

**MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI
INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA" - TIMISOARA
FACULTATEA DE MECANICA**

Ing. NICOLAE PASCA

**CONTRIBUTII LA STUDIUL STABILITATII DE MERS A
VEHICULELOR FERVIARE PE CALCULATOARE ANALOGICE
SI NUMERICE, CU REFERIRE LA POSIBILITATILE DE
SPORIRE A VITEZEI LOCOMOTIVEI 060-BA LA 200 km/h**

TEZA DE DOCTORAT

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ
Cota: 408.257

3/3F

Conducător științific:

Prof.emerit ing. ION ZAGANESCU

C U P R I N S

| | <u>pag.</u> |
|---|-------------|
| 1. Stadiul actual al cercetărilor în domeniul circulației vehiculelor de cale ferată | 1 |
| 1.1. Considerații introductive | 1 |
| 1.2. Funcțiile suspensiei vehiculului de cale ferată. | 6 |
| 1.2.1. Ghidarea vehiculului | 6 |
| 1.2.1.1. Ghidarea vehiculului în linie dreaptă | 6 |
| 1.2.1.2. Ghidarea vehiculului la circulația prin curbe | 8 |
| 1.2.2. Izolarea vibrațiilor | 8 |
| 1.2.3. Repartizarea sarcinilor pe osii | 10 |
| 1.2.4. Performanțe în regim de tracțiune și frinare | 11 |
| | |
| 2. Studiul oscilațiilor laterale ale unei locomotive pe șase osii | 13 |
| 2.1. Modelarea matematică | 13 |
| 2.2. Modelul matematic folosit pentru scrierea ecuațiilor mișcărilor laterale ale unei locomotive pe șase osii | 14 |
| 2.3. Lista coordonatelor generalizate | 16 |
| 2.4. Lista parametrilor constructivi | 17 |
| 2.5. Ecuațiile mișcării unei locomotive pe șase osii | 21 |
| 2.6. Stabilitatea mișcării | 32 |
| | |
| 3. Studiul stabilității la mers a unei locomotive pe șase osii - cazul locomotivei electrice 060-EA cu ajutorul calculatoarelor numerice | 35 |
| 3.1. Metoda de obținere a valorilor (pulsățiilor) proprii și a vectorilor proprii cu ajutorul calculatoarelor numerice | 35 |
| 3.2. Studiul parametric asupra stabilității la mers a locomotivei electrice 060-EA | 37 |
| 3.2.1. Datele luate în calcul | 37 |
| 3.2.2. Influența unor caracteristici constructive asupra stabilității la mers a locomotivei electrice 060-EA | 38 |
| 3.2.2.1. Aflarea vitezei critice | 38 |

| | |
|---|----|
| 3.2.2.2. Influența cuplei transversale dintre boghiurile locomotivei | 38 |
| 3.2.2.3. Influența unor caracteristici constructive ale elementelor suspensiei primare asupra stabilității locomotivei | 42 |
| 3.2.2.4. Influența unor caracteristici constructive ale elementelor suspensiei secundare asupra stabilității locomotivei | 44 |
| 3.2.2.5. Influența conicității bandajului asupra vitezei critice | 45 |
| 3.2.2.6. Influența maselor și a momentelor de inerție ale părților componente ale locomotivei asupra stabilității acesteia | 46 |
| 3.2.2.7. Influența amortizărilor din suspensia primară și secundară asupra stabilității locomotivei | 48 |
| 3.2.2.8. Influența dimensiunilor locomotivei asupra stabilității acesteia | 51 |
| | |
| 4. Realizarea încercărilor experimentale pe linie în vederea validării modelului matematic adoptat | 55 |
| 4.1. Considerații teoretice | 55 |
| 4.2. Instrumentația de măsură și schema de amplasare a traductorilor pe locomotivă | 56 |
| 4.3. Aparatura de măsură folosită pe vagonul dinamometric | 61 |
| 4.4. Prelucrarea datelor experimentale | 63 |
| 4.4.1. Aspecte legate de instalația utilizată pentru prelucrarea datelor experimentale | 63 |
| 4.4.2. Rezultatele obținute cu ocazia prelucrării datelor | 64 |
| | |
| 5. Propuneri de îmbunătățire a calităților dinamice ale locomotivei electrice 060-BA, ca urmare a simulării comportării acesteia la viteze mari de circulație | 73 |
| 6. Concluzii | 75 |
| 7. Contribuții personale | 79 |
| Bibliografie | 85 |

LISTA ANEXELOR

| | <u>PAG</u> | |
|---------|---|-----|
| Anexa A | - Deplasările relative dintre boghiuri și cutia locomotivei | 1-A |
| Anexa B | - Deplasările relative dintre boghiuri și osiile montate | 1-B |
| Anexa C | - Deplasările relative dintre osiile montate și calea de rulare | 1-C |
| Anexa D | - Influența cuplei elastice dintre boghiuri asupra deplasărilor relative | 1-D |
| Anexa E | - Expresiile forțelor laterale de pseudoalunecare și a momentelor date de forțele longitudinale de pseudoalunecare | 1-E |
| Anexa F | - Relațiile de calcul a elementelor matricei A | 1-F |
| Anexa G | - Valorile parametrilor constructivi ai locomotivei electrice de 5100 kW . . | 1-G |
| Anexa H | - Relațiile de calcul a elementelor matricei A1 | 1-H |
| Anexa I | - Copie de pe programul MICPAS pentru calculul valorilor proprii și a vectorilor proprii | 1-I |
| Anexa J | - Prelucrarea ecuațiilor diferențiale ale mișcărilor primului boghiu și întocmirea schemei pentru calculul analitic | 1-J |

LISTA FIGURILOR

- Fig. 1-1 **Cinematica osiei montate**
- Fig. 1-2 **Limite recomandate de confort**
- Fig. 2-1 **Schema procesului de modelare a unui sistem fizic**
- Fig. 2-2 **Modelul matematic al locomotivei**
- Fig. 2-3 **Modelul matematic al locomotivei**
- Fig. 3-1 **Organigrama de calcul a valorilor proprii și a vectorilor proprii**
- Fig. 3-2 **Influența vitezei de circulație asupra stabilității de mers a locomotivei electrice 060-BA**
- Fig. 3-3 **Influența rigidității resortului cuplei transversale în eventualitatea montării acesteia pe o locomotivă de construcție americană**
- Fig. 3-4 **Influența rigidității resortului cuplei transversale asupra stabilității locomotivei diesel-electrice 060-DA**
- Fig. 3-5 **Influența rigidității în direcție laterală, k_t , a cuplei transversale asupra stabilității locomotivei 060-DA**
- Fig. 3-6 **Influența rigidității la rotire în jurul axei OZ, $k_{t\alpha}$, a cuplei transversale asupra stabilității locomotivei 060-DA**
- Fig. 3-7 **Influența rigidității resortului cuplei transversale asupra stabilității de mers a locomotivei electrice 060-BA**
- Fig. 3-8 **Influența rigidității suspensiei primare în direcție laterală, a osiilor 1,3 (k_{oy1}) asupra stabilității locomotivei**
- Fig. 3-9 **Influența rigidității suspensiei primare în direcție laterală a osiilor 2 și 5, k_{oy2} , asupra stabilității locomotivei**
- Fig. 3-10 **Influența rigidității suspensiei primare la rotire în jurul axei OZ a osiilor 1,3,4,6 ($k_{o\alpha1}$) asupra stabilității locomotivei**
- Fig. 3-11 **Influența rigidității suspensiei primare la rotire în jurul axei OZ a osiilor 2 și 5 ($k_{o\alpha2}$) asupra stabilității locomotivei**

- Fig. 3-12 Influența rigidităților suspensiei secundare asupra stabilității locomotivei
- Fig. 3-13 Influența conicității bandajului asupra vitezei critice
- Fig. 3-14 Influența masei osiei montate (a_0) asupra stabilității locomotivei
- Fig. 3-15 Influența masei boghiului (a_b) asupra stabilității locomotivei
- Fig. 3-16 Influența momentului de inerție (I_{ox}) al osiei montate față de axa OZ asupra stabilității locomotivei.
- Fig. 3-17 Influența momentului de inerție (I_{bx}) al boghiului față de axa OZ asupra stabilității locomotivei
- Fig. 3-18 Influența momentului de inerție ($I_{b\varphi}$) al boghiului față de axa OX asupra stabilității locomotivei
- Fig. 3-19 Influența coeficienților de amortizare laterală ($C_{oy1,3}$ și C_{oy2}) și de amortizare la rotire în jurul lui OZ ($C_{oz1,3}$ și C_{oz2}) a suspensiei primare asupra stabilității locomotivei.
- Fig. 3-20 Influența coeficientului de amortizare laterală a suspensiei secundare (C_{2by}) asupra stabilității locomotivei.
- Fig. 3-21 Influența coeficientului de amortizare la rotire, în jurul lui OZ a suspensiei secundare (C_{2bz}) asupra stabilității locomotivei.
- Fig. 3-22 Influența coeficientului de amortizare la rotire în jurul lui OX a suspensiei secundare ($C_{2b\varphi}$) asupra stabilității locomotivei
- Fig. 3-23 Influența distanței din re centrul de greutate al boghiului și prima osie (a_1) asupra stabilității locomotivei.
- Fig. 3-24 Influența distanței dintre centrul de greutate al boghiului și osia a doua (a_2) asupra stabilității locomotivei
- Fig. 3-25 Influența distanței dintre centrul de greutate al boghiului și osia a treia (a_3) asupra stabilității locomotivei
- Fig. 3-26 Influența rasei cercului de rulare al roții (r) asupra stabilității locomotivei
- Fig. 3-27 Influența distanței verticale dintre centrele de greutate ale boghiului și al osiei montate (h_b) asupra stabilității locomotivei

- ig. 3-28 Influența distanței verticale dintre centrul de greutate al boghiului și punctul median al suspensiei secundare (h_1) asupra stabilității locomotivei
- ig. 3-29 Influența coeficienților de pseudoalunecare (f_{CL} și f_{CT}) asupra stabilității locomotivei
- ig. 4-1 Schema principală a unui traductor de accelerație
- ig. 4-2 Schema electrică a traductorului de accelerație B12
- ig. 4-3 Influența lungimii cablului de legătură asupra stabilității de măsurare a traductoarelor B12
- ig. 4-4 Schema de amplasare a traductoarelor de accelerație pe locomotiva 060-EAL-055
- ig. 4-5... Amplasarea traductoarelor de accelerație HEM
4-8 B 12/200 pe locomotiva electrică 060-EAL-055
- ig. 4-9 Vagonul dinamometric WD 500 atașat după locomotiva electrică 060-EAL-055
- ig. 4-10 Schema de montaj a aparatului de măsură aflate în vagonul dinamometric
- ig. 4-11- Aparatura de măsură din vagonul dinamometric
4-12 folosită pentru înregistrarea semnalelor
- ig. 4-13 Instalația Bruel și Kjaer folosită pentru prelucrarea datelor
- ig. 4-14 Schema de prelucrare în laborator a datelor experimentale
- ig. 4-15 Frecvențele calculate pentru cele 9 (nouă) mișcări care reprezintă gradele de libertate ale boghiului locomotivei
- ig. 4-16... Tabele cu valori obținute RMS = $f(f)$ cu ocazia
4-22 măsurărilor
- ig. 4-23... Esantioane foto cu rezultatele prelucrării statistice a semnalelor, pe instalația B&K
4-34
- ig. 4-35... Diagrame frecvențe funcție de viteză de circulație, teoretice și experimentale.
4-39
- ig. 5-1 Comparatie între curbele de stabilitate ale locomotivei cu parametri idealizați și ale locomotivei standard.

1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR ÎN DOMENIUL CIRCULAȚIEI VEHICULELOR DE CALE FERATĂ

1.1. Considerații introductive

Transportul pe calea ferată a fost și este cel mai important dintre toate sistemele de transport, iar pînă nu de mult el a fost singurul eficient în competiția cu celelalte feluri de transport.

Dezvoltarea impetuoasă a tuturor mijloacelor de transport a căpătat în zilele noastre o amploare așa de mare încît nu trebuie să surprindă faptul că, în diverse țări, este pusă mereu în discuție problema viitorului căilor ferate.

Celelalte mijloace de transport - cum ar fi avionul, automobilul, vaporul, vehiculul neconvențional - nu pot decît să se completeze cu trenurile actuale la viteze de 200 km/h sau chiar mai mari [114] .

În acest context este deci încuștestabil că viteza trenurilor trebuie neapărat sporită, iar realizările unor căi ferate avansate arată că există posibilități mari în această direcție, de aceea Căile Ferate Române a introdus încă din 1974 în programul său de dezvoltare, sporirea vitezei trenurilor la 200 km/h, în primul rînd la 160 km/h.

Cercetările științifice i-au revenit sarcini precise în această direcție, ea fiind aceea care a trebuit să studieze aspectele legate de creșterea vitezelor de circulație, astfel că tema propusă mai sus este de o importanță majoră și se încadrează complet în găsirea posibilităților de ridicare a vitezei trenurilor la CFR.

În ultimii ani specialiștii în transportul feroviar au revenit tot mai des la întrebarea:

"care este viteza maximă, din punct de vedere tehnic, a sistemului clasic roată-gîină, utilizînd aderența pentru transmiterea forței de tracțiune ?"

Reprezentanții administrațiilor de cale ferată au căsūt de acord că viteza de 300 km/h ar fi o valoare rezonabilă de atins pentru viitorii ani, avînd în vedere stadiul actual al cunoștințelor și a experienței dobîndite.

Această viteză se preconizează să devină viteza comercială pentru noile linii ce se vor construi.

Viteza maximă absolută este o valoare foarte greu de determinat, ținând seama de complexitatea problemei.

Dintre domeniile susceptibile să impună limite pentru viteza de circulație trebuie citate:

- capacitatea căii de a suporta eforturile dinamice,
- stabilitatea vehiculului,
- aderența,
- puterea necesară, captarea acesteia și transmiterea ei la osiile motoare,
- mediul înconjurător,
- frînarea,
- signalizarea.

Dacă ar fi fixate vitezele limită pentru fiecare domeniu în parte, ar fi logic să alegem ca viteză maximă a sistemului, cea mai mică viteză limită obținută. În realitate interferențele dintre diferitele domenii sînt inevitabile, ceea ce probabil va cauza reducerea vitezei limită a sistemului [79, 80].

Peza de față se înscrie în domeniul stabilității vehiculelor de cale ferată și își propune să atace un domeniu mai puțin abordat în literatura de specialitate, și anume, comportarea locomotivelor cu boghiuri cu trei osii la viteze mari de circulație.

Principiul de ghidare a vehiculelor în cale este bine cunoscut și se știe că pentru un vehicul dat, atunci cînd viteza crește, instabilitatea devine din ce în ce mai mare.

Experiența arată că forțele de inerție cresc cu viteza și ajung să domine mișcarea și că de la o anumită valoare a vitezei, numită "viteză critică", acestea rup echilibrul forțelor de pseudo-alunecare și se ajunge în domeniul alunecării, iar osiile și boghiurile intră în mișcarea numită hunting.

Deci huntingul apare atunci cînd un vehicul de cale ferată dezvoltă oscilații laterale întreținute sau chiar crescătoare ale părților sale componente. Astfel osiile montate oscilează lateral, limitatoare fiind contactele busei bandajului cu șina, osiile și cadrul boghiului se rotește în jurul unei axe verticale OZ și totodată se deplasează lateral, iar cutia răspunde prin mișcări de rotație în jurul axelor OZ și OX, orizontală și paralelă cu calea.

Este important de notat încă de la început, că această comportare este independentă de condițiile căii, astfel că huntingul va apărea chiar dacă șinele sînt perfecte [83].

Oscilațiile de hunting cresc prin pierderea stabilității vehiculului, care depinde de: viteza de circulație, conicitatea suprafeței de rulare a roții, forțele de inerție, diametrul roților, ecartamentul căii, ampatamentele boghiurilor și ale vehiculelor, forțele de pseudo-elunecare, caracteristicile elementelor suspensiei.

S-au observat două moduri diferite de hunting și anume, huntingul cutiei (primer) și huntingul boghiului (secundar).

Huntingul primer constă în cuplarea mișcărilor laterale cu cele de rotire în jurul axelor OZ și OX ale cutiei vehiculului, cu slabe mișcări ale boghiurilor.

Aceste oscilații apar de obicei la viteze mici de circulație, 40-70 km/h. Huntingul primer este similar cu fenomenul de rezonanță și anume apare atunci cînd una din frecvențele oscilațiilor boghiului este egală cu una din frecvențele proprii ale cutiei. Huntingul primer poate fi controlat printr-o amortizare corespunzătoare a suspensiei boghiului, astfel că dacă mișcarea cutiei este amortizată suficient, huntingul primer este eliminat în întregime.

Huntingul secundar constă în cuplarea oscilațiilor laterale și de rotire în jurul lui OZ ale osiilor montate și ale cadrului boghiului, cu mici mișcări din partea cutiei. Dacă se depășește viteza critică, amplitudinile micilor oscilații ale osiilor și boghiurilor cresc după o lege exponențială, astfel că mișcarea va fi limitată de contactul buzei bandajului cu șina, ajungîndu-se chiar în situația de deraiere.

Cu toate că instabilitatea oscilațiilor de hunting a fost observată de mai mulți ani (Carter, 1922) mecanismul instabilității vehiculelor feroviare a început să fie studiat, pentru o înțelegere deplină a acestuia, în ultimii 15 ani.

La calea ferată britanică cel mai cunoscut, prin lucrările publicate, în problema stabilității vehiculelor feroviare este Wiggins [121, 122, 123, 124, 125, 126]. El a pus bazele cercetării teoretice, însă a studiat doar vehiculele simple, vagonul de marfă pe două osii sau boghiuri cu două osii. Tot cercetarea

circulației vagoanelor de marfă a stat în atenția și alți specialiști britanici cum ar fi Hobbs [43], Sharp și Goodall [106], Koffman [51, 52, 53, 54]. În Franța Joly [48] este primul care atacă teoretic circulația vehiculelor de mare viteză, folosind însă pentru început un model matematic care reprezintă doar un boghin cu două osii.

Scoala politehnică din Delft, Olanda, este recunoscută pe plan mondial prin lucrările lui De Pater [96], legate de stabilitatea vehiculelor feroviare, precum și prin contribuțiile aduse de Kalker [49] la cunoașterea fenomenului de creep (pseudo-alunecare). Toate modelele utilizate în scrierea ecuațiilor diferențiale ale mișcărilor reprezentau vagoane de marfă pe două osii. În RFG, Kretek și Nefzger sînt aceia care tratează teoretic probleme legate strict de circulația locomotivelor însestrate însă cu boghină cu două osii.

La calea ferată japoneză, care a introdus prima în serviciu comercial linia de mare viteză "Tokaido", Matsudaire [65, 66] a fost acela care a studiat mișcarea de hunting și problemele de stabilitate a ramelor electrice, care aveau în componență vehicule cu boghină cu două osii.

În ultimii zece ani, în S.A., se constată un serios retrăgiment în atacarea teoretică și experimentală a problemelor legate de cercetarea circulației vehiculelor feroviare și în special în apropiere de viteza critică.

Astfel sînt companiile de căi ferate cît și industria, au efectuat cercetări separate. Iar Centrul de cercetări din Chicago al Asociației americane de căi ferate (AAR) are un program vast de cercetări referitor la dinamica tren-cale, la care cooperează companii de căi ferate, industria și institutele de învățămînt superior.

Administrația federală de cale ferată a Departamentului transporturilor conduce și finanțează cercetări de largă întindere referitoare la dinamica vehicul-cale, reușind totodată construirea Centrului de încercări de la Pueblo care este deosebit de bine dotat cu standuri și aparatură și pe care l-am vizitat în 1975 în cadrul specializării mele.

Decarece ponderea cea mai mare o are transportul de mărfuri apare ca normală cercetarea cu prioritate a circulației vagoanelor de marfă cu patru osii. Astfel, modelele matematice, care să reprezinte cu mai multă sau mai puțină precizie mișcarea vagoanelor de marfă, au fost dezvoltate și studiate de Hedrick [40, 41, 42], Coeperrider [16, 17, 18, 19, 20, 21], Clark și Law [15], Hutchens [46], Jeffcoat [47], Law [57, 58, 59, 60], Koci [55], Masakazu [64], Newland [75, 76], Patel [95], Perlman [97], Weinstock [120]. Singurul care a studiat stabilitatea locomotivelor cu boghiuri cu trei osii a fost Garg [33, 34], considerând însă șina perfect dreaptă și rigidă, dar în modelul matematic considerat nu a introdus o legătură elastică între boghiuri, cu ceea ce de altfel locomotivele americane noi nu sînt înzestrate.

În URSS, un cercetător de marcă în studiul stabilității vehiculelor feroviare este academicianul Lazaryan [61] care are numeroase contribuții în acest domeniu insistînd însă mai mult asupra studierii stabilității vagoanelor.

În România, independent, cercetătorii Gligor^s și Ūrsu au studiat probleme legate de circulația locomotivelor, fără însă să atace stabilitatea în regim permanent a locomotivelor pe baza determinării pulsațiilor proprii și a vectorilor proprii.

Prima comunicare în România referitoare la stabilitatea la mers a locomotivelor cu boghiuri cu trei osii înzestrate cu cuplă transversală a fost prezentată în 1975 de către autorul prezentei lucrări [81]. Această lucrare este rezultatul direct al pregătirii materialului pentru această teză de doctorat și faptului că autorul a beneficiat în 1975 de o bursă de specializare în SUA, la Massachusetts Institute of Technology, în probleme de dinamice materialului rulant, cu care ocazie a studiat probleme de stabilitate la mers a locomotivelor cu șase osii, realizînd două modele matematice cu 27 de grade de libertate și respectiv 21 de grade de libertate. Același autor, prezintă alte lucrări legate de acest subiect începînd din 1975 și anume: [82, 83, 84, 85, 86, 87, 88, 89, 90, 91, 92, 93]. Importanța deosebită pe care CFR o manifestă în sporirea vitezei trenurilor a determinat o serie de studii asupra circulației de mare viteză a locomotivelor cu șase osii, în condiții de stabilitate, efectuate de prof. I. Zăgănescu și N. Pașca, publicate în 1977 [116, 117, 118, 119].

Cercetătorii L. Mălilescu și N. Pașca au contribuții originale și de valoare în lămurirea fenomenului pseudoalunecării, foarte

important a fi cunoscut pentru cei ce se ocupă cu stabilitatea la mers în regim permanent a materialului rulant feroviar [70, 71, 72, 73].

1.2. Funcțiile suspensiei vehiculului de cale ferată

Obiectivele principale, care se caută a fi atinse cu ocazia cercetării și proiectării sistemelor de suspensii ale materialului rulant de cale ferată sînt:

- Obligatorietatea de a prevedea o bună ghidare a vehiculului în cale, însoțită de stabilitate dinamică la circulația în linie dreaptă și prin curbe;

- De a izola efectiv cutia vehiculului de vibrațiile produse de neregularitățile căii, în toată gama de viteze de circulație;

- De a repartiza sarcinile pe osii în toate situațiile care pot să apară în exploatare;

- De a prevedea o bună aderență, cerută de performanțele de tracțiune și frînare.

Unele din funcțiile prezentate mai sus sînt contradictorii, astfel că este de dorit o atentă alegere a parametrilor suspensiei și de a căuta să se micșoreze la minim variațiile dinamice ale forțelor verticale și de ghidare, de a micșora uzura și pagubele la părțile componente ale materialului rulant și ale căii.

1.2.1. Ghidarea vehiculului

1.2.1.1. Ghidarea vehiculului în linie dreaptă

Funcția de ghidare a vehiculelor de cale ferată conduce la cerința ca acestea să răspundă la neregularitățile căii cu o eroare minimă față de mișcarea de regim permanent, în așa fel încît să nu apară contactul între buze bandajului cu șina.

Introducerea roților cu profil conic la suprafața de rulare s-a datorat faptului că, astfel a fost posibilă acțiunea de centrare în cale a vehiculelor.

Dacă osia montată este deplasată accidental față de poziția centrată față de cale, centrul osiei se va deplasa în lungul căii pe o traiectorie sinusoidală față de axa căii (presupunînd că osia este liberă). Acest tip de mișcare se numește cinematica osiei montate la viteze mici și este prezentată în fig. 1-1.

Frecvența acestei mișcări pentru o osie montată liberă este:

$$\omega = v \sqrt{\lambda / (d \cdot r)} \quad (1.1)$$

unde:

- v - viteză de înaintare
- λ - conicitatea suprafeței de rulare a roții;
- $2r$ - diametrul cercului de rulare a roții, osia fiind în poziție centrată;
- $2d$ - ecartamentul căii.

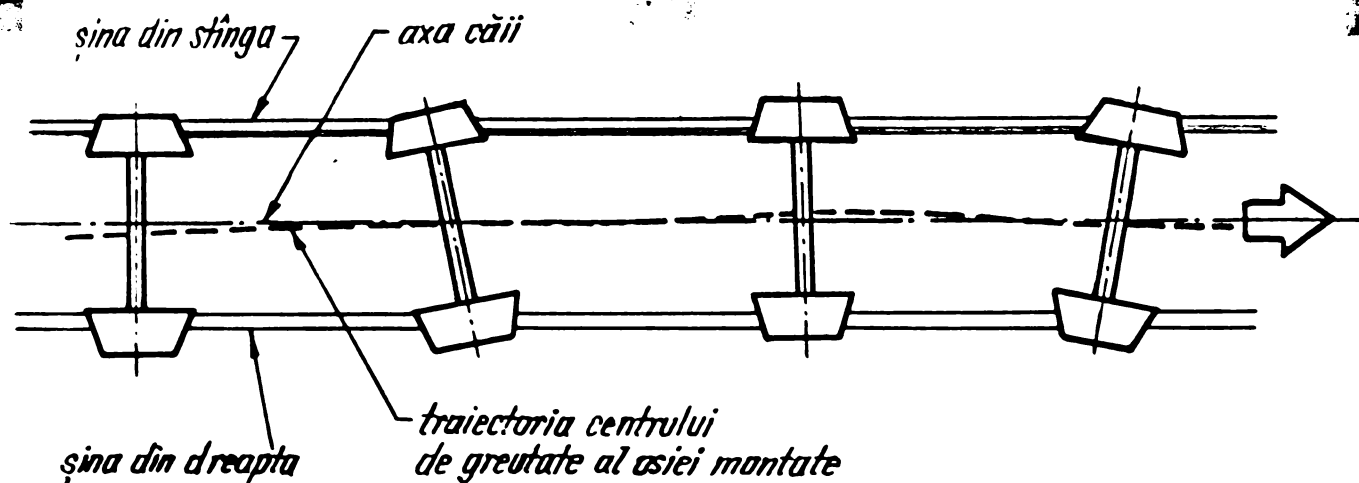


Fig. 1-1 - Cinematica osiei montate.

Când osia este montată în cadrul boghiului prin intermediul elementelor suspensiei primare, iar între boghiu și cutia vehiculului se află suspensia secundară, oscilațiile cuplate de rotire în jurul lui OZ și de deplasare laterală ale osiilor vor fi amortizate la viteze mici de circulație.

Wickens [124, 125] a arătat că, pentru o bună ghidare a boghiului în linie dreaptă, frecvența oscilațiilor huntingului secundar trebuie să fie înaltă pentru a ușura răspunsul acțiunii de centrare a osiei. Amortizarea acestui mod de oscilație este funcție atât de parametrii suspensiei, cât și de coeficienții dați de forțele și momentele de pseudoalunecare, care caracterizează forțele și momentele exercitate la suprafața de contact dintre roată și șină. Deoarece conicitatea λ a suprafeței de rulare a roții trebuie să fie mare pentru un răspuns rapid, iar viteza critică este proporțională cu $1/\lambda$, există deci un conflict fundamental între cerințele ghidării și stabilității. Dacă λ este mare, viteza critică poate ajunge în domeniul vitezelor normale de circulație a vehiculului.

1.2.1.2. Ghidarea vehiculului la circulația prin curbe

În mod tradițional, vehiculele de cale ferată au folosit contactul dintre bazele bandajului cu șina, pentru a asigura ghidarea lor la trecerea prin curbe.

Dețuși, contactul bazei conduce la uzura rapidă a roților și șinelor, la un nivel înalt de zgomot, la o calitate de mers nesatisfăcătoare. Recent s-a propus de către Newland [75,76] și Boocock [6,7,8] ca ghidarea și la circulația prin curbe să fie obținută numai prin forțele de pseudo-alunecare. Atingerea acestei performanțe va avea drept urmare îmbunătățirea indicelui de confort și reducerea uzurii și zgomotului. Concluziile lui Boocock sînt următoarele: parcurgerea curbelor fără contactul bazei bandajului cu șina este facilitată de suspensii flexibile, conicități mari ale suprafețelor de rulare și ampatamente mici ale boghiurilor.

Din nefericire, aceste cerințe intră direct în conflict cu condițiile cerute pentru stabilitatea vehiculului la oscilațiile de hunting secundar.

Atît viteza critică cît și circulația prin curbe depind foarte mult de conicitatea suprafeței de rulare a roții și de caracteristicile elastice ale suspensiei. Odată cu uzura roților, profilul suprafeței de rulare se schimbă de la cel conic la unul concav. În timpul acestui proces "conicitatea efectivă" crește, astfel că și performanțele dinamice se vor schimba. Caracteristicile elastice ale suspensiei, pot de asemenea să se schimbe, ceea ce poate conduce la degradarea răspunsului dinamic al vehiculului.

1.2.2. Izolarea vibrațiilor

A doua funcție a suspensiei materialului rulant de cale ferată constă în izolarea cutiei vehiculului de perturbările cauzate de condițiile de mers sau de neregularitățile căii.

Pentru vagoanele de călători această funcție constă în menținerea mișcărilor cutiei între limitele nivelului de confort uman. Pentru vagoanele de marfă, mișcările cutiei nu trebuie să cauzeze pagube încărcăturii. Izolarea cutiei vehiculului de neregularitățile căii este necesară la vagoanele de călători, locomotive și la vagoanele de marfă cu scopul de a micșora uzura și a elimina pericolul distrugerii părților componente ale vehiculelor. Cartens și Kresge [14] și Hanes [37] au con-

tribuții importante în stadiul confortului pentru vehiculele de cale ferată.

S-a ajuns la concluzia că indicele de confort măsurat în unități de accelerație și derivata accelerației, în toate cele trei direcții ale axelor, dă indicațiile cele mai juste asupra confortului.

Dacă pentru condiții, devenite clasice, cum ar fi demararea, frinarea cu oprire, circulația în curbe, s-au obținut nivel acceptabile pentru accelerații, în regiunea de mișcare permanentă în măsurarea și evaluarea indicelui de confort la mișcări vibratorii alestocare, datorate neregularităților căii, nu s-a găsit o metodă general acceptată.

Lucrul cel mai important pentru evaluarea calității de mers a unui vehicul constă în răspunsul uman, respectiv sensibilitatea umană la mișcările vibratorii de frecvențe cuprinse între 0,1... 2 Hz. Criteriile de confort pentru accelerații vibratorii sunt date uzual în limitele oferite de curbele de izoconfort, pentru accelerații verticale și laterale, funcție de frecvență [14, 21, 1]. Curbele tipice care ilustrează astfel de criterii sunt arătate în figura 1-2. [14].

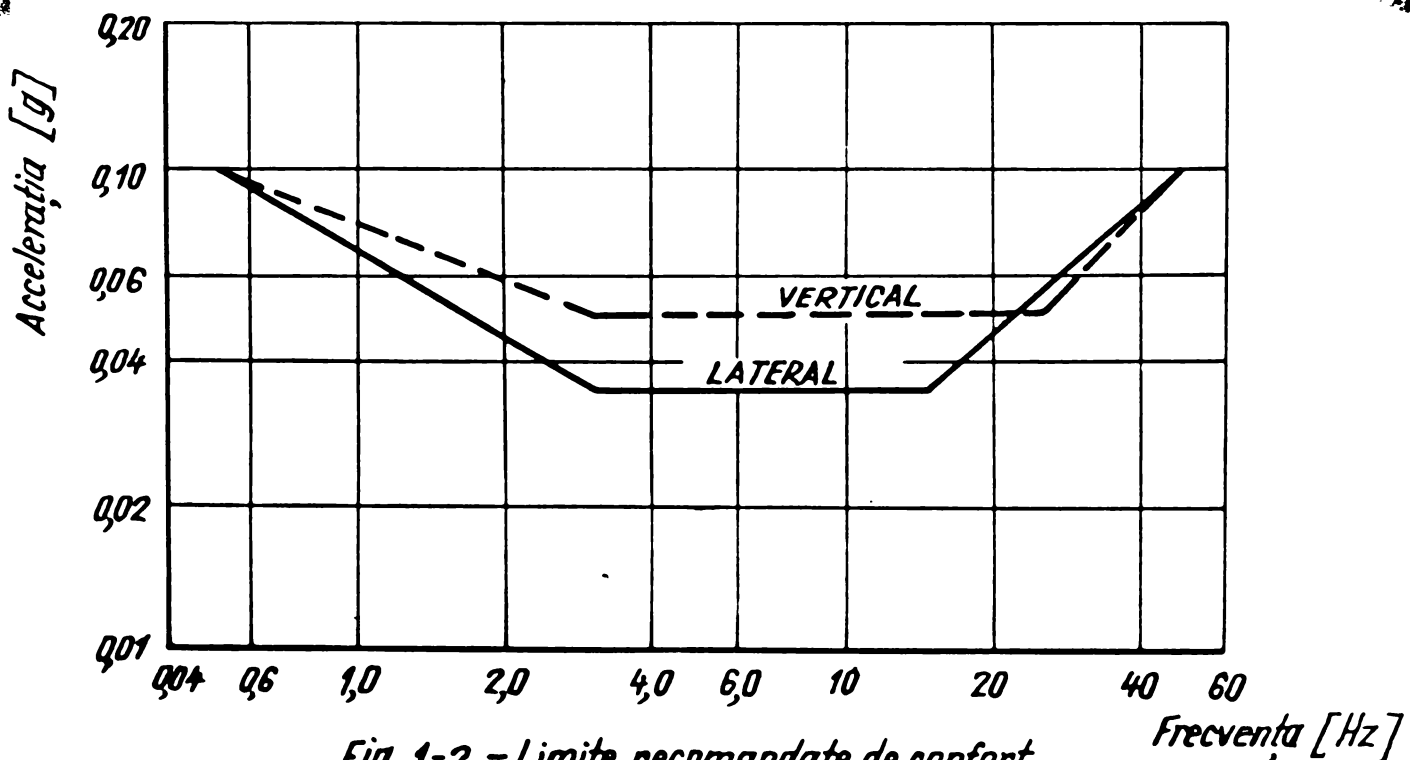


Fig. 1-2 - Limite recomandate de confort.

Aceste curbe sunt bazate pe datele sensibilității umane obținute prin supunerea subiecților la oscilații cu frecvențe discrete.

Din nefericire, mișcările actuale pe care le simt călătorii nu apar la o singură frecvență discretă, ci într-un domeniu larg de frecvențe datorate vibrațiilor aleatoare.

În consecință este dificil, dacă nu imposibil, să se facă o comparație semnificativă între criteriile de confort exprimate în termenii vibrațiilor sinusoidale și cele date de vibrațiile aleatoare ale vehiculelor de cale ferată.

Recent un număr de cercetători Pradko, Lee, Orr, Kalasa, au încercat să rezolve această incompatibilitate între criteriile calității de mers și mișcările reale ale vehiculului, prin dezvoltarea criteriilor calității de mers în funcție de vibrații de tip aleatoriu [100, 101, 62].

Fără a intra în amănunte, se poate aminti alt aspect și anume al studiului analitic al calității de mers. În rezumat acest studiu constă în calculul sau simularea mișcării aleatoare a cutiei vehiculului, ca răspuns la neregularitățile de tip aleatoriu ale căii.

1.2.3. Repartizarea sarcinilor pe osii

Suspensia trebuie de asemenea să asigure repartizarea uniformă a sarcinilor pe boghiuri și de la boghiuri la cale precum și de a micșora sarcinile dinamice.

Această funcție de suportare a vehiculului depinde în primul rând de caracteristicile suspensiei verticale în contrast cu funcția de ghidare care depinde cel mai mult de caracteristicile suspensiei laterale.

O măsură de apreciere a performanței de suportare de către suspensie a greutateii vehiculului, constă în aflarea raportului dintre sarcina laterală și cea verticală pentru fiecare roată, raport notat cu Y/Q în cadrul UIC și cu L/V în SUA și Canada.

Este de dorit să se mențină acest raport la o valoare cât mai mică posibil. Acest raport mai este cunoscut sub numele de coeficient de deraiere, pentru că și-a găsit valabilitatea în precizarea tendinței de deraiere a unui vehicul în anumite condiții. S-au făcut numeroase încercări pentru măsurarea acestui coeficient [45, 55, 63].

Cu toate că analiza distribuției sarcinilor statice s-a bucurat de multă atenție în literatura de specialitate, în studiul sarcinilor dinamice și al distribuției acestora pe părțile componente ale vehiculului s-a depus foarte puțin efort. Lipsa de aten-

ție acordată acestui subiect poate fi atribuită următorilor factori:

- complexitatea relativă a ecuațiilor mișcării care trebuie rezolvate pentru a determina sarcinile dinamice;

- absența unor date reale referitoare la neregularitățile căii care să poată fi folosite în astfel de analize.

Lucrarea lui Mescham și Ahlebeck [67] referitoare la analiza sarcinilor dinamice și a distribuției acestora numai pentru mișcarea de legănare a unui vagon de marfă, este unul din puținele studii publicate în acest domeniu.

De asemenea Law [58] a cercetat recent influența diverșilor parametri de proiectare asupra raportului dinamic Y/Q pentru o osie montată, în a cărei mișcări s-au inclus și neliniarități.

Sînt de asemenea numeroase lucrări [4, 66, 45] care se referă la măsurătorile efectuate în RFG, Japonia, SUA pentru determinarea experimentală a raportului Y/Q . Efort intens în această privință se depune și în cadrul Oficiului de cercetări și încercări (ORS) a UIC.

În România S. Sebeșan este primul care tratează în mod amplu, încă din 1961 problema siguranței contra deraierii.

De asemenea, cercetătorii de la ICPTT București au realizări notabile în domeniul măsurării forțelor Y și Q .

Tot aici Sturdza și Pașoa au dezvoltat două modele matematice, în cadrul unui program de cercetare a condițiilor de deraiere pentru vehicule cu patru și șase osi care, printre alte date pe care le obțin prin calcul analitic exact, calculează și acest raport Y/Q .

1.2.4. Performanțele în regim de tracțiune și frinare

Tipul suspensiei unui vehicul exercită o influență importantă asupra performanțelor vehiculului în cele două regimuri de funcționare: tracțiune și frinare.

Din punctul de vedere al tracțiunii și frînării obiectivul principal este acela de a obține forțe maxime transmise de șine către roți. Aceste forțe depind de geometria contactului roată-șină, de starea suprafațelor care intră în contact, de sarcina normală aplicată, de comportarea dinamică a căii, roții și vehiculului.

Sistemul de suspensie, prin influența sa dominantă asupra comportării dinamice a vehiculului, ajută la determinarea

variației dinamice a sarcinii normale, aplicată la suprafața de contact roată-șină, cât și asupra nivelului forțelor dinamice laterale, necesare ghidării vehiculului.

În problemele de tracțiune și frînare, trebuie să se țină seama de micșorarea aderenței la viteze mari de circulație, la parcurgerea curbelor sau la circulația pe căi prost întreținute.

Aderența a constituit și constituie un subiect foarte mult tratat în literatura de specialitate, din care se reamintesc doar foarte puține [114, 115, 78, 31, 70, 71, 72, 72, 99]. Ceea ce trebuie însă remarcat este faptul că s-au făcut totuși puține cercetări analitice asupra contribuției forțelor de ghidare asupra reducerii aderenței disponibile. Astfel Cooperrider [20] a studiat micșorarea aderenței datorită neregularităților laterale alesteoare ale căii, pentru cazul circulației cu viteze mari în linie dreaptă. El a găsit că numai o mică parte din reducerea aderenței, odată cu creșterea vitezei de circulație, se datorează creșterii forțelor laterale de ghidare.

Totuși Nayak și Tanner [74] în studiul contactului la rostogolire, oferă ipoteza că oscilațiile alesteoare laterale și de șerpuire ale osiei montate, ca răspuns la neregularitățile laterale ale căii, pot influența în mare măsură tracțiunea și alunecarea. Ei au oferit această ipoteză pentru a explica diferențele care există între rezultatele propriilor experiențe de laborator cu observațiile și măsurătorile efectuate pe sisteme reale și care arată că aderența descrește cu creșterea vitezei de rostogolire.

Decă rezultatele lui Cooperrider sînt corecte înseamnă că cea mai mare parte a micșorării aderenței, odată cu creșterea vitezelor de rostogolire, se datorează altor cauze decît forțelor laterale de ghidare. Nayak și Taner presupun că această micșorare a aderenței s-ar putea datora contaminărilor reziduale sau oscilațiilor de torsiune ale osiei montate.

Forțele de ghidare cerute în curbe cauzează, mai mult decît alți factori, micșorarea aderenței disponibile.

Beccoek [6, 7, 8] în studiile sale asupra circulației cu viteză constată prin curbe, a determinat limitele pentru alunecările roții pe șină în funcție de diverși parametri ai vehiculului.

2. STUDIUL OSCILAȚIILOR LATERALE ALE UNEI LOCOMOTIVE CU ȘASE OSII

2.1. Modelarea matematică [47, 65, 60, 121, 83, 87, 91, 92, 93].

Așa cum s-a arătat în precedentul capitol, de-a lungul anilor s-au realizat unele modele matematice cu relativ puține grade de libertate, dar datorită complexității și aspectului cu totul aparte, care caracterizează condițiile de funcționare și de circulație ale vehiculelor de cale ferată, acestea nu erau capabile să prezinte cu destulă precizie comportarea dinamică a vehiculelor luate în studiu.

Prin modelare se înțelege acel proces prin care un sistem fizic real este redus la o combinație de structuri elementare, idealizate, legate între ele, care aproximează cu o precizie acceptabilă, comportarea sistemului real.

Precizia acceptabilă este aceea care este suficientă pentru a valida deciziile ingineresti și operaționale care pot fi luate pe baza modelului.

Cel mai bun model este acela care conduce la o precizie acceptabilă cu minimum de complexitate.

Modelele matematice pot fi folosite în următoarele scopuri:

- De a prezice comportarea care interesează;
- Ca bază pentru explorarea comportării mai multor alternative de concepții de proiectare sau proceduri operaționale, pentru îmbunătățirea siguranței, fiabilității și performanțelor;
- În obținerea unei înțelegeri fizice cât mai complete asupra efectelor relative ale proiectării și parametrilor funcționali, cum ar fi efectele uzurii, variația frecării, toleranțe etc.;
- Ca bază pentru proiectarea sistemului;
- Ca bază pentru investigarea și implementarea metodelor de control activ sau pasiv pentru a optimiza performanțele și a spori siguranța;
- Ca bază pentru planificarea încercărilor și alegerea echipamentului de înregistrare și prelucrare a datelor experimentale.

In fig. 2-1 se prezintă schema procesului de modelare a unui sistem fizic.

Dintre avantajele modelelor matematice se amintesc:

- O cale mai puțin costisitoare în studiul comportării sistemului;

- Se pot investiga mai multe alternative înainte de alegerea variantei finale de proiect și fabricație;

- Permite în avans rezicerea unor defecțiuni potențiale;

- Reprezintă un mijloc eficient pentru aflarea cauzelor unor defecțiuni.

Dintre dezavantajele modelelor se amintesc:

- Poate să nu reprezinte în mod corespunzător comportarea fizică, astfel că poate să conducă la concluzii eronate;

- Dificultate în a convinge pe factorii de decizie și pe beneficiarii asupra validității concluziilor.

2.2. Modelul matematic folosit pentru scrierea ecuațiilor mișcărilor laterale ale unei locomotive pe șase osii [48, 106, 15, 16, 19, 82, 83, 85, 86, 105, 107, 110]

Problema modelării sistemului mecanic - locomotivă pe șase osii - constă în alegerea unui model matematic, care să permită studiul tuturor mișcărilor laterale ale unei locomotive.

Modelul matematic al locomotivei, reprezentat grafic în fig. 2-2 și 2-3, este compus dintr-o cutie așezată pe două bogaluri cu trei osii. Cales de rulare se consideră elastică, prezentând totodată și neregularități laterale, de aliniere și diferențe de nivel între cele două fire ale căii.

Cutie se consideră perfect rigidă și are trei grade de libertate: deplasare laterală, rotație în jurul axei OZ, rotație în jurul axei OX. Aceleași grade de libertate se iau în considerare

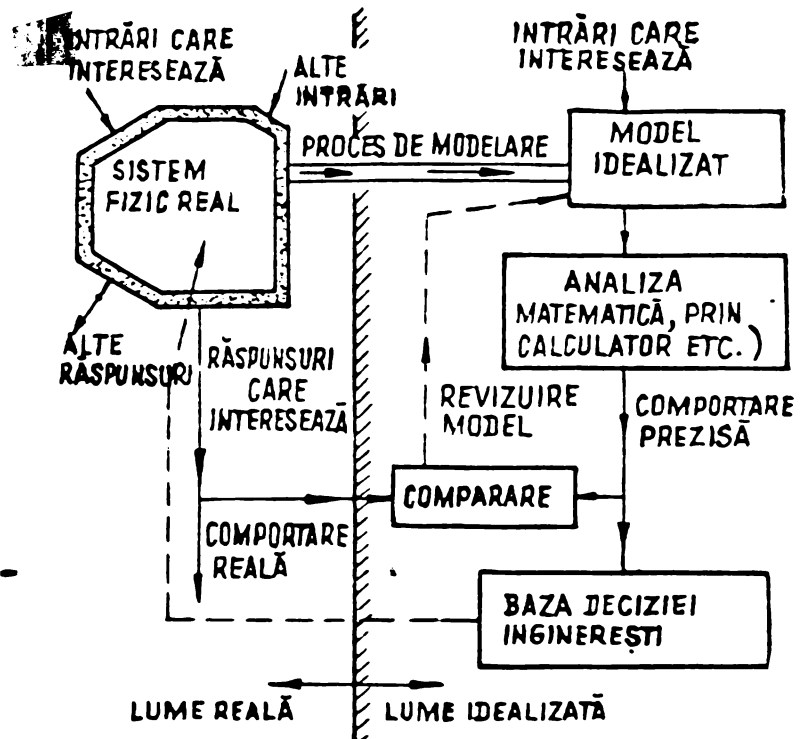


Fig. 2-1 SCHEMA PROCESULUI DE MODELARE A UNUI SISTEM FIZIC.

VEDERE DIN SPATE

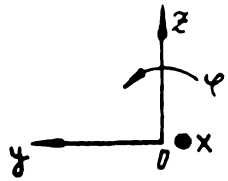
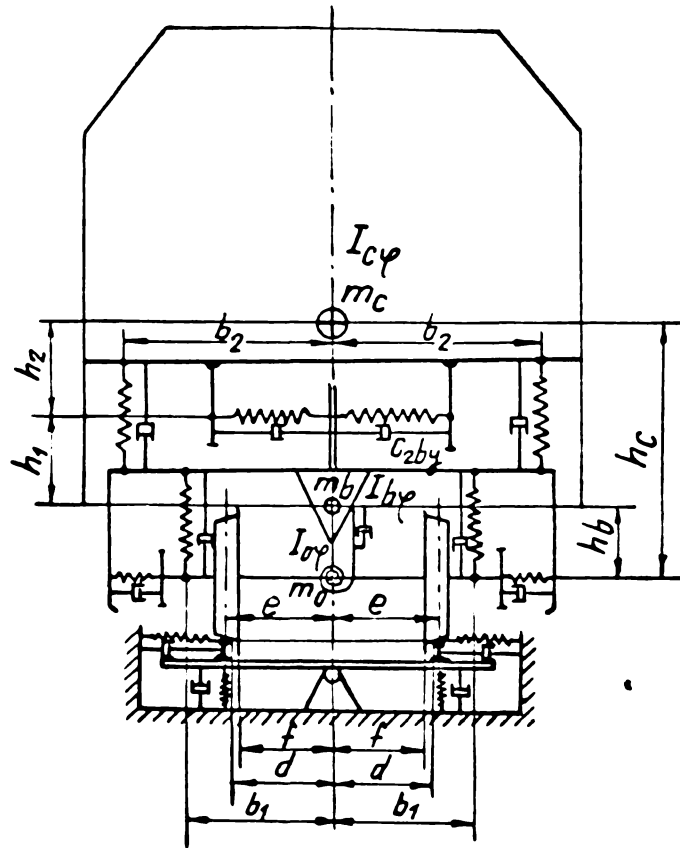


Fig. 2-2

VEDERE DE SUS

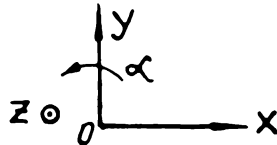
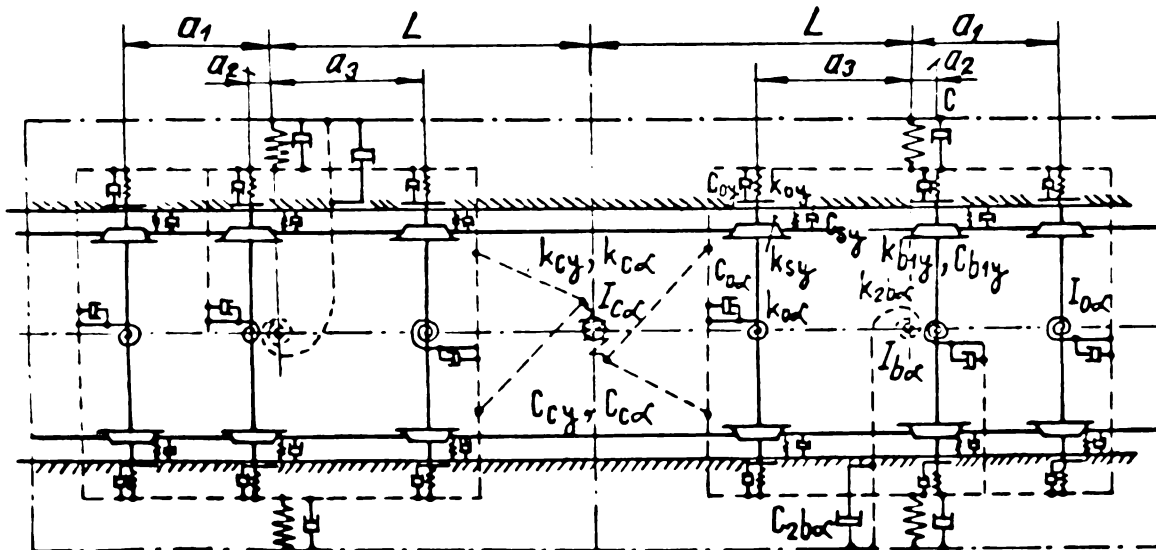


Fig. 2-3

pentru fiecare cadru de boghiu și pentru fiecare osie montată.

Calea de rulare se consideră a avea două grade de libertate în dreptul fiecărei osii de locomotivă, deplasarea laterală și rotire în jurul lui OX, ea prezentînd și neregularități geometrice.

Modelul matematic ales să reprezinte locomotiva pe șase osii, are deci un număr de 39 de grade de libertate, care se vor explicita în cele ce urmează:

2.3. Lista coordonatelor generalizate

| nr. crt. | Coordonata generaliz. | Variabila | Semnificația |
|----------|-----------------------|----------------|--|
| 0. | 1 | 2 | 3 |
| 1. | q_1 | y_1 | deplasare laterală a osiei nr.1 |
| 2. | q_2 | y_2 | " " " nr.2 |
| 3. | q_3 | y_3 | " " " nr. 3 |
| 4. | q_4 | α_1 | unghiul de rotire a osiei nr.1 în jurul OZ |
| 5. | q_5 | α_2 | unghiul de rotire a osiei nr.2 în jurul OZ |
| 6. | q_6 | α_3 | unghiul de rotire a osiei nr.3 în jurul OZ |
| 7. | q_7 | φ_1 | unghiul de rotire a osiei nr.1 în jurul OX |
| 8. | q_8 | φ_2 | unghiul de rotire a osiei nr.2 în jurul OX |
| 9. | q_9 | φ_3 | unghiul de rotire a osiei nr.3 în jurul OX |
| 10. | q_{10} | y_{b1} | deplasarea laterală a boghiului nr.1 |
| 11. | q_{11} | α_{b1} | unghiul de rotire în jurul lui OZ a boghiului nr.1 |
| 12. | q_{12} | φ_{b1} | unghiul de rotire în jurul lui OX a boghiului nr.1 |
| 13. | q_{13} | y_0 | deplasarea laterală a cutiei locomot. |
| 14. | q_{14} | α_0 | unghiul de rotire a cutiei în jurul OZ |
| 15. | q_{15} | φ_0 | unghiul de rotire a cutiei în jurul OX |
| 16. | q_{16} | y_4 | deplasarea laterală a osiei nr. 4 |
| 17. | q_{17} | y_5 | " " " nr.5 |
| 18. | q_{18} | y_6 | " " " nr.6 |
| 19. | q_{19} | α_4 | unghi de rotire a osiei nr.4 în jurul OZ |
| 20. | q_{20} | α_5 | unghi de rotire a osiei nr.5 în jurul OZ |
| 21. | q_{21} | α_6 | unghi de rotire a osiei nr.6 în jurul OZ |
| 22. | q_{22} | φ_4 | unghi de rotire a osiei nr.4 în jurul OX |

| 0 | 1 | 2 | 3 |
|-----|----------|----------------|--|
| 23. | q_{23} | φ_5 | unghiul de rotire a osiei nr.5 în jurul OX |
| 24. | q_{24} | φ_6 | unghiul de rotire a osiei nr.6 în jurul OX |
| 25. | q_{25} | y_{b2} | deplasarea laterală a boghiului 2 |
| 26. | q_{26} | α_{b2} | unghi de rotire a boghiului nr.2 în jurul OZ |
| 27. | q_{27} | φ_{b2} | unghi de rotire a boghiului nr. 2 în jurul OX |
| 28. | q_{28} | y_{s1} | deformarea elastică a căii în dreptul osiei nr.1. |
| 29. | q_{29} | y_{s2} | deformarea elastică a căii în dreptul osiei nr. 2 |
| 30. | q_{30} | y_{s3} | deformarea elastică a căii în dreptul osiei nr.3 |
| 31. | q_{31} | y_{s4} | deformarea elastică laterală a căii în dreptul osiei nr.4 |
| 32. | q_{32} | y_{s5} | deformarea elastică laterală a căii în dreptul osiei nr. 5 |
| 33. | q_{33} | y_{s6} | deformarea elastică laterală a căii în dreptul osiei nr.6 |
| 34. | q_{34} | φ_{s1} | deformarea elastică a căii în jurul lui OX în dreptul osiei 1. |
| 35. | q_{35} | φ_{s2} | deformarea elastică a căii în jurul lui OX în dreptul osiei 2 |
| 36. | q_{36} | φ_{s3} | deformarea elastică a căii în jurul lui OX în dreptul osiei 3 |
| 37. | q_{37} | φ_{s4} | deformarea elastică a căii în jurul lui OX în dreptul osiei 4. |
| 38. | q_{38} | φ_{s5} | deformarea elastică a căii în jurul lui OX în dreptul osiei 5 |
| 39. | q_{39} | φ_{s6} | deformarea elastică a căii în jurul lui OX în dreptul osiei 6. |

2.4. Lista parametrilor

| | | |
|----------|---|---|
| m_0 | - | masa osiei montate a locomotivei |
| m_b | - | masa boghiului locomotivei |
| m_c | - | masa cutiei locomotivei |
| m_s | - | masa căii de rulare |
| I_{ox} | - | momentul de inerție al osiei montate față de OZ |
| I_{oy} | - | momentul de inerție al osiei montate față de OX |
| I_{bz} | - | momentul de inerție al boghiului față de OZ |

408.257

- I_{by} - momentul de inerție al boghiului față de OX
- $I_{e\alpha}$ - momentul de inerție al cutiei față de OZ
- $I_{e\varphi}$ - momentul de inerție al cutiei față de OX
- $I_{s\varphi}$ - momentul de inerție al căii față de OX
- k_{oy} - rigiditatea laterală a suspensiei primare pentru o osie
- $k_{o\alpha}$ - rigiditatea la rotire în jurul lui OZ a suspensiei primare pentru o osie
- $k_{o\varphi}$ - rigiditatea la rotire în jurul lui OX a suspensiei primare pentru o osie
- C_{oy} - coeficientul de amortizare laterală a suspensiei primare pentru o osie
- $C_{e\alpha}$ - coeficientul de amortizare la rotire în jurul lui OZ a suspensiei primare pentru o osie
- $C_{e\varphi}$ - coeficientul de amortizare la rotire în jurul lui OX a suspensiei primare pentru o osie
- k_{1by} - rigiditatea laterală a suspensiei primare pentru un boghin
- $k_{1b\alpha}$ - rigiditatea la rotire în jurul lui OZ a suspensiei primare pentru un boghin
- $k_{1b\varphi}$ - rigiditatea la rotire în jurul lui OX a suspensiei primare pentru un boghin
- C_{1by} - coeficientul de amortizare laterală a suspensiei primare pentru un boghin
- $C_{1b\alpha}$ - coeficientul de amortizare la rotire în jurul lui OZ a suspensiei primare pentru un boghin
- k_{2by} - rigiditatea laterală a suspensiei secundare pentru un boghin
- $k_{2b\alpha}$ - rigiditatea la rotire în jurul lui OZ a suspensiei secundare pentru un boghin
- $k_{2b\varphi}$ - rigiditatea la rotire în jurul lui OX a suspensiei secundare pentru un boghin
- C_{2by} - coeficientul de amortizare laterală a suspensiei secundare pentru un boghin
- $C_{2b\alpha}$ - coeficientul de amortizare la rotire în jurul lui OZ a suspensiei secundare pentru un boghin
- $C_{2b\varphi}$ - coeficientul de amortizare la rotire în jurul lui OX a suspensiei secundare pentru un boghin
- k_{oy} - rigiditatea laterală a suspensiei secundare pentru cutia locomotivei

- $k_{e\alpha}$ - rigiditatea la rotire în jurul lui OZ a suspensiei secundare pentru cutia locomotivei
- $k_{e\varphi}$ - rigiditatea la rotire în jurul lui OX a suspensiei secundare pentru cutia locomotivei
- $C_{e\gamma}$ - coeficientul de amortizare laterală a suspensiei secundare pentru cutia locomotivei
- $C_{e\alpha}$ - coeficientul de amortizare la rotire în jurul lui OZ a suspensiei secundare pentru cutia locomotivei
- $C_{e\varphi}$ - coeficientul de amortizare la rulină a suspensiei secundare pentru cutia locomotivei
- $k_{s\gamma}$ - rigiditatea laterală a căii de rulare
- $C_{s\gamma}$ - coeficientul de amortizare laterală a căii de rulare
- $k_{s\varphi}$ - rigiditatea la rotire în jurul lui OX a căii de rulare
- $C_{s\varphi}$ - coeficientul de amortizare la rotire în jurul lui OX, a căii de rulare
- $y_1(i=1,2\dots6)$ - deplasarea laterală a osiei montate "i"
- $\alpha_1(i=1,2\dots6)$ - unghiul de rotire în jurul lui OZ al osiei montate "i"
- $\varphi_1(i=1,2\dots6)$ - unghiul de rotire în jurul lui OX al osiei montate "i"
- $y_{bj}(j=1,2)$ - deplasarea laterală a boghiului "j"
- $\alpha_{bj}(j=1,2)$ - unghiul de rotire în jurul lui OZ a boghiului "j"
- $\varphi_{bj}(j=1,2)$ - unghiul de rotire în jurul lui OX a boghiului "j"
- y_e - deplasarea laterală a cutiei locomotivei
- α_e - unghiul de rotire în jurul lui OZ a cutiei locomotivei
- φ_e - unghiul de rotire în jurul lui OX a cutiei locomotivei
- $y_{ni}(i=1,2\dots6)$ - deplasarea laterală a căii de rulare în dreptul osiei montate "i"
- $\varphi_{ni}(i=1,2\dots6)$ - unghiul de rotire în jurul lui OX, a căii de rulare în dreptul osiei montate "i"
- $\gamma_{ni}(i=1,2\dots6)$ - neregularitatea laterală a căii de rulare în dreptul osiei montate "i"
- $\varphi_{ni}(i=1,2\dots6)$ - neregularitatea la rotire în jurul lui OX a căii de rulare în dreptul osiei "i"

- λ - conicitatea bandaajului
- $2L$ - amplasamentul locomotivei
- a_1 - distanța orizontală dintre centrul de greutate al boghiului și prima osie
- a_2 - distanța orizontală dintre centrul de greutate al boghiului și osia a doua
- a_3 - distanța orizontală dintre centrul de greutate al boghiului și osia a treia
- $D = 2r$ - diametrul cercului de rulare al roții, osia fiind în poziție centrată față de cale
- $2e$ - distanța dintre cercurile de rulare ale osiei montate aceasta fiind în poziție centrată
- V - viteză de înaintare a locomotivei
- $2d$ - ecartamentul căii
- $2f$ - distanța dintre bazele bandaajelor aceleiași osii (măsurată între punctele care vor fi în contact cu flancurile interioare ale șinelor)
- $2b_1$ - distanța dintre axele suspensiei primare ale aceleiași osii montate.
- $2b_2$ - distanța dintre axele suspensiei secundare ale aceleiași boghiu
- h_b - distanța verticală dintre centrele de greutate ale boghiului și respectiv al osiei montate
- h_c - distanța verticală dintre centrele de greutate ale cutiei și respectiv al osiei montate
- h_1 - distanța verticală dintre centrul de greutate al boghiului și punctul median al suspensiei secundare
- h_2 - distanța verticală dintre centrul de greutate al cutiei locomotivei și punctul median al suspensiei secundare
- k_t - rigiditatea laterală a resortului cuplajului transversal dintre boghiurile locomotivei
- N_o - sarcina pe osie
- N_b - sarcina pe boghiu
- f_{CL} - coeficient de pseudo-alunecare în direcție laterală
- f_{CT} - coeficient de pseudo-alunecare în direcție longitudinală
- C_t - coeficientul de amortizare în direcție laterală a cuplei transversale dintre boghiuri
- $k_{\alpha} = k_t \cdot L^2$ - rigiditatea la rotire în jurul lui OZ a resortului cuplei

- $C_{t\alpha} = C_t \cdot L^2$ - coeficientul de amortizare la rotire în jurul lui OZ a cuplajului transversal
- $s_{o_i} (i=1,2...6)$ - deplasarea relativă în direcție laterală dintre boghia și osia montată
- $s_{o\alpha_i} (i=1,2...6)$ - unghiul de rotire relativă în jurul lui OZ dintre boghia și osia montată
- $s_{o\varphi_i} (i=1,2...6)$ - unghiul de rotire relativă în jurul lui OX dintre boghia și osia montată
- $s_{b_j} (j=1,2)$ - deplasarea relativă în direcție laterală dintre cutia locomotivei și boghia
- $s_{b\alpha_j} (j=1,2)$ - unghiul de rotire relativă în jurul lui OZ dintre cutia locomotivei și boghia
- $s_{b\varphi_j} (j=1,2)$ - unghiul de rotire relativă în jurul lui OX dintre cutia locomotivei și boghia
- $s_{s_i} (i=1,2...6)$ - deplasarea relativă în direcție laterală dintre osia montată și calea de rulare
- $s_{\varphi_i} (i=1,2...6)$ - unghiul de rotire relativă în jurul lui OX dintre osia montată și calea de rulare.

