

VARIAȚIA SARCINILOR VERTICALE PE OSILE LOCOMOTIVEI SERIA 480 TRANSMONTANA

THE VERTICAL AXLE LOADS VARIATIONS OF 480 SERIES LOCOMOTIVES TRANSMONTANA

Alexandru BADEA¹, Gabriel POPA², Simone ANDAMAN³, Lucian BLAGA⁴,
Claudiu-Nicolae BADEA⁵, George DUMITRU⁶

^{1,2,5}Universitatea Politehnica București.

Facultatea de Transporturi, Splaiul Independenței, Nr. 313, sector 6, 77206, București,
România

³NSA - Fr, Valanciennes, Saint-Didier-sur-Chalaronne, Franța.

^{4,6}Autoritatea Feroviară Română, - AFER, Calea Griviței nr. 393, sectorul 1, București,
România

e-mail: Badea Alexandru, alexsinaia@yahoo.com,

Popa Gabriel, gabi21popa@yahoo.com,

Andaman Simone, anomis.andaman.1975@gmail.com,

Lucian Blaga blaga@aferr.ro,

Badea Claudiu-Nicolae, casagalbenas@yahoo.com,

Dumitru George, george.dumitru.cfr@gmail.com,

Rezumat. *Tendința actuală de sporire a puterii locomotivelor electrice impune utilizarea cât mai eficientă a greutateii acestora în special în perioada demarajului, când apare pericolul patinării osiilor care se descarcă.*

Cuvinte cheie: *patinare, demaraj, aderență, galop, anticabraj, stick-slip.*

Abstract: *The present tendency of increasing power electric locomotives require the most efficient use of their weight especially during the brooder, when appear the risk to slip axles that discharge.*

Keyword: *skidding, start, adhesion, gallop, anticabraj, stick slip.*

1. INTRODUCERE

La locomotivele cu transmisie individuală, forța de tracțiune a fiecărei osii motoare nu poate fi mai mare decât forța de aderență a osiei cel mai mult descărcată [1], deoarece depășirea aderenței la una din osii ar produce patinarea, iar forța de tracțiune necesară s-ar repartiza pe celelalte osii care vor patina și ele.

2. LUNGIMEA DE UNDĂ A MECANISMULUI DE FIXARE

Variația sarcinilor de natură statică se produce datorită rotirii cutiei locomotivei, rotirii boghiurilor și acțiunii motoarelor de tracțiune [2]. În relația:

$$Q = Q_0 + \Delta Q_s + \Delta Q_d \quad (1)$$

este prezentată valoarea efectivă Q a sarcinii pe osia locomotivei, unde componentele relației sunt sarcina statică Q_0 pe osie, variația sarcinii pe osie ΔQ_s datorată factorilor de natură statică și variația sarcinii pe osie ΔQ_d datorată factorilor de natură dinamică. Aceasta depinde de mai mulți factori de natură mecanică, în principal de tipul legăturii între cutie și boghiuri,

de suspensia locomotivei, de modul de suspendare a motorului de tracțiune precum și de eventualele dispozitive „anticabraj” [3].

Influența acestor factori este analizată la o locomotivă de tipul Co - Co, considerând linia în palier și aliniament, boghiurile necuplate vertical și forța de tracțiune egală la toate osiile.

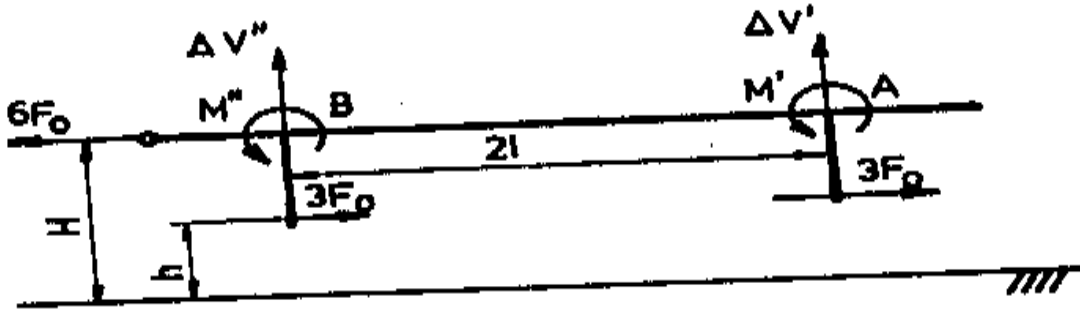


Fig. 1. Forțele și momentele care acționează asupra cutiei locomotivei

Considerând cutia locomotivei eliberată de legături, cu forțele și momentele exterioare care acționează asupra ei (figura 1), din condițiile de echilibru a momentelor față de punctele A și B de sprijin a cutiei pe boghiuri, se obțin reacțiunile verticale ale boghiurilor [4], prezentate în relația:

$$\begin{cases} \Delta V' = -\left[\frac{1}{2l} \cdot 6 \cdot F_0 (H - h) + M' + M'' \right] \\ \Delta V'' = -\Delta V' \end{cases} \quad (2)$$

unde l reprezintă ampatamentul locomotivei, H este înălțimea cârligului de tracțiune față de șină, h reprezintă înălțimea punctelor de transmitere a forțelor de tracțiune de la boghiuri la cutie iar M' și M'' sunt momentele forțelor de reacțiune asupra cutiei datorate dispozitivului „anticabraj”.

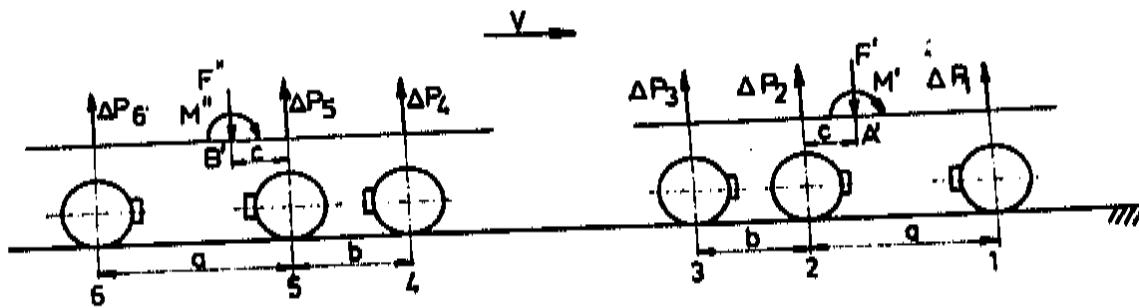


Fig. 2. Forțele și momentele care acționează asupra boghiurilor

Considerând boghiurile reprezentate de axele lor longitudinale, cu forțele și momentele reduse la torsori în punctele A' și B' (adică în centrele de rotație ale boghiurilor așa cum este prezentat schematic în figura 2), din condițiile de echilibru static și din deformații vor rezulta reacțiunile $\Delta P_i (i=1, \dots, 6)$ ale suspensiei boghiurilor, așa cum sunt prezentate de altfel în relațiile [5]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = F' \\ (a-c).\Delta P_1 - c.\Delta P_2 - (b-c).\Delta P_3 = M' \\ \frac{b}{c_{a_1}}.\Delta P_1 + \frac{a+b}{c_{a_2}}.\Delta P_2 - \frac{a}{c_{a_3}} = 0 \end{array} \right. \quad (3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6 = F'' \\ (b+c).\Delta P_4 + c.\Delta P_5 - (a-c).\Delta P_6 = M'' \\ \frac{a}{c_{a_3}}.\Delta P_4 - \frac{a+b}{c_{a_2}}.\Delta P_5 - \frac{b}{c_{a_1}} \end{array} \right.$$

în care $c_{a_1}, c_{a_2}, c_{a_3}$ sunt rigiditățile suspensiei de la osiile (1,6), (2,5) și (3,4) iar (F', M') și (F'', M'') sunt torsorii de reducere în punctele A' și B' . De asemenea, c reprezintă distanța dintre osia din mijloc a boghiului și centrul de rotație al boghiului.

Ținând cont de forțele și momentele care acționează asupra boghiului [5] vor rezulta relațiile:

$$\left\{ \begin{array}{l} F' = \lambda_0.F_0 + \Delta V' \\ M' = -3.F_0.(h_1 - r_2) - 3.\lambda_0.e.F_0 + \lambda_0.F_0.(a+b+c) - c.\Delta V' + M'_1 \end{array} \right. \quad (4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F'' = \lambda_0.F_0 + \Delta V'' \\ M'' = -3.F_0.(h_1 - r_2) - 3.\lambda_0.e.F_0 + \lambda_0.F_0.(a+b+c) - c.\Delta V'' + M''_1 \end{array} \right.$$

unde h_1 este înălțimea punctului de transmitere a forței de tracțiune de la boghiu la cutie iar e reprezintă distanța de la punctul de aplicație al reacțiunii verticale. De asemenea, $\lambda_0.F_0$ este reacțiunea motorului asupra boghiului (λ_0 fiind un coeficient care depinde de modul de suspendare a motorului de tracțiune) iar M'_1, M''_1 reprezintă momentele de reacțiune asupra boghiurilor ale dispozitivului „anticabraj”.

