

MODELAREA ROȚILOR VEHICULELOR FERROVIARE

MODELING OF RAILWAY VEHICLE WHEELS

Claudiu-Nicolae BADEA¹, Gabriel POPA², Monica VĂLU³
Pompiliu CONSTANTIN⁴, Melania DUMITRU⁵, George DUMITRU⁶

¹Autoritatea Feroviară Română - Calea Griviței nr. 393, sectorul 1, București, România
e-mail autor: Claudiu-Nicolae BADEA, badeaclaudiun@gmail.com

^{2,4,5}Universitatea Politehnica București, Splaiul Independenței nr. 313, București, România
e-mail autor: Gabriel POPA: gabi21popa@yahoo.com, Pompiliu CONSTANTIN,
pompiliu57@yahoo.com, Melania DUMITRU: melania76dumitru@gmail.com

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

Rezumat: Geometria contactului roată - șină are ca scop determinarea poziției punctelor de contact la un decalaj transversal oarecare al osiei, din poziția sa mediană, față de cale. În funcție de poziția punctelor de contact pot fi determinate alunecările care se produc în zona de contact roată - șină, respectiv forțele de frecare și totodată orientarea spațială a forțelor normale și a celor de frecare. De asemenea trebuie să determine punctele de contact, atât în poziția normală a osiei pe cele două fire de cale, cât și în poziția de atac. În principiu, determinarea punctelor de contact se poate face pe baza unei teoreme din geometrie potrivit căreia în punctul de contact (de tangență) a două curbe oarecare apare o congruență a normalelor, respectiv o coincidență a pantelor, deoarece se știe că panta într-un punct al unei curbe este tocmai tangenta unghiului de înclinare al normalei. Forțele de contact roată - șină sunt în echilibru cu forțele exterioare care sunt transmise osiilor sub formă de forțe de legătură. În timpul mersului, sarcina pe roată se modifică atât datorită forțelor cvasistatice care produc transferuri de sarcină pe osie sau între osiile vehiculului, cât și datorită forțelor dinamice produse în principal de neuniformitățile căii de rulare. În axa fiecărei osii acționează o forță transversală transmisă din partea șasiului, prin intermediul cutiilor de osii, care înglobează toate rezistențele la rotire a acestuia, inclusiv forțele de inerție.

Cuvinte cheie: contact, suspensie, aderanță, forțe de frecare, obadă.

Abstract: The purpose of the wheel - rail contact geometry is to determine the position of the contact points at a certain transverse offset of the axle, from its median position, relative to the track. Depending on the position of the contact points, the slippages that occur in the wheel-rail contact area can be determined, respectively the friction forces and at the same time the spatial orientation of the normal and frictional forces.. It must also determine the contact points, both in the normal position of the axle on the two track wires and in the attack position. In principle, the determination of the contact points can be made on the basis of a geometry theorem according to which at the point of contact (of tangency) of two curves there appears a congruence of the norms, respectively a coincidence of the slopes, because it is known that the slope in a point of a curve is precisely the tangent of the angle of inclination of the normal. The wheel-rail contact forces are in balance with the external forces which are transmitted to the axles in the form of connecting forces. During driving, the wheel load changes both due to the quasi-static forces that produce load transfers on the axle or between the axles of the vehicle,

as well as due to the dynamic forces produced mainly by the unevenness of the rails. In the axis of each axle a transverse force transmitted from the chassis acts through the axle boxes, which encompasses all its rolling resistance, including the inertia forces.

Keywords: contact, suspension, adhesion, frictional forces, obese.

1. INTRODUCERE

Modelarea înseamnă multe lucruri, pentru aceasta este necesar să se înceapă prin definirea a ceea ce înseamnă aceasta cu privire la cercetare. În această lucrare scopul cercetării este de a investiga strategii avansate de frânare. Modelarea și simularea fac parte din procesul de analiză și proiectare în majoritatea proiectelor de inginerie și sunt esențiale în toate, în afară de cel mai simplu sistem. Diferența dintre modelare și simulare este că un model este o reprezentare simplificată a unui sistem, iar simularea este un model adaptat pentru simulare pe un computer, adică relații matematice sau logice și reguli operaționale încorporate în programul computerului, care sunt cunoscute împreună ca model de simulare pe computer sau simplu model de simulare [1].

Simularea este similară experimentelor de laborator efectuate de oamenii de știință pentru a obține o perspectivă asupra teoriilor existente sau pentru a dezvolta și valida noi teorii. Studiarea comportamentului sistemului prin aceste metode indirecte (adică prin modelare și simulare) devine o necesitate în mai multe situații în care nici o altă alternativă nu este posibilă (de exemplu observație, analiză, experimentare, testare nedistructivă etc.) sau alternativele disponibile nu sunt eficiente sau sunt prea costisitoare.

