

SIMULAREA NUMERICĂ A TRECERII UNEI ROȚI PESTE O JOANTĂ DE CALE FERATĂ

NUMERICAL SIMULATION OF THE PASSAGE OF A WHEEL OVER A RAIL JOINT

Prof. univ. dr. ing. Traian MAZILU

Universitatea Politehnica din București
București, Splaiul Independenței 313, sector 6, CP 060042, Romania
e-mail: trmazilu@yahoo.com

Rezumat. Joanta de cale ferată reprezintă o zonă cu rezistență scăzută care introduce o discontinuitate a suprafeței de rulare a șinei. În articol se propune un nou model geometric de contact roată-șină cu joantă în care alternează monocontactul continuu de-a lungul capetelor de șină cu bicontactul discontinuu la trecerea roții peste lacuna joantei. Modelul geometric este implementat într-un model mecanic simplu cu două grade de libertate pentru a pune în evidență proprietățile de bază ale interacțiunii roată-șină la trecerea peste o joantă. Este evidențiată influența vitezei și a diferenței de nivel dintre capetele joantei asupra forței maxime de contact roată-șină.

Cuvinte cheie: roată, joantă de cale ferată, mono/bicontact, forță dinamică

Abstract. Rail joint is an area with low resistance which introduces a discontinuity in the rail running surface. The paper proposes a new model of wheel-rail contact geometry with alternating continuous single-point-contact along the rail ends and transient double-point-contact when the wheel passes over the joint gap. Geometric model is implemented in a simple mechanical model with two degrees of freedom to highlight basic properties of the wheel-rail interaction due to the crossing over a rail joint. It highlighted the influence of speed and the difference of level between the ends of rails on the maximum force wheel-rail contact.
Keywords: wheel, rail joint, single/double-point contact, dynamic force

1. INTRODUCERE

Joantele au rolul de a asigura îmbinarea dintre șine pentru a se realiza continuitatea căii de rulare (fig. 1). Capetele a două cupoane de șină sunt solidarizate cu ajutorul a două eclise prinse de o parte și de alta a șinelor prin șuruburi. Pentru a se permite dilatarea șinelor și evitarea apariției tensiunilor datorate dilatării împiedicate, între capetele șinelor este lăsat un spațiu de câțiva milimetri denumit lacună. Existența lacunelor face ca suprafața de rulare a șinelor să fie discontinuă, ceea ce are drept efect producerea de șocuri dinamice în momentul în care roata trece peste o joantă. În plus, prezența lacunei și îmbinarea capetelor de șină cu ajutorul ecliselor al căror moment de inerție este sensibil mai mic decât cel al șinei conduce la micșorarea rigidității la încovoiere a joantei care în acest mod devine o zonă cu rezistență slabă în structura căii de rulare.

La trecerea repetată a roților peste o joantă, deplasarea verticală datorată sarcinilor aplicate este mai mare din cauza rigidității mai mici a joantei. În timp, cele două capete de șină îmbinate prin joantă devin curbate, aspect care face ca solicitările dinamice să fie mai

mari. Aceste solicitări se transmit prisme de balast și terasamentului căii afectând geometria căii prin fărâmițarea balastului și tasarea terasamentului. În final, toate aceste efecte se reflectă în costurile de întreținere care sunt mai mari în cazul zonelor cu joante.