Între variațiile de sarcini în resorturi $\Delta P_i (i=1, \dots, 6)$ date de sistemul de ecuații (3) și variațiile de sarcini pe osii $\Delta Q_{is} (i=1, \dots, 6)$ se află relația:

$$\Delta Q_{is} = \Delta P_i \pm \lambda.F_0; (i=1, \dots, 6) \quad (5)$$

în care semnul pozitiv (+) corespunde poziționării motorului electric de tracțiune înaintea osiei față de sensul de mers și semnul negativ (-) este folosit atunci când motorul este poziționat după osie. De reținut este și faptul că variațiile de sarcini pe osie date de relația (5) în urma rezolvării sistemului de ecuații (6) conduce la sistemul de ecuații:

$$\begin{cases}
 \Delta Q_{1s} = \frac{1}{N'} \left\{ F' \left[\frac{(a+b)(b+c)}{c_{a_2}} + \frac{a.c}{c_{a_3}} \right] + M' \left(\frac{a+b}{c_{a_2}} + \frac{a}{c_{a_3}} \right) \right\} - \lambda_0.F_0 \\
 \Delta Q_{2s} = \frac{1}{N'} \left\{ F' \left[\frac{(a+b)(b+c)}{c_{a_2}} + \frac{a.(a-c)}{c_{a_3}} \right] + M' \left(-\frac{b}{c_{a_1}} - \frac{a}{c_{a_3}} \right) \right\} + \lambda_0.F_0 \\
 \Delta Q_{3s} = \frac{1}{N'} \left\{ F' \left[\frac{b.c}{c_{a_1}} + \frac{(a+b)(a-c)}{c_{a_2}} \right] + M' \left(\frac{b}{c_{a_1}} - \frac{a+b}{c_{a_2}} \right) \right\} + \lambda_0.F_0 \\
 \Delta Q_{4s} = \frac{1}{N''} \left\{ F'' \left[-\frac{b.c}{c_{a_2}} - \frac{(a+b)(a-c)}{c_{a_3}} \right] + M'' \left(\frac{b}{c_{a_1}} - \frac{a+b}{c_{a_3}} \right) \right\} - \lambda_0.F_0 \\
 \Delta Q_{5s} = \frac{1}{N''} \left\{ F'' \left[\frac{b.(b+c)}{c_{a_2}} + \frac{a.(a-c)}{c_{a_3}} \right] + M'' \left(-\frac{b}{c_{a_2}} - \frac{a}{c_{a_3}} \right) \right\} - \lambda_0.F_0 \\
 \Delta Q_{6s} = \frac{1}{N''} \left\{ F'' \left[-\frac{(a+b)(b+c)}{c_{a_2}} - \frac{a.c}{c_{a_3}} \right] + M'' \left(\frac{a+b}{c_{a_2}} + \frac{a}{c_{a_3}} \right) \right\} + \lambda_0.F_0
 \end{cases} \quad (6)$$

în care variabilele N' și N'' sunt definite de expresiile matematice în forma:

$$\begin{cases}
 N' = -\frac{b^2}{c_{a_1}} + \frac{(a+b)^2}{c_{a_2}} + \frac{a^2}{c_{a_3}} \\
 N'' = -N'
 \end{cases} \quad (7).$$

Antrenarea individuală a osiilor micșorează mult posibilitățile de a folosi întreaga greutate de aderență, din care cauză utilizarea unor mijloace adecvate pentru micșorarea descărcării osiilor (de „anticabraj”), datorită efectelor tracțiunii înalte, au devenit astăzi o necesitate constructivă la locomotivele moderne [5], [6], [7].

3. VARIAȚIA SARCINILOR DE NATURĂ DINAMICĂ

Variațiile dinamice ale sarcinilor pe osii apar datorită oscilațiilor locomotivei în perioada demarajului. Dintre acestea cea mai mare influență o au oscilațiile de „galop” ale cutiei datorate forțelor longitudinale [4]. Considerând neglijabile oscilațiile boghiurilor și ale motoarelor electrice de tracțiune, ecuația diferențială a oscilațiilor va fi de forma:

$$I_c \ddot{\Psi} = (\Delta V'_d - \Delta V''_d).l + F_d.(h_c - H) - 2.F_{bd}.(h_c - h) + M'_d + M''_d \quad (8)$$

unde Ψ reprezintă unghiul de rotație al cutiei în plan vertical, I_c este momentul de inerție al cutiei față de centrul de greutate, $\Delta V'_d$ și $\Delta V''_d$ sunt reacțiunile verticale ale boghiurilor asupra cutiei locomotivei, F_d este forța la cârligul de tracțiune a locomotivei, F_{bd} este reacțiunea orizontală a boghiului asupra cutiei locomotivei iar M'_d și M''_d sunt momentele date de dispozitivele „anticabraj”.

