;

- dacă vitezele de circulație satisfac inegalitatea,

$$v \gg \frac{\omega_0}{2\pi} L, \quad (4.22)$$

atunci, răspunsul mișcării masei osiei montate este destul de neînsemnat.

Din relația (4.18) rezultă:

$$\lim_{v_0 \rightarrow 0} |S_0(iv_0)| = 1,0 \quad ; \quad a_0 \in [0; \infty), \quad (4.23)$$

$$\lim_{v_0 \rightarrow 1,0} |S_0(iv_0)| = +\infty \quad ; \quad a_0 = 0 \quad (4.24)$$

și

$$\lim_{v_0 \rightarrow \infty} |S_0(iv_0)| = 0 \quad ; \quad a_0 \in [0; \infty). \quad (4.25)$$

În figura 4-4 este reprezentat răspunsul sinusoidal la viteză al mișcării masei osiei montate.

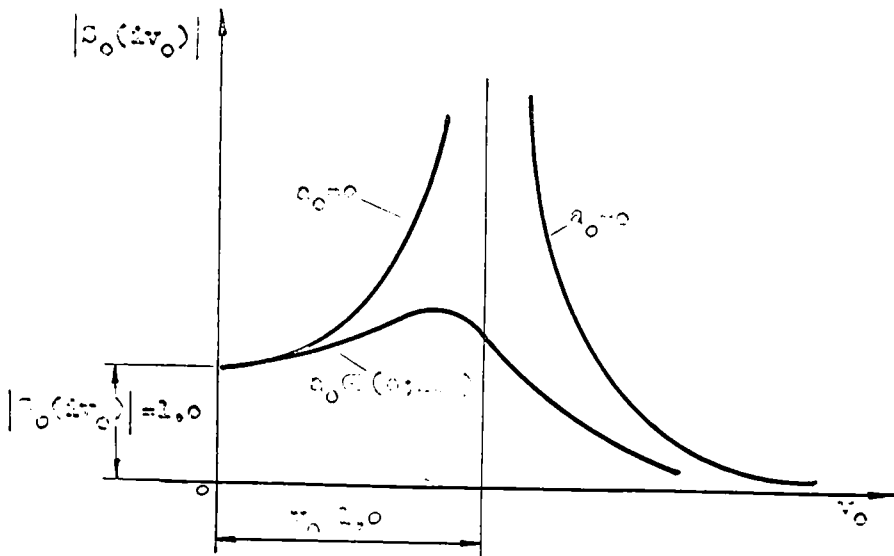


Fig.4-4.

Dață se elimină pulsația normală, v_0 , din relațiile (4.13) și (4.18) se obține

$$|S_0(ia_0)| = \left| \frac{1 + 4 a_0^2(1 - a_0^2)}{a_0^2(4 - 3a_0^2)} \right|^{1/2}; \quad a_0 \in [0; 1]. \quad (4.26)$$

Din relația (4.26) rezultă:

$$\lim_{a_0 \rightarrow 0} |S_0(ia_0)| = \infty \quad (4.27)$$

și

$$\lim_{a_0 \rightarrow 1,0} |S_0(ia_0)| = 1,0 \quad (4.28)$$

Pe figura 4-5 sînt corelate diagramele de pe figurile 4-2 și 4-4.

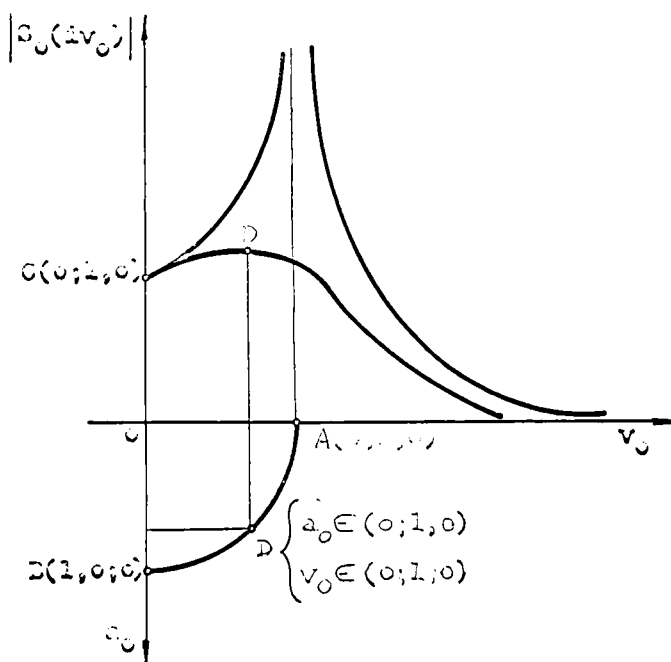


Fig.4-5.

Observație.

În cazul excitațiilor periodice cu pulsația ω_0 , între pulsația normalată v_0 și viteza de circulație v există relația,

$$v_0 = \frac{2\pi}{\omega_0 L} v. \quad (4.29)$$

4.1.1.2. Funcția de transfer a accelerației.

Între funcția de transfer a mișcării masei osiei montate și cea a accelerației există o relație de forma,

$$A_0(iv_0) = -\omega^2 S_0(iv_0). \quad (4.30)$$

Ținând seama de relația (4.18) rezultă

$$|A_0(iv_0)| = \omega_0^2 v_0^2 \left| \frac{1 + 4 a_0^2 v_0^2}{(1 - v_0^2)^2 + 4 a_0^2 v_0^2} \right|^{1/2}. \quad (4.31)$$

Din relația (4.31) rezultă:

$$\lim_{v_0 \rightarrow 0} |A_0(iv_0)| = 0 ; \quad a_0 \in [0; \infty) , \quad (4.32)$$

și

$$\lim_{v_0 \rightarrow 1,0} |A_0(iv_0)| = \infty ; \quad a_0 = 0 \quad (4.33)$$

$$\lim_{v_0 \rightarrow \infty} |A_0(iv_0)| = \begin{cases} \omega_0^2 ; & a_0 = 0 \\ \infty ; & a_0 \in (0; \infty) \end{cases} \quad (4.34)$$

Pe figura 4-6 este reprezentat grafic modulul funcției de transfer a accelerației masei osiei montate.

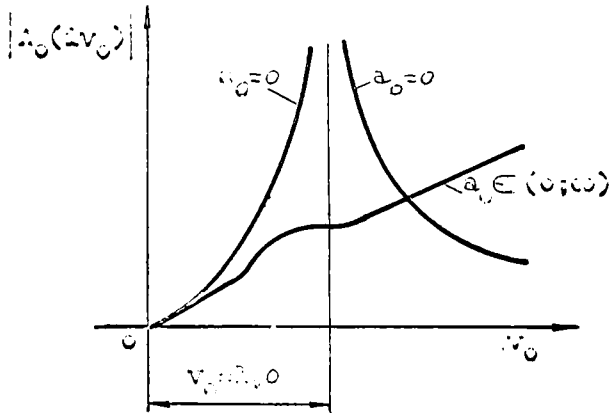


Fig.4-6.

4.1.1.3. Funcția de transfer a forței dinamice exercitate asupra căii ferate.

Intre funcția de transfer a accelerației și cea a forței dinamice exercitate asupra căii există relația,

$$Q_0(iv_0) = m_0 A_0(iv_0) \quad (4.35)$$

Tinând seama de relația (4.30) se obține, pentru modulul funcției de transfer al forței dinamice exercitate asupra căii, relația,

$$|Q_0(iv_0)| = k_c v_0^2 |S_0(iv_0)| \quad (4.36)$$

Rezultă că modulul funcției de transfer al forței dinamice exercitate asupra căii are aceeași alură ca și modulul funcției de transfer al accelerației (v.rel.4.31 și fig.4-6).

Din relația (4.36) se observă că prin creșterea rigidității căii, crește și sarcina dinamică. Această creștere este cu atât mai însemnată, cu cât viteza de circulație este mai mare.

In ce privește reducerea greutății nesuspendate a

locomotivelor diesel, aceasta se poate realiza prin următoarele măsuri constructive [25];

- realizarea de transmisii în grup;
- suspendarea integrală a motoarelor electrice de tracțiune;
- suspendarea completă a locomotivelor, prin construirea de vehicule speciale, pe pernă de aer.

Capitolul 5

RASPUNSUL SINUSOIDAL LA VITEZA AL MASEI
SUSPENDATE A LOCOMOTIVELOR DIESEL CU
SUSPENSIE SIMPLA

5.1. Echilibrul dinamic al masei suspendate
la excitațiile cinematice generate de cale.

Dacă se selectează dintre defectele geometrice de nivelment longitudinal ale căii pe cele periodice și se folosesc metode generale de analiză armonică se pot stabili funcțiile de transfer ale oricărui tip de locomotivă [25].

Pentru a defini influența căii asupra calității de rulare a unei locomotive cu suspensie simplă se presupune că defectele geometrice de nivelment longitudinal ale căii sînt în față și identice din punct de vedere geometric.

În felul acesta, modelul mecanic (de calcul) al unei astfel de locomotive diesel, cu sau fără boghiuri, sînt reprezentate, respectiv pe figurile 5-1a și 5-1b.

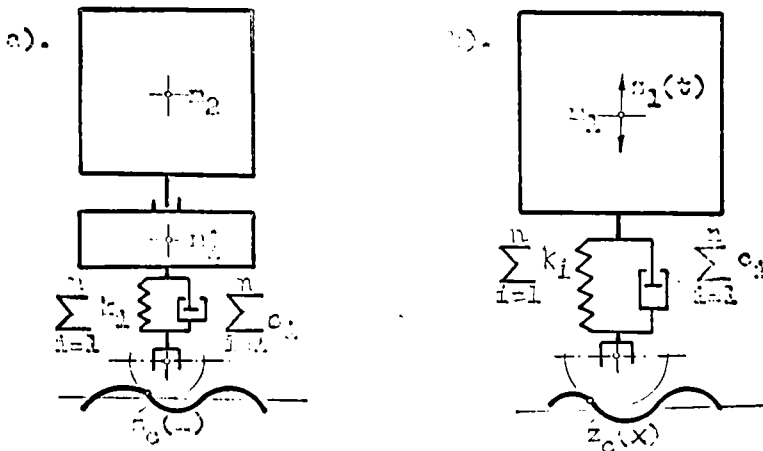


Fig.5-1.

Ținînd seama de relația (3.1) se poate scrie:
 - energia cinetică dezvoltată de masa construcției

suspendate se exprimă cu relația,

$$E_{c1} = \frac{1}{2} m_1 \dot{z}_1^2 ; \quad (5.1)$$

- energia potențială înmagazinată în arcurile suspendate are forma,

$$E_{p1} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n k_i (z_1 - z_c)^2 ; \quad (5.2)$$

- funcția disipativă a lui Rayleigh este definită de relația,

$$R_1 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n c_i (\dot{z}_1 - \dot{z}_c)^2. \quad (5.3)$$

Substituind relațiile (5.1)...(5.3) în (3.1) se obține

$$m_1 \ddot{z}_1 + \dot{z}_1 \sum_{i=1}^n c_i + z_1 \sum_{i=1}^n k_i = \dot{z}_c \sum_{i=1}^n c_i + z_c \sum_{i=1}^n k_i . \quad (5.4)$$

Dacă se aplică transformatele Fourier funcțiilor $z_1(t)$ și $z_c(t)$ rezultă

$$Z_{1c}(i\omega) = S_{1c}(i\omega) Z_c(i\omega). \quad (5.5)$$

În care,

$S_{1c}(i\omega)$ - reprezintă funcția de transfer a mișcării, care este de forma,

$$S_{1c}(i\omega) = \frac{\sum_{i=1}^n k_i + i \omega \sum_{i=1}^n c_i}{\sum_{i=1}^n k_i - m_1 \omega^2 + i \omega \sum_{i=1}^n c_i} \quad (5.6)$$

cu care se poate aprecia calitatea de rulare a locomotivei, plecând de la defectele de nivelment longitudinal ale căii.

În coordonate normate, relația (5.6) devine

$$S_{1c}(iv_1) = \frac{1 + i(2a_1v_1)}{1 - v_1^2 + i(2a_1v_1)} ; \quad (5.7)$$

unde:

$$\left. \begin{aligned} v_1 &= \frac{\omega}{\omega_1} \\ a_1 &= \frac{\sum_{i=1}^n c_i}{\left[\sum_{i=1}^n c_i \right]_{(cr)}} \end{aligned} \right\} \cdot \quad (5.8)$$

Pulsația naturală a masei suspendate a locomotivei, se exprimă cu relația,

$$\omega_1^2 = \frac{\sum_{i=1}^n k_i}{m_1} , \quad (5.9)$$

care, fiind mai mică decât pulsația ω_0 a masei osiei montate, rezultă că, în cazul unor excitații cinematice periodice, produse de cale cu pulsația ω , fenomenul de rezonanță va apare la viteze mai mici de circulație (v.rel.4.21).

Se observă că funcția de transfer a mișcării masei suspendate a locomotivei este identică cu relația (4.12), care definește funcția de transfer a mișcării masei osiei montate.

5.1.1. Funcția de transfer a forței dinamice exercitate asupra suspensiei.

Dacă se notează

$$z_{s1} = z_1 - z_c, \quad (5.10)$$

deformația elastică a arcurilor suspensiei, atunci ecuația diferențială a mișcării masei suspendate a locomotivei (5.4) devine

$$m_1 \ddot{z}_{s1} + \dot{z}_{s1} \sum_{i=1}^n c_i + z_{s1} \sum_{i=1}^n k_i = - m_1 \ddot{z}_c . \quad (5.11)$$

Din relația (5.11) rezultă că forța care acționează asupra suspensiei se exprimă cu relația,

$$q_{1c}(t) = \dot{z}_{s1} \sum_{i=1}^n c_i + z_{s1} \sum_{i=1}^n k_i . \quad (5.12)$$

În felul acesta, ecuația diferențială (5.11) devine

$$q_{1c}(t) = - m_1 \ddot{z}_1 . \quad (5.13)$$

Aplicînd transformatele Fourier funcțiilor $q_{1c}(t)$ și $z_1(t)$, relația (5.13) devine

$$Q_{1c}(i\omega) = m_1 \omega^2 Z_{1c}(i\omega) . \quad (5.14)$$

Tinînd seama de relația (5.5), rezultă funcția de transfer a sarcinii dinamice exercitate asupra suspensiei,

$$\Delta Q_{1c}(i\omega) = v_1^2 S_{1c}(i\omega) \sum_{i=1}^n k_i ; \quad (5.15)$$

unde,

$$\Delta Q_{1c}(i\omega) = \frac{Q_{1c}(i\omega)}{Z_c(i\omega)} . \quad (5.16)$$

Se observă că relația (5.15) este identică cu relația (4.36) care a fost stabilită pornind de la funcția de transfer a accelerației.

5.2. Răspunsul sinusoidal al masei suspendate la excitațiile dinamice generate de transmisie.

5.2.1. Ecuatia diferențială a echilibrului dinamic.

În cazul locomotivelor diesel, o importanță deosebită asupra calității de rulare, o prezintă influența transmisiei la diferite regimuri de funcționare ale acestora.

Intrucât excitațiile dinamice pe care le exercită motorul diesel precum și transmisiile electrice, hidrodinamice și mecanice asupra locomotivei au un caracter periodic, cu diferite pulsații, care depind de regimul de funcționare, înseamnă că acestea se pot aproxima printr-o serie Fourier (v.par.3.1.1.).

Prin urmare, dacă se consideră că la locomotiva diesel cu suspensie simplă sînt satisfăcute condițiile:

$$\text{și} \quad \left. \begin{array}{l} x_b = x'_b \\ x_c = x'_c \end{array} \right\} , \quad (5.17)$$

atunci, excitațiile dinamice a maselor suspendate, produse de transmisie, vor avea ca urmare o mișcare a maselor suspendate după direcția axei oz perpendiculară pe planul căii ferate.

Pe baza principiului suprapunerii efectelor se presupune că masa suspendată a cutiei este exercitată de o accelerație care variază după legea,

$$f_1(t) = f_0 \sin \omega t. \quad (5.18)$$

În această situație, din ecuația diferențială cu coeficienți matrici (3.27) rezultă

$$m \ddot{z}_1 + \dot{z}_1 \sum_{i=1}^n c_i + z_1 \sum_{i=1}^n k_i = m f_1(t). \quad (5.19)$$

Funcțiile $z_1(t)$ și $f_1(t)$, fiind definite pentru $t > 0$,

le corespund următoarele transformate Laplace:

$$\text{și } \left. \begin{aligned} Z_1(p) &= \mathcal{L}z_1(t) = \int_0^{+\infty} z_1(t) \exp(-pt) dt \\ F_1(p) &= \mathcal{L}f_1(t) = \int_0^{+\infty} f_1(t) \exp(-pt) dt \end{aligned} \right\} . \quad (5.20)$$

Unde,

p - reprezintă o variabilă complexă.

Astfel, din ecuația diferențială (5.19) rezultă

$$[p^2 + 2 h_1 p + \omega_1^2] Z_1(p) = F_1(p). \quad (5.21)$$

5.2.1.1. Funcția de transfer a mișcării.

Raportul dintre transformata Laplace a mărimii de ieșire și cea a mărimii de intrare reprezintă funcția de transfer a mișcării.

Prin urmare, ținând seama de relația (5.21), rezultă

$$S_{1t}(p) = \frac{1}{\omega_1^2 + p^2 + 2 h_1 p} . \quad (5.22)$$

Funcția de transfer $S_{1t}(p)$ este complet determinată prin modulul său și prin unghiul de poziție Φ_{1t} , când $p = i\omega$. Astfel se poate scrie:

$$S_{1t}(i\omega) = \frac{1}{\omega_1^2 - \omega^2 + i(2 h_1 \omega)} \quad (5.23)$$

sau

$$S_{1t}(i\omega) = \frac{(\omega_1^2 - \omega^2) - i(2 h_1 \omega)}{(\omega_1^2 - \omega^2)^2 + (2 h_1 \omega)^2} . \quad (5.24)$$

In care:

$$\operatorname{Re} S_{1t}(i\omega) = \frac{\omega_1^2 - \omega^2}{(\omega_1^2 - \omega^2)^2 + (2 h_1 \omega)^2} \quad (5.25)$$

și

$$\operatorname{Im} S_{1t}(i\omega) = - \frac{2 h_1 \omega}{(\omega_1^2 - \omega^2)^2 + (2 h_1 \omega)^2} . \quad (5.26)$$

Dacă se notează:

$$v_1 = \frac{\omega}{\omega_1} , \quad (5.27)$$

pulsăția normată și

$$a_1 = \frac{\sum_{i=1}^n c_i}{\left[\sum_{i=1}^n c_i \right]} , \quad (5.28)$$

(cr)

factorul normat de amortizare, atunci, funcția de transfer a mișcării masei suspendate se exprimă cu relația,

$$S_{1t}(iv_1) = |S_{1t}(iv_1)| \exp(i\bar{\Phi}_{1t}) . \quad (5.29)$$

În care:

$|S_{1t}(iv_1)|$ - reprezintă modulul funcției de transfer a mișcării. Se exprimă cu relația,

$$|S_{1t}(iv_1)| = \frac{1}{\omega_1^2} \left| \frac{1}{(1-v_1^2)^2 + 4 a_1^2 v_1^2} \right|^{1/2} ; \quad (5.30)$$

$\bar{\Phi}_{1t}(v_1)$ - reprezintă unghiul de poziție al vectorului funcției de transfer a mișcării. Este de forma,

$$\operatorname{tg} \bar{\Phi}_{1t}(v_1) = - \frac{2 a_1 v_1}{1 - v_1^2} \quad (5.31)$$

În felul acesta se definește, în coordonate polare parametrice (parametrul v_1), locul geometric, numit locul de transfer, care sintetizează toate informațiile privind mișcarea masei construcției suspendate a locomotivei (fig.5-2).

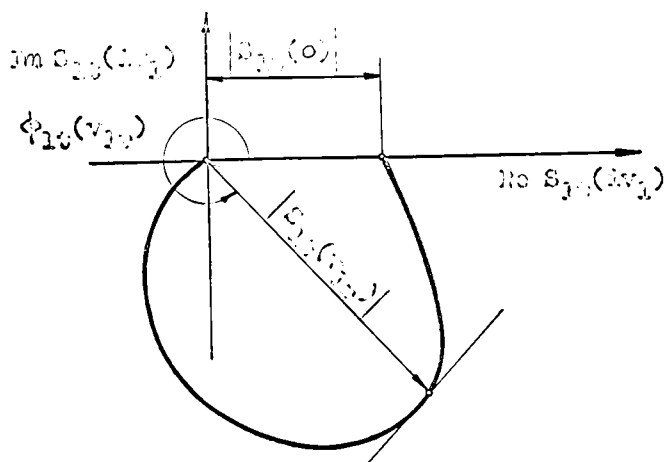


Fig.5-2.

Valoarea maximă a modului funcției de transfer a mișcării se obține pentru $\omega \approx \omega_1$ și caracterizează regimul de rezonanță al mișcării masei construcției suspendate.

Se observă că

$$\lim_{v_1 \rightarrow \infty} |S_{1t}(iv_1)| = 0. \quad (5.32)$$

Acest lucru se explică datorită inerției masei construcției suspendate.

5.2.1.2. Funcția de transfer a accelerației.

Între funcția de transfer a mișcării și cea a accelerației există o relație de forma,

$$A_{1t}(i\omega) = - \omega^2 S_{1t}(i\omega). \quad (5.33)$$

In coordonate normate, relația (5.33) devine

$$A_{1t}(iv_1) = -\omega_1^2 v_1^2 S_{1t}(iv_1). \quad (5.34)$$

Rezultă că această funcție este defazată de funcția de transfer a mișcării cu unghiul π , deoarece $\exp(i\pi) = -1$.

Prin urmare, relația (5.34) devine

$$A_{1t}(iv_1) = |A_{1t}(iv_1)| \exp \left[i(\phi_{1t} + \pi) \right]. \quad (5.35)$$

In care, modulul funcției de transfer al accelerației se exprimă cu relația,

$$|A_{1t}(iv_1)| = v_1^2 \left| \frac{1}{(1 - v_1^2)^2 + 4 a_1^2 v_1^2} \right|^{1/2}. \quad (5.36)$$

5.2.1.3. Funcția de transfer a forței dinamice exercitate asupra suspensiei.

Dacă se cunoaște modulul funcției de transfer a accelerației, atunci, modulul de transfer a forței dinamice exercitate asupra suspensiei se exprimă cu relația,

$$|\Delta Q_{1t}(iv_1)| = m_1 |A_{1t}(iv_1)|. \quad (5.37)$$

Tinând seama de relația (5.36), se poate scrie:

$$|\Delta Q_{1t}(iv_1)| = m v_1^2 \left| \frac{1}{(1 - v_1^2)^2 + 4 a_1^2 v_1^2} \right|^{1/2}, \quad (5.38)$$

care are aceeași alură ca și funcția de transfer a accelerației.

5.3. Influența amortizării asupra funcțiilor de transfer: $S_{1t}(iv_1)$; $A_{1t}(iv_1)$ și $\Delta Q_{1t}(iv_1)$.

In cazul locomotivelor diesel, destinate să circule cu viteze mari, o problemă deosebit de importantă o constituie

alegerea tipului de amortizoare, deoarece forțele de amortizare influențează stabilitatea circulației pe cale sau, cum se mai spune, calitatea de rulare a acestora.

Dacă se presupune că masa construcției suspendate este excitată cu o accelerație definită de relația,

$$f_1(t) = f_0 \exp(i\omega t), \quad (5.39)$$

atunci, răspunsul la frecvență este definit de relația,

$$z_1(t) = z_0 \exp[i(\omega t + \alpha_1)]. \quad (5.40)$$

În felul acesta, din ecuația diferențială (5.19), rezultă

$$z_1(t) = \frac{m f_1(t)}{\sum_{i=1}^n k_i - m \omega^2 + i \omega \sum_{i=1}^n c_i}, \quad (5.41)$$

care, în coordonate normate, se scrie în forma,

$$z_1(t) = \frac{m f_1(t)}{[(1-v_1^2) + i(2 a_1 v_1)] \sum_{i=1}^n k_i}. \quad (5.42)$$

În care,

$$K_1(iv_1) = [(1-v_1^2) + i(2 a_1 v_1)] \sum_{i=1}^n k_i \quad (5.43)$$

reprezintă rigiditatea dinamică a oscilației $z_1(t)$.

Unghiul de poziție are expresia,

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{2 a_1 v_1}{1 - v_1^2}, \quad (5.44)$$

care, dacă se compară cu relația (5.31), se obține

$$\alpha_1 = - \Phi_{1t}. \quad (5.45)$$

Astfel, relația (5.43) devine

$$K_1(iv_1) = |K_1(iv_1)| \exp(i\alpha_1); \quad (5.46)$$

unde,

$$|K_1(iv_1)| = \left| (1-v_1^2) + 4 a_1^2 v_1^2 \right|^{1/2} \sum_{i=1}^n k_i. \quad (5.47)$$

Prin urmare, modulul funcției de transfer a mișcării (v.rel.5.30) devine

$$|S_{1t}(iv_1)| = \frac{1}{\omega_1^2} |K_1(iv_1)|^{-1/2}. \quad (5.48)$$

Tinând seama de relația (5.43) rezultă:

$$X = \operatorname{Re} K_1(iv_1) = (1 - v_1^2) \sum_{i=1}^n k_i \quad (5.49)$$

și

$$Y = \operatorname{Im} K_1(iv_1) = 2 a_1 v_1 \sum_{i=1}^n k_i \quad (5.50)$$

Dacă se elimină v_1 din relațiile (5.49) și (5.50), rezultă

$$X = \sum_{i=1}^n k_i - \frac{Y^2}{4 a_1^2 \sum_{i=1}^n k_i}. \quad (5.51)$$

Considerînd factorul normat de amortizare, a_1 , ca un parametru variabil, relația (5.51) reprezintă o familie de parabole raportată la axa oX (fig.5-3).

Din figura 5-3 rezultă următoarele:

- la vitezele mici de circulație ale locomotivei, influența amortizării asupra funcției de transfer a mișcării este

neînsemnată, deoarece variația vectorului rigidității dinamice, în funcție de factorul normat de amortizare, este mică;

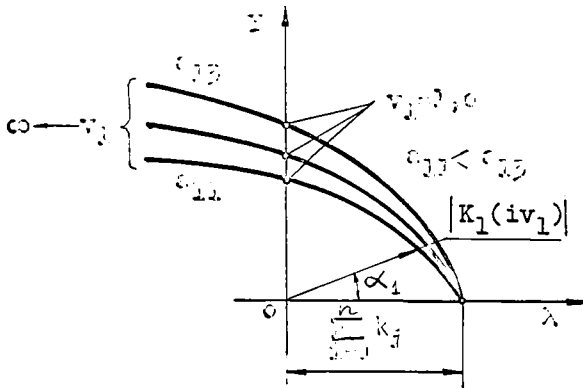


Fig.5-3.

- în cazul când locomotiva este destinată să circule cu viteze mari, amortizarea are un rol important, deoarece acest vector se modifică considerabil, în funcție de factorul normat de amortizare;

- dacă $a_1 = 0$, vectorul rigidității dinamice se află pe axa OX , deoarece $\alpha_1 = 0$ și are modulul,

$$|K_1(v_1)| = \left| 1 - v_1^2 \sum_{i=1}^n k_i \right| \quad (5.52)$$

Dacă se compară relația (5.47) cu relațiile (5.36) și (5.38), rezultă:

$$|A_{1t}(iv_1)| \cdot |K_1(iv_1)| = v_1^2 \quad (5.53)$$

și

$$|\Delta Q_{1t}(iv_1)| \cdot |K_1(iv_1)| = m v_1^2, \quad (5.54)$$

care reprezintă relații între funcțiile de transfer a accelerației și, respectiv, a forței dinamice exercitate asupra suspensiei în funcție de rigiditatea dinamică a suspensiei.

Capitolul 6

RĂSPUNSUL STABIL LA VITEZA AL MASELOR
SUSPENDATE ALE LOCOMOTIVELOR DIESEL
CU SUSPENSIE DUBLĂ

6.1. Influența căii ferate asupra
calității de rulare.

6.1.1. Echilibrul dinamic al maselor
suspendate.

Pe baza considerațiilor făcute la paragraful 5.1, modelul mecanic (de calcul) al unei astfel de locomotive este reprezentat pe figura 6-1.

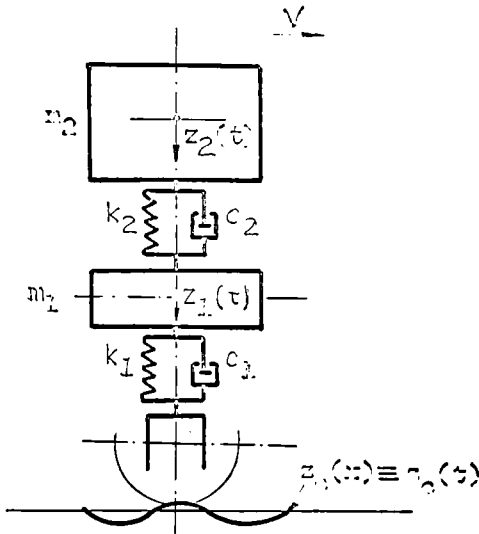


Fig.6-1.

Prin urmare, configurația cinematică a maselor suspendate ale locomotivei este descrisă de [41]; [62]:

- o mișcare de translație a maselor suspendate m_1 ale boghiurilor - coordonata $z_1(t)$;

- o mișcare de translație a masei m_2 a cutiei - coordonata $z_2(t)$.

Energia cinetică dezvoltată de masele construcției suspendate ale locomotivei, fiind considerată o formă pătratică, se

poate exprima în forma [1]; [5],

$$E_c = \frac{1}{2} [\dot{z}_{(1+2)c}^T] \cdot [M_{1-2}] \cdot [\dot{z}_{(1-2)c}] \quad (6.1)$$

În care:

$[\dot{z}_{(1-2)c}]$ - reprezintă matricea vectorului viteză,

$$[z_{(1-2)c}] = \begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \end{bmatrix} = \frac{d}{dt} \begin{pmatrix} z_1(t) \\ z_2(t) \end{pmatrix} ; \quad (6.2)$$

$[M_{1-2}]$ - matricea inerțială a locomotivei, se exprimă cu relația,

$$[M_{1-2}] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} . \quad (6.3)$$

Observație.

Elementele de pe diagonala secundară fiind nule, rezultă că între mișcările $z_1(t)$ și $z_2(t)$ nu există cuplaj inerțial [32].

$[z_{(1-2)c}^T]$ - matricea transpusă a matricii $[z_{(1-2)c}]$.

Energia potențială înmagazinată în arcurile celor două trepte ale suspensiei se exprimă cu relația [1]; [5],

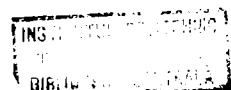
$$E_p = \frac{1}{2} [z_{(1-2)c}^T] \cdot [K_{1-2}] \cdot [z_{(1-2)c}] . \quad (6.4)$$

In care:

$[z_{(1-2)c}]$ - reprezintă matricea vectorului de poziție (de ieșire). Este de forma,

$$[z_{(1-2)c}] = \begin{bmatrix} z_1(t) \\ z_2(t) \end{bmatrix} ; \quad (6.5)$$

$[K_{1-2}]$ - matricea rigidității statice a celor două trepte ale suspensiei. Are expresia,



$$[K_{1-2}] = \begin{bmatrix} (k_1+k_2) & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix}; \quad (6.6)$$

Observație.

Elementele de pe diagonala secundară, fiind diferite de zero, înseamnă că între mișcările $z_1(t)$ și $z_2(t)$ există cuplaj elastic [32].

$$[Z_{(1-2)c}^T] - \text{matricea transpusă a matricii } [Z_{(1-2)c}].$$

Funcția disipativă a lui Rayleigh se exprimă cu relația [50],

$$R = \frac{1}{2} [\dot{Z}_{(1-2)c}^T] \cdot [C_{1-2}] \cdot [\dot{Z}_{(1-2)c}]. \quad (6.7)$$

In care:

$[C_{1-2}]$ - reprezintă matricea amortizării oscilațiilor,

$$[C_{1-2}] = \begin{bmatrix} (c_1+c_2) & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix}. \quad (6.8)$$

Forța perturbatoare, generată de defectele geometrice de nivelment longitudinal ale căii, se exprimă cu relația,

$$[Q_{c-1}(t)] = \begin{bmatrix} \dot{z}_c c_1 + z_c k_1 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (6.9)$$

In felul acesta, ecuația diferențială cu coeficienți matrici, care descrie echilibrul dinamic al locomotivei, ținând seama de ecuația (3.1), este

$$[M_{1-2}] \cdot [\ddot{Z}_{(1-2)c}] + [C_{1-2}] \cdot [\dot{Z}_{(1-2)c}] + [K_{1-2}] \cdot [Z_{(1-2)c}] = [Q_{c-1}(t)]. \quad (6.10)$$

6.1.2. Functiile de transfer ale mișcărilor
maselor suspendate.

Pentru a scoate în evidență influența parametrilor constructivi ai locomotivei asupra calității de rulare, fără a comite o eroare prea însemnată, se consideră matricea amortizării oscilațiilor [43],

$$[C_{1-2}] = [0] . \quad (6.11)$$

În această situație, ecuația diferențială (6.10) devine

$$[M_{1-2}] \cdot [\ddot{z}_{(1-2)c}] + [K_{1-2}] \cdot [z_{(1-2)c}] = [Q_{c-1}] . \quad (6.12)$$

Dacă se aplică transformările Fourier funcțiilor $z_1(t)$, $z_2(t)$ și $z_c(t)$, din ecuația diferențială (6.12), rezultă

$$[K_{1-2}(\omega)] \cdot [F_{(1-2)c}(i\omega)] = [F_{(c-1)}(i\omega)] . \quad (6.13)$$

În care:

$[K_{1-2}(\omega)]$ - reprezintă matricea rigidității dinamice a suspensiei, în raport cu oscilațiile de săltare. Se exprimă cu relația,

$$[K_{1-2}(\omega)] = \begin{bmatrix} m_1(\omega_1^2 - \omega^2) & -k_2 \\ -k_2 & m_2(\omega_2^2 - \omega^2) \end{bmatrix} . \quad (6.14)$$

Unde:

$$\left. \begin{aligned} \omega_1^2 &= \frac{k_1 + k_2}{m_1} \\ \omega_2^2 &= \frac{k_2}{m_2} \end{aligned} \right\} \quad (6.15)$$

și

reprezintă pulsațiile proprii naturale ale celor două moduri de

oscilare.

Din relația (6.14) se observă că $[K_{1-2}(0)] = [K_{1-2}]$ (v.rel.6.6).

$[F_{(1-2)c}(i\omega)]$ - matricea transformatelor Fourier a componentelor vectorului de poziție (de ieșire),

$$[F_{(1-2)c}(i\omega)] = \begin{bmatrix} Z_1(i\omega) \\ Z_2(i\omega) \end{bmatrix}; \quad (6.16)$$

$[F_{(c-1)}(i\omega)]$ - matricea transformatei Fourier ale componentelor vectorului de intrare,

$$[F_{(c-1)}(i\omega)] = \begin{bmatrix} k_1 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot Z_{(c-1)}(i\omega). \quad (6.17)$$

Matricea $[K_{1-2}(\omega)]$ admite o matrice inversă pentru $\omega \in [0; \infty)$, cu excepția valorilor $\omega_{1,2}$ pentru care cutia locomotivei și boghiurile oscilează în regim de rezonanță. Astfel, ecuația (6.13) devine

$$[F_{(1-2)c}(i\omega)] = [K_{1-2}(\omega)]^{-1} \cdot [F_{(c-1)}(i\omega)]. \quad (6.18)$$

În care,

$$[K_{1-2}(\omega)]^{-1} = \frac{1}{D_{1-2}(\omega)} \begin{bmatrix} m_2(\omega_2^2 - \omega^2) & k_2 \\ -k_2 & m_1(\omega_1^2 - \omega^2) \end{bmatrix}, \quad (6.19)$$

reprezintă matricea flexibilității dinamice a suspensiei,

$D_{1-2}(\omega)$ - rigiditatea dinamică a suspensiei,

$$D_{1-2}(\omega) = m_1 m_2 \left[\omega^4 - (\omega_1^2 + \omega_2^2) \omega^2 + \omega_1^2 \omega_2^2 (1 - \epsilon_k(z_1, z_2)) \right]. \quad (6.20)$$

Unde,

$\xi_{k(z_1 z_2)}$ - reprezintă factorul de cuplaj elastic al oscilațiilor $z_1(t)$ și $z_2(t)$;

$$\xi_{k(z_1 z_2)} = \frac{k_2}{k_1 + k_2} . \quad (6.21)$$

Din relația (6.20) se observă că

$$D_{1-2}(0) = k_1 k_2, \quad (6.22)$$

care reprezintă rigiditatea statică a suspensiei unei locomotive cu suspensie dublă.

Tinând seama de relația (6.19), se obține, pentru transformata Fourier a vectorului mărimilor de ieșire, o relație de forma,

$$\begin{bmatrix} Z_{1c}(i\omega) \\ Z_{2c}(i\omega) \end{bmatrix} = \frac{k_1}{D_{1-2}(\omega)} \begin{bmatrix} m_2(\omega_2^2 - \omega^2) \\ k_2 \end{bmatrix} Z_{c-1}(i\omega). \quad (6.23)$$

Din relația (6.23) se obține:

$$Z_{1c}(i\omega) = \frac{k_1 m_2(\omega_2^2 - \omega^2)}{D_{1-2}(\omega)} Z_{c-1}(i\omega) \quad (6.24)$$

și

$$Z_{2c}(i\omega) = \frac{k_1 k_2}{D_{1-2}(\omega)} Z_{c-1}(i\omega) . \quad (6.25)$$

Prin urmare, din relațiile (6.24) și (6.25) se obțin funcțiile de transfer ale mișcărilor maselor suspendate ale locomotivei [72]; [76].

$$S_{1c}(\omega) = \frac{k_1 m_2(\omega_2^2 - \omega^2)}{D_{1-2}(\omega)} , \quad (6.26)$$

care reprezintă funcția de transfer a mișcării masei suspendate a boghiurilor și

$$S_{2c}(\omega) = \frac{k_1 k_2}{D_{1-2}(\omega)}, \quad (6.27)$$

care reprezintă funcția de transfer a mișcării masei suspendate a cutiei.

6.1.3. Cuplajul elastic al oscilațiilor
 $z_1(t)$ și $z_2(t)$.

Răspunsul sinusoidal al maselor suspendate depinde de factorul de cuplaj elastic al rigidităților celor două trepte ale suspensiei, așa după cum este definit de relația (6.21).

Pe figura 6-2 este arătată variația acestui factor, considerînd, succesiv, pe k_1 și k_2 parametri și, respectiv, variabile independente.

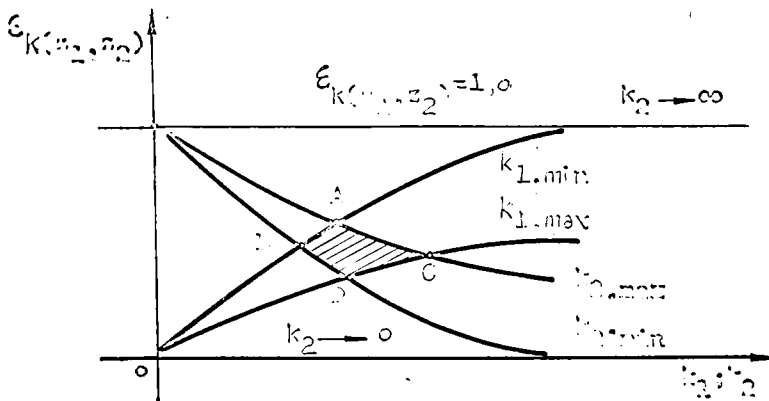


Fig.6-2.

Pentru valorile extreme ale rigidităților statice ale celor două trepte de suspensie, rezultă patrulaterul curbiliniu (ABCD) care stabilește domeniul de variație a factorului de cuplaj elastic al celor două moduri de oscilare.

Trebuie menționat că valorile extreme ale rigidităților statice ale celor două trepte a suspensiei se aleg ținând seama de natura excitațiilor (cinematice sau dinamice) și de destinația în serviciu a locomotivei, deoarece ele determină, implicit, vitezele critice de circulație ale acesteia.