2.5. Ecuațiile mișcării unei locomotive pe șase osi
 [16,19,81,82,83,85,86,3,95,57,34,86,29,50,126,49,
 30,122,123,120,40,18,41,1796,95,43,59,108,103,
 25,38,39,104,109,98,113,129,130]

Ecuațiile mișcării sînt date pentru modelul matematic corespunzător locomotivei electrice 060-EA, deci cu 39 grade de libertate.

Ipoteze simplificatoare

a) Locomotiva este așezată perfect simetrică față de cale, deci stît față de planul vertical longitudinal cît și față de planul vertical transversal care trec prin centrul de greutate al locomotivei. Aceasta înseamnă că centrele de greutate ale osilor, boghiurilor, cutiei precum și șina căii se găsesc în același plan vertical longitudinal. Această simetrie permite decuplarea mișcărilor verticale ale locomotivei de cele orizontale, pentru ecuații liniare ale mișcărilor.

b) Neliniaritățile care apar din limitările elementelor suspensiei, contactul buzei bandajului cu șina, stopuri (limitări) mecanice ca de exemplu dintre boghiu și cutie, frecarea uscată din elementele suspensiei, limitele aderenței dintre roată și

șină etc., sînt neglijate.

c) Toste deplasările sînt considerate mici.

d) Mișcările longitudinale sînt decuplate de celelalte mișcări datorită ipotezelor de simetrie perfectă și mici deplasări.

e) Toste arcurile suspensiei și amortizorii au caracteristici liniare.

f) Atît boghiul cit și cutia locomotivei sînt considerate perfect rigide.

g) Osiile montate se rotesc liber fără frecări în lagăre

h) Nu există joc lateral dintre osie și boghină

i) Viteza de circulație este constantă.

Pentru scrierea ecuațiilor mișcărilor laterale ale locomotivei se va folosi ecuația lui Lagrange de ap. II.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_1} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial q_1} + \frac{\partial E_p}{\partial q_1} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_1} = Q_1 \quad (2.1)$$

unde:

E_c - energia cinetică a întregului sistem;

E_p - energia potențială a întregului sistem;

R - funcția de disipare a energiei întregului sistem;

q_1 - coordonatele generalizate;

\dot{q}_1 - vitezele generalizate;

Q_1 - forțele generalizate (în care nu sînt incluse forțele conservative și forțele de amortizare viscoasă)

Se folosesc următoarele coordonate generalizate q_i ($i=1,2,\dots,39$) corespunzător numărului de grade de libertate ales pentru modelul

matematic al locomotivei 060-EA: $y_1, y_2, y_3, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, y_{s1}, y_{s2}, y_{s3}, \varphi_{s1}, \varphi_{s2}, \varphi_{s3}, y_{b1}, \alpha_{b1}, \varphi_{b1}, y_0, \alpha_0, \varphi_0, y_4, y_5, y_6, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6, y_{s4}, y_{s5}, y_{s6}, \varphi_{s4}, \varphi_{s5}, \varphi_{s6}, y_{b2}, \alpha_{b2}, \varphi_{b2}$.

Energia cinetică E_c a sistemului pentru mișcările de deplasare laterală, rotații în jurul lui OZ și OX , este:

$$\begin{aligned} E_c = & \frac{1}{2} \sum_{i=1}^6 m_o \dot{y}_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^6 I_{o\alpha} \dot{\alpha}_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^6 I_{o\varphi} \dot{\varphi}_i^2 + \\ & + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 m_b \dot{y}_{bj}^2 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 I_{b\alpha} \dot{\alpha}_{bj}^2 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 I_{b\varphi} \dot{\varphi}_{bj}^2 + \\ & + \frac{1}{2} m_o \dot{y}_0^2 + \frac{1}{2} I_{o\alpha} \dot{\alpha}_0^2 + \frac{1}{2} I_{o\varphi} \dot{\varphi}_0^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^6 m_s \cdot \\ & \cdot \dot{y}_{si}^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^6 I_{s\varphi} \dot{\varphi}_{si}^2 \end{aligned} \quad (2.2)$$

Pentru a putea scrie expresia energiei potențiale și a funcției de disipare a energiei sistemului, este necesar a se cunceaște deplasările relative dintre elementele locomotivei

Se presupune că toate elementele locomotivei (osii, boghiuri, cutie, cale de rulare, se deplasează în direcțiile pozitive ale axelor și în sens trigonometric (pozitiv) pentru unghiuri.

Astfel deplasările relative (laterală, rotire în jurul lui OZ și OX) dintre cutie și cele două boghiuri sînt (Anexa A):

a) deplasări relative laterale:

$$s_{b1} = y_{b1} + h_1 \cdot \varphi_{b1} - (y_o + L \cdot \alpha_o - h_2 \cdot \varphi_o) \quad (2.3 a)$$

$$s_{b2} = y_{b2} + h_1 \cdot \varphi_{b2} - (y_o - L \cdot \alpha_o - h_2 \cdot \varphi_o) \quad (2.3 b)$$

b) rotiri relative în jurul lui OZ:

$$s_{b\alpha 1} = \alpha_{b1} - \alpha_o \quad (2.3 c)$$

$$s_{b\alpha 2} = \alpha_{b2} - \alpha_o \quad (2.3 d)$$

c) rotiri relative în jurul lui OX:

$$s_{b\varphi 1} = \varphi_{b1} - \varphi_o \quad (2.3 e)$$

$$s_{b\varphi 2} = \varphi_{b2} - \varphi_o \quad (2.3 f)$$

Similar deplasările relative (laterală, rotiri în jurul lui OZ și OX) dintre boghiuri și osiile montate sînt (Anexa B):

a) deplasări relative laterale

$$s_{o1} = y_1 - (y_{b1} + a_1 \cdot \alpha_{b1} + h_b \cdot \varphi_{b1}) \quad (2.4 a)$$

$$s_{o2} = y_2 - (y_{b1} + a_2 \cdot \alpha_{b1} + h_b \cdot \varphi_{b1}) \quad (2.4 b)$$

$$s_{o3} = y_3 - (y_{b1} - a_3 \cdot \alpha_{b1} + h_b \cdot \varphi_{b1}) \quad (2.4 c)$$

$$s_{o4} = y_4 - (y_{b2} + a_3 \cdot \alpha_{b2} + h_b \cdot \varphi_{b2}) \quad (2.4 d)$$

$$s_{o5} = y_5 - (y_{b2} - a_2 \cdot \alpha_{b2} + h_b \cdot \varphi_{b2}) \quad (2.4 e)$$

$$s_{o6} = y_6 - (y_{b2} - a_1 \cdot \alpha_{b2} + h_b \cdot \varphi_{b2}) \quad (2.4 f)$$

b) rotiri relative în jurul lui OZ:

$$s_{o\alpha 1} = \alpha_1 - \alpha_{b1} \quad (2.4 g)$$

$$s_{o\alpha 2} = \alpha_2 - \alpha_{b1} \quad (2.4 h)$$

$$s_{o\alpha 3} = \alpha_3 - \alpha_{b1} \quad (2.4 i)$$

$$s_{o\alpha 4} = \alpha_4 - \alpha_{b2} \quad (2.4 j)$$

$$s_{o\alpha 5} = \alpha_5 - \alpha_{b2} \quad (2.4 k)$$

$$s_{o\alpha 6} = \alpha_6 - \alpha_{b2} \quad (2.4 l)$$

e) rotiri relative în jurul lui OX:

$$s_{o\varphi 1} = \varphi_1 - \varphi_{b1} \quad (2.4 m)$$

$$s_{o\varphi 2} = \varphi_2 - \varphi_{b1} \quad (2.4 n)$$

$$s_{o\varphi 3} = \varphi_3 - \varphi_{b1} \quad (2.4 o)$$

$$s_{o\varphi 4} = \varphi_4 - \varphi_{b2} \quad (2.4.p)$$

$$s_{o\varphi 5} = \varphi_5 - \varphi_{b2} \quad (2.4.q)$$

$$s_{o\varphi 6} = \varphi_6 - \varphi_{b2} \quad (2.4 r)$$

Deplasările relative (laterală, rotire în jurul lui OX) dintre osiile montate și calea de rulare sînt (Anexa C):

a) deplasări relative laterale:

$$s_{s1} = y_1 - y_{n1} - y_{s1} \quad (2.5 a)$$

$$s_{s2} = y_2 - y_{n2} - y_{s2} \quad (2.5 b)$$

$$s_{s3} = y_3 - y_{n3} - y_{s3} \quad (2.5 c)$$

$$s_{s4} = y_4 - y_{n4} - y_{s4} \quad (2.5 d)$$

$$s_{s5} = y_5 - y_{n5} - y_{s5} \quad (2.5 e)$$

$$s_{s6} = y_6 - y_{n6} - y_{s6} \quad (2.5 f)$$

b) rotiri relative în jurul lui OX:

$$s_{\varphi 1} = \varphi_1 - \varphi_{n1} - \varphi_{s1} \quad (2.5 g)$$

$$s_{\varphi 2} = \varphi_2 - \varphi_{n2} - \varphi_{s2} \quad (2.5 h)$$

$$s_{\varphi 3} = \varphi_3 - \varphi_{n3} - \varphi_{s3} \quad (2.5 i)$$

$$s_{\varphi 4} = \varphi_4 - \varphi_{n4} - \varphi_{s4} \quad (2.5 j)$$

$$s_{\varphi 5} = \varphi_5 - \varphi_{n5} - \varphi_{s5} \quad (2.5 k)$$

$$s_{\varphi 6} = \varphi_6 - \varphi_{n6} - \varphi_{s6} \quad (2.5.l)$$

În anexa D este arătată influența cuplei transversale dintre boghiuri asupra deplasărilor relative.

Se poate trece acum la scrierea energiei potențiale a întregului sistem, care este dată de relația:

$$\begin{aligned}
 E_p = & \frac{1}{2} \sum_{l=1}^6 k_{oy} \cdot s_{o1}^2 + \frac{1}{2} \sum_{l=1}^6 k_{o\alpha} \cdot s_{o\alpha 1}^2 + \frac{1}{2} \sum_{l=1}^6 k_{o\varphi} \cdot s_{o\varphi l}^2 + \\
 & + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 k_{2by} \cdot s_{bj}^2 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 k_{2b\alpha} \cdot s_{b\alpha j}^2 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 k_{2b\varphi} \cdot s_{b\varphi j}^2 + \\
 & + \frac{1}{2} K_t (y_{b1} - y_{b2})^2 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 k_{t\alpha} \cdot \alpha_{bj}^2 + \frac{1}{2} \sum_{l=1}^6 k_{sy} \cdot s_{sl}^2 + \\
 & + \frac{1}{2} \sum_{l=1}^6 k_{s\varphi} \cdot s_{\varphi l}^2 \quad (2.6)
 \end{aligned}$$

Funcția de disipare a energiei întregului sistem este dată de relația:

$$\begin{aligned}
 R = & \frac{1}{2} \sum_{l=1}^6 c_{oy} \cdot \dot{s}_{o1}^2 + \frac{1}{2} \sum_{l=1}^6 c_{o\alpha} \cdot \dot{s}_{o\alpha 1}^2 + \frac{1}{2} \sum_{l=1}^6 c_{o\varphi} \cdot \dot{s}_{o\varphi l}^2 + \\
 & + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 c_{2by} \cdot \dot{s}_{bj}^2 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 c_{2b\alpha} \cdot \dot{s}_{b\alpha j}^2 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 c_{2b\varphi} \cdot \dot{s}_{b\varphi j}^2 + \\
 & + \frac{1}{2} c_t (\dot{y}_{b1} - \dot{y}_{b2})^2 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 c_{t\alpha} \cdot \dot{\alpha}_{bj}^2 + \frac{1}{2} \sum_{l=1}^6 c_{sy} \cdot \dot{s}_{sl}^2 + \\
 & + \frac{1}{2} \sum_{l=1}^6 c_{s\varphi} \cdot \dot{s}_{\varphi l}^2 \quad (2.7)
 \end{aligned}$$

În cadrul forțelor generalizate intră forțele laterale de pseudoalunecare (creep) și momentele date de forțele longitudinale de pseudoalunecare. Astfel, pentru cele șase osii ale locomotivei forțele laterale de pseudoalunecare sînt: (Anexa E)

$$Q_1 = -2f_{CL} \left(\frac{\dot{y}_1 - \dot{y}_{n1} - \dot{y}_{s1}}{v} - \alpha_1 \right) \quad (2.8a)$$

$$Q_2 = -2f_{CL} \left(\frac{\dot{y}_2 - \dot{y}_{n2} - \dot{y}_{s2}}{v} - \alpha_2 \right) \quad (2.8b)$$

$$Q_3 = -2f_{CL} \left(\frac{\dot{y}_3 - \dot{y}_{n3} - \dot{y}_{s3}}{v} - \alpha_3 \right) \quad (2.8c)$$

$$Q_4 = -2f_{CL} \left(\frac{\dot{y}_4 - \dot{y}_{n4} - \dot{y}_{s4}}{v} - \alpha_4 \right) \quad (2.8d)$$

$$Q_5 = -2f_{CL} \left(\frac{\dot{y}_5 - \dot{y}_{n5} - \dot{y}_{s5}}{v} - \alpha_5 \right) \quad (2.8e)$$

$$Q_6 = -2f_{CL} \left(\frac{\dot{y}_6 - \dot{y}_{n6} - \dot{y}_{s6}}{v} - \alpha_6 \right) \quad (2.8f)$$

Cuplurile din cele șase osii ale locomotivei, dezvoltate de forțele longitudinale de pseudoalunecare, în direcția lui α vor fi:

$$M_1 = -2f_{CT} \left[\frac{e\lambda}{r} (y_1 - y_{n1} - y_{s1}) + \frac{e^2}{v} \dot{\alpha}_1 \right] \quad (2.9 a)$$

$$M_2 = -2f_{CT} \left[\frac{\lambda e}{r} (y_2 - y_{n2} - y_{s2}) + \frac{e^2}{v} \dot{\alpha}_2 \right] \quad (2.9 b)$$

$$M_3 = -2f_{CT} \left[\frac{\lambda e}{r} (y_3 - y_{n3} - y_{s3}) + \frac{e^2}{v} \dot{\alpha}_3 \right] \quad (2.9 c)$$

$$M_4 = -2f_{CT} \left[\frac{e\lambda}{r} (y_4 - y_{n4} - y_{s4}) + \frac{e^2}{v} \dot{\alpha}_4 \right] \quad (2.9 d)$$

$$M_5 = -2f_{CT} \left[\frac{e\lambda}{r} (y_5 - y_{n5} - y_{s5}) + \frac{e^2}{v} \dot{\alpha}_5 \right] \quad (2.9 e)$$

$$M_6 = -2f_{CT} \left[\frac{e\lambda}{r} (y_6 - y_{n6} - y_{s6}) + \frac{e^2}{v} \dot{\alpha}_6 \right] \quad (2.9 f)$$

De remarcat că aceleași forțe și momente acționează și în șine, dar cu semn schimbat.

În continuare se aplică ecuația lui Lagrange (2.1) pentru fiecare coordonată generalizată în parte obținându-se astfel următoarele 39 de ecuații simultane ale mișcării:

Prinul boghin:

Deplasările laterale ale osiilor primului boghin:

$$\begin{aligned} m_o \ddot{y}_1 + c_{oy} (\dot{y}_1 - \dot{y}_{b1} - a_1 \dot{\alpha}_{b1} - h_b \dot{\varphi}_{b1}) + c_{sy} (\dot{y}_1 - \dot{y}_{n1} - \dot{y}_{s1}) + \\ + k_{oy} (y_1 - y_{b1} - a_1 \alpha_{b1} - h_b \varphi_{b1}) + k_{sy} (y_1 - y_{n1} - y_{s1}) = \\ = -2f_{CL} \left(\frac{\dot{y}_1 - \dot{y}_{n1} - \dot{y}_{s1}}{v} - \alpha_1 \right) \end{aligned} \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned} m_o \ddot{y}_2 + c_{oy} (\dot{y}_2 - \dot{y}_{b1} - a_2 \dot{\alpha}_{b1} - h_b \dot{\varphi}_{b1}) + c_{sy} (\dot{y}_2 - \dot{y}_{n2} - \dot{y}_{s2}) + \\ + k_{oy} (y_2 - y_{b1} - a_2 \alpha_{b1} - h_b \varphi_{b1}) + k_{sy} (y_2 - y_{n2} - y_{s2}) = \\ = -2f_{CL} \left(\frac{\dot{y}_2 - \dot{y}_{n2} - \dot{y}_{s2}}{v} - \alpha_2 \right) \end{aligned} \quad (2.11)$$

$$\begin{aligned} m_o \ddot{y}_3 + c_{oy} (\dot{y}_3 - \dot{y}_{b1} + a_3 \dot{\alpha}_{b1} - h_b \dot{\varphi}_{b1}) + c_{sy} (\dot{y}_3 - \dot{y}_{n3} - \dot{y}_{s3}) + \\ + k_{oy} (y_3 - y_{b1} + a_3 \alpha_{b1} - h_b \varphi_{b1}) + k_{sy} (y_3 - y_{n3} - y_{s3}) = \end{aligned}$$

$$= -2F_{CL} \left(\frac{\dot{y}_3 - \dot{y}_{n3} - \dot{y}_{s3}}{V} - \alpha_3 \right) \quad (2.12)$$

Rotirile osilor primului boghină în jurul lui OZ:

$$I_{O\alpha} \cdot \ddot{\alpha}_1 + C_{O\alpha}(\dot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_{b1}) + k_{O\alpha}(\alpha_1 - \alpha_{b1}) = -2F_{CT} \left[\frac{\lambda e}{r} (y_1 + y_{n1} - y_{s1}) + \frac{e^2}{V} \dot{\alpha}_1 \right] \quad (2.13)$$

$$I_{O\alpha} \cdot \ddot{\alpha}_2 + C_{O\alpha}(\dot{\alpha}_2 - \dot{\alpha}_{b1}) + k_{O\alpha}(\alpha_2 - \alpha_{b1}) = -2F_{CT} \left[\frac{e\lambda}{r} (y_2 - y_{n2} - y_{s2}) + \frac{e^2}{V} \dot{\alpha}_2 \right] \quad (2.14)$$

$$I_{O\alpha} \cdot \ddot{\alpha}_3 + C_{O\alpha}(\dot{\alpha}_3 - \dot{\alpha}_{b1}) + k_{O\alpha}(\alpha_3 - \alpha_{b1}) = -2F_{CT} \left[\frac{\lambda e}{r} (y_3 - y_{n3} - y_{s3}) + \frac{e^2}{V} \dot{\alpha}_3 \right] \quad (2.15)$$

Rotirile osilor primului boghină în jurul lui OX:

$$I_{O\varphi} \cdot \ddot{\varphi}_1 + C_{O\varphi}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{b1}) + C_{s\varphi}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{n1} - \dot{\varphi}_{s1}) + k_{O\varphi}(\varphi_1 - \varphi_{b1}) + k_{s\varphi}(\varphi_1 - \varphi_{n1} - \varphi_{s1}) = 0 \quad (2.16)$$

$$I_{O\varphi} \cdot \ddot{\varphi}_2 + C_{O\varphi}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_{b1}) + C_{s\varphi}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_{n2} - \dot{\varphi}_{s2}) + k_{O\varphi}(\varphi_2 - \varphi_{b1}) + k_{s\varphi}(\varphi_2 - \varphi_{n2} - \varphi_{s2}) = 0 \quad (2.17)$$

$$I_{O\varphi} \cdot \ddot{\varphi}_3 + C_{O\varphi}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_{b1}) + C_{s\varphi}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_{n3} - \dot{\varphi}_{s3}) + k_{O\varphi}(\varphi_3 - \varphi_{b1}) + k_{s\varphi}(\varphi_3 - \varphi_{n3} - \varphi_{s3}) = 0 \quad (2.18)$$

Deplasare laterală a primului boghină:

$$m_b \cdot \ddot{y}_{b1} - C_{Oy}(\dot{y}_1 - \dot{y}_{b1} - a_1 \dot{\alpha}_{b1} - h_b \dot{\varphi}_{b1}) - C_{Oy}(\dot{y}_2 - \dot{y}_{b1} - a_2 \dot{\alpha}_{b1} - h_b \dot{\varphi}_{b1}) - C_{Oy}(\dot{y}_3 - \dot{y}_{b1} + a_3 \dot{\alpha}_{b1} - h_b \dot{\varphi}_{b1}) - k_{Oy}(y_1 - y_{b1} - a_1 \alpha_{b1} - h_b \varphi_{b1}) - k_{Oy}(y_2 - y_{b1} - a_2 \alpha_{b1} - h_b \varphi_{b1}) - k_{Oy}(y_3 - y_{b1} + a_3 \alpha_{b1} - h_b \varphi_{b1}) + k_{2by}(y_{b1} + h_1 \varphi_{b1} - y_c - L \alpha_o + h_2 \varphi_c) + C_{2by}(\dot{y}_{b1} + h_1 \dot{\varphi}_{b1} - \dot{y}_c - L \dot{\alpha}_o + h_2 \dot{\varphi}_c) + k_t(y_{b1} - y_{b2}) + C_t(\dot{y}_{b1} - \dot{y}_{b2}) = 0 \quad (2.19)$$

Rotirea primului boghină în jurul lui OZ:

$$\begin{aligned}
 I_{b\alpha} \cdot \ddot{\alpha}_{b1} - C_{o\alpha} (\dot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_{b1}) - C_{o\alpha} (\dot{\alpha}_2 - \dot{\alpha}_{b1}) - C_{o\alpha} (\dot{\alpha}_3 - \dot{\alpha}_{b1}) - \\
 - k_{o\alpha} (\alpha_1 - \alpha_{b1}) - k_{o\alpha} (\alpha_2 - \alpha_{b1}) - k_{o\alpha} (\alpha_3 - \alpha_{b1}) + \\
 + C_{2b\alpha} (\dot{\alpha}_{b1} - \dot{\alpha}_c) + k_{2b\alpha} (\alpha_{b1} - \alpha_c) - k_{oy} \cdot a_1 (y_1 - y_{b1} - \\
 - a_1 \alpha_{b1} - h_b \cdot \varphi_{b1}) - k_{oy} \cdot a_2 (y_2 - y_{b1} - a_2 \alpha_{b1} - h_b \cdot \varphi_{b1}) + \\
 + k_{oy} \cdot a_3 (y_3 - y_{b1} + a_3 \alpha_{b1} - h_b \varphi_{b1}) - C_{oy} a_1 (\dot{y}_1 - \dot{y}_{b1} - a_1 \dot{\alpha}_{b1} - \\
 - h_b \cdot \dot{\varphi}_{b1}) - C_{oy} a_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_{b1} - a_2 \dot{\alpha}_{b1} - h_b \cdot \dot{\varphi}_{b1}) + C_{oy} a_3 (\dot{y}_3 - \dot{y}_{b1} + \\
 + a_3 \dot{\alpha}_{b1} - h_b \cdot \dot{\varphi}_{b1}) + k_{t\alpha} \cdot \alpha_{b1} + C_{t\alpha} \cdot \dot{\alpha}_{b1} = 0 \quad (2.20)
 \end{aligned}$$

Rotirea primului boghină în jurul lui OX:

$$\begin{aligned}
 I_{b\varphi} \cdot \ddot{\varphi}_{b1} - k_{oy} \cdot h_b (y_1 - y_{b1} - a_1 \alpha_{b1} - h_b \cdot \varphi_{b1}) - k_{oy} \cdot h_b (y_2 - y_{b1} - a_2 \alpha_{b1} - \\
 - h_b \cdot \varphi_{b1}) - k_{oy} \cdot h_b (y_3 - y_{b1} + a_3 \alpha_{b1} - h_b \cdot \varphi_{b1}) + k_{o\varphi} (\varphi_{b1} - \\
 - \varphi_1) + k_{o\varphi} (\varphi_{b1} - \varphi_2) + k_{o\varphi} (\varphi_{b1} - \varphi_3) + k_{2b\varphi} (\varphi_{b1} - \varphi_c) - \\
 - C_{oy} \cdot h_b (\dot{y}_1 - \dot{y}_{b1} - a_1 \dot{\alpha}_{b1} - h_b \cdot \dot{\varphi}_{b1}) - C_{oy} \cdot h_b (\dot{y}_2 - \dot{y}_{b1} - a_2 \dot{\alpha}_{b1} - \\
 - h_b \cdot \dot{\varphi}_{b1}) - C_{oy} \cdot h_b (\dot{y}_3 - \dot{y}_{b1} + a_3 \dot{\alpha}_{b1} - h_b \cdot \dot{\varphi}_{b1}) + C_{o\varphi} (\dot{\varphi}_{b1} - \dot{\varphi}_1) + \\
 + C_{o\varphi} (\dot{\varphi}_{b1} - \dot{\varphi}_2) + C_{o\varphi} (\dot{\varphi}_{b1} - \dot{\varphi}_3) + C_{2b\varphi} (\dot{\varphi}_{b1} - \dot{\varphi}_c) + \\
 + k_{2by} \cdot h_1 (y_{b1} + h_1 \varphi_{b1} - y_c - L \dot{\alpha}_c + h_2 \varphi_c) + C_{2by} \cdot h_1 (\dot{y}_{b1} + \\
 + h_1 \dot{\varphi}_{b1} - \dot{y}_c - L \dot{\alpha}_c + h_2 \dot{\varphi}_c) = 0 \quad (2.21)
 \end{aligned}$$

Calea de rulare

Deformarea elastică laterală a căii în dreptul osiilor primului boghină:

$$m_s \cdot \ddot{y}_{s1} - C_{sy} (\dot{y}_1 - \dot{y}_{n1} - \dot{y}_{s1}) - k_{sy} (y_1 - y_{n1} - y_{s1}) = 2f_{CL} \left(\frac{\dot{y}_1 - \dot{y}_{n1} - \dot{y}_{s1}}{V} - \alpha_1 \right) \quad (2.22)$$

$$m_s \cdot \ddot{y}_{s2} - C_{sy} (\dot{y}_2 - \dot{y}_{n2} - \dot{y}_{s2}) - k_{sy} (y_2 - y_{n2} - y_{s2}) = 2f_{CL} \left(\frac{\dot{y}_2 - \dot{y}_{n2} - \dot{y}_{s2}}{V} - \alpha_2 \right) \quad (2.23)$$

$$m_s \cdot \ddot{y}_{s3} - C_{sy} (\dot{y}_3 - \dot{y}_{n3} - \dot{y}_{s3}) - k_{sy} (y_3 - y_{n3} - y_{s3}) = 2f_{CL} \left(\frac{\dot{y}_3 - \dot{y}_{n3} - \dot{y}_{s3}}{V} - \alpha_3 \right) \quad (2.24)$$

Rotirea căii de rulare în jurul lui OX, în dreptul osiilor primului boghin:

$$I_{s\varphi} \cdot \ddot{\varphi}_{s1} - c_{s\varphi} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{n1} - \dot{\varphi}_{s1}) - k_{s\varphi} (\varphi_1 - \varphi_{n1} - \varphi_{s1}) = 0 \quad (2.25)$$

$$I_{s\varphi} \cdot \ddot{\varphi}_{s2} - c_{s\varphi} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_{n2} - \dot{\varphi}_{s2}) - k_{s\varphi} (\varphi_2 - \varphi_{n2} - \varphi_{s2}) = 0 \quad (2.26)$$

$$I_{s\varphi} \cdot \ddot{\varphi}_{s3} - c_{s\varphi} (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_{n3} - \dot{\varphi}_{s3}) - k_{s\varphi} (\varphi_3 - \varphi_{n3} - \varphi_{s3}) = 0 \quad (2.27)$$

Cutia locomotivei

Deplasarea laterală a cutiei:

$$m_0 \cdot \ddot{y}_0 - k_{2by} (y_{b1} + h_1 \varphi_{b1} - y_c - L \alpha_0 + h_2 \varphi_0) - k_{2by} (y_{b2} + h_1 \varphi_{b2} - y_c + L \alpha_0 + h_2 \varphi_0) - c_{2by} (\dot{y}_{b1} + h_1 \dot{\varphi}_{b1} - \dot{y}_0 - L \dot{\alpha}_0 + h_2 \dot{\varphi}_0) - c_{2by} (\dot{y}_{b2} + h_1 \dot{\varphi}_{b2} - \dot{y}_0 + L \dot{\alpha}_0 + h_2 \dot{\varphi}_0) = 0 \quad (2.28)$$

Rotirea cutiei în jurul lui OX:

$$I_{0\alpha} \cdot \ddot{\alpha}_0 - k_{2by} \cdot L (y_{b1} + h_1 \varphi_{b1} - y_c - L \alpha_c + h_2 \varphi_0) + k_{2by} \cdot L (y_{b2} + h_1 \varphi_{b2} - y_c + L \alpha_c + h_2 \varphi_0) - k_{2b\alpha} (\alpha_{b1} - \alpha_c) - k_{2b\alpha} (\alpha_{b2} - \alpha_c) - c_{2by} \cdot L (\dot{y}_{b1} + h_1 \dot{\varphi}_{b1} - \dot{y}_c - L \dot{\alpha}_c + h_2 \dot{\varphi}_0) + c_{2by} \cdot L (\dot{y}_{b2} + h_1 \dot{\varphi}_{b2} - \dot{y}_c + L \dot{\alpha}_c + h_2 \dot{\varphi}_0) - c_{2b\alpha} (\dot{\alpha}_{b1} - \dot{\alpha}_c) - c_{2b\alpha} (\dot{\alpha}_{b2} - \dot{\alpha}_c) = 0 \quad (2.29)$$

Rotirea cutiei în jurul lui OY:

$$I_{0\varphi} \cdot \ddot{\varphi}_c + k_{2by} \cdot h_2 (y_{b1} + h_1 \varphi_{b1} - y_c - L \alpha_c + h_2 \varphi_0) + k_{2by} \cdot h_2 (y_{b2} + h_1 \varphi_{b2} - y_c + L \alpha_c + h_2 \varphi_0) - k_{2b\varphi} (\varphi_{b1} - \varphi_0) - k_{2b\varphi} (\varphi_{b2} - \varphi_0) + c_{2by} \cdot h_2 (\dot{y}_{b1} + h_1 \dot{\varphi}_{b1} - \dot{y}_c - L \dot{\alpha}_c + h_2 \dot{\varphi}_0) + c_{2by} \cdot h_2 (\dot{y}_{b2} + h_1 \dot{\varphi}_{b2} - \dot{y}_c + L \dot{\alpha}_c + h_2 \dot{\varphi}_0) - c_{2b\varphi} (\dot{\varphi}_{b1} - \dot{\varphi}_0) - c_{2b\varphi} (\dot{\varphi}_{b2} - \dot{\varphi}_0) = 0 \quad (2.30)$$

Al doilea boghin

Deplasările laterale ale osiilor:

$$m_0 \cdot \ddot{y}_4 + c_{0y} (\dot{y}_4 - \dot{y}_{b2} - a_3 \dot{\alpha}_{b2} - h_b \dot{\varphi}_{b2}) + c_{0y} (\dot{y}_4 - \dot{y}_{n4} - \dot{y}_{s4}) + k_{0y} (y_4 - y_{b2} - a_3 \alpha_{b2} - h_b \varphi_{b2}) + k_{0y} (y_4 - y_{n4} - y_{s4}) = -2f_{CL} \left(\frac{\dot{y}_4 - \dot{y}_{n4} - \dot{y}_{s4}}{V} - \dot{\alpha}_4 \right) \quad (2.31)$$

$$m_0 \ddot{y}_5 + c_{oy} (\dot{y}_5 - \dot{y}_{b2} + a_2 \dot{\alpha}_{b2} - h_b \dot{\varphi}_{b2}) + c_{sy} (\dot{y}_5 - \dot{y}_{n5} - \dot{y}_{s5}) + k_{oy} (y_5 - y_{b2} + a_2 \alpha_{b2} - h_b \varphi_{b2}) + k_{sy} (y_5 - y_{n5} - y_{s5}) = -2F_{CL} \left(\frac{\dot{y}_5 - \dot{y}_{n5} - \dot{y}_{s5}}{V} - \alpha_5 \right) \quad (2.32)$$

$$m_0 \ddot{y}_6 + c_{oy} (\dot{y}_6 - \dot{y}_{b2} + a_1 \dot{\alpha}_{b2} - h_b \dot{\varphi}_{b2}) + c_{sy} (\dot{y}_6 - \dot{y}_{n6} - \dot{y}_{s6}) + k_{oy} (y_6 - y_{b2} + a_1 \alpha_{b2} - h_b \varphi_{b2}) + k_{sy} (y_6 - y_{n6} - y_{s6}) = -2F_{CL} \left(\frac{\dot{y}_6 - \dot{y}_{n6} - \dot{y}_{s6}}{V} - \alpha_6 \right) \quad (2.33)$$

Rotirea osilor celui de al doilea boghiu în jurul lui OZ:

$$I_{O\alpha} \ddot{\alpha}_4 + c_{O\alpha} (\dot{\alpha}_4 - \dot{\alpha}_{b2}) + k_{O\alpha} (\alpha_4 - \alpha_{b2}) = -2F_{CT} \left[\frac{e\lambda}{r} (y_4 - y_{n4} - y_{s4}) + \frac{e^2}{V} \dot{\alpha}_4 \right] \quad (2.34)$$

$$I_{O\alpha} \ddot{\alpha}_5 + c_{O\alpha} (\dot{\alpha}_5 - \dot{\alpha}_{b2}) + k_{O\alpha} (\alpha_5 - \alpha_{b2}) = -2F_{CT} \left[\frac{e\lambda}{r} (y_5 - y_{n5} - y_{s5}) + \frac{e^2}{V} \dot{\alpha}_5 \right] \quad (2.35)$$

$$I_{O\alpha} \ddot{\alpha}_6 + c_{O\alpha} (\dot{\alpha}_6 - \dot{\alpha}_{b2}) + k_{O\alpha} (\alpha_6 - \alpha_{b2}) = -2F_{CT} \left[\frac{e\lambda}{r} (y_6 - y_{n6} - y_{s6}) + \frac{e^2}{V} \dot{\alpha}_6 \right] \quad (2.36)$$

Rotirile osilor celui de al doilea boghiu în jurul lui OX:

$$I_{O\varphi} \ddot{\varphi}_4 + c_{O\varphi} (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_{b2}) + c_{s\varphi} (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_{n4} - \dot{\varphi}_{s4}) + k_{O\varphi} (\varphi_4 - \varphi_{b2}) + k_{s\varphi} (\varphi_4 - \varphi_{n4} - \varphi_{s4}) = 0 \quad (2.37)$$

$$I_{O\varphi} \ddot{\varphi}_5 + c_{O\varphi} (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_{b2}) + c_{s\varphi} (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_{n5} - \dot{\varphi}_{s5}) + k_{O\varphi} (\varphi_5 - \varphi_{b2}) + k_{s\varphi} (\varphi_5 - \varphi_{n5} - \varphi_{s5}) = 0 \quad (2.38)$$

$$I_{O\varphi} \ddot{\varphi}_6 + c_{O\varphi} (\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_{b2}) + c_{s\varphi} (\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_{n6} - \dot{\varphi}_{s6}) + k_{O\varphi} (\varphi_6 - \varphi_{b2}) - k_{s\varphi} (\varphi_6 - \varphi_{n6} - \varphi_{s6}) = 0 \quad (2.39)$$

Deplasarea laterală a celui de al doilea boghiu:

$$m_b \ddot{y}_{b2} - k_{oy} (y_4 - y_{b2} - a_3 \alpha_{b2} - h_b \varphi_{b2}) - k_{oy} (y_5 - y_{b2} + a_2 \alpha_{b2} - h_b \varphi_{b2}) - k_{oy} (y_6 - y_{b2} + a_1 \alpha_{b2} - h_b \varphi_{b2}) + k_{2by} (y_{b2} + h_1 \varphi_{b2} - y_0 + L\alpha_0 + h_2 \varphi_0) - c_{oy} (\dot{y}_4 - \dot{y}_{b2} - a_3 \dot{\alpha}_{b2} - h_b \dot{\varphi}_{b2}) - c_{oy} (\dot{y}_5 - \dot{y}_{b2} + a_2 \dot{\alpha}_{b2} - h_b \dot{\varphi}_{b2}) - c_{oy} (\dot{y}_6 - \dot{y}_{b2} + a_1 \dot{\alpha}_{b2} - h_b \dot{\varphi}_{b2}) + c_{2by} (\dot{y}_{b2} + h_1 \dot{\varphi}_{b2} -$$

$$-\dot{y}_c + L \dot{\alpha}_c + h_2 \dot{\psi}_c - K_t (y_{b1} - y_{b2}) - C_t (\dot{y}_{b1} - \dot{y}_{b2}) = 0 \quad (2.40)$$

Retires în jurul lui OZ:

$$\begin{aligned} I_{b\alpha} \cdot \ddot{\alpha}_{b2} - k_{oy} \cdot a_3 (y_4 - y_{b2} - a_3 \alpha_{b2} - h_b \varphi_{b2}) + k_{oy} \cdot a_2 (y_5 - y_{b2} + a_2 \alpha_{b2} - \\ - h_b \varphi_{b2}) + k_{oy} a_1 (y_6 - y_{b2} + a_1 \alpha_{b2} - h_b \varphi_{b2}) - k_{o\alpha} (\alpha_4 - \alpha_{b2}) - \\ - k_{o\alpha} (\alpha_5 - \alpha_{b2}) - k_{o\alpha} (\alpha_6 - \alpha_{b2}) + k_{2b\alpha} (\alpha_{b2} - \alpha_c) - \\ - C_{oy} \cdot a_3 (\dot{y}_4 - \dot{y}_{b2} - a_3 \dot{\alpha}_{b2} - h_b \dot{\varphi}_{b2}) + C_{oy} \cdot a_2 (\dot{y}_5 - \dot{y}_{b2} + a_2 \dot{\alpha}_{b2} - \\ - h_b \dot{\varphi}_{b2}) + C_{oy} \cdot a_1 (\dot{y}_6 - \dot{y}_{b2} + a_1 \dot{\alpha}_{b2} - h_b \dot{\varphi}_{b2}) - C_{o\alpha} (\dot{\alpha}_4 - \dot{\alpha}_{b2}) - \\ - C_{o\alpha} (\dot{\alpha}_5 - \dot{\alpha}_{b2}) - C_{o\alpha} (\dot{\alpha}_6 - \dot{\alpha}_{b2}) + C_{2b\alpha} (\dot{\alpha}_{b2} - \dot{\alpha}_c) + \\ + K_t \alpha_c + C_t \alpha_c \cdot \dot{\alpha}_{b2} = 0 \end{aligned} \quad (2.41)$$

Retires în jurul lui OX:

$$\begin{aligned} I_{b\varphi} \cdot \ddot{\varphi}_{b2} - k_{oy} \cdot h_b (y_4 - y_{b2} - a_3 \alpha_{b2} - h_b \varphi_{b2}) - k_{oy} \cdot h_b (y_5 - y_{b2} + \\ + a_2 \alpha_{b2} - h_b \varphi_{b2}) - k_{oy} \cdot h_b (y_6 - y_{b2} + a_1 \alpha_{b2} - h_b \varphi_{b2}) + \\ + k_{o\varphi} (\varphi_{b2} - \varphi_4) + k_{o\varphi} (\varphi_{b2} - \varphi_5) + k_{o\varphi} (\varphi_{b2} - \varphi_6) + \\ + k_{2b\varphi} \cdot h_1 (y_{b2} + h_1 \varphi_{b2} - y_c + L \alpha_c + h_2 \varphi_c) + k_{2b\varphi} (\varphi_{b2} - \varphi_c) - \\ - C_{oy} \cdot h_b (\dot{y}_4 - \dot{y}_{b2} - a_3 \dot{\alpha}_{b2} - h_b \dot{\varphi}_{b2}) - C_{oy} \cdot h_b (\dot{y}_5 - \dot{y}_{b2} + a_2 \dot{\alpha}_{b2} - \\ - h_b \dot{\varphi}_{b2}) - C_{oy} \cdot h_b (\dot{y}_6 - \dot{y}_{b2} + a_1 \dot{\alpha}_{b2} - h_b \dot{\varphi}_{b2}) + C_{o\varphi} (\dot{\varphi}_{b2} - \dot{\varphi}_4) + \\ + C_{o\varphi} (\dot{\varphi}_{b2} - \dot{\varphi}_5) + C_{o\varphi} (\dot{\varphi}_{b2} - \dot{\varphi}_6) + C_{2b\varphi} \cdot h_1 (\dot{y}_{b2} + h_1 \dot{\varphi}_{b2} - \\ - \dot{y}_c + L \dot{\alpha}_c + h_2 \dot{\varphi}_c) + C_{2b\varphi} (\dot{\varphi}_{b2} - \dot{\varphi}_c) = 0 \end{aligned} \quad (2.42)$$

Calea de rulare:

Deformarea elastică laterală a cîii în dreptul osiilor celui de al doilea boghiu:

$$m_s \cdot \ddot{y}_{s4} - C_{sy} (\dot{y}_4 - \dot{y}_{n4} - \dot{y}_{s4}) - k_{sy} (y_4 - y_{n4} - y_{s4}) = 2f_{CL} \left(\frac{\dot{y}_4 - \dot{y}_{n4} - \dot{y}_{s4}}{V} - \alpha_4 \right)$$

$$m_s \cdot \ddot{y}_{s5} - C_{sy} (\dot{y}_5 - \dot{y}_{n5} - \dot{y}_{s5}) - k_{sy} (y_5 - y_{n5} - y_{s5}) = 2f_{CL} \left(\frac{\dot{y}_5 - \dot{y}_{n5} - \dot{y}_{s5}}{V} - \alpha_5 \right) \quad (2.43)$$

$$m_s \cdot \ddot{y}_{s6} - C_{sy} (\dot{y}_6 - \dot{y}_{n6} - \dot{y}_{s6}) - k_{sy} (y_6 - y_{n6} - y_{s6}) = 2f_{CL} \left(\frac{\dot{y}_6 - \dot{y}_{n6} - \dot{y}_{s6}}{V} - \alpha_6 \right) \quad (2.45)$$

Rotirea căii de rulare în jurul lui OX, în dreptul axei
celui de al doilea boghină:

$$I_{s\varphi} \cdot \ddot{\varphi}_{s4} - c_{s\varphi} (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_{n4} - \dot{\varphi}_{s4}) - k_{s\varphi} (\varphi_4 - \varphi_{n4} - \varphi_{s4}) = 0 \quad (2.46)$$

$$I_{s\varphi} \cdot \ddot{\varphi}_{s5} - c_{s\varphi} (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_{n5} - \dot{\varphi}_{s5}) - k_{s\varphi} (\varphi_5 - \varphi_{n5} - \varphi_{s5}) = 0 \quad (2.47)$$

$$I_{s\varphi} \cdot \ddot{\varphi}_{s6} - c_{s\varphi} (\dot{\varphi}_{s6} - \dot{\varphi}_{n6} - \dot{\varphi}_{s6}) - k_{s\varphi} (\varphi_6 - \varphi_{n6} - \varphi_{s6}) = 0 \quad (2.48)$$

Prin aplicarea ecuației lui Lagrange (2.1) pentru fiecare
coordonată generalizată în parte s-a obținut un sistem de 39
de ecuații diferențiale liniare de ordinul doi, ecuațiile (2.10)...
..(2.48). Prin trecerea expresiilor forțelor și momentelor de
pseudocalunecare în partea stângă, considerînd de dată aceasta
calea fără neregularități, se obține un sistem de 39 ecuații di-
ferențiale omogene care sub formă matricială, se poate scrie
astfel:

$$\ddot{X} + C\dot{X} + KX = 0 \quad (2.49)$$

unde: \ddot{X} - vectorul accelerațiilor

K - matricea maselor

C - matricea amortizării

K - matricea rigidității

\dot{X} - vectorul vitezelor

X - vectorul deplasărilor

0 - vector cu toate elementele egale cu zero

2.6. Stabilitatea mișcării

Pentru înțelegerea mecanismului stabilității laterale a unei
locomotive care circulă pe o cale ferată, este necesar a se re-
minti unele aspecte teoretice legate de teoria oscilațiilor.

Pentru sistemul de ecuații diferențiale de ordinul doi (2.49)
se caută soluții de forma:

$$q_1 = A_1 \exp(\lambda_s t) \quad (1=1,2, \dots, n) \quad (2.50)$$

în care necunoscute sînt valorile proprii λ_s și vectorii proprii
 A_1 .

Pentru un sistem de n ecuații diferențiale de ordinul doi se
obține o ecuație caracteristică de gradul $2n$ în λ_s , de unde vor
rezulta $2n$ valori λ_s ($s=1,2, \dots, 2n$).

rezultă deci că există $2n$ soluții particulare de forma
(2.50). Din cauza liniarității sistemului se poate aplica princi-
pial superpoziției, astfel că soluția generală va fi suma

soluțiilor particulare amintite.

Notând cu A_{1s} ($s=1, 2, \dots, n$) vectorul propriu corespunzător valorii proprii λ_s , această soluție va fi:

$$q_1 = \sum_{s=1}^{2n} A_{1s} \exp(\lambda_s t); \quad (s=1, 2, \dots, n) \quad (2.51)$$

Pentru studiul stabilității sistemului, deci a locomotivei, interesează mai puțin aflarea soluției generale a mișcării. Este mai important faptul ca oscilațiile tuturor părților componente să fie amortizate.

Decarece asupra sistemului acționează forțe de amortizare viscoasă și deoarece mișcările componente se exprimă cu exponențialele $\exp(\lambda_s t)$, ($s=1, 2, \dots, 2n$) înseamnă că va trebui să se amortizeze fiecare mișcare componentă.

Rădăcinile ecuației caracteristice pot fi reale, de orice semn, sau complexe conjugate două câte două, cu părțile reale de orice semn. Termenii rădăcinilor reale negative sau celor complexe cu partea reală negativă se amortizează. Termenii corespunzători rădăcinilor pozitive sau celor complexe cu partea reală pozitivă cresc la infinit sau reprezintă mișcări vibratorii cu amplitudini care cresc la infinit, deoarece conțin factori crescători $\exp(\lambda_s t)$. Termenii corespunzători rădăcinilor complexe conjugate cu partea reală nulă, determină o vibrație armonică.

Mișcările corespunzătoare rădăcinilor reale negative sînt aperiodice amortizate.

Mișcările corespunzătoare rădăcinilor complexe conjugate cu partea reală negativă sînt periodice amortizate.

În concluzie mișcările locomotivei sînt stabile stîta timp cît valorile proprii - rădăcinile ecuației caracteristice - sînt reale și negative sau complexe conjugate cu partea reală negativă.

Deci viteza critică, dată de huntingul secundar, va corespunde acelei valori a vitezei de circulație a locomotivei, pentru care valorile proprii devin reale și pozitive sau complexe conjugate cu partea reală pozitivă, mai precis cînd una din mișcările corespunzătoare celor 39 grade de libertate devine o mișcare vibratorie cu amplitudini ce cresc la infinit. Dacă viteza de circulație se mărește în continuare peste valoarea critică, amintită mai sus, stabilitatea locomotivei se înrăutățește rapid, ținînd cont de faptul că amplitudinile mișcărilor instabile cresc după o lege exponențială.

În studiul influenței diversilor parametri constructivi

cuplu stabilității locomotivei, se va căuta ca viteza critică dată de huntingul secundar să fie împinsă către o valoare superioară actualelor și viitoarelor viteze de circulație.

Prin utilizarea variabilelor de stare putem transforma sistemul (2.49) de 39 de ecuații diferențiale de ordinul doi, cazul locomotivei luate în studiu, într-un sistem de 73 ecuații diferențiale de ordinul întâi și anume:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \left[\begin{array}{c|c} [0] & [I] \\ \hline -[K][M]^{-1} & -[C][M]^{-1} \end{array} \right] \begin{bmatrix} [x_1] \\ [x_2] \end{bmatrix} \quad (2.52)$$

unde:

$[I]$ matricea diagonală unitară, dimensiuni 39 x 39

$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_{39} \end{bmatrix}$ vector coloană, 39 x 1

$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ x_1 \end{bmatrix}$ vector coloană, 39 x 1

Sistemul (2.52) se poate scrie $\dot{X} = A X$ (2.53)

Pentru obținerea pulsațiilor proprii, se va pune condiția de singularitate a matricii $[\lambda_s I - A]$, adică determinantul:

$$\det |\lambda_s I - A| = 0 \quad (2.54)$$

aici I este matricea diagonală unitară de dimensiuni 73 x 73.

matricea A va avea dimensiunile 73 x 73 și va fi de formă:

$$[A] = \begin{bmatrix} a_{1,1} & a_{1,2} & a_{1,3} & \dots & a_{1,76} & a_{1,77} & a_{1,78} \\ a_{2,1} & a_{2,2} & a_{2,3} & \dots & a_{2,76} & a_{2,77} & a_{2,78} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{73,1} & a_{73,2} & a_{73,3} & \dots & a_{73,76} & a_{73,77} & a_{73,78} \end{bmatrix} \quad (2.55)$$

Formulele pentru calculul elementelor matricii A sînt prezentate în anexa F.

**3. STUDIUL STABILITĂȚII LA MERS A UNEI LOCOMOTIVE PE
SASE OSII - CAZUL LOCOMOTIVEI ELECTRICE 060-EA -
CU AJUTORUL CALCULATOARELOR NUMERICE**

**3.1. Metoda de obtinere a pulsțiilor proprii și a
vectorilor proprii cu ajutorul calculatoarelor
numerice [2,22,23,24,27,28,32,35,44,68,69,87,
127,128]**

Pentru a putea verifica metodologia propusă, s-au folosit parametri constructivi ai locomotivei electrice 060-EA obținuți de la firma ASBA (Anexa G). Teste rulările pe calculator s-au efectuat la oficiul de calcul al ICPTT București.

Din cauza timpului mare necesar unei singure rulări pentru modelul matematic cu 39 de grade de libertate, studiul parametric s-a făcut numai asupra primului boghină al locomotivei.

Acest nou model matematic de 9 grade de libertate s-a obținut din modelul inițial cu 39 de grade de libertate, ale cărui mișcări sînt date de ecuațiile (2.10)...(2.48), prin anularea a 30 de coordonate generalizate și anume: $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6, \varphi_{s1}, \varphi_{s2}, \varphi_{s3}, \varphi_{s4}, \varphi_{s5}, \varphi_{s6}, \varphi_{b1}, \varphi_{b2}, \varphi_c, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6, \alpha_{b2}, \alpha_c$.

Modelul matematic pentru primul boghină, care va fi studiat în continuare, va avea deci 9 grade de libertate și anume:

$y_i (i=1,2,3)$ - deplasările laterale ale osiilor 1,2 și 3

$\alpha_i (i=1,2,3)$ - unghiurile de rotire în jurul lui OZ ale osiilor 1,2 și 3.

y_{b1} - deplasarea laterală a ramei boghiului

α_{b1} - unghiul de rotire a boghiului în jurul lui OZ

φ_{b1} - unghiul de rotire a boghiului în jurul lui OX

Prin folosirea variabilelor de stare, acest sistem de 9 ecuații diferențiale de ordinul doi se va transforma într-un sistem de 18 ecuații diferențiale de ordinul întâi, astfel că matricea A_1 de dimensiuni (18 x 18), care va sta la baza simulărilor pe calculatorul numeric, are elementele date în anexa H.

Problema care se pune, constă în aflarea valorilor (pulsțiilor) proprii și a vectorilor proprii dintr-o matrice generală A cu coeficienți reali.

Valorile proprii sînt calculate prin metoda pasului dublu QR

Iar vectorii proprii prin iterare inversă.

Metoda. Mai întâi se execută următoarele modificări preliminare pentru a îmbunătăți precizia rezultatelor calculate:

- matricea este scalată printr-o succesiune de transformări de similaritate astfel ca sumele absolute ale rândurilor și coloanelor corespunzătoare să fie aproximativ egale;

- matricea scalată este normalizată astfel că valoarea normei euclidiene este egală cu unitatea.

Partea principală a prelucrării începe cu reducerea matricii A la o formă Hessenberg superioară cu ajutorul transformărilor de similitudine - metoda lui Householder. Apoi la matricea Hessenberg se aplică un proces de iterare în pas dublu QR până când toate elementele de sub diagonală converg spre zero. Valorile proprii sînt apoi extrase din această formă redusă.

Se trece apoi la o iterare inversă asupra matricii Hessenberg superioară pînă cînd valoarea absolută a componentei celei mai mari a vectorului din partea dreaptă este mai mare decît limita $2^t / (100 N)$ unde N este ordinal matricii, iar t este numărul cifrelor semnificative în mantisa numărului binar cu virgulă mobilă.

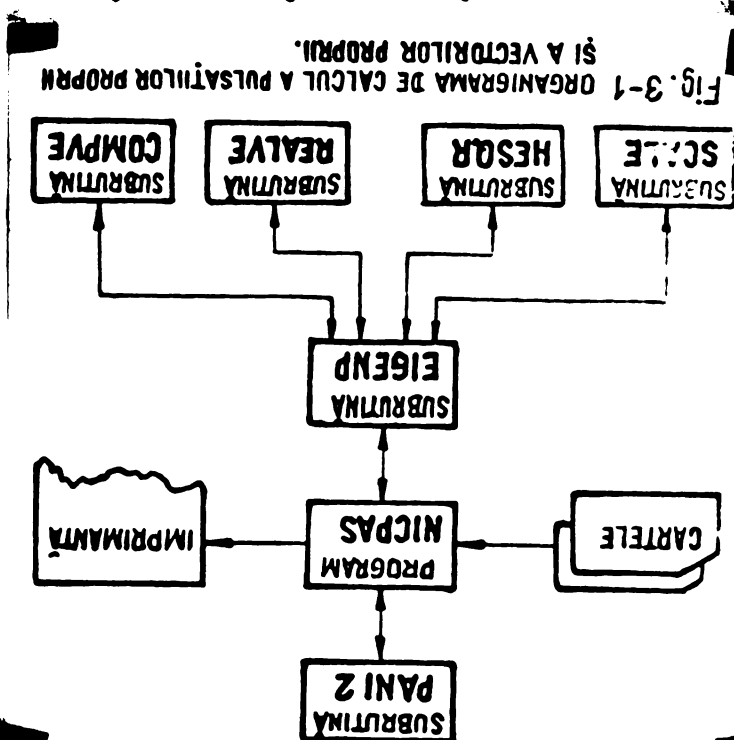
În mod normal după ce s-a atins această limită mai este necesar încă un pas pentru obținerea vectorului propriu calculat,

dar la fiecare pas sînt calculate și resturile și încă resturile unui anumit pas sînt mai mari în valoare absolută decît resturile pasului precedent, atunci vectorul pasului precedent este acceptat ca vector propriu calculat.

Programul principal NICPAS (fig. 3-1) conține șase subrutine: PANI 2, EIGEMP, SCALE, HESOR, REALVE, COMPE.

Subrutina PANI 2 calculează elementele matricii A_1 după relațiile trecute în Anexa H, după care imprimă matricea A_1 , iar valorile elementelor acesteia vor fi trecute ca date programului principal NICPAS.

Subrutina EIGEMP poate fi considerată ca o subrutină principală care cuprinde și celelalte patru subrutine iar legătura la ea se face numai



prin lista de argumente. Intrarea în subrutină este realizată prin instrucția:

CALL EIGENP (N, NM, A, T, EVR, EVI, VECR, VECI, INDIC)

Subrutina principală EIGENP găsește valorile (pulsatiile) proprii și vectorii proprii ai unei matrice generale A de ordinul N.

În cazul de față $N_{\max} = 100$, deci poate să găsească valorile proprii și vectorii proprii ale unui sistem de ecuații diferențiale de ordinul doi de pînă la 50 grade de libertate.

Mai întîi în subrutina SCALE matricea este scalată astfel ca rîndurile și coloanele corespunzătoare să fie balansate și atunci matricea este normalizată astfel că valoarea normei euclidiene a matricei este egală cu unitatea.

Valorile proprii sînt calculate prin metoda pesului dublu Q₁ în subrutina ABSQR. Vectorii proprii sînt calculați prin iterație inversă în subrutina REALVE - pentru valori proprii reale și în subrutina COMPVE - pentru valori proprii complexe.

3.2. Studiul parametric asupra stabilității la mers a locomotivei electrice 060-BA [46,47,48,51,52,53, 54,64,65,71,82,83,84,85,86,87,88,89,90,91,92,93, 102,110,116,117,118,119]

3.2.1. Datele luate în calcul

În capitolul 2 s-a dezvoltat o metodologie care să fie capabilă să dea indicații - pe bază de simulare pe calculator - asupra comportării la viteze mari de circulație a unei locomotive pe șase osii, în ceea ce privește stabilitatea la mers a acesteia.

Datele constructive standard ale locomotivei electrice 060-BA sînt cele trecute în Anexa G.

Ca regulă generală, în cele ce vor urma, se va modifica cîte un singur parametru constructiv, pentru care apoi se vor efectua rulări cu diverse viteze de circulație pentru a se vedea influența acestuia asupra stabilității de mers a locomotivei.

Simularea pe calculator este singura posibilitate de a constata influența separată a fiecărui parametru constructiv asupra stabilității, experiențele pe linie avînd rolul numai de a valida rezultatele simulării, ele neputînd să scostă în evidență efectele separate ale parametrilor.

Simularea pe calculator este de asemenea o cale mult mai puțin costisitoare decât efectuarea completă a unor experiențe pe sisteme mecanice complexe, cum este cazul locomotivei electrice 060-EA.

3.2.2. Influența unor caracteristici constructive ale locomotivei electrice 060-EA asupra stabilității acesteia

3.2.2.1. Aflarea vitezei critice

S-au efectuat rulări pe calculator cu datele constructive standard ale locomotivei electrice 060-EA - pentru primul boghiu în direcția de mers - singurul parametru care s-a modificat a fost viteza de circulație și anume $V = 1; 10; 20; 40; 60; 80; 120; 160; 200; 260; 300; 350; 400$ km/h.

Înă la viteze de 260 km/h, factorul amortizării λ_s este negativ și crescător în valoare absolută, ceea ce indică o creștere a stabilității dinamice fig. 3-2. Peste această viteză stabilitatea locomotivei începe să se micșoreze, viteza critică fiind undeva la viteze mai mari de 400 km/h.

3.2.2.2. Influența cuplei transversale dintre boghiurile locomotivei

În general locomotivele europene se construiesc cu boghiurile cuplate între ele printr-o cuplă transversală elastică. Atât experiențele cât și în ultimul timp calcule analitice laborioase, au arătat, că forțele dezvoltate în aceste cuple transversale reduc simțitor forțele conducătoare la trecerea prin curbe, ceea ce are ca efect micșorarea rezistențelor la înaintare, cu toate efectele pozitive ce decurg din aceasta.

Locomotivele americane nu sînt înzestrate cu cuplă trans-

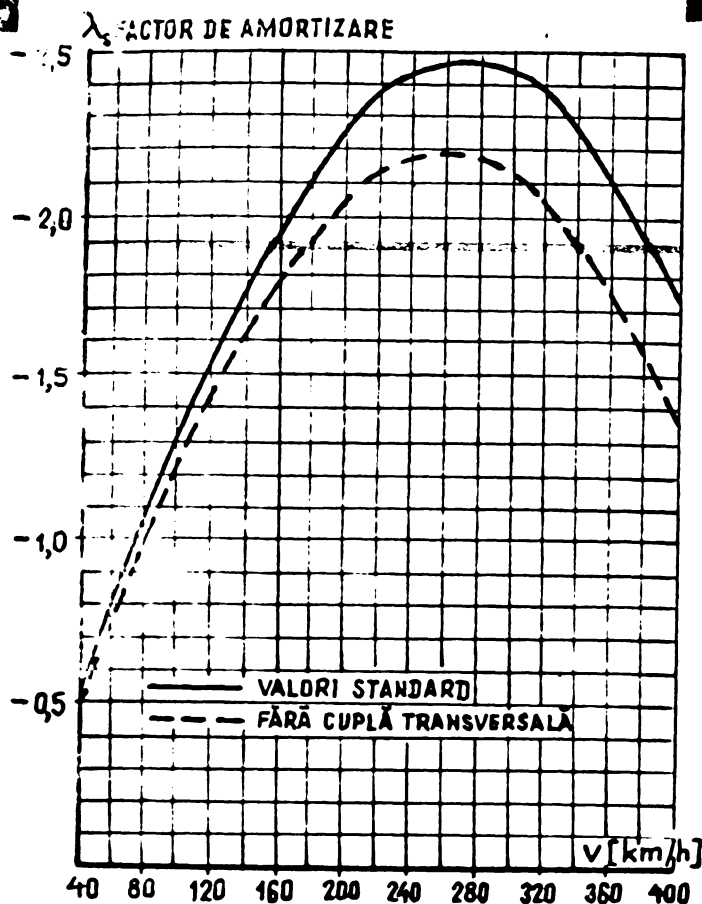


Fig. 3-2 INFLUENȚA VITEZEI DE CIRCULAȚIE ASUPRA STABILITĂȚII DE MERS A LOCOMOTIVEI ELECTRICE 060-E

versală, aceasta credem din cauză că marea lor majoritate sînt locomotive diesel-electrice, iar din cauza percursurilor mari pe care trebuie să le efectueze, sînt echipate cu rezervoare mari de motorină (10-12 t), care ocupă local unde s-ar putea amplasa această cuplă.

Problema se pune de fapt în felul următor: este necesară sau nu cupla transversală și ce efect are aceasta asupra stabilității locomotivei în aliniament.

La această întrebare s-a căutat să se răspundă.

În primul caz s-a luat în considerare o locomotivă diesel-electrică de construcție americană pe șase osi, de 3000 CP, fără cuplă transversală între boghiuri.

Pentru o viteză constantă de circulație de $V=200$ km/h s-au dat diverse valori pentru rigiditatea resortului cuplei transversale ipotetice dintre boghiuri și anume $k_t = 0; 50000; 150000; 250.000$ N/m.

Pentru fiecare valoare de mai sus s-a modificat în consecință matricea A, programul fiind apoi rulat pe calculator.

Cu rezultatele acestor simulări s-a întocmit diagrama influenței rigidității resortului cuplei transversale asupra stabilității locomotivei la viteza de 200 km/h, prezentată în fig.3-3.

După cum rezultă din diagramă valoarea critică a rigidității cuplei transversale, pentru care locomotiva circulând cu o viteză de 200 km/h, devine instabilă este de circa 13300 N/m, astfel că se poate avansa ideea că boghiul locomotivei neînzechestrată cu cuplă transversală, este instabil la această viteză.