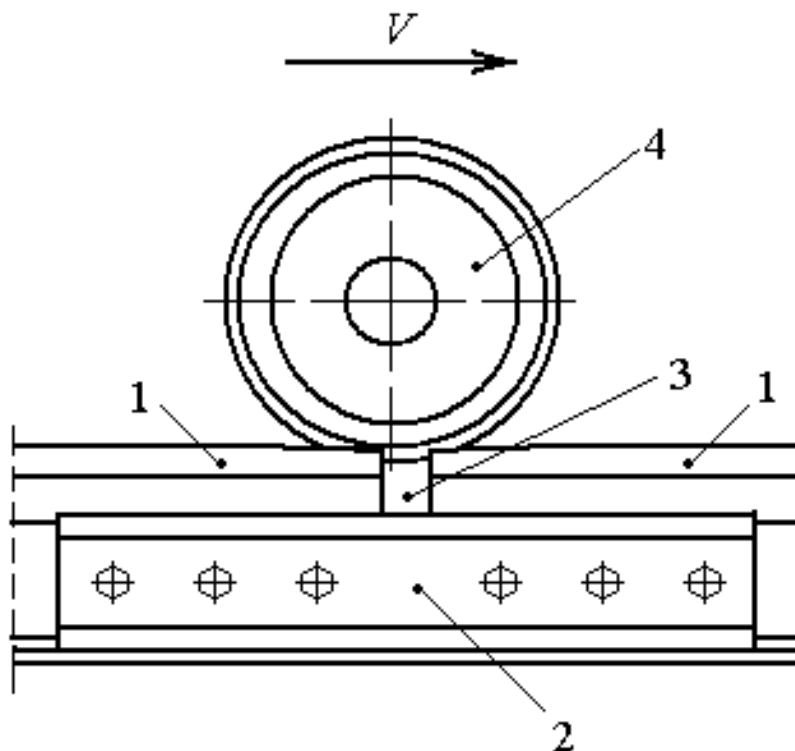


Fig. 1. Îmbinarea a două șine printr-o joantă: 1. șine; 2. eclisă; 3. lacuna; 4. roata.

Problema interacțiunii roții cu șina la trecerea peste o joantă a făcut obiectul a numeroase studii care au tratat diverse aspecte de interes practic și teoretic. Astfel, Cai ș.a. au studiat pe baza unui model cu elemente finite eforturile unitare din domeniul elasto-plastic care se produc la trecerea unei roți peste o joantă de cale ferată care prezintă o diferență mare de nivel de o parte și de alta a lacunei [1].

Wu și Thompson au fost interesați de evaluarea zgomotului de impact care se produce la trecerea unei roți peste o joantă [2]. Pentru aceasta, au utilizat modele liniare simplificate pentru roată și cale ale căror ecuații de mișcare le-au integrat prin metoda Runge-Kutta ținând seama de neliniaritatea contactului Hertzian roată-șină și de posibilitatea desprinderii roții de șină. Excitația sistemului este dată de deplasarea relativă dintre roată și șină determinată pe baza considerentelor geometrice la traversarea secțiunii în care se află joanta presupunând atât roata, cât și șina ca fiind corpuri rigide. Cu ajutorul acestui model autorii lucrării menționate au calculat mai întâi forța de impact dintre roată și șină pe care au reprezentat-o apoi în domeniul frecvenței. Mai departe, pe baza spectrului de frecvență al forței au determinat spectrul de frecvență al rugozității echivalente pe care l-au utilizat ca element de intrare în modelul acustic al sistemului roată-șină pentru a calcula nivelul de zgomot produs la trecerea roții peste joantă.

Efectul joantelor asupra distribuției eforturilor unitare normale și tangențiale de contact roată-șină a fost studiat de Y.-C. Chen și L.-W. Chen care au utilizat un model cu

elemente finite [3]. Rezultatele numerice au arătat că distribuția eforturilor unitare în pata de contact roată-șină este în mod semnificativ modificată datorită prezenței joantei.

Steenbergen, într-un articol publicat în *Vehicle System Dynamics* [4], se ocupă de problema modelării contactului roată-șină considerând situațiile de monocontact în regim continuu și respectiv cea de bicontact în regim tranzitoriu. A arătat că modelul monocontactului continuu exclude posibilitatea de a simula șocul atunci când acesta este produs ca urmare a unei discontinuități a punctului de contact, așa cum se întâmplă la trecerea roții peste o joantă. Ca soluție a evitării acestei probleme a indicat modificarea componentei verticale a vitezei masei roții în momentul producerii bicontactului cu o mărime care depinde de geometria în plan vertical a șinei și de raza roții.