6.2. Influența parametrilor constructivi ai locomotivei asupra răspunsului la viteza de circulație.

6.2.1. Funcțiile de transfer ale mișcărilor maselor suspendate.

6.2.1.1. Funcția de transfer a mișcării masei suspendate a boghiului.

Pentru obținerea unor expresii adimensionale pentru funcția de transfer a mișcării maselor suspendate se introduc următoarele notații [86]:

$$\text{și} \left. \begin{aligned} k_2 &= s k_1 \\ m_2 &= p m_1 \end{aligned} \right\} . \quad (6.28)$$

În care, s și p sînt doi parametri variabili, adimensionali, definiți după cum urmează:

$$\text{și} \left. \begin{aligned} s &\in (0; \infty) \\ p &\in (0; \infty) \end{aligned} \right\} . \quad (6.29)$$

În felul acesta, relația (6.26) devine

$$|S_{1c}(v_1)| = \left| \frac{s - (1+s)p v_1^2}{p(1+s)^2 v_1^4 - [(1+p)s + p] (1+s)v_1^2 + s} \right|; \quad (6.30)$$

în care,

$$v_1 = \frac{\omega}{\omega_1} \quad (6.31)$$

reprezintă pulsația normată a mișcării masei suspendate a boghiului [26].

Pe figura 6-3 este reprezentată funcția (6.30) pentru $s = s_1 \neq 0$ și $p = p_1 \neq 0$.

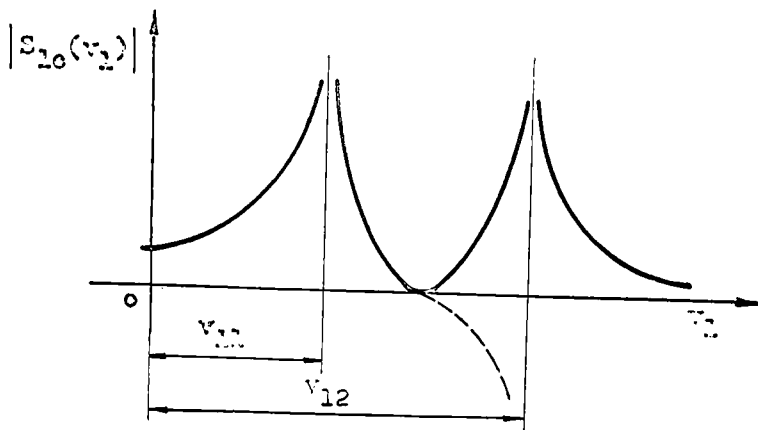


Fig.6-3.

Din relația (6.30) rezultă:

$$\lim_{\substack{s \rightarrow 0 \\ (k_2 \rightarrow 0)}} |S_{1c}(\omega)| = \left| \frac{k_1}{k_1 - m_1 \omega^2} \right|, \quad (6.32)$$

care corespunde situației când boghiul nu este încărcat cu cutia;

$$\lim_{\substack{s \rightarrow \infty \\ (k_2 \rightarrow \infty)}} |S_{1c}(\omega)| = \left| \frac{k_1}{k_1 - (m_1 + m_2) \omega^2} \right|, \quad (6.33)$$

care corespunde cazului când locomotiva are suspensia simplă // (v.rel.5.7, unde $a_1 = 0$).

6.2.1.2. Funcția de transfer a mișcării masei cutiei.

Tinând seama de notațiile (6.28), relația (6.27)

devine [88], [94]

$$|S_{2c}(v_2)| = \left| \frac{p}{s v_2^4 - [s + (1+s)p] v_2^2 + p} \right| ; \quad (6.34)$$

în care,

$$v_2 = \frac{\omega}{\omega_2} \quad (6.35)$$

care reprezintă pulsația normată a mișcării masei cutiei.

Pe figura 6-4 este reprezentată grafic funcția (6.34) pentru $s = s_j \neq 0$ și $p = p_j \neq 0$.

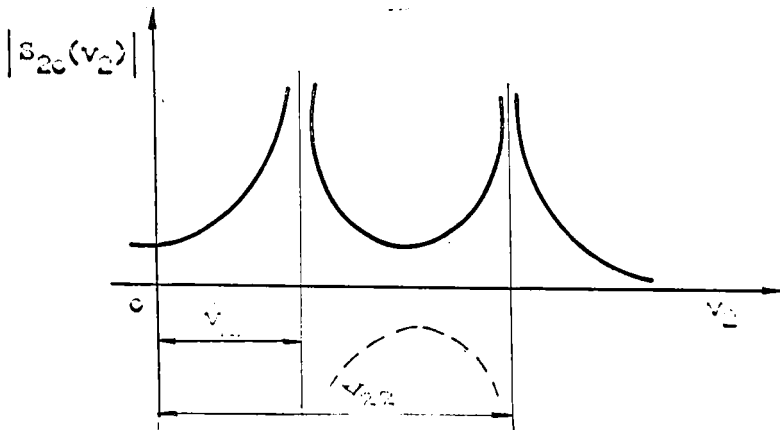


Fig.6-4.

Din relația (6.34) rezultă că

$$\lim_{\substack{s \rightarrow 0 \\ (k_1 \rightarrow \infty)}} |S_{2c}(\omega)| = \left| \frac{k_2}{k_2 - m_2 \omega^2} \right| \quad (6.36)$$

Aceasta înseamnă că prin creșterea rigidității suspensiei primare, mișcarea cutiei locomotivei este tot mai puțin influențată de cea a boghiurilor;

$$\lim_{\substack{s \rightarrow \infty \\ (k_1 \rightarrow 0)}} |S_{2c}(\omega)| = 0 \quad (6.37)$$

În acest caz, dacă rigiditatea suspensiei primare este foarte mică, defectele geometrice de nivelment longitudinal ale căii influențează tot mai puțin și, la limită, locomotiva circulă pe pernă de aer.

6.2.2. Funcțiile de transfer ale accelerațiilor maselor suspendate.

Tinând seama de relațiile (6.30) și (6.34) rezultă, pentru funcțiile de transfer ale accelerațiilor maselor suspendate ale boghiului și cutiei, relațiile [35] :

$$A_{1c}(\omega) = - \omega^2 S_{1c}(\omega) \quad (6.38)$$

și

$$A_{2c}(\omega) = - \omega^2 S_{2c}(\omega). \quad (6.39)$$

În coordonate normate, relațiile (6.38) și (6.39), în modul, devin:

$$|A_{1c}(v_1)| = \omega_1^2 v_1^2 |S_{1c}(v_1)| \quad (6.40)$$

și

$$|A_{2c}(v_2)| = \omega_2^2 v_2^2 |S_{2c}(v_2)|. \quad (6.41)$$

Pe figurile 6-5 și 6-6 sînt reprezentate grafic funcțiile (6.40) și (6.41).

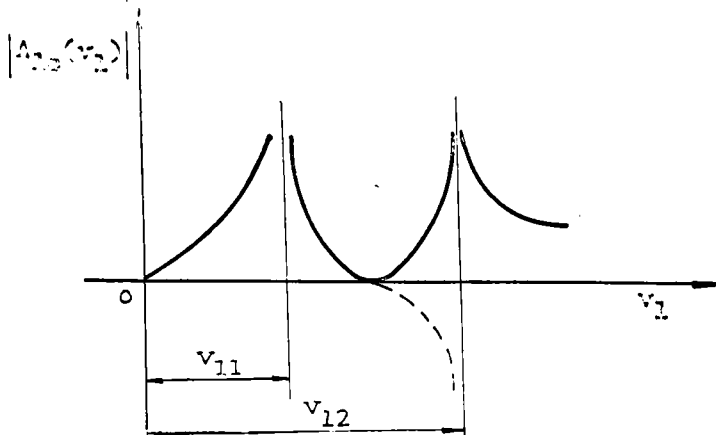


Fig.6-5.

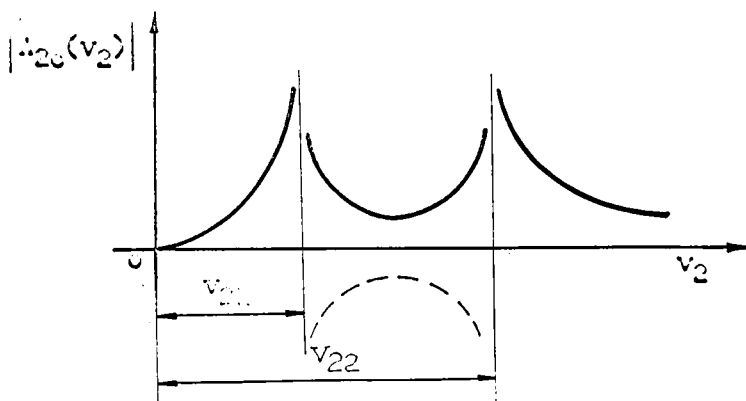


Fig.6-6.

6.2.3. Funcțiile de transfer ale forțelor dinamice exercitate asupra suspensiei.

Dacă se cunosc funcțiile de transfer ale accelerațiilor maselor suspendate ale boghiurilor și cutiei, atunci funcțiile de transfer ale forțelor dinamice exercitate asupra celor două trepte ale suspensiei se exprimă cu relațiile [25]:

$$\Delta Q_{1c}(\omega) = \frac{1}{2} m_1 A_{1c}(\omega) \quad (6.42)$$

și

$$\Delta Q_{2c}(\omega) = m_2 A_{2c}(\omega) \quad (6.43)$$

Tinând seama de relațiile (6.40) și (6.41) se obține:

$$|\Delta Q_{1c}(v_1)| = \frac{1}{2} (k_1 + k_2) v_1^2 |S_{1c}(v_1)| \quad (6.44)$$

și

$$|\Delta Q_{2c}(v_2)| = k_2 v_2^2 |S_{2c}(v_2)|. \quad (6.45)$$

Dacă se compară relațiile (6.44) și (6.45) cu relațiile (6.40) și (6.41) se observă că ele, calitativ au aceeași alură.

6.3. Răspunsul maselor suspendate la excitațiile dinamice generate de transmisie.

6.3.1. Echilibrul dinamic al maselor suspendate.

Se presupune că masa cutiei se află sub acțiunea unei excitații dinamice de forma (5.18).

In acest caz, ecuația diferențială, care descrie mișcarea maselor suspendate ale locomotivei (6.10), devine

$$[M_{1-2}] \cdot [\ddot{z}_{(1-2)t}] + [K_{1-2}] \cdot [z_{(1-2)t}] = [Q_{t-2}(t)] \quad (6.46)$$

In care:

$[Q_{t-2}(t)]$ - reprezintă matricea vectorului forței dinamice de excitație,

$$[Q_{1-2}(t)] = \begin{bmatrix} 0 \\ m_2 f_2(t) \end{bmatrix}. \quad (6.47)$$

Aplicând transformatele Fourier funcțiilor $z_1(t)$; $z_2(t)$ și $f_2(t)$ se obține

$$[K_{1-2}(\omega)] \cdot [F_{(1-2)t}(i\omega)] = [F_{t-2}(i\omega)]. \quad (6.48)$$

In care

$[F_{t-2}(i\omega)]$ - reprezintă matricea transformatelor Fourier a componentelor vectorului de intrare,

$$[F_{t-2}(i\omega)] = \begin{bmatrix} 0 \\ m_2 \end{bmatrix} F_2(i\omega). \quad (6.49)$$

Relația (6.48) se mai poate scrie astfel,

$$[F_{(1-2)t}(i\omega)] = [K_{1-2}(\omega)]^{-1} \cdot [F_{t-2}(i\omega)]. \quad (6.50)$$

Tinând seama de relațiile (6.19) și (6.49) se obține

$$\begin{bmatrix} Z_{1t}(i\omega) \\ Z_{2t}(i\omega) \end{bmatrix} = \frac{m_2}{D_{1-2}(\omega)} \begin{bmatrix} k_2 \\ m_1(\omega_1^2 - \omega^2) \end{bmatrix} F_2(i\omega). \quad (6.51)$$

Din egalitatea matricilor (6.51) se obține:

$$Z_{1t}(i\omega) = \frac{m_2 k_2}{D_{1-2}(\omega)} F_2(i\omega) \quad (6.52)$$

și

$$Z_{2t}(i\omega) = \frac{m_1 m_2(\omega_1^2 - \omega^2)}{D_{1-2}(\omega)} F_2(i\omega). \quad (6.53)$$

6.3.1.1. Funcțiile de transfer ale mișcărilor.

Din relațiile (6.52) și (6.53) rezultă funcțiile de transfer a mișcărilor maselor suspendate ale locomotivei în formele:

$$S_{1t}(\omega) = \frac{m_2 k_2}{D_{1-2}(\omega)}, \quad (6.54)$$

funcția de transfer a mișcării maselor suspendate a boghiurilor și

$$S_{2t}(\omega) = \frac{m_1 m_2(\omega_1^2 - \omega^2)}{D_{1-2}(\omega)}, \quad (6.55)$$

funcția de transfer a mișcării masei cutiei.

6.4. Relatii între funcțiile de transfer ale celor două moduri de excitare.

Dacă se compară relațiile (6.54) și (6.55) cu relațiile (6.26) și (6.27) rezultă:

$$S_{1c}(\omega) = \frac{m_1 k_1}{m_2 k_2} (\omega_1^2 - \omega^2) S_{1t}(\omega) \quad (6.56)$$

și

$$S_{2c}(\omega) = \frac{k_1 k_2}{m_1 m_2 (\omega_1^2 - \omega^2)} S_{2t}(\omega), \quad (6.57)$$

care reprezintă relații între funcțiile de transfer ale mișcărilor maselor suspendate, ținând seama de modul de excitare al locomotivei.

Ținând seama de relațiile (6.38); (6.39); (6.42) și (6.43) rezultă că între funcțiile de transfer ale mișcărilor, accelerațiilor și forțelor dinamice există relațiile:

$$\frac{S_{1t}(\omega)}{S_{1c}(\omega)} = \frac{A_{1t}(\omega)}{A_{1c}(\omega)} = \frac{\Delta Q_{1t}(\omega)}{\Delta Q_{1c}(\omega)} = \frac{m_2 k_2}{m_1 k_1 (\omega_1^2 - \omega^2)} \quad (6.58)$$

și

$$\frac{S_{2t}(\omega)}{S_{2c}(\omega)} = \frac{A_{2t}(\omega)}{A_{2c}(\omega)} = \frac{\Delta Q_{2t}(\omega)}{\Delta Q_{2c}(\omega)} = \frac{m_1 m_2}{k_1 k_2 (\omega_1^2 - \omega^2)}. \quad (6.59)$$

6.5. Relații de calcul pentru confort.

O problemă deosebit de importantă care se pune la proiectarea unei locomotive diesel este aceea a realizării unui confort optim în timpul circulației pe cale [39]; [93].

Oscilațiile maselor suspendate și nesuspendate au o acțiune nocivă complexă, afectând atât sănătatea personalului de deservire cât și diferitele procese de muncă, prin stânjenirea operației de supraveghiere a căii, citirea diferitelor aparate indicatoare montate în cabina mecanicului etc.

Aceste oscilații au o acțiune diferențiată asupra diferitelor organe ale corpului omenesc, în raport cu diversii parametrii mecanici ai acestor oscilații.

Din aceste motive, aprecierea acțiunii oscilațiilor asupra omului trebuie făcută luând în considerare acțiunea simultană a amplitudinii și frecvenței, deoarece, datorită

legăturilor elastice dintre diferitele părți ale corpului omenesc, unele dintre acestea se deplasează, la aceeași frecvență, cu amplitudini diferite.

În cele ce urmează sînt prezentate relații de calcul ale confortului în cutia locomotivelor diesel, cunoscute în literatura de specialitate, care sînt scrise în funcție de relațiile analitice stabilite în acest capitol.

6.5.1. Indicele de confort al mișcărilor de răspuns $S_{2(c;t)}(v_2)$.

Dacă se cunosc funcțiile de transfer ale mișcărilor masei cutiei locomotivei, rezultate prin excitarea acesteia de către calea ferată sau transmisie, rezultă pentru confort, o relație de forma,

$$W_{Z(c;t)}(v_2) = 2,7(\gamma_2)^{1/2} \left[|S_{2(c;t)}(v_2)|^3 v_2^5 f(\gamma_2; v_2) \right]^{1/10} \quad (6.60)$$

În care

γ_2 - reprezintă frecvența oscilației masei cutiei locomotivei

$$\gamma_2 = \frac{\omega_2}{2\pi} ; \quad (6.61)$$

$f(\gamma_2; v_2)$ - o funcție de corecție care ține seama de sensibilitatea corpului omenesc în raport cu oscilațiile verticale.

Este definită pe porțiuni după cum urmează:

$$\left. \begin{aligned} f(\gamma_2; v_2) &= 0,325 \gamma_2^2 ; \text{ pentru } \gamma_2 v_2 \in [0,5-5,9) \text{ Hz.} \\ f(\gamma_2; v_2) &= 400 \gamma_2^{-2} ; \text{ pentru } \gamma_2 v_2 \in [5,9-20) \text{ Hz.} \\ f(\gamma_2; v_2) &= 1 ; \text{ pentru } \gamma_2 v_2 \in [20 - \infty) \text{ Hz.} \end{aligned} \right\} (6.62)$$

6.5.2. Indicele de confort al accelerațiilor
de răspuns $A_{2(c;t)}(v_2)$.

Intre indicele de confort și funcția de transfer a accelerațiilor masei cutiei, corespunzător celor două moduri de excitație există relația:

$$W_{Z(c;t)}(v_2) =$$
$$= 0,896 \left[\left| A_{2(c;t)}(v_2) \right|^3 (\gamma_2 v_2)^{-1} f(\gamma_2 v_2) \right]^{1/10} . \quad (6.63)$$

Observație.

Relațiile (6.60) și (6.63) definesc confortul pentru amplitudinea mărimii de intrare egală cu unitatea. In alte cazuri rezultatul trebuie amplificat cu valoarea amplitudinei la puterea 3/10.

Partea a treia

EXPERIENTE, CALCULE SI REZULTATE
PRIVIND
CALITATEA DE RULARE
A
LOCOMOTIVELOR DIESEL

Capitolul 7

MODELE MECANICE EXPERIMENTALE

7.1. Modelarea echilibrului static.

Pentru verificarea unor relații stabilite în capitolul I, în cadrul laboratorului de material rulant a fost realizat un model mecanic care simulează un vehicul (boghiu) pe două osii cu suspensie independentă (fig.7-1).

Modelul mecanic a fost conceput, în așa fel, încât să se poată măsura, simultan, sarcinile suspendate pe osii precum și săgețile statice, aferente celor două puncte de suspendare, corespunzătoare diferitelor poziții ale centrului de inerție al construcției suspendate, alese în mod arbitrar.

Pe figura 7-la s-a notat cu :

- 1 - cântarele de tip Balanța Sibiu;
- 2 - arcurile elicoidale;
- 3 - grinda longitudinală;
- 4 - masa mobilă;
- 5 - indicatorii de săgeți;
- 6 - riglele gradate.

7.1.1. Bazele teoretice ale modelării.

În starea neîncărcată a grinzii longitudinale, indicatorii 5 se află în dreptul diviziunii f_0 (fig.7-1a).

Pentru diferite poziții x_b ale masei suspendate, săgețile statice ale celor două arcuri sînt definite de relațiile:

$$\left. \begin{aligned} f_{12}(x_b) &= f_0 - f_{01}(x_b) \\ f_{22}(x_b) &= f_0 - f_{02}(x_b) \end{aligned} \right\} \quad (7.1)$$

În care:

f_{01} și f_{02} reprezintă citirile pe cele două rigle gradate.

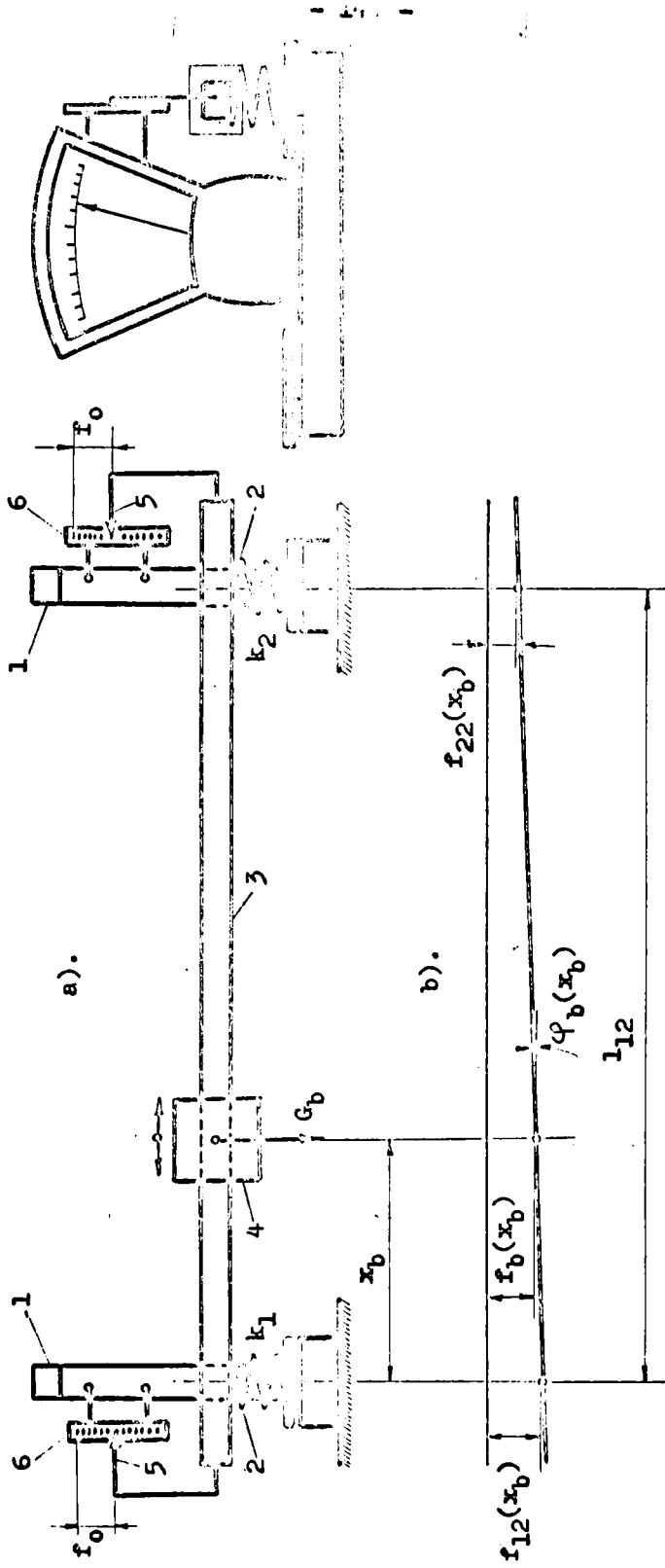


Fig.7-1.

Din figura 7-1b rezultă:

$$\varphi_b(x_b) = \frac{f_{12}(x_b) - f_{22}(x_b)}{l_{12}} \quad (7.2)$$

și

$$f_b(x_b) = \frac{1}{l_{12}} [(1_{12} - x_b) f_{12} + x_b f_{22}(x_b)]. \quad (7.3)$$

In felul acesta, matricea vectorului de poziție al masei suspendate devine

$$[F_b] = \begin{bmatrix} f_b(x_b) \\ \varphi_b(x_b) \end{bmatrix}. \quad (7.4)$$

Sarcinile suspendate pe cele două arcuri se pot determina, direct, citind indicațiile celor două balanțe sau, indirect, cu ajutorul componentelor vectorului de poziție.

Intre sarcinile suspendate pe osii și componentele vectorului de poziție există relația,

$$\begin{bmatrix} Q_{12}(x_b) \\ Q_{22}(x_b) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 f_{12}(x_b) \\ k_2 f_{22}(x_b) \end{bmatrix}. \quad (7.5)$$

7.1.2. Precizia mărimilor determinate.

Eroarea de măsurare a componentelor vectorului de ieșire, G_{bi} , se determină prin compararea acestuia cu vectorul de intrare, G_b .

In acest sens, vectorul de ieșire se poate scrie în forma,

$$[G_{bi}(x_b)]_{(i)} = \begin{bmatrix} [Q_{12}(x_b) + Q_{22}(x_b)]_{(j)} \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (7.6)$$

Prin urmare, eroarea de măsurare a vectorului de ieșire devine

$$[\Delta G_b(x_b)]_{(j)} = \begin{bmatrix} [G_{bi}(x_b) - G_b]_{(j)} \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (7.7)$$

Din relația (7.7) rezultă patratul abaterilor,

$$[\Delta G_b^2(x_b)]_{(j)} = \begin{bmatrix} (G_{bi} - G_b)^2_{(j)} \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (7.8)$$

Cu relația (7.8) se poate calcula dispersia sau media pătratică a abaterilor,

$$D \left\{ [\Delta G_b] \right\} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \begin{bmatrix} (G_{bi} - G_b)^2_{(j)} \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (7.9)$$

În care,

n - reprezintă numărul pozițiilor centrului de inerție alese pentru masa suspendată.

În felul acesta, vectorul abaterii medii pătratice se scrie în forma,

$$[G] = \begin{bmatrix} \left[\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n (G_{bi} - G_b)_{(j)} \right]^{1/2} \\ 0 \end{bmatrix}; \quad (7.10)$$

cu care se poate aprecia precizia măsurătorilor efectuate.

7.1.3. Rezultatele obținute.

Caracteristicile tehnice ale modelului mecanic conceput sînt:

- greutatea suspendată; $G_b = 115 \text{ N}$;
- rigiditatea arcurilor; $k_1 = k_2 = 6750 \text{ Nm}^{-1}$;
- ampatamentul boghiului; $l_{12} = 1,23 \text{ m}$;
- constanta riglei gradate; $f_0 = 0,0705 \text{ m}$.

In tabela 7-1 sînt prezentate rezultatele experiențelor efectuate.

Pe figura 7-2 sînt reprezentate componentele vectorului de poziție al masei suspendate.

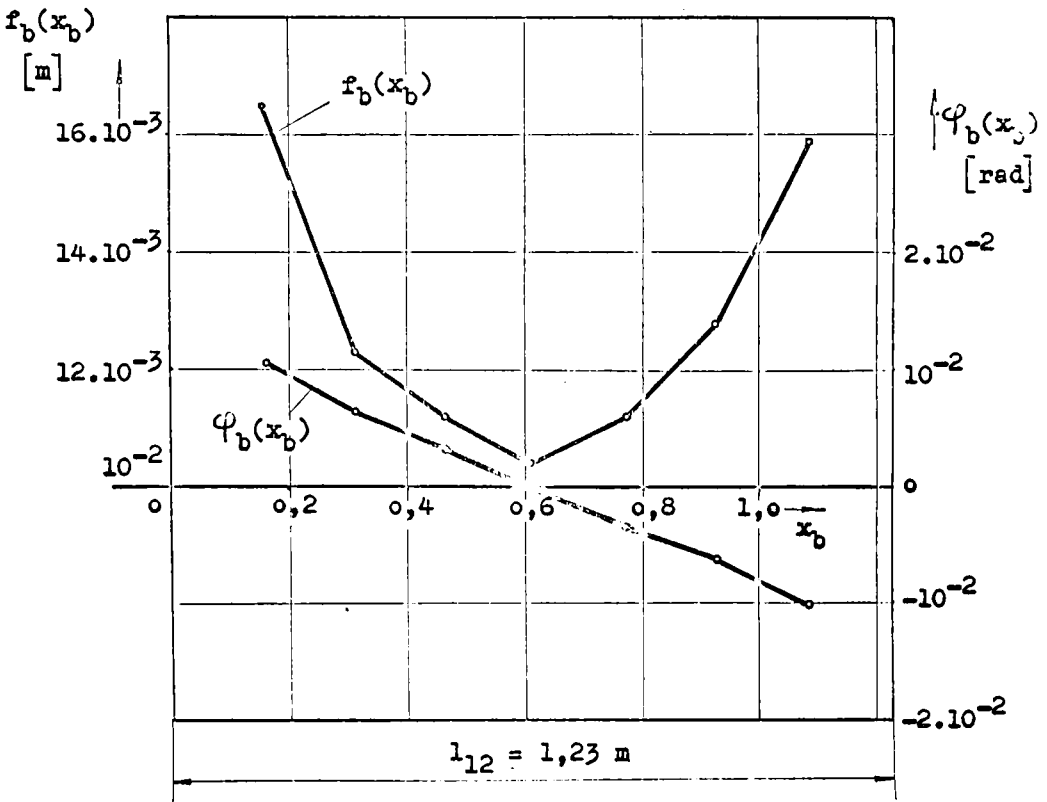


Fig.7-2.

De pe figura 7-2 se observă că cele două curbe sînt calitativ identice cu cele stabilite în capitolul 1 (v.fig.1-2).

Tabela 7-1.

x_b [m]	1	2	3	4	5	6	7	8
$(l_{12}-x_b)$ [m]		1,07625	0,9225	0,76875	0,605	0,46125	0,3075	0,15375
$f_{12}(x_b)$ [m]		0,0150	0,0120	0,0107	0,0085	0,0065	0,0043	0,0020
$f_{22}(x_b)$ [m]		0,0020	0,0040	0,0065	0,0085	0,0107	0,0125	0,0145
$f_b(x_b)$ [m]		0,0165	0,0123	0,0112	0,0105	0,0112	0,0129	0,0159
$\varphi_b(x_b)$ [rad]		0,0105	0,0065	0,0034	0	-0,0034	-0,0067	-0,0102
$Q_{12}(x_b)$ [N]		101,25	83,025	72,225	57,375	43,875	29,025	13,5
$Q_{22}(x_b)$ [N]		13,5	31,72	43,875	57,375	72,225	84,375	97,875
$G_{b1}(j)$ [N]		114,75	114,745	116,1	114,75	116,1	113,4	111,375
		0	0	0	0	0	0	0

Tabela 7-1. (continue)

1	2	3	4	5	6	7	8
$[\Delta G_b(j)] [N]$	$\begin{bmatrix} -0,25 \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} -0,255 \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} +1,1 \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} -0,25 \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} +1,1 \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} -1,6 \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} -3,625 \\ 0 \end{bmatrix}$
$[\Delta G_b^2] [N^2]$	$\begin{bmatrix} 0,0625 \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 0,0650 \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 1,210 \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 0,063 \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 1,210 \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 2,560 \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 13,141 \\ 0 \end{bmatrix}$
$D \{ [\Delta G_b] \} [N^2]$	$\begin{bmatrix} 2,6160 \\ 0 \end{bmatrix}$						
$[G] [N]$	$\begin{bmatrix} 1,6174 \\ 0 \end{bmatrix}$						

Pe figura 7-3 sînt reprezentate componentele vectorului de ieşire pentru diferite poziţii ale centrului de inerţie al masei suspendate. Componenta $Q_{12}(x_b)$, fiind aproximativ identică cu cea reprezentată pe figura 1-4.

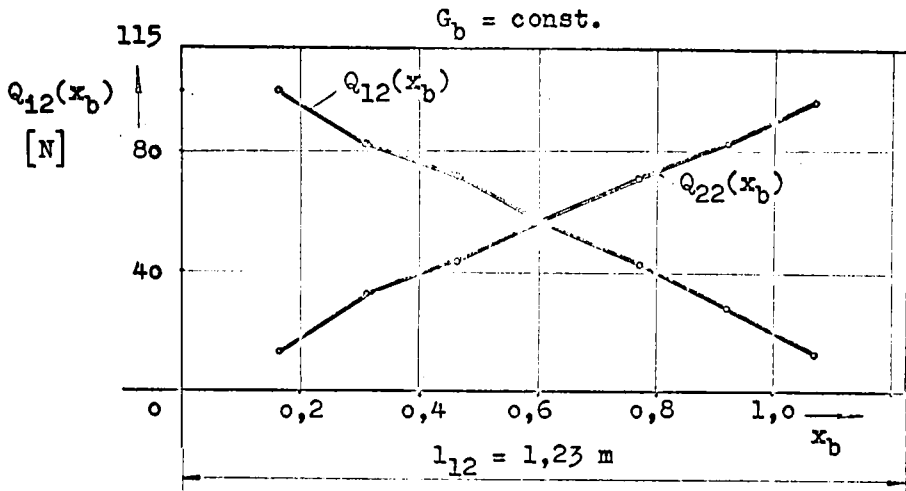


Fig.7-3.

7.2. Modelarea echilibrului dinamic.

În cadrul contractului de colaborare nr.8076 din 10.05.1971, încheiat cu Centrala mecanică de reparat material rulant din cadrul Ministerului Transporturilor și Telecomunicațiilor, Catedra de material rulant a efectuat un studiu comparativ, teoretic și experimental pentru îmbunătățirea calității de rulare a locomotivei diesel electrică O60 DA, prin înlocuirea amortizotului coulombian importat, cu un amortizor de același tip confecționat din mase plastice indigene.

7.2.1. Descrierea modelului.

La baza realizării standului a stat ideea modelării unui punct simplu de suspendare a masei boghiului, care este echipat cu un astfel de amortizor.

Schița de principiu a acestui model este reprezentată pe figura 7-4.

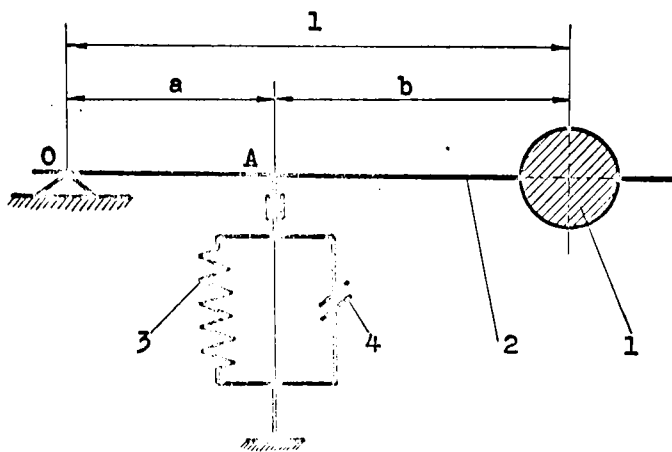


Fig.7-4.

Din figura 7-4 rezultă că acest model se compune din:

- 1 - masa suspendată, aferentă unui arc elicoidal;
- 2 - pîrghia pe care se poate deplasa masa m;
- 3 - arcul elicoidal;
- 4 - amortizorul coulombian.

7.2.2. Bazele teoretice ale modelării.

La momentul t masa suspendată m este așezată într-o poziție determinată de coordonata φ , (fig.7-5) [30]; [83].

Prin urmare se poate scrie

$$z = a \varphi . \quad (7.11)$$

Cunoscînd starea inițială, mișcarea masei suspendate m este descrisă de ecuația diferențială,

$$m_r \ddot{z} + k z \pm F = 0 . \quad (7.12)$$

În care:

m_r - reprezintă masa redusă în punctul A,

$$m_r = m \frac{l^2}{a^2} ; \quad (7.13)$$

F - modulul forței de frînare,

$$F = \mu N = \text{const.} \quad (7.14)$$

Unde:

μ - coeficientul de frecare al amortizoarelor studiate;

N - forța de apăsare a plăcilor de fricțiune.

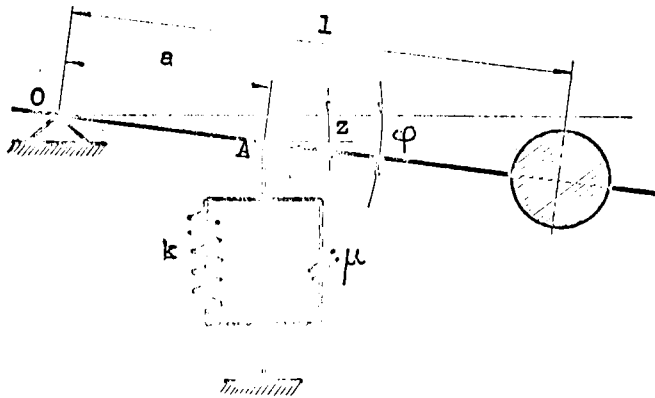


Fig.7-5.

Dacă se notează

$$z_f = \frac{F}{k} , \quad (7.15)$$

săgeata forței de frecare, atunci relația (7.12) devine

$$m_r \ddot{z} + k(z \pm z_f) = 0. \quad (7.16)$$

Soluția ecuației diferențiale (7.16) este de forma

$$z(t) = \mp z_f + C_1 \cos \omega t + C_2 \sin \omega t. \quad (7.17)$$

In care:

ω - reprezintă pulsația naturală a mișcării,

$$\omega^2 = \frac{k}{m_r} ; \quad (7.18)$$

C_1 ; C_2 - constante de integrare care se determină din condițiile inițiale.

Presupunind că, la $t = 0$, poziția masei suspendate este definită de:

$$\text{și} \quad \left. \begin{aligned} z(0) &= z_0 \\ \dot{z}(0) &= 0 \end{aligned} \right\} , \quad (7.19)$$

rezultă

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= z_0 \pm z_f \\ C_2 &= 0 \end{aligned} \right\} . \quad (7.20)$$

Prin urmare, relația (7.17) devine

$$z(t) = \mp z_f + (z_0 \pm z_f) \cos \omega t . \quad (7.21)$$

7.2.3. Caracteristicile tehnice ale modelului.

Caracteristicile tehnice ale modelului sînt:

- greutatea suspendată; $G_D = 3000 \text{ N}$
- lungimea pîrghiei; $l = 1,475 \text{ m}$
- distanța OA; $a = 0,20 \text{ m}$
- rigiditatea arcului; $k = 6,55 \cdot 10^5 \text{ Nm}^{-1}$
- forța de apăsare; $N = 2300 \text{ N}$
- coeficientul de frecare; $\mu_1 = 0,42$
- coeficientul de frecare $\mu_2 = 0,52$.

7.2.4. Metoda de încercare.

Pe standul din laboratorul Catedrei de material rulant s-au efectuat două cicluri de încercări. Primul ciclu cu amortizorul importat, care a fost pus la dispoziție de U.M.M.R. Craiova. Al doilea ciclu, cu amortizorul din mase plastice indigene, propus de colectivul Catedrei de material rulant.

Oscilogramele obținute au fost înregistrate, așezînd masa suspendată într-o poziție inițială z_0 , fiind apoi lăsată să oscileze liber pînă în poziția echilibrului static.

Pe figurile 7-6 sînt prezentate cîte o diagramă pentru fiecare tip de amortizor.

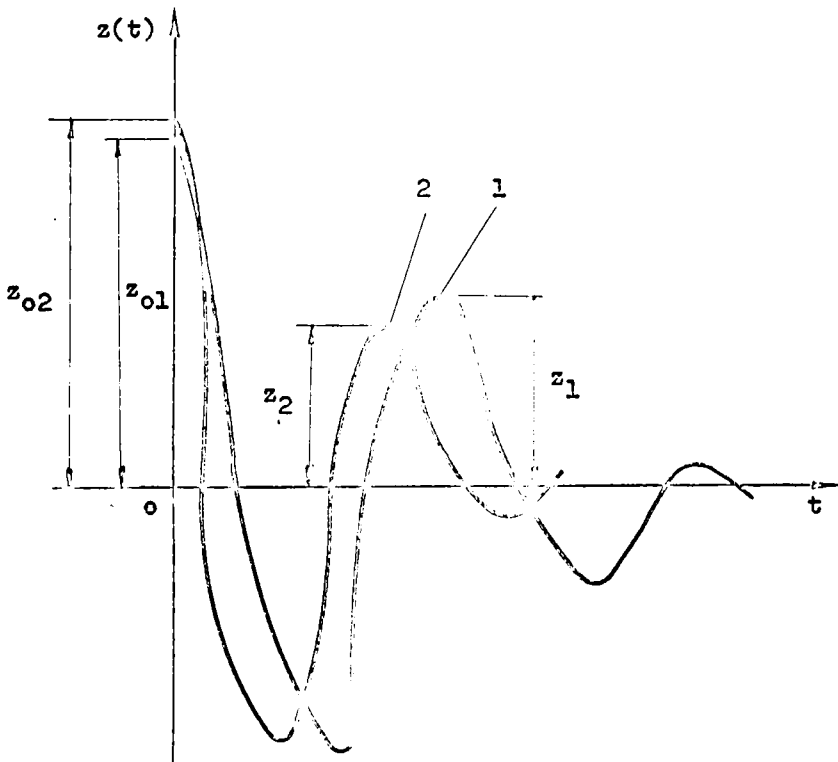


Fig.7-6.

Curba 1 reprezintă o oscilogramă obținută pentru amortizorul importat, iar curba 2, cea rezultată din experimentarea

amortizorului din mase plastice indigene.