Această lucrare prezintă un model care ilustrează interacțiunea datorată frânării între roata unui vehicul feroviar și șină. De asemenea, arată derivarea ecuațiilor de mișcare pentru un singur set de roți al vehiculului feroviar. Aceste ecuații consacrate au fost utilizate acum de câțiva ani pentru soluționarea problemelor de dinamică feroviară.

De asemenea în lucrare sunt descrise metodele care sunt dezvoltate în prezent pentru evaluarea sistemelor de control al frânării vehiculelor feroviare. Aceste sisteme sunt necesare pentru strategii de control de înaltă performanță [2].

Efectele modelării șinei și roții sunt demonstrate în momentul în care saboții de frână sunt aplicați pe roată. Se studiază atât situațiile liniare, cât și cele neliniare, precum și efectele pe care le introduc asupra dinamicii vehiculului.

În primă fază, s-au folosit saboți de frână care au acționat pe marginea roții. În prezent, discurile frânelor sunt montate fie pe roata în sine, fie pe osia montată, și în unele cazuri în ambele locuri. Frânele cu saboți pe roțile vehiculului feroviar sunt tipul de frâne care rămân cele mai utilizate pe scară largă în întreaga lume, deși tehnologia s-a schimbat și s-a îmbunătățit mult în decursul timpului.

Un aspect fundamental este faptul că efortul maxim de tractare (sau frânare) care poate fi transmis este produsul factorului de aderență predominant și al forței de reacție verticală. Sarcina maximă de încărcare pe osie depinde de viteza maximă și masa neprotejată și, prin urmare, de efortul maxim de tractare sau de frânare care ar putea fi transmis. Pentru contactul roată - șina, condițiile de suprafață, atât în ceea ce privește netezimea, cât și curățenia, afectează considerabil aderența. Factorul de aderență variază, de asemenea, în funcție de viteza de alunecare între roată și șină [3]. Distribuția la o condiție de frecare scăzută este accentuată, așa cum se arată în figura 1, care arată coeficientul de frecare față de cel de alunecare.

Acest fapt, însoțit de inerții ridicate inerente în ansamblul roților feroviare, înseamnă că majoritatea sistemele de alunecare sau glisare se concentrează pe detectarea alunecării cât

mai repede posibil și luarea de măsuri corective.

Modele matematice sunt dezvoltate pentru proiectarea și evaluarea strategiilor avansate de control al frânării vehiculelor feroviare de înaltă performanță [4]. Modelarea include atât dinamica liniară, cât și forțele de frânare neliniare generate la contactul roată - șină. Ecuatiile de mișcare pentru o singură roată și efectul frânării unei singure roți sunt analizate în secțiunea următoare.

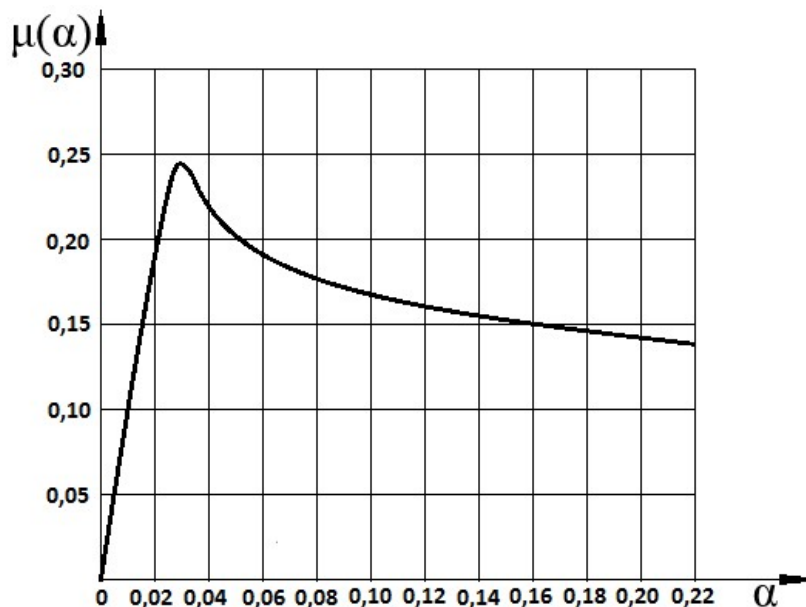


Fig. 1. Coeficientul μ față de α în condiții uscate.

