

# **CONTRIBUȚII LA OPTIMIZAREA PARAMETRIILOR CUPLEI ELASTICE ȘI A INFLUENȚEI ACESTEIA ASUPRA CIRCULAȚIEI ÎN CURBĂ A LOCOMOTIVELOR CU BOGHIURI ARTICULATE**

Teză destinată obținerii  
titlului științific de doctor inginer  
la  
Universitatea "Politehnica" din Timișoara  
în domeniul INGINERIE MECANICĂ  
de către

**Ing. Gabriel Vasile Ursu-Neamț**

Conducător științific: prof.univ.dr.ing. Lucian Mădăras  
Referenți științifici: prof.univ.dr.ing. Ioan Nicoară  
prof.univ.dr.ing. Spiridon Crețu  
prof.univ.dr.ing. Liviu Sevastian Bocîi

Ziua susținerii tezei: 25.02.2008

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- |                        |   |
|------------------------|---|
| 1. Automatică          | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie              | 8. Inginerie Industrială                    |
| 3. Energetică          | 9. Inginerie Mecanică                       |
| 4. Ingineria Chimică   | 10. Știința Calculatoarelor                 |
| 5. Inginerie Civilă    | 11. Știința și Ingineria Materialelor       |
| 6. Inginerie Electrică |   |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2008

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,  
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221  
e-mail: editura@edipol.upt.ro

## Cuvânt înainte

Prezenta lucrare este rezultatul activității prestate în perioada stagiului ca doctorand fără frecvență la Facultatea de Mecanică Timișoara.

Dezvoltarea economiei mondiale în direcția specializării, cooperării și a intensificării legăturilor dintre ramurile economice a condus la creșterea volumului materialelor și produselor transportate și, ca urmare, a capacităților necesare de transport. Ca urmare a avantajelor sale ca: siguranță, economicitate, fiabilitate și protejarea mediului, transportul pe calea ferată ocupă un rol important în rezolvarea problemelor de circulație a mărfurilor și călătorilor. Sporirea capacității de transport, realizată în special prin dezvoltarea tracțiunii electrice, a condus la creșterea puterii și vitezei de circulație a vehiculelor feroviare motoare.

La unitățile de tracțiune de mare putere, având boghiuri cu ampatament mare, pentru a garanta circulația pe cale în condiții de siguranță se utilizează frecvent legarea boghiurilor cu ajutorul cuplelor elastice, transversale sau înclinate.

Dacă la vehiculele cu boghiuri libere determinarea forțelor dintre vehicul și cale, respectiv a criteriului de siguranță și a celui de uzură este o problemă practic rezolvată, circulația celor două boghiuri fiind practic independentă, nu se poate spune același lucru în cazul studiului circulației pe cale a vehiculelor cu boghiuri articulate, unde, datorită legăturii suplimentare elastice între cele două boghiuri, studiul circulației acestora se poate face numai simultan, ceea ce complică foarte mult procedeul.

Având în vedere că din literatura de specialitate se cunosc numai metode grafo-analitice de studiu pentru analiza circulației pe cale a vehiculelor cu boghiuri articulate, metode unde se renunță la considerarea unor acțiuni asupra boghiurilor, rezultă importanța și actualitatea lucrării în care se prezintă o metodă analitică de studiu, la care se iau în considerare toate acțiunile asupra boghiurilor.

Aplicarea metodei de calcul elaborată în teză, pentru locomotiva C.F.R. 060-EA de 5100 kW, este justificată prin necesitatea de a elucida faptul, dacă uzurile pronunțate ale buzelor bandajelor și ruperile cuplei elastice constatate în exploatare, se datorează sau nu circulației în curbe a acestei locomotive.

Pentru realizarea actualei lucrări doresc să aduc alese mulțumiri conducătorului științific, domnului prof. univ. dr. ing. Lucian MĂDĂRAS pentru sprijinul și competența îndrumare acordată pe întreaga perioadă a elaborării tezei.

Îmi exprim întreaga considerație față de membrii comisiei de doctorat, domnului președinte al comisiei prof.univ. dr.ing. Nicolae NEGUȚ decanul Facultății de Mecanică din Timișoara și domnii prof.univ. dr. ing. Ioan NICOARĂ de la Facultatea de Mecanică din Timișoara, prof.univ. dr.ing. Spiridon CREJU de la Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași și prof.univ. dr.ing. Liviu Sevastian Bocii de la Universitatea „Aurel Vlaicu” din Arad, care au răspuns solicitării de a face parte din comisia de analiză a tezei, pentru observațiile făcute și timpul acordat lucrării.

Aș dori să-i mulțumesc în mod deosebit domnului conferențiar dr. ing. Gheorghe TUROS de la Facultatea de Mecanică din Timișoara (actual pensionar) pentru tot sprijinul acordat pe parcursul elaborării acestei teze.

Timișoara, februarie 2008

Gabriel Vasile Ursu-Neamț

## Familiei mele

Ursu-Neamț, Gabriel Vasile

**Contribuții la optimizarea parametrilor cuplei elastice și a influenței acesteia asupra circulației în curbă a locomotivelor cu boghiuri articulate**

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 21, Editura Politehnica, 2008, 194 pagini, 109 figuri, 11 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-973-625-602-8

Cuvinte cheie:

forță pretensionare arc cuplă, rigiditate arc, circulație dinamică în curbă, criteriu de siguranță contra deraierii, criteriu de uzură

Rezumat:

La locomotivele cu boghiuri libere forțele directoare și conducătoare sunt foarte mari ca valoare prezentând un pericolul crescut de deraiere și pentru reducerea acestor forțe s-au introdus cuple elastice, transversale sau înclinate. În literatura de specialitate publicată până în prezent sunt date soluții constructive ale acestor cuple elastice, dar fără o analiză concretă a circulației dinamice în curbă.

În cazul locomotivei electrice 060-EA de 5100 kW s-au constatat în exploatare ruperi de cuple și uzuri mari ale buzelor bandajelor.

Cercetările efectuate în cadrul tezei au urmărit elaborarea metodologiei de studiu analitic a circulației în curbă a locomotivei cu boghiuri articulate prin cuplă elastică înclinată, stabilirea algoritmului de calcul a forțelor caracteristice înscrierii în curbă a acestei locomotive, elaborarea programului de calcul pentru determinarea tuturor mărimilor caracteristice înscrierii în curbă, studiul influenței parametrilor cuplei elastice asupra circulației în curbă și alegerea soluției optime, respectiv interpretarea rezultatelor obținute privind modul de circulație al locomotivei electrice 060-EA de 5100 kW în curbe de diverse raze și la diferite viteze, a siguranței circulației și a factorului de uzură.

# CUPRINS

<b>Cuvânt înainte</b> .....	<b>3</b>
<b>Cuprins</b> .....	<b>5</b>
<b>1. Stadiul actual al cuplelor de legătură dintre boghiuri</b> .....	<b>8</b>
1.1. Generalități .....	8
1.2. Cupla elastică transversală (LDE 060 DA, 2100 CP) .....	12
1.3. Cupla elastică înclinată (LE 060 EA, 5100 kW și LE 040 EC 3400 kW) .....	14
<b>2. Dinamica circulației prin curbe a locomotivelor în diferite condiții tribologice</b> .....	<b>18</b>
2.1. Noțiuni fundamentale .....	18
2.2. Pozițiile caracteristice ale vehiculelor în curbe .....	22
2.2.1. Calculul distanței polare și a unghiului de atac .....	24
2.3. Ipoteze simplificatoare .....	26
2.4. Forțele și momentele care acționează asupra vehiculului la circulația în curbă .....	27
2.4.1. Schema generală a unui boghiu de locomotivă cu forțele care acționează .....	27
2.4.2. Forțele directoare $P_i$ (de conducere) .....	28
2.4.3. Forțele de frecare dintre șină și bandaj .....	28
2.4.3.1. Forțele de frecare în ipoteza izotropiei frecării (metode clasice) .....	28
2.4.3.2. Forțele de frecare în ipoteza anizotropiei frecării (metoda Kalker) .....	32
2.4.4. Forța centrifugă (C) .....	37
2.4.5. Forța datorită presiunii vântului lateral .....	38
2.4.6. Forța de rapel ( $F_r$ ) .....	39
2.4.7. Forțele din articulații ( $F_i$ ) .....	39
2.4.8. Forțele conducătoare $Y_i$ (de ghidare) .....	39
2.4.9. Forțele laterale transmise la rama boghiului (vehiculului) .....	40
2.5. Dinamica circulației în curbă a locomotivelor $C_0C_0$ cu boghiuri libere .....	41
2.5.1. Ecuațiile de echilibru .....	41
2.5.2. Determinarea momentului de rapel ( $M_r$ ) .....	42
2.5.3. Circulația în diagonală .....	45
2.5.4. Circulația în poziția liberă .....	46
2.5.5. Circulația în coardă .....	46
2.5.6. Dependența dintre forțele directoare, de conducere, respectiv distanța polară și viteză (pașaportul dinamic orizontal) .....	47
2.6. Dinamica circulației în curbă a locomotivelor $C_0C_0$ cu boghiuri articulate prin cuplă elastică transversală .....	48

2.6.1. Schema generală a boghiului cu forțele care acționează și ecuațiile de echilibru .....	48
2.6.2. Calculul săgeții cuplei .....	50
2.6.3. Determinarea momentului de rapel ( $M_r$ ) .....	51
2.6.4. Circulația cu ambele boghiuri în diagonală .....	52
2.6.5. Circulația cu boghiul I în poziție liberă și boghiul II în diagonală .....	54
2.6.6. Circulația cu ambele boghiuri în poziție liberă .....	56
2.6.7. Circulația cu boghiul I în coardă și boghiul II în poziție liberă .....	57
2.6.8. Circulația cu ambele boghiuri în coardă .....	58
2.7. Dinamica circulației în curbă a locomotivelor $C_0C_0$ cu boghiuri articulate prin cuplă elastică înclinată .....	60
2.7.1. Schema generală a boghiului cu forțele care acționează și ecuațiile de echilibru .....	60
2.7.2. Determinarea momentului de rapel ( $M_r$ ) .....	63
2.7.3. Calculul parametrilor cuplei și a forței din cuplă .....	63
2.7.4. Circulația cu ambele boghiuri în diagonală .....	66
2.7.5. Circulația cu boghiul I în poziție liberă și boghiul II în diagonală .....	67
2.7.6. Circulația cu ambele boghiuri în poziție liberă .....	67
2.7.7. Circulația cu boghiul I în coardă și boghiul II în poziție liberă .....	68
2.7.8. Circulația cu ambele boghiuri în coardă .....	68
2.8. Capacitatea de ghidare a vehiculelor și siguranța împotriva deraierii .....	68
2.9. Uzura suprafețelor de contact roată - șină .....	71
2.10. Viteze maxime admise în curbe .....	71
<b>3. Determinarea forțelor care apar la circulația locomotivei electrice 060 EA de 5100 kW prin diferite curbe, în condiții tribologice severe .....</b>	<b>73</b>
3.1. Date inițiale de calcul .....	73
3.2. Determinarea parametrilor necesari calculului forțelor și momentelor .....	74
3.2.1. Determinarea poziției forței centrifuge .....	74
3.2.2. Forța datorată presiunii vântului lateral .....	76
3.2.3. Calculul momentului de rapel .....	77
3.2.4. Parametrii necesari calculului coeficientului de frecare .....	79
3.3. Circulația dinamică în curba de rază $R = 250$ m a locomotivei 060 - EA .....	80
3.3.1. Circulația cu ambele boghiuri în poziția coardă când cupla este inactivă .....	80
3.3.2. Circulația cu boghiul I în poziție intermediară și cu boghiul II în poziția coardă având cupla inactivă, $P_3 = 0$ .....	84
3.3.3. Circulația cu boghiul I în poziție intermediară și cu boghiul II în poziția coardă cu cuplă, $f_c = j_c, F_c \in [0, F_{oc}]$ , până se ajunge la $P_6 = 0$ .....	90
3.3.4. Circulația cu ambele boghiuri în poziție intermediară .....	

cu cuplă, $P_3 = P_6 = 0$ , $f_c = j_{cr}$ , $f_c \in [0, f_{oc}]$ .....	94
3.3.5. Circulația cu boghiul I în poziția coardă și cu boghiul II în poziție intermediară cu cuplă, $P_3 = 0$ , $f_c = j_{cr}$ , $f_c \in [0, f_{oc}]$ .....	99
3.3.6. Circulația cu boghiul I în poziția coardă și cu boghiul II în poziție intermediară cu cuplă, $f_c > j_{cr}$ , $f_c > f_{oc}$ , până la $P_3 = 0$ .....	104
3.3.7. Circulația cu ambele boghiuri în poziție intermediară cu cuplă, $P_3 = P_6 = 0$ , $f_c > j_{cr}$ , $f_c > f_{oc}$ .....	110
3.3.8. Dependența $P$ , $Y$ , $p$ și $F_c(v)$ (pașaportul dinamic orizontal) .....	115
3.3.9. Siguranța contra deraierii și viteza maximă de circulație în curbă .....	116
3.3.10. Uzura suprafețelor de contact roată-șină .....	120
3.4. Circulația dinamică în curba de rază $R = 90$ m a locomotivei 060 - EA .....	124
3.4.1. Dependența $P$ , $Y$ , $p$ și $F_c(v)$ (pașaportul dinamic orizontal) .....	124
3.4.2. Siguranța contra deraierii și viteza maximă de circulație în curbă .....	129
3.4.3. Uzura suprafețelor de contact roată-șină .....	129
3.5. Circulația dinamică în curba de rază $R = 170$ m a locomotivei 060 - EA .....	129
3.5.1. Dependența $P$ , $Y$ , $p$ și $F_c(v)$ (pașaportul dinamic orizontal) .....	129
3.5.2. Siguranța contra deraierii și viteza maximă de circulație în curbă .....	133
3.5.3. Uzura suprafețelor de contact roată-șină .....	133
3.6. Circulația dinamică în curba de rază $R = 300$ m a locomotivei 060 - EA .....	135
3.6.1. Dependența $P$ , $Y$ , $p$ și $F_c(v)$ (pașaportul dinamic orizontal) .....	135
3.6.2. Siguranța contra deraierii și viteza maximă de circulație în curbă .....	135
3.6.3. Uzura suprafețelor de contact roată-șină .....	135
3.7. Concluzii .....	140
<b>4. Studiul influenței parametrilor cuplei asupra circulației în curbă și a forțelor care apar .....</b>	<b>142</b>
4.1. Studiul influenței parametrilor cuplei la circulația dinamică în curba de rază $R = 170$ m a locomotivei 060 - EA .....	143
4.2. Studiul influenței parametrilor cuplei la circulația dinamică în curba de rază $R = 250$ m a locomotivei 060 - EA .....	153
4.3. Studiul influenței lungimii și poziției brațelor cuplei la circulația dinamică în curba de rază $R = 250$ m a locomotivei 060 - EA .....	163
4.4. Concluzii .....	173
4.5. Dimensionarea noului arc .....	173
<b>5. Încercări experimentale .....</b>	<b>176</b>
5.1. Încercarea locomotivei electrice 060-EA de 5100 kW pe inelul de încercare de la Făurei .....	176

8 Cuprins

---

5.1.1. Scopul încercării .....	176
5.1.2. Aparatura utilizată .....	176
5.1.3. Metodica de cercetare .....	177
5.1.4. Condiții impuse vehiculului și căii .....	178
5.1.5. Rezultatele încercărilor .....	179
5.2. Măsurătorile făcute în staționare pe ruta Timișoara – Remetea ...	182
<b>6. Contribuții personale .....</b>	<b>185</b>
<b>Bibliografie .....</b>	<b>187</b>



# 1. STADIUL ACTUAL AL CUPLELOR DE LEGĂTURĂ DINTRE BOGHIURI

## 1.1. GENERALITĂȚI

Ghidarea vehiculelor în timpul circulației pe calea ferată este asigurată de buza bandajelor și de conicitatea suprafețelor de rulare ale roților.

În timpul mersului în aliniament, datorită conicității roților, osiile și boghiurile sunt supuse unei mișcări de șerpuire. Normal, sarcina statică pe osie este  $2Q_0$ , pe fiecare roată revenind  $Q_0$  [G2], [S2] și [U2].

La mersul locomotivei în curbe, sub acțiunea forței centrifuge  $C$ , osiile și boghiurile se deplasează spre firul exterior (figura 1.1-a). Firul exterior al căii fiind supraînălțat cu  $h$  față de firul interior, sarcina pe osie va deveni  $Q_s$ , mai mare decât sarcina statică  $Q_0$ , respectiv forța  $N$ .

Distanța  $l_{13}$  dintre osiile extreme ale boghiului, denumită ampatamentul boghiului, este rigidă.

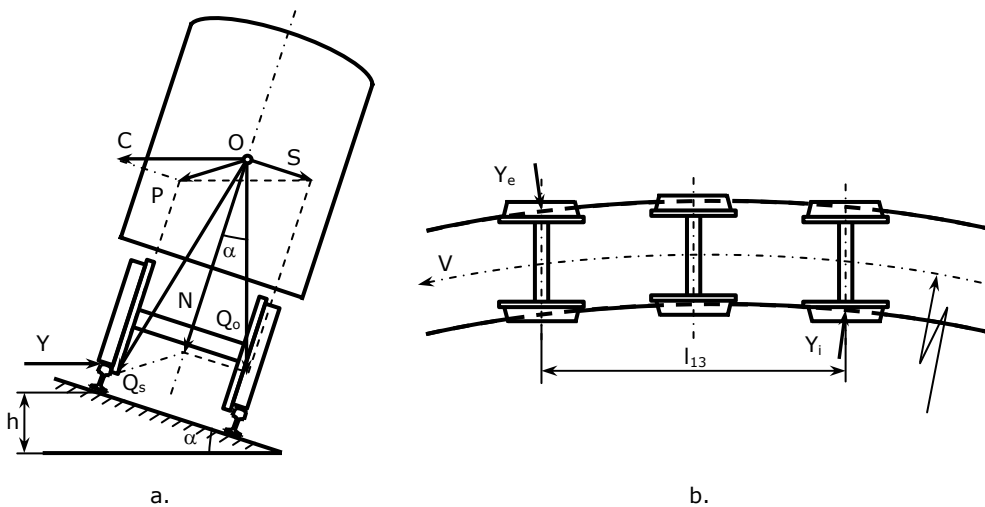


Fig. 1.1

Sub efectul forței centrifuge  $C$ , boghiurile au tendința de a merge înainte, adică de a nu se înscrie în curbă ci să iasă tangent din aceasta.

Însă, contra acestei tendințe din partea șinei, în punctele de contact șină - buza bandajului, acționează spre roți niște forțe laterale, denumite forțe de ghidare sau de conducere  $Y$ . Aceste forțe obligă osiile locomotivei să urmărească profilul căii (traectoria curbei).

În poziția de înclinare maximă a boghiului față de cale asupra primei osii a fiecărui boghiu al locomotivei, în sensul de mers, acționează forța de conducere din

partea firului exterior al curbei  $Y_e$ , iar asupra osiei din spate acționează forța de conducere din partea firului interior al curbei  $Y_i$  (figura 1.1-b) [G2], [S2] și [U2].

Aceasta face ca, în cazul boghiurilor cu trei osii, buzele bandajelor a patru osii din șase, să fie supuse unei uzuri accentuate.

Pentru a reduce forțele de conducere la buza bandajelor roților și a unghiului de atac, deci și uzura bandajului, între boghiuri se montează un dispozitiv numit cuplă elastică (transversală sau înclinată) [B2], [S2], [T5], [T6] și [U2].

Deci, cupla transversală realizează o scădere considerabilă a uzurii buzelor bandajului la locomotivele care circulă pe trasee cu multe curbe.

În timpul mersului locomotivei în linie dreaptă, dacă este reglat bine, cuplajul transversal nu transmite nici o forță.

În cazul unui reglaj greșit, cuplajul provoacă un mers forțat al boghiurilor și uzura bandajului roților.

Deci, montarea cuplei elastice între cele două boghiuri, prin forțele dezvoltate de acesta, favorizează înscrierea locomotivei în curbe prin:

- reducerea forțelor directoare mai ales la circulația cu viteze mici în curbe cu raze mici;
- menținerea unghiului de atac în limitele prescrise
- reducerea oscilațiilor de șerpuire ale boghiurilor.

Ca o măsură suplimentară pentru reducerea uzurii buzei bandajului, locomotivele mai sunt prevăzute și cu un sistem de ungere permanentă a buzelor bandajelor roților extreme ale fiecărui boghiu [G2] și [U2].

În funcție de modul de transmitere a forței de tracțiune de la obada roților motoare la tren și a condițiilor de interacțiune dintre cele două boghiuri, cuplarea lor se poate realiza astfel încât cupla de legătură să participe sau să nu participe la transmiterea forțelor longitudinale (forțe de tracțiune și de frânare) [B6] și [D5].

În cazul în care boghiurile sunt prevăzute cu o cuplă care nu transmite forțe de tracțiune și forțe de frânare, aparatele de legare - tracțiune și ciocnire se montează pe șasiul cutiei, iar sistemul de legătură dintre cutie și boghiu trebuie să asigure transmiterea acestor forțe de la fiecare boghiu la cutie.

Cupla, în acest caz, are rolul de diminuare a forțelor conducătoare a roților care atacă șina la mersul în curbe și poartă denumirea de cuplă elastică (figura 1.2).

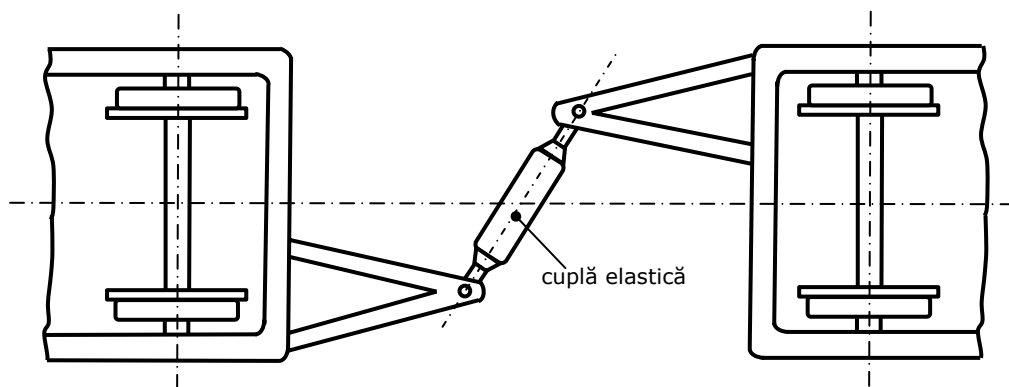


Fig. 1.2

La construcțiile la care boghiurile sunt cuplate între ele prin dispozitive care transmit forța de tracțiune și forța de frânare de la un boghiu la altul, aparatele de legare - tracțiune și ciocnire se montează pe traversele frontale exterioare ale ramei boghiului.

Sistemul de legătură dintre cutie și boghiuri trebuie doar să antreneze cutia, forța de tracțiune de la obada roților primului boghiu (în sensul de mers) fiind însumată și transmisă de rama acestuia la cuplă și de aici la rama celui de al doilea boghiu unde se însumează cu forța de tracțiune a celorlalte osii motoare și apoi se transmite la cârlig (figura 1.3).

Boghiurile cu astfel de cuplă se numesc boghiuri articulate.

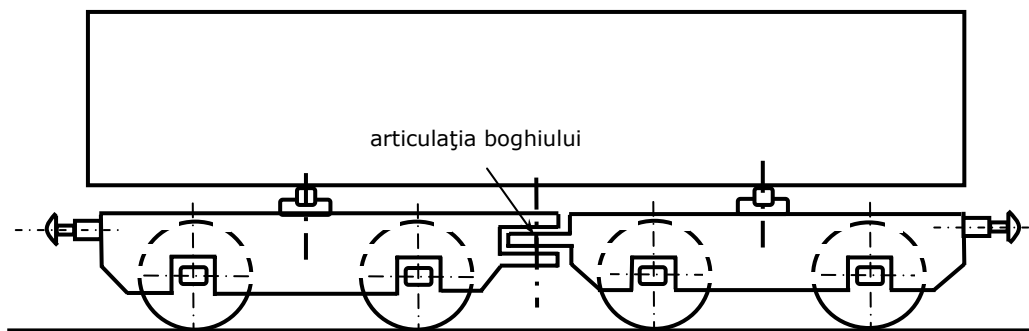


Fig. 1.3

Oricare ar fi funcțiile cuplei și variantele constructive de realizare, pentru a permite circulația prin curbe, respectiv trecerea peste neregularitățile căii, dispozitivul de cuplare trebuie să asigure rotirea în plan orizontal a boghiurilor (în jurul unei axe verticale) și rotirea lor în jurul unei axe transversale, respectiv longitudinale.

Boghiurile care nu sunt cuplate între ele se numesc boghiuri libere.

Aceste cuple pot fi clasificate astfel [D1] și [D5]:

- în funcție de transmiterea forțelor longitudinale (forțe de tracțiune și forțe de frânare):
  - cuple care nu transmit;
  - cuple care transmit;
- după tipul articulației:
  - cuplă rigidă;
  - cuplă elastică;
- după particularitățile constructive ale cuplei de legătură:
  - cuplă transversală;
  - cuplă înclinată.

Locomotivele de la noi din țară care se află în exploatare și sunt prevăzute cu boghiuri cuplate sunt următoarele:

- locomotiva diesel - electrică C.F.R. - LDE 060 DA de 2100 CP prevăzută cu cuplă elastică transversală
- locomotiva electrică C.F.R. - LE 060 EA de 5100 kW prevăzută cu cuplă elastică înclinată și

- locomotiva electrică C.F.R. - LE 040 EC de 3400 kW, la rândul ei fiind prevăzută cu cuplă elastică înclinată.

Dispozitivul de cuplare al boghiurilor între ele a fost întâlnit numai la vehiculele motoare, mai nou acesta apărând și la vehiculele nemotoare (vagoane).

De exemplu, vagoanele speciale de tip RO-LA pentru transportul TIR - urilor au boghiurile articulate cu cuplă de legătură rigidă.

Deosebirea acestor vagoane speciale de tip RO-LA este că au 4 boghiuri: 2 boghiuri cu 2 osii și 2 boghiuri cu 3 osii. Boghiurile cuplate în acest caz sunt boghiurile cu 2 osii și cele cu 3 osii, aflate la fiecare capăt al vagonului.

## 1.2. CUPLA ELASTICĂ TRANSVERSALĂ (LDE 060 DA, 2100 CP)

Cuplajul elastic transversal de la locomotiva LDE 060 DA de 2100 CP nu transmite forța de tracțiune ci doar asigură ca boghiurile în curbe să ia poziția cea mai favorabilă prin transmiterea unor forțe transversale între boghiuri [B6] și [Z1].

Construcția cuplajului transversal și părțile sale componente sunt indicate în Fig. 1.4:

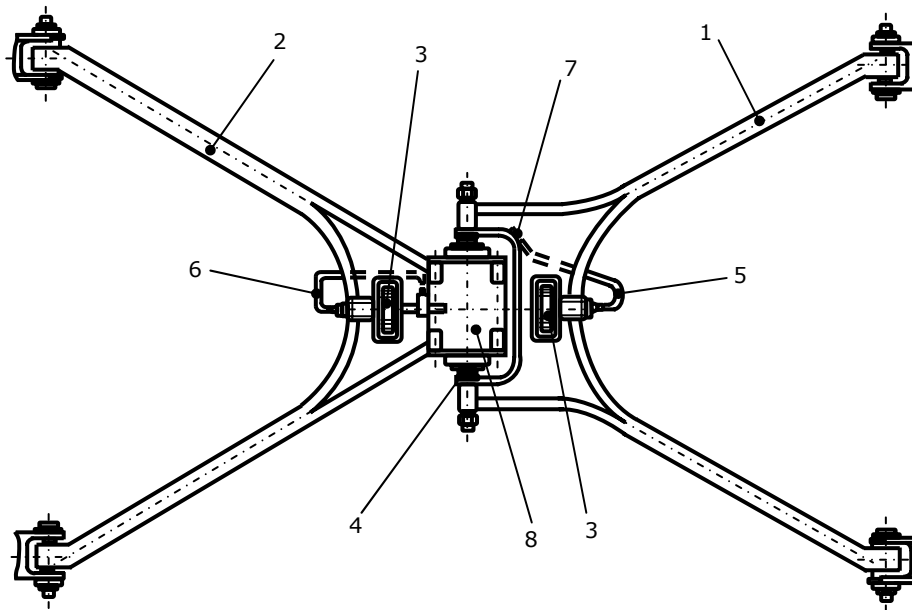


Fig. 1.4

- 1, 2 - bare triunghiulare (cadru triunghiular);
- 3 - role de sprijin;
- 4 - tijă de presiune;
- 5, 6 - țevi de ungere;
- 7 - ungător;
- 8 - cutia de cuplare.

În esență, dispozitivul constă din două bare triunghiulare 1 și 2, fixate pe traversele frontale interioare ale fiecărui boghiu cu ajutorul unor buloane, care trec prin bușele prevăzute în suporturile fixate de acestea.

Capetele barelor triunghiulare ale dispozitivului de cuplare sunt susținute de către rolele din oțel 3, care se rotesc și se deplasează pe căile de rulare prevăzute pe rezervorul de combustibil construit corespunzător.

Rolele 3 sunt îmbrăcate prin vulcanizare într-un strat de 16 mm de cauciuc sintetic, rezistent la produsele petroliere și variații ale temperaturii. Aceste role constituie al treilea punct de sprijin pentru greutatea barelor triunghiulare 1 și 2.

Legătura dintre cele două bare triunghiulare se face printr-un cap de cuplare 8 (cutia de cuplare), prevăzut în interior cu două arcuri elicoidale concentrice de compresiune.

Capul de cuplare 8 este sudat pe bara triunghiulară 2 și intră în furca de capăt a barei triunghiulare 1.

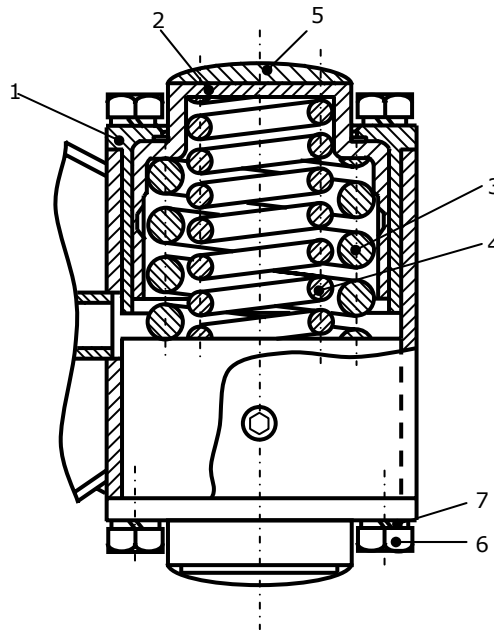


Fig. 1.5

Părțile componente ale cutiei de cuplare sunt:

- |                        |                        |
|------------------------|------------------------|
| 1 - bușă de conducere; | 5 - placă de presiune; |
| 2 - ghidajul arcului;  | 6 - șurub hexagonal;   |
| 3 - arc exterior;      | 7 - inel de siguranță. |
| 4 - arc interior;      |                        |

În cutia de cuplare din figura 1.5 cele două arcuri elicoidale concentrice 3 și 4 apasă în ambele direcții pe câte un ghid plonjor 2 (ghidajul arcului), care menține și ghidează cu un joc de  $0,340 \div 0,920$  mm placa de presiune 5 (șaița de izbire).

Pe suprafața care lucrează cu tija de presiune 4 (figura 1.4) este sudată o tablă din oțel manganos, groasă de 15 mm, cu suprafața curbată.

Tija de presiune 4 este fixată în furca cadrului printr-o piuliță hexagonală.

Suprafața din capătul tijei, este astfel prelucrată, încât atunci când boghiurile se află în aliniament, între fiecare tijă de presiune și șaibă de izbire, există un joc de 1 mm.

Arcurile elicoidale lucrează în paralel și se pot regla la o tensiune inițială stabilă, în așa fel încât, cuplarea transversală să rămână rigidă, până când sunt atinse valorile corespunzătoare ale forțelor de pretensionare, iar cursa acestor arcuri este de 45 mm.

Acest sistem de cuplare transversală aduce forța directoare la prima osie în sensul de mers de la 67 kN la 29 kN, iar pentru osia 4 de la 87 kN la 0 kN, reducând în mod corespunzător uzura buzei bandajului.

### DATE TEHNICE GENERALE

1. Cupla transversală
  - a) arc exterior
    - diametrul mediu al arcului (mm) ..... 150;
    - lungimea liberă (mm) ..... 323;
    - lungimea la încărcare cu 29 kN (mm) ..... 211;
    - diametrul sârmei (mm) ..... 27;
    - numărul spirelor active ..... 6.
  - b) Arc interior
    - diametrul mediu al arcului (mm) ..... 96;
    - lungimea liberă (mm) ..... 427;
    - lungimea la încărcare cu 29 kN (mm) ..... 301;
    - diametrul sârmei (mm) ..... 19;
    - numărul spirelor active ..... 12.
  - Greutatea arcului exterior (kg) ..... 15,5;
  - Greutatea arcului interior (kg) ..... 9,1;
  - Greutatea buçei de ghidare (kg) ..... 8,05;
  - Greutatea ghidajului arcului (kg) ..... 7,55;
  - Greutatea cuplei transversale (kg) ..... 61,3;
  - Joc în cuplă (mm) ..... 40.
2. Triunghi de legătură
  - ..... distanța
  - dintre pivoți (mm) ..... 9800;
  - deplasarea laterală maximă a triunghiului la circulația locomotivei prin curbe  $R = 145$  m (mm) ..... 250;
  - distanța dintre marginea superioară a șinei și axa urechii de fixare a triunghiului de legătură (mm) ..... 960;
  - greutate triunghi de legătură față (kg) ..... 79,13;
  - greutate triunghi de legătură spate (kg) ..... 76,01;
  - greutate ansamblu de legătură (kg) ..... 127,5.

### 1.3. CUPLA ELASTICĂ ÎNCLINATĂ (LE 060 EA, 5100 kW și LE 040 EC 3400 kW)

Cupla elastică înclinată de la locomotivele electrice 060 EA de 5100 kW (vezi figura 1.6) și 040 EC de 3400 kW (vezi figura 1.7) servește numai pentru ghidarea

boghiurilor la trecerea lor prin curbe, dar nu transmite nici un efort de tracțiune sau de frânare [C2], [D5] și [T2].

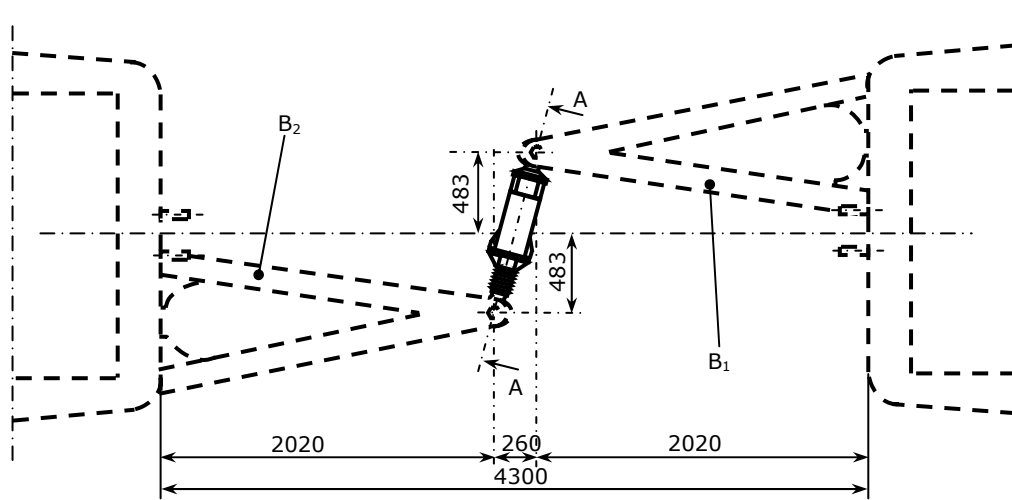


Fig. 1.6

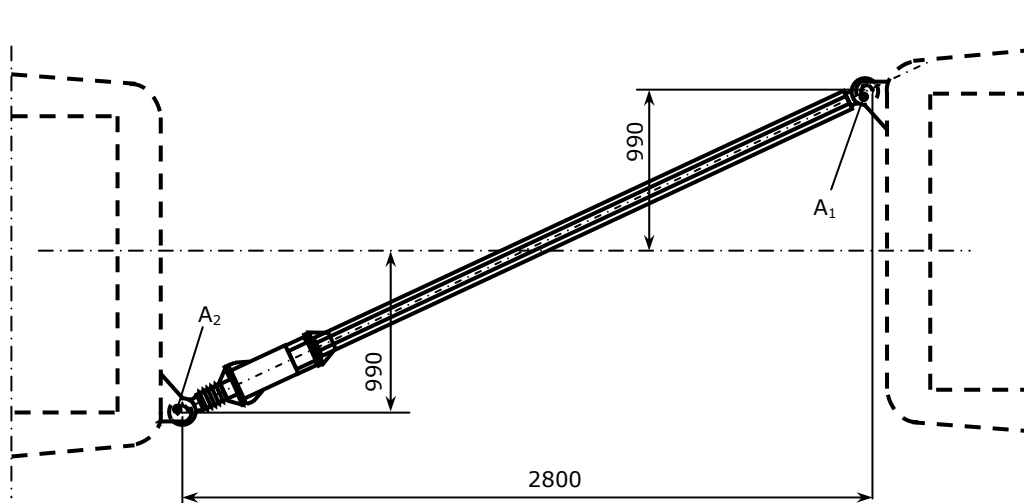


Fig. 1.7

La locomotiva electrică 060 EA, în cazul când ar circula fără cuplajul elastic înclinat, cu un coeficient de frecare între roată și șină  $\mu = 0,15 \dots 0,45$  și când forța centrifugă este compensată cu ajutorul unei supraînălțări a firului exterior, forța de conducere a roții exterioare de la prima osie este de circa 35 - 100 kN.

În aceleași condiții, dar cu cuplaj elastic înclinat montat între boghiuri, această forță se reduce la circa 10 ... 50 kN, adică cu mai mult de jumătate în cazul

coeficienților mici de frecare, reducându-se astfel corespunzător uzura buzei bandajului.

Cupla elastică înclinată (figura 1.6) este legată între brațele  $B_1$  și  $B_2$  sudate la grinzile frontale interioare ale boghiurilor, fiind înclinat față de axa transversală cu un unghi  $\alpha = 15^\circ$  și are o greutate de 120 kg.

Pentru locomotiva electrică 040 EC (figura 1.7) cupla elastică înclinată este legată prin articulațiile  $A_1$  și  $A_2$  de traversele de capăt ale boghiurilor aflate în interiorul ampatamentului locomotivei.

Din punct de vedere constructiv cupla elastică înclinată de la cele două locomotive electrice este aceeași cu observația că în cazul locomotivei electrice 040 EC capul cuplei din partea dreaptă este alungit cu o țeavă, aceasta deoarece nu mai există brațele sudate și prinderea acestora se face direct de traversele frontale ale ramei boghiurilor.

Capetele cuplei sunt prevăzute cu silentblocuri sferice, asamblate cu brațele B prin buloane (vezi figura 1.8).

Capul din stânga este solidar cu o tijă filetată, înșurubată pe o bară care este prevăzută la capătul din dreapta cu un umăr limitator.

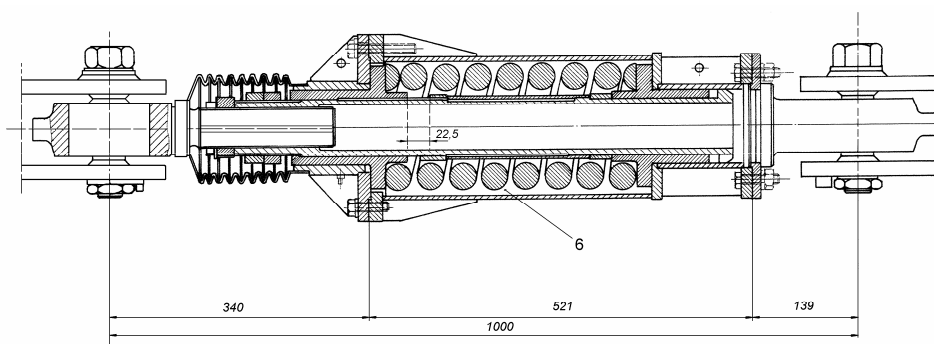


Fig. 1.8

Bara glisează între două bucșe, cea din stânga fiind sprijinită de capacul carcasei cuplei, ambele fiind prevăzute cu ungere prin niște ungătoare.

Capul din dreapta este sudat de o flanșă care este solidarizată prin șuruburi de carcasă.

Între cele două bucșe se află arcul elicoidal care lucrează la întindere - compresiune, iar între arc și bară se află montată o țeavă de limitare.

În poziția de repaus a cuplei elastice înclinate, jocul între bucșa din stânga și țeava de limitare este de 22,5 mm (060 EA), respectiv 34 mm (040 EC).

Arcul elicoidal este înfășurat pe dreapta, are un diametru mediu de 135 mm, este confecționat din sârmă de oțel de arc ( $\phi = 35$  mm) și are 8,5 spire, din care 6,8 sunt active.

Lungimea liberă (neîncărcată) este de  $386^{+4}_{-2}$  mm, iar la montare se pretensionează prin asamblarea capacului din stânga cu carcasa cuplei.

Prin strângerea șuruburilor se realizează o săgeată de  $56^{+7}_{-5}$  mm, respectiv lungimea arcului elicoidal devine  $330 \pm 3$  mm și o forță de pretensionare de aproximativ 50 kN pentru ambele locomotive.



Pretensionarea arcului elicoidal este astfel stabilită încât cuplarea dintre brațele  $B_1$  și  $B_2$ , respectiv articulațiile  $A_1$  și  $A_2$  să rămână rigidă până când sunt atinse valorile corespunzătoare ale forțelor de solicitare transversală.

Pentru a permite totuși ca pe porțiunile de linie în aliniament boghiurile să se deplaseze unul față de celălalt, cuplajul elastic înclinat are în poziția corectă a boghiurilor un joc de 4 ... 10 mm, repartizat în două părți a câte 2 ... 5 mm între piulița și bușa din stânga și între bușa din dreapta și umărul barei interioare.

Jocul se stabilește înainte de montarea cuplajului elastic înclinat la brațele B, respectiv articulațiile A.

Cupla elastică înclinată este asigurată prin cabluri, fixate de grinzile longitudinale intermediare ale șasiului cutiei locomotivei și de nervurile sudate pe cuplă.

Întreținerea cuplei elastice înclinate constă în ungerea sa, după un parcurs de 15000 km, prin niplurile de ungere.

#### DATE TEHNICE PRINCIPALE

- a) Cupla înclinată pentru locomotiva **C0 - C0 de 5100 kW:**
- Lungimea cuplei înclinate (mm) ..... 1000;
  - Lungimea arcului în stare liberă (mm) .....  $386^{+4}_{-2}$ ;
  - Lungimea arcului în stare montată (mm) .....  $330 \pm 3$ ;
  - Forța de pretensionare la săgeata de 56 mm (N) ..... 49050;
  - Forța la săgeată de 22,5 mm  
(cu arcul în stare montată) (N) ..... 69000;
  - Jocul liber al cuplajului (mm) .....  $2 \times 2 \pm 0,2$ ;
  - Moment de strângere al șuruburilor (Nm) ..... 350 ... 400;
  - Masa (kg) ..... 120.
- b) Cupla înclinată pentru locomotiva **B0 - B0 de 3400 kW:**
- Lungimea cuplei înclinate (mm) ..... 3364;
  - Lungimea arcului în stare liberă (mm) .....  $386^{+4}_{-2}$ ;
  - Lungimea arcului în stare montată (mm) .....  $330 \pm 3$ ;
  - Forța de pretensionare la săgeata de 56 mm (N) ..... 49050;
  - Forța la săgeată de 34 mm  
(cu arcul în stare montată) (N) ..... 79000;
  - Jocul liber al cuplajului (mm) .....  $2 \times 5$ ;
  - Moment de strângere al șuruburilor (daNm) ..... 70 ... 75;
  - Masa (kg) ..... 147.

## 2. DINAMICA CIRCULAȚEI PRIN CURBE A LOCOMOTIVELOR ÎN DIFERITE CONDIȚII TRIBOLOGICE

### 2.1. NOȚIUNI FUNDAMENTALE [G2], [S2], [T3] și [U2]

**Calea ferată** reprezintă drumul pe care circulă vehiculele feroviare (locomotive, vagoane etc.), servește pentru susținerea și ghidarea vehiculului în timpul mersului și tot prin cale se realizează tracțiunea (propulsia) și frânarea vehiculului.

Elementele ce participă la conducerea vehiculelor pe cale (vezi fig. 2.1) sunt suprafața de rulare și buza bandajului pe de o parte și pe de altă parte ciuperca șinei cu cele două suprafețe active:

- partea superioară - de rulare și
- partea laterală - de conducere.

Buza bandajului nu este permanent în contact cu șina, ci în aliniament numai rareori, iar în curbă mai mult timp. Linia descrisă de punctul de contact B când una dintre roți atinge șina se numește margine de atingere a șinei.

Distanța dintre marginile de atingere ale celor două șine ale căii se numește ecartamentul propriu-zis al căii.

Acesta depinde de mai mulți factori:

- forma și dimensiunile elementelor în contact;
- uzura elementelor aflate în contact;
- elasticitatea căii;
- calitatea materialului;
- sarcinile care apar.

**Ecartamentul** se definește ca fiind distanța dintre fețele interioare ale capetelor șinelor măsurată la 14 mm sub planul de rulare a căii și este la noi în țară  $e_n = 1435$  mm, denumit ecartament normal. În acest caz distanța dintre cercurile de rulare ale celor două roți ale unei osii este  $2s = 1500$  mm.

Contactul roată - șină se face în două puncte: punctul A - punct de reazem și punctul B - punct posibil de contact între buza bandajului și șină (punct de conducere), așa cum se vede în figura 2.1.

Pentru ca circulația să se facă liber, între fețele interioare ale capetelor șinelor și fețele exterioare ale buzelor bandajelor în aliniament se lasă un joc total de  $j_1 = 10$  mm.

**Curbele** sunt arce de cerc cu o singură rază, sau mai multe. Dacă se continuă cu altă rază, aceasta poate fi în același sens cu curba sau în sens contrar. În ultimul caz a doua curbă se numește contracurbă.

Dacă există contracurbă se recomandă ca între cele două porțiuni curbe să fie o porțiune în aliniament ( $a \approx 50$  m), sau o curbă de racordare.

Legătura între aliniament și curbă poate fi: fără curbă de racordare, sau cu curbă de racordare.

**Raza curbei** este un element geometric esențial al curbei de cale ferată care are un mare rol în stabilirea vitezei limită de circulație.

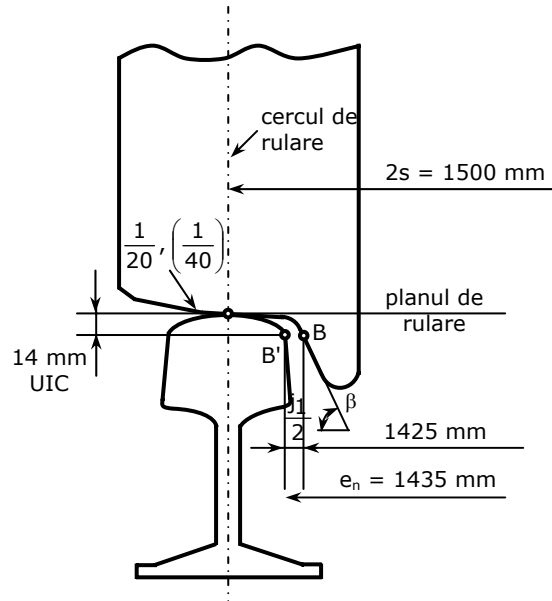


Fig. 2.1

Mărimile razelor se determină în funcție de vitezele maxime de circulație ce trebuie realizate pe acea porțiune de linie.

La proiectarea liniei se tinde la realizarea unor curbe cu raze cât mai mari, razele fiind restricționate de relief și întotdeauna se construiesc peste valoarea minimă impusă de viteza necesară.

Razele folosite în mod obișnuit la calea ferată de la noi, în linie curentă, sunt cuprinse între (170) 180 ... 1000 m.

La liniile construite în Europa, în ultima perioadă pentru viteze mari, se impun raze cu  $R > 4000$  m.

**Supralărgirea căii în curbă.** În curbele de cale ferată cu raze mici pentru a ușura înscrierea vehiculului se mărește jocul dintre șină și buzele bandajelor prin deplasarea spre centrul curbei a firului interior al căii.

Se notează cu:

$j_2$  - deplasarea firului interior, joc suplimentar (supralărgirea);

$j_1$  - jocul dintre șine și buzele bandajelor în aliniament.

Realizarea și pierderea supralărgirii se face liniar cu variație de 5 mm/m de cale pe porțiune de aliniament când este vorba de curbe fără racordare sau pe porțiunea de racordare dacă ea există.

Mărimea supralărgirii depinde de raza de curbă și variază între 5 ... 25 mm. La  $R \in (100, 200]$  m avem  $j_{2\max} = 25$  mm.

Odată cu creșterea razei supralărgirea scade și în cazul liniilor noi la raze de peste 400 m  $j_2 = 0$  mm (conform STAS 4392-84).

**Jocul total** în curbă este:

$$j_t = j_1 + j_2, \quad (2.1)$$

unde:

$$j_{t\max} = 10 \text{ mm} + 25 \text{ mm} = 35 \text{ mm}.$$

În aliniament și în curbe ambele fire ale căii se înclină spre interiorul liniei cu înclinarea de 1/20 (sau 1/40 la viteze mari) pentru a crea un contact bun între șină și suprafața bandajului, dar și bandajul are conicitatea suprafeței de rulare de 1/20, respectiv 1/40.

Buzele bandajului sunt de asemenea conice cu înclinarea de  $\beta = 60^\circ$  sau  $70^\circ$ .

**Supraînălțarea căii în curbă.** La trecerea vehiculului cu o anumită viteză  $v$  într-o curbă de rază  $R$  acționează forța centrifugă, forță care produce o accelerație laterală relativă a corpurilor din vehicul. Când valoarea acesteia devine mare atunci are efecte negative (reduce confortul, răstoarnă obiectele din vehicul, răsturnând chiar și vehiculul în jurul punctului de contact roată - șină).

Echilibrarea totală sau parțială a forței centrifuge se face prin ridicarea firului exterior al căii față de cel interior. Diferența de nivel numindu-se supraînălțare.

#### a) Supraînălțarea teoretică

Se consideră un vehicul într-o curbă de rază  $R$  în care s-a realizat supraînălțarea  $h$  și care arată ca în figura 2.2.

Se urmărește echilibrarea forței  $F_{cf}$  prin înclinarea vehiculului datorată supraînălțării firului exterior al căii. Echilibrarea completă apare dacă componenta greutății vehiculului  $G_t = F_{cf}$ .

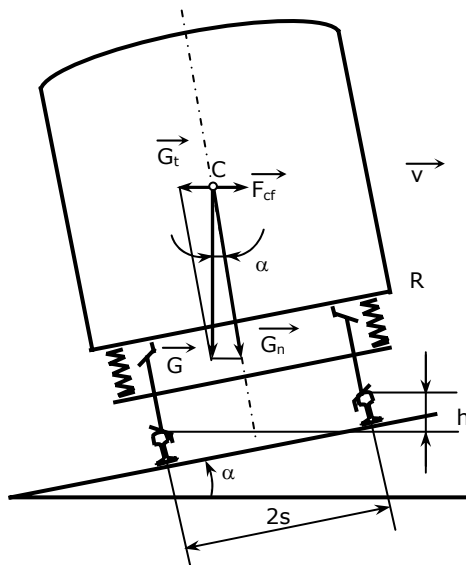


Fig. 2.2

Din triunghiul forțelor se poate scrie:

$$tga = \frac{G_t}{G} = \frac{F_{cf}}{G}. \quad (2.2)$$

La înclinarea practic existentă:

$$tga \cong \sin a = \frac{h}{2s},$$

deci:

$$\frac{h}{2s} = \frac{mv^2}{R} = \frac{v^2}{Rg}. \quad (2.3)$$

Supraînălțarea teoretică necesară pentru echilibrarea completă a  $F_{cf}$  este:

$$h = \frac{v^2}{Rg} \cdot 2s = \frac{2s}{g} \cdot \frac{v^2}{R}. \quad (2.4)$$

Valoarea maximă a supraînălțării din motive de stabilitate a liniei la C.F.R. este:  $h_{\max} = 150 \text{ mm}$  ( $\alpha \cong 5^\circ$ ), iar cea prevăzută de U.I.C. este:  $h_{\max} = 180 \text{ mm}$ .

### b) Supraînălțarea normală

Se realizează pe liniile cu ecartament normal (la care  $2s = 1500 \text{ mm}$  și se consideră  $g = 9,81 \text{ m/s}$ ) atunci când diferența dintre viteza maximă a celui mai rapid tren și a celui mai lent tren nu depășește  $30 \text{ km/h}$ , adică  $\Delta V \leq 30 \text{ km/h}$ .

Deci supraînălțarea normală este:

$$h_n = 11,8 \cdot \frac{V_{\max}^2 [\text{km/h}]}{R [\text{m}]} \quad [\text{mm}], \quad (2.5)$$

rezultând supraînălțări destul de mari, dar și acestea fiind limitate sub  $150 \text{ mm}$ .

### c) Supraînălțarea efectivă (reală)

Supraînălțarea efectivă poate fi egală cu oricare din cele prezentate, ea fiind cea reală de pe teren.

**Contactul dintre șină și roata conducătoare.** Se consideră că avem roata conducătoare în contact lateral cu șina într-o curbă de rază  $R$  (vezi figura 2.3).

Deplasarea punctului B înaintea față de punctul A cu distanța  $b$  este avansul la atac al roții pe șină. Unghiul  $\alpha$  este numit unghi de atac și este unghiul cuprins între planul roții și tangenta la curbă.

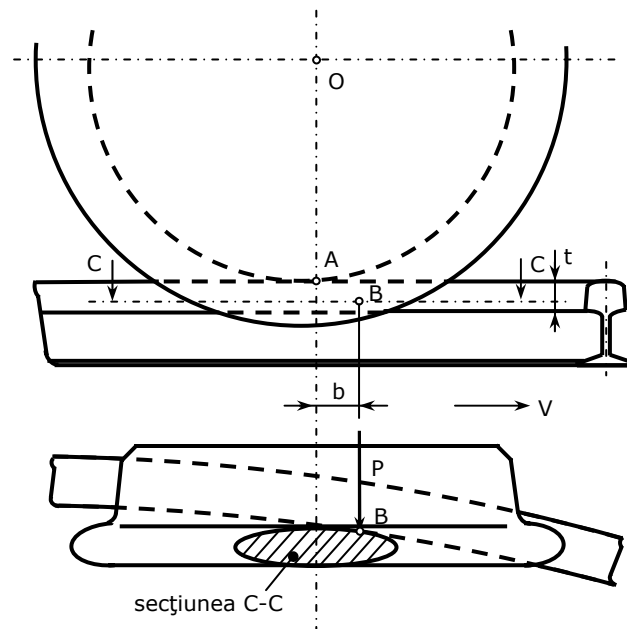


Fig. 2.3

Aceste două mărimi sunt foarte importante la circulația prin curbe deoarece de ele depind forțele directoare  $P$  care apar și caracterizează stabilitatea circulației osiei prin curbă, respectiv produsul:

$$Ptga = \varphi, \quad (2.6)$$

care caracterizează uzura buzei bandajului (criteriul de uzură).

## 2.2. POZIȚIILE CARACTERISTICE ALE VEHICULELOR ÎN CURBE [G2], [S2] și [U2]

Poziția ocupată de vehicul față de cale la circulația în curbă este determinată de sistemul de forțe ce acționează asupra acestuia.

La studiul circulației în curbă pentru a ușura calculele se fac o serie de simplificări:

- punctele de contact  $B$  (vezi figura 2.4) ale celor două roți ale unei osii se consideră suprapuse, deci osia va fi reprezentată de un singur punct, punctul posibil de contact dintre roată și șină, deci distanța:

$$d = e - j_1,$$

se consideră nulă;

- distanța dintre firele căii se reprezintă numai prin jocul total dintre roți și firele căii;
- vehiculul se consideră monoaxial.

Vehiculul având o anumită configurație a aparatului de rulare poate circula într-o curbă de rază dată, ocupând diferite poziții, poziții ce sunt funcție de viteza de mers și de dimensiunile vehiculului.

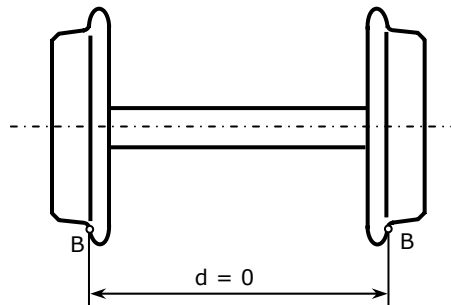


Fig. 2.4

Aceste poziții sunt:

### a) Poziția înclinării maxime (poziția în diagonală)

Are loc atunci când în curbe cu raze mici vehiculul circulă cu viteze mici.

În această poziție vehiculul atacă cu prima osie firul exterior al căii iar cu ultima osie firul interior al căii (vezi figura 2.5).

Conform figurii 2.5:

$$\overline{AP} = p,$$

în care:  $p$  este distanța polară a primei osii față de punctul  $P$ ;

$P$  - polul instantaneu (centrul) de rotație al boghiului (polul de frecare).

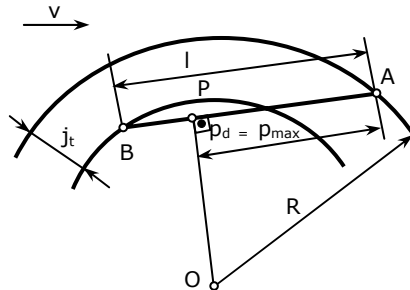


Fig. 2.5

Acest punct P se află la intersecția axei vehiculului și o perpendiculară dusă pe această direcție din centrul curbei O. Aceasta este adevărat numai dacă vehiculul circulă liber ( $F_o = 0$ ,  $F_f = 0$ ) și sarcinile pe roți sunt identice ( $Q_o = \text{constant}$  - sarcinile statice).

În această situație distanța polară este maximă.

#### b) Poziția de circulație liberă (poziția intermediară)

Apare la mersul cu viteze medii (la ampatament redus chiar de la  $V = 0$ ) și se caracterizează prin faptul că prima osie atacă firul exterior al căii iar celelalte osii se deplasează liber fără ca buzele bandajelor să fie în contact cu firele căii (vezi figura 2.6).

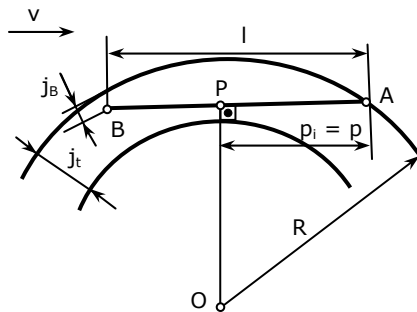


Fig. 2.6

Odată cu creșterea vitezei de mers, datorită forței centrifuge, punctul B se deplasează spre firul exterior al căii rezultând scăderea lui  $j_B$ .

La raze obișnuite această situație se realizează la boghiurile lungi de la viteza  $V = 40 \dots 60$  km/h, la boghiurile scurte neexistând circulație în diagonală, chiar de la  $V = 0$  km/h.

#### c) Poziția de circulație în coardă (secantă, dinamică)

Apare la viteze mari și se caracterizează prin faptul că vehiculul atacă cu osiile extreme firul exterior al căii (vezi figura. 2.7).

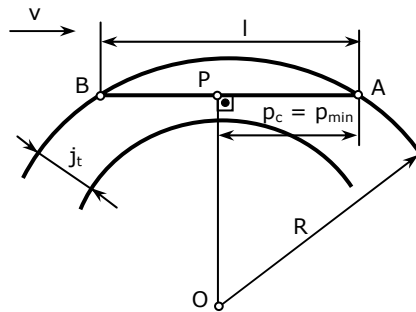


Fig. 2.7

În acest caz distanța polară și-a atins valoarea minimă.

### 2.2.1. CALCULUL DISTANȚEI POLARE ȘI A UNGHIULUI DE ATAC

Poziția unui vehicul în curbă este complet determinată dacă se cunoaște distanța polară a primei osii.

Pentru determinarea expresiei distanței polare se consideră conform figura 2.8 un vehicul care circulă într-o curbă de rază R și are ampatamentul l.

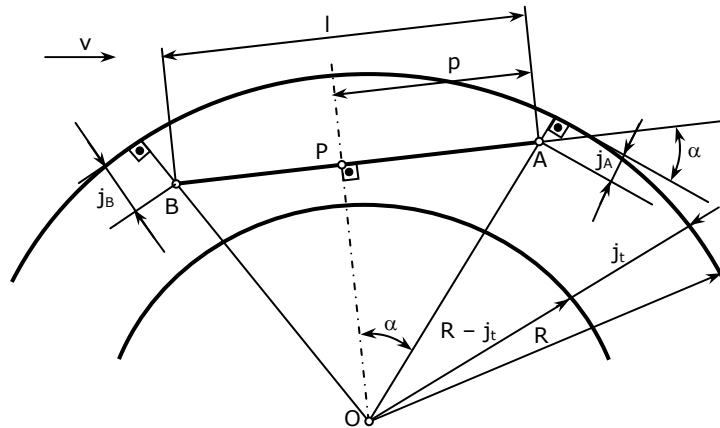


Fig. 2.8

Calculul distanței polare se face pe baza triunghiurilor dreptunghice  $\triangle OAP$  și  $\triangle OBP$  unde având:

$$\begin{cases} \overline{OP}^2 = \overline{OA}^2 - \overline{AP}^2 \\ \overline{OP}^2 = \overline{OB}^2 - \overline{BP}^2 \end{cases} \quad (2.7)$$



rezultă:

$$\overline{OA}^2 - \overline{AP}^2 = \overline{OB}^2 - \overline{BP}^2. \quad (2.8)$$

În conformitate cu figura 2.14 în relația (2.8) se fac următoarele înlocuiri:

$$OA = R - j_A; AP = p; OB = R - j_B \text{ și } BP = l - p,$$

rezultând:

$$(R - j_A)^2 - p^2 = (R - j_B)^2 - (l - p)^2. \quad (2.9)$$

Efectuând ridicările la pătrat și simplificând vom avea:

$$R^2 - 2Rj_A + j_A^2 - p^2 = R^2 - 2Rj_B + j_B^2 - l^2 - p^2 + 2lp,$$

$$p = \frac{l}{2} + \frac{R(j_B - j_A)}{l} - \frac{j_B^2 - j_A^2}{2l}. \quad (2.10)$$

Ținând seama de faptul că  $j_B - j_A \ll 2l$  termenul  $\frac{j_B^2 - j_A^2}{2l}$  se poate neglija, deci se poate scrie:

$$p = \frac{l}{2} + \frac{R(j_B - j_A)}{l}. \quad (2.11)$$

În situațiile în care:

a)  $j_A = 0$  și  $j_B = j_t$ , atunci:

$$p = p_{\max} = \frac{Rj_t}{l} + \frac{l}{2} \rightarrow \text{boghiul este în poziție diagonală,} \quad (2.12)$$

b)  $j_A = 0$  și  $j_B = 0$ , avem:

$$p = p_{\min} = \frac{l}{2} \rightarrow \text{boghiul este în poziția coardă pe firul exterior,} \quad (2.13)$$

c)  $j_A = 0$  și  $j_B \in (0, j_t)$ , rezultă:

$$p = \frac{l}{2} + \frac{Rj_B}{l}, \text{ deci } p_{\min} < p < p_{\max} \rightarrow \text{boghiul este în poziție intermediară,} \quad (2.14)$$

d)  $j_A = j_t$  și  $j_B = 0$ , rezultă:

$$p_{di} = \frac{l}{2} - \frac{Rj_t}{l} \rightarrow \text{boghiul este în poziția diagonală inversă,} \quad (2.15)$$

e)  $j_A \in (0, j_t)$  și  $j_B = 0$ , rezultă:

$$p = \frac{l}{2} - \frac{Rj_A}{l}, \text{ deci } p_{di} < p < p_{\min} \rightarrow \text{boghiul este în poziție intermediară inversă,} \quad (2.16)$$

f)  $j_A = j_t$  și  $j_B = j_t$ , avem:

$$p = p_{\min} = \frac{l}{2} \rightarrow \text{boghiul este în poziția coardă pe firul interior,} \quad (2.17)$$

g)  $j_A \in (0, j_t)$  și  $j_B \in (0, j_t)$ , rezultă:

$$p = \frac{l}{2} + \frac{R(j_B - j_A)}{l}, \text{ deci } p_{di} < p < p_{\max} \rightarrow \text{osiile boghiului sunt în poziție intermediară,} \quad (2.18)$$

Pentru calculul unghiului de atac, doar când  $j_A = 0$ , se poate scrie:

$$\sin \alpha = \frac{p}{R}.$$

### 2.3. IPOTEZE SIMPLIFICATOARE [G2], [S2], [U2] și [U3]

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

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

- forțele directoare dintre buza bandajului și șină;
- forțele de ghidare (conducătoare);
- unghiul de atac dintre buza bandajului și firul căii;
- factorul de uzură a buzei bandajului și a șinei;
- criteriul de siguranță împotriva deraierii;
- forța transversală asupra cadrului boghiului.

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

Acest studiu se poate efectua prin:

- metoda analitică;
- metoda grafo-analitică (Heumann, Heumann - Vogel).

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

- suprafața de rulare a bandajelor se consideră cilindrică, iar frecarea dintre buza bandajului și șină se neglijează;
- se consideră că șinele și roțile sunt noi, deci contactul este în două puncte (A - sprijin, B - conducere);
- forțele  $N_i$ , care apar în punctele de conducere B, dirijate după normala comună a celor două suprafețe de contact, se înlocuiesc prin componentele lor horizontale (figura 2.9-a):

$$H_i = N_i \sin \beta \quad (2.19)$$

unde  $\beta = 60^\circ$  sau  $\beta = 70^\circ$  este unghiul de flanc al buzei bandajului;

- în ecuațiile de echilibru se introduc forțele  $P_i$  (figura 2.9-b) numite forțe directoare (forțe de conducere), care se exprimă prin relația:

$$P_i = H_i \cos \alpha = N_i \sin \beta \cos \alpha \quad (2.20)$$

unde  $\alpha$  este unghiul de atac;

- avansul la atac  $b$ , fiind foarte mic se neglijează, deci se consideră că forțele directoare acționează în planul vertical al osiei;
- viteza de circulație se consideră constantă;
- nu se iau în considerare forțele de tracțiune sau de frânare (se consideră mișcare liberă, care conduce la  $P_i$  maxim);
- sarcinile pe roți se consideră aceleași și egale cu sarcina statică  $Q_0$ , deci polul de rotație se găsește pe axa boghiului;
- calea de rulare se consideră perfect circulară, cu supralărgire și supraînălțare constantă;
- toate forțele care acționează asupra vehiculului se consideră situate în planul tangent la suprafața de rulare;

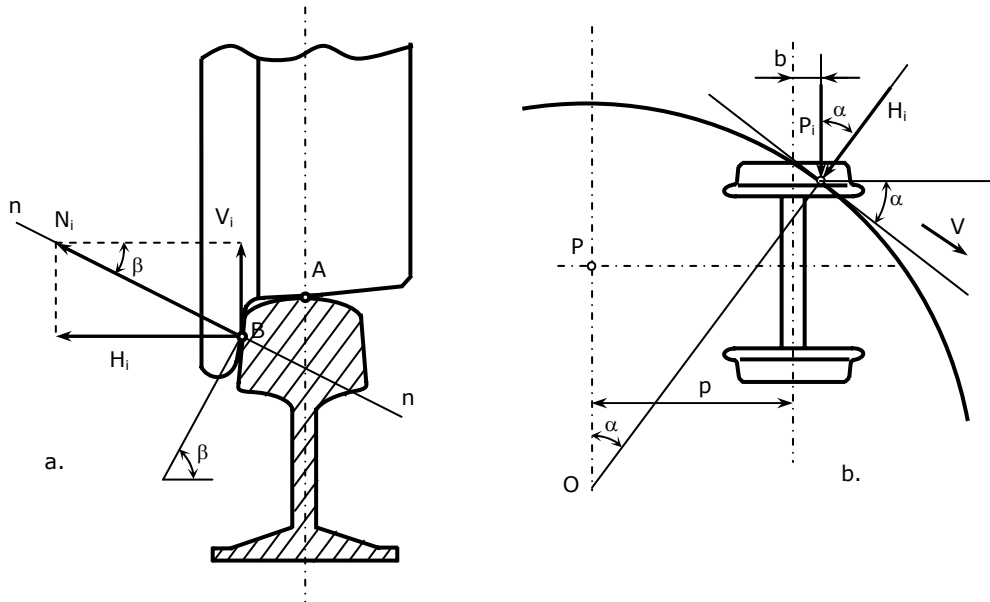


Fig. 2.9

- calea și vehiculul se consideră nedeformabile în plan orizontal;
- forțele de frecare dintre suprafața de rulare a roții și a șinei, care depind de sarcina pe roată, se pot considera:
  - forțe coulombiene, cu coeficient de frecare constant (Heumann);
  - cu coeficient de frecare în funcție de pseudoalunecarea roții, dar izotrop (Lévi, Müller, ORE);
  - cu coeficienți de frecare anizotropi după direcția longitudinală și transversală, considerând forțe de pseudoalunecare tangențiale  $T_x$  și  $T_y$  (Kalker).

## 2.4. FORȚELE ȘI MOMENTELE CARE ACȚIONEAZĂ ASUPRA VEHICULULUI LA CIRCULAȚIA ÎN CURBĂ

### 2.4.1. SCHEMA GENERALĂ A UNUI BOGHIU DE LOCOMOTIVĂ CU FORȚELE CARE ACȚIONEAZĂ

Se consideră un boghiu (vehicul) cu trei osii în timpul circulației în curbă, cu forțele și momentele care acționează (figura 2.10) [G2], [S2], [U2], [U4] și [U5].

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

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

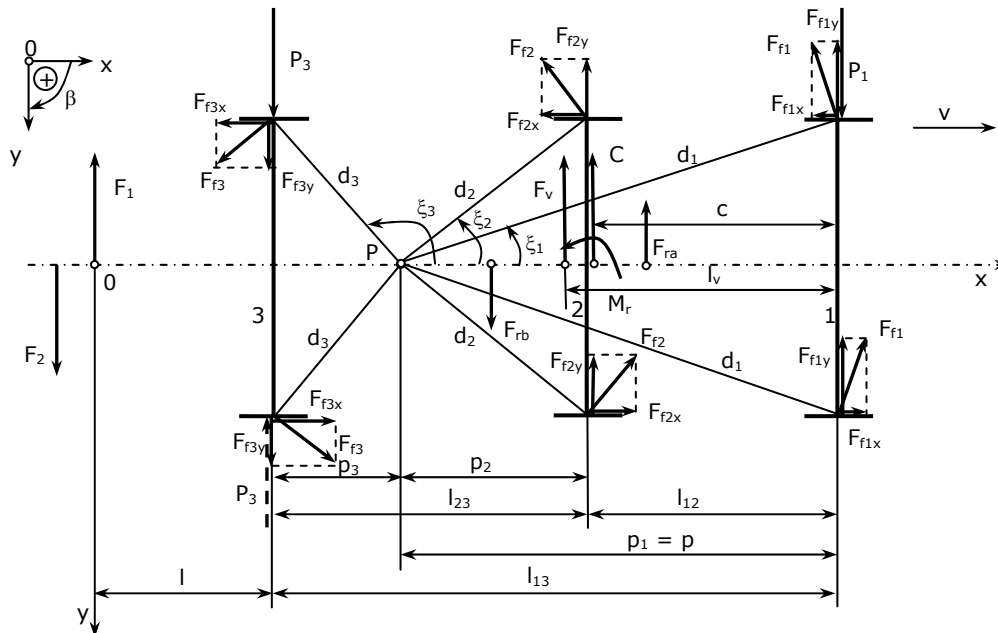


Fig. 2.10

### 2.4.2. FORȚELE DIRECTOARE $P_i$ (DE CONDUCERE)

Acționează în punctele de conducere (B) ale buzei bandajului și produc rotirea boghiului (vehiculului) în curbă datorită momentului lor față de polul de rotație [G2] și [U2].

Existența forțelor directoare la o osie sau alta depinde de poziția vehiculului în curbă și de particularitățile constructive ale aparatului de rulare. În poziție liberă apare numai  $P_1$ , iar în diagonală sau în coardă atât  $P_1$  cât și  $P_3$ . Forța directoare  $P_3$  la circulația în diagonală este  $P_3 < 0$  și la circulația în coardă  $P_3 > 0$ .

### 2.4.3. FORȚELE DE FRECARĂ DINTRE ȘINĂ ȘI BANDAJ

#### 2.4.3.1. FORȚELE DE FRECARĂ ÎN IPOTEZA IZOTROPIEI FRECĂRII (METODE CLASICE)

În acest caz forțele de frecare apar în punctele de reazem ale roților pe șine, ca urmare a alunecărilor datorate rotirii vehiculului în jurul polului de rotire (de frecare) P [G2] și [U2].

După Heumann ele sunt perpendiculare pe brațele de frecare  $d_i$  și se descompun după direcțiile  $Ox$  și  $Oy$ . Considerând sarcina pe osie  $2Q$ , deci pe roată  $Q$  (admițând  $Q = Q_0$ ), în ipoteza că valoarea coeficientului de frecare dintre șină și roată este aceeași după  $Ox$  și  $Oy$  (izotropia frecării) și este constant ( $\mu_x = \mu_y = \mu = \text{constant}$  - ipoteza Heumann), forța de frecare se determină după legea lui Coulomb:

$$F_f = \mu Q, \tag{2.21}$$

cu  $\mu \approx 0,25$  pentru mediu uscat și  $\mu \approx 0,15$  pentru mediu umed și murdar și are direcția vitezei de alunecare, respectiv sensul opus acesteia ( $F_f \perp d$ ) și nu depinde de valoarea  $w_{xy}$ .

În realitate coeficientul de frecare nu este constant, ci depinde atât de sarcina pe roată, cât și de intensitatea mișcării de alunecare dintre șină și roată (F. Carter, Lévi, Müller, Weber), respectiv și de direcția alunecării (ipoteza lui Kalker, în 1967) [G2] și [S2].

Pentru definirea alunecării se consideră o osie montată, care circulă cu viteza  $v$  în curba de rază  $R$ , rotindu-se cu viteza unghiulară  $\omega_z$  atât în jurul centrului curbei ( $O$ ), cât și în jurul polului de rotație ( $P$ ) ca în figura 2.11.