În diagrama din fig.3-3 și în cele ce vor urma se vor prezenta numai curbele aferente oscilației celei mai puțin stabile, care de obicei s-a constatat a fi oscilația de deplasare laterală a primei osii în sensul de mers, deci această mișcare este aceea care dic-

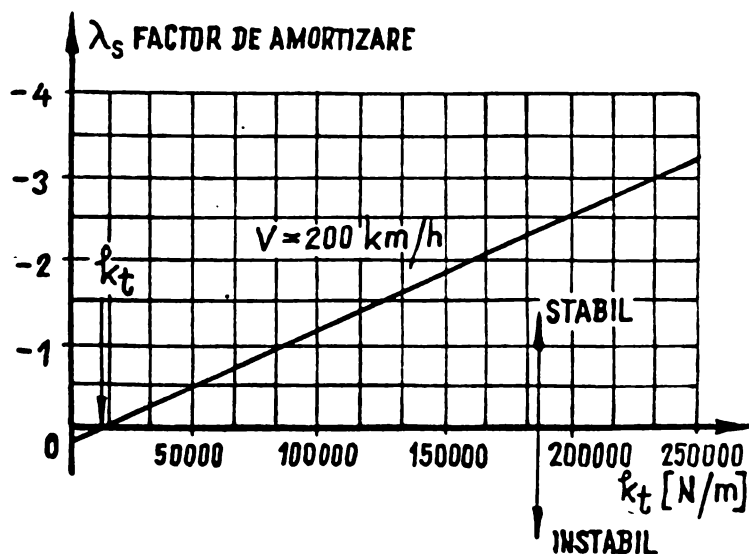


Fig. 3-3 INFLUENȚA RIGIDITĂȚII RESORTULUI CUPLEI TRASVERSALE, ASUPRA STABILITĂȚII ÎN EVENTUALITATEA MONTĂRII ACESTUIA PE O LOCOMOTIVĂ DE CONSTRUCȚIE AMERICANĂ.

tenză stabilitatea la mers a locomotivei.

În al doilea caz s-a studiat locomotiva diesel-electrică 060-DA de 2100 CP. În prima etapă s-au efectuat rulări pe caldrier cu valorile standard ale acestei locomotive românești, singurul parametru care s-a modificat a fost viteza de circulație și anume: $V = 1; 10; 20; 30; 40; 60; 80; 100; 120; 160; 200$ și 260 km/h .

Se constată că pentru acest caz nu s-a ajuns încă în domeniul de instabilitate, boghiul circulând stabil la 260 km/h fig. 3-4. De semnalat totuși că factorii de amortizare sînt subunitari în valoare absolută, ceea ce indică timp mai îndelungat pentru amortizarea oscilațiilor, mișcarea fiind slab amortizată. În a doua etapă s-a anulat efectul cuplei transversale dintre boghiuri, deci $k_t = k_{t\alpha} = 0$.

Se constată o scădere accentuată a stabilității boghiului, iar la 238 km/h se obține viteza critică.

De asemenea factorul de amortizare nu depășește în valoare absolută de $\lambda_g = 0,43$, ceea ce indică prelungirea timpului de amortizare în cazul oscilațiilor osiilor. Pentru anumite viteze, cînd se circulă fără cuplă transversală, s-a constatat că oscilația de deplasare laterală a osii nr. 3 este aceea care dictează stabilitatea boghiului.

S-a căutat apoi să se separe efectul cuplei transversale și anume în fig. 3-5 s-a luat în considerare numai rigiditatea k_t în direcție laterală. În tot acest timp s-a considerat o aceeași rigiditate la rotire în jurul axei OZ $k_{t\alpha} = 6257000 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$.

Fizic aceste efecte nu le putem separa, însă simularea permite astfel de analize.

S-au făcut rulări cu următoarele valori:

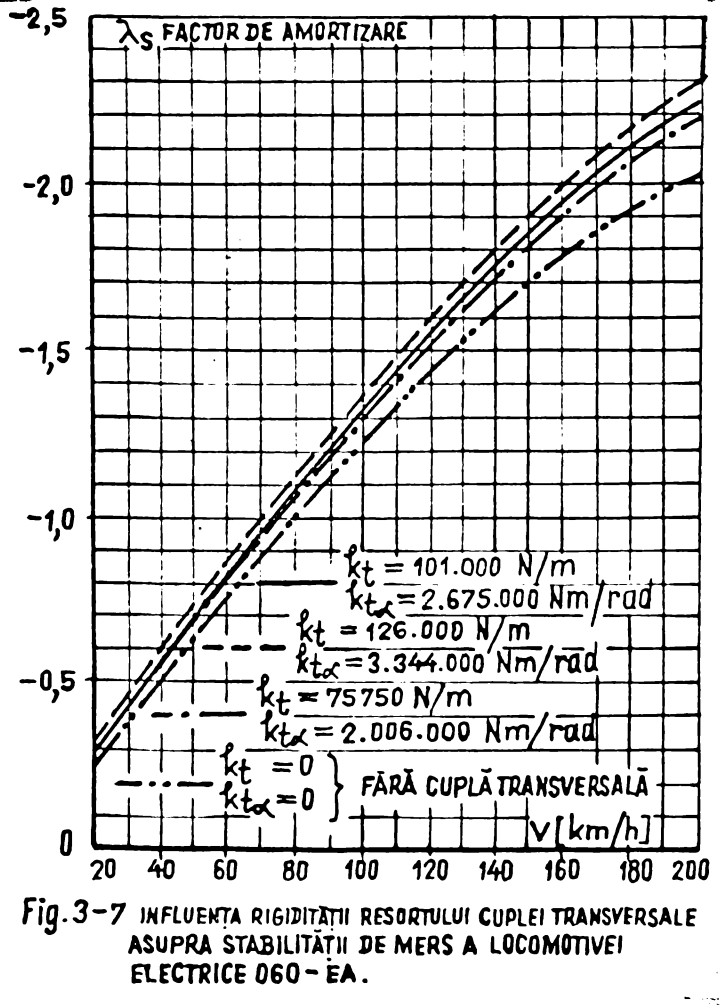
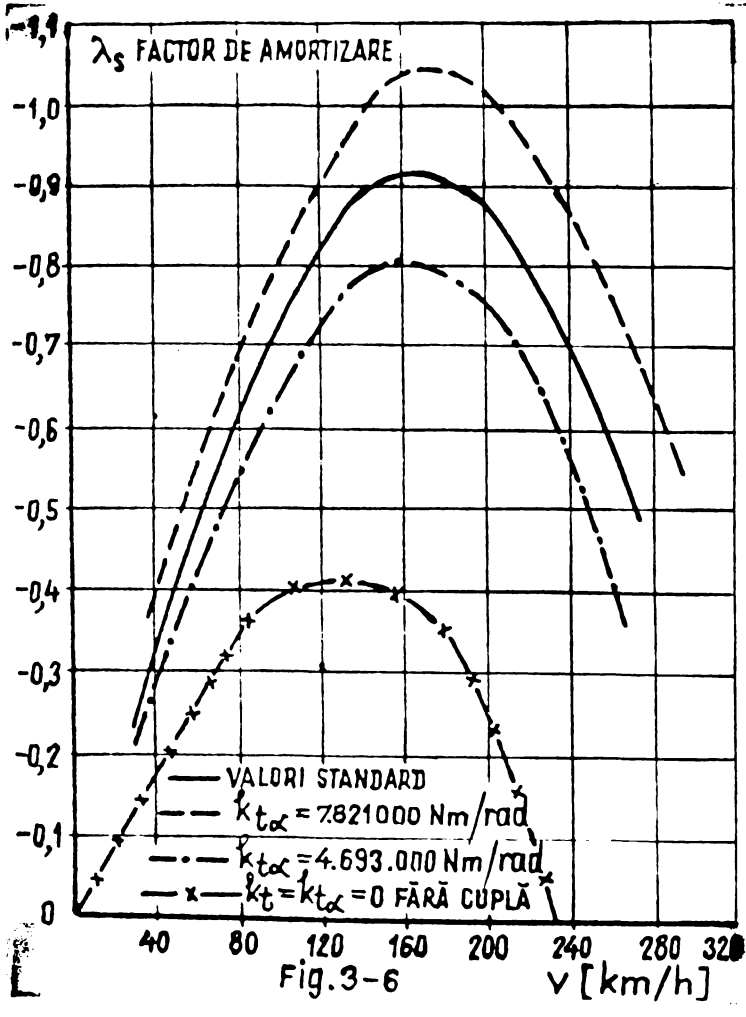
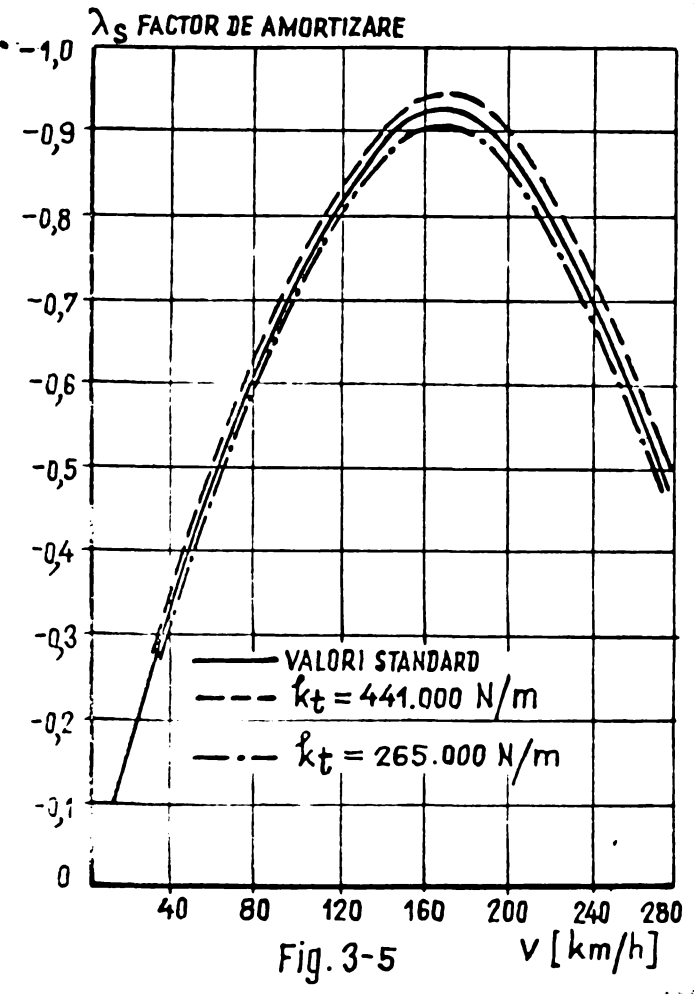
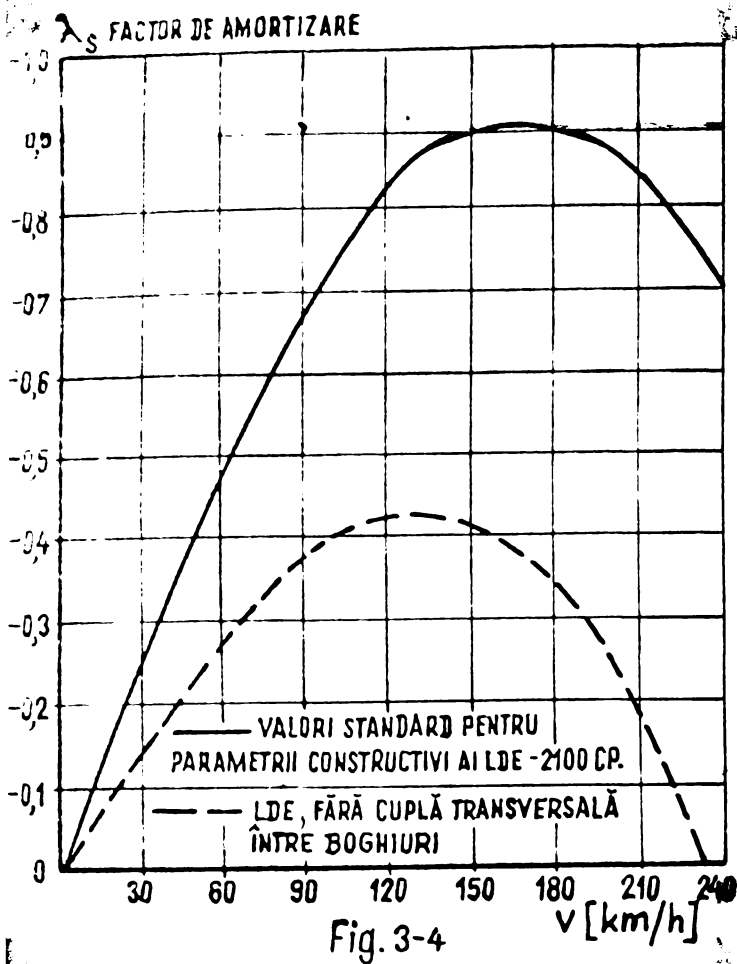
$$k_{t_s} = 353000 \text{ N/m} - \text{valoarea standard a rigidității linearizate a cuplei actuale}$$

$$k_{t_1} = 1,25 \cdot k_{t_s} = 441000 \text{ N/m}$$

$$k_{t_2} = 0,75 \cdot k_{t_s} = 265000 \text{ N/m}$$

Din fig. 3-5 reiese că această modificare de rigiditate conduce la o mică influență asupra stabilității oscilațiilor laterale ale osiilor.

Curbele din fig. 3-6 s-au obținut pe baza simulărilor efectuate pentru a stabili influența rigidității la rotire în jurul axei OZ $k_{t\alpha}$ a cuplei transversale, separată de datele acesteia la rigiditatea laterală k_t care a rămas la valoarea standard



de 353000 N/m.

S-au folosit valorile

$$k_t \alpha_s = 6.257.000 \text{ N.m/rad}$$

$$k_t \alpha_1 = 1,25 \cdot k_t \alpha_s = 7.821.000 \text{ Nm/rad}$$

$$k_t \alpha_2 = 0,75 \cdot k_t \alpha_s = 4.693.000 \text{ N.m/rad.}$$

În aceeași figură s-a trecut și cazul lipsei complete a cuplei transversale deci $k_t = k_t \alpha = 0$.

Se poate spune că odată cu creșterea rigidității la serpuire a cuplei transversale, factorul de amortizare crește în valoare absolută, ceea ce indică atât micșorarea timpului necesar amortizării oscilațiilor laterale ale osiilor, cât și împiedicarea apariției unor amplitudini mari, boghiul fiind deci mai stabil.

În realitate, așa cu, s-a mai arătat, cele două rigidități k_t și $k_t \alpha$ nu se pot separa deoarece $k_t \alpha = k_t \cdot L^2$, astfel că la o cuplă transversală mai rigidă mișcările laterale și de rotație în jurul axei OZ ale osiilor sînt mai slabe.

În al treilea caz s-a luat în considerare locomotiva electrică 060-EA.

Cele patru curbe din fig. 3-7 au rezultat în urma rularilor pe calculator pentru diverse viteze de circulație a armăturilor perechi de valori ale rigidității cuplei transversale.

$$k_t = 101.000 \text{ N/m}$$

$$k_t^s = 2.675.000 \text{ Nm/rad}$$

$$k_{t1} = 1,25 \cdot k_t^s = 126.000 \text{ N/m}$$

$$k_{t\alpha 1} = 1,25 \cdot k_t \alpha_s = 3.344.000 \text{ N.m/rad}$$

$$k_{t2} = 0,75 \cdot k_t = 75.750 \text{ N/m}$$

$$k_{t\alpha 2} = 0,75 \cdot k_t^s = 2.006.000 \text{ Nm/rad}$$

$k_t = k_t \alpha = 0$, deci fără cuplă transversală.

În urma analizei fig. 3-7 se constată, oarecum cu surprindere, că rigiditatea cuplei transversale influențează puțin asupra stabilității la mers în aliniament a locomotivei electrice 060-EA. Explicația acestui aspect ar consta în existența suspensiei de tip fl xibil la legătura dintre cutia locomotivei și masa boghiului.

Acastă mică influență, a cuplei transversale la circulația în aliniament, dacă ar fi coroborată cu aceleași fel de rezultate la circulația în curbe, care nu se tratează în lucrarea de față, ar putea conduce la propunerea de scoatere a cuplei transversale de pe locomotivele electrice 060-EA.

3.2.2.3. Influența unor caracteristici constructive ale elementelor suspensiei primare asupra stabilității locomotivei

Se reamintește că la locomotiva electrică 060-BA elementele suspensiei primare de la osiile 1,3,4,6 diferă de cele ale osiilor 2 și 5, astfel că și caracteristicile elastice vor fi diferite (Anexa G).

În Fig.3-8 se prezintă influența rigidității suspensiei primare în direcție laterală de la osiile 1,3,4,6 k_{oy1} asupra stabilității la mers a locomotivei electrice 060-BA.

Pentru aceasta s-au ales trei valori pentru k_{oy1} și anume

$$(k_{oy1})_s = 13376000 \text{ N/m valoarea standard}$$

$$(k_{oy1})_1 = 1,25 (k_{oy1})_s = 16720000 \text{ N/m}$$

$$(k_{oy1})_2 = 0,75 (k_{oy1})_s = 10032000 \text{ N/m}$$

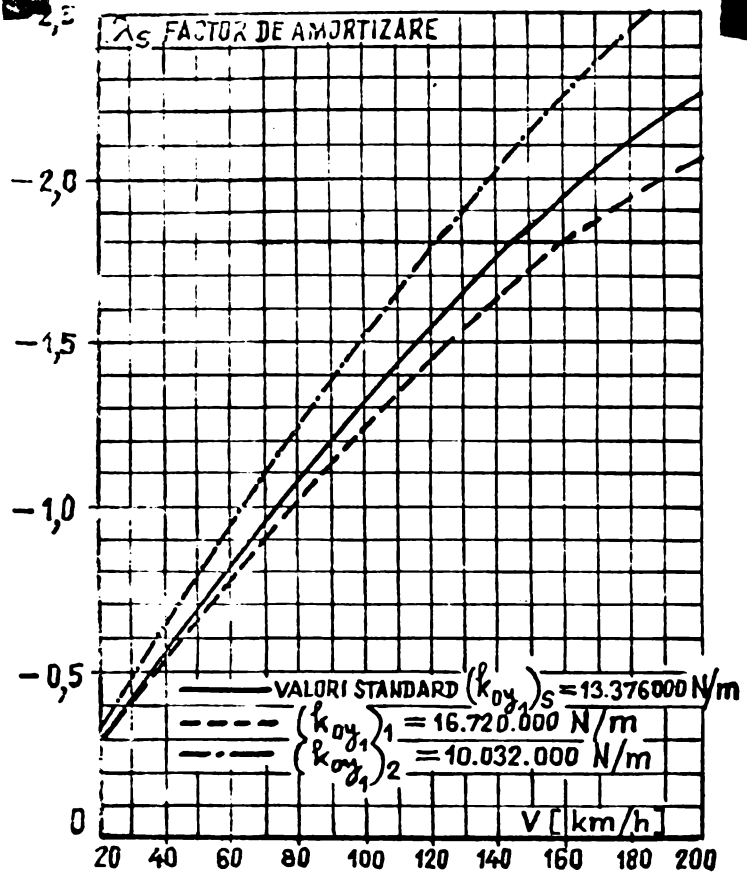
deci s-a modificat valoarea standard cu $\pm 25\%$.

Pentru fiecare din aceste valori s-au efectuat rulări pe calculator în următoarele trepte de viteză: $V=20;40;60;80;100;120;160;200$ km/h, toate celelalte caracteristici constructive ale locomotivei avînd valorile standard.

În urma analizei curbelor din fig.3-8 se constată

că în domeniul vitezelor mici și mijlocii, influența variației valorilor lui k_{oy1} asupra stabilității locomotivei este mică, însă odată cu creșterea vitezei de circulație, cu cît scade k_{oy1} crește stabilitatea locomotivei, această concluzie fiind valabilă pentru cele trei valori k_{oy1} luate în calcul.

Diagrama din fig. 3-9 a rezultat în urma rulărilor pe calculator la aceleași viteze de circulație ca mai sus, pentru următoarele valori ale rigidității suspensiei primare în direcție laterală a osiilor 2;5, celelalte caracteristici constructive ale



locomotivei sa rămas neschimbate:

$$\begin{aligned} (k_{oy2})_3 &= 6.120.000 \text{ N/m} \\ (k_{oy2})_1 &= 7.650.000 \text{ N/m} \\ (k_{oy2})_2 &= 4.590.000 \text{ N/m} \end{aligned}$$

În diagramă se constată că cele trei curbe se suprapun și deci nu are influență variația caracteristicii elastice a osiei 2 și 5 în limitele $\pm 25\%$, asupra stabilității locomotivei, deoarece aici s-a trecut numai oscilația cu factorul de amortizare cel mai mic în valoare absolută, alică osia nr.1, ceea ce explică și lipsa influenței.

În fig.3.10 se prezintă diagramele factorului de amortizare funcție de viteză de mers pentru trei valori ale rigidității suspensiei primare la rotire în jurul axei OZ a osiilor 1,3,4,6, și anume:

$$\begin{aligned} (k_{o\alpha 1})_3 &= 80.000.000 \text{ Nm/rad} \\ (k_{o\alpha 1})_1 &= 1,25 (k_{o\alpha 1})_3 = 100.000.000 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \\ (k_{o\alpha 1})_2 &= 0,75 (k_{o\alpha 1})_3 = 60.000.000 \text{ Nm/rad} \end{aligned}$$

Se constată că odată cu creșterea vitezei de circulație, stabilitatea locomotivei crește cu micșorarea rigidității la rotire a osiei în jurul axei OZ, $k_{o\alpha 1}$, pentru cele trei valori luate în analiză.

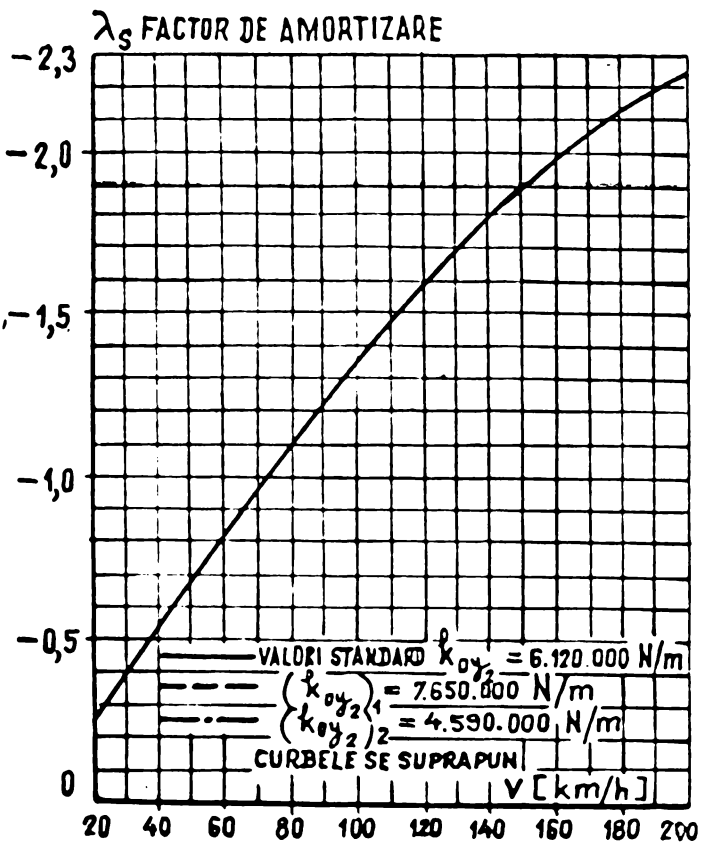


Fig. 3-9 INFLUENȚA RIGIDITĂȚII SUSPENSIEI PRIMARE ÎN DIRECȚIA LATERALĂ A OSIILOR 2 ȘI 5, k_{oy2} ASUPRA ȘTABILITĂȚII LOCOMOTIVEI.

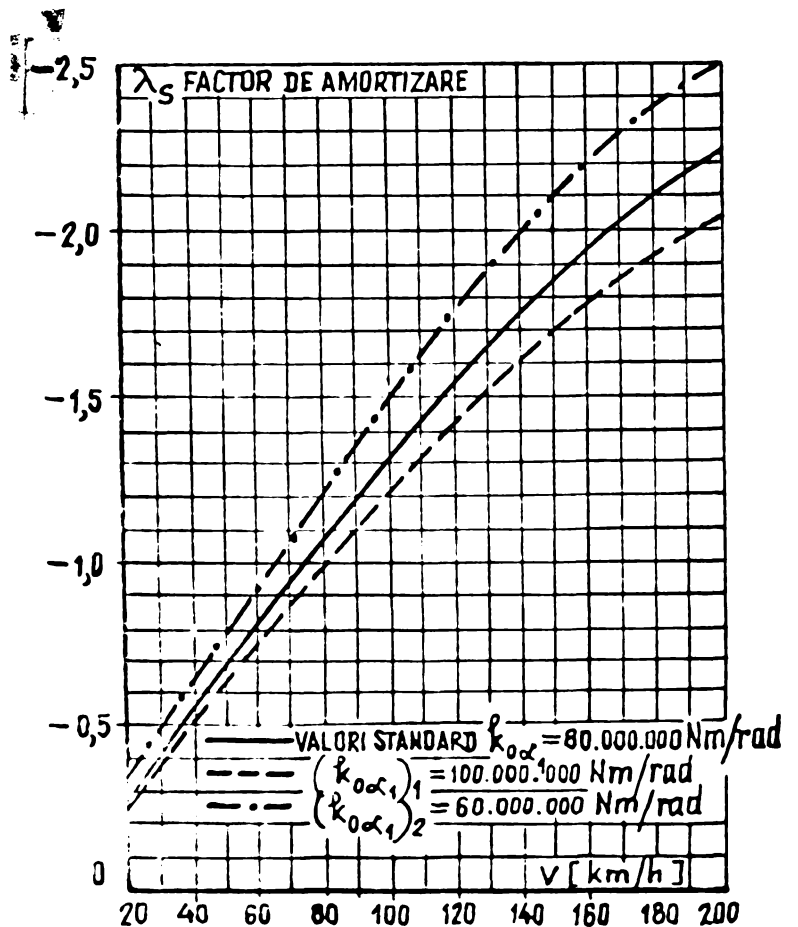


Fig. 3-10 INFLUENȚA RIGIDITĂȚII SUSPENSIEI PRIMARE LA ROTIRE ÎN JURUL AXEI OZ A OSIILOR 1,3,4,6 ($k_{o\alpha 1}$) ASUPRA ȘTABILITĂȚII LOCOMOTIVEI.

În fig. 3-11 cele trei curbe reprezintă variația factorului de amortizare cu viteza de circulație pentru oscilația cea mai puțin stabilă (osia nr.1) când rigiditatea suspensiei primare la rotire în jurul axei OZ, pentru osiile 2 și 5 a fost:

$$\begin{aligned} (k_{0\alpha 2})_s &= 65.000.000 \text{ Nm/rad} \\ (k_{0\alpha 2})_1 &= 81.250.000 \text{ Nm/rad} \\ (k_{0\alpha 2})_2 &= 48.750.000 \text{ Nm/rad} \end{aligned}$$

Se constată o mică influență a variației rigidității suspensiei primare la rotire în jurul axei OZ pentru osiile 2 și 5 asupra stabilității locomotivei, care în general este dată de osia nr.1, care prezintă oscilația cea mai puțin stabilă.

3.2.2.4. Influența unor caracteristici constructive ale elementelor suspensiei secundare asupra stabilității locomotivei

Cu toate că se bănuia că suspensia secundară are o mică influență asupra stabilității locomotivei, care este dată în principal de suspensia primară a primei osii, s-au efectuat rulări pe calculator în următoarele variante:

- a) cu valorile standard ale locomotivei;
- b) s-a modificat rigiditatea suspensiei secundare în direcție laterală la valoarea $(k_{2by})_1 = 875000 \text{ N/m}$;
- c) s-a modificat rigiditatea suspensiei secundare la rotire în jurul axei OZ la valoarea $(k_{2b\alpha})_1 = 3750000 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$;
- d) s-a modificat rigiditatea suspensiei secundare la rotire în jurul axei OY la valoarea $(k_{2b\varphi})_1 = 7250000 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$.

În urma rulărilor pe calculator s-a obținut diagrama din fig.3-12, constatându-se astfel o foarte mică influență asupra stabilității locomotivei datorită variației parametrilor suspensiei secundare.

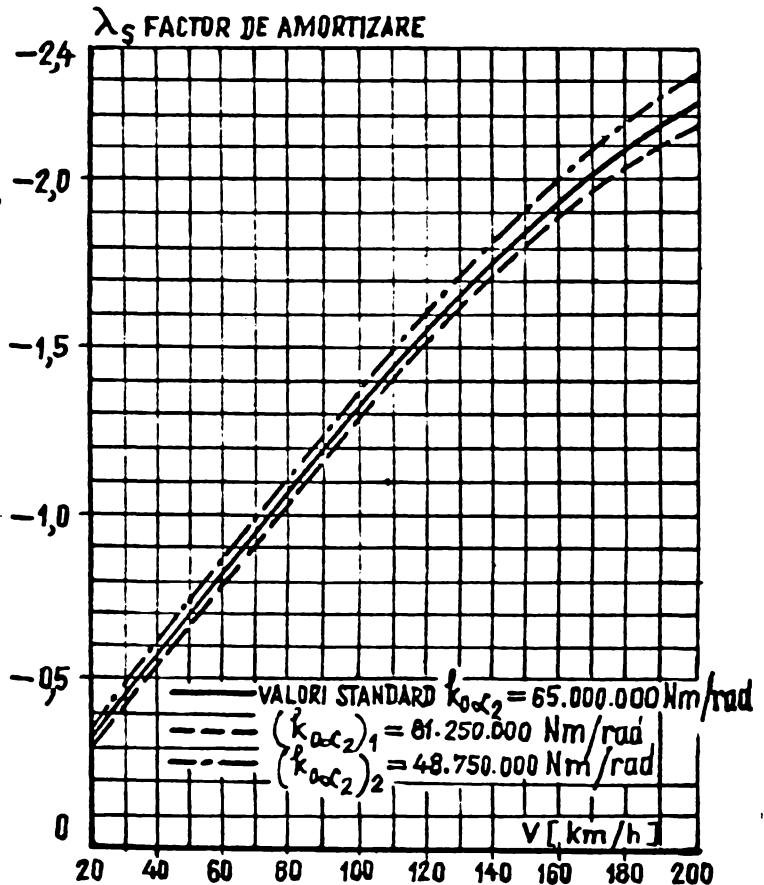


Fig.3-11 INFLUENȚA RIGIDITĂȚII SUSPENSIEI PRIMARE LA ROTIRE ÎN JURUL AXEI OZ A OSIILOR 2 ȘI 5 ($k_{0\alpha 2}$)₂ ASUPRA STABILITĂȚII LOCOMOTIVEI.

3.2.2.5. Influența conicității bandajului asupra vitezei critice

Pentru domeniul de viteze de circulație de pînă la 400 km/h s-au făcut simulări cu următoarele profile de bandaje:

$$\lambda = 1/10$$

$$\lambda = 1/20$$

$$\lambda = 1/40$$

rezultînd cele trei curbe ale factorului de amortizare funcție de viteză din fig. 3-13.

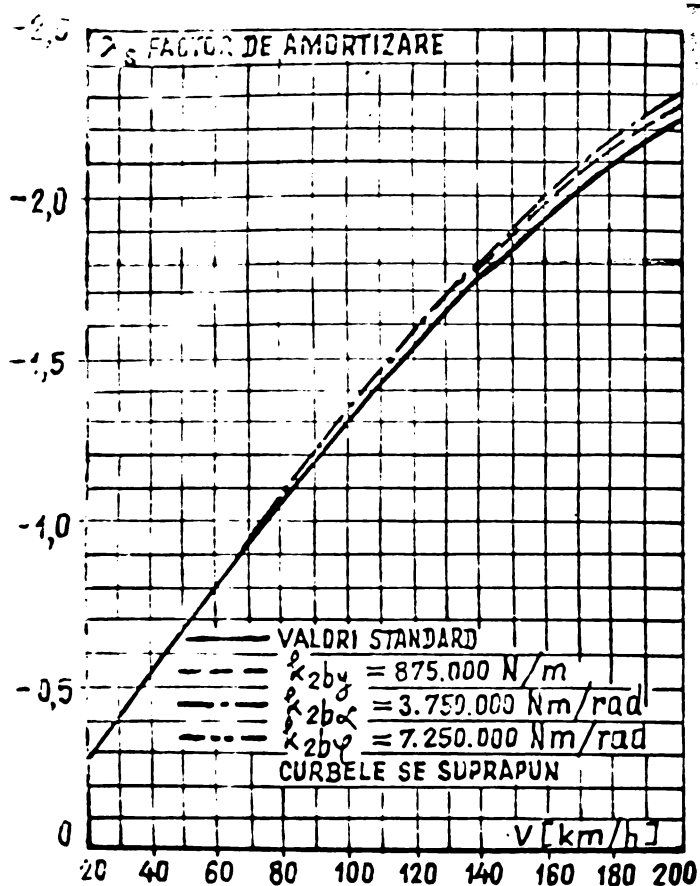


Fig. 3-12 INFLUENȚA RIGIDITĂȚILOR SUSPENSIEI SECUNDARE ASUPRA STABILITĂȚII LOCOMOTIVĂ.

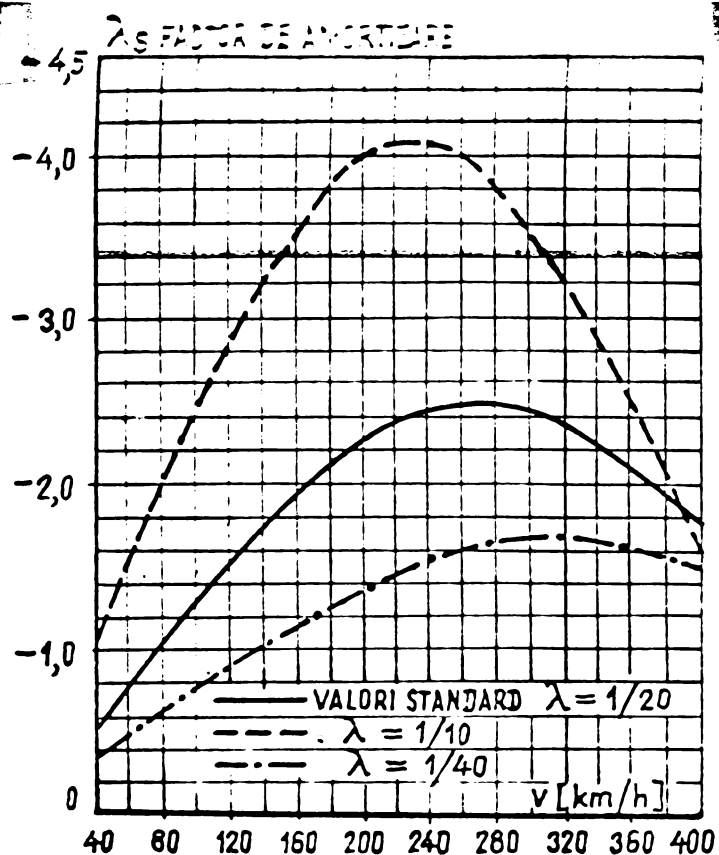


Fig. 3-13 INFLUENȚA CONICITĂȚII BANDAJULUI ASUPRA VITEZEI CRITICE.

Aceste curbe indică domeniile de influență ale fiecărei conicități pentru acest tip de locomotivă.

Se constată astfel că bandajele cu conicități mari de 1/10 sînt mai stabile la viteze mici și chiar mari, dar la viteze foarte mari (>400 km/h) conicitatea de 1/40 devine mai stabilă. Conicitatea actuală de 1/20 dă totuși o bună stabilitate în domeniile actuale de viteze și chiar cele viitoare avînd în vedere că factorii de amortizare sînt destul de mari în valoare absolută.

3.2.2.6. Influența masei și a momentelor de inerție ale părților componente ale locomotivei asupra stabilității acesteia

Primul parametru unde s-a intervenit a fost masa osiei montate m_o , care s-a modificat față de valoarea standard $m_o = 2853$ kg după cum urmează:

$$(m_o)_1 = 3566 \text{ kg}$$

$$(m_o)_2 = 2140 \text{ kg}$$

Pentru fiecare din aceste valori s-au efectuat rulări pe calculator în următoarele trepte de viteză:

$$V = 40, 80, 120, 160, 200 \text{ km/h}$$

În urma analizei curbelor rezultate și prezentate în fig. 3-14 se constată că modificarea adusă masei osiei montate aduce o mică influență asupra stabilității locomotivei. Osia mai ușoară conduce la un plus de stabilitate dar nu într-o măsură semnificativă.

Influența masei boghiului asupra stabilității locomotivei este prezentată în fig. 3-15. De la valoarea standard $m_b = 18020$ kg s-a modificat masa boghiului în felul următor:

$$(m_b)_1 = 22525 \text{ kg}$$

$$(m_b)_2 = 13515 \text{ kg}$$

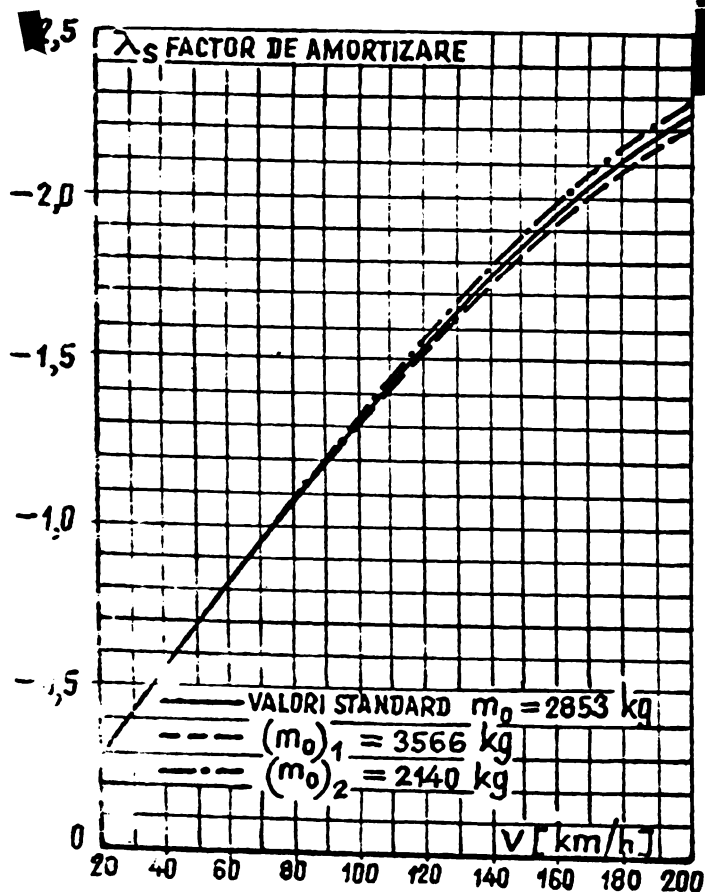


Fig. 3-14 INFLUENȚA MASEI OSIEI MONTATE, m_o , ASUPRA STABILITĂȚII LOCOMOTIVEI.

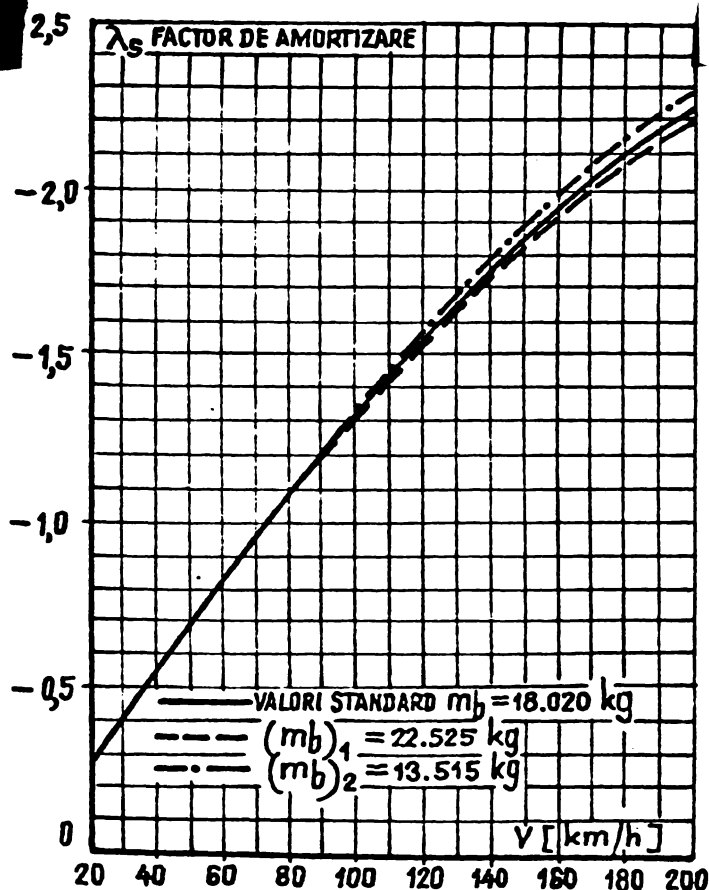


Fig. 3-15 INFLUENȚA MASEI BOGHIULUI, m_b , ASUPRA STABILITĂȚII LOCOMOTIVEI.

Pentru domeniul de viteză de pînă la 200 km/h se constată o mică influență a variației masei boghiului asupra stabilității locomotivei, care este dată de oscilațiile laterale ale primei osii. Boghiul mai ușor are un plus de stabilitate.

Pentru cazul cînd s-ar dori să se cunoască influența modificării valorii momentului de inerție al osiei în jurul axei OZ ($I_{O\alpha}$), s-au făcut rulări în același domeniu de viteză pentru următoarele date:

$$\begin{aligned} (I_{O\alpha})_s &= 1500 \text{ kgm}^2 \\ (I_{O\alpha})_1 &= 1875 \text{ kgm}^2 \\ (I_{O\alpha})_2 &= 1125 \text{ kgm}^2 \end{aligned}$$

Cele trei curbe (fig.3-16) se suprapun, astfel că se poate conchide că modificarea valorii momentului de inerție al osiei în jurul lui OZ ($I_{O\alpha}$) nu are influență asupra stabilității locomotivei, care este dată de oscilația laterală a primei osii.

Pentru a studia influența momentului de inerție al boghiului în jurul axei OZ ($I_{b\alpha}$), asupra stabilității locomotivei s-au efectuat calcule cu următoarele date:

$$\begin{aligned} (I_{b\alpha})_s &= 40000 \text{ kgm}^2 \\ (I_{b\alpha})_1 &= 50000 \text{ kgm}^2 \\ (I_{b\alpha})_2 &= 30000 \text{ kgm}^2 \end{aligned}$$

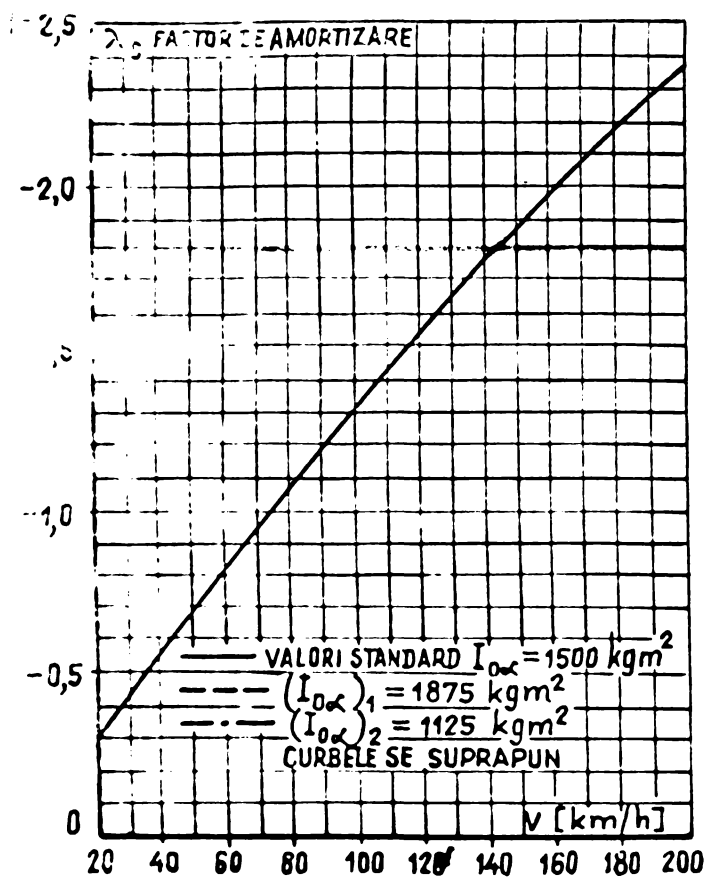


Fig. 3-16 INFLUENȚA MOMENTULUI DE INERTIE, $I_{O\alpha}$ AL OSIEI MONTATE, ASUPRA STABILITĂȚII LOCOMOTIVEI.

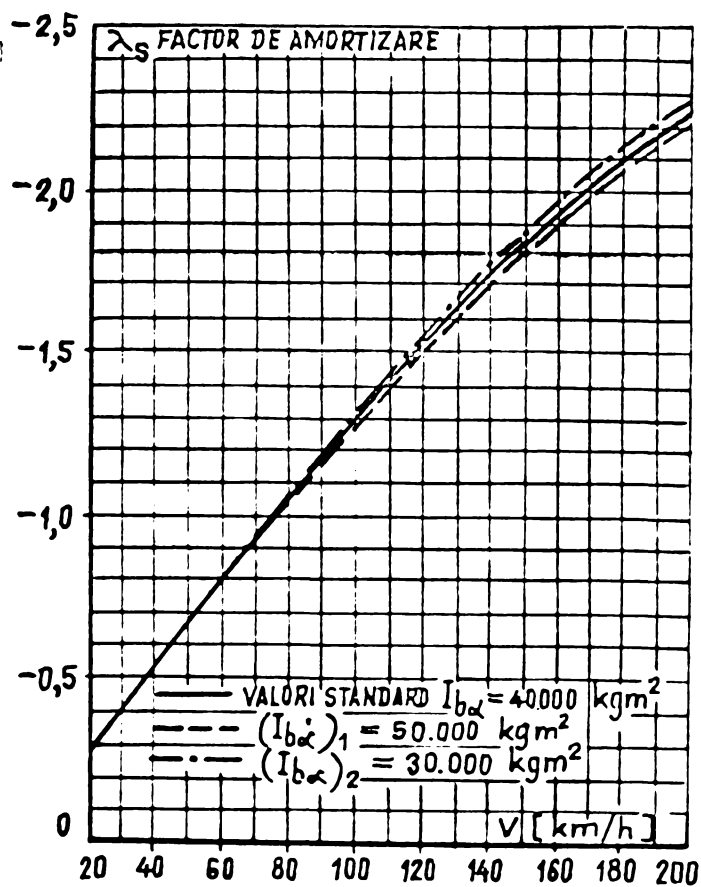


Fig. 3-17 INFLUENȚA MOMENTULUI DE INERTIE, $I_{b\alpha}$, AL BOGHIULUI ASUPRA STABILITĂȚII LOCOMOTIVEI.

În domeniul de viteză ales se constată că boghiurile cu momente de inerție mai mic ($I_{b\alpha})_2$ sînt mai stabile, dar într-o măsură foarte mică astfel că se poate concluziona că oscilația primei osii este puțin influențată de modificările lui $I_{b\alpha}$ (fig.3-17).

Prin modificări ale momentului de inerție al boghiului în jurul lui OX ($I_{b\psi}$) s-a obținut diagrama din fig. 3-18. Pentru calculator s-a folosit următoarele valori:

$$\begin{aligned} (I_{b\psi})_s &= 10000 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \\ (I_{b\psi})_1 &= 12500 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \\ (I_{b\psi})_2 &= 7500 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \end{aligned}$$

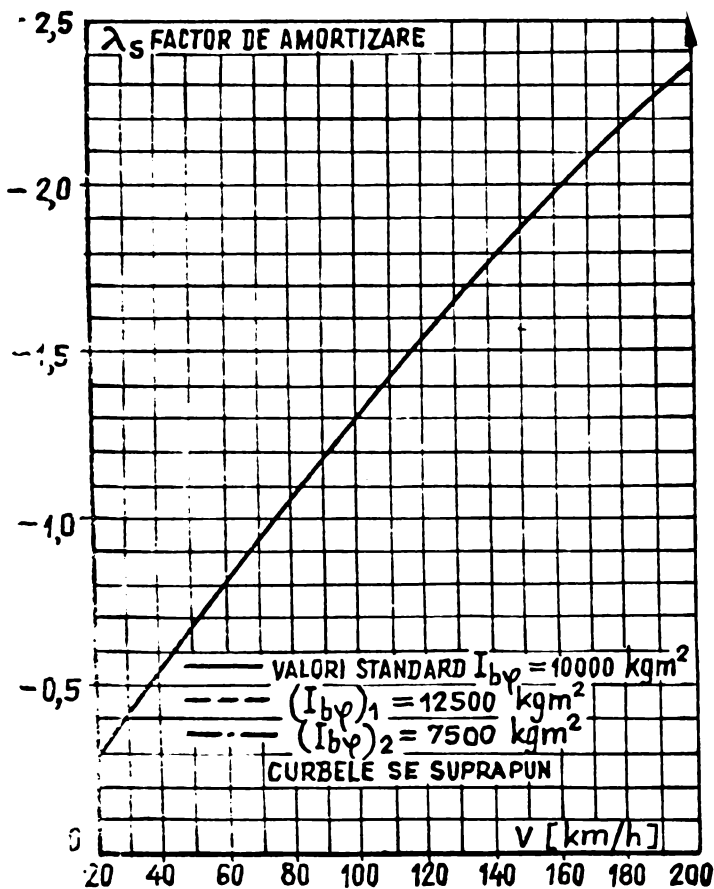


Fig. 3-18 INFLUENȚA MOMENTULUI DE INERȚIE, $I_{b\psi}$, AL BOGHIULUI ASUPRA STABILITĂȚII LĂCOMOTIVEI.

Cele trei curbe care rezultă pentru viteze de pînă la 200 km/h se suprapun astfel că modificarea cu 25 % a valorii standard a lui $I_{b\psi}$ nu are influență asupra stabilității locomotivei.

3.2.2.7. Influența amortizărilor din suspensia primară și secundară asupra stabilității locomotivei

Pentru început s-a luat în studiu influența amortizărilor din suspensia primară și anume coeficientul de amortizare laterală pentru o osie (C_{oy}) și coeficientul de amortizare la rotire în jurul lui OZ pentru o osie ($C_{o\alpha}$). S-au folosit pentru rulare pe calculator în domeniul de viteze de pînă la 200 km/h următoarele 3 grupe de valori:

$$\begin{aligned} (C_{oy1,3})_s &= 0 \\ (C_{oy2})_s &= 0 \\ (C_{o\alpha1,3})_s &= 0 \\ (C_{o\alpha2})_s &= 0 \end{aligned}$$

valori standard

$$\begin{aligned} (C_{oy_{1,3}})_1 &= 50000 \text{ Ns/m} \\ (C_{oy_2})_1 &= 50000 \text{ Ns/m} \\ (C_{o\alpha_{1,3}})_1 &= 35000 \text{ Nms/rad} \\ (C_{o\alpha_2})_1 &= 30000 \text{ Nms/rad} \\ (C_{oy_2})_2 &= 100000 \text{ Ns/m} \\ (C_{oy_{1,3}})_2 &= 100000 \text{ Ns/m} \\ (C_{o\alpha_{1,3}})_2 &= 70000 \text{ Nms/rad} \\ (C_{o\alpha_2})_2 &= 60000 \text{ Nms/rad} \end{aligned}$$

valori mărite în prima etapă

valori mărite în etapa a doua

Cu rezultatele obținute s-a trasat diagrame din fig. 3-19 unde cele trei curbe se suprapun, ceea ce conduce la concluzia că modificarea amortizărilor cu valorile de mai sus nu are influență asupra stabilității laterale a primei osii, deci asupra locomotivei.

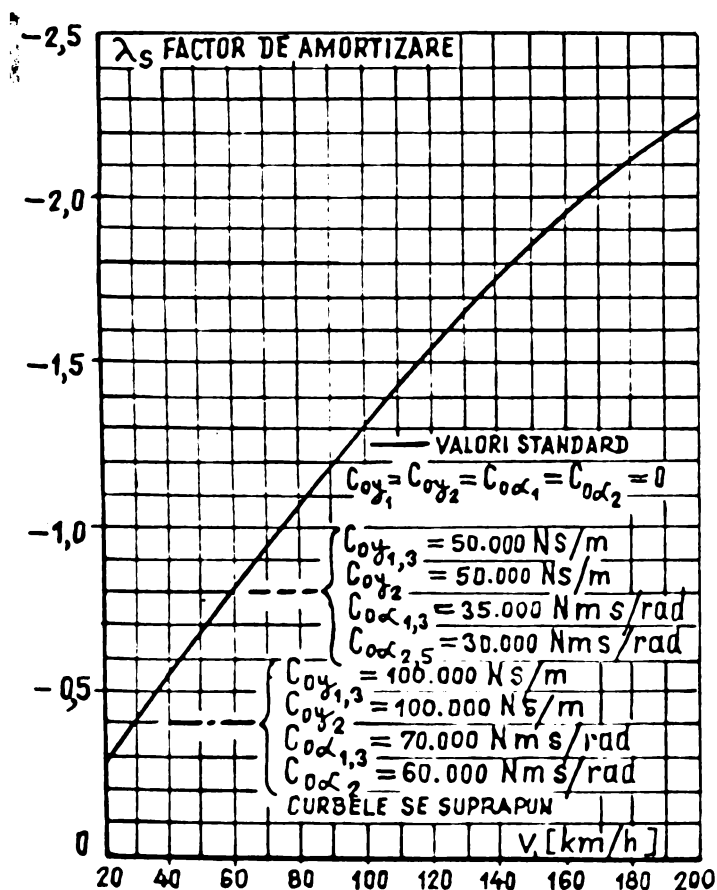


Fig. 3-19 INFLUENȚA COEFICIENTILOR DE AMORTIZARE LATERALĂ ($C_{oy_{1,3}}$ și C_{oy_2}) ȘI DE AMORTIZARE LA ROTIRE ÎN JURUL LUI OZ ($C_{o\alpha_{1,3}}$ și $C_{o\alpha_2}$) A SUSPENSIEI PRIMARE ASUPRA STABILITĂȚII LOCOMOTIVEI.

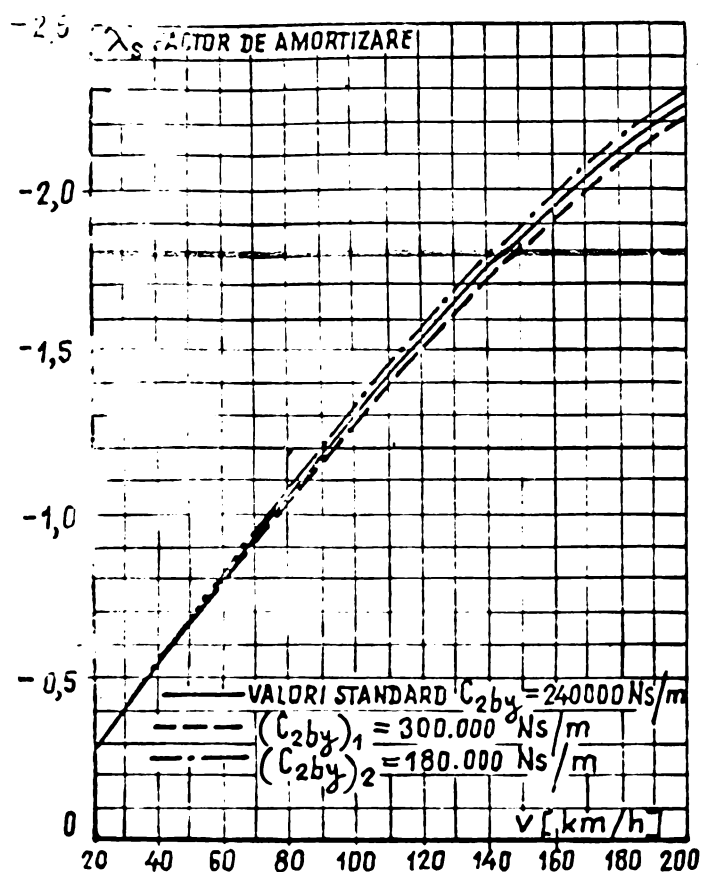


Fig. 3-20 INFLUENȚA COEFICIENTULUI DE AMORTIZARE LA ROTIRE ÎN JURUL LUI OZ A SUSPENSIEI SECUNDARE ($C_{2b\alpha}$) ASUPRA STABILITĂȚII LOCOMOTIVEI.

Curbele din fig. 3-20 s-au obținut pe baza raliștilor pe calculatoarele cu amănunțimea valorii pentru coeficientul de amortizare laterală a suspensiei secundare, C_{2by} :

$$(C_{2by})_s = 240000 \text{ N.s/m}$$

$$(C_{2by})_1 = 300000 \text{ N.s/m}$$

$$(C_{2by})_2 = 180000 \text{ N.s/m}$$

Se constată că modificările aduse coeficientului de amortizare C_{2by} au o foarte mică influență asupra stabilității locomotivei, care este dată de oscilațiile laterale ale primei esii.

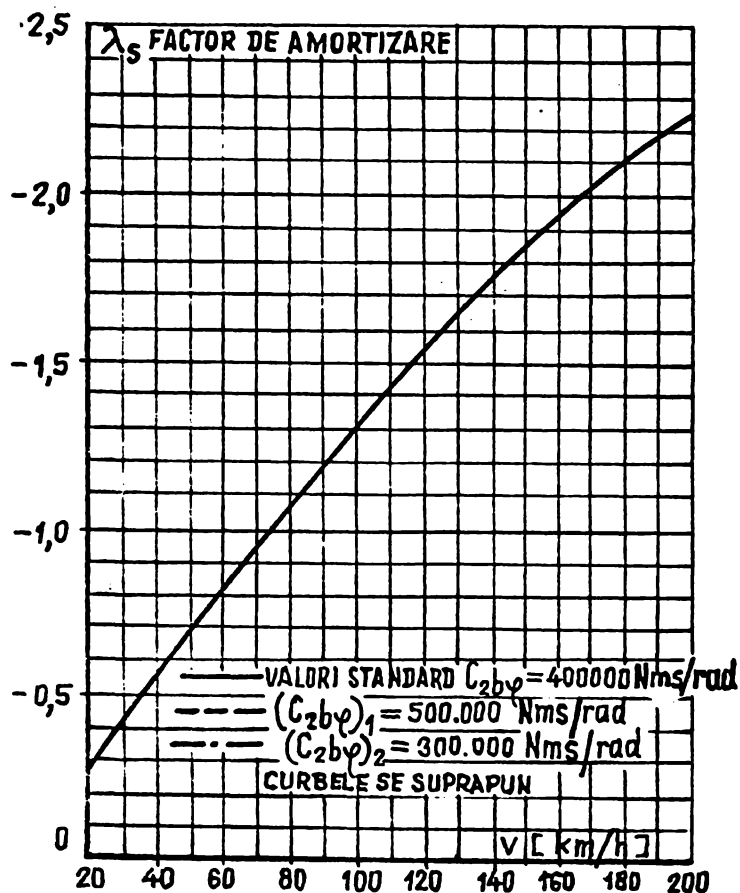
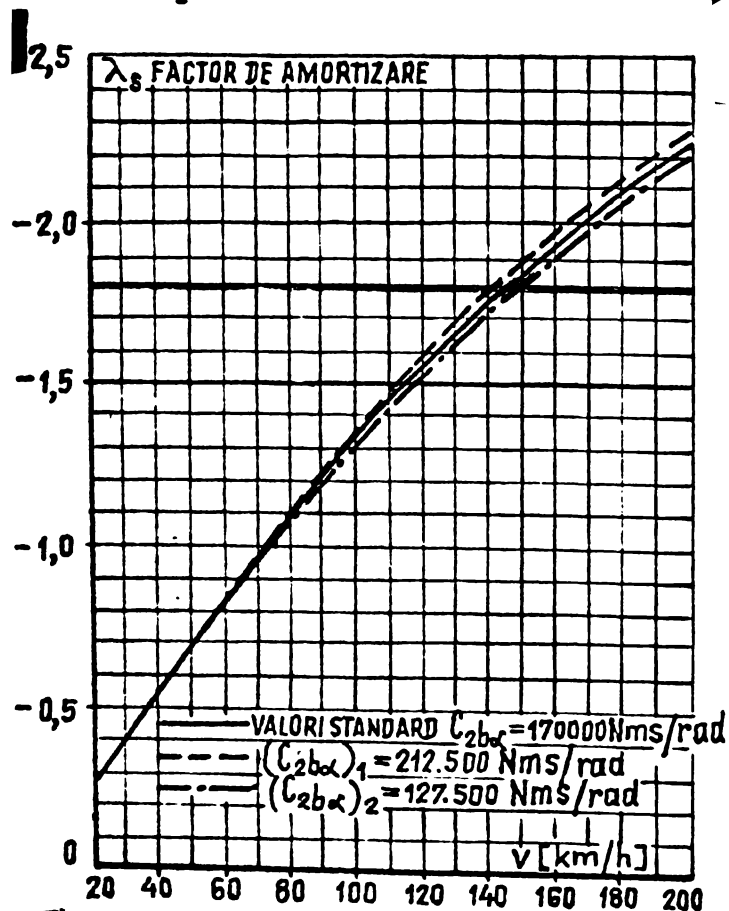
Același lucru se poate spune și despre influența coeficientului de amortizare la rotire în jurul lui OZ a suspensiei secundare ($C_{2b\alpha}$). Astfel, în fig. 3-21 curbele s-au obținut din rulare pe calculator a următoarelor valori pentru $C_{2b\alpha}$:

$$(C_{2b\alpha})_s = 170000 \text{ Nms/rad}$$

$$(C_{2b\alpha})_1 = 212500 \text{ Nms/rad}$$

$$(C_{2b\alpha})_2 = 127500 \text{ Nms/rad}$$

Următoarea analiză a constatat în studierea influenței coeficientului de amortizare la rotire în jurul lui OX a suspensiei secundare ($C_{2b\varphi}$) asupra stabilității locomotivei. În urma rularilor pe calculator cu valorile



$$(C_{2b\varphi})_s = 400000 \text{ Hma/rad}$$

$$(C_{2b\varphi})_1 = 500000 \text{ Hma/rad}$$

$$(C_{2b\varphi})_2 = 300000 \text{ Hma/rad}$$

se constată că cele trei curbe care rezultă se suprapun (fig.3-22) ceea ce denotă că modificările aduse acestui coeficient nu au condus la schimbări în comportarea stabilă a locomotivei până la viteza de 200 km/h.

3.2.2.8. Influența dimensiunilor locomotivei asupra stabilității acesteia

Ca și în subcapitolele precedente, s-a continuat studierea influenței separate a câte unui parametru constructiv asupra stabilității locomotivei, prin rularea pe calculator cu trei valori distincte și în domeniul de viteze ales, de la 0... 200 km/h.