Apoi sunt prezentate rezultatele unei progresii a modelelor de complexitate crescândă. Întrucât înțelegerea comportamentului dinamic al unei roți este fundamentală pentru studiul dinamicii unui vehicul feroviar, se considerată mai întâi o roată izolată care se deplasează de-a lungul șinei [5]. Aceste ecuații sunt extinse la cazul unui cadru rigid sprijinit pe două roți, reprezentând un singur boghiu. Acest model este extins în continuare pentru a reprezenta un singur vehicul și, în final, la un tren cu mai multe vehicule.

2. INTERACȚIUNEA ROATĂ ȘINĂ

Roțile vehiculului feroviar sunt sub formă de două roți montate rigid pe o osie comună. Într-o vedere superficială, comportamentul unei roți a vehiculului feroviar este determinat de efecte pur geometrice.

Mișcarea de rulare pură este modificată prin acțiunea forțelor tangențiale la punctul de contact roată-șină. Aceste forțe induc alunecarea bruscă sau alunecarea ușoară. Acest aspect este important în comportamentul contactului roată - șină [6].

Mecanismul sistemului de frânare funcționează conform secvenței următoare. Saboții de frână sunt împinși pe un disc montat fie pe osie, fie pe roată. Forța generată, a suportului, reacționează printr-un etrier suspendat al frânei conectat la cadrul boghiului. Aceasta se opune rotirii roții și creează o deformare elastică a spațiului de contact dintre roată și șină. Ca urmare a acestui fapt, este dezvoltată o forță de frânare longitudinală, forța de frânare longitudinală.

Teoria acestui mecanism se bazează pe alunecare sau diferență fracțională între viteza periferică a roții și viteza trenului. Relația dintre coeficientul de frecare μ și alunecarea α , depinde de materiale, dar pentru roțile și șinele de oțel, este de obicei așa cum se arată în figura 1, care indică, de asemenea, limita de aderență [7].

Caracteristicile geometrice de interes se referă la comportamentul punctului de contact de pe fiecare roată unde este creată alunecarea ușoară. O definiție formală a alunecării bazată pe variabilele prezentate în figura 2 este dată în relația 1:

$$\alpha = \frac{2 \cdot (RW \cdot \omega - V)}{(RW \cdot \omega + V)} \quad (1)$$

Se poate observa că alunecarea longitudinală este definită în ceea ce privește viteza cu care materialul rulant trece prin zona de contact șină - roată și este exprimat ca diferența dintre componentele din direcția longitudinală a acestor viteze ale corpului rigid împărțite la viteza de înaintare a roții. Alunecarea este produsă de o forță tangențială și un moment al axei normale. Forța tangențială este, de obicei, rezolvată și de componentele sale longitudinale și laterale, deși această lucrare se referă doar la alunecare și forță în direcția longitudinală. În schimb, alunecarea poate fi considerată ca fiind specificată și forța și momentul calculate din aceasta. În lucrarea teoretică, acest lucru este la cazul general.

2.1. Ecuația de mișcare a roții

Modelul dinamic al roții ar trebui să fie cât mai simplu. În scopuri de simulare și analiză ar trebui să conțină, de asemenea, toți parametrii importanți ai proprietăților particulare care sunt cercetați pe sistemul dinamic al întregului vehicul [8].

Figura 2 prezintă forțele care acționează pe o singură roată sub acțiunea de frânare.

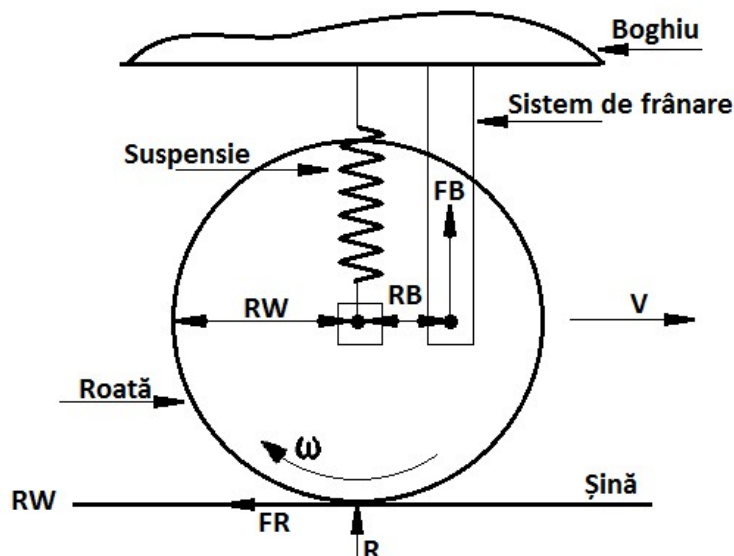


Fig. 2. Parametrii sistemului dinamic ai vehiculului.