În această lucrare, se propune studierea trecerii roții peste o joantă cu ajutorul unui nou model geometric de contact [5]. Acest model ia în considerare situația de bicontact care apare la trecerea roții de pe un capăt de șină pe celălalt, precum și elasticitatea sistemului roată-șină. Pentru simplitate, modelul geometric menționat este aplicat la cazul unei joante simetrice fără lacună și implementat pe un model de interacțiune roată-șină de tip discret cu două grade de libertate.

2. GEOMETRIA ROATĂ-ȘINĂ CU JOANTĂ SIMETRICĂ FĂRĂ LACUNĂ

În figura 2 este prezentat modelul geometric al contactului dintre o roată și șină când roata traversează o joantă simetrică fără lacună. Lungimea joantei este $2L$, iar diferența de nivel H . Raza roții este R , dar în zona de contact distanța de la centrul roții la șină este mai mică datorită deformării corpurilor cu δ_1 pe ramura din stânga și cu δ_2 pe cea din dreapta.

Se consideră că fiecare ramură a joantei poate fi descrisă printr-o parabolă astfel încât coordonatele unui punct de pe suprafața șinei, (x_{s1}, z_{s1}) pentru ramura stângă și (x_{s2}, z_{s2}) pentru ramura dreaptă a joantei vor satisface relația

$$z_{s1,2}(x_{s1,2}) = \frac{H}{L^2} x_{s1,2}^2. \quad (1)$$

Considerații geometrice simple conduc la determinarea traiectoriei centrului roții ale cărui coordonate $(x_{r1,2}, z_{r1,2})$ verifică relațiile

$$x_{r1,2} = x_{s1,2} + (R - \delta_{1,2}) \sin \theta_{1,2} \quad (2)$$

$$z_{r1,2} = z_{s1,2} + R - (R - \delta_{1,2}) \cos \theta_{1,2}, \quad (3)$$

în care $\theta_{1,2}$ este unghiul de contact.

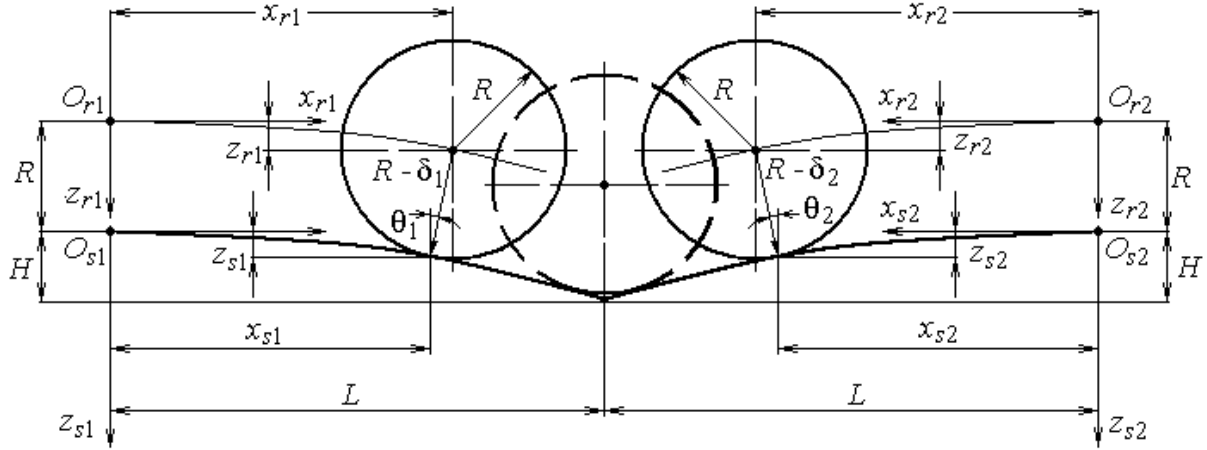


Fig. 2. Modelul geometric roată-șină la trecerea peste o joantă simetrică fără lacună.

