

INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA"

TIMISOARA

FACULTATEA DE MECANICA

ing. TRAIAN GLIGOR

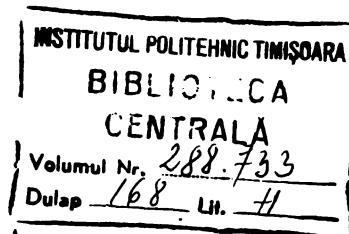
STUDIUL VIERATIILOR LATERALE ALE
LOCOMOTIVEI DIESEL - ELECTRICE 060 D.A.
DE 2.100 C.P.

- teză de doctorat -

CONDUCATOR STIINTIFIC,

Prof.em.dr.doc.ing.GHEORGHE SILAS

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA



T I M I S O A R A

- 1974 -

PREFATA

Lucrarea de față este prima lucrare de la noi din țară, în care autorul își propune studiul dinamicii laterale a locomotivei diesel-electrice 060 D.A. de 2100 C.P. de care este strâns legată siguranța circulației acestei locomotive, cât și asigurarea unui mers silențios.

Studierea acestei probleme destul de dificilă, la o asemenea mașină complexă, cum este această locomotivă, mi-a fost inspirată și se înscrie în preocupările școlii de vibrații, creată și condusă cu competență de ilustrul meu Prof.em.dr. doc.ing.Silaș Gheorghe, conducătorul științific al acestei lucrări.

Acest studiu, isvorit din necesitatea de a pune la dispoziția proiectanților, a unor date și concluzii prețioase în vederea îmbunătățirii dinamicii acestei locomotive, se înscrie printre multiplele studii teoretice și tehnice, realizate de întreg colectivul catedrei sub conducerea profesorului Silaș Gheorghe.

Culegerea datelor experimentale cât și prelucrarea lor, au fost făcute cu ajutorul unor aparate complexe, la nivelul tehnicii mondiale, cu care este dotat laboratorul de vibrații al cat. de Mecanică și rez.materialelor, a cărui înființare și dotare, este o realizare de prestigiu la noi în țară, legată tot de numele profesorului Silaș Gheorghe.

Pe parcursul realizării acestui lucrări, am întâlnit numeroase greutăți de ordin tehnic, științific și material,

căroră le-am putut face față numai datorită îndrumării competente și sprijinului permanent din partea conducătorului științific.

Dedic această lucrare în semn de omagiu celui care mi-a fost profesor, conducător științific și exemplu de competență și dăruire profesională, cu ocazia împlinirii vârstei de 60 ani.

Autorul.

18 aprilie 1974.

C a p i t o l u l I

INTRODUCERE

1.1. Scurt istoric.

Cu și celelalte sectoare de activitate, transportul feroviar cunoaște astăzi un puternic avânt.

Tinând seamă de importanța lui în contextul dezvoltării economiei țării noastre, transportul feroviar cunoaște o dezvoltare și modernizare accentuată, astfel ca să facă față cu succes cerințelor mereu crescînde impuse de dezvoltarea în ritm rapid a economiei naționale.

În aspectul ei istoric, dezvoltarea transportului feroviar, indiferent de sistemele aplicate - cu abur, Diesel-electrică, sau electrică - este axată pe evoluția construcției de locomotive.

Astfel, perioada pînă în 1959 se caracterizează prin aceea că locomotiva cu abur a fost singurul mijloc de remorcare.

Prima locomotivă a fost pusă în circulație la noi în anul 1869 pe linia București - Giurgiu, pentru remorcarea trenurilor de persoane și marfă; ea a fost construită la fabrica Canada Works din Birkenhead (Anglia).

În perioada 1881 - 1918 parcul de locomotive a fost înzestrat cu locomotive de mare viteză, ca: locomotiva tip Orléans care putea dezvolta o viteză pînă la 95 km/h și cu locomotive prevăzute cu boghiuri alergătoare, cu abur supra-

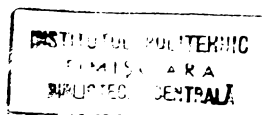
încălzit, cu sertare cilindrice, etc., ca de exemplu - locomotiva "Pacific" care putea atinge viteza de 126 km/h.

La noi, în perioada anilor 1918 - 1944 locomotiva cu abur ajunge la apogeul său, ca urmare a îmbunătățirilor și perfecționărilor ce i s-au adus. Astfel, în parcul de locomotive apar: locomotiva 140.100 în anul 1919, locomotiva 140.200 în anul 1920, locomotiva 140.400 în anul 1921 și locomotivele 130.500, 40.001, 50.001, 50.100, 230.000, 231.000, în anul 1922.

După 1944, printre multiplele măsuri de îmbunătățire a transportului feroviar, a fost și aceea de tipizare a parcului de locomotive, care a fost redus la tipurile principale de locomotive. Până la sistarea definitivă a fabricării locomotivelor cu abur în țara noastră, locomotiva 150.000 a fost singurul tip care s-a mai construit.

Sarcinile de transport sporite au făcut ca parcul de locomotive cu abur să nu mai corespundă cerințelor unei exploatare economice și mereu crescînde. S-a pus astfel problema de a se moderniza structura tracțiunii la C.F.R. prin introducerea sistemelor de tracțiune diesel și electric. Procesul de înlocuire a tracțiunii cu abur prin tracțiunea diesel a început în anul 1959 și poate fi considerat unul din cele mai importante evenimente din întreaga evoluție a tracțiunii pe calea ferată română.

Prima locomotivă diesel, cu care s-a început dieselizarea tracțiunii feroviare, a fost locomotiva diesel - electrică 060 D.A. de 2.100 C.P. cu viteza maximă de 100 km/h. Începînd din anul 1960 această locomotivă se construiește în țară după o licență a consorțiului elvețian constituit din firmele



Sulzer și S.L.M. din Winterthur și Brown - Boveri din Baden.

Pentru mărirea vitezelor de circulație la trenurile de călători, în anul 1967 i s-au făcut modificări, care au dus la mărirea vitezei constructive la 120 km/h.

În comparație cu locomotiva cu abur, locomotiva diesel - electrică prezintă însemnate avantaje, ca:

- are viteze de circulație superioare;
- posedă raza de acțiune mai mare;
- tonajul remarcabil pe tren de marfă mai mare cu 30 - 80 % față de locomotiva cu abur 150.000 ;
- parcurs mediu zilnic mai mare, pînă la 500 km/zi;
- locomotivele diesel au mase nesuspendate de mărime mai mică;
- solicită mai puțin calea decît locomotivele cu abur la care biețele și masele neechilibrate produc fluctuații periodice ale încărcării pe osii și calea ferată;
- locomotivele diesel, fiind prevăzute cu boghiuri cu 2 și 3 osii motoare, au o stabilitate mai mare decît locomotivele cu abur, în întreg intervalul de viteze pînă la viteza maximă prescrisă;
- dispunînd de posturi de conducere la ambele capete, permit mersul în ambele sensuri cu aceeași viteză, proprietate care le avantajează față de locomotivele cu abur care necesită pentru întoarcere, instalații speciale și costisitoare;
- în cazul multiplei tracțiuni, pot fi conduse centralizat de la un singur post de conducere, ceea ce permite o mai bună utilizare a forței de tracțiune;
- cheltuielile de reparații ale locomotivelor diesel sînt, după vechime, cu 25 - 65 % mai mici ca la locomotivele

cu abur.

Construcția acestei locomotive fiind încredințată uzinei Electroputere din Craiova și Uzinei constructoare de mașini din Reșița, în colaborare cu un număr însemnat de alte uzine, specialiștii din aceste uzine, ca urmare a studiilor și cercetărilor întreprinse, au adus locomotivei îmbunătățiri constructive importante.

Trebuie remarcat faptul că nici una din aceste îmbunătățiri nu este adusă sistemului de suspensie, micșorării forțelor de la buza bandajului, atenuării vibrațiilor locomotivei, încât locomotiva să aibă o mai bună calitate de rulare și o siguranță mai mare în exploatare.

În lucrarea de față, autorul aduce unele contribuții la studiul suspensiei locomotivei, aparatului de rulare și a forțelor de conducere, contribuții ce vor putea fi utile în proiectare.

1.2. Descrierea locomotivei.

Locomotiva diesel - electrică O60 D.A. este o mașină complexă, capabilă să dezvolte o putere de 2.100 C.P. și să remorche, de exemplu, un tren de călători avînd tonajul 700 tone, cu viteza de 100 km/h, în aliniament și palier.

Datorită complexității construcției și a multiplelor aparate și agregate montate pe ea, descrierea locomotivei se face după cum urmează:

- descrierea părții mecanice
- descrierea părții termice
- descrierea părții electrice

În lucrarea de față, care are drept scop studiul oscilațiilor laterale ale locomotivei, descrierea locomotivei se limitează la descrierea părții mecanice sub aspectul structurii suspendată elastic.

Pentru asigurarea unei bune calități de rulare, necesare atât realizării unor condiții optime de lucru a personalului ce o deservește, cât și a evitării pericolului de deraiere, în eventualitatea unor vibrații cu amplitudini mari, locomotiva este suspendată în două trepte de suspensie.

Prima treaptă de suspensie este situată între boghiuri și osii. Prin intermediul ei, fiecare boghiu se sprijină pe cele trei osii ale lui, prin câte patru arcuri elicoidale pe fiecare osie, aceste arcuri sînt dispuse 2 câte 2 de o parte și de alta a unei osii.

A doua treaptă de suspensie, compusă din patru perechi de arcuri în foi, este situată între cutia locomotivei și boghiuri. Prin intermediul ei, cutia se sprijină elastic pe cele două boghiuri, în patru puncte.

În consecință, vom considera locomotiva alcătuită din trei corpuri suspendate elastic (cutia și cele două boghiuri) și din șase corpuri nesuspendate, reprezentate de osiile ce rulează pe cale. Fig.1.1.

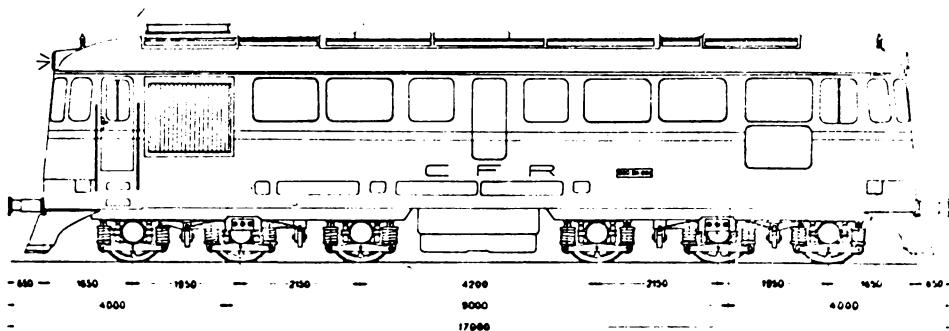


Fig.1.1.

Pentru a evita creșterea amplitudinii vibrațiilor cutiei locomotivei, rolul de amortizor în a doua treaptă de sus-

INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

pensie, îi revine tot arcului cu foi, prin prezența forțelor de frecare dintre foile arcului.

La prima treaptă de suspensie, situată între boghiuri și osii, fiecare din cele 12 arcuri elicoidale ale unui boghiu este prevăzut în interiorul său cu câte un amortizor cu frecare uscată.

Suspensia cutiei locomotivei pe boghiuri are următorul scop:

- să sprijine elastic greutatea cutiei și a agregatelor montate în aceasta, câte o jumătate pe fiecare din cele două boghiuri;

- să permită cutiei locomotivei o deplasare laterală de $2 \times 30 \pm 5$ m/m față de boghiuri, cu rapel automat în poziția de mijloc;

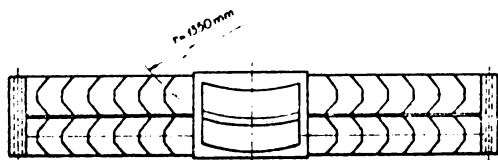
- să permită boghiurilor o mișcare de rotație în jurul unei axe verticale, față de cutie, pentru ca să se poată înscrie în curbele liniei;

- să permită boghiurilor o mișcare de galop (tangaj) în jurul unei axe orizontale față de cutie, așezată transversal în raport cu calea, pentru a putea să urmărească variațiile de declivitate ale liniei.

Pentru satisfacerea acestei condiții, cutia locomotivei se sprijină pe legătura arcurilor cu foi, prin intermediul unei plăci de alunecare care se sprijină basculant pe câte două patine fixate de legătura de arc. Suprafața superioară a acestora are forma unui sector de cerc cu $r = 250$ m pentru ca placa de alunecare să poată balansa deasupra.

Partea superioară a acesteia se prezintă ca o cale în formă de V cu un unghi de $131^{\circ}33'$ și în formă de arc cu raza de 1.350 mm, fig.1.2. Ambele suprafețe de alunecare, combinate

rate din punct de vedere geometric, sînt sectoare de suprafețe conice. Axa de rotație verticală a suprafețelor conice, nota-



tă cu O, formează axa de rotire a boghiurilor în planul orizontal.

La rîndul lor, arcurile cu foi nu se sprijină direct pe boghiu, ci prin intermediul a două traverse oscilante fixate la capete de arcurile

Fig.1.2

cu foi prin 2 buloane fiecare și care apoi sînt prinse de boghiu prin cîte doi suspensori pendulari fiecare, fig.1.3. Suspensorii pendulari sînt înclinați față de verticală cu $13,2^\circ$, pentru ca atunci cînd cutiei i s-ar imprima o mișcare transversală pe cale, datorită pendulelor, cutia se va și roti în jurul axei longitudinale.

În acest caz va apare o forță de readucere - numită de rapel - care va căuta să readucă cutia locomotivei în poziția inițială.

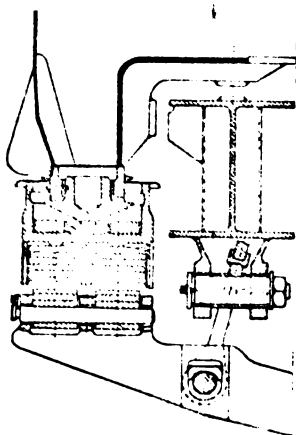


Fig.1.3

În ce privește prima treaptă de suspensie - cea dintre boghiu și osii - fiecare boghiu se sprijină pe osiile montate prin cîte 12 arcuri elicoidale, cîte 6 pe fiecare parte a boghiului.

Pe arcurile elicoidale dintre prima și cea de a doua osie a fiecărui boghiu, cadrul boghiului nu se sprijină direct pe arcuri, fig.1.4.

ci prin intermediul unor balansiere. Astfel că suspensia unui boghiu funcționează ca o suspensie în patru puncte, prin aceasta realizându-se ca în timpul circulației sarcina pe osie să rămână constantă.

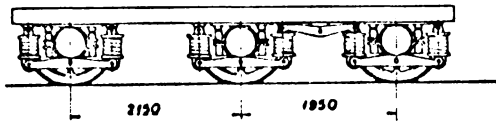


Fig.1.4

a fiecărui boghiu, acționează forța de conducere din partea firului exterior al căii. Asupra osiei montate din spate a fiecărui boghiu acționează forța de conducere din partea firului interior al căii, fig.1.5. În cazul acesta, unghiul de

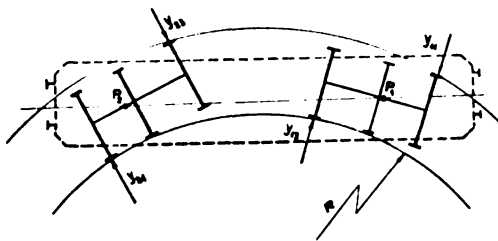


Fig.1.5

și deraierea locomotivei.

Pentru înlăturarea acestui neajuns, care se materializează prin cheltuieli enorme de întreținere atât a liniei, cât și a materialului rulant, cele două boghiuri ale locomotivei s-au cuplat printr-o cuplă elastică transversală, a cărei des-

La circulația locomotivei în curbe, boghiurile au tendința să moargă drept înainte, iar pentru a urma firul căii, sînt dirijate de forțele conducătoare de la buza bandajului. La anumite viteze, asupra osiei dinainte

atac al roții cu șina are valoarea cea mai mare posibilă și deci o uzură considerabilă atât a șinei, cât și a bandajelor. De asemenea, la circulația cu viteze mari, unghiurile mari de atac pot provoca

oriere și funcționare este făcută în capitolul 2. Cupla, legînd elastic capetele interioare ale boghiurilor, micșorează unghiul de atac al osiilor din față a fiecărui boghiu, iar pentru anumite viteze reduce complet forțele de la buza bandajului, la osiile din spate a celor două boghiuri [11].Fig.1.6.

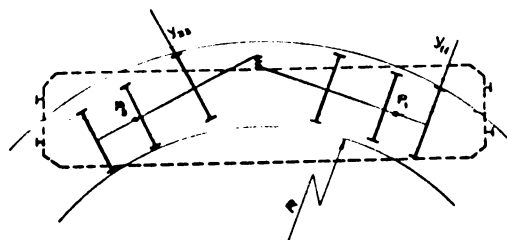


Fig.1.6

În timpul circulației locomotivei în aliniament și palier dacă cupla transversală este bine reglată, îndeplinește același rol ca în cazul circulației prin curbe. În cazul unui reglaj greșit provoacă un mers forțat al boghiurilor

cu o uzură corespunzătoare a bandajului roților.

Cupla elastică transversală dintre boghiuri transmite numai forțe laterale între boghiuri, nu și forțe longitudinale sau verticale. Rolul transmiterii forțelor longitudinale dintre boghiuri și cutia locomotivei, revenind în exclusivitate pivotilor.

1.3. Conținutul lucrării

Din lucrarea [69] rezultă că începînd din anul 1912 - anul construirii primei locomotive diesel - și pînă în 1946, această perioadă este considerată perioada de experimentare a diferitelor tipuri constructive de locomotive diesel.

În toată această perioadă, marile firme constructoare de material rulant, au conceput, realizat și experimentat diferite tipuri de locomotive, aducîndu-le, pe baza observațiilor din exploatare, îmbunătățiri din ce în ce mai substanțiale.

Așa se explică că după 1946 se ajunge la realizarea unor locomotive diesel cu diferite tipuri de transmisie, capabile să dezvolte puteri de peste 1.000 C.P. și să remorce trenuri de mare tonaj cu viteze în jur de 100 km/h, să se treacă la tipizarea lor și la înlocuirea treptată a parcului de locomotive cu abur, cu asemenea locomotive.

Dezvoltarea economică și avîntul pe care îl înregistra, cîrea transportului feroviar sarcini sporite, locomotive din ce în ce mai puternice capabile să remorce trenuri de și mai mare tonaj, cu viteze din ce în ce mai mari.

În aceste condiții, industria constructoare de locomotive, a trecut la perfecționarea tipurilor existente de locomotive, abandonînd calea fabricării de prototipuri și apoi experimentarea lor, prin studii dinamice, atît a părților ei componente - boghiuri, osii, suspensie, etc. - cît și a întregii locomotive. În această etapă iau naștere diferite institute de cercetări în toate țările constructoare de material rulant, cu sarcini precise în ce privește studiul dinamicii materialului rulant, în vederea îmbunătățirii calității de mers, sporirea vitezei de circulație, mărirea tonajului remorcat, modernizarea transportului feroviar, etc.

Pe această linie se înscrie și lucrarea de față, ea constituind prima lucrare de acest gen la noi în țară, în ce privește studiul dinamicii orizontale a locomotivelor diesel-electrice O60 D.A., locomotivă cu care a început modernizarea parcului nostru de locomotive.

Atît tracțiunea diesel, cît și tracțiunea electrică este astăzi dominantă în țările dezvoltate și este în curs de introducere în țările în curs de dezvoltare. În foarte multe din aceste țări, există astăzi uzine constructoare de locomotive

și institute de cercetări în acest domeniu, a căror cercetători prin studiile lor teoretice și experimentale, caută să le aducă acestor mașini îmbunătățiri și perfecționări continui.

În acest sens trebuie amintite lucrările lui V.B. Medeli și a lui N.A. Kovalev care prin nenumărate studii și cercetări [54, 56, 84, 85, 86, 87, 88], pun bazele unui calcul modern, atât în ce privește construcția, cât și dinamica materialului rulant. Aceste studii poartă însă, pocotea timpului, deoarece se referă la un material rulant de o construcție simplă și de un anumit tip.

Aceste lucrări rămân însă, ca cercetări de bază, pe care mulți cercetători le dezvoltă, le modernizează și le aplică la studiul vibrațiilor, atât a vagoanelor, cât și a locomotivelor din ce în ce mai perfecționate. Dintre acestea, amintim lucrările [48, 62, 63, 64, 70 - 76, 81, 129, 133], în care diferiți cercetători caută să aducă contribuții importante la studiul vibrațiilor materialului rulant în ce privește comportarea suspensiei la viteze mari de circulație, pentru evitarea deraiierilor și asigurarea unui mers liniștit. Aceste studii teoretice au fost completate apoi prin calcule numerice pentru diferite tipuri de locomotive cu ajutorul calculatoarelor electronice și prin măsurători experimentale cu ajutorul unei aparaturi electronice moderne.

Cum materialul rulant - în special locomotivele - se deosebesc prin diferite soluții constructive, atât a aparatului de rulare, cât și a suspensiei, concluziile desprinse din lucrările de mai sus sînt valabile doar pentru tipurile respective de locomotive și vagoane studiate.

Mai pot fi amintite lucrările [24, 25, 96] în care autorul, studiind vibrațiile locomotivelor a căror suspensie din-

tre cutie și boghiuri este prevăzută cu o construcție specială numită leagăn, fig.1.7, introduce în calcule parametrul L -

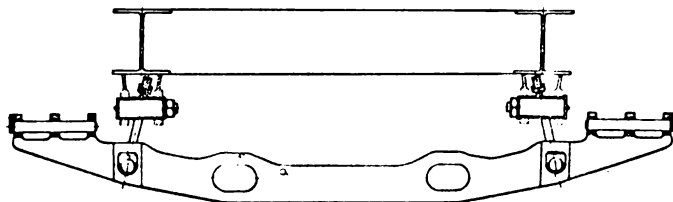


Fig.1.7

lungimea pen-
dulului mate-
matic sincron
pendulului fi-
zic datorită
deplasării la-
terale a lea-
gănelui care

caracterizează rigiditatea orizontală a oricărei construcții cu o asemenea suspensie. Parametrul L fiind funcție de dimensiunile constructive ale leagănelui, cu ajutorul lui se poate studia influența acestui mijloc de suspensie, asupra vibrațiilor locomotivei, în vederea realizării unei construcții cu o suspensie dorită.

Locomotiva diesel - electrică O60 D.A. ce face obiectul prezentei teme, în ce privește vibrațiile ei laterale, este un tip de locomotivă ce se deosebește de toate celelalte, atât prin dimensiuni, aparatul de rulare, cât și prin suspensia cu care este prevăzută.

Adoptînd un model mecanic corespunzător - avînd 22 grade de libertate - care să reflecte pe cît posibil vibrațiile locomotivei, s-au stabilit ecuațiile care descriu vibrațiile ei laterale (cap.3 și 4). Acestea formează un sistem de două ecuații diferențiale, cuplate atât elastic, cît și inercial, cu ajutorul căruia s-a făcut un studiu al acestor vibrații în funcție de diferiți parametri.

În funcție de parametri L , p , η (cap.5) se caracterizează construcția leagănelui celei de a doua treaptă de suspensie,

repartiția masei suspendate a locomotivei pe cele două trepte de suspenție și respectiv elasticitatea suspensiei, s-au determinat prin calculul curbelor de variație a pulsațiilor proprii.

Pentru o gamă mare de valori dată vitezei de circulație și pentru câteva valori ale conicității bandajului, cu ajutorul ecuațiilor diferențiale stabilite pentru un model mecanic ideal, s-a studiat influența acestor parametri asupra vibrațiilor laterale ale locomotivei, precum și stabilitatea ei.

În același capitol se face apoi un studiu al forțelor conducătoare ce apar în punctele de contact al aparatului de rulare și cale, în funcție de viteza de înaintare a locomotivei.

Acest studiu avînd drept scop obținerea variației în timp a forțelor conducătoare de la buza bandajului, pentru diferite viteze de circulație.

În ultima parte a studiului teoretic, se integrează sistemul de ecuații diferențiale în vederea obținerii diagramelor vibrațiilor laterale, pentru diferite viteze de circulație.

Sistemul de aplicații fiind foarte complicat, rezolvarea lui este aproape imposibilă fără ajutorul calculatoarelor electronice.

De aceea pentru rezolvarea lui s-a recurs la ajutorul mașinilor electronice de calcul de mare capacitate de tip I.R.I.T.S. și I.B.M. din țară și străinătate.

De aici rezultă și concluzia că studiul dinamicii materialului rulant este o problemă grea și pretențioasă care reclamă o bază materială în calculatoare electronice.

Ansamblul studiului teoretic, are drept scop a determina influența calitativă a unor elemente constructive ale

comotivei și suspensiei asupra vibrațiilor laterale în vederea îmbunătățirii ei calitative.

Deasemeni, pornind de la faptul că în practica construcției de material rulant, se mai păstrează încă procedeul destul de costisitor ca la construcția unui nou tip de locomotivă să se fabrice prototipuri prin asimilarea unor subansamble de la alte locomotive existente și apoi experimentarea ei în vederea unor îmbunătățiri, studiul de față mai are drept scop de a contribui ca la baza realizării unui nou tip de locomotivă cu performanțe mai bune, să stea un studiu teoretic cât mai temeinic. În felul acesta cheltuielile pentru perfecționarea unui prototip construit, se reduc considerabil.

Ultima parte a lucrării cuprinde studiul experimental bazat pe măsurători efective pe tipul de locomotivă studiat, în timpul exploatării, avînd ca scop verificarea unor rezultate teoretice.

Lucrarea se încheie cu concluzii desprinse în urma studiului teoretic și experimental al vibrațiilor laterale ale locomotivei.

C a p i t o l u l II

MODELUL MECANIC AL LOCOMOTIVEI

2.1. Stabilirea modelului mecanic.

Stabilirea modelului mecanic corespunzător unei locomotive, care să redea cât mai fidel vibrațiile locomotivei ce circulă în aliniament cu viteze variind între zero și peste 100 km/h, este o problemă dificilă, deoarece locomotiva este o construcție destul de complexă.

Oricât am căuta a alege unul din cele mai simple modele mecanice, el ne va duce la scrierea ecuațiilor diferențiale ale vibrațiilor laterale, la un sistem de ecuații complicat a căror rezolvare reclamă în exclusivitate mașini electronice de calcul, numerice sau analogice de o mare capacitate.

Locomotiva diesel - electrică descrisă în capitolul I, având cea mai mare parte a masei sale, suspendată în două trepte de suspensie, o vom considera-o compusă din trei corpuri suspendate elastic, cutia locomotivei și cele două boghiuri și din șase corpuri nesuspendate elastic, adică cele șase osii montate ale boghiurilor.

Schema modelului mecanic ales, este reprezentată în fig. 2.1 și fig.2.2., având în vedere următoarele ipoteze de calcul:

1. - Locomotiva în ansamblu, cutia și părțile suspendate ale boghiurilor, sînt simetrice față de planele verticale, longitudinale și transversale, care trec prin centrele de greutate respective.

2. - Locomotiva se mișcă izolat pe o cale rectilinie cu viteză constantă.

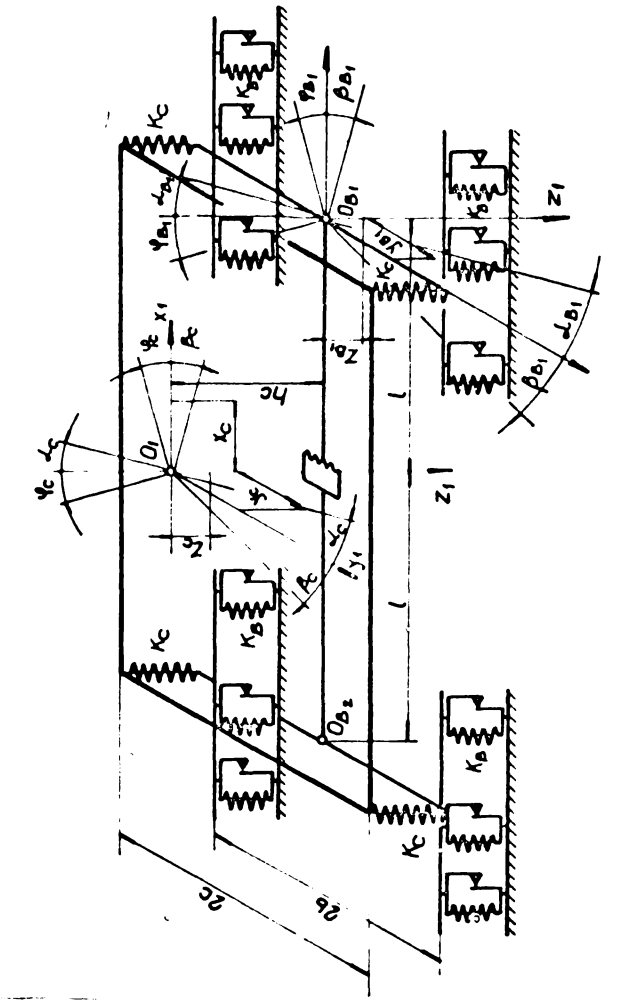


Fig. 2.1.

INSTITUTUL POLITEHNIC
DE CONSTRUCȚII
BIBLIOTECA CENTRALĂ

3. - Osiile montate sînt dispuse în cadrul boghiului fără joc longitudinal și transversal.

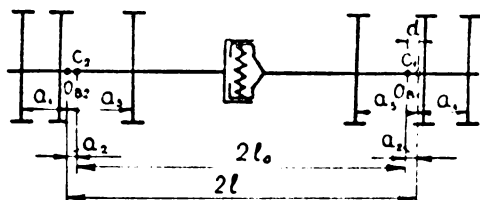


Fig.2.2

4. - Rigiditatea suspensiei locomotivei fiind mult mai mică decât rigiditatea căii de rulare, vom considera calea rigidă.

5. - Nu se va ține seamă în calcule de proprietățile elastice ale părților suspendate a locomotivei și nici de proprietățile inerțiale ale elementelor elastice.

Ca sisteme de axe față de care se studiază mișcările vibratorii ale locomotivei, se alege un sistem absolut de axe care se deplasează rectiliniu și uniform cu viteza locomotivei avînd originea în centrul de greutate al cutiei locomotivei atunci cînd ea nu vibrează.

Sistemele de axe mobile, legate de părțile componente ale locomotivei se aleg cu originile: pentru cutie, în centrul ei de greutate, iar pentru boghiuri, în centrele lor de rotație la nivelul centrelor de greutate. În ce privesc osiile, originile sistemelor de axe mobile, se alog în centrele lor de greutate.

Direcțiile axelor se alog astfel: - axa Ox în lungul căii și în sensul de mers al locomotivei; - axa Oy situată într-un plan orizontal, perpendiculară pe cale, avînd sensul pozitiv înspre firul din dreapta al căii, iar axa Oz orientată după verticală în jos.

Se admite că locomotiva, respectiv elementele ei componente pot efectua următoarele mișcări: cutia și boghiurile pot avea deplasări în lungul celor trei axe de coordonate și rotații în jurul lor iar osiile, ca și corpuri separate, numai rotații în

jurul axelor Ox și Oy . Notînd cu x, y, z , deplasările și cu α, φ, β , unghiurile de rotație, fiecare cu indicele "c" pentru cutie, B_{12} pentru boghiuri și O_j $j = 1, 2, 3$ pentru osiile montate ale unui boghiu, vom avea:

$$\begin{aligned} \text{deplasări} & \left\{ \begin{array}{l} x(x_c) \\ y(y_c, y_{B_1}, y_{B_2}) \\ z(z_c, z_{B_1}, z_{B_2}) \end{array} \right. \\ \text{rotiri} & \left\{ \begin{array}{l} x(\alpha_c, \alpha_{B_1}, \alpha_{B_2}, \alpha_{O_{1j}}, \alpha_{O_{2j}}) \\ y(\varphi_c, \varphi_{B_1}, \varphi_{B_2}, \varphi_{O_{1j}}, \varphi_{O_{2j}}) \\ z(\beta_c, \beta_{B_1}, \beta_{B_2}) \end{array} \right. \end{aligned} \quad (2.1.)$$

Funcțiile de timp $\alpha_{O_{1j}}$ și $\alpha_{O_{2j}}$ ce caracterizează rotațiile osiilor în jurul axelor Ox , sînt funcții dependente de celelalte funcții de timp.

Deoarece nu există studii ale vibrațiilor acestei locomotive - pentru cele două categorii de vibrații, laterale și verticale - ea fiind o construcție realizată pe bază experimentală, calculele în vederea obținerii ecuațiilor diferențiale ale vibrațiilor, se vor face pentru ambele categorii de vibrații. În final va rezulta că ecuațiile diferențiale ce caracterizează cele două categorii de mișcări vibratorii, se grupează în două sisteme: unul ce descrie vibrațiile laterale și celălalt pe cele verticale.

2.2. Cupla elastică transversală dintre boghiuri.

În cazul unei locomotive cu boghiuri nearticulate, în circulația prin curbe boghiurile au tendința de a merge drept

înainte atacînd cu roata din stînga a primei osii și în funcție de viteză, cu cea din dreaptă a ultimei osii, firul exterior și respectiv, firul interior al căii, cînd deplasarea s-ar face de la stînga la dreapta într-o curbă oarecare. Unghiul de atac al roții cu șina fiind funcție de raza de curbură, ampatamentul boghiului și viteza de circulație.

Acestei interacțiuni îi va corespunde o uzură mare, atît a buzei bandajului, cît și a șinei, deci o uzură prematură, atît a căii, cît și a aparatului de rulare. Din partea șinei va apare o forță de reacțiune numită forță directoare - deasemenea funcție de mărimea unghiului de atac - care, la atingerea unei valori critice, va provoca deraerea locomotivei.

Pentru micșorarea unghiului de atac, boghiurile locomotivei au fost cuplate elastic printr-o cuplă elastică transversală cu arcuri pretensionate cu o forță F_0 și prevăzută cu un joc la stînga și la dreaptă de $y_0 = 1 \pm 1$ mm, fig.2.3.

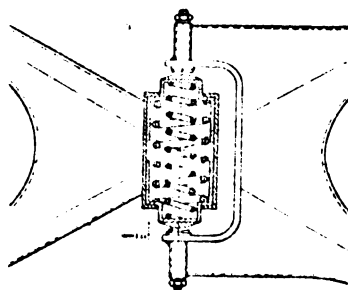


Fig.2.3

La circulația în aliniament, datorită jocului de 1 ± 1 mm, în cazul vibrațiilor mici în jurul poziției de echilibru, boghiurile vor circula libere pînă la consumarea jocului, apoi ca și articulate, deoarece forța de pretensionare este destul de mare, ca arcurile să nu funcționeze ca și elemente elastice, în acest caz. Ea este învinsă în curbă, cînd cupla va funcționa ca și element elastic, avînd rolul de a micșora unghiul de atac al roții cu șina.

În consecință, caracteristica de funcționare a cuplei fiind neliniară, fig.2.4, la scrierea ecuațiilor diferențiale

ale vibrațiilor laterale, vor rezulta ecuații tot neliniare,

lucru ce duce la îngreunarea rezolvării lor.

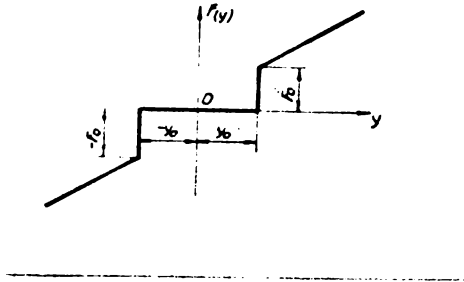


Fig.2.4

Pentru linearizarea ecuațiilor diferențiale, vom înlocui cupla elastică transversală cu caracteristică neliniară, cu o altă cuplă cu caracteristică lineară, care la circulația în aliniament va îndeplini rolul unui

element elastic de cuplare a boghiurilor.

Pentru calculul constantei elastice echivalente, s-a folosit metoda dată de Panofko [100] pentru cazul când locomotiva circulă într-o curbă de rază $R = 150$ m, cea mai mică admisă pe liniile noastre magistrale.

$$F(y) = k^* y \quad \text{unde} \quad k^* = \frac{5}{2 A^5} \int_{-A}^A F(y) y^3 dy \quad (2.2.)$$

k^* fiind constanta elastică a cuplei echivalente, iar $F(y)$, forța din cupla cu caracteristica neliniară, care este definită pe porțiuni.

$$F(y) = \begin{cases} -F_0 + k(y + y_0) & \text{pentru } y < -y_0 \\ 0 & \text{pentru } -y_0 \leq y \leq y_0 \\ F_0 + k(y - y_0) & \text{pentru } y > y_0 \end{cases} \quad (2.3.)$$

Săgeata A corespunzătoare curbei de rază $R = 150$ m folosind formulele din [151] pentru locomotiva D.A.060, va fi de ap-

roximativ 0,15 m.

Înlocuind (2.3.) în (2.2.) și făcînd calculele pentru $F_0 = 29,1 \text{ kN}$; $y_0 = 0,002 \text{ m}$ și $k = 379,6 \text{ kNm}^{-1}$, rezultă:

$$k^* = \frac{5}{2 A^5} \left\{ \int_{-A}^{-y_0} [-F_0 + k(y + y_0)] y^3 dy + \int_{y_0}^A [F_0 + k(y - y_0)] y^3 dy \right\} \quad (2.4.)$$

iar după integrare:

$$k^* = \frac{5}{A^5} \left[\frac{F_0}{4} (A^4 - y_0^4) + \frac{k}{20} (5y_0^5 + 4A^5 - 5y_0 A^4) \right] \quad (2.5.)$$

de unde:

$$k^* \approx 618 \text{ kNm}^{-1}$$

2.3. Vibrațiile laterale ale locomotivei.

Se știe că numărul ecuațiilor diferențiale care descriu vibrațiile unui sistem vibrant este egal cu numărul gradelor lui de libertate.

Cel mai simplu vehicul de cale ferată, cum ar fi o locomotivă cu suspensie simplă, are șase grade de libertate și respectiv, șase posibilități de vibrare. Prezența boghiurilor, precum și a legăturilor elastice între cutie și boghiuri, mărește numărul gradelor de libertate și odată cu aceasta apar vibrații ale părților componente ale construcției suspendate, respectiv a boghiurilor și a cutiei locomotivei.

Atunci cînd construcția suspendată, cît și osiile montate au deplasări relative, atît în plan vertical, cît și în plan orizontal, vibrațiile materialului rulant devin foarte com-

plexe, fiind descrise de un sistem complicat de ecuații diferențiale, cu un număr mare de ecuații. Dacă acest sistem se descompune în alte sisteme sau în simple ecuații, aceasta arată că nu există legături între vibrații sau grupuri de vibrații. Prezența și caracterul legăturii între diferite ecuații determină și caracterul legăturii între diferitele feluri de vibrații. Neglijând unele legături slabe, putem ajunge la descompunerea sistemului de ecuații diferențiale în sisteme mai mici, sau chiar în simple ecuații diferențiale, ceea ce ar ușura în mare măsură integrarea lor.

Vibrațiile oricărui vehicol de cale ferată, se împart în două mari grupe:

a) vibrații laterale - ce au loc în planul orizontal și din care fac parte: deplasarea laterală, șerpuirea și legănarea transversală;

b) vibrații verticale - ce au loc în planul vertical și din care fac parte vibrațiile de recul, galopare și de săltare.

Cea de a doua categorie de vibrații, cum nu face obiectul studiului de față, ne mărginim doar la enumerarea lor, ocupându-ne îndeaproape doar de cele din prima categorie.

Din cauza jocului dintre buza bandajului și șină, a deformației șinei și a bandajelor în zona de contact a roții cu șina, încovoierii și torsiunii șinei, a deplasării elastice a șinelor pe traverse și a traverselor pe balast, osia montată se poate deplasa transversal pe cale.

Dacă între osia montată și boghiu nu există joc, s-au există și este destul de mic, atunci se poate considera că odată cu deplasarea în planul orizontal a osiei montate se va deplasa și construcția suspendată a locomotivei, ceea ce înseamnă că poziția construcției suspendate în planul orizontal este determinată prin poziția osiilor montate în cale. În acest caz,

că datorită uneia din cauzele de mai sus, construcția suspendată a locomotivei ar ieși din poziția mijlocie a căii, datorită conicității bandajelor, roțile vor avea diametrii de rulare diferite, ceea ce ar face ca roata cu buza bandajului mai aproape de firul căii să parcurgă un drum mai lung, iar cealaltă, un drum mai scurt și apoi, la contactul cu șina, inversându-se rolurile. Construcției suspendate a locomotivei și în primul rând, boghiurilor, li se va imprima o mișcare oscilatorie de rotație în jurul axei Oz , numită mișcare de șerpuire.

Simultan cu mișcarea de șerpuire are loc și o deplasare transversală pe firul căii, de-a lungul axei Oy , de la un fir al căii la celălalt, de unde rezultă că mișcarea boghiului este

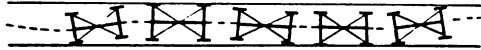


Fig.2.5

o mișcare compusă din vibrații de șerpuire și de deplasare transversală, fig.

2.5. La aceste vibrații participând nu numai părțile suspendate elastic, ci și cele nesuspendate, ele vor provoca apariția unor forțe elastice din partea

căii, tinzând să restabilească poziția inițială a locomotivei. Datorită conicității bandajelor, odată cu deplasarea transversală a osiilor montate, va apare și o rotație a osiilor în jurul axei longitudinale Ox , care va provoca o deformare a suspensiei părții din dreapta și stînga boghiului, după direcții opuse. Astfel, deplasarea periodică a părților nesuspendate a locomotivei - adică a osiilor montate - după direcția transversală, datorită legăturilor elastice dintre ele și construcția suspendată și a inerției ei, li se va imprima locomotivei o mișcare de legănare transversală.

Din analiza celor trei mișcări vibratorii, ce constituie vibrațiile laterale ale locomotivei, rezultă că ele sînt legate între ele funcțional.

Este deajuns ca o cauză oarecare să provoace una din aceste mișcări, ca locomotiva să vibreze în toate cele trei feluri

C a p i t o l u l III

STABILIREA FORTELOR CE ACTIONEAZA ASUPRA

LOCOMOTIVEI IN CAZUL VIBRATIILOR LATERALE

3.1. Generalități.

Locomotiva diesel - electrică fiind o construcție cu două trepte de suspensie, așa cum am văzut în capitolele I și II, datorită neregularităților căii în plan, este nevoită a-și schimba mișcarea rectilinie într-o mișcare compusă, fig. 2.5, rezultată dintr-o mișcare de rotație în jurul unei axe perpendiculare pe planul căii și o deplasare transversală pe firul căii.

Aceste două mișcări vor determina rotirea suspensiilor dispozitivului de rapel, ceea ce va duce, datorită arcurilor cu foi, la rotirea cutiei locomotivei în jurul unei axe longitudinale.

Datorită acestei rotiri, componenta transversală a greutateii cutiei datorită forței de rapel, va determina rotirea cutiei în poziția inițială de echilibru. Această forță, acționând într-un plan paralel cu căia și în direcție transversală, constituie una din principalele forțe de întreținere a vibrațiilor laterale ale locomotivei.

O altă categorie de forțe ce acționează asupra locomotivei sînt forțele de alunecare elastică (pseudocalunecare sau de kripping) ce apar la contactul dintre roată și șină și care în aliniament au o mare influență asupra vibrațiilor laterale ale locomotivei.

La mersul liber al boghiurilor, ele constituie o parte a forțelor conducătoare a locomotivei. Avînd o valoare, departe de a fi neglijabilă, este absolut necesar a se lua în considerare la studiul vibrațiilor laterale ale locomotivei.

La mersul locomotivei în linie dreaptă, în absența neregularităților căii și cînd construcția locomotivei este perfect echilibrată, boghiurile locomotivei ar trebui să ocupe poziția liberă pe cale, adică buzele bandajelor să nu atingă șina la nici o roată. Acest lucru însă, nu este posibil în condiții de exploatare, deoarece constructiv, aceste neregularități ale căii există și niciodată locomotiva nu demarează ocupînd cu boghiurile o poziție liberă - cu punctele de contact dintre roată și șină pe cercurile medii de rulare ale bandajelor.

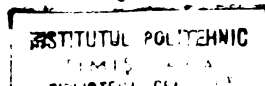
Neîndeplinindu-se aceste condiții și datorită conicității bandajelor, boghiurile locomotivei vor avea un mers șerpuitor, mișcarea purtînd denumirea de - șerpuire -

În acest caz, în punctul de contact dintre buza bandajului și șină, va apare o reacțiune care se va lua în calcul ca o forță elastică, datorită elasticității șinei.

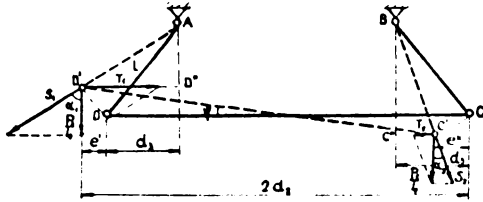
3.2. Determinarea forțelor de rapel datorită rotirii leagănelor cu suspensori pendulari.

Fiecare locomotivă fiind prevăzută cu șase patru leagăne, cîte două pentru fiecare boghiu, pentru simplificarea calculului se va considera că cadrul locomotivei se aprind boghiuri prin intermediul a numai două leagăne, situate în fiecare boghiu în planul vertical transversal, ce trece prin mijlocul arcurilor cu foi.

Pentru ca forța de rapel să fie suficientă pentru re-



ducerea cutiei locomotivei în poziția inițială - la cea mai mică deplasare laterală a boghiurilor - suspensorii sînt înclinați în interior cu $13,2^\circ$ fiecare, fig.3.1.



Pentru deplasări mici, în jurul poziției de echilibru, vom considera $e' = e'' = e_{12}$ pentru primul și cel de-al doilea boghiu.

Din figură se vede că:

Fig.3.1.

(3.1.)

$$AD'' = \sqrt{L^2 - (d_3 + e_{12})^2} \quad \text{și} \quad BC'' = \sqrt{L^2 - (d_3 - e_{12})^2}$$

iar forțele de rapel $F_{B_{12}}$ ale celor două leagăne vor fi egale cu diferența componentelor transversale ale greutateii P_c a cutiei.

(3.2.)

$$F_{B_{12}} = T_1 - T_2 = \frac{P_c}{4} (\operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \alpha_2) =$$

$$\frac{P_c}{4} \left[\frac{d_3 + e_{12}}{\sqrt{L^2 - (d_3 + e_{12})^2}} - \frac{d_3 - e_{12}}{\sqrt{L^2 - (d_3 - e_{12})^2}} \right]$$

Dezvoltînd expresia în serie după puterile lui e_{12} și luînd numai primii termeni, ceilalți neglijîndu-i ca fiind mici, vom obține:

(3.3.)

$$F_{B_{12}} = \frac{P_c}{4L} \left\{ (d_3 + e_{12}) \left[1 + \frac{1}{2} \left(\frac{d_3 + e_{12}}{L} \right)^2 \right] - \right.$$

$$(d_3 - e_{12}) \left[1 + \frac{1}{2} \left(\frac{d_3 - e_{12}}{L} \right)^2 \right] = \frac{P_c}{4L} \left(2e_{12} + \frac{3d_3^2 e_{12}}{L^2} + \frac{e_{12}^3}{L^2} \right)$$

Neglijind pe e_{12}^3 , ca fiind foarte mic, obținem expresia forței de rapel în funcție de deplasarea laterală e_{12}

$$F_{B12} = \left(\frac{P_c}{2L} + \frac{3P_c d_3^2}{4L^2} \right) e_{12} \quad (3.4.)$$

Pontru determinarea unghiului de rotire a cuticii locomotivei ψ_c , datorită deplasării laterale a leagănelor, rezultă că:

$$\psi_{c12} = \frac{BC'' - AD''}{2d_2} = \frac{\sqrt{L^2 - (d_3 - e_{12})^2} - \sqrt{L^2 - (d_3 + e_{12})^2}}{2d_2} \quad (3.5.)$$

pe care dezvoltind-o în serie după puterile lui e_{12} și luind numai primii doi termeni obținem:

$$\psi_{c12} = \frac{L \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{d_3 - e_{12}}{L} \right)^2 \right] - L \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{d_3 + e_{12}}{L} \right)^2 \right]}{2d_2} \quad (3.6.)$$

de unde

$$\psi_{c12} = \frac{d_3 e_{12}}{d_2 L} \quad (3.7.)$$

3.3. Determinarea forțelor de alunecare elastică.

În zona contactului dintre roată și șină, datorită deformării materialului și proprietăților lui elastice, apar eforturi proporționale cu viteza de alunecare elastică:

Expresia acestor eforturi a fost stabilită pe baza teoriei elasticității [48] cu formula:

$$F = K \frac{V_e}{V} \quad (3.8.)$$

unde:

V_e - viteza de alunecare elastică

V - viteza de înaintare a locomotivei

K - coeficientul de proporționalitate, avînd dimensiunile unei forțe ce depinde de mărimea suprafeței de contact dintre roată și șină și care are aceeași valoare cînd forța acționează de-a lungul căii sau perpendicular pe cale. Expresia lui de calcul este:

$$K = 291,28 \sqrt{RlP} (1 + \sqrt{1 - q}). \quad N \quad (3.9.)$$

unde:

R - raza cercului de rulare a roții în mm.

l - lățimea suprafeței de contact în mm.

q - raportul dintre forța de tracțiune realizată și cea maximă care poate fi menținută pînă la patinuro.

P - sarcina pe roată în N.