Datorită rotirii în jurul polului  $P$  apar vitezele de alunecare la:

$$w_x = \omega_z s \quad \text{și} \quad w_y = \omega_z p \tag{2.22}$$

de unde rezultă că:

$$w_{xy}^2 = w_x^2 + w_y^2 = \omega_z^2 (p^2 + s^2) = \omega_z^2 d^2, \tag{2.23}$$

deci:

$$w_{xy} = \omega_z d. \tag{2.24}$$

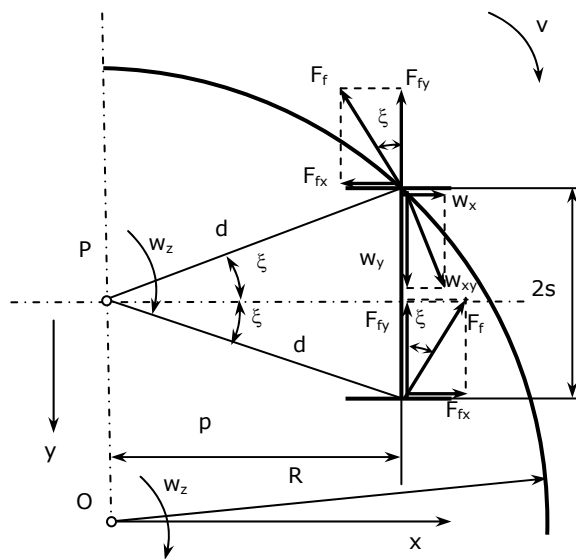


Fig. 2.11

Viteza de mers a vehiculului fiind:

$$v = \omega_z R \quad (\text{rostogolire pură}), \tag{2.25}$$

valoarea relativă a vitezei de alunecare devine:

$$v = \frac{w_{xy}}{v} = \frac{\omega_z d}{\omega_z R} = \frac{d}{R} \tag{2.26}$$

și se numește pseudoalunecare (creep).

De remarcat faptul că în procesul de tracțiune sau de frânare, datorită momentelor produse de roată apar pseudoalunecări (microalunecări) suplimentare după axele  $O_x$  și  $O_y$ , iar zona de contact se împarte în două părți.

Prima zonă este zona de aderență (aderență) unde apar numai deformații elastice care progresează diferit pe șină și pe roată. Dacă pe un element este compresiune, pe celălalt se produce întindere (figura 2.12).

Cea de a doua zonă este zona de alunecare unde apar forțe de frecare după legea lui Coulomb (figura 2.13-a pentru tracțiune) [G2] și [S2].

Forțele tangențiale se transmit prin aderența dintre cele două corpuri, fenomen ce este dependent de „pseudoalunecare” [G2] și [G3].

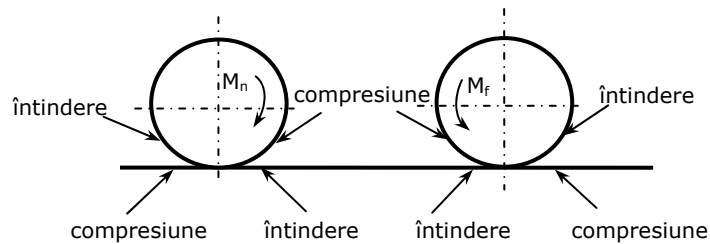


Fig. 2.12

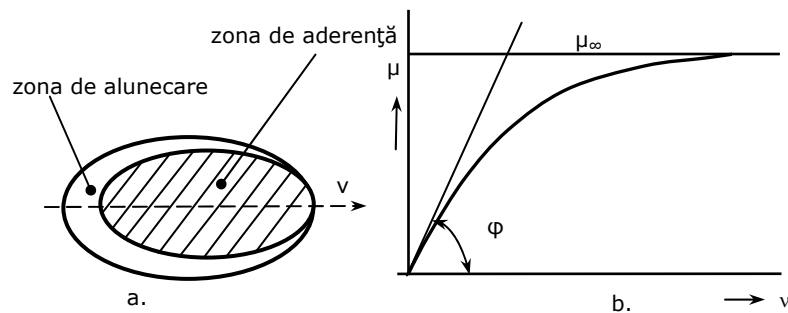


Fig. 2.13

Ca urmare coeficientul de frecare în realitate nu are o valoare constantă ci depinde tot de creep.

După studiile lui R. Lévi, coeficientul de frecare  $\mu = \frac{F_f}{N}$  variază în funcție de pseudoalunecarea  $v$  după o lege hiperbolică de forma (vezi Fig. 2.13-b) [S2]:

$$\frac{1}{\mu} = \frac{1}{\mu_{\infty}} + \frac{1}{kV}, \quad (2.27)$$

în care:

$\mu_{\infty}$  este valoarea maximă a coeficientului de frecare (la limita de aderență);

$\kappa = \left. \frac{\mu}{v} \right|_{v \rightarrow 0} = \text{tg } \varphi$  - coeficientul de pseudoalunecare, egal cu coeficientul unghiular al tangentei la curbă în origine.

R. Lévi consideră că la pseudoalunecări mici predomină zona de aderență și este valabilă legea lui Hooke, ca urmare se poate considera  $\mu \approx \kappa v$ , iar la pseudoalunecări mari se extinde zona de alunecare și  $\mu(v)$  variază neliniar. Admite legea izotropiei:  $\mu_x(v_x) = \mu_y(v_y)$ .

Pentru determinarea funcției  $\mu(v, Q)$  C. Müller a efectuat măsurători sistematice în cadrul Comitetului ORE C9, pe un stand construit în acest scop (la Minden). Standul a fost format dintr-o raboteză pe masa căreia s-au montat șine (figura 2.14-a), iar osia s-a fixat într-un boghiu înclinabil, simulând unghiul de atac și s-a încărcat cu sarcina variabilă 2Q.

La mișcarea masei rabotezei cu viteza  $v = \text{constant}$  osia se rotește și apare viteza de alunecare:

$$w_y \approx v \cdot a,$$

deci:

$$v_y = \frac{w_y}{v} \approx a \quad [rad]$$

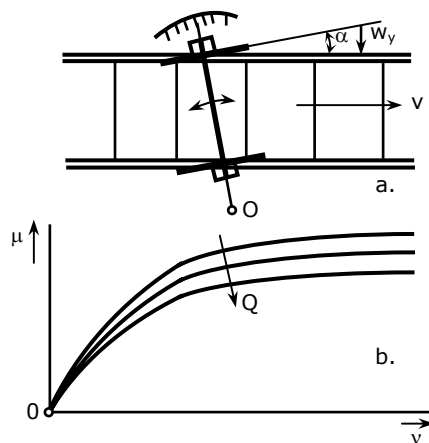


Fig. 2.14

Măsurând unghiul  $\alpha$ , forța de apăsare  $Q$  și forța transversală (de frecare) din axa osiei și admițând legea izotropiei s-au determinat valorile coeficientului de frecare (figura 2.14-b)  $\mu(v, Q)$ . Müller constată că formula lui Lévi trebuie corectată, hiperbola fiind de gradul  $n$ , depinzând de sarcina pe roată  $Q$ , deci relația corectă este [G2] și [S2]:

$$\frac{1}{\mu^n} = \frac{1}{\mu_\infty^n} + \frac{1}{(\kappa v)^n}, \tag{2.28}$$

unde:

$$n = 2,2 + 0,05Q;$$

$$\mu_\infty = 0,5715 - 0,02425Q + 0,001Q^2 \text{ și}$$

$$\kappa = 219,5 - 24,25Q + Q^2,$$

unde  $Q$  este sarcina pe roată în tf.

Deci coeficientul de frecare conform relației (2.28) are următoarea expresie:

$$\mu^n = \frac{1}{\frac{1}{\mu_\infty^n} + \frac{1}{(kV)^n}} \Rightarrow \mu = \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\infty^n} + \frac{1}{(kV)^n} \right]^{\frac{1}{n}}}. \quad (2.29)$$

Cercetările ulterioare în cadrul Comitetului ORE B55 au condus la concluzia că valorile obținute în condițiile de laborator nu se confirmă în exploatarea feroviară, în special din cauza termenului de 0,5715 din expresia coeficientului  $\mu_\infty$  (la limita de aderență), care, pentru corecție, s-a micșorat la 0,36. Cu această corecție se poate utiliza relația (2.28), respectiv (2.29) pentru analiza înscrierii dinamice în curbe.

Coeficientul de frecare pentru osia „i” se obține cu relația (2.29) cu  $\mu_\infty = 0,36 - 0,02425 \cdot Q + 0,001 \cdot Q^2$ , cu care forța de frecare devine [S2]:

$$F_{fi} = \mu_i Q \quad (2.30)$$

și este perpendiculară pe raza de frecare  $d_i$ .

Componentele sale sunt:

$$F_{fi_x} = F_{fi} \sin \xi_i \quad \text{și} \quad F_{fi_y} = F_{fi} \cos \xi_i \quad (2.31)$$

în care:

$$\sin \xi_i = \frac{s}{d_i} = \frac{s}{\sqrt{p_i^2 + s^2}} \quad \text{și} \quad \cos \xi_i = \frac{p_i}{d_i} = \frac{p_i}{\sqrt{p_i^2 + s^2}}, \quad (2.32)$$

iar:

$$p_i = p - l_{1i} - \text{distanța polară a osiei „i” și}$$

$$d_i = \sqrt{p_i^2 + s^2} - \text{raza de frecare.}$$

Admițând legea izotropiei și coeficientul de frecare după viteza de alunecare rezultantă, nu se pot explica fenomene ca: șerpuirea mai puternică a vehiculelor motoare decât a celor remorcate, nepotriviri mari între forțele conducătoare (de ghidare) calculate și măsurate.

#### 2.4.3.2. Forțele de frecare în ipoteza anizotropiei frecării (Metoda Kalker)

Datorită interacțiunii cu forțe mari (greutate, dinamice, de conducere, de frecare) contactul roată - șină nu are loc într-un punct geometric, ci datorită deformațiilor apare o zonă eliptică de contact [G2], [G3], [K1], [S2] și [T3].

Dimensiunile elipsei de contact după Hertz sunt în funcție de razele de curbură ale roții ( $r$ ) și ale șinei ( $R$ ) în punctul de contact, de sarcina normală ( $N$ ) pe suprafața de contact, de modulul de elasticitate longitudinal al materialelor ( $E$ ) și de coeficientul lui Poisson ( $\nu$ ).

Relațiile stabilite de Hertz sunt valabile în următoarele ipoteze simplificatoare:

- materialele în contact sunt omogene și izotrope;
- dimensiunile suprafețelor de contact sunt mici în comparație cu razele de curbură ale suprafețelor de contact;
- forțele sunt perpendiculare pe planul de contact comun;
- tensiunile produse nu depășesc limita de proporționalitate (domeniul elastic).



La construcțiile reale aceste condiții nu sunt întotdeauna integral îndeplinite, și anume:

- a), în cazul contactului roată - șină practic se îndeplinește;
- b), adevărat numai pentru punctele de sprijin de pe suprafețele de rulare nu și la gâtul buzei sau la racordarea dintre corpul și flancul șinei;
- c), dacă apar forțele de tracțiune sau de frânare condiția nu se îndeplinește, utilizându-se factor de corecție;
- d), la valori mari ale sarcinii pe osie nu se îndeplinește.

Notând:

$r_1, R_1$  - razele roții, respectiv șinei în plan longitudinal vertical;

$r_2, R_2$  - razele roții, respectiv șinei în plan transversal vertical,

după figura 2.15-a și b utilizând curburile ( $1/r$  și  $1/R$ ) se determină constantele:

$$A = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{R_1} \quad \text{și} \quad B = \frac{1}{r_2} + \frac{1}{R_2} \quad (2.33)$$

și cosinusul unghiului  $\psi$  dintre planele de curbură, definit prin:

$$\cos \psi = \frac{|A - B|}{A + B} \quad (2.34)$$

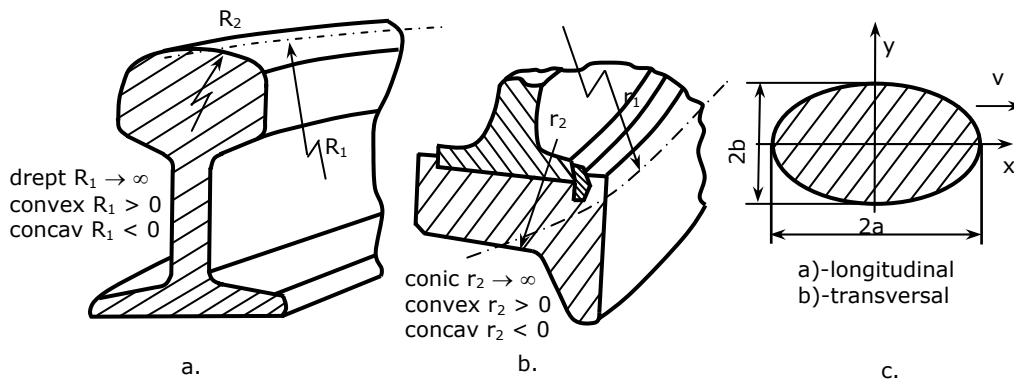


Fig. 2.15

În funcție de construcția liniei și forma profilului bandajului (roții) aceste relații uneori se simplifică, astfel:

- în palier avem  $R_1 \rightarrow \infty$ , deci  $1/R_1 \rightarrow 0$ ;
- la profil conic  $r_2 \rightarrow \infty$ , deci  $1/r_2 \rightarrow 0$ .

Dacă șina are în general profil cilindric (convex) cel al roții poate fi în schimb conic, concav sau convex în zona de contact (figura 2.16)

Razele de curbură se consideră pozitive dacă contactul apare pe suprafață exterioară și negative în caz contrar.

Se mai definesc constantele:

$$k_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{2E_1} \quad \text{și} \quad k_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{2E_2},$$

unde:  $E_1, E_2$  sunt modulul de elasticitate a materialelor;

$\nu_1, \nu_2$  - coeficienții Poisson.

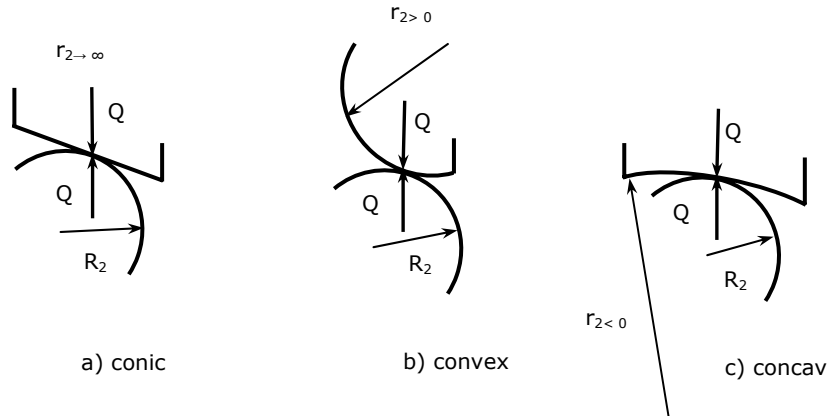


Fig. 2.16

Deoarece șina și roata sunt din același material (oțel), rezultă:

$$k_1 + k_2 = \frac{1 - \nu^2}{E}.$$

Semiaxele elipsei de contact în cazul șinei și a roții (vezi figura 2.15-c) rezultă din relația:

$$\left(\frac{a}{m}\right)^3 = \left(\frac{b}{n}\right)^3 = \frac{3N(k_1 + k_2)}{A + B} = \frac{3N(1 - \nu^2)}{E(A + B)}, \quad (2.35)$$

unde  $N$  este forța normală și se poate considera egală cu sarcina pe roată, iar  $m$  și  $n$  sunt constantele lui Hertz în funcție de unghiul  $\psi$  dintre planele principale de contact și au valorile, conform Tabelului 2.1.

Tabelul 2.1

$\psi [^\circ]$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
$m$	1	1,128	1,284	1,486	1,754	2,136	2,731	3,778	6,612
$n$	1	0,893	0,802	0,717	0,641	0,567	0,493	0,408	0,319

Sensul raportului  $\frac{A - B}{A + B}$  indică direcția axei mari a elipsei astfel:

- la  $\frac{A - B}{A + B} > 0 \Rightarrow a < b$  - semiaxa mare este perpendiculară pe șină;
- la  $\frac{A - B}{A + B} < 0 \Rightarrow a > b$  - semiaxa mare este paralelă cu șina.

Fenomenele arătate la sfârșitul punctului 2.3.3.1 și care nu se pot explica admitând ipoteza izotropiei frecării au fost explicate de J. Kalker în lucrarea sa de doctorat din 1967, considerând că în punctul de contact roată-șină există pseudoalunecări longitudinale, transversale și de spin, cu valori diferite ale coeficientului de frecare după direcțiile  $Ox$  și  $Oy$ , precum și deformații ale pieselor în contact. Consideră că în zona de alunecare forțele de frecare satisfac legea lui Coulomb, dar în cea de aderență apar forțe elastice, mai mici.

După Kalker coeficienții de frecare pe direcția longitudinală (x) și pe cea transversală (y) rezultă din forțele tangențiale ( $T_x, T_y$ ) de pe suprafețele deformate (datorită forțelor normale N) și sunt:

$$\begin{aligned} \tau_x &= \frac{T_x}{N} = \kappa_x v_x \quad \text{și} \\ \tau_y &= \frac{T_y}{N} = \kappa_y v_y + \kappa_s v_s, \end{aligned} \quad (2.36)$$

în care:  $v_x, v_y$  și  $v_s$  reprezintă pseudoalunecările longitudinale, transversale și de pivotare (de spin) în punctele de contact, adică:

$$\begin{aligned} v_{x_{e,i}} &= \frac{|w_x|}{v} = \frac{s}{R} - \frac{y_m \gamma}{r}; \\ v_y &= \frac{|w_y|}{v} = a [\text{rad}] = \frac{p}{R} \quad \text{și} \\ v_s &= \frac{r \omega_s}{v} = \frac{r \omega_y \sin \gamma}{v} = \sin \gamma, \end{aligned} \quad (2.37)$$

unde:  $r$  este raza de rulare a roții;  
 $y_m$  – deplasarea laterală a osiei față de poziția mediană;  
 $\gamma$  – unghiul de înclinație al profilului conic (în radiani);  
 $\omega_y$  – viteza unghiulară a osiei;  
 $\omega_s$  - viteza unghiulară de pivotare.

În cazul general se poate considera:  $v_x = \frac{s}{R} \cdot K$ ;  $v_y = \frac{p}{R} \cdot K$ , iar

$\omega_s \approx \frac{v}{r} \cdot iK \approx 0$  în punctul de reazem, respectiv  $\omega_s = \frac{v}{r} \cdot \sin \beta$  în punctul de conducere; fiind componenta normală a vitezei unghiulare  $\omega_y$  a osiei în punctul de contact. Dacă vehiculul merge în regim de frânare  $K < 1$ , în regim de tracțiune  $1 < K < \infty$ , iar dacă se ține cont de ipotezele simplificatoare admise:  $F_o = 0$ ,  $F_f = 0$ ,  $Q = Q_0 = \text{constant}$ , bandaje cilindrice  $\rightarrow i = 0$ ,  $K = 1$  (cazul osiilor libere).  
 La  $K \neq 1$  și  $F_o \neq 0$ , respectiv  $F_f \neq 0$  avem:

$$\begin{aligned} v_{x_{e,i}} &= 1 - K \pm \left( \frac{s}{R} - K \cdot \frac{y_m \gamma}{r} \right); \\ v_y &= \frac{p}{R} \quad \text{și} \quad v_s = K \sin \gamma. \end{aligned} \quad (2.38)$$

Coeficienții de pseudoalunecare  $\kappa_x, \kappa_y$  și  $\kappa_s$  sunt definiți de Kalker sub forma:

$$\kappa_x = \frac{Gab}{N} \cdot C_{11}; \kappa_y = \frac{Gab}{N} \cdot C_{22}; \kappa_s = \frac{G(ab)^{3/2}}{rN} \cdot C_{23}, \quad (2.39)$$

unde:  $G$  este modulul de elasticitate transversal ( $G \approx 8 \cdot 10^{10}$  Pa,  
 $E = 2G(1 + \nu)$ ,  $E = 2,1 \cdot 10^{11}$  Nm<sup>2</sup>,  $\nu = 0,3$  - coeficientul lui Poisson);  
 $a$  și  $b$  - semiaxele elipsei de contact după Hertz;  
 $C_{11}, C_{22}, C_{23}$  - coeficienții lui Kalker, dați în funcție de  $a/b$  sau  $b/a$  (vezi Tabelul 2.2, respectiv figura 2.17).

Relațiile (2.36) după Kalker se pot aplica numai în cazul valorilor mici ale pseudoalunecării până la  $v_{lim} = 0,001 \dots 0,0015$  (domeniul liniar  $\mu(v)$ ).

La  $v > v_{lim} = 0,0015$  se acceptă variația hiperbolică după Müller cu  $\mu_{\infty} = 0,36 - 0,02425Q + 0,001Q^2$ ,  $n = 2,2 + 0,05Q$ ; iar  $\mu_x$  și  $\mu_y$  se obțin din (2.29) înlocuind  $\kappa \cdot v$  după Kalker (2.36) cu  $\tau_x = \kappa_x v_x$ , respectiv  $\tau_y = \kappa_y v_y + \kappa_s v_s$ .

Tabelul 2.2

a/b	C <sub>11</sub>	C <sub>22</sub>	C <sub>23</sub>
0,1	3,56	2,52	0,515
0,2	3,61	2,64	0,637
0,3	3,66	2,76	0,745
0,4	3,74	2,90	0,850
0,5	3,82	3,04	0,954
0,6	3,92	3,17	1,060
0,7	4,01	3,32	1,170
0,8	4,10	3,46	1,280
0,9	4,20	3,59	1,390
1,0	4,33	3,73	1,500

b/a	C <sub>11</sub>	C <sub>22</sub>	C <sub>23</sub>
1,0	4,33	3,73	1,50
0,9	4,41	3,88	1,62
0,8	4,54	4,07	1,79
0,7	4,72	4,30	1,99
0,6	4,96	4,60	2,28
0,5	5,28	5,02	2,68
0,4	5,75	5,63	3,32
0,3	6,52	6,60	4,45
0,2	7,97	8,43	6,85
0,1	11,92	13,35	15,2

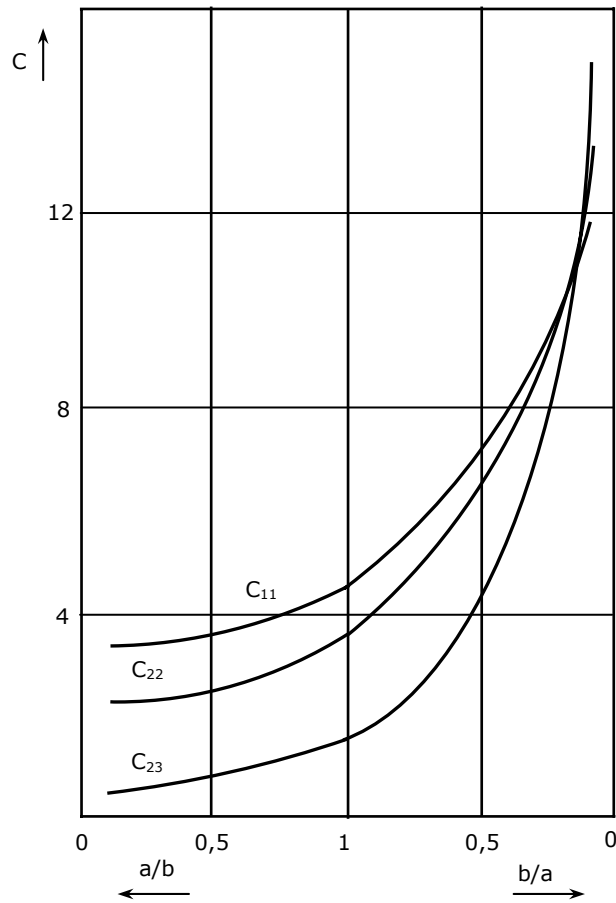


Fig. 2.17

În figura 2.18 este reprezentată variația coeficientului de frecare în funcție de pseudoalunecare  $\mu(v)$ , determinat pentru cazul locomotivei electrice 060-EA de 5100 kW, în următoarele ipoteze:

- ipoteza Heumann,  $\mu_x = \mu_y = \mu = \text{constant}$ ;
- ipoteza izotropiei frecării după Müller,  $\mu_x(v_x) = \mu_y(v_y)$ ;
- ipoteza izotropiei frecării după Müller + ORE,  $\mu_x(v_x) = \mu_y(v_y)$ ;
- ipoteza anizotropiei frecării după Kalker,  $\mu_x(v) \neq \mu_y(v)$ .

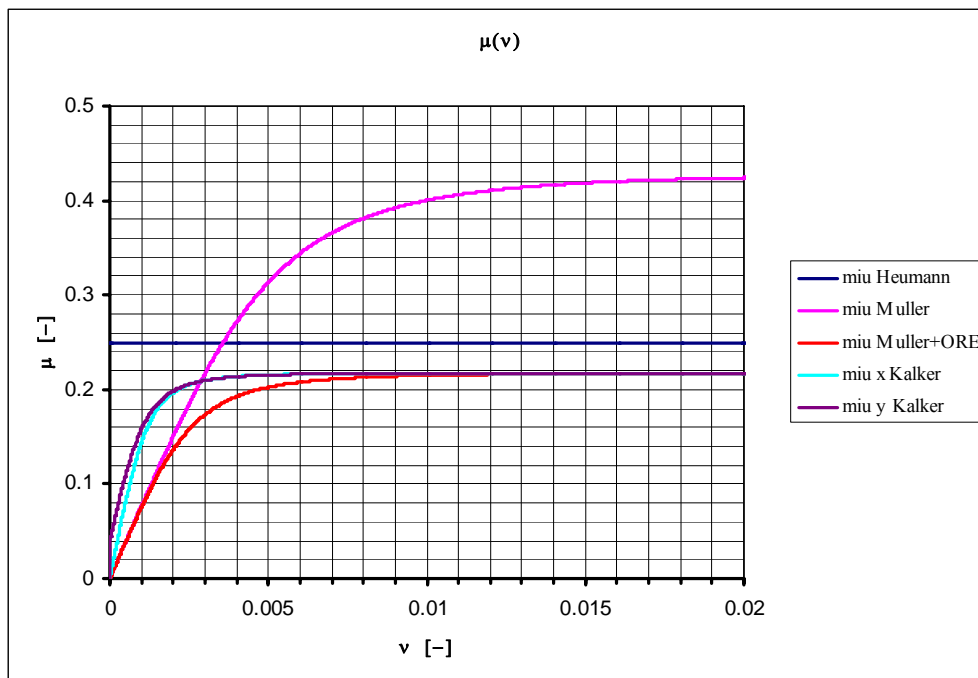


Fig. 2.18

Din analiza figurii 2.18 se observă că coeficientul de frecare determinat în ipoteza izotropiei frecării după Müller este mai mare ca valoare decât cel determinat în celelalte ipoteze. Deci, coeficientul de frecare determinat după Müller cu relația (2.29) conduce la valori mari ale forțelor directoare și conducătoare și se consideră acoperitor ca valoare privind siguranța circulației pe cale și conform Euro – Normelor EN 14363/2005 specifice circulației dinamice prin curbe a vehiculelor feroviare se va utiliza mai departe la efectuarea calculelor.

#### 2.4.4. FORȚA CENTRIFUGĂ (C)

Datorită faptului că supraînălțarea firului exterior al căii poate echilibra forța centrifugă propriuzisă numai la o singură viteză (de echilibru), la alte valori ale vitezei rămâne o parte neechilibrată (figura 2.19-a).

Deci forța centrifugă are expresia:

$$C = F_{cf} - G_t = \frac{mv^2}{R} - \frac{Gh}{2s} = m \cdot \left( \frac{v^2}{R} - \frac{gh}{2s} \right) = \frac{G}{g} \cdot \left( \frac{v^2}{R} - \frac{gh}{2s} \right), \quad (2.40)$$

ceea ce produce o accelerație laterală:

$$a_l = \frac{C}{m} = \frac{v^2}{R} - \frac{gh}{2s}. \quad (2.41)$$

Valoarea admisă în mod obișnuit pentru această accelerație este de  $a_l = 0,5 \dots 0,85 \text{ m/s}^2$  (pentru confort bun), iar cea maximă:  $a_l \approx 1 \text{ m/s}^2$ .

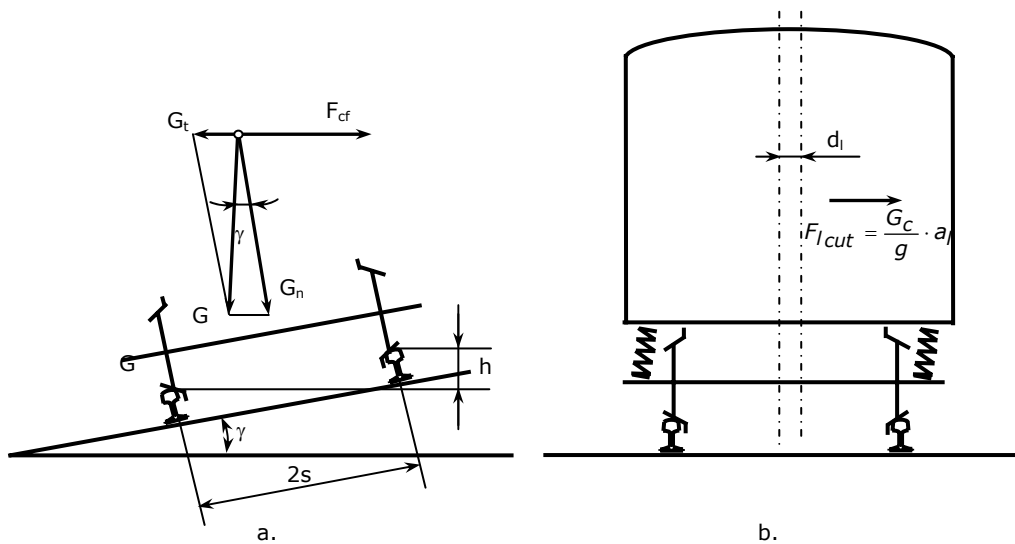


Fig. 2.19

Valoarea accelerației laterale are o mare importanță la stabilirea rigidității laterale a suspensiei secundare ( $k_{ls}$ ) și primare ( $k_{lp}$ ). Deplasarea laterală a cutiei față de boghiu este (vezi Fig. 2.19-b):

$$d_l = \frac{F_{lcut}}{k_{ls}}. \quad (2.42)$$

#### 2.4.5. FORȚA DATORITĂ PRESIUNII VÂNTULUI LATERAL

Este o forță probabilă, care poate influența poziția vehiculului în curbă și repartizarea sarcinilor pe roțile osiilor. În situația nefavorabilă are sensul forței centrifuge  $C$  [G2] și [U2].

Se determină cu relația:

$$F_v = p_v S_l, \quad (2.43)$$

unde:  $S_l$  este suprafața laterală a vehiculului;  
 $p_v = 500 \dots 650 \text{ Pa}$  - presiunea vântului lateral.

### 2.4.6. FORȚA DE RAPEL ( $F_r$ )

Forțele date de dispozitivele de rapel depind de particularitățile constructive ale acestora și de poziția relativă a boghiului față de vehicul. Ele readuc boghiul la ieșirea din curbă, dar îngreunează înscrierea în curbă a vehiculului. Rezultanta forțelor de rapel ce apar la deplasarea laterală a cutiei față de boghiuri este de fapt inclusă în forța centrifugă a cutiei și nu trebuie luate în considerare separat.

Forțele de rapel care apar la rotirea boghiului față de cutie (cu unghiul  $\beta_1$  și  $\beta_2$  vezi figura 2.20) formează un cuplu de forțe cu rezultanta nulă, dar cu momentul de rapel  $M_r$ , care îngreunează înscrierea în curbă la primul boghiu și o ușurează la cel de-al doilea.

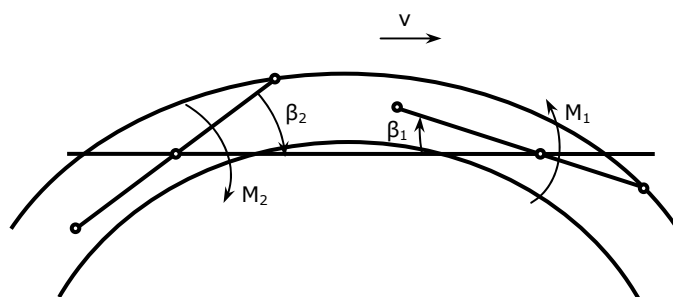


Fig. 2.20

### 2.4.7. FORȚELE DIN ARTICULAȚII ( $F_i$ )

Aceste forțe apar numai la locomotivele cu boghiuri articulate. Valorile lor depind de tipul articulației (rigidă sau elastică), de particularitățile constructive ale cuplei de legătură dintre boghiuri (transversală sau înclinată) și de poziția boghiurilor în curbă [G2], [S2] și [U2].

Au ca efect reducerea forțelor directoare în curbă și a unghiului de atac.

### 2.4.8. FORȚELE CONDUCĂTOARE $Y_i$ (DE GHIDARE)

Reprezintă suma algebrică dintre forța directoare  $P_i$  și componenta transversală  $F_{fiy}$  (sau  $T_{iy}$ ) a forței de frecare la roțile conducătoare [G2], [S2] și [U2]:

$$\begin{aligned} Y_i &= P_i - F_{fiy} = P_i - \mu_j Q \cos \xi_j - \text{izotropie}, \\ Y_i &= P_i - T_{iy} \quad \quad \quad - \text{anizotropie (Kalker)}, \end{aligned} \quad (2.44)$$

unde mărimea acestei forțe depinde de poziția roții conducătoare față de firele căii și de poziția osiei față de polul de rotație.

### 2.4.9. FORȚELE LATERALE TRANSMISE LA RAMA BOGHIULUI (VEHICULULUI)

Efortul lateral transmis de la rama boghiului la osie în timpul circulației prin curbă este (vezi figura 2.21) [G2] și [S2]:

$$\begin{aligned} H_o &= P - 2F_f \cos \xi - C_o, \quad \text{sau} \\ H_o &= P - 2T_y - C_o, \end{aligned} \quad (2.45)$$

unde  $C_o$  este forța centrifugă necompensată a osiei cu masa  $m_o$ :

$$C_o = m_o \cdot \left( \frac{v^2}{R} - \frac{gh}{2s} \right). \quad (2.46)$$

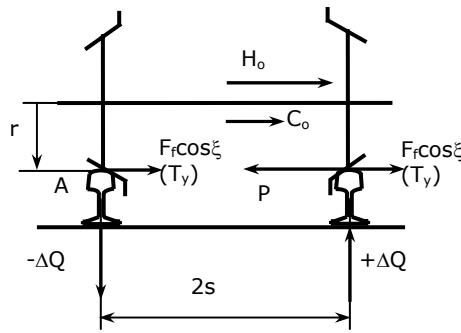


Fig. 2.21

Forța  $H_o$  acționând la înălțimea  $r$  față de șină produce o variație a sarcinilor pe roți cu  $\Delta Q$ , care se determină din echilibrul momentelor în raport cu punctul A:

$$H_o r = 2s \Delta Q$$

și rezultă:

$$\Delta Q = H_o \cdot \frac{r}{2s}. \quad (2.47)$$

Forța  $P$  acționând asupra șinei caută să deplaseze șina spre exteriorul curbei. Această acțiune poartă denumirea de deripare. Este un fenomen nedorit, evitarea acesteia se face printr-o legare bună de terasament a liniilor. Altă măsură este construcția vehiculului astfel încât această acțiune să fie cât mai redusă.

În literatura de specialitate se prezintă diferite metode pentru determinarea forțelor directe la circulația vehiculelor feroviare în curbe. De cele mai multe ori, în cazul boghiurilor libere, se analizează numai situația când viteza este egală cu cea de echilibru ( $C = 0$ ) și se consideră că  $M_r = 0$  și  $F_v = 0$  sau se ține seama de  $C \neq 0$  și de forțele de legătură dintre boghiuri.

În unele lucrări se analizează variația forțelor directe în funcție de viteză ( $C \neq 0$ ) ridicând pașaportul dinamic orizontal, ținând seama și de existența momentului de rapel și a forței vântului.

Metodele de studiu pot fi:

- metoda analitică, utilizând ecuațiile de echilibru ale forțelor și momentelor;
- metode grafo-analitice Heumann, sau Heumann - Vogel, prezentate pentru cazul boghiurilor libere sau a celor care au cuplă elastică transversală.



În această lucrare se va prezenta și utiliza numai metoda analitică, atât pentru cazul boghiurilor libere cât și a celor legate prin cuplă elastică transversală sau înclinată.

## 2.5. DINAMICA CIRCULAȚIEI ÎN CURBĂ A LOCOMOTIVELOR C<sub>0</sub>C<sub>0</sub> CU BOGHIURI LIBERE

### 2.5.1. ECUAȚIILE DE ECHILIBRU

Circulația boghiurilor în curbă este independentă. Dacă există moment de rapel ( $M_r \neq 0$ ), atunci, la o viteză dată, cele două boghiuri se dispun în mod diferit față de firele căii și se impune analiza circulației pentru fiecare boghiu. În schimb, la  $M_r = 0$  și boghiuri simetrice este suficient să se analizeze un singur boghiu [G2] și [U2].

Se consideră că asupra primului boghiu al locomotivei acționează forțele  $P_i$ ,  $C$ ,  $F_v$ ,  $F_{fi}$  (ipoteza izotropiei frecării, dar coeficient de frecare variabil) și momentul  $M_r$ , reprezentate în figura 2.22. În studiile sumare se neglijează  $F_v$ .

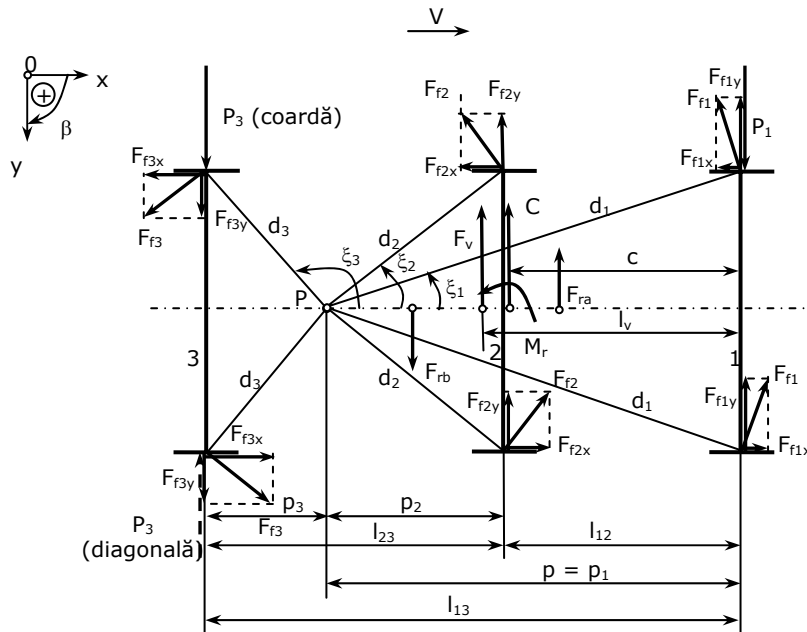


Fig. 2.22

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

În acest scop se pot scrie două ecuații de echilibru:

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

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

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

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

$$P_1 + P_3 - C - F_V - 2Q \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i = 0 \quad |(l_{13} - p); (-p), \quad (2.48)$$

$$P_1 p - P_3 (l_{13} - p) - C(p - c) - F_V(p - l_V) - M_r - 2Q \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i = 0. \quad (2.49)$$

Având ca necunoscute  $P_1$ ,  $P_3$ ,  $p$  și  $C$  sau  $v$ , sistemul format din ecuațiile (2.48) și (2.49) este compatibil nedeterminat și se rezolvă în raport cu necunoscutele principale  $P_1$  și  $P_3$ .

În acest scop relația (2.48) se multiplică cu  $(l_{13} - p)$ , respectiv cu  $(-p)$  și se adună cu ecuația (2.49), rezultând:

$$P_1 l_{13} - C \cdot (l_{13} - c) - F_V(l_{13} - l_V) - M_r - 2Q(l_{13} - p) \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i - 2Q \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i = 0$$

și

$$P_1 = \frac{1}{l_{13}} \cdot \left\{ C(l_{13} - c) + F_V(l_{13} - l_V) + M_r + 2Q \left[ \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i + (l_{13} - p) \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right] \right\}, \quad (2.50)$$

respectiv:

$$-P_3 l_{13} + Cc + F_V l_V - M_r + 2Qp \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i - 2Q \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i = 0$$

și

$$P_3 = \frac{1}{l_{13}} \cdot \left[ Cc + F_V l_V - M_r - 2Q \left( \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i - p \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right) \right]. \quad (2.51)$$

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

$$C = \frac{G_l}{2g} \cdot \left( \frac{v^2}{R} - \frac{gh}{2s} \right) = \frac{6Q}{g} \cdot \left( \frac{v^2}{R} - \frac{gh}{2s} \right), \quad (2.52)$$

$$d_i = \sqrt{p_i^2 + s^2}; \quad \cos \xi_i = \frac{p_i}{d_i}; \quad p_i = p - l_{1j}. \quad (2.53)$$

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

### 2.5.2. DETERMINAREA MOMENTULUI DE RAPEL ( $M_r$ )

Momentul de rapel se exprimă prin relația:

$$M_r = k_r \beta, \quad (2.54)$$

unde  $k_r$  este rigiditatea unghiulară a dispozitivului de rapel și care se determină cu o relație de calcul proprie fiecărui vehicul feroviar la care se tratează circulația dinamică în curbă pentru o rază dată  $R$ , iar  $\beta$  unghiul de rotație a boghiului față de cutie [G2], [T5], [T6] și [U5].

Pentru calculul unghiului  $\beta$  [rad] se consideră locomotiva C<sub>0</sub>C<sub>0</sub> în curba de rază  $R$  ca în figura 2.23, admitând axa Oy normală pe axa cutiei și trecând la distanța  $x$  față de centrul cutiei.

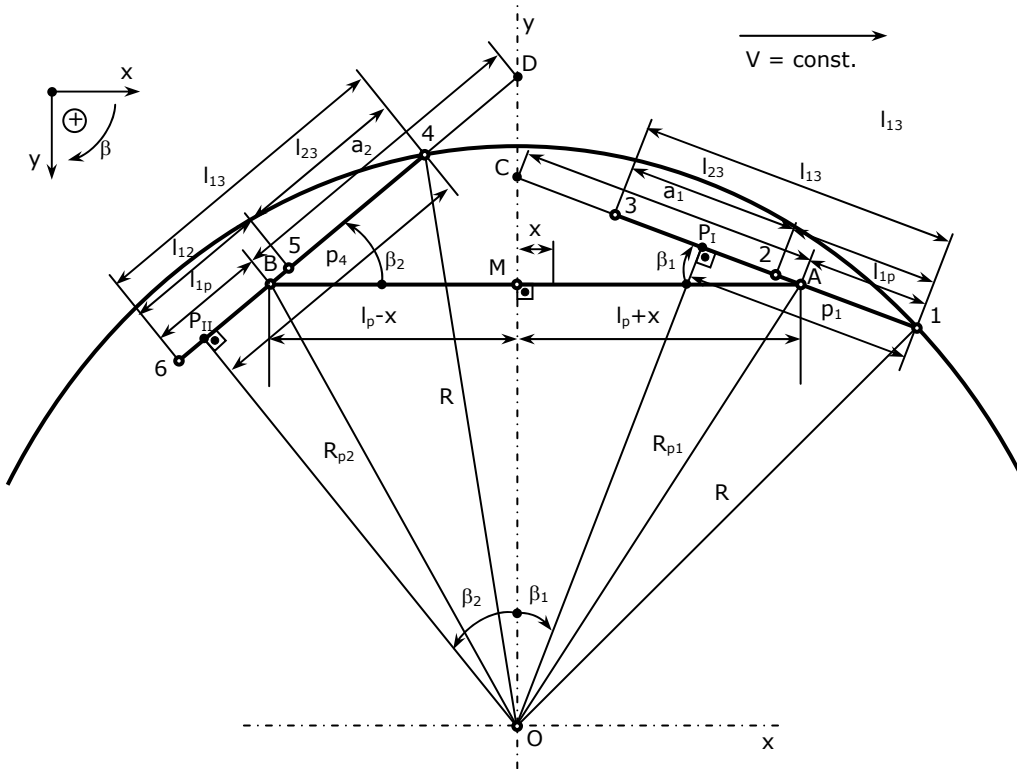


Fig. 2.23

Se poate scrie ( $\Delta ACM$ ):

$$a_1 = \frac{l_p + x}{\cos \beta_1} = (l_p + x) \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1}, \quad (2.55)$$

iar din  $\Delta OP_1C$ :

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{a_1 + l_{1p} - p_1}{\sqrt{R^2 - p_1^2}} = \frac{(l_p + x) \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1} + l_{1p} - p_1}{\sqrt{R^2 - p_1^2}},$$

de unde rezultă:

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{-(p_1 - l_{1p})\sqrt{R^2 - p_1^2} + (l_p + x)\sqrt{R^2 - (l_p + x)^2 - p_1^2} + (p_1 - l_{1p})^2}{R^2 - (l_p + x)^2 - p_1^2}. \quad (2.56)$$

Similar se determină unghiul  $\beta_2$  și rezultă:

$$\operatorname{tg}\beta_2 = \frac{-(l_{13} - l_{1p} - p_4)\sqrt{R^2 - p_4^2} + (l_p - x)\sqrt{R^2 - (l_p - x)^2 - p_4^2} + (p_4 - l_{13} + l_{1p})^2}{R^2 - (l_p - x)^2 - p_4^2}. \quad (2.57)$$

Unghiul  $\beta_{1,2} \in (1^\circ \dots 5^\circ)$  având valori mici, se poate aproxima  $a_1 \approx l_p + x$ ,  $a_2 \approx l_p - x$  și  $\sqrt{R^2 - p^2} \approx R$ , cu care se obțin  $\beta_1$  și  $\beta_2$  în radiani:

$$-\beta_1^{(r)} \approx \operatorname{tg}\beta_1 \approx \frac{l_p + x + l_{1p} - p_1}{R} \quad (2.56')$$

și:

$$\beta_2^{(r)} \approx \operatorname{tg}\beta_2 \approx \frac{l_p - x + l_{1p} - p_4 - l_{13}}{R}. \quad (2.57')$$

Din  $\triangle OMA$  și  $\triangle OMB$  se poate scrie:

$$\begin{aligned} OM^2 &= R_{p_1}^2 - (l_p + x)^2, \quad \text{respectiv} \quad OM^2 = R_{p_2}^2 - (l_p - x)^2, \\ \Rightarrow R_{p_1}^2 - (l_p + x)^2 &= R_{p_2}^2 - (l_p - x)^2, \end{aligned} \quad (2.58)$$

iar din  $\triangle O1P_1$  și  $\triangle OP_1A$ :

$$\begin{aligned} OP_1^2 &= R^2 - p_1^2 \quad \text{și} \quad R_{p_1}^2 = OP_1^2 + (p_1 - l_{p_1})^2, \\ \Rightarrow R_{p_1}^2 &= R^2 - p_1^2 + (p_1 - l_{p_1})^2, \end{aligned} \quad (2.59)$$

respectiv din  $\triangle O4P_{II}$  și  $\triangle OP_{II}B$ :

$$\begin{aligned} OP_{II}^2 &= R^2 - p_4^2 \quad \text{și} \quad R_{p_2}^2 = OP_{II}^2 + (p_4 + l_{p_1} - l_{13})^2, \\ \Rightarrow R_{p_2}^2 &= R^2 - p_4^2 + (p_4 + l_{p_1} - l_{13})^2. \end{aligned} \quad (2.60)$$

Făcându-se înlocuirile necesare, rezultă:

$$R^2 - p_1^2 + (p_1 - l_{p_1})^2 - (l_p + x)^2 = R^2 - p_4^2 + (p_4 + l_{p_1} - l_{13})^2 - (l_p - x)^2,$$

ridicând la pătrat și simplificând avem:

$$\begin{aligned} -2p_1l_{p_1} + l_{p_1}^2 - 2l_px &= 2p_4(l_{p_1} - l_{13}) + (l_{p_1} - l_{13})^2 + 2l_px, \\ \Rightarrow -2p_1l_{p_1} - 2p_4(l_{p_1} - l_{13}) + 2l_{p_1}l_{13} - l_{13}^2 &= 4l_px, \end{aligned}$$

rezultând:

$$x = \frac{l_{13}(2p_4 - l_{13}) - 2l_{p_1}(p_1 + p_4 - l_{13})}{4l_p}, \quad (2.61)$$

unde  $x$  este deplasarea centrului cutiei față de normala prin centrul curbei pe axa cutiei.

La circulația locomotivei în curba de raza R cu ambele boghiuri în poziția coardă, când  $p_1 = p_4 = p_{\min}$ , valoarea deplasării centrului cutiei față de normală este  $x = 0$ , iar în celelalte poziții pe care le pot ocupa cele două boghiuri ale locomotivei  $x \neq 0$ .

### 2.5.3. CIRCULAȚIA ÎN DIAGONALĂ

Se consideră că la viteze mici boghiul circulă în diagonală, deci  $p = p_{\max}$ . La viteza de desprindere  $P_3 = 0$ , iar din relația (2.51) se obține [G2] și [U2]:

$$C = \frac{1}{c} \cdot \left[ M_r - F_V l_V + 2Q \left( \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i - p_{\max} \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right) \right]. \quad (2.62)$$

Ținând seama de relația (2.52), se obține viteza limită în diagonală (la desprinderea osiei 3):

$$v_d^2 = Rg \cdot \left\{ \frac{h}{2s} + \frac{2}{G_1 c} \cdot \left[ M_r - F_V l_V + 2Q \left( \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i - p_{\max} \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right) \right] \right\}, \quad (2.63)$$

sau cu  $G_1 = 12Q$ :

$$v_d^2 = Rg \cdot \left\{ \frac{h}{2s} + \frac{M_r - F_V \cdot l_V}{6Qc} + \frac{1}{3c} \cdot \left( \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i - p_{\max} \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right) \right\}. \quad (2.63')$$

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

$$\frac{h}{2s} > \frac{1}{3c} \cdot \left( \frac{F_V l_V - M_r}{2Q} + p_{\max} \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i - \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i \right). \quad (2.64)$$

Dacă este îndeplinită condiția (2.64), atunci vehiculul circulă în diagonală și se calculează viteza  $v_d$  cu relația (2.63) sau (2.63').

În continuare se dau valori vitezei  $v \in [0, v_d]$  și la supraînălțarea  $h$  corespunzătoare razei  $R$  și  $p = p_{\max}$ , se obțin  $C(v)$  din relația (2.52);  $P_1(v)$  din relația (2.50) și  $P_3(v)$  din relația (2.51) (Obs. trebuie să se obțină  $P_3 < 0$ ).

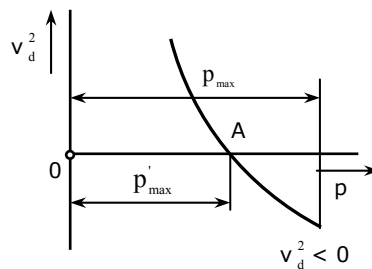


Fig. 2.24

Când relația (2.64) nu este îndeplinită ( $v_d^2 < 0$ ), vehiculul nu circulă în diagonală, deci  $p < p_{\max}$  și se determină  $p_{\max}'$  pentru poziția corespunzătoare vitezei  $v = 0$ , când:

$$C_0 = -\frac{G_l \cdot h}{4s} = -\frac{6Q \cdot h}{2s}.$$

În acest scop se dau valori lui  $p \in [p_{\max}, p_{\min}]$  și se reprezintă grafic în figura 2.24 funcția  $v_d^2(p)$  după relația (2.63) sau (2.63').

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

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

#### 2.5.4. CIRCULAȚIA ÎN POZIȚIA LIBERĂ

Pentru determinarea limitei superioare a vitezei la circulația în poziție liberă, se consideră că osia 3 a ajuns la firul exterior al căii, deci  $p = p_{\min} = l_{13}/2$ , dar buza bandajului încă nu apasă pe șină, adică  $P_3 = 0$ . Corespunzător acestei poziții, în relația (2.63) sau (2.63') se înlocuiește  $p_{\max}$  cu  $p_{\min}$ :

$$v_c^2 = Rg \cdot \left\{ \frac{h}{2s} + \frac{2}{G_{lc}} \cdot [M_r - F_v l_v + 2Q \left( \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i - p_{\min} \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right)] \right\}, \quad (2.65)$$

sau cu  $G_l = 12Q$ :

$$v_c^2 = Rg \cdot \left\{ \frac{h}{2s} + \frac{M_r - F_v l_v}{6Qc} + \frac{1}{3c} \cdot \left( \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i - p_{\min} \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right) \right\}, \quad (2.65')$$

relațiile (2.65) și (2.65') reprezentând viteza de trecere în coardă.

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

Pentru studiul circulației în această zonă se dau valori lui  $p$  și se calculează viteza  $v$  cu relația (2.65) sau (2.65'), respectiv (2.63) sau (2.63') ținând seama și de relațiile (2.53), (2.54), (2.56) și (2.61).

Cu relația (2.62) se determină forța  $C$ , pentru viteza  $v$  determinată cu relația (2.65), apoi din (2.50) rezultă  $P_1(v)$ .

#### 2.5.5. CIRCULAȚIA ÎN COARDĂ

La viteza  $v \geq v_c$  vehiculul circulă în coardă, având  $p = p_{\min}$ . Se dau valori vitezei în intervalul  $v \in [v_c, v_{\max}]$ , se calculează  $C$  cu (2.52), apoi cu (2.50) și (2.51) rezultă  $P_1(v)$  și  $P_3(v)$ .

### 2.5.6. DEPENDENȚA DINTRE FORȚELE DIRECTOARE, DE CONDUCERE, RESPECTIV DISTANȚA POLARĂ ȘI VITEZĂ (PAȘAPORTUL DINAMIC ORIZZONTAL)

Pentru toate regimurile de mers se determină și forța conducătoare:

$$Y_j = P_j - F_{fi_v} = P_j - Q \cdot \mu_j \cdot \cos \xi_j. \quad (2.66)$$

Pentru a avea o vedere de ansamblu asupra condițiilor de circulație a vehiculului în întregul domeniu de viteze, cu aceste rezultate se reprezintă pașaportul dinamic orizontal al vehiculului, format din curbele  $P_1(v)$ ,  $Y_1(v)$  și  $p(v)$  pentru  $v \in [0, v_{max}]$ . Se poate reprezenta pe aceeași diagramă și  $C(v)$ ,  $\alpha(v)$  și  $\phi(v)$  [G2] și [U2].

Viteza maximă de circulație în curba de rază R rezultă pe baza criteriului de siguranță împotriva deraierii  $(Y/Q)_{lim}$  care determină la  $Y_{lim} = Y_1$  și  $v_{lim}$ , ca în figura 2.25.

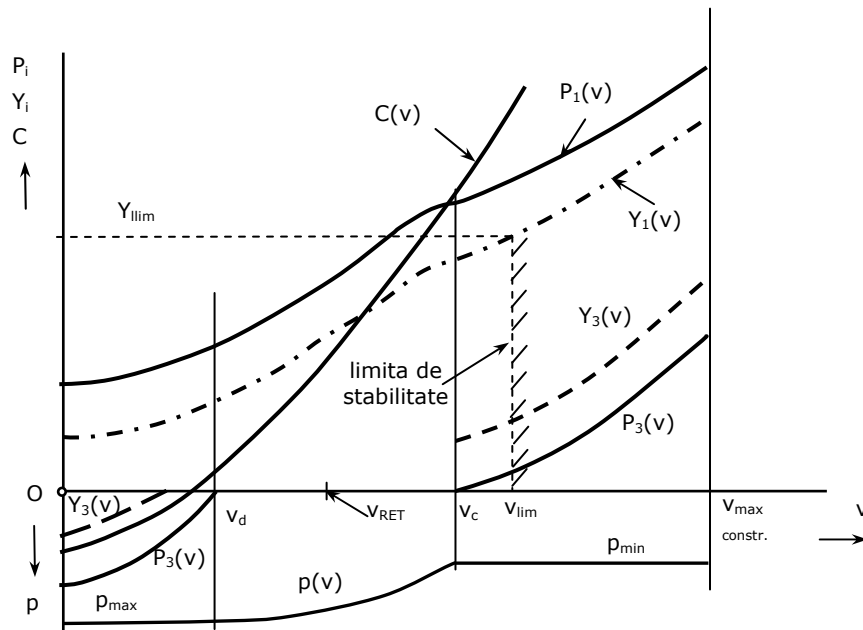


Fig. 2.25

Dacă viteza maximă după RET (Regulamentul de exploatare tehnică) este  $v_{RET}$ , pentru ca să nu apară pericolul de deraiere, trebuie să se îndeplinească condiția:  $v_{lim} > v_{RET}$ . La  $v > v_{lim}$  vehiculul deraiază.

Calculul se efectuează similar și pentru cel de al doilea boghiu, dar în toate relațiile se inversează semnul momentului de rapel  $M_r = k \cdot \beta_2$ . Rezultă  $P_4(v)$ ,  $P_6(v)$ ,  $p_4(v)$ ,  $\alpha(v)$  și  $\phi(v)$ .

## 2.6. DINAMICA CIRCULAȚIEI ÎN CURBĂ A LOCOMOTIVELOR C<sub>0</sub>C<sub>0</sub> CU BOGHIURI ARTICULATE PRIN CUPLĂ ELASTICĂ TRANSVERSALĂ

### 2.6.1. SCHEMA GENERALĂ A BOGHIULUI CU FORȚELE CARE ACȚIONEAZĂ ȘI ECUAȚIILE DE ECHILIBRU

Pentru asigurarea circulației prin curbă a locomotivelor cu boghiuri, acestea se construiesc frecvent cu boghiuri cuplate între ele cu o cuplă transversală sau înclinată, rigidă sau elastică [B2], [S2], [T5] [U2] și [U5].

Experimental a rezultat că forțele dezvoltate în aceste cuple de legătură reduc mult forțele directoare mai ales la circulația cu viteze mici în curbe cu raze mici. De asemenea cuplele reduc oscilațiile de șerpuire ale boghiurilor.

Fie o locomotivă de tip C<sub>0</sub>C<sub>0</sub> cu o cuplă elastică transversală și care circulă într-o curbă de rază R, forțele care apar sunt prezentate în figura 2.26 și se consideră că, M<sub>r</sub> ≠ 0, μ ≠ constant și acceptăm coeficientul de frecare după Müller și după ORE (deci considerăm coeficientul de frecare izotrop după cele două direcții).

Se scriu ecuațiile de echilibru pentru cele două boghiuri:

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

$$\left(\sum M_k\right)_p = 0 \text{ - momentul în raport cu polul } P \text{ al fiecărui boghiu,}$$

respectându-se convenția de semne din figura 2.26.

Deci, pentru boghiul 1 avem:

$$P_1 + P_3 - C - F_V - 2Q \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i - F_1 = 0, \quad |(l + l_{13} - p_1); (-p_1), \quad (2.67)$$

$$P_1 p_1 - P_3 (l_{13} - p_1) - C(p_1 - c) - F_V(p_1 - l_V) - M_{r1} + \\ + F_1(l + l_{13} - p_1) - 2Q \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i = 0, \quad (2.68)$$

iar pentru boghiul 2 sunt:

$$P_4 + P_6 - C - F_V - 2Q \sum_{i=4}^6 \mu_i \cos \xi_i + F_2 = 0, \quad |(l + p_4); (-p_4), \quad (2.69)$$

$$P_4 p_4 - P_6 (l_{46} - p_4) - C(p_4 + c - l_{46}) - F_V(p_4 + l_V - l_{46}) + M_{r2} + \\ + F_2(l + p_4) - 2Q \sum_{i=4}^6 \mu_i d_i = 0. \quad (2.70)$$

Forțele din cupla elastică fiind egale și de sens contrar se poate scrie  $|F_1| = |F_2| = |F|$ . În ipoteza că arcul din cuplă este montat fără joc, adică  $j_c = 0$ , expresia forței din cuplă are următoarea formă:

$$F = F_0 + k_c f, \quad (2.71)$$



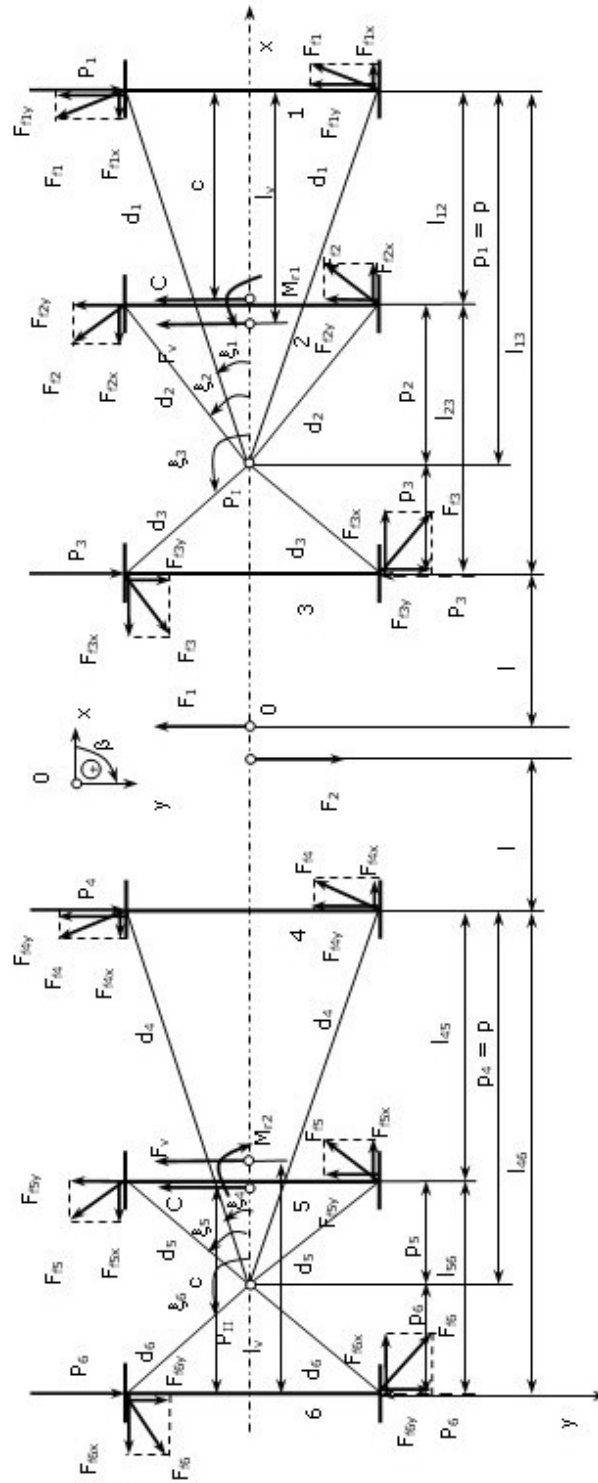


Fig. 2.26

unde:  $F_0$  este forța de pretensionare a arcului din cuplă;  
 $k_c$  - rigiditatea arcului din cuplă;  
 $f$  - săgeata arcului cuplei.

Sistemul format din ecuațiile (2.67) ... (2.70) conține necunoscutele  $P_1, P_3, P_4, P_6, F, p_1, p_4$  și  $C$  (sau  $v$ ), deci este compatibil nedeterminat. Ca urmare, sistemul se poate rezolva, deci necunoscutele principale  $P_1, P_3, P_4$  și  $P_6$  se pot determina numai ținând seama de poziția concretă a fiecărui boghiu.

Considerăm că cele două boghiuri circulă în poziție intermediară, adică  $p_1, p_4 \in (p_{\min}, p_{\max})$  și  $P_3 = 0, P_6 = 0$ , relația (2.67) se multiplică cu  $(l + l_{13} - p_1)$ , respectiv cu  $(-p_1)$  și se adună cu relația (2.68) pentru boghiul 1, respectiv relația (2.69) se multiplică cu  $-(l + p_4)$ , respectiv cu  $(-p_4)$  și se adună cu relația (2.70) pentru boghiul 2.

Admițând ca necunoscute principale  $P_1, F_1$  pentru boghiul 1 și  $P_4, F_2$  pentru boghiul 2,  $p_1$  și  $p_4$  ca parametrii, iar  $C$  sau  $v$  variabila, sistemele formate din ecuațiile (2.67) și (2.68), respectiv (2.69) și (2.70) sunt compatibil nedeterminate și se rezolvă în raport cu necunoscutele principale  $P_1$  și  $F_1$ , respectiv  $P_4$  și  $F_2$ .

Respectând cele spuse mai sus pentru boghiul 1 se obține:

$$P_1 = \frac{1}{l + l_{13}} \cdot \{C(l + l_{13} - c) + F_V(l + l_{13} - l_V) - M_{r1} + 2Q \left[ \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i + (l + l_{13} - p_1) \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right] \} \quad (2.72)$$

și:

$$F_1 = \frac{1}{l + l_{13}} \cdot \left[ -Cc - F_V l_V + M_{r1} + 2Q \left( \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i - p_1 \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right) \right], \quad (2.73)$$

iar pentru boghiul 2:

$$P_4 = \frac{1}{l} \cdot \{C(l + l_{46} - c) + F_V(l + l_{46} - l_V) + M_{r2} - 2Q \left[ \sum_{i=4}^6 \mu_i d_i - (l + p_4) \sum_{i=4}^6 \mu_i \cos \xi_i \right] \} \quad (2.74)$$

și:

$$F_2 = \frac{1}{l} \cdot \left[ -C \cdot (l_{13} - c) - F_V(l_{46} - l_V) - M_{r2} + 2Q \left( \sum_{i=4}^6 \mu_i d_i - p_4 \sum_{i=4}^6 \mu_i \cos \xi_i \right) \right]. \quad (2.75)$$

## 2.6.2. CALCULUL SĂGEȚII CUPLEI

Forțele elastice depind de săgeata  $f$ , iar săgeata  $f$  depinde la rândul ei de distanțele polare ale celor două boghiuri. Pentru calculul săgeții se reprezintă boghiurile în poziție liberă (figura 2.27) [T5].

Conform figurii 2.27 săgeata are expresia:

$$f = OB - OA,$$

unde:

$$\overline{OA}^2 = \overline{OP_I}^2 + \overline{P_I A}^2, \quad \overline{OB}^2 = \overline{OP_{II}}^2 + \overline{P_{II} B}^2,$$

iar:

$$\overline{OP_I^2} = R^2 - p_1^2, \quad \overline{P_I A} = l + l_{13} - p_1,$$

respectiv:

$$\overline{OP_{II}^2} = R^2 - p_4^2, \quad \overline{P_{II} B} = l + p_4,$$

deci:

$$OA = \sqrt{R^2 - p_1^2 + (l + l_{13} - p_1)^2} = \sqrt{R^2 + (l + l_{13})(l + l_{13} - 2p_1)},$$

$$OB = \sqrt{R^2 - p_4^2 + (l + p_4)^2} = \sqrt{R^2 + l(l + 2p_4)},$$

în final:

$$f = \sqrt{R^2 + l(l + 2p_4)} - \sqrt{R^2 + (l + l_{13})(l + l_{13} - 2p_1)}. \quad (2.76)$$

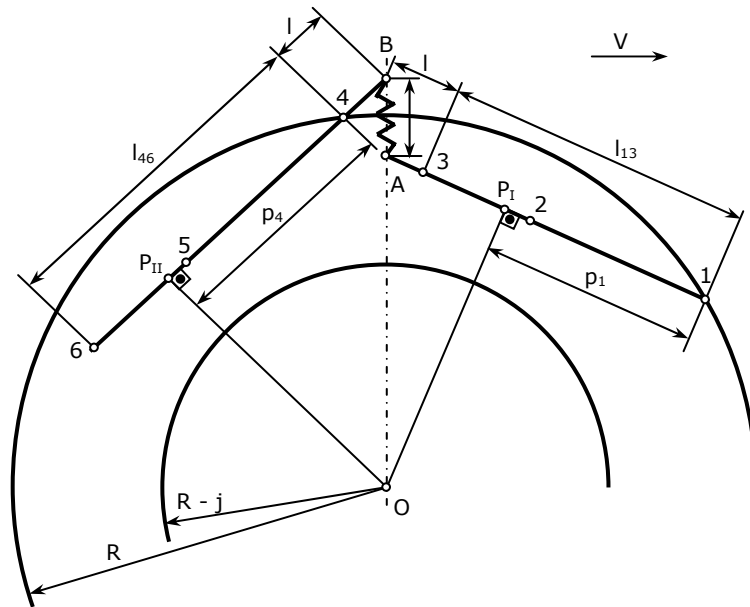


Fig. 2.27

Rezultă că forța din cuplă  $F$  are următoarea expresie:

$$F = F_0 + k_c \left[ \sqrt{R^2 + l(l + 2p_4)} - \sqrt{R^2 + (l + l_{13})(l + l_{13} - 2p_1)} \right]. \quad (2.77)$$

### 2.6.3. DETERMINAREA MOMENTULUI DE RAPEL ( $M_r$ )

Valorile momentelor de rapel, ale unghiurilor  $\beta$  și ale deplasării  $x$  se calculează cu relații similare cu cele determinate la paragraful 2.4.2.

### 2.6.4. CIRCULAȚIA CU AMBELE BOGHIURI ÎN DIAGONALĂ

Se consideră situația (cea mai puțin probabilă de circulație a unei locomotive) în care primul boghiu se găsește în poziția limită în diagonală, adică:

$$p_1 = p_{max} = \frac{l_{13}}{2} + \frac{R \cdot j}{l_{13}}, \quad \text{dar} \quad p_3 = 0,$$

deci la viteza de desprindere ( $v_{d1}$ ), iar cel de al doilea boghiu circulă în diagonală, deci  $p_4 = p_{max}$  (vezi figura 2.28).

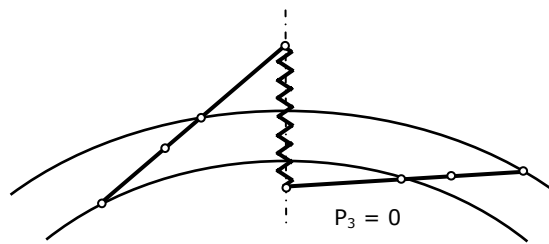


Fig. 2.28

Din relația (2.77) rezultă  $F_1$ , iar din relația (2.73) rezultă  $C$  sub forma:

$$C = \frac{1}{C} \cdot \left[ -F_V l_V + M_{r1} + 2Q \left( \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i - p_{max} \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right) - F_1 (l + l_{13}) \right]. \quad (2.78)$$

Având:

$$C = \frac{G_L}{2g} \cdot \left( \frac{v^2}{R} - \frac{gh}{2s} \right), \quad (2.79)$$

rezultă că viteza de desprindere din diagonală a primului boghiu este:

$$v_{d1}^2 = Rg \cdot \left( \frac{2C}{G_L} + \frac{h}{2s} \right) = Rg \cdot \left\{ \frac{h}{2s} + \frac{2}{G_L C} \cdot \left[ -F_V l_V + M_{r1} + 2Q \left( \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i - p_{max} \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right) - F(l + l_{13}) \right] \right\}. \quad (2.80)$$

Dacă  $v_{d1}^2 < 0$  rezultă că primul boghiu nu circulă în diagonală, deci este desprins din diagonală deja în repaus datorită influenței cuplei elastice dintre boghiuri. Pentru ca desprinderea să se producă chiar la viteza  $v = 0$ , adică la forța centrifugă:

$$C_0 = -\frac{G_L h}{4s}, \quad (2.79')$$

forța din cuplă definită de relația (2.73) trebuie să aibă valoarea maximă  $F_{1max}$ .

Ținând seama de relația (2.73) și (2.79') vom avea:

$$F_{1max} = \frac{1}{l + l_{13}} \cdot \left[ \frac{G_L h c}{4s} - F_V l_V + M_{r1} + 2Q \left( \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i - p_{max} \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right) \right], \quad (2.81)$$

respectiv  $F_1 = F$  conform relației (2.77), unde  $p_{max} = p_1 = p_4$ .

Dacă  $F_1 > F_{1max}$  rezultă că la viteza  $v = 0$  boghiul deja este desprins, adică  $p_1 < p_{max}$ , deci primul boghiu nu circulă în diagonală.

Pentru determinarea poziției primului boghiu la  $v = 0$ , adică a valorii  $p_1'_{max}$  a distanței polare a boghiului 1 la  $p_4 = p_{max}$ , se reprezintă grafic funcția  $v_{d1}^2(p_1)$  după relația (2.80), iar abscisa punctului A din figura 2.29 va fi  $p_1'_{max}$ .

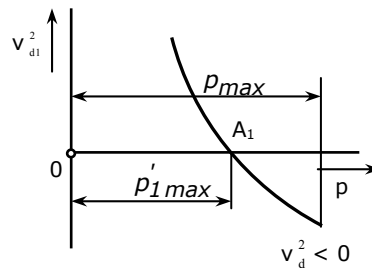


Fig. 2.29

În continuare se verifică dacă la  $p_1 = p_1'_{max}$  cel de al doilea boghiu mai circulă în diagonală.

Din relațiile (2.75) și (2.79') se determină:

$$F_{2max} = \frac{1}{l} \cdot \left[ \frac{G_L h}{4s} \cdot (l_{46} - c) - F_V (l_{46} - l_V) - M_{r2} + 2Q \left( \sum_{i=4}^6 \mu_i d_i - p_{max} \sum_{i=4}^6 \mu_i \cos \xi_i \right) \right]. \quad (2.81')$$

La  $p_1 = p_1'_{max}$  și  $p_4 = p_{max}$  se calculează și  $F_2 = F$  conform relației (2.77).

Dacă  $F_2 > F_{2max}$  rezultă că la  $v = 0$  și cel de al doilea boghiu va fi desprins din diagonală, deci  $p_4 < p_{max}$  și în concluzie nici al doilea boghiu nu circulă niciodată în diagonală, dar dacă  $F_2 \leq F_{2max}$  rezultă că  $p_4 = p_{max}$ , adică pentru boghiul 2 există circulație în diagonală.

În cazul în care la  $p_1 = p_4 = p_{max}$ ,  $v_{d1}^2 > 0$  rezultă că boghiul 1 circulă în diagonală, caz în care se calculează  $v_{d1}$  din relația (2.80):

$$v_{d1} = \sqrt{Rg \cdot \left( \frac{2C}{G_L} + \frac{h}{2s} \right)} = \sqrt{Rg \cdot \left\{ \frac{h}{2s} + \frac{2}{G_L C} \cdot \left[ -F_V l_V + M_{r1} + 2Q \left( \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i - p_{max} \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right) - F_1 (l + l_{13}) \right] \right\}}. \quad (2.82)$$

În continuare se calculează C cu relația (2.79) sau cu relația (2.78),  $F_1 = F$  din relația (2.77) respectiv  $P_1$  cu relația (2.72) și  $P_3 = 0$ .

