

M.E.I.

- INSTITUTUL POLITEHNIC „TRAIAN VUIA” TIMIȘOARA -
- FACULTATEA DE MECANICĂ -

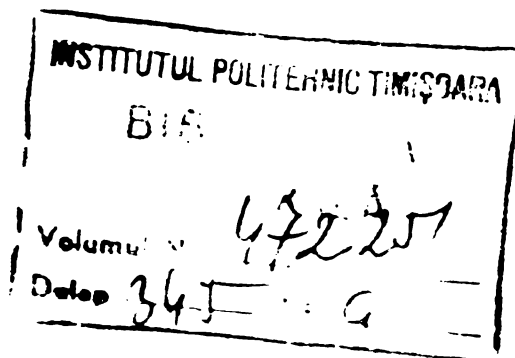
Ing. ANDREI COVACIU

CONTRIBUȚII LA STUDIUL BOGHIURILOR
LOCOMOTIVELOR DIESEL ELECTRICE ȘI
ELECTRICE DE PUTERI ȘI VITEZE MARI,
PE ȘASE OSII CU SUSPENSIA LOCOMO-
TIVEI ÎN DOUĂ TREPTE

- TEZĂ DE DOCTORAT -

- CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC:
PROF. EM. ING. ION ZĂGĂNESCU

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

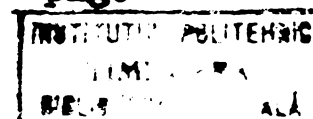


- 1982 -

BUPT

C U P R I N S

CAP. 1. Introducere	pag.7
1.1. Istoricul dezvoltării vehiculelor feroviare motoare de puteri și viteze mari	pag.7
1.2. Analiza principalelor probleme ce se pun în cazul circulației cu viteze mari	pag.8
1.3. Rolul boghiului în asigurarea circulației locomotivei la viteze mari	pag.10
CAP. 2. Aspecte privind aderența la vehicule motoare de puteri și viteze mari	pag.17
2.1. Transmiterea forței de tracțiune prin contact roată-șină	pag.17
2.2. Factorii constructivi care influențează comportarea la aderență a unui vehicol motor	pag.19
2.2.1. Echilibrarea sarcinilor pe roți	pag.20
2.2.1.1. Studiul utilizării greutateii aderente la LE Co-Co 5100 kW	pag.21
2.2.1.2. Studiul utilizării greutateii aderente la LDE Co-Co 4000 CP - CFR; LDE Co-Co 4000 CP - Grecia și LDE Co-Co 3500 CP - Anglia	pag.22
2.2.2. Influența caracteristicilor motoru- lui de tracțiune asupra aderenței	pag.30
2.2.3. Efectul frinei antipatinaj	pag.31
2.3. Mecanismul contactului roată-șină	pag.32
2.3.1. Contactul roată-șină în domeniul microalunecării	pag.36
2.3.1.1. Variația suprafeței de contact funcție de diametrul de rulare și sarcina pe roată	pag.39
2.3.1.2. Variația coeficientului de frecare static funcție de sarcina pe roată și diametrul de rulare	pag.41



2.3.1.3. Calculul presiunilor maxime și medii în suprafața de contact roată-șină	pag.42
2.3.1.4. Eforturile în suprafața de contact roată-șină	pag.43
2.4. Concluzii	pag.45
CAP.3. Dinamica osiei montate în plan orizontal	pag.48
3.1. Analiza stadiului actual al studiului dinamicii osiei montate	pag.48
3.2. Model folosit pentru punerea în evidență a mișcării de șerpuire și stabilirea surselor forțelor și momentelor care cauzează șerpuirea	pag.49
3.2.1. Cinematica osiei montate singulare	pag.49
3.2.2. Cinematica osiilor legate în boghiu	pag.51
3.2.3. Apariția forțelor și momentelor de creep în ecuațiile mișcării, la boghiuri cu trei osii	pag.52
3.2.3.1. Aspecte constructive privind boghiurile cu trei osii	pag.52
3.2.3.2. Mărimile vitezelor efective în suprafața de contact roată-șină	pag.53
3.2.3.3. Mărimea forțelor de creep	pag.56
3.2.3.4. Momentele de rotație date de forțele de creep	pag.58
3.3. Studiul dinamicii osiei montate ghidate elastic în rama boghiului	pag.60
3.3.1. Stabilitatea osiei montate ghidată elastică fără a fi prevăzută constructiv cu amortizare	pag.60
3.4. Soluții constructive de ghidare a osiei propuse pentru utilizare la viteze și puteri mari	pag.67
3.4.1. Descrierea soluției constructive folosind blocuri de amortizare tip Silentbloc	pag.69
3.4.2. Descrierea soluției având ghidarea elastică a osiei prevăzută cu elemente cu caracteristici diferite în cele două direcții orizontale	pag.70

3.5. Analiza stabilității osiei montate prin variația unor parametrii constructivi	pag.71
3.5.1. Influența caracteristicilor de ghidare longitudinale și laterale asupra dinamicii osiei montate	pag.74
3.5.2. Influența masei și momentului de inerție asupra dinamicii osiei montate	pag.75
3.5.3. Influența sarcinii pe osie asupra dinamicii osiei montate	pag.75
3.6. Concluzii	pag.76
- CAP.4. Studiul introducerii sistemului elastic între lagăr osie și osia montată ca soluție de reducere a maselor nesuspendate în plan transversal pentru viteze mari	pag.79
4.1. Pornirea centrică a unei mase peste un arc pretensionat fără amortizare	pag.79
4.2. Circulația centrică a unei mase peste un arc prevăzut cu amortizare	pag.85
4.3. Circulația excentrică a unei mase peste un arc neamortizat	pag.90
4.4. Circulația centrică a unui sistem de două mase	pag.93
4.4.1. Elementul din capul osiei nu este pretensionat	pag.95
4.4.1.1. Cazul rădăcinilor reale și complex conjugate	pag.97
4.4.1.2. Cazul rădăcinilor numai complex conjugate	pag.98
4.4.2. Elementul din capul osiei este montat pretensionat	pag.99
4.4.2.1. Forța orizontală H mai mică decât forța de pretensionare a elementului elastic	pag.99
4.4.2.2. Forța orizontală H mai mare decât forța de pretensionare a elementului elastic	pag.101
4.5. Aplicarea soluției cu cuplaj elastic în capul osiei la datele LDE 3500 CP	pag.104
4.5.1. Descrierea cuplajului elastic montat în capul osiei	pag.104

4.5.2. Datele de calcul ale LDE Co-Co 3500 CP - Anglia	pag.106
4.5.3. Rezultatele studiului efectuat	pag.106
4.6. Concluzii	pag.113
- CAP.5. Suspensia secundară cu proprietăți multi- funcționale	pag.115
5.1. Condiții specifice ce se impun suspen- siilor feroviare	pag.115
5.2. Soluții constructive de suspensii, în două trepte, cu referire la locomotive- le de fabricație indigenă	pag.117
5.3. Suspensia secundară, adoptată în concep- ția proprie de locomotive pentru puteri și viteze mari	pag.118
5.3.1. Avantajele suspensiei secundare de tip flexicoil	pag.120
5.4. Concepția arcurilor înalte de tip flexicoil	pag.121
5.4.1. Comparații între diferitele me- tode de calcul pentru stabili- rea caracteristicilor arcurilor înalte	pag.121
5.5. Stabilirea nivelului frecvențelor pro- prii	pag.126
5.5.1. Frecvențele de săltare cutie	pag.127
5.5.2. Frecvențele de galop cutie	pag.127
5.5.3. Frecvențele oscilațiilor combi- nate ale cutiei, de clătinare și rului	pag.128
5.5.4. Frecvența oscilației de rotație a cutiei în jurul axei z	pag.128
5.5.5. Frecvența de șerpuire a boghiu- lui	pag.128
5.5.6. Frecvența de galop boghiu	pag.129
5.6. Stabilirea caracteristicilor unghiula- re a suspensiei secundare	pag.133
5.7. Concepția pivotului central ca un su- bansamblu pentru transmiterea elastică a forței de tracțiune, dispozitiv de ra- pel și amortizor de vibrații	pag.136
5.8. Concluzii	pag.141

- CAP.6. Studiul stabilității boghiurilor cu 3 osi în plan orizontal	pag.142
6.1. Modelul mecanic folosit pentru studiu	pag.145
6.2. Ecuațiile de mișcare a sistemului oscilant	pag.146
6.3. Studiul stabilității boghiului prin va- riația unor parametrii constructivi	pag.148
6.3.1. Datele de studiu a locomotivei	pag.148
6.3.2. Analiza rezultatelor	pag.149
6.3.2.1. Influența caracteristicilor de ghidare laterală a osiei	pag.150
6.3.2.2. Influența conicității supra- feței de rulare	pag.153
- Cap.7. Măsurători și verificări efectuate pe locomotive	pag.155
7.1. Măsurători privind eficiența dispozitivului de anticabraj	pag.157
7.1.1. Schema și aparatura utilizată	pag.158
7.1.2. Eficiența dispozitivului anticabraj	pag.158
7.2. Măsurători statice	pag.160
7.2.1. Determinarea frecvențelor proprii ale maselor oscilante	pag.160
7.2.1.1. Metodologia de măsurare	pag.160
7.2.1.2. Pregătirea locomotivei diesel electrică 3500 CP (clasa 56) pentru măsurători	pag.162
7.2.1.3. Schema și aparatura utilizată	pag.163
7.2.2. Verificarea caracteristicilor laterale a suspensiei primare	pag.165
7.2.2.1. Pregătirea boghiului pentru măsurători	pag.165
7.2.2.2. Instalația pentru verificat	pag.165
7.2.3. Determinarea caracteristicii laterale a suspensiei secundare	pag.167
7.2.3.1. Scopul verificării	pag.167
7.2.3.2. Pregătirea locomotivei pentru măsurători	pag.169
7.2.3.3. Dispozitive și aparatura uti- lizată pentru efectuarea măsu- rărilor	pag.169
7.2.3.4. Rezultatele și analiza măsu- rărilor	pag.170

7.3. Măsurători dinamice	pag.172
7.3.1. Programul de încercări	pag.172
7.3.2. Aparatura de măsură folosită	pag.179
7.3.3. Analiza datelor înregistrate	pag.180
7.3.4. Analiza rezultatelor	pag.181
7.3.4.1. Spectrele amplitudinii mărimilor	pag.181
7.3.4.2. Stabilirea nivelului RMS. al accelerațiilor și de- plasărilor măsurate	pag.186
7.3.4.3. Calitatea de rulare a lo- comotivei	pag.190
7.4. Concluzii asupra măsurătorilor efectuate	pag.193
- CAP.8. Concluzii, propuneri și contribuții personale	pag.196
8.1. Concluzii	pag.196
8.2. Propuneri	pag.201
8.3. Contribuții personale	pag.203
- Notații principale	pag.207
- Bibliografie	pag.209
••	
- Anexe:	
- Anexa A - Tabele cu date centralizate	pag.1
- Anexa B - Diagrame și figuri	pag.45
- Anexa C - Stabilirea ecuațiilor de mișcare în plan orizontal ale boghiului pe trei osii	pag.90

C A P I T O L U L 1

INTRODUCERE

1.1. Istoricul dezvoltării vehiculelor feroviare motoare de puteri și viteze mari

Dezvoltarea traficului modern impune cerințe din ce în ce mai mari vehiculelor. În contextul actual a situației energetice în lume, dezvoltarea vehiculelor feroviare a ajuns din nou în ascensiune.

În competiția sa cu celelalte sisteme de transport, calea ferată a orientat dezvoltarea vehiculelor feroviare spre: mărirea vitezei, construcții ușoare, confort, întreținere redusă, lipsa de uzură și puteri sporite.

În istoria sa calea ferată a cunoscut o tendință permanentă de creștere a elementelor de bază: viteza și puterea.

Este cunoscut că, ocazional, în cercetare în Germania încă în 1903 s-a atins viteza de 210 km/h. Cercetătorii francezi vin în 1954 cu un record de viteză de 243 km/h, care în 1955 este ridicată la 331 km/h. Astfel de viteze de vîrf, luate pe ansamblul căii ferate reprezintă o parte mică și nu întotdeauna transmisibile ca reguli de circulație.

Aceste viteze de vîrf s-au obținut în general experimental și nu formează o regulă pentru ansamblul căilor ferate.

Cu dezvoltarea tehnicii construcției motoarelor electrice și a motoarelor diesel, s-a pus la dispoziția vehiculelor feroviare, puteri ridicate pentru a se circula cu viteze sporite mai ales în tracțiunea electrică.

Construcția de locomotive cu puteri mari instalate, folosind motoarele termice, începe cu locomotivele de 1000 CP și 1500 CP, cu motoare Winton, Baldwin, etc. puse în serviciu în 1935 la rețelele de căi ferate din SUA [81] .

În Europa, Franța a pus în serviciu, cu puțin înainte de războiul din 1939, două locomotive de 4400 CP folosind motoare Sulzer și MAN. În anul 1938; Căile Ferate Române au pus în exploatare pe linia Ploiești - Brașov locomotiva prototip 2Do1 + 1Do2 de 4400 CP [81] .

După cel de-al doilea război mondial aproape toate firmele din lume constructoare de locomotive și-au axat fabricația pe locomotive cu motoare termice cu puteri crescînde. Astfel s-a ajuns ca azi locomotive cu puteri ale motoarelor termice de 4000 CP să nu prezinte noutăți deosebite. În anul 1967 firma Sulzer realizează motorul 12 LVA 24 de 4000 CP iar în anul 1968 firma engleză Brush a

construit cu acest motor, locomotiva diesel electrică Kestrel cu viteza constructivă maximă de 200 km/h.

În România construcția de locomotive diesel electrice începe în anul 1957, avînd la bază documentația de licență. În anul 1967 începe asimilarea locomotivelor electrice de mare putere tot pe baza documentației de licență.

Începînd cu anul 1970 se poate afirma că a început construcția de locomotive diesel electrice avînd la bază concepția românească de locomotive în gama de puteri 1000 + 4000 CP, atât ptr. intern cît și pentru export.

Pe linia dezvoltării ascendente a concepției românești de locomotive se înscrie și tema prezentei teze de doctorat, ea constituind preocuparea autorului în dezvoltarea de noi soluții constructive pentru creșterea puterii și vitezei acestor vehicule, preocupare care se înscrie de asemenea pe linia mondială de creștere a performanțelor locomotivelor.

1.2. Analiza principalelor probleme ce se pun în cazul circulației cu viteze mari

În analiza problemelor de fond privind circulația cu viteze mari, trebuie să se aibe în vedere următoarele aspecte:

- construcții ușoare a vehiculelor
- construcții cu întreținere și uzuri reduse
- construcții cu calități de rulare bune și deci confort sporit

Avînd în vedere rezultatele, deja obținute, la circulații cu viteze mari, nu încapă nici o îndoială că este posibilă o circulație rapidă, sigură, cu proprietăți de mers în limitele obișnuite.

Probleme deosebite, ce se presupun că vor apare vor fi: întreținerea costisitoare a suprastructurii și întreținerea vehiculelor [1], cu toate că există linii sudate, nu se va putea evita influența negativă a maselor suspendate și nesuspendate.

O speranță pentru vehiculele rapide, legate de cale, este reducerea greutateii proprii, mai ales a osiilor montate cu lagărele de osii, angrenaje, etc., în așa fel încît la o viteză de 160 km/h, acum un maxim și 250 km/h spre care se tinde, să apară energii de mișcare aproximativ egale în direcție longitudinală, transversală și verticală. În producerea energiei de mișcare, elementul de bază îl constituie viteza. La deplasarea pe verticală a osiei montate, la contactul lateral roată-șină, la accelerarea și frînarea vehiculului, la acțiunea forței centrifuge și de inerție, factorul v^2 este considerabil.

O analiză sumară a creșterii energiilor de mișcare arată aspecte deosebit de interesante [1],[103] .

Astfel dacă se pornește de la construcția suprastructurii pentru $V = 100$ km/h și considerăm etapele de creștere a vitezei la $V = 160$ km/h, 200 km/h și 250 km/h, presupunând că masele vehicului rămân constante se obțin următoarele valori pentru energii [103] :

$$W_{100} = \frac{m \cdot V_1^2}{2} = m \cdot \frac{27,7^2}{2} = m \cdot 383,64$$

$$W_{160} = \frac{m \cdot V_2^2}{2} = m \cdot \frac{44,4^2}{2} = m \cdot 985,68$$

$$W_{200} = \frac{m \cdot V_3^2}{2} = m \cdot \frac{55,5^2}{2} = m \cdot 1540$$

$$W_{250} = \frac{m \cdot V_4^2}{2} = m \cdot \frac{69,4^2}{2} = m \cdot 2408$$

sau:

$$W_{250} = 6,27 \cdot W_{100}$$

$$W_{200} = 4,00 \cdot W_{100}$$

$$W_{160} = 2,56 \cdot W_{100}$$

Ultimile trei relații arată că dacă masele, mai ales cele nesuspendate ar fi reduse cu:

$$- 6,27 \quad \text{pentru } V = 250 \text{ km/h}$$

$$- 4 \quad \text{pentru } V = 200 \text{ km/h}$$

$$- 2,56 \quad \text{pentru } V = 160 \text{ km/h}$$

energia cinetică ar rămâne la nivelul vitezei de 100 km/h. Cum azi se poate considera că suprastructura este pregătită pentru o viteză de 160 km/h rapoartele de mai sus devin:

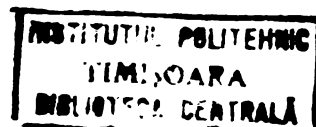
$$W_{250} = 2,44 \cdot W_{160}$$

$$W_{200} = 1,56 \cdot W_{160}$$

deci pentru a obține energie cinetică la nivelul vitezei de 160 km/h ar fi necesară, în cazul circulației cu $V = 250$ km/h, o reducere a maselor de $2,44$ ori respectiv pentru $V = 200$ km/h o reducere de $1,56$ ori.

Posibilitățile de reducere, în special, a maselor nesuspendate rezidă în:

- folosirea de motoare de tracțiune complet suspendate
- folosirea de construcții suple de osii montate
- introducerea de construcții noi privind ghidarea osiei, în așa fel încât masele nesuspendate să se reducă la nivelul osiei



- reducerea uzurilor deci eliminarea întreținerii, trebuie să conducă la eliminarea actualelor construcții cu frecare și introducerea de soluții ca suspensii secundare ce înglobează arcuri speciale de tip flexicoil

Problema care se pune este tehnic în ce relații se află aceste tendințe de dezvoltare?

Mărirea vitezei duce la solicitări tot mai mari. Impulsurile perturbatoare provenind de la șină și vehicol cresc cu creșterea vitezei.

Energia acestora crește, la fel frecvența lor. Este cunoscut însă că o masă a vehicolului redusă prin construcție ușoară va fi accelerată mai mult de același impuls perturbator decât de o masă mai grea.

Creșteri de viteze, adică impulsuri perturbatoare mărite; construcții ușoare, adică mase reduse, tind ambele spre sporirea sensibilității față de perturbații, adică spre o calitate de mers redusă. Se vede că din punct de vedere fizic, deja, cerințele de viteze mărite, construcție ușoară și calitate ridicată a mersului sînt antagoniste.

••

1.3. Rolul boghiului în asigurarea circulației locomotivei la viteze mari

În scopul realizării elementelor de viteze ridicate, în special și în circulația vehicolului pe cale, în general, echipamentul de rulare (boghiul) are o poziție cheie, deosebită. Aparatul de rulare a vehiculelor îndeplinește mai multe funcții în condiții dificile; în mers suportă greutatea vehicolului și sarcini utile variabile, conduce vehicolul pe calea prescrisă, elastică și neuniformă, efectuează transmisia forțelor longitudinale de tracțiune și frînare [10], [14], [103] .

Aparatul de rulare singur sau în interacțiune cu calea și cu mecanismul de tracțiune determină în mod practic toate caracteristicile de rulare ale vehicolului, siguranța de mers, confortul caracteristicile de tracțiune și frînare, efectele statice și dinamice ale vehicolului asupra căii.

Aparatul de rulare (boghiul) este ansamblul din construcția vehicolului cel mai solicitat și de aceea lui trebuie să i se acorde cea mai mare atenție la studiul și construcția vehicolului. Se poate spune că aparatul de rulare reprezintă partea tehnică cea mai interesantă și care caracterizează de obicei mai mult decât celelalte părți, vehicolul feroviar. El este un mijlocitor între cale și cutia vehicolului și trebuie să îndeplinească calități de a nu

transmite impulsările perturbatoare provenind de la şină asupra cutiei ci să le disipeze. Disiparea perturbațiilor înseamnă un proces dinamic, ale cărui caracteristici sînt: mase, suspensii și amortizări. Acestea sînt caracteristicile care trebuie analizate atunci cînd se formulează cerințe ale tehnicii de rulare pentru boghiurile vehiculelor rapide [10],[85],[87],[103] .

Este cunoscut că din motive economice este necesară construcția ușoară a vehiculelor. Din motive de confort, masele nesuspendate trebuie să fie foarte reduse. Punctul de vedere căruia i s-a acordat puțină atenție pînă acum sînt masele rotitoare neechilibrate.

Actualmente mai este valabilă ca valoare maximă admisă a dezechilibrului la osii de 250 gr/roată, raportat la un diametru al roții de 1000 mm. La o viteză de 200 km/h această masă neechilibrată va produce o forță centrifugă liberă de cca. 160 kg/roată.

La tracțiunea joasă a boghiului, dezechilibrul are față de cutie un braț de pîrghie care provoacă cutiei oscilații de încovoier și săltare [33] .

Dependența dintre frecvența de excitație a osiei montate și viteza de circulație prezintă un interes legat de creșterea vitezelor. Se poate arăta că diametrul de rulare are o influență directă asupra frecvenței de excitație, în sensul că frecvența de excitație crește cu scăderea diametrului de rulare. Astfel o osie montată cu diametrul de rulare de 900 mm atinge la viteza de 200 km/h o frecvență de 19,7 Hz, la 1000 mm diametru, se ajunge la valoarea de 17,7 Hz iar la 1250 mm frecvența scade pînă la 14,2 Hz. Cu considerațiile de mai sus se poate arăta că la viteze mari este practic imposibil evitarea rezonanței. Astfel dacă se consideră frecvența oscilației de încovoier a cutiei de 11,5 Hz (tren rapid) iar diametrul de rulare de 1000 mm, sistemul ajunge la rezonanță la o viteză de 130 km/h [33] . Dacă se consideră acum o cutie ușoară cu o frecvență a oscilațiilor de încovoier de 8 Hz și diametrul de rulare de 900 mm, vehicolul ajunge în rezonanță la o viteză de 80 km/h; dacă același vehicol ar fi prevăzut cu un diametru de rulare de 1000 mm rezonanța sistemului s-ar produce la o viteză de 90 km/h.

Oscilațiile cutiei sînt produse și de dezechilibrul roților avînd la bază tracțiunea joasă a boghiului. Această cuplare ar putea fi evitată teoretic folosind o tracțiune înaltă, plasată în axa neutră de încovoier a cutiei.

Construcția însă, ar conduce, ținînd seama de dezechilibrul roților, la oscilații de galop și recul a boghiului, acest lucru poate fi evitat prin amplasarea punctului de transmitere a forței de tracțiune în centrul de greutate al boghiului [11] în

multe situații însă, din motive constructive nu este posibil amplasarea punctului de transmitere a forței de tracțiune în centrul de greutate al boghiului, el fiind situat între axa de încovoiere a cutiei și centrul boghiului. În această situație cutia va fi supusă la oscilații de săltare și încovoiere iar boghiul la oscilații de galop și recul.

Se ajunge din nou într-o situație neplăcută deoarece frecvența galopului boghiului cu două osii este cuprinsă între $6 \div 8$ Hz iar frecvența oscilației de încovoiere a cutiilor de construcție ușoară este cuprinsă între $8 \div 9$ Hz. Se observă că rezonanța este iminentă. Eliminarea acestei situații se poate face numai prin decuplarea oscilației de încovoiere a cutiei de oscilația de galop a boghiului [33].

Operația ar putea fi făcută prin creșterea frecvenței oscilațiilor de încovoiere, lucru ce nu este posibil din cauza construcției ușoare. O altă cale de urmat ar putea fi: creșterea frecvenței de galop a boghiului peste frecvența de încovoiere prin:

- mărirea rigidității suspensiei primare la aceeași masă suspendată a boghiului
- scăderea momentului de inerție a maselor suspendate și deci construcții mai ușoare

De asemenea o altă cale ar putea fi coborîrea mult sub frecvența cutiei a frecvenței de galop a boghiului. Această măsură poate fi realizată prin adaptarea unor suspensii primare mai suple (combinat) eventual cu creșterea maselor suspendate al boghiului [10],[33],[69].

Iuată problema pur teoretic, eliminarea rezonanței chiar la viteze de 200 km/h, s-ar putea face prin creșterea frecvenței de încovoiere a cutiei în jurul valorii de 18 Hz iar diametrul de rulare folosit să aibe mărimea de 1250 mm. Aceste condiții sînt greu de realizat, rămîne ca singură problemă echilibrarea osiilor montate și a celorlalte mase rotative iar pentru amortizarea mișcărilor de galop a boghiului să se prevadă în suspensia primară amortizoare pentru disiparea energiei create.

Rolul suspensiilor este de a îndepărta de vehicol impulsurile perturbatoare, provenind de la cale. Energia perturbatoare pe care o primesc din exterior osiile montate, va fi preluată de suspensie sub formă de lucru mecanic de deformare și transformată de amortizoare în căldură.

Calea are abateri de la forma geometrică ideală nu numai în direcție verticală ci și în direcție transversală, ceea ce conduce la impulsuri asupra vehicolului nu numai în plan verti-

cal dar și în plan transversal. Este însă de observat că în timp ce în plan vertical vehiculul menține contactul cu șina ca urmare a greutateii sale, în plan orizontal, există joc, în limitele cărui este ghidat fără a fi forțat. Acest lucru îi permite osiei de a atinge șina în stînga și în dreapta, atingere ce este urmată de un șoc. Prin măsurători efectuate [6, 10, 36, 50, 51, 60, 85] s-a demonstrat că forma suprafeței de rulare a osiei montate, poate decide dacă osia montată are un mers liniștit în axa liniei sau un mers sinus pronunțat. Aceste mișcări transversale trebuie să fie îndepărtate de cutia vehiculului, lucru ce poate fi efectuat numai printr-o suspensie transversală și amortizare transversală adecvată a boghiului. Se impune deci aplicarea aceluiași reguli la suspensia transversală ca în cazul suspensiilor verticale, adică reducerea maselor nesuspendate. Este de reținut, ca exemplu, că boghiul cu ghidajul rigid a osiei în plan transversal, are o masă nesuspendată transversal foarte mare, anume întregul boghiu cu părțile sale aferente.

La aceste tipuri de boghiuri, singura suspensie transversală este suspensia secundară. Regula de mult cunoscută și aplicată la suspensia verticală de a avea o greutate nesuspendată cît mai mică trebuie în cazul vitezelor mari în mod obligatoriu aplicată și în plan transversal. Astfel trebuie ca osiile montate prin lagărele lor să fie dotate cu elasticități transversale. Aici putem aminti drept soluții aplicate cu succes:

- a). Ghidajul lagărului osiei prin bielete (vezi LDH 2400 CP proiect ICPEH Reșița)
- b). Ghidajul lagărului prin blocuri de cauciuc circulare (vezi LDE 2100, 3000, 3500, 4000 CP licență și proiecte ICPEH Reșița)
- c). Ghidajul lagărului osiei prin elemente de cauciuc tip „MEGI” (vezi LE 4000 kW, LE 5100 kW)

Aceste soluții permit deplasarea transversală elastică a osiei montate în limitele prestabilite. În aceste cazuri ghidajele, exceptînd cazul b, vor conține trei caracteristici diferite stabilite funcție de mărimea forțelor ce trebuie să fie transmise sau suportate în cele trei plane.

La viteze mari, la astfel de soluții trebuie acordată o atenție deosebită caracteristicii longitudinale deoarece caracteristici insuficient studiate sau scăzute pot conduce ca osia să părăsească poziția paralelă cu consecințe asupra mersului [84].

Folosirea uneia din soluțiile arătate, în creierea elasticității transversale între rama boghiului și lagărul osiei, menține încă ridicată mărimea maselor nesuspendate vertical și transversal ca lagăr osie, angrenaje de tracțiune, cota parte din motoarele de

tracțiune, aparatura de siguranță și control.

Asupra greutateii osiei montate propriu-zise nu se poate influența prea mult deoarece dimensiunile acesteia sînt dictate de caracteristicile vehicolului (sarcini pe osie, viteze, accelerații, decelerații, etc.).

Se poate influența în schimb, asupra formei constructive a roții. Astfel la o roată rigidă se poate asigura o elasticitate de 0,06 mm/MP atît în plan transversal cît și în plan vertical. Folosind discuri de roți dublu andulate se poate atinge o caracteristică de 0,2 mm/MP. Hirschfeld a arătat că elasticități foarte mici ale roților conduc la o tăiere a vîrfurilor de accelerații. Astfel la roată rigidă și viteză de 40 km/h accelerația la nivelul suprafeței de rulare este de 37 m/sec^2 , folosind discul amintit cu o arcuire de 1,5 + 1,9 mm se obține o accelerație maximă de 12 m/sec^2 , nu trebuie pierdut însă din vedere faptul că valoarea elasticității trebuie să fie corelată cu frecvențele proprii ce apar la disc și care pot în anumite situații să devină periculoase [13, 24, 28, 30, 31, 32, 33, 37, 40].

Revenind la suspensia transversală a boghiului, dacă avem în vedere vehicule cu viteze mari, atunci concepția acesteia trebuie să fie supracritică, deci o suspensie moale cu frecvența proprie joasă care se va suprapune peste frecvența de impuls a accelerației de șerpuire a boghiului la viteze mici. Avînd în vedere că la viteze mari pînă la 200 km/h și peste, frecvențele de impuls sînt foarte mari, boghiul pentru aceste vehicule va trebui conceput cu suspensie transversală supracritică, aceasta deoarece la aceste viteze nu mai poate fi constructiv ridicată frecvența proprie peste aceste valori a frecvențelor de impuls.

În concluzie circulația cu viteze și puteri mari pune în fața constructorilor probleme deosebite de rezolvat ca:

- Probleme de aderență. Sub acest aspect trebuie să se coreleze sarcinile pe osii cu diametrele de rulare, cu materialele pentru bandaje în așa fel încît să se reducă la minimum apariția defecțiunilor specifice la bandaje și șină. Să se aibe în vedere introducerea de soluții constructive care să asigure un coeficient de utilizare a greutateii aderențe peste 90% din greutatea locomotivei, la demaraj.
- Probleme de dinamica vehicolului. Trebuie să se studieze în detaliu dinamica osiei montate influențată de:

- caracteristicile de ghidare
- masa osiei
- momentul de inerție

- conicitate bandaje

- In concepția locomotivelor de mare viteză trebuie să se reducă nivelul maselor nesuspendate cel mult la nivelul osiei montate, prin introducerea de noi soluții constructive în sistemul de suspensie primară și ghidare osie.

- Așa cum s-a arătat, în cazul vitezelor mari, factorul viteză are o influență esențială, în acest caz trebuiesc introduse noi soluții constructive pentru cele două trepte de suspensii care să reducă la minim transmiterea impulsurilor primite de la cale spre vehicol.

Aceste soluții constructive a celor două trepte de suspensie trebuie să asigure de asemenea o fiabilitate ridicată a elementelor elastice, să elimine uzura și deci întreținerea.

Prezenta teză își propune, avînd în vedere experiența autorului, în domeniul concepției echipamentelor de rulare, de a răspunde la problemele de mai sus, pe baza unui volum impresionant de analize avînd la bază programe proprii și rezultate din exploatare, obținute cu echipamentele de rulare proiectate pentru intern și export.

C A P I T O L U L 2

ASPECTE PRIVIND ADERENȚA LA VEHICOLE MOTOARE DE PUTERI SI VITEZE MARI

Pentru deplasarea vehicolului pe șină este necesară transmiterea forțelor de tracțiune și frînare, transmitere ce se face prin contactul roată-șină.

Problema aderenței, deci a transmiterii forței de tracțiune între roată și șină, a constituit preocupările multor specialiști dintre care amintim: A.E. Müller, Metzkov, Curtius-Kniffler, Nouvion, Bernard, etc.

Acștia au efectuat, în diferite etape, cercetări și măsurători pe locomotive în tracțiune și în frînare pentru clarificarea aderenței roată-șină.

Jonson [31] a tratat problema aderenței și din punct de vedere statistic.

Aderența prezintă un interes și o importanță deosebită în acțiunea de creștere a puterii instalate și a vitezei locomotivelor. Ea este influențată de un număr deosebit de mare de factori de naturi diferite.

Construcția locomotivelor de puteri mari instalate, impune măsuri constructive de ridicare la maximum a utilizării forței de tracțiune limitată de aderență [7, 8, 32, 42, 70, 79, 83] .

Din punct de vedere al concepției boghiurilor destinate locomotivelor de mare putere, pentru utilizarea la maximum a aderenței roată-șină, măsurile constructive ce trebuie analizate și soluționate sînt:

- descărcarea osiilor și măsurile de compensare a sarcinilor pe osie
- raportul optim între sarcina pe roată, diametrul de rulare și calitatea materialului bandajelor

2.1. Transmiterea forței de tracțiune prin contact roată-șină

O roată ce rulează pe șină cu o încărcare verticală, poate transmite la periferia sa o forță asupra șinei - forță tangențială.

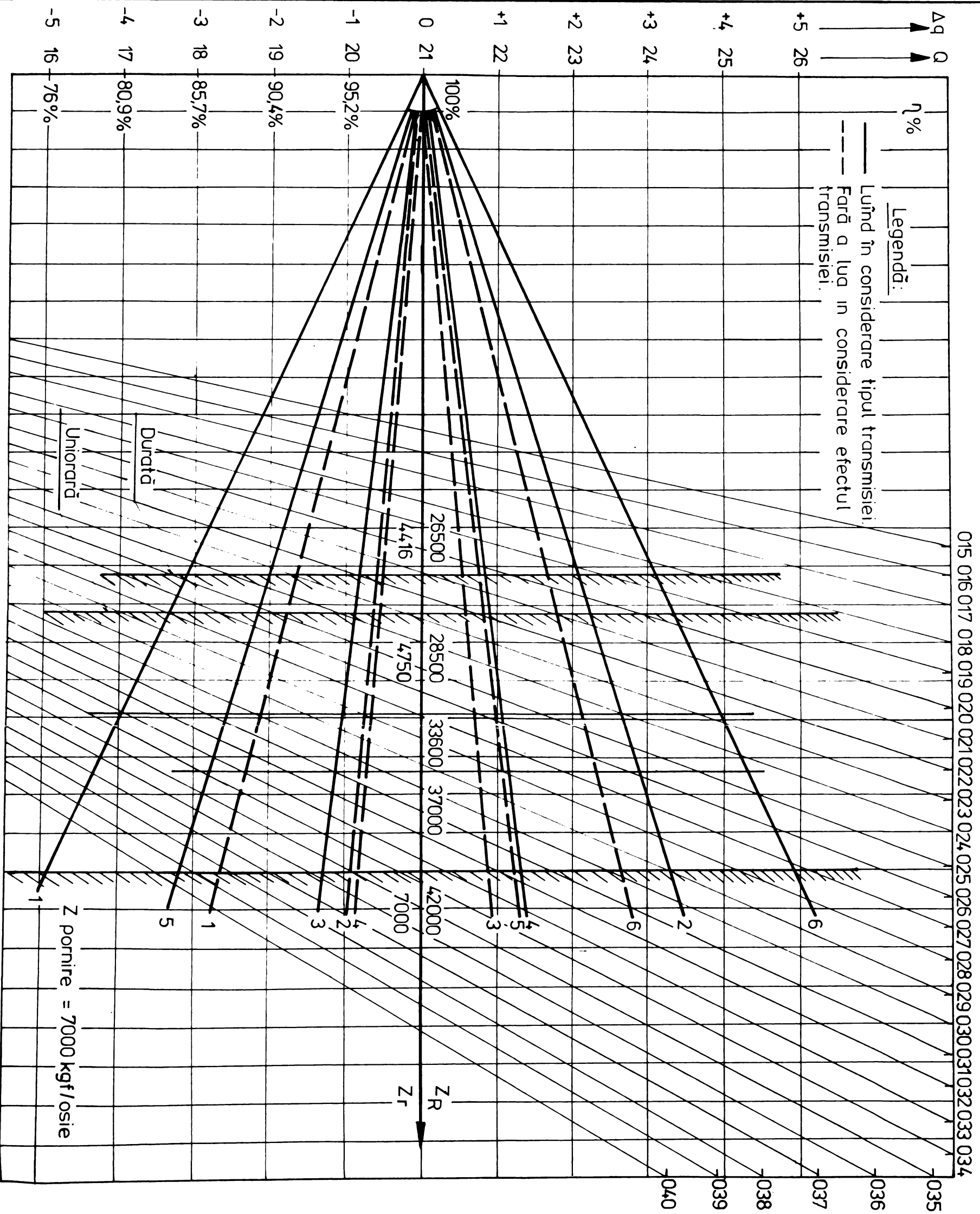
Mărimea forței tangențiale transmisă în punctul de contact este:

$$Z_{\mu} = \mu \cdot Q$$

(2-1)

472251
345 G

Fig. 2-3. Variația descărcării osiilor LE Co-Co 5100 kW funcție de forța de tracțiune



3. Alunecarea reciprocă între roată și șină.

În prima categorie, de fapt, intră factorii constructivi respectiv influența construcției locomotivei asupra variației sarcinilor pe osii - suspensii, ampatament, amplasare pivot, dispozitive de compensat, etc.

Pe de altă parte calitatea și starea liniei au o influență hotărâtoare mai ales la viteze mari, când factorii dinamici sînt aceia care au un rol hotărîtor asupra utilizării greutății aderente.

În grupa a doua de factori intră calitatea materialului roții și șinei, substanțele ce poluiază suprafața de contact, presiunea de contact, rugozitatea suprafețelor, vibrațiile în suprafața de contact, viteza periferică a roții [37], [60], [61].

Grupa a treia de factori cuprind: diametrul de rulare, raza ciupercii liniei, caracteristica cuplului aplicat asupra roții la pornire și frînare [61].

Nu vom analiza aderența ca studiu în sine, ci vom analiza acei factori ce influențează utilizarea aderenței, în mod deosebit factorii constructivi.

2.2. Factorii constructivi care influențează comportarea la aderență a unui vehicol motor

După Weber [91], Steiner [74], [61] și alții principalele măsuri constructive ce avantajează aderența unei locomotive sînt:

- echilibrarea sarcinilor pe roți
- caracteristica vitezei. - forță de tracțiune netedă
- caracteristica motorului de tracțiune
- amortizarea momentelor de rotire
- gradarea în trepte cît mai fine a forței de tracțiune
- o frînă antipatinaj automată, reglată bine la condițiile de aderență

Dintre factorii constructivi vom insista în mod deosebit asupra echilibrării sarcinilor pe roți, respectiv a reducerii descărcării osiilor la pornire și în funcționare. Aceasta deoarece constructorul de locomotive poate să influențeze direct asupra acestui factor și deoarece aici se pot prezenta contribuții personale ale autorului prezentei teze în calitatea sa de constructor în îmbunătățirea aderenței locomotivei.

Vom insista de asemenea asupra contactului roată șină deoarece constructorul de locomotive trebuie să analizeze presiunile în suprafața de contact funcție de sarcina pe roată, diametrul de rulare, tipul șinei, pentru prevenirea unor deficiențe în suprafața de rulare.

2.2.1. Echilibrarea sarcinilor pe roți

Considerăm o locomotivă conform fig.2-2, care prin faptul că dezvoltă forța de tracțiune la cîrlig Z, va conduce la:

- Modificări ale sarcinilor pe roți care provin din faptul că centrul de greutate al vehicolului și cîrligul acestuia sînt situate mai sus decît muchia superioară a șinei, în timp ce forța de tracțiune Z, necesară deplasării, acționează la nivelul șinei.

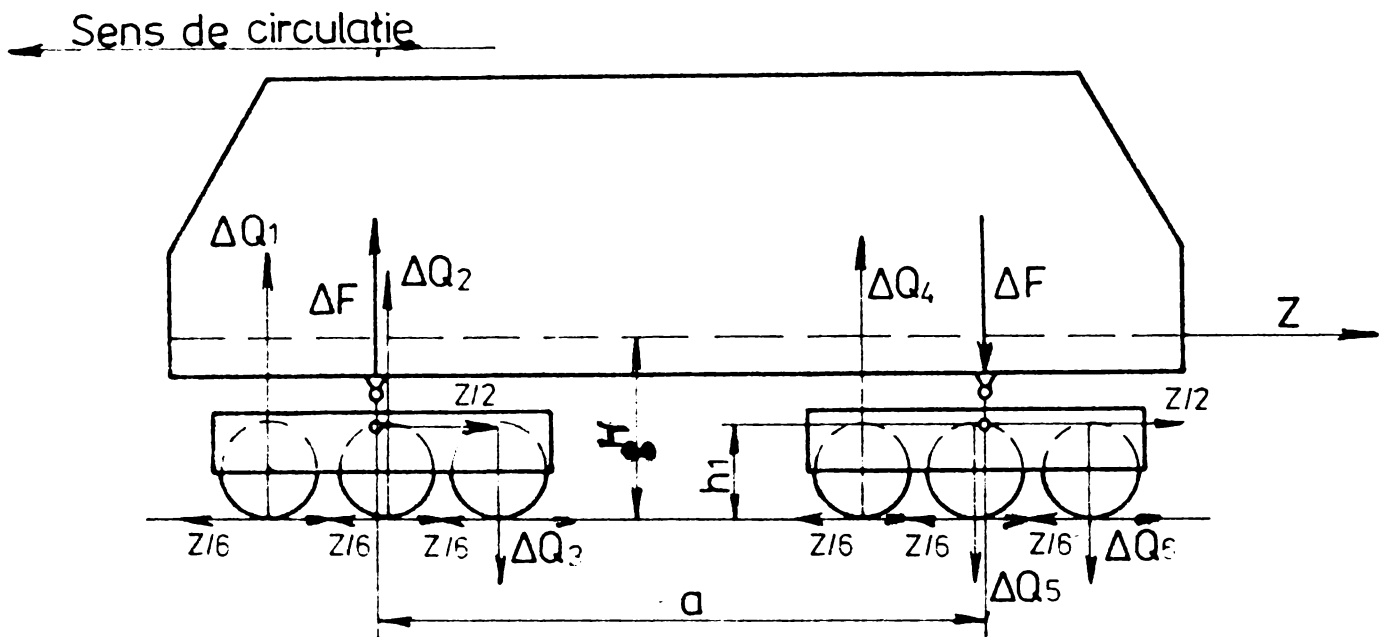


Fig. 2-2 Variația sarcinilor pe osie.

În felul acesta boghiul din față se descarcă iar boghiul din spate se încarcă.

Descărcarea, respectiv încărcarea unui boghiu, va fi dată de relația:

$$\Delta F = \frac{Z(H-h_1)}{2l} \quad (2-2)$$

Modificările de sarcini pe boghiuri și osi sînt dependente de forța de tracțiune la cîrlig. Mărimea descărcării roților poate fi calculată și deci cunoscînd geometria vehicolului, apariția lor este previzibilă.

Sub influența descărcărilor arătate în relația (2-2), rezultanta sarcinilor pe roți va fi deplasată spre cîrlig [15], [75] unde este aplicată forța de tracțiune.

Această deplasare a rezultantei sarcinilor pe roți va conduce

la supraîncărcarea roților din spate și descărcarea roților din față.

În principal descărcarea osiilor depinde de următorii factori:

- mecanismul de antrenare
- fixarea cutiei pe boghiuri
- sistemul de suspensie primară

Analiza care se face la acest punct privește în mod deosebit aspectul utilizării aderenței, care așa cum rezultă este influențată de construcția locomotivei.

2.2.1.1. Studiul utilizării greutateii aderente la LE Co-Co 5100 kW

Calculul detaliat al descărcării osiilor pentru boghiul locomotivei electrice Co-Co 5100 kW este prezentat în lucrarea [15].

Din acest studiu rezultă ecuațiile algebrice, general valabile pentru descărcarea osiilor după cum urmează:

- Boghiul din față:

$$\begin{aligned}\Delta q_1 &= X_1 x' - \psi_1' x'' - \psi_1' [n_{tl}(H/2l)] + \lambda_1' \\ \Delta q_2 &= X_2 x' - \psi_2' x'' - \psi_2' [n_{tl}(H/2l)] + \lambda_2' \\ \Delta q_3 &= X_3 x' - \psi_3' x'' - \psi_3' [n_{tl}(H/2l)] + \lambda_3'\end{aligned}\quad (2-3)$$

- Boghiul din spate:

$$\begin{aligned}\Delta q_4 &= X_1'' x'' + \psi_1'' x' + \psi_1'' [n_{tl}(H/2l)] + \lambda_1'' \\ \Delta q_5 &= X_2'' x'' + \psi_2'' x' + \psi_2'' [n_{tl}(H/2l)] + \lambda_2'' \\ \Delta q_6 &= X_3'' x'' + \psi_3'' x' + \psi_3'' [n_{tl}(H/2l)] + \lambda_3''\end{aligned}\quad (2-4)$$

Cu datele constructive ale locomotivei electrice Co-Co 5100 kW se determină descărcările specifice Δq_i .

În diagrama din fig.2-3, s-a prezentat variația descărcării osiilor funcție de forța de tracțiune.

Din analiza acestei diagrame rezultă următoarele aspecte privind utilizarea aderenței:

1. Osa 1, pentru o forță de tracțiune la pornire a locomotivei de 33600 daN, se descarcă cu 4000 daN, conducând la un factor de utilizare a greutateii aderente de 80,9%.
2. Realizarea forței de tracțiune la pornire se face cu un coeficient de aderență de $\mu = 0,33$. Dată fiind puterea instalată a locomotivei există riscul apariției fenomenului de stick-slip, lucru ce a fost demonstrat prin măsurători [83] deci depășirii limitei de aderență cu consecințe asupra solicitărilor osiei montate și a organelor de antrenare osie.

3. Creșterea forței de tracțiune la pornire peste limita amintită face ca între bandaj și șină să fie necesar un coeficient de aderență mai mare de 0,33, lucru greu de obținut în toate situațiile de exploatare.

4. În construcția realizată a locomotivei, sub aspectul suspensiei primare și secundare, aranjare motoare de tracțiune, înălțime pivot fictiv; forța maximă la pornire, în condiții de evitare a patinării, nu poate și nu trebuie să depășească 33600 daN. Pentru realizarea acestei forțe, la osia cea mai descărcată se impune asigurarea unui coeficient de aderență min. 0,33.

2.2.1.2. Studiul utilizării greutateii aderente la LDE Co-Co
4000 CP - CFR; LDE Co-Co 4000 CP - GRECIA; LDE Co-Co
3500 CP - ANGLIA

Pornind de la ecuațiile generale (2-3); (2-4) și ținând seama de următoarele date ale celor trei tipuri de locomotive:

- sarcina pe osie Q;
- balancieri superiori între osiile 1, 2 și 5, 6;
- aranjamentul motoarelor de tracțiune;
- că fiecare osie dezvoltă aceeași forță de tracțiune;
- diametrul de rulare;
- înălțimea pivotului și înălțimea cîrligului;

se determină descărcările osiilor funcție de forța de tracțiune la pornire.

În cazul LDE Co-Co 4000 CP pentru CFR, cînd nu se ia în considerare dispozitivul de compensare a sarcinii pe osie, se obțin următoarele valori pentru descărcările specifice:

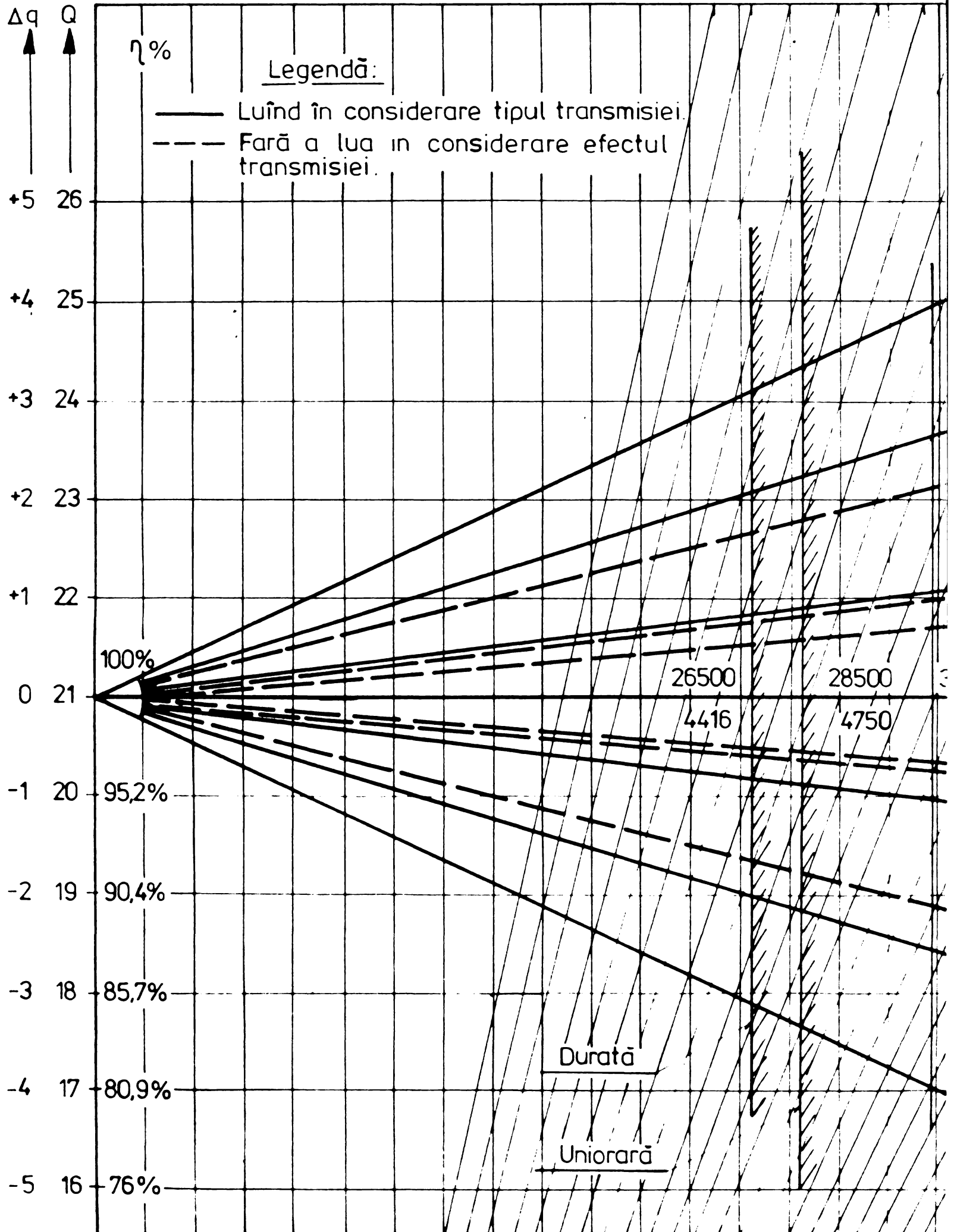
$$\begin{aligned} q_1 &= - 0,4614 \\ q_2 &= - 0,4614 \\ q_3 &= + 0,8478 \\ q_4 &= - 0,8478 \\ q_5 &= + 0,4614 \\ q_6 &= + 0,4614 \end{aligned} \quad (2-5)$$

Iuind în considerare forța de tracțiune la pornire de 37000 daN rezultă următoarele mărimi ale descărcării osiilor:

$$\begin{aligned} \Delta Q_1 &= - 2845 \text{ daN} & \Delta Q_4 &= - 5230 \text{ daN} \\ \Delta Q_2 &= - 2845 \text{ daN} & \Delta Q_5 &= 2845 \text{ daN} \\ \Delta Q_3 &= + 5230 \text{ daN} & \Delta Q_6 &= 2845 \text{ daN} \end{aligned} \quad (2-6)$$

Fig. 2-3. Variația descărcării osiilor LE Co-Co 5100

015 016 017 018 019 020



Grafic descărcarea osiilor este reprezentată în fig.2-4 unde rezultă următoarele aspecte:

1. Cea mai descărcată osie este osia 4.
2. Realizarea forței de tracțiune de pornire de 37000 daN, cerută, în aceste condiții de descărcare impune asigurarea unui coeficient de aderență de min. $\mu = 0,39$, lucru imposibil de realizat sistematic în condiții de exploatare.
3. Tot în condițiile arătate la pct.2 rezultă că pentru osiile 3 și 2 este necesar asigurarea unui coeficient de aderență de $\mu = 0,34$ la fel dificil de realizat ca o mărime sigură la pornire.
4. Factorul de utilizare a greutateii aderente are valoarea sub 76%.
5. Demararea locomotivei, fără utilizarea de dispozitive speciale, luând în considerare osia cea mai descărcată poate să asigure maximum o forță de tracțiune de 32000 daN la un coeficient de aderență de $\mu = 0,33$.

În vederea îmbunătățirii utilizării greutateii aderente la acest tip de locomotivă s-a studiat și adaptat un dispozitiv pneumatic (foto nr.2-1).

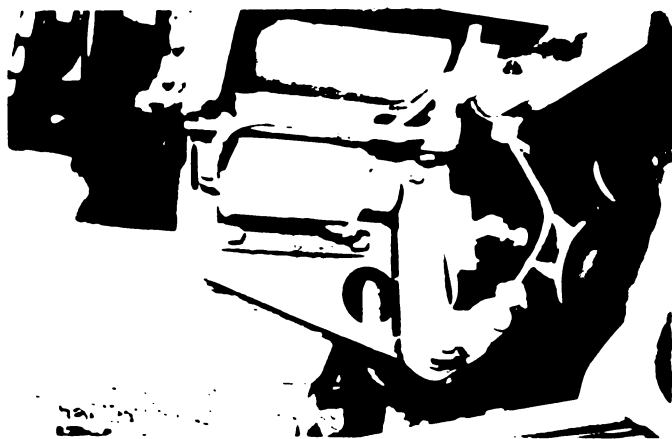


Foto nr.2-1

Datele pentru dispozitivul de compensare sînt următoarele:

- Forța de apăsare la pornire asigurată de cilindrii din fața osiei 1 este de 5300 daN;
- Brațul forței la pivot este de 2370 mm;
- Forța de apăsare la pornire asigurată de cilindrii din fața osiei 4 este de 4700 daN;
- Brațul forței pînă la pivot este de 3270 mm;

Pentru situația cînd locomotiva nu este prevăzută cu dispozitiv de compensare, factorul caracteristic de descărcare osie este dat de relația:

$$x = -n\mu (h/2l) \cdot g_g \quad (2-7)$$

și are valoarea de: $x = -0,225$

Dispozitivul de compensare pneumatic introduce factorul de compensare:

$$g_g' = \frac{p \cdot P}{2l \cdot Z\mu} \quad (2-8)$$

Cu relația (2-8) și datele caracteristice ale dispozitivului se obține, pentru LDE Co-Co 4000 CP - CFR și LDE Co-Co 4000 CP export Grecia, locomotive prevăzute cu astfel de dispozitive, descărcările și supraîncărcările conform tabel nr.2-1.

Tabel nr.2-1

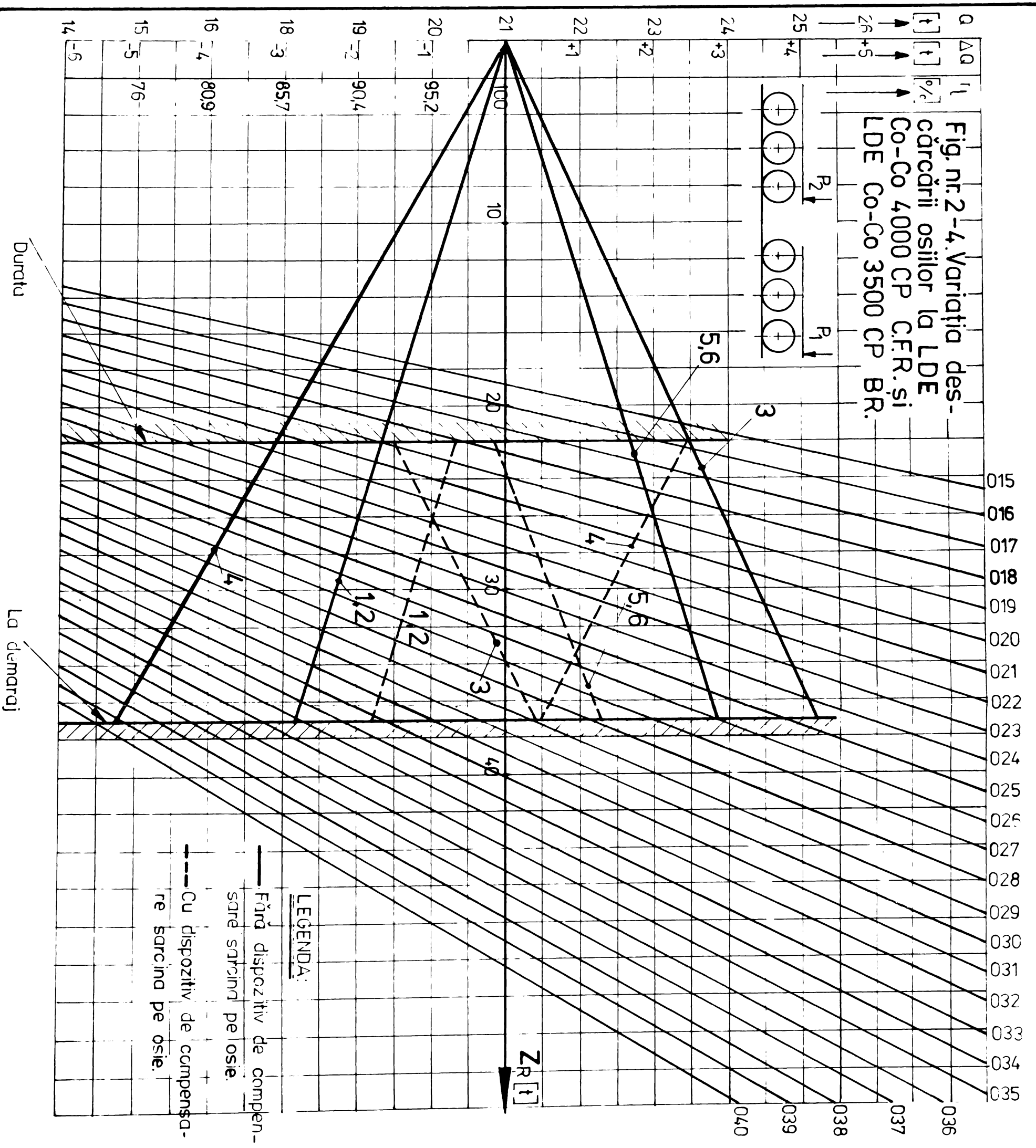
MARIMEA DESCĂRCĂRII OSILOR LA LDE Co-Co 4000 CP - CFR ȘI
LDE Co-Co 4000 CP - GRECIA, FOLOSIND DISPOZITIV PNEUMATIC
DE COMPENSARE A SARCINII PE OSII

Tipul locom. Mărimi	LDE Co-Co 4000 CP - CFR	LDE Co-Co 4000 CP - Grecia
Q (daN)	21000	20000
Z (daN)	6167	5750
g_g'	0,1697	0,182
g_g''	0,2067	0,2227
x'	-0,0553	-0,043
x''	-0,0173	-0,0023
ΔQ_1 (daN)	-1748	-1555
ΔQ_2 (daN)	-1748	-1555
ΔQ_3 (daN)	+400	+354
ΔQ_4 (daN)	+500	+544
ΔQ_5 (daN)	+1298	+1100
ΔQ_6 (daN)	+1298	+1100

Variația descărcării sau supraîncărcării osiilor este reprezentată în fig.2-4 pentru LDE Co-Co 4000 CP - CFR și fig.2-5 pentru LDE Co-Co 4000 CP - Grecia.

Din analiza celor două diagrame, fig.2-4 și 2-5 rezultă următoarele concluzii:

Fig. nr. 2-4. Variația des-
cărcării osilor la LDE
Co-Co 4000 CP C.F.R. și
LDE Co-Co 3500 CP BR.



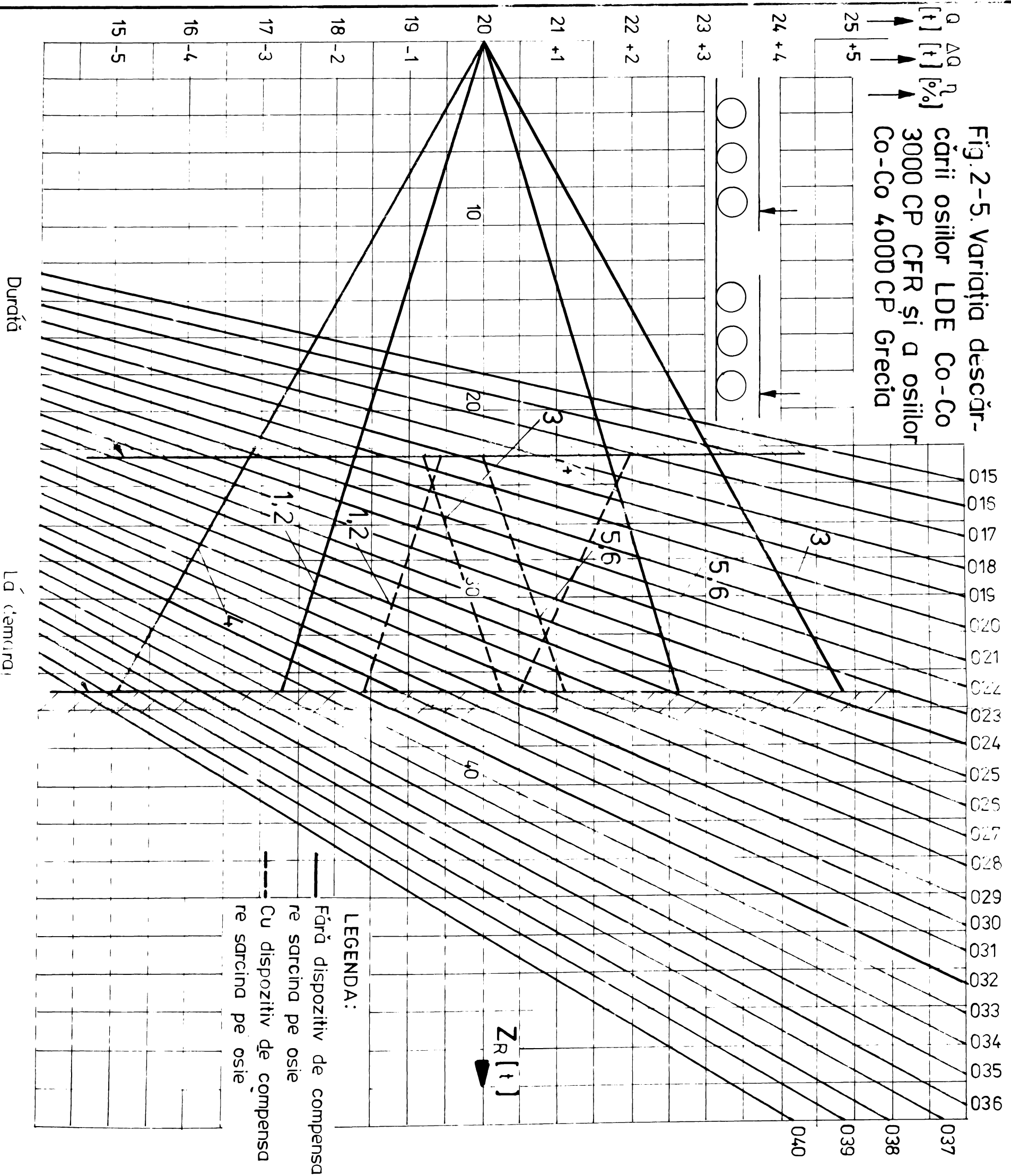
LEGENDA:

- Fără dispozitiv de compensare sarcina pe osie.
- - - Cu dispozitiv de compensare sarcina pe osie.

Durata

La demaraj

Fig. 2-5. Variația descăr-
cării osilor LDE Co-Co
3000 CP CFR și a osilor
Co-Co 4000 CP Grecia



1. Fără folosirea dispozitivului, osia cea mai descărcată este osia 4, conducând la scăderea coeficientului de utilizare a greutății aderente sub 76%. Pornirea locomotivei în aceste condiții impune realizarea unui coeficient de aderență de $\mu = 0,39$, valoare irealizabilă în mod practic. Demarând locomotiva în condiții de exploatare deci cu $\mu = 0,31$, forța de tracțiune maxim realizabilă este de 30500 daN.

2. Folosirea dispozitivului de compensare sarcini pe osii, face ca osiile cele mai descărcate și singurele să fie 1 și 2. Descărcarea acestor osii la demaraj are valoarea de - 1748 daN pentru LDE Co-Co 4000 CP - CFR și - 1555 daN pentru LDE Co-Co 4000 CP - Grecia.

Demararea locomotivei în aceste condiții, impune asigurarea unui coeficient de aderență de $\mu = 0,32$ realizabil în condiții de exploatare. Coeficientul de utilizare a greutății aderente are valoarea de 91% pentru LDE Co-Co 4000 CP - CFR și 92,2% pentru LDE Co-Co 4000 CP - Grecia.

3. În domeniul forțelor de tracțiune de durată (22000 daN la LDE Co-Co 4000 CP - CFR, 22450 daN la LDE Co-Co 4000 CP - Grecia) se necesită asigurarea unui coeficient de 0,18 pentru LDE Co-Co 4000 CP - CFR și $\mu = 0,20$ în cazul LDE Co-Co 4000 CP - Grecia. Utilizarea greutății aderente în această situație se găsește la nivelul de 95%.

4. Prin introducerea dispozitivului de compensare sarcini pe osie am obținut o creștere a coeficientului de utilizare a greutății aderente de 16,6% la demaraj, valoare remarcabilă prin implicațiile ei asupra creșterii posibilităților de remorcare ale locomotivei.

Trebulește avut în vedere, tot la această măsură, că modificări de sarcini pe osii sînt datorate și forțelor masice.

Cu cele de mai sus putem scrie sarcina momentană pe roată ca:

$$Q' = Q_s \pm d \cdot Q_g \pm d \cdot Q_d \quad (2-9)$$

unde:

Q' - sarcina momentană pe roată

Q_s - sarcina statică ce apare în staționare

$d \cdot Q_g$ - modificări de sarcină prin geometria vehicolului

$d \cdot Q_d$ - modificări de sarcină datorită forțelor masice sau dinamice

Modificările dinamice de sarcină $d \cdot Q_d$ nu sînt previzibile.

Dacă modificările de sarcină dată de geometria vehicolului $d \cdot Q_g$ pot atinge valori de 10 + 20% din sarcina statică Q_s , valorile lui $d \cdot Q_d$ depășesc acest domeniu. Deci este posibil ca sarcina de moment pe roa-

tă să atingă 60 + 140% din sarcina statică. Dacă mărimile $d \cdot Q_s$ pot fi compensate parțial sau total, mărimile $d \cdot Q_d$ nu pot fi compensate, aceasta din cauză că ele depind de geometria unor piese în rulare dar și de starea liniei.

După Ivanov [32] sarcina momentană pe roată este dată de relația:

$$Q' = Q_s + Q_f + Q_{su} \quad (2-10)$$

unde:

Q_s - sarcina statică

Q_f - sarcina care depinde de:

- masa suspendată a vehicolului
- viteza vehicolului
- caracteristica suspensiei

Pentru Q_f se dă [59] următoarea relație empirică:

$$Q_f = \left(Q_s - G_{ns} \right) \left(0,1 + \frac{0,2 \cdot V}{f_{static}} \right) \quad (2-11)$$

unde:

G_{ns} - sarcina nesuspendată pe roată

f_{st} - săgeata statică a suspensiei locomotivei în mm

Intre sarcina statică și sarcina dinamică Q_f a măselelor suspendate există în general următoarele relații limită [59]:

$$Q_f = 0,1 Q_s \quad \text{pentru } V \leq 20 \text{ km/h}$$

$$Q_f = (0,25 + 0,35) Q_s \quad \text{pentru } V \geq 20 \text{ km/h} \quad (2-12)$$

Este de remarcat în același timp că frecvența forțelor dinamice arătate în relația nr. 2-11 și 2-12 este cuprinsă între 1,5 + + 3 Hz și corespunde în general cu frecvența de rotație a osiilor montate.

Forțele Q_{su} reprezintă sarcinile dinamice ale osiilor prin masele nesuspendate și deci teoretic ele ar putea fi exprimate ca produs al maselelor nesuspendate (M_{ns}) ale osiilor montate și accelerațiilor lor: respectiv:

$$Q_{su} = M_{ns} \cdot a \quad (2-12')$$

În această relație accelerația intervine ca element necunoscut sau dependent de calitatea liniei.

Din cercetările efectuate [32] funcțiile de calitatea liniei aceste accelerații pot fi împărțite în următoarele grupe de mărimi:

- a = 6 + 10 g
- a = 12 + 20 g
- a = 20 + 50 g
- linii bune
- acceptabile ca valori medii
- linii la care trebuie influențată viteza pentru păstrarea siguranței circulației

In aceste condiții definiția coeficientului de frecare - aderență - trebuie precizată; că este raportul între forța de tracțiune și sarcina momentană pe roată.

2.2.2. Influența caracteristicilor motorului de tracțiune asupra aderenței

In punctul 2.2.1. s-a arătat că aranjamentul părții mecanice ale unei locomotive poate să aibă o influență importantă asupra utilizării greutății aderente. Se poate căuta în echipamentul electric o compensație, la descărcările sistematice ale osiilor, adaptând forța motoare a diferitelor osii la sarcina lor, dar trebuie de asemenea analizate influențele diferitelor tipuri de motoare asupra aderenței.

In general se observă că se vorbește de „utilizarea aderenței” și nu numai de „coeficientul de aderență” deoarece coeficientul de aderență nu este decât un element al problemei.

Se va analiza sumar, variația, funcție de viteză, a forței de tracțiune la obadă dată de motorul de tracțiune [23]. Intre forța de aderență și cuplul motorului de tracțiune - echilibrat la forța de aderență sînt posibile două situații:

1. Cînd forța tangențială de frecare Z_{μ} devine subit inferioară (scăderea locală a coeficientului de aderență) iar forța motoare dată de motorul de tracțiune este mai puțin coborîtoare.

In această situație poate fi subînțeleasă și varianta că forța dată de motorul de tracțiune este mai puțin coborîtoare decât forța de aderență.

2. Cînd forța motoare dată de motorul de tracțiune are o perioadă de scădere mai mare, funcție de viteză, decât forța de tracțiune Z_{μ} .

Se vede deci că forma caracteristicii $F(v)$ a motorului de tracțiune are o influență importantă asupra posibilității apariției patinajului.

In fig.2-6 au fost reprezentate în mod calitativ trei caracteristici diferite ale vehicolului ($s = f/V$) și anume [26, 91]:

- o caracteristică abruptă în domeniul inițial a unei locomotive cu motoare directe 50 Hz (curba 1);
- o caracteristică cu panta mai mică în domeniul inițial, pentru o locomotivă cu motoare directe de 16 2/3 Hz (curba 2);

- o caracteristică cu pantă și mai mică la pornirea locomotivei cu redresori (curba 3);

Diferitele pante sînt date de diferitele căderi de tensiune inductive și fluxuri magnetice ale polilor principali a motoarelor de tracțiune:

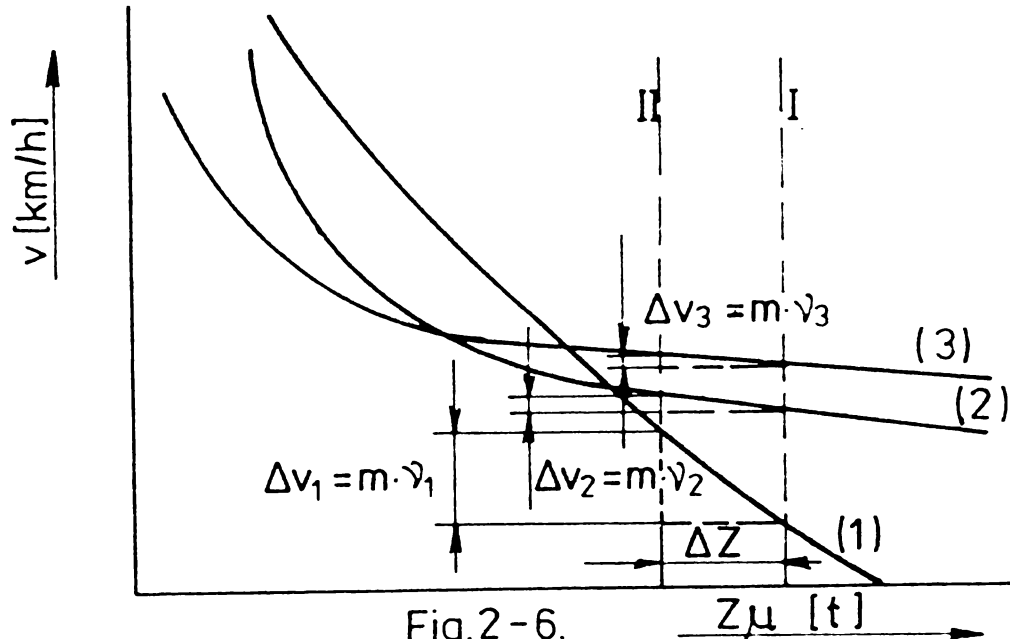


Fig.2-6. Caracteristica vehicolului și macroalunecarea.

Dacă la forța de tracțiune I, ar începe să alunece o osie, motorul ei se va accelera conform caracteristicii V/z . Viteza de alunecare este ΔV .

Este evident că trecerea de la forța de tracțiune I la II vitezele de alunecare la cele trei tipuri de caracteristici sînt valoric diferite. În mod deosebit se observă o valoare mare a vitezei de alunecare la motorul de 50 Hz comparativ cu celelalte două tipuri de motoare. La acest tip de locomotivă se va atinge mult mai devreme o valoare a alunecării pentru care se depășește domeniul coeficienților de frecări mari (fig.2-1, fig.2-7).

Rezultă din această diagramă că motorul direct de 50 Hz, este cel mai dezavantajos în relații ale tehnicii aderenței.

2.2.3. Efectul frînei antipatinaj

Efectul frînei antipatinaj reiese ușor dacă se revine la diagrama din fig.2-7. Frînînd, scurt timp și ușor, roțile, viteza de alunecare a osiei ce patinează va fi redusă pînă la liniștirea acesteia. Frînarea ușoară are și un efect de aderență prin curățirea suprafeței de rulare.

Influența altor factori ca:

- alunecarea relativă
- sarcina normală și variația ei
- contactul roată-șină

se vor dezvolta în continuare.