Dimensiunile suprafeței de contact se pot obține cu formulele

$$a = m \sqrt{\frac{3 \pi P (k_1 + k_2)}{4(A + B)}}; \quad b = n \sqrt{\frac{3 \pi P (k_1 + k_2)}{4(A + B)}} \quad (3.10.)$$

unde:

$$k_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1} ; \quad k_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2}$$

a, b - semiaxele elipsei suprafeței de contact;

ν_1, ν_2 - coeficienții lui Poisson;

E_1, E_2 - modulele de elasticitate;

m, n - coeficienți dependenți de raportul $\frac{B - A}{B + A}$;

$$B + A = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_2'} \right) \quad (3.11.)$$

$$B - A = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'} \right)^2 + \right. \\ \left. + 2 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'} \right) \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'} \right) \cos 2\psi \right]^{\frac{1}{2}}$$

R_1, R_2 - raza roții și a suprafeții cilinderului șinei

R_1' - raza șinei în plan longitudinal

R_2' - raza concavității suprafeței bandajului,

ceea ce înseamnă că în realitate avem de a face atât cu uzura și curbura șinei, cât și cu uzura bandajului, astfel încât conicitatea bandajului nu rămâne constantă.

Datorită acestui fapt se poate întâmpla ca semiaxele elipsei de contact să-și schimbe locurile sau să fie egale. Ținând cont și de egalitatea coeficientului K longitudinal și transversal, rezultă că în expresia lui K se va putea lua în loc de $\frac{1}{2}$, diametrul cercului având aceiași rază cu aria suprafeței eliptice de contact, adică: $\frac{\pi a b}{2} = \pi a b$ și vom obține:

$$t = d = 2 \sqrt{ab}, \quad (3.12.)$$

iar formula (3.9.) devine:

$$K = 291,28 \sqrt{2RP \sqrt{ab}} (1 + \sqrt{1 - q}) \quad (3.13.)$$

Semiaxele elipsei au fost măsurate de unii cercetători sovietici, pentru locomotiva electrică EP₁, cu ajutorul unei foițe de aluminiu de 0,05 mm introdusă sub roată la pornire. Rezultatele obținute experimental fiind foarte apropiate de cele obținute prin calcul.

O contribuție importantă în determinarea rapidă a coeficientului K, cu o formulă mult simplificată, a avut-o Carter [54] care recomandă pentru calcul, formula:

$$K = 2,5 \sqrt{PR} \text{ kN} \quad (3.14.)$$

unde: P - sarcina pe roată în N

R - raza cercului de rulare în mm.

Viteza de alunecare elastică a punctului de contact dintre roată și șină, se va calcula în felul următor:

Coordonatele absolute ale oricărui punct arbitrar de pe cea de a j-a osie montată se determină cu relațiile:

$$\begin{aligned} x_{1j} &= x_{0j} + \alpha_{1j} x_j + \alpha_{2j} y_j + \alpha_{3j} z_j \\ y_{1j} &= y_{0j} + \beta_{1j} x_j + \beta_{2j} y_j + \beta_{3j} z_j \\ z_{1j} &= z_{0j} + \delta_{1j} x_j + \delta_{2j} y_j + \delta_{3j} z_j \end{aligned} \quad (3.15.)$$

unde: x_{0j}, y_{0j}, z_{0j} - coordonatele absolute ale originii sistemului mobil, legat de cea de a j-a osie.

x_j, y_j, z_j - coordonatele relative ale unui punct oarecare de pe osie

$\alpha_j, \beta_j, \delta_j$ - cosinuşii directori ai axelor sistemului mobil, faţa de cel fix, a căror notaţii şi expresii în funcţie de unghiurile de rotire [48] sînt date în tabelul de mai jos.

tabela 1

	\bar{i}_j	\bar{j}_j	\bar{k}_j
\bar{i}_1	α_{1j}	α_{2j}	α_{3j}
\bar{j}_1	β_{1j}	β_{2j}	β_{3j}
\bar{k}_1	δ_{1j}	δ_{2j}	δ_{3j}

$i = 1, 2$

tabela 2

	\bar{i}_j	\bar{j}_j	\bar{k}_j
\bar{i}_1	1	$-\beta_{0i}$	φ_{0ij}
\bar{j}_1	β_{0i}	1	$-\alpha_{0ij}$
\bar{k}_1	$-\varphi_{0ij}$	α_{0ij}	1

(3.16.)

$j = 1 \dots 6$

Coordonatele punctului de contact al roţii cu şina,

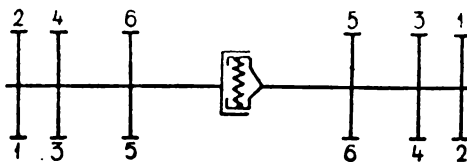


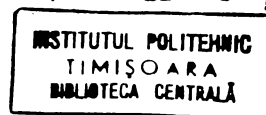
Fig. 3.2

faţa de sistemul de axe mobil, legat de osia montată [48] vor fi conform numerotării din figura (3.2.), următoarele:

$$x_j = \varepsilon_1 \mu R \beta_{Bi} \quad (3.17.)$$

$$y_j = \varepsilon_1 s - y_{Bi} + \varepsilon_2 a_k \beta_{Bi}$$

$$z_j = R + \varepsilon_1 \mu (y_{Bi} - \varepsilon_2 a_k \beta_{Bi})$$



unde: $j = 1, 2, \dots, 6$ pentru cele 6 roți ale fiecărui boghiu

$i = 1, 2$ pentru cele două boghiuri

$k = 1, 2, 3$ pentru fiecare osie a unui boghiu

$$\varepsilon_1 = \begin{cases} -1 & \text{pentru roțile cu număr impar} \\ +1 & \text{pentru roțile cu număr par} \end{cases}$$

$$\varepsilon_2 = \begin{cases} -1 & \text{pentru prima și a doua osie} \\ +1 & \text{pentru a treia osie} \end{cases}$$

ε_1 și ε_2 ia valorile de mai sus pentru primul boghiu, iar pentru al doilea boghiu, cu semn schimbat.

Viteza unghiulară a oricărui punct de pe osia montată, în proiecție pe sistemul de axe mobil este:

$$\omega_{xj} = \dot{\alpha}_{0ij} \quad \omega_{yj} = \dot{\varphi}_{0ij} - \omega \quad \omega_z = \dot{\beta}_{Bi} \quad (3.18.)$$

Cu relațiile (3.17.), (3.18.) și ținând cont de formulele de distribuție a vitezei unui punct pe sistemul de axe mobil,

$$\begin{aligned} v_x &= z_j \omega_y - y_j \omega_z \\ v_y &= x_j \omega_z - z_j \omega_x \\ v_z &= y_j \omega_x - x_j \omega_y \end{aligned} \quad (3.19.)$$

Vitezele punctelor de contact dintre roată și șină în proiecție pe sistemul de axe mobil sînt:

$$\begin{aligned} v_{xj} &= -\omega R - \varepsilon_1 \mu (y_{Bi} - \varepsilon_2 a_k \beta_{Bi}) \omega + R \dot{\varphi}_{0ij} - \varepsilon_1 S \dot{\beta}_{Bi} \\ v_{yj} &= -a \dot{\alpha}_{0ij} \\ v_{zj} &= \varepsilon_1 S \dot{\alpha}_{0ij} + \varepsilon_1 \mu R \omega \beta_{Bi} \end{aligned} \quad (3.20.)$$

Având proiecțiile vitezei punctului de contact dintre roată și șină, pe sistemul de axe mobil, cu ajutorul unor relații corespunzătoare relațiilor (3.15.) și a tabelului 2, proiecțiile vitezelor acestor puncte, pe sistemul de axe fix, cu condiția ca $\varphi_j = 0$ și ținînd cont de viteza de înaintare a locomotivei, vor fi:

$$\begin{aligned} v_{1xj} &= \dot{x}_c - \varepsilon_1 \mu (y_{Bi} - \varepsilon_2 a_k \beta_{Bi}) \omega + R \dot{\varphi}_{0ij} - \varepsilon_1 S \dot{\beta}_{Bi} \\ v_{1yj} &= \dot{y}_{Bi} - \varepsilon_2 a_k \dot{\beta}_{Bi} - \omega R \beta_{Bi} - R \dot{\alpha}_{0ij} \quad (3.21.) \\ v_{1zj} &= \varepsilon_1 S \dot{\alpha}_{0ij} - \varepsilon_1 \mu R \omega \beta_{Bi} \end{aligned}$$

Aceste relații reprezintă proiecțiile vitezei absolute de alunecare elastică a punctului de contact dintre roată și șină. Substituite în formula lui Carter, obținem proiecțiile forțelor de interacțiune dintre roată și șină.

Expresiile acestor forțe sînt:

$$\begin{aligned} F_{x_{1j}} &= -K \left[\frac{\dot{x}_c}{v} - \frac{\mu}{R} (y_{Bi} - \varepsilon_2 a_k \beta_{Bi}) \varepsilon_1 + \frac{\dot{\varphi}_{0ij}}{\omega} - \varepsilon_1 \frac{S \dot{\beta}_{Bi}}{v} \right] \quad (3.22.) \\ F_{y_{1j}} &= -K \left[\frac{1}{v} (\dot{y}_{Bi} - \varepsilon_2 a_k \dot{\beta}_{Bi}) - \dot{\beta}_{Bi} - \frac{\dot{\alpha}_{0ij}}{\omega} \right] \end{aligned}$$

În fiecare punct de contact dintre roată și șină, acționînd cîte două forțe componente, rezultă că asupra locomotivei vor acționa un număr de 18 asemenea forțe.

3.4. Determinarea forțelor elastice ale șinelor, la contactul buzelor bandaajului cu șina.

La circulația în minimum al locomotivei, am ară-

tat că datorită unor cauze constructive, sau de altă natură, ea se deplasează pe cale printr-o mișcare vibratorie de șerpuire.

Această mișcare a locomotivei poate avea loc datorită jocului dintre buza bandajului și șină, de o parte și de alta, egal cu $\sigma = 5 \text{ mm}$, fig.3.3.

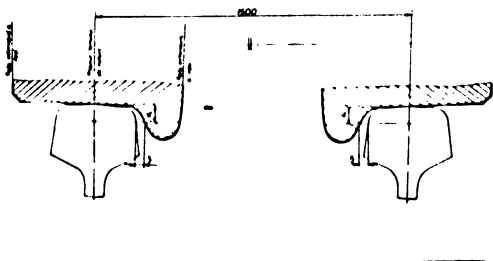


Fig.3.3

Aceasta înseamnă că dacă deplasarea laterală a acestor osii nu depășește în mărime jocul σ de la buza bandajului, boghiul respectiv, sau întreaga locomotivă, va circula în poziția "liberă" pe cale, fig.3.4.a. În acest caz va trebui să fie verificată condiția:

$$y_{Bi} - \varepsilon_2 a_k \beta_{Bi} \leq \pm \sigma \quad (3.23.)$$

Această poziție de mers locomotiva o poate avea numai atunci când ea circulă în aliniament. Tot liberă se va numi și poziția pe care o va ocupa boghiul, fig.3.4.b, atunci când condiția (3.23.) nu este verificată doar de prima osie a boghiului.

Dacă condiția (3.23.) nu este verificată de cele două osii extreme ale boghiului, fiecare atașând câte un fir al șinei, fig.3.4.c, atunci boghiul, respectiv locomotiva, va circula în

poziția "în diagonală".

Dacă relația (3.23.) nu va fi satisfăcută de ambele osii ale unui boghiu, atacînd fiecare osie același fir al căii, boghiul, respectiv locomotiva, va circula în poziția "în coar-dă", fig.3.4.d.

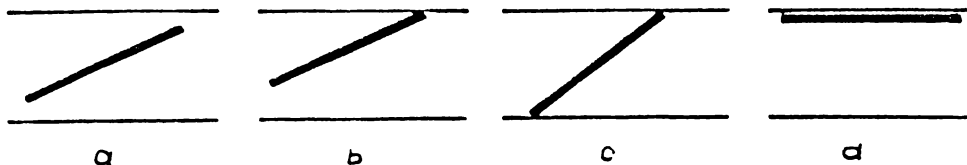


Fig.3.4

Odată cu consumarea jocului $\pm \sigma$ de către una din ce-le două osii montate ale unui boghiu, buza bandajului roții respective va ataca șina într-un punct, obligînd-o să se de-formeze în planul căii. Datorită elasticității șinei, ea va reacționa asupra roții cu o forță elastică.

$$F'_{y_1j} = K_1(y_{Bi} - \varepsilon_2 \alpha_{k|Bi} \beta \mp \sigma) \quad (3.24.)$$

unde cu K_1 am notat constanta elastică a șinei.

Apariția acestor forțe, numite tot forțe conducătoa-re ca și forțele de pseudoalunecare, (3.22.) provoacă uzura, atît a bandajului, cît și a șinei. Prezența lor, desigur, este nedo-rită, dar inevitabilă. De aceea în studiile care urmează se vor căuta soluții pentru ca ele să fie cît mai mici.

Rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale, care descrie vibrațiile laterale ale locomotivei, ținînd seamă de a-cestor forțe, transformă sistemul de ecuații, dintr-un sistem li-near, în unul linear pe porțiuni, ceea ce îngreunează mult rezolvarea lui.

C a p i t o l u l I V

STABILIREA ECUATIILOR DIFERENTIALE ALE

VIBRATIILOR LATERALE

4.1. Generalități.

Pentru deducerea acestor ecuații, se consideră că locomotiva vibrează în vecinătatea poziției de echilibru, cu amplitudini mici.

Interesându-ne numai ecuațiile diferențiale ale vibrațiilor laterale și cum de la început nu știm dacă acestea sînt, sau nu, cuplate cu vibrațiile verticale, se vor stabili ecuațiile diferențiale care descriu toate vibrațiile locomotivei.

În acest scop se vor folosi ecuațiile lui Lagrange de speța II-a.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial q_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} = Q_i \quad (4.1.)$$

și modelul mecanic ales în figura 2.1.

4.2. Calculul energiei cinetice.

Pentru determinarea coordonatelor absolute a centrului de greutate al cutiei locomotivei se vor folosi relațiile de forma:

$$x_1 = x_0 + x_i \alpha_i + y_i \alpha_2 + z_i \alpha_3 \quad (4.2.)$$

$$y_1 = y_0 + x_i \beta_i + y_i \beta_2 + z_i \beta_3$$

$$z_1 = z_0 + x_1 \delta_1 + y_1 \delta_2 + z_1 \delta_3$$

unde: x_0, y_0, z_0 - sînt coordonatele absolute ale originii sistemului mobil legat de cutia locomotivei;

x_1, y_1, z_1 - sînt coordonatele relative ale centrului de greutate al cutiei locomotivei;

$\alpha_i, \beta_i, \delta_i; i = 1, 2, 3$ - sînt cosinușii directori ai sistemului de axe mobil, față de cel absolut, ale căror valori, în funcție de rotirile alese pentru modelul mecanic din figura(2.1.) și stabilite cu ajutorul unghiurilor lui Euler [18], sînt date în tabelele 1 și 2.

tabelul 1

	\bar{i}_1	\bar{j}_1	\bar{k}_1
\bar{i}_1	α_1	α_2	α_3
\bar{j}_1	β_1	β_2	β_3
\bar{k}_1	δ_1	δ_2	δ_3

tabelul 2

(4.3.)

	\bar{i}_1	\bar{j}_1	\bar{k}_1
\bar{i}_1	1	$-\beta_c$	φ_c
\bar{j}_1	β_c	1	$-\alpha_c$
\bar{k}_1	$-\varphi_c$	α_c	1

Coordonatele relative ale centrului de greutate al cutiei fiind $x_1 = 0, y_1 = 0, z_1 = 0$ și coordonatele absolute ale originii sistemului mobil $x_0 = x_c, y_0 = y_c, z_0 = z_c$, rezultă coordonatele absolute ale centrului de greutate ca fiind:

$$x_{1c} = x_c, \quad y_{1c} = y_c, \quad z_{1c} = z_c \quad (4.4.)$$

Derivînd aceste relații, obținem viteza absolută a centrului de greutate, (prelucrare pe sistemul de axe fix:

$$\dot{x}_{1c} = \dot{x}_c \quad \dot{y}_{1c} = \dot{y}_c \quad \dot{z}_{1c} = \dot{z}_c \quad (4.5.)$$

Atunci, energia cinetică a cutiei este:

$$E_{cc} = \frac{1}{2} M_c (\dot{x}_c^2 + \dot{y}_c^2 + \dot{z}_c^2) + \frac{1}{2} I_{Gx}^c (\dot{\alpha}_c + \dot{\psi}_c)^2 + \frac{1}{2} I_{Gy}^c \dot{\varphi}_c^2 + \frac{1}{2} I_{Gz}^c \dot{\beta}_c^2 \quad (4.6.)$$

unde: $\dot{\psi}_c$ este viteza unghiulară de rotație a cutiei locomotivei, datorită rotirii leagănelor corespunzator deplasării laterale a cutiei.

Ea se calculează cu ajutorul formulei (3.7.)

$$\dot{\psi}_c = \frac{\dot{\psi}_{c1} + \dot{\psi}_{c2}}{2} = \frac{d_3}{d_2 L} \frac{\dot{e}_1 + \dot{e}_2}{2} = \frac{d_3}{d_2 L} (\dot{y}_c - h_c \dot{\alpha}_c - \frac{\dot{y}_{B1} + \dot{y}_{B2}}{2}) \quad (4.7.)$$

unde, conform figurii (3.1.), cu ajutorul tabelului 2 și relațiilor (4.2.), deplasările laterale e_1 și e_2 ale fiecărui leagăn, situat în planul vertical de rezemare al cutiei, sînt:

$$e_1 = y_c + l \beta_c - h_c \alpha_c - y_{B1} \quad (4.8.)$$

$$e_2 = y_c - l \beta_c - h_c \alpha_c - y_{B2}$$

Pentru determinarea energiei cinetice a boghiurilor, vom folosi aceeași metodă, unde tabelul deșlagărilor directori a m. șinelor de axa mobilă leagănt de boghiu, față de cel absolut, este:

tabelul 3

	\bar{i}_{B_1}	\bar{j}_{B_1}	\bar{k}_{B_1}
\bar{i}_1	1	$-\beta_{B_1}$	φ_{B_1}
\bar{j}_1	β_{B_1}	1	α_{B_1}
\bar{k}_1	$-\varphi_{B_1}$	$-\alpha_{B_1}$	1

$$i = 1, 2.$$

Coordonatele re-

lative ale centrului de greutate a unui boghiu sînt:

$$x_1 = \bar{r} d \quad (4.9.)$$

$$y_1 = 0$$

$$z_1 = 0$$

și cele ale originii sistemului de axe mobil față de cel fix:

$$(4.10.)$$

$$x_{OB_1} = x_c \mp l$$

$$y_{OB_1} = y_{B_1}$$

$$z_{OB_1} = z_{B_1} + h_c$$

Boghiurile neavînd deplasări longitudinale față de cutie, coordonatele absolute ale centrului de greutate și proiecțiile vitezei lui pe axele sistemului fix, sînt:

$$(4.11.)$$

$$\dot{x}_{1B_1} = \dot{x}_c \mp l \dot{\bar{r}}$$

$$\dot{x}_{1B_1} = \dot{x}_c$$

$$\dot{y}_{1B_1} = \dot{y}_{B_1} \mp d \dot{\beta}_{B_1} \quad \text{și}$$

$$\dot{y}_{1B_1} = \dot{y}_{B_1} \mp d \dot{\beta}_{B_1}$$

$$\dot{z}_{1B_1} = \dot{z}_{B_1} + \dot{h}_c \mp d \dot{\varphi}_{B_1}$$

$$\dot{z}_{1B_1} = \dot{z}_{B_1} \mp d \dot{\varphi}_{B_1}$$

Energia cinetică, corespunzătoare celor două boghiuri, va fi:

(4.12.)

$$E_{cB} = \frac{1}{2} m \left[\dot{x}_c^2 + (\dot{y}_{B_1} - d \dot{\beta}_{B_1})^2 + (\dot{z}_{B_1} + d \dot{\varphi}_{B_1})^2 \right] +$$

$$\frac{1}{2} I_{Gx}^B \dot{\alpha}_{B_1}^2 + \frac{1}{2} I_{Gy}^B \dot{\varphi}_{B_1}^2 + \frac{1}{2} I_{Gz}^B \dot{\beta}_{B_1}^2 +$$

$$\frac{1}{2} m \left[\dot{x}_c^2 + (\dot{y}_{B_2} + d \dot{\beta}_{B_2})^2 + (\dot{z}_{B_2} - d \dot{\varphi}_{B_2})^2 \right] +$$

$$\frac{1}{2} I_{Gx}^B \dot{\alpha}_{B_2}^2 + \frac{1}{2} I_{Gy}^B \dot{\varphi}_{B_2}^2 + \frac{1}{2} I_{Gz}^B \dot{\beta}_{B_2}^2 .$$

Procedînd la fel pentru energia cinetică a osiilor și ținînd seamă că osia montată nu are deplasări și nici rotații față de cadrul boghiului în plan orizontal, atunci:

$$x_{oik} = x_c \pm l + a_{ik}$$

$$y_{oik} = y_{B_1} + a_{ik} \beta_{B_1} \quad (4.13.)$$

$$z_{oik} = h_0$$

și

$$x_k = 0$$

$$y_k = 0$$

$$z_k = 0$$

tabelul 4

	i_{ok}	j_{ok}	k_{ok}
\hat{i}_1	1	$-\beta_{B_1}$	φ_{oik}
\hat{j}_1	β_{B_1}	1	$-\alpha_{oik}$
\hat{k}_1	$-\varphi_{oik}$	α_{oik}	1

$k = 1, 2, 3$

Tabelul cosinuzilor directori este cel alăturat, iar coordonatele absolute ale centrelor de greutate ale osiilor sînt:

$$x_{1oik} = x_c \pm l + a_{ik} \quad (4.14.)$$

$$y_{1oik} = y_{B_1} + a_{ik} \beta_{Bi}$$

$$z_{1oik} = 0$$

Viteza centrului de greutate proiectată pe cele trei axe, este:

(4.15.)

$$\dot{x}_{1oik} = \dot{x}_c \quad \dot{y}_{1oik} = \dot{y}_{B_1} + a_{ik} \dot{\beta}_{Bi}; \quad \dot{z}_{1oik} = 0$$

Energia cinetică, corespunzătoare celor șase osii, este:

$$E_{co} = \frac{1}{2} m_o \left[6\dot{x}_c^2 + (\dot{y}_{B_1} + a_{ik} \dot{\beta}_{Bi})^2 \right] + \frac{1}{2} I_{Gx}^o (\dot{\alpha}_{o1k}^2 + \dot{\alpha}_{o2k}^2) + \frac{1}{2} I_{Gy}^o (\dot{\varphi}_{o1k}^2 + \dot{\varphi}_{o2k}^2); \quad (4.16.)$$

unde: $\dot{\alpha}_{o1k}$ și $\dot{\alpha}_{o2k}$ sînt vitezele unghiulare corespunzătoare rotirii osiilor în jurul axelor O_1x_1 datorită deplasării lor laterale.

Aceste rotații se pot determina în funcție de celelalte funcții de timp ce determină poziția locomotivei la un moment dat. Deoarece alunecarea elastică a roții pe șină are loc în planul tangent la roată, pentru punctul de tangență există relația între proiecțiile vitezei punctului.

$$V_{1zj} = \mu V_{1yj} \quad (4.17.)$$

Din care, după substituirea vitezelor respective cu ex-

presiile lor (3.21) rezultă expresiile vitezelor unghiulare:

$$\dot{\alpha}_{01K} = \frac{\mu (\dot{y}_{B1} - \varepsilon_2 a_k \dot{\beta}_{B1})}{\mu R - S} \quad (4.18)$$

$$\dot{\alpha}_{02K} = \frac{\mu (\dot{y}_{B2} - \varepsilon_2 a_k \dot{\beta}_{B2})}{\mu R - S}$$

unde: ε_2 și a_k păstrează aceeași semnificație ca în capitolul III.

Dezvoltînd relațiile (4.6.), (4.12.), (4.16.) ținînd seamă de (4.7.), (4.8.) și (4.18.), energia cinetică a locomotivei este:

$$\begin{aligned} E_c = & \frac{1}{2} (M_c + 2m + 6m_o) \dot{x}_c^2 + \frac{1}{2} \left[M_c + I_{Gx}^c \left(\frac{d_3}{d_2 L} \right)^2 \right] \dot{y}_c^2 + M_c \dot{z}_c^2 \\ & + \frac{1}{2} \left[I_{Gx}^c - 2I_{Gx}^c \frac{d_3 h_c}{d_2 L} + I_{Gx}^c \left(\frac{d_3 h_c}{d_2 L} \right)^2 \right] \dot{\alpha}_c^2 + \frac{1}{2} I_{Gy}^c \dot{\varphi}_c^2 + \\ & + \frac{1}{8} I_{Gx}^c \left(\frac{d_3}{d_2 L} \right)^2 (\dot{y}_{B1} - \dot{y}_{B2})^2 - \frac{1}{2} I_{Gx}^c \left(\frac{d_3}{d_2 L} \right)^2 \dot{y}_c (\dot{y}_{B1} + \dot{y}_{B2}) \\ & + \left[I_{Gx}^c \frac{d_3}{d_2 L} - I_{Gx}^c \left(\frac{d_3}{d_2 L} \right)^2 h_c \right] \dot{\alpha}_c \dot{y}_c + \frac{1}{2} \left[I_{Gx}^c \left(\frac{d_3}{d_2 L} \right)^2 h_c \right. \\ & \left. - I_{Gx}^c \frac{d_3}{d_2 L} \right] \dot{\alpha}_c (\dot{y}_{B1} + \dot{y}_{B2}) + \frac{1}{2} \left[m + 3m_o + 3I_{Gx}^o \frac{\mu^2}{(\mu R - S)^2} \right] \\ & (\dot{y}_{B1}^2 + \dot{y}_{B2}^2) + \frac{1}{2} m (\dot{z}_{B1}^2 + \dot{z}_{B2}^2) + \frac{1}{2} \left[md^2 + I_{Gz}^B + (a_1^2 + a_2^2 \right. \\ & \left. + a_3^2) (m_o + I_{Gx}^o \frac{\mu^2}{(\mu R - S)^2}) \right] (\dot{\beta}_{B1}^2 + \dot{\beta}_{B2}^2) + \frac{1}{2} (md^2 + I_{Gy}^B \end{aligned} \quad (4.19.)$$

$$\begin{aligned}
 & (\dot{\varphi}_{B_1}^2 + \dot{\varphi}_{B_2}^2) + \frac{1}{2} I_{Gx}^B (\dot{\alpha}_{B_1}^2 + \dot{\alpha}_{B_2}^2) + [(a_1 + a_2 - a_3)m_0 \\
 & + (a_1 + a_2 - a_3) I_{Gx}^o \frac{\mu^2}{(\mu_{R-S})^2} - md] (\dot{y}_{B_1} \dot{\beta}_{B_1} - \dot{y}_{B_2} \dot{\beta}_{B_2}) \\
 & + md(\dot{z}_{B_1} \dot{\varphi}_{B_1} - \dot{z}_{B_2} \dot{\varphi}_{B_2}) + \frac{1}{2} I_{Gy}^B (\dot{\varphi}_{O1K}^2 + \dot{\varphi}_{O2K}^2) + \frac{1}{2} \int_{Gz}^C \dot{\beta}^2
 \end{aligned}$$

4.3. Calculul energiei potențiale.

Se va determina ca suma energiilor potențiale, datorită deformațiilor elastice a suspensiei.

Suspensia boghiului pe osii este realizată prin 12 arcuri elicoidale, câte patru pentru fiecare osie, iar suspensia primei și celei de a doua osie, cuplată printr-un balansier de o parte și de alta a boghiului. Pentru ușurarea calculelor, suspensiile acestor două osii, se vor înlocui cu o suspensie echivalentă în punctul de articulație a balansierului, avînd constanta elastică echivalentă $k' = 4k$, iar pentru osia a treia, cu una în centrul osiei, cu constanta elastică echivalentă $k'' = 2k$ (fig.4.1.)

Intrucît între cutie și boghiuri, suspensia este realizată prin arcuri cu foi, cutia va avea deplasări elastice numai după axa O_1z_1 .

Calculînd deformația fiecărui arc cu ajutorul relațiilor de forma (4.2.) și tabelelor 2, 3 și 4 și apoi energia potențială corespunzătoare, cu formula:

$$F_p = \frac{1}{2} k \Delta h^2 \quad (4.20.)$$

Energia potențială a locomotivei este:

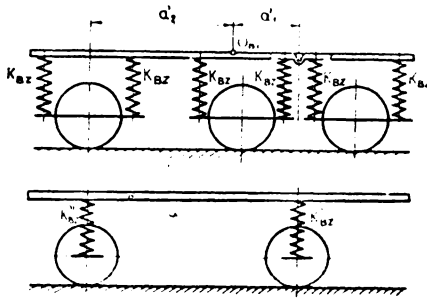


Fig.4.1

$$\begin{aligned}
 E_p = & \frac{1}{2} k_{cz} \left[(z_c - l\varphi_c + b\alpha_c - z_{B_1} - b\alpha_{B_1})^2 + (z_c - l\varphi_c - \right. \\
 & - b\alpha_c - z_{B_1} + b\alpha_{B_1})^2 + (z_c + l\varphi_c + b\alpha_c - z_{B_2} - b\alpha_{B_2})^2 \\
 & \left. + (z_c + l\varphi_c - b\alpha_c - z_{B_2} + b\alpha_{B_2})^2 \right] + \frac{1}{2} k'_{Bz} \left[(z_{B_1} - \right. \\
 & - a'_1\varphi_{B_1} + c\alpha_{B_1} - c\alpha_{01k})^2 + (z_{B_1} - a'_1\varphi_{B_1} - c\alpha_{B_1} + \\
 & + c\alpha_{01k})^2 + (z_{B_2} + a'_1\varphi_{B_2} + c\alpha_{B_2} - c\alpha_{02k})^2 + (z_{B_2} + \\
 & + a'_1\varphi_{B_2} - c\alpha_{B_2} + c\alpha_{02k})^2 \left. \right] + \frac{1}{2} k''_{Bz} \left[(z_{B_1} + a'_2\varphi_{B_1} + \right. \\
 & + c\alpha_{B_1} - c\alpha_{01k})^2 + (z_{B_1} + a'_2\varphi_{B_1} - c\alpha_{B_1} + c\alpha_{01k})^2 + \\
 & + (z_{B_2} - a'_2\varphi_{B_2} + c\alpha_{B_2} - c\alpha_{02k})^2 + (z_{B_2} - a'_2\varphi_{B_2} - \\
 & - c\alpha_{B_2} + c\alpha_{02k})^2 \left. \right] + \frac{1}{2} k^* \left[y_{B_1} - y_{B_2} - l(\beta_{B_1} + \beta_{B_2}) \right]^2
 \end{aligned}$$

k^* - este constanta elastică echivalentă a cuplei elastice transversale dintre boghiuri, determinată la paragraful (3.4.)

$\alpha_{01k}, \alpha_{02k}$ - sînt unghiurile de rotire a celor șase osii a boghiurilor care se obțin prin integrarea relațiilor (4.18.)

(4.22.)

$$\alpha_{01k} = \frac{\mu (y_{B_1} - \varepsilon_2 a_k \beta_{B_1})}{\mu R - S} ; \quad \alpha_{02k} = \frac{\mu (y_{B_2} - \varepsilon_2 a_k \beta_{B_2})}{\mu R - S}$$

Dezvoltînd expresia energiei potențiale (4.21.) ținînd seamă de (3.7.), (4.8.) și (4.22) se obține:

$$\begin{aligned} E_p = & \frac{1}{2} k_{cz} \left[4z_c^2 + 4 l^2 \varphi_c^2 + 4b^2 \alpha_c^2 + 2(z_1^2 + z_2^2) + \right. \\ & + 2b^2 (\alpha_1^2 + \alpha_2^2) - 4z_c (z_{B_1} + z_{B_2}) + 4 l \varphi_c (z_{B_1} - z_{B_2}) \\ & \left. - 4b^2 \alpha_c (\alpha_{B_1} + \alpha_{B_2}) \right] + 2 \frac{1}{2} (k_{Bz}^I + k_{Bz}^{II}) \left[z_{B_1}^2 + z_{B_2}^2 + \right. \\ & + c^2 (\alpha_{B_1}^2 + \alpha_{B_2}^2) + \frac{c^2 \mu^2}{(\mu R - S)^2} (y_{B_1}^2 + y_{B_2}^2) - 2 \frac{c^2 \mu}{\mu R - S} \\ & \left. (y_{B_1} \alpha_{B_1} + y_{B_2} \alpha_{B_2}) \right] + 2 \frac{1}{2} (k_{Bz}^I a_1^2 + k_{Bz}^{II} a_2^2) \left[\varphi_{B_1}^2 + \varphi_{B_2}^2 + \right. \\ & + \frac{c^2 \mu^2}{(\mu R - S)^2} (\beta_{B_1}^2 + \beta_{B_2}^2) \left. \right] + 4 \frac{1}{2} (k_{Bz}^I a_1 - k_{Bz}^{II} a_2) \\ & \left[\frac{c^2 \mu^2}{(\mu R - S)^2} (y_{B_1} \beta_{B_1} - y_{B_2} \beta_{B_2}) - (z_{B_1} \varphi_{B_1} - z_{B_2} \varphi_{B_2}) - \frac{c^2 \mu}{\mu R - S} \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & (\alpha_{B_1} \beta_{B_1} - \alpha_{B_2} \beta_{B_2}) \Big] + \frac{1}{2} k^* \left[y_{B_1}^2 + y_{B_2}^2 + l^2 (\beta_{B_1}^2 + \beta_{B_2}^2) - \right. \\
 & \left. - 2y_{B_1} y_{B_2} - 2l(y_{B_1} - y_{B_2})(\beta_{B_1} + \beta_{B_2}) + 2l^2 \beta_{B_1} \beta_{B_2} \right].
 \end{aligned}$$

4.4. Calculul forțelor generalizate

4.4.1. Forțele generalizate datorită rotirii leagănelor.

La paragraful (3.2.) s-a stabilit formula (3.4.) a forțelor de rapel datorită rotirii leagănelor în care e_1 și e_2 sînt date de relațiile (4.8.).

Dacă se fac înlocuirile necesare, cele două forțe corespunzătoare celor două leagăne sînt:

$$F_{B_1} = \frac{P_c}{2L} \left(1 + \frac{3d_3^2}{2L} \right) (y_c + l\beta_c - h_c \alpha_c - y_{B_1}) \quad (4.24.)$$

$$F_{B_2} = \frac{P_c}{2L} \left(1 + \frac{3d_3^2}{2L} \right) (y_c - l\beta_c - h_c \alpha_c - y_{B_2}).$$

Deplasările virtuale ale punctelor de aplicație a acestor forțe, sînt δe_1 și δe_2 , iar lucrul mecanic elementar virtual va fi:

$$\delta L(F_{B_{12}}) = F_{B_1} \delta e_1 + F_{B_2} \delta e_2 \quad (4.25.)$$

Înlocuind expresiile forțelor de rapel și a deplasărilor virtuale și făcînd calculele necesare, rezultă:

$$\delta L(F_{B_{12}}) = - \frac{P_c}{2L} \left(1 + \frac{3d_3^2}{2L} \right) \left[(2y_c - 2h_c \alpha_c - y_{B_1} - y_{B_2}) \delta y_c \right.$$

$$\begin{aligned}
 & + (2l^2\beta_c - ly_{B_1} + ly_{B_2})\delta\beta_c + (-2h_c y_c + 2h_c^2 \alpha_c + h_c y_{B_1} \\
 & + h_c y_{B_2})\delta\alpha_c + (-y_c - l\beta_c + h_c \alpha_c + y_{B_1})\delta y_{B_1} + (-y_c + l\beta_c \\
 & + h_c \alpha_c + y_{B_2})\delta y_{B_2}.
 \end{aligned} \tag{4.25.}$$

iar forțele generalizate sînt coeficienții deplasărilor virtuale corespunzătoare.

$$\begin{aligned}
 Q_B(y_c) &= -\frac{P_c}{2L} \left(1 + \frac{3d_3^2}{2L}\right) (2y_c - 2h_c \alpha_c - y_{B_1} - y_{B_2}) \\
 Q_B(\beta_c) &= -\frac{P_c}{2L} \left(1 + \frac{3d_3^2}{2L}\right) (2l^2\beta_c - ly_{B_1} + ly_{B_2}) \\
 Q_B(\alpha_c) &= -\frac{P_c}{2L} \left(1 + \frac{3d_3^2}{2L}\right) (-2h_c y_c + 2h_c^2 \alpha_c + h_c y_{B_1} + \\
 & + h_c y_{B_2}) \\
 Q_B(y_{B_1}) &= -\frac{P_c}{2L} \left(1 + \frac{3d_3^2}{2L}\right) (-y_c - l\beta_c + h_c \alpha_c + y_{B_1}) \\
 Q_B(y_{B_2}) &= -\frac{P_c}{2L} \left(1 + \frac{3d_3^2}{2L}\right) (-y_c + l\beta_c + h_c \alpha_c + y_{B_2})
 \end{aligned} \tag{4.26.}$$

4.4.2. Forțele generalizate datorită forțelor de alunecare elastică.

În paragraful (3.3.) s-au determinat expresiile forțelor de alunecare elastică ce apar în punctele de contact a roților cu șina, în proiecție pe axele O_1x_1 și O_1y_1 .

$$F_{x_1j} = -K \left[\frac{\dot{x}_c}{V} - \frac{\mu}{R} (y_{B_1} - \varepsilon_2 a_k \beta_{B_1}) \varepsilon_1 + \frac{\dot{\varphi}_{c1k}}{\omega} \right]$$

$$\left. \varepsilon_1 \frac{S \dot{\beta}_{Bi}}{V} \right] \quad (4.27.)$$

$$F_{y_{1j}} = -K \left[\frac{1}{V} (\dot{y}_{B_i} - \varepsilon_2 a_k \dot{\beta}_{Bi}) - \beta_{Bi} - \frac{\dot{\alpha}_{oik}}{\omega} \right]$$

și a căror puncte de aplicație au următoarele coordonate determinate cu ajutorul relațiilor de forma (4.2.) și tabelul 4.

$$x_{1j} = x_c + l - \varepsilon_2 a_k - \varepsilon_1 S \beta_{Bi} \quad (4.28.)$$

$$y_{1j} = y_{B_i} \left(1 - \frac{\mu R}{\mu R - S}\right) - \varepsilon_2 \beta_{Bi} \left(1 - \frac{\mu R}{\mu R - S}\right) a_k$$

Lucrul mecanic elementar virtual al forțelor de alunecare elastică va fi:

$$\delta L_j = \sum_{j=1}^3 F_{x_{ij}} \delta x_{ij} + F_{y_{ij}} \delta y_{ij} \quad (4.29.)$$

După calculele și înlocuirile necesare, rezultă:

$$\delta L_j = -12K \left(\frac{\dot{x}_c}{\omega R} + \frac{\dot{\varphi}_{oik}}{\omega} + 2 \right) \delta x_c - 6K \left[\frac{1}{\omega R} \left(1 - \frac{\mu R}{\mu R - S}\right) \right.$$

$$\left. \dot{y}_{B_1} + \frac{1}{3\omega R} \left(1 - \frac{\mu R}{\mu R - S}\right)^2 (a_1 + a_2 - a_3) \dot{\beta}_{B_1} + \left(1 - \frac{\mu R}{\mu R - S}\right) \beta_{B_1} \right] \delta y_{B_1} - 6K \left[\frac{1}{\omega R} \left(1 - \frac{\mu R}{\mu R - S}\right)^2 \dot{y}_{B_2} - \frac{1}{3\omega R} \left(1 - \frac{\mu R}{\mu R - S}\right)^2 (a_1 + a_2 - a_3) \dot{\beta}_{B_2} + \left(1 - \frac{\mu R}{\mu R - S}\right) \beta_{B_2} \right] \delta y_{B_2} - 6K$$

$$\left[\frac{1}{3\omega R} \left(1 - \frac{\mu R}{\mu R - S}\right)^2 (a_1 + a_2 + a_3) \dot{y}_{B_1} + \frac{1}{3\omega R} \left(1 - \frac{\mu R}{\mu R - S}\right)^2 (a_1 + a_2 - a_3) \dot{\beta}_{B_1} + \left(1 - \frac{\mu R}{\mu R - S}\right) \beta_{B_1} \right] \delta y_{B_1} - 6K$$

$$\left[\frac{1}{3\omega R} \left(1 - \frac{\mu R}{\mu R - S}\right)^2 (a_1 + a_2 + a_3) \dot{y}_{B_1} + \frac{1}{3\omega R} \left(1 - \frac{\mu R}{\mu R - S}\right)^2 (a_1 + a_2 - a_3) \dot{\beta}_{B_1} + \left(1 - \frac{\mu R}{\mu R - S}\right) \beta_{B_1} \right] \delta y_{B_1} - 6K$$

$$\begin{aligned} & \frac{\mu_R}{\mu_R - S} \left(a_1^2 + a_2^2 + a_3^2 \right) \dot{\beta}_{B_1} + \frac{1}{3} (a_1 + a_2 - a_3) \left(1 - \right. \\ & \left. \frac{\mu_R}{\mu_R - S} + \frac{\mu_S}{R} \right) \beta_{B_1} - \frac{\mu_S}{R} y_{B_1} + \frac{S^2}{\omega_R} \dot{\beta}_{B_1} \left. \right] \delta \beta_{B_1} - 6K \left[- \frac{1}{3\omega_R} \right. \\ & \left. \left(1 - \frac{\mu_R}{\mu_R - S} \right)^2 (a_1 + a_2 + a_3) \dot{y}_{B_2} + \frac{1}{3\omega_R} \left(1 - \frac{\mu_R}{\mu_R - S} \right)^2 (a_1^2 + \right. \\ & \left. + a_2^2 + a_3^2) \dot{\beta}_{B_2} - \frac{1}{3} (a_1 + a_2 - a_3) \left(1 - \frac{\mu_R}{\mu_R - S} + \frac{\mu_S}{R} \right) \beta_{B_2} - \right. \\ & \left. - \frac{\mu_S}{R} y_{B_2} + \frac{S^2}{\omega_R} \dot{\beta}_{B_2} \right] \delta \beta_{B_2} \quad (4.30.) \end{aligned}$$

de unde forțele generalizate corespunzătoare, vor fi:

(4.31.)

$$\begin{aligned} Q_j(x_c) &= -12K \left(\frac{\dot{x}_c}{\omega_R} + \frac{\dot{\varphi}_{oik}}{\omega} \right) \\ Q_j(y_{B_1}) &= -6K \left\{ \frac{1}{R} \left(1 - \frac{\mu_R}{\mu_R - S} \right)^2 \left[\frac{1}{\omega} \dot{y}_{B_1} + \frac{1}{3\omega} (a_1 + \right. \right. \\ & \left. \left. + a_2 - a_3) \dot{\beta}_{B_1} \right] + \left(1 - \frac{\mu_R}{\mu_R - S} \right) \beta_{B_1} \right\} \\ Q_j(\beta_{B_1}) &= -6K \left\{ \frac{1}{R} \left(1 - \frac{\mu_R}{\mu_R - S} \right)^2 \left[\frac{1}{3\omega} (a_1 + a_2 - a_3) \dot{y}_{B_1} \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{1}{3\omega} (a_1^2 + a_2^2 + a_3^2) \dot{\beta}_{B_1} \right] + \frac{1}{3} (a_1 + a_2 - a_3) \left(1 - \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{\mu_R}{\mu_R - S} - \frac{\mu_S}{R} \right) \beta_{B_1} - \frac{\mu_S}{R} y_{B_1} + \frac{S^2}{\omega_R} \dot{\beta}_{B_1} \right\} \end{aligned}$$

$$Q_j(y_{B_2}) = -6K \left\{ \frac{1}{R} \left(1 - \frac{\mu_R}{\mu_{R-S}}\right)^2 \left[\frac{1}{\omega} \dot{y}_{B_2} - \frac{1}{3\omega} (a_1 + a_2 - a_3) \dot{\beta}_{B_2} \right] + \left(1 - \frac{\mu_R}{\mu_{R-S}}\right) \beta_{B_2} \right\}$$

$$Q_j(\beta_{B_2}) = -6K \left\{ \frac{1}{R} \left(1 - \frac{\mu_R}{\mu_{R-S}}\right)^2 \left[-\frac{1}{3\omega} (a_1 + a_2 - a_3) \dot{y}_{B_2} + \frac{1}{3\omega} (a_1^2 + a_2^2 + a_3^2) \dot{\beta}_{B_2} \right] - \frac{1}{3} (a_1 + a_2 - a_3) \left(1 - \frac{\mu_R}{\mu_{R-S}} + \frac{\mu_S}{R}\right) \beta_{B_2} - \frac{\mu_S}{R} y_{B_2} - \frac{S^2}{\omega R} \dot{\beta}_{B_2} \right\}$$

4.4.3. Forțele generalizate datorită componentelor greutateilor.

Atunci cînd locomotiva, respectiv cutia și cele două boghiuri, execută rotații în jurul axelor Ox , componentele orizontale transversale pe cale ale greutateților respective, acționează ca forțe de rapel.

Expresiile lor sînt:

$$G_{cy} = M_c g \sin(\alpha_c + \psi_c) \approx M_c g (\alpha_c + \psi_c)$$

$$G_{B_1 y} = mg \sin \alpha_{B_1} \approx mg \alpha_{B_1} \quad (4.32.)$$

$$G_{B_2 y} = mg \sin \alpha_{B_2} \approx mg \alpha_{B_2}$$

Coordonatele y_{13} , y_{1B_1} și y_{1B_2} a punctelor de aplicare:

a acestor forțe fiind:

(4.33.)

$$y_{1c} = y_c; \quad y_{1B_1} = y_{B_1} - d\beta_{B_1}; \quad y_{1B_2} = y_{B_2} + d\beta_{B_2}$$

lucrul mecanic elementar virtual al forțelor (4.32.) va fi:

$$\delta L_G = G_{cy} \delta y_{1c} + G_{B_1y} \delta y_{1B_1} + G_{B_2y} \delta y_{1B_2} \quad (4.34.)$$

Efectuînd calculele necesare, expresia dezvoltată a relației (4.34.) devine:

(4.35.)

$$\begin{aligned} \delta L_G = & - \left\{ M_{cG} \alpha_c + \frac{M_c g d_3}{d_2 L} \left[y_c - h_c \alpha_c - \frac{1}{2}(y_{B_1} + y_{B_2}) \right] \right\} \delta y_c \\ & - mg \alpha_{B_1} \delta y_{B_1} - mg \alpha_{B_2} \delta y_{B_2} + mgd \alpha_{B_1} \delta \beta_{B_1} - mgd \alpha_{B_2} \delta \beta_{B_2} \end{aligned}$$

Forțele generalizate, corespunzătoare componentelor orizontale ale greutateților, vor fi:

$$Q_G(y_c) = - M_{cG} \alpha_c - \frac{M_c g d_3}{d_2 L} \left[y_c - h_c \alpha_c - \frac{1}{2}(y_{B_1} + y_{B_2}) \right]$$

$$Q_G(y_{B_1}) = - mg \alpha_{B_1} \quad (4.36.)$$

$$Q_G(y_{B_2}) = - mg \alpha_{B_2}$$

$$Q_G(\beta_{B_1}) = mgd \alpha_{B_1}$$

$$Q_G(\beta_{B_2}) = - mgd \alpha_{B_2}.$$

4.4.4. Determinarea forțelor generalizate datorită forțelor de frecare.

Forța de frecare din arcul cu foi a suspensiei centrale. Suspensia dintre cutie și boghiuri fiind realizată prin patru perechi de arcuri cu foi, aceste arcuri îndeplinesc, pe lângă rolul de elemente elastice, și rolul de amortizare cu frecare uscată.

Valoarea unei forțe de frecare corespunzătoare unei perechi de arcuri este după [49], egală cu $F_{fc} = \mu_1 N_1$ unde: μ_1 este coeficientul de frecare dintre foile arcului egal cu 0,6 și N_1 sarcina normală pe arc, egală cu $\frac{G_c}{4}$.

Coordonatele punctelor de aplicație a acestor forțe (fig.2.1.) - în cazul vibrațiilor laterale - ținând cont și de rotirea cutiei datorită deplasării laterale a leagănelor, sînt:

$$z_{11} = -b(\alpha_c - \psi_{c1}) + b\alpha_{B1}$$

$$z_{12} = b(\alpha_c - \psi_{c1}) - b\alpha_{B1}$$

(4.37)

$$z_{13} = -b(\alpha_c - \psi_{c2}) + b\alpha_{B2}$$

$$z_{14} = b(\alpha_c - \psi_{c2}) - b\alpha_{B2}$$

Calculînd deplasarea elementară virtuală a punctelor de aplicație a forțelor de frecare, ținînd seamă de formulele (3.7) și (4.8.), lucrul mecanic elementar virtual al acestor forțe, este:

$$\delta F_{fc} = F_{fc} \delta \left[-b(\alpha_c - \alpha_{B1}) + \frac{d_3 b}{d_2 L} (y_c + l\beta_c - h_c \alpha_c - y_{B1}) \right] + F_{fc} \delta \left[b(\alpha_c - \alpha_{B1}) - \frac{d_3 b}{d_2 L} (y_c + l\beta_c - h_c \alpha_c - y_{B1}) \right]$$

$$\begin{aligned}
 & - y_{B_1})] + F_{fc} \delta \left[- b(\alpha_c - \alpha_{B_2}) + \frac{d_3 b}{d_2 L} (y_c - l \beta_c - \right. \\
 & \left. - h_c \alpha_c - y_{B_2}) \right] + F_{fc} \delta \left[b(\alpha_c - \alpha_{B_2}) - \frac{d_3 b}{d_2 L} (y_c - \right. \\
 & \left. - l \beta_c - h_c \alpha_c - y_{B_2}) \right].
 \end{aligned} \tag{4.38}$$

Derivînd coordonatele z_{11} stabilite prin relațiile (4.37) vom obține vitezele punctelor de aplicație a acestor forțe, două câte două egale și de semne contrarii, pe care pentru simplificarea scrierii le vom nota cu v_1 și v_2 .

