

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA  
Facultatea de Mecanică  
Catedra Rezistența Materialelor

ing. EUGEN - IOAN GHITA

STUDIUL STĂRII DE TENSIUNE ȘI DEFORMAȚIE ÎN  
CAZUL SOLICITĂRILOR DE CONTACT ROATĂ - ȘINĂ  
PENTRU MAȘINI DE RIDICAT ȘI TRANSPORTAT ȘI  
ÎN TRANSPORTUL FEROVIIAR

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC:  
PROF. DR. ING. TIBERIU BABEU

- 1997 -

618.46:  
366 A

## **CUVÂNT ÎNAINTE**

*Lucrarea de față constituie o etapă importantă a pregătirii și perfecționării profesionale, reprezentând sinteza unei activități de șase ani.*

*Finalizarea cercetărilor care fac obiectul acestei teze nu ar fi fost posibilă fără îndrumarea, ajutorul și colaborarea d-lui Prof. Dr. Ing. T. BABEU, căruia îi exprim sentimentele mele de recunoștință și alese mulțumiri.*

*Doresc să exprim întreaga grațitudine d-lui Cerc. Șt. Pr. I Dr. Ing. T. TARAN, respectiv d-ilor Ing. D. COSTESCU și Ing. I. IVAN de la REFER R.A. BUCUREȘTI, care mi-au permis accesul la standul pentru încercări experimentale respectiv la pachetul de programe ALGOR. Mulțumesc, totodată colectivului "Tratamente termice" de la I.C.M. Reșița S.A. pentru sprijinul acordat în efectuarea studiilor fotoelastice spațiale, precum și colectivului secției "Sculărie" pentru realizarea matritelor de turnare și dispozitivelor de simulare a încărcărilor.*

*În egală măsură datorez respect și mulțumire d-ilor Profesori referenți oficiali pentru solitudinea cu care au analizat conținutul lucrării și pentru aprecierile și observațiile competente aduse.*

*În perioada elaborării tezei, discuțiile și indicațiile primite din partea cadrelor didactice de la Catedrele REZISTENȚA MATERIALELOR și MATERIAL RULANT DE CALE FERATĂ, de la Universitatea POLITEHNICA Timișoara, m-au onorat și le sunt recunoscător.*

*Nu în ultimul rând, mulțumesc membrilor familiei mele la care am găsit înțelegere și sprijin în perioada dificilă a elaborării tezei.*

**AUTORUL**

## CUPRINS

	Pag.
INTRODUCERE .....	4
CAP. 1. TEORII ALE CONTACTULUI ROATĂ -ȘINĂ .....	7
1.1. Teoria clasică - Hertz .....	7
1.2. Teoria bidimensională - Carter .....	15
1.3. Teoria tridimensională de Pater - Johnson - Vermeulen .....	17
1.4. Teoria liniară - Kalker .....	19
1.5. Teoria simplificată - Kalker .....	22
1.6. Teoria completă - Kalker; Shen - Hedrich - Elkins .....	25
1.7. Concluzii .....	27
CAP. 2. ANALIZA TEORETICĂ A STĂRII DE TENSIUNE LA CONTACTUL ROATĂ - ȘINĂ .....	30
2.1. Încărcarea semispațiului elastic cu forțe concentrate .....	30
2.2. Încărcarea semispațiului elastic cu forțe distribuite .....	36
2.2.1. Distribuție uniformă a presiunii .....	37
2.2.2. Distribuție elipsoidală a presiunii .....	39
2.3. Contribuții la studiul stării de tensiune în cazul contactului eliptic .....	45
2.3.1. Validare numerică a stării de tensiune în adâncime ..	45
2.3.2. Concluzii .....	47
2.4. Analiza stării de tensiune la contactul roată - șină sub acțiunea simultană a forțelor normale și tangențiale .....	48
2.4.1. Influența forțelor tangențiale .....	48
2.4.2. Studiul stării de tensiune la contactul roată - șină utilizând funcții potențial .....	50
2.4.2.1. Funcția potențial pentru încărcarea cu sarcină normală .....	51
2.4.2.2. Funcția potențial pentru încărcarea cu sarcină tangențială .....	52
2.4.2.3. Studiul stării plane de tensiune în șina elastică ..	53

2.4.3.	Model pentru studiul calitativ al variației tensiunilor de contact în roțile de rulare . . . . .	55
2.4.3.1.	Studiul variației în spațiu și timp a tensiunilor de contact în roți de rulare . . . . .	55
2.4.3.2.	Concluzii . . . . .	58
CAP.3.	<b>METODĂ APROXIMATIVĂ, NEITERATIVĂ PENTRU DETERMINAREA FORȚELOR LA CONTACTUL ROATĂ - ȘINĂ . . . . .</b>	<b>60</b>
3.1.	Determinarea forței normale . . . . .	60
3.2.	Determinarea forțelor tangențiale . . . . .	63
3.3.	Program de calcul pentru determinarea forțelor normale și tangențiale la contactul roată - șină . . . . .	65
3.4.	Rezultate obținute cu programul elaborat Comparație cu programul CONTACT . . . . .	74
3.5.	Concluzii . . . . .	82
CAP.4.	<b>DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A FORȚELOR DE CONTACT ROATĂ - ȘINĂ . . . . .</b>	<b>83</b>
4.1.	Osii de măsură . . . . .	83
4.2.	Metodologia experimentală de măsurare . . . . .	85
4.2.1.	Măsurarea forței normale . . . . .	85
4.2.2.	Măsurarea forței laterale . . . . .	88
4.2.3.	Măsurarea forței de tracțiune . . . . .	90
4.3.	Măsurători pe stand . . . . .	91
4.3.1.	Descrierea standului de încercări . . . . .	91
4.3.2.	Rezultate experimentale ale măsurătorilor pe stand . . . . .	96
4.3.3.	Concluzii . . . . .	96
4.4.	Măsurători pe cale . . . . .	100
4.4.1.	Verificarea siguranței rulării în condiții de circulație . . . . .	100
4.4.2.	Rezultate experimentale ale măsurătorilor pe cale . . . . .	102
4.4.3.	Concluzii . . . . .	103

CAP. 5.	DETERMINAREA CU METODA ELEMENTULUI FINIT A STĂRII DE TENSIUNE ȘI DEFORMAȚIE LA CONTACTUL ROATĂ - ȘINĂ .....	104
5.1.	Considerații generale .....	104
5.2.	Analiza 2D a stării de tensiune și deformație în roți și șine	105
5.3.	Analiza 3D a stării de tensiune și deformație în roți și șine	126
5.4.	Concluzii .....	132
CAP. 6.	DETERMINAREA PRIN FOTOELASTICITATE A STĂRII DE TENSIUNE LA CONTACTUL ROATĂ - ȘINĂ .....	134
6.1.	Matrițe de turnare și dispozitive de încărcare .....	135
6.2.	Analiza fotoelastică spațială .....	140
6.2.1.	Metoda "înghețării tensiunilor" aplicată în studiul stării de tensiune la contactul roată - șină .....	140
6.2.2.	Rezultate experimentale .....	143
6.3.	Studiul prin fotoelasticitate plană asupra stării de tensiune în condiții de rulare .....	147
6.4.	Concluzii .....	149
CAP. 7.	SINTEZA LUCRĂRII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE ...	152
	NOTAȚII PRINCIPALE .....	157
	BIBLIOGRAFIE .....	159

## INTRODUCERE

În prezent, în condițiile de creștere a tonajelor și vitezelor de transport, analiza stării de tensiune și deformație la contactul roată-șină devine o temă de actualitate.

Mentenanța, integritatea structurală și siguranța în exploatare a cărucioarelor, podurilor rulante, macaralelor, precum și a vehiculelor feroviare necesită un studiu al contactului roată-șină.

Evitarea deteriorării roților și căilor de rulare, care poate duce la scoaterea din uz a acestora sau chiar la accidente grave, constituie o preocupare actuală. Cauzele deteriorării pot fi multiple: evaluarea incorectă a stării de tensiune în zona contactului, alegerea necorespunzătoare a materialelor roții, respectiv șinei, exploatarea defectuoasă, fenomenul de oboseală a straturilor superficiale etc. Având în vedere că în exploatare apar uzuri ale cuplului de fricțiune roată-șină datorită mai multor defecte cumulate, constatarea și eliminarea cauzelor acestora este deosebit de dificilă.

Contactul roată-șină se caracterizează prin existența unui sistem spațial de forțe de interacțiune care acționează pe suprafețe de dimensiuni reduse, conducând la presiuni de contact de valori ridicate. Cunoașterea valorii presiunii maxime este insuficientă în estimarea stării de tensiune. Caracterizarea completă a stării de tensiune este dată de valorile tensiunilor principale în punctele cele mai solicitate, cu ajutorul cărora se vor defini tensiuni echivalente.

Presiunile de contact și dimensiunile semiaxelor elipsei de contact nu sunt constante în timpul mersului, acestea fiind variabile aleatoare. În plus, dimensiunile zonei de contact și presiunile pe aceasta se influențează reciproc, problema contactului fiind neliniară și impunând, în general, o rezolvare iterativă.

Starea de tensiune și deformație din roată, respectiv șină, starea de uzură a acestora, precum și tribologia contactului sunt influențate de o multitudine de parametri, după cum urmează:

### A. Geometria elementelor în contact

- profilul roții și al șinei
- raza cercului de rulare
- dispunerea osiei montate în diferite condiții de mers

B. Statica contactului

- dimensiunile zonei de contact
- presiunile în zona de contact

C. Caracteristicile mecanice ale materialului roții respectiv șinei

- duritatea
- structura metalografică
- modulul de elasticitate longitudinal,
- coeficientul de contracție transversală
- limita de curgere aparentă și rezistența la rupere

D. Parametrii de exploatare și montaj

- forțele de tracțiune și de frânare
- distribuția vitezelor de mers
- suspensia vehiculului (rigidități, amortizări)
- masele suspendate și nesuspendate
- starea inițială de tensiune din roțile de rulare în urma presării la montaj a roților pe osie și a bandajului pe roată
- neregularitățile geometrice ale căii de rulare și modul de fixare a acestora
- temperaturile din exploatare, în special la frânare

E. Factorii de aderență roată-șină

- coeficienții de frecare
- microalunecarea
- rugozitatea în zona contactului

Datorită multitudinii parametrilor de influență, în literatura de specialitate nu există, în prezent, o teorie unitară a contactului roată-șină. Deși problema a fost analizată de numeroși autori, (vezi cap. 1), aceștia s-au preocupat numai de anumite aspecte și de influența numai a anumitor parametri.

Parametrii enunțați anterior își manifestă influența simultan în timpul rulării. În plus, aceștia sunt într-o strânsă interdependență, condiționându-se și influențându-se reciproc. Aceasta implică și o intercondiționare a rezultatului acțiunii lor.

Astfel, tendința de diminuare a tensiunilor în roată respectiv șină prin mărirea diametrului de rulare al roții duce la o amplificare a uzurii, lucrul mecanic de uzură fiind proporțional cu sarcina pe roată și cu mărirea semiaxe mari a elipsei de contact, deci

și cu diametrul de rulare al roții. Se impune, deci, o corelare a creșterii diametrului de rulare al roții cu raza capului șinei, în vederea satisfacerii în bune condiții a ambelor aspecte, ceea ce conduce la o problemă de optimizare.

În ultimul deceniu, dar mai ales în ultimii ani, problema contactului roată-șină a devenit o problemă primordială în atenția administrațiilor de cale ferată. Din acest punct de vedere, la al 11-lea Congres Internațional "Osii montate" (Paris, iunie 1995), ca și la cea de-a 2-a Conferință Internațională "Mecanica contactului și uzura sistemelor roată-șină", (Budapesta, iulie 1996), principalele probleme în atenția specialiștilor au fost:

- estimarea stării de tensiune datorată solicitărilor mecanice și termice din exploatare, precum și a stării de tensiune reziduală datorată procesului tehnologic de obținere a roților de rulare

- analiza inițierii și propagării unor fisuri, în cadrul mecanicii ruperii, și corelarea acestora cu starea de tensiune din roți respectiv șine

- studiul comportării la oboseală a straturilor superficiale ale roților de rulare

- elaborarea unor noi metode de control în procesul de fabricație a osiilor montate

- analiza fenomenului de coroziune la contactul roată-șină

- elaborarea unor metode și procedee de estimare a uzurii

- propunerea unor noi profile de uzură

- studiul propagării undelor de tensiune în roți și șine.



## Capitolul 1. TEORII ALE CONTACTULUI ROATĂ-ȘINĂ

Cea mai simplă teorie constă în considerarea roții și a șinei ca două corpuri rigide și în acceptarea legii frecării, a lui Coulomb. În studiul unor probleme privind starea de tensiune și deformație, oboseală, uzură, disipări de energie prin frecare, etc, teoria de mai sus este inacceptabilă.

De-a lungul timpului s-au dezvoltat teoriile contactului roată-șină prezentate în schema din figura 1.1:

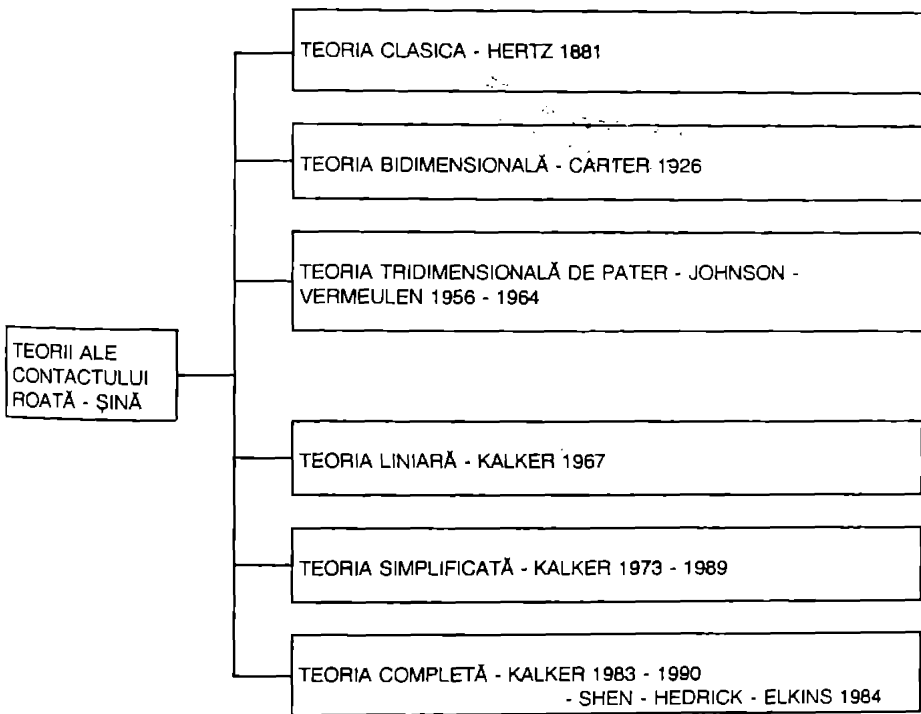


FIG. 1.1

### 1.1. Teoria clasică - Hertz

Clasica teorie a contactului corpurilor de revoluție, elaborată de Hertz, impune următoarele ipoteze:

1) Suprafețele în contact să fie continue și neconforme. Aceasta presupune ca dimensiunile semnificative ale suprafeței de contact să fie mult mai mici decât raza

relativă de curbură, condiție acceptabilă în cazul contactului roată-șină, cu excepția buzei roții și a racordării fiancului de șină.

2) Corpurile sunt echivalate cu semispații elastice

3) Corpurile sunt omogene și izotrope, dar în realitate la contactul roată-șină apar rugozități, oxizi, incluziuni, etc., care formează o "crustă tampon".

4) Forțele sunt dirijate normal pe suprafața de contact, iar frecările se neglijează. În realitate la contactul roată-șină, pe lângă eforturi de compresiune apar și eforturi tangențiale. În calcule de rezistență sau oboseală la contactul roată-șină, Kalker [108] recomandă o relație coulombiană între forța normală și cea tangențială.

În funcție de mărimea forței normale, și a patra condiție poate fi admisă la contactul roată-șină.

5) Deformațiile corpurilor în contact vor fi elastice și se va putea aplica legea lui Hooke.

Valorile presiunilor maxime " $p_0$ " sau chiar medii " $p_m$ " (fig. 1.2) calculate la contactul roată - șină pot depăși adesea limita de proporționalitate, ceea ce reprezintă nerespectarea ultimei ipoteze. Măsurătorile experimentale indică faptul că, materialele rămân în general, în domeniul elastic.