Dacă boghiul 2 circulă în diagonală, atunci din relațiile (2.69) și (2.70) rezolvate în raport cu  $P_4$  și  $P_6$  și în care  $F_2 = F$  din relația (2.77), rezultă relațiile următoare:

$$P_4 = \frac{1}{l_{46}} \cdot \left\{ Cc + F_V l_V - M_{r2} - F(l + l_{46}) + 2Q \left[ \sum_{i=4}^6 \mu_i d_i + (l_{13} - p_4) \sum_{i=4}^6 \mu_i \cos \xi_i \right] \right\} \quad (2.83)$$

și:

$$P_6 = \frac{1}{l_{46}} \cdot [C(l_{46} - c) + F_V(l_{46} - l_V) + M_{r2} + F \cdot l - 2Q \left( \sum_{i=4}^6 \mu_i d_i - p_4 \sum_{i=4}^6 \mu_i \cos \xi_i \right)] \quad (2.84)$$

Relațiile (2.83) și (2.84) sunt valabile pentru orice valoare a lui  $p_4$ . În cazul când cel de al doilea boghiu circulă în diagonală, avem  $p_4 = p_{\max}$  (inclusiv la  $v = v_{d1}$ ).

În acest caz, al circulației în diagonală a ambelor boghiuri avem  $p_1 = p_4 = p_{\max}$ , dăm valori vitezei  $0 < v < v_{d1}$  și rezultă: C conform relației (2.79), F din (2.77),  $P_4$  din (2.83) și  $P_6$  din (2.84).

Din relațiile (2.67) și (2.68) rezolvate în raport cu  $P_1$  și  $P_3$  rezultă:

$$P_1 = \frac{1}{l_{13}} \cdot [C(l_{13} - c) + F_V(l_{13} - l_V) + M_{r1} - Fl + 2Q \left( \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i + (l_{13} - p_1) \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right)] \quad (2.85)$$

și:

$$P_3 = \frac{1}{l_{13}} \cdot \left[ Cc + F_V l_V - M_{r1} + F(l + l_{13}) - 2Q \left( \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i - p_1 \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right) \right], \quad (2.86)$$

unde  $p_1 = p_{\max}$  la circulația în diagonală.

În poziția de circulație în diagonală  $P_6$  și  $P_3$  sunt cu semn negativ.

### 2.6.5. CIRCULAȚIA CU BOGHIUL I ÎN POZIȚIE LIBERĂ ȘI BOGHIUL II ÎN DIAGONALĂ

După desprinderea osiei de pe firul interior al căii avem  $p_1 < p_{\max}$  și  $P_3 = 0$ . La creșterea în continuare a vitezei, la  $v = v_{d2} > v_{d1}$  și boghiul al doilea se desprinde din diagonală, rezultând  $P_6 = 0$ , când încă avem  $p_4 = p_{\max}$ .

Se egalează relațiile (2.73) și (2.77), respectiv relațiile (2.75) și (2.77) și vom obține următoarele expresii pentru forțele centrifuge necompensate ale celor două boghiuri:

$$C_1(p_1) = \frac{1}{c} \cdot \left\{ 2Q \left( \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i - p_1 \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right) - F_V l_V + M_{r1} - \right. \\ \left. - (l + l_{13}) \left\{ F_0 + k_c \left[ \sqrt{R^2 + l(l + 2p_{max})} - \sqrt{R^2 + (l_{13} + l)(l_{13} + l - 2p_1)} \right] \right\} \right\}, \quad (2.87)$$

respectiv:

$$C_2(p_1) = \frac{1}{l_{46} - c} \cdot \left\{ 2Q \left( \sum_{i=4}^6 \mu_i d_i - p_{max} \sum_{i=4}^6 \mu_i \cos \xi_i \right) - F_V (l_{13} - l_V) - M_{r2} - \right. \\ \left. - l \left\{ F_0 + k_c \left[ \sqrt{R^2 + l(l + 2p_{max})} - \sqrt{R^2 + (l_{13} + l)(l_{13} + l - 2p_1)} \right] \right\} \right\}. \quad (2.88)$$

Reprezentând relațiile (2.87) și (2.88) în funcție de  $p_1$  (figura 2.30), la intersecția acestor două curbe, adică la  $C_1(p_1) = C_2(p_1) = C$  rezultă valorile  $C$  și  $p_1 = p_1'$ , adică distanța polară a primului boghiu atunci când se desprinde din diagonală cel de-al doilea boghiu. Cu  $C$  cunoscut, dintr-o relație similară cu (2.80) se determină  $v_{d2}$ . Pentru această situație cu  $v = v_{d2}$ , având  $p_1 = p_1'$  și  $p_4 = p_{max}$  din relația (2.77) rezultă  $F$ , din (2.72) rezultă  $P_1$ , respectiv din (2.74) rezultă  $P_4$ .

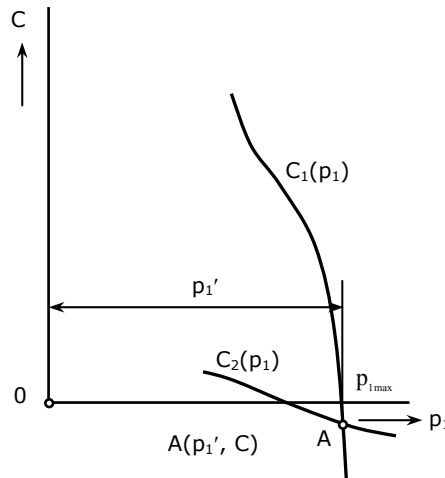


Fig. 2.30

La circulația în diagonală a boghiului 2 cu  $v \in (v_{d1}, v_{d2})$  sau  $v \in (0, v_{d2})$ , având  $p_4 = p_{max}$  și alegând  $p_1 \in (p_{max}, p_1')$  respectiv  $p_1 \in (p_{1max}', p_1')$  din relația (2.77) rezultă  $F$ , din (2.87) sau (2.88) rezultă  $C_1$  respectiv  $C_2$  ( $C_1 = C_2 = C$ ) și implicit  $v$  din (2.80), din (2.72) rezultă  $P_1$ , din (2.83) rezultă  $P_4$  și din (2.84) rezultă  $P_6$ .

### 2.6.6. CIRCULAȚIA CU AMBELE BOGHIURI ÎN POZIȚIE LIBERĂ

După ce s-a desprins și cel de-al doilea boghiu din diagonală (vezi figura 2.31), se dau valori lui  $p_1 \in (p_1', p_{\min})$ .

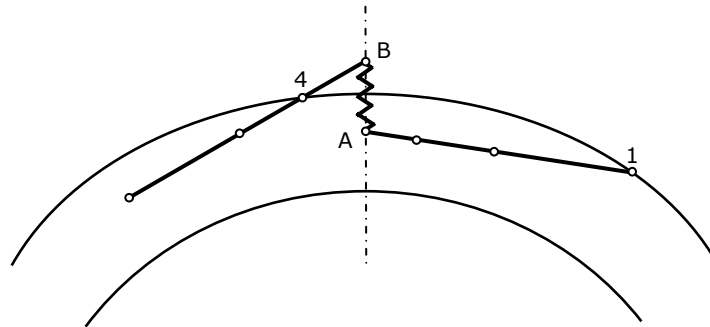


Fig. 2.31

În mod similar cu determinarea poziției libere a primului boghiu când cel de-al doilea a circulat încă în diagonală, se caută poziția celui de-al doilea boghiu ( $p_4$ ) la fiecare valoare admisă pentru  $p_1$ . Prin egalarea relațiilor (2.73) și (2.77) rezultă  $C_1(p_4)$  similar cu (2.87), respectiv prin egalarea relațiilor (2.75) și (2.77) rezultă  $C_2(p_4)$  similar cu relația (9.88), funcții reprezentate în figura 2.32 pentru  $p_1 = p_{\min}$ .

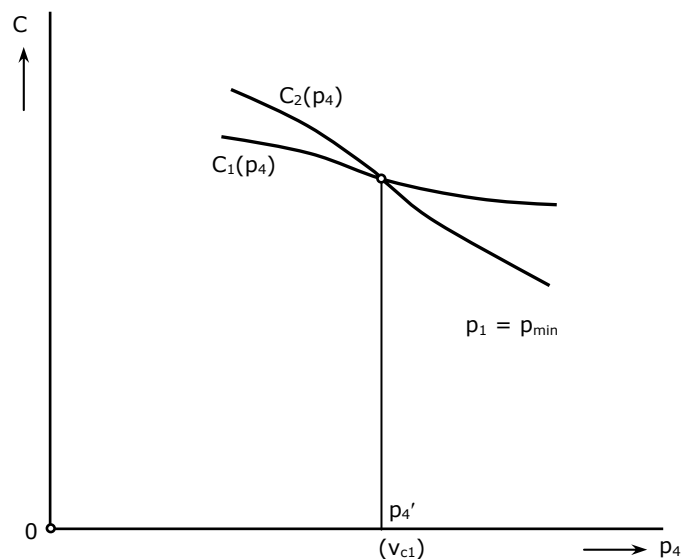


Fig. 2.32



La  $C_1(p_4) = C_2(p_4)$  rezultă  $C$  și  $p_4$  pentru  $p_1$  ales. Deci, cunoscând  $C$ ,  $p_1$  și  $p_4$  din relația (2.77) rezultă  $F$ , din (2.82) rezultă viteza  $v$ , din (2.72) rezultă  $P_1$  și din (2.74) rezultă  $P_4$ , iar  $P_3 = P_6 = 0$ .

În cazul situației limită în care  $p_1 = p_{\min}$ , deci primul boghiu intră în coardă, adică  $v = v_{c1}$  este viteza de trecere în coardă și încă  $P_3 = 0$  rezultă poziția corespunzătoare a celui de-al doilea boghiu, adică  $p_4 = p_4'$ .

### 2.6.7. CIRCULAȚIA CU BOGHIUL I ÎN COARDĂ ȘI BOGHIUL II ÎN POZIȚIE LIBERĂ

În această situație conform figurii 2.33, primul boghiu I circulă în coardă, adică  $p_1 = p_{\min}$  și  $P_3 \neq 0$ , respectiv cel de al doilea boghiu circulă încă în poziție intermediară, deci  $p_4 \in (p_4', p_{\min})$  și  $P_6 = 0$ .

Dând valori lui  $p_4$  din relația (2.77) rezultă  $F$ , iar din relația (2.75) cu  $F_2 = F$  rezultă:

$$C = \frac{1}{l_{46} - c} \left[ -F_V(l_{46} - l_V) - M_{r2} + 2Q \left( \sum_{i=4}^6 \mu_i d_i - p_4 \sum_{i=4}^6 \mu_i \cos \xi_i \right) - Fl \right], \quad (2.89)$$

iar din relația (2.82) se obține  $v$ . Cunoscând aceste mărimi, în continuare se determină  $P_4$  cu relația (2.74),  $P_1$  cu relația (2.85) și  $P_3$  cu relația (2.86), unde  $p_1 = p_{\min}$ .

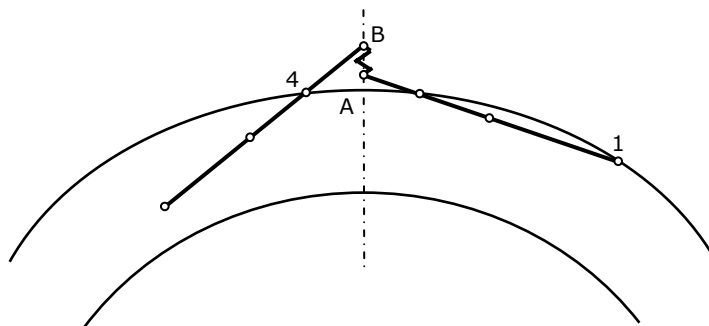


Fig. 2.33

În situația limită când și cel de-al doilea boghiu intră în poziția coardă, adică  $p_4 = p_{\min}$ , atunci  $f = 0$  (vezi relația (2.76)) și conform relației (2.77) rezultă că  $F = F_0$ .

Având încă  $P_6 = 0$  din relația (2.89) rezultă  $C$ , respectiv cu o relație similară cu (2.82) rezultă  $v_{c2}$  care este viteza de intrare în coardă a celui de-al doilea boghiu.

Dacă forța de pretensionare are valori foarte mari este posibil ca primul boghiu să fie în poziția coardă, iar cel de-al doilea să se afle încă în diagonală. Deci  $p_1 \geq p_{\min}$ ,  $p_4 = p_{\max}$  și  $C_1(p_1) \neq C_2(p_1)$ .

În cazul în care  $p_1 = p_{\min}$  și încă  $P_3 = 0$ , atunci cu valorile date și cu  $p_4 = p_{\max}$  rezultă  $F$  din relația (2.77), iar utilizând relația (2.73) se poate determina  $C_1$  respectiv din (2.82) și  $v_{c1}$ .

Deci de la  $v = 0$  până la  $v_{c1}$  sau de la desprinderea primului boghiu la  $v_{c1}$  boghiul al doilea nu s-a desprins încă din diagonală. La acest regim de circulație,

adică la  $v_{d1} < v < v_{c1}$ , respectiv  $0 < v < v_{c1}$  și  $p_4 = p_{\max}$  se dau valori lui  $p_1 \in (p_{\max}, p_{\min})$  dacă primul boghiu a circulat în diagonală, respectiv  $p_1 \in (p_{\max}', p_{\min})$  dacă nu a circulat în diagonală și se determină  $F$  cu relația (2.77),  $C$  cu relația (2.88),  $P_1$  cu relația (2.72),  $P_4$  cu relația (2.83) și  $P_6$  cu relația (2.84).

Dacă primul boghiu a ajuns în coardă dar al doilea boghiu nu s-a desprins din diagonală, adică la  $p_1 = p_{\min}$  și  $p_4 = p_{\max}$  și  $v > v_{c1}$ , pentru determinarea vitezei de desprindere a boghiului 2 ( $v_{d2}$ ) se consideră  $P_6 = 0$ , se determină  $F$  cu relația (2.77),  $C$  din relația (2.75) sau din relația (2.88), cu care rezultă deci  $v_{d2}$  din relația (2.82). În continuare se calculează  $P_1$  cu relația (2.85),  $P_3$  cu relația (2.86),  $P_4$  cu relația (2.83), iar  $P_6 = 0$ .

Pentru vitezele  $v \in (v_{c1}, v_{d2})$  sunt valabile relațiile de mai sus, în plus  $P_6$  se determină cu relația (2.84) și  $C$  cu relația (2.79).

### 2.6.8. CIRCULAȚIA CU AMBELE BOGHIURI ÎN COARDĂ

În cazul în care locomotiva circulă cu ambele boghiuri în coardă vom avea:  $p_1 = p_4 = p_{\min}$ , respectiv conform relației (2.76)  $f = 0$ . La  $v = v_{c2}$  avem încă  $F = F_0$ , dar la creșterea vitezei  $F$  se modifică de la  $F_0$  până la 0, în timp ce  $P_6 = 0$ .

Din relația (2.75) dedusă din condiția  $P_6 = 0$  și  $F = F_2 = 0$  rezultă:

$$C' = \frac{1}{l_{46} - c} \cdot \left[ -F_V(l_{46} - l_V) - M_{r2} + 2Q \left( \sum_{i=4}^6 \mu_i \cdot d_i - p_{\min} \cdot \sum_{i=4}^6 \mu_i \cdot \cos \xi_i \right) \right],$$

respectiv cu relația (2.80) rezultă viteza  $v_{c2}'$  la care se termină descărcarea cuplei.

Pe intervalul de viteză  $v \in (v_{c2}, v_{c2}')$  se dau valori vitezei, din relația (2.79) rezultă  $C$ , respectiv din relația (2.75) rezultă  $F = F_2 \in (0, F_0)$ .

Dacă avem pentru o viteză dată atât  $F$  cât și  $C$ , atunci din relația (2.85) rezultă  $P_1$ , din relația (2.86) rezultă  $P_3$ , iar din (2.74) rezultă  $P_4$ .

Dar dacă viteza crește peste viteza  $v_{c2}'$ , atunci ambele boghiuri sunt în coardă și cupla dintre ele nu mai are efect. Deci la  $v \in (v_{c2}', v_{\max})$ ,  $p_1 = p_4 = p_{\min}$  apare  $P_6 \neq 0$ . În această situație se dau valori vitezei și din relația (2.79) rezultă  $C$ , din (2.85) rezultă  $P_1$ , din (2.86) rezultă  $P_3$ , din (2.83) rezultă  $P_4$  și din (2.84) rezultă  $P_6$ .

Cunoscând forțele directoare  $P_i$ , cu relația (2.66) se determină și cele conducătoare  $Y_i$ .

Având toate valorile lui  $V$ ,  $p_1$ ,  $p_4$ ,  $C$ ,  $P_1$ ,  $P_3$ ,  $P_4$ ,  $P_6$ ,  $Y_1$ ,  $Y_3$ ,  $Y_4$  și  $Y_6$  calculate în toate pozițiile de circulație dinamică în curbă se poate ridica dependența dintre forțele directoare, de conducere, respectiv distanța polară în funcție de viteză și se pot face toate verificările ca la boghiurile libere.

În cazul în care  $j_c \neq 0$  conform relației (2.76) rezultă următoarele situații:

- $|f| < j_c$  rezultă  $F \equiv 0$ ;
- $|f| = j_c$  rezultă  $F \in (0, F_0)$  și un  $p_4' = \text{constant}$ , unde  $p_4' > p_{\min}$ ;
- $|f| > j_c$  rezultă  $F = F_0 + (|f| - j_c) \cdot k_c$ .

Când boghiul 2 se apropie de poziția în coardă, la o distanță polară  $p_4' > p_{\min}$  săgeata  $f$  devine egală cu jocul  $j_c$ . Din condiția  $|f| = j_c$  și relația (2.76) se determină  $p_4'$  la care se desfășoară procesul de descărcare a cuplei.

Admițând  $F = F_0$ , din relația (2.89) rezultă forța centrifugă, iar din relația (2.82) se obține viteza  $v_2'$  la care începe procesul de descărcare. Viteza  $v_2''$  la care se termină descărcarea cuplei se obține în mod asemănător din condiția  $F = 0$ .

La depășirea vitezei  $v_2''$  se poate considera că avem boghiuri libere și  $F = 0$ . Iar la  $v_{c2}$  boghiul al doilea ajunge în coardă.

În cazul în care brațul cuplei este elastic, acesta se va deforma. La forța  $F_0$  brațul se va deforma cu săgeata  $f_{b0} = \frac{F_0}{k_b}$ , iar la o forță oarecare  $F$  se va deforma cu săgeata  $f_b = \frac{F}{k_b}$ . În timpul descărcării cuplei având  $F < F_0$ , rezultă  $f_b < f_{b0}$ .

Cupla fiind în curs de descărcare se va schimba săgeata,  $p_4 \neq \text{constant}$ , viteza va crește și  $p_4$  va scădea.

În acest caz forța elastică trebuie exprimată cu rigiditatea echivalentă a celor două elemente elastice legate în serie (arcul din cuplă și brațul).

Săgeata totală calculată cu relația (2.76) în funcție de distanțele polare  $p_1$  și  $p_4$  se compune din săgeata arcului cuplei  $f_c$ , a brațului  $f_b$  și din jocul cuplei:

$$f_{tot} = f \text{ din relația (2.84) } = f_c + f_b + j_c.$$

Săgeata arcului cuplei este deci:

$$f_c = |f| - f_b - j_c.$$

Atunci forța ce acționează în cuplă este:

$$F = f_b \cdot k_b = F_0 + k_c \cdot (|f| - f_b - j_c),$$

de unde rezultă:

$$f_b = \frac{F_0 + k_c \cdot (|f| - j_c)}{k_c + k_b}$$

și înlocuind pe  $f_b$  în prima parte a relației forței din cuplă  $F$  avem:

$$F = \frac{k_b}{k_c + k_b} \cdot [F_0 + k_c \cdot (|f| - j_c)],$$

unde definim ca rigiditate echivalentă expresia:

$$k_e = \frac{k_b \cdot k_c}{k_c + k_b}.$$

Vom avea, deci, o nouă forță de pretensionare a cuplei  $F_0'$  care ține cont atât de rigiditatea echivalentă cât și de jocul  $j_c$  și are următoarea expresie:

$$F_0' = k_e \cdot \left( \frac{F_0}{k_c} - j_c \right),$$

având în final forța care acționează asupra cuplei dată de relația:

$$F = F_0' + k_e \cdot |f|,$$

și este echivalentă cu relația (2.77).

## 2.7. DINAMICA CIRCULAȚIEI ÎN CURBĂ A LOCOMOTIVELOR C<sub>0</sub>C<sub>0</sub> CU BOGHIURI ARTICULATE PRIN CUPLĂ ELASTICĂ INCLINATĂ

### 2.7.1. SCHEMA GENERALĂ A BOGHIULUI CU FORȚELE CARE ACȚIONEAZĂ ȘI ECUAȚIILE DE ECHILIBRU

Pentru asigurarea circulației prin curbă a locomotivelor cu boghiuri, acestea se construiesc frecvent cu boghiuri cuplate între ele cu o cuplă transversală sau înclinată, rigidă sau elastică.

Experimental a rezultat că forțele dezvoltate în aceste cuple elastice reduc mult forțele directe mai ales la circulația cu viteze mici în curbe cu raze mici. De asemenea cuplele reduc oscilațiile de șerpuire ale boghiurilor [T6], [U5] și [U7].

Fie o locomotivă de tip C<sub>0</sub>C<sub>0</sub> cu o cuplă elastică înclinată și care circulă într-o curbă de rază R. Forțele care apar sunt prezentate în figura 2.34 și se consideră că  $F_v \neq 0$ ,  $F_r = 0$ ,  $M_r \neq 0$ ,  $\mu \neq \text{constant}$  și acceptăm coeficientul de frecare după Müller (deci considerăm coeficientul de frecare izotrop după cele două direcții).

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

La circulația în aliniament avem următorii parametrii caracteristici: pivoții P<sub>1</sub> și P<sub>2</sub> distanțați la distanța 2l<sub>p</sub>; osiile 1 ... 6 și distanțele între osii (l<sub>13</sub> și l<sub>46</sub>), respectiv dintre pivoții și osiile de capăt notată cu l<sub>1p</sub>; lungimea cuplei în aliniament b<sub>0</sub> și unghiul de înclinație în aliniament γ<sub>0</sub>; parametrii l și t ai brațelor cuplei.

Se scriu ecuațiile de echilibru pentru cele două boghiuri:

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

$$\left(\sum M_k\right)_p = 0 \quad \text{- momentul în raport cu polul P al fiecărui boghiu,}$$

respectându-se convenția de semne din figura 2.34, iar în diagonală P<sub>3</sub> < 0 și P<sub>6</sub> < 0.

Sistemul de ecuații de echilibru pentru boghiul I este:

$$\begin{cases} P_1 + P_3 - C_I - F_v - F_{Iy} - 2Q \sum_{i=1}^3 (\mu_i \cos \xi_i) = 0, & |(l_{13} - p_1); (-p_1) \\ P_1 p_1 - P_3 (l_{13} - p_1) - C_I (p_1 - c_I) - F_v (p_1 - l_{v1}) - M_{rI} + & (2.90) \\ + F_{Iy} (l + l_{13} - p_1) + F_{Ix} t - 2Q \sum_{i=1}^3 (\mu_i d_i) = 0, \end{cases}$$

iar pentru boghiul II este:

$$\begin{cases} P_4 + P_6 - C_{II} - F_v + F_{IIy} - 2Q \sum_{i=4}^6 (\mu_i \cos \xi_i) = 0, & |(l_{46} - p_4); (-p_4) \\ P_4 p_4 - P_6 (l_{46} - p_4) - C_{II} (p_4 + c_{II} - l_{46}) - F_v (p_4 + l_{vII} - l_{46}) - M_{rII} + & (2.91) \\ + F_{IIy} (l + p_4) + F_{IIx} t - 2Q \sum_{i=4}^6 (\mu_i d_i) = 0. \end{cases}$$

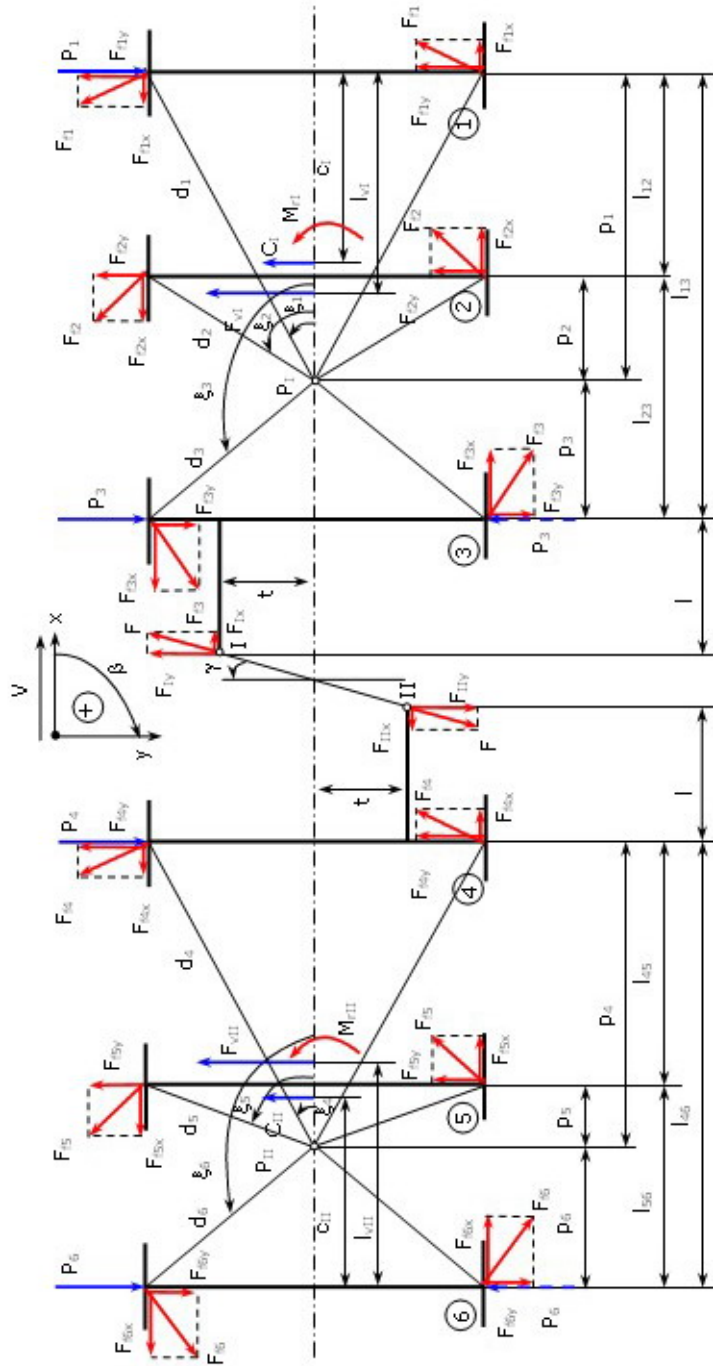


Fig. 2.34

Sistemele de ecuații (2.90) și (2.91) conțin necunoscutele  $P_1, P_3, P_4, P_6, F, p_1, p_4$  și  $C$  (sau  $v$ ), deci sunt sisteme compatibile nedeterminate. Ca urmare, sistemele se pot rezolva numai în raport cu necunoscutele principale  $P_1, P_3, P_4$  și  $P_6$  care se pot determina numai dacă se cunosc pozițiile concrete simultane ale celor două boghiuri.

În acest scop prima relație din sistemul de ecuații (2.90) se multiplică cu  $(l_{13} - p_1)$ , respectiv cu  $(-p_1)$  și se adună cu relația a doua din același sistem de ecuații, obținându-se pentru boghiul I:

$$P_1 = \frac{1}{l_{13}} \cdot \left\{ C_I(l_{13} - c_I) + F_V(l_{13} - l_{VI}) + M_{rI} - F_{IY}l - F_{IX}t + \right. \\ \left. + 2Q \left[ \sum_{i=1}^3 (\mu_i d_i) + (l_{13} - p_1) \cdot \sum_{i=1}^3 (\mu_i \cos \xi_i) \right] \right\}, \quad (2.92)$$

respectiv:

$$P_3 = \frac{1}{l_{13}} \cdot \left\{ C_I c_I + F_V l_{VI} - M_{rI} + F_{IY}(l + l_{13}) + F_{IX}t - \right. \\ \left. - 2Q \left[ \sum_{i=1}^3 (\mu_i d_i) - p_1 \sum_{i=1}^3 (\mu_i \cos \xi_i) \right] \right\}, \quad (2.93)$$

iar prima relație din sistemul de ecuații (2.91) se multiplică cu  $(l_{46} - p_4)$ , respectiv cu  $(-p_4)$  adunându-se cu relația a doua din același sistem de ecuații, rezultând pentru boghiul II:

$$P_4 = \frac{1}{l_{46}} \cdot \left\{ C_{II} c_{II} + F_V l_{VII} + M_{rII} - F_{IIY}(l + l_{46}) - F_{IIx}t + \right. \\ \left. + 2Q \left[ \sum_{i=4}^6 (\mu_i d_i) + (l_{46} - p_4) \cdot \sum_{i=4}^6 (\mu_i \cos \xi_i) \right] \right\} \quad (2.94)$$

și

$$P_6 = \frac{1}{l_{46}} \cdot \left\{ C_{II}(l_{46} - c_{II}) + F_V(l_{46} - l_{VII}) - M_{rII} + F_{IIY}l + F_{IIx}t - \right. \\ \left. - 2Q \left[ \sum_{i=4}^6 (\mu_i d_i) - p_4 \sum_{i=4}^6 (\mu_i \cos \xi_i) \right] \right\}. \quad (2.95)$$

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

$$C_I = C_{II} = C = \frac{G_i}{2g} \cdot \left( \frac{v^2}{R} - \frac{gh}{2s} \right) = \frac{6Q}{g} \cdot \left( \frac{v^2}{R} - \frac{gh}{2s} \right), \quad (2.96)$$

$$d_i = \sqrt{p_i^2 + s^2}; \quad \cos \xi_i = \frac{p_i}{d_i}; \quad p_i = p - l_{1i}. \quad (2.97)$$

Sistemele de ecuații se rezolvă impunând poziția boghiurilor și dând valori distanței polare  $p_1$  și  $p_4$  sau vitezei  $v$  (numai în cazul când ambele boghiuri sunt în diagonală sau în coardă).

### 2.7.2. DETERMINAREA MOMENTULUI DE RAPEL ( $M_r$ )

Momentul de rapel se exprimă prin relația:

$$M_r = k_r \cdot \beta, \quad (2.98)$$

unde  $k_r$  este rigiditatea unghiulară a dispozitivului de rapel și care se determină cu o relație de calcul proprie fiecărui vehicul feroviar la care se tratează circulația dinamică în curbă pentru o raza dată  $R$ , iar  $\beta$  este unghiul de rotație a boghiului față de cutie [T6], [U5] și [U7].

În cazul când în timpul circulației pe cale osiile 1 și 4 sunt în contact cu firul exterior al căii unghiurile  $\beta_1$  și  $\beta_2$  de rotire ale boghiului față de cutie, respectiv deplasarea centrului cutiei față de normala prin centrul curbei pe axa cutiei  $x$  se determină cu relații similare ca la boghiuri libere (vezi paragraful 2.4.2.).

După cum s-a constatat experimental, uneori, la viteze medii și mici și la anumite raze ale curbelor, respectiv anumite valori ale parametrilor constructivi și funcționali, vehiculul circulă și cu osia 4 desprinsă de firul exterior al căii, rămânând o singură osie conducătoare, osia 1.

Luând în considerare că în acest caz, la osia 4, apare un joc  $j_4$  față de firul exterior al căii așa cum se arată în figura 2.35 determinând parametrii geometrici  $x$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  în mod similar ca la boghiuri libere, rezultă relațiile acestora și admitând ca pozitiv sensul în care se rotește primul boghiu, se obține:

$$x = \frac{l_{13}(2p_4 - l_{13}) - 2l_{p1}(p_1 + p_4 - l_{13}) + 2Rj_4}{4l_p}, \quad (2.99)$$

$$\beta_1 = \arctg \left[ \frac{-(p_1 - l_{1p})\sqrt{R^2 - p_1^2} + (l_p + x)\sqrt{R^2 - p_1^2 - (l_p + x)^2} + (p_1 - l_{1p})^2}{R^2 - p_1^2 - (l_p + x)^2} \right] \quad (2.100)$$

și:

$$\beta_2 = -\arctg \left[ \frac{(p_4 + l_{1p} - l_{46})\sqrt{(R - j_4)^2 - p_4^2}}{(R - j_4)^2 - p_4^2 - (l_p - x)^2} + \frac{(l_p - x)\sqrt{(R - j_4)^2 - p_4^2 - (l_p - x)^2} + (p_4 + l_{1p} - l_{46})^2}{(R - j_4)^2 - p_4^2 - (l_p - x)^2} \right]. \quad (2.101)$$

### 2.7.3. CALCULUL PARAMETRILOR CUPLEI ȘI A FORȚEI DIN CUPLĂ

Dacă se proiectează conturul vectorial A-3-I-II-4-B-A din figura (2.35) pe orizontală și pe verticală avem [T6] și [U5]:

$$\begin{cases} (l_{23} + l)\cos \beta_1 - t \sin \beta_1 + b \sin \gamma - t \sin \beta_2 + (l_{23} + l)\cos \beta_2 = 2l_p, \text{ respectiv} \\ (l_{23} + l)\sin \beta_1 + t \cos \beta_1 - b \cos \gamma + t \cos \beta_2 + (l_{23} + l)\sin \beta_2 = 0, \end{cases} \quad (2.102)$$

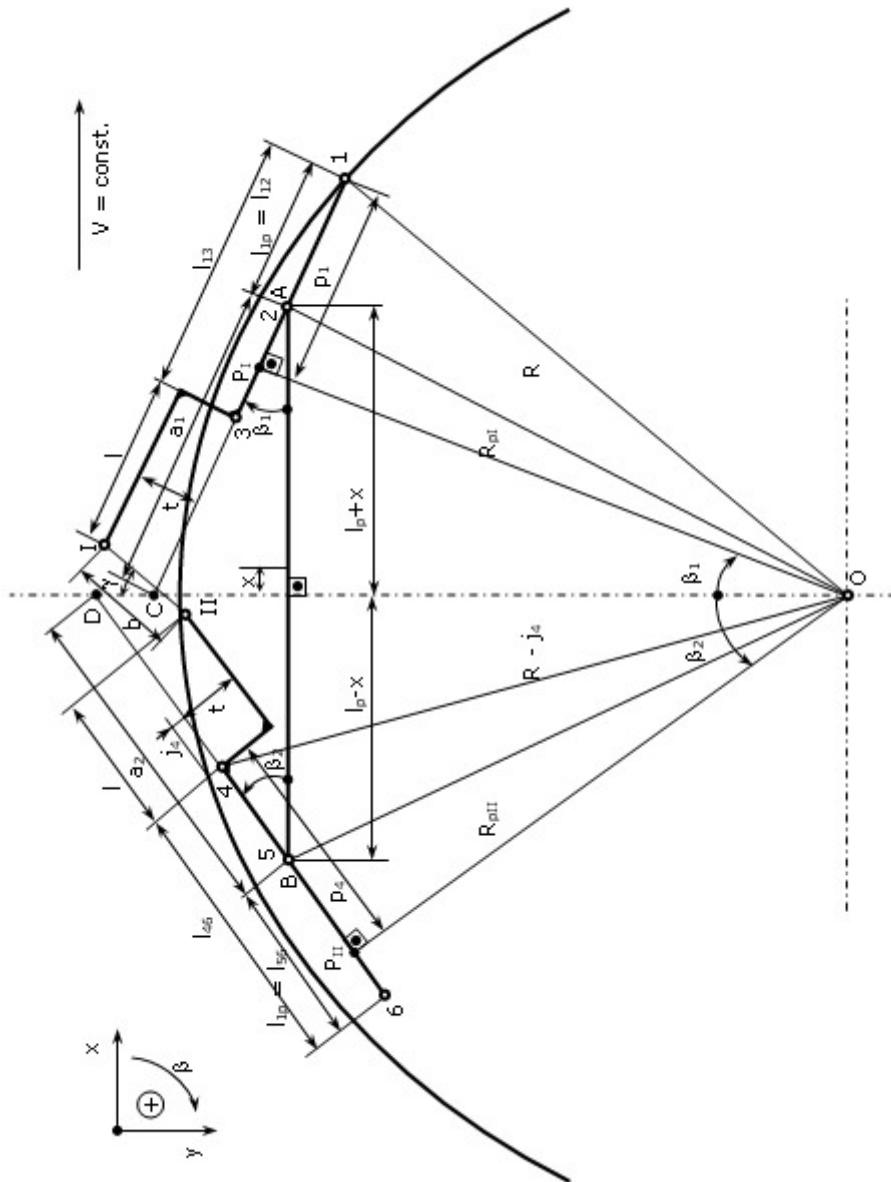


Fig. 2.35



rezultă:

$$\begin{cases} b \sin \gamma = 2l_p - (l_{23} + l)(\cos \beta_1 + \cos \beta_2) + t(\sin \beta_1 + \sin \beta_2) = A, \\ b \cos \gamma = (l_{23} + l)(\sin \beta_1 + \sin \beta_2) + t(\cos \beta_1 + \cos \beta_2) = B. \end{cases}$$

Unghiul transversal de înclinare al cuplei transversale înclinate este dat de relația:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{A}{B} = \frac{2l_p - (l_{23} + l)(\cos \beta_1 + \cos \beta_2) + t(\sin \beta_1 + \sin \beta_2)}{(l_{23} + l)(\sin \beta_1 + \sin \beta_2) + t(\cos \beta_1 + \cos \beta_2)},$$

adică:

$$\gamma = \operatorname{arctg} \left[ \frac{2l_p - (l_{23} + l)(\cos \beta_1 + \cos \beta_2) + t(\sin \beta_1 + \sin \beta_2)}{(l_{23} + l)(\sin \beta_1 + \sin \beta_2) + t(\cos \beta_1 + \cos \beta_2)} \right], \quad (2.103)$$

iar lungimea cuplei în curbă este:

$$b = \frac{t(\cos \beta_1 + \cos \beta_2) + (l_{23} + l)(\sin \beta_1 + \sin \beta_2)}{\cos \gamma}. \quad (2.104)$$

În timpul circulației în curba de raza R, boghiurile se rotesc față de cutia locomotivei cu unghiurile  $\beta_1$  și  $\beta_2$ , după cum s-a reprezentat în figura 2.35 și se modifică atât lungimea  $b$  cât și înclinația  $\gamma$  a cuplei.

Modificarea lungimii cuplei în curbă față de aliniament (săgeata cuplei) este:

$$f = |b_0 - b| \quad (2.105)$$

și conduce la deformarea arcului numai dacă depășește jocul liber  $j_c$  din cuplă, adică  $f > j_c$ .

Notând cu  $F_{oc}$  forța de pretensionare și  $k_c$  rigiditatea arcului, forța din cuplă se poate defini prin relațiile:

$$\begin{cases} F = 0, & \text{dacă} & f < j_c; \\ F \in [0; F_{oc}], & \text{dacă} & f = j_c; \\ F = F_{oc} + k_c(f - j_c), & \text{dacă} & f > j_c. \end{cases} \quad (2.106)$$

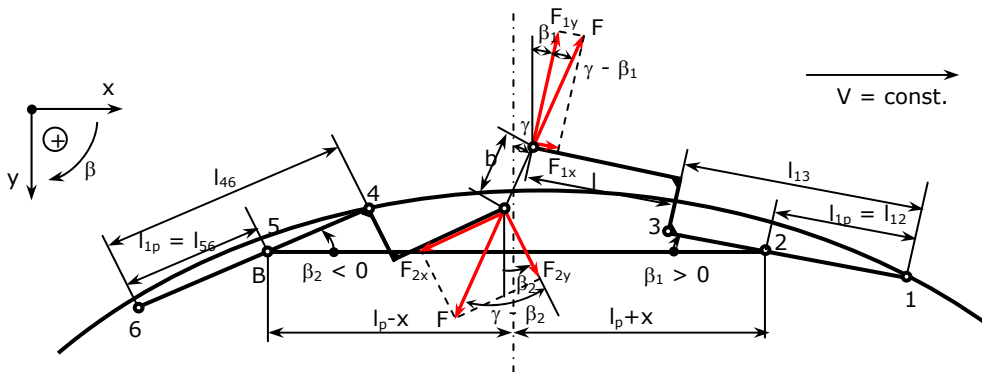


Fig. 2.36

Într-o curbă orientată spre dreapta față de sensul de mers și la poziția brațelor ca în figura (2.36), cupla se comprimă ( $b < b_0$ ), iar forțele  $F$  sunt orientate ca în figură, formând unghiurile  $\gamma - \beta_2$  față de normalele la axele boghiurilor, având componentele:

$$\begin{aligned} F_{1x} &= F \cdot \cos(\gamma - \beta_1); & F_{2x} &= F \cdot \cos(\gamma - \beta_2); \\ F_{1y} &= F \cdot \sin(\gamma - \beta_1); & F_{2y} &= F \cdot \sin(\gamma - \beta_2). \end{aligned} \quad (2.107)$$

#### 2.7.4. CIRCULAȚIA CU AMBELE BOGHIURI ÎN DIAGONALĂ

Se consideră situația în care boghiurile la viteze mici circulă în diagonală, adică  $p_1 = p_4 = p_{\max}$ .

La  $P_3 = 0$  și  $P_6 = 0$ , adică la viteza de desprindere din diagonală a celor două boghiuri ( $v_{dI}$  și  $v_{dII}$ ) avem pentru boghiul I:

$$C_I = \frac{1}{c_I} \cdot \left\{ -F_V l_{VI} + M_{rI} - F_{IY}(l + l_{13}) - F_{IX}t + 2Q \left[ \sum_{i=1}^3 (\mu_i d_i) - p_1 \sum_{i=1}^3 (\mu_i \cos \xi_i) \right] \right\} \quad (2.108)$$

și pentru boghiul II:

$$\begin{aligned} C_{II} &= \frac{1}{l_{46} - c_{II}} \cdot \left\{ -F_V(l_{46} - l_{VI}) + M_{rII} - F_{IIY}l - F_{IIX}t + \right. \\ &\quad \left. + 2Q \left[ \sum_{i=4}^6 (\mu_i d_i) - p_4 \sum_{i=4}^6 (\mu_i \cos \xi_i) \right] \right\}. \end{aligned} \quad (2.109)$$

Având:

$$C_I = C_{II} = C \quad (2.96),$$

rezultă că viteza de desprindere din diagonală a primului boghiu este:

$$\begin{aligned} v_{dI}^2 &= Rg \cdot \left\{ \frac{h}{2s} - \frac{F_V l_{VI} - M_{rI} + F_{IY}(l + l_{13}) + F_{IX}t}{6QC_I} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{3c_I} \cdot \left[ \sum_{i=1}^3 (\mu_i d_i) - p_1 \sum_{i=1}^3 (\mu_i \cos \xi_i) \right] \right\} \end{aligned} \quad (2.110)$$

și a celui de al doilea boghiu este:

$$\begin{aligned} v_{dII}^2 &= Rg \cdot \left\{ \frac{h}{2s} - \frac{F_V(l_{46} - l_{VI}) - M_{rII} + F_{IIY}l + F_{IIX}t}{6Q(l_{46} - c_{II})} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{3(l_{46} - c_{II})} \cdot \left[ \sum_{i=4}^6 (\mu_i d_i) - p_4 \sum_{i=4}^6 (\mu_i \cos \xi_i) \right] \right\}. \end{aligned} \quad (2.111)$$

Dacă  $v_{dI}^2 > 0$  și  $v_{dII}^2 > 0$ , ceea ce la boghiuri legate prin cuplă elastică este puțin probabil, rezultă că cele două boghiuri circulă simultan în diagonală și cu relația (2.110) se determină viteza de desprindere  $v_{dI}$ .

Pentru diferite valori ale vitezei  $v \in [0, v_{dI}]$  se determină forța centrifugă necompensată  $C$  cu relația (2.96), mărimile  $x$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $\gamma$ ,  $b$ ,  $f$ ,  $F$ ,  $F_{1x}$ ,  $F_{1y}$ ,  $F_{2x}$ ,  $F_{2y}$ ,  $M_{r1}$ ,  $M_{r2}$ ,  $p_i$ ,  $d_i$ ,  $\xi_i$ ,  $F_{fi}$  cu relațiile aferente și din relațiile (2.92) ... (2.95) rezultă forțele directoare  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  și  $P_4$ . Dacă rezultă că  $v_{dI}^2 < 0$  și  $v_{dII}^2 < 0$ , aceasta înseamnă că la  $v = 0$  primul boghiu nu se mai găsește în poziția diagonală, ci numai cel de al doilea boghiu. De fapt momentul forței  $F$  în raport cu osia 1 fiind mai mare decât în raport cu osia 4, este probabil ca la  $v = 0$  primul boghiu să circule în poziție liberă.

Pentru a determina poziția primului boghiu la  $v = 0$  când  $v_{dI}^2 < 0$  și  $v_{dII}^2 < 0$ , se determină:

$$C_0 = -\frac{G_L h}{2 \cdot 2s}, \quad (2.112)$$

iar la  $p_2 = p_{\max}$ , din egalarea forțelor centrifuge  $C_0$  și  $C_I$  calculată cu relația (2.108) rezultă distanța polară  $p_{1\max}' < p_{\max}$ .

### 2.7.5. CIRCULAȚIA CU BOGHIUL I ÎN POZIȚIE LIBERĂ ȘI BOGHIUL II ÎN DIAGONALĂ

În acest caz  $p_1 < p_{\max}$ , respectiv  $f > j_c$  și  $P_3 = 0$ . La creșterea vitezei și boghiul al doilea se desprinde din diagonală la  $v_{d2} > v_{d1}$  rezultând  $P_6 = 0$ , când încă avem  $p_4 = p_{\max}$ .

Din egalitatea forțelor centrifuge  $C_I$  dată de relația (2.108) și  $C_{II}$  dată de relația (2.96) la  $p_4 = p_{\max}$  vom obține valoarea  $p_1'$ , care este de fapt distanța polară a boghiului I când boghiul II se desprinde din diagonală.

La circulația în diagonală a boghiului II cu  $v \in (v_{dI}, v_{dII})$ , respectiv  $v \in (0, v_{dII})$  dacă boghiul I nu a circulat în diagonală, alegând  $p_1 \in (p_{\max}, p_1')$ , respectiv  $p_1 \in (p_{1\max}', p_1')$  și  $p_4 = p_{\max}$ , calculând toți parametrii geometrici și dinamici necesari, ca la punctul 2.6.4, din (2.108) și (2.96) rezultă  $C_I$ , respectiv  $C_{II}$ , din (2.92) rezultă  $P_1$ , din (2.94) rezultă  $P_4$  și din (2.95) rezultă  $P_6$ , respectiv din (2.106) rezultă  $F$ .

Dacă și  $v_{dII}^2 < 0$ , deci la  $v = 0$  nici unul dintre cele două boghiuri nu circulă în diagonală, atunci din egalarea forțelor centrifuge  $C_0$  cu  $C_I$  dată de relația (2.108), respectiv  $C_0$  cu  $C_{II}$  data de relația (2.109) rezultă distanțele polare  $p_{1\max}'' < p_{\max}$  și  $p_{4\max}' < p_{\max}$ .

Datorită interdependenței dintre fiecare forță centrifugă și ambele distanțe polare, prin intermediul forței din cuplă, respectiv a tuturor parametrici și dinamici menționați mai sus, acest calcul devine foarte complex și cere un timp foarte mare pentru rezolvare (iterație cu doi parametri variabili  $p_1$  și  $p_4$ ). De aceea este mai recomandat ca, în această situație, la determinarea dependenței dintre forțele directe și viteza de mers să se pornească de la o viteză mare, apropiată sau chiar egală cu viteza maxima, unde în general boghiurile circulă în poziția coardă, deci într-o situație bine determinată ( $p_1 = p_4 = p_{\min}$ ).

### 2.7.6. CIRCULAȚIA CU AMBELE BOGHIURI ÎN POZIȚIE LIBERĂ

După ce s-a desprins și cel de-al doilea boghiu din diagonală, adică și  $P_6 = 0$ , se dau valori lui  $p_1 \in (p_1', p_{\min})$  sau  $p_1 \in (p_1'', p_{\min})$  și din egalitatea forțelor centrifuge  $C_I = C_{II}$  date de relațiile (2.108) și (2.109) rezultă  $p_4''$  care este distanța polară corespunzătoare a boghiului II.

La  $p_1 = p_{\min}$ , rezultă  $p_4'$  care reprezintă distanța polară a boghiului II când boghiul I intră în coardă având încă  $P_3 = 0$ .

Pentru  $p_1 = p_{\min}$ ,  $p_4'$  și  $P_3 = 0$  cu o relație similară cu (2.110) se determină viteza  $v_{cl}$  de intrare în coardă a boghiului I.

La circulația cu ambele boghiuri în poziția intermediară cu  $f > j_c$  și  $v \in (v_{dII}, v_{cl})$ , respectiv  $v \in (0, v_{cl})$ , se dau valori distanțelor polare ale celor 2 boghiuri astfel:  $p_1 \in (p_1', p_{\min})$  și  $p_4 \in (p_{\max}, p_4')$ , respectiv  $p_1 \in (p_{1\max}', p_{\min})$  și

$p_4 \in (p_{4\max'}, p_4')$ , din (2.108) și (2.109) rezultă  $C_I$ , respectiv  $C_{II}$ , din (2.92) rezultă  $P_1$  și din (2.94) rezultă  $P_4$ , respectiv din (2.106) rezultă  $F$ .

### 2.7.7. CIRCULAȚIA CU BOGHIUL I ÎN COARDĂ ȘI BOGHIUL II ÎN POZIȚIE LIBERĂ

În această situație primul boghiu circulă în coardă, adică  $f > j_c$ ,  $p_1 = p_{\min}$  și  $P_3 \neq 0$ , respectiv boghiul al doilea circulă încă în poziție intermediară, deci  $p_4 \in (p_4', p_{\min})$  și  $P_6 = 0$ .

Când se ajunge la  $p_1 = p_4 = p_{\min}$ , atunci  $f = 0$  (vezi relația (2.105)) și rezultă că forța din cuplă  $F = 0$ , atunci considerând că încă  $P_6 = 0$  din relațiile (2.96) și (2.109) rezultă  $C_I$  și  $C_{II}$ , care sunt egale ca valoare, respectiv cu o relație similară cu (2.111) rezultă  $v_{cII} > v_{cI}$  care este viteza de intrare în coardă a celui de-al doilea boghiu, ambele boghiuri circulând ca boghiuri libere.

Dând valori lui  $p_4 \in (p_4', p_{\min})$  rezultă  $C_{II}$  și viteza de circulație  $v \in (v_{cI}, v_{cII})$ . Cunoscând aceste mărimi, în continuare se determină  $P_4$  cu relația (2.94),  $P_1$  cu relația (2.92) și  $P_3$  cu relația (2.93) și  $F$  cu relația (2.106), unde  $p_1 = p_{\min}$ .

**Observație:** Pe intervalul de viteze  $v \in (v_{cI}, v_{cII})$ , sau chiar la viteza  $v < v_{cI}$  există posibilitatea ca săgeata cuplei să fie egală cu jocul din cuplă, adică  $f = j_c$ , moment în care pentru un  $p_1 = \text{constant}$  și un  $p_4 = \text{constant}$  forța din cuplă devine egală cu forța de pretensionare a cuplei, adică  $F = F_{oc}$ . În continuare se păstrează  $f = j_c$  și forța din cuplă scade de la forța de pretensionare până la zero, adică  $F \in [F_{oc}, 0]$ , păstrând constante distanțele polare aflate anterior pentru cele două boghiuri. După ce se ajunge la  $F = 0$  săgeata cuplei devine  $f < j_c$ , cele două boghiuri comportându-se în continuare ca boghiuri necuple, problema punându-se în continuare la fel ca și în cazul boghiurilor libere.

### 2.7.8. CIRCULAȚIA CU AMBELE BOGHIURI ÎN COARDĂ

În cazul în care locomotiva circulă cu ambele boghiuri în coardă vom avea:  $p_1 = p_4 = p_{\min}$ , respectiv conform relației (2.105)  $f = 0$ , respectiv relației (2.106)  $F = 0$ , deci boghiurile articulate se comportă ca și cum ar fi boghiuri libere.

Pe intervalul de viteză  $v \in (v_{cII}, v_{\max})$  se dau valori vitezei, din relația (2.96) rezultă  $C$  pentru ambele boghiuri, respectiv  $P_1$  cu relația (2.92),  $P_2$  cu relația (2.93),  $P_3$  cu relația (2.94)  $P_4$  cu relația (2.95).

Cunoscându-se valorile forțelor directoare în toate fazele circulației pe cale, se pot determina și forțele conducătoare, similar cu la boghiuri libere.

Având toate valorile lui  $V$ ,  $p_1$ ,  $p_4$ ,  $C$ ,  $P_1$ ,  $P_3$ ,  $P_4$ ,  $Y_1$ ,  $Y_3$  și  $Y_4$  calculate în toate pozițiile de circulație dinamică în curbă se poate ridica pașaportul dinamic orizontal și se pot face toate verificările ca la boghiurile libere.

## 2.8. CAPACITATEA DE GHIDARE A VEHICULELOR ȘI SIGURANȚA ÎMPOTRIVA DERAIERII

În timpul rulării osiei montate pe șină, în punctele de contact se dezvoltă un sistem de forțe, care în anumite situații produce urcarea buzei bandajului pe șină și deraierea osiei.

La studiul siguranței circulației este necesar să se determine raportul dintre forțele care tind să producă deraierea și cele care se opun, raport care nu trebuie să depășească o anumită limită [G2], [T3], [S2] și [U2].

Din studiile efectuate s-a stabilit că deraierea este influențată de următorii factori:

- sarcina efectivă pe roată  $Q$ , care dacă crește rezultă mărirea stabilității;
- unghiul de înclinație a buzei bandajului  $\beta$ , dacă crește rezultă mărirea stabilității;
- coeficientul de frecare dintre buza bandajului și șină  $\mu_b$ , dacă crește rezultă scăderea stabilității, ceea ce favorizează deraierea (ungerea buzei bandajului reduce pericolul deraierii și uzura);
- unghiul de atac  $\alpha$ , la  $\alpha > 1^\circ$  crește pericolul deraierii;
- diametrul roților  $D$ , la creșterea lui  $D$  deraiază mai ușor roata interioară;
- raza curbei  $R$ , conicitatea bandajelor  $i = \text{tg } \gamma$ , viteza  $v$  etc.

În cazul conducerii în două puncte (vezi figura 2.37) cu creșterea forței directoare  $P$  și implicit a forței normale  $N$  scade forța verticală pe șină  $Q - V_i$ , iar la un moment dat roata se descarcă complet în punctul A când se atinge valoarea limită a forței de ghidare și sarcina verticală se transmite numai prin punctul B.

Dacă roata nu mai rămâne în echilibru din cauza că domină forțele orientate în sus, în scurt timp se produce deraierea, fenomen ce limitează viteza maximă admisibilă în curbă.

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

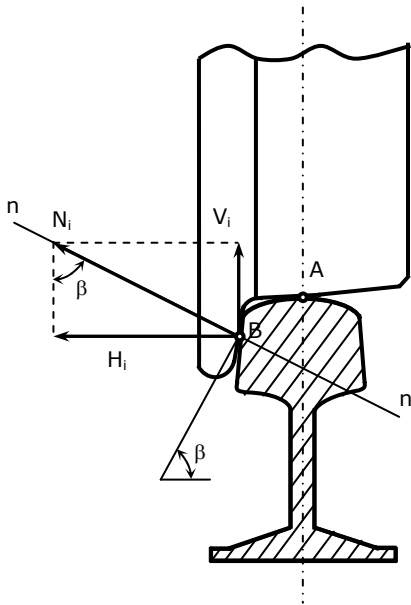


Fig. 2.37

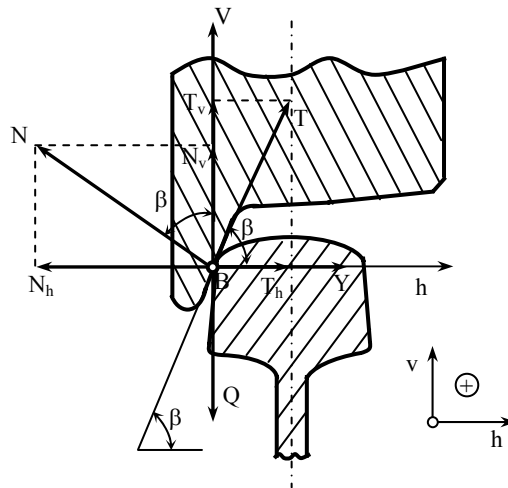


Fig. 2.38

După Nadal se presupune că roata conducătoare atacă șina sub un unghi oarecare  $\alpha$ , destul de mic ca să nu influențeze procesul de deraiere, iar contactul dintre roată și șină se realizează numai în punctul de conducere B, când roata are tendința de a deraia. În acest caz asupra roții acționează forțele Q și Y din partea vehiculului și forța normală N din partea șinei ca în figura 2.38.

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

În timpul coborârii roții apare forța de frecare de-a lungul buzei bandajului:

$$T = \mu_b N, \quad (2.113)$$

unde  $\mu_b$  este coeficientul de frecare între șină și buza bandajului.

La o coborâre uniformă a roții (echilibru la limită) ecuațiile de echilibru pe orizontală și pe verticală sunt:

$$Y + T \cos \beta - N \sin \beta \leq 0, \quad (2.114)$$

$$N \cos \beta + T \sin \beta - Q = 0, \quad (2.115)$$

de unde:

$$Y \leq N \sin \beta - T \cos \beta = N(\sin \beta - \mu_b \cos \beta),$$

$$Q = N \cos \beta + T \sin \beta = N(\cos \beta + \mu_b \sin \beta),$$

cu care rezultă:

$$\frac{Y}{Q} \leq \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu_b}{1 + \mu_b \operatorname{tg} \beta}, \quad (2.116)$$

criteriul de siguranță împotriva deraierii (după Nadal).

Cu  $\mu_b = \operatorname{tg} \varphi$  rezultă și forma:

$$\frac{Y}{Q} \leq \operatorname{tg}(\beta - \varphi). \quad (2.116')$$

Admițând (după Nadal):  $\beta = 60^\circ$ ;  $\mu_b \approx 0,25$  din relația (2.116) rezultă:

$$\frac{Y}{Q} \leq 1,0, \quad (2.117)$$

criteriul Nadal propriu-zis, care este azi depășit deoarece nu ține seama de valoarea reală a lui  $\beta$  și  $\mu_b$  (eventuala ungere a buzei bandajului).

Comitetul ORE B 55 și B 136 admite pentru buze uscate  $\mu_b = 0,36$  (coeficientul de frecare fizic) și recomandă pentru raportul Y/Q valorile ( $Q_{(1)}$  fiind sarcina reală pe roata conducătoare în care  $Q_{(1)} > Q_0$  la  $v > v_{\text{ech}}$  și  $Q_{(1)} = Q_0$  la  $v_{\text{ech}}$ ):

$$\begin{aligned} \beta &= 60^\circ; & 70^\circ; \\ \left(\frac{Y}{Q}\right)_{\text{lim}} &= 0,85; & 1,2. \end{aligned}$$

Din relația (2.116) se observă că la scăderea lui  $\mu_b$  și la creșterea lui  $\beta$  va crește valoarea limită a lui Y/Q ceea ce contribuie la evitarea deraierii.

Când locomotiva este prevăzută cu instalație de ungere a buzei bandajului se poate obține  $\mu_b = 0,05 \dots 0,1$  și la  $\beta = 60^\circ$  sau  $70^\circ$  se pot obține valori mai mari pentru  $(Y/Q)_{\text{lim}}$ .

Azi acest criteriu fiind criticat, ORE a elaborat metode (relații) ce țin seama de toate forțele:  $F_f$  pe ambele roți, înclinarea suprafețelor de rulare ( $\gamma$ ), forța H, influența descărcărilor (produse de H, cutie etc.) rezultând  $(H/Q_0)_{\text{max}}$ , respectiv  $(Y_1/Q_0)$ .

## 2.9. UZURA SUPRAFETELOR DE CONTACT ROATĂ - ȘINĂ

Calculul uzurii suprafețelor de contact se face ținând cont de frecările dintre aceste suprafețe. Uzura suprafețelor în contact se consideră, în general, proporțională cu lucrul mecanic al forțelor de frecare dintre șină și roată, intensitatea uzurii laterale (buză - șină) exprimându-se pentru roata conducătoare „i” cu relația [G2] și [U2]:

$$\varphi_i = \mu_b P_i v_{r_i}, \quad (2.118)$$

unde:  $\mu_b$  este coeficientul de frecare dintre șină și buza bandajului;  
 $P_i$  - forța directoare la roata „i”;  
 $v_{r_i}$  - viteza relativă de alunecare după direcția perpendiculară pe axa căii, corespunzătoare roții „i”, exprimată prin relația:

$$v_{r_i} = \frac{w_{y_i}}{v}, \quad w_{y_i} - \text{viteza de alunecare după axa } y, \quad v - \text{viteza la înaintare.}$$

Cum  $v_{y_i} = p_i \omega_z$  și  $v = R \omega_z$  rezultă:

$$v_{r_i} = \frac{p_i}{R} \cong \sin a_i \approx \operatorname{tg} a_i \approx a_i \quad [\text{rad}]$$

Pentru calcule comparative, în mod convențional se consideră  $\mu_b = 1$  și rezultă expresia practică a indicelui (factorului) de uzură:

$$\varphi_i = P_i \operatorname{tg} a_i \approx P_i a_i \quad [\text{Nrad}] \quad (2.119)$$

Dacă  $\varphi_i$  depășește anumite limite, uzura devine foarte intensă, iar pentru reducerea acesteia este necesară ungerea buzei bandajului.

## 2.10. VITEZE MAXIME ADMISE ÎN CURBE

Vitezele maxime admise de circulație prin curbă ale vehiculelor feroviare nu pot depăși anumite valori, care depind de [G2]:

- R este raza curbei,
- h - supraînălțarea efectivă,
- l - lungimea rampei supraînălțării,
- prezența racordărilor etc.

Pe rețeaua C.F.R. vitezele admise sunt date pentru ecartamentul normal și supraînălțările efective, ținând seama de insuficiențele de supraînălțare admise (practic accelerații laterale admise - vezi Tabelul 2.3):

Tabelul 2.3

I [mm]	70	80	90	100	120
$a_i$ [m/s <sup>2</sup> ]	0,46	0,52	0,59	0,65	0,78

și se determină cu relația:

- pentru curbele cu racordări:

$$V_{max} = \sqrt{\left(\frac{R}{11,8}\right) \cdot (h + I)} \quad [\text{km} / \text{h}],$$

iar pentru h = 120 mm și I = 90 mm rezultă:

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

- pentru curbele fără racordări:

$$V_{max} = 3,0 \cdot \sqrt{R}.$$

În ambele cazuri se limitează viteza la  $V_{max} \leq 140$  km/h.

- pentru curbele fără supraînălțări:

$$V_{max} = 2,8 \cdot \sqrt{R} \quad \text{la } R \geq 300 \text{ m,}$$

$$V_{max} = 2,8 \cdot \sqrt{\frac{R}{90} \left( 40 + \frac{R}{6} \right)} \quad \text{la } R < 300 \text{ m.}$$

Dacă din pașaportul dinamic orizontal rezultă  $v_{lim} > v_{max}$ , vehiculul satisface condițiile de circulație în siguranță pe cale.

Valorile pentru  $V_{max}$  în funcție de R și h sunt date în RET rezultând  $V_{RET}$ .



### **3. DETERMINAREA FORTELOR CARE APAR LA CIRCULAȚIA LOCOMOTIVEI ELECTRICE 060-EA DE 5100 kW PRIN DIFERITE CURBE, ÎN CONDIȚII TRIBOLOGICE SEVERE**

Deoarece consider că la raza curbei de 250 m care de fapt este raza minimă existentă în linie curentă la C.F.R. metodologia de calcul este cea mai reprezentativă, în continuare se va prezenta programul de calcul elaborat pe calculator în programul matematic MathCad. Pentru celelalte raze, inclusiv pe partea de optimizare, urmând ca să se prezinte numai rezultatele finale.

Mai precizez următoarele:

1. Toate calculele de circulație dinamică în curbă pleacă de la viteza maximă de 120 km/h fiindcă se știe că la viteze mari vehiculele feroviare circulă cu ambele boghiuri în poziția coardă și se cunosc valorile distanțelor polare. Dacă s-ar fi făcut calculele de la viteza de 0 km/h exista posibilitatea ca boghiurile să nu circule în poziția diagonală și să se afle unul dintre ele în poziție intermediară, sau chiar ambele și astfel să nu se poată determina cu exactitate dubletul valorilor distanțelor polare pentru o anumită viteză comună a celor două boghiuri, aceasta făcând foarte greu, sau chiar imposibil de determinat această viteză.

2. Calculul forțelor de frecare se face în ipoteza izotropiei frecării după Müller, conform Euro – Normelor EN 14363/2005 specifice circulației dinamice prin curbe a vehiculelor feroviare. Astfel se obțin rezultate acoperitoare privind siguranța circulației.

3. Determinarea siguranței contra deraierii  $(Y/Q)_{lim}$  s-a făcut după criteriul lui Nadal tot conform Euro - normelor specificate mai sus.

4. Razele curbelor care s-au luat în considerare la calcul sunt:

- $R = 90$  m - raza minimă a curbei în depouri;
- $R = 170$  m - raza minimă a curbei la circulația vehiculelor pe aparatele de cale;
- $R = 250$  m - raza minimă a curbei în linie curentă și
- $R = 300$  m - o rază oarecare.

Pentru raze mai mari de 300 m nu s-a mai tratat problema circulației dinamice a locomotivelor cu boghiuri articulate deoarece dificultățile înscrierii în curbă apar la curbele de rază mică.

#### **3.1. DATE INIȚIALE DE CALCUL**

1. Tipul locomotivei:	060 - EA;
2. Puterea nominală:	$P_n = 5100$ kW;
3. Viteza maximă constructivă:	$V_{max} = 120$ km/h;
4. Sarcina maximă admisă pe osie:	$2Q = 20$ tf;
5. Greutatea locomotivei nebalastate:	$G_L = 1.200.000$ N;
6. Greutatea cutiei:	$G_c = 680.000$ N;
7. Greutatea suspendată a celor două boghiuri:	$2G_{sb} = 372800$ N;
8. Greutatea nesuspendată a celor două boghiuri:	$2G_o = 147200$ N;

9. Ampatamentul cutiei:  $2l_p = 10,3 \text{ m}$ ;
10. Distanța dintre planele de suspendare:  $2l_c = 10,3 \text{ m}$ ;
11. Distanța dintre pivotul fictiv și prima osie  $l_{1p} = l_{12} = 2,25 \text{ m}$
12. Ampatamentele boghiurilor:
- boghiul 1:
    - osiile 1 - 2:  $l_{12} = 2,25 \text{ m}$ ;
    - osiile 2 - 3:  $l_{23} = 2,10 \text{ m}$ ;
    - osiile 1 - 3:  $l_{13} = 4,35 \text{ m}$ ;
  - boghiul 2:
    - osiile 4 - 5:  $l_{45} = 2,10 \text{ m}$ ;
    - osiile 5 - 6:  $l_{56} = 2,25 \text{ m}$ ;
    - osiile 4 - 6:  $l_{46} = 4,35 \text{ m}$ ;
13. Poziția centrului de masă a boghiului I și II față de osia 1, respectiv osia 6:
- $x_{bI} = 2,25 \text{ m}; \quad x_{bII} = 2,25 \text{ m};$   
 $y_{bI} = 0 \text{ m}; \quad y_{bII} = 0 \text{ m};$   
 $z_{bI} = 0 \text{ m}; \quad z_{bII} = 0 \text{ m};$
14. Poziția centrului de masă a cutiei față de mijlocul cutiei:
- $x_c = 0 \text{ m}; \quad y_c = 0 \text{ m}; \quad z_c = 0 \text{ m};$
15. Lungimea peste tampoane a cutiei:  $L_t = 19,8 \text{ m}$
16. Poziția centrului suspensiei secundare (poziția axului osiei din mijloc):
- boghiul 1:  $x_I = 2,25 \text{ m};$
  - boghiul 2:  $x_{II} = 2,25 \text{ m};$
17. Raza curbei:  $R = 90 \text{ m}; \quad 170 \text{ m}; \quad 250 \text{ m}; \quad 300 \text{ m};$
18. Joc total înscriere curbă:  $j_t = 0,035 \text{ m}; \quad 0,03 \text{ m}; \quad 0,03 \text{ m}; \quad 0,02 \text{ m};$
19. Supraînălțarea teoretică a curbei:  $h_t = 0 \text{ m}; \quad 0,145 \text{ m}; \quad 0,150 \text{ m}; \quad 0,150 \text{ m};$
20. Supraînălțarea reală  $h = h_t/1,25$ :  $h = 0 \text{ m}; \quad 0,116 \text{ m}; \quad 0,120 \text{ m}; \quad 0,120 \text{ m};$
21. Semidistanța dintre planurile de rulare:  $s = 0,75 \text{ m};$
22. Ecartamentul liniei (ecartament normal):  $e_n = 1,435 \text{ m};$
23. Diametrul roții în stare nouă:  $D = 1,25 \text{ m};$
24. Lungimea cuplei în aliniament:  $b_0 = 1.00038 \text{ m};$
25. Unghiul de înclinare al cuplei față de axa transversală a vehiculului:
- $\gamma_0 = 15^\circ;$
26. Lungimea brațului cuplei:  $l = 2,92 \text{ m};$
27. Distanța dintre axa longitudinală a boghiului și axa ochiului de prindere al cuplei:  $t = 0,483 \text{ m};$
28. Forța de pretensionare a arcului cuplei:  $F_{oc} = 49050 \text{ N};$
29. Săgeata de pretensionare a arcului cuplei:  $f_o = 0,056 \text{ m};$
30. Jocul cuplei:  $j_c = 2 \times 0,002 \text{ m};$
31. Deformația arcului la blocarea cuplei:  $f_{cb} = 0,0225 \text{ m}.$

În figura 3.1 este reprezentat desenul de ansamblu al boghiului locomotivei electrice 060 - A de 5100 kW unde se poate observa și montajul cuplei.

## 3.2. DETERMINAREA PARAMETRILOR NECESARI CALCULULUI FORTELOR ȘI MOMENTELOR

### 3.2.1. DETERMINAREA POZIȚIEI FORȚEI CENTRIFUGE

Greutatea unui boghiu și sarcina verticală transmisă de către cutie fiecărui boghiu sunt (vezi figura 3.2):

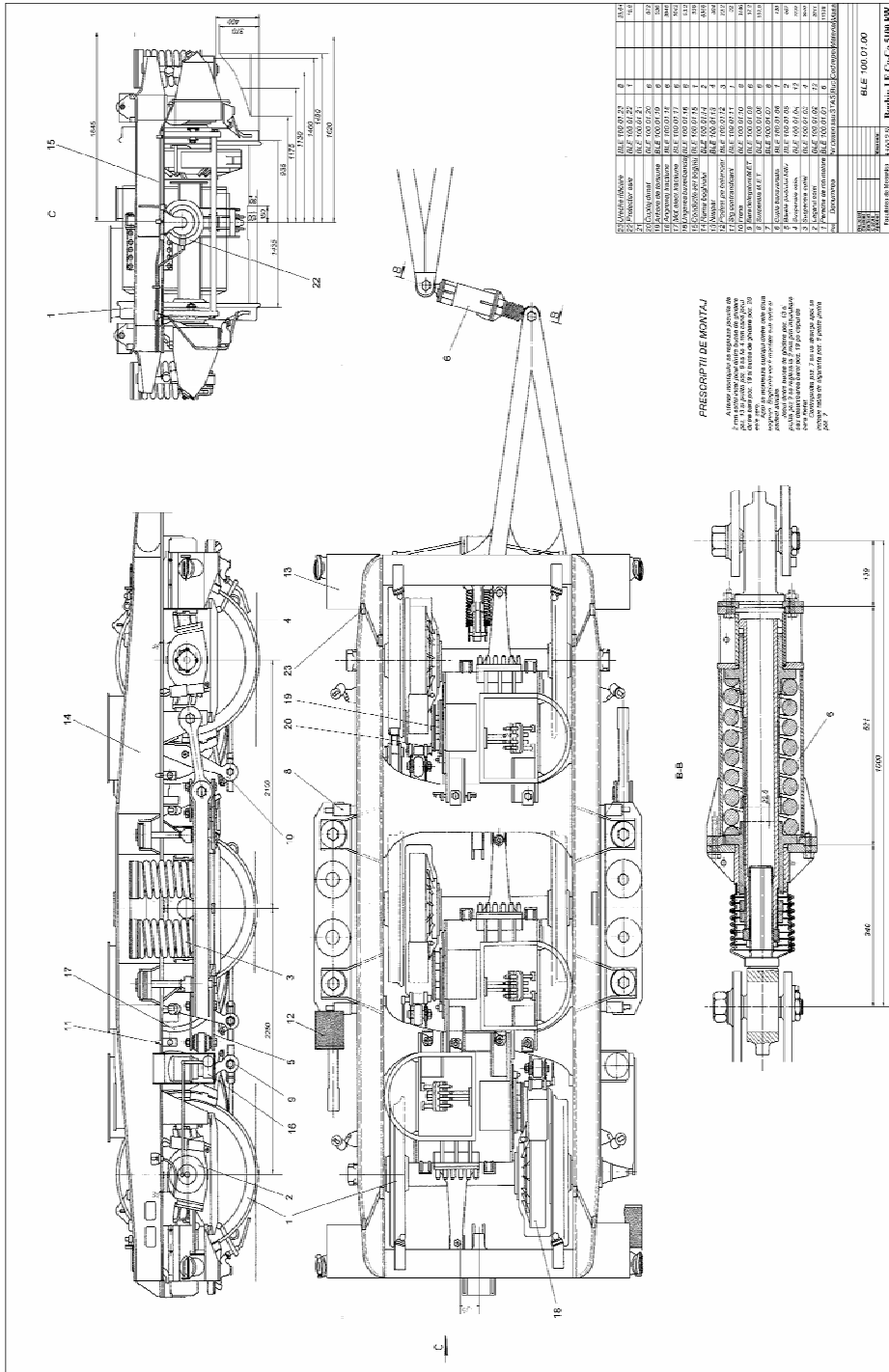


Fig. 3.1

$$G_D := G_{Sb} + G_O \quad G_D = 260000 \quad \text{N}$$

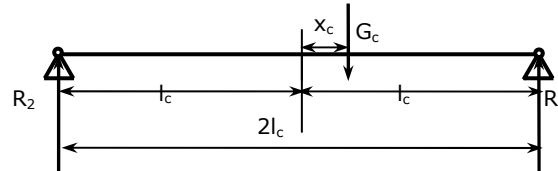


Fig. 3.2

$$R1 := G_c \cdot \frac{l_c + x_c}{2l_c} \quad G_{cb1} := R1 \quad G_{cb1} = 340000 \quad \text{N}$$

$$R2 := G_c \cdot \frac{l_c - x_c}{2l_c} \quad G_{cb2} := R2 \quad G_{cb2} = 340000 \quad \text{N}$$

Se determină poziția în care acționează forța centrifugă pentru boghiul 1 și 2 (figura 3.3):

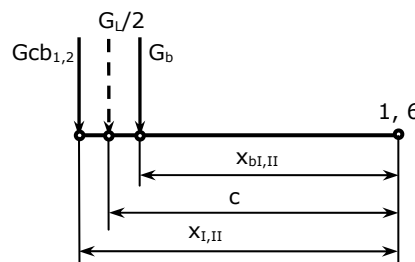


Fig. 3.3

$$c_I := \frac{G_{cbI} \cdot x_{I} + G_b \cdot x_{bI}}{G_{cbI} + G_b} \quad c_I = 2.25 \quad \text{m}$$

$$c_{II} := \frac{G_{cbII} \cdot x_{II} + G_b \cdot x_{bII}}{G_{cbII} + G_b} \quad c_{II} = 2.25 \quad \text{m}$$

### 3.2.2. FORȚA DATORATĂ PRESIUNII VÂNTULUI LATERAL

Se determină cu relația:

$$F_V = p_V \cdot \frac{S_c + 2S_b}{2},$$

unde:  $S_c$  este suprafața laterală a cutiei;  
 $S_b$  - suprafața laterală a unui boghiu;

$p_v = 500 \dots 650 \text{ N/m}^2$  - presiunea vântului lateral.

