

MODELAREA VEHICULULUI FERROVIAR ÎN CONDIȚII DE FRÂNARE

MODELING THE TRAIN VEHICLE IN BRAKE CONDITIONS

Gabriel POPA¹, Claudiu-Nicolae BADEA², Monica VĂLU³
Pompiliu CONSTANTIN⁴, Melania DUMITRU⁵, George DUMITRU⁶

¹Universitatea Politehnica București, Splaiul Independenței nr. 313, București, România
e-mail autor: Gabriel POPA: gabi21popa@yahoo.com

^{2,3,6}Autoritatea Feroviară Română - Calea Griviței nr. 393, sectorul 1, București, România
e-mail autor: Claudiu-Nicolae BADEA, badeaclaudiun@gmail.com, Monica VĂLU,
mmonicavalu@yahoo.com; George DUMITRU, george.dumitru.cfr@gmail.com,

^{2,4,5}Universitatea Politehnica București, Splaiul Independenței nr. 313, București, România
e-mail autor: Pompiliu CONSTANTIN, pompiliu57@yahoo.com, Melania DUMITRU:
melania76dumitru@gmail.com

Rezumat: Această lucrare descrie dezvoltarea unui model de vehicul cu vedere laterală care include toate componentele principale de frânare și suspensie. Modelul a fost construit treptat, cu teste ample efectuate în fiecare etapă de dezvoltare pentru a se asigura că vehiculul a fost modelat corect. Complexitatea modelului este determinată în mare măsură de numărul de grade de libertate. În elaborarea modelelor matematice se realizează diverse ipoteze, iar aplicabilitatea unui model depinde de aceste presupuneri. În lucrare este prezentată o derivare completă a ecuațiilor de mișcare după ce au fost verificate caracteristicile modelului de bază al vehiculului, un model al sistemului de frânare a fost adăugat pentru a funcționa doar pe prima osie montată. Acest lucru a permis analizarea comportamentului vehiculului în diferite condiții de frânare.

Cuvinte cheie: suspensie, boghiu, aderență, frână, roată, osie montată.

Abstract: This paper describes the development of a side view vehicle model that includes all the main braking and suspension components. The model was built gradually, with extensive tests performed at each development stage to ensure that the vehicle was modeled correctly. The complexity of the model is largely determined by the number of degrees of freedom. In the elaboration of the mathematical models various hypotheses are realized, and the applicability of a model depends on these assumptions. The work shows a complete derivation of the equations of motion after the characteristics of the basic model of the vehicle have been verified, a model of the braking system has been added to operate only on the first mounted axle. This allowed the analysis of the vehicle's behavior under different braking conditions

Keywords: suspension, bogie, grip, brake, wheel, axle wheelset.

1. INTRODUCERE

Un vehicul feroviar real este format din mai multe componente, iar majoritatea acestora nu trebuie modelate în detaliu. Sarcina construirii unui model matematic pentru vehicul presupune identificarea acelor părți ale vehiculului care sunt importante pentru comportamentul său dinamic [1] și generarea unei reprezentări matematice precise a acestor elemente.

Suspensia secundară a vehiculului este asigurată de arcuri pneumatice. Un arc secundar de suspensie poartă sarcina verticală a corpului vehiculului [2].

Gradul de complexitate necesar modelării suspensiei primare depinde de dispunerea suspensiei. Vehiculul are un braț de tracțiune care este fixat cu osia montată în analiza dinamică. Acest lucru este echivalent cu presupunerea că rulmenții roților sunt rigizi și că centrul de masă al brațului este la rulment, ceea ce reprezintă o aproximare rezonabilă la frecvența de rezonanță a suspensiei [3]. Suspensia principală va influența, de asemenea, alte aspecte ale comportamentului vehiculului [4], cum ar fi stabilitatea, deplasarea și forțele din calea de rulare.

2. ECUAȚIILE DE MIȘCARE ALE SISTEMULUI

Expresiile matematice care definesc deplasările dinamice sunt numite ecuațiile de mișcare ale sistemului [5]. Soluția acestor ecuații de mișcare oferă istoricul de deplasare necesar, iar formularea ecuațiilor pentru un sistem dinamic este posibil cea mai importantă fază a întregii proceduri de analiză.

Ecuațiile unui sistem mecanic liniar sunt scrise mai întâi construind un model al sistemului care conține elemente liniare interconectate și apoi se va aplica mișcarea Lawof a lui Newton pe diagrama corpului liber. Pentru mișcarea de translație, mecanica newtoniană aplicată unui număr de mase interconectate [6] poate fi combinată într-o ecuație matricială unică a mișcării și poate fi exprimată ca:

$$[m] \cdot \ddot{z} + [c] \cdot \dot{z} + [k] \cdot z = F \quad (1)$$

unde $[m]$ este matricea masa sistemului, $[c]$ matricea de amortizare și $[k]$ matricea de rigiditate, $\ddot{z}$, $\dot{z}$ și z sunt vectorii accelerațiilor, vitezelor și respectiv deplasărilor maselor de interes [7] și F este vectorul forțelor aplicate extern [8].

3. DEZVOLTAREA MODELULUI ÎN SPAȚIU

Schema de suspensie este prezentată în figura 1.

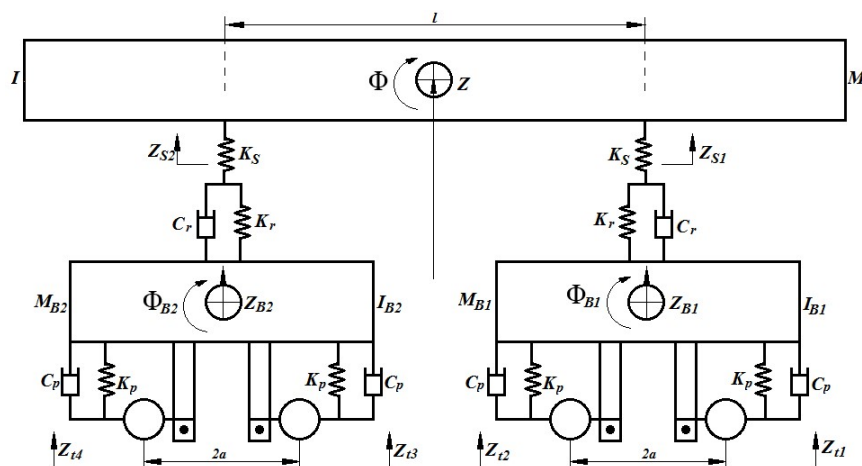


Fig. 1. Modelul de suspensie verticală a vehiculului.

2.1. Matricile modelului

Matricile $[m]$, $[c]$ și $[k]$ ale modelului de suspensie verticală pasivă a vehiculului sunt definite astfel:

$$m = \begin{bmatrix} M & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_B & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_B & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M_B & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_B \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_r & 0 & -C_r & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_r & 0 & 0 & -C_r & 0 \\ 0 & 0 & -C_r & 0 & (C_r + 2 \cdot C_p) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (2 \cdot a^2 \cdot C_p) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -C_r & 0 & 0 & (C_r + 2 \cdot C_p) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (2 \cdot a^2 \cdot C_p) \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$k = \begin{bmatrix} 2 \cdot K_S & 0 & -K_S & -K_S & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & (2 \cdot l^2 \cdot K_S) & (l \cdot K_S) & (-l \cdot k_s) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -K_S & l \cdot K_S & (K_S + K_r) & 0 & -K_S & 0 & 0 & 0 \\ -K_S & -l \cdot K_S & 0 & (K_S + K_r) & 0 & 0 & -K_r & 0 \\ 0 & 0 & -K_r & 0 & (K_r + 2 \cdot K_p) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (2 \cdot a^2 \cdot K_p) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -K_r & 0 & 0 & (K_r + 2 \cdot K_p) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (2 \cdot a^2 \cdot K_p) \end{bmatrix} \quad (4)$$

Vectorul de stare pentru sistem poate fi definit ca:

$$x = \begin{bmatrix} z \\ \dot{z} \end{bmatrix} \quad (5)$$

care pentru acest sistem constă în deplasările și rotațiile corpului și boghiurilor [9], împreună cu primele lor derivate și sunt următoarele:

$$x^T = [Z \quad \Phi \quad Z_{S1} \quad Z_{S2} \quad Z_{B1} \quad \Phi_{B1} \quad Z_{B2} \quad \Phi_{B2} \quad \dot{Z} \quad \dot{\Phi} \quad \dot{Z}_{S1} \quad \dot{Z}_{S2} \quad \dot{Z}_{B1} \quad \dot{\Phi}_{B1} \quad \dot{Z}_{B2} \quad \dot{\Phi}_{B2}] \quad (6)$$

$$\ddot{z} = -[m]^{-1} \cdot [c] \cdot \dot{z} - [m]^{-1} \cdot [k] \cdot z + [m]^{-1} \cdot F \quad (7)$$

Modelul spațial de stare poate fi formulat astfel:

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{z} \\ \ddot{z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -m^{-1}k & -m^{-1}c \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z \\ \dot{z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ m^{-1} \end{bmatrix} \cdot \underline{F} \quad (8)$$

2.2. Ecuatiile de mișcare

Adăugarea celor patru intrări de cale care sunt z_{t1} , z_{t2} , z_{t3} și z_{t4} la modelul de suspensie verticală pasivă a vehiculului descris anterior [10], înseamnă că ecuațiile de mișcare trebuie extinse. Deși interesul principal este într-o poziție de intrare pe poziția căii, prezența amortizoarelor primare înseamnă că trebuie specificată și viteza. În consecință, viteza căii este de asemenea folosită ca intrare, iar poziția căii este inclusă ca o stare suplimentară în reprezentare, derivată prin integrarea intrării de viteză a căii. Figura 2 prezintă diagrama corpului liber pentru boghiul din față B_1 , care este luată pentru a avea o deplasare verticală Z_{B1} și rotația unghiulară Φ_{B1} . Figura arată și suspensia primară [11].