De reținut mai este și faptul că în ecuația (8) au fost luate în considerare doar forțele și momentele de natură dinamică, expresiile acestora fiind redată în relațiile:

$$\Delta V'_d = -\Delta V''_d = -c_c.l.\Psi \quad (9),$$

$$F_d = (l + \gamma) \cdot m_L \cdot \frac{dV}{dt} + R_L \quad (10),$$

$$F_{bd} = \left(m_b + m_L \cdot \frac{\gamma}{2} \right) \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{R_L}{2} \quad (11),$$

în care dV/dt este accelerația vehiculului feroviar, γ este un coeficient de inerție care ține seama de masele aflate în mișcare de rotație, m_L este masa locomotivei, m_b este masa boghiului, R_L este rezistența la înaintare a locomotivei iar c_c este rigiditatea suspensiei cutiei (pe boghiuri) [8]. De asemenea, dacă se ține cont de relația (9), atunci ecuația (8) se poate scrie în forma:

$$I_c \cdot \ddot{\Psi} + 2 \cdot c_c \cdot l^2 \cdot \Psi = F_d \cdot (h_c - H) - 2 \cdot F_{bd} \cdot (h_c - h) + M'_d + M''_d \quad (12)$$

a cărei soluție se poate explicita în forma:

$$\Psi = \Psi_0 \cdot (1 - \cos \omega t) \quad (13)$$

din care se poate deduce expresia factorului Ψ_0 care definește în forma:

$$\Psi_0 = \frac{1}{2 \cdot c_c \cdot l^2} [F_d (h_c - H) - 2 \cdot F_{bd} \cdot (h_c - h) + M'_d + M''_d] \quad (14),$$

poziția de echilibru în jurul căreia are loc oscilația de „galop” a cărei pulsații proprii ω este redată în forma ecuației:

$$\omega = \sqrt{\frac{2 \cdot c_c \cdot l^2}{I_c}} \quad (15).$$

Variațiile dinamice maxime ale sarcinilor pe osie se obțin prin înlocuirea factorului Ψ_{\max} din relația (13) în ecuația (9) unde semnul negativ (-) se ia pentru primele trei osii ale locomotivei iar semnul pozitiv (+) pentru următoarele trei. Deoarece, în general la locomotivele cu sisteme de antrenare cu „arbore de torsiune” [5], [6] avem $\omega \ll p$, unde p reprezintă pulsația oscilațiilor de stick-slip, se poate neglija influența oscilațiilor de „galop” ale cutiei locomotivei asupra oscilațiilor de stick-slip.

4. STABILIREA VARIAȚIEI SARCINILOR PE OSII LA DEMARAJ ȘI MERS PENTRU LOCOMOTIVELE DIN CLASA 060 SERIA 480

Patinarea locomotivei depinde de sarcinile pe osii care nu sunt și nu rămân constante în timpul mersului. Cunoașterea variației statice și dinamice a sarcinilor pe osii este absolut necesară și pentru că acestea depind doar de construcția mecanică a locomotive [9]. Pentru prezentul studiu de caz, s-a luat ca exemplu atât locomotiva electrică seria 48 Co-Co, pe care s-au efectuat unele experimente atât cu trenuri de călători cât și cu trenuri de marfă în diverse tipuri de compunere. Parametrii acestei locomotive sunt următorii: $l = 19,800$ [m]; $a = 3,25$ [m]; $b = 2,1$ [m]; $c = 0,05$ [m]; $e = 0,438$ [m]; $H = 1,05$ [m]; $h = 0,59$ [m]; $h_l = 0,484$ [m]; $h_c = 2,3$ [m]; $r_0 = 0,625$ [m]; $c_{a1} = c_{a3} = 228 \cdot 10^4$ [N/m]; $c_{a2} = 134 \cdot 10^4$ [N/m]; $c_c = 320 \cdot 10^4$ [N/m]; $I_c = 1,4 \cdot 10^6$ [kg.m²]; $m_L = 126 \cdot 10^3$ [Kg]; $m_b = 24,5 \cdot 10^3$ [Kg]; $\gamma = 0,135$; $\lambda_0 = 1,427$. Deoarece locomotiva este cu tracțiune joasă, momentele datorate acestui mod de transmitere a forței de tracțiune [10] vor fi de forma ecuațiilor sistemului