(4.39)

$$\begin{aligned}
 v_1 &= b(\dot{\alpha}_c - \dot{\alpha}_{B_1}) - \frac{d_3 b}{d_2 L} (\dot{y}_c + l \dot{\beta}_c - h_c \dot{\alpha}_c - \dot{y}_{B_1}) \\
 v_2 &= b(\dot{\alpha}_c - \dot{\alpha}_{B_2}) - \frac{d_3 b}{d_2 L} (\dot{y}_c - l \dot{\beta}_c - h_c \dot{\alpha}_c - \dot{y}_{B_2}).
 \end{aligned}$$

Din (4.38.) și (4.39.), forțele generalizate corespunzătoare forțelor de frecare, vor fi:

$$\begin{aligned}
 Q_{fc}(\alpha_c) &= - 2bF_{fc} \left(1 + \frac{d_3 h_c}{d_2 L} \right) \text{sign } v_1 - 2bF_{fc} \left(1 + \right. \\
 & \left. + \frac{d_3 h_c}{d_2 L} \right) \text{sign } v_2 \\
 Q_{fc}(\beta_c) &= 2 F_{fc} \frac{d_3 b l}{d_2 L} \text{sign } v_1 - 2F_{fc} \frac{d_3 b l}{d_2 L} \text{sign } v_2 \\
 Q_{fc}(y_c) &= 2F_{fc} \frac{d_3 b}{d_2 L} \text{sign } v_1 + 2F_{fc} \frac{d_3 b}{d_2 L} \text{sign } v_2 \\
 Q_{fc}(y_{B_1}) &= - 2F_{fc} \frac{d_3 b}{d_2 L} \text{sign } v_1
 \end{aligned}$$

$$Q_{fc}(y_{B_2}) = - 2F_{fc} \frac{d_3 b}{d_2 L} \text{sign } v_2 \quad (4.40.)$$

$$Q_{fc}(\alpha_{B_1}) = 2bF_{fc} \text{sign } v_1$$

$$Q_{fc}(\alpha_{B_2}) = 2bF_{fc} \text{sign } v_2.$$

Forța de frecare din amortizoarele suspensiei boghiului pe osii.

Aceste amortizoare fiind dispuse vertical în interiorul fiecărui arc elicoidal, deci câte 6 de fiecare parte a unui boghiu, construcția și funcționarea lui este descrisă detaliat în [49].

Notînd forța de frecare ce ia naștere între tijă și plăcile de fricțiune, cu:

(fig.4.4)

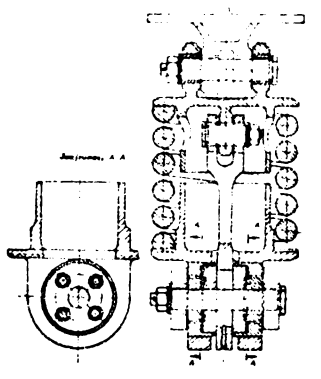


Fig.4.4

$$F_{fB} = \mu_2 N_2$$

unde: μ_2 coeficientul de frecare a cărui valoare este după [59] 0,4-0,46 și am adoptat 0,43.

Forța de apăsare N_2 a plăcilor de fricțiune pe tijă, este realizată pentru fiecare placă prin patru resorturi elicoidale ce realizează o forță de apăsare de 116 kgf.

Coordonatele z_{1Bj} a punctelor de aplicație a acestor forțe, conform figurii (3.2.) fiind:

$$z_{B_j}^{1,3,5} = -c \alpha_{B_1} + c \alpha_{01k} \quad (4.41)$$

$$z_{B_1}^{2,4,6} = c \alpha_{B_1} - c \alpha_{01k}$$

$$z_{B_2}^{1,3,5} = c \alpha_{B_2} - c \alpha_{02k}$$

$$z_{B_2}^{2,4,6} = -c \alpha_{B_2} + c \alpha_{02k}$$

Prin derivarea lor, ținând cont de formulele (4.22), vom obține vitezele acestor puncte, două câte două egale și de semne contrarii, corespunzătoare fiecărei csii a unui boghiu, pe care le vom nota cu:

$$v_3 = c \dot{\alpha}_{B_1} - \frac{c \mu}{\mu_{R-S}} (\dot{y}_{B_1} + a_1 \dot{\beta}_{B_1}) \quad (4.42)$$

$$v_4 = c \dot{\alpha}_{B_1} - \frac{c \mu}{\mu_{R-S}} (\dot{y}_{B_1} + a_2 \dot{\beta}_{B_1})$$

$$v_5 = c \dot{\alpha}_{B_1} - \frac{c \mu}{\mu_{R-S}} (\dot{y}_{B_1} - a_3 \dot{\beta}_{B_1})$$

$$v_6 = c \dot{\alpha}_{B_2} - \frac{c \mu}{\mu_{R-S}} (\dot{y}_{B_2} - a_1 \dot{\beta}_{B_2})$$

$$v_7 = c \dot{\alpha}_{B_2} - \frac{c \mu}{\mu_{R-S}} (\dot{y}_{B_2} - a_2 \dot{\beta}_{B_2})$$

$$v_8 = c \dot{\alpha}_{B_2} - \frac{c \mu}{\mu_{R-S}} (\dot{y}_{B_2} + a_3 \dot{\beta}_{B_2})$$

Lucrul mecanic elementar al acestor forțe pentru cele două boghiuri este:

$$\delta L(F_{fBi}) = \sum F_{fB} \delta \left[\varepsilon_1 c \alpha_{B_1} - \varepsilon_1 \frac{c \mu}{\mu_{R-S}} (\dot{y}_{B_1} - \varepsilon_2 a_k \dot{\beta}_{B_1}) \right] \quad (4.43)$$

unde $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ și a_k păstrează aceeași semnificație ca în (3.17).

Forțele generalizate corespunzătoare acestor forțe de frecare vor fi:

(4.44)

$$Q_{fB}(\alpha_{B_1}) = -2cF_{fB}\text{sign } v_3 - 2cF_{fB}\text{sign } v_4 - 2cF_{fB}\text{sign } v_5$$

$$Q_{fB}(\alpha_{B_2}) = -2cF_{fB}\text{sign } v_6 - 2cF_{fB}\text{sign } v_7 - 2cF_{fB}\text{sign } v_8$$

$$Q_{fB}(y_{B_1}) = 2 \frac{c\mu}{\mu_{R-S}} F_{fB}\text{sign } v_3 + 2 \frac{c\mu}{\mu_{R-S}} F_{fB}\text{sign } v_4 + \\ + 2 \frac{c\mu}{\mu_{R-S}} F_{fB}\text{sign } v_5$$

$$Q_{fB}(y_{B_2}) = 2 \frac{c\mu}{\mu_{R-S}} F_{fB}\text{sign } v_6 + 2 \frac{c\mu}{\mu_{R-S}} F_{fB}\text{sign } v_7 + \\ + 2 \frac{c\mu}{\mu_{R-S}} F_{fB}\text{sign } v_8.$$

$$Q_{fB}(\beta_{B_1}) = 2 \frac{c\mu}{\mu_{R-S}} a_1 F_{fB}\text{sign } v_3 + 2 \frac{c\mu}{\mu_{R-S}} F_{fB} a_2 \text{sign } v_4 - \\ - 2 \frac{c\mu}{\mu_{R-S}} F_{fB} a_3 \text{sign } v_5$$

$$Q_{fB}(\beta_{B_2}) = -2 \frac{c\mu}{\mu_{R-S}} a_1 F_{fB}\text{sign } v_6 - 2 \frac{c\mu}{\mu_{R-S}} a_2 F_{fB}\text{sign } v_7 + \\ + 2 \frac{c\mu}{\mu_{R-S}} a_3 F_{fB}\text{sign } v_8.$$

4.4.5. Forțele generalizate datorită forțelor elastice ale șinelor, la contactul buzei bandajului cu șina.

În paragraful (3.4) s-au stabilit expresiile forțelor elastice ale șinelor la contactul buzei bandajului cu șina (3.24)

$$F'_{y_{1j}} = K_1(y_{B_i} - \varepsilon_2 a_k \beta_{B_i} \mp \sigma) \quad (4.45)$$

Coordonata y_{1i} a punctelor de aplicație a acestor forțe, determinate cu ajutorul relațiilor de forma (4.2) și tabelul 4, sînt:

$$y_{1j} = (1 - \frac{\mu_R}{\mu_{R-S}})(y_{B_i} - \varepsilon_2 a_k \beta_{B_i}) \quad (4.46)$$

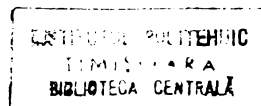
Lucrul mecanic elementar virtual va fi:

$$\delta L(F'_{y_{1j}}) = \sum_{j=1}^2 F'_{y_{1j}} \delta y_{1j} \quad (4.47)$$

După efectuarea calculelor, rezultă următoarele forțe generalizate:

$$Q_k(y_{B_1}) = -K_1 B' \left[(q_4 + a_1 q_6) - \sigma \operatorname{sign}(q_4 + a_1 q_6) + (q_4 - a_3 q_6) - \sigma \operatorname{sign}(q_4 - a_3 q_6) \right]$$

dacă: $I_1 = q_4 + a_1 q_6 > \sigma$ și $I_2 = q_4 - a_3 q_6 > \sigma$



$$Q_k'(y_{B_2}) = -K_1 B' \left[(q_5 - a_1 q_7) - \sigma \operatorname{sign}(q_5 - a_1 q_7) + \right. \\ \left. + (q_5 + a_3 q_7) - \sigma \operatorname{sign}(q_5 + a_3 q_7) \right]$$

dacă $I_3 = (q_5 - a_1 q_7) > \sigma$ și $I_4 = (q_5 + a_3 q_7) > \sigma$

$$Q_k''(\beta_{B_1}) = -K_1 B' a_1 \left[(q_4 + a_1 q_6) - \sigma \operatorname{sign}(q_4 + a_1 q_6) \right] - \\ - K_1 B' a_3 \left[(-q_4 + a_3 q_6) - \sigma \operatorname{sign}(-q_4 + a_3 q_6) \right]$$

dacă: $I_1 > \sigma$ și $I_2 > \sigma$

$$Q_k''(\beta_{B_2}) = -K_1 B' a_1 \left[(-q_5 + a_1 q_7) - \sigma \operatorname{sign}(-q_5 + a_1 q_7) \right] - \\ - K_1 B' a_3 \left[(q_5 + a_3 q_7) - \sigma \operatorname{sign}(q_5 + a_3 q_7) \right]$$

dacă: $I_3 > \sigma$ și $I_4 > \sigma$

unde $B' = 1 - \frac{\mu R}{\mu R - S}$

Dacă cele patru condiții I_i $i = 1 \dots 4$ nu sînt satisfăcute și $I_i \leq \sigma$ (ceea ce înseamnă că roata nu atacă cu buza bandajului unul din firele căii) forțele generalizate (4.43) sînt nule.

4.6. Stabilirea ecuațiilor diferențiale ale vibrațiilor laterale.

Avînd toate mărimile necesare utilizării formulei (4.1), în vederea stabilirii ecuațiilor diferențiale ale vibrațiilor

laterale, pentru ușurarea scrierii lor vom face următoarele notații: - funcțiile de timp care determină poziția sistemului la un moment dat le vom nota astfel: $y_c = q_1$; $\alpha_c = q_2$; $\beta_c = q_3$; $y_{B_1} = q_4$; $y_{B_2} = q_5$; $\beta_{B_1} = q_6$; $\beta_{B_2} = q_7$; $\alpha_{B_1} = q_8$; $\alpha_{B_2} = q_9$ - coeficienții derivatelor de ordinul doi cu a_{ij} - coeficienții derivatelor de ordinul întâi, cu b_{ij} - și coeficienții coordonatelor q_i cu c_{ij} .

Inlocuind în formula (4.1) expresia energiei cinetice (4.19) a energiei potențiale (4.23) și a forțelor generalizate (4.26), (4.31), (4.36), (4.40), (4.44), (4.48) și notînd

$$a_{11} = M_c + I_{Gx}^c \left(\frac{d_3}{d_2 L} \right)^2 ; \quad (4.49)$$

$$a_{22} = I_{Gx}^c \left[1 - \frac{d_3 h_c}{d_2 L} \left(2 - \frac{d_3 h_c}{d_2 L} \right) \right] ;$$

$$a_{33} = I_{Gz}^c ;$$

$$a_{44} = a_{55} = \frac{1}{4} I_{Gx}^c \left(\frac{d_3}{d_2 L} \right)^2 + m + 3m_o + 3I_{Gx}^o \frac{\mu^2}{(\mu x - \beta)^2} ;$$

$$a_{66} = a_{77} = md^2 + I_{Gz}^c + (a_1^2 + a_2^2 + a_3^2) \left[m_o + I_{Gx}^o \frac{\mu^2}{(\mu x - \beta)^2} \right]$$

$$a_{88} = a_{99} = I_{Gx}^B ;$$

$$a_{45} = \frac{1}{4} I_{Gx}^c \left(\frac{d_3}{d_2 L} \right)^2 ;$$

$$a_{14} = a_{15} = - \frac{1}{2} I_{Gx}^c \left(\frac{d_3}{d_2 L} \right)^2 ;$$

$$a_{12} = I_{Gx}^c \frac{d_3}{d_2 L} \left(1 - \frac{d_3 h_c}{d_2 L}\right) ;$$

$$a_{24} = a_{25} = \frac{1}{2} I_{Gx}^c \frac{d_3}{d_2 L} \left(\frac{d_3 h_c}{d_2 L} - 1\right) ;$$

$$a_{46} = -a_{57} = (a_1 + a_2 - a_3) \left[m_c + I_{Gx}^o \frac{\mu^2}{(\mu_{R-S})^2} \right] - m d ;$$

$$b_{44} = b_{55} = \frac{6K}{\omega_R} \left(1 - \frac{\mu_R}{\mu_{R-S}}\right)^2 ;$$

$$b_{66} = b_{77} = 6K \left[\frac{1}{R} \left(1 - \frac{\mu_R}{\mu_{R-S}}\right)^2 \frac{1}{3\omega} (a_1^2 + a_2^2 + a_3^2) + \frac{S^2}{\omega_R} \right]$$

$$b_{46} = -b_{57} = \frac{6K}{3\omega_R} \left(1 - \frac{\mu_R}{\mu_{R-S}}\right)^2 (a_1 + a_2 - a_3) ;$$

$$c_{46}^i = c_{57}^i = 6K \left(1 - \frac{\mu_R}{\mu_{R-S}}\right) ;$$

$$c_{66}^i = -c_{77}^i = 2K(a_1 + a_2 - a_3) \left(1 - \frac{\mu_R}{\mu_{R-S}} - \frac{\mu_S}{R}\right) ;$$

$$c_{54}^i = c_{75}^i = -6K \frac{\mu_S}{R} ;$$

$$c_{11} = \frac{P_c}{L} \left(1 + \frac{3d_3^2}{2L}\right) + \frac{m_c d_3}{d_2 L} ;$$

$$c_{22} = 4b^2 k_{cz} + \frac{P_c h_c^2}{L} \left(1 + \frac{3d_3^2}{2L}\right) ;$$

$$c_{33} = \frac{P_c l^2}{L} \left(1 + \frac{3d_3^2}{2L}\right) ;$$

$$c_{44} = c_{55} = 2(k_{Bz}^i + k_{Bz}^{ii}) \frac{c^2 \mu}{(\mu_{R-S})^2} + k^* + \frac{P_c}{2L} \left(1 + \frac{3d_3^2}{2L}\right) ;$$

$$c_{66} = c_{77} = 2(k'_{Bz}a_1'^2 + k''_{Bz}a_2'^2) \frac{c^2 \mu^2}{(\mu_{R-S})^2} + k^* l ;$$

$$c_{88} = c_{99} = 2b^2 k_{cz} + 2c^2(k'_{Bz} + k''_{Bz}) ;$$

$$c_{28} = c_{29} = -2b^2 k_{cz} ;$$

$$c_{24} = c_{25} = \frac{P_c h_c}{2L} \left(1 + \frac{3d_3^2}{2L}\right) ;$$

$$c_{14} = c_{15} = -\frac{P_c}{2L} \left(1 + \frac{3d_3^2}{2L}\right) ;$$

$$c_{12} = -\frac{P_c h_c}{L} \left(1 + \frac{3d_3^2}{2L}\right) ;$$

$$c_{48} = c_{59} = -2(k'_{Bz} + k''_{Bz}) \frac{c^2 \mu}{\mu_{R-S}} ;$$

$$c_{46} = -c_{57} = 2(k'_{Bz}a_1' - k''_{Bz}a_2') \frac{c^2 \mu^2}{(\mu_{R-S})^2} - k^* l ;$$

$$c_{45} = -k^* ;$$

$$c_{67} = k^* l^2 ;$$

$$c_{47} = -c_{56} = -k^* l ;$$

$$c_{68} = -c_{79} = -2(k'_{Bz}a_1' - k''_{Bz}a_2') \frac{c^2 \mu}{\mu_{R-S}} ;$$

$$c_{34} = -c_{35} = -\frac{P_c l}{2L} \left(1 + \frac{3d_3^2}{2L}\right) ;$$

$$c'_{68} = c'_{15} = -mgd ;$$

$$c''_{14} = c''_{79} = - \frac{M_c g d_3}{2d_2 L} ;$$

$$c''_{12} = M_c g \left(1 + \frac{d_3 h_c}{d_2 L} \right) ;$$

$$c''_{48} = c''_{49} = mg$$

unde: $a_{ij} = a_{ji}$; $b_{ij} = b_{ji}$; $c_{ij} = c_{ji}$; $c'_{ij} \neq c'_{ji}$; $c''_{ij} \neq c''_{ji}$.

$$R_1 = 2F_{fc} \frac{d_3 b}{d_2 L} ;$$

$$R_2 = 2F_{fc} \frac{d_3 b l}{d_2 L} ;$$

$$R_3 = 2bF_{fc} ;$$

$$R_4 = 2F_{fB} \frac{c \mu}{\mu_{R-S}} ;$$

$$R_5 = 2cF_{fB} .$$

Cu aceste notații ecuațiile diferențiale ale vibrațiilor laterale ale locomotivei, vor fi:

(4.50)

$$\mathbf{M}[\ddot{q}_i] + \mathbf{C}[\dot{q}_i] + (\mathbf{K}_1 + \mathbf{K}_2 + \mathbf{K}_3)[q_i] + \mathbf{F}[\text{sign } v_i] = \mathbf{F}$$

$$i = 1, \dots, 9$$

unde:

M - reprezintă matricea de inerție. Ea este o matrice pătrată și simetrică de ordinul nouă.

$$\mathbf{M} = [a_{ij}] = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 & a_{14} & a_{15} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & a_{24} & a_{25} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{33} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{41} & a_{42} & 0 & a_{44} & a_{45} & a_{46} & 0 & 0 & 0 \\ a_{51} & a_{52} & 0 & a_{54} & a_{55} & 0 & a_{57} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_{64} & 0 & a_{66} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_{75} & 0 & a_{77} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{88} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{99} \end{bmatrix} \quad (4.51)$$

$[\ddot{q}_i]$ - reprezintă matricea coloană a accelerațiilor generalizate.

$$[\ddot{q}_i] = \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \vdots \\ \ddot{q}_9 \end{bmatrix} \quad (4.52)$$

C - reprezintă matricea de amortizare care este tot o matrice pătrată și simetrică de ordinul nouă.

(4.53)

$$\mathbf{C} = [b_{ij}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & b_{44} & 0 & b_{46} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & b_{55} & 0 & b_{57} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & b_{64} & 0 & b_{66} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & b_{75} & 0 & b_{77} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$[\dot{q}_i]$ - reprezintă matricea coloană a vitezelor generalizate

$$[\dot{q}_i] = \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \dot{q}_9 \end{bmatrix} \quad (4.54)$$

\mathbf{K}_1 - reprezintă matricea rigidității suspensiei locomotivei și a cuplei elastice transversale dintre boghiuri. Ea este o matrice pătrată și simetrică de ordinul nouă.

\mathbf{K}_2 - reprezintă matricea rigidității datorită forțelor de alunecare elastică și este o matrice pătrată.

\mathbf{K}_3 - reprezintă matricea rigidității datorită greutăților cutiei și a celor două boghiuri și este o matrice pătrată.

(4.55)

$$K_1 = [c_{ij}] = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & 0 & c_{14} & c_{15} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ c_{21} & c_{22} & 0 & c_{24} & c_{25} & 0 & 0 & c_{28} & c_{29} \\ 0 & 0 & c_{33} & c_{34} & c_{35} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ c_{41} & c_{42} & c_{43} & c_{44} & c_{45} & c_{46} & c_{47} & c_{48} & 0 \\ c_{51} & c_{52} & c_{53} & c_{54} & c_{55} & c_{56} & c_{57} & 0 & c_{59} \\ 0 & 0 & 0 & c_{64} & c_{65} & c_{66} & c_{67} & c_{68} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{74} & c_{75} & c_{76} & c_{77} & 0 & c_{79} \\ 0 & c_{82} & 0 & c_{84} & 0 & c_{86} & 0 & c_{88} & 0 \\ 0 & c_{92} & 0 & 0 & c_{95} & 0 & c_{97} & 0 & c_{99} \end{bmatrix}$$

(4.56)

$$K_2 = [c'_{ij}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c'_{46} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c'_{57} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c'_{64} & 0 & c'_{66} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c'_{75} & 0 & c'_{77} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K}_3 = [c''_{ij}] = \begin{bmatrix} 0 & c''_{12} & 0 & c''_{14} & c''_{15} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c''_{48} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c''_{59} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c''_{68} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c''_{79} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.57)$$

$[q_i]$ - reprezintă matricea coloană a coordonatelor generalizate

$$[q_i] = \begin{bmatrix} q_1 \\ \vdots \\ q_9 \end{bmatrix} \quad (4.58)$$

$[\text{sign } v_i]$ - reprezintă matricea coloană a sensurilor vitezelor v_i .

$$[\text{sign } v_i] = \begin{bmatrix} \text{sign } v_1 \\ \vdots \\ \text{sign } v_9 \end{bmatrix} \quad (4.59)$$

F - reprezintă matricea forțelor de frecare din suspensiile locomotive și este o matrice pătrată.

(4.60)

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix}
 -R_1 & -R_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 R_2 & R_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -R_3 & R_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 R_1 & 0 & -R_4 & -R_4 & -R_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & R_1 & 0 & 0 & 0 & -R_4 & -R_4 & -R_4 & 0 \\
 0 & 0 & -a_1 R_4 & -a_2 R_4 & a_3 R_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_1 R_4 & a_2 R_4 & -a_3 R_4 & 0 \\
 -R_3 & 0 & R_5 & R_5 & R_5 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & -R_3 & 0 & 0 & 0 & R_5 & R_5 & R_5 & 0
 \end{bmatrix}$$

P - reprezintă matricea coloană a forțelor elastice ale șinelor, la contactul buzei bandajului cu șina.

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix}
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 M \\
 M \\
 M \\
 M \\
 M \\
 M \\
 0 \\
 0 \\
 0
 \end{bmatrix}$$

(4.61)

Din analiza ecuațiilor (4.50) rezultă că:

a) - variabilele sistemului caracterizează vibrațiile laterale ale locomotivei.

Ele au fost notate cu:

$y_c; y_{B_1}; y_{B_2}$ - deplasările laterale, a cutiei și a celor două boghiuri și care au fost notate cu q_1, q_4, q_5 .

$\beta_c; \beta_{B_1}; \beta_{B_2}$ - rotațiile cutiei și a celor două boghiuri, în jurul axelor Oz perpendiculare pe calca de rulare și care trec prin centrul de greutate, respectiv prin pivoturi și care au fost notate cu q_3, q_6, q_7 .

$\alpha_c; \alpha_{B_1}; \alpha_{B_2}$ - rotațiile cutiei și a celor două boghiuri în jurul axelor Oy perpendiculare pe cele două fire ale căii de rulare și care trec prin centrul de greutate, respectiv prin pivoturi și au fost notate cu q_2, q_8, q_9 .

b) - vibrațiile laterale ale locomotivei sînt independente de vibrațiile verticale.

c) - matricele **M**, **C** și **K**, sînt pătrate și simetrice. Ele, nefiind diagonale, rezultă că ecuațiile diferențiale ce descriu vibrațiile laterale ale locomotivei au cuplaj inerțial, de amortizare, elastic.

d) - datorită forțelor de frecare uscată și a forțelor elastice ale arcurilor, sistemul de ecuații diferențiale este nelinear.

C a p i t o l u l V

STUDIUL VIBRAȚIILOR LATERALE ALE LOCOMOTIVEI

DIESEL-ELECTRICE O60 D.A. DE 2100 C.P.

5.1. Generalități.

Studiul vibrațiilor laterale ale acestei locomotive, descrise de un sistem de nouă ecuații diferențiale - pentru cazul cel mai general, linear pe porțiuni - reprezintă pornind de la această primă observație, o problemă destul de dificil de rezolvat.

Avînd în vedere faptul - amintit în primul capitol - că la baza unei construcții de material rulant stau în primul rînd cercetările experimentale făcute pe prototipuri, sau pe subansamble care odată perfecționate, sînt adoptate la diferite tipuri de locomotive, un studiu teoretic care apoi să stea la îndemîna proiectanților este absolut necesar, avînd în vedere eficiența lui economică.

În acest sens, cercetările întreprinse în paragrafele acestui capitol, au drept obiectiv obținerea unor concluzii asupra comportării suspensiei locomotivei, în vederea îmbunătățirii ei pentru un mers silențios și o mai mare siguranță a circulației, la viteze mari de deplasare.

Pentru obținerea acestor concluzii, rezolvarea manuală a unui asemenea sistem de ecuații diferențiale, este aproape imposibilă. De aceea s-a recurs la ajutorul mașinilor electrice de calcul de mare capacitate, a centrului de calcul al Filialei Academiei R.S.C. din Bratislava și a Centrului teo-

torial de calcul din Timișoara.

Dat fiind caracterul nelinear al sistemului de ecuații diferențiale, rezolvarea lui s-ar fi pretat cel mai bine pe calculatoare analogice, dar cum complexitatea problemei a depășit capacitatea a două calculatoare analogice MEDA (R.S.C.), pe care l-am avut la dispoziție, am recurs la rezolvarea sistemului de ecuații pe mașini cifrice de calcul.

Paralel cu cercetările teoretice, au fost făcute și cercetări experimentale, utilizînd o aparatură electronică de măsură, de o foarte mare precizie, cu care este dotat laboratorul de vibrații al Catedrei de mecanica și rezistența materialelor de la Institutul politehnic din Timișoara.

Rezultatele teoretice, cît și cele obținute prin măsurători, au confirmat justetea calculului și a metodei folosite, dînd posibilitatea obținerii unor concluzii valoroase, atât pentru exploatare, cît și pentru proiectarea materialului rulant.

5.2. Influența unor parametri ai suspensiei centrale asupra vibrațiilor laterale ale locomotivei.

În etapa actuală de dezvoltare a transportului feroviar, dotat cu locomotivele diesel - electrice de mare putere, creșterea vitezei de circulație a trenurilor depinde în mare măsură de felul în care locomotivele satisfac cerințele de mișcare rapidă.

Din studiile făcute pînă în prezent în diferite institute de cercetări din lume asupra vibrațiilor diferitelor locomotive, rezultă că principalele forme de vibrații și cele mai periculoase la viteze mari de circulație, sînt cele laterale ce apar, atît în porțiunile rectilinii ale căii, cît și în

De aceea studierea dinamicii laterale a acestei locomotive pentru asigurarea unui mers lin la viteze cuprinse între 0 și peste 100 km/h, se impune ca o necesitate.

Cercetările în acest domeniu arată că această calitate a mersului este determinată de accelerațiile vibrațiilor și de vitezele lor de variație, care la rândul lor, depind de pulsațiile vibrațiilor laterale.

Avînd în vedere acest lucru, în cele ce urmează, se va analiza influența unor parametri ai suspensiei locomotivei asupra pulsațiilor proprii ale vibrațiilor laterale.

Pentru aprecierea comportării leagănului celei de-a doua treaptă de suspensie, la vibrațiile laterale ale locomotivei, s-a introdus parametrul L_1 , care reprezintă lungimea pendulului matematic sincron pendulului fizic (leagănului la deplasarea laterală a locomotivei).

Relația de calcul al parametrului L_1 a fost stabilită în lucrarea [24], ca funcție de dimensiunile constructive ale leagănului, fig.5.1.

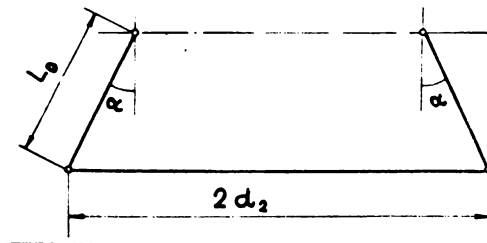


Fig.5.1

(5.1.)

$$L_1 = L \left(1 - \frac{h_c}{d_2 \operatorname{tg} \alpha} \right) \cos \alpha$$

Pentru studiul influenței repartiției masei totale a părților

suspendate elastic, între cutie și boghiuri, s-a introdus coeficientul $\eta = \frac{2m}{M_c + 2m}$ unde "m" este masa părții suspendate

a unui boghiu și M_c , masa cutiei locomotivei. Aprecierea cantitativă a suspensiei se va face prin introducerea parametrului

$$p = \frac{\partial \psi}{\partial c}, \text{ unde } \psi_B = \frac{f_B}{f_{\text{tot}}} 100 \quad \psi_C = \frac{f_C}{f_{\text{tot}}} 100, \text{ iar } f_{\text{tot}}$$

sînt săgețile statice corespunzătoare celor două trepte de

pensie și f_{total} săgeată statică totală.

Din practica construcției de locomotive din ultimii ani, reiese că odată cu creșterea vitezei de deplasare a locomotivei, apare tendința de creștere a săgeții statice a suspensiei. Distribuția săgeții totale a suspensiei pe cele două trepte de suspensie este foarte variată. De exemplu, pentru diferite tipuri de locomotive, săgeata statică corespunzătoare primei trepte de suspensie reprezintă $f_B = 55 - 16 \%$ din săgeata statică totală, iar cea corespunzătoare celei de a doua trepte de suspensie $f_C = 49 - 84 \%$.

Studiile făcute pe plan mondial, în cea ce privește distribuția săgeții statice totale pe cele două trepte, arată că ea exercită o influență considerabilă, asupra calității mersului locomotivei.

Ecuțiile diferențiale care descriu vibrațiile laterale ale locomotivei, se obțin din (4.50) anulând forțele generalizate

$C[\dot{q}_i] + K_2[q_i]$ - forțele generalizate datorită forțelor de alunecare elastică,

$K_3[q_i]$ - forțele generalizate datorită greutateilor cutiei și a celor două bogiuri,

$F[\text{sign } v_i]$ - forțele generalizate datorită forțelor de frecare,

P - forțele generalizate datorită forțelor elastice ale șinelor.

Sistemul de ecuații astfel obținut va fi:

$$M[\ddot{q}_i] + K_1[q_i] = [0] \quad (5.1)$$

Pentru a vedea care este influența leagănului celei de a doua trepte de suspensie, asupra pulsațiilor vibrațiilor laterale, în coeficienții acestor ecuații va trebui să apară parametrul L_1 .

Pentru aceasta se constată că la deplasarea laterală a cutiei locomotivei, leagănul celei de a doua trepte de suspensie, joacă rolul unui element elastic. Constanta lui elastică echivalentă k_{cy} se determină din egalitatea pulsației vibrației deplasării laterale a cutiei cu a pendulului matematic sincron de lungime L_1 .

De unde:

$$k_{cy} = \frac{Q}{4L_1} \quad (5.3)$$

unde Q este greutatea cutiei locomotivei.

Energia potențială corespunzătoare deplasării elastice laterale a cutiei, calculată cu formula (4.20), va fi:

$$2\frac{1}{2} k_{cy} \left[(y_c - h_c \alpha_c + l\beta_c - y_{B_1})^2 + (y_c - h_c \alpha_c - l\beta_c - y_{B_2})^2 \right] \quad (5.4)$$

În acest caz deplasarea laterală y_c a cutiei locomotivei, se înlocuiește cu elongația lineară a pendulului matematic sincron

$$y_c = -L_1\varphi \quad (5.5)$$

unde φ este noua variabilă a sistemului. Semnul minus se pune prin faptul că la o variație pozitivă a lui y_c îi corespunde variație negativă a lui φ .

Inlocuind energia potențială corespunzătoare deplasării y_c (4.26) cu energia potențială echivalentă (5.4) și pe y_c cu (5.3) matricile \mathbf{M} și \mathbf{K} nu se schimbă ca structură, dar face să apară explicit parametrul L_1 . De asemenea în matricele coloană $[q_i]$ $[\ddot{q}_i]$ coordonata generalizată $q_1 = y_c$ se consideră $q_1 = -\varphi$.

Expresiile coeficienților a_{ij} și c_{ij} în funcție de cei trei parametri L_1 , η și p , ținând seamă de dimensiunile constructive ale locomotivei, sînt:

$$a_{11} = 9,7(1 - \eta)L_1^2 ;$$

$$a_{22} = 4,53(1 - \eta) ;$$

$$a_{33} = 7,95(1 - \eta) ;$$

$$a_{44} = a_{55} = 1,1 + 4,68 \eta ;$$

$$a_{66} = a_{77} = 2,95 + 23 \eta ;$$

$$a_{88} = a_{99} = 3,97 \eta ;$$

$$a_{45} = 0,06(1 - \eta) ;$$

$$a_{14} = a_{15} = 0,12(1 - \eta)L_1 ;$$

$$a_{12} = - (1 - \eta)L_1 ;$$

$$a_{24} = a_{25} = - 0,5(1 - \eta) ;$$

$$a_{46} = - a_{57} = - 0,05 - 0,56 \eta ;$$

$$\begin{aligned}c_{11} &= 46,44(1 - \eta)L_1 + 2(1 - \eta)(1 + p)L_1^2 ; \\c_{22} &= 173,66(1 - \eta)(1 + p) + 91 \frac{1 - \eta}{L_1} ; \\c_{33} &= 823 \frac{1 - \eta}{L_1} + 35,4(1 - \eta)(1 + p) ; \\c_{44} &= c_{55} = 1,96(1 - \eta)(1 + p) + 33,8 \frac{p}{1 + p} + 23,22 \frac{1 - \eta}{L_1} \\&\quad + 63 ; \\c_{66} &= c_{77} = 107 \frac{p}{1 + p} + 1.116,3 ; \\c_{88} &= c_{99} = 61,63(1 - \eta)(1 + p) + 33,72 \frac{p}{1 + p} ; \\c_{28} &= c_{29} = - 77(1 - \eta)(1 + p) ; \quad (5.6) \\c_{24} &= c_{25} = 6,65(1 - \eta)(1 + p) + 65 \frac{1 - \eta}{L_1} ; \\c_{12} &= 13,31(1 - \eta)(1 + p)L_1 + 130(1 - \eta) ; \\c_{34} &= -c_{35} = - 182,8 \frac{1 - \eta}{L_1} - 7,1(1 - \eta)(1 + p) ; \\c_{48} &= c_{59} = - 11(1 - \eta)(1 + p) + 2,36 \frac{p}{1 + p} ; \\c_{46} &= - c_{57} = - 206 - \frac{p}{1 + p} ; \\c_{45} &= - 63 ; \\c_{67} &= 1.116,3 ; \\c_{47} &= - c_{56} = - 265 ;\end{aligned}$$

$$c_{68} = -c_{79} = -0,07 \frac{p}{1+p};$$

$$c_{15} = c_{14} = 46,44(1-\eta) + 1,7(1-\eta)(1+p)L_1.$$

unde: $a_{ij} = a_{ji}$ și $c_{ij} = c_{ji}$.

Pentru integrarea sistemului de ecuații diferențiale (5.1) se aleg soluții de forma:

$$[q_i] = \operatorname{Re} \left\{ [A_i] e^{i\omega t} \right\} \quad i = 1, \dots, 9 \quad (5.7)$$

care, înlocuite în (5.2) conduc la ecuația

$$[A_i](\mathbf{K}_1 - \omega^2 \mathbf{M}) = [0] \quad (5.8)$$

care reprezintă un sistem de nouă ecuații algebrice cu nouă necunoscute A_i .

Acest sistem are soluții netriviale dacă ecuația caracteristică,

$$\Delta = \det(\mathbf{K}_1 - \omega^2 \mathbf{M}) = [0] \quad (5.8')$$

Ecuația (5.8') este un polinom de gradul nouă în ω^2 și are nouă rădăcini reale deoarece matricele \mathbf{M} și \mathbf{K}_1 sînt simetrice și \mathbf{M} este pozitiv definită.

Pentru a vedea influența parametrilor L_1 , η și p asupra pulsațiilor proprii ale vibrațiilor laterale, un calcul manual s-a dovedit imposibil, de aceea s-a recurs la ajutorul mașinii electronice de calcul a Centralului de Calcul al Filialei Academiei R.S.C. din Bratislava.

$$\Delta = \begin{vmatrix} c_{11} - a_{11}\omega^2 & 0 & c_{14} - a_{14}\omega^2 & c_{15} - a_{15}\omega^2 & 0 & 0 & c_{18} & c_{19} \\ c_{21} - a_{21}\omega^2 & c_{22} - a_{22}\omega^2 & c_{24} - a_{24}\omega^2 & c_{25} - a_{25}\omega^2 & 0 & 0 & c_{28} & c_{29} \\ 0 & 0 & c_{33} - a_{33}\omega^2 & c_{35} & 0 & 0 & c_{38} & c_{39} \\ c_{41} - a_{41}\omega^2 & c_{42} - a_{42}\omega^2 & c_{44} - a_{44}\omega^2 & c_{45} - a_{45}\omega^2 & c_{46} - a_{46}\omega^2 & c_{47} & c_{48} & 0 \\ c_{51} - a_{51}\omega^2 & c_{52} - a_{52}\omega^2 & c_{54} - a_{54}\omega^2 & c_{55} - a_{55}\omega^2 & c_{56} & c_{57} - a_{57}\omega^2 & c_{58} & c_{59} \\ 0 & 0 & c_{64} - a_{64}\omega^2 & c_{65} & c_{66} - a_{66}\omega^2 & c_{67} & c_{68} & 0 \\ 0 & 0 & c_{74} & c_{75} - a_{75}\omega^2 & c_{76} & c_{77} - a_{77}\omega^2 & c_{78} & c_{79} \\ c_{81} & c_{82} & c_{84} & 0 & c_{86} & 0 & c_{88} - a_{88}\omega^2 & 0 \\ c_{91} & c_{92} & c_{93} & c_{95} & 0 & c_{97} & 0 & c_{99} - a_{99}\omega^2 \end{vmatrix}$$

Pentru următoarele valori date parametrilor:

$$L_1 = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1 \text{ [m]}$$

$$p = 0,50; 0,70; 0,90,$$

$$\eta = 0,21; 0,27; 0,31,$$

s-a rezolvat ecuația caracteristică (5.8'), iar variația frecvențelor proprii ale locomotivei este reprezentată în figurile (5.7) (5.7).

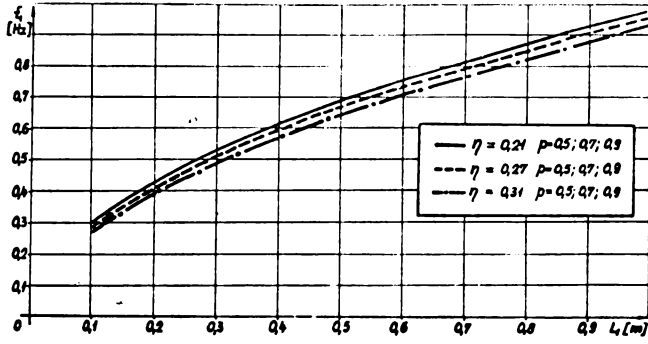


Fig. 5.2.

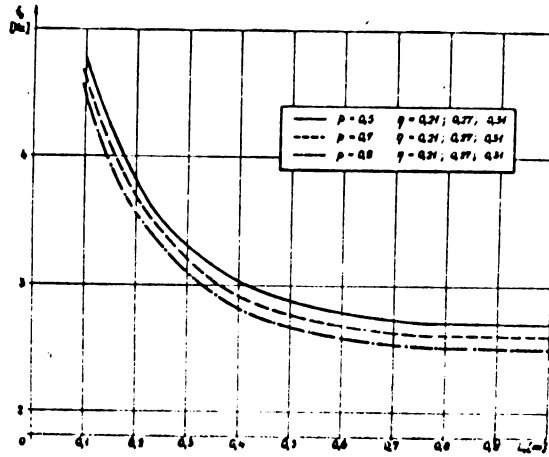


Fig. 5.3

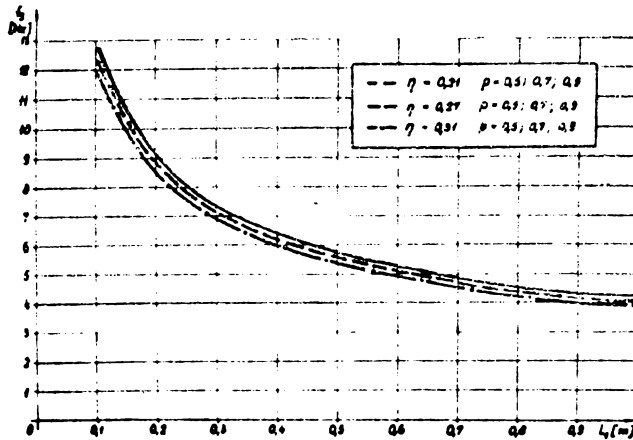


Fig. 5.4.

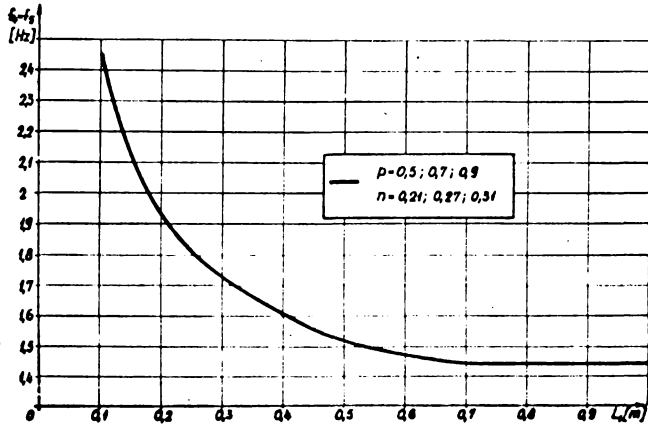


Fig. 5.5

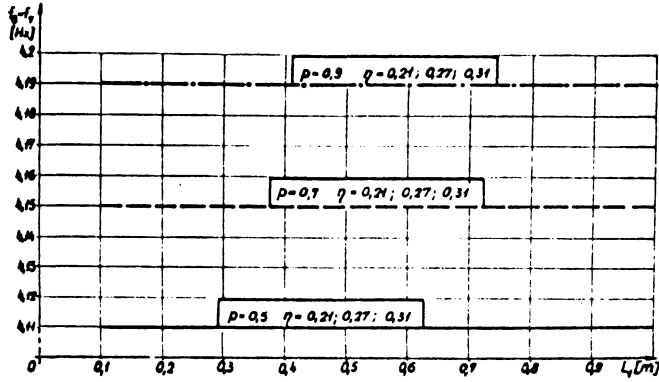


Fig. 5.6

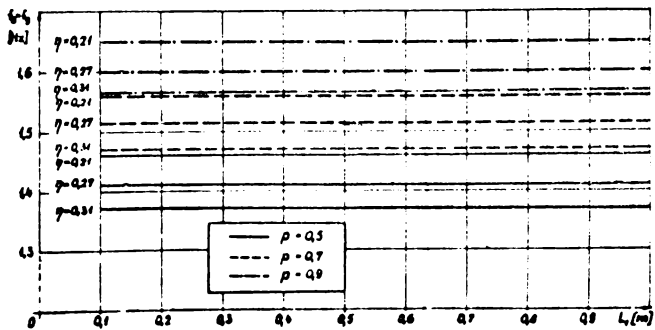


Fig. 5.7

Din analiza diagramelor rezultă următoarele concluzii:

1. - Spectrul frecvențelor proprii ale locomotivei este cuprins între 0,5 și 6,5 Hz, deci reprezintă un spectru de bandă îngustă și corespunde următoarelor valori date parametrilor.

$$L_1 = 0,37 \text{ m.} \quad \eta = 0,27 \quad \text{și} \quad p = 0,7$$

2. - Pentru o variație între 10 și 100 cm a parametrului L_1 - ce caracterizează construcția leagănului celei de a doua trepte de suspensie a locomotivei - valorile frecvențelor proprii sînt cuprinse între 0,28 și 12,4 Hz, prezentînd variații față de acest parametru frecvențele $f_1 \div f_5$:

- valoarea lui f_1 crește odată cu creșterea lui L_1 , pe cînd $f_2 \div f_5$ scad odată cu creșterea parametrului L_1 pînă în jurul valorii de 80 cm, după care rămîn constante.

3. - Nu prezintă nici o variație față de repartiția săgeții statice totale și a masei suspendate a locomotivei pe cele două trepte de suspensie, frecvențele f_4 și f_5 .

4. - Prezintă o variație mică sub 1 Hz, frecvențele $f_1 \div f_3$. Ele scad odată cu creșterea masei suspendate ce revine primei trepte de suspensie și rămîn invariabile față de repartiția săgeții statice totale pe cele două trepte de suspensie.

5. - Prezintă aceeași variație mică frecvențele f_8 și f_9 , ele scad odată cu creșterea săgeții statice, cît și a masei suspendate, ce revine primei trepte de suspensie a locomotivei.

Cunoașterea variației frecvențelor proprii ale locomotivei, funcție de diferitele ei mărimi constructive, are importanță în proiectare, în vederea evitării stărilor de instabilitate a locomotivei, asigurînd astfel securitatea circulației și un regim de mișcare silențios.

5.3. Influența conicității bandajului și a forțelor de pseudoalunecare, asupra vibrațiilor laterale ale locomotivei.

Circulația pe cale ferată a materialului rulant se face în mod diferit față de cea a vehiculelor rutiere, deoarece între forma și dimensiunile aparatului de rulare și calea ferată există o strictă dependență.

Un rol important în acest sens îl are forma și dimensiunile bandajului roții (fig.5.8 .) Acest profil periferic al roții, dat la început mai mult după bunul simț și intuiție, a format ulterior - concomitent cu creșterea vitezei de circulație a capacității de transport a vehiculelor și a dezvoltării cunoștințelor teoretice - obiectul unor necontenite studii, cercetări și observații.

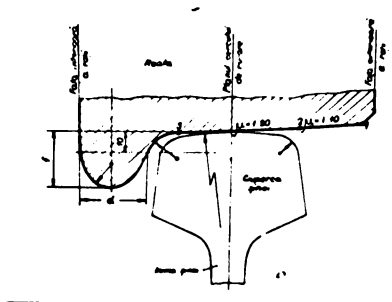


Fig.5.8.

ma actuală a bandajului continuă a fi încă mult discutată și cercetată spre a da o siguranță de mers cât mai mare, o ușură periferică a roții și șinei cât mai redusă și un mers al vehicolului cât mai liniștit.

În cele ce urmează ne propunem a studia care este influența conicității bandajului de pe porțiunea 2-3 asupra vibrațiilor

Nici chiar profilul folosit astăzi, nu are o formă perfect cristalină. Diferitele administrații de cale ferată folosesc profiluri care diferă puțin prin cote, înclinări, raze de racordare, etc. Întrucât se poate afirma că for-

lor laterale ale locomotivei, porțiune cu care circulă locomotiva în aliniament.

În cazul absenței acestei conicități și în eventualitatea unei cauze de natură constructivă, sau exterioară, roata vehicolului, odată ajunsă în contact cu unul din firele căii, ar rămîne în contact pînă cînd o altă cauză exterioară aleatorie, ar schimba poziția osiei. La o asemenea circulație, uzura, atît a șinei, cît și a buzei bandajului, ar fi foarte mare, ceea ce ar duce la cheltuieli de întreținere mari.

Conicitatea "p" a suprafețelor de rulare a bandajelor roților face ca la o deplasare a osiei din poziția mijlocie, una din roți, rulînd pe un diametru mai mare, se va deplasa înaintea celeilalte roți, pînă cînd cealaltă roată va atinge cu buza bandajului firul căii, după care acesta va începe să se deplaseze ea înaintea primei ș.a.m.d.

Această deplasare a osiei, de la un fir al căii la celălalt, cu schimbarea alternativă a centrului instantaneu de rotație, de o parte și cealaltă a căii, se numește mișcare de șerpuire. O asemenea mișcare îi va determina vehicolului o uzură mai mică, atît a roții, cît și a șinelor și deci, cheltuieli de întreținere mai reduse.

În cazul locomotivei O60 D.A., prima și cea de a treia osie a fiocărui boghiu fiind montate fără joc longitudinal și transversal, datorită conicității bandajelor, osiile montate vor imprimă boghiurilor la fel o mișcare de șerpuire, iar acestea în rîndul lor, întregii locomotive.

Această mișcare fiind o suprapunere de două mișcări - deplasare transversală perpendiculară pe firul căii și o rotație în jurul unei axe perpendiculare pe planul căii - constituie una din principalele forme de vibrație a locomotivei de a cărei natură

caracteristice depinde, atât mișcarea ei silențioasă, cât și siguranța contra deraierii.

Pentru circulația în aliniament a unei singure osii montate, ecuația diferențială care descrie mișcarea de deplasare laterală după axa Oy este de forma [140]

$$\ddot{y} + \omega^2 y = 0 \quad (5.10)$$

în care s-a notat $\omega^2 = \frac{\mu}{RS} v^2$ unde:

μ = conicitatea bandajului

R = raza roții

2S = distanța între cercurile de rulare

v = viteză de înaintare a locomotivei.

Soluția ecuației (5.10) fiind de forma:

$$y = y_0 \sin \omega t$$

reprezintă o oscilație armonică cu perioada:

$$T = \frac{2\pi}{v} \sqrt{\frac{RS}{\mu}} \quad (5.11)$$

și lungime de undă:

$$L = vT = 2\pi \sqrt{\frac{RS}{\mu}} \quad (5.12)$$

Din relațiile de mai sus, se vede, că atât conicitatea bandajului, cât și viteza de înaintare a locomotivei, influențează asupra mișcării ei de șerpuire.

În figura (5.9.) sînt date diagramele de variație a perioadei și lungimii de undă a acestei vibrații în funcție de viteza de înaintare.

Prezența forțelor de frecare dintre roată și șină, precum și a forțelor de rapel, fac ca vibrațiile osiei montate să se reducă în mod simțitor.