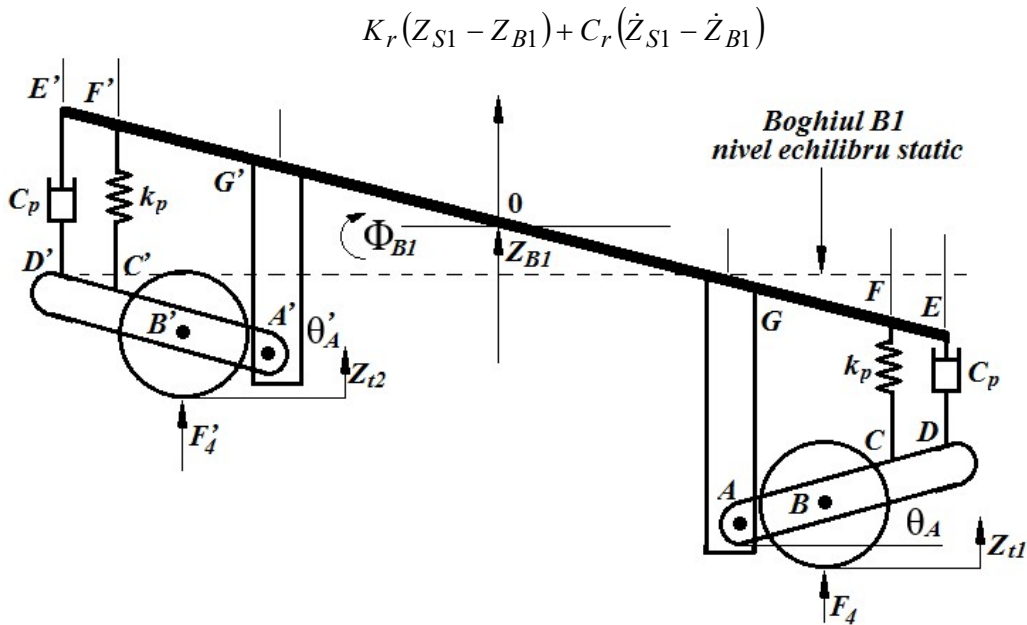


Fig. 2. Diagrama corpului liber al deplasărilor din boghiul din față B_1 .

Ecuatiile de mișcare ajustate pentru modelul de suspensie verticală pasivă a vehiculului sunt:

$$M_B \cdot \ddot{Z}_{B1} = K_r(Z_{S1} - Z_{B1}) + C_r(\dot{Z}_{S1} - \dot{Z}_{B1}) + F'_4 + F_4 \quad (9)$$

$$I_B \cdot \ddot{\Phi}_{B1} = (F'_4 - F_4) \cdot a \quad (10)$$

Forțele F_4 și F'_4 sunt forțele impuse pe boghiu, din cauza șinei, așa cum se arată mai jos în relațiile (11.3) și (11.4).

MODELAREA VEHICULULUI FERROVIAR ÎN CONDIȚII DE FRÂNARE

Pentru echilibru de moment, se obține un moment B și B' , cum se arată în figura 2.

$$F_1 \cdot I1 = (F_2 \cdot I2) + (F_3 \cdot I3) \quad (11.1)$$

$$F_1' \cdot I1 = (F_2' \cdot I2) + (F_3' \cdot I3) \quad (11.2)$$

Pentru echilibrul forțelor verticale:

$$F_4 = F_1 + F_2 + F_3 \quad (11.3)$$

$$F_4' = F_1' + F_2' + F_3' \quad (11.4)$$

Forțele din arcuri și amortizoare sunt date de:

$$F_2 = K_P(Z_C - Z_F) \quad (11.5)$$

$$F_2' = K_P(Z_C' - Z_F') \quad (11.6)$$

$$F_3 = C_P(\dot{Z}_D - \dot{Z}_E) \quad (11.7)$$

$$F_3' = C_P(\dot{Z}_D' - \dot{Z}_E') \quad (11.8)$$

Ecuatiile de mișcare pentru boghiuri sunt:

$$M_B \cdot \ddot{Z}_B = K_r \cdot (Z_{S1} - Z_{B1}) + C_r \cdot (\dot{Z}_{S1} - \dot{Z}_{B1}) + F_4' + F_4$$

$$I_B \cdot \ddot{\Phi}_{B1} = (F_4' - F_4) \cdot a$$

$$M_B \cdot \ddot{Z}_{B1} = K_r \cdot (Z_{S1} - Z_{B1}) + C_r \cdot (\dot{Z}_{S1} - \dot{Z}_{B1}) + K_U(z_{t1} + z_{t2} - 2Z_{B1}) + CU \cdot (\dot{z}_{t1} + \dot{z}_{t2} - 2\dot{Z}_{B1})$$

$$I_B \cdot \ddot{\Phi}_{B1} = a \cdot KU \cdot (z_{t2} - z_{t1} - 2a \cdot \Phi_{B1}) + a \cdot CU \cdot (\dot{z}_{t2} - \dot{z}_{t1} - 2a \cdot \dot{\Phi}_{B1})$$

Scriind acestea în formă standard, ecuațiile de mișcare pentru boghiul frontal B_1 sunt:

$$M_B \ddot{Z}_{B1} - c_r Z_{S1} + (C_r + 2CU) \dot{Z}_{B1} - CU \cdot \dot{z}_{t1} - CU \cdot \dot{z}_{t2} - K_r Z_{S1} + (K_r + 2KU) \cdot \dot{Z}_{B1} - KU \cdot z_{t1} - KU \cdot z_{t2} = 0$$

$$I_B \cdot \ddot{\Phi}_{B1} + 2a^2 CU \dot{\Phi}_{B1} + aCU \cdot \dot{z}_{t1} - aCU \cdot \dot{z}_{t2} + 2a^2 KU \dot{\Phi}_{B1} + aKU \cdot z_{t1} - aKU \cdot z_{t2} = 0$$

Identic se obțin și ecuațiile de mișcare pentru cel de-al doilea boghiu B_2 .

Intrarea de forță verticală rezultantă la libertățile z_{t1} și z_{t2} ale boghiului frontal

B_1 sunt date de forțele F_4 și respectiv F_4' .

$$F_{Z_{t1}} = -CU \dot{Z}_{B1} + aCU \dot{\Phi}_{B1} + CU \dot{Z}_{t1} - KU Z_{B1} + aKU \Phi_{B1} + KU Z_{t1}$$

$$F_{Z_{t2}} = -CU \dot{Z}_{B1} - aCU \dot{\Phi}_{B1} + CU \dot{Z}_{t2} - KU Z_{B1} - aKU \Phi_{B1} + KU Z_{t2}$$

Pentru a obține ecuațiile de mișcare pentru z_{t3} și z_{t4} libertățile Z_{B2} , Φ_{B2} , z_{t3} și z_{t4} pot fi înlocuite cu Z_{B1} , Φ_{B1} , z_{t1} și respectiv z_{t2} , pentru a obține:

$$F_{Z_{t3}} = -CU \dot{Z}_{B2} + aCU \dot{\Phi}_{B2} + CU \cdot \dot{z}_{t3} - KU Z_{B2} + aKU \Phi_{B2} + KU \cdot z_{t3}$$

Pentru libertatea z_{t4} :

$$F_{z_{t4}} = -CU \dot{Z}_{B2} - aCU \dot{\Phi}_{B2} + CU \cdot \dot{z}_{t4} - KU Z_{B2} - aKU \Phi_{B2} + KU \cdot z_{t4}$$

Valorile proprii, frecvențele și amortizarea ecuațiilor de mișcare reglate pentru modelul de suspensie verticală pasivă a vehiculului după includerea intrărilor de șină [12] sunt enumerate în tabelul 1.

Tabelul 1. Valorile proprii, frecvențele și amortizarea vehiculului.