2.3. Mecanismul contactului roată-șină

Considerăm așezarea roții pe șină cu notațiile conform fig.2-7 încărcată cu o sarcină Q .

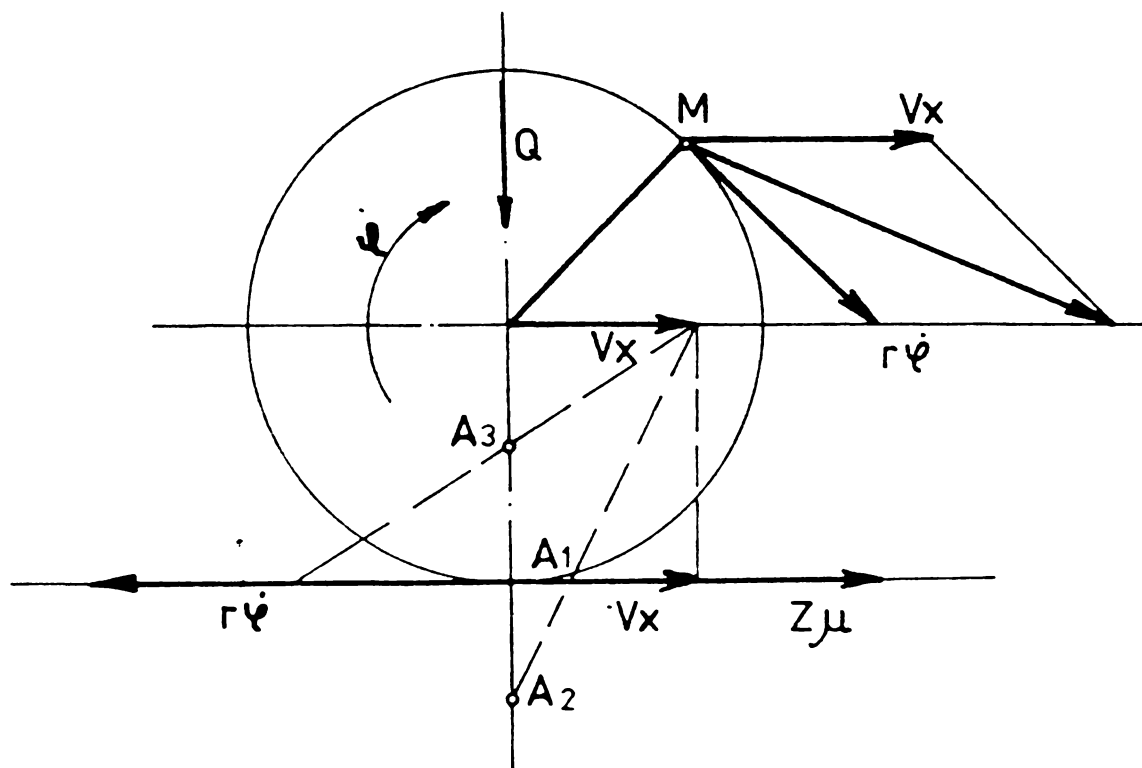


Fig. 2-7

O forță periferică $Z\mu$ poate să fie transmisă șinei dacă viteza periferică a roții $r\dot{\psi}$ este ceva mai mare decât viteza de translație a centrului roții V_x , adică atunci când apare o alunecare.

Modul de variație a vitezelor de înaintare și periferice pot să creeze trei situații în variația pseudoalunecării.

Pseudoalunecarea, creep, se definește din punct de vedere al vitezelor ca fiind [83] :

$$\varepsilon = \frac{V_r - V}{V} = \frac{r\dot{\psi} - V_x}{V_x}$$

unde: $V_r = r\dot{\psi}$ - viteza periferică

V_x - viteza de translație

În funcție de raportul dintre $r\dot{\psi}$ și V_x sînt posibile următoarele situații:

1. $V_x = V_r = r\dot{\psi}$ pseudoalunecare $\varepsilon = 0$ și deci este o mișcare de rostogolire pură. Centrul instantaneu al mișcării se găsește în punctul A_1 , punctul de contact roată-șină.

2. $V_x < V_r$, pseudoalunecarea ε are mărimea funcție de raportul V_r/V , caracterizînd mișcarea cu transmitere de forță de tracțiune, cu centrul în A_3 .

3. $V_x > V_r$, pseudoalunecarea devine negativă, această situație apare în perioada de frînare. Centrul instantaneu al mișcării se deplasează în punctul A_2 .

Hotărîtor pentru forța de frecare, maximal transmisibilă, este mărimea suprafeței de contact și rezistența sa de forfecare.

Vitezele de alunecare influențează frecarea în mod hotărîtor. În aliniament fenomenele de alunecare se creează forțat cînd cercurile de rulare ale unei osii rigide sînt diferite, respectiv în cazul bandajelor conice și osii rigide ce rulează excentric pe cale [46].

În curbe alunecarea reiese din lungimea diferită a arcului exterior și interior al curbei.

Aceste diferențe de drum se pot amula reciproc în mod parțial restul trebuie echilibrat fie prin alunecarea continuă sau prin șocuri (stick-slip) la care modul și frecvența acestui proces este determinată de coeficientul de frecare și de comportarea osiei la vibrații elastice [31].

Dacă o roată stă pe șină (fig.2-8) anexa B iar șina așezată pe o fundație elastică, solicitările în elementele de pe suprafața roții în zona de contact, în față și în spate vor fi de compresiune.

Șina în zona de contact este solicitată la compresiune iar în zonele dinainte și din spatele suprafeței de contact solicitată la întindere.

Aplicarea unui moment roții, face ca aceasta să ruleze, însă cu schimbarea stării de solicitare față de situația staționară. În cazul în care momentul este suficient de mare roata va produce întindere în spatele zonei de contact în roată iar în șină eforturi de compresiune. Indiferent de mărimea momentului, în fața suprafeței de contact pentru roată, se produce solicitare de compresiune. Ambele solicitări de compresiune în roată - înainte și după suprafața de contact - sînt mai mari decît aceleași tipuri de solicitări în cazul încărcării statice.

Este de remarcat că în zona de contact I - II apare o forță de forfecare care este elementul dătător de ton în transmiterea forței de tracțiune.

În zona de contact, fig.2-9, există un efort de forfecare care care pe de o parte acționează pe suprafața de rulare a roții iar pe de altă parte pe suprafața șinei, cu sensuri însă opuse. Cele două suprafețe ce intră în contact roată și șină nu au deformații egale avînd drept rezultat apariția alunecării (fig.2-9). Partea hașurată a elipsei este regiunea unde cele două suprafețe de contact nu au alunecat, iar zona reprezintă aderența pură. Acestei zone de aderență îi aparține cauza rulării roții fără microalunecare sau patinare. De asemenea această zonă are o legătură directă cu explicația de bază a fenomenului de creep.

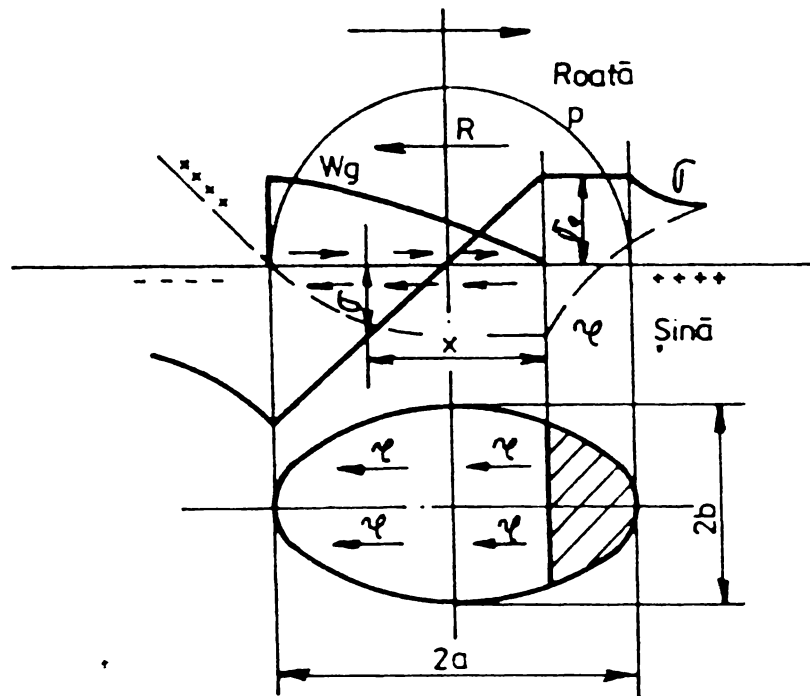


Fig. 2-9. Variația solicitărilor și vitezei de alunecare în zona de contact

Desfășurarea procesului de legătură roată-șină, procesului contactului prin forță poate fi reprezentat sintetic într-un sistem de axe de coordonate - alunecarea ϵ și forța de tracțiune (fig. 2-10).

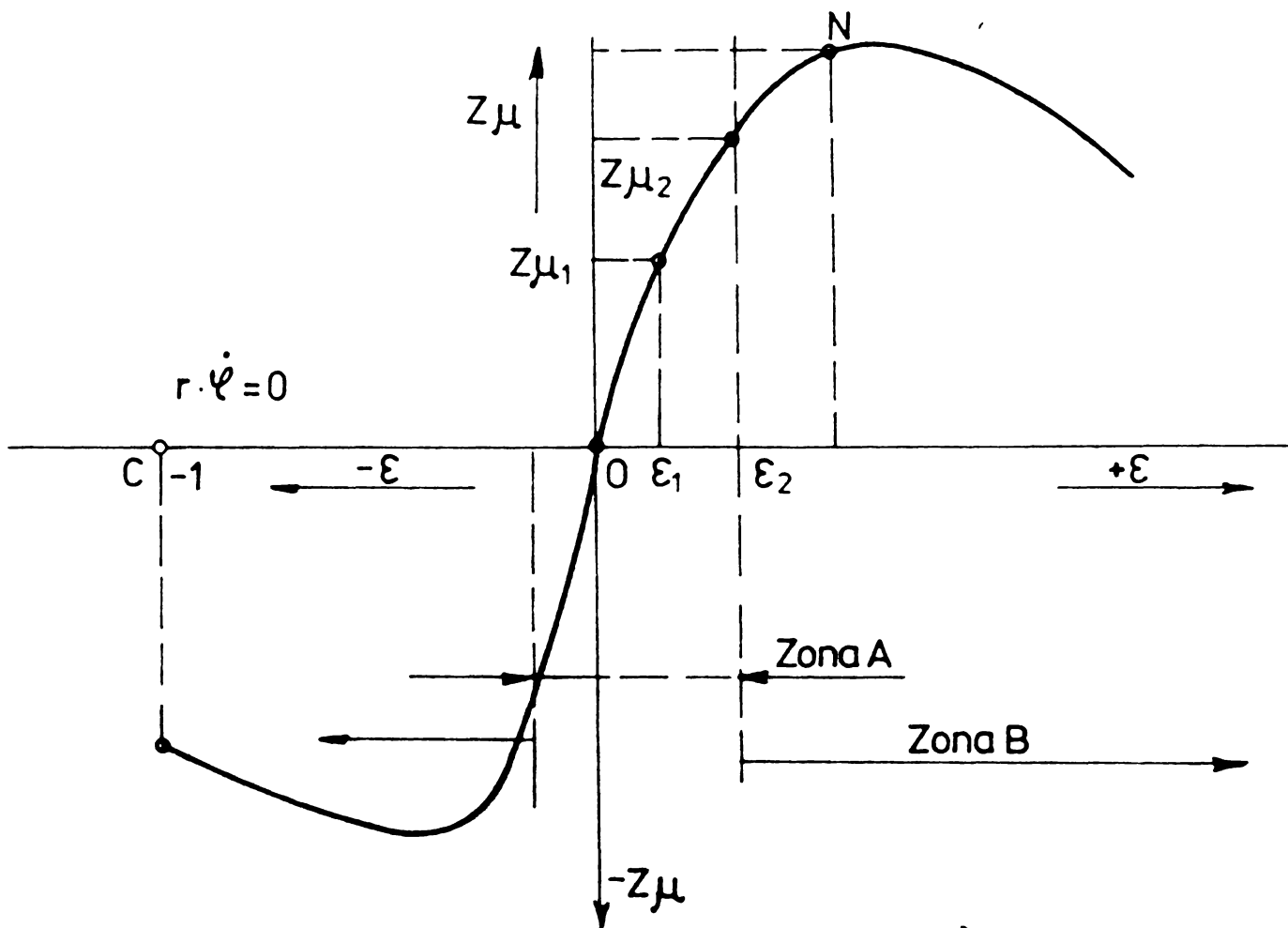


Fig. 2-10. Mecanismul aderenței.

Forma curbei $Z_{\mu} = f(\xi)$ este asemănătoare pentru șină uscată și umedă, bineînțeles cu valorile absolute a lui Z_{μ} diferite.

Se deosebesc două zone diferite:

- Zona A - în care alunecarea este foarte redusă, alunecarea (creep) atinge maximum valorile de 0,01. Cu toate acestea se pot transmite valori însemnate ale forței de tracțiune Z_{μ} . Această zonă se numește a microalunecării.

- Zona B - este zona în care factorul de creep crește ajungând chiar pînă la valori de 0,5. În această zonă forța de tracțiune crește la început pînă ajunge la un maxim apoi pe măsură ce crește creep-ul Z_{μ} scade. Această zonă se cunoaște sub numele de macroalunecare.

Pare logic, deși nu a fost studiată de nici un autor să se poată prelungi curba $Z_{\mu} = f(\xi)$ spre stînga unde $\xi < 0$. Această prelungire ne duce la a considera ca probabilă curba rezultată ca simetrică cu cea din primul cadran.

Analizînd linia curbei din fig.2-10 rezultă următoarele puncte caracteristice:

- „0” - Originea axelor unde $\xi = 0$; respectiv $V_x = r\dot{\psi}$ sau altfel spus; roata rulează pe șină fără a transmite forță șinei. Deci acest punct caracterizează aderența pură.
- „C” - Este un punct singular unde $r\dot{\psi} = 0$ și corespunde unei roți blocate.
- $0 \Rightarrow \xi$ - Valori pozitive pentru Z_{μ} și reprezintă forța de tracțiune în acest domeniu.
- $0 \Rightarrow \xi$ - Valori negative pentru Z_{μ} și reprezintă forța de frînare în acest domeniu.

Motorul de tracțiune ce acționează osia montată, produce cuplul motor necesar, respectiv forța periferică la obada roții $F_{0 \text{ nec}}$:

$$F_{0 \text{ nec}} = \frac{M_{MT}}{r} \cdot i \cdot \eta \quad (2-12'')$$

unde:

$F_{0 \text{ nec}}$ - forța periferică necesară

M_{MT} - cuplul la arborele motor de tracțiune

r - raza roții de antrenare

i - raportul de transmitere angrenaj

η - randamentul transmisiei

Forța transmisibilă maximă corespunde maximelor curbei $Z_{\mu} = f(\xi)$. O valoare mai ridicată nu se poate transmite deși motorul de tracțiune ar putea asigura puterea necesară.

Depășirea în anumite situații de către forța periferică produsă de motorul de tracțiune a limitei maxime de aderență conduce la apariția unor fenomene de oscilații cu puternice solicitări de torsione, fenomen cunoscut sub numele de „stick-slip” [83].

2.3.1. Contactul roată-șină în domeniul microcreep-ului (microalunecării)

Dacă analizăm fig.2-11 ce reprezintă domeniul de microcreep respectiv viteze relative, în coordonate μ - coeficient de frecare, ξ - alunecare, [6], [46], [91] acesta poate fi împărțit în două zone. O zonă corespunzând unei anumite viteze de alunecare, notată de noi care păstrează singură prin alunecarea pură direcția hotărâtoare a forței de frecare. A doua zonă unde apare alunecarea prin deformare elastică creiază forțele de frecare în suprafața de contact.

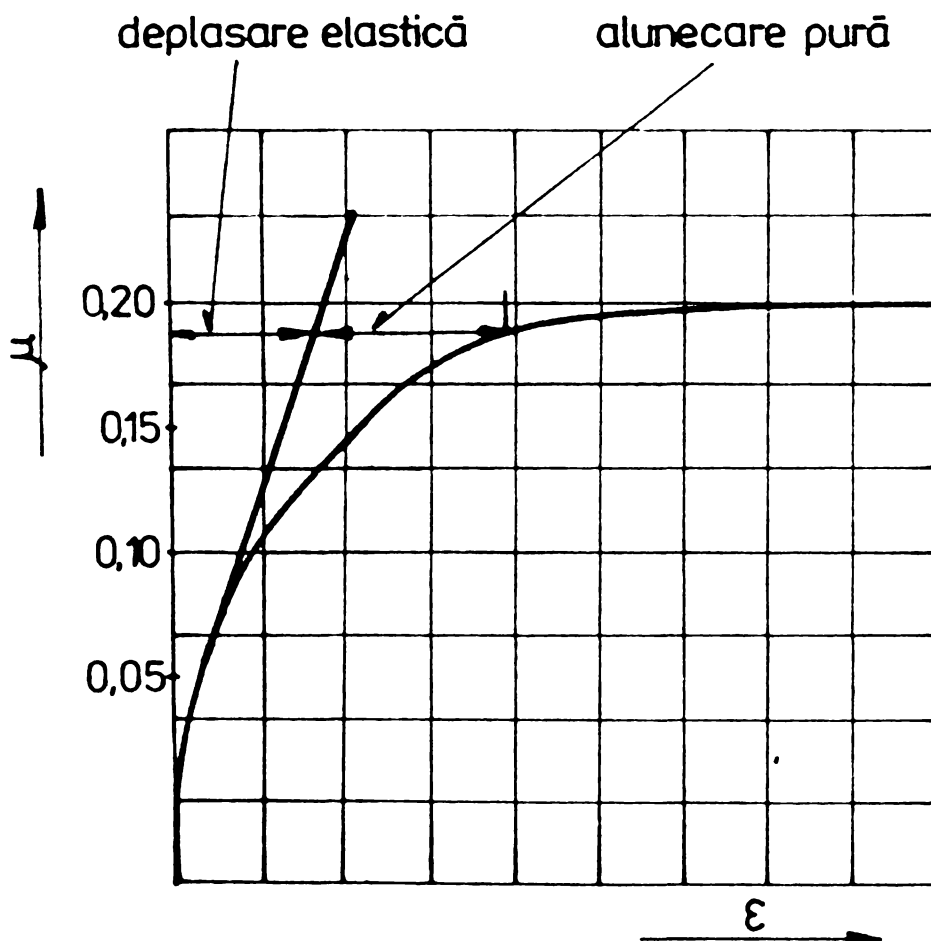


Fig.2-11. Împărțirea microcreep-ului într-o deformare elastică și într-o alunecare pură.

Privită microalunecarea prin imaginea zonei de contact roată-șină, se deosebesc două situații distincte:

a). Situația când roată stă (fig.2-12 a) anexa B și când elipsa de contact se împarte în două elipse concentrice. Suprafața marginală între elipsa de aderență și elipsa de contact formează zona de microalunecare.

b). Situația când roata rulează (fig.2-12 b) anexa B zona de aderență este întotdeauna considerată că se deplasează către marginea conducătoare. Mărimea zonei de aderență variază și depinde de mărimea cuplului ce acționează asupra roții. Creșterea cuplului activ conduce la micșorarea zonei de aderență, respectiv cuplul activ este invers proporțional cu zona de aderență. [70]

La cupluri mari, zona de aderență ajunge să scadă la zero, punctul N (fig.2-10); iar zona de microalunecare umple întreaga suprafață reprezentând condiția de tracțiune maximă. Cu alte cuvinte, pentru creep, există o valoare la care se poate transmite efortul maxim de tracțiune, iar intervalul de la valoarea zero la această valoare a creep-ului formează microalunecarea. Pentru această valoare, corespunzător unei anumite viteze de alunecare relativă se trece în domeniul macroalunecării cercetat amănunțit de Weber [91].

Mecanismul deplasării zonei de aderență nu este cunoscut în totalitate în acest moment.

Zona de aderență a elipsei de contact depinde direct de următorii factori:

- mărimea forței normale pe roată
- mărimea forței tangențiale pe roată
- razele celor două suprafețe de contact
- modulul de elasticitate longitudinal și transversal
- calitatea suprafețelor de contact

Se notează:

ϵ_x - creep longitudinal direcția x - x

ϵ_y - creep transversal direcția y - y

a,b - mărimea semiaxe mari și mici a elipsei de contact

$Z\mu[x]$ - forța tangențială în direcția x - x

$Z\mu[y]$ - forța tangențială în direcția y - y

ν - coeficientul Poisson

R_R - raza cercului de rulare a roții

R_S - raza ciupercii șinei

μ_c - coeficientul maxim de frecare

Johnson și Vermeulen [79] dezvoltă o relație pentru creep longitudinal ϵ_x și transversal ϵ_y bazat pe teoria Hertz al distribuției presiunilor în suprafața de contact:

$$\epsilon_x = -\frac{3\mu_c Q}{G\pi ab} \cdot \phi [1 - (1 - \mu/\mu_c)^{1/3}] \quad (2-13)$$

$$\epsilon_y = -\frac{3\mu_c Q}{G\pi ab} \cdot \psi [1 - (\mu/\mu_c)^{1/3}] \quad (2-14)$$

Semiaxele elipsei de contact roată-șină [46], [70] se stabilesc folosind următoarele formule:

$$a = \xi \sqrt[3]{\frac{Q}{E} \cdot \frac{3(1-\nu^2)}{1/R_s + 1/R_r}} \quad (2-15)$$

$$b = \eta \sqrt[3]{\frac{Q}{E} \cdot \frac{3(1-\nu^2)}{1/R_s + 1/R_r}} \quad (2-16)$$

ξ și η reprezintă factori ce depind de unghiul θ .

Unghiul θ este dat de relația [46], [70]:

$$\cos \theta = \frac{1/R_s - 1/R_r}{1/R_s + 1/R_r} \quad (2-17)$$

Deci unghiul θ este o mărime ce depinde de raportul

$$R_r - R_s / R_r + R_s$$

Mi se pare deosebit de interesantă analiza semnificației termenilor ξ și η prin prisma contactului prin forță roată-șină.

Uzura la roată și șină este proporțională cu lucrul mecanic de uzură. Deci mărimea uzurii se poate calcula din lucrul mecanic efectuat pentru aceasta.

Lucrul mecanic de uzură corespunde aproximativ produsului rezistenței de uzură și drumul pe care apare această rezistență [82]. Această rezistență este compusă în principal din rezistența de rostogolire și de alunecare [62].

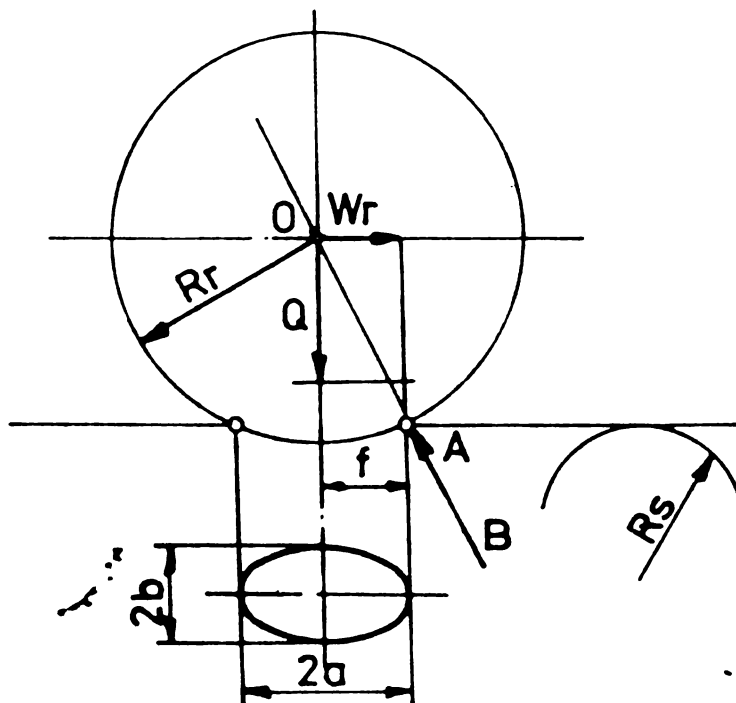


Fig.2-12c

Din fig.2-12 c. se vede, că datorită deformării reciproce roată-șină, rezultanta AB produsă de reacțiunea șinei pe roată se deplasează cu brațul frecării „f”. Se presupune că această rezultantă AB trece prin O.

Momentul forței de rezistență W_r și sarcinii pe roată Q față de punctul A, conduce la:

$$W_r \cdot R_r - Qf = 0 \quad (2-17')$$

$$W_r = f/R_r \quad (2-17'')$$

Formula (2-17'') este indicată și de Föppl [77].

După Föppl brațul de frecare poate fi aproximat la $f = 0,007 \sqrt{R_r}$

După Rühl valoarea semiaxe elipsei de contact „a” este identică cu relația (2-15).

Fără a se face eroare se poate aprecia că $f \approx a$ [82].

În acest caz se desprind următoarele concluzii deosebit de importante:

- Rezistența la rostogolire și deci uzura roată-șină cresc când:
 - crește factorul ζ
 - crește sarcina pe roată Q
- Uzura reciprocă roată-șină scade când:
 - crește diametrul de rulare $2 R_r$
 - crește raza la ciuperca șinei R_s

În analizele ce se fac în continuare se va avea în vedere și acest aspect al contactului roată-șină.

Revenind la relația (2-17) și ținând seama de faptul că factorul ζ este invers proporțional cu mărimea unghiului θ , rezultă că prin creșterea numai a diametrului de rulare nu scade uzura ci dimpotrivă crește. Rezultă că pentru a se obține o reducere a lui ζ este necesară corelarea diametrului de rulare cu raza ciupercei șinei.

2.3.1.1. Variația suprafeței de contact funcție de diametrul de rulare și sarcină pe roată

Cu relațiile (2-15), (2-16), (2-17) vom determina variația dimensiunilor elipsei de contact pentru diametrul de rulare cuprins între 800 + 1400 mm și o sarcină pe osie cuprinsă între 16 + 22 t, respectiv sarcini pe roată cuprinse între 8 + 11 t.

Pentru calcule se consideră raza capului șinei R_s ca valoare constantă de 300 mm (șină tip 49 STAS 2953-80) și 500 mm (STAS 11201-79).

Pentru șina cu $R_s = 300$ mm factorii θ, ζ, η sînt arătați în tabelul nr. 2-2.

Tabel nr. 2-2

R_s [cm]	R_R [cm]	θ [°]	ζ [-]	η [-]
30	40	81°47'12"	1,1146	0,9032
	45	78°27'46"	1,1576	0,8742
	50	75°31'21"	1,202	0,846
	55	72°53'43"	1,2348	0,8284
	62,5	69°25'48"	1,3028	0,7934
	65	68°22'54"	1,3216	0,7848
	70	66°25'18"	1,3592	0,7676

Caracteristicile θ, ζ, η pentru $R_S = 500$ mm (șină tip R 65) se arată în tabelul nr.2-3.

Tabel nr.2-3

R_s [cm]	R_R [cm]	θ [°]	ζ [-]	η [-]
50	50	90°	1	1
	55	87°16'14"	1,0332	0,9694
	62,5	83°37'14"	1,086	0,9246
	65	82°30'19"	1,0944	0,9185
	70	80°24'21"	1,1225	0,8971

Cu datele din tabelul nr.2-2 și nr.2-3, folosind relațiile (2-15) și (2-16) se determină dimensiunile suprafeței de contact la cele două tipuri de șine.

Rezultatele sînt trecute în tabelul nr. 2-4 și 2-5 anexa A funcție de sarcinile pe roată cuprinse între 8 t + 11 t.

Variația dimensiunilor elipsei de contact, funcție de sarcina pe roată și diametrul de rulare este arătată în diagrama din fig.2-13, și fig.2-14 anexa B.

Din analiza diagramelor și a tabelelor nr.2-4 și nr.2-5 reiese că pentru creșterea suprafeței de contact, la aceeași sarcină pe roată se indică mărirea diametrului de rulare.

Privită problema sub aspectul uzurii rezultă:

- Prin creșterea diametrului de rulare cu 100 mm și menținerea razei de curbura a șinei, uzura crește cu 2,7%.

Mărirea diametrului de rulare de la 1000 mm la 1250 mm conduce

la creșterea uzurii cu 8,3% (tabel nr.2-2).

- Prin creșterea diametrului de rulare dar în paralel creșterea și a razei ciupercii șinei, scăderea uzurii, pentru intervalul de diametre 1000 la 1250 mm, este de 16,8%, la același diametru (vezi tabel nr.2-2 și nr.2-3).

- Creșterea sarcinii pe osie pentru același diametru de rulare și rază a ciupercii șinei $R_R = 1100$; $R_s = 300$ - de la 18 t la 22 t conduce la o creștere a uzurii cu 6,4% (tabel nr.2-4 și nr.2-5).

2.3.1.2. Variația coeficientului de frecare static funcție de sarcina pe roată și diametrul de rulare

Pentru analiza solicitărilor în zona de contact este necesar determinarea eforturilor în suprafața de contact.

După Kraft [38] forța de frecare R este dată de relația:

$$R = F \frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2} \quad (2-18)$$

unde:

F - suprafața elipsei de contact

k_1, k_2 - eforturile de forfecare șină-roată

Considerînd roata (bandaj) cu o rezistență de 80 kgf/mm^2 , va corespunde $k_1 = 6000 \text{ kg/cm}^2$ iar o linie cu rezistența de 60 kgf/mm^2 corespunde $k_2 = 4000 \text{ kg/cm}^2$.

În cazul șinelor grele cu ruperea de 8230 daN/cm^2 rezultă un efort de forfecare de 6000 daN/cm^2 pentru șine și 4000 daN/cm^2 pentru bandaje.

În tabelul nr.2-8 și nr.2-9 anexa A pentru diferite sarcini pe roți sînt calculate forțele de frecare și coeficientul static de frecare.

Reprezentarea sinoptică a variației coeficientului static de frecare funcție de sarcina pe roată și diametrul de rulare se vede în diagrama 2-15 anexa B. Se face mențiunea că raza șinei se menține constantă ca valoare ($R_s = 30 \text{ cm}$).

Rezultă pregnant din diagramă că pentru a se obține forțe de tracțiune mai mari la demaraj trebuiesc urmărite următoarele aspecte:

- prin creșterea sarcinii pe roată coeficientul de frecare roată șină scade
- pentru creșterea coeficientului de frecare se necesită modificarea diametrului de rulare
- creșterea sarcinii pe roată, după teoria frecării este suficientă pentru a mări forța de frecare și deci forța tangențială

O mărire a diametrului roții peste valoarea actuală de 1250 mm la vehiculele motoare [82] nu trebuie luată în considerare deoarece la valori r indicate ale diametrului de rulare așezarea radială este dificilă.

Analizând diagramele din fig.2-15 și fig.2-16 rezultă:

- în cazul șinelor tip 49, pentru locomotive de mare putere, coeficientul static de frecare poate să varieze între:

- 0,38 - pentru diametrul de rulare de \emptyset 1250 și sarcina pe roată de 9,5 t

- 0,277 - pentru diametrul de rulare de \emptyset 800 și sarcina pe roată de 11 t

- în cazul șinelor tip R 65, rezultă coeficienții de frecare statici ca mărimi teoretice posibile pot să varieze între:

- 0,38 - pentru diametrul de rulare de \emptyset 1250 și sarcina pe roată de 10 t

- 0,33 - pentru diametrul de rulare de \emptyset 1000 și sarcina pe roată de 11 t

Este clar că la studiul utilizării greutateii aderente ale unei locomotive trebuie să se aibe în vedere și tipul șinei utilizate și că peste acești coeficienți statici de frecare nu se poate accepta demararea locomotivei în condiții normale.

Trebuie de asemenea avut în vedere că valorile coeficienților statici arătați mai sus sînt posibil de realizat numai în condițiile unor șine curate.

2.3.1.3. Calculul presiunilor maxime și medii în suprafața de contact

În contactul roată-șină, funcție de sarcina pe roată, interesează nu numai presiunea maximă care depășește limita, în unele cazuri, de proporționalitate al materialului, dar și presiunea medie care la fel în unele situații depășește limita, amintită, de proporționalitate.

După Kraft [38] presiunea maximă în suprafața de contact este dată de relația:

$$p_{\max} = \frac{1,5Q}{\pi \cdot a \cdot b} \quad (2-19)$$

unde:

Q - sarcina pe roată

a, b - semiaxele elipsei de contact

Presiunea medie în zona de contact [38, 40, 77] este dată de relația:

$$p_m = \frac{Q}{\pi \cdot a \cdot b} \quad (2-20)$$

În analiză au fost luate două tipuri de șină grea tip 49 cu $R_s = 30$ cm și tip R 65 cu $R_s = 50$ cm. Rezultatul calculelor se indică în tabelul nr.2-10 și nr.2-11 anexa A și diagramele din fig.2-17 anexa B și 2-18 anexa B. Concluziile care se desprind din această analiză pentru locomotive de mare putere sînt:

- diametrul de rulare pentru astfel de locomotive este cuprins între 1000 + 1250 mm la care corespund, în paralel sarcini pe osii cuprinse între 18000 + 22000 daN.

- în cazul șinelor de tip 49 cu raza ciupercii șinei de 300 mm, pentru diametrele de rulare 1000 + 1250 mm și sarcini pe osii de 18000 + 22000 daN presiunile maxime în suprafața de contact sînt cuprinse între 11700 + 12500 daN/cm².

Pentru compararea valorilor maxime realizate se menționează 77 valori realizate de alte societăți de căi ferate astfel:

- Căile Ferate Britanice la locomotiva clasa 42 cu diametrul de rulare 1100 mm realizează presiunea maximă de 12000 daN/cm².

- Căile Ferate din R.F.G. (DB) la locomotiva clasa 290 la diametrul de rulare de 1100 mm realizează presiunea de 11700 daN/cm².

- Căile Ferate din Elveția (SBB) cu locomotiva BM 4/4 cu diametrul de rulare de 1040 mm realizează presiunea de 11500 daN/cm².

Toate tipurile menționate avînd sarcina pe osie de 20000 daN. Folosind șina tip R 65 cu raza ciupercii șinei de 500 mm, pentru diametrele de rulare și sarcinile pe osi amintite presiunile specifice scad la valori cuprinse între 10000 + 10800 daN/cm².

2.3.1.4. Eforturile în suprafața de contact roată-șină

Cunoașterea eforturilor în suprafața de contact roată-șină este deosebit de importantă, deoarece prin nivelul de eforturi realizate se pot explica o serie de fenomene ce apar în comportarea bandajelor în suprafața de rulare. Analizele care s-au efectuat la pct.2.3.1 referitoare la influența factorilor de bază ca: diametrul de rulare, sarcina pe roată, tipul șinei se concretizează în această parte prin nivelul de eforturi ce se obțin.

Cînd două corpuri în contact elastic, transmit o forță tangențială se poate presupune ca o primă aproximație, că existența forței de tracțiune în suprafața de contact nu modifică distribuția hertziană a presiunii normale. Dacă corpurile alunecă unul față de celălalt sau sînt pe punctul unei alunecări incipiente, distribuția forței de tracțiune în suprafața de contact ar putea urma presiunii normale înmulțită cu un coeficient de frecare constant μ [79] și anume:

$$X_{(xy)} = \mu Z' = X_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} \quad (2-21)$$

UNDE:

$$X_0 = \mu Z_0 = \frac{3\mu N}{2\pi \cdot a \cdot b} \quad (2-22)$$

In aceste relații:

Z - reprezintă presiunile maxime datorate forței normale N

Relația 2-21 reprezintă distribuția forței de tracțiune în zona care alunecă, în zona fără alunecare este valabilă relația:

$$X_{1(xy)} = -(1 - T/\mu N)^{1/3} X_0 \left[1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}\right]^{1/2} \quad (2-23)$$

unde:

T - forța tangențială mai mică decît forța tangențială limitată μN

Solicitățile în suprafața de contact datorate forței tangențiale ce se transmite după K.I. Jonson [79] sînt date de relațiile:

$$\sigma_x = -\frac{x_0}{1-\nu} \cdot \left[2\phi - \nu \cdot \frac{a}{b} \cdot \theta\right] \frac{x}{a} \quad (2-24)$$

$$\sigma_y = \frac{x_0}{1-\nu} \cdot \left[-\frac{a}{b} \theta - 2\nu\phi\right] \frac{x}{a} \quad (2-25)$$

$$\tau_{xy} = -X_0 \left[\frac{a}{b} \psi - \frac{1}{2} \theta\right] \frac{y}{b} \quad (2-26)$$

Analizînd relațiile (2-24), (2-25), (2-26) rezultă că solicitarea maximă se produce la extremitățile axelor elipsei respectiv în punctul de coordonate $(-a, 0)$. Relațiile conțin funcțiile ϕ, θ și ψ care depind de mărimea elipsei și de raportul semiaxelor elipsei.

Pornind de la datele calculate în tabelele nr. 2-10 și 2-11 anexa A se vor determina eforturile pentru următoarele situații:

- diametrul de rulare $D = 800, 1100, 1250$ mm
- sarcina pe osie $Q = 10000, 10500, 11000$ daN

- coeficientul pentru limita de aderență $\mu = 0,3$
- șină tip 49 cu $R_s=300\text{mm}$ și tip 65 cu $R_s = 500\text{ mm}$

Dimensiunile geometrice ale aparatului de rulare amintite mai sus nu sînt întîmplătoare; ele aparțin locomotivelor proiectate de autorul prezentei teze sau se execută în licență și anume:

- Locomotiva diesel electrică Co-Co 3000 CP și Co-Co 4000 CP cu diametrul de rulare de 1100 mm și sarcina pe osie de 20000 daN pentru CFR și C.F.Grecești.
- Locomotiva diesel electrică Co-Co 3500 CP și 4000 CP pentru C.F.Anglia și CFR cu diametrul de rulare 1100 mm și sarcina pe osie de 21000 daN.
- Locomotiva electrică Co-Co 5100 kW cu diametrul de rulare de 1250 mm și sarcina pe osie de 21000 daN.

Rezultatele centralizate ale calculului eforturilor în suprafața de contact roată-șină sînt cuprinse în tabel nr.2-12, 2-13 2-14, 2-15 anexa A .

2.4. Concluzii

Din analiza rezultatelor eforturilor calculate în suprafața de contact rezultă următoarele concluzii importante.

1. Cum era de așteptat eforturile maxime rezultă la periferia suprafeței contact roată șină.
2. Efortul predominant este efortul în direcția forței de tracțiune deci în direcția axei x-x.
3. Eforturile după direcția transversală respectiv axa y-y au în general valori ce nu depășesc 12 daN/mm^2 la diametrul de rulare de $\varnothing 1000$ și sarcina pe osie de 22000 daN.
4. Eforturile de forfecare în secțiune și mai ales la periferia suprafeței de contact sînt relativ ridicate atîngînd valori de pînă la 22 daN/mm^2 .
5. Prin creșterea diametrului de rulare la aceeași sarcină pe osie se obțin reduceri de eforturi după cum urmează:
 - 12% pentru efortul σ_x pentru fiecare 100 mm creștere de diametru
 - 14% pentru eforturile σ_y la fiecare 100 mm creștere de diametru
 - 6% pentru eforturile tangențiale τ_{xy} la fiecare 100 mm creștere de diametru de rulare
6. Comparînd eforturile tangențiale realizate cu limita de curgere al materialului actual la bandaje rezultă:
 - efortul de curgere al materialului de bandaj este de minim 45 daN/mm^2

- considerînd efortul de forfecare cu jumătatea efortului de curgere rezultă practic solicitări de forfecare la limitele permise de material

7. Din cauza eforturilor tangențiale mari ce apar în suprafața de contact, eforturi tangențiale ce au maximul la o depărtare de $0,4 \div 0,7$ din mărimea semiaxe mari a elipsei de contact, de la suprafața de rulare apar exfolieri în materialul de bandaj pe suprafața de rulare. În această situație efortul tangențial maxim, pentru sarcini pe osie de $19000 \div 22000$ daN, se situează la o adîncime ce variază între $3 \div 4$ mm de la suprafața de rulare. Este necesar deci de a proceda la studiul materialului de bandaj de unde să rezulte că acesta permite o penetrație mare la tratamentul de călire și că zona de maximă solicitare nu se află în zona de trecere dintre materialul tratat și materialul moale.

C A P I T O L U L 3

3. DINAMICA OSIEI MONTATE ÎN PLAN ORIZZONTAL

3.1. Analiza stadiului actual al studiului dinamicii osiei montate

Este cunoscut că dinamica vehiculelor feroviare în linie dreaptă este dominată de mișcări laterale în special de șerpuire. Existența acestor mișcări oscilatorii a constituit materialul de experiență pentru o perioadă îndelungată și tratată într-o serie de lucrări de specialitate [1, 21, 26, 34, 36, 50, 51, 85, 87].

Lucrări recente au stabilit teoretic și pe bază de experiență existența vitezei critice și în acest plan ca un element limitativ privind mersul stabil al vehiculelor feroviare [1, 50, 86]. Mișcarea de șerpuire a vehicolului are consecințe practice destul de severe, ea tinde la limitarea vitezei maxime constructive.

Oscilațiile de șerpuire apar din cauza instabilității dinamice a vehicolului cauzată de interacțiunea conicității suprafețelor de rulare ale roților, a forțelor ce acționează între roată și șină și de acțiunea suspensiei.

În suprafața de contact roată - șină - contact elastic - urmare a structurii elastice, iau naștere forțe neconservative și care conduc la instabilitate dinamică sub influența diferitelor condiții de sarcină. În acest sistem de forțe neconservative apare fenomenul de creep.

Mișcarea osiei pe șină, poate fi împărțită în două: mișcarea longitudinală în lungul liniei, mișcarea transversală perpendiculară pe axa longitudinală a liniei. Din aceste două mișcări combinate va apare creep-ul longitudinal și creep-ul transversal.

Carter [12] este primul care reconsideră importanța fenomenului de creep în dinamica laterală a vehiculelor feroviare și consideră stabilitatea la diferitele configurații ale locomotivelor, indicând existența vitezei critice separând zonele cu mers stabil și cu mers instabil.

Fără a folosi suprafețe de rulare conice, cercetări au fost făcute de Davies, Lipsius [47, 48], studiind mișcarea osiei montate teoretic și experimental scoțind în evidență importanța profilului roții și a liniei.

Pentru roți profilate, componenta laterală a sarcinii între roată și șină este proporțională cu deplasarea laterală.

Acest efect a fost inclus în studii întocmite de Possel și Müller [51]. Studii asupra vehicolului complet au fost efectuate de Matsudeira [50].

In general studiile efectuate și amintite mai sus presupun că legătura dintre osie și rama boghiului este rigidă [10, 18, 21, 47, 49, 50, 62, 85]. Aproape toți cei care au studiat dinamica vehiculelor feroviare, o fac folosind formula osiilor „Bo” - boghiuri pe două osii - mai convenabil și mai simplist, atât din punct de vedere al numărului mai redus al elementelor geometrice cât și din punct de vedere al studiului matematic [10, 11, 18, 30, 35, 50, 58, 62, 85]. In general toți autorii nu aprofundează dinamica osiei montate [10, 85, 87, 36, 50, 62] ci doar se limitează la a afirma pe baza mărimilor rezultate că aceasta are o mișcare aperiodică amortizată.

In acest capitol se va face studiul dinamicii osiei montate ținând seama de observațiile de mai sus, respectiv se va avea în vedere:

- osia montată este ghidată elastic în rama boghiului - boghiul este pe trei osii - formula Co - cu distanțele dintre osii egale sau inegale, cu diferite situații a poziției pivotului față de osia 2
- mișcarea osiei nu este aperiodică amortizată pe tot domeniul de viteze

Partea teoretică va fi exemplificată cu calculele efectuate pe diferite tipuri de boghiuri concepute de autorul prezentei teze.

3.2. Model folosit pentru punerea în evidență a mișcării de șerpuire și stabilirea surselor forțelor și momentelor care cauzează șerpuirea

Pentru punerea în evidență a mișcării de șerpuire a osiei montate - singulare și în boghiu - se va cerceta mișcarea acestui ansamblu pe linie, separat și montat în boghiu.

3.2.1. Cinematica osiei montate singulare

Presupunem o osie montată singulară, având suprafețele de rulare a celor două bandaje conice și roțile fixate rigid pe osie, diametrele de rulare fiind strict egale.

Se consideră osia montată, inițial, că este aliniată simetric față de axa liniei iar asupra osiei nu se aplică nici o perturbație exterioară (fig.3-1).

In acest caz osia va rula uniform în lungul liniei în axa acesteia fără a apărea o deviație unghiulară sau o deplasare laterală astfel că traiectoria centrului osiei montate, din poz. 1 → 3 va coincide cu axa liniei.

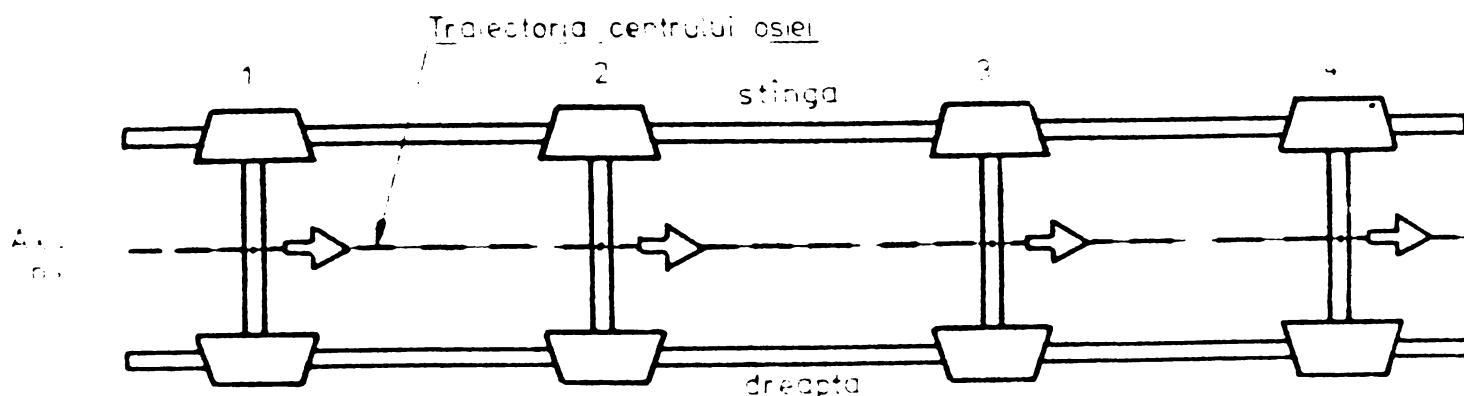


Fig 3-1

Se presupune acum că osia montată are centrul deplasat lateral față de axa longitudinală a liniei (fig.3-2). Sina este considerată rigidă.

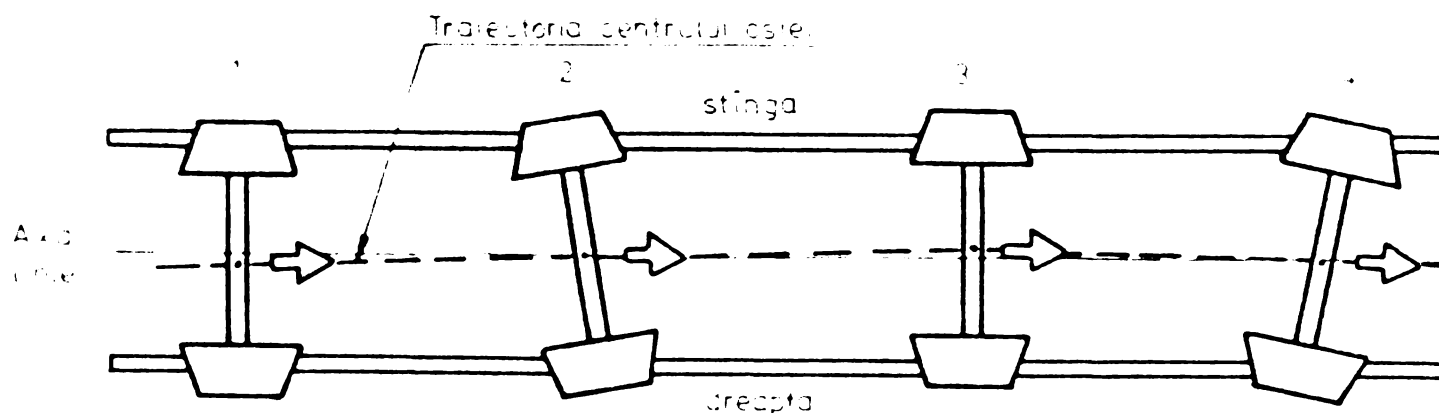


Fig 3-2

În poziția 1 roata din dreapta va rula pe un diametru de rulare mai mare iar roata din stînga va rula pe un diametru de rulare mai mic.

Viteza unghiulară a celor două roți este egală iar efectul diferenței diametrelor de rulare va conduce ca roata din stînga va rula mai încet decît roata din dreapta, dar centrul osiei în această poziție coincide cu axa liniei (2). Din poziția (2) deplasarea osiei face ca roata din stînga să ruleze mai repede decît roata din dreapta ajungîndu-se ca în poziția (3) să se obțină deplasarea laterală maximă și invers ca în cazul poziției (1).

Asupra osiei neacționînd forțe disipative, începînd din poziția (3) osia va continua să efectueze o mișcare sinusoidală

combinată cu mișcarea de deplasare transversală de amplitudine constantă. Mișcarea sinusoidală se vede foarte bine urmărind traiectoria centrului osiei față de axa liniei.

3.2.2. Cinematica osiilor legate în boghiu

Se presupune două osii montate într-un boghiu (fig.3-3). Boghiul avînd osiile fixate rigid, reține cele două osii în urmărirea mișcării sinusoidale independente.

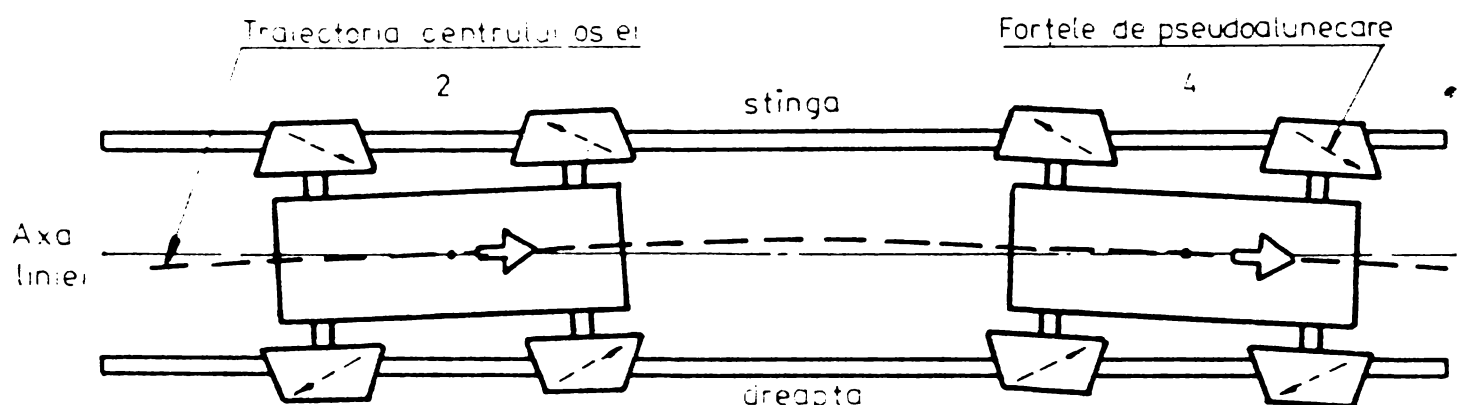


Fig. 3-3

Se presupune boghiul avînd roțile deplasate și anume: prima osie spre stînga iar osia a doua spre dreapta - boghiul rotit. Deci diferența cercurilor de rulare la prima osie face ca aceasta să aibe tendința de deplasare și întoarcere spre dreapta, față de linie, iar osia spate tendința de întoarcere spre stînga.

În poziția (4) (fig.3-3) osiile boghiului au tendința de a efectua mișcarea inversă față de prima poziție. Fixarea rigidă a osiilor în ramă nu permite celor două osii efectuarea mișcării în direcția opusă.

De aici rezultă că între suprafețele de contact roată-șină se dezvoltă forțe tangențiale și deformații elastice.

În consecință roata este dependentă nu numai de deplasarea de rulare dar și de deplasarea de alunecare „creep” în direcția creșterii forțelor de creep rezultate din diferența eforturilor elastice roată-șină.

Ca model în analiza surselor forțelor și momentelor de frecare ce acționează asupra osiilor și produce șerpuirea boghiului se consideră aranjamentul (fig.3-4).

Apriori presupunem că locomotiva se deplasează cu viteză constantă V , în direcția axei longitudinale a liniei.

Boghiul este liber pentru rotirea unghiulară în jurul pivotului și la deplasări laterale față de axa liniei. Presupunem de asemenea că axa longitudinală a cutiei locomotivei coincide cu axa liniei, iar greutatea ei este uniform repartizată pe cele două boghiuri.

Sistemul de coordonate $x-y$ este reprezentat în fig.3-4. Este evident că atât unghiul de rotație ψ cât și deplasarea transversală Y_b în practică sînt foarte mici.

3.2.3. Apariția forțelor și momentelor de creep în ecuațiile mișcării la boghiuri cu 3 osii

3.2.3.1. Aspecte constructive privind boghiurile cu 3 osii:

Transmiterea forței de tracțiune în suprafața de contact roată-șină este posibilă prin existența alunecării elastice între cele două corpuri în contact.

În acest scop este necesară cunoașterea mărimii vitezei de alunecare. Din acest punct de vedere marea majoritate a cercetătorilor [10, 12, 30, 36, 62, 85, 86] efectuează studiul pe osie singulară, în care caz în analiză intră două viteze: viteza de înaintare a vehiculului și viteza de rulare.

Vitezele în suprafața de contact roată-șină trebuie stabilite cu considerarea osiei montate în ansamblul boghiului, în care - presupunînd că centrul de rotație este pivotul central - vor apare următoarele viteze caracteristice: viteza de deplasare a osiei, după axa y ; viteza de înaintare a locomotivei; viteza de rotație a osiei în jurul pivotului; viteza de rulare. Definind alunecarea după două axe de coordonate fixe x și y [30] se vor determina vitezele rezultante în suprafața de contact după cele două direcții.

În fig.3-4 este reprezentat un boghiu cu formula osiilor „Co”, de asemenea sînt reprezentate vitezele ce apar în punctele de contact al roții cu șina. Vom deosebi următoarele categorii de viteze:

\bar{V}_y - viteza deplasării laterale a roții

\bar{V}_ψ - viteza de rotație în jurul pivotului

\bar{V} - viteza de înaintare a locomotivei, paralelă cu axa liniei

\bar{V}_r - viteza de rulare, normală pe axa osiei

Originea sistemului de axe se consideră în axa pivotului. Funcție de poziția pivotului pe boghiu se disting următoarele soluții constructive posibile:

- a). - pivotul plasat între osiile 2 și 3
- b). - pivotul plasat între osiile 1 și 2
- c). - pivotul plasat în dreptul osiei 2

Tot ca aspect constructiv trebuie arătat că în stabilirea

formulelor se are în vedere două aspecte al ampatamentului boghiului:

- d). - distanțe inegale între osia 1,2 - 2,3
- e). - distanțe egale între osia 1,2 - 2,3

3.2.3.2. Mărimile vitezelor efective în suprafața de contact roată-șină:

Determinarea mărimii vitezelor efective în suprafața de contact se va face considerând cazul general când distanțele dintre osii sînt inegale iar pivotul este plasat între osiile 2 și 3.

Relațiile generale de calcul pentru cele 3 tipuri de viteze amintite sînt date de formulele [10] :

$$\bar{V} = \bar{i} \cdot V \quad (3-1)$$

$$\bar{V}_y = \bar{j} \cdot \dot{y} \quad (3-2)$$

$$\bar{V}_\psi = \bar{k} \cdot \dot{\psi}_b \cdot R_i \quad (3-3)$$

$$\bar{V} = -\omega [r + \lambda (y + a \cdot \psi_b)] (\bar{i} \cdot \cos. \psi_b + \bar{j} \cdot \sin. \psi_b) \quad (3-4)$$

unde s-a notat:

••

\bar{i} , \bar{j} , \bar{k} - vectorii unitari în direcția axelor x, y, z

R - distanța de la punctul de rotație la suprafața de contact roată-șină

ω - viteza unghiulară a osiei

Din relația (3-3) mărimea R se exprimă funcție de datele geometrice ale boghiului (fig.3-4):

- Pentru osia 1:

$$\bar{R}_1 = \bar{R}_x + \bar{R}_y = \sqrt{a^2 + l^2} [i \cdot \sin. (\psi_1 - \psi_b) + j \cdot \cos. (\psi_1 - \psi_b)] \quad (3-5)$$

- Pentru osia 2:

$$\bar{R}_2 = \sqrt{c^2 + l^2} [i \cdot \sin. (\psi_2 - \psi_b) + j \cdot \cos. (\psi_2 - \psi_b)] \quad (3-6)$$

- Pentru osia 3:

$$\bar{R}_3 = \sqrt{b^2 + l^2} [i \cdot \sin. (\psi_3 + \psi_b) + j \cdot \cos. (\psi_3 + \psi_b)] \quad (3-7)$$

Dezvoltînd în relația (3-5); (3-6); (3-7) funcțiile $\sin. (\psi_i - \psi_b)$ și $\cos. (\psi_i - \psi_b)$ și ținînd seama de mărimea unghiurilor ψ_b comparativ cu ψ_i , pe de altă parte de produsul vectorilor unitari \bar{k} , \bar{i} , \bar{j} , viteza de rotație V_ψ poate fi pusă în general sub forma:

$$V_\psi = \dot{\psi}_b \sqrt{a^2 + l^2} (-i \cdot \cos. \psi_1 + j \cdot \sin. \psi_1)$$

Cu relațiile (3-5); (3-6); (3-7), cu mențiunea de mai sus și cu precizarea că $\sin. \psi_b \approx \psi_b$ vitezele V_{ψ_1} și V_{ω_1} se pot scrie:

Sens de circulație

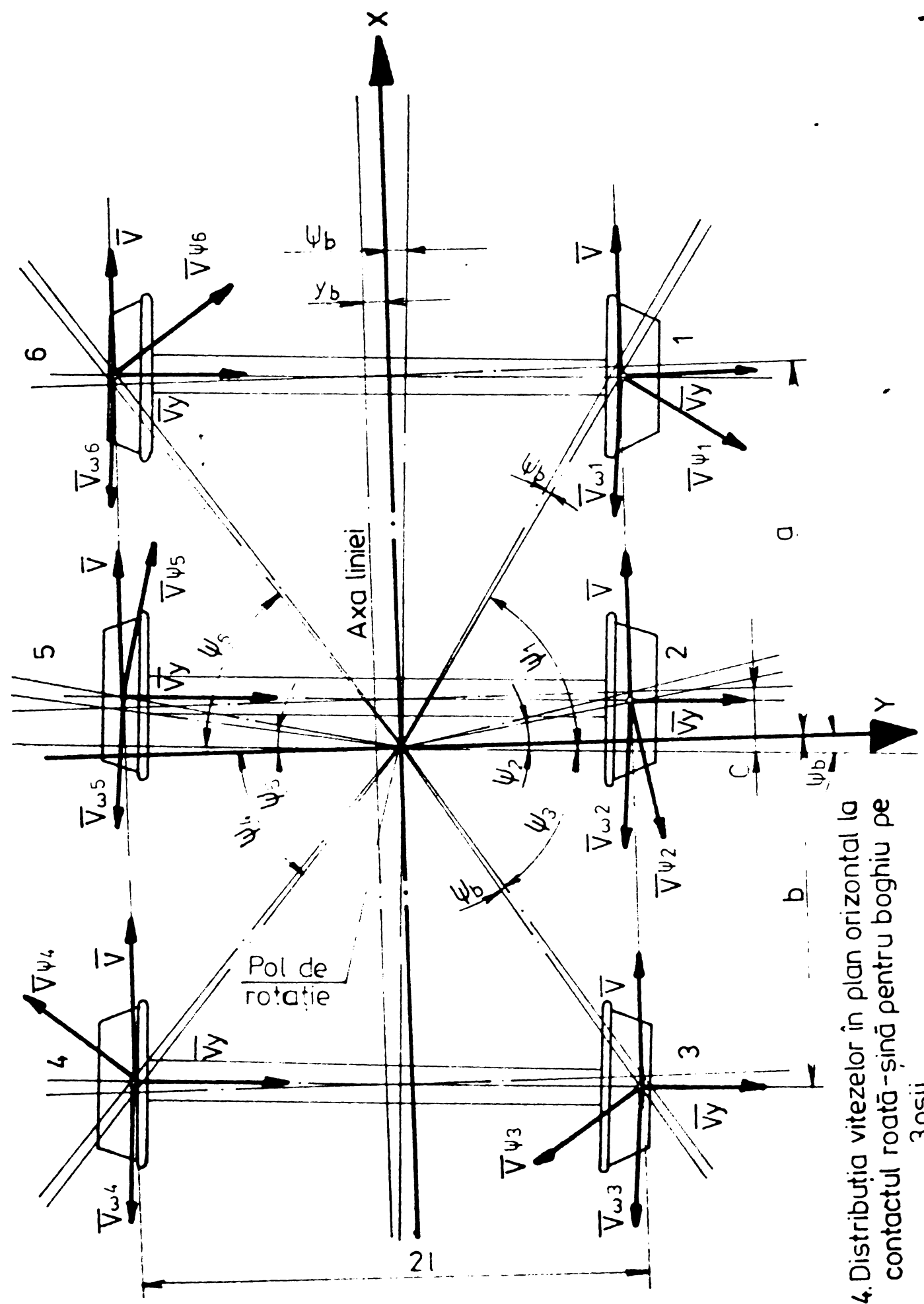


Fig. 3 - 4. Distribuția vitezelor în plan orizontal la contactul roată - șină pentru boghieu pe 3osii

$$\overline{V}_{\psi_1} = \dot{\psi}_b \sqrt{a^2 + l^2} (-i \cdot \cos \psi_1 + j \cdot \sin \psi_1) \quad (3-8)$$

$$\overline{V}_{\omega_1} = \omega [\gamma + \lambda (y + a \cdot \psi_b)] \cdot (-i) - (\dot{\psi}_b \gamma \cdot \omega) \cdot j \quad (3-9)$$

Pentru celelalte roți ale boghiului vitezele \overline{V}_{ψ} ; \overline{V}_{ω} vor fi:

- Pentru roata 2 (osia 2):

$$\overline{V}_{\psi_2} = \dot{\psi}_b \sqrt{c^2 + l^2} (-i \cdot \cos \psi_2 + j \cdot \sin \psi_2) \quad (3-10)$$

$$\overline{V}_{\omega_2} = \omega [\gamma + \lambda (y + c \cdot \psi_b)] \cdot (-i) - (\dot{\psi}_b \gamma \cdot \omega) \cdot j \quad (3-11)$$

- Pentru roata 3 (osia 3):

$$\overline{V}_{\psi_3} = \dot{\psi}_b \sqrt{b^2 + l^2} (-i \cdot \cos \psi_3 + j \cdot \sin \psi_3) \quad (3-12)$$

$$\overline{V}_{\omega_3} = \omega [\gamma + \lambda (y - b \cdot \psi_b)] \cdot (-i) - (\dot{\psi}_b \gamma \cdot \omega) \cdot j \quad (3-13)$$

Pentru roata 4, 5, 6 (fig.3-4) mărimile vitezelor rămân cele exprimate în relațiile (3-8) + (3-13).

Vitezele efective de alunecare în punctele de contact se vor determina pentru fiecare roată în parte:

- Roata 1:

$$\overline{X}_1 = [-V \cdot \lambda / \gamma (y + a \cdot \psi_b) - \dot{\psi}_b \cdot l] \cdot i + [\dot{y} + \dot{\psi}_b \cdot a - V \cdot \psi_b] \cdot j \quad (3-14)$$

- Roata 2:

$$\overline{X}_2 = (\overline{V} - \overline{V}_{\omega_2} - \overline{V}_{\psi_2})_x + (\overline{V}_y - \overline{V}_{\psi_2} + \overline{V}_{\omega_2})_y = [-V \lambda / \gamma (y + c \cdot \psi_b) - \dot{\psi}_b \cdot l] \cdot i + [\dot{y} + \dot{\psi}_b \cdot c - V \cdot \psi_b] \cdot j \quad (3-15)$$

- Roata 3:

$$\overline{X}_3 = (\overline{V} - \overline{V}_{\omega_3} - \overline{V}_{\psi_3})_x + (\overline{V}_y - \overline{V}_{\psi_3} - \overline{V}_{\omega_3})_y = [-V \lambda / \gamma (y - b \cdot \psi_b) - \dot{\psi}_b \cdot l] \cdot i + [\dot{y} - \dot{\psi}_b \cdot b - V \cdot \psi_b] \cdot j \quad (3-16)$$

- Roata 4:

$$\overline{X}_4 = (\overline{V} + \overline{V}_{\psi_4} - \overline{V}_{\omega_4})_x + (\overline{V}_y - \overline{V}_{\psi_4} - \overline{V}_{\omega_4})_y = [V \lambda / \gamma (y - b \cdot \psi_b) + \dot{\psi}_b \cdot l] \cdot i + [\dot{y} - \dot{\psi}_b \cdot b - V \cdot \psi_b] \cdot j \quad (3-17)$$

- Roata 5:

$$\overline{X}_5 = (\overline{V} + \overline{V}_{\psi_5} - \overline{V}_{\omega_5})_x + (\overline{V}_y + \overline{V}_{\psi_5} - \overline{V}_{\omega_5})_y = [V \lambda / \gamma (y + c \cdot \psi_b) + \dot{\psi}_b \cdot l] \cdot i + [\dot{y} + \dot{\psi}_b \cdot c - V \cdot \psi_b] \cdot j \quad (3-18)$$

- Roata 6:

$$\overline{X}_6 = (\overline{V} + \overline{V}_{\psi_6} - \overline{V}_{\omega_6})_x + (\overline{V}_y + \overline{V}_{\psi_6} - \overline{V}_{\omega_6})_y = [V \cdot \lambda / \gamma (y + a \cdot \psi_b) + \dot{\psi}_b \cdot l] \cdot i + [\dot{y} + \dot{\psi}_b \cdot a - V \cdot \psi_b] \cdot j \quad (3-19)$$

Relațiile (3-14) + (3-19) reprezintă vitezele de alunecare

în puncte de contact roată-șină, ca mărimi rezultante.

3.2.3.3. Mărima forțelor de creep:

Cunoașterea vitezelor nete - vitezele de alunecare - pentru fiecare roată a boghiului permite determinarea forțelor de pseudo-alunecare.

Între pseudoalunecare și forța tangențială între roată-șină a fost stabilită o legătură teoretică de Jonson [30] care presupune că alunecarea se produce teoretic după cele două axe x și y .

Forțele de pseudoalunecare după Jonson, luând în considerare cele două axe fixe x și y rezultă:

$$\begin{aligned} X &= f \cdot X_x \\ Y &= f \cdot X_y \end{aligned} \quad (3-20)$$

unde cu X_x și X_y s-au notat vitezele de alunecare nete în suprafața de contact.

Dar pseudoalunecarea - creep-ul - este direct proporțională cu viteza de pseudoalunecare și invers proporțională cu viteza de înaintare datorată rulării [10, 30, 36, 62, 85, 87] .

Cu alte cuvinte componentele forțelor de pseudoalunecare care după axele x și y vor fi direct proporționale cu vitezele de alunecare efective pe direcția corespunzătoare componentei și invers proporțională cu viteza de înaintare a vehicolului datorită rulării.

Asupra factorului de proporționalitate f denumit de Wikens, Carter, Clark [10, 12, 85] coeficient de pseudoalunecare se propun de diferiți autori formule de calcul empirice.

Astfel Jonson [30] propune ca formulă întrebuințabilă ptr. coeficientul de creep „ f ”, relația:

$$f = 15000 \sqrt{Q \cdot r} \quad (3-21)$$

Carter [12] propune o formulă funcție de diametrul de rulare și sarcina pe roată.

$$f = 3500 \sqrt{d \cdot Q} \quad (3-21')$$

Acceptând una din formulele de mai sus între care nu sînt diferențe esențiale se poate trece la stabilirea forțelor rezultante pe boghiu, a forțelor de pseudoalunecare.

Cunoașterea forțelor rezultante pe osii și pe ansamblul boghiului conduce la posibilitatea stabilirii corecte a caracteristicilor de readucere în cele două trepte de suspensie.

Conform definiției forței de pseudoalunecare și ținînd seama de notațiile (3-1) + (3-4) se poate scrie:

$$\bar{F} = f \frac{\bar{X}_i}{V_{\omega i}} \quad (3-22)$$

respectiv forța de creep pentru roata „1” devine:

$$\bar{F}_1 = \bar{i} \left[-f \left[\frac{-V \cdot \lambda / r (y + a \cdot \psi_b) - \dot{\psi}_b \cdot l}{V + V \cdot \lambda / r (y + a \cdot \psi_b)} \right] \right] + \bar{j} \left[-f \left[\frac{\dot{y} + a \cdot \dot{\psi}_b - V \cdot \psi_b}{V + V \cdot \lambda / r (y + a \cdot \psi_b)} \right] \right] \quad (3-23)$$

În relația (3-23) efectuînd transformările simple, în sensul că se amplifică și numitorul și numărătorul cu $1 - \lambda/2(y + a \cdot \psi_b)$ se elimină termenii la pătrat precum și produsul de termeni ajungîndu-se la relație de forma:

$$\bar{F}_1 = \bar{i} \{ f [1/V \cdot \dot{\psi}_b + \lambda/r (y + a \cdot \psi_b)] \} + \bar{j} \{ f [-1/V (\dot{y} + a \cdot \dot{\psi}_b) + \psi_b] \} \quad (3-24)$$

Similar cu transformările aplicate pentru roata „1” se obțin relațiile pentru forțele de creep la celelalte roți, astfel:

$$\bar{F}_2 = \bar{i} \{ f [1/V \cdot \dot{\psi}_b + \lambda/r (y + c \cdot \psi_b)] \} + \bar{j} \{ f [-1/V (\dot{y} + c \cdot \dot{\psi}_b) + \psi_b] \} \quad (3-25)$$

$$\bar{F}_3 = \bar{i} \{ f [1/V \cdot \dot{\psi}_b + \lambda/r (y - b \cdot \psi_b)] \} + \bar{j} \{ f [-1/V (\dot{y} - b \cdot \dot{\psi}_b) + \psi_b] \} \quad (3-26)$$

$$\bar{F}_4 = \bar{i} \{ f [-1/V \cdot \dot{\psi}_b - \lambda/r (y - b \cdot \psi_b)] \} + \bar{j} \{ f [-1/V (\dot{y} - b \cdot \dot{\psi}_b) + \psi_b] \} \quad (3-27)$$

$$\bar{F}_5 = \bar{i} \{ f [-1/V \cdot \dot{\psi}_b - \lambda/r (y + c \cdot \psi_b)] \} + \bar{j} \{ f [-1/V (\dot{y} + c \cdot \dot{\psi}_b) + \psi_b] \} \quad (3-28)$$

$$\bar{F}_6 = \bar{i} \{ f [-1/V \cdot \dot{\psi}_b - \lambda/r (y + a \cdot \psi_b)] \} + \bar{j} \{ f [-1/V (\dot{y} + a \cdot \dot{\psi}_b) + \psi_b] \} \quad (3-29)$$

Din relațiile (3-24), (3-25), (3-26), (3-27), (3-28), (3-29) se vede că forța de creep, pe osie, poate fi scrisă vectorial sub forma:

$$\bar{F} = \bar{i} \cdot F_x + \bar{j} \cdot F_y \quad (3-30)$$

ceea ce indică separat mărimea componentelor forței de creep în direcție longitudinală - axa x-x - și transversală - axa y-y.

Rezultanta forțelor în direcțiile x și y pe boghiu vor avea următoarele valori:

$$\sum_1^6 \bar{F}_{xi} = 0 \quad (3-31)$$

$$\sum_1^6 \bar{F}_{yi} = \bar{j} \{ - [(\dot{y}/V - \psi_b) \cdot 6f - \dot{\psi}_b/V (2fa + 2fc - 2fb)] \} \quad (3-32)$$

Relația (3-32) dă rezultanta forței de creep în direcția y-y pentru amplasarea pivotului între osia 2 și 3.

În cazul amplasării pivotului între osia 1 și 2 forțele de creep sînt influențate de elementele introduse în relație de osia 2, respectiv cota „C” (fig.3-4).

- Pivotul amplasat între osia 1 și 2:

In acest caz în relațiile (3-25) + (3-29) mărimea „C” intră cu semnul negativ, la fel în vitezele de pseudoalunecare - relațiile (3-14) + (3-19).

Pentru acest caz relația (3-32) devine:

$$\sum_1^6 \bar{F}_{yi} = \bar{j} \cdot \{ - [(\dot{y}/V - \psi_b) \cdot 6f - \dot{\psi}_b/V (2fa - 2fc - 2fb)] \} \quad (3-33)$$

- Pivotul amplasat în dreptul osiei 2:

Evident relațiile pentru viteze de pseudoalunecare și forțe de creep, vor fi influențate în sensul că termenii ce conțin dimensiunea „C” dispar.

Pentru acest caz, forța totală de creep pe boghiu, plecând de la relația (3-32) devine:

$$\sum_1^6 \bar{F}_{yi} = \bar{j} \cdot \{ - [(\dot{y}/V - \psi_b) \cdot 6f - \dot{\psi}_b/V (2fa - 2fb)] \} \quad (3-34)$$

La toate soluțiile anintite poate apare un caz particular și anume ca distanțele dintre osiile boghiului să fie egale respectiv cotele $a = b$ din fig.3-4.

In acest caz relațiile (3-32), (3-33), (3-34) se transformă după cum urmează:

- Pivotul între osiile 2 - 3:

$$\sum_1^6 \bar{F}_{yi} = \bar{j} \cdot \{ - [(\dot{y}/V - \psi_b) \cdot 6f - \dot{\psi}_b/V \cdot 2fc] \} \quad (3-35)$$

- Pivotul între osiile 1 și 2:

$$\sum_1^6 \bar{F}_{yi} = \bar{j} \cdot \{ - [(\dot{y}/V - \psi_b) \cdot 6f + \dot{\psi}_b/V \cdot 2fc] \} \quad (3-36)$$

- Pivotul amplasat în dreptul osiei 2:

$$\sum_1^6 \bar{F}_{yi} = \bar{j} \cdot \{ - [(\dot{y}/V - \psi_b) \cdot 6f] \} \quad (3-37)$$

3.2.3.4. Momentele de rotație date de forțele de creep:

Forțele de creep sînt forțe rezistente, ca atare față de polul de rotație - fie osie, fie boghiu, vor crea momente rezistente.