7.2.5. Analiza rezultatelor obținute.

Analiza comparativă a oscilogramelor înregistrate a constat din evidențierea cantitativă a unor parametri care caracterizează cele două tipuri de amortizoare [83].

7.2.5.1. Numărul de semioscilații după care se disipează energia mecanică a modelului.

In momentul cînd masa suspendată ajunge cu viteza nulă într-o poziție oarecare z , corespunzător căreia sînt satisfăcute relațiile:

$$-z_f \leq z \leq +z_f, \quad (7.22)$$

mișcarea încetează, deoarece forța elastică dezvoltată de arc a devenit mai mică decît forța de frecare produsă de amortizor.

In această situație, semioscilația a n -a va avea amplitudinea,

$$z_n = z_0 - (2n - 1)z_f. \quad (7.23)$$

Pentru ca aceasta să fie ultima, este necesar ca n să fie cel mai mare număr care satisface inegalitatea,

$$z_0 - (2n - 1)z_f > 0. \quad (7.24)$$

Din relația (7.24) se obține

$$n < \frac{z_0 + z_f}{2z_f}. \quad (7.25)$$

Rezultă că numărul n al semioscilațiilor este egal cu numărul întreg imediat mai mic, care rezultă din membrul doi al inegalității (7.25).

In tabela 7-2 sînt prezentate valorile lui n , în funcție de amplitudinile inițiale, pentru cele două tipuri de amortizoare.

Tabela 7-2

z_0 [m]	0,030	0,025	0,020	0,015	0,010
z_{f1} [m]	0,00304	0,00304	0,00304	0,00304	0,00304
z_{f2} [m]	0,00353	0,00353	0,00353	0,00353	0,00353
n_1	5	4	3	2	2
n_1'	5,43421	4,61184	3,78947	2,96711	2,14474
n_2	4	4	3	2	1
n_2'	4,74929	4,04108	3,33286	2,62465	1,91643

In care, indicii:

1 - se referă la amortizorul din import ;

2 - se referă la amortizorul din mase plastice indigene.

7.2.5.2. Durata oscilațiilor.

Timpul, după care masa suspendată ajunge în repaus, este dat de relația,

$$t_{1;2} = n_{1;2}' \frac{T}{2} . \quad (7.26)$$

In care,

T - reprezintă perioada oscilației,

$$T = \frac{2\pi}{\omega} . \quad [s] \quad (7.27)$$

Tinând seama de relația (7.13), se obține

$$T = 2\pi \frac{m_r}{k} = 0,583 \text{ s} . \quad (7.28)$$

In tabela 7-3 sînt prezentate valorile lui t_1 și t_2 , în funcție de amplitudinile inițiale, pentru cele două tipuri de amortizoare.

Tabela 7-3.

z_0 [m]	0,030	0,025	0,020	0,015	0,010
t_1 [s]	1,58407	1,34435	1,10463	0,8649	0,62518
t_2 [s]	1,38441	1,17797	0,97152	0,76508	0,55863

Cunoscînd durata oscilațiilor, în cazul celor două tipuri de amortizoare, se poate determina reducerea relativă a timpului de amortizare, prin folosirea amortizorului din mase plastice indigene, cu ajutorul relației,

$$\Delta t_1 = \frac{t_1 - t_2}{t_1} 100 \% . \quad (7.29)$$

In tabela 7-4 sînt prezentate valorile lui Δt_1 , exprimate în procente, în funcție de amplitudinile inițiale.

Tabela 7-4.

z_0 [m]	0,030	0,025	0,020	0,015	0,010
Δt_1 %	12,604	12,375	12,050	11,541	10,644

Pe figura 7-7 sînt reprezentate grafic valorile cuprinse în tabela 7-4, în funcție de amplitudinea inițială.

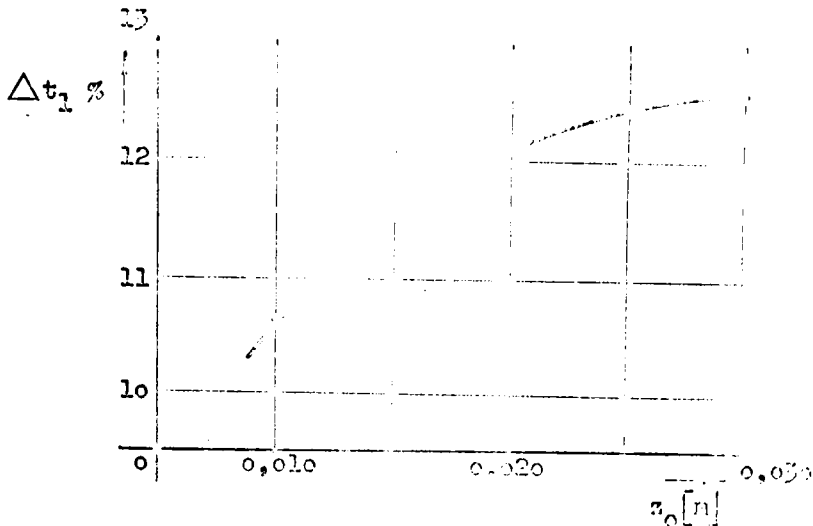


Fig.7-7.

7.2.6. Concluzii.

Din cercetările efectuate în laborator, privind eficiența amortizotului coulombian construit din mase plastice indigene, au rezultat următoarele:

- timpul necesar pentru disiparea mișcării masei suspendate, în cazul suspensiei echipate cu amortizoare coulombiene din materiale plastice indigene, se reduce cu circa (10,6...12,6) față de cel realizat cu amortizoarele importate.

- numărul de semioscilații, după care se disipează mișcarea masei suspendate, pentru cele două tipuri de amortizoare, se află în raportul $n_1/n_2 = (4/5...1/2)$.

Pe baza concluziilor stabilite, ca urmare a protocolului expediat la U.M.M.N.Craiova, aceasta a introdus în tehnologia de reparație a locomotivei diesel O60 DA, un lot de 48 de discuri cu fricțiune din mase plastice indigene cu care s-a echipat locomotiva diesel-electrică O60.DA-117.

Această locomotivă aparține Depoului de locomotive Craiova, unde, în prezent se studiază problema fiabilității acestor amortizoare, în condiții reale de exploatare.

Capitolul 8

MODELE ANALOGICE DE CALCUL

8.1. Problema modelării analogice.

La baza funcționării calculatorului analogic stă metoda modelării matematice [14]; [53]; [55]; [75]; [80]; [107].

Modelarea matematică constă în realizarea unui model de orice natură fizică, cu condiția ca fenomenele fizice, care au loc în model, să fie descrise de ecuații matematice, formal identice (analoage) cu ecuațiile matematice care descriu funcționarea sistemului fizic real.

Toate mărimile sistemului fizic real sînt reprezentate pe model prin mărimi de altă natură fizică.

Correspondența dintre aceste mărimi, de natură diferită, se stabilește la alegerea modelului, factorii de proporționalitate fiind, în acest caz, mărimi dimensionale.

Prin măsurarea mărimilor fizice pe model, se apreciază comportarea sistemului fizic real. Asemenea modele sînt denumite matematice.

La realizarea modelelor matematice se folosesc acele mărimi fizice, care sînt ușor de măsurat, iar parametri modelului trebuie să fie, de o așa natură, încît să poată fi ușor modificați, după necesitate.

Modelele matematice, care îndeplinesc condițiile menționate mai sus, sînt realizate pe baza folosirii circuitelor electrice.

Mărimile electrice (tensiuni, curenți etc.) pot fi măsurate destul de simplu și cu precizia dorită, de asemenea, parametrii circuitelor electrice (rezistențe, inductanțe, capacități) precum și sursele de tensiune sau curent, folosite pentru alimentarea modelelor, pot fi modificate cu ușurință.

Din aceste motive, în tehnica modelării matematice s-au impus modelele electronice.

Actualmente, folosirea mașinilor analogice de calcul, în cercetarea științifică și proiectare, depășește limitele unui calcul propriu zis. Schema electronică, pe care se studiază

comportarea sistemului fizic real, constituie un important mijloc de înțelegere a legăturii care există între fondul matematic și esența fizică a proceselor analizate.

Prin faptul că elementele modelului se pot modifica destul de ușor și, deoarece, fiecare element al modelului reprezintă un parametru al sistemului fizic real, pe modelul analogic se poate urmări, cu destulă ușurință, influența variației oricărui parametru asupra soluțiilor problemei.

8.2. Modelarea echilibrului dinamic al locomotivei diesel LDI.

8.2.1. Bazele teoretice ale modelării.

8.2.1.1. Cinematica masei suspendate.

Pe figura 8-1 este reprezentat modelul mecanic (de calcul) al locomotivei diesel LDI, construcție Uz.23 August București, care se află în laboratorul Catedrei de material rulant.

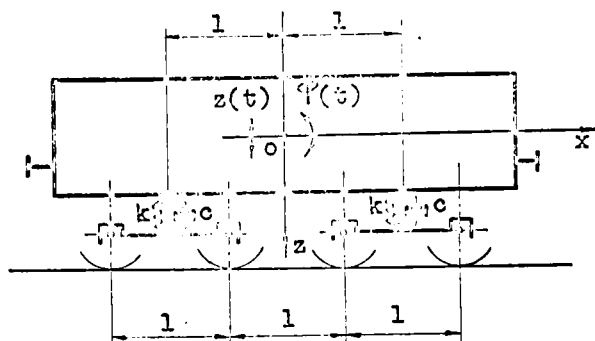


Fig.8-1.

Considerând mișcarea masei suspendate din planul xoz , aceasta are următoarele grade de libertate:

- o mișcare de translație după direcția axei oz - coordonata z ;
- o mișcare de rotație în jurul unei axe care conține centrul de inerție O și este perpendiculară pe planul figurii - coordonata φ .

Masa construcției suspendate, fiind uniform distribuită

rezultă că echilibrul dinamic al acestora, în cazul oscilațiilor proprii, este descris de următoarele ecuații diferențiale:

$$a_{11} \ddot{z} + c_{11} \dot{z} + k_{11} z = 0, \quad (8.1)$$

care reprezintă ecuația diferențială a oscilațiilor de săltare și

$$a_{22} \ddot{\varphi} + c_{22} \dot{\varphi} + k_{22} \varphi = 0, \quad (8.2)$$

care reprezintă ecuația diferențială a oscilațiilor de galop.

Soluțiile ecuațiilor (8.1) și (8.2) sînt:

$$z(t) = \exp(-h_1 t) [z_{01} \cos \omega_1 t + z_{02} \sin \omega_1 t] \quad (8.3)$$

și

$$\varphi(t) = \exp(-h_2 t) [\varphi_{01} \cos \omega_2 t + \varphi_{02} \sin \omega_2 t]. \quad (8.4)$$

În care:

$$\left. \begin{aligned} h_1 &= \frac{c_{11}}{2 a_{11}} \\ h_2 &= \frac{c_{22}}{2 a_{22}} \end{aligned} \right\}, \quad (8.5)$$

și

reprezintă factorii de amortizare ai celor două moduri de oscilare, iar:

$$\left. \begin{aligned} \omega_1^2 &= \omega_3^2 \left[1 - \frac{h_1^2}{\omega_3^2} \right]^2 \\ \omega_2^2 &= \omega_\varphi^2 \left[1 - \frac{h_2^2}{\omega_\varphi^2} \right]^2 \end{aligned} \right\} \quad (8.6)$$

și

reprezintă pe cîmpurile de rezonanță ale celor două moduri de oscilare.

În relațiile (8.6) s-a notat:

$$\text{și} \left. \begin{aligned} \omega_z^2 &= \frac{k_{11}}{a_{11}} \\ \omega_\varphi^2 &= \frac{k_{22}}{a_{22}} \end{aligned} \right\} \quad (8.7)$$

pulsațiile naturale ale celor două mase suspendate.

Admițind, la momentul $t = 0$, următoarele condiții inițiale:

$$\left. \begin{aligned} z(0) &= z_0 \\ \dot{z}(0) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (8.8)$$

și

$$\left. \begin{aligned} \varphi(0) &= \varphi_0 \\ \dot{\varphi}(0) &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (8.9)$$

din soluțiile (8.3) și (8.4) se obține:

$$\left. \begin{aligned} z_{01} &= z_0 \\ z_{02} &= \frac{h_1}{\omega_1} z_0 \end{aligned} \right\} \quad (8.10)$$

și

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{01} &= \varphi_0 \\ \varphi_{02} &= \frac{h_2}{\omega_2} \varphi_0 \end{aligned} \right\}. \quad (8.11)$$

Prin urmare se poate scrie:

$$z(t) = z_0 \exp(-h_1 t) \left[\cos \omega_1 t + \frac{h_1}{\omega_1} \sin \omega_1 t \right] \quad (8.12)$$

și

$$\varphi(t) = \varphi_0 \exp(-h_2 t) \left[\cos \omega_2 t + \frac{h_2}{\omega_2} \sin \omega_2 t \right]. \quad (8.13)$$

8.2.1.2. Alegerea factorilor de scară.

Pentru ca ecuațiile diferențiale (8.1) și (8.2) să poată fi modelate pe o mașină electronică analogică, este necesar ca acestea să fie transformate în ecuații de mașină.

Acest lucru se poate realiza introducând anumiți factori de scară pentru funcțiile z , φ și variabila independentă t .

Valorile acestor factori de scară trebuie aleși, în așa fel, încât tensiunile, care depind de parametrii sistemului fizic real, să nu depășească, în nici un nod al schemei, valorile tensiunii funcționale ale calculatorului, pentru a nu aduce calculatoarele în stare de saturație.

De asemenea, valorile minime ale acestor tensiuni trebuie să fie mai mari decât tensiunile parazite care apar inevitabil în schemă, în așa fel, încât erorile introduse de acestea din urmă să fie neglijabile.

a). Factorii de scară ai funcțiilor z și φ .

În schema de calcul, fiecărei dintre aceste funcții le corespund niște tensiuni măsurate în anumite noduri ale schemei.

Dacă se notează aceste tensiuni cu Z și ϕ , atunci între cele două perechi de funcții există relațiile:

$$\text{și } \left. \begin{aligned} Z &= s_z z_{\max} \\ \phi &= s_\varphi \varphi_{\max} \end{aligned} \right\} . \quad (8.14)$$

În care:

s_z - reprezintă factorul de scară al amplitudinii oscilațiilor de săltare, care se măsoară în $[V m^{-1}]$;

s_φ - factorul de scară al amplitudinilor oscilațiilor de galop. Se măsoară în $[V rad^{-1}]$.

b). Factorul de scară pentru variabila independentă t .

Durata efectuării calculului pe mașinile analogice, pentru o soluție a problemei, este cuprinsă, în general, în limitele (30 - 60)s.

Notînd intervalul de timp real cu t și cel de calculat, corespunzător, cu \tilde{t} , coeficientul de scară al timpului se exprimă cu relația,

$$s_t = \frac{\tilde{t}}{t}, \quad (8.15)$$

Astfel, pentru derivatele funcțiilor z și φ , se obțin:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dz}{dt} &= s_t \frac{dz}{d\tilde{t}} \\ \frac{d^2z}{dt^2} &= s_t^2 \frac{d^2z}{d\tilde{t}^2} \end{aligned} \right\} \quad (8.16)$$

și

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\varphi}{dt} &= s_t \frac{d\varphi}{d\tilde{t}} \\ \frac{d^2\varphi}{dt^2} &= s_t^2 \frac{d^2\varphi}{d\tilde{t}^2} \end{aligned} \right\} \quad (8.17)$$

8.2.1.3. Stabilirea ecuațiilor de mașină.

După ce s-au ales factorii de scară se înlocuiesc toate mărimile reale din ecuațiile (8.1) și (8.2) prin expresiile lor care rezultă din relațiile (8.14)...(8.17).

În felul acesta se poate scrie:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^n z}{dt^n} &= \frac{s_t^n}{s_z} \frac{d^n z}{d\tilde{t}^n} \\ \frac{d^n \varphi}{dt^n} &= \frac{s_t^n}{s_\varphi} \frac{d^n \varphi}{d\tilde{t}^n} \end{aligned} \right\} \quad (8.18)$$

Dacă se separă derivatele de ordinul doi din ecuațiile

(8.1) și (8.2) se obține:

$$\ddot{z} = - \frac{c_{11}}{a_{11}} \dot{z} - \frac{k_{11}}{a_{11}} z \quad (8.19)$$

și

$$\ddot{\phi} = - \frac{c_{22}}{a_{22}} \dot{\phi} - \frac{k_{22}}{a_{22}} \phi . \quad (8.20)$$

Ținând seama de relațiile (8.18), ecuațiile diferențiale (8.19) și (8.20) devin :

$$\ddot{z} = - A_1 \dot{z} - B_1 z \quad (8.21)$$

și

$$\ddot{\phi} = - A_2 \dot{\phi} - B_2 \phi , \quad (8.22)$$

care reprezintă ecuațiile de mașină pentru cele două moduri de oscilare ale masei suspendate.

Coefficienții A_1 și B_1 , din relațiile (8.21) și (8.22), sînt definiți de relațiile:

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= \frac{c_{11}}{s_t a_{11}} \\ B_1 &= \frac{k_{11}}{s_t^2 a_{11}} \end{aligned} \right\} . \quad (8.23)$$

Pe figura 8-2 este reprezentat modelul analogic al locomotivei diesel LDI, acesta fiind întocmit pentru cele două moduri de oscilare $z(t)$ și $\phi(t)$.

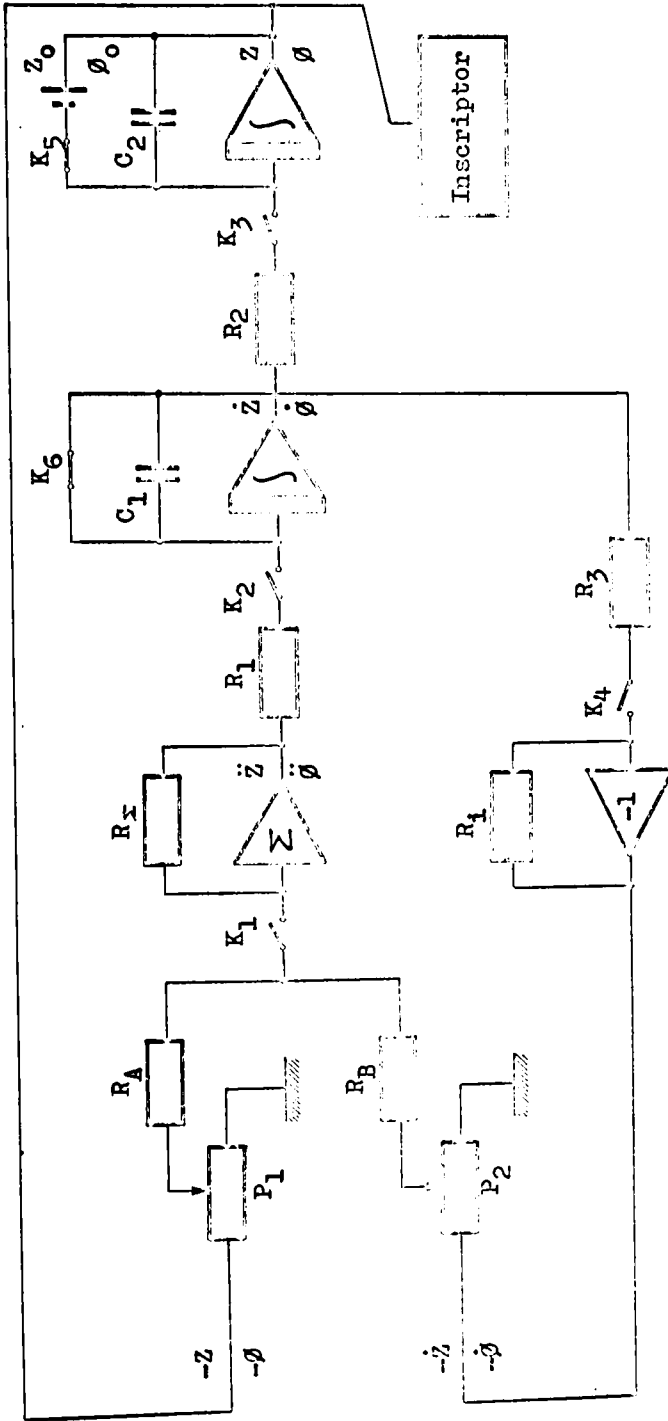


FIG. 8-2.

8.2.2. Integrarea ecuațiilor de mașină.

Alegînd factorul de scară pentru variabila independentă $S_t = 1,0$, pentru locomotiva diesel studiată, coeficienții A_1 și B_1 , definiți de relația (8.23) au valorile:

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= 1,737 & [s^{-1}] \\ B_1 &= 250 & [s^{-2}] \\ A_2 &= 0,76 & [s^{-1}] \\ B_2 &= 26,8 & [s^{-2}] \end{aligned} \right\} \cdot \quad (8.24)$$

Pentru vitezele de deplasare ale benzii inscriptoare s-au ales valorile:

și

$$\left. \begin{aligned} v_z &= 0,007 & [ms^{-1}] \\ v_\varphi &= 0,004 & [ms^{-1}] \end{aligned} \right\} \cdot \quad (8.25)$$

În felul acesta, pe figurile 8-3a și 8-3b sînt prezentate oscilogramele înregistrate pentru cele două moduri de oscilare.

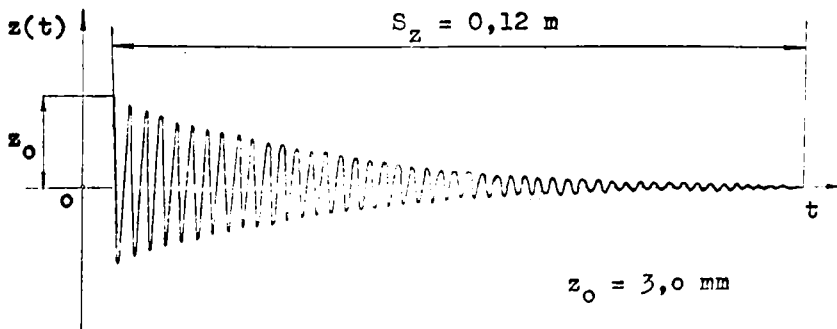


Fig.8-3a.

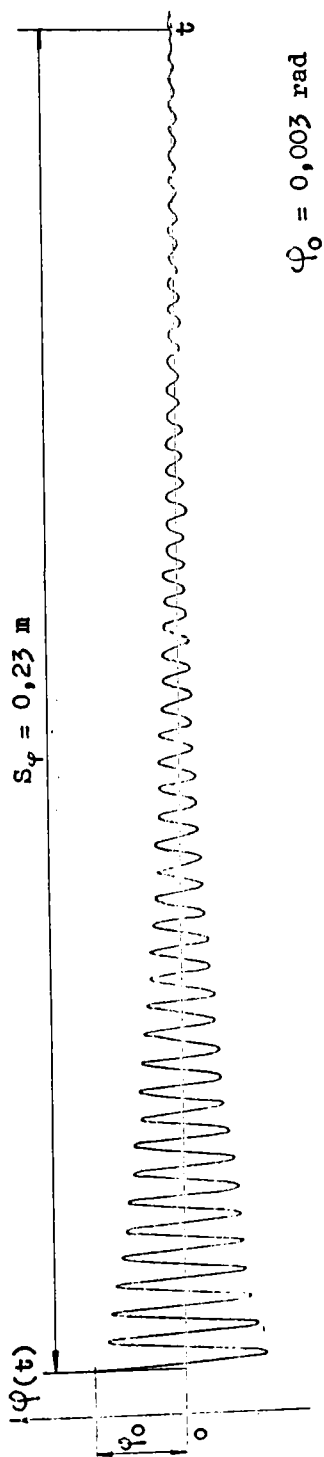


Fig. 8-3b.

8.3. Analiza oscilogramelor obținute.

8.3.1. Calculul timpilor de oscilare.

• Timpii de oscilare ai masei construcției suspendate, ținând seama de diagramele de pe figurile 8-3a și 8-3b, se exprimă cu relațiile:

$$\text{și} \left. \begin{aligned} t_z &= \frac{S_z}{v_z} \\ t_\varphi &= \frac{S_\varphi}{v_\varphi} \end{aligned} \right\} . \quad (8.26)$$

In care:

S_z și S_φ reprezintă lungimea absciselor în intervalele:

$$\text{și} \left. \begin{aligned} z(t) &\in [0; z_0] \\ \varphi(t) &\in [0; \varphi_0] \end{aligned} \right\} . \quad (8.27)$$

Astfel de pe figurile 8-3a și 8-3b rezultă:

$$\text{și} \left. \begin{aligned} S_z &= 0,12 \text{ [m]} \\ S_\varphi &= 0,23 \text{ [m]} \end{aligned} \right\} . \quad (8.28)$$

Substituind relațiile (8.25) și (8.28) în relațiile (8.26) se obține

$$\text{și} \left. \begin{aligned} t_z &= 17,14 \text{ [s]} \\ t_\varphi &= 57,50 \text{ [s]} \end{aligned} \right\} . \quad (8.29)$$

8.3.2. Calculul forțelor dinamice exercitate asupra suspensiei.

Fie un punct M, situat pe axa centrală longitudinală a construcției suspendate a locomotivei (fig.8-4) la distanța

x_M față de centrul de inerție o' .

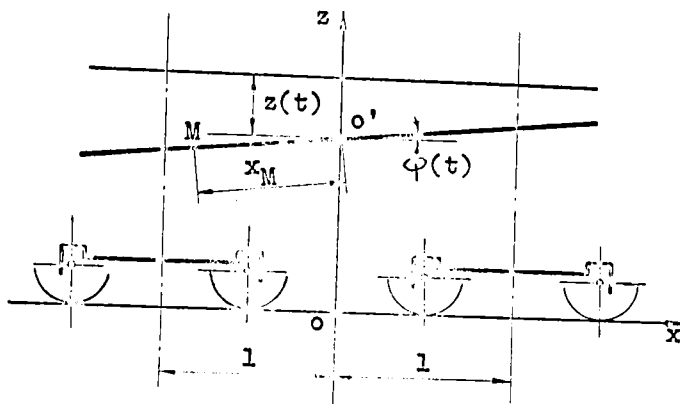


Fig.8-4.

Accelerația acestui punct se exprimă cu relația,

$$a_M(t) = \ddot{z}(t) + x_M \ddot{\varphi}(t). \quad (8.30)$$

Dacă se neglijează termenii h_1/ω_1 din relațiile (8.12) și (8.13), atunci relația (8.30) mai poate fi scrisă în forma,

$$|a_M(t)|_{\max} = \omega_1^2 |z(t)| + x_M \omega_2^2 |\varphi(t)|, \quad (8.31)$$

care reprezintă înfășurătoarea valorilor maxime ale accelerațiilor punctului considerat.

Dacă se presupune că masa construcției suspendate este constantă în cele două puncte de suspendare ($x_M = 1$), atunci forța dinamică, care solicită suspensia locomotivei, se exprimă cu relația,

$$F_1 \equiv \frac{1}{2} m_1 |a_1(t)|_{(\max)}. \quad (8.32)$$

În care

m_1 reprezintă masa suspendată a locomotivei.

În tabela 8-1 sînt prezentate valorile accelerațiilor

Tabela 8-1.

t [s]	l = 1,0 [m]		l = 2,5 [m]	
	$ a(t) _{\max}$ [ms ⁻²]	F _i [N]	$ a(t) _{\max}$ [ms ⁻²]	F _i [N]
1	2	3	4	5
0	0,8250	6598	0,944	7550
0,25	0,680	6350	0,820	6570
0,50	0,560	4480	0,680	5450
0,75	0,450	3700	0,570	4560
1,25	0,360	2880	0,470	3780
1,25	0,270	2160	0,370	2960
1,50	0,220	1760	0,290	2320
1,75	0,180	1440	0,240	1920
2,0	0,160	1280	0,210	1680
2,25	0,130	1040	0,180	1440
2,75	0,085	680	0,140	1120
3,0	0,070	560	0,130	1040
5,0	0,022	173	0,039	316
10,0	0,0019	15,1	0,0045	36,3
20,0	0,00004	0,32	0,00010	0,8

și ale forțelor dinamice exercitate asupra suspensiei, corespunzătoare celor două puncte de suspendare ale cutiei locomotivei (l = 1,0 m) precum și cele corespunzătoare postului de comandă (l = 2,5 m).

Cu valorile din tabela 8-1 s-au reprezentat forțele dinamice corespunzătoare pe figura 8-5.

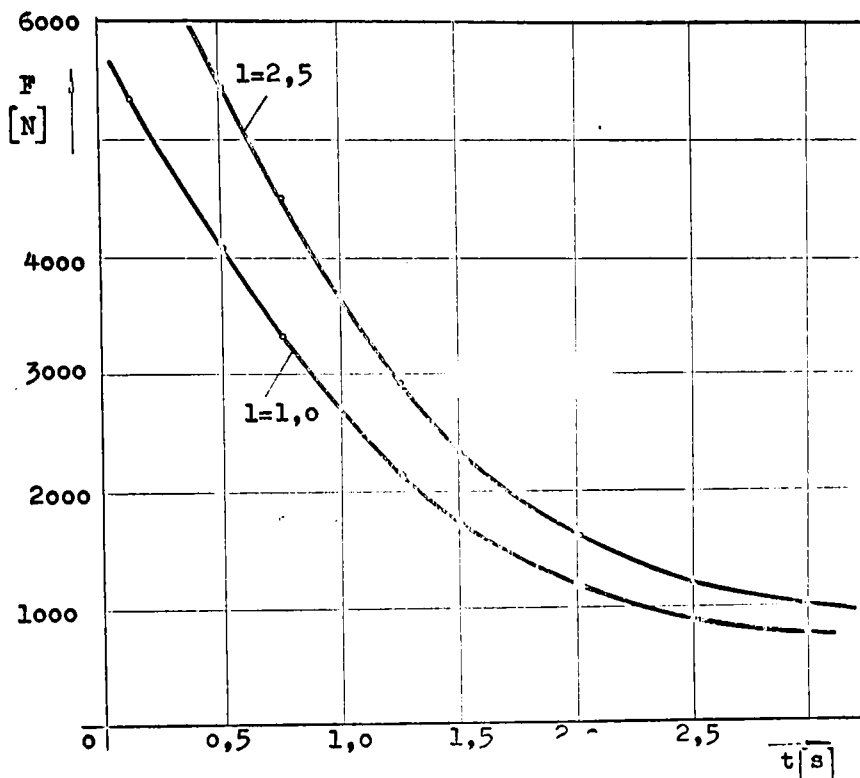


Fig.8-5.

Concluzii.

Din analiza valorilor obținute rezultă următoarele:

- forțele dinamice maxime care solicită osiile, pentru condițiile inițiale alese, reprezintă aproximativ 13,20 % din încărcarea statică a osiei;

- valoarea maximă a accelerației, corespunzătoare postului de comandă, este $|a_c|_{(max)} = 0,096$ g.

Capitolul 9

CALCULUL CALITATII DE RULARE A LOCOMOTIVELOR DIESEL LA CIRCULATIA CU VITEZE MARI

9.1. Utilizarea calculatorului electronic cifric la analiza calității de rulare a locomotive- lor diesel ca urmare a excitațiilor cinema- tice generate de cale.

Pentru a scoate în evidență, influența parametrilor constructivi ai locomotivelor diesel asupra calității de rulare, la circulația cu viteze mari, în cele ce urmează se face o analiză a relațiilor stabilite în capitolul 6.

În acest scop s-a folosit calculatorul electronic cifric [7]; [35]; [53].

9.1.1. Ordinograme și programe de calcul.

Calculul valorilor modulelor funcțiilor de transfer $S_{1c}(v_1)$ și $S_{2c}(v_2)$ s-a efectuat cu ajutorul calculatorului IRIS-50, programul de calcul, în limbaj FORTRAN, fiind întocmit după schema logică din figura 9-1 [55]; [75]; [107].

Pentru valorile parametrilor:

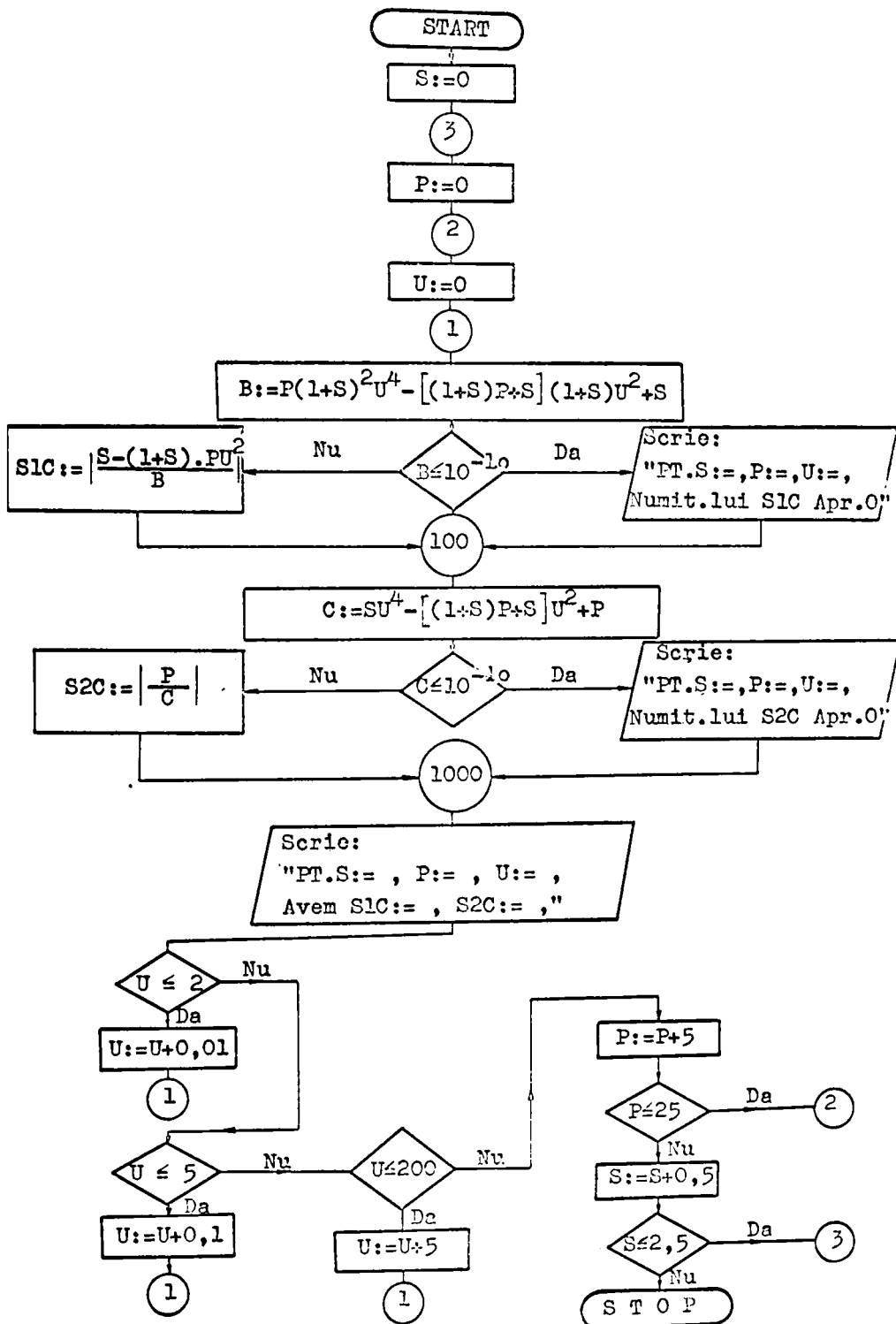
$$\text{și} \quad \left. \begin{array}{l} p \in [0; 25] \\ s \in [0; 2,5] \end{array} \right\} \quad (9.1)$$

definite, în așa fel, încît să cuprindă majoritatea tipurilor de locomotive diesel construite în țară și străinătate, s-a ales pasul:

$$\text{și} \quad \left. \begin{array}{l} \Delta p = 5,0 \\ \Delta s = 0,5 \end{array} \right\} . \quad (9.2)$$

Pentru pulsațiile normate v_1 , definite în intervalul,

$$v \in [0; 200] . \quad (9.3)$$



s-a ales pasul definit pe porțiuni după cum urmează:

$$\text{și} \left. \begin{array}{l} \Delta v_1 = 0,01 \text{ ; pentru } v_1 \in [0; 2) \\ \Delta v_1 = 0,1 \text{ ; pentru } v_1 \in [2; 5) \\ \Delta v_1 = 5,0 \text{ ; pentru } v_1 \in [5; 200] \end{array} \right\} \quad (9.4)$$

Pentru a evita depășirea capacității registrului, în cazul când funcțiile $S_{1c}(v_1)$ și $S_{2c}(v_2)$ tind către zero, s-au calculat valorile acestora, punând condiția ca numitării respectivi, notați în schema logică cu B și C, să fie mai mari decât 10^{-10} .

Valorile pulsațiilor normate critice, pentru care funcțiile de transfer devin infinite, s-au determinat cu ajutorul programului întocmit conform ordinogramei din figura 9-2, în care pulsația normalată v , s-a notat cu u .

Dacă se notează :

$$\text{și} \left. \begin{array}{l} v_1^2 = Y \\ v_2^2 = Z \end{array} \right\} \quad (9.5)$$

numitorii funcțiilor de transfer devin ecuații de gradul doi, care au soluțiile:

$$\text{și} \left. \begin{array}{l} Y_{1;2} = \frac{[(1+s)p + s](1+s) \pm \sqrt{D_1}}{2 p(1+s)^2} \\ Z_{1;2} = \frac{[(1+s)p + s] \pm \sqrt{D_2}}{2 s} \end{array} \right\} \quad (9.6)$$

În care:

D_1 și D_2 reprezintă discriminanții celor două ecuații de gradul doi:

$$\text{și} \left. \begin{array}{l} D_1 = \left\{ [(1+s)p + s](1+s) \right\}^2 - 4 p s(1+s)^2 \\ D_2 = [(1+s)p + s]^2 - 4 p s \end{array} \right\} \quad (9.7)$$

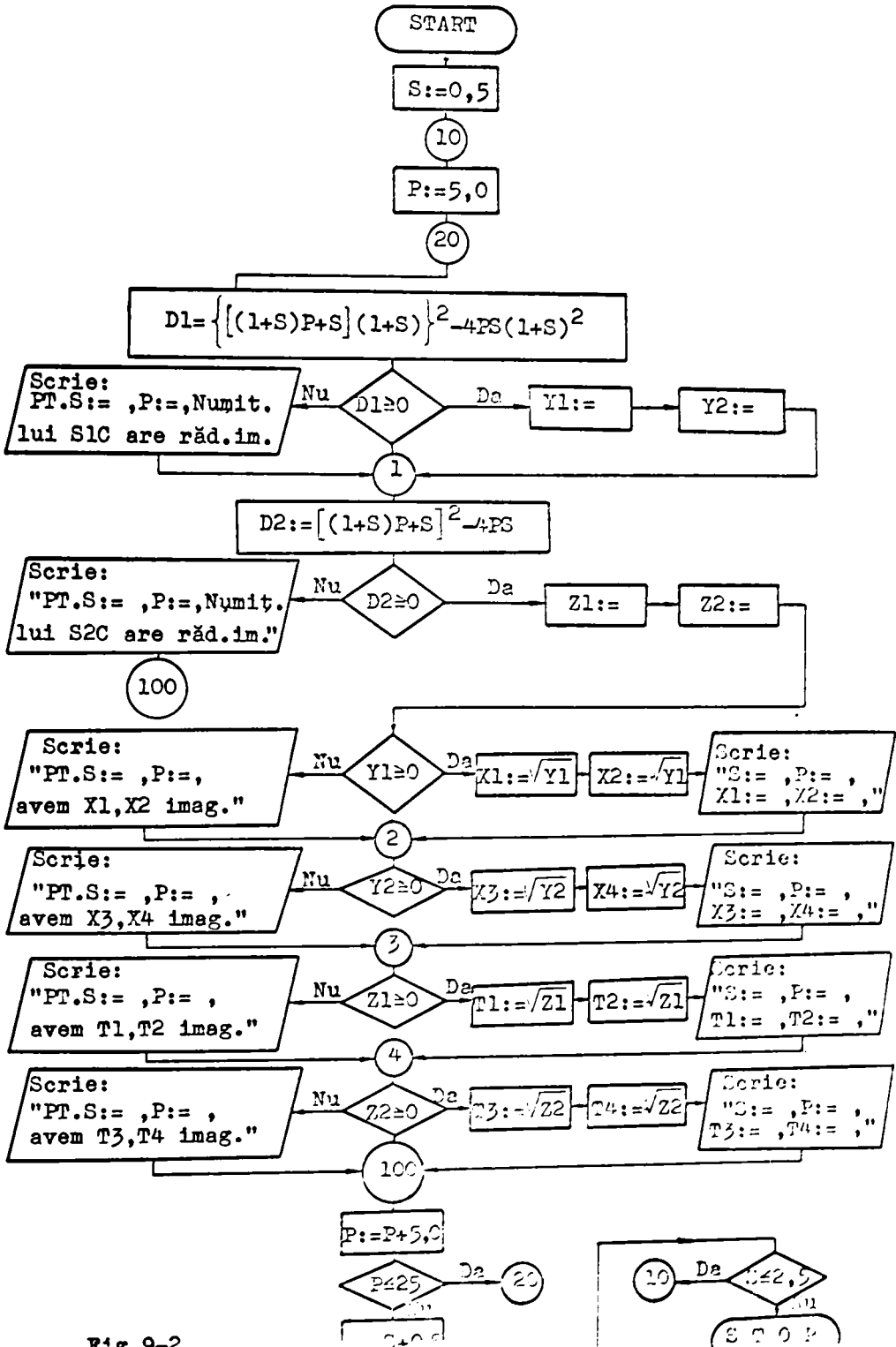


Fig.9-2.