Dacă se ține seama că unghiul de contact este un unghi mic ($\sin \theta \approx \theta$ și $\cos \theta \approx 1 - \theta^2/2$), atunci relațiile (2) și (3) devin

$$x_{r,2} = x_{s,2} + (R - \delta_{1,2})\theta_{1,2} \quad (4)$$

$$z_{r,2} = z_{s,2} + R\theta_{1,2}^2/2 + \delta_{1,2}, \quad (5)$$

cu precizarea că s-au neglijat termenii de ordin mai mare de 2.

Se urmărește găsirea unei relații explicite pentru traiectoria centrului roții de forma $z_{r,2} = f(x_{r,2})$ și pentru aceasta trebuie să fie înlocuite coordonata $z_{s,2}$ și unghiul de contact $\theta_{1,2}$ din relația (5) pe baza relațiilor (1 – 4) și a faptului că unghiul de contact poate fi aproximat cu derivata $dz_{s,2}/dx_{s,2}$, conform relației de mai jos

$$\theta_{1,2} \approx \tan \theta_{1,2} = \frac{dz_{s,2}}{dx_{s,2}} = 2 \frac{H}{L^2} x_{s,2}. \quad (6)$$

După câteva calcule se obține

$$z_{r,2} = x_{r,2}^2 \frac{H}{L^2} \frac{\left(1 + 2 \frac{RH}{L^2}\right)}{\left[1 + 2 \frac{RH}{L^2} \left(1 - \frac{\delta_{1,2}}{R}\right)\right]^2} + \delta_{1,2}. \quad (7)$$

Având în vedere inegalitățile $\delta_{1,2}/R \ll 1$ și $2RH/L^2 \ll 1$, rezultă că relația de mai sus se poate rescrie sub forma simplificată

$$z_{r,2} = x_{r,2}^2 \frac{H}{L^2 \left(1 + 2 \frac{RH}{L^2}\right)} + \delta_{1,2}. \quad (8)$$

Întrucât s-a considerat cazul joantei simetrice fără lacună, rezultă următoarele relații

$$x_{r1} + x_{r2} = 2L, \quad z_{r1} - z_{r2} = 0. \quad (9)$$

Trebuie observat faptul că $z_{r1,2}$ reprezintă deplasarea centrului roții în raport cu șina datorită formei joantei și a deformării suprafețelor de contact roată-șină. Mai departe, notând cu z_r deplasarea centrului roții și cu z_s deplasarea șinei în raport cu poziția de referință, se poate scrie

$$z_r - z_s = x_{r1,2}^2 \frac{H}{L^2 \left(1 + 2 \frac{RH}{L^2} \right)} + \delta_{1,2}, \quad (10)$$

ceea ce revine la a spune că deplasarea relativă dintre roată și șină este datorată formei șinei și deformării celor două corpuri în zona de contact.

Relația (10), rescrisă sub forma

$$\delta_{1,2} = z_r - z_s - x_{r1,2}^2 \frac{H}{L^2 \left(1 + 2 \frac{RH}{L^2} \right)}, \quad (11)$$

permite descrierea tuturor situațiilor de contact roată-șină, respectiv, pe de o parte, situațiile de mono/bicontact, iar pe de altă parte, desprinderea roții de șină. Într-adevăr, calculând deformațiile contactului cu relația de mai sus, se pot stabili următoarele corelații:

- monocontact pe șina din partea stângă

$$\delta_1 > 0, \quad \delta_2 < 0 \quad (12)$$

- monocontact pe șina din partea dreaptă

$$\delta_1 < 0, \quad \delta_2 > 0 \quad (13)$$

- bicontact în zona de trecere de pe o șină pe cealaltă

$$\delta_1 > 0, \quad \delta_2 > 0 \quad (14)$$

- desprinderea roții de șină

$$\delta_1 < 0, \quad \delta_2 < 0. \quad (15)$$

Relațiile de mai sus vor fi utilizate în secțiunea următoare în modelul de interacțiune roată-șină cu joantă.