Pentru început s-a luat cazul modificării dimensiunii a_1 adică a distanței orizontale între centrul de greutate al boghiului și prima osie. S-au utilizat următoarele valori:

$$(a_1)_s = 2,2 \text{ m}$$

$$(a_1)_1 = 2,0 \text{ m}$$

$$(a_1)_2 = 2,3 \text{ m}$$

Ce se poate spune urmărind curbele $\lambda_s = f(V)$ rezultate din fig. 3-23, este faptul că pentru viteze cuprinse între 80... 200 km/h sînt ceva mai stabile boghiurile cu dimensiunea a_1 mai mică.

Acest lucru este logic deoarece această locomotivă este însestrată cu cuplă transversală între boghiuri și deci cu oit a_1 va fi mai mic deplasarea laterală a primei osii între limitele jocului dintre șine și buse, va avea ca efect deplasări relative mari între cele două semicuple transversale, ceea ce cupla nu va permite astfel ca prima osie va circula fără atingerea busii bandajului de flancul interior al șinei.

O altă dimensiune a cărei influență asupra stabilității locomotivei a fost lustră în discuție este a_2 , adică distanța orizontală între centrul de greutate al boghiului și osia a doua,

S-au efectuat rulări pe calculator cu următoarele valori:

$$(a_2)_s = -0,05 \text{ m}$$

$$(a_2)_1 = 0,0 \text{ m}$$

$$(a_2)_2 = 0,05 \text{ m}$$

Cu teste că dimensiunile sînt foarte apropiate, se poate constata din fig. 3-24 că boghiurile la care osia a doua se află în urma punctelor de sprijin a cutiei pe boghiu sînt ceva mai stabile.

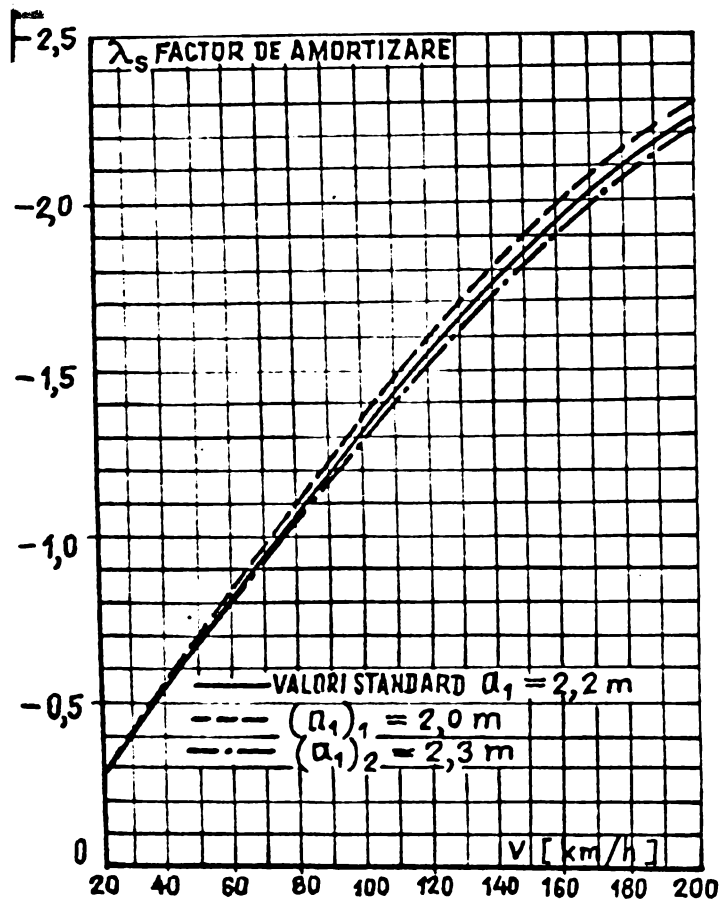


Fig. 3-23 INFLUENȚA DISTANȚEI DINTRE CENTRUL DE GREUTĂȚE AL BOGHIULUI ȘI PRIMA OSIE, a_1 , ASUPRA STABILITĂȚII LOCOMOTIVEI.

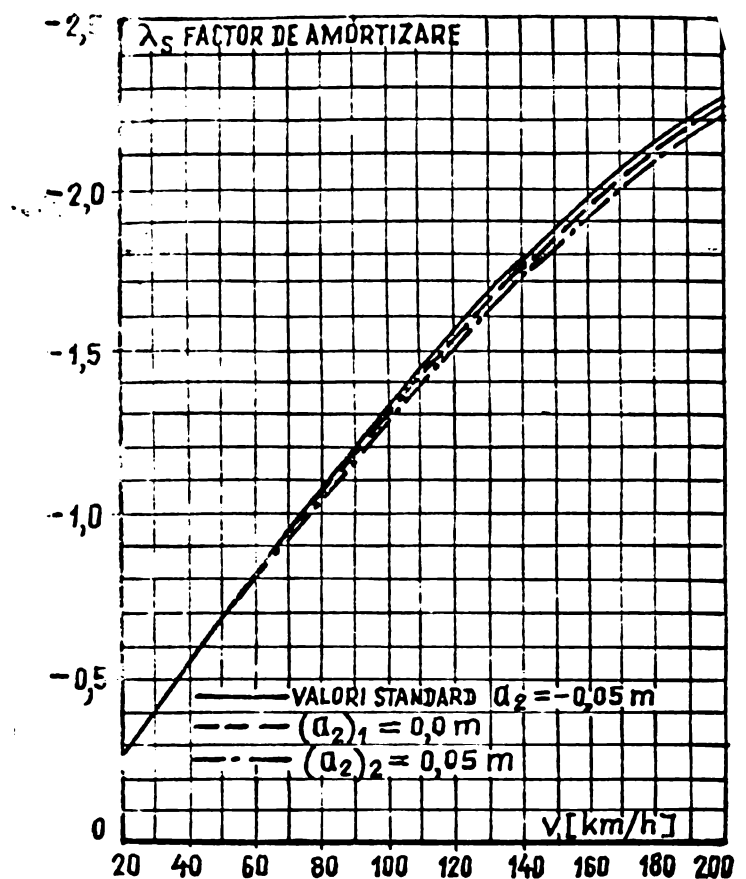


Fig. 3-24 INFLUENȚA DISTANȚEI DINTRE CENTRUL DE GREUTĂȚE AL BOGHIULUI ȘI OSIA A DOUA, a_2 , ASUPRA STABILITĂȚII LOCOMOTIVEI.

Curbele din fig. 3-25 au fost obținute pentru următoarele valori date distanței orizontale între centrul de greutate al boghiului și osia a treia, a_3 :

$$(a_3)_s = 2,15 \text{ m}$$

$$(a_3)_1 = 2,0 \text{ m}$$

$$(a_3)_2 = 2,3 \text{ m}$$

În fig. 3-25 rezultă o mică influență a dimensiunii a_3 asupra stabilității locomotivei, astfel în domeniul de viteze de 80...160 km/h dimensiunile mai mici pentru a_3 aduc în mic spor de

stabilitate.

Această diagramă arată odată în plus rolul stabilizant al cuplei transversale. Din ultimele diagrame se poate desprinde o idee și anume: este necesar ca dimensiunile a_1, a_2, a_3 și rigiditatea k_{2bx} să conducă la alegerea cuplei transversale dintre boșieri.

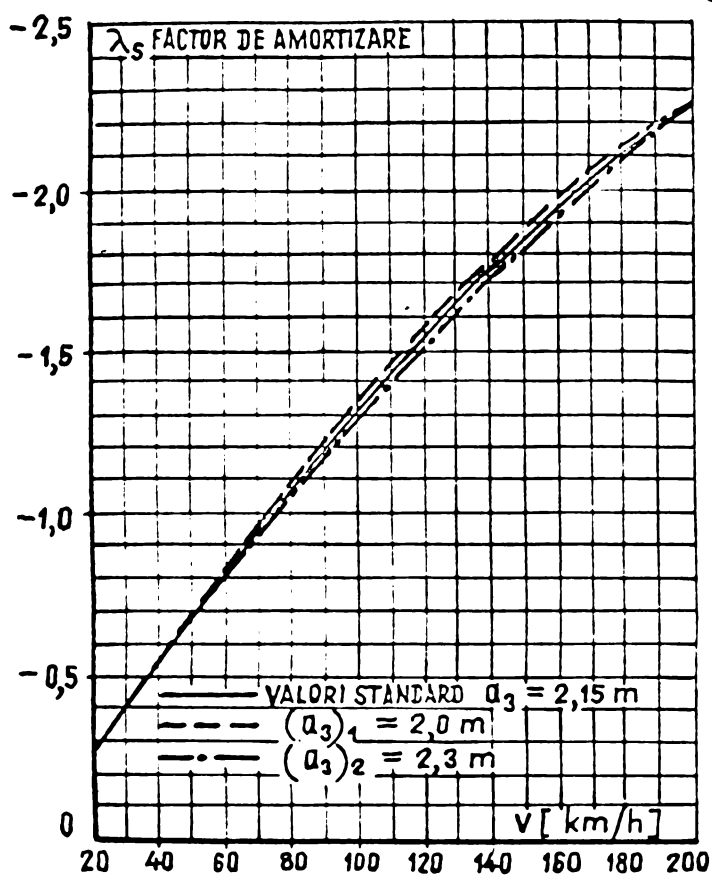


Fig. 3-25 INFLUENȚA DISTANȚEI DINTRE CENTRUL DE GREUTATE AL BOGHIULUI ȘI OSIA A TREIA, a_3 , ASUPRA STABILITĂȚII LOCOMOTIVEI.

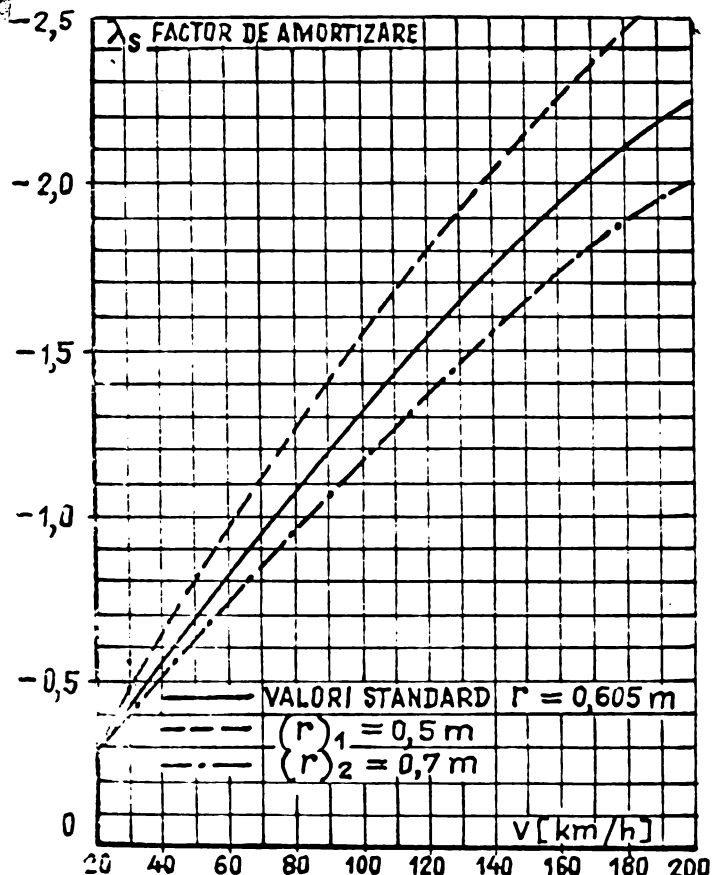


Fig. 3-26 INFLUENȚA RAZEI CERCULUI DE RULARE AL ROȚII, r , ASUPRA STABILITĂȚII LOCOMOTIVEI.

În urma lucrării în analiză a influenței razei cercului de rulare a roții, asupra stabilității locomotivei, a rezultat că în domeniul de viteze considerat, acesta ar fi parametrul geometric care trebuie privit cu cea mai mare atenție.

Astfel s-au efectuat rulări cu următoarele valori pentru r :

$$(r)_s = 0,605 \text{ m}$$

$$(r)_1 = 0,5 \text{ m}$$

$$(r)_2 = 0,7 \text{ m}$$

De data aceasta curbele $\lambda_s = f(V)$ din Fig. 3-26 arată în mod clar că boghiurile înzestrate cu setări de roți cu raze mici $r = 0,5 \text{ m}$ sînt mai stabile în domeniul de viteze considerat și pentru acest tip de locomotivă.

Fig. 3-27 indică faptul că pentru trei valori date distanței verticale dintre centrele de greutate ale boghiului și respectiv al osiei montate:

$$(h_b)_s = 0,22 \text{ m}$$

$$(h_b)_1 = 0,1 \text{ m}$$

$$(h_b)_2 = 0,3 \text{ m}$$

curbele de variație ale factorului de amortizare cu viteza, $\lambda_s = f(v)$, se suprapun. Aceasta indică că înălțimea centrului de greutate al boghiului față de axa osiei pentru limitele alese, nu are importanță pentru circulația în aliniament.

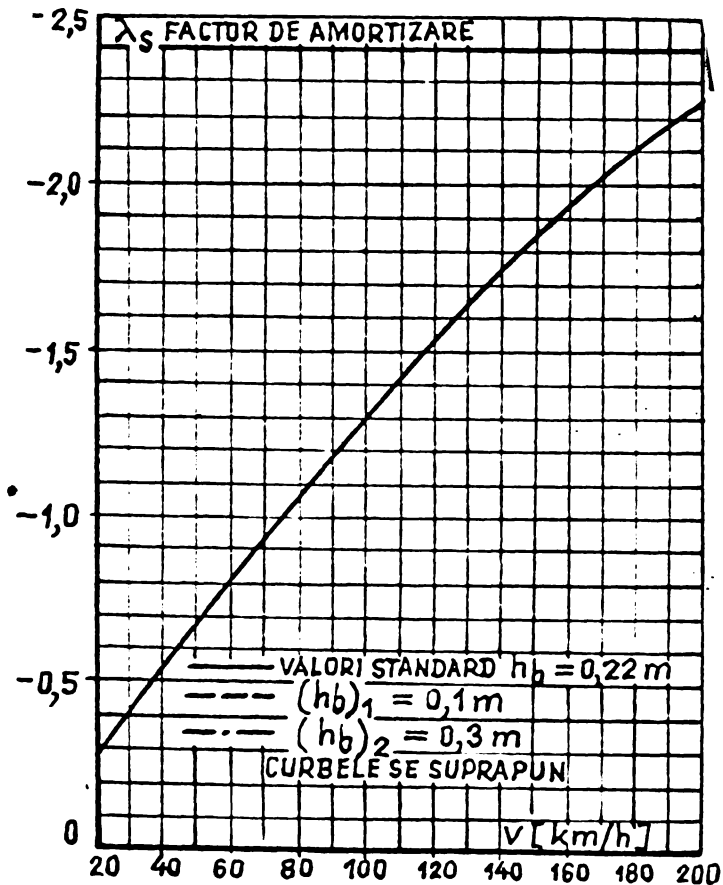


Fig. 3-27 INFLUENȚA DISTANȚEI VERTICALE DINTRE CENTRELE DE GREUTĂȚE ALE BOGHIULUI ȘI AL OSIEI MONTATE (h_b) ASUPRA STABILITĂȚII LOCOM.

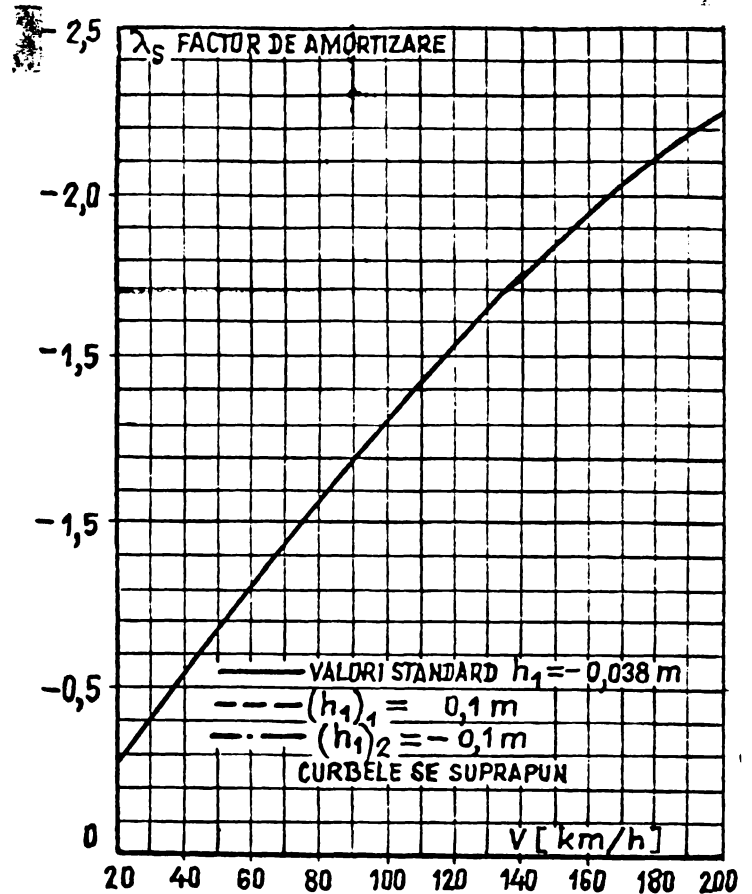


Fig. 3-28 INFLUENȚA DISTANȚEI VERTICALE DINTRE CENTRELE DE GREUTĂȚE ALE BOGHIULUI ȘI PUNCTUL MEDIAN AL SUSPENSIEI SECUNDARE, h_1 , ASUPRA STABILITĂȚII LOCOMOTIVEI.

Același lucru se poate spune analizând fig. 3-28 unde distanța verticală dintre centrul de greutate al boghiului și punctul median al suspensiei secundare h_1 , a fost parametrul care a primit următoarele valori:

$$(h_1)_s = -0,038 \text{ m}$$

$$(h_1)_1 = 0,1 \text{ m}$$

$$(h_1)_2 = -0,1 \text{ m}$$

În ultimul caz s-au dat trei perechi de valori pentru coeficienții de pseudoalunecare în direcție laterală f_{OL} și în direcție longitudinală f_{OT} , și anume:

$$\begin{aligned} (f_{CL})_s &= 19200000 \text{ N} \\ (f_{CT})_s &= 15500000 \text{ N} \\ (f_{CL})_1 &= 15000000 \text{ N} \\ (f_{CT})_1 &= 12000000 \text{ N} \\ (f_{CL})_2 &= 25000000 \text{ N} \\ (f_{CT})_2 &= 22000000 \text{ N} \end{aligned}$$

Analiza curbelor $\lambda_s = f(v)$ din fig. 3-29 permite o ierarhizare a locomotivelor de acest gen. Astfel în domeniul de viteze de pînă la 200 km/h mișcarea laterală a primei osii va fi mai stabilă dacă coeficienții de pseudoalunecare vor fi mai mari. Pentru valorile cu care s-au efectuat rulări, locomotivele cu coeficienții de pseudoalunecare mai mari vor fi mai stabile.

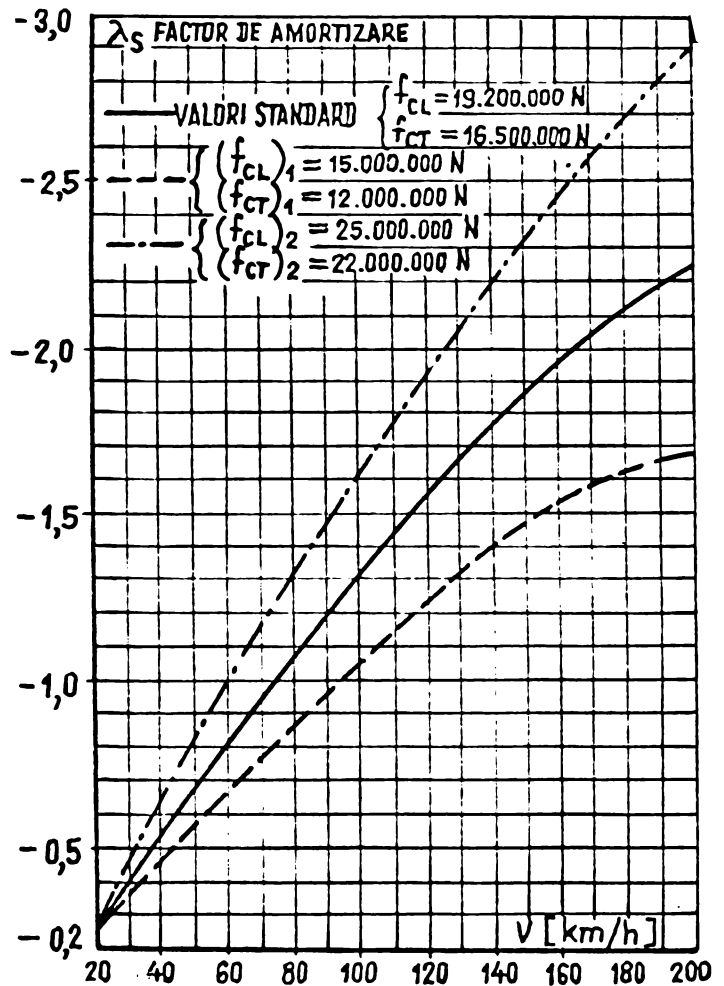


Fig. 3-29 INFLUENȚA COEFICIENȚILOR DE PSEUDO ALUNECARE, f_{CL} ȘI f_{CT} , ASUPRA STABILITĂȚII LOCOMOTIVEI.

4. REALIZAREA ÎNCERCĂRILOR EXPERIMENTALE PE LINIE,
ÎN VEDEREA VALIDĂRII MODELULUI MATEMATIC ADOPTAT
[10,11,12,13,20,86]

4.1. Considerații teoretice

Pentru înțelegerea completă a comportării unui sistem mecanic există două metode, și anume:

- modelarea, în care problema este prezentată simplificat pe un model matematic și care servește drept bază în studiul analitic;
- măsurarea parametrilor, care constă într-o muncă experimentală intenționată pentru a determina valorile reale care trebuie date parametrilor modelului și care de asemenea confirmă validitatea acestuia.

Trebuie totuși amintit că în cazul unor sisteme mecanice complexe, din care face parte și locomotiva electrică 060-EA cu

șase osii, munca experimentală este dificilă de efectuat. De asemenea trebuie ținut seama și de costul echipamentului necesar experiențelor, în special pentru sistemele foarte complexe, de aceea este binevenit orice artificiu care poate să conducă la simplificarea scenei.

Numeroase studii referitoare la comportarea dinamică a materialului rulant feroviar au condus de asemenea la dezvoltarea standardilor ca șole care au fost folosite pentru a simula calea perfect dreaptă, necesare și pentru cercetările de stabilitate a prototipurilor de boghiuri și de vehicule întregi.

Modelele matematice, care se folosesc pentru conducerea unor studii analitice, vor prevedea un cadru de referință pentru interpretarea rezultatelor cercetărilor experimentale ale dinșai-cii vehiculelor de cale ferată, permițând totodată, prin extrapolare, să se cunoscă teoretic calitățile de mers ale vehiculelor care sînt numai în fază de proiect.

Aceste eforturi analitice pot să ajute de asemenea la proiectarea echipamentului de simulare. Totodată aceste analize sînt capabile să identifice numărul și domeniul de acțiune a parametrilor de testare, necesari pentru evaluarea performanțelor vehiculului și aflarea condițiilor critice de testare care vor putea fi impuse ca limite pentru standurile care se vor construi.

Dar cel mai important lucru ar fi acela că, rezultatele obținute de la simulator și din încercările pe linie vor putea fi folosite pentru a permite aplicarea lor la proiectarea noilor vehicule și de a prevedea specificații îmbunătățite pentru linierea căii.

4.2. Instrumentația de măsură și schema de amplasare a traductorilor pe locomotivă

Pentru definitivarea celor mai importante moduri de vibrație ale locomotivei este necesară o localizare îngrijită a instrumentației de măsură. Aceste instrumente trebuie să acopere gama de frecvențe de 0...20 Hz.

Pentru localizarea traductorilor este necesară folosirea schiței modelului matematic și în plus o intuiție tehnică în ceea ce privește posibilele răspunsuri ale locomotivei cu scopul corectei pozări a acestora pe locomotiva electrică.

Ar trebui să existe o corespondență de 1:1 între traducto-

re și numărul gradelor de libertate.

Pentru subansamble mai complexe, ca de exemplu boghiul locomotivei, este insuficientă plasarea traductorului în centrul de greutate al boghiului, ceea ce este și dificil de pozat, pentru studiul oscilațiilor în direcție laterală.

Pentru studierea oscilațiilor de rotație în jurul axelor OZ și OY vor trebui căutate scheme noi.

S-au folosit traductori de accelerație tip B 12/200 de fabricație Hottinger Messtechnik a căror caracteristici se pretează cel mai bine pentru domeniul de frecvențe la care se așteaptă.

Toate tipurile de traductoare B12, posedă o masă foarte mică de numai 17 g, astfel că reacția acestora asupra obiectelor măsurării rămâne neglijabil de mică.

Caracteristica de frecvență a fiecărui traductor se înregistrează în fabrică la o masă oscilantă etalon.

Diagrama corespunzătoare se livrează cu fiecare traductor.

Traductorii de accelerație constau în principal dintr-o masă suspendată printr-un arc, într-o carcasă, a cărei mișcare este amortizată printr-un lichid de viscozitate cât mai constantă. (fig. 4-1).

Este posibil să se determine din mișcarea relativă măsurată între masă și carcasă, mișcarea absolută și prin aceasta accelerația obiectului măsurării până aproape de frecvența proprie a traductorului.

Pentru mișcarea relativă măsurată între masă și carcasă, adică $r = s - y$ este valabilă ecuația diferențială necomparativă liniară de gradul 2.

$$m \cdot \ddot{r} + c \cdot \dot{r} + k \cdot r = m \cdot \ddot{s} \quad (4.1)$$

adică:

- $m \cdot \ddot{r}$ - forța de accelerație
- $c \cdot \dot{r}$ - forța de amortizare
- $k \cdot r$ - forța arcului
- $m \cdot \ddot{s}$ - forța de excitație

Relația arată că la o mișcare a traductorului cu viteză constantă nu poate apărea o deplasare relativă.

Viteza variabile, adică apariția de accelerații condiționează o mișcare relativă r proporțională cu accelerația între

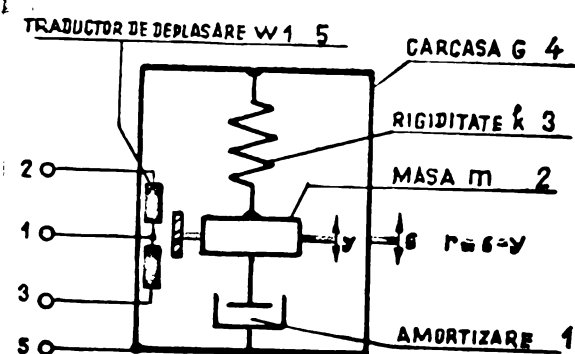


Fig. 4-1 SCHEMA TRADUCTORULUI DE ACCELERAȚIE B12

carcasă și masă.

Raportul dintre amplitudinea R a mișcării relative și amplitudinea B a mișcării excitatoare $V_r = \frac{R}{B}$ se numește funcție de creștere sau curbă de rezonanță.

Funcția V_r este dependentă de frecvența oscilației.

Dacă se introduce următoarele notații:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4.2) \quad \text{frecvența proprie a sistemului neamortizat.}$$

$$D = \frac{c}{2\sqrt{m \cdot k}} = \frac{\Delta}{\sqrt{4 \cdot \pi^2 + \Delta^2}} \quad (4.3) \quad \text{mărimea amortizării, decrement logaritmic}$$

$$\Omega = \frac{\omega}{\omega_0} = \frac{f}{f_0} \quad \text{relație de frecvență}$$

atunci:

$$V_r = \frac{R}{B} = \frac{1}{\sqrt{(1-\Omega^2)^2 + 4D^2 \cdot \Omega^2}} \quad (4.4)$$

Datele tehnice oferite de firmă indică o mare precizie de măsurare pentru traductoarele B12 în domeniul frecvențelor de lucru. Abateri de numai câteva procente pot să apară în gama de frecvențe superioare din domeniul ales.

Domeniul de măsurare pentru traductoarele alese B12/200 este de la $0,01 \text{ m/s}^2$ până la 200 m/s^2 , frecvența etalon fiind de $f_0 = 200 \text{ Hz}$. Aceste traductoare sînt foarte sensibile și pentru valori de accelerații oscilante de la 0 la 100 Hz.

Traductoarele de accelerație B12 sînt echipate cu un sistem de măsurare electric inductiv (fig.4-2)

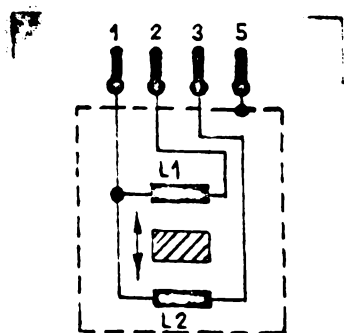


Fig.4-2 SCHEMA ELECTRICA A TRADUCTORULUI DE ACCELERATIE B12

Influențele cablului de legătură dintre traducteri și punți de măsură, depinde de felul traductorului și de tipul cablului utilizat. Prin folosirea de traductoare B12 și cabluri HBM5/00-3 în mod obișnuit apar modificări sesizabile a sensibilității de măsurare abia la lungimi a cablului de peste 100 m (fig. 4-3).

Accelerațiile au fost preluate din 9 puncte conform schemei din fig. 4-4, după cum urmează:

1. \ddot{y}_1 - accelerația laterală a osiei nr.1
2. \ddot{y}_3 - accelerația laterală a osiei nr.3.
3. \ddot{y}_B - accelerația laterală a ramei boghiului nr.1

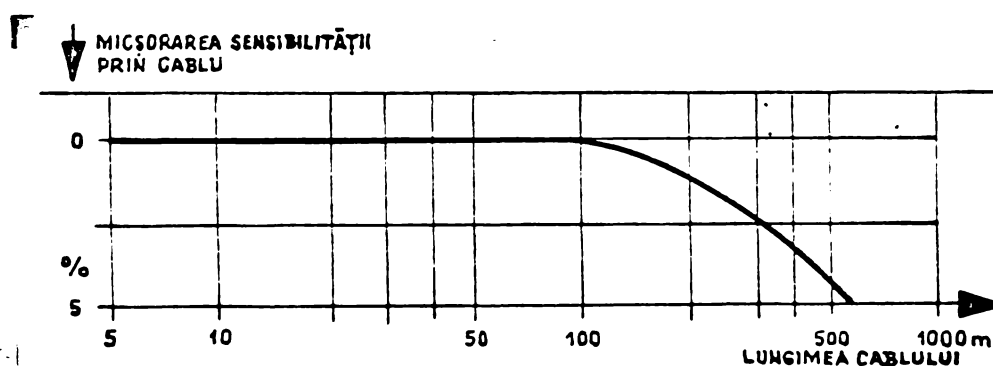


Fig.4-3 INFLUENȚA CABLULUI DE LEGĂTURĂ ASUPRA SENSIBILITĂȚII DE MĂSURARE A TRADUCTOARELOR B12

4. \ddot{y}_{BF} - accelerația laterală a părții din față a boghiului
5. \ddot{y}_{BS} - accelerația laterală a părții din spate a boghiului.
6. \ddot{x}_{1D} - accelerația longitudinală a osiei nr.1 partea dreaptă.
7. \ddot{x}_{1S} - accelerația longitudinală a osiei nr.1 partea stângă.
8. \ddot{z}_{BS} - accelerația verticală a ramei boghiului partea stângă.
9. \ddot{z}_{BD} - accelerația verticală a ramei boghiului partea dreaptă.

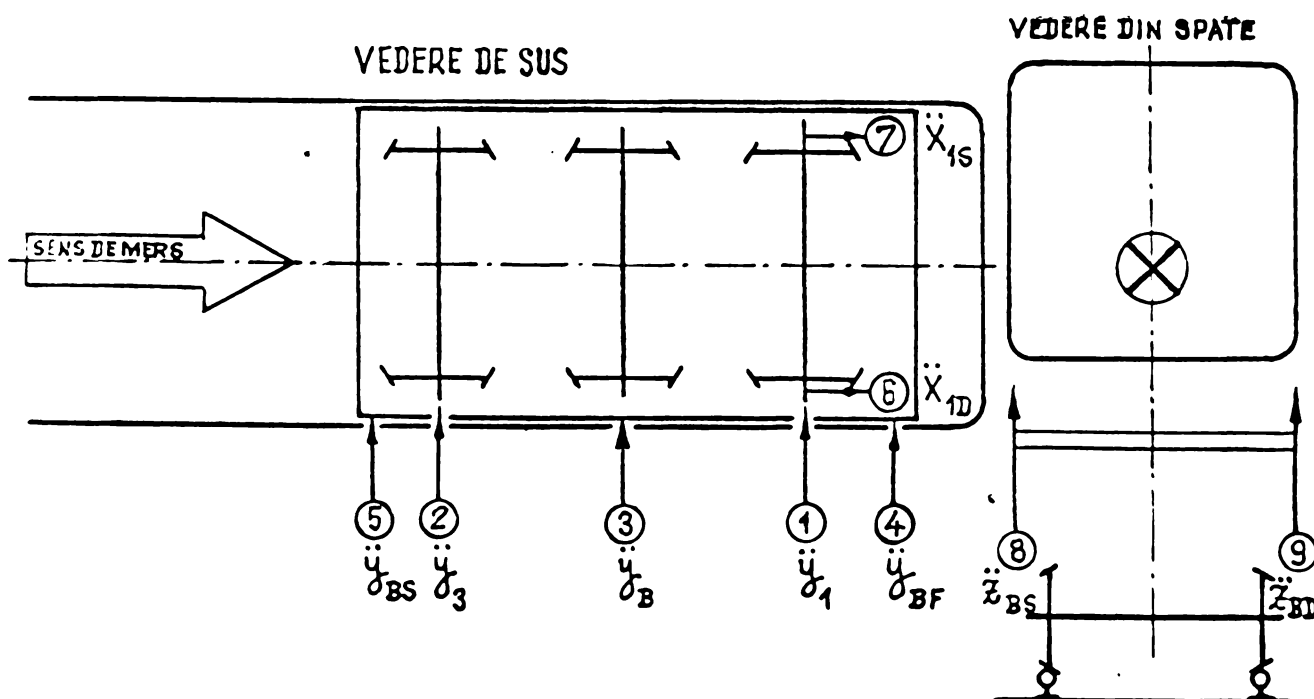


Fig.4-4 SCHEMA DE AMPLASARE A TRADUCTORILOR DE ACCELERAȚIE PE LOCOMOTIVA 060-EA1-055

Amplasarea acestor traductoare pe locomotiva electrică 060-EA1-055, este prezentată în fotografiile din fig. 4-5...4.8.

Experiențele au avut loc în noiembrie 1979 pe secția de remorcare București-Brașov și retur, cu locomotiva electrică 060-EA1-055 care a fost testată la trenuri rapide și accelerate, capabile să furnizeze date pînă la viteza de 140 km/h.

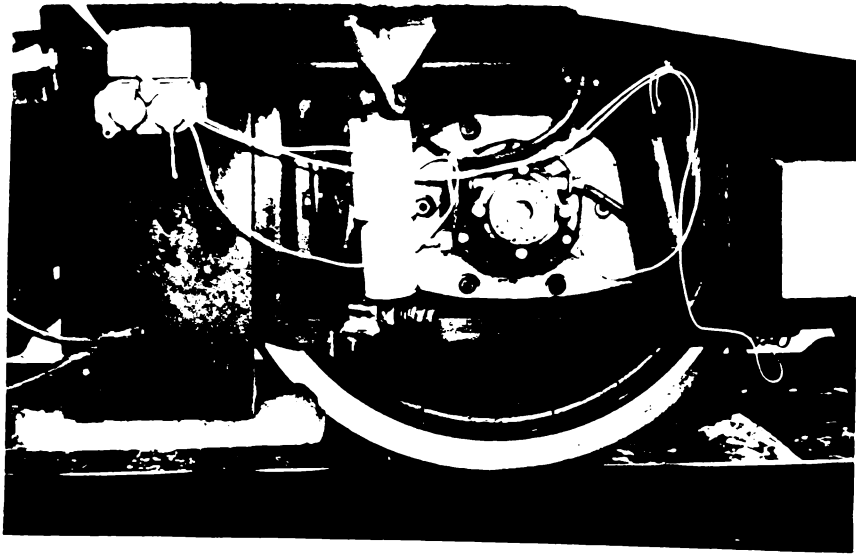


Fig. 4-5

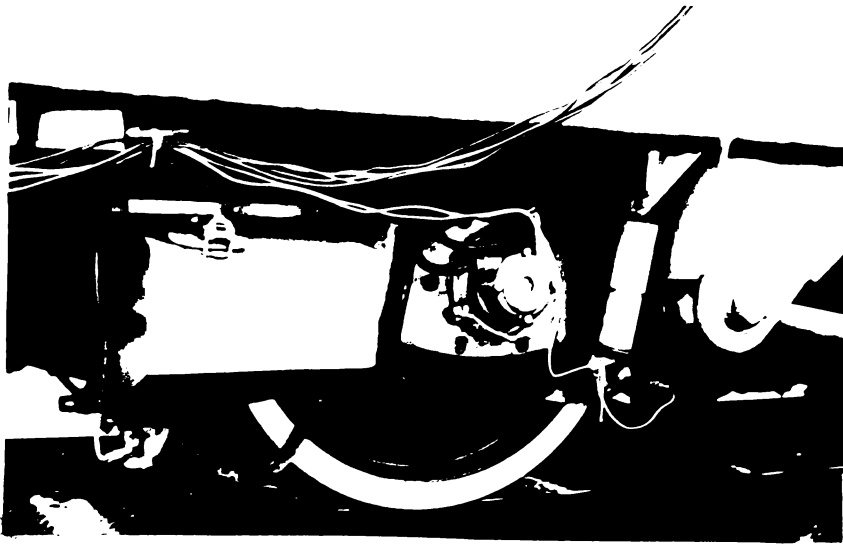


Fig. 4-6

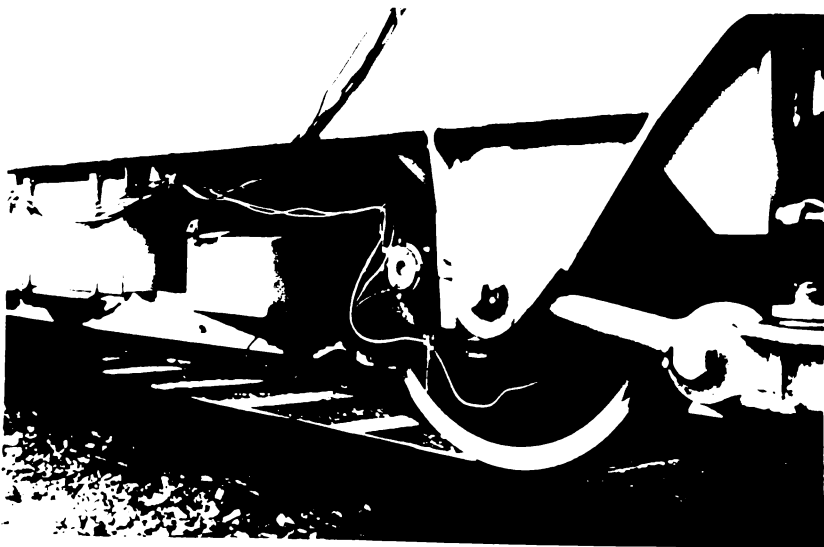


Fig. 4-7

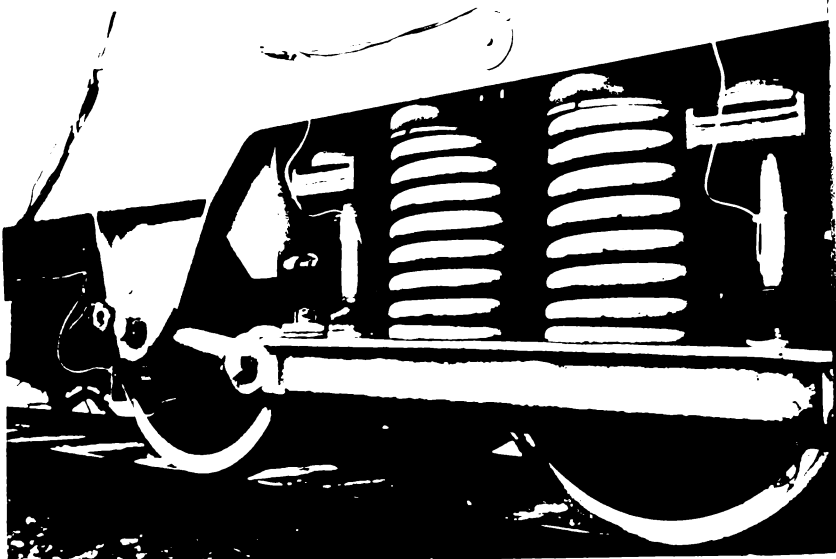


Fig. 4-8



Fig.4-9

4.3. Aparatura de măsură folosită în vagonul dinamometric

În tot timpul experiențelor vagonul dinamometric al ICPT, WD 500 a fost stațat imediat după locomotiva electrică 660-BA1-055 (Fig. 4-9).

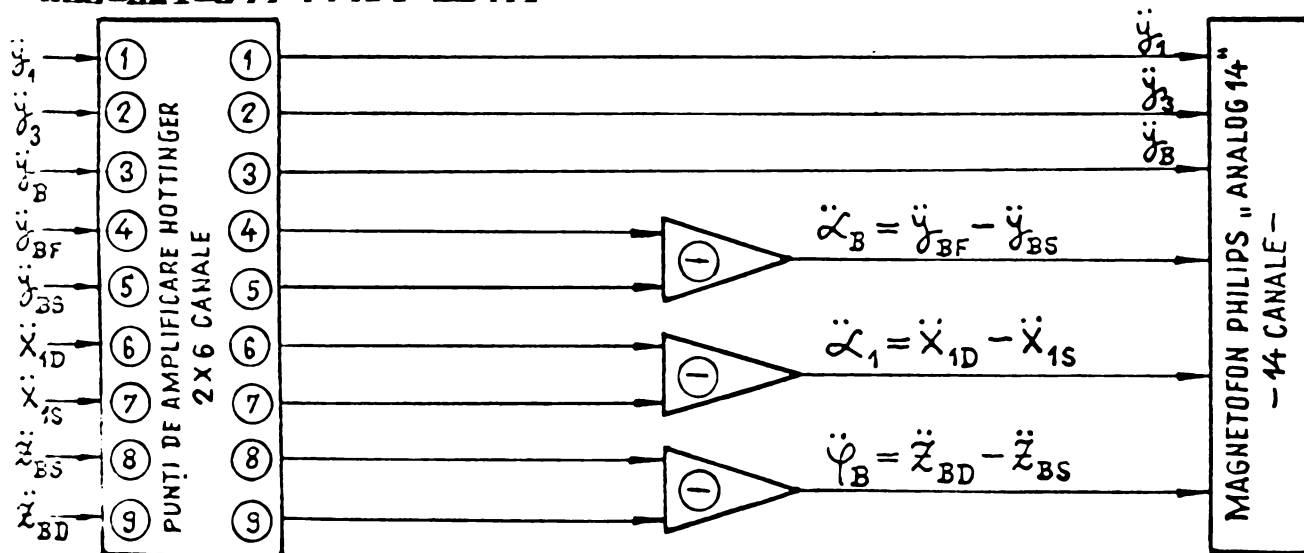


Fig. 4-10 SCHEMA DE MONTAJ A APARATURII DE MASURĂ AFLATE PE VAGONUL DINAMOMETRIC.

Cele nouă semnale luate de la traductoarele de accelerație, montate în punctele de pe locomotivă specificate anterior, au fost înregistrate, conform schemei de măsură din fig. 4-10, pe un magnetofon "Analog 14" cu 14 canale de construcție Philips.

Pentru obținerea accelerațiilor de rotație $\ddot{\alpha}_1, \ddot{\alpha}_b, \ddot{\varphi}_b$ respectiv rotația osii nr.1 în jurul axei OZ, rotația ramei boghiului în jurul axelor OZ și OY s-au imaginat și executat scheme electronice de scădere a semnalelor, fig. 4-10.

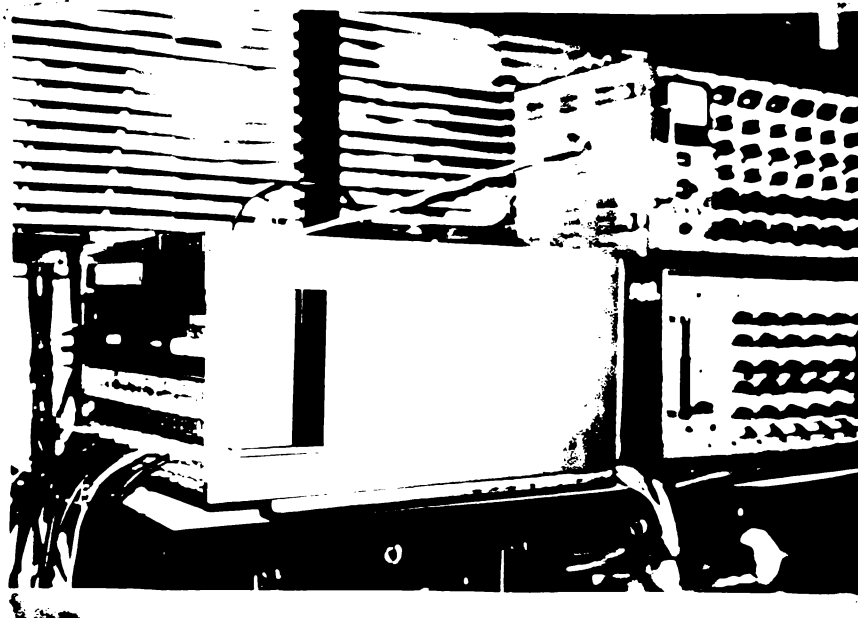


Fig. 4-11

În fig. 4-11 și 4-12 se dau unele aspecte legate de aparatura folosită pe vagonul dinamometric.

S-au efectuat probe în ambele sensuri de mers, în trepte de viteză, atingându-se limite de 140 km/h, pentru unele porțiuni de aliniament.

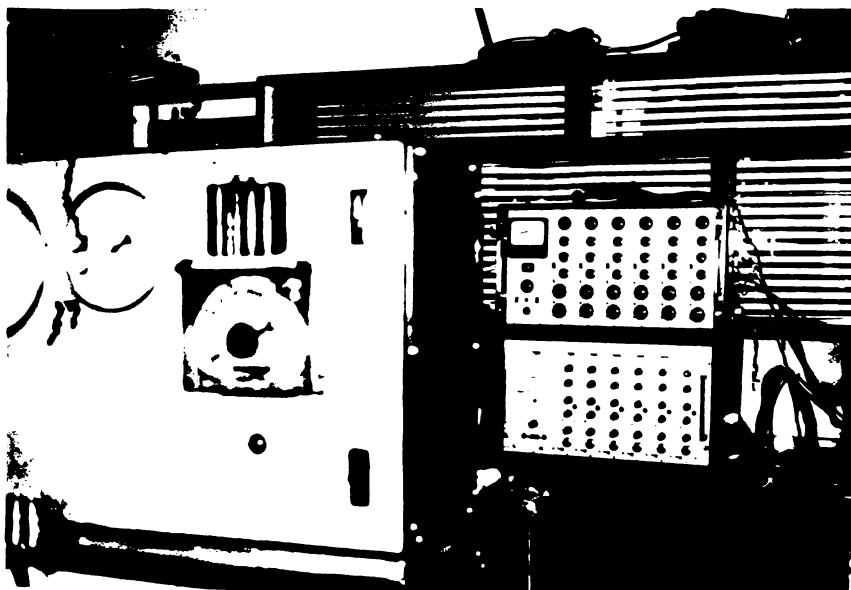


Fig. 4-12

4.4. Prelucrarea datelor experimentale

4.4.1. Aspecte legate de instalația utilizată pentru prelucrarea datelor experimentale

Prelucrarea statistică a semnalelor s-a făcut pe o instalație ardele a Kjeer nr. 3348, fig. 4-13 și 4-14, logată din:

un analizor de spectru nr. 2030, o instalație de integrare și control interfață 6701 și o unitate de comandă și afișaj nr. 4710.



Fig.4-13

Analizorul în timp real în banda îngustă nr. 3348, este un sistem hibrid de măsură, funcționând pe principiul compresiei timpului.

Spectrul este dat pe 400 de canale, care este actualizat tot la 45 ns. Sistemul comportă 22 game interne de frecvență care pot fi alese de la 0...10 Hz până la 0...20kHz în secvențe 1-2-5. Se poate obține astfel o înălțime de bandă de 0,25 sau 0,025 Hz în gama de la 0 la 10 Hz. Spectrul produs de către sistem poate fi integrat liniar sau exponențial.

Analiza spectrală în timp real este metoda cea mai rapidă pentru prelucrarea unui spectru. Alt avantaj al analizei în timp real ține de faptul că toate informațiile de intrare sînt

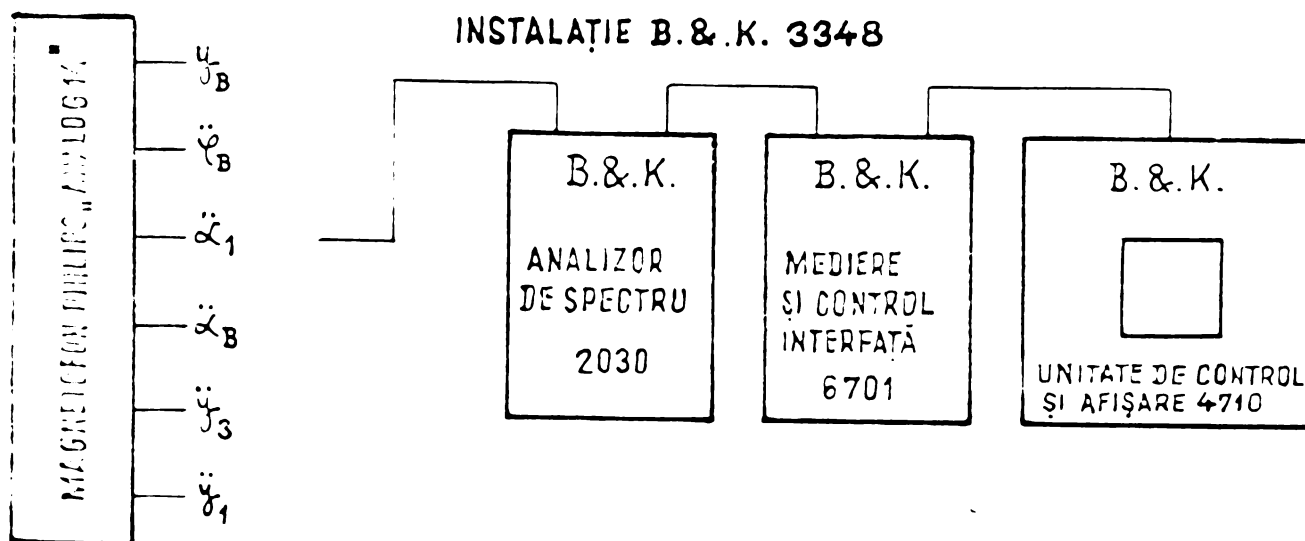


Fig.4-14 SCHEMA DE PRELUCRARE ÎN LABORATOR A DATELOR EXPERIMENTALE.

analizate de toate benzile, pe baza principiului compresiei timpului, ceea ce are ca rezultat reducerea timpului necesar obținerii spectrului de informație.

Folosirea unui factor de compresie de timp N conduce la reducerea timpului de analiză cu același factor N .

În instalația 3348 compresia timpului și analiza informației de intrare sînt efectuate de analizatorul de spectru 2030. Acesta este prevăzut pentru producerea datelor avînd numai două grade statistice de libertate.

Acestea sînt suficiente pentru descrierea spectrului unui semnal determinist, cînd semnalul este aleator este necesară o integrare. Această integrare este făcută numeric prin integratorul și interfața tip 6701 care permite obținerea unui spectru avînd o precizie statistică mai bună. Rezultatul final este dat atunci de unitatea de comandă și afișaj tip 4710.

4.4.2. Rezultatele obținute cu ocazia prelucrării datelor

Pe baza imprimatelor rezultate din simularea pe calculator, pentru treptele de viteză prezentate anterior, s-au calculat frecvențele pulsațiilor proprii pentru cele nouă nișări care de fapt reprezintă cele nouă grade de libertate ale boghiului luat în studiu. S-a obținut astfel un tabel cu frecvențele acestor oscilații fig.4-15 care vor fi comparate cu frecvențele ce vor rezulta în urma măsurărilor.

Rezultatele apărute pe unitatea de control și afișare B & K 4710, și anume RMS funcție de frecvență au fost citite cu ajutorul scării de balsaj și apoi fotografiate. Valorile obținute cu ocazia acestor citiri sînt trecute în tabelele din fig. 4-16... 4-22, iar unele din fotografiile luate cu această ocazie sînt prezentate în fig. 4-23...4-34.

Pe baza datelor calculate și a celor rezultate experimental s-au trasat diagramele frecvență funcție de viteză $f = f(V)$ din figurile 4-35... 4-39.

Din analiza acestor diagrame se poate arăta că datele experimentale confirmă calculele teoretice, astfel că modelul matematic folosit la întocmirea metodologiei de lucru se poate considera validat de rezultatele practice obținute în condiții de exploatare.

| LOCOMOTIVA ELECTRICĂ | | VALORI STANDARD PENTRU PARAMETRI | | | | | | | | | | |
|----------------------|--|----------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-----------------|----------------|----------------|--|
| | | FRECVENȚA OSCILAȚIEI [Hz] | | | | | | | | | | |
| | | VITEZA DE CIRCULAȚIE km/h | | | | | | | | | | |
| | | 1 | 10 | 20 | 40 | 60 | 80 | 120 | 160 | 200 | 260 | |
| 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | |
| 1 | ACCELERAȚIE LATERALĂ - OSIE 1 \ddot{y}_1 | — | — | 0,106 | 0,2115 | 0,3162 | 0,4200 | 0,6309 | 0,8432 9,328 | 1,050 9,148 | 1,285 9,165 | |
| 2 | ACCELERAȚIE LATERALĂ - OSIE 2 \ddot{y}_2 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | |
| 3 | ACCELERAȚIE LATERALĂ - OSIE 3 \ddot{y}_3 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | |
| 4 | ACCELERAȚIE ȘERPUIRE - OSIE 1 \ddot{x}_1 | — | — | — | — | — | 13,43 | 20,392 | 28,80 | 35,576 | 35,039 | |
| 5 | ACCELERAȚIE ȘERPUIRE - OSIE 2 \ddot{x}_2 | — | — | — | — | — | — | 11,203 | 24,177 | 27,897 | 30,28 | |
| 6 | ACCELERAȚIE ȘERPUIRE - OSIE 3 \ddot{x}_3 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | |
| 7 | ACCELERAȚIE LATERALĂ BOGHIU \ddot{y}_b | 7,128 | 7,153 | 7,181 | 7,243 | 7,308 | 7,378 | 7,526 | 7,68 | 7,846 | — | |
| 8 | ACCELERAȚIE ȘERPUIRE BOGHIU \ddot{y}_b | 15,083 | 15,083 | 15,036 | 14,804 | 14,328 | — | — | — | — | — | |
| 9 | ACCELERAȚIE LEGĂNARE BOGHIU \ddot{y}_b | 5,807 | 5,79 | 5,773 | 5,735 | 5,693 | 5,650 | 5,586 | 5,493 | 5,439 | 5,407 | |

Fig. 4-15 FRECVENȚELE CALCULATE PENTRU CELE 9 MIȘCĂRI CARE REPREZINTĂ GRADELE DE LIBERTATE ALE BOGHIULUI LOCOMOTIVEI.

V = 65 km/h

| \ddot{y}_b | | \ddot{y}_b | | \ddot{x}_1 | | \ddot{x}_b | | \ddot{y}_3 | | \ddot{y}_1 | |
|--------------|------|--------------|------|--------------|-----|--------------|------|--------------|------|--------------|------|
| RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f |
| dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz |
| 27,6 | 3,4 | 40,0 | 2,0 | 47,2 | 1,0 | 43,2 | 1,6 | 40,0 | 1,4 | 48,0 | 0,4 |
| 33,2 | 3,5 | 53,0 | 5,0 | 51,4 | 1,3 | 48,6 | 3,0 | 46,6 | 2,1 | 41,2 | 1,0 |
| 35,4 | 6,5 | 50,8 | 5,6 | 46,2 | 1,6 | 43,6 | 4,1 | 46,6 | 2,9 | 46,0 | 2,4 |
| 41,8 | 7,8 | 50,6 | 6,0 | 50,4 | 1,9 | 52,0 | 6,3 | 42,2 | 3,9 | 43,6 | 2,9 |
| 40,6 | 8,1 | 45,2 | 6,4 | 51,6 | 2,9 | 46,2 | 6,9 | 50,6 | 4,6 | 44,4 | 3,5 |
| 47,8 | 9,3 | 44,8 | 6,6 | 49,0 | 4,1 | 52,2 | 7,8 | 44,2 | 5,3 | 49,4 | 4,6 |
| 27,6 | 16,1 | 60,0 | 9,5 | 53,4 | 4,6 | 45,6 | 8,3 | 40,0 | 6,8 | 43,6 | 5,6 |
| 36,2 | 19,5 | 49,2 | 12,5 | 50,2 | 6,3 | 60,2 | 9,5 | 51,2 | 9,5 | 49,8 | 7,6 |
| 29,4 | 20,1 | 52,2 | 16,5 | 46,2 | 7,6 | 49,0 | 11,5 | 41,8 | 11,4 | 42,8 | 8,1 |
| | | 40,0 | 21,9 | | | 50,0 | 11,9 | | | 48,6 | 9,4 |
| | | 50,8 | 25,0 | | | 44,4 | 12,6 | | | 41,2 | 11,5 |
| | | 43,2 | 27,6 | | | 51,4 | 14,0 | | | | |
| | | | | | | 47,2 | 14,4 | | | | |
| | | | | | | 49,0 | 14,9 | | | | |
| | | | | | | 43,0 | 16,3 | | | | |

Fig. 4-16 TABEL CU VALORI RMS = f [f] OBTINUTE CU OCAZIA PRELUCRĂRII DATELOR EXPERIMENTALE.

V = 75 km/h

| \ddot{y}_B | | \ddot{y}_3 | | \ddot{x}_1 | | \ddot{x}_B | | \ddot{y}_3 | | \ddot{y}_1 | |
|--------------|------|--------------|------|--------------|------|--------------|------|--------------|-----|--------------|------|
| RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f |
| dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz |
| 30,7 | 0,8 | 33,5 | 0,8 | 47,2 | 0,5 | 34,4 | 0,5 | 45,2 | 0,6 | 49,2 | 0,4 |
| 32,8 | 1,5 | 40,8 | 1,6 | 48,0 | 0,9 | 43,2 | 1,3 | 40,6 | 0,8 | 41,2 | 0,9 |
| 35,0 | 2,9 | 36,2 | 2,5 | 48,2 | 1,6 | 43,6 | 1,6 | 43,6 | 1,0 | 46,0 | 1,0 |
| 37,0 | 3,6 | 45,8 | 4,5 | 45,6 | 1,8 | 38,8 | 2,0 | 38,6 | 1,4 | 44,0 | 1,1 |
| 38,0 | 5,5 | 43,2 | 4,9 | 51,0 | 2,8 | 48,8 | 2,9 | 44,0 | 1,6 | 45,6 | 1,6 |
| 39,4 | 7,6 | 49,8 | 5,5 | 46,2 | 4,0 | 43,2 | 4,3 | 47,2 | 2,9 | 46,0 | 2,9 |
| 38,6 | 7,6 | 48,4 | 5,6 | 48,6 | 6,4 | 51,0 | 5,6 | 40,6 | 3,6 | 51,4 | 4,8 |
| 38,0 | 8,8 | 41,2 | 6,5 | 47,2 | 9,1 | 45,2 | 6,4 | 47,4 | 4,6 | 42,2 | 6,3 |
| 35,2 | 9,1 | 43,6 | 8,8 | 48,2 | 10,8 | 54,2 | 7,1 | 42,2 | 6,3 | 48,6 | 7,1 |
| 44,5 | 10,5 | 43,2 | 10,0 | | | 42,0 | 10,3 | 48,8 | 7,1 | 41,2 | 10,0 |
| 33,0 | 11,3 | 53,8 | 10,9 | | | 36,2 | 15,3 | 41,8 | 7,9 | | |
| 38,0 | 12,5 | 41,8 | 12,9 | | | | | | | | |
| 23,8 | 18,4 | | | | | | | | | | |

Fig. 4-17 TABEL CU VALORI RMS = f [f] OBTINUTE CU OCAZIA PRELUCRĂRII DATELOR EXPERIMENTALE.

V = 90 km/h

| \ddot{y}_B | | \ddot{y}_B | | \ddot{x}_1 | | \ddot{x}_B | | \ddot{y}_B | | \ddot{y}_1 | |
|--------------|------|--------------|------|--------------|------|--------------|------|--------------|-----|--------------|------|
| RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f |
| dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz |
| 23,8 | 0,4 | 35,2 | 0,8 | 48,2 | 0,5 | 34,4 | 0,6 | 47,4 | 0,4 | 45,2 | 0,5 |
| 30,4 | 2,4 | 39,8 | 1,6 | 43,6 | 0,8 | 38,6 | 1,0 | 45,2 | 0,6 | 41,8 | 0,8 |
| 26,2 | 3,6 | 35,8 | 2,8 | 47,8 | 1,4 | 34,2 | 1,1 | 41,8 | 0,9 | 44,4 | 0,9 |
| 33,6 | 5,8 | 44,6 | 5,6 | 47,2 | 2,6 | 42,4 | 2,5 | 40,0 | 1,4 | 41,2 | 1,4 |
| 34,8 | 5,9 | 49,0 | 6,5 | 44,2 | 3,0 | 45,6 | 3,4 | 44,8 | 2,8 | 49,8 | 4,6 |
| 32,8 | 6,3 | 36,2 | 8,5 | 46,6 | 4,1 | 46,0 | 4,5 | 47,2 | 4,6 | 44,2 | 5,3 |
| 34,8 | 6,6 | 49,0 | 11,9 | 52,2 | 4,6 | 42,6 | 5,8 | 41,8 | 5,0 | 41,2 | 7,0 |
| 34,8 | 7,3 | 38,0 | 14,6 | 45,2 | 5,6 | 40,8 | 7,0 | 43,0 | 7,0 | 40,4 | 10,3 |
| 29,4 | 8,8 | 41,8 | 17,6 | 48,0 | 6,9 | 49,4 | 8,6 | | | | |
| 30,6 | 9,5 | 32,2 | 19,0 | 52,0 | 7,4 | 41,8 | 9,5 | | | | |
| 31,8 | 10,9 | 41,4 | 22,1 | 44,2 | 7,8 | 46,2 | 10,4 | | | | |
| 36,6 | 12,5 | | | 50,6 | 10,6 | 40,2 | 12,0 | | | | |
| 26,4 | 15,0 | | | 44,2 | 10,8 | 46,4 | 14,5 | | | | |
| | | | | | | 38,8 | 15,1 | | | | |

Fig. 4-18 TABEL CU VALORI RMS = f [f] OBTINUTE CU OCAZIA PRELUCRĂRII DATELOR EXPERIMENTALE.