Pentru mișcarea unei osii montate cu mici diferențe de viteză în raport cu calea pe care circulă, alunecarea α , este dată de relația:

$$\alpha = \frac{(RW \cdot \omega - V)}{V} \quad (2)$$

în care RW este raza roții ω este viteza unghiulară și V este viteza înaintare a roții. Pentru frânare, rezultă valori negative ale unei valori a vitezei unghiulare ω .

Atunci când diferența de viteză este o proporție semnificativă a vitezei roții sau a șinei, este mai potrivit să se folosească următoarea ecuație, în care diferența este divizată la media vitezei (relația (1)).

Relația (1) a fost utilizată deoarece, deși rezultă o oarecare creștere a complexității computaționale, ne așteptam ca simularea să atingă niveluri ridicate de alunecare în anumite circumstanțe și prin urmare, trebuie utilizată o ecuație mai precisă.

Ecuația dinamică a roții este, prin urmare, următoarea:

$$IW \cdot \alpha = FR \cdot RW - EB \cdot RB \quad (3)$$

în care IW este momentul de inerție al osiei montate și unde:

$$FR = \mu(\alpha) \cdot R \quad (4)$$

Coeficientul de frecare $\mu(\alpha)$ este o relație neliniară, prezentată în mod obișnuit (figura 1) pentru șină uscată, unde aceeași caracteristică se aplică valorilor negative ale alunecării întâlnite la frânare [9]. Ecuația poate fi considerată ca fiind substanțial liniară pentru o forță de frânare mică (pentru care aderența este aproximativ proporțională cu alunecarea), dar este în mod evident foarte neliniară odată ce se apropie limita aderenței.

Ecuația forței de frânare longitudinală liniară, FR , este:

$$FR = \frac{R(RW \cdot \omega - V) \cdot C_c}{V} \quad (5)$$

în care R este forța de reacție și C_c , este panta graficului pentru valoarea mică α .

Forța de frânare longitudinală FR depinde și de forța de reacție R . Cu toate acestea, această forță se va schimba ca urmare a redistribuirii încărcărilor pe roți în timpul frânării, efect care depinde și de proprietățile dinamice ale suspensiei vehiculului [10]. Acest efect creează interacțiunea dintre sistemele de frânare ale diferitelor osii montate dintr-un tren [11] și care trebuie înțelese și modelate corespunzător pentru a permite determinarea potențialului maxim al sistemelor de frânare de înaltă performanță.

2.2. Frânarea unei singure roți

Există mai mulți parametri care sunt folosiți pentru a modela comportamentul de frânare al unei singure roți. Acestea sunt raza roții $RW = 0,5$ m, distanța de la centrul roții la brațul frânei, $RB = 0,25$ m și un sfert din masa trenului, $R = 7853,5$ kg pentru 77042,8 N. Pentru toate studiile preliminare a fost utilizată o viteză de pornire a trenului de $V = 20$ ms⁻¹, deși într-o etapă ulterioară, rezultatele au fost, de asemenea, evaluate la viteze mai mari și mai mici. Pentru o singură osie montată dinamică [12] este reprezentată pur și simplu de:

$$MV = -FR \quad (6)$$

Pentru a ilustra efectul frânelor asupra vitezei, alunecării și vitezei unghiulare a unei singure roți care rulează pe o cale ferată, a fost simulată o aplicație de frână.

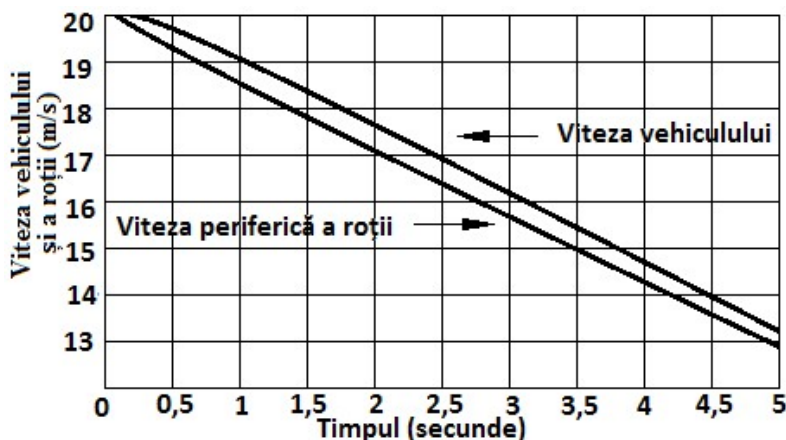


Fig. 3. Viteza liniară a roții și viteza periferică a roții.

