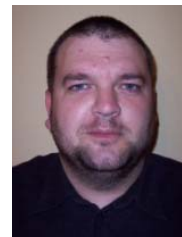


STUDIUL CALITĂȚII CIRCULAȚIEI DINAMICE ÎN CURBĂ A LOCOMOTIVEI DIESEL ELECTRICE 621 EGM DE 2100 CP UTILIZÂND BOGHIURI LIBERE

Asist. drd. ing. Gabriel-Vasile URSU-NEAMȚ,
Universitatea „Politehnica” din Timișoara



Absolvent al Facultății de Mecanică, specializarea Material rulant de cale ferată. Masterat în „Energocologie în domeniul termic și al vehiculelor de transport”, promoția 2001. În prezent asistent la catedra de Ingineria transporturilor. Autor a 37 lucrări științifice la diferite conferințe naționale și internaționale și două cărți de specialitate. Colaborator la evaluarea a două granturi cu C.N.C.S.I.S. și la patru contracte de cercetare cu diverși beneficiari din țară.



Drd. ing. Dan Simion STEPAN,
Universitatea „Politehnica” din Timișoara

Absolvent al Facultății de Mecanică, specializarea Material rulant de cale ferată. Masterat în „Vehicule feroviare de mare viteză”, promoția 2005. În prezent doctorand cu frecvență la catedra de Ingineria transporturilor.

Drd. ing. Mircea Ciprian MATEI,
Universitatea „Politehnica” din Timișoara



Absolvent al Facultății de Mecanică, specializarea Material rulant de cale ferată, promoția 2008. În prezent doctorand cu frecvență la catedra de Ingineria transporturilor.

REZUMAT. În lucrarea de față se studiază calitatea circulației dinamice în curbă a locomotivei diesel electrice 621 EGM de 2100 CP în cazul în care avem boghiuri libere. Acest studiu verifică dispunerea simultană a boghiurilor, pe rând, în pozițiile: diagonală, intermediară și în coardă, prin ridicarea pașaportului dinamic al locomotivei. Pe lângă acestea se mai verifică și siguranța împotriva deraierii, influența uzurii suprafețelor de contact roată - șină și se determină vitezele maxime de circulație admise în curbă.

CUvinte cheie: circulație dinamică, forțe directoare, pașaport dinamic.

ABSTRACT. This paper studies the quality of dynamic circulation in curves for DE 621 EGM, 2100 HP locomotive with free bogies. The study verifies the simultaneous bogies disposure, in different positions: diagonal, intermediary and string by laying out the dynamic passport of the locomotive. It also verifies the safety against derailment, galling influence of wheel - rail and determines maximum circulation admitted speed in curves.

KEYwords: dynamic circulation, director forces, dynamic passport.

1. IPOTEZE SIMPLIFICATOARE

La circulația vehiculelor în curbe circulare, cu viteză constantă, în punctele de contact dintre șină și roată apar forțe de interacțiune cvasistatice, a căror valoare depinde de forțele exterioare vehiculului și care determină și poziția vehiculului la viteza dată.

Prin înscrierea dinamică a vehiculului în curbă se înțelege determinarea variației forțelor de interacțiune cvasistatice dintre șine și roată în curbă în funcție de viteza de circulație. Se determină:

- forțele directoare dintre buza bandajului și șină;
- forțele de ghidare (conducătoare);
- unghiul de atac dintre buza bandajului și firul căii;

- factorul de uzură a buzei bandajului și a șinei;
- criteriul de siguranță împotriva deraierii;
- forța transversală asupra cadrului boghiului.

Pe baza valorii acestor parametrii, care nu trebuie să depășească anumite limite, se poate stabili viteza maximă cu care vehiculul poate circula printr-o curbă de rază dată, fără să apară pericolul deraierii, deriparea liniei, sau uzuri excesive ale buzelor bandajelor roților conducătoare și a șinelor.