3. MODELUL MECANIC ȘI ECUAȚIILE DE MIȘCARE

În figura 3 este prezentat modelul de interacțiune roată-șină care poate fi folosit pentru simularea trecerii roții peste o joantă simetrică fără lacună. Atât roata cât și șina se presupune că sunt corpuri rigide exceptând zona de contact unde elasticitatea celor două corpuri este descrisă cu ajutorul teoriei lui Hertz [6]. Asupra roții acționează sarcina statică Q_o . Proprietățile de elasticitate și amortizare ale căii de rulare sunt modelate cu ajutorul unui sistem vâsco-elastic de tip Kelvin-Voigt.

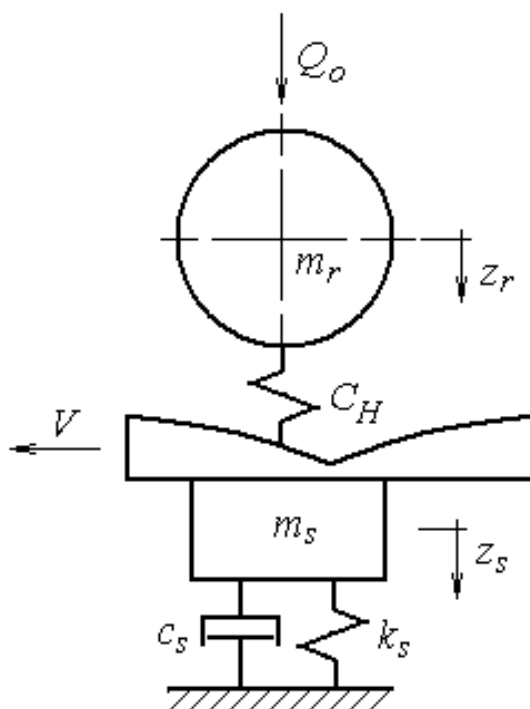


Fig. 3. Modelul mecanic al sistemului roată-șină la traversarea unei joante.

Un astfel de model se bazează pe simetria structurală pe care de regulă o au orice vehicul feroviar și calea de rulare. De asemenea, se neglijează influența maselor suspendate și a etajelor de suspensie ale vehiculului, pe de o parte, iar pe de alta, cuplajul dintre roțile vehiculului datorită elasticității căii de rulare. Se mai menționează faptul că modelul adoptat este de tipul *„neregularității mobile”* în sensul că roata este fixată deasupra șinei, iar printre roată și șină este trasă o bandă profilată conform profilului șinei, în cazul de față, profilul șinei cu joantă.

Ecuatiile de mișcare se pot obține aplicând principiul lui D'Alembert

- ecuația de mișcare a roții

$$m_r \ddot{z}_r = Q_o - Q_1 - Q_2 \quad (16)$$

- ecuația de mișcare a șinei

$$m_s \ddot{z}_s + c_s \dot{z}_s + k_s z_s = Q_1 + Q_2, \quad (17)$$

în care m_r și m_s sunt masele roții și șinei, Q_1 și Q_2 reprezintă forțele de contact roată-șină când roata rulează pe cele două capete de șină ale joantei, iar c_s și k_s sunt constantele de amortizare și de elasticitate ale căii de rulare.

Mai trebuie adăugată relația de calcul a forțelor de contact roată-șină

$$Q_{1,2} = C_H \delta_{1,2}^{3/2} \sigma(\delta_{1,2}), \quad (18)$$

unde C_H este constanta lui Hertz care depinde de razele principale de curbură ale suprafețelor în contact (ale roții și șinei) și de caracteristicile materialului (modulul de elasticitate și constanta lui Poisson), iar $\sigma(\cdot)$ este funcția treaptă unitară a lui Heaviside. Pentru calculul constantei lui Hertz în cazul contactului roată-șină se poate consulta, de exemplu, referința [6].