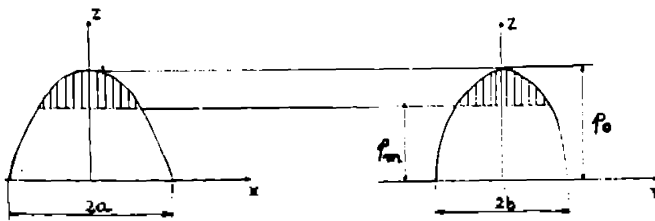


FIG. 1.2

"Crustă tampon", supusă la o stare hidrostatică de sollicitare, rezistă la o încărcare cu presiune normală de 3 - 4 ori mai mare decât limita de curgere a materialului " $\sigma_{0,2}$ ", lucru pus în evidență de încercările lui Mohr cu amprenta de duritate. Creșterea valorii lui " $\sigma_{0,2}$ ", realizată prin modificarea compoziției chimice a materialelor sau prin tratamente termice, duce la creșterea valorii admisibile a sarcinii de roată "Q", respectiv a presiunilor " $p_m$ " și " $p_0$ ".

În [179], Sebeșan distinge 3 cazuri, cu privire la respectarea ultimei ipoteze, considerând  $p_m = 3 \cdot \sigma_{0,2}$  respectiv  $p_0 = 4,5 \cdot \sigma_{0,2}$  :

I.  $p < p_m$

În acest caz, comportarea materialului roții respectiv șinei rămâne, în întregime, elastică

II.  $p_m < p < 1,5 p_m$

Materialul roții respectiv șinei are o comportare elastică, cu excepția zonei elipsei de contact unde se produc striviri prin deformare plastică având ca rezultat ecruisarea materialului, extolieri, inițierea și propagarea unor fisuri.

III.  $p > 1,5 p_m$

Aceasta este o situație inadmisibilă, materialul roții respectiv șinei trecând, în întregime, în domeniul plastic.

Conform [6], [99] și [132], la contactul de rulare roată-șină materialele au capacitatea de a se "adapta", trecând în domeniul plastic numai peste o limită de "adaptare", conform figurii 1.3.

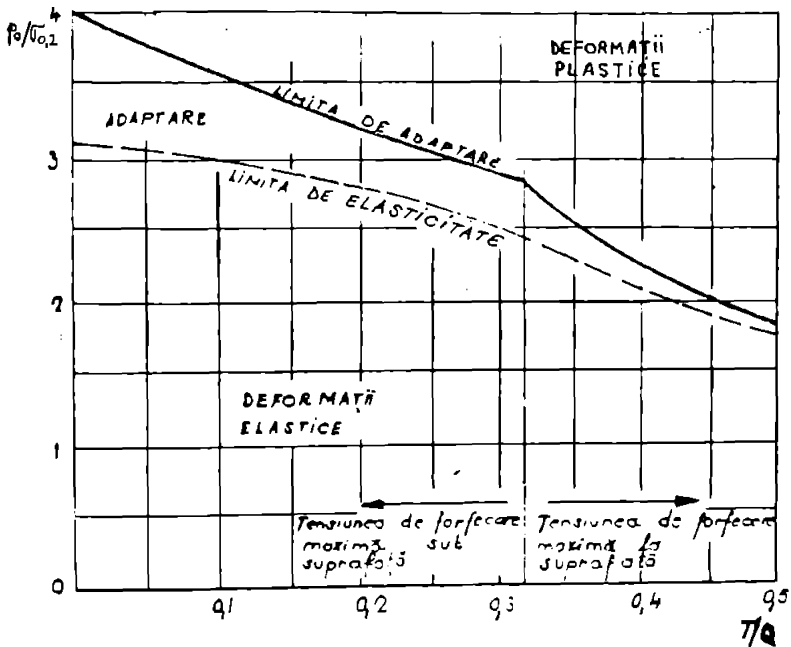


FIG. 1.3

S-au folosit notațiile:

Q - forță normală pe roată

T - forță tangențială la obadă

Rezolvarea problemei contactului semispațiilor elastice în cadrul teoriei hertziene permite aflarea:

- Formei și dimensiunilor ariei de contact după deformarea corpurilor.
- Valorii și distribuției presiunii de contact
- Valorii apropierii centrelor corpurilor "δ", condiționată de deformația lor

a) La contactul roată - șină este unanim acceptată forma eliptică a suprafeței de contact.

Conform teoriei lui Hertz contactul are loc pe o suprafață eliptică de semiaxe "a" și "b".

Relațiile propuse de Hertz pentru calculul semiaxelor "a" și "b" sunt:

$$a = m \sqrt[3]{\frac{Q}{E} \cdot 3 \cdot \frac{1-\nu^2}{A+B}} \quad (1.1)$$

$$b = n \sqrt[3]{\frac{Q}{E} \cdot 3 \cdot \frac{1-\nu^2}{A+B}} \quad (1.2)$$

în care:

A - suma curburilor roții și șinei într-un plan longitudinal

B - suma curburilor roții și șinei într-un plan transversal

ν - coeficientul lui Poisson

E - modul de elasticitate longitudinal (Young)

Astfel,

$$A = \frac{1}{R_R} \quad (1.3)$$

cu  $R_R$  - raza cercului de rulare al roții

$$B = \frac{1}{R_{R'}} + \frac{1}{R_S} \quad (1.4)$$

cu  $R'_R$  - raza profilului roții într-un plan transversal

$R_S$  - raza capului șinei.

Coeficienții "m" și "n" se aleg conform tabelului 1.1 (S.P.Timoshenko, J.N.Goodier [202] ) în funcție de "θ", unde

$$\cos \theta = \frac{A-B}{A+B} \quad (1.5)$$

TAB. 1.1

θ [°]	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90
m	2,731	2,397	2,136	1,926	1,754	1,611	1,486	1,378	1,2864	1,202	1,128	1,061	1,000
n	0,493	0,530	0,567	0,604	0,641	0,678	0,717	0,759	0,802	0,846	0,893	0,944	1,000

Pentru valori ale lui "θ" necuprinse în tabel, se admit interpolări liniare considerând o dependență liniară între "m" respectiv "n", funcție de "cos θ".

În funcție de profilul roții, se disting următoarele cazuri:

- 1) Profilul conic ( $R'_R \rightarrow \infty$ )

$$A + B = \frac{R_S + R_R}{R_S \cdot R_R} \quad ; \quad A - B = \frac{R_S - R_R}{R_S \cdot R_R} \quad (1.6)$$

- 2) Profilul convex ( $R'_R > 0$ )

$$A + B = \frac{R_S + R_R}{R_S \cdot R_R} + \frac{1}{R'_R} \quad ; \quad A - B = \frac{R_S - R_R}{R_S \cdot R_R} - \frac{1}{R'_R} \quad (1.7)$$

- 3) Profilul concav ( $R'_R < 0$ )

$$A + B = \frac{R_S + R_R}{R_S \cdot R_R} - \frac{1}{R'_R} \quad ; \quad A - B = \frac{R_S - R_R}{R_S \cdot R_R} + \frac{1}{R'_R} \quad (1.8)$$

Dacă :  $\frac{A-B}{A+B} > 0, a < b$

-elipsa de contact are semiaxa mare orientată transversal pe șină

Dacă:  $\frac{A-B}{A+B} < 0, a > b$

- elipsa de contact are semiaxa mare orientată longitudinal pe șină.

La contactul roată-șină, pentru valori uzuale specifice vehiculelor feroviare motoare ale sarcinii pe roată "Q" și ale diametrului de rulare al roții "D<sub>R</sub>", variația valorilor semiaxelor elipsei de contact, respectând teoria lui Hertz este cea din figura 1.4:

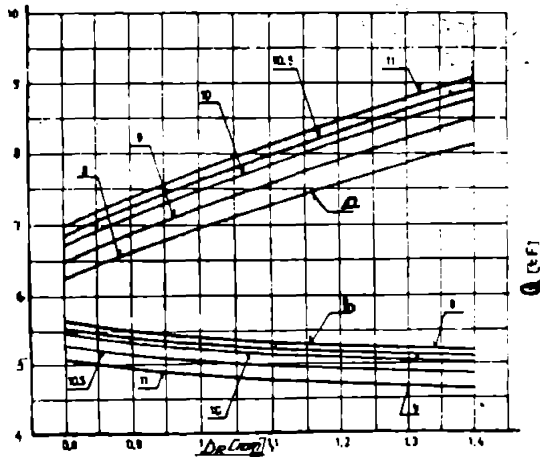


FIG. 1.4

Valorile teoretice ale semiaxelor elipsei, de contact cu respectarea teoriei lui Hertz, s-au dovedit, în general, mai mici decât cele măsurate experimental cu tehnica amprenteii (Năilescu, Pașca [135], Galliera, Amici, Ghidini [62]) indicând efectul uzurii și rugozității.

Măsurătorile experimentale, au arătat că în timp elipsa de contact tinde spre un dreptunghi confirmând o mai veche observație a lui H.J.Andrews [4].

Sarcina pe roată "Q", fiind variabilă în timpul mersului, trebuie considerată ca o variabilă aleatoare. În plus, datorită deplasării laterale relative dintre roată și șină în timpul rulării, punctele roții respectiv șinei ce vin în contact nu vor fi tot timpul puncte

de pe cercul de rulare respectiv puncte de pe șină corespunzătoare contactului când roata se află în poziție mediană. În consecință, razele profilului roții respectiv șinei din relațiile (1.3)...(1.8), ca și semiaxele elipsei de contact din relațiile (1.1), (1.2) vor fi, la rândul lor, variabile aleatoare având o valoare medie, o abatere standard și o funcție de distribuție.

În lucrarea de față s-a luat în considerare valoarea statică a sarcinii pe roată, (în unele simulări pe computer și valoarea dinamică a acesteia, dar sarcina fiind aplicată static), precum și poziția mediană a roții față de șină, respectiv a osiei montate față de axa căii.

b) Pentru contactul roată-șină, distribuția presiunii are loc după un semielipsoid (fig. 1.5), presiunea maximă fiind în centru și având valoarea:

$$p_0 = \frac{3Q}{2\pi ab} = \frac{3}{2} p_m \quad (1.9)$$

În orice alt punct, presiunile vor fi date de relația:

$$p = p_0 \left[ 1 - \left( \frac{x}{a} \right)^2 - \left( \frac{y}{b} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1.10)$$

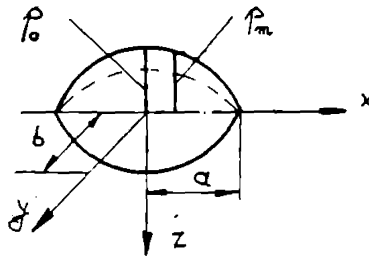


FIG. 1.5

La contactul roată-șină, pentru vehiculele feroviare motoare, variația presiunii maxime și medii funcție de sarcina pe roată "Q" și de diametrul de rulare "D<sub>r</sub>" este prezentată în figura 1.6:

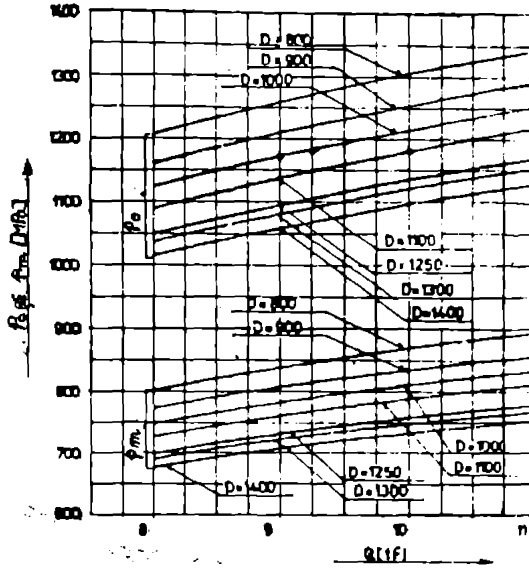


FIG. 1.6

c) În cazul contactului normal dintre două corpuri elastice (fig. 1.7), cu linie întreruptă s-au trasat profilele nedeformate ale corpurilor.

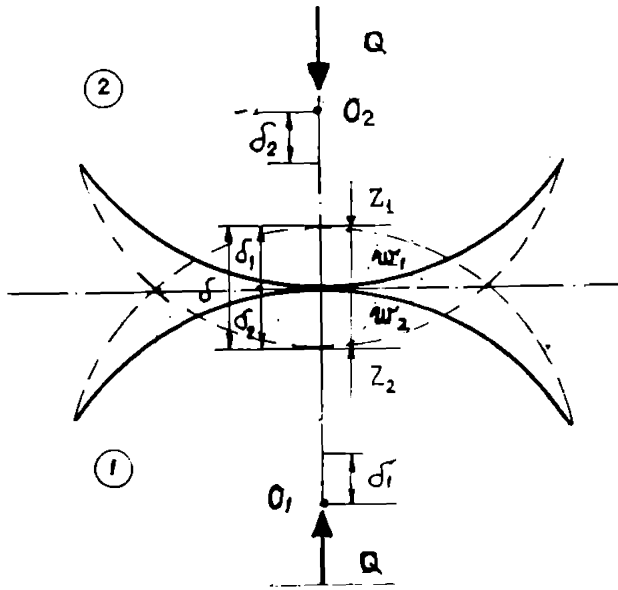


FIG. 1.7

În cadrul teoriei lui Hertz corpurile se consideră netede la "micro" și "macro" scară.



La "micro" scară aceasta implică absența unor iregularități locale care ar da un contact discontinuu sau o însemnată variație locală a presiunii de contact.

La "macro" scară, suprafețele trebuie să aibă și derivatele de ordinul doi continue în regiunea de contact.

Exprimând profilele suprafețelor într-o regiune din vecinătatea originii, prin neglijarea termenilor de ordin superior în "x" și "y" va rezulta:

$$z_i = A_i x^2 + B_i y^2 + C_i xy ; i = 1 ; 2 \quad (1.11)$$

Notând  $h = z_1 + z_2$  (1.12), transpunând ecuațiile (1.11) la un sistem comun de coordonate x-y ales astfel încât  $C = 0$ , se va obține:

$$h = Ax^2 + By^2 \quad (1.13)$$

Pentru puncte curente de pe suprafața de contact ( $S_1, S_2$ ) apropierea centrelor corpurilor se determină cu relația :  $\delta = Z_1 + Z_2 + w_1 + w_2$  (1.14)

Pentru puncte de pe o normală comună care nu se află încă în contact, are loc inegalitatea:

$$\delta < Z_1 + Z_2 + w_1 + w_2 \quad (1.15)$$

unde:  $w_1, w_2$  - deplasări paralele cu axa OZ care se determină cu relații specifice încărcării semispațiilor elastice cu forțe concentrate (cap.2)

La contactul roată-șină, penetrația " $\delta$ " este suficient de mică pentru a fi permisă punerea condițiilor la limită pe suprafața nedeformată a corpurilor în contact (L.Solomon [182])

În cadrul teoriei clasice hertziene, aspecte ale contactului roată - șină au fost studiate de N.Beliaev [7], H. Poritsky [164], Z. Rudakov [169], G. Filonenko [57], S.D. Ponomariov [158], L.Solomon [182] și alții.

## **1.2. Teoria bidimensională - Carter**

Roata este aproximată cu un cilindru, iar șina cu un semi-spațiu elastic infinit, analiza contactului lor fiind efectuată bidimensional. Teoria nu ia în considerare forțele laterale la contactul roată-șină.

Carter arată că între viteza circumferențială a roții " $v_r$ " și viteza de translație " $v_x$ " a acesteia există diferențe la aplicarea unor forțe tangențiale "T" considerabile, adică

la accelerare sau frânare.

Se consideră așezarea roții pe șină cu notațiile din fig. 1.8:

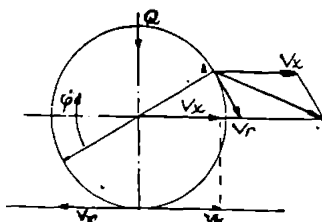


FIG. 1.8

În regim de tracțiune, un punct de pe suprafața de rulare a roții se deplasează mai mult decât adevărata distanță parcursă de roată.

Din punctul de vedere al vitezelor, Kalker [108], microalunecarea longitudinală ("creep") se definește astfel:

$$e_x = \frac{2(v_x - v_r)}{v_x + v_r} = \frac{v_x - v_r}{v} \quad (1.16)$$

unde:  $v_x$  - viteza de translație pe axa "x"

$$v_r = R_R \cdot \dot{\varphi} \quad (1.17) \quad \text{- viteza de rotație a unui punct de pe cercul}$$

de rulare ( $\dot{\varphi}$  - viteza unghiulară la rotirea osiei montate în jurul propriei axe)

$$v = \frac{v_x + v_r}{2} \quad (1.18) \quad \text{- viteza de rulare}$$

Raportul  $\frac{v_r}{v_x}$  determină trei situații posibile:

1.  $\frac{v_r}{v_x} = 1$  când  $e_x = 0$  și este cazul rostogolirii pure (fără microalunecare)

2.  $\frac{v_r}{v_x} > 1$  când  $e_x < 0$  și este cazul mișcării accelerate a roții pe șină

3.  $\frac{v_r}{v_x} < 1$  când  $e_x > 0$  și este cazul mișcării frânate a roții pe șină

Legea forță-microalunecare este dată de relația (1.19) și ilustrată în figura 1.9

$$\frac{T}{\mu Q} = \begin{cases} -Ke_x + \frac{1}{4}k^2e_x|e_x| & \text{daca } k|e_x| \leq 2 \\ -\text{sign}(e_x) & \text{daca } k|e_x| > 2 \end{cases} \quad (1.19)$$

k-coeficientul de microalunecare al lui Carter, dependent de încărcare (Q), proprietățile elastice ale materialelor (E,ν), dar și de coeficientul de frecare roată-șină (μ).