Pentru ușurarea calculului forțelor care apar în punctele de conducere se fac următoarele ipoteze simplificatoare:

- suprafața de rulare a bandajelor se consideră cilindrică, iar frecarea dintre buza bandajului și șină se neglijează;

- se consideră că șinele și roțile sunt noi, deci contactul este în două puncte (A – sprijin, B – conducere);
- forțele N_i , care apar în punctele de conducere B , dirijate după normala comună a celor două suprafețe de contact, se înlocuiesc prin componentele lor orizontale;
- în ecuațiile de echilibru se introduc forțele P_i , numite forțe directoare (forțe de conducere);
- avansul la atac b se neglijează și se consideră că forțele directoare acționează în planul vertical al osiei;
- viteza de circulație se consideră constantă;
- nu se iau în considerare forțele de tracțiune sau frânare (se consideră mișcare liberă, care conduce la P_i maxim);
- sarcinile pe roți se consideră egale cu sarcina statică Q_0 , deci polul de rotație se găsește pe axa boghiului;
- calea de rulare se consideră perfect circulară, cu supralărgire și supraînălțare constantă;
- toate forțele care acționează asupra vehiculului se consideră situate în planul tangent la suprafața de rulare;
- calea și vehiculul se consideră nedeformabile în plan orizontal;
- forțele de frecare dintre suprafața de rulare a roții și a șinei, care depind de sarcina pe roată, se pot considera:
 - forțe coulombiene, cu coeficient de frecare constant (Heumann);
 - cu coeficient de frecare în funcție de pseudoalunecarea roții, dar izotrop (Lévi, Müller, ORE);
 - cu coeficienți de frecare anizotropi după direcția longitudinală și transversală, considerând forțe de pseudoalunecare tangențiale T_x și T_y (Kalker).

2. DATE INIȚIALE DE CALCUL

- Tipul locomotivei: DE 621 - EGM;
- Greutatea locomotivei: $G_L = 1.160.000$ N;
- Sarcina maximă admisă pe osie: $2Q = 19,33$ tf;
- Ampatamentul cutiei: $2lc = 8.5$ m;
- Ampatamentele boghiurilor:
 - boghiul 1: - osiile 1 - 2: $l_{12} = 1,95$ m;
 - osiile 2 - 3: $l_{23} = 2,15$ m;
 - osiile 1 - 3: $l_{13} = 4,10$ m;
 - boghiul 2: - osiile 4 - 5: $l_{45} = 2,15$ m;
 - osiile 5 - 6: $l_{56} = 1,95$ m;
 - osiile 4 - 6: $l_{46} = 4,10$ m;
- Poziția centrului de masă a cutiei față de mijlocul cutiei: $x_c = 0$ m; $y_c = 0$ m; $z_c = 0$ m;
- Poziția centrului de masă a boghiului față de osia 1: $x_b = 2,075$ m; $y_b = 0$ m; $z_b = 0$ m;
- Lungimea peste tampona a cutiei: $L_t = 17$ m;

- Poziția centrului suspensiei secundare (poziția axului osiei din mijloc):
 - boghiul 1: $x_1 = 1,95$ m;
 - boghiul 2: $x_2 = 1,95$ m;
- Viteza maximă constructivă: $V_{max} = 120$ km/h;
- Raza curbei: $R = 170$ m;
- Joc total înscriere curbă: $j_t = 0,30$ m;
- Supraînălțarea teoretică a curbei pentru raza $R = 170$ m: $h_t = 0,145$ m;
- Semidistanța dintre planurile de rulare: $s = 0,75$ m;
- Ecartamentul liniei (ecartament normal): $e_n = 1,435$ m;
- Diametrul roții motoare: $D = 1,10$ m;
- Unghiul de înclinare a buzei bandajului: $\beta = 60^\circ$;
- Suspensia secundară: arcuri duble în foi;
- Suspensia primară: arcuri din cauciuc elicoidale.

3. SCHEMA GENERALĂ A BOGHIULUI CU FORȚELE CARE ACȚIONEAZĂ

Se consideră primul boghiu al locomotivei DE 621 EGM în timpul circulației în curbă, cu forțele și momentele care acționează asupra lui (fig. 1). Cel de al doilea boghiu nu este reprezentat, dar se poate considera ca fiind în oglindă față de primul.

Pentru sistematizarea calculului, parametrii se raportează la un sistem de coordonate xOy , sensul pozitiv al forțelor și momentelor fiind cel indicat pe figură.

Forțele de frecare F_{fi} s-au reprezentat în ipoteza izotropiei coeficientului de frecare.

Cazul tratat este cel în care nu se ține seama de cupla dintre boghiuri și se va urmări comportarea acestora în stare liberă.