V = 100 km/h

| \ddot{y}_B | | \ddot{y}_B | | \ddot{x}_1 | | \ddot{x}_B | | \ddot{y}_B | | \ddot{y}_1 | |
|--------------|------|--------------|------|--------------|------|--------------|------|--------------|------|--------------|------|
| RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f |
| dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz |
| 32,6 | 3,5 | 44,0 | 4,3 | 50,8 | 3,9 | 55,2 | 4,1 | 45,6 | 0,5 | 51,8 | 0,4 |
| 33,6 | 5,4 | 56,4 | 5,3 | 43,6 | 7,0 | 54,6 | 5,4 | 44,0 | 0,6 | 47,2 | 0,5 |
| 41,8 | 6,3 | 50,2 | 5,8 | 51,4 | 7,5 | 46,2 | 7,6 | 42,2 | 0,8 | 40,6 | 0,6 |
| 44,0 | 7,4 | 59,4 | 7,4 | 46,2 | 8,0 | 60,2 | 9,1 | 40,4 | 1,8 | 44,0 | 0,8 |
| 34,0 | 8,4 | 48,0 | 8,3 | 57,2 | 9,1 | 53,2 | 12,1 | 44,0 | 2,8 | 45,6 | 1,0 |
| 41,4 | 9,1 | 64,4 | 9,1 | 47,2 | 9,6 | 45,2 | 13,8 | 50,4 | 4,6 | 46,0 | 1,6 |
| 31,8 | 10,0 | 51,2 | 9,5 | 50,0 | 15,0 | 50,4 | 15,3 | 47,8 | 5,6 | 44,0 | 2,4 |
| 40,6 | 10,8 | 59,2 | 12,6 | 50,8 | 18,3 | 52,8 | 18,3 | 40,0 | 7,0 | 51,4 | 4,8 |
| 33,4 | 14,3 | 48,8 | 16,6 | 44,4 | 18,5 | 42,8 | 19,4 | 55,4 | 9,1 | 51,6 | 7,5 |
| 22,2 | 16,5 | | | 54,6 | 20,5 | | | 45,4 | 10,8 | 43,2 | 8,4 |
| | | | | 46,8 | 22,1 | | | 48,2 | 11,6 | 56,0 | 9,1 |
| | | | | | | | | | | 42,2 | 12,3 |

Fig. 4-19 TABEL CU VALORI RMS = f [f] OBTINUTE CU OCAZIA PRELUCRĂRII DATELOR EXPERIMENTALE.

V = 105 km/h

| \ddot{y}_B | | \ddot{y}_B | | \ddot{x}_1 | | \ddot{x}_B | | \ddot{y}_3 | | \ddot{y}_1 | |
|--------------|------|--------------|------|--------------|-----|--------------|------|--------------|------|--------------|------|
| RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f |
| dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz |
| 37,6 | 1,0 | 44,6 | 2,5 | 35,2 | 1,0 | 40,0 | 0,6 | 43,2 | 1,0 | 38,6 | 0,4 |
| 38,2 | 1,6 | 38,6 | 3,6 | 39,2 | 1,6 | 36,6 | 0,9 | 38,0 | 1,6 | 47,2 | 1,0 |
| 30,5 | 2,1 | 49,4 | 5,4 | 38,2 | 2,3 | 39,6 | 2,4 | 47,0 | 3,4 | 43,8 | 1,1 |
| 39,8 | 3,1 | 42,2 | 5,6 | 36,2 | 2,5 | 40,0 | 3,9 | 46,0 | 4,5 | 44,4 | 2,5 |
| 33,2 | 4,5 | 44,6 | 6,2 | 40,2 | 2,9 | 42,6 | 4,6 | 41,2 | 7,3 | 43,2 | 4,5 |
| 36,4 | 6,3 | 52,6 | 7,6 | 37,4 | 3,8 | 37,8 | 7,8 | 45,2 | 10,5 | 43,2 | 7,1 |
| 35,3 | 7,0 | 44,6 | 8,3 | 35,6 | 4,5 | 40,8 | 8,4 | 43,8 | 12,1 | 50,2 | 7,5 |
| 42,4 | 7,6 | 43,8 | 8,5 | 38,0 | 5,3 | 39,6 | 12,3 | 45,6 | 13,6 | 41,2 | 7,9 |
| 30,8 | 8,1 | 42,6 | 9,7 | 41,0 | 6,5 | 33,3 | 15,1 | 43,4 | 15,1 | 48,4 | 9,9 |
| 35,5 | 9,1 | 50,0 | 10,4 | 34,6 | 7,3 | 34,2 | 15,3 | 41,2 | 17,6 | 43,8 | 11,8 |
| 31,2 | 9,5 | 54,2 | 11,8 | 36,2 | 7,9 | 47,6 | 20,6 | 49,6 | 19,5 | 51,6 | 15,1 |
| 44,4 | 10,4 | 49,6 | 14,1 | 40,2 | 8,3 | 38,6 | 20,9 | 44,4 | 20,1 | 41,2 | 16,4 |
| 35,4 | 11,3 | 48,2 | 14,8 | | | | | 61,6 | 20,6 | | |
| 39,2 | 13,5 | 44,2 | 15,6 | | | | | 45,6 | 21,4 | | |
| 34,6 | 14,8 | 39,8 | 17,8 | | | | | | | | |
| 40,0 | 15,1 | | | | | | | | | | |
| 29,4 | 16,3 | | | | | | | | | | |

Fig. 4-20 TABEL CU VALORILE RMS = f[f] OBTINUTE CU OCAZIA PRELUCRĂRII DATELOR EXPERIMENTALE.

V = 120 km/h

| \ddot{y}_B | | \ddot{y}_B | | \ddot{x}_1 | | \ddot{x}_B | | \ddot{y}_3 | | \ddot{y}_1 | |
|--------------|------|--------------|------|--------------|------|--------------|------|--------------|------|--------------|------|
| RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f |
| dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz |
| 30,8 | 0,4 | 40,6 | 0,8 | 44,8 | 0,6 | 43,2 | 0,8 | 48,6 | 0,5 | 50,2 | 0,4 |
| 35,4 | 1,3 | 46,2 | 1,4 | 49,0 | 1,9 | 50,0 | 1,6 | 42,8 | 0,8 | 44,4 | 0,8 |
| 31,0 | 1,8 | 41,2 | 2,6 | 44,8 | 2,4 | 50,8 | 2,3 | 48,2 | 1,3 | 50,2 | 1,3 |
| 43,2 | 4,4 | 48,2 | 4,1 | 51,6 | 4,6 | 46,2 | 2,5 | 41,2 | 1,8 | 46,2 | 2,6 |
| 35,3 | 5,9 | 53,6 | 5,6 | 47,8 | 8,3 | 56,0 | 4,1 | 52,4 | 4,4 | 52,0 | 4,1 |
| 42,6 | 7,1 | 48,6 | 5,9 | 45,2 | 11,4 | 56,0 | 5,6 | 41,2 | 7,5 | 43,6 | 7,5 |
| 38,0 | 8,0 | 51,2 | 6,4 | 47,2 | 16,0 | 47,8 | 9,8 | 51,6 | 12,9 | 47,8 | 11,9 |
| 45,8 | 8,8 | 54,8 | 7,6 | 50,8 | 19,9 | 57,4 | 11,9 | 44,4 | 14,4 | 40,6 | 13,3 |
| 36,2 | 10,4 | 49,0 | 8,4 | 46,2 | 21,6 | 55,0 | 13,4 | 52,8 | 17,5 | 53,4 | 17,5 |
| 43,6 | 12,5 | 56,6 | 8,8 | 56,0 | 24,0 | 51,6 | 14,5 | | | 46,0 | 18,9 |
| | | 47,4 | 9,4 | 48,6 | 25,0 | 45,2 | 16,4 | | | | |
| | | 60,2 | 12,4 | 52,6 | 25,5 | 54,4 | 17,6 | | | | |
| | | 48,0 | 15,9 | | | | | | | | |
| | | 43,2 | 19,5 | | | | | | | | |

Fig. 4-21 TABEL CU VALORI RMS = f[f] OBTINUTE CU OCAZIA PRELUCRĂRII DATELOR EXPERIMENTALE.

V = 135 km/h

| \ddot{y}_B | | \ddot{y}_B | | \ddot{x}_1 | | \ddot{x}_B | | \ddot{y}_3 | | \ddot{y}_1 | |
|--------------|------|--------------|------|--------------|------|--------------|------|--------------|------|--------------|------|
| RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f | RMS | f |
| dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz | dB | Hz |
| 36,4 | 1,5 | 40,0 | 4,3 | 42,6 | 5,5 | 53,6 | 5,5 | 45,2 | 1,4 | 40,6 | 0,6 |
| 39,2 | 4,1 | 53,8 | 5,6 | 46,2 | 9,4 | 45,6 | 8,8 | 45,6 | 2,1 | 44,8 | 1,1 |
| 43,3 | 5,3 | 56,8 | 7,8 | 37,2 | 15,4 | 54,4 | 12,0 | 40,6 | 2,8 | 48,0 | 1,5 |
| 41,0 | 7,5 | 56,6 | 9,4 | 51,4 | 18,8 | 44,6 | 15,6 | 46,6 | 3,8 | 50,0 | 2,1 |
| 42,3 | 7,8 | 53,4 | 11,6 | 41,8 | 22,9 | 54,6 | 18,6 | 52,4 | 5,4 | 43,8 | 3,1 |
| 37,0 | 9,4 | 54,6 | 14,1 | 53,2 | 25,6 | 43,8 | 23,5 | 40,6 | 7,1 | 49,4 | 3,5 |
| 37,2 | 10,9 | 53,2 | 15,5 | 42,0 | 27,3 | 54,4 | 25,9 | 42,8 | 8,8 | 50,2 | 4,9 |
| 36,2 | 13,3 | 50,6 | 17,1 | | | | | 40,6 | 10,1 | 40,0 | 7,1 |
| 37,8 | 18,6 | 43,4 | 19,9 | | | | | 40,2 | 13,8 | 38,0 | 8,6 |
| 38,5 | 25,6 | 37,4 | 20,0 | | | | | 55,0 | 25,8 | 52,2 | 18,9 |
| 42,0 | 43,1 | 41,2 | 22,0 | | | | | | | | |
| | | 46,2 | 25,6 | | | | | | | | |

Fig. 4-22 TABEL CU VALORI RMS = f[f] OBTINUTE CU OCAZIA PRELUCRĂRII DATELOR EXPERIMENTALE.

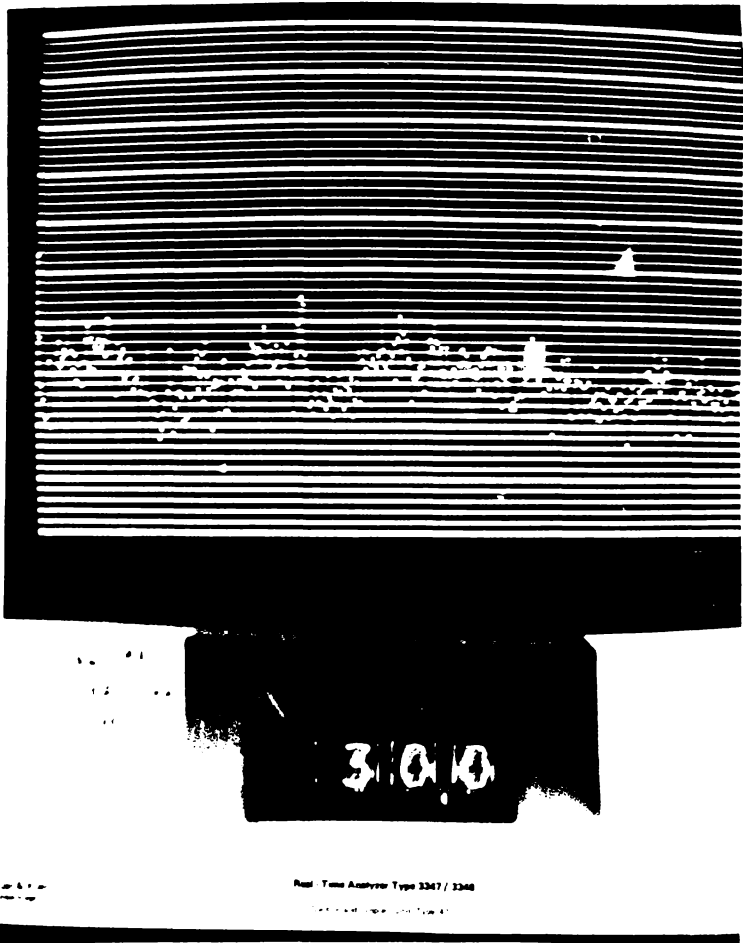


Fig. 4-23

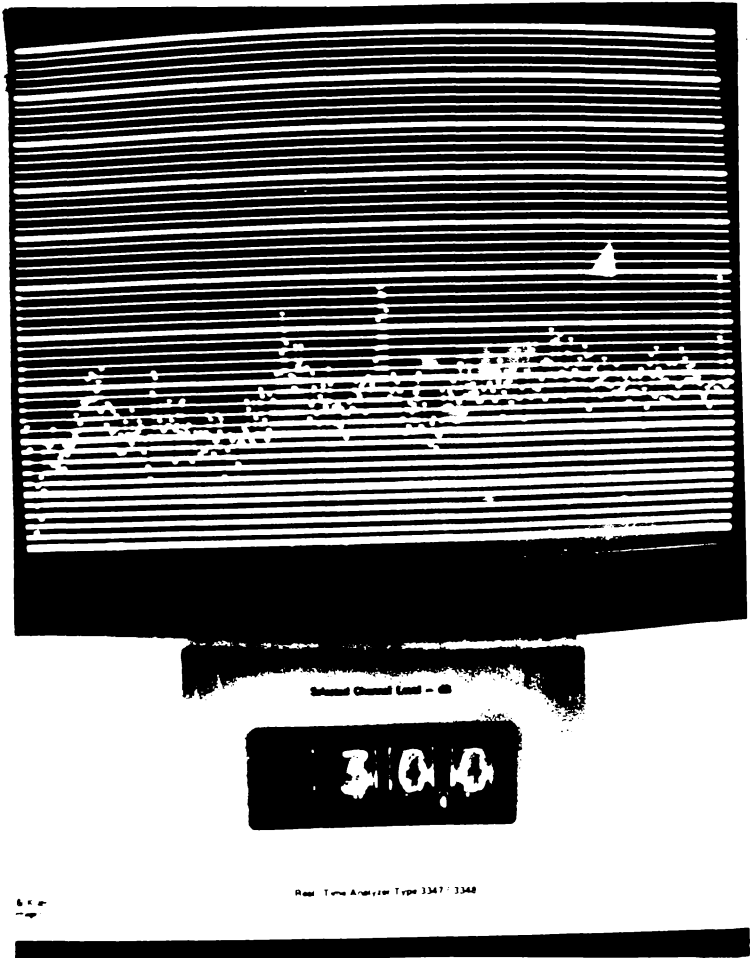


Fig. 4-24

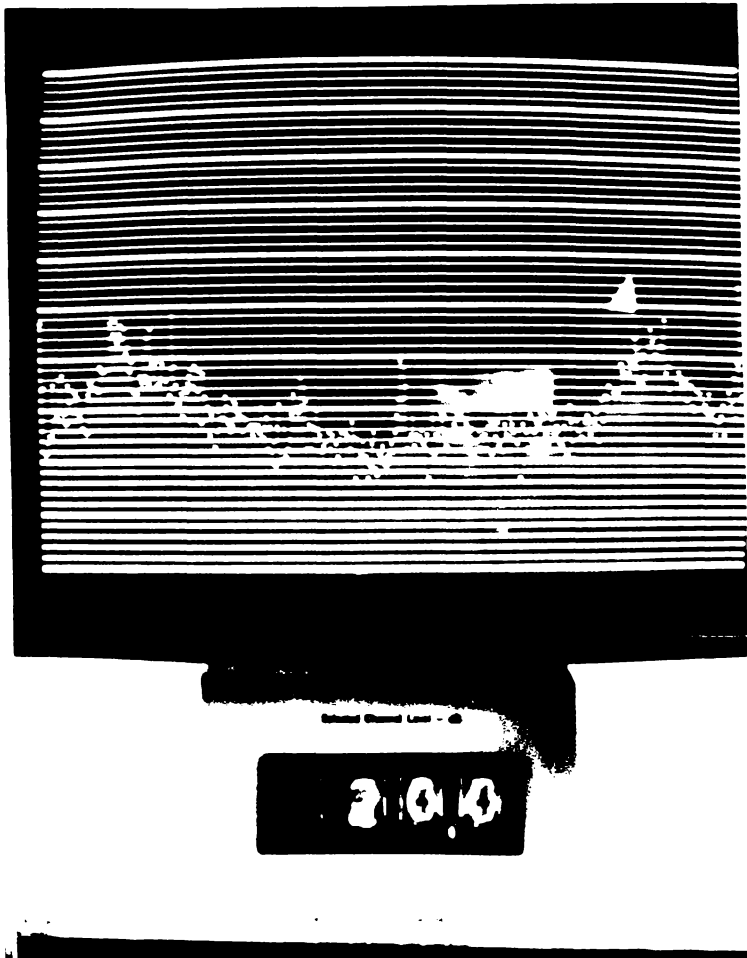


Fig. 4-25

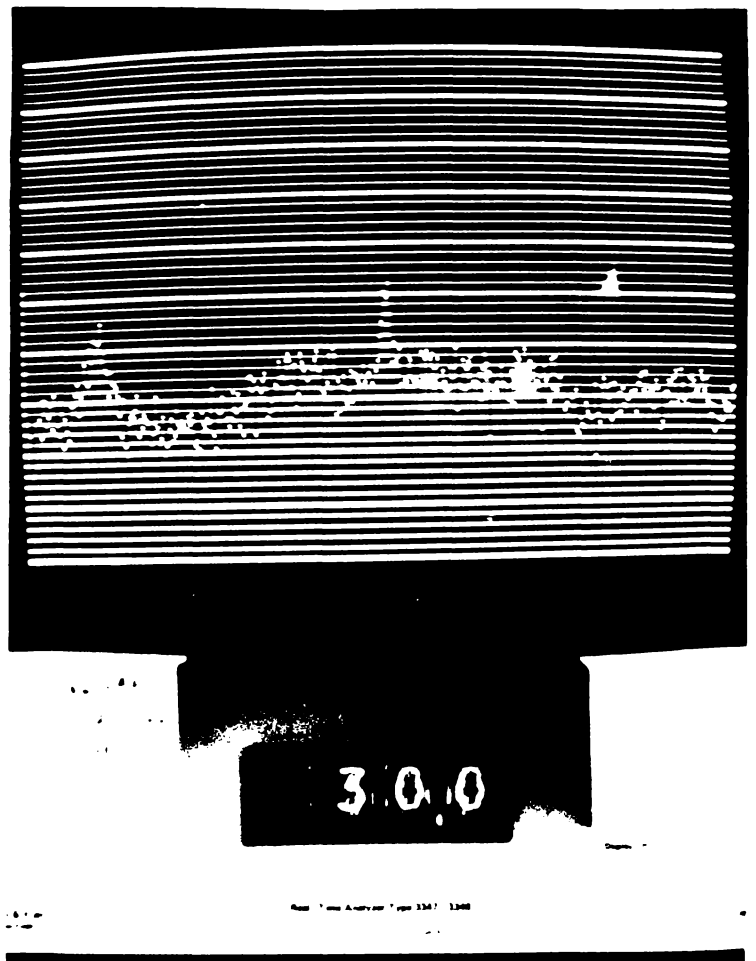


Fig. 4-26

Handwritten notes at the bottom of the page, including the word 'initial'.

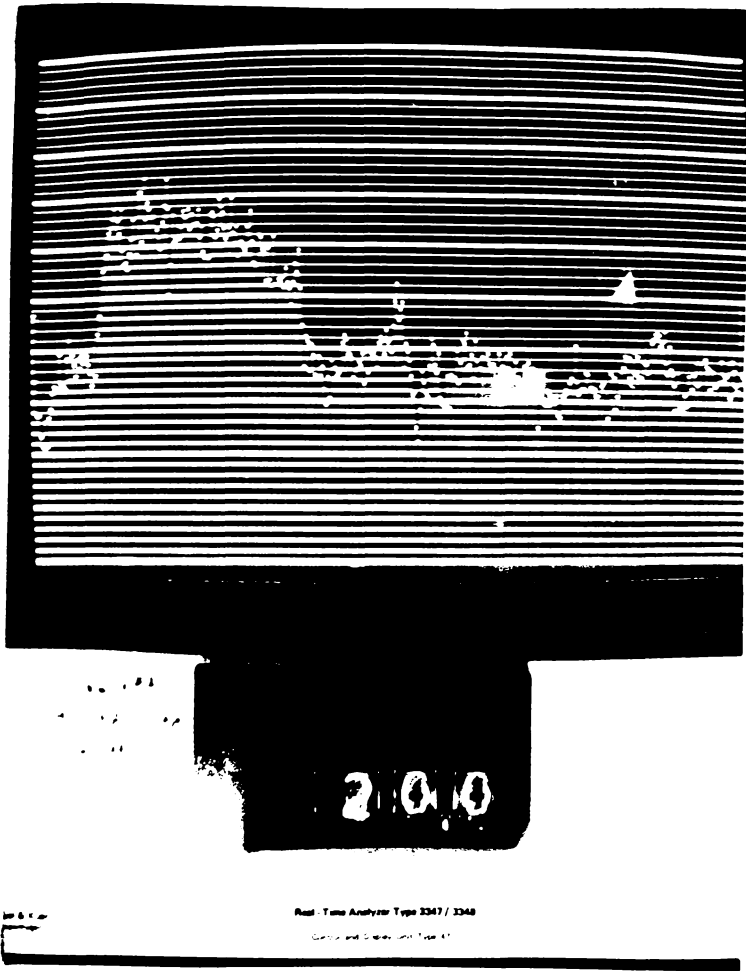


Fig. 4-27

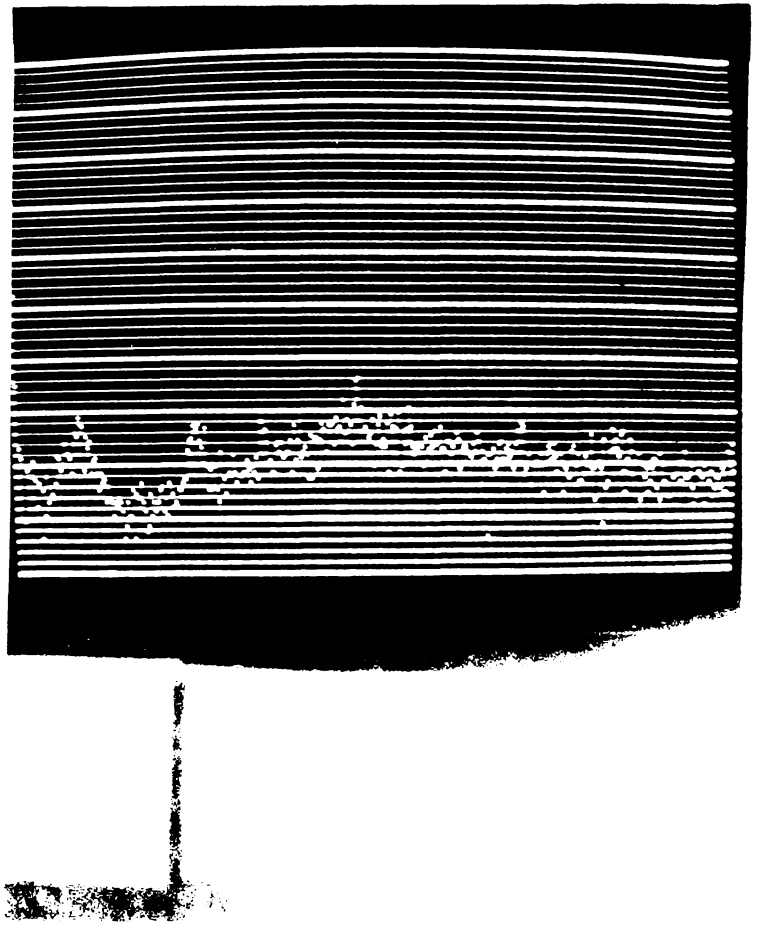


Fig. 4-28

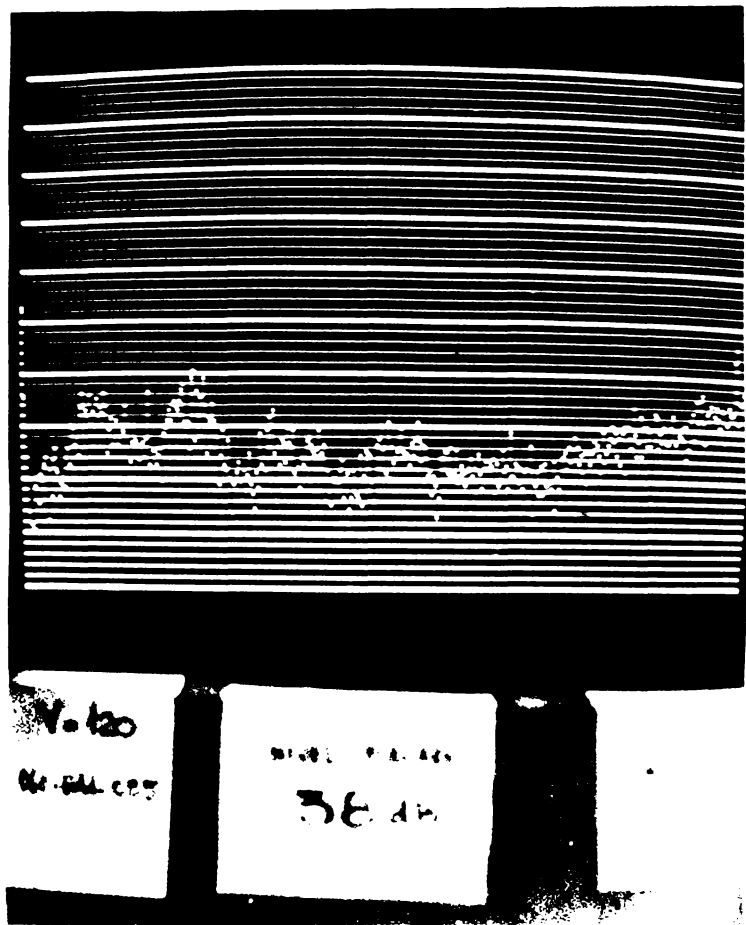


Fig. 4-29

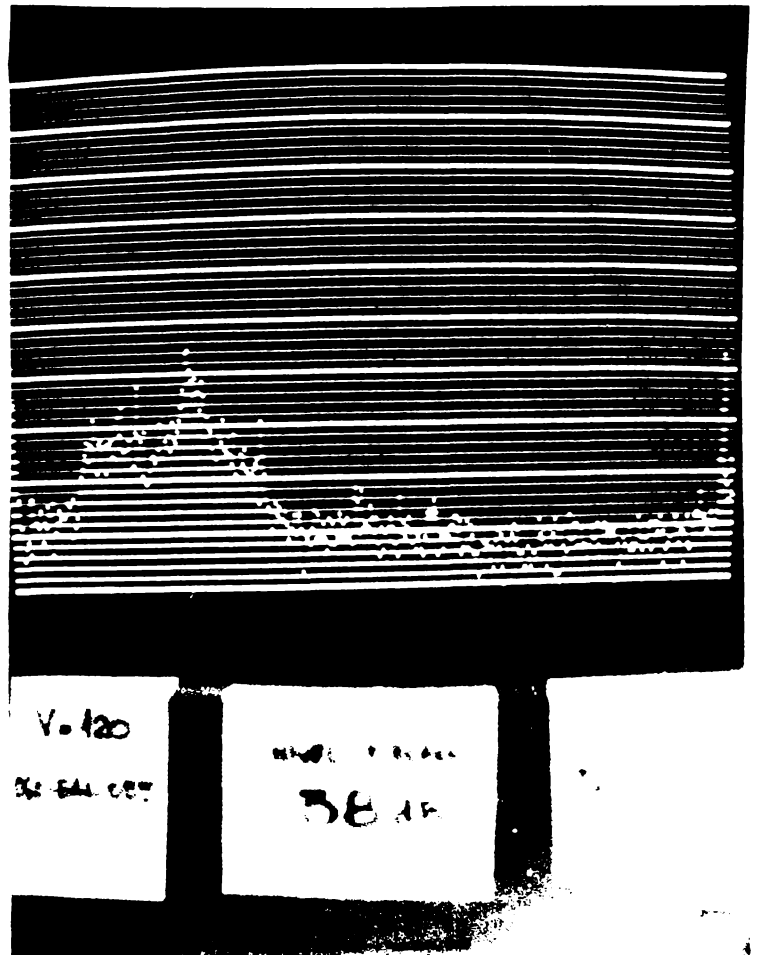
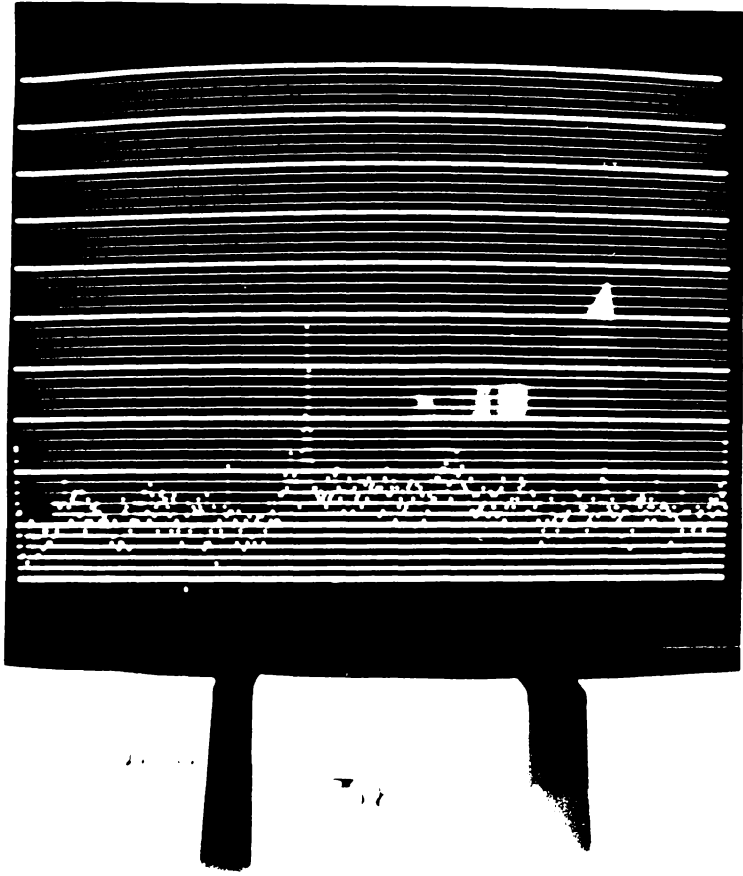
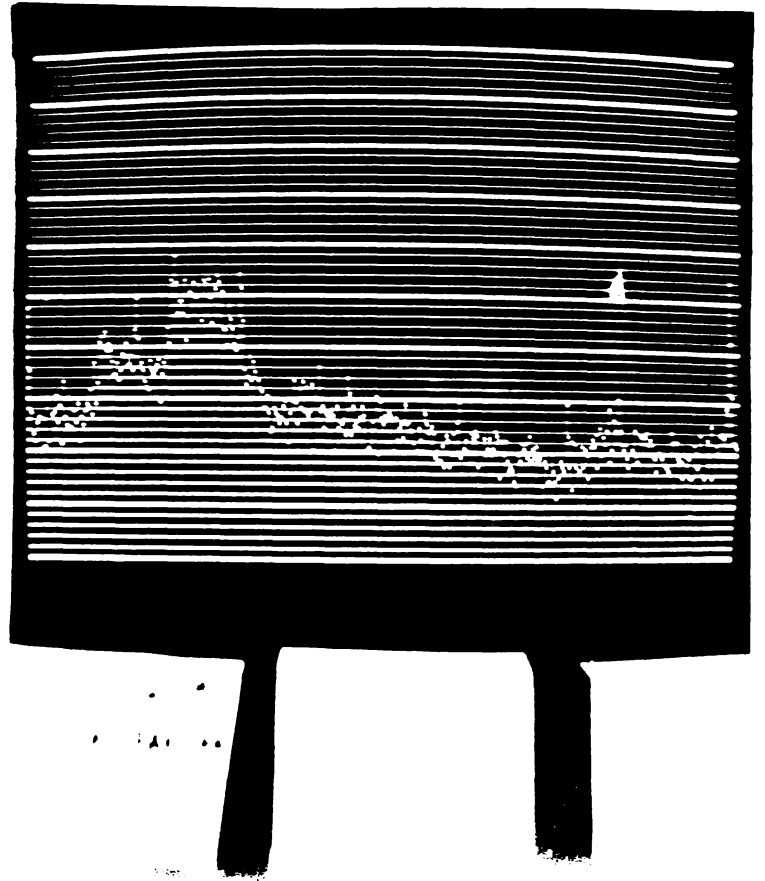


Fig. 4-30



Real-Time Analyzer Type 3347 / 3348

Fig. 4-31



Real-Time Analyzer Type 3347 / 3348

Fig. 4-32

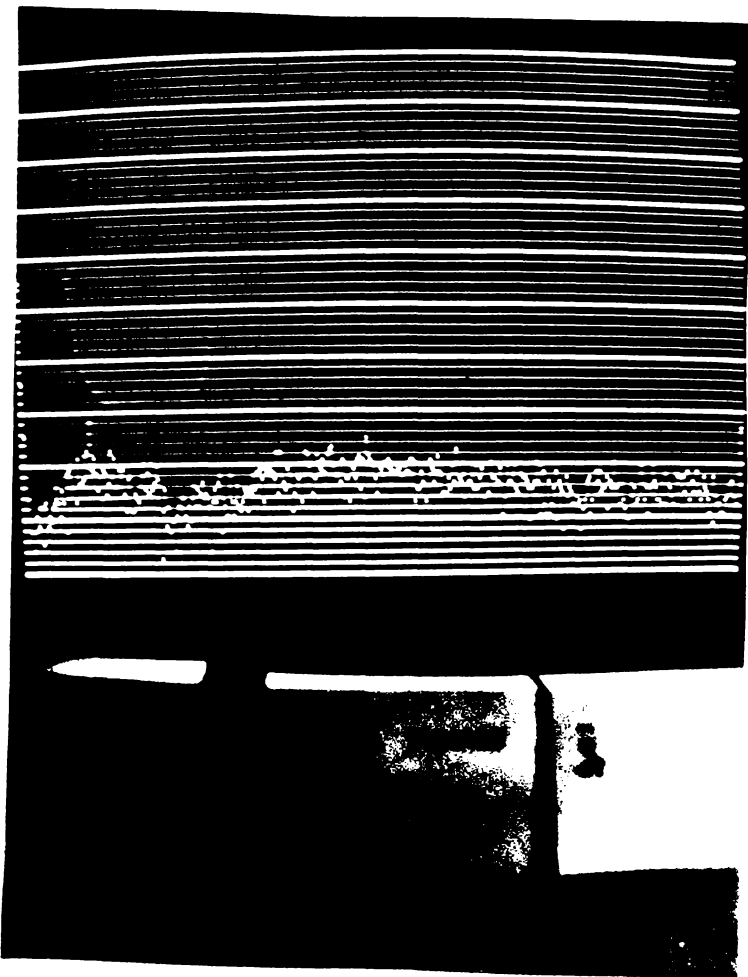


Fig. 4-33

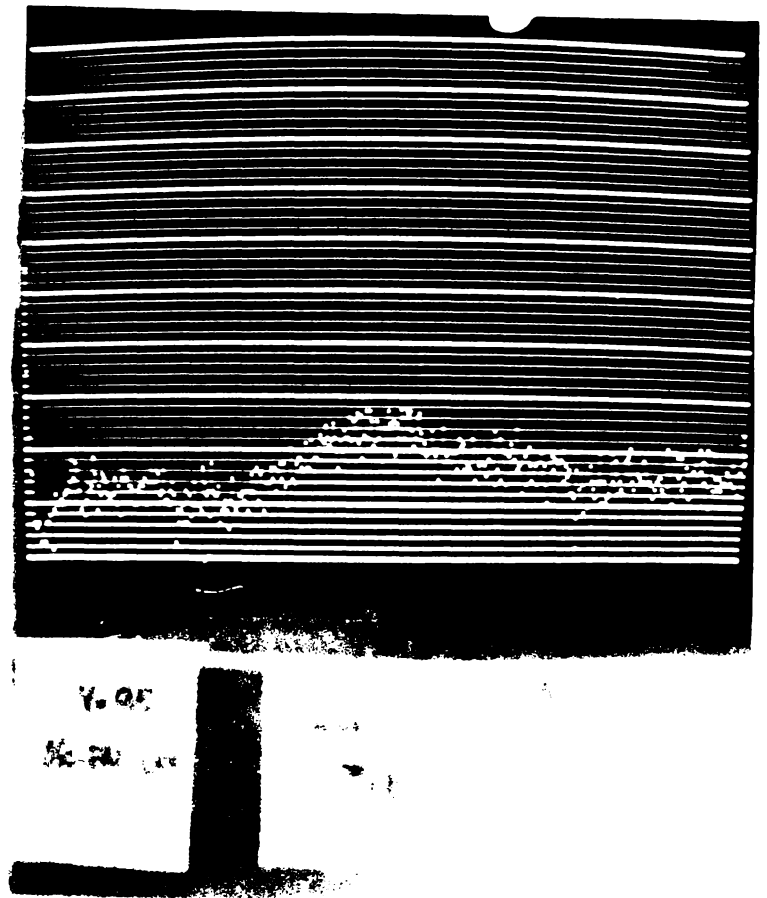


Fig. 4-34

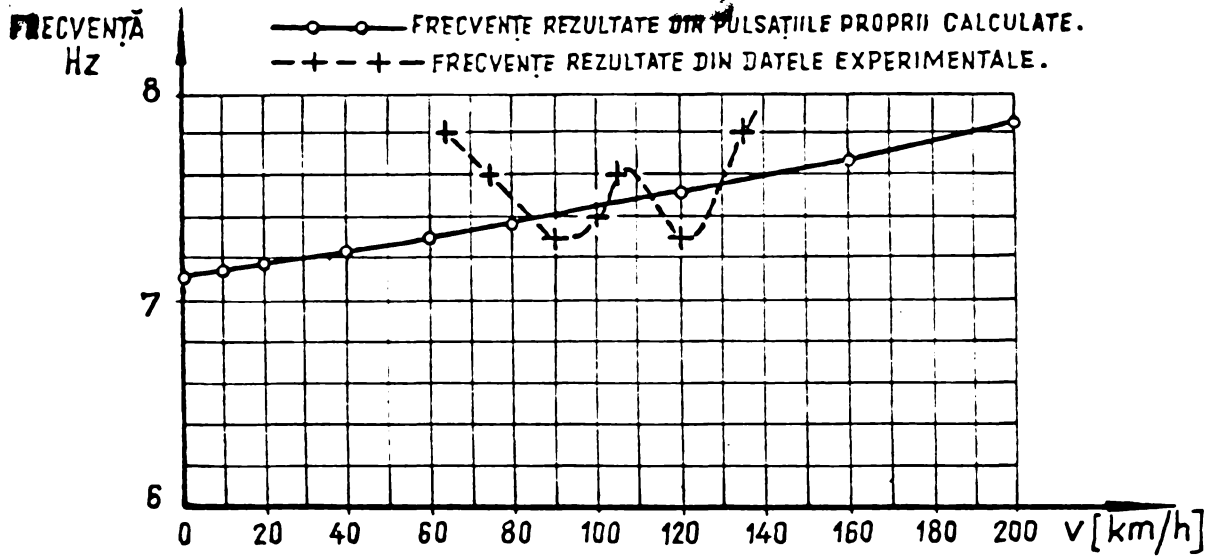


Fig.4-35 DIAGRAMA $f=f(v)$ CU VALORILE TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE, PENTRU ACCELERAȚIA LATERALĂ A BOGHIULUI, \ddot{y}_B .

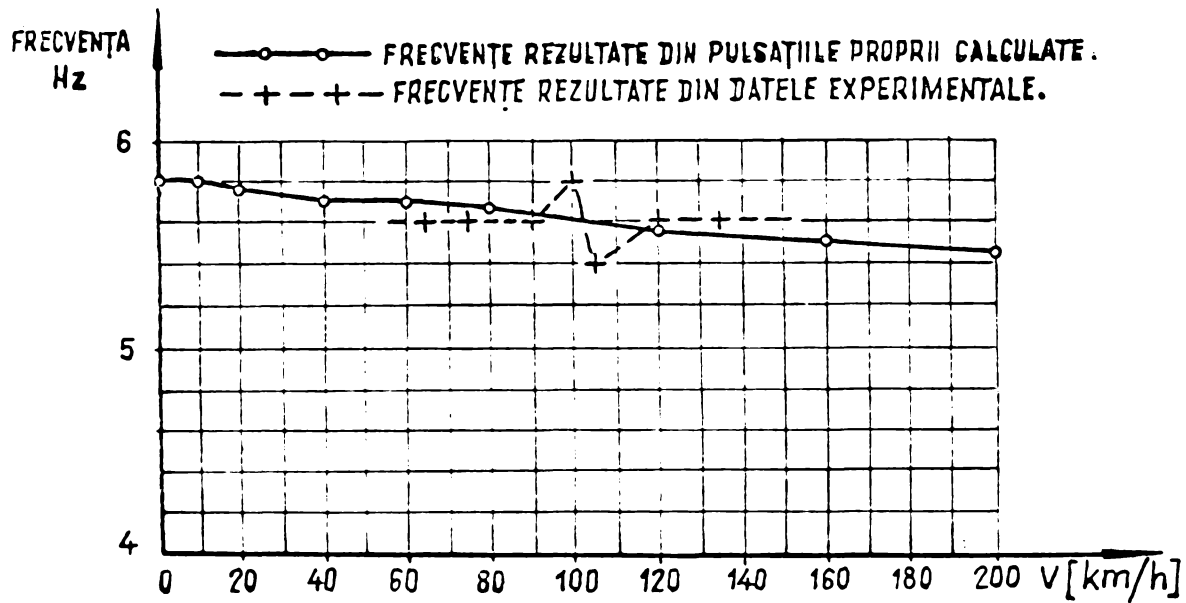


Fig.4-36 DIAGRAMA $f=f(v)$ CU VALORILE TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE, PENTRU ACCELERAȚIA DE ROTIRE A BOGHIULUI ÎN JURUL LUI OZ, $\ddot{\alpha}_B$.

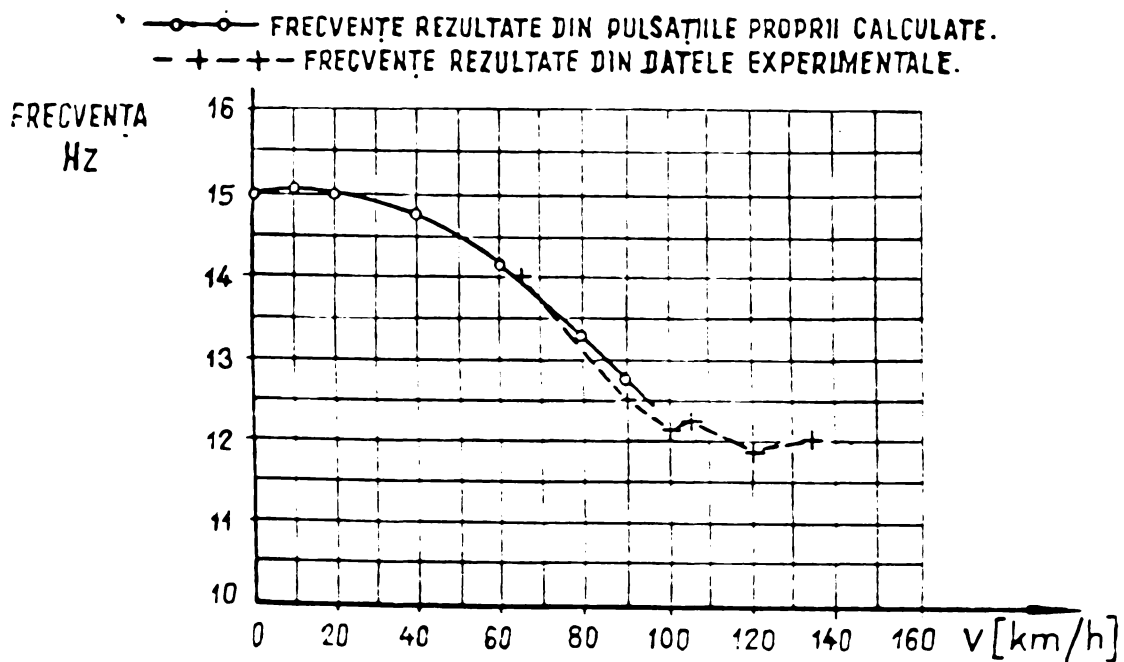


Fig.4-37 DIAGRAMA $f=f(v)$ CU VALORILE TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE, PENTRU ACCELERAȚIA DE ROTIRE A BOGHIULUI ÎN JURUL LUI OZ, $\ddot{\alpha}_B$.

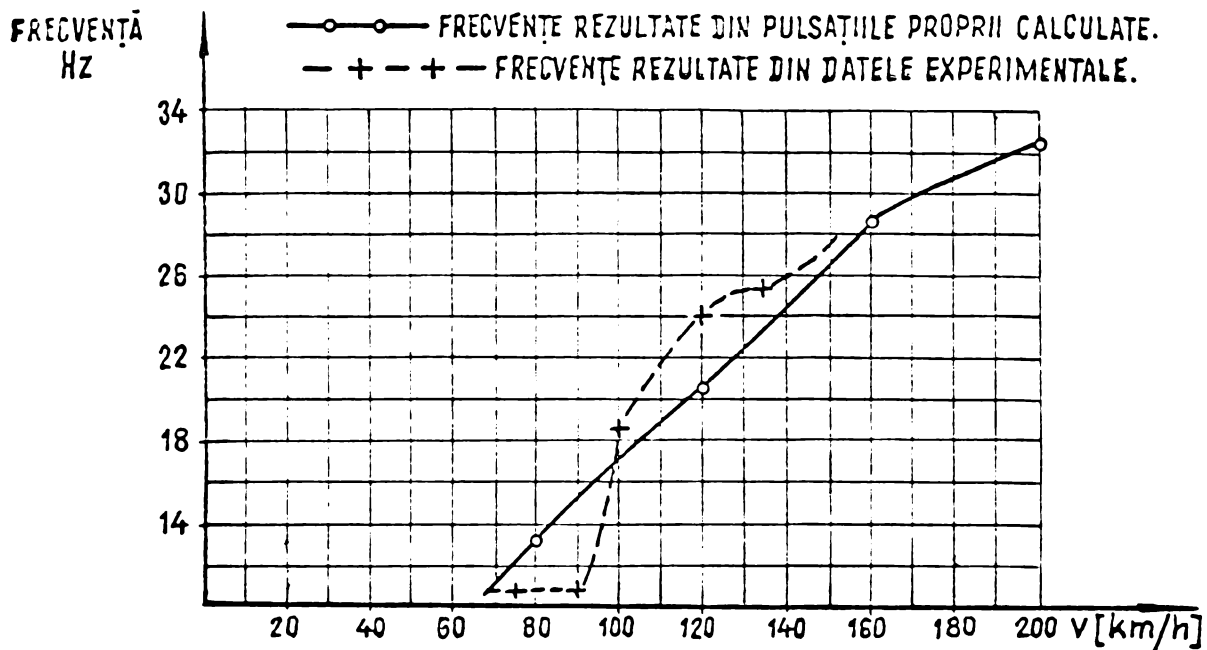


Fig. 4-38 DIAGRAMA $f = f(v)$ CU VALORILE TEORTICE ȘI EXPERIMENTALE, PENTRU ACCELERAȚIA DE ROTIRE A PRIMEI OSII ÎN JURUL LUI OZ , $\ddot{\alpha}_1$.

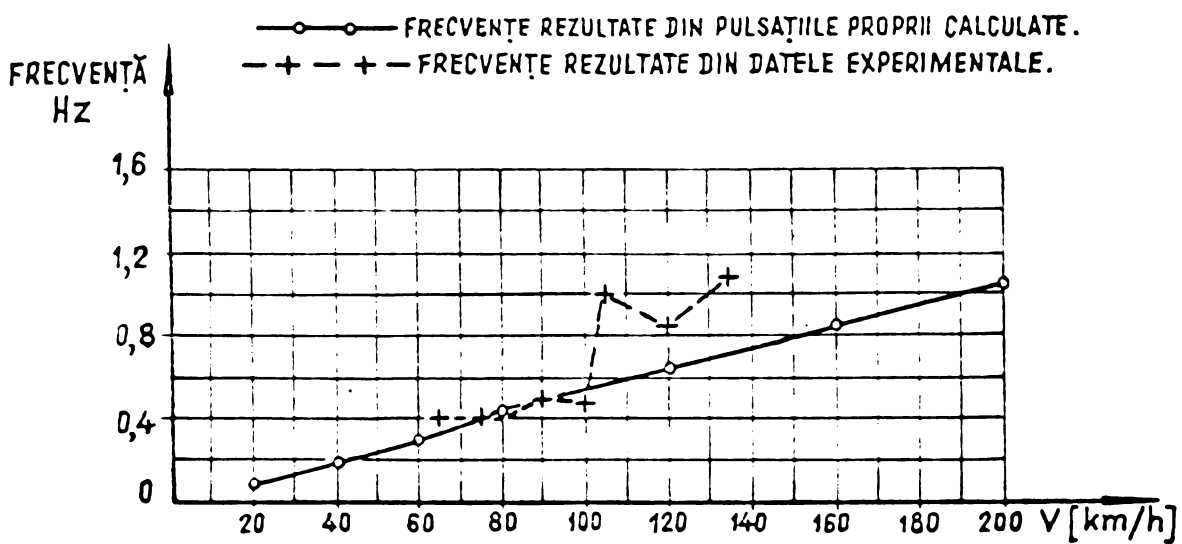


Fig. 4-39 DIAGRAMA $f = f(v)$ CU VALORILE TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE, DE DEPLASARE LATERALĂ A PRIMEI OSII, \ddot{y}_1 .

**5. PROPUȘERI DE ÎMBUNĂTĂȚIRE A CALITĂȚILOR DINAMICE
ALE LOCOMOTIVEI ELECTRICE 060-EA, CA URMARE A
SIMULĂRII COMPORTĂRII ACESTEA LA VITAZE MARI DE
CIRCULAȚIE**

În urma analizei influenței separate a fiecărui parametru constructiv a locomotivei cu șase osii, studiată prin simulare pe calculator pe bază de modele matematice, care au fost validate de experiențele efectuate în condiții de exploatare, au rezultat unele concluzii imediate care au fost prezentate succint la timpul potrivit.

Modificarea parametrilor, în general cu + 25 % față de valoarea standard, a condus uneori mai mult, altădată mai puțin iar de câteva ori deloc, la schimbări în ceea ce privește stabilitatea la mers a locomotivei luate în studiu.

De aici a apărut ideea de a înlocui numai valorile parametrilor la care s-a constatat că au influență notabilă asupra stabilității locomotivei, fără să se pună întrebarea dacă aceste modificări pot fi realizate în practică sau nu. Deci se caută o locomotivă ipotetică ideală care să prezinte cea mai bună stabilitate la mers, pînă la viteza de 400 km/h, pentru care s-au ales următorii parametri constructivi, ceilalți rămînînd la valorile lor standard:

| Parametrul care se modifică | Valoare standard | Valoare propusă |
|-----------------------------|-------------------|------------------|
| k_{oy1} | 13376000 N/m | 10032000 N/m |
| k_{od1} | 80000000 N.m/rad | 60000000 N.m/rad |
| k_{ox2} | 65000000 N.m/rad | 48750000 N.m/rad |
| k_t | 101000 N/m | 126000 N/m |
| k_{td} | 2675000 N.m/rad | 3344000 N.m/rad |
| e_1 | 2,2 m | 2,0 m |
| r | 0,605 m | 0,5 m |
| f_{cl} | $1,92 \cdot 10^7$ | $2,5 \cdot 10^7$ |
| f_{ct} | $1,55 \cdot 10^7$ | $2,2 \cdot 10^7$ |

Cu aceste noi valori pentru parametrii de mai sus, ceilalți parametri constructivi rămînînd la valorile lor standard, s-au efectuat rulări pe calculator în treptede viteză cunoscute deja, pînă la 400 km/h. Curbele rezultate sînt prezentate în fig. 5-1. Se constată cu surprindere că introducînd de data aceasta în-

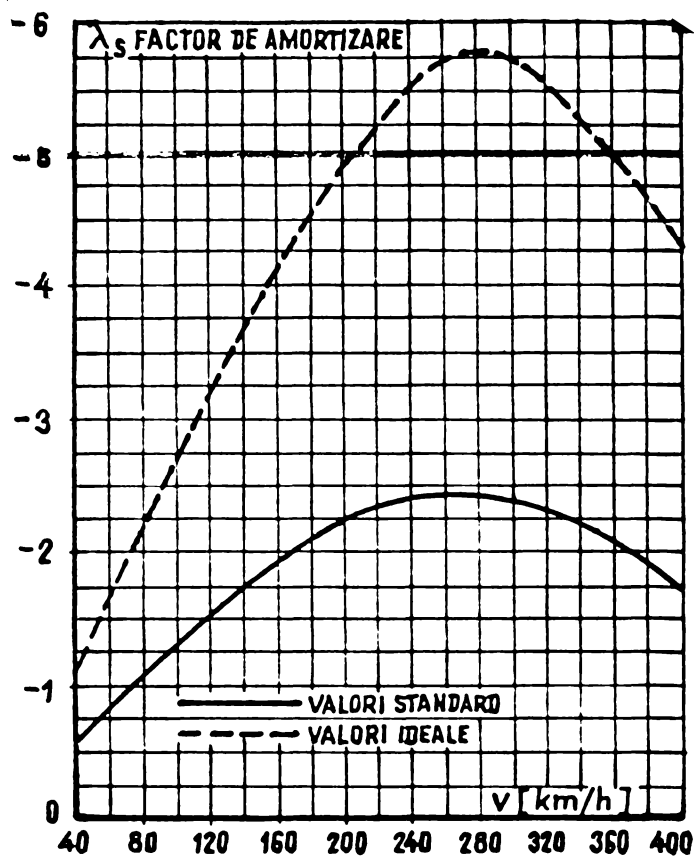


Fig. 5-1 COMPARATIE ÎNTRE CURBELE DE STABILITATE ALE LOCOMOTIVEI 060-EA CU PARAMETRI STANDARD ȘI A LOCOMOTIVEI CU PARAMETRI IDEALIZATI.

precum și toți parametrii, care fiecare în parte au avut o influență favorabilă asupra stabilității locomotivei. Am obținut o nouă locomotivă a cărei stabilitate este net superioară celei existente, astfel factorul de amortizare λ_s s-a modificat astfel:

| Viteza km/h | Factor de amortizare λ_s | | Creșterea stabilității |
|-------------|----------------------------------|-----------------------|------------------------|
| | Locomotiva standard | Locomotiva modificată | |
| 40 | -0,553 | -1,113 | 2,013 ori |
| 80 | -1,071 | -2,181 | 2,036 ori |
| 120 | -1,539 | -3,196 | 2,077 ori |
| 160 | -1,937 | -4,131 | 2,133 ori |
| 200 | -2,244 | -4,936 | 2,2 ori |
| 240 | -2,40 | -5,525 | 2,3 ori |
| 280 | -2,47 | -5,768 | 2,335 ori |
| 320 | -2,35 | -5,566 | 2,37 ori |
| 360 | -2,1 | -4,992 | 2,38 ori |
| 400 | -1,73 | -4,251 | 2,46 ori |

din cele de mai sus rezultă că stabilitatea la mers a locomotivei a crescut de peste 2 ori la toate vitezele de circulație luate în studiu.

În revistă
 Un specialist în locomotive, la o trecere scurtă în valo-
 rilor parametrilor propuși mai sus, va spune că nu este posibil

construirea unei astfel de locomotive ideale, cum a fost denunțată mai sus, în ceea ce privește stabilitatea de mers.

Dar, li se dă astfel la îndemână proiectanților de locomotive o metodologie unitară pentru a putea alege parametrii constructivi în așa fel ca viteza critică să aibă o valoare cât mai mare.

Cercetarea se încheie în acest punct. În continuare munca ar trebui dusă în comun, cercetător și proiectant, pentru a se verifica prin simulare variantele constructive propuse.

6. CONCLUZII

Teza de față, privind studiul stabilității de mers a vehiculelor feroviare, cu referire la posibilitățile de sporire a vitezei locomotivei electrice 060-EA la 200 km/h, încearcă să scoată în evidență importanța ce o prezintă pentru transportul de mare viteză pe calea ferată cercetarea fundamentală și aplicativă a fenomenelor legate de ghidarea locomotivelor în lungul căii.

În studiu s-a luat cazul cel mai complex, locomotiva cu șase osii înestrată cu cuplă transversală, tocmai cu scopul de a imagina o metodologie de simulare a circulației la viteze mari în regim de mișcare permanentă, care să se poată aplica la toate vehiculele de cale ferată, fabricație de serie, aflate în parcul CFR.

Metodologia are la bază un model matematic cu 39 grade de libertate pentru studiul stabilității laterale a locomotivei. Cu ajutorul acestui model matematic s-a scris sistemul de 39 de ecuații diferențiale liniare ale mișcărilor laterale simultane ale părților componente ale locomotivei. Ecuațiile diferențiale conțin parametrii constructivi care pot influența comportarea dinamică a sistemului mecanic luat în studiu.

Pentru studiul stabilității locomotivei electrice 060-EA la viteze mari de circulație, interesează mai puțin aflarea soluției generale a mișcării, fiind mai important faptul ca oscilațiile tuturor părților componente să fie amortizate.

Pornind de la condițiile de stabilitate, mișcările locomotivei vor fi stabile atâta timp cât valorile proprii sunt reale și negative sau complexe conjugate cu partea reală negativă, astfel că viteza critică de circulație va corespunde acelei valori

a vitezei locomotivei pentru care valorile proprii devin reale și pozitive sau complexe conjugate cu partea reală pozitivă, mai precis când una din mișcările corespunzătoare celor 39 grade de libertate devine o mișcare vibratorie cu amplitudini ce cresc la infinit.

Programul NIPAS calculează valorile proprii și vectorii proprii din matricea reală A (2.55) rezultată din sistemul de ecuații ale mișcărilor simultane.

În cauza timpului mare necesar unei singure rulări pe calculator pentru modelul matematic cu 39 grade de libertate, pentru a putea verifica metodologia propusă s-a efectuat studiul parametric numai asupra primului boghină al locomotivei, deci pe un model matematic cu 9 grade de libertate.

Ca regulă generală, în analiza parametrică a stabilității locomotivei, s-a folosit modificarea a numai unui singur parametru constructiv, pentru care apoi s-au efectuat rulări cu diverse viteze de circulație - între 0 și 200 km/h sau chiar 400 km/h pentru a se constata influența acestuia asupra stabilității locomotivei.

S-a afirmat apoi că, simularea pe calculator a mișcărilor simultane ale părților componente ale locomotivei, este singura posibilitate de a stabili influența separată a fiecărui parametru constructiv asupra stabilității acesteia, experiențele pe linie având rolul numai de a valida rezultatele teoretice.

Pentru cazul modelelor matematice cu mai multe grade de libertate, cum este locomotiva electrică luată în studiu, nu este posibilă simularea cu suficientă precizie a comportării dinamice a acesteia pe calculatorul analogic, astfel că aceasta se poate realiza numai pe calculatoare numerice.

Se reamintește totuși că în cazul unor sisteme mecanice complexe, din care face parte și locomotiva 060-EA cu șase osii, munca experimentală este dificilă de efectuat.

Pentru definirea celor mai importante moduri de vibrație ale locomotivei, a fost necesară o localizare îngrijită a instrumentației de măsură și o alegere a acesteia în așa fel încât să cuprindă fenomenele la care se așteaptă.

Pentru măsurarea și înregistrarea accelerațiilor în punctele alese înainte, s-a folosit aparatură de înaltă precizie montată pe vagonul dinamometric WD 502 al ICPTT și pe locomotiva electrică 060+EA-055 cu care în cursul anului 1979 s-au efectuat experiențe pe linia București-Brașov și retur, la trenuri

rapide și accelerate, cu care ocazie s-au obținut date pînă la viteza de 140 km/h.

Prelucrarea statistică a datelor experimentale, obținute cu ocazia încercărilor pe linie și înregistrate pe bandă de magnetofon, s-a efectuat pe o instalație specializată de tip Brüel & Kjaer nr. 3348 aflată în dotarea ICPTT.

Pe baza datelor, calculate teoretic prin simulare pe calculator și a celor rezultate experimentale, s-au trasat diagrame de frecvență funcție de viteze de circulație (fig. 4-35... 4-39), din analiza cărora s-a confirmat valabilitatea calculului teoretic, astfel că modelul matematic adoptat a fost validat de rezultatele practice obținute în condiții de exploatare.

Din studiul parametric asupra stabilității la mers a locomotivei electrice 060-EA s-a rezultat următoarele concluzii :

a) Locomotiva circulă stabil în aliniament chiar și la 200 km/h astfel că pentru actualele viteze de circulație și condiții de remorcare nu sînt necesare modificări constructive care să-i mărească această stabilitate.

b) Oscilația de deplasare laterală a primei osii în direcția de mers, a avut aproape întotdeauna factorul de amortizare cel mai mic în valoare absolută, aceasta fiind deci vibrația care dădea tonul în ceea ce privește stabilitatea locomotivei.

c) Modificarea cu $\pm 25\%$ a rigidității resortului (în cupla transversală) influențează puțin asupra stabilității la mers în aliniament a locomotivei electrice. Explicația acestui aspect ar consta în existența suspensiei de tip flexioel la legătura dintre cutia locomotivei și rama boghiului.

d) Prin modificarea cu $\pm 25\%$ a rigidității laterale a suspensiei primare k_{oy1} nu se constată o influență notabilă asupra stabilității locomotivei în domeniul viteselor mici și mijle-iei, însă odată cu creșterea viteselor de circulație, cu cît scade k_{oy1} , crește stabilitatea locomotivei.

e) Se constată că odată cu creșterea vitezei de circulație, stabilitatea locomotivei crește cu micșorarea rigidității la rotire a osiei în jurul axei OZ.

f) Pentru viteze de circulație de pînă la 400 km/h cele trei feluri de conicități simulate pentru profilele bandajelor roților de 1/10, 1/20, și 1/40 împart acest domeniu în zone de influență.