Se determină suprafața laterală a cutiei locomotivei electrice 060 - EA cu relația:

$$a_t := 0.650 \quad \text{m}$$

$$H := 3 \quad \text{m} \quad L := L_t - 2 \cdot a_t \quad L_t := 19.8 \quad \text{m}$$

$$S_C := H \cdot L \quad S_C = 55.5 \quad \text{m}^2 \quad S_b := 2.8 \quad \text{m}^2$$

în care: H este înălțimea cutiei locomotivei;

L - lungimea cutiei locomotivei;

$a_t$  - lungimea unui tampon.

Se alege valoarea presiunii laterale a vântului și se calculează forța laterală a vântului care acționează asupra unui boghiu:

$$p_v := 600 \quad \text{N/m}^2 \quad F_v := p_v \cdot \frac{S_C + 2 \cdot S_b}{2} \quad F_v = 18330 \quad \text{N.}$$

Distanța față de osia 1, respectiv 6 la care acționează forța vântului asupra boghiului I, respectiv boghiului II este:

$$\text{- boghiul 1:} \quad l_{vI} := x_I \quad l_{vI} = 2.25 \quad \text{m}$$

$$\text{- boghiul 2:} \quad l_{vII} := x_{II} \quad l_{vII} = 2.25 \quad \text{m}$$

### 3.2.3. CALCULUL MOMENTULUI DE RAPEL

Momentul de rapel al boghiului (vezi figura 3.4), ca urmare a acțiunii silentblocurilor din articulațiile patrulaterului articulat, suspensorilor și suspensiei secundare, este [D5] și [T3]:

$$M_r = M_{rSS} + M_{rS} + M_{rsb}.$$

Cunoscând în fiecare din cele 12 puncte ale patrulaterului unghiurile de torsionare ale silentblocurilor funcție de unghiul de rotire ale boghiului față de cutie, momentul de rapel este dat de relația:

$$M_{rsb} = M_{rsb1} + M_{rsb2},$$

în care:

$$M_{rsb1} = k_{sb1}(\alpha_A + \alpha_B + \alpha_C + \alpha_D),$$

reprezintă momentul de torsiune al silentblocurilor din punctele de legătură ale pârghiilor cotite cu rama boghiului (A, B, C, D) și

$$M_{rsb2} = k_{sb2}(\alpha_E + \alpha_F + \alpha_G + \alpha_H + \alpha_I + \alpha_J + \alpha_K + \alpha_L),$$

reprezintă momentul de torsiune al silentblocurilor din punctele de articulație ale capetelor pârghiilor cotite cu barele patrulaterului articulat (E, F, G, H, I, J, K și L),  $k_{sb1} = 267 \text{ Nm/grad}$  și  $k_{sb2} = 108 \text{ Nm/grad}$  reprezintă rigiditățile la torsiune ale silentblocurilor din punctele de legătură ale pârghiilor cotite cu rama boghiului (A, B, C, D) respectiv din punctele de articulare ale capetelor pârghiilor cotite cu barele patrulaterului articulat (E, F, G, H, I, J, K și L).

Unghiurile  $\alpha_A \dots \alpha_L$ , exprimate în radiani, reprezintă rotirile relative ale bucșelor silentblocurilor la unghiul de rotație  $\beta$  a boghiului față de cutia vehiculului.

Cunoscând momentele de rapel din punctele A, B, C și D de legătură dintre patruleter și rama boghiului, momentul de rapel datorită înclinării suspensorilor unui boghiu se determină cu relația:

$$M_{rs} = M_{rsA} + M_{rsB} + M_{rsC} + M_{rsD},$$

momente raportate la punctele A, B, C și D.

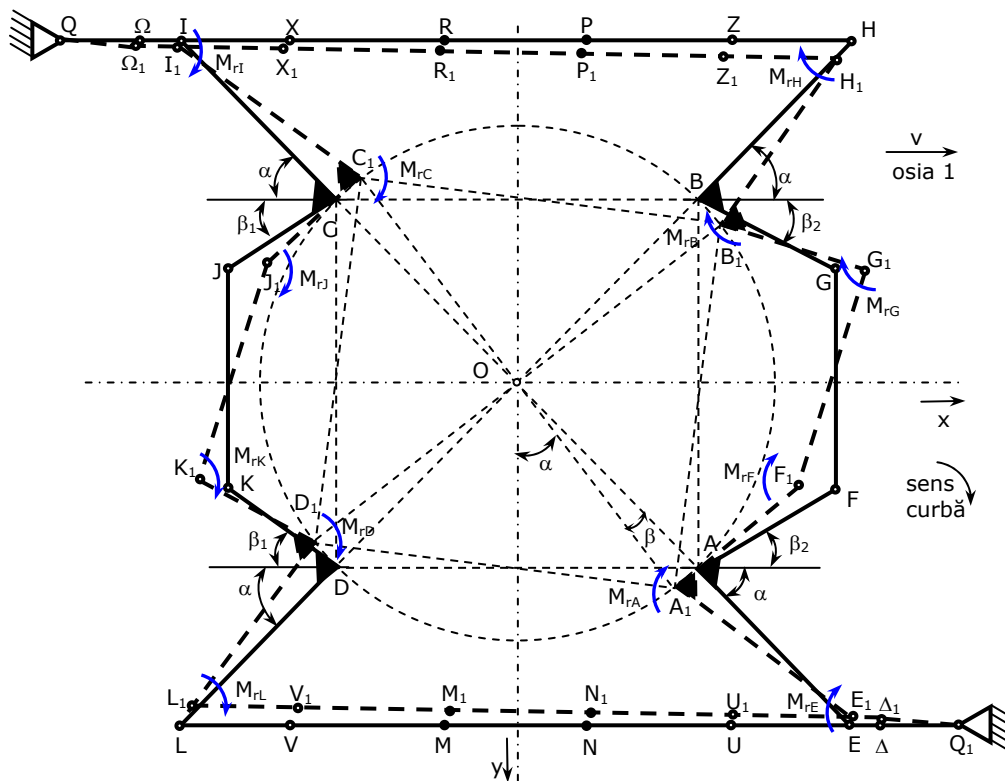


Fig. 3.4

Momentul de rapel al boghiului dat de suspensia secundară este:

$$M_{r_{ss}} = M_{r_{ssA}} + M_{r_{ssB}} + M_{r_{ssC}} + M_{r_{ssD}},$$

momente raportate la punctele A, B, C și D.

Valorile momentelor componente ale lui  $M_r$ , cât și ale momentului de rapel ale boghiului sunt date în tabelul 3.1 și reprezentate în figura 3.5, în funcție de valorile unghiului de rotație  $\beta$  al boghiului față de cutie.

Tabelul 3.1

$\beta$ [°]	$M_{rsb}$ [Nm]	$M_{rs}$ [Nm]	$M_{rss}$ [Nm]	$M_r$ [Nm]
0	0	0	0	0
0.1	622.34	126.55	0.07	748.96
0.2	1245.76	253.23	0.55	1499.54
0.3	1867.43	380.04	1.86	2249.33
0.4	2490.35	507.01	4.42	3001.78
0.5	3113.54	634.17	8.65	3756.36
0.6	3737.04	761.54	14.98	4513.56
0.7	4360.87	889.13	23.82	5273.82
0.8	4985.08	1016.98	35.62	6037.68
0.9	5609.70	1145.10	50.81	6805.61
1.0	6234.77	1273.52	69.83	7578.12
1.1	6860.31	1402.26	93.12	8355.69
1.2	7486.38	1531.34	121.15	9138.87
1.3	8113.05	1660.80	154.37	9928.22
1.4	8740.21	1790.66	193.24	10724.11
1.5	9368.07	1920.93	238.23	11527.23
1.6	9996.61	2051.65	289.84	12338.10
1.7	10625.86	2182.84	348.54	13157.24
1.8	11255.87	2314.53	414.84	13985.24
1.9	11886.70	2446.76	489.25	14822.71
2.0	12518.38	2579.53	572.27	15670.18
2.1	13150.96	2712.89	664.45	16528.30
2.2	13784.49	2846.86	766.33	17397.68
2.3	14419.02	2981.48	878.45	18278.95
2.4	15054.60	3116.77	1001.39	19172.76
2.5	15691.29	3252.77	1135.73	20079.79
2.6	16329.14	3389.51	1282.07	21000.72
2.7	16968.21	3527.02	1441.02	21936.25
2.8	17608.57	3665.34	1613.22	22887.13
2.9	18250.27	3804.50	1799.32	23854.09
3.0	18893.37	3944.55	1999.99	24837.91
3.1	19537.92	4085.51	2215.92	25839.35
3.2	20184.06	4227.43	2447.83	26859.32
3.3	20831.79	4370.35	2696.46	27898.60
3.4	21481.21	4514.31	2962.58	28958.10
3.5	22132.40	4659.36	3246.97	30038.73

### 3.2.4. PARAMETRII NECESARI CALCULULUI COEFICIENTULUI DE FRECARÉ

Coeficientul de frecare se determină cu relația:

$$\frac{1}{\mu^n} = \frac{1}{\mu_\infty^n} + \frac{1}{(k \cdot v)^n},$$

în care:

$$n := 2.2 + 0.05 \cdot Q_{tf}$$

$$n = 2.7$$

$$k := 219.5 - 24.25 \cdot Q_{tf} + Q_{tf}^2$$

$$k = 77$$

$$\mu_{\alpha} := 0.5715 - 0.02425 \cdot Q_{tf} + 0.001 \cdot Q_{tf}^2$$

$$\mu_{\alpha} = 0.4292$$

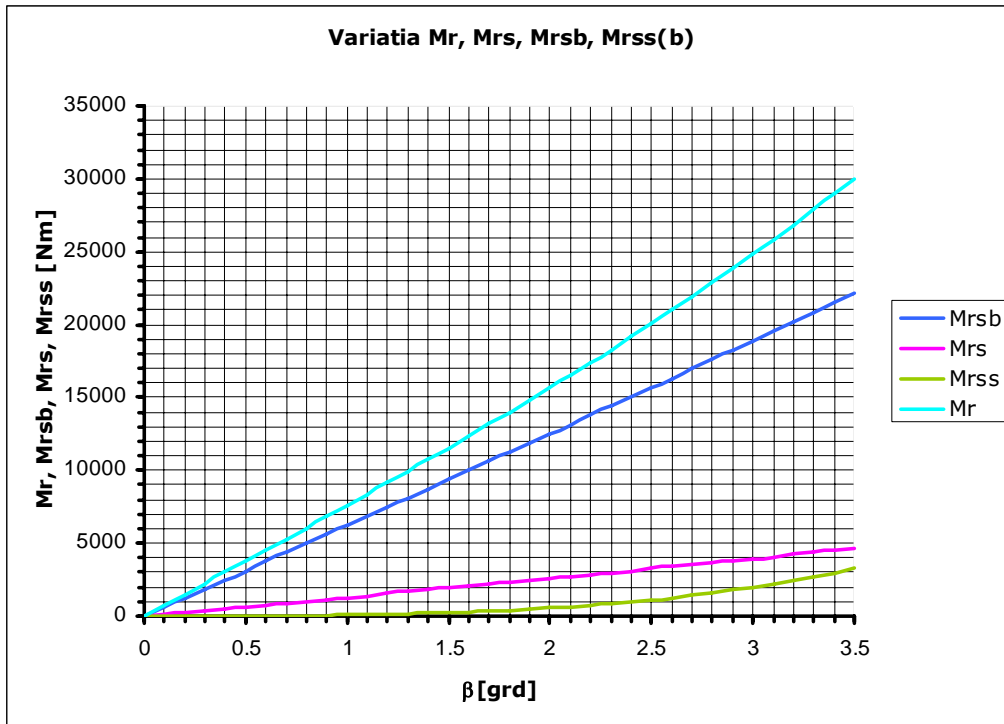


Fig. 3.5

### 3.3. CIRCULAȚIA DINAMICĂ ÎN CURBA DE RAZĂ R = 250 m A LOCOMOTIVEI 060 - EA

#### 3.3.1. CIRCULAȚIA CU AMBELE BOGHIURI ÎN POZIȚIA COARDĂ CÂND CUPLA ESTE INACTIVĂ

Se calculează valorile distanțelor polare maxime și minime pentru ambele boghiuri.

$$p_{I\max} := \frac{l_{13}}{2} + \frac{R \cdot j_t}{l_{13}} - \frac{j_t^2}{2 \cdot l_{13}}$$

$$p_{I\max} = 3.899034 \quad \text{m}$$

$$p_{I\min} := \frac{l_{13}}{2}$$

$$p_{II\max} := \frac{l_{46}}{2} + \frac{R \cdot j_t}{l_{46}} - \frac{j_t^2}{2 \cdot l_{46}}$$

$$p_{II\max} = 3.899034 \quad \text{m}$$

$$p_{II\min} := \frac{l_{46}}{2}$$



$$P_{Imin} = 2.175 \quad M \quad P_{IImin} = 2.175 \quad m$$

În continuare se determină valorile distanțelor polare de la polul de rotație al boghiurilor în curbă până la osiile 2 și 3, respectiv 5 și 6.

$$P_{2c} := P_{Imin} - l_{12} \quad P_{5c} := P_{IImin} - l_{45}$$

$$P_{3c} := P_{Imin} - l_{13} \quad P_{6c} := P_{IImin} - l_{46}$$

Se definesc ca vectori cu trei elemente distanțele polare pentru cele 2 boghiuri, după care se calculează valorile brațelor de frecare, ale pseudoalunecărilor, ale coeficienților de frecare și ale unghiurilor de frecare.

$$i := 1 .. 3 \quad P_{IC_i} := \begin{matrix} P_{Imin} \\ P_{2c} \\ P_{3c} \end{matrix} \quad P_{IC_i} = \begin{matrix} 2.175 \\ -0.075 \\ -2.175 \end{matrix} \quad [m]$$

$$P_{IIC_i} := \begin{matrix} P_{IImin} \\ P_{5c} \\ P_{6c} \end{matrix} \quad P_{IIC_i} = \begin{matrix} 2.175 \\ 0.075 \\ -2.175 \end{matrix} \quad [m]$$

$$d_{IC_i} := \sqrt{(P_{IC_i})^2 + s^2} \quad d_{IIC_i} := \sqrt{(P_{IIC_i})^2 + s^2}$$

$$v_{IC_i} := \frac{d_{IC_i}}{R} \quad v_{IIC_i} := \frac{d_{IIC_i}}{R}$$

$$\mu_{IC_i} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{IC_i})^n} \right]^{\frac{1}{n}}} \quad \mu_{IIC_i} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{IIC_i})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\xi_{IC_i} := \arccos\left(\frac{P_{IC_i}}{d_{IC_i}}\right) \quad \xi_{IIC_i} := \arccos\left(\frac{P_{IIC_i}}{d_{IIC_i}}\right)$$

Se calculează deplasarea centrului cutiei, unghiurile de rotire cutie - boghiu în radiani și în grade, după care prin interpolare pentru valorile  $\beta_{IC}$  și  $\beta_{IIC}$  pe curba  $M_i(\beta)$  din figura 3.5 rezultă valorile momentelor de rapel corespunzătoare.

$$x_c := \frac{l_{13} \cdot (2 \cdot P_{IImin} - l_{13}) - 2 \cdot l_{1p} \cdot (P_{Imin} + P_{IImin} - l_{46})}{4 \cdot l_p}$$

$$\beta_{IC} := \operatorname{atan} \left[ \frac{-(P_{Imin} - l_{1p}) \cdot \sqrt{R^2 - P_{Imin}^2} + (l_p + x_c) \cdot \sqrt{R^2 - P_{Imin}^2 - (l_p + x_c)^2} + (P_{Imin} - l_{1p})^2}{R^2 - P_{Imin}^2 - (l_p + x_c)^2} \right]$$

$$\beta_{IIC} := -\operatorname{atan} \left[ \frac{(P_{IImin} + l_{1p} - l_{46}) \cdot \sqrt{R^2 - P_{IImin}^2} + (l_p - x_c) \cdot \sqrt{R^2 - P_{IImin}^2 - (l_p - x_c)^2} + (P_{IImin} + l_{1p} - l_{46})^2}{R^2 - P_{IImin}^2 - (l_p - x_c)^2} \right]$$

$$M_{rIC} := \text{interp}\left(\text{sss}, \beta, M_{rt}, \beta_{IC} \cdot \frac{180}{\pi}\right) \quad M_{rIIC} := -\text{interp}\left(\text{sss}, \beta, M_{rt}, -\beta_{IIC} \cdot \frac{180}{\pi}\right)$$

Se determină unghiul de înclinare și lungimea cuplei înclinate la circulația în curbă, respectiv săgeata cuplei.

$$\gamma_C := \text{atan}\left[\frac{2 \cdot l_p - (l_{23} + l) \cdot (\cos(\beta_{IC}) + \cos(\beta_{IIC})) + t \cdot (\sin(\beta_{IC}) + \sin(\beta_{IIC}))}{(l_{23} + l) \cdot (\sin(\beta_{IC}) + \sin(\beta_{IIC})) + t \cdot (\cos(\beta_{IC}) + \cos(\beta_{IIC}))}\right]$$

$$b_C := \frac{(l_{23} + l) \cdot (\sin(\beta_{IC}) + \sin(\beta_{IIC})) + t \cdot (\cos(\beta_{IC}) + \cos(\beta_{IIC}))}{\cos(\gamma_C)}$$

$$f_C := |b_0 - b_C| \quad f_C = 0.00036653 \quad m \quad b_C = 1.00074653 \quad m$$

Se observă că săgeata cuplei este mai mică decât  $j_c = 0,002$  m, ceea ce înseamnă că boghiurile articulate ale locomotivei electrice 060-EA la circulația în poziția coardă se comportă ca și boghiuri libere.

În continuare se calculează sumele care intră în calculul vitezelor de desprindere din coardă, respectiv aceste viteze pentru cele două boghiuri ale locomotivei.

$$S_{I1c} := \sum_i (\mu_{IC_i} \cdot d_{IC_i}) \quad S_{II1c} := \sum_i (\mu_{IIC_i} \cdot d_{IIC_i})$$

$$S_{I2c} := \sum_i (\mu_{IC_i} \cdot \cos(\xi_{IC_i})) \quad S_{II2c} := \sum_i (\mu_{IIC_i} \cdot \cos(\xi_{IIC_i}))$$

$$v_{IC.patrat} := R \cdot g \cdot \left[ \frac{h}{2 \cdot s} - \frac{F_v \cdot l_{VI} - M_{rIC}}{6 \cdot Q \cdot c_I} + \frac{1}{3 \cdot c_I} \cdot (S_{I1c} - P_{Imin} \cdot S_{I2c}) \right]$$

$$v_{IIC.patrat} := R \cdot g \cdot \left[ \frac{h}{2 \cdot s} - \frac{F_v \cdot (l_{46} - l_{VII}) - M_{rIIC}}{6 \cdot Q \cdot (l_{46} - c_{II})} + \frac{1}{3 \cdot (l_{46} - c_{II})} \cdot (S_{II1c} - P_{IImin} \cdot S_{II2c}) \right]$$

$$v_{IC} := \sqrt{v_{IC.patrat}} \quad v_{IIC} := \sqrt{v_{IIC.patrat}}$$

$$v_{IC} = 29.692995 \quad m/s \quad v_{IIC} = 29.094148 \quad m/s$$

Se observă că boghiul I iese primul din poziția coardă ceea ce înseamnă după ce a ieșit, acesta circula în poziție intermediară până la viteza de ieșire din coardă a boghiului II.

Pentru intervalul de viteze  $v \in [v_{max}, v_{IC}]$  se definesc vectorii viteze pentru cele două boghiuri în m/s, respectiv km/h și se calculează valorile forței centrifuge C, forțelor directe  $P_1, P_3, P_4$  și  $P_6$ , respectiv forțelor de conducere  $Y_1, Y_3, Y_4$  și  $Y_6$ .

$$z := 0..10$$

$$v_{max} := \frac{v_{max}}{3.6}$$

$$v_{ICz} := v_{max} - \frac{z \cdot (v_{max} - v_{IC})}{10}$$

$$v_{IICz} := v_{ICz}$$

$$V_{IC_z} := v_{IC_z} \cdot 3.6$$

$$V_{IIC_z} := v_{IIC_z} \cdot 3.6$$

$$C_{IC_z} := \frac{6 \cdot Q}{g} \cdot \left[ \frac{(v_{IC_z})^2}{R} - \frac{g \cdot h}{2 \cdot s} \right]$$

$$C_{IIC_z} := \frac{6 \cdot Q}{g} \cdot \left[ \frac{(v_{IIC_z})^2}{R} - \frac{g \cdot h}{2 \cdot s} \right]$$

$$v_{IC_z} =$$

33.333
32.969
32.605
32.241
31.877
31.513
31.149
30.785
30.421
30.057
29.693

[m/s]

$$v_{IIC_z} =$$

33.333
32.969
32.605
32.241
31.877
31.513
31.149
30.785
30.421
30.057
29.693

[m/s]

$$V_{IC_z} =$$

120
118.689
117.379
116.068
114.758
113.447
112.137
110.826
109.516
108.205
106.895

[km/h]

$$V_{IIC_z} =$$

120
118.689
117.379
116.068
114.758
113.447
112.137
110.826
109.516
108.205
106.895

[km/h]

$$C_{IC_z} =$$

223831.464
217926.534
212086.445
206311.198
200600.793
194955.23
189374.509
183858.63
178407.592
173021.397
167700.044

[N]

$$C_{IIC_z} =$$

223831.464
217926.534
212086.445
206311.198
200600.793
194955.23
189374.509
183858.63
178407.592
173021.397
167700.044

[N]

$$P_{1C_z} := \frac{1}{l_{13}} \cdot [C_{IC_z} \cdot (l_{13} - c_I) + F_V \cdot (l_{13} - l_{VI}) + M_{rIC} + 2 \cdot Q \cdot (S_{I1c} - p_{3c} \cdot S_{I2c})]$$

$$P_{3C_z} := \frac{1}{l_{13}} \cdot [C_{IC_z} \cdot c_I + F_V \cdot l_{VI} - M_{rIC} - 2 \cdot Q \cdot (S_{I1c} - p_{Imin} \cdot S_{I2c})]$$

$$P_{4C_z} := \frac{1}{l_{46}} \cdot [C_{IIC_z} \cdot c_{II} + F_V \cdot l_{VII} + M_{rIIC} + 2 \cdot Q \cdot (S_{II1c} - p_{6c} \cdot S_{II2c})]$$

$$P_{6C_z} := \frac{1}{l_{46}} \cdot [C_{IIc_z} \cdot (l_{46} - c_{II}) + F_v \cdot (l_{46} - l_{VII}) - M_{rIIc} - 2 \cdot Q \cdot (S_{II1c} - p_{IImin} \cdot S_{II2c})]$$

$$Y_{1C_z} := P_{1C_z} - Q \cdot \mu_{IC_1} \cdot \cos(\xi_{IC_1})$$

$$Y_{4C_z} := P_{4C_z} - Q \cdot \mu_{IIc_1} \cdot \cos(\xi_{IIc_1})$$

$$Y_{3C_z} := P_{3C_z} - Q \cdot \mu_{IC_3} \cdot \cos(\xi_{IC_3})$$

$$Y_{6C_z} := P_{6C_z} - Q \cdot \mu_{IIc_3} \cdot \cos(\xi_{IIc_3})$$

$$P_{1C_z} =$$

208796.623
205945.967
203126.614
200338.563
197581.816
194856.372
192162.231
189499.392
186867.857
184267.625
181698.696

[N]

$$P_{3C_z} =$$

29033.494
25979.219
22958.483
19971.287
17017.629
14097.51
11210.93
8357.889
5538.387
2752.424
-0

[N]

$$Y_{1C_z} =$$

171530.952
168680.296
165860.942
163072.892
160316.145
157590.701
154896.56
152233.721
149602.186
147001.954
144433.025

[N]

$$Y_{3C_z} =$$

66299.165
63244.89
60224.155
57236.958
54283.3
51363.181
48476.601
45623.56
42804.058
40018.095
37265.671

[N]

$$P_{4C_z} =$$

215237.022
212182.748
209162.012
206174.816
203221.158
200301.039
197414.459
194561.418
191741.916
188955.953
186203.529

[N]

$$P_{6C_z} =$$

31255.79
28405.134
25585.781
22797.73
20040.983
17315.539
14621.398
11958.56
9327.024
6726.792
4157.863

[N]

$$Y_{4C_z} =$$

177971.351
174917.077
171896.341
168909.145
165955.487
163035.368
160148.788
157295.747
154476.245
151690.282
148937.858

[N]

$$Y_{6C_z} =$$

68521.461
65670.805
62851.452
60063.402
57306.654
54581.21
51887.069
49224.231
46592.695
43992.463
41423.534

[N]

### 3.3.2. CIRCULAȚIA CU BOGHIUL I ÎN POZIȚIE INTERMEDIARĂ ȘI CU BOGHIUL II ÎN POZIȚIE COARDĂ AVÂND CUPLA INACTIVĂ, $P_3 = 0$

Se caută valoarea distanței polare pentru boghiul I astfel ca în urma calculelor să rezulte valoarea săgeții arcului cuplei  $f = j_c$ , după care se dau valori acestei distanțe polare pentru  $p_{1ic} \in [p_{min}, p_{1ic.F}]$ .

$$P_{1ic.f'} := 2.2576458 \quad m \quad P_{1ic.l_z} := P_{Imin} + \frac{z \cdot (P_{1ic.f'} - P_{Imin})}{10}$$

Se calculează valorile distanțelor polare de la polul de rotație al boghiurilor în curbă până la osiile 2 și 3, respectiv 5 și 6.

$$P_{2ic.l_z} := P_{1ic.l_z} - l_{12} \quad P_{5ic.l} := P_{IImin} - l_{45}$$

$$P_{3ic.l_z} := P_{1ic.l_z} - l_{13} \quad P_{6ic.l} := P_{IImin} - l_{46}$$

$$P_{1ic.l_z} =$$

2.175
2.1832646
2.1915292
2.1997937
2.2080583
2.2163229
2.2245875
2.2328521
2.2411166
2.2493812
2.2576458

$$P_{2ic.l_z} =$$

-0.075
-0.0667354
-0.0584708
-0.0502063
-0.0419417
-0.0336771
-0.0254125
-0.0171479
$-8.88336 \cdot 10^{-3}$
$-6.1878 \cdot 10^{-4}$
$7.6458 \cdot 10^{-3}$

$$P_{3ic.l_z} =$$

-2.175
-2.1667354
-2.1584708
-2.1502063
-2.1419417
-2.1336771
-2.1254125
-2.1171479
-2.1088834
-2.1006188
-2.0923542

[m]

[m]

[m]

Se definește ca vector cu trei elemente distanța polară pentru boghiul II, după care se calculează valorile brațelor de frecare, ale pseudoalunecărilor, ale coeficienților de frecare și ale unghiurilor de frecare.

$$P_{IIic.l_i} :=$$

P <sub>IImin</sub>
P <sub>5ic.l</sub>
P <sub>6ic.l</sub>

$$P_{IIic.l_i} =$$

2.175
0.075
-2.175

[m]

$$d_{1ic.l_z} := \sqrt{(P_{1ic.l_z})^2 + s^2} \quad d_{2ic.l_z} := \sqrt{(P_{2ic.l_z})^2 + s^2} \quad d_{3ic.l_z} := \sqrt{(P_{3ic.l_z})^2 + s^2}$$

$$d_{IIic.l_i} := \sqrt{(P_{IIic.l_i})^2 + s^2}$$

$$v_{1ic.l_z} := \frac{d_{1ic.l_z}}{R}$$

$$v_{2ic.l_z} := \frac{d_{2ic.l_z}}{R}$$

$$v_{3ic.l_z} := \frac{d_{3ic.l_z}}{R}$$

$$v_{IIic.l_i} := \frac{d_{IIic.l_i}}{R}$$

$$\mu_{1ic.l_z} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{1ic.l_z})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\mu_{2ic.l_z} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{2ic.l_z})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\mu_{3ic.l_z} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{3ic.l_z})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\mu_{IIic.l_i} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{IIic.l_i})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\xi_{1ic.l_z} := \arccos\left(\frac{p_{1ic.l_z}}{d_{1ic.l_z}}\right) \quad \xi_{2ic.l_z} := \arccos\left(\frac{p_{2ic.l_z}}{d_{2ic.l_z}}\right) \quad \xi_{3ic.l_z} := \arccos\left(\frac{p_{3ic.l_z}}{d_{3ic.l_z}}\right)$$

$$\xi_{IIic.l_i} := \arccos\left(\frac{p_{IIic.l_i}}{d_{IIic.l_i}}\right)$$

Se calculează deplasarea centrului cutiei, unghiurile de rotire cutie - boghiu în radiani și în grade, după care prin interpolare pentru valorile  $\beta_{Ic}$  și  $\beta_{IIc}$  pe curba  $M_r(\beta)$  din figura 3.5 rezultă valorile momentelor de rapel corespunzătoare.

$$x_{ic.l_z} := \frac{l_{13} \cdot (2 \cdot p_{IImin} - l_{13}) - 2 \cdot l_{1p} \cdot (p_{1ic.l_z} + p_{IImin} - l_{46})}{4 \cdot l_p}$$

$$\beta_{Iic.l_z} := \operatorname{atan} \left[ \frac{-(p_{1ic.l_z} - l_{1p}) \cdot \sqrt{R^2 - (p_{1ic.l_z})^2} + (l_p + x_{ic.l_z}) \cdot \sqrt{R^2 - (p_{1ic.l_z})^2 - (l_p + x_{ic.l_z})^2} + (p_{1ic.l_z} - l_{1p})^2}{R^2 - (p_{1ic.l_z})^2 - (l_p + x_{ic.l_z})^2} \right]$$

$$\beta_{IIic.l_z} := -\operatorname{atan} \left[ \frac{(p_{IImin} + l_{1p} - l_{46}) \cdot \sqrt{R^2 - p_{IImin}^2} + (l_p - x_{ic.l_z}) \cdot \sqrt{R^2 - p_{IImin}^2 - (l_p - x_{ic.l_z})^2} + (p_{IImin} + l_{1p} - l_{46})^2}{R^2 - p_{IImin}^2 - (l_p - x_{ic.l_z})^2} \right]$$

$$M_{rIic.l_z} := \operatorname{interp} \left( sss, \beta, M_{rt}, \beta_{Iic.l_z} \cdot \frac{180}{\pi} \right) \quad M_{rIIic.l_z} := -\operatorname{interp} \left( sss, \beta, M_{rt}, -\beta_{IIic.l_z} \cdot \frac{180}{\pi} \right)$$

Se determină unghiul de înclinare și lungimea cuplei înclinate la circulația în curbă, respectiv săgeata cuplei.

$$\gamma_{ic.l_z} := \operatorname{atan} \left[ \frac{2 \cdot l_p - (l_{23} + l) \cdot (\cos(\beta_{Iic.l_z}) + \cos(\beta_{IIic.l_z})) + t \cdot (\sin(\beta_{Iic.l_z}) + \sin(\beta_{IIic.l_z}))}{(l_{23} + l) \cdot (\sin(\beta_{Iic.l_z}) + \sin(\beta_{IIic.l_z})) + t \cdot (\cos(\beta_{Iic.l_z}) + \cos(\beta_{IIic.l_z}))} \right]$$

$$b_{ic.l_z} := \frac{(l_{23} + l) \cdot (\sin(\beta_{Iic.l_z}) + \sin(\beta_{IIic.l_z})) + t \cdot (\cos(\beta_{Iic.l_z}) + \cos(\beta_{IIic.l_z}))}{\cos(\gamma_{ic.l_z})}$$

$$f_{ic.l_z} := |b_0 - b_{ic.l_z}|$$

$$f_{ic.l_z} =$$

$$b_{ic.l_z} =$$

0.00036653
0.00012987
0.00010679
0.00034345
0.00058011
0.00081677
0.00105342
0.00129007
0.00152672
0.00176336
0.002

1.00074653
1.00050987
1.00027321
1.00003655
0.99979989
0.99956323
0.99932658
0.99908993
0.99885328
0.99861664
0.99838

[m]

[m]

Se observă că săgeata cuplei crește și ajunge să fie egală cu  $j_c = 0,002$  m, ceea ce înseamnă că locomotiva electrică 060-EA la circulația cu boghiul I în poziție intermediară și cu boghiul II în poziția coardă se comportă ca și un vehicul cu boghiuri libere.

În continuare se calculează sumele care intră în calculul vitezelor de desprindere din coardă, respectiv aceste viteze pentru cele două boghiuri ale locomotivei.

$$S_{I1ic.l_z} := \mu_{1ic.l_z} \cdot d_{1ic.l_z} + \mu_{2ic.l_z} \cdot d_{2ic.l_z} + \mu_{3ic.l_z} \cdot d_{3ic.l_z}$$

$$S_{I2ic.l_z} := \mu_{1ic.l_z} \cdot \cos(\xi_{1ic.l_z}) + \mu_{2ic.l_z} \cdot \cos(\xi_{2ic.l_z}) + \mu_{3ic.l_z} \cdot \cos(\xi_{3ic.l_z})$$

$$S_{II1ic.l} := \sum_i (\mu_{IIic.l_i} \cdot d_{IIic.l_i})$$

$$S_{II2ic.l} := \sum_i (\mu_{IIic.l_i} \cdot \cos(\xi_{IIic.l_i}))$$

$$v_{Iic.patrat.l_z} := R \cdot g \cdot \left[ \frac{h}{2 \cdot s} - \frac{F_v \cdot l_{vI} - M_{rIic.l_z}}{6 \cdot Q \cdot c_I} + \frac{1}{3 \cdot c_I} \cdot (S_{I1ic.l_z} - p_{1ic.l_z} \cdot S_{I2ic.l_z}) \right]$$

$$v_{IIic.patrat.l_z} := R \cdot g \cdot \left[ \frac{h}{2 \cdot s} - \frac{F_v \cdot (l_{46} - l_{vII}) - M_{rIIic.l_z}}{6 \cdot Q \cdot (l_{46} - c_{II})} + \frac{1}{3 \cdot (l_{46} - c_{II})} \cdot (S_{II1ic.l} - p_{IImin} \cdot S_{II2ic.l}) \right]$$

$$v_{Iic.l_z} := \sqrt{v_{Iic.patrat.l_z}}$$

$$v_{IIic.l_z} := \sqrt{v_{IIic.patrat.l_z}}$$

$$v_{Iic.l_z} =$$

29.693
29.649
29.604
29.559
29.514
29.469
29.423
29.378
29.332
29.286
29.24

[m/s]

$$v_{IIic.l_z} =$$

29.094
29.094
29.094
29.094
29.094
29.094
29.093
29.093
29.093
29.093
29.093
29.093

[m/s]

Se observă că ultima valoare a vitezei boghiului I la circulația în poziție intermediară este mai mare decât viteza de ieșire din coardă a boghiului II, ceea ce înseamnă că până la consumarea jocului din cuplă la  $z = 10$  ambele boghiuri vor circula cu viteza  $v_{Iic.l}$ .

În continuare se calculează vitezele celor două boghiuri în km/h, valorile forței centrifuge  $C$ , ale forțelor directoare  $P_1$ ,  $P_4$  și  $P_6$ , respectiv ale forțelor de conducere  $Y_1$ ,  $Y_4$  și  $Y_6$ .

$$v_{IIic.l_z} := v_{Iic.l_z}$$

$$v_{Iic.l_z} := 3.6 \cdot v_{Iic.l_z}$$

$$v_{IIic.l_z} := 3.6 \cdot v_{IIic.l_z}$$

$$C_{Iic.l_z} := \frac{1}{c_1} \cdot [2 \cdot Q \cdot (S_{I1ic.l_z} - P_{1ic.l_z} \cdot S_{I2ic.l_z}) + M_{rIic.l_z} - F_v \cdot l_{vI}]$$

$$C_{IIic.l_z} := \frac{6 \cdot Q}{g} \cdot \left[ \frac{(v_{IIic.l_z})^2}{R} - \frac{g \cdot h}{2 \cdot s} \right]$$

$$v_{Iic.l_z} =$$

106.895
106.735
106.574
106.413
106.25
106.088
105.924
105.76
105.595
105.43
105.263

[km/h]

$$C_{Iic.l_z} =$$

167700.044
167054.639
166407.422
165758.405
165107.6
164455.019
163800.672
163144.572
162486.729
161827.155
161165.86

[N]

$$v_{IIic.l_z} =$$

106.895
106.735
106.574
106.413
106.25
106.088
105.924
105.76
105.595
105.43
105.263

[km/h]

$$C_{IIic.l_z} =$$

167700.044
167054.639
166407.422
165758.405
165107.6
164455.019
163800.672
163144.572
162486.729
161827.155
161165.86

[N]



$$P_{1ic.l_z} := \frac{1}{l_{13}} \cdot [C_{IIc.l_z} \cdot (l_{13} - c_I) + F_V \cdot (l_{13} - l_{VI}) + M_{rIIc.l_z} + 2 \cdot Q \cdot (S_{II1c.l_z} - P_{3ic.l_z} \cdot S_{II2c.l_z})]$$

$$P_{4ic.l_z} := \frac{1}{l_{46}} \cdot [C_{IIc.l_z} \cdot c_{II} + F_V \cdot l_{VII} + M_{rIIc.l_z} + 2 \cdot Q \cdot (S_{II1c.l_z} - P_{6ic.l_z} \cdot S_{II2c.l_z})]$$

$$P_{6ic.l_z} := \frac{1}{l_{46}} \cdot [C_{IIc.l_z} \cdot (l_{46} - c_{II}) + F_V \cdot (l_{46} - l_{VII}) - M_{rIIc.l_z} - 2 \cdot Q \cdot (S_{II1c.l_z} - P_{IImin} \cdot S_{II2c.l_z})]$$

$$Y_{1ic.l_z} := P_{1ic.l_z} - Q \cdot \mu_{1ic.l_z} \cdot \cos(\xi_{1ic.l_z})$$

$$Y_{4ic.l_z} := P_{4ic.l_z} - Q \cdot \mu_{IIc.l_1} \cdot \cos(\xi_{IIc.l_1})$$

$$Y_{6ic.l_z} := P_{6ic.l_z} - Q \cdot \mu_{IIc.l_3} \cdot \cos(\xi_{IIc.l_3})$$

$$P_{1ic.l_z} =$$

181698.696
181694.048
181687.826
181680.03
181670.661
181659.719
181647.203
181633.113
181617.448
181600.209
181581.393

[N]

$$P_{4ic.l_z} =$$

186203.529
185868.6
185532.733
185195.936
184858.213
184519.572
184180.017
183839.556
183498.193
183155.935
182812.786

[N]

$$P_{6ic.l_z} =$$

4157.863
3847.387
3536.037
3223.818
2910.735
2596.795
2282.003
1966.364
1649.884
1332.568
1014.422

[N]

$$Y_{1ic.l_z} =$$

144433.025
144387.542
144340.863
144292.983
144243.899
144193.608
144142.105
144089.387
144035.448
143980.285
143923.892

[N]

$$Y_{4ic.l_z} =$$

148937.858
148602.929
148267.062
147930.264
147592.542
147253.901
146914.346
146573.885
146232.522
145890.264
145547.115

[N]

$$Y_{6ic.l_z} =$$

41423.5338
41113.0583
40801.7079
40489.4886
40176.4061
39862.466
39547.6739
39232.0351
38915.5552
38598.2394
38280.0927

[N]

### 3.3.3. CIRCULAȚIA CU BOGHIUL I ÎN POZIȚIE INTERMEDIARĂ ȘI CU BOGHIUL II ÎN POZIȚIA COARDĂ CU CUPLĂ, $f_c = j_c$ , $F_c \in [0, F_{oc}]$ , PÂNĂ SE AJUNGE LA $P_6 = 0$

Se mențin constante valorile distanțelor polare  $p_{1ic.f'}$  pentru boghiul I și  $p_{IImin}$  pentru boghiul II pentru care valoarea săgeții arcului cuplei  $f = j_c$ .

$$p_{1ic.f'} = 2.2576458 \quad m \quad p_{IImin} = 2.175 \quad m$$

Se calculează valorile distanțelor polare de la polul de rotație al boghiurilor în curbă până la osiile 2 și 3, respectiv 5 și 6.

$$p_{2ic.f} := p_{1ic.f'} - l_{12} \quad p_{5ic.f} := p_{IImin} - l_{45}$$

$$p_{3ic.f} := p_{1ic.f'} - l_{13} \quad p_{6ic.f} := p_{IImin} - l_{46}$$

Se definesc ca vectori cu trei elemente distanțele polare pentru ambele boghiuri, după care se calculează valorile brațelor de frecare, ale pseudoalunecărilor, ale coeficienților de frecare și ale unghiurilor de frecare.

$p_{Iic.f_i} :=$	$p_{Iic.f_i} =$	$p_{IIic.f_i} :=$	$p_{IIic.f_i} =$												
<table border="1" style="width: 100%;"><tr><td><math>p_{1ic.f'}</math></td></tr><tr><td><math>p_{2ic.f}</math></td></tr><tr><td><math>p_{3ic.f}</math></td></tr></table>	$p_{1ic.f'}$	$p_{2ic.f}$	$p_{3ic.f}$	<table border="1" style="width: 100%;"><tr><td>2.2576458</td></tr><tr><td>0.0076458</td></tr><tr><td>-2.0923542</td></tr></table>	2.2576458	0.0076458	-2.0923542	<table border="1" style="width: 100%;"><tr><td><math>p_{IImin}</math></td></tr><tr><td><math>p_{5ic.f}</math></td></tr><tr><td><math>p_{6ic.f}</math></td></tr></table>	$p_{IImin}$	$p_{5ic.f}$	$p_{6ic.f}$	<table border="1" style="width: 100%;"><tr><td>2.175</td></tr><tr><td>0.075</td></tr><tr><td>-2.175</td></tr></table>	2.175	0.075	-2.175
$p_{1ic.f'}$															
$p_{2ic.f}$															
$p_{3ic.f}$															
2.2576458															
0.0076458															
-2.0923542															
$p_{IImin}$															
$p_{5ic.f}$															
$p_{6ic.f}$															
2.175															
0.075															
-2.175															
	[m]		[m]												

$$d_{Iic.f_i} := \sqrt{(p_{Iic.f_i})^2 + s^2}$$

$$d_{IIic.f_i} := \sqrt{(p_{IIic.f_i})^2 + s^2}$$

$$v_{Iic.f_i} := \frac{d_{Iic.f_i}}{R}$$

$$v_{IIic.f_i} := \frac{d_{IIic.f_i}}{R}$$

$$\mu_{Iic.f_i} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{Iic.f_i})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\mu_{IIic.f_i} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{IIic.f_i})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\xi_{Iic.f_i} := \arccos \left( \frac{p_{Iic.f_i}}{d_{Iic.f_i}} \right)$$

$$\xi_{IIic.f_i} := \arccos \left( \frac{p_{IIic.f_i}}{d_{IIic.f_i}} \right)$$

Se calculează deplasarea centrului cutiei, unghiurile de rotire cutie - boghiu în radiani și în grade, după care prin interpolare pentru valorile  $\beta_{IC}$  și  $\beta_{Ic}$  pe curba  $M_r(\beta)$  din figura 3.5 rezultă valorile momentelor de rapel corespunzătoare.

$$x_{ic.f} := \frac{l_{13} \cdot (2 \cdot p_{IImin} - l_{13}) - 2 \cdot l_{1p} \cdot (p_{1ic.f'} + p_{IImin} - l_{46})}{4 \cdot l_p}$$

$$\beta_{Iic.f} := \text{atan} \left[ \frac{-(p_{1ic.f} - l_{1p}) \cdot \sqrt{R^2 - p_{1ic.f}^2} + (l_p + x_{ic.f}) \cdot \sqrt{R^2 - p_{1ic.f}^2 - (l_p + x_{ic.f})^2} + (p_{1ic.f} - l_{1p})^2}{R^2 - p_{1ic.f}^2 - (l_p + x_{ic.f})^2} \right]$$

$$\beta_{IIic.f} := -\text{atan} \left[ \frac{(p_{IImin} + l_{1p} - l_{46}) \cdot \sqrt{R^2 - p_{IImin}^2} + (l_p - x_{ic.f}) \cdot \sqrt{R^2 - p_{IImin}^2 - (l_p - x_{ic.f})^2} + (p_{IImin} + l_{1p} - l_{46})^2}{R^2 - p_{IImin}^2 - (l_p - x_{ic.f})^2} \right]$$

$$M_{rIic.f} := \text{interp} \left( sss, \beta, M_{rt}, \beta_{Iic.f} \frac{180}{\pi} \right) \quad M_{rIIic.f} := -\text{interp} \left( sss, \beta, M_{rt}, -\beta_{IIic.f} \frac{180}{\pi} \right)$$

Se determină unghiul de înclinare și lungimea cuplei înclinate la circulația în curbă, respectiv săgeata cuplei.

$$\gamma_{ic.f} := \text{atan} \left[ \frac{[2 \cdot l_p - (l_{23} + l) \cdot (\cos(\beta_{Iic.f}) + \cos(\beta_{IIic.f}))] + t \cdot (\sin(\beta_{Iic.f}) + \sin(\beta_{IIic.f}))}{(l_{23} + l) \cdot (\sin(\beta_{Iic.f}) + \sin(\beta_{IIic.f})) + t \cdot (\cos(\beta_{Iic.f}) + \cos(\beta_{IIic.f}))} \right]$$

$$b_{ic.f} := \frac{(l_{23} + l) \cdot (\sin(\beta_{Iic.f}) + \sin(\beta_{IIic.f})) + t \cdot (\cos(\beta_{Iic.f}) + \cos(\beta_{IIic.f}))}{\cos(\gamma_{ic.f})}$$

$$f_{ic.f} := |b_o - b_{ic.f}| \quad f_{ic.f} = 0.002 \quad m \quad b_{ic.f} = 0.99838 \quad m$$

Odată ajuns la  $f_c = j_c$  cupla își menține această săgeată și începe să apară o forță în cuplă care crește de la valoarea 0 N până la o anumită valoare  $F_{oc}'$ , moment în care se atinge viteza de ieșire din coardă a boghiului II și se calculează cele două componente ale forței din cuplă după axele x și y cu care acționează asupra celor două boghiuri.

$$F_{oc}' := 1175.2872 \quad N$$

$$F_{c.ic.f_z} =$$

$$F_{c.ic.f_z} := \frac{z \cdot F_{oc}'}{10}$$

0
117.529
235.057
352.586
470.115
587.644
705.172
822.701
940.23
1057.758
1175.287

$$F_{Iyic.f_z} := F_{c.ic.f_z} \cdot \cos(\gamma_{ic.f} - \beta_{Iic.f})$$

$$F_{Ix ic.f_z} := F_{c.ic.f_z} \cdot \sin(\gamma_{ic.f} - \beta_{Iic.f})$$

$$F_{IIyic.f_z} := F_{c.ic.f_z} \cdot \cos(\gamma_{ic.f} - \beta_{IIic.f})$$

$$F_{IIx ic.f_z} := F_{c.ic.f_z} \cdot \sin(\gamma_{ic.f} - \beta_{IIic.f})$$

[N]

În continuare se calculează sumele care intră în calculul vitezei de circulație  $V_{Iic.f}$  pentru boghiul I și vitezei de ieșire din coardă a boghiului II la  $p_4 = p_{IImax}$  și la  $P_6 = 0$  N, respectiv aceste viteze pentru cele două boghiuri ale locomotivei.

$$S_{I1ic.f} := \sum_i (\mu_{Iic.f_i} \cdot d_{Iic.f_i})$$

$$S_{I2ic.f} := \sum_i (\mu_{Iic.f_i} \cdot \cos(\xi_{Iic.f_i}))$$

$$S_{II1ic.f} := \sum_i (\mu_{IIic.f_i} \cdot d_{IIic.f_i}) \qquad S_{II2ic.f} := \sum_i (\mu_{IIic.f_i} \cdot \cos(\xi_{IIic.f_i}))$$

$$v_{Iic.patrat.f_z} := R \cdot g \cdot \left[ \frac{h}{2 \cdot s} - \frac{F_v \cdot l_{VI} - M_{rIic.f} + F_{Iyic.f_z} \cdot (l + l_{13}) + F_{Ixic.f_z} \cdot t}{6 \cdot Q \cdot c_I} + \frac{1}{3 \cdot c_I} \cdot (S_{II1ic.f} - P_{1ic.f} \cdot S_{II2ic.f}) \right]$$

$$v_{IIic.patrat.f_z} := R \cdot g \cdot \left[ \frac{h}{2 \cdot s} - \frac{F_v \cdot (l_{46} - l_{VII}) - M_{rIIic.f} + F_{IIyic.f_z} \cdot l + F_{IIxic.f_z} \cdot t}{6 \cdot Q \cdot (l_{46} - c_{II})} + \frac{1}{3 \cdot (l_{46} - c_{II})} \cdot (S_{II1ic.f} - P_{IImin} \cdot S_{II2ic.f}) \right]$$

$$v_{Iic.f_z} := \sqrt{v_{Iic.patrat.f_z}}$$

$$v_{IIic.f_z} := \sqrt{v_{IIic.patrat.f_z}}$$

$v_{Iic.f_z} =$

29.24
29.214
29.187
29.161
29.135
29.109
29.082
29.056
29.03
29.003
28.977

$v_{IIic.f_z} =$

29.093
29.081
29.069
29.058
29.046
29.035
29.023
29.012
29
28.988
28.977

[m/s]

[m/s]

Se observă că ultima valoare a vitezei boghiului I la circulația în poziție intermediară este egală cu viteza de ieșire din coardă a boghiului II (ultima valoare a vitezei  $v_{IIic.f}$ ), ceea ce înseamnă că ambele boghiuri vor circula cu viteza  $v_{Iic.l}$ .

$$v_{IIic.f_z} := v_{Iic.f_z}$$

În continuare se calculează vitezele celor două boghiuri în km/h, valorile forței centrifuge  $C$ , forțelor directe  $P_1, P_4$  și  $P_6$ , respectiv forțelor de conducere  $Y_1, Y_4$  și  $Y_6$ .

$$v_{Iic.f_z} := 3.6 \cdot v_{Iic.f_z}$$

$$v_{IIic.f_z} := 3.6 \cdot v_{IIic.f_z}$$

$$C_{Iic.f_z} := \frac{6 \cdot Q}{g} \cdot \left[ \frac{(v_{Iic.f_z})^2}{R} - \frac{g \cdot h}{2 \cdot s} \right]$$

$$C_{IIic.f_z} := \frac{6 \cdot Q}{g} \cdot \left[ \frac{(v_{IIic.f_z})^2}{R} - \frac{g \cdot h}{2 \cdot s} \right]$$

$V_{Iic.f_z} =$

105.263
105.169
105.075
104.98
104.886
104.791
104.696
104.601
104.507
104.412
104.317

[km/h]

$C_{Iic.f_z} =$

161165.86
160791.33
160416.799
160042.269
159667.739
159293.209
158918.679
158544.148
158169.618
157795.088
157420.558

[N]

$V_{IIic.f_z} =$

105.263
105.169
105.075
104.98
104.886
104.791
104.696
104.601
104.507
104.412
104.317

[km/h]

$C_{IIic.f_z} =$

161165.86
160791.33
160416.799
160042.269
159667.739
159293.209
158918.679
158544.148
158169.618
157795.088
157420.558

[N]

$$P_{1ic.f_z} := \frac{1}{l_{13}} \cdot [C_{Iic.f_z} \cdot (l_{13} - c_I) + F_v \cdot (l_{13} - l_{VI}) + M_{rIic.f} - F_{Iyic.f_z} \cdot l - F_{Ixic.f_z} \cdot t + 2 \cdot Q \cdot (S_{I1ic.f} - P_{3ic.f} \cdot S_{I2ic.f})]$$

$$P_{4ic.f_z} := \frac{1}{l_{46}} \cdot [C_{IIic.f_z} \cdot c_{II} + F_v \cdot l_{VII} + M_{rIIic.f} - F_{IIyic.f_z} \cdot (l + l_{46}) - F_{IIxic.f_z} \cdot t + 2 \cdot Q \cdot (S_{II1ic.f} - P_{6ic.f} \cdot S_{II2ic.f})]$$

$$P_{6ic.f_z} := \frac{1}{l_{46}} \cdot [C_{IIic.f_z} \cdot (l_{46} - c_{II}) + F_v \cdot (l_{46} - l_{VII}) - M_{rIIic.f} + F_{IIyic.f_z} \cdot l + F_{IIxic.f_z} \cdot t - 2 \cdot Q \cdot (S_{II1ic.f} - P_{IImin} \cdot S_{II2ic.f})]$$

$$Y_{1ic.f_z} := P_{1ic.f_z} - Q \cdot \mu_{Iic.f_1} \cdot \cos(\xi_{Iic.f_1})$$

$$Y_{4ic.f_z} := P_{4ic.f_z} - Q \cdot \mu_{IIic.f_1} \cdot \cos(\xi_{IIic.f_1})$$

$$Y_{6ic.f_z} := P_{6ic.f_z} - Q \cdot \mu_{IIic.f_3} \cdot \cos(\xi_{IIic.f_3})$$

$P_{1ic.f_z} =$

181581.393
181320.883
181060.372
180799.862
180539.352
180278.842
180018.332
179757.822
179497.312
179236.802
178976.291

[N]

$Y_{1ic.f_z} =$

143923.892
143663.382
143402.872
143142.362
142881.852
142621.342
142360.832
142100.321
141839.811
141579.301
141318.791

[N]

$P_{4ic.f_z} =$	$P_{6ic.f_z} =$	$Y_{4ic.f_z} =$	$Y_{6ic.f_z} =$
182812.786	1014.422	145547.115	38280.093
182426.958	912.98	145161.287	38178.651
182041.13	811.537	144775.458	38077.208
181655.301	710.095	144389.63	37975.766
181269.473	608.653	144003.802	37874.324
180883.645	507.211	143617.974	37772.882
180497.816	405.769	143232.145	37671.44
180111.988	304.327	142846.317	37569.998
179726.16	202.884	142460.489	37468.555
179340.332	101.442	142074.661	37367.113
178954.503	0	141688.832	37265.671
[N]	[N]	[N]	[N]

### 3.3.4. CIRCULAȚIA CU AMBELE BOGHIURI ÎN POZIȚIE INTERMEDIARĂ CU CUPLĂ, $P_3 = P_6 = 0$ , $f_c = j_c$ $F_c \in [0, F_{oc}]$

Se caută perechile de distanțe polare pentru boghiul I și boghiul II, prin iterații succesive, pentru care valoarea săgeții arcului cuplei să se mențină  $f_c = j_c$ , respectiv valoarea  $F_{oc}$  a forței din cuplă pentru care valorile forței centrifuge necompensate (ale vitezelor) pentru cele două boghiuri să fie egale. Se observă că boghiul II s-a desprins din poziția coardă și distanța polară a acestuia începe să crească până la valoarea  $p_{4i.f}$ , în același timp distanța polară a boghiului I scade până la  $p_{Imin}$ , respectând condiția de mai sus. Deci, distanța polară  $p_1 \in [p_{1ic.f}, p_{Imin}]$  și  $p_4 \in [p_{IImin}, p_{4i.f}]$ .

$$p_{1ic.f} = 2.2576458 \quad m$$

$$p_{4i.f} := 2.377207 \quad m$$

$$p_{1i.f_z} := p_{1ic.f} + \frac{z \cdot (p_{Imin} - p_{1ic.f})}{10}$$

$$p_{4i.f_z} := p_{IImin} + \frac{z \cdot (p_{4i.f} - p_{IImin})}{10}$$

Se calculează valorile distanțelor polare de la polul de rotație al boghiurilor în curbă până la osiile 2 și 3, respectiv 5 și 6.

$$p_{2i.f_z} := p_{1i.f_z} - l_{12}$$

$$p_{5i.f_z} := p_{4i.f_z} - l_{45}$$

$$p_{3i.f_z} := p_{1i.f_z} - l_{13}$$

$$p_{6i.f_z} := p_{4i.f_z} - l_{46}$$

P<sub>1i.f<sub>z</sub></sub> =

2.2576458
2.2493812
2.2411166
2.2328521
2.2245875
2.2163229
2.2080583
2.1997937
2.1915292
2.1832646
2.175

[m]

P<sub>2i.f<sub>z</sub></sub> =

0.0076458
-0.0006188
-0.0088834
-0.0171479
-0.0254125
-0.0336771
-0.0419417
-0.0502063
-0.0584708
-0.0667354
-0.075

[m]

P<sub>3i.f<sub>z</sub></sub> =

-2.0923542
-2.1006188
-2.1088834
-2.1171479
-2.1254125
-2.1336771
-2.1419417
-2.1502063
-2.1584708
-2.1667354
-2.175

[m]

P<sub>4i.f<sub>z</sub></sub> =

2.175
2.1952207
2.2154414
2.2356621
2.2558828
2.2761035
2.2963242
2.3165449
2.3367656
2.3569863
2.377207

[m]

P<sub>5i.f<sub>z</sub></sub> =

0.075
0.0952207
0.1154414
0.1356621
0.1558828
0.1761035
0.1963242
0.2165449
0.2367656
0.2569863
0.277207

[m]

P<sub>6i.f<sub>z</sub></sub> =

-2.175
-2.1547793
-2.1345586
-2.1143379
-2.0941172
-2.0738965
-2.0536758
-2.0334551
-2.0132344
-1.9930137
-1.972793

[m]

Se determină valorile brațelor de frecare, ale pseudoalunecărilor, ale coeficienților de frecare și ale unghiurilor de frecare.

$$d_{1i.f_z} := \sqrt{s^2 + (p_{1i.f_z})^2}$$

$$d_{2i.f_z} := \sqrt{s^2 + (p_{2i.f_z})^2}$$

$$d_{3i.f_z} := \sqrt{s^2 + (p_{3i.f_z})^2}$$

$$d_{4i.f_z} := \sqrt{s^2 + (p_{4i.f_z})^2}$$

$$d_{5i.f_z} := \sqrt{s^2 + (p_{5i.f_z})^2}$$

$$d_{6i.f_z} := \sqrt{s^2 + (p_{6i.f_z})^2}$$

$$v_{1i.f_z} := \frac{d_{1i.f_z}}{R}$$

$$v_{2i.f_z} := \frac{d_{2i.f_z}}{R}$$

$$v_{3i.f_z} := \frac{d_{3i.f_z}}{R}$$

$$v_{4i.f_z} := \frac{d_{4i.f_z}}{R}$$

$$v_{5i.f_z} := \frac{d_{5i.f_z}}{R}$$

$$v_{6i.f_z} := \frac{d_{6i.f_z}}{R}$$

$$\mu_{1i.f_z} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{1i.f_z})^n} \right]^{\frac{1}{n}}} \quad \mu_{4i.f_z} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{4i.f_z})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\mu_{2i.f_z} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{2i.f_z})^n} \right]^{\frac{1}{n}}} \quad \mu_{5i.f_z} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{5i.f_z})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\mu_{3i.f_z} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{3i.f_z})^n} \right]^{\frac{1}{n}}} \quad \mu_{6i.f_z} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{6i.f_z})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\xi_{1i.f_z} := \arccos \left( \frac{p_{1i.f_z}}{d_{1i.f_z}} \right) \quad \xi_{2i.f_z} := \arccos \left( \frac{p_{2i.f_z}}{d_{2i.f_z}} \right) \quad \xi_{3i.f_z} := \arccos \left( \frac{p_{3i.f_z}}{d_{3i.f_z}} \right)$$

$$\xi_{4i.f_z} := \arccos \left( \frac{p_{4i.f_z}}{d_{4i.f_z}} \right) \quad \xi_{5i.f_z} := \arccos \left( \frac{p_{5i.f_z}}{d_{5i.f_z}} \right) \quad \xi_{6i.f_z} := \arccos \left( \frac{p_{6i.f_z}}{d_{6i.f_z}} \right)$$

Se calculează deplasarea centrului cutiei, unghiurile de rotire cutie - boghiu în radiani și în grade, după care prin interpolare pentru valorile  $\beta_{Ic}$  și  $\beta_{IIc}$  pe curba  $M_r(\beta)$  din figura 3.5 rezultă valorile momentelor de rapel corespunzătoare.

$$x_{i.f_z} := \frac{l_{13} \cdot (2 \cdot p_{4i.f_z} - l_{13}) - 2 \cdot l_{1p} \cdot (p_{1i.f_z} + p_{4i.f_z} - l_{46})}{4 \cdot l_p}$$

$$\beta_{II.f_z} := \operatorname{atan} \left[ \frac{-(p_{1i.f_z} - l_{1p}) \cdot \sqrt{R^2 - (p_{1i.f_z})^2} + (l_p + x_{i.f_z}) \cdot \sqrt{R^2 - (p_{1i.f_z})^2 - (l_p + x_{i.f_z})^2} + (p_{1i.f_z} - l_{1p})^2}{R^2 - (p_{1i.f_z})^2 - (l_p + x_{i.f_z})^2} \right]$$

$$\beta_{III.f_z} := -\operatorname{atan} \left[ \frac{(p_{4i.f_z} + l_{1p} - l_{46}) \cdot \sqrt{R^2 - (p_{4i.f_z})^2} + (l_p - x_{i.f_z}) \cdot \sqrt{R^2 - (p_{4i.f_z})^2 - (l_p - x_{i.f_z})^2} + (p_{4i.f_z} + l_{1p} - l_{46})^2}{R^2 - (p_{4i.f_z})^2 - (l_p - x_{i.f_z})^2} \right]$$

$$M_{rII.f_z} := \operatorname{interp} \left( sss, \beta, M_{rt}, \beta_{II.f_z} \cdot \frac{180}{\pi} \right) \quad M_{rIII.f_z} := -\operatorname{interp} \left( sss, \beta, M_{rt}, -\beta_{III.f_z} \cdot \frac{180}{\pi} \right)$$

Se determină unghiul de înclinare și lungimea cuplei înclinată la circulația în curbă, respectiv săgeata cuplei.

$$\gamma_{i.f_z} := \operatorname{atan} \left[ \frac{2 \cdot l_p - (l_{23} + l) \cdot (\cos(\beta_{II.f_z}) + \cos(\beta_{III.f_z})) + t \cdot (\sin(\beta_{II.f_z}) + \sin(\beta_{III.f_z}))}{(l_{23} + l) \cdot (\sin(\beta_{II.f_z}) + \sin(\beta_{III.f_z})) + t \cdot (\cos(\beta_{II.f_z}) + \cos(\beta_{III.f_z}))} \right]$$



$$b_{i.f_z} := \frac{(l_{23} + l) \cdot (\sin(\beta_{IIi.f_z}) + \sin(\beta_{IIIi.f_z})) + t \cdot (\cos(\beta_{IIi.f_z}) + \cos(\beta_{IIIi.f_z}))}{\cos(\gamma_{i.f_z})}$$

$$f_{i.f_z} := |b_0 - b_{i.f_z}|$$

$$f_{i.f_z} =$$

$$b_{i.f_z} =$$

0.002
0.00200003
0.00200004
0.00200006
0.00200006
0.00200007
0.00200006
0.00200006
0.00200006
0.00200004
0.00200003
0.002

0.99838
0.99837997
0.99837996
0.99837994
0.99837994
0.99837993
0.99837994
0.99837994
0.99837994
0.99837996
0.99837997
0.99838

[m]

[m]

Cupla își menține această săgeată  $f_c = j_c$  și se caută valorile forței din cuplă, crescător de la valoarea  $F_{oc'}$  la valoarea  $F_{oc''}$  (cele două fiind determinate anterior), astfel încât perechile de valori ale forțelor centrifuge (valorile vitezelor) celor două boghiuri, corespunzătoare perechilor de valori ale distanțelor polare, să fie egale ca valoare. După găsirea valorilor forței din cuplă se calculează cele două componente ale acesteia după axele x și y cu care acționează asupra celor două boghiuri.

$$F_{oc'} = 1175.287$$

N

$$F_{c.i.f_z} :=$$

$$F_{oc''} := 14066$$

N

1175.287
2447
3726
5007
6291
7579
8870
10164
11462
12763
14066

$$F_{Iyi.f_z} := F_{c.i.f_z} \cdot \cos(\gamma_{i.f_z} - \beta_{IIi.f_z})$$

$$F_{Ixi.f_z} := F_{c.i.f_z} \cdot \sin(\gamma_{i.f_z} - \beta_{IIi.f_z})$$

$$F_{IIyi.f_z} := F_{c.i.f_z} \cdot \cos(\gamma_{i.f_z} - \beta_{IIIi.f_z})$$

$$F_{IIxi.f_z} := F_{c.i.f_z} \cdot \sin(\gamma_{i.f_z} - \beta_{IIIi.f_z})$$

[N]

În continuare se calculează sumele care intră în calculul vitezelor de desprindere din coardă, respectiv aceste viteze pentru cele două boghiuri ale locomotivei.

$$S_{I1i.f_z} := \mu_{1i.f_z} \cdot d_{1i.f_z} + \mu_{2i.f_z} \cdot d_{2i.f_z} + \mu_{3i.f_z} \cdot d_{3i.f_z}$$

$$S_{I2i.f_z} := \mu_{1i.f_z} \cdot \cos(\xi_{1i.f_z}) + \mu_{2i.f_z} \cdot \cos(\xi_{2i.f_z}) + \mu_{3i.f_z} \cdot \cos(\xi_{3i.f_z})$$

$$S_{II1i.f_z} := \mu_{4i.f_z} \cdot d_{4i.f_z} + \mu_{5i.f_z} \cdot d_{5i.f_z} + \mu_{6i.f_z} \cdot d_{6i.f_z}$$

$$S_{II2i.f_z} := \mu_{4i.f_z} \cdot \cos(\xi_{4i.f_z}) + \mu_{5i.f_z} \cdot \cos(\xi_{5i.f_z}) + \mu_{6i.f_z} \cdot \cos(\xi_{6i.f_z})$$

$$v_{II.patrat.f_z} := R \cdot g \cdot \left[ \frac{h}{2 \cdot s} - \frac{F_V \cdot l_{VI} - M_{rII.f_z} + F_{Iyi.f_z} \cdot (l + l_{13}) + F_{Ixi.f_z} \cdot t}{6 \cdot Q \cdot c_I} + \frac{1}{3 \cdot c_I} \cdot (S_{II1i.f_z} - p_{1i.f_z} \cdot S_{II2i.f_z}) \right]$$

$$v_{III.patrat.f_z} := R \cdot g \cdot \left[ \frac{h}{2 \cdot s} - \frac{F_V \cdot (l_{46} - l_{VII}) - M_{rIII.f_z} + F_{IIyi.f_z} \cdot l + F_{IIxi.f_z} \cdot t}{6 \cdot Q \cdot (l_{46} - c_{II})} + \frac{1}{3 \cdot (l_{46} - c_{II})} \cdot (S_{II1i.f_z} - p_{4i.f_z} \cdot S_{II2i.f_z}) \right]$$

$$v_{II.f_z} := \sqrt{v_{II.patrat.f_z}}$$

$$v_{III.f_z} := \sqrt{v_{III.patrat.f_z}}$$

$$v_{II.f_z} =$$

28.97683
28.73698
28.49333
28.24698
27.99763
27.74497
27.48914
27.23005
26.96737
26.70123
26.43177

$$v_{III.f_z} =$$

28.97683
28.73677
28.49335
28.24704
27.99766
27.74503
27.48919
27.23005
26.96743
26.70132
26.43175

[m/s]

[m/s]

Se calculează și vitezele celor două boghiuri în km/h, valorile forței centrifuge C, forțelor directoare P<sub>1</sub>, P<sub>4</sub> și P<sub>6</sub>, respectiv forțelor de conducere Y<sub>1</sub>, Y<sub>4</sub> și Y<sub>6</sub>.

$$V_{II.f_z} := 3.6 \cdot v_{II.f_z}$$

$$V_{III.f_z} := 3.6 \cdot v_{III.f_z}$$

$$C_{II.f_z} := \frac{1}{c_I} \cdot \left[ 2 \cdot Q \cdot (S_{II1i.f_z} - p_{1i.f_z} \cdot S_{II2i.f_z}) + M_{rII.f_z} - F_{Iyi.f_z} \cdot (l + l_{13}) - F_{Ixi.f_z} \cdot t - F_V \cdot l_{VI} \right]$$

$$C_{III.f_z} := \frac{1}{l_{46} - c_{II}} \cdot \left[ 2 \cdot Q \cdot (S_{II1i.f_z} - p_{4i.f_z} \cdot S_{II2i.f_z}) + M_{rIII.f_z} - F_{IIyi.f_z} \cdot l - F_{IIxi.f_z} \cdot t - F_V \cdot (l_{46} - l_{VII}) \right]$$

$V_{II.f_z} =$

104.317
103.453
102.576
101.689
100.791
99.882
98.961
98.028
97.083
96.124
95.154

[km/h]

$C_{II.f_z} =$

157420.558
154034.055
150622.546
147202.866
143771.82
140326.208
136869.207
133400.803
129917.8
126423.37
122920.691

[N]

$V_{III.f_z} =$

104.317
103.452
102.576
101.689
100.792
99.882
98.961
98.028
97.083
96.125
95.154

[km/h]

$C_{III.f_z} =$

157420.558
154031.038
150622.9
147203.692
143772.163
140327.054
136869.899
133400.827
129918.56
126424.612
122920.492

[N]

$$P_{1i.f_z} := \frac{1}{l_{13}} \cdot [C_{II.f_z} \cdot (l_{13} - c_I) + F_V \cdot (l_{13} - l_{VI}) + M_{rII.f_z} - F_{Iyi.f_z} \cdot l - F_{IXi.f_z} \cdot t + 2 \cdot Q \cdot (S_{II1i.f_z} - P_{3i.f_z} \cdot S_{I2i.f_z})]$$

$$P_{4i.f_z} := \frac{1}{l_{46}} \cdot [C_{III.f_z} \cdot c_{II} + F_V \cdot l_{VII} + M_{rIII.f_z} - F_{IIyi.f_z} \cdot (l + l_{46}) - F_{IIxi.f_z} \cdot t + 2 \cdot Q \cdot (S_{II1i.f_z} - P_{6i.f_z} \cdot S_{II2i.f_z})]$$

$$Y_{1i.f_z} := P_{1i.f_z} - Q \cdot \mu_{1i.f_z} \cdot \cos(\xi_{1i.f_z})$$

$$Y_{4i.f_z} := P_{4i.f_z} - Q \cdot \mu_{4i.f_z} \cdot \cos(\xi_{4i.f_z})$$

$P_{1i.f_z} =$

178976.292
176181.084
173368.111
170549.094
167721.815
164884.059
162038.043
159183.766
156319.013
153445.999
150566.941

[N]

$Y_{1i.f_z} =$

141318.792
138561.16
135786.111
133005.367
130216.717
127417.948
124611.281
121796.719
118972.049
116139.493
113301.27

[N]

$P_{4i.f_z} =$

178954.504
175911.776
172841.822
169757.089
166655.195
163533.748
160395.067
157239.109
154063.463
150870.432
147662.311

[N]

$Y_{4i.f_z} =$

141688.833
138546.862
135379.89
132200.31
129005.681
125793.562
122566.218
119323.556
116063.116
112787.152
109497.913

[N]

### 3.3.5. CIRCULAȚIA CU BOGHIUL I ÎN POZIȚIA COARDĂ ȘI CU BOGHIUL II ÎN POZIȚIE INTERMEDIARĂ CU CUPLĂ, $P_3 = 0$ , $f_c = j_c$ , $F_c \in [0, F_{oc}]$

Se mențin constante valorile distanțelor polare  $p_{Imin}$  pentru boghiul I și  $p_{4i.f}$  pentru boghiul II pentru care valoarea săgeții arcului cuplei  $f = j_c$ .

$$P_{Imin} = 2.175 \quad m \qquad P_{4i.f'} = 2.377207 \quad m$$

Se calculează valorile distanțelor polare de la polul de rotație al boghiurilor în curbă până la osiile 2 și 3, respectiv 5 și 6.

$$P_{2ci.f} := P_{Imin} - l_{12} \qquad P_{5ci.f} := P_{4i.f'} - l_{45}$$

$$P_{3ci.f} := P_{Imin} - l_{13} \qquad P_{6ci.f} := P_{4i.f'} - l_{46}$$

Se definesc ca vectori cu trei elemente distanțele polare pentru ambele boghiuri, după care se calculează valorile brațelor de frecare, ale pseudoalunecărilor, ale coeficienților de frecare și ale unghiurilor de frecare.