Deoarece, pentru:

$$\text{și} \left. \begin{array}{l} p = 0 \\ s = 0 \end{array} \right\} \quad (9.8)$$

soluțiile Y și Z depășesc capacitatea registrului, domeniile de existență ale acestor parametri s-au restrâns astfel:

$$\text{și} \left. \begin{array}{l} p \in (0; 25] \\ s \in (0; 2,5] \end{array} \right\} . \quad (9.9)$$

Valorile pulsațiilor normate v_1 , pentru care numitorii funcțiilor $S_{1c}(v_1)$ și $S_{2c}(v_2)$ se anulează, sînt notate în ordino-grama din figura 9-2 cu $X_1 \dots X_4$ și, respectiv, $T_1 \dots T_4$.

9.1.2. Reprezentarea grafică a rezultatelor obținute.

Valorile modulelor funcțiilor de transfer ale mișcărilor, $S_{1c}(v_1)$ și $S_{2c}(v_2)$, corespunzătoare parametrilor p și s , definiți în intervalele arătate mai sus, aparțin intervalului $10^{-9}; 10^2$.

În tabelele 9-1 și 9-2 sînt prezentate modulele celor două funcții de transfer, pentru cîteva valori ale parametrilor constructivi adimensionali p , s și pulsațiilor normate, v_1 extrase din rezultatele obținute la calculator.

Datorită acestei dispersii mari, reprezentarea grafică s-a făcut într-un sistem de coordonate semilogaritmice, folosindu-se scări diferite pentru pulsațiile normate v_1 .

Pe figurile 9-3a...9-3c sînt reprezentate funcțiile de transfer ale mișcării masei suspendate a boghiului, iar pe figurile 4-9a...4-9c sînt reprezentate funcțiile de transfer ale mișcării masei cutiei.

Dacă amplitudinea mărîmii de intrare este egală cu unitatea, atunci aceste funcții de transfer reprezintă chiar amplitudinile mișcării maselor suspendate.

Tabela 9-1.

v_1	s = 0,5		s = 1,0	
	p = 5,0	p = 10	p = 5,0	p = 10
0	1,0	1,0	1,0	1,0
0,01	1,0009	1,0017	1,0012	1,0022
0,03	1,0083	1,0155	1,0110	1,0205
0,05	1,0238	1,0463	1,0316	1,0612
0,07	1,0493	1,1032	1,0653	1,1344
0,09	1,0885	1,2087	1,1165	1,2650
0,14776	-	∞	-	∞
0,15604	-	-	-	∞
0,1821	-	0	-	-
0,20736	∞	-	-	-
0,21778	-	-	∞	-
0,2235	-	-	-	0
0,2579	0	-	-	-
0,3	0,3580	0,6027	0,1223	0,3257
0,3162	-	-	0	-
0,4	0,6184	0,7186	0,2988	0,4685
0,5	0,7031	0,8320	0,4615	0,5714
0,6	0,9314	0,9891	0,6007	0,6933
0,7	1,1852	1,2477	0,7834	0,8821
0,8	1,6718	1,7622	1,1047	1,2426
0,9	3,0317	3,2630	1,9199	2,2432
1,00565	-	∞	-	-
1,01155	∞	-	-	-
1,01274	-	-	-	∞
1,02591	-	-	∞	-
1,1	3,4984	3,3240	3,0310	2,6532
1,5	0,5377	0,5355	0,4076	0,4037
2,0	0,2226	0,2224	0,1674	0,1670
5,0	0,0278	0,0278	0,0208	0,0208
10,0	0,0067	0,0067	0,0051	0,0051
20,0	0,0017	0,0017	0,0013	0,0013
30,0	0,0007	0,0007	0,0006	0,0006
40,0	0,0004	0,0004	0,0003	0,0003
50,0	0,0003	0,0003	0,0002	0,0002

Tabela 9-2.

v_2	$s = 0,5$		$s = 1,0$	
	$p = 5,0$	$p = 10$	$p = 5,0$	$p = 10$
0	1,0	1,0	1,0	1,0
0,1	1,0163	1,0157	1,0225	1,0214
0,2	1,0682	1,0660	1,0961	1,0915
0,3	1,1671	1,1616	1,2444	1,2318
0,4	1,3395	1,3275	1,5311	1,5002
0,5	1,6495	1,6244	2,1622	2,0779
0,6	2,2885	2,2298	4,2749	3,8916
0,6892	-	-	∞	-
0,6982	-	-	-	∞
0,7	4,1665	3,9603	33,3574	200,4695
0,8	58,9565	35,1102	3,0668	3,2999
0,8072	∞	-	-	-
0,8119	-	∞	-	-
1,0	2,0	2,0	1,0	1,0
1,5	0,4776	0,4475	0,3404	0,3107
2,0	0,2632	0,2273	0,2174	0,1724
2,5	0,1963	0,1485	0,2025	0,1217
3,0	0,1887	0,1124	0,3846	0,1020
3,2442	-	-	∞	-
3,5	0,2783	0,0954	0,2461	0,1029
3,9177	∞	-	-	-
4,0	0,9999	0,0909	0,5882	0,1429
4,5	0,1041	0,1012	0,2600	0,9286
4,5291	-	-	-	∞
5,0	0,0425	0,1538	0,0141	0,0909
5,5	-	-	-	-
5,5082	-	∞	-	-
10,0	0,0012	0,00289	0,00056	0,00125
20,0	0,00006	0,00014	0,000032	0,000065
30,0	0,00001	0,00003	0,000006	0,000012
40,0	0,000004	0,000008	0,000002	0,000004
50,0	0,000002	0,000003	0,0000008	0,000002

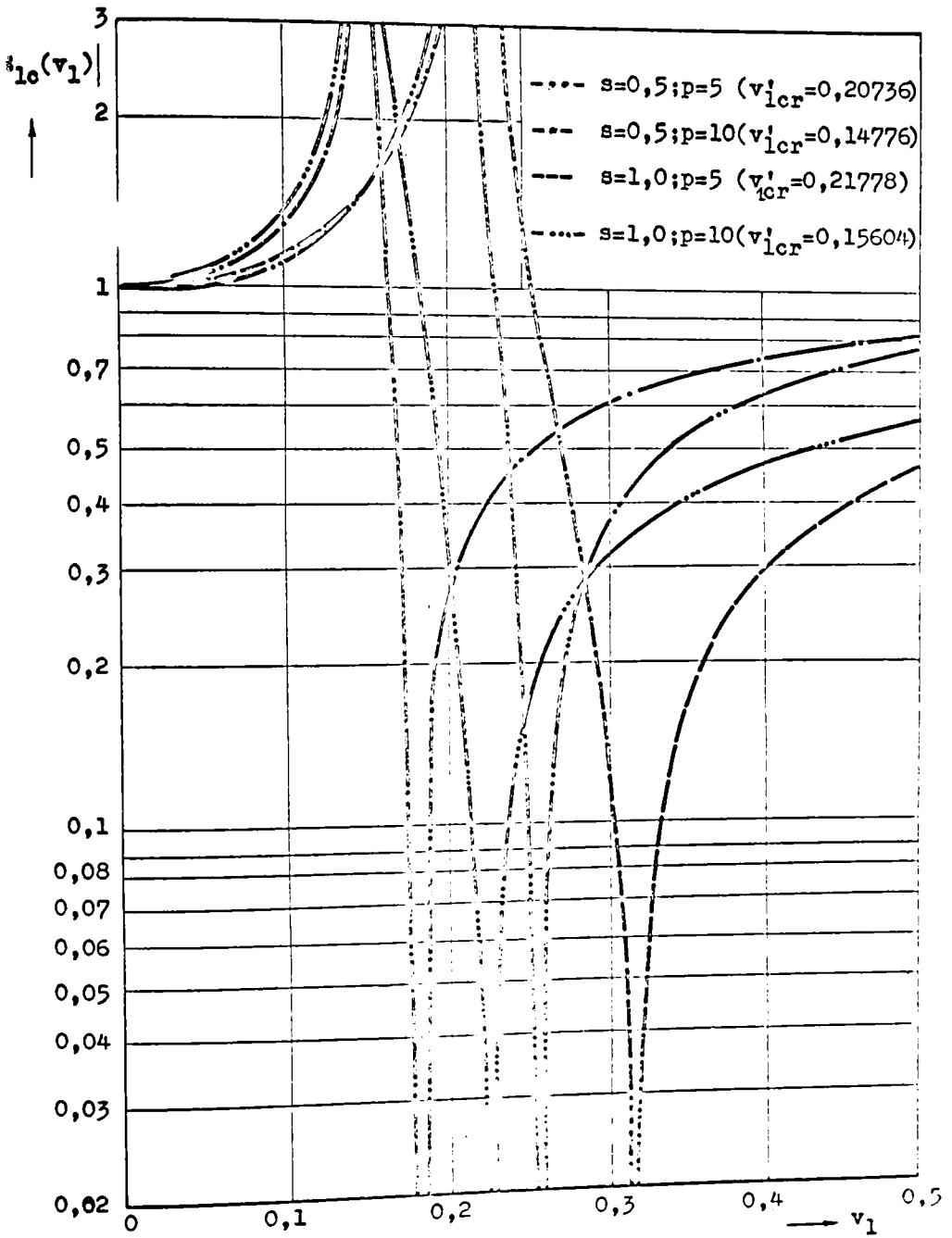


Fig.9-3a.

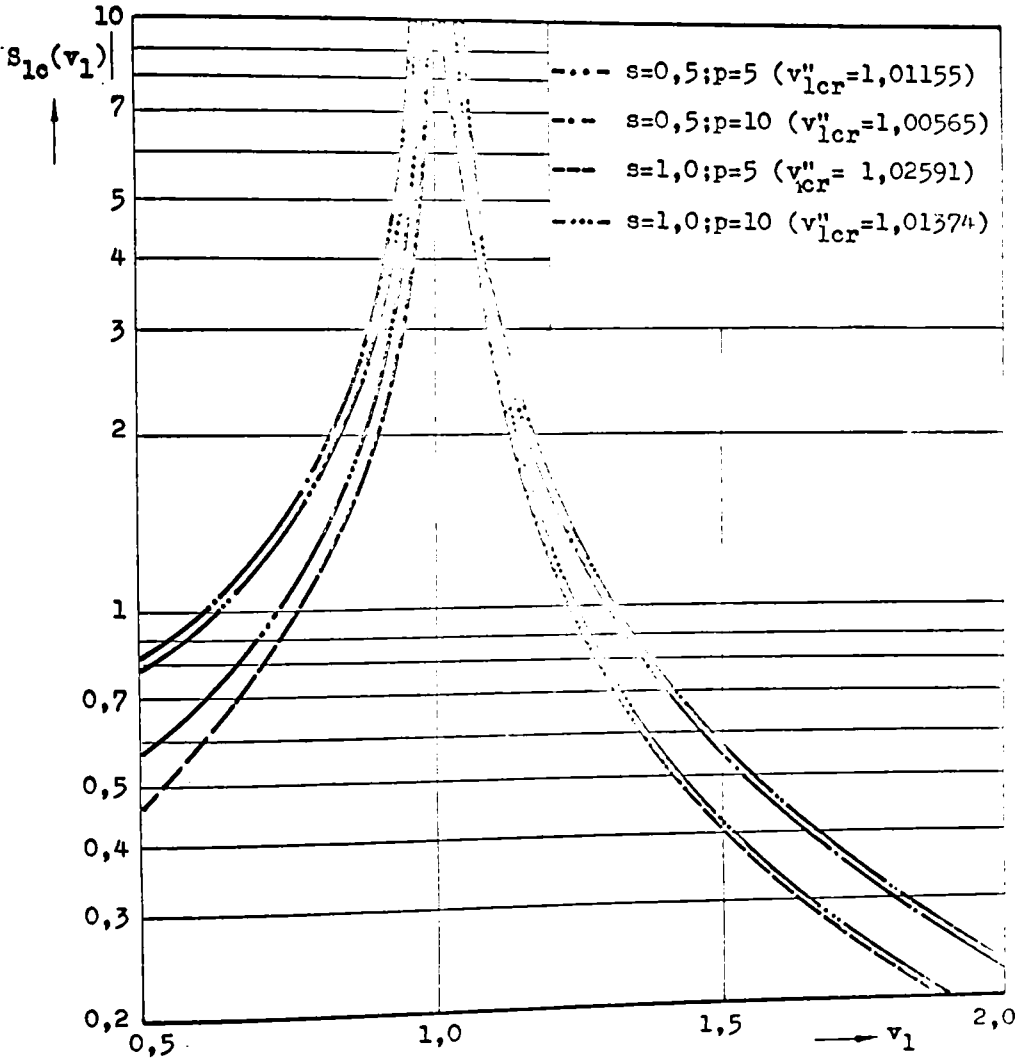
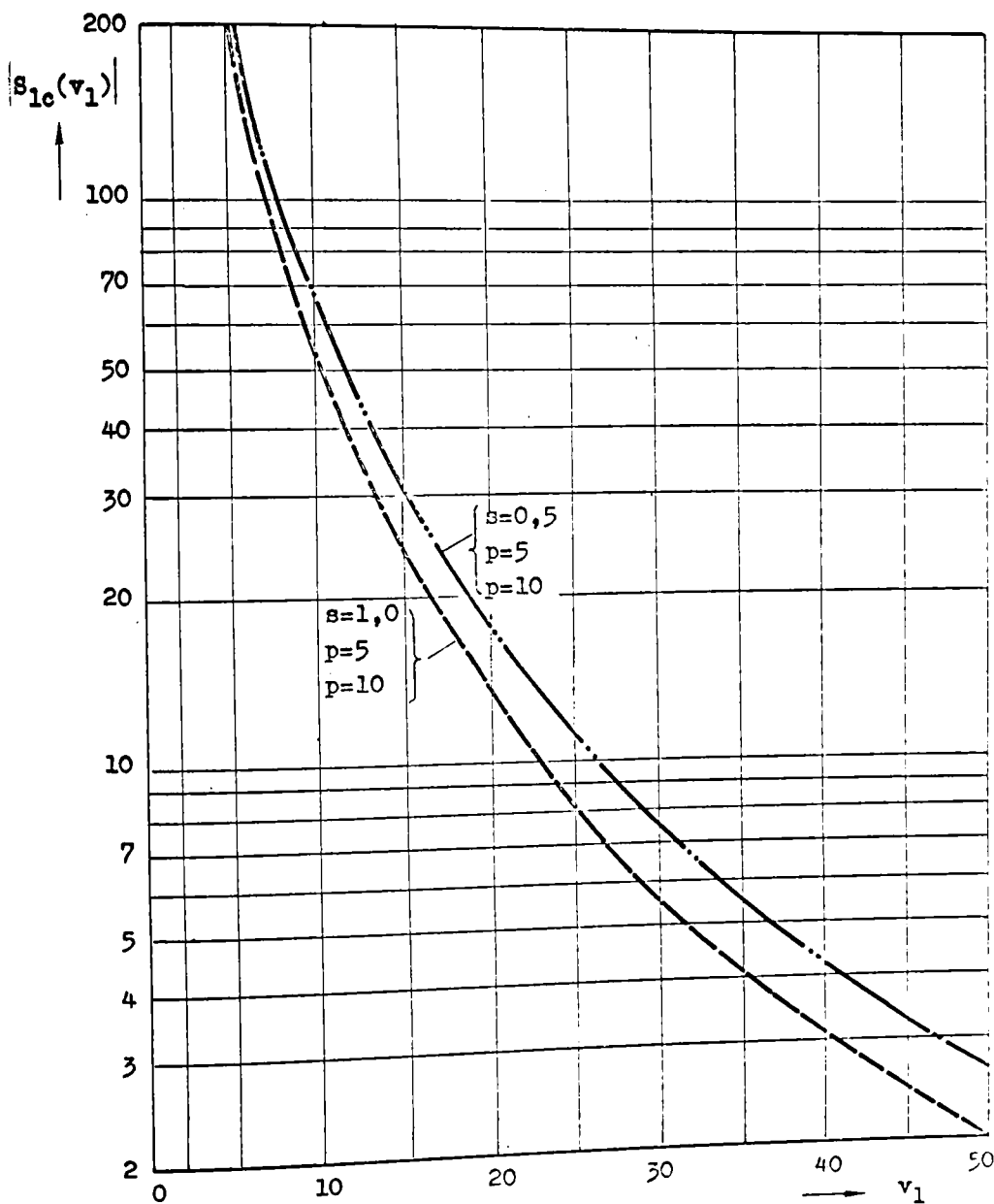


Fig. 9-3b.



Observație.
Valorile de pe axa ordonatelor se înmulțesc cu 10^{-4} .

Fig.9-3c.

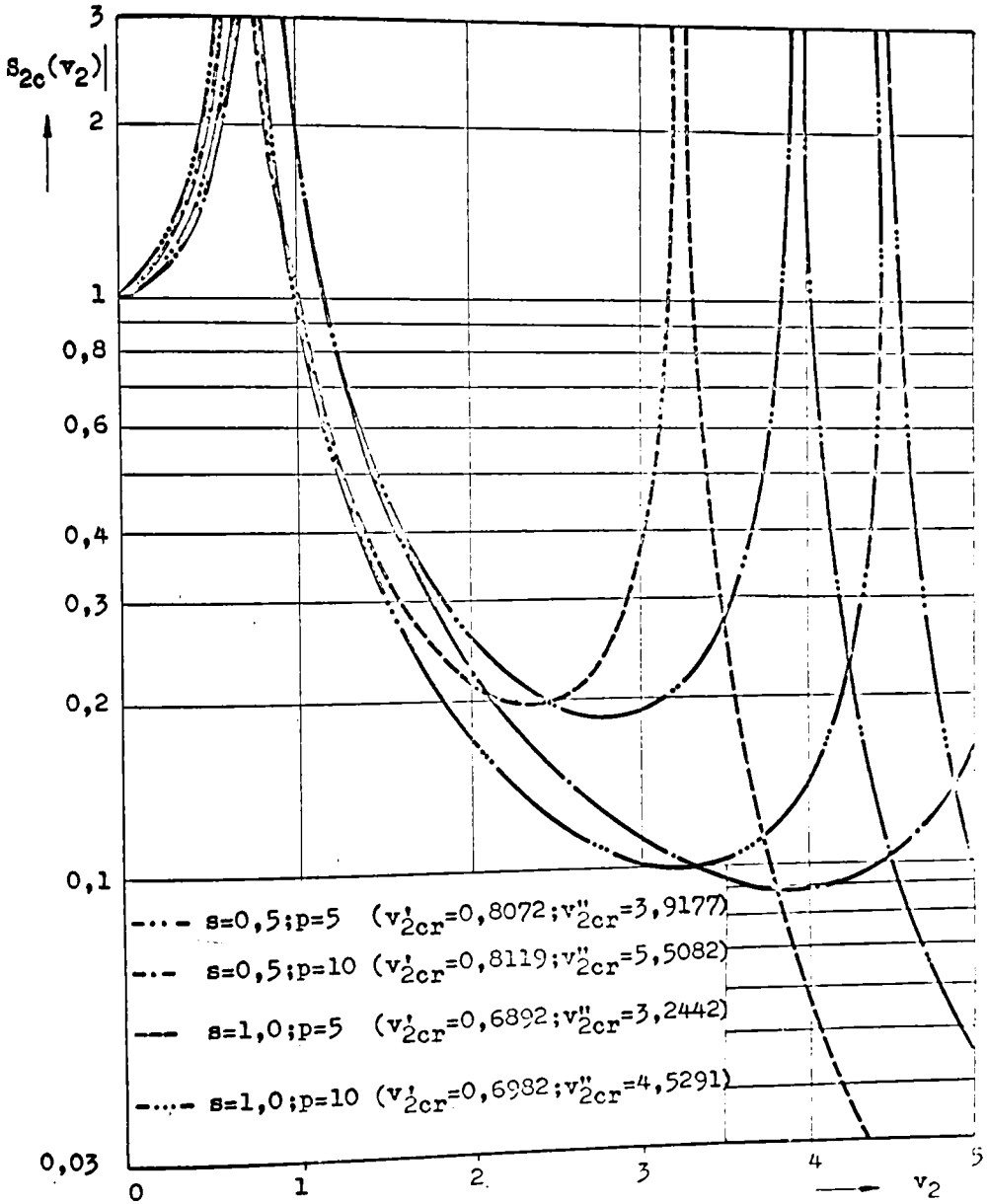
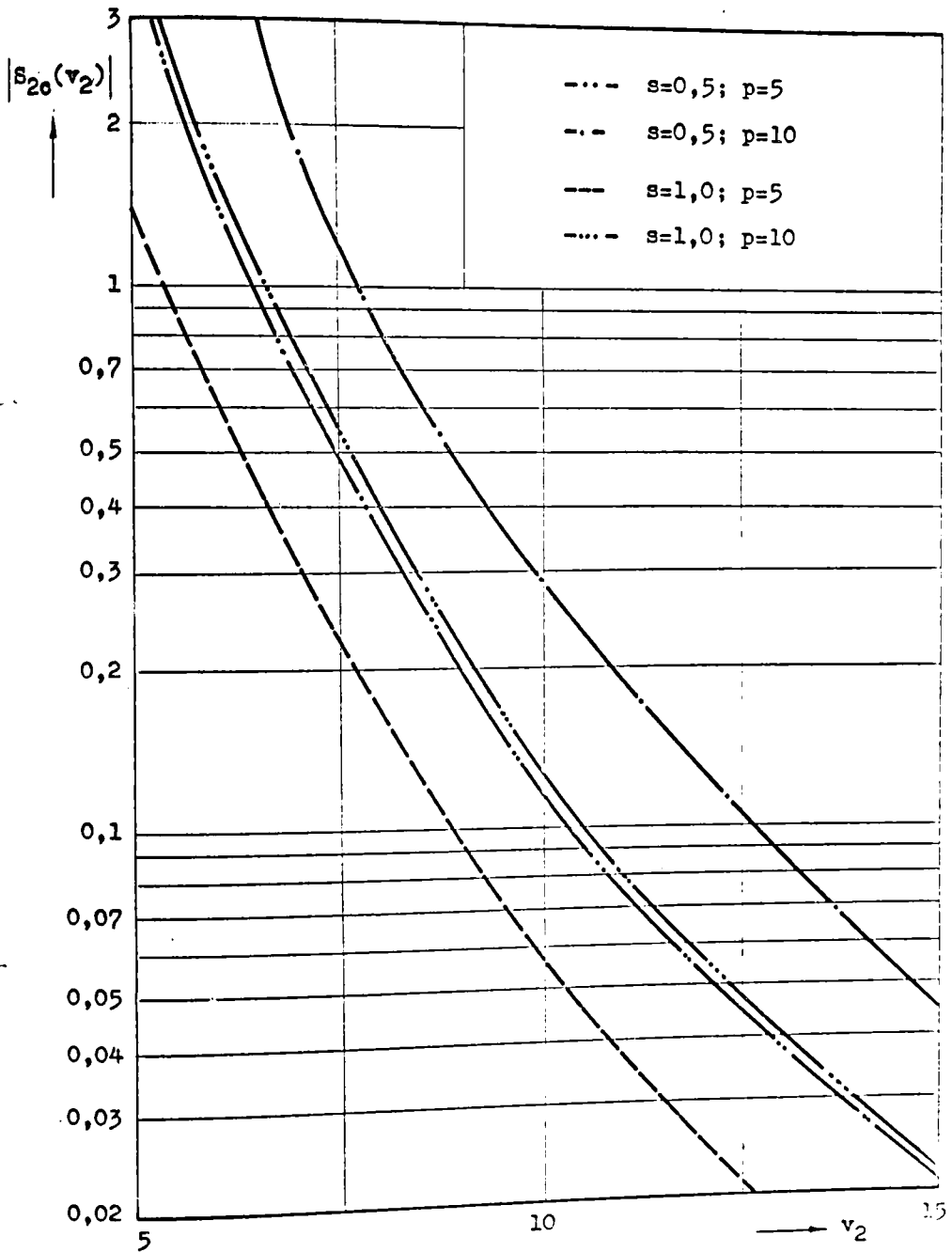
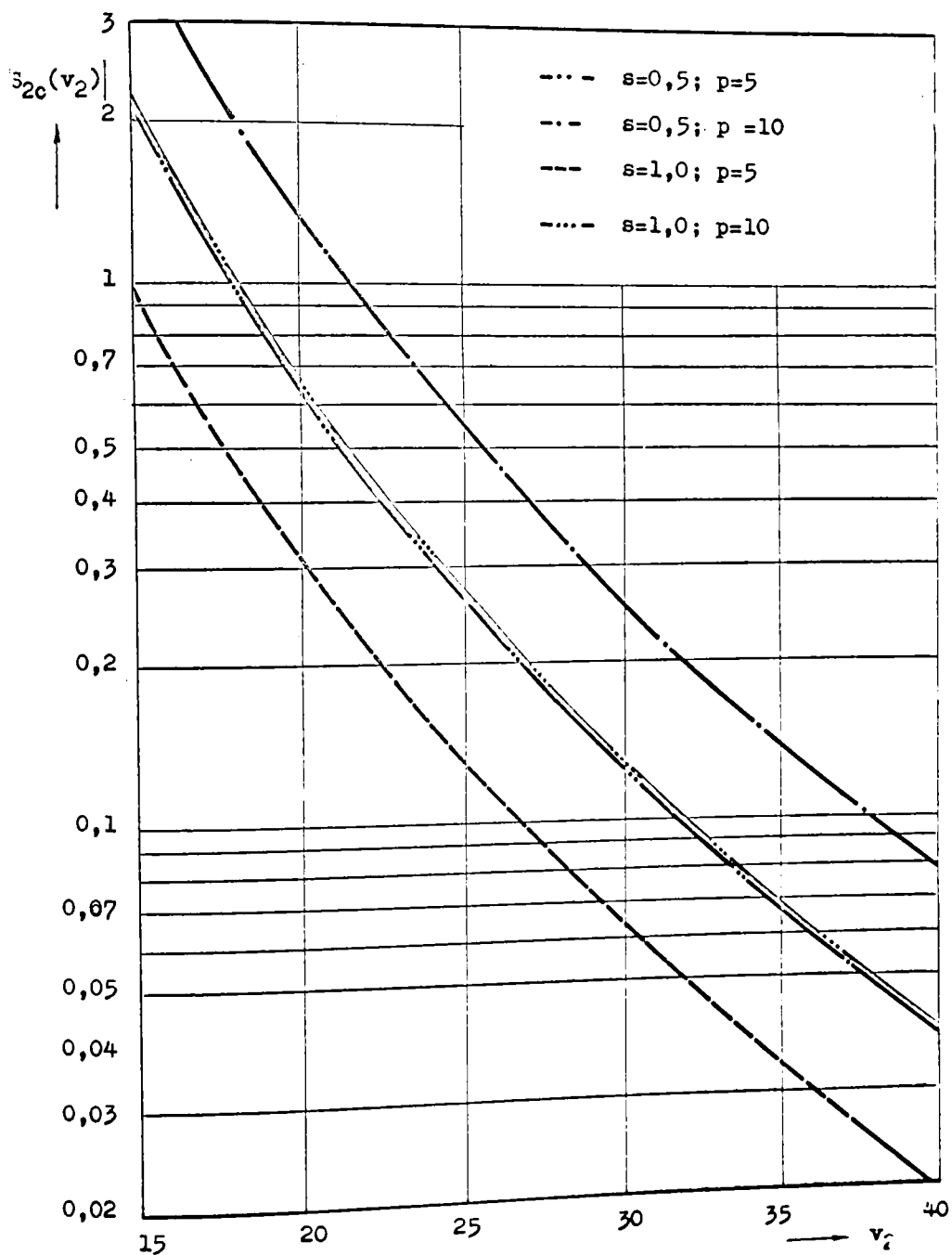


Fig.9-4a.



Observație.
Valorile de pe axa ordonatelor se înmulțesc cu 10^{-2} .

v. a. n.



Observație.
 Valorile de pe axa ordonatelor se înmulțesc cu 10^{-4} .

Fig.9-4c.

9.1.3. Concluzii.

9.1.3.1. Influența parametrilor p și s asupra calității de rulare a boghiului.

Din diagramele reprezentate pe figurile 9-3a...9-3c rezultă următoarele:

- valorile pulsațiilor normate critice, corespunzătoare parametrilor p și s , definiți de relațiile (9.9), sînt cuprinse în intervalele:

$$\text{și} \quad \left. \begin{aligned} (v_1')_{cr} &\in [0,20736...0,09061] \\ (v_1'')_{cr} &\in [1,01155...1,0272] \end{aligned} \right\} \quad (9.10)$$

- dacă suspensia rămîne neschimbată ($s = \text{const.}$) pulsațiile normate critice scad cu creșterea raportului p al maselor suspendate;

- în cazul în care raportul maselor suspendate ale locomotivei rămîne neschimbat ($p = \text{const.}$), valorile pulsațiilor normate critice cresc cu creșterea parametrului s ;

- valoarea mai mare $(v_1'')_{cr}$ a pulsațiilor normate critice este în jurul valorii $(v_1'')_{cr} = 1$, pentru orice valoare s și p ;

- valorile pulsațiilor normate, pentru care $S_{1c}(v_1)$ se anulează, se găsesc în intervalul dintre valorile critice (v . fig.9-3a și 9-3b), mai aproape de prima valoare critică $(v_1')_{cr}$ a pulsației normate;

- pentru $v_1 > 1$ influența parametrului p este neglijabilă (v .fig.9-3b și 9-3c);

- dispersia pulsațiilor critice, la $s = \text{const.}$, crește cu creșterea parametrului p , iar la $p = \text{const.}$ și $s = \text{var}$, crește cu creșterea lui s .

9.1.3.2. Influența parametrilor p și s asupra stabilității cutiei.

Din diagramele reprezentate pe figurile 9-4a...9-4c rezultă următoarele:

- valorile pulsațiilor normate critice, corespunzătoare parametrilor p și s definiți de relațiile (9.9), sînt cuprinse

în intervalele:

$$\text{și} \left. \begin{aligned} (v_2')_{cr} &\in [0,80708\dots 0,52911] \\ (v_1')_{cr} &\in [3,91771\dots 5,97663] \end{aligned} \right\}; \quad (9.11)$$

- dacă suspensia rămâne neschimbată ($s = \text{const.}$), valorile pulsațiilor normate critice cresc cu creșterea parametrului p ;

- dacă raportul maselor suspendate ale locomotivei rămâne neschimbat ($p = \text{const.}$), valorile pulsațiilor normate critice scad cu creșterea parametrului s ;

- în intervalul $v \in [0; 1,5)$ influența parametrului p este neglijabilă;

- dispersia pulsațiilor critice crește cu creșterea parametrului p , pentru $s = \text{const.}$, mult mai accentuat decât la boghiuri, iar la $p = \text{const.}$, aceasta scade cu creșterea parametrului p .

9.2. Calculul calității de rulare a locomotivelor diesel O60 DA și O40 DHC.

9.2.1. Calculul funcțiilor de transfer ale mișcărilor maselor suspendate.

Locomotiva diesel-electrică O60 DA, construcție Intreprinderea Electroputere Craiova, și locomotiva diesel-hidraulică O40 DHC, construcție Intreprinderea 23 August București au caracteristicile tehnice cuprinse în tabela 9-3, unde este cuprinsă și rigiditatea medie a căii ferate.

Ordinogramele și programele de calcul sînt întocmite așa după cum s-a arătat la paragraful 9.1.1, atît pentru funcțiile de transfer ale mișcărilor maselor suspendate, cît și pentru expresiile de la numitorii acestora.

În tabelele 9-4 și 9-5 sînt selectate cîteva din valorile modulelor funcțiilor de transfer ale mișcărilor maselor construcției suspendate a locomotivei O60 DA, obținute cu ajutorul calculatorului electronic.

Tot în aceste tabele sînt cuprinse valorile modulelor funcțiilor de transfer ale accelerațiilor și a forțelor dinamice exercitate asupra suspensiei, care au fost calculate cu relațiile (6.40) și (6.41), respectiv (6.44) și (6.45).

Tabela 9-3.

Caracteristici tehnice	Tipul locomotivei	
	060 DA	040 DHC
Greutatea nesuspendată G_0 [N]	220.800	123.900
Greutatea suspendată a boghiurilor G_1 [N]	199.200	59.600
Greutatea cutiei G_2 [N]	720.000	516.500
Rigiditatea suspensiei primare k_1 [Nm ⁻¹]	15,713.10 ⁶	8,65.10 ⁶
Rigiditatea suspensiei secundare k_2 [Nm ⁻¹]	8,47.10 ⁶	32,03.10 ⁶
Rigiditatea căii ferate k_c [Nm ⁻¹]	5,0.10 ⁷	5,0.10 ⁷
Parametrii normați:		
p	3,61445	8,66611
s	0,53904	3,70289

In tabelele 9-6 și 9-7 sînt prezentate unele valori ale modulelor funcțiilor de transfer corespunzătoare maselor construcției suspendate ale locomotivei 040 DHC.

Pe figurile 9-5a...9-5c sînt reprezentate grafic modulele funcțiilor de transfer ale mișcărilor maselor suspendate ale boghiurilor, iar pe figurile 9-6a...9-6c sînt reprezentate grafic cele ale maselor cutiilor.

Pe figura 9-7 sînt reprezentate modulele funcțiilor de transfer ale accelerațiilor maselor suspendate ale boghiurilor celor două locomotive, iar pe figura 9-8, modulele funcțiilor de transfer ale accelerațiilor maselor cutiilor, în domeniul vitezelor infracritice.

Locomotiva 060 DA

Tabela 9-4.

v_1	$ S_{lc}(v_1) $	$ A_{lc}(v_1) $ [s ⁻²]	$ \Delta Q_{lc}(v_1) $ [Nm ⁻¹]
0	1,0	0	0
0,12	1,13154	19,78123	0,394042
0,13	1,16262	23,84309	0,474954
0,14	1,20025	28,55938	0,568903
0,15	1,24633	34,04369	0,678150
0,20	1,78725	86,78934	1,728844
0,24	8,23645	575,94850	11,472890
0,24649	∞	∞	∞
0,25	13,26474	1006,46771	20,04884
0,29	0,37470	38,25610	0,752061
0,31128	0	0	0
0,40	0,47149	91,58272	1,824328
0,85	1,53781	1194,82351	23,800884
1,0	17,28525	20984,41052	418,009458
1,01	38,97279	48264,22661	961,423394
1,01790	∞	∞	∞
1,02	146,97460	185636,65654	3697,882198
1,03	25,29558	332579,18374	648,977340
1,04	13,78705	18103,35788	360,618888
1,06	7,17633	9788,93034	197,995492
1,10	3,61953	5316,90204	105,912688
1,20	1,56662	2738,71767	54,555255
1,50	0,52641	1437,89693	28,642906

Observație.

Valorile din coloana a patra se înmulțesc cu 10⁶.

Locomotiva 060 DA

Tabela 9-5

v_2	$ S_{2c}(v_2) $	$\Lambda_{2c}(v_2)$ [s ⁻²]	$ \Delta Q_{2c}(v_2) $ [Nm ⁻¹]
0	1,0	0	0
0,10	1,01716	1,19653	0,086150
0,20	1,07215	5,04491	0,363234
0,40	1,36296	25,65323	1,847033
0,46	1,53978	38,32775	2,759598
0,50	1,70283	50,07839	3,605644
0,60	2,42978	102,89838	7,408683
0,70	4,79458	276,36673	19,898352
0,75	10,25090	678,30287	48,837744
0,79189	∞	∞	∞
0,85	7,04711	598,94656	43,124112
1,0	1,85495	218,20836	15,710976
1,50	0,48935	129,62132	9,325512
2,0	0,29704	139,77004	10,063440
2,40	0,26485	179,45750	12,920904
3,0	0,47333	501,12459	36,080928
3,20	1,54413	1860,04304	133,923096
3,26996	∞	∞	∞
3,30	3,29364	4219,32700	303,791544
3,40	0,70620	960,33934	69,144408
3,50	0,37015	533,40	38,404800
4,0	0,08216	154,63919	11,134008

Observație.

Valorile din coloana a patra se înmulțesc cu 10⁶.

Locomotiva 040 DHC

Tabela 9-6

v_1	$ S_{1c}(v_1) $	$ A_{1c}(v_1) $ [s ⁻²]	$ \Delta Q_{1c}(v_1) $ [Nm ⁻¹]
0	1,0	0	0
0,02	1,00457	3,00444	0,017906
0,04	1,07980	11,79227	0,070282
0,06	1,13190	27,81282	0,165764
0,08	1,45076	43,68321	0,260352
0,10	2,02019	137,88810	0,821813
0,12	4,25798	418,50505	2,494290
0,13	13,45028	1551,50311	9,246958
0,13419	∞	∞	∞
0,14	9,03164	1208,26309	7,201230
0,15	3,08008	473,02417	2,819223
0,20	0,47606	129,97520	0,774651
0,25	0,13413	57,21959	0,341025
0,30142	0	0	0
0,40	0,11342	123,86495	0,738229
0,80	0,43370	1894,55994	11,291572
1,01	3,73767	20024,50892	155,106068
1,02	6,08530	43213,67263	257,553485
1,03	16,54761	119825,31157	714,158854
1,03578	∞	∞	∞
1,05	22,64037	167143,32574	996,174217
1,06	3,91369	30014,90641	178,888840
1,20	0,54946	5400,54282	32,187236
1,50	0,17473	2683,42113	15,993183

Observație.

Valorile din coloana a patra se înmulțesc cu 10⁶.