Astfel bandajele cu conicități mari, de 1/10, sînt mai stabile la viteze mici și chiar mari, dar la viteze foarte mari

conicitatea de 1/40 devine mai stabilă. Conicitatea actuală de 1/20 dă totuși o bună stabilitate în domeniile actuale de viteze și chiar cele viitoare, avînd în vedere că factorii de amortizare sînt destul de mari în valoare absolută.

g) Micșorarea masei osiei montate conduce la o mărire a stabilității locomotivei, dar într-o mică măsură pentru modificarea făcută acesteia de $\pm 25 \%$.

Aceeași concluzie este valabilă și pentru modificarea cu $\pm 25 \%$ a masei boghiului.

h) Schimbările aduse valorilor amortizărilor din suspenzia primară și secundară nu au condus la influențe clare asupra stabilității locomotivei.

i) Modificarea distanței orizontale dintre prima osie și centrul de greutate al boghiului are efecte asupra stabilității locomotivei, în sensul că prin micșorarea acestei distanțe stabilitatea crește.

j) Se constată de asemenea că nu este indiferentă alegerea felului cum se poziționează osia a doua față de centrul de greutate al boghiului.

Din analiza efectuată rezultă că boghiurile la care osia a doua se află în urma punctelor de sprijin a cutiei pe boghia, sînt ceva mai stabile

k) În domeniul de viteze considerat în analizele anterioare, parametrul geometric care trebuie privit cu mare atenție este diametrul de rulare a roții. Pentru cazul locomotivei electrice a rezultat că roțile cu diametrul de 1000 mm ar conduce la un plus de stabilitate.

l) După cum era și de așteptat parametrii care au cea mai mare influență asupra stabilității locomotivei sînt coeficienții de pseudoalunecare. Cu cît acești coeficienți sînt mai mari cu atît locomotiva este mai stabilă pentru că forțele de pseudoalunecare, cele care ghidesează vehiculul în cale, sînt mai mari.

Valoarea metodologiei stabilite în prezența teză de doctorat, constă în studiul influenței diverșilor parametri constructivi asupra stabilității locomotivei aflată în exploatare curentă, fiind capabilă să indice limitele de performanță în ceea ce privește viteza maximă de circulație, sau ce modificări trebuie făcute pentru mărirea acestei viteze. Valoarea reală a metodologiei adoptate în prezența teză este evidentă în stadiul de proiectare, cînd se poate efectua optimizarea sus-

pensiei și a dimensiunilor geometrice ale locomotivei.

In teză s-a arătat că este posibilă mărirea stabilității de mers a locomotivei electrice luate în studiu, prin alegerea astfel a parametrilor constructivi încât efectele stabilizante individuale ale acestora să concure în vederea atingerii scopului propus.

In domeniul dinamicii vehiculelor feroviare la viteze mari de circulație mai rămân numeroase probleme care trebuie să stea în atenția cercetătorilor. Se apreciază că teza de față deschide posibilitatea atacării unor noi probleme de cercetare prin:

- introducerea în analiză a regimurilor de tracțiune și de frinare pentru a putea determina influența acestora asupra stabilității;

- luarea în considerare cu ocazia întocmirii modelelor matematice a motoarelor de tracțiune cu mase suspendate și a mișcărilor de încovoiere și de torsiune a ramelor boghiurilor și a cutiei vehiculului;

- extinderea analizei dinamice de la modelul matematic pentru un vehicul la un model matematic al întregului tren, cu scopul de a afla dacă există sau nu manifestări instabile necunoscute pînă în prezent care afectează stabilitatea trenului.

7. CONTRIBUȚII PERSONALE

Transportul pe calea ferată a fost și este cel mai important dintre toate sistemele de transport, dar în ultimul timp în confruntarea directă cu acestea, a trebuit printre altele, să-și mărească viteze de circulație.

Realizările unor căi ferate din țările avansate au demonstrat și practic, că există posibilități în sporirea vitezei trenurilor, curent la care și Căile Ferate Române a aderat.

Ca urmare, cercetarea științifică a avut sarcina studierii fenomenelor legate de dinamica materialului rulant feroviar, care pot să apară odată cu creșterea vitezelor de circulație, astfel că lucrarea corespunde și se încadrează în stabilirea posibilităților de ridicare a vitezei trenurilor la CFR.

Lucrarea prezintă în esență cercetările și căutările autorului din ultimii șapte ani, perioadă în care următoarele evenimente ar putea fi considerate mai importante:

- In 1974 pe timp de trei săptămâni a urmat o specializare

în R.S.Cehoslovacă pentru programarea pe calculatoare analogice la firma Arima.

- În 1975, timp de șase luni a fost la specializare în SUA la Massachusetts Institute of Technology, în probleme legate de dinamica materialului rulant feroviar.

- În 1975 a fost responsabilul temei de cercetare 32.165 "Cercetări privind stabilitatea de mers a locomotivelor electrice de mare viteză la CFR (200 km/h) în condiții de siguranța circulației" contract 5106, beneficiar MTTC-DTV.

- A fost responsabil la tema de cercetare 263.4 "Cercetări privind interacțiunea dintre locomotiva diesel-electrică de 2100 CP cu calea de rulare", contract 7287/1977-1978, beneficiar Institutul de cercetări și proiectări "Electroputere" Craiova.

- A fost responsabil la tema de cercetare 263.16 "Cercetări privind interacțiunea dintre locomotiva electrică 060-EA de 5100 kW cu calea de rulare", contract 8139/1978-1979, beneficiar Institutul de cercetări și proiectări "Electroputere" Craiova.

- La contractele arătate mai sus s-a aplicat pentru prima dată la noi în țară metodologia referitoare la studiul stabilității de mers a vehiculelor feroviare în condiții de regim permanent, imaginată de autor.

În teza de față metodologia prezentată la Cap.2 și Cap.3 are la bază, de această dată un model matematic mai complex de 39 grade de libertate, model folosit pentru prima dată, special pentru această lucrare.

- Cu începere din 1975 autorul a început să publice lucrări referitoare la dinamica locomotivelor, singur [81,82, 83,84,85,86,87,88,89,90,91,92,93], sau în colaborare [70,71,72, 73,94,116,117,118,119].

Analiza celor șase capitole precedente din lucrarea de față, conduce la evidențierea următoarelor contribuții personale și aspecte care merită a fi relevate:

a) Capitolele sînt aranjate într-o ordine logică: model matematic - simulare pe calculator - validarea modelului prin experiențe efectuate în condiții de exploatare, aplicații practice pe baza contractelor de cercetare.

b) Modelul matematic adoptat în capitolul 2, ca să reprezinte locomotiva electrică cu șase cai, este original prin aceea că pentru prima dată s-a dat cîte un grad de libertate

pentru mișcarea de rotație a osiei în jurul axei OX, s-a introdus și s-au separat efectele cuplei transversale prin introducerea de rigidități și amortizări atât în direcție laterală cât și la rotație în jurul axei OZ, calea de rulare s-a considerat a fi elastică prezentând totodată și neregularități laterale, de aliniere și diferențe de nivel între cele două fire ale căii. A rezultat un model matematic, reprezentând o contribuție personală a autorului, cu 39 de grade de libertate și anume: cutia locomotivei, ramele boghiurilor și osiile montate, se consideră perfect rigide și au trei grade de libertate - deplasare laterală, rotație în jurul axei OZ, rotație în jurul axei OX - calea de rulare se consideră a avea două grade de libertate în dreptul fiecărei osii de locomotivă - deplasare laterală și rotație în jurul lui OX - prezentând în plus și neregularități geometrice.

c) Intreg capitolul 2, care reprezintă baza metodologiei imaginată de autor, este complet original, astfel că toate relațiile de la (2.2) până la 2.48) se întâlnesc pentru prima dată. Scrierea sub formă matricială (2.49) a sistemului de 39 de ecuații diferențiale simultane ale mișcării, dar mai ales modificarea și trecerea în formă (2.53), prin utilizarea variabilelor de stare, a făcut posibil să se treacă la studiul stabilității de mers cu ajutorul calculatoarelor numerice.

d) Anexele:

A/ Depășirile relative dintre boghiuri și cutia locomotivei.

B/ Depășirile relative dintre boghiuri și osiile montate.

C/ Depășirile relative dintre osiile montate și calea de rulare.

D/ Influența cuplei elastice dintre boghiuri asupra depășirilor relative.

E/ Expresiile forțelor laterale de pseudoalunecare și a momentelor date de forțele longitudinale de pseudoalunecare.

F/ Relațiile de calcul a elementelor matriciei A, sînt de asemenea originale, iar relațiile stabilite în acestea s-au utilizat în capitolul 2.

e) În capitolul 3, pentru studiul stabilității la mers a unei locomotive pe șase osii cu ajutorul calculatoarelor numerice s-a întocmit programul NICTAS (Anexa I), original, prin care s-a apelat la niște subrutine specializate în calcularea valorilor proprii și a vectorilor proprii.

f) Anexa II, prin care se stabilesc relațiile de calcul

pentru elementele matricii A_1 , rezultată dintr-un sistem de ecuații ale mișcărilor simultane a primului boghin, este de esența originală, cum de altfel este și subrutina PAHI 2, care calculează elementele acestei matrici.

g) Autorul tezei a fost primul care a statuat și publicat la noi în țară (1975) problema studiului stabilității de mers a locomotivelor cu șase osi însestrate cu cuplă transversală, în regim permanent, pe baza determinării prin simulare pe calculator a valorilor proprii și vectorilor proprii rezultate din ecuația caracteristică (2.54). A luat în considerare cazul locomotivei electrice 060-EA, a locomotivei diesel-electrice 060-DA și a unei locomotive fără cuplă transversală, prezentând concluzii de fiecare dată.

h) Tot în cap.3, autorul tratează într-o formă ordonată logic influențele separate ale tuturor parametrilor constructivi care intră în sistemul de ecuații ales, ceea ce se consideră a fi o contribuție importantă în cunoașterea cât mai completă a mecanismului instabilității la hunting, astfel s-a studiat:

h.1) Influența unor caracteristici constructive ale elementelor suspensiei primare asupra stabilității locomotivei cum ar fi: rigiditatea laterală a suspensiei primare pentru o osie (k_{0y}), rigiditatea la rotire în jurul lui OZ ($k_{0\alpha}$) separat pentru osiile nr.1; nr.3 și separat pentru osia nr.2, coeficienții de amortizare în direcție laterală pentru osie (C_{0y}) și la rotire în jurul lui OX ($C_{0\alpha}$) pentru o osie.

h.2) Influența unor caracteristici constructive ale elementelor suspensiei secundare asupra stabilității locomotivei, cum ar fi: rigiditatea laterală a suspensiei secundare (k_{2by}), rigiditatea la rotire în jurul axei OZ ($k_{2b\alpha}$), rigiditatea la rotire în jurul axei OX ($k_{2b\varphi}$), coeficienții de amortizare în direcție laterală (C_{2by}), la rotire în jurul axei OZ ($C_{2b\alpha}$) și la rotire în jurul axei OX ($C_{2b\varphi}$).

h.3) Influența maselor și a momentelor de inerție ale părților componente ale locomotivei asupra stabilității acesteia, cum ar fi: masa osiei (m_o), masa boghiului (m_b), momentele de inerție ale osiilor și ramei boghiului în jurul axelor OZ și OX ($I_{o\alpha}$, $I_{b\alpha}$, $I_{b\varphi}$).

h.4) Influența dimensiunilor locomotivei asupra stabilității locomotivei, astfel: distanțele dintre osiile montate și centrul de greutate al boghiului (a_1, a_2, a_3), conicitatea bandajului (λ), diametrul roții ($2r$), înălțimile de la osii la centrul de greutate al boghiului (h_0) și de la centrul de greutate al boghiului la punctul median al suspensiei secundare (h_2), coeficientul de pseudoalunecare (f_{CL} și f_{CT}).

i) În capitolul 4 care are ca obiect realizarea încercărilor experimentale pe linie cu scopul de a valida modelul matematic adoptat în cap. 2, după o mică parte introductivă și de explicare a aparatului alese pentru măsurători, se dau schemele originale fig.4-4 de amplasare a traductorilor de accelerație pe elementele locomotivei electrice și fig. 4-10 de montare a aparatului de măsură pe vagonul dinamometric în care s-au imaginat și scheme electronice de scîdere a semnalelor. Prelucrarea statistică a semnalelor înregistrate cu ocazia experiențelor s-a făcut pe o instalație specializată Brüel & Kjaer nr. 3348, aflată în dotarea ICPPT.

j) Pe baza datelor calculate din cap.3 și a celor rezultate experimentale din cap. 4 s-au trasat diagramele frecvenței funcție de viteză $f=f(v)$ fig. 4-35...4-39; din concordanța cărora a rezultat validarea modelului matematic adoptat în cap.2.

k) Modificarea sistemului de ecuații diferențiale în vederea întocmirii schemei analogice pentru simularea pe calculator analogic a mișcării unui boghiu pe trei osii (Anexa J) este complet originală.

l) Capitolul 5 constituie de asemenea o contribuție personală a autorului, deoarece face propuneri de îmbunătățire a caracteristicilor dinamice ale locomotivei electrice U60-BA, la viteze mari de circulație în sensul că prin simulare probează că este posibilă mărirea stabilității locomotivei. Astfel a înaintat ideea de a înlocui numai valorile parametrilor constructivi la care s-a constatat că au o influență notabilă asupra stabilității locomotivei, rezultînd astfel un vehicul motor ideal, care față de locomotiva luată în studiu are o stabilitate dublă în domeniul de viteze considerat. O astfel de locomotivă ideală nu poate fi realizată practic în întregime, dar proiectanților li se pune astfel la îndemînă o metodologie unitară pe baza căreia vor putea alege parametrii constructivi în așa fel încît viteza critică să aibă o valoare cît mai mare.

m) In capitolul 6 de concluzii, autorul își expune părerile originale, pe baza simulărilor făcute în capitolele precedente și care au fost validate prin experiențe efectuate în condiții reale de exploatare.

BIBLIOGRAPHIE

1. HATCHER, G.H. - Determination of Vehicle Riding Properties. In: The Railway Gazette, July 28, 1962, p.98-100.
2. BATHE, K.J. et
WILSON, E.L. - Solution Methods for Eigenvalue Problems in Structural Mechanics. In: International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol.6, 1973, p.213-226.
3. BENINGTON, C.K. - The Railway Wheelset and Suspension Unit as a Closed-Loop Guidance Control System: a Method for Performance Improvement. In: Journal Mechanical Engineering Science, Vol.10, nr.2, 1968, p.91-100.
4. BIRMAN, P. - Track Parameters, Static and Dynamic. In: Interaction Between Vehicle and Track, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, London, Vol.180, Part 3F, 1966, p.73-85.
5. BISHOP, R.E.D. et al. - The Matrix Analysis of Vibration. In: University Press, Cambridge, 1965.
6. BOOCCOCK, D. - The Steady State Performance of Experimental Four-Wheeled Vehicle HSPV 1 on Curved Track. In: DYN/51, Feb.1967, British Railways Research Dept., Derby, England.
7. BOOCCOCK, D. - The Equations of Motion of an Elastically Restrained Wheelset on Curved Track and Preliminary of Steady State-Motion. In: DYN/35, Aug.1966, British Railways Research Dept., Derby, England.
8. BOOCCOCK, D. - Steady State Motion of Railway Vehicles on Curved Tracks. In: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.11, Nr.6, 1969.
9. BORSKY, V et
MATYAS, J. - Computation by Electronic Analogue Computers. In: Iliffe Books Ltd., London, 1968.
10. BRÜEL & KJÆR - An Introduction to Vibration Measurement
11. BRÜEL & KJÆR - Examples of Application.

12. BRÜEL & KJAER - Real-time Narrow Band Analyser
13. BUZDUGAN, GH. ș.a. - Vibrații mecanice E.D.P., București 1979
14. CARTERS, J.P. și KRESGE, D. - Literature Survey of Passenger Comfort Limitations of High Speed Ground Transports. In: D-910353-1, July 1965, United Aircraft Research Laboratories, East Hartford, Conn., USA.
15. CLARK, J.W. și LAW, E.H. - Investigation of the Truck Hunting Instability. Problems of High-Speed Trains. In: United Aircraft Research Laboratories, East Hartford, Connecticut, USA.
16. COOPERRIDER, H.K. - High Speed Dynamics of Conventional Railway Trucks. Teză de doctorat, 1968, Stanford University.
17. COOPERRIDER, H.K. - The Hunting Behavior of Conventional Railway Trucks. In: ASME, 70-WA/RR-2.
18. COOPERRIDER, H.K. - Lateral Dynamics Optimization of a Conventional Railcar. In: Arizona State University Paper. Tempe, Arizona, USA
19. COOPERRIDER, H.K. - The Lateral Stability of Conventional Railway Passenger Trucks. In: General Electric Research and Development Center, Schenectady, New York. Paper nr. 6336.
20. COOPERRIDER, H.K. - Railway Truck Response to Random Rail Irregularities. In: ASME Winter Annual Meeting, 1974.
21. COOPERRIDER, H.K. - Secondary Suspension Requirements for Tracked Vehicles. In: High Speed Ground Transportation Journal, Vol.3, nr.2, May 1969, p.255-267.
22. COSTAKE, H. ș.a. - Pottran. Vol. I și II. In: Editura tehnică, București, 1971.
23. CRANDALL, S.H. - Engineering Analysis. A Survey of Numerical Procedures. In: Mc.Graw-Hill Book Company, 1956, p.61-124.

24. DIMO, P. - Programarea în Fortran. In: Editura didactică și pedagogică, București, 1971.
25. DIECA, FL. și TEODOSIU, CR. - Vibrații neliniare și elastice. In: Editura Academiei RSR, București, 1969.
26. DOBIAŠ, K. și ELBERT, K. - Iterative Analog Computer "Meda 41 TC" Technical Description and Programming Instructions. In: Slovak Society for Science and Technics-Editorial Center-Bratislava, 1971.
27. JOHN, W.S. și McCRACKEN, DD - Metode numerice cu programe în Fortran IV. In editura tehnică, București, 1976.
28. DRAGOMIRESCU, M. și MALITA, M. - Programare neliniară. In: Editura științifică, București, 1972.
29. ELLIS, J.R. - An Introduction to the Dynamic Properties of Vehicle Suspensions. In: Proc. Inst. Mech. Engrs. 1964-1965, Vol. 179, Pt. 2A, Nr. 3, p. 98-112.
30. ELMARSHY, W.H. s.a. - Minimax Optimization of Railway Vehicle Suspensions. In: ASME -74-WA/RT-3.
31. GAUDE, M. și SEMAC, G. - Perspectives nouvelles en matière d'adhérence des locomotives diesel-électriques. In: Revue Générale des Chemins de Fer, Fev. 1967.
32. GANTMACHER, FR - The Theory of Matrices. Vol. 1. In: Chelsea Publishing Company, New York.
33. GARG, V.K. - Modèles de calcul du comportement des véhicules ferroviaires en circulation. In: Rail International, nr. 6, 1979, p. 562...573.
34. GARG, V.K. și MEIS, K.D. - Lateral Stability of a Six-Axle Locomotive. In: ASME 75-RT.7.
35. GRAD, J. și BRENNER, I.A. - Algorithm 343, Eigenvalues and Eigenvectors of a Real General Matrix. Communications of the ACM, vol. 11, nr. 12, dec. 1968, p. 820-826.
36. HALES, F.D. - A Theoretical Analysis of the Lateral Properties of Suspension Systems. In: Proc. Instn. Mech. Engrs. 1964-65, vol. 179, Pt. 2A/ nr. 2, p. 73-97.

37. HANES, R.M. - Human Sensitivity to Whole-Body Vibration in Urban Transportation Systems: A Literature Review. In: APL/JHU, RPR 004, May 1970. John Hopkins University, Applied Physics Laboratory, Silver, Spings, Md., USA.
38. HARRIS, C.M. și CREDE, C.E. - Securi și vibrații. In: Editura tehnică București, 1968, vol. I, II.
39. HARRIS, C.M. și CREDE, C.E. - Securi și vibrații. Vol. III. In: Editura tehnică, București, 1969.
40. HEDRICK, J.K. - Analysis, Design, and Optimization of High Speed Vehicle Suspensions Using State Variable Techniques. In: ASME Paper 74-Aut-K.
41. HEDRICK, J.K. - Some Optimal Control Techniques Applicable to Suspension System Design. In: ASME, 73-ICT-55.
42. HEDRICK, J.K. ș.a. - Analysis, Design, and Optimization of High Speed Vehicle Suspensions Using State Variable Techniques. In: ASME, 74-Aut-K.
43. HORBS, A.E.W. - The Lateral Stability of Experimental Four-Wheeled Vehicle: HSPV 1. In: British Railways Research Department. Advanced Projects Group. Technical Note DYN 53, Sept. 1967.
44. HSU, J.C. și MEYER, A.U. - Modern Control Principles and Applications. In: McGraw-Hill Book Company, Inc., 1968.
45. HURLEY, P.J. ș.a. - Railroad Research Field Testing, Progress Report 1. In: Helpar, Inc., Dec. 1968, (PB-182470).
46. HUTCHENS, W.A. ș.a. - Analysis of the Dynamics of a Rail Car from its Response to Random Inputs. In: High Speed Ground Transportation Journal, Vol. 9, nr. 1, 1975, p. 449-457.

47. JEFFCOAT, R.L. - Lateral Dynamics and Control of Rail-Vehicles. In: Teză de doctorat, Massachusetts Institute of Technology, Department of Mechanical Engineering, Sept. 1974.
48. JOLY, R. - Etude de la stabilité transversale d'un véhicule ferroviaire circulant à grande vitesse. In: Rail International, Dec. 1971 nr. 12, p. 975-1008.
49. KALKER, J.J. - Rolling with Slip and Spin in the Presence of Dry Friction. In: Wear nr. 9, 1966, p. 20-38.
50. KATZ, E și DE PATER, A.D. - Stability of Lateral Oscillations of a Railway Vehicle. In: Appl. Sci. Res., Section A, vol. 7, p. 393-407.
51. KOFFMAN, J.L. - Vertical Oscillations of Bogie Vehicles. In: The Railway Gazette, July, 15, 1959, p. 73-80.
52. KOFFMAN, J.L. - Some Aspects of Bogie Pitching. In: The Railway Gazette, July, 15, 1966, p. 574-576.
53. KOFFMAN, J.L. - Friction Damping. In: The Railway Gazette, Nov. 13, 1959, p. 422-425.
54. KOFFMAN, J.L. - Vertical Oscillations of Locomotive Bodies. In: The Railway Gazette, Sept. 11, 1959, p. 140-142.
55. KOCI, L.P. - Wheel and Rail Loading from Diesel Locomotives. Proceedings of Conference on Track/Train, Dynamics Interaction, Association of American Railroads, Chicago, Ill, Dec. 1971, p. 11-61.
56. KORN, G. - Simularea și măsurarea proceselor aleatoare. In: Editura tehnică, București, 1969.
57. LAW, E.H. - Analysis of the Nonlinear Dynamics of a Railway Vehicle Wheelset. In: Teză de doctorat, The University of Connecticut, USA, 1971.

58. LAW, E.H. - Nonlinear Wheelset Dynamic Response to Random Lateral Rail Irregularities. In: ASME, 73-WA/RT-3.
59. LAW, E.H. & COOPERRIDER, H.K. - Literature Survey of Railway Vehicle Dynamics Research. In: Applied Mechanics Division Transportation Symposium, 1973, ASME.
60. LAW, E.H. & BRAND, R.S. - Analysis of the Nonlinear Dynamics of a Railway Vehicle Wheelset. In: ASME, 73-Aut-F.
61. LAZARYAN, V.A. - La stabilité du mouvement des locomotives et du matériel roulant. In: Rail International, nr.1, 1980, p.10-17.
62. LEE, R.A. & PRADKO, F. - Analytical Analysis of Human Vibration In: SAE Paper Nr. 680091, Jan.1968.
63. LIND, E.F. & a. - Application of Rail/Vehicle Dynamic Analyses to Train Operation. In: Proceedings of Conference on Track/Train Dynamics Interaction, Association of American Railroads, Chicago, Ill, Dec. 1971, p.683-713.
64. MASAKUZU, I. - A Calculation of the Lateral Hunting Motion of a Tracked Vehicle. In: Massachusetts Institute of Technology, DSR 76109- 5, 1966.
65. MATSUDAIRA, T. - Hunting Problem of High-Speed Railway Vehicles with Special Reference to Bogie Design for the New Tokaido-Line. In: Proceeding of the Institute of Mechanical Engineers, London, Vol.180, Part 3F, 1966, p.58-66.
66. MATSUDAIRA, T. - Dynamics of High Speed Rolling Stock. In: Japanese National Railways, Railway Technical Research Institute, Quarterly Report, Special Issue, 1963.
67. MURCHAM, H.C. & AMELBECK, D.R. - A Computer Study of Dynamic Loads Caused by Vehicle - Track Interaction. In: ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 91, Series B, nr.3, Aug.1969, p.808-816.

68. MOSZYŃSKI, K. - Metode numerice de rezolvare a ecuațiilor diferențiale ordinare. In: Editura tehnică București, 1973.
69. MURPHY, J.S. - Inițiere în calculatoare numerice. In: Editura tehnică, București, 1968.
70. NAILĂSCU, L și PASCA, N. - Determinarea teoretică și experimentală a dimensiunilor și mărimii elipsei de contact dintre roată și șină. In: Revista Transporturilor și Telecomunicațiilor, nr. 2 1978.
71. NAILĂSCU, L și PASCA, N. - Unele aspecte teoretice și experimentale legate de fenomenul microalunecării. In: Revista Transporturilor și Telecomunicațiilor, nr. 3, 1978.
72. NAILĂSCU, L și PASCA, N. - Interacțiunea roată-șină. Aspecte teoretice și experimentale legate de fenomenul pseudo-alunecării. In: Comunicare la Sesiunea de comunicări tehnico-științifice, ICPEN - Reșița, 28-29 oct. 1977.
73. NAILĂSCU, L și PASCA, N. - Determinarea teoretică și experimentală a dimensiunilor și mărimii elipsei de contact dintre roată și șină. In: Comunicare la Sesiunea de comunicări tehnico-științifice, ICPEN-Reșița, 28-29 oct. 1977.
74. NAYAK, P.R. și TANNER, R.P. - Frictional and Vibratory Behavior of Rolling and Sliding Contactes. In: FRA-RT-73-13, July, 1972, Federal Railroad Administration, Washington, D.C.
75. NEWLAND, D.E. - Steering Characteristics of Bogies. In: The Railway Gazette, oct. 4, 1958, p. 745-750.
76. NEWLAND, D.E. - Steering a Flexible Railway Truck on Curved Track. In: ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 91, Series, B, nr. 3.
77. NICULESCU, S. - Inițiere în Fortram. In: Editura tehnică, București, 1972.
78. NOUVION și BERNARD - Connaissances nouvelles sur l'adhérence des locomotives électriques. In: Revue Générale des Chemins de Fer, mars, 1961.

79. O.R.E. - Question S 1004. Vitesse limite du système rail/roue. Rapport nr.1, Utrecht, 1972.
80. O.R.E. - Question S1004. Vitesse limite du système rail/roue. Rapport nr.2, Utrecht, 1973.
81. PASCA, N. - Influența caracteristicii elastice a cuplei transversale dintre boghiuri, asupra stabilității laterale a unei locomotive de tip Co-Co. In: Comunicare la Sesiunea de comunicări tehnico-științifice, ICPV Arad, 21-22 noiembrie, 1975.
82. PASCA, N. - Cercetări privind stabilitatea de mers a locomotivelor electrice de mare viteză la CFR (200 km/h) în condiții de siguranță a circulației. In: Temă de cercetare cod. 32.165, contract 5108, Institutul de cercetări și proiectări tehnologice în transporturi, 1975.
83. PASCA, N. - Studiul oscilațiilor verticale și laterale ale locomotivei 060-BA la circulația cu viteze până la 200 km/h. Referat nr.1 (pregătire doctorat). Institutul politehnic "Traian Vuia", facultatea de mecanică, Timișoara, 1976.
84. PASCA, N. - Studiu comparativ al comportării dinamice a locomotivelor de mare viteză cu ajutorul modelelor matematice. In: Comunicare la Simpozionul "Cîntarea României" 23 iunie 1978, Craiova.
85. PASCA, N. - Cercetări privind interacțiunea dintre locomotiva diesel-electrică de 2100 CP cu calea de rulare. In: Temă de cercetare cod. 263.4, contract 7287. Institutul de cercetări și proiectări tehnologice în transporturi, 1977-1978.
86. PASCA, N. - Cercetări privind interacțiunea dintre locomotiva electrică 060-BA de 5100 kW cu calea de rulare. In: Temă de cercetare cod. 263.16, contract 8139, Institutul de cercetări și proiectări tehnologice în transporturi, 1978-1979.

87. PASCA, N. - Modelarea sistemelor de ecuații diferențiale liniare și neliniare ale comportării dinamice a materialului rulant în diverse regimuri de funcționare. Referat nr. 2 (pregătire doctorat), Institutul politehnic "Traian Vuia", facultatea de mecanică, Timișoara, 1976.
88. PASCA, N. - Contribuții teoretice asupra studiului oscilațiilor laterale ale locomotivelor pe șase osii. In: Comunicare la Sesiunea ICPTT, 9-12 mai 1979.
89. PASCA, N. - Influența unor parametri constructivi asupra vitezei critice a unei locomotive cu șase osii. In: Comunicare la Sesiunea ICPTT, 9-12 mai 1979.
90. PASCA, N. - Studiul comportării dinamice a locomotivelor de mare viteză cu ajutorul modelelor matematice. In: Comunicare la Simpozionul "Cântarea României" 16-17 iunie, 1978, Cluj.
91. PASCA, N. - Utilizarea modelelor matematice în vederea optimizării comportării suspensiei materialului rulant feroviar. In: Comunicare la a VI Sesiune de creație științifică și tehnică, Brașov, 30 sept.-1 oct. 1977.
92. PASCA, N. - Model matematic pentru simularea mișcărilor laterale ale unei locomotive cu boghiuri cu trei osii. In: Revista Transporturilor și Telecomunicațiilor, nr. 6, 1977.
93. PASCA, N. - Utilizarea modelelor matematice pentru studierea stabilității dinamice a locomotivelor cu șase osii, la viteze mari de circulație. In: Comunicare la Simpozionul "Cântarea României" IPTT, 24-26 noiembrie 1977.
94. PASCA, N. și SCORTEANU, R. - Influența diversilor parametri asupra trajectoriei punctului de contact dintre pantograf și catenară, la viteze mari de circulație, studiată pe calculatorul analogic. In: Revista Transporturilor și Telecomunicațiilor nr. 4, 1974, pag. 210-215, 221.

95. PATEL, R.I. - Method of Analysis for Determining the Generalized Motion of a Railroad Freight Car. In: Teză pentru Master of Science, Illinois Institute of Technology, Chicago, May, 1972.
96. DE PATER, A.D. - The Approximate Determination of the Hunting Movement of a Railway Vehicle by Aid of the Method of Krilov and Bogoljubov. In: Appl.Sci.Res., Section A, Vol.10, 1960, p.205-228.
97. PERLIAN, A.B. - An Experimental Parametric Study of the Effect of Flexibility on the Lateral Dynamics of Rail Vehicle Truck. In: Transportation Systems Center, Cambridge, SUA, ord. TS3759, 1972.
98. PESTEL, E.C. și LECKIE, F.A. - Matrix Methods in Elastomechanics. In: Mc Graw-Hill Book Company, Inc. New York, 1963.
99. POPESCU, C. și GIRBEA, D. - Problemele aderenței în tracțiunea feroviară actuală. Studiu de sinteză. In: M.C.F. Centrul de documentare și publicații tehnice, 1967.
100. PRADKO, F., LEE, R.A. și KALUZA, V. - Theory of Human Vibration Response. In: ASME Paper 66-WA/BHF-15, Dec. 1966.
101. PRADKO, F., ORR, T.R. și LEE, R.A. - Human Vibration Analysis. In: SAE Paper 650426, May 1965.
102. RAIDT, J.B. - Vertical Motions During Railcar Impacts. In: Pullman-Standard Research Project nr. 39-1853, January 1975.
103. RADOI, M.ș.a. - Curs de mecanică. Elemente de vibrații mecanice. Centrul de multiplicare al Universității din București, 1970.
104. RADOI, M.ș.a. - Elemente de vibrații mecanice. In: Editura tehnică, București, 1973.
105. SAHRA, G.H. și KOZIH, P. - An Active Suspension System Design for the Lateral Dynamics System. In: ASME Paper nr. 71-WA/Aut.-8.

106. SHARP, R.S. și GOODALL, J.R. - A Mathematical Model for the Simulation of Vehicle Motions. In: Journal of Engineering Mathematics, Vol. 3 nr. 3, July, 1969, p.219-237.
107. SIDALL, J.N.ș.a. - On the Effect of Track Irregularities on the Dynamic Response of Railway Vehicles. In: ASME, Paper nr. 73-WA/RT-1, p.1414.
108. SILAS, Gh. - Mecanica. Vibrații mecanice. In: Editura Didactică și Pedagogică, București, 1968.
109. SILAS, Gh.ș.a. - Culegere de probleme de vibrații mecanice. Vol.I și II. In: Editura tehnică, București, 1967.
110. STANCIULESCU, Fl. - Analiza și simularea sistemelor neliniare. In: Editura Academiei RSR, 1974.
111. TIMOSHENKO, S.P. și GERIC, J.M. - Teoria stabilității elastice. In: Editura tehnică, București, 1967.
112. VALENTA, J.ș.a. - Programming and Solution of Problems on the Meda-T Transistorized Analog Computers. Bratislava, 1967.
113. VASILIESCU, Al. și PRAISLER, G. - Similitudinea sistemelor elastice. In: Editura Academiei RSR, 1974.
114. ZAGANESCU, I. - Vitezele limită în sistemul roată-șină. Comunicare la Sesiunea de comunicări tehnico-stiințifice, Regionala de cii ferate, Timișoara 11-12 iunie 1976.
115. ZAGANESCU, I. - Locomotive și autotoaure cu motoare termice In: Editura didactică și pedagogică, 1972.
116. ZAGANESCU, I. și PASCA, N. - Influența unor parametri constructivi asupra vitezei critice a unei locomotive cu boghiuri cu trei osii. In: Comunicare la Sesiunea de comunicări tehnico-stiințifice, ICPEM-Regița, 28-29 oct. 1977.
117. ZAGANESCU, I. și PASCA, N. - Contribuții teoretice asupra studiului stabilității locomotivelor cu boghiuri cu trei osii, înzestrate cu cuplă transversală. In: Comunicare la Sesiunea a III-a de comunicări tehnico-stiințifice, ICPEM, Regița, 28-29 oct. 1977.

118. ZAGARESCU, I. și PASCA, H. - Posibilitatea de utilizare a calculatoarelor analogice în studierea comportării dinamice a unui vehicul feroviar. In Comunicare la Sesiunea III-a de comunicări tehnico-științifice, ICPHM-Reșița, 28-29 oct. 1977.
119. ZAGARESCU, I. și PASCA, H. - Afăarea vitezei critice a unei locomotive cu boghiuri cu trei osii prin simularea comportării dinamice a acesteia pe calculatoare numerice. In: Comunicare la Sesiunea a III-a de comunicări tehnico-științifice, ICPHM-Reșița, 28-29 oct. 1977.
120. WEINSTOCK, H. - Analysis of Rail Vehicle Dynamics in Support of Development of the Wheel Rail Dynamics Research Facility. In: Transportation Systems Center, Cambridge, Mass., Rep. P.B. 221978, 1973.
121. WICKENS, A. H. - Practical Research into Vehicle Dynamics. In: The Railway Gazette, June 16, 1967, p. 467-469.
122. WICKENS, A. H. - The Dynamic Stability of a Simplified Four-wheeled Railway Vehicle Having Profiled Wheels. In: Int. J. Solids Structures, 1965, p. 385-406.
123. WICKENS, A. H. - The Dynamic Stability of a Railway Vehicle Wheelsets and Bogies Having Profiled Wheels. In: Int. J. Solids Structures, 1965, Vol. 1, p. 319-341.
124. WICKENS, A. H. - General Aspects of the Lateral Dynamics of Railway Vehicles. In: Journal of Engineering for Industry, August, 1969, p. 869-878.
125. WICKENS, A. H. - Vehicle Dynamics and Wheel-Rail Interface Problems. In: Proceedings of the Carnegie-Mellon Conference on High-Speed Ground Transportation, Pittsburg, Pa., 1969, p. 157-171.

126. WICKENS, A.H. - The Dynamics of Railway Vehicles on Straight Track: Fundamental Considerations of Lateral Stability. In: Proc. Instn. Mech. Engrs. 1965-66, Vol. 180, Pt. 3F, p. 29-44.
127. WILF, H.S. - Programming for a Digital Computer in the Fortran Language. In: Addison-Wesley Publishing Company, U.S.A., 1969.
128. x x x - Fortran IV. Manual pentru programatori. In: Ministerul căilor ferate, 1969.
129. x x x - Manualul inginerului. Vol. I. In: Editura Tehnică, București, 1965.
130. x x x - Manualul inginerului. Vol. II. In: Editura Tehnică, București, 1966.

Deplasările relative dintre boghiuri și cutia locomotivei [83, 87]

In fig. A-1, A-2 și A-3 s-au arătat cele trei mișcări (deplasare laterală, rotire în jurul lui OZ, rotire în jurul lui OX) care au ca efect modificări în valorile deplasărilor relative laterale dintre boghiuri și cutia locomotivei.

Deplasările au loc în spațiu, însă s-a preferat reprezentarea grafică în plan, pentru o mai ușoară înțelegere a relațiilor de calcul pentru deplasările relative care se vor da mai jos.

Astfel deplasările relative laterale dintre boghiuri și cutia locomotivei sînt date de relațiile:

$$s_{b1} = y_{b1} - y_{b1} \cdot \frac{1}{2} \varphi_{b1}^2 - y_{b1} \cdot \frac{1}{2} \alpha_{b1}^2 + h_1 \cdot \varphi_{b1} - (y_c + L \cdot \alpha_c - h_2 \cdot \varphi_c) \quad (A.1a)$$

$$s_{b2} = y_{b2} - y_{b2} \cdot \frac{1}{2} \varphi_{b2}^2 - y_{b2} \cdot \frac{1}{2} \alpha_{b2}^2 + h_1 \cdot \varphi_{b2} - (y_c - L \cdot \alpha_c - h_2 \cdot \varphi_c) \quad (A.2a)$$

Prin anularea termenilor de rang superior care conțin deplasări mici, se obține:

$$s_{b1} = y_{b1} + h_1 \cdot \varphi_{b1} - (y_c + L \cdot \alpha_c - h_2 \cdot \varphi_c) \quad (A.1)$$

$$s_{b2} = y_{b2} + h_1 \cdot \varphi_{b2} - (y_c - L \cdot \alpha_c - h_2 \cdot \varphi_c) \quad (A.2)$$

Deplasări relative la rotire în jurul lui OZ:

$$s_{b\alpha 1} = \alpha_{b1} - \alpha_c \quad (A.3)$$

$$s_{b\alpha 2} = \alpha_{b2} - \alpha_c \quad (A.4)$$

Deplasări relative la rotire în jurul lui OX:

$$s_{b\varphi 1} = \varphi_{b1} - \varphi_c \quad (A.5)$$

$$s_{b\varphi 2} = \varphi_{b2} - \varphi_c \quad (A.6)$$

DEPLASĂRILE RELATIVE DINTRE BOGHIURI ȘI CUTIA LOCOMOTIVEI

DEPLASAREA RELATIVĂ LATERALĂ :

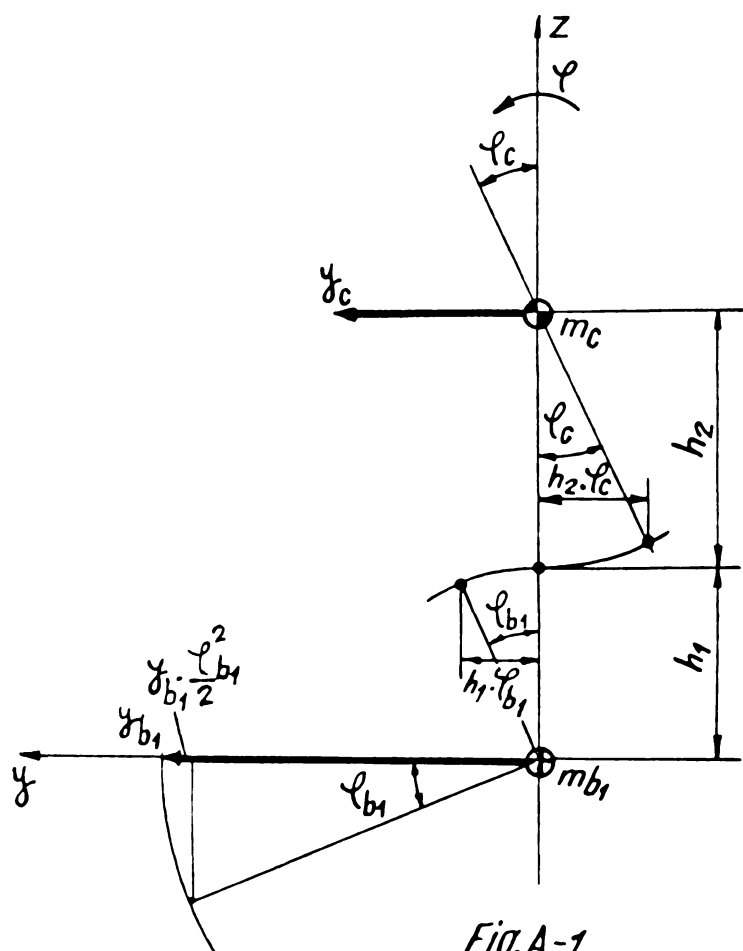


Fig. A-1

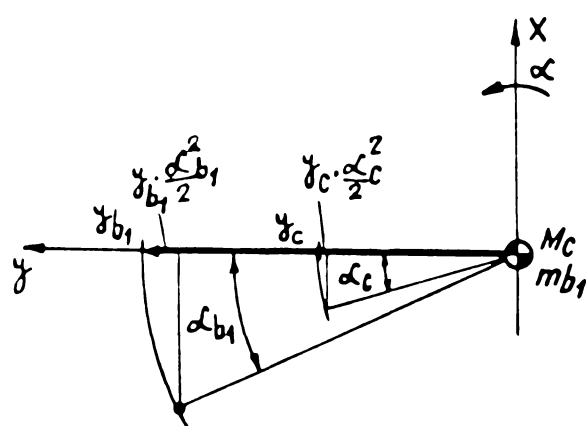


Fig. A-2

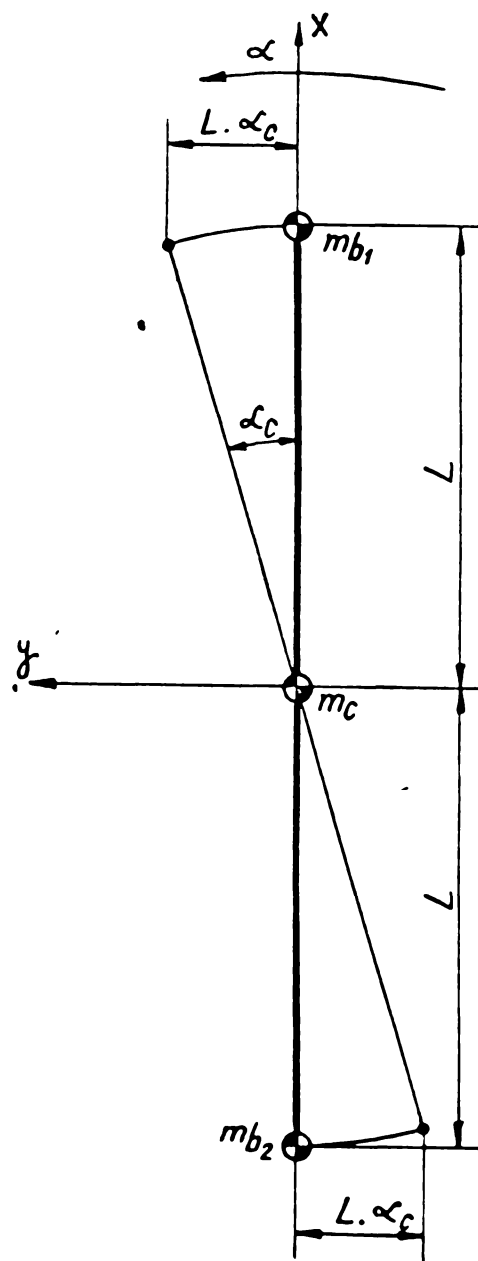


Fig. A-3

Deplasările relative laterale dintre boghiuri și osiile montate [85, 87]

In cele trei figuri prezentate, s-au arătat cele trei mișcări care au ca efect modificari în valorile deplasărilor relative laterale dintre osia nr.1 și primul boghiu.

Deplasările au loc în spațiu, s-a preferat însă reprezentarea grafică separată în plan, pentru o mai ușoară înțelegere a expresiilor care se vor da mai jos, ținând seama de figurile B1, B-2, și B-3.

Astfel deplasările relative laterale, dintre cele 6 osii și cele două boghiuri vor fi:

$$s_{o1} = y_1 - y_1 \cdot \frac{\alpha_1^2}{2} - y_1 \cdot \frac{\varphi_1^2}{2} - (y_{b1+a_1} \alpha_{b1+h_b} \cdot \varphi_{b1}) \quad (B.1a)$$

$$s_{o2} = y_2 - y_2 \cdot \frac{\alpha_2^2}{2} - y_2 \cdot \frac{\varphi_2^2}{2} - (y_{b1+a_2} \alpha_{b1+h_b} \cdot \varphi_{b1}) \quad (B.2a)$$

$$s_{o3} = y_3 - y_3 \cdot \frac{\alpha_3^2}{2} - y_3 \cdot \frac{\varphi_3^2}{2} - (y_{b1-a_3} \alpha_{b1+h_b} \cdot \varphi_{b1}) \quad (B.3a)$$

$$s_{o4} = y_4 - y_4 \cdot \frac{\alpha_4^2}{2} - y_4 \cdot \frac{\varphi_4^2}{2} - (y_{b2+a_3} \alpha_{b2+h_b} \cdot \varphi_{b2}) \quad (B.4a)$$

$$s_{o5} = y_5 - y_5 \cdot \frac{\alpha_5^2}{2} - y_5 \cdot \frac{\varphi_5^2}{2} - (y_{b2-a_2} \alpha_{b2+h_b} \cdot \varphi_{b2}) \quad (B.5a)$$

$$s_{o6} = y_6 - y_6 \cdot \frac{\alpha_6^2}{2} - y_6 \cdot \frac{\varphi_6^2}{2} - (y_{b2-a_1} \alpha_{b2+h_b} \cdot \varphi_{b2}) \quad (B.6a)$$

Prin eliminarea termenilor de rang superior care conțin deplasări mici, se obțin relațiile:

$$s_{o1} = y_1 - (y_{b1+a_1} \alpha_{b1} + h_b \varphi_{b1}) \quad (B.1)$$

$$s_{o2} = y_2 - (y_{b1+a_2} \alpha_{b1} + h_b \varphi_{b1}) \quad (B.2)$$

$$s_{o3} = y_3 - (y_{b1-a_3} \alpha_{b1} + h_b \varphi_{b1}) \quad (B.3)$$

$$s_{o4} = y_4 - (y_{b2+a_3} \alpha_{b2} + h_b \varphi_{b2}) \quad (B.4)$$

$$s_{o5} = y_5 - (y_{b2-a_2} \alpha_{b2+h_b} \varphi_{b2}) \quad (B.5)$$

$$s_{o6} = y_6 - (y_{b2-a_1} \alpha_{b2+h_b} \varphi_{b2}) \quad (B.6)$$

Deplasările relative la șerpuire vor fi:

$$s_{o\alpha 1} = \alpha_1 - \alpha_{b1} \quad (B.7)$$

$$s_{o\alpha 2} = \alpha_2 - \alpha_{b1} \quad (B.8)$$

$$s_{o\alpha 3} = \alpha_3 - \alpha_{b1} \quad (B.9)$$

$$s_0 \alpha_4 = \alpha_4 - \alpha_{b2} \quad (\text{B.10})$$

$$s_0 \alpha_5 = \alpha_5 - \alpha_{b2} \quad (\text{B.11})$$

$$s_0 \alpha_6 = \alpha_6 - \alpha_{b2} \quad (\text{B.12})$$

Deplasările relative la legănare vor fi:

$$s_0 \varphi_1 = \varphi_1 - \varphi_{b1} \quad (\text{B.13})$$

$$s_0 \varphi_2 = \varphi_2 - \varphi_{b1} \quad (\text{B.14})$$

$$s_0 \varphi_3 = \varphi_3 - \varphi_{b1} \quad (\text{B.15})$$

$$s_0 \varphi_4 = \varphi_4 - \varphi_{b2} \quad (\text{B.16})$$

$$s_0 \varphi_5 = \varphi_5 - \varphi_{b2} \quad (\text{B.17})$$

$$s_0 \varphi_6 = \varphi_6 - \varphi_{b2} \quad (\text{B.18})$$

DEPLASĂRILE RELATIVE DINTRE BOGHIURI ȘI OSILE MONTATE.

DEPLASAREA RELATIVĂ LATERALĂ

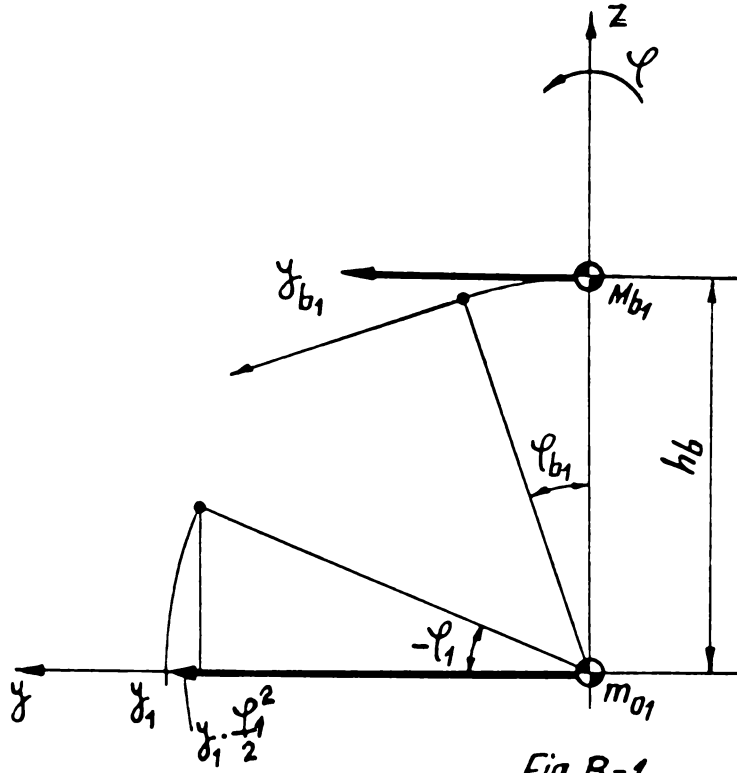


Fig. B-1

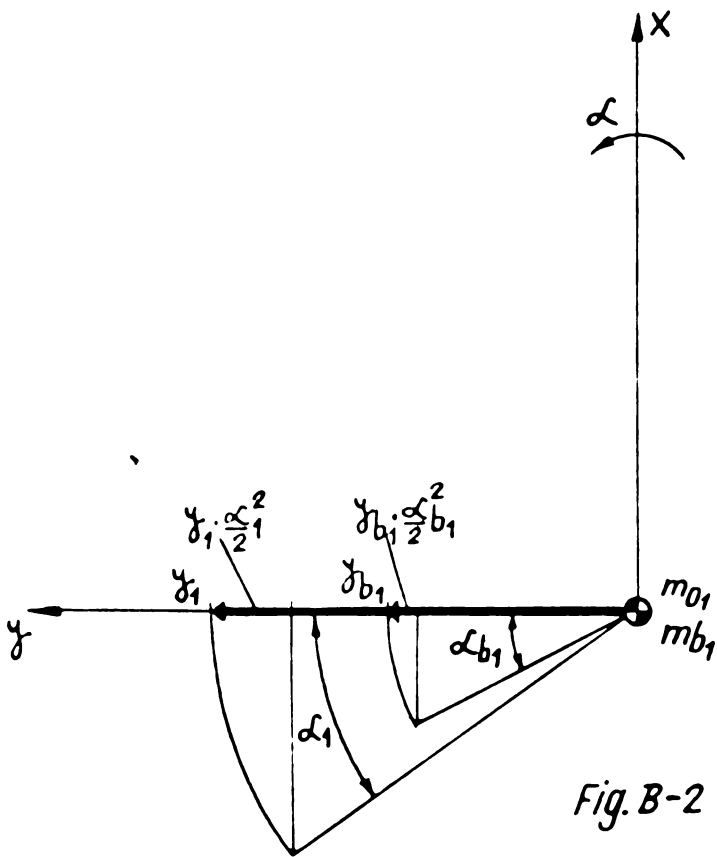


Fig. B-2

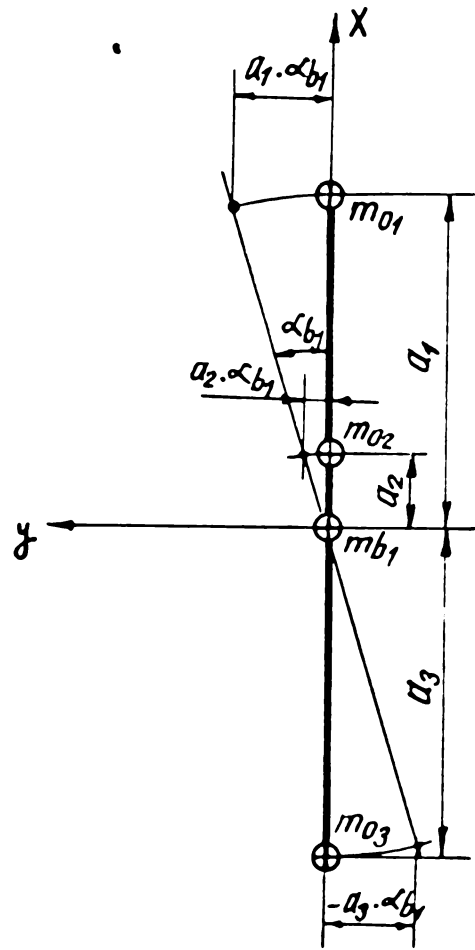


Fig. B-3

Deplasările relative dintre osiile montate
și calea de rulare

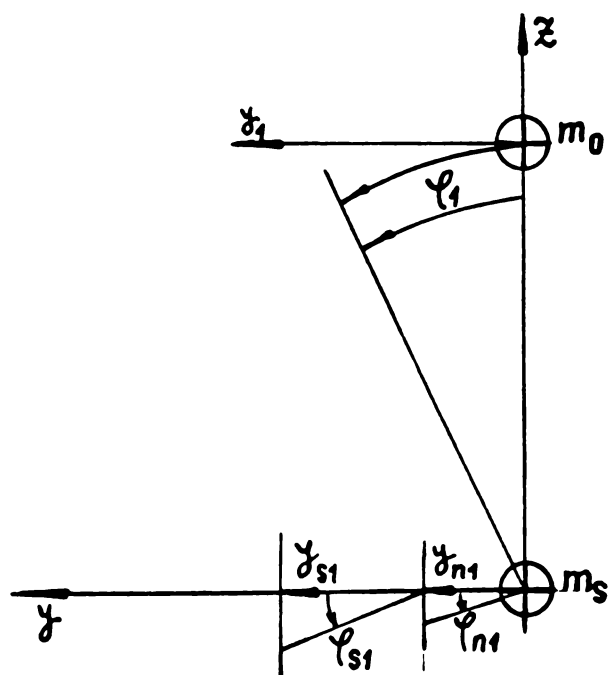


Fig. C-1

Deplasarea relativa laterală:

$$s_{s1} = y_1 - y_{n1} - y_{s1} \quad (C.1)$$

$$s_{s2} = y_2 - y_{n2} - y_{s2} \quad (C.2)$$

$$s_{s3} = y_3 - y_{n3} - y_{s3} \quad (C.3)$$

$$s_{s4} = y_4 - y_{n4} - y_{s4} \quad (C.4)$$

$$s_{s5} = y_5 - y_{n5} - y_{s5} \quad (C.5)$$

$$s_{s6} = y_6 - y_{n6} - y_{s6} \quad (C.6)$$

Rotirile relative față de axa OX:

$$s_{\varphi_1} = \varphi_1 - \varphi_{n1} - \varphi_{s1} \quad (C.7)$$

$$s_{\varphi_2} = \varphi_2 - \varphi_{n2} - \varphi_{s2} \quad (C.8)$$

$$s_{\varphi_3} = \varphi_3 - \varphi_{n3} - \varphi_{s3} \quad (C.9)$$

$$s_{\varphi_4} = \varphi_4 - \varphi_{n4} - \varphi_{s4} \quad (C.10)$$

$$s_{\varphi_5} = \varphi_5 - \varphi_{n5} - \varphi_{s5} \quad (C.11)$$

$$s_{\varphi_6} = \varphi_6 - \varphi_{n6} - \varphi_{s6} \quad (C.12)$$

Influența cuplei elastice dintre boghiuri
asupra deplasărilor relative [83, 87]

a) Deplasarea relativă a celor două boghiuri

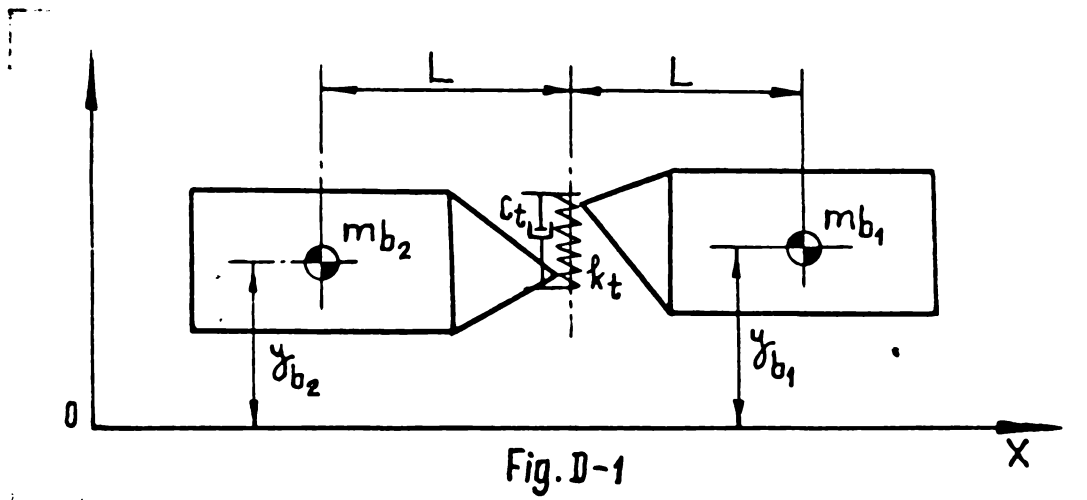


Fig. D-1

Se notează:

y_{b1} , y_{b2} - deplasările laterale ale celor două boghiuri, față de poziția lor centrată în cale;

k_t - caracteristica elastică în direcția y (laterală) a resortului cuplei dintre boghiuri;

c_t - coeficientul de amortizare în direcția y (laterală) a cuplei dintre boghiuri.

Forța elastică din cuplă în direcția y va fi:

$$F_t = k_t (y_{b1} - y_{b2}) \quad (D.1)$$

Forța de amortizare din cuplă în direcția y va fi:

$$F_c = c_t (\dot{y}_{b1} - \dot{y}_{b2}) \quad (D.2)$$

Expresia energiei potențiale:

$$E_{pt} = \frac{1}{2} (y_{b1} - y_{b2})^2 \cdot k_t \quad (D.3)$$

Expresia funcției de disipare a energiei:

$$R_t = \frac{1}{2} c_t (\dot{y}_{b1} - \dot{y}_{b2})^2 \quad (D.4)$$

b) Serpuirea celor două boghiuri

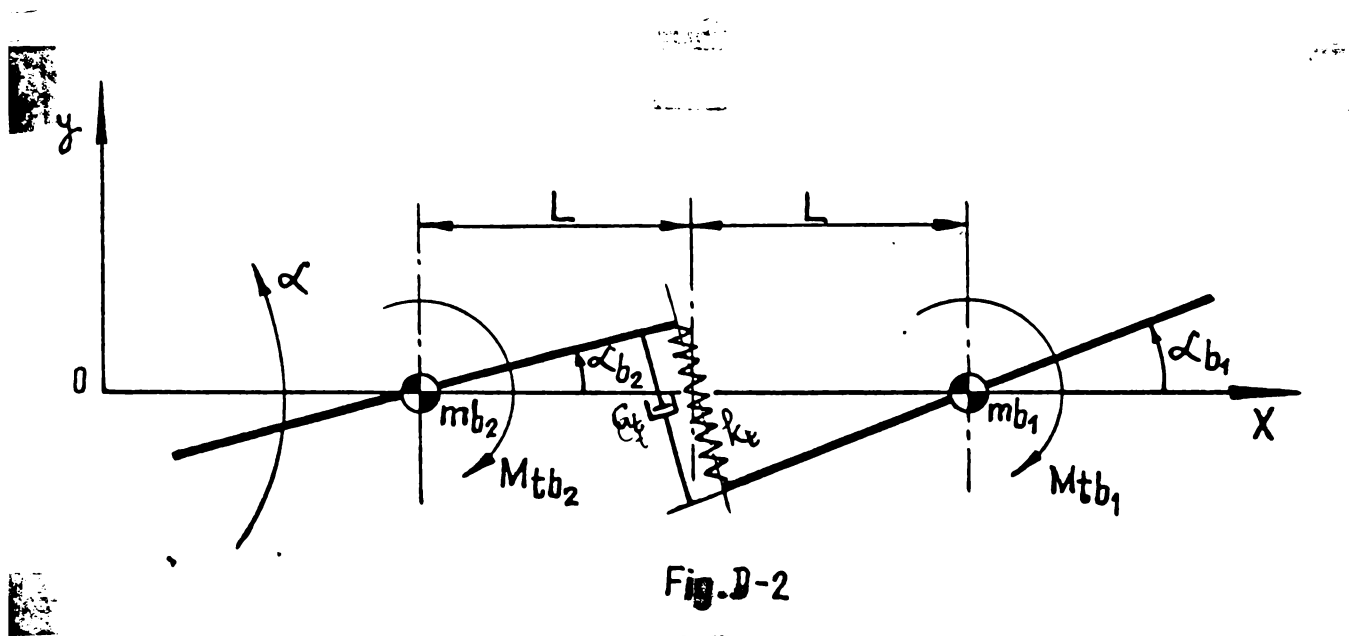


Fig.D-2

Caracteristica elastică la serpuire va fi:

$$k_{t\alpha} = k_t \cdot L^2 \quad (D.5)$$

Coeficientul de amortizare la serpuire:

$$c_{t\alpha} = c_t \cdot L^2 \quad (D.6)$$

Cuplurile elastice pentru cele două boghiuri vor fi:

$$M_{tb1} = k_{t\alpha} \cdot \alpha_{b1} \quad (D.7)$$

$$M_{tb2} = k_{t\alpha} \cdot \alpha_{b2} \quad (D.8)$$

Cuplurile de amortizare pentru cele două boghiuri:

$$M_{ctb1} = c_{t\alpha} \cdot \dot{\alpha}_{b1} \quad (D.9)$$

$$M_{ctb2} = c_{t\alpha} \cdot \dot{\alpha}_{b2} \quad (D.10)$$

Expresia energiei potențiale:

$$E_t = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 k_{t\alpha} \cdot \alpha_{bj}^2 \quad (D.11)$$

Funcția de disipare a energiei:

$$R_t = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 c_{t\alpha} \cdot \dot{\alpha}_{bj}^2 \quad (D.12)$$

Expresiile forțelor laterale de pseudoalunecare (creep) și a momentelor date de forțele longitudinale de pseudoalunecare [83, 87, 70, 71, 72, 73, 111]

În fig. E-1 se prezintă o osie montată așezată într-o poziție deplasată lateral cu y față de axa căii teoretice și rotită cu un unghi de șerpuire α .