Problema cunoașterii forțelor de creep - pseudoalunecare, a momentelor acestor forțe pe boghiu este deosebit de importantă, deoarece ele reprezintă elemente ce se opun mișcării, deci elemente de rezistență. Funcție de aceste mărimi, care variază cu viteza V de înaintare a locomotivei se stabilesc caracteristicile dispozitivelor de rapel ale locomotivei, respectiv în cazul suspensiei secundare de tip flexicoil, se stabilesc caracteristicile necesare ale acesteia.

Suspensia secundară sau dispozitivul de rapel trebuie să asigure o echilibrare corectă a acestor forțe și momente rezistente.

Pe de altă parte cunoașterea forțelor de creep și introducerea lor în ecuațiile de mișcare ale osiilor montate, a boghiului ca ansamblu conduc la stabilirea corectă a mersului stabil sau instabil de asemenea dau indicații asupra caracterului mișcării osiilor montate funcție de caracteristicile de ghidare ale acestora.

General acest moment este dat de relația:

$$\bar{M} = \sum \bar{R}_i \cdot F_i \quad (3-38)$$

În relația (3-38) înlocuim relațiile (3-24) + (3-29) și ținem seama de brațul forțelor din fig.3-4 pentru cazurile de amplasare a pivotului față de osia 2 obținem următoarele relații:

- pivotul amplasat între osia 2 și 3 cu distanțele inegale dintre osii

$$\bar{M} = \bar{k} \left[\dot{y}/V(2fb - 2fa - 2fc) - \dot{\psi}_b/V(2fa^2 + 2fc^2 + 2fb^2 + 6f \cdot l^2) - l \cdot \lambda \cdot y \cdot 6f/r - l \cdot \lambda \cdot \psi_b/r(2fa - 2fc - 2fb) + \psi_b(2fa + 2fc - 2fb) \right] \quad (3-39)$$

- pivotul amplasat între osiile 1 și 2 cu distanțele inegale dintre osii

$$\bar{M} = \bar{k} \left[\dot{y}/V(2fb + 2fc - 2fa) - \dot{\psi}_b/V(2fa^2 + 2fb^2 + 2fc^2 + 6f \cdot l^2) - l \cdot \lambda \cdot y \cdot 6f/r + (1 - l \cdot \lambda/r) \cdot \psi_b(2fa - 2fb - 2fc) \right] \quad (3-40)$$

- pivotul amplasat în dreptul osiei 2 dar cu distanțele inegale între osii

$$\bar{M} = \bar{k} \left[\dot{y}/V(2fb - 2fa) - \dot{\psi}_b/V(2fa^2 + 2fb^2 + 6f \cdot l^2) - l \cdot \lambda \cdot y \cdot 6f/r + (1 - l \cdot \lambda/r) \psi_b(2fa - 2fb) \right] \quad (3-41)$$

În cazul în care pentru situațiile analizate distanțele dintre osii sînt egale, deci un caz particular, atunci relațiile (3-39) + (3-41) se transformă după cum urmează:

$$\bar{M} = \bar{k} \left[- \dot{y}/V \cdot 2fc - \dot{\psi}_b/V(4fa^2 + 2fc^2 + 6f \cdot l^2) - l \cdot \lambda \cdot y \cdot 6f/r + (1 - l \cdot \lambda/r) \cdot \psi_b \cdot 2fc \right] \quad (3-39')$$

$$\bar{M} = \bar{k} \left[+ \dot{y}/V \cdot 2fc - \dot{\psi}_b/V(4fa^2 + 2fc^2 + 6f \cdot l^2) - l \cdot \lambda \cdot y \cdot 6f/r - (1 - l \cdot \lambda/r) \cdot \psi_b \cdot 2fc \right] \quad (3-40')$$

$$\bar{M} = \bar{k} \left[- \dot{\psi}_b/V(4fa^2 + 6f \cdot l^2) - l \cdot \lambda \cdot y \cdot 6f/r \right] \quad (3-41')$$

Determinarea vitezelor de creep, a forțelor de creep, a momentelor de creep a fost necesară pentru studiul în continuare a dinamicii boghiurilor cu 3 osii.

Relațiile stabilite pentru mărimile de mai sus reprezintă o contribuție personală la studiul în continuare a dinamicii locomotivelor de mare putere și viteză.

3.3. Studiul dinamicii osiei montate ghidate elastic în rama boghiului

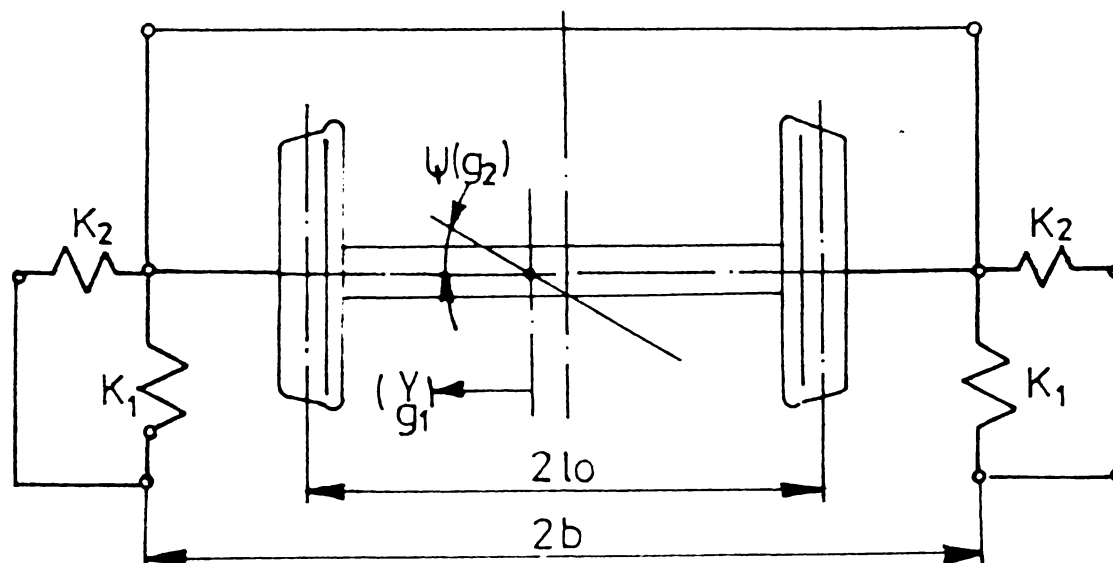


Fig. 3-6

Osia montată se mișcă în lungul liniei cu o viteză constantă V , avînd două grade de libertate (fig.3-6), unul cuprinzînd deplasarea laterală în direcția axei y - coordonata generalizată q_1 , iar cealaltă reprezintă rotirea osiei în jurul axei z - coordonata generalizată q_2 .

În ecuațiile generale ale mișcării osiei montate intervin și forțele ce iau naștere între bandaj și șină prin acțiunea mutuală a profilelor geometrice a celor două elemente în contact.

Că profilul roții și profilul liniei au o influență asupra stabilității osiei montate se va demonstra în continuare.

Evident că prin deplasarea laterală, centrul de greutate a osiei montate urcă, dată fiind însă valoarea scăzută a acestei deplasări, ea reprezentînd o cantitate de ordinul doi și deci această mișcare de ruluu a osiei nu va fi luată în considerare în studiul de față.

3.3.1. Stabilitatea osiei montate ghidată elastic fără a fi prevăzută constructiv cu amortizoare

Ecuațiile mișcării pentru osia montată ghidată elastic, neprevăzută cu amortizare, vor avea forma:

$$m \cdot \ddot{q}_1 + 2k_2 q_1 = Q_1^* \quad (3-42)$$

$$l_{\psi} \ddot{q}_2 + 2b^2 k_1 q_2 = Q_2^* \quad (3-42)$$

Tinând seama de relațiile 3-23 + 3-32, mărimea forțelor generalizate Q_1^* și Q_2^* - corelate cu notațiile din fig.3-6, au valorile [85] :

$$Q_1^* = -2f'(\dot{q}_1/V - q_2) - Q/l_0 \cdot \varepsilon \cdot q_1 \quad (3-43)$$

$$Q_2^* = -2f(\lambda \cdot l_0/r_0 \cdot q_1 + l_0^2 \cdot \dot{q}_2/V) \quad (3-44)$$

Relația $Q/l_0 \cdot \varepsilon \cdot q_1$ reprezintă caracteristica gravitațională [15] .

Ecuațiile mișcării (3-42) iau în acest caz forma finală:

$$m \cdot \ddot{q}_1 + 2f'/V \cdot \dot{q}_1 + (2k_2 + Q/l_0 \cdot \varepsilon) q_1 - 2f' q_2 = 0 \quad (3-45)$$

$$l_{\psi} \ddot{q}_2 + 2f \cdot l_0^2/V \cdot \dot{q}_2 + 2b^2 \cdot k_1 \cdot q_2 + 2f \cdot \lambda \cdot l_0/r_0 \cdot q_1 = 0 \quad (3-46)$$

Pentru ecuațiile (3-45) și (3-46) admitem soluție de forma:

$$q_k = \phi_k \varepsilon^{\omega t} \quad (3-47)$$

cu care ecuațiile devin:

$$[\omega^2 + 2f'/mV \cdot \omega + (2k_2/m + Q/m \cdot l_0 \cdot \varepsilon)] \phi_1 - 2f'/m \cdot \phi_2 = 0 \quad (3-48)$$

$$[\omega^2 + 2f \cdot l_0^2/l_{\psi} V \cdot \omega + 2b^2 k_1/l_{\psi}] \phi_2 + 2f \cdot \lambda \cdot l_0/l_{\psi} r_0 \cdot \phi_1 = 0 \quad (3-49)$$

facem notațiile:

$$\alpha = \frac{\lambda \cdot l_0}{r_0} ; \quad n_1 = \frac{2f'}{m \cdot V} ; \quad n_2 = \frac{2f}{l_{\psi} \cdot V} \quad (3-50)$$

$$n_3 = n_3' + n_3'' = \frac{2k_2}{m} + \frac{Q \cdot \varepsilon}{m \cdot l_0} ; \quad n_4 = \frac{2b^2 k_1}{l_{\psi}}$$

Sistemul de ecuații (3-48), (3-49) este liniar și omogen cu necunoscutele ϕ_1 și ϕ_2 care pentru a admite și alte soluții în afara soluției banale, trebuie ca determinantul sistemului să fie nul.

$$\begin{vmatrix} \omega^2 + n_1 \cdot \omega + n_3 & -n_1 \cdot V \\ n_2 \cdot \alpha \cdot V & \omega^2 + n_2 \cdot l_0 \cdot \omega + n_4 \end{vmatrix} = 0 \quad (3-51)$$

Determinantul (3-51) conduce la ecuația caracteristică a sistemului; ecuația pulsațiilor complexe:

$$\rho_4 \cdot \omega^4 + \rho_3 \cdot \omega^3 + \rho_2 \cdot \omega^2 + \rho_1 \cdot \omega + \rho_0 = 0 \quad (3-52)$$

unde:

$$\rho_4 = 1 \quad (3-53)$$

$$\rho_3 = n_1 + n_2 \cdot l_0^2$$

$$\begin{aligned}\rho_2 &= n_3 + n_1 \cdot n_2 \cdot l_0^2 + n_4 \\ \rho_1 &= n_2 \cdot n_3 \cdot l_0^2 + n_1 \cdot n_4 \\ \rho_0 &= n_3 \cdot n_4 + n_1 \cdot n_2 \cdot \alpha \cdot V^2\end{aligned}\tag{3-53}$$

Soluția acestei ecuații constă în general din două perechi de rădăcini complex conjugate sau reale și complex conjugate. Sistemul are în principiu două forme de oscilații, amândouă amortizate și cu frecvență proprie diferită [85, 87].

În notațiile (3-53) admitem următoarea aproximație, având în vedere că în practică mărimea coeficientului de creep este mare în raport cu caracteristica laterală a suspensiei primare și a forțelor de inerție:

$$\begin{aligned}\rho_2 &= n_1 \cdot n_2 \cdot l_0^2 \\ \rho_0 &= n_1 \cdot n_2 \cdot \alpha \cdot V^2\end{aligned}\tag{3-54}$$

Ecuația (3-52) poate fi pusă sub forma:

$$(\rho_4 \cdot \omega^2 + \rho_3 \cdot \omega + \rho_2) \left(\omega^2 + \frac{\rho_2 \cdot \rho_1 - \rho_3 \cdot \rho_0}{\rho_2^2} \cdot \omega + \frac{\rho_0}{\rho_2} \right) = 0\tag{3-55}$$

Ecuația (3-55) poate fi scrisă sub formă factorială astfel:

$$(\omega + \mu_1) \cdot (\omega + \mu_2) \cdot (\omega^2 + 2\mu_3\omega + \nu_3^2) = 0\tag{3-56}$$

unde:

$$\begin{aligned}\nu_3^2 &= \frac{\rho_0}{\rho_2} = \frac{\lambda \cdot V^2}{r_0 \cdot l_0} \\ \nu_3 &= V \sqrt{\frac{\lambda}{r_0 \cdot l_0}}\end{aligned}\tag{3-57}$$

Pulsația ν_3 din relația (3-57) a mișcării oscilatorii este pulsația pentru dinamica osiei libere respectiv dacă în ecuația (3-48) și (3-49) se consideră caracteristicile de ghidare osie k_1 și k_2 ca fiind nule, că osia montată în acest caz se poate deplasa numai cu viteză mică și că la aceste viteze mici termenii de inerție se pot neglija împreună cu caracteristica gravitațională [12, 85, 87] rezultă:

$$\begin{aligned}\frac{f'}{V} \omega \cdot \phi_1 - 2f' \cdot \phi_2 &= 0 \\ \frac{2f}{V} \omega \cdot \phi_2 + \frac{2f \cdot \lambda \cdot l_0}{r_0} \cdot \phi_1 &= 0\end{aligned}\tag{3-58}$$

Eliminând amplitudinile necunoscute β_1 ; β_2 se ajunge la relația:

$$\frac{l_0 \cdot \omega^2}{V^2} - \frac{\lambda}{r_0} = 0 \quad (3-59)$$

respectiv:

$$v_3 = \omega = V \sqrt{\frac{\lambda}{l_0 \cdot r_0}} \quad (3-60)$$

Relația (3-60) reprezintă mărimea stabilită pentru pulsație de Klingher și rezultă că aceasta este proporțională cu viteza de rulare a osiei montate.

Mărimile μ_1 și μ_2 reprezintă două rădăcini reale negative, prima caracterizează translația osiei iar a doua rotirea acesteia în jurul axei z.

Deci:

$$\omega_{10} = -\mu_1 = -n_1; \quad \omega_{20} = -\mu_2 = -n_2 \cdot l_0^2 \quad (3-61)$$

respectiv:

$$\omega_{10} = -\frac{2f'}{m \cdot V} \quad - \text{factorul de amortizare în mișcarea de translație după axa y-y}$$

$$\omega_{20} = -\frac{2f}{I_{\psi} V} \cdot l_0^2 \quad - \text{factorul de amortizare în mișcarea de rotație după axa z-z}$$

ele corespund unor frecări mari, amortizări puternice atât în translație cât și în rotația osiei.

Mărimea μ_3 se determină din raportul:

$$2 \mu_3 = \frac{\rho_2 \rho_1 - \rho_3 \rho_0}{\rho_2^2} = \frac{V}{2f \cdot f' \cdot l_0} \left[\frac{[(Q \cdot \varepsilon \cdot l_0 + 2k_2 \cdot l_0^2)f + f' \cdot 2b^2 k_1] l_0 - \alpha \cdot V^2}{f' \cdot I_{\psi} + f \cdot m \cdot l_0^2} \right] \quad (3-62)$$

În relația (3-62) μ_3 reprezintă factorul de amortizare, față de care trebuie făcute următoarele precizări:

- Introducerea caracteristicii gravitaționale are ca efect reducerea amplitudinii oscilației prin contribuția la creșterea factorului de amortizare.

- Forțele de inerție au un efect negativ în sensul că cresc alunecarea în sens invers cu caracteristica gravitațională și conduce la creșterea amplitudinii mișcării, deci efectul este de instabilitate.

- Caracteristicile elastice de ghidare osie în sens longitudinal și transversal au efect stabilizant deci de reducere a amplitudinii mișcării.

Factorul de amortizare are valoarea zero când viteza critică este V_c sau altfel spus atunci când valoarea amortizării devine zero

mişcarea trece în nestabilă [50, 85] .

Făcînd în relația (3-62) pe $\mu_3 = 0$ se obține viteza critică:

$$V_c^2 = \frac{1}{\infty} \left[\frac{[f(Q \cdot \varepsilon \cdot l_0 + 2k_2 l_0^2) + 2f' \cdot b^2 \cdot k_1] \cdot l_0^2}{f' \cdot l_\psi + f \cdot m \cdot l_0^2} \right] \quad (3-63)$$

sau:

$$V_c^2 = \frac{r_0 \cdot l_0}{\lambda} \left[\frac{2b^2 k_1 + f/f' (Q \cdot \varepsilon \cdot l_0 + 2k_2 \cdot l_0^2)}{l_\psi + f/f' \cdot m \cdot l_0^2} \right] \quad (3-64)$$

Ținînd seama de relația (3-60) respectiv aplicată pentru relația (3-64) rezultă:

$$v_3^2 = V_c^2 \cdot \frac{\lambda}{r_0 \cdot l_0} \quad (3-65)$$

Relația (3-65) reprezintă pulsația critică, avînd valoarea de:

$$v_3^2 = v_c^2 = \frac{2b^2 k_1 + f/f' (Q \cdot \varepsilon \cdot l_0 + 2k_2 \cdot l_0^2)}{l_\psi + f/f' \cdot m \cdot l_0^2} \quad (3-65')$$

Dacă în relațiile (3-63), (3-64), (3-65') se presupune că mărimile coeficienților de creep pe cele două direcții (axa „x” și axa „y”) sînt egale [85, 62] deci $f/f' = 1$ relațiile (3-64) și (3-65') devin:

$$V_c^2 = \frac{r_0 \cdot l_0}{\lambda} \left[\frac{Q \cdot \varepsilon \cdot l_0 + 2k_2 l_0^2 + 2b^2 k_1}{l_\psi + m \cdot l_0^2} \right] \quad (3-65'')$$

Pulsația critică devine:

$$v_3 = \frac{Q \cdot \varepsilon \cdot l_0 + 2k_2 l_0^2 + 2b^2 k_1}{l_\psi + m \cdot l_0^2} \quad (3-65''')$$

ceea ce indică din nou că forțele de inerție au o influență nestabilizantă prin faptul că prin mărirea lor o dată cu V , conduc la creșterea perioadei oscilației.

Relația (3-63) ne indică de asemenea că viteza critică este invers proporțională cu λ - conicitatea bandajului, astfel ar rezulta că pentru conicitate zero viteza critică devine infinită.

Comparînd relațiile (3-63) și (3-65') reiese că sistemul devine instabil în momentul în care frecvența cinematică depășește valoarea frecvenței dată de relația (3-65').

Da în fig. 3-7, avem în vedere că [90] :

$$y = \sqrt{f/f' \cdot l_0} \cdot \psi$$

și reluăm analizele ecuațiilor (3-65'), (3-65''') se constată că numitorul celor două relații reprezintă momentul de inerție al osiei față de un punct P. Poziția punctului P fiind precis definit funcție de raportul coeficienților de creep și jumătatea distanței dintre cercurile de rulare, el reprezintă polul dinamic de frecare.

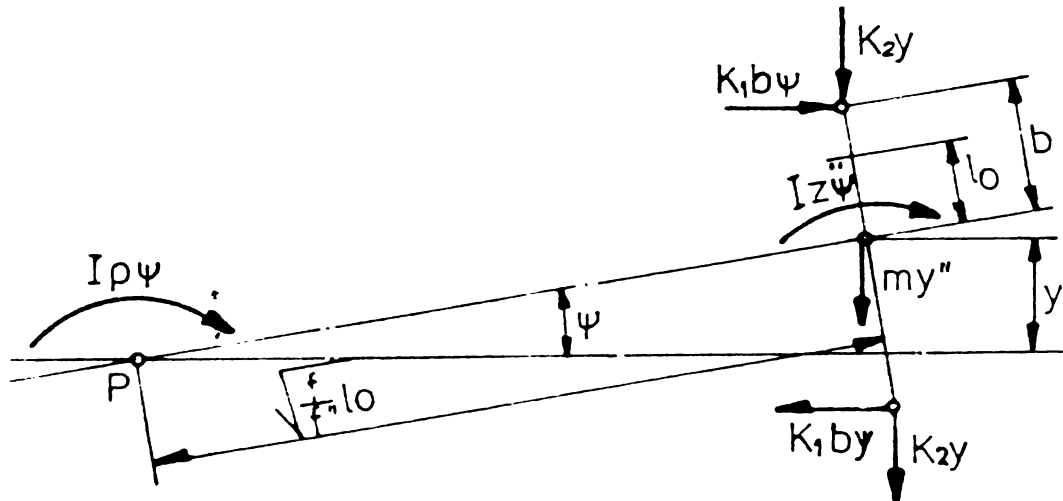


Fig. 3-7

Analizând relațiile (3-63) și (3-65') rezultă că trecerea în domeniul instabil respectiv începerea instabilității mișcării, nu depinde direct de viteză ci de:

- contactul prin forță roată-șină
- caracteristicile elastice de ghidare a osiei
- masa și momentul de inerție al osiei
- distanța dintre cercurile de rulare a osiei
- conicitate bandaaj

Din relația (3-63), (3-64) rezultă că viteza critică este invers proporțională cu conicitatea efectivă a suprafeței de rulare și deci va exista și o conicitate efectivă critică, a cărei mărime se determină mai jos.

Folosim în acest scop condițiile de stabilitate Routh, pornind de la ecuația caracteristică (3-52) și folosind tabelul Zubar [102].

	$C_{11} = \rho_4$	$C_{12} = \rho_2$	$C_{13} = \rho_0$	
	$C_{21} = \rho_3$	$C_{22} = \rho_1$	$C_{23} = 0$	
$\Gamma_2 = C_{11}/C_{21}$	$C_{31} = C_{12} - \Gamma_2 C_{22}$	$C_{32} = C_{13} - \Gamma_2 C_{23}$	$C_{33} = C_{14} - \Gamma_2 C_{24}$	
$\Gamma_3 = C_{21}/C_{31}$	$C_{41} = C_{22} - \Gamma_3 C_{32}$	$C_{42} = C_{23} - \Gamma_3 C_{33}$	$C_{43} = C_{24} - \Gamma_3 C_{34}$	(3-66)
$\Gamma_4 = C_{31}/C_{41}$	$C_{51} = C_{32} - \Gamma_4 C_{42}$	$C_{52} = C_{33} - \Gamma_4 C_{43}$	$C_{53} = C_{34} - \Gamma_4 C_{44}$	

Calculând valorile pentru tabelul (3-66) se obține:

	$C_{11} = \rho_4$ $C_{21} = \rho_3$	$C_{12} = \rho_2$ $C_{22} = \rho_1$	$C_{13} = \rho_0$ $C_{23} = 0$
$r_2 = \frac{\rho_4}{\rho_3}$	$C_{31} = \frac{\rho_2 \cdot \rho_3 - \rho_1 \cdot \rho_4}{\rho_3}$	$C_{32} = \rho_0$	$C_{33} = 0$
$r_3 = \frac{\rho_3^2}{\rho_2 \cdot \rho_3 \cdot \rho_1 \cdot \rho_4}$	$C_{41} = \rho_1 - \frac{\rho_3^2}{\rho_2 \cdot \rho_3 \cdot \rho_1 \cdot \rho_4} \cdot \rho_0$; $C_{42} = 0$		$C_{43} = 0$

(3-67)

Presupunem sistemul quazistabil, deci se poate scrie că $C_{41} = 0$; respectiv:

$$\rho_4 \cdot \rho_1^2 - \rho_1 \cdot \rho_2 \cdot \rho_3 + \rho_3^2 \cdot \rho_0 = 0 \quad (3-68)$$

Tinând seama de relația (3-53) se vede că termenul care conține conicitatea este $\rho_0 \cdot \rho_3$ astfel că se ajunge la următoarea relație pentru ρ_0 :

$$\rho_0 = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2 \cdot \rho_3 - \rho_4 \cdot \rho_1^2}{\rho_3^2} \quad (3-69)$$

În relația (3-67) se introduc notațiile (3-53) și (3-50) obținându-se în final pentru conicitatea bandajului relația:

$$\lambda = \frac{r_0 \cdot l_0}{V^2} \left[\frac{(2k_2 l_0^2 + Q \cdot \varepsilon \cdot l_0) \cdot f + 2b^2 k_1 \cdot f'}{f' I_\psi + f \cdot m \cdot l_0} \right] \quad (3-70)$$

Dacă ținem seama că mărimea din paranteză reprezintă pulsația sistemului (3-65''') atunci relația (3-70) poate fi pusă sub forma:

$$\lambda = \frac{r_0 \cdot l_0}{V^2} \cdot \nu^2 \quad (3-71)$$

Din această relație, combinată cu relația (3-65''') rezultă următoarele aspecte:

- Conicitatea bandajului este direct proporțională cu frecvența sistemului, deci creșterea conicității bandajului va fi urmată de creșterea frecvențelor mișcării și deci de reducerea perioadei acesteia.
- Pentru aceleași mărimi inerțiale (m, I_ψ) frecvența mișcării osiei montate depinde direct de caracteristicile de ghidare. În acest fel pentru caracteristici mai scăzute ale ghidării, frecvențele vor avea valori scăzute și deci perioade ale mișcării mari.

c). Conicitatea bandajului este invers proporțională cu pătratul vitezei, deci dacă se dorește creșterea vitezelor, conicitatea bandajului trebuie scăzută, din această relație (3-69) reiese clar că profilul de uzură a bandajului are un caracter nestabilizant peste anumite viteze de circulație.

d). Mărimile inerțiale (m , I_{ψ}) conduc la scăderea valorii conicității bandajului deci îl aduce în domeniul limitat ca stabilitate, echivalent cu profilele de uzură.

3.4. Soluții constructive de ghidare a osiei propuse pentru utilizare la viteze și puteri mari

Rolul suspensiei și ghidării elastice a osiei montate, atât în plan transversal, după axa y cât și longitudinal după axa x este de a îndepărta impulsurile perturbatoare, provenind de la cale, de vehicol. Energia perturbatoare pe care o primesc din extern osiile montate, va fi preluată de ghidarea osiei sub formă de lucru mecanic de deformare și transformată de sistemul de amortizare în căldură. Spre deosebire de planul vertical - axa z - unde osia montată este în permanență în contact cu șina; în plan orizontal - axa y - între osia montată și șină este un joc, ceea ce permite ansamblului de a atinge șina în una din cele două părți. Aceste atingeri dezordonate, sau sistematice se produc de fiecare dată cu șoc. Este evident că una din măsurile de a elimina sau a atenua șocurile laterale osie-șină, este profilul de rulare a suprafeței de rulare a osiei montate. Este însă de asemenea clar că pentru un mers liniștit trebuie ca aceste mișcări laterale primite de osie și transmise parțial la rama boghiului nu trebuie să ajungă la cutia locomotivei. Această măsură poate fi soluționată prin reducerea maselor nesuspendate în plan transversal. Boghiurile cu ghidare rigidă a osiilor în plan orizontal - după axa y și x - au o masă nesuspendată foarte mare, anume întregul boghiu pînă la suspensia secundară. Pornind de la cale ar trebui ca cel mai târziu, în ghidajele osiei sau în lagărul osiei să existe montate elemente transversale [14, 33, 56, 59] .

În acest sens în zona de ghidare a osiei se cunosc deja o serie de soluții și anume:

- ghidarea osiei prin fuse de ghidare dotate cu blocuri de cauciuc de tip silentbloc, interpuși între lagărul osiei și rama boghiului
- ghidarea osiei, cu interpunere între rama boghiului și lagărul osiei, de elemente de tip „V” (MEGI)
- ghidarea osiei cu folosirea de bielete avînd montate la ambele capete elemente din cauciuc radial-axiale, montate între lagărul osiei și rama boghiului

Aceste soluții au fost aplicate de autorul prezentei lucrări în concepția de locomotive atât pentru intern cât și pentru export.

Astfel prima soluție folosind bușe de cauciuc radiale între rama boghiu și lagăr osie a fost aplicată la următoarele tipuri de locomotive:

- LDE Co-Co 4000 CP; 3000 CP pentru CFR
- LDE Co-Co 3500 CP pentru Căile Ferate Britanice
- LDE Co-Co 4000 CP pentru Căile Ferate Grecești
- LDE Co-Co 1500 CP ecartament 1050 mm pentru Căile Ferate Siriene
- LDE Co-Co 1500 CP pentru CFR
- LDE Bo-Bo 1250 CP pentru CFR

A doua soluția aparținând firmei ASEA a fost folosită în fabricația locomotivelor electrice Co-Co 5100 kW pentru CFR și export.

Cea de-a treia soluție a fost aplicată la locomotivele diesel hidraulice C'-C² 2400 CP ce se livrează la Căile Ferate din RDG.

Toate aceste soluții asigură o elasticitate transversală corespunzător sarcinilor laterale ce le preiau. Intre cele trei soluții în afara elementului elastic, există diferențe fundamentale astfel:

- ghidarea osiei cu elemente de cauciuc (tip Silentbloc) ce au în secțiunea transversală formă circulară, asigură aceeași caracteristică elastică, în plan transversal, atât în direcție longitudinală, axa „x” cât și în direcție transversală axa „y”
- ghidarea osiei cu bielete sau elemente elastice în „V” asigură posibilitatea ca în plan transversal, să se poată alege caracteristici elastice diferite de planul longitudinal, în funcție de caracteristicile forțelor de ghidare

Pentru folosirea acestor soluții la viteze mari este necesar ca în sens longitudinal - axa x - caracteristica să fie ridicată astfel încât să nu permită osiilor montate, în tracțiune și frînare, să părăsească poziția paralelă între ele. Această deficiență posibilă de apărut poate să conducă la perturbarea mersului locomotivei - mersul boghiului în poziție diagonală - cu consecințe grave asupra suprafeței de rulare dar și asupra dinamicii locomotivei [56, 59] .

Un punct de vedere important al ghidării osiilor este execuția supracritică. Această idee impune o ghidare transversală cu caracteristici coborâte deci o ghidare moale, având frecvențe proprii joase.

Trebuiește analizată și acest lucru se va face într-un capitol ce urmează, introducerea ghidării progresive sau cu caracteristici în trepte a osiei montate. Motivul de bază pentru introducerea acestui sistem de ghidare ar fi calea cu abateri mari în plan transversal și reducerea eforturilor de ghidare la circulația în curbă.

3.4.1. Descrierea soluției constructive folosind blocuri de amortizare tip Silentbloc

Am arătat că acest tip de ghidare a osiilor în lagăr a fost folosit la o serie de locomotive, de aceea consider interesant prezentarea soluției deoarece în continuare se analizează pe larg comportarea dinamică a osiei prin variația parametrilor constructivi.

Ansamblul lagăr osie prevăzut cu blocuri circulare de cauciuc este format din:

- 2 fuse de ghidare fixate rigid în rama boghiului.
- Lagărul osiei prevăzut cu două alezaje cilindrice laterale.
- 2 blocuri de amortizare formate din două bușe metalice fiecare, una exterioară și una interioară, iar între cele două bușe se interpune o bușă de cauciuc. Aceste blocuri cilindrice se presează în alezajele laterale prevăzute în lagărul osiei.
- 2 bușe de bronz ce se presează în alezajul fiecărui bloc de cauciuc

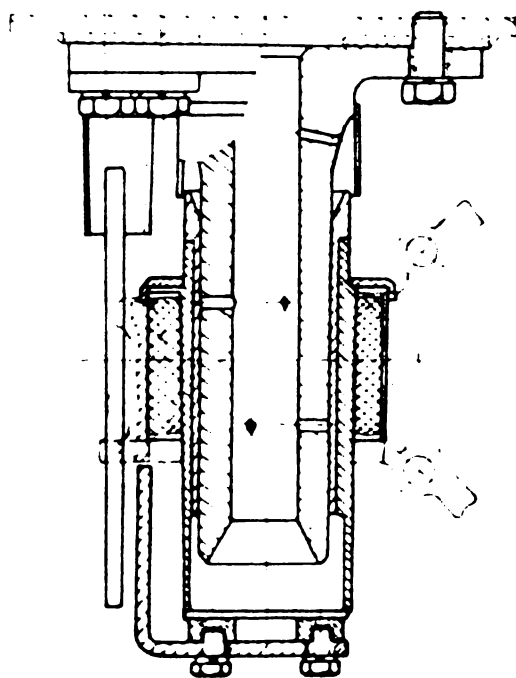


Fig. 3-8

Din ansamblul ghidării osiei, arătat în fig.3-8 se vede deci că cele două fuse de ghidare au posibilitatea de a se deplasa axial în bușele de bronz, funcție de neregularitățile căii.

Deplasarea în direcția axei „x” sau „y” este relativ redusă deoarece caracteristica unui silentbloc este cuprinsă între 31000 daN/cm și 42000 daN/cm, considerând LDE Co-Co 4000 CP sau 3500 CP cu sarcini pe osie de 21 t.

Trebuiește remarcat următoarea observație constructivă de bază în concepția acestor elemente elastice.

Elementul de cauciuc se preferă să fie presat între cele două

bucse, creindu-se în acest fel o presiune radială între cauciuc și pereții celor două bucse. Această presiune radială, chiar dacă bușa interioară sau exterioară se rotește față de cauciuc, în noua lui poziție elementul de cauciuc păstrează presiunea radială inițială. Elementul de cauciuc poate fi injectat, dar în acest caz trebuie asigurată o pretensionare a sa la o valoare care chiar la forțele maxime de tracțiune sau frînare, să nu permită ca una din părțile bușei de cauciuc să lucreze la întindere,

Stabilirea corectă a caracteristicilor elementelor de cauciuc permite ca chiar la forțele de tracțiune maxime sau forțele de frînare maxime să se păstreze paralelismul osiilor în boghiu.

3.4.2. Descrierea soluției avînd ghidarea elastică a osiei prevăzută cu elemente cu caracteristici diferite în cele 2 direcții orizontale (longitudinal și lateral)

Așa cum reiese de la pct.3.4.1 caracteristica în plan orizontal a ghidării osiei folosind blocuri de cauciuc tip Silentbloc este aceeași atît în direcția longitudinală - direcția axei „x” - cît și în direcție transversală - direcția axei „y”. Intrucît pentru această soluție se ajunge la caracteristici longitudinale ridicate, pentru păstrarea paralelismului osiilor, în plan transversal caracteristica este foarte dură ceea ce face în final ca în direcția axei „y” nasele nesuspendate ale boghiului să cuprindă și restul boghiului, situație nedorită pentru viteze mari deoarece șocurile ce le preia boghiul sînt deosebit de mari, mai ales în cazul liniilor proaste.

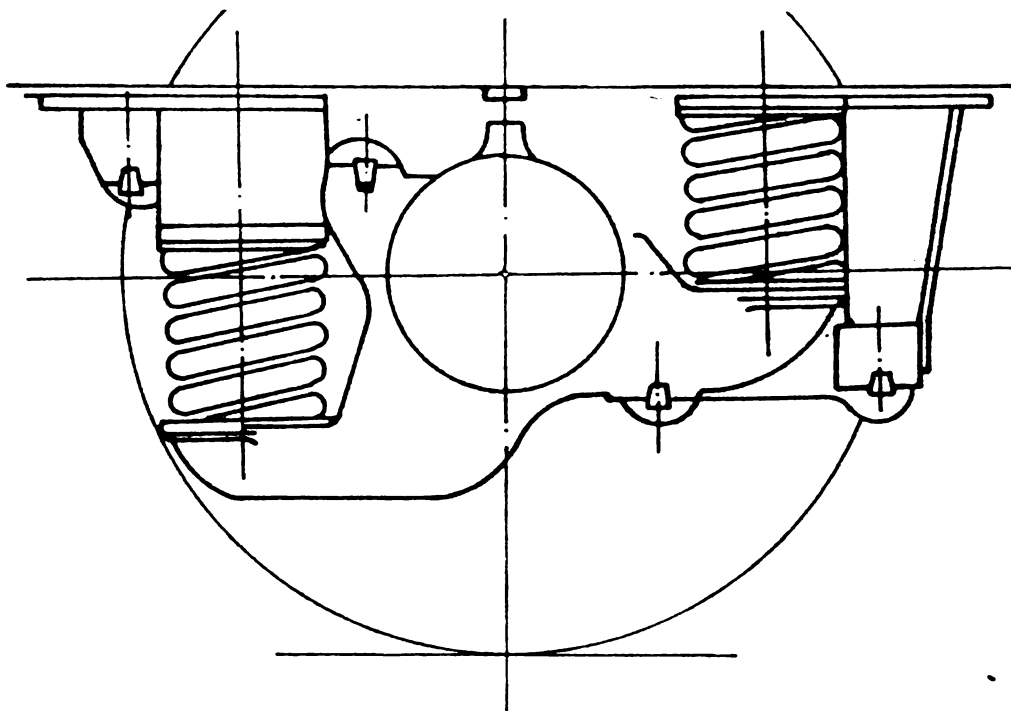


Fig. 3-9

GHIDARE LAGĂR OSIE CU BIELETE LDH C'C' 2400 CP

Una din măsurile constructive, folosite de autorul prezentei lucrări, în concepția de locomotive pentru realizarea de caracteristici diferite între axa longitudinală - axa „x” și transversală - axa „y” - a fost construcția ghidării osiei cu bielete, vezi fig.3-9 de mai sus.

Acest sistem de ghidare osie, cu bielete, se caracterizează prin aceea că permite osiei față de rama boghiului deplasări după cele trei direcții: longitudinală, verticală și laterală. În felul acesta sistemul de ghidare permite deplasarea osiei pe o lemniscată verticală foarte aplatizată datorită denivelărilor căii și o așezare aproximativ radială a acesteia în curbe [84].

Este de menționat că pe ansamblul lagăr osie, caracteristicile după cele trei direcții reprezintă suma caracteristicilor elementelor elastice ale bieletei și arcului elicoidal din suspensia primară.

Sistemul de ghidare ce se descrie a fost conceput pentru echipamentul de rulare a locomotivei diesel hidraulice C'-C' 2400 CP ce se livrează de partea română Căilor Ferate din RDG.

Caracteristicile de ghidare ce le asigură elementele elastice ale bieletelor pe lagăr au fost stabilite ca optime la următoarele valori:

- Caracteristica longitudinală pe lagăr osie $K_1(K_x) = 26632 \text{ daN/cm}$
- Caracteristica laterală pe lagăr osie $K_2(K_y) = 23000 \text{ daN/cm}$
- Caracteristica torsională $K_T = 4400000 \text{ daN/cm}$

Ansamblul elementelor pe cap bieletă este format din două tipuri constructive de elemente și anume:

- un element de tip Silentbloc avînd manșomul de cauciuc presat între două bușe metalice
- două elemente axiale de tip sanvici avînd interpuse armături plate metalice

Soluții cu caracteristici diferite între cele două direcții - longitudinal și lateral - sînt aplicate și în execuția locomotivei electrice Co-Co 5100 kW. Este de menționat că pe acest tip de locomotivă osia 1 și 3 au caracteristici de ghidare identice în cele 2 plane iar osia 2 are caracteristicile diferite și mai reduse.

3.5. Analiza stabilității osiei montate prin variația unor parametrii constructivi

Reluăm pentru analiză sistemul de ecuații (3-48), (3-49), respectiv ecuația caracteristică (3-52).

Acest sistem a fost programat pentru rezolvare pe un calculator tip PELLIX C - 256 al I.C.M. Reșița.

Pentru analiza stabilității osiei montate sau rulat în cadrul programului întocmit pentru studiul dinamicii acestui ansamblu următoarele elemente de influență:

- variația caracteristicilor de ghidare longitudinale și laterale ale osiei montate și vitezei de circulație a locomotivei
- variația momentului de inerție a osiei montate și vitezei locomotivei
- variația masei osiei montate și vitezei de circulație a locomotivei
- variația sarcinii pe osie și vitezei de circulație a locomotivei

Analiza efectuată are la bază datele constructive folosite de autorul prezentei lucrări în concepția următoarelor tipuri de locomotive:

- locomotiva diesel electrică Co-Co 3500 CP destinată Căilor Ferate Britanice
- locomotiva diesel electrică Co-Co 3000 CP și 4000 CP destinată Căilor Ferate Române
- locomotiva diesel electrică Co-Co 4000 CP destinată Căilor Ferate Grecești
- locomotiva diesel hidraulică C'-C' 2400 CP destinată Căilor Ferate din RDG

În tabelele nr. (3-1), (3-2), (3-3), (3-4) anexa A au fost trecute numai o parte din rezultatele analizei, considerate mai semnificative, rezultate ce au fost reprezentate în diagramele din fig. 3-10 + 3-25.

Stabilitatea osiei montate la serpuire prin creșterea sau descreșterea amplitudinilor de rotație și deplasare laterală în timp poate fi analizată examinând ecuațiile diferențiale ale mișcării cu luarea în considerare a forțelor de creep din suprafața de contact roată-șină.

Ecuația caracteristică (3-52) de gradul patru va da patru rădăcini care pot să fie:

- reale pozitive
- reale negative
- complex conjugate

Cele două rădăcini reale negative corespund unor amortizări deosebit de puternice. Notînd rădăcinile cu α_y și α_ψ unde α_y și α_ψ sînt două numere pozitive, soluția generală va fi de forma:

$$y = C_1 \cdot e^{-\alpha_y t} + C_2 \cdot e^{-\alpha_\psi t} \quad (3-72)$$

Sub această formă apare clar caracterul amortizat al mișcării căci atît $e^{-\alpha_y t}$ cît și $e^{-\alpha_\psi t}$ tind asimptotic către zero pentru

două situații distinct posibile [85] :

- factorii de amortizare au modulul foarte mare iar revenirea corpului se face în timp foarte mic
- timpul foarte mare dar factorii de amortizare mici

În cazul dinamicii osiei montate ne situăm în primul caz, cu timpul de amortizare, în general, în jurul valorii de 0,001 sec [85] .

Lipsa unor funcțiuni periodice din expresia (3-72) arată lipsa oricărui caracter pseudoperiodic sau oscilator. Mișcarea are deci un caracter amortizat aperiodic. În acest fel prima rădăcină reală este asociată cu scăderi puternice în amplitudinile laterale iar a doua cu scăderi puternice în amplitudinile mișcării de rotație a osiei.

Aspectul celor două soluții creiază ideea unor mișcări distincte adică o translație cu o rotație neglijabilă sau o rotație cu o translație neglijabilă.

Marea majoritate a cercetătorilor nu studiază această problemă a mișcării aperiodice în mod deosebit [87] , părerea subsemnatului este că trebuiește analizată și această parte a mișcării osiei așa cum se arată în continuare, deoarece prezintă o importanță deosebită pentru dinamica acestui subansamblu.

În afara celor două rădăcini reale, ecuația caracteristică mai poate da două rădăcini complex conjugate de forma:

$$\rho = -\alpha \pm i \cdot \beta \quad (3-73)$$

Pentru ca mișcarea să fie amortizată este necesar ca partea reală să fie negativă, schimbarea semnului acestui termen indică trecerea în domeniul instabil, iar pentru valoarea zero a părții reale corespunde viteza maximă de circulație stabilă respectiv viteza critică.

Trebuie cercetat cu atenție caracterul stabilizant a caracteristicii laterale de ghidare a osiei cu sarcina deosebită ca la viteze mari să se reducă masele nesuspendate în sens lateral cel mai târziu la nivelul ghidării osiei.

În acest sens punctul, subsemnatului, de vedere este că în construcțiile viitoare trebuie de așa natură combinate caracteristicile laterale cu caracteristicile longitudinale încât:

- factorul de transmisibilitate între impulsul din partea șinei, în plan transversal și masele suspendate ale boghiului să fie minime
- în tracțiune și frinare să se păstreze paralelismul osiilor, factor ce are influență asupra rezistenței de înaintare a locomotivei [84]
- caracteristica laterală să aibe capacitatea de a menține osia în axa longitudinală a boghiului iar în situația unui impuls lateral sau deplasare laterală să constituie un dispozitiv de rapel pentru readucerea acestui subansamblu în axa longitudinală a boghiului

3.5.1. Influența caracteristicilor de ghidare longitudinale și laterale asupra dinamicii osiei montate

Înainte de trecerea la analiza efectivă a variantelor studiate trebuie să arătăm că au fost rulate și analizate următorul volum de materiale:

- 1300 variante folosind datele de bază de la IDE 3000 - 4000 CP, CFR, IDE 3500 CP - Anglia și IDE 4000 CP - Grecia

- 500 variante folosind datele de bază de la LDH C'-C' 2400 CP - RDG

Principalele rezultate sînt trecute în tabelul nr. 3-1 anexa și reprezentate sintetic în fig. 3-10, 3-15, 3-16, 3-17 anexa

Iuînd în analiză rezultatele din tabelul nr.3-1 anexa A și fig.3-10 anexa B se remarcă următoarele aspecte:

- În cazul caracteristicilor laterale K_y pe lagăr cu valoarea de $1 \cdot 10^6$ daN/m și cu restul datelor din preambulul tabelului rezultă că pînă la viteza de 170 km/h mișcarea este aperiodică deci amortizări deosebit de puternice.

- Iuînd în analiză ghidarea osiei cu caracteristica longitudinală de $7,6 \cdot 10^6$ daN/m și cea transversală de $4,5 \cdot 10^6$ daN/m rezultă că mișcarea aperiodică se termină cînd locomotiva atinge viteza de 85 km/h. De la această viteză mișcarea este periodică amortizată. Sub viteza de 85 km/h se trece în domeniul de amortizare subcritic. Coeficientul critic de amortizare pentru această caracteristică laterală este de $C_{CR} = 474,9$ daN/cm/sec.

Pulsația amortizată a mișcării începe să crească odată cu creșterea vitezei, ajunge la un maxim apoi creșterea este lentă. Aceasta se explică prin aceea că odată cu creșterea vitezei, amortizarea dată de creep are o scădere lină (3-70).

Este de remarcat că prin creșterea caracteristicii de ghidare pulsațiile mișcării cresc, astfel la o caracteristică laterală pe lagăr de $1 \cdot 10^6$ daN/m aceasta este de 48 rad/sec. corespunzînd unei viteze de circulație de 200 km/h, la o caracteristică laterală de $4,5 \cdot 10^6$ daN/m pulsația ajunge la valoarea de 171 rad/sec, de asemenea la viteza de 200 km/h, respectiv la o caracteristică laterală de $7,6 \cdot 10^6$ daN/m această mărime ajunge la valoarea de 234 rad/sec considerată la viteza locomotivei de 200 km/h.

Această observație este în concordanță cu relația (3-70) și (3-71) de unde rezultă că prin creșterea caracteristicilor de ghidare k_1 ; k_2 pulsația mișcării crește deci perioada mișcării scade.

Cum era de așteptat vitezele critice cresc odată cu creșterea caracteristicii laterale de ghidare. Creșterea caracteristicii laterale de ghidare de la $1 \cdot 10^6$ daN/m la $4,5 \cdot 10^6$ daN/m face ca viteza

critică să crească cu valoarea de 24% (fig.3-12) anexa B.

3.5.2. Influența masei și momentului de inerție asupra dinamicii osiei montate

Masa osiei montate și momentul de inerție a acesteia au o influență nestabilizantă asupra dinamicii osiei montate. Dacă se analizează datele din tabelul nr.3-2 și nr.3-3 anexa A rezultă următoarele aspecte:

- Mișcarea este aperiodică - amortizată pînă la o viteză a locomotivei cuprinsă între 60 + 80 km/h.
- Pulsația mișcării de rotație în jurul axei z-z în cazul variației momentului de inerție scade cu creșterea momentului de inerție cum, rezultă și din relația (3-70).
- Variația masei osiei montate influențează asupra pulsației mișcării laterale în sensul că aceste valori sînt în scădere. În același timp factorul de amortizare scade, astfel la o creștere a masei cu 28% scăderea factorului de amortizare este de 28%.
- Creșterea masei osiei și momentului de inerție conduce la scăderea vitezei critice, astfel pentru creșterea masei cu 28% viteza critică scade cu 8%. În același timp frecvența critică suferă o scădere de același ordin de mărime respectiv 8,5%.

3.5.3. Influența sarcinii pe osie asupra dinamicii osiei montate

Pentru studiul influenței sarcinii pe osie s-au analizat prin rulare pe program, folosind calculatorul FELIX C-256, 4 măriri de sarcini pe osie cuprinse între 12 + 21 t, cu caracteristicile osiei menționate în tabelul nr.3-4, anexa A.

Reprezentarea rezultatelor sub formă sintetică se face în diagramele din fig.3-22, 3-23, 3-24, 3-25, anexa B.

Sarcina pe osie influențează dinamica osiei pe două căi distincte și anume:

- prin influența directă asupra coeficientului de creep
- prin caracteristica gravitațională

Analizînd tabelul nr.3-4 rezultă următoarele aspecte:

1. Prin creșterea sarcinii pe osie de la 12.t la sarcina de 21 t factorul de amortizare crește în medie cu 32%.
2. Pulsația mișcării, respectiv frecvența acesteia, scade cu o mărime neglijabilă respectiv 2,5% scădere ce se datorește scăderii factorului de amortizare influențat de viteză.
3. Considerînd coeficienții de creep laterali și longitudinali ca fiind valoric egali, considerație ce poate fi făcută ținînd seama

de suprafața mare de contact roată-șină, viteza critică și frecvența critică practică nu este influențată.

4. Sarcina pe osie nu influențează asupra caracterului mișcării osiei, aperiodic amortizată sau periodic amortizată.

3.6. Concluzii

Din analiza acestui capitol se desprind următoarele concluzii:

1. Asupra dinamicii osiei montate au un caracter nestabilizant, masa osiei și momentul de inerție a acesteia.
2. Creșterea sarcinii pe osie are o influență asupra valorii coeficientului de creep, în sensul că prin creșterea acesteia, coeficientul de creep crește.
3. Ca mărimi cu caracter stabilizant se indică caracteristicile de ghidare a osiei, caracteristica gravitațională, conicitatea bandajului.
4. Curba factorului de amortizare funcție de viteza locomotivei pentru diferite mărimi a ghidării osiei, reprezintă înfășurata maximelor pentru fiecare caracteristică în parte la aceleași valori pentru m și I_{ψ} .
5. Mișcarea osiei montate - pentru o anumită caracteristică de ghidare - nu este aperiodică pe tot domeniul așa cum s-a presupus până în prezent, ci ea se împarte în două domenii și anume:
 - la viteze mici mișcarea este aperiodică
 - de la o anumită viteză mișcarea devine periodică amortizată

Explicația acestei schimbări în caracterul mișcării este următoarea:

- a). Valoarea coeficientului de creep este o mărime constantă și depinde de sarcina pe roată și diametrul cercului de rulare [30, 12]
- b). Factorul de amortizare roată-șină este direct proporțional cu coeficientul de creep și invers proporțional cu masa osiei și viteza vehiculului [85, 87]. Factorul de amortizare va scădea odată cu creșterea vitezei.
- c). Caracterul mișcării depinde de valoarea pulsației amortizate, respectiv diferența pătratului factorului de amortizare și pulsația proprie a sistemului [99, 100, 101], astfel pentru:
 - pulsația amortizată „ β ” egală cu zero; respectiv caracteristica de amortizare egală cu caracteristica critică de amortizare mișcarea este aperiodică
 - diferența dintre factorul de amortizare și pulsația proprie a sistemului este mai mică decât zero, respectiv sistemul are o pulsație proprie amortizată iar caracteristica de amortizare este

mai mică decât caracteristica critică de amortizare mișcarea este periodică amortizată

d). Caracteristica de amortizare critică este direct proporțională cu caracteristica de ghidare a osiei și cu masa osiei montate.

Rezultă în final că pentru caracteristici de ghidare având valori scăzute, la aceeași masă a osiei, caracteristica critică de amortizare va avea valori scăzute deci mișcarea va avea caracter aperiodică amortizată pînă ce factorul de amortizare devine egal cu caracteristica critică de amortizare. Pe măsură ce caracteristica de ghidare crește la aceeași masă a osiei montate crește și caracteristica de amortizare critică, deci egalarea celor două valori se face la viteze mai scăzute cînd mișcarea trece din aperiodică în periodică amortizată (fig.3-10, 3-11 anexa B).

6. Trecerea mișcării din aperiodică în periodică amortizată nu face ca osia montată să treacă din domeniul stabil în domeniul instabil. Trecerea în domeniul instabil a mișcării se caracterizează prin schimbarea semnului factorului de amortizare - din minus în plus [3, 50].

7. Valoarea factorului de amortizare în plan orizontal ridicată chiar și în cazul vitezelor mari face ca pentru vehicule de viteze mari să nu fie necesară amplasarea de amortizoare în acest plan între osie și masele suspendate ale boghiului.

8. Pentru stabilirea caracteristicilor de readucere din suspensia secundară este necesar cunoașterea momentelor rezistente create de forțele de creep. Stabilirea momentului rezistent, trebuie să se facă funcție de construcția boghiului pe trei osii, respectiv funcție de ampatament boghiu, distanțele dintre osii, poziția pivotului central față de osia 2 (3-39; 3-40; 3-41; 3-39'); 3-40'; 3-41').

9. Vitezele critice ale osiei montate au valori ridicate, fig.3-12, anexa B, valori caracterizate de caracteristicile de ghidare cu virimi deosebit de mari. În acest fel se consideră ca utilă, introducerea unor sisteme elastice între legătura dintre rama boghiu și osia montată care să realizeze suspensia în plan lateral cu coborîrea vitezei critice dar în așa fel încît să nu se ajungă în domeniul vitezei constructive a locomotivei.

C A P I T O L U L 4

4. STUDIUL INTRODUCERII SISTEMULUI ELASTIC ÎNTRE LAGAR OSIE ȘI OSIA MONTATĂ CA SOLUȚIE DE REDUCERE A MASELOR NESUSPENDATE ÎN PLAN TRANSVERSAL PENTRU VITEZE MARI

Datorită neregularităților căii, a eventualelor proprietăți de rulare nesatisfăcătoare ale vehicolului, apar forțe dinamice care vor fi cu atât mai mari cu cât linia și legătura dintre osia montată și boghiu este mai rigidă, cu cât masele în rulare și vitezele sînt mai mari.

În cercetarea fenomenelor de mișcare a osiei montate, în plan transversal; considerînd acest ansamblu ca singura masă nesuspendată pe boghiu, se va avea în vedere măsurile constructive ce trebuie adoptate pentru ca osia să aibe un mers stabil. Așa cum s-a văzut la analiza dinamică a osiei montate caracteristicile longitudinale și transversale a îndăririi acesteia la locomotivele proiectate au valori deosebit de ridicate. La fel a rezultat că pe de o parte creșterea caracteristicilor de îndărire conduc la creșterea vitezei critice, dar în același timp a rezultat că osia montată are o mișcare amortizată aperiodică sau periodică iar cu frecvențele mari, adică osia montată practic nu oscilează față de ramă. Această ultimă concluzie demonstrează că practic în plan transversal se poate considera ca masă nesuspendată întregul boghiu, pînă la suspensia secundară.

În cele ce urmează vom analiza teoretic și cu soluții constructive posibilitatea reducerii maselor nesuspendate la nivelul masei osiei montate. Concepția noii soluții are la bază gîndirea că cel mai simplu este de a se interpune între osia montată și lagărul osiei elementul elastic.

4.1. Pornirea centrică a unei mase peste un arc pretensionat fără amortizare

Presupunem că masa m , din fig.4-1, care reprezintă osia montată, se mișcă cu viteza V în direcția x - lungul liniei, peste un arc pretensionat, atacînd sub unghiul α_0 - unghiul de atac, gîna de rază R , a cărei curbură este dată de relația:

$$y(x) = x \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 + \frac{x^2}{2R} \quad (4-1)$$

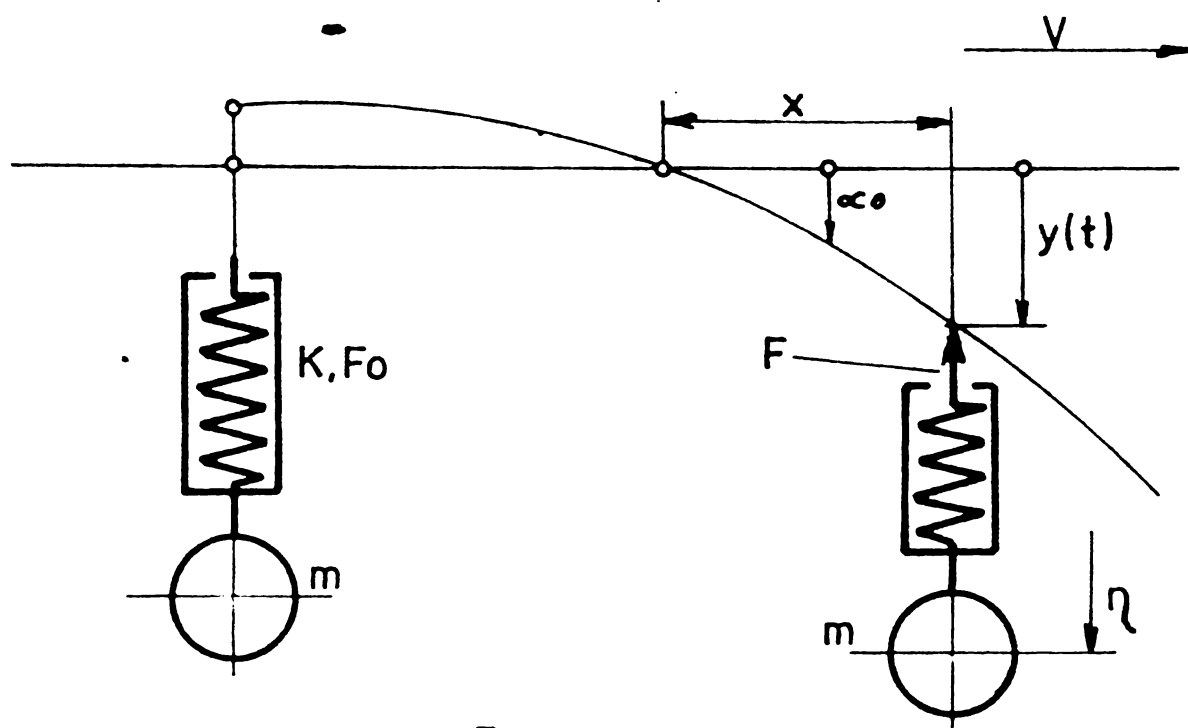


Fig.4-1

Considerăm timpul din momentul când $x = 0$, atunci ecuația (4-1) poate fi scrisă ținând seama că $x = v \cdot t$:

$$y(t) = t \cdot (V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0) + \frac{(V \cdot t)^2}{2R} \quad (4-2)$$

Considerăm de asemenea că la începutul contactului, respectiv la $t = 0$, comprimarea arcului și ordonata η a masei sînt nule, săgeata arcului „f” va avea valoarea:

$$f = y(t) - \eta = t(V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0) + \frac{(V \cdot t)^2}{2R} - \eta \quad (4-3)$$

Presupunem că arcul montat peste masa „m” are caracteristica „k” și forța de pretensionare inițială F_0 ; rezultă că forța din arc, în urma deplasării va fi dată de relația:

$$F = F_0 + k \cdot f = F_0 + k \left[t(V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0) + \frac{(V \cdot t)^2}{2R} - \eta \right] \quad (4-4)$$

Forța din relația (4-4) duce la ecuația de mișcare:

$$m\ddot{\eta} = F_0 + k \left[t(V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0) + \frac{(V \cdot t)^2}{2R} - \eta \right] \quad (4-5)$$

notînd cu:

$$\omega_0^2 = k/m \quad (4-6)$$

$$f_0 = F_0/k \quad (4-7)$$

Mărimile din relațiile (4-6) și (4-7) sînt:

ω_0 - pulsația proprie a sistemului neamortizat

f_0 - săgeata de pretensionare a arcului

Cu aceste notații ecuația (4-5) poate fi scrisă sub forma:

$$\ddot{\eta} + \omega_0^2 \eta = \omega_0^2 \left[f_0 + (V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0) t + \frac{(V \cdot t)^2}{2R} \right] \quad (4-8)$$

Relația (4-8) reprezintă o ecuație diferențială liniară cu coeficienți constanți și neomogenă.

Soluția generală a acestei ecuații este o sumă între soluția generală a ecuației omogene și o soluție particulară a sa.

Ecuația (4-8) mai poate fi pusă sub forma:

$$\ddot{\eta} + \omega_0^2 \eta = \frac{\omega_0^2 \cdot V^2}{2R} \cdot t^2 + (\omega_0^2 \cdot V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0) t + \omega_0^2 \cdot f_0 \quad (4-9)$$

unde notăm:

$$A = \frac{\omega_0^2 \cdot V^2}{2R}; \quad B = \omega_0^2 \cdot V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0; \quad C = \omega_0^2 \cdot f_0;$$

Din relația (4-9) ecuația omogenă are forma:

$$\ddot{\eta} + \omega_0^2 \cdot \eta = 0 \quad (4-10)$$

a cărei soluție generală poate fi de forma:

$$\Gamma_{1,2} = \alpha \pm i \cdot \beta \quad (4-11)$$

rezolvînd ecuația caracteristică rezultă $\alpha = 0$; $\beta = \omega_0$, iar soluția generală a ecuației omogene este:

$$\eta_0 = C_1 \cdot \cos \omega_0 \cdot t + C_2 \cdot \sin \omega_0 \cdot t \quad (4-12)$$

Pentru ecuația diferențială liniară neomogenă există o soluție particulară de forma:

$$\eta_p = \lambda_0 \cdot t^2 + \lambda_1 \cdot t + \lambda_2 \quad (4-13)$$

atunci ecuația (4-9) devine:

$$2\lambda_0 + \omega_0^2 (\lambda_0 \cdot t^2 + \lambda_1 \cdot t + \lambda_2) = A \cdot t^2 + B \cdot t + C \quad (4-14)$$

respectiv:

$$\omega_0^2 \cdot \lambda_0 \cdot t^2 + \omega_0^2 \cdot \lambda_1 \cdot t + \omega_0^2 \cdot \lambda_2 + 2\lambda = A \cdot t^2 + B \cdot t + C \quad (4-14')$$

Din relația (4-14') identificăm coeficienții și obținem:

$$\begin{aligned} \omega_0^2 \cdot \lambda_0 &= A \\ \omega_0^2 \cdot \lambda_1 &= B \\ \omega_0^2 \cdot \lambda_2 + 2\lambda_0 &= C \end{aligned} \quad (4-15)$$

sau:

$$\begin{aligned}\lambda_0 &= \frac{V^2}{2R} \\ \lambda_1 &= V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \\ \lambda_2 &= f_0 - \frac{V^2}{\omega_0^2 \cdot R}\end{aligned}\quad (4-16)$$

Din relația (4-14') rezultă că soluția particulară a ecuației neomogene este:

$$\eta_p = \frac{V^2}{2R} \cdot t^2 + (V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0) t + f_0 - \frac{V^2}{\omega_0^2 \cdot R} \quad (4-17)$$

În final soluția generală a ecuației (4-9) va avea forma:

$$\eta = \eta_0 + \eta_p \quad (4-18)$$

$$\eta = C_1 \cdot \cos \omega_0 \cdot t + C_2 \cdot \sin \omega_0 \cdot t + \frac{V^2}{2R} \cdot t^2 + (V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0) t + f_0 - \frac{V^2}{\omega_0^2 \cdot R} \quad (4-19)$$

Pentru condițiile inițiale $\eta = 0$; $\dot{\eta} = 0$ la $t = 0$ se obține valoarea constantelor C_1 și C_2 :

$$\begin{aligned}C_1 &= \frac{V^2}{\omega_0^2 \cdot R} - f_0 \\ C_2 &= -\frac{V}{\omega_0} \cdot \operatorname{tg} \alpha_0\end{aligned}\quad (4-20)$$

În felul acesta soluția ecuației diferențiale (4-8) este:

$$\eta = V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \left(t - \frac{\sin \omega_0 \cdot t}{\omega_0} \right) + \left(f_0 - \frac{V^2}{\omega_0^2 \cdot R} \right) (1 - \cos \omega_0 \cdot t) + \frac{(V \cdot t)^2}{2R} \quad (4-21)$$

Cu soluția (4-21) săgeata arcului (4-3) devine:

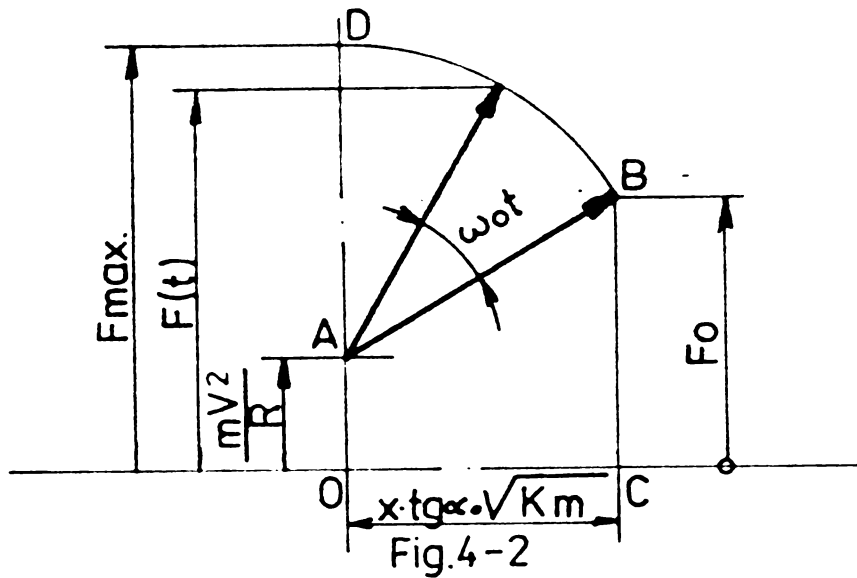
$$f = V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \cdot \frac{\sin \omega_0 \cdot t}{\omega_0} - \left(f_0 - \frac{V^2}{\omega_0^2 \cdot R} \right) (1 - \cos \omega_0 \cdot t) \quad (4-22)$$

iar forța dezvoltată în arc „F” din relația (4-4) rezultă:

$$F = \frac{m \cdot V^2}{R} \left(V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \sqrt{k \cdot m} \right) \cdot \sin \omega_0 \cdot t + \left(F_0 - \frac{m \cdot V^2}{R} \right) \cos \omega_0 \cdot t \quad (4-23)$$

Relația (4-23) poate fi reprezentată vectorial sub forma din fig.4-2.

Din fig.4-2 poate fi stabilită valoarea maximă a forței F. Trebuie arătat că forța centrifugă $m \cdot V^2/R$ rămîne ca valoare constantă. În această situație forța maximă va fi dată de relațiile ce vor prezentate în continuare:



$$F_{\max.} = \frac{m \cdot V^2}{R} + \overrightarrow{AB} \quad (4-24)$$

$$F_{\max.} = \frac{m \cdot V^2}{R} + \sqrt{V^2 \cdot \text{tg}^2 \alpha_0 \cdot k \cdot m + \left(F_0 - \frac{m \cdot V^2}{R}\right)^2} \quad (4-25)$$

Săgeata maximă are valoarea:

$$f_{\max.} = \frac{m \cdot V^2}{k \cdot R} + \sqrt{\frac{m \cdot (V \cdot \text{tg} \alpha_0)^2}{k} + \left(f_0 - \frac{m \cdot V^2}{k \cdot R}\right)^2} - f_0 \quad (4-26)$$

Transpunând relațiile (4-25) și (4-26) în cazul special al șinei drepte, forța maximă și săgeata maximă iau valorile:

$$F_{\max.} = \sqrt{(V \cdot \text{tg} \alpha_0)^2 \cdot k \cdot m + F_0^2} \quad (4-27)$$

$$f_{\max.} = \sqrt{\frac{m}{k} (V \cdot \text{tg} \alpha_0)^2 + f_0^2} - f_0 \quad (4-28)$$

Eliminând pe f_0 , ținând seama de (4-7) F_0 , din ecuațiile (4-27) și (4-28) se obține pentru $F_{\max.}$ expresia:

$$F_{\max.} = \frac{m \cdot (V \cdot \text{tg} \alpha_0)^2}{k \cdot f_{\max.}} + \frac{k \cdot f_{\max.}}{2} \quad (4-29)$$

la fel eliminând pe „k” din cele două relații se obține:

$$F_{\max.} = \frac{m (V \cdot \text{tg} \alpha_0)^2}{f_{\max.}} - F_0 \quad (4-30)$$

Relațiile (4-29) și (4-30) reprezintă două familii de curbe în care $F_{\max.} = \varphi(f_{\max.})$ cu parametru variabil k respectiv $F_{\max.} = \psi(f_{\max.})$ cu parametru variabil F_0 (fig. 4-3).

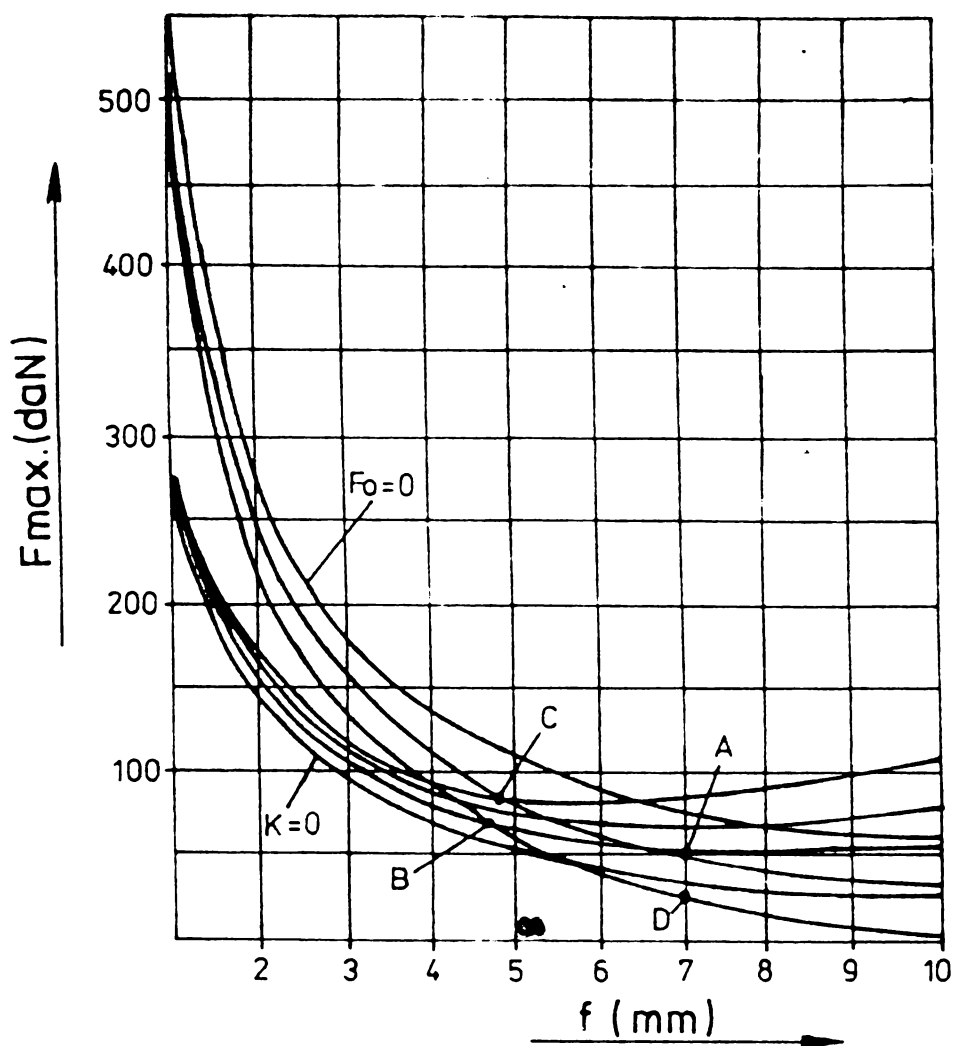


Fig.4-3. Dependența forței F_{max} . de pretensionarea F_0 , de caracteristica K și de săgeata maximă f_{max} .

Intrucât se analizează două familii de curbe avînd ca parametri pretensionarea elementului elastic și caracteristica elementului se va studia, plecînd de la mărimi de bază cunoscute ca: masa osiei montate, viteza locomotivei, interdependența între cele două familii și concluziile deosebite ce rezultă.

Din analiza diagramelor fig.4-3 se recunosc următoarele constatări deosebite:

1. La aceeași constantă K , a elementului elastic, o mărire a pretensionării „ F_0 ” duce la o mărire a lui „ F_{max} .” deci a forței de șoc și la o micșorare a amplitudinii maxime „ f_{max} .” - vezi segmentul de curbă AB.
2. La aceeași pretensionare F_0 , o majorare a caracteristicii K , duce de asemenea la o majorare a forței „ F_{max} .” - de șoc și de asemenea la o micșorare a amplitudinii maxime „ f_{max} .” - segmentul AC.
3. Pentru a obține aceeași amplitudine „ f_{max} .” - săgeata maximă - la o modificare a pretensionării F_0 , caracteristica elementului elastic K trebuie să scadă - elementul mai suplu. În felul acesta o majorare a pretensionării elementului va conduce la o scădere la lui „ F_{max} .” - forța de șoc - segmentul AD.
4. Forța „ F_{max} .” are valoarea minimă F_0 oînd caracteristica $K = 0$

iar forța de pretensionare:

$$F_0 = \frac{m(V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0)^2}{2f \max.}$$

Acest caz reprezintă varianta de osie montată flotantă liber în lagărul osiei și care nu transmite moment rezistent în plan transversal. Soluția de flotare a osiei a fost folosită de autorul prezentei lucrări în concepția locomotivei diesel electrice Co-Co 3500 CP destinată Căilor Ferate Britanice unde pentru osia 2 și 5 partenerul a dorit reducerea momentului rezistent la înscrierea în curbă prin flotarea osiilor mediane.