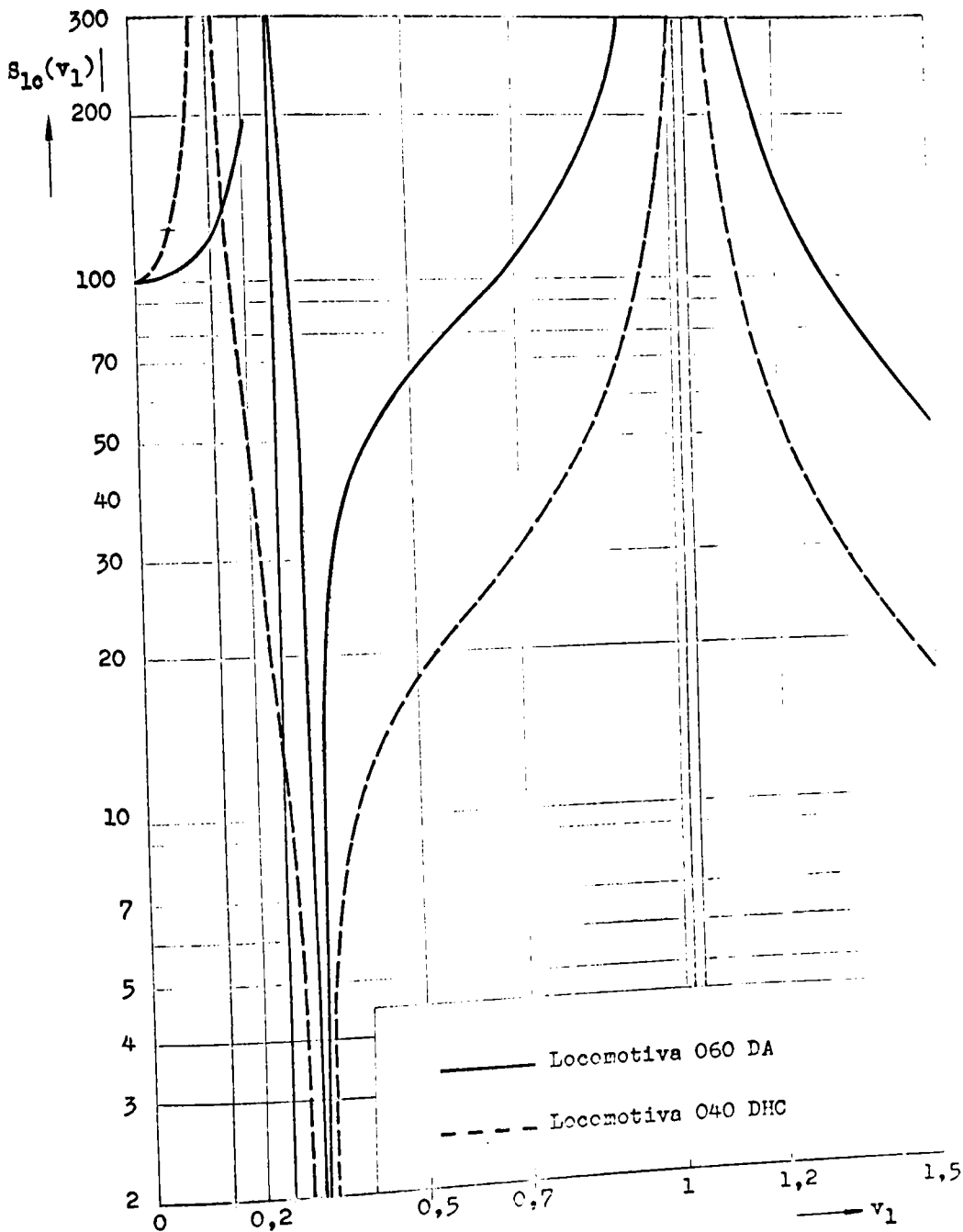
Locomotiva O40 DHC

Tabela 9-7.

v_2	$ S_{2c}(v_2) $	$ A_{2c}(v_2) $ [s ⁻²]	$ \Delta Q_{2c}(v_2) $ [Nm ⁻¹]
0	1,0	0	0
0,05	1,01299	1,57046	0,081114
0,10	1,05403	6,53640	0,337584
0,15	1,13022	15,77000	0,814521
0,20	1,25712	31,18338	1,610654
0,25	1,46837	56,91175	2,939492
0,30	1,84592	103,02483	5,321232
0,40	5,26061	521,98665	26,960610
0,42	9,23254	1013,03572	52,323294
0,44519	∞	∞	∞
0,46	15,05166	1975,16492	102,017272
0,50	3,90828	605,93914	31,296749
0,70	0,70859	215,32498	11,121536
1,0	0,27006	167,47404	8,650032
2,0	0,07884	195,57346	10,101345
2,40	0,06957	248,51225	12,835645
3,0	0,09469	528,60604	27,297335
3,20	0,14864	943,92824	48,753881
3,30	0,23846	1610,44816	83,179639
3,40	0,83092	5956,90092	307,673885
3,43632	∞	∞	∞
3,50	0,43920	3336,58160	172,334409
3,60	0,15916	1278,21122	66,071248
4,0	0,03533	350,56378	18,106631

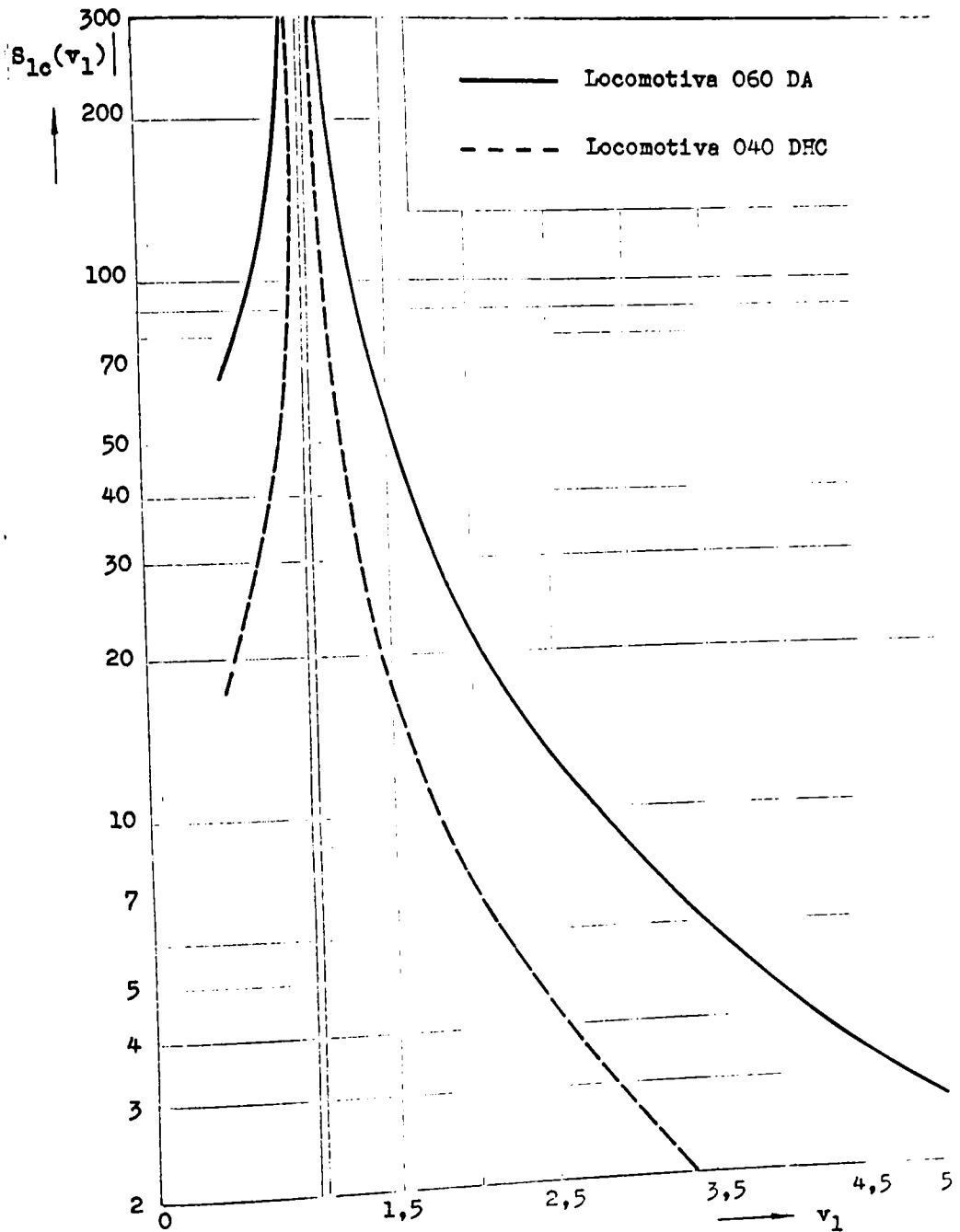
Observație.

Valorile din coloana a patra se înmulțesc cu 10⁶.



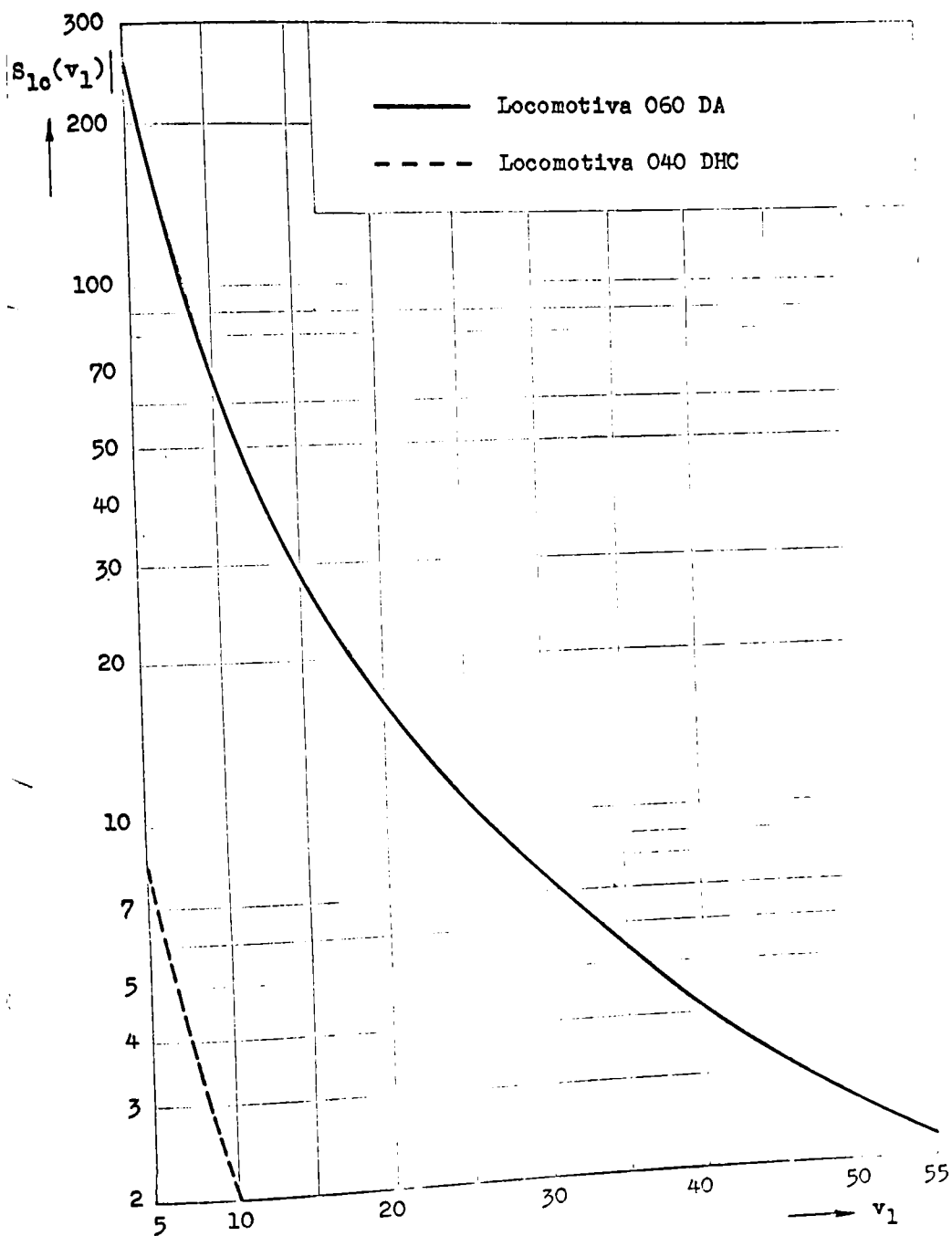
Observație.
Valorile de pe axa ordonatelor se înmulțesc cu 10^{-2} .

Fig. 9-5a.



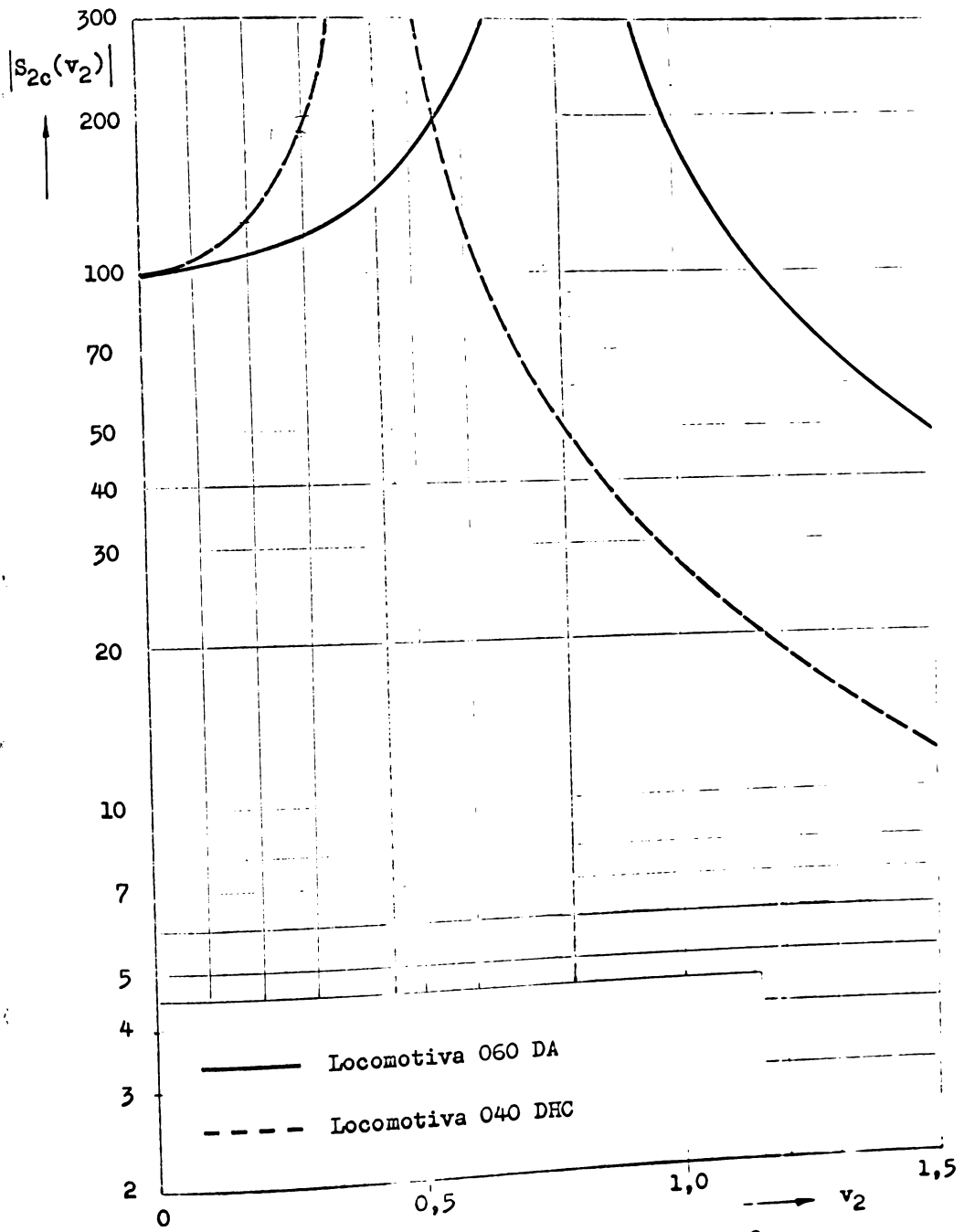
Observație.
Valorile de pe axa ordonatelor se înmulțesc cu 10^{-2} .

11-9-55.



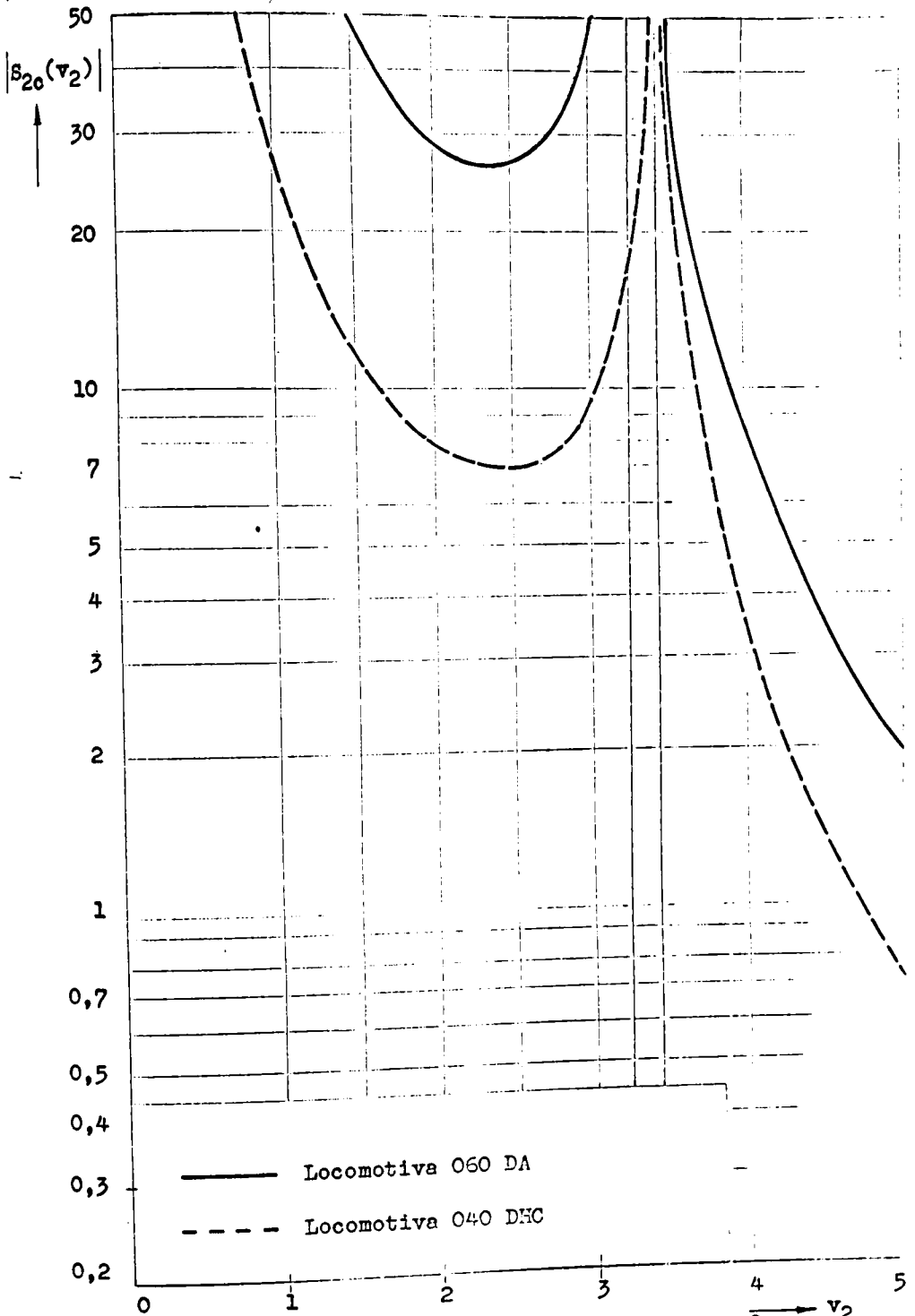
Observație:
Valorile de pe axa ordonatelor se înmulțesc cu 10^{-2} .

Fig. 9-50.

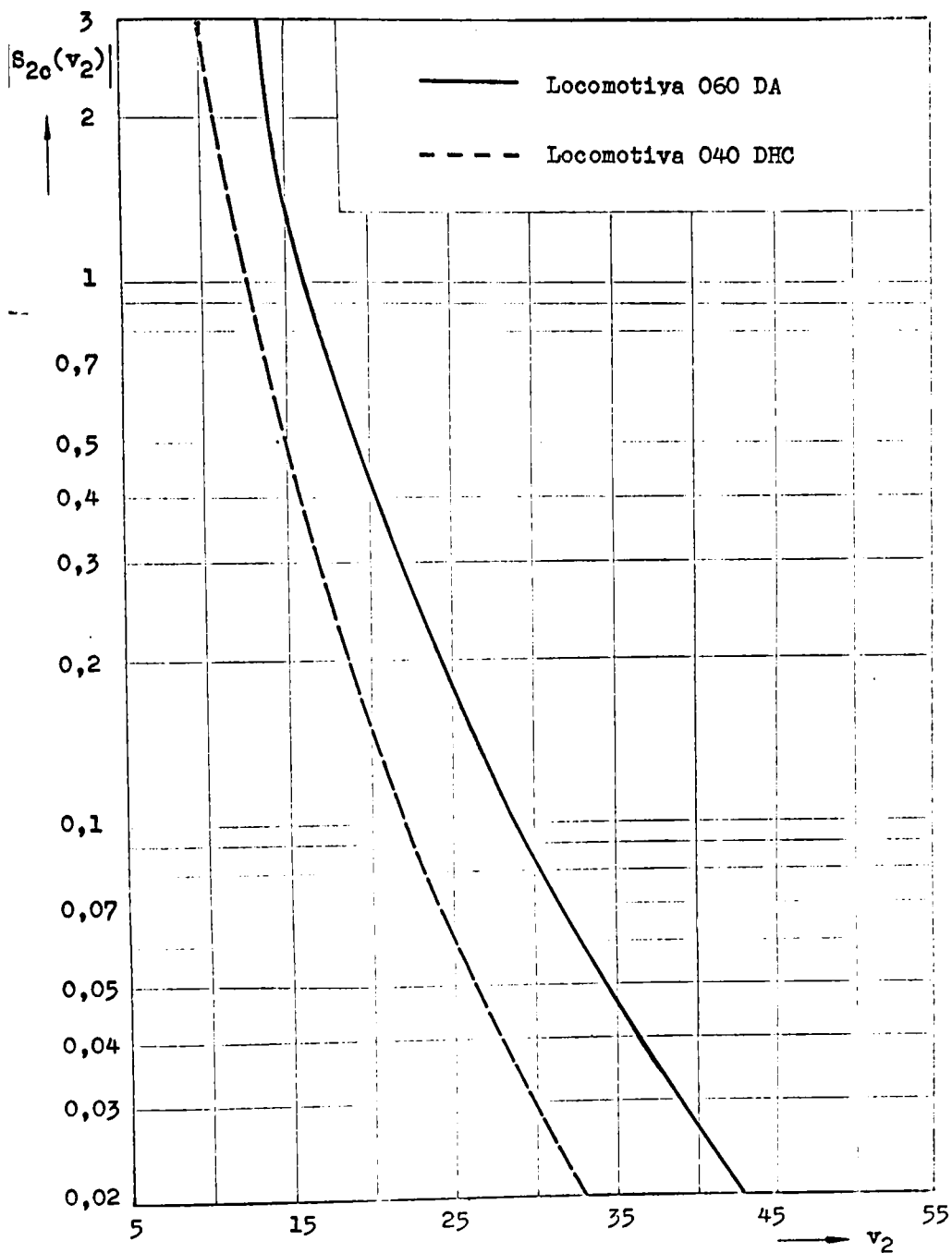


Observație.
Valorile de pe axa ordonatelor se înmulțesc cu 10^{-2} .

Fig.9-6.



Observație.
Valorile de pe axa ordonatei se înmulțesc cu 10^{-2} .



Observație.
Valorile de pe axa ordonatelor se înmulțesc cu 10^{-4} .

Fig.9-6c.

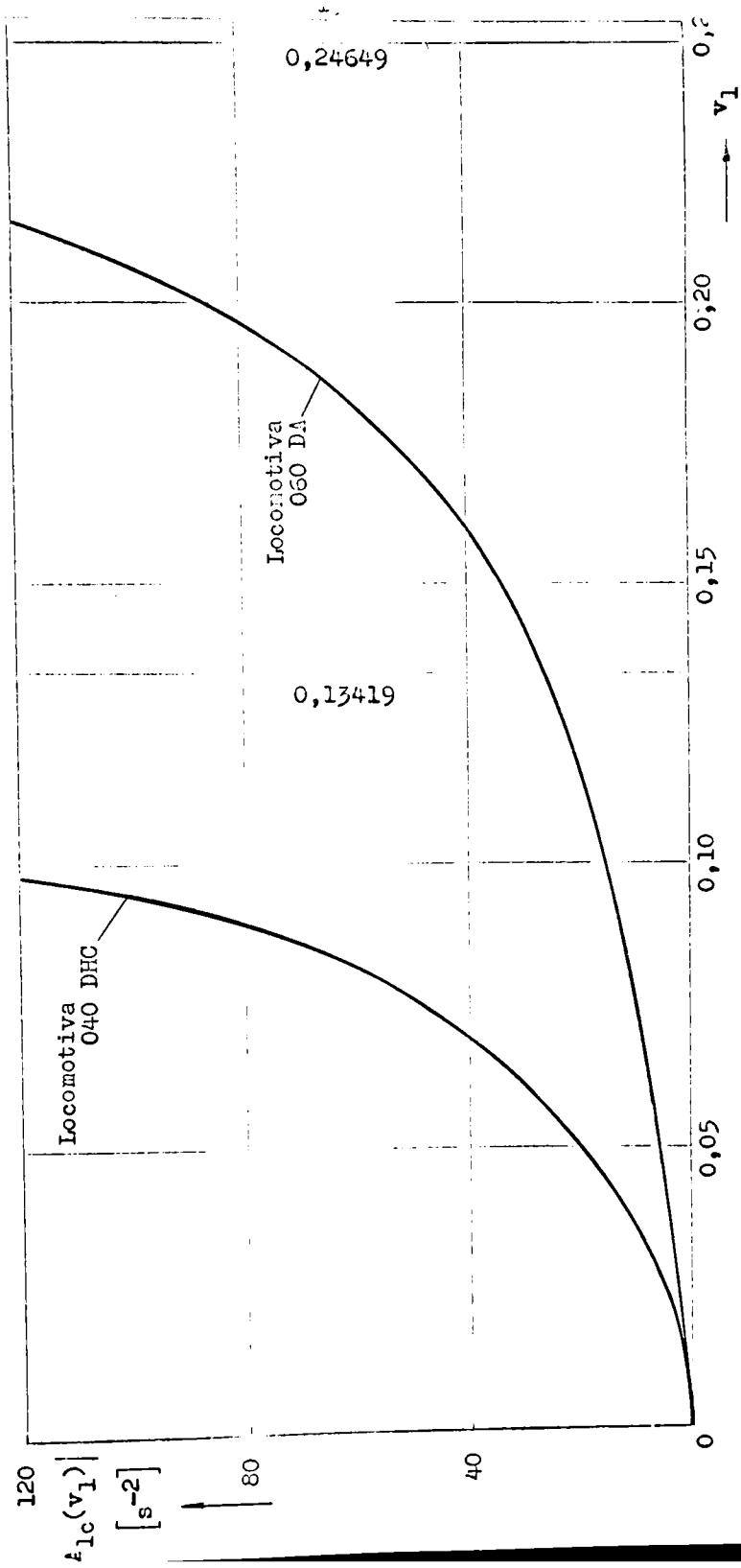


Fig.9-7.

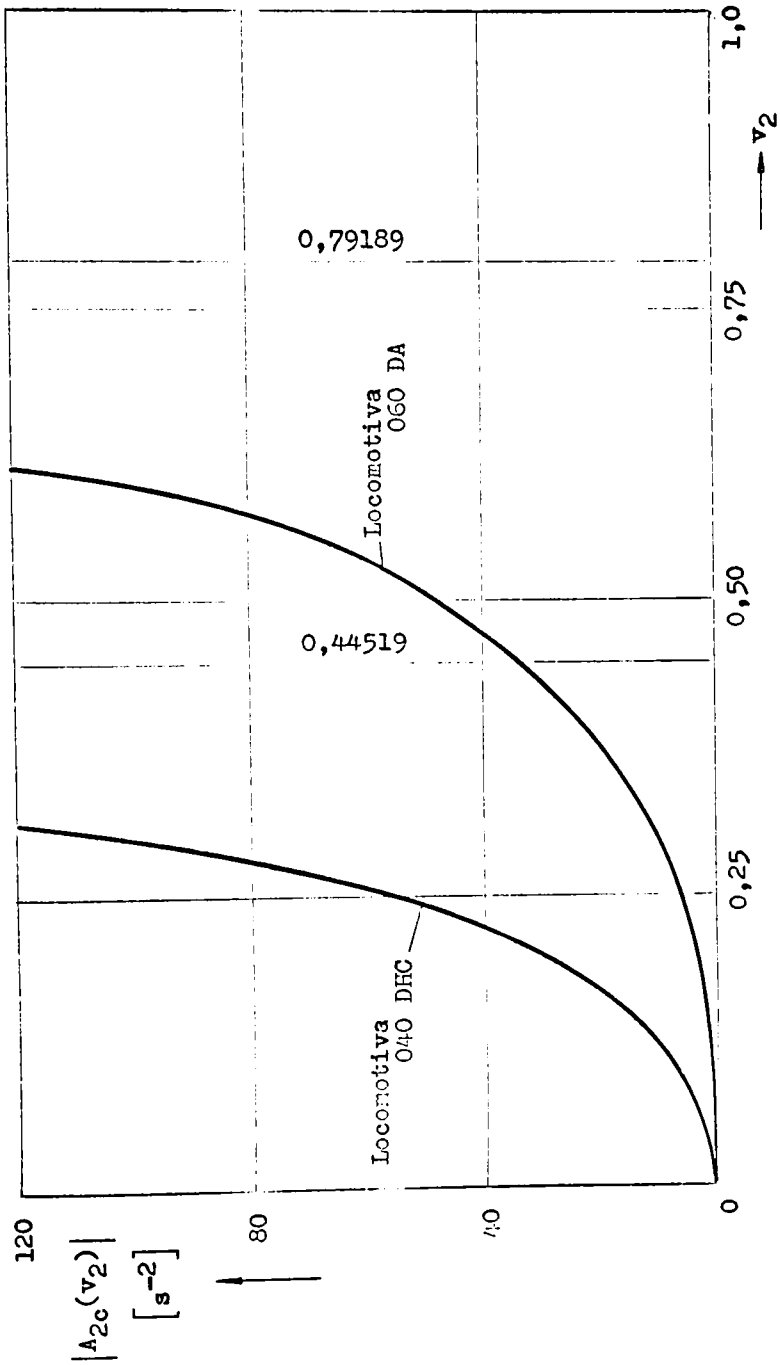


FIG. 9-8.

In tabela 9-8 sînt prezentate vitezele pulsățiilor normale critice, pulsățiile normale proprii și pulsățiile critice.

Tabela 9-8.

Pulsății	Tipul locomotivei			
	CGO DA		O40 MKO	
	boghină	cutie	boghină	cutie
Pulsății normale critice				
v'_{ij}	0,24649	0,79189	0,13419	0,44519
v''_{ij}	1,01790	3,26996	1,03578	3,43632
Pulsățiile naturale <i>(normale)</i>				
ω_1 [s ⁻¹]	34,84258	10,84614	82,61660	24,90292
Pulsățiile critice				
ω_{1cr} [s ⁻¹] = $\omega_1 v'_{ij}$	38,60209	8,58835	85,57293	11,00512

Dacă se cunosc pulsățiile critice generate de defectele sistematice de nivelment longitudinal ale căii, atunci vitezele critice de circulație se exprimă cu relațiile:

$$\text{și } \left. \begin{aligned} v_{1cr} &= 3,6 \omega_{1cr} \frac{L}{2\pi} \\ v_{2cr} &= 3,6 \omega_{2cr} \frac{L}{2\pi} \end{aligned} \right\} \cdot [\text{kmh}^{-1}] \quad (9.12)$$

In care,

L reprezintă lungimea de undă a defectului sistematic.

Din relațiile (9.12) se observă că vitezele critice variază liniar cu lungimea de undă.

Pe figura 9-9 sînt reprezentate grafic variațiile vitezelor critice ale celor două locomotive, în funcție de L.

Intre viteza de circulație și pulsățiile normale ale cutiei există relație,

$$v = \frac{3,6}{2\pi} \omega_2 L v_2 \quad [\text{kmh}^{-1}] \quad (9.13)$$

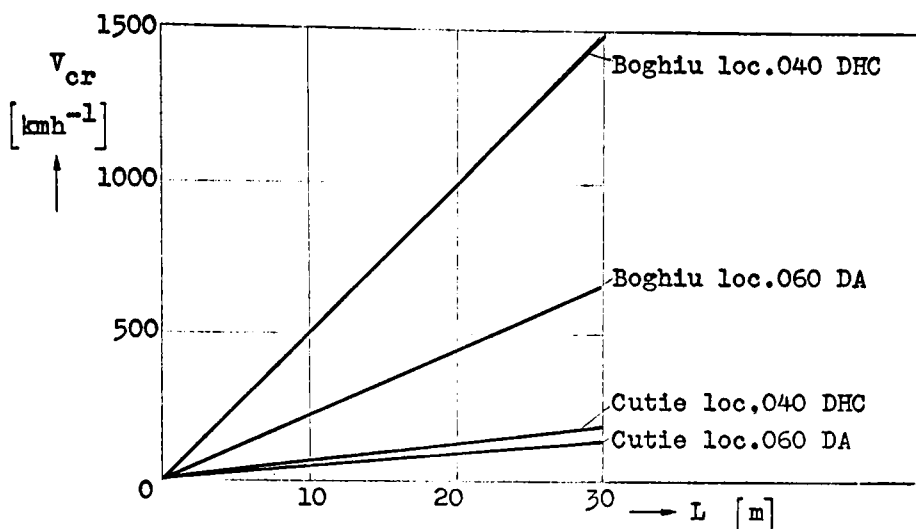


Fig.9-9.

In tabela 9-9 sînt prezentate cîteva valori infracritice ale vitezelor de circulație, în funcție de pulsațiile normale ale cutiilor celor două locomotive și de lungimea de undă a defectelor sistematice ale căii.

9.2.1.1. Calculul amplitudinilor mișcărilor maselor suspendate.

Dacă se cunosc modulele funcțiilor de transfer ale mișcărilor maselor suspendate, atunci, pentru modulele amplitudinilor mișcărilor maselor suspendate, se pot scrie relațiile:

$$\text{și} \quad \left. \begin{aligned} |z_{1c}(v_1)| &= z_{co} |S_{1c}(v_1)| \\ |z_{2c}(v_2)| &= z_{co} |S_{2c}(v_2)| \end{aligned} \right\} . \quad (9.14)$$

In care,

z_{co} reprezintă amplitudinea defectului geometric de nivelment longitudinal (în modul).

In tabelele 9-10 și 9-11 sînt prezentate modulele amplitudinilor mișcărilor maselor suspendate ale celor două locomotive, pentru diferite valori arbitrare ale lui z_{co} .

Tabela 9-9.

v_2	Locomotiva 060 DA		
	$V \text{ [kmh}^{-1}\text{]}$		
	$L \text{ [m]}$		
	30	25	22,5
0	0	0	0
0,10	18,65	15,54	13,99
0,20	37,30	31,08	27,98
0,40	74,60	62,16	55,96
0,46	85,40	71,50	64,35
0,50	93,25	77,70	69,95
0,60	111,90	93,24	83,94
0,70	130,55	108,78	97,93
0,75	139,89	116,58	104,92
0,79189	147,69	123,08	110,77
Locomotiva 040 DHC			
0	0	0	0
0,05	21,41	17,84	16,06
0,10	42,82	35,68	32,12
0,15	64,23	53,52	48,18
0,20	85,64	71,36	64,24
0,25	107,05	89,20	80,30
0,30	128,46	107,04	96,36
0,40	171,28	142,72	128,48
0,42	179,86	149,89	134,90
0,44519	190,66	158,88	142,99

Tabela 9-10.

		060 DA			040 DHC		
		1,0	3,0	5,0	1,0	3,0	5,0
v_1		z_{CO} [mm]					
		$z_{1c}(v_1)$ [mm]					
1	2	3	4	5	6	7	
0	1,0	3,0	5,0	1,0	3,0	5,0	
0,12	1,13154	3,39462	5,65770	4,25798	12,77394	21,28990	
0,13	1,16263	3,48789	5,81315	13,45028	40,35084	67,25140	
0,13419	-	-	-	∞	∞	∞	
0,14	1,20025	3,60075	6,00125	9,03164	27,09492	45,15820	
0,15	1,24633	3,73899	6,23165	3,08008	9,24024	15,40040	
0,20	1,78725	5,36175	8,93625	0,47606	1,42818	2,38030	
0,24	8,23647	24,70941	41,18235	0,17592	0,52776	0,87960	
0,24649	∞	∞	∞	-	-	-	
0,25	13,26474	39,79422	66,32370	0,13413	0,40239	0,67065	
0,29	0,37470	1,12410	1,87350	0,02199	0,06597	0,10995	
0,30142	-	-	-	0	0	0	
0,31128	0	0	0	-	-	-	
0,40	0,47149	1,41447	2,35747	0,11342	0,34026	0,56710	
0,80	1,53781	4,61433	7,68905	0,43370	0,30110	2,16850	

Tabela 9-10 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7
1,0	17,28525	51,85575	86,42625	2,70214	8,10642	13,51070
1,01	38,97279	116,91837	194,86395	3,73767	11,21301	18,168835
1,01790	∞	∞	∞	-	-	-
1,02	146,97460	440,92380	1028,82220	6,08530	18,25590	30,42650
1,03	25,29558	75,88674	126,47790	16,54761	49,64283	82,73805
1,03578	-	-	-	∞	∞	∞
1,04	13,78705	41,36115	68,93525	22,64037	67,92111	113,20185
1,06	7,17633	21,52899	35,88165	3,91369	11,74107	19,56845
1,10	3,61953	10,85859	18,09765	1,45557	4,36671	7,27785
1,20	1,56662	4,69986	7,83310	0,54946	1,64838	2,74730
1,50	0,52641	1,57923	2,63205	0,17473	0,52419	0,87365
2,0	0,21720	0,65160	1,08500	0,07131	0,21393	0,35655

Tabela 9-11.

		Tipul locomotivei						
		060 DA			040 DHC			
v ₂	z _{co} [mm]							
	1,0	3,0	5,0	1,0	3,0	5,0	7	
z _{2c} (v ₂) [mm]								
1	2	3	4	5	6	7	7	
0	1,0	3,0	5,0	1,0	3,0	5,0	7	
0,1	1,01716	3,05148	5,08580	1,05403	3,16209	5,27015	5,27015	
0,2	1,07215	3,21645	5,36075	1,25712	3,77136	6,28560	6,28560	
0,4	1,36296	4,08888	6,81480	5,26061	15,78183	26,30305	26,30305	
0,42	1,41476	4,24428	7,07380	9,23254	27,69762	46,16270	46,16270	
0,44519	-	-	-	∞	∞	∞	∞	
0,46	1,53978	4,64934	7,69890	15,05166	45,15498	75,25830	75,25830	
0,50	1,70283	5,10849	8,51415	3,90828	11,72484	19,54140	19,54140	
0,60	2,42978	7,28934	12,14890	1,26338	3,79014	6,31690	6,31690	
0,70	4,79458	14,38374	23,97290	0,70859	2,12577	3,54295	3,54295	
0,75	10,25090	30,75270	51,25450	0,57124	1,71372	2,85620	2,85620	
0,79189	∞	∞	∞	-	-	-	-	
0,85	7,04711	21,14133	35,23555	0,40264	1,20792	2,01320	2,01320	
1,0	1,85495	5,56485	9,27475	0,27005	0,81015	1,35025	1,35025	

Tabela 9-11 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7
1,5	0,48935	1,46805	2,44678	0,11933	0,35799	0,59665
2,0	0,29704	0,89112	1,48520	0,07884	0,23652	0,39420
2,4	0,26485	0,79455	1,32425	0,06957	0,20871	0,34775
3,0	0,47333	1,41999	2,36665	0,09469	0,28407	0,47345
3,20	1,54413	4,63239	7,72065	0,14864	0,44592	0,74320
3,26996	∞	∞	∞	-	-	-
3,30	3,29364	9,88092	16,46820	0,23846	0,81538	1,19230
3,40	0,70620	2,11860	3,5310	0,83092	2,49276	4,15460
3,43632	-	-	-	∞	∞	∞
3,50	0,37015	1,11045	1,85075	0,43920	1,31760	2,1960
3,60	0,23965	0,68895	1,19825	0,15916	0,47748	0,79580
4,0	0,08216	0,24648	0,41080	0,03533	0,10599	0,18665

9.2.2. Calculul accelerațiilor maselor suspendate.

Intre modulele accelerațiilor maselor construcției suspendate a locomotivei și modulele funcțiilor de transfer ale accelerațiilor se pot scrie relațiile:

$$\text{și} \quad \left. \begin{aligned} |a_{1c}(v_1)| &= z_{co} |A_{1c}(v_1)| \\ |a_{2c}(v_2)| &= z_{co} |A_{2c}(v_2)| \end{aligned} \right\} \cdot \quad (9.15)$$

În tabelele 9-12 și 9-13 sînt prezentate valorile accelerațiilor mase construcției suspendate a boghiului și respectiv cutiei locomotivei O60 DA, iar în tabelele 9-14 și 9-15, accelerațiile corespunzătoare maselor construcției suspendate a locomotivei O40 DHC.