Totodată calea prezintă neregularități laterale y_n și este deformată elastic în direcție laterală cu y_g , datorită mișcării osiei.

Se pot imagina două perechi de vectori unitari:

\bar{e}_1 și \bar{e}_2 ficși față de calea de rulare

\bar{i}_1 și \bar{i}_2 ficși față de osie

Două coordonate y_0 și α definesc poziția osiei montate față de calea de rulare. Aceste coordonate sînt:

$y_0 = y - y_n - y_g$ deplasarea laterală a osiei montate față de calea de rulare, unde:

y - deplasarea osiei față de axa căii teoretice

y_n - neregularitatea laterală a căii în punctul de contact

y_g - deformarea elastică laterală a căii datorită forțelor de interacțiune roată-șină.

Se mai folosesc de asemenea următorii parametri:

r - raza cercului de rulare a roții, osia fiind în poziție centrată față de cale;

λ - conicitatea bandajului;

V - viteza medie de înaintare a osiei.

Cînd calea este perfectă și osia se rostogolește în poziție centrată față de axa căii și $y = \alpha = 0$, atunci fiecare roată se rotește cu aceeași viteză unghiulară ω_0 , iar razele cercurilor de rulare sînt cele nominale, r . Îndată ce osia montată se deplasează față de poziția centrată, iar calea nu este perfectă și prezintă neregularități laterale și se deformează elastic sub acțiunea forțelor de contact, razele cercurilor de contact cresc sau descresc. Asemată schimbare în valoarea razelor este funcție de deplasarea laterală efectivă și de conicitatea roții, adică λy_0 . Atîta timp cît viteza unghiulară a osiei montate rigide este constantă, ω_0 , urmează că vitezele de rostogolire ale celor două roți sînt:

$$\overline{V}_{RS} = \omega_0 (r + \lambda y_0) \overline{i}_2 \quad (\text{E.1}) \text{ viteza de rostogolire pentru roata stîngă}$$

$$\overline{V}_{RD} = \omega_0 (r - \lambda y_0) \overline{i}_2 \quad (\text{E.2}) \text{ viteza de rostogolire pentru roata dreaptă}$$

Sistemele vectorilor unitari sînt astfel aleși, încît pentru mici deplasări, y_0 și α , rezultă că:

$$\overline{i}_2 = \alpha \overline{e}_1 + \overline{e}_2 \quad (\text{E.3})$$

deci se poate scrie:

$$\overline{V}_{RS} = \omega_0 (r + \lambda y_0) (\alpha \overline{e}_1 + \overline{e}_2) = (\omega_0 r \alpha) \overline{e}_1 + \omega_0 (r + \lambda y_0) \overline{e}_2 \quad (\text{E.4})$$

$$\overline{V}_{RD} = \omega_0 (r - \lambda y_0) (\alpha \overline{e}_1 + \overline{e}_2) = (\omega_0 r \alpha) \overline{e}_1 + \omega_0 (r - \lambda y_0) \overline{e}_2 \quad (\text{E.5})$$

În ecuațiile de mai sus s-au neglijat termenii de ordin mare, în y_0 și α , acestea fiind deplasări mici.

Discuția precedentă se referă la vitezele de rostogolire ale fiecărei roți. Cînd apare pseudoalunecarea, vitezele de înaintare sînt puțin diferite față de vitezele de rostogolire. Vitezele de înaintare ale roților sînt:

$$\overline{V}_{IS} = \dot{y}_0 \cdot \overline{e}_1 + (V - e \cdot \dot{\alpha}) \overline{e}_2 \quad (\text{E.6}) \text{ viteza de înaintare a roții din partea stîngă}$$

$$\overline{V}_{ID} = \dot{y}_0 \cdot \overline{e}_1 + (V + e \cdot \dot{\alpha}) \overline{e}_2 \quad (\text{E.7}) \text{ viteza de înaintare a roții din partea dreaptă}$$

Cînd vitezele de înaintare și cele de rostogolire ale fiecărei roți sînt identice atunci nu există forțe de pseudoalunecare aplicate la roți. Cînd cele două viteze sînt diferite, se dezvoltă forțe de pseudoalunecare.

Forțele de pseudoalunecare care acționează asupra roților, sînt proporționale cu diferența dintre viteza de înaintare și viteza de rostogolire a roții. Această relație se obișnuiește să se scrie în felul următor:

$$\overline{F} = - f \frac{\text{viteza de înaintare a roții} - \text{viteza de rostogolire a roții}}{\text{viteza medie de înaintare a osii}} \quad (\text{E.8})$$

unde f este coeficientul de pseudoalunecare

Forțele de pseudoalunecare, care acționează asupra osii montate, rezultă din înlocuirea relațiilor (E.4)...(E.7) în (E.8).

Astfel pentru roata stîngă :

$$\begin{aligned} \overline{F}_S &= - \frac{f}{V} \left[\dot{y}_0 \overline{e}_1 + (v - e\dot{\alpha}) \overline{e}_2 - (\omega_0 e \alpha) \overline{e}_1 - \omega_0 (r + \lambda y_0) \overline{e}_2 \right] = \\ &= - \frac{f}{V} (\dot{y}_0 - v\alpha) \overline{e}_1 + \frac{f}{V} (e\dot{\alpha} + v \frac{\lambda}{r} y_0) \overline{e}_2 \quad (E.9) \end{aligned}$$

iar pentru roata din partea dreaptă:

$$\overline{F}_D = - \frac{f}{V} (\dot{y}_0 - v\alpha) \overline{e}_1 - \frac{f}{V} (e\dot{\alpha} + v \frac{\lambda}{r} y_0) \overline{e}_2 \quad (E.10)$$

$$\text{unde prin definiție } v = \omega_0 \cdot r \quad (E.11)$$

Dacă ținem seama de expresia $y_0 = y - y_n - y_s$ și de faptul că experimental s-au constatat valori diferite pentru coeficientul de pseudoalunecare în direcție laterală f_{CL} față de cele în direcție longitudinală f_{CT} , relațiile (E.9) și (E.10) devin:

$$\overline{F}_S = - \frac{f_{CL}}{V} (\dot{y} - \dot{y}_n - \dot{y}_s - v\alpha) \overline{e}_1 + \frac{f_{CT}}{V} \left[e\dot{\alpha} + v \frac{\lambda}{r} (y - y_n - y_s) \right] \overline{e}_2 \quad (E.12)$$

$$\overline{F}_D = - \frac{f_{CL}}{V} (\dot{y} - \dot{y}_n - \dot{y}_s - v\alpha) \overline{e}_1 - \frac{f_{CT}}{V} \left[e\dot{\alpha} + v \frac{\lambda}{r} (y - y_n - y_s) \right] \overline{e}_2 \quad (E.13)$$

Calculul așiei suprafeței elipsei de contact

Calcululele de mai jos sînt valabile pentru locomotiva electrică 060-EA care circulă pe șine tip 69.

La cercetarea deformațiilor se consideră contactul roții și al șinei ca un contact a doi cilindri cu axe perpendiculare. Înainte de deformație acești cilindri se află în contact într-un punct. După deformația roții și șinei, contactul punctiform trece într-un contact pe suprafață eliptică. Evident că axa mare $2a$, a elipsei care reprezintă conturul suprafeței de contact se află pe generatoarea cilindrului mic (a șinei) și axa mică $2b$ pe generatoarea cilindrului mare (a roții).

Sarcina care se transmite de la roată la șină este:

$$P = \frac{Q}{6 \cdot 2} = \frac{120.000}{12} = 10000 \text{ kgf} \quad (E.14)$$

Curburile principale ale roții sînt:

$$k_{11} = \frac{2}{D} = \frac{2}{121} = 0,01653 \text{ 1/cm} \quad (E.15)$$

$$k_{12} = \frac{1}{\infty} = 0 \quad (E.16)$$

Curburile principale ale capului șinei sînt:

$$k_{21} = \frac{1}{r} = \frac{1}{30} = 0,03333 \text{ 1/cm} \quad (E.17)$$

$$k_{22} = \frac{1}{\infty} = 0 \quad (E.18)$$

Parametrul geometric Ω , care depinde de poziția relativă a planelor de curbură principale ale corpurilor de contact și de valorile curburilor lor principale, se determină cu relația:

$$\Omega = \frac{\sqrt{(k_{11} - k_{12})^2 + (k_{21} - k_{22})^2 + 2(k_{11} - k_{12})(k_{21} - k_{22}) \cos 2\omega}}{k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22}} \quad (\text{E.18})$$

În cazul nostru planele de curbură principale k_{11} și k_{21} fiind reciproce, $\cos 2\omega = -1$.

$$\Omega = \frac{\sqrt{k_{11}^2 + k_{21}^2 - 2k_{11}k_{21}}}{k_{21} + k_{11}} = \frac{k_{21} - k_{11}}{k_{21} + k_{11}} = \frac{D - 2r_s}{D + 2r_s} \quad (\text{E.19})$$

unde $D = 2r$ - diametrul cercului de rulare

r_s - raza de curbură a capului șinei

$$\Omega = \frac{121 - 60}{121 + 60} = 0,33702$$

Din tabelă se extrag valorile coeficienților n_a și n_b necesare formulelor care dau valorile semiaxelor a și b .

Prin interpolare s-au găsit valorile:

$$n_a = 1,28 \quad n_b = 0,8026$$

Suma curburilor principale ale suprafeței corpurilor în contact este:

$$\sum k = \frac{2}{D} + \frac{1}{r_s} = \frac{2}{121} + \frac{1}{30} = 0,04986 \text{ 1/cm} \quad (\text{E.20})$$

Luând același modul de elasticitate al materialului șinei și roții $E = 2 \cdot 10^6 \text{ kgf/cm}^2$ și coeficientul lui Poisson $\nu = 0,3$, constanta combinată a materialelor corpurilor în contact este,

$$\eta = 2 \frac{1 - \nu^2}{E} = 0,91 \cdot 10^{-6} \text{ cm}^2/\text{kgf} \quad (\text{E.21})$$

Semiaxele căutate ale conturului eliptic de contact rezulta din relațiile:

$$a = n_a \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{\eta_P}{\sum k}} = 1,28 \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{0,91 \cdot 10^{-6} \cdot 10^4}{0,04986}} = 0,8311 \text{ cm} \quad (\text{E.22})$$

$$b = n_b \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{\eta_P}{\sum k}} = 0,52115 \text{ cm} \quad (\text{E.23})$$

axele elipsei: $2a = 1,6622 \text{ cm}$; $2b = 1,0423 \text{ cm}$

aria elipsei: $\bar{\Pi}_{ab} = 1,3632 \text{ cm}^2$

Calculul coeficienților de pseudoalunecare

Coeficientul de pseudoalunecare în direcție laterală

$$f_{CL} = \frac{G \bar{J}_{ab}}{\Phi} = 1,916 \cdot 10^6 \text{ kgf} \quad (E.24)$$

unde $G = 800.000 \text{ kgf/cm}^2$ - modulul de elasticitate transversal
 $\Phi = 0,54$ factor de formă

Coeficientul de pseudoalunecare în direcție longitudinală:

$$f_{CT} = \frac{G \bar{J}_{ab}}{\Psi} = 1,551 \cdot 10^6 \text{ kgf} \quad (E.25)$$

$\Psi = 0,625$ factor de formă.

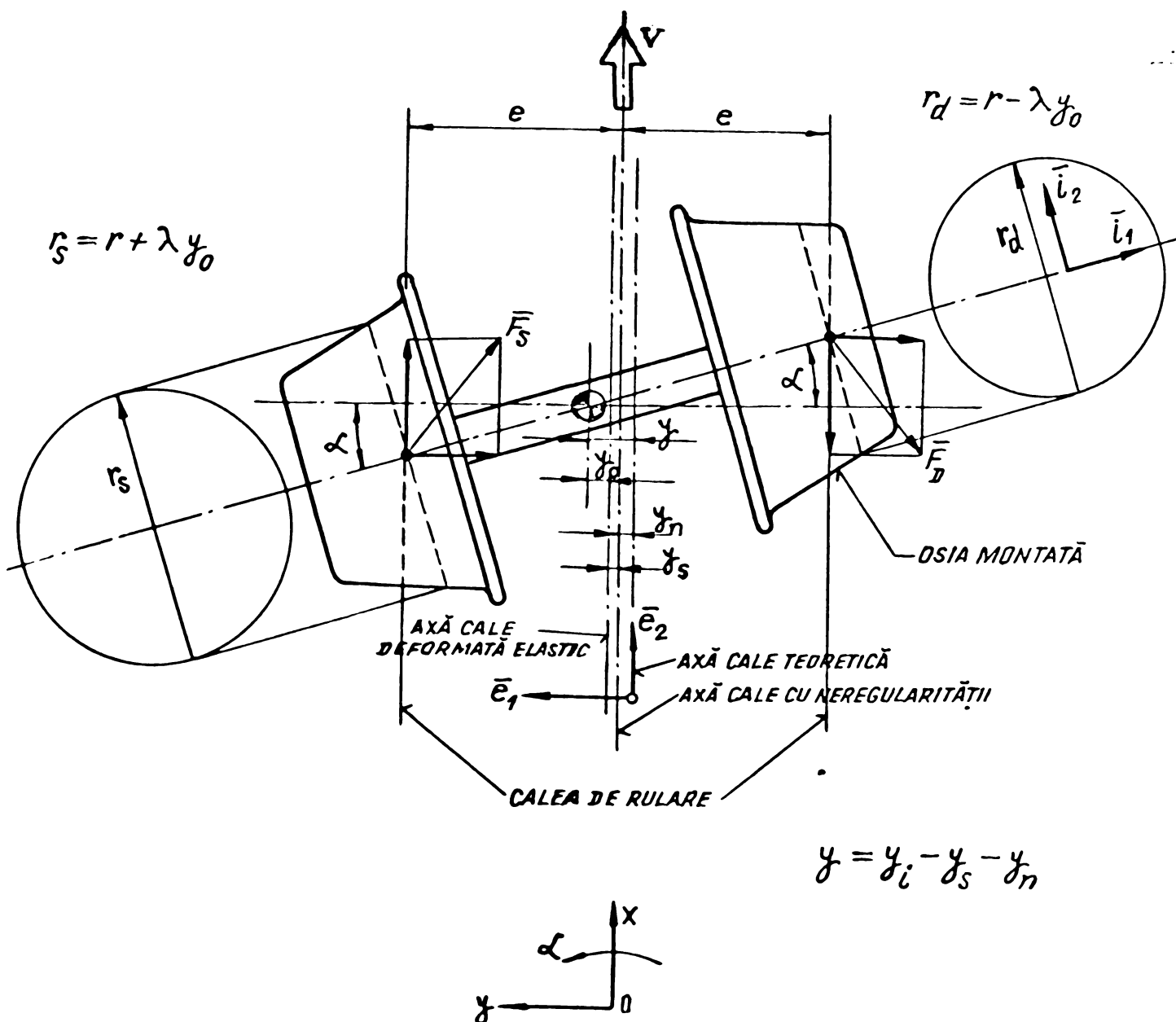


Fig. E-1

INSTITUTUL POLITEHNIC
 TIMIȘOARA
 BIBLIOTECA CENTRALĂ

Relațiile de calcul pentru elementele matricii A

[5,13,23,33,34,32,40,42,44,61,86,87,83,92,103,104
108,109]

$$\begin{aligned}
 a_{1,1} &= 0 & a_{1,2} &= 1 & a_{1,3}=a_{1,4}=\dots=a_{1,78} &= 0 \\
 a_{2,1} &= -\frac{k_{oy} + k_{sy}}{m_0} & a_{2,2} &= -\frac{C_{oy} + C_{sy} + 2f_{CL}/V}{m_0} \\
 a_{2,3} &= a_{2,4} = \dots = a_{2,6} &= 0 & a_{2,7} &= \frac{2f_{CL}}{V} \\
 a_{2,8} &= a_{2,9} = \dots = a_{2,18} &= 0 & a_{2,19} &= \frac{k_{oy}}{m_0} & a_{2,20} &= \frac{C_{oy}}{m_0} \\
 a_{2,21} &= \frac{k_{oy} \cdot a_1}{m_0} & a_{2,22} &= \frac{C_{oy} \cdot a_1}{m_0} & a_{2,23} &= \frac{k_{oy} \cdot h_b}{m_0} \\
 a_{2,24} &= \frac{C_{oy} \cdot h_b}{m_0} & a_{2,25} &= \frac{k_{sy}}{m_0} & a_{2,26} &= \frac{C_{sy} + 2f_{CL}/V}{m_0} \\
 a_{2,27} &= a_{2,28} = \dots = a_{2,78} \\
 a_{3,1} &= a_{3,2} = a_{3,3} &= 0 & a_{3,4} &= 1 & a_{3,5} = a_{3,6} = \dots = a_{3,78} &= 0 \\
 a_{4,1} &= a_{4,2} &= 0 & a_{4,3} &= -\frac{k_{oy} + k_{sy}}{m_0} & a_{4,4} &= -\frac{C_{oy} + C_{sy} + 2f_{CL}/V}{m_0} \\
 a_{4,5} &= a_{4,6} = a_{4,7} = a_{4,8} &= 0 & a_{4,9} &= \frac{2f_{CL}}{m_0} \\
 a_{4,10} &= a_{4,11} = \dots = a_{4,18} &= 0 & a_{4,19} &= \frac{k_{oy}}{m_0} & a_{4,20} &= \frac{C_{oy}}{m_0} \\
 a_{4,21} &= \frac{k_{oy} \cdot a_2}{m_0} & a_{4,22} &= \frac{C_{oy} \cdot a_2}{m_0} & a_{4,23} &= \frac{k_{oy} \cdot h_b}{m_0} \\
 a_{4,24} &= \frac{C_{oy} \cdot h_b}{m_0} & a_{4,25} &= a_{4,26} &= 0 & a_{4,27} &= \frac{k_{sy}}{m_0} \\
 a_{4,28} &= \frac{C_{oy} + 2f_{CL}/V}{m_0} & a_{4,29} &= a_{4,30} = \dots = a_{4,78} &= 0 \\
 a_{5,1} &= a_{5,2} = \dots = a_{5,5} &= 0 & a_{5,6} &= 1 & a_{5,7}=a_{5,8}=\dots=a_{5,78} &= 0 \\
 a_{6,1} &= a_{6,2} = a_{6,3} = a_{6,4} &= 0 & a_{6,5} &= -\frac{k_{oy} + k_{sy}}{m_0} \\
 a_{6,6} &= -\frac{C_{oy} + C_{sy} + 2f_{CL}/V}{m_0} & a_{6,7} &= a_{6,8}=a_{6,9} = a_{6,10} &= 0
 \end{aligned}$$

$$a_{6,11} = \frac{2f_{CL}}{m_0} \quad a_{6,12} = a_{6,13} = \dots = a_{6,18} = 0$$

$$a_{6,19} = \frac{k_{oy}}{m_0} \quad a_{6,20} = \frac{C_{oy}}{m_0} \quad a_{6,21} = -\frac{k_{oy} \cdot a_3}{m_0}$$

$$a_{6,22} = -\frac{C_{oy} \cdot a_3}{m_0} \quad a_{6,23} = \frac{k_{oy} \cdot h_b}{m_0} \quad a_{6,24} = \frac{C_{oy} \cdot h_b}{m_0}$$

$$a_{6,25} = a_{6,26} = a_{6,27} = a_{6,28} = 0 \quad a_{6,29} = \frac{k_{ay}}{m_0}$$

$$a_{6,30} = \frac{C_{oy} + 2f_{CL}/V}{m_0} \quad a_{6,31} = a_{6,32} = \dots = a_{6,78} = 0$$

$$a_{7,1} = a_{7,2} = \dots = a_{7,7} = 0 \quad a_{7,8} = 1 \quad a_{7,9} = a_{7,10} = \dots = a_{7,78} = 0$$

$$a_{8,1} = -\frac{2f_{CT} e \lambda / r}{I_{0\alpha}} \quad a_{8,2} = a_{8,3} = \dots = a_{8,6} = 0$$

$$a_{8,7} = -\frac{k_{0\alpha}}{I_{0\alpha}} \quad a_{8,8} = -\frac{C_{0\alpha} + 2f_{CT} e^2 / V}{I_{0\alpha}}$$

$$a_{8,9} = a_{8,10} = \dots = a_{8,20} = 0 \quad a_{8,21} = \frac{k_{0\alpha}}{I_{0\alpha}} \quad a_{8,22} = \frac{C_{0\alpha}}{I_{0\alpha}}$$

$$a_{8,23} = a_{8,24} = 0 \quad a_{8,25} = \frac{2f_{CT} e \lambda / r}{I_{0\alpha}} \quad a_{8,26} = a_{8,27} = \dots = a_{8,78}$$

$$a_{9,1} = a_{9,2} = \dots = a_{9,9} = 0 \quad a_{9,10} = 1 \quad a_{9,11} = a_{9,12} = \dots = a_{9,78} = 0$$

$$a_{10,1} = a_{10,2} = 0 \quad a_{10,3} = -\frac{2f_{CT} e \lambda / r}{I_{0\alpha}}$$

$$a_{10,4} = a_{10,5} = \dots = a_{10,8} = 0 \quad a_{10,9} = -\frac{k_{0\alpha}}{I_{0\alpha}}$$

$$a_{10,10} = -\frac{C_{0\alpha} + 2f_{CT} e^2 / V}{I_{0\alpha}} \quad a_{10,11} = a_{10,12} = \dots = a_{10,20} = 0$$

$$a_{10,21} = \frac{k_{0\alpha}}{I_{0\alpha}} \quad a_{10,22} = \frac{C_{0\alpha}}{I_{0\alpha}} \quad a_{10,23} = \frac{2f_{CT} e \lambda / r}{I_{0\alpha}}$$

$$a_{10,24} = a_{10,25} = \dots = a_{10,78} = 0$$

$$a_{11,1} = a_{11,2} = \dots = a_{11,11} = 0 \quad a_{11,12} = 1$$

$$a_{11,13} = a_{11,14} = \dots = a_{11,78} = 0$$

$$a_{12,1} = a_{12,2} = a_{12,3} = a_{12,4} = 0 \quad a_{12,5} = -\frac{2f_{CT} e \lambda / r}{I_{0\alpha}}$$

$$a_{12,6} = a_{12,7} = \dots = a_{12,10} = 0 \quad a_{12,11} = -\frac{k_{0\alpha}}{I_{0\alpha}}$$

$$a_{12,12} = -\frac{C_{0\alpha} + 2f_{CT} e^2/V}{I_{0\alpha}} \quad a_{12,13} = a_{12,14} = \dots = a_{12,20} = 0$$

$$a_{12,21} = \frac{k_{0\alpha}}{I_{0\alpha}} \quad a_{12,22} = \frac{C_{0\alpha}}{I_{0\alpha}} \quad a_{12,23} = a_{12,24} = \dots = a_{12,28} = 0$$

$$a_{12,29} = \frac{2f_{CT} e \lambda/r}{I_{0\alpha}} \quad a_{12,30} = a_{12,31} = \dots = a_{12,78} = 0$$

$$a_{12,30} = a_{12,31} = \dots = a_{12,78} = 0$$

$$a_{13,1} = a_{13,2} = \dots = a_{13,13} = 0 \quad a_{13,14} = 1$$

$$a_{13,15} = a_{13,16} = \dots = a_{13,78} = 0$$

$$a_{14,1} = a_{14,2} = \dots = a_{14,12} = 0 \quad a_{14,13} = -\frac{k_{0\psi} + k_{8\psi}}{I_{0\psi}}$$

$$a_{14,14} = -\frac{C_{0\psi} + C_{8\psi}}{I_{0\psi}} \quad a_{14,15} = a_{14,16} = \dots = a_{14,22} = 0$$

$$a_{14,23} = \frac{k_{0\psi}}{I_{0\psi}} \quad a_{14,24} = \frac{C_{0\psi}}{I_{0\psi}} \quad a_{14,25} = a_{14,26} = \dots = a_{14,30} = 0$$

$$a_{14,31} = -\frac{k_{8\psi}}{I_{0\psi}} \quad a_{14,32} = \frac{C_{8\psi}}{I_{0\psi}} \quad a_{14,33} = a_{14,34} = \dots = a_{14,78} = 0$$

$$a_{15,1} = a_{15,2} = \dots = a_{15,15} = 0 \quad a_{15,16} = 1$$

$$a_{15,17} = a_{15,18} = \dots = a_{15,78} = 0$$

$$a_{16,1} = a_{16,2} = \dots = a_{16,14} = 0 \quad a_{16,15} = -\frac{k_{0\psi} + k_{8\psi}}{I_{0\psi}}$$

$$a_{16,16} = -\frac{C_{0\psi} + C_{8\psi}}{I_{0\psi}} \quad a_{16,17} = a_{16,18} = \dots = a_{16,22} = 0$$

$$a_{16,23} = \frac{k_{0\psi}}{I_{0\psi}} \quad a_{16,24} = \frac{C_{0\psi}}{I_{0\psi}} \quad a_{16,25} = a_{16,26} = \dots = a_{16,32} = 0$$

$$a_{16,33} = \frac{k_{8\psi}}{I_{0\psi}} \quad a_{16,34} = \frac{C_{8\psi}}{I_{0\psi}} \quad a_{16,35} = a_{16,36} = \dots = a_{16,78} = 0$$

$$a_{17,1} = a_{17,2} = \dots = a_{17,17} = 0 \quad a_{17,18} = 1$$

$$a_{17,19} = a_{17,20} = \dots = a_{17,78} = 0$$

$$a_{18,1} = a_{18,2} = \dots = a_{18,16} = 0 \quad a_{18,17} = -\frac{k_{0\psi} + k_{8\psi}}{I_{0\psi}}$$

$$a_{18,18} = -\frac{C_{0\psi} + C_{8\psi}}{I_{0\psi}} \quad a_{18,19} = a_{18,20} = a_{18,21} = a_{18,22} = 0$$

$$a_{18,23} = \frac{k_{o\varphi}}{I_{o\varphi}} \quad a_{18,24} = \frac{C_{o\varphi}}{I_{o\varphi}} \quad a_{18,25} = a_{18,26} = \dots = a_{18,34} = 0$$

$$a_{18,35} = \frac{k_{s\varphi}}{I_{o\varphi}} \quad a_{18,36} = \frac{C_{s\varphi}}{I_{o\varphi}} \quad a_{18,37} = a_{18,38} = \dots = a_{18,78} = 0$$

$$a_{19,1} = a_{19,2} = \dots = a_{19,19} = 0 \quad a_{19,20} = 1$$

$$a_{19,21} = a_{19,22} = \dots = a_{19,73} = 0$$

$$a_{20,1} = \frac{k_{oy}}{m_b} \quad a_{20,2} = \frac{C_{oy}}{m_b} \quad a_{20,3} = \frac{k_{oy}}{m_b} \quad a_{20,4} = \frac{C_{oy}}{m_b}$$

$$a_{20,5} = \frac{k_{oy}}{m_b} \quad a_{20,6} = \frac{C_{oy}}{m_b} \quad a_{20,7} = a_{20,8} = \dots = a_{20,18} = 0$$

$$a_{20,19} = - \frac{3k_{oy} + k_{2by} + k_t}{m_b} \quad a_{20,20} = - \frac{3C_{oy} + C_{2by} + C_t}{m_b}$$

$$a_{20,21} = - \frac{k_{oy}(a_1 + a_2 - a_3)}{m_b} \quad a_{20,22} = - \frac{C_{oy}(a_1 + a_2 - a_3)}{m_b}$$

$$a_{20,23} = - \frac{3k_{oy} \cdot h_b + k_{2by} \cdot h_1}{m_b} \quad a_{20,24} = - \frac{3C_{oy} \cdot h_b + C_{2by} \cdot h_1}{m_b}$$

$$a_{20,25} = a_{20,26} = \dots = a_{20,36} = 0 \quad a_{20,37} = \frac{k_{2by}}{m_b}$$

$$a_{20,38} = \frac{C_{2by}}{m_b} \quad a_{20,39} = \frac{k_{2by} \cdot L}{m_b} \quad a_{20,40} = \frac{C_{2by} \cdot L}{m_b}$$

$$a_{20,41} = - \frac{k_{2by} \cdot h_2}{m_b} \quad a_{20,42} = - \frac{C_{2by} \cdot h_2}{m_b}$$

$$a_{20,43} = a_{20,44} = \dots = a_{20,60} = 0 \quad a_{20,61} = \frac{k_t}{m_b}$$

$$a_{20,62} = \frac{C_t}{m_b} \quad a_{20,63} = a_{20,64} = \dots = a_{20,78} = 0$$

$$a_{21,1} = a_{21,2} = \dots = a_{21,21} = 0 \quad a_{21,22} = 1$$

$$a_{21,23} = a_{21,24} = \dots = a_{21,78} = 0$$

$$a_{22,1} = \frac{k_{oy} \cdot a_1}{I_{b\alpha}} \quad a_{22,2} = \frac{C_{oy} \cdot a_1}{I_{b\alpha}} \quad a_{22,3} = \frac{k_{oy} \cdot a_2}{I_{b\alpha}}$$

$$a_{22,4} = \frac{C_{oy} \cdot a_2}{I_{b\alpha}} \quad a_{22,5} = - \frac{k_{oy} \cdot a_3}{I_{b\alpha}} \quad a_{22,6} = - \frac{C_{oy} \cdot a_3}{I_{b\alpha}}$$

$$a_{22,7} = \frac{k_{o\alpha}}{I_{b\alpha}} \quad a_{22,8} = \frac{C_{o\alpha}}{I_{b\alpha}} \quad a_{22,9} = \frac{k_{o\alpha}}{I_{b\alpha}} \quad a_{22,10} = \frac{C_{o\alpha}}{I_{b\alpha}}$$

$$a_{22,11} = \frac{k_{o\alpha}}{I_{b\alpha}} \quad a_{22,12} = \frac{C_{o\alpha}}{I_{b\alpha}} \quad a_{22,13} = a_{22,14} = \dots = a_{22,18} = 0$$

$$a_{22,19} = - \frac{k_{oy}(a_1 + a_2 - a_3)}{I_{b\alpha}} \quad a_{22,20} = - \frac{C_{oy}(a_1 + a_2 - a_3)}{I_{b\alpha}}$$

- 5-1 -

$$\begin{aligned}
 a_{22,21} &= - \frac{3k_{ox} + k_{2bx} + k_{tx} + k_{oy} (a_1^2 + a_2^2 + a_3^2)}{I_{b\alpha}} \\
 a_{22,22} &= - \frac{3C_{ox} + C_{2bx} + C_{tx} + C_{oy} (a_1^2 + a_2^2 + a_3^2)}{I_{b\alpha}} \\
 a_{22,23} &= - \frac{k_{oy} \cdot h_b (a_1 + a_2 - a_3)}{I_{b\alpha}} \\
 a_{22,24} &= - \frac{C_{oy} \cdot h_b (a_1 + a_2 - a_3)}{I_{b\alpha}} \\
 a_{22,25} = a_{22,26} = \dots = a_{22,38} &= 0 \quad a_{22,39} = \frac{k_{2bx}}{I_{b\alpha}} \\
 a_{22,40} &= \frac{C_{2bx}}{I_{b\alpha}} \quad a_{22,41} = a_{22,42} = \dots = a_{22,78} = 0 \\
 a_{23,1} = a_{23,2} = \dots = a_{23,23} &= 0 \quad a_{23,24} = 1 \\
 a_{23,25} = a_{23,26} = \dots = a_{23,78} &= 0 \\
 a_{24,1} = \frac{k_{oy} \cdot h_b}{I_{b\varphi}} \quad a_{24,2} = \frac{C_{oy} \cdot h_b}{I_{b\varphi}} \quad a_{24,3} &= \frac{k_{oy} \cdot h_b}{I_{b\varphi}} \\
 a_{24,4} = \frac{C_{oy} \cdot h_b}{I_{b\varphi}} \quad a_{24,5} = \frac{k_{oy} \cdot h_b}{I_{b\varphi}} \quad a_{24,6} &= \frac{C_{oy} \cdot h_b}{I_{b\varphi}} \\
 a_{24,7} = a_{24,8} = \dots = a_{24,12} &= 0 \quad a_{24,13} = \frac{k_{oy}}{I_{b\varphi}} \quad a_{24,14} = \frac{C_{oy}}{I_{b\varphi}} \\
 a_{24,15} = \frac{k_{oy}}{I_{b\varphi}} \quad a_{24,16} = \frac{C_{oy}}{I_{b\varphi}} \quad a_{24,17} &= \frac{k_{oy}}{I_{b\varphi}} \quad a_{24,18} = \frac{C_{oy}}{I_{b\varphi}} \\
 a_{24,19} = - \frac{3k_{oy} \cdot h_b + k_{2by} \cdot h_1}{I_{b\varphi}} \quad a_{24,20} &= - \frac{3C_{oy} \cdot h_b + C_{2by} \cdot h_1}{I_{b\varphi}} \\
 a_{24,21} = - \frac{k_{oy} h_b (a_1 + a_2 - a_3)}{I_{b\varphi}} \quad a_{24,22} &= - \frac{C_{oy} h_b (a_1 + a_2 - a_3)}{I_{b\varphi}} \\
 a_{24,23} &= - \frac{3k_{oy} \cdot h_b^2 + 3k_{oy} + k_{2b\varphi} + k_{2by} h_1^2}{I_{b\varphi}} \\
 a_{24,24} &= - \frac{3C_{oy} \cdot h_b^2 + 3C_{oy} + C_{2b\varphi} + C_{2by} \cdot h_1^2}{I_{b\varphi}} \\
 a_{24,25} = a_{24,26} = \dots = a_{24,36} &= 0 \quad a_{24,37} = \frac{k_{2by} \cdot h_1}{I_{b\varphi}} \\
 a_{24,38} = \frac{C_{2by} \cdot h_1}{I_{b\varphi}} \quad a_{24,39} &= \frac{k_{2by} h_1 L}{I_{b\varphi}} \\
 a_{24,40} = \frac{C_{2by} h_1 L}{I_{b\varphi}} \quad a_{24,41} &= \frac{k_{2b\varphi} - k_{2by} h_1 h_2}{I_{b\varphi}}
 \end{aligned}$$

- 6-F -

$$a_{24,42} = \frac{C_{2by} - C_{2by} h_1 h_2}{I_{by}} \quad a_{24,43} = a_{24,44} = \dots = a_{24,78} = 0$$

$$a_{25,1} = a_{25,2} = \dots = a_{25,25} = 0 \quad a_{25,26} = 1$$

$$a_{25,27} = a_{25,28} = \dots = a_{25,78} = 0$$

$$a_{26,1} = \frac{k_{sy}}{m_s} \quad a_{26,2} = \frac{C_{sy} + 2f_{CL}/V}{m_s}$$

$$a_{26,3} = a_{26,4} = a_{26,5} = a_{26,6} = 0 \quad a_{26,7} = \frac{-2f_{CL}/V}{m_s}$$

$$a_{26,8} = a_{26,9} = \dots = a_{26,24} = 0 \quad a_{26,25} = -\frac{k_{sy}}{m_s}$$

$$a_{26,26} = -\frac{C_{sy} + 2f_{CL}/V}{m_s} \quad a_{26,27} = a_{26,28} = \dots = a_{26,78} = 0$$

$$a_{27,1} = a_{27,2} = \dots = a_{27,27} = 0 \quad a_{27,28} = 1$$

$$a_{27,29} = a_{27,30} = \dots = a_{27,78} = 0$$

$$a_{28,1} = a_{28,2} = 0 \quad a_{28,3} = \frac{k_{sy}}{m_s} \quad a_{28,4} = \frac{C_{sy} + 2f_{CL}/V}{m_s}$$

$$a_{28,5} = a_{28,6} = a_{28,7} = a_{28,8} = 0 \quad a_{28,9} = -\frac{2f_{CL}/V}{m_s}$$

$$a_{28,10} = a_{28,11} = \dots = a_{28,26} = 0 \quad a_{28,27} = -\frac{k_{sy}}{m_s}$$

$$a_{28,28} = -\frac{C_{sy} + 2f_{CL}/V}{m_s} \quad a_{28,29} = a_{28,30} = \dots = a_{28,78} = 0$$

$$a_{29,1} = a_{29,2} = \dots = a_{29,29} = 0 \quad a_{29,30} = 1$$

$$a_{29,31} = a_{29,32} = \dots = a_{29,78} = 0$$

$$a_{30,1} = a_{30,2} = a_{30,3} = a_{30,4} = 0 \quad a_{30,5} = \frac{k_{sy}}{m_s}$$

$$a_{30,6} = \frac{C_{sy} + 2f_{CL}/V}{m_s} \quad a_{30,7} = a_{30,8} = a_{30,9} = a_{30,10} = 0$$

$$a_{30,11} = -\frac{2f_{CL}/V}{m_s} \quad a_{30,12} = a_{30,13} = \dots = a_{30,28} = 0$$

$$a_{31,1} = a_{31,2} = \dots = a_{31,31} = 0 \quad a_{31,32} = 1$$

$$a_{31,33} = a_{31,34} = \dots = a_{31,78} = 0$$

$$\begin{aligned}
 a_{32,1} = a_{32,2} = \dots = a_{32,14} = 0 \quad a_{32,15} &= \frac{k_{s\varphi}}{I_{s\varphi}} \quad a_{32,16} = \frac{C_{s\varphi}}{I_{s\varphi}} \\
 a_{32,17} = a_{32,18} = \dots = a_{32,30} = 0 \quad a_{32,31} &= -\frac{k_{s\varphi}}{I_{s\varphi}} \quad a_{32,32} = -\frac{C_{s\varphi}}{I_{s\varphi}} \\
 a_{32,33} = a_{32,34} = \dots = a_{32,78} = 0 \\
 a_{33,1} = a_{33,2} = \dots = a_{33,33} = 0 \quad a_{33,34} &= 1 \\
 a_{33,35} = a_{33,36} = \dots = a_{33,78} = 0 \\
 a_{34,1} = a_{34,2} = \dots = a_{34,14} = 0 \quad a_{34,15} &= \frac{k_{s\varphi}}{I_{s\varphi}} \quad a_{34,16} = \frac{C_{s\varphi}}{I_{s\varphi}} \\
 a_{34,17} = a_{34,18} = \dots = a_{34,32} = 0 \quad a_{34,33} &= -\frac{k_{s\varphi}}{I_{s\varphi}} \quad a_{34,34} = -\frac{C_{s\varphi}}{I_{s\varphi}} \\
 a_{34,35} = a_{34,36} = \dots = a_{34,78} = 0 \\
 a_{35,1} = a_{35,2} = \dots = a_{35,35} = 0 \quad a_{35,36} &= 1 \\
 a_{35,37} = a_{35,38} = \dots = a_{35,78} = 0 \\
 a_{36,1} = a_{36,2} = \dots = a_{36,18} = 0 \quad a_{36,19} &= \frac{k_{s\varphi}}{I_{s\varphi}} \quad a_{36,20} = \frac{C_{s\varphi}}{I_{s\varphi}} \\
 a_{36,21} = a_{36,22} = \dots = a_{36,34} = 0 \quad a_{36,35} &= -\frac{k_{s\varphi}}{I_{s\varphi}} \quad a_{36,36} = -\frac{C_{s\varphi}}{I_{s\varphi}} \\
 a_{36,37} = a_{36,38} = \dots = a_{36,78} = 0 \\
 a_{37,1} = a_{37,2} = \dots = a_{37,37} = 0 \quad a_{37,38} &= 1 \\
 a_{37,39} = a_{37,40} = \dots = a_{37,78} = 0 \\
 a_{38,1} = a_{38,2} = \dots = a_{38,18} = 0 \quad a_{38,19} &= \frac{k_{2by}}{m_c} \quad a_{38,20} = \frac{C_{2by}}{m_c} \\
 a_{38,21} = a_{38,22} = 0 \quad a_{38,23} &= \frac{k_{2by} \cdot h_1}{m_c} \quad a_{38,24} = \frac{C_{2by} \cdot h_1}{m_c} \\
 a_{38,25} = a_{38,26} = \dots = a_{38,36} = 0 \quad a_{38,37} &= -\frac{2k_{2by}}{m_c} \\
 a_{38,38} = -\frac{2C_{2by}}{m_c} \quad a_{38,39} = a_{38,40} = 0 \quad a_{38,41} &= \frac{2k_{2by} \cdot h_2}{m_c} \\
 a_{38,42} = \frac{2C_{2by} \cdot h_2}{m_c} \quad a_{38,43} = a_{38,44} = \dots = a_{38,60} &= 0 \\
 a_{38,61} = \frac{k_{2by}}{m_c} \quad a_{38,62} = \frac{C_{2by}}{m_c} \quad a_{38,63} = a_{38,64} &= 0 \\
 a_{38,65} = \frac{k_{2by} \cdot h_1}{m_c} \quad a_{38,66} = \frac{C_{2by}}{m_c} \quad a_{38,67} = a_{38,68} &= 0
 \end{aligned}$$

$$a_{38,69} = \frac{h_{2by} \cdot h_1}{m_c} \quad a_{38,70} = \frac{C_{2by} \cdot h_1}{m_c}$$

$$a_{38,71} = a_{38,72} = \dots = a_{38,78} = 0$$

$$a_{39,1} = a_{39,2} = \dots = a_{39,39} = 0 \quad a_{39,40} = 1$$

$$a_{39,41} = a_{39,42} = \dots = a_{39,78} = 0$$

$$a_{40,1} = a_{40,2} = \dots = a_{40,18} = 0 \quad a_{40,19} = \frac{k_{2by} \cdot L}{I_{c\alpha}}$$

$$a_{40,20} = \frac{C_{2by} \cdot L}{I_{c\alpha}} \quad a_{40,21} = \frac{k_{2b\alpha}}{I_{c\alpha}} \quad a_{40,22} = \frac{C_{2b\alpha}}{I_{c\alpha}}$$

$$a_{40,23} = \frac{k_{2by} \cdot h_1 \cdot L}{I_{c\alpha}} \quad a_{40,24} = \frac{C_{2by} \cdot h_1 \cdot L}{I_{c\alpha}}$$

$$a_{40,25} = a_{40,26} = \dots = a_{40,38} = 0$$

$$a_{40,39} = -\frac{2(k_{2by} \cdot L^2 + k_{2b\alpha})}{I_{c\alpha}} \quad a_{40,40} = -\frac{2(C_{2by} \cdot L^2 + C_{2b\alpha})}{I_{c\alpha}}$$

$$a_{40,41} = a_{40,42} = \dots = a_{40,60} = 0 \quad a_{40,61} = -\frac{k_{2by} \cdot L}{I_{c\alpha}}$$

$$a_{40,62} = -\frac{C_{2by} \cdot L}{I_{c\alpha}} \quad a_{40,63} = \frac{k_{2b\alpha}}{I_{c\alpha}} \quad a_{40,64} = \frac{C_{2b\alpha}}{I_{c\alpha}}$$

$$a_{40,65} = -\frac{k_{2b\alpha} \cdot L \cdot h_1}{I_{c\alpha}} \quad a_{40,66} = -\frac{C_{2by} \cdot L \cdot h_1}{I_{c\alpha}}$$

$$a_{40,67} = a_{40,68} = \dots = a_{40,78} = 0$$

$$a_{41,1} = a_{41,2} = \dots = a_{41,41} = 0 \quad a_{41,42} = 1$$

$$a_{41,43} = a_{41,44} = \dots = a_{41,78} = 0$$

$$a_{42,1} = a_{42,2} = \dots = a_{42,18} = 0 \quad a_{42,19} = -\frac{k_{2by} \cdot h_2}{I_{c\varphi}}$$

$$a_{42,20} = -\frac{C_{2b\varphi} \cdot h_2}{I_{c\varphi}} \quad a_{42,21} = a_{42,22} = 0$$

$$a_{42,23} = \frac{k_{2b\varphi} - k_{2by} \cdot h_1 \cdot h_2}{I_{c\varphi}} \quad a_{42,24} = \frac{C_{2b\varphi} - C_{2by} \cdot h_1 \cdot h_2}{I_{c\varphi}}$$

$$a_{42,25} = a_{42,26} = \dots = a_{42,36} = 0 \quad a_{42,37} = \frac{2k_{2by} \cdot h_2}{I_{c\varphi}}$$

$$a_{42,38} = \frac{2C_{2by} \cdot h_2}{I_{c\varphi}} \quad a_{42,39} = a_{42,40} = 0$$

$$a_{42,41} = - \frac{2(k_{2by}h_2^2 + k_{2b\varphi})}{I_{c\varphi}} \quad a_{42,42} = - \frac{2(C_{2by}h_2^2 + C_{2b\varphi})}{I_{c\varphi}}$$

$$a_{42,43} = a_{42,44} = \dots = a_{42,60} = 0 \quad a_{42,61} = - \frac{k_{2by}h_2}{I_{c\varphi}}$$

$$a_{42,62} = - \frac{C_{2by}h_2}{I_{c\varphi}} \quad a_{42,63} = a_{42,64} = 0$$

$$a_{42,65} = \frac{k_{2b\varphi} - k_{2by} \cdot h_1 \cdot h_2}{I_{c\varphi}} \quad a_{42,66} = \frac{C_{2b\varphi} - C_{2by} \cdot h_1 \cdot h_2}{I_{c\varphi}}$$

$$a_{42,67} = a_{42,68} = \dots = a_{42,78} = 0$$

$$a_{43,1} = a_{43,2} = \dots = a_{43,43} = 0 \quad a_{43,44} = 1$$

$$a_{43,45} = a_{43,46} = \dots = a_{43,78} = 0$$

$$a_{44,1} = a_{44,2} = \dots = a_{44,42} = 0 \quad a_{44,43} = - \frac{k_{oy} + k_{sy}}{m_o}$$

$$a_{44,44} = - \frac{C_{oy} + C_{sy} + 2f_{CL}/V}{m_o} \quad a_{44,45} = a_{44,46} = a_{44,47} = a_{44,48} = 0$$

$$a_{44,49} = \frac{2f_{CL}}{m_o} \quad a_{44,50} = a_{44,51} = \dots = a_{44,60} = 0$$

$$a_{44,61} = \frac{k_{oy}}{m_o} \quad a_{44,62} = \frac{C_{oy}}{m_o} \quad a_{44,63} = \frac{k_{oy} \cdot a_3}{m_o}$$

$$a_{44,64} = \frac{C_{oy} \cdot a_3}{m_o} \quad a_{44,65} = \frac{k_{oy} h_b}{m_o} \quad a_{44,66} = \frac{C_{oy} h_b}{m_o}$$

$$a_{44,67} = \frac{k_{sy}}{m_o} \quad a_{44,68} = \frac{C_{sy} + 2f_{CL}/V}{m_o}$$

$$a_{44,69} = a_{44,70} = \dots = a_{44,78} = 0$$

$$a_{45,1} = a_{45,2} = \dots = a_{45,45} = 0 \quad a_{45,46} = 1$$

$$a_{45,47} = a_{45,48} = \dots = a_{45,78} = 0$$

$$a_{46,1} = a_{46,2} = \dots = a_{46,44} = 0 \quad a_{46,45} = - \frac{k_{oy} + k_{s\varphi}}{m_o}$$

$$a_{46,46} = - \frac{C_{oy} + C_{s\varphi} + 2f_{CL}/V}{m_o} \quad a_{46,47} = a_{46,48} = a_{46,49} = a_{46,50} = 0$$

$$a_{46,51} = \frac{2f_{CL}}{m_o} \quad a_{46,52} = a_{46,53} = \dots = a_{46,60} = 0$$

$$a_{46,61} = \frac{k_{oy}}{m_o} \quad a_{46,62} = \frac{C_{oy}}{m_o} \quad a_{46,63} = - \frac{k_{oy} \cdot a_2}{m_o}$$

$$a_{46,64} = -\frac{C_{oy} \cdot a_2}{m_0} \quad a_{46,65} = \frac{-10-F \cdot k_{oy} \cdot h_b}{m_0} \quad a_{46,66} = \frac{C_{oy} \cdot h_b}{m_0}$$

$$a_{46,67} = a_{46,68} = 0 \quad a_{46,69} = \frac{k_{sy}}{m_0}$$

$$a_{46,70} = \frac{C_{sy} + 2f_{CL}/V}{m_0} \quad a_{46,71} = a_{46,72} = \dots = a_{46,78} = 0$$

$$a_{47,1} = a_{47,2} = \dots = a_{47,47} = 0 \quad a_{47,48} = 1$$

$$a_{47,49} = a_{47,50} = \dots = a_{47,78} = 0$$

$$a_{48,1} = a_{48,2} = \dots = a_{48,46} = 0 \quad a_{48,47} = -\frac{k_{oy} + k_{sy}}{m_0}$$

$$a_{48,48} = -\frac{C_{oy} + C_{sy} + 2f_{CL}/V}{m_0} \quad a_{48,49} = a_{48,50} = \dots = a_{48,60} = 0$$

$$a_{48,61} = \frac{k_{oy}}{m_0} \quad a_{48,62} = \frac{C_{oy}}{m_0} \quad a_{48,63} = -\frac{k_{oy} \cdot a_1}{m_0}$$

$$a_{48,64} = -\frac{C_{oy} \cdot a_2}{m_0} \quad a_{48,65} = \frac{k_{oy} \cdot h_b}{m_0} \quad a_{48,66} = \frac{C_{oy} \cdot h_b}{m_0}$$

$$a_{48,67} = a_{48,68} = a_{48,69} = a_{48,70} = 0 \quad a_{48,71} = \frac{k_{sy}}{m_0}$$

$$a_{48,72} = \frac{C_{sy}}{m_0} \quad a_{48,73} = a_{48,74} = \dots = a_{48,78} = 0$$

$$a_{49,1} = a_{49,2} = \dots = a_{49,49} = 0 \quad a_{49,50} = 1$$

$$a_{49,51} = a_{49,52} = \dots = a_{49,78} = 0$$

$$a_{50,1} = a_{50,2} = \dots = a_{50,42} = 0 \quad a_{50,43} = -\frac{2f_{CT} \cdot \lambda/r}{I_{o\alpha}}$$

$$a_{50,44} = a_{50,45} = \dots = a_{50,48} = 0 \quad a_{50,49} = -\frac{k_{o\alpha}}{I_{o\alpha}}$$

$$a_{50,50} = -\frac{C_{o\alpha} + 2f_{CT} \cdot \lambda^2/V}{I_{o\alpha}} \quad a_{50,51} = a_{50,52} = \dots = a_{50,62} = 0$$

$$a_{50,63} = \frac{k_{o\alpha}}{I_{o\alpha}} \quad a_{50,64} = \frac{C_{o\alpha}}{I_{o\alpha}} \quad a_{50,65} = a_{50,66} = 0$$

$$a_{50,67} = \frac{2f_{CT} \cdot \lambda/r}{I_{o\alpha}} \quad a_{50,68} = a_{50,69} = \dots = a_{50,78} = 0$$

$$a_{51,1} = a_{51,2} = \dots = a_{51,51} = 0 \quad a_{51,52} = 1$$

$$a_{51,53} = a_{51,54} = \dots = a_{51,78} = 0$$

$$a_{52,1} = a_{52,2} = \dots = a_{52,44} = 0 \quad a_{52,45} = -\frac{2f_{CT} \cdot \lambda/r}{I_{o\alpha}}$$

$$a_{52,46} = a_{52,47} = \dots = a_{52,50} = 0 \quad a_{52,51} = -\frac{k_{0\alpha}}{I_{0\alpha}}$$

$$a_{52,52} = -\frac{C_{0\alpha} + 2f_{CT} \cdot e^2/V}{I_{0\alpha}} \quad a_{52,53} = a_{52,54} = \dots = a_{52,62} = 0$$

$$a_{52,63} = \frac{k_{0\alpha}}{I_{0\alpha}} \quad a_{52,64} = \frac{C_{0\alpha}}{I_{0\alpha}} \quad a_{52,65} = a_{52,66} = a_{52,67} = a_{52,68} = 0$$

$$a_{52,69} = \frac{2f_{CT} \cdot \lambda/r}{I_{0\alpha}} \quad a_{52,70} = a_{52,71} = \dots = a_{52,78} = 0$$

$$a_{53,1} = a_{53,2} = \dots = a_{53,53} = 0 \quad a_{53,54} = 1$$

$$a_{53,55} = a_{53,56} = \dots = a_{53,78} = 0$$

$$a_{54,1} = a_{54,2} = \dots = a_{54,46} = 0 \quad a_{54,47} = -\frac{2f_{CT} \cdot \lambda/r}{I_{0\alpha}}$$

$$a_{54,48} = a_{54,49} = \dots = a_{54,52} = 0 \quad a_{54,53} = -\frac{k_{0\alpha}}{I_{0\alpha}}$$

$$a_{54,54} = -\frac{C_{0\alpha} + 2f_{CT} \cdot e^2/V}{I_{0\alpha}} \quad a_{54,55} = a_{54,56} = \dots = a_{54,62} = 0$$

$$a_{54,63} = \frac{k_{0\alpha}}{I_{0\alpha}} \quad a_{54,64} = \frac{C_{0\alpha}}{I_{0\alpha}} \quad a_{54,65} = a_{54,66} = \dots = a_{54,70} = 0$$

$$a_{54,71} = \frac{2f_{CT} \cdot \lambda/r}{I_{0\alpha}} \quad a_{54,72} = a_{54,73} = \dots = a_{54,78} = 0$$

$$a_{55,1} = a_{55,2} = \dots = a_{55,55} = 0 \quad a_{55,56} = 1$$

$$a_{55,57} = a_{55,58} = \dots = a_{55,78} = 0$$

$$a_{56,1} = a_{56,2} = \dots = a_{56,54} = 0 \quad a_{56,55} = -\frac{k_{0\psi} + k_{\theta\psi}}{I_{0\psi}}$$

$$a_{56,56} = -\frac{C_{0\psi} + C_{\theta\psi}}{I_{0\psi}} \quad a_{56,57} = a_{56,58} = \dots = a_{56,64} = 0$$

$$a_{56,65} = \frac{k_{0\psi}}{I_{0\psi}} \quad a_{56,66} = \frac{C_{0\psi}}{I_{0\psi}} \quad a_{56,67} = a_{56,68} = \dots = a_{56,72} = 0$$

$$a_{56,73} = \frac{k_{\theta\psi}}{I_{0\psi}} \quad a_{56,74} = \frac{C_{\theta\psi}}{I_{0\psi}} \quad a_{56,75} = a_{56,76} = a_{56,77} = a_{56,78} = 0$$

$$a_{57,1} = a_{57,2} = \dots = a_{57,57} = 0 \quad a_{57,58} = 1$$

$$a_{57,59} = a_{57,60} = \dots = a_{57,78} = 0$$

$$a_{58,1} = a_{58,2} = \dots = a_{58,56} = 0 \quad a_{58,57} = \frac{k_{0\psi} + k_{\theta\psi}}{I_{0\psi}}$$

$$a_{58,58} = \frac{C_{0\psi} + C_{\theta\psi}}{I_{0\psi}} \quad a_{58,59} = a_{58,60} = \dots = a_{58,64} = 0$$

$$a_{58,65} = \frac{k_{oy}\varphi}{I_{oy}} \quad a_{58,66} = \frac{C_{oy}\varphi}{I_{oy}} \quad a_{58,67} = a_{58,68} = \dots = a_{58,74} = 0$$

$$a_{58,75} = \frac{k_{sy}\varphi}{I_{oy}} \quad a_{58,76} = \frac{C_{sy}\varphi}{I_{oy}} \quad a_{58,77} = a_{58,78} = 0$$

$$a_{59,1} = a_{59,2} = \dots = a_{59,59} = 0 \quad a_{59,60} = 1$$

$$a_{59,61} = a_{59,62} = \dots = a_{59,78} = 0$$

$$a_{60,1} = a_{60,2} = \dots = a_{60,58} = 0 \quad a_{60,59} = -\frac{k_{oy}\varphi + k_{sy}\varphi}{I_{oy}}$$

$$a_{60,60} = -\frac{C_{oy}\varphi + C_{sy}\varphi}{I_{oy}} \quad a_{60,61} = a_{60,62} = a_{60,63} = a_{60,64} = 0$$

$$a_{60,65} = \frac{k_{oy}\varphi}{I_{oy}} \quad a_{60,66} = \frac{C_{oy}\varphi}{I_{oy}} \quad a_{60,67} = a_{60,68} = \dots = a_{60,76} = 0$$

$$a_{60,77} = \frac{k_{sy}\varphi}{I_{oy}} \quad a_{60,78} = \frac{C_{sy}\varphi}{I_{oy}}$$

$$a_{61,1} = a_{61,2} = \dots = a_{61,61} = 0 \quad a_{61,62} = 1$$

$$a_{61,63} = a_{61,64} = \dots = a_{61,78} = 0$$

$$a_{62,1} = a_{62,2} = \dots = a_{62,18} = 0 \quad a_{62,19} = \frac{k_t}{m_b}$$

$$a_{62,20} = \frac{C_t}{m_b} \quad a_{62,21} = a_{62,22} = \dots = a_{62,36} = 0 \quad a_{62,37} = \frac{k_{2by}}{m_b}$$

$$a_{62,38} = \frac{C_{2by}}{m_b} \quad a_{62,39} = -\frac{k_{2by} L}{m_b} \quad a_{62,40} = -\frac{C_{2by} L}{m_b}$$

$$a_{62,41} = -\frac{k_{2by} h_2}{m_b} \quad a_{62,42} = -\frac{C_{2by} h_2}{m_b} \quad a_{62,43} = \frac{k_{oy}}{m_b}$$

$$a_{62,44} = \frac{C_{oy}}{m_b} \quad a_{62,45} = \frac{k_{oy}}{m_b} \quad a_{62,46} = \frac{C_{oy}}{m_b} \quad a_{62,47} = \frac{k_{oy}}{m_b}$$

$$a_{62,48} = \frac{C_{oy}}{m_b} \quad a_{62,49} = a_{62,50} = \dots = a_{62,60} = 0$$

$$a_{62,61} = -\frac{3k_{oy} + k_{2by} + k_t}{m_b} \quad a_{62,62} = -\frac{3C_{oy} + C_{2by} + C_t}{m_b}$$

$$a_{62,63} = \frac{k_{oy}(a_1 + a_2 - a_3)}{m_b} \quad a_{62,64} = \frac{C_{oy}(a_1 + a_2 - a_3)}{m_b}$$

$$a_{62,65} = -\frac{3k_{oy} h_b + k_{2by} h_1}{m_b} \quad a_{62,66} = -\frac{3C_{oy} h_b + C_{2by} h_1}{m_b}$$

$$a_{62,67} = a_{62,68} = \dots = a_{62,78} = 0$$

$$a_{63,1} = a_{63,2} = \dots = a_{63,63} = 0 \quad a_{63,64} = 1$$

$$a_{63,65} = a_{63,66} = \dots = a_{63,78} = 0$$

$$\begin{aligned}
 a_{64,1} &= a_{64,2} = \dots = a_{64,38} = 0 & a_{64,39} &= \frac{k_{2b\alpha}}{I_{b\alpha}} \\
 a_{64,40} &= \frac{C_{2b\alpha}}{I_{b\alpha}} & a_{64,41} &= a_{64,42} = 0 & a_{64,43} &= \frac{k_{oy} a_3}{I_{b\alpha}} \\
 a_{64,44} &= \frac{C_{oy} \cdot a_3}{I_{b\alpha}} & a_{64,45} &= -\frac{k_{oy} \cdot a_2}{I_{b\alpha}} & a_{64,46} &= -\frac{C_{oy} \cdot a_2}{I_{b\alpha}} \\
 a_{64,47} &= -\frac{k_{oy} \cdot a_1}{I_{b\alpha}} & a_{64,48} &= -\frac{C_{oy} \cdot a_1}{I_{b\alpha}} \\
 a_{64,49} &= a_{64,51} = a_{64,53} = \frac{k_{o\alpha}}{I_{b\alpha}} & a_{64,50} &= a_{64,52} = a_{64,54} = \frac{C_{o\alpha}}{I_{b\alpha}} \\
 a_{64,55} &= a_{64,56} = \dots = a_{64,60} = 0 & a_{64,61} &= \frac{k_{oy}(a_1+a_2-a_3)}{I_{b\alpha}} \\
 a_{64,62} &= \frac{C_{oy}(a_1+a_2-a_3)}{I_{b\alpha}} & a_{64,63} &= -\frac{k_{oy}(a_1^2+a_2^2+a_3^2)+3k_{o\alpha}+k_{2b\alpha}+k_{t\alpha}}{I_{b\alpha}} \\
 a_{64,64} &= -\frac{C_{oy}(a_1^2+a_2^2+a_3^2)+3C_{o\alpha}+C_{2b\alpha}+C_{t\alpha}}{I_{b\alpha}} \\
 a_{64,65} &= \frac{k_{oy} h_b(a_1+a_2-a_3)}{I_{b\alpha}} & a_{64,66} &= \frac{C_{oy} h_b(a_1+a_2-a_3)}{I_{b\alpha}} \\
 a_{64,67} &= a_{64,68} = \dots = a_{64,78} = 0 \\
 a_{65,1} &= a_{65,2} = \dots = a_{65,65} = 0 & a_{65,66} &= 1 \\
 a_{65,67} &= a_{65,68} = \dots = a_{65,78} = 0 \\
 a_{66,1} &= a_{66,2} = \dots = a_{66,36} = 0 & a_{66,37} &= \frac{k_{2by} h_1}{I_{b\varphi}} \\
 a_{66,38} &= \frac{C_{2by} h_1}{I_{b\varphi}} & a_{66,39} &= -\frac{k_{2by} h_1 L}{I_{b\varphi}} \\
 a_{66,40} &= -\frac{C_{2by} h_1 L}{I_{b\varphi}} & a_{66,41} &= \frac{k_{2b\varphi} - k_{2by} h_1 h_2}{I_{b\varphi}} \\
 a_{66,42} &= \frac{C_{2b\varphi} - C_{2by} h_1 h_2}{I_{b\varphi}} & a_{66,43} &= a_{66,45} = a_{66,47} = \frac{k_{oy} h_b}{I_{b\varphi}} \\
 a_{66,44} &= a_{66,46} = a_{66,48} = \frac{C_{oy} h_b}{I_{b\varphi}} & a_{66,49} &= a_{66,50} = \dots = a_{66,54} = 0 \\
 a_{66,55} &= a_{66,57} = a_{66,59} = \frac{k_{o\varphi}}{I_{b\varphi}} & a_{66,56} &= a_{66,58} = a_{66,60} = \frac{C_{o\varphi}}{I_{b\varphi}} \\
 a_{66,61} &= -\frac{3k_{oy} \cdot h_b + k_{2by} \cdot h_1}{I_{b\varphi}} & a_{66,62} &= -\frac{3C_{oy} h_b + C_{2by} h_1}{I_{b\varphi}}
 \end{aligned}$$

$$a_{66,63} = \frac{k_{oy} h_b (a_1 + a_2 - a_3)}{I_{b\varphi}} \quad a_{66,64} = \frac{C_{oy} h_b (a_1 + a_2 - a_3)}{I_{b\varphi}}$$

$$a_{66,65} = - \frac{3k_{oy} h_b^2 + 3k_{o\varphi} + k_{2by} h_1^2 + k_{2b\varphi}}{I_{b\varphi}}$$

$$a_{66,66} = - \frac{3C_{oy} h_b^2 + 3C_{o\varphi} + C_{2by} h_1^2 + C_{2b\varphi}}{I_{b\varphi}}$$

$$a_{66,67} = a_{66,68} = \dots = a_{66,78} = 0$$

$$a_{67,1} = a_{67,2} = \dots = a_{67,67} = 0 \quad a_{67,68} = 1$$

$$a_{67,69} = a_{67,70} = \dots = a_{67,78} = 0$$

$$a_{68,1} = a_{68,2} = \dots = a_{68,42} = 0 \quad a_{68,43} = \frac{k_{sy}}{m_s}$$

$$a_{68,44} = \frac{C_{sy} + 2f_{CL}/V}{m_s} \quad a_{68,45} = a_{68,46} = a_{68,47} = a_{68,48} = 0$$

$$a_{68,49} = - \frac{2f_{CL}/V}{m_s} \quad a_{68,50} = a_{68,51} = \dots = a_{68,66} = 0$$

$$a_{68,67} = - \frac{k_{sy}}{m_s} \quad a_{68,68} = - \frac{C_{sy} + 2f_{CL}/V}{m_s}$$

$$a_{68,69} = a_{68,70} = \dots = a_{68,78} = 0$$

$$a_{69,1} = a_{69,2} = \dots = a_{69,69} = 0 \quad a_{69,70} = 1$$

$$a_{69,71} = a_{69,72} = \dots = a_{69,78} = 0$$

$$a_{70,1} = a_{70,2} = \dots = a_{70,44} = 0 \quad a_{70,45} = \frac{k_{sy}}{m_s}$$

$$a_{70,46} = \frac{C_{sy} + 2f_{CL}/V}{m_s} \quad a_{70,47} = a_{70,48} = a_{70,49} = a_{70,50} = 0$$

$$a_{70,51} = - \frac{2f_{CL}/V}{m_s} \quad a_{70,52} = a_{70,53} = \dots = a_{70,68} = 0$$

$$a_{70,69} = - \frac{k_{sy}}{m_s} \quad a_{70,70} = - \frac{C_{sy} + 2f_{CL}/V}{m_s}$$

$$a_{70,71} = a_{70,72} = \dots = a_{70,78} = 0$$

$$a_{71,1} = a_{71,2} = \dots = a_{71,71} = 0 \quad a_{71,72} = 1$$

$$a_{71,73} = a_{71,74} = \dots = a_{71,78} = 0$$

$$a_{72,1} = a_{72,2} = \dots = a_{72,46} = 0$$

- 15-F -

$$a_{72,47} = \frac{k_{sy}}{m_s} \quad a_{72,48} = \frac{C_{sy} + 2f_{CL}/V}{m_s}$$

$$a_{72,49} = a_{72,50} = a_{72,51} = a_{72,52} = 0 \quad a_{72,53} = - \frac{2f_{CL}/V}{m_s}$$

$$a_{72,54} = a_{72,55} = a_{72,56} = a_{72,57} = a_{72,58} = a_{72,59} = a_{72,60} = a_{72,61} = a_{72,62} = a_{72,63} = a_{72,64} = a_{72,65} = a_{72,66} = a_{72,67} = a_{72,68} = a_{72,69} = a_{72,70} = 0 \quad a_{72,71} = - \frac{k_{sy}}{m_s}$$

$$a_{72,72} = - \frac{C_{sy} + 2f_{CL}/V}{m_s}$$

$$a_{73,1} = a_{73,2} = \dots = a_{73,73} = 0 \quad a_{73,74} = 1$$

$$a_{73,75} = a_{73,76} = a_{73,77} = a_{73,78} = 0$$

$$a_{74,1} = a_{74,2} = \dots = a_{74,54} = 0 \quad a_{74,55} = \frac{k_{s\varphi}}{I_{s\varphi}}$$

$$a_{74,56} = \frac{C_{s\varphi}}{I_{s\varphi}} \quad a_{74,57} = a_{74,58} = \dots = a_{74,72} = 0$$

$$a_{74,73} = - \frac{k_{s\varphi}}{I_{s\varphi}} \quad a_{74,74} = - \frac{C_{s\varphi}}{I_{s\varphi}}$$

$$a_{74,75} = a_{74,76} = a_{74,77} = a_{74,78} = 0$$

$$a_{75,1} = a_{75,2} = \dots = a_{75,75} = 0 \quad a_{75,76} = 1$$

$$a_{75,77} = a_{75,78} = 0$$

$$a_{76,1} = a_{76,2} = \dots = a_{76,56} = 0 \quad a_{76,57} = \frac{k_{s\varphi}}{I_{s\varphi}}$$

$$a_{76,58} = \frac{C_{s\varphi}}{I_{s\varphi}} \quad a_{76,59} = a_{76,60} = \dots = a_{76,74} = 0 \quad a_{76,75} = - \frac{k_{s\varphi}}{I_{s\varphi}}$$

$$a_{76,76} = - \frac{C_{s\varphi}}{I_{s\varphi}} \quad a_{76,77} = a_{76,78} = 0$$

$$a_{77,1} = a_{77,2} = \dots = a_{77,77} = 0 \quad a_{77,78} = 1$$

$$a_{78,1} = a_{78,2} = \dots = a_{78,58} = 0 \quad a_{78,59} = \frac{k_{s\varphi}}{I_{s\varphi}}$$

$$a_{78,60} = \frac{C_{s\varphi}}{I_{s\varphi}} \quad a_{78,61} = a_{78,62} = \dots = a_{78,76} = 0$$

$$a_{78,77} = - \frac{k_{s\varphi}}{I_{s\varphi}} \quad a_{78,78} = - \frac{C_{s\varphi}}{I_{s\varphi}}$$