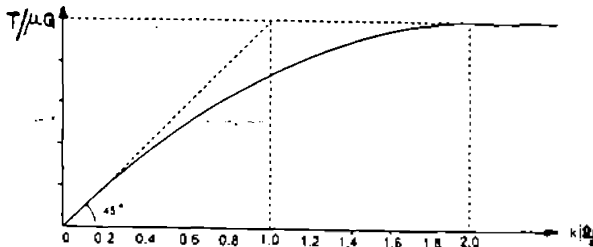


FIG. 1.9

### 1.3. Teoria tridimensională de Pater - Johnson - Vermeulen

De Pater [148] și Johnson [98], [100], [101] confirmă, pentru contactul roată-șină, forma eliptică a suprafeței de contact și distribuția semielipsoidală a presiunii, în concordanță cu teoria lui Hertz. Sunt confirmate și alte concluzii hertziene :

- raportul "a/b" depinde numai de "R<sub>r</sub>" și "R<sub>s</sub>"
- "a" respectiv "b" sunt proporționale cu "Q<sup>1/3</sup>" și independente de "T"

În plus, de Pater și Johnson analizează cazul rulării unei osii montate, aparținând unui vehicul feroviar, indicând existența unei mișcări de spin. Corpurile, roata respectiv șina, sunt analizate ca rigide, în fig. 1.10, punându-se în evidență următoarele mărimi:

$\alpha_s$  - unghi de atac

- $\dot{\alpha}_a$  - viteza de variație a unghiului de atac
- $\dot{y}$  - viteza de deplasare transversală a osiei montate
- $\gamma$  - unghi de profil al roții
- $\dot{\phi}_z$  - viteza unghiulară la rotirea roților în jurul axei "z"

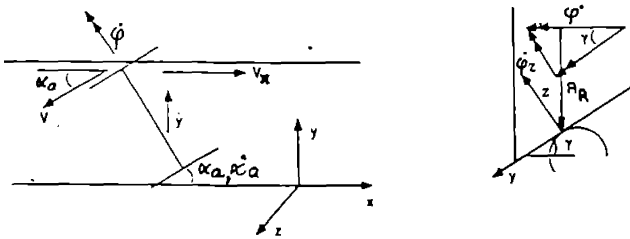


FIG. 1.10

Se definește (rel.1.20) parametrul " $\Phi$ ", microalunecare de spin, ca rotație relativă în jurul axei "z" a celor două corpuri, ca având două componente; una datorată unghiului de atac " $\alpha_a$ ", cealaltă datorată conicităților roților:

$$\Phi = \frac{-\dot{\alpha}_a}{v_x} + \frac{\sin \gamma}{R_R} = 10^{-4} \text{ mm}^{-1} \quad (1.20)$$

De asemenea, Vermeulen și Johnson [212] pun în evidență variația coeficientului de frecare în funcție de microalunecare. Dependența lor este prezentată în figura 1.11, delimitându-se o deformare elastică și o alunecare pură:

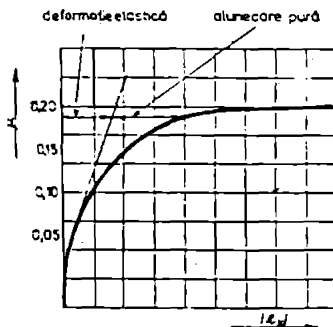


FIG. 1.11

Tot, Vermeulen și Johnson [212] bazându-se pe teoria lui Hertz determină următoarele relații de calcul pentru microalunecarea longitudinală ( $e_x$ ) respectiv pentru microalunecarea laterală ( $e_y$ ), care apare la deplasări în direcția oy, în cazul mișcării de șerpuire sau în curbe:

$$e_{x,y} = \frac{3\mu_m Q}{G\pi ab} \cdot \frac{1}{c_{x,y}} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{\mu}{\mu_m} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \quad (1.21)$$

unde:

$\mu_m$  - coeficient maxim de frecare

G - modul de elasticitate transversal combinat;

$$\frac{1}{G} = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{G_R} + \frac{1}{G_S} \right) \quad (1.22)$$

Variația coeficientului de frecare roată-șină până la valoarea maximă a acestuia ( $\mu_m$ ), atât pentru condiții statice cât și dinamice, este analizată de Ohyama [138], [139].

#### **1.4. Teoria liniară - Kalker**

Elaborarea teoriei liniare este inițiată de de Pater [148] care neglijează al doilea termen din formula (1.19), a lui Carter. Astfel, între "T" și "e<sub>x</sub>", relația rămâne liniară:

$$\frac{T}{\mu Q} = -k e_x, \text{ dacă } k | e_x | \leq 2 \quad (1.23)$$

De Pater consideră, în cadrul acestei teorii, că nu există alunecare în zona de contact. J.J.Kalker [105] generalizează această teorie luând în considerare microalunecările atât longitudinale cât și laterale precum și mișcările de spin dintre cele două corpuri, și împărțind zona de contact într-o zonă de aderență "E<sub>g</sub>" și o zonă de alunecare "E<sub>n</sub>".

Kalker stabilește relații liniare între forțele din planul de contact T(T<sub>x</sub>,T<sub>y</sub>) și "creep" respectiv "spin", prin intermediul unor coeficienți C<sub>11</sub>, C<sub>22</sub>, C<sub>23</sub> dependenți numai de coeficientul lui Poisson "ν" și de semiaxele elipsei "a" și "b".

$$\begin{cases} T_x = -c^2 G C_{11} e_x \\ T_y = -c^2 G C_{22} e_y - c^3 G C_{23} \Phi \end{cases} \quad (1.24)$$

unde:

$$c = (a \cdot b)^{\frac{1}{2}} \quad (1.25)$$

Teoria liniară a lui Kalker satisface următoarele condiții:

1. Nu există alunecare în zona de aderență "E<sub>a</sub>"
2. În zona de alunecare "E<sub>n</sub>" este valabilă relația  $T = \mu Q$
3. Direcția forței de tracțiune și cea a alunecării fac, în general, un anumit unghi
4. Corpurile în contact sunt asimilate cu semispații elastice
5. Aria de contact și distribuția presiunii normale sunt determinate de teoria lui Hertz și de condițiile de frontieră
6. Distribuția forțelor din planul de contact ( $T_x, T_y$ ), nu modifică deplasarea relativă "w" a corpurilor pe axa "z". De Pater [148] consideră că această aproximare este complet corectă dacă cele două corpuri în contact au aceleași constante elastice.
7. Distribuția presiunii normale "p" nu influențează deplasările "u" respectiv "v" după axele "x" respectiv "y" din planul de contact.
8. Alunecările locale relative, la o rulare în direcția "x" vor fi:

$$\begin{cases} s_x = e_x - \Phi y + \frac{\partial u}{\partial x} \\ s_y = e_y + \Phi x + \frac{\partial v}{\partial x} \end{cases} \quad (1.26)$$

Kalker [105] împarte problema contactului în două mari probleme:

A. Problema normală care dă distribuția presiunii normale pe aria de contact.

Condițiile sunt următoarele:

- Forțele din planul de contact sunt nule ( $T_x = T_y = 0$ ) pentru planul  $z=0$
- Presiunea este nulă ( $p=0$ ) în afara elipsei de contact
- Deplasarea de-a lungul axei "z" este restricționată la o funcție polinomială:

$$w(x,y) = \sum_{m=0}^M \sum_{n=0}^{M-m} c_{mn} x^m y^n \quad (1.27)$$

deoarece prin rezolvarea unui sistem de ecuații liniare va rezulta distribuția presiunii "p" pe aria de contact. (M - gradul polinomului în x și y).

B. Problema tangențială care folosește rezultatele problemei normale și dă împărțirea ariei de contact în arie de aderență și arie de alunecare.

Condițiile sunt următoarele:

- Absența încărcării normale (deci  $p=0$ ) pentru planul  $z = 0$
- Forțele din planul de contact sunt nule ( $T_x=T_y=0$ ) în afara elipsei de contact
- Pentru puncte aparținând ariei de aderență, deplasările în planul de contact vor fi restricționate la funcții polinomiale:

$$(u, v) = \sum_{m=0}^M \sum_{n=0}^{M-m} (a_{mn}, b_{mn}) x^m y^n \quad (1.2b)$$

Între  $T_x, T_y$ , și  $u, v$  se stabilesc ecuațiile din teoria elasticității pentru semispațiu în care tensiunile și deformațiile se anulează la infinit. (cap.2)

J.J.Kalker consideră următoarele relații pentru separarea ariei de aderență "E<sub>a</sub>" de cea de alunecare "E<sub>s</sub>":

$$|(T_x, T_y)| < \mu_{xy} Q; \quad s_x = s_y = 0 \quad (1.29)$$

pentru aria de aderență, și

$$|(T_x, T_y)| = \mu_{xy} Q; \quad s' = \sqrt{s_x^2 + s_y^2} \quad (1.30)$$

pentru aria de alunecare.

Pentru un sens de rulare de la stânga la dreapta, zonele "E<sub>s</sub>" respectiv "E<sub>a</sub>" au, în general, forme ca în figura 1.12:

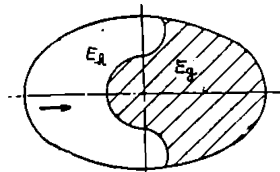


FIG. 1.12

Mărimea acestor arii depinde de încărcarea normală și de valoarea cuplului ce acționează asupra roții. Astfel, o creștere a cuplului activ duce la o micșorare a ariei de aderență " $E_0$ ". Aria de alunecare poate ocupa întreaga arie de contact pentru cupluri mari (punctul "A" - figura 1.13), ceea ce reprezintă condiția de tracțiune maximă. În aceeași figură 1.13, punctul "O" caracterizează aderența pură.

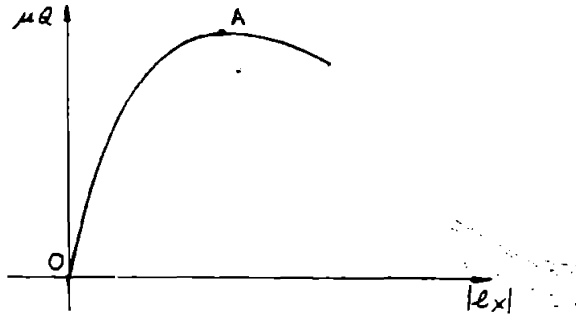


FIG. 1.13

### 1.5. Teoria simplificată - Kalker

Roata și șina, ca două corpuri elastice, au fost modelate prin seturi de câte trei arcuri ca în figura 1.14

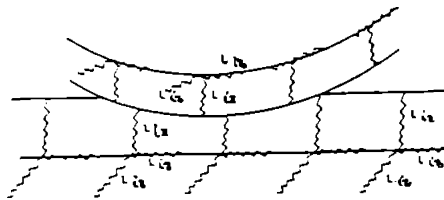


FIG. 1.14

Astfel, fiecare punct de pe suprafețele de contact ale roții, respectiv șinei se poate deplasa elastic în orice direcție, independent de punctele din vecinătatea sa.

În cadrul acestei teorii, Kalker [106] face presupunerea că deplasările într-un punct pe o direcție depind liniar numai de forța sau presiunea din acel punct, pe acea direcție.



Astfel, pe verticală  $w_i = L_{iz} p_i$  (1.31)

unde:  $L_{iz}$  - parametru de flexibilitate normală.

La o comprimare a corpurilor în contact pe o distanță " $\delta_s$ ", în absența frecării, relația hertziană pentru calculul distanței dintre două puncte corespondente ale corpurilor la diferite momente " $t$ ", în conformitate cu teoria simplificată devine:

$$Z(t) = Ax^2 + By^2 - \delta_s + L_{iz} \cdot p_i \quad (1.32)$$

Teoria simplificată admite contactul pe o elipsă

$$C_s = \{(x, y) | Ax^2 + By^2 - \delta_s \leq 0\} \quad (1.33) \quad \text{de arie } |C_s| \text{ și având semiaxele}$$

$$\sqrt{\frac{\delta_s}{A}} \text{ și } \sqrt{\frac{\delta_s}{B}}, \text{ cu } \delta_s = \frac{|C_s| \sqrt{AB}}{\pi} \quad (1.34)$$

Distribuția presiunii se consideră parabolică, de forma:

$$p_i(x, y) = \frac{\delta_s - Ax^2 - By^2}{L_{iz}} = \frac{w_i}{L_{iz}} \quad (1.35)$$

Sarcina normală "Q" se calculează cu relația:

$$Q = \frac{|C_s|^2 \sqrt{A \cdot B}}{2\pi L_{iz}} \quad (1.36)$$

Făcând o comparație cu teoria clasică a lui Hertz a contactului corpurilor de revoluție se ajunge la expresia raportului apropiierilor centrelor corpurilor în contact, în cele două teorii (S - simplificată, respectiv H - hertziană):

$$\frac{\delta_s}{\delta_H} = \frac{\left(\frac{B}{A}\right)^{\frac{1}{2}}}{1 + \frac{B}{A}} \cdot \frac{L}{\frac{b}{a} \cdot K} \quad (1.37)$$

În relația (1.37), "K" respectiv "L" reprezintă integrale eliptice complete de

ordinea I. respectiv II., care vor fi analizate în 2.2.2, în cadrul studiului încărcării unui semispațiu elastic cu distribuție semielipsoidală a presiunii (relația 2.3.4).

Comparația dintre cele două teorii, cuprinsă în tabelul 1.2, se referă la:

- Coloana 1 - raportul semiaxelor elipsei de contact în teoria simplificată
- Coloana 2 - raportul semiaxelor elipsei de contact în teoria hertziană
- Coloana 3 - eroarea relativă între cele două teorii cu privire la raportul semiaxelor elipsei de contact
- Coloana 4 - integrala eliptică K
- Coloana 5 - integrala eliptică L
- Coloana 6 - raportul apropierii centrelor corpurilor în contact

TAB. 1.2

$g_S = \sqrt{B/A}$	$g_H = b/a$	$100 \cdot (g_S - g_H) / g_H$ [%]	K	L	$\delta_S / \delta_H$
1	2	3	4	5	6
0,00	0,00	-	$\infty$	1,00	-
0,2	0,12	67	3,56	1,02	0,459
0,4	0,30	33	2,65	1,10	0,477
0,6	0,50	20	2,16	1,21	0,494
0,8	0,74	8	1,82	1,38	0,500
1,0	1,00	0	1,57	1,57	0,500

Se observă o bună concordanță privind semiaxele elipsei de contact pentru

$$1 \geq \sqrt{\frac{B}{A}} \geq 0,8.$$

În aceste cazuri,

$$\frac{\delta_S}{\delta_H} = 0,5$$

Teoria simplificată oferă o imagine calitativă a problemelor de contact normal. Defectul fundamental al teoriei constă în anulara diferenței deplasărilor normale " $w_i(x,y)$ " în afara zonei de contact (fig. 1.15 b.), în timp ce la teoria hertziană aceasta are valoarea:

$$w_i(x,y) = \frac{1}{2} \delta_H$$

pe frontiera contactului. (fig. 1.15a)

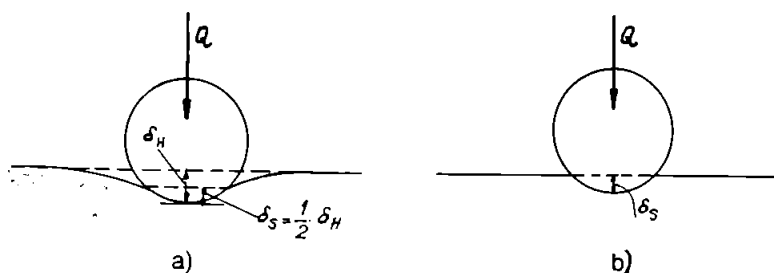


FIG. 1.15

Teoria simplificată poate rezolva și problema tangențială a contactului. Pentru problema tangențială se folosesc relații de tipul (1.38) :

$$(u, v) = L_t \mu_{x,y} p_{iz} \quad (1.38)$$

unde:  $L_t$  - parametru de flexibilitate tangențială.

În cadrul teoriei simplificate s-a dezvoltat programul FASTSIM (1982).

### 1.6. Teoria completă - Kalker, Shen-Hedrich-Elkins

În cadrul acestei teorii a contactului de rulare, componentele încărcării dintr-un punct al suprafeței influențează componentele deplasării din orice alt punct al acesteia, în concordanță cu teoria elasticității privind încărcarea semispațiului elastic (cap 2).

Astfel, o încărcare normală pe suprafața de contact determină pe lângă un câmp al deplasărilor normale " $w$ " și un câmp al deplasărilor tangențiale " $u$ ," (fig. 1.16), de tip radial.