9.2.3. Calculul forțelor dinamice exercitate asupra suspensiei.

Dacă se cunosc modulele accelerațiilor maselor construcției suspendate, atunci modulele forțelor dinamice exercitate asupra celor două trepte ale suspensiei se exprimă cu relațiile:

$$\text{și} \quad \left. \begin{aligned} |F_{1c}(v_1)| &= m_1 |a_{1c}(v_1)| \\ |F_{2c}(v_2)| &= m_2 |a_{2c}(v_2)| \end{aligned} \right\} \cdot \quad (9.16)$$

În tabelele 9-16 și 9-17 sînt prezentate valorile forțelor dinamice care solicită cele două trepte ale suspensiei locomotivei O60 DA, iar în tabelele 9-18 și 9-19, cele corespunzătoare locomotivei O40 DHC.

Modulul forțelor dinamice care solicită osiile, în funcție de forțele dinamice care solicită suspensia primară, se exprimă cu relația,

$$|F_{1c}(v_1)| = \frac{1}{2n} |F_{1c}(v_1)| \cdot \quad (9.17)$$

În care,

n reprezintă numărul osiilor locomotivei.

Locomotiva 060 DA

Tabela 9-12

v_1	$ a_{1c}(v_1) \quad [m \ s^{-2}]$		
	$z_{co} \quad [mm]$		
	1,0	3,0	5,0
0	0	0	0
0,12	0,0198	0,0594	0,0990
0,13	0,0238	0,0684	0,1190
0,14	0,0286	0,0858	0,1430
0,15	0,0340	0,1020	0,1700
0,20	0,0868	0,2604	0,4340
0,24	0,5759	1,7277	2,8795
0,24549	∞	∞	∞
0,25	1,0065	3,0195	5,0325
0,29	0,0383	0,1149	0,1915
0,31128	0	0	0
0,40	0,0916	0,2748	0,4580
0,85	1,1948	3,5844	5,9740
1,0	20,9844	62,9532	104,9220
1,01	48,2642	144,7926	241,3310
1,01790	∞	∞	∞
1,02	185,6367	556,9101	928,1835
1,03	32,5792	97,7376	162,8960
1,04	18,1034	54,3102	90,5170
1,05	9,7889	29,3667	48,9445
1,10	5,3169	15,9507	26,5845
1,20	2,7387	8,2161	13,6935
1,50	1,4379	4,3137	7,1895

Locomotiva 060 DA

Tabela 9-13

v_2	$ a_{2c}(v_2) \text{ [ms}^{-2}\text{]}$		
	$z_{co} \text{ [mm]}$		
	1,0	3,0	5,0
0	0	0	0
0,10	0,001196	0,003588	0,005980
0,20	0,005045	0,015135	0,015135
0,40	0,025653	0,076959	0,128265
0,46	0,038328	0,114984	0,191640
0,50	0,050078	0,150234	0,250390
0,60	0,102898	0,308694	0,514490
0,70	0,276367	0,829101	1,381835
0,75	0,678303	2,034909	3,391515
0,79189	∞	∞	∞
0,85	0,598947	1,796841	2,994735
1,0	0,218208	0,654624	1,091040
1,50	0,129521	0,388563	0,647605
2,0	0,139770	0,419310	0,698850
2,40	0,179458	0,538374	0,897290
3,0	0,501125	1,503375	2,505625
3,20	1,860043	5,580129	9,300215
3,26996	∞	∞	∞
3,30	4,219327	12,657981	21,096635
3,40	0,960339	2,881017	4,801695
3,50	0,53340	1,60020	2,66700
4,0	0,154639	0,463917	0,773195

Locomotiva 040 DHC

Tabela 9-14

v_1	$ a_{1c}(v_1) $ [ms ⁻²]		
	z_{co} [mm]		
	1,0	3,0	5,0
0	0	0	0
0,02	0,0030	0,0090	0,0150
0,04	0,0118	0,0354	0,0589
0,06	0,0278	0,0834	0,1391
0,08	0,0437	0,1310	0,2184
0,10	0,1378	0,4136	0,6890
0,12	0,4185	1,2555	2,0925
0,13	1,5515	4,6545	7,7575
0,13419	∞	∞	∞
0,14	1,2083	3,6249	6,0415
0,15	0,4730	1,4190	2,3650
0,20	0,1300	0,3900	0,6500
0,25	0,0572	0,1716	0,2860
0,30142	0	0	0
0,40	0,1239	0,3717	0,6195
0,80	1,8946	5,6838	9,4730
1,01	26,0245	78,0735	130,1225
1,02	43,2137	129,6411	216,0685
1,03	119,8253	359,4759	599,1165
1,03578	∞	∞	∞
1,04	167,1433	501,4299	835,7165
1,06	30,0149	90,0447	150,0745
1,20	5,4005	16,2015	27,0025
1,50	2,6834	8,0502	13,4170

Locomotiva 040 DHC

Tabela 9-15

v_2	$ a_{2c}(v_2) \text{ [ms}^{-2}\text{]}$		
	$z_{co} \text{ [mm]}$		
	1,0	3,0	5,0
0	0	0	0
0,05	0,0016	0,0048	0,0080
0,10	0,0065	0,0195	0,0325
0,15	0,0158	0,0474	0,0740
0,20	0,0312	0,0936	0,1560
0,25	0,0569	0,1707	0,2845
0,30	0,1030	0,3090	0,5150
0,40	0,5220	1,5660	2,6100
0,42	1,0100	3,0300	9,0900
0,44519	∞	∞	∞
0,46	1,9752	5,9256	9,8760
0,50	0,6059	1,8177	3,0295
0,70	0,2153	0,6459	1,0765
1,0	0,1675	0,5025	0,8375
2,0	0,1956	0,5868	0,9780
2,40	0,2485	0,7455	1,4425
3,0	0,5285	1,6015	2,6425
3,20	0,9439	2,8317	4,7195
3,30	1,6104	4,8312	8,0520
3,40	5,9569	17,8707	29,7945
3,43632	∞	∞	∞
3,50	3,3366	10,0098	16,6830
3,60	1,2792	3,8376	6,3960
4,0	0,3506	1,0518	1,7530

Locomotiva 060 DA

Tabela 9-16

v_1	$ F_{lc}(v_1) $ [N]		
	z_{co} [mm]		
	1,0	3,0	5,0
0	0	0	0
0,12	394,042	1182,126	1970,210
0,13	474,954	1424,864	2374,770
0,14	568,903	1706,709	2844,515
0,15	678,150	2034,450	3390,750
0,20	1728,844	5186,532	8644,220
0,24	11472,289	34416,867	57361,445
0,24649	∞	∞	∞
0,25	20048,840	60146,520	100244,200
0,29	762,061	2286,183	3810,305
0,31128	0	0	0
0,40	1824,328	5472,984	9121,640
0,85	25800,884	71402,652	119004,420
1,0	418009,458	1254028,374	2090047,290
1,01	961423,394	2884270,182	4807116,920
1,01790	∞	∞	∞
1,02	3697882,200	11093646,600	18489411,00
1,03	648977,340	1946932,020	3244885,700
1,04	360618,888	1081856,664	1803094,440
1,06	194995,492	584986,476	974977,460
1,10	105912,688	317738,064	529563,440
1,20	54555,255	163665,765	272776,275
1,50	28642,906	85928,718	143214,530

Locomotiva 060 DA

Tabela 9-17

v_2	$ T_{2c}(v_2) $ [N]		
	z_{co} [mm]		
	1,0	3,0	5,0
0	0	0	0
0,10	86,150	258,450	430,750
0,20	362,234	1089,702	1816,170
0,40	1847,033	5541,099	9235,165
0,46	2759,598	8278,794	13797,990
0,50	3605,644	10816,932	18028,220
0,60	7408,683	22226,049	37043,415
0,70	19898,352	59695,056	99491,760
0,75	48837,744	146513,232	244188,720
0,79189	∞	∞	∞
0,85	43124,112	129372,336	215720,560
1,0	15710,976	47132,928	78554,880
1,50	9325,512	27976,536	46627,560
2,0	10063,440	30190,320	50317,200
2,40	12920,904	38762,712	64604,520
3,0	36080,928	108242,784	180404,640
3,20	133923,096	401769,288	669615,480
3,26996	∞	∞	∞
3,30	303791,544	911374,632	1518957,720
3,40	69144,408	207433,224	345722,040
3,50	38404,800	115214,400	192024,000
4,0	11134,008	33412,024	55670,040

Locomotiva 040 DHC

Tabela 9-18

v_1	$ F_{1c}(v_1) $ [N]		
	z_{co} [mm]		
	1,0	3,0	5,0
0	0	0	0
0,02	17,906	53,718	89,530
0,04	70,282	210,846	351,410
0,06	165,764	497,292	828,820
0,08	260,352	781,056	1031,760
0,1	821,813	2465,439	4109,065
0,12	2494,290	7482,870	12471,450
0,13	9246,958	27740,874	46234,790
0,13419	∞	∞	∞
0,14	7201,230	21603,690	36006,150
0,15	2819,223	8457,669	14096,115
0,20	774,651	2323,953	3873,255
0,25	341,025	1025,075	1705,125
0,30142	0	0	0
0,40	738,229	2214,687	3691,145
0,80	11291,572	33874,716	56457,860
1,01	155106,068	465318,204	775530,340
1,02	257553,485	772660,455	1287667,425
1,03	714158,854	2142476,562	3570794,270
1,03578	∞	∞	∞
1,04	996174,217	2988522,651	4980871,085
1,06	178888,840	536666,520	894444,200
1,20	33187,236	99561,708	165936,180
1,50	15993,183	47979,549	79965,915

Locomotiva O40 DHC

Tabela 9-19

v_2	$ F_{2c}(v_2) $ [N]		
	z_{co} [mm]		
	1,0	3,0	5,0
0	0	0	0
0,10	337,587	682,752	1687,920
0,20	1610,654	4831,962	8053,270
0,40	26960,577	70881,731	134802,885
0,42	52166,707	156500,121	260833,535
0,44519	∞	∞	∞
0,46	102017,272	606051,816	510086,360
0,50	31296,749	93890,247	156483,745
0,60	14568,347	43705,041	72841,735
0,70	11121,536	33364,608	55607,680
0,85	9318,112	27954,336	46590,560
1,0	8650,032	25950,096	43250,160
1,50	8600,138	25800,414	43000,690
2,0	10101,645	30304,035	50506,725
2,40	12835,645	38506,935	64178,225
3,0	27297,335	81892,005	136486,675
3,20	48753,881	146261,643	243769,405
3,30	83179,639	249538,917	415898,195
3,40	307673,885	923021,655	1538369,425
3,43632	∞	∞	∞
3,50	172334,409	517003,227	861672,045
3,60	66071,248	198213,744	330357,240
4,0	18106,631	54319,893	90530,155

Capitolul 10

EXPERIMENTAREA PE CALEA FERATA A LOCOMOTIVELOR DIESEL

10.1. Generalități.

Aprecierea prin experiențe a calității de rulare a locomotivelor diesel, fie în laborator, fie pe calea ferată, are ca scop verificarea influenței parametrilor constructivi și funcționali asupra calității de rulare, mai ales la viteze mari de circulație.

Incercările de laborator, unde locomotiva este așezată cu roțile pe niște role, au avantajul că pot fi efectuate cu mai multă minuțiozitate, deoarece montarea și supraveghierea aparaturii se realizează destul de ușor.

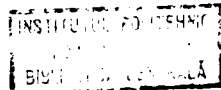
Cu toate acestea, un mare dezavantaj al încercărilor de laborator constă în aceea că rezultatele măsurărilor, privind calitatea de rulare, diferă, uneori, destul de mult de cele obținute pe calea ferată, întrucât elementele de structură și geometrie ale standului și, respectiv, căii ferate sînt esențial diferite.

Incercările pe cale se pot efectua, atît pe diferite secții ale rețelei feroviare, cît și pe circuite experimentale, închise, care sînt special amenajate [23]; [34].

La alegerea secțiilor pentru încercare este necesar să se cunoască, cît mai precis, profilul liniei, structura și starea acesteia. Aceste elemente avînd un rol important asupra calității de rulare a locomotivei.

Circuitele experimentale prezintă avantajul că, fiind destinate în exclusivitate cercetării, au caracteristicile tehnice bine cunoscute, iar programele de încercare se pot realiza fără intermitență.

În acest capitol sînt prezentate o serie de rezultate experimentale obținute cu cîteva locomotive diesel-electrice, O60 DA și diesel-hidraulice, O40 DHC încercate, în cadrul unor contracte de colaborare, pe diferite secții de remorcare.



10.2. Prima serie de încercări.

La cererea Direcției Generale a Tracțiunii din cadrul Ministerului Transporturilor și Telecomunicațiilor a fost introdusă în planul de cercetare al Institutului de Studii și Cercetări Transporturi (ISCT), pe anul 1968, tema Ac 26.6.5 intitulată - Determinarea caracteristicilor dinamice ale locomotivelor diesel-electrice și diesel-hidraulice construite la noi în țară.

La rezolvarea acestei teme, ISCT a solicitat o colaborare cu Catedra de material rulant din cadrul Institutului politehnic "Traian Vuia" Timișoara, prin care și-a asumat obligația de a efectua studii teoretice privind influența oscilațiilor verticale ale locomotivelor diesel asupra calității de rulare.

În acest sens. Direcția Generală a Tracțiunii a pus la dispoziție tipurile respective de locomotive diesel.

10.2.1. Aparatura folosită.

Schema bloc a instalației de măsurare a accelerațiilor construcției suspendate este prezentată pe figura 10-1.

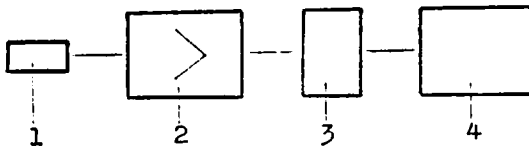


Fig.10-1.

Rezultatele încercărilor au fost obținute cu ajutorul unor traductori accelerometrici inductivi (1) amplasați la posturile de comandă, în planul vertical median longitudinal al locomotivelor. Semnalele electrice date de acești traductori, trecând printr-o punte amplificatoare (2) și un filtru "trece jos" de 4 Hz (3), ajung într-un oscilograf cu bucle (4) care trasează, pe o bandă sensibilă, curbele de variație ale accelerațiilor.

10.2.2. Rezultatele încercărilor.

În cele ce urmează, sînt prezentate rezultatele obținute pentru cîteva locomotive diesel, experimentate după cum urmează:

a). Locomotiva diesel-hidraulică 040 DHC-001, încercată pe traseul București N - Urziceni.

b). Locomotiva diesel-hidraulică 040 DHC-009, încercată pe traseul Ploiești Vest - Florești Prahova.

c). Locomotiva diesel-electrică 060 DA - 430, încercată pe traseul București Băneasa - Constanța.

Valorile medii și erorile de măsurare ale accelerațiilor rezultate din prelucrarea statistică a rezultatelor, pentru locomotivele considerate, sînt prezentate în tabelele 10-1...10-3.

Cu valorile din tabelele 10-1...10-3 s-au construit (cu linie întreruptă) diagramele de pe figurile 10-2...10-4.

Avînd în vedere variațiile destul de dispersate ale rezultatelor obținute, pe figurile 10-2...10-4 sînt prezentate (cu linii continue) domeniile de variație ale acestor accelerații, rezultate prin mărghinirea valorilor extreme de contururile poligonale corespunzătoare.

Locomotiva 040 DHC-001

București N - Urziceni

Tabela 10-1

V	n	a ₁	a _m	Δa=a ₁ -a _m	D= $\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\Delta a)^2$	σ=√D
[kmh ⁻¹]		[ms ⁻²]	[ms ⁻²]	[ms ⁻²]	[m ² s ⁻⁴]	[ms ⁻²]
1	2	3	4	5	6	7
40	1	0,385	0,5191	-0,1341	0,021756	0,1475
	2	0,297		-0,2221		
	3	0,448		-0,0711		
	4	0,682		0,1629		
	5	0,700		0,1809		
	6	0,609		0,0899		
	7	0,385		-0,1341		
	8	0,647		0,1279		

Tabela 10-1 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7
50	1	0,4550		-0,0070		
	2	0,4200		-0,0420		
	3	0,4550	0,4620	-0,0070	0,001176	0,0343
	4	0,4550		-0,0070		
	5	0,5250		0,0630		
50	1	0,5070		0,1397		
	2	0,3500		-0,0173		
	3	0,3500		-0,0173		
	4	0,3670	0,3673	-0,0003	0,004818	0,0694
	5	0,2620		-0,1053		
	6	0,4030		0,0357		
	7	0,3320		-0,0353		
55	1	1,0150		0,0974		
	2	0,7350		-0,1826		
	3	0,8400		-0,0776		
	4	0,8930	0,9176	-0,0246	0,0114	0,1069
	5	1,0850		0,1674		
	6	0,8930		-0,0246		
	7	0,9620		0,0444		
60	1	0,5780		-0,1162		
	2	0,1000		0,3058		
	3	0,6300	0,6942	-0,0642	0,033472	0,1830
	4	0,7870		0,0928		
	5	0,4760		-0,2182		
60	1	0,7700		-0,0150		
	2	0,5950		-0,1900		
	3	0,6300		-0,1550		
	4	0,8050	0,7850	0,0200	0,016400	0,1281
	5	0,9800		0,1950		
	6	0,8050		0,0200		
	7	0,9100		0,1250		

Tabela 10-1 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7
65	1	1,205		0,0862		
	2	1,310		0,1912		
	3	0,980	1,1188	-0,1388	0,015215	0,12334
	4	0,963		-0,1558		
	5	1,117		0,0512		
	6	1,085		-0,0338		
70	1	0,805		-0,1029		
	2	0,770		-0,1379		
	3	0,825		-0,082		
	4	0,945	0,9079	0,0371	0,010828	0,1041
	5	0,980		0,0721		
	6	1,085		0,1771		
	7	0,945		0,0371		
70	1	0,858		-0,0325		
	2	0,788		-0,1025		
	3	0,910		0,0196		
	4	0,770		-0,1205		
	5	0,890	0,8905	0,0376	0,012685	0,1125
	6	0,858		-0,0325		
	7	0,9975		0,1071		
	8	1,030		0,1396		
	9	0,700		-0,1905		
	10	1,065		0,1746		
75	1	0,700		-0,1794		
	2	0,770		-0,1094		
	3	0,840		-0,0394		
	4	0,945	0,8794	0,0656	0,0093214	0,0965
	5	0,910		0,0306		
	6	1,015		0,1356		
	7	0,945		0,0656		
	8	0,910		0,0306		

Tabela 10-1 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7
80	1	1,380	1,2035	0,1765	0,034364	0,1854
	2	1,380		0,1765		
	3	1,150		-0,0485		
	4	1,225		0,0215		
	5	1,382		0,1785		
	6	0,98		-0,2235		
	7	1,435		0,2315		
	8	1,190		-0,0135		
	9	1,050		-0,1535		
	10	0,85		-0,3455		
90	1	0,770	0,7400	0,0300	0,010875	0,1043
	2	0,5770		-0,1630		
	3	0,6120		-0,1280		
	4	0,7880		0,0480		
	5	0,7530		0,0130		
	6	0,7700		0,0300		
	7	0,9100		0,1700		
90	1	1,368	1,2442	0,1238	0,004667	0,0683
	2	1,173		-0,0712		
	3	1,245		0,0008		
	4	1,190		-0,0542		
	5	1,245		0,0008		
100	1	0,84	0,7806	0,0594	0,002633	0,0513
	2	0,84		0,0594		
	3	0,77		-0,0106		
	4	0,718		-0,0626		
	5	0,735		-0,0456		

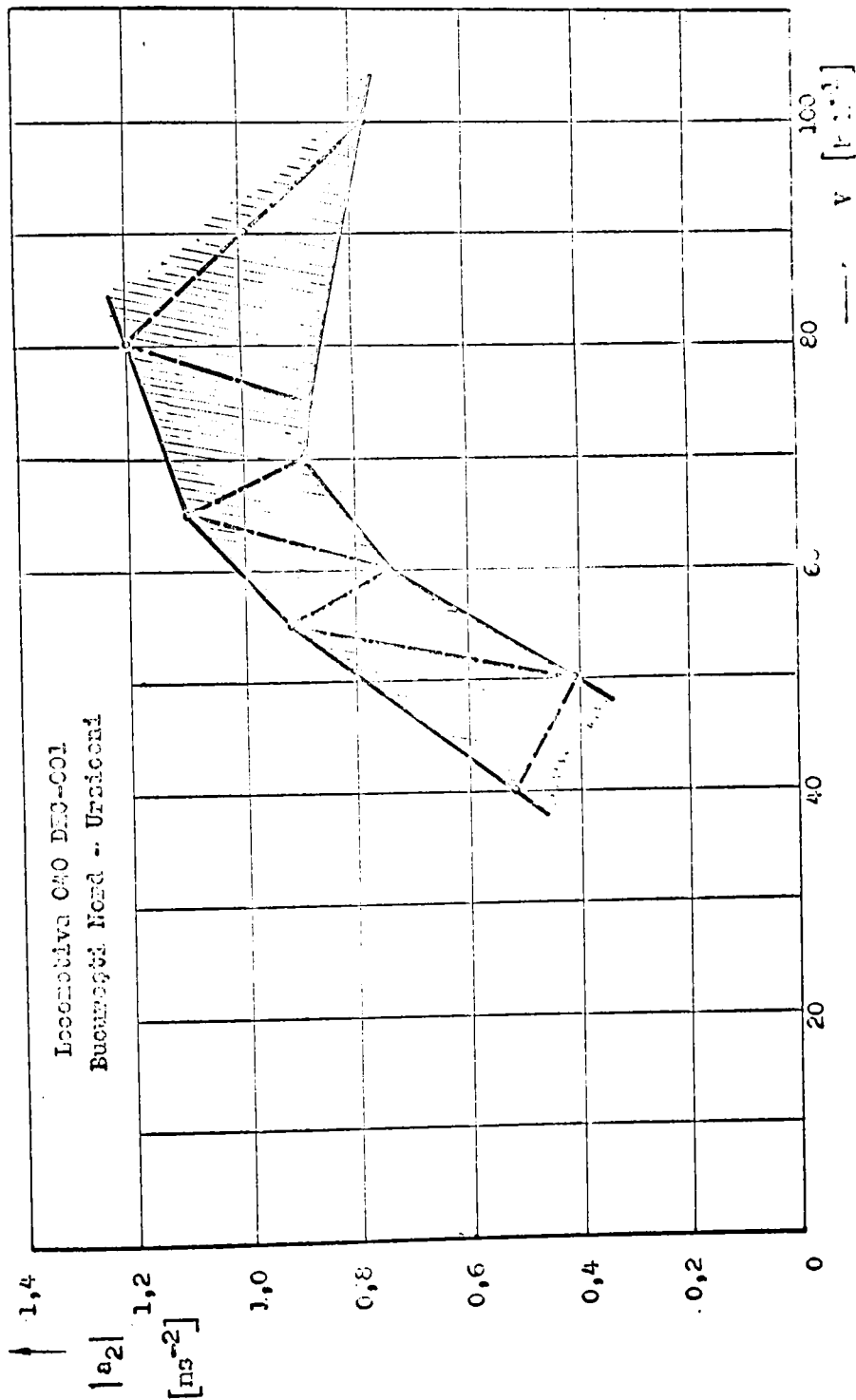


FIG.10-2.

Locomotiva 040 DHC-009
Ploiești Vest - Florești Prahova

Tabela 10-2

v [kmh ⁻¹]	n	a_1 [ms ⁻²]	a_m [ms ⁻²]	$\Delta a = a_1 - a_m$ [ms ⁻²]	$D = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\Delta a)^2$ [m ² s ⁻⁴]	$\sigma = \sqrt{D}$ [ms ⁻²]
1	2	3	4	5	6	7
20	1	0,573		0,2387	0,016628	0,1289
	2	0,358		0,0237		
	3	0,287	0,3343	-0,0478		
	4	0,215		-0,1193		
	5	0,239		-0,0953		
40	1	0,43		0,0003	0,001504	0,0388
	2	0,406		-0,0237		
	3	0,382	0,4297	0,0233		
	4	0,453		0,0233		
	5	0,501		0,0713		
	6	0,406		-0,0237		
50	1	0,406		-0,0095	0,003148	0,0558
	2	0,430		0,0146		
	3	0,430		0,0146		
	4	0,334		-0,0815		
	5	0,310	0,4155	-0,1055		
	6	0,382		-0,0335		
	7	0,430		0,0146		
	8	0,4775		0,0621		
	9	0,4775		0,0621		
	10	0,4775		0,0621		
60	1	0,835		0,0337	0,020997	0,1449
	2	0,050		0,2487		
	3	0,740		-0,0613		
	4	0,932		0,1307		
	5	0,788	0,8013	-0,0133		

Tabela 10-2 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7
60	6	0,908	0,8013	0,1067	0,020997	0,1449
	7	0,788		-0,0133		
	8	0,597		-0,2043		
	9	0,574		-0,2273		
70	1	0,765	0,7169	0,0481	0,008710	0,0933
	2	0,574		-0,1429		
	3	0,860		0,1431		
	4	0,669		-0,0479		
	5	0,574		-0,1429		
	6	0,765		0,0481		
	7	0,812		0,0951		
	8	0,740		0,0231		
	9	0,693		-0,0239		
80	1	0,5010	0,6341	-0,1331	0,005726	0,0757
	2	0,5740		-0,0601		
	3	0,6450		0,0109		
	4	0,6690		0,0494		
	5	0,7880		0,1539		
	6	0,6925		0,0584		
	7	0,5970		-0,0371		
	8	0,6200		-0,0141		
	9	0,6200		-0,0141		

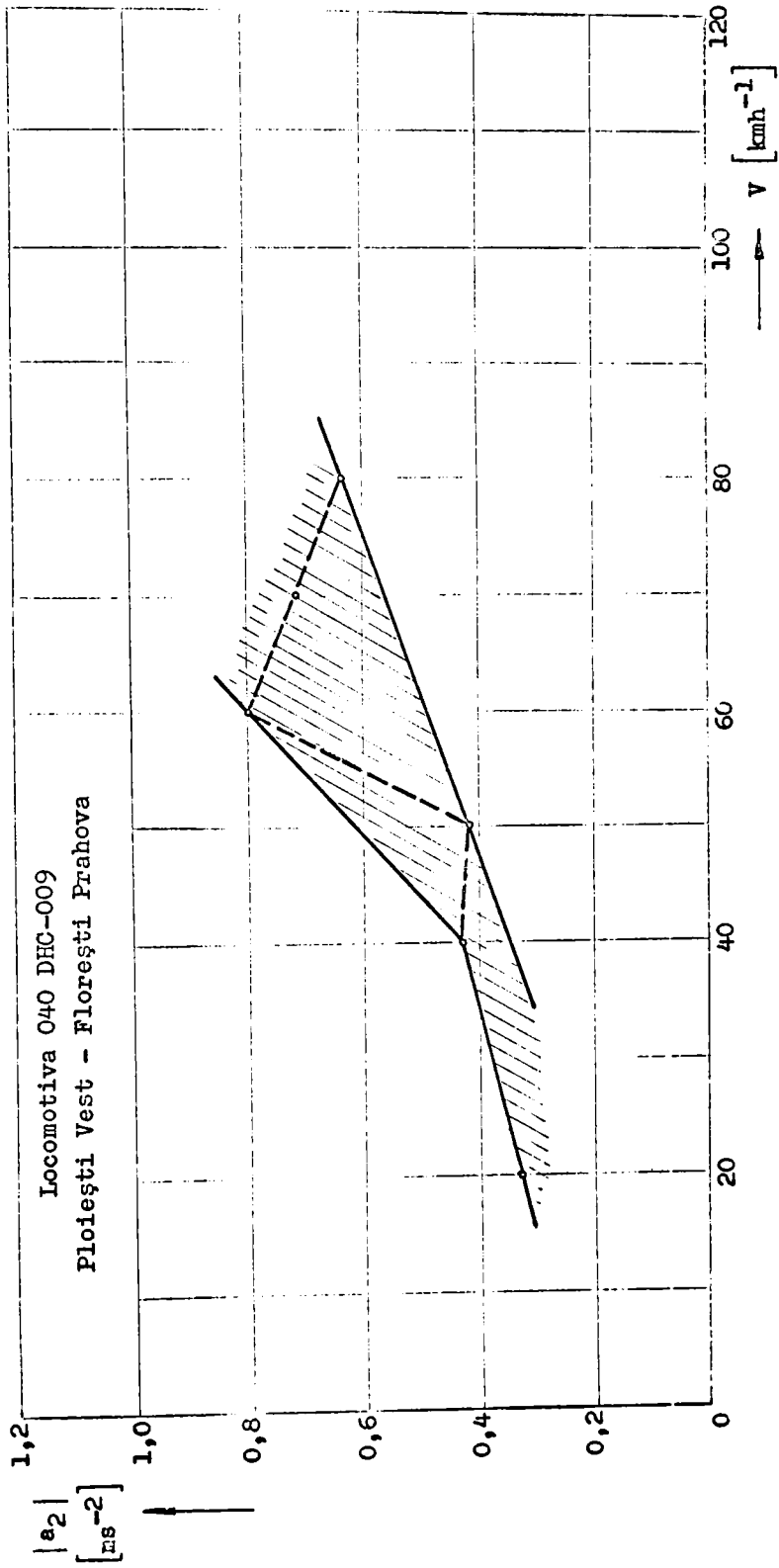


Fig. 10-3.

Locomotiva 060 DA-430
București Băneasa - Constanța

Tabela 10-3

V	n	a _i	a _m	Δa=a _i -a _m	D= $\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\Delta a)^2$	σ=√D
[kmh ⁻¹]		[ms ⁻²]	[ms ⁻²]	[ms ⁻²]	[m ² s ⁻⁴]	[ms ⁻²]
1	2	3	4	5	6	7
40	1	0,2655	0,3197	-0,0542	0,000992	0,0315
	2	0,3100		-0,0097		
	3	0,3245		0,0048		
	4	0,3100		-0,0097		
	5	0,3390		0,0193		
	6	0,3690		0,0493		
60	1	0,737	0,5861	0,1509	0,005010	0,0708
	2	0,545		-0,0411		
	3	0,531		-0,0551		
	4	0,560		-0,0261		
	5	0,605		0,0189		
	6	0,486		-0,1001		
	7	0,620		0,0399		
	8	0,605		0,0189		
80	1	0,737	0,7432	-0,0062	0,004403	0,0664
	2	0,708		-0,0352		
	3	0,870		0,1268		
	4	0,723		-0,0202		
	5	0,678		-0,0652		
80	1	0,4275	0,5062	-0,0787	0,001834	0,0428
	2	0,4860		-0,0202		
	3	0,4720		-0,0342		
	4	0,5160		0,0098		
	5	0,5750		0,0688		
	6	0,5450		0,0388		
	7	0,4720		-0,0342		
	8	0,5310		0,0248		
	9	0,5310		0,0248		

Tabela 10-3 (continuare)

1	2	3	4	5	6	8
100	1	0,502	0,5355	-0,0335	0,002793	0,0528
	2	0,457		-0,0785		
	3	0,502		-0,0335		
	4	0,620		0,0845		
	5	0,590		0,0545		
	6	0,575		0,0395		
	7	0,575		0,0395		
	8	0,546		0,0105		
	9	0,531		-0,0045		
	10	0,457		-0,0785		
100	1	0,959	0,8041	0,1549	0,012357	0,1112
	2	0,855		0,0509		
	3	0,797		-0,0071		
	4	0,959		0,1549		
	5	0,900		0,0959		
	6	0,797		-0,0071		
	7	0,649		-0,1551		
	8	0,620		-0,1841		
	9	0,767		-0,0371		
	10	0,738		-0,0661		
105	1	0,855	0,8348	0,0202	0,006576	0,0811
	2	0,825		-0,0098		
	3	0,855		0,0202		
	4	0,945		0,1102		
	5	0,694		-0,1408		
110	1	0,708	0,6518	0,0562	0,466114	0,0683
	2	0,679		0,0272		
	3	0,664		0,0122		
	4	0,502		-0,1498		
	5	0,679		0,0272		
	6	0,679		0,0272		

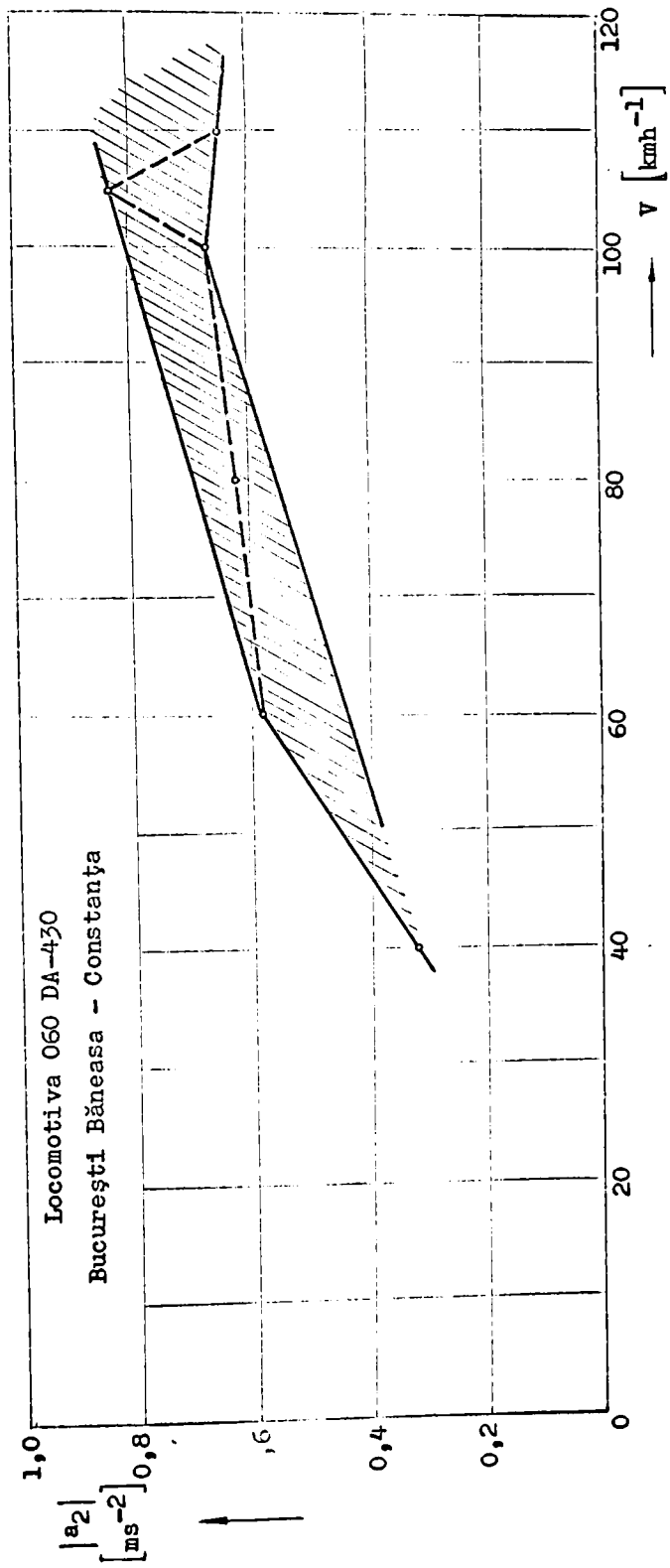


Fig.10-4.

10.3. A doua serie de încercări.

În cadrul a două contracte de colaborare, Nr.2671/73 și 2673/73, încheiate cu Ministerul Transporturilor și Telecomunicațiilor, Catedrei de material rulant i-a revenit obligația de a experimenta pe calea ferată o serie de locomotive și vagoane de călători fabricate la noi în țară.

Ca urmare, Direcția Generală a Tracțiunii din cadrul MTTC a pus la dispoziția catedrei mai multe locomotive și vagoane, din parcul Regionalei de căi ferate Timișoara, care au fost experimentate în condițiile impuse de beneficiari.

10.3.1. Încercări la $V = 0$.

Pentru a scoate în evidență influența instalației de forță asupra oscilațiilor maselor construcției suspendate ale locomotivelor diesel, s-au efectuat o serie de încercări cu locomotive O60 DA și O40 DHC, când motorul diesel era decuplat de transmisie.

În tabela 10-4 sînt prezentate valorile accelerațiilor maselor construcției suspendate a locomotivelor diesel experimentate, în funcție de turația motorului diesel.

Tabela 10-4.

n rot/min	$a_{it}(n)$ [ms^{-2}]			
	Locomotiva O60 DA-281		Locomotiva O40 DHC-272	
	boghiu	cutie	boghiu	cutie
350	0,35	0,57	0,35	1,05
400	0,39	0,70	0,39	1,50
500	0,47	0,75	0,40	1,60
600	0,50	0,76	0,50	1,75
700	0,92	-	0,70	-

Observație.

Dacă se compară valorile din tabela 10-4 cu cele din tabelele 9-12...9-15 se observă că accelerațiile maselor construcției suspendate sînt sensibil influențate de oscilațiile motorului diesel.

10.4. Analiza rezultatelor obținute.

O analiză comparativă a rezultatelor obținute prin calcul și experimental, referitor la cele două tipuri de locomotive, permite sublinierea următoarelor concluzii.

1) - Vitezele critice ale locomotivelor studiate, calculate cu relațiile (9.12), pentru diferite valori ale lungimii de undă L, sînt prezentate în tabela 10.5.

Tabela 10-5

Tipul locomotivei	$V_{icr} \text{ [kmh}^{-1}\text{]}$					
	Cutie			Boghiu		
	L [m]					
	22,5	25	30	22,5	25	30
060 DA	110,77	123,08	147,69	474,89	553,21	662,86
040 DHC	142,99	158,88	190,66	3,72	1226,36	1471,63

Dacă se compară diagramele de pe figura 9-8 cu cele de pe figurile 10-2...10-4, se observă că, prin ambele metode de investigare, locomotivele respective circulă în domeniul vitezelor infracritice.

2) - În cazul lungimilor de undă introduse în calcule, care sînt mai frecvent întîlnite pe rețeaua căilor ferate, mărirea vitezei de circulație a locomotivei 060 DA, așa după cum rezultă din tabela 10-5, chiar dacă puterea instalată ar permite acest lucru, implică anumite riscuri în privința calității de rulare.

Pentru evitarea acestui inconvenient se necesită modificarea parametrilor constructivi adimensionali p și s (v.rel.6.28, pag.133 și tab.9-3, pag.188), încît să se reducă pulsația critică a cutiei locomotivei (v.tab.9-8, pag.201) și, prin aceasta, viteza critică corespunzătoare.

Prin urmare, ținînd seama de relația (9.12), dacă se alege viteza critică V_{2cr} , se poate calcula pulsația critică a cutiei locomotivei și, în funcție de aceasta, se pot modifica, în mod corespunzător, parametrii p și s.

3) - În cazul locomotivei 040 DHC, dacă ne referim la valorile vitezelor critice curpinse în tabela 10-5, rezultă că

viteza de circulație poate fi mărită în mod simțitor, fără a aduce vreun prejudiciu prea sensibil la calitatea de rulare a acestei locomotive.

4) - Așa după cum rezultă din tabela 10-5, calitatea de rulare a celor două locomotive nu este afectată de cea de a doua viteză critică corespunzătoare construcției suspendate a boghiurilor, deoarece aceste viteze sînt foarte mari.

5) - Dacă se compară valorile calculate ale accelerațiilor masei cutiei locomotivei O60 DA (v.tab.9-13, pag.210) precum și cele ale masei cutiei locomotivei O40 DHC (v.tab.9-9, pag.203), din domeniul vitezelor infracritice, cu cele măsurate în timpul circulației pe calea ferată (v.tab.10-1...10-3), se observă că cele măsurate experimental sînt, în general, mai mari.

Acest lucru se explică prin aceea că, accelerațiile fiind măsurate în cabina mecanicului, sînt afectate și de oscilațiile de galop ale cutiei locomotivei. Aceste oscilații, ne fiind cuplate cu cele de săltare (v.subcap.2.3, pag.76 și par.3.1.3 - 3.1.4, pag.99-100), nu au fost considerate în studiul întocmit în capitolul 6.