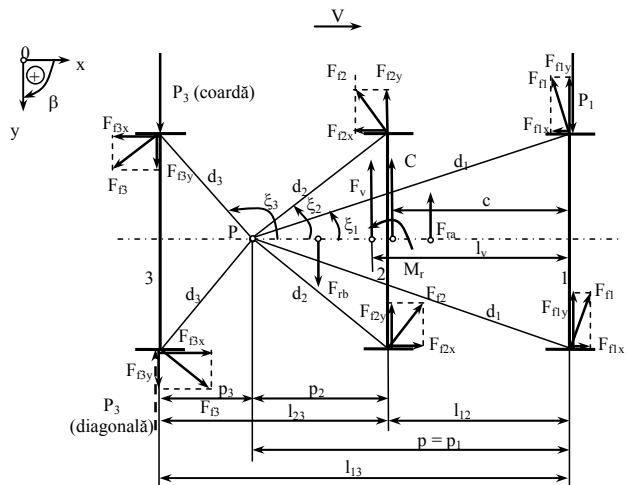


Fig. 1

4. ECUAȚIILE DE ECHILIBRU

Circulația boghiurilor libere în curbă este independentă. Există moment de rapel ($M_r \neq 0$), deci, la o viteză dată, cele două boghiuri se dispun în mod diferit față de firele căii și se impune analiza circulației în paralel a ambelor boghiuri.

Se consideră că asupra primului boghiu al locomotivei acționează forțele P_b , C , F_v , F_{fi} (ipoteza izotropiei frecării, dar coeficient de frecare variabil) și momentul M_r , reprezentate în figura 1.

Având în vedere că, în funcție de viteză, în principiu vehiculul poate circula în toate cele trei poziții caracteristice, calculul urmărește determinarea variației în funcție de viteză a forțelor P_1 și P_3 , respectiv Y_1 și Y_3 , a vitezelor de schimbare a poziției boghiului, variația distanței polare p , a unghiului de atac α și a factorului de uzură ϕ .

În acest scop se pot scrie două ecuații de echilibru:

$$\left(\sum F_k\right)_y = 0 \text{ - echilibrul forțelor după axa Oy;}$$

$$\left(\sum M_k\right)_p = 0 \text{ - echilibrul momentelor în raport cu polul } P.$$

Se respectă convenția de semne din figură, iar în diagonală $P_3 < 0$.

Deci, la $\mu_i \neq ct$ (și polul P în interiorul ampamentului) avem:

$$P_1 + P_3 - C - F_v - 2Q \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i = 0 \quad |(l_{13} - p); (-p), \quad (1)$$

$$P_1 p + P_3 (l_{13} - p) - C(p - c)F_v(p - l_v) - M_r - 2Q \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i = 0. \quad (2)$$

Având ca necunoscute P_1 , P_3 , p și C sau v , sistemul format din ecuațiile (1) și (2) este compatibil nedeterminat și se rezolvă în raport cu necunoscutele principale P_1 și P_3 .

În acest scop relația (1) se multiplică cu $(l_{13} - p)$, respectiv cu $(-p)$ și se adună cu ecuația (2), rezultând:

$$P_1 = \frac{1}{l_{13}} \cdot \left\{ C(l_{13} - c) + F_v(l_{13} - l_v) + M_r + 2Q \left[\sum_{i=1}^3 \mu_i d_i + (l_{13} - p) \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right] \right\} \quad [N], \quad (3)$$

respectiv:

$$P_3 = \frac{1}{l_{13}} \cdot \left[Cc + F_v l_v - M_r - 2Q \left(\sum_{i=1}^3 \mu_i d_i - p \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right) \right] \quad [N] \quad (4)$$

În aceste relații avem, cu $G_l = 12Q$:

$$C = \frac{G_l}{2g} \cdot \left(\frac{v^2}{R} - \frac{gh}{2s} \right) = \frac{6Q}{g} \cdot \left(\frac{v^2}{R} - \frac{gh}{2s} \right) \quad [N] \quad (5)$$

$$d_i = \sqrt{p_i^2 + s^2} \quad [m]; \quad \cos \xi_i = \frac{p_i}{d_i}; \quad (6)$$

$$p_i = p - l_{vi} \quad [m]$$

Momentul de rapel se exprimă cu relația:

$$M_r = k_r \beta \quad [Nm] \quad (7)$$

unde k_r este rigiditatea unghiulară a dispozitivului de rapel și care se determină cu o relație de calcul proprie fiecărui vehicul feroviar la care se tratează circulația dinamică în curbă pentru o raza dată R , iar β unghiul de rotație a boghiului față de cutie.