Valoare	Frecvență	Amortizare	Asociere
-178,49	28,65	100%	mase mici
-176,51	28,67	100%	mase mici
-23,02	3,71	100%	mase mici
-22,21	3,35	100%	mase mici
$-0,71 \pm 4,76i$	0,75	16,28%	oscilația boghiului
$-15,21 \pm 29,23i$	5,23	45,92%	oscilația boghiului
$-15,22 \pm 29,78i$	5,33	45,02%	oscilația boghiului
$-1,28 \pm 5,98i$	1,02	21,12%	tangajul boghiului
$-7,33 \pm 5,98i$	4,18	27,35%	tangajul boghiului
$-7,32 \pm 5,98i$	4,18	27,33%	tangajul boghiului

Figura 3 (a) și (b) prezintă diagrama corpului liber pentru brațul basculant al boghiului din față B_1 și intrările de șină.

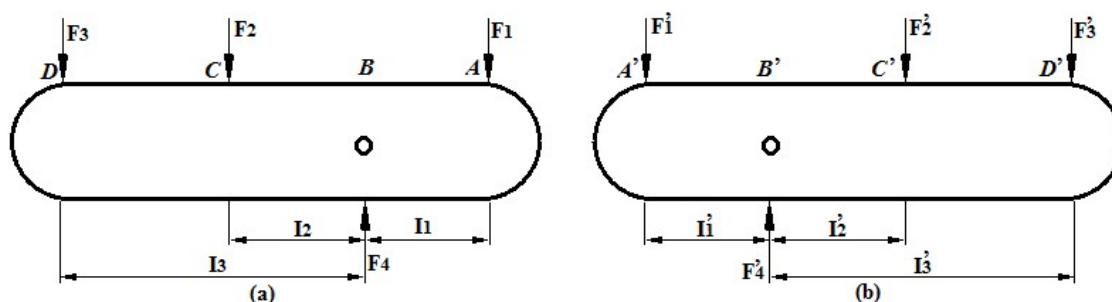


Fig. 3. Diagrama corpului liber al brațului oscilant al boghiului din față B_1 intrări.

Din analiza anterioară s-a constatat că frecvența fundamentală a modului de deplasare verticală a corpului vehiculului a fost de 0,75 Hz. Cele două mase mici, S_1 și S_2 , care au fost incluse în model pentru facilitarea procedurii de modelare, au moduri de respingere la 28,67Hz, 28,65 Hz, 3,65Hz și 3,35Hz, iar cele două boghiuri B_1 și B_2 au un mod de deplasare verticală la 5,23 Hz și 5,33 Hz.

2.3. Includerea solicitărilor șinei de cale ferată în modelarea vehiculului

Un vehicul feroviar care circulă pe o linie de cale ferată are aceeași cadență a roților în cazul atacării unei joncțiuni de cale. Astfel, un vehicul cu patru osii este supus unui număr de patru solicitări verticale considerate intrări (z_{t1} , z_{t2} , z_{t3} și z_{t4}) fiecare dintre aceste solicitări acționând la momente de timp diferite. Inclusiv reacțiunea căii de rulare care induce o mișcare tipului de suspensie pasivă a vehiculului feroviar este de natură să modifice ambele ecuații de mișcare prin adăugarea gradelor de libertate definite de mișcarea șinei de cale considerate intrări. Ecuațiile de mișcare [13] pentru modelul de suspensie verticală a vehiculului sunt apoi exprimate în forma standard pentru ecuațiile dinamice [14] și de ieșire în stare spațială [15].

2.4. Controlul ecuațiilor în stare spațială

Modelul de stare spațială definit de relația (7) este acum extins pentru a include intrările de cale. Prin integrare, deplasarea căii poate fi generată de viteza căii. Prin urmare, vectorul de stare este extins pentru a include deplasări ale căii și apoi vitezele de urmărire sunt necesare numai ca intrări.

Reprezentarea extinsă a stării spațiale este:

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{z} \\ \ddot{z} \\ \dot{u}_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & I & 0 \\ -m^{-1}k_{11} & -m^{-1}c_{11} & -m^{-1}k_{12} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z \\ \dot{z} \\ u_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ m^{-1} \\ 0 \end{bmatrix} \underline{F} + \begin{bmatrix} 0 \\ -m^{-1}c_{12} \\ 0 \end{bmatrix} \dot{u}_t \quad (12)$$

unde $u_t^T = [z_{t1} \ z_{t2} \ z_{t3} \ z_{t4}]$ și $F^T = [FR1 \ FR2 \ FR3 \ FR4]$ reprezintă vectorul forțelor de frânare longitudinale. Relația (12) permite reacția corpului și a mișcărilor boghiului datorate mișcării cunoscute de intrare a traseului, u_t să fie calculată.

Rezultatele necesare sunt vectorul de stare și forțele de reacție.

Forțele de reacție sunt definite prin:

$$\underline{R} = [k_{21}] \underline{z} + [c_{21}] \dot{\underline{z}} + [k_{22}] \underline{u}_t + [c_{22}] \dot{\underline{u}}_t \quad (13)$$

Prin urmare, vectorul de ieșire este:

$$y_t = \begin{bmatrix} \dot{z} \\ \ddot{z} \\ R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 \\ k_{21} & c_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z \\ \dot{z} \\ u_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ c_{22} \end{bmatrix} \dot{u}_t$$

Care pot fi rescrise ca:

$$y_t = Cx_t + D\dot{u}_t \quad (14)$$

2.5. Mișcarea de intrare a căii

Pentru a analiza răspunsul dinamicii vehiculului, s-a folosit o rampă ca o intrare de mișcare a traseului de încercare. O întârziere adecvată depinde de viteza V a trenului, fiind introdusă pentru a simula distanța dintre osie și boghiu și a genera intrarea pe șine la cele patru roți [16]. Cele patru solicitări verticale de intrare z_{t1} , z_{t2} , z_{t3} și z_{t4} sunt arătate în figura 4.

Funcția rampei pentru prima roată z_{t1} este $r(t)$ și a fost definită după cum urmează:

$$\begin{aligned} \dot{r}(t) &= 0 & m/s & & t < t_i \\ \dot{r}(t) &= h & m/s & & t_i \leq t \leq t_f \\ \dot{r}(t) &= 0 & m/s & & t > t_f \end{aligned}$$

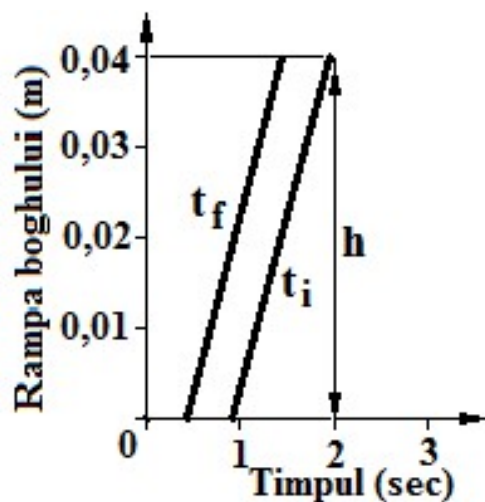


Fig. 4. Cele patru solicitări verticale considerate intrări z_{t1} , z_{t2} , z_{t3} și z_{t4} .

Parametrii t_i , t_f și h sunt aleși pentru a oferi panta și lungimea rampei dorite. Intrarea la roți este o versiune cu întârziere a timpului de intrare a rampei de bază și, prin urmare, funcțiile rampei corespunzătoare pentru celelalte roți vor avea valorile t_i și t_f . De exemplu, t_i se presupune că este de 0,5 secunde și viteza V a vehiculului este de 40 m/s, apoi cele patru roți intră z_{t1} , z_{t2} , z_{t3} și z_{t4} au lovit rampa de patru ori. Acești timpi pot fi calculați ca $t_1 = 0,5$ sec., $t_2 = 0,565$ sec., $t_3 = 0,90$ sec. și respectiv $t_4 = 0,965$ sec. Figura 4 ilustrează de asemenea t_i și t_f pentru prima osie.

Răspunsul sistemului la simulare [17] atunci când este aplicată intrarea de cale este descris după cum urmează. Când vehiculul lovește pentru prima dată rampa:

a) Cutia vehiculului are o deplasare verticală care se stabilește la o valoare constantă pe măsură ce vehiculul trece rampa și același lucru se întâmplă și cu cele două mase mici $S1$ și $S2$ și celor două boghiuri $B1$ și $B2$. Figura 5 prezintă răspunsul la deplasarea verticală a corpului vehiculului. Figurile 7 și 8 prezintă răspunsul la deplasarea verticală a celor două mase mici $S1$ și $S2$. Figurile 9 și 11 arată respectiv deplasarea verticală a celor două boghiuri $B1$ și $B2$.

b) Cutia vehiculului se ridică din partea din spate și apoi revine la starea inițială pe măsură ce vehiculul trece rampa, așa cum se arată în figura 6. Răspunsul la ridicarea celor două boghiuri $B1$ și $B2$ sunt prezentate în figura 10 și respectiv în figura 12, ceea ce indică clar efectul rampei asupra fiecărui boghiu.