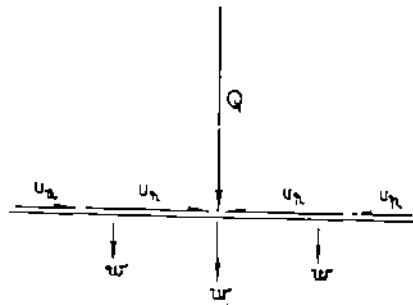


FIG. 1.16

Pentru două corpuri 1 și 2 aflate în contact prin compresiune, cu presiunea " $p_n$ " (fig. 1.17), deplasările radiale sunt, în general, diferite:

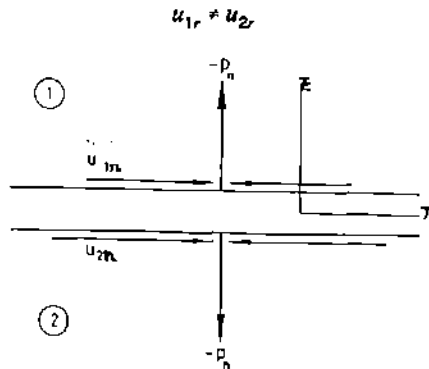


FIG. 1.17

În cazul contactului prin compresiune,  $u_{1r} = u_{2r}$  numai în cazul existenței unei simetrii elastice ( $E_1 = E_2$  și  $\nu_1 = \nu_2$ ) și unei simetrii geometrice (semispații elastice în contact). În acest caz se poate aplica teoria simplificată.

Teoria completă ia în considerare și efectul unei forțe tangențiale " $T$ " asupra deplasărilor normale " $w$ ", alături de efectul asupra deplasărilor tangențiale " $u$ ," (fig.1.18).

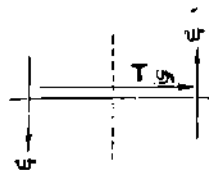


FIG. 1.18

Pentru două corpuri 1 și 2 aflate în contact prin alunecare, cu presiunea " $p_t$ " (fig.1.19), dată de încărcarea tangențială " $T$ ", deplasările normale sunt, în general, diferite:  $w_1 \neq w_2$

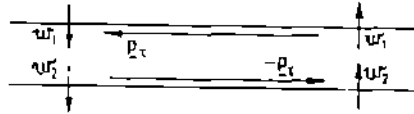


FIG. 1.19

Numai în cazul simetriei elastice și geometrice a celor două corpuri,  $w_1 = w_2$ , și se poate aplica teoria simplificată.

După elaborarea programului DUVOROL (1979) pentru probleme hertziene de contact de rulare între corpuri având constante elastice identice, Căile Ferate Britanice au întocmit tabele (British Rail Table Book) care exprimă legătura:

$$\frac{T}{\mu Q} = f(e_x, e_y, \phi, \frac{a}{b}) \text{ pentru } \nu = 0,3$$

Shen, Hedrick și Elkins (1984) determină legea forță - microalunecare pentru microalunecări nerestricționate și mișcări de spin mici. [180]. Aceasta a constituit o validare pentru programul CONTACT (1983) și USETAB (1996) (Kalker [109]) construite pe baza teoriei complete.

### 1.7 Concluzii

a) Din punctul de vedere al tipurilor de solicitare la care sunt supuse roțile și șinele, atât în zona de contact cât și în vecinătatea acestora, este unanim acceptată situația încărcării statice prezentate în figura 1.20:

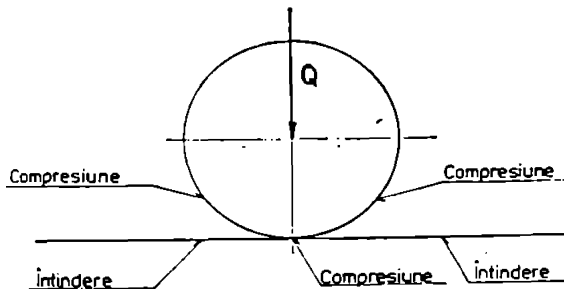


FIG. 1.20

În timpul rulării, la aplicarea unor momente de torsiune (motor sau de frânare) suficient de mari, caracterul solicitărilor în roată, în vecinătatea zonei contactului, se modifică, conform figurilor 1.21 respectiv 1.22, pentru regim de tracțiune respectiv regim de frânare.

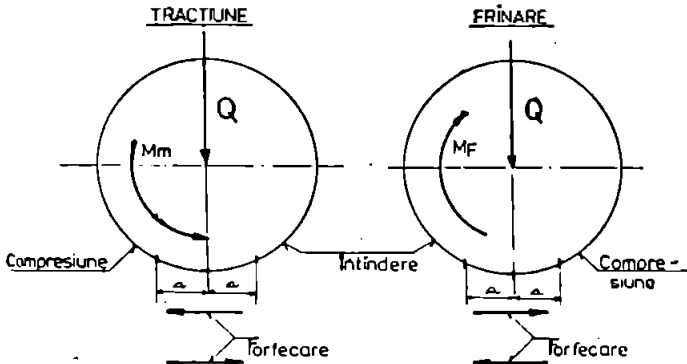


FIG. 1.21

FIG. 1.22

În plus, în planul de contact se manifestă o solicitare de forfecare, datorată unor forțe de sens opus pe suprafețele celor două corpuri. Sub acțiunea acestor forțe, roata respectiv șina vor suporta deformații inegale, aceasta având ca rezultat apariția microalunecării.

b) Microalunecarea determină o împărțire a ariei de contact într-o arie de aderență " $E_g$ " (pentru care alunecarea este nulă) și o arie de alunecare " $E_n$ ", conform teoriei liniare, Kalker [105].

c) În vederea estimării stării de tensiune și deformație, majoritatea teoriilor acceptă forma eliptică a zonei de contact roată - șină, precum și distribuția semielipsoidală a presiunii normale.

d) Multitudinea teoriilor contactului roată-șină, elaborate de-a lungul timpului, s-au influențat direct ori validat reciproc. În schema din figura 1.23 s-au folosit simbolurile:

→ - pentru "influență directă"

↔ - pentru "validare reciprocă"



## Capitolul 2. ANALIZA TEORETICĂ A STĂRII DE TENSIUNE LA CONTACTUL ROATĂ-ȘINĂ

Deși presiunea maximă de contact este superioară limitei de elasticitate a oțelurilor uzuale, starea de compresiune triaxială a materialului pe normala contactului conduce, chiar pentru valori considerabile ale încărcărilor, la tratarea roții respectiv șinei cu legile teoriei elasticității (L.Solomon [182]). Experiențele au dovedit că în exploatare, în general, tensiunile din roată respectiv șină rămân sub limita de elasticitate. În plus, forțele din zona de contact roată-șină acționează un timp limitat iar materialul are capacitatea de a se "adapta", așa cum s-a arătat în figura 1.3.

Starea de tensiune din corpuri, privite ca semispații elastice, sub acțiunea unor forțe verticale respectiv orizontale este o problemă tratată în cadrul teoriei elasticității de numeroși cercetători: J.V.Boussinesq [19], S.Timoshenko, J.Goodier [202], K.L.Johnson [100], ten Bosch [18], V.I.Fabrikant [56], S.D.Ponomariov [158], L.Solomon [182], P.P.Teodorescu [197], [198], R.Voinea [214], N.Popinceanu ș.a. [161], L.Boleanțu și I.Dobre [16], ș.a.

Roata, respectiv șina ca două corpuri în contact aflate sub acțiunea simultană a forțelor normală "Q" și tangențială "T", vor fi analizate ca semispații elastice.

### 2.1. Încărcarea semispațiului elastic cu forțe concentrate

Se consideră cazul general al încărcării unui semispațiu elastic cu o forță concentrată  $F$  ( $T_x, T_y, Q$ ), ca în figura 2.1.:

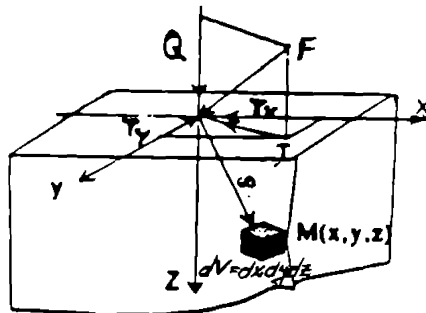


FIG. 2.1.



Ținându-se cont de ecuațiile de echilibru ale elementului de volum, de aspectele fizice și geometrice ale problemei în cadrul teoriei elasticității, de relațiile de echivalență și condițiile la limită, s-au obținut următoarele expresii ale componentelor tensorului tensiune într-un punct M (x,y,z):

$$\left. \begin{aligned}
 \sigma_x &= -\frac{Q}{2\pi} \left[ \frac{3x^2z}{\rho^5} - (1-2\nu) \left[ \frac{z}{\rho^3} - \frac{y^2+z^2}{\rho^3(\rho+z)} + \frac{x^2}{\rho^2(\rho+z)^2} \right] \right] - \frac{1-2\nu}{\pi} \frac{xT_x}{\rho(\rho+z)^2} + \\
 &+ \frac{xT_x + yT_y}{2\pi} \left[ \frac{1-2\nu}{\rho^3} - \frac{3x^2}{\rho^5} - \frac{(1-2\nu)}{(z+\rho)^2} \left[ \frac{1}{\rho} - \frac{x^2}{\rho^3} - \frac{2x^2}{\rho^2(\rho+z)} \right] \right] \\
 \sigma_y &= -\frac{Q}{2\pi} \left[ \frac{3y^2z}{\rho^5} - (1-2\nu) \left[ \frac{z}{\rho^3} - \frac{x^2+z^2}{\rho^3(\rho+z)} + \frac{y^2}{\rho^2(\rho+z)^2} \right] \right] - \frac{1-2\nu}{\pi} \frac{yT_y}{\rho(\rho+z)^2} + \\
 &+ \frac{xT_x + yT_y}{2\pi} \left[ \frac{1-2\nu}{\rho^3} - \frac{3y^2}{\rho^5} - \frac{(1-2\nu)}{(\rho+z)^2} \left[ \frac{1}{\rho} - \frac{y^2}{\rho^3} - \frac{2y^2}{\rho^2(\rho+z)} \right] \right] \\
 \sigma_z &= \frac{-3Qz^3}{2\pi\rho^5} + 3\frac{xT_x + yT_y z^2}{2\pi\rho^5} \quad (2.1) \\
 \tau_{xy} &= -\frac{Q}{2\pi} \left[ \frac{3xyz}{\rho^5} - (1-2\nu) \frac{xy(z+2\rho)}{\rho^3(\rho+z)^2} \right] - \frac{yT_x}{2\pi} \left[ -\frac{3x^2}{\rho^5} + (1-2\nu) \left[ \frac{1}{(\rho+z)^2} + \right. \right. \\
 &+ \left. \left. \frac{x^2}{\rho^2(\rho+z)^2} + \frac{2x^2}{\rho(\rho+z)^3} \right] \right] - \frac{xT_y}{2\pi} \left[ -\frac{3y^2}{\rho^5} + (1-2\nu) \left[ \frac{1}{(\rho+z)^2} + \frac{y^2}{\rho^2(\rho+z)^2} + \frac{2y^2}{\rho(\rho+z)^3} \right] \right] \\
 \tau_{xz} &= \frac{-3Qyz^2}{2\pi\rho^5} - \frac{3}{2\pi} \frac{xyz}{\rho^5} (T_x + T_y) \\
 \tau_{yz} &= \frac{-3Qxz^2}{2\pi\rho^5} - \frac{3}{2\pi} \frac{z}{\rho^5} (x^2T_x + y^2T_y)
 \end{aligned}
 \right.$$

în care:

$$\rho = \sqrt{r^2+z^2} = \sqrt{x^2+y^2+z^2} \quad (2.2)$$

iar  $\nu$  - coeficientul lui Poisson.

Din aceste ecuații se pot particulariza soluții în tensiuni ale problemei lui Boussinesq (pentru  $T_x = T_y = 0$ ;  $F = Q$ ), respectiv ale problemei lui Cerutti (pentru

$$\vec{T} = T_x \vec{e}_i = T_y \vec{e}_j; \quad Q = 0)$$

Coordonatele  $x$  și  $y$  fiind arbitrare, acestea se aleg astfel încât planul  $zox$  să treacă prin punctul considerat și să constituie un plan radial în coordonate cilindrice (fig. 2.2) (Boussinesq [19], Beliaev [7], Popinceanu ș.a. [161]), starea de tensiune în  $M$  fiind cea din figura 2.3.

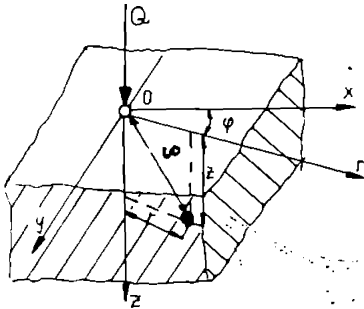


FIG. 2.2

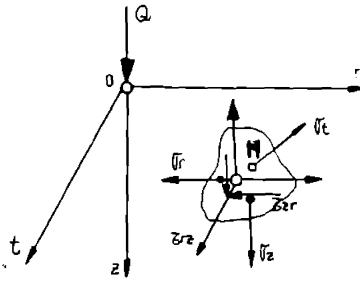


FIG. 2.3

Astfel, în  $M(r,z)$  componentele nenule ale tensorului tensiune pentru problema Boussinesq sunt următoarele:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_r = \frac{Q}{2\pi} \left[ \frac{1-2\nu}{\rho(\rho+z)} - \frac{3zr^2}{\rho^5} \right] \\ \sigma_r = \frac{Q}{2\pi} (1-2\nu) \left[ \frac{z}{\rho^3} - \frac{1}{\rho(\rho+z)} \right] \\ \sigma_z = -\frac{Q}{2\pi} \cdot \frac{3z^3}{\rho^5} \\ \tau_{rz} = \tau_{zr} = \tau = -\frac{Q}{2\pi} \cdot \frac{3rz^2}{\rho^5} \end{array} \right. \quad (2.3)$$

Calculul tensiunilor echivalente Tresca-Saint-Venant ( $\sigma_{TSV}$ ), respectiv Von Mises ( $\sigma_{VM}$ ) se efectuează cu relațiile:

$$\sigma_{TSV} = 2\tau_{max} = S_{\varphi} [ |\sigma_r - \sigma_t|, |\sigma_t - \sigma_z|, |\sigma_z - \sigma_r| ] \quad (2.4)$$

respectiv

$$\sigma_{VM} = \frac{1}{\sqrt{2}} [ (\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 ]^{\frac{1}{2}} \quad (2.5)$$

În analiza unei stări plane de tensiune, la încărcarea cu forță normală "Q" pe unitatea de grosime a unei pene (fig. 2.4), respectiv pe frontiera netedă a unui semiplan elastic (fig. 2.5) se folosesc funcții de tensiune (Airy) corespunzătoare.

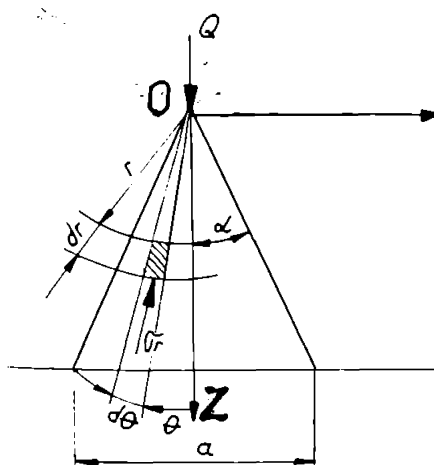


FIG. 2.4

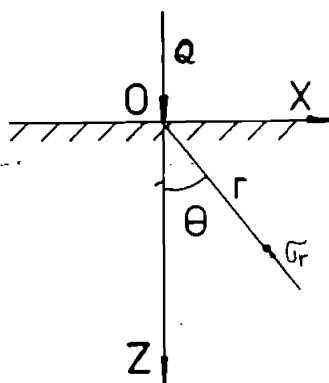


FIG. 2.5

Relațiile de echivalență pentru forța normală "Q" și tensiunile radiale " $\sigma_r$ ", ca și condițiile la limită conduc la relația:

$$\sigma_r = \frac{-2Q \cos \theta}{\pi r} \quad (2.6)$$

Variația acestei tensiuni este prezentată în figura 2.6:

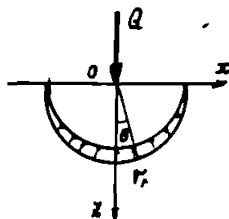


FIG. 2.6.