Conform figurii 2 unghiurile β_1 și β_2 de rotire ale boghiului față de cutie, respectiv deplasarea centrului cutiei față de normala prin centrul curbei pe axa cutiei x se determină cu relațiile:

$$x = \frac{l_{13}(2p_4 - l_{13}) - 2l_{p1}(p_1 + p_4 - l_{13})}{4l_p}, \quad (8)$$

$$\beta_1 = \arctg \left[\frac{-(p_1 - l_{1p})\sqrt{R^2 - p_1^2}}{R^2 - p_1^2 - (l_p + x)^2} + \frac{(l_p + x)\sqrt{R^2 - p_1^2 - (l_p + x)^2} + (p_1 - l_{1p})^2}{R^2 - p_1^2 - (l_p + x)^2} \right] \quad (9)$$

și:

$$\beta_2 = -\arctg \left[\frac{(p_4 + l_{1p} - l_{46})\sqrt{R^2 - p_4^2}}{R^2 - p_4^2 - (l_p - x)^2} + \frac{(l_p - x)\sqrt{R^2 - p_4^2 - (l_p - x)^2} + (p_4 + l_{1p} - l_{46})^2}{R^2 - p_4^2 - (l_p - x)^2} \right] \quad (10)$$

Sistemul de ecuații se rezolvă impunând poziția boghiului și dând valori distanței polare p sau vitezei v .

5. CIRCULAȚIA ÎN DIAGONALĂ

Se consideră că la viteze mici boghiul circulă în diagonală, deci $p = p_{max}$. La viteza de desprindere $P_3 = 0$, iar din relația (4) se obține:

$$C = \frac{1}{c} \cdot \left[M_r - F_v l_v + 2Q \left(\sum_{i=1}^3 \mu_i d_i - p_{max} \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right) \right] \quad [N] \quad (11)$$

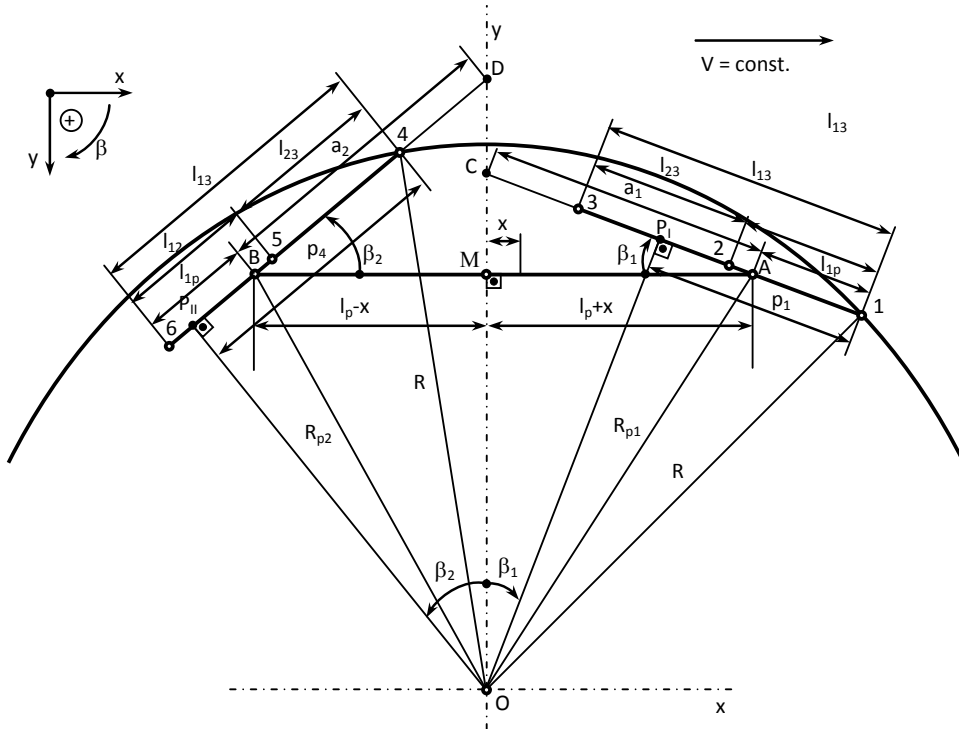


Fig. 2

Ținând seama de relația (5), se obține viteza limită în diagonală (la desprinderea osiei 3):

$$v_d^2 = Rg \cdot \left\{ \frac{h}{2s} + \frac{2}{G_{1c}} \cdot [M_r - F_v l_v + 2Q \left(\sum_{i=1}^3 \mu_i d_i - p_{\max} \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right) \right\} \quad (12)$$

Condiția ca vehiculul să circule în diagonală este ca viteza v_d să fie o mărime reală, deci ca $v_d^2 > 0$, adică:

$$\frac{h}{2s} > \frac{1}{3c} \cdot \left(\frac{F_v l_v - M_r}{2Q} + p_{\max} \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i - \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i \right) \quad (13)$$

Dacă este îndeplinită condiția (13), atunci vehiculul circulă în diagonală și se calculează viteza v_d cu relația (12).