MODELAREA VEHICULULUI FERROVIAR ÎN CONDIȚII DE FRÂNARE

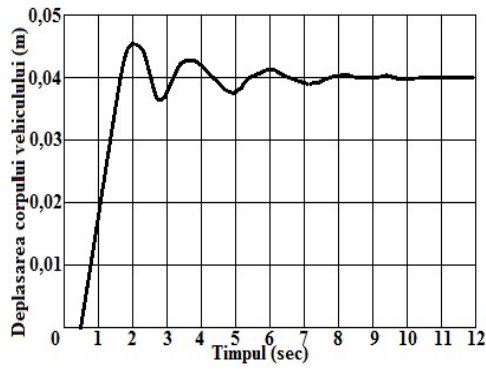


Fig. 5. Răspunsul deplasării corpului vehiculului la rampă.

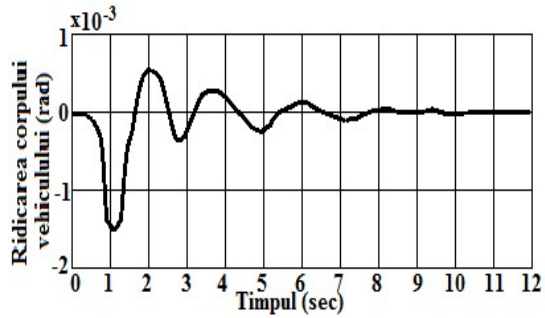


Fig. 6. Răspunsul la ridicarea corpului vehiculului la rampă.

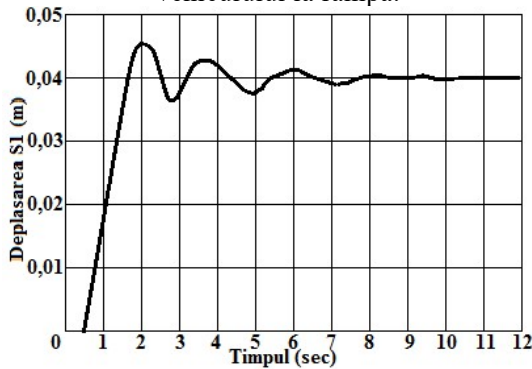


Fig. 7. Răspunsul deplasării S1 la rampă.

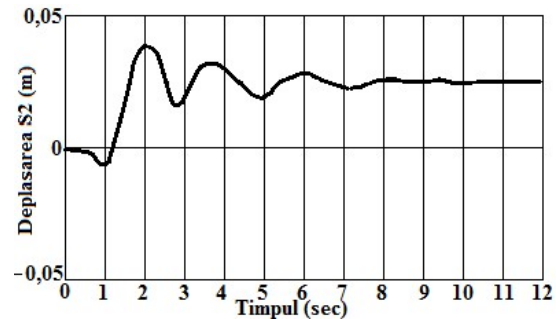


Fig. 8. Răspunsul deplasării S2 la rampă.

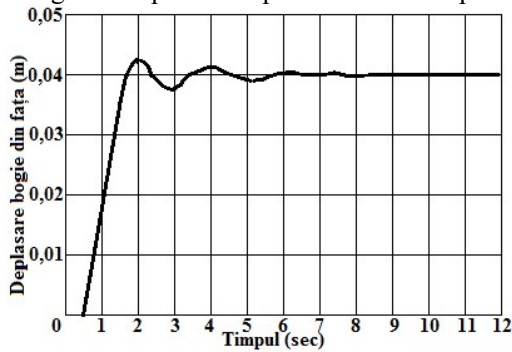


Fig. 9. Răspunsul la deplasarea boghiului din față la o rampă.

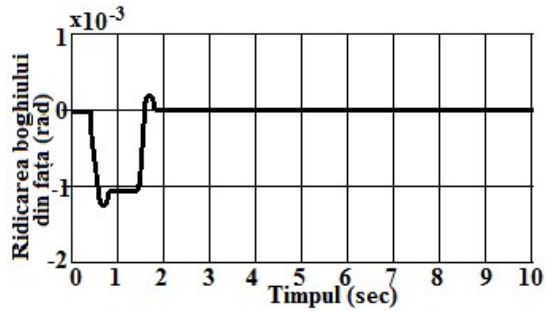


Fig. 10. Răspunsul la ridicarea boghiului din față unei rampe.

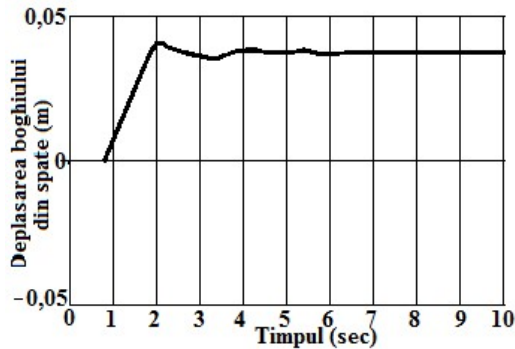


Fig. 11. Răspunsul la deplasarea boghiului din spate la rampă.

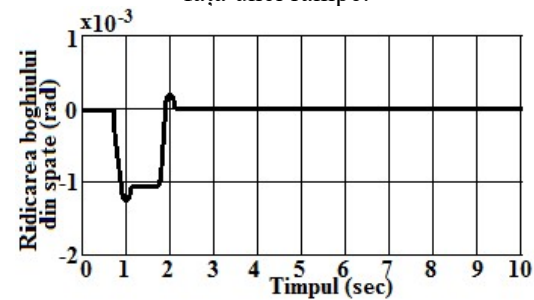


Fig. 12. Răspunsul la ridicarea boghiului din spatele unei rampe.

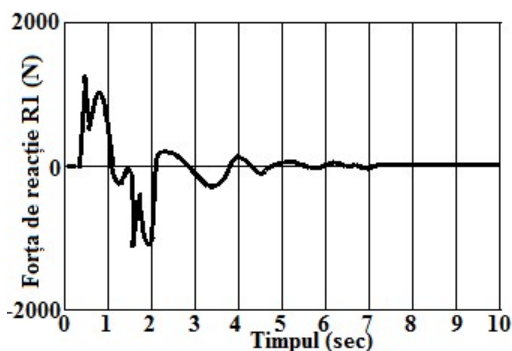


Fig. 13. Forța de reacție dinamică a răspunsului primei osii la o rampă.

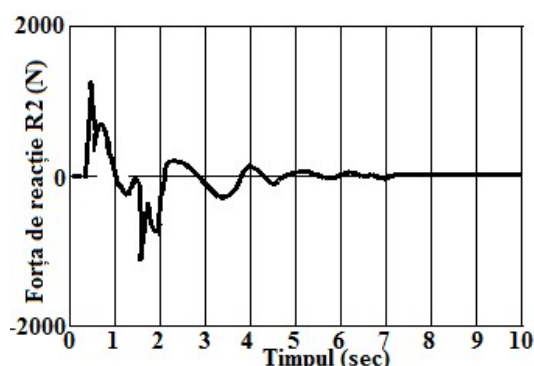


Fig. 14. Forța de reacție dinamică a răspunsului celei de-a doua osii la o rampă.

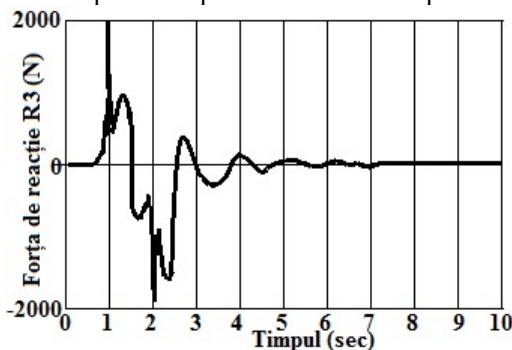


Fig. 15. Forța de reacție dinamică a răspunsului celei de-a treia osii la o rampă.

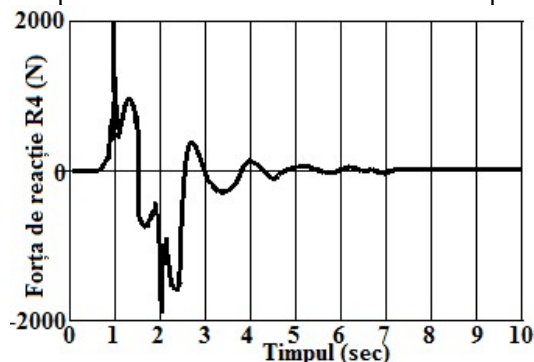


Fig. 16. Forța de reacție dinamică a răspunsului celei de-a patra osii la o rampă.

c) Forța rezultantă impusă pe boghiu din cauza intrării pe șină crește pe măsură ce vehiculul lovește intrarea în rampă înainte de a trece la o stare de echilibru. Figurile 13, 14, 15 și 16 arată răspunsul forțelor rezultate $R1$, $R2$, $R3$ și $R4$, care indică clar efectul rampei asupra forțelor de reacție ale vehiculului.