$$\begin{cases} M' = M'' = (3/2) \cdot F_0 \cdot \tan \alpha \cdot d \\ M'_1 = M''_2 = (3/2) \cdot F_0 \cdot \tan \alpha \cdot d_1 \\ M'_d = M''_d = (1/2) \cdot F_{bd} \cdot \tan \alpha \cdot d \end{cases} \quad (16),$$

unde $d = 3,23$ [m] reprezintă punctele de articulație ale barelor de tracțiune pe cutia locomotivei, $d_1 = 2$ [m] este distanța dintre punctele de articulație ale barelor de tracțiune pe boghiu iar $\alpha = 10^\circ$ este unghiul de înclinare față de orizontală al barei de tracțiune.

Tabelul 1.

Osia	1	2	3	4	5	6
Q_{is}	$-0,707 \cdot F_0$	$+0,447 \cdot F_0$	$-0,311 \cdot F_0$	$+0,311 \cdot F_0$	$-0,447 \cdot F_0$	$+0,707 \cdot F_0$

Valorile variațiilor statice ale sarcinilor pe osii, calculate cu relațiile (6) și (16) în funcție de forța de tracțiune F_0 sunt centralizate în tabelul 1 în care semnul pozitiv (+) corespunde încărcării osiei iar semnul negativ (-) corespunde descărcării acesteia [11]. Din acest tabel se poate observa lesne că osia cea mai descărcată a locomotivei este osia 1, aceasta având deci în consecință și prima tendință de a patina.

Pulsația proprie a oscilațiilor de „galop” ale cutiei locomotivei, calculată cu relația (15) va avea valoarea $\omega = 11,011$ [rad.s⁻¹], această valoare fiind cu mult inferioară pulsației datorate fenomenului de stick - slip care are în general valoarea $p = 180, \dots, 375$ rad.s⁻¹. Astfel, rezultă deci că sarcina pe osie în momentul producerii patinării poate fi considerată constantă.

Descărcarea maximă a osiei 1 datorită sarcinilor de natură dinamică, va fi dată de relația:

$$\Delta Q_{id} = \mp \frac{2 \cdot c \cdot J \cdot \Psi_0}{3}; (i = 1, \dots, 6) \quad (17)$$

în care Ψ_0 depinde de accelerația vehiculului la demaraj dv/dt explicitată în relațiile (10), (11) și (14) și care se determină cu ajutorul ecuației de mișcare a trenului

$$\frac{dV}{dt} = \varphi \cdot \frac{6 \cdot F_0 - R}{G_L + G_V} \quad (18),$$

unde $\varphi = g/(1 + \gamma)$; R este rezistența totală la înaintare a trenului; G_L, G_V sunt greutatea locomotivei respectiv greutatea vagoanelor. De asemenea, se va mai considera și că locomotiva tractează un tren format din vagoane de marfă în aliniament și palier. În acest caz, $R = r_L \cdot G_L + r_V \cdot G_V$, unde $r_L; r_V$ reprezintă rezistențele specifice la înaintare ale locomotivei respectiv a vagoanelor, sunt determinate de relațiile următoare respectiv $r_V = 1,6 + V^2 / 2700$ [daN / 10³ daN] și $r_L \cdot G_L = R_L = 296 + 7,068(V/10)^2$ [daN], în care V este exprimată în km/h.

Forța limitată de aderență a osiei 1 cel mai mult descărcată va fi dată de relația:

$$F_a = \mu_a \cdot (Q_0 + \Delta Q_{is} + \Delta Q_{id}) \quad (19),$$

în care $\mu_a = \mu_a(V)$ reprezintă funcția de variație a coeficientului de aderență în funcție de viteza V [5]. Se poate pune în evidență influența parametrilor constructivi ai locomotivei, a rezistențelor la înaintare $R_L; R_V$ ale locomotivei respectiv a vagoanelor precum și coeficientul de aderență $\mu_a(V)$ asupra sarcinii dinamice Q_i pe osia cea mai descărcată, în cazul când se ține seama și de variația sarcinilor de natură dinamică. Pentru aceasta trebuie rezolvat sistemul format din ecuațiile (17), (18)