În acest caz, a fost utilizată o caracteristică liniară de aderență - alunecare (doar limitarea FB , astfel încât limita de aderență să nu fie depășită). Rezultatele simulării arată că, pe măsură ce se aplică frânele, viteza vehiculului și viteza unghiulară a roții încep să scadă, viteza de cădere depinde de forța de frânare [13]. Simularea a fost oprită când viteza osiei montate [14] a atins valoarea zero. Figura 3 prezintă viteza liniară a roții și viteza periferică a roții, în timp ce figura 4 prezintă forța de frânare longitudinală.

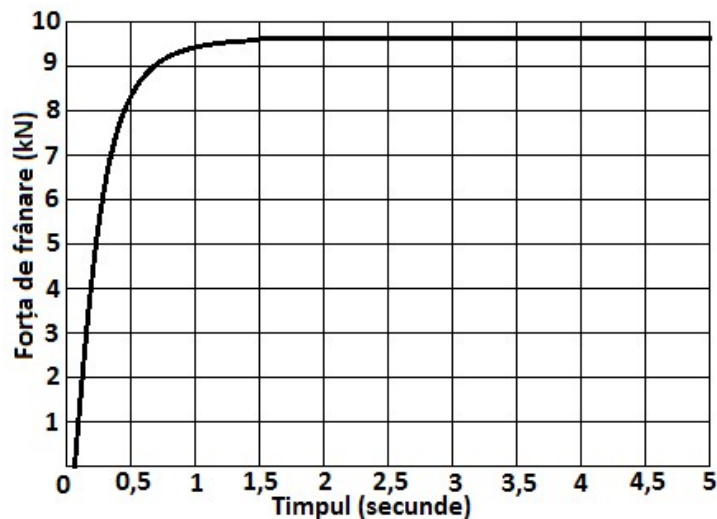


Fig. 4. Forța de frânare longitudinală.

Rezultatele unei forțe aplicate în creștere constantă, FB , care creează o frânare longitudinală care depășește limita de aderență, sunt prezentate în figura 5.

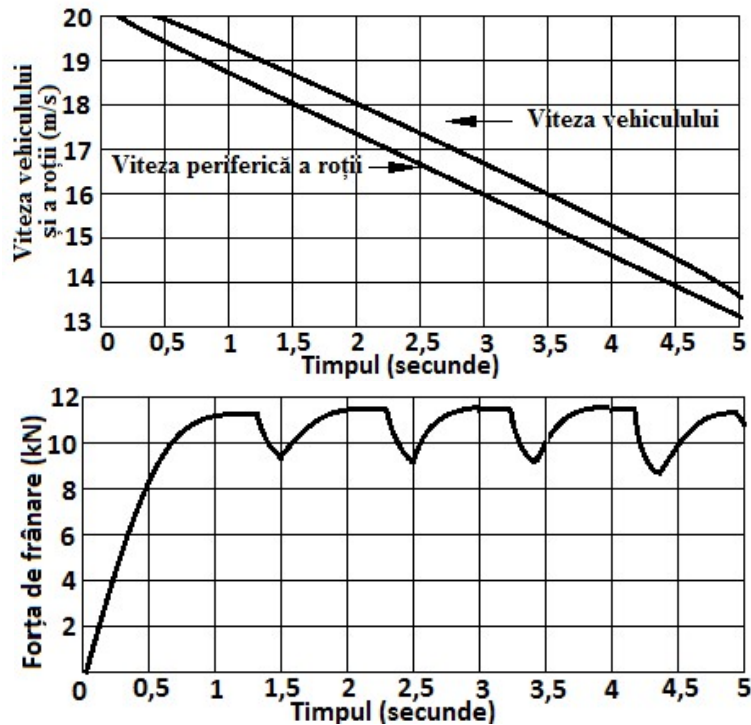


Fig. 5. Frânarea unei singure osii montate, cu un control simplu al alunecării roților.

Graficul superior arată viteza trenului și viteza periferică a roții. Diferența este mică datorită nivelului scăzut de alunecare care există pentru oțel la contactul din oțel. Graficul inferior indică forța de frânare longitudinală, FR , care este generată la punctul de contact roată - șină. În această etapă, forța de frânare $FB = 60$ kN și frânarea longitudinală FR sunt așa cum se arată în figura 5, dar toți ceilalți parametri sunt identici ca înainte. Simularea în curs de dezvoltare include o lege simplă de control reprezentativă pentru practica curentă, care oprește efortul de frânare în cazul în care alunecarea depășește o valoare de 0,03 și o reaplică, când roata nu mai alunecă.