Tensiunile în planul  $xoz$  raportate la sistemul cartezian de coordonate (pentru fig. 2.4 ), vor avea expresiile:

$$\begin{cases} \sigma_z = \frac{-2Q}{2\alpha + \sin 2\alpha} \cdot \frac{z^3}{(x^2 + z^2)^2} \\ \sigma_x = \frac{-2Q}{2\alpha + \sin 2\alpha} \cdot \frac{x^2 z}{(x^2 + z^2)^2} \\ \tau_{xz} = \frac{-2Q}{2\alpha + \sin 2\alpha} \cdot \frac{xz^2}{(x^2 + z^2)^2} \end{cases} \quad (2.7)$$

Pentru  $\alpha = \pi/2$ , relațiile (2.7) sunt echivalente cu relațiile (2.8) corespunzătoare încărcării semiplanului elastic cu forță concentrată normală:

$$\begin{cases} \sigma_z = -\frac{2Q \cos^3 \theta}{\pi r} \\ \sigma_x = -\frac{2Q \cos \theta \sin^2 \theta}{\pi r} \\ \tau_{xz} = -\frac{2Q \sin \theta \cos^2 \theta}{\pi r} \end{cases} \quad (2.8)$$

Printr-un raționament similar, la o încărcare în plan orizontal cu forță tangențială "T" pe unitatea de lățime a unei pene (fig. 2.7), respectiv pe frontiera netedă a unui semiplan elastic (fig. 2.8), se obține o tensiune radială de forma:

$$\sigma_r = -\frac{2T \sin \theta}{\pi r} \quad (2.9)$$

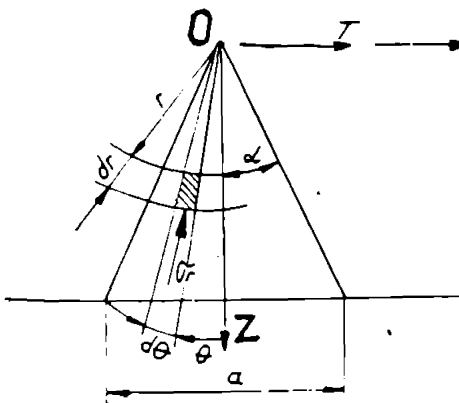


FIG. 2.7

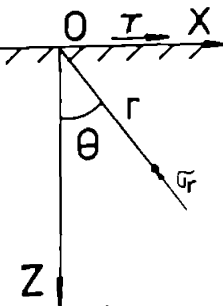


FIG. 2.8

Variația acestei tensiuni este prezentată în figura 2.9.

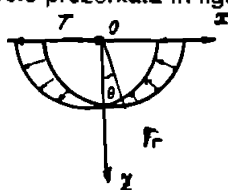


FIG. 2.9.

Tensiunile în planul xoz, raportate la sistemul cartezian de coordonate, (pentru fig. 2.7), vor avea expresiile:

$$\begin{cases} \sigma_z = \frac{-2T}{2\alpha - \sin 2\alpha} \cdot \frac{xz^2}{(x^2 + z^2)^2} \\ \sigma_x = \frac{-2T}{2\alpha - \sin 2\alpha} \cdot \frac{x^3}{(x^2 + z^2)^2} \\ \tau_{xz} = \frac{-2T}{2\alpha - \sin 2\alpha} \cdot \frac{x^2 z}{(x^2 + z^2)^2} \end{cases} \quad (2.10)$$

Pentru  $\alpha = \pi/2$ , relațiile (2.10) sunt echivalente cu relațiile (2.11) corespunzătoare încărcării unui semiplan elastic cu forță concentrată tangențială:

$$\begin{cases} \sigma_z = \frac{-2T \sin \theta \cos^2 \theta}{\pi r} \\ \sigma_x = \frac{-2T \sin^3 \theta}{\pi r} \\ \tau_{xz} = \frac{-2T \sin^2 \theta \cos \theta}{\pi r} \end{cases} \quad (2.11)$$

Tensiunile principale pentru starea plană de tensiune vor fi:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_z)^2 + 4\tau_{xz}^2} \quad (2.12)$$

Tensiunile echivalente pentru starea plană de tensiune, abordate în cadrul tezei

sunt:  $\sigma_{TSV} = 2\tau_{\max} = \sigma_1 - \sigma_2 \quad (2.13)$

respectiv:  $\sigma_{VM} = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2)^{1/2} \quad (2.14), \quad \text{Buzdugan [28].}$

## 2.2. Încărcarea semispațiului elastic cu forțe distribuite

Se consideră acțiunea unei sarcini distribuite:

$$\vec{p} = p_x \vec{i} + p_y \vec{j} + p_z \vec{k} \quad (2.15) \text{ în planul limitrof al unui spațiu elastic (fig. 2.10).}$$

Presupunând o distribuție uniformă a sarcinii distribuite pe aria elementară  $dA = dx' \cdot dy'$  din jurul punctului  $M'(x', y')$ , aceasta este echivalentă cu acțiunea unei sarcini concentrate elementare  $d\vec{F}$ , având componentele:

$$\begin{aligned} dT_x &= p_x \, dx' dy' \\ dT_y &= p_y \, dx' dy' \\ dQ &= p_z \, dx' dy' \end{aligned} \quad (2.16)$$

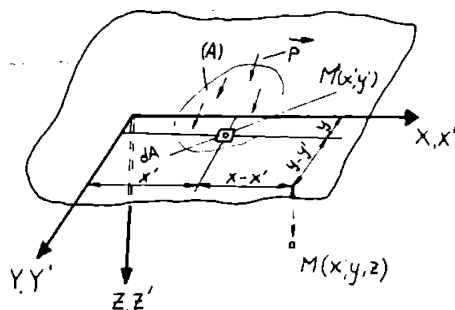


FIG. 2.10

Starea de tensiuni și deformații produse într-un punct  $M(x, y, z)$  se determină cu relațiile prezentate anterior pentru forță concentrată. Coordonatele punctului  $M$ , raportate la  $M'$ , vor fi:  $x - x'$ ;  $y - y'$  și  $z$ .

Folosind principiul superpoziției, Popinceanu ș.a. [161] exprimă deplasările generalizate  $\delta'[u, v, w]$  și componentele tensorului-tensiune  $[\sigma_{mn}]$  ca un efect global al tuturor forțelor elementare din fiecare punct al ariei "A":

$$\delta', \sigma = \iint_A f[(x - x'), (y - y'), z] p(x', y') dx' dy' \quad (2.17)$$

unde:  $f(x,y,z)$  - funcții care rezultă scriind deformațiile sau tensiunile produse de forțele concentrate aplicate în originea semispațiului elastic sub forma:

$$\delta'_0, \sigma_0 = f(x,y,z)(T_x, T_y, Q) \quad (2.18)$$

Rezolvarea numerică a unor relații de tip (2.17) se poate realiza cu metode Newton-Cotes, Gauss, Hermite etc. În prezent, se folosesc formule de cuadratură cu funcții de interpolare Spline și mai ales aproximări prin metoda cu elemente finite, care reduc volumul calculelor (Grigore [82]).

### 2.2.1. Distribuție uniformă a presiunii

În concordanță cu teoria clasică a lui Hertz, se consideră suprafața de contact roată-șină ca având formă eliptică cu semiaxele "a" și "b".

Pentru simplitate se consideră că forța normală "Q" este uniform distribuită pe suprafața elipsei.

Astfel,

$$p = \frac{Q}{\pi a b} = \text{constant} \quad (2.19)$$

În planul longitudinal care conține axa "2a", distribuția presiunii este prezentată în figura 2.11:

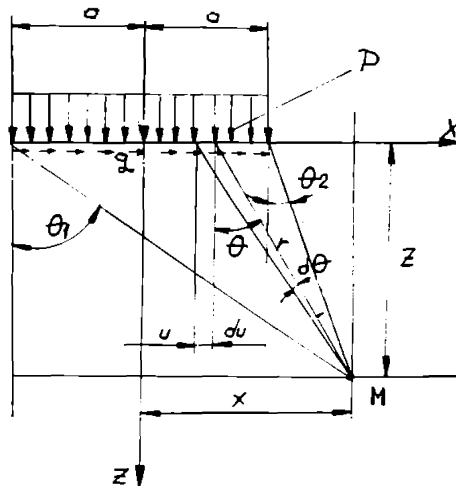


FIG. 2.11

Dacă "du" este lungimea elementară de-a lungul axei "2a", iar "dθ" - unghiul elementar și "p·du" - forța elementară, cunoscând relația (2.6) se poate scrie pentru punctul M(x,z):

$$d\sigma_r = \frac{-2p}{\pi} \cdot \frac{1}{r} \cdot du \cos\theta \quad (2.20)$$

dar,

$$du = \frac{rd\theta}{\cos\theta} \quad (2.21)$$

Pentru p = constant, se obține tensiunea radială în M(x,z):

$$\sigma_r = \frac{-2p}{\pi} (\theta_2 - \theta_1) \quad (2.22)$$

Din relațiile geometrice,

$$\begin{cases} \operatorname{tg} \theta_1 = \frac{x+a}{z} \\ \operatorname{tg} \theta_2 = \frac{x-a}{z} \end{cases} \quad (2.23)$$

va rezulta :

$$\sigma_r = \frac{-2p}{\pi} \left[ \operatorname{arctg} \left( \frac{x-a}{z} \right) - \operatorname{arctg} \left( \frac{x+a}{z} \right) \right] \quad (2.24)$$

În mod similar se presupune forța tangențială "T" uniform distribuită pe suprafața elipsei. Astfel,

$$q = \frac{T}{\pi a b} = \text{constant} \quad (2.25)$$

Cunoscând relațiile (2.9) și (2.21), se poate scrie:

$$d\sigma_r = -\frac{2q}{\pi} \operatorname{tg}\theta \, d\theta \quad (2.26)$$



Deci,

$$\sigma_r = \frac{2q}{\pi} \ln \left| \frac{\cos \theta_2}{\cos \theta_1} \right| \quad (2.27)$$

În concordanță cu relațiile geometrice (2.23) va rezulta:

$$\sigma_r = \frac{2q}{\pi} \ln \left| \frac{\cos \left( \operatorname{arctg} \frac{x-a}{z} \right)}{\cos \left( \operatorname{arctg} \frac{x+a}{z} \right)} \right| \quad (2.28)$$

Conform principiului suprapunerii efectelor în  $M(x,z)$ , va rezulta tensiunea radială datorată ambelor încărcări "Q și T":

$$\sigma_r = -\frac{2p}{\pi} \left[ (\theta_2 - \theta_1) - \frac{T}{Q} \ln \left| \frac{\cos \theta_2}{\cos \theta_1} \right| \right] \quad (2.29)$$

Admițând o stare plană de tensiune într-un plan longitudinal care conține axa "2a", tensiunile elementare în sistemul cartezian de coordonate vor fi:

$$\begin{cases} d\sigma_z = d\sigma_r \cdot \cos^2 \theta \\ d\sigma_x = d\sigma_r \cdot \sin^2 \theta \\ d\tau_{xz} = \frac{1}{2} d\sigma_r \cdot \sin 2\theta \end{cases} \quad (2.30)$$

### 2.2.2. Distribuție elipsoidală a presiunii

Conform teoriei clasice a lui Hertz, presiunile în zona de contact sunt repartizate după un semielipsoid, ca în figura 2.12:

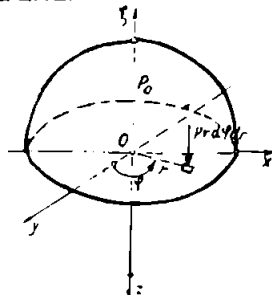


FIG. 2.12

Suprafața semielipsoidului este dată de ecuația:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} + \frac{z^2}{c^2} = 1 \quad (2.31)$$

și având în vedere că

$$p = p_0 \frac{\xi}{c} \quad (2.32)$$

se obține relația (1.10).

Pentru această încărcare tensiunile normale sunt date de relațiile:

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma_x &= -p_0 \frac{ab}{a^2 - b^2} \left\{ 1 - \sqrt{\frac{b^2 + z^2}{a^2 + z^2}} + 2\frac{z}{a}(L - K) - 2\nu \left[ 1 - \frac{a^2}{b^2} \sqrt{\frac{b^2 + z^2}{a^2 + z^2}} + \frac{z}{a} \left( \frac{a^2}{b^2} L - K \right) \right] \right\} \\ \sigma_y &= -p_0 \frac{ab}{a^2 - b^2} \left\{ -1 + \frac{a^2 b^2 + z^2 (2a^2 - b^2)}{b^2 \sqrt{a^2 + z^2} \sqrt{b^2 + z^2}} - 2\frac{z}{a} \left( \frac{a^2}{b^2} L - K \right) + 2\nu \left[ 1 - \sqrt{\frac{b^2 + z^2}{a^2 + z^2}} + \frac{z}{a} (L - K) \right] \right\} \\ \sigma_z &= -p_0 \frac{ab}{\sqrt{a^2 + z^2} \sqrt{b^2 + z^2}} \end{aligned} \right. \quad (2.33)$$

În relațiile (2.33), "K" respectiv "L" reprezintă integrale eliptice de ordinul I și respectiv II:

$$\left\{ \begin{aligned} K(e, \psi) &= \int_0^{\psi} \frac{d\varphi}{\sqrt{1 - e^2 \sin^2 \varphi}} \\ L(e, \psi) &= \int_0^{\psi} \sqrt{1 - e^2 \sin^2 \varphi} d\varphi \end{aligned} \right. \quad (2.34)$$

în care:

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{z}{a} \quad (2.35)$$

$$e = \sqrt{1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2} \quad (2.36)$$

La calculul integralelor eliptice, L. Solomon [182] nu recomandă o precizie exagerată date fiind ipotezele simplificatoare pe care se bazează teoria contactului. Valorile integralelor eliptice, cu aplicații speciale la probleme de contact, sunt prezentate tabelar în lucrările lui I. Staerman [184], E. Jahnke și F. Emde [96], H. Dwight [50] și V. Beljakov [9].

Pentru oțel ( $\nu=0,3$ ) variația tensiunilor normale în adâncime este reprezentată în coordonate adimensionale în figura 2.13:

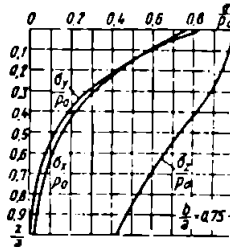


FIG. 2.13

Tensiunea echivalentă Von Mises admite un maxim în adâncime, pe direcția axei "z". Valoarea acestui maxim este  $\sigma_{v, \max} = 0,62 p_0$  corespunzând la  $z/a = 0,26$  și  $b/a=0,6$ .

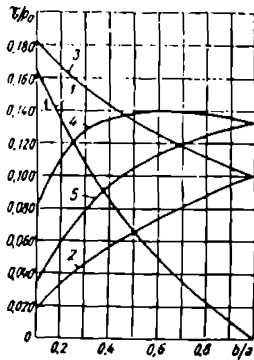
Dintre tensiunile tangențiale extreme, valoarea maximă o reprezintă:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_z - \sigma_y}{2} = 0,325 p_0 \quad (2.37)$$

corespunzând la  $z/a = 0,31$  și  $b/a = 0,5$

Această tensiune tangențială maximă a fost pusă în evidență încă din 1930 în lucrările lui H. Thomas și V. Hoersch [201].

În punctele suprafeței eliptice de contact ( $z = 0$ ) (fig. 2.14), referitor la tensiunile tangențiale extreme,  $\tau_{\max}$  apare în centrul suprafeței de contact pentru  $b/a < 0,47$  (curba 3), respectiv, apare la extremitățile axei mari pentru  $b/a > 0,47$  (curba 4).



$$\begin{cases}
 \frac{\tau_{extr}}{p_0} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2p_0} & \text{curba 1} \\
 \frac{\tau_{extr}}{p_0} = \frac{\sigma_y - \sigma_z}{2p_0} & \text{curba 2} \\
 \frac{\tau_{extr}}{p_0} = \frac{\sigma_x - \sigma_z}{2p_0} & \text{curba 3} \\
 \frac{\tau_{extr}}{p_0} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2p_0} & \text{curba 4} \\
 \frac{\tau_{extr}}{p_0} = \frac{\sigma_y - \sigma_x}{2p_0} & \text{curba 5}
 \end{cases} \quad (2.38)$$

FIG. 2.14

Curbele 1,2,3 se referă la centrul suprafeței eliptice de contact; curba 4 la extremitățile axei mari; curba 5 la extremitățile axei mici.

Se remarcă faptul că pe suprafața de contact valoarea maximă  $\tau_{max} = 0,200 p_0$  este mai mică decât valoarea maximă din adâncime  $\tau_{max} = 0,325 p_0$ .

Problema existenței unor maxime în adâncime pentru  $\sigma_{yM}$  respectiv  $\tau_{max}$ , în cazul contactului pe o suprafață eliptică, va fi analizată în 2.3.1.

Componentele tensorului deformație se obțin cu relațiile:

$$\begin{cases}
 \epsilon_x = \frac{1}{E}[\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \\
 \epsilon_y = \frac{1}{E}[\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \\
 \epsilon_z = \frac{1}{E}[\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)]
 \end{cases}
 \quad
 \begin{cases}
 \gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} \\
 \gamma_{xz} = \frac{\tau_{xz}}{G} \\
 \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}
 \end{cases} \quad (2.39)$$

În cazul particular al unei distribuții semisferice a presiunii, starea spațială de tensiune este prezentată în figura 2.15.