și (19), obținându-se astfel ecuația:

$$Q_1 = \left\{ Q_0 + \frac{1}{3l} \cdot [(1 + \gamma) \cdot m_L \cdot (h_c - H) - 2 \cdot \left(m_b + m_L \cdot \frac{\gamma}{2} \right) \cdot (h_c - h - d \cdot \frac{\tan \alpha}{2})] \cdot \frac{R \cdot \varphi}{G_L + G_V} - \frac{R}{3l} \cdot \left(h - H + d \cdot \frac{\tan \alpha}{2} \right) \right\} / \left\{ l + \mu_a \left[0,707 + \frac{1}{3l} \cdot [(1 + \lambda) \cdot m_L \cdot (h_c - H) - 2 \cdot \left(m_b + m_L \cdot \frac{\gamma}{2} \right) \cdot (h_c - h - d \cdot \frac{\tan \alpha}{2})] \cdot \frac{6 \cdot \varphi}{G_L + G_V} \right] \right\}; \quad (20)$$

în forma canonică.

Deoarece fenomenul de stick - slip se produce odată cu patinarea osiei celei mai descărcate după depășirea aderenței la această osie și deoarece forța de tracțiune a fiecărei osii motoare nu poate fi mai mare decât forța de aderență a osiei cel mai mult descărcată, variațiile de sarcini pe osie s-au calculat pentru $F_0 = F_a$, unde $F_a(V)$ este redată de relația (19) pentru $\mu_a(V)$ determinat cu relațiile Curtius - Kniffler iar $G_V = 1500 \cdot 10^3$ [daN]. Comparativ s-a calculat și forța limitată de aderență, ținându-se seama doar de variațiile statice ale sarcinilor pe osii ($\Delta Q_{ld} = 0$) iar rezultatele au fost trecute în tabelul nr. 2.

Tabelul 2.

V [km/h]	R[daN]	F _a [daN]	F' _a [daN]	$-\Delta Q_{ls}$ [daN]	$-\Delta Q_{ld}$ [daN]	Q _l [daN]	$\frac{dV}{dt}$ [m.s ⁻²]
0	2696	5405	5639	3821	872	16307	0,158
7,2	2728	5098	5304	3604	816	16580	0,148
14,4	2826	4860	5045	3436	772	16792	0,140
21,6	2988	4671	4840	3302	733	16965	0,133
28,8	3215	4516	4672	3193	702	17105	0,127
36,0	3507	4388	4533	3102	673	17225	0,121
43,2	3864	4281	4416	3027	642	17331	0,116
50,4	4285	4183	4315	2962	616	17422	0,111

Forța limitată de aderență a locomotivei va fi $F_{al} = 6F_a$ iar greutatea aderență va fi $G_a = 6 \cdot Q_l$, ambele fiind funcții de viteza V de mers a trenului. Pentru a putea observa influența vitezei de circulație a trenului asupra apariției fenomenului de stick - slip, au fost reprezentate (în figurile 3 și 4), curbele de variație ale forțelor F_{al} ; F'_{al} ; R și respectiv Q_L , $-\Delta Q_s$ și $-\Delta Q_d$ la depășirea aderenței pentru viteze cuprinse între 0 și 50,4 [km/h].

Considerând de asemenea că reglarea vitezei locomotivei se face la forță de tracțiune constantă în perioada demarajului și având în vedere că forța de aderență scade odată cu viteza de mers, patinarea osiei se va produce la viteza care corespunde intersecției forței de tracțiune cu forța de aderență.