Efectul ciclic rezultat este prezentat în graficul inferior al figurii 5. De aici rezultă clar că forța medie de frânare obținută este semnificativ mai mică decât vârful disponibil. Pentru a profita din plin de aderența disponibilă, este necesar să se obțină un control stabil al alunecării la o valoare corespunzătoare vârfului curbei de aderență - alunecare prezentată în figura 1 (de obicei în jur de 3%) [15].

Proiectarea legilor de control care să permită atingerea acestui tip de performanță necesită modele mai complexe, care includ interacțiunea dinamică între osiile montate descrise [16].

3. CONTROLUL ALUNECĂRII ROȚII

Vehiculele cu roți sunt frânate, de obicei, pe roțile lor și, deși există diferite tipuri de sisteme auxiliare de frânare utilizate, frânele de ficțiune sunt utilizate în mod normal ca mijlocul cel mai popular de decelerare sau oprire a vehiculului [17].

Forța de ficțiune este dezvoltată între roată și șină în momentul în care roata este frânată. Forța de frânare este forța de ieșire disponibilă care va fi folosită pentru a decelera sau

opri trenul. Figura 6 prezintă diagrama schemei de frânare, inclusiv un filtru de primă ordine pentru a reprezenta dinamica sistemului de frânare. Intrarea este un semnal de alunecare și dacă valoarea alunecării este sub valoarea maximă permisă, atunci aceasta va permite ca frânarea să fie aplicată [18].

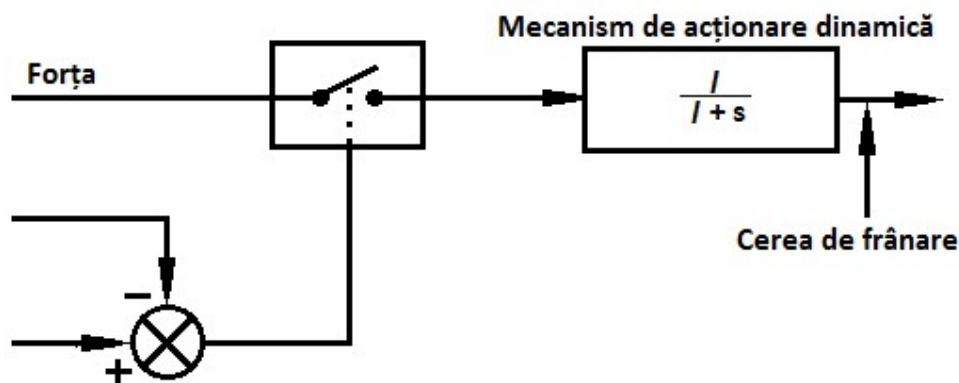


Fig. 6. Schema unei frânări cu o singură roată controlată.

Dacă semnalul de intrare a egalat sau a depășit valoarea maximă permisă, frâna se va opri [19]. Această forță ar putea avea orice profil, cum ar fi o treaptă sau o rampă și în aceste studii a fost utilizată o ramă de frânare [20]. Constanta de timp a dinamicii frânării este tipică unui sistem de frânare pneumatic [21].

Aderența dintre roată și șină este factorul limitativ în performanțele de frânare [22] pe căile ferate.

Figura 7 prezintă diagrama designului de control al dispozitivului vehiculului pe o roată.

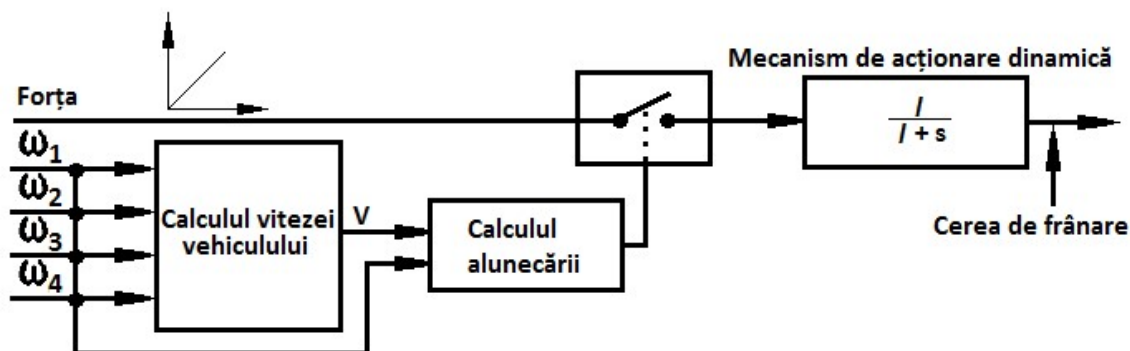


Fig. 7. Schema de control a unei singure roți.