$$P_{Ici.f_i} :=$$

$P_{Imin}$
$P_{2ci.f}$
$P_{3ci.f}$

$$P_{Ici.f_i} =$$

2.175
-0.075
-2.175

[m]

$$P_{IIci.f_i} :=$$

$P_{4i.f'}$
$P_{5ci.f}$
$P_{6ci.f}$

$$P_{IIci.f_i} =$$

2.377207
0.277207
-1.972793

[m]

$$d_{Ici.f_i} := \sqrt{(P_{Ici.f_i})^2 + s^2}$$

$$d_{IIci.f_i} := \sqrt{(P_{IIci.f_i})^2 + s^2}$$

$$v_{Ici.f_i} := \frac{d_{Ici.f_i}}{R}$$

$$v_{IIci.f_i} := \frac{d_{IIci.f_i}}{R}$$

$$\mu_{Ici.f_i} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{Ici.f_i})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\mu_{IIci.f_i} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{IIci.f_i})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\xi_{Ici.f_i} := \arccos\left(\frac{P_{Ici.f_i}}{d_{Ici.f_i}}\right)$$

$$\xi_{IIci.f_i} := \arccos\left(\frac{P_{IIci.f_i}}{d_{IIci.f_i}}\right)$$

Se calculează deplasarea centrului cutiei, unghiurile de rotire cutie - boghiu în radiani și în grade, după care prin interpolare pentru valorile  $\beta_{Ic}$  și  $\beta_{IIc}$  pe curba  $M_r(\beta)$  din figura 3.5 rezultă valorile momentelor de rapel corespunzătoare.

$$x_{ci.f} := \frac{l_{13} \cdot (2 \cdot P_{4i.f'} - l_{13}) - 2 \cdot l_{1p} \cdot (P_{Imin} + P_{4i.f'} - l_{46})}{4 \cdot l_p}$$

$$\beta_{Ici.f} := \operatorname{atan} \left[ \frac{-(P_{Imin} - l_{1p}) \cdot \sqrt{R^2 - P_{Imin}^2} + (l_p + x_{ci.f}) \cdot \sqrt{R^2 - P_{Imin}^2 - (l_p + x_{ci.f})^2} + (P_{Imin} - l_{1p})^2}{R^2 - P_{Imin}^2 - (l_p + x_{ci.f})^2} \right]$$

$$\beta_{IIci.f} := -\operatorname{atan} \left[ \frac{(P_{4i.f'} + l_{1p} - l_{46}) \cdot \sqrt{R^2 - P_{4i.f'}^2} + (l_p - x_{ci.f}) \cdot \sqrt{R^2 - P_{4i.f'}^2 - (l_p - x_{ci.f})^2} + (P_{4i.f'} + l_{1p} - l_{46})^2}{R^2 - P_{4i.f'}^2 - (l_p - x_{ci.f})^2} \right]$$

$$M_{rIci.f} := \text{interp}\left(\text{sss}, \beta, M_{rt}, \beta_{Ici.f} \cdot \frac{180}{\pi}\right) \quad M_{rIIci.f} := -\text{interp}\left(\text{sss}, \beta, M_{rt}, -\beta_{IIci.f} \cdot \frac{180}{\pi}\right)$$

Se determină unghiul de înclinare și lungimea cuplei înclinate la circulația în curbă, respectiv săgeata cuplei.

$$\gamma_{ci.f} := \text{atan}\left[\frac{[2 \cdot l_p - (l_{23} + l) \cdot (\cos(\beta_{Ici.f}) + \cos(\beta_{IIci.f}))] + t \cdot (\sin(\beta_{Ici.f}) + \sin(\beta_{IIci.f}))}{(l_{23} + l) \cdot (\sin(\beta_{Ici.f}) + \sin(\beta_{IIci.f})) + t \cdot (\cos(\beta_{Ici.f}) + \cos(\beta_{IIci.f}))}\right]$$

$$b_{ci.f} := \frac{(l_{23} + l) \cdot (\sin(\beta_{Ici.f}) + \sin(\beta_{IIci.f})) + t \cdot (\cos(\beta_{Ici.f}) + \cos(\beta_{IIci.f}))}{\cos(\gamma_{ci.f})}$$

$$f_{ci.f} := |b_0 - b_{ci.f}| \quad f_{ci.f} = 0.002 \quad m \quad b_{ci.f} = 0.99838 \quad m$$

Cupla își menține această săgeată  $f_c = j_c$  și se calculează valorile forței din cuplă, crescător de la valoarea  $F_{oc''}$  la valoarea  $F_{oc}$ , astfel încât perechile de valori ale forțelor centrifuge (valorile vitezelor) celor două boghiuri, corespunzătoare perechilor de valori ale distanțelor polare, să fie egale ca valoare. După găsirea valorilor forței din cuplă se calculează cele două componente ale acesteia după axele x și y cu care acționează asupra celor două boghiuri.

$$F_{oc''} = 14066 \quad N \quad F_{oc} := 49050 \quad N \quad F_{c.ci.f_z} =$$

$$F_{c.ci.f_z} := F_{oc''} + \frac{z \cdot (F_{oc} - F_{oc''})}{10}$$

$$F_{Iyci.f_z} := F_{c.ci.f_z} \cdot \cos(\gamma_{ci.f} - \beta_{Ici.f})$$

$$F_{Ixci.f_z} := F_{c.ci.f_z} \cdot \sin(\gamma_{ci.f} - \beta_{Ici.f})$$

$$F_{IIyci.f_z} := F_{c.ci.f_z} \cdot \cos(\gamma_{ci.f} - \beta_{IIci.f})$$

$$F_{IIXci.f_z} := F_{c.ci.f_z} \cdot \sin(\gamma_{ci.f} - \beta_{IIci.f})$$

14066
17564.4
21062.8
24561.2
28059.6
31558
35056.4
38554.8
42053.2
45551.6
49050

[N]

În continuare se calculează sumele care intră în calculul vitezelor de desprindere din coardă, respectiv aceste viteze pentru cele două boghiuri ale locomotivei.

$$S_{I1ci.f} := \sum_i (\mu_{Ici.f_i} \cdot d_{Ici.f_i})$$

$$S_{II1ci.f} := \sum_i (\mu_{IIci.f_i} \cdot d_{IIci.f_i})$$

$$S_{I2ci.f} := \sum_i (\mu_{Ici.f_i} \cdot \cos(\xi_{Ici.f_i}))$$

$$S_{II2ci.f} := \sum_i (\mu_{IIci.f_i} \cdot \cos(\xi_{IIci.f_i}))$$

$$v_{Ici.patrat.f_z} := R \cdot g \cdot \left[ \frac{h}{2 \cdot s} - \frac{F_v \cdot l_{VI} - M_{rIci.f} + F_{Iyci.f_z} \cdot (l + l_{13}) + F_{Ixc_i.f_z} \cdot t}{6 \cdot Q \cdot c_I} + \frac{1}{3 \cdot c_I} \cdot (S_{I1ci.f} - P_{Imin} \cdot S_{I2ci.f}) \right]$$

$$v_{IIci.patrat.f_z} := R \cdot g \left[ \frac{h}{2 \cdot s} - \frac{F_v \cdot (l_{46} - l_{VII}) - M_{rIIci.f} + F_{IIy_{ci.f_z}} \cdot l + F_{IIx_{ci.f_z}} \cdot t}{6 \cdot Q \cdot (l_{46} - c_{II})} + \frac{1}{3 \cdot (l_{46} - c_{II})} \cdot (S_{II1ci.f} - P_{4i.f} \cdot S_{II2ci.f}) \right]$$

$$v_{Ici.f_z} := \sqrt{v_{Ici.patrat.f_z}}$$

$$v_{IIci.f_z} := \sqrt{v_{IIci.patrat.f_z}}$$

$$v_{Ici.f_z} =$$

26.432
25.555
24.647
23.705
22.723
21.697
20.62
19.484
18.277
16.985
15.586

[m/s]

$$v_{IIci.f_z} =$$

26.432
26.051
25.664
25.271
24.872
24.467
24.055
23.635
23.208
22.773
22.33

[m/s]

Deoarece ultima valoare a vitezei boghiului I  $v_{Ici.f}$  la ieșirea din poziția coardă este mai mică decât ultima valoare a vitezei boghiului II la circulația în poziție intermediară înseamnă că ambele boghiuri vor circula cu viteza  $v_{IIci.f}$ .

$$v_{Ici.f_z} := v_{IIci.f_z}$$

În continuare se calculează vitezele celor două boghiuri în km/h, valorile forței centrifuge  $C$ , forțelor directoare  $P_1, P_3$  și  $P_4$ , respectiv forțelor de conducere  $Y_1, Y_3$  și  $Y_4$ .

$$v_{Ici.f_z} := 3.6 \cdot v_{Ici.f_z}$$

$$v_{IIci.f_z} := 3.6 \cdot v_{IIci.f_z}$$

$$C_{Ici.f_z} := \frac{6 \cdot Q}{g} \cdot \left[ \frac{(v_{Ici.f_z})^2}{R} - \frac{g \cdot h}{2 \cdot s} \right]$$

$$C_{IIci.f_z} := \frac{1}{l_{46} - c_{II}} \cdot \left[ 2 \cdot Q \cdot (S_{II1ci.f} - P_{4i.f} \cdot S_{II2ci.f}) + M_{rIIci.f} - F_{IIy_{ci.f_z}} \cdot l - F_{IIx_{ci.f_z}} \cdot t - F_v \cdot (l_{46} - l_{VII}) \right]$$

$V_{Ici.f_z} =$

95.154
93.782
92.39
90.976
89.54
88.081
86.597
85.087
83.55
81.984
80.388

[km/h]

$C_{Ici.f_z} =$

122920.492
118027.325
113134.158
108240.992
103347.825
98454.658
93561.491
88668.324
83775.157
78881.991
73988.824

[N]

$V_{IIci.f_z} =$

95.154
93.782
92.39
90.976
89.54
88.081
86.597
85.087
83.55
81.984
80.388

[km/h]

$C_{IIci.f_z} =$

122920.492
118027.325
113134.158
108240.992
103347.825
98454.658
93561.491
88668.324
83775.157
78881.991
73988.824

[N]

$$P_{1ci.f_z} := \frac{1}{l_{13}} \cdot [C_{Ici.f_z} \cdot (l_{13} - c_I) + F_V \cdot (l_{13} - l_{VI}) + M_{rIci.f} - F_{Iyci.f_z} \cdot l - F_{Ixc_i.f_z} \cdot t + 2 \cdot Q \cdot (S_{I1ci.f} - P_{3ci.f} \cdot S_{I2ci.f})]$$

$$P_{3ci.f_z} := \frac{1}{l_{13}} \cdot [C_{Ici.f_z} \cdot c_I + F_V \cdot l_{VI} - M_{rIci.f} + F_{Iyci.f_z} \cdot (l + l_{13}) + F_{Ixc_i.f_z} \cdot t - 2 \cdot Q \cdot (S_{I1ci.f} - P_{Imin} \cdot S_{I2ci.f})]$$

$$P_{4ci.f_z} := \frac{1}{l_{46}} \cdot [C_{IIci.f_z} \cdot c_{II} + F_V \cdot l_{VII} + M_{rIIci.f} - F_{IIyci.f_z} \cdot (l + l_{46}) - F_{IIxc_i.f_z} \cdot t + 2 \cdot Q \cdot (S_{II1ci.f} - P_{6ci.f} \cdot S_{II2ci.f})]$$

$$Y_{1ci.f_z} := P_{1ci.f_z} - Q \cdot \mu_{Ici.f_1} \cdot \cos(\xi_{Ici.f_1}) \quad Y_{4ci.f_z} := P_{4ci.f_z} - Q \cdot \mu_{IIci.f_1} \cdot \cos(\xi_{IIci.f_1})$$

$$Y_{3ci.f_z} := P_{3ci.f_z} - Q \cdot \mu_{Ici.f_3} \cdot \cos(\xi_{Ici.f_3})$$

$P_{1ci.f_z} =$

150566.845
145832.091
141097.337
136362.583
131627.829
126893.076
122158.322
117423.568
112688.814
107954.06
103219.306

[N]

$P_{3ci.f_z} =$

-0.103
3235.822
6471.747
9707.672
12943.597
16179.522
19415.447
22651.371
25887.296
29123.221
32359.146

[N]

$Y_{1ci.f_z} =$

113301.174
108566.42
103831.666
99096.912
94362.158
89627.405
84892.651
80157.897
75423.143
70688.389
65953.635

[N]

$Y_{3ci.f_z} =$

37265.568
40501.493
43737.418
46973.343
50209.268
53445.193
56681.118
59917.042
63152.967
66388.892
69624.817

[N]

$$P_{4ci.f_z} =$$

147662.311
139413.967
131165.623
122917.279
114668.935
106420.591
98172.247
89923.903
81675.559
73427.215
65178.871

[N]

$$Y_{4ci.f_z} =$$

109497.913
101249.569
93001.225
84752.881
76504.537
68256.193
60007.849
51759.505
43511.161
35262.818
27014.474

[N]

### 3.3.6. CIRCULAȚIA CU BOGHIUL I ÎN POZIȚIA COARDĂ ȘI CU BOGHIUL II ÎN POZIȚIE INTERMEDIARĂ CU CUPLĂ, $f_c > j_{cr}$ , $F_c > F_{ocr}$ PÂNĂ LA $P_3 = 0$

Se caută valoarea distanței polare pentru boghiul II astfel ca în urma calculelor să rezulte ieșirea din poziția coardă a boghiului I, adică forța directoare să devină  $P_3 = 0$  N, după care se dau valori acestei distanțe polare pentru  $p_{4ic} \in [p_{4i.f'}, p_{4i'}]$ .

$$p_{4i.f'} = 2.377207 \quad \text{m}$$

$$p_{4i'} := 3.2292287 \quad \text{m}$$

$$p_{4ci_z} := p_{4i.f'} + \frac{z \cdot (p_{4i'} - p_{4i.f'})}{10}$$

Se calculează valorile distanțelor polare de la polul de rotație al boghiurilor în curbă până la osiile 2 și 3, respectiv 5 și 6.

$$p_{2ci} := p_{Imin} - l_{12}$$

$$p_{5ci_z} := p_{4ci_z} - l_{45}$$

$$p_{3ci} := p_{Imin} - l_{13}$$

$$p_{6ci_z} := p_{4ci_z} - l_{46}$$



$p_{4ciz} =$

2.377207
2.4624092
2.5476113
2.6328135
2.7180157
2.8032178
2.88842
2.9736222
3.0588244
3.1440265
3.2292287

$p_{5ciz} =$

0.277207
0.3624092
0.4476113
0.5328135
0.6180157
0.7032178
0.78842
0.8736222
0.9588244
1.0440265
1.1292287

$p_{6ciz} =$

-1.972793
-1.8875908
-1.8023887
-1.7171865
-1.6319843
-1.5467821
-1.46158
-1.3763778
-1.2911756
-1.2059735
-1.1207713

[m]

[m]

[m]

Se definește ca vector cu trei elemente distanța polară pentru boghiul I, după care se calculează valorile brațelor de frecare, ale pseudoalunecărilor, ale coeficienților de frecare și ale unghiurilor de frecare.

$p_{Ici} :=$

$p_{Imin}$
$p_{2ci}$
$p_{3ci}$

$p_{Ici} =$

2.175
-0.075
-2.175

[m]

$$d_{Ici} := \sqrt{(p_{Ici})^2 + s^2}$$

$$d_{4ciz} := \sqrt{s^2 + (p_{4ciz})^2}$$

$$d_{5ciz} := \sqrt{s^2 + (p_{5ciz})^2}$$

$$d_{6ciz} := \sqrt{s^2 + (p_{6ciz})^2}$$

$$v_{Ici} := \frac{d_{Ici}}{R}$$

$$v_{4ciz} := \frac{d_{4ciz}}{R}$$

$$v_{5ciz} := \frac{d_{5ciz}}{R}$$

$$v_{6ciz} := \frac{d_{6ciz}}{R}$$

$$\mu_{Ici} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{Ici})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\mu_{4ciz} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{4ciz})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\mu_{5c_{i_z}} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_{\alpha}^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{5c_{i_z}})^n} \right]^{\frac{1}{n}}} \quad \mu_{6c_{i_z}} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_{\alpha}^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{6c_{i_z}})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\xi_{Ic_{i_z}} := \arccos \left( \frac{p_{Ic_{i_z}}}{d_{Ic_{i_z}}} \right)$$

$$\xi_{4c_{i_z}} := \arccos \left( \frac{p_{4c_{i_z}}}{d_{4c_{i_z}}} \right) \quad \xi_{5c_{i_z}} := \arccos \left( \frac{p_{5c_{i_z}}}{d_{5c_{i_z}}} \right) \quad \xi_{6c_{i_z}} := \arccos \left( \frac{p_{6c_{i_z}}}{d_{6c_{i_z}}} \right)$$

Se calculează deplasarea centrului cutiei, unghiurile de rotire cutie - boghiu în radiani și în grade, după care prin interpolare pentru valorile  $\beta_{Ic}$  și  $\beta_{IIc}$  pe curba  $M_r(\beta)$  din figura 3.5 rezultă valorile momentelor de rapel corespunzătoare.

$$x_{c_{i_z}} := \frac{l_{13} \cdot (2 \cdot p_{4c_{i_z}} - l_{13}) - 2 \cdot l_{1p} \cdot (p_{Imin} + p_{4c_{i_z}} - l_{46})}{4 \cdot l_p}$$

$$\beta_{Ic_{i_z}} := \operatorname{atan} \left[ \frac{-(p_{Imin} - l_{1p}) \cdot \sqrt{R^2 - p_{Imin}^2} + (l_p + x_{c_{i_z}}) \cdot \sqrt{R^2 - p_{Imin}^2 - (l_p + x_{c_{i_z}})^2} + (p_{Imin} - l_{1p})^2}{R^2 - p_{Imin}^2 - (l_p + x_{c_{i_z}})^2} \right]$$

$$\beta_{IIc_{i_z}} := -\operatorname{atan} \left[ \frac{(p_{4c_{i_z}} + l_{1p} - l_{46}) \cdot \sqrt{R^2 - (p_{4c_{i_z}})^2} + (l_p - x_{c_{i_z}}) \cdot \sqrt{R^2 - (p_{4c_{i_z}})^2 - (l_p - x_{c_{i_z}})^2} + (p_{4c_{i_z}} + l_{1p} - l_{46})^2}{R^2 - (p_{4c_{i_z}})^2 - (l_p - x_{c_{i_z}})^2} \right]$$

$$M_{rIc_{i_z}} := \operatorname{interp} \left( sss, \beta, M_{rt}, \beta_{Ic_{i_z}} \cdot \frac{180}{\pi} \right) \quad M_{rIIc_{i_z}} := -\operatorname{interp} \left( sss, \beta, M_{rt}, -\beta_{IIc_{i_z}} \cdot \frac{180}{\pi} \right)$$

Se determină unghiul de înclinare și lungimea cuplei înclinate la circulația în curbă, respectiv săgeata cuplei.

$$\gamma_{c_{i_z}} := \operatorname{atan} \left[ \frac{[2 \cdot l_p - (l_{23} + l) \cdot (\cos(\beta_{Ic_{i_z}}) + \cos(\beta_{IIc_{i_z}}))] + t \cdot (\sin(\beta_{Ic_{i_z}}) + \sin(\beta_{IIc_{i_z}}))}{(l_{23} + l) \cdot (\sin(\beta_{Ic_{i_z}}) + \sin(\beta_{IIc_{i_z}})) + t \cdot (\cos(\beta_{Ic_{i_z}}) + \cos(\beta_{IIc_{i_z}}))} \right]$$

$$b_{c_{i_z}} := \frac{(l_{23} + l) \cdot (\sin(\beta_{Ic_{i_z}}) + \sin(\beta_{IIc_{i_z}})) + t \cdot (\cos(\beta_{Ic_{i_z}}) + \cos(\beta_{IIc_{i_z}}))}{\cos(\gamma_{c_{i_z}})}$$

$$f_{ci_z} := |b_0 - b_{ci_z}|$$

$$f_{ci_z} =$$

0.002
0.00299699
0.00399386
0.00499062
0.00598727
0.00698382
0.00798025
0.00897657
0.00997278
0.01096888
0.01196486

$$b_{ci_z} =$$

0.99838
0.99738301
0.99638614
0.99538938
0.99439273
0.99339618
0.99239975
0.99140343
0.99040722
0.98941112
0.98841514

[m]

[m]

Se observă că săgeata cuplei crește ceea ce înseamnă că locomotiva electrică 060-EA la circulația cu boghiul I în poziția coardă și cu boghiul II în poziție intermediară circulă cu cuplă,  $F_c > F_{oc}$ , adică, arcul din cuplă se comprimă.

Pentru calculul valorii forței din cuplă  $F_c$  este necesar calculul rigidității arcului cuplei ținând cont de forța de pretensionare  $F_{oc}$  și de săgeata de pretensionare.

$$k_c := \frac{F_{oc}}{f_c}$$

$$k_c = 875892.857 \quad [\text{N/m}]$$

După ce se calculează forța din cuplă se determină și cele două componente ale acesteia după axele x și y cu care acționează asupra celor două boghiuri.

$$F_{c.ci_z} := F_{oc} + k_c \cdot (f_{ci_z} - j_c)$$

$$F_{c.ci_z} =$$

$$F_{Iyci_z} := F_{c.ci_z} \cdot \cos(\gamma_{ci_z} - \beta_{Ici_z})$$

$$F_{Ixci_z} := F_{c.ci_z} \cdot \sin(\gamma_{ci_z} - \beta_{Ici_z})$$

$$F_{IIyci_z} := F_{c.ci_z} \cdot \cos(\gamma_{ci_z} - \beta_{IIci_z})$$

$$F_{IIxci_z} := F_{c.ci_z} \cdot \sin(\gamma_{ci_z} - \beta_{IIci_z})$$

49050.003
49923.253
50796.407
51669.465
52542.426
53415.29
54288.057
55160.727
56033.3
56905.775
57778.152

[N]

În continuare se calculează sumele care intră în calculul vitezelor, respectiv aceste viteze pentru cele două boghiuri ale locomotivei.

$$S_{I1ci} := \sum_i (\mu_{Ici} \cdot d_{Ici}) \qquad S_{I2ci} := \sum_i (\mu_{Ici} \cdot \cos(\xi_{Ici}))$$

$$S_{II1ci_z} := \mu_{4ci_z} \cdot d_{4ci_z} + \mu_{5ci_z} \cdot d_{5ci_z} + \mu_{6ci_z} \cdot d_{6ci_z}$$

$$S_{II2ci_z} := \mu_{4ci_z} \cdot \cos(\xi_{4ci_z}) + \mu_{5ci_z} \cdot \cos(\xi_{5ci_z}) + \mu_{6ci_z} \cdot \cos(\xi_{6ci_z})$$

$$v_{Ici.patrat_z} := R \cdot g \cdot \left[ \frac{h}{2 \cdot s} - \frac{F_v \cdot l_{vI} - M_{rIci_z} + F_{Iyci_z} \cdot (l + l_{13}) + F_{Ixci_z} \cdot t}{6 \cdot Q \cdot c_I} + \frac{1}{3 \cdot c_I} \cdot (S_{I1ci} - p_{Imin} \cdot S_{I2ci}) \right]$$

$$v_{IIci.patrat_z} := R \cdot g \cdot \left[ \frac{h}{2 \cdot s} - \frac{F_v \cdot (l_{46} - l_{vII}) - M_{rIIci_z} + F_{IIyci_z} \cdot l + F_{IIxci_z} \cdot t}{6 \cdot Q \cdot (l_{46} - c_{II})} + \frac{1}{3 \cdot (l_{46} - c_{II})} \cdot (S_{II1ci_z} - p_{4ci_z} \cdot S_{II2ci_z}) \right]$$

$$v_{Ici_z} := \sqrt{v_{Ici.patrat_z}}$$

$$v_{IIci_z} := \sqrt{v_{IIci.patrat_z}}$$

$$v_{Ici_z} =$$

15.586
15.22
14.845
14.46
14.065
13.658
13.24
12.807
12.36
11.895
11.412

$$v_{IIci_z} =$$

22.33
21.548
20.725
19.855
18.932
17.947
16.887
15.737
14.47
13.049
11.412

[m/s]

[m/s]

Se observă că ultima valoare a vitezei de ieșire din coardă a boghiului I coincide cu ultima valoare a vitezei boghiului II la circulația în poziție intermediară, ceea ce înseamnă că ambele boghiuri vor circula cu viteza  $v_{IIc.I}$ .

$$v_{Ici_z} := v_{IIci_z}$$

În continuare se calculează vitezele celor două boghiuri în km/h, valorile forței centrifuge  $C$ , forțelor directe  $P_1$ ,  $P_3$  și  $P_4$ , respectiv forțelor de conducere  $Y_1$ ,  $Y_3$  și  $Y_4$ .

$$v_{Ici_z} := 3.6 \cdot v_{Ici_z}$$

$$v_{IIci_z} := 3.6 \cdot v_{IIci_z}$$

$$C_{Ici_z} := \frac{6 \cdot Q}{g} \cdot \left[ \frac{(v_{Ici_z})^2}{R} - \frac{g \cdot h}{2 \cdot s} \right]$$

$$C_{IIciz} := \frac{1}{l_{46} - c_{II}} \left[ 2 \cdot Q \cdot (S_{II1ciz} - p_{4ciz} \cdot S_{II2ciz}) + M_{rIIciz} - F_{IIyciz} \cdot l - F_{IIxciz} \cdot t - F_v \cdot (l_{46} - l_{vII}) \right]$$

$$V_{Iciz} =$$

80.388
77.574
74.609
71.477
68.154
64.608
60.795
56.652
52.092
46.977
41.085

[km/h]

$$C_{Iciz} =$$

73988.819
65596.369
57080.229
48443.178
39683.992
30796.619
21769.653
12586.263
3224.745
-6340.289
-16136.12

[N]

$$V_{IIciz} =$$

80.388
77.574
74.609
71.477
68.154
64.608
60.795
56.652
52.092
46.977
41.085

[km/h]

$$C_{IIciz} =$$

73988.819
65596.369
57080.229
48443.178
39683.992
30796.619
21769.653
12586.263
3224.745
-6340.289
-16136.12

[N]

$$P_{1ciz} := \frac{1}{l_{13}} \left[ C_{Iciz} \cdot (l_{13} - c_I) + F_v \cdot (l_{13} - l_{vI}) + M_{rIciz} - F_{Iyciz} \cdot l - F_{Ixciz} \cdot t + 2 \cdot Q \cdot (S_{I1ci} - p_{3ci} \cdot S_{I2ci}) \right]$$

$$P_{3ciz} := \frac{1}{l_{13}} \left[ C_{Iciz} \cdot c_I + F_v \cdot l_{vI} - M_{rIciz} + F_{Iyciz} \cdot (l + l_{13}) + F_{Ixciz} \cdot t - 2 \cdot Q \cdot (S_{I1ci} - p_{Imin} \cdot S_{I2ci}) \right]$$

$$P_{4ciz} := \frac{1}{l_{46}} \left[ C_{IIciz} \cdot c_{II} + F_v \cdot l_{vII} + M_{rIIciz} - F_{IIyciz} \cdot (l + l_{46}) - F_{IIxciz} \cdot t + 2 \cdot Q \cdot (S_{II1ciz} - p_{6ciz} \cdot S_{II2ciz}) \right]$$

$$Y_{1ciz} := P_{1ciz} - Q \cdot \mu_{Ic1} \cdot \cos(\xi_{Ic1})$$

$$Y_{4ciz} := P_{4ciz} - Q \cdot \mu_{4ciz} \cdot \cos(\xi_{4ciz})$$

$$Y_{3ciz} := P_{3ciz} - Q \cdot \mu_{Ic3} \cdot \cos(\xi_{Ic3})$$

$$P_{1ciz} =$$

103219.302
98586.52
93894.108
89143.41
84333.834
79462.459
74523.779
69509.669
64409.652
59211.472
53901.959

[N]

$$P_{3ciz} =$$

32359.149
29445.07
26466.767
23425.676
20321.163
17150.096
13906.575
10581.892
7164.821
3642.227
0

[N]

$$Y_{1ciz} =$$

65953.631
61320.848
56628.437
51877.739
47068.163
42196.788
37258.108
32243.998
27143.981
21945.801
16636.288

[N]

$$Y_{3ciz} =$$

69624.82
66710.741
63732.438
60691.347
57586.834
54415.767
51172.246
47847.563
44430.492
40907.898
37265.671

[N]

$P_{4ci_z} =$ 

65178.863
62430.133
59488.981
56347.951
52998.41
49430.76
45634.646
41599.207
37313.412
32766.524
27948.731

[N]

 $Y_{4ci_z} =$ 

27014.465
23942.855
20707.077
17296.821
13700.908
9907.469
5904.121
1678.197
-2782.951
-7491.497
-12458.541

[N]

### 3.3.7. CIRCULAȚIA CU AMBELE BOGHIURI ÎN POZIȚIE INTERMEDIARĂ CU CUPLĂ, $P_3 = P_6 = 0$ , $f_c > j_c$ , $F_c > F_{oc}$

Se caută valoarea distanței polare pentru cele două boghiuri astfel ca în urma calculelor să rezulte viteza de oprire a locomotivei electrice 060 - EA, după care se dau valori acestor distanțe polare pentru boghiul I  $\Rightarrow p_1 \in [p_{Imin}, p_{Ii}]$  și pentru boghiul II  $\Rightarrow p_4 \in [p_{4i'}, p_{4i''}]$ .

$$p_{1i'} := 2.330465 \quad m$$

$$p_{4i'} = 3.2292287 \quad m$$

$$p_{1i_z} := p_{Imin} + \frac{z \cdot (p_{1i'} - p_{Imin})}{10}$$

$$p_{4i_z} := p_{4i'} + \frac{z \cdot (p_{4i''} - p_{4i'})}{10}$$

Se calculează valorile distanțelor polare de la polul de rotație al boghiurilor în curbă până la osiile 2 și 3, respectiv 5 și 6.

$$p_{2i_z} := p_{1i_z} - l_{12}$$

$$p_{5i_z} := p_{4i_z} - l_{45}$$

$$p_{3i_z} := p_{1i_z} - l_{13}$$

$$p_{6i_z} := p_{4i_z} - l_{46}$$

$p_{1i_z} =$

2.175
2.1905465
2.206093
2.2216395
2.237186
2.2527325
2.268279
2.2838255
2.299372
2.3149185
2.330465

[m]

$p_{2i_z} =$

-0.075
-0.0594535
-0.043907
-0.0283605
-0.012814
$2.7325 \cdot 10^{-3}$
0.018279
0.0338255
0.049372
0.0649185
0.080465

[m]

$p_{3i_z} =$

-2.175
-2.1594535
-2.143907
-2.1283605
-2.112814
-2.0972675
-2.081721
-2.0661745
-2.050628
-2.0350815
-2.019535

[m]

$p_{4i_z} =$

3.2292287
3.2511018
3.272975
3.2948481
3.3167212
3.3385944
3.3604675
3.3823406
3.4042137
3.4260869
3.44796

[m]

$p_{5i_z} =$

1.1292287
1.1511018
1.172975
1.1948481
1.2167212
1.2385944
1.2604675
1.2823406
1.3042137
1.3260869
1.34796

[m]

$p_{6i_z} =$

-1.1207713
-1.0988982
-1.077025
-1.0551519
-1.0332788
-1.0114056
-0.9895325
-0.9676594
-0.9457863
-0.9239131
-0.90204

[m]

Se determină valorile brațelor de frecare, ale pseudoalunecărilor, ale coeficienților de frecare și ale unghiurilor de frecare.

$$d_{1i_z} := \sqrt{s^2 + (p_{1i_z})^2}$$

$$d_{2i_z} := \sqrt{s^2 + (p_{2i_z})^2}$$

$$d_{3i_z} := \sqrt{s^2 + (p_{3i_z})^2}$$

$$d_{4i_z} := \sqrt{s^2 + (p_{4i_z})^2}$$

$$d_{5i_z} := \sqrt{s^2 + (p_{5i_z})^2}$$

$$d_{6i_z} := \sqrt{s^2 + (p_{6i_z})^2}$$

$$v_{1i_z} := \frac{d_{1i_z}}{R}$$

$$v_{2i_z} := \frac{d_{2i_z}}{R}$$

$$v_{3i_z} := \frac{d_{3i_z}}{R}$$

$$v_{4i_z} := \frac{d_{4i_z}}{R}$$

$$v_{5i_z} := \frac{d_{5i_z}}{R}$$

$$v_{6i_z} := \frac{d_{6i_z}}{R}$$

$$\mu_{1i_z} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{1i_z})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\mu_{4i_z} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{4i_z})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\mu_{2i_z} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{2i_z})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\mu_{5i_z} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{5i_z})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\mu_{3i_z} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{3i_z})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\mu_{6i_z} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\mu_\alpha^n} + \frac{1}{(k \cdot v_{6i_z})^n} \right]^{\frac{1}{n}}}$$

$$\xi_{1i_z} := \operatorname{acos} \left( \frac{p_{1i_z}}{d_{1i_z}} \right) \quad \xi_{2i_z} := \operatorname{acos} \left( \frac{p_{2i_z}}{d_{2i_z}} \right) \quad \xi_{3i_z} := \operatorname{acos} \left( \frac{p_{3i_z}}{d_{3i_z}} \right)$$

$$\xi_{4i_z} := \operatorname{acos} \left( \frac{p_{4i_z}}{d_{4i_z}} \right) \quad \xi_{5i_z} := \operatorname{acos} \left( \frac{p_{5i_z}}{d_{5i_z}} \right) \quad \xi_{6i_z} := \operatorname{acos} \left( \frac{p_{6i_z}}{d_{6i_z}} \right)$$

Se calculează deplasarea centrului cutiei, unghiurile de rotire cutie - boghiu în radiani și în grade, după care prin interpolare pentru valorile  $\beta_{Ic}$  și  $\beta_{IIc}$  pe curba  $M_r(\beta)$  din figura 3.5 rezultă valorile momentelor de rapel corespunzătoare.

$$x_{i_z} := \frac{l_{13} \cdot (2 \cdot p_{4i_z} - l_{13}) - 2 \cdot l_{1p} \cdot (p_{1i_z} + p_{4i_z} - l_{46})}{4 \cdot l_p}$$

$$\beta_{II_{i_z}} := \operatorname{atan} \left[ \frac{-(p_{1i_z} - l_{1p}) \cdot \sqrt{R^2 - (p_{1i_z})^2} + (l_p + x_{i_z}) \cdot \sqrt{R^2 - (p_{1i_z})^2 - (l_p + x_{i_z})^2} + (p_{1i_z} - l_{1p})^2}{R^2 - (p_{1i_z})^2 - (l_p + x_{i_z})^2} \right]$$

$$\beta_{III_{i_z}} := -\operatorname{atan} \left[ \frac{(p_{4i_z} + l_{1p} - l_{46}) \cdot \sqrt{R^2 - (p_{4i_z})^2} + (l_p - x_{i_z}) \cdot \sqrt{R^2 - (p_{4i_z})^2 - (l_p - x_{i_z})^2} + (p_{4i_z} + l_{1p} - l_{46})^2}{R^2 - (p_{4i_z})^2 - (l_p - x_{i_z})^2} \right]$$

$$M_{rII_{i_z}} := \operatorname{interp} \left( sss, \beta, M_{rt}, \beta_{II_{i_z}} \cdot \frac{180}{\pi} \right) \quad M_{rIII_{i_z}} := -\operatorname{interp} \left( sss, \beta, M_{rt}, -\beta_{III_{i_z}} \cdot \frac{180}{\pi} \right)$$

Se determină unghiul de înclinare și lungimea cuplei înclinate la circulația în curbă, respectiv săgeata cuplei.



$$\gamma_{i_z} := \text{atan} \left[ \frac{[2 \cdot l_p - (l_{23} + l) \cdot (\cos(\beta_{I_{i_z}}) + \cos(\beta_{II_{i_z}}))] + t \cdot (\sin(\beta_{I_{i_z}}) + \sin(\beta_{II_{i_z}}))}{(l_{23} + l) \cdot (\sin(\beta_{I_{i_z}}) + \sin(\beta_{II_{i_z}})) + t \cdot (\cos(\beta_{I_{i_z}}) + \cos(\beta_{II_{i_z}}))} \right]$$

$$b_{i_z} := \frac{(l_{23} + l) \cdot (\sin(\beta_{I_{i_z}}) + \sin(\beta_{II_{i_z}})) + t \cdot (\cos(\beta_{I_{i_z}}) + \cos(\beta_{II_{i_z}}))}{\cos(\gamma_{i_z})}$$

$$f_{i_z} := |b_0 - b_{i_z}|$$

$$f_{i_z} =$$

0.01196486
0.01266554
0.01336619
0.01406682
0.01476743
0.01546801
0.01616856
0.01686909
0.0175696
0.01827008
0.01897054

$$b_{i_z} =$$

0.98841514
0.98771446
0.98701381
0.98631318
0.98561257
0.98491199
0.98421144
0.98351091
0.9828104
0.98210992
0.98140946

[m]

[m]

Se observă că săgeata cuplei crește în continuare ceea ce înseamnă că locomotiva electrică 060-EA la circulația cu ambele boghiuri în poziție intermediară circulă cu cuplă,  $F_c > F_{oc}$ , adică, arcul din cuplă se comprimă mai mult, dar nu ajunge să depășească valoarea admisă de deformare a arcului de 0,0225 m și cupla nu se blochează.

După ce se calculează forța din cuplă se determină și cele două componente ale acesteia după axele x și y cu care acționează asupra celor două boghiuri.

$$F_{c.i_z} := F_{oc} + k_c \cdot (f_{i_z} - j_c)$$

$$F_{c.i_z} =$$

$$F_{Iy_{i_z}} := F_{c.i_z} \cdot \cos(\gamma_{i_z} - \beta_{I_{i_z}})$$

$$F_{Ix_{i_z}} := F_{c.i_z} \cdot \sin(\gamma_{i_z} - \beta_{I_{i_z}})$$

$$F_{IIy_{i_z}} := F_{c.i_z} \cdot \cos(\gamma_{i_z} - \beta_{II_{i_z}})$$

$$F_{IIx_{i_z}} := F_{c.i_z} \cdot \sin(\gamma_{i_z} - \beta_{II_{i_z}})$$

57778.152
58391.87
59005.567
59619.243
60232.898
60846.531
61460.143
62073.733
62687.302
63300.849
63914.375

[N]

În continuare se calculează sumele care intră în calculul vitezelor de desprindere din coardă, respectiv aceste viteze pentru cele două boghiuri ale locomotivei.

$$S_{I1i_z} := \mu_{1i_z} \cdot d_{1i_z} + \mu_{2i_z} \cdot d_{2i_z} + \mu_{3i_z} \cdot d_{3i_z}$$

$$S_{I2i_z} := \mu_{1i_z} \cdot \cos(\xi_{1i_z}) + \mu_{2i_z} \cdot \cos(\xi_{2i_z}) + \mu_{3i_z} \cdot \cos(\xi_{3i_z})$$

$$S_{II1i_z} := \mu_{4i_z} \cdot d_{4i_z} + \mu_{5i_z} \cdot d_{5i_z} + \mu_{6i_z} \cdot d_{6i_z}$$

$$S_{II2i_z} := \mu_{4i_z} \cdot \cos(\xi_{4i_z}) + \mu_{5i_z} \cdot \cos(\xi_{5i_z}) + \mu_{6i_z} \cdot \cos(\xi_{6i_z})$$

$$v_{II.patrat_z} := R \cdot g \cdot \left[ \frac{h}{2 \cdot s} - \frac{F_v \cdot l_{VI} - M_{rIIz} + F_{Iy_{Iz}} \cdot (l + l_{13}) + F_{Ix_{Iz}} \cdot t}{6 \cdot Q \cdot c_I} + \frac{1}{3 \cdot c_I} \cdot (S_{I1i_z} - p_{1i_z} \cdot S_{I2i_z}) \right]$$

$$v_{III.patrat_z} := R \cdot g \cdot \left[ \frac{h}{2 \cdot s} - \frac{F_v \cdot (l_{46} - l_{VII}) - M_{rIIIz} + F_{IIy_{Iz}} \cdot l + F_{IIx_{Iz}} \cdot t}{6 \cdot Q \cdot (l_{46} - c_{II})} + \frac{1}{3 \cdot (l_{46} - c_{II})} \cdot (S_{II1i_z} - p_{4i_z} \cdot S_{II2i_z}) \right]$$

$$v_{Ii_z} := \sqrt{v_{II.patrat_z}}$$

$$v_{IIIi_z} := \sqrt{v_{III.patrat_z}}$$

$$v_{Ii_z} =$$

11.412
10.832
10.217
9.562
8.856
8.088
7.238
6.271
5.122
3.624
0.044

$$v_{IIIi_z} =$$

11.412
10.842
10.237
9.59
8.892
8.129
7.282
6.316
5.165
3.658
0.047

[m/s]

[m/s]

În continuare se calculează vitezele celor două boghiuri în km/h, valorile forței centrifuge C, forțelor directoare P<sub>1</sub>, P<sub>4</sub> și P<sub>6</sub>, respectiv forțelor de conducere Y<sub>1</sub>, Y<sub>4</sub> și Y<sub>6</sub>.

$$V_{Ii_z} := 3.6 \cdot v_{Ii_z}$$

$$V_{IIIi_z} := 3.6 \cdot v_{IIIi_z}$$

$$C_{IIz} := \frac{1}{c_I} \cdot \left[ 2 \cdot Q \cdot (S_{I1i_z} - p_{1i_z} \cdot S_{I2i_z}) + M_{rIIz} - F_{Iy_{Iz}} \cdot (l + l_{13}) - F_{Ix_{Iz}} \cdot t - F_v \cdot l_{VI} \right]$$

$$C_{IIIz} := \frac{1}{l_{46} - c_{II}} \cdot \left[ 2 \cdot Q \cdot (S_{II1i_z} - p_{4i_z} \cdot S_{II2i_z}) + M_{rIIIz} - F_{IIy_{Iz}} \cdot l - F_{IIx_{Iz}} \cdot t - F_v \cdot (l_{46} - l_{VII}) \right]$$

$V_{Ii_z} =$ 

41.085
38.995
36.782
34.422
31.883
29.118
26.056
22.575
18.441
13.046
0.158

[km/h]

 $C_{Ii_z} =$ 

-16136.121
-19295.63
-22461.301
-25633.057
-28810.819
-31994.514
-35184.069
-38379.415
-41580.483
-44787.209
-47999.53

[N]

 $V_{IIi_z} =$ 

41.085
39.033
36.854
34.525
32.011
29.266
26.216
22.738
18.594
13.169
0.17

[km/h]

 $C_{IIi_z} =$ 

-16136.12
-19239.716
-22360.687
-25499.449
-28656.403
-31831.927
-35026.375
-38240.072
-41473.315
-44726.367
-47999.456

[N]

$$P_{1i_z} := \frac{1}{l_{13}} \left[ C_{Ii_z} \cdot (l_{13} - c_I) + F_v \cdot (l_{13} - l_{vI}) + M_{rIi_z} - F_{Iy_{i_z}} \cdot l - F_{Ix_{i_z}} \cdot t + 2 \cdot Q \cdot (S_{I1i_z} - p_{3i_z} \cdot S_{I2i_z}) \right]$$

$$P_{4i_z} := \frac{1}{l_{46}} \left[ C_{IIi_z} \cdot c_{II} + F_v \cdot l_{vII} + M_{rIIi_z} - F_{IIy_{i_z}} \cdot (l + l_{46}) - F_{IIx_{i_z}} \cdot t + 2 \cdot Q \cdot (S_{II1i_z} - p_{6i_z} \cdot S_{II2i_z}) \right]$$

$$Y_{1i_z} := P_{1i_z} - Q \cdot \mu_{1i_z} \cdot \cos(\xi_{1i_z})$$

$$Y_{4i_z} := P_{4i_z} - Q \cdot \mu_{4i_z} \cdot \cos(\xi_{4i_z})$$

 $P_{1i_z} =$ 

53901.959
52540.594
51173.792
49801.552
48423.875
47040.756
45652.191
44258.171
42858.686
41453.725
40043.274

[N]

 $Y_{1i_z} =$ 

16636.288
15198.422
13756.441
12310.32
10860.034
9405.553
7946.85
6483.891
5016.645
3545.075
2069.146

[N]

 $P_{4i_z} =$ 

27948.731
25747.064
23527.018
21288.493
19031.401
16755.671
14461.247
12148.087
9816.17
7465.493
5096.072

[N]

 $Y_{4i_z} =$ 

-12458.541
-14696.664
-16952.444
-19225.997
-21517.428
-23826.825
-26154.262
-28499.794
-30863.459
-33245.274
-35645.238

[N]

### 3.3.8. DEPENDENȚA P, Y, p ȘI F<sub>c</sub>(V) (PAȘAPORTUL DINAMIC ORIZONTAL)

În urma calculelor efectuate, pentru diferitele poziții pe care le ocupă cele două boghiuri în curbă, în figurile de mai jos sunt reprezentate:

- în figura 3.6 - variația forțelor directoare  $P_1$ ,  $P_3$  și de conducere  $Y_1$ ,  $Y_3$  în funcție de viteză pentru boghiul I;

- în figura 3.7 - variația forțelor directoare  $P_4$ ,  $P_6$  și de conducere  $Y_1$ ,  $Y_3$  în funcție de viteză pentru boghiul II;
- în figura 3.8 - variația distanțelor polare  $p_1$ ,  $p_4$  și rapoartele  $Y_1/Q_0$ ,  $Y_4/Q_0$  în funcție de viteză pentru ambele boghiuri;
- în figura 3.9 - variația forței din cuplă  $F_c$  în funcție de viteză;

Parametrii reprezentați în figurile 3.6, 3.7 și 3.8 s-au reprezentat și pentru cazul în care locomotiva electrică 060-EA ar circula fără cuplă, adică cazul cu boghiuri libere. Din figuri se observă valorile mari ale forțelor directoare și de conducere la circulația cu boghiuri libere.

Plecând de la viteza maximă,  $V_{\max} = 120$  km/h, variația forțelor directoare și de conducere pentru ambele situații, boghiuri libere și articulate, este similară până în momentul în care începe să lucreze cupla dintre boghiuri.

Odată cu intrarea în funcțiune a cuplei elastice înclinate se observă scăderea drastică la osiile 1 și 4 a acestor forțe directoare, respectiv anularea acestora la osiile 3 și 6 deoarece cele două boghiuri circulă la viteze mici în poziție intermediară, față de poziția de circulație în diagonală în cazul circulației cu boghiuri libere.

La viteza  $V = 0$  km/h se observă scăderea forței directoare  $P_1$  până la 40000 N în cazul boghiurilor articulate față de aproape 120000 N în cazul boghiurilor libere, respectiv a forței directoare  $P_4$  care scade până aproape de 0 N în cazul boghiurilor articulate față de aproape 115000 N în cazul boghiurilor libere.

Deci, se vede clar influența benefică a cuplei elastice prin reducerea acestor forțe directoare, respectiv a forțelor de conducere, ceea ce înseamnă reducerea uzurilor în zona de contact roată-șină.

Există totuși un dezavantaj datorat forței mari de pretensionare a arcului din cuplă  $F_{oc}$ , ceea ce duce la circulația forțată în poziția coardă a boghiului I. Boghiul I circulă în poziția coardă la viteza  $V \in [42, 95]$  km/h, interval de viteze la care în cazul circulației cu boghiuri libere acesta circulă în poziție intermediară. Deci apare contactul între osia 3 și firul exterior al curbei, apar frecări în zona de contact rezultând o creștere a uzurii atât a roții cât și a șinei.

### 3.3.9. SIGURANȚA CONTRA DERAIERII ȘI VITEZA MAXIMĂ DE CIRCULAȚIE ÎN CURBĂ

Pentru determinarea  $(Y/Q)_{\lim}$  la locomotiva electrică 060-EA de 5100 kW unghiul de înclinare al buzei bandajului este de  $60^\circ$  și conform Comitetului ORE B 55 și B 136 s-a admis coeficientul de frecare  $\mu_b = 0,36$  corespunzător pentru buze uscate.

În programul matematic MathCad sa notat  $(Y/Q)_{\lim} = \lim$ .

$$\mu_b := 0.36 \quad \beta_b := 60^\circ \quad Q = 100000 \quad \text{N}$$

$$\lim := \frac{\tan\left(\beta_b \cdot \frac{\pi}{180}\right) - \mu_b}{1 + \mu_b \cdot \tan\left(\beta_b \cdot \frac{\pi}{180}\right)} \quad \lim = 0.845099$$

$$Y_{1\lim} := \lim \cdot Q \quad Y_{1\lim} = 84509.914 \quad \text{N}$$

Pentru valoarea lui  $Y_{1\lim}$  prin interpolare pe curba  $Y_1(V)$  din figura 3.6 rezultă viteza limită cu care se poate circula în curba de rază  $R = 250$  m fără să existe pericolul de deraiere.

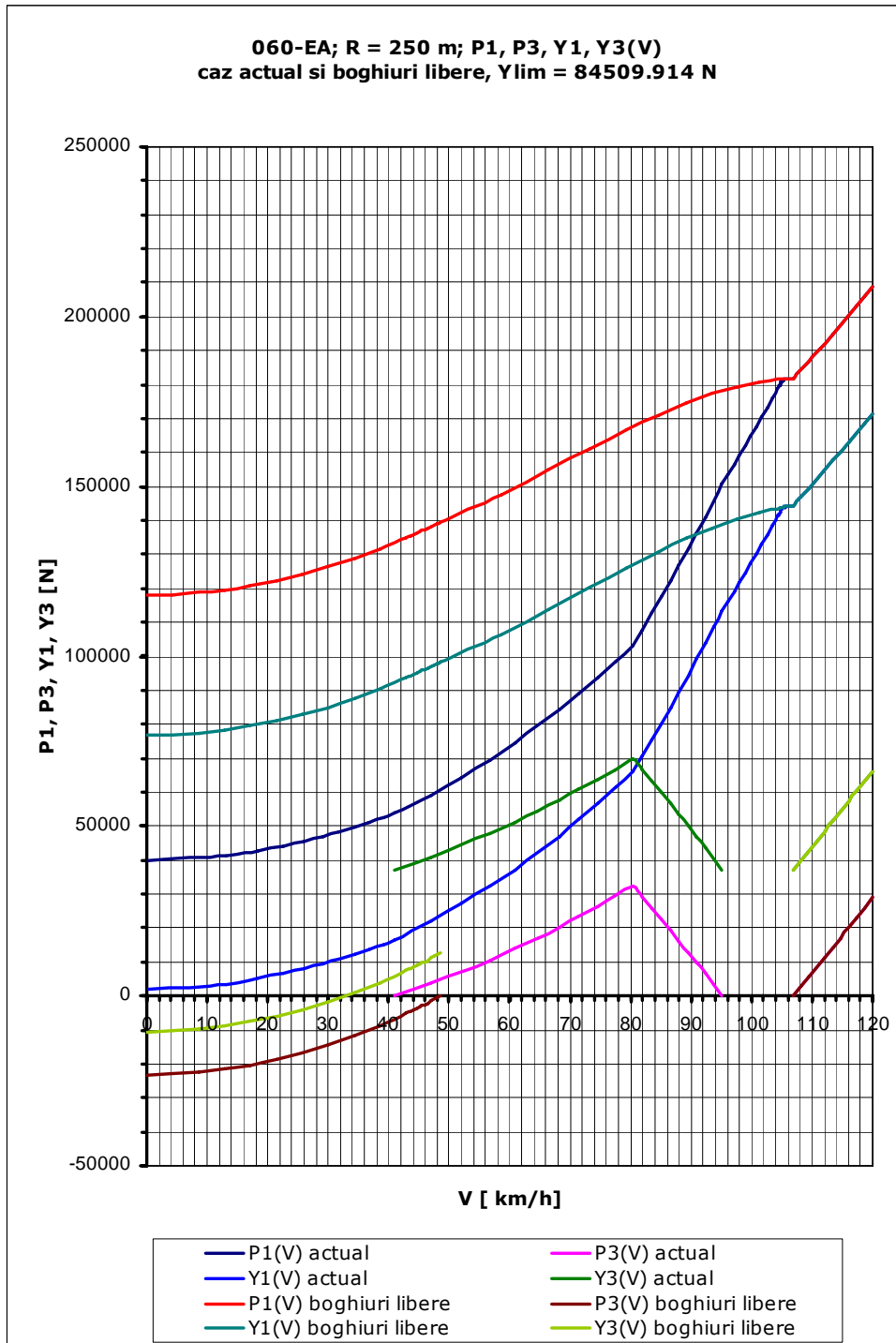


Fig. 3.6

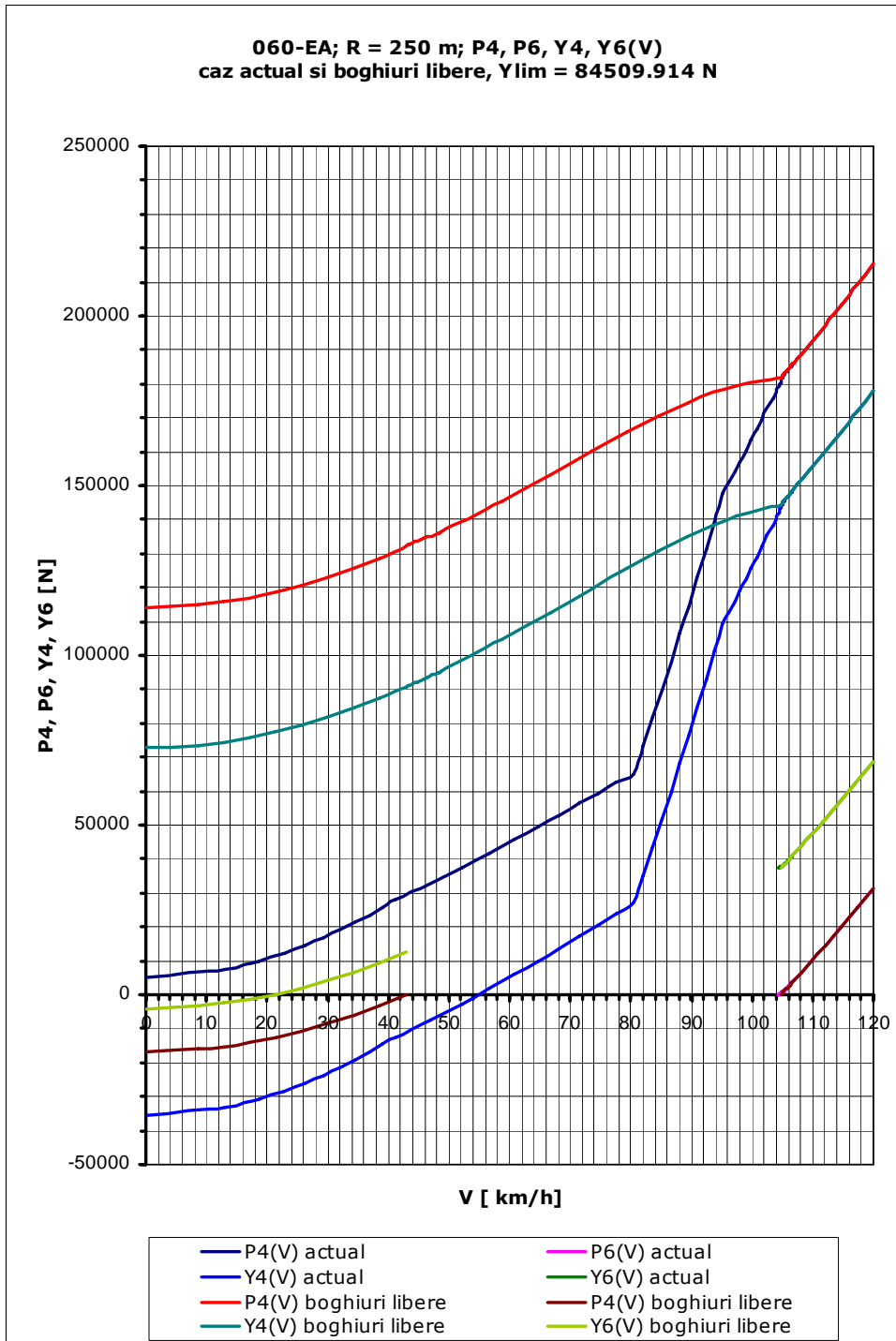


Fig. 3.7

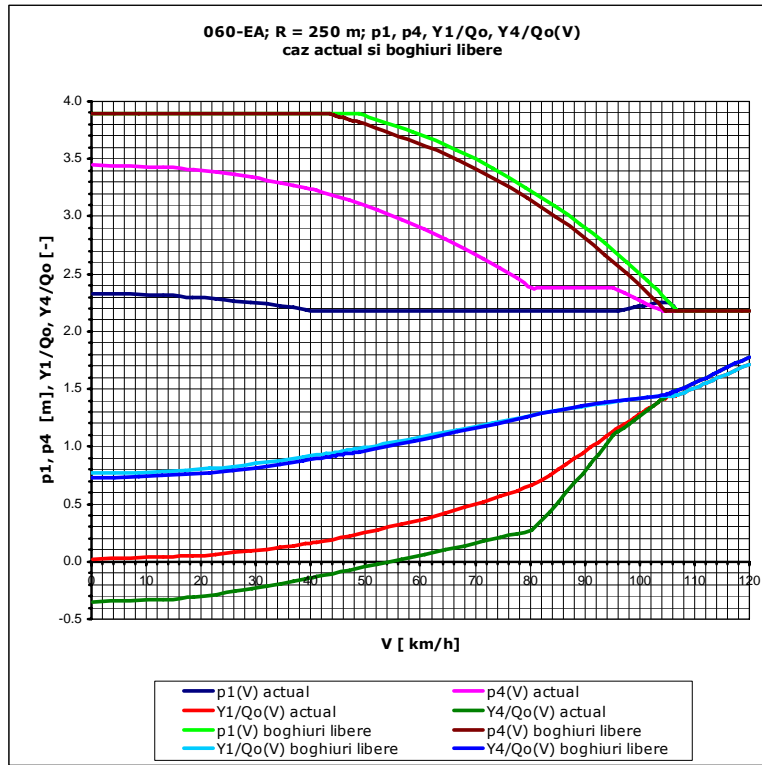


Fig. 3.8

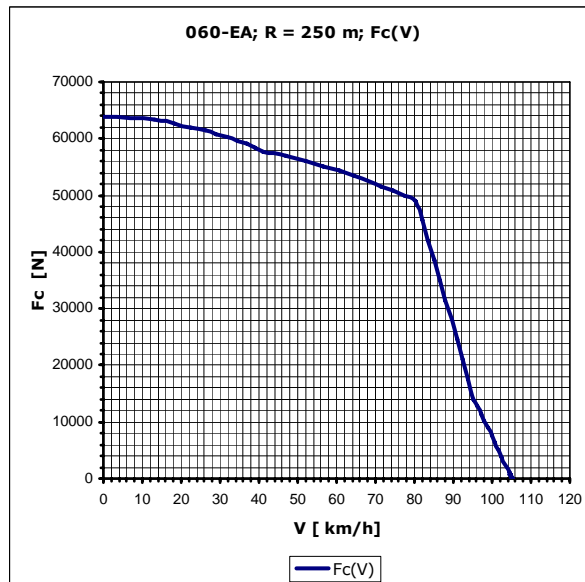


Fig. 3.9

$$aa := \text{cspline}(\text{sort}(Y_{1ci.f}), \text{sort}(V_{Ici.f}))$$

$$V_{lim} := \text{interp}(aa, \text{sort}(Y_{1ci.f}), \text{sort}(V_{Ici.f}), Y_{1lim})$$

$$V_{lim} = 86.476 \quad \text{km/h}$$

În continuare se determină viteza maximă de circulație în curbă și pentru această viteză calculată conform Regulamentului de exploatare tehnică C.F.R. (RET) rezultă viteza maximă de circulație prin curba de rază  $R = 250$  m care ține cont și de supraînălțare a h,  $V_{RET}$ .

$$V_{max.c} := 4.25 \cdot \sqrt{R} \quad V_{max.c} = 67.198 \quad \text{km/h}$$

$$V_{RET} := 65 \quad \text{km/h}$$

Se observă că  $V_{lim} > V_{RET}$ , ceea ce înseamnă că vehiculul satisface condițiile de circulație în siguranță pe cale.

### 3.3.10. UZURA SUPRAFETELOR DE CONTACT ROATĂ-ȘINĂ

Pentru a determina uzura suprafețelor de contact roată-șină se calculează mai întâi unghiul de atac și apoi indicele (factorul) de uzură pentru toate pozițiile ocupate de cele două boghiuri în curbă.

$$\alpha_{Iic.l_z} := \text{asin}\left(\frac{P_{1ic.l_z}}{R}\right) \quad \alpha_{Ii.f_z} := \text{asin}\left(\frac{P_{1i.f_z}}{R}\right) \quad \alpha_{Ii_z} := \text{asin}\left(\frac{P_{1i_z}}{R}\right)$$

$$\alpha_{IIIi.f_z} := \text{asin}\left(\frac{P_{4i.f_z}}{R}\right) \quad \alpha_{IIci_z} := \text{asin}\left(\frac{P_{4ci_z}}{R}\right) \quad \alpha_{IIi_z} := \text{asin}\left(\frac{P_{4i_z}}{R}\right)$$

$$\phi_{1c.l_z} := P_{1c_z} \cdot \tan(\alpha_{Iic.l_0}) \quad \phi_{1ic.l_z} := P_{1ic.l_z} \cdot \tan(\alpha_{Iic.l_z})$$

$$\phi_{1ic.f_z} := P_{1ic.f_z} \cdot \tan(\alpha_{Iic.l_{10}}) \quad \phi_{1i.f_z} := P_{1i.f_z} \cdot \tan(\alpha_{Ii.f_z})$$

$$\phi_{1ci.f_z} := P_{1ci.f_z} \cdot \tan(\alpha_{IIi.f_{10}}) \quad \phi_{1ci_z} := P_{1ci_z} \cdot \tan(\alpha_{IIi.f_{10}})$$

$$\phi_{1i_z} := P_{1i_z} \cdot \tan(\alpha_{Ii_z})$$

$$\phi_{2c.l_z} := P_{4c_z} \cdot \tan(\alpha_{IIIi.f_0}) \quad \phi_{2ic.l_z} := P_{4ic.l_z} \cdot \tan(\alpha_{IIIi.f_0})$$

$$\phi_{2ic.f_z} := P_{4ic.f_z} \cdot \tan(\alpha_{IIIi.f_0}) \quad \phi_{2i.f_z} := P_{4i.f_z} \cdot \tan(\alpha_{IIIi.f_z})$$

$$\phi_{2ci.f_z} := P_{4ci.f_z} \cdot \tan(\alpha_{IIIi.f_{10}}) \quad \phi_{2ci_z} := P_{4ci_z} \cdot \tan(\alpha_{IIci_z})$$

$$\phi_{2i_z} := P_{4i_z} \cdot \tan(\alpha_{IIi_z})$$



$\phi_{1c.l_z} =$

1816.599
1791.798
1767.268
1743.011
1719.027
1695.315
1671.875
1648.707
1625.812
1603.189
1580.838

[Nrad]

$\phi_{1ic.l_z} =$

1580.838
1586.805
1592.758
1598.696
1604.62
1610.53
1616.424
1622.304
1628.169
1634.019
1639.853

[Nrad]

$\phi_{1ic.f_z} =$

1639.853
1637.5
1635.147
1632.795
1630.442
1628.089
1625.737
1623.384
1621.032
1618.679
1616.326

[Nrad]

$\phi_{1i.f_z} =$

1616.326
1585.258
1554.215
1523.304
1492.506
1461.803
1431.214
1400.74
1370.363
1340.104
1309.982

[Nrad]

$\phi_{1ci.f_z} =$

1309.981
1268.787
1227.593
1186.399
1145.205
1104.012
1062.818
1021.624
980.43
939.236
898.042

[Nrad]

$\phi_{1ci_z} =$

898.042
857.735
816.91
775.577
733.732
691.35
648.381
604.757
560.385
515.159
468.965

[Nrad]

$\phi_{1i_z} =$

468.965
460.388
451.594
442.582
433.35
423.898
414.225
404.329
394.209
383.864
373.294

[Nrad]

$\phi_{2c.l_z} =$	$\phi_{2ic.l_z} =$	$\phi_{2ic.f_z} =$	$\phi_{2i.f_z} =$
1872.633	1620.032	1590.531	1556.963
1846.06	1617.118	1587.175	1544.72
1819.778	1614.196	1583.818	1531.744
1793.789	1611.266	1580.461	1518.139
1768.091	1608.327	1577.104	1503.88
1742.685	1605.381	1573.747	1488.941
1717.571	1602.427	1570.39	1473.338
1692.748	1599.465	1567.034	1457.068
1668.218	1596.495	1563.677	1440.104
1643.979	1593.517	1560.32	1422.461
1620.032	1590.531	1556.963	1404.159
[Nrad]	[Nrad]	[Nrad]	[Nrad]
$\phi_{2ci.f_z} =$	$\phi_{2ci_z} =$	$\phi_{2i_z} =$	
1404.159	619.803	361.041	
1325.723	614.944	334.854	
1247.288	606.251	308.04	
1168.852	593.447	280.594	
1090.416	576.236	252.51	
1011.981	554.296	223.782	
933.545	527.283	194.404	
855.11	494.836	164.371	
776.674	456.575	133.678	
698.238	412.108	102.319	
619.803	361.041	70.291	
[Nrad]	[Nrad]	[Nrad]	

Cu ajutorul unei relații empirice, indicată de A. Covaciu, se poate determina valoarea maximă admisibilă a indicelui de uzură. După care, prin interpolare pe curbele  $\phi_1$ ,  $\phi_2(V)$  (vezi figura ) se poate afla viteza până la care poate ajunge locomotiva electrică 060-EA fără să fie necesară montarea dispozitivului de ungere a buzei bandajului pentru micșorarea uzurilor.

$$r := \frac{D}{2} \quad \text{- raza roții,} \quad r = 0.625 \quad \text{m}$$

$$\phi_{adm} := 4 \cdot 10^5 \cdot \frac{r}{R} \quad \phi_{adm} = 1000 \quad \text{Nrad}$$

$$cc := \text{cspline}(\text{sort}(\phi_{1ci.f}), \text{sort}(V_{Ici.f}))$$

$$V_1 := \text{interp}(cc, \text{sort}(\phi_{1ci.f}), \text{sort}(V_{Ici.f}), \phi_{adm})$$

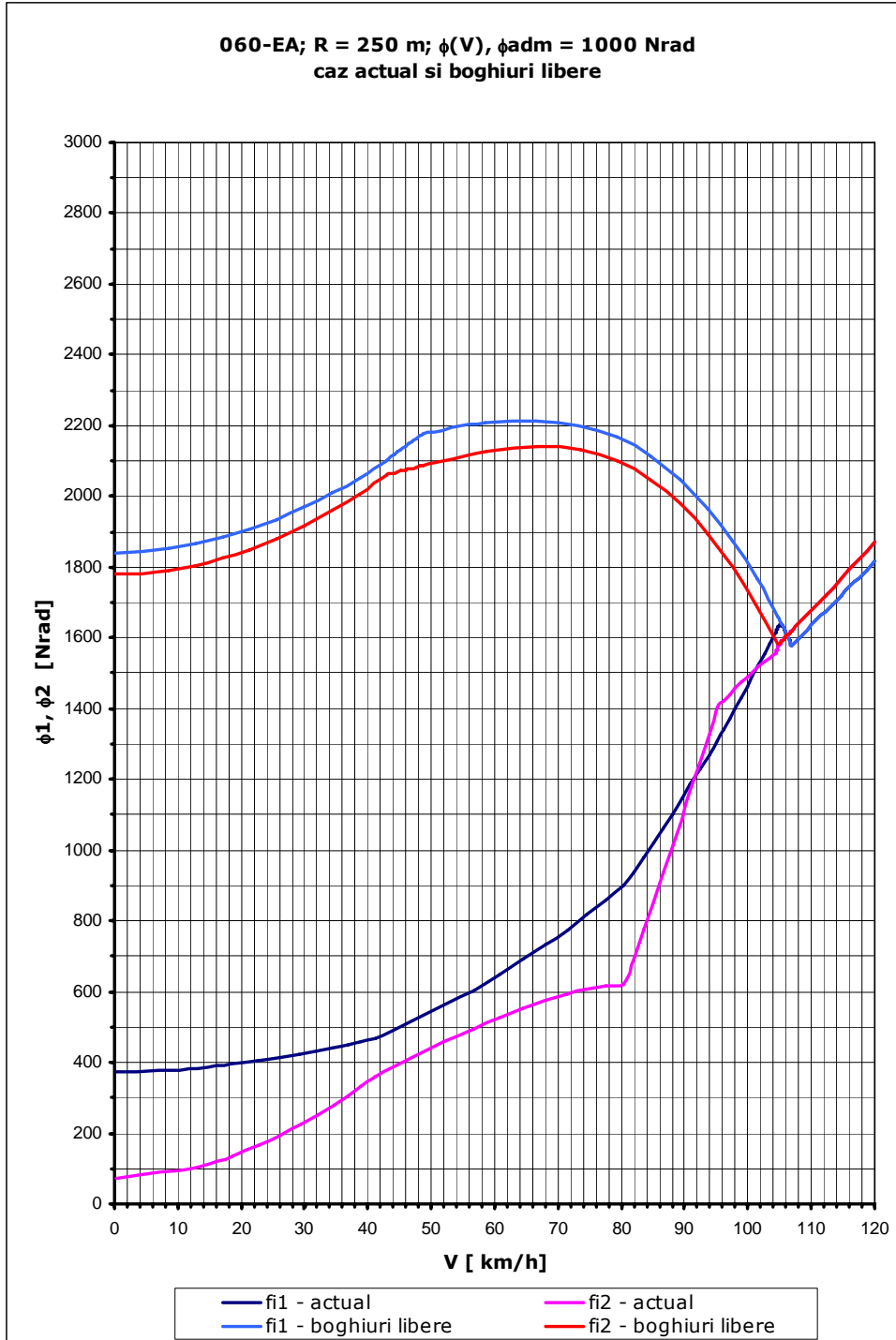


Fig. 3.10

$$dd := \text{cspline}(\text{sort}(\phi_{2\text{ci.f}}), \text{sort}(V_{\text{IIci.f}}))$$

$$V_2 := \text{interp}(dd, \text{sort}(\phi_{2\text{ci.f}}), \text{sort}(V_{\text{IIci.f}}), \phi_{\text{adm}})$$

$$V_1 = 84.284 \quad \text{km/h}$$

$$V_2 = 87.856 \quad \text{km/h}$$

Se observă că vitezele rezultate pentru cele două boghiuri ținând seama de factorul de uzură admisibilă sunt  $\{V_1 \text{ și } V_2\} > V_{\text{RET}}$ , deci, rezultă faptul că nu este neapărat necesar dispozitiv de ungere a buzei bandajului pentru reducerea uzurilor.

În figura 3.10 s-a reprezentat și situația în care locomotiva electrică 060-EA circulă cu boghiuri libere și se observă faptul că valorile factorului de uzură sunt mult mai mari decât valoarea admisă a acestuia, deci este clară necesitatea dispozitivului de ungere a buzei bandajului.

### 3.4. CIRCULAȚIA DINAMICĂ ÎN CURBA DE RAZĂ R = 90 m A LOCOMOTIVEI 060 - EA

Printr-o metodologie de calcul a circulației dinamice prin curbă asemănătoare cu cea pentru raza curbei de  $R = 250$  m rezultă valorile distanțelor polare, vitezelor, forțelor centrifuge, forțelor directoare și de conducere, respectiv a parametrilor cuplei (deformația arcului, forța de pretensionare, respectiv forța dezvoltată de cuplă).

Raza de  $R = 90$  m este raza minimă de înscriere în curbă din depoul de locomotive și supraînălțarea firului exterior al curbei este  $h = 0$  m, iar viteza de circulație pe această rază este maxim 5 km/h. Din acest motiv și calculele s-au pornit de la o viteză inferioară vitezei maxime a locomotivei.

#### 3.4.1. DEPENDENȚA P, Y, p ȘI $F_c(V)$ (PAȘAPORTUL DINAMIC ORIZONTAL)

În urma calculelor efectuate, pentru diferitele poziții pe care le ocupă cele două boghiuri în curbă, în figurile de mai jos sunt reprezentate:

- în figura 3.11 - variația forțelor directoare  $P_1, P_3$  și de conducere  $Y_1, Y_3$  în funcție de viteză pentru boghiul I;
- în figura 3.12 - variația forțelor directoare  $P_4, P_6$  și de conducere  $Y_1, Y_3$  în funcție de viteză pentru boghiul II;
- în figura 3.13 - variația distanțelor polare  $p_1, p_4$  și rapoartele  $Y_1/Q_0, Y_4/Q_0$  în funcție de viteză pentru ambele boghiuri;
- în figura 3.14 - variația forței din cuplă  $F_c$  în funcție de viteză;

La viteza de  $V = 5$  km/h din figura 3.11 se observă că boghiul I circulă în poziția coardă, iar din figura 3.12 că boghiul II circulă în poziția diagonală.

Acest lucru relevă faptul că la circulația pe această rază, la viteză mică, osiile 1 și 3 (ambele cu firul exterior al curbei), respectiv 4 și 6 (cu firul interior, respectiv exterior al curbei) sunt în contact cu ambele fire ale căii și rezultă o uzură accentuată a acestora.