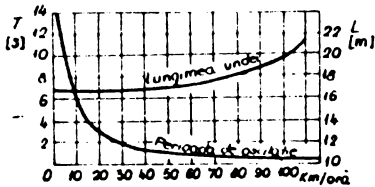


Fig.5.9

să vedem în continuare ce influență au aceste mărimi asupra întregului sistem de vibrații laterale a locomotivei, la care osia montată nu este prevăzută cu nici un joc.

Ecuatiile diferențiale ale vibrațiilor laterale ale locomotivei pentru acest studiu, se deduc din ecuațiile (4.50) anulând matricea **F** a forțelor de frecare și matricea **P** a forțelor elastice ale șinelor.

$$M[\ddot{q}_i] + C[\dot{q}_i] + (K_1 + K_2 + K_3)[q_i] = [0] \quad (5.13)$$

$$i = 1, \dots, 9$$

unde matricele **M**, **C** și **K₁** sînt pătrate și simetrice. Rezultă ecuațiile diferențiale care descriu vibrațiile laterale ale locomotivei ca o construcție mecanică ideală, formează un sistem de nouă ecuații diferențiale avînd cuplaaj inerțial, de amortizare și elastic.

Pentru rezolvarea sistemului de ecuații (5.13) se are soluții de formă

$$[q_i] = [A_i] e^{\lambda t} \quad i = 1, \dots, 9 \quad (5.14)$$

care, înlocuite în ecuația (5.13), conduc la următoarea problemă algebrică

$$(M\lambda^2 + C\lambda + K_1 + K_2 + K_3) [A_i] = [0] \quad (5.15)$$

care reprezintă un sistem de nouă ecuații algebrice, cu nouă necunoscute A_i .

Pentru ca sistemul (5.15) să aibă soluții diferite de zero, va trebui ca

$$\Delta = \det(M\lambda^2 + C\lambda + K_1 + K_2 + K_3) = 0 \quad (5.16)$$

Rezolvarea manuală a acestei ecuații este aproape imposibilă, de aceea s-a recurs la ajutorul mașinilor electronice care au fost puse la dispoziția noastră de către Centrul de Calcul al Filialei Academiei R.S.G. din Brașov.

Calculurile s-au făcut pentru locomotiva diesel-electrică 060 D.A. de 2.100 C.P. în funcție de conștitutea pandajului μ și viteza de înaintare "v" a locomotivei.

Pentru următoarele valori date parametrilor μ și v

$$\mu = \frac{1}{15}; \frac{1}{20}; \frac{1}{25} \quad \text{și} \quad v = 10 \dots 150 \text{ km/h}$$

rădăcinile ecuației caracteristice (5.16) sînt trecute în tabelul nr. 1.

Din analiza lor rezultă următoarele concluzii:

1. Ecuațiile diferențiale (5.13) care descriu vibrațiile laterale ale locomotivei - ca o construcție mecanică înaltă rigidă - formează un sistem de nouă ecuații diferențiale cuplate în

prin cuplaje elastice , inerțiale. și de amortizare.

2. Vibrațiile laterale ale locomotivei - pentru următoarele valori date parametrilor $\mu = \frac{1}{20}; \frac{1}{25}$ și $v = 10...150$ km/h-reprezintă o sumă de mișcări aperiodice și vibrații amortizate cu pulsații diferite, de unde rezultă concluzia că locomotiva ca o construcție mecanică ideală, este stabilă.

3. Aceeași concluzie rezultă și pentru celelalte valori date parametrilor $\mu = \frac{1}{15}$ și $v = 10 - 150$ km/h, afară de cazurile cînd $v = 140, 150$ km/h, pentru care vibrațiile laterale ale locomotivei reprezintă o sumă de vibrații amortizate și vibrații cu amplitudinea crescătoare în timp, pentru care locomotiva - ca o construcție mecanică ideală - este instabilă.

4. Din rezultatele obținute rezultă că pentru mișcările aperiodice factorul de amortizare scade, atît cu creșterea conicității bandajului, cît și cu creșterea vitezei de înaintare a locomotivei.

5. Pentru celelalte mișcări vibratorii, atît factorul de amortizare, cît și pulsațiile vibrațiilor cresc, în general, odată cu creșterea conicității bandajului, cît și cu a vitezei de înaintare a locomotivei.

(5.16)

$$\Delta = \begin{vmatrix} a_{11}^2 + c_{11} & a_{12}^2 + c_{12} + c_{13} & 0 & a_{14}^2 + c_{14} + c_{15} & 0 & a_{16}^2 + c_{16} + c_{17} & c_{19} \\ a_{21}^2 + c_{21} & a_{22}^2 + c_{22} + c_{23} & 0 & a_{24}^2 + c_{24} + c_{25} & 0 & a_{26}^2 + c_{26} + c_{27} & c_{29} \\ a_{31}^2 + c_{31} & a_{32}^2 + c_{32} + c_{33} & a_{33}^2 + c_{33} & a_{34}^2 + c_{34} + c_{35} & 0 & a_{36}^2 + c_{36} + c_{37} & c_{39} \\ a_{41}^2 + c_{41} & a_{42}^2 + c_{42} + c_{43} & a_{43}^2 + c_{43} + c_{44} & a_{44}^2 + c_{44} + c_{45} + c_{46} & c_{47} & a_{46}^2 + c_{46} + c_{47} & c_{49} \\ a_{51}^2 + c_{51} & a_{52}^2 + c_{52} + c_{53} & a_{53}^2 + c_{53} + c_{54} & a_{54}^2 + c_{54} + c_{55} + c_{56} & a_{55}^2 + c_{55} + c_{56} + c_{57} & a_{56}^2 + c_{56} + c_{57} + c_{58} & c_{59} \\ a_{61}^2 + c_{61} & a_{62}^2 + c_{62} + c_{63} & a_{63}^2 + c_{63} + c_{64} & a_{64}^2 + c_{64} + c_{65} + c_{66} & a_{65}^2 + c_{65} + c_{66} + c_{67} + c_{68} & a_{66}^2 + c_{66} + c_{67} + c_{68} + c_{69} & c_{69} \end{vmatrix}$$

RADACINILE ECUATIEI CARACTERISTICE

μ	$\frac{v}{\text{km/h}}$	λ_1	λ_2	λ_3	λ_4	λ_5	λ_6	λ_7	λ_8
10	-1864,07	-1550,92	-1854,62	-1550,57	-0,02038 +i43,368	-0,02038 -i43,368	-0,01769 +i20,241	-0,01769 +i20,241	-0,01769 -i20,241
20	-922,674	-768,353	-918,045	-767,919	-0,04112 +i43,369	-0,04112 -i43,369	-0,03575 +i20,240	-0,03575 +i20,240	-0,03575 -i20,240
30	-613,667	-511,807	-610,642	-511,231	-0,06173 +i43,371	-0,06173 -i43,371	-0,05376 +i20,240	-0,05376 +i20,240	-0,05376 -i20,240
40	-458,958	-383,635	-456,750	-382,904	-0,08227 +i43,373	-0,08227 -i43,373	-0,07191 +i20,239	-0,07191 +i20,239	-0,07191 -i20,239
50	-366,154	-306,997	-364,443	-306,111	-0,10268 +i43,375	-0,10268 -i43,375	-0,09018 +i20,238	-0,09018 +i20,238	-0,09018 -i20,238
60	-303,778	-255,736	-302,406	-254,695	-0,12310 +i43,379	-0,12310 -i43,379	-0,10875 +i20,237	-0,10875 +i20,237	-0,10875 -i20,237
70	-258,991	-219,188	-257,864	-217,996	-0,14342 +i43,382	-0,14342 -i43,382	-0,12759 +i20,235	-0,12759 +i20,235	-0,12759 -i20,235
80	-255,159	-191,867	-224,217	-190,528	-0,16364 +i43,387	-0,16364 -i43,387	-0,14676 +i20,233	-0,14676 +i20,233	-0,14676 -i20,233
90	-198,588	-170,737	-197,788	-169,259	-0,18373 +i43,392	-0,18373 -i43,392	-0,16633 +i20,231	-0,16633 +i20,231	-0,16633 -i20,231
100	-177,534	-154,380	-176,844	-152,771	-0,20318 +i43,397	-0,20318 -i43,397	-0,18584 +i20,229	-0,18584 +i20,229	-0,18584 -i20,229
110	-159,115	-140,603	-158,523	-138,858	-0,22385 +i43,404	-0,22385 -i43,404	-0,20268 +i20,226	-0,20268 +i20,226	-0,20268 -i20,226

v a l o r i e l u i λ

μ	λ_1	λ_2	λ_3	λ_4	λ_5	λ_6	λ_7	λ_8
120	-143,625	-129,788	-143,133	-127,902	-0,24296 +143,411	-0,24296 -143,411	-0,22792 +120,222	-0,22792 -120,222
130	-129,587	-121,491	-129,308	-119,344	-0,26232 +145,418	-0,26232 -143,418	-0,24970 +120,219	-0,24970 -120,219
140	-0,28136 +143,426	-0,28136 -143,426	-115,964 +13,2663	-115,964 -13,2663	-114,730 +12,1660	-114,730 -12,1670	-0,27214 +120,215	-0,27214 -120,215
150	-107,607 +15,9041	-107,607 -15,9041	-0,30020 +143,435	-0,30020 -143,435	-106,354 +15,6664	-106,354 -15,6674	-0,29549 +120,210	-0,29549 -120,210

V a l o r i e l u i λ

λ_9	λ_{10}	λ_{11}	λ_{12}	λ_{13}	λ_{14}	λ_{15}	λ_{16}	λ_{17}	λ_{18}
-0,00159	-0,00159	-0,00420	-0,00420	-0,31489	-0,31489	-0,01530	-0,01530	-0,40843	-0,40843
+137,113	-137,113	+14,2405	-14,2405	+10,4242	-10,4242	+15,7591	-15,7591	+10,5099	-10,5099
-0,00231	-0,00231	-0,00855	-0,00855	-0,63508	-0,63508	-0,03122	-0,03122	-0,82360	-0,82360
+137,113	-137,113	+14,2394	-14,2394	+10,8576	-10,8576	+15,7559	-15,7559	+11,0318	-11,0318
-0,00350	-0,00350	-0,01290	-0,01290	-0,95222	-0,95222	-1,23468	-1,23468	-0,04743	-0,04743
+137,113	-137,113	+14,2372	-14,2372	+11,2909	-11,2909	+11,5556	-11,5556	+15,7497	-15,7497
-0,00469	-0,00469	-0,01695	-0,01695	-1,26853	-1,26853	-0,06347	-0,06347	-1,64478	-1,64478
+137,113	-137,113	+14,2339	-14,2339	+11,7287	-11,7287	+15,7394	-15,7394	+12,0881	-12,0881
-0,00586	-0,00586	-0,01994	-0,01994	-1,58319	-1,58319	-0,07762	-0,07762	-2,05360	-2,05360
+137,114	-137,114	+14,22854	-14,2285	+12,1709	-12,1709	+15,7240	-15,7240	+12,6302	-12,6302
-0,00704	-0,00704	-0,02081	-0,02081	-1,89903	-1,89903	-0,08701	-0,08701	-2,46648	-2,46648
+137,114	-137,114	+14,2222	-14,2222	+12,6211	-12,6211	+15,7034	-15,7034	+13,1877	-13,1877
-0,00823	-0,00823	-0,01896	-0,01896	-2,21492	-2,21492	-0,08845	-0,08845	-2,88436	-2,88436
+137,114	-137,114	+14,2161	-14,2161	+13,0778	-13,0778	+15,6802	-15,6802	+13,7577	-13,7577
-0,00942	-0,00942	-0,01508	-0,01508	-2,52951	-2,52951	-0,08129	-0,08129	-3,30681	-3,30681
+137,114	-137,114	+14,2117	-14,2117	+13,5403	-13,5403	+15,6593	-15,6593	+14,3374	-14,3374
-0,01061	-0,01061	-0,01060	-0,01061	-2,84052	-2,84052	-0,06858	-0,06858	-3,72984	-3,72984
+137,114	-137,114	+14,2056	-14,2056	+14,0096	-14,0096	+15,6443	-15,6443	+14,9246	-14,9246
-0,01177	-0,01177	-0,00671	-0,00671	-3,13831	-3,13831	-4,13736	-4,13736	-0,05483	-0,05483
+137,114	-137,114	+14,20932	-14,2093	+14,4750	-14,4750	+15,5055	-15,5055	+15,6363	-15,6363
-0,01300	-0,01300	-0,00354	-0,00354	-3,44313	-3,44313	-4,55476	-4,55476	-0,04173	-0,04173
+137,114	-137,114	+14,2099	-14,2099	+14,9732	-14,9732	+16,1267	-16,1266	+15,6329	-15,6329

1 2 1

 V a l o r i e l u i λ

λ_9	λ_{10}	λ_{11}	λ_{12}	λ_{13}	λ_{14}	λ_{15}	λ_{16}	λ_{17}	λ_{18}
-0,01421 +i37,115	-0,01421 +i4,2110	-0,00129 +i4,2110	-0,00129 -14,2110	-3,73000 +15,4728	-3,7300 -15,4728	-4,95060 +16,7507	-4,95060 -16,7507	-0,03121 +15,6328	-0,03121 -15,6328
-0,01542 +i37,115	-0,01542 +i4,2122	-0,00027 +i4,2122	-0,00027 -14,2122	-4,01308 +15,9858	-4,01308 -15,9858	-5,33125 +17,3937	-5,33125 -17,3937	-0,02295 +15,6344	-0,02295 -15,6344
-0,01662 +i37,116	-0,01662 +i4,2133	+0,00136 +i4,2133	+0,00136 -14,2133	-4,28077 +16,5112	-4,28077 -16,5112	-5,69266 +18,0555	-5,69266 -18,0555	-0,01662 +15,6367	-0,01662 -15,6367
-0,01785 +i37,116	-0,01785 +i4,2144	+0,00210 +i4,2144	+0,00210 -14,2144	-4,53605 +17,0537	-4,53605 -17,0537	-6,03423 +18,7424	-6,03423 -18,7424	-0,01178 +15,6393	-0,01178 -15,6393

μ	λ_1	λ_2	λ_3	λ_4	λ_5	λ_6	λ_7	λ_8
10	-1818,78	-1518,51	-1809,56	-1518,16	-0,02925 +143,368	-0,02925 -143,368	-0,01813 +120,241	-0,01813 -120,241
20	-900,199	-752,302	-895,688	-751,858	-0,04222 +143,369	-0,04222 -143,369	-0,03662 +120,240	-0,03662 -120,240
30	-598,657	-501,120	-595,712	-500,531	-0,06334 +143,371	-0,06334 -143,371	-0,05505 +120,240	-0,05505 -120,240
40	-447,668	-375,628	-445,550	-374,882	-0,08440 +143,373	-0,08440 -143,373	-0,07359 +120,239	-0,07359 -120,239
50	-357,080	-300,592	-355,419	-299,687	-0,10531 +143,376	-0,10531 -143,376	-0,09220 +120,238	-0,09220 -120,238
60	-296,183	-250,399	-294,853	-249,336	-0,12620 +143,379	-0,12620 -143,379	-0,11106 +120,236	-0,11106 -120,236
70	-252,448	-214,610	-251,357	-213,394	-0,14698 +143,383	-0,14698 -143,383	-0,13012 +120,235	-0,13012 -120,235
80	-219,403	-187,851	-218,490	-186,488	-0,16763 +143,388	-0,16763 -143,388	-0,14944 +120,233	-0,14944 -120,233
90	-193,442	-193,442	-167,152	-192,666	-0,18812 +143,393	-0,18812 -143,393	-0,16906 +120,231	-0,16906 -120,231
100	-172,863	-151,123	-172,191	-149,492	-0,20792 +143,399	-0,20792 -143,399	-0,18852 +120,228	-0,18852 -120,228
110	-154,850	-137,618	-154,267	-135,858	-0,22846 +143,405	-0,22846 -143,405	-0,2092 +120,225	-0,2092 -120,225
120	-139,680	-127,028	-139,186	-125,132	-0,24834 +143,412	-0,24834 -143,412	-0,23006 +120,222	-0,23006 -120,222
130	-0,26796 +143,420	-0,26796 -143,420	-118,991	-125,828	-125,560	-116,820	-0,25132 +120,218	-0,25132 -120,218
140	-0,28724 +143,428	-0,28724 -143,428	-0,01130 +13,5379	-0,01130 -13,5379	-0,01117 +12,8011	-0,01117 -12,8011	-0,27305 +120,214	-0,27305 -120,214
150	-0,01048 +15,8345	-0,01048 -15,8345	-0,30628 +143,437	-0,30628 -143,437	-0,01355 +15,7346	-0,01355 -15,7346	-0,29545 +120,210	-0,29545 -120,210

1 20 34 1

λ_9	λ_{10}	λ_{11}	λ_{12}	λ_{13}	λ_{14}	λ_{15}	λ_{16}	λ_{17}	λ_{18}
-0,00119	-0,00119	-0,00430	-0,00430	-0,32186	-0,32186	-0,01568	-0,01568	-0,41750	-0,41750
+i37,113	-i37,113	+i4,2405	-i4,2405	+i0,3745	-i0,3745	+i5,7591	-i5,7591	+i47,4535	-i4,74535
-0,00240	-0,00240	-0,00870	-0,00870	-0,03187	-0,03187	-0,64938	-0,64938	-0,84217	-0,84217
+i37,113	-i37,113	+i4,2394	-i4,2394	+i5,2557	-i5,2557	+i0,7573	-i0,7573	+i0,9603	-i0,9603
-0,00361	-0,00361	-0,01299	-0,01299	-0,97424	-0,97424	-0,04815	-0,04815	-1,26318	-1,26318
+i37,113	-i37,113	+i4,2373	-i4,2373	+i1,1400	-i1,1400	+i5,7495	-i5,7495	+i1,4481	-i1,4481
-0,00482	-0,00482	-0,01694	-0,01694	-1,29884	-1,29884	-0,06405	-0,06405	-1,68388	-1,68388
+i37,113	-i37,113	+i4,2340	-i4,2340	+i1,5268	-i1,5268	+i5,7395	-i5,7395	+i1,9441	-i1,9441
-0,00602	-0,00602	-0,01998	-0,01998	-1,62231	-1,62231	-0,07808	-0,07808	-2,10388	-2,10388
+i37,114	-i37,114	+i4,2294	-i4,2294	+i1,9174	-i1,9174	+i5,7249	-i5,7249	+i2,4492	-i2,4492
-0,00724	-0,00724	-0,02147	-0,02147	-1,94736	-1,94736	-0,08794	-0,08794	-2,52817	-2,52817
+i37,114	-i37,114	+i4,2239	-i4,2239	+i2,3155	-i2,3155	+i5,7058	-i5,7058	+i2,9686	-i2,9686
-0,00845	-0,00845	-0,02091	-0,02091	-2,27292	-2,27292	-2,95713	-2,95713	-0,09114	-0,09114
+i37,114	-i37,114	+i4,2183	-i4,2183	+i2,7198	-i2,7198	+i3,5004	-i3,5004	+i5,6842	-i5,6842
-0,00966	-0,00966	-0,01854	-0,01854	-2,59829	-2,59829	-0,08693	-0,08693	-3,39079	-3,39079
+i37,114	-i37,114	+i4,2136	-i4,2136	+i3,1305	-i3,1305	+i5,6638	-i5,6638	+i4,0427	-i4,0427
-0,01088	-0,01088	-0,01516	-0,01516	-2,92212	-2,92212	-0,07215	-0,07215	-3,82633	-3,82633
+i37,114	-i37,114	+i4,2105	-i4,2105	+i3,5481	-i3,5481	+i5,6478	-i5,6478	+i4,5942	-i4,5942
-0,01207	-0,01207	-0,01173	-0,01173	-3,23487	-3,23487	-4,24855	-4,24855	-0,06547	-0,06547
+i37,114	-i37,114	+i4,2089	-i4,2089	+i3,9630	-i3,9630	+i5,1414	-i5,1414	+i5,6376	-i5,6376
-0,01327	-0,01327	-0,00853	-0,00853	-3,55812	-3,55812	-4,68443	-4,68443	-0,05334	-0,05334
+i37,115	-i37,115	+i4,2083	-i4,2083	+i4,4076	-i4,4076	+i5,7277	-i5,7277	+i5,6317	-i5,6317
-0,01455	-0,01455	-0,00596	-0,00596	-3,86887	-3,86887	-5,10138	-5,10138	-0,04291	-0,04291
+i37,115	-i37,115	+i4,2085	-i4,2085	+i4,8544	-i4,8544	+i6,3178	-i6,3178	+i5,6294	-i5,6294
-0,01578	-0,01578	-0,00396	-0,00396	-4,17281	-4,17281	-5,50601	-5,50601	-0,03427	-0,03427
+i37,115	-i37,115	+i4,2091	-i4,2091	+i5,5140	-i5,5140	+i6,9272	-i6,9272	+i5,6292	-i5,6292
-0,01700	-0,01700	-0,00244	-0,00244	-4,46751	-4,46751	-5,89417	-5,89417	-0,02733	-0,02733
+i37,116	-i37,116	+i4,2098	-i4,2098	+i5,7862	-i5,7862	+i7,5562	-i7,5562	+i5,6301	-i5,6301
-0,01823	-0,01823	-0,00128	-0,00128	-4,75347	-4,75347	-6,26543	-6,26543	-0,02178	-0,02178
+i37,116	-i37,116	+i4,2106	-i4,2106	+i6,2755	-i6,2755	+i8,2113	-i8,2113	+i5,6316	-i5,6316

INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

μ	km/h	λ_1	λ_2	λ_3	λ_4	λ_5	λ_6	λ_7	λ_8
10	-1792,19	-1499,51	-1783,11	-1499,15	-0,02124 +143,369	-0,02124 +143,369	-0,02124 -143,369	-0,01840 +120,241	-0,01840 -120,241
20	-887,003	-742,892	-882,561	-742,442	-0,04287 +143,369	-0,04287 +143,369	-0,04287 -143,369	-0,03715 +120,240	-0,03715 -120,240
30	-589,843	-494,855	-586,944	-494,258	-0,06431 +143,371	-0,06431 +143,371	-0,06431 -143,371	-0,05844 +120,240	-0,05844 -120,240
40	-441,037	-370,934	-438,925	-370,178	-0,08568 +143,373	-0,08568 +143,373	-0,08568 -143,373	-0,07460 +120,239	-0,07460 -120,239
50	-351,750	-296,836	-350,118	-295,118	-0,10689 +143,376	-0,10689 +143,376	-0,10689 -143,376	-0,09342 +120,238	-0,09342 -120,238
60	-291,721	-247,269	-290,419	-246,194	-0,12808 +143,38	-0,12808 +143,38	-0,12808 -143,38	-0,11244 +120,236	-0,11244 -120,236
70	-241,604	-211,294	-247,533	-210,695	-0,14913 +143,384	-0,14913 +143,384	-0,14913 -143,384	-0,13163 +120,235	-0,13163 -120,235
80	-216,021	-185,493	-215,126	-184,117	-0,17002 +143,398	-0,17002 +143,398	-0,17002 -143,398	-0,15102 +120,233	-0,15102 -120,233
90	-190,419	-165,044	-189,657	-163,528	-0,19075 +143,394	-0,19075 +143,394	-0,19075 -143,394	-0,17065 +120,230	-0,17065 -120,230
100	-170,122	-149,203	-169,460	-147,561	-0,21076 +143,399	-0,21076 +143,399	-0,21076 -143,399	-0,19005 +120,228	-0,19005 -120,228
110	-152,352	-135,052	-151,772	-134,084	-0,23150 +143,406	-0,23150 +143,406	-0,23150 -143,406	-0,21068 +120,225	-0,21068 -120,225
120	-137,379	-125,380	-136,878	-123,484	-0,25156 +143,413	-0,25156 +143,413	-0,25156 -143,413	-0,23122 +120,222	-0,23122 -120,222
130	-123,656	-117,473	-123,378	-115,304	-0,27133 +143,421	-0,27133 +143,421	-0,27133 -143,421	-0,25214 +120,218	-0,25214 -120,218
140	-0,29750 +143,429	-0,29750 -143,429	-0,01128 +13,5938	-0,01128 -13,5938	-0,01100 +13,0128	-0,01100 +13,0128	-0,01100 -13,0128	-0,027340 +120,214	-0,027340 -120,214
150	-0,30989 +143,438	-0,30989 -143,438	-103,165 +15,7267	-103,165 -15,7267	-101,900 +15,7141	-101,900 +15,7141	-101,900 -15,7141	-0,29521 +120,210	-0,29521 -120,210

λ_9	λ_{10}	λ_{11}	λ_{12}	λ_{13}	λ_{14}	λ_{15}	λ_{16}	λ_{17}	λ_{18}
-0,00121	-0,00121	-0,00436	-0,00436	-0,32616	-0,32616	-0,01590	-0,01590	-0,42306	-0,42306
+i37,113	-i37,113	+i4,2405	-i4,2405	+i0,3392	-i0,3392	+i5,7590	-i5,7590	+i0,4504	-i0,4504
-0,00242	-0,00242	-0,00878	-0,00878	-0,03226	-0,03226	-0,06820	-0,06820	-0,085356	-0,085356
+i37,113	-i37,113	+i4,2394	-i4,2394	+i5,7556	-i5,7556	+i0,6858	-i0,6858	+i0,9117	-i0,9117
-0,00367	-0,00367	-0,01304	-0,01304	-0,98785	-0,98785	-0,04857	-0,04857	-i1,28070	-i1,28070
+i37,113	-i37,113	+i4,2373	-i4,2373	+i1,0325	-i1,0325	+i5,7494	-i5,7494	+i1,3750	-i1,3750
-0,00490	-0,00490	-0,01693	-0,01693	-i1,31761	-i1,31761	-0,06438	-0,06438	-i1,70795	-i1,70795
+i37,113	-i37,113	+i4,2342	-i4,2342	+i1,3829	-i1,3829	+i5,7395	-i5,7395	+i1,8462	-i1,8462
-0,00612	-0,00612	-0,01999	-0,01999	-i1,64660	-i1,64660	-0,07831	-0,07831	-i2,13489	-i2,13489
+i37,114	-i37,114	+i4,2300	-i4,2300	+i1,7367	-i1,7367	+i5,7254	-i5,7254	+i2,3260	-i2,3260
-0,00735	-0,00735	-0,02175	-0,02175	-i1,97754	-i1,97754	-0,08843	-0,08843	-i2,56635	-i2,56635
+i37,114	-i37,114	+i4,2250	-i4,2250	+i2,0974	-i2,0974	+i5,7073	-i5,7073	+i2,8195	-i2,8195
-0,00858	-0,00858	-0,02186	-0,02186	-i2,30935	-i2,30935	-i3,0027	-i3,0027	-0,09261	-0,09261
+i37,114	-i37,114	+i4,2198	-i4,2198	+i2,4642	-i2,4642	+i3,3249	-i3,3249	+i5,6867	-i5,6867
-0,00982	-0,00982	-0,02039	-0,02039	-i2,64166	-i2,64166	-0,09012	-0,09012	-i3,44323	-i3,44323
+i37,114	-i37,114	+i4,2151	-i4,2151	+i2,8372	-i2,8372	+i5,6668	-i5,6668	+i3,8417	-i3,8417
-0,01105	-0,01105	-0,01787	-0,01787	-i2,97359	-i2,97359	-0,08231	-0,08231	-i3,88671	-i3,88671
+i37,114	-i37,114	+i4,2116	-i4,2116	+i3,2172	-i3,2172	+i5,6505	-i5,6505	+i4,3682	-i4,3682
-0,01226	-0,01226	-0,015	-0,015	-i3,29572	-i3,29572	-i4,31815	-i4,31815	-0,07206	-0,07206
+i37,115	-i37,115	+i4,2093	-i4,2093	+i3,5953	-i3,5953	+i4,8916	-i4,8916	+i5,6391	-i5,6391
-0,01350	-0,01350	-0,01205	-0,01205	-i3,63067	-i3,63067	-i4,76566	-i4,76566	-0,06084	-0,06084
+i37,114	-i37,114	+i4,2081	-i4,2081	+i4,0010	-i4,0010	+i5,4534	-i5,4534	+i5,6318	-i5,6318
-0,01476	-0,01476	-0,00951	-0,00951	-i3,95487	-i3,95487	-i5,19609	-i5,19609	-0,05076	-0,05076
+i37,115	-i37,115	+i4,2076	-i4,2076	+i4,4091	-i4,4091	+i6,0197	-i6,0197	+i5,6281	-i5,6281
-0,01599	-0,01599	-0,00738	-0,00738	-i4,27441	-i4,27441	-i5,61627	-i5,61627	-0,04209	-0,04209
+i37,115	-i37,115	+i4,2076	-i4,2076	+i4,8297	-i4,8297	+i6,6053	-i6,6053	+i5,6266	-i5,6266
-0,01722	-0,01722	-0,00565	-0,00565	-i4,58699	-i4,58699	-i6,02202	-i6,02202	-0,03490	-0,03490
+i37,116	-i37,116	+i4,2079	-i4,2079	+i5,2626	-i5,2626	+i7,2109	-i7,2109	+i5,6265	-i5,6265
-0,01847	-0,01847	-0,00427	-0,00427	-i4,89350	-i4,89350	-i6,41311	-i6,41311	-0,02900	-0,02900
+i37,116	-i37,116	+i4,2084	-i4,2084	+i5,7124	-i5,7124	+i7,8431	-i7,8431	+i5,6272	-i5,6272

5.4. Integrarea ecuațiilor diferențiale ale vibrațiilor laterale ale locomotivei.

În capitolul IV au fost stabilite ecuațiile diferențiale cele mai generale, care descriu vibrațiile laterale ale locomotivei.

Scrise sub forma matriceală, în (4.50), acestea sînt

$$M [\ddot{q}_i] + C [\dot{q}_i] + (K_1 + K_2 + K_3) [q_i] + F [\text{sign } v_i] = P$$

semnificația termenilor fiind stabilită în relațiile (4.51. - 4.61).

Datorită neliniarităților ce apar în sistemul de ecuații din cauza forțelor de frecare uscată, cît și a forțelor conducătoare, rezolvarea sistemului de ecuații se pretează cel mai bine pe calculatoare analogice.

Astfel, s-a încercat rezolvarea lui pe două calculatoare analogice tip M E D A (R.S.C.) legate în serie, (care mi-au

fost puse la dispoziție de Institutul de cercetări al Căilor Ferate - București), dar fără succes, deoarece numărul de potențiometre și de comparatoare pe care le au calculatoarele (38 respectiv 4) au fost insuficiente pentru rezolvarea problemei.

De aceea s-a recurs la rezolvarea sistemului de ecuații pe calculatorul cifric al Centrului de calcul teritorial din Timișoara.

Programarea problemei pentru rezolvare s-a făcut în limbajul Fortran, folosind metoda Runge - Kutta modificată de Gill, pentru rezolvarea ecuațiilor diferențiale ordinare de ordinul I, folosind subrutina R.K.G.S. conform programului anexat.

Ca parametru pentru variația în timp a legilor de mișcare a vibrațiilor laterale, s-a luat viteza v de circulație a locomotivei.

Intrucât această metodă ce se pretează la integrarea ecuațiilor diferențiale neliniare, pe calculatoare cifrice, constă în integrarea sistemului de ecuații pe porțiuni, în general pasul optim ales de mașină, a fost de 1/1000 secunde și uneori, când el nu a corespuns, a fost înjumătățit. Astfel, timpul de rezolvare pe calculator, a sistemului de ecuații, pentru o viteză de circulație, a fost de aproximativ 180 minute pentru un interval de 8 secunde.

Având în vedere timpul extrem de mare, respectiv cheltuieli mari, pentru rezolvarea unui caz, s-a limitat integrarea sistemului de ecuații, pentru vitezele de 80 și 100 km/h, cu care se circulă curent pe liniile ferate principale și pentru viteza de 140 km/h, cu care se preconizează a se circula în viitorul apropiat.

Tinând seamă de soluția constructivă a locomotivei, s-au ales următoarele condiții inițiale:

$$\begin{aligned}
 q_{01} = y_{0c} &= 0,03 \text{ m} & \dot{q}_{01} = \dot{y}_{0c} &= 0,18 \text{ m/sec} \\
 q_{02} = \beta_{0c} &= 0,022 \text{ rad} & \dot{q}_{02} = \dot{\beta}_{0c} &= 0,13 \text{ rad/sec} \\
 q_{03} = \alpha_{0c} &= 0,007 \text{ rad} & \dot{q}_{03} = \dot{\alpha}_{0c} &= 0,042 \text{ rad/sec} \\
 q_{04} = y_{0B_1} &= 0,002 \text{ m} & \dot{q}_{04} = \dot{y}_{0B_1} &= 0,012 \text{ m/sec} \\
 q_{05} = y_{0B_2} &= 0,002 \text{ m} & \dot{q}_{05} = \dot{y}_{0B_2} &= 0,012 \text{ m/sec} \\
 q_{06} = \beta_{0B_1} &= 0,0015 \text{ rad} & \dot{q}_{06} = \dot{\beta}_{0B_1} &= 0,009 \text{ rad/sec} \\
 q_{07} = \beta_{0B_2} &= 0,0015 \text{ rad} & \dot{q}_{07} = \dot{\beta}_{0B_2} &= 0,009 \text{ rad/sec} \\
 q_{08} = \alpha_{0B_1} &= 0,003 \text{ rad} & \dot{q}_{08} = \dot{\alpha}_{0B_1} &= 0,018 \text{ rad/sec} \\
 q_{09} = \alpha_{0B_2} &= 0,003 \text{ rad} & \dot{q}_{09} = \dot{\alpha}_{0B_2} &= 0,018 \text{ rad/sec}
 \end{aligned}$$

Valorile numerice ale mărimilor caracteristice a locomotivei diesel-electrice O60 D.A., pentru care s-a integrat sistemul de ecuații diferențiale, sînt date în tabelul alăturat.

Datele caracteristice ale locomotivei

Notația	D e n u m i r e a	Valoa- rea	U/M
M_c	Masa cutiei locomotivei	67.400	kg
m_B	Masa suspendată a unui boghiu	12.753	kg
m_o	Masa unei osii	3.433	kg
I_{Gx}^c	Momentul de inerție al cutiei în raport cu axa Ox .	56.898	kgm^2

Nota- ția	D e n u m i r e a	Valoa- rea	U/M
I_{Gz}^c	Momentul de inerție al cutiei în cu axa Oz	$1,43 \cdot 10^6$	kgm^2
I_{Gx}^B	Momentul de inerție al boghiului în raport cu axa Ox	10.791	kgm^2
I_{Gz}^B	Momentul de inerție al boghiului în raport cu axa Oz	62.293	kgm^2
I_{Gx}^o	Moment de inerție al osiei monta- te în raport cu axa Ox	1.667	kgm^2
K	Coefficientul de proporționalitate al forței de alunecare elastică	14,71	MN
K_1	Constanta elastică transversală a șinei	14,71	MNm^{-1}
k^*	Constanta elastică a cuplei elasti- ce transversale dintre boghiuri	618	kNm^{-1}
k_{cz}	Constanta elastică a arcului cu foi de la suspensia cutiei pe boghiuri	1,96	MNm^{-1}
k_{Bz}	Constanta elastică a arcului eli- coidal de la suspensia boghiului pe osii	0,64	MNm^{-1}
h_o	Înălțimea centrului de greutate al cutiei locomotivei față de originea axelor legate de boghiu	1,75	m
L	Lungimea suspensorului	0,29	m
d	Distanța între centrul de greutate al boghiului și originea axelor	0,06	m
d_2	Conform figurii 3.1.	1,06	m
d_3	Conform figurii 3.1.	0,055	m
a_1	Distanța între prima osie montată și pivot	2	m
a_2	Distanța între a doua osie montată și pivot	0,04	m
a_3	Distanța între a treia osie montată și pivot	2,11	m
a_1'	Conform figurii 4.1.	1	m
a_2'	Conform figurii 4.1.	2,1	m

Nota- ția	D e n u m i r e a	Valoa- rea	U/M
2	Distanța între pivoți	8,42	m
2b	Distanța transversală între arcu- rile elicoidale de la suspensia boghiului pe osii	2,70	m
R	Raza cercului de rulare a unei roți	0,55	m
2S	Distanța între cercurile de rulare a unei osii montate	1,5	m
μ	Conicitatea bandajului	$\frac{1}{20}$	-

Numărul mare de amplitudini, peste 8.400 pentru fiecare din cele nouă vibrații ale locomotivei și pentru fiecare din cele trei viteze de circulație, au fost înregistrate pe bandă magnetică și apoi printr-un program special au fost culese pentru reprezentare, din zece în zece mimi de secundă, adică un număr de peste 840 valori.

Cu aceste valori s-au reprezentat curbele de variație a vibrațiilor laterale ale locomotivei, prin aproximativ 160 de puncte fiecare curbă, fig. 5.10 - 5.18.

Din analiza diagramei obținute rezultă următoarele concluzii:

- mișcările laterale ale locomotivei, sînt o suprapunere de mai multe vibrații cu frecvențe apropiate,
- amplitudinile mișcărilor componente au ordinul de mărime comparabil la boghiu, iar la cutie există un mod de vibrație preponderent.

- în ce privește cutia locomotivei, influența vitezei de circulație asupra amplitudinii vibrațiilor este foarte mică, iar în ce privesc boghiurile, amplitudinile vibrațiilor de deplasare laterală cât și de șerpuire, cresc odată cu creșterea vitezei. De aici se desprinde concluzia că suspensia elastică protejează cutia locomotivei,

- amplitudinile vibrațiilor de șerpuire sînt mai mari decît ale vibrațiilor de legănare la cutie și invers la boghiuri, iar amplitudinile vibrațiilor de deplasare laterală sînt mai mari la boghiul din spate față de cele ale boghiului din față,

- judecînd după amplitudinile vibrațiilor obținute prin calcul, justetea alegerii modelului mecanic al locomotivei pentru studiul teoretic se confirmă prin faptul că ele se situează în limitele admise de construcția locomotivei.

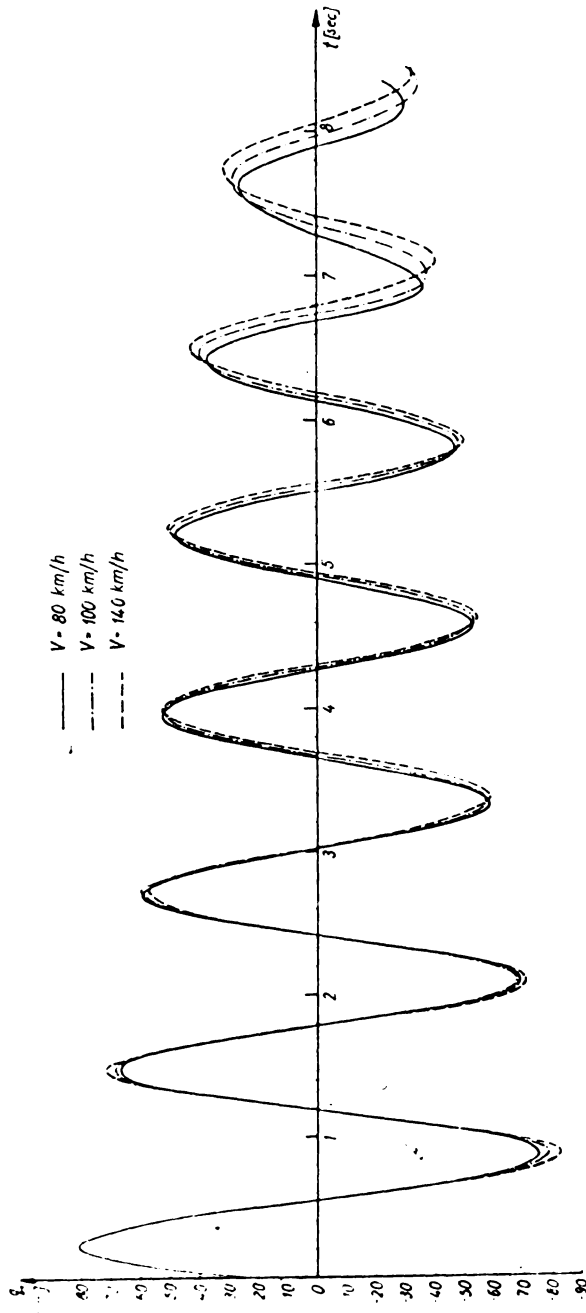


Fig. 5.10.

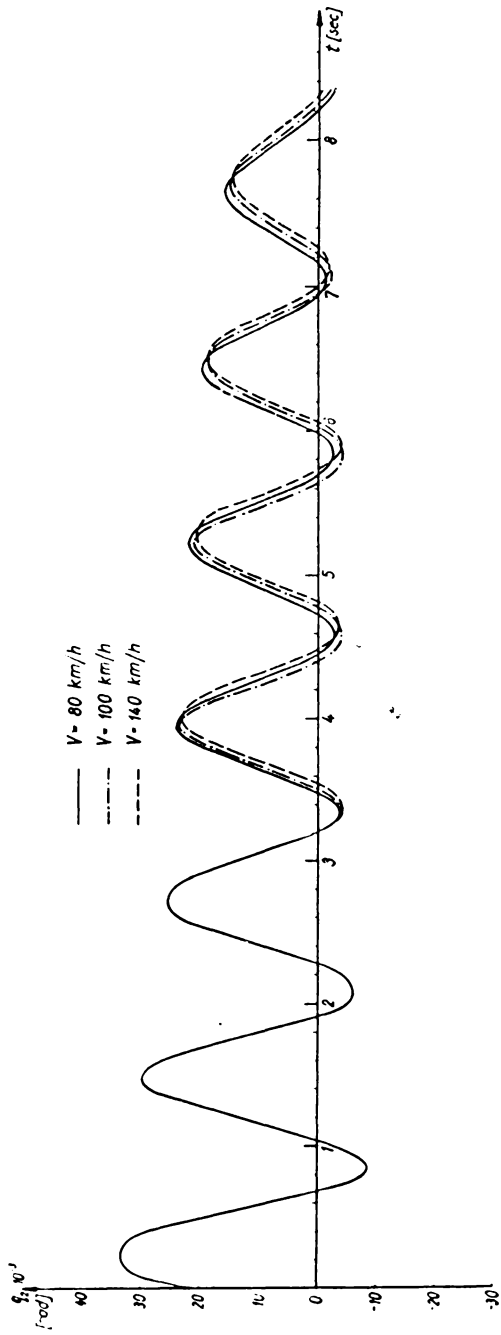


Fig. 5 II.

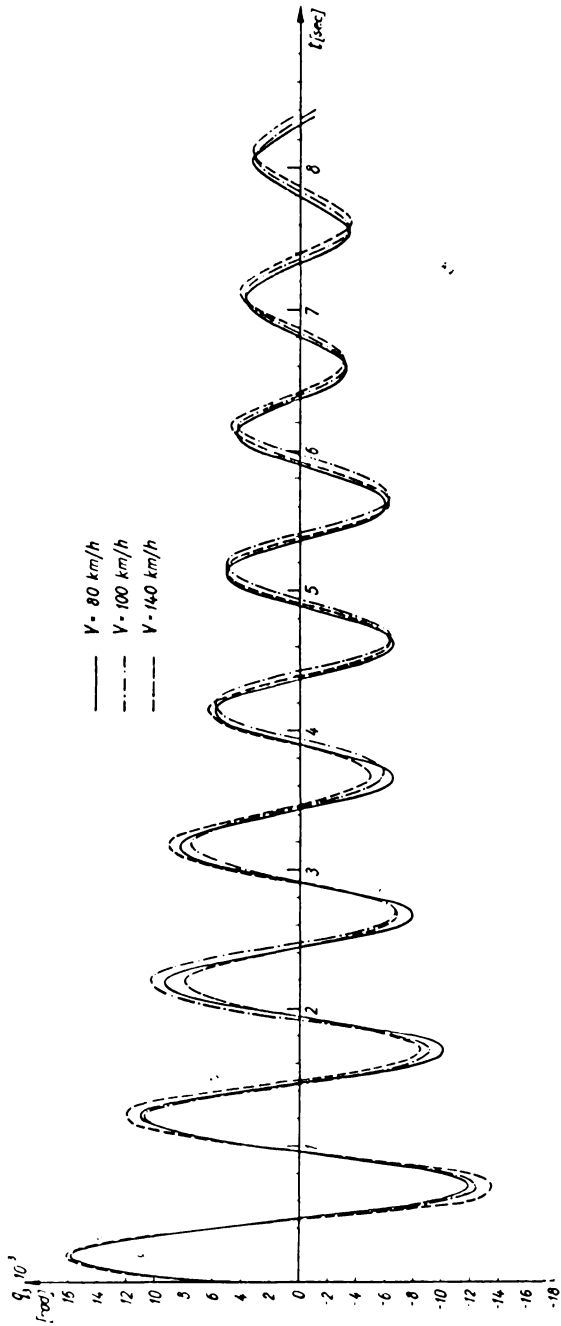


Fig. 5.12.

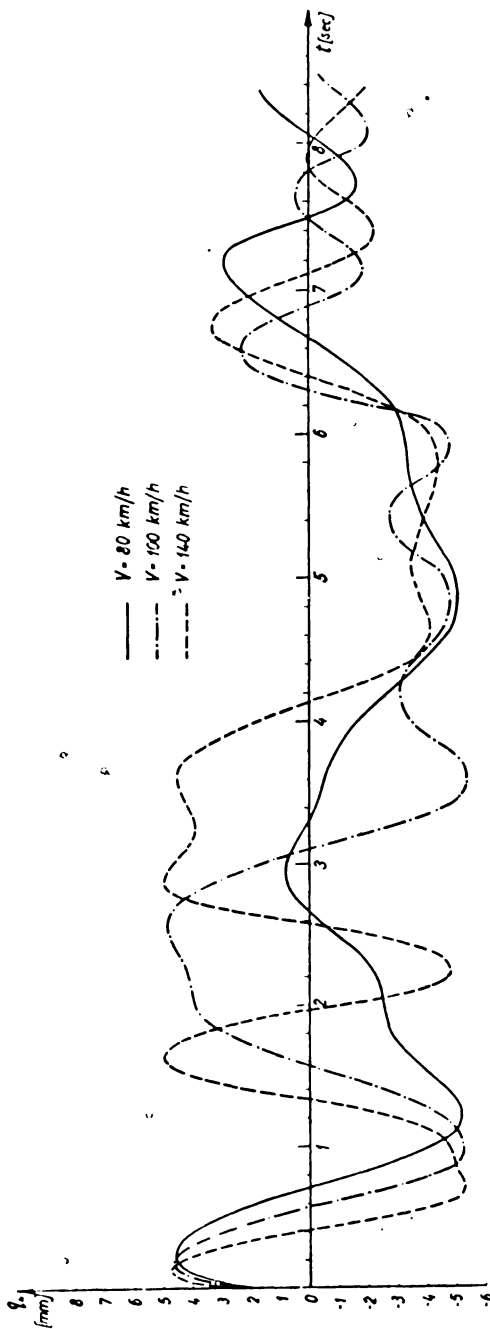


Fig. 5.13.

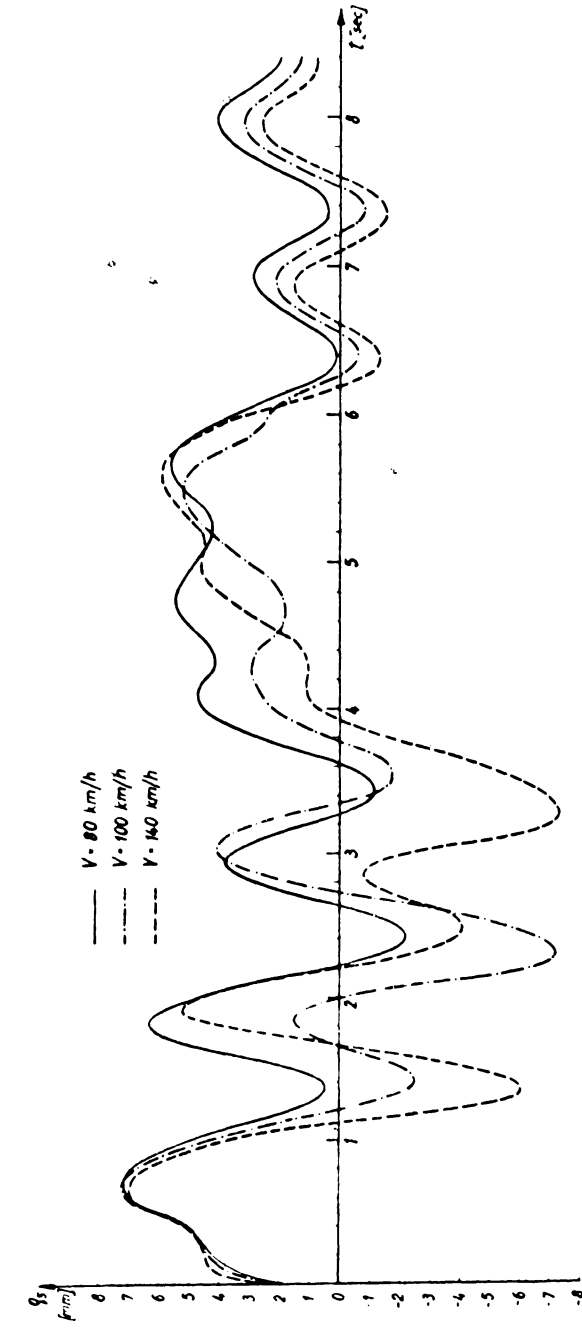


Fig 5.14.