4.2. Circulația centrică a unei mase peste un arc prevăzută cu amortizare

Folosim fig.4-4 în care se intercalează un amortizor, a cărui caracteristică este proporțională cu viteza:

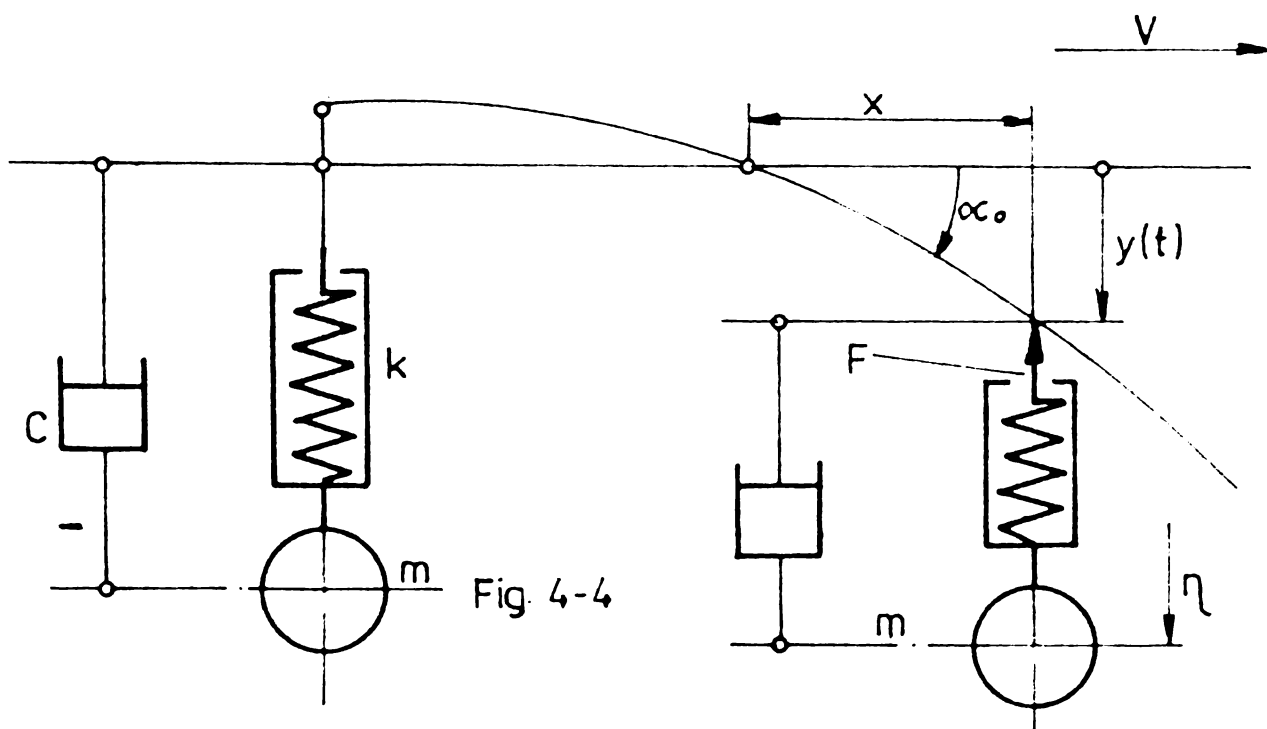


Fig. 4-4

Pentru a simplifica demonstrația vom presupune că elementul elastic nu este pretensionat, deci $F_0 = 0$. În acest caz relația (4-5), (4-8) pot fi scrise general sub forma:

$$m\ddot{\eta} = k\eta + C \frac{\partial \eta}{\partial t} \quad (4-31)$$

respectiv:

$$m\ddot{\eta} = k \left[(V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0) t + \frac{(V \cdot t)^2}{2R} - \eta \right] + C \left[V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 + \frac{V \cdot t}{R} - \dot{\eta} \right] \quad (4-32)$$

sau:

$$\ddot{\eta} = \omega_0^2 \left[(V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0) t + \frac{(V \cdot t)^2}{2R} - \eta \right] + 2\alpha \left[V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 + \frac{V \cdot t}{R} - \dot{\eta} \right] \quad (4-33)$$

unde s-a notat:

$$2\alpha = \frac{C}{m} \quad - \text{factorul de amortizare}$$

Ecuatia (4-33) poate fi scrisă și sub forma:

$$\ddot{\eta} + 2\alpha \dot{\eta} + \omega_0^2 \eta = \frac{\omega_0^2 \cdot V^2}{2R} \cdot t^2 + (\omega_0^2 \cdot \text{tg} \cdot \alpha_0 + 2\alpha/R) V \cdot t + 2\alpha V \cdot \text{tg} \cdot \alpha_0 \quad (4-34)$$

In ecuația (4-34) facem următoarele notații:

$$A = \frac{\omega_0^2 \cdot V^2}{2R}$$

$$B = (\omega_0^2 \cdot \text{tg} \cdot \alpha_0 + 2\alpha/R) \cdot V; \quad C = 2\alpha \cdot V \cdot \text{tg} \cdot \alpha_0 \quad (4-34')$$

Ținând seama că pulsația amortizată este dată de relația:

$$\omega_d = \sqrt{\omega_0^2 - \alpha^2} \quad (4-35)$$

soluția generală a ecuației (4-34) are forma:

$$\eta = e^{-\alpha t} \left[\left(\frac{V^2 \cdot \alpha}{\omega_0^2 R} - V \cdot \text{tg} \cdot \alpha_0 \right) \cdot \frac{\sin \cdot \omega_d t}{\omega_d} + \frac{V^2}{\omega_0^2 R} \cdot \cos \cdot \omega_d t \right] - \frac{V^2}{\omega_0^2 R} + (V \cdot \text{tg} \cdot \alpha_0) t + \frac{(V \cdot t)^2}{2R} \quad (4-36)$$

Rezolvarea ecuației (4-34) a avut la bază condițiile inițiale și metodologia folosită în rezolvarea ecuației (4-9).

Pentru cazul particular, dar important în circulația cu viteze mari și puteri mari, când vehicolul circulă în aliniament și palier relația (4-36) devine:

$$\eta = V \cdot \text{tg} \cdot \alpha_0 \left[t - e^{-\alpha t} \frac{\sin \cdot \omega_d t}{\omega_d} \right] \quad (4-37)$$

In acest caz săgeata elementului elastic va avea forma:

$$f = V \cdot \text{tg} \cdot \alpha_0 \cdot e^{-\alpha t} \left(\frac{\sin \cdot \omega_d t}{\omega_d} \right) \quad (4-38)$$

iar forța de șoc:

$$F = m \cdot V \cdot \text{tg} \cdot \alpha_0 \cdot e^{-\alpha t} \left(\frac{\omega_0^2 - 2\alpha^2}{\sqrt{\omega_0^2 - \alpha^2}} \cdot \sin \cdot \omega_d \cdot t + 2\alpha \cdot \cos \cdot \omega_d \cdot t \right) \quad (4-39)$$

In locul factorului de amortizare α vom introduce factorul de amortizare adimensional D:

$$D = \frac{\alpha}{\omega_0} = \frac{C}{2\sqrt{k \cdot m}} \quad (4-40)$$

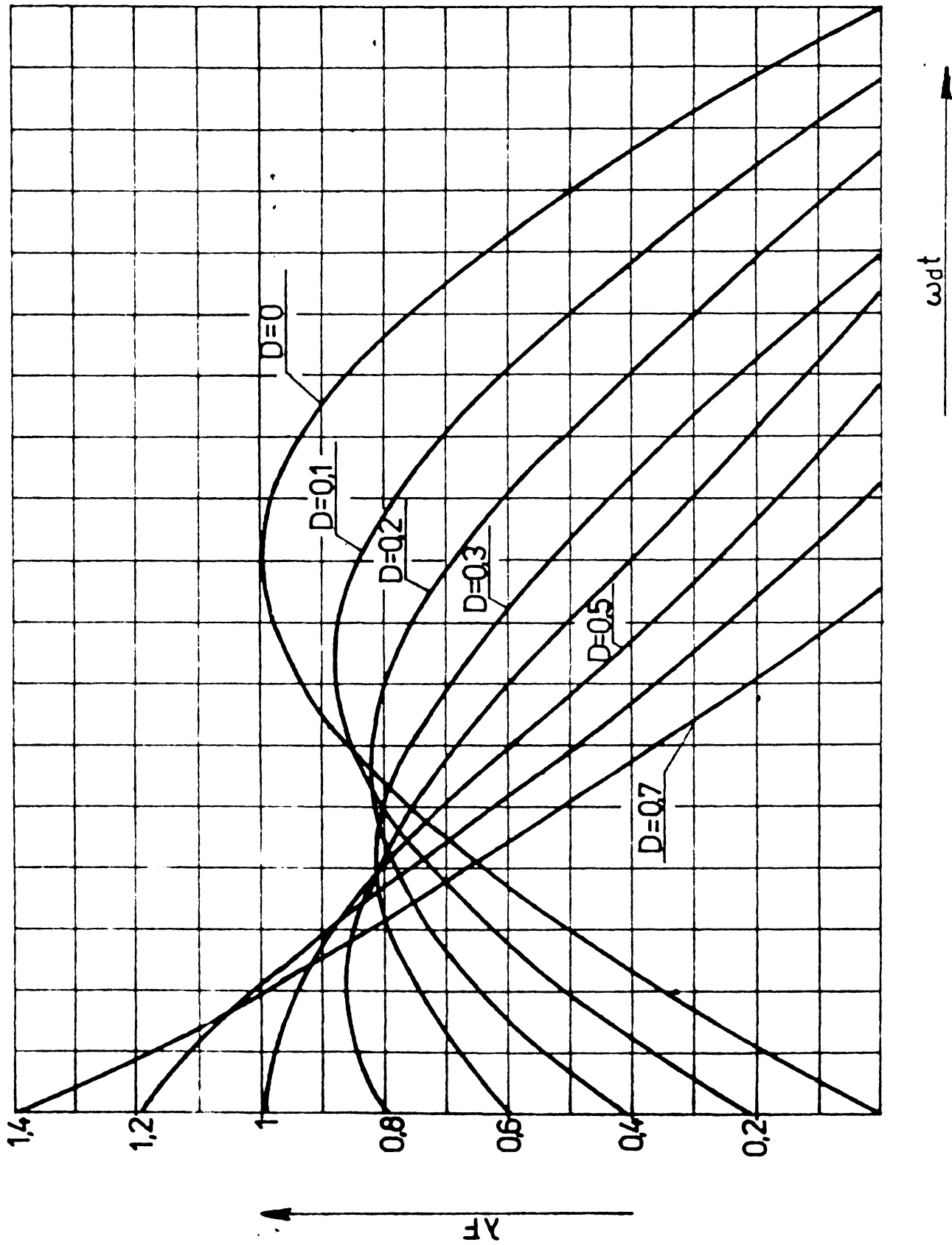


Fig.4-5. Variația factorului de forță λF funcție de timp.

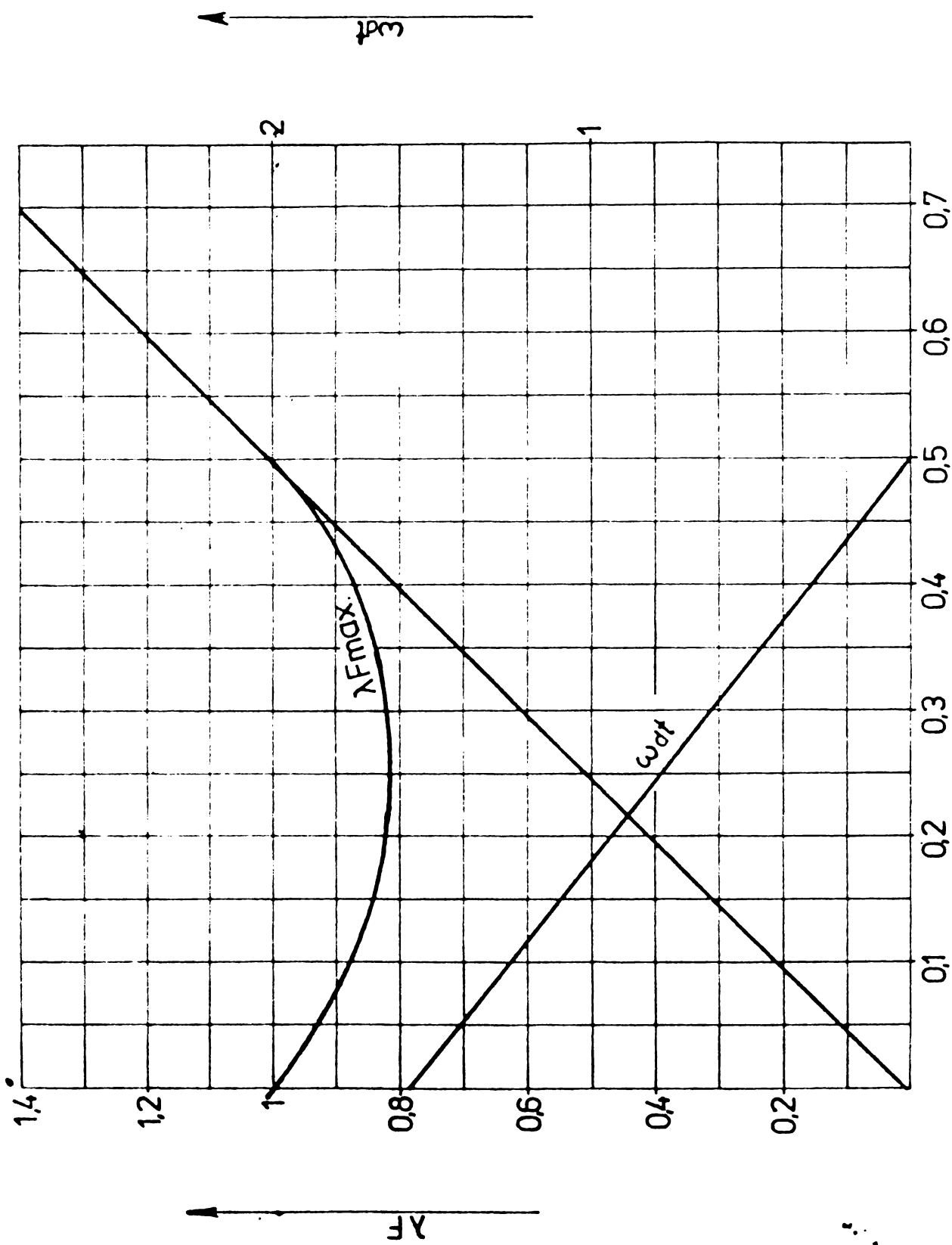


Fig.4 - 6. Dependența factorului de forță λF_{max} , de factorul de amortizare.

Cu această notație relația (4-39) devine:

$$F = V \cdot \text{tg} \cdot \alpha_0 \cdot \sqrt{k \cdot m} \cdot e^{-D \omega_0 t} \left(\frac{1 - 2D^2}{\sqrt{1 - D^2}} \sin \omega_d \cdot t + 2D \cdot \cos \omega_d \cdot t \right) \quad (4-41)$$

Introducem noțiunea de „factor de referință” pentru forța F dată de relația:

$$\lambda_F = \frac{F}{\sqrt{k \cdot m} \cdot V \cdot \text{tg} \cdot \alpha_0} \quad (4-42)$$

În acest caz, factorul de referință, pentru forța F , în cazul când pretenționarea inițială este nulă, va fi:

$$\lambda_F = e^{-D \cdot \omega_0 t} \left[\frac{1 - 2D^2}{\sqrt{1 - D^2}} \sin \omega_d \cdot t + 2D \cdot \cos \omega_d \cdot t \right] \quad (4-43)$$

Variația factorului de referință λ_F , funcție de timp se arată în fig.4-5. Mărimile maxime se găsesc în relația (4-43) prin derivare în raport cu timpul respectiv:

$$\frac{\partial \lambda_F}{\partial t} = 0 \quad (4-44)$$

rezultând valorile unghiului:

$$\omega_d t = \frac{1}{\sqrt{1 - D^2}} \arctg \frac{(1 - 4D^2) \sqrt{1 - D^2}}{D(3 - 4D^2)} \quad (4-45)$$

Din relația (4-45) pentru diferite valori ale factorului adimensional de amortizare rezultă, valorile unghiului $\omega_d t$, pentru care factorul de referință are valoarea maximă.

Din analiza diagramelor din fig.4-5 și fig.4-6 rezultă următoarele aspecte esențiale:

1. Factorul de referință λ_F max. are valoarea 1 la $D = 0$ și $\omega_d t = \pi/2$.
2. Creșterea amortizării, face ca în primă fază, pînă la valoarea $D = 0,3$ factorul de referință $\lambda_{F \max}$ să scadă, pentru ca la $D = 0,5$ să atingă valoarea 1, cînd $\omega_d t = 0$.
3. Este evident că peste valoarea factorului de amortizare de $D = 0,5$ (50% față de amortizarea critică) forța de șoc crește liniar cu D . De altfel peste valoarea $D \approx 0,5$ se vede din diagramele menționate și din relația (4-43) că legea de variație a forței de șoc este $\lambda = 2D$.
4. Din analizarea celor două diagrame reiese clar că forța de șoc are valoarea minimă pentru amortizare cuprinsă între $D = 0,2$ și $D = 0,3$.

Aşa se explică de ce diferiți cercetători, în domeniul vehiculelor feroviare, recomandă ca amortizarea să fie cuprinsă între $0,2 + 0,3$ cu tendință spre valoarea $D = 0,3$ [69].

4.3. Circulația excentrică a unei mase peste un arc neamortizat

Presupunem cazul asemănător circulației locomotivei pe cale, când osiile extreme atacă firul de cale, atac ce se produce excentric față de centrul de greutate al boghiului.

În fig.4-7 reprezentăm schematic circulația unui corp cu atac excentric, simplificată, figura reprezintă circulația locomotivei.

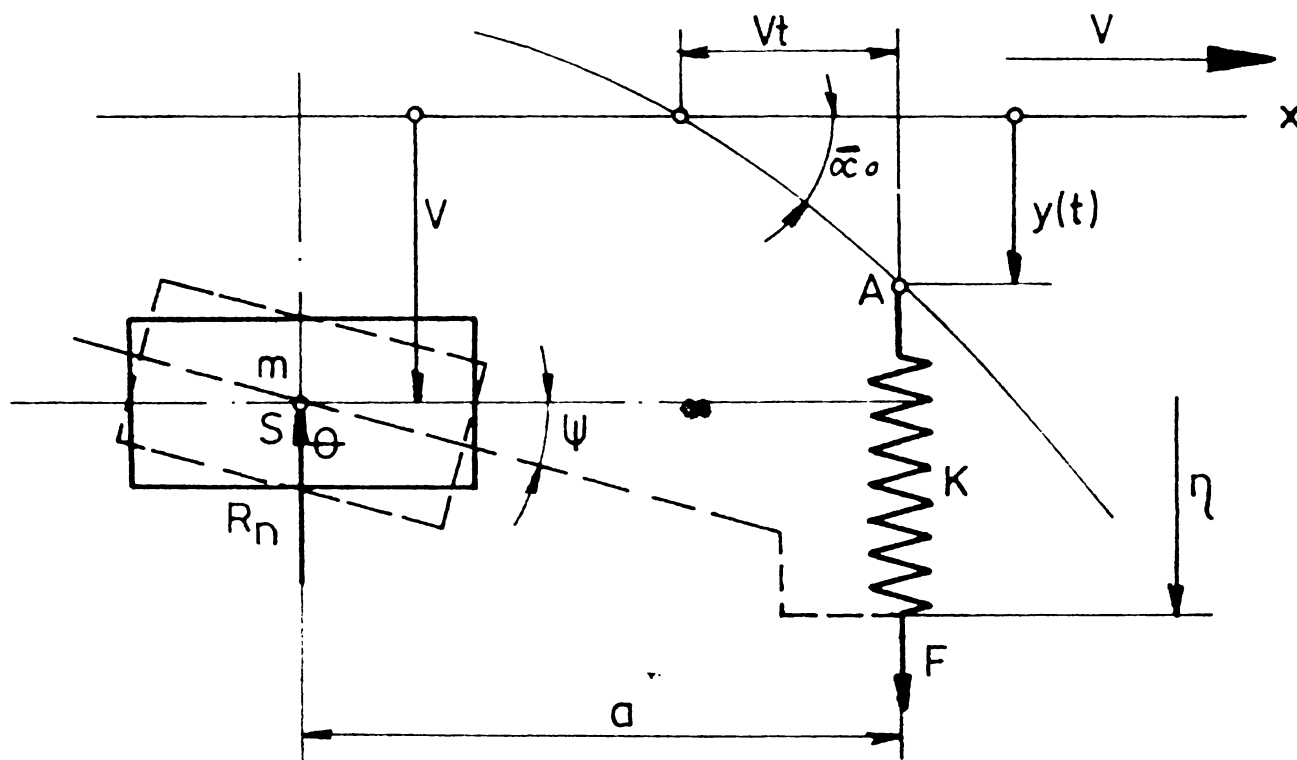


Fig.4-7

În punctul de contact A, acționează forța elastică F, iar în centrul de greutate S acționează forța neechilibrată datorită supraînălțării insuficiente a liniei R.

Din ecuațiile de deplasare rezultă accelerațiile:

$$\ddot{v} = \frac{F - R_n}{m} \quad (4-46)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{a \cdot F}{\Theta} = \frac{a \cdot F}{m \cdot i^2}; \quad i = \text{raza de rotație} \quad (4-47)$$

Din fig.4-7 se vede că deplasarea η este dată de relația:

$$\eta = v + a \cdot \psi \quad (4-48)$$

ceea ce conduce ca pentru punctul de atac A să rezulte accelerația:

$$\ddot{\eta} = \frac{F}{m} \left(\frac{i^2 + a^2}{i^2} \right) - \frac{R_n}{m} \quad (4-49)$$

Din forța de șoc F - echivalentă cu forța elastică din arc, se determină accelerația folosind relația (4-4) și (4-49):

$$\ddot{\eta} = \frac{k}{m} \left(\frac{i^2 + a^2}{i^2} \right) \left[\frac{F_0}{k} + (V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0) t + \frac{(V \cdot t)^2}{2R} - \eta \right] - \frac{R_n}{m} \quad (4-50)$$

În relația (4-50) facem următoarele notații:

$$f_0 = \frac{F_0}{k}$$

$$m_{\text{red.}} = \left(\frac{i^2}{i^2 + a^2} \right) m \quad (4-51)$$

$$\omega_0^2 = \frac{k}{m_{\text{red.}}}; \quad \beta = \frac{R_n}{m}$$

Cu notațiile (4-51), relația (4-50) se transformă în următoarea ecuație diferențială:

$$\ddot{\eta} + \omega_0^2 \cdot \eta = \omega_0^2 \left[f_0 + (V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0) t + \frac{(V \cdot t)^2}{2R} \right] - \beta \quad (4-52)$$

Avînd condițiile inițiale $\eta = 0$; $\dot{\eta} = 0$ pentru $t = 0$ soluția ecuației (4-52) se găsește similar cu ecuația (4-8) rezultînd în final:

$$\eta = V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \left(t - \frac{\sin \omega_0 \cdot t}{\omega_0} \right) + \left[f_0 - 1/\omega_0^2 (V^2/R + \beta) \right] - (1 - \cos \omega_0 \cdot t) + \frac{(V \cdot t)^2}{2R} \quad (4-53)$$

Pornind de la relația (4-4) și efectuînd transformările necesare conform notațiilor (4-51) rezultă că forța de șoc, va fi dată de relația:

$$F = V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \sqrt{k \cdot m_{\text{red.}}} \cdot \sin \omega_0 \cdot t + [F_0 - m_{\text{red.}} (V^2/R + \beta)] \cdot \cos \omega_0 \cdot t + m_{\text{red.}} (V^2/R + \beta) \quad (4-54)$$

Forța conform relației (4-54) poate fi reprezentată vectorial ca în fig.4-8.

Din fig.4-8 rezultă că forța maximă are valoarea:

$$F = m_{\text{red.}} (V^2/R + \beta) + \sqrt{(V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0)^2 k \cdot m_{\text{red.}} + [F_0 - m_{\text{red.}} (V^2/R + \beta)]^2} \quad (4-55)$$

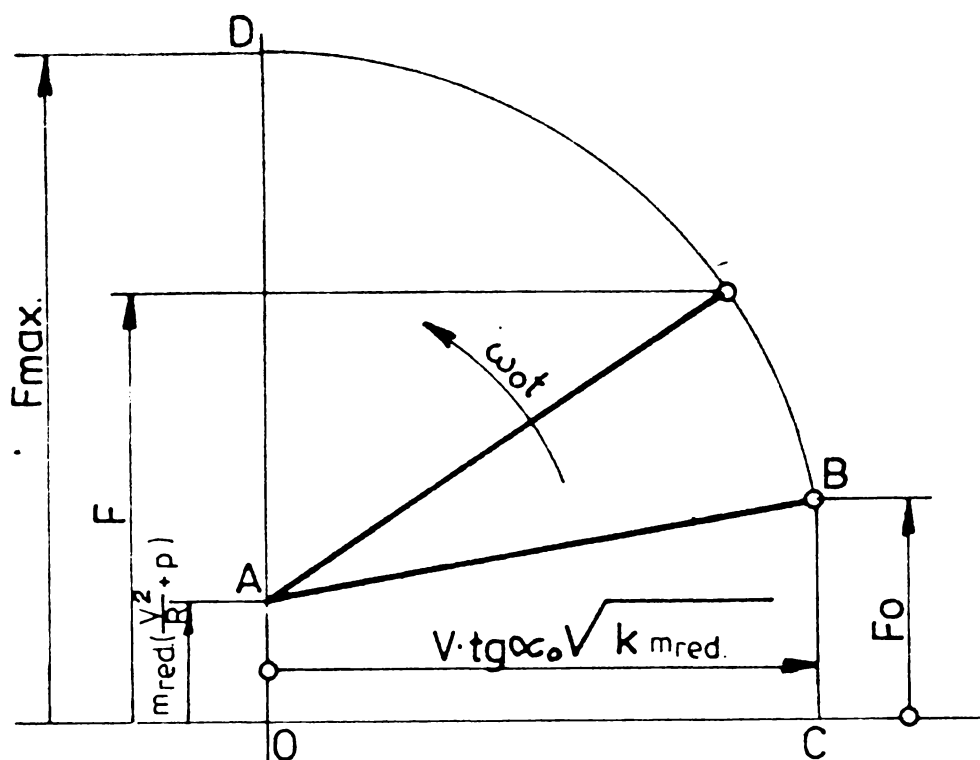


Fig.4-8

Considerînd supraînălțarea care pentru viteza V , echilibrează forța centrifugă, rezultă că:

$$\beta = - \frac{V^2}{R}$$

Deci forța de șoc din relația (4-55) are valoarea:

$$F = \sqrt{(V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0)^2 \cdot k \cdot m_{\text{red}} + F_0^2} \quad (4-56)$$

Relația (4-56) este valabilă și pentru cazul circulației în aliniament și palier.

Din relația (4-56) reiese clar că forța de șoc respectiv forța elastică depinde de:

- viteza vehicolului
- caracteristica elementului elastic
- masa redusă
- forța de pretensionare a elementului elastic

Se vede de asemenea că forța de șoc nu depinde nemijlocit de momentul de inerție Θ , ci de masa redusă a corpului.

Forța F crește pe de o parte cu $V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0$ - viteza și unghiul de atac - și pe de altă parte cu $\sqrt{k \cdot m_{\text{red}}}$.

Pentru a menține forța de șoc mică este necesar a ține pe k și m_{red} la valori reduse.

Concluziile ce se desprind din analiza relațiilor (4-54), (4-55) și (4-56), privind forțele de împingere la valori mici la locomotive sînt:

- menținerea la valori reduse a momentului de inerție masic

la o distanță de contact al primei osii cu șina - a - cît mai mare
 - menținerea la valori cît mai reduse a masei reduse
 - rigiditățile elementelor elastice care participă la conducerea mase-
 lor să aibe valori cît mai mici

4.4. Circulația centrică a unui sistem de două mase

La paragraful 4.3. s-a stabilit că folosind relația masei reduse (4-51) se poate simplifica cazul circulației excentrice a unui corp la cazul circulației centrice. In cazul locomotivelor trebuie presupus că forțe de conducere Y transmit numai osiile extreme.

Pentru a reduce forțele de conducere dinamice, se presupune înlocuirea legăturii rigide între osie și lagăr osie printr-un sistem elastic. In principiu construcția constă din flotarea osiei cu 10 mm, montarea în capul osiei, între osie și lagăr, a unui element elastic montat pretensionat și care are rolul de dispozitiv de readucere.

In felul acesta vehicolul poate fi înlocuit printr-un sistem de mase ca în fig.4-9.

In fig.4-9. notațiile au următoarele semnificații:

m - masa osiei montate

M - masa redusă m_{red} a restului vehicolului la nivelul primei osii

K - rigiditatea șinei

K_0 - caracteristica elastică a elementului elastic de readucere a osiei montate

F_0 - pretensionarea elementului elastic de readucere a osiei montate

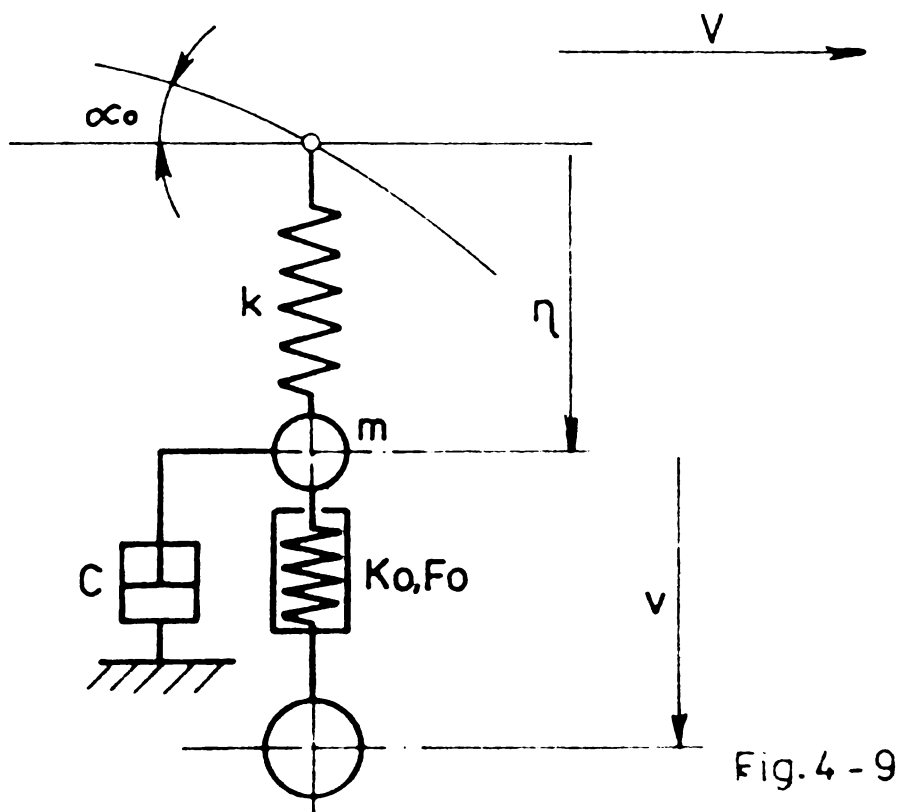


Fig. 4 - 9

In procesul de deplasare transversală a osiei montate apare o forță de frecare transversală în suprafața de contact roată-șină care ac-

ționează în sens invers deplasărilor transversale. Această forță determinată cu relația (3-58) depinde de coeficientul de creep transversal f , de viteza de deplasare a locomotivei V .

Asupra noii construcții a legăturii osiei montate, ramă boghiu, prevăzută cu element elastic pretensionat intermediar, schematic reprezentat în fig.4-10, trebuie făcute următoarele precizări de fond, precizări care de fapt reprezintă esența soluției propuse:

Atîta timp cît forța H care acționează între masele m și M , rămîne mai mică decît forța de pretensionare a elementului elastic F_0 , cele două mase se mișcă împreună și se comportă ca o masă singulară.

Cele două mase urmează deci o singură ecuație de mișcare.

Dacă însă $H > F_0$, atunci fiecare masă își exercită mișcarea sa și își respectă ecuația proprie de mișcare. Procesul de ateo se efectuează deci în două faze:

- prima fază începe la timpul $t = 0$ și se încheie la timpul t_1 în situația $H = F_0$.

- a doua fază succesivă preia condițiile finale ale primei faze ca inițiale și este atîta timp valabilă, cît va fi $H > F_0$.

Pentru a face posibilă interpretarea matematică a problemei, în cele două faze menționate, se va face o analiză separată pe faze a mișcării celor două mase.

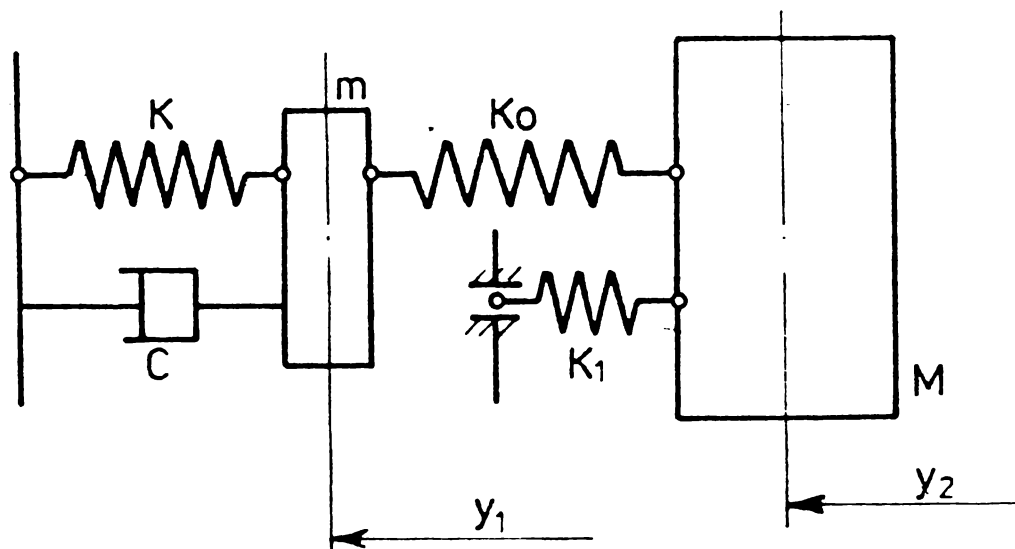


Fig.4-10

Schematic masele oscilante sînt reprezentate în fig.4-10 unde pentru analiză se introduce și caracteristica elastică a șinei, de asemenea între masa oscilantă a osiei și masa redusă a restului boghiului, apar două elemente de elasticitate:

- un sistem elastic cu caracteristica K_0 montat în capul osiei și asigură o deplasare elastică transversală a acestui subansamblu cu să-

geata f_1

- un sistem elastic cu caracteristica K_1 montat între lagărul osiei și rama boghiului - respectiv în sistemul de ghidare a osiei montate

Comportarea noului sistem de ghidare introdus, sistem ce evident răspunde cerinței ca pentru viteze mari, când efectul forțelor dinamice, de asemenea este mare, masele nesuspendate în plan transversal să fie cât mai reduse posibil, se va studia pentru următoarele 3 cazuri:

- elementul elastic din capul osiei nu este montat pretensionat
 - elementul din capul osiei este montat pretensionat cu forța F_0
 cu următoarele situații:

- forța orizontală H mai mică decât forța de pretensionare
- forța orizontală H mai mare decât forța de pretensionare

4.4.1. Elementul din capul osiei nu este pretensionat

Intrucât în această situație forța de pretensionare F_0 este nulă, sub acțiunea forței H , fiecare masă își va exercita mișcarea sa și își reprezintă ecuația proprie de mișcare.

Sina acționează asupra roții prin forța de conducere Y , dată de relația:

$$Y = k(y - y_0) \quad (4-57)$$

În sens longitudinal, așa cum a fost studiat la cap.3, locomotivele sînt prevăzute cu caracteristica între lagăr osie și rama boghiului avînd valori mari, ceea ce face posibilă eliminarea din analiză a rotirii osiei montate față de axa verticală z .

Ca exemplu de caracteristică de ghidare, K_1 , a osiei montate în sens longitudinal, concepute de autorul prezentei lucrări amintim:

$K_1 = 7,6 \cdot 10^4$ daN/cm/lagăr pentru:

- LDE Co-Co 3500 CP export Anglia
- LDE Co-Co 3000 CP și 4000 CP - CFR
- LDE Co-Co 4000 CP export Grecia
- LDE Co-Co 1500 CP - CFR

$K_1 = 2,6632 \cdot 10^4$ daN/cm/lagăr pentru:

- LDH C'-C' 2400 CP export RDG

Cu precizările de mai sus, forța de creep ce apare între roată și șină în plan transversal, ținînd seama și de relația (3-58) va avea valoarea:

$$Q_1^* = -2f' \cdot \frac{\dot{y}_1}{V} \quad (4-58)$$

Ecuațiile de mișcare ale celor două mase sînt:

$$m\ddot{y}_1 = k(y - y_1) - k_0(y_1 - y_2) - C\dot{y} \quad (4-59)$$

$$M\ddot{y}_2 = k_0 (y_1 - y_2) \quad (4-59)$$

respectiv:

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 + \frac{k+k_0}{m} \cdot y_1 - \frac{k_0}{m} y_2 + \frac{C}{m} \dot{y} &= \frac{k}{m} \cdot y \\ \ddot{y}_2 + \frac{k_0}{M} \cdot y_2 - \frac{k_0}{M} \cdot y_1 &= 0 \end{aligned} \quad (4-60)$$

In sistemul de ecuații (4-60) facem următoarele notații:

$$\omega_1^2 = \frac{k}{m} ; \quad \omega_2^2 = \frac{k_0}{m} ; \quad \omega_3^2 = \frac{k_0}{M} ; \quad 2\alpha = \frac{C}{m} \quad (4-61)$$

unde:

ω_1, ω_2 - este pulsația proprie a masei „m” dacă M este imobilă

ω_3 - este pulsația proprie a masei „M” dacă m este imobilă

Cu notațiile (4-61) ecuațiile diferențiale (4-60) au formă definitivă:

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 + 2\alpha \dot{y}_1 + (\omega_1^2 + \omega_2^2) y_1 - \omega_2^2 y_1 - \omega_2^2 y_2 &= \omega_1^2 y \\ \ddot{y}_2 + \omega_3^2 y_2 - \omega_3^2 y_1 &= 0 \end{aligned} \quad (4-62)$$

In sistemul (4-62) se încearcă soluții de forma:

$$y_i = A_i \cdot e^{\lambda t} \quad (4-63)$$

Cu soluțiile (4-63) se obține următorul sistem:

$$\begin{aligned} [\lambda^2 + 2\alpha\lambda + (\omega_1^2 + \omega_2^2)] \cdot A_1 - \omega_2^2 A_2 &= 0 \\ (\lambda_1 + \omega_3^2) A_2 - \omega_3^2 A_1 &= 0 \end{aligned} \quad (4-64)$$

Sistemul algebric (4-64) este un sistem liniar și omogen cu necunoscutele A_1 și A_2 . Determinantul lui Lagrange trebuie să fie nul pentru ca sistemul (4-61) să admită și alte soluții în afara soluțiilor banale.

$$\begin{vmatrix} \lambda^2 + 2\alpha\lambda + (\omega_1^2 + \omega_2^2) & -\omega_2^2 \\ -\omega_3^2 & \lambda^2 + \omega_3^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (4-65)$$

Determinantul (4-65) conduce la următoarea ecuație caracteristică:

$$\lambda^4 + 2\alpha\lambda^3 + (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2)\lambda^2 + 2\alpha\omega_3^2\lambda + \omega_1^2\omega_3^2 = 0 \quad (4-66)$$

Ecuatia caracteristică (4-66) așa cum s-a arătat la cap.3 din cauza frecărilor mari în sistem - între roată și șină, va avea două rădăcini reale și negative și două rădăcini complex conjugate respectiv rădăcinile:

$$\lambda_1, \lambda_2 - \text{reale negative}$$

$$\lambda_3 = -\delta + i \cdot \beta \quad (4-67)$$

$$\lambda_4 = -\delta - i \cdot \beta$$

Soluția ecuației (4-66) poate să fie formată și numai din rădăcini complex conjugate de forma:

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= -\delta_1 + i \cdot \beta_1 & \lambda_3 &= -\delta_2 + i \cdot \beta_2 \\ \lambda_2 &= -\delta_1 - i \cdot \beta_1 & \lambda_4 &= -\delta_2 - i \cdot \beta_2 \end{aligned} \quad (4-67')$$

4.4.1.1. Cazul rădăcinilor reale și complex conjugate

Din grupul de ecuații (4-62) se elimină y_1 și se obține ecuația diferențială în y_2 după cum urmează:

$$y_2^{IV} + 2\alpha y_2''' + (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2) \cdot y_2'' + 2\alpha \omega_3^2 y_2' + \omega_1^2 \omega_3^2 y_2 = \omega_1^2 \omega_3^2 (V \cdot \text{tg } \alpha_0) t \quad (4-68)$$

Ecuatia (4-68) are ecuația caracteristică identică cu ecuația (4-66) respectiv:

$$\lambda^4 + 2\alpha \lambda^3 + (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2) \lambda^2 + 2\alpha \omega_3^2 \lambda + \omega_1^2 \omega_3^2 = 0 \quad (4-69)$$

Dacă această ecuație admite rădăcini de forma (4-67) atunci soluția generală a sistemului omogen va fi:

$$y_2(t) = C_1 \cdot e^{\lambda_1 t} + C_2 \cdot e^{\lambda_2 t} + e^{\delta t} (C_3 \cdot \cos \cdot \beta t + C_4 \cdot \sin \cdot \beta t) \quad (4-70)$$

Ținând seama că din ecuațiile (4-62) avem că:

$$y_1 = \frac{y_2''}{\omega_3^2} + y_2 \quad (4-71)$$

efectuînd în (4-70) operațiile necesare rezultă că pentru mișcarea maselor m soluția generală a ecuației omogene va avea forma:

$$\begin{aligned} y_1(t) = & \frac{\lambda_1^2 + \omega_3^2}{\omega_3^2} \cdot e^{\lambda_1 t} \cdot C_1 + \frac{\lambda_2^2 + \omega_3^2}{\omega_3^2} \cdot e^{\lambda_2 t} \cdot C_2 + \frac{e^{\delta t}}{\omega_3^2} [(\delta^2 C_3 + 2\delta \beta C_4 - \\ & - \beta^2 C_4 + \omega_3^2 C_3) \cos \cdot \beta t + (\delta^2 C_4 - 2\delta \beta C_3 - \beta^2 C_4 + \omega_3^2 C_4) \sin \cdot \beta t] \end{aligned} \quad (4-72)$$

Pentru determinarea soluțiilor generale ținând seama că sistemul de ecuații este neomogen, se știe că forma generală este formată din soluția ecuației omogene și o soluție particulară y_p respectiv:

$$y = y_o + y_p \quad (4-73)$$

În ecuația diferențială (4-68) se încearcă soluția particulară de forma:

$$y_p = At + B \quad (4-74)$$

Efectuând operațiile de rigoare și identificând termenii A și B se obține următoarea formă pentru soluția particulară:

$$y_p = (V \cdot \operatorname{tg} \alpha_o) t - \frac{2\alpha}{\omega_1^2} \cdot V \cdot \operatorname{tg} \alpha_o \quad (4-75)$$

Cu determinările din (4-75) și ținând seama și de relațiile (4-70) și (4-72) soluțiile generale ale sistemului de ecuații (4-60) devine:

$$y_1(t) = \frac{\lambda_1^2 + \omega_3^2}{\omega_3^2} \cdot C_1 e^{\lambda_1 t} + \frac{\lambda_2^2 + \omega_3^2}{\omega_3^2} \cdot C_2 e^{\lambda_2 t} + \frac{e^{\delta t}}{\omega_3^2} [(\delta^2 C_3 + 2\delta \beta C_4 - \beta^2 C_4 + \omega_3^2 C_3) \cos. \beta t + (\delta^2 C_4 - 2\delta \beta C_3 - \beta^2 C_4 + \omega_3^2 C_4) \sin. \beta t] + (V \cdot \operatorname{tg} \alpha_o) t - \frac{2\alpha}{\omega_1^2} \cdot V \cdot \operatorname{tg} \alpha_o \quad (4-76)$$

$$y_2(t) = C_1 \cdot e^{\lambda_1 t} + C_2 \cdot e^{\lambda_2 t} + e^{\delta t} [C_3 \cdot \cos. \beta t + C_4 \cdot \sin. \beta t] + (V \cdot \operatorname{tg} \alpha_o) t - \frac{2\alpha}{\omega_1^2} \cdot V \cdot \operatorname{tg} \alpha_o \quad (4-77)$$

În relațiile (4-76) și (4-77) constantele de integrare C_1, C_2, C_3, C_4 se determină din condițiile inițiale:

$$\begin{aligned} t=0; \quad y_1(0) &= 0; \quad \dot{y}_1(0) = 0 \\ y_2(0) &= 0; \quad \dot{y}_2(0) = 0 \end{aligned} \quad (4-78)$$

4.4.1.2. Cazul rădăcinilor numai complex conjugate

Dacă ecuația caracteristică (4-69) admite soluții de forma relației (4-67') atunci soluția generală a sistemului omogen va avea forma:

$$y_2(t) = e^{\delta t} [C_1 \cdot \cos. \beta_1 t + C_2 \cdot \sin. \beta_1 t] + e^{\delta t} [C_3 \cdot \cos. \beta_2 t + C_4 \cdot \sin. \beta_2 t] \quad (4-79)$$

Ținând seama de relația (4-71) ce dă legătura dintre deplasarea masei m și a masei M și efectuând operațiile necesare în (4-79) se obține soluția generală a ecuației omogene ce dă mișcarea masei m :

$$y_1(t) = \frac{e^{\delta_1 t}}{\omega_3^2} \{ [(\delta_1^2 - \beta_1^2 + \omega_3^2) \cos. \beta_1 t - 2 \delta_1 \beta_1 \sin. \beta_1 t] C_1 + [(\delta_1^2 - \beta_1^2 + \omega_3^2) \cdot \sin. \beta_1 t + 2 \delta_1 \beta_1 \cos. \beta_1 t] C_2 \} + \frac{e^{\delta_2 t}}{\omega_3^2} \{ [(\delta_2^2 - \beta_2^2 + \omega_3^2) \cdot \cos. \beta_2 t - 2 \delta_2 \beta_2 \sin. \beta_2 t] \cdot C_3 + [(\delta_2^2 - \beta_2^2 + \omega_3^2) \sin. \beta_2 t + 2 \delta_2 \beta_2 \cos. \beta_2 t] C_4 \} \quad (4-80)$$

Pentru determinarea constantelor C_1, C_2, C_3, C_4 , se folosește relația (4-78) ce reflectă condițiile inițiale ale mișcării.

4.4.2. Elementul din capul osiei este montat pretensionat

4.4.2.1. Forța orizontală H mai mică decît forța de pretensionare a elementului elastic

Cît timp forța orizontală H , care acționează între masele m și M , rămîne mai mică decît forța de pretensionare a elementului elastic F_0 , cele două mase se mișcă împreună și se comportă ca o masă singulară. Rezultă că cele două mase urmează o singură ecuație de mișcare.

Ecuația de mișcare în comun a celor două mase, ținînd seama de relațiile (4-57) și (4-58) va fi de forma:

$$(m + M) \ddot{y} = Y + Q \uparrow \quad (4-81)$$

Notațiile din ecuația (4-81) corespund cu fig.4-10. Relația (4-81) poate fi pusă sub forma:

$$(m + M) \ddot{y}_1 = k(y - y_1) - 2f \cdot \dot{y} / V \quad (4-82)$$

În ecuația (4-82) facem următoarele notații:

$$C = \frac{2f}{V}; \quad \omega_0^2 = \frac{k}{m+M}; \quad 2\alpha = \frac{C}{m+M} \quad (4-83)$$

$$\beta = \sqrt{\omega_0^2 - \alpha^2}$$

unde:

k - caracteristica elastică a șinei

f - coeficientul de creep

α - factorul de amortizare

β - pulsația amortizată

Cu notațiile din relația (4-83) ecuația (4.81) devine:

$$\ddot{y}_1 + 2\alpha \dot{y}_1 + \omega_0^2 y_1 = \omega_0^2 (V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0) t \quad (4-84)$$

Soluția generală a acestei ecuații depinde de natura rădăcinilor ecuației omogene. Astfel pentru cazul când rădăcinile sînt complex conjugate, soluția generală are forma:

$$y_1(t) = e^{-\alpha t} [C_1 \sin \beta t + C_2 \cos \beta t] + V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 (t - 2\alpha/\omega_0^2) \quad (4-85)$$

În cazul când rădăcinile sînt reale, mișcare aperiodică, soluția generală va fi dată de relația:

$$y_1(t) = C_1 e^{-\lambda_1 t} + C_2 e^{-\lambda_2 t} + V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 (t - 2\alpha/\omega_0^2) \quad (4-86)$$

Pretensionarea F_0 fiind mai mare decît forța orizontală H , rezultă că masa M este singură sub acțiunea acestei forțe, deci trebuie să existe un echilibru între forța de inerție $M\ddot{y}_1$ și forța orizontală H .

Din ecuațiile (4-85) și (4-86) se determină accelerațiile \ddot{y}_1 rezultînd:

- pentru mișcare periodică amortizată

Din condițiile inițiale $t = 0$; $y_1 = 0$; $\dot{y}_1 = 0$ constantele C_1 și C_2 vor avea valoarea:

$$C_1 = \frac{V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0}{\beta} \left(\frac{2\alpha^2}{\omega_0^2} - 1 \right) \quad (4-87)$$

$$C_2 = \frac{2\alpha}{\omega_0^2} V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0$$

Cu datele din (4-87) forma finală a soluției (4-85) devine:

$$y_1(t) = (V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0) t + \frac{V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0}{\omega_0^2} \left[e^{-\alpha t} (2\alpha \cos \beta t + \frac{2\alpha^2 - \omega_0^2}{\beta} \sin \beta t) - 2\alpha \right] \quad (4-88)$$

Accelerația, rezultată din relația (4-88) are mărimea:

$$\ddot{y}_1(t) = V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \cdot e^{-\alpha t} \omega_0^2 \cdot \frac{\sin \beta t}{\beta} \quad (4-89)$$

atunci:

$$H = M \cdot \ddot{y}_1$$

$$H = \frac{M \cdot V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \cdot \omega_0^2}{\beta} \cdot e^{-\alpha t} \sin \beta t \quad (4-90)$$

- pentru mișcare aperiodică

Condițiile inițiale $t = 0$; $y_1 = 0$; $\dot{y}_1 = 0$ condus la valori ale constantelor C_1 și C_2 :

$$C_1 = \frac{V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0}{\omega_0^2 (\lambda_2 - \lambda_1)} (2\alpha \lambda_2 - \omega_0^2)$$

$$C_2 = \frac{V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0}{\omega_0^2 (\lambda_2 - \lambda_1)} (\omega_0^2 - 2\alpha \lambda_1)$$
(4-91)

În acest fel cu datele din (4-89) forma finală a soluției (4-86) devine:

$$y_1(t) = \frac{V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0}{\omega_0^2 (\lambda_2 - \lambda_1)} [(\omega_0^2 - 2\alpha \lambda_1) e^{-\lambda_1 t} + (2\alpha \lambda_2 - \omega_0^2) e^{-\lambda_2 t}] +$$

$$+ V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 (t - 2\alpha / \omega_0^2)$$
(4-92)

Accelerația rezultată din relația (4-92) este:

$$\ddot{y}_1(t) = \frac{V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0}{\omega_0^2 (\lambda_2 - \lambda_1)} [(2\alpha \lambda_2 - \omega_0^2) \lambda_1^2 e^{-\lambda_1 t} + (\omega_0^2 - 2\alpha \lambda_1) \lambda_2^2 e^{-\lambda_2 t}]$$
(4-93)

Forța orizontală asupra masei M va fi:

$$H = \frac{M \cdot V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0}{\omega_0^2 (\lambda_2 - \lambda_1)} [(2\alpha \lambda_2 - \omega_0^2) \lambda_1^2 e^{-\lambda_1 t} + (\omega_0^2 - 2\alpha \lambda_1) \lambda_2^2 e^{-\lambda_2 t}]$$
(4-94)

Trecerea în domeniul $H > F_0$ se face în momentul în care $H = F_0$.

4.4.2.2. Forța orizontală H mai mare decât forța de pretensionare a elementului elastic

În momentul în care forța H depășește valoarea forței de pretensionare a elementului elastic F_0 , cele două mase m și M (fig.4-10) își vor exercita fiecare mișcarea proprie și își respectă ecuația proprie de mișcare.

Asupra masei M acționează forța momentană:

$$H = F_0 + k_0 (y_1 - y_2)$$
(4-95)

iar asupra masei „ m ” acționează forța H , forța Y precum și forța de amortizare Cy_1 . Relația de calcul pentru forța de conducere Y este arătată în formula (4-57). Cele două mase având mișcări proprii, ecuațiile lor de mișcare vor avea forma:

$$m\ddot{y}_1 = k(y - y_1) - [F_0 + k_0(y_1 - y_2)] - Cy_1$$

$$M\ddot{y}_2 = F_0 + k_0(y_1 - y_2)$$
(4-96)

respectiv:

$$\begin{aligned} m\ddot{y}_1 + C\dot{y}_1 + (k + k_0)y_1 - k_0y_2 &= ky - F_0 \\ M\ddot{y}_2 - k_0y_1 + k_0y_2 &= F_0 \end{aligned} \quad (4-96')$$

În relațiile (9-96') facem următoarele notații:

$$\omega_1^2 = \frac{k}{m} ; \omega_2^2 = \frac{k_0}{m} ; \omega_3^2 = \frac{k_0}{M} ; 2\alpha = \frac{C}{m} ; f_0 = \frac{F_0}{k_0} \quad (4-97)$$

Cu notațiile (4-97) sistemul de ecuații (4-96') ia forma:

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 + 2\alpha\dot{y}_1 + (\omega_1^2 + \omega_2^2)y_1 - \omega_2^2y_2 &= \omega_1^2(V \cdot \text{tg} \cdot \alpha_0)t - \omega_2^2f_0 \\ \ddot{y}_2 + \omega_3^2y_2 - \omega_3^2y_1 &= \omega_3^2f_0 \end{aligned} \quad (4-98)$$

Analizând sistemul (4-98) se vede că sistemul omogen, care este identic cu sistemul omogen din (4-62) va avea:

- ecuația caracteristică (4-66)
- soluțiile generale parte omogenă (4-70), (4-72) sau (4-79), (4-80)

Pentru determinarea soluțiilor sistemului neomogen (4-98) se elimină y_1 și se obține ecuația diferențială în y_2 :

$$\begin{aligned} \text{IV} \ddot{y}_2 + 2\alpha \text{III} \dot{y}_2 + (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2) \text{II} y_2 + 2\alpha \omega_3^2 \text{I} y_2 + \omega_1^2 \omega_3^2 y_2 &= \omega_1^2 \omega_3^2 (V \cdot \text{tg} \cdot \alpha_0)t + \\ &+ \omega_1^2 \omega_3^2 f_0 \end{aligned} \quad (4-99)$$

Soluția particulară pentru ecuația (4-99) va fi de forma (4-74) respectiv:

$$y_p = (V \cdot \text{tg} \cdot \alpha_0)t + \left(f_0 - \frac{2\alpha \cdot V \cdot \text{tg} \cdot \alpha_0}{\omega_1^2} \right) \quad (4-100)$$

Cu soluția particulară (4-100) și soluția ecuației omogene (4-70) sau (4-79), soluția generală a sistemului (4-98) este funcție de natura rădăcinilor ecuației caracteristice (4-66), (4-69):

- rădăcini reale plus complex conjugate:

In acest caz soluția generală a sistemului (4-98) este:

$$\begin{aligned} y_1(t) &= \frac{\lambda_1^2 + \omega_3^2}{\omega_3^2} e^{\lambda_1 t} C_1 + \frac{\lambda_2^2 + \omega_3^2}{\omega_3^2} e^{\lambda_2 t} C_2 + \frac{e^{\delta t}}{\omega_3^2} [(\delta^2 C_3 + 2\delta \alpha C_4 - \alpha^2 C_3 + \\ &+ \omega_3^2 C_3) \cos \cdot \alpha t + (\delta^2 C_4 - 2\delta \alpha C_3 - \alpha^2 C_4 + \omega_3^2 C_4) \sin \cdot \alpha t] + (V \cdot \text{tg} \cdot \alpha_0)t - \\ &- \frac{2\alpha \cdot V \cdot \text{tg} \cdot \alpha_0}{\omega_1^2} \end{aligned} \quad (4-101)$$

$$y_2(t) = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} + e^{\delta t} (C_3 \cdot \cos. \beta t + C_4 \cdot \sin. \beta t) + (V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0) t + f_0 -$$

$$- \frac{2\alpha \cdot V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0}{\omega_1^2} \quad (4-102)$$

- rădăcini complex conjugate:

$$y_1(t) = \frac{e^{\delta_1 t}}{\omega_3^2} \{ [(\delta_1^2 - \beta_1^2 + \omega_3^2) \cos. \beta_1 t - 2 \delta_1 \beta_1 \cdot \sin. \beta_1 t] C_1 + [(\delta_1^2 - \beta_1^2 + \omega_3^2) \cdot$$

$$\cdot \sin. \beta_1 t + 2 \delta_1 \beta_1 \cdot \cos. \beta_1 t] C_2 \} + \frac{e^{\delta_2 t}}{\omega_3^2} \{ [(\delta_2^2 - \beta_2^2 + \omega_3^2) \cos. \beta_2 t -$$

$$- 2 \delta_2 \beta_2 \cdot \sin. \beta_2 t] C_3 + [(\delta_2^2 - \beta_2^2 + \omega_3^2) \sin. \beta_2 t + 2 \delta_2 \beta_2 \cdot \cos. \beta_2 t] C_4 \} +$$

$$+ (V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0) t - \frac{2\alpha (V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0)}{\omega_1^2} \quad (4-103)$$

$$y_2(t) = e^{\delta_1 t} [C_1 \cdot \cos. \beta_1 t + C_2 \cdot \sin. \beta_1 t] + e^{\delta_2 t} [C_3 \cdot \cos. \beta_2 t + C_4 \cdot \sin. \beta_2 t] +$$

$$+ (V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0) t + (f_0 - \frac{2\alpha V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0}{\omega_1^2}) \quad (4-104)$$

Folosind datele inițiale se pot determina mărimile constante C_1 , C_2 , C_3 , C_4 atât la soluțiile (4-101), (4-102) cât și în soluțiile (4-103), (4-104).

Din înlocuirea datelor caracteristice ale LDR 3500 CP - Anglia și rezolvind ecuația caracteristică (4-66) pe un calculator „FELIX” a rezultat că rădăcinile sînt combinate - reale și complex conjugate.

În acest caz soluția generală a sistemului (4-98) este dată de relațiile (4-101), (4-102).

Pentru determinarea constantelor C_1 , C_2 , C_3 , C_4 , ținînd seama de condițiile inițiale se obține sistemul de ecuații.

$$C_1 + C_2 + C_3 = \frac{2\alpha V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0}{\omega_1^2} - f_0$$

$$\lambda_1 C_1 + \lambda_2 C_2 + \delta \cdot C_3 + \beta \cdot C_4 = -V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0$$

$$\frac{\lambda_1^2 + \omega_3^2}{\omega_3^2} C_1 + \frac{\lambda_2^2 + \omega_3^2}{\omega_3^2} C_2 + \frac{\delta^2 + \omega_3^2 - \beta^2}{\omega_3^2} C_3 + \frac{2\delta\beta}{\omega_3^2} C_4 = + \frac{2\alpha V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0}{\omega_1^2}$$

$$\lambda_1 \left(\frac{\lambda_1^2 + \omega_3^2}{\omega_3^2} \right) C_1 + \lambda_2 \left(\frac{\lambda_2^2 + \omega_3^2}{\omega_3^2} \right) C_2 + \frac{(\delta^2 + \omega_3^2 - 3\beta^2)}{\omega_3^2} C_3 + \frac{(3\delta^2 + \omega_3^2 - \beta^2)\beta}{\omega_3^2} C_4 = -V \cdot \operatorname{tg} \alpha_0$$

$$(4-105)$$

Determinând constantele C1, C2, C3, C4 și folosind soluțiile (4-101), (4-102) se determină vitezele și accelerațiile celor două mase.

Funcție de timp se va determina variația săgeții între osia montată și rama boghiu.

4.5. Aplicarea soluției cu cuplaj elastic în capul osiei la datele IDE 3500 CP

În urma analizelor efectuate cu datele caracteristice ale IDE 3500 CP a rezultat construcția cuplajului elastic dintre osia montată și rama boghiului reprezentată în fig.4-11.

La dimensionarea arcului trebuie să se țină seama de observațiile și concluziile arătate la pct.4.1.

Apreciem că introducerea cuplajului elastic între osie și boghiu va crea 2 situații favorabile:

- circulația prin curbe cu viteze sporite
- reducerea efectului dinamic la circulația cu viteze mari

Doresc să citez din dizertația lui Weber referitoare la forțele de conducere:

„Viteza de circulație în curbe cu raze mici este relativ mică, astfel că componenta dinamică a lui Y este mai mică decât la circulația cu viteze mari, în curbe cu raze mari sau în linie dreaptă. La mărirea vitezelor de circulație, mai ales la cele folosite în străinătate de 200 km/h, trebuie folosite construcții noi de vehicule care să reducă nivelul de forțe”.

În adoptarea, concepția, acestui cuplaj trebuie să se răspundă la următoarele probleme de principiu:

- dacă este posibil reducerea prin cuplajul elastic a componentei dinamice a forței de conducere
- dacă cuplajul elastic are o influență asupra stabilității de mers a locomotivei și ce mărime trebuie să fie recomandată pentru pretensionarea arcului, pentru ca noua soluție să nu aibe influențe negative

4.5.1. Descrierea cuplajului elastic montat în capul osiei

Ansamblul cuplaj elastic, fig.4-11, este format din următoarele părți principale:

- rulment cu role cilindrice
- rulment axial cu bile
- arc de rapel
- bulon de pretensionare și fixare
- opritor
- tampon

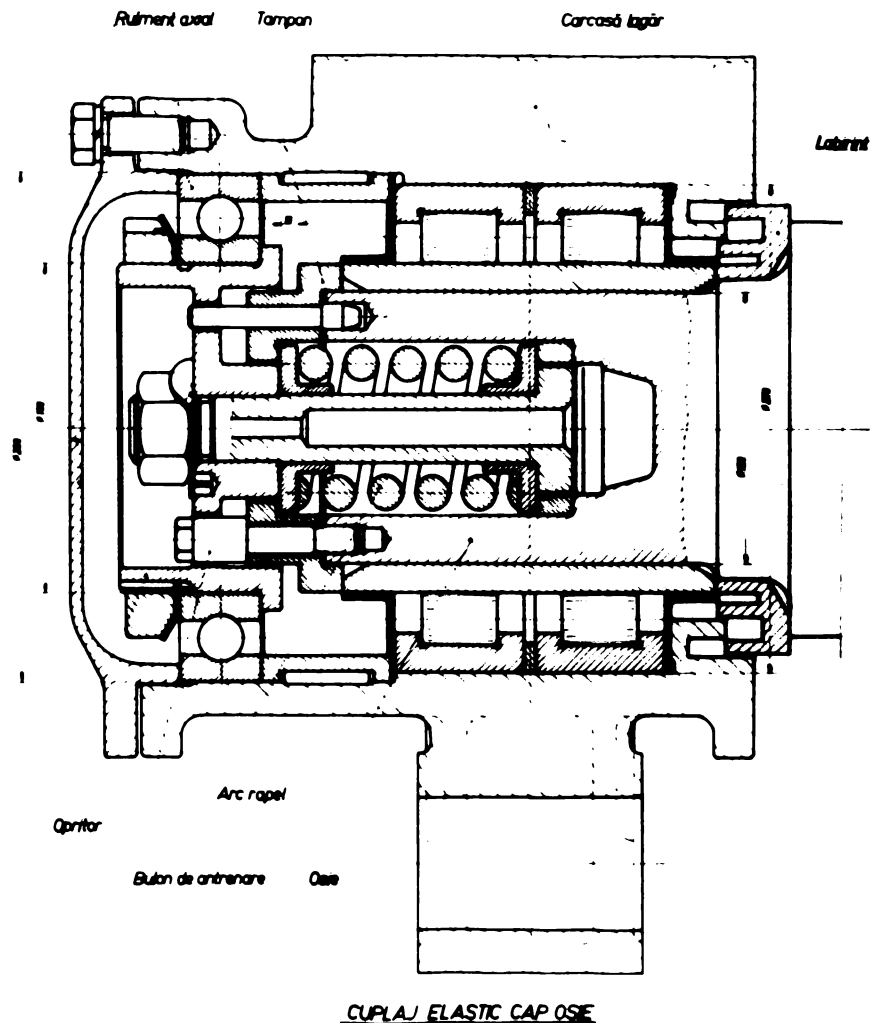


Fig. 4-11

Este de observat că sistemul este astfel conceput încât ansamblarea este posibilă să se facă separat, urmînd ca montarea pe osie să se poată face chiar în stare montată a osiei pe locomotivă. În acest fel pe bulonul de antrenare se fixează talerul inferior, apoi arcu de rapel, peste care se introduce talerul superior al arcului. Peste talerul superior se montează tamponul care apoi este fixat cu șuruburi avînd capetele cilindrice pentru ghidare. Opritorul este fixat de tampon prin intermediul unei piulițe ce se înșurubează pe bulonul de fixare. Pe opritor se fretează apoi rulmentul axial care este blocat cu o piuliță de dimensiuni mari.

În ordinea de montaj intră și operația de pretensionare a arcului de rapel care se execută prin strîngerea piuliței din capul bulonului de antrenare și se controlează prin jocul realizat între opritor și tampon.

Modul de funcționare a sistemului elastic este următorul: Presupunem că osia se deplasează spre stînga, arcul de rapel este comprimat prin deplasarea acesteia împreună cu tamponul spre opritor, în acest timp forțele axiale sînt preluate de rulmentul axial prin intermediul opritorului și transmise ghidajelor de tip silentbloc.

În cazul în care osia se deplasează spre dreapta, arcul de asemenea este comprimat prin faptul că bulonul de antrenare rămîne pe loc iar tamponul împreună cu osia se deplasează spre dreapta.

Fiecare osie este prevăzută cu două cuplaje elastice, montate în cele două capete, deci caracteristica este în paralel, ceea ce a-jută în realizarea caracteristicii arcului de rapel.

De remarcat că osia montată trebuie concepută ca osie flotantă soluție aplicată cu succes în concepția LDE Co-Co 3500 CP, deci prevăzută în lagărul osiei cu labirinți și rulmenți cilindrici care să permită deplasarea osiei față de lagăr.

Avînd în vedere că LDE Co-Co 3500 CP și alte tipuri de locomotive concepute de autorul prezentei teze și amintite în material, au ghidajele lagărelor cu o săgeată radială deosebit de mică, introducerea unei suspensii transversale suplimentare în lagărul osiei va permite o îmbunătățire considerabilă.

4.5.2. Datele de calcul ale LDE Co-Co 3500 CP - Anglia

- Sarcina pe osie	$Q = 21000 \text{ daN}$
- Raza cercului de rulare	$r_0 = 0,55 \text{ m}$
- Masa osiei montate	$m = 250,56 \text{ daN/m/sec}^2$
- Masa redusă	$M = 1289 \text{ daN/m/sec}^2$
- Caracteristica elastică a șinei	$k = 7,645 \cdot 10^5 \text{ daN/m}$
- Unghiul de atac	$\alpha_0 = 0^\circ 11' 58''$
- <u>Caracteristicii variabile:</u>	
- Caracteristica arc cuplaj	$k_0 = 1 + 4 \cdot 10^5 \text{ daN/m}$
- Timpul	$t = 0 + 0,2 \text{ sec}$
- Viteza locomotivei	$V = 0 + 200 \text{ km/h}$
- Forțele de pretensionare cuplaj	$F_0 = 0 + 4 \cdot 10^3 \text{ daN}$

4.5.3. Rezultatele studiului efectuat

În vederea analizei soluției optime ce ar urma să satisfacă acest tip de locomotivă pentru a circula cu viteze mari, s-a folosit programul întocmit de autorul tezei și colectivul de informatică din cadrul CCSITEH Reșița, în vederea studierii acestei soluții. Schema logică de calcul a programului XERR003 este reprezentată în fig.4-12.

SCHEMA LOGICA 107 XERRO03

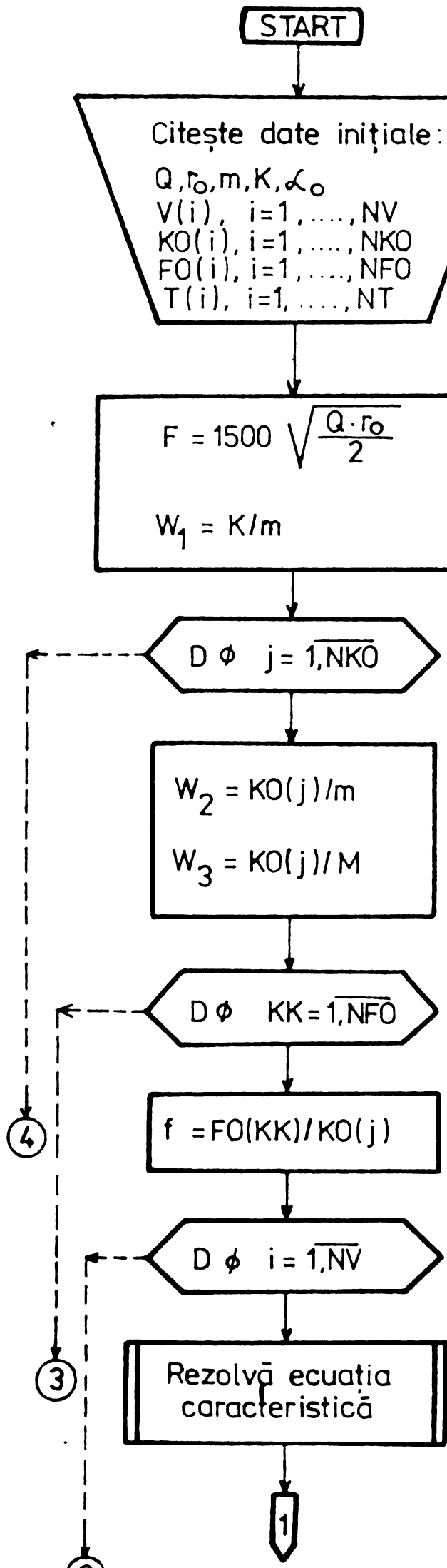


Fig. 4-12

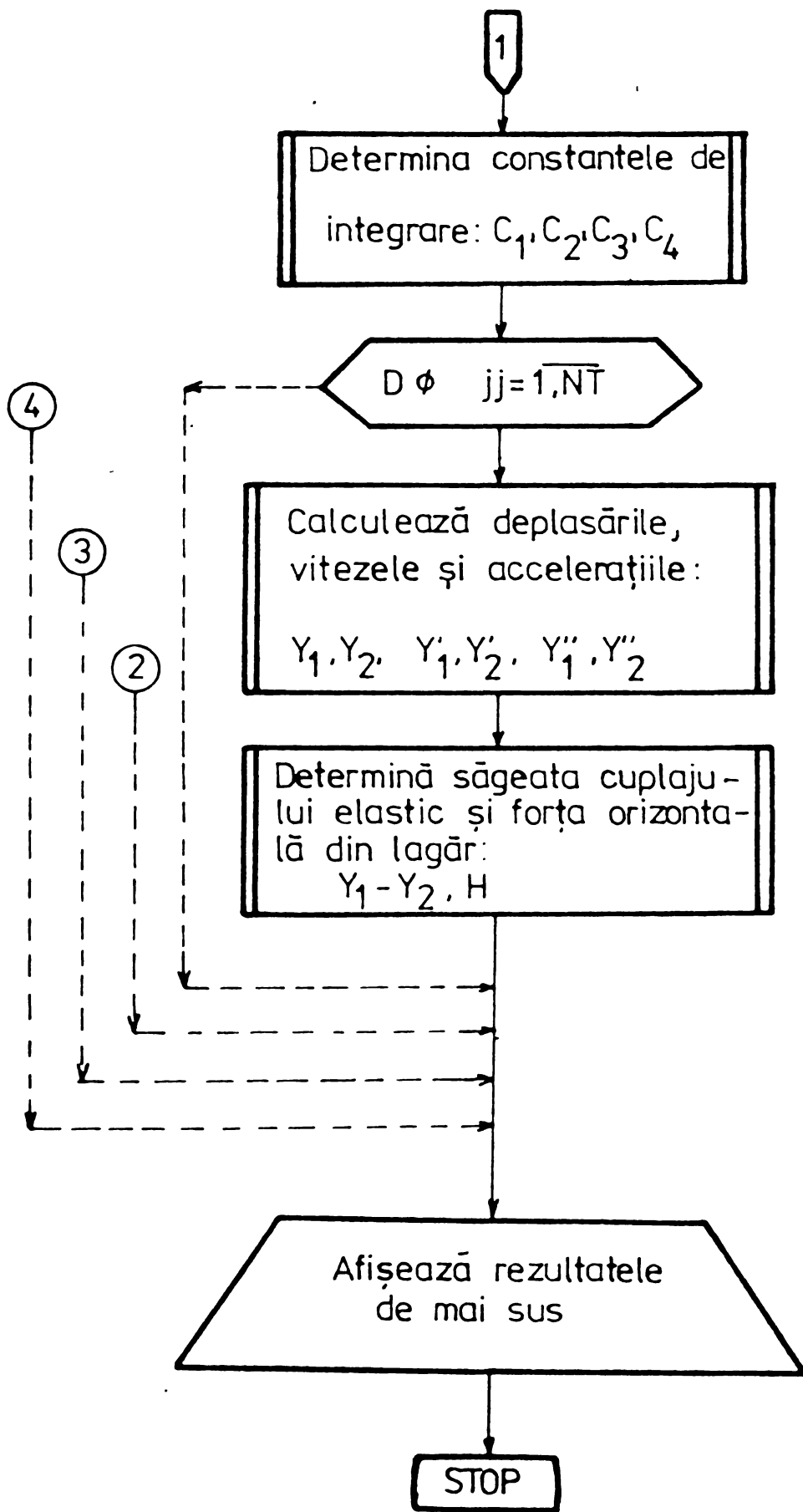


Fig. 4-12

Mersul studiului depinde de natura rădăcinilor ecuației caracteristice (4-69) pentru elementele fixe și variabile arătate la pct.4.5.2.

Au rezultat 16 variante constructive de bază ce au fost apoi analizate în domeniul de viteze de la 0 + 200 km/h.

Din punct de vedere al concepției și introducerii suspensiei transversale se urmăresc în mod deosebit în analiza variantelor optime următoarele probleme:

- variația săgeții cuplajului elastic
- variația vitezelor celor două mase oscilante
- variația accelerațiilor masei reduse

În diagramele din fig. 4-13, 4-14, 4-15, 4-16 s-au reprezentat variația săgeții arcului de rapel funcție de pretensionare, caracteristica acestuia și timp.

Cu toate că studiul cuprinde gama de viteze de la 20 + 200 km/h, diagramele menționate sînt luate pentru două viteze și amune de 100 km/h și 200 km/h.

Viteza de 200 km/h a fost luată ca fiind viteza maximă de studiu iar pentru viteza de 100 km/h nu a existat nici un motiv amune, decît că actualmente viteze maxime se situează în jurul acestei valori.

Este evident că sistemul elastic are o influență asupra forțelor Y și H, autorul nu a efectuat analize privind circulația în curbe, deoarece scopul de bază este analiza la viteze mari. În introducerea acestei construcții pe locomotive se vor efectua studii privind avantajele la circulația prin curbe.

Diagramele din fig. 4-13 + 4-16 reprezintă numai soluțiile posibile, restul variantelor la care săgeata a crescut peste limitele impuse au fost eliminate.