VALORILE PARAMETRELOR CONSTRUCTIVI AI LOCOMOTIVEI
ELECTRICE DE 5100 kW [87]

| | |
|-------------------------|----------------------------|
| $k_{ey\ 1,3,4,6}$ | = 13376000 N/m |
| $k_{ey\ 2,5}$ | = 6120000 N/m |
| $k_{e\alpha\ 1,3,4,6}$ | = 80000000 N.m/rad |
| $k_{e\alpha\ 2,5}$ | = 65000000 N.m/rad |
| $k_{e\varphi\ 1,3,4,6}$ | = 4690000 N.m/rad |
| $k_{e\varphi\ 2,5}$ | = 2672000 N.m/rad |
| k_{2by} | = 700000 N/m |
| $k_{2b\alpha}$ | = 3000000 N.m/rad |
| $k_{2b\varphi}$ | = 5800000 N.m/rad |
| k_b | = 101000 N/m |
| $k_{b\alpha}$ | = 2675000 N.m/rad |
| C_{2by} | = 240000 Nm/m |
| $C_{2b\alpha}$ | = 170000 Nms/rad |
| $C_{2b\varphi}$ | = 400000 Nms/rad |
| m_0 | = 2853 kg |
| m_b | = 18020 kg |
| m_s | = 67940 kg |
| $I_{e\alpha}$ | = 1500 kgm ² |
| $I_{e\varphi}$ | = 1500 kgm ² |
| $I_{b\alpha}$ | = 40000 kgm ² |
| $I_{e\alpha}$ | = 1100000 kgm ² |
| $I_{e\varphi}$ | = 60000 kgm ² |
| $I_{b\varphi}$ | = 38000 kgm ² |
| $I_{e\psi}$ | = 1100000 kgm ² |
| a_1 | = 2,2 m |
| a_2 | = -0,05 m |
| a_3 | = 2,15 m |
| λ | = 0,05 m |

- 2-G -

$$\begin{aligned}L &= 5,15 \text{ m} \\r &= 0,605 \text{ m} \\e &= 0,75 \text{ m} \\b_1 &= 0,99 \text{ m} \\b_2 &= 1,335 \text{ m} \\h_0 &= 0,22 \text{ m} \\h_e &= 1,65 \text{ m} \\h_1 &= -0,038 \text{ m} \\h_2 &= 1,468 \text{ m} \\f_{CL} &= 1,88 \cdot 10^7 \text{ N} \\f_{CT} &= 1,52 \cdot 10^7 \text{ N} \\I_{by} &= 10000 \text{ kgm}^2\end{aligned}$$

Elementele matricii A_1
[85, 87]

$$a_{1,1} = 0 \quad a_{1,2} = 1 \quad a_{1,3} = a_{1,4} = \dots = a_{1,18} = 0$$

$$a_{2,1} = -\frac{k_{oy1}}{m_0} \quad a_{2,2} = -\frac{C_{oy1} + 2f_{CL}/V}{m_0}$$

$$a_{2,3} = a_{2,4} = \dots = a_{2,6} = 0 \quad a_{2,7} = \frac{2f_{CL}}{m} \quad a_{2,8} = a_{2,9} = \dots = a_{2,12} = 0$$

$$a_{2,13} = \frac{k_{oy1}}{m_0} \quad a_{2,14} = \frac{C_{oy1}}{m_0} \quad a_{2,15} = \frac{k_{oy1} \cdot a_1}{m_0}$$

$$a_{2,16} = \frac{C_{oy1} \cdot a_1}{m_0} \quad a_{2,17} = \frac{k_{oy1} \cdot h_b}{m_0} \quad a_{2,18} = \frac{C_{oy1} \cdot h_b}{m_0}$$

$$a_{3,1} = a_{3,2} = a_{3,3} = 0 \quad a_{3,4} = 1 \quad a_{3,5} = a_{3,6} = \dots = a_{3,18} = 0$$

$$a_{4,1} = a_{4,2} = 0 \quad a_{4,3} = -\frac{k_{oy2}}{m_0} \quad a_{4,4} = -\frac{C_{oy2} + 2f_{CL}/V}{m_0}$$

$$a_{4,5} = a_{4,6} = \dots = a_{4,8} = 0 \quad a_{4,9} = \frac{2f_{CL}}{m_0}$$

$$a_{4,10} = a_{4,11} = a_{4,12} = 0 \quad a_{4,13} = \frac{k_{oy2}}{m_0} \quad a_{4,14} = \frac{C_{oy2}}{m_0}$$

$$a_{4,15} = \frac{k_{oy2} \cdot a_2}{m_0} \quad a_{4,16} = \frac{C_{oy2} \cdot a_2}{m_0} \quad a_{4,17} = \frac{k_{oy2} \cdot h_b}{m_0}$$

$$a_{4,18} = \frac{C_{oy2} \cdot h_b}{m_0}$$

$$a_{5,1} = a_{5,2} = \dots = a_{5,5} = 0 \quad a_{5,6} = 1 \quad a_{5,7} = a_{5,8} = \dots = a_{5,18} = 0$$

$$a_{6,1} = a_{6,2} = \dots = a_{6,4} = 0 \quad a_{6,5} = -\frac{k_{oy3}}{m_0} \quad a_{6,6} = -\frac{C_{oy3} + 2f_{CL}/V}{m_0}$$

$$a_{6,7} = a_{6,8} = a_{6,9} = a_{6,10} = 0 \quad a_{6,11} = \frac{2f_{CL}}{m_0} \quad a_{6,12} = 0$$

$$a_{6,13} = \frac{k_{oy3}}{m_0} \quad a_{6,14} = \frac{C_{oy3}}{m_0} \quad a_{6,15} = -\frac{k_{oy3} \cdot a_3}{m_0}$$

$$a_{6,16} = -\frac{C_{oy3} \cdot a_3}{m_0} \quad a_{6,17} = \frac{k_{oy3} \cdot h_b}{m_0} \quad a_{6,18} = \frac{C_{oy3} \cdot h_b}{m_0}$$

$$a_{7,1} = a_{7,2} = \dots = a_{7,7} = 0 \quad a_{7,8} = 1 \quad a_{7,9} = a_{7,10} = \dots = a_{7,18} = 0$$

$$a_{8,1} = -\frac{1}{Y_{o\alpha}} \cdot 2f_{CT} \cdot \frac{\lambda \cdot e}{r} \quad a_{8,2} = a_{8,3} = \dots = a_{8,6} = 0$$

$$a_{8,7} = -\frac{k_{o\alpha 1}}{Y_{o\alpha}} \quad a_{8,8} = -\frac{1}{Y_{o\alpha}} \left(C_{o\alpha 1} + 2f_{CT} \frac{e^2}{V} \right)$$

$$a_{8,9} = a_{8,10} = \dots = a_{8,14} = 0 \quad a_{8,15} = \frac{k_{o\alpha 1}}{Y_{o\alpha}} \quad a_{8,16} = \frac{C_{o\alpha 1}}{Y_{o\alpha}}$$

$$a_{8,17} = a_{8,18} = 0$$

$$a_{9,1} = a_{9,2} = \dots = a_{9,9} = 0 \quad a_{9,10} = 1 \quad a_{9,11} = a_{9,12} = \dots = a_{9,18} = 0$$

$$a_{10,1} = 0 \quad a_{10,2} = 0 \quad a_{10,3} = -\frac{1}{I_{o\alpha}} 2f_{CT} \cdot \frac{\lambda e}{r}$$

$$a_{10,4} = a_{10,5} = \dots = a_{10,8} = 0 \quad a_{10,9} = -\frac{k_{o\alpha 2}}{I_{o\alpha}}$$

$$a_{10,10} = -\frac{1}{I_{o\alpha}} (C_{o\alpha 2} + 2f_{CT} \cdot \frac{e^2}{V}) \quad a_{10,11} = a_{10,12} = \dots = a_{10,14} = 0$$

$$a_{10,15} = \frac{k_{o\alpha 2}}{I_{o\alpha}} \quad a_{10,16} = \frac{C_{o\alpha 2}}{I_{o\alpha}} \quad a_{10,17} = a_{10,18} = 0$$

$$a_{11,1} = a_{11,2} = \dots = a_{11,11} = 0 \quad a_{11,12} = 1$$

$$a_{11,13} = a_{11,14} = \dots = a_{11,18} = 0$$

$$a_{12,1} = a_{12,2} = \dots = a_{12,4} = 0 \quad a_{12,5} = -\frac{1}{I_{o\alpha}} 2f_{CT} \frac{\lambda e}{r}$$

$$a_{12,6} = a_{12,7} = \dots = a_{12,10} = 0 \quad a_{12,11} = -\frac{k_{o\alpha 3}}{I_{o\alpha}}$$

$$a_{12,12} = -\frac{1}{I_{o\alpha}} (C_{o\alpha 3} + 2f_{CT} \frac{e^2}{V}) \quad a_{12,13} = a_{12,14} = 0$$

$$a_{12,15} = \frac{k_{o\alpha 3}}{I_{o\alpha}} \quad a_{12,16} = \frac{C_{o\alpha 3}}{I_{o\alpha}} \quad a_{12,17} = a_{12,18} = 0$$

$$a_{13,1} = a_{13,2} = \dots = a_{13,13} = 0 \quad a_{13,14} = 1$$

$$a_{13,15} = a_{13,16} = \dots = a_{13,18} = 0$$

$$a_{14,1} = \frac{k_{oy1}}{m_b} \quad a_{14,2} = \frac{C_{oy1}}{m_b} \quad a_{14,3} = \frac{k_{oy2}}{m_b}$$

$$a_{14,4} = \frac{C_{oy2}}{m_b} \quad a_{14,5} = \frac{k_{oy3}}{m_b} \quad a_{14,6} = \frac{C_{oy3}}{m_b}$$

$$a_{14,7} = a_{14,8} = \dots = a_{14,12} = 0$$

$$a_{14,13} = -\frac{k_{oy1} + k_{oy2} + k_{oy3} + k_{2by} + k_t}{m_b}$$

$$a_{14,14} = -\frac{C_{oy1} + C_{oy2} + C_{oy3} + C_{2by} + C_t}{m_b}$$

$$a_{14,15} = -\frac{k_{oy1} \cdot a_1 + k_{oy2} \cdot a_2 - k_{oy3} \cdot a_3}{m_b}$$

$$a_{14,16} = -\frac{C_{oy1} \cdot a_1 + C_{oy2} \cdot a_2 - C_{oy3} \cdot a_3}{m_b}$$

$$a_{14,17} = -\frac{h_b(k_{oy1} + k_{oy2} + k_{oy3}) + k_{2by} \cdot h_1}{m_b}$$

$$a_{14,18} = -\frac{h_b(C_{oy1} + C_{oy2} + C_{oy3}) + C_{2by} \cdot h_1}{m_b}$$

$$a_{15,1} = a_{15,2} = \dots = a_{15,15} = 0 \quad a_{15,16} = 1 \quad a_{15,17} = a_{15,18} = 0$$

$$a_{16,1} = \frac{k_{oy1} \cdot a_1}{I_{b\alpha}} \quad a_{16,2} = \frac{C_{oy1} \cdot a_1}{I_{b\alpha}} \quad a_{16,3} = \frac{k_{oy2} \cdot a_2}{I_{b\alpha}}$$

$$a_{16,4} = \frac{C_{oy2} \cdot a_2}{I_{b\alpha}} \quad a_{16,5} = -\frac{k_{oy3} \cdot a_3}{I_{b\alpha}} \quad a_{16,6} = -\frac{C_{oy3} \cdot a_3}{I_{b\alpha}}$$

$$a_{16,7} = \frac{k_{o\alpha 1}}{I_{b\alpha}} \quad a_{16,8} = \frac{C_{o\alpha 1}}{I_{b\alpha}} \quad a_{16,9} = \frac{k_{o\alpha 2}}{I_{b\alpha}}$$

$$a_{16,10} = \frac{C_{o\alpha 2}}{I_{b\alpha}} \quad a_{16,11} = \frac{k_{o\alpha 3}}{I_{b\alpha}} \quad a_{16,12} = \frac{C_{o\alpha 3}}{I_{b\alpha}}$$

$$a_{16,13} = -\frac{k_{oy1} \cdot a_1 + k_{oy2} \cdot a_2 - k_{oy3} \cdot a_3}{I_{b\alpha}}$$

$$a_{16,14} = -\frac{C_{oy1} \cdot a_1 + C_{oy2} \cdot a_2 - C_{oy3} \cdot a_3}{I_{b\alpha}}$$

$$a_{16,15} = -\frac{k_{o\alpha 1} + k_{o\alpha 2} + k_{o\alpha 3} + k_{2b\alpha} + k_{t\alpha} + k_{oy1} \cdot a_1^2 + k_{oy2} \cdot a_2^2 + k_{oy3} \cdot a_3^2}{I_{b\alpha}}$$

$$a_{16,16} = -\frac{C_{o\alpha 1} + C_{o\alpha 2} + C_{o\alpha 3} + C_{2b\alpha} + C_{t\alpha} + C_{oy1} \cdot a_1^2 + C_{oy2} \cdot a_2^2 + C_{oy3} \cdot a_3^2}{I_{b\alpha}}$$

$$a_{16,17} = -\frac{h_b (k_{oy1} \cdot a_1 + k_{oy2} \cdot a_2 - k_{oy3} \cdot a_3)}{I_{b\alpha}}$$

$$a_{16,18} = -\frac{h_b (C_{oy1} \cdot a_1 + C_{oy2} \cdot a_2 - C_{oy3} \cdot a_3)}{I_{b\alpha}}$$

$$a_{17,1} = a_{17,2} = \dots = a_{17,17} = 0$$

$$a_{17,18} = 1$$

$$a_{18,1} = \frac{k_{oy1} \cdot h_b}{I_{b\varphi}} \quad a_{18,2} = \frac{C_{oy1} \cdot h_b}{I_{b\varphi}} \quad a_{18,3} = \frac{k_{oy2} \cdot h_b}{I_{b\varphi}}$$

$$a_{18,4} = \frac{C_{oy2} \cdot h_b}{I_{b\varphi}} \quad a_{18,5} = \frac{k_{oy3} \cdot h_b}{I_{b\varphi}} \quad a_{18,6} = \frac{C_{oy3} \cdot h_b}{I_{b\varphi}}$$

$$a_{18,7} = a_{18,8} = \dots = a_{18,12} = 0$$

$$a_{18,13} = -\frac{h_b (k_{oy1} + k_{oy2} + k_{oy3}) + k_{2b\varphi} \cdot h_1}{I_{b\varphi}}$$

$$a_{18,14} = -\frac{h_b (C_{oy1} + C_{oy2} + C_{oy3}) + k_{2b\varphi} \cdot h_1}{I_{b\varphi}}$$

$$a_{18,15} = -\frac{h_b (k_{oy1} \cdot a_1 + k_{oy2} \cdot a_2 - k_{oy3} \cdot a_3)}{I_{b\varphi}}$$

$$a_{18,16} = - \frac{h_b (C_{oy1} \cdot a_1 + C_{oy2} \cdot a_2 - C_{oy3} \cdot a_3)}{I_{b\varphi}}$$

$$a_{18,17} = - \frac{h_b^2 (k_{oy1} + k_{oy2} + k_{oy3}) + k_{oy1} + k_{oy2} + k_{oy3} + k_{2b\varphi} + k_{2by} \cdot h_1^2}{I_{b\varphi}}$$

$$a_{18,18} = - \frac{h_b^2 (C_{oy1} + C_{oy2} + C_{oy3}) + C_{oy1} + C_{oy2} + C_{oy3} + C_{2b\varphi} + C_{2by} \cdot h_1^2}{I_{b\varphi}}$$

PPPPPPPP
PPPP
PPPP
PPPP
PPPP
PPPP
PPPP

AAAA
AAAA
AAAA
AAAA
AAAA
AAAA
AAAA

SSSSSSSS
SSSS
SSSS
SSSS
SSSS
SSSS
SSSS

UUUUUU
UUUU
UUUU
UUUU
UUUU
UUUU
UUUU

AAAA
AAAA
AAAA
AAAA
AAAA
AAAA
AAAA

000000
0000
0000
0000
0000
0000
0000

000000
0000
0000
0000
0000
0000
0000

22222222
2222
2222
2222
2222
2222
2222

22222222
2222
2222
2222
2222
2222
2222

INSTITUTUL POLITEHNIC
- TIMISOARA
BIBLIOTECA

ANEXA I

L03B

00.00

NUPAS 12/09/80 12.21.30

```

48 IF(INDIC(I),EQ,0.AND,INDIC(I).EQ,1)GO 10 40
49 WRITE(99,41)I
50 DO 30 J=1,N
51 ABS=SQRT(VECR(J,I)*VECR(J,I)+VECI(J,I)*VECI(J,I))
52 WRITE(99,42) J,VECR(J,I),VECI(J,I),ABS
53 CONTINUE
54 GO TO 50
55 WRITE(99,22)
56 CONTINUE
57 STOP
58 END

```

```

N 592
N 593
N 594
N >94A
N 596
N >96A
N 597
N 610

```

```

100 N=18
C C C
C SUBROUTINE PANI2(A,N,IKU)
C THIS SUBROUTINE COMPUTES ALL THE ELEMENTS OF THE 'A' MATRIX FOR
C ROMANIAN ELECTRIC LOCOMOTIVE THREE AXLES IRUK. THE MATHEMATICAL
C MODEL CHOSEN HAS NINE DEGREES OF FREEDOM
C DIMENSION A(20,20),AK(30),A(15),AC(30),AA(20)
C FORMAT (F13.3)
IF(IKU.GT.1) GO TO 11
READ (97,100) (AK(I),I=1,26)
READ (97,100) (AC(I),I=1,26)
READ (97,100) (AM(I),I=1,19)
READ (97,100) (AA(I),I=1,19)
11 CONTINUE
AA(14)=(100./Y.)*IKU
DO 10 I=1,N
DO 10 J=1,N
A(I,J)=0.0 N=2
DO 55 I=1,9
5> A(I,I+1)=1./AM(1)
AUX1=-AK(1)/AM(1)
A(2,1)=AUX1
A(2,43)=-AUX1
A(6,5)=AUX1
A(6,43)=-AUX1
AUX2=-(AC(1)+2.0*AA(15))/AA(14)/AM(1)
A(2,2)=AUX2
A(6,6)=AUX2
AUX3=2.0*AA(17)/AM(1)
A(2,7)=AUX3
A(6,9)=AUX3
A(6,41)=AUX3
AUX4=AC(1)/AM(1)
A(2,14)=AUX4
A(6,14)=AUX4
A(2,15)=-AUX1*AUX4
A(2,16)=-AUX4*AA(1)
A(2,17)=-AUX1*AA(10)
A(2,18)=-AUX4*AA(10)
AUX5=-AK(2)/AM(1)
A(4,3)=AUX5
A(4,13)=-AUX5
A(4,4)=-AC(2)+2.0*AA(17)/AA(14)/AM(1)
AUX6=AC(2)/AM(1)
A(4,14)=AUX6
A(4,15)=-AUX5*AA(2)
A(4,16)=-AUX6*AA(2)
A(4,17)=-AUX5*AA(10)
A(4,18)=-AUX6*AA(10)

```

```

11 200
12 200
13 200
14 200
15 200
16 200
17 200
18 200
19 200
20 200
21 200
22 200
23 200
24 200
25 200
26 200
27 200
28 200
29 200
30 200
31 200
32 200
33 200
34 200
35 200
36 200
37 200
38 200
39 200
40 200
41 200
42 200
43 200
44 200
45 200
46 200
47 200
48 200
49 200
50 200
51 200
52 200
53 200
54 200
55 200
56 200
57 200
58 200
59 200
60 200
61 200
62 200
63 200
64 200
65 200
66 200
67 200
68 200
69 200
70 200
71 200
72 200
73 200
74 200
75 200
76 200
77 200
78 200
79 200
80 200
81 200
82 200
83 200
84 200
85 200
86 200
87 200
88 200
89 200
90 200
91 200
92 200
93 200
94 200
95 200
96 200
97 200
98 200
99 200
100 200

```


| VECTOR | 1 | REAL | IMAG | ABS | VAL |
|----------|-----------|----------|----------|-----|-----|
| LINIA 1 | .221E-04 | .000E+00 | .0000221 | | |
| LINIA 2 | -.321E-04 | .000E+00 | .0321353 | | |
| LINIA 3 | -.273E-07 | .000E+00 | .0000000 | | |
| LINIA 4 | .155E-03 | .000E+00 | .0001547 | | |
| LINIA 5 | .665E-04 | .000E+00 | .0000665 | | |
| LINIA 6 | -.970E-04 | .000E+00 | .0969638 | | |
| LINIA 7 | -.214E-03 | .000E+00 | .0002144 | | |
| LINIA 8 | .312E+00 | .000E+00 | .3124923 | | |
| LINIA 9 | .174E-05 | .000E+00 | .0000017 | | |
| LINIA 10 | -.254E-02 | .000E+00 | .0025378 | | |
| LINIA 11 | -.648E-03 | .000E+00 | .0006479 | | |
| LINIA 12 | .944E+00 | .000E+00 | .9444078 | | |
| LINIA 13 | -.317E-08 | .000E+00 | .0000000 | | |
| LINIA 14 | -.354E-04 | .000E+00 | .0000354 | | |
| LINIA 15 | -.622E-06 | .000E+00 | .0000006 | | |
| LINIA 16 | .902E-03 | .000E+00 | .0009020 | | |
| LINIA 17 | .858E-08 | .000E+00 | .0000000 | | |
| LINIA 18 | -.157E-04 | .000E+00 | .0000157 | | |

VLCFUR 2 ***** REAL ***** IMAG ***** ABS VAL *****

| LINEA | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | |
|-------|------------|----------|----------|------------|----------|------------|----------|------------|------------|----------|------------|----------|------------|----------|----------|------------|------------|----------|----------|
| | - .577E-04 | .842E-04 | .164E-06 | - .182E-03 | .396E-04 | - .578E-04 | .563E-03 | - .820E+00 | - .893E-06 | .130E-02 | - .386E-03 | .563E+00 | - .218E-07 | .629E-05 | .964E-07 | - .147E-03 | - .720E-09 | .192E-05 | .0000577 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | .0842144 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | .0000002 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | .0001816 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | .0000396 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | .0577745 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | .0005628 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | .8204016 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | .0000009 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | .0013020 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | .0003860 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | .5625917 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | .0000000 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | .0000063 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | .0000001 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | .0001470 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | .0000000 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | .0000019 |

VECTUR 14 ***** REAL ***** IMAG ***** ABS VAL *****

| LINIA | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 |
|-------|------------|------------|------------|------------|-----------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|-----------|------------|------------|------------|------------|
| | -0.135E-02 | -0.648E-02 | -0.788E-03 | -0.485E-02 | 0.130E-02 | -0.537E-02 | -0.190E-03 | 0.349E-02 | -0.162E-03 | 0.174E-02 | -0.189E-03 | 0.337E-02 | -0.720E-02 | 0.100E+01 | -0.130E-03 | 0.140E-01 | 0.248E-01 | -0.179E+00 |
| | 0.573E-03 | -0.578E-04 | 0.364E-03 | -0.340E-04 | 0.527E-03 | -0.554E-04 | -0.347E-04 | -0.684E-02 | 0.308E-05 | -0.648E-02 | -0.325E-04 | -0.684E-02 | -0.242E-04 | 0.000E+00 | -0.254E-03 | -0.209E-02 | -0.177E-02 | 0.847E+00 |
| | 0.0014093 | 0.0582061 | 0.0008668 | 0.0343479 | 0.0014047 | 0.0556625 | 0.0001931 | 0.0076560 | 0.0001623 | 0.0064234 | 0.0001916 | 0.0075956 | 0.0252443 | 1.0000000 | 0.0002825 | 0.0111855 | 0.0218519 | 0.8656169 |

| | VECTUR 10 | REAL | IMAG | ABS VAL |
|----------|------------|-----------|-----------|---------|
| LINIA 1 | - .281E+00 | .417E+00 | .5025558 | |
| LINIA 2 | .100E+01 | .000E+00 | 1.0000000 | |
| LINIA 3 | - .299E+00 | .317E+00 | .4357303 | |
| LINIA 4 | .855E+00 | .140E+00 | .8667393 | |
| LINIA 5 | .361E+00 | .184E+00 | .4049186 | |
| LINIA 6 | .703E+00 | .393E+00 | .8055251 | |
| LINIA 7 | .732E-01 | .121E-01 | .0741827 | |
| LINIA 8 | - .592E-01 | -.135E+00 | .1469671 | |
| LINIA 9 | .786E-01 | .152E-01 | .0800328 | |
| LINIA 10 | - .631E-01 | -.146E+00 | .1594509 | |
| LINIA 11 | .770E-01 | .256E-01 | .0811585 | |
| LINIA 12 | - .441E-01 | -.155E+00 | .1612089 | |
| LINIA 13 | - .309E+00 | .296E+00 | .4278453 | |
| LINIA 14 | .830E+00 | .184E+00 | .8498212 | |
| LINIA 15 | .555E-01 | .300E-01 | .0630806 | |
| LINIA 16 | .144E-01 | -.124E+00 | .1249439 | |
| LINIA 17 | - .118E-02 | .385E-02 | .0040249 | |
| LINIA 18 | .101E-01 | -.339E-02 | .0106187 | |

Modelarea pe calculatorul analitic a mișcărilor laterale ale unui boghiu cu trei osii [87, 9,26 36,94,112,118]

Se consideră cazul unui singur boghiu de locomotivă care este compus din trei osii montate, fiecare cu câte două grade de libertate (deplasare laterală și rotație în jurul lui OZ), din suspensia primară pe care se sprijină cadrul boghiului, care are trei grade de libertate (deplasare laterală, rotație în jurul lui OX și OZ). Cadrul boghiului este legat, prin suspenzia secundară, de cutia locomotivă care se deplasează cu o viteză constantă V și este fixată în direcțiile la orizontală și verticală.

Întregul sistem va avea în total deci 9 grade de libertate.

Ecuațiile mișcărilor boghiului se obțin din ecuațiile (2.40)...(2.43) din care s-au folosit doar următoarele coordonate generalizate: $y_1, y_2, y_3, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, y_{b1}, \alpha_{b1}, \varphi_{b1}$, restul de coordonate generalizate s-au anulat.

Se obține astfel următorul sistem de 9 ecuații diferențiale de ordinul doi:

$$m_o \ddot{y}_1 + c_{oy} (\dot{y}_1 - \dot{y}_{b1} - a_1 \dot{\alpha}_{b1} - b_b \dot{\varphi}_{b1}) + k_{oy} (y_1 - y_{b1} - a_1 \alpha_{b1} - b_b \varphi_{b1}) + 2f_c \left(\frac{\dot{y}_1}{v} - \alpha_1 \right) = 0 \quad (J.1)$$

$$m_o \ddot{y}_2 + c_{oy} (\dot{y}_2 - \dot{y}_{b1} - a_2 \dot{\alpha}_{b1} - b_b \dot{\varphi}_{b1}) + k_{oy} (y_2 - y_{b1} - a_2 \alpha_{b1} - b_b \varphi_{b1}) + 2f_c \left(\frac{\dot{y}_2}{v} - \alpha_2 \right) = 0 \quad (J.2)$$

$$m_o \ddot{y}_3 + c_{oy} (\dot{y}_3 - \dot{y}_{b1} + a_3 \dot{\alpha}_{b1} - b_b \dot{\varphi}_{b1}) + k_{oy} (y_3 - y_{b1} + a_3 \alpha_{b1} - b_b \varphi_{b1}) + 2f_c \left(\frac{\dot{y}_3}{v} - \alpha_3 \right) = 0 \quad (J.3)$$

$$I_{o\alpha} \ddot{\alpha}_1 + c_{o\alpha} (\dot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_{b1}) + k_{o\alpha} (\alpha_1 - \alpha_{b1}) + 2f_c \left(\frac{\lambda_o}{R} y_1 + \frac{e^2}{v} \dot{\alpha}_1 \right) = 0 \quad (J.4)$$

$$I_{o\alpha} \ddot{\alpha}_2 + c_{o\alpha} (\dot{\alpha}_2 - \dot{\alpha}_{b1}) + k_{o\alpha} (\alpha_2 - \alpha_{b1}) + 2f_c \left(\frac{\lambda_o}{R} y_2 + \frac{e^2}{v} \dot{\alpha}_2 \right) = 0 \quad (J.5)$$

$$I_{o\alpha} \ddot{\alpha}_3 + c_{o\alpha} (\dot{\alpha}_3 - \dot{\alpha}_{b1}) + k_{o\alpha} (\alpha_3 - \alpha_{b1}) + 2f_c \left(\frac{\lambda_o}{R} y_3 + \frac{e^2}{v} \dot{\alpha}_3 \right) = 0 \quad (J.5)$$

$$m_b \ddot{y}_{b1} - c_{cy} (\dot{y}_1 - \dot{y}_{b1} - a_1 \dot{\alpha}_{b1} - b_b \dot{\varphi}_{b1}) - c_{oy} (\dot{y}_2 - \dot{y}_{b1} - a_2 \dot{\alpha}_{b1} - b_b \dot{\varphi}_{b1}) - c_{oy} (\dot{y}_3 - \dot{y}_{b1} + a_3 \dot{\alpha}_{b1} - b_b \dot{\varphi}_{b1}) - k_{oy} (y_1 - y_{b1} - a_1 \alpha_{b1} - b_b \varphi_{b1}) -$$

$$\begin{aligned}
 & -k_{oy}(y_2 - y_{b1} - a_2 \alpha_{b1} - h_b \varphi_{b1}) - k_{oy}(y_3 - y_{b1} + a_3 \alpha_{b1} - h_b \varphi_{b1}) + \\
 & + k_t y_{b1} + c_t \dot{y}_{b1} + k_{2by}(y_{b1} + h_1 \varphi_{b1}) + c_{2by}(\dot{y}_{b1} + h_1 \dot{\varphi}_{b1}) = 0
 \end{aligned}
 \tag{J.7}$$

$$\begin{aligned}
 I_{b\alpha} \cdot \ddot{\alpha}_{b1} - c_{o\alpha}(\dot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_{b1}) - c_{o\alpha}(\dot{\alpha}_2 - \dot{\alpha}_{b1}) - c_{o\alpha}(\dot{\alpha}_3 - \dot{\alpha}_{b1}) - k_{o\alpha}(\alpha_1 - \alpha_{b1}) - \\
 - k_{o\alpha}(\alpha_2 - \alpha_{b1}) - k_{o\alpha}(\alpha_3 - \alpha_{b1}) - k_{oy} a_1 (y_1 - y_{b1} - a_1 \alpha_{b1} - \\
 - h_b \varphi_{b1}) - k_{oy} a_2 (y_2 - y_{b1} - a_2 \alpha_{b1} - h_b \varphi_{b1}) + \\
 + k_{oy} a_3 (y_3 - y_{b1} + a_3 \alpha_{b1} - h_b \varphi_{b1}) - c_{oy} a_1 (\dot{y}_1 - \dot{y}_{b1} - a_1 \dot{\alpha}_{b1} - \\
 - h_b \dot{\varphi}_{b1}) - c_{oy} a_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_{b1} - a_2 \dot{\alpha}_{b1} - h_b \dot{\varphi}_{b1}) + \\
 + c_{oy} a_3 (\dot{y}_3 - \dot{y}_{b1} + a_3 \dot{\alpha}_{b1} - h_b \dot{\varphi}_{b1}) + k_t \alpha \cdot \alpha_{b1} + c_{t\alpha} \dot{\alpha}_{b1} = 0
 \end{aligned}
 \tag{J.8}$$

$$\begin{aligned}
 I_{b\varphi} \ddot{\varphi}_{b1} - k_{oy} h_b (y_1 - y_{b1} - a_1 \alpha_{b1} - h_b \varphi_{b1}) - k_{oy} h_b (y_2 - y_{b1} - a_2 \alpha_{b1} - h_b \varphi_{b1}) - \\
 - k_{oy} h_b (y_3 - y_{b1} + a_3 \alpha_{b1} - h_b \varphi_{b1}) + 3k_{o\varphi} \varphi_{b1} + k_{2b\varphi} \varphi_{b1} - \\
 - c_{oy} h_b (\dot{y}_1 - \dot{y}_{b1} - a_1 \dot{\alpha}_{b1} - h_b \dot{\varphi}_{b1}) - c_{oy} h_b (\dot{y}_2 - \dot{y}_{b1} - a_2 \dot{\alpha}_{b1} - h_b \dot{\varphi}_{b1}) - \\
 - c_{oy} h_b (\dot{y}_3 - \dot{y}_{b1} + a_3 \dot{\alpha}_{b1} - h_b \dot{\varphi}_{b1}) + 3c_{o\varphi} \dot{\varphi}_{b1} + c_{2b\varphi} \dot{\varphi}_{b1} + \\
 + k_{2by} h_1 (y_{b1} + h_1 \varphi_{b1}) + c_{2by} h_1 (\dot{y}_{b1} + h_1 \dot{\varphi}_{b1}) = 0
 \end{aligned}
 \tag{J.9}$$

Modificarea sistemului de ecuații diferențiale în vederea modelării pe calculatorul analogic

Pentru studiul pe calculator a acestui sistem de ecuații diferențiale liniare de ordinul doi, se va aplica metoda separării derivatei de ordinul cel mai mare.

Sistemul de ecuații va fi deci următorul:

$$\begin{aligned}
 \ddot{y}_1 = - \frac{c_{oy}}{m_o} \dot{y}_1 + \frac{c_{oy}}{m_o} \dot{y}_{b1} + \frac{c_{oy}}{m_o} a_1 \cdot \dot{\alpha}_{b1} + \frac{c_{oy}}{m_o} h_b \cdot \dot{\varphi}_{b1} - \frac{k_{oy}}{m_o} y_{b1} + \\
 + \frac{k_{oy}}{m_o} y_{b1} + \frac{k_{oy}}{m_o} a_1 \cdot \alpha_{b1} + \frac{k_{oy}}{m_o} h_b \varphi_{b1} - 2 \frac{f_c}{v} \dot{y}_1 + 2f_c \cdot \alpha_1
 \end{aligned}
 \tag{J.10}$$

$$\ddot{y}_2 = -\frac{C_{oy}}{m_0} \dot{y}_2 + \frac{C_{oy}}{m_0} \dot{y}_{b1} + \frac{C_{oy}}{m_0} h_b \cdot \dot{\varphi}_{b1} - \frac{k_{oy}}{m_0} y_2 + \frac{k_{oy}}{m_0} y_{b1} + \frac{k_{oy}}{m_0} a_2 \alpha_{b1} + \frac{k_{oy}}{m_0} h_b \cdot \varphi_{b1} - 2 \frac{f_c}{v} \cdot \dot{y}_2 + 2f_c \cdot \alpha_2 + \frac{f_c}{v} \alpha_{b1} \quad (J.11)$$

$$\ddot{y}_3 = -\frac{C_{oy}}{m_0} \dot{y}_3 + \frac{C_{oy}}{m_0} \dot{y}_{b1} - \frac{C_{oy}}{m_0} a_3 \dot{\alpha}_{b1} + \frac{C_{oy}}{m_0} h_b \cdot \dot{\varphi}_{b1} - \frac{k_{oy}}{m_0} y_3 + \frac{k_{oy}}{m_0} y_{b1} - \frac{k_{oy}}{m_0} a_3 \cdot \alpha_{b1} + \frac{k_{oy}}{m_0} h_b \cdot \varphi_{b1} - 2 \frac{f_c}{v} \dot{y}_3 + 2f_c \alpha_3 \quad (J.12)$$

$$\ddot{\alpha}_1 = -\frac{C_{o\alpha}}{I_{o\alpha}} \dot{\alpha}_1 + \frac{C_{o\alpha}}{I_{o\alpha}} \dot{\alpha}_{b1} - \frac{k_{o\alpha}}{I_{o\alpha}} \alpha_1 + \frac{k_{o\alpha}}{I_{o\alpha}} \alpha_{b1} - 2f_c \frac{\lambda_0}{r} y_1 - 2f_c \frac{e^2}{v} \dot{\alpha}_1 \quad (J.13)$$

$$\ddot{\alpha}_2 = -\frac{C_{o\alpha}}{I_{o\alpha}} \dot{\alpha}_2 + \frac{C_{o\alpha}}{I_{o\alpha}} \dot{\alpha}_{b1} - \frac{k_{o\alpha}}{I_{o\alpha}} \alpha_2 + \frac{k_{o\alpha}}{I_{o\alpha}} \alpha_{b1} - 2f_c \frac{\lambda_0}{r} y_2 - 2f_c \frac{e^2}{v} \dot{\alpha}_2 \quad (J.14)$$

$$\ddot{\alpha}_3 = -\frac{C_{o\alpha}}{I_{o\alpha}} \dot{\alpha}_3 + \frac{C_{o\alpha}}{I_{o\alpha}} \dot{\alpha}_{b1} - \frac{k_{o\alpha}}{I_{o\alpha}} \alpha_3 + \frac{k_{o\alpha}}{I_{o\alpha}} \alpha_{b1} - 2f_c \frac{\lambda_0}{r} y_3 - 2f_c \frac{e^2}{v} \dot{\alpha}_3 \quad (J.15)$$

$$\ddot{y}_{b1} = \frac{C_{oy}}{m_b} \dot{y}_1 + \frac{C_{oy}}{m_b} \dot{y}_2 + \frac{C_{oy}}{m_b} \dot{y}_3 - \frac{3C_{oy} + C_{2by} + C_t}{m_b} \dot{y}_{b1} - \frac{C_{oy}(a_1 + a_2 - a_3)}{m_b} \dot{\alpha}_{b1} - \frac{3C_{oy} \cdot h_b + C_{2by} \cdot h_1}{m_b} \dot{\varphi}_{b1} + \frac{k_{oy}}{m_b} y_1 + \frac{k_{oy}}{m_b} y_2 + \frac{k_{oy}}{m_b} y_3 - \frac{3k_{oy} + k_{2by} + k_t}{m_b} y_{b1} - \frac{k_{oy}(a_1 + a_2 - a_3)}{m_b} \alpha_{b1} - \frac{3k_{oy} \cdot h_b + k_{2by} \cdot h_1}{m_b} \varphi_{b1} \quad (J.16)$$

$$\ddot{\alpha}_{b1} = \frac{C_{oy}}{I_{b\alpha}} a_1 \dot{y}_1 + \frac{C_{oy}}{I_{b\alpha}} a_2 \cdot \dot{y}_2 - \frac{C_{oy}}{I_{b\alpha}} a_3 \cdot \dot{y}_3 + \frac{C_{o\alpha}}{I_{b\alpha}} \dot{\alpha}_1 + \frac{C_{o\alpha}}{I_{b\alpha}} \dot{\alpha}_2 + \frac{C_{o\alpha}}{I_{b\alpha}} \dot{\alpha}_3 - \frac{C_{oy}(a_1 + a_2 - a_3)}{I_{b\alpha}} \dot{y}_{b1} - \frac{3C_{oy} + C_{oy}(a_1^2 + a_2^2 + a_3^2) + C_t\alpha + C_{2b\alpha}}{I_{b\alpha}} \dot{\alpha}_{b1} - \frac{C_{oy} h_b (a_1 + a_2 - a_3)}{I_{b\alpha}} \dot{\varphi}_{b1} + \frac{k_{oy}}{I_{b\alpha}} a_1 \cdot y_1 + \frac{k_{oy}}{I_{b\alpha}} a_2 y_2 - \frac{k_{oy}}{I_{b\alpha}} a_3 \cdot y_3 +$$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{k_{0x}}{I_{b\alpha}} \alpha_1 + \frac{k_{0x}}{I_{b\alpha}} \alpha_2 + \frac{k_{0x}}{I_{b\alpha}} \alpha_3 - \frac{k_{0y}(a_1+a_2-a_3)}{I_{b\alpha}} y_{b1} - \\
 & - \frac{3k_{0x} + k_{0y}(a_1^2 + a_2^2 + a_3^2) + k_{1x} + k_{2b\alpha}}{I_{b\alpha}} \alpha_{b1} - \frac{k_{0y} \cdot h_b (a_1 + a_2 - a_3)}{I_{b\alpha}} \varphi_{b1}
 \end{aligned}
 \tag{J.17}$$

$$\begin{aligned}
 \ddot{\varphi}_{b1} = & \frac{C_{0y}}{I_{b\varphi}} h_b \cdot \dot{y}_1 + \frac{C_{0y}}{I_{b\varphi}} h_b \dot{y}_2 + \frac{C_{0y}}{I_{b\varphi}} h_b \dot{y}_3 - \frac{3C_{0y} \cdot h_b + C_{2b\varphi} \cdot h_1}{I_{b\varphi}} \dot{y}_{b1} - \\
 & - \frac{C_{0y} h_b (a_1 + a_2 - a_3)}{I_{b\varphi}} \dot{\alpha}_{b1} - \frac{3C_{0y} h_b^2 + C_{2b\varphi} + C_{2b\varphi} h_1^2}{I_{b\varphi}} \dot{\varphi}_{b1} + \\
 & + \frac{k_{0y}}{I_{b\varphi}} h_b y_1 + \frac{k_{0y}}{I_{b\varphi}} h_b y_2 + \frac{k_{0y}}{I_{b\varphi}} h_b y_3 - \frac{3k_{0y} h_b + k_{2b\varphi} h_1}{I_{b\varphi}} y_{b1} - \\
 & - \frac{k_{0y} \cdot h_b (a_1 + a_2 - a_3)}{I_{b\varphi}} \alpha_{b1} - \frac{3k_{0y} h_b^2 + k_{2b\varphi} + k_{2b\varphi} h_1^2}{I_{b\varphi}} \varphi_{b1}
 \end{aligned}
 \tag{J.18}$$

Se notează cu $A_1 \dots A_{46}$ valorile la care se vor regăsi regulile de potenționare din schemă, cu ocazia simulării. Aceste expresii sînt:

$$A_1 = \frac{C_{0y}}{m_0} \tag{J.19}$$

$$A_2 = \frac{C_{0y}}{m_0} \cdot a_1 = A_1 \cdot a_1 \tag{J.20}$$

$$A_3 = \frac{C_{0y}}{m_0} \cdot h_b = A_1 \cdot h_b \tag{J.21}$$

$$A_4 = \frac{k_{0y}}{m_0} \tag{J.22}$$

$$A_5 = \frac{k_{0y}}{m_0} \cdot a_1 = A_4 \cdot a_1 \tag{J.23}$$

$$A_6 = \frac{k_{0y}}{m_0} \cdot h_b = A_4 \cdot h_b \tag{J.24}$$

$$A_7 = 2 \frac{r_0}{v} \tag{J.25}$$

$$A_8 = 2r_0 = A_7 \cdot v \tag{J.26}$$

$$A_9 = \frac{C_{0y}}{m_0} \cdot a_2 = A_1 \cdot a_2 \tag{J.27}$$

$$A_{10} = \frac{k_{0y}}{m_0} \cdot a_2 = A_4 \cdot a_2 \tag{J.28}$$

$$A_{11} = \frac{C_{0y}}{m_0} \cdot a_3 = A_1 \cdot a_3 \tag{J.29}$$

$$A_{12} = \frac{k_{0y}}{m_0} \cdot a_3 = A_4 \cdot a_3 \tag{J.30}$$

$$A_{13} = \frac{C_{0x}}{I_{0x}} \tag{J.31}$$

$$A_{14} = \frac{k_{0x}}{I_{0x}} \tag{J.32}$$

$$A_{15} = 2r_0 \frac{\lambda_0}{r_0^2} \tag{J.33}$$

$$A_{16} = 2r_0 \frac{1}{v} \tag{J.34}$$

$$A_{17} = \frac{C_{0y}}{m_0} \tag{J.35}$$

$$A_{18} = \frac{3C_{0y} + C_{2b\varphi} + C_t}{m_0} \tag{J.36}$$

$$A_{19} = \frac{C_{0y}(a_1 + a_2 - a_3)}{m_0} \tag{J.37}$$

$$A_{20} = \frac{3C_{0y} h_b^2 + C_{2b\varphi} h_1^2}{m_0} \tag{J.38}$$

$$A_{21} = \frac{k_{oy}}{a_b} \quad (J.39)$$

$$A_{22} = \frac{3k_{oy} + k_{2by} + k_t}{a_b} \quad (J.40)$$

$$A_{23} = \frac{k_{oy}(a_1 + a_2 - a_3)}{a_b} \quad (J.41)$$

$$A_{24} = \frac{3k_{oy} \cdot h_b + k_{2by} \cdot h_1}{a_b} \quad (J.42)$$

$$A_{25} = \frac{C_{oy}}{I_{b\alpha}} \quad (J.43)$$

$$A_{26} = \frac{C_{oy}}{I_{b\alpha}} \quad a_1 = A_{25} \cdot a_1 \quad (J.44)$$

$$A_{27} = \frac{C_{oy}}{I_{b\alpha}} \quad a_2 = A_{25} \cdot a_2 \quad (J.45)$$

$$A_{28} = \frac{C_{oy}}{I_{b\alpha}} \quad a_3 = A_{25} \cdot a_3 \quad (J.46)$$

$$A_{29} = \frac{C_{oy}(a_1 + a_2 - a_3)}{I_{b\alpha}} \quad (J.47)$$

$$A_{30} = \frac{3C_{o\alpha} + C_{oy}(a_1^2 + a_2^2 + a_3^2) + C_{t\alpha} + C_{2b\alpha}}{I_{b\alpha}} \quad (J.48)$$

$$A_{31} = \frac{C_{oy} \cdot h_b (a_1 + a_2 - a_3)}{I_{b\alpha}} = A_{29} \cdot h_b \quad (J.49)$$

$$A_{32} = \frac{k_{oy}}{I_{b\alpha}} \quad (J.50)$$

$$A_{33} = \frac{k_{oy}}{I_{b\alpha}} \quad a_1 = A_{32} \cdot a_1 \quad (J.51)$$

$$A_{34} = \frac{k_{oy}}{I_{b\alpha}} \quad a_2 = A_{32} \cdot a_2 \quad (J.52)$$

$$A_{35} = \frac{k_{oy}}{I_{b\alpha}} \quad a_3 = A_{32} \cdot a_3 \quad (J.53)$$

$$A_{36} = \frac{k_{oy}(a_1 + a_2 - a_3)}{I_{b\alpha}} \quad (J.54)$$

$$A_{37} = \frac{3k_{o\alpha} + k_{oy}(a_1^2 + a_2^2 + a_3^2) + k_{t\alpha} + k_{2b\alpha}}{I_{b\alpha}} \quad (J.55)$$

$$A_{38} = \frac{k_{oy} \cdot h_b (a_1 + a_2 - a_3)}{I_{b\alpha}} = A_{35} \cdot h_b \quad (J.56)$$

$$A_{39} = \frac{C_{oy}}{I_{b\alpha}} \cdot h_b \quad (J.57)$$

$$A_{40} = \frac{3C_{oy} h_b + C_{2by} h_1}{I_{b\varphi}} \quad (J.58)$$

$$A_{41} = \frac{C_{oy} h_b (a_1 + a_2 - a_3)}{I_{b\varphi}} \quad (J.59)$$

$$A_{42} = \frac{3C_{oy} h_b^2 + C_{2by} h_1^2}{I_{b\varphi}} \quad (J.60)$$

$$A_{43} = \frac{k_{oy}}{I_{b\varphi}} h_b \quad (J.61)$$

$$A_{44} = \frac{3k_{oy} h_b + k_{2by} h_1}{I_{b\varphi}} \quad (J.62)$$

$$A_{45} = \frac{k_{oy} h_b (a_1 + a_2 - a_3)}{I_{b\varphi}} \quad (J.63)$$

$$A_{46} = \frac{k_{oy} h_b^2 + k_{2by} h_1^2}{I_{b\varphi}} \quad (J.64)$$

Conform notațiilor din relațiile (J.19... (J.64) sistemul de ecuații diferențiale care descrie mișcările laterale ale unui boghină pe trei axe, va fi următorul:

$$\ddot{y}_1 = -A_1 \dot{y}_1 + A_1 \dot{y}_{b1} + A_2 \cdot \dot{\alpha}_{b1} + A_3 \dot{\varphi}_{b1} - A_4 y_1 + A_4 y_{b1} + A_5 \alpha_{b1} + A_6 \varphi_{b1} - A_7 \dot{y}_1 + A_8 \alpha_1 \quad (J.65)$$

$$\ddot{y}_2 = -A_1 \dot{y}_2 + A_1 \dot{y}_{b1} + A_9 \cdot \dot{\alpha}_{b1} + A_3 \dot{\varphi}_{b1} - A_4 y_2 + A_{10} \cdot \alpha_{b1} + A_6 \varphi_{b1} - A_7 \dot{y}_2 + A_8 \cdot \alpha_2 + A_4 y_{b1} \quad (J.66)$$

$$\ddot{y}_3 = -A_1 \dot{y}_3 + A_1 \dot{y}_{b1} - A_{11} \cdot \dot{\alpha}_{b1} + A_3 \dot{\varphi}_{b1} - A_4 y_3 + A_4 y_{b1} - A_{12} \cdot \alpha_{b1} + A_6 \varphi_{b1} - A_7 \dot{y}_3 + A_8 \alpha_3 \quad (J.67)$$

$$\ddot{\alpha}_1 = -A_{13} \cdot \dot{\alpha}_1 + A_{13} \cdot \dot{\alpha}_{b1} + A_{14} \cdot \alpha_{b1} - A_{15} y_1 - A_{16} \cdot \dot{\alpha}_1 - A_{14} \cdot \alpha_1 \quad (J.68)$$

$$\ddot{\alpha}_2 = -A_{13} \cdot \dot{\alpha}_2 + A_{13} \cdot \dot{\alpha}_{b1} + A_{14} \cdot \alpha_{b1} - A_{15} y_2 - A_{16} \cdot \dot{\alpha}_2 - A_{14} \cdot \alpha_2 \quad (J.69)$$

$$\ddot{\alpha}_3 = -A_{13} \cdot \dot{\alpha}_3 + A_{13} \cdot \dot{\alpha}_{b1} + A_{14} \cdot \alpha_{b1} - A_{15} y_3 - A_{16} \cdot \dot{\alpha}_3 - A_{14} \cdot \alpha_3 \quad (J.70)$$

$$\ddot{y}_{b1} = A_{17} \cdot \dot{y}_1 + A_{17} \cdot \dot{y}_2 + A_{17} \cdot \dot{y}_3 - A_{18} \cdot \dot{y}_{b1} - A_{19} \cdot \dot{\alpha}_{b1} - A_{20} \dot{\varphi}_{b1} + A_{21} \cdot y_1 + A_{21} \cdot y_2 + A_{21} \cdot y_3 - A_{22} \cdot y_{b1} - A_{23} \cdot \alpha_{b1} - A_{24} \cdot \varphi_{b1} \quad (J.71)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\alpha}_{b1} = & A_{26} \cdot \dot{y}_1 + A_{27} \cdot \dot{y}_2 - A_{28} \cdot \dot{y}_3 + A_{25} (\dot{\alpha}_1 + \dot{\alpha}_2 + \dot{\alpha}_3) - A_{29} \cdot \dot{y}_{b1} - A_{30} \cdot \dot{\alpha}_{b1} - \\ & - A_{31} \cdot \dot{\varphi}_{b1} + A_{33} \cdot y_1 + A_{34} \cdot y_2 - A_{35} \cdot y_3 + A_{32} (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3) - \\ & - A_{36} \cdot y_{b1} - A_{37} \cdot \alpha_{b1} - A_{38} \cdot \varphi_{b1} \end{aligned} \quad (J.72)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_{b1} = & A_{39} (\dot{y}_1 + \dot{y}_2 + \dot{y}_3) - A_{40} \cdot \dot{y}_{b1} - A_{41} \cdot \dot{\alpha}_{b1} - A_{42} \cdot \dot{\varphi}_{b1} + \\ & + A_{43} (y_1 + y_2 + y_3) - A_{44} \cdot y_{b1} - A_{45} \cdot \alpha_{b1} - A_{46} \cdot \varphi_{b1} \end{aligned} \quad (J.73)$$

Cu ajutorul ecuațiilor diferențiale (J.65)... (J.73) s-a întocmit schema analogică pentru simularea pe calculator a mișcării unui boghin pe trei osii, prezentată în fig. J-1.

Privind schema analogică se constată că sînt necesare următoarele unități de calcul:

- 18 integratoare,
- 14 inversoare,
- 7 sumatoare,
- 68 potențiometre.

Schema fiind deosebit de complexă nu s-a putut realiza pe calculatorul analogic MEBA 41 TA cu care este înzestrat ICPTT, dar chiar și în ipoteza unei posibile realizări a acesteia precizia rezultatelor ar fi avut foarte mult de suferit. Celelalte scheme analogice, prezentate de autorul tezei în [87], rezultate în urma unor modele matematice cu mai puține grade de libertate se pot realiza pe un calculator analogic. Așa cum s-a mai arătat pentru sistemele complexe cu mai multe grade de libertate, simulările sînt posibile a fi efectuate numai pe calculatoare numerice.

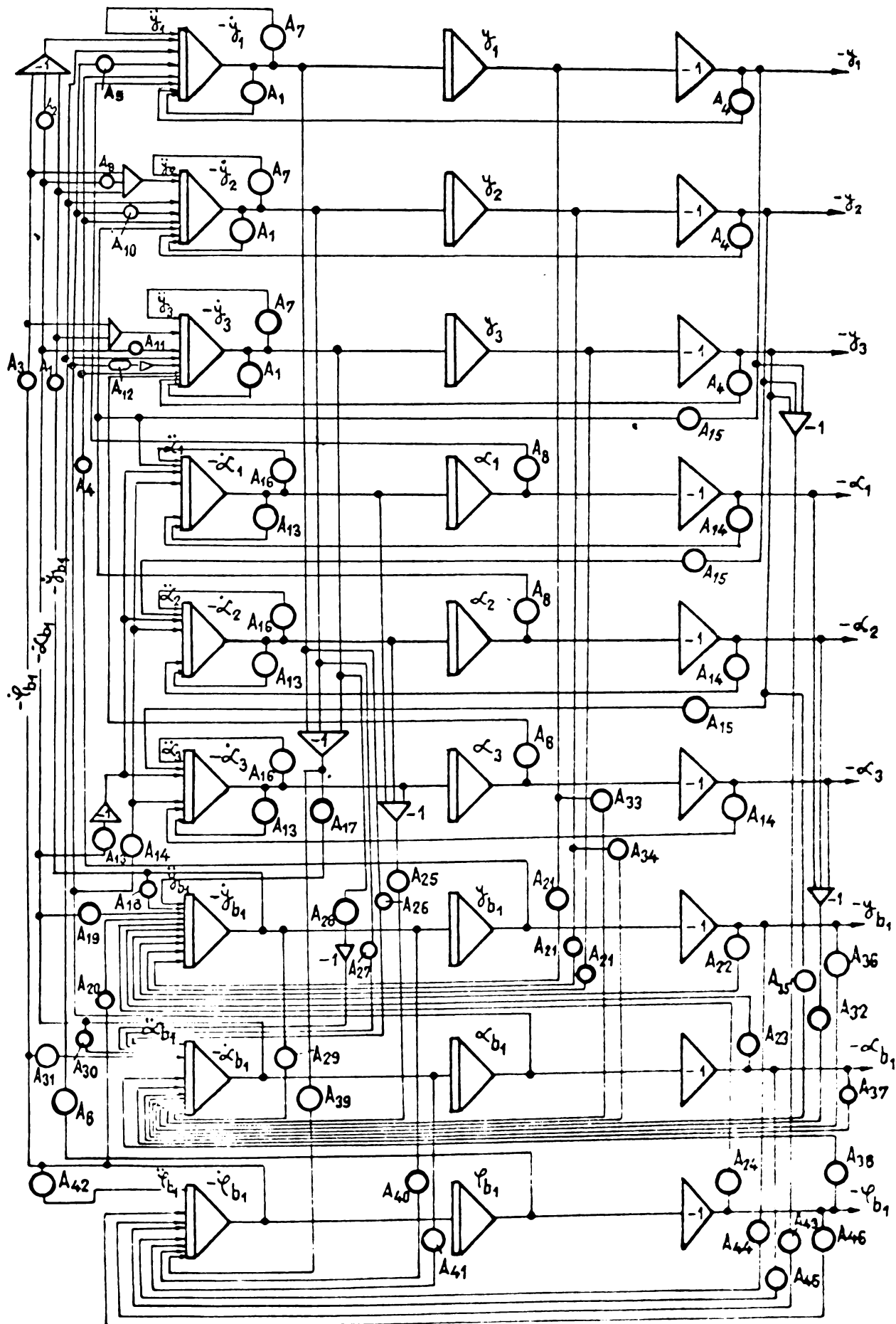


Fig. 3-1 - SCHEMA ANALOGICĂ PENTRU SIMULAREA PE CALCULATOR A MIȘCĂRII UNUI BOGHIU PE TREI OSII.