Sarcina de stare constantă nu este indicată pentru claritate, adică sunt arătate doar forțele dinamice.

3. EFECTUL FORTELOR DE FRÂNARE LONGITUDINALE

Modelul dezvoltat până acum dispune deja de grade de libertate pentru a răspunde forțelor verticale ale greutății vehiculului și ale reacției. Această secțiune ia în considerare forțele de frânare orizontale pe boghiu și cutia vehiculului feroviar și efectul acestora asupra sistemului de suspendare a vehiculului [18]. Conform ipotezelor modelului actual, se presupune că vehiculul feroviar este practic rigid în direcția longitudinală. [19].

3.1. Forțele externe

Figura 17 prezintă un vehicul feroviar împreună cu direcția de deplasare și forțele externe care acționează asupra acestuia în timpul frânării. Aceste forțe reprezintă greutatea cutiei vehiculului, respectiv a celor două boghiuri M_{B1} și M_{B2} , unde $M_{B1} = M_{B2}$ [20].

MODELAREA VEHICULULUI FEROVIIAR ÎN CONDIȚII DE FRÂNARE

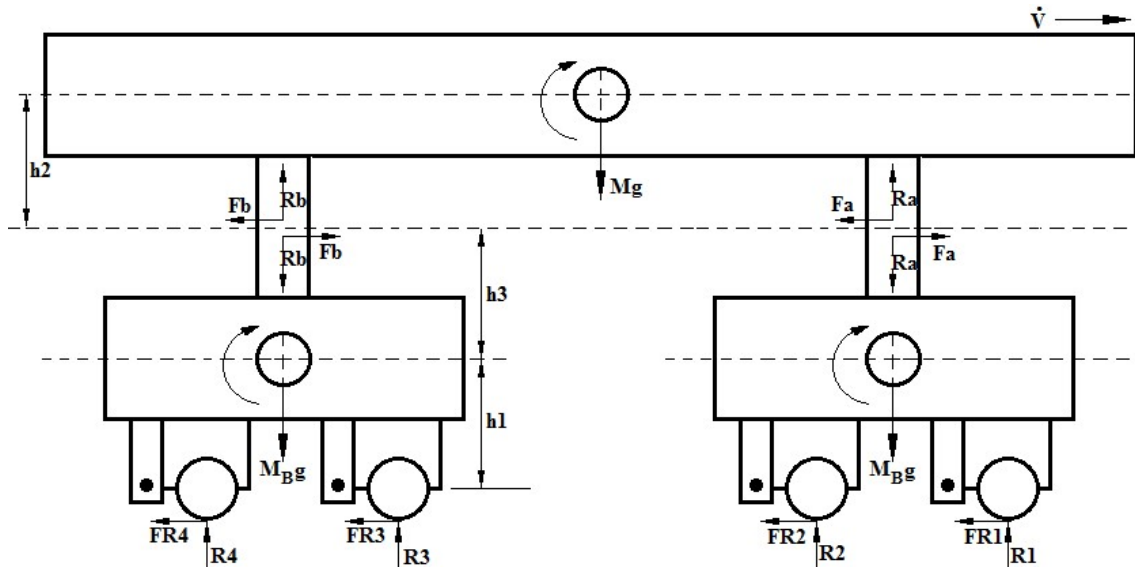


Fig. 17. Forțele exterioare care acționează asupra vehiculului în timpul frânării.

h1 - înălțimea de la linia de acțiune a forței de frânare la centrul de masă al boghiului;

h2 - înălțimea față de boghiul vehiculului feroviar - cuplarea la centrul de masă al vehiculului;

h3 - înălțime boghiului (cm) de cuplare fixat între forța șinei și a boghiului.

Ecuția pentru mișcarea orizontală a vehiculului este:

$$(M + 2M_B) \cdot \dot{V} = -(FR1 + FR2 + FR3 + FR4) \quad (15)$$

Deși nu sunt forțe externe, figura 17 indică, de asemenea, forțele de reacție orizontale și verticale impuse corpului și boghiurilor în punctele de legătură F_a și R_a pentru primul boghiu, F_b și R_b pentru cel de-al doilea boghiu.

Ecuția pentru mișcarea orizontală a corpului vehiculului feroviar este:

$$M \cdot \dot{V} = -(F_a + F_b) \quad (16)$$

3.2. Forțele externe

Forțele de frânare $FR1$, $FR2$, $FR3$ și $FR4$, pot fi înlocuite cu efectele de translație și de moment echivalente la centrele de masă al boghiurilor, cum se arată în figurile 17 și 18.

Pentru boghiul din față B1:

$$F_p = FR1 + FR2 - F_a = -M_B \dot{V} \quad (17)$$

$$T1 = (FR1 + FR2) \cdot h1 + F_a \cdot h3 \quad (18)$$

Pentru boghiul din spate B2

$$F_q = FR3 + FR4 - F_b = -M_B \dot{V} \quad (19)$$

$$T2 = (FR3 + FR4) \cdot h1 + F_b \cdot h3 \quad (20)$$

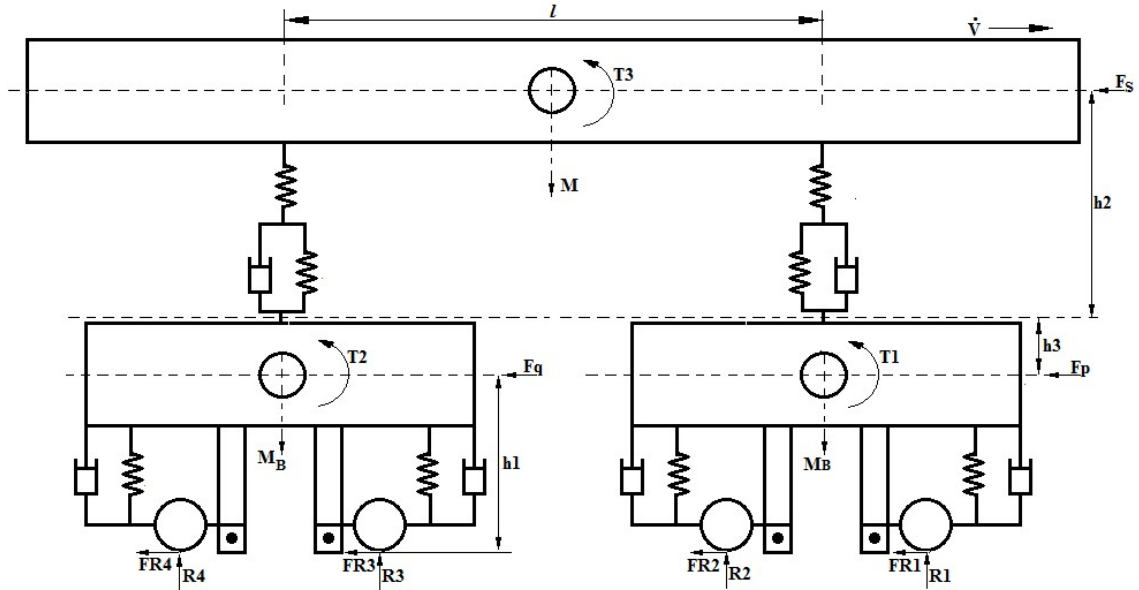


Fig. 18. Translația echivalentă și efectul momentului.

Forțele de retragere ale corpului vehiculului F_a și F_b pot fi, de asemenea, înlocuite cu efectele echivalente de translație și de moment, așa cum se arată în figura 17.

$$F_S = F_a + F_b = -M_B \ddot{x} = FR1 + FR2 + FR3 + FR4 - (F_p - F_q) \quad (21)$$

$$T_3 = (F_a + F_b) \cdot h_2 \quad (22)$$

Astfel, ecuația de mișcare pentru vehiculul feroviar este dată, ca mai înainte.

Ecuațiile sunt partiționate astfel:

$$\bar{x} = \begin{bmatrix} x \\ u_t \end{bmatrix}$$

Relația (17) descrie dinamica de frânare longitudinală a boghiului conducător. Acesta raportează forța longitudinală totală la accelerația liniei drepte. Relația (18) descrie cuplurile care acționează pe boghiul principal și le raportează la dinamica sa de înclinare. Ecuații similare există pentru dinamica boghiului din spate. Forțele drepte care acționează asupra corpului sunt legate de accelerația acestuia prin relația (21), dinamica de înclinare a corpului este legată de forțele externe din relația (22). Matricea de intrare este acum aranjată pentru a conține efectele de cuplu și mase ale corpului vehiculului și ale celor două boghiuri.