Din analiza diagramelor amintite rezultă următoarele aspecte importante:

a). Mărimile ca săgeata cuplajului, vitezele maselor oscilante și accelerațiile, apar în faza a doua a procesului de rulare și amune atunci cînd forța H depășește forța de pretensionare, ele apar din suma a două mișcări amortizate, date de cele două mase, caracteristicile elastice și amortizare (m , $(k+k_e)$, ∞) respectiv (M , k_0 , ∞).

b). Cu datele locomotivei arătate la pct.4.5.3 soluțiile posibile pentru caracteristica cuplajului sînt:

a). Pentru circulația pînă la $V = 100$ km/h sînt posibile de folosit caracteristicile $2 \cdot 10^5$ daN/m, $3 \cdot 10^5$ daN/m, $4 \cdot 10^5$ daN/m fără pretensionare, cu observația că în cazul caracteristicii de $1 \cdot 10^5$ daN/m

amplitudinea deplasării crește la limita maximă și chiar peste aceasta.

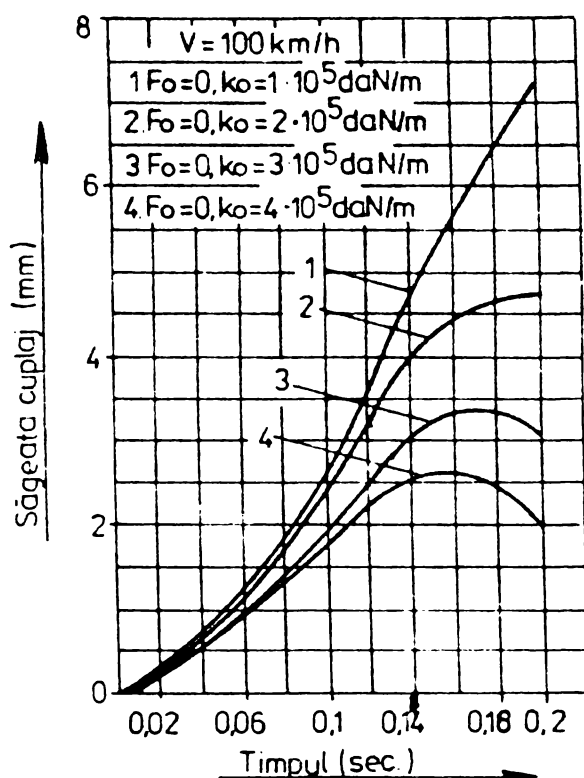


Fig 4-13. Variația săgeții cuplajului elastic funcție de F_0, k_0, t și V

b). In cazul circulației în jurul vitezei de 200 km/h, caracteristicile optime rămân doar două și anume $k_0 = 3 \cdot 10^5$ daN/m și $k_0 = 4 \cdot 10^5$ daN/m, fig.4-14, deoarece pentru $k_0 = 1 \cdot 10^5$ daN/m și $k_0 = 2 \cdot 10^5$ daN/m.

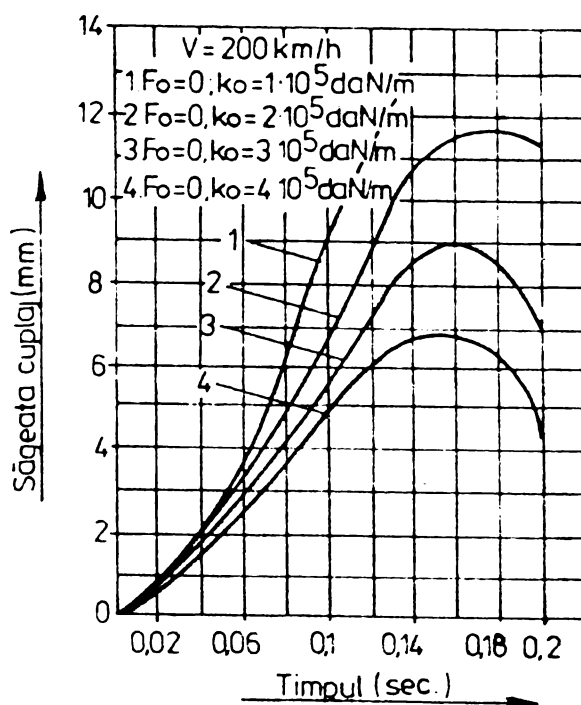


Fig 4-14 Variația săgeții cuplajului elastic funcție de F_0, k_0, t și V

se obțin amplitudini exagerat de mari.

c). Atât pentru circulația în domeniul de viteze de 100 km/h cât și în domeniul vitezelor de 200 km/h în cazul montării cuplajului fără pretensionare se constată o variație mare în valoarea săgeților și a frecvenței.

Pentru eliminarea acestui neajuns, cuplajul se montează preten-

sionat cu $F_0 = 1000$ daN, rezultînd următoarele aspecte:

a). Considerînd viteza de circulație de 100 km/h sînt posibil de folosit toate patru caracteristicile analizate

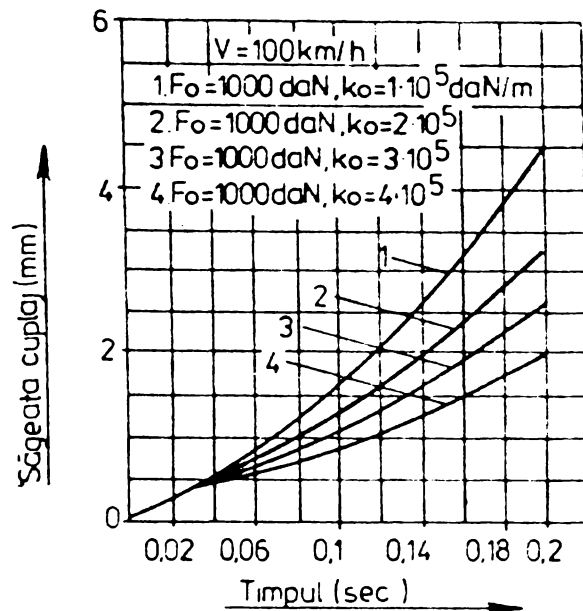


Fig 4-15 Variația săgeții cuplajului elastic funcție de F_0 , k_0 , t și V

deoarece amplitudinile deplasărilor sînt destul de uniforme cu o frecvență mică (fig.4-15).

b). Aceeași soluție - pretensionat arcul la 1000 daN - conduce la posibilitatea de folosire numai a arcului cu caracteristica cuprinsă între $2 \cdot 10^5$ și $3 \cdot 10^5$ daN/m, într-un spațiu atît de redus, este practic greu de realizat (fig.4-16).

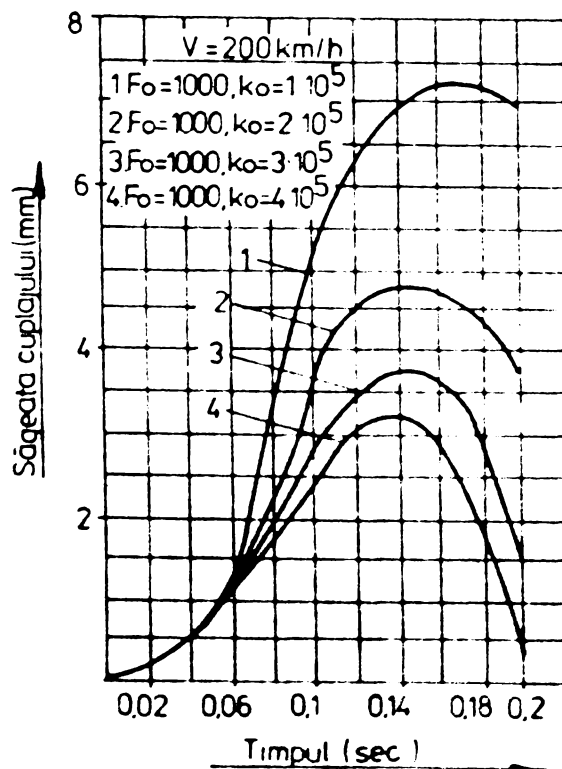


Fig 4-16 Variația săgeții cuplajului elastic funcție de F_0 , k_0 , t și V

c). Creșterea amplitudinilor de la viteza de 100 km/h la viteza de 200 km/h este de 3,65 mm, pentru caracteristica de $2 \cdot 10^5$ daN/m și de 3,15 mm pentru caracteristica de $3 \cdot 10^5$ daN/m. Rezultă o reducere procentuală a deplasărilor prin folosirea de caracteristici cu valori ridicate de 16%.

Studiul accelerațiilor s-a făcut pe tot domeniul de viteze de la 20 km/h la 200 km/h pentru masele suspendate rezultând următoarele aspecte mai deosebite:

a). Diferența între valorile accelerațiilor pentru caracteristicile arcului din cuplaj de $2, 3, 4 \cdot 10^5$ daN/m sînt relativ reduse, atît în cazul cînd nu se introduce pretensionarea cît și în cazul cînd se introduce pretensionarea (fig.4-17).

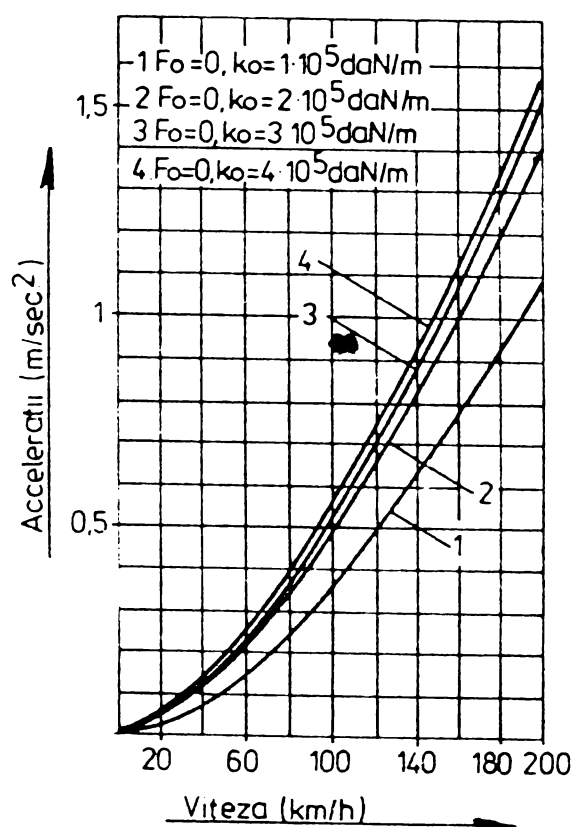


Fig.4-17 Accelerațiile pe rama boghiului, funcție de viteză, pretensionare și caracteristica cuplă

b). În cazul introducerii pretensionării apar clar că această măsură crează un efect de frînare în deplasarea maselor, conducînd în final că mărimea amplitudinilor oscilațiilor să fie diminuată (fig. 4-18).

c). Alături de curbele de variație a accelerațiilor în cele două soluții - cuplajul pretensionat și nepretensionat - se suprapune deosebit de bine peste curbele accelerațiilor măsurate efectiv pe locomotivă (fig.7-30).

d). Comparînd mărimile accelerațiilor laterale calculate conform fig. 4-17, fig.4-18 cu fig.7-31 a accelerațiilor laterale măsurate rezultă o aproximație deosebit de bună, pentru domeniul de viteze.

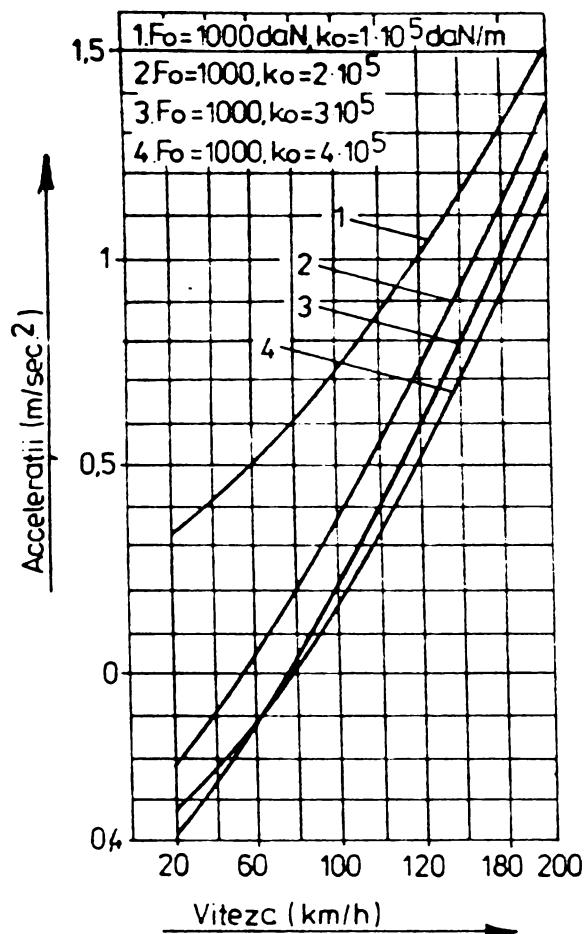


Fig.4-18. Accelațiile pe rama boghiului funcție de viteză, pretensionare și caracteristica cuplă elastică

4.6. Concluzii

Din analiza studiului efectuat pentru introducerea sistemului de suspensie transversală între osia montată și rama boghiu se desprind următoarele concluzii mai deosebite:

a). Cuplajul elastic se va monta cu o pretensionare inițială care se stabilește funcție de datele locomotivei iar caracteristicile elementului elastic vor trebui de așa manieră stabilite încât deplasările relative a maselor oscilante să fie uniforme.

b). Pretensionările cuplajului elastic trebuie să fie legate de două elemente de bază și anume:

- stabilitatea sistemului
- reducerea forțelor de ghidare

c). Dacă se dorește a se obține amplitudini reduse se vor monta elemente cu pretensionare mai mare, dar în acest caz forța de ghidare Y devine cu atât mai mare cu cât pretensionarea are valoarea mai ridicată.

d). La aceeași pretensionare F_o o majorare a constantei k_o duce la mărirea forței de ghidare și la micșorarea amplitudinii relative respectiv săgeata cuplajului (fig.4-3, 4-13, 4-14, 4-15, 4-16).

C A P I T O L U L 5

5. SUSPENSLA SECUNDARA CU PROPRIETATI MULTIFUNCTIONALE

5.1. Condiții specifice ce se impun suspensiilor feroviare

Suspensia vehiculelor reprezintă elementul esențial de legătură între masele suspendate, pe de o parte și masele suspendate și nesuspendate pe de altă parte. Ea trebuie să asigure:

- un confort maxim
- siguranța circulației prin menținerea sarcinilor pe osii și roți între anumite limite
- egalizarea sarcinilor pe osii și roți
- diminuarea șocurilor ce se transmit la masele suspendate, la trecerea vehicolului peste denivelări locale ale liniei

În vederea realizării locomotivelor, cu îndeplinirea cerințelor amintite, există posibilități diferite de concepție a suspensiilor și anume:

- folosirea de suspensii primare formate din arcuri elicoidale iar suspensii secundare formate din arcuri foi
- folosirea de suspensii primare formate din elemente din cauciuc iar suspensia secundară formată din grupuri de arcuri elicoidale
- folosirea de suspensii primare pe elemente de cauciuc și suspensie secundară pneumatică

Este necesar a se preciza că prin suspensia secundară nu se înțelege numai elementul elastic din construcție - arcuri sau elemente din cauciuc - ci trebuie înțeles ansamblul format din:

- elementele elastice ale suspensiei - respectiv arcuri elicoidale, arcuri foi, elemente de diferite forme din cauciuc
- sistemul de transmitere a forței de tracțiune între cutia locomotivei și boghiu - respectiv construcția pivotului central
- sistemul de amortizare în plan vertical și orizontal între cutie și boghiu

O direcție importantă de dezvoltare a vehiculelor feroviare este tendința spre construcții cu întreținere și uzură redusă. Aceasta înseamnă desființarea frecărilor în sistem, deoarece frecarea înseamnă uzură cu influențe nefavorabile pentru caracteristica de rulare [11], [14].

Studii efectuate [11] au arătat că perfecționările în sistemul de rulare în plan lateral, în sensul creșterii vitezei locomotivei în domeniul vitezelor mari, pot fi atinse prin eliminarea suspensiilor actuale prevăzute cu frecări mari în sistem.

Se constată de asemenea o cuplare simultană a mișcării de le-
 gănare a cutiei cu deplasările pe direcția $y-y$. Măsurătorile efec-
 tuate au arătat că frecvențele înalte ale oscilațiilor forțate se trans-
 mit prin frecarea dintre cutie și boghiu, la cutia locomotivei. Din
 încercările efectuate de Căile Ferate Britanice pe locomotiva clasa
 86, cu o suspensie secundară avînd în componență un cuzinet plăt de
 frecare au arătat o histereză largă de $\pm 1,75$ t, reprezentînd forța re-
 manentă de frecare, fig.5-1. Această caracteristică a fost folosită de
 mulți constructori pentru a controla mișcarea de șerpuire a boghiului,
 deoarece amplitudini mici ale mersului sinusoidal sînt împiedicate de
 momentul de frecare [30, 36, 48]. Azi aceste soluții constructive
 trebuie considerate ca dezavantajoase [11].

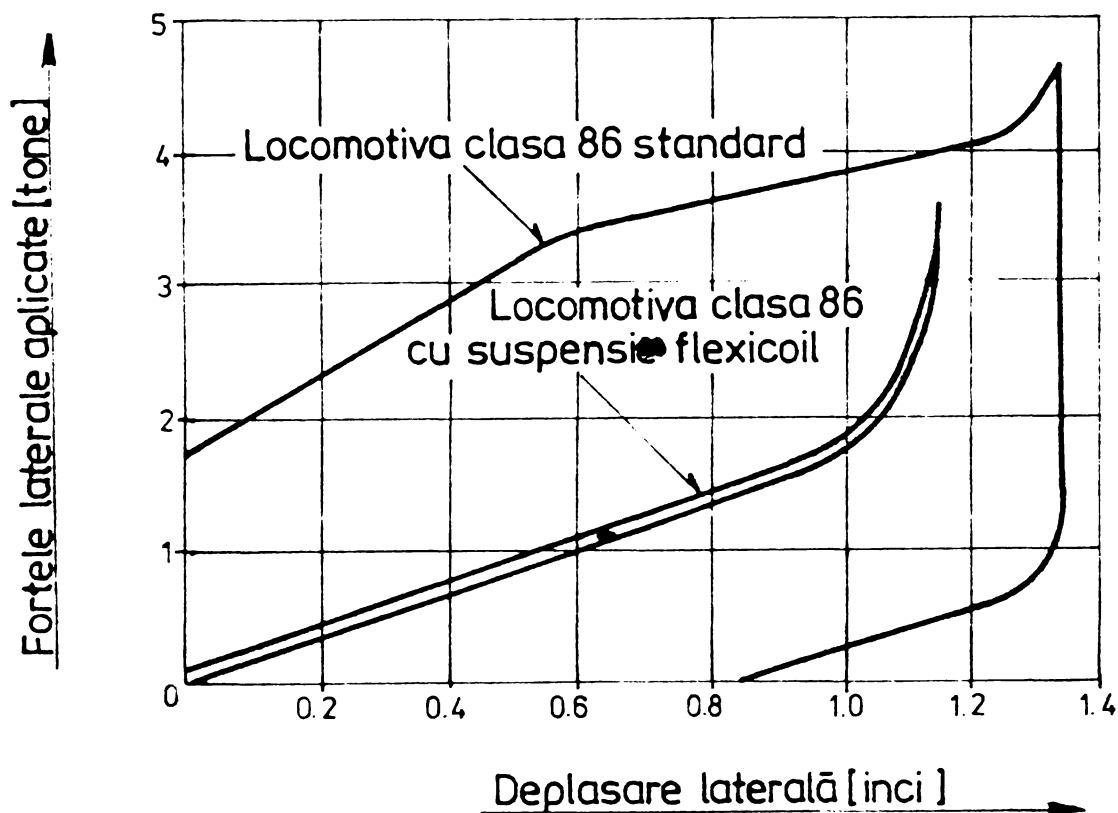


Fig.5-1. Caracteristica laterală comparativă între suspensia flexicoil și suspensia cu frecare.

Boghiul la ieșirea din curbă sau după o oscilație de șerpuire se găsește sub acțiunea unui moment rezistent, moment care neechilibrat conduce la o rulare necorespunzătoare. Consecința unei astfel de rulări este apariția uzurilor mari ale buzei bandajelor și uzuri în sistemul de ghidare ale osiei. Această construcție de așezare cutie pe boghiuri impune în mod obligatoriu introducerea unui dispozitiv de readucere și menținere a celor două boghiuri în axa longitudinală a locomotivei.

În timpul probelor efectuate cu locomotiva clasa 86 destinată pentru viteze pînă la 160 km/h a ieșit în evidență vibrații longitudinale ale cutiei locomotivei cu toate că punctul de transmitere a for-

ței de tracțiune între cutie și boghiu se găsea la nivelul centrului de greutate a maselor suspendate ale boghiului. Explicația fenomenului apare din cauza fixării rigide a pivotului între cutie și boghiu. Această situație impune reanalizarea soluției constructive a legăturii cutie - pivot - boghiu în sensul eliminării sistemului rigid și înlocuirea cu un sistem elastic care să poată prelua deplasări mici ale boghiului fără a le transmite cutiei.

Tinând seama de cele de mai sus, am dezvoltat o construcție fără frecare a suspensiei secundare folosind dispoziția arcurilor speciale de tip flexicoil îmbinată cu montarea elastică a pivotului central în rama boghiului.

Am avut în vedere în adoptarea soluțiilor noi, eliminarea principalelor deficiențe ale construcțiilor actuale enumerate mai sus și creșterea unor soluții competitive pe plan extern.

5.2. Soluții constructive de suspensii, în două trepte, cu referire la locomotivele de fabricație indigenă

Echipamentele de rulare ce se găsesc în fabricație la I.C.M. Reșița și I.C.M. Caransebeș sînt prevăzute cu diferite sisteme de suspensie, funcție de licențiatorul produsului.

Din fig.5-2, anexa B ce reprezintă sistemul de suspensie a locomotivei diesel electrică de 2100 CP, rezultă următoarea construcție a celor două trepte de suspensie:

- suspensia primară formată din arcuri elicoidale cîte 4 bucăți pe fiecare osie, legate între ele prin balancieri inferiori iar între osiile 1-2 și 5-6 - osii extreme, se prevăd balancieri superiori
- suspensia secundară este formată din arcuri foi cîte două perechi pe fiecare boghiu, legate între ele prin sistem de pîrghii și traverse articulate

Forța de tracțiune se transmite între cutie și boghiuri prin intermediul unui sistem de pivot rigid.

În fig.5-3, anexa B este reprezentat boghiul ce echipază locomotiva electrică Co-Co 5100 kW, avînd sistemul de suspensie format din:

- suspensia primară compusă din elemente de cauciuc de tip Chevron, ce formează în același timp și sistemul elastic de ghidare a osiei
- suspensia secundară formată din 4 grupuri de arcuri elicoidale, fiecare grup la rîndul său fiind format din două arcuri elicoidale concentrice
- pivotul central este format dintr-un sistem de bare articulate elastice de tipul silentbloc

În fig.5-4, anexa B am prezentat schematic sistemul de sus-

pensie a locomotivei diesel hidraulice B'-B' 1250 CP avînd sistemul de suspensie compus din:

- suspensia primară formată din arcuri elicoidale conjugate cu arcuri foi
- suspensia secundară avînd construcția numai din element de cauciuc plate
- pivotul central este de construcție rigidă, nu permite deplasarea longitudinală sau transversală între cutie și boghiu

Din analiza celor trei soluții constructive rezultă următoarele aspecte:

- a). În cazul LDE 2100 CP sistemul de suspensie secundară constituie un ansamblu deosebit de complicat, avînd în componență foarte multe elemente, ce execută mișcări reciproce.
- b). Soluția nu este recomandată peste 120 km/h a locomotivei deoarece arcurile foi au o comportare necorespunzătoare, din cauza insensibilității elementului elastic.
- c). Dispozitivul de readucere și menținerea boghiului în axa locomotivei format dintr-o cuplă transversală montată între cele două boghiuri constituie o construcție deosebit de pretențioasă.

În cazul soluției adoptate la LE 5100 kW rezultă în principal următoarele dezavantaje:

- în componența ansamblului sînt prevăzute multe elemente din cauciuc care conduc la sisteme oscilatorii neliniare, pe de altă parte construcția de cauciuc fiind influențată de timp în sensul modificărilor caracteristicilor acestuia vor conduce la modificări în comportarea dinamicii locomotivei
- numărul elementelor de cauciuc fiind mare și fiind vorba de elemente din cauciuc, vor influența negativ asupra fiabilității locomotivei

Ca o caracteristică generală, aceste soluții avînd piese în mișcare vor fi supuse la uzuri mari, pe de altă parte avînd elemente de cauciuc în componență se va produce o modificare a caracteristicilor acestuia în timp.

5.3. Suspensia secundară, adoptată în concepția proprie de locomotive pentru puteri și viteze mari

În vederea eliminării dezavantajelor amintite la pct.5.2 și în vederea dezvoltării unei soluții proprii care pe de o parte să fie propice pentru viteze mari iar pe de altă parte să fie o soluție economică, am studiat și aplicat o soluție nouă în concepția suspensiilor secundare pentru locomotive.

Acest nou sistem de suspensie pe care l-am conceput și dezvoltat a fost aplicat cu deosebit succes în concepția următoarelor ti-

puri de locomotive:

- Locomotiva diesel electrică Co-Co 3500 CP destinată Căilor Ferate Britanice
- Locomotiva diesel hidraulică C'-C' 2400 CP destinată Căilor Ferate din RDG
- Locomotiva diesel electrică Co-Co 1500 CP, ecartament 1050 mm destinată Căilor Ferate din Siria
- Locomotiva diesel electrică Co-Co 4000 CP destinată Căilor Ferate din Grecia
- Locomotiva diesel electrică Co-Co 3000 CP și 4000 CP destinată pentru CFR

Schematic soluția se vede în fig.5-5 și 5-6. Acest fel de susținere utilizează arcuri elicoidale special proiectate pentru a prelua sarcinile dintre cutie și boghiuri și în același timp pentru controlul deplasărilor transversale, a mișcării de rotație, dintre cutie și boghiu prin deformația relativă a arcurilor.

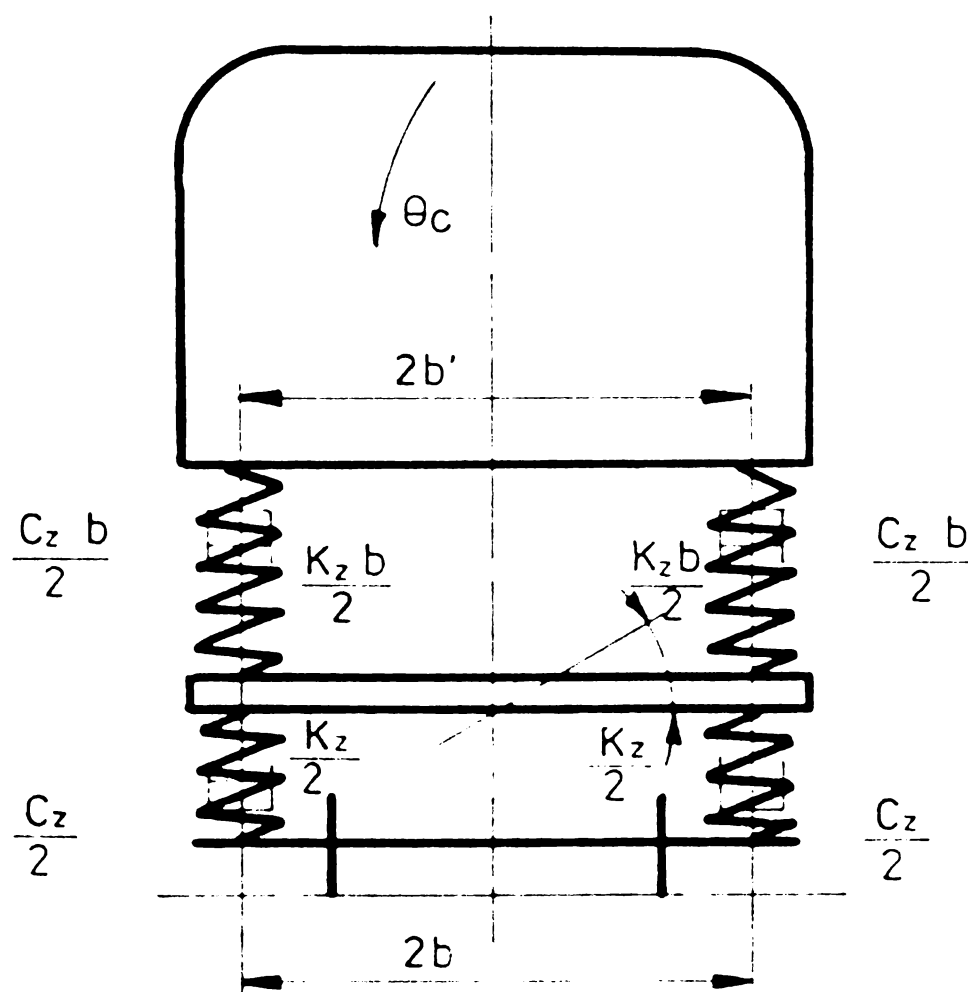


Fig. 5-5

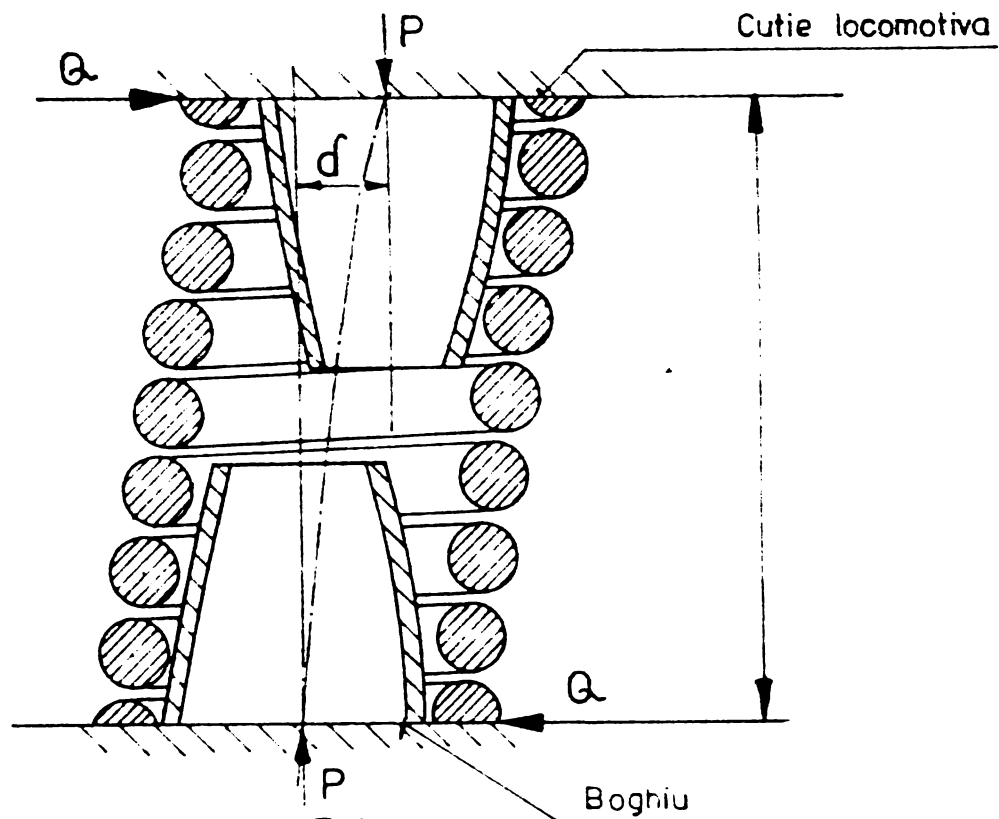


Fig. 5-6

Pe baza măsurătorilor efectuate la Căile Ferate Britanice, la Căile Ferate din RDG se poate afirma cu certitudine că pentru locomotive de mare putere și viteză soluția pentru suspensia secundară este cea adaptată de autorul prezentei teze.

5.3.1. Avantajele suspensiei secundare de tip flexicoil

Soluția suspensiei secundare grătată la pct.5.3 avînd grija păstrării, în concepție, a unei anumite limite a eforturilor combinate, la variația deformațiilor, acest tip nou de suspensie secundară prezintă următoarele avantaje:

1. Este simplă de proiectat și executat, necerînd alte elemente, în afară de arcuri, decît amortizoare și un pivot central adecvat. Față de construcțiile clasice arătate la pct.5.2 prezintă și avantaje economice conducînd la reduceri de greutate de pînă la 10%.
2. Este o soluție fără piese de mișcare, fără frecare și fără uzură. Intreținerea în exploatare este minimă, limitîndu-se la verificări periodice. Amortizarea se asigură cu ușurință prin adoptarea de amortizoare a căror caracteristică variază cu viteza.
3. rotația boghiului în curbe sau în mișcarea de șerpuire creiază forțe și momente de readucere pentru menținerea boghiului în axa locomotivei.

4. Datorită valorii scăzute a curbei histerezis (fig.7-5 și 7-6) și caracteristicii liniare a arcului, deplasări sau rotații mici creează corespunzător forțe de readucere, spre deosebire de sistemele cu frecare unde forțele de frecare creează rezistențe, pentru care forțele de readucere sînt insuficiente, în felul acesta boghiul nu poate fi readus în axa locomotivei.

5. Prin sensibilitatea sa față de deplasări sau rotiri și prin realizarea de momente de readucere proporționale, soluția cu arcuri de tip flexicoil exclude cupla transversală dintre boghiuri.

5.4. Concepția arcurilor înalte de tip flexicoil

Elementul elastic de tip flexicoil, este un arc de o construcție specială la care, așa cum la construcțiile clasice de arcuri elicoidale se exploatează caracteristica verticală, trebuie să stabilim și să exploatăm în plus caracteristica orizontală.

Această cale de a exploata caracteristica laterală și unghiulară a arcurilor de tip flexicoil aduce avantaje deosebite în concepția generală a locomotivelor de mare putere, așa cum am arătat la pct.5.3.1.

Pentru stabilirea soluției optime a arcului, pentru fiecare tip de locomotivă se necesită a se determina prin calcul următoarele mărimi de bază a elementului elastic:

- caracteristica verticală
- caracteristica laterală
- caracteristica unghiulară
- eforturile maxime combinate
- săgeata critică axială
- siguranța la flambaj

În stabilirea acestor mărimi de bază există cîteva metode lansate de diferiți autori ca: Wahl, Delam, Spring, Haringx [76, 96]. Aceste metode prezintă diferență mai ales din cauza perioadei istorice cînd autorul a studiat problema arcurilor înalte. Este de menționat că nici unul din autori, în analizele lor, nu se referă la posibilitatea folosirii acestor elemente în tracțiunea feroviară.

Autorul prezentei lucrări analizînd avantajele pe care le poate aduce aplicarea unei atare construcții s-a orientat spre analiza autorilor menționați și stabilirea unei căi proprii de concepție a acestor elemente elastice cu aplicare la construcțiile de locomotive.

5.4.1. Comparații între diferitele metode de calcul pentru stabilirea caracteristicilor arcurilor înalte

Se vor lua în analiză relațiile date de Wahl, Delam, Spring, Haringx [76, 96] avînd drept date de comparație calculate:

- caracteristica laterală
- eforturile maxime combinate
- săgeata critică axială
- siguranța la flambaj

Diferitele teorii asupra stabilirii caracteristicilor laterale ale arcurilor tip flexicoil dau diferențe mai mari sau mai mici la caracteristicile de comparație indicate mai sus. De aceea concepția suspensiei secundare efectuată, a impus verificarea caracteristicii laterale a arcului, operație ce s-a făcut la Institutul Căilor Ferate Britanice din Darby, în felul acesta am putut stabili care relații sînt mai aproape de caracteristicile de realizare practică.

O influență foarte mare și o depărtare de caracteristicile reale o are dacă în formulele de calcul se ia în considerare momentul dat de sarcinile axiale sau nu. S-a constatat că acele formule ce pleacă de la această caracteristică sînt foarte aproape de rezultatele măsurate. Este de asemenea deosebit de important a se ține seama de sistemele de fixare ale capetelor arcurilor.

În studiul ce se efectuează în continuare se va lua drept element de calcul arcul flexicoil proiectat de autorul prezentei lucrări pentru:

- Locomotiva diesel electrică Co-Co 3500 CP pentru C.F. Britanice
- Locomotiva diesel electrică Co-Co 4000 CP pentru C.F. Elens

Pentru efectuarea calculului comparative se vor lua în analiză formulele recomandate în acest scop de Wahl, Spring, Delam și Haringx. Se vor lua de asemenea în comparație formulele adoptate de autorul prezentei lucrări.

Vom prezenta în primă fază formulele teoretice apoi cu aceste formule se vor determina datele caracteristice ce apoi vor fi comparate.

a). Formulele lui Wahl

- Caracteristica laterală:

$$St = \frac{10^6 \cdot d^4}{n \cdot D \cdot (0,204L^2 + 0,264D^2)} \quad (5-1)$$

$$C_1 = \frac{1}{1 - P/P_{cr}} \quad (5-2)$$

$$P_{cr} = C_b \cdot l_0 \cdot S \quad (5-3)$$

$$C_b = f\left(\frac{L_0}{D/2}\right) \quad (5-4)$$

$$\gamma_c = \frac{8f}{\tau} \frac{D}{j^3} \left[\frac{4c-1}{4c-4} \left(1 + y/D + \frac{Q \cdot L}{P \cdot D}\right) + \frac{0,615}{c} \right] \quad (5-5)$$

Notații:

D - diametrul mediu de înfășurare
d - diametrul spirei
n - numărul spirelor active
S - caracteristica verticală
L - lungimea sub sarcina nominală
P_{cr} - sarcina critică
L_o - lungimea liberă arc
P - sarcina axială nominală
C₁ - funcția sarcinei critice
St - caracteristica laterală
c - indexul arcului
y - deplasarea laterală

b). Formulele lui Sparing

$$St = \frac{10^6 \cdot d^4}{A \cdot n \cdot D [0,204 (L - d)^2 + 0,265 D^2]} \quad (5-6)$$

$$\gamma_c = \gamma \{1 + 1/D [S_L + Q/P (L - d)]\} \quad (5-7)$$

$$Q = \frac{10^6 \cdot d^4 \cdot S_L}{A \cdot n \cdot D [0,204 (L - d)^2 + 0,265 D^2]} \quad (5-7')$$

Notații:

S_L - săgeata transversală
D - diametrul mediu de înfășurare
d - diametrul spirei
Q - sarcina laterală
L - lungimea sub sarcina nominală
n - numărul spirelor active
A - factorul de corecție dat de săgeata verticală
L_o - lungimea liberă a arcului

c). Formulele lui Delany

$$\beta_o = \frac{L_o}{D_m} \quad (5-8)$$

$$\gamma_o = \frac{S_v}{D_m} \quad (5-9)$$

$$R_c = \frac{C_{aH}}{D_m} \quad (5-10)$$

$$\frac{1}{R_c} = \frac{C_v}{C_{QH}} = \frac{1,0654}{\gamma_0} \sqrt{\beta_0/\gamma_0 - 0,619} \cdot \operatorname{tg} (0,9386 \cdot \gamma_0 \cdot \sqrt{\beta_0/\gamma_0 - 0,619}) -$$

$$- (\beta_0/\gamma_0 - 1) \quad (5-11)$$

$$C_{QH} = R_c \cdot C_v \quad (5-12)$$

$$\gamma_c = k \cdot \gamma [1 + F_a/F_v (\gamma_0/R_c + \beta_0 - \gamma_0)] \quad (5-13)$$

$$S_k = \gamma_0 \cdot D_m \quad (5-14)$$

$$F_k = S_k \cdot C_v \quad (5-15)$$

Notații:

β_0 - mărime funcție de D_m/d

l_0 - lungimea liberă

D_m - diametrul mediu de înfășurare

S_v - săgeata verticală

C_{QH} - caracteristica laterală

R_c - mărime caracteristică funcție de C_Q/C_v

C_v - caracteristica verticală

γ_0 - mărime caracteristică funcție de S_v/D_m

F_k - forța de flambaj

d). Formulele lui Haringx

$$C_{QH} = \frac{C_v}{C_L} \left(\frac{D_m^2}{0,292 L_v^2 + 0,377 D_m^2} \right) \quad (5-16)$$

$$S_{QH} = \frac{F_a}{C_{QH}} \quad (5-17)$$

$$\gamma_c = k \cdot C' \cdot \gamma \quad (5-18)$$

$$C' = 1 + 1/D_m (S_{QH} + F_a/F_v \cdot L_v) \quad (5-19)$$

Notații:

Corespund cu notațiile din formulele Delam, în plus:

C_L - factor de corecție $f(S_v/l_0, l_0/D_m)$

S_{QH} - săgeata transversală

C' - factor de corecție

L_v - lungimea arcului sub sarcina nominală

e). Formulele adoptate de autorul prezentei lucrări

$$St = \frac{P}{2 \frac{1+P/V}{k} \cdot \operatorname{tg} \frac{k \cdot L}{2} - L} \quad (5-20)$$

$$k = \sqrt{P/U(1-P/V)} \quad (5-21)$$

$$\gamma_c = \frac{16 \cdot k \cdot M}{\pi \cdot d^3} + \gamma \quad (5-22)$$

$$M = Q/K(1+P/V) \cdot \text{tg.} k \cdot L/2 \quad (5-23)$$

$$\left(\frac{S}{L_0}\right)_{CR} = A \left[1 \pm \sqrt{1 - B \left(\frac{C}{L_0/D}\right)^2} \right] \quad (5-24)$$

Notații:

D - diametrul mediu de înfășurare

d - diametrul spirei

n - numărul spirelor active

A, B - factori funcție de forma secțiunii și materialul pentru arc

Q - forța laterală

M - momentul pe ultima spirală

U - termen funcție ln și C

V - termen funcție L₀ și C

C - factor ce caracterizează modul de fixare a capetelor arcului

L - lungimea sub sarcina nominală

L₀ - lungimea liberă

St - caracteristica laterală

Cu datele pentru arcul folosit la LDE Co-Co 3500 CP pentru C.F. Britanice și pentru C.F. Elene, precum și cu datele pentru arcul folosit pentru C.F. din RDG se calculează caracteristicile amintite folosind metodele de la pct. a e e.

Rezultatele acestor calcule efectuate sînt trecute în tabel nr.5.1.

Tabel nr.5.1

DATE COMPARATIVE INTRE DIFERITE METODE DE CALCUL

Metoda	CARACTERISTICA LATERALĂ (daN/cm)	EFORTURILE COMBinate (daN/cm ²)	SĂGEATA CRITICĂ AXIALĂ (mm)	SIGURANTA LA FLAMBAJ
Wahl	176,348	6966	283,8	2,18
Sparing	214,9	7328	Nu dă formula	Nu dă formula
Delam	162	7069	560	4,305
Haringx	169,826	7053	Nu dă formula	5,458
AUTORUL PREZENTEI LUCRĂRI	161	6955	540	4,15

Din analiza tabelului nr.5.1 rezultă următoarele aspecte esențiale:

1. Intre diferitele metode adoptate, pentru stabilirea caracteristicii laterale, se poate observa că se obțin mărimi aproximativ egale la formulele: Delam, Haringx și subsemnatul. Diferență mică apare la formulele Sparing. Explicația diferenței la metoda Sparing față de celelalte metode constă în aceea că autorul nu ia în considerare efectul momentului dat de forțele axiale ce acționează asupra arcului.

2. La stabilirea eforturilor combinate maxime se observă de asemenea diferență. În stabilirea eforturilor maxime combinate la toate metodele s-a aplicat aceeași mărime a deplasărilor laterale ale cutiei față de boghiu, mărime rezultată la înscrierea locomotivei în curba cu raza de 100 m.

Se observă o concordanță bună între metodele Wahl, Delam, Haringx și subsemnatul. O depășire relativ mică se constată la metoda Sparing.

3. În privința săgeții critice axiale trebuie arătat că unii autori nu dau relații pentru această mărime. Din compararea mărimilor calculate rezultă o echivalență între metoda Delam și subsemnatul și o diferență față de metoda Wahl. Aceasta se explică prin aceea că Wahl nu introduce în determinarea mărimii ce se analizează, diametrul mediu de înfășurare.

4. Privind factorul de siguranță la flambaj toate metodele dau factori ce exclud apariția pericolului de flambare chiar în curba de 100 m. Apar însă diferențe între metoda Wahl și celelalte metode, aceasta tot din cauza explicației arătate la pct.3.

Evident că în final formulele și rezultatele acestora trebuie verificate prin determinarea mărimilor de analiză pe arcuri realizate. Arcurile executate, pe baza concepției autorului prezentei lucrări, de firma Swindon - Anglia au fost încercate atât la firmă cât și la Institutul de cercetări Căi Ferate din Darby - Anglia, rezultând o foarte bună încadrare a rezultatelor în datele prescrise. Aceasta ne-a condus ca cele 63 perechi boghiuri livrate de partea română C.F.Britanice să fie echipate cu suspensie secundară de tip flexicoil în concepția subsemnatului.

5.5. Stabilirea nivelului frecvențelor proprii ale maselor oscilante a locomotivei funcție de caracteristicile elastice ale treptelor de suspensii

Am arătat la pct.5.4 modul de concepție al elementelor din suspensia secundară, respectiv arcul flexicoil, dar problema suspensiei trebuie analizată în contextul ansamblului locomotivei.

Este deosebit de important ca transmisibilitatea impulsurilor perturbatoare de la linie la masele suspendate să fie cât mai mică posibilă. Aceasta se realizează prin adoptarea unor elemente elastice ce să asigure nivelul de frecvențe proprii sub limitele admise. De asemenea elementele elastice trebuie să asigure ca oscilațiile de șerpuire ale boghiului să nu se suprapună cu frecvențele proprii ale maselor oscilante ale locomotivei.

În analiza de ansamblu se vor determina pulsațiile proprii și frecvențele proprii ale mișcărilor perturbatorii ce le execută cutia locomotivei și boghiul. Se va avea în vedere influența profilelor de bandaj asupra frecvențelor de șerpuire ale boghiului. Prin o comparație adecvată grafo-analitică se vor stabili vitezele de rezonanță posibile ale locomotivei influențate de șerpuirea osiilor boghiului.

În primă fază se prezintă formulele teoretice de calcul al pulsațiilor proprii și frecvențelor apoi cu datele locomotivei de 3500 CP - export Anglia se vor stabili mărimile concrete.

5.5.1. Frecvența de săltare cutie - deplasare după axa z

Conform analizelor efectuate de Koffman [84] se stabilesc formulele de determinare a pulsațiilor proprii pentru mișcările perturbatorii ale locomotivei.

La săltare, mișcare cutie pe direcția axei z, pulsațiile sînt date de relația:

$$\omega_{1,2} = \sqrt{\frac{C_1 + C_2}{2m_1} + \frac{C_2}{m_2}} \pm \sqrt{\left(\frac{C_1 + C_2}{2m_1} + \frac{C_2}{m_2}\right)^2 - \frac{2 \cdot C_1 \cdot C_2}{m_1 \cdot m_2}} \quad (5-25)$$

Viteza de rezonanță:

$$V_r = \frac{\omega_{1,2}}{2\pi} \cdot L_s \quad (5-26)$$

5.5.2. Frecvența de galop cutie - în jurul axei y

În această mișcare, în care intră efectul razei de girație, a momentului de inerție în jurul axei y și a distanței dintre pivoți pulsația proprie este dată de:

$$\omega_{3,4} = \sqrt{\frac{C_1 + C_2}{2m_1} + \frac{a^2 \cdot C_2}{I_y}} \pm \sqrt{\left(\frac{C_1 + C_2}{2m_1} + \frac{a^2 \cdot C_2}{I_y}\right)^2 - \frac{2a^2 \cdot C_1 \cdot C_2}{m_1 \cdot I_y}} \quad (5-27)$$

5.5.3. Frecvența oscilațiilor combinate ale cutiei, de clătinare și ruliu - deplasare după axa y și rotație în jurul axei x (γ, α)

Mișcarea depinde de: caracteristica laterală a suspensiei pe locomotivă; de distanța dintre centrul de greutate al cutiei și punctul de ruliu; de masele și momentele de inerție a părților suspendate având pulsația dată de relația:

$$\omega_{5,6} = \frac{\sqrt{h^2(\omega_f^2 + \omega_r^2) \pm \sqrt{[h^2(\omega_f^2 + \omega_r^2)]^2 - 4i_x^2 \cdot h^2 \cdot \omega_f^2 \omega_r^2}}}{2i_x^2} \quad (5-28)$$

$$\omega_r^2 = \frac{(l/2)^2 \omega_f^2 - S^2 \omega_p^2}{h^2} \quad (5-29)$$

5.5.4. Frecvența oscilației de rotație a cutiei în jurul axei z

Pulsația depinde de caracteristica laterală a suspensiei pe locomotivă, de distanța dintre pivoți și de momentul de inerție a cutiei în jurul axei z.

$$\omega_7 = \sqrt{a^2 + (l/2)^2} \cdot \sqrt{Cy/lz} \quad (5-30)$$

5.5.5. Frecvența de serpuire a boghiului - hunting

Analiza acestei mărimi deosebit de importante se impune a fi efectuată în mod deosebit deoarece depinde de mulți factori cum ar fi:

- conicitate bandaj
- viteza locomotivei
- lungimea de undă a osiei individuale
- lungimea de undă a ansamblului boghiu
- ampatamentul boghiului
- formula osiilor boghiului

Frecvența se stabilește după cum urmează:

- lungimea de undă a boghiului:

$$L' = L \cdot E \quad (5-31)$$

unde:

$$E = \sqrt{1 + (l/2S)^2} \quad (5-31')$$

$$L = 2\pi \sqrt{r \cdot s \cdot n} \quad (5-31'')$$

$$f = V/L' \quad (5-31''')$$

5.5.6. Frecvența de galop boghiu

Determinarea acestei mărimi prezintă o deosebită importanță asupra comportării de ansamblu a locomotivei astfel:

Cunoașterea frecvenței de galop a boghiului poate să conducă la o interferență a acestuia cu una din frecvențele cutiei creînd situația de rezonanță.

Pe de altă parte cunoașterea frecvenței de galop impune concepția adecvată a pivotului central așa cum se va arăta în continuare. În cazul în care concepția pivotului central nu ține seama de frecvențele de galop există riscul ca în cutie să se inducă oscilații suplimentare de recul.

$$f_{gb} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2 + C_3 \cdot l_3^2}{I_{yb}}} \quad (5-32)$$

Cu datele caracteristice ale LDE 3500 CP - Anglia și LDH 2400 CP - RDG vom face calcule pentru determinarea pulsațiilor proprii și frecvențele corespunzătoare de la pct. 5.5.1 + 5.5.6.

În tabelul nr.5-2 sînt centralizate rezultatele calculelor efectuate și comparate cu valorile maxime admise.

Datele celor două tipuri de locomotive sînt:

	<u>LDE Co-Co 3500 CP</u>	<u>LDH C'-C' 2400 CP</u>
C_1	= 872400 daN/m	1234800 daN/m
C_2	= 295200 daN/m	271800 daN/m
m_1	= 1219,877 daN/m/sec ²	806,422 daN/m/sec ²
m_2	= 7849,133 daN/m/sec ²	6511,5 daN/m/sec ²
$2a$	= 11,435 m	10,91 m
I_y	= 135636 daN·m·sec ²	107484 daN·m·sec ²
I_z	= 143206 daN·m·sec ²	104765 daN·m·sec ²
C_y	= 217200 daN/m	200415 daN/m
l_2	= 2,010 m	2,55 m
$2a$	= 1,5 m	1,5 m

Tabel nr.5-2PULSAȚIILE ȘI FRECVENȚELE PROPRII ALE MASELOR OSCILANTEPENTRU LDE Co-Co 3500 CP - ANGLIA ȘI LDH C'-C'2400 CP - R.D.G.

DENUMIRE MIȘCARE	PULSAȚII		FRECVENȚE (Hz)		
	LDE Co-Co 3500CP	LDH C'-C' 2400 CP	PRESCRIS	LDE Co-Co 3500 CP	LDH C'-C' 2400 CP
SĂLTARE CUTIE	7,41	8,24	1,5	1,18	1,31
	31,26	43,4		4,97	6,91
GALOP CUTIE	10,1	11,02	1,5 ÷ 2	1,6	1,75
	31,56	43,55		5,02	6,93
CLĂTINARE - RULIU CUTIE	3,67	3,634	0,6 ÷ 2,5	0,58	0,578
	11,36	21,954		1,8	3,495
MIȘCARE CUTIE ÎN JURUL AXEI z-z	7,159	7,748	1,2	1,139	1,23
GALOP BOGHIU	36,424	34,195	—	5,8	5,4458
SERPUIRE BOGHIU	CONFORM TABEL NR. 5 - 3				

Tabel nr.5-3FRECVENȚELE CINEMATICE DE SERPUIRE BOGHIU FUNCȚIE DE VITEZAPENTRU LDE Co-Co 3500 CP ȘI LDH C'-C' 2400 CP

TIPUL BOGHIULUI	PROFIL BANDAȚ	V f(Hz)	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
			LDE Co-Co 3500CP	=1:20		0,181	0,363	0,545	0,727	0,9089	1,0906	1,272
=1:10		0,257		0,514	0,771	1,028	1,2854	1,542	1,7995	2,0566	2,318	2,57
=1:7		0,307		0,6145	0,521	1,229	1,586	1,843	2,15	2,458	2,765	3,0726
LDH C'-C' 2400CP	=1:20			0,282	0,423	0,564	0,705	0,846				
	=1:7			0,427	0,641	0,854	1,068	1,28				

Din analiza tabelului nr.5-2 și diagramelor din fig.5-7 și fig. 5-8 rezultă următoarele aspecte:

1. Suprapunerea frecvenței cinematice a mișcării de serpuire a boghiului peste frecvențele proprii crează cinci situații de rezonanță.

2. Pentru bandaȚe noi vitezele de rezonanță sînt:

V_{RC1} - viteza de rezonanță prin suprapunerea frecvenței cinematice a boghiului cu frecvența proprie de mișcare de clătinare-rulin cutie se produce la 88,5 km/h

V_{RZ1} - viteza de rezonanță prin suprapunerea frecvenței cinematice a boghiului cu frecvența proprie de mișcare a cutiei în jurul axei z se produce la 124,5 km/h

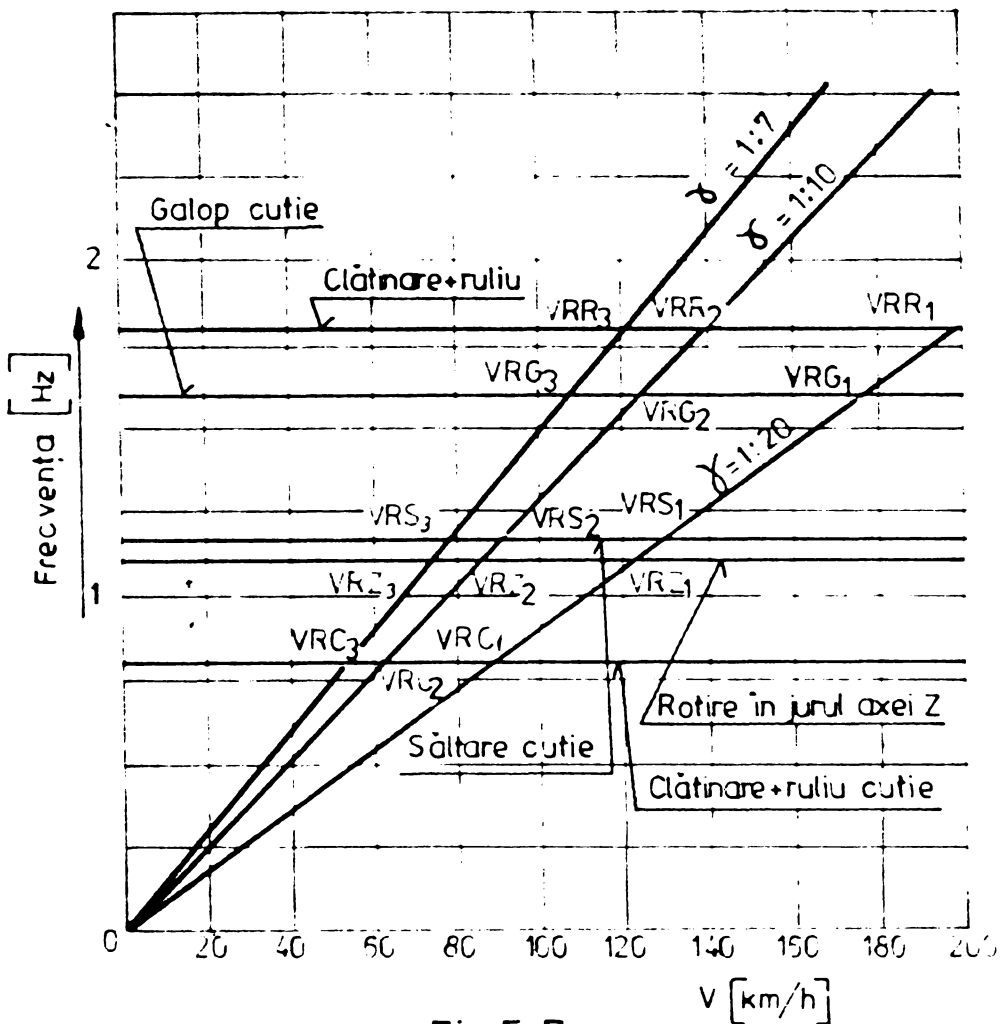


Fig. 5-7

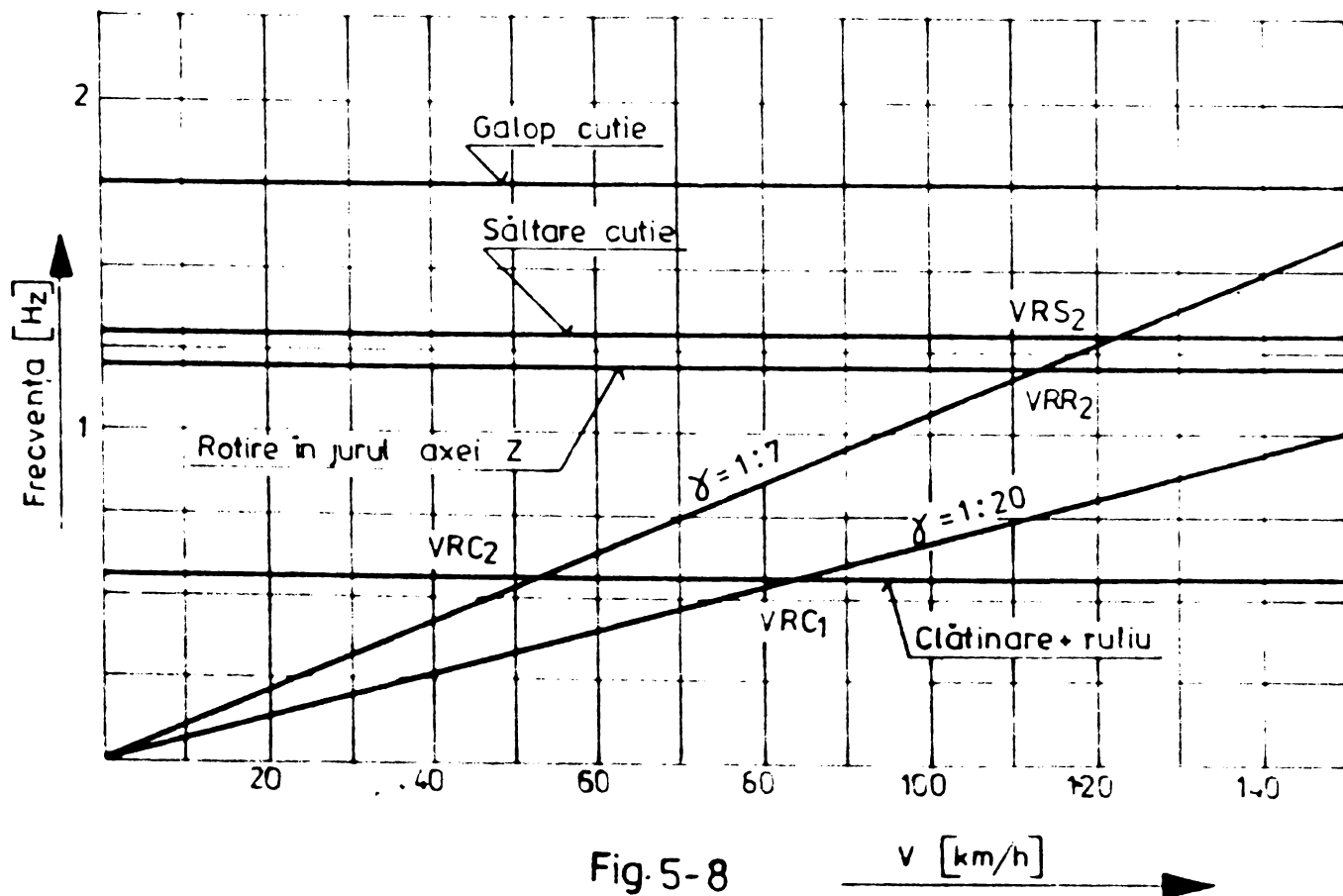


Fig. 5-8

- V_{RS1} - viteza de rezonanță prin suprapunerea frecvenței cinematice a boghiului cu frecvența proprie de săltare cutie se produce la 131 km/h
- V_{RG1} - viteza de rezonanță prin suprapunerea frecvenței cinematice a boghiului cu frecvența proprie de galop cutie, se produce la 178,5 km/h
- V_{RR1} - viteza de rezonanță prin suprapunerea frecvenței cinematice a boghiului cu frecvența proprie de clătinare-rulin cutie se produce la viteza de 200 km/h

3. In cazul bandajelor semiuzate $\delta = 1:10$, vitezele de rezonanță menționate mai sus au valorile:

$$\begin{array}{ll} V_{RC2} = 62 \text{ km/h} & V_{RG2} = 124 \text{ km/h} \\ V_{RZ2} = 87 \text{ km/h} & V_{RR2} = 140 \text{ km/h} \\ V_{RS2} = 91,5 \text{ km/h} & \end{array}$$

4. Pentru bandaje la $\delta = 1:7$ vitezele de rezonanță au valorile:

$$\begin{array}{ll} V_{RC3} = 54 \text{ km/h} & V_{RG3} = 108 \text{ km/h} \\ V_{RZ3} = 75,5 \text{ km/h} & V_{RR3} = 121 \text{ km/h} \\ V_{RS3} = 79 \text{ km/h} & \end{array}$$

Dacă privim problema sub aspectul domeniului vitezelor mari deci funcționarea locomotivei în domeniul peste 100 km/h dar nu cu intermitență ci de lungă durată, atunci se consideră ca o măsură utilă coborîrea vitezelor de rezonanță ce apar la:

- săltare cutie
- rotire cutie în jurul axei z
- galop cutie

Este evident că această reducere se materializează prin reducerea frecvențelor proprii ale mișcărilor în analiză.

Reducerea nivelului frecvențelor proprii ar impune ca pentru vehicule de mare viteză să se reducă actualele nivele maxime admise și anume [28]:

- săltare cutie reducere de la 1,4 Hz la 1 Hz
- rotire cutie în jurul axei z de la 1,2 Hz la 0,9 Hz
- galop cutie reducere de la 2 Hz la 1,25 Hz

sau dacă locomotiva circulă în domeniul limitat 100 + 200 km/h, ar fi de dorit trecerea frecvenței de galop cutie peste valoarea de 2 Hz astfel că din acest punct de vedere sistemul ar încera subcritic. Dacă locomotiva circulă cu viteza peste 200 km/h este preferată soluția de reducere a frecvenței de galop cutie. Trebuie avut însă mare grijă ca în cazul creșterii frecvenței de galop cutie să se analizeze frecvențele proprii ale boghiului spre a se elimina riscul suprapunerii

acestora. Trebuie de asemenea avut grijă că locomotivele cu reducerile nivelului de frecvențe arătate trec în domeniul supra-critic cu funcționare de scurtă durată în domeniul sub-critic și deci accelerațiile vor avea tendință de creștere funcție de gradul de amortizare acceptat. În orice caz față de domeniul sub-critic, nivelul de amortizare trebuie redus.

Reducerea frecvențelor proprii implică în primul rând reducerea caracteristicilor suspensiei primare și secundare.

5.6. Stabilirea caracteristicilor unghiulare a suspensiei secundare

În vederea cunoașterii posibilităților de readucere și menținere a boghiului în axa locomotivei se necesită cunoașterea caracteristicilor unghiulare ale suspensiei secundare. Pentru cunoaștere trebuie însă în prealabil stabilită metoda de determinare a acestei caracteristici.

Suspensia secundară de tip flexicoil având frecări foarte mici; o histereză de unde, rezultă o pierdere prin frecare neglijabilă - fig.5-1 - vor fi sensibile la rotiri reciproce cutie boghiu.

Sensibilitatea constă în aceea că în suspensie la o mică rotație se crează un moment de readucere. În felul acesta suspensia secundară are rolul important de dispozitiv de rapel cu efecte favorabile asupra reducerii uzurii la buza bandajului.

Suspensia secundară de tip flexicoil crează posibilitatea ca boghiul să se miște deosebit de elastic față de cutia locomotivei.

Una din caracteristicile importante ce conduce ca suspensia secundară de tip flexicoil să prezinte și un dispozitiv de rapel este caracteristica unghiulară.

Menționez că în literatura de specialitate nu am întâlnit indicații, de determinare a caracteristicii unghiulare, dar se vorbește de existența ei. În aceste condiții am stabilit o metodă proprie de determinare a acestei mărimi.

Pentru stabilirea formulelor caracteristicii unghiulare presupunem, fig.5-9, în care este poziționată suspensia secundară față de polul instantaneu de rotație. Locomotiva se presupune că circulă într-o curbă de rază R . Față de polul de rotație arcurile suspensiei secundare vor produce un moment elastic, combinat cu momentul elastic dat de fixarea elastică a pivotului central.

Notații:

C_1 - caracteristicile laterale arcuri flexicoil

a - distanța de la axa longitudinală a suspensiei secundare la axa longitudinală a boghiului

- R_i - brațele arcurilor flexicoil față de polul de rotație.
 C - distanța de la arcul 1 la axa pivot măsurată în lungul axei x
 x - poziția polului de rotație
 \mathcal{M} - momentul de readucere creat de suspensia secundară
 α - unghiul de rotație al boghiului

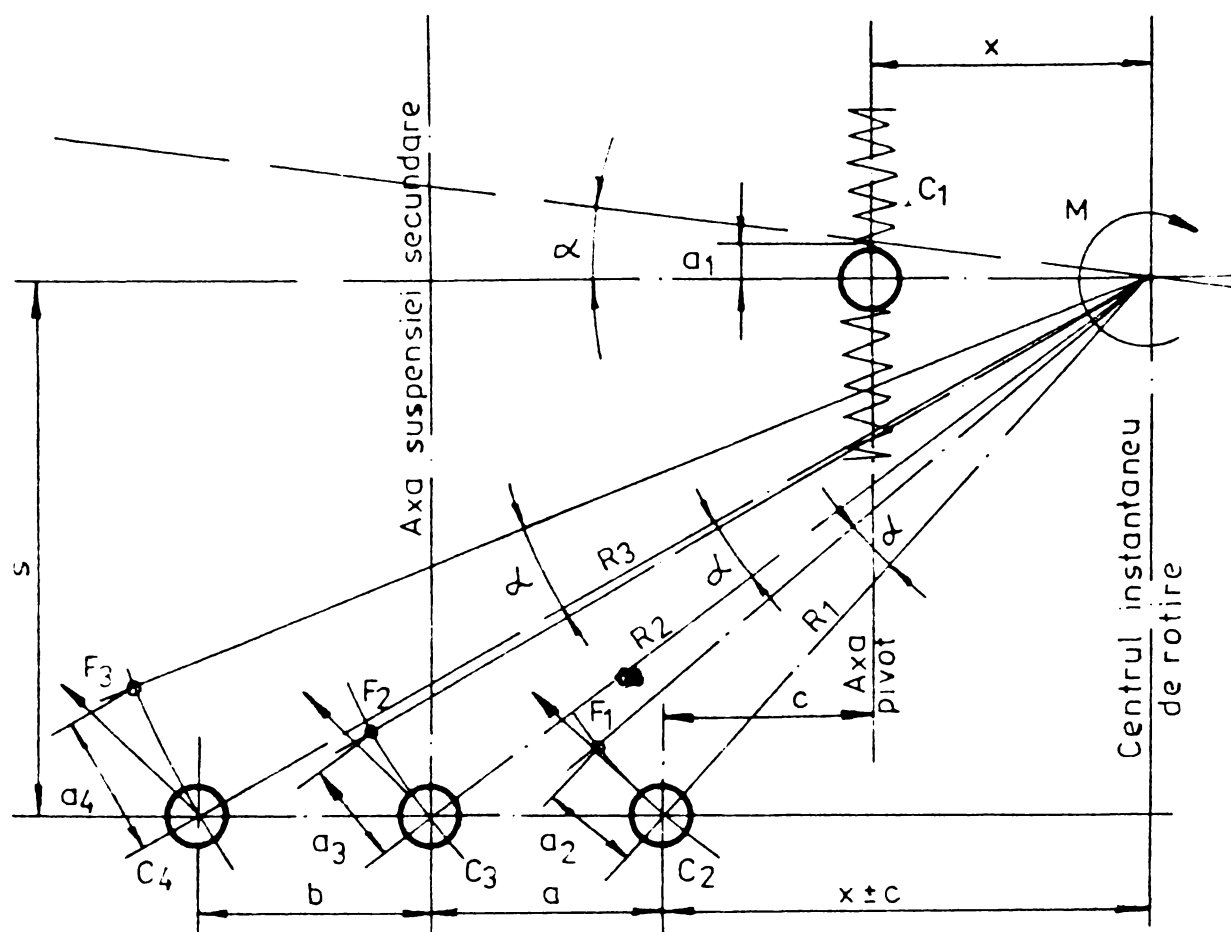


Fig. 5-9

Brățele forțelor au valoarea:

$$R_1^2 = s^2 + (x \pm C)^2$$

$$R_2^2 = s^2 + (x \pm C + a)^2 \quad (5-32')$$

$$R_3^2 = s^2 + (x \pm C + a + b)^2$$

Momentul elastic este dat de relația:

$$\mathcal{M} = \sum_1^4 \mathcal{M}_i \quad (5-33)$$

Momentele individuale ale fiecărui element elastic respectă relația:

$$\mathcal{M}_i = \sum C_i \cdot \varphi \cdot R_i^2 \quad (5-34)$$

atunci:

$$\begin{aligned}
 M_1 &= C_1 \cdot \varphi \cdot x^2 \\
 M_2 &= C_2 \cdot \varphi \cdot R_1^2 \\
 M_3 &= C_3 \cdot \varphi \cdot R_2^2 \\
 M_4 &= C_4 \cdot \varphi \cdot R_3^2
 \end{aligned}
 \tag{5-35}$$

deci:

$$M = C_1 \cdot \varphi \cdot x^2 + C_2 \cdot \varphi \cdot R_1^2 + C_3 \cdot \varphi \cdot R_2^2 + C_4 \cdot \varphi \cdot R_3^2 \tag{5-36}$$

cum însă caracteristicile laterale ale arcurilor flexicoil sînt identice, pentru aceeași încărcare axială, respectiv:

$$C_2 = C_3 = C_4 \tag{5-37}$$

momentul în jurul polului de rotație va avea valoarea:

$$M = 2C \cdot \varphi (R_1^2 + R_2^2 + R_3^2) + C_1 \cdot \varphi \cdot x^2 \tag{5-38}$$

Pentru a obține valoarea minimă a poziției polului de rotație trebuie ca derivata momentului în raport cu „x” să fie nulă, deci:

$$\frac{\partial M}{\partial x} = \frac{\partial [2C \cdot \varphi \sum R_i^2 + C_1 \cdot \varphi \cdot x^2]}{\partial x} = 0 \tag{5-39}$$

Efectuînd calculele necesare și operația de derivare se obține următoarea formă pentru moment:

$$\frac{\partial M}{\partial x} = 2C \cdot \varphi (6x + 6C + 2a + b) + 2C_1 \cdot \varphi \cdot x = 0 \tag{5-40}$$

respectiv x va fi:

$$x = \frac{4C(3C + 2a + b)}{12C + 2C_1} \tag{5-41}$$

Cazuri particulare - soluții constructive posibile:

a). Distanțele dintre arcurile suspensiei secundare egale deci $a = b$.

$$x = \frac{6C(c + a)}{6C + C_1} \tag{5-42}$$

b). Pivotal în dreptul arcului nr.1 (fig.5-9) deci $c = 0$.

$$x = \frac{6C \cdot a}{6C + C_1} \tag{5-43}$$

c). Pivotal în dreptul arcului nr.2 (fig.5-9) deci $c = a$; $a = b$.

$$x = \frac{12C \cdot a}{6C + C_1} \tag{5-44}$$

Cu valorile lui „x” calculate se revine în grupul de relații (5-32), se ține seama de variantele constructive a, b, c și se determină mărimile R₁, R₂, R₃.

În fig.5-9 deplasările „a_i” reprezintă poziția deplasată a capetelor arcului flexicoid fixate pe cutie și boghiu, urmare a rotirii boghiului în curbă cu unghiul α, unghi ce se determină folosind metoda combinată Heumann - Vogel, de circulație în curbă.

Cu precizările de mai sus deplasările „a_i” se calculează cu relația generală:

$$\begin{aligned} a_1^2 &= 2R_i^2(1 - \cos.\alpha) \\ a_1^2 &= x^2(1 - \cos.\alpha) \\ a_2^2 &= 2R_1^2(1 - \cos.\alpha) \\ a_3^2 &= 2R_2^2(1 - \cos.\alpha) \\ a_4^2 &= 2R_3^2(1 - \cos.\alpha) \end{aligned} \quad (5-45)$$

Cunoscînd pe a_i, R_i, C, C₁ momentele elastice produse de fiecare element vor fi:

$$\begin{aligned} M_1 &= C_1 \cdot a_1 \cdot x \\ M_2 &= 2C \cdot a_2 \cdot R_1 \\ M_3 &= 2C \cdot a_3 \cdot R_2 \\ M_4 &= 2C \cdot a_4 \cdot R_3 \end{aligned} \quad (5-46)$$

Momentul elastic - momentul de rapel - pe boghiu va rezulta în final ca fiind:

$$M = 2C \sum a_i R_i + C_1 \cdot a_1 \cdot x \quad (5-47)$$

Din relația (5-47) se determină caracteristica unghiulară pe boghiu ca fiind:

$$C_{\alpha} = \frac{M}{\alpha} \left[\frac{\text{daN} \cdot \text{cm}}{\text{rad}} \right] \quad (5-48)$$

Momentul elastic pe boghiu rezultat din relația (5-47) este echilibrat de momentul rezistent creat de forțele de creep dat de relațiile (3-37), (3-40), (3-41).