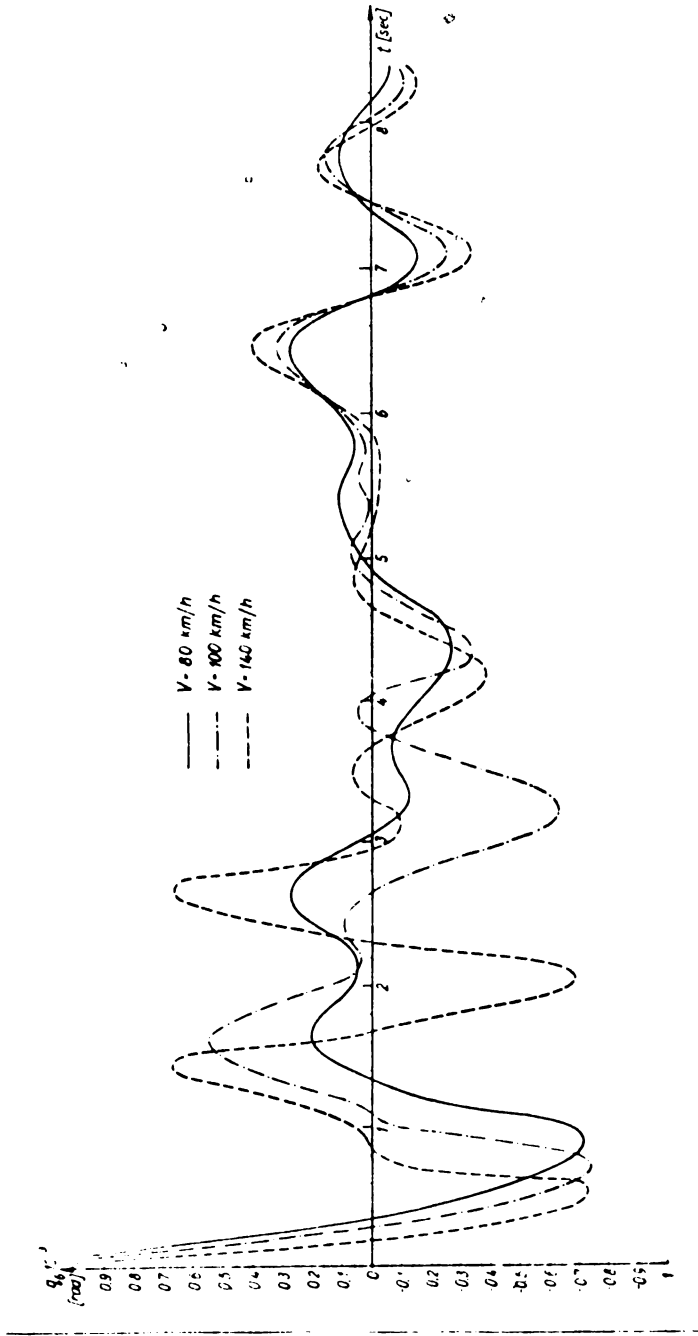


Fig. 5.15.

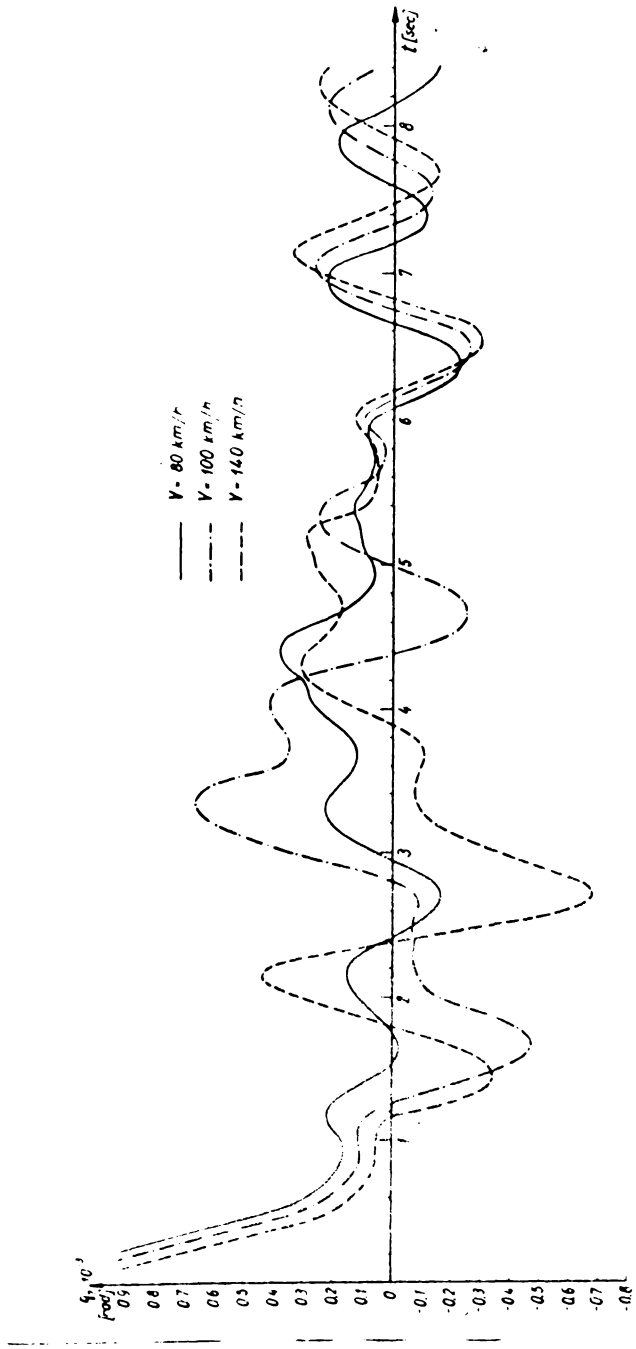


Fig. 5.16

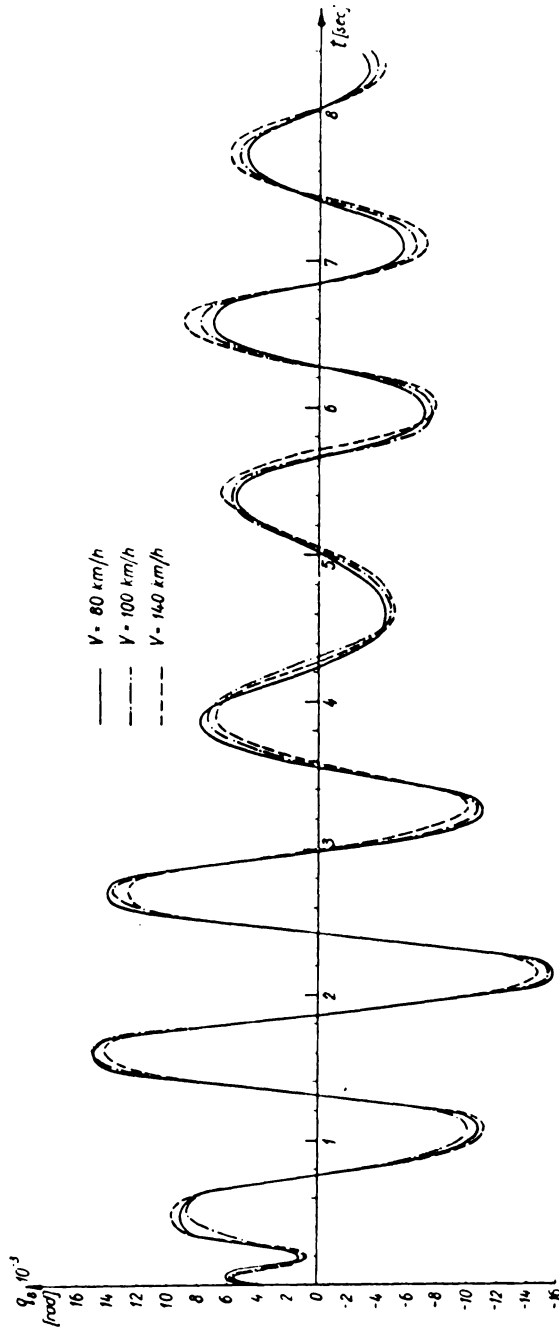


Fig. 5.17.

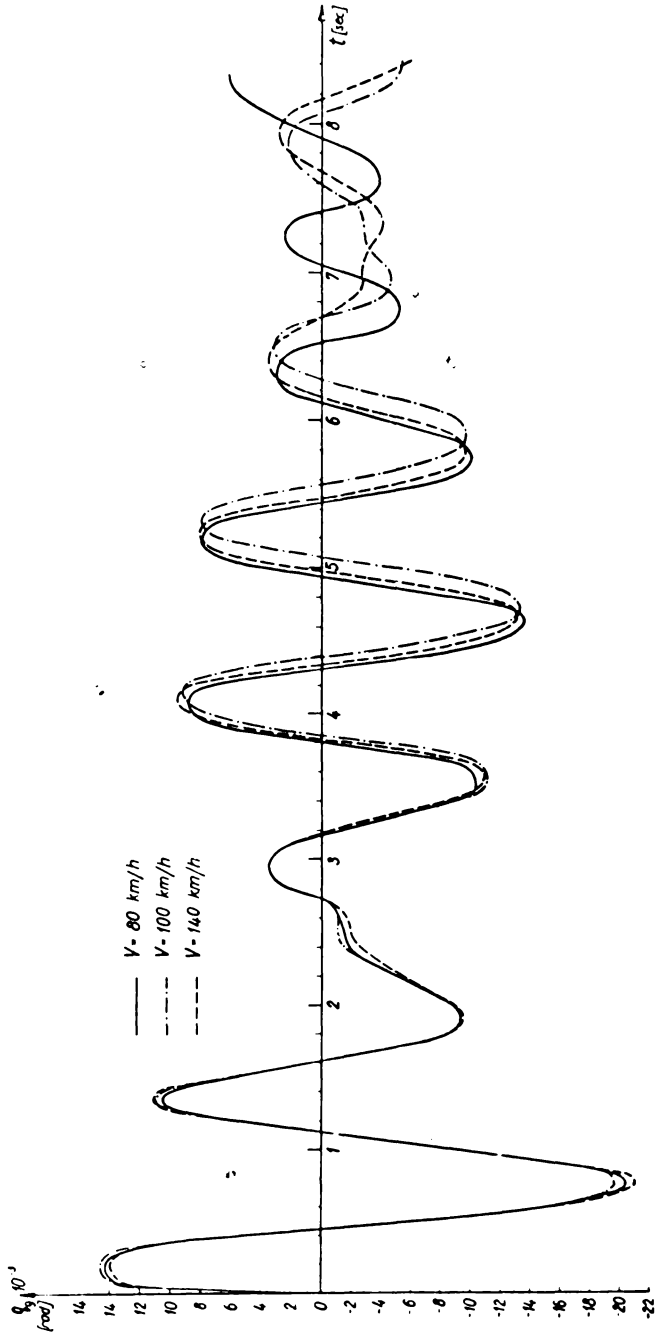


Fig. 5.18.

5.5. Determinarea forțelor de interacțiune dintre roată și șină, la mersul în aliniament al locomotivei

Controlul calității dinamice și perfecționarea materialului rulant proiectat, se face în prezent numai pe cale experimentală, lucru ce este legat de cheltuieli mari pentru fabricarea modelului experimental.

La proiectare este necesar însă, ca în studiul inițial de proiectare a unei locomotive noi, să se facă aprecieri asupra unor parametri ai construcției, să se elucideze influența diverșilor parametri asupra calităților dinamice a locomotivei proiectate.

În practica construcției de locomotive, acțiunea laterală a locomotivei asupra căii de rulare, constituie una din principalele caracteristici a calității ei dinamice.

Datorită faptului că între buza bandajului și șină există un joc de $\sigma = 5$ mm și cum bandajele roților au o conicitate de $\mu = \frac{1}{20}$, locomotiva va avea un mers șerpuitor, atâcând cu buza bandajului, când un fir al căii, când altul. Forțele ce iau naștere la acest contact al buzei bandajului cu șina au fost stabilite în relațiile (3.24), care însumate cu forțele de alunecare elastică (3.22) constituie acțiunea laterală a locomotivei asupra căii de rulare.

Cum expresiile acestor forțe prezintă neliniarități și depind de variabilele sistemului și de derivatele lor, valorile pentru trasarea diagramelor de variație în timp a forțelor, au fost calculate odată cu integrarea sistemului de ecuații, printr-un program special anexat programului principal, pentru aceeași gamă de viteze.

Expresiile acestor forțe apar în sistemul de ecuații

(4.50) notate cu $C[\dot{q}_i]$; $K_2[q_i]$ și P de unde rezultă că

$$F_{\text{cond}} = C[\dot{q}_i] + K_2[q_i] - P \quad (5.18)$$

Cea de a doua osie montată a fiecărui boghiu fiind prevăzută cu joc transversal, ceea ce îi permite o mobilitate transversală chiar după consumarea jocului σ , fără a încărcă rama boghiului în direcție transversală, diagramele de variație a forțelor de interacțiune roată - șină, au fost calculate doar pentru prima și cea de a treia osie montată a fiecărui boghiu.

În fig. (5.19-5.22) sînt date diagramele de variație în timp a forțelor de interacțiune roată - șină (forța conducătoare), în funcție de viteza de circulație a locomotivei, iar în figura (5.23) sînt date diagramele de variație a forțelor conducătoare maxime a acestor osii montate, în funcție de viteza de circulație.

După cum reiese din diagrame, odată cu creșterea vitezei de circulație, forțele conducătoare cresc, creșterea fiind mai mare la osiile montate ale celui de al doilea boghiu. Astfel se constată că la circulația cu viteze mari a locomotivei în aliniament, forțele conducătoare ale primei osii montate nu sînt cele mai mari și de aceea aprecierea calității dinamice orizontale nu se poate face după aceste forțe.

Distribuția forțelor conducătoare între perechile de osii montate, este funcție de poziția boghiurilor și a osiilor montate

față de sistemul de axe ales, de caracterul legăturilor dintre osii - boghiu, boghiu - cutie și de cel dintre boghiuri. De aceea pentru lămurirea influenței diferiților factori asupra distribuției forțelor conducătoare între osiile montate, sînt necesare studii speciale.

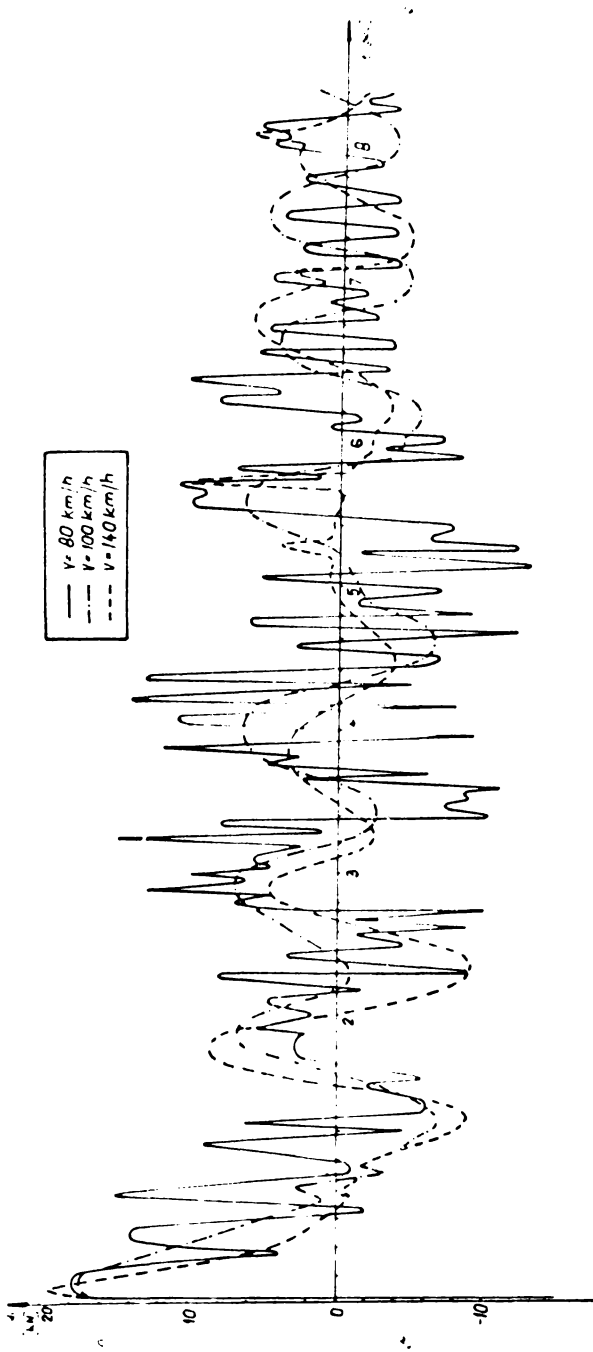


Fig 5.19.

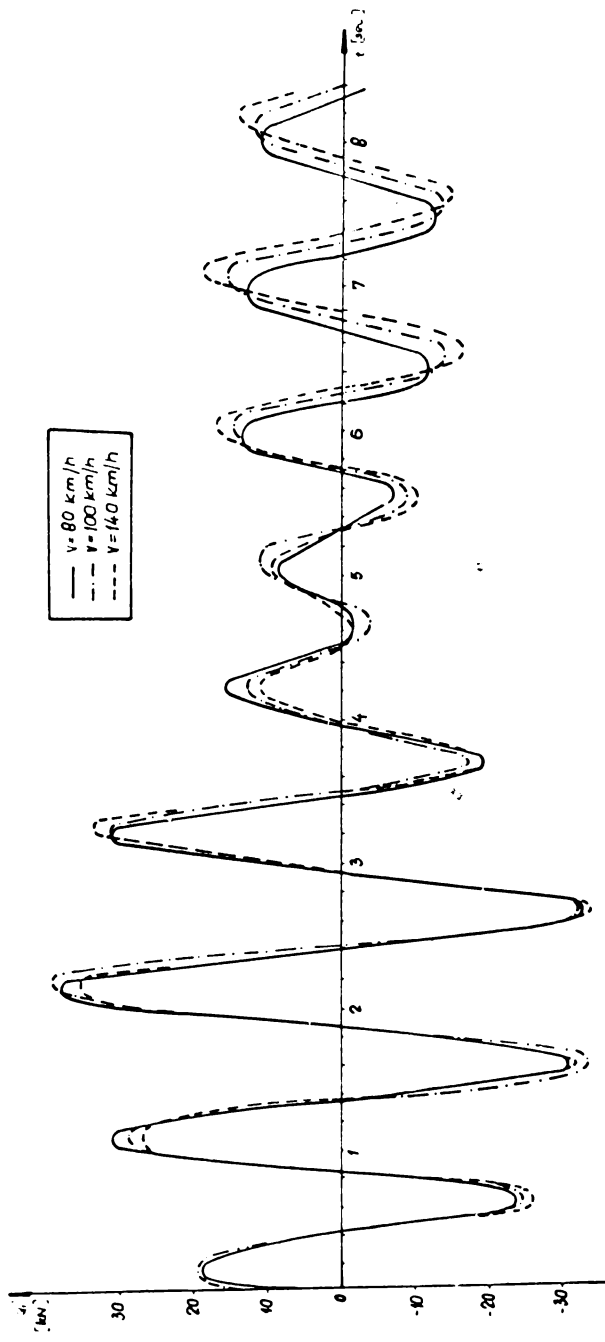


Fig. 5.20.

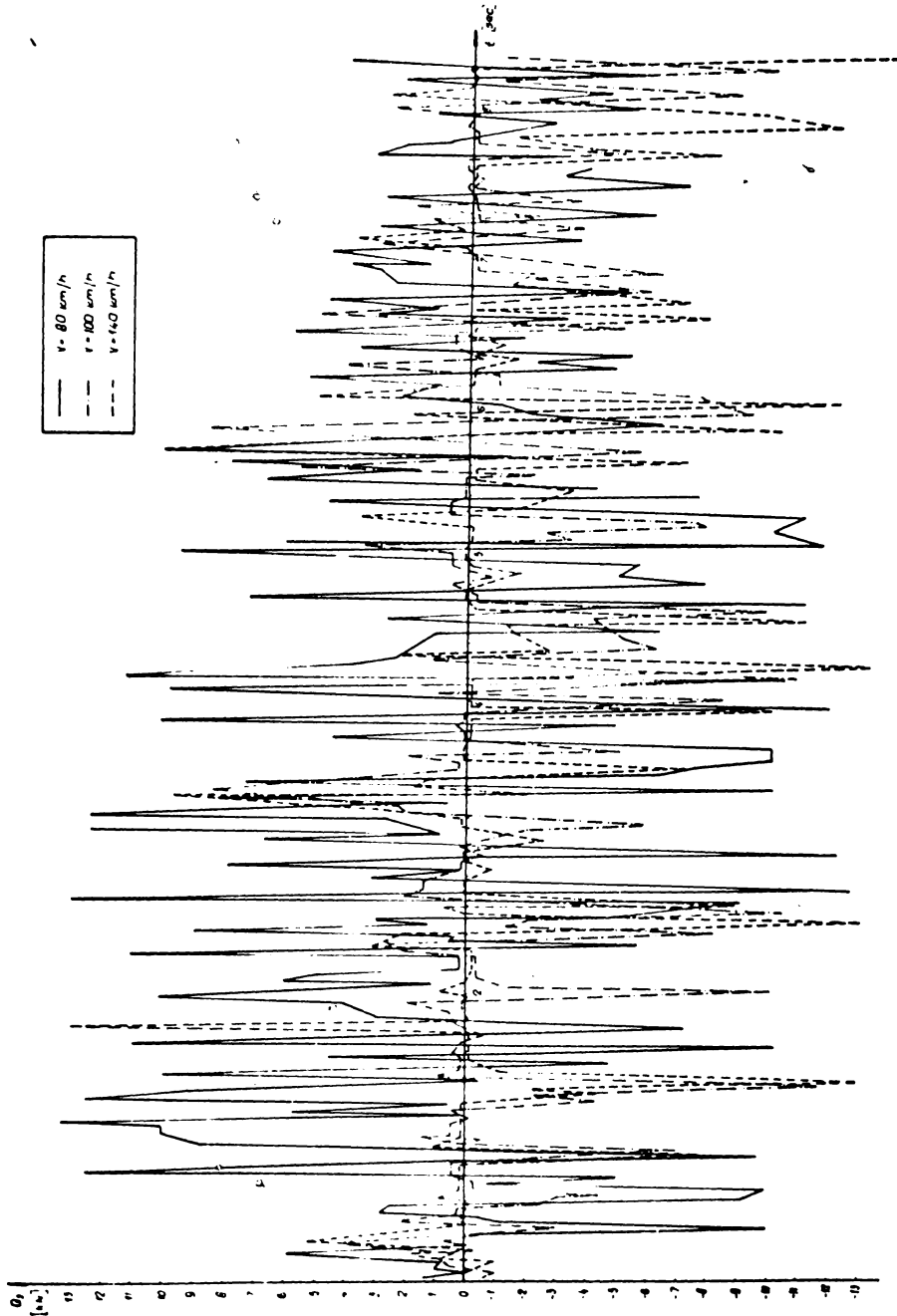


Fig. 5.21.

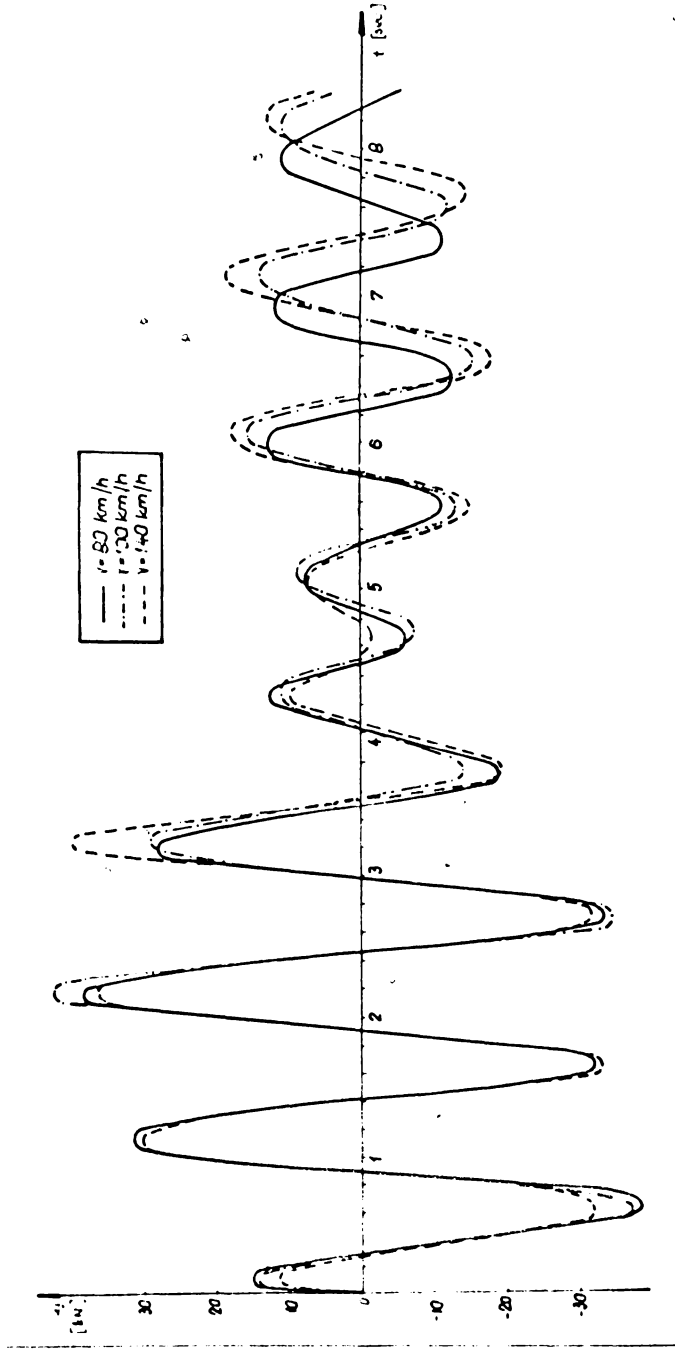


Fig. 5.22.

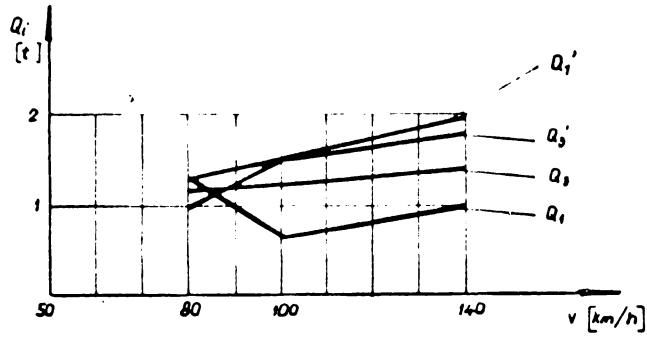


Fig. 5.23.

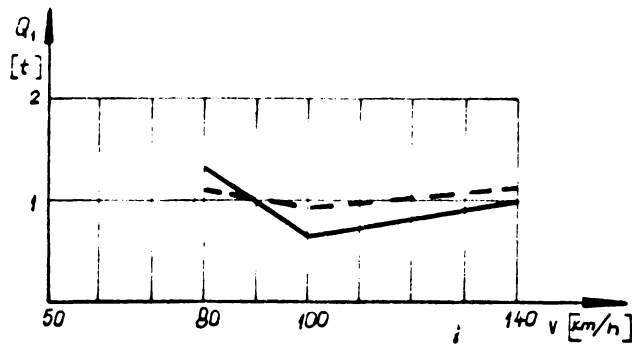


Fig. 5.24.

Rezultate obținute cu ajutorul calculatorului electronic au fost comparate cu cele obținute pe cale experimentală de institute de cercetări din străinătate pentru locomotive asemănătoare cu cea studiată, [63] subsemnatul neavînd posibilitatea a face asemenea experimentări care necesită o instalație specială de care nu dispunem.

În figura (5.24) este dată diagrama de variație a forței conducătoare de la prima osie montată în funcție de viteză obținută prin calcul (trasată cu linie plină) și diagrama de variație a aceleiași forțe, obținută pe cale experimentală (trasată cu linie întreruptă).

Din această comparare rezultă că schema de calcul oglindește aproape corect particularitățile constructive ale locomotivei și ale căii de rulare.

Din analiza diagramelor reiese că cea de a treia osie montată a primului boghiu are un mers neliniștit, forța conducătoare respectivă prezentînd variații rapide și bruște. Același lucru se poate spune și despre prima osie a primului boghiu, dar numai la viteza de 80 km/h. Forțele conducătoare ce acționează asupra osiilor montate a celui de al doilea boghiu au, pentru toate cele trei viteze, o variație aproape sinusoidală, fără variații așa de bruște în timp.

Rezultatele obținute cu ajutorul modelului de calcul ales și a mașinii electronice de calcul utilizată, ne permite să tragem următoarele concluzii.

1. Din compararea rezultatelor obținute cu mașina electronică, cu datele experimentale din literatură de specialitate, pentru o locomotivă asemănătoare, rezultă că modelul de calcul ales oglindește aproape corect particularitățile constructive ale locomotivei și ale căii de rulare.

Pe această bază se poate recomanda metoda propusă pentru aprecierea dinamicii orizontale a locomotivei, la proiectare.

2. Projelelor conducătoare corespunzătoare osiilor montate a celui de al doilea boghiu, prezentînd o variație mai mare funcție de viteză, față de cele corespunzătoare primului boghiu, rezultă concluzia că la deplasarea locomotivei în aliniament, nu întotdeauna forța conducătoare de la prima osie montată a primului boghiu este cea mai mare. De aceea această forță nu poate fi determinantă la aprecierea dinamicii orizontale a locomotivei diesel - electrice O60 D.A.

C a p i t o l u l VI

VERIFICARI EXPERIMENTALE

Pentru a verifica dacă s-a ales bine modelul mecanic al locomotivei, s-au efectuat măsurători experimentale pe locomotiva diesel-electrică 060 D.A. nr. 876 la vitezele de 60, 80 și 100 km/h pe ruta Timișoara - Lugoj și înapoi. Limitarea vitezei la 100 km/h a fost impusă de rezistența liniei ferate.

Măsurătorile s-au efectuat cu locomotiva circulând liberă și în aliniament, condiții pentru care s-a făcut și studiul teoretic.

6.1. Schema bloc a instalației electronice de înregistrare a vibrațiilor laterale.

Pentru înregistrarea vibrațiilor laterale s-a folosit instalația electronică din fig(6.1.) avînd schema bloc din fig. (6.2) utilizîndu-se traductorii de accelerație:

- T_{1x} - pentru înregistrarea deplasării laterale a primului boghiu în dreptul primei osii montate.
- T_{2x} - pentru înregistrarea deplasării laterale a primului boghiu, în dreptul pivotului.
- T_{1y} - pentru înregistrarea deplasării laterale a celui de al doilea boghiu, în dreptul ultimei osii montate.
- T_{2y} - pentru înregistrarea deplasării laterale a celui de al doilea boghiu în dreptul pivotului.

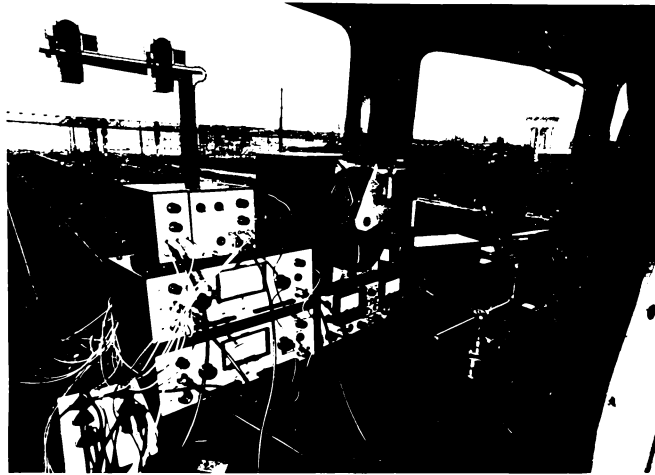


Fig.6.1.

T_{1z} - pentru înregistrarea deplasării laterale a cutiei locomotivei, montat în cabina mecanicului pe pupitrul de comandă.

T_{2z} - pentru înregistrarea deplasării laterale a cutiei locomotivei, montat în exterior la nivelul podelei și la mijlocul cutiei.

Se observă că pe fiecare subansamblu (boghiuri sau cutie) s-au fixat câte doi traductori a căror semnale pot fi înregistrate simultan, acestea fiind necesare pentru obținerea vibrațiilor notate în calculul analitic cu (q_6, q_4) ; (q_7, q_5) și (q_2, q_1) .

Aceste grupuri de câte doi traductori sînt cuplați la preamplificatoarele 1, ce integrează semnalele electrice proporționale cu accelerația, în semnale electrice proporționale cu deplasarea. Aceste semnale sînt apoi amplificate în amplificatoarele 2, la nivelul cerut de intrarea înregistratorului magnetic, 3. Comentariul legat de procesul de înregistrate se înregistrează pe banda magnetică prin intermediul microfonului 4.

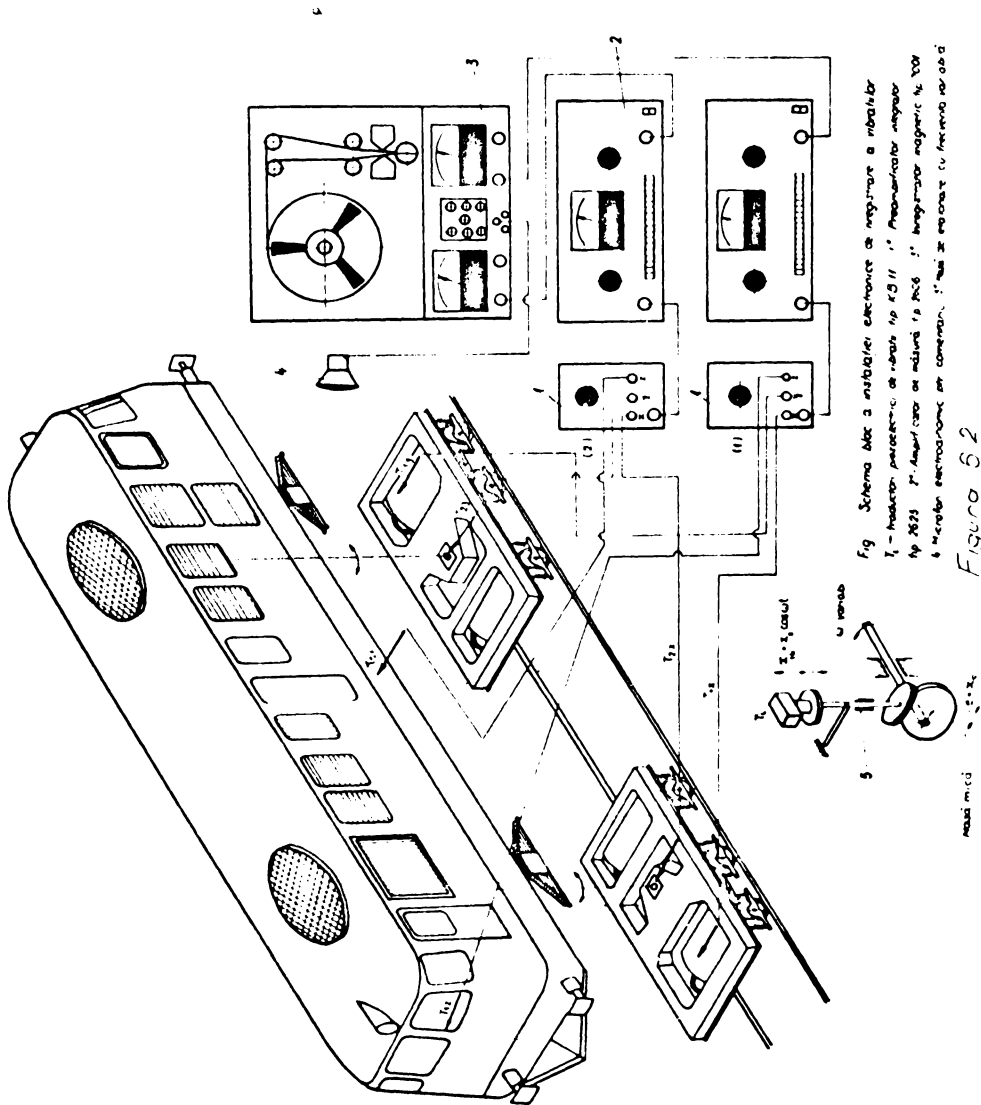


Fig. Schema bloc a instalatiei electronice de inregistrare si redare
 T₁ - inductor parametric de valoare 10 KΩ 11 " Parametric inductor
 Nr 2823 P. Amplificator de redare 10 KΩ 11 " Amplificator magnetic Nr. 100
 6 - inductor electromagnetic de comutatie, 1" val 20 mH conectat cu inductorul Nr. 100

Figura 62

INSTITUTUL POLITEHNIC
 UNIVERSITATEA
 BIBLIOTECA CENTRALA

6.2. Schema bloc a instalației electronice folosită
la prelucrarea vibrațiilor înregistrate pe
bandă magnetică.

În figura (6.3.) este prezentată instalația electronică folosită și în figura 6.4. este arătată schema bloc folosită la prelucrarea semnalului $u(t) = K x(t)$, ce a fost înregistrat pe banda magnetică.



Fig.6.3.

Datorită faptului că mișcarea vibratorie $x(t)$ este o vibrație neperiodică, avînd un caracter aleatoriu, nu i se poate defini frecvența și amplitudinea. De aceea schema bloc de prelucrare a semnalului $u(t)$, s-a ales pentru prelucrarea lui statistică.

Astfel semnalul $u(t)$ de la înregistratorul magnetic 2, s-a trecut prin setul de filtre combinate tip K.F.103(2) compus din filtre trece jos și trece sus care se pot combina în filtre trece bandă, avînd lățimea de bandă Δf_1 și frecvența medie f_{im} . La trecerea semnalului $u(t)$ prin filtrul 2,

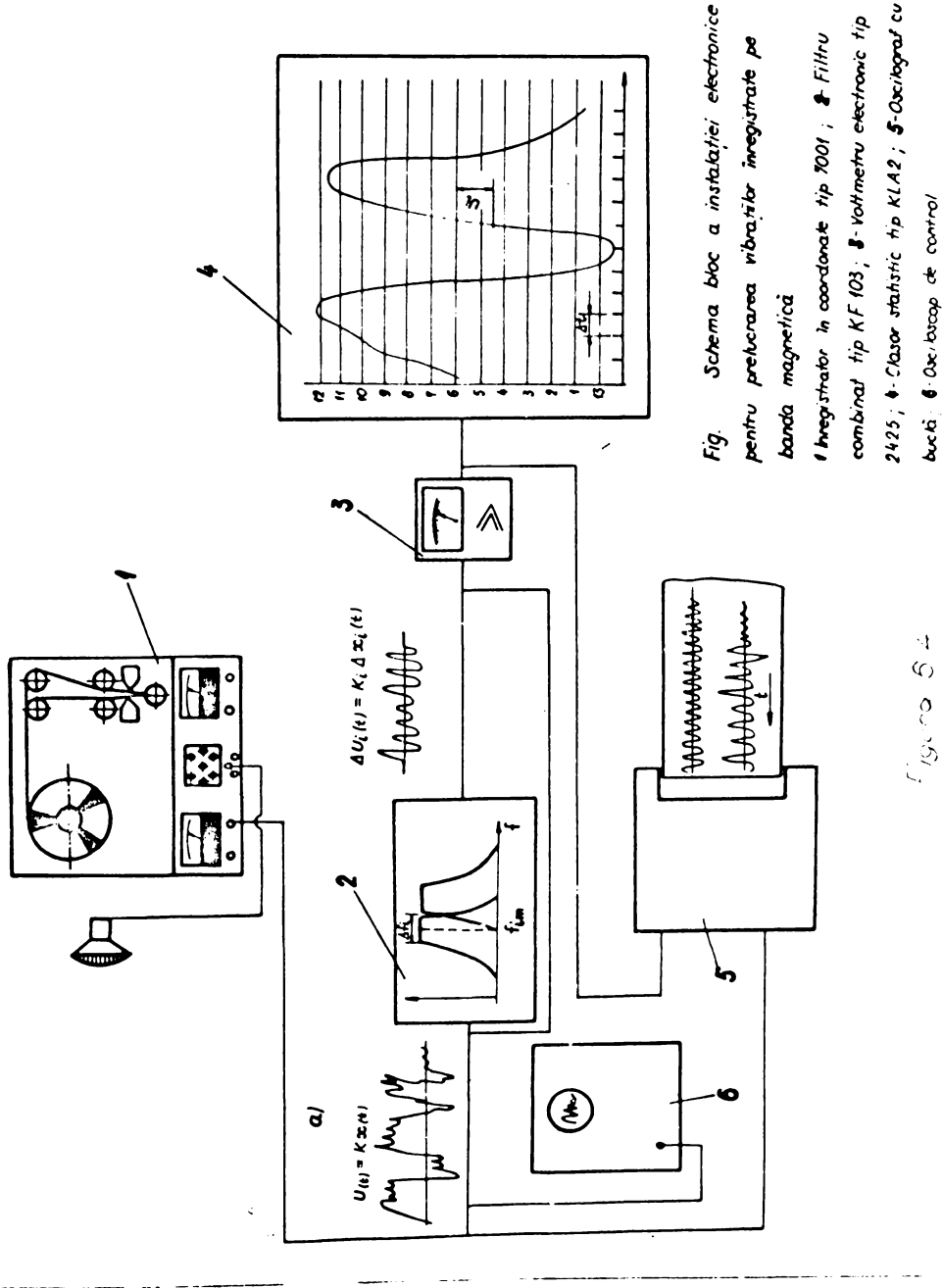


Figura 6.4

acesta va fi filtrat și din forma complexă a semnalului $u_2(t)$ va trece numai semnalul de bandă îngustă $\Delta u_1(t) = K \Delta x_1(t)$.

În continuare semnalul $\Delta u_1(t)$ încadrat într-o bandă de frecvență este trecut prin intermediul voltmetrului electronic 3, de tip 2425, la clasorul statistic 4, de tip K.L.A.2, care are rolul de a clasa pe nivele de amplitudini semnalul $\Delta u_1(t)$ pentru valori instantanee sau extreme.

Pentru compararea mișcărilor vibratorii obținute prin calcul, cu cele experimentale, semnalul $u_1(t)$ atât filtrat cât și nefiltrat s-a înregistrat pe oscilografii cu buclă tip.

8 LS - 1.

Deoarece banda magnetică prezintă anumite întreruperi de semnal cauzate de schimbarea scărilor la aparatele de măsură, acestea pot provoca efecte de șoc de bandă pe filtru, introducând erori suplimentare.

Pentru eliminarea acestor șocuri, declanșarea înregistrărilor s-a făcut prin urmărirea permanentă a semnalului $u_1(t)$ pe osciloscopul 6 de control.

6.3. Caracteristicile aparatelor folosite.

La înregistrare.

- Traductor de accelerație tip KB 11 fabricat de firma Messelektronik din Dresda - R.D.G., având sensibilitatea $\approx 9 \left[\frac{m \cdot v}{m \cdot sec^{-2}} \right]$ având domeniul de frecvențe limitat jos de preamplificatorul integrator folosit și limita superioară 2000 Hz.

- Preamplificator integrator tip 2625 fabricat de firma Brüel și Kjaer din Danemarca, pentru frecvențe joase având domeniul folosit de frecvențe joase, pentru deplasări cuprinse între 1 - 30 Hz.

- Amplificator tip 2606 fabricat de firma Brüel și Kjaer din Danemarca, având domeniul de frecvență cuprins între

2 - 20.000 Hz, alimentat cu curent continuu sau alternativ.

- Inregistrator magnetic tip 7001 fabricat de firma Brüel și Kjaer din Danemarca, avînd domeniul de frecvență cuprins între 0 - 20 KHz, nivelul de intrare 1,4 v, două canale de înregistrare simultană și un canal pentru comentariu.

- Masă vibrantă de etalonare, construită în cadrul laboratorului de vibrații al catedrei de mecanică și rezistența materialelor din I.P.T., avînd amplitudinea $x_{0E} = 2,63$ mm și frecvența variabilă continuu în domeniul 0,5 - 12 Hz.

La prelucrarea vibrațiilor.

- Filtru combinat tip K.F.103 fabricat de firma Messelektronik din Dresda R.D.G.

S-au folosit din acest filtru combinat următoarele două filtre care s-au combinat pentru realizarea a 8 benzi de trecere.

Filtru trece sus	Filtru trece jos	Banda de trecere
S.M.22	S.M.25	
[Hz]	[Hz]	[Hz]
0,5	0,71	0,5 - 0,71
0,71	1,0	0,71- 1,0
1,0	1,4	1,0 - 1,4
1,4	2,0	1,4 - 2,0
2,0	2,8	2,0 - 2,8
2,8	4,0	2,8 - 4,0
4,0	5,6	4,0 - 5,6
5,6	8,0	5,6 - 8,0

Raportul dintre mărimea semnalului de intrare și a semnalului de ieșire este de 1 : 1.

- Voltmetru electronic tip 2425 fabricat de firma Brüel și Kjaer din Danemarca, avînd domeniul de frecvențe

cuprins între 0,5 - 500 KHz, sensibilitatea $100 \mu v$ și nivelul de ieșire pentru deviația totală a scării la intrare egal cu 1 v.

- Aparat pentru clasare tip K.L.A.2 fabricat de firma Messelektronik din Dresda-R.D.G. cu 11 clase de selecție și 2 clase marginale reglabile.

Modurile de funcționare:

- 1 - Multiplicitate de depășire de clasă în direcția valorilor negative.
- 2 - Multiplicitatea valorilor momentane.
- 3 - Multiplicitatea de sumă absolută.
- 4 - Multiplicitate de valori extreme.

- Oscilograf cu buclă tip 8 LS-1 fabricat de firma Kombinat V.E.B. Messgeräte Werk Zwicknitz, avînd domeniul de înregistrare la frecvențe cuprinse între 0 - 10 KHz, un număr de 8 canale, înregistrarea făcîndu-se pe hîrtie cu lățimea de 120 mm, sensibilă la raze ultraviolete.

6.4. Calibrarea aparatelor.

Deoarece semnalul electric proporțional cu mișcarea vibratorie a fost trecut printr-o serie de aparate de amplificare, s-a ținut seamă de aceasta în calculul constantei de scară K.

Pentru stabilirea lui K. s-a înregistrat vibrații armonice de amplitudine cunoscută $x_{0E} = 2,63 \text{ mm}$ și frecvență variabilă, cu ajutorul mesei de etalonare 5. fig.(6.2.)

Dacă se notează cu:

A_E^I - domeniul amplificatorului 2 fig(6.2.) în [mv]
la înregistrarea pentru etalon.

A^I - domeniul amplificatorului 2 fig(6.2) în [mv]
în timpul înregistrărilor pentru $x_1(t)$

A_E^R - domeniul voltmetrului electronic 3 fig(6.4.) în [mv] la redare pentru etalon.

A_E^R - domeniul voltmetrului electronic 3 fig(6.4.) în [mv] la redare pentru $x_1(t)$.

\hat{I}_E - indicația de vîrf a voltmetrului electronic 3 fig(6.4) în [v] pentru etalon,

atunci constanta K se calculează cu relația:

$$K = \frac{A^I}{A_E^I} \cdot \frac{A^R}{A_E^R} \cdot \frac{x_{oE}}{\hat{I}_E} \quad \left[\frac{\text{mm}}{\text{v}} \right] \quad (6.1.)$$

Tensiunea de ieșire la deviația maximă de vîrf a acului voltmetrului electronic 3 fig.6.4., este de 1 v, pentru care s-a reglat domeniul clasorului statistic 4. fig(6.4.)

Deoarece la măsurători s-au folosit cabluri de lungimi mari, între traductori și aparatele de măsură, care atenuiază semnalul traductorilor, s-a făcut etalonarea acestora cu ajutorul mesei vibrante de etalonare 5 fig(6.2) Tot cu această masă vibrantă s-a făcut și etalonarea traductorilor, în domeniul frecvențelor joase ale locomotivei.

În urma înregistrărilor efectuate s-a constatat că banda de frecvență a vibrațiilor laterale ale locomotivei studiate, este cu limita inferioară la aproximativ 0,5 Hz. Cum caracteristica de frecvență a preamplificatorului integrator tip 2625 este lineară de la 1 Hz, iar a amplificatorului tip 2606 este lineară de la 2 Hz, este necesară introducerea unei corecții de frecvență în calculul constantei de calibrare. Această constantă s-a determinat experimental prin fixarea traductorului pe masa vibrantă de etalonare, înregistrînd vibrațiile de etalonare începînd de la frecvența de 0,5 Hz la 2 Hz.

La redare, se citește la voltmetrul electronic 3 fig.6.4., indicația I care pentru frecvențe mai mari decît 2 Hz rămîne constantă I_c . In acest caz filtrul 2 fig.6.4. funcționează în domeniul, filtru trece sus cu frecvența de tăiere de 2 Hz. Pentru a vedea atenuarea pe fiecare domeniu de frecvență a filtrelor trece bandă sub 2 Hz, se aduce frecvența mesei vibrante de etalonare în domeniul filtrului și se citește pe voltmetrul electronic valoarea indicației I_f .

Factorul de atenuare pentru banda de frecvență aleasă va fi:

$$f_K = \frac{I_f}{I_c} < 1 \quad (6.2)$$

In figura 6.5 s-a trasat curba de variație a lui f_K funcție de frecvență.

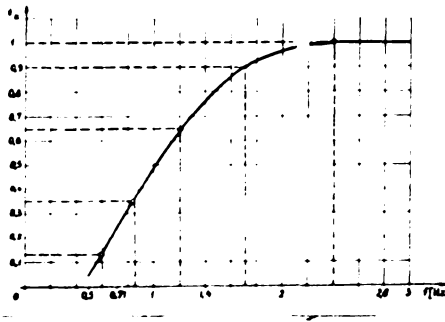


Fig.6.5.

In acest fel constanta de calibrare va fi:

$$K_1 = \frac{K}{F_{1K}} \quad \left[\frac{\text{mm}}{\text{v}} \right] \quad (6.3)$$

6.5. Evaluarea rezultatelor experimentale.

6.5.1. Determinarea valorii mediei pătratice \bar{x}_0^2 și a densității spectrale de putere $w(\omega)$.

Starea energetică a unui sistem vibrant este caracterizată prin valoarea mediei pătratice definită prin relația:

$$\tilde{x}^2 = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt. \quad (6.4)$$

unde T este timpul de integrare.

În cazul funcțiilor $x(t)$ periodice, T coincide cu perioada și \tilde{x}^2 poate fi citită cu ajutorul unui instrument obișnuit. Dacă funcția nu este periodică, pentru a putea fi caracterizată starea energetică a sistemului vibrant citirea directă a lui \tilde{x}^2 nu este posibilă. În acest caz este necesar să se facă integrarea funcției pe un interval lung de timp ($T \rightarrow \infty$).