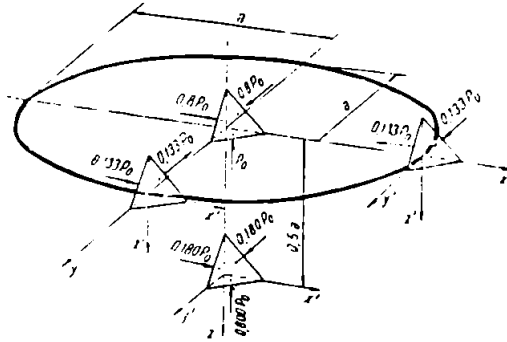


FIG. 2.15

Într-un plan diametral, distribuția presiunii va fi circulară (fig. 2.16), conform relației:

$$p = p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} \quad (2.40)$$

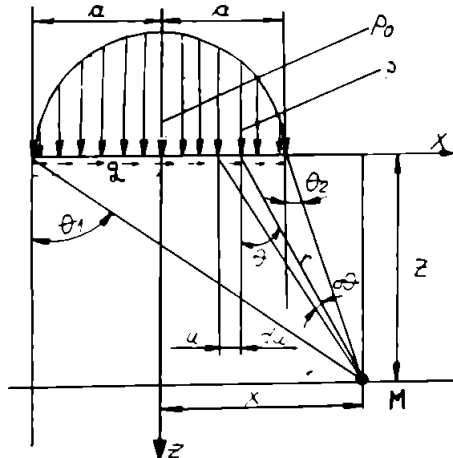


FIG. 2.16

Pentru a nu pierde avantajul simplității formulei (2.29), se propune echivalarea distribuției semicirculare a presiunii cu suprapunerea a trei presiuni constante, în conformitate cu [132]:

$$p_k = \frac{p_0}{3} \quad (2.41) \quad \text{cu } k = 1,2,3$$

(fig. 2.17) care acționează astfel:

- "p<sub>1</sub>" pe axa "2a"
- "p<sub>2</sub>" pe axa "2a'", cu a' = 0,8 a
- "p<sub>3</sub>" pe axa "2a''", cu a'' = 0,576 a

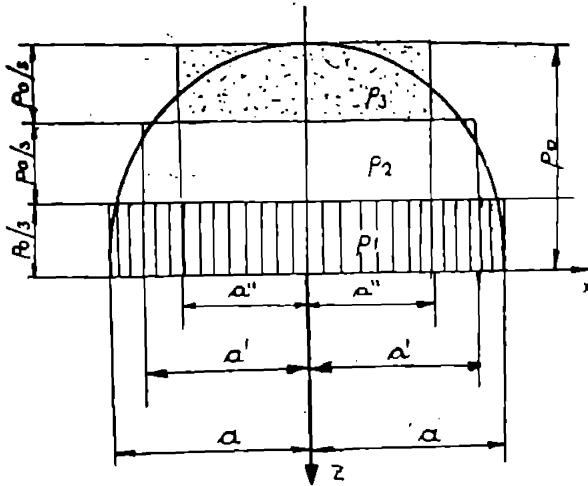


FIG. 2.17

Conform principiului suprapunerii efectelor, tensiunile "σ<sub>ij</sub>" se vor determina ca sumă a tensiunilor produse de presiunile constante "p<sub>k</sub>":

$$\sigma_{ij} = \sum_{k=1}^3 (\sigma_{ij})_k \quad (2.42)$$

Forța tangențială "T" din planul de contact se va considera mai departe uniform distribuită pe suprafața de contact.

Comparativ, în figura 2.18 s-au reprezentat variațiile tensiunilor pe normală sub suprafața de contact, după cum urmează:

- tensiuni calculate în ipoteza distribuției constante a presiunii (linie continuă)
- tensiuni calculate în ipoteza distribuției în trei trepte de presiune constantă (linie întreruptă)
- tensiuni date de ten Bosch [18], în ipoteza distribuției circulare a presiunii (cu linie - punct)

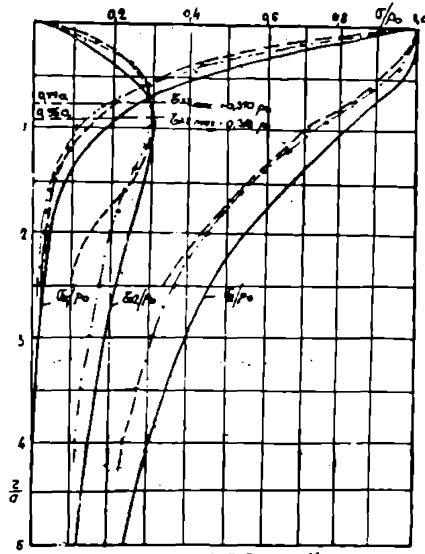


FIG. 2.18

Se observă o bună concordanță a tensiunilor în cele trei ipoteze până la adâncimea  $z = 2a$ .

### 2.3. Contribuții la studiul stării de tensiune în cazul contactului eliptic

#### 2.3.1. Validare numerică a stării de tensiune în adâncime

Datorită dificultăților în stabilirea pe cale analitică a punctelor de extrem și a valorilor maxime pentru tensiunile echivalente, problema a fost abordată cu ajutorul unui soft specializat (MathCAD). (E.Ghita, T.Babeu, M.Popa [78]).

Astfel, pentru 16 valori ale coeficientului lui Poisson,  $\nu = (0,15; 0,20; 0,25; 0,26;$

0,27; 0,28; 0,29; 0,30; 0,31; 0,32; 0,33; 0,34; 0,35; 0,40; 0,45; 0,50;) cu o densitate mai mare în zona valorilor uzuale pentru oțel și pentru 100 de valori ale excentricității elipsei de contact "e" (definită de relația 2.36), de la valoarea 0, adică contact circular la valoarea 0,99, adică în vecinătatea contactului liniar, cu un pas de 0,01, s-au obținut rezultatele prezentate în figurile 2.19, 2.20 și 2.21:

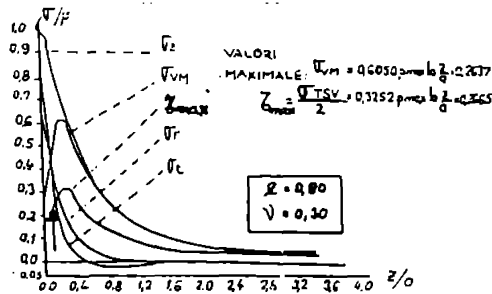


FIG. 2.19

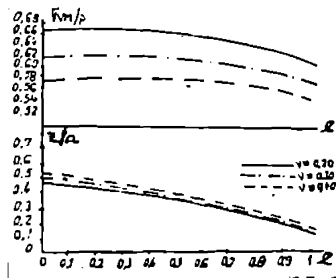


FIG. 2.20

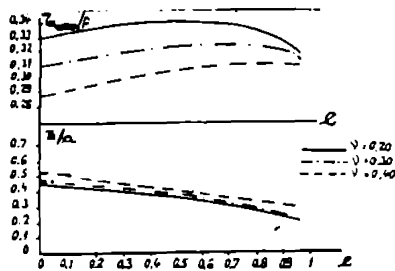


FIG. 2.21

Valorile maxime de-a lungul normalei în centrul elipsei pentru " $\sigma_{yy}$ " și " $\tau_{max}$ ". Obținute cu MathCAD pentru relații de tipul (2.4) și (2.5) (fig. 2.19), precum și



adâncimile lor de apariție sunt în bună concordanță cu valorile teoretice date în literatura de specialitate [101], [158], [161]. Pentru contactul eliptic roată - șină, la acțiunea numai a încărcării normale, se confirmă în acest fel adâncimile de apariție a tensiunilor echivalente maxime generale ( $h = 2 \div 3$  mm, conform [44], [132], ceea ce corespunde valorii semiaxei  $a=5...8$  mm). Se poate observa, în plus, existența unui punct de inflexiune (marcat cu săgeată) pentru funcția:  $\frac{\tau_{max}}{p_0} = f\left(\frac{z}{a}\right)$

Explicația apariției acestui punct de inflexiune, o considerăm a fi următoarea: între suprafața de contact și adâncimea la care apare punctul de inflexiune al funcției.

tensiunea tangențială maximă este:  $\tau_{max} = \frac{1}{2}(\sigma_z - \sigma_r)$

iar mai departe în adâncime, tensiunea tangențială maximă este:  $\tau_{max} = \frac{1}{2}(\sigma_z - \sigma_r)$

### 2.3.2. Concluzii

Din figurile (2.20) și (2.21) se remarcă următoarele:

a) Pe măsura creșterii coeficientului lui Poisson "ν", tensiunile "σ<sub>rM</sub>" respectiv "τ<sub>max</sub>" scad. Această scădere se manifestă cu preponderență pe măsură ce suprafața de contact se apropie de una circulară.

b) Adâncimile de apariție a tensiunilor echivalente maxime cresc odată cu creșterea coeficientului lui Poisson "ν".

c) Se confirmă faptul că adâncimile de apariție a tensiunilor echivalente maxime scad pe măsura creșterii excentricității "e" a elipsei (pe măsura apropierei de contactul liniar), această scădere manifestându-se pentru orice valoare a lui "ν"

## 2.4. Analiza stării de tensiune la contactul roată - șină sub acțiunea simultană a forțelor normale și tangențiale.

### 2.4.1. Influența forțelor tangențiale.

Constatările practice privind degradarea mai accentuată a suprafețelor de rulare ale roților motoare în comparație cu cele ale roților libere indică influența încărcării tangențiale din planul de contact asupra uzurii și stării de tensiune. Aceste încărcări tangențiale pot fi:

- forțe de frecare datorate alunecării sau rostogolirii sub încărcare normală.
- forțe de tracțiune, în cazul roților motoare.

Prezența forțelor tangențiale în planul de contact contrazice una din ipotezele teoriei lui Hertz, ceea ce face ca pentru un calcul hertzian al tensiunilor, soluția să fie aproximativă.

Problema contactului în prezența simultană a încărcărilor normală și tangențială fiind foarte complexă, în literatura de specialitate (Karas [110], Ponomariov [158], Popinceanu [161], ș.a., Knothe și Theiler [112], Birkedal-Nielsen și Theiler [14]) se introduce următoarea ipoteză simplificatoare, (soluția fiind aproximativă): forțele normale își păstrează distribuția eliptică (fig. 2.22) iar forțele tangențiale sunt proporționale cu acestea conform relației (2.43), având o distribuție de același tip (fig.2.23):

$$\mu = \frac{T}{Q} = \frac{q}{p} \quad (2.43)$$

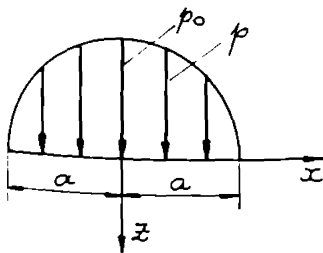


FIG. 2.22

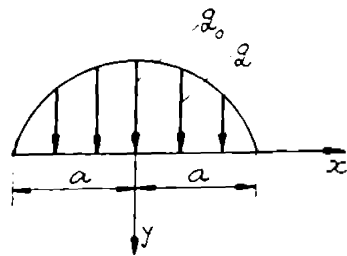


FIG. 2.23

Admiterea relației coulombiene (2.43) pentru forța de frecare din planul de contact se referă la o valoare medie pentru punctele contactului roată-șină. Pentru forța de frecare maximă ce urmează a fi transmisă, un rol esențial în estimarea acesteia îl joacă mărimea suprafeței de contact, rezistența la forfecare a asperităților, rugozitatea, impuritățile de pe calea de rulare și viteza. Problema influenței rugozității asupra frecării la contactul roată-șină este analizată de Kraft [113], Tross [204], ș.a..

În general, se recomandă rugozități minime de 120  $\mu\text{m}$  pentru suprafața de rulare a roții. Experiențele au indicat clar o scădere a coeficientului de frecare, odată cu creșterea vitezei, precum și o puternică influență a stării șinei asupra coeficientului de frecare. Pe baza valorilor determinate experimental, s-au dedus expresiile:

$$\mu = 0,161 + \frac{7}{5(v + 44)}, \quad v[\text{km/h}], \quad (\text{Curtius si Kniffler}) \quad (2.44)$$

respectiv

$$\mu = 0,116 + \frac{9}{v + 42}, \quad v[\text{km/h}], \quad (\text{Kotter}) \quad (2.45)$$

Domeniul de dispersie al valorilor coeficientului de frecare " $\mu$ " este, în mod uzual, între 0,1 și 0,35. Astfel, pentru șine ude și viteze peste 50 km/h s-a obținut  $\mu=0,1\dots0,2$ , pe când pentru șine uscate s-au realizat valori  $\mu=0,35$ , sau chiar mai ridicate.

Experiențele lui Andrews [4] au pus în evidență la contactul roată-șină existența unei "pudre metalice" formată din particule de oțel, oxizi de fier și de siliciu, urme de materii organice. Existența acesteia duce la sporirea valorii limită a frecării cu cel puțin 50% pentru rularea pe șină uscată, având un efect opus pentru rularea pe șină umedă. S-a constatat deasemenea că o creștere a presiunii pe suprafața de contact roată-șină produce o scădere a coeficientului de frecare la rularea oțel "curat" pe oțel "curat" (Kraft [113]). Pentru a menține constant coeficientul de frecare, în condițiile creșterii presiunii, este necesară dezvoltarea unei microalunecări longitudinale sporite. O modificare a diametrului roților de rulare, nu afectează sensibil valoarea coeficientului de frecare, în condițiile unei presiuni constante pe suprafața de contact roată-șină (Năilescu [134], Năilescu, Pașca [136]).

În condițiile unei stări plane de tensiune, pentru o viteză  $v=100$  km/h au fost studiate, în 2.4.3, două cazuri din punctul de vedere al coeficientului de frecare:  $\mu=0.17$ , respectiv  $\mu=0.3$ , corespunzând unor șine ude respectiv uscate.

Pentru o acțiune simultană a încărcărilor normală și tangențială, starea de tensiune se obține pe baza principiului suprapunerii efectelor.

Experiențele au confirmat că:

1. Aria de contact crește datorită forțelor tangențiale
2. Prezența forțelor tangențiale determină microdeplasări ale zonei hertzienne conducând la distorsionarea distribuției presiunii normale și la creșterea tensiunilor pe suprafața roții.

3. La orice contact nelubrefiat, încărcarea tangențială duce la apropierea maximului tensiunilor tangențiale maxime respectiv tensiunilor echivalente spre suprafața de contact conducând la fenomenul de "pitting". Punctele de apariție a acestor maxime se vor deplasa spre "înainte" în sensul de rulare.

4. La contactul roată - șină, conform [132], se disting următoarele cazuri:

-Dacă  $T < 0,31 Q$ ,  $\sigma_{TSVmax}$  apare în adâncime

-Dacă  $T = 0,31 Q$ ,  $\sigma_{TSVmax}$  apare atât la suprafață cât și în adâncime

-Dacă  $T > 0,31 Q$ ,  $\sigma_{TSVmax}$  apare la suprafață

#### 2.4.2. Studiul stării de tensiune la contactul roată-șină utilizând funcții potențiale

În cadrul teoriei elasticității, problema plană a contactului roată-șină este abordată, în continuare, cu ajutorul funcțiilor potențiale.

Se va considera poziția de echilibru dintre o roată rigidă și o șină elastică, cea din fig. 2.24 și se va admite relația (2.30) între încărcarea normală și cea tangențială.

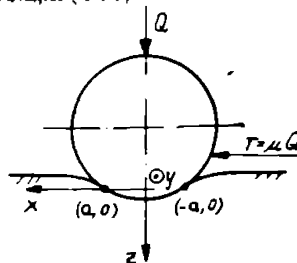


FIG. 2.24

**2.4.2.1. Funcția potențial pentru încărcarea cu sarcină normală.**

Pentru sarcina normală, distribuită după o lege hertziană, (fig. 2.25), condițiile la limită pentru planul  $z=0$  sunt următoarele:

$$\sigma_{z/z=0} = \begin{cases} -p(\eta), & \text{pentru } \eta \in [-a, a] \\ 0, & \text{pentru } \eta \notin [-a, a] \end{cases} \quad (2.46)$$

și

$$\tau_{xz/z=0} = 0 \quad (2.47)$$

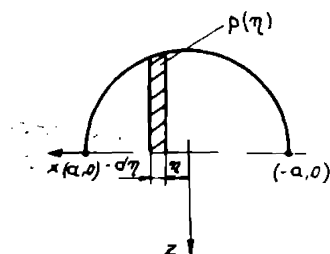


FIG. 2.25

Se consideră o funcție armonică în  $\mathbb{R}^2$ , de forma:

$$\Omega(x, z) = \int_{-a}^a p(\eta) \ln \frac{1}{D} d\eta \quad (2.48)$$

în care:  $D$  - distanța dintre punctele de coordonate  $(\eta, 0)$  și  $(x, z)$ .