5.7. Concepția pivotului central ca un subansamblu pentru transmisia elastică a forței de tracțiune, dispozitiv de rapel și amortizor de vibrații

Din ansamblul suspensiei secundare, face parte și pivotul central. În concepția de locomotive la care se folosește arcurile înalte de tip flexicoil în mod implicit trebuie adoptat și pivotul central la această nouă construcție. În felul acesta trebuie ca pivotul central să permită deplasarea relativă dintre cutie și boghiuri; să permită rotirea boghiului față de cutie în plan orizontal, să permită rotirea după axa $y-y$ a cutiei față de boghiuri la trecerea peste cocoasă și în fine caracteristica pivotului central trebuie să asigure o caracteristică transversală și unghiulară care în paralel cu caracteristicile arcurilor flexicoil să asigure caracteristica pentru readucerea și menținerea boghiului în axa locomotivei.

Este clar că pivotul central nu poate să fie gândit decât ca ansamblu ce face legătura elastică între rama boghiului și cutia locomotivei.

Schematic construcția adoptată de autorul prezentei lucrări, pentru pivotul central este reprezentată în fig.5-10.

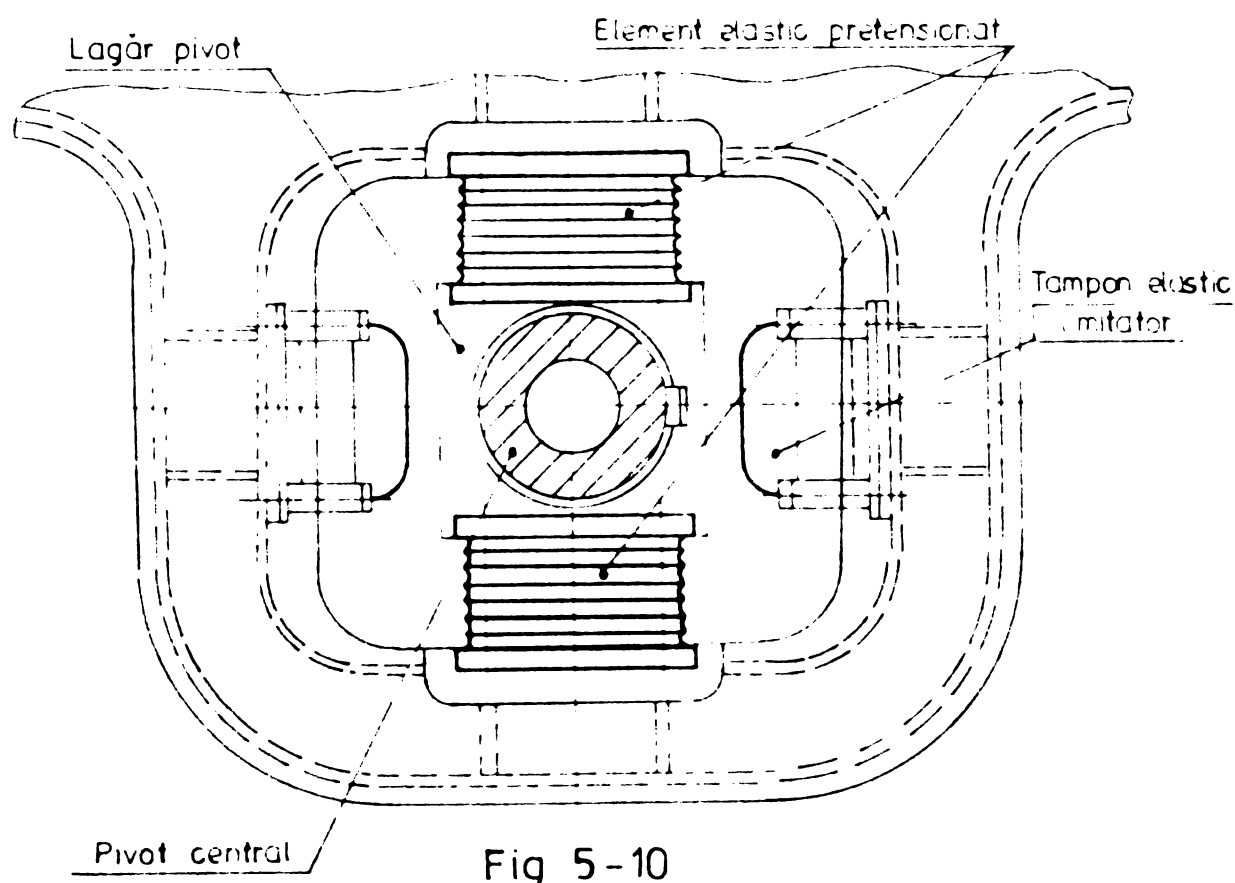


Fig 5-10

Ansamblul pivotului central este format din:

- 2 elemente din cauciuc de tip sanviei montate pretensionat în față și în spatele pivotului
- un lagăr pivot în care se presează pivotul central
- două tamponate laterale - limitatoare

Elementul elastic ce se folosește trebuie să asigure următoarele

caracteristici garantate:

- caracteristica axială
- caracteristica laterală
- caracteristica verticală

Schematic caracteristicile unui astfel de element sînt reprezentate în fig.5-11.

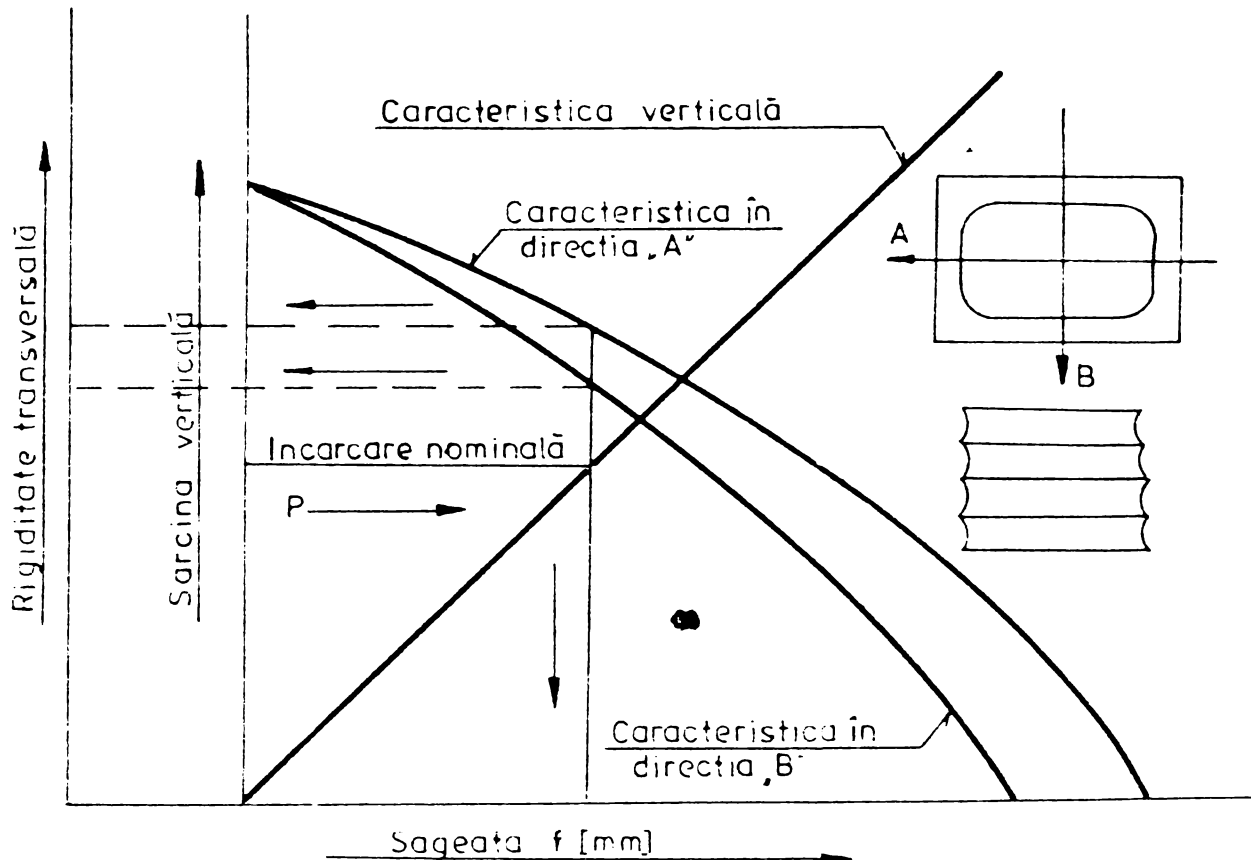


Fig. 5-11

În concepția pivotului central trebuie să se pornească de la ideea că elementele elastice din cauciuc cu armături metalice nu au voie să lucreze la întindere. În cazul solicitărilor la întindere se va produce în mod inevitabil distrugerea elementului prin dezlipirea cauciucului de armături. Astfel se impune ca elementele elastice să fie montate pretensionat, pretensionare care chiar la forțele maxime de tracțiune și frinare să asigure construcția că nu va lucra la întindere.

Stabilirea mărimii pretensionării este o problemă deosebită, aceasta deoarece ea trebuie să țină seama de următoarele aspecte:

- mărimea forței de tracțiune
- poziția centrului pivotului față de nivelul șinei
- nivelul frecvențelor proprii de galop a boghiului

Din punctul de vedere al forței de tracțiune ce revine pe un pivot; pretensionarea trebuie să prezinte 55-70% din mărimea forței de tracțiune la pornire.

Evident pretensionarea trebuie analizată în contextul că pe pivot lucrează două elemente pretensionate, fig.5-12.

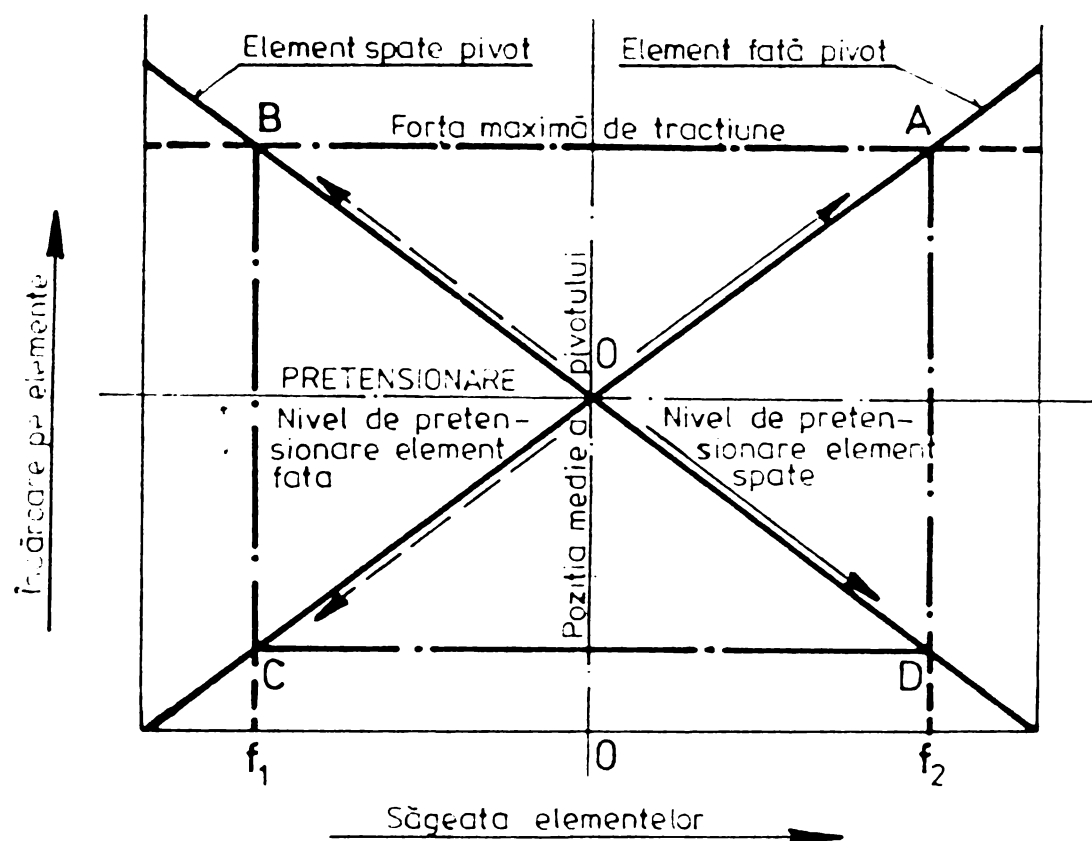


Fig 5-12

Poziția centrului pivotului față de nivelul șinei dă indicații, în afară de utilizarea greutateii aderențe și asupra cuplului ce se formează de către forța de tracțiune și înălțimea pivotului central. În acest caz pretensionarea va fi mai redusă spre a se evita efectul de inducere în mișcarea cutiei a mișcării de recul provenită de la boghiu.

De o deosebită importanță este corelarea frecvenței proprii de galop ale boghiului cu frecvențele proprii ale cutiei. În cazul în care există pericolul că frecvențele proprii ale boghiului să se suprapună peste una din frecvențele proprii ale cutiei deci apariția fenomenului de rezonanță, sau în cazul în care frecvențele proprii ale galopului boghiului combinat cu poziția centrului pivotului care se găsește în afara centrului de greutate a acestuia, pivotul va efectua la nivelul bazei cutiei o deplasare longitudinală, axa x, de o anumită amplitudine. Această mișcare induce în cutie o mișcare de recul. În acest caz trebuie să se acționeze fie asupra mărimii pretensionării fie asupra caracteristicii axiale a elementului din cauciuc în sensul că acestea să fie coborâte, permițându-se astfel ca deplasări mici să fie preluate de sistemul elastic din pivot.

In diagrama din fig.5-12 am reprezentat modul de funcționare a elementelor elastice din pivot corelate cu mărimea pretensionării.

Diagrama conține cele două elemente din pivot, montate opus. Modul de funcționare se produce astfel:

In momentul în care forța de tracțiune sau frinare depășește mărimea pretensionării pe element el va lucra pe caracteristică OA, dacă cel solicitat este elementul din fața pivotului. In același timp elementul din spate lucrează pe caracteristica de descărcare OD.

Prin descărcarea parțială, la forța maximă de tracțiune la pornire, se ajunge în punctul D căruia îi corespunde săgeata de pretensionare f_2 .

Din motivele arătate mai sus această deformație f_2 , în cazul când elementul este descărcat nu are voie să aibe valoarea zero. In același mod. se produce procesul de încărcare și descărcare dacă este solicitat elementul din spatele pivotului. Descărcarea maximă a elementului din față ajunge pînă în punctul C concomitent cu încărcarea elementului spate pînă la punctul B. Rezultă că elementul față mai rămîne comprimat, la forța maximă de pornire, cu săgeata f_1 .

Această mărime trebuie să fie mai mare ca zero și concepțional trebuie să fie egală cu f_2 .

Rezultă că domeniul de funcționare a celor două elemente se găsește în intervalul cadrului ABCD.

In fig.5-13 reprezentăm ca exemplificare modul de montaj a elementelor din pivot aplicat la locomotiva diesel hidraulică C'-C' 2400 CP pentru R.D.G.

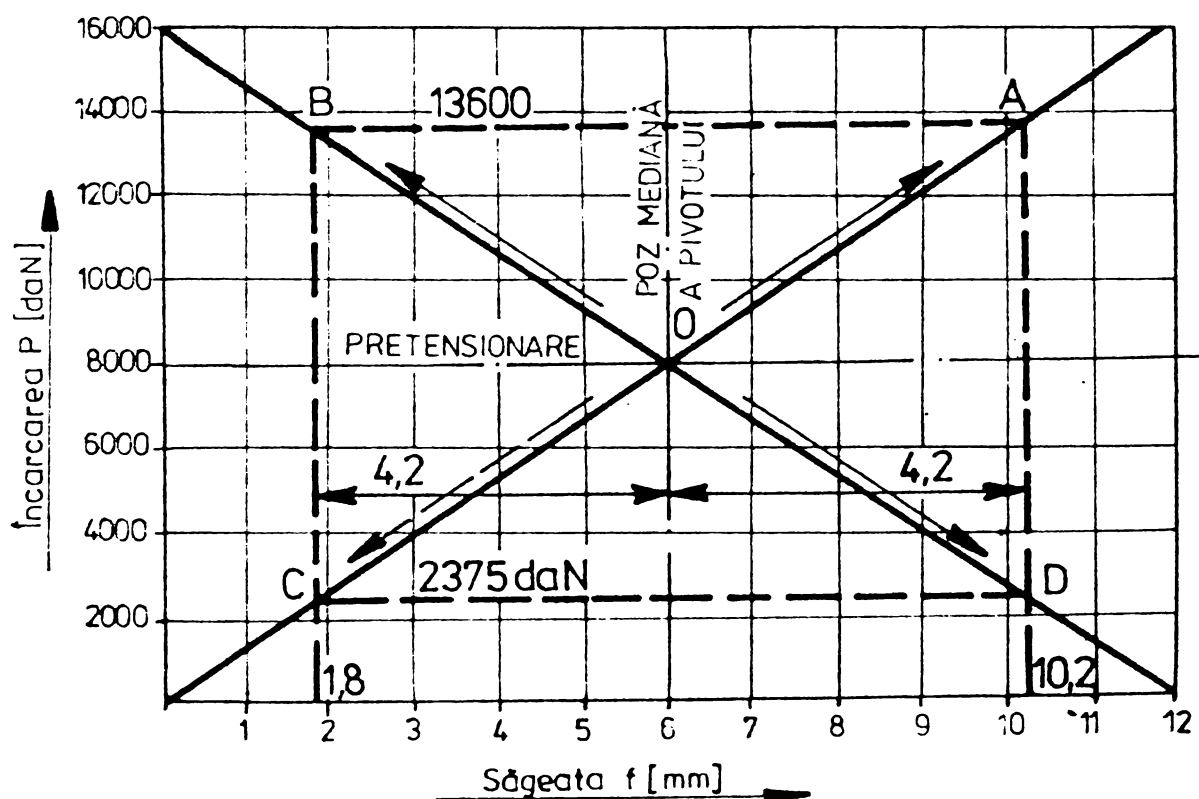


Fig. 5-13

Din analiza construcției rezultă următoarele avantaje esențiale:

- construcția elastică a pivotului central nu necesită nici o întreținere
- construcția elimină necesitatea ungerii și deci problema etanșării în caz de export în zone de praf și nisip
- construcția este propice pentru funcționarea în regim climatic THA

5.8. Concluzii

În rezumatul analizei efectuate asupra suspensiei secundare folosind arcuri de tip flexicoil, introdusă în concepția românească de locomotive, de autorul prezentei lucrări, se desprind următoarele concluzii:

1. Soluția elimină frecarea între elemente, deci din acest punct de vedere caracteristica de rulare nu este influențată. Prin o selecție atentă a caracteristicilor pivotului central construcția este complet eliberată de frecare și deci de părți supuse uzurii.
2. rotația boghiului creează forțe de readucere pentru alinierea boghiului cu cutia. Această soluție comparată cu locomotive ce prin construcție au prevăzut pivotul central cu frecare sau suporturi laterali cu frecare, unde rotația boghiului disipează energia la nivelul acestor suprafețe atât la deplasare cât și la întoarcere; asigură o revenire a boghiului în axa locomotivei fără să apară pericolul ca acesta să circule în diagonală până la apariția unei cauze exterioare care să creeze un moment invers mai mare decât momentul rezistent.
3. Lungimi echivalente a brațelor de pendul - mișcare de legănare și ruliu - pot fi realizate cu ușurință, astfel se obține un braț al pendulului de 760 mm cu un arc având înălțimea de 580 mm sub sarcina nominală.
4. Dată fiind histereza foarte scăzută și caracteristicile liniare ale arcului elicoidal, la deplasări laterale și verticale, se realizează o centrare bună între boghiu și cutie.
5. Suspensia secundară, înglobând arcuri de tip flexicoil, se recomandă ca o soluție principală pentru vehicule motoare de mare viteză.
6. Prin faptul că în ansamblul ei soluția elimină frecările, elimină necesitatea ungerii, elimină necesitatea etanșărilor se recomandă ca o soluție deosebit de economică și adecvată pentru export în regimuri THA cu praf și furtuni de nisip.

C A P I T O L U L 6

6. STUDIUL STABILITĂȚII BOGHIURIOR CU TREI OSII ÎN

PLAN ORIZONTAL

Vehiculele feroviare motoare reprezintă sisteme de oscilații foarte complicate, de aceea aprecierea comportării oscilatorii a vehiculelor ca și interpretarea justă a rezultatelor, presupune o cunoaștere clară a influenței tuturor elementelor de bază ale sistemului oscilant.

Proiectarea sistemelor de suspensii, parametrii ei, sistemul adoptat de așezare a cutiei pe boghiuri, impun a se efectua verificări cu privire la proprietățile dinamice ale vehicolului.

Se poate totuși afirma că dinamica vehiculelor feroviare în linie dreaptă este dominată de mișcări în plan lateral în special de șerpuire. Existența acestor mișcări oscilatorii a constituit materialul de experiență pentru o perioadă îndelungată și este tratată într-o serie de lucrări [1, 2, 4, 6, 9, 10, 11, 18, 28, 30, 35, 50, 59, 62, 67, 83, 85, 87] .

Serpuirea vehiculelor feroviare, pune o problemă deosebit de grea , în realizarea trenurilor de mare viteză iar succesul în proiectarea acestora depinde în mare măsură de prevenirea acestui fenomen [59] .

Există în acest plan o viteză limită peste care mișcările maselor oscilante ale vehicolului sînt de amplitudini foarte mari sau crescătoare, conducînd la mers instabil, această viteză la care sistemul este într-o stare labilă este viteza critică.

Deci mișcarea de șerpuire pînă la viteza critică nu poate fi considerată periculoasă, ea devine periculoasă numai după ce se depășește nivelul vitezei critice. În acest sens trebuie legată mișcarea de șerpuire de nivelul vitezei critice.

La anumite viteze de înaintare, diferite vehicule experimentale dădeau oscilații întretinute în plan lateral. Aceste oscilații apar datorită instabilității dinamice a unor vehicule, cauzată de interacțiunea roată-șină, dintre conicitatea roților și acțiunea suspensiilor [87] . Vehiculele pe șină au fost prevăzute cu roți conice pentru a obține o măsură a stabilității statice, deoarece însă suprafața de rulare se uzează relativ repede, roți care au fost puse în funcțiune cu suprafețe conice, ajung după un scurt timp să aibe suprafețe concave [85, 87] .

Comportamentul unui vehicul cu roți cu suprafața concavă este complet diferită de aceea ale unui vehicul cu roți conice [87, 97]

La vehicule cu profile de rulare concave sau de „uzură” forța normală dintre bandaj și șină are o direcție care se modifică cu abaterea transversală a osiei pe șină.

Forța ce se crează este proporțională cu abaterea. În acest fel profilul de bandaj uzat prezintă un efect stabilizant. Explicația acestui efect rezultă din următoarele analize [97] :

Prezintă o importanță relația dintre deplasarea transversală „y” a centrului osiei față de mijlocul liniei și diametrele momentane ale cercurilor de rulare r_1 , r_2 precum și unghiurile de înclinare γ_1 , γ_2 ale profilelor punctelor de contact ale bandajului cu șină.

La profile conice există relația: [85, 97, 15] .

$$\frac{r_1 - r_2}{2y} = \frac{\Delta r}{y} = \text{tg. } \gamma \quad (6-1)$$

mărime constantă.

La profile de uzură există relația:

$$\frac{r_1 - r_2}{2y} = f(y) \quad (6-2)$$

Variația diferenței cercurilor de rulare funcție de deplasarea laterală se prezintă în fig.6-1.

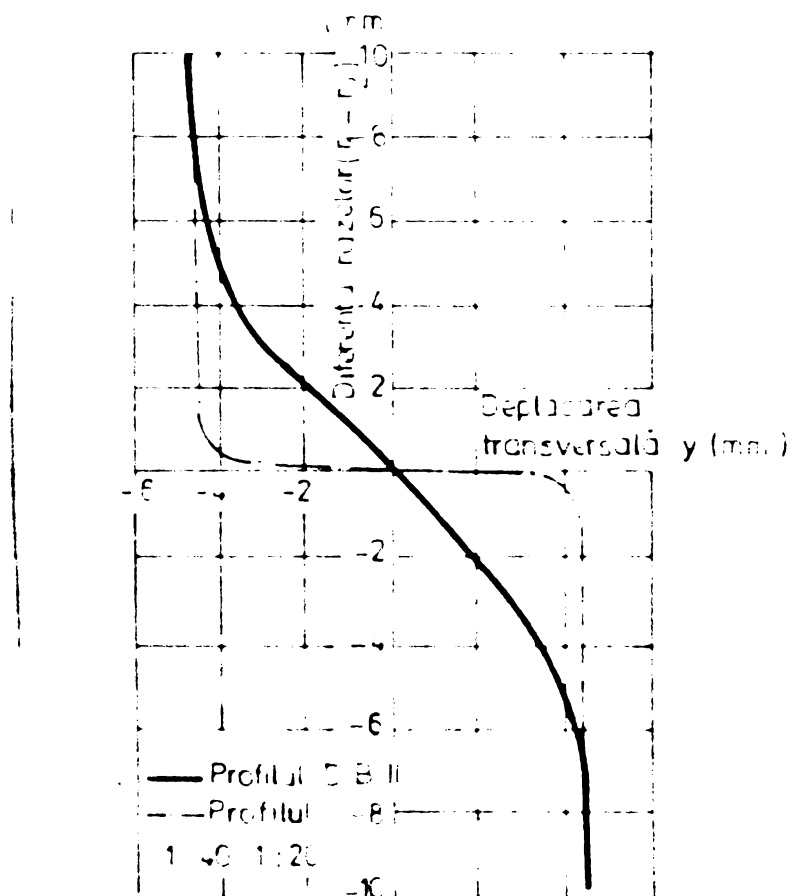


Fig. 6-1

variația $r_1 - r_2$ funcție de deplasări laterale

Dacă variația funcție este liniară, ceea ce în cazul deplasărilor mici se verifică, se poate introduce o conicitate ideală:

$$\text{tg. } \gamma_{\text{ideal}} = \frac{r_1 - r_2}{2y} \quad (6-3)$$

Așa cum se vede [97, 15] profilul de uzură prin geometria sa dezvoltă la deplasarea laterală forțe de readucere avantajoase.

Nu același lucru se poate spune despre profilul cu conicitatea constantă. În fig.6-1 se prezintă comparativ forțele de readucere pentru diferite profile de bandaje.

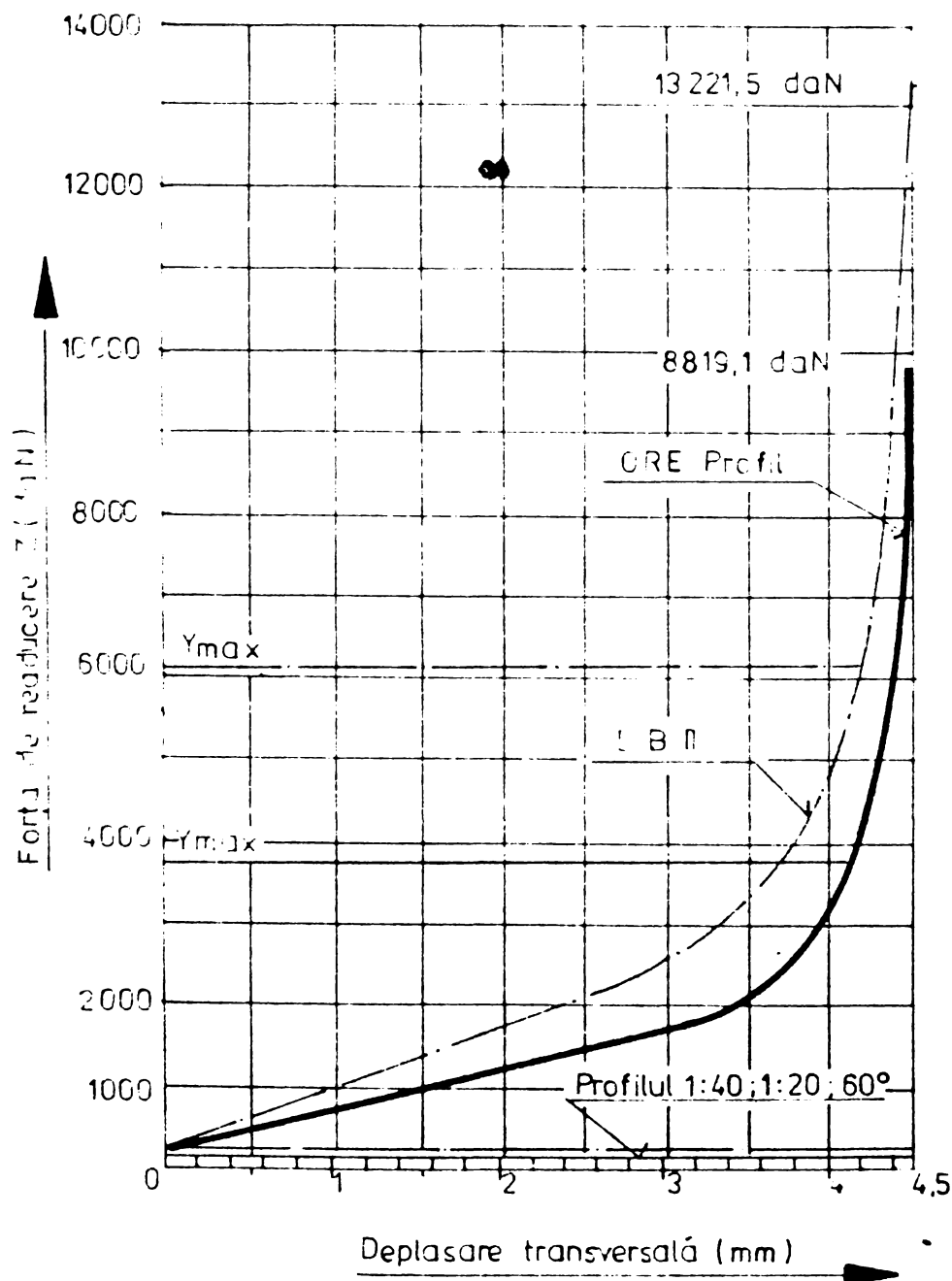


Fig. 6 - 2

In fig. 6-2 sînt reprezentate 3 tipuri de profile și amune:

- profilul de uzură DB II
- profilul 1:40
- profilul 1:20

Se vede că la profilul DB II, foarte aproape de profilul ORR, buza bandajului nu ajunge în contact cu șina datorită forțelor de readucere care se nasc.

Efectul profilului de uzură ca element stabilizant este numai parțial valabil, această deoarece cu bandaje uzate lungimea de undă se scurtează, deci crește frecvența oscilațiilor de șerpuire.

In momentul în care parametrii maselor oscilante crează situația limită că factorul de amortizare este zero și trece în domeniul pozitiv mișcarea devine instabilă 3, 5, 10, 11, 15, 18, 27, 35, 45, 49, 50 .

Plecînd de la această concluzie, analiza stabilității boghiurilor în plan orizontal va avea în vedere variația factorilor de amortizare ca element ce caracterizează mișcarea.

6.1. Modelul mecanic folosit pentru studiu

Modelul mecanic folosit pentru studiu este reprezentat în fig.6-3.

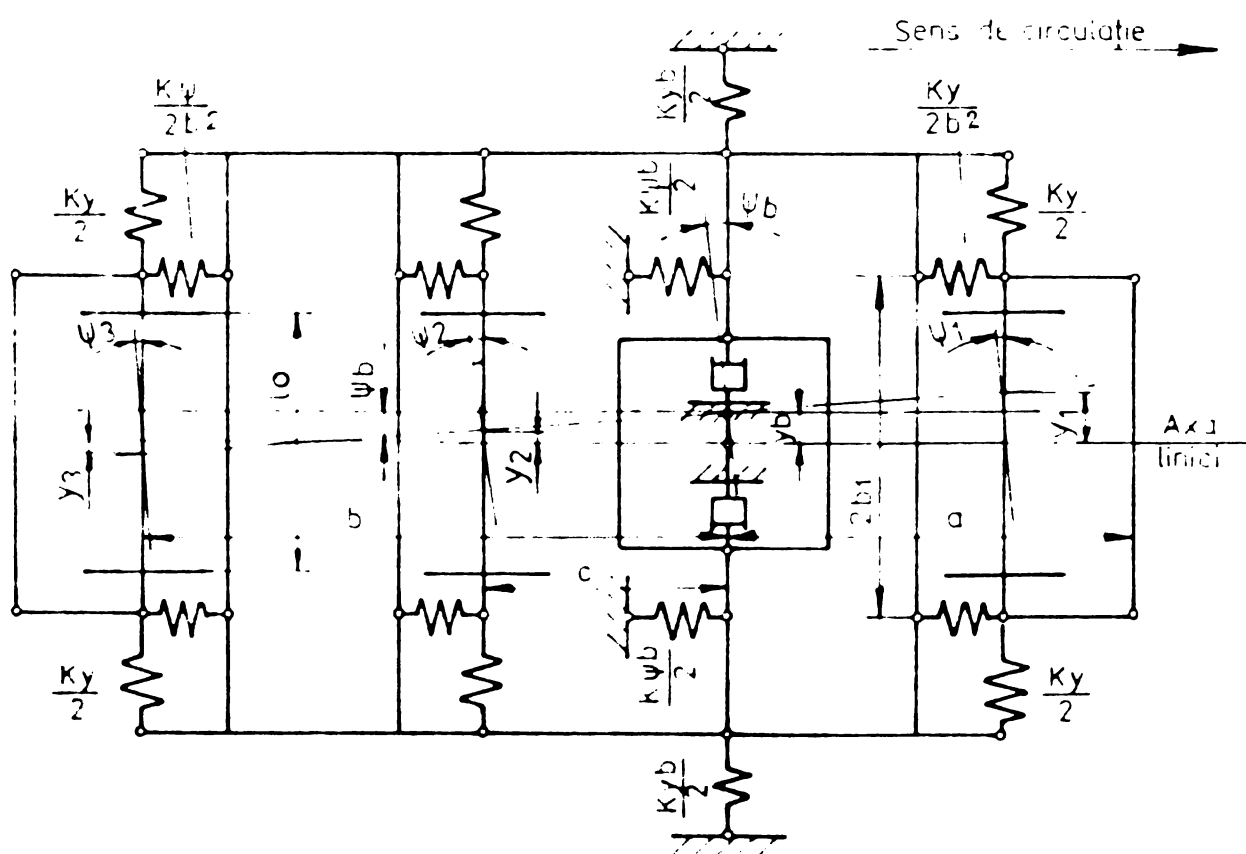


Fig. 6 - 3

Acest model reprezintă schematic boghiul LDE Co-Co 3500 CP export Anglia și LDE Co-Co 4000 CP - Grecia.

Ca mase oscilante se consideră:

- cele trei osii montate
- rama boghiului

Pentru analiză se consideră de asemenea că fiecare osie este ghidată elastic în sens longitudinal și transversal.

Un element ce complică analiza este pivotul central și poziția sa față de osia 2, poziție studiată la cap.3.

Studiul oscilațiilor boghiului se va face ținând seama de următorii factori ce influențează stabilitatea:

- caracteristica orizontală de ghidare osie
- conicitatea bandajului
- viteza de circulație a locomotivei
- factorii de creep

Nu se va face o analiză privind influența maselor și momentelor de inerție deoarece ne referim la datele unei anumite locomotive.

6.2. Ecuațiile de mișcare a sistemului oscilant

Pentru determinarea ecuațiilor generale ale mișcării se are în vedere următoarele aspecte constructive:

- distanța dintre osia 1-2 și 2-3 nu sînt egale, este situația cea mai generală posibilă
- pivotul central nu se găsește în dreptul osiei 2, un caz de asemenea general
- caracteristicile longitudinale ale ghidării osiilor sînt egale la toate osiile
- caracteristicile transversale ale osiilor sînt de asemenea egale la toate osiile

Pentru determinarea ecuațiilor mișcării se folosește metoda Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial E_p}{\partial q} = 0 \quad (6-4)$$

unde:

- E_c - energia cinetică
- E_p - energia potențială
- q - coordonată generală

Studiul stabilității boghiului în plan orizontal-lateral s-a făcut considerînd acest ansamblu ca avînd opt grade de libertate (fig.6-3):

- translație, deplasare după axa y a osiilor montate
- rotirea osiilor în jurul axelor proprii z

- deplasarea laterală după axa y a maselor suspendate ale boghiului
- rotirea maselor suspendate ale boghiului în jurul axei z

Se menționează că deplasările laterale ale osiilor și rotirile acestora în jurul axei z nu se consideră egale între ele, deoarece pe de o parte distanțele dintre osii nu sînt egale iar pe de altă parte pivotul central nu este montat în dreptul osiei 2.

Modul de abordare a studiului stabilității boghiului ca un sistem cu opt grade de libertate, legat de cutie prin suspensia secundară, reprezintă o modalitate de analiză detaliată a comportării acestuia în plan orizontal-lateral, cu luarea în considerare a cuplului elastic de readucere a suspensiei secundare față de rotația și deplasarea laterală a boghiului [50].

Acest mod de analiză a fost aplicat în cazul studiului influențelor date de ghidarea osiei în rama boghiului și suspensiei secundare asupra stabilității laterale ale boghiului, la trenul de mare viteză „Tokaido” [50] și la trenul de mare viteză a Căilor Ferate Britanice.

Determinarea ecuațiilor generale ale mișcării maselor oscilante este efectuată în anexa C.

Stabilitatea sistemului poate fi cunoscută numai prin calculul numeric al rădăcinilor ecuației caracteristice [50].

Prin dezvoltarea determinantului Lagrange (C-26) anexa C, rezultă ecuația caracteristică de forma:

$$a_0 \rho^{16} + a_1 \rho^{15} + a_2 \rho^{14} + a_3 \rho^{13} + a_4 \rho^{12} + a_5 \rho^{11} + a_6 \rho^{10} + a_7 \rho^9 + a_8 \rho^8 + a_9 \rho^7 + a_{10} \rho^6 + a_{11} \rho^5 + a_{12} \rho^4 + a_{13} \rho^3 + a_{14} \rho^2 + a_{15} \rho^1 + a_{16} = 0 \quad (6-5)$$

Rădăcinile acestei ecuații pot fi exprimate în general sub forma complexă:

$$\rho = \alpha_j \pm \beta_j j \quad (6-6)$$

sau reale și complex conjugate de forma:

$$\rho_j = \pm \lambda_j$$

$$\rho_j = \alpha_j \pm \beta_j$$

Partea imaginară β_j reprezintă pulsația mișcării periodice amortizate iar partea reală α_j reprezintă gradul de amortizare. Dacă în relația (6-6) $\beta_j = 0$ rădăcinile sînt reale, mișcarea devine aperiodică.

Natura mișcării - stabilă sau instabilă - este funcție de

semnul termenului α_1 .

Mișcările locomotivei sînt stabile atîta timp cît valorile proprii sînt reale și negative sau complex conjugate cu partea reală negativă.

Pentru studiul stabilității boghiului, interesează mai puțin aflarea soluției generale ale mișcării, ci este mai important faptul ca oscilațiile tuturor părților componente să fie amortizate.

Deci viteza critică, dată de mișcarea de șerpuire a boghiului, va corespunde acelei valori de circulație a locomotivei, pentru care valorile proprii devin reale și pozitive sau complex-conjugate cu partea reală pozitivă.

6.3. Studiul stabilității boghiului prin variația unor parametrii constructivi

Studiul stabilității boghiului urmărește un scop precis și anume, influența caracteristicilor de ghidare laterală a osiei montate asupra stabilității acestui ansamblu important.

Această analiză are în vedere atît soluția constructivă dezvoltată în cadrul capitolului 4, cît și faptul că pentru reducerea maselor nesuspendate în plan orizontal-lateral, se impune introducerea între osia montată și rama boghiu a unui sistem elastic care pe de o parte să asigure o reducere a transmisibilității eforturilor spre masele suspendate, dar în același timp să asigure o stabilitate a mișcării boghiului în acest plan. Pornind de la acest scop urmărit am presupus caracteristica de ghidare a osiei în direcția axei x ca avînd o valoare ridicată în așa fel că practic osia nu se rotește față de axa proprie z . În acest fel unul din parametrii variabil va fi caracteristica laterală de ghidare a osiei montate.

În studiul mișcării ansamblului boghiu se introduce caracteristica laterală a suspensiei secundare de tip flexicoil, precum și caracteristica unghiulară a acesteia inclusiv caracteristica elementului elastic din pivot.

6.3.1. Datele de studiu ale locomotivei

Pentru studiul stabilității în plan orizontal s-a luat drept boghiu model, boghiul ce echipează locomotiva diesel electrică Co-Co 4000 CP - Grecia.

Mărimile constante de analiză, pentru acest tip de boghiu sînt:

- | | |
|--|--------------------------------|
| - Sarcina pe osie | $Q = 20000 \text{ daN}$ |
| - Masa osiei montate, inclusiv cota parte a motorului de tracțiune | $m = 2505 \text{ daN/m/sec}^2$ |

- Momentul de inerție a osiei montate inclusiv cota parte a motorului de tracțiune	$I = 1155,7 \text{ daN}\cdot\text{m}\cdot\text{sec}^2$
- Masa suspendată a boghiului	$m_b = 8702,7 \text{ daN/m}/\text{sec}^2$
- Momentul de inerție a masei suspendate a boghiului	$I_b = 10740 \text{ daN}\cdot\text{m}\cdot\text{sec}^2$
- Distanța dintre cercurile de rulare ale aceleași osii montate	$l_0 = 1500 \text{ mm}$
- distanța între osia 1 și 2	$a' = 1950 \text{ mm}$
- distanța între osia 2 și 3	$b' = 2150 \text{ mm}$
- distanța de la osia 2 la pivotul central	$c' = 300 \text{ mm}$
- Caracteristica longitudinală de ghidare a osiei	$K_x = 7,6 \cdot 10^7 \text{ daN/m}$
- Caracteristica laterală a suspensiei secundare	$K_{y_b} = 1,12 \cdot 10^6 \text{ daN/m}$
- Caracteristica unghiulară a suspensiei secundare	$K_{\psi_b} = 9,098 \cdot 10^6 \text{ daN}\cdot\text{m}$
- Pivotul amplasat între osia 1 și 2	
- distanța de la osia 1 la pivot	$a = 1650 \text{ mm}$
- distanța de la osia 2 la pivot	$b = 300 \text{ mm}$
- distanța de la osia 3 la pivot	$b = 2450 \text{ mm}$

Ca mărimi variabile s-au luat:

- Caracteristica laterală de ghidare a osiei montate	K_y
- Conicitatea bandajului	λ
- Viteza locomotivei	V

Este de menționat că prin caracteristica K_y , vom înțelege caracteristica cuplajului elastic ce se montează între osia montată și lagărul osiei, a cărui variație va indica domeniul de stabilitate și domeniul de instabilitate a boghiului.

Ecuția (6-5) cu datele de mai sus ale boghiului, a fost programată și rezolvată pe un calculator numeric FELIX C - 256. În acest scop s-a luat domeniul vitezelor de analiză cuprinse între 20 ... 300 km/h iar caracteristicile de ghidare osie K_y pentru valorile 1000 daN/cm; 2000 daN/cm; 3000 daN/cm și 4000 daN/cm. Element variabil în analiză a fost luată și conicitatea bandajului λ pentru care s-a admis valorile 0,05, 0,1, 0,15, 0,2, 0,25, 0,3.

6.3.2. Analiza rezultatelor

Din volumul mare de rezultate; în fig.6-4; 6-5; 6-6 s-au repre-

zentat mărimile α și β doar pentru caracteristica laterală (caracteristica cuplaj elastic osie) de 100000 daN/m și caracteristica de 300000 daN/m, la valori ale conicității bandajelor de 0,05, 0,1, 0,15, 0,2, funcție de viteza locomotivei V cuprinsă între 20 ... 300 km/h.

Analiza rezultatelor, respectiv a stabilității mișcării boghiului se va face sub următoarele aspecte:

- influența caracteristicilor laterale ale cuplajului elastic
- ghidare laterală osie montată
- influența conicității bandajelor

6.3.2.1. Influența caracteristicilor de ghidare laterală a osiei

Comparînd curbele factorului de amortizare din fig.6-4 cu curbele din fig.6-5 rezultă:

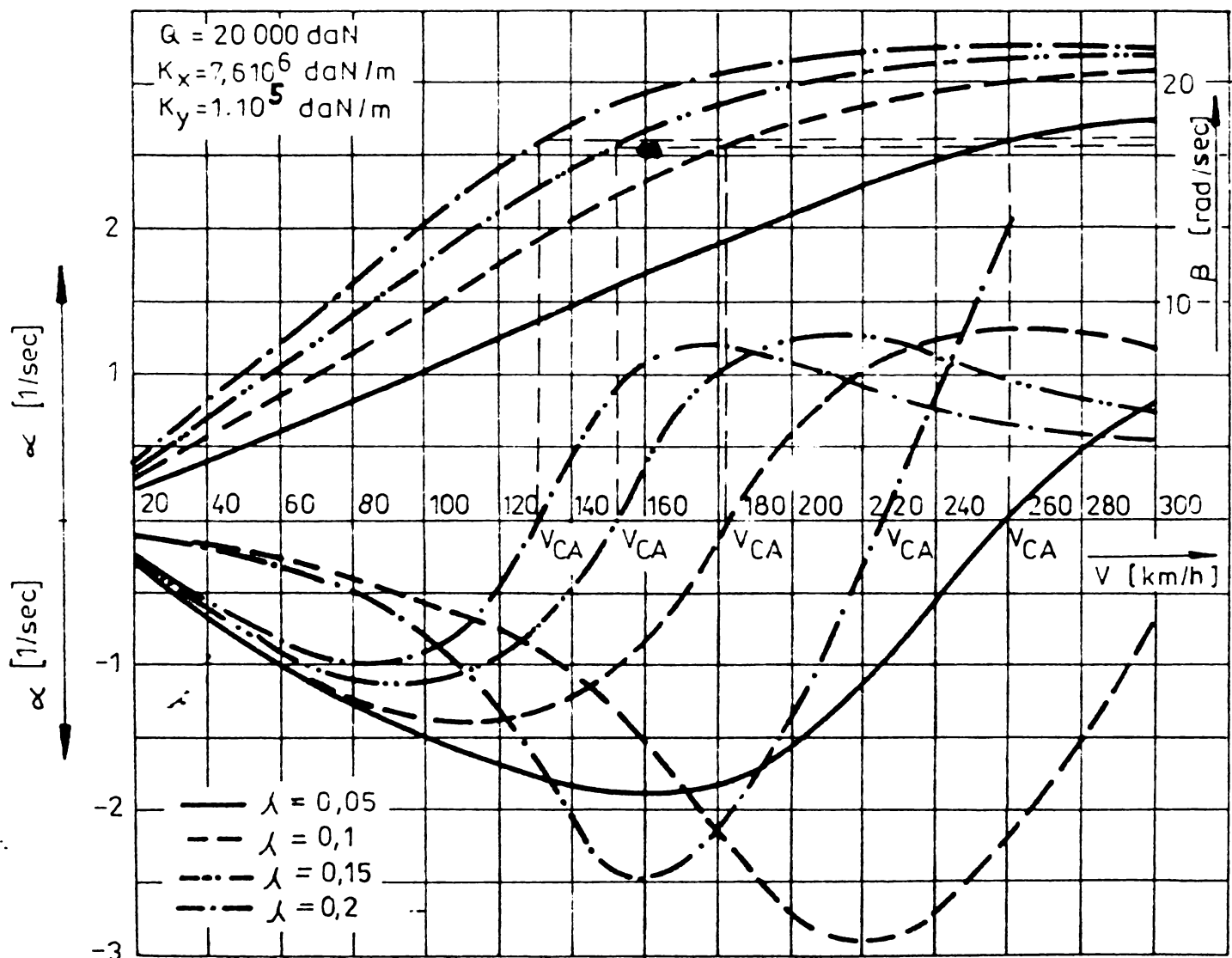


Fig. 6-4

a). La aceeași conicitate a bandajului de 0,05, pentru ghidarea laterală cu $k_y = 100000$ daN/m viteza critică apare la 260 km/h, pentru ghidarea laterală cu $k_y = 300000$ daN/m viteza critică apare peste viteza de 300 km/h.

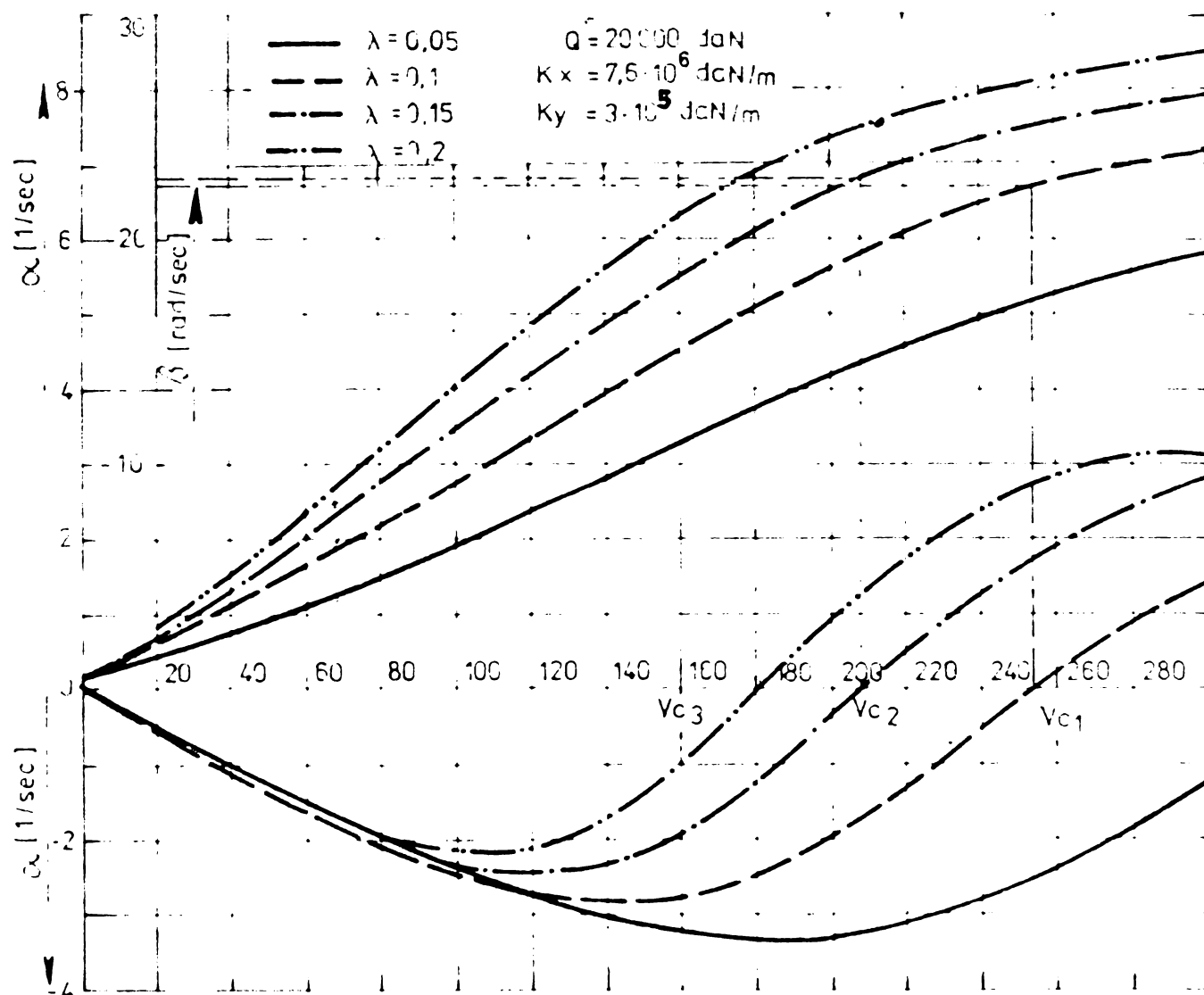


Fig. 6 - 5

- b). Pentru profilul uzat 0,15, vitezele critice coboară la valoarea de 140 km/h pentru caracteristica de 100000daN/m respectiv la valoarea de 210 km/h pentru caracteristica de 300000daN/m.
- c). In cazul caracteristicii laterale cu valoarea de 100000daN/m și $\lambda = 0,05$ se ajunge la valoarea de - 1,9 a factorului de amortizare obținându-se stabilitatea maximă la viteza de 160 km/h, care pentru bandaj uzat 0,2 coboară la valoarea maximă de 80 km/h cu un factor de amortizare de - 1.
- d). Pentru caracteristica laterală de 300000daN/m și $\lambda = 0,05$ se atinge valoarea de - 3,4 pentru factorul de amortizare obținându-se stabilitatea maximă la viteza de 180 km/h, care coboară la valoarea de 100 km/h corespunzând unui factor de amortizare de - 2,4.
- e). Pentru domeniul vitezelor mari nu se recomandă caracteristici de ghidare sub valoarea de 200000daN/m deoarece vitezele critice se situează, în cazul valorilor mai mici sub valoarea de 180 km/h.
- f). La aceeași uzură a bandajului - 0,15 - viteza critică se situează la nivelul de 215 km/h și 140 km/h pentru cele două mărimi de ghidare rezultând o influență deosebit de severă (fig.6-6).

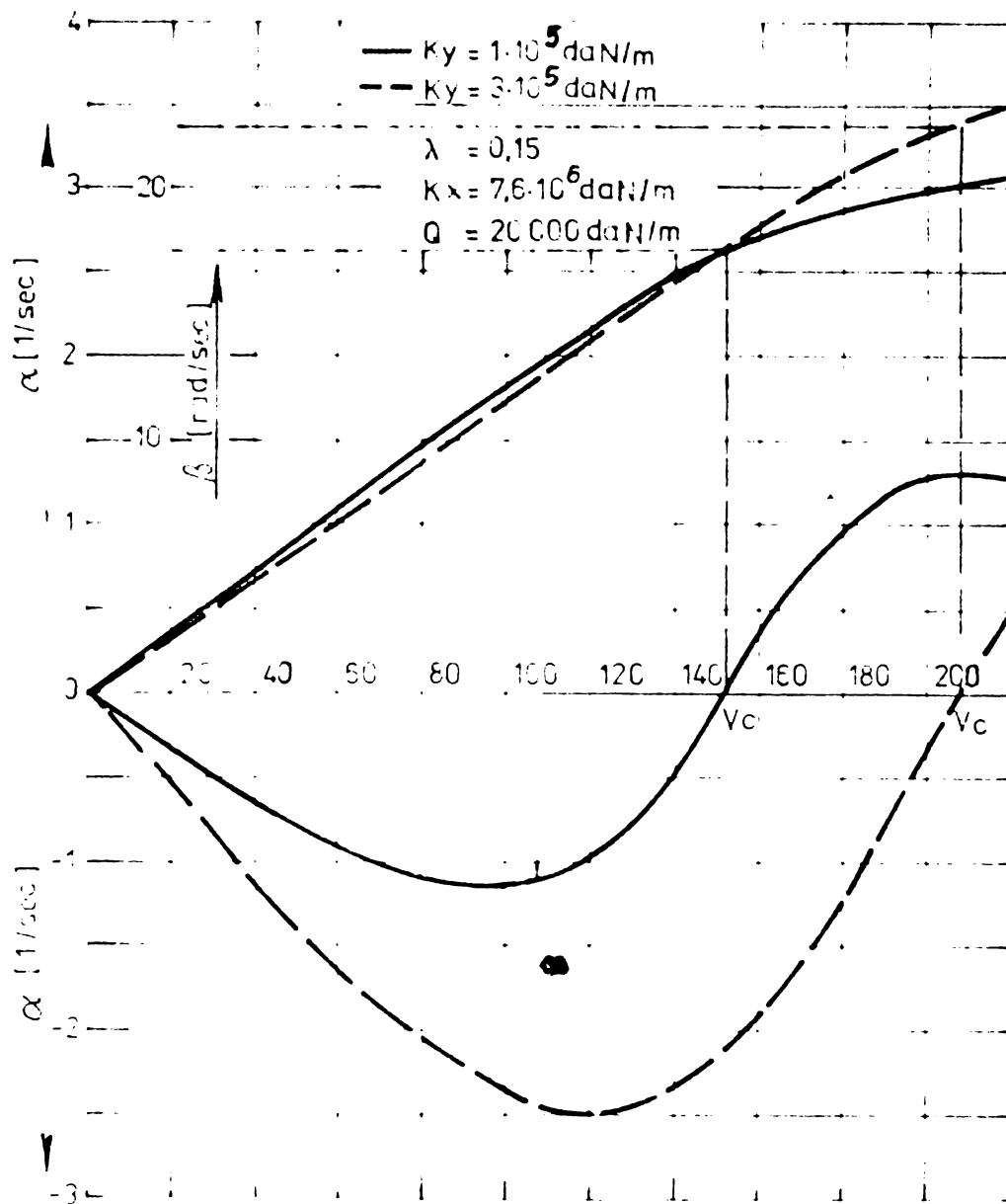


Fig. 6-6

g). Frecvența critică la șerpuire are valoarea cuprinsă între 3,2 ... 3,7 Hz corespunzător caracteristicii laterale de ghidare de 300000daN/m (fig.6-5) la o viteză de 250 km/h și la care corespund lungimi de undă de 18,7 23 m.

h). Din calcule a rezultat că stabilirea caracteristicii optime de ghidare a osiei în plan lateral, este măsura cea mai importantă pentru stabilitatea boghiului în plan lateral și menținere a vitezei critice la valori ridicate. Considerînd fig.6-6, unde pentru aceeași conicitate de bandaj, dar creșterea caracteristicii laterale de ghidare de la 100000daN/m la 300000daN/m, viteza critică crește de la valoarea de 140 km/h la valoarea de 210 km/h.

i). În urma calculelor efectuate a rezultat că în cazul suspensiilor secundare de tip flexicoil unde există acțiunea de readucere progresivă a boghiului, creșterea valorii vitezei critice se poate realiza eficient prin introducerea de caracteristici de ghidare inegale față de axa x și y. Caracteristicile laterale trebuie să fie mult mai coborâte decît caracteristicile din direcția axei x.

j). Aducerea caracteristicii laterale a ghidării osiei montate la valoarea zero, va conduce la scăderea vitezei critice la un nivel deosebit de jos în jurul valorii de 40 ± 60 km/h.

6.3.2.2. Influența conicității suprafețelor de rulare

În cazul în care caracteristica laterală de ghidare a osiei a fost corect stabilită iar în cazul boghiului ce se studiază se consideră că valoarea caracteristicii laterale optime va fi de 300000 daN/m (corespunde caracteristicii cuplajului elastic montat în capul osiei) atunci al doilea element de influență asupra stabilității boghiului este conicitatea bandajului.

Așa cum rezultă din relația (3-64), (3-71) scăderea vitezei critice este proporțională cu rădăcina pătrată a conicității suprafeței de rulare.

Din analiza diagramei, fig.6-5, unde variația factorului de amortizare este trasată funcție de viteza locomotivei, rezultând următoarele aspecte privind influența conicității suprafeței de rulare:

1). Boghiurile având suprafața de rulare, a osiilor montate, cu profil de 1:20 au un mers stabil pînă la viteza de 320 km/h. Valoarea maximă a stabilității corespunzînd unui factor de amortizare de -3,4 și unei viteze de 180 km/h, peste această viteză factorul de amortizare scade, deci scade stabilitatea, iar de la viteza de 320 km/h boghiul trece în domeniul instabil.

2). În cazul în care suprafața de rulare este uzată, respectiv bandajele sînt concepute cu profil de „uzură” de 0,15, boghiul are un mers stabil pînă la viteza de 210 km/h. Factorul de amortizare are valoarea maximă de -2,5 corespunzător unei viteze de 120 km/h.

3). Din analiza diagramelor, fig.6-4, 6-5, rezultă deosebit de clar că profilul de uzură a bandajului, poate să asigure un mers stabil pînă la viteza de 200 km/h corespunzător unei caracteristici laterale de ghidare stabilite optim pentru acest tip de boghiu.

În felul acesta la viteze mari și foarte mari, utilizarea profilului de uzură nu se recomandă deoarece conduce la un mers instabil, ceea ce face ca, fiind dovedit prin calculele efectuate, profilul de uzură să aibe un caracter stabilizant limitat ce poate fi exploatat pînă la viteza de 200 km/h [36].

Din studiul efectuat a rezultat că introducerea amortizării laterale a boghiului are o influență nestabilizantă asupra boghiului în sensul că prin creșterea amortizării, viteza critică scade.

C A P I T O L U L 7

7. MASURATORI SI VERIFICARI EFECTUATE PE LOCOMOTIVE

Pentru determinarea unor parametri care vor fi enumerați în continuare s-au efectuat măsurători pe următoarele tipuri de locomotive:

- locomotiva diesel electrică Co-Co 3500 CP (clasa 56) export Anglia
- locomotiva diesel hidraulică C'-C' 2400 CP export R.D.G.
- locomotiva diesel electrică Co-Co 4000 CP - C.F.R.

Intrucât locomotiva diesel electrică Co-Co 4000 CP - CFR a fost prevăzută cu dispozitiv de compensare a descărcării osiilor, studiat de autorul prezentei teze, pe această locomotivă s-au efectuat măsurători privind eficacitatea acestui dispozitiv. În același timp s-a verificat dacă la demaraj se obțin valorile coeficientului de utilizare a greutății aderente preconizate.

Pe locomotiva diesel electrică Co-Co 3500 CP s-au efectuat măsurători statice și măsurători dinamice pentru determinarea: caracteristicilor de ghidare osie, caracteristicilor laterale ale suspensiei secundare, frecvențelor proprii, deplasărilor, vitezelor, accelerațiilor, gradului de confort.

Locomotiva diesel electrică Co-Co 3500 CP a fost executată de partea română pentru Căile Ferate Britanice iar locomotiva diesel hidraulică C'-C' 2400 CP a fost executată pentru Căile Ferate din R.D.G.

Livrările către partea engleză cuprindeau:

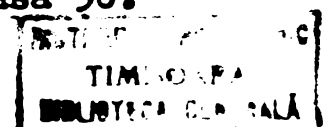
- 30 locomotive complete
- 30 perechi de boghiuri separate la care cutia și montajul general se executa de unități ale Căilor Ferate Britanice din Donkaster.

Volumul de livrări de locomotive diesel hidraulice C'-C' 2400 CP către partea germană reprezintă 270 bucăți.

În concepția locomotivei diesel electrice Co-Co 3500 CP, colectivul de proiectări echipamente de rulare din cadrul CCSITEH Reșița a avut sarcina concepției echipamentului de rulare inclusiv suspensia secundară și a dinamicii locomotivei, iar partenerul englez, firma Brush, avea sarcina concepției cutiei, a amplasărilor agregatelor.

Concepția a început în anul 1975 prin întocmirea proiectului tehnic și a datelor pentru dinamica locomotivei care apoi a fost susținut de autorul prezentei teze în fața consiliului științific al Institutului de cercetări căi ferate din Derby, după care s-a trecut la faza de documentație de execuție. Menționez că în câștigarea contractului au fost în concurs: Firma General Electric, General Motors și partea română.

Locomotiva diesel electrică Co-Co 3500 CP, livrată de partea română Căilor Ferate din Anglia este cunoscută sub numele de clasa 56.



Locomotiva este prevăzută pentru o viteză constructivă de 130 km/h, avînd sarcina pe osie de 21000 daN, motoarele de tracțiune semisuspendate cu fixare pe osie cu rulmenți conici de tip Timken.

Suspensia secundară este de tip flexicoil, avînd două grupuri de arcuri a cîte 3 bucăți fiecare, montate pe rama boghiu (vezi foto nr.7-1) Transmiterea forței de tracțiune se face printr-un pivot central montat elastic în rama boghiului.

Suspensia primară este compusă din arcuri elicoidale cîte 4 buc. pe osie. Controlul mișcării boghiului se face prin două amortizoare hidraulice verticale și două amortizoare hidraulice orizontale, montate în pivotul central.

Frîna este formată din timonerie independentă pe fiecare port sabot, fiind acționată de 24 cilindri de frînă de 8" de tip Westinghouse. Frîna de mînă nu este cu acționare mecanică și acționare pneumatică, acționînd pe osia 3 a fiecărui boghiu.

Locomotiva nu este prevăzută cu cuplă transversală între boghiuri, rolul dispozitivului de rapel și reducere a eforturilor de conducere îl are suspensia secundară prin caracteristica sa.

Aceasta este prezentarea sumară a boghiului tip CP 2 a cărui concepție integrală aparține autorului prezentei teze.

Pentru locomotiva diesel hidraulică C'-C' 2400 CP, colectivul de proiectări echipamente de rulare din cadrul CCSITEH Reșița a avut sarcina concepției echipamentului de rulare inclusiv suspensia secundară și a dinamicii locomotivei.

Vederea de ansamblu a boghiului inclusiv suspensia secundară pentru LDE 3500 CP este arătată în foto nr.7-1.

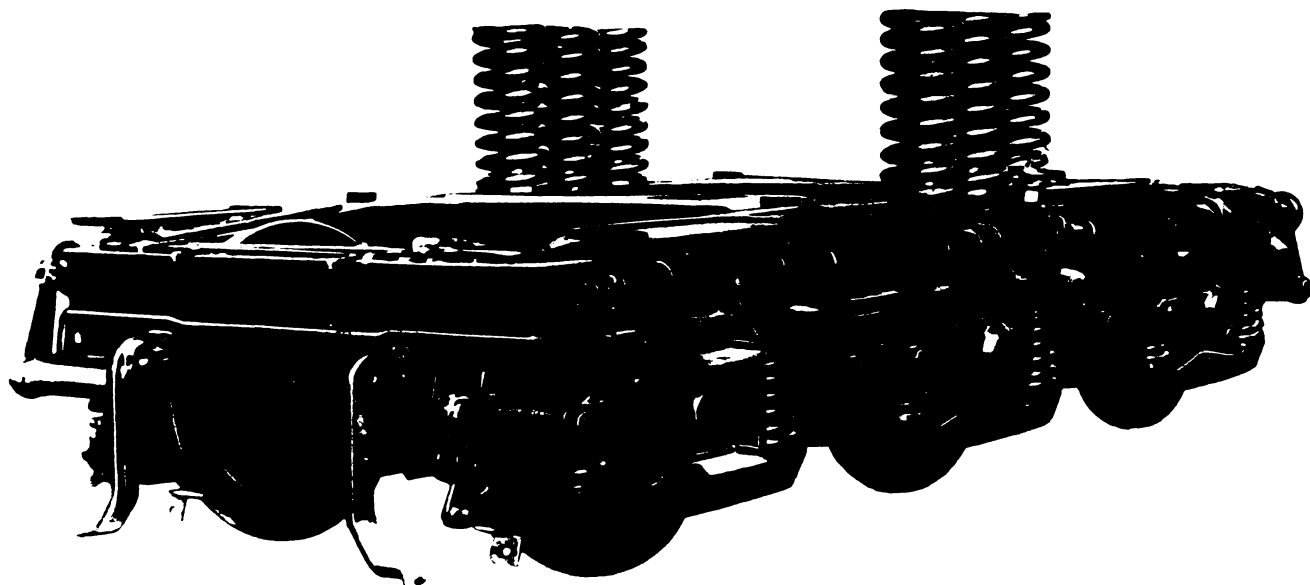


Foto.7-1

In prezentarea măsurătorilor voi insista în mod deosebit asupra măsurătorilor efectuate la locomotiva diesel electrică de 3500 CP.

Măsurătorile și verificările au fost efectuate la Institutul de Cercetări a Căilor Ferate Britanice din Derby. La aceste măsurători am luat parte în calitate de constructor responsabil de concepția boghiurilor și invitat al Căilor Ferate Engleze.

Măsurătorile au cuprins două părți principale:

- măsurători statice
- măsurători dinamice

7.1. Măsurători privind eficiența dispozitivului de anticabraj

Măsurătorile au fost efectuate de I.C.P.T.T. București pe locomotiva diesel electrică 4000 CP DD003.

Scopul măsurătorilor este acela de a se verifica experimental, rezultatele teoretice privind efectul dispozitivului de anticabraj în cazul acestei locomotive de mare putere.

Verificarea cea mai comodă a variației sarcinilor pe osii, este măsurarea variației săgeții grupurilor de arcuri de pe un lagăr de osie, măsurare ce se face între rama boghiu și lagărul osiei.

Măsurarea variației săgeților se face pentru diferite forțe de tracțiune la demaraj și la rulare cu diferite viteze. Măsurarea distanțelor între lagărul osiei și rama boghiului, pentru diferite forțe de tracțiune, se face simultan cu ajutorul unor traductoare și înregistrare a semnalelor pe banda unui oscilograf electromagnetic.

Este necesar ca înainte de efectuarea probelor să se facă o cântărire a locomotivei, în felul acesta se asigură că suspensia este corect reglată și că asigură o repartiție cât mai uniformă a sarcinilor pe roți.

Măsurătorile privind cabrajul locomotivei și efectul dispozitivului de anticabraj au fost efectuate în 11 septembrie 1978, în depoul CFR Craiova.

După verificarea și reglarea repartiției sarcinilor pe roți s-a trecut la operația de încercări de cabraj, pentru care pe linia cântarului tensiometric al depoului Craiova, s-a format convoiul de experiență compus din locomotiva DD 003, vagonul laborator WD 502 și un număr de 3 locomotive electrice EA. Cu locomotiva de experiență în funcțiune, convoiul a fost pus pe cântarul electronic și potrivit astfel ca prima osie a locomotivei să se găsească pe cupoanele active.

In această situație, lanțurile de măsură pentru sarcinile pe roți s-au echilibrat, după care punțile de amplificare s-au trecut pe sensibilitate superioară, pentru a sesiza variațiile relativ mici de greutate pe roți, după care convoiul de experiență (fără locomotiva

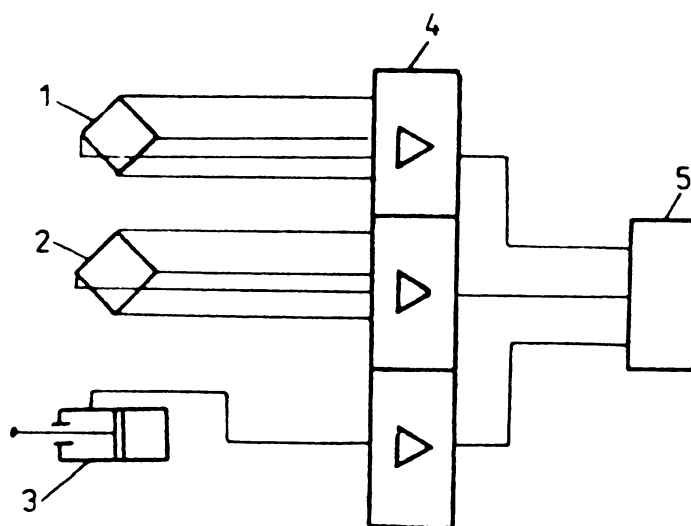
de experiență) s-a frînat pneumatic.

In această situație, locomotiva de experiență a fost pusă în regim de tracțiune, forța de tracțiune crescînd progresiv pînă la limita de aderență. In acest timp s-a înregistrat continuu pe bandă de oscilograf mărimile sarcinilor pe roți și forța de tracțiune. Convoul a fost apoi deplasat succesiv cu fiecare osie pe cupoanele active, programul încercărilor reprezentîndu-se identic.

7.1.1. Schema și aparatura utilizată

In fig.7-1 se reprezintă schema lanțurilor de măsură utilizate astfel:

- pentru măsurarea sarcinilor pe cele două roți ale aceleiași osii s-au folosit cîte un traductor pentru fiecare lagăr osie
- forța de tracțiune la cîrlig s-a măsurat cu dispozitivul hidraulic inclus în construcția vagonului laborator WD 502. Semnalul a fost transformat în mărime electrică cu ajutorul unui traductor inductiv de deplasare Hottinger tip W 50, amplificat și înregistrat pe bandă de oscilograf.



1. Traductor pentru sarcina pe roata stîngă.
2. Traductor pentru sarcina pe roata dreaptă.
3. Traductor pentru forța de tracțiune la cîrlig.
4. Punte amplificatoare.
5. Oscilograf.

Fig.7-1 Schema lanțurilor de măsură pentru cabraj.

7.1.2. Eficiența dispozitivului de anticabraj

In urma prelucrării înregistrărilor, datele obținute cu dispozitivul de anticabraj sînt trecute în tabelul nr.7-1.

In fig.7-1 a s-au reprezentat curbele de variație a sarcinilor pe osie în următoarele situații:

- curbele calculate fără dispozitiv de anticabraj
- curbele calculate cu dispozitiv anticabraj
- curbele cuprinzând variația sarcinilor pe osii cu dispozitiv anticabraj

Tabel nr. 7-1

TABEL
cu valorile măsurate a sarcinilor suplimentare
pe osii la locomotivă cu dispozitiv anti-
cabraj

FORȚA DE TRACȚIUNE LA CÎRLIG (daN)	SARCINILE SUPLIMENTARE PE OSII					
	ΔQ_1 (daN)	ΔQ_2 (daN)	ΔQ_3 (daN)	ΔQ_4 (daN)	ΔQ_5 (daN)	ΔQ_6 (daN)
0	+534,24	+985,7	-4190,6	+3904		
11570		+536				
12606		+462				
12905				+2982,6		
12952		+290				
14200		+248				
14510					-432	
15174			-3492,5			
15450				+2400		
15468	+50					
15650				+2400		
15716		+305				
16854			-2998			
17312		+282,6				
17550						-262
18000	-24,04			+2496,2		
18900		-63,8				
19500					+162,3	
20048				+2162,4		
20250	-47,8					
21895						-253,4
21900					-450	
22110				+1968,5		
22500	-204,32					
22520		-218				
22963						+41,5
22990				+1612,9		
23604			-2872,6			
24020		-285,2				
24750	-239,3					
25110					+152,6	
25290			-2635,6			
25900				+1232		
26414		-255,6				

Din analiza comparativă a mărimilor calculate și măsurate rezultă următoarele concluzii:

- a). Măsurătorile au scos în evidență o apropiere destul de bună între mărimile calculate și mărimile măsurate.
- b). Se constată că mărimile măsurate dau valori mai favorabile decât mărimile calculate. Aceasta din cauză că la calculul mărimilor teoretice cu dispozitivul de compensare, nu s-a inclus influența suspensiei secundare care crează în plus un moment de compensare - pentru osiile 1, 2 și descărcare pentru osia 3.
- c). Calculele și măsurătorile efectuate arată că introducerea soluției dispozitivului de anticabraj, de autorul prezentei teze conduce la utilizarea rațională a greutateii aderente a locomotivei și că pentru obținerea unor forțe de tracțiune mari la demaraj, deci exploatarea la maximum a aderenței este strict necesară dotarea locomotivelor cu astfel de dispozitive.
- d). Parametrii funcționali ai dispozitivului anticabraj stabiliți de autorul prezentei teze și verificați prin măsurători corespund întru-totul necesităților.