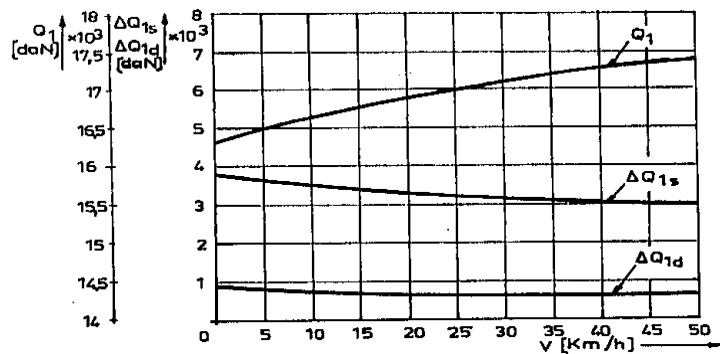


Fig. 3. Curbele de variație ale sarcinilor pe osie la depășirea aderenței

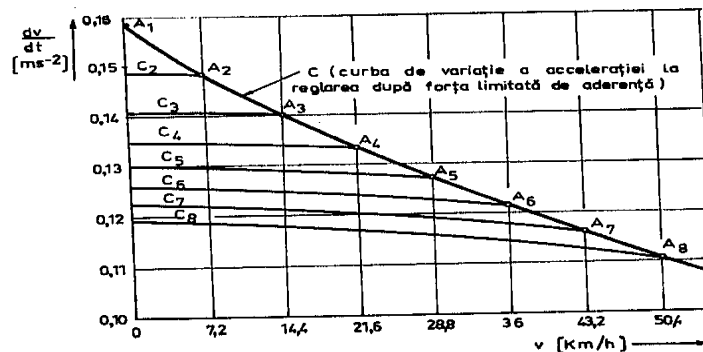


Fig. 4. Curbele de variație ale accelerației în cazul reglării la $F_0 = \text{const}$

Valoarea forței de tracțiune a locomotivei în perioada demarajului, determină mărimea accelerației vehiculului care va depinde direct proporțional de viteza de mers a trenului. Acest lucru poate fi observat și din diagrama prezentată în figura 4, în care au fost prezentate curbele $C_i (i = 2, \dots, 8)$ de variație ale accelerațiilor cu viteza de mers V a trenului și care au fost calculate cu ajutorul relației (18) pentru diferite valori constante ale forței de tracțiune [12]. Punctele limită $A_1; A_2; \dots; A_8$ ale accelerațiilor corespund valorilor vitezei de circulație a trenului la care se produce patinarea locomotivei, curba C care le unește reprezentând de fapt variația accelerației în cazul reglării după forța limitată de aderență [13], ale cărei valori determinate experimental au fost prezentate în tabelul 3.

Tabelul 3.

V [km/h]	0	7,2	14,4	21,6	28,8	36,0	43,2	50,4
$\frac{dV}{dt}$ [$m.s^{-2}$]	0,1581	0,1481	0,1400	0,1331	0,1269	0,1213	0,1160	0,1106

Pentru a pune în evidență influența coeficientului de aderență μ_a (la $V = 0$) asupra variației sarcinilor pe osii, s-au calculat forțele F_a și sarcinile verticale, pentru valori ale coeficientului de aderență cuprinse între 0,340 și 0,486 așa cu reiese din tabelul 4.

Tabelul 4.

μ_a	0,340	0,360	0,380	0,400	0,420	0,440	0,460	0,480	0,486
F_a [daN]	5513	5759	5998	6232	6459	6681	6897	7108	7170
Q_l [daN]	16215	15996	15785	15580	15379	15184	14993	14807	14752

Cu aceste valori, în figura 5 au fost reprezentate curbele de variație ale funcțiilor $F_a(\mu_a)$ și $Q_l(\mu_a)$.

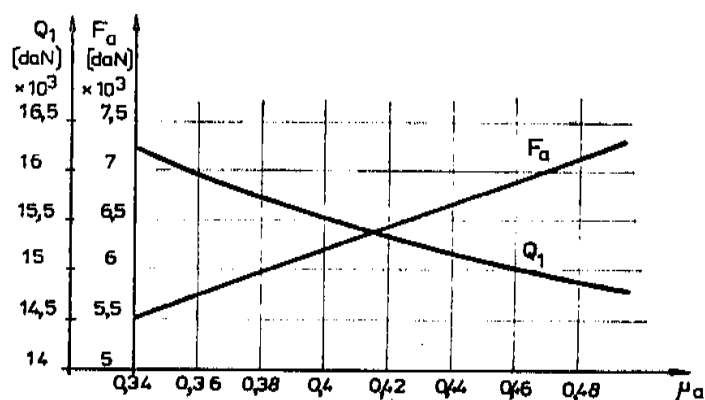


Fig.5. Variația forței de aderență F_a și a sarcinii pe osie Q_l în funcție de valoarea coeficientului de aderență μ_a la $V = 0$

5. CONCLUZII

Din analiza caracteristicilor prezentate schematic în figurile de mai sus se poate trage concluzia conform căreia forța limitată de aderență F_{al} este mai mică decât forța de aderență F'_{al} la calculul căreia nu s-a ținut cont de variația sarcinilor dinamice pe osii (prezentată schematic în figura 6). De asemenea, având în vedere dependența sarcinilor dinamice de accelerația trenului, va rezulta o înrăutățire a caracteristicii de tracțiune a locomotivei odată cu creșterea accelerației trenului.