Alegând funcția potențial pentru încărcarea cu sarcină normală distribuită

$$U^n(x, z) = \Omega(x, z) \quad (2.49)$$

care satisface condițiile la limită (2.54) și (2.55), derivatele parțiale de ordinul întâi vor fi de forma:

$$\frac{\partial U^n}{\partial z}(x, z) = -z I_1(x, z) \quad (2.50)$$

$$\frac{\partial U^n}{\partial x}(x, z) = -I_2(x, z) \quad (2.51)$$

unde:

$$I_1(x, z) = \int_{-a}^a p(\eta) \frac{1}{(x - \eta)^2 + z^2} d\eta \quad (2.52)$$

respectiv

$$I_4(x, z) = \int_{-a}^a p(\eta) \frac{x - \eta}{(x - \eta)^2 + z^2} d\eta \quad (2.53)$$

### 2.4.2.2 Funcția potențial pentru încărcarea cu sarcină tangențială

Pentru o sarcină tangențială, în direcția OX (fig. 2.26), condițiile la limită pentru planul  $z = 0$  sunt următoarele:

$$\tau_{xz}|_{z=0} = \begin{cases} -\mu p(\eta), & \text{pentru } \eta \in [-a, a] \\ 0, & \text{pentru } \eta \notin [-a, a] \end{cases} \quad (2.54)$$

și

$$\sigma_{zz}|_{z=0} = 0 \quad (2.55)$$

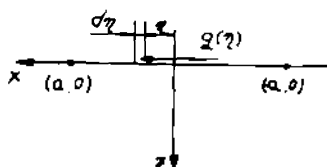


FIG. 2.26

Alegând funcția potențial pentru încărcarea cu sarcină tangențială distribuită

$$U'(x, z) = \mu \frac{\partial}{\partial x} \int_{-a}^a Q(x, z) dz = \mu \frac{\partial}{\partial x} \int_{-a}^a p(\eta) \left( \ln \frac{1}{D} \right) d\eta \quad (2.56)$$

care satisface condițiile la limită (2.54) și (2.55), derivatele parțiale de ordinul întâi vor fi de forma:

$$\frac{\partial U^r}{\partial z}(x, z) = -\mu I_4(x, z) \quad (2.57)$$

$$\frac{\partial U^r}{\partial x}(x, z) = \mu z I_1(x, z) \quad (2.58)$$

### 2.4.2.3. Studiul stării plane de tensiune în șina elastică

Efectuând derivatele parțiale de ordinul întâi în raport cu "z" ale lui  $I_1$ , respectiv  $I_4$  se obțin:

$$\frac{\partial}{\partial z} I_1(x, z) = -2z \int_{-a}^a p(\eta) \frac{1}{[(x - \eta)^2 + z^2]^2} d\eta = -2z I_2(x, z) \quad (2.59)$$

respectiv

$$\frac{\partial}{\partial z} I_4(x, z) = -2z \int_{-a}^a p(\eta) \frac{x - \eta}{[(x - \eta)^2 + z^2]^2} d\eta = -2z I_3(x, z) \quad (2.60)$$

Astfel,

$$I_2(x, z) = \int_{-a}^a p(\eta) \frac{1}{[(x - \eta)^2 + z^2]^2} d\eta \quad (2.61)$$

respectiv

$$I_3(x, z) = \int_{-a}^a p(\eta) \frac{x - \eta}{[(x - \eta)^2 + z^2]^2} d\eta \quad (2.62)$$

Folosind principiul suprapunerii efectelor, în acțiunea simultană a încărcărilor normală și tangențială, pentru spații elastice izotrope (conform V.Buracu [24], [25]) se obțin expresiile tensiunilor de contact în planul xoz:

$$\begin{cases} \sigma_x = -\frac{2}{\pi} [zI_1 - z^3I_2 + \mu(I_4 - z^2I_3)] \\ \sigma_z = -\frac{2}{\pi} (z^3I_2 + \mu z^2I_3) \\ \tau_{xz} = -\frac{2}{\pi} [z^2I_3 + \mu(zI_1 - z^3I_2)] \end{cases} \quad (2.63)$$

Starea plană de tensiune este complet determinată pentru planul  $xoz$  dacă se cunosc funcțiile  $I_1(x,z)$  și  $I_4(x,z)$ . Pentru contactul plan roată-șină, în condițiile teoriei clasice a lui Hertz, se propune o lege de distribuție a presiunii normale de forma:

$$p(\eta) = \frac{3}{2} \frac{Q}{\pi ab} \sqrt{1 - \frac{\eta^2}{a^2}} \quad (2.64)$$

În calculul integralelor  $I_1(x,z)$  și  $I_4(x,z)$  s-au folosit următoarele schimbări de variabilă:

$$\eta = r'a \quad (2.65)$$

și

$$r' = \frac{1 - u'^2}{1 + u'^2} \quad (2.66)$$

Folosind notațiile:

$$n_1 = \sqrt{\frac{z^2 + (a-x)^2}{z^2 + (a+x)^2}} \quad (2.67)$$

$$n_2 = \sqrt{2 \left[ n_1 + \frac{z^2 + x^2 - a^2}{z^2 + (a+x)^2} \right]} \quad (2.68)$$

$$n_3 = z^2 + (a+x)^2 \quad (2.69)$$

se obțin pentru contactul plan roată-șină următoarele expresii ale integralelor  $I_1, I_2, I_3, I_4$ :

Prin introducerea expresiilor (2.70) în relațiile (2.63) se delințează complet starea plană de tensiune în planul transversal  $OXZ$  al șinei elastice.



$$\left\{ \begin{array}{l} I_1 = \frac{3Q}{2a^2b} \left( \frac{1+n_1}{n_2} - 1 \right) \\ I_2 = \frac{3Q}{b} \frac{1+n_1}{n_1 n_2^3 n_3^2} \\ I_3 = 3 \frac{Q}{b} \frac{x(1+n_1) - a(1-n_1)}{n_1 n_2^3 n_3^2} \\ I_4 = \frac{3Q}{2ab} \left[ \frac{x}{a} - \frac{x(1+n_1) - a(1-n_1)}{n_2 a} \right] \end{array} \right. \quad (2.70)$$

**2.4.3. Model pentru studiul calitativ al variației tensiunilor de contact în roțile de rulare**

**2.4.3.1 Studiul variației în spațiu și timp a tensiunilor de contact în roți de rulare**

În cele ce urmează, pentru studiul stării plane de tensiune în planul diametral de rulare al unei roți, se propune un model pentru analiza calitativă a variației tensiunilor în spațiu și timp la acțiunea simultană a unei forțe normale și a unei forțe tangențiale.

Se consideră un punct "E" în care se studiază variația tensiunilor de contact și punctele A,B,C,D pe circumferința roții, care reprezintă punctele succesive de contact ale roții cu șina, ca în figura 2.27:

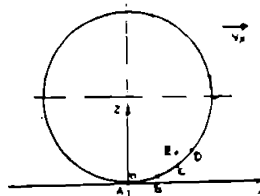


FIG. 2.27

Un sistem de coordonate mobil  $xoz$  legat de șină se deplasează cu viteza " $v_x$ " a vehiculului, de la A spre D.

Desfășurând cercul de rulare (fig. 2.28), față de un punct inițial de contact  $O'$ , punctul E va ocupa o poziție variabilă față de punctul momentan de contact A.

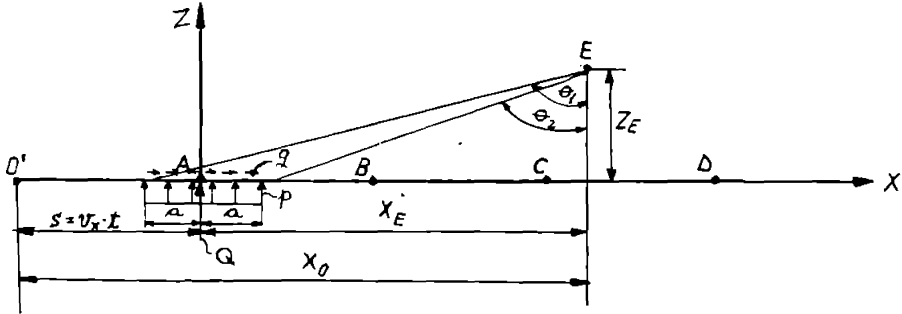


FIG. 2.28

Astfel,

$$\begin{cases} z_E = \text{constant} \\ x_E = x_0 - v_x t \end{cases} \quad (2.71)$$

unde:  $t$  - timpul

$x_0$  - distanța dintre verticala prin punctul E și originea  $O'$  prin care trece verticala contactului la momentul inițial  $t=0$ .

Relațiile (2.23) devin:

$$\begin{cases} \cos \theta_1 = \frac{x_0 - v_x t + a}{z_E} \\ \cos \theta_2 = \frac{x_0 - v_x t - a}{z_E} \end{cases} \quad (2.72)$$

Pentru aflarea expresiilor tensiunilor  $\sigma_z$ ,  $\sigma_x$ ,  $\tau_{xz}$  s-a ținut seama de relațiile (2.20), (2.21), (2.26), (2.30) și (2.43).

Astfel,

$$d\sigma_z = d\sigma_r \cos^2 \theta = \left( -\frac{2p}{\pi} - \frac{2\mu p}{\pi} \tan \theta \right) \cos^2 \theta d\theta \quad (2.73)$$

Prin integrare s-a obținut:

$$\sigma_x = -\frac{p}{\pi} [\theta_2 - \theta_1 + \frac{1}{2}(\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1)] - \frac{\mu}{2}(\cos 2\theta_2 - \cos 2\theta_1) \quad (2.74)$$

Analog,

$$d\sigma_x = d\sigma_x \sin^2\theta = \left( -\frac{2p}{\pi} - \frac{2\mu p}{\pi} \operatorname{tg}\theta \right) \sin^2\theta d\theta \quad (2.75)$$

Pentru  $\theta_2 < \theta_1 < 90^\circ$  a rezultat:

$$\sigma_x = -\frac{p}{\pi} \left[ \theta_2 - \theta_1 + \sin 2\theta_1 - \sin 2\theta_2 + \mu \left( 2 \ln \left| \frac{\cos \theta_1}{\cos \theta_2} \right| + \cos^2 \theta_2 - \cos^2 \theta_1 \right) \right] \quad (2.76)$$

Având în vedere că:

$$d\tau_x = \frac{1}{2} d\sigma_x \sin 2\theta = -\frac{p}{\pi} (1 + \mu \operatorname{tg}\theta) \sin 2\theta d\theta \quad (2.77)$$

s-a obținut expresia:

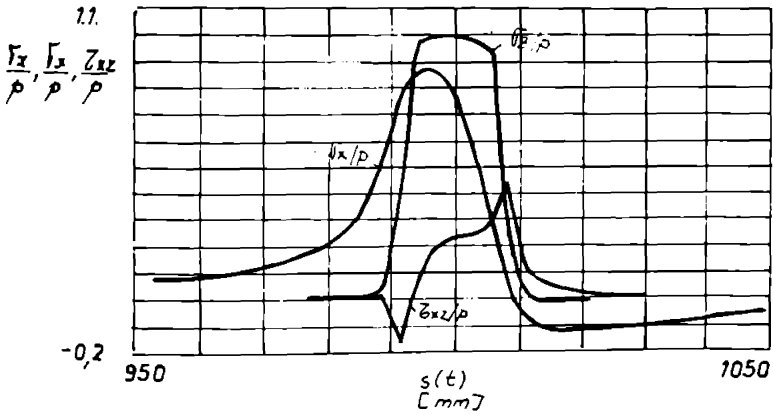
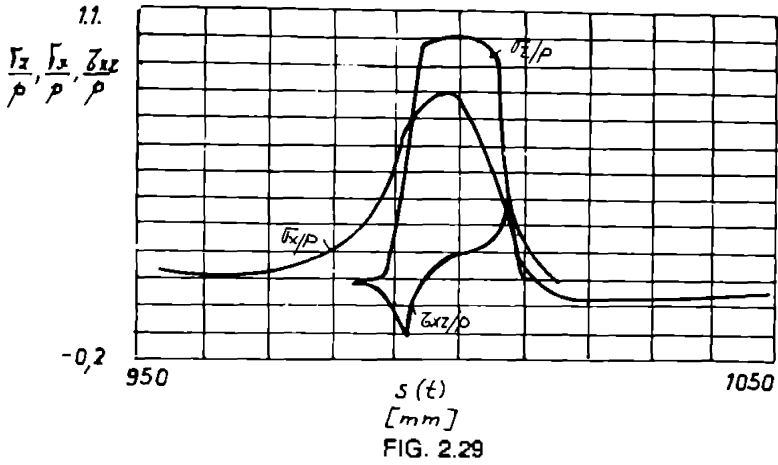
$$\tau_x = -\frac{p}{\pi} \left\{ \frac{1}{2} (\cos 2\theta_2 - \cos 2\theta_1) + \mu [(\theta_2 - \theta_1) - \frac{1}{2} (\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1)] \right\} \quad (2.78)$$

Tensiunile de contact variază pe măsură ce roata se apropie sau se îndepărtează de verticala contactului, prin variația unghiurilor  $\theta_1$  și  $\theta_2$ .

Considerându-se  $Z_E = 0,2a$ , (ceea ce pentru  $a = 8$  mm corespunde unei adâncimi  $Z_E = 1,6$ mm) tensiunile în "E" au fost reprezentate grafic utilizând un soft specializat (MathCAD) în funcție de distanța  $s = v_x \cdot t$  [mm] pentru  $t \in [0; 0,1]$ s cu un pas  $\Delta t = 0,0001$ s. S-a ales  $v_x = 1$ m și  $v_y = 100$  km/h.

Au fost analizate aceleași două cazuri, din punct de vedere al coeficientului de frecare:

$$\mu = 0,17 \quad (\text{fig. 2.29}) , \text{ respectiv } \mu = 0,3 \quad (\text{fig. 2.30})$$



### 2.4.3.2. Concluzii

Din analiza reprezentărilor grafice se pot desprinde următoarele concluzii pentru problema plană a contactului roată-șină:

a) Tensiunea " $\sigma_z$ " are cea mai mare valoare, dar efectul ei se resimte numai în imediata vecinătate a verticalei contactului într-un interval  $(-1,375a; +1,375a)$ . Această

tensiune este puțin influențată de forțele tangențiale din planul de contact.

b) Tensiunea " $\sigma_x$ " are întotdeauna valori mai mici decât " $\sigma_z$ ", dar efectul ei se manifestă într-un interval (-2,75a; +1,375a).

c) Comparând figurile (2.29) și (2.30) se poate observa că odată cu creșterea coeficientului de frecare " $\mu$ ", tensiunea " $\sigma_x$ " crește iar maximum acesteia se înregistrează mai în avans față de momentul trecerii prin verticala contactului.

d) Tensiunea " $\sigma_x$ " își schimbă semnul după depășirea momentului contactului, după care urmează o creștere lentă în timpul rulării.

Această variație ciclică de mică amplitudine, într-un interval de timp egal cu perioada rotației roții, poate constitui o cauză în deteriorarea prin oboseală a roților de rulare.

e) Tensiunea " $\tau_{xz}$ " prezintă o variație aproximativ antisimetrică, schimbarea de semn având loc înainte de trecerea prin verticala contactului, iar maximum obținându-se la intrarea respectiv ieșirea din suprafața de contact. La creșterea coeficientului de frecare, valorile lui " $\tau_{xz}$ " cresc, ceea ce indică o influență a forțelor tangențiale asupra acestora.

### Capitolul 3. METODĂ APROXIMATIVĂ, NEITERATIVĂ PENTRU DETERMINAREA FORTELOR LA CONTACTUL ROATĂ - ȘINĂ

Interdependența dintre lungimile semiaxelor elipsei de contact, presiune maximă și forță (conform relațiilor 1.1, 1.2 și 1.9) face ca problema contactului să fie o problemă iterativă, rezolvarea acesteia (găsirea lui  $p_0$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $Q$ ,  $T_x$ ,  $T_y$ , etc) realizându-se după mai mulți pași.

În cele ce urmează sunt prezentate modalități rapide, aproximative și neiterative pentru calculul încărcărilor normale și tangențiale.

#### 3.1. Determinarea forței normale

Considerând roata respectiv șina ca două corpuri de revoluție în contact, se pun în evidență în figura 3.1 aria de contact "A" și aria de penetrare "A<sub>p</sub>" impusă de apropierea (pătrunderea) relativă "δ" a corpurilor pe linia centrelor. Delimitarea acestor arii este confirmată de J. Hashemi și B. Paul [85].

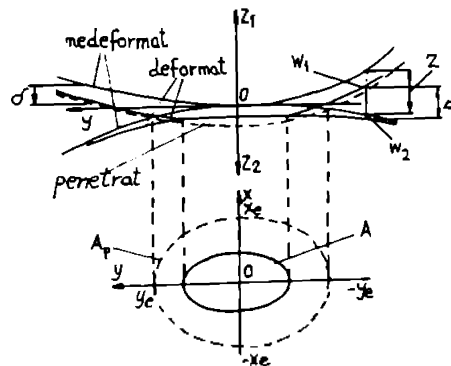


FIG. 3.1.