În afară de aceasta, în planul de rulare al căii ferate mai apar și unele excitații cinematice aleatoare, care au un pronunțat caracter de șoc.

6) - Se observă că, deși cele două locomotive diesel-hidraulice experimentate, O40 DHC-001 și O40 DHC-009, au, aproximativ, același număr de kilometri parcurși, totuși, calitatea de rulare este diferită.

Această situație se explică prin starea diferită a celor două trasee experimentale.

Rezultă că, în sistemul mecanic unitar "vehicul-cale ferată", un aport însemnat, în definirea calității de rulare a unui vehicul feroviar, îl aduce și starea căii ferate.

Partea a patra
SINTEZA LUCRARI
SI
CONTRIBUTII PERSONALE

IV-1. SINTEZA LUCRĂRII

IV-1.1. Motivarea conținutului.

De obicei, la întocmirea unei lucrări, fiecare autor urmează o linie care îi este proprie, accentuând, fie latura teoretică-fundamentală, fie cea aplicativă-experimentală, în unele cazuri, încearcă o îmbinare cât mai rațională a celor două laturi.

Din acest motiv, o problemă deosebit de importantă, care a trebuit soluționată chiar de la început, a fost aceea a stabilirii ordinii în care să se succedă diferitele părți și capitole ale lucrării.

Din punctul de vedere al mecanicii aplicate un vehicul de cale ferată, ca ansamblu polimasic cu un număr finit de grade de libertate, reprezintă, împreună cu calea ferată, un sistem mecanic unitar cu interacțiuni reciproce.

Ca urmare, titlul lucrării, prin conținutul său, avînd un caracter evident de mecanică aplicată, a fost necesar să se adopte ordinea clasică de apariție și dezvoltare istorică a acesteia și anume: Statica, Cinematica, Dinamica.

La stabilirea acestei împărțiri s-a avut în vedere și ideea unei mai ușoare lecturi a materialului prezentat, fiind știut că problemele aferente echilibrului static, se tratează, în general, cu un instrument matematic ceva mai accesibil, decît cel utilizat în cadrul celorlalte părți.

S-a tratat la început, partea teoretică, în concordanță cu procesul dialectic al cunoașterii și anume: "De la observarea realității obiective, la gîndirea abstractă și, de aici, la verificarea prin practică".

În forma în care este realizată lucrarea, aceasta cuprinde următoarele patru părți distincte:

- Partea întâi - Influența parametrilor constructivi ai locomotivelor diesel asupra echilibrului static;
- Partea a doua - Influența oscilațiilor verticale ale locomotivelor diesel asupra calității de rulare;
- Partea a treia - Experiențe, calcule și rezultate privind calitatea de rulare a locomotivelor diesel;
- Partea a patra - Sinteza lucrării și contribuții originale.

IV-1.2- Sinteza părții întâi.

Partea întâi a lucrării cuprinde două capitole.

În capitolul întâi este studiată influența parametrilor constructivi ai boghiurilor locomotivelor diesel asupra echilibrului static.

Subcapitolul 1.1. se referă la echilibrul static al boghiurilor cu suspensie independentă.

Studiul începe cu analiza influenței parametrilor constructivi ai boghiului cu două osii asupra echilibrului static (v.fig.1-1).

Echilibrul static al construcției suspendate a acestui boghiu, fiind descris de o ecuație matricială (v.rel.1.1), aceasta permite evidențierea matricii rigidității statice a suspensiei (v.rel.1.4), a matricii vectorului de poziție al construcției suspendate (v.rel.1.5), ale cărui elemente sînt coordonatele echilibrului static, și matricea încărcării statice a suspensiei (v.rel.1.6).

Din matricea rigidității statice a suspensiei, care este pozitiv definită, a rezultat o relație care definește rigiditatea statică a suspensiei, raportată la planul vertical, central, longitudinal, x_b o f_b , al boghiului, plan care conține și axa căii ferate (v.rel.1.8).

Prin soluționarea ecuației echilibrului static al construcției suspendate (v.rel.1.1), au rezultat coordonatele echilibrului static (v.rel.1.10 și rel.1.11).

Pentru a studia influența parametrilor constructivi ai acestui tip de boghiu asupra coordonatelor echilibrului static ale construcției suspendate, s-a considerat că centrul de inerție al construcției suspendate ocupă o poziție arbitrară, definită în intervalul $x_b \in (0; l_{12})$.

Din analiza relației (1.10), care definește săgeata centrului de inerție al construcției suspendate a boghiului, rezultă că aceasta are o variație parabolică în raport cu variabila independentă (parametrul constructiv) x_b .

Dacă centrul de inerție al construcției suspendate a boghiului $x_b = x_b'$ (v.rel.1.12), atunci săgeata statică are o valoare minimă (v.rel.1.13 și fig.1-2).

Din relația (1.11), care definește unghiul de înclinare al construcției suspendate a boghiului, se observă că acesta are o variație liniară (v.fig.1-2) și se anulează pentru $x_b = x_b'$ (v.

rel. 1.12).

Odată stabilite relațiile de calcul ale componentelor vectorului de poziție al construcției suspendate a boghiului, s-au determinat relațiile pentru calculul caracteristicilor statice ale suspensiei, raportate la planul $x_b \circ f_b$ (v.rel.1.16 și rel. 1.20).

Pentru $x_b = x'_b$, ambele rigidități au valori extreme (v.rel.1.17, rel.1.21 și fig.1-3).

Sarcinile suspendate pe osii, ținând seama de cele prezentate anterior, se exprimă cu relațiile (1.24), care, pentru $x_b = x'_b$, se exprimă în forma (1.25).

Pe figura 1-4 este arătată variația sarcinilor suspendate pe osii, în funcție de poziția centrului de inerție al construcției suspendate.

În cazul unui boghiu cu trei osii și suspensie independentă (v.fig.1-5), echilibrul static al construcției suspendate este descris de ecuația matricială (1.27), din care rezultă, pentru coordonatele echilibrului static, relațiile (1.30) și (1.31).

Pentru $x_b = x'_b$ (v.rel.1.32), săgeata centrului de inerție are o valoare minimă (v.rel.1.33), iar unghiul de înclinare al construcției suspendate devine zero.

Pe figura 1-6a sînt reprezentate grafic coordonatele echilibrului static ale construcției suspendate.

Din matricea rigidității statice a suspensiei, care este pozitiv definită, a rezultat rigiditatea statică a suspensiei, raportată la planul $x_b \circ f_b$ (v.rel.1.29).

La acest tip de boghiu, caracteristicile statice ale suspensiei (v.rel.1.36 și rel.1.40) sînt reprezentate grafic pe figura 1-6b. Pentru $x_b = x'_b$ (v.rel.1.32), aceste caracteristici au valori extreme (v.rel.1.37 și rel.1.41).

Sarcinile suspendate pe osii, ținând seama de coordonatele echilibrului static ale construcției suspendate a boghiului, se exprimă cu relațiile (1.45).

Pe figura 1-7 sînt reprezentate grafic variațiile sarcinilor suspendate pe osii, pentru $x_b \in (0, l_{13})$. Dacă este satisfăcută condiția $x_b = x'_b$, sarcinile suspendate pe osii se exprimă cu relațiile (1.46).

Interdependența sarcinilor suspendate pe osii, în cazul cînd poziția centrului de inerție al construcției suspendate a boghiului este definită de relația (1.32), se poate verifica cu

ajutorul unui determinant funcțional, care, pentru boghiul cu trei osii, se scrie în forma (1.48).

Pe baza celor două modele mecanice (de calcul), concepute pentru cele două tipuri de boghiuri cu suspensia independentă, și a notațiilor introduse în studiile efectuate, se observă că relațiile deduse pentru boghiul cu trei osii generalizează pe cele stabilite în cazul boghiului pe două osii.

Acest lucru a permis stabilirea unor relații generale de calcul, care pot fi utilizate la studiul influenței parametrilor constructivi asupra echilibrului static, la orice boghiu sau locomotivă diesel cu formula osiilor o-n-o și cu suspensia independentă (v.par.1.1.3).

În cadrul acestui paragraf s-a mai stabilit o relație între cele două caracteristici statice ale suspensiei (v.rel. 1.68), care reprezintă o hiperbolă echilaterală. Aceasta înseamnă că modificarea, într-un sens sau altul, a uneia din cele două rigidități, se face pe seama celeilalte, care se modifică în sens invers.

Relația (1.68), scrisă în forma (1.71), stabilește o legătură între pulsațiile naturale ale masei construcției suspendate, parametrii constructivi ai boghiului și rigiditatea statică a suspensiei.

Tot în cadrul paragrafului 1.1.3 s-au stabilit condițiile necesare și suficiente pentru ca sarcinile suspendate pe osiile acestor tipuri de boghiuri să fie egale între ele (v.rel. 1.78).

Cu relațiile de calcul stabilite pentru cele două tipuri de boghiuri cu suspensia independentă se poate prevedea modul de oscilare al masei construcției suspendate.

Astfel, în paragraful 1.1.4, ca urmare a unei interpretări geometrice care se dă problemei echilibrului static a acestor boghiuri, considerând că masa construcției suspendate este concentrată în centrul de inerție, $x_b \neq x'_b$, rezultă că aceasta a ajuns în poziția echilibrului static, rotindu-se în jurul punctului O' (v.fig.1-8). Lungimea pendulului respectiv este definită de relația (1.82), care mai poate fi scrisă în forma (1.84). În acest caz, oscilațiile $z(t)$ și $\varphi(t)$ sînt cuplate (v.par.3.1.3 și par.3.1.4).

Dacă centrul de inerție al construcției suspendate este definit de relația $x_b = x'_b$, construcția suspendată ajunge în

poziția echilibrului static deplasându-se după o direcție paralelă cu axa $o\bar{p}$. În acest caz, oscilațiile $z(t)$ și $\varphi(t)$ sînt independente (v.par.3.1.3 și par.3.1.4).

În subcapitolul 1.2 s-a studiat problema echilibrului static a boghiurilor cu suspensia simplu conjugată (v.fig.1-10).

La început este analizată rigiditatea suspensiei unei osii montate (v.fig.1-11), evidențiindu-se variația acestei rigidități în funcție de raportul de transmitere al balansierului de la osie (v.rel.1.98 și fig.1-12). Tot pe figura 1-12 este reprezentată grafic și rigiditatea maximă a suspensiei care este definită de relația (1.101).

După ce s-a stabilit o relație pentru raportul de transmitere al balansierului longitudinal, situat între osia a doua și osia a treia (v.rel.1.107), s-au scris ecuațiile de echilibru ale forțelor care acționează asupra arcurilor conjugate prin balansierul longitudinal (v.fig.1-10 și rel.1.108).

Potrivit teoremei lui Rouché, din determinantul caracteristic al sistemului (v.rel.1.109) se determină poziția rezultantei forțelor care acționează asupra grupului de arcuri conjugate prin balansierul longitudinal (v.rel.1.110).

Din ecuațiile de echilibru (1.108), rezultă ecuația matricială (1.111), din care s-a determinat rigiditatea echivalentă a grupului de arcuri conjugate prin balansierul longitudinal (v.rel.1.114) sau, în funcție de raportul de transmitere al balansierului longitudinal, în forma (1.115).

Valoarea maximă a acestei rigidități este dată de relația (1.118).

Fiind determinată poziția rezultantei forțelor care acționează asupra grupului de arcuri conjugate prin balansierul longitudinal, în paragraful 1.2.6 s-a stabilit o relație de calcul pentru ampatamentul redus al boghiului (v.rel.1.122 și fig.1-13).

Cu relațiile stabilite în paragrafele 1.2.2...1.2.6 se poate realiza un model mecanic (de calcul) pentru acest tip de boghiu (v.fig.1-14).

Ca urmare, în paragraful 1.2.7 s-au stabilit relații de calcul pentru:

- coordonatele echilibrului static (v.rel.1.127 și rel.1.128);
- caracteristicile statice ale suspensiei (v.rel.1.131 și rel.1.133);

- sarcinile suspendate pe osii (v.rel.1.139...1.142).

Pe figura 1-15 este prezentată o metodă grafică pentru determinarea sarcinilor suspendate pe osii.

De remarcat este faptul că, dacă rigiditatea echivalentă a grupului de arcuri conjugate prin balansierul longitudinal are valoarea maximă (v.rel.1.117), atunci relațiile (1.129), (1.130) și (1.132) devin, respectiv, identice cu relațiile (1.32), (1.33) și (1.37), care au fost stabilite pentru boghiul cu trei osii și cu suspensia independentă, ceea ce atestă justetea calculului întocmit.

În subcapitolul 1.3 s-a studiat echilibrul static al boghiurilor cu suspensia complet conjugată.

În cazul boghiului cu două osii și cu suspensia complet conjugată (v.fig.1-16), pornind de la ecuația de echilibru a forțelor care acționează asupra balansierilor de la osii (v.rel.1.117, 1.143), s-a stabilit o relație de calcul pentru raportul de transmitere al tuturor balansierilor (v.rel.1.148).

Scriind ecuațiile de echilibru ale forțelor care acționează asupra suspensiei (v.rel.1.149) și discutând sistemul după teorema lui Rouché, din determinantul caracteristic (1.150) a rezultat poziția rezultantei forțelor care acționează asupra suspensiei (v.rel.1.151 și fig.1-17a).

Condiția de compatibilitate a sistemului (1.149) fiind satisfăcută, din ecuația matricială (1.152) a rezultat, după unele transformări elementare, rigiditatea statică a suspensiei, aferentă oscilațiilor de săltare, în forma (1.155).

În funcție de raportul de transmitere total al balansierilor (v.rel.1.151), s-au dedus, din ecuația de echilibru (1.151), relațiile de calcul pentru sarcinile suspendate pe osii (v.rel. 1.157 și fig.1-17b). Eliminând raportul de transmitere din relațiile (1.157), sarcinile suspendate pe osii se mai pot exprima în forma (1.160), care reprezintă reacțiunile unei grinzi simple pe două reazime, cu deschiderea l_{12} și încărcată cu o forță concentrată care este aplicată la distanța x_p , față de primul reazem.

Pe figura 1-18 sînt reprezentate grafic relațiile (1.160), de unde rezultă și modul de determinare al sarcinilor suspendate.

În paragraful 1.3.2 este prezentat un studiu teoretic privind analiza echilibrului static al unui boghiu cu trei osii și cu suspensia complet conjugată. Sînt tratate aceleași probleme

care au fost studiate în paragraful 1.3.1.

Intrucît relațiile stabilite, în cazul boghiului cu trei osii, conțin pe cele corespunzătoare boghiului cu două osii, a fost posibil ca în paragraful 1.3.3., să se stabilească o serie de relații generale de calcul, care se pot utiliza la analiza echilibrului static al oricărui tip de boghiu sau locomotivă care au formula osiilor $o-n-o$ ($n \geq 2$) și suspensia complet conjugată.

În capitolul al doilea s-a studiat problema echilibrului static al locomotivelor diesel cu boghiuri.

După ce în capitolul întâi a fost analizat echilibrul static al tuturor tipurilor de boghiuri utilizate la construcția de locomotive diesel, sub acțiunea greutății proprii a construcției suspendate, ideea principală care a fost pusă în acest capitol a fost aceea a stabilirii influenței construcției cutiei asupra echilibrului static a boghiului.

Considerînd, la început, o locomotivă diesel cu boghiuri pe două osii și suspensie simplă (v.fig.2-1), s-a pus problema stabilirii centrului de inerție al boghiului și a punctului (planului) de așezare al cutiei pe boghiu, în așa fel, încît coordonatele echilibrului static ale construcției suspendate a boghiului precum și caracteristicile statice ale suspensiei să aibă valori extreme și, în această situație, să se stabilească relații de calcul pentru sarcinile suspendate pe osii.

În felul acesta, pornind de la ecuația echilibrului static a boghiului (v.rel.2.1) s-au determinat coordonatele echilibrului static ale construcției suspendate a boghiului (v.rel.2.2 și rel.2.3).

Ținînd seama de relația (1.10), săgeata statică totală a suspensiei se poate exprima în forma (2.5).

Pentru ca această săgeată să aibă o valoare minimă este necesar ca, între poziția centrului de inerție al construcției suspendate a boghiului și poziția punctului (planului) de așezare al cutiei pe boghiuri, să existe relația (2.7).

Potrivit acestei condiții, săgeata statică a suspensiei se exprimă cu relația (2.10).

Unghiul de înclinare al construcției suspendate a boghiului, ținînd seama de efectul cutiei, se exprimă cu relația (2.12).

Pentru ca, în poziția echilibrului static, construcția suspendată a boghiului să ocupe poziția orizontală este necesar

ca punctul (planul) de așezare al cutiei pe boghiuri să fie definit de relația (2.14).

În paragraful 2.1.2 s-au stabilit relațiile de calcul pentru caracteristicile statice ale suspensiei. Dacă este satisfăcută relația (2.7), cele două rigidități statice ale suspensiei au valori extreme (v.rel.2.20 și rel.2.25).

Pentru sarcinile suspendate pe osii au fost stabilite relațiile (2.27) și (2.28).

Din relațiile stabilite în acest subcapitol se observă că, dacă se neglijează greutatea cutiei, se obțin relațiile stabilite în subcapitolul 1.1.

În subcapitolul 2.2, care se referă la echilibrul static al locomotivelor diesel cu boghiuri pe trei osii și suspensie simplă, au fost studiate aceleași probleme care au făcut obiectul subcapitolului precedent.

În cazul locomotivelor diesel cu boghiuri și suspensie dublă, pe lângă aspectele tratate în subcapitolele 2.1. și 2.2, mai este necesar să se studieze și echilibrul static al cutiei locomotivei. Acest lucru se realizează așa după cum s-a arătat în subcapitolul 1.1.

În subcapitolul 2.4, pornind de la ecuația echilibrului static (v.rel.2.56) care este scrisă pentru o locomotivă diesel cu două boghiuri cu $n \geq 2$ osii și cu $m \geq 1$ puncte (plane) de suspendare pe fiecare boghiu, s-au determinat, ținând seama de formulele stabilite în subcapitolele 2.1 și 2.2, o serie de relații generale de calcul, care pot fi utilizate la analiza echilibrului static al oricărui tip de vehicul de cale ferată, oricare ar fi gradul de complexitate al acestuia.

IV-1.3. Sinteza părții a doua.

În capitolul 3 se studiază configurația cinematică a masei construcției suspendate a unui boghiu pe trei osii cu suspensie independentă, ca urmare a unei excitații impuls unitar.

În acest capitol, singurul în care se tratează probleme de cinematică, în mod evident, nu se epuizează complet problema cinematicii maselor suspendate și nesuspendate ale locomotivelor diesel.

Acesta a fost introdus în scopul de a face o legătură cu rezultatele reliefate în subcapitolul 1.1 și de a prezenta o

metodă mai adecvată de calcul cinematic al maselor suspendate ale vehiculelor de cale ferată.

Ca urmare, s-a exprimat energia cinetică (v.rel.3.2), energia potențială (v.rel.3.5) și funcția disipativă (v.rel.3.7) în forme matriciale, cu care ocazie s-au pus în evidență matricea inerțială a sistemului oscilant (v.rel.3.4), matricea rigidității statice a suspensiei (v.rel.1.27), matricea amortizării (v.rel.3.8), matricea vectorului de poziție sau a coordonatelor echilibrului dinamic (v.rel.3.6) precum și matricea vectorului de excitație (v.rel.3.26).

Tinând seama de ecuațiile lui Lagrange, scrise în forma (3.1), a rezultat ecuația diferențială cu coeficienți matriciali a mișcării masei suspendate a boghiului în forma (3.27).

Pentru determinarea coordonatelor vectorului de poziție s-a ales o soluție de forma (3.28).

În felul acesta, a rezultat ecuația caracteristică cu coeficienți matriciali (3.36). Din aceasta s-a pus în evidență rigiditatea dinamică a suspensiei boghiului, din care, printr-o particularizare corespunzătoare, se poate obține rigiditatea statică a suspensiei.

După mai multe transformări elementare, diagonalizându-se matricea factorilor de amortizare și cea a pulsațiilor proprii, a rezultat ecuația caracteristică cu coeficienți matriciali (v.rel.3.56) a cărei soluție este de forma (3.59).

În final, a rezultat, pentru vectorul de poziție al echilibrului dinamic soluția (3.71).

S-au pus în evidență relațiile pentru coeficienții de repartiție ai amplitudinilor (v.rel.3.61), care se mai pot scrie în formele (3.62) sau (3.72). Tinând seama de relația (1.84), a rezultat relația (3.73) care, particularizată în mod corespunzător, conduce la relația (3.74), ceea ce atestă precizia studiului efectuat.

Un aspect deosebit de important, care este evidențiat în acest capitol, constă din analiza cuplajului elastic dintre oscilațiile $z(t)$ și $\varphi(t)$, definit de relația (3.53). A rezultat că, în cazul când centrul de inerție al construcției suspendate este definit de relația (1.56), cuplajul are valoarea zero, ceea ce înseamnă că cele două oscilații se produc independent (v.fig. 3-3). În toate celelalte cazuri, construcția suspendată a boghiului oscilează ca un punct fizic cu o legătură elastică dată de

suspensie (v.fig.3-4 și par.1.1.4).

În cazul locomotivelor diesel, destinate să circule cu viteze mari, solicitările dinamice produse de osiile montate sînt destul de însemnate, motiv pentru care se impune studiul interacțiunii dinamice dintre osia montată și calea ferată.

Astfel, în capitolul 4, pe baza modelului de calcul prezentat în figura 4-1, s-a scris ecuația diferențială a mișcării oscilatorii a masei osiei montate, ca urmare a excitațiilor cinemactice, determinate generate de calea de rulare (v.rel.4.4).

Pentru o evidențiere mai adecvată a interacțiunii dinamice dintre osia montată și calea ferată, s-a renunțat la metoda clasică de integrare a ecuației (4.4), folosindu-se metode de calcul operațional.

Aplicînd transformata Fourier celor două funcții (v.rel. 4.5), a rezultat funcția de transfer a mișcării (v.rel.4.6) care, în coordonate normate, se mai scrie în forma (4.12).

Pe figura 4-3 este reprezentat în planul complex, denumit și planul lui Nyquist, modulul funcției de transfer al mișcării osiei montate (v.rel.4.18). Acesta mai reprezintă și amplitudinea mișcării, în cazul cînd amplitudinea excitației este egală cu unitatea.

De pe figura 4-3 rezultă următoarele:

- dacă osia montată circulă cu viteze mici, atunci echilibrul dinamic al acesteia se apropie de cel static;
- dacă osia montată circulă cu viteza critică, care depinde de masa acesteia și de parametrii structurali ai căii (k_c și c_c), sau cu viteze situate în vecinătatea celei critice, în acest caz, amplitudinea mișcării are valori însemnate;
- dacă osia montată circulă cu viteze foarte mari, răspunsul mișcării masei osiei montate, ca urmare a excitațiilor cinemactice produse de calea ferată, sînt, practic, neînsemnate, datorită unei anumite stări inerțiale care caracterizează masa osiei montate la aceste viteze de circulație.

Din relația 4-26, care este reprezentată grafic pe figura 4-5, rezultă influența amortizării din suprastructura căii ferate, în funcție de pulsația normată a mișcării masei osiei montate. Tot pe această figură este prezentată variația pulsației normate a mișcării, în funcție de factorul normat al amortizării. Se observă că influența amortizării este mai evidentă în domeniul vitezei critice de circulație.

Dacă se cunoaște funcția de transfer a mișcării, atunci între aceasta și funcția de transfer a accelerației, se poate scrie o relație de forma (4.30). Rezultă, în felul acesta, modulul funcției de transfer al accelerației (v.rel.4.31).

Pe figura 4-6 este reprezentat grafic modulul funcției de transfer al accelerației, în funcție de pulsația normată, pentru diferite valori ale factorului normat de amortizare.

Între modulul funcției de transfer al accelerației și cel al forței dinamice de interacțiune dintre osia montată și calea ferată se poate scrie o relație de forma (4.36). Rezultă că forța dinamică de interacțiune crește cu creșterea masei osiei montate, a rigidității căii ferate și a pătratului vitezei de circulație.

Pentru stabilirea soluției mecanice a unei locomotive diesel, prin care să se evidențieze numărul maselor suspendate, al treptelor suspensiei precum și a raporturilor dintre acestea, în capitolul 5 s-a studiat calitatea de rulare a locomotivelor diesel cu suspensie simplă.

Pe baza modelului mecanic (de calcul) aferent acestor locomotive (v.fig.5-1) s-a scris ecuația diferențială a mișcării maselor construcției suspendate, ca urmare a excitațiilor cinematice generate de calea ferată (v.rel.5-4). După aplicarea transformatei Fourier, a rezultat funcția de transfer a mișcării masei construcției suspendate în forma (5.6) sau, în coordonate normate, în forma (5.7).

Această funcție de transfer, fiind identică cu cea a mișcării masei osiei montate (v.rel.4.12), rezultă că și concluziile respective sînt identice.

Pornind de la excitațiile cinematice produse de calea ferată, s-a determinat funcția de transfer a forței dinamice care se exercită asupra suspensiei (v.rel.5.15), aceasta fiind identică cu relația (4.36).

În cazul locomotivelor diesel este la fel de important să se cunoască și influența transmisiei asupra calității de rulare, la diferite regimuri de funcționare ale acestora.

Ca urmare a excitațiilor dinamice, periodice generate de motorul diesel și de transmisie, echilibrul dinamic al masei construcției suspendate a locomotivei este descris de ecuația diferențială (5.19).

Aplicînd transformata Laplace acestei ecuații, a

rezultat funcția de transfer a mișcării masei construcției suspendate în formele (5.22); (5.24) sau, în coordonate normate, în forma (5.29) care este reprezentată grafic pe figura 5-2.

Cunoscând modulul funcției de transfer al accelerației (v.rel.5.35), iar cu acesta din urmă s-a calculat modulul funcției de transfer al forței dinamice exercitată asupra suspensiei (v. rel.5.37).

O problemă deosebit de importantă mai este și aceea a stabilirii influenței amortizării din suspensie asupra calității de rulare.

În felul acesta, alegând o excitație dinamică de forma (5.39), a rezultat, pentru rigiditatea dinamică a suspensiei, relația (5.43), care se mai poate scrie în forma (5.46).

Ținând seama de relațiile (5.49) și (5.50), a rezultat, prin eliminarea pulsației normate, relația (5.51). Considerând factorul normat de amortizare ca un parametru variabil, pe figura 5-3 este reprezentată grafic rigiditatea dinamică a suspensiei.

Din familia de parabole de pe figura 5-3 rezultă următoarele:

- în cazul locomotivelor diesel, destinate să circule cu viteze mici, influența amortizării asupra funcției de transfer a mișcării masei construcției suspendate este neînsemnată;

- dacă viteza de circulație tinde către zero, rigiditatea dinamică a suspensiei tinde către cea statică;

- în cazul locomotivelor diesel de mare viteză, amortizarea are un rol însemnat, deoarece vectorul rigidității dinamice se modifică considerabil în funcție de factorul normat de amortizare.

După ce au fost precizate anumite idei referitoare la aprecierea calității de rulare a locomotivelor diesel cu suspensie simplă, în capitolul 6 s-a studiat răspunsul sinusoidal la viteză a locomotivelor diesel cu suspensie dublă.

Astfel, în subcapitolul 6.1, după ce s-a stabilit modelul de calcul al acestor locomotive diesel (v.fig.6-1), s-au scris în forme matriciale, pentru cazul excitațiilor cinematice generate de calea ferată, relațiile corespunzătoare energiei cinetice dezvoltată de masele construcției suspendate ale locomotivei (v.rel. 6.1), energiei potențiale înmagazinată în arcurile celor două trepte ale suspensiei (v.rel.6.4), funcției disipative (v.rel. 6.7) precum și a forțelor perturbatoare generată de defectele

geometrice de nivelment longitudinal ale căii ferate (v.rel.6.9).

Din aceste relații au rezultat: matricea inercială a locomotivei (v.rel.6.3), matricea rigidității statice a suspensiei (v.rel.6.6), matricea amortizării (v.rel.6.8) precum și vectorul de poziție al maselor construcției suspendate sau coordonatele echilibrului dinamic (v.rel.6.5).

Cu relațiile de mai sus s-a obținut, în formă matricială, ecuația echilibrului dinamic a maselor construcției suspendate a locomotivei (v.rel.6.10).

Pentru a evidenția influența repartiției maselor suspendate și a rigidității suspensiei în cele două trepte, s-a considerat că mișcarea maselor suspendate este nedisipativă.

În felul acesta, după aplicarea transformatei Fourier a rezultat ecuația algebrică matricială (6.13), în care s-a pus în evidență matricea rigidității dinamice (v.rel.6.14), matricea transformatelor Fourier a componentelor vectorului de poziție (v.rel.6.16) și matricea transformatelor Fourier a componentelor vectorului de intrare (v.rel.6.17).

Prin inversarea matricii rigidității dinamice a suspensiei a rezultat rigiditatea dinamică a unei locomotive diesel cu suspensie dublă (v.rel.6.20).

Particularizînd această relație a rezultat rigiditatea statică a suspensiei în forma (6.22).

Din ecuația matricială (6.23) s-au obținut funcțiile de transfer ale mișcărilor maselor suspendate ale locomotivei (v. rel.6.26 și rel.6.27).

În vederea unei analize mai aprofundate a influenței parametrilor constructivi ai locomotivelor diesel cu suspensie dublă asupra calității de rulare, s-au introdus parametrii constructivi adimensionali, p și s , precum și pulsațiile normate v_1 (v.rel.6.28, rel.6.29 și rel.6.31).

În felul acesta, s-au obținut, pentru modulele celor două funcții de transfer ale mișcărilor maselor suspendate ale locomotivei, relația (6.30), care este reprezentată grafic pe figura 6-3, și relația (6.34), care este reprezentată grafic pe figura 6-4.

Particularizînd, prin trecere la limită, cele două formule s-au obținut relații care au fost stabilite în capitolul 5 sau altele care sînt cunoscute în literatura tehnică generală sau de specialitate.

Deosebit de important este rezultatul obținut prin relația (6.37), deoarece, în cazul când rigiditatea suspensiei primare se micșorează, calea ferată influențează tot mai puțin mișcarea construcției suspendate a locomotivei.

Intre modulele funcțiilor de transfer ale mișcărilor maselor construcției suspendate ale locomotivei și cele ale accelerațiilor acestora au fost scrise relațiile (6.38) și (6.39).

Pe figurile 6-5 și 6-6 sînt reprezentate grafic modulele funcțiilor de transfer ale accelerațiilor maselor construcției suspendate ale locomotivei, definite de relațiile (6.40) și (6.41).

S-au stabilit, de asemenea, funcțiile de transfer ale forțelor dinamice exercitate asupra celor două trepte ale suspensiei (v.rel.6.42 și rel.6.43), modulele corespunzătoare fiind definite de relațiile (6.44) și (6.45).

În subcapitolul 6.3, considerînd excitațiile dinamice generate de motorul diesel și de transmisie, s-au stabilit relații pentru funcțiile de transfer corespunzătoare.

Considerînd relațiile funcțiilor de transfer, în cazul celor două moduri de excitare, s-au putut scrie relații de legătură între acestea (v.rel.6.58 și rel.6.59).

O altă problemă deosebit de importantă pentru locomotivele diesel de mare viteză, este aceea a confortului pe care acestea îl pot oferi personalului de deservire.

Ținînd seama de relațiile cunoscute în literatura de specialitate acestea au fost transformate pe baza relațiilor stabilite în capitolele 5 și 6 (v.rel.6.60 și rel.6.63).

IV-1.4. Sinteza părții a treia.

Partea a treia a lucrării cuprinde patru capitole.

În capitolul 7 sînt prezentate cîteva modele experimentale, realizate în cadrul laboratorului de material rulant, precum și rezultatele experimentale obținute.

Astfel, în subcapitolul 7.1 este prezentat un model mecanic privind modelarea echilibrului static al unui boghină (vehicul) pe două osii cu suspensie independentă (v.fig.7-1).

Modelul a fost conceput în scopul de a verifica rezultatele teoretice stabilite în paragraful 1.1.1.

După ce sînt prezentate bazele teoretice ale modelării și un calcul statistic pentru aprecierea preciziei măsurătorilor, în tabela 7-1 sînt prezentate rezultatele obținute.

Dacă se compară diagrama de pe figura 7-2, unde sînt reprezentate coordonatele echilibrului static ale construcției suspendate, cu rezultatele analitice reprezentate pe figura 1-2, precum și diagrama de pe figura 7-3, cu rezultatele de pe figura 1-4, se observă că modelarea respectivă precum și rezultatele obținute atestă întrutotul studiul teoretic realizat.

În paragraful 7.2 este prezentat un model mecanic experimental privind studiul calității de rulare a locomotivei diesel-electrică O60 DA, prin înlocuirea amortizorului coulombian importat, cu un amortizor de același tip, confecționat din mase plastice indigene.

Modelul mecanic, care reprezintă un punct de suspendare independent din suspensia primară a locomotivei O60 DA, este prezentat pe figura 7-4.

După ce s-au stabilit bazele teoretice ale modelării, în paragraful 7.2.2 sînt prezentate oscilogrammele $z(t)$ ale masei construcției suspendate, înregistrate cu un aparat Geiger (v.fig. 7-6).

Prin prelucrarea rezultatelor s-au evidențiat, pentru cele două tipuri de amortizoare, următoarele:

- numărul de semioscilații, după care se disipează energia mecanică a modelului (v.tab.7-2), de unde rezultă, pentru cele două tipuri de amortizoare, raportul $n_1/n_2 = (4/5...1/2)$;

- durata oscilațiilor (v.tab.7-3), din care rezultă o reducere relativă a timpului de amortizare (v.rel.7.29, tab.7-4 și fig.7-7), în funcție de amplitudinea inițială, de aproximativ (10,6...12,6)%.

Pe baza rezultatelor obținute, M.M.M.R.Craiova a introdus în tehnologia de reparație a locomotivelor diesel O60 DA un lot de 48 de discuri de fricțiune, confecționate din mase plastice indigene, cu care s-a echipat locomotiva diesel-electrică O60 DA-117.

În stadiul actual, folosirea mașinilor electronice de calcul, în cercetarea științifică și în proiectare, depășește cu mult limitele unui simplu calcul numeric. Schemele electronice, pe care se studiază astăzi comportarea sistemelor fizice reale,

reprezintă importante mijloace de analiză a legăturilor care se stabilesc între fondul matematic și esența fizică a diferitelor procese analizate.

Astfel, în capitolul 8 se prezintă studiul pe un model electronic al echilibrului dinamic al locomotivei diesel LDI.

Pe baza modelului de calcul prezentat pe figura 8-1, se stabilesc ecuațiile care descriu mișcarea masei construcției suspendate a locomotivei în planul xoz (v.rel.8.1 și rel.8.2) și soluțiile (8.12) și (8.13).

Din relațiile (8.1) și (8.2), pe baza factorilor de scară introduși, au rezultat ecuațiile de mașină în forma (8.21) și (8.22), care au stat la baza întocmirii modelului analogic al locomotivei considerate (v.fig.8-2).

Pe figurile 8-3a și 8-3b sînt prezentate oscilogrammele înregistrate pentru cele două moduri de oscilare ale masei construcției suspendate.

Din prelucrarea oscilogramelor obținute s-au determinat, pe cale analitică, accelerațiile și forțele de inerție ale unor puncte caracteristice situate pe axa longitudinală a locomotivei (v.rel.8.31, rel.8.32, tab.8-1 și fig.8-5).

A rezultat că forțele dinamice, care solicită osiile, reprezintă aproximativ 13.20 % din încărcarea statică a osiei, iar valoarea accelerației maxime, corespunzătoare postului de comandă, este 0,069 g.

În cazul locomotivelor diesel cu suspensie dublă, destinate să circule cu viteze mari, se impune un studiu mai amănunțit al influenței parametrilor constructivi asupra calității de mulare.

Astfel, în capitolul 9, folosind calculatorul electronic cifric, este prezentată o analiză a funcțiilor de transfer $S_{1c}(v_1)$ și $S_{2c}(v_2)$ stabilite în capitolul 6.

Calculul modulelor acestor funcții de transfer s-a efectuat cu ajutorul calculatorului KRIS-50, iar programul de calcul, în limbaj FORTRAN, a fost întocmit conform schemelor logice din figura 9-1 și figura 9-2.

Pe figurile 9-3a...9-3c sînt reprezentate grafic modulele funcțiilor de transfer ale mișcărilor maselor construcției suspendate a boghiurilor iar pe figurile 9-4a...9-4c sînt reprezentate modulele funcțiilor de transfer ale mișcării masei cutiei, în

funcție de pulsațiile normate v_1 , pentru diferite valori ale parametrilor constructivi adimensionali p și s .

Din analiza funcțiilor de transfer ale mișcării masei construcției suspendate a boghiului au rezultat următoarele concluzii:

- în cazul în care raportul v_1 al maselor suspendate ale locomotivei rămâne constant ($p = \text{const.}$), pulsațiile normate critice (deci și vitezele corespunzătoare) cresc cu creșterea parametrului s ($s = \text{var.}$);
- dacă nu se modifică suspensia locomotivei ($s = \text{const.}$), prin mărirea parametrului p ($p = \text{var.}$), pulsațiile normate critice scad;
- pentru $v_1 > 1,0$, influența parametrului p este neglijabilă.

Analizând variația modulelor funcției de transfer a mișcării masei cutiei, rezultă următoarele concluzii:

- dacă raportul maselor suspendate ale locomotivei rămâne neschimbat ($p = \text{const.}$), valorile pulsațiilor normate critice scad cu creșterea parametrului s ($s = \text{var.}$);
- când nu se modifică suspensia locomotivei, ($s = \text{const.}$), valorile pulsațiilor normate critice cresc cu creșterea parametrului p ($p = \text{var.}$);
- în intervalul $v_2 \in [0; 1,5)$ influența parametrului p este neglijabilă.

În subcapitolul 9.2 este studiată calitatea de rulare a locomotivelor O60 DA și O40 DMC cu ajutorul calculatorului electronic cifric.

În tabelele 9-4...9-7 sînt prezentate cîteva valori ale modulelor funcțiilor de transfer ale mișcărilor maselor suspendate ale celor două locomotive.

Tot în aceste tabele sînt cuprinse și modulele funcțiilor de transfer ale accelerațiilor și ale forțelor dinamice exercitate asupra suspensiei, calculate cu relațiile (6.40) și (6.41), respectiv, (6.44) și (6.45).

Cu valorile din aceste tabele s-au construit diagramele de pe figurile 9-5...9-8.

În tabela 9-8 sînt prezentate pulsațiile normate critice, pulsațiile proprii și pulsațiile critice ale celor două locomotive.

Pe figura 9-9 sînt reprezentate grafic variațiile

vitezelor critice, în funcție de lungimea de undă a defectelor sistematice.

Din această figură se observă că vitezele critice ale boghiurilor fiind foarte mari nu pot prejudicia calitatea de rulare a acestor locomotive. În timp ce vitezele critice, determinate de cutie, se află în domeniul vitezelor curent de circulație.

Fiind determinate valorile modulelor celor trei funcții de transfer, s-au calculat modulele amplitudinilor mișcărilor maselor construcțiilor suspendate (v.rel.9.14, tab.9-10 și tab.9-11), modulele accelerațiilor maselor construcției suspendate (v.rel. 9.15 și tab.9-12...9-15), precum și cele ale forțelor dinamice exercitate asupra suspensiei (v.rel.9.16 și tab.9-16...9-19).

În cazul locomotivelor diesel, care sînt destinate să circule cu viteze mari, aprecierea influenței parametrilor constructivi și funcționali asupra calității de rulare se realizează mai concludent prin experimentarea acestora pe calea ferată, deoarece vehiculul și calea reprezintă două elemente ale unui sistem mecanic unitar, care se interacționează reciproc.

Ca urmare, în capitolul 10 sînt prezentate rezultatele experimentale obținute cu cîteva locomotive diesel-electrice O60 DA și diesel-hidraulice O40 DNC încercate, în cadrul unor contracte de colaborare, pe diferite secții de remorcare.

Prima serie de încercări a fost efectuată în colaborare cu Institutul de studii și cercetări transporturi (I.S.C.T.).

În tabelele 10-1...10-3 sînt prezentate rezultatele încercărilor a două locomotive diesel-hidraulice și una diesel-electrică care au fost încercate pe trasee diferite.

Rezultatele, obținute prin prelucrarea statistică a datelor primare, sînt reprezentate grafic pe figurile 10-2...10-4 cu linii întrerupte.