Matricea de intrare este următoarea:

$$F = \begin{bmatrix} -Mg \\ T_3 \\ 0 \\ 0 \\ -M_B g \\ T_1 \\ -M_B g \\ T_2 \end{bmatrix}$$

MODELAREA VEHICULULUI FEROVIIAR ÎN CONDIȚII DE FRÂNARE

Efectul greutății de sine este următorul:

$$x(0) = \begin{bmatrix} -Mg \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -M_B g \\ 0 \\ -M_B g \\ 0 \end{bmatrix}$$

4. FRÂNAREA UNUI BOGHIIU

Următorul pas este încorporarea a două osii montate într-un boghiu. În figura 19 este prezentată o vedere laterală a boghiului, format din cele osii montate cu suspensia primară, în care fiecare osie montată are un arc și amortizor paralel. Atunci când un boghiu circulă pe o cale, este influențat de tulburările introduse pe roți [21], precum și de neregularitățile căii sau de forța de frânare [22]. Neregularitățile căii au fost ignorate în simulare, deoarece acestea nu prezintă interes. Cercetarea în acest caz este preocupată pe frânare și efectele acestora asupra dinamicii vehiculului. Sarcina pe ambele roți este factorul principal în determinarea valorii forței de frânare maxime pe o roată. Această încărcare este afectată de distribuția forțelor de reacție normale, care la rândul său determină valoarea forței maxime de frânare [23].

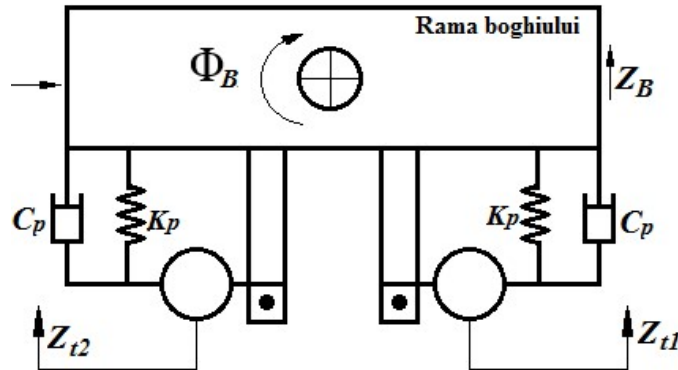


Fig. 19.

Pentru această analiză este considerat un singur boghiu care rulează de-a lungul unei căi ferate. Modelul include o forță verticală constantă aplicată în centrul boghiului, cu o valoare egală cu jumătate din greutatea corpului vehiculului. În acest fel, forțele de reacție sunt la un nivel reprezentativ, deși orice interacțiune dinamică prin etapa secundară de suspendare este exclusă. Cele două forțe de frână sunt reacționate pe rama boghiului și acest efect trebuie inclus [24]. Simularea se bazează pe tehnica de analiză a spațiului de stare, în care variabilele de stare, de ieșire și de intrare se referă la deplasarea sistemului Z_B și unghiul de înălțare Φ_B . Parametrii boghiului sunt aranjați în matricile spațiului de stare $[A]$,

$[B]$, $[C]$ și $[D]$ așa cum s-a arătat anterior. Variabilele roții sunt, de asemenea, aranjate într-o formulare spațială de stare [25].

Ecuatiile variabilelor osiei montate, care sunt accelerația și viteza unghiulară a roții, sunt următoarele:

$$\begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \dot{\theta} \\ \dot{V} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \theta \\ V \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} RW/IW & -RW/IW \\ 0 & 0 \\ -1/MV & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} FR \\ FB \end{bmatrix} \quad (23)$$

Rezultatele relevante sunt:

$$\begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ V \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} RW & 0 & -1 \\ RW/2 & 0 & 1/2 \\ 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \theta \\ V \end{bmatrix} \quad (24)$$

unde: $\ddot{\theta} = \omega$ care este accelerația unghiulară și $\dot{\theta} = \omega$ care este viteza unghiulară. Prin inspecția relației (23) Y_1 este diferența dintre viteza roții și viteza trenului, în timp ce Y_2 este media dintre cele două viteze. Coeficientul Y_1/Y_2 dă valoarea de alunecare, unde V este viteza osiei montate și θ este definită ca înainte.

Dinamica mecanismului de alunecare și dinamica cinematică a suspensiei sunt încorporate într-un singur model. Frânele primei osii montate au fost aplicate în acest caz, fără nici un control al alunecării roților, iar comportamentul boghiului a fost analizat. Caracteristica forțelor de reacție este prezentată în figura 20.

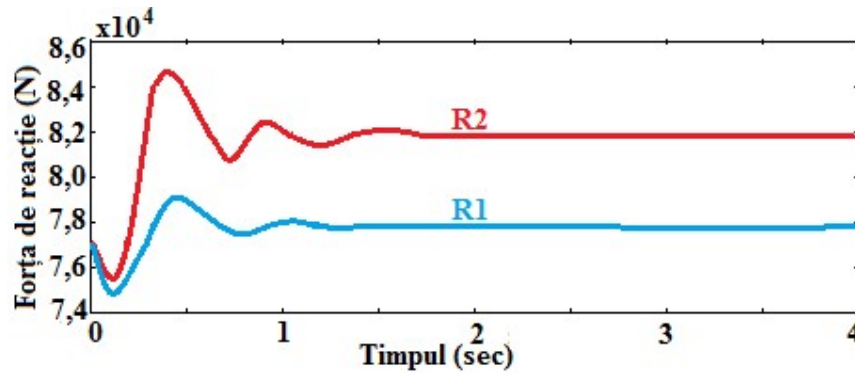


Fig. 20. Forțele de reacție a boghiului, cu frânare necontrolată.

Frânarea creează o mica ridicare spre față, cu o creștere corespunzătoare a forței de reacție pe ansamblul roților din față și o scădere a roții din spate. Modificarea forțelor de reacție este vizibilă și aceasta va afecta forța de frânare longitudinală, FR , deși în acest stadiu interacțiunea nu este mare. Oscilațiile amortizate sunt rezultatul modurilor dinamice ale suspensiei boghiului.

5. FRÂNAREA ȘI CONTROLUL FRÂNĂRII UNUI SINGUR VEHICUL

Pentru a evalua efectul dinamicii corpului asupra forțelor de reacție, următoarea etapă a dezvoltării modelului este sistemul complet al vehiculului [26], cum se arată în figura 21.

Modelul complet de vehicul are 16 stări. Patru stări au în vedere deplasarea verticală și modul de înclinare al fiecăreia dintre cele trei mase, iar alte patru stări sunt asociate dinamicii de suspensie secundară. O tehnică similară este folosită aici ca cea utilizată în simularea boghiului, unde variabilele unui singur vehicul sunt aranjate sub forma unei analize spațiale a stării. Aceeași tehnică s-a urmat pentru a cupla dinamica vehiculului cu dinamica osiei montate într-un singur program MATLAB.

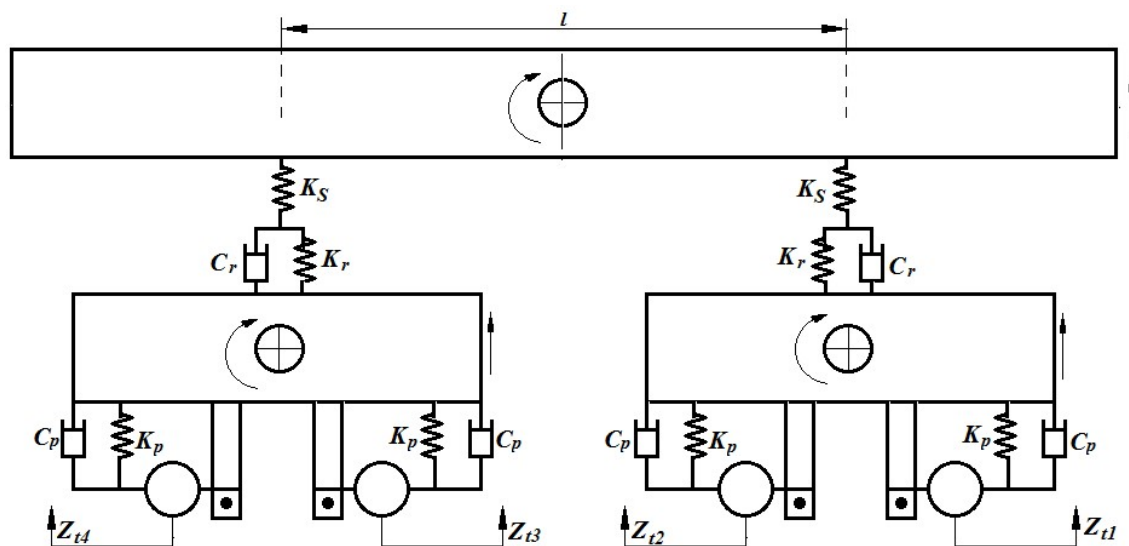


Fig. 21. Vedere laterală a modelului suspensiei vehiculului.

Răspunsul dinamic al unui vehicul complet în frânarea roților conducătoare s-a analizat din nou. Aplicarea frânei pe prima osie montată face ca corpul vehiculului să se ridice înainte și să crească sarcina pe roata din față. Înclinarea cutiei vehiculului este prezentat în figura 22, dar nu există deplasare verticală.