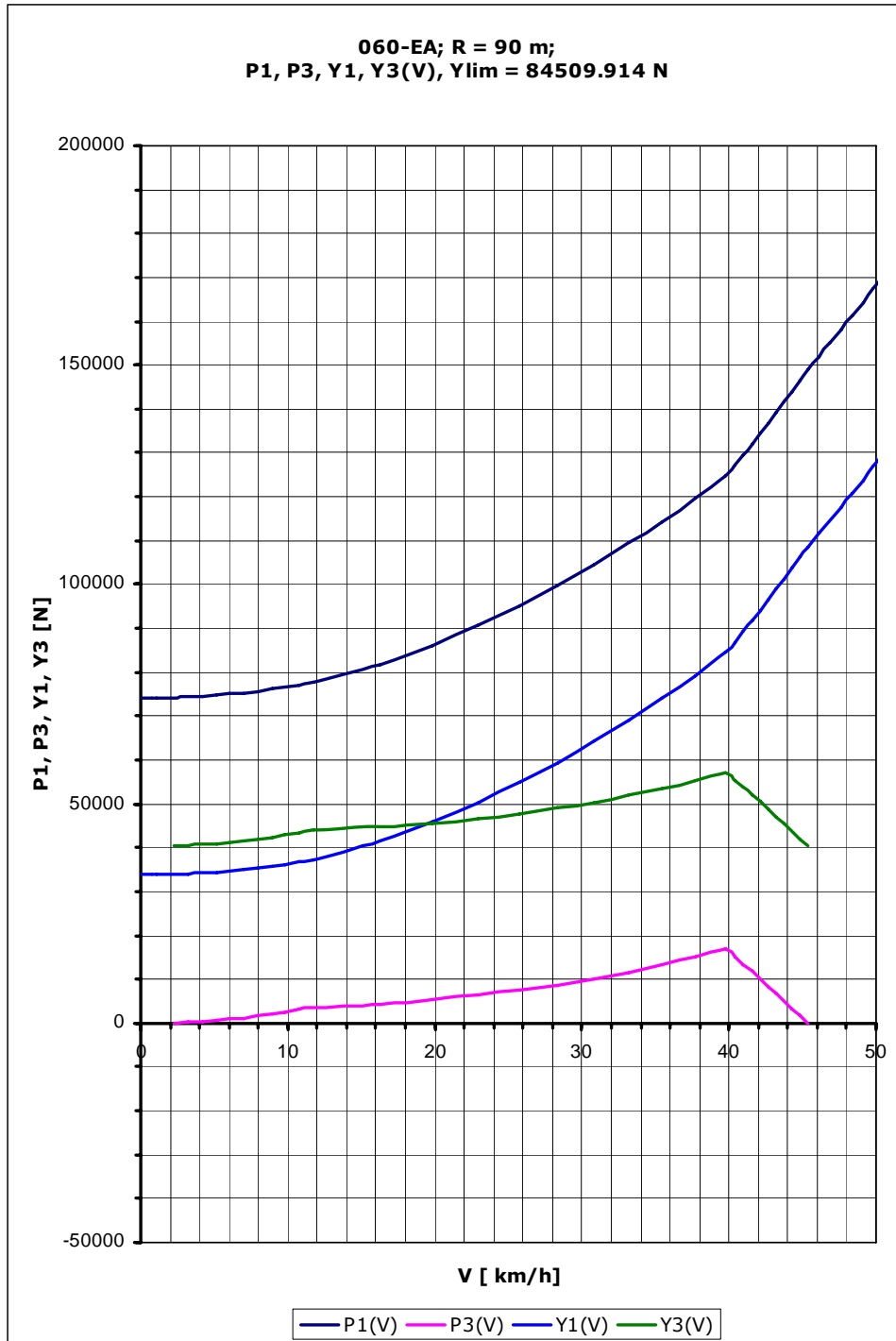


Fig. 3.11

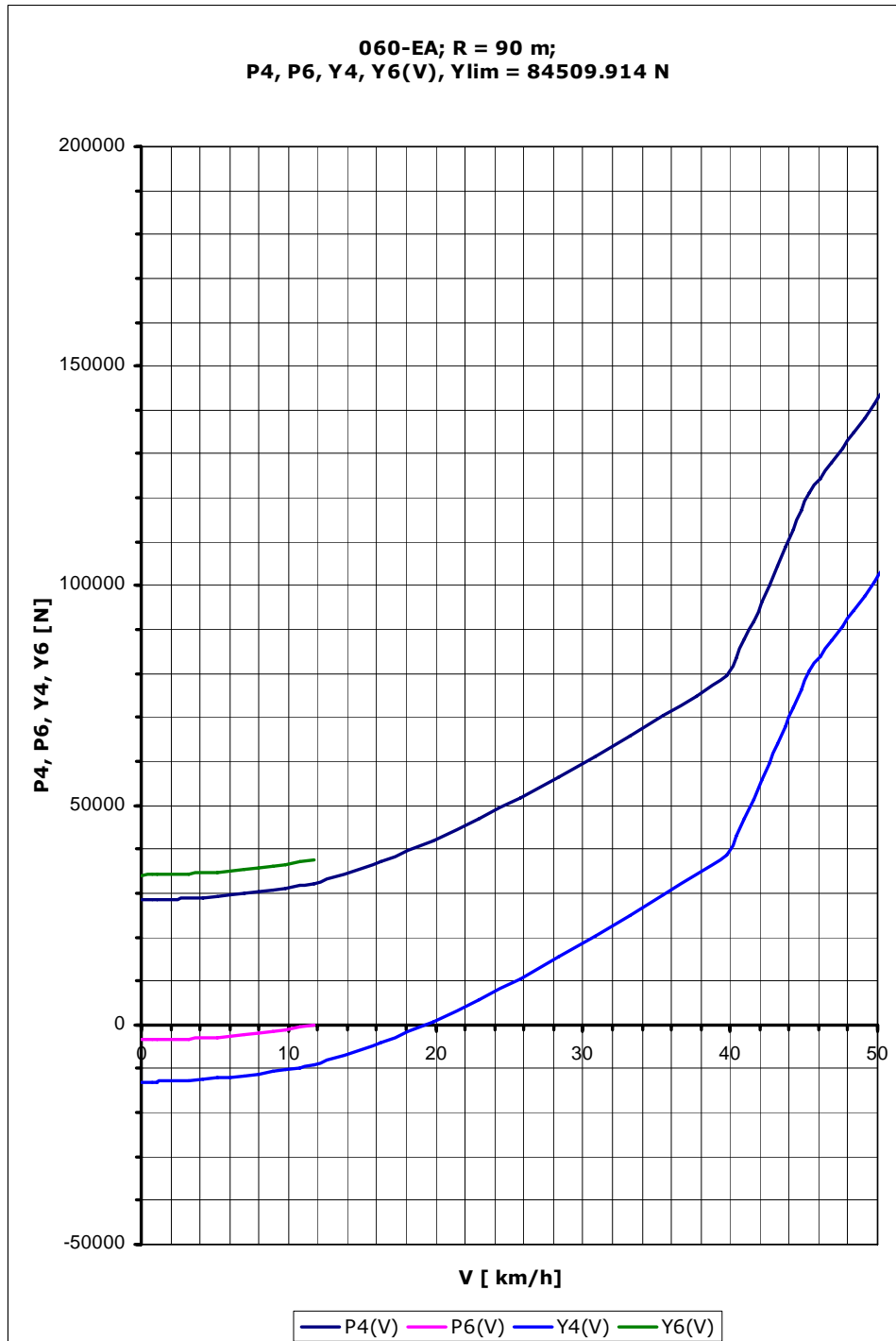


Fig. 3.12

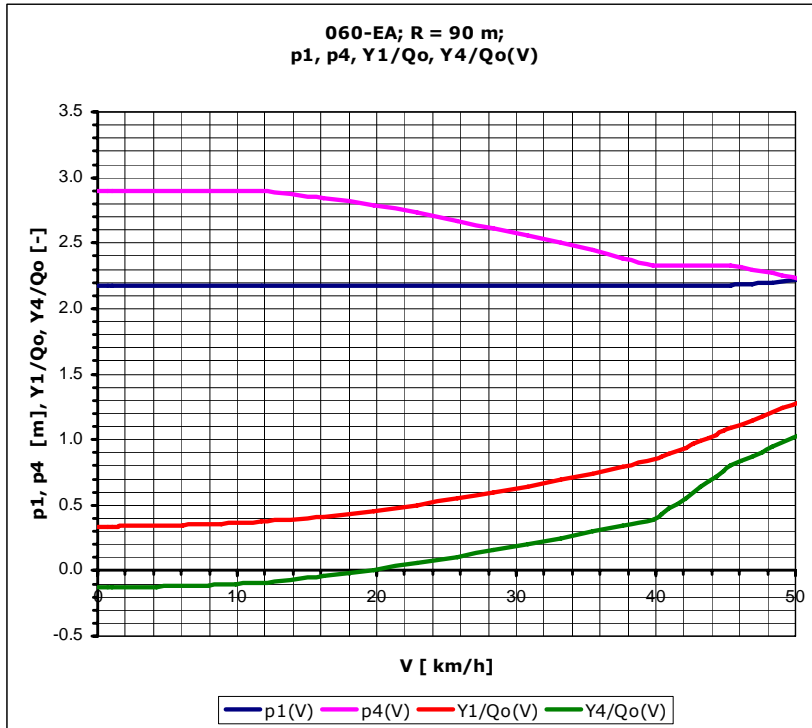


Fig. 3.13

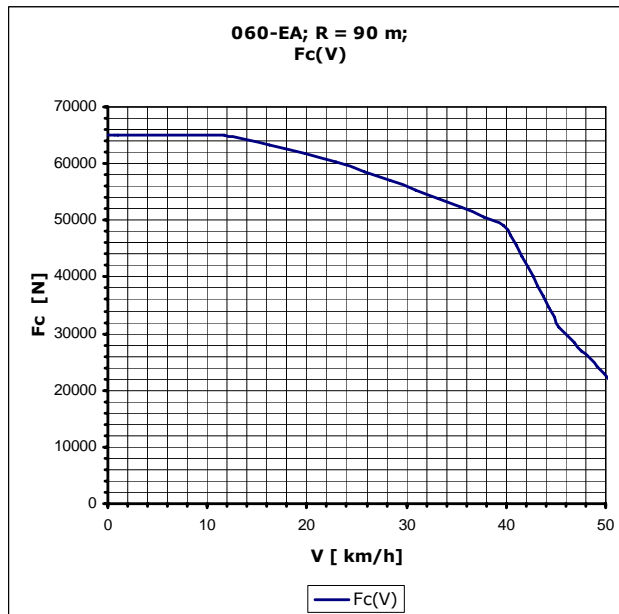


Fig. 3.14

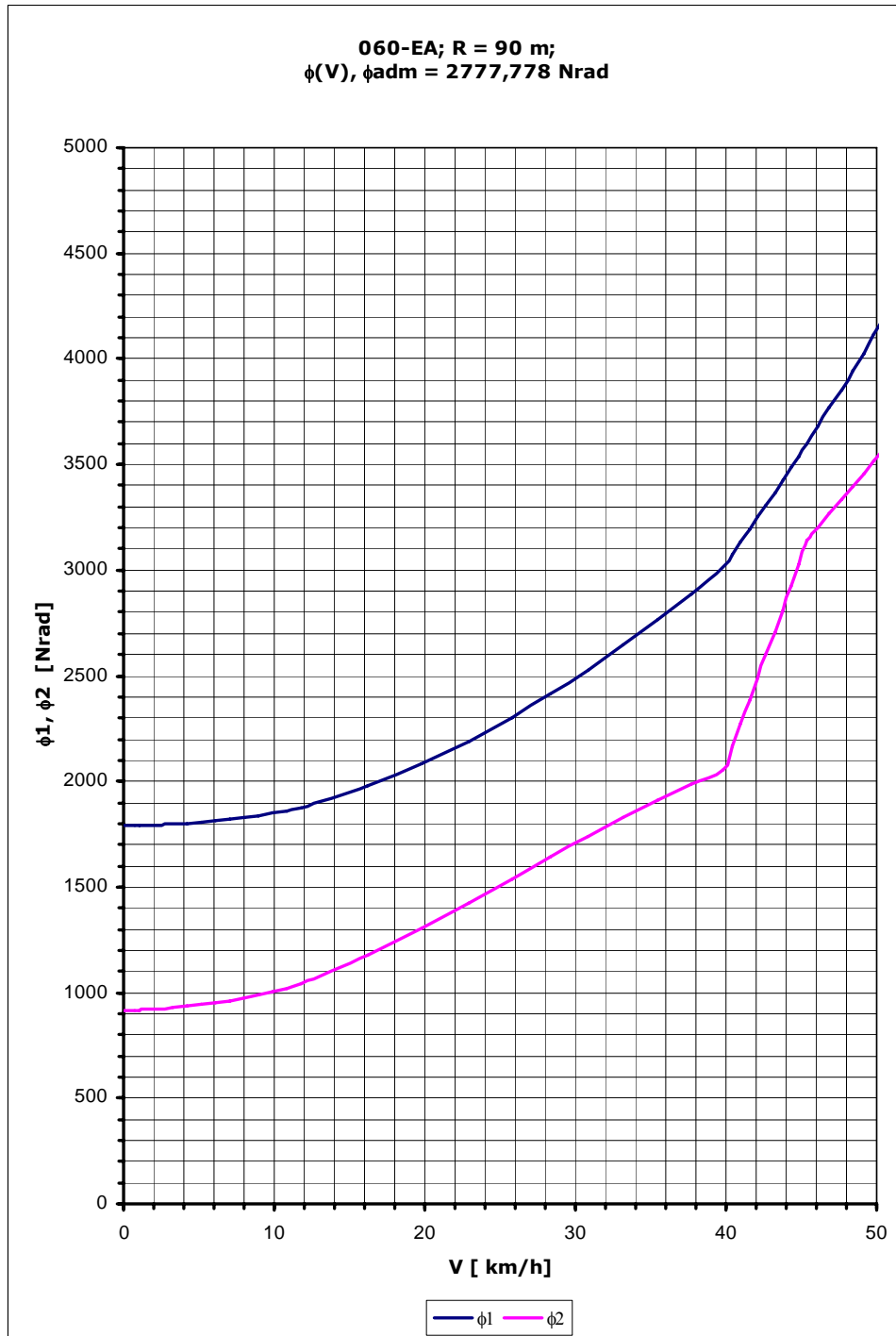


Fig. 3.15



La fel ca și la curba cu raza de  $R = 250$  m se observă faptul că forța de pretensionare este prea mare, deoarece aruncă boghiul I în poziția coardă și boghiul II în poziția diagonală, ceea ce face ca cele două boghiuri să circule forțat la aceasta viteză.

### 3.4.2. SIGURANȚA CONTRA DERAIERII ȘI VITEZA MAXIMĂ DE CIRCULAȚIE ÎN CURBĂ

Pentru valoarea lui  $Y_{lim}$  prin interpolare pe curba  $Y_1(V)$  din figura 3.15 rezultă că viteza limită cu care se poate circula în curba de rază  $R = 90$  m fără să existe pericolul de deraiere este mult peste viteza impusă  $V_{RET} = 5$  km/h, ceea ce înseamnă că locomotiva electrică 060-EA satisface condițiile de circulație în siguranță pe cale.

### 3.4.3. UZURA SUPRAFEȚELOR DE CONTACT ROATĂ-ȘINĂ

Se observă în figura 3.15 o creștere substanțială a factorului de uzură față de cazul circulației în raza de  $R = 250$  m datorită circulației forțate a celor două boghiuri din cauza forței de pretensionare și a rigidității arcului din cuplă prea mari.

Vitezele rezultate pentru cele două boghiuri, ținând seama de factorul de uzură admisibilă, sunt  $V_1$  și  $V_2 > V_{RET}$  și rezultă faptul că nu este necesar dispozitiv de ungere a buzei bandajului pentru reducerea uzurilor.

## 3.5. CIRCULAȚIA DINAMICĂ ÎN CURBA DE RAZĂ $R = 170$ m A LOCOMOTIVEI 060 - EA

Raza de  $R = 170$  m este raza minimă de înscriere în curbă a vehiculelor feroviare peste aparatele de cale. La fel ca și în cazul anterior parametrii care influențează circulația dinamică în curbă s-au determinat în mod asemănător.

### 3.5.1. DEPENDENȚA $P$ , $Y$ , $p$ ȘI $F_c(V)$ (PAȘAPORTUL DINAMIC ORIZONTAL)

În urma calculelor efectuate, pentru diferitele poziții pe care le ocupă cele două boghiuri în curbă, în figurile de mai jos sunt reprezentate:

- în figura 3.16 - variația forțelor directoare  $P_1$ ,  $P_3$  și de conducere  $Y_1$ ,  $Y_3$  în funcție de viteză pentru boghiul I;
- în figura 3.17 - variația forțelor directoare  $P_4$ ,  $P_6$  și de conducere  $Y_1$ ,  $Y_3$  în funcție de viteză pentru boghiul II;
- în figura 3.18 - variația distanțelor polare  $p_1$ ,  $p_4$  și rapoartele  $Y_1/Q_0$ ,  $Y_4/Q_0$  în funcție de viteză pentru ambele boghiuri;
- în figura 3.19 - variația forței din cuplă  $F_c$  în funcție de viteză;

Parametrii reprezentați în figurile 3.16, 3.17 și 3.18 s-au reprezentat (la fel ca și pentru curba de rază  $R = 250$  m) și pentru cazul în care locomotiva electrică 060-EA ar circula fără cuplă, adică cazul cu boghiuri libere. Din figuri se observă la fel valorile mari ale forțelor directoare și de conducere la circulația cu boghiuri libere.

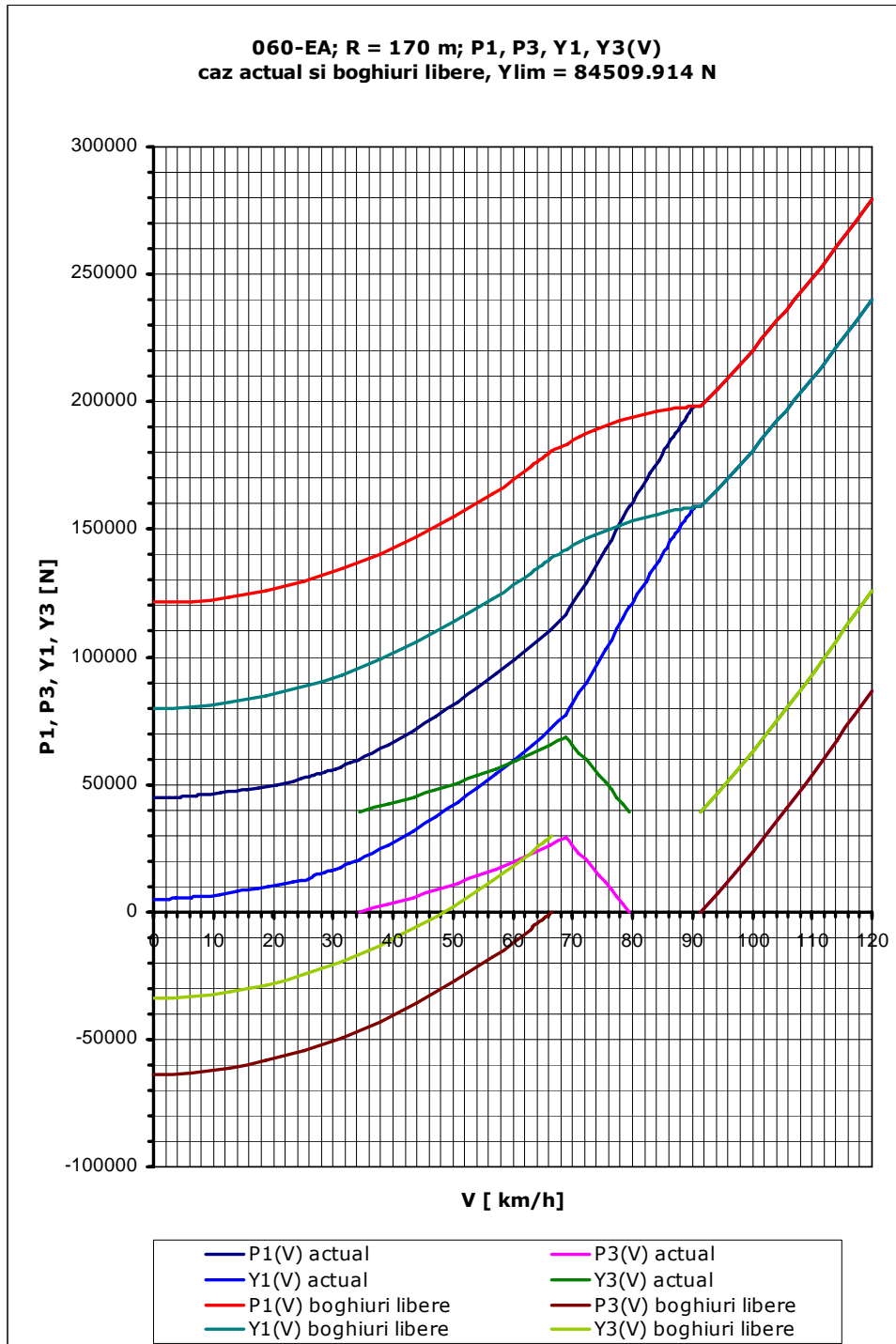


Fig. 3.16

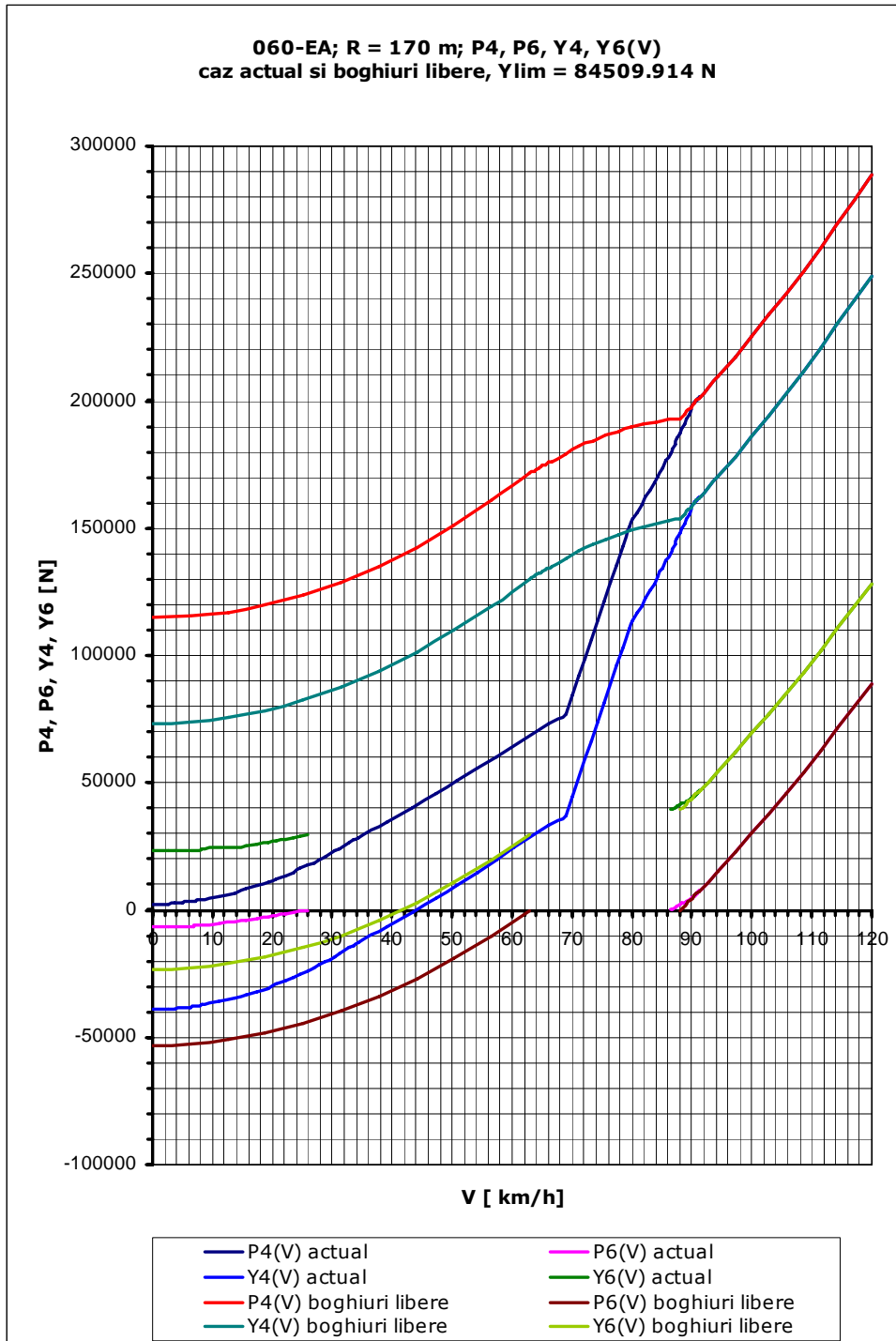


Fig. 3.17

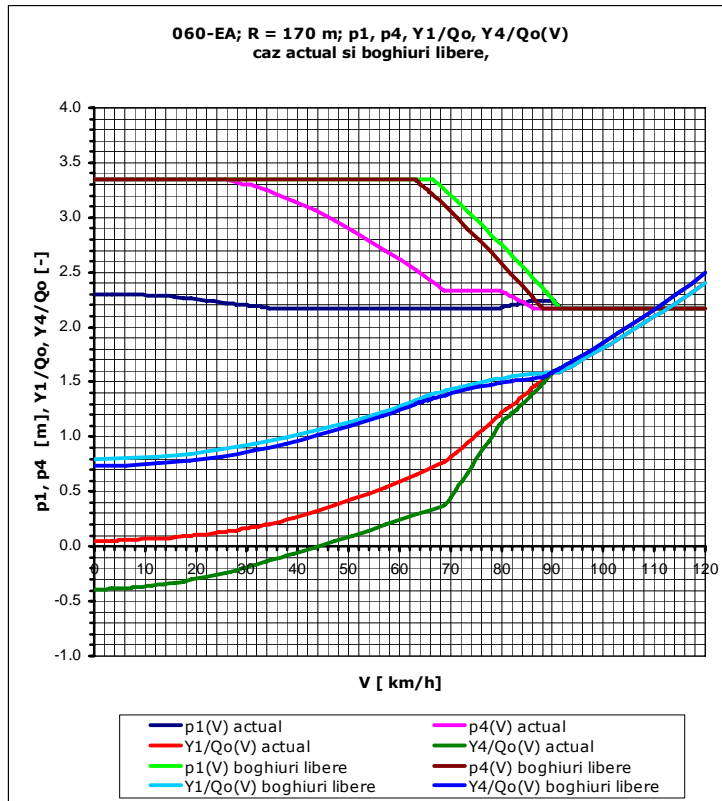


Fig. 3.18

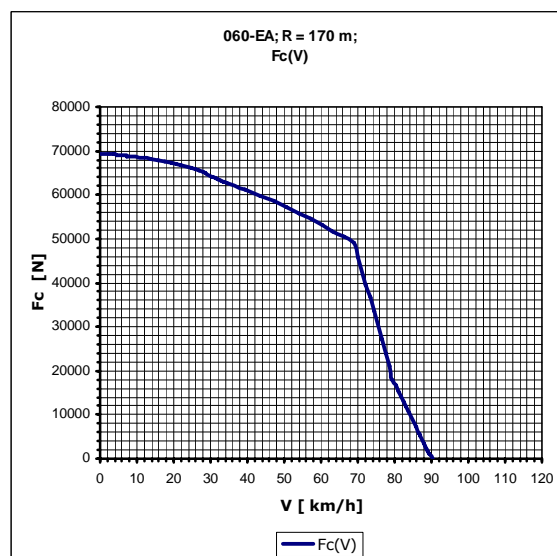


Fig. 3.19

Plecând de la viteza maximă,  $V_{\max} = 120$  km/h, variația forțelor directoare și de conducere pentru ambele situații, boghiuri libere și articulate, este similară până în momentul în care începe să lucreze cupla dintre boghiuri.

Odată cu intrarea în funcțiune a cuplei elastice înclinate se observă scăderea drastică la osiile 1 și 4 a acestor forțe directoare, respectiv anularea acestora la osiile 3 și 6 deoarece cele două boghiuri circulă la viteze mici în poziție intermediară, față de poziția de circulație în diagonală în cazul circulației cu boghiuri libere.

La viteza  $V = 0$  km/h se observă scăderea forței directoare  $P_1$  până la 44500 N în cazul boghiurilor articulate față de aproape 120000 N în cazul boghiurilor libere, respectiv a forței directoare  $P_4$  care scade până aproape de 0 N în cazul boghiurilor articulate față de aproape 115000 N în cazul boghiurilor libere.

Deci, se vede și la această rază influența benefică a cuplei elastice prin reducerea acestor forțe directoare, respectiv a forțelor de conducere, ceea ce înseamnă reducerea uzurilor în zona de contact roată-șină.

Se remarcă faptul că, la această rază, la viteze de  $V < 8$  km/h, deformația arcului a ajuns la valoarea maximă admisă de limitator, deci cupla devine rigidă și valoarea forței  $F_c$  rezultă numai din condițiile de echilibru (dar nu crește semnificativ).

Există la fel dezavantajul forței prea mari de pretensionare a arcului din cuplă  $F_{oc}$ , ceea ce duce la circulația forțată în poziția coardă a boghiului I. Boghiul I circulă în poziția coardă la viteza  $V \in [34, 80]$  km/h, interval de viteze la care în cazul circulației cu boghiuri libere acesta circulă în poziție intermediară, respectiv în poziție diagonală. Deci apare contactul între osia 3 și firul exterior al curbei, apar frecări în zona de contact rezultând o creștere a uzurii atât a roții cât și a șinei.

### 3.5.2. SIGURANȚA CONTRA DERAIERII ȘI VITEZA MAXIMĂ DE CIRCULAȚIE ÎN CURBĂ

Pentru valoarea lui  $Y_{lim}$  prin interpolare pe curba  $Y_1(V)$  din figura 3.16 rezultă că viteza limită cu care se poate circula în curba de rază  $R = 170$  m fără să existe pericolul de deraiere este mult peste viteza impusă  $V_{RET} = 55$  km/h, ceea ce înseamnă că locomotiva electrică 060-EA satisface condițiile de circulație în siguranță pe cale.

### 3.5.3. UZURA SUPRAFEȚELOR DE CONTACT ROATĂ-ȘINĂ

Vitezele rezultate în figura 3.20 pentru cele două boghiuri, ținând seama de factorul de uzură admisibilă, sunt  $V_1$  și  $V_2 > V_{RET}$  și rezultă faptul că nu este necesar dispozitiv de ungere a buzei bandajului pentru reducerea uzurilor.

În figura 3.20 s-a reprezentat și situația în care locomotiva electrică 060-EA circulă cu boghiuri libere și se observă faptul că valorile factorului de uzură sunt, la fel ca și în raza de 250 m, mult mai mari decât valoarea admisă a acestuia, deci este clară necesitatea dispozitivului de ungere a buzei bandajului.

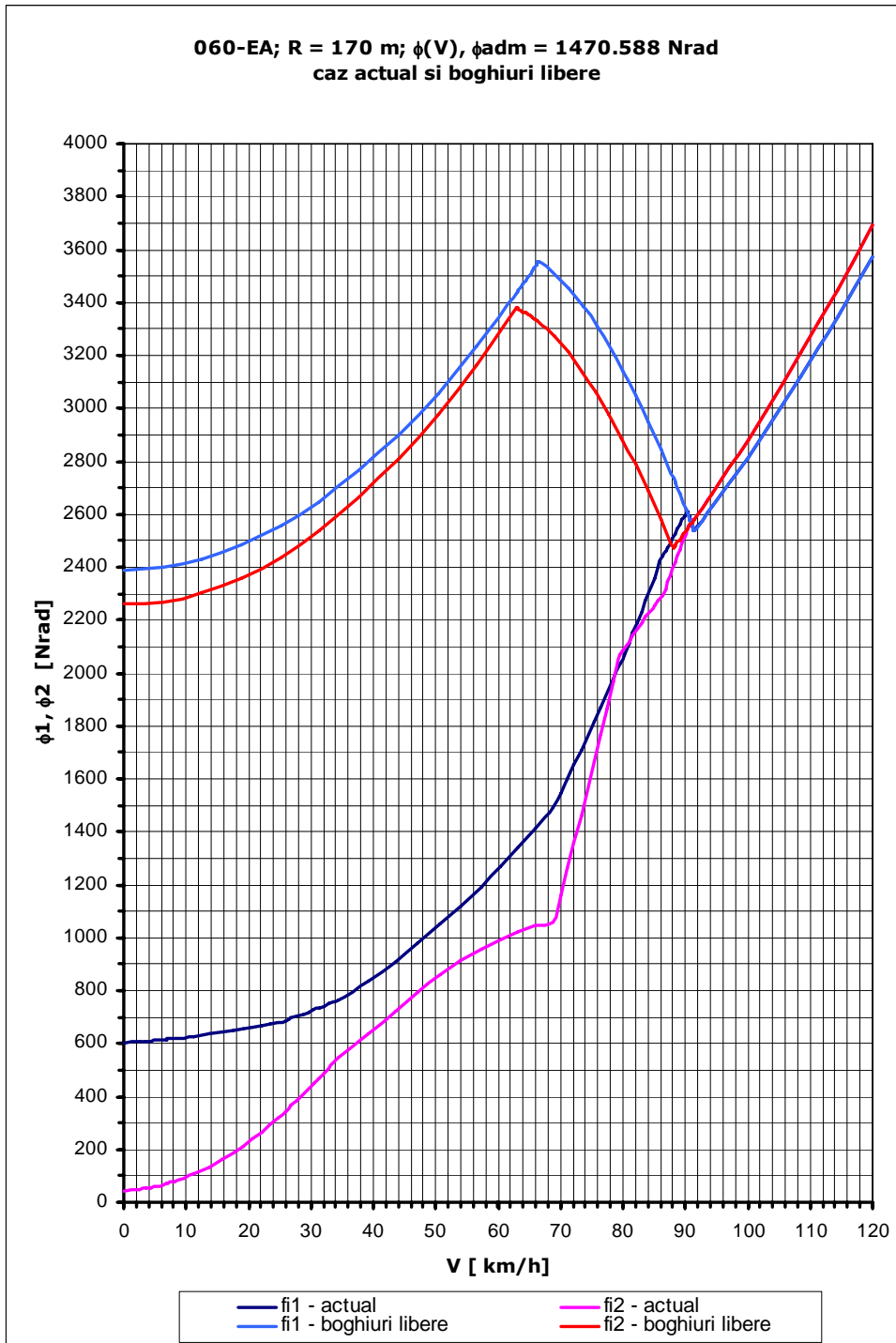


Fig. 3.20

### 3.6. CIRCULAȚIA DINAMICĂ ÎN CURBA DE RAZĂ $R = 300$ m A LOCOMOTIVEI 060 - EA

Raza de  $R = 300$  m este o rază de înscriere în curbă a locomotivei electrice 060-EA peste razele minime de înscriere și în același timp raza pe care s-au făcut măsurătorile experimentale. La fel ca și în cazul anterior parametrii care influențează circulația dinamică în curbă s-au determinat în mod asemănător.

#### 3.6.1. DEPENDENȚA $P$ , $Y$ , $p$ ȘI $F_c(V)$ (PAȘAPORTUL DINAMIC ORIZONTAL)

În urma calculelor efectuate, pentru diferitele poziții pe care le ocupă cele două boghiuri în curbă, în figurile de mai jos sunt reprezentate:

- în figura 3.21 - variația forțelor directoare  $P_1$ ,  $P_3$  și de conducere  $Y_1$ ,  $Y_3$  în funcție de viteză pentru boghiul I;
- în figura 3.22 - variația forțelor directoare  $P_4$ ,  $P_6$  și de conducere  $Y_1$ ,  $Y_3$  în funcție de viteză pentru boghiul II;
- în figura 3.23 - variația distanțelor polare  $p_1$ ,  $p_4$  și rapoartele  $Y_1/Q$ ,  $Y_4/Q$  în funcție de viteză pentru ambele boghiuri;
- în figura 3.24 - variația forței din cuplă  $F_c$  în funcție de viteză;

La fel ca și pentru celelalte raze studiate există dezavantajul forței prea mari de pretensionare a arcului din cuplă  $F_{oc}$  care duce la circulația forțată în poziția coardă a boghiului I. Boghiul I circulă în poziția coardă la viteza  $V \in [40, 102]$  km/h. Deci, apare la fel ca și mai înainte contactul între osia 3 și firul exterior al curbei și apar frecări în zona de contact rezultând o creștere a uzurii atât a roții cât și a șinei.

Se observă, că odată cu creșterea razelor curbelor, scăderea forțelor directoare, respectiv de conducere duce la creșterea siguranței circulației la viteze tot mai mari.

#### 3.6.2. SIGURANȚA CONTRA DERAIERII ȘI VITEZA MAXIMĂ DE CIRCULAȚIE ÎN CURBĂ

Pentru valoarea lui  $Y_{lim}$  prin interpolare pe curba  $Y_1(V)$  din figura 3.21 rezultă că viteza limită cu care se poate circula în curba de rază  $R = 300$  m fără să existe pericolul de deraiere este peste viteza impusă  $V_{RET} = 70$  km/h, ceea ce înseamnă că locomotiva electrică 060-EA satisface condițiile de circulație în siguranță pe cale.

#### 3.6.3. UZURA SUPRAFEȚELOR DE CONTACT ROATĂ-ȘINĂ

Vitezele rezultate pentru cele două boghiuri, ținând seama de factorul de uzură admisibilă, sunt  $V_1$  și  $V_2 > V_{RET}$  și rezultă faptul că nu este necesar dispozitiv de ungere a buzei bandajului pentru reducerea uzurilor.

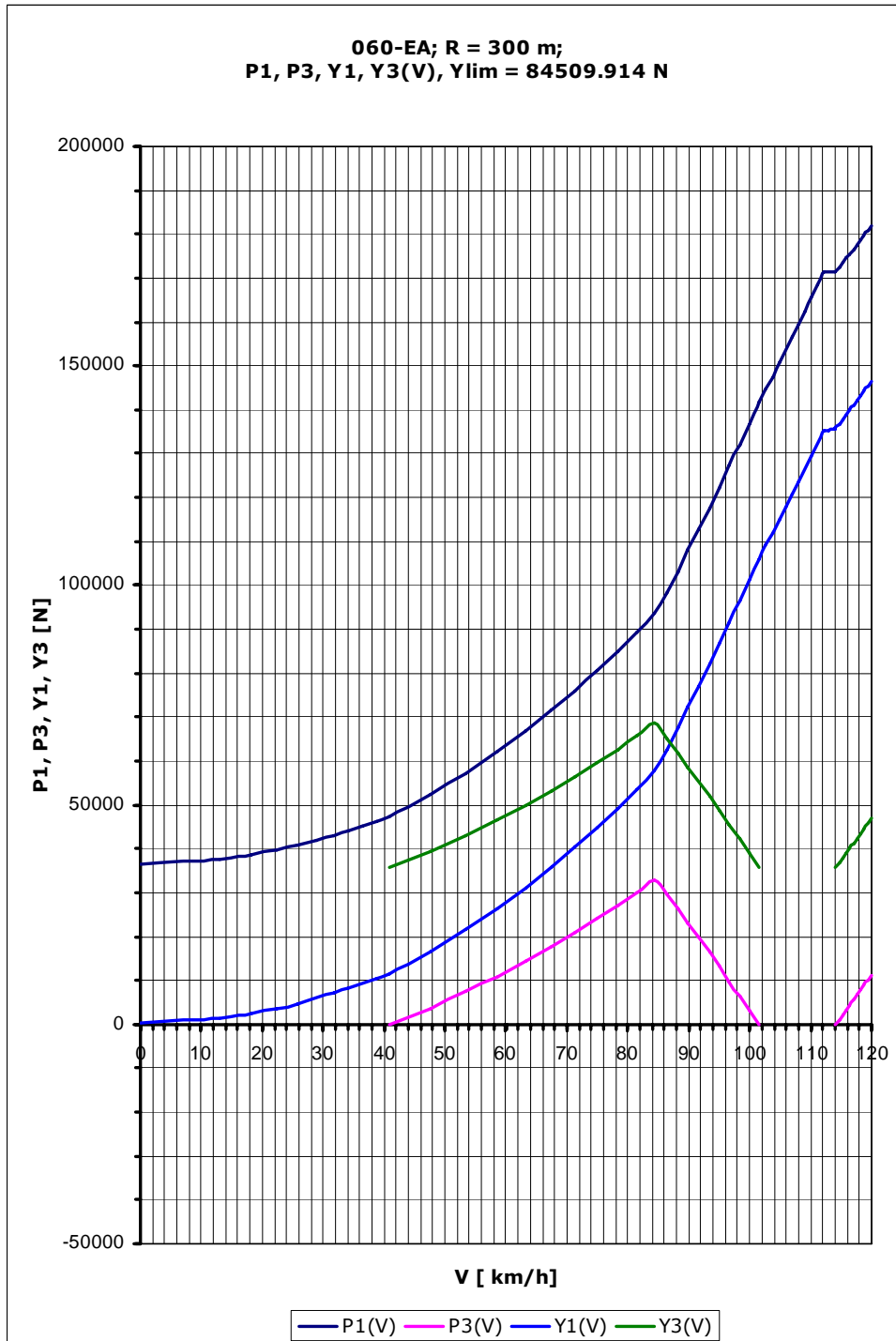


Fig. 3.21



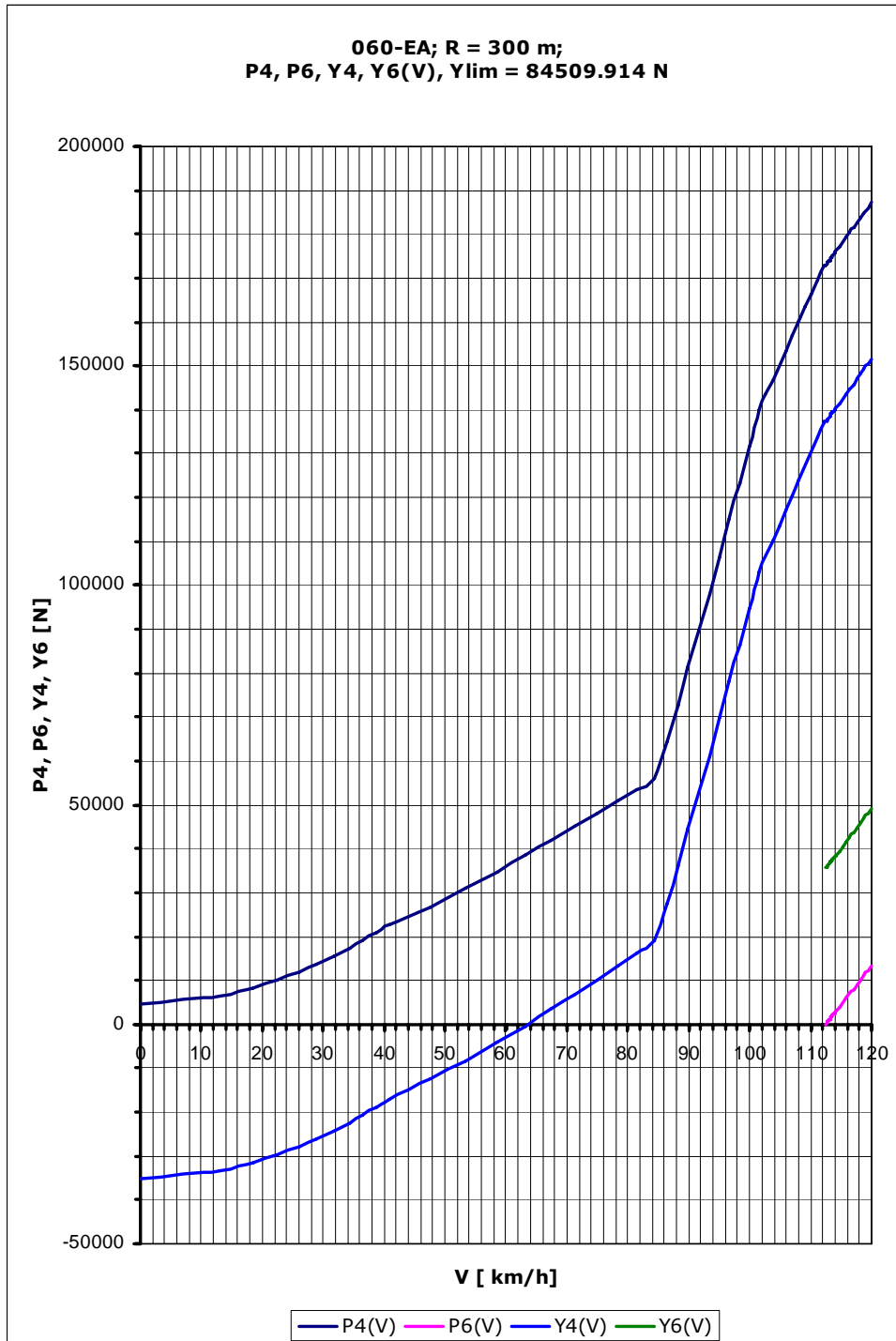


Fig. 3.22

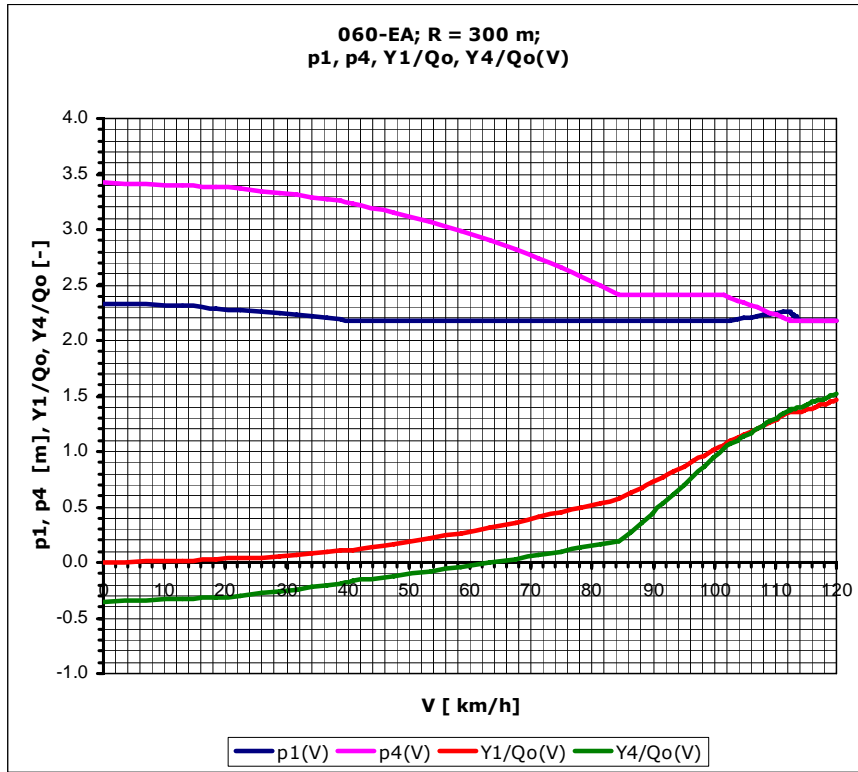


Fig. 3.23

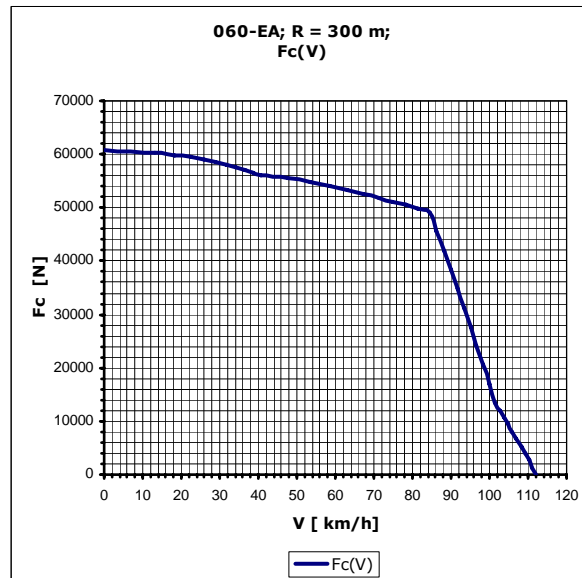


Fig. 3.24

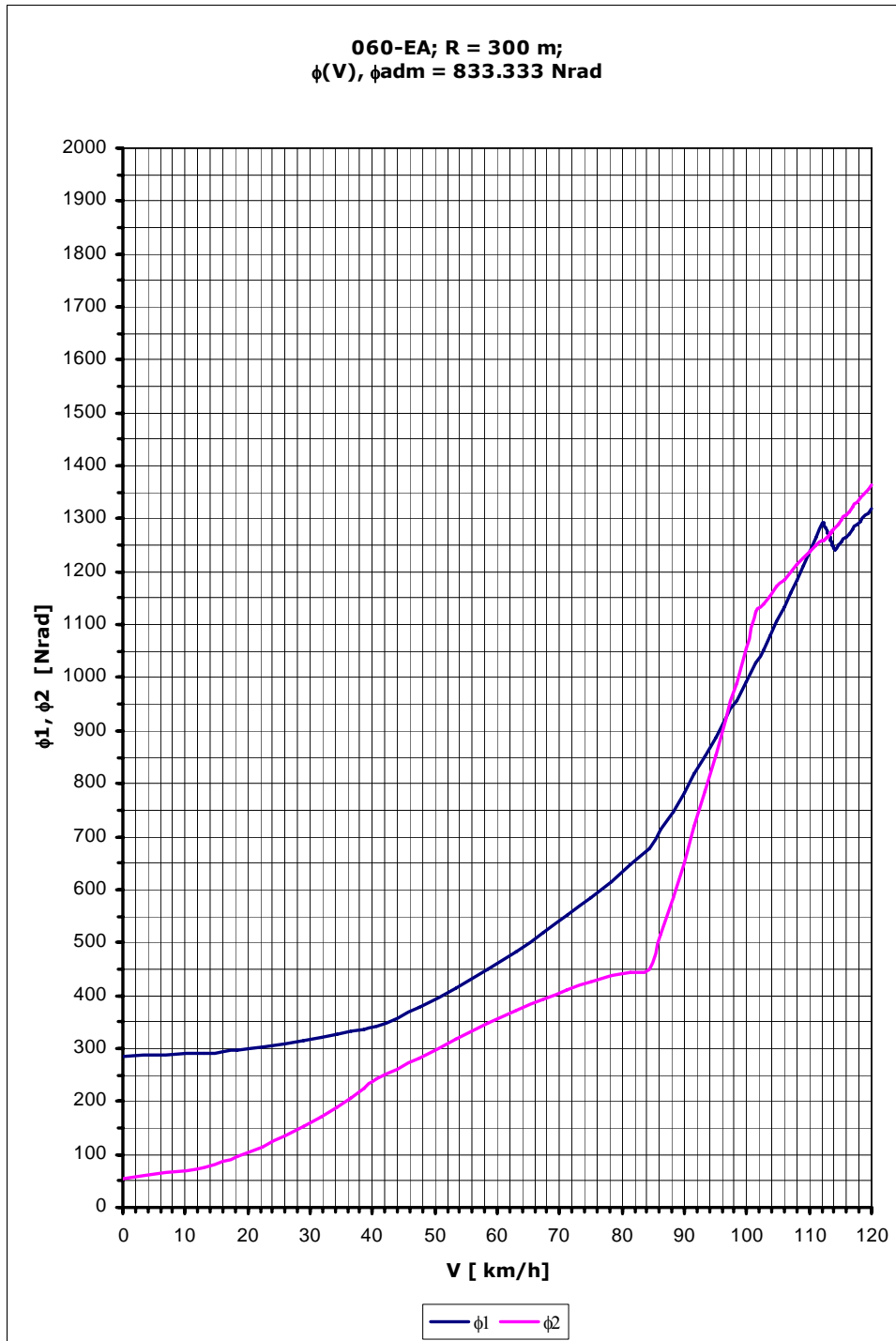


Fig. 3.25

### 3.7. CONCLUZII

La tratarea circulației dinamice în curbă a locomotivei electrice 060-EA, atât cu boghiuri libere cât și cu boghiuri articulate cu cuplă elastică înclinată, se desprind următoarele concluzii:

- utilizarea cuplei elastice înclinate la această locomotivă are un efect favorabil asupra circulației dinamice prin curbe prin reducerea considerabilă a forțelor directoare  $P_1$  și  $P_4$ , respectiv de conducere  $Y_1$  și  $Y_4$  de la osiile atacante față de cazul în care s-ar utiliza boghiuri libere unde valorile acestor forțe sunt prea mari;
- dacă locomotiva ar circula cu boghiuri libere datorită valorilor mari ale forțelor directoare și a celor de conducere ar crește foarte mult frecarea, respectiv uzurile în zona de contact roată-șină, problemă care se observă și din tratarea criteriului de uzură (uzurile sunt mult peste valoarea maximă admisă);
- se observă la circulația cu boghiuri libere că viteza limită după criteriul de siguranță contra deraierii după Nadal este mult mai mică decât viteza maximă admisă de circulație prin curbă ( $V_{lim} < V_{RET}$ ) favorizând deraierea locomotivei de pe cale. În cazul actual, al utilizării boghiurilor articulate cu cuplă elastică înclinată,  $V_{lim} > V_{RET}$  datorită micșorării forțelor de conducere  $Y_1$ , respectiv  $Y_4$  și locomotiva respectă condițiile de circulație în siguranță pe cale;
- în toate cele patru situații prezentate viteza maximă admisă de circulație prin curbe  $V_{RET}$  este mai mare decât viteza de echilibru în curbă și ținând cont că la  $V_{RET}$  raportul  $(Y/Q_0) < 0,85$ , rezultă că deoarece la această viteză apare un adaos de sarcină ( $Q_1 > Q_0$ ) pentru osia atacantă, aceasta conduce la  $Y/Q > Y_1/Q_0$ , ceea ce favorizează circulația prin curbă. La viteze mai mici decât cea de echilibru apare o descărcare a osiei atacante ( $Q < Q_0$ ), dar datorită faptului că și forțele directoare, respectiv de conducere scad considerabil nu pune probleme circulației prin curbă a locomotivei din punct de vedere al siguranței contra deraierii;
- din tratarea criteriului de uzură pentru toate cele patru raze la fel se observă că, în cazul locomotivei electrice 060-EA cu boghiuri articulate cu cuplă elastică înclinată, valoarea factorului de uzură pentru osiile 1 și 4 este sub limita admisă a acestuia nefiind nevoie de utilizarea dispozitivului de ungere a buzei bandajului la roțile acestor osii. Având  $\phi < \phi_{adm}$  rezultă că uzurile pronunțate constatate în exploatare nu se datorează exclusiv circulației în curbe, ci pot fi cauzate de revenirea insuficientă a boghiurilor la ieșirea din curbe (histeriza elementelor elastice care creează moment de rapel) și deci circulației în poziție înclinată a acestora în aliniament;
- pentru toate razele tratate (90 m, 170 m, 250 m și 300 m) se observă că la viteza maximă admisă de circulație prin curba respectivă  $V_{RET}$  și chiar la viteze mai mici, datorită cuplei elastice prea tari (rigiditate și forță de pretensionare a arcului din cuplă prea mare), boghiul I circulă forțat în coardă, situație nerecomandată deoarece apar uzuri suplimentare la osia 3;

- în curbele cu razele  $R = \{250, 300\}$  m la vitezele  $V \leq V_{RET}$ , cupla elastică este activă cu  $f \in (0, f_{cb})$ , respectiv  $F_c \in (F_{0c}, F_{clim})$ , și numai la raza  $R = 170$  m la viteza  $V \leq 8$  km/h se circulă având cupla rigidizată, adică  $f = f_{cb} = 0,0225$  m, unde nu se constată salturi ale forței din cuplă, deci ruperile constatate în exploatare pot fi cauzate numai de viciile ascunse ale cuplei.

Prin modificarea parametrilor cuplei (forța de pretensionare și rigiditatea arcului din cuplă) se poate „înmuia” cupla și favoriza circulația dinamică prin curbe de rază mică a locomotivei electrice 060-EA astfel încât la viteza maximă admisă de circulație cele două boghiuri articulate să circule în poziție intermediară. Circulația în poziție intermediară prin curbe este cea mai favorabilă deoarece în contact cu firul exterior al curbei se află numai osiile conducătoare 1 și 4, situație în care apare uzura buzei bandajului numai la acestea.

## 4. STUDIUL INFLUENȚEI PARAMETRILOR CUPLEI ASUPRA CIRCULAȚIEI ÎN CURBĂ ȘI A FORȚELOR CARE APAR

Datorită înscrierii greoaie a boghiurilor locomotivei electrice 060-EA la viteza  $V_{RET}$  mai ales în curbe de rază mică și mai ales a circulației dinamice forțate în poziția coardă a boghiului I se va urmări la optimizarea parametrilor cuplei elastice înclinate.

Parametrii cuplei asupra cărora se poate acționa în vederea optimizării, în primul rând, sunt:

- forța de pretensionare a arcului cuplei  $F_{0c}$ ;
- rigiditatea arcului cuplei  $k_c$ .

Având în vedere necesitatea corelării acestor parametri, în acest scop se iau în considerare următoarele cazuri:

- cazul actual în care se păstrează valorile rigidității și forței de pretensionare a arcului cuplei, adică  $1k_c$ , respectiv  $1F_{0c}$ ;
- cazul în care se menține rigiditatea la valoare actuală și se micșorează la 75 % forța de pretensionare, adică  $1k_c$  și  $0,75F_{0c}$ ;
- cazul în care se menține rigiditatea la valoare actuală și se micșorează la 50 % forța de pretensionare, adică  $1k_c$  și  $0,5F_{0c}$ ;
- cazul în care se micșorează rigiditatea la 75 % și se menține forța de pretensionare, adică  $0,75k_c$  și  $1F_{0c}$ ;
- cazul în care se micșorează rigiditatea și forța de pretensionare la 75 %, adică  $0,75k_c$  și  $0,75F_{0c}$ ;
- cazul în care se micșorează rigiditatea la 75 % și se micșorează la 50 % forța de pretensionare, adică  $0,75k_c$  și  $0,5F_{0c}$ ;
- cazul în care se micșorează rigiditatea la 50 % și se menține forța de pretensionare, adică  $0,5k_c$  și  $1F_{0c}$ ;
- cazul în care se micșorează rigiditatea la 50 % și se micșorează la 75 % forța de pretensionare, adică  $0,5k_c$  și  $0,75F_{0c}$ ;
- cazul în care se micșorează și rigiditatea și forța de pretensionare la 50 %, adică  $0,5k_c$  și  $0,5F_{0c}$ .

Aceste calcule ale circulației dinamice în curbă pentru locomotiva electrică 060-EA prevăzute mai sus s-au făcut cu ajutorul programului matematic MathCad pentru razele de 170 m și 250 m, razele minime de înscriere în curbă pe aparatele de cale, respectiv în linie curentă de la C.F.R., în lucrarea de față prezentându-se numai rezultatele finale.

Se mai analizează și situația în care se păstrează valorile rigidității și ale forței de pretensionare a arcului din cuplă, dar se modifică lungimea brațelor cuplei, respectiv distanța dintre axa longitudinală a boghiului și axa ochiului de prindere al acesteia, rezultând următoarele cazuri:

- cazul actual menținând aceleași valori pentru lungimea brațului I și distanței  $t$ ;
- cazul în care se micșorează lungimea brațului la  $l = 2$  m, menținând aceeași valoare pentru distanța  $t$ ;

- cazul în care se micșorează lungimea brațului la  $l = 0,94$  m, situație în care cupla elastică este montată direct de traversele frontale ale celor două boghiuri, menținându-se în continuare aceeași distanță  $t$ ;
- cazul în care se micșorează lungimea brațului la  $l = 0,94$  m și se mărește distanța  $t$  la valoarea  $t = 0,99$  m, situație în care articulațiile cuplei elastice sunt montate direct pe traversele frontale ale celor două boghiuri și la aceeași distanță, exact ca și în cazul locomotivei electrice 040-EC de 3400 kW.

În aceste cazuri calculele s-au făcut numai în cazul razei minime a curbei din linie curentă  $R = 250$  m, prezentându-se în lucrarea de față numai rezultatele finale.

#### **4.1. STUDIUL INFLUENȚEI PARAMETRILOR CUPLEI LA CIRCULAȚIA DINAMICĂ ÎN CURBA DE RAZĂ R = 170 m A LOCOMOTIVEI 060 - EA**

În figurile următoare se prezintă:

- în figura 4.1 și 4.2 - dependența dintre forțele directoare  $P_1$  și  $P_3$  pentru boghiul I, respectiv forțele directoare  $P_4$  și  $P_6$  pentru boghiul II și viteza de mers  $V$ ;
- în figura 4.3 și 4.4 - dependența dintre forțele de conducere  $Y_1$  și  $Y_3$  pentru boghiul I, respectiv forțele de conducere  $Y_4$  și  $Y_6$  pentru boghiul II și viteza de mers  $V$ ;
- în figura 4.5 - variația distanțelor polare ale celor două boghiuri  $p_1$  și  $p_4$  în funcție de viteză;
- în figura 4.6 - dependența dintre raportul  $Y_1/Q_0$  și  $Y_4/Q_0$  al celor două boghiuri și viteză;
- în figura 4.7 - variația forței din cuplă  $F_c$  în funcție de viteză;
- în figura 4.8 - variația factorului de uzură pentru osia conducătoare 1 a boghiului I în funcție de viteză;
- în figura 4.9 - variația factorului de uzură pentru osia conducătoare 4 a boghiului II în funcție de viteză;

Se observă, conform figurilor 4.1 ... 4.9, că influențele majore asupra parametrilor care caracterizează circulația dinamică prin curba de rază  $R = 170$  m sunt datorită modificării forței de pretensionare a arcului cuplei. La modificarea rigidității acestuia influențele nu sunt așa de semnificative, modificare care are mai mult rol de modificare mai fină a acestor parametri.

Din analiza figurilor reiese faptul că soluția cea mai bună de optimizare la circulația dinamică prin curba de rază minimă peste aparatele de cale este în cazul în care se micșorează forța de pretensionare din cuplă la 75 % din valoarea sa inițială și se păstrează valoarea rigidității arcului cuplei, situație în care la viteza maximă admisă de circulație prin curbă  $V_{RET} = 50$  km/h ambele boghiuri circulă în poziție liberă. Cu toate că la micșorarea valorii forței de pretensionare a cuplei elastice înclinate cresc valorile forțelor directoare  $P_1$  și  $P_4$ , respectiv de conducere  $Y_1$  și  $Y_4$ , ceea ce înseamnă că se măresc și uzurile (vezi variația factorului de uzură), creșterea lor nu este așa de semnificativă încât să depășească valorile admise de către criteriul de siguranță contra deraierii al lui Nadal, respectiv criteriul de uzură. Valorile vitezelor rezultate  $V_{lim}$  din criteriul de siguranță contra deraierii, respectiv din criteriul de uzură sunt mult peste valoarea  $V_{RET}$ , ceea ce înseamnă că locomotiva electrică respectă condițiile de circulație pe cale impuse de instrucțiunile de exploatare.