În fine, se mai precizează poziția roții în raport cu joanta, considerând deplasarea acesteia ca fiind uniformă cu viteza V

$$x_{r1} = Vt, \quad x_{r2} = 2L - Vt. \quad (19)$$

După cum se poate vedea, ecuațiile de mișcare sunt neliniare datorită caracteristicilor geometrice și mecanice ale contactului roată-șină, iar integrarea acestora se poate face cu ajutorul algoritmului Runge-Kutta.

4. APLICAȚIE NUMERICĂ

În această secțiune sunt prezentate câteva rezultate numerice obținute cu modelul descris mai sus luând în considerare următoarele valori ale parametrilor acestuia: masa roții $m_r = 750$ kg, masa redusă a șinei $m_s = 80$ kg, amortizarea căii $c_s = 38$ kNs/m, rigiditatea căii $k_s = 50$ MN/m și sarcina statică $Q_o = 100$ kN.

În ceea ce privește forma geometrică a joantei, aceasta este determinată de lungimea $2L = 1$ m și de diferența de nivel $H = 10$ mm. Constanta lui Hertz are valoarea $C_H = 118,6$ GN/m^{3/2} și aceasta s-a obținut luând în calcul o roată cu raza de 0,46 m și profil de rulare S 78 (raza profilului pe suprafața de rulare este 0,5 m) care rulează pe o șină de tip UIC 60 a cărei rază a profilului pe suprafața de rulare este de 0,3 m. În plan longitudinal, raza de curbură a șinei este egală cu raportul $L^2/(2H)$, ceea ce revine la o rază de curbură de 12,5 m pentru valorile de mai sus ale joantei.

În figura 4 este prezentată deplasarea roții și a șinei, precum și forțele de contact când roata trece peste joantă cu viteza de 40 km/h. La această viteză, traversarea joantei se face în 90 ms.

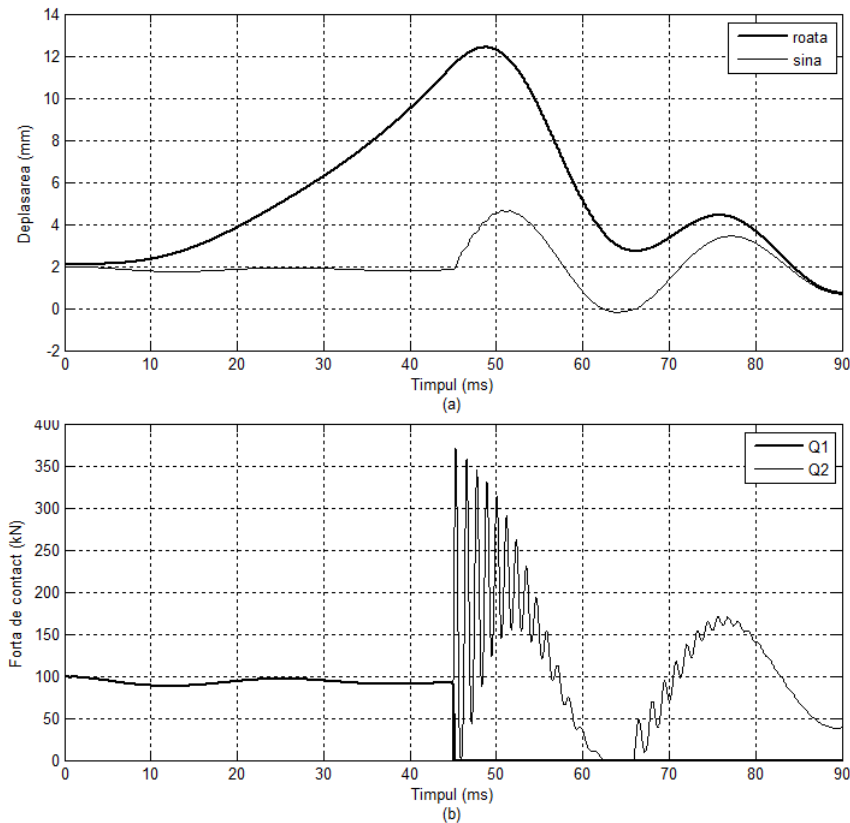


Fig. 4. Interacțiunea roată-șină la traversarea joantei cu 40 km/h: (a) deplasarea roții și a șinei; (b) forțele de contact.