În continuare se dau valori vitezei $v \in [0, v_d]$ și la supraînălțarea h corespunzătoare razei R și $p = p_{\max}$, se obțin: $C(V)$ din relația (5); $P_1(v)$ din relația (3) și $P_3(v)$ din relația (4) (Observație: $P_3 < 0$).

Când relația (10) nu este îndeplinită ($v_d^2 < 0$), vehiculul nu circulă în diagonală, deci $p < p_{\max}$ și se determină p_{\max} pentru poziția corespunzătoare vitezei $v = 0$, când:

$$C_0 = -\frac{G_r h}{4s} = -\frac{6Qh}{2s} \quad [N].$$

În acest scop se dau valori lui $p \in [p_{\max}, p_{\min}]$ și se reprezintă grafic în figura 3 funcția $v_d^2(p)$ după relația (12).

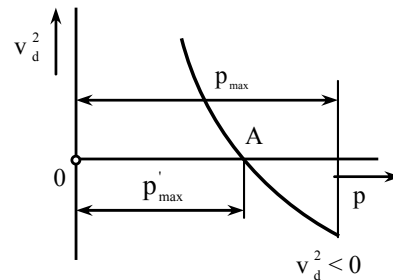


Fig. 3

Valoarea căutată a distanței polare este aceea corespunzătoare punctului A, deci:

$$\overline{OA} = p'_{\max} < p_{\max}.$$

6. CIRCULAȚIA ÎN POZIȚIA LIBERĂ

Pentru determinarea limitei superioare a vitezei la circulația în poziție liberă, se consideră că osia 3 a ajuns la firul exterior al căii, deci $p = p_{\min} = l_{13}/2$, dar buza bandajului încă nu apasă pe șină, adică $P_3 = 0$.

Corespunzător acestei poziții, în relația (12) se înlocuiește p_{max} cu p_{min} :

$$v_c^2 = Rg \cdot \left\{ \frac{h}{2s} + \frac{2}{G_I c} \cdot [M_r - F_v l_v +, + 2Q \left(\sum_{i=1}^3 \mu_i d_i - p_{min} \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right)] \right\} \quad (14)$$

relația (14) reprezentând viteza de trecere în coardă.

Prin urmare circulația în poziția intermediară are loc la $v \in (v_d, v_c)$ și $p \in (p_{max}, p_{min})$ respectiv $p \in (p_{max}', p_{min})$, când forța directoare $P_3 = 0$.

Pentru studiul circulației în această zonă se dau valori lui p și se calculează viteza v cu relația (14), respectiv (12) ținând seama și de relațiile (6) și (7).

Cu relația (11) se determină forța C , pentru viteza v determinată cu relația (14), apoi din (3) rezultă $P_1(v)$.

7. CIRCULAȚIA ÎN COARDĂ

La viteza $v \geq v_c$ vehiculul circulă în coardă, având $p = p_{min}$. Se dau valori vitezei în intervalul $v \in [v_c, v_{max}]$, se calculează C cu (5), apoi cu (3) și (4) rezultă $P_1(v)$ și $P_3(v)$.

8. PAȘAPORTUL DINAMIC ORIZONTAL

Pentru toate regimurile de mers se determină și forța conducătoare:

$$Y_i = P_i - F_{f_y} = P_i - Q \mu_i \cos \xi_i \quad [N] \quad (15)$$

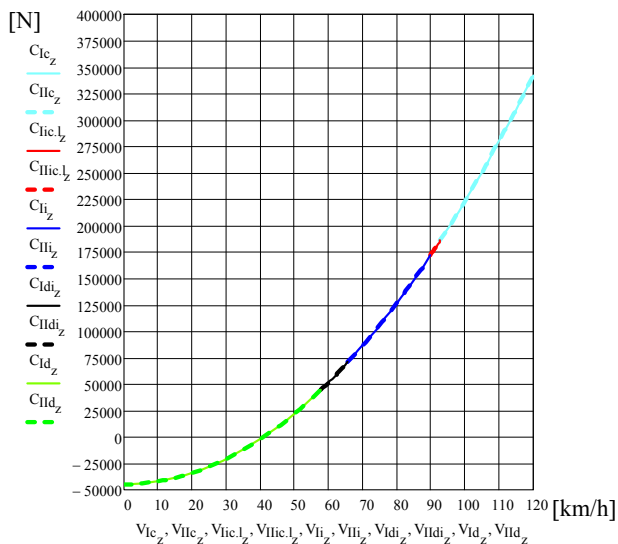


Fig. 4

Cu aceste rezultate se reprezintă pașaportul dinamic orizontal al vehiculului, format din curbele $P_1(v)$, $P_3(v)$, $Y_1(v)$, $Y_3(v)$ și $C(v)$ pentru primul boghiu (fig. 4, 5 și 6).

Calculul pentru cel de al doilea boghiu se efectuează în paralel cu cele ale primului boghiu, dar în toate relațiile se inversează semnul momentului de rapel $M_r = k_r \beta_2$. Rezultă $P_4(v)$, $P_6(v)$, $Y_4(v)$, $Y_6(v)$ și $C(v)$ (fig. 4, 7 și 8).

Variația distanței polare în funcție de viteză pentru ambele boghiuri este reprezentată în figura 9.

9. SIGURANȚA ÎMPOTRIVA DERAIERII

Fenomenul de deraiere a fost studiat de mulți cercetători: Nadal, Wagner, Heumann și alții, admitând diferite ipoteze de calcul. Ceea ce este comun în toate ipotezele este faptul că forțele orizontale favorizează deraierea, iar cele verticale orientate în jos o împiedică.

După Nadal se presupune că roata conducătoare atacă șina sub un unghi oarecare α , destul de mic ca să nu influențeze procesul de deraiere, iar contactul dintre roată și șină se realizează numai în punctul de conducere B, când roata are tendința de a deraia. În acest caz asupra roții acționează forțele Q și Y din partea vehiculului și forța normală N din partea șinei ca în figura 10.

Pentru a evita deraierea roata trebuie să coboare din această poziție (înapoi la contactul în două puncte).

Criteriul de siguranță împotriva deraierii (după Nadal) este dat de relația:

$$\frac{Y}{Q} \leq \frac{\text{tg} \beta - \mu_b}{1 + \mu_b \text{tg} \beta} \quad (16)$$