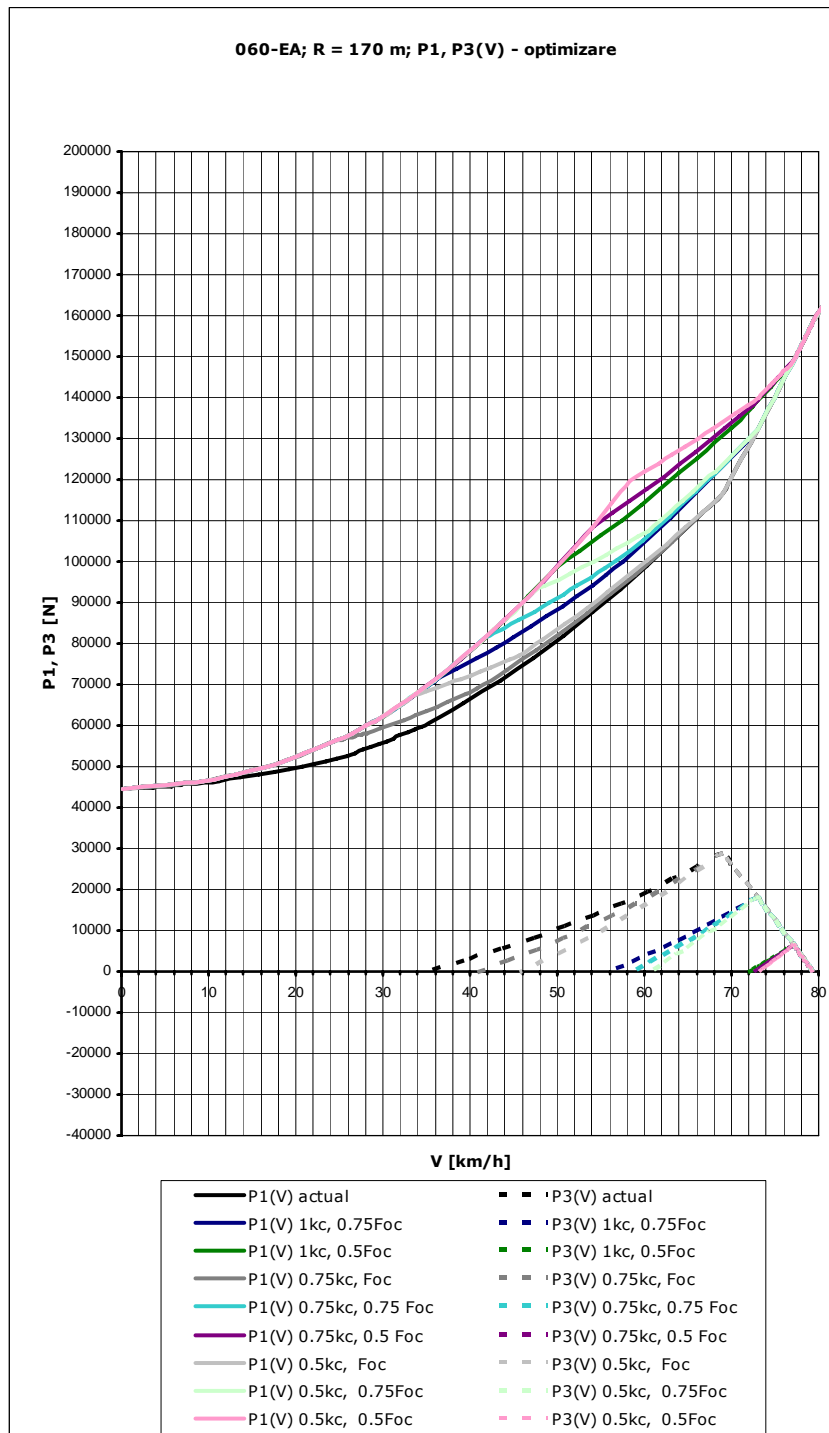


Fig. 4.1



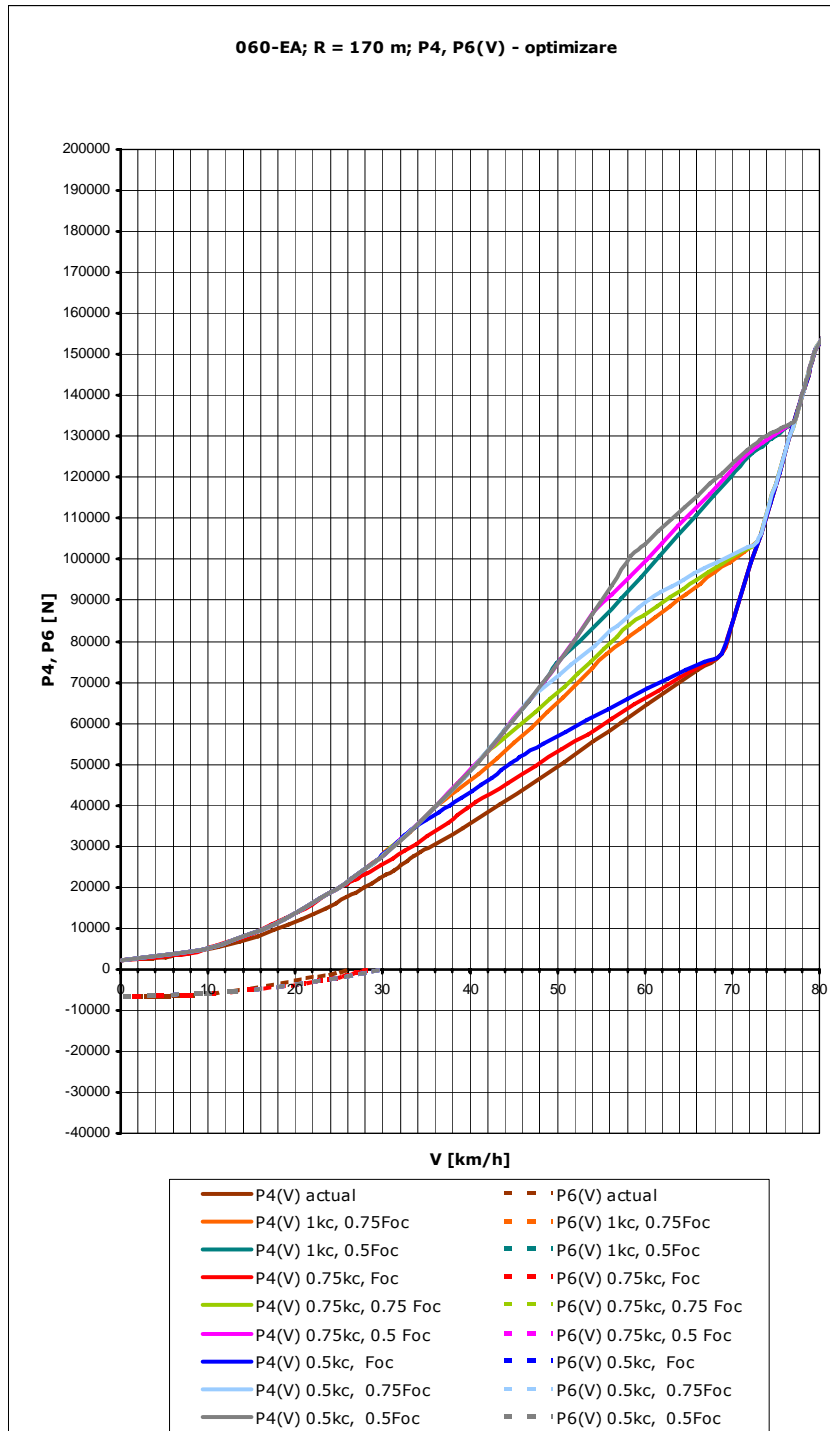


Fig. 4.2

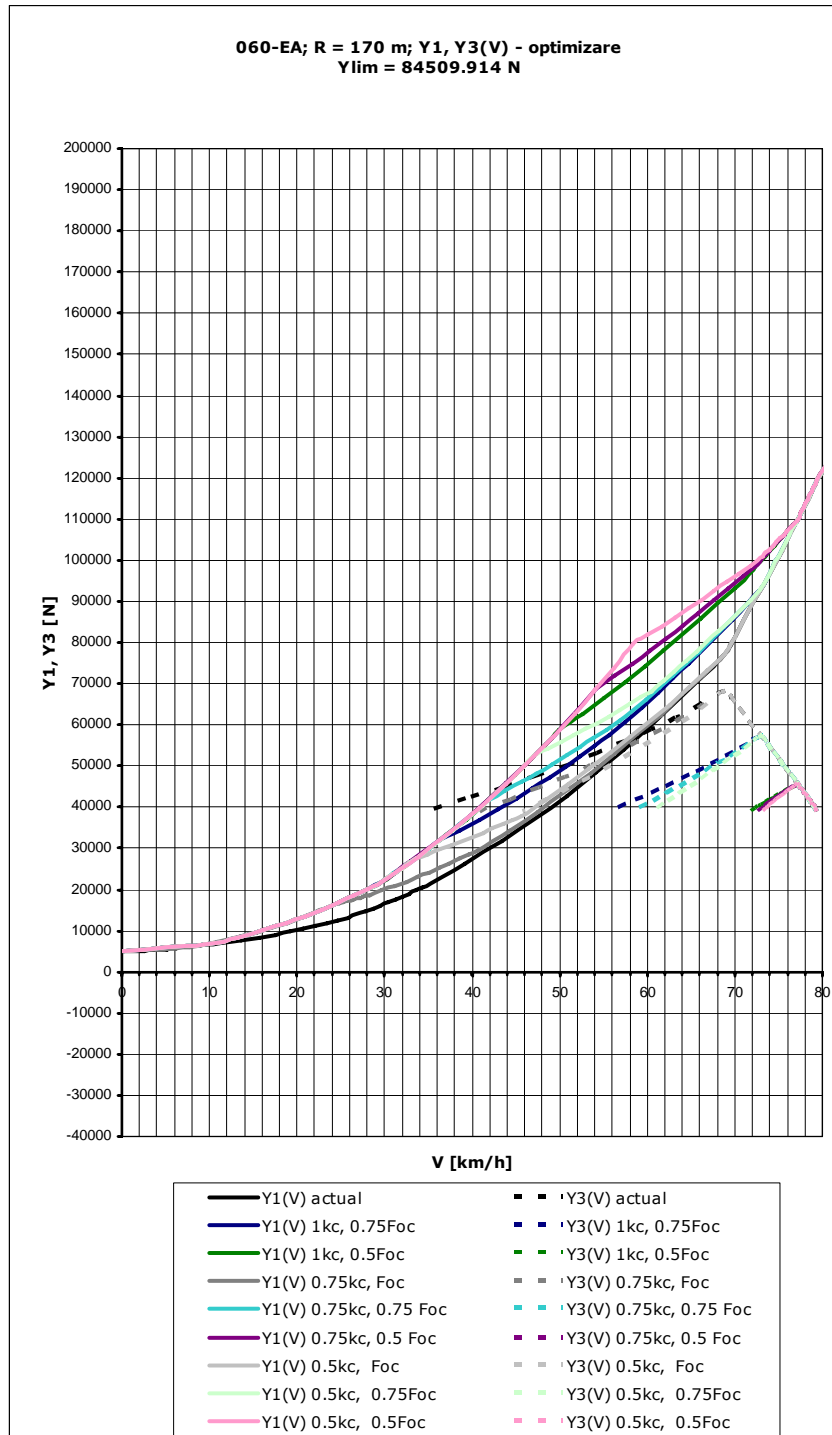


Fig. 4.3

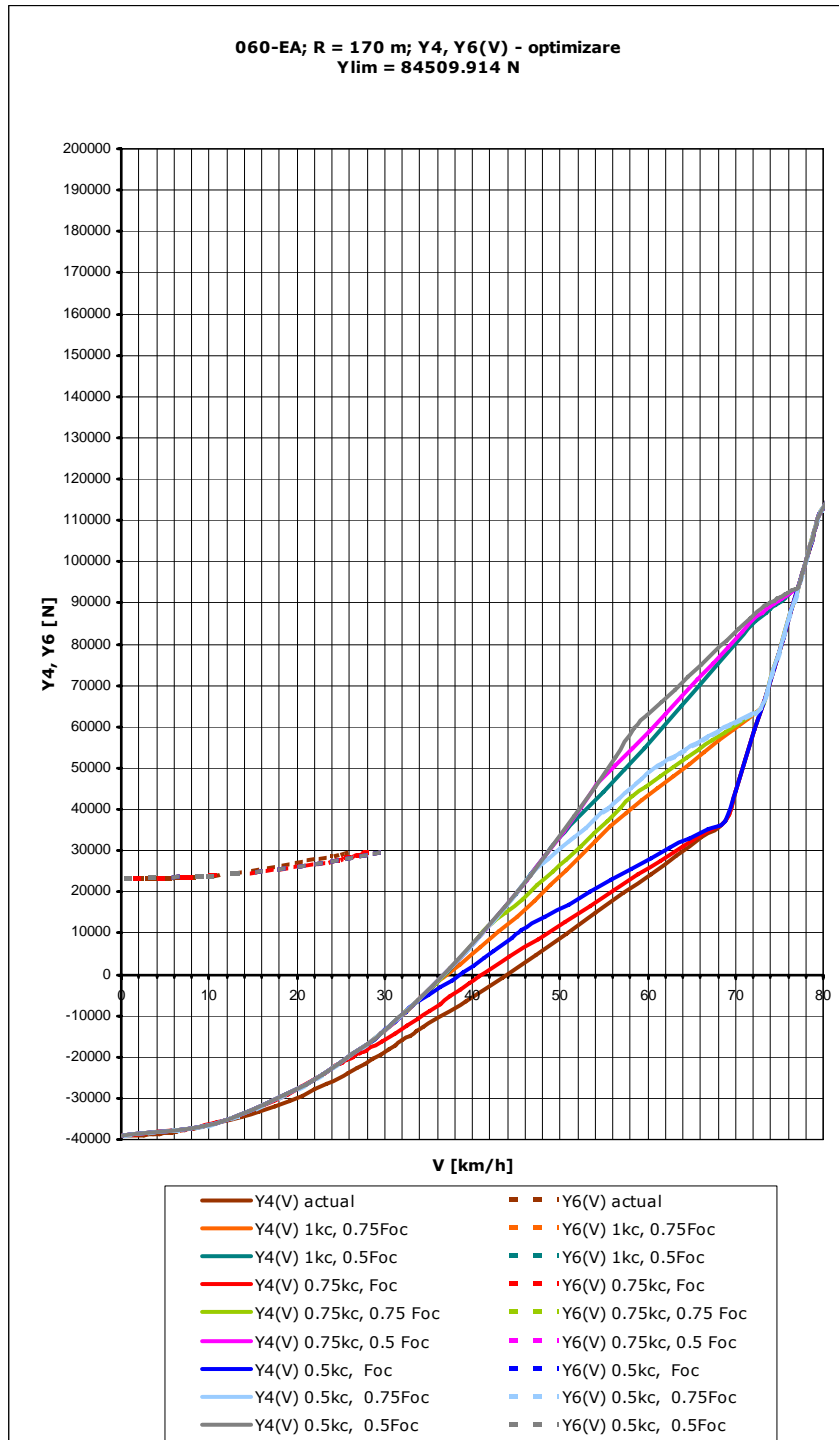


Fig. 4.4

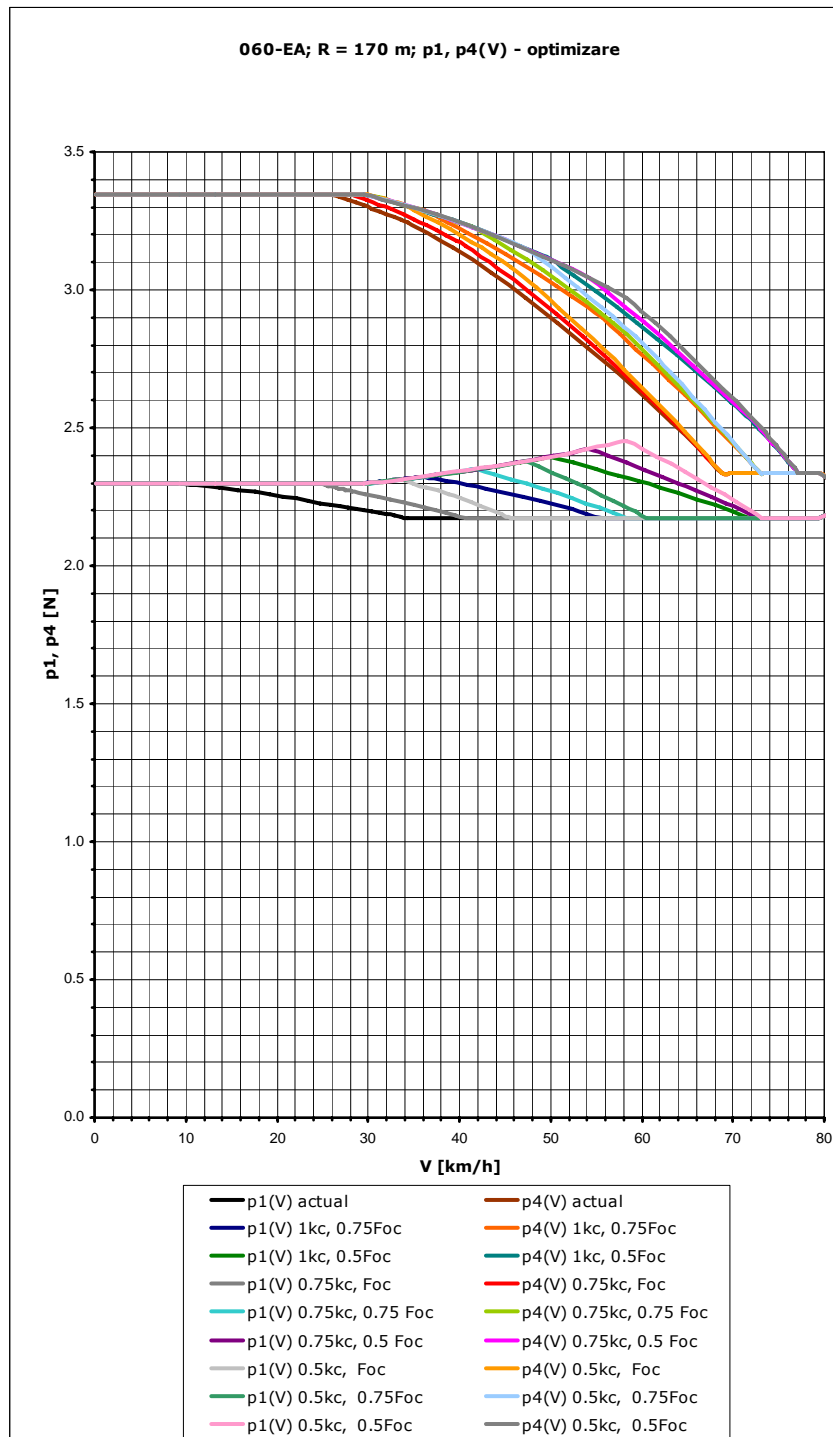


Fig. 4.5

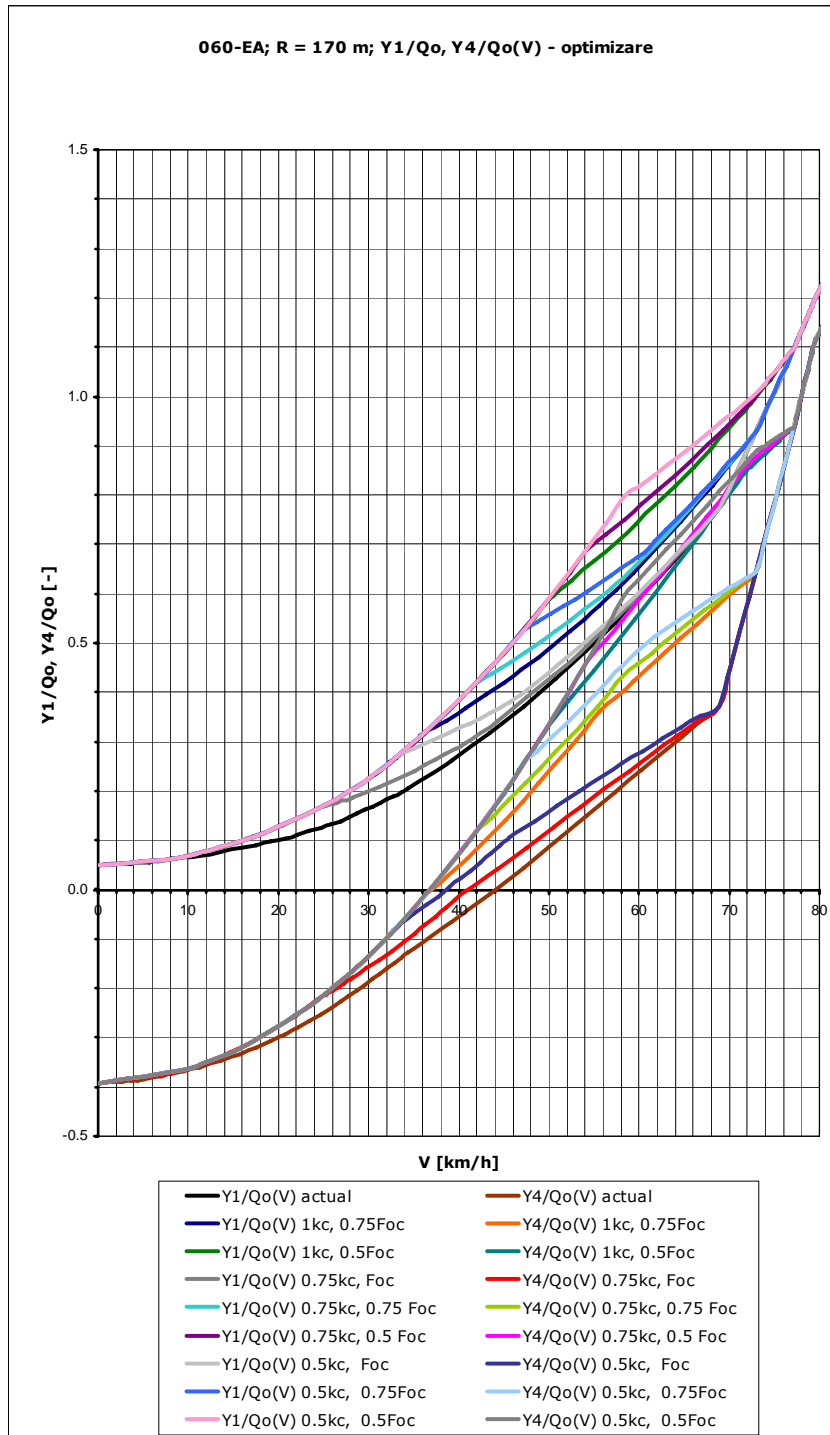


Fig. 4.6

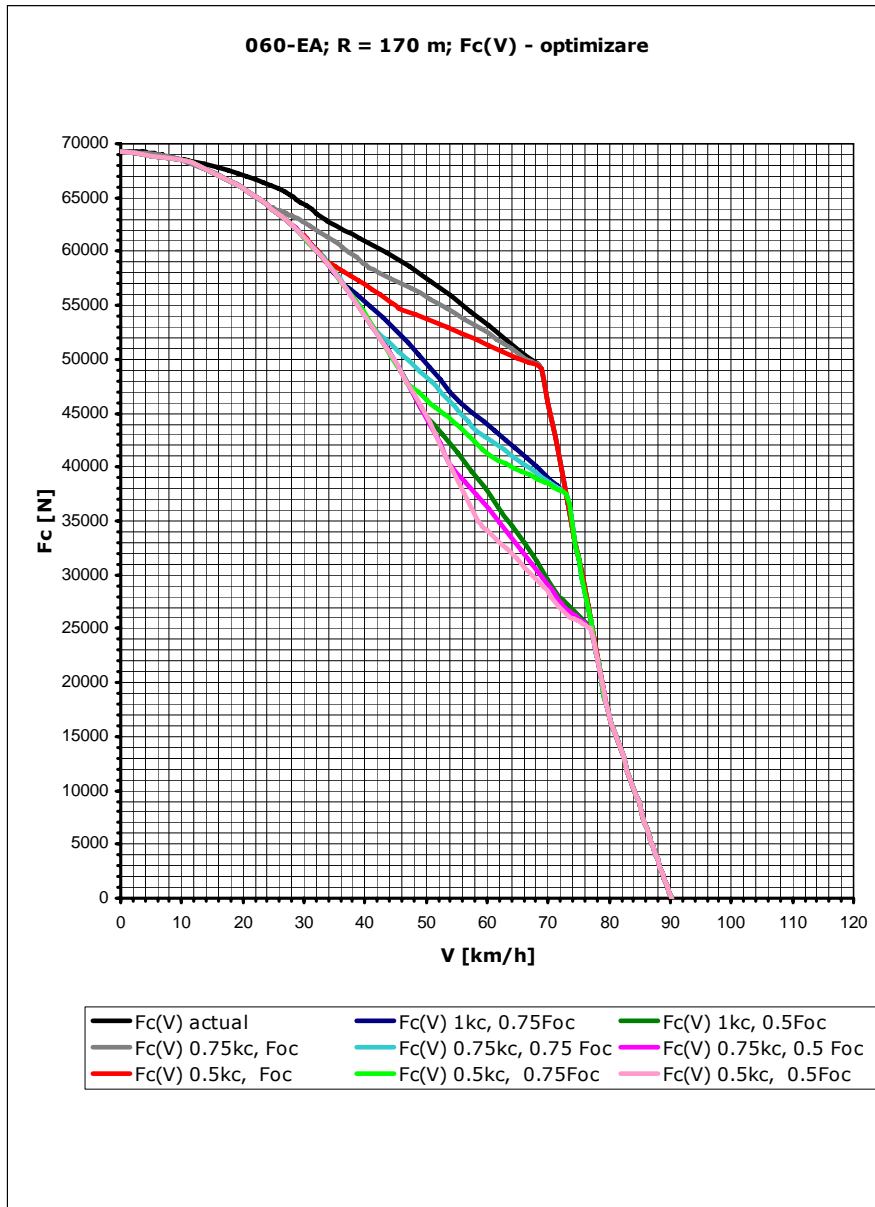


Fig. 4.7

Analizând și variația raportului  $Y/Q_0$  pentru ambele boghiuri se observă că și acesta își păstrează valoarea mult sub 0,85 la circulația cu viteza maximă admisă prin curba respectivă.

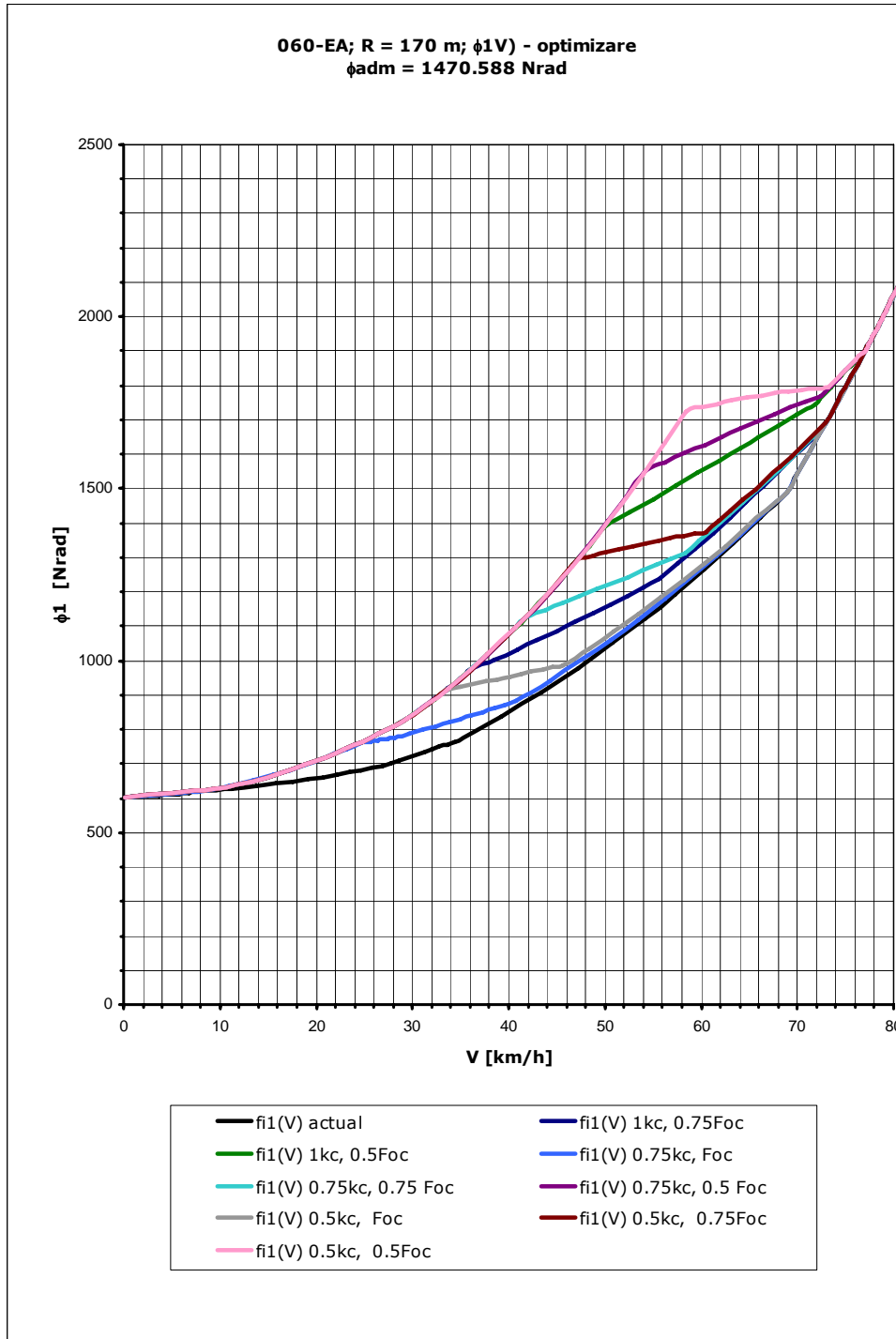


Fig. 4.8

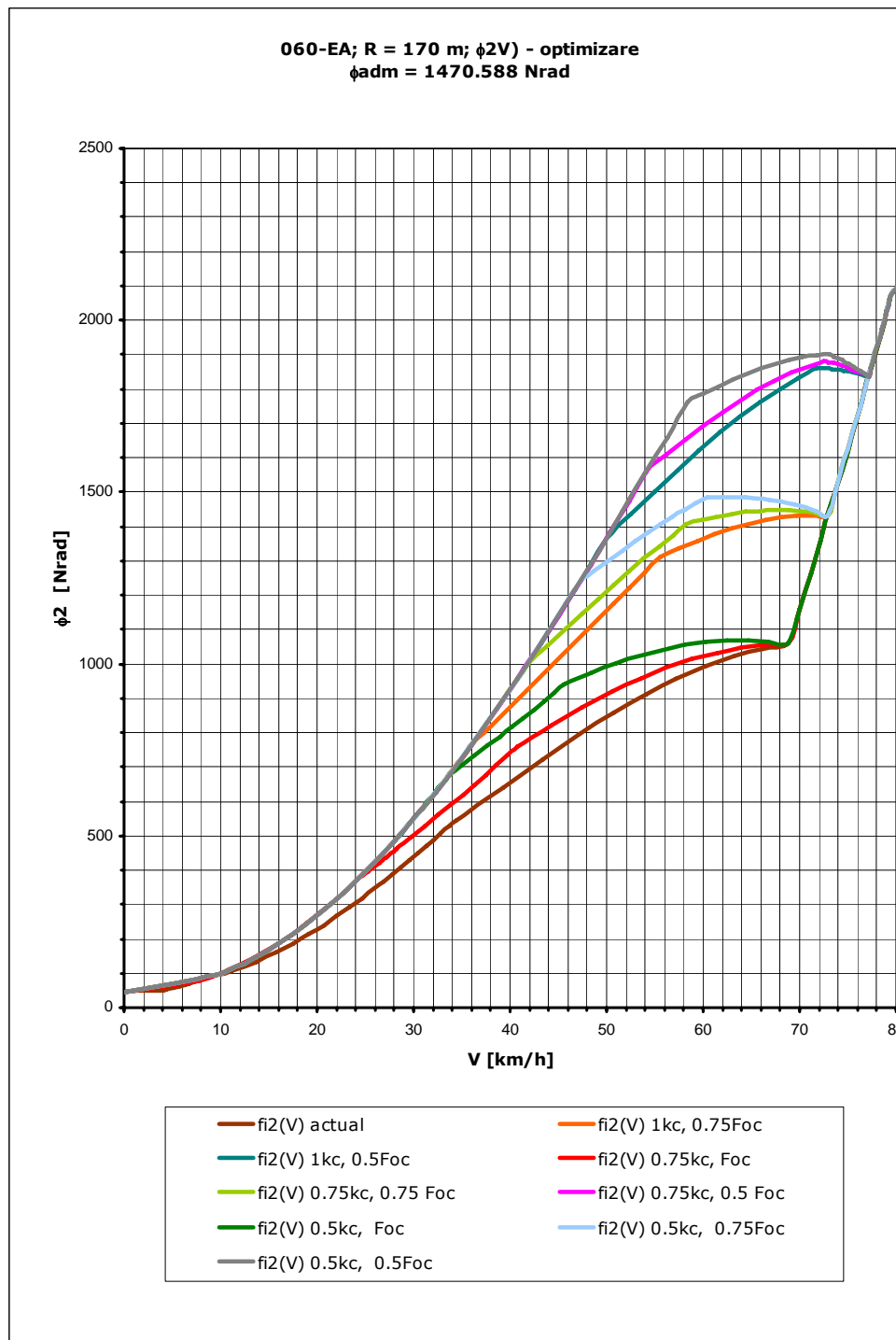


Fig. 4.9



## 4.2. STUDIUL INFLUENȚEI PARAMETRILOR CUPLEI LA CIRCULAȚIA DINAMICĂ ÎN CURBA DE RAZĂ R = 250 m A LOCOMOTIVEI 060 - EA

În figurile următoare se prezintă:

- în figura 4.10 și 4.11 - dependența dintre forțele directoare  $P_1$  și  $P_3$  pentru boghiul I, respectiv forțele directoare  $P_4$  și  $P_6$  pentru boghiul II și viteza de mers  $V$ ;
- în figura 4.12 și 4.13 - dependența dintre forțele de conducere  $Y_1$  și  $Y_3$  pentru boghiul I, respectiv forțele de conducere  $Y_4$  și  $Y_6$  pentru boghiul II și viteza de mers  $V$ ;
- în figura 4.14 - variația distanțelor polare ale celor două boghiuri  $p_1$  și  $p_4$  în funcție de viteză;
- în figura 4.15 - dependența dintre raportul  $Y_1/Q_0$  și  $Y_4/Q_0$  al celor două boghiuri și viteză;
- în figura 4.16 - variația forței din cuplă  $F_c$  în funcție de viteză;
- în figura 4.17 - variația factorului de uzură pentru osia conducătoare 1 a boghiului I în funcție de viteză;
- în figura 4.18 - variația factorului de uzură pentru osia conducătoare 4 a boghiului II în funcție de viteză;

Se observă, la fel ca și în cazul anterior, conform figurilor 4.10 ... 4.18 că influențele majore asupra parametrilor care caracterizează circulația dinamică prin curba de rază  $R = 250$  m sunt tot datorită modificării forței de pretensionare a arcului cuplei. La fel, la modificarea rigidității acestuia influențele nu sunt așa de semnificative, având mai mult rol de modificare fină a acestor parametrii.

Din analiza figurilor reiese faptul că soluția cea mai bună de optimizare la circulația dinamică prin curba de rază minimă în linie curentă este în cazul în care se micșorează atât forța de pretensionare din cuplă cât și rigiditatea arcului cuplei la 75 % din valorile lor inițiale, situație în care la viteza maximă admisă de circulație prin curbă  $V_{RET} = 65$  km/h ambele boghiuri circulă în poziție liberă. Cu toate că la micșorarea valorii forței de pretensionare și a rigidității arcului cuplei elastice înclinate cresc valorile forțelor directoare  $P_1$  și  $P_4$ , respectiv de conducere  $Y_1$  și  $Y_4$ , ceea ce înseamnă că se măresc și uzurile (vezi variația factorului de uzură), creșterea lor nu este așa de semnificativă încât să depășească valorile admise de către criteriul de siguranță contra deraierii al lui Nadal, respectiv criteriul de uzură. Valorile vitezelor rezultate  $V_{lim}$  din criteriul de siguranță contra deraierii, respectiv vitezele din criteriul de uzură sunt mult peste valoarea vitezei  $V_{RET}$ , ceea ce înseamnă că locomotiva electrică respectă condițiile de circulație pe cale impuse de instrucțiunile de exploatare.

Analizând și variația raportului  $Y/Q_0$  pentru ambele boghiuri se observă că și acesta își păstrează valoarea mult sub 0,85 la circulația cu viteza maximă admisă prin curba respectivă.

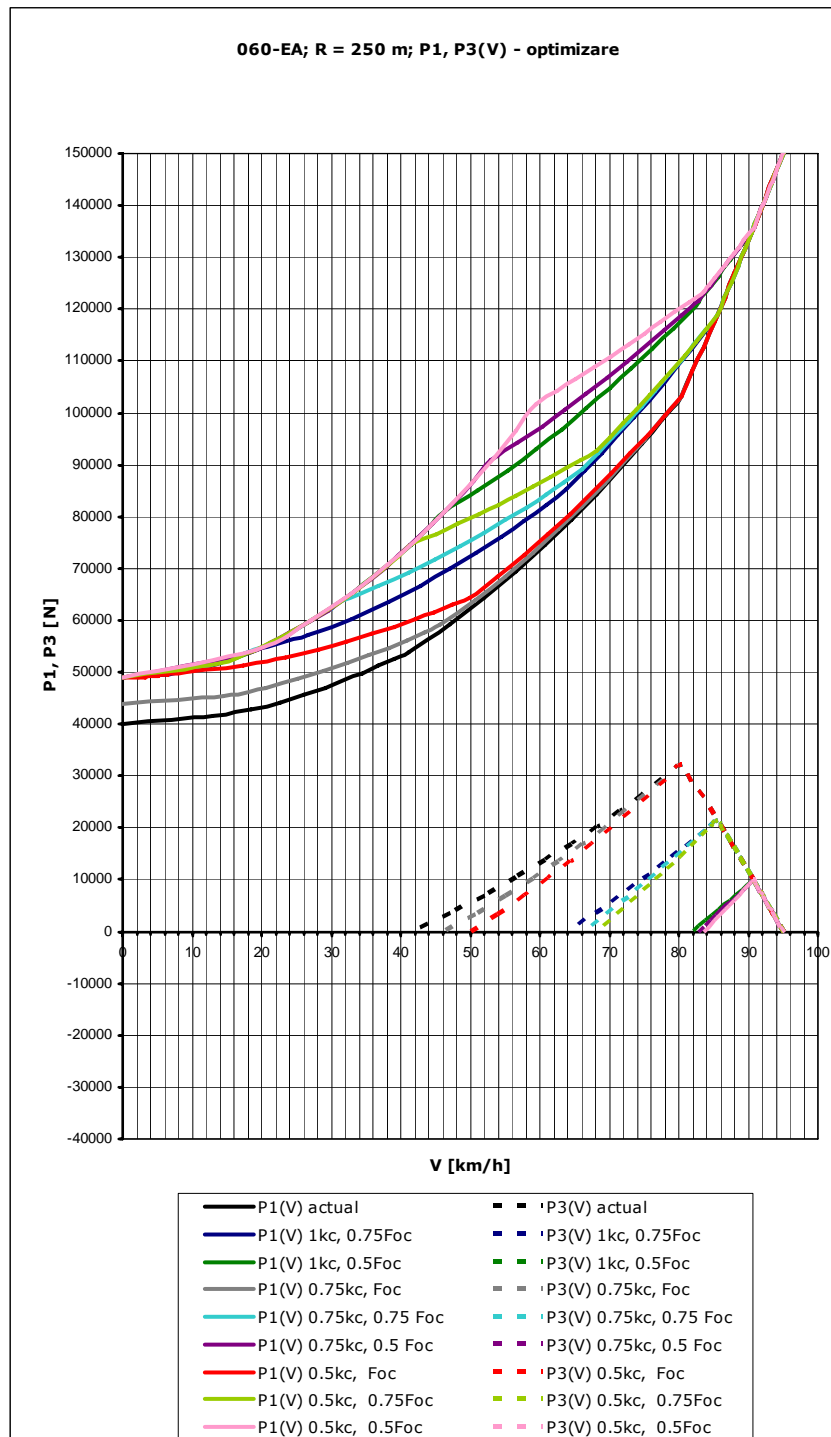


Fig. 4.10

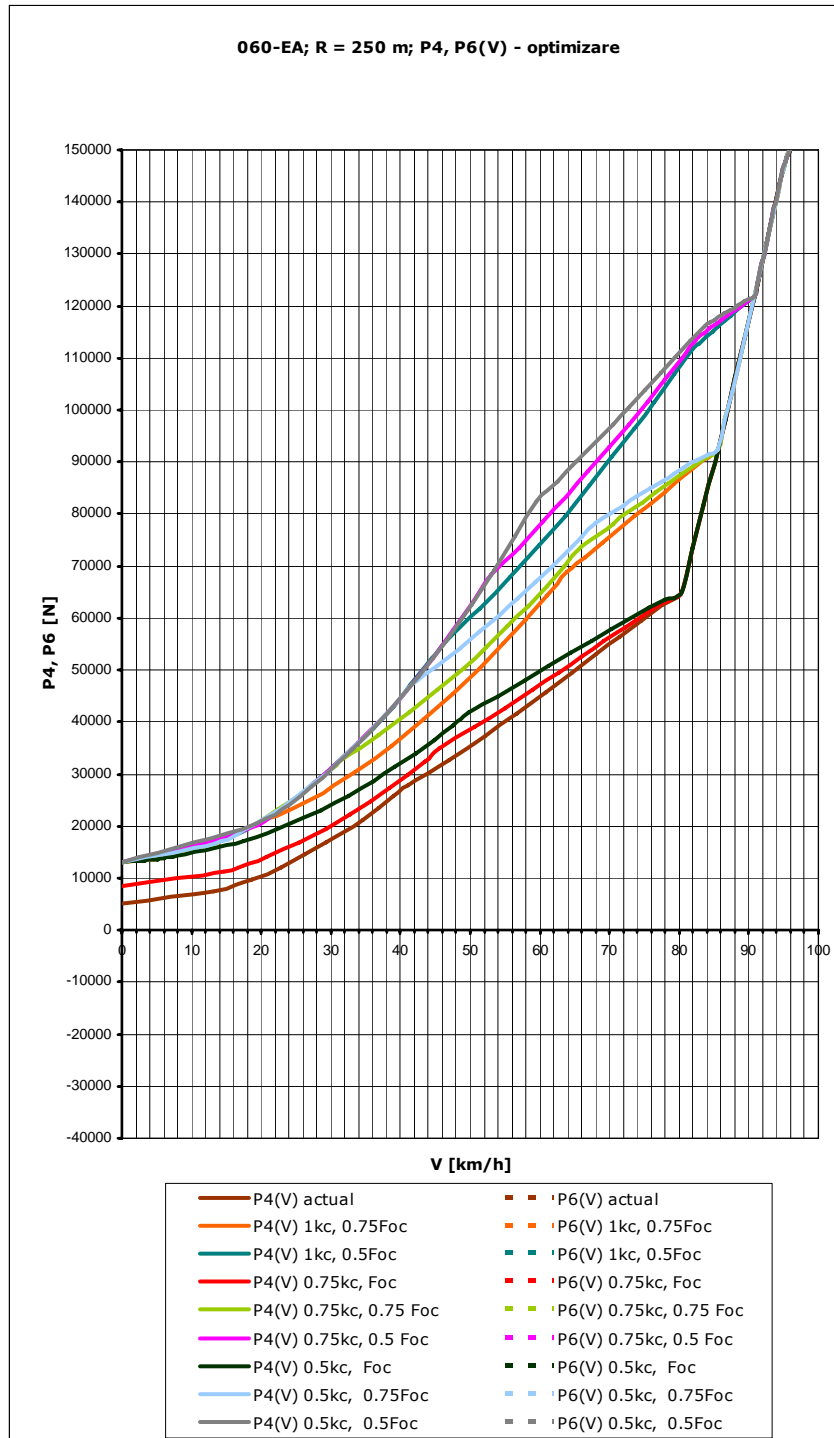


Fig. 4.11

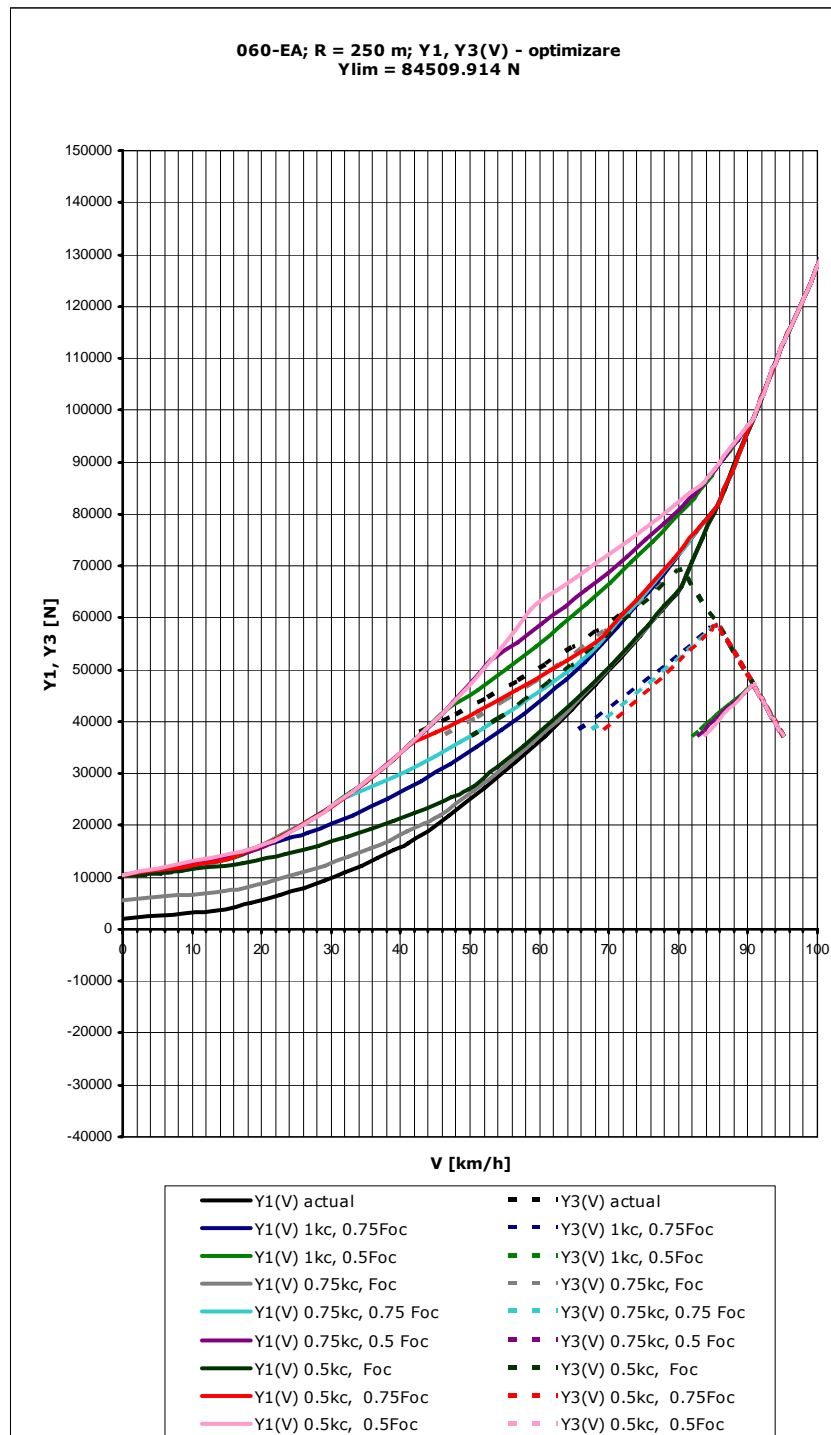


Fig. 4.12

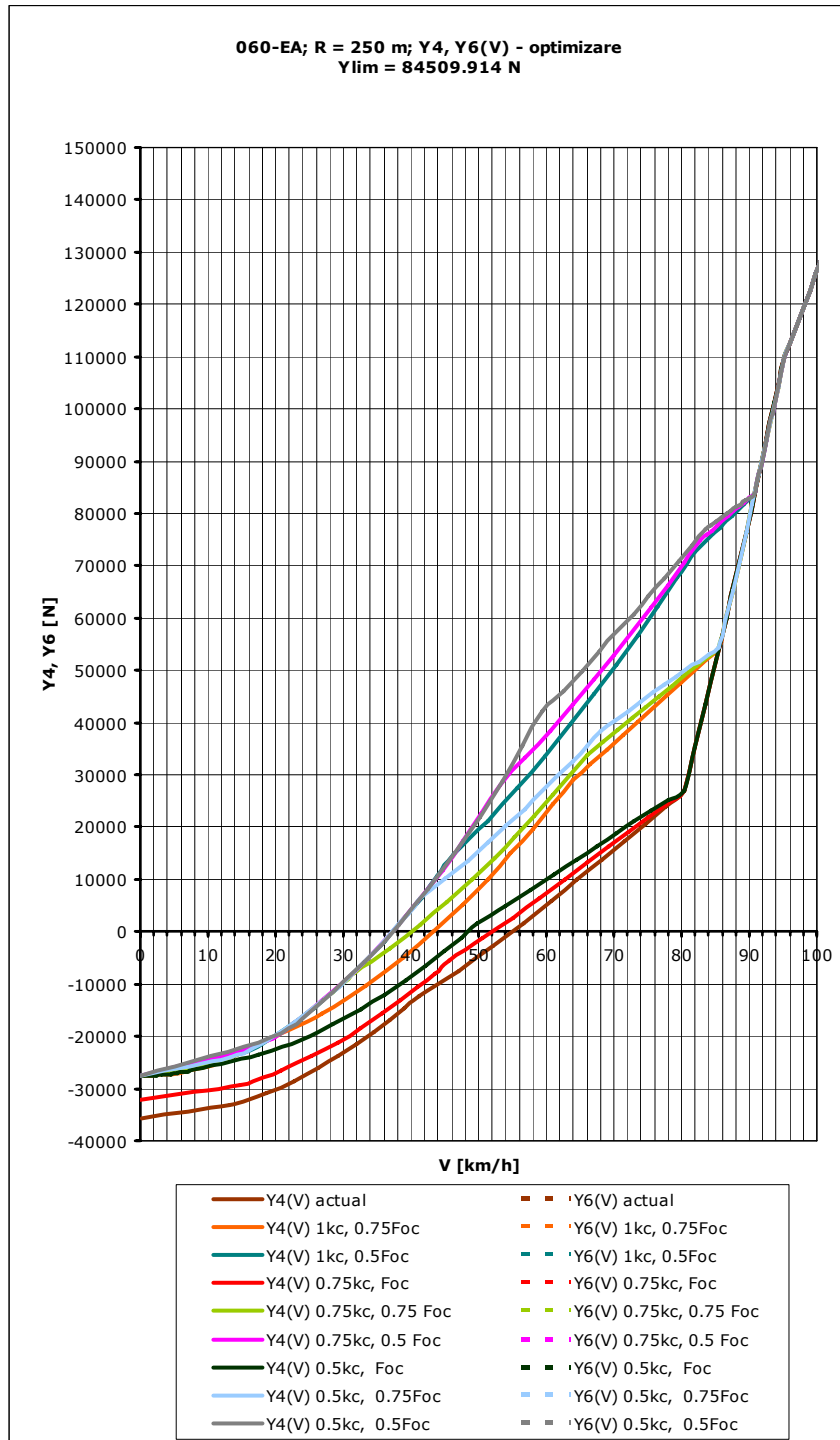


Fig. 4.13

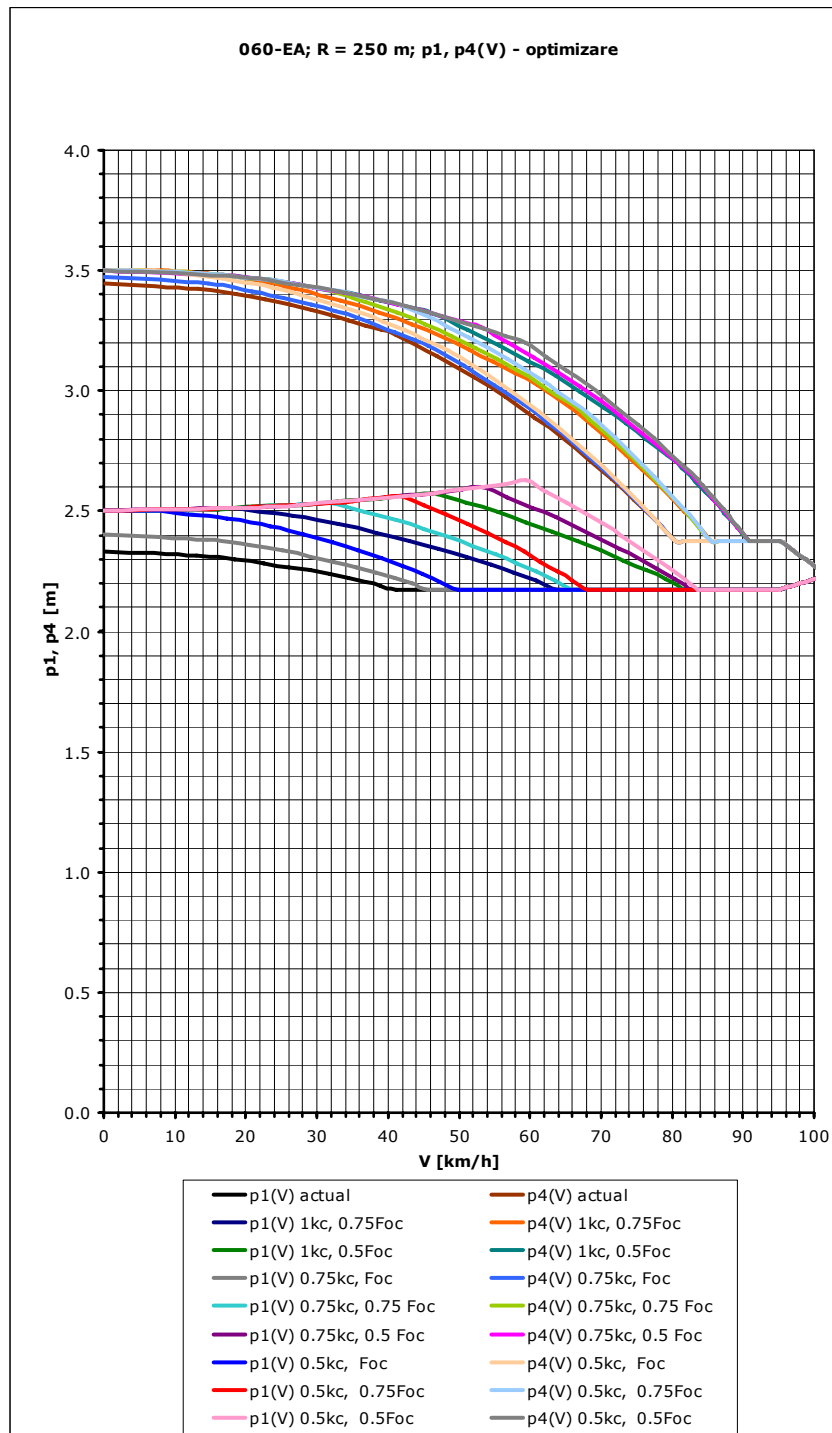


Fig. 4.14

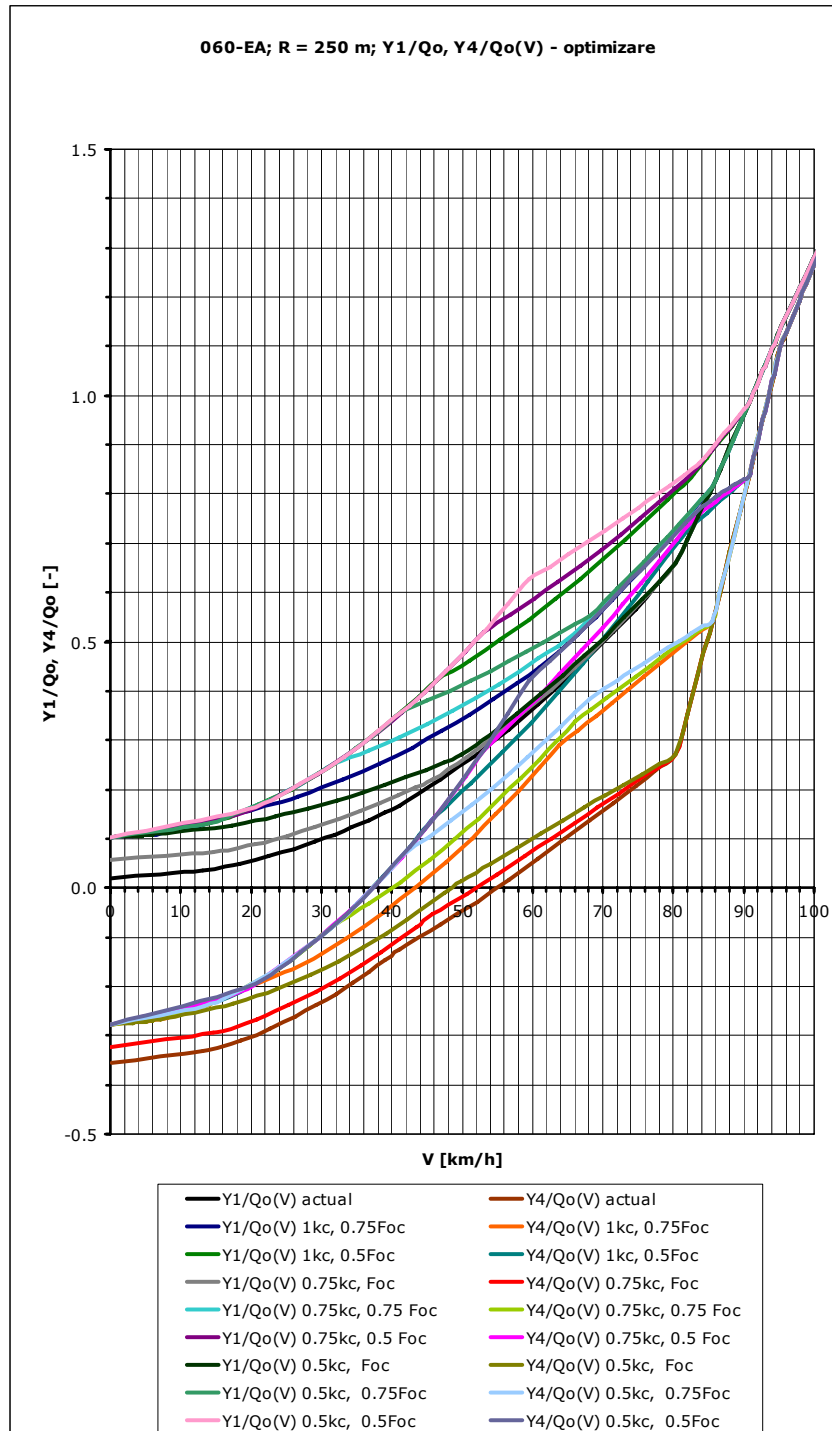


Fig. 4.15

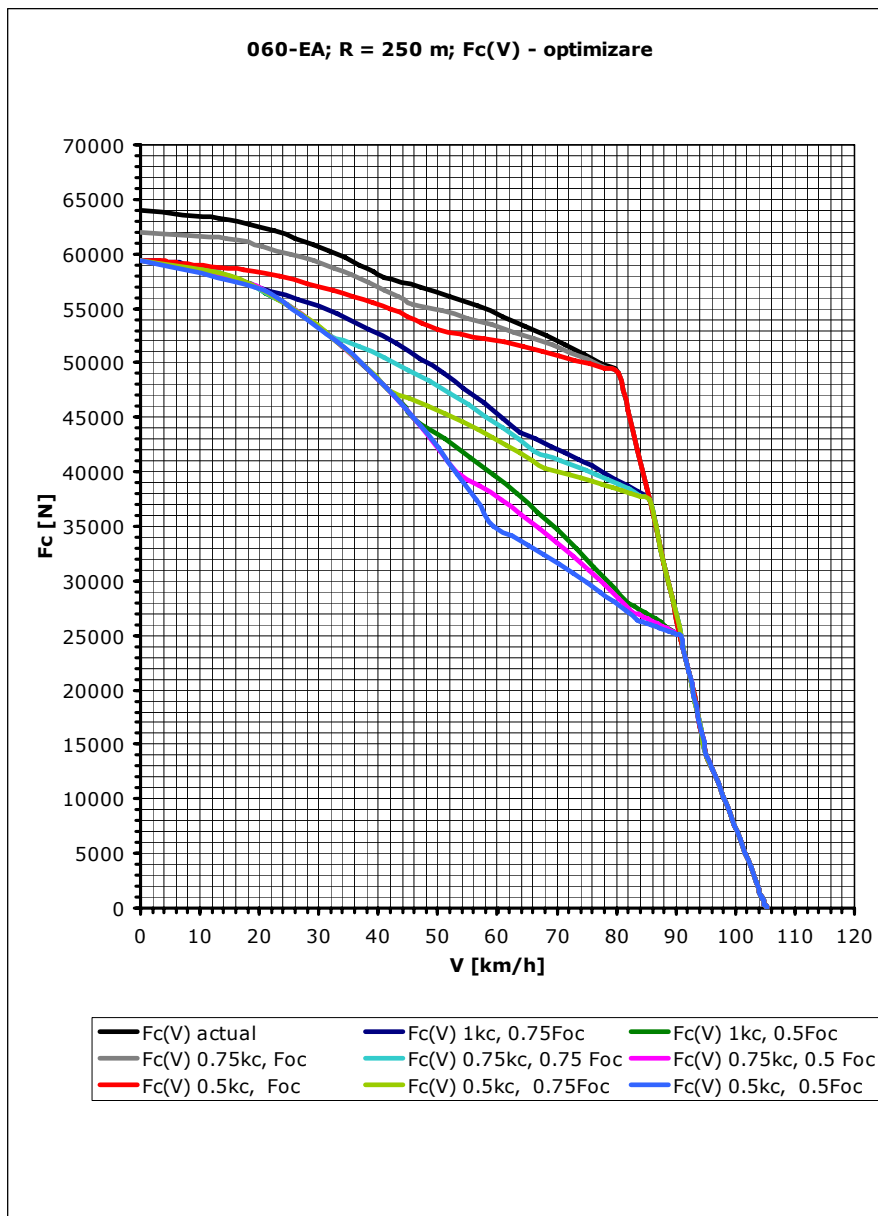


Fig. 4.16



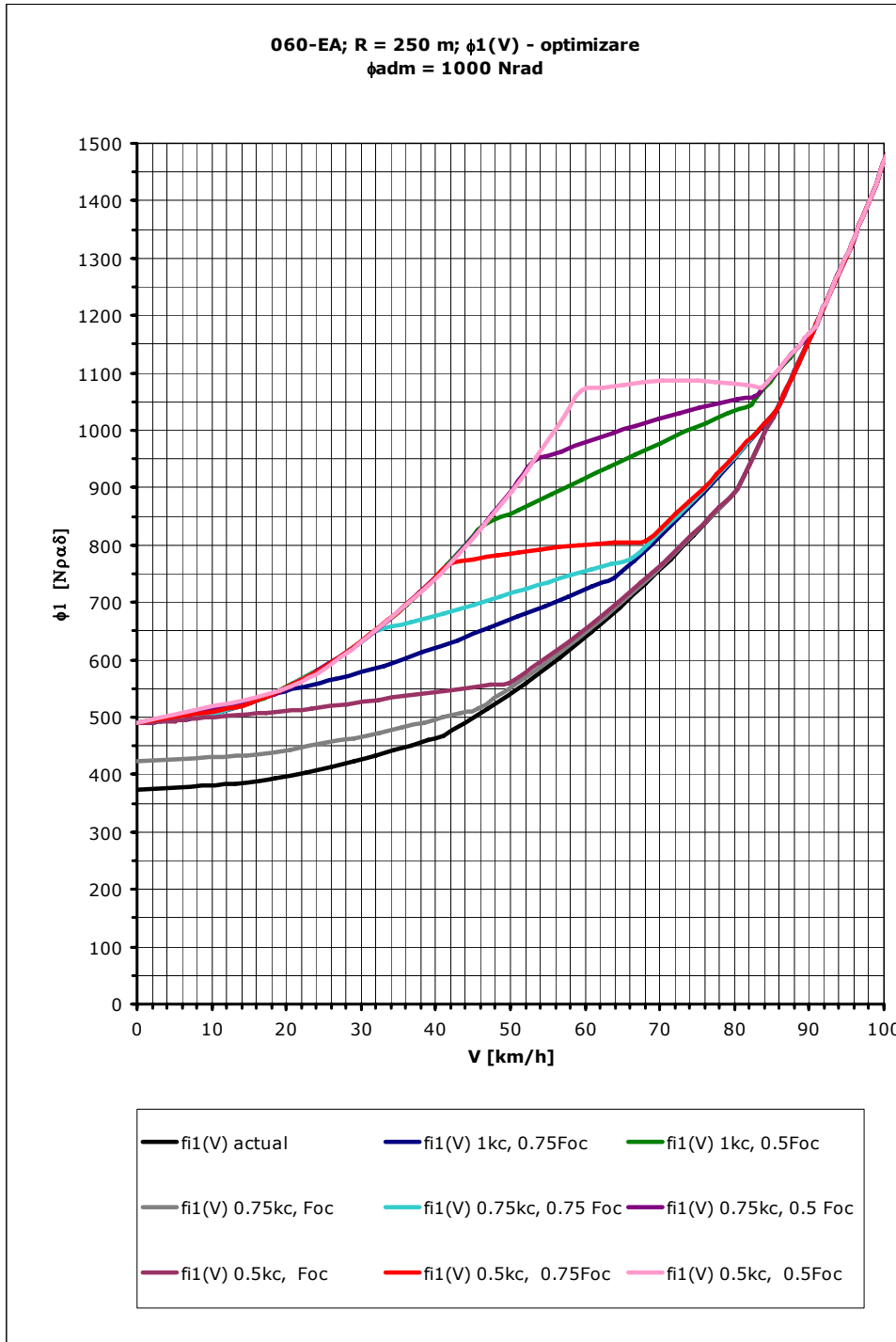


Fig. 4.17

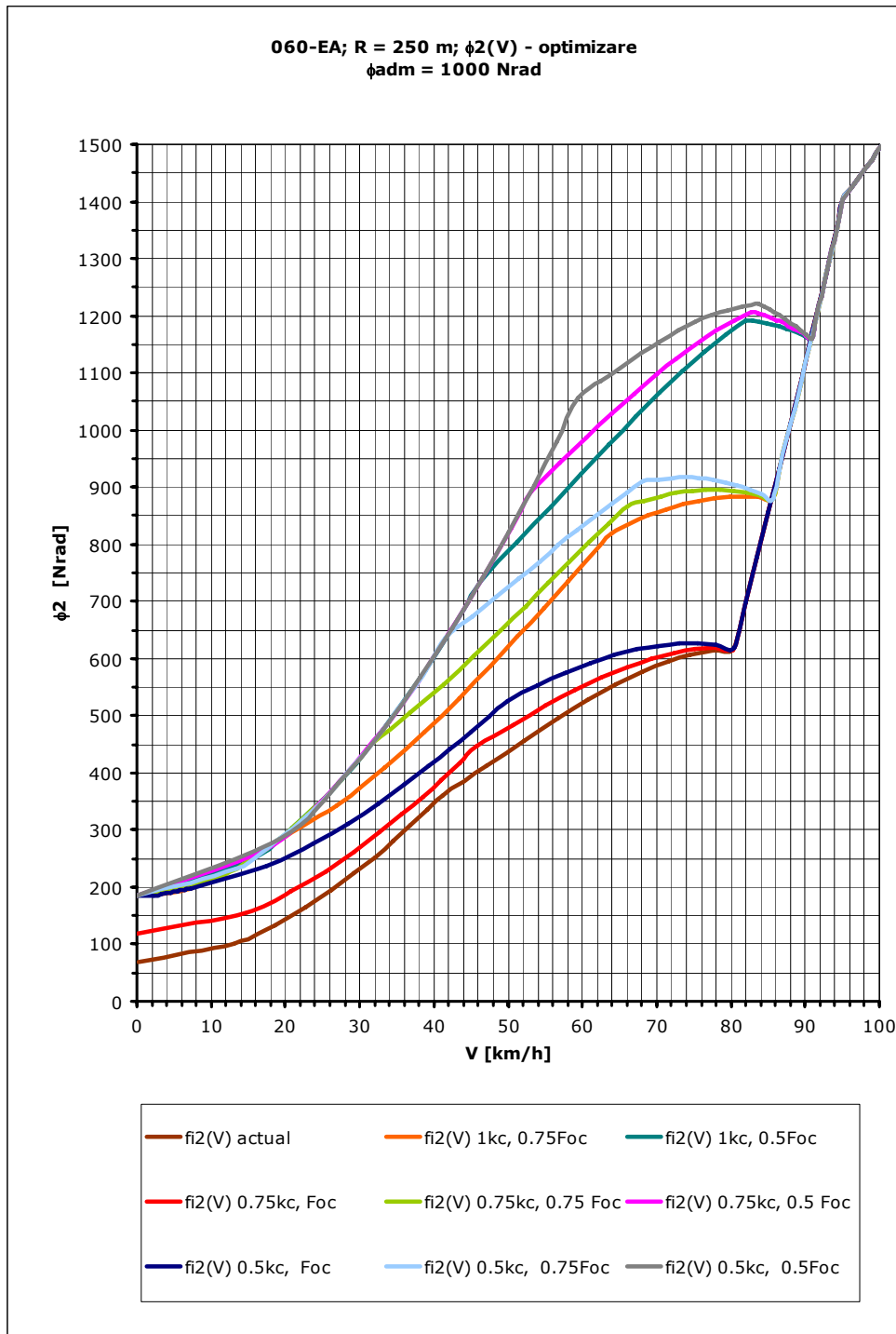


Fig. 4.18

### 4.3. STUDIUL INFLUENȚEI LUNGIMII ȘI POZIȚIEI BRAȚELOR CUPLEI LA CIRCULAȚIA DINAMICĂ ÎN CURBA DE RAZĂ $R = 250$ m A LOCOMOTIVEI 060 - EA

În figurile următoare se prezintă:

- în figura 4.19 și 4.20 - dependența dintre forțele directoare  $P_1$  și  $P_3$  pentru boghiul I, respectiv forțele directoare  $P_4$  și  $P_6$  pentru boghiul II și viteza de mers  $V$ ;
- în figura 4.21 și 4.22 - dependența dintre forțele de conducere  $Y_1$  și  $Y_3$  pentru boghiul I, respectiv forțele de conducere  $Y_4$  și  $Y_6$  pentru boghiul II și viteza de mers  $V$ ;
- în figura 4.23 - variația distanțelor polare ale celor două boghiuri  $p_1$  și  $p_4$  în funcție de viteză;
- în figura 4.24 - dependența dintre raportul  $Y_1/Q_0$  și  $Y_4/Q_0$  al celor două boghiuri și viteză;
- în figura 4.25 - variația forței din cuplă  $F_c$  în funcție de viteză;
- în figura 4.26 - variația factorului de uzură pentru osia conducătoare 1 a boghiului I în funcție de viteză;
- în figura 4.27 - variația factorului de uzură pentru osia conducătoare 4 a boghiului II în funcție de viteză;

Se observă, conform analizei figurilor 4.19 ... 4.27, că influențele asupra parametrilor care caracterizează circulația dinamică prin curba de rază  $R = 250$  m datorită modificării lungimii brațului cuplei I și a distanței de la axa longitudinală a boghiului și ochiul de prindere  $t$  a acesteia sunt foarte mari, aceștia crescând semnificativ, motiv pentru care se măresc foarte mult uzurile în zona de contact, mai ales la osiile conducătoare.

Din analiza figurilor reiese faptul că la viteza maximă admisă de circulație prin curbă  $V_{RET} = 65$  km/h ambele boghiuri circulă în poziție liberă, dar valorile forțelor directoare  $P_1$  și  $P_4$ , respectiv de conducere  $Y_1$  și  $Y_4$ , sunt foarte mari ceea ce înseamnă că se măresc și uzurile acestor osii foarte mult (vezi variația factorului de uzură). Valorile vitezelor rezultate  $V_{lim}$  din criteriul de siguranță contra deraierii, respectiv vitezele din criteriul de uzură scad chiar sub valoarea vitezei  $V_{RET}$ , ceea ce înseamnă că va crește probabilitatea deraierii locomotiva electrică 060-EA.

Analizând și variația raportului  $Y/Q_0$  pentru ambele boghiuri se observă că și acesta crește la scăderea lungimii  $l$ , apropiindu-se de 0,85 la  $l = 2$  m și chiar depășind 0,85 la  $l = 0,94$  m la circulația cu viteza maximă admisă prin curba respectivă.

Din analiza variației valorii lungimii brațelor cuplei I și a distanței  $t$  rezultă că nu se recomandă modificarea acestor elemente constructive ale cuplei elastice înclinate de legătură dintre cele două boghiuri.

De fapt reducerea lungimii  $l$  a brațului cuplei conduce la reducerea influenței benefice a cuplei elastice, prin micșorarea momentului forței  $F_c$  care ajută înscrierea în curbă și astfel duce la creșterea forțelor  $P$  și  $Y$ , respectiv a raportului  $Y/Q_0$ , deci la reducerea siguranței circulației.