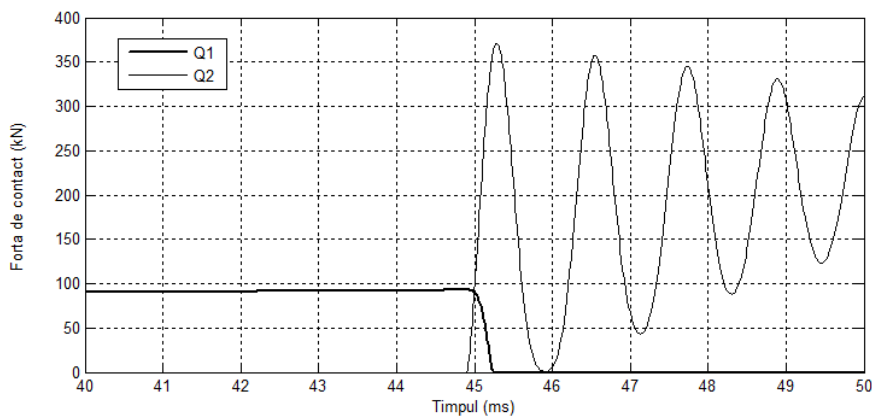


Fig.5. Forțele de contact roată-șină la trecerea peste mijlocul joantei cu 40 km/h.

La momentul initial, deplasarea șinei este egală cu deformația căii sub sarcina statică, respectiv 2 mm, în timp ce deplasarea roții este mai mare, 2,089 mm, datorită elasticității contactului. Totodată, forța de contact Q_1 ia valoarea sarcinii statice Q_0 , respectiv 100 kN. În continuare, având în vedere faptul că sensul pozitiv al sistemului de referință este îndreptat în jos, se observă cum roata coboară, deplasarea acesteia ia valori pozitive, mai mari decât valoarea inițială, urmărind forma curbată a șinei din stânga datorită acțiunii sarcinii statice. Traectoria curbilinie a centrului roții conduce la o anumită descărcare a contactului roată-șină

– forța de contact Q_1 este mai mică decât sarcina statică Q_0 – ca efect al forței centrifuge care acționează asupra roții. În consecință, șina este antrenată într-o ușoară mișcare ascendentă datorită reacțiunii căii. În tot acest timp, roata și șina se află în mod continuu în monocontact.

Când roata a ajuns la mijlocul joantei, roata trece de pe o șină pe cealaltă și ca urmare, se va afla în bicontact (fig. 5). Bicontactul durează foarte puțin, cca. 0,34 ms, începe odată cu încărcarea șinei din dreapta ($Q_2 > 0$) și se termină când are loc descărcarea completă a contactului cu șina din stânga ($Q_1 = 0$). Forța Q_2 ia valori foarte mari datorită variației de impuls determinată de condițiile geometrice de la trecerea roții de pe o șină pe cealaltă. În continuare, regimul dinamic al sistemului roată-șină ia forma unei vibrații amortizate modulate în care purtătoarea corespunde frecvenței proprii înalte a sistemului, iar modulata corespunde frecvenței joase. Pe diagrama forțelor de contact se pot vedea intervalele de timp în care Q_2 se anulează, ceea ce semnifică desprinderea roții de șină.