7.2. Măsurători statice

Aceste verificări au urmărit determinarea următoarelor caracteristici:

- frecvențele proprii
- caracteristicile laterale ale suspensiei primare - histereza suspensiei primare
- determinarea histerezei suspensiei secundare - caracteristica laterală

7.2.1. Determinarea frecvențelor proprii ale maselor oscilante

7.2.1.1. Metodologia de măsurare

Prin măsurători au fost determinate următoarele frecvențe proprii:

- săltare cutie
- galop cutie
- rotire cutie în jurul axei z
- deplasare cutie în direcția axei y
- rotire cutie în jurul axei x
- galop boghiu
- săltare boghiu

Pentru determinarea mărimilor arătate, la cutie, s-a folosit

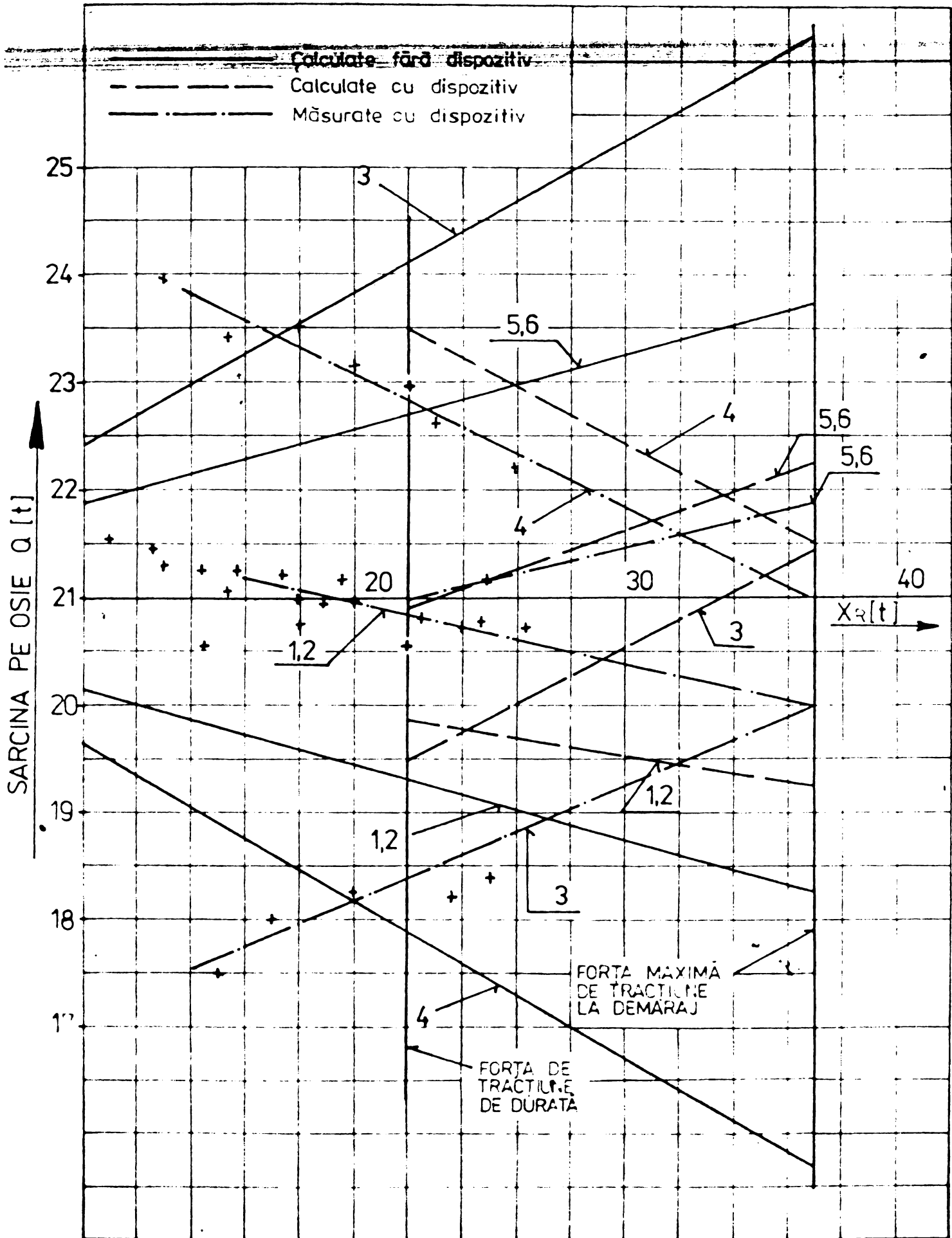


Fig. 7-1a. VARIATIA DESCĂRCĂRII OSILOR LA LDE Co-Co
 4000 CP-CFR FĂRĂ DISPOZITIV; CU DISPOZITIV
 ȘI MĂSURATE CU DISPOZITIV

o instalație pneumatică având în final cilindri montați în diferite situații și poziții funcție de tipul de frecvență ce se dorea a fi măsurată. Astfel: pentru măsurarea frecvenței proprii de săltare cutie s-au folosit 4 cilindri pneumatici așezați în cele 4 colțuri ale cutiei. Prin ridicarea cutiei și descărcarea simultană se determină frecvența oscilației de săltare. În vederea stabilirii frecvenței proprii de galop a cutiei s-au montat în capul acesteia 2 cilindri pneumatici care au ridicat cutia la un capăt iar prin descărcare rapidă au permis stabilirea frecvenței proprii de galop. Pentru măsurarea frecvenței de rotație a cutiei în jurul axei z s-au montat în diagonală 2 cilindri pneumatici care prin descărcare rapidă au produs oscilația cutiei care măsurată a permis stabilirea frecvenței proprii.

Măsurarea frecvenței de deplasare a cutiei după axa y - clătinare s-a făcut prin montarea a doi cilindri în extremitățile cutiei pe aceeași parte.

Frecvența proprie de galop a boghiului a fost măsurată prin trecerea primei osii peste două pene simetrice așezate pe linie. Penele aveau înălțimea de $3/4"$ (19 mm). Locomotiva a fost împinsă de o locomotivă de manevră, înregistrările s-au făcut pe un înregistrator cu bandă U.V., în vagonul de încercat. Măsurătorile s-au efectuat pe linia Weighbridge. Cu această ocazie s-au făcut și măsurători ale frecvențelor cutiei la săltare și legănare (roll) la trecerea peste denivelare.

7.2.1.2. Pregătirea locomotivei diesel electrice 3500 CP (clasa 56) pentru măsurători

Înainte de efectuarea măsurătorilor pentru determinarea frecvențelor proprii, ale caracteristicilor laterale ale suspensiei primare și ale caracteristicilor suspensiei secundare pe de o parte și a măsurătorilor dinamice pe de altă parte, locomotiva 56001 (livrată complet asamblată de partea română) a fost supusă următoarelor operații de verificare:

- cîntărirea pentru stabilirea repartiției sarcinilor pe osii și roți
- stabilirea caracteristicilor arcurilor suspensiei primare și secundare pe locomotivă prin măsurarea deplasărilor între osie și rama boghiu și rama boghiu cutie locomotivă.

Cîntărirea s-a făcut pe un cîntar, cu posibilități de verificare simultană a sarcinilor pe cele 12 roți în depoul din Tinsley.

Pentru verificarea caracteristicilor verticale ale arcurilor din suspensia primară s-a blocat cutia împreună cu rama boghiului iar între lagărul osiei și ramă s-au introdus traductori de deplasare.

Cu patru vinciuri a fost deplasată pe verticală cutia locomotivei și ramele boghiului. Prin coborîre s-a determinat deformația fiecărui grup de arcuri corespunzător unui lagăr osie, respectiv s-a determinat caracteristica elementelor elastice. În mod asemănător s-a procedat și cu suspensia secundară. Prin efectuarea acestor măsurători au putut fi determinate și masele pentru:

- cutia locomotivei
- partea suspendată a boghiului
- osiile montate

7.2.1.3. Schema și aparatura utilizată

Pentru determinarea frecvențelor proprii s-a procedat în felul următor:

- Pe locomotivă s-au stabilit punctele de măsurare a deplasărilor pentru probele de rulare, fig.7-9 și tabel nr. 7-7, atât pentru suspensia primară cât și pentru suspensia secundară. Aceste puncte materializate prin traductoare de deplasare inductive au fost folosite și pentru determinarea frecvențelor proprii.

Schema lanțurilor de legături este indicată în fig.7-2.

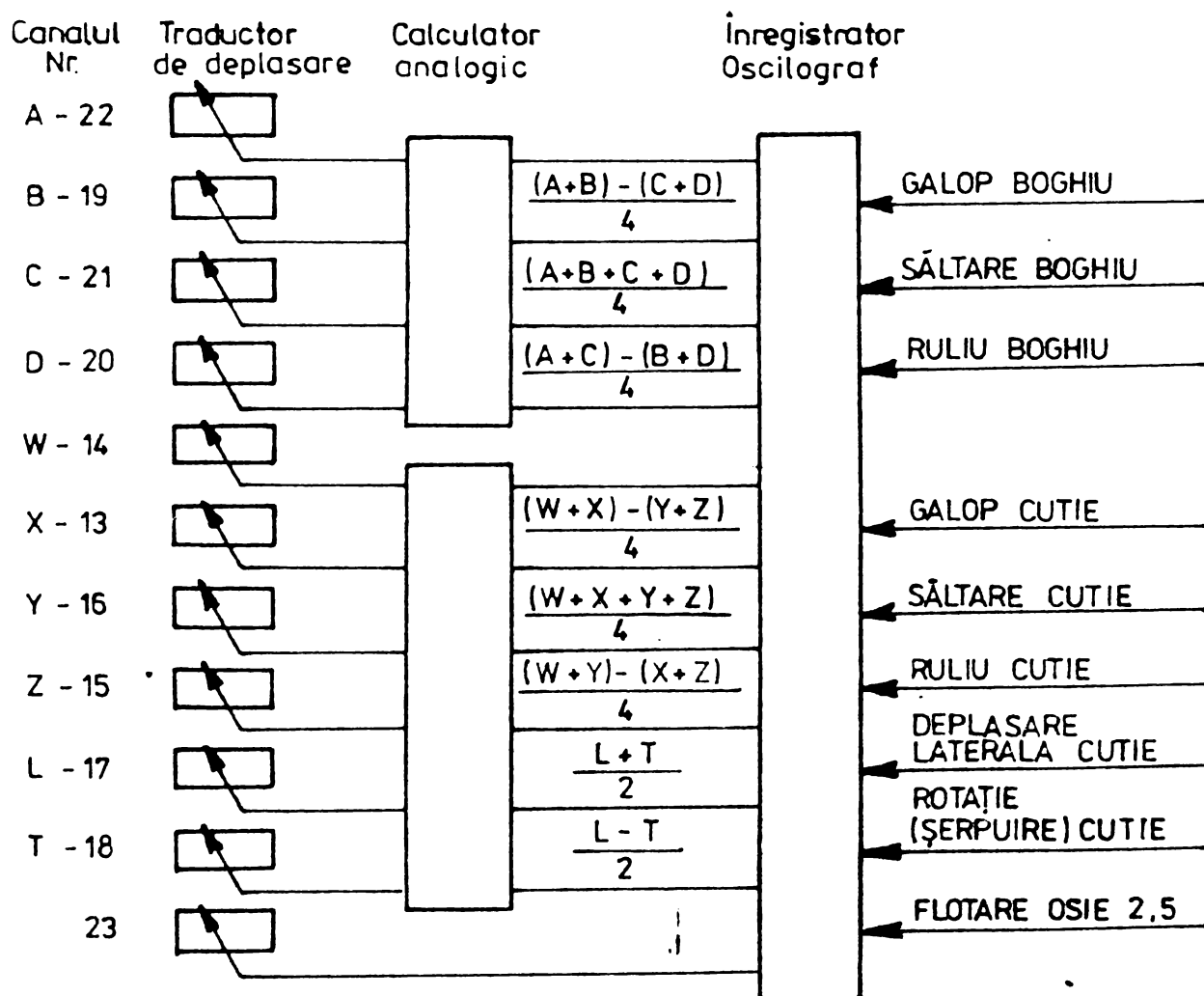


Fig. 7-2

SCHEMA BLOC PENTRU MĂSURAREA DEPLASĂRILOR ȘI
FRECVENȚELOR PROPRII

In cazul în care se determină frecvența proprie de săltare cutie, atunci se activau numai traductoarele 13, 14, 15, 16 (fig.7-9). Aceleași traductoare se foloseau și pentru determinarea frecvenței de galop și frecvenței de ruluu cutie.

Frecvența de șerpuire cutie s-a determinat folosind traductorii 17 și 18.

Schema din fig.7-2 a fost folosită și pentru determinarea în mers a deplasărilor și frecvențelor corespunzător tipurilor de mișcări indicate în schemă. Întreaga aparatură de încercat s-a găsit în vagonul de probă nr.6.

Semnalul a fost transformat în mărime electrică cu ajutorul unui traductor inductiv de deplasare Hottinger tip W 50, preluat de un calculator digital voltmeter și înregistrat pe bandă de oscilograf.

Rezultatele măsurătorilor efectuate sînt indicate în tabel nr.7-2 pentru LDE Co-Co 3500 CP și tabel nr.7-3 pentru LDH C'-C' 2400 CP indicîndu-se în ambele cazuri și valorile calculate de proiectantul de produs.

Tabel nr.7-2

FRECVENTELE PROPRII MASURATE SI PRESCRISE PENTRU

LDE Co-Co 3500 CP - ANGLIA

Modul de oscilație	Măsurat		Calculat	
	Frecvența fără amortizoare (Hz)	Amortizarea cu amortizoare (%)	Frecvența fără amortizoare (Hz)	Amortizarea cu amortizoare (%)
Săltare cutie	1,5	11,6	1,18	18
Galop cutie	1,9	—	1,6	—
Legănare cutie	0,78	9,7	1,0	9
Rotire cutie în jurul axei Z	1,2	—	1,13	—
Clătinare cutie	—	—	—	—
Săltare boghiu	4	—	4,5	—
Galop boghiu	4,5	—	5,8	—
Legănare boghiu	—	—	—	—

FRECVENȚELE PROPRII MĂSURATE ȘI CALCULATE PENTRU

LDE C'-C' 2400 CP - R.D.G.

Modul de oscilație	Măsurat			Frecvența calculată
	Frecvența fără amortizoare	Amortizarea fără amortizoare	Amortizarea cu amortizoare	
Săltare cutie	1,42	3	17	1,31
Galop cutie	1,45	4	21	1,75
Ruliu cutie	1,84	2	—	—
Clătinare	0,83	5	13	0,508
Mișcare cutie în jurul axei z	1,08	4	25	1,23
Galop boghiu	5,2	—	—	5,4458

Din analiza tabelului 7-2 și 7-3 rezultă:

- frecvențele proprii calculate se apropie destul de bine de valorile măsurate
- diferențele între valorile măsurate au apărut din cauza abaterilor la caracteristica elementelor elastice din primar și secundar, mai ales la LDE Co-Co 3500 CP - Anglia și unele diferențe între masele teoretice ale maselor oscilante și masele reale măsurate

7.2.2. Verificarea caracteristicii laterale a suspensiei primare

7.2.2.1. Pregătirea boghiului pentru măsurători

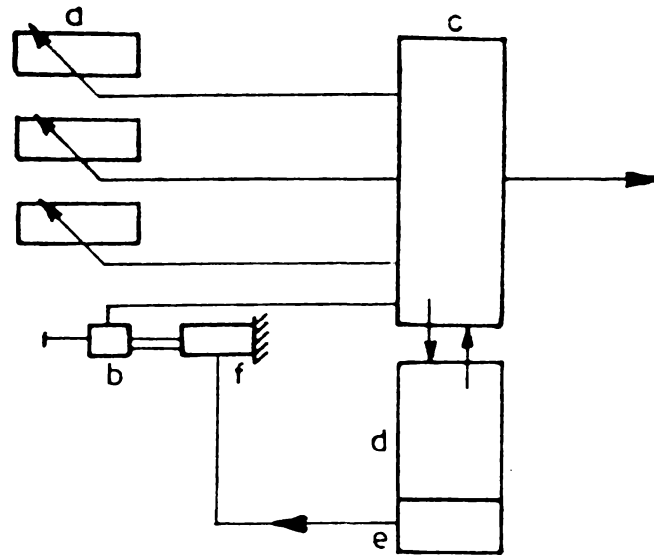
În scopul determinării caracteristicii laterale de ghidare osie, pe boghiu s-au efectuat în prealabil următoarele operații pregătitoare:

- s-a verificat elasticitatea șinei (șină îngropată în beton)
- s-au aliniat osiile primului boghiu prin verificarea diferențelor între fețele interioare a bandajelor pe aceeași parte
- s-au blocat osiile pe ambele părți față de șină
- s-au montat traductori de cursă între suprafața exterioară a bandajului și rama boghiu pentru fiecare osie
- s-au montat instalațiile hidraulice pe ambele părți ale boghiului în dreptul axei verticale a suspensiei secundare

7.2.2.2. Instalația pentru verificat

Schematic instalația este reprezentată în fig.7-3 pentru un

singur punct de împingere:



- a - Traductori de cursă
- b - Doză pentru măsurare forță
- c - Aparat pentru primirea, prelucrarea și transmiterea datelor
- d - Analizator de date
- e - Regulator de semnal
- f - Pompă hidraulică

Fig 7-3

SCHEMA LANTURILOR DE LEGĂTURĂ PENTRU MĂSURAREA CARACTERISTICII SUSPENSIEI

Preluarea deplasărilor între rama boghiu și bandaj se face prin traductori de cursă.

Împingerea se face cu o presă hidraulică, avînd montată pe tijă o doză pentru măsurarea mărimii forței.

Rezultatele se înregistrează pe bandă direct forță și deplasare. Întrucît instalația folosită era reutilizată din alte încercări, aparatul pentru transmiterea datelor era în legătură cu un analizor de date și regulatorul de semnal pentru presă hidraulică.

În felul acesta creșterea forței de încărcare se putea face numai după prelucrarea datelor pentru încărcarea anterioară.

Rezultatele măsurărilor sînt centralizate în tabelul nr.7-4 și diagrama din fig.7-4.

Din analiza tabelului de mai jos și a diagramei rezultă:

- pierderile prin histereză sînt practic neglijabile
- ghidajele elastice ale lagărului osiei sînt deosebit de rigide, se vede că pentru realizarea unei deformații de 0,55 mm se necesită o forță de 68 kN
- caracteristica laterală pe osie calculată a fost de 38 MN/m iar caracteristica rezultată este de 39,4 MN/m

DATELE MASURATORILOR FORTE - DEFORMATII PENTRU CARACTERISTICA LATERALA A SUSPENSIEI PRIMARE

FORȚA LATERALĂ PE BOGHIU (KN)	DEFORMAȚIA (SĂGEATA) (mm)				OBSERVAȚII
	INCĂRCARE STINGA	DESCĂRCARE STINGA	INCĂRCARE DREAPTA	DESCĂRCARE DREAPTA	
9,5	0,075				- Caracteristica laterală pe boghiu este 118,2 MN/m - Caracteristica laterală pe osie 39,4MN/m
17	0,155				
26	0,239				
37	0,305				
44,2	0,367				
53,2	0,445				
62	0,52				
70	0,59				
70		0,59			
53		0,455			
35		0,325			
18		0,185			
0		0,025			
8,5			0,06		
18			0,13		
26,5			0,195		
36			0,28		
45			0,362		
53			0,455		
63			0,51		
70			0,575		
70				0,575	
53				0,462	
36				0,31	
18				0,163	
0				0,01	

7.2.3. Determinarea caracteristicii laterale a suspensiei secundare

7.2.3.1. Scopul verificării

Autorul prezentei teze a introdus pentru prima dată, în concepția românească de locomotive, suspensia secundară de tip flexicoil, de altfel puțin cunoscută la acea dată pe plan mondial. Experimentări pe prototipuri au efectuat Căile Ferate Britanice pe locomotiva Bo-Bo clasa 86 și Căile Ferate Germane pe locomotiva experimentală E 003.

Așa cum s-a arătat la capitolul 5, concepția clasică de locomotive presupune nemijlocit existența unei frecări mari în suspensia secundară, frecare ce reprezintă pe de o parte un element cu influențe nefavorabile asupra calităților de rulare, iar pe de altă parte ele-

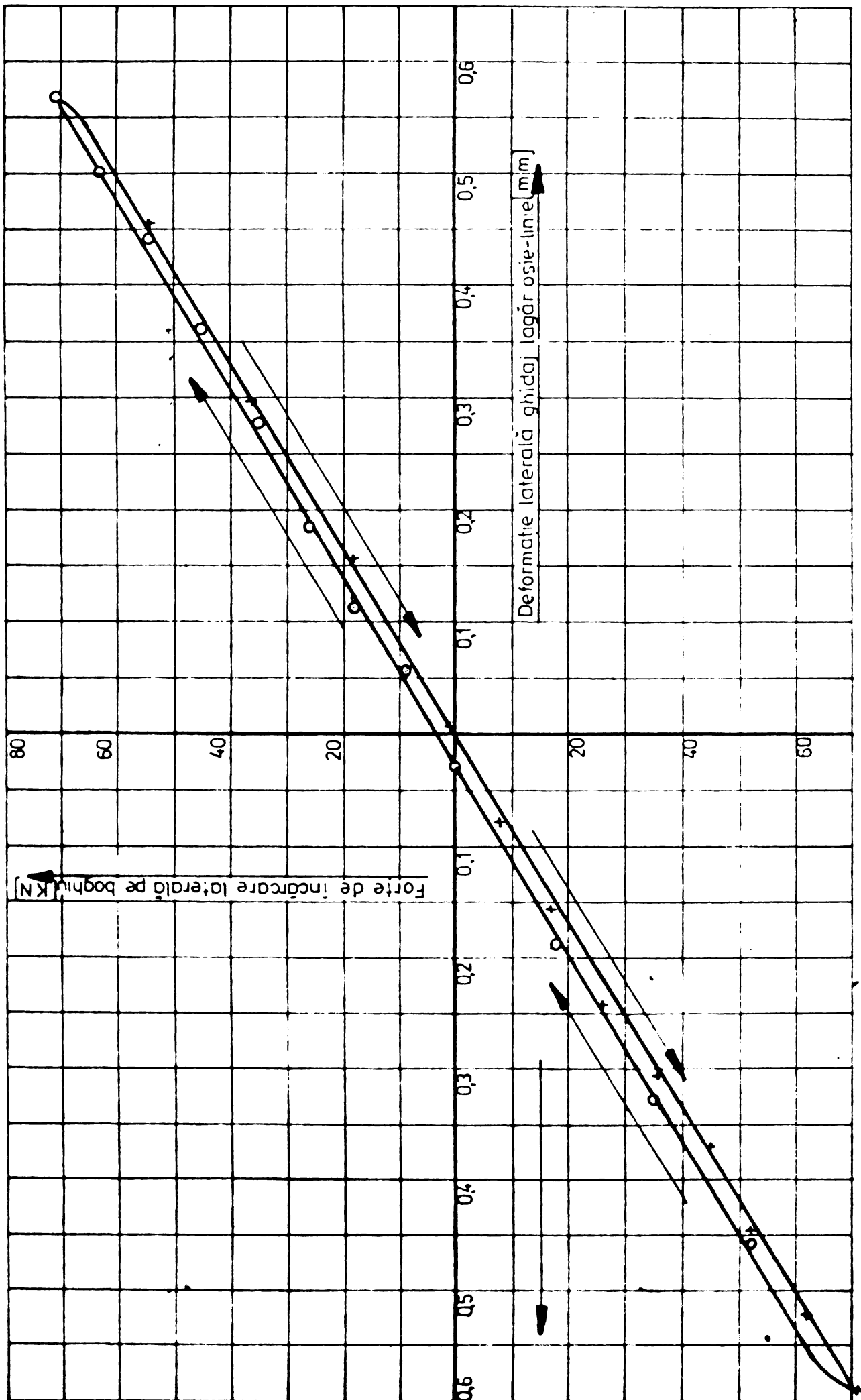


Fig. 7 - 4
 CARACTERISTICA LATERALĂ A SUSPENSIEI PRIMARE + GHIDAJE OSIE PE BOGHIU

ment ce impune complicarea construcției locomotivei prin introducerea unor dispozitive speciale de rapel.

Intrucît suspensia secundară de tip flexicoil elimină aceste neajunsuri se impunea verificarea caracteristicii laterale a acesteia, de unde să rezulte și pierderile prin frecare în sistem.

În vederea determinării posibilităților de readucere a boghiului fără folosirea altor dispozitive decît caracteristicile suspensiei secundare și în vederea determinării pierderilor prin deformarea suspensiei secundare se impunea verificarea pe locomotivă a mărimilor de readucere realizate.

7.2.3.2. Pregătirea locomotivei pentru măsurători

Pentru efectuarea măsurătorilor asupra caracteristicilor laterale a suspensiei secundare, locomotiva 56001 a fost în prealabil supusă următoarelor verificări:

- cîntărire pentru stabilirea repartiției sarcinilor de roți și osii iar ca o măsură suplimentară repartiția sarcinilor pe fiecare punct de suspensie secundară
- alinierea boghiurilor și verificarea jocurilor laterale între lagăr pivot și tamponul lateral limitator, aceasta deoarece dezaxarea între axa pivot și axa boghiu face ca la măsurători caracteristica să fie deplasată față de axele de coordonate corespunzător acestei dezaxări
- blocarea suspensiei primare prin introducerea de limitatoare între lagăr osie și rama boghiu spre a se elimina posibilitatea de rotire a ramei în jurul axei „x”
- blocarea boghiului față de linie

7.2.3.3. Dispozitive și aparatura utilizată pentru efectuarea măsurătorilor

Determinarea caracteristicii laterale pe boghiu s-a făcut prin măsurarea deplasării dintre rama boghiu și cutie, funcție de forțele laterale de împingere.

Deoarece caracteristica laterală depinde direct de încărcarea axială a elementelor flexibile s-a impus în prealabil verificarea repartiției sarcinilor pe cele 4 puncte ale suspensiei secundare, cu ocazia cîntăririi locomotivei.

Folosind schema reprezentată în fig.7-3, prin montarea a doi transductori de cursă între cutie și boghiu care să recepționeze deplasarea în plan orizontal a cutiei față de boghiu și montarea a 4 prese hidraulice care să împingă cutia în dreptul axei suspensiei secundare. Din cele 4 prese, 2 sînt montate pe partea stîngă și 2 pe partea dreaptă în așa fel încît atunci cînd se termină încărcarea și descăr-

carea unei părți, automat să intre în funcție celelalte două prin comanda dată de regulatorul de semnal a instalației.

Între lagărul pivot și tampeanele limitatoare laterale a fost stabilit de autorul prezentei teze, pe baza caracteristicilor teoretice ale arcurilor flexicoil combinate cu caracteristicile laterale a sistemului elastic de fixare pivot, că jocul maxim este de 30 mm.

În acest fel măsurătorile s-au efectuat pînă la consumarea completă a acestui joc, plus comprimarea cu cca. 5 mm și a tamponului de cauciuc.

7.2.3.4. Rezultatele și analiza măsurătorilor

Toate rezultatele au fost înregistrate pe bandă U.V. care apoi au fost analizate și s-a trasat pe baza acestora caracteristica laterală a suspensiei secundare.

Rezultatele sînt trecute în tabelul nr. 7-5 și 7-6 iar diagramele corespunzătoare caracteristicilor laterale suspensie secundară pe fiecare boghiu sînt reprezentate în fig.7-5 și 7-6.

Tabel nr.7-5

DATELE MASURATORILOR FORTE - SAGETI PENTRU CARACTE-

RISTICA LATERALA SUSPENSIE SECUNDARA

Boghiul 1 - postul 1

FORȚA LATERALĂ PE BOGHIU (daN)	SĂGEATA (mm)				OBSERVAȚII
	INCĂRCARE STINGA	DESCĂRCARE STINGA	INCĂRCARE DREAPTA	DESCĂRCARE DREAPTA	
850	5		5		Caracteristica laterală medie 1340 daN/cm/boghiu
1500	9,5		9,5		
2000	13		13		
3000	20,5		20		
4000	28		27		
5000	33		32,5		
5500	35				
5500		35			
5000		34,5		33	
4000		30		29	
3000		23,5		22,5	
2000		16		15,5	
1000		9		8,5	
500		5		5	

DATELE MASURATE FORTE - SAGETI PENTRU CARACTERISTICA**LATERALA SUSPENSIE SECUNDARA****Boghiu 2 - postul 2**

FORȚA LATERALĂ PE BOGHIU (daN)	SĂGEATA (mm)				OBSERVAȚII
	INCĂRCARE STINGA	DESCĂRCARE STINGA	INCĂRCARE DREAPTA	DESCĂRCARE DREAPTA	
500	4		1,5		Caracteristica laterală medie 1340 daN/cm/boghiu
1000	8		5		
2000	15,5		13		
3000	23,5		20,5		
3500	27,5		24,5		
4000	31		27,5		
5000	38		32		
5500	40	40	33,5	34	
5000		39		33,5	
4000		33		29,5	
3500		29		26	
3000		25,5		22,5	
2000		17,5		15	
1000		10		7,5	
500		6,5		3,5	

Din analiza diagramelor, fig.7-5 și 7-6 rezultă următoarele aspecte deosebite:

- Pierderile prin histereză, în timpul deplasărilor laterale a cutiei față de boghiuri și invers reprezintă max. ± 150 daN, o mărime deosebit de redusă, dacă această valoare se compară cu construcțiile clasice la care pierderea prin histereză reprezintă $\pm 1750 \div 2000$ daN.
- Caracteristica laterală, funcția de deplasarea laterală asigură o forță de readucere progresivă.
- Caracteristica medie pe boghiu este de 1340 daN/cm/boghiu ceea ce reprezintă o realizare deosebită față de caracteristica teoretică calculată de 1298 daN/cm/boghiu.
- Deplasarea laterală de 30 mm din pivot a fost calculată pentru o accelerație laterală neechilibrată de 0,1 g ceea ce corespunde, la greutatea cutiei, unei forțe laterale de 8000 daN.
- Nu există nici un pericol ca în circulație boghiul să ocupe poziția în diagonală ca urmare a momentelor rezistente din suspensia secundară ca în cazul construcțiilor clasice.
- Este clar că în concepția locomotivelor moderne de mare viteză și putere prevăzute cu suspensii secundare de tip flexicoil nu se necesită alte dispozitive suplimentare de rapel decât ansamblul suspensiei secundare.

7.3. Măsurători dinamice

Pentru Calea Ferată Britanică, locomotiva clasa 56, reprezintă un tip nou de locomotivă, de aceea se impuneau efectuarea unor măsurători, verificări în parcurs care să permită prezentarea unor concluzii privind performanțele celor două trepte de suspensii și a calității de rulare.

Probele au fost efectuate de Institutul de cercetări Căi Ferate din Derby, deosebit de bine dotat cu aparatură de măsură și cu vagoane de încercat.

Institutul dispune de opt vagoane de încercat; unele destinate numai pentru încercări în domeniul vitezelor mari.

Aparatura cu care este înzestrat acest institut este de proveniență diferită: SUA, Hottinger Baldwin, Bruel și Kjaer, Philips, Hewlett Packard, Cambridge, o mare parte fiind concepută de sectoarele de specialitate ale institutului. De aceea la acele instalații la care nu se indică tipul se subînțelege că sînt executate de către institut.

În general vagoanele de încercat sînt utilizate cu aparatură de măsură și analiză de aceeași proveniență. Vagonul nr.6, folosit în măsurătorile efectuate asupra locomotivei clasa 56, este echipat cu aparatură Philips, Bruel și Kjaer, Hottinger Baldwin și aparatură în concepție proprie.

7.3.1. Programul de încercări

Locomotiva folosită pentru probe, pusă la dispoziția institutului din Derby de Căile Ferate Britanice, a fost locomotiva 56001. Probele s-au făcut în anul 1977.

Traseul de probă a fost un traseu închis, harta traseului fiind reprezentată în fig.7-7.

Locomotiva 56001 aparține depoului din Tinsley. Traseul a fost Tinsley - Leeds - Doncaster - Tinsley.

Acest traseu a fost împărțit în patru sectoare după cum urmează (fig.7-7):

- SECTORUL „A” - TINSLEY - DONCASTER
Linie principală sudată și cu joante, viteza maximă permisă de linie 80 km/h (50 m.p.h.)
- SECTORUL „B” - DONCASTER - LEEDS
Linie principală sudată, viteza maximă permisă de linie 150 km/h (90 m.p.h.)
- SECTORUL „C” - LEEDS - TINSLEY
Linie principală, sudată și cu joante, viteza maximă permisă de linie 90 + 130 km/h (60+80 m.p.h.)

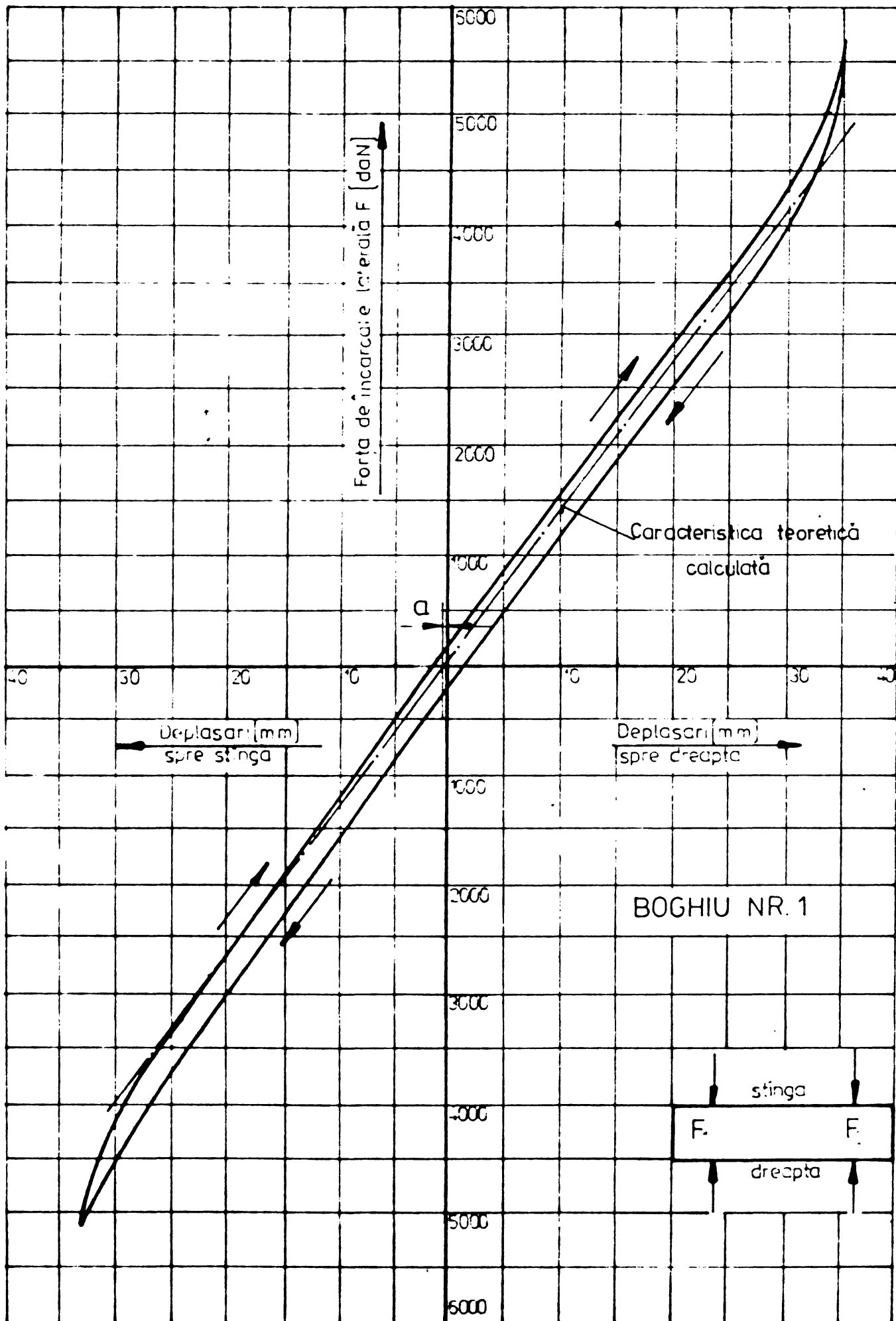


Fig 7-5
 Caracteristica laterală a suspensiei secundare
 boghiu postul 1

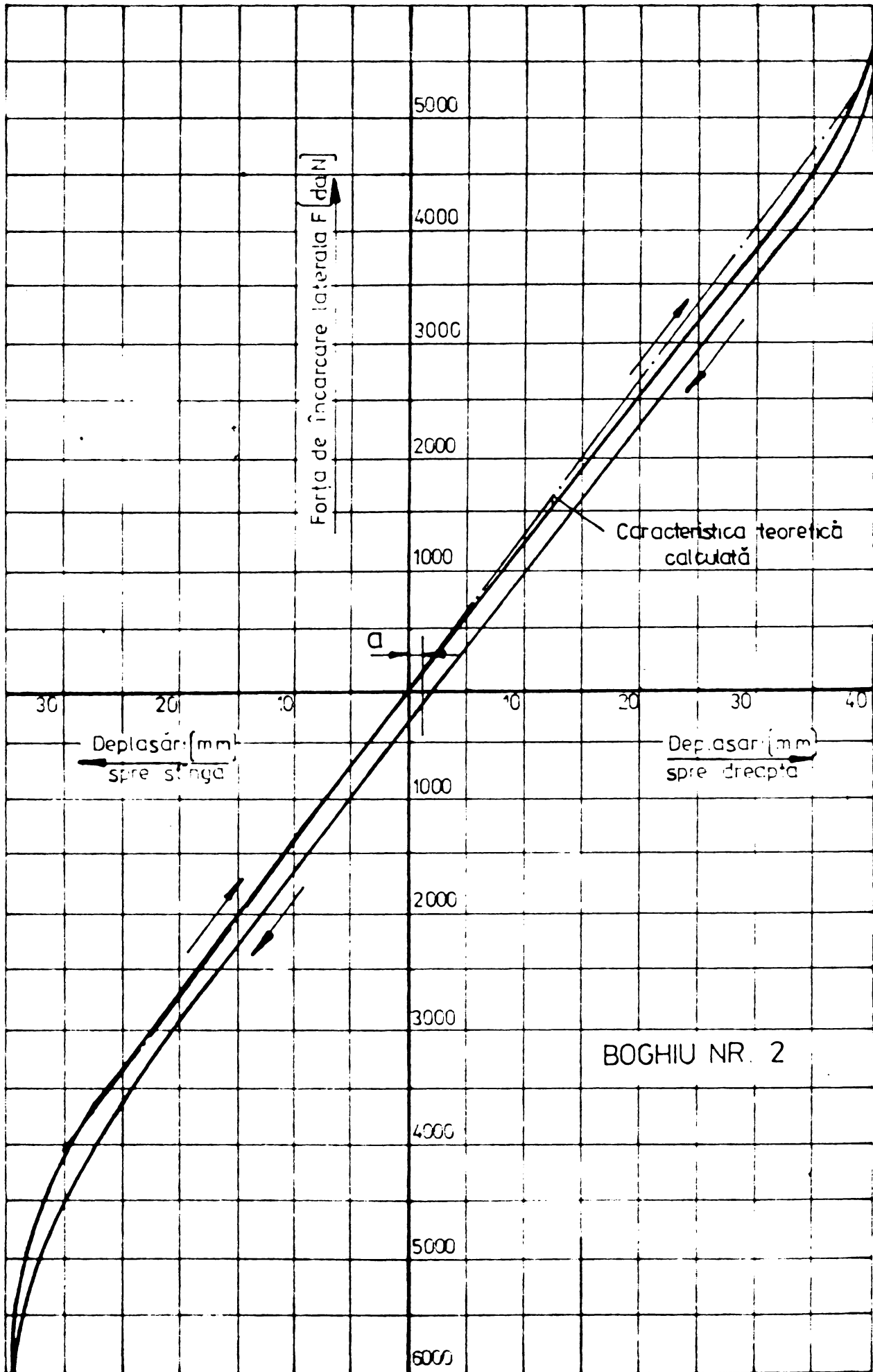


Fig. 7 - 6

Caracteristica laterală a suspensiei secundare
Boghiu post nr. 2

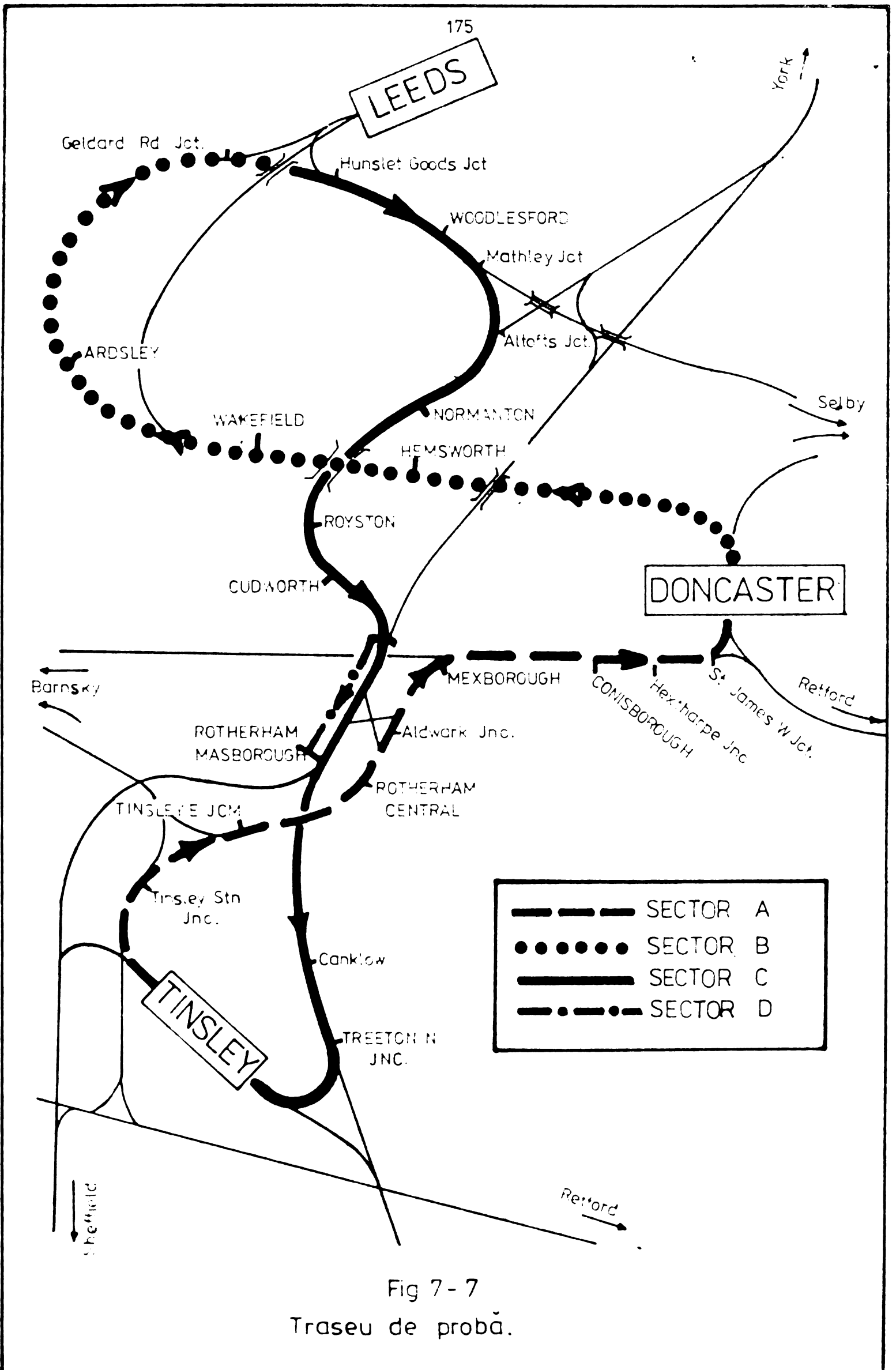


Fig 7-7
Traseu de probă.

- SECTORUL „D” - WATHRD - ROTHERHAM

Linie secundară, cu joante, viteza maximă permisă de linie 80 km/h (50 m.p.h.)

Tremul de probă a fost format din locomotiva 56001, vagonul de încercări nr.6 și două vagoane prevăzute cu frână cu aer, MK II. Încercările s-au efectuat cu viteza constructivă de 130 km/h majorată cu 15%, deci cu viteza de 150 km/h (93 m.p.h.). În timpul probelor s-au respectat vitezele maxime permise de linie iar un model din diagramele vitezelor se vede în fig.7-8, anexa B.

Volumul de verificări este reprezentat în tabel nr.7-7, unde pentru fiecare mărime ce se măsoară se indică și canalul de înregistrat.

Amplasarea traductoarelor, punctelor de măsurare, sînt indicate în fig.7-9.

Tabel nr.7-7

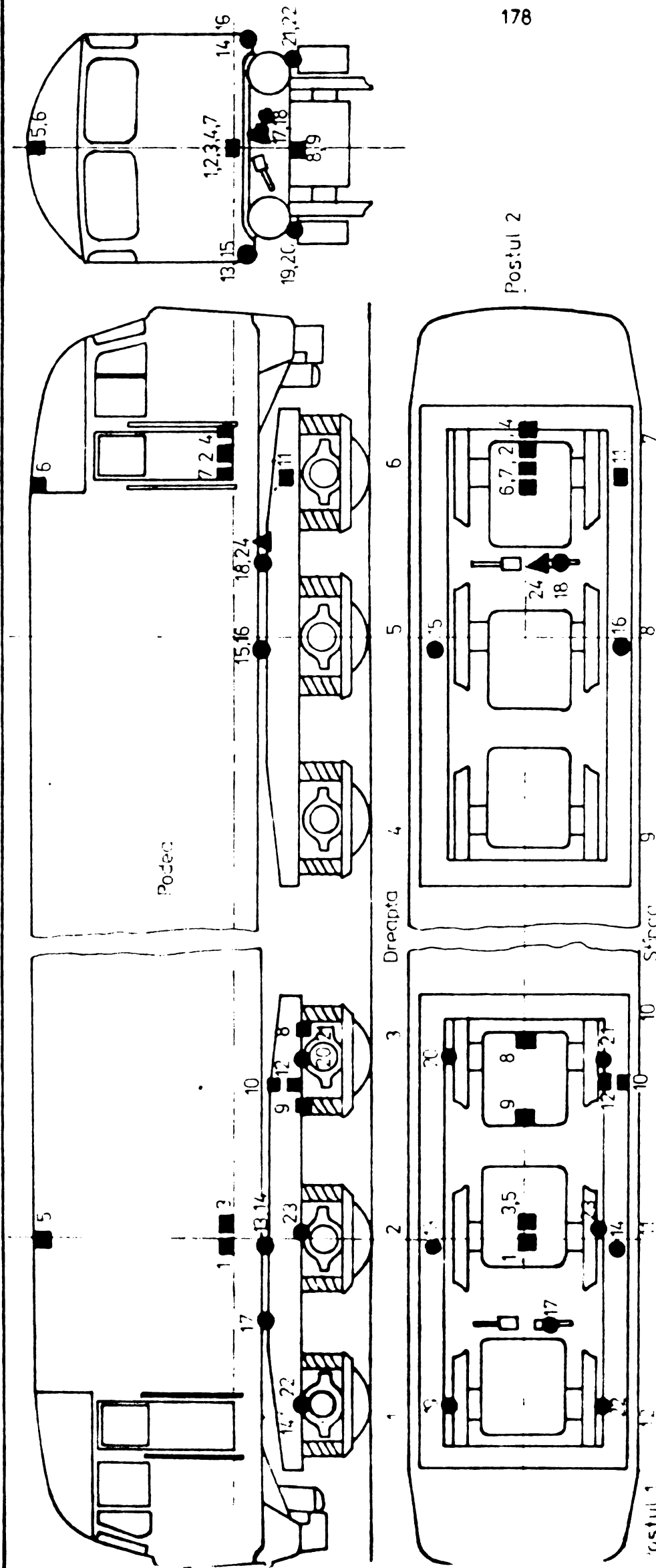
TABEL CU MĂRIMILE MĂSURATE PE LOCOMOTIVA 56001

Canal nr.	Caracteristica - mărimea ce se măsoară	Locul de măsurare de pe locomot.	Obs.
0	1	2	3
1	Accelerația verticală a cutiei	Capătul 1 Postul 1	In axa suspensiei secundare
2	Accelerația verticală a cutiei	Capătul 2 Postul 2	
3	Accelerațiile laterale ale cutiei	Postul 1 - podea	In axa suspensiei secundare, în axa longitudinală
4	Accelerațiile laterale ale cutiei	Postul 2 - podea	
5	Accelerațiile laterale ale cutiei	Postul 1 - sus	In axa suspensiei secundare
6	Accelerațiile laterale ale cutiei	Postul 2 - sus	
7	Accelerațiile longitudinale ale cutiei	Postul 2	
8	Accelerațiile verticale motor tracțiune	Oșia nr.3	

0	1	2	3
9	Accelerațiile verticale motor tracțiune	Suspensie motor osia 3	
10	Accelerațiile laterale rama boghiu	In dreptul osiei nr.3	
11	Accelerațiile laterale rama boghiu	In dreptul osiei nr.6	
12	Accelerațiile verticale ramă boghiu	In dreptul osiei nr.3	
13	Deplasarea pe verticală a cutiei	In axa suspensiei secundare boghiu 1	Partea dreaptă
14	Deplasare pe verticală a cutiei	In axa suspensiei secundare boghiu 1	Partea stângă
15	Deplasarea pe verticală a cutiei	In axa suspensiei secundare boghiu 2	Partea dreaptă
16	Deplasarea pe verticală a cutiei	In axa suspensiei secundare boghiu 2	Partea stângă
17	Deplasarea laterală a suspensiei secundare	In dreptul pivot - boghiu 1	
18	Deplasarea laterală a suspensiei secundare	In dreptul pivot - boghiu 2	
19	Deplasarea pe verticală osie 1	In lagărul de la osia 1 - dreapta	
20	Deplasare pe verticală osie 3	In lagărul de la osia 3 - dreapta	
21	Deplasare pe verticală osia 3	In lagărul de la osia 3 - stînga	
22	Deplasarea pe verticală osia 1	In lagărul de la osia 1 - stînga	
23	Deplasarea laterală între osia 2 flotantă și rama boghiului	In dreptul lagăr osia 2	
24	Viteza în amortizorul lateral din pivot	In dreptul pivotului boghiu 2	

Pentru a se obține o reprezentare semnificativă a condițiilor transversale ale liniei pentru încercări, din înregistrările făcute s-au ales cele mai importante pentru a fi analizate.

Se vede deci că am extras patru secțiuni, de așa natură încît să fie prinse și vitezele maxime, dar și liniile sudate și cu joante.



Acceleratii	Depasari	Viteze
1. Verticale cutie postul 1 2. Verticale cutie postul 2 3. Laterale cutie postul 1 podetec 4. Laterale cutie postul 2 podetec 5. Laterale cutie postul 1 tavan 6. Laterale cutie postul 2 tavan 7. Longitudinale cutie postul 2 8. Verticale motor tractiune pe esie 9. Verticale motor tractiune suspensie 10. Laterale ramă boghiu 1 11. Laterale ramă boghiu 2 12. Verticale ramă boghiu 1	13. Verticale suspensie secundară postul 1 dr 14. Verticale suspensie secundară postul 1 stg 15. Verticale suspensie secundară postul 2 dr 16. Verticale suspensie secundară postul 2 stg. 17. Laterale suspensie secundară postul 1 18. Laterale suspensie secundară postul 2 19. Verticale suspensie primară roata 1 20. Verticale suspensie primară roata 3 21. Verticale suspensie primară roata 10 22. Verticale suspensie primară roata 12 23. Laterale osia 2 față de rama boghiu	24. Laterale amortizor hidrolic postul 2.

Fig. 7-9

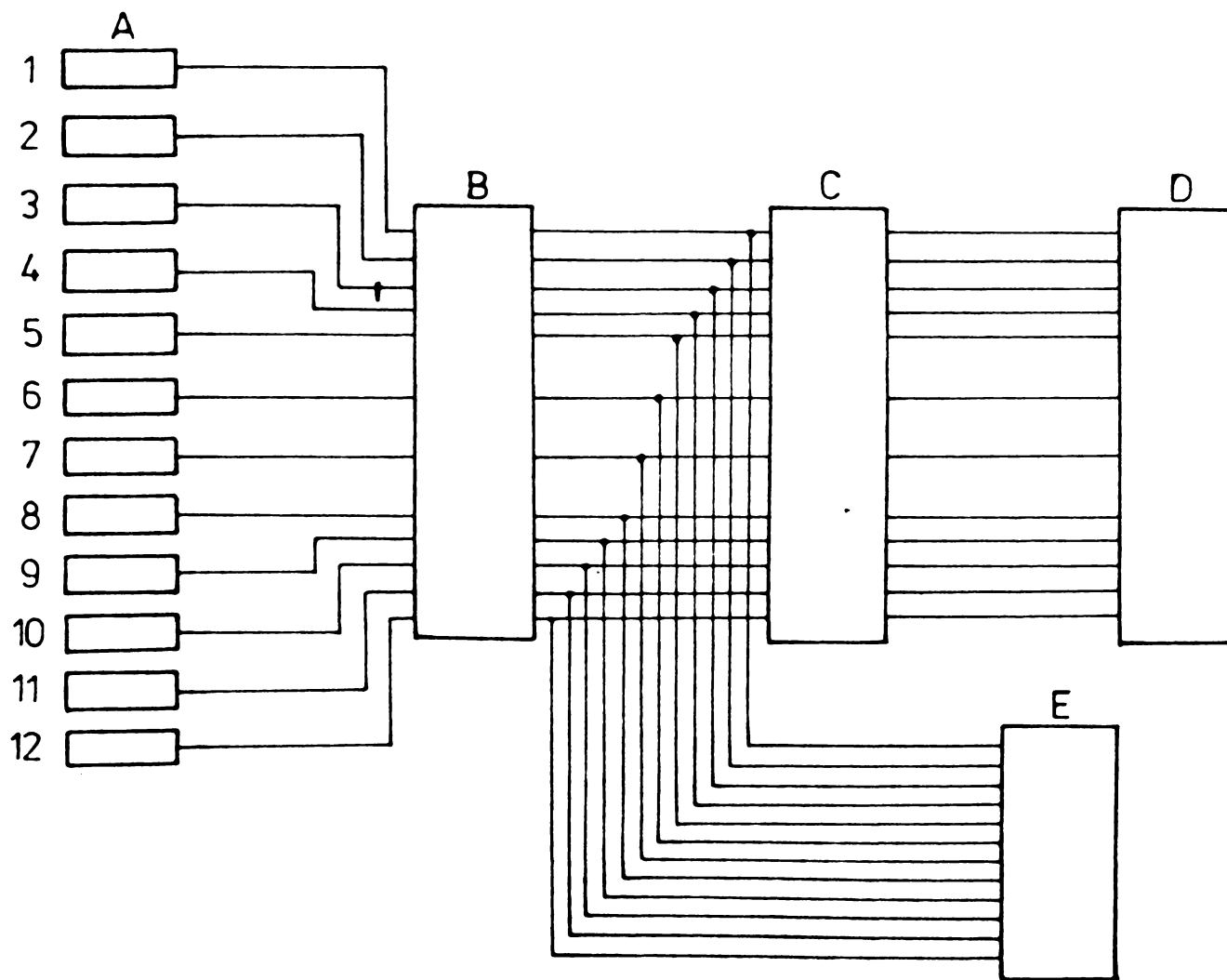
POZIȚIILE TRADUCTOARELOR
PE LDE Co-Co. 3500 CP

Cele patru secțiuni (intervale) au fost:

- Secțiunea 1 - Intre mila 160.3/4 + 162 - Donkaster - Leeds (sectorul B)
viteza maximă permisă de linie 150 km/h (90 m.p.h.),
linie sudată
- Secțiunea 2 - Intre mila 177 + 179 - Donkaster - Leeds (sectorul B)
viteza maximă 104 km/h (65 m.p.h.)
- Secțiunea 3 - Intre mila 173 + 172 - Leeds - Tinsley (sectorul C) vi-
teza maximă 130 km/h (80 m.p.h.), linie cu joante
- Secțiunea 4 - Intre mila 170 + 169 - Leeds - Tinsley (sectorul C) vi-
teza maximă 130 km/h, linie sudată

7.3.2. Aparatura de măsură folosită

Schema pentru înregistrarea accelerațiilor diferitelor puncte este reprezentată în fig.7-10, iar pentru înregistrarea deplasărilor fig.7-2.



- A - Traductor accelerații
B - Amplificator
C - Filtru trece jos
D - Osciloscop
E - Înregistrator pe bandă magnetică

Fig. 7-10

SCHEMA LANȚURILOR DE LEGĂTURĂ PENTRU MĂSURAREA ACCELERATIILOR

Aparatura utilizată la măsurători a fost următoarea:

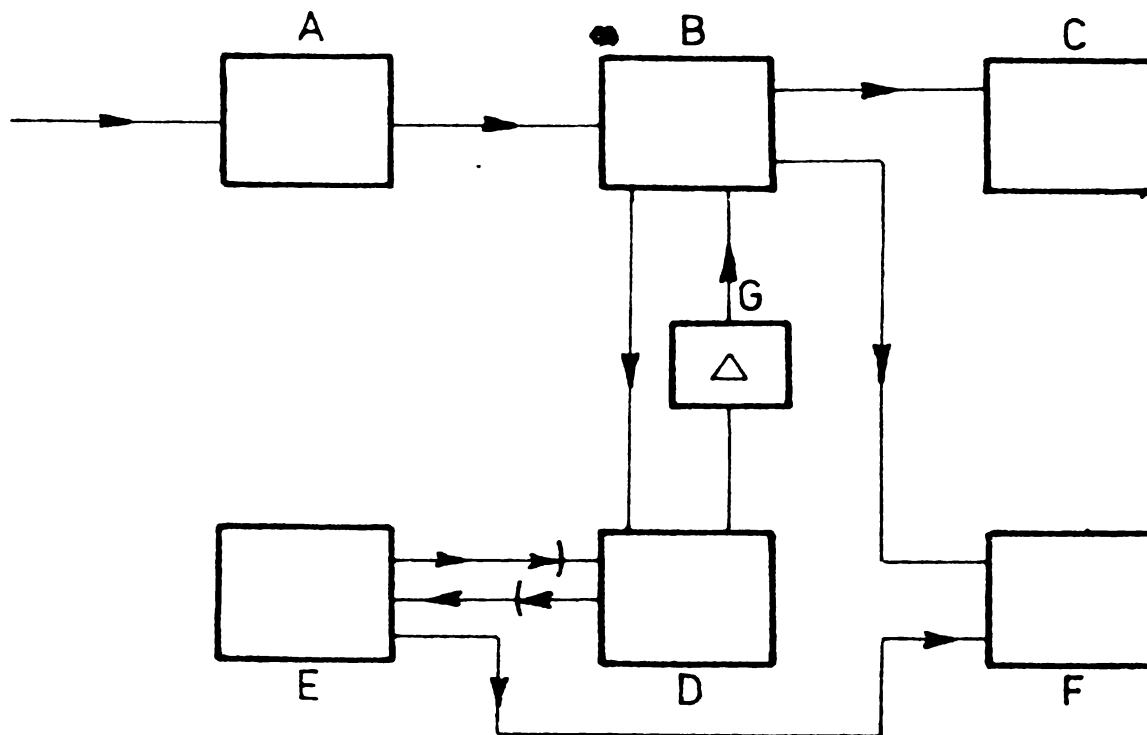
a). Deplasările relative și jocurile mecanice au fost măsurate cu traductoare de deplasare cu cursă activă de ± 50 mm sau ± 100 mm, Hottinger Baldwin, amplificatoare de măsură - Hottinger Baldwin - cu 16 canale, magnetofon de înregistrat - HP cu 14 canale.

b). Măsurarea accelerațiilor s-a făcut folosind traductoare inductive de accelerații cu valoarea nominală de măsură de 200 m/sec^2 (B 12/200 H.B.), amplificatoare de măsură cu 16 canale - Hottinger Baldwin - magnetofon de înregistrat analog cu 14 canale H.P., analizor de frecvență, oscilograf.

În scopul asigurării prelucrării ulterioare a mărimilor măsurate acestea au fost înregistrate pe bandă magnetică. Înregistrarea a fost controlată în permanență cu ajutorul unui oscilograf, cu care s-a urmărit nivelul amplificării mărimilor.

7.3.3. Analiza datelor înregistrate

Datele înregistrate pe bandă magnetică sînt trecute printr-un analizor de frecvență (fig.7-11).



- A - Alimentator cu selector de canale
- B - Afișare cu ieșire pentru aparat de înregistrat
- C - Oscilograf catodic
- D - Analizor de bandă îngustă
- E - Comanda pentru analizor de bandă îngustă
- F - Înregistrator
- G - Amplificator integrat pentru amplificator treaptă superioară

Fig. 7-11

SCHEMA PRELUCRĂRII AUTOMATE PENTRU ANALIZA DE FRECVENȚE

Forma de analiză a datelor depinde de aspectul diagramelor caracteristicilor înregistrate inițial și de scopul final pentru care vor fi

folosite datele prelucrate.

În studiul vibrațiilor s-au efectuat două forme de sintetizare a datelor:

- a). spectrul amplitudine - frecvență
- b). deplasări, viteze, accelerații (RMS) funcție de viteza locomotivei

În cazul spectrului amplitudine - frecvență, a fost folosit pentru prezentarea datelor vibrației, în care amplitudinea deplasărilor și accelerațiilor este reprezentată în funcție de frecvență. Această prezentare a datelor permite identificarea surselor de vibrații, respectiv identificarea mișcării perturbatorii cu valorile cele mai mari.

Pentru analiza de frecvențe a semnalelor vibratorii s-a folosit filtrul cu lărgime de bandă procentuală constantă la care lărgimea de bandă a filtrului este 10% al frecvenței centrale selectate.

Filtrul de bandă joasă este pentru domeniul de frecvențe 0,50 • 90 Hz.

Prelucrarea datelor a permis stabilirea amplitudinii deplasărilor, accelerațiilor și vitezelor, elemente ce caracterizează procesul vibrator, pe baza spectrului de densitate înregistrat al oscilației. În final s-au determinat valorile medii pătratice pentru amplitudinea deplasărilor funcție de viteza de circulație a locomotivei, valoarea medie pătratică pentru amplitudinile accelerațiilor și vitezelor funcție tot de viteza locomotivei.

7.3.4. Analiza rezultatelor

7.3.4.1. Spectrele amplitudinii mărimilor

Din analiza mărimilor înregistrate au rezultat un număr deosebit de mare de spectre. În prezenta lucrare s-au introdus numai câteva cazuri tipice cu care se pot ilustra influența fenomenelor, fig. 7-15 • 7-25 anexa B.

Spectrele amplitudinilor cutiei și boghiului, din planul vertical arată vîrfuri distincte ale frecvențelor proprii, fig. 7-15, 7-16, 7-17.

Pentru reprezentarea spectrelor amplitudinii accelerațiilor și deplasărilor s-au considerat numai valorile măsurate începînd de la viteza de 80 km/h (50 m.p.h.). În acest sens s-au efectuat analize la vitezele: 80 km/h (50 m.p.h.), 96 km/h (60 m.p.h.), 112 km/h (70 m.p.h.), 128 km/h (80 m.p.h.), 144 km/h (90 m.p.h.).

Analizele au cuprins linii sudate și linii cu joante.

În gama de viteze amintite s-au determinat frecvențele în banda de 0 • 20 Hz.

Tabelul nr.7-8 cuprinde frecvențele accelerațiilor verticale

ale cutiei locomotivei măsurate la postul 1.

Tabelul nr. 7-9 cuprinde frecvențele deplasărilor verticale în suspensia secundară.

Tabelul nr. 7-10 cuprinde frecvențele accelerațiilor verticale ale ramei boghiului.

Tabel nr. 7-8

FRECVENȚELE ACCELERATIILOR VERTICALE ALE CUTIEI

VITEZA (km/h)	FRECVENȚA (Hz)																					
	s	j	s	j	s	j	s	j	s	j	s	j	s	j	s	j	s	j	s	j	s	j
80		1,1		2,3		3,5		4,7		6		7,1		8,3		9,6		10,9		12		
96	1,5	1,5	2,8	2,8	4,15	4,2	5,8	5,8		7,2		8,5		10		11,5		12,8				15,8
112	1,75	1,8	3,2	3,4	4,9	5	6,7	6,9		8,5		10,1		11,9	13,7							17
128	1,8	1,7	3,7	3,5	6	6	5,6	5,5	7,8	7,4				14						19,7		
144	2,3		4,3		6,5		8,9		11													

s - linii sudate

j - linii cu joante

Tabel nr. 7-9

FRECVENȚELE DEPLASĂRIILOR VERTICALE ÎN SUSPENȚIA

SECUNDARĂ

VITEZA (km/h)	FRECVENȚA (Hz)																					
	s	j	s	j	s	j	s	j	s	j	s	j	s	j	s	j	s	j	s	j	s	j
80		0,6		1,2		2,4		4,7		5,9		8,3		9,5		10,7		12,2				
96	0,7	0,9	1,4	1,6	2,8	2,8		4,2		5,6		7,1		8,6		10						
112	0,7	0,5	1,6	1,7	3	3,3		5		6,8		8,4		10,2								
128	0,7	0,5	1,9	1,8	3,7	3,7		5,5	7,6	7,4	9,6											
144	0,7		2		2,8		4,2		6,3		8,6		11									

s - linii sudate

j - linii cu joante

Tabel nr. 7-10

FRECVENȚA ACCELERATIILOR VERTICALE ALE RAMEI BOGHIU

VI- TE- ZA	FRECVENȚA (H)																					
	s	j	s	j	s	j	s	j	s	j	s	j	s	j	s	j	s	j	s	j		
80		1		2		3,4		4,4		5,8		7,1		8,4		9,6		12,2		13,5		15,5
96		1,2		3		4,2		5,8		7,2		8,8		10,2		11,4		12,8		14,4		15,2
112		1,2	4	3,3	6,2	5	7	6,8		8,8		10,5		12	15	15	15,5	16,5	18	18	18,8	18,8
128	4		5,8		7,5		8,6		9,5		11,4		13,5		15		16,1	17,4	19,6			
144	4		6,4		8,8		10,8		12,8		15,8		17,2		19,5							

s - linii sudate

j - linii cu joante

Datele din tabelele 7-8, 7-9, 7-10 au fost reprezentate în diagramele din fig.7-12, 7-13, 7-14.

Aceste reprezentări au la bază următorul principiu: funcție de lungimea stabilită a cuponului de șină se trasează frecvența armonicilor date de linie, pentru o anumită gamă de viteză a locomotivei.

Peste armonicile trasate se transpun frecvențele care se extrag de un calculator analogic, pentru fiecare viteză în parte pe baza spectrelor amplitudinii funcție de frecvență (model fig. 7-15, 7-16, 7-17, anexa B).

Acest mod de reprezentare combinat cu spectrele amplitudinilor funcție de frecvență, permite a efectua următoarele analize:

- influența liniei asupra mișcărilor perturbatorii ale locomotivei
- mărimea amplitudinii accelerațiilor, vitezelor și deplasărilor
- stabilirea mișcărilor perturbatorii predominante

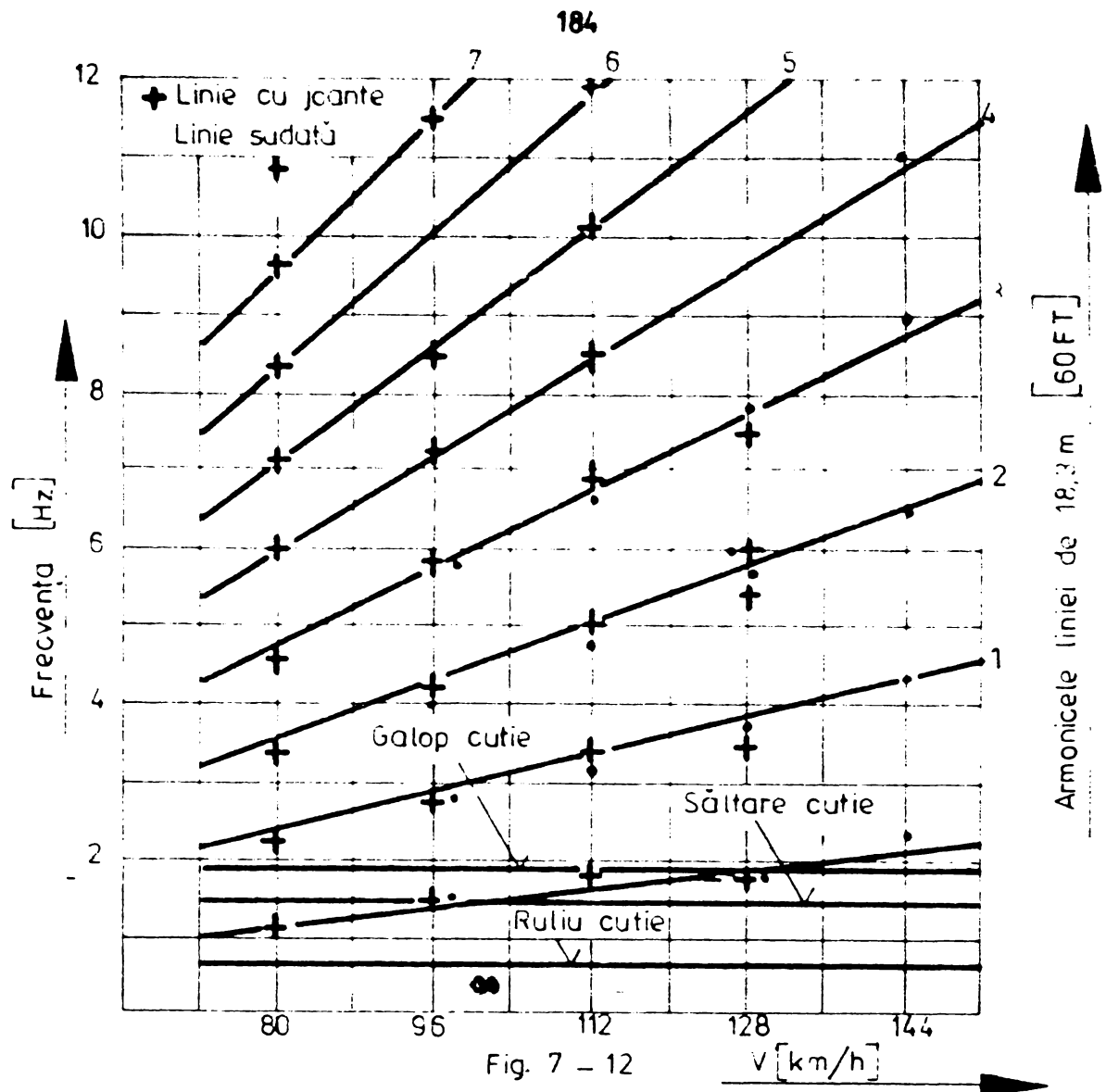
Din studiul frecvențelor accelerațiilor verticale ale cutiei funcție de viteza locomotivei, fig.7-12 și a spectrului amplitudinii accelerațiilor cutiei funcție de frecvență, fig. 7-15, anexa B, rezultă următoarele concluzii:

a). Efectul joantelor asupra frecvențelor cutiei sînt evidente, deoarece frecvențele obținute se înscriu perfect pe armonicile date de linie.

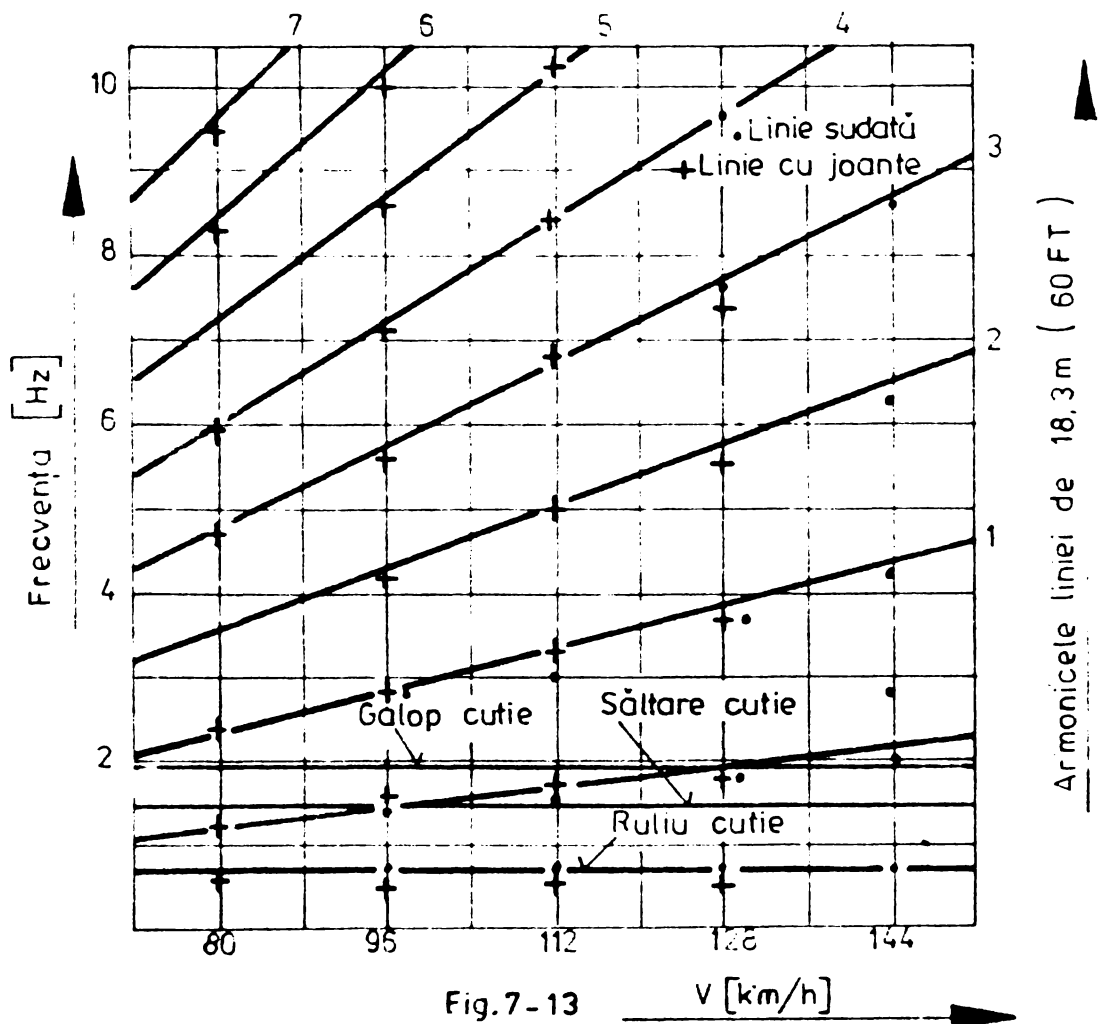
b). In cazul liniilor sudate nu se evidențiază frecvența care se suprapune peste armonicile liniei cu joante.

c). Influența liniei este evidențiată numai calitativ, cantitativ aceasta rezultă din calculul valorilor RMS avînd la bază densitatea

spectrală
de putere.