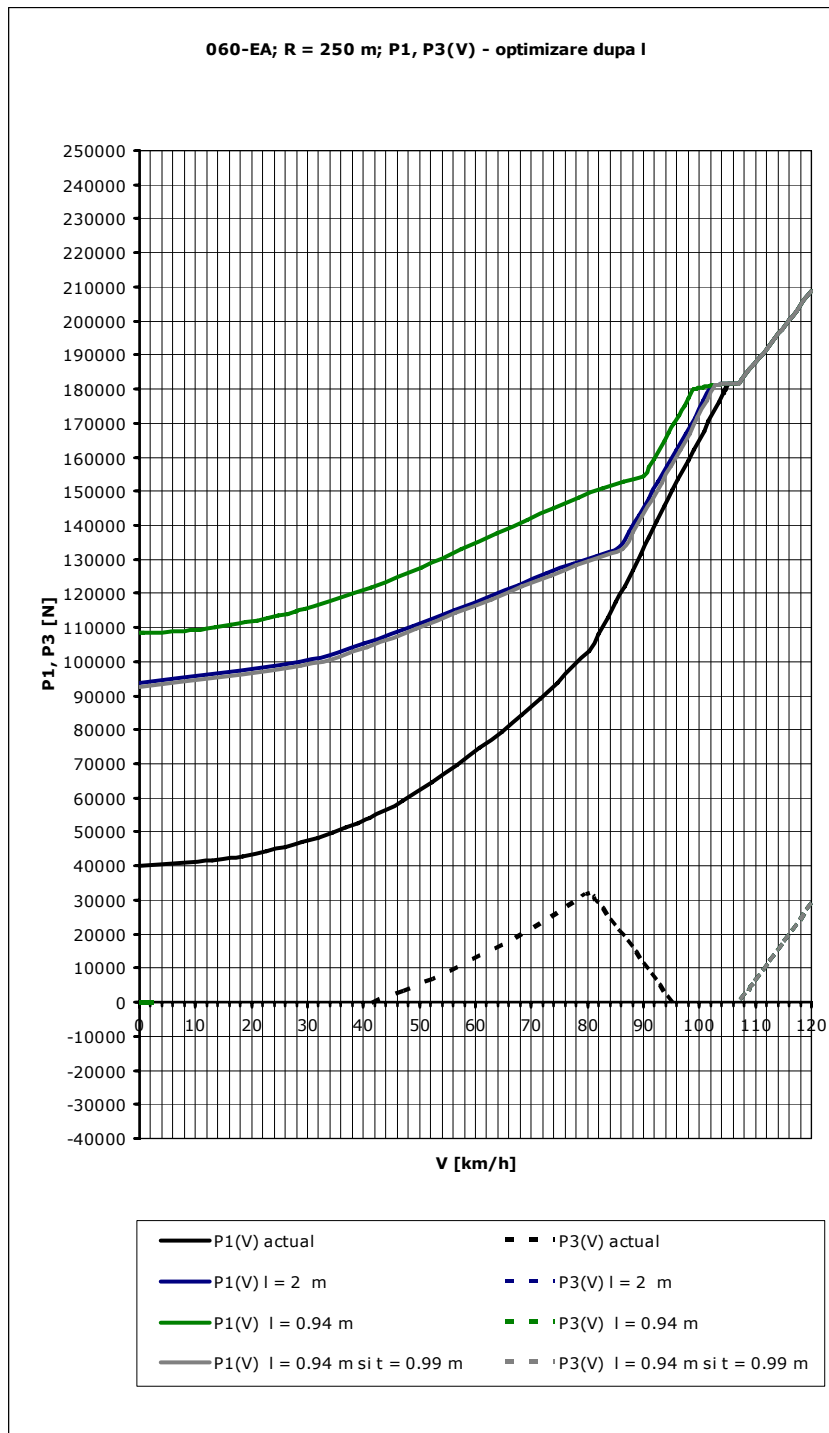


Fig. 4.19

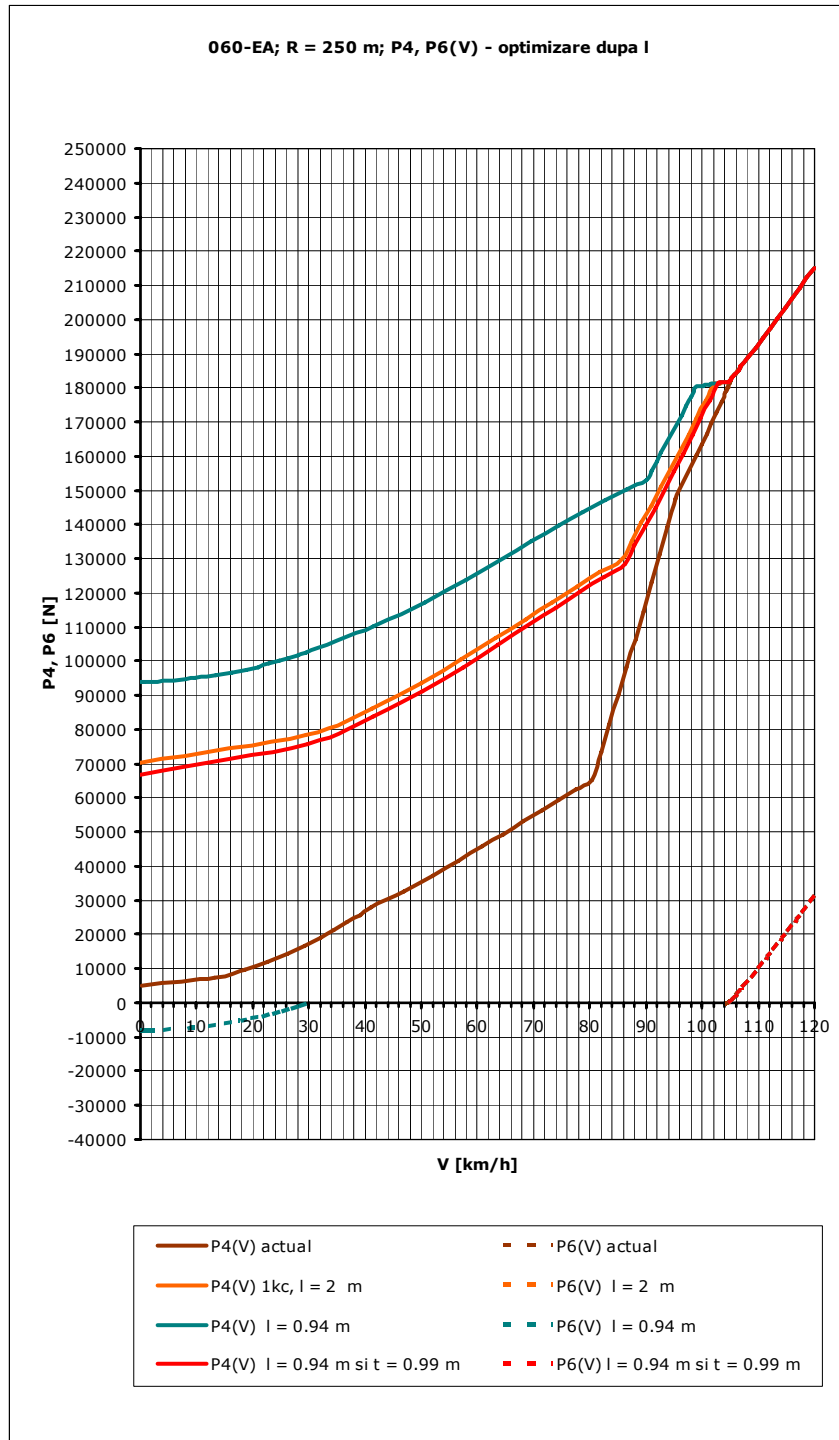


Fig. 4.20

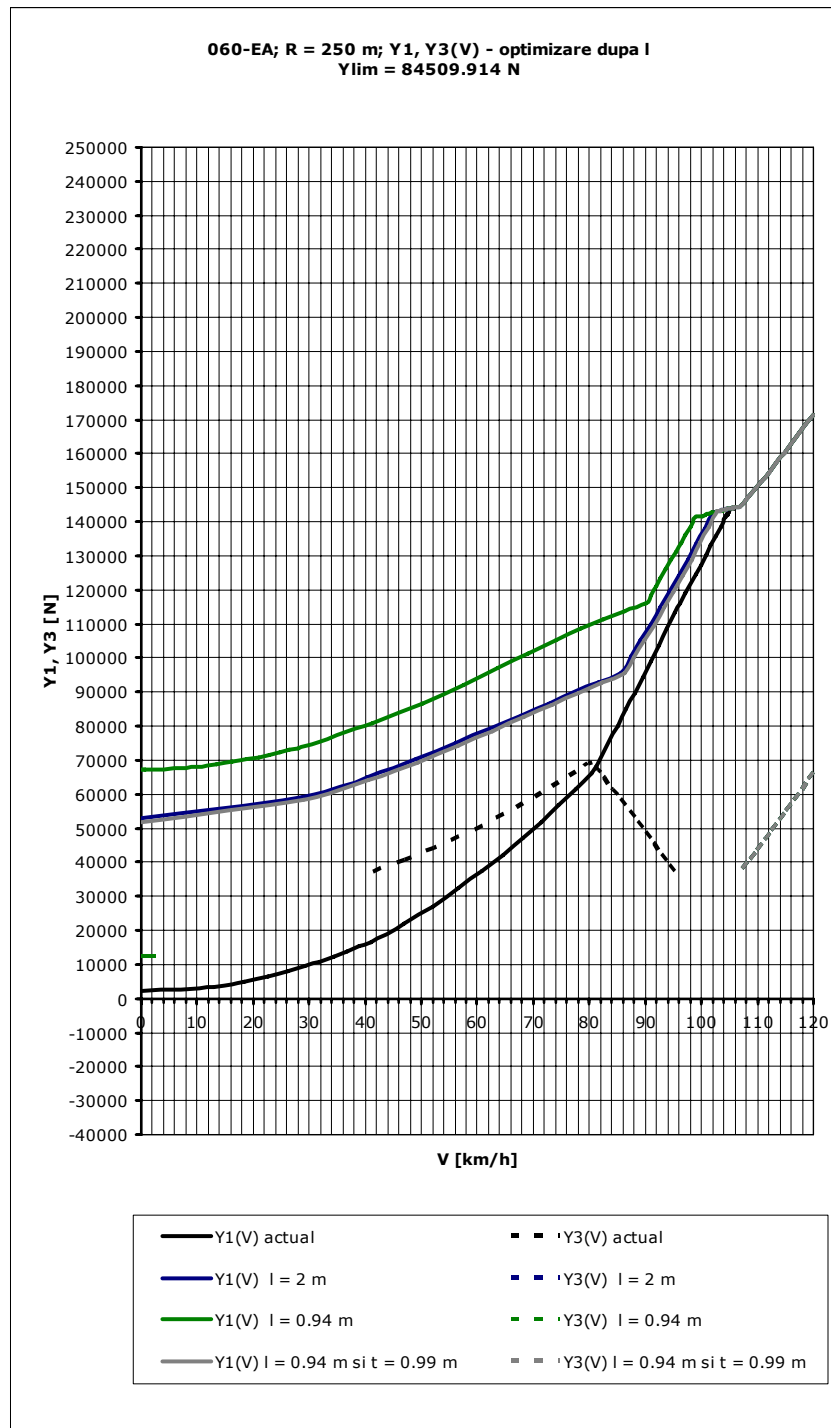


Fig. 4.21

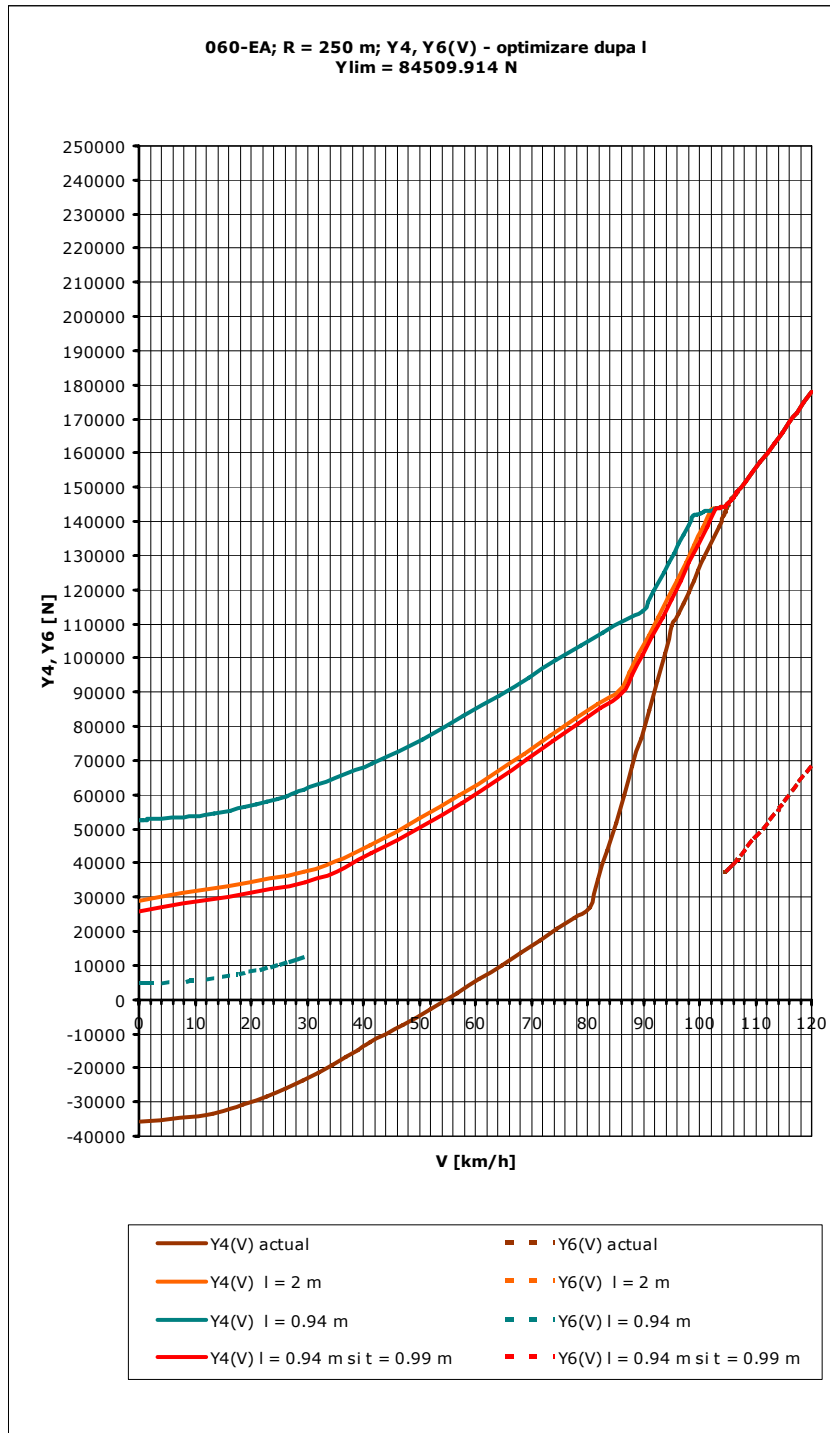


Fig. 4.22

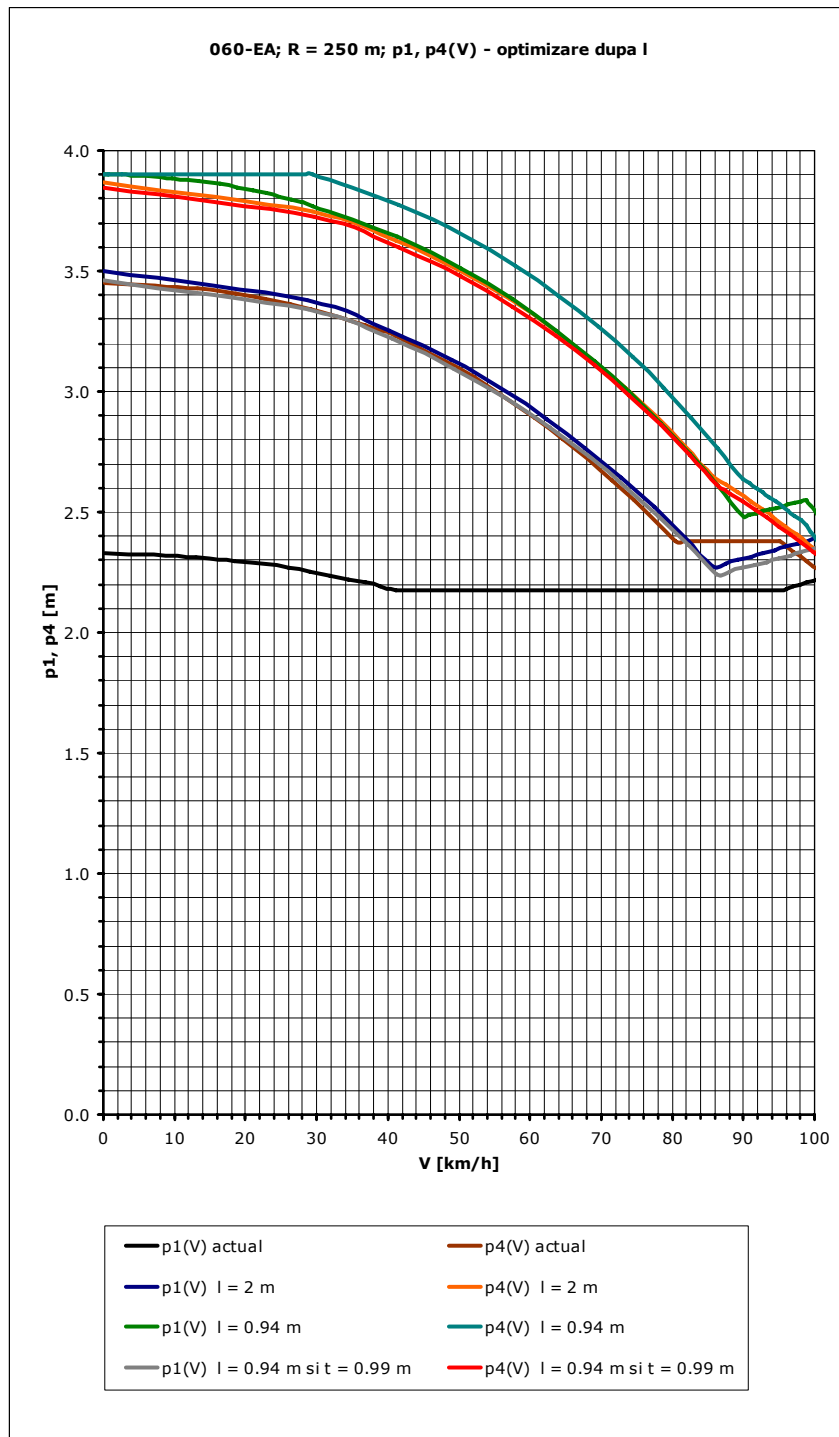


Fig. 4.23



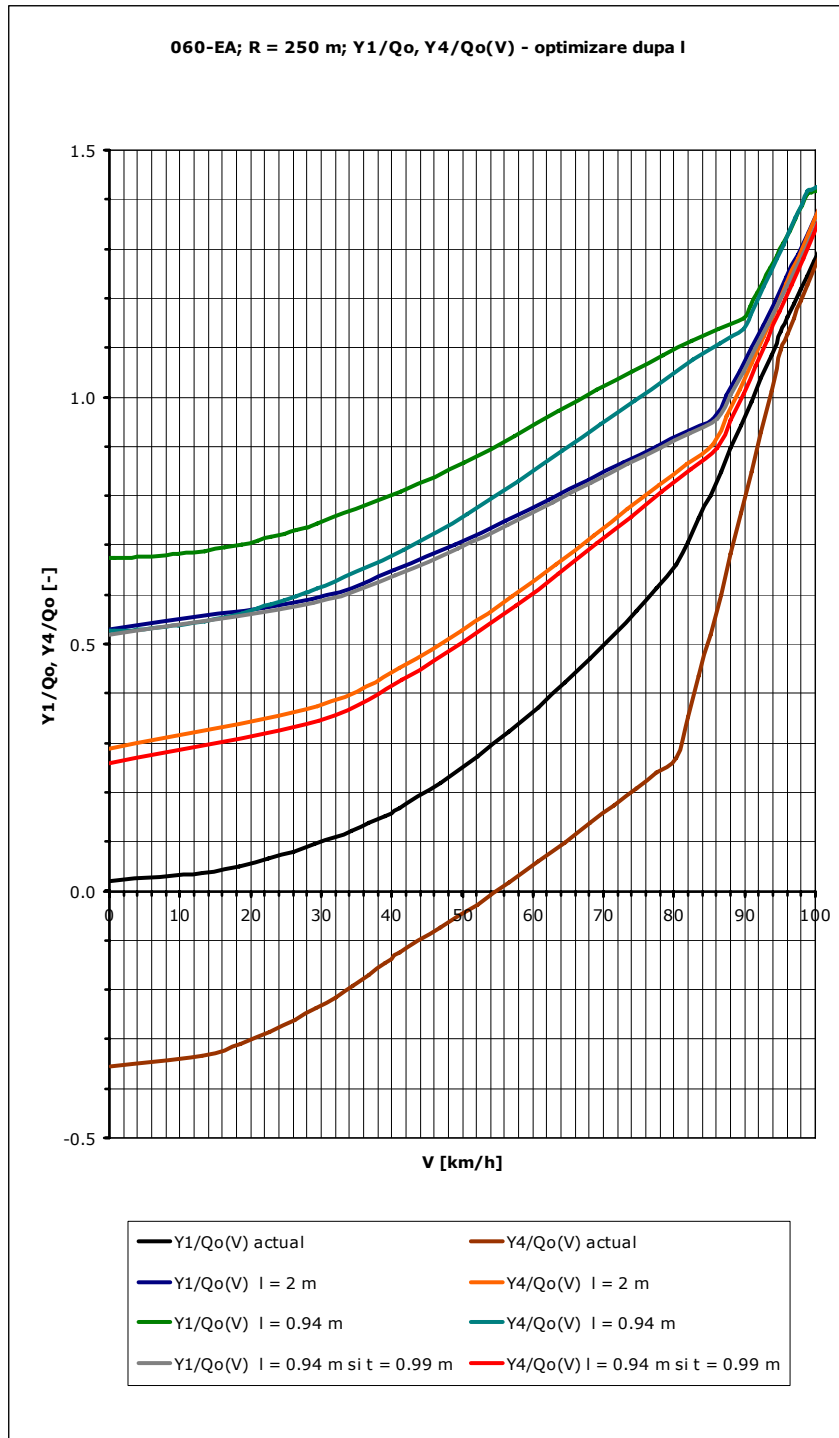


Fig. 4.24

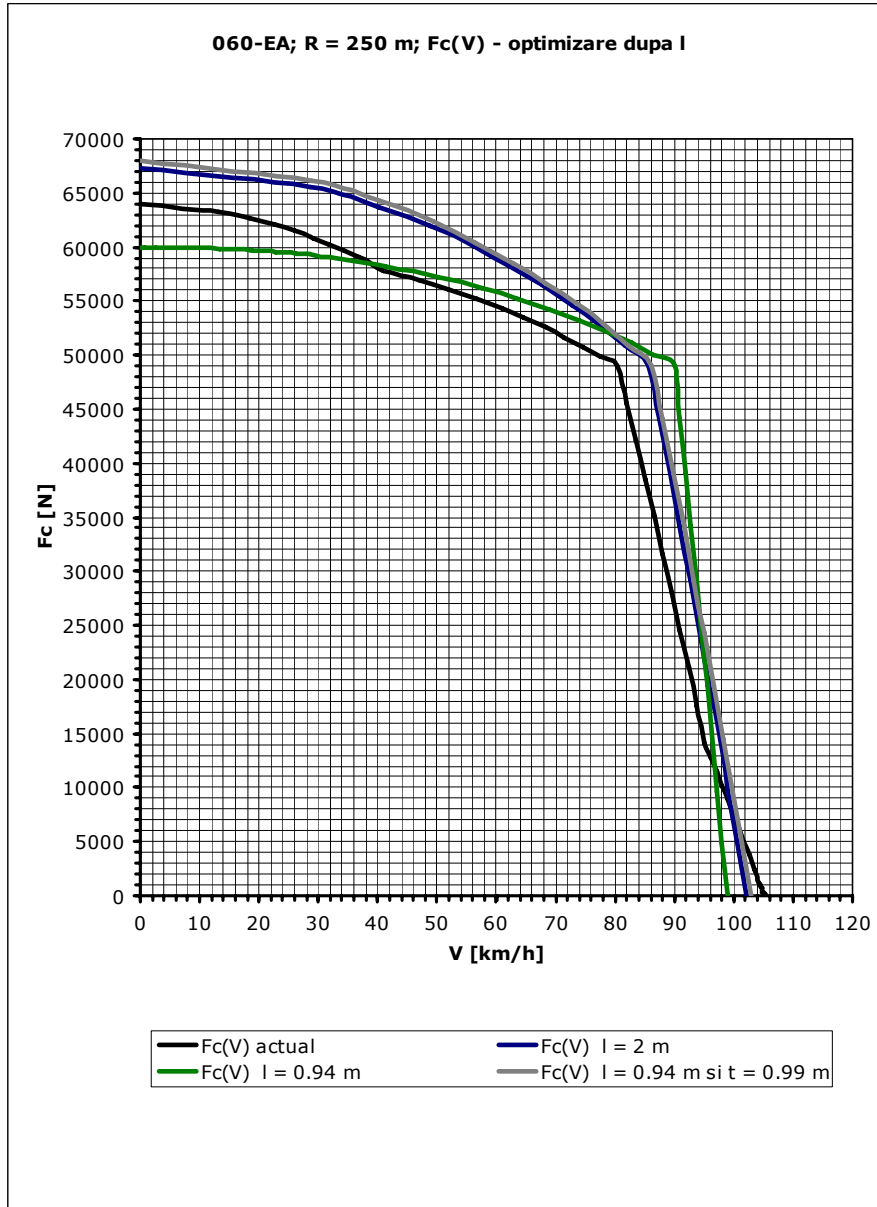


Fig. 4.25

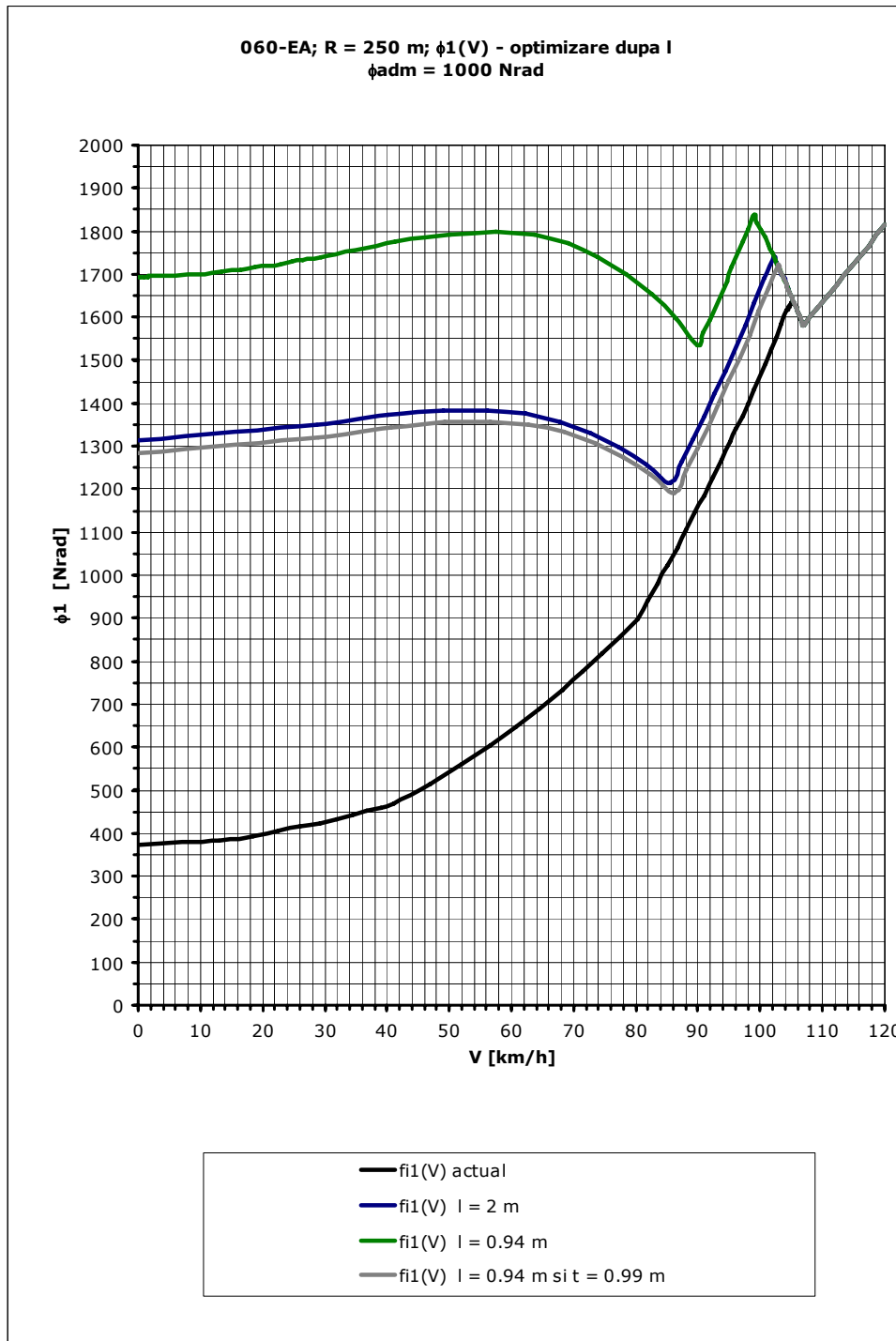


Fig. 4.26

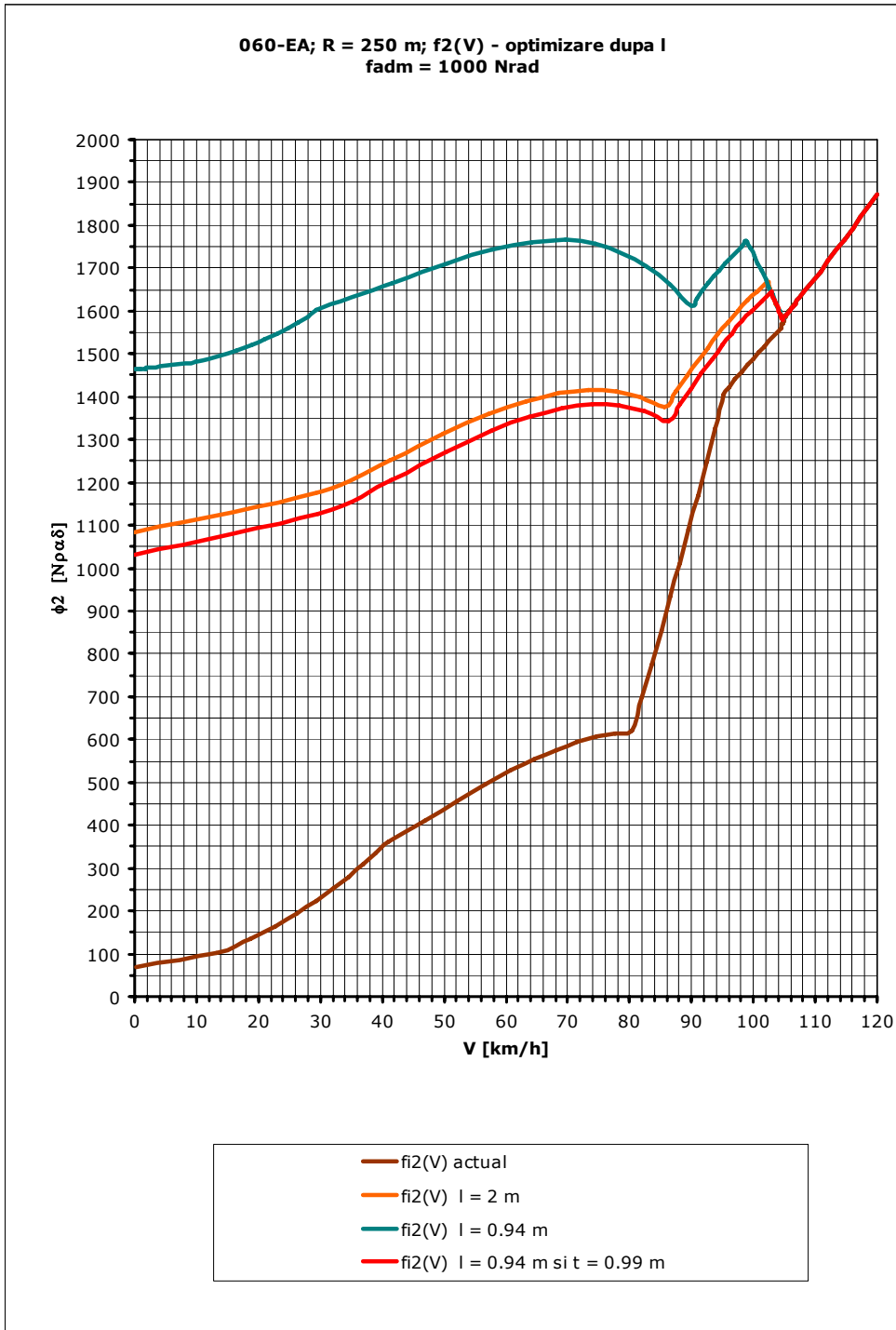


Fig. 4.27

#### 4.4. CONCLUZII

În urma analizei circulației dinamice prin curbele de rază minimă peste aparatele de cale și în linie curentă prin modificarea parametrilor cuplei, și anume a forței de pretensionare și a rigidității arcului cuplei, se pot trage următoarele concluzii:

- la micșorarea ambilor parametri la 75 % din valorile lor inițiale, boghiul I la  $V \leq V_{RET}$  nu mai circulă în poziția coardă, ci la ambele raze ale curbei, ambele boghiuri circulă în poziție intermediară;
- chiar dacă la raza de 170 m, păstrând valoarea lui  $k_c$  și micșorând la 75 % forța de pretensionare, boghiul I circulă în poziția intermediară; totuși, se modifică și rigiditatea la 75 % pentru a evita circulația în coardă și în raza de 250 m la viteza maximă admisă în curbă, influența creșterii parametrilor  $Y/Q_0$  și  $\phi$  care caracterizează circulația dinamică prin curbe este nesemnificativă și se păstrează mult sub valorile admise;
- pentru raze mai mari nu este necesară efectuarea unui asemenea studiu de optimizare a parametrilor cuplei deoarece la creșterea razei scad valorile lui  $Y/Q_0$  și  $\phi$ ;
- dacă la construcția actuală a cuplei, la  $R = 250$  m nu se atinge valoarea admisă din construcție a deformației arcului, iar la  $R = 170$  m nu se ajunge la limitator numai la  $V < 8$  km/h, la soluția propusă de  $0,75 F_{0c}$  și  $0,75 k_c$  această stare apare până la viteze de 32 km/h, respectiv 42 km/h, iar pentru evitarea rigidizării cuplei deformația limită admisă trebuie mărită de la 0,0225 m la aproximativ 0,03 ... 0,034 m (la locomotiva LE 040 B<sub>0</sub>B<sub>0</sub>, dotată cu o cuplă identică cu cea utilizată la LE 060 C<sub>0</sub>C<sub>0</sub>, de fapt deformația maximă admisă este de 0,034 m);
- modificarea lungimii brațelor cuplei și a distanței  $t$  nu este o soluție utilizabilă pentru LE 060 EA deoarece înrăutățește mult înscrierea locomotivei în curbă;
- este mai simplu de modificat ambii parametri la 75 % din valoarea lor inițială, deoarece dacă se ține cont de caracteristica arcului care este liniară (vezi figura 4.28) se observă că în acest caz se păstrează lungimea inițială de montaj, respectiv săgeata de pretensionare a arcului, urmând a se modifica numai parametrii constructivi ai acestuia, și anume: diametrul sârmei, diametrul mediu de înfășurare, numărul de spire active, respectiv pasul arcului, nefiind nevoie de modificarea soluției constructive a cuplei elastice înclinate.

Deci, se alege modificare ambilor parametri la 75 % din valoarea lor actuală, respectiv a valorii permise de deformație a arcului din cuplă, deoarece nu sunt necesare modificări majore asupra soluției constructive a cuplei elastice înclinate de la locomotiva electrică 060-EA de 5100 kW.

#### 4.5. DIMENSIONAREA NOULUI ARC

Valorile parametrilor arcului actual utilizat la cupla elastică înclinată de la locomotiva electrică 060-EA de 5100 kW, respectiv 040-EC conform documentației tehnice a acestora sunt următoarele:

174 Studiul influenței parametrilor cuplei asupra circulației în curbă - 4

- diametrul mediu al arcului:  $D_m = 0,135 \text{ m};$
- diametrul interior al arcului:  $D_i = 100 \begin{smallmatrix} +0,002 \\ 0 \end{smallmatrix} \text{ m};$
- diametrul exterior al arcului:  $D_e = 170 \begin{smallmatrix} +0,002 \\ 0 \end{smallmatrix} \text{ m};$
- diametrul sârmei:  $d = 0,035 \pm 0,0002 \text{ m};$
- lungimea în stare liberă:  $H_0 = 0,386 \begin{smallmatrix} +0,004 \\ -0,002 \end{smallmatrix} \text{ m};$
- lungimea la sarcina nominală de ( $F_{oc} = 49050 \text{ N}$ ):  $H_n = 0,330 \pm 0,003 \text{ m};$
- săgeata la sarcina nominală:  $f_o = 0,056 \pm 0,004 \text{ m};$
- număr spire active:  $n_a = 6,8;$
- număr total de spire:  $n_t = 8,5;$
- sens de înfășurare: dreapta.

Cunoscându-se toți parametrii arcului se poate determina rigiditatea arcului, respectiv modulul de elasticitate transversal.

$$k_c := \frac{F_{oc}}{f_o} \quad k_c = 875892.857 \quad \text{N/m}$$

$$G := \frac{8 \cdot D_m^3 \cdot n_a \cdot k_c}{d^4} \quad G = 78123018028.203 \quad \text{N/m}^2$$

$$G_r := 78000000000 \quad \text{N/m}^2$$

Cu noile valori impuse ale parametrilor arcului din cupla elastică înclinată ( $0,75k_c$  și  $0,75F_{oc}$ ) și cunoscând parametrii arcului actual din desenul de execuție, conform figurii 4.28, se determină valorile diametrului sârmei și valorile diametrului mediu ale noului arc [R1] și [S1].

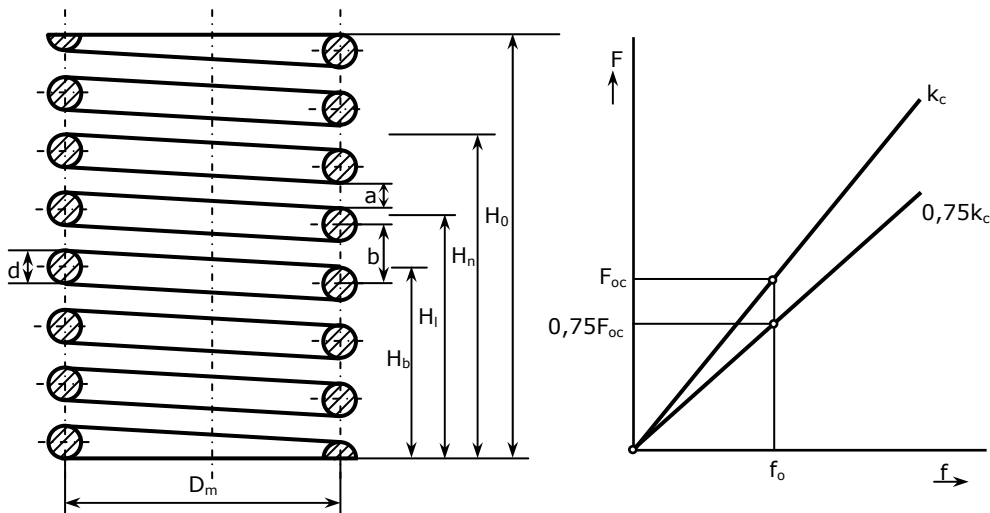


Fig. 4.28

$$F_{ocn} := 37500 \quad \text{N} \qquad k_{cn} := \frac{F_{ocn}}{f_o} \qquad k_{cn} = 669642.857 \quad \text{N/m}$$

$$d_n := \sqrt[4]{\frac{8 \cdot D_m^3 \cdot n_a \cdot k_{cn}}{G_r}} \qquad d_n = 0.032741 \quad \text{m}$$

$$d_{nr} := 0.033 \quad \text{m}$$

$$D_{mn} := \sqrt[3]{\frac{G_r \cdot d_{nr}^4}{8 \cdot n_a \cdot k_{cn}}} \qquad D_{mn} = 0.136428 \quad \text{m}$$

$$D_{mnr} := 0.136 \quad \text{m}$$

Având valorile rotunjite ale diametrului sârmei și ale diametrului mediu pentru noul arc, se caută noua valoare a numărului activ de spire prin iterații succesive pentru care să avem din nou parametrii impuși pentru arcul în cauză.

$$n_{an} := 6.865$$

$$F_{ocnr} := \frac{G_r \cdot d_{nr}^4 \cdot f_o}{8 \cdot D_{mnr}^3 \cdot n_{an}} \qquad F_{ocnr} = 37496.535 \quad \text{N}$$

$$k_{cnr} := \frac{G_r \cdot d_{nr}^4}{8 \cdot D_{mnr}^3 \cdot n_{an}} \qquad k_{cnr} = 669580.98 \quad \text{N/m}$$

Parametrii recalculați ai forței de pretensionare și ai rigidității noului arc din cuplă au valorile aproximativ egale cu cele ale acestor parametrii impuși conform studiului dinamic făcut în paragrafele anterioare.

Păstrând valorile înălțimii în stare liberă și înălțimii la sarcina de pretensionare, respectiv ale săgeții de pretensionare de la arcul actual, în continuare se determină toți ceilalți parametri ai noului arc conform figurii 4.28, cum ar fi:

- diametrul interior  $D_{in}$ :  $D_{in} := D_{mnr} - d_{nr} \qquad D_{in} = 0.103 \quad \text{m}$
- diametrul exterior  $D_{en}$ :  $D_{en} := D_{mnr} + d_{nr} \qquad D_{en} = 0.169 \quad \text{m}$
- numărul total de spire  $n_{tn}$ :  $n_{tn} := n_{an} + n_r \qquad n_{tn} = 8.565$

Analizând rezultatele obținute se observă că nu este nevoie să se modifice carcasa cuplei, iar noul arc înlocuiește cu succes arcul actual.

## 5. ÎNCERCĂRI EXPERIMENTALE

### 5.1. ÎNCERCAREA LOCOMOTIVEI ELECTRICE 060-EA DE 5100 kW PE INELUL DE ÎNCERCARE DE LA FĂUREI

#### 5.1.1. SCOPUL ÎNCERCĂRII

S-au făcut încercări pentru măsurarea directă, în diferite condiții de circulație a forțelor de conducere  $Y$  și a sarcinii verticale pe roată  $Q$  care acționează la nivelul suprafeței de contact dintre roțile osiei conducătoare și șine și determinarea coeficientului de siguranță la deraiere  $Y/Q$ , a forței laterale de deripare a căii  $S$ , a forțelor dinamice maxime verticale  $Q_{din}$  și orizontale  $Y_{din}$  la circulația în curbă și în aliniament.

#### 5.1.2. APARATURA UTILIZATĂ

Pentru măsurarea directă, continuă a forțelor de interacțiune dintre roți și șine s-a utilizat un echipament specializat realizat de INCERTRANS. În figura 5.1 este prezentată schema lanțurilor de măsură utilizată la încercări.

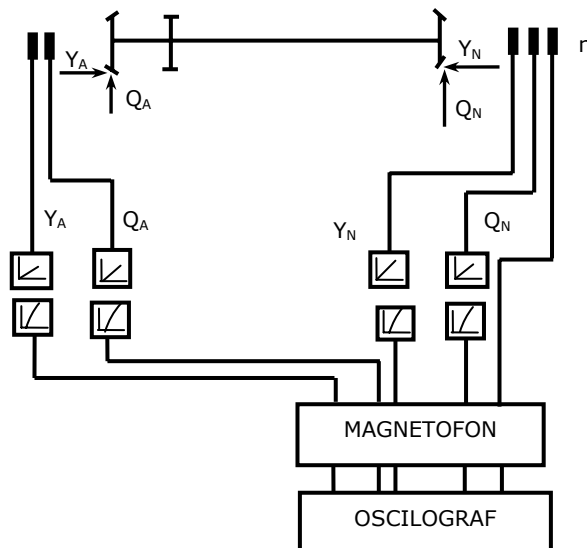


Fig. 5.1



Schema este compusă din:

- osia de măsură specială, executată astfel încât să îndeplinească toate funcțiile osiei pe care o înlocuiește;
- dispozitive cu inele colectoare tip SK 12, Hottinger;
- accelerometre tip B 200, Hottinger;
- amplificatoare tensometrice tip N 2314, fabricate în țară;
- filtre de frecvență tip 010.15, Robotron;
- oscilograf tip H.071.2, fabricat în Rusia.

### 5.1.3. METODICA DE CERCETARE

Determinarea coeficientului de siguranță la deraiere  $Y/Q$ , a forței laterale de deripare a căii  $S$  se face prin măsurarea directă și continuă a forțelor dintre roțile osiei conducătoare și șină, la circulația locomotivei cu viteză redusă (circa 5 km/h) în curbe de diferite raze.

Determinarea acțiunii dinamice a locomotivei asupra căii se face prin măsurarea directă și continuă a forțelor dintre roțile osiei conducătoare și cale, la circulația locomotivei cu diferite viteze până la viteza maximă, în curbe cu diferite raze și în aliniament.

Încercările s-au efectuat conform programului de măsurători prezentat în tabelul 5.1, iar în figurile 5.2 și 5.3 s-a prezentat schema traseului pe care s-au făcut încercările.

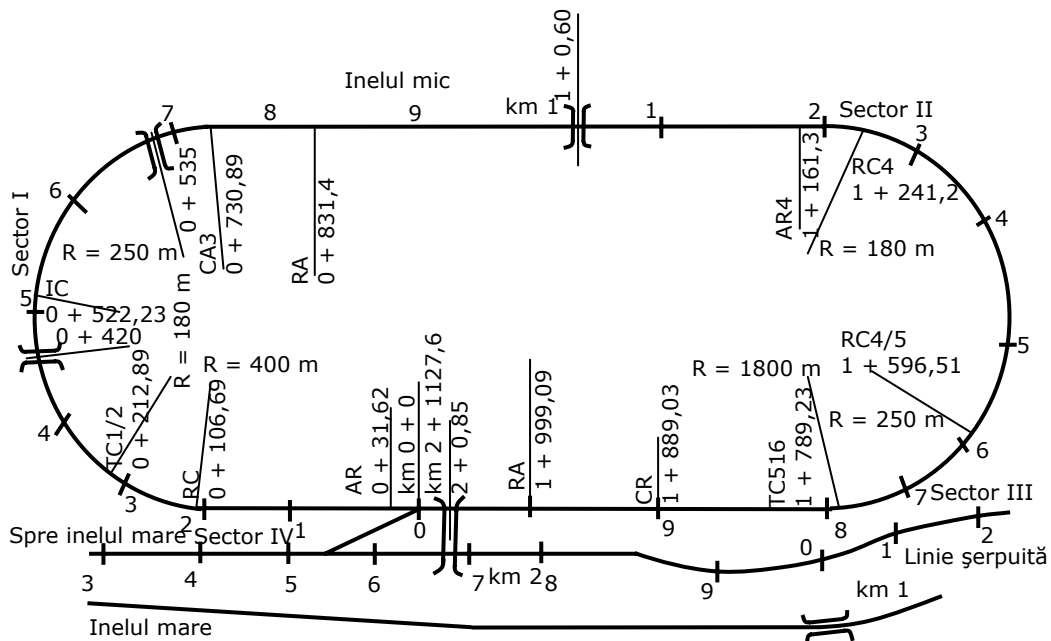


Fig. 5.2

În figura 5.2 este prezentat schematic inelul mic de încercări de la Făurei, iar în figura 5.3 este reprezentat schematic sectorul de cale torsionat utilizat pentru încercările de siguranța contra deraierii care are următorii parametri: raza curbei  $R = 180$  m; supraînălțarea firului exterior al curbei  $h = \pm 35$  mm; declivitatea rampei  $i = 3$  ‰; respectiv viteza maximă de circulație pe acesta  $V_{\max} = 5$  km/h.

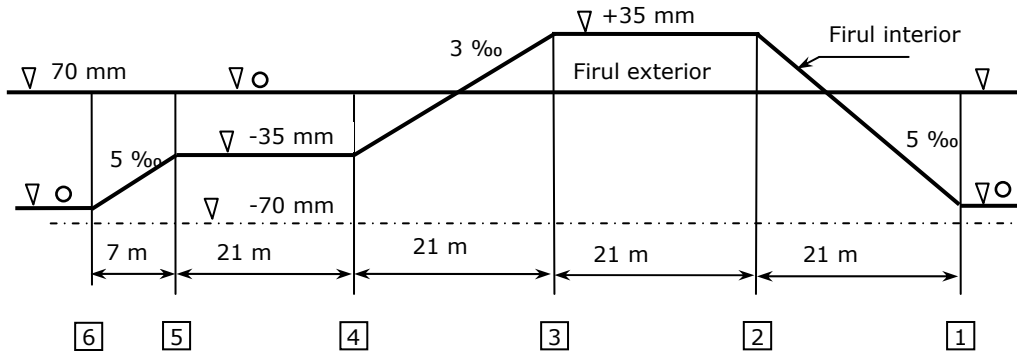


Fig. 5.3.

Tabelul 5.1

Sectorul de încercare	Caracteristicile căii:			Viteza $V$ [km/h]					Observații	
	Raza curbei $R$ [m]	Supraînălțarea $h$ [mm]	Supralărgirea $j_2$ [mm]	5	40	60	80	100		130
I	180	-35	25	x						Inel mic, sector torsionat
II	180	60	25	x	x					Inel mic
III	250	60	10	x	x					Inel mic
IV	400	60	5	x	x					Inel mic
V	1800	120	-			x	x	x	x	Inel mare
VI	aliniament	-	-			x	x	x	x	Inel mare

#### 5.1.4. CONDIȚII IMPUSE VEHICULULUI ȘI CĂII

a) Condiții privind calea:

Pe inelul mic sectoarele de încercare au fost amplasate conform figurii 5.5.

Sectorul torsionat, amplasat la km 0,420 - 0,520, a fost amenajat conform schemei din figura 5.3. Situația cu supraînălțare negativă a căii nu se întâlnește în mod normal.

b) Condiții privind locomotiva:

- osia de măsură a fost montată ca osie conducătoare;
- toate elementele suspensiei au fost în bună stare de funcționare;
- profilul de uzură la osia de măsură a fost conform STAS, stare neuzată;
- pe inelul mic (neelectrificat) locomotiva a fost împinsă de o locomotivă diesel-electrică;
- pe inelul mare (electrificat), toate motoarele de la locomotivă au fost în funcțiune.

**5.1.5. REZULTATELE ÎNCERCĂRILOR**

Mărimile măsurate în timpul încercărilor s-au înregistrat pe bandă de oscilograf, din care, în figurile 5.4 ... 5.6 se dau extrasele foto. Rezultatele încercărilor sunt date tabelar în tabelul 5.2 și tabelul 5.3.

Tabelul 5.2

Nr. crt.	Raza [m]	Viteza [km/h]	Măsurători	Roata atacantă:		Roata neatacantă:		Y/Q [-]	S [kN]
				Sarcina verticala $Q_A$ [kN]	Sarcina laterala $Y_A$ [kN]	Sarcina verticala $Q_N$ [kN]	Sarcina laterala $Y_N$ [kN]		
1.	Alini-ament	5	I	109.1	81.3	103.2	23.8	0.75	57.50
			II	109.6	89.5	100.8	31.5	0.82	58.00
			III	113.1	95.5	99.5	29.0	0.84	66.50
			media	110.6	89.4	101.2	28.1	0.81	60.67
2.	180	5	I	101.5	29.6	107.0	38.1	0.29	8.50
			II	97.0	26.5	103.5	36.0	0.27	9.50
			III	99.3	26.0	109.0	38.5	0.26	12.00
			media	99.3	27.4	106.5	37.5	0.28	10.00
3.	180	5	I	101.1	42.7	110.5	26.5	0.42	19.20
			II	98.0	47.3	114.7	26.0	0.48	23.90
			III	103.0	41.6	112.7	28.5	0.40	13.10
			media	100.7	43.9	112.6	27.0	0.44	18.70
4.	180	5	I	96.6	20.5	10.8	37.0	0.21	25.15
			II	98.6	21.0	10.7	39.8	0.21	19.60
			III	100.8	19.2	11.2	35.5	0.19	17.90
			media	98.7	20.2	10.9	37.4	0.21	20.58
5.	250	20	I	103.0	39.5	106.0	37.3	0.38	3.20
			II	102.2	38.5	106.9	35.1	0.38	3.40
			III	99.0	41.6	114.4	36.0	0.42	4.60
			media	101.4	39.9	109.1	36.1	0.39	3.80
6.	400	5	I	98.0	21.6	101.8	36.6	0.22	15.20
			II	101.0	18.3	103.5	33.0	0.18	14.90
			III	96.5	19.0	107.9	39.5	0.20	21.00
			media	98.5	19.6	104.4	36.4	0.20	17.10
7.	400	20	I	104.0	37.7	106.5	35.1	0.36	2.60
			II	104.0	32.9	101.0	29.8	0.32	3.10
			III	101.5	31.8	109.0	26.0	0.31	5.80
			media	103.2	34.1	105.5	30.3	0.33	3,83

Tabelul 5.3

Felul liniei	Viteza [km/h]	Roata atacantă			Roata neatacantă		
		Sarcina verticală $Q_A$ [kN]	$Q_{Adin}/Q_{Astatic}$ [-]	Sarcina laterala $Y_{Adin}$ [kN]	Sarcina verticală $Q_N$ [kN]	$Q_{Ndin}/Q_{Nstatic}$ [-]	Sarcina laterala $Y_{Ndin}$ [kN]
Curba R = 180 m	40	113	1.13	60.5	114	1.14	37.6
Curba R = 250 m	48	111	1.11	51.5	122	1.22	41.5
Aliniament	60	109	1.09	12.2	118	1.18	14.9
	90	112	1.12	14	108	1.08	15.8
	100	134	1.34	15.5	125	1.25	19.1
	130	151	1.51	23.8	126	1.26	28.2

Din analiza acestor valori rezultă:

- coeficientul de siguranță la deraiere  $Y/Q$ , în toate cazurile este sensibil sub limita admisă;
- forța laterală de ripare a căii  $S$  la circulația cu vitezele din program peste sectoarele II, III și IV este mică sau chiar negativă din cauza valorii reduse a coeficientului de suplețe al suspensiei (aproximativ 0,168) respectiv a transferului de sarcini datorită supraînălțării;
- forțele dinamice  $Q_{din}$  și  $Y_{din}$  se mențin în limitele admise până la viteza maximă.

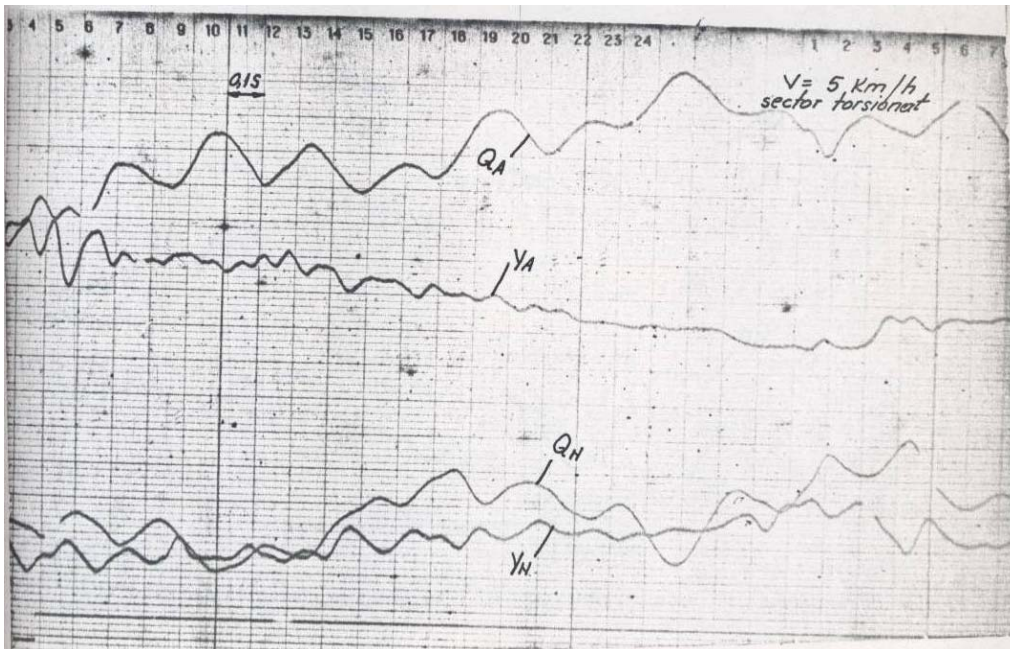


Fig. 5.4

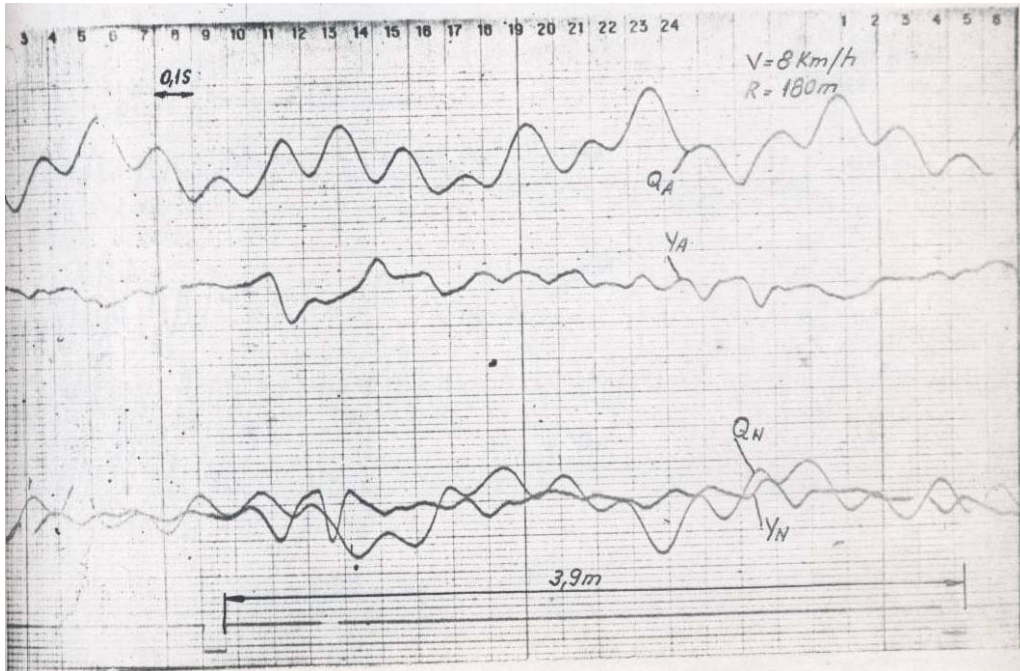


Fig. 5.5

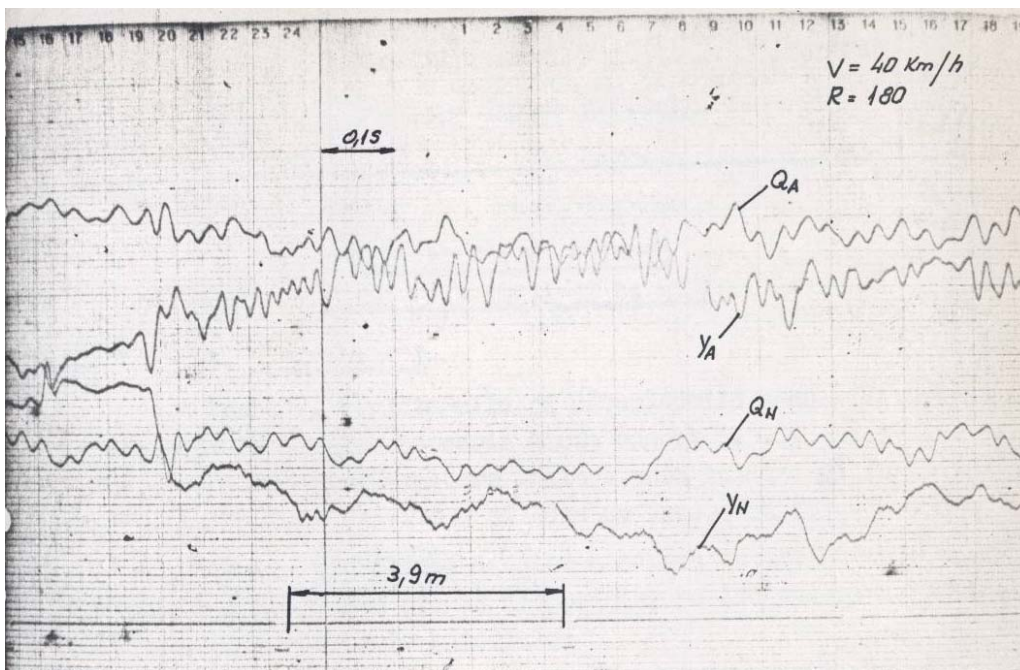


Fig. 5.6

Rezultatele obținute prin calcul în ipoteza șinelor perfect curate și uscate sunt comparabile cu cele măsurate de INCERTRANS, ceea ce dovedește că metodologia elaborată este corectă și este acoperitoare pentru caracterizarea interacțiunii roată – șină și a criteriului de siguranță.

## 5.2. MĂSURĂTORILE FĂCUTE ÎN STAȚIONARE PE RUTA TIMIȘOARA - REMETEA

S-au făcut încercări pe relația Timișoara Nord - Remetea cu locomotiva CFR 060 EA de 5100 kW (41-0760-3) (vezi figura 5.7 și 5.8) pe linie curentă în trei situații distincte:

- în aliniament și palier;
- în curba de rază 300 m;
- în curbă de rază 600 m.

S-au măsurat deplasările dintre grinda transversală a patruleterului articulat și rama boghiului în 8 puncte conform figurii 5.9.



Fig. 5.7



Fig. 5.8

Măsurătorile s-au făcut în punctele (vezi figura 5.9):

- 1 aflat la 405 mm de capătul traversei;
- 2 aflat la 1416 mm de capătul traversei;
- 3 aflat la 1436 mm de capătul traversei;
- 4 aflat la 400 mm de capătul traversei;
- 5 aflat la 370 mm de capătul traversei;
- 6 aflat la 1424 mm de capătul traversei;
- 7 aflat la 1435 mm de capătul traversei;
- 8 aflat la 385 mm de capătul traversei.

Rezultatele măsurării s-au trecut în tabelul 5.4.

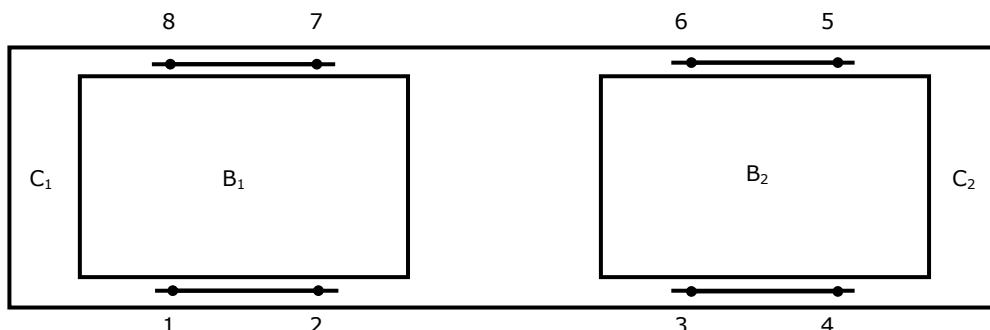


Fig. 5.9

Tabelul 5.4

Puncte de măsurare	Deplasarea [mm]		
	Aliniament	Curba de 300 m	Curba de 600 m
1	68	75	65
2	70	60	77
3	65	62	68
4	76	81	73
5	73	65	76
6	73	82	68
7	73	81	70
8	73,5	68	76

Din tabelul de mai sus putem determina deplasările maxime în aceste curbe pe care le-am sintetizat în tabelul 5.5.

Tabelul 5.5

Puncte de măsurare	Deplasarea [mm]	
	Curba de 300	Curba de 600 m
1	+7	-3
2	-10	+7
3	-3	+3
4	+5	-3
5	-8	+3
6	+9	-5
7	+8	-3
8	-5.5	+2.5

În baza măsurătorilor făcute, în tabelul 5.6, rezultă valorile pentru unghiurile de rotire transversă-boghiu la viteza  $V = 0$  km/h, care de fapt se consideră a fi unghiul de rotire cutie boghiu, fiindcă traversa care susține suspensia secundară se mișcă aproape plan-parallel cu cutia locomotivei datorită patruleterului articulat. În același tabel se dau și valorile calculate în programul matematic MathCad pentru aceleași două raze.

Tabelul 5.6

Raza	Unghiurile de rotire cutie-boghiu:			
	$\beta_1$ [°]		$\beta_2$ [°]	
	Măsurat	Calculat	Măsurat	Calculat
R = 300 m	0,850	1,012	-0,822	-1,194
R = 600 m	0,383	0,505	-0.434	-0,522

Se observă în baza tabelului că valorile măsurate sunt mai mici decât cele calculate, cu o eroare previzibilă, deoarece condițiile în care s-au făcut măsurătorile nu au fost condiții de laborator și a rezultat o abatere medie de cca. 16 %.



## 6. CONTRIBUȚII PERSONALE

1. Realizarea unui studiu de sinteză bibliografică privind construcția cuplelor de legătură între boghiuri și a metodelor de calcul a parametrilor specifici circulației în curbă a locomotivelor cu boghiuri libere și a celor având cuplă elastică.
2. Analiza metodelor de calcul a forțelor de frecare dintre șină și roată la circulația în curbă a vehiculelor feroviare și alegerea variantei recomandate.
3. Elaborarea metodei de calcul a unghiului de rotație a boghiului față de cutie, atât pentru cazul existenței a două osii conducătoare (câte una pentru fiecare boghiu) la circulația în curbă a locomotivei cu boghiuri articulate, cât și pentru cazul general când conduce o singură osie, cea din față a primului boghiu în sensul de mers, ceea ce permite calculul momentului de rapel în toate cazurile.
4. Contribuții la elaborarea metodologiei de studiu analitic a circulației în curbă a locomotivei cu boghiuri articulate prin cuplă elastică înclinată, ținând seama de toate acțiunile semnificative asupra celor două boghiuri, ceea ce permite determinarea în funcție de viteza de mers a tuturor parametrilor proprii circulației în curbă a unui astfel de vehicul: forțele directoare  $P_i(V)$  și conducătoare  $Y_i(V)$ , a forței din cuplă  $F_c(V)$ , a distanțelor polare  $p_1(V)$  și  $p_4(V)$  pentru cele două boghiuri, a criteriului de siguranță  $Y_1/Q_0(V)$  și  $Y_4/Q(V)$  respectiv a factorului de uzură  $\phi_1(V)$  și  $\phi_4(V)$  pentru osiile conducătoare care prezintă interes.
5. Stabilirea algoritmului de calcul a forțelor caracteristice înscrierii în curbă a locomotivelor, a parametrilor funcționali ai cuplei elastice și a celorlalți parametri de mai sus, algoritm care asigură ridicarea nedeterminării multiple a sistemului de ecuații ce caracterizează circulația în curbe a acestor locomotive. Ținând seama de faptul că la viteze foarte mici, la razele de curbură existente în linie curentă, boghiurile circulă în poziție intermediară și stabilirea dubletului valorilor distanțelor polare pentru o anumită viteză comună a celor două boghiuri este deosebit de dificilă, s-a găsit că la acest calcul trebuie pornit de la o viteză la care ambele boghiuri circulă în coardă, deci cu distanțe polare cunoscute.
6. Elaborarea programului de calcul pe calculator în programul matematic MathCad pentru determinarea tuturor mărimilor caracteristice înscrierii în curbă a acestor locomotive. În exemplul de calcul prezentat detaliat pentru curba cu raza de  $R = 250$  m se indică toate detaliile unui asemenea calcul, cu relațiile utilizate, metodele de căutare a valorilor posibile ale dubletului distanțelor polare, respectiv a combinațiilor posibile privind pozițiile boghiurilor și a stării de funcționare a cuplei elastice înclinate. În literatura de specialitate nu este prezentat nici un algoritm sau program de calcul analitic ai parametrilor înscrierii în curbă locomotivelor de acest tip.
7. Analiza comparativă a circulației în curbă a locomotivei C.F.R. LE 060 EA având cupla elastică înclinată actuală și a aceleași locomotive dar circulând fără cuplă, la razele de curbură ale căii de  $R = \{170, 250\}$  m, studiu din care reiese categoric necesitatea utilizării cuplei elastice, fără de care forțele de

interacțiune roată - șină devin deosebit de mari și apare clar pericolul deraierii la vitezele admise de RET pentru aceste curbe.

Se remarcă constatarea că utilizând actuala cuplă elastică, cu  $F_{0c} = 49050$  N și  $kc = 845892,857$  N/m, siguranța circulației este garantată deoarece în toate cazurile  $Y/Q_0 < (Y/Q)_{lim}$ , dar primul boghiu al locomotivei circulă în coardă chiar și la viteze  $V < V_{RET}$ , fapt nerecomandat deoarece apar uzuri suplimentare nedorite ale osiei 3, ceea ce indică faptul că această cuplă elastică este prea "tare", deci pentru evitarea fenomenului indicat este necesară modificarea (reducerea) parametrilor caracteristici.

8. Studiul influenței parametrilor cuplei elastice ( $F_{0c}$ ,  $kc$ ) asupra circulației în curbă, respectiv asupra mărimilor  $P$ ,  $Y$ ,  $Y/Q_0$  și  $\phi$  în funcție de viteză, în vederea alegerii valorilor optime ale caracteristicilor cuplei elastice. Din studiul efectuat concretizat prin diagramele în funcție de viteză a mărimilor calculate, pentru diferite combinații ale parametrilor  $F_{0c}$ ,  $0,75F_{0c}$ ,  $0,5F_{0c}$  cu  $kc$ ,  $0,75kc$  și  $0,5kc$  (nouă combinații), reiese că reducerea valorilor acestor parametrii (deci reducerea "efectului" cuplei) conduce întotdeauna la creșterea forțelor  $P$  și  $Y$ , a criteriului  $Y/Q_0$  și a factorului  $\phi$ , cu atât mai mult cu cât se micșorează mai puternic  $F_{0c}$  și  $kc$ , influență mai puternică având reducerea forțelor de pretensionare. Se poate considera ca soluție optimă pentru parametrii cuplei elastice combinația  $0,75F_{0c}$  și  $0,75kc$ , la care creșterea criteriului de deraiere  $Y/Q_0$  și a factorului de uzură încă nu este dăunătoare, dar care asigură circulația în poziție intermediară a ambelor boghiuri la  $V \leq V_{RET}$ . S-au determinat parametrii caracteristici ai arcului propus ( $d$ ,  $D_m$ ), fără să fie necesară modificarea carcasei arcului.
9. Studiul influenței lungimii brațului cuplei ( $l$ ) și a deplasării acestuia față de axa boghiului ( $t$ ) asupra circulației în curbă a locomotivei, din care a reieșit că reducerea lungimii  $l$  conduce la creșterea puternică a forțelor și a criteriului  $Y/Q_0$  conducând chiar la apariția pericolului deraierii la  $V_{RET}$ . Deci micșorarea lungimii brațului cuplei la această locomotivă nu este o soluție utilă.
10. Interpretarea rezultatelor calculelor privind modul de circulație a locomotivei în curbă la diferite viteze (pozițiile boghiurilor și starea cuplei elastice), modul de garantare a siguranței circulației și a valorilor admisibile ale factorului de uzură și evidențierea concluziilor utile la fiecare capitol în parte. Rezultatele obținute prin calcul în ipoteza șinelor perfect curate și uscate sunt comparabile cu cele măsurate de INCERTRANS (actual AFER), ceea ce dovedește că metodologia elaborată este corectă și este acoperitoare pentru caracterizarea interacțiunii roată - șină și a criteriului de siguranță.

## BIBLIOGRAFIE

- A1: ALEXANDRU, P., **Curs de teoria mecanismelor și organe de mașini**, Lito Brașov, 1975.
- A2: ANDERSSON, C., OSCARSSON, J., **Dynamic train/track interaction including state-dependent track properties and flexible vehicle components**, Vehicle System Dynamics 33, 1999.
- B1: BALEKICS, M., CRISTUINEA, C., **Organe de mașini și mecanisme**, Vol. I, Lito IPTVT, Timișoara, 1985.
- B2: BÂRSAN, I., **Contribuție la studiul circulației în curbă a locomotivelor diesel și electrice cu boghiuri articulate**, Teză de doctorat, Timișoara, 1963.
- B3: BELMAN, R.E., DREYFUS, S.E., **Programarea dinamică aplicat**, Ed. Tehnică, București, 1967.
- B4: BOIANGIU, D. ș.a., **Elemente elastice ale mașinilor**, Editura Tehnică, București, 1967.
- B5: BOIANGIU, D. ș.a., **Arcuri**, Editura Tehnică, București, 1957.
- B6: BONTA, D., **Locomotiva diesel electrică 060 - DA - 2100CP**, Editura ASAB, București, 2003.
- B7: BURADA C. ș.a., **Elemente și structuri portante ale vehiculelor de cale ferată**, Editura Tehnică București, 1980.
- B8: BUZDUGAN, Gh. ș.a., **Vibrațiile sistemelor mecanice**, Editura Academiei, București, 1975.
- C1: CHIȘU, I. ș.a., **Organe de mașini**, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1981.
- C2: CONDACSE N., **Locomotive și trenuri electrice**, Editura Didactică și Pedagogică București, 1980.
- C3: COPACI I. ș.a., **Aerodinamica și siguranța în circulație a trenurilor de mare viteză**, Editura Mirton, Timișoara, 2006.
- C4: COVACIU, A., **Contribuții la studiul boghiurilor locomotivelor diesel electrice și electrice de puteri și viteze mari pe 6 osii cu suspensia locomotivei în două trepte**. Teză de doctorat, Timișoara, 1982.
- C5: CREȚU, S., **Mecanica contactului**, vol. I, Ed. Gh. Asachi, Iași, 2002
- C6: CRUDU, M. ș.a., **Organe de mașini și mecanisme**, Lito IPTVT, Timișoara, 1975.
- D1: DAVID, I., **Calculul și construcția structurilor portante ale vehiculelor feroviare**, Vol. 1, IPTVT, Timișoara, 1980.
- D2: DINU, Șt., ZGLĂVUJĂ, E., **Manualul lăcătușului mecanic de locomotive**, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1977.
- D3: DRĂGHICI, I. ș.a., **Suspensii și amortizoare**, Editura Tehnică București, 1970.
- D4: DRĂGHICI, I. ș.a., **Îndrumar de proiectare în construcția de mașini**, Editura Tehnică, București, 1981.
- D5: DRĂGHICI, A., CÂLCEANU, I., **Cartea mecanicului de locomotive electrice**, Ministerul Transporturilor și Telecomunicațiilor, Departamentul Căilor Ferate, Direcția Tracțiune și Vagoane, București, 1980.
- D6: DUNGAN, M., MOCUȚA, E., **Locomotive și vagoane**, Editura EUROBIT, Timișoara, 2000.
- D7: DUNGAN, L. ș.a., **Flexicoil Type Springs used for the Secondary Suspension of the Electric Locomotive CFR 060 – EA of 5100 kW**, The 8-th

- SYMPOSIUM on MECHANISM and MECHANICAL TRANSMISSION – MTM 2000, vol. II, Timișoara, 19-21 October 2000.
- D8: DUNGAN, L. ș.a., **Railway Vehicles Suspension**, The 8-th SYMPOSIUM on MECHANISM and MECHANICAL TRANSMISSION – MTM 2000, vol. II, Timișoara, 19-21 October 2000.
- D9: DUNGAN, L., **Determination of versatility coefficient at electric locomotive CFR 060-EA by 5100 KW**, Scientific Bulletin of the „POLITEHNICA” University of Timisoara, Romania, Transactions on Mechanics, Tom 52 (66), ISSN 1224 - 6077.
- D10: DUNGAN, L. ș.a., **The multifunctionality of secondary suspension for electric locomotive 060 EA**, Scientific Bulletin of the „POLITEHNICA” University of Timisoara, Romania, Transactions on Mechanics, Tom 52 (66), ISSN 1224 – 6077.
- D11: DUNGAN, L. ș.a., **Analiza comparativă a elementelor elastice utilizate la suspensia vehiculelor feroviare**, Analele Facultății de Inginerie din Hunedoara, tomul III, Fascicola 4, ISSN 1454 – 6531, p56–57, Hunedoara, 2001.
- D12: DUNGAN, L., **Studiul teoretic privind corelația dintre deformare, starea de tensiune și eforturi la arcurile elicoidale**, Referat doctorat, 2005.
- G1: GAFIȚANU, M. ș.a., **Organe de mașini**, Editura Tehnică, București, 1981.
- G2: GHITA, E., TUROS Gh., **Dinamica vehiculelor feroviare**, Editura Politehnica, Timișoara, 2007.
- G3: GHITA, E., **Rezistența la solicitări de contact roată-șină**, Editura MIRTON, Timișoara, 1998.
- H1: HARRIS, C., CREDE, E., **Șocuri și vibrații**, Vol. I și II, Editura Tehnică, București, 1968.
- H2: HEAT, Michael T., **Scientific computing - An introductory survey**, Second Edition, 2001.
- H3: HOANCĂ, V., RAICOV P., **Cercetări în domeniul materialului rulant de cale ferată**, Editura Mirton, Timișoara, 1999.
- H4: HOROVITZ, B., **Organe de mașini**, Editura Didactică și Pedagogică București, 1969.
- K1: KALKER, J.J., **On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction**, Ph. D. Thesis, Delft, 1967.
- K2: KUMARAN, G., **Evaluation of dynamic load on rail track sleepers based on vehicle-track modeling and analysis**, International Journal of Structural Stability and Dynamics, Vol. 2, nr.3, 2002.
- M1: MANEA, G., **Organe de mașini**, Vol. I, Editura Tehnică, București, 1970.
- M2: MĂDĂRAS, L., **Organe de mașini**, Vol.I, Lito IPTVT, Timișoara, 1990.
- M3: MĂDĂRAS, L., **Îmbinări, elemente elastice**, Compendiu, Editura EUROSTAMPA, Timișoara, 2000.
- M4: MĂDĂRAS, L., ARGEȘEANU, V. ș.a., **Organe de mașini** (vol. III), Editura EUROSTAMPA, 2007.
- M5: MĂNESCU, T.Ș. ș.a., **Tensometria electrică în cercetarea experimentală**, Editura Mirton, Timișoara, 2006.
- M6: MILITARU, R., **Arcuri elicoidale cu geometrie variabilă, Teză de doctorat**, 2001.
- M7: MOCANU, D.R., BRATEȘ, M., **Calcul de rezistență cu specific feroviar**, Vol. I, Editura Căilor Ferate, București, 1957.
- N1: NADAL, M.J., **Théorie de la stabilité des Locomotives**, part 2, Mouvement de Lacet, Annales des Mines, vol. 10, 1986.
- P1: PAIZI, G. ș.a., **Organe de mașini și mecanisme**, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.

- P2: PAVELESCU, D. ș.a., **Organe de mașini**, Vol. I, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1985.
- P3: PODISUK, M., **Theorems on a modified Newton method for solving systems of nonlinear equations**, Research article, Science ASIA 26 (2000): 243 - 247.
- P4: PONOMARIOV, S.D. ș.a., **Calculul de rezistență în construcția de mașini**, Vol. I, Editura Tehnică, București, 1960.
- R1: RĂDULESCU, C.D. ș.a., **Îndrumar de proiectare în construcția de mașini**, Editura Tehnică, București, 1986.
- S1: SEBEȘAN, I., HANGANU, D., **Proiectarea suspensiilor pentru vehicule pe șine**, Editura Tehnică, București, 1993.
- S2: SEBEȘAN, I., **Dinamica vehiculelor de cale ferată**, Editura Tehnică, București, 1995.
- S3: SEBEȘAN, Ș., **Siguranța contra deraierii la vehiculele de cale ferate**, Revista căilor ferate, 7, 1961.
- S4: SIMUȚ, V., **Locomotiva electrică 060-EA – 5100 kW**, Editura SARMIS, Cluj-Napoca, 1998.
- T1: TIBERIU, Șt.M. ș.a. **Tensometria electrică în cercetarea experimentală**, Editura MIRTON, Timișoara, 2006.
- T2: TURBUȚ G., **Locomotive electrice**, Direcția Tracțiune și Vagoane, Ministerul Transporturilor și Telecomunicațiilor, 1974.
- T3: TUROS, Gh., **Notițe curs Dinamica vehiculelor feroviare**, 2004.
- T4: TUROS, Gh., **Notițe curs Elemente avansate de dinamica vehiculelor feroviare de mare viteză**, 2004.
- T5: TUROS, Gh., **Pașaportul dinamic al locomotivelor cu boghiuri articulate**, Sesiunea de Comunicări „Mijloace și tehnici moderne de transport”, I.P.B.-I.P.C.T.T., București, 27 - 28 Oct. 1989.
- T6: TUROS, Gh., MANGA, M., **Circulația în curbă a locomotivelor cu boghiuri articulate prin cuplă elastică înclinată**, Sesiunea de Comunicări „Mijloace și tehnici moderne de transport”, I.P. București Facultatea de Transporturi, Nov. 1992.
- U1: URMĂ, D., IONESCU, I., **Arcuri pentru vehicule**, Editura Transporturi și Telecomunicații, București, 1961.
- U2: URSU, C., **Dinamica materialului rulant de cale ferată**, IPTVT, Timișoara, 1981.
- U3: URSU-NEAMȚ, G., DUNGAN, L., **The influence of locomotive's box center displacement confronted by normal on box axle on dynamic curve circulation for electric locomotive 060 EA, 5100 kW using free bogie**, Scientific Bulletin of the „POLITEHNICA” University of Timisoara, Romania, Transactions on Mechanics, Tom 52 (66), ISSN 1224 - 6077.
- U4: URSU-NEAMȚ, G., **Stadiul actual privind utilizarea cuplei elastice la legătura dintre boghiuri**, Referat doctorat, 2004.
- U5: URSU-NEAMȚ, G., **Metode de studiu a circulației prin curbă a vehiculelor cu boghiuri articulate**, Referat doctorat, 2005.
- U6: URSU-NEAMȚ, G., **Calculul parametrilor cuplei elastice și analiza influenței acestora asupra circulației dinamice prin curbe a vehiculelor cu boghiuri articulate**, Referat doctorat, 2005.
- U7: URSU-NEAMȚ, G., MĂDĂRAS L, **Dinamic circulation in curve of electric locomotive 040-EC, 3400 kW with friction forces between rail and rim determinate by friction's isotropy hypothens after Müller**, Scientific Bulletin of the „POLITEHNICA” University of Timisoara, Romania, Transactions on Mechanics, Tom 52 (66), ISSN 1224 - 6077.

- \*\*\*\*\* 1 - ORE B55 RP1, **Recommandations relatives aux dispositifs de mesure les plus convenables et aux tolérances admissibles**, Utrecht, octobre 1964.
- \*\*\*\*\* 2 - ORE B55 RP2, **Enquête statistique relative aux gauches admissibles dans les voies**, Utrecht, Juin 1965.
- \*\*\*\*\* 3 - ORE B55 RP3, **Ecarts des charges par roue, compte tenu de l'influence conjuguée de toutes les caractéristiques du véhicule**, Utrecht, octobre 1966.
- \*\*\*\*\* 4 - ORE B55 RP5, **Enquête sur la distribution des gauches en voie, pour des bases longitudinales de 1,80 m à 19,80 m**, Utrecht, octobre 1973.
- \*\*\*\*\* 5 - ORE B55 RP6, **Conditions pour le franchissement des gauches de la voie. Calcul et mesure des valeurs caractéristiques déterminantes pour les wagons**, Utrecht, avril 1975.
- \*\*\*\*\* 6- ORE B55 RP7, **Déraillements en courbes de grand dévers et faible rayon**, Utrecht, avril 1978.
- \*\*\*\*\* 7 - ORE B55 RP8, **Conditions pour le franchissement des gauches de voie: valeurs recommandées des gauches et dévers de voie; calcul et mesure des valeurs caractéristiques déterminantes pour les wagons; contrôle des véhicules**, Utrecht, avril 1983.
- \*\*\*\*\* 8 - **Manual for Railway Engineering**, The American Railway Engineering Association, 1996.
- \*\*\*\*\* 9 - **Safety of railroad passenger vehicle dynamics**, Final report, DOT/FRA/ORD-01/05, 2002.
- \*\*\*\*\* 10 - OR 518, **Essais et homologation de véhicules ferroviaires du point de vue du comportement dynamique - Sécurité - Fatigue de la voie - Qualité de marche**, 2001.
- \*\*\*\*\* 11 - OR 505-1, **Matériel de transport ferroviaire. Gabarit de construction du matériel roulant**, 2002.
- \*\*\*\*\* 12 - ORE B12 RP 49, **Bases de calcul pour l'établissement des diagrammes de la fiche UIC 530-2**, Utrecht, Octobre, 1991.
- \*\*\*\*\* 13 - UNIEN 14363, **Applicazioni ferroviarie. Prove per l'accettazione delle caratteristiche di marcia dei voicoli ferroviari**, 2005.
- \*\*\*\*\* 14 - **Regulament de exploatare tehnică C.F.R.**
- \*\*\*\*\* 15 - **Instrucția de Norme și toleranțe pentru construcția și întreținerea căii**, Instrucția Nr. 314, 1989.
- \*\*\*\*\* 17 - **Prospecte ASTRA Arad.**
- \*\*\*\*\* 18 - **www.railway-technology.com.**
- \*\*\*\*\* 19 - **http://railindia.tripod.com/alstomcoaches.html.**
- \*\*\*\*\* 20 - STAS 7067/1-87 - **Arcuri elicoidale cilindrice de compresiune, cu secțiune rotundă. Calcul și proiectare.**
- \*\*\*\*\* 21 - **Fișa tehnologică M 4, LDE 2100 CP, Cuplaj transversal dintre boghiuri și triunghiul de legătură**, Registrul feroviar Român, București, 1995.
- \*\*\*\*\* 22 - **Locomotiva electrică: 060-EA-5100 kW și 040-EC-3400 kW, Fișa tehnologică E M 6, Cuplaj transversal**, Institutul de Cercetări și proiectări tehnologice în transporturi, București, 1983.
- [http://turing.une.edu.au/~amth247/Lectures\\_2004/Lecture\\_11/lecture/](http://turing.une.edu.au/~amth247/Lectures_2004/Lecture_11/lecture/)
- [http://turing.une.edu.au/~amth247/Lectures\\_2004/Lecture\\_12/lecture/](http://turing.une.edu.au/~amth247/Lectures_2004/Lecture_12/lecture/)

## Titluri recent publicate în colecția „TEZE DE DOCTORAT” seria 9: Inginerie Mecanică

---

1. **Camelia Demian** – *Cercetări privind comportarea materialelor destinate implantării osoase conform normelor europene de calitate, ISBN 978-973-625-512-0, (2007);*
  2. **Remus Belu-Nica** – *Contribuții asupra producerii și îmbinării prin sudare a unor table subțiri din materiale compozite metalice cu matrice din aliaj de aluminiu, ISBN 978-973-625-513-7, (2007);*
  3. **Adriana Corina Catanase** – *Identificarea dinamică a turbinelor hidraulice tangențiale de tip pelton, ISBN 978-973-625-514-4, (2007);*
  4. **Cristina Basarabă-Oprițescu** – *Simulări numerice pentru mișcări cu constrângeri mecanice și ciocniri, ISBN 978-973-625-526-7, (2007);*
  5. **Loredana-Mihaela Ungureanu** - *Modele de reconstrucție a mâinii umane și a funcțiilor sale, ISBN 978-973-625-571-7, (2007);*
  6. **Gheorghe-Vasile Abrudan** – *Contribuții teoretice și experimentale privind aplicarea șocurilor în procesul de lucru al separatorului cu bandă, de la mașinile de treierat mazăre, ISBN 978-973-625-567-0, (2007);*
  7. **Ioan Goia** – *Studiul influenței ansamblului roată – șină în condiții de exploatare asupra structurii liniei de tramvai, ISBN 978-973-625-582-3, (2007);*
  8. **Adrian Aristide Voicu** – *Studiul biocompatibilității implantelor chirurgicale din aliaje de titan în organismul uman, ISBN 978-973-625-502-1, (2007);*
  9. **Alin-Daniel Rus** – *Studii și cercetări asupra comportării mecanice a unor materiale compozite pentru frânarea vehiculelor feroviare, ISBN 978-973-625-596-0, (2008);*
  10. **Luisa-Izabel Dungan** – *Contribuții la studiul și cercetarea comportării arcurilor de tip flexicoil de la locomotiva electrică CFR 060-EA de 5100 kW, ISBN 978-973-625-599-1, (2008).*
- 



EDITURA POLITEHNICA