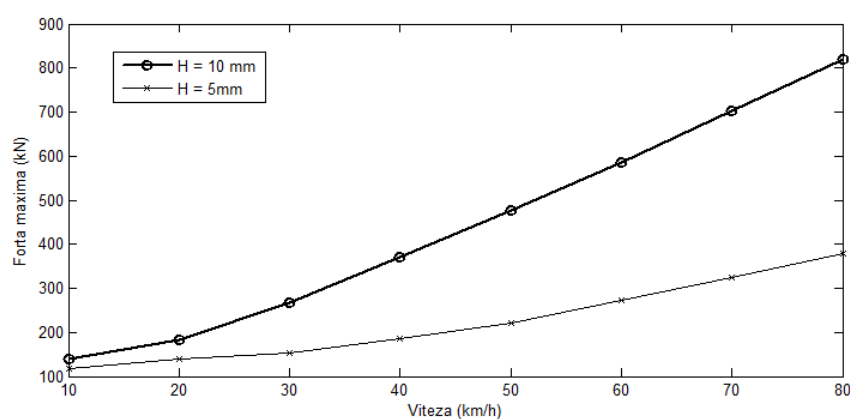


Fig. 6. Influența vitezei de circulație asupra forței maxime de contact la traversarea unei joante.

Figura 6 prezintă influența vitezei asupra valorii maxime a forței de impact roată-șină la trecerea peste o joantă simetrică. Sunt luate în calcul două valori ale diferenței de nivel a joantei, 5 și respectiv 10 mm. Se constată creșterea forței de impact odată cu creșterea vitezei, iar această creștere este mai accentuată la viteze mai mari de 30 ($H = 5$ mm) și respectiv 20 km/h ($H = 10$ mm) în funcție de diferența de nivel a joantei. Totodată, se remarcă influența foarte mare a diferenței de nivel a joantei cu observația că această influență este mai puternică la viteze mai mari de 40 km/h.

5. CONCLUZII

Joanta de cale ferată reprezintă o zonă slabă în structura căii de rulare care, la trecerea unui tren de roți, produce efecte de șoc datorită formei geometrice a șinelor.

În lucrare s-a arătat că modelarea contactului roată-șină la trecerea roții peste o joantă prezintă trei forme diferite, respectiv contact continuu de tip monocontact, bicontact în zona îmbinării capetelor de șină și, în anumite condiții, desprinderea roții de șină după depășirea zonei de îmbinare. Toate aceste aspecte au fost implementate într-un model cu două grade de libertate pentru a stabili proprietățile de bază ale interacțiunii dinamice roată-șină la trecerea peste o joantă.

Rezultatele simulărilor numerice au pus în evidență faptul că viteza de circulație și diferența de nivel a joantei sunt factori care influențează esențial forța maximă de contact.

BIBLIOGRAFIE

- [1] **W. Cai, Z. Wen, X. Jin, W. Zhai**, „*Dynamic stress analysis of rail joint with height difference defect using finite element method*”, in *Engineering Failure Analysis*, vol. 14, 2007, pp. 1488-1499.
- [2] **T. X. Wu, D. J. Thompson**, „*On the impact noise generation due to a wheel passing over rail joints*”, in *Journal of Sound and Vibration*, vol. 267, 2003, pp. 485-496.
- [3] **Y.-C. Chen, L.-W. Chen**, „*Effects of insulated rail joint on the wheel/rail contact stresses under the condition of partial slip*”, in *Wear*, vol. 260, 2006, pp. 1267-1273.
- [4] **M. J. M. M. Steenbergen**, „*Modelling of wheels and rail discontinuities in dynamic wheel/rail contact analysis*”, in *Vehicle System Dynamics*, vol. 44, no. 10 october 2006, pp. 763-787.
- [5] **T. Mazilu, M. Dumitriu, C. Tudorache, M. Sebeșan**, „*Geometria roată-șină la trecerea peste joante*”, Simpozionul Național de Material Rulant de Cale Ferată, Ediția a VII-a, Editura MatrixRom, București, pp. 85-104.
- [6] **T. Mazilu**, „*Vibrații roată-șină*”, Editura MatrixRom, București, 2008.