În cazul în care funcția $x(t)$ este trecută printr-un filtru trece jos, avînd banda de pulsație $\Delta\omega_i = 2\pi\Delta f_i$, valoarea mediei pătratice pe acest filtru va fi:

$$\Delta \tilde{x}_i^2 = \frac{1}{T} \int_0^T \Delta x_i^2(t) dt \quad (6.5)$$

și densitatea spectrală de putere

$$w(\omega) = \lim_{\Delta\omega \rightarrow 0} \frac{\Delta \tilde{x}_i^2}{\Delta\omega} = \frac{d\tilde{x}_i^2}{d\omega} \quad (6.6)$$

Folosind schema bloc a instalației electronice din fig 6.4. se poate determina valoarea mediei pătratice pentru un timp nelimitat T, prin clasarea nivelelor de amplitudini cu ajutorul clasorului 4.

În figura (6.6) se arată forma de clasare, multiplicitatea valorilor momentane, obținută cu ajutorul aparatului de clasare tip K.L.A.2.

Aparatul este reglat în 11 domenii de clasă, avînd media de clasă $u_{jm} [v]$ și dispune de un generator de tact care dă impulsuri electrice la intervalul t .

Dacă semnalul $u(t)$ se găsește la momentul t_1 corespunzător impulsului n_1 , în clasa l_0 , la contorul l_0 al aparatului va apare un impuls, iar în momentul t_{1+1} va apare un

$U_j [V]$	$U_m [V]$
$> 0,990 \cdot H$	$\approx + 1,02$
$+ 0,510 \cdot H \div + 0,990 \cdot H$	$+ 0,900$
$+ 0,630 \cdot H \div - 0,510 \cdot H$	$+ 0,720$
$- 0,450 \cdot H \div + 0,630 \cdot H$	$+ 0,540$
$+ 0,270 \cdot H \div - 0,450 \cdot H$	$+ 0,360$
$+ 0,135 \cdot H \div + 0,270 \cdot H$	$+ 0,180$
$- 0,135 \cdot H \div - 0,135 \cdot H$	$0,000$
$- 0,270 \cdot H \div - 0,090 \cdot H$	$- 0,160$
$- 0,510 \cdot H \div - 0,270 \cdot H$	$- 0,360$
$- 0,630 \cdot H \div - 0,450 \cdot H$	$- 0,540$
$- 0,810 \cdot H \div - 0,630 \cdot H$	$- 0,720$
$- 0,990 \cdot H \div - 0,810 \cdot H$	$- 0,900$
$\rightarrow - 0,990 \cdot H$	$\approx + 1,02$

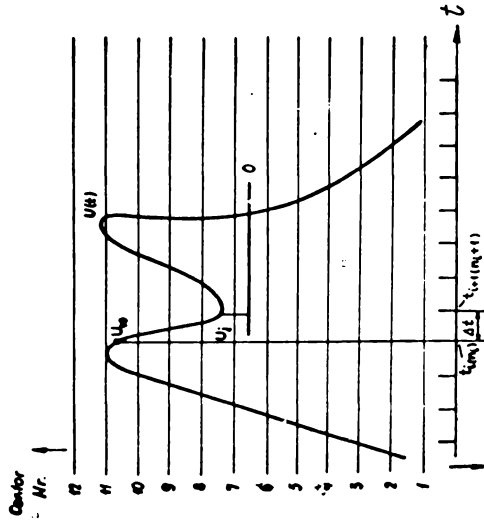


Figura 6.6

impuls în clasa 7. Dacă frecvența generatorului de tact este suficient de mare, cu ajutorul contoarelor 1 - 13 se poate determina în intervalul de timp T numărul de impulsuri în fiecare clasă.

În acest caz, expresia mediei pătratice \tilde{x}^2 o putem scrie cu ajutorul unei sume

$$\tilde{x}^2 = \frac{1}{T} \sum_{i=1}^N x_i^2 \Delta t_i \quad (6.7)$$

Luând Δt_i constant egal cu pasul de timp al generatorului de tact, avem:

$$\tilde{x}^2 = \frac{\Delta t}{T} \sum_{i=1}^N x_i^2 \quad (6.8)$$

unde $T = N \Delta t$ și

$$\tilde{x}^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2 \quad (6.9)$$

Deoarece nivelul de ± 1 volt al aparatului de clasare, este împărțit în 13 clase cu valorile medii u_{jm} , putem aproxima:

$$\sum_{i=1}^N \Delta x_i^2 = K_1^2 \sum_{j=1}^{13} n_j^i u_{jm}^2 \quad (6.10)$$

unde n_j^i este numărul de impulsuri citite pe contorul j. Astfel rezultă:

$$\Delta \tilde{x}_1^2 = \frac{K_1^2}{N} \sum_{j=1}^{13} n_j^1 u_{jm}^2 \quad \text{și} \quad N = \sum_{j=1}^{13} n_j^1 \quad (6.11)$$

Deci cu ajutorul acestor relații putem determina valoarea mediei pătratice pe orice interval dorim.

Dacă semnalul $u(t)$ este trecut prin filtrul de bandă $\Delta \omega_i$, vom avea:

$$\Delta \tilde{x}_1^2 = K_1^2 \frac{\sum_{j=1}^{13} x_j^1 u_{jm}^2}{\sum_{j=1}^{13} n_j^1} \quad [\text{mm}^2] \quad (6.12)$$

iar densitatea spectrală de putere pe filtrul trece bandă va fi:

$$W(\omega) \approx \frac{\Delta \tilde{x}_1^2}{\Delta \omega} \quad (6.13)$$

Pentru calculul valorii mediei pătratice în banda de frecvență a semnalului, vom avea:

$$\tilde{x}^2 = \sum_{i=1}^S \Delta \tilde{x}_i^2 \quad (6.14)$$

unde S este numărul de filtre trece bandă folosit.

În cazul unui semnal sinusoidal cu amplitudinea de vîrf \hat{x}_0 , valoarea mediei calculată cu formula (6.4) va fi:

$$\tilde{x}_0^2 = \frac{1}{2} \hat{x}_0^2 \quad \text{și} \quad \hat{x}_0 = \sqrt{2 \tilde{x}_0^2} \quad (6.15)$$

În cazul în care rezultatele teoretice obținute la calculator sînt date sub forma unor diagrame fig. (5.10. - 5.18) se poate defini o amplitudine de vîrf echivalentă x_{0E} c pentru banda de frecvență dată Δf_1

$$\hat{x}_{0E0} = \sqrt{2 \Delta \tilde{x}_1^2} \quad (6.16)$$

iar pentru întreaga bandă de frecvență dată:

$$\hat{x}_{0E0} = \sqrt{2 \sum_{i=1}^S \Delta \tilde{x}_i^2} \quad (6.17)$$

Această valoare trasată pe diagrama mișcării ne va da rapid o imagine comparativă între valorile calculate teoretic și cele experimentale.

Dacă legile de mișcare sînt date sub formă tabelară la intervale de timp constant $\Delta t = ct$. valoarea medie pătratică calculată teoretic va avea forma:

$$\tilde{x}^2 = \frac{\Delta t}{T} \sum_{i=1}^n x_i^2 \quad (6.18)$$

unde x_i este valoarea instantanee a mișcării vibratorii la

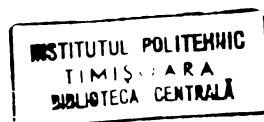
timpul t_1 din intervalul $0 + T$.

Inregistrările experimentale de pe banda magnetică au fost prelucrate cu ajutorul schemei bloc din fig.(6.4) și sintetizate tabelar în tabelele (1 - 24).

Pentru caracterizarea stării energetice a locomotivei din punct de vedere al vibrațiilor laterale, s-a extras din aceste tabele, densitatea spectrală de putere $w(\omega)$ [mm^2sec] . calculată cu formula (6.13). Aceste mărimi au fost apoi reprezentate în fig.(6.7 - 6.10) în funcție de frecvența medie a filtrelor de bandă folosite și pentru cele trei viteze la care s-au făcut înregistrările .

Pe fiecare figură este o schiță a subansamblului (boghiu, cutie) în care este figurat traductorul în punctul în care s-au făcut măsurătorile experimentale.

Pentru a vedea comportarea din punct de vedere al vibrațiilor atât a boghiului din față comparativ cu cel din spate, cât și a părții din față a outiei, față de partea din spate, în fiecare figură sînt trasate curbele densității spectrale de putere pentru perechile de traductori : (1x, 1y); (2x, 2y) și pentru 1z și 2z la dus și la întors.



Tabelul 1. Vibrațiile măsurate cu tractorul la $v = 60$ km/h.

n_j	$n_j^2 \cdot v_j^2 [V^2]$											$\Delta f [Hz]$	$A^R [V]$	
	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,03	0,03	0,03	0,03			
1. 0,810	0	194	213	172	94	76	8	77	62	62	53	42		
2. 0,518	0	327	236	145	102	52	54	109	55	166	84	49		
3. 0,291	265	487	547	158	164	47	166	174	50	190	55	62		
4. 0,129	776	535	540	64	622	74	360	470	56	381	42	544		
5. 0,022	1058	565	541	16	856	25	936	816	24	1193	35	1065		
6. 0	1190	847	696	0	1421	0	2073	1380	0	1646	0	1597		
7. 0,032	1096	606	546	15	812	24	983	1264	818	818	24	852		
8. 0,129	597	545	476	57	571	68	433	617	74	227	27	295		
9. 0,291	213	372	507	107	187	54	130	445	94	94	27	85		
10. 0,518	71	423	316	161	124	67	20	203	46	46	23	19		
11. 0,610	0	166	156	156	30	7	7	75	59	15	12	5		

$I_A^R = 10 \text{ mV}$
 $I_E^R = 3 \text{ mV}$
 $R_E^R = 1 \text{ V}$
 $I = 0,8 \text{ V}$
 $x_{OE} = 2,63 \text{ mm}$
 $\sim x^2 = 8,66 \text{ mm}^2$
 $\hat{x}_{OEC} = 4,16 \text{ mm}$

-//-

12. 1,04	0	239	497	143	148	52	54	0	205	213	125	130	24	480
13. 1,04	0	239	497	139	144	31	32	0	154	160	190	197	378	480
$\Sigma \eta_j$	5565	5104	5266	5074	5170	5986	5292							
$\Sigma \eta_j^2$	400	1596	1354	599	284	1032	226							
$k [\frac{m}{m^2}]$	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09	0,36	0,36							
f_k	0,13	0,35	0,65	0,9	1	1	1							
$\Delta \bar{\lambda}_i^2 [mm^2]$	4,9	2,7	0,72	0,16	0,059	0,022	0,018							
$\Delta \hat{\lambda}_{\text{ort}} [mm]$	3,13	2,32	1,2	0,50	0,34	0,21	0,089							
$V(\omega) [mm^3 \cdot sec]$	3,71	1,48	0,28	0,041	0,013	0,0028	0,0012							

Tabelul 2 Vibrațiile măsurate cu traductorul lx la v = 80 km/h.

Ar	u_j^2	η_j		η_j^2		η_j^3		η_j^4		$A^R [V]$	$\Delta f [Hz]$
		η_j	η_j^2	η_j^3	η_j^4	η_j^2	η_j^3	η_j^4	η_j^5		
1.	0,810	28	86	65	71	57	22	6	0		
2.	0,518	91	144	157	119	71	36	11	6		
3.	0,291	101	161	207	261	162	46	28	43		
4.	0,129	309	142	181	339	214	186	142	203		

$A^I = 3 \text{ mv}$

$A_E^I = 3 \text{ mv}$

5. 0,032	406	12	254	7	158	4	253	7	434	13	238	7	421	12	436	13
6. 0	935	0	225	0	182	0	295	0	812	0	338	0	711	0	890	0
7. 0,032	497	14	246	7	229	6	415	12	404	12	214	6	396	11	418	12
8. 0,129	88	10	111	13	254	30	346	41	217	26	150	18	101	12	153	18
9. 0,291	92	26	118	14	174	50	248	71	125	36	157	45	28	8	47	13
10. 0,518	176	89	146	74	155	79	153	78	114	58	105	53	17	8	4	2
11. 0,810	67	54	115	93	76	61	16	12	17	13	37	29	27	21	0	0
12. 1,04	0	0	310	322	372	383	71	73	66	68	78	81	25	26	0	0
13. 1,04	59	61	328	341	401	413	111	115	46	47	63	24	24	0	0	0
Σn_j	2857		2407		2627		2715		2753		1848		1940		2200	
Σn_j^2	420		1093		1252		655		437		442		155		97	
$k[\frac{mm^2}{cm^2}]$	1,09		1,09		1,09		1,09		1,09		0,36		0,36		0,36	
f_k	0,13		0,35		0,65		0,9		1		1		1		1	
$\Delta \bar{x}_j^2 [mm^2]$	9,87		4,36		1,21		0,35		0,18		0,03		0,01		0,006	
$\Delta \bar{x}_{acc} [mm]$	4,43		2,95		1,56		0,84		0,61		0,27		0,14		0,11	
$W(\omega) [mm^2 \cdot sec]$	7,48		2,38		0,47		0,092		0,035		0,0035		0,0009		0,0003	

$R_E = 1 \text{ V}$

$I = 0,8 \text{ V}$

$x_{OE} = 2,68 \text{ mm}$

$\bar{x}^2 = 16,01 \text{ mm}^2$

$\bar{x}_{OBC} = 5,65 \text{ mm}$

-/-

Tabelul 3. Vibrațiile măsurate cu traductorul 1x la v = 100 km/h.

Nr. confer	n_j											η_j^2 [v ²]	A^R [v]	Δf [Hz]		
	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3					
1. 0,810	85	235	197	272	14	272	14	27	90	21	72	17				
2. 0,518	140	248	190	492	220	11	39	142	67	37	18					$A^I = 10 \text{ EV}$
3. 0,291	430	528	126	632	519	129	363	105	87	25						$A_E^I = 3 \text{ MV}$
4. 0,129	1144	892	107	709	852	102	639	76	62	311	22					$A_E^R = 1 \text{ V}$
5. 0,032	1386	41	1019	904	27	913	1619	48	54	1660	42					$I = 0,8 \text{ V}$
6. 0	2139	0	1221	980	0	1033	2956	0	3703	0	5032	0				$x_{OE} = 2,63 \text{ mm}$
7. 0,032	1484	44	1066	777	1045	1496	44	1912	57	1478	44					$x^2 = 99,8 \text{ mm}^2$
8. 0,129	1095	121	870	782	23	786	835	88	477	784	274	32				$\hat{x}_{OEC} = 14,1 \text{ mm}$
9. 0,291	362	104	469	524	151	495	290	84	122	291	84	16				
10. 0,518	113	57	324	304	155	381	90	45	33	174	88	17				
11. 0,810	102	82	236	213	172	315	41	33	68	55	12	9				

-//-

12.	1,04	40	41	438	455	775	806	432	449	43	44	23	23	154	160	26	27
13.	1,04	40	41	438	455	775	806	432	449	43	44	23	23	154	160	26	27
	$\sum \eta_j^2$	8560		7934		7970		7967		8499		8926		7798		9055	
	$\sum \eta_j^2 u_j^2$	941		2145		2862		2264		707		423		1063		318	
	$k [\frac{mm}{\nu}]$	3,27		3,27		3,27		3,27		3,27		3,27		1,09		1,09	
	f_c	0,13		0,35		0,65		0,9		1		1		1		1	
	$\Delta \bar{x}_i^2 [mm^2]$	63		22,69		8,85		3,69		0,88		0,50		0,16		0,04	
	$\Delta \bar{x}_{acc} [mm]$	11,24		6,73		4,2		2,71		1,33		1,00		0,56		0,28	
	$W(\omega) [mm^2/sec]$	47,77		12,45		3,51		0,97		0,17		0,065		0,015		0,0016	

Tabelul 4. Vibrațiile măsurate cu traductorul ly la v = 60 km/h.

N_r	u_j^2	η_j^2	$\eta_j^2 u_j^2$ [ν^3]														
codor	[ν^2]	η_j^2	$\eta_j^2 u_j^2$ [ν^3]	$0,1$	$0,1$	$0,1$	$0,1$	$0,1$	$0,1$	$0,1$	$0,1$	$0,1$	$0,1$	$0,03$	$0,03$	A^R [ν]	A^R [ν]
				0,5-0,71	0,71-1	1-1,4	1,4-2	2-2,8	2,8-4	4-5,6	5,6-8	Δf [Hz]					
1.	0,810	62	209	7	15	5	12	5	4	0	48	38	13	10			
		50	169														
2.	0,518	111	157	24	11	6	5	3	25	12	171	87	54	27			
		56	80														
3.	0,291	148	252	188	82	64	23	18	19	5	223	64	168	48			
		42	73	54													
4.	0,129	239	341	520	211	248	25	29	23	2	404	48	365	43			
		27	40	62													

5.	0,032	463	13	373	11	556	16	672	20	827	24	48	1	535	16	715	21	$A_E^R = 1 \text{ v}$
6.	0	626	0	735	0	607	0	1318	0	956	0	1963	0	795	0	1127	0	$I = 0,8 \text{ v}$
7.	0,032	563	16	304	9	474	14	531	15	844	25	720	21	714	21	634	19	$x_{OE} = 2,63 \text{ mm}$
8.	0,129	178	21	279	33	423	50	288	34	197	23	45	5	491	58	287	34	$x^2 = 16,82 \text{ mm}^2$
9.	0,291	152	44	208	60	149	43	78	22	48	13	23	6	361	104	95	27	$x_{OEC} =$
10.	0,518	173	88	289	147	55	28	57	29	18	9	27	13	169	86	38	19	5,97 mm
11.	0,810	82	66	83	67	11	8	18	14	9	7	3	2	65	52	12	2	
12.	1,04	63	65	437	454	20	20	30	31	0	0	0	0	0	0	0	0	
13.	1,04	63	65	437	454	20	20	30	31	0	0	0	0	0	0	0	0	
$\sum n_i$		2923		4104		3054		3241		3222		2896		3911		3508		
$\sum n_i u_i^2$		553		1597		332		261		151		67		574		257		
$k \left[\frac{mm^2}{v} \right]$		1,09		1,09		1,09		1,09		1,09		1,09		0,36		0,36		
f_c		0,13		0,35		0,65		0,9		1		1		1		1		
$\Delta \bar{x}_i^2 [mm^2]$		12,65		3,68		0,30		0,11		0,04		0,02		0,018		0,009		
$\Delta \bar{x}_{i,c}^2 [mm^2]$		5,03		2,71		0,78		0,48		0,30		0,21		0,19		0,14		
$W(\omega) [mm^2 \cdot v]$		9,60		2,019		0,81		0,02		0,007		0,001		0,0017		0,0004		

-//-

Tabelul 5 Vibrațiile măsurate cu traductorul ly la v = 80 km/h.

Nr. carier	u_1^2 [v ²]	$\eta_i^2 \cdot \sigma_i^2$ [v ²]											Δf [Hz]	A^R [V]		
		0,1	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,1				
		0,5-0,71	0,71-1	1-1,4	1,4-2	2-2,8	2,8-4	4-5,6	5,6-8	8-16	16-24	24-30	30-42	42-51		
1.	0,810	261	211	153	123	142	180	145	30	24	8	20	16	30	4	$A^R = 1,0$ mV
2.	0,518	314	160	244	124	357	182	173	88	49	24	29	14	42	22	
3.	0,291	330	95	333	96	470	136	242	70	131	37	55	15	66	27	$A^R = 3$ mV
4.	0,129	609	73	729	87	636	76	471	56	266	31	180	21	167	69	$A^R = 1$ v
5.	0,032	962	28	795	23	983	29	1311	39	133	3	720	21	1111	1015	$I = 0,8$ v
6.	0	1315	0	891	0	1189	0	2050	0	3630	0	4705	0	2435	4271	$x_{0E} = 2,63$ mm
7.	0,032	923	27	857	25	928	27	1299	38	1093	32	685	20	968	773	$x^2 = 41,4$ mm ²
8.	0,129	431	51	751	20	727	87	455	52	251	30	144	17	122	40	$\hat{x}_{0E} = 9,06$ mm
9.	0,291	414	120	304	88	344	99	186	53	135	39	42	12	62	28	
10.	0,518	472	240	289	147	475	242	116	59	22	11	29	14	42	19	
11.	0,810	103	83	128	103	97	78	60	48	137	17	29	5	15	6	

-//-

12.	1,04	237	246	189	199	206	57	52	23	0	32	4	4
13.	1,04	244	253	189	199	206	57	52	23	0	32	4	4
Σn_j^2		6615	5852	6784	6487	5801	6616	5124	6282				
$\Sigma n_j^2 u_j^2$		1587	1298	1513	645	288	155	273	115				
$k [\frac{mm^2}{m^2}]$		1,09	3,27	3,27	3,27	3,27	3,27	1,09	1,09				
f_i		0,13	0,35	0,65	0,9	1	1	1	1				
$\Delta x_i^2 [mm^2]$		16,85	16,58	5,56	1,31	0,47	0,25	0,06	0,02				
$\Delta x_{acc} [mm]$		5,8	5,75	5,33	1,61	0,97	0,70	0,35	0,20				
$v(\omega) [mm \cdot sec]$		12,77	9,10	2,21	0,34	0,09	0,03	0,004	0,001				

Tabelul 6 Vibrațiile măsurate cu traductorul ly la v = 100 km/h.

Nr centur	u_j^2 [V ²]	$n_j^2 u_j^2 [V^2]$												$\Delta f [Hz]$
		0,1	0,3	0,3	0,3	0,3	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,03	0,03	
1.	0,810	246	194	240	119	27	110	0	0	0	101	26	21	5,6-8
2.	0,518	276	140	204	316	14	140	7	71	0	158	69	25	A _E ^I =10 mV
3.	0,291	344	99	290	84	102	260	75	103	49	273	214	62	A _E ^I =3 mV
4.	0,129	359	42	296	411	49	642	77	65	265	488	414	49	

--//--

5. 0,032	405	382	11	381	11	718	21	642	19	894	26	570	17	721	21
6. 0	440	328	0	478	0	990	0	659	0	1505	0	817	0	924	0
7. 0,032	342	321	9	323	9	607	18	572	17	927	27	514	15	745	22
8. 0,129	323	321	38	334	40	613	73	584	65	342	41	454	54	426	51
9. 0,291	410	222	64	388	112	225	65	381	110	63	18	270	68	168	48
10. 0,518	402	198	100	324	165	16	8	175	89	15	7	188	95	84	42
11. 0,810	124	153	123	108	87	27	21	37	29	0	0	88	19	19	15
12. 1,04	194	341	354	100	104	0	0	83	86	0	0	28	12	12	12
13. 1,04	194	341	354	100	104	0	0	83	86	0	0	28	12	12	12
$\sum n_i'$	4059	3637		3734	4439	4334	4060	3977	3834	4060	3977	3834	3834	3834	3834
$\sum n_i' u_i'$	1361	1470		1040	386	829	164	686	390	164	686	390	390	390	390
$K[\frac{mm}{min}]$	1,09	3,27		3,27	3,27	1,09	1,09	1,09	0,327	1,09	0,327	0,327	0,327	0,327	0,327
f_c	0,13	0,35		0,65	0,9	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
$\Delta \bar{x}' [mm]$	23,1	34,9		6,83	1,05	0,22	0,047	0,018	0,105	0,047	0,018	0,018	0,105	0,105	0,105
$\Delta \bar{x}_{rel} [mm]$	6,81	8,35		3,69	1,45	0,67	0,30	0,30	0,19	0,30	0,30	0,30	0,19	0,19	0,19
$W(\omega) [mm^2/sec]$	17,51	19,15		2,7	0,27	0,04	0,0062	0,0017	0,006	0,0062	0,0017	0,0017	0,006	0,006	0,006

$A_E^R = 1 \text{ v}$
 $I = 0,8 \text{ v}$
 $x_{0E} = 2,63 \text{ mm}$
 $\bar{x}^2 = 66,27 \text{ mm}^2$
 $\hat{x}_{0Ec} = 11,51 \text{ mm}$

-//-

Tabelul 7 Vibrațiile măsurate cu traductorul 2x la v = 60 km/h.

Nr. contor	u_j^2 [v ²]	$n_j u_j^2$ [v ²]											A^R [v]	Δf [Hz]	
		0,03	0,03	0,1	0,03	0,03	0,03	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01			
1.	0,810	25	318	0	175	141	45	1	78	196	62	158			
2.	0,518	239	244	51	340	173	94	13	216	317	110	161			
3.	0,291	521	198	230	472	136	224	31	351	450	101	130			
4.	0,129	681	249	513	600	72	562	105	580	514	62	61			
5.	0,032	643	274	942	515	15	971	434	814	633	24	18			
6.	0	655	287	1028	567	0	1367	2001	933	708	0	0			
7.	0,062	570	209	849	511	15	1045	1462	738	657	22	19			
8.	0,129	524	218	630	467	56	478	267	530	472	62	57			
9.	0,291	430	275	146	470	136	191	103	372	400	107	116			
10.	0,518	271	336	39	385	196	112	30	164	271	83	138			
11.	0,810	55	193	0	143	115	38	4	79	133	63	107			

$A^I = 10$ mV

$A^I_E = 3$ mV

$A^R_E = 1$ v

$I = 0,69$ v

$x_{OE} = 2,63$ mm

$\bar{x}^2 = 2,83$ mm²

$\hat{x}_{OEC} = 2,37$ mm

-//-

BIBLIOTECA CENTRALA

12.	1,04	219	227	423	0	270	280	29	0	74	104	108
			342		C			30	0		76	
13.	1,04	219	468	486	0	270	280	29	0	117	242	251
			227					30	0		121	
$\Sigma \eta_j'$		5052	3692	4428	5085	5185	543	5185	4451	4836	5097	
$\Sigma \eta_j' \cdot \zeta_j'$		1231	1655	342	1615	543			161	902	1323	
k [$\frac{mm}{V}$]		0,378	0,578	1,19	0,378	0,378	0,378	0,378	0,119	0,119	0,119	
f_n		0,13	0,35	0,65	0,9	1		1	1	1	1	
$\Delta \bar{x}_i^2$ [mm^2]		2,02	0,51	0,23	0,05	0,01	0,005	0,005	0,0025	0,0025	0,0035	
$\Delta \bar{x}_{acc}$ [mm]		2,00	1,00	0,68	0,33	0,16	0,10	0,10	0,07	0,07	0,04	
$w(\omega)$ [mm^2/sec^2]		1,53	0,27	0,09	0,0012	0,0012	0,0006	0,0006	0,0001	0,0001	0,0002	

Tab. 8 Vibrațiile măsurate cu traductorul 2y la v = 60 km/h.

Nr canal	u_j^2 [V ²]	η_j'												$\eta_j' \cdot \zeta_j'$ [V ²]	\bar{x}_i^R [V]	$-\Delta f$ [Hz]
		0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1			
1.	0,810	196	158	185	149	69	57	55	46	29	45	32	25	59		
2.	0,518	189	270	175	137	80	113	36	18	94	47	77	39	79		
3.	0,291	210	60	420	121	217	212	32	57	144	41	137	39	151		
4.	0,129	273	32	584	49	310	528	63	183	341	40	395	47	404		

-//-

5. σ, σ_{32}	402	12	324	9	449	13	674	20	544	16	616	18	939	29	938	28
6. σ	549	0	366	0	393	0	802	0	1723	0	1397	0	1135	0	1397	0
7. σ, σ_{32}	457	13	349	10	382	11	646	19	465	13	1069	32	952	28	826	24
8. σ, σ_{29}	269	32	500	60	326	39	419	50	232	27	488	58	399	47	299	35
9. σ, σ_{31}	172	49	302	87	211	61	134	38	48	13	253	73	134	38	106	30
10. σ, σ_{18}	215	109	188	95	133	67	129	65	33	16	122	62	71	36	78	39
11. σ, σ_{10}	126	102	168	168	85	68	60	48	31	25	64	51	26	36	36	29
12. σ, σ_4	183	190	362	376	363	377	167	173	29	30	84	87	80	51	51	53
13. σ, σ_4	183	190	362	376	363	377	167	173	29	30	84	87	80	51	51	53
$\Sigma \sigma_j$	3424		4150		3476		4008		3439		4501		4507		4475	
$\Sigma \sigma_j \sigma_j'$	1043		1605		1256		784		248		632		515		469	
$K \left[\frac{\text{mm}^2}{\text{mm}^2} \right]$	1,19		1,19		1,19		1,19		1,19		0,378		0,378		0,378	
f	0,13		0,35		0,65		0,9		1		1		1		1	
$\Delta X' \left[\frac{\text{mm}}{\text{mm}} \right]$	21		3,75		1,20		0,33		0,101		0,018		0,016		0,014	
$\Delta X_{\text{acc}} \left[\frac{\text{mm}}{\text{mm}} \right]$	6,5		2,73		1,55		0,81		0,45		0,19		0,18		0,17	
$w \left(\sigma \right) \left[\frac{\text{mm}^2}{\text{mm}^2} \right]$	15,92		2,05		0,47		0,087		0,020		0,0025		0,001		0,00079	

$$R_E = 1 \text{ V}$$

$$I = 0,69 \text{ V}$$

$$x_{0E} = 2,63 \text{ mm}$$

$$\hat{x}^2 = 26,42 \text{ mm}^2$$

$$\hat{x}_{0E} = 7,26 \text{ mm}$$

Tabelul 9 Vibrațiile măsurate cu traductorul 2x la v = 80 km/h.

Nr candor	v_j^2 [v ²]	n_j											ΔR [v]	Δf [Hz]				
		0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,1	0,03						
1.	0,81c	0,5-0,71	0,71-1	1-1,4	1,4-2	2-2,8	2,8-4	4-5,6	5,6-8	127			28	42	13	10	89	$I_E^I = 3$ mv
2.	0,518	0	102	230	186	63	51	16	24	8	24	12	17	8	167	85	$I_E^I = 3$ mv	
3.	0,291	34	17	1151	87	109	44	43	48	12	48	13	29	8	240	69	$R_E^R = 1$ v	
4.	0,129	393	113	237	68	277	31	174	219	26	219	26	100	12	333	39	$I = 0,69$ v	
5.	0,032	322	38	233	30	647	19	690	1075	32	1075	32	458	14	606	18	$x_{0E} = 2,63$ mm	
6.	0	524	15	635	15	878	0	1595	4025	0	4025	0	2082	0	686	0	$\bar{x}^2 = 10,76$ mm ²	
7.	0,032	649	0	660	0	495	14	516	845	25	845	25	3+3	10	459	13	$\hat{x}_{0IE} = 4,63$ mm	
8.	0,129	671	20	440	13	273	32	116	160	19	160	19	100	12	250	30		
9.	0,291	463	55	366	43	102	29	60	81	23	81	23	38	11	108	31		
10.	0,518	202	58	447	58	107	54	17	39	8	39	19	4	2	77	39		
11.	0,81c	60	30	195	95	51	41	21	21	17	21	17	6	4	28	22		
		0	0	70	56	149	120	17	17	17	17	17	6	4	28	22		

-//-

12.	1,04	0	41	430	447	85	25	26	25	26	23	277	288
13.	1,04	0	41	430	447	85	25	26	25	26	23	277	288
Σn_j			3318	3482	3365	3259	3326	6629	3276	3618			
$2 n_j' u_j'$			346	662	1590	524	204	272	137	1011			
$k [\frac{mm}{cm}]$	1,19	1,19	1,19	1,19	1,19	1,19	1,19	1,19	1,19	1,19	0,378	0,119	
f_*	0,13	0,35	0,55			0,9	1	1	1	1	1	1	
$\Delta \bar{\lambda}_1' [mm^2]$	7,1	1,97	1,34	0,27	0,061	0,058	0,058	0,058	0,058	0,0039			
$\Delta \bar{\lambda}_{osc} [mm]$	3,78	1,9	1,6	0,74	0,37	0,34	0,34	0,34	0,34	0,10	0,058		
$W_0 [mm \cdot sec]$	3,38	1,025	0,53	0,071	0,0011	0,0078	0,0057	0,00015					

Taboulul 10 Vibrațiile măsurate cu traductorul 2x la $v = 100 \text{ km/h}$.

N_r	u_j^2	n_j	$n_j' u_j' [v']$										$A^R [v]$	$4f [Hz]$
			0,1	0,3	0,3	0,3	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1		
1.	0,810	114	8	128	6	103	45	21	38	15	15	84		
2.	0,518	442	255	149	97	75	79	40	38	19	23	151		
3.	0,291	419	121	449	130	97	258	74	192	55	139	208		

$A^I = 10 \text{ mV}$
 $A_E^I = 3 \text{ mV}$

-//-

4.	0,129	695	83	501	60	430	51	827	99	319	38	387	46	359	43	540	64
5.	0,032	561	16	703	21	779	23	795	23	395	11	894	26	733	21	1127	33
6.	0	721	0	915	0	2100	0	1394	0	534	0	1272	0	1140	0	1609	0
7.	0,032	655	19	717	21	768	23	783	23	485	14	959	28	840	25	939	28
8.	0,129	498	59	537	64	461	55	654	78	384	46	478	57	380	45	356	42
9.	0,291	306	88	395	114	238	69	289	83	183	53	212	61	186	53	162	46
10.	0,518	342	174	188	141	141	71	134	68	40	21	62	31	22	11	87	44
11.	0,810	101	81	19	15	97	78	26	21	38	30	38	30	24	19	42	34
12.	1,04	212	220	11	11	52	54	14	14	38	39	44	45	26	101	105	105
13.	1,04	212	220	11	11	52	54	14	14	38	39	44	45	26	101	105	105
$\sum x_i$		5278	4646	5731	5312	4654	3913	706									
$\sum x_i^2$		1428	645	753	573	473	334										
n		1,19	3,78	3,78	3,78	1,19	1,19	1,19	1,19	1,19	1,19	1,19	1,19	1,19	1,19	1,19	1,19
f		0,13	0,35	0,65	0,9	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Δx_i [mm]		19,33	16,09	4,43	1,88	0,21	0,143	0,12	0,018								
Δx_{rel} [mm]		6,21	5,67	2,97	1,94	0,64	0,084	0,084	0,19								
$\Delta x_{rel}(\text{mm})$		14,64	8,92	1,75	0,49	0,041	0,017	0,011	0,0011								

$R_E = 1$ v
 $I = 0,69$ v
 $x_{OE} = 2,63$ mm
 $\tilde{x}^2 = 42,22$ mm²
 $\hat{x}_{OFC} =$
 $9,18$ mm

Taboulul II Vibrațiile măsurate cu traductorul 2y la v = 80 km/h.

Nr. ord.	u_j^2 [v ²]	n_j											$n_j u_j^2$ [v ³]	$-A^R$ [v]	$-\Delta f$ [Hz]			
		0,3	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03						
1.	0,810	54	43	140	112	89	72	6	4	67	54	59	47	28	22	27	21	
2.	0,518	47	24	178	91	186	96	85	43	127	64	117	59	84	42	57	29	
3.	0,291	235	43	175	37	147	42	189	54	149	45	159	56	161	42	129	43	
4.	0,129	395	47	227	27	228	27	388	46	182	21	315	37	311	37	311	37	
5.	0,032	381	12	323	7	305	9	403	12	153	4	522	15	664	19	621	18	
6.	0	220	0	155	0	143	0	374	0	168	0	642	0	760	0	885	0	
7.	0,032	191	6	151	5	123	3	328	9	196	5	432	12	343	10	361	10	
8.	0,129	214	26	186	22	123	14	418	50	176	21	338	40	72	8	100	12	
9.	0,291	359	104	162	47	154	44	175	50	122	35	136	39	9	2	10	2	
10.	0,518	127	65	199	101	154	78	59	30	64	32	49	24	1	0,5	5	2	
11.	0,810	39	32	95	77	74	59	13	10	52	11	11	8	2	1	2	1	

-//-

$A^I=10$ mv

$A^I_E=3$ mv

$A^R_E=1$ v

$I=0,69$ v

$x_{0E}=2,63$
mm

$\bar{x}^2=19,36$
mm²

$\hat{x}_{03c} =$
6,22 mm

12. 1,04	16	17	206	214	169	175	0	141	146	63	17	17	21	21
13. 1,04	16	17	206	214	169	175	0	141	146	63	17	17	21	21
Σn_j	2294		2312	2064	2064	175	2438	1746	2942	2459	217	217	2572	217
Σn_j^2	442		855	794	794	308	308	615	467	217	217	217	217	217
K [mm]	1,19		1,19	1,19	1,19	1,19	1,19	0,378	0,378	0,378	0,378	0,378	0,378	0,378
f_s	0,13		0,35	0,65	0,65	0,9	0,9	1	1	1	1	1	1	1
$\Delta \bar{x}_i$ [mm]	13,8		4,01	1,27	1,27	0,22	0,22	0,049	0,049	0,021	0,012	0,012	0,011	0,011
$\Delta \bar{x}_{acc}$ [mm]	5,25		2,85	1,59	1,59	0,66	0,66	0,31	0,31	0,20	0,15	0,15	0,15	0,15
w [mm/sec]	10,47		2,19	0,5	0,5	0,057	0,057	0,0025	0,0025	0,002	0,0011	0,0011	0,0006	0,0006

Tabelul 12 Vibrațiile măsurate cu traductorul 2y la v= 100 km/h.

n_j	u_j^2 [v ²]	$n_j^2 u_j^2$ [v ⁴]											
		0,1	0,3	0,3	0,3	0,1	0,1	0,1	0,1	0,03	0,03	0,03	0,03
0,5-0,71	0,71-1	1-1,4	1,4-2	2-2,8	2,8-4	4-5,6	5,6-8	8-10	10-12	12-15	15-17	17-21	21-25
45	70	6	66	21	73	7	3	5	2	7	26	13	3
206	40	5	238	121	15	87	44	7	44	15	26	13	3
271	79	94	135	39	191	35	245	10	71	40	22	11	6

INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

-//-

4.	0,129	282	24	297	25	197	23	201	24	360	43	4c6	48	206	24	164	19
5.	0,032	448	14	789	23	726	21	206	6	799	23	526	15	531	15	624	18
6.	0	250	0	932	0	1179	0	177	0	869	0	747	0	822	0	806	0
7.	0,032	267	9	649	19	643	19	215	6	917	27	608	18	547	16	602	18
8.	0,129	337	40	322	38	251	30	151	18	303	36	389	46	192	23	183	21
9.	0,291	379	110	130	37	91	26	177	51	39	11	150	43	43	12	18	5
10.	0,518	163	83	18	9	16	8	247	125	18	9	73	37	11	5	2	1
11.	0,810	28	23	21	17	18	14	23	18	4	3	27	21	13	2	2	1
12.	1,04	0	0	13	13	64	66	55	57	0	0	330	343	47	31	31	32
13.	1,04	0	0	13	13	64	66	55	57	0	0	330	343	47	31	31	32
Σn_i		2686		3388		3395		2002		3380		3991		2532		2495	
Σn_i^2		540		307		318		591		186		1088		230		158	
$k[\frac{mm}{mm}]$		1,19		3,78		3,78		1,19		1,19		0,378		0,378		0,378	
f		0,13		0,35		0,65		0,9		1		1		1		1	
$\Delta k_i^2 [mm^2]$		16,75		10,49		3,04		0,50		0,077		0,038		0,0129		0,0089	
$\Delta k_{\Sigma}^2 [mm^2]$		5,78		4,58		2,46		1,00		0,39		0,27		0,16		0,13	
$w_{(i)} [mm^2]$		12,69		5,74		1,21		0,13		0,014		0,004		0,0012		0,00047	

$$A_E^R = 1 \text{ v}$$

$$I = 0,69 \text{ v}$$

$$x_{OE}^2 = 2,63 \text{ mm}$$

$$x^2 = 30,91 \text{ mm}^2$$

$$x_{OEC}^2 =$$

$$7,86 \text{ mm}$$

Tabelul 13 Vibrațiile măsurate cu traductorul lz la v = 60 km/h (în față)

Nr. component	u_j^2 [V ²]	$n_j^2 u_j^2$ [V ²]												Δf [Hz]	A^R [V]
		1	1	1	1	0,3	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,03			
1.	0,810	0	175	142	145	143	115	60	98	79	11	210	8	170	
2.	0,518	0	342	174	179	142	72	103	189	96	60	267	30	136	
3.	0,291	129	472	137	146	433	125	297	293	84	157	329	45	95	
4.	0,129	508	674	77	62	732	87	616	671	80	350	453	42	54	
5.	0,032	1002	174	36	14	699	20	1006	960	20	1358	562	40	16	
6.	0	2405	1406	0	0	829	0	1179	1126	0	1950	678	0	0	
7.	0,032	961	2023	60	19	723	21	910	884	26	826	543	24	16	
8.	0,129	364	751	96	63	649	77	590	618	74	121	354	14	42	
9.	0,291	112	433	140	125	400	116	232	211	61	12	251	3	72	
10.	0,518	31	254	145	172	186	94	135	119	60	0	173	0	88	
11.	0,810	0	114	92	133	93	75	19	30	24	0	138	0	111	
12.	1,04	0	58	71	82	21	21	5	7	7	0	106	0	110	

$I = 100$ mV

$I_{\Sigma} = 100$ mV

$K_E = 1$ V

$I = 0,71$ V

$x_{0\Sigma} = 2,63$ mm

$\bar{x}^2 = 64,85$ mm²

$\hat{x}_{0\Sigma C} =$

11,38 mm

13.	1,04	0	66	85	88	24	24	8	65	0	525	546
$\sum n_j$	5513	8332	5074	5160	5271	4845	4589					
$\sum n_j^2$	251	1237	847	549	678	201	1456					
$k \left[\frac{mm}{V} \right]$	3,704	3,704	3,704	1,171	0,3704	0,3704	0,1171					
f	0,13	0,35	0,9	1	1	1	1					
$\Delta \bar{x}_j^2 [mm^2]$	36,54	17,24	2,81	0,13	0,016	0,0056	0,0042					
$\Delta \bar{x}_{rec} [mm]$	8,55	5,87	2,37	0,52	0,18	0,10	0,09					
$w(\omega) [mm^2/sec]$	27,70	9,46	0,74	0,025	0,001	0,0004	0,0001					

Tabelul 14 Vibrațiile măsurate cu traductorul lz la $v = 80$ km/h (în față)

N ^o canal	u_j^2		n_j												n_j^2 [V ²]	A_j [V]	Δf [Hz]	
	1	2	0,3	0,3	1	0,1	0,03	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01				
1.	0,810	172	139	182	147	0	0	0	16	12	0	0	0	0	0	0	0	0
2.	0,518	113	57	278	140	34	36	18	51	26	0	0	0	0	0	0	0	0
3.	0,291	123	35	176	51	166	95	27	136	39	0	0	19	5	0	0	0	0
4.	0,129	116	13	146	17	245	162	19	208	24	171	20	163	21	19	2	2	2

$A^I = 100$ mV
 $A^E = 100$ mV

-//-

5.	0,032	105	3	137	4	454	13	413	12	233	6	529	15	446	13	347	10
6.	0	118	0	158	0	707	0	425	0	299	0	711	0	532	0	1294	0
7.	0,032	109	3	138	4	331	9	382	11	263	7	427	12	393	11	456	13
8.	0,129	126	15	155	18	370	44	265	31	171	20	182	21	191	22	31	3
9.	0,291	147	42	163	47	134	38	59	17	190	55	21	6	69	20	1	0,2
10.	0,518	145	73	224	114	39	19	5	2	106	54	5	2	8	4	0	0
11.	0,810	136	110	140	113	0	0	0	0	93	75	0	0	0	0	0	0
12.	1,04	199	206	311	323	0	0	0	0	174	180	0	0	0	0	0	0
13.	1,04	179	186	290	301	0	0	0	0	116	120	0	0	0	0	0	0
Σn_j		1788	2435	2474	1862	2056	2040	1821	2150	28							
Σn_j^2		685	1675	215	137	618	76	94	28								
$k \left[\frac{mm^3}{cm^3} \right]$		1,171	1,171	3,704	0,3704	0,1171	0,03704	0,03704	0,03704	0,03704	0,03704	0,03704	0,03704	0,03704	0,03704	0,03704	0,03704
f_c		0,13	0,35	0,65	0,9	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
$\Delta \bar{x}_i' [mm^4]$		39,75	7,49	2,64	0,012	0,0041	0,00005	0,00006	0,00001								
$\Delta \bar{x}_{ec} [mm]$		8,91	3,67	2,38	0,15	0,09	0,01	0,01	0,004								
$W_{(y)} [mm^3/sec]$		30,12	4,10	1,13	0,003	0,0003	0	0	0								

$$A_E^R = 1 \text{ v}$$

$$I = 0,71 \text{ v}$$

$$x_{OE} = 2,63 \text{ mm}$$

$$x^2 = 50,09 \text{ mm}^2$$

$$x_{OEC} =$$

$$10 \text{ mm}$$

Tabelul 15 Vibrațiile măsurate cu traductorul 1z la v = 100 km/h (în față)

Nr. ordine	u_j^2 [V^2]	η_j^2												η_j^2 [V^2]	$\frac{R}{A}$ [V]	Δf [Hz]
		0,3	1	1	1	0,3	0,1	0,03	0,03	0,03						
1.	0,810	129	105	55	141	114	190	153	118	95	72	25	20	84	68	$I_A=300$ mV
2.	0,518	234	119	342	174	323	165	296	301	153	171	140	71	129	65	$I_E=100$ mV
3.	0,291	479	139	573	166	397	115	487	386	111	387	356	103	146	42	$R_E=1$ V
4.	0,129	554	106	791	95	814	98	699	504	60	588	655	78	688	82	$I=0,71$ V
5.	0,032	830	25	875	26	905	27	790	793	23	1000	969	29	1349	40	$x_{OE}=2,63$ mm
6.	0	913	0	910	0	1322	0	970	1083	0	1298	1462	0	1888	0	$x^2=454,65$ mm ²
7.	0,032	940	28	976	29	920	28	754	631	18	1147	1001	30	1027	30	$x_{OE0}^2=$
8.	0,129	793	55	794	95	642	77	625	654	78	809	611	74	368	44	30,15 mm
9.	0,291	208	60	602	175	451	131	527	360	104	378	326	94	43	12	
10.	0,518	209	107	283	144	345	176	307	281	143	241	99	50	0	0	
11.	0,810	107	87	41	33	132	107	122	76	61	54	43	34	0	0	
12.	1,04	208	216	0	145	151	183	176	31	32	0	24	24	0	0	

13. 1,04	208	216	0	145	151	154	183	31	0	13	0
Σn_j	6142	6242	6682	5249	6163	5723	5722	775	619	383	5722
Σn_j^2	1258	982	1368	910	775	619	383	1,171	0,3704	0,3704	0,3704
$k [\frac{mm}{v}]$	3,704	11,71	11,71	3,704	1,171	1,171	0,3704	1	1	1	1
f	0,13	0,35	0,65	0,9	1	1	1	2,37	0,16	0,014	0,0091
$\Delta \lambda_i [mm^2]$	166	176,1	72	38	2,17	0,57	0,13	0,02	0,001	0,0001	
$\Delta \lambda_{osc} [mm]$	18,22	18,75	12,02	8,78	10	0,47					
$v(\omega) [mm^2 sec]$	125	96,6	28,66	10	0,47						

Tabelul 16 Vibrațiile măsurate cu traductorul lz la $v = 60 \text{ km/h}$ (in spate)

Nr. component	$u_j^2 [V^2]$	$n_j^2 u_j^2 [V^2]$												- $A^R [V]$	- $\Delta f [Hz]$	
		0,3	0,3	0,3	1	0,3	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,03	0,01			
1. 0,810	0	0,3	0,71-1	0,344	52	11	8	237	191	0	0	0	0	234	189	$A^I = 300 \text{ mV}$
2. 0,518	0	0,5-0,71	0,71-1	469	90	204	104	379	193	14	7	3	7	321	163	$A^I = 100 \text{ mV}$
3. 0,291	190	55	664	298	298	476	138	543	157	125	36	41	142	405	118	
4. 0,129	647	77	595	787	787	735	88	753	90	452	54	78	654	417	50	

-//-

5. 0,032	1393	41	510	1502	45	1159	34	980	27	1149	34	1575	47	452
6. 0	1866	0	529	1458	0	1478	0	1253	0	2688	0	2036	0	523
7. 0,032	1111	33	516	1447	43	1212	36	842	25	1452	42	1314	39	413
8. 0,129	613	73	693	659	79	631	75	672	80	562	67	627	75	475
9. 0,291	181	52	490	297	86	418	121	358	103	1711	496	154	44	428
10. 0,518	26	13	373	111	56	185	94	280	142	28	14	25	12	383
11. 0,810	0	0	401	27	21	33	26	115	93	0	0	0	0	242
12. 1,04	0	0	604	0	628	37	38	95	98	0	0	0	0	570
13. 1,04	0	0	577	0	600	31	32	349	362	0	0	0	0	568
Σn_i	6027		6765	6719	0	6610		6794		8131		6534		5431
Σn_i^2	344		2776	596		794		1561		750		339		2299
$k \left(\frac{1}{n} \right)$	3,704		3,704	11,71		3,704		1,171		1,171		0,3704		0,1171
$\Delta \bar{x}_i$ [mm]	46		45,91	28,56		2		2,03		0,12		0,006		0,005
$\Delta \bar{x}_{ar}$ [mm]	9,62		9,58	7,55		2		2,01		0,49		0,11		0,10
$w(w)$ [mm ² sec]	34,8		25,2	11,36		0,53		0,40		0,01		0,0004		0,0003

$$A_E^R = 1 \text{ v}$$

$$I = 0,71 \text{ v}$$

$$x_{OE} = 2,63 \text{ mm}$$

$$\bar{x}^2 = 124,63 \text{ mm}^2$$

$$\bar{x}_{OE} =$$

$$15,78 \text{ mm}$$

Tabelul 17 Vibrațiile măsurate cu traductorul iz la $v = 80 \text{ km/h}$ (în spate)