Dacă limita de alunecare este depășită odată ce frânele au fost aplicate, atunci acestea sunt oprite imediat [23]. Când roata se recuperează de la alunecare, frânele sunt reaplicate și acest ciclu se repetă. Această metodă de control [24] a fost implementată pentru rezultatele din figura 5.

Figura 8 prezintă diagrama designului de control al dispozitivelor vehiculelor cu patru roți.

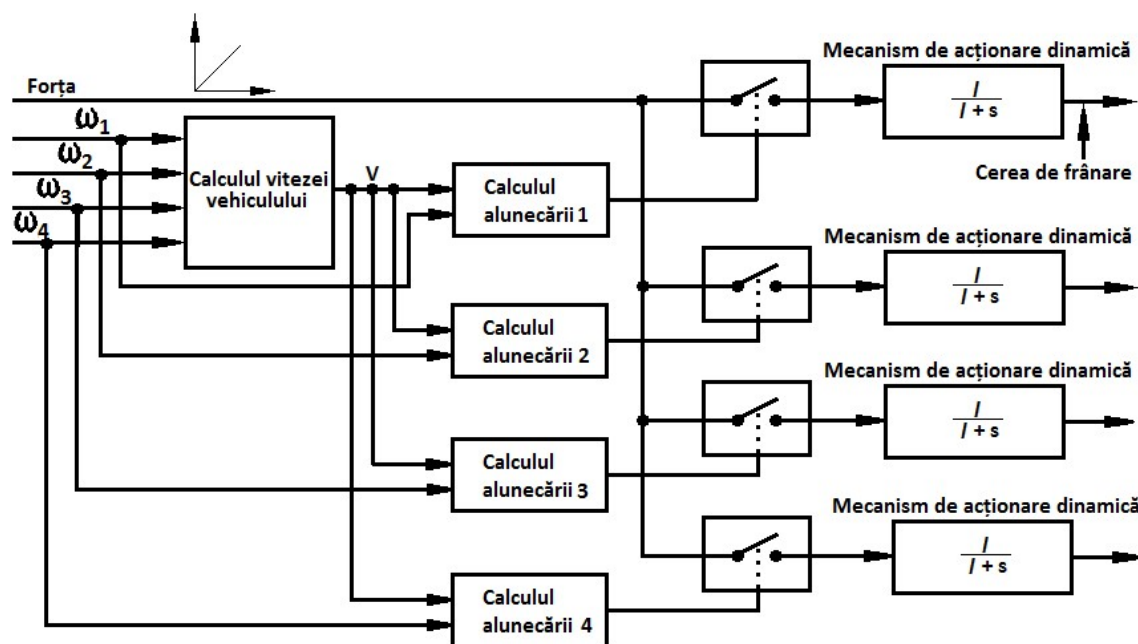


Fig. 8.

Același sistem de control unic al alunecării folosit la osia montată a fost folosit în sistemul de boghiu, în care fiecare osie montată are un sistem de control independent [25].

CONCLUZII

Elementul care asigură ghidarea vehiculelor feroviare pe cele două șine ale căii este osia montată. Forța care acționează deasupra zonei de contact roată-șină, creează un moment de răsturnare a osiei și, prin aceasta, un transfer suplimentar de sarcină dependent de raza roții.

A fost analizat efectul interacțiunii între acțiunea de frânare a osiei montate individuale. Evaluările au inclus efectul unor legi simple de control pentru evitarea alunecării roților în timpul frânării.

Următoarea etapă a programului de cercetare este utilizarea acestor modele dinamice pentru a proiecta regulatoare de frânare care vor controla foarte eficient efortul de frânare pentru a maximiza utilizarea aderenței disponibile. Se preconizează că fiecare vehicul va avea un singur control cu buclă pentru fiecare set de roți, al cărui design va ține cont de natura interactivă a celor patru bucle de control ale frânării. Studiul va ține cont, de asemenea, de modificarea nivelului de aderență, pentru care este de așteptat ca conexiunile între controlere pe diferite vehicule să devină importante.