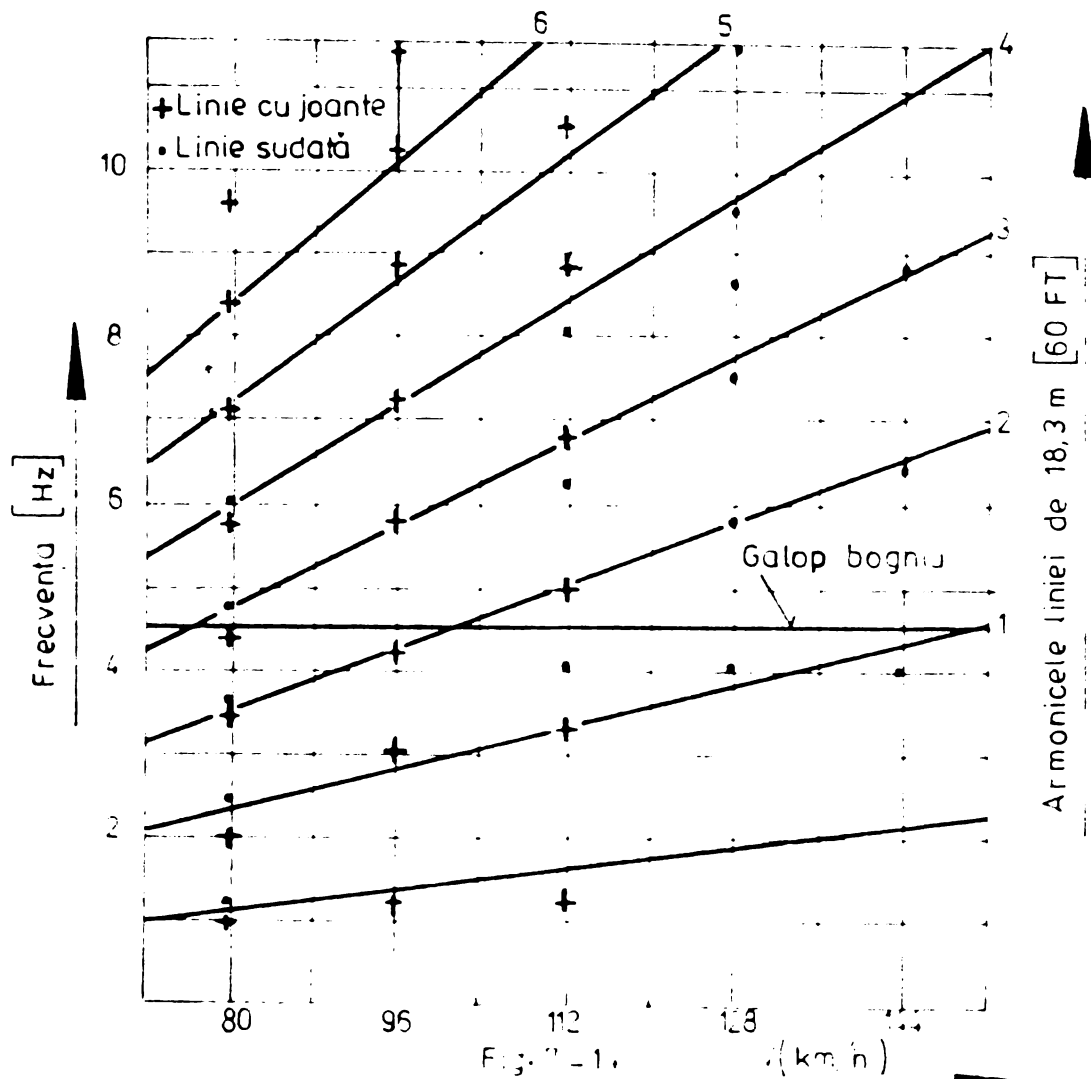


d). In fig. 7-13 am reprezentat similar cu fig.7-12, frecvențele deplasărilor suspensiei secundare funcție de viteza locomotivei.



Analiza acestei figuri combinate cu analiza spectrului amplitudinilor de deplasare, fig.7-16, anexa B conduce la aceleași concluzii ca în cazul analizei efectuate la fig.7-12.

Frecvențele accelerațiilor verticale ale ramei boghiului funcție de viteză au fost reprezentate în fig.7-14.



Luând spre cercetare spectrul amplitudinii ramei boghiului, fig. 7-17, anexa B și fig.7-14 influența liniei este evidentă, deoarece pentru fiecare viteză, frecvențele înregistrate se suprapun peste armonicile date de linie.

Este interesant de analizat spectrele din fig.7-15, 7-16 anexa B deoarece rezultă în primul rând frecvențele proprii precalculeate, pe de o parte se stabilește că mărimea predominantă a accelerațiilor în cutie în plan vertical este dată de mișcarea de galop a acesteia influențată de linie.

În spectrul deplasărilor verticale a suspensiei secundare fig. 7-16, anexa B rezultă că mișcările predominante sînt: ruliul cutiei combinată cu rotația în jurul axei „z” și galopul acesteia.

Din spectrul amplitudinilor accelerațiilor verticale ale ramei boghiului, fig.7-17, anexa B singura mișcare pusă în evidență a fost galopul acestuia, galop ce a fost apoi stabilit și la cutia locomotivei.

Acest mod de analiză permite, după cum se vede, de a stabili care sînt mișcările predominante, deoarece nu este suficient să stabilești mărimile accelerațiilor, deplasărilor dacă nu se poate indica și mișcările ce cauzează aceste mărimi.

Consider interesantă și analiza spectrului amplitudinilor accelerațiilor laterale ale boghiului, fig.7-18, 7-19, 7-20 anexa B

Aceste diagrame nu pun în evidență existența frecvențelor fundamentale, dar pun în evidență existența dependenței frecvențelor boghiului de viteza locomotivei, astfel în spectrograma din fig.7-18 anexa B rezultă că pentru viteza locomotivei de 50 m.p.h. (80 km/h), linie sudată, frecvența maximă realizată este de 12,5 Hz, în spectrograma din fig.7-19, anexa B se evidențiază frecvența maximă de 15 Hz la o viteză a locomotivei de 60 m.p.h. (96 km/h), pe cînd în spectrograma din fig.7-20, anexa B tot pentru linii sudate, dar viteza de 70 m.p.h. (112 km/h) se obține o frecvență de 17 Hz.

Dependența frecvențelor laterale de viteză, nu poate fi explicată decît prin legătura elastică avînd o caracteristică ridicată, între lagărul osiei și rama boghiului care face ca ansamblul boghiului inclusiv osiile să execute o mișcare de șerpuire, mișcare ce are frecvența direct proporțională cu viteza locomotivei. Această concluzie impune modelarea caracteristicii laterale de ghidare a osiei montate față de rama boghiului conform soluției date de autorul prezentei teze în capitolul 4 a acestei lucrări.

7.3.4.2. Stabilirea nivelului RMS al accelerațiilor și deplasărilor măsurate

Interpretarea practică a vibrogramelor este dificilă și neconcludentă în cazul mișcărilor aleatoare, mișcări ce caracterizează și oscilațiile locomotivelor [100,101]. Din acest motiv a fost necesară perfecționarea tehnicilor experimentale și implicit a aparaturii de măsură. S-a dezvoltat astfel metoda corelării semnalelor, respectiv determinarea funcției de autocorelare și a funcției de intercorelare a două semnale.

Pentru definirea naturii și ponderii vibrației aleatoare se folosește metoda ce utilizează densitatea spectrală.

Densitatea spectrală arată nivelul general al vibrației pe întreaga bandă de frecvență [52].

Procedeu de determinare a densității spectrale de putere sau densității spectrale a mediei pătratice, cel mai răspîndit este filtrarea selectivă.

Fie semnalul de intrare $x(t)$ care este introdus într-un filtru

„trece - bandă” de lățime B , centrat pe frecvența f . În felul acesta se obține semnalul $x_B(f, t)$, care are frecvența cuprinsă între $(f - B/2)$ și $(f + B/2)$ pentru care media pătratică este:

$$\overline{x^2(t)} = \int_0^{\infty} W_{xx}(f) df = \int_{f-B/2}^{f+B/2} W_{xx}(f) df = \lim_{T \rightarrow \infty} 1/T \int_{-T/2}^{+T/2} x_B^2(f, t) dt \quad (7-1)$$

unde: W_{xx} - densitatea spectrală

$$W_{xx} = 4\pi S_{xx}(2\pi f) \quad (7-2)$$

S_{xx} - densitatea spectrală de putere

În relația (7-1) $\int_0^{\infty} W_{xx}(f) df$ este puterea totală a semnalului $x(t)$ iar

$$\int_{f-B/2}^{f+B/2} W_{xx}(f) df$$

este puterea componentelor semnalului având frecvența cuprinsă între $(f - B/2)$ și $(f + B/2)$.

Pentru o variație suficient de mică a lui B se poate considera $W_{xx}(f)$ constant în banda de frecvență $(f - B/2; f + B/2)$, deci

$$\int_{f-B/2}^{f+B/2} W_{xx}(f) df = W_{xx}(f) B \quad (7-3)$$

În limită $B \rightarrow 0$

$$W_{xx}(f) = \lim_{B \rightarrow 0} \lim_{T \rightarrow 0} 1/B T \int_{-T/2}^{+T/2} x_B^2(f, t) dt \quad (7-4)$$

Această relație (7-4) stă la baza procedeeilor de determinare a densității spectrale cu ajutorul filtrării semnalelor.

Analiza accelerațiilor și deplasărilor s-au făcut folosind valoarea eficace (RMS). Pentru că am presupus că funcția $x(t)$ este o funcție aleatoare, valoarea mediei pătratice a acesteia $\overline{x^2(t)}$ se obține prin folosirea unei instalații adecvate formată din:

- aparat de ridicare la pătrat a tensiunii
- integrator (analogic) sau dispozitiv de efectuare a mediei
- înregistrator al rezultatelor

Dacă rezultatul se divide cu lățimea de bandă se obține densitatea spectrală de putere pe lățimea de bandă considerată.

Partea teoretică expusă mai sus, a stat la baza analizei rezultatelor măsurătorilor atât pentru accelerații cât și pentru deplasări.

Nivelul accelerațiilor cutiei, boghiului în plan vertical și orizontal lateral este reprezentat în diagramele din fig. 7-26 + 7-34,

7-36 + 7-37, anexa B.

Deoarece motorul de tracțiune, pentru fixare în rama boghiului, are soluția semisuspendată, s-a urmărit și nivelul accelerațiilor la nivelul fixării pe osie precum și la fixare pe ramă. Din această analiză trebuie să rezulte posibilitatea folosirii acestei soluții la viteze mari și care sînt elementele ce limitează folosirea acestora peste un anumit nivel de viteze (fig.7-35).

Intrucît pentru soluția suspensiei secundare de tip flexicoil introdusă de autorul prezentei teze, nu aveam date de comparație, am considerat utilă analiza rezultatelor comparativ cu mărimile obținute de Căile Ferate Britanice cu locomotiva clasa 87 [104], aceasta deoarece acest tip de locomotivă experimentală are construcția suspensiei secundare similară cu locomotiva clasa 56.

Din analiza rezultatelor măsurătorilor accelerațiilor rezultă următoarele concluzii:

1. Așa cum era de așteptat, menționat de fapt la pct. 7.3.4.1, nivelul accelerațiilor este dependent de calitatea liniei, fig.7-26 + 7-34; 7-36; 7-20, anexa B.
2. Nivelul accelerațiilor în plan vertical, la cutie, pe linii sudate fig.7-26; 7-37, anexa B nu depășesc valoarea de 0,06 g la viteza de 150 km/h. Curbele nu prezintă tendință de creștere, putîndu-se anticipa, lucru verificat pe calculatorul analogic al B.R., că valoarea accelerațiilor verticale pe astfel de linii nu va depăși 0,1 g.
3. Comparînd mărimile accelerațiilor obținute, cu aceleași mărimi măsurate la locomotiva clasa 87 rezultă valori deosebit de apropiate, fig.7-26, 7-27, anexa B.
4. Pe linii cu joante, fig.7-28, 7-29, anexa B, nivelul accelerațiilor ating valori pînă la 0,1 g și arată clar că la aceeași construcție a locomotivei, calitatea liniei este elementul ce limitează nivelul maxim al vitezelor de circulație (vezi pentru comparație și pct.2). Aliura curbelor este crescătoare și arată o tendință de creștere peste viteza de 128 km/h, aproape liniară.
5. Pe rama boghiului se evidențiază la fel influența liniei, fig. 7-37 anexa B, astfel la viteza de 96 km/h nivelul accelerațiilor ajung la valoarea de 0,42 g cu tendință de creștere liniară. În cazul liniilor sudate nivelul accelerațiilor ating valoarea de 0,5 g la viteza de 150 km/h cu tendința de stabilizare a acestui nivel.
6. Măsurătorile efectuate asupra motorului de tracțiune, fig.7-35, anexa B în două puncte și anume pe lagărul de sprijin pe osie și pe suspensia acestuia pe rama boghiului, au scos în evidență două aspecte și anume:

- indiferent de calitatea liniei la viteze în jur de 140 km/h se ating, la lagărul de sprijin pe osii, accelerații în jurul valorii de 2 g

- la punctul de sprijin pe ramă aceste mărimi au valoarea pe jumătate respectiv 0,8 + 1 g

7. Cu creșterea vitezei peste 120 km/h, accelerațiile la nivelul lagărului de sprijin pe osie au o tendință de creștere vertiginoasă liniară.

8. Din analiza diagramei din fig. 7-35, anexa B ținând seama și de concluziile de la pct. 6 și 7 rezultă că din cauza nivelului accelerațiilor și a tendinței vertiginoase de creștere a acestora, peste viteza de 120 km/h nu se recomandă folosirea motoarelor de tracțiune în soluția semisuspendată. Evident această limită este legată și de calitatea liniei.

9. Accelerațiile laterale pe cutia locomotivei și pe rama boghiului, fig. 7-30, 7-31, 7-32, 7-33, 7-36, anexa B au atins mărimea de 0,05 + 0,07 g, în cazul cutiei, pentru linii sudate și viteza de 150 km/h, ceea ce indică o comportare deosebită a locomotivei pe astfel de linii. Nivelul accelerațiilor se situează sub mărimile de calcul care se admit de 0,1 g.

10. În cazul liniilor cu joante, influența liniei este evidentă și în plan orizontal chiar dacă nu se ating valori exagerate, aceasta dovedește că și cu joante linia avea o stare bună, fig. 7-32, 7-33, anexa B.

11. Pe rama boghiului în plan orizontal, fig. 7-19, anexa B se constată că linia are o influență și mai evidentă decât la cutie, rezultând:

- pe linii sudate și viteza de 150 km/h, valori ale accelerațiilor de 1 g

- pe linii cu joante creșteri vertiginoase ale accelerațiilor ajungându-se la valoarea de 1 g deja la viteza de 100 km/h

- accelerațiile pe ramă și influența atât de pronunțată a liniei se datoresc și caracteristicilor de ghidare a osiei în rama boghiului

Introducerea cuplajelor elastice (vezi capitolul 4) vor diminua evident acest nivel. Acest lucru a fost constatat în cazul măsurărilor efectuate pe locomotiva diesel hidraulică C'-C' 2400 CP - RDG, unde printr-o nouă construcție a ghidării osiei în rama boghiului am ajuns ca accelerațiile laterale pe ramă să atingă nivelul de 0,5 la $V = 100$ km/h, linii cu joante.

Față de mărimile precalculate se impuneau verificarea deplasărilor relative din două motive:

a). Deplasarea relativă între lagăr pivot și rama boghiu prescrisă de 30 mm, în plan orizontal nu poate fi depășită deoarece se depășesc posibilitățile tehnice ale elementelor de cauciuc cu consecințe asupra fiabilității acestuia.

b). Atât între rama boghiu și cutie, cât și între lagăr osie și ramă sînt prescrise jocurile maxime relative, a căror depășire conduce la blocarea sistemului elastic.

În tabelul nr.7-7 și fig. 7-9 sînt indicate locul deplasărilor ce au fost măsurate iar rezultatele acestora sînt cuprinse în fig. 7-38 + 7-48, anexa B.

Din cercetarea deplasărilor relative în plan vertical se desprind următoarele concluzii:

1. Calitatea liniei influențează direct mărimea deplasărilor relative cutie - ramă boghiu, fig. 7-38, 7-39 comparativ cu fig. 7-40, 7-41, anexa B.
2. În cazul liniilor sudate aceste deplasări peste viteza de 140 km/h au o tendință de stabilizare; pe cînd în cazul liniilor cu joante creșterea este vertiginoasă cu tendință permanentă de creștere.
3. Mișcarea care produce această deplasare relativă este galop, cutie și galop boghiu, vezi fig. 7-16, anexa B și mai puțin săltarea celor două subansamble.
4. Deplasarea relativă lagăr osie - ramă boghiu este influențată de calitatea liniei, dar nu în măsura în care acest lucru se constată la cutie, vezi punctul 3.
5. Deplasările relative, indiferent de calitatea liniei nu depășesc valorile prescrise.

În plan orizontal, deplasările relative conduc la următoarele concluzii:

1. Influența calității liniei se materializează prin creșterea deplasărilor relative, interpolată la aceeași viteză, cu 250% ($V = 96$ km/h), fig. 7-42, 7-43, comparativ cu fig. 7-44, 7-45, anexa B.
2. În plan lateral, pe linii cu joante, există pericolul ca în anumite situații la viteza de 150 km/h și peste, să se consume aproape complet jocul prescris, deci să apară șocuri laterale între cutie și rama boghiu, deci făcînd abstracție de mărimea accelerațiilor liniile cu joante limitează viteza locomotivei și din cauza deplasărilor relative mari între cele două mase oscilante.

7.3.4.4. Calitatea de rulare a locomotivei - indicele W_3

Mărimea accelerațiilor mișcărilor oscilatorii ale cutiei locomotivei și frecvența acestor accelerații determină calitatea rulării locomotivei, respectiv gradul de confort.

Indicele W_z se definește în funcție de amplitudinea și frecvența oscilațiilor verticale și orizontal-laterale ale cutiei locomotivei.

Oscilațiile verticale și orizontal-laterale, au un caracter aleator și deci după înregistrarea accelerațiilor pe bandă magnetică amplitudinea și frecvența acestor oscilații se determină prin prelucrarea statistică a informațiilor. Înregistrarea pe bandă magnetică se face după filtrarea prealabilă.

Pentru determinarea indicelui W_z în cele două plane se necesită:

- cunoașterea accelerațiilor laterale în dreptul pivotului central
- cunoașterea accelerațiilor verticale ale cutiei în dreptul pivotului central

Încercările efectuându-se pe mai multe tronsoane de cale, atunci pentru treapta de viteză considerată, valoarea medie generală a indicelui W_z se poate considera:

$$W_{zg}^{6,67} = 1/T \int_0^T W_z^{6,67} dt \quad (7-5)$$

$$\text{dar } W_z = \sqrt[6,67]{b^2 \cdot B^2} \quad (7-6)$$

Integrând în domeniul de frecvențe ($0 \rightarrow f$) Hz, rezultă valoarea medie generală:

$$W_{zgm} = \sqrt[6,67]{\int_0^f (b \cdot B)^2 df} \quad (7-7)$$

Integrând în raport cu timpul, valoarea medie generală este:

$$W_{zgm} = \sqrt[6,67]{1/t \int_0^t (b \cdot B)^2 \cdot dt} \quad (7-8)$$

Relația (7-8) stă la baza calculului indicelui W_z folosind calculatoare analogice specializate, cum a fost cazul analizei efectuate la LDE Co-Co 3500 CP, unde s-a folosit calculatorul analogic HP - IE 1000 specializat și pentru astfel de calcule.

În principiu schema de lucru a calculatorului este următoarea:

- frecvența din înregistrarea pe bandă magnetică este corectată funcție de lățimea benzii de filtrare, rezultă produsul $b \cdot B$
- transformarea valorilor $b \cdot B$ în valori absolute $|b \cdot B|$
- evaluarea puterii a doua - $|b \cdot B|^2$, care reprezintă produsul $W_z^{6,67} \cdot dt$
- integrarea funcției $\int_0^t |b \cdot B|^2 \cdot dt$

Rezultatele măsurătorilor efectuate sînt reprezentate în fig.3-50 și fig.3-51, pentru planul vertical respectiv planul orizontal.

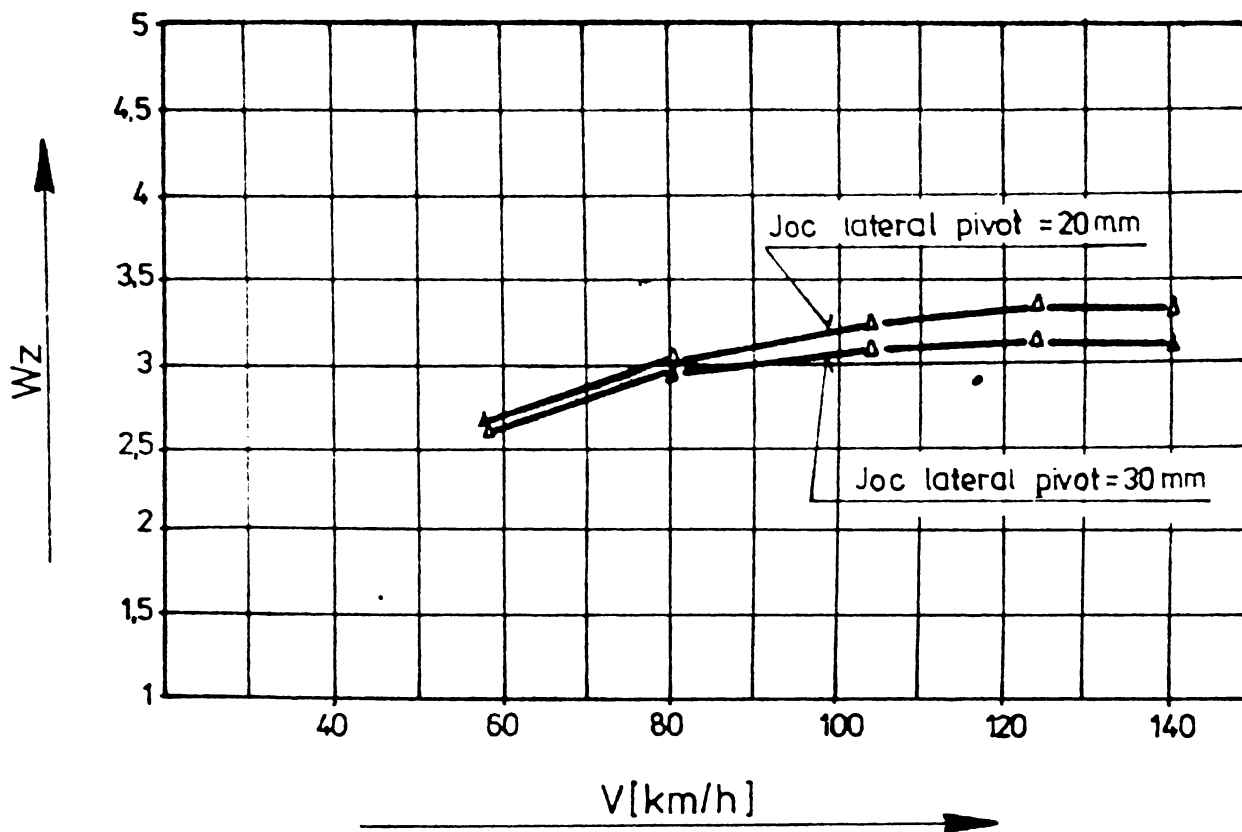


Fig. 7-50

COEFICIENTUL CALITĂȚII DE RULARE ÎN PLAN VERTICAL

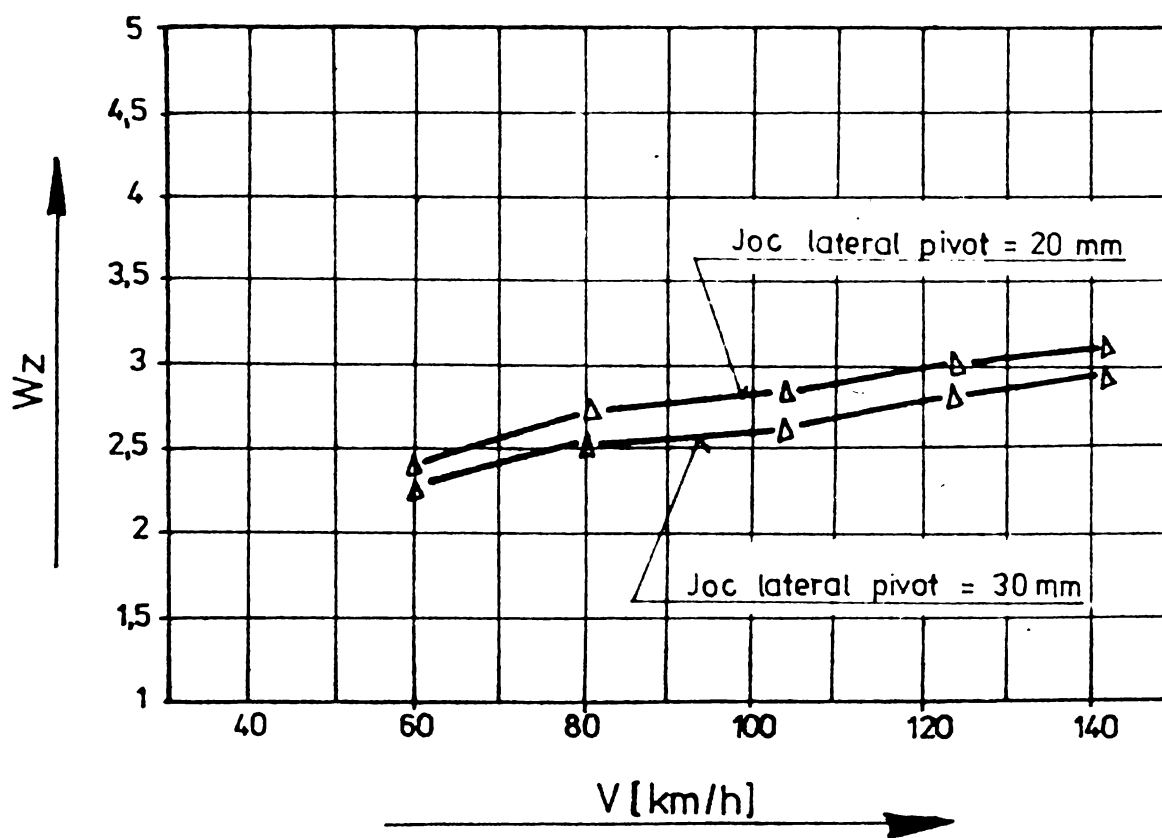


Fig. 7-51

COEFICIENTUL CALITĂȚII DE RULARE ÎN PLAN ORIZONTAL-LATERAL

Din analiza diagramelor, fig.3-50 și 3-51 rezultă următoarele concluzii:

1. În general indicele W_z nu trebuie să depășească valoarea de 3,5, mărime ce a fost impusă și de Căile Ferate Britanice pentru concepția locomotivei clasa 56 (LDE Co-Co 3500 CP).

2. Măsurătorile s-au efectuat cu luarea în considerare a jocului din pivot la două valori de 30 mm și 20 mm. Valoarea de 20 mm fiind luată ca valoare de studiu, de 30 mm fiind valoarea prescrisă. Din acest punct de vedere indicele W_z s-a trasat pentru cele două valori ale jocului lateral lagăr pivot ramă-boghiu,

3. Valorile maxime obținute pentru W_z în plan vertical sînt:

- 3,3 pentru joc lateral pivot de 20 mm

- 3,1 pentru joc lateral pivot de 30 mm

dau garanția că la viteze în jurul valorii de 200 km/h nu se vor depăși mărimile de 3,4 + 3,5, dacă se are în vedere tendința actuală de stabilizare a valorilor realizate începînd de la valoarea vitezei de 120 km/h.

4. Valorile maxime obținute pentru indicele W_z în plan orizontal se prezintă:

- 3 + 3,2 pentru joc lateral pivot de 20 mm

- 2,9 pentru joc lateral pivot de 30 mm

valori ce arată o tendință de stabilizare.

5. Dacă se are în vedere datele constructive ale locomotivei, valoarea indicelui W_z comparat cu valoarea obținută la clasa 87 de către Căile Ferate Britanice, de 3,1 - 3,2 este deosebită în ambele plane.

7.4. Concluzii asupra măsurătorilor efectuate pentru soluțiile constructive noi introduse

Măsurătorile și verificările efectuate pe locomotive prevăzute cu soluții introduse de autorul prezentei teze, soluții destinate locomotivelor de mare viteză și putere scot în evidență următoarele concluzii principale:

a). Măsurătorile privind eficiența dispozitivului de anticabraj, comparate cu mărimile calculate, arată că pentru utilizarea rațională a greutateii aderente a locomotivei și pentru obținerea unor forțe mari la demaraj, deci exploatarea la maximum a aderenței, este strict necesară dotarea locomotivelor cu astfel de dispozitive.

b). Parametrii funcționali ai dispozitivului anticabraj, stabiliți de autorul prezentei teze și verificați prin măsurători corespund în totul necesităților.

c). Prin introducerea dispozitivului anticabraj, autorul prezentei teze și-a propus obținerea unui coeficient de utilizare a greutateii

aderente de min. 91%. Prin verificările efectuate rezultă că acest scop a fost atins, valoarea coeficientului de utilizare a greutateii aderente avînd valoarea de 95,2%. Ca atare valoarea creșterii de 16,6% cît ni-am propus a fost practic realizată.

d). Verificarea frecvențelor proprii arată o concordanță bună între valorile calculate și valorile măsurate (tabelul 7-2, 7-3). A rezultat în cazul LDE Co-Co 3500 CP - Anglia că mișcarea predominantă perturbatorie va fi galopul cutiei și rotire în jurul axei z. În cazul LDE C'-C' 2400 CP - RDG mișcările predominante vor fi: săltare cutie, rului cutie și clătinare.

e). Verificarea caracteristicii laterale de ghidare a osiei a scos în evidență concordanța între valorile calculate și valorile realizate dar că aceste caracteristici au valori ridicate însă adecvate pentru locomotiva clasa 56 destinată pentru trafic mixt călători-marfă. Pentru viteze mari se impune introducerea soluției cuplajului elastic preconizat, conceput de autorul prezentei teze (vezi capitolul 4).

f). Locomotivele în concepția românească sînt prevăzute cu suspensii secundare de tip flexicoil a căror concepție aparține integral autorului prezentei lucrări, pe baza măsurătorilor efectuate au rezultat următoarele:

f.1. pierderile prin histereză reprezintă o mărime deosebit de redusă (fig.7-5, 7-6) comparativ cu suspensii clasice (fig.5-1)

f.2. caracteristica laterală funcție de deplasarea laterală asigură o forță de readucere progresivă (fig.7-5, 7-6)

f.3. caracteristica laterală măsurată se suprapune deosebit de bine peste caracteristica calculată

f.4. nu există nici un pericol ca în circulație, boghiul să ocupe poziția în diagonală ca urmare a momentelor rezistente din suspensia secundară

f.5. în concepția locomotivelor moderne de mare viteză, prevăzute cu suspensii secundare de tip flexicoil, nu se necesită alte dispozitive suplimentare de rapel decît ansamblul suspensiei secundare

g). Din analiza spectrelor accelerațiilor verticale, a deplasărilor verticale ale cutiei funcție de banda de frecvențe a rezultat influența deosebită a liniilor cu joante, deoarece frecvențele obținute se înscriu pe armonicile date de linie (fig.7-12, 7-13, 7-15, 7-16). Această constatare rezultă și în cazul spectrului accelerațiilor verticale ale boghiului (fig.7-14, 7-17).

h). Spectrele reprezentate în fig.7-15, 7-16 confirmă că mișcările perturbatorii predominante sînt galopul cutiei și rului acesteia

evidențiale mai ales pe linii cu joante.

i). Spectrele amplitudinilor accelerațiilor boghiului (fig.7-18, 7-19, 7-20) arată o dependență a frecvențelor de viteza locomotivei, fenomen ce trebuie legat de caracteristicile ridicate de ghidare a lagărului osiei în rama boghiului. Acest fenomen impune ca pentru viteze mari caracteristica laterală de ghidare trebuie reconsiderată și completată cu un dispozitiv cu caracteristică progresivă.

j). La aceleași date ale locomotivei, nivelul accelerațiilor este influențat de construcția liniei. Dacă în cazul liniilor sudate acest nivel nu depășește valoarea de 0,06 g (fig.7-26, 7-27), la cutie, în cazul liniilor cu joante se atinge valori de 0,1 g, prima valoare la 150 km/h iar a doua valoare la 128 km/h (fig.7-28, 7-29).

k). Construcția liniei influențează și limitează viteza maximă de circulație și prin nivelul accelerațiilor măsurate pe boghiu (fig. 7-37).

l). Din cauza nivelului accelerațiilor și a tendinței de creștere a acestora peste viteza de 120 km/h nu se recomandă folosirea motoarelor de tracțiune în soluția semisuspendată (fig.7-35).

m). Valorile obținute pentru coeficientul W_z în cele două plane (fig.3-50, 3-51) arată o comportare deosebită a locomotivei, iar concluziile confirmă că adoptarea soluției suspensiei secundare de tip flexicoil se impun ca unică soluție pentru viteze mari.

n). În perioadele de probe cu locomotiva clasa 56 și după prelucrarea datelor măsurătorilor nu s-a pus în evidență un mers instabil a locomotivei.

C A P I T O L U L 8

8. CONCLUZII, PROPUNERI, CONTRIBUTII PERSONALE

8.1. Concluzii

Teza de față, privind studiul boghiurilor locomotivelor diesel electrice și electrice, destinate pentru puteri și viteze mari și-a propus să analizeze soluțiile adoptate de autorul prezentei teze în concepția locomotivelor diesel și electrice precum și noile măsuri ce se impun pentru a realiza locomotive de puteri și viteze mari cu caracteristici dinamice deosebite.

În desfășurarea studiului în fața autorului au stat următoarele probleme de fond, ce trebuie soluționate în cazul concepției echipamentelor de rulare (boghiuri) pentru puteri și viteze mari:

- problema aderenței cu aspectele ei deosebite ca; creșterea utilizării greutateii aderente, corelarea sarcinilor pe osii cu materialul pentru bandaje și cu diametrul de rulare
- problema dinamicii osiei montate, cu luarea în considerare a forțelor și momentelor rezistente date de pseudoalunecare pentru boghiuri cu 3 osii, cu luarea în considerare a factorilor constructivi ce influențează stabilitatea acestui subansamblu
- problema reducerii maselor nesuspendate cel mult la nivelul legăturii osiei cu rama boghiului
- problema introducerii de soluții constructive noi pentru cele două trepte de suspensii, soluții care să asigure pe de o parte o fiabilitate ridicată în exploatare, o simplificare a construcției prin eliminarea dispozitivelor de rapel și eliminarea uzurilor în sistem iar pe de altă parte să reducă la maximum transmiterea impulsurilor primite de la cale spre vehicol

Principalele concluzii și propuneri se referă la probleme enumerate mai sus, probleme ce constituie de fapt și titlurile capitolelor lucrării de față.

Se vor prezenta mai întâi concluziile ce rezultă din lucrare iar pe baza acestor concluzii se fac propunerile constructive ce se impun pentru concepția echipamentelor de rulare de viteză și putere mare.

Fiecare capitol conține concluzii detaliate, în acest capitol se vor prezenta numai acele concluzii ce se consideră deosebit de importante și care conduc la propuneri pentru concepția viitoare a locomotivelor de mare putere și viteză, precum și în cazul concepției de automotoare.

8.1.1. Concluzii privind problema aderenței

Din studiul utilizării greutății aderențe, element deosebit de important în cazul locomotivelor de puteri mari rezultă următoarele concluzii:

- a). Introducerea dispozitivului pneumatic de anticabraj conduce la creșterea coeficientului de utilizare a greutății aderențe cu peste 16%, realizându-se coeficienți de utilizare a greutății aderențe cu valori peste 91% (fig.2-4, 2-5, 2-6).
- b). Fără utilizarea dispozitivului de anticabraj, mărimea coeficientului de utilizare a greutății aderențe se situează sub valoarea de 76% (fig.2-4, 2-5, 2-6).
- c). Tendința actuală pentru reducerea nivelului presiunilor în suprafața de contact roată-șină este creșterea diametrului de rulare (fig. 2-15, 2-16, 2-17), trebuie însă avut în vedere și aspectul uzurii roată - șină. Lucrul mecanic de uzură este direct proporțional cu sarcina pe roată și cu mărimea semiaxe mari a elipsei de contact roată-șină (2-17"). Deci pentru reducerea sau diminuarea uzurii este necesară corelarea diametrului de rulare cu raza ciurpercii șinei (concluzii pag.45).
- d). În suprafața de contact roată-șină se dezvoltă eforturi tangențiale deosebit de mari, a căror valoare maximă nu este în suprafața de contact ci la o depărtare de acesta cuprinsă între 0,4 + 0,7 din mărimea semiaxe mari a elipsei de contact, ceea ce pentru locomotive cu sarcina pe osie de 19000 + 22000 daN, reprezintă 3 - 4 mm. În această zonă (la distanța 3-4 mm) se produc exfolieri ale materialului pe suprafața de rulare a bandajului (vezi LDE 2100 CP export RP China).

8.1.2. Concluzii privind dinamica osiei montate

Dinamica osiei montate cuprinde pe de o parte stabilirea mărimii forțelor și momentelor de creep în suprafața de contact roată-șină pentru boghiuri pe 3 osii, iar pe de altă parte influența parametrilor constructivi asupra stabilității osiei montate. Autorul prezintă totodată și soluțiile constructive folosite pentru ghidarea osiei arătând avantajele și dezavantajele acestor soluții.

Din acest capitol se desprind următoarele concluzii principale:

- a). Pentru determinarea forțelor de creep se necesită luarea în considerare a tuturor vitezelor ce i-au naștere în suprafața de contact și anume:
 - viteza de deplasare laterală a roții
 - viteza de rotație în jurul centrului de rotație a boghiului

- viteza de înaintare a locomotivei
 - viteza de rulare, normală pe axa osiei
- b). Stabilirea și cunoașterea momentelor rezistente date de forțele de pseudoalunecare sînt necesare pentru dimensionarea corectă a suspensiei secundare, astfel încît aceasta să îndeplinească corect rolul de dispozitiv de rapel.
- c). Momentele rezistente și forțele acestora în cazul boghiurilor pe 3 osii depind de amplasarea pivotului central, astfel:
- amplasarea pivotului între osia 2 și 3 conduce la valoarea maximă a forțelor de pseudoalunecare (creep) (3-32; 3-35)
 - amplasarea pivotului între osia 1 și 2 face ca forțele de pseudoalunecare (creep) să aibe valoarea minimă (3-33; 3-36)
- Concluziile de mai sus sînt valabile și în cazul în care distanțele dintre osii sînt egale.
- d). Conicitatea bandajului este direct proporțională cu frecvența sistemului, deci prin mărirea lui λ (3-71), (profil de uzură) frecvențele vor crește.
- e). Deoarece viteza critică este invers proporțională cu mărirea conicității bandajului, trebuie definită înainte de viteza critică noțiunea de conicitate critică (3-65", 3-71) care reprezintă conicitatea limită la care încă vehiculul mai are mers stabil. Rezultă clar că profilul de uzură peste anumite limite de viteză are un caracter nestabilizant.
- f). Mărimile inerțiale (m , $I\psi$) (3-65") (fig.3-14, 3-15, 3-16, 3-17, 3-18, 3-19, 3-20, 3-21) au o influență nestabilizantă.
- g). Caracteristicile de ghidare osie au un caracter stabilizant, dar aceste caracteristici au și o influență directă asupra caracterului mișcării osiei montate (concluzii pag. 76).
- h). Caracteristici de ghidare cu valori ridicate, înseamnă viteză critică ridicată, dar în plan lateral prin creșterea caracteristicilor de ghidare va crește nivelul eforturilor laterale ce se transmit de la linii la vehicol. Este de dorit reducerea caracteristicilor transversale în așa fel încît vehiculul să aibe o viteză critică încă ridicată peste viteza constructivă a locomotivei, dar factorul de transmisibilitate mai redus, lucru ce poate fi realizat prin introducerea unei caracteristici progresive (capitolul 4).

8.1.3. Concluzii privind reducerea maselor nesuspendate în plan orizontal - lateral

Din studiul variantelor constructive studiate se desprind următoarele concluzii:

- a). Pentru locomotive cu viteza constructivă pînă la 100 km/h sînt

posibil de folosit cuplaje elastice avînd caracteristicile de:
 $2 \cdot 10^5$ daN/m; $3 \cdot 10^5$ daN/m; $4 \cdot 10^5$ daN/m.

b). Pentru locomotive cu viteza de 200 km/h se recomandă caracteristicile elastice ale cuplajului ale cuplajului din capul osiei de de $3 \cdot 10^5$ daN/m; $4 \cdot 10^5$ daN/m.

c). In vederea limitării variațiilor mari în mărimea amplitudinii deplasărilor relative între cele două mase oscilante; osie și rama boghiului, respectiv creșterea stabilității sistemului; cuplajul elastic se va monta pretensionat. Prin acest montaj se asigură posibilitatea folosirii de caracteristici pe o gamă mai mare de valori.

8.1.4. Concluzii referitoare la introducerea de soluții constructive noi, de suspensii ale locomotivei

In capitolul 5 se descrie pe larg, noua soluție de suspensie secundară de tip flexicoil, introdusă în concepția românească de locomotive de autorul prezentei lucrări, impunîndu-se următoarele concluzii:

a). Soluția elimină frecarea între elemente, deci din acest punct de vedere caracteristica de rulare nu este influențată, în același timp este eliminată uzura reperelor în mișcare.

b). Dată fiind histereza foarte scăzută (fig.7-5, 7-6) și caracteristicile liniare ale arcului elicoidal, la deplasări laterale se creează forțe progresive de readucere proporționale cu deplasarea, deci se realizează o centrare bună între cutie și boghiu.

c). Rotația boghiului creează forțe și momente de readucere pentru alinierea boghiului cu cutia (punct 5.6, capitolul 5).

d). Noua soluție, aplicată pe un număr mare de locomotive cu deosebit succes, comparată cu locomotive ce prin construcție au prevăzut pivotul central cu frecare, sau suportii laterali cu frecare, unde rotația boghiului disipează energia la nivelul acestei suprafețe, asigură o revenire a boghiului în axa locomotivei fără să apară pericolul ca acesta să circule în diagonală pînă la apariția unei cauze exterioare care să creeze un moment invers și mai mare decît momentul rezistent.

e). Suspensia secundară de tip flexicoil, se recomandă ca o soluție principală pentru vehiculele motoare de mare viteză.

f). Pentru că în ansamblul ei, soluția elimină frecările, elimină necesitatea ungerii, elimină necesitatea etanșărilor se recomandă ca o soluție deosebită pentru aplicat și în cazul exportului de locomotive în zone cu regim THA cu praf și furtuni de nisip.

g). Dată fiind caracteristica laterală și unghiulară progresivă ce se realizează cu acest nou tip de suspensii, nu se mai necesită

montarea între boghiuri a unei cuple transversale ca dispozitiv de rapel, readucerea boghiului se face numai de către ansamblul suspensiei secundare (soluție aplicată de autor cu succes la LDE Co-Co 3500 CP export Anglia și LDE C^o-C^o 2400 CP export RDG).

8.1.5. Concluzii referitoare la măsurătorile efectuate pe locomotive

Dintre concluziile rezultate în urma măsurătorilor efectuate, care au fost detaliate la finele capitolului 7 (pag.193) reținem:

- a). Măsurătorile privind eficiența dispozitivului de anticabraj, comparate cu mărimile calculate (fig.7-1a) arată că pentru utilizarea rațională a greutateii aderente a locomotivei, deci exploatarea la maximum a aderenței, este strict necesar dotarea locomotivelor cu astfel de dispozitive.
- b). Parametrii funcționali ai dispozitivului anticabraj, stabiliți și verificați prin măsurători corespund întrutotul necesităților.
- c). Coeficientul pentru utilizarea greutateii aderente obținut prin măsurători, folosind dispozitivul anticabraj a atins valoarea de 95,2%, valoare deosebită.
- d). Determinarea frecvențelor proprii ale vehicolului dau posibilitatea cunoașterii, la execuția prototipului unei locomotive, care vor fi mișcările perturbatorii predominante și care vor trebui urmărite.
- e). Pierderile prin histereză la caracteristica laterală a suspensiei secundare reprezintă o mărime deosebit de redusă comparativ cu suspensiile clasice (fig.7-5, 7-6, 5-1).
- f). Caracteristica laterală suspensie secundară funcție de deplasare asigură o forță de readucere progresivă (fig.7-5, 7-6) suprapunându-se perfect peste caracteristica calculată.
- g). Având în vedere caracteristicile realizate ale suspensiei secundare, nivelul pierderilor prin histereză, se conchide că locomotivele moderne de mare viteză vor trebui echipate cu astfel de suspensii, cu eliminarea cuplei transversale dintre boghiuri.
- h). În cazul locomotivelor de mare viteză, problema liniei este hotărâtoare privind vitezele maxime ce pot fi atinse (fig.7-12, 7-13, 7-14, 7-15, 7-16), (concluziile g, h, i, j, k, l - capitolul 7).
- i). Valorile obținute pentru coeficientul W_z în cele două plane (fig.3-50, 3-51) arată o comportare deosebită a locomotivei, ceea ce confirmă că pentru locomotive de mare viteză soluția suspensiei secundare de tip flexicoil se impune ca soluție unică.

8.2. Propuneri

În cele ce urmează ne vom referi strict la propunerile constructive ce se impun, în urma studiilor efectuate în cadrul acestei teze pentru aplicare la locomotive de puteri și viteze mari.

8.2.1. Introducerea dispozitivului anticabraj

Pe baza rezultatelor obținute cu dispozitivul anticabraj pe LDE 4000 CP și care va fi montat și pe LDE Co-Co 4000 CP export Grecia se propune ca pentru locomotivele ce se vor construi să se introducă în mod obligatoriu acest dispozitiv mai ales dacă se cer forțe de tracțiune mari la pornire.

Dispozitivul este indicat și în cazul locomotivelor grele de manevră. Evident caracteristicile acestui dispozitiv vor trebui stabilite pentru fiecare locomotivă în parte, așa cum au fost stabilite de autorul prezentei teze în cazul LDE Co-Co 4000 CP.

8.2.2. Îmbunătățirea calității materialului, tratamentului termic și prelucrării bandajelor pentru roți

Având în vedere concluziile de la cap.2 pag.45 pct.7 și a concluziei cap.8, pct.8.1.1 d, pentru îmbunătățirea comportării bandajelor la solicitările tangențiale în suprafața de contact roată-șină și pentru reducerea apariției exfolierilor în suprafața de contact se presupune:

- introducerea în materialul de bandaj a elementului „Bor” care facilitează penetrația mare la tratamentul de călire (vezi soluția aplicată în cazul LDE Co-Co 2100 CP China)
- introducerea tratamentului de călire în ulei similar cu LDE Co-Co 3500 CP Anglia și LDE Co-Co 2100 CP China
- tratamentul termic de călire a bandajelor să se facă după operația de eboșare, când adaosul de prelucrare pe suprafața de rulare rămâne în jur de 2 mm, a cărui prelucrare ulterioară asigură că grosimea stratului călit depășește grosimea de 6 mm

În felul acesta se asigură că zona de maximă solicitare (cca. 3 mm) nu se află în zona de trecere dintre materialul tratat și materialul moale.

8.2.3. Introducerea suspensiilor secundare de tip flexicoid ca ansamblu cu proprietăți multifuncționale

Pornind de la avantajele acestei soluții (cap.5, pct.5.3.1.) și (pct.5.8) și a rezultatelor măsurărilor efectuate (cap.7) soluție concepută și introdusă în concepția locomotivelor de autorul prezentei

teze se propune:

- La locomotivele de mare viteză să se folosească suspensia secundară de tip flexicoil ca singură soluție economică și care asigură caracteristici de rulare deosebite, cu eliminarea cuplei dintre boghiuri.
- La concepția viitoare de automotoare să se experimenteze folosirea soluției corelată cu variațiile maxime a sarcinilor axiale de încărcare a arcurilor rezultate din variația greutății automotorului.
- La concepția locomotivelor pentru export în zone cu regim THA, praf și furtuni de nisip să se aplice această soluție (cap.5 pct.5.3.1)

8.2.4. Introducerea cuplajului elastic între osie și lagăr osie

În vederea reducerii maselor nesuspendate în plan orizontal-lateral la nivelul osiilor montate se propune:

- Introducerea dispozitivului elastic, în concepția locomotivelor de mare viteză, montat între osie și lagăr osie (fig.4-11, cap.4). Acest dispozitiv trebuie să fie experimentat pe linii cu joante, deoarece autorul consideră că folosirea unei atare soluții va conduce la reducerea nivelului de eforturi ce se transmit de la șină la vehicol.

Așa cum rezultă din concepția acestui dispozitiv montarea lui pe locomotivă trebuie să se facă cu pretensionare inițială, mărimea acestor pretensionări depinde de linia pe care va circula vehicolul și deci vor trebui efectuate experimentări pentru a se obține valori optime chiar pe linii cu calități scăzute.

8.2.5. Măsurarea frecvențelor proprii ale vehicolului

Pentru viitor se necesită ca în programul de verificări ce se face la dinamica locomotivelor să se prevadă și măsurarea frecvențelor proprii, prin aceasta putându-se stabili mărimile realizate față de mărimile calculate și totodată putându-se stabili care vor fi mișcările perturbatorii predominante ale vehicolului.

8.2.6. Verificarea caracteristicilor laterale ale suspensiei secundare și primare

Noile tipuri de locomotive ce vor fi concepute vor trebui supuse și verificării caracteristicilor laterale ale suspensiei secundare și primare ca elemente de bază ce asigură realizarea calităților dinamice ale locomotivei. Se propune a se efectua măsurători comparative între suspensii clasice ale locomotivelor (LDE 2100 CP, LE 5100 kW) și locomotive cu suspensii de tip flexicoil.

8.2.7. Verificarea spectrelor amplitudinilor accelerațiilor deplasărilor și vitezelor funcție de frecvență

Deoarece spectrele amplitudinilor accelerațiilor, deplasărilor și vitezelor pentru o anumită bandă de frecvențe (fig.7-15, 7-16, 7-17, 7-18, 7-19) pentru subansamblele locomotivei indică clar care sînt mișcările perturbatorii predominante și care este influența liniei, autorul prezentei teze propune ca studiile și măsurătorile viitoare să conțină și aceste mărimi respectiv acest tip de reprezentare a analizei frecvențelor. Cunoașterea acestui mod de analiză indică comportarea locomotivei pe diferite calități de linii, putîndu-se interveni în îmbunătățirea unor parametri după execuția locomotivei prototip.

8.3. Contribuții personale

Lucrarea prezintă în esență studiile, cercetările autorului în activitatea sa de proiectant de echipamente de rulare. Problemele prezentate sînt rezultate din noianul de probleme ce au stat în fața autorului în activitatea sa de a pune bazele unei concepții românești de echipamente de rulare, care să cuprindă soluții competitive pe paln mondial și care să permită creșterea volumului de export de locomotive.

Este de menționat că de la terminarea facultății, autorul a lucrat în exclusivitate în concepția de echipamente de rulare. Această perioadă ar putea fi împărțită în două etape distincte:

- Activitatea de însușire a soluțiilor tehnice rezultate din achiziționarea unor licențe de fabricație de locomotive și specializarea la firmele licențiatore.
- Activitatea de eliminare a licențelor și începerea concepției românești de echipamente de rulare, pentru intern și export.

Din prima etapă sînt demne de amintit următoarele evenimente importante:

- În 1966 timp de 60 de zile, în două etape, autorul a fost trimis la specializare la firma ASKA - Suedia, licențiatorea locomotivei electrice Co-Co 5100 kW.
- În 1968, timp de 30 zile, a fost trimis la specializare la firma SIM - Elveția licențiatorea locomotivei diesel electrice Co-Co 2100 CP și LDH 1250 EP.

În anul 1970 participă ca expert internațional la litigiul dintre firma SIMMERING - GRAZ și Căile Ferate Bulgare.

- În anul 1969 - 1970, cca 60 zile participă în Jugoslavia la susținerea soluțiilor tehnice pentru echipamente de rulare, către partenerul jugoslav, în vederea exportului de locomotive electrice Co-Co 5100 kW, Căilor Ferate Jugoslave.
- În 1972 timp de 30 zile a făcut o vizită de documentare la firmele SIM - Sulzer Elveția, Brush, English-Electric - Anglia, BBC, AEG,

Henschel, Siemens - RFG.

Etapa a doua care începe în anul 1972 autorul, împreună cu colectivul pe care îl conduce din cadrul CCSITEH Reșița, a trecut la concepția românească de echipamente de rulare și studiul dinamicii locomotivelor diesel și electrice.

Ca realizări mai importante în ordine cronologică, în domeniul concepției de locomotive amintesc:

- Boghiu LDE Bo-Bo 1500 CP destinat a echipa locomotivele fabricate la IEP Craiova și Intreprinderea 23 August București
- Boghiul LDE Co-Co 3500 CP (CP2) destinat a echipa locomotivele clasa 56 executate de IEP Craiova pentru Căile Ferate Britanice și destinate a echipa locomotivele executate de Căile Ferate Britanice
- Boghiul LDH C'-C' 2400 CP destinat a echipa locomotivele fabricate de Intreprinderea 23 August București pentru export la Căile Ferate din RDG.
- Boghiul LDE Co-Co 1500 CP, ecartament 1050 mm, destinat pentru locomotivele ce s-au exportat la Căile Ferate Siriene și executate de Intreprinderea 23 August București
- Boghiul LDE Co-Co 1500 CP destinat a echipa locomotivele ce se fabrică de Intreprinderea 23 August pentru CFR
- Boghiul LDE Co-Co 4000 CP destinat a echipa locomotivele ce se fabrică de IEP Craiova pentru export Grecia.

Nu am amintit activitatea de diversificare a fabricației de boghiuri LDE 2100 CP, LE Co-Co 5100 kW, LE Bo-Bo 3400 kW pentru exportul pe terțe piețe.

În teza de față studiile prezentate la toate capitolele evidențiază un volum deosebit de elemente originale și de contribuții personale dintre care amintim:

1. Introducerea metodei generale aplicabile pentru studiul utilizării greutății aderente (pag.21 cap.2).
2. Introducerea diagramelor de variație a descărcării osiilor corelate cu variația coeficientului de aderență în vederea studiului utilizării greutății aderente (fig.2-4, 2-3, 2-5).
3. Introducerea dispozitivului de compensare a descărcării osiilor la demarajul locomotivei (foto nr.2-1, pag. , cap.2).
4. Studiul contact roată-șină prin variația diametrului de rulare, sarcini pe osie și geometria cimperei șinei (pag.24 , cap.2).
5. În capitolul 3, dinamica osiei montate, se constituie elemente originale următoarele:
 - a). Stabilirea metodologiei de determinare a termenilor de creep în cazul boghiurilor cu 3 osii funcție de soluțiile constructive; distanțe egale sau inegale între osii; poziția pivotului central față de

osia 2 (pag.53...60).

- b). Formulele de calcul pentru stabilirea forțelor de creep (3-25, 3-26, 3-27, 3-28, 3-29, 3-32, 3-33, 3-34, 3-35, 3-36, 3-37) se consideră ca originale, ele au fost folosite de autor, în studiile în continuare a unor elemente de dinamica locomotivei.
- c). Formulele de calcul pentru stabilirea momentelor date de forțele de creep, în contextul aspectelor constructive arătate la pct. 5.3 (3-39, 3-40, 3-41, 3-39', 3-40', 3-41') constituie de asemenea elemente de originalitate.
- d). Studiul efectuat asupra dinamicii osiei montate (pct.3.3.1.) este integral original prin aceea că pentru prima dată se face un studiu amănunțit asupra acestui subansamblu cu analiza completă a caracterului mișcării osiei montate influențată de parametrii constructivi (pag.60).
- e). Diagramele aferente pct.5.d constituie elemente originale reprezentând partea grafică a unei părți originale (fig.3-10 + 3-25).
6. Intreg capitolul 4, studiul introducerii sistemului elastic între lagăr osie și osia montată ca soluție de reducere a maselor nesuspendate în plan transversal pentru viteze mari, este original, împreună cu relațiile de la (4-1) pînă la (4-104).
Constituie de asemenea parte originală soluția constructivă a cuplajului elastic adoptat precum și metodologia de studiu a caracteristicilor acestuia, împreună cu programul pe calculator stabilit.
7. În capitolul 5, suspensia secundară cu proprietăți multifuncționale, elementele originale pot fi sintetizate în următoarele:
- a). Autorul a introdus pentru prima dată, în construcția de locomotive din țară tipul de suspensie cu arcuri înalte flexibile.
- b). Autorul a introdus în concepția de locomotive, exploatînd caracteristicile laterale și unghiulare a suspensiei secundare, pentru prima dată suspensia secundară ca dispozitiv de rapel, eliminînd dispozitivele clasice montate în acest scop.
- c). Formulele pentru dimensionare, stabilirea caracteristicilor verticale și laterale, constituie o contribuție personală reprezentînd rezultatul unor analize comparative între diferitele metodologii de calcul ale elementelor elastice cu aplicare în domeniul locomotivelor.
- d). Stabilirea caracteristicilor unghiulare a suspensiei secundare de tip flexicoll, pct.5.6, reprezintă în întregime originalitate iar formulele 5-32 pînă la 5-48 sînt stabilite pentru prima dată de autor.
- e). Concepția pivotului central, ca un ansamblu pentru transmiterea elastică a forței de tracțiune, dispozitiv de rapel și amortizor de vibrații, constituie o soluție originală atît pentru stabilirea metodologiei de calcul cît și pentru soluția de ansamblu a pivotului

central.

8. Capitolul 8 constituie de asemenea o contribuție personală a autorului, deoarece pe baza experienței îndelungate în concepția de echipamente de rulare, confruntat fiind cu o serie de probleme neprevăzute apărute în exploatarea locomotivelor, face o serie de propuneri și prezintă o serie de concluzii care în calitatea autorului de conducător a unui atelier de proiectări de echipamente de rulare, vor fi aplicate, experimentate pe noile tipuri de boghiuri ce vor fi concepute atât pentru intern cât și pentru export.

. . Autorul avînd preocupări deosebite pentru viitorul apropiat privind concepția echipamentelor de rulare de viteze mari, atât pentru locomotive cât și pentru automotoare, folosind linii cu calități dinamice inferioare, va folosi experiența cîștigată din această lucrare pentru a dezvolta în continuare concepția românească de locomotive, concepție apreciată azi pe plan mondial.

NOTAȚII PRINCIPALE

$Z\mu$	- forța tangențială roată - șină
μ	- coeficientul de aderență
Q	- sarcina pe osie
h_1	- înălțime pivot
l	- semidistanța dintre pivoti sau ampatament boghiu
Δq_1	- descărcarea specifică a osiei
X_i	- caracteristica de compensare „x” a descărcării osiilor
ψ_1	- caracteristica de influență a fixării cutiei pe boghiuri
H	- înălțimea cîrligului
n_{lt}	- numărul osiilor unei locomotive
λ	- influența poziției motorului de tracțiune față de osie
ξ	- factorul de compensare descărcare osie
P	- forța dezvoltată de dispozitivul de compensare
p	- brațul forței pînă la pivot
V	- viteza locomotivei
Q_{su}	- sarcinile dinamice ale maselor nesuspendate
r, r_0	- raza cercului de rulare
i	- raportul de transmitere angrenaj
E	- modulul de elasticitate longitudinală
G	- modulul de elasticitate transversală
λ	- conicitate bandaj
y	- deplasare laterală (osie, ramă boghiu, etc.)
$K_1 = K_x$	- caracteristica de ghidare osie în direcția longitudinală
$K_2 = K_y$	- caracteristica de ghidare osie în direcția laterală
q_1	- coordonate generalizate
$f' = f_y$	- coeficientul de creep în direcția laterală
$f = f_x$	- coeficientul de creep în direcția axei x-x
V_c	- viteza critică
$I \psi_1$	- momentul de inerție în jurul axei z
m	- masa osiei montate inclusiv cota parte a motorului de tracțiune și angrenaj
α_y	- factorul de amortizare
β_y	- pulsația mișcării amortizate
C_y	- caracteristica de amortizare
C_{CR}	- caracteristica de amortizare critică
ω	- pulsația proprie a sistemului
δ_p	- decrementul logaritmic
$f_c = \nu_c$	- frecvența critică
$C \psi$	- caracteristica de amortizare unghiulară

$\alpha \ell$	- factorul de amortizare unghiular
R	- raza curbei liniei
α_0	- unghiul de atac
F ₀	- forța de pretensionare
ω_0	- pulsația proprie
f ₀	- săgeata de pretensionare
λ_1	- rădăcini ale ecuațiilor caracteristice
D	- factorul de amortizare adimensional
λ_F	- factorul de referință pentru forță
ω_d	- pulsația amortizată
m_{red}	- masa redusă a părților suspendate la nivelul primei osii
M	- masa redusă a părților suspendate vehicol
k_0	- caracteristica element elastic pentru readucere osie
Q [*]	- forțe generalizate
D _m	- diametrul mediu de înfășurare
l ₀	- lungimea liberă arc
St	- caracteristica laterală arc
C ₁	- caracteristica verticală suspensie primară pe boghiu
C ₂	- caracteristica verticală suspensie secundară pe boghiu
m ₁	- masa suspendată pe un boghiu
m ₂	- masa cutiei
2a	- distanța între pivoți
I _y	- momentul de inerție cutie în jurul axei y
I _z	- momentul de inerție cutie în jurul axei z
I _x	- momentul de inerție cutie în jurul axei x
i_x, i_y, i_z	- raze de rotație
C _y	- caracteristica suspensiei pe locomotivă
l ₂	- distanța laterală dintre arcurile suspensiei secundare
S	- distanța dintre centrul de rulu și centrul de greutate cutie
L	- lungimea de undă pentru osia individuală
L'	- lungimea de undă pe boghiu
I _{y_b}	- momentul de inerție al maselor suspendate pe boghiu
C ∞	- caracteristica unghiulară

BIBLIOGRAFIE

1. R. Ahrens - Schnellfahrzeuge auf Räder oder Luftkissen
- Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge nr.10/1966
2. A. Alexeiev -
K. Wehe - Untersuchung der Schwingungen unabgefederter
Massen eines Reisezugwagen - Drehgestell
- D.E.T. Nr. 8/1975
3. V. Arnold - Ecuații diferențiale ordinare - Editura științifică și enciclopedică - 1978
4. Hiroshi Arai - Dynamic characteristic of Wheel and Wheel rail
noise - Quarterly reports vol. 18/No.2/1977
5. C.K. Benington - The Railway wheelset and suspension unit as a
closed-loop guidance control sistem: A method
for performance improvement - Journal Mechanical Engineering Science 1968 No.2
6. S.L.M. - Technische Mitteilungen 1970
7. M. Broster - Wheel/rail adhesion - R.G. martie 1974
8. F.T. Barwell - Tribology of the Action of the Wheel upon
Rail - Rail Engineering oct.-decembrie 1979
9. B.S. Cain - Safe operation of high - Speed locomotives
ASME. 1935
10. J.W. Clark - Investigation of the Truck Hunting Instability
ASME paper No.67, august 1967
11. J. Clayton - Flexicoil secondary suspensions improve high
- speed riding R.G.- iunie 1970
12. P.W. Carter - Railway Electric Traction - Edward Arnold
London 1922
13. G. Cavell - On the influence of resilient wheels on adhe-
sions, dynamic track forces and running gear
at high speeds
14. A. Covaciu - Sistem de suspensie secundară multifuncțională
la locomotive - Sesiunea III de comunicări
tehnico-științifice ICPEH - 1977
15. A. Covaciu - Studiul tracțiunii joase cu legături asimetrice
a boghiurilor - Lucrare pentru pregătire
doctorat
16. A. Covaciu - Metode constructive noi în construcția boghiu-
rilor LE față de boghiurile LDE și LDH
17. Celnokov -
Alexeiev - Auswahl der Erregungsart bei Untersuchungen der
Dynamik unabgefederter Massen - D.E.T. nr.1/75
18. W. Clark - Stability and riding qualities problem Areas
of High - Speed Flashed - Wheel RS-UAC
- raport UAR D 43

19. L. Freibauer - Untersuchung von Stochastischen Vorgängen bei der Fahrt von Fahrzeugen - Team. Scarif. nr.37
20. A. Gladigau - Die Schnell zug lokomotive der D.B. Baureihe E 03 für 200 km/h GA 90 (1966) nr.1
21. V.K. Garg - Modeles de calcul du comportement des vehicules ferroviaires en circulation - Rail international - junio 1979
22. M.P. Gauthier - Le comportement des essieux montes du materiel moteur de la SNCF
23. M. Garreau - Curs de tractiune electrică
24. Gordon S. Itani - The study of friction - creep phenomenon of adesion between steel wheels and rail - 1968
25. S. Gross - Berechnung und Gestaltung von Metallfedern - Springer 1960
26. O.G. Dallacahonica - Philosophy of locomotive design - ASME 1972
27. F.D. Hales - A teoretical analysis of the lateral properthes of suspension systems - ASME 1972
28. A. Prud'homme - Evolution of permanent vay for 300 km/h lines - ASME 1975
29. W. Hanneforth - Einfluss konkreter Radschiene - Berührungsverhältnisse auf das Laufverhalten von Schienenfahrzeugen - DET nr. 9/75.
30. S. Johnson - Die seitliche Laufstabilität der Eisenbahnfahrzeuge in der Gerade. - - Glas. Anal., mai 1958
31. V.S. Johnson - Das Haftwert problem in der Zugförderung in statistischer Betrachtungsweise - GA mai 1961
32. V.N. Ivanov - Zum Raddurchmesser von Radsätzen für Eisenbahnfahrzeuge - Die Eisenbahntechnik nr. 23/1975
33. R. Jörn - Möglichkeiten der Auffederung Wartungsfreier und Überkritisch laufedern Laufwerke mittels Gummifedern - Leichtban der Verkeksfahrzeuge 10/1966
34. J.L. Koftman - Vertical oscillations of locomotive bogies - R.G. 1973
35. E. Katz - Stability of lateral oscillations of a railway vehicle - Appl. SCI. Res. vol.7
36. P. Kaijer - Achsführung und Gleislauf der Schienenfahrzeuge - Glas. Ann. 90/1966
37. H. Krause - Einflussfaktoren auf das reibung und Verschleissverhalten des Rad/schienen - sistem D.E.T.
38. K. Kraft - Der einflus der Fahrgeschwindigkeit auf den Haftwert zwischen Rad und Schiene - Archiv für Eisenbahntechnik dezember 1978

39. V.E. Kail - Einfluss des Radkraftunterschiedes auf die Zugkraft von Schienenfahrzeugen bei Fahrt durch Gleisbögen - Glas. Ann. april 1978
40. J.L. Koffman - Wheel sizes for city and suburban stock - Rail Engineering International - february 1974
41. E. Kilb - Radlast und Raddurchmesser unter dem Gesichtspunkt der Werkstoffbeanspruchung in Theorie und Praxis - Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge 2/1973
42. E. Kilb - Achslast und Raddurchmesser unter dem Gesichtspunkt der Werkstoffbeanspruchung von Rad und Schiene - D.E.T. 11/1968
43. J. Kalker - Über die Mechanik des Kontaktes Zwischen Rad und Schiene - GA 102 nr. 7/8 - 1978
44. N. Kudrjavzev - Auf den Zugeinwirkende Kräfte bei hohen Fahrgeschwindigkeiten - D.E.T. nr. 5/1975
45. J.L. Koffman - The Riding Properties of Bogie Vehicles - R.G. noiembrie 1959
46. K. Kraft - Die Haftreibung - Elektrische Bahnen 1968
47. M. Lipsius - Untersuchungen über die Kraftschluss - und Schlupfverhältnisse zwischen Rad und Schiene GA 87/1963
48. J.M. Lipsius - Separate and joint components for the vertical and transverse damping between bogie and vehicle body - Buletin intern Railway Congres - sept.1967
49. H.A. Marta - Lateral loading between locomotive truck wheels and rail ASME 1965
50. T. Matsudaira - Hunting problem of high - speed railway vehicles with special reference to bogie design for the new tokaido line - Pr. Instit. Mech. Eng. 1965-66
51. C.T.M. Müller - Dynamics of railway vehicles on curves track - Proc.Instit.Mech.Eng. - 1965-1966 - vol.180
52. C.K. Harris - Securii și vibrații - Ed. tehnică - 1968
53. H.A. Marta - Wheel - Rail Adhesion - Journal of Engineering for Industry august 1969
54. R. Moser - Massnahmen in der Elektrischen Triebfahrzeugausrüstung zur bestmöglichen Ausnützung der Adhäsion Zwischen Rad und Schiene - Glas. Anal. nr. 7/1968
55. K. Mayer - Die Lokomotiven Serie RB 4/4" und RB 4/4'" der SBB - Schweizerische Bauzeitung april 1970
56. F. Mülbert - Grundsätzliches zur Konzeption von Drehgestellkonstruktionen für Reisezugwagen - Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge septembrie /octombrie 1966
57. D.E. Newland - Suspension and structure: some fundamental design considerations for railway vehicle - ASME 1972
58. Naoteru Oda - Vibration of air suspension bogies and their design - Bulletin of JSME vol.13, 1970

59. J. Nöthen - Ipotezele tehnice și economice ale bo-
ghiurilor tremurilor rapide
60. A. Neftzer - Geometrie der Berührung zwischen Radsatz
und Gleis - ETR nr.3/74, pag.113-122
61. Tadao Ohyama - Some problems of the fundamental Adesion
at higher speed - Quarterly reports
- vol.11, nr.1 - 1974
62. B. Perlman - An experimental parametric study of the
effect of flexibility on the lateral
dynamics of rail vehicle trucks - ASME
1972
63. K. Planz - Zur Frage des Sicherheitsgrades im
Schnellverkehr - Glas. Annal. 88, mai 1964
64. A. Portefaix - Dynamik im Eisenbahnbetrieb bei hohen
Geschwindigkeiten - Glas. Annal. martie '78
65. O. Pigors - Verschleissvorgang im Grenzsichtbereich
der Reibpaarung Rad/Schiene - Die
Eisenbahntechnik 23/1975
66. A. Popa - Locomotive și automotoare cu motoare
termice - 1978
67. L. Rus - Laufstabilität und Übertragungsfunktionen
für Schienenfahrzeuge in Querrichtung
- DET 24/1976
68. - SIM tehnice Mitteilungen - april. 1971.
69. E. Sperling - Einfluss von Eigenfrequenz und Dämpfung
auf Fahrzeugschwingungen - Glass. Annal.
87 sept. 1963
70. A. Sciammarella -
L. Năllescu - Similitude law the creep - adhesion func-
tion in dry contact - ASME vol.101, aug.
1979
71. J. Sebbah - In service behaviour of railroad whet me-
talurgical and physical hypothesse rela-
ting of various defects - ASME
72. Yoshihiko Sato - Study on High - Frequency Vibrations in
Track operated with High - Speed Trains
- Quarterly reports vol.18, no.3/1977
73. K. Sachs - Elektrische Triebfahrzeuge - Springer '73
74. B. Steiner - Limita aderenței - EB Heft 12, 1968.
75. SIM - Technische Mitteilungen - März 1968
76. W.H. Sparing - How much force to deflect a spring side-
ways - Product Engineering January 1959
77. Ten Bosch - Berechnung der Maschinenelemente - Sprin-
ger - 1972.
78. C. Ursu - Dinamica materialului rulant de cale fe-
rată - IPT 1969
79. P. Vermellen -
K. Johnson - Contact of Nonspherical Elastic Bodies
Transmitting Tangential Forces - ASME
junie 1964, pag. 338 + 340
80. F.G.R. Zobel - Development of remedies for poor adhesion
- REJ, July 1975

81. I. Zăgănescu - Locomotive și automotoare cu motoare termice - Ed. didactică și pedagogică - 1972
82. F. Zunhammer - Verbesserung der Wirtschaftlichkeit von Eisenbahnen durch Verminderung der Unterhaltungskosten für Rad und Schiene - - Glass. Annal. oct. 1964
83. I. Zăgănescu - Influența oscilațiilor datorită fenomenului de stick-slip asupra ruperilor de torsionare al osiilor locomotivelor electrice O60 KA 5100 kW - Contract de colaborare cu ICMR, 1977
84. I. Zăgănescu - Studiu asupra suspensiei primare echipament de rulare la LDH 2400 CP - RDG - - Contract IPT - ICPEH Reșița
85. A.H. Wickens - The dynamics of railway vehicles on straight track: fundamental considerations of lateral stability - Ins. Mech. Eng. 1965
86. D. Williams - A new method of dynamically stabilizing railway bogies, four wheel wagons, and road railers against undesirable lateral oscillations - P. Inst. Eng. 1965
87. A.H. Wickens - The dynamic stability of railway vehicle, wheel sets and bogies - Int. solid structures vol. I, pag. 319 + 341
88. D.J. Watkins - Exploring adhesion with BR triebometer train - R.G. 1978
89. A.H. Wickens - Aspect of the lateral dynamics of Railway vehicles - Journ. of Eng. for Industry nr. 8/1969
90. M. Wiessner - Betrachtung zur Theorie der Bewegung des Eisenbahnwagens im Gleis - DET no. 8, 12/79, 1, 5/80
91. H.H. Weber - Untersuchungen und Erkenntnisse über das Adhäsionsverhalten elektrischer Lokomotiven - Schweizerische Bauzeitung dec. '65
92. A.H. Wickens - Practical Research Into Vehicle Dynamics
93. M.P. Gauthier - Un choix de la SNCF les roues monoblocs en acier non allié traitées en surface - Revue General des Chemins de fer, juin 1963
94. - Henschel Lokomotiv - Taschenbuch
95. - British Standard - 1726 - Coil Springs
96. - Warm geformte Federn - Hoesch
97. A. Nefzger - Lauftechnische Erkenntnisse aus den Schnellfahruntersuchungen der D.B. - GA nr. 11 - 1969
98. H. Heumann - Grundzüge der Führung der Schienenfahrzeuge - EB 1951, 52, 53
99. M. Rădoi - Elemente de vibrații mecanice - Editura Tehnică, 1972

- (100) Gh. Buzdugan - Vibrațiile sistemelor mecanice, Editura academiei RSR, 1980
- (101) Gh. Buzdugan - Izolarea antivibratorie a mașinilor - Editura academiei RSR, 1980
102. R. Sauer -
I. Sabo - Mathematische Hilfsmittel des Ingenieurs - Band IV, Springer Berlin'70
- (103) I. Zăgănescu - Vehicule de mare viteză pe șină sau pe pernă de aer - Conferința ținută la IPT - 1980
104. - Technical Report P 21. Teoretical study of the vehicle dynamics on the class 87 electric locomotive - 1973