Intrucît valorile obținute sînt destul de dispersate, pe figurile respective sînt reprezentate și domeniile de variație ale acestor accelerații medii.

A doua serie de încercări a fost realizată în cadrul unor contracte de colaborare încheiate cu Ministerul Transporturilor și Telecomunicațiilor, care au avut ca teme studiul zgomotului și al oscilațiilor ale vagoanelor și locomotivelor moderne construite la noi în țară.

Din încercările care s-au efectuat în anul 1973, în

afară de unele aspecte legate de nivelul zgomotului la aceste vehicule, s-a evidențiat influența motorului diesel și a transmisiei locomotivelor diesel asupra calității de rulare.

Rezultatele obținute, în acest sens, sînt prezentate în tabela 10-4.

Dacă se compară rezultatele din această tabelă cu cele din tabelele 9-12...9-15 se observă că accelerațiile construcției suspendate sînt sensibil influențate de excitațiile dinamice generate de motorul diesel și transmisiile respective.

În subcapitolul 10-4 se face o analiză comparativă a rezultatelor obținute prin calcul și experimental și se subliniază posibilitățile de mărire a vitezelor la locomotivele diesel studiate.

IV-2. CONTRIBUȚII PERSONALE

Cel mai important și mai vast domeniu de cercetare, în materie de vehicule terestre de transport, îl constituie acela al materialului rulant de cale ferată, deoarece, la aceste vehicule, atât de numeroase și de variate, intervin în proiectare, construcție, exploatare, întreținere și reparație, cunoștințe din cele mai nebănuite ramuri ale științei.

Prin prezenta lucrare se continuă tradiția de cercetare din cadrul catedrei de material rulant, care corespunde unei necesități majore de a pune la îndemâna producției rezultatele cercetărilor aplicative și fundamentale.

Acest lucru a condus la necesitatea unei examinări cât mai aprofundate a tuturor problemelor abordate în lucrare, pentru evidențierea diferitelor aspecte tehnice cu implicații economice. Din acest motiv, consider că lucrarea corespunde, pe deplin, necesităților de ordin practic.

În forma în care este realizată, lucrarea conține o serie de rezultate proprii pe care le-am obținut ca urmare a unor investigații făcute în domeniul dinamicii vehiculelor de cale ferată, într-o perioadă de aproximativ 15 ani. Unele din aceste rezultate au fost publicate în țară și străinătate, altele apar pentru prima dată în această lucrare.

Din analiza conținutului acestei lucrări pot fi evidențiate următoarele contribuții personale și aspecte pozitive:

1). - Studiul teoretic, prezentat în primele două părți ale lucrării, este ordonat, în general, după criteriul complexității constructive a boghiurilor și locomotivelor diesel.

2). - Folosirea calculului matricial în cele două părți teoretice ale lucrării a permis evidențierea, în forme matriciale, a influenței parametrilor constructivi ai boghiurilor și locomotivelor diesel asupra echilibrului static și dinamic. În acest sens, consider deosebit de valoroase contribuțiile aduse privind definierea matricilor rigidităților statice și dinamice ale suspensiei, a matricilor inerțiale ale construcției suspendate a boghiurilor și locomotivelor diesel, a matricilor factorilor de amortizare, precum și a influențelor acestora asupra coordonatelor echilibrului static sau dinamic.

3). - Modul în care au fost concepute diferitele modele mecanice (de calcul), precum și felul în care au fost alese diferitele notații, în deosebi în prima parte a lucrării, au permis stabilirea unor relații generale de calcul care imprimă lucrării un pronunțat caracter livresc.

4). - Folosirea calculului operațional în partea a doua a lucrării a condus la evidențierea diferitelor funcții de transfer, relații deosebit de eficiente în analiza calității de rulare a vehiculelor de cale ferată.

5). - Exprimarea acestor funcții de transfer prin parametri constructivi adimensionali precum și folosirea coordonatelor normate adimensionale, crează posibilitatea folosirii relațiilor stabilite la studiul calității de rulare a oricăror vehicule de cale ferată cu structuri mecanice similare.

6). - Consider că relațiile de calcul stabilite în primul rând dau părți ale lucrării, unele din acestea fiind verificate experimental în partea a treia, deși nu epuizează complet tematica abordată, reprezintă, totuși, o însemnată contribuție personală, răspunzând, în felul acesta, unei imperioase necesități de material bibliografic românesc.

7). - Rezultatele experiențelor obținute prin încercări pe modele mecanice și analogice sau pe calea ferată, a unor boghiuri sau locomotive diesel, precum și exemplele de calcul introduse în partea a treia a lucrării, atestă veridicitatea relațiilor de calcul stabilite în primele două părți ale lucrării.

8). - Potrivit cerințelor majore, specifice acestui domeniu, lucrarea reflectă în totală complexitatea lor, principalele aspecte care constituie, astăzi, obiectul dinamicii vehiculelor de cale ferată, în cazul circulației cu viteze mari.

9). - Lucrarea, în forma în care este realizată, ține seama de progresele realizate în industria constructoare de locomotive diesel din țară și străinătate. Din acest motiv, avându-se în vedere colaborările cu producția, privind valorificarea rezultatelor obținute, consider că reprezintă un îndreptar util, pus la îndemâna specialiștilor din producție.

10). - Prin conținutul ei și, în deosebi, prin metodele moderne de investigare teoretică și experimentală, lucrarea marchează un încercut sfârșit promițător în domeniul pe care îl

investighează.

11). - Pozitiv poate fi considerat și faptul că terminologia introdusă în lucru, în bună parte originală, sugerează destul de concludent ideile tratate și aduce, prin aceasta, un amendament destul de util la literatura de specialitate.

12). - Desigur că, și până în prezent, au mai fost tratate astfel de probleme, însă rezolvările acestora au caracteristică particulară, care se referă la anumite soluții constructive, din care nu rezultă, însă, care este aspectul problemei, dincolo de soluția studiată. Din acest motiv s-a simțit nevoia unei îmbinări cât mai armonioase între metodele matematicii moderne, pe deoparte, și motivarea tehnică, inginerescă, pe de altă parte.

I N C H E I E R E

În ultimele decenii, producția de locomotive diesel din țara noastră a luat o amplă dezvoltare, atât pentru acoperirea nevoilor de transport din cadrul economiei noastre naționale, cât și pentru export.

Pentru toate serviciile pe calea ferată, se fabrică astăzi, la noi în țară, o gamă foarte variată de locomotive diesel cu caracteristici tehnice și economice din ce în ce mai superioare.

Această amplă dezvoltare și diversificare a producției de locomotive diesel, din țara noastră, a condus la adâncirea specializării întreprinderilor de profil.

Ca urmare a acestei situații se conturează, tot mai mult, necesitatea unei cercetări, cât mai temeinice, a acestor vehicule de cale ferată.

Din acest motiv, activitatea de cercetare științifică din acest domeniu se orientează, tot mai evident, atât spre cercetarea teoretică - folosind metode moderne de investigare matematică, cât și spre cercetarea experimentală - în condiții reale de exploatare sau cu ajutorul modelelor mecanice și al mașinilor electronice de calcul, a caracteristicilor energetice, constructive și funcționale ale tuturor vehiculelor de cale ferată.

Axată, în principal, pe indicațiile de partid și de stat, de a orienta potențialul științific și tehnic spre rezolvarea problemelor legate nemijlocit de necesitățile producției, tema prezentei lucrări de doctorat se înscrie pe aceeași linie ascendentă a afirmării și consolidării școlii de cercetare științifică, din cadrul catedrei de material rulant, recunoscută și apreciată unanim, ca urmare a rezultatelor științifice, deosebit de valoroase, obținute în decursul mai multor decenii.

Direcțiile de cercetare, conturate cu mulți ani în urmă în cadrul catedrei, care au constituit criteriul esențial la alegerea acestei teme de doctorat, asigură dezvoltarea în perspectivă a activității de cercetare științifică, permite introducerea, în planurile anuale de cercetare, a unor probleme majore și, prin aceasta, contribuie, într-o măsură tot mai mare, la soluționarea sarcinilor construirii socialismului în țara noastră, la sporirea continuă a avuției naționale.

În încheiere, îmi exprim prețuirea cordială și recunoș-

tința mea față de tov.prof.emerit ing.IOAN ZAGANESCU, care, cu un spirit generos și cu o inestimabilă competență, m-a ajutat foarte mult la realizarea acestei lucrări, atât prin cursul domniei sale „Locomotive și automotoare cu motoare termice” [112], cât și prin numeroasele idei sugerate, deosebit de utile, care au constituit un veritabil îndreptar de lucru.

Doresc, de asemenea, să aduc sincerele mele mulțumiri pentru eforturile depuse de un număr mare de specialiști, din învățământ și din producție, care au citit, cu deosebită atenție, diferitele versiuni ale manuscrisului. Datorită comentariilor și criticilor principiale, care au fost aduse, lucrarea a fost îmbunătățită ca formă și conținut.

În încheiere, mai aduc mulțumirile mele tuturor aceluia care au înlesnit activitatea mea de cercetare aplicativă, fie în cadrul institutului nostru, fie în cadrul altor institute de învățământ superior sau de cercetare, fie pe rețeaua căilor ferate române.

B I B L I O G R A F I E

1. Angot A. - Elemente de matematici pentru inginerii din electrotehnică și din telecomunicații. Editura tehnică, București - 1965.
2. Baboe N. - Funcții complexe. Editura Didactică și Pedagogică, București - 1969.
3. Batchelov G.H. - Some aspects of the theory and of damping. Railway Gaz. Nr.21 - 1961.
4. Batchelov G.H. - Determination of vehicle riding properties. Railway Gaz. Nr.9 - 1963.
5. Bellman R. - Introducere în analiza matricială. Editura Tehnică, București - 1969.
6. Bellman R. - Programare dinamică aplicată. Editura Tehnică, București - 1967.
7. Boiangiu D. - Instrumente, dispozitive și mașini matematice. Editura Tehnică, București - 1963.
8. Botham M. - Practical aspects of primary suspension design. • J. Instr. Locomot. Engers Nr.5 - 1967.
9. Brombert E. ș.a. - Vzaimodestvie puti i podvijnogo sostava. Gosudarstvennoe Transportnoe Jeleznodorojnoe Izd., Moskva - 1956.
10. Bulgakov V.B. - Colebania. Izd. Tehnico Teoreticescoi Literaturi, Moskva - 1954.
11. Burdick E. - The Riding Comfort of Railroad Passenger Cars. Mechanical Engineering, USA Nr.4 - 1958.
12. Burtan T. ș.a. - Suprastructura căii ferate. Centrul de documentare și publicații tehnice. M.T.Tc. - 1965.
13. Călin S. - Automatizări electronice. Editura Didactică și Pedagogică, București - 1973.
14. Cerchez M. - Aplicații ale matematicii în practică. Editura Didactică și Pedagogică, București - 1970.

INSTRUMENTE

15. Chartét M. - La suspension verticale des véhicules ferroviaires. Rev.Gén. des Chemins de Fer Nr.11 - 1952.
16. Cox E.S. - Some problems in vehicles riding. J. Instn. Locomot. Engrs. Nr.5 - 1962.
17. Crişan I. - Cercetarea în întâmpinarea producţiei. Bul. CNCS, Anul III. Nr.2-3 - 1971.
18. Csanadi Gy. - A nemzetközi közlekedés - politika elméleti és gyakorlati problémái. Közlekedési Közlöny, Nr.28 - 1970.
19. Deutler H. - Dauerversuche an warmgeformten zylindrischen Schraubendruckfedern mit Kreisquerschnitt. Glasers Ann. Nr.3 - 1965.
20. Dimentberg M. - Colebania maşin. Izd. Maşinostroenie, Moskva - 1964.
21. Drăghici I. ş.a. - Suspensii şi amortizoare. Editura Tehnică, Bucureşti - 1970.
22. Evensen D.A. ş.a. - Quelques problèmes relatifs aux actions réciproques qui se développent entre rail et roue lors des circulations à grande vitesse. Bull. mens. Assoc. internat.Congr.chemins fer Nr.9 - 1969.
23. Freibauer L. - Předpoklady dobrého chodu kolejových vozidel při zvýšených rychlostech. Zborník Vysoké školy Dopravné v Žiline - 1971.
24. Ganguli B.C. - Indian Railways march. ahead, Indian Railways, Nr.13 - 1970.
25. Geant M.M. ş.a. - La qualité de la voie ferrée. Revue Générale des Chemins de Fer - 1969.
26. Gille J.G. - Teoria şi calculul sistemelor de reglare automată. Editura Tehnică, Bucureşti - 1962.
27. Godfellow Th. Change - watchword with American Railroads. Indian Railways, Nr.13 - 1970.
28. Grewolls H. - Das Einmassensystem mit Feder und Dämpfer in Reibenschaltung. Wiss. Z. Hochsch. Verkehrsw. Nr.2-1971.
29. Grumăzescu M. - Combaterea zgomotului şi a vibraţiilor. Editura Tehnică, Bucureşti - 1964.

30. Hamburger L. ș.a. - Teoria vibrațiilor și aplicațiile ei în construcția mașinilor. Editura Tehnică, București - 1958.
31. Hanneforth W. - Bewegungsverhalten eines Brückenschinenfahrzeugs bei Einlauf in einen Gleisbogen. Deutsche Eisenbahntechnik Nr.12 - 1970.
32. Harris C.M. - Socuri și vibrații. Vol.II. Editura Tehnică, București - 1968.
33. Hay B. - The technology of high - speed ground transportation. Mod.Railroads - 1967.
34. Hejnal J. - Merici vuz CKD Praha. Technické Zprávy CKD Praha - 1970.
35. Isaev I.P. - Osnovi programirovaniea i rešenje zadaci tieagi i dinamiki electropodvijnogo sostava na electronnîh vfcisli-telinîh mașinah. Transjeldorizdat - 1962.
36. Ishizawa M. ș.a. - Description et rezultats du bogie equipant les automotrices de la ligne du Tokaido. Bull. Mens.Assoc.Internat. Nr.4 - 1968.
37. Khandelwal G.D. - Railways and passenger transportation. Indian Railways, Nr.13 - 1970.
38. Kilb E. - Achslast und Raddurchmesser unter dem Gesichtspunkt der Werkstoffbeanspruchung von Rad und Schienen. Wiss. Z. Hochschule Verkehrswesen Dresden Nr.1 - 1967.
39. Kilbratowski J. - Theoretische und experimentelle Untersuchung neuer Wagen bei der Polnischen Eisenbahn. Deutsche Eisenbahntechnik Nr.9 - 1961.
40. Koci L.F. - Experiments have determined the forces between the wheels and rail. Railway Locomot. and Cars. Nr.12 - 1971.
41. Koffman J.L. - Les qualités de roulement des vehicules a bogie. Bulletin de l'AIJCEP Nr.11 - 1960.
42. Koffman J.L. - Carriage and railcar bogies their design and development. Railway Gaz. Nr.16 - 1961.

43. Koffman J.L. - The case for friction damping in wagon suspensions. Mod.Railways Nr.268/- 1971.
44. Koffman J.L. - Improved riding of third - rail electric expresses on B.R. Railway Gaz. Nr.4 - 1965.
45. Koffman J.L. - A scientific way to assess passenger comfort. Mod. Railways Nr.241 - 1968.
46. Kniffler A. - Elektrische Triebfahrzeuge für den Schnellverkehr. Bundesbahn Nr.1-2 - 1963.
47. Kniffler A. - Zugförderung und Fahrzeugpark der DB für höhere Geschwindigkeiten. Eisenbahntechnik Rundschau Nr.12 - 1968.
48. Kniffler A. - Schienenverkehr der Zukunft als Ingenieuraufgabe von heute. Glasers Annalen, Nr.10 - 1970.
49. Kniffler A. - Schienenverkehr der Zukunft als Ingenieuraufgabe von morgen. Nahverkehrs - Praxis Nr.9 - 1970.
50. Krendell S. - Radom vibration, Vol.I. Massachusetts Institute of Tehnology, Cambridge, Massachutts.
51. Krettek O. - Verfahren zur Ermittlung der Wagenlaufgüte aus dem Frequenzgang des Fahrzeuges. Eisenbahntechnik Rdsch. Nr.4 - 1970.
52. Kudrečov N. - Issledovanie dinamiki neomressovnyh masul vagonov. Vîpusk 287 Izd.Transport - 1965.
53. Lazarian V.A. - Primenenie matematicheskikh masin nepremivnogo deistviea k reseniu zadaci dinamiki podvijnoho sostava jeleznyh dorog. Transjeldorizdat - 1962.
54. Lazarian V.A. - Dinamica vagonov. Izd.Transport - Moskva - 1964.
55. Lazarian V.A. - Voprosi dinamiki podvijnoho sostava i primenenie matematicheskikh masin. Izd.Transport, Moskva - 1967.
56. Lehann S. - Fahrdynamische Berechnungen mit dem elektronischen Analogrechner. Glasers Ann. Nr.2 - 1965.
57. Loach J.C. - A few permanent way matters of interest to rolling stock engineers. J.Instn.Locomot.Engrs. Nr.5 - 1965.

58. Lüdtke G. - Schnellefahrversuche mit 200 km/h bei der Deutschen Bundesbahn. Bull. Schweiz.elektrotechn. Vereins. Nr.5 - 1965.
59. Malhotra Y.D. - Progress throug electrification. Indian Railways Nr.13 - 1970.
60. Manzo M. - Ad oltre 200 km/h i nuovi rotabili progettati dalle F.S. Ingegneria ferrov. Nr.10 - 1964.
61. Mauzin A. - Principes nouveaux de liaison bogie - caisse. Rev. Gén. des Chemins de Fer. Nr.84 - 1965.
62. Mauzin A. - Etude de la suspension verticale d'un vehicul ferroviaire. Bul. d'A.I. du Congrès des Chemins de Fer. Juil - 1968.
63. Mauzin A. - Résultats obtenus avec un nouveau type de bogie étudié S.N.C.F. Rev.Gén.des Chemins de Fer Nr.1 - 1967.
64. Mc.Cracken ș.a. - Numerical analysis and FORTRAN programming. New York, John Whiley and Sons - 1964.
65. Medeli B.V. - Proiectivovanie mehanicescoi ceasti electro-podvijnogo sostava. Trenseldorizdat Moskva - 1963.
66. Medeli B.V. - Podvinoi sostav electriceskih jeleznih dorog. Izd.Transport, Moskva - 1965.
67. Medeli V.B. - Issledovanie raboti uzlov electropodvijnogo sostava. Vîpusk 135, Moskva - 1961.
68. Meznli R. - Analiz i obrabotka zapîsci kolebanii. Izd. Mașinostroenie, Moskva - 1972.
69. Miller T.C.B. - Towards higher speeds. J.Inst.Mech.Eng. Railway Div. Nr.6 - 1970.
70. Moisil C.G. - Fizică pentru ingineri. Vol.I. Editura Tehnică, București - 1967.
71. Murgulescu E. ș.a. - Geometrie analitică și diferențială. Editura Didactică și Pedagogică, București - 1965.
72. Nouvion F. - Le matériel ferroviaire destiné à grande vitesse. Chemin Fer Nr.4 - 1970.

73. Oppelt N. - Tehnica reglării automate. Editura Tehnică, București - 1965.
74. Offtering H. - D.B. prepares for the seventies. The Railway Gazette Nr.9 - 1970.
75. Poeată N. - Calculatoarele automate și programare. Editura Didactică și Pedagogică, București - 1967.
76. Polvara A. - Velocità nuove su vecchi tracciti. Ingegneria ferrov. Nr.10 - 1968.
77. Ponovko X.G. - Vvedenie v teoriu mehaniceskikh kolebanii. Izd.Nauka, Moskva - 1971.
78. Robert J. - Amelioration des qualités de roulement des voitures à incorporer dans les trains à grande confort circulant à des vitesses élevées. Bogies modernes. Evolutions techniques possibles. Bull.Mens.Nr.3-1968.
79. Rocard Y. - La stabilité de route des locomotives. Hermann et.Co. Paris.
80. Roggeveen R.C. - Analog - computer simulations of end impact of railway cars. Paper.Amer. Soc.Mech.Engrs. Nr.3 - 1965.
81. Rozanov Iu.A. - Staționarniie sluciainiie procesi. Izd. Fizmatgiz.- 1963.
82. Rus L. - Vlastni a vynucene kmitáni lokomotivy-reseni na cislicovém pocítaci I.C.T. 1905: Technické Zprávy ČKD; Praha - 1970.
83. Silaș G. - Mecanica. Vibrații mecanice. Editura Didactică și Pedagogică, București - 1968.
84. Silaev A. - Spectralnaia teoria podressorivania transportnih mašin. Izd.Mašinostroenie, Moskva - 1972.
85. Sliticova P.A. - Locomotivi, vagoni i stroitelinoputevie mašini. Vypusk 160, Transfeldorizdat - 1960.
86. Soloviev M.K. - O vібorі panamokrov echipaja electivozova. Electrovazovstroenie. Tom.6, Novocercansk - 1965.
87. Sostarics G. - Vasúti alopismenotek, Tankönyvkiadó, Budapest - 1969.

88. Terrasse R. - La stabilité des trains à grande vitesse.
Rev.Gén.des Chemins de Fer Nr.3 - 1972.
89. Tessier M. ș.a. - Le programme de recherches techniques
sur les très grandes vitesses. Reg.Gén.des Chemins de
Fer Nr.1 - 1970.
90. Tessier M. - Les liaisons intervilles a très grande vitesse
sur infrastructures ferroviaires nouvelles et le projet
Paris - Lyon. Rev.Gen.des Chemins de Fer, Jan. 1970.
91. Timošenko S. - Ustoicivostî uprugnih sistem. Gostehizdet
- 1946.
92. Urmă Dem. - Arcuri pentru vehicule. Editura transporturilor
și telecomunicațiilor, București - 1961.
93. Ursu C. - Dinamica materielului rulant de cale ferată.
Multiplicat I.P.Timișoara - 1969.
94. Ursu C. ș.a. - Influența căii cu joante asupra calității de
rulare a unui vehicul cu suspensie dublă. Lucrările
sesiunii ISCT, București - 1969.
95. Ursu C. - Influența oscilațiilor proprii verticale ale loco-
motivelor diesel-hidraulice de tip LDH 125, LDH 70 și
LDH 35, construite se Uz.23 August București, asupra
calității de rulare. Lucrările sesiunii ISCT, Bucu-
rești - 1969.
96. Ursu C. ș.a. - Contribuție la studiul pe model a calității
de rulare a locomotivei LDI construcție Uz.23 August
București. Buletinul științific și tehnic al I.P.T.V.
Timișoara Tom.15 (29) - 1970.
97. Ursu C. ș.a. - Influența parametrilor geometrici și inerți-
ali asupra confortului vagoanelor de călători. Buleti-
nul științific și tehnic al I.P.T.V.Timișoara, Tom.14
(28) - 1969.
98. Ursu C. ș.a. - Studiul oscilațiilor laterale la locomotive-
le diesel-hidraulice tip B'-B'. Buletinul științific
și tehnic al I.P.T.V.Timișoara, Tom.14 (28) - 1969.
99. Ursu C. ș.a. - Studiul pe model al oscilațiilor verticale
la locomotivele diesel LDI construcție Uz.23 August

București. Buletinul științific și tehnic al I.P.T.V.
Timișoara, Tom.14 (28) - 1969.

100. Ursu C. ș.a. - Influența unor parametri ai suspensiei elastice și a cuplei elastice transversale dintre boghiurile locomotivei O60 DA asupra oscilațiilor laterale. Tom.14 (28) - 1969.
101. Ursu C. ș.a. - Asupra dinamicii orizontale a locomotivei O60 DA. Bul.ISCT - 1969.
102. Ursu C. ș.a. - L'influence de la non-symétrie des véhicules ferroviaires sur la qualité de la marche. Bul. V.S.D. Zilina - 1973.
103. Ursu C. ș.a. - Influența unor parametri ai suspensiei elastice asupra vibrațiilor verticale ale locomotivei O60 DA. Bul.ISCT - 1969.
104. Ursu C. ș.a. - Studiul calității de mers a locomotivei O60 DA prin introducerea unui amortizor din masă plastică indigenă. Bul.ISCT - 1973, Protocol U.M.M.R.Craiova - 1972.
105. Ursu C. ș.a. - Studiul reducerii zgomotului și vibrațiilor la locomotivele cu tracțiune modernă. Protocol ISCT - MTTc, 1973.
106. Ursu C. ș.a. - Studiul reducerii zgomotului și vibrațiilor la vagoanele de călători. Protocol ISCT - MTTc, 1973.
107. Verigo F.M. ș.a. - Приспособление электронной техники в исследованиях взаимодействия пути и подвижного состава. Изд. Транспорт, Москва - 1969.
108. Verigo M.F. ș.a. - Взаимодействие пути и подвижного состава. Трансжелдориздат - 1956.
109. Vizelyi G. - Lengőstani fejlesztések a vasútgépészet körében. Felsőoktatási Jegyzetellátó Vállalat, Budapest-1955.
110. Vilcovici V. - Mecanică teoretică. Editura Tehnică, București - 1963.
111. Zăgănescu I, Ursu C. - Studiul pe model a calității de mers a locomotivei diesel industriale, construcție

Uzinele 23 August. Buletinul științific și tehnic al
I.P.T.V.Timișoara Tom.15 (29) - 1970.

112. Zăgănescu I. - Locomotive și automotoare cu motoare termice. Editura Didactică și Pedagogică, București-1972.
113. Zăgănescu I., Ursu C. ș.a. - Influența parametrilor constructivi ai locomotivelor diesel 060 DA asupra capacității de ghidare. Protocol U.E.P.Craiova - 1972.
114. Zăgănescu I., Ursu C. - Echilibrul static al locomotivei 060 DA. Protocol U.E.P.Craiova - 1972.
115. Zăgănescu I., Ursu C. ș.a. - Studiul oscilațiilor de torsiune din transmisia hidraulică a locomotivelor DM1 în perioada de demaraj. Protocol Uz.23 August - 1972.
116. Zdenek F.ș.a. - Přehled uloh resenyh na diferenciálních analyzátorech. Praha - 1968.
117. Weber H. - Schnelleres Befahren von engen Gleisbogen durch elektrische Triebfahrzeuge unter spezieller Berücksichtigung der Kräfte zwischen Rad und Schinen. Glasers Ann. Nr.2-3 - 1970.
118. Weinert O. - Laufuntersuchungen bei der Pakistan Western Railway. Glasers Ann. Nr.4 - 1967.
119. Williams G.E. - British railways desing for comfort. Railway Gaz. Nr.9 - 1963.
120. Worthing A.G. ș.a. - Prelucrarea datelor experimentale. Editura Tehnică, București - 1959.
121. Yokose K. - Calculations on hunting of high speed railway truck, Problems of truck desing for Sanio Shin kansen. Repts. Railway Techn.Res.Inst. Nr.2 - 1970.

TABLA DE MATERII

Introducere..... 1

PARTEA INTII

INFLUENTA PARAMETRILOR CONSTRUCTIVI AI
LOCOMOTIVEI DIESEL ASUPRA ECHILIBRULUI STATIC

Cap.1. Echilibrul static al boghiurilor. 3

1.1. Echilibrul static al boghiurilor cu suspensie
independentă. 3

1.1.1. Boghiul pe două osii. 3

1.1.1.1. Vectorul de poziție al construcției sus-
pendate. Coordonatele echilibrului static.. 3

a). Săgeata centrului de inerție. 6

b). Unghiul de înclinare al construcției
suspendate. 6

1.1.1.2. Caracteristicile statice ale suspensiei. .. 7

a). Rigiditatea mișcării de săltare, 7

b). Rigiditatea mișcării de galop. 8

1.1.1.3. Vectorul mărimilor de ieșire. Sarcinile
suspendate pe osii. 10

1.1.2. Boghiul pe trei osii. 11

1.1.2.1. Vectorul de poziție al construcției sus-
pendate. Coordonatele echilibrului static.. 12

a). Săgeata centrului de inerție. 13

b). Unghiul de înclinare al construcției
suspendate. 15

1.1.2. 2. Caracteristicile statice ale suspensiei. . 15

a). Rigiditatea mișcării de săltare. 15

b). Rigiditatea mișcării de galop. 16

1.1.2.3. Vectorul mărimilor de ieșire. Sarcinile
suspendate pe osii. 17

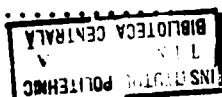
1.1.3. Relații generale de calcul. 19

1.1.3.1. Vectorul de poziție al construcției sus-
pendate. Coordonatele echilibrului static.. 20

a). Săgeata centrului de inerție. 21

b). Unghiul de înclinare al construcției
suspendate. 21

1.1.3.2. Caracteristicile statice ale suspensiei. .	22
a). Rigiditatea mișcării de săltare.	22
b). Rigiditatea mișcării de galop.	23
1.1.3.3. Vectorul mărimilor de ieșire. Sarcinile suspendate pe osii.	24
1.1.4. Interpretarea geometrică a echilibrului static.	26
1.2. Echilibrul static al boghiurilor cu suspen- sion simplu conjugată.	30
1.2.1. Caracteristica statică a suspensiei osiei...	30
1.2.2. Raportul de transmitere al balansierilor. ..	33
1.2.3. Rezultanta forțelor care acționează asupra arcurilor conjugate prin balansier.	34
1.2.4. Rigiditatea echivalentă a arcurilor conju- gate prin balansier.	35
1.2.5. Sarcinile suspendate pe osiile cu suspen- sion conjugată.	36
1.2.6. Ampatamentul redus al boghiului.	37
1.2.7. Echilibrul static al boghiului cu ampata- mentul redus.	38
1.2.7.1. Vectorul de poziție al construcției sus- pendate. Coordonatele echilibrului static. 39	
a). Săgeata centrului de inerție.	40
1.2.7.2. Caracteristicile statice ale suspensiei. .	40
a). Rigiditatea mișcării de săltare.	40
b). Rigiditatea mișcării de galop.	41
1.2.7.3. Vectorul mărimilor de ieșire. Sarcinile suspendate pe osii.	41
1.3. Echilibrul static al boghiurilor cu suspensie complet conjugată.	44
1.3.1. Boghiul pe două osii.	44
1.3.1.1. Raportul de transmitere al balansierilor..	44
1.3.1.2. Poziția rezultantei forțelor care acți- onează asupra suspensiei.	46
1.3.1.3. Rigiditatea mișcării de săltare.	46
1.3.1.4. Vectorul mărimilor de ieșire. Sarcinile suspendate pe osii.	47
1.3.2. Boghiul pe trei osii.	49



1.3.2.1. Rapoartele de transmitere ale balansierilor.	49
1.3.2.2. Poziția rezultantei forțelor care acționează asupra suspensiei.	51
1.3.2.3. Rigiditatea mișcării de săltare.	52
1.3.2.4. Vectorul mărimilor de ieșire. Sarcinile suspendate pe osii.	53
1.3.3. Relații genrale de calcul.	56
1.3.3.1. Rapoartele de transmitere ale balansierilor.	57
1.3.3.2. Poziția rezultantei forțelor care acționează asupra suspensiei.	58
1.3.3.3. Rigiditatea mișcării de săltare.	59
1.3.3.4. Vectorul mărimilor de ieșire. Sarcinile suspendate pe osii.	61
Cap.2. <u>Echilibrul static al locomotivelor diesel cu boghiuri.</u>	63
2.1. Echilibrul static al locomotivelor diesel cu boghiuri pe două osii și suspensie simplă.	63
2.1.1. Vectorul de poziție al construcției suspendate al boghiurilor. Coordonatele echilibrului static.	63
2.1.1.1. Săgeata statică a suspensiei.	64
2.1.1.2. Unghiul de înclinare al construcției suspendate.	65
2.1.2. Caracteristicile statice ale suspensiei.	66
2.1.2.1. Rigiditatea mișcării de săltare.	66
2.1.2.2. Rigiditatea mișcării de galop.	67
2.1.3. Vectorul mărimilor de ieșire. Sarcinile suspendate pe osii.	68
2.2. Echilibrul static al locomotivelor diesel cu boghiuri pe trei osii și suspensie simplă.	69
2.2.1. Vectorul de poziție al construcției suspendate a boghiurilor. Coordonatele echilibrului static.	69
2.2.1.1. Săgeata statică a suspensiei.	70
2.2.1.2. Unghiul de înclinare al construcției suspendate.	72

2.2.2. Caracteristicile statice ale suspensiei. ...	73
2.2.2.1. Rigiditatea mișcării de săltare.	73
2.2.2.2. Rigiditatea mișcării de galop.	74
2.2.3. Vectorul mărimilor de ieșire. Sarcinile suspendate pe osii.	75
2.3. Echilibrul static al locomotivelor diesel cu suspensie dublă.	76
2.4. Relații generale de calcul.	76
2.4.1. Vectorul de poziție al construcției sus- pendate a boghiului. Coordonatele echilibru- lui static.	77
2.4.1.2. Săgeata centrului de inerție.	78
2.4.1.2. Unghiul de înclinare al construcției suspendate.	79
2.4.2. Caracteristicile statice ale suspensiei. ...	80
2.4.2.1. Rigiditatea mișcării de săltare.	80
2.4.2.2. Rigiditatea mișcării de galop.	81
2.4.3. Sarcinile suspendate pe osii.	82

PARTEA A DOUA

INFLUENȚA OSCILAȚIILOR VERTICALE ALE LOCOMOTIVELOR DIESEL ASUPRA CALITĂȚII DE RULARE

Cap.3. <u>Configurația cinematică a masei construcției sus- pendate a unui boghiu pe trei osii cu suspensie independentă la o excitație impuls unitar.</u>	84
3.1. Mișcarea masei suspendate în planul hoz.	84
3.1.1. Ecuațiile diferențiale ale mișcărilor.	84
3.1.2. Vectorul de poziție al masei suspendate. Coordonatele echilibrului dinamic.	90
3.1.3. Influența pulsației s_r asupra configurației cinematice a masei suspendate.	99
3.1.4. Cuplajul elastic al oscilațiilor $z(t)$ și $\varphi(t)$	100

Cap.4. <u>Răspunsul sinusoidal la viteză al maselor ne-</u> <u>suspendate ale locomotivelor diesel.</u>	103
4.1. Oscilațiile osiei montate la excitațiile ci- nematice generate de cale.	103
4.1.1. Echilibrul dinamic al masei osiei montate. .	103
4.1.1.1. Funcția de transfer a mișcării.	105
4.1.1.2. Funcția de transfer a accelerației.	111
4.1.1.3. Funcția de transfer a forței dinamice exercitate asupra căii ferate.	112
Cap.5. <u>Răspunsul sinusoidal la viteză al masei suspendate</u> <u>a locomotivelor diesel cu suspensie simplă.</u>	114
5.1. Echilibrul dinamic al masei suspendate la excitațiile cinematice generate de cale.	114
5.1.1. Funcția de transfer a forței dinamice exercitate asupra suspensiei.	116
5.2. Răspunsul sinusoidal al masei construcției suspendate la excitațiile dinamice generate de transmisie.	118
5.2.1. Ecuația diferențială a echilibrului dinamic. .	118
5.2.1.1. Funcția de transfer a mișcării.	119
5.2.1.2. Funcția de transfer a accelerației.	121
5.2.1.3. Funcția de transfer a forței dinamice exercitată asupra suspensiei.	122
5.3. Influența amortizării asupra funcțiilor de transfer $S_{1t}(iv_1)$; $A_{1t}(iv_1)$ și $\Delta Q_{1t}(iv_1)$	122
Cap.6. <u>Răspunsul sinusoidal la viteză al maselor suspen-</u> <u>date ale locomotivelor diesel cu suspensie sublă.</u> .	126
6.1. Influența căii ferate asupra calității de rulare.	126
6.1.1. Echilibrul dinamic al maselor suspendate. ..	126
6.1.2. Funcțiile de transfer ale mișcărilor mase- lor suspendate.	129
6.2. Influența parametrilor constructivi ai loco- motivelor diesel asupra răspunsului la viteză de circulație.	133

6.2.1. Funcțiile de transfer ale mișcărilor.	133
6.2.1.1. Funcția de transfer a mișcării masei suspendate a boghiului.	133
6.2.1.2. Funcția de transfer a mișcării masei cutiei.	134
6.2.2. Funcțiile de transfer ale accelerațiilor maselor suspendate.	136
6.2.3. Funcțiile de transfer ale forțelor dinamice exercitate asupra suspensiei.	137
6.3. Răspunsul maselor suspendate la excitațiile dinamice generate de transmisie.	138
6.3.1. Echilibrul dinamic al maselor suspendate. ...	138
6.4. Relațiile între funcțiile de transfer ale celor două moduri de excitație.	139
6.5. Relații de calcul pentru confort.	140
6.5.1. Indicele de confort al mișcărilor de răspuns $S_2(c;t)(v_2)$	141
6.5.2. Indicele de confort al accelerațiilor de răspuns $A_2(c;t)(v_2)$	142

PARTEA A TREIA

EXPERIENȚE, CALCULE ȘI REZULTATE PRIVIND CALITATEA DE RULARE A LOCOMOTIVELOR DIESEL

Cap.7. <u>Modele mecanice experimentale.</u>	143
7.1. Modelarea echilibrului static.	143
7.1.1. Bazele teoretice ale modelării.	143
7.1.2. Precizia mărimilor determinate.	145
7.1.3. Rezultate obținute.	146
7.2. Modelarea echilibrului dinamic.	150
7.2.1. Descrierea modelului.	150
7.2.2. Bazele teoretice ale modelării.	151
7.2.3. Caracteristicile tehnice ale modelului.	153
7.2.4. Metoda de încercare.	154
7.2.5. Analiza rezultatelor obținute.	155
7.2.5.1. Numărul de semioscilații după care se di- sipează energia mecanică a modelului.	155

7.2.5.2. Durata oscilațiilor.	156
7.2.6. Concluzii.	158
Cap.8. <u>Modele analogice de calcul.</u>	159
8.1. Problema modelării analogice.	159
8.2. Modelarea echilibrului dinamic al locomotivei diesel LDI.	160
8.2.1. Bazele teoretice ale modelării.	160
8.2.1.1. Cinematica masei suspendate.	160
8.2.1.2. Alegerea factorilor de scară.	163
a). Factorii de scară ai funcțiilor z și φ	163
b). Factorul de scară pentru variabila independentă t	163
8.2.1.3. Stabilirea ecuațiilor de mașină.	164
8.2.2. Integrarea ecuațiilor de mașină.	167
8.3. Analiza oscilogramelor obținute.	169
8.3.1. Calculul timpilor de oscilare.	169
8.3.2. Calculul forțelor dinamice exercitate asupra suspensiei.	169
Cap.9. <u>Calculul calității de rulare a locomotivelor diesel la circulația cu viteze mari.</u>	173
9.1. Utilizarea calculatorului electronic cifric la analiza calității de rulare a locomotivelor diesel ca urmare a excitațiilor cinematice generate de cale.	173
9.1.1. Ordinograme și programe de calcul.	173
9.1.2. Reprezentarea grafică a rezultatelor obținute.	177
9.1.3. Concluzii.	186
9.1.3.1. Influența parametrilor p și s asupra calității de rulare a boghiului.	186
9.1.3.2. Influența parametrilor p și s asupra stabilității cutiei.	186
9.2. Calculul calității de rulare a locomotivelor diesel O60 DA și O40 DHC.	187
9.2.1. Calculul funcțiilor de transfer ale mișcărilor maselor suspendate.	187

9.2.1.1. Calculul amplitudinilor mișcărilor mase- lor suspendate.	202
9.2.2. Calculul accelerațiilor maselor suspendate. .	208
9.2.3. Calculul forțelor dinamice exercitate asu- pra suspensiei.	208
Cap.10. <u>Experimentarea pe calea ferată a locomotivelor</u>	
<u>diesel.</u>	217
10.1. Generalități.	217
10.2. Prima serie de încercări.	218
10.2.1. Aparatura folosită.	218
10.2.2. Rezultatele încercărilor.	219
10.3. A doua serie de încercări.	230
10.3.1. Încercări la $V = 0$	230
10.4. Analiza rezultatelor obținute.	231

PARTEA A PATRA

SINTEZA LUCRĂRII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

IV-1. <u>Sinteza lucrării.</u>	233
IV-1.1. Motivarea conținutului.	233
IV-1.2. Sinteza părții întâia.	234
IV-1.3. Sinteza părții a doua.	240
IV-1.4. Sinteza părții a treia.	246
IV-2. <u>Contribuții personale.</u>	252
Incheiere.	255
Bibliografie.	257