BIBLIOGRAFIE

- [1] A. Neacșa, N.N. Antonescu, D.B. Stoica, „Software Applications for Complex Technological Systems Reability”, Journal of the Balkan Tribological Association 15 (1), 2009, pp. 45-51.
- [2] M.R. Abuzeid, R.M. Goodall, W.C. Gabb, 1994 „Simulation and Modelling of a Railway Braking Control System”, IEE International Control Conference, vol.1, 1994, pp. 57-62.

- [3] **S. Andaman, A. Badea, M. Bolănu, DM. Balint, CN. Badea, G. Dumitru**, „*Calculul forței de frânare rapidă necesară opririi trenului de mare viteză seria 401-Erste Ice*”, Sinteze de Mecanică Teoretică și Aplicată, vol 7, (4), pp. 349-360, 2016.
- [4] **S. Bharath, B.C. Nakra, K.N. Gupta**, „*Mathematical Model of A Railway Pneumatic Brake System With Varying Cylinder Capacity Effects*”, Transactions of ASME, vol. 112, 1990, pp. 456-462.
- [5] **I. Sebeșan**, „*Dinamica Vehiculelor Feroviare*”, Editura MatrixRom, București 2011.
- [6] **J.J. Kalker**, „*Review of wheel-rail rolling contact theories the general problem of rolling contact*”, Applied Mechanics Division, vol. 40, 1980, pp. 77-92.
- [7] **H.I. Andrews**, „*Railway Traction*”, Elsevier Science Publishers Company Inc. 1986.
- [8] **I. Sebeșan, D. Băiașu**, „*Modele mecanice în dinamica vehiculelor feroviare*”, Editura Academiei Române, București 2014.
- [9] **CN. Badea, G. Popa, M. Preda, C. Badea, M. Dumitru, G. Dumitru**, „*Frecarea și aderența roților vehiculelor feroviare*”, Sinteze de Mecanică Teoretică și Aplicată, vol 10, (2), pp. 79-83, 2019.
- [10] **K. Oldrich, S. Jaroslav**, „*Braking distances of vehicles influenced by random pavement unevenness*”, Vehicle System Dynamics, vol. 15, 1986, pp. 278-292.
- [11] **M.J. Leigh**, „*Braking and Wheelset Protection Interaction*”, International Wheelset Congress, Sydney, Australia, 1992, pp. 121-125.
- [12] **A.H. Wickens**, „*The Dynamic Stability of Railway Vehicle Wheelsets and Bogies Having Profiled Wheels*”, International Journal of Solids and Structures. vol. 1, 1965, pp. 319-341.
- [13] **J.E.Hart, F.J. Grejda**, „*Computer Simulation Of Rail Vehicle Braking Performance*”, ASME, vol., 1972, pp. 1-11.
- [14] **V. Misun**, „*Simulation of the Interaction Between Vehicle Wheel and the Unevenness of Road Surface*”, Vehicle System Dynamics, Vol. 19, 1990, pp. 237-253.
- [15] **G. Popa, CN. Badea, M. Vălu, C. Badea, M. Dumitru, G. Dumitru**, „*Aderența osiilor motoare ale vehiculelor feroviare*”, Sinteze de Mecanică Teoretică și Aplicată, vol. 10, (3), pp. 193-202, 2019.
- [16] **W.L. Brogan**, „*Modern Control Theory*”, Prentice- Hall Inc. 1982, Second Edition.
- [17] **W.C. Gabb, M.J. Leigh**, „*The Glasgow Underground-Automatic Propulsion and Braking Control System*”, Railway Engineering International, 1978, pp. 43-47.
- [18] **A. Neacșa, D.B. Stoica, N.N. Antonescu, M.G. Petrescu**, „*Evaluation of Technological Systems Reliability Using Software Applications*”, ICMEN Conference, 2008.
- [19] **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.
- [20] **K. Oldrich, S. Jaroslav**, „*Braking Distances of Vehicles Influenced by Random Pavement Unevenness*”, Vehicle System Dynamics, Vol. 15, 1986, pp. 278-292.
- [21] **D.F. Moore**, „*The Friction of Pneumatic Tyres*”, Elsevier Scientific Publishing Company, Amsterdam 1975.
- [22] **C.L. Murray**, „*Mighty Effort And Expertise Goes International Railway Braking*”, Railway Engineering International, 1979, pp. 33-39.
- [23] **M.A. Murtaza**, „*Railway Air Brake Simulation: An Empirical Approach*”, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 207, 1993, pp. 51-56.
- [24] **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.
- [25] **W.C. Lin, D.J. Dobner, R.D. Fruechte**, „*Design and Analysis of an Antilock Brake Control System With Electric Brake Actuator*”, Int. Journal of Vehicle Design, vol. 14, no. 1, 1993, pp. 13-43.