Deplasarea verticală S_1 și S_2 sunt așa cum se arată în figurile 23 și 24. Primul boghiu se ridică ușor în față, iar cel de-al doilea se lasă ușor spre spate. Deplasarea verticală și ridicarea boghiului din față sunt arătate în figurile 25 și 26. De asemenea, deplasarea verticală și lăsarea boghiului din spate sunt prezentate în figurile 27 și 28.

Figura 29 prezintă forțele de reacție la cele patru roți și demonstrează interacțiunea dinamică suplimentară, atât în variația crescută a forțelor, cât și în variațiile de frecvență inferioară corespunzătoare modurilor dinamice ale corpului [27]. În practică, însă, toate osiile montate sunt frânate împreună [28], și se demonstrează ce se întâmplă cu cele patru roți de pe un singur vehicul atunci când limita de aderență este depășită [29]. Deși modelul de simulare include interacțiunile, regulatoarele în sine sunt complet independente unele de altele. Figura 30 prezintă semnalele de frânare pentru cele patru roți pentru a indica dacă frânele sunt utilizate sau nu. Simularea utilizată urmează aceleași etape tehnice utilizate anterior cu simularea dinamică a vehiculului. Cu toate acestea, în simularea dinamică a osiilor montate, singura diferență este aceea că se efectuează frânarea pe cele patru osii montate în loc de o

singură roată. Variabilele osiilor montate din ecuația spațiului de stare urmează un format similar modelului cu o singură osie montată. În mod clar, ecuațiile vor fi extinse pentru a analiza toate cele patru roți. Caracteristica vehiculului controlat este liniarizată și figura 31 arată forțele de reacție corespunzătoare la fiecare roată, sub un efort de frânare aplicat în continuă creștere.

Redistribuirea sarcinilor roților este arătată în mod clar, iar ordinea în care roțile alunecă odată cu depășirea limitei de aderență este o consecință a acestei redistribuiri. Roata numărul patru glisează mai întâi, urmează apoi roata numărul doi, urmat de roata numărul trei și în final de roata numărul unu. Controlul alunecării saboților de frână pe roți, aplicat pe fiecare osie, creează un tip de model ciclic, care a fost văzut pentru o singură roată (graficul inferior al figurii 5), dar acum aceasta implică toate roțile dintr-un model mai complex, consecință a interacțiunii prin sistemul dinamic al vehiculului.

Sistemul de control al frânării utilizat pentru a opri sau decelera vehiculul feroviar ar trebui să fie un sistem foarte avansat. Sistemul de control al frânării își propune să utilizeze efortul maxim de forță de frânare disponibil evitând alunecarea roții. Alunecarea roților este o problemă majoră în frânarea căilor ferate [16].

6. TRANSFERUL DE GREUTATE

Așa cum s-a descris anterior, cutia vehiculului feroviar este în general legată de boghiuri prin suspensie secundară. Distanța necesară este oferită de suspensie și acest lucru permite o anumită deplasare. Punctul de pornire al proiectării sistemului de frânare este distribuția statică a greutății [30]. În condiții normale de funcționare, când un vehicul stă liber pe șină, greutatea acestuia este distribuită uniform pe osiile sale. Măsurătorile arată forțele de reacție diferite ale roților datorită aplicării efortului de frânare. Când frânele sunt aplicate, greutatea pe axa principală a unui vehicul cu două boghiuri este mărită prin transferul de greutate primară. Boghiul principal primește, în plus, o creștere din transferul de greutate corporală secundară. Există transfer de greutate datorită modului în care forța de frânare este aplicată vehiculului. Forțele de frânare individuale acționează la suprafața șinei, în timp ce masa vehiculului este considerată ca fiind concentrată în centrul de greutate și distanța dintre punctul de contact roată-șină și centrul de greutate deasupra suprafeței șinei. Prin urmare, o reacție la forța de frânare de aceeași mărime va acționa la această distanță. Vehiculul va tinde să se rotească în așa fel încât încărcarea osiei din față să crească, iar pe osia spate să scadă. Acest lucru este arătat clar în ilustrația forțelor de reacție (figura 31).

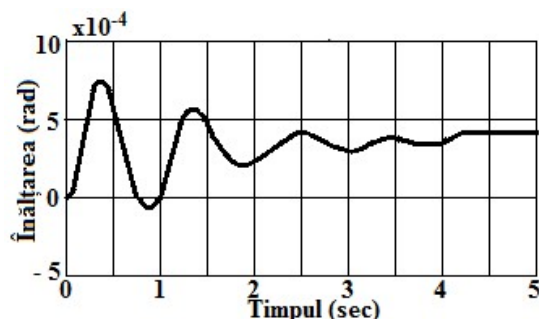


Fig. 22. Răspunsul ridicării cutiei vehiculului la frânarea primei osii montate cu $FB = 60$ kN.

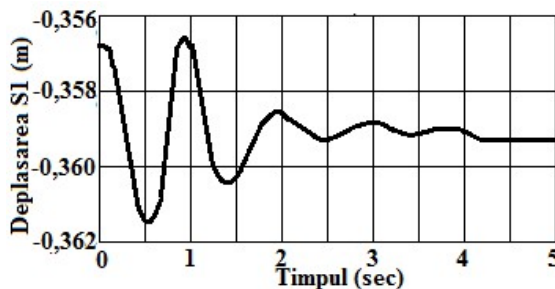


Fig. 23. Răspunsul deplasării verticale S1 la prima frânare a roților.

MODELAREA VEHICULULUI FERROVIAR ÎN CONDIȚII DE FRÂNARE

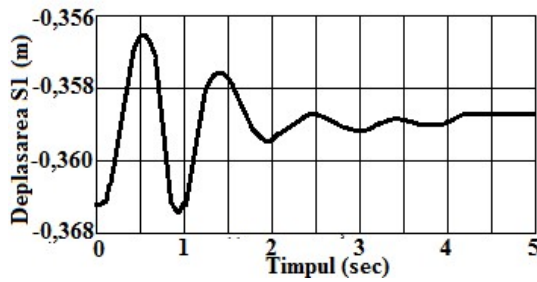


Fig. 24. Răspunsul deplasării verticale S2 la prima frânare a roților.

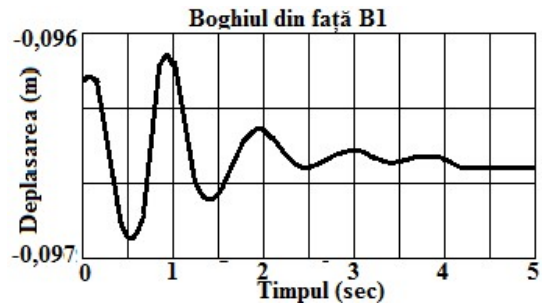


Fig. 25. Răspunsul deplasării verticale a boghiului B1 față la frânarea osiei montate.

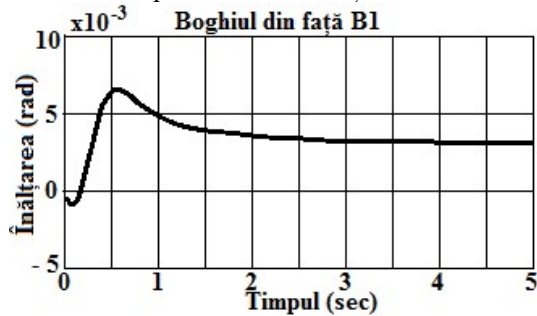


Fig. 26. Răspunsul boghiului din față B1 la prima frânare a roților.

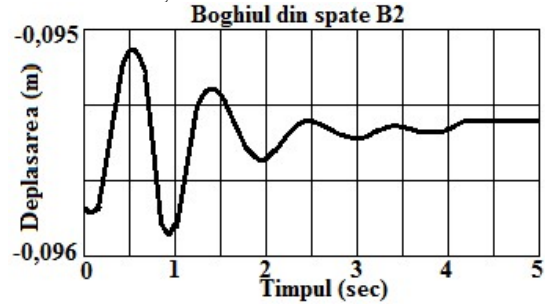


Fig. 27. Răspunsul de deplasare verticală aboghiului din spate B2 la prima frânare a roților.

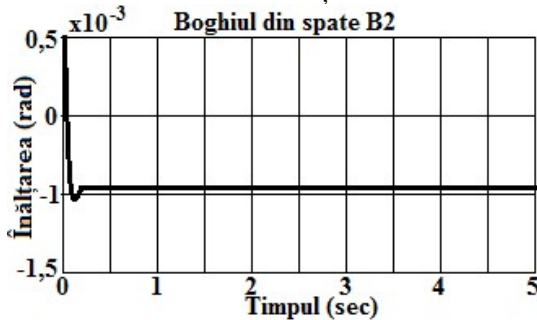


Fig. 28. Răspunsul ridicării bogghiului B2 din spate la prima frânare a roților.