Ideea de bază a metodei constă în a estima aria de contact și apoi de a calcula încărcarea normală, presupunând câteva ipoteze.

Fie  $Z_1(y)$  funcția care definește profilul roții, respectiv  $Z_2(y)$  funcția care definește profilul șinei.

Se definește:

$$Z(y) = Z_r(y) + Z_s(y) \quad (3.1)$$

cu  $Z_r(0) = Z_s(0) = 0$

În stare nedeformată, distanța dintre două puncte de pe suprafața de rulare cu aceleași coordonate  $(x,y)$  este:

$$Z(x,y) = Z(y) + \frac{x^2}{2R_r} \quad (3.2)$$

unde:  $R_r$  - raza cercului de rulare al roții.

În concordanță cu relațiile (1.14) respectiv (1.15), prezentate în cadrul teoriei clasice (Hertz), distanța în stare deformată între puncte corespondente aflate pe o normală comună de pe roată și șină va fi:

$$d(x,y) = Z(x,y) - \delta + w_1(x,y) + w_2(x,y) \quad (3.3)$$

cu  $d(x,y) = 0$ , pentru  $(x,y) \in A$  respectiv  $d(x,y) > 0$ , pentru  $(x,y) \notin A$ .

Conform principiului al treilea al mecanicii newtoniene, deplasările punctelor de pe suprafața roții respectiv șinei, pe direcție verticală vor fi:

$$w_1(x,y) = w_2(x,y) = w(x,y) \quad (3.4)$$

Echivalarea roții respectiv șinei cu semispații elastice permite calculul deplasărilor elastice normale (J.V.Boussinesq [19], S. Timoshenko, J. Goodier [202] S.D. Ponomariov [158], N.Popinceanu [161], ș.a.):

$$w(x,y) = \frac{1-\nu^2}{\pi E} \iint_A \frac{p(x',y')}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} dx' dy' \quad (3.5)$$

Pentru orice punct aparținând ariei de contact "A" sau frontierei acesteia, se poate scrie:

$$\delta = Z(x,y) + 2w(x,y) \quad (3.6)$$

Pentru  $x \neq y = 0$ , adică în originea sistemului comun de coordonate pentru roată, respectiv șină

$$\delta = 2w(0,0) = 2w_0 \quad (3.7)$$

Condiția de contact impune ca:

$$p(x,y) \cdot d(x,y) = 0 \quad (3.8)$$

Problema este de a găsi o arie de contact "A" pe care să fie îndeplinită condiția (3.8).

Considerând un caz de încărcare cvasihertzian, cu o distribuție semi- eliptică a presiunii normale în direcția de rulare (x), într-un punct (x,y) al suprafeței de contact, presiunea are expresia:

$$p(x,y) = \frac{P_0}{x_i(0)} \sqrt{x_i^2(y) - x^2} \quad (3.9)$$

Se consideră o penetrare a suprafețelor roții respectiv șinei pe o adâncime

$$\delta_0 = \alpha \cdot \delta \quad (3.10)$$

cu  $\alpha < 1$  și se echivalează aria de penetrare "A<sub>p</sub>" cu aria de contact "A" pentru o penetrare cu "δ".

După mai multe tatonări, se propune o funcție de penetrare pentru profile, de forma:

$$g(y) = \begin{cases} \delta_0 - Z(y), & \text{daca } Z(y) \leq \delta_0 \\ 0, & \text{daca } Z(y) > \delta_0 \end{cases} \quad (3.11)$$

Această expresie a funcției va fi validată prin rezultatele obținute în comparație cu programul CONTACT.

Cu această funcție se va aproxima coordonata frontierei ariei de penetrare în direcția de rulare:

$$x_i(y) \approx \sqrt{2 \cdot R_R \cdot g(y)} \quad (3.12)$$

Admițând contactul pe o suprafață eliptică, coordonata frontierei ariei de penetrare în direcție transversală,  $y_i(x)$ , verifică ecuația unei elipse.



Forța normală pe suprafața de contact se poate determina cu relația:

$$Q = \frac{p_0}{x_f(0)} \int_{-x_f}^{x_f} \int_{-y_f}^{y_f} \sqrt{x_f^2(y) - x^2} dx dy \quad (3.13)$$

Deplasarea normală în punctul (0,0) este:

$$w(0,0) = w_0 = \frac{1-\nu^2}{\pi E} \cdot \frac{p_0}{x_f(0)} \int_{-x_f}^{x_f} \int_{-y_f}^{y_f} \frac{\sqrt{x_f^2(y) - x^2}}{\sqrt{x^2 + y^2}} dx dy \quad (3.14)$$

Cum  $2w_0 = \delta$  (conform relației 3.7) , pentru "δ" - prescris, se pot calcula :

$$Q = \frac{\pi E b}{2(1-\nu^2)} \cdot \frac{\int_{-x_f}^{x_f} \int_{-y_f}^{y_f} \sqrt{x_f^2(y) - x^2} dx dy}{\int_{-x_f}^{x_f} \int_{-y_f}^{y_f} \frac{\sqrt{x_f^2(y) - x^2}}{\sqrt{x^2 + y^2}} dx dy} \quad (3.15)$$

respectiv

$$p_0 = \frac{Q \sqrt{2R_R \delta_0}}{\int_{-x_f}^{x_f} \int_{-y_f}^{y_f} \sqrt{x_f^2(y) - x^2} dx dy} \quad (3.16)$$

Pentru calculul lui "Q" și "p<sub>0</sub>", integralele din expresiile (3.15) și (3.16) se evaluează numeric.

### 3.2. Determinarea forțelor tangențiale

Folosind rezultatele problemei normale, se consideră, în continuare, ca arie de contact "A" pentru penetrarea cu "δ", aria de penetrare "A<sub>p</sub>" pentru penetrarea cu "δ<sub>0</sub>".

Teoria liniară și teoria simplificată a contactului roată - șină, au condus la următoarele relații pentru distribuția presiunilor în planul de contact, în direcție longitudinală (p<sub>x</sub>) respectiv transversală (p<sub>y</sub>):

$$\begin{cases} p_x(x,y) = \frac{1}{L_x} (x-x_i)(e_x - y\phi) \\ p_y(x,y) = \frac{1}{L_y} [(x-x_i)e_y + (x^2-x_i^2)\phi] \end{cases} \quad (3.17)$$

Prin integrare se obțin expresiile forțelor tangențiale de microalunecare pe aria de penetrare, de forma:

$$\begin{cases} T_x = \frac{-4R_R}{L_x} e_x \int_{-y_i}^{y_i} g(y) dy - \frac{4R_R}{3L_x} \phi \int_{-y_i}^{y_i} yg(y) dy \\ T_y = \frac{-4R_R}{L_y} e_y \int_{-y_i}^{y_i} g(y) dy - \frac{4\sqrt{2}}{3L_y} \phi \int_{-y_i}^{y_i} [R_R g(y)]^{\frac{3}{2}} dy \end{cases} \quad (3.18)$$

Admițând teoria lui Hertz, în cadrul căreia se neglijează mișcarea de spin și identificând termen cu termen relațiile (3.18) cu relațiile (1.24) din cadrul teoriei liniare, se obțin expresiile aproximative ale componentelor parametrului de flexibilitate tangențială  $L_x, L_y$ :

$$\begin{cases} L_x = \frac{4R_R}{G x_i y_i c_{11}} \int_{-y_i}^{y_i} g(y) dy \\ L_y = \frac{4R_R}{G x_i y_i c_{22}} \int_{-y_i}^{y_i} g(y) d(y) \end{cases} \quad (3.19)$$

Expresiile forțelor în planul de contact roată - șină vor fi:

$$\begin{cases}
 T_x = -G x_1 y_1 c_{11} \left[ e_x + \frac{\phi}{3} \cdot \frac{-y_1}{\int_{-y_1}^{y_1} y g(y) dy} \right] \\
 T_y = -G x_1 y_1 c_{22} \left[ e_y + \frac{\sqrt{2R_R} \phi}{3} \cdot \frac{\int_{-y_1}^{y_1} [g(y)]^{\frac{3}{2}} dy}{\int_{-y_1}^{y_1} g(y) dy} \right]
 \end{cases} \quad (3.20)$$

Așa cum s-a indicat la 1.4 (Teoria liniară), coeficienții  $c_{11}$ , respectiv  $c_{22}$  depind de  $x$ ,  $y$ , și  $v$ . În cele ce urmează s-a considerat o dependență în conformitate cu British Rail Table Book și cu USETAB [109], care admite interpolări liniare.

### 3.3. Program de calcul pentru determinarea forțelor normale și tangențiale la contactul roată - șină

Pe baza demonstrațiilor prezentate în 3.1 și 3.2, a fost elaborat un program de calcul pentru determinarea forțelor normale și tangențiale de microalunecare la contactul roată - șină.

Programul, scris în PASCAL, are următoarele caracteristici:

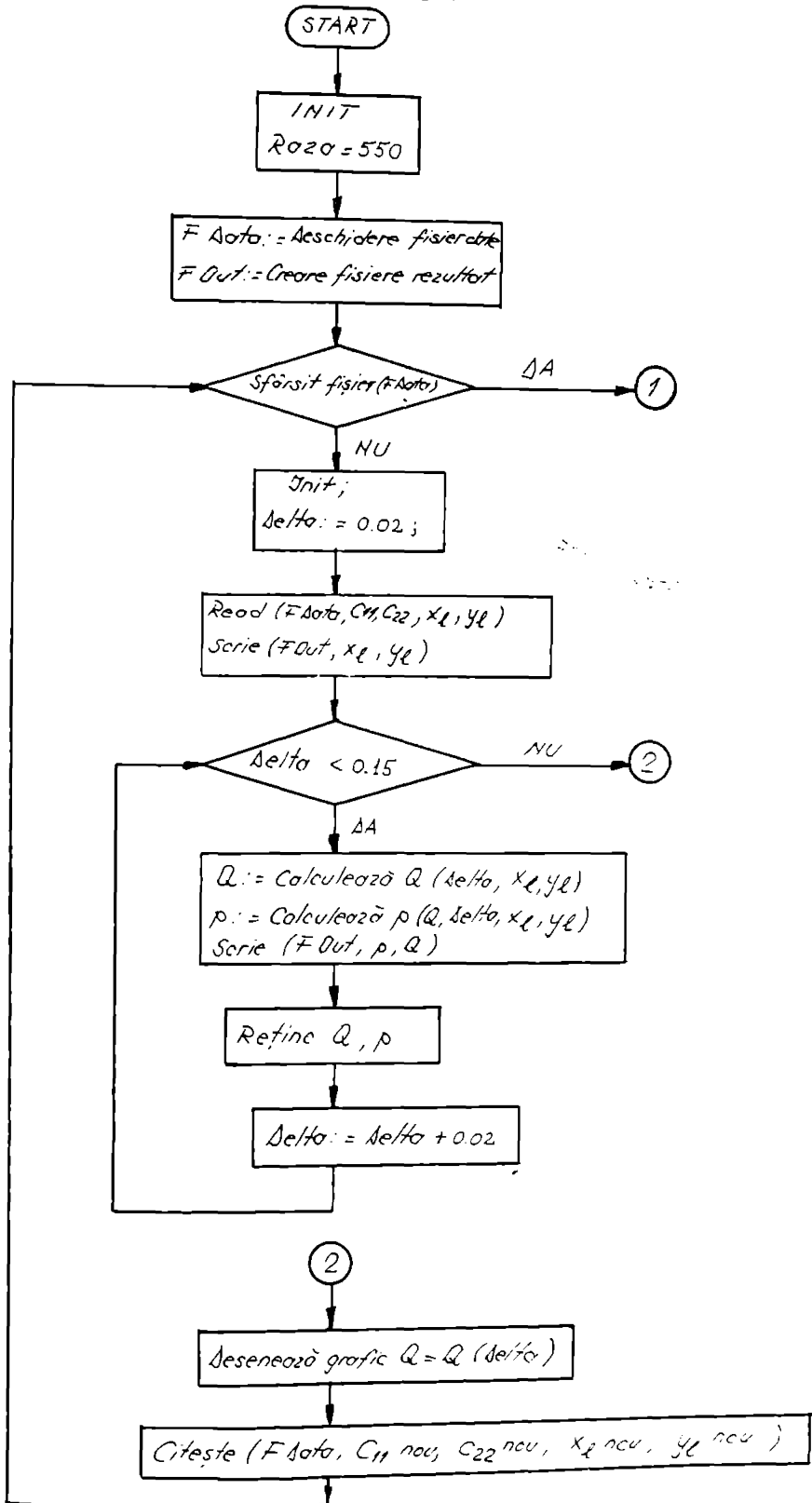
- Prezintă flexibilitate, permitând diverse date de test în fișierul datelor de intrare, pentru diferite valori ale lui "δ"
- Utilizează metodologia de calcul a integralelor simple respectiv duble cu algoritmul Simpson
- Alege coeficienții "C<sub>11</sub>" respectiv "C<sub>22</sub>" în conformitate cu British Rail Table Book și cu USETAB [109], admitând interpolări liniare în alegerea acestora
- Se extinde pe 1564 linii de program
- Folosește facilitățile oferite de nucleul grafic din PASCAL, utilizând funcții de

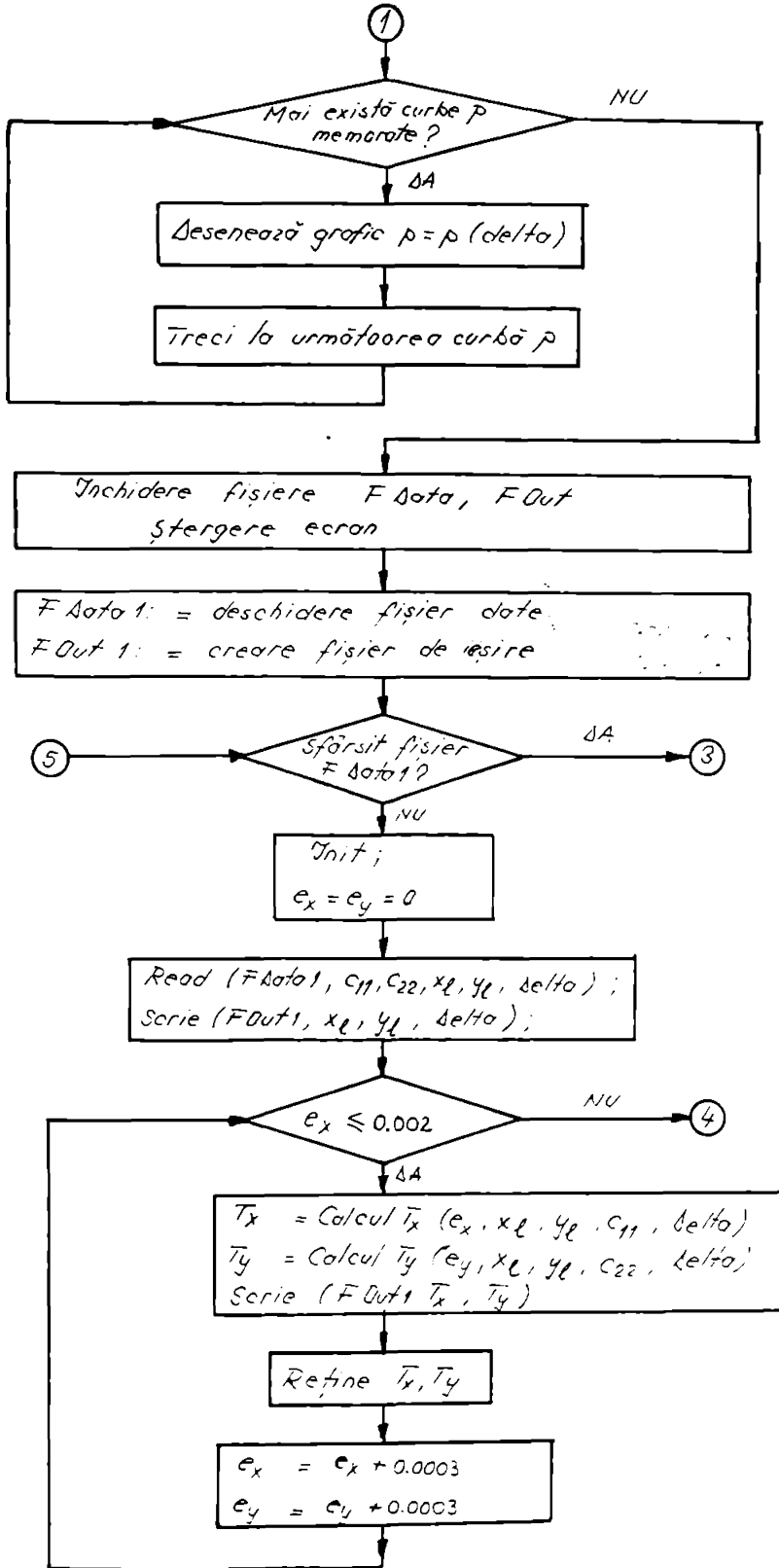
interpolare tip Spline