M_i	u_j^2	$n_j^2 u_j^2$ [v ²]										A^R [v]					
		0,3	1	1	1	0,3	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1						
	[v ²]																
		0,5-0,71	0,71-1	1-1,4	1,4-2	2-2,8	2,8-4	4-5,6	5,6-8								
1.	0,810	111	77	203	70	70	109	41	0								
		89	62	164	56	56	88	33	0								
2.	0,518	185	94	190	95	70	147	74	121	0							
		94	80	96	48	48	74	61	0								
3.	0,291	149	43	235	68	152	208	66	64	18							
		43	68	174	161	46	44	60	19								
4.	0,129	299	32	253	181	317	275	33	236	159	19						
		32	30	21	255	30	38	33	28								
5.	0,032	445	13	248	204	366	331	9	531	521	15						
		13	7	6	384	10	10	9	15								
6.	0	351	0	329	214	364	257	0	840	1330	0						
		0	0	0	441	0	0	0	0								
7.	0,032	289	8	261	198	304	223	6	127	55	1						
		8	7	5	325	9	9	6	3								
8.	0,129	244	29	267	158	229	200	24	0	0	0						
		29	32	31	259	28	28	24	0								
9.	0,291	146	42	216	193	170	87	25	0	0	0						
		42	62	55	169	49	49	25	0								
10.	0,518	167	85	178	121	110	58	29	0	0	0						
		85	90	107	124	63	56	29	0								
11.	0,810	151	41	145	51	45	0	0	0	0	0						
		41	33	117	41	36	36	0	0								

-//-

12. 1,04	76	79	81	84	138	143	23	23	129	134	0	0	0	0
13. 1,04	99	102	60	62	153	159	21	21	154	160	444	329	342	0
Σn_j^i	2712	2403	2403	2362	2362	2378	2378	2480	2339	2291	2291	2129		
$\Sigma n_j^i u_j^i$	741	617	617	941	941	427	427	654	809	501	53			
$K [\frac{mm^2}{V}]$	3,704	11,71	11,71	11,71	11,71	11,71	11,71	3,704	1,171	1,171	1,171	1,171		
f_v	0,13	0,35	0,35	0,65	0,65	0,9	0,9	1	1	1	1	1		
$\Delta x_i^2 [mm^2]$	219	286	286	129	129	28	28	3,56	0,46	0,28	0,28	0,032		
$\Delta x_{exc}^2 [mm]$	20,9	23	23	16	16	7,48	7,48	2,67	0,56	0,75	0,25			
$W(\omega) [mm^3 \cdot sec]$	165	157	157	51,27	51,27	7,42	7,42	0,7	0,06	0,02	0,001			

Tabelul 18 Vibrațiile măsurate cu tractorul Iz la v = 100 km/h (în spate)

Nr. contor	u_j^i	ω_j^i	$n_j^i u_j^i [V^2]$												$-A^R [V]$	$-\Delta f [Hz]$
			0,3	0,3	1	0,3	0,3	0,1	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03		
1.	0,810	80	136	0	151	0	122	0	28	0	22	0	0	0	0	
2.	0,518	53	83	15	176	7	89	0	62	0	21	0	0	0	0	$A^I = 100 \text{ mV}$
3.	0,291	98	64	18	169	94	49	80	145	38	41	11	5	1	1	$A_E^I = 100 \text{ mV}$
4.	0,129	232	175	21	148	41	17	256	265	1243	29	165				

-//-

5. 0,032	381	11	193	5	359	10	131	3	401	12	507	15	458	13	368	11
6. 0	396	0	473	0	395	0	146	0	519	0	703	0	616	0	509	0
7. 0,032	367	11	171	5	384	11	134	4	379	11	401	12	370	11	306	9
8. 0,129	169	20	193	23	363	43	153	18	190	22	109	13	150	18	85	10
9. 0,291	202	58	118	34	215	62	143	41	53	15	1	0	22	6	0	0
10. 0,518	83	42	106	54	60	30	218	108	0	0	0	0	0	0	0	0
11. 0,810	42	34	51	41	0	0	155	0	0	0	0	0	0	0	0	0
12. 1,04	102	106	166	172	0	0	358	0	0	0	0	0	0	0	0	0
13. 1,04	104	108	163	169	0	0	394	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\sum n_j$	2309	2098	2098	2464	2464	2470	1878	2219	1907	1433						
$\sum n_j^2$	536	694	298	113	165	94	49									
$k \left[\frac{mm}{s} \right]$	11,71	11,71	37,04	11,71	11,71	3,704	1,171	1,171	1,171	1,171	1,171	1,171	1,171	1,171	1,171	1,171
f_j	0,13	0,35	0,65	0,9	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
$\Delta \bar{x}_j' [mm]$	1866	369	389	137	8,22	0,96	0,067	0,046								
$\Delta \bar{x}_{ec} [mm]$	61	27	4,05	1,38	0,36	0,30										
$w(k_{ec}) [mm^2/sec]$	1414,8	202,5	154,7	36,3	1,62	0,004	0,003									

$R_{AE} = 1 \text{ v}$
 $I = 0,71 \text{ v}$
 $x_{OE} = 2,63 \text{ mm}$
 $\bar{x}^2 = 2770 \text{ mm}^2$
 $\bar{x}_{OEC} = 74,43 \text{ mm}$

-//-

Tabelul 19 Vibrațiile măsurate cu traductorul 2z la $v = 60 \text{ km/h}$ (la dus)

Nr contor	n_j											$\sigma^2 u_j^2 \text{ [v}^2\text{]}$	$A^R \text{ [V]}$	$\Delta f \text{ [Hz]}$		
	0,1	0,1	0,3	0,1	0,1	0,1	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03					
1. 0,810	89	136	0	84	0	68	0	157	105	127	85	123				
2. 0,518	101	188	20	366	186	28	14	285	206	145	105	261				
3. 0,291	241	398	164	551	182	52	379	281	330	95						
4. 0,129	494	567	491	484	58	61	433	526	649	77						
5. 0,032	874	762	772	445	13	1039	467	685	798	23						
6. 0	1050	832	1006	561	0	1421	536	716	870	0						
7. 0,032	965	671	722	482	14	990	506	871	1051	26						
8. 0,129	561	672	451	527	63	401	444	569	722	68						
9. 0,291	140	292	271	454	131	166	342	473	556	161						
10. 0,518	107	281	0	337	171	40	300	308	402	205						
11. 0,810	46	82	0	214	173	0	179	233	294	238						

$A^R = 3 \text{ mV}$
 $A_E^R = 3 \text{ mV}$
 $A_E^R = 1 \text{ V}$
 $I = 0,65 \text{ V}$
 $x_{0.05} =$
 $2,63 \text{ mm}$
 $\hat{x}^2 = 1,95 \text{ mm}^2$
 $\hat{x}_{0.05} = 1,97 \text{ mm}$

12.	1,04	5	372	0	307	0	457	193	200	268	278
13.	1,04	0	368	0	362	0	402	191	198	268	278
Σn_j^2		4694	5618	3897	5174	4778	4887	5357	6622	6222	
$\Sigma n_j^2 u_j^2$		528	1570	291	1731	302	1803	1328	1728	1728	
$k \left[\frac{mm}{v} \right]$		0,415	0,415	1,312	0,415	0,415	0,1312	0,1312	0,1312	0,1312	
f		0,13	0,35	0,65	0,9	1	1	1	1	1	
$\Delta \bar{x}_i^2 [mm^2]$		1,12	0,39	0,30	0,07	0,01	0,06	0,004	0,004	0,004	
$\Delta \bar{x}_{ii} [mm]$		1,49	0,88	0,77	0,37	0,14	0,11	0,09	0,09	0,09	
$v \sqrt{\mu} [mm^3/sec]$		0,84	0,21	0,11	0,01	0,001	0,007	0,0003	0,0001	0,0001	

Tabelul 20 Vibrațiile măsurate cu traductorul Zz la v = 80 km/h (la dus)

Nr. ordine	$u_j^2 [V^2]$	$n_j^2 u_j^2 [V^2]$										$A^R [V]$	$\Delta f [Hz]$	
		0,1	0,3	0,3	0,3	0,1	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03			
1.	0,810	39	79	63	119	88	73	142	11	11	0	0	0	$A^I = 3 \text{ mv}$
2.	0,518	98	207	105	302	196	105	213	108	66	32	0	0	$A^I = 3 \text{ mv}$
3.	0,291	139	69	264	253	72	287	264	76	168	48	10	3	
4.	0,109	229	27	519	62	392	47	310	37	461	55	134	16	

-//-

5.	0,032	331	10	609	18	517	15	430	12	636	19	362	10	927	27	758	23
6.	0	391	0	784	0	653	0	587	0	525	0	400	0	1145	0	1459	0
7.	0,032	480	15	725	21	499	14	514	15	481	14	394	11	846	25	732	22
8.	0,129	267	32	423	50	387	46	581	69	478	57	394	47	455	54	120	15
9.	0,291	113	33	266	77	300	87	303	87	236	68	364	105	188	54	7	2
10.	0,518	104	53	197	100	261	133	111	56	127	64	261	133	36	18	0	0
11.	0,810	67	54	62	50	135	109	31	25	54	43	159	128	11	8	0	0
12.	1,04	162	168	21	21	27	28	32	33	35	35	271	281	0	0	0	0
13.	1,04	162	168	23	23	24	24	34	35	30	31	275	286	0	0	0	0
Σn_i		2777		4179		3869		3590		3471		3809		4314		3220	
$\Sigma n_i u_i$		759		666		826		637		574		1337		330		78	
$k [\frac{mm}{\sqrt{m}}]$		0,415		1,312		1,312		0,415		0,415		0,1312		0,1312		0,1312	
f_k		0,13		0,35		0,65		0,9		1		1		1		1	
$\Delta \bar{x}_i' [mm]$		2,785		2,10		0,85		0,037		0,028		0,006		0,001		0	
$\Delta \hat{x}_{acc} [mm]$		2,36		2,05		1,30		0,27		0,23		0,10		0,05		0	
$w_{(w)} [mm^2/sec]$		2,11		1,15		0,33		0,009		0,004		0,0004		0,0006		0	

$$A_{\Sigma}^R = 1 \text{ v}$$

$$I = 0,65 \text{ v}$$

$$x_{0\Sigma} = 2,63 \text{ mm}$$

$$\bar{x}^2 = 5,8 \text{ mm}^2$$

$$\hat{x}_{0\Sigma C} =$$

$$3,40 \text{ mm}$$

-//-

Tabelul 21 Vibrațiile măsurate cu traductorul 2z la $v = 100 \text{ km/h}$ (la dus)

N _r vector	u_j^2		$n_j^2 \cdot u_j^2$ [V ²]											Δf [Hz]	A^R [V]	
	0,1	0,3	0,1	0,3	0,1	0,3	0,1	0,3	0,1	0,3	0,1	0,3	0,1			0,3
1.	0,810	128	102	197	0	0	42	34	0	102	82	0	0	0	0	$A^R = 10 \text{ mV}$
2.	0,518	332	162	454	41	20	91	46	125	62	215	102	5	0	0	$A^R = 3 \text{ mV}$
3.	0,291	415	120	580	162	109	195	56	246	71	315	91	87	2	2	$A^R = 1 \text{ V}$
4.	0,129	497	52	396	47	61	367	44	498	52	334	40	439	52	139	$I = 0,65 \text{ V}$
5.	0,032	418	12	343	10	25	1008	30	665	12	395	11	1003	30	1174	$x_{OE} = 2,63 \text{ mm}$
6.	0	751	0	373	0	1002	1123	0	1343	0	638	0	1555	0	2117	$x_{OE} = 74,57 \text{ mm}^2$
7.	0,032	549	16	356	10	21	738	22	666	19	502	15	1063	31	1142	$x_{OE} = 12,21 \text{ mm}$
8.	0,129	519	62	427	51	71	392	47	477	53	375	45	421	50	107	
9.	0,291	474	127	587	170	90	201	58	242	70	429	124	62	17	6	
10.	0,518	205	104	496	252	25	92	46	82	41	366	186	10	5	0	
11.	0,810	100	81	163	122	0	27	21	0	0	190	152	0	0	0	

-//-

12. 1,04	162	168	90	0	0	0	0	195	0	0	0
13. 1,04	158	164	108	0	0	0	0	65	0	0	0
$\sum n_j^2 u_j^2$	4708	4568	4469	4276	4344	4121	4645	4687			
$\sum n_j^2 u_j^2$	1195	1429	422	404	395	1125	212	110			
$k \left[\frac{mm}{V} \right]$	1,312	4,15	4,15	1,312	1,312	0,415	0,415	0,415	0,415	0,415	
f	0,13	0,35	0,65	0,9	1	1	1	1	1	1	
$\Delta x_i^2 [mm^2]$	2547	43,58	3,66	0,19	1,618	0,046	0,0077	0,0039			
$\Delta x_{osc}^2 [mm]$	7,13	9,33	2,70	0,61	0,56	0,30	0,12	0,088			
$w_{(v)} [mm^2/sec]$	19,26	23,9	1,45	0,049	0,12	0,004	0,0006	0,0001			

Tabelul 22 Vibrațiile măsurate cu traductorul 2z la v = 60 km/h (la întors)

Nr canal	u_j^2 [V ²]	n_j										$\Delta f [Hz]$
		0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,03	0,03	0,03	0,03	
1.	0,810	38	154	91	0	73	0	0	128	7	0	5,6-8
2.	0,518	194	255	130	159	81	61	27	298	121	27	0
3.	0,291	195	277	80	164	47	255	139	304	88	172	66
4.	0,129	246	213	25	286	34	448	334	386	415	49	12
								40	46	46	49	12

.../...

5. 0,032	391	12	202	6	392	11	620	18	591	17	322	9	539	16	722	21
6. 0	445	0	319	0	665	0	719	0	719	0	277	0	695	0	1049	0
7. 0,032	449	13	227	6	418	12	644	19	514	15	272	8	555	16	714	21
8. 0,129	379	45	252	30	218	26	405	48	370	44	300	36	427	51	286	34
9. 0,291	279	81	186	53	223	64	225	65	81	23	380	110	125	36	49	14
10. 0,518	119	61	259	132	102	52	57	29	35	17	331	168	40	20	0	0
11. 0,810	51	41	114	92	55	44	0	0	0	0	249	201	0	0	0	0
12. 1,04	0	0	192	199	179	199	0	0	0	0	141	146	0	0	0	0
13. 1,04	45	47	230	232	124	128	0	0	0	0	141	146	0	0	0	0
$\sum n_j$	2841		2880	3076	3404	2810	3427	3002	3203							
$\sum n_j u_j$	524		1116	771	328	209	1212	255	147							
λ [mm]	0,415		0,415	0,415	0,415	0,415	0,415	0,415	0,415	0,415	0,1312	0,1312	0,1312	0,1312	0,1312	0,1312
f_λ	0,13		0,35	0,65	0,9	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
$\Delta \bar{x}_i$ [mm]	1,879		0,53	0,10	0,02	0,012	0,006	0,001	0,0007							
$\Delta \bar{x}_{0,05}$ [mm]	1,93		1,03	0,45	0,20	0,15	0,10	0,05	0,03							
$w(\omega)$ [mm ³ sec]	0,66		0,28	0,03	0,004	0,002	0,0007	0,00009	0							

$A_E^R = 1 \text{ V}$

$I = 0,65 \text{ V}$

$x_{0,05} = 2,63 \text{ mm}$

$\bar{x}^2 = 2,54 \text{ mm}^2$

$\bar{x}_{0,05} = 2,25 \text{ mm}$

-//-

Tabelul 23 Vibrațiile măsurate cu traductorul 2z la $v = 80 \text{ km/h}$ (la întors)

Nr. centric	u_j^2 [v^2]	n_j											$n_j u_j^2$ [v^4]			A^R [V]	Δf [Hz]	
		0,1	0,3	0,3	0,3	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,03	0,03			0,03
1.	0,810	144	233	233	228	184	126	102	63	78	30	24	40	32	0	0		
2.	0,518	395	201	415	329	167	235	119	113	84	42	31	15	0	0			
3.	0,291	483	140	506	328	95	319	92	275	79	85	162	46	67	19			
4.	0,129	417	50	390	298	46	550	66	413	49	52	341	40	269	44			
5.	0,032	481	14	356	294	8	597	17	648	19	28	514	15	955	28			
6.	0	369	0	392	460	0	674	0	701	0	0	430	0	1598	0			
7.	0,032	339	10	349	255	7	717	21	548	16	31	439	13	940	28			
8.	0,129	402	48	456	350	42	361	43	492	59	63	381	45	349	41			
9.	0,291	361	105	486	254	73	199	57	170	49	90	120	34	38	11			
10.	0,518	406	207	321	388	197	290	147	150	76	66	65	33	3	1			
11.	0,810	235	190	253	176	142	74	59	35	28	29	14	11	0	0			

$A^I = 3 \text{ mV}$
 $A^R = 3 \text{ mV}$
 $A^E = 1 \text{ V}$
 $I = 0,65 \text{ V}$
 $x_{0E} = 2,63 \text{ mm}$
 $\bar{x}^2 = 13,19 \text{ mm}^2$
 $\bar{x}_{0Ec} = 5,13 \text{ mm}$

-//-

12.	1,04	388	404	200	208	83	86	82	85	50	52	6	6	16	16	0
13.	1,04	384	404	224	222	100	104	36	37	48	49	0	0	18	18	0
$\sum n_j^2$		4806	4581	4581	4581	3543	4260	3721	3721	5115	5115	5115	5115	2571	2571	4329
$\sum n_j^2 u_j^2$		1890	1612	1612	1612	1140	845	596	596	516	516	516	516	312	312	172
$k \left[\frac{mm^2}{m^2} \right]$		0,414	1,312	1,312	1,312	0,414	0,414	0,414	0,414	0,414	0,414	0,414	0,414	0,1312	0,1312	0,1312
f_c		0,13	0,35	0,35	0,35	0,65	0,9	1	1	1	1	1	1	1	1	1
$\Delta \hat{x}_i^2 [mm^2]$		6,90	4,91	4,91	4,91	1,30	0,039	0,02	0,02	0,017	0,017	0,017	0,017	0,0012	0,0012	0,0036
$\Delta \hat{x}_{acc} [mm^2/sec^2]$		3,71	3,13	3,13	3,13	1,61	0,28	0,23	0,23	0,18	0,18	0,18	0,18	0,06	0,06	0,03
$w_{(x)} [mm^2/sec^2]$		5,22	2,69	2,69	2,69	0,51	0,009	0,003	0,003	0,001	0,001	0,001	0,001	0,0001	0,0001	0,0001

Tabelul 24 Vibrațiile măsurate cu traductorul 2z la $v = 100 \text{ km/h}$ (la întors)

Nr. motor	$u_j^2 [v^2]$	$n_j^2 u_j^2 [v^2]$												$A^R [V]$	$\Delta f [Hz]$		
		0,1	0,3	0,3	0,3	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,03	0,03	0,03				
1.	0,510	241	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	8
2.	0,518	141	226	115	86	119	60	172	87	2	42	21	9	4			
3.	0,291	251	331	22	242	305	88	257	74	46	151	43	4	1			
4.	0,129	195	344	41	327	312	37	467	56	266	361	43	223	26			

-//-

5.	0,032	281	8	445	13	590	17	513	15	426	12	801	24	727	21	759	22
6.	0	522	0	460	0	885	0	607	0	655	0	1043	0	1019	0	1423	0
7.	0,032	346	10	473	14	538	16	471	14	526	15	867	26	787	23	834	25
8.	0,129	206	24	357	42	383	45	427	51	386	46	350	42	355	42	229	27
9.	0,291	208	60	312	90	146	42	283	82	245	71	94	27	135	32	25	7
10.	0,518	257	121	274	129	131	66	118	60	188	95	2	1	33	16	6	3
11.	0,810	171	128	0	0	0	0	86	59	59	47	0	0	12	9	10	8
12.	1,04	70	72	0	0	0	0	146	46	46	47	0	0	11	11	72	74
13.	1,04	58	60	0	0	0	0	138	34	34	35	0	0	12	12	20	20
$\sum n_j$		2947	3222	3222	3328	3328	3657	3657	3522	3471	3471	3657	3625				
$\sum n_j \cdot u_j$		864	549	549	338	338	876	876	634	165	165	289	225				
$k \left[\frac{mm^3}{mm^2} \right]$		1,312	4,15	4,15	4,15	4,15	1,312	1,312	1,312	1,312	1,312	0,415	0,415				
f		0,13	0,35	0,35	0,65	0,65	0,9	0,9	1	1	1	1	1				
$\Delta \bar{x}_i^2 [mm^4]$		29	23,9	23,9	4,07	4,07	0,48	0,48	0,30	0,08	0,08	0,01	0,01				
$\Delta \bar{x}_{acc} [mm]$		7,68	6,91	6,91	2,85	2,85	0,98	0,98	0,78	0,40	0,40	0,16	0,14				
$W(\omega) [mm^4/sec]$		21,9	13,12	13,12	1,6	1,6	0,12	0,12	0,05	0,009	0,009	0,0009	0,0006				

$$A_E^R = 1 \text{ v}$$

$$I = 0,65 \text{ v}$$

$$x_{OE} = 2,63 \text{ mm}$$

$$\bar{x}^2 = 57,85 \text{ mm}^2$$

$$\hat{x}_{OEC} =$$

$$10,75 \text{ mm}$$

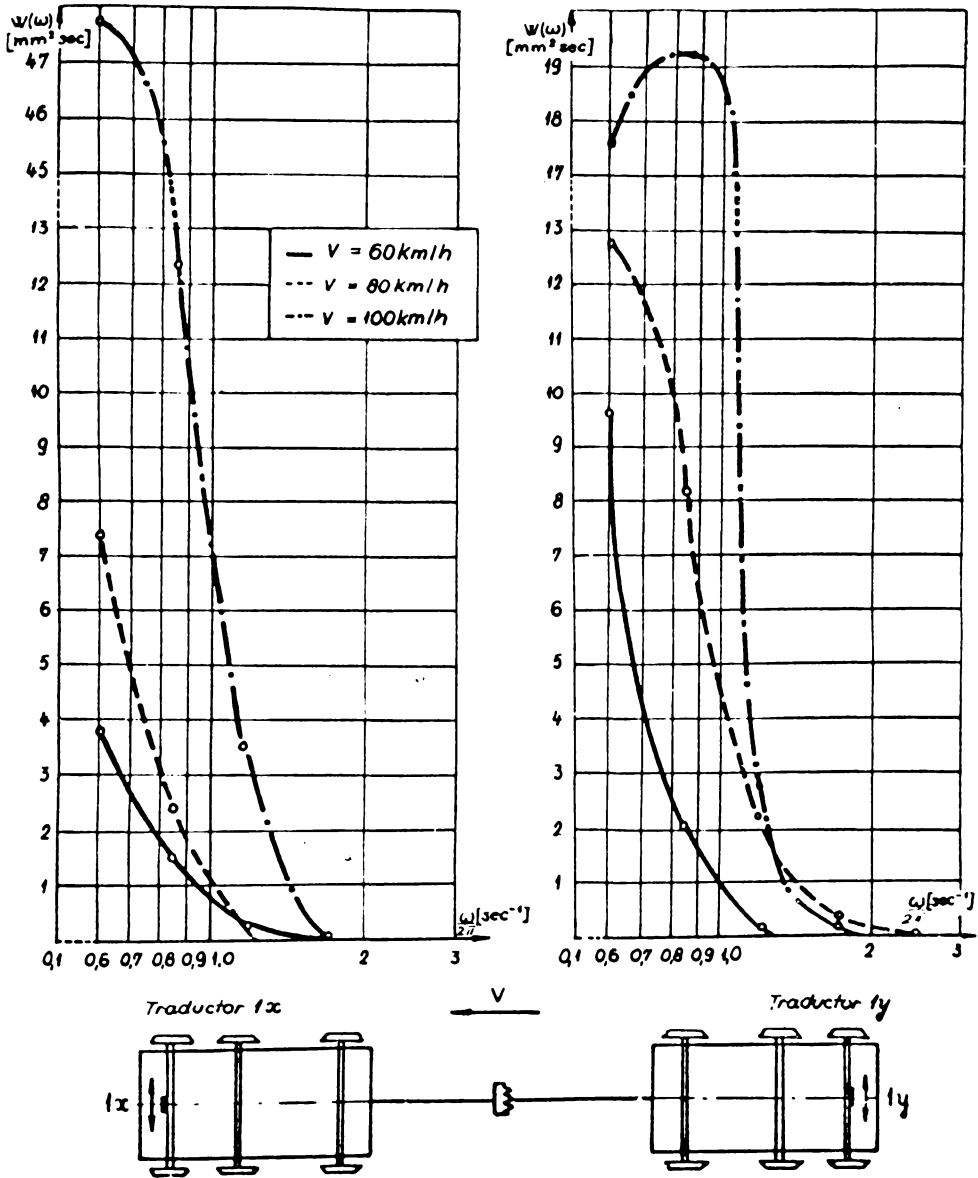


Fig. 6.7

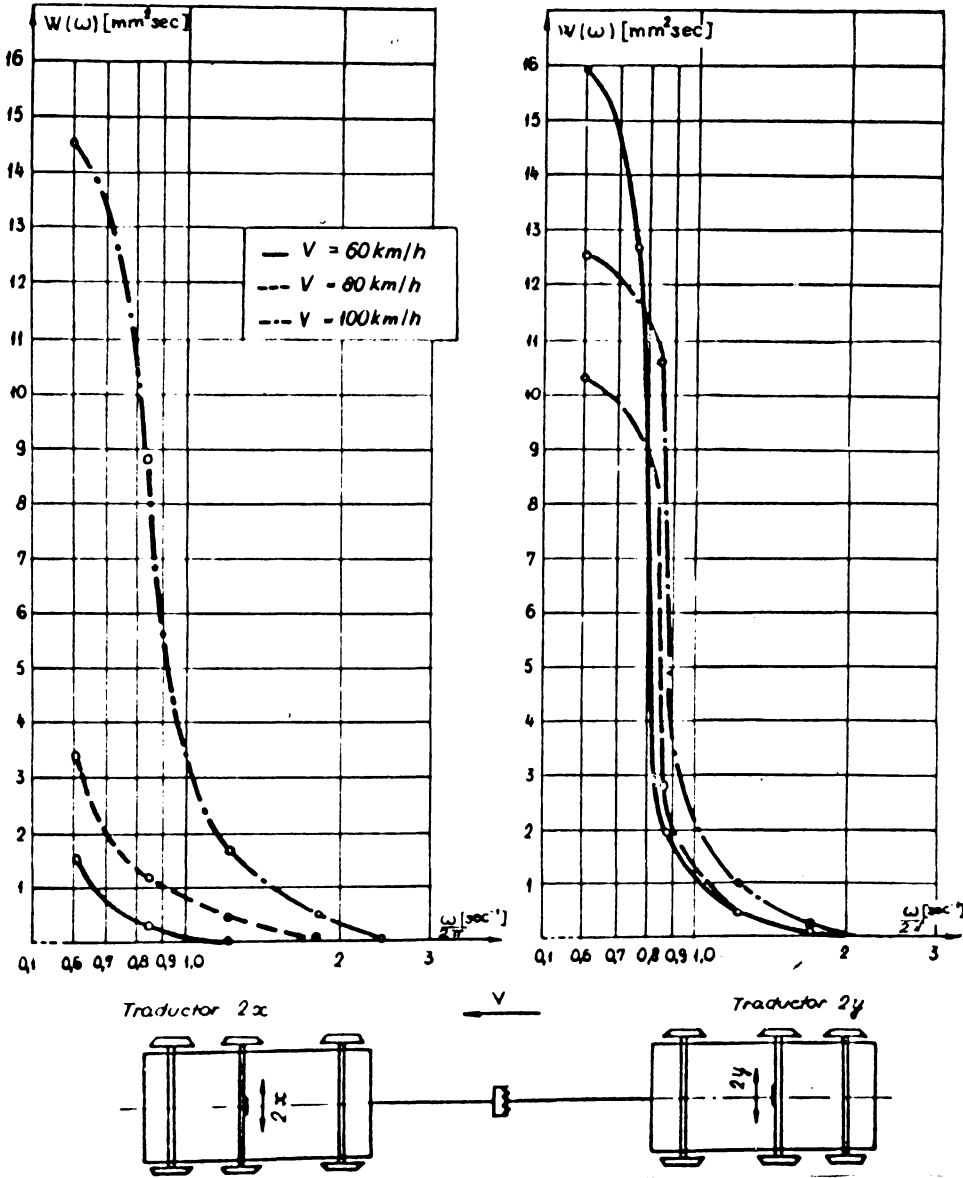


Fig 6 8

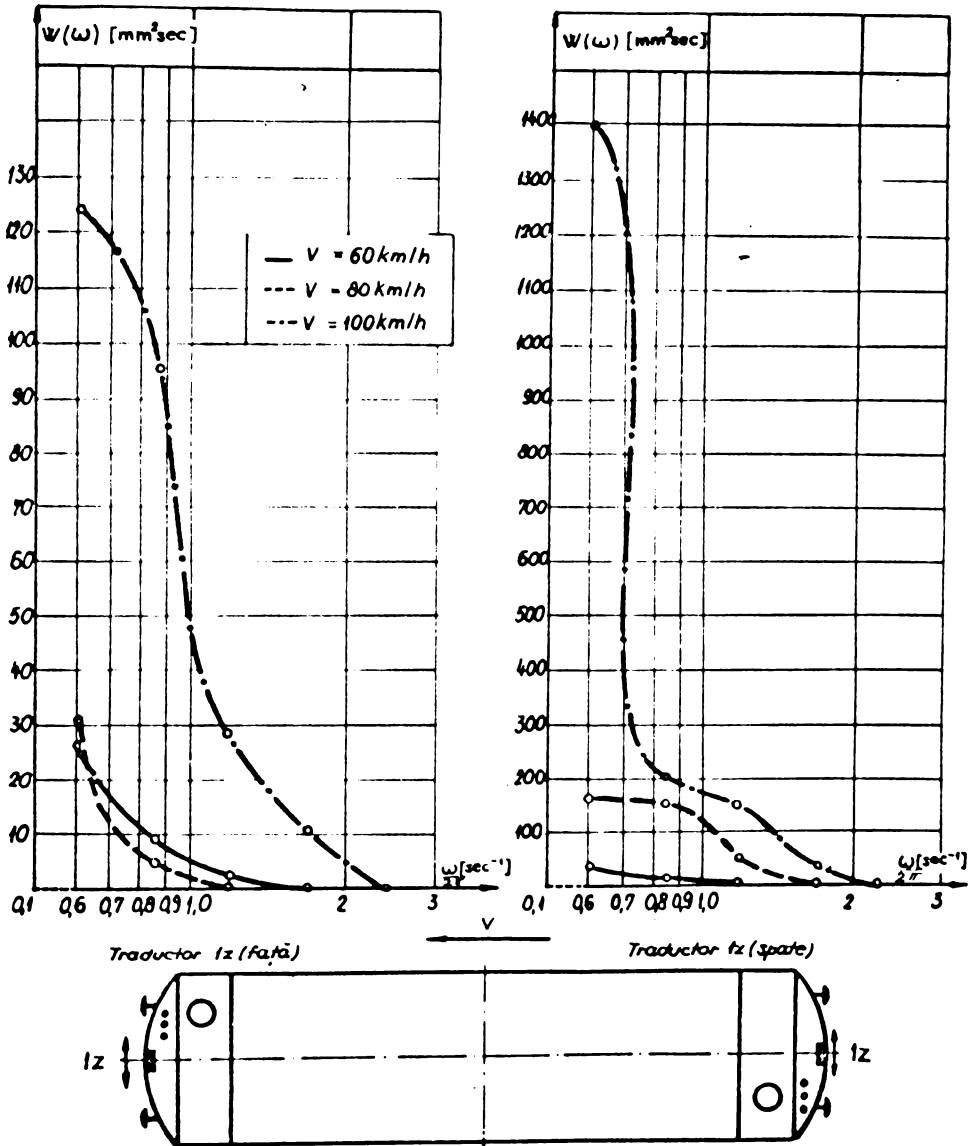


Fig. 6.9

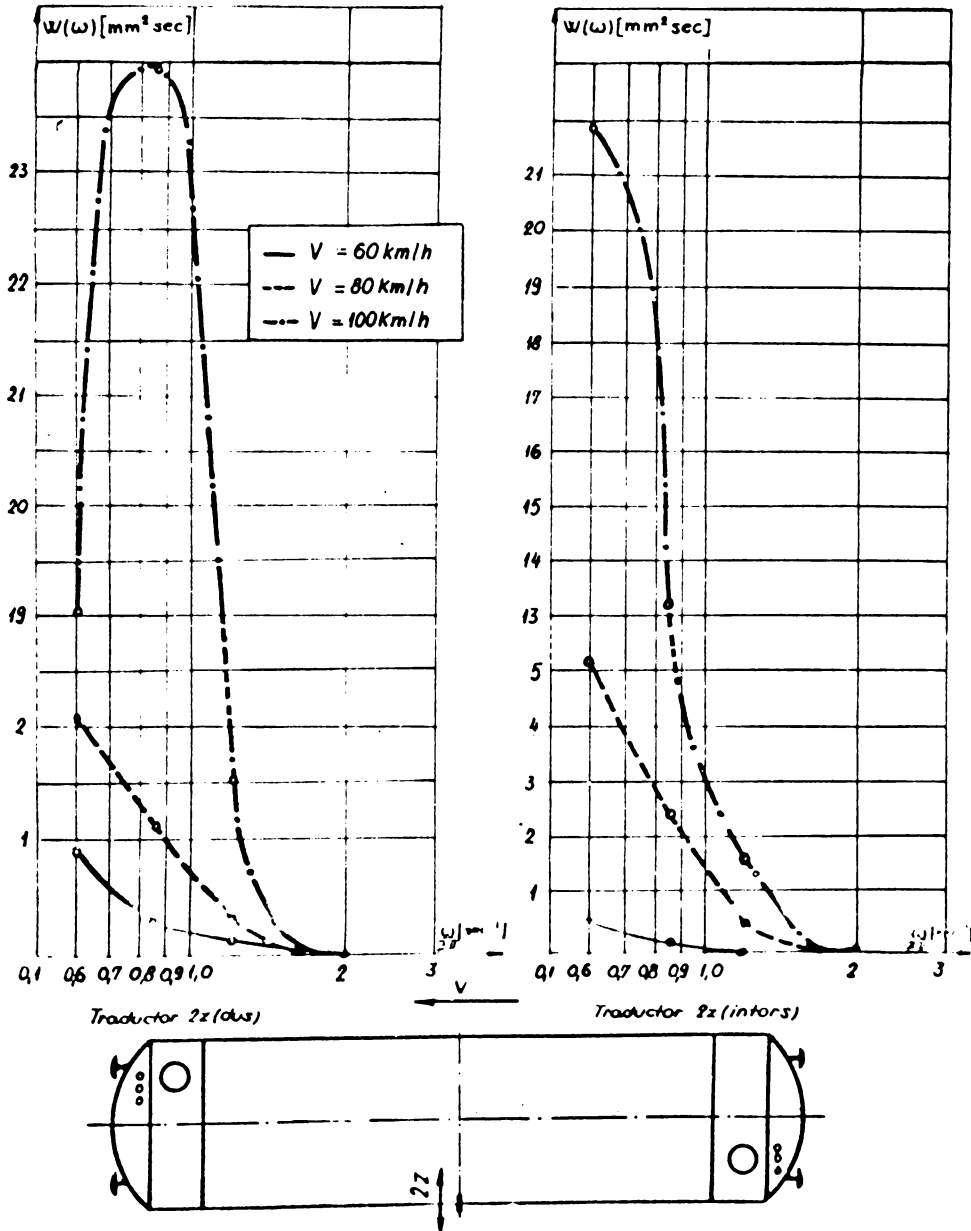


Fig 6 10

6.6. Compararea rezultatelor teoretice cu cele experimentale.

Pentru a verifica concordanța dintre rezultatele obținute teoretic folosind modelul mecanic ales, cu rezultatele experimentale, se compară între ele domeniile de frecvențe, cât și nivelele de vibrații.

Din diagramele (6.7 - 6.10) rezultă că structura vibrează în banda de frecvențe (0,5 + 2) [Hz] care se suprapune peste banda frecvențelor proprii obținute teoretic, tabelul (25).

Tabelul 25

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
f_i [Hz]	0,59	1,51	1,51	1,62	1,62	3,1	4,15	4,15	6,20

preponderente fiind frecvențele din vecinătatea primei frecvențe proprii 0,59 [Hz]. Aceasta confirmă faptul că structura este auto-excitată prin intermediul vitezei de înaintare.

Pentru confruntarea nivelelor de vibrații s-a întocmit tabelul sinoptic, tabelul (26), în care se dau atât valorile mediei pătratice \bar{x}_0^2 , cât și a amplitudinilor de vîrf echivalente \hat{x}_{0E0} , obținute teoretic și experimental.

Din tabel rezultă că pentru boghiu cele două mărimi caracteristice sînt foarte apropiate. Valorile experimentale depășind pe cele teoretice cu pînă la 5 %, ceea ce confirmă că atât modelul mecanic, cât și condițiile inițiale pentru integrarea sistemului de ecuații, au fost corect alese.

În ce privește cutia locomotivei, condițiile inițiale pentru integrarea sistemului de ecuații diferențiale s-au luat la limitele constructive ale locomotivei, pentru a vedea care sînt so-

licitările maxime. Cutia locomotivei nu vibrează însă cu aceste elongații, ci cu unele mult mai mici, ceea ce rezultă și din diagramele mișcării (5.10-5.12) care, trasate pe un interval de 8 sec au caracter de vibrații amortizate deși structura este excitată continuu.

Tabelul 26

	Transductor	v = 80 km/h				v = 100 km/h			
		\bar{x}^2 [mm ²]		$\hat{x}_{O.E.C}$ [mm]		\bar{x}^2 [mm ²]		$\hat{x}_{O.E.C}$ [mm]	
		teor.	exper.	teor.	exper.	teor.	exper.	teor.	exper.
Boghiu	1x	15,59	16,01	5,30	5,65	95,5	99,8	13,5	14,1
	1y	39,21	41,1	8,76	9,06	63,3	66,2	10,91	11,51
	2x	10,2	10,76	4,51	4,63	40,2	42,2	8,85	9,18
	2y	18,6	19,39	5,91	6,22	29,2	30,91	7,42	7,86
Cutie	1z	54,2	50,09	10,6	10,0	480,3	454,6	32,7	30,15
	2z	6,3	5,8	3,6	3,4	80,2	74,59	13,3	12,21

Astfel, pentru calculul teoretic al mediei pătratice și a amplitudinilor de vîrf echivalente, s-a luat din diagrama mișcării numai acel egantion care are un caracter staționar. Diferențele între valorile teoretice și cele experimentale pentru cele două mrimi caracteristice sînt de pînă la 8 %, ceea ce confirmă din nou justețea alegerii modelului mecanic.

Aceste diferențe între mrimile calculate teoretic și experimental pentru cutie și boghiuri, se explică prin imprecizia alegerii unor parametri de calcul, a ipotezelor de calcul adoptate, cît și a erorilor de calcul a mașinilor electronice.

Din figurile (6.7 - 6.10) se mai constată că nivelele de vibrații ale boghiului din spate și a părții din spate a cutiei sînt mai mari, lucru ce este confirmat și de rezultatele teoretice.

ce fig.(5.13 - 5.14).

In concluzie, se poate spune că din calculul celor două mărimi caracteristice, pentru $v = 80$ și 100 km/h calculate teoretic și experimental, reiese că modelul mecanic a fost bine ales, iar sistemul de ecuații diferențiale descrie corect vibrațiile laterale ale locomotivei. Acest lucru permite utilizarea modelului mecanic și a sistemului de ecuații, pentru studiul comportării locomotivei și la alte viteze de circulație.

CONCLUZII GENERALE.

Locomotive diesel-electrică o6o D.A. utilizată la remorcarea trenurilor de marfă și de persoane, este o construcție mecanică ce se doosebeste esențial din punct de vedere al suspensiei, de alte asemenea locomotive. Astfel, studiul dinamicii ei laterale se impune ca o necesitate, pentru a pune la îndemîna proiectanților date și concluzii asupra comportării ei dinamice, în vederea sporirii vitezei de înaintare, siguranța circulației și asigurarea unui mers silențios.

În acest sens lucrarea de față, este un început în acest domeniu, în care autorul a stabilit un model mecanic al locomotivei asupra căruia a făcut studii teoretice, care apoi au fost confruntate cu cercetările experimentale făcute direct pe locomotivă în condiții de exploatare.

Din studiile teoretice și experimentale efectuate, rezultă următoarele concluzii mai importante:

1.- Din confruntarea rezultatelor teoretice cu cele experimentale, rezultă că modelul mecanic ales în baza ipotezelor de calcul adoptate, este corespunzător.

2.- Folosind acest model mecanic, în lucrare s-au stabilit ecuațiile diferențiale care descriu vibrațiile laterale ale locomotivei, acestea formînd un sistem de nouă ecuații diferențiale neliniare, cuplate între ele prin cuplaje elastice și inerțiale. Pentru acest sistem de ecuații s-a întocmit un program de rezolvarea lor la mașina electronică de calcul.

3.- Pentru a vedea influența conicității bandajului în funcție de viteza de înaintare a locomotivei, asupra vibrațiilor ei laterale, s-a integrat sistemul de ecuații în ipoteza că forțele de frecare nu există, pentru următoarele valori date parametrilor: $\mu = \frac{1}{10}, \frac{1}{20}, \frac{1}{25}$ și $v = 10-150$ km/h.

Din analiza acestor rezultate a reieșit că vibrațiile laterale ale locomotivei reprezintă o sumă de mișcări aperiodice și vibrații amortizate cu pulsații diferite, de unde rezultă concluzia că locomotiva ca o construcție mecanică ideală, este stabilă întotdeauna, în afară de cazul când $\mu = \frac{1}{15}$ și $v = 140, 150$ km/h.

4.- Din aceleași rezultate, rezultă că pentru mișcările aperiodice factorul de amortizare scade cu creșterea conicității bandajului cât și cu creșterea vitezei de înaintare a locomotivei. Pentru celelalte mișcări vibratorii, atât factorul de amortizare cât și pulsațiile vibrațiilor, cresc în general odată cu creșterea acestor parametrii.

5.- Prin integrarea sistemului general de ecuații diferențiale s-a constatat că viteza de înaintare a locomotivei are o influență mică asupra amplitudinilor vibrațiilor cutiei, iar amplitudinile vibrațiilor de deplasare laterală și de șerpuire a bighiurilor, cresc odată cu creșterea vitezei.

6.- În ce privesc forțele conducătoare de la buza bandajului, cele corespunzătoare osiilor montate la cel de al doilea boghiu prezintă o variație mai mare funcție de viteză, față de cele corespunzătoare primului boghiu. De aceea forța conducătoare corespunzătoare primei osii montate de la primul boghiu nu este determinantă la aprecierea dinamicii

laterale a locomotivei diesel - electrică O60 D.A.

7. - Măsurătorile au fost efectuate direct pe locomotivă și rezultatele prelucrate în laboratorul de vibrații al Catedrei de mecanică și rezistența materialelor de la Institutul politehnic "Traian Vuia" din Timișoara, cu o aparatură electronică la nivelul tehnicii mondiale.

Drept criteriu de comparație, s-au luat domeniile de frecvențe și nivelele de vibrații calculate teoretic și experimental și s-a observat că aceste mărimi sînt foarte apropiate, ceea ce confirmă că modelul mecanic a fost corect ales.

8. - Din analiza rezultatelor obținute teoretic și experimental pentru valoarea mediei pătratice și a amplitudinilor de vîrf echivalente la $v = 80$ și 100 km/h, rezultă că modelul mecanic a fost bine ales, iar sistemul de ecuații diferențiale descriu corect vibrațiile laterale ale locomotivei. Acest lucru permite utilizarea modelului mecanic și a sistemului de ecuații, pentru studiul comportării locomotivei și la alte viteze de circulație.

B i b l i o g r a f i e

1. Abaškin V.V., Graceva L.O., Pavlov I.V.: Osobenosti hodovih svojstv telejek gruzovih vagonov s odnim sfericeskim rolikovim podšipnikom v bukše. "Vestnik" V.N. I.I.J.T. Nr.7 Moskva 1958.
2. Atanasiu Mihail : Probleme de mecanică tehnică. Editura didactică și pedagogică. București 1960.
3. Atanasiu Mihail : Mecanica tehnică. Editura tehnică. București 1969.
4. Barseneva L.N. : Vliianie raspredelenia sumarnovo staticeskovo proghiba na vertikalnie podvešivania kandidatskaia dizertația, V.N.I.I.J.T. Moskva 1962.
5. Barteneva L.I. : Vliianie raspredelenia sumarnovo staticeskovo proghiba na vertikalnie kolebania jeleznodorojnih ekipajei. "Vestnik" V.N.I.I.J.T. Nr.2 Moskva 1962
6. Baránszky Jób Imre : Vasúti kocsikézikönyv. Műszaki könyvkiadó, Budapest 1967.
7. Bălan Stefan : Lectii complementare de mecanică teoretică. Editura didactică și pedagogică. București 1969.
8. Biriukov I.V., Matveevcev A.P., Rîbnikov E.K., Fediunin I.P. Opredelenie pokazatelja plavnosti hoda pri issledovanii dinamiki podvijnovo sostava. "Trudî" M.I. I.J.T. vîp 250 Moskva 1967
9. Biriukov I.V., Mateevcev A.P. : Modelirovanie vertikalnoi dinamiki motornovo vagona elektropoezda E.R.2 na analogovih elektronih vîcislitelnih mašinah. "Trudî" M.I.I.T. vîp 207 Moskva.
10. Biriukov I.V., Matveevcev A.P. : Vliianie buksovih frikcionnih gasitelei na kolebania motornogo vagona elektropoezda C.R.2 s uvelicennim staticeskim proghibom resornogo podnešivania "Trudî" M.I.I.J.T. vîp 250 Moskva 1967.

11. Bîrsan Ion : Contribuții la studiul circulației în curbă a locomotivelor cu boghiuri articulate. Teză de doctorat. Institutul politehnic Timișoara 1963
12. Bogoliubov N.N., Mitropolskii I.A. : Asimptoticeskie metodî v teorii nelineinîh kolebanii. Gosudarstvennoe izdatelistvo fiziko-matematicheskoi literaturî. Moskva 1963.
13. Böhm F. : Der Einfluss der Zugkraft auf die Fahrstabilität und Fahrlage einer Drehgestell - Lokomotive in der Geraden sowie in der Kurve. Ingenieur - Archiv. Springer - Verlag. Berlin/Heidelberg/New York 38 Baud 1969
14. Botez C., Eganu L. : Căile ferate române înainte și după desăvîrșirea unității naționale (1900 - 1918 și 1919 - 1928). Revista Căilor Ferate nr.7 București 1969.
15. Burada Cornel, Ionescu Gheorghe : Roți, osii și osii montate pentru vagoane. Centrul de documentare și publicații tehnice a Ministerului Căilor Ferate, București 1969.
16. Celnokov I.I. : Kolebania vagonov imoiușoih dvoinoe upravlenie. "Trudî" L.I.I.J.T. vîp 235. Izdatelistvo "Transport" Moskva 1969.
17. Celnokov I.I. : Gasitelii kolebanii vagonov. Vsesoluznoe izdatelsko - poligraficheskoe obединenie Ministerstva putei soobșcenia Moskva 1963.
18. Dlugaci L.A. : O primenenii cebîșevskoi approksimații k voprosam ustoičivosti. "Trudî" D.I.I.J.T.vîp 55 Dnepropetrovsk 1964.
19. Dlugaci L.A. : O primenenii cebîșevskih približenii k voprosam nelineinîh kolebanii. "Trudî" D.I.I.J.T.vîp. 50. Dnepropetrovsk 1964.
20. Dlugaci L.A. : Gorodetkaia T.L. : Bokovîe kolebania vagona pri nelineinîh silah psevdoskolijeniia. "Trudî" D.I.I.J.T. vîp.50 Dnepropetrovsk 1964.
21. Dlugaci S.A. : Vibor parametrov vibratora prodolinovo deistvîia dlia razgruzki poluvagonov. "Vestnik" V.M.

I.I.J.T. Nr.7 Moskva 1965

22. Dlugaci L.A., Gorodețkaia T.L. : Vliianie nelineinîh sil psevgeskolijenîia na cîastotî i ustaicivosti bokovîh kolebanii vagona "Trudî" D.I.I.J.T. vîp.55 Dnepropetrovsk 1965
23. Dolmatov A.A. : Novîe dannîe o dinamiceskoi ustaicivosti bokovîh kolebanii vagonov. "Vestnik" V.N.I.I.J.T. nr.8. Moskva 1960.
24. Doronin I.S. : Vliianie elementov țentralnovo podveșivania na bokovîe kolebanîia pasajirskovo vagona "Vestnik" V.N.I.I.J.T. Nr.3 Moskva 1964.
25. Doronin I.S. : Parametricoskie kolebanîia kuzova passajirskovo vagona "Vestnik" V.N.I.I.J.T. Nr.4 Moskva 1969.
26. Drăghici I., Ivan M., Kremer St. ș.a. : Suspensii și amortizare. Editura tehnică. București 1970.
27. Evstafiev B.S., Husidov V.L. : Issledovanie vertikalnoi dinamivosmîosnîh vagonov. "Trudî" M.I.I.J.T. vîp. 283. Izdatelstvo "Transport" Moskva 1968.
28. Frederich F. Kraftschlussdeanspruchungen am schrägrollenden Schienenfahrzeuggrad. Clasers Annalen, zeitschrift für Eisenbahnwesen und Verkehrstechnik nr.2/3 Berlin 1970.
29. Gamirov V.I. : Vliianie bokovoi kaciki poluvagonov na proci- nosti skvarnevovo uzla. "Vestnik" V.N.I.I.J.T. nr. 2 Moskva 1965.
30. Gligor Traian, Ursu C., Uroșu D.: Influența unor parametri ai suspensiei elastice, asupra vibrațiilor laterale la locomotivele Diesel - electrice 060 D.A. letinul științific și tehnic al Institutului pentru tehnic din Timișoara. vol.11 1970.
31. Gligor Traian,: Stabilirea ecuațiilor diferențiale ale vibrațiilor laterale ale locomotivei Diesel-electrice 060 D.A. de 2.100 C.P.Revista Cailor Ferate Nr.8 București 1971.
32. Gligor Traian,: Influența conicității bandajului și a forțelor de pseudoslipare asupra vibrațiilor laterale ale locomotivei Diesel - electrice 060 D.A. 1971.