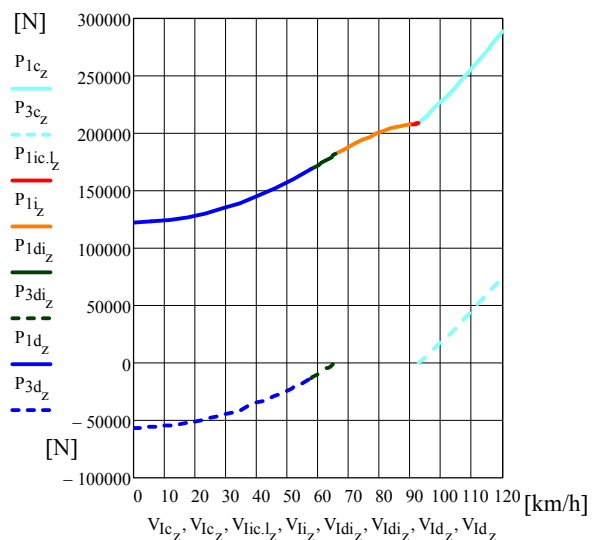


Fig. 5

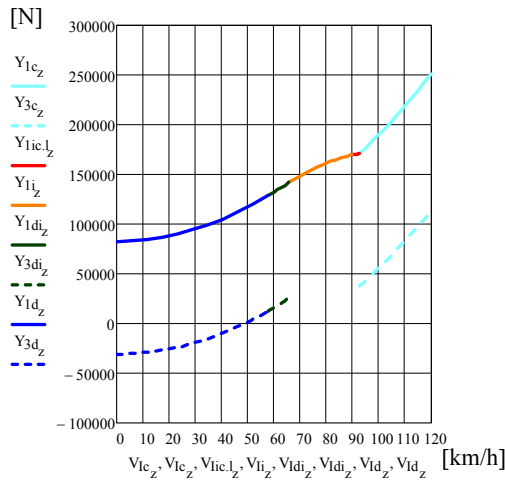


Fig. 6

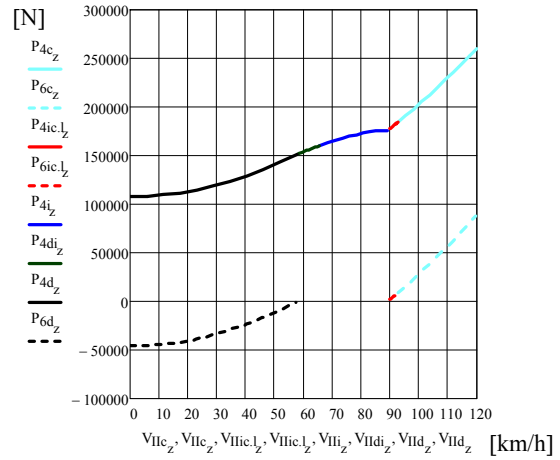


Fig. 7

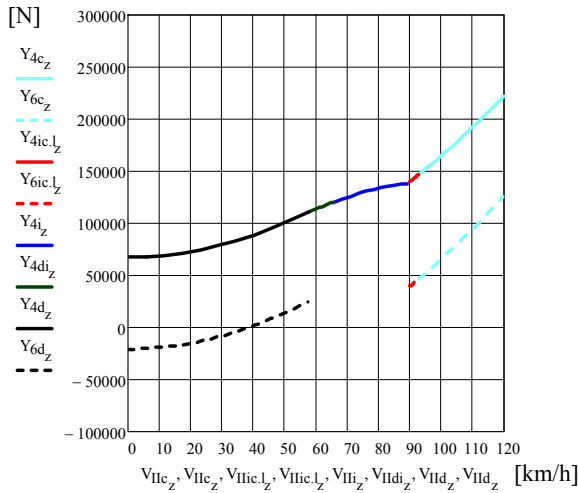


Fig. 8

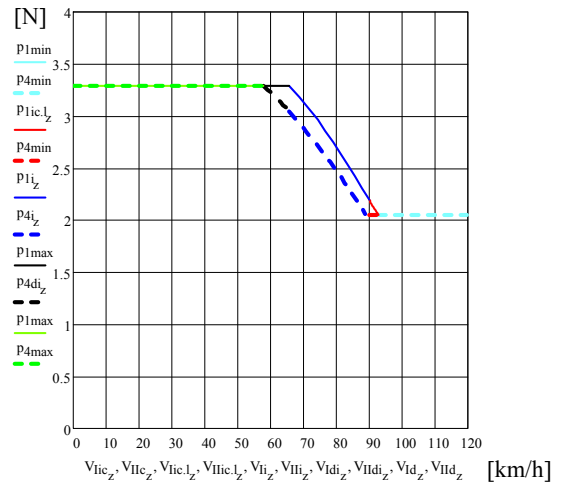


Fig. 9

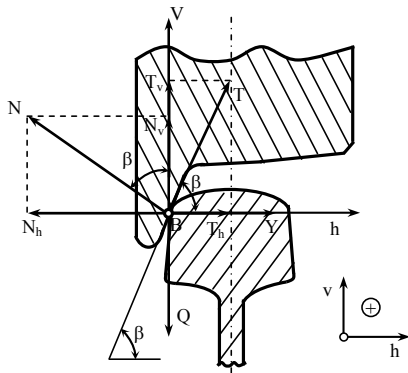


Fig. 10

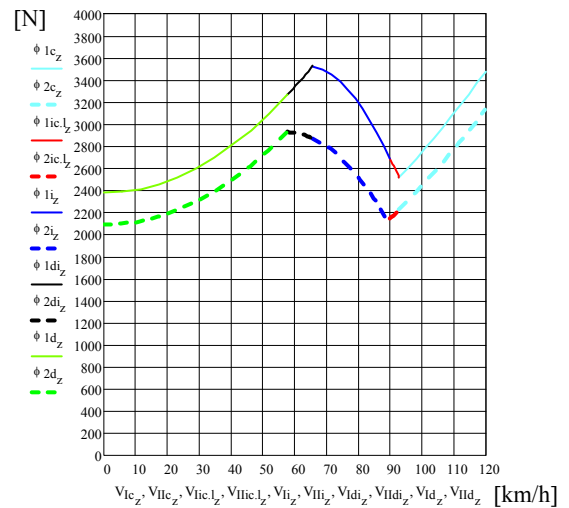


Fig. 11

10. UZURĂ SUPRAFEȚELOR DE CONTACT ROATĂ - ȘINĂ

Calculul uzurii suprafețelor de contact se face ținând cont de frecările dintre aceste suprafețe. Uzura suprafețelor în contact se consideră, în general, proporțională cu lucrul mecanic al forțelor de frecare dintre șină și roată.

Pentru calcule este dată expresia indicelui (factorului) de uzură:

$$\varphi_i = P_i \operatorname{tg} \alpha_i \approx P_i \alpha_i \quad [\text{Nrad}], \quad (17)$$

$$\varphi_{adm} = 4 \cdot 10^5 \cdot \frac{r}{R} \quad [\text{Nrad}], \quad (18)$$

unde: μ_b este coeficientul de frecare dintre șină și buza bandajului;

P_i [N] – forța directoare la roata i ;

α_i [rad] – unghiul de atac la roata i ;

r [m] – raza roții motoare;

R [m] – raza curbei.

Din figura 11, unde s-a reprezentat variația factorului de uzură în funcție de viteză pentru cele două boghiuri ale locomotivei 621-EGM, se observă că valorile acestuia depășesc valoarea factorului de uzură admisibil $\varphi_{adm} = 1294,12$ Nrad. Deci, este nevoie de dispozitiv de ungere a buzei bandajului pentru a reduce uzura bandajului.

11. VITEZE MAXIME ADMISE ÎN CURBE

Pe rețeaua C.F.R. vitezele admise sunt date pentru ecartamentul normal și supraînălțările efective. Ținând seama de insuficiențele de supraînălțare admise ($I = 90$ mm) și pentru $h = 120$ mm rezultă:

$$V_{max} = 4,25\sqrt{R} = 55,41 \quad [\text{km/h}]$$

Valorile pentru V_{max} în funcție de raza R și de supraînălțarea firului exterior al curbei h sunt date în RET (Regulamentul de exploatare tehnic), rezultând $V_{RET} = 50$ km/h.

Dar din pașaportul dinamic orizontal dat pentru ambele boghiuri ale locomotivei rezultă $v_{1,2lim} < v_{RET}$, vehiculul nu satisface condițiile de circulație în siguranță pe cale, deci, apare pericolul de deraiere.

12. CONCLUZII

În baza calculelor efectuate se pot trage următoarele concluzii:

- În urma tratării criteriului de siguranță se constată că vehiculul nu circulă fără probleme prin curbă ($R = 170$ m). Deci, este necesară ungerea buzei bandajului;

- Din tratarea criteriului de uzură rezultă că datorită faptului că factorul de uzură pentru ambele boghiuri depășesc valoarea factorului de uzură admisibil este necesară ungerea buzei bandajului pentru a evita deraierea la intrarea în curbă.

- Deoarece cupla transversală dintre boghiuri de la locomotiva 621-EGM reduce la jumătate valoarea forței directoare aplicate primei osii de la boghiul 1 și la zero valoarea forței directoare aplicate primei osii de la boghiul 2, conform literaturii de specialitate, rezultă că scoaterea acesteia înrăutățește calitatea mersului prin curbe prin creșterea implicite a uzurii buzei bandajului. Deci, este necesară utilizarea acesteia.

BIBLIOGRAFIE

- [1] David, G. I., *Calculul și construcția structurilor portante ale vehiculelor feroviare* - vol. 1, I.P.T.V.T., Timișoara, 1980.
- [2] Dinu, Șt., Zglăvuță, E., *Manualul lăcătușului mecanic de locomotive*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1977.
- [3] Sebeșan, I., *Dinamica vehiculelor de cale ferată*, Editura Tehnică, București, 1995.
- [4] Ghita, E., Tuross, Gh., *Dinamica vehiculelor feroviare*, Editura Eurostampa, Timișoara, 2006.
- [5] Ursu, C., *Dinamica materialului rulant de cale ferată*, Vol. I și II, Lito I.P.T., Facultatea de Mecanică, Timișoara, 1981.
- [6] Ursu-Neamț G. V., *Contribuții la optimizarea parametrilor cuplei elastice și a influenței acesteia asupra circulației în curbă a locomotivelor cu boghiuri articulate*, Editura Politehnica, Timișoara, 2008.