Nu în ultimul rând mai trebuie precizat și faptul că patinarea osiei și pe cale de consecință, apariția și manifestarea fenomenului de stick-slip se va produce în special în cazul „smulgerii” din loc a locomotivei, respectiv atunci când demararea trenului se produce cu smucituri puternice, care pot fi în practică amplificate și de legarea locomotivei de primul vagon din compunerea trenului fără strângerea corespunzătoare a cuplei (a cârligului) de tracțiune, permițând un joc larg între tampoanele locomotivei și cele ale primului vagon (vehicul) din compunerea trenului. Acest efect poate fi amplificat totodată și în cazul în care sarcina pe osie a locomotivei este minimă. În acest context, este important de precizat faptul că sarcina Q_l pe osia cea mai descărcată a locomotivei crește direct proporțional cu viteza de circulație a trenului, așa cum reiese și din diagrama prezentată în figura 2. Acest lucru se datorează în special scăderii accelerației odată cu scăderea vitezei de mers conform graficului din figura 6 și deci, pe cale de consecință, și din cauza variației sarcinilor de natură dinamică ale locomotivei.

BIBLIOGRAFIE

- [1] **A Dósa, , & V. V. Ungureanu**, - *SCFJ – model discret de pierdere a stabilității căii fără joante*, “Zilele Academice Timișene: ediția a X-a, Timișoara, România, 24-25 mai 2007 - Simpozion: Infrastructuri eficiente pentru transporturile terestre”, Editura Solness Timișoara, 2007, ISBN 978-973-729-101-1.
- [2] **G. Dumitru, & others** - *The Measuring of the Hunting Oscillations Amplitude for Electric Locomotive 060 EA Class to Speeds Between 120 And 210 [km/h]*, The 11th Youth Symposium On Experimental Solid Mechanics, CNCSIS, ISSN: ISBN 978-606-19-0079-4, pp. 197 - 204, 30th of May 2012 ÷ 2nd of June 2012, Brașov, Romania.
- [3] **J. J. Kalker** - *Survey of wheel-rail contact theory*. Vehicle System Dynamics, 5 :317 - 358, 1979.
- [4] **I. Sebeșan** - *Dinamica Vehiculelor Feroviare*, Editura MatrixRom 2011.
- [5] **G. Gray and K. Johnson** - *The dynamic response of elastic bodies in rolling contact to random roughness of their surfaces*. Journal of Sound and Vibration, 22 : 323 - 342, 1972.
- [6] **S. L. Grassie and J. Kalousek**.- *Rail corrugation : Characteristics, causes and treatments*. Journal of Rail and Rapid Transit, 207 : 57 - 68, 1993.
- [7] **A. Neacsu, N.N. Antonescu, D.B. Stoica** - *Software Applications for Complex Technological Systems Reliability*, in Journal of the Balkan Tribological Association, Volume 15, Issue: 1, pages 45-51, Published: 2009
- [8] **I. Sebeșan, C. N. Badea, V. Ștefan. M. R. Sebeșan, A. Badea, M. Litră** - *Aspects of the Operation Shock Absorber on Freight Wagons*. Journal of the Balkan Tribological Association, Volume: 21 Issue: 3, pp.700-710 (2015).
- [9] **I. Sebeșan, G. Popa, C. N. Badea, M. A. Spiroiu, A. Badea** - *Study Concerning use of Leaf Springs Freight Wagons* in Journal of the Balkan Tribological Association, Volume. 21, Issue: 4, pp. 810-819 (2015).
- [10] **G. Popa, C.N. Badea, A. Badea V. Ștefan, E.C. Boje, G. Dumitru** - *The Dynamic Oscillations Features Of The Br 185 Locomotive Series*, Journal of the Balkan Tribological Association, Volume: 22 Issue: 1, pp.48-55 (2016).
- [11] **E. Tassilly and N. Vincent** - *Rail corrugations : Analytical model and field tests*. Wear, 144 :163 - 178, 1991.
- [12] **A. Neacsu, D. B. Stoica, N.N. Antonescu** - *Behaviour of Sintered Carbide Pins Under Simulated Work Conditions. Experimental Study*. In Journal of the Balkan Tribological Association Volume: 18 Issue: 4 Pages: 559-565 Published: 2012
- [13] **A. Matsumoto, Y. Sato, M. Tanimoto, and Q. Kang** - *Study on the formation mechanism of rail corrugation on curved track*. Vehicle system dynamics supplement, 25 :450 - 465, 1996.