- 2.100 C.P.Revista Căilor Ferate Nr.1 București 1972
33. Gligor Traian : Influența unor parametri ai suspensiei elastice asupra pulsațiilor vibrațiilor laterale ale locomotivei diesel - electrice O60 D.A.de 2.100 C.P. Revista Căilor Ferate Nr.12, București 1971.
 34. Gent L., Janin C.: La qualité de la voie ferrée. Revue Générale des Chemins de fer. Décembre 1969.
 35. Graceva L.O.: Vzaimodeistvie vagonov i jeleznovo - rojnovo puti "Trudî" T.N.I.J. - M.P.S. vîp.356 Moskva 1968.
 36. Grigoriev E.T., Kravcenko A.I., Nesterov S.D.: O poperecinii uprugih sviaziah mejdu telejkami elektrovozov."Vestnik" B.N.I.I.J.T. Nr.8 Moskva 1959.
 37. Hanburger L., Buzdugan Gh.: Teoria vibrațiilor și aplicațiile ei în construcția mașinilor. Editura tehnică, București 1958.
 38. Herbert John : Eigenfrequenzberechnung für die Wankbewegung eines Kraftfahrzeuges. Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Universität Dresden. Jahrgang 17,1968 Heft 5.
 39. Herbert John : Berechnung von Fahrzeugeigenfrequenzen.Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Universität Dresden. Jahrgang 17, 1968 Heft.5.
 40. Herbert John : Näherungsweise Berechnung der Eigenfrequenzen von Kraftfahrzeugachsen. Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Universität Dresden. Jahrgang 17,1968 Heft.5.
 41. Hohlov A.A.: Issledovanie gorizontalinîh kolebanii vosmiosnîh vagonov. "Trudî" M.I.I.J.T. vîp.283. Izdatelstvo "Transport", Moskva 1968.
 42. Husidov V.D.: Issledovanie dinamiki vosmiosnîh vagonov."Vestnik" V.N.I.I.J.T. Nr.2, Moskva 1968
 43. Hvoshtik G.S.: Silî voznikajúšie v puti s uveliceniem evo jastkosti. "Vestnik" V.N.I.I.J.T. Nr.7, Moskva 1968.
 44. Iakovlev G.N.: Primenenie metoda peremennovo maštaba k zadatcu o vzaimodeistvii edinocennovo dvijušiegosia lokomotiva s procinim proletnîm stroeniem. "Trudî" D.I.I.J.T. vîp.56 Dnepropetrovsk 1966.

45. Iakovlev G.N.: Bokovîe kolebanîia vagonov na arocinîh pro-
letnîh stroeniiah. "Trudî" D.I.I.J.T. vîp.56,Dne-
propetrovsk 1966.
46. Iakovlev V.F., Semenov I.I.: Vzaimodeistvie puti i podvijnc-
vo sastava pri sovpadenii neravnosti na kolose i
relse. "Vestnik" V.N.I.I.J.T. Nr.2 Moskva 1968.
47. Irimiciue N.: Mecanica. Editura didactică și pedagogică.Bu-
curești 1965.
48. Isaeva I.P.: Issledovanie bokovîh kolebanii elektropoezda
v zavisimosti ot izmereniia konusnosti bandaia.
"Trudî" M.I.I.J.T. vîp.121 Moskva 1960.
49. x x x Indrumător de exploatare și întreținere a locomoti-
vei Diesel - electrice O60 D.A. de 2100 C.P. Ed.
Ministerul Căilor Ferate. București 1968.
50. Jindra F.: Lateral Oscillations of Trailer Trains. In Inge-
nieur - Archiv. Oct.1964.
51. Kaliianov V.I.: Koeffitientî otnositelinovo dempf irovaniia
vertikalnîh kolebanii lokomotivov. "Vestnik" V.N.
I.I.J.T. Nr.4 Moskva 1964.
52. Kaliianov V.I.: Gagehie Vertikalnîh kolebanii lokomotivov
ghidroempferami. "Vestnik" V.N.I.I.J.T. Nr.2.
Moskva 1965.
53. Kauderer Hans : Nichtlineare Mechanik. Springer - Verlag.
Berlin - Göttingen - Heidelberg-1958.
54. Kovalev N.A.: Bakovîe kolebanîia podvijnovo sastava.Transje-
lezdorizdat. Moskva 1957.
55. Kogan B.I.: Elektronie modeliruiuşcie ustroistva i ih prime-
nenie dlia issledovaniia sistem,avtomaticheskovo re-
gulirovaniia. M.,gos.izd.Fiziko-Matematicheskoi li-
teraturî. Moskva 1959.
56. Kovalev N.A.: O vliianii uprugosti kolesnoi sistemî na ustoi-
civosti priamolunelnovo dvijenîia relsovovo okipa-
ia. "Izvestiia Akademii nauk S.S.S.R." Mehanika i
maşinostroenie Nr.2 Moskva 1959.
57. Kogan B.I.: Elektronie modeliruiuşcie ustroistva i ih prime-
nenie dlia issledovaniia sistem avtomaticheskovo re-
gulirovaniia. M.,gos.izd.Fiziko-Matematicheskoi li-

teraturî. Moskva 1963.

58. Kogan A.Ia.: Vertikalnié dinamiceskie silf, deistvuiugie na puti. "Trudî" T.H.I.I.- M.P.S. vîp 4o2, Izdatelstvo "Transport" Moskva 1969.
59. Kraghelski I.V., Vinogradova I.E.: Koeffiçientî trenia. Maşhiz., Moskva 1962.
60. Kretter O.: Das Schwingungsverhalten von triebfahrzeugen bei regellaser Eraegung. Arch.Eisenbahntechn.nr. 23 - 1968.
61. Kudriavţev N.N.: Opredelenie vozmuşoiatugich funkţii dlia issledovania kolebanii vagona "Vestnik" V.N.I.I. J.T. Nr.3 Moskva 1964.
62. Krivoruciko N.M.: Issledovanie na elektronîh modeliruiugich maşinah bokovovo vozdeistviiia elektrovoza na puti v priamîh uciastkah puti. "Trudî" M.I.I.J.T. vîp. 25o Moskva 1966.
63. Krivoruciko N.M.: Bokovoe vozdeistvie elektrovoza na put v preamîh uceastkah puti. "Trudî" M.I.I.J.T. vîp. 25o. Moskva 1967.
64. Krivoruciko N.M.: Vliianie uprugovo socileneniiia telejek na bokovoe vozdeistvie elektrovoza na put v priamîh uceastkah puti. "Trudî" M.I.I.J.T. vîp.25o, Moskva 1967.
65. Kudriavţev N.N., Kulaghin M.N., Ilvostik G.S.: Novie issledovaniia v oblasti dinamiki neobressorenîh masş podvijnovo sostava. "Vestnik" V.N.I.I.J.T. Nr.1 Moskva 1968.
66. Lazarian B.A.: Dinamika vagonov. Transport Moskva 1964.
67. Lazarian V.A., Uskalov V.F.: Kolebaniiia podresornîh ciastei gruzovîh vagonov. "Voprosî dinamiki podvijnovo sostava i primeneniiia matematiceskikh maşin"D.I.I.J.T. vîp 55. Dnepropetrovsk 1965.
68. Lazarian V.A., Barbab I.G., Bodianov P.S.: Analiticoskoe issledovanie ustoiçivosti dvijeniiia şebneociistitelenoi maşini. "Trudî" D.I.I.J.T. vîp.55. Dnepropetr. 1966.
69. Lehrer S., Enăchescu A.: Realizări şi perspective în fabric

- ția de locomotive Diesel - electrice și electrice.
"Electrotehnica" iulie - august. București 1969.
70. Livov A.A.: Ustoičivosti dvijenija vosmiosnovo poluvagona.
"Trudî" M.N.I.I.J.T. vîp.296 Moskva 1965.
71. Livov A.A., Muzîkin V.A.: Dinamika četîrehosnovo poluvagona
pri nesimetricinom evo nagraženii. "Vestnik" V.N.I.
I.J.T. Nr.4 Moskva 1965.
72. Livov A.A.: Dinamika četîrehosnovo vagona na dvuhosnîh telej-
kah s nadbuksovîh podvešivaniem. "Trudî" B.N.I.I.J.
T. vîp.347 Moskva 1967.
73. Livov A.A.: Rezultati issledovanii ustoičivosti dvijenija
gruzovîh vagonov na telejkah s ŧentralnîm podvegi-
vaniem. "Trudî" B.N.I.I.J.T. vîp.347 Moskva 1967.
74. Livov A.A.: Dinamika vosmiosnovo transportera pri nesimetrici-
nom razmegeconii gruzu. "Vestnik" V.N.I.I.J.T. Nr.2,
Moskva 1968.
75. Livov A.A., Roman I.S.: Ustoičivosti dvijenija ŧestiosnîh va-
gonov na telejkah s ŧentralinîm resornîm podvešiva-
niem. "Trudî" V.N.I.I.J.T. vîp.385, Izdatelstvo
"Transport" Moskva 1969.
76. Livov A.A., ŧ.a.: Dinamika vagonov elektropoezdov E.P.22 i
E.P.200 na telejkah s pnevmaticeskîm podvešivaniem
"Trudî" T.N.I.I. - M.P.S. vîp. 417 Izdatelstvo
"Transport", Moskva 1970.
77. Logvin A.F.: Vliianie neravnosti puti v plane na silî vzai-
modeistvîia puti i podvijnovo sostava v prijamîh.
"Vestnik" V.N.I.I.J.T. Nr.3, Moskva 1968.
78. Manoliu C.: Unele probleme actuale ale sporirii capacității
de transport a liniilor ferate. Revista Căilor Ferate
Nr.1 București 1969.
79. Mano K.: Stability region of the nonlinear hunting vibration
of railway vehicle truck. Quart.Ref.Rly.Tehn.Res.
Inst.9 (1968) nr.2.
80. Marino De Luca : Un modello matematico per lo studio della
stabilita di marcia trasversale dei veicoli ferro-
viari alle alte velocita. Ingegneria ferroviaria.
Napoli 1969.

81. Matveevicov A.P., Ribnikov E.K.: Issledovanie bokovih kolebaniia motornovo vagona elektropoezda C.R.22 na analogovih vicislitelinih mashinah. "Trudi" M.I.I.J.T. vip. 25o Moskva 1967.
82. Matsui N., Arai S.: Vertical forced vibration of vehicle body and vertical wheel load diminuation due to tract irregularity. Quart. Ref.Rly.Techn.Res.Inst.9(1968)nr.3.
83. Mauzin M.A.: Résultats obtenus avec un nouveau type de bogie étudié par la S.N.C.F. Revue Généralé des Chemins de fer. Janvier 1967.
84. Medel V.B.: Vileanie lokomotivov. "Transport" M.E.M.I.I.T. vip.55 Moskva 1948.
85. Medel V.B.: Podvinoi sostav elektriceskih jeleznih dorog. Ci l. Transjeldorizat, Moskva 195o.
86. Medel V.B.: Podvinoi sostav elektriceskih jeleznih dorog Ci l. Transjeldorizat, Moskva 1957.
87. Medel V.B.: Vzaomodeistvie elektrovoza i puti M.I.I.J.T. Moskva 1957.
88. Medel V.B.: Vibor optimalinih parametrov mehaniceskoi clasti elektrovozov. "Trudi" M.I.I.J.T. vip.1o3 Moskva 1958
89. Mihailov N.M.: Primenenie osnovnih polozenii teorii podobii k modelirovaniu dinamiceskih proressov elektrovozov "Trudi" M.I.I.J.T. vip.25o Moskva 1967.
- 9o. Motinaga Josihiko : Pribor dlia avtomaticeskoi reghistratii kolebanii vagona. Tetudo Sanro 16(1968) nr.14.
91. Müller C.T.: Das Sehlingerproblem in der Sicht von Vergangenheit und Gegenwart. Glasers Annalen zeitschrift für Eisenbahnwesen und verkehrstechnik. Jahrgang 93. Heft 11. Berlin 1969.
92. Myyoshi K.: The variation of wheel load and the lateral force acting, on wheel consed by the car body vibration of two oxled wagon. Quart.Ref.Rly.Techn.Res.Inst. 9(1968) nr.3.
93. Nekrasov A.I.: Curs de mecanică teoretică. Editura tehnică. Bucureşti 1955.

INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIŞOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

94. Nikolaev I.I.: Dinamika lokomotivov. Vsesoiuznoe Izdatel'skoe Poligraficeskoe Ob'edinenie Ministerstva Putei Soobsceeniia. Moskva 1962.
95. Nicolae Ionescu - Pallas : Introducere în mecanica teoretică modernă. Editura Academiei R.S.R. București 1969.
96. Novikov L.A.: O vliianii ot delnîh parametrov uprugovo podvesivaniia na bokovîe kolebaniiia vagonov. "Trudî" L. I.I.J.T. vîp.246. Leningrad 1965.
97. Novosel'teva V.I.: Opredelenie ceastot sobstvennîh kolebanii podvijnovo sostava s ucetom sil veazkovo trevija. "Trudî" O.I.I.J.T. vîp.90, Omskii 1968.
98. Onicescu Octav : Mecanica. Editura tehnică. București 1969.
99. Panovko I.G.: Osnovî prikladnoi teorii uprugih kolebanii. Maşghiz. Moskva 1957.
100. Panovko I.G.;Gubanova I.I.: Ustoicivost i kolebaniiia uprugih sistem. "Nauka" Moskva 1967.
101. Pater A.D.: Le problème de l'interaction entre la voie et le véhicule ferroviaire. Publications de Service de Mathématiques - Mécanique analytique, Bruxelles 1971.
102. Plăcinteşanu I.Ioan : Mecanica vectorială şi analitică. Editura tehnică. București 1958.
103. Ponomariov S.D.ş.a.: Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini. Editura tehnică. București 1960.
104. Popov I.M.: Ciastotî sobstvennîh kolebanii elektrovozov s dvuhstupenciatiim uprugim podvesivaniem. "Vestnik" V.N.I.I.J.T. Nr.1 Moskva 1962.
105. Popa A., Neagu A., Chimu N.: Influenţa dieselizării tracţiunii feroviare asupra indicilor tehnico-economici. Revista Căilor Ferate nr.12 București 1970.
106. Popov A.V.: Vertikaliniie uskoreniia podresornovo stroeniia lokomotivov i koeficient vertikalnoi dinamiki. "Vestnik" V.N.I.I.J.T. Nr.8, Moskva 1968.
107. Radzihovskaia E.F.: Svobodniie kolebaniiia arok s nadarocniim stroeniem. "Trudî" D.I.I.J.T. vîp.55, Dnepropetrovsk 1965.
108. Rădoi Maria, I.Popescu Burchi : Mecanică. Editura didactică şi pedagogică. București 1969.

109. Ripianu Andrei : Dinamica. Curs litografiat. Litografia învățămîntului. Cluj 1955.
110. Ripianu Andrei : Determinarea pulsațiilor proprii corespunzătoare vibrațiilor de torsiune a arborilor cotiți. Studii și cercetări de mecanică aplicată nr.4 București 1960.
111. Ripianu Andrei : Calculul vibrațiilor de torsiune ale arborilor cotiți. Revista Căilor Ferate nr.8 și 9. București 1960.
112. Ripianu Andrei : O nouă metodă pentru determinarea pulsațiilor proprii corespunzătoare vibrațiilor de torsiune ale arborilor cotiți de la motoarele omogene în linie. Bulet.St.al Inst.polit.nr.4 Cluj 1961.
113. Ripianu Andrei : Nouvelle méthode pour la détermination des pulsations propres correspondantes aux vibrations de torsion des arbres condés des meteurs homogenés en ligne. Acta Technica 41 nr.1 și 2 Budapest 1962.
114. Ripianu Andrei : Mișcările vibratorii ale arborilor drepți și cotiți. Editura Academiei R.S.R. București 1969.
115. Rîbnikov E.K. i Fediumin Iu.P.: Issledovanie gorizontalinói dinamiki vagona podvesnoi monorelisovoi dorogi na analogovîh vîcislitelinîh mașinak. "Trudî" M.I.I.J.T. vîp.296 Izdatelistvo "Transport" Moskva 1968.
116. Romen I.S.: Vliianie rasseivaniia energii v sisteme na harakter gorizontalinîh kolebanii cetîrehosnih gruzovîh vagonov. "Trudî" V.N.I.I.J.T. vîp.385 Izdatelistvo "Transport" Moskva 1969.
117. Romen I.S.: Issledovanie bokovovo vozdeistviiia podvijnovo sostava na puti s primeneniem elektronnih vîcislitelinîh mașin. "Trudî" V.N.I.I.J.T. vîp.385 Izdatelistvo "Transport" Moskva 1969.
118. Savkin I.N.: Primenenie elektroanalogov dlia uskoreniia analiza dinamiki lokomotivov. "Sbornik trudov" L.I.I. J.T. vîp.246 Leningradskovo 1966.
119. Savoskin A.N., Fediumin I.P.: Issledovanie vertikalinoi dinamiki motornovo vagona elektropoezda E.K.22 "Trudî" M.I.I.J.T. vîp.290 Moskva 1967.

120. Savoskii A.N. i Fediunin Iu.P.: Issledovanie vertikalnoi dinamiki vagona podvesnoi monorelisovoidorogi na analogovih vichislitelinih mashinah. "Trudî" M.I.I.J.T. T. vîp.296 Izdatelstvo "Transport" Moskva 1968.
121. Sestakov V.N.: Oznaceniï socileneniia telejek pri dvijenii elektrovoza v krivoi. "Vestnik".V.N.I.I.J.T. nr.4 Moskva 1956.
122. Sestakov V.N.: Opredelenie bokovih davlenii elektrozov i teplovozov s vozvraščaiuščimi ustroistvami v krivih uciastkah puti. "Vestnik" V.N.I.I.J.T. Nr.4 Moskva 1959.
123. Semisajenova A.A.: Primenenie metoda elektromehaničeskikh analoghii dlia issledovaniia vertikalnih kolebanii podvijnovo sostava. "Vestnik" V.N.I.I.J.T. Nr.8, Moskva 1959.
124. Silaș Gheorghe, Rădoi M., Brîndeu L., Klepp H., Hegedûs A.: Culegere de probleme de vibrații mecanice. Vol.I/II. Editura tehnică. București 1967/73.
125. Silaș Gh.; Vibrații mecanice. Editura tehnică. București 1968.
126. Silaș Gh., Gligor Tr., Ursu C.: Influența unor parametrii ai suspensiei elastice asupra vibrațiilor verticale a locomotivei D.A. 060. Lucrările sesiunii științifice a Institutului de studii și cercetări în transporturi. București 23-25 oct.1969.
127. Silaș Gh., Zăgănescu I., Gligor Tr., Ursu C.: Asupra dinamicii orizontale a locomotivei D.A.060. Lucrările sesiunii științifice a Institutului de studii și cercetări în transporturi. București 23-25 oct.1969.
128. Smirnov V.I.: Kurs vișșei matematiki. Gostohizdat Moskva 1954.
129. Soloviev K.M.: Issledovanie vliianiia sil uprugovo skoljenia na bokovie kolebania elektrovoza "Trudî" M.I.I.J.T. vîp.103 Moskva 1958.
130. Soloviev K.M.: Issledovanie vliianiia postoiannovo trenia na ustoičivosti dvijenii elektrovoza."Trudî" M.I.I.J.T. vîp.123 Moskva 1960.
131. Strelcov S.P.: Introducere în teoria oscilațiilor. Traducere din limbă rusă. Editura tehnică, București 1954.

132. Stoenescu A., Silaș Gh.: Mecanica teoretică. Editura didactică și pedagogică. București 1963.
133. Sucikov V.V.: Issledovanie vozmojnosti sniženia gorizontalkoi dinamiki četirehosnîh gruzovîh vagonov pri povîšenoi skorosti dvijenii. "Trudî" V.N.I.I.J.T. vîp. 3o7 Moskva 1965.
134. Survillo A.B.: Ustoicivosti priamolineinovo dvijenii relsovovo ekipaja. "Vestnik" V.N.I.I.J.T. nr.3 Moskva 1964.
135. Survillo A.B.: Issledovanie gorizontalkoi dinamiki mnogoosnîh gruzovîh vagonov. "Trudî" V.N.I.I.J.T. vîp.3o7 Moskva 1965.
136. Suslov G.K.: Mecanica rațională. Editura tehnică. București 195o.
137. Tibilov T.A.: Merî borbî a vlianiem teplovozov na priamîh uciastkah puti. "Vestnik" V.N.I.I.J.T. Nr.3 Moskva 1957.
138. Tighiliu M., Popovici E., Mihăilescu N.: Locomotive Diesel = construcția, calculul și reparația = Vol.I Editura Transporturilor și telecomunicațiilor. București 1963.
139. Tighiliu M., Popovici E., Mihăilescu N.: Locomotive Diesel vol.II. Editura transporturilor și telecomunicațiilor, București 1964.
- 14o. Ursu Constantin : Dinamica materialului rulant de cale ferată. Litografia Inst.politehnic Timișoara, 1969.
141. Uskalov V.F.: Eksperimentalnoe opredelenie ciastot kolebanii nadressornovo stroenia četirehosnîh poluvagonov Voprosî dinamiki podvijnovo sostava i primonenija na tematiceskîh mașin D.I.I.J.T. Dnepropetrovsk 1969.
142. Uskalov V.F., Tenenbaum E.M.: Opredelenie ciastot kolebanii vagonov po eksperimentalnîm zaplaniam polucenii pri dinamiceskîh ispitaniih. Voprosî dinamiki podvijnovo sostava i primonenia matematiceskîh mașin. I.I.J.T. Dnepropetrovsk 1965.

143. Verigo M.F., Romen I.S.ș.a.: Vliianie zazara v kolee na velicinu bokovih sil pri vzaimodeistvii puti i podvijnovo sastava. "Trudî" V.N.I.I.J.T. vîp.385 Izdatelstvo "Transport" Moskva 1969.
144. Vîlcovici V., Bălan St., Voinea R.: Mecanica teoretică. Editura tehnică, București 1959.
145. x x x Vliianie jestkosti i neravnostei puti na deformații, vibrații i silî vzaimodeistviiia evo elementov."Trudî" T.N.I.I.- M.P.S. vîp.370 Izdatelstvo "Transport" Moskva 1969.
146. Voinaroski R.: Mecanica Teoretică. Editura didactică și pedagogică, București 1968.
147. Volasko I.D.: Issledovanie svobodnih kolebanii koleasa i relisa pri peremennoi jestkosti puti. "Trudî" D.I.I.J.T. vîp.55 Dnepropetrovsk 1965.
148. Zaharovici G.G.: Issledovanie kolebanii vagona prirazgruşke evo na inerționih maşinah. "Vestnik" V.N.I.I.J.T. nr.8 Moskva 1968.
149. Zăgănescu Ion : Calculul și construcția locomotivelor cu abur. Editura didactică și pedagogică. București 1964.
150. Zăgănescu Ion : Locomotive și automotoare cu motoare cu ardere internă. Editura didactică și pedagogică. București 1964.
151. Zăgănescu I., Gligor Tr., Orgovici I., Ursu C.: Asupra înscrierii dinamice în curbe a locomotivelor Diesel - electrice de tip O60 D.A. Buletinul Științific și Tehnic al Institutului politehnic Timișoara Tom.14(28), fasc.1, ianuarie-iulie 1969.
152. Zăgănescu I., Ursu C., Gligor Tr., Neguț N.: Studiul oscilațiilor prezentate ale locomotivelor Diesel - electrice de tip B-B Buletinul științific și Tehnic al Institutului politehnic Timișoara Tom.14(28) fasc.2 iulie-decembrie 1969.
153. Zolotarski A.F.ș.a.: Jeleznodorojnii puti i podvijnoi sastav dlia vîsokih skorostei dvijeniiia. "Transport" Moskva 1964.

154. Weber H.H.: Schnellers Befahren von engen Gleisbogen durch elektrische Triebfahrzeuge unter spezieller Berücksichtigung der Kräfte zwischen Rad und Schiene. Glasers Annalen Zeitschrift für Eisenbahnwesen und Verkehrstechnik Berlin, Februar/März 1970.
155. Wickens A.H.: Neue Untersuchung über Querschwingungen an Eisenbahnfahrzeugen für hohe Geschwindigkeiten. Mschr. I.E.K.V. (Brüssel) Belgia 45 nr.4 1968.
156. Wickens A.H.: Progrés récents dans l'étude de la dynamique transversale des véhicules circulant à grande vitesse. Symposium des grandes vitesses. Viéne 1968.

C U P R I N S

<u>Prefață</u>	Pag.
I. <u>Introducere</u>	1
1.1. Scurt istoric	1
1.2. Descrierea locomotivei	4
1.3. Conținutul lucrării	9
II. <u>Modelul mecanic al locomotivei</u>	15
2.1. Stabilirea modelului mecanic	15
2.2. Cupla elastică transversală dintre boghiuri	18
2.3. Vibrațiile laterale ale locomotivei	21
III. <u>Stabilirea forțelor ce acționează asupra locomotivei în cazul vibrațiilor laterale.</u>	25
3.1. Generalități	25
3.2. Determinarea forțelor de rupel datorită rotirii leagănelor cu suspensori pendulari	26 28
3.3. Determinarea forțelor de alunecare elastică	28
3.4. Determinarea forțelor elastice ale șinelor, la contactul buzei bandaajului cu șina	34
IV. <u>Stabilirea ecuațiilor diferențiale ale vibrațiilor laterale.</u>	37
4.1. Generalități	37
4.2. Calculul energiei cinetice	37
4.3. Calculul energiei potențiale	44

	Pag.
4.4. Calculul forțelor generalizate	47
4.4.1. Forțele generalizate datorită forțelor de rotire a leagănelor	47
4.4.2. Forțele generalizate datorită forțelor de alunecare elastică	48
4.4.3. Forțele generalizate datorită componentelor greutăților	52
4.4.4. Forțele generalizate datorită forțelor de frecare	53
4.4.5. Forțele generalizate datorită forțelor elastice ale șinelor, la contactul buzei bandajului cu șina	58
4.5. Stabilirea ecuațiilor diferențiale ale vibrațiilor laterale.	59
V. <u>Studiul vibrațiilor laterale ale locomotivei diesel - electrice 060 D.A. de 2.100 C.P.</u>	70
5.1. Generalități	70
5.2. Influența unor parametri ai suspensiei elastice asupra vibrațiilor laterale ale locomotivei	71
5.3. Influența contactului bandajului și a forțelor de alunecare elastică, asupra vibrațiilor laterale ale locomotivei	83
5.4. Integrarea ecuațiilor diferențiale ale vibrațiilor laterale ale locomotivei	98
5.5. Determinarea forțelor de interacțiune dintre roată și șină la mersul în aliniament al locomotivei	113

	Pag.
<u>VI. Verificări experimentale</u>	123
6.1. Schema bloc a instalației electrice de înregistrare a vibrațiilor laterale	123
6.2. Schema bloc a instalației electronice folosită la prelucrarea vibrațiilor înregistrate pe bandă magnetică	126
6.3. Caracteristicile aparatelor folosite	128
6.4. Calibrarea aparatelor	130
6.5. Evaluarea rezultatelor experimentale	132
6.5.1. Determinarea valorii mediei pătratice \bar{x}_0^2 și a densității spectrale de putere $w(\omega)$	132
6.6. Compararea rezultatelor teoretice cu cele experimentale	178
<u>Concluzii generale</u>	181
<u>Bibliografie</u>	184
<u>C u p r i n s</u>	198

```

      * STOP VA ROU NU INTRERUPETI
      * COMPILÉ FORTRAN ER:4
FORTRAN STARTED

```

FORTRAN 14.02

ECDI 27/01/74 16.12.40

```

C 1 C
C 2 C
C 3 C
C 4 * PROGRAMUL PRINCIPAL PENTRU REZOLVAREA SISTEMULUI DE ECUATII DIF.
C 5 DIMENSION G(18),DERY(18),PRMT(7),AUX(8,18)
C 6 EXTERNAL FCT,OUTP
C 7 C
C 8 IPG=0
C 9 READ(105,1)K,V,DERY(1),I=1,18),(G(I),I=1,18)
C 10 FFORMAT(I3,F10.6,10.6)
C 11 NCIN=18
C 12 PRMT(1)=0.
C 13 PRMT(2)=8.
C 14 PRMT(3)=0.0002
C 15 PRMT(4)=0.0005
C 16 PRMT(5)=0.
C 17 PRMT(6)=101.
C 18 PRMT(7)=10C.
C 19 WRITE(108,2) PRMT(3)
C 20 FFORMAT(' ',1) FAS DE INTEGRARE INITIAL :, F10.6/
C 21 - 5X,IT,5X,IHLF,4CX,IQ(1)-G(6),6X,IQ(2)-G(7),6X,IQ(3)-G(8),
C 22 - 6X,IQ(4)-G(9),8X,IQ(5)I
C 23 - CALL FKGS(PMT,C,DERY,NDIM,IHLF,FCT,OUTP,AUX,K,V,G1,G3,G5P,
C 24 -IPG)
C 25 STOP
C 26 END

```

FORTRAN 14.02

ECDI 27/01/74 16.12.40

***** FIN DE COMPILATION (PLUS HAUT NIVEAU D'ERREUR RENCONTRE = 0) 16*13*11
 * COMPILE FORTRAN [R]4

FORTRAN 14.02

ECRIFER 27/01/74 16*13*11

```

1      SUBROUTINE FCT(T,C,DEBY,NIMP,K,V,11,13,10,3)
2      DIMENSION J(1010),DEBY(1010)
3      INTEGER S1,S2,S3,S4,S5,S6,S7,S8
4      CALCULATE INTZEL=11-1, S1 A SERRIOR LMR S1-S4
5
6      V1=1.95*(X(11)+X(17))-0.19*(X(11)+4.31*X(12))-1.4*X(11)+X(13)
7      V2=1.45*(X(11)+X(18))-0.35*(X(11)+4.21*X(12))-1.4*X(11)+X(14)
8      V3=X(17)+X(7)-X(18)+X(15)
9      V4=X(17)+X(7)+X(15)+X(4)+X(19)
10     V5=X(17)+X(7)+X(15)+X(11)+X(19)
11     V6=X(18)+X(7)+X(14)+X(19)
12     V7=X(18)+X(7)+X(14)-X(4)+X(19)
13     V8=X(19)+X(7)+X(14)+2.11*X(16)
14     S1=1
15     S2=1
16     S3=1
17     S4=1
18     S5=1
19     S6=1
20     S7=1
21     S8=1
22     IF(V1)1,2,3
23     1 S1=-1
24     GO TO 3
25     2 S1=0
26     3 IF(V2)4,5,6
27     4 S2=1
28     GO TO 6
29     5 S2=0
30     6 IF(V3)7,8,9
31     7 S3=1
32     GO TO 9
33     8 S3=0
34     9 IF(V4)10,11,12
35     10 S4=1
36     GO TO 12
37     11 S4=0
38     12 IF(V5)13,14,15
39     13 S5=1
40     GO TO 15
41     14 S5=0
42     15 IF(V6)16,17,18
43     16 S6=1
44     GO TO 18
45     17 S6=0
46     18 IF(V7)19,20,21
47     19 S7=1
    
```

FORTRAN 14.02

ECRIFER 27/01/74 16*13*11

```

40 S7=C
41 F=(V1)*D1*G(4)
42 S8=S7
43 G(1)=24
44 S9=C
45 F=(V1)*D5*G(6,27)
46 S10=S9
47 G(1)=27
48 S11=C
49 CALCLABEL= 'CALCULATED VALUES OF THE STRESS'
50 C
51 A=325*U/V
52 G1=(A*(G(13)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18))
53 G2=(A*(G(13)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18))
54 G3=(A*(G(13)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18))
55 F(G1)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18)+2*G(16)-0.005)
56 F(G2)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18)+2*G(16)-0.005)
57 F(G3)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18)+2*G(16)-0.005)
58 F(G4)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18)+2*G(16)+0.005)
59 F(G5)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18)+2*G(16)+0.005)
60 C
61 G1P=(A*(G(13)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18))
62 G2P=(A*(G(13)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18))
63 G3P=(A*(G(13)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18))
64 F(G1P)+2*G(17)+G(18)+16.5*(G(5)+2*G(7)+0.005)
65 F(G2P)+2*G(17)+G(18)+16.5*(G(5)+2*G(7)+0.005)
66 F(G3P)+2*G(17)+G(18)+16.5*(G(5)+2*G(7)+0.005)
67 F(G4P)+2*G(17)+G(18)+16.5*(G(5)+2*G(7)+0.005)
68 F(G5P)+2*G(17)+G(18)+16.5*(G(5)+2*G(7)+0.005)
69 C
70 A=1.67*U/V
71 S6=S6+28*V
72 C=S6*U/V
73 G1S=(S6*(G(13)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18)+5820*G(6))
74 G2S=(S6*(G(13)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18)+5820*G(6))
75 G3S=(S6*(G(13)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18)+5820*G(6))
76 F(G1S)+2*G(17)+G(18)+16.5*(G(5)+2*G(7)+0.005)
77 F(G2S)+2*G(17)+G(18)+16.5*(G(5)+2*G(7)+0.005)
78 F(G3S)+2*G(17)+G(18)+16.5*(G(5)+2*G(7)+0.005)
79 C
80 A=1.67*U/V
81 S6=S6+28*V
82 C=S6*U/V
83 G1S=(S6*(G(13)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18)+5820*G(6))
84 G2S=(S6*(G(13)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18)+5820*G(6))
85 G3S=(S6*(G(13)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18)+5820*G(6))
86 F(G1S)+2*G(17)+G(18)+16.5*(G(5)+2*G(7)+0.005)
87 F(G2S)+2*G(17)+G(18)+16.5*(G(5)+2*G(7)+0.005)
88 F(G3S)+2*G(17)+G(18)+16.5*(G(5)+2*G(7)+0.005)
89 C
90 A=1.67*U/V
91 S6=S6+28*V
92 C=S6*U/V
93 G1S=(S6*(G(13)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18)+5820*G(6))
94 G2S=(S6*(G(13)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18)+5820*G(6))
95 G3S=(S6*(G(13)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18)+5820*G(6))
96 F(G1S)+2*G(17)+G(18)+16.5*(G(5)+2*G(7)+0.005)
97 F(G2S)+2*G(17)+G(18)+16.5*(G(5)+2*G(7)+0.005)
98 F(G3S)+2*G(17)+G(18)+16.5*(G(5)+2*G(7)+0.005)
99 C
100 A=1.67*U/V
101 S6=S6+28*V
102 C=S6*U/V
103 G1S=(S6*(G(13)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18)+5820*G(6))
104 G2S=(S6*(G(13)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18)+5820*G(6))
105 G3S=(S6*(G(13)+G(14)+G(15)+G(16)+G(17)+G(18)+5820*G(6))
106 F(G1S)+2*G(17)+G(18)+16.5*(G(5)+2*G(7)+0.005)
107 F(G2S)+2*G(17)+G(18)+16.5*(G(5)+2*G(7)+0.005)
108 F(G3S)+2*G(17)+G(18)+16.5*(G(5)+2*G(7)+0.005)
109 C

```

```

95  C1T=(B*(C(1)+2*C(16))+A*C(16))-20*C(15)+5820*C(7))
96  C2T=(189*/(C(14)+C(15)+C(16))+C(16)+204*C(5)+116*C(7))
97  C3T=(C(15)+14)+2*(16))+A*(16)-20*C(15)-614*C(7))
98  IF(C(5)+2*(C(7)+GT.C(10))
-   C1T+C1T+C21C*(C(5)-P*(C(7))-C(10))
-   IF(C(5)+2*(C(7)+LT.C(10))
-   IF(C(8)+2*(11*(C(7)+GT.C(10))
-   C3T+C3T+C386*(C(5)+P*(11*(C(7)+C(10))
-   IF(C(5)+2*(11*(C(7)+LT.C(10))
-   C3T+C3T+C386*(C(5)+P*(11*(C(7)+C(10))
105  C
106  C
107  C
108  C
109  C
110  C
CALCULU  DERIVATELOR
DERY(1)*C(10)
DERY(2)*C(11)
DERY(3)*C(12)
DERY(4)*C(13)
DERY(5)*C(14)
DERY(6)*C(15)
DERY(7)*C(16)
DERY(8)*C(17)
DERY(9)*C(18)
DERY(10)*1/7*(248*(C(1)-246*(C(2))-124*(C(4))+124*(C(5))+5*(C(5)
-5*(C(2))
- CERY(11)*1/3*(C(1)+C(2)+C(3)+C(4)+C(5)+C(6)+C(7)+C(8)+C(9)+C(10)+C(11)+C(12)+C(13)+C(14)+C(15)+C(16)+C(17)+C(18)+C(19)+C(20)+C(21)+C(22)+C(23)+C(24)+C(25)+C(26)+C(27)+C(28)+C(29)+C(30)+C(31)+C(32)+C(33)+C(34)+C(35)+C(36)+C(37)+C(38)+C(39)+C(40)+C(41)+C(42)+C(43)+C(44)+C(45)+C(46)+C(47)+C(48)+C(49)+C(50)+C(51)+C(52)+C(53)+C(54)+C(55)+C(56)+C(57)+C(58)+C(59)+C(60)+C(61)+C(62)+C(63)+C(64)+C(65)+C(66)+C(67)+C(68)+C(69)+C(70)+C(71)+C(72)+C(73)+C(74)+C(75)+C(76)+C(77)+C(78)+C(79)+C(80)+C(81)+C(82)+C(83)+C(84)+C(85)+C(86)+C(87)+C(88)+C(89)+C(90)+C(91)+C(92)+C(93)+C(94)+C(95)+C(96)+C(97)+C(98)+C(99)+C(100)+C(101)+C(102)+C(103)+C(104)+C(105)+C(106)+C(107)+C(108)+C(109)+C(110)+C(111)+C(112)+C(113)+C(114)+C(115)+C(116)+C(117)+C(118)+C(119)+C(120)+C(121)+C(122)+C(123)+C(124)+C(125)+C(126)+C(127)+C(128)+C(129)+C(130)+C(131)+C(132)+C(133)+C(134)+C(135)+C(136)+C(137)+C(138)+C(139)+C(140)+C(141)+C(142)+C(143)+C(144)+C(145)+C(146)+C(147)+C(148)+C(149)+C(150)+C(151)+C(152)+C(153)+C(154)+C(155)+C(156)+C(157)+C(158)+C(159)+C(160)+C(161)+C(162)+C(163)+C(164)+C(165)+C(166)+C(167)+C(168)+C(169)+C(170)+C(171)+C(172)+C(173)+C(174)+C(175)+C(176)+C(177)+C(178)+C(179)+C(180)+C(181)+C(182)+C(183)+C(184)+C(185)+C(186)+C(187)+C(188)+C(189)+C(190)+C(191)+C(192)+C(193)+C(194)+C(195)+C(196)+C(197)+C(198)+C(199)+C(200)+C(201)+C(202)+C(203)+C(204)+C(205)+C(206)+C(207)+C(208)+C(209)+C(210)+C(211)+C(212)+C(213)+C(214)+C(215)+C(216)+C(217)+C(218)+C(219)+C(220)+C(221)+C(222)+C(223)+C(224)+C(225)+C(226)+C(227)+C(228)+C(229)+C(230)+C(231)+C(232)+C(233)+C(234)+C(235)+C(236)+C(237)+C(238)+C(239)+C(240)+C(241)+C(242)+C(243)+C(244)+C(245)+C(246)+C(247)+C(248)+C(249)+C(250)+C(251)+C(252)+C(253)+C(254)+C(255)+C(256)+C(257)+C(258)+C(259)+C(260)+C(261)+C(262)+C(263)+C(264)+C(265)+C(266)+C(267)+C(268)+C(269)+C(270)+C(271)+C(272)+C(273)+C(274)+C(275)+C(276)+C(277)+C(278)+C(279)+C(280)+C(281)+C(282)+C(283)+C(284)+C(285)+C(286)+C(287)+C(288)+C(289)+C(290)+C(291)+C(292)+C(293)+C(294)+C(295)+C(296)+C(297)+C(298)+C(299)+C(300)+C(301)+C(302)+C(303)+C(304)+C(305)+C(306)+C(307)+C(308)+C(309)+C(310)+C(311)+C(312)+C(313)+C(314)+C(315)+C(316)+C(317)+C(318)+C(319)+C(320)+C(321)+C(322)+C(323)+C(324)+C(325)+C(326)+C(327)+C(328)+C(329)+C(330)+C(331)+C(332)+C(333)+C(334)+C(335)+C(336)+C(337)+C(338)+C(339)+C(340)+C(341)+C(342)+C(343)+C(344)+C(345)+C(346)+C(347)+C(348)+C(349)+C(350)+C(351)+C(352)+C(353)+C(354)+C(355)+C(356)+C(357)+C(358)+C(359)+C(360)+C(361)+C(362)+C(363)+C(364)+C(365)+C(366)+C(367)+C(368)+C(369)+C(370)+C(371)+C(372)+C(373)+C(374)+C(375)+C(376)+C(377)+C(378)+C(379)+C(380)+C(381)+C(382)+C(383)+C(384)+C(385)+C(386)+C(387)+C(388)+C(389)+C(390)+C(391)+C(392)+C(393)+C(394)+C(395)+C(396)+C(397)+C(398)+C(399)+C(400)+C(401)+C(402)+C(403)+C(404)+C(405)+C(406)+C(407)+C(408)+C(409)+C(410)+C(411)+C(412)+C(413)+C(414)+C(415)+C(416)+C(417)+C(418)+C(419)+C(420)+C(421)+C(422)+C(423)+C(424)+C(425)+C(426)+C(427)+C(428)+C(429)+C(430)+C(431)+C(432)+C(433)+C(434)+C(435)+C(436)+C(437)+C(438)+C(439)+C(440)+C(441)+C(442)+C(443)+C(444)+C(445)+C(446)+C(447)+C(448)+C(449)+C(450)+C(451)+C(452)+C(453)+C(454)+C(455)+C(456)+C(457)+C(458)+C(459)+C(460)+C(461)+C(462)+C(463)+C(464)+C(465)+C(466)+C(467)+C(468)+C(469)+C(470)+C(471)+C(472)+C(473)+C(474)+C(475)+C(476)+C(477)+C(478)+C(479)+C(480)+C(481)+C(482)+C(483)+C(484)+C(485)+C(486)+C(487)+C(488)+C(489)+C(490)+C(491)+C(492)+C(493)+C(494)+C(495)+C(496)+C(497)+C(498)+C(499)+C(500)+C(501)+C(502)+C(503)+C(504)+C(505)+C(506)+C(507)+C(508)+C(509)+C(510)+C(511)+C(512)+C(513)+C(514)+C(515)+C(516)+C(517)+C(518)+C(519)+C(520)+C(521)+C(522)+C(523)+C(524)+C(525)+C(526)+C(527)+C(528)+C(529)+C(530)+C(531)+C(532)+C(533)+C(534)+C(535)+C(536)+C(537)+C(538)+C(539)+C(540)+C(541)+C(542)+C(543)+C(544)+C(545)+C(546)+C(547)+C(548)+C(549)+C(550)+C(551)+C(552)+C(553)+C(554)+C(555)+C(556)+C(557)+C(558)+C(559)+C(560)+C(561)+C(562)+C(563)+C(564)+C(565)+C(566)+C(567)+C(568)+C(569)+C(570)+C(571)+C(572)+C(573)+C(574)+C(575)+C(576)+C(577)+C(578)+C(579)+C(580)+C(581)+C(582)+C(583)+C(584)+C(585)+C(586)+C(587)+C(588)+C(589)+C(590)+C(591)+C(592)+C(593)+C(594)+C(595)+C(596)+C(597)+C(598)+C(599)+C(600)+C(601)+C(602)+C(603)+C(604)+C(605)+C(606)+C(607)+C(608)+C(609)+C(610)+C(611)+C(612)+C(613)+C(614)+C(615)+C(616)+C(617)+C(618)+C(619)+C(620)+C(621)+C(622)+C(623)+C(624)+C(625)+C(626)+C(627)+C(628)+C(629)+C(630)+C(631)+C(632)+C(633)+C(634)+C(635)+C(636)+C(637)+C(638)+C(639)+C(640)+C(641)+C(642)+C(643)+C(644)+C(645)+C(646)+C(647)+C(648)+C(649)+C(650)+C(651)+C(652)+C(653)+C(654)+C(655)+C(656)+C(657)+C(658)+C(659)+C(660)+C(661)+C(662)+C(663)+C(664)+C(665)+C(666)+C(667)+C(668)+C(669)+C(670)+C(671)+C(672)+C(673)+C(674)+C(675)+C(676)+C(677)+C(678)+C(679)+C(680)+C(681)+C(682)+C(683)+C(684)+C(685)+C(686)+C(687)+C(688)+C(689)+C(690)+C(691)+C(692)+C(693)+C(694)+C(695)+C(696)+C(697)+C(698)+C(699)+C(700)+C(701)+C(702)+C(703)+C(704)+C(705)+C(706)+C(707)+C(708)+C(709)+C(710)+C(711)+C(712)+C(713)+C(714)+C(715)+C(716)+C(717)+C(718)+C(719)+C(720)+C(721)+C(722)+C(723)+C(724)+C(725)+C(726)+C(727)+C(728)+C(729)+C(730)+C(731)+C(732)+C(733)+C(734)+C(735)+C(736)+C(737)+C(738)+C(739)+C(740)+C(741)+C(742)+C(743)+C(744)+C(745)+C(746)+C(747)+C(748)+C(749)+C(750)+C(751)+C(752)+C(753)+C(754)+C(755)+C(756)+C(757)+C(758)+C(759)+C(760)+C(761)+C(762)+C(763)+C(764)+C(765)+C(766)+C(767)+C(768)+C(769)+C(770)+C(771)+C(772)+C(773)+C(774)+C(775)+C(776)+C(777)+C(778)+C(779)+C(780)+C(781)+C(782)+C(783)+C(784)+C(785)+C(786)+C(787)+C(788)+C(789)+C(790)+C(791)+C(792)+C(793)+C(794)+C(795)+C(796)+C(797)+C(798)+C(799)+C(800)+C(801)+C(802)+C(803)+C(804)+C(805)+C(806)+C(807)+C(808)+C(809)+C(810)+C(811)+C(812)+C(813)+C(814)+C(815)+C(816)+C(817)+C(818)+C(819)+C(820)+C(821)+C(822)+C(823)+C(824)+C(825)+C(826)+C(827)+C(828)+C(829)+C(830)+C(831)+C(832)+C(833)+C(834)+C(835)+C(836)+C(837)+C(838)+C(839)+C(840)+C(841)+C(842)+C(843)+C(844)+C(845)+C(846)+C(847)+C(848)+C(849)+C(850)+C(851)+C(852)+C(853)+C(854)+C(855)+C(856)+C(857)+C(858)+C(859)+C(860)+C(861)+C(862)+C(863)+C(864)+C(865)+C(866)+C(867)+C(868)+C(869)+C(870)+C(871)+C(872)+C(873)+C(874)+C(875)+C(876)+C(877)+C(878)+C(879)+C(880)+C(881)+C(882)+C(883)+C(884)+C(885)+C(886)+C(887)+C(888)+C(889)+C(890)+C(891)+C(892)+C(893)+C(894)+C(895)+C(896)+C(897)+C(898)+C(899)+C(900)+C(901)+C(902)+C(903)+C(904)+C(905)+C(906)+C(907)+C(908)+C(909)+C(910)+C(911)+C(912)+C(913)+C(914)+C(915)+C(916)+C(917)+C(918)+C(919)+C(920)+C(921)+C(922)+C(923)+C(924)+C(925)+C(926)+C(927)+C(928)+C(929)+C(930)+C(931)+C(932)+C(933)+C(934)+C(935)+C(936)+C(937)+C(938)+C(939)+C(940)+C(941)+C(942)+C(943)+C(944)+C(945)+C(946)+C(947)+C(948)+C(949)+C(950)+C(951)+C(952)+C(953)+C(954)+C(955)+C(956)+C(957)+C(958)+C(959)+C(960)+C(961)+C(962)+C(963)+C(964)+C(965)+C(966)+C(967)+C(968)+C(969)+C(970)+C(971)+C(972)+C(973)+C(974)+C(975)+C(976)+C(977)+C(978)+C(979)+C(980)+C(981)+C(982)+C(983)+C(984)+C(985)+C(986)+C(987)+C(988)+C(989)+C(990)+C(991)+C(992)+C(993)+C(994)+C(995)+C(996)+C(997)+C(998)+C(999)+C(1000)

```

```

1          SUBROUTINE AOTP(T,G,DERY,F,IHLF,NDIM,FRMT,K,V,G1,G3,Q1P,Q3P,IPG)
2          DIMENSION G(NDIM),DERY(NDIM),FRMT(7)
3          C
4          IF(PRMT(6).LT.100.) G9 TR 2
5          PRMT(6)=0.
6          IF(PRMT(7).LT.61) G8 TR 10
7          IPG=IPG+1
8          PRMT(7)=1.
9          WRITE(4,11)IPG,(I,DERY(I),I=1,9)
10         FERMAT(1)=15,127X/,5(3X,DERY(1,11,1)=',E14.7),7X/
11         FERMAT(2)=15,127X/,5(3X,DERY(1,11,1)=',E14.7),7X/
12         FERMAT(3)=15,127X/,5(3X,DERY(1,11,1)=',E14.7),7X/
13         FERMAT(4)=15,127X/,5(3X,DERY(1,11,1)=',E14.7),7X/
14         FERMAT(5)=15,127X/,5(3X,DERY(1,11,1)=',E14.7),7X/
15         FERMAT(6)=15,127X/,5(3X,DERY(1,11,1)=',E14.7),7X/
16         FERMAT(7)=15,127X/,5(3X,DERY(1,11,1)=',E14.7),7X/
17         FERMAT(8)=15,127X/,5(3X,DERY(1,11,1)=',E14.7),7X/
18         FERMAT(9)=15,127X/,5(3X,DERY(1,11,1)=',E14.7),7X/
19         FERMAT(10)=15,127X/,5(3X,DERY(1,11,1)=',E14.7),7X/

```

FORTRAN 14.02

ECDIFER 27/01/74 16.13.49