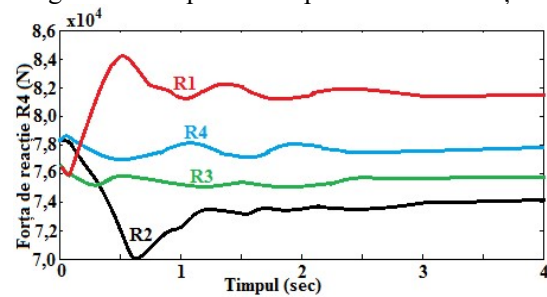


Fig. 39. Forțele de reacție ale unui vehicul la o frânare necontrolată a unei osii montate.

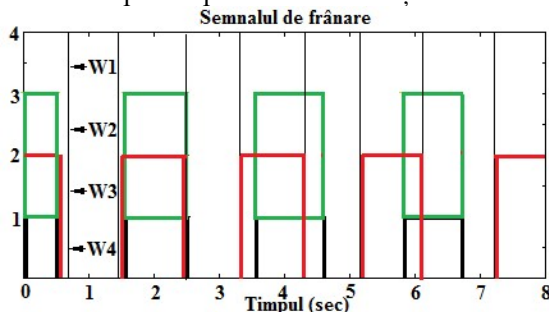


Fig. 30. Diagrama semnalului de frânare

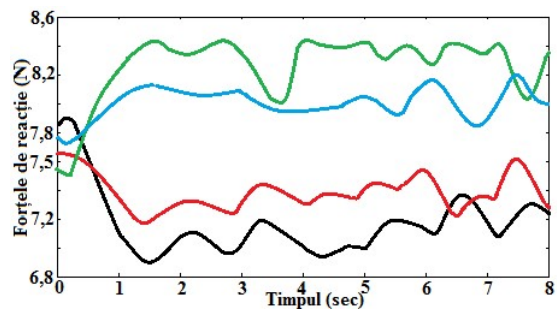


Fig. 31. Forțele de reacție ale vehiculului cu patru roți controlate la frânare, folosind modelul neliniar al contactului roată-șină.

Transferul de greutate în față face ca ultima roată a vehiculului să alunece mai întâi. Pe măsură ce roata alunecă, frânele sunt oprite. Acest lucru duce la un transfer de greutate mai mic, deoarece aceasta este în raport cu alunecarea, ceea ce înseamnă pur și simplu că roata

care patinează are o greutate mai mică asupra sa. Ciclul de oprire a frânării este prezentat în figura 31.

CONCLUZII

Un model vertical al unui vehicul feroviar a fost dezvoltat și validat prin evaluarea valorilor proprii și examinarea răspunsului acestuia la reacțiunile căii. Acest model a fost adaptat pentru a avea forțe de frânare la roți ca intrări, precum și pentru a genera forțele de reacție corespunzătoare. Aceasta permite examinarea interacțiunii dinamice, ca răspuns la forțele de frânare și au fost evaluate o serie de rezultate pentru a se asigura că modelul este reprezentativ.

Studiile au indicat importanța includerii interacțiunii dinamice între diversele osii montate cauzate de schimbarea sarcinii verticale a roții.

Rezultatele au arătat că sunt importante atât dinamica boghiului, cât și dinamica corpului.

BIBLIOGRAFIE

- [1] **I. Sebeșan**, „*Dinamica Vehiculelor Feroviare*”, Editura MatrixRom, București 2011.
- [2] **I. Sebeșan, D. Hanganu**, „*Proiectarea suspensiilor pentru vehicule pe șine*”, Editura Tehnică, București 1993.
- [3] **A. Neacșa, N.N. Antonescu, D.B. Stoica**, „*Modern solutions for Selecting the Corresponding Machinery Dedicated to Technological Applications*”, Journal of the Balkan Tribological Association 15 (4), pp. 474-479.
- [4] **J.L. Koffman**, „*Wagon Running Gear*”, Proc Instn Mech Engrs, Vol. 184 pt., 3D, 1969, pp. 45-57.
- [5] **J.L. Koffman, G.H. Batchelor**, „*Effect of Suspension Characteristics on Adhesion*”, Proc. Instn. Mech. Engrs., vol. 178 pt. 3E, 1963, pp. 126-134.
- [6] **A. Neacșa, D.B. Stoica, N.N. Antonescu**, „*Studies on the use of implemented databases on web platforms in order to verify machines compatibility with working conditions*”, Journal of the Balkan Tribological Association 18 (4).
- [7] **A.H. Wickens, A.O. Gilchrist**, „*The Emergence of a Practical Theory*”, Railway Vehicle Dynamics, British Rail Research & Development Division, 1977.
- [8] **A.H. Wickens, A.O. Gilchrist, E.W. Hobbs**, „*Suspension Design for High-Perfonnance Two-Axil Freight Vehicles*”, Proc. Instn. Mech Engrs, Vol. 184 pt. 3D, 1969, pp. 22-36.
- [9] **D. Rollin**, „*Bogie, Suspension and Ride Quality*”, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 208, 1994, pp. 133-136.

MODELAREA VEHICULULUI FERROVIAR ÎN CONDIȚII DE FRÂNARE

- [10] **N. Louam, D.A. Wilson, R.S. Sharp**, „*Optimal Control of a Vehicle Suspension Incorporating the Time Delay Between Front and Rear Wheel Inputs*”, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 17, 1988, pp. 317-336.
- [11] **D.E. Newland, R.J. Cassidy**, „*Suspension and Structure: Some Fundamental Design Considerations For Railway Vehicles*”, *Instn. Mech. Engrs.*, vol. 1, 1974, pp. 4-35.
- [12] **R.A. William**, „*Comparison of classical and optimal active suspension control systems*”, Ph.D. dissertation, Loughborough University of Technology, England, UK, 1986.
- [13] **A. Badea, L. Blaga, P. Constantin, DM. Balint, CN. Badea, G. Dumitru**, „*Derivarea ecuațiilor de mișcare a boghiului*”, *Sinteze de Mecanică Teoretică și Aplicată*, vol 9, (1), pp. 187-196, 2018.
- [14] **S.R. Singiresu**, „*Mechanical Vibrations*”, Addison Wesley Publishing Company Inc., Second Edition, 1990.
- [15] **R.F. Steidel Jr.**, „*An Introduction to Mechanical Vibrations*”, John Wily & Son, Inc., Third Edition, 1989.
- [16] **I. Theodor, L. Aurel**, „*Research on the Dynamics of Bo-Bo Electric Locomotives*”, *Rail International*, 1982, pp. 16-26.
- [17] **A. Neacșa, D.B. Stoica, N.N. Antonescu, M.G. Petrescu**, „*Evaluation of technological systems reliability using software applications*”, *ICMEN CONFERENCE*, 2008.
- [18] **A.H. Wickens**, „*Steering and Dynamic Stability of Railway Vehicles*”, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 5, pp. 289-301, 1975.
- [19] **C. Esveld**, „*Vehicle Response Analysis (WRA)*”, *Rail International*, vol. 20, no.6, pp. 9-11, 1986.
- [20] **G. Borgeaud**, „*Weight Transfer in a Two-Bogie Locomotive and its Compensation*”, *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol. 178 pt. 3E, pp. 75-125, 1963.
- [21] **A.H. Wickens**, „*Non-Linear Dynamics of Railway Vehicles*”, *Vehicle System Dynamics*, pp. 289-301, 1986.
- [22] **M.J. Leigh**, „*Braking and Wheel slide Protection Interaction*”, *International Wheelset Congress*, Sydney, Australia, 1992, pp. 121-125.
- [23] **J. Kalousek, K.L. Johnson**, „*An Investigation of Short Pitch Wheel and Rail Corrugations on the Vancouver Mass Transit System*”, *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, vol. 206, pp. 127-135, 1992.
- [24] **K. Oldrich, S. Jaros1av**, „*Braking Distances of Vehicles Influenced by Random Pavement Unevenness*”, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 15, 1986, pp. 278-292.
- [25] **K.G. Vijay, V.D. Rao**, „*Dynmnics of Railway Vehicle Systems*”, Academic Press, Canada, 1984.

- [26] **V. Misun**, „ *Simulation of the Interaction Between Vehicle Wheel and the Unevenness of Road Surface*”, Vehicle System Dynamics, vol. 19, pp. 237-253, 1990.
- [27] **M.R. Abuzeid, R.M. Goodall, W.C. Gabb**, „*Simulation and Modelling of a Railway Braking Control System*”, IEE International Control Conference, vol.1, pp. 57-62, 1994.
- [28] **G. Sauvage, J.P. Pascal**, „*Solution of The Multiple Wheel and Rail Contact Dynamic Problem*”, Vehicle System Dynamics, Vol. 19, pp. 257-272, 1990.
- [29] **G. Stepan**, „*Chwytic Motion of Wheels*”, Vehicle System Dynamics, vol. 20, pp. 341-351, 1991.
- [30] **J.J. Kalker, J. Piotrowski**, „*Some New Results In Rolling Contact*”, Vehicle System Dynamics, Vol. 18, pp. 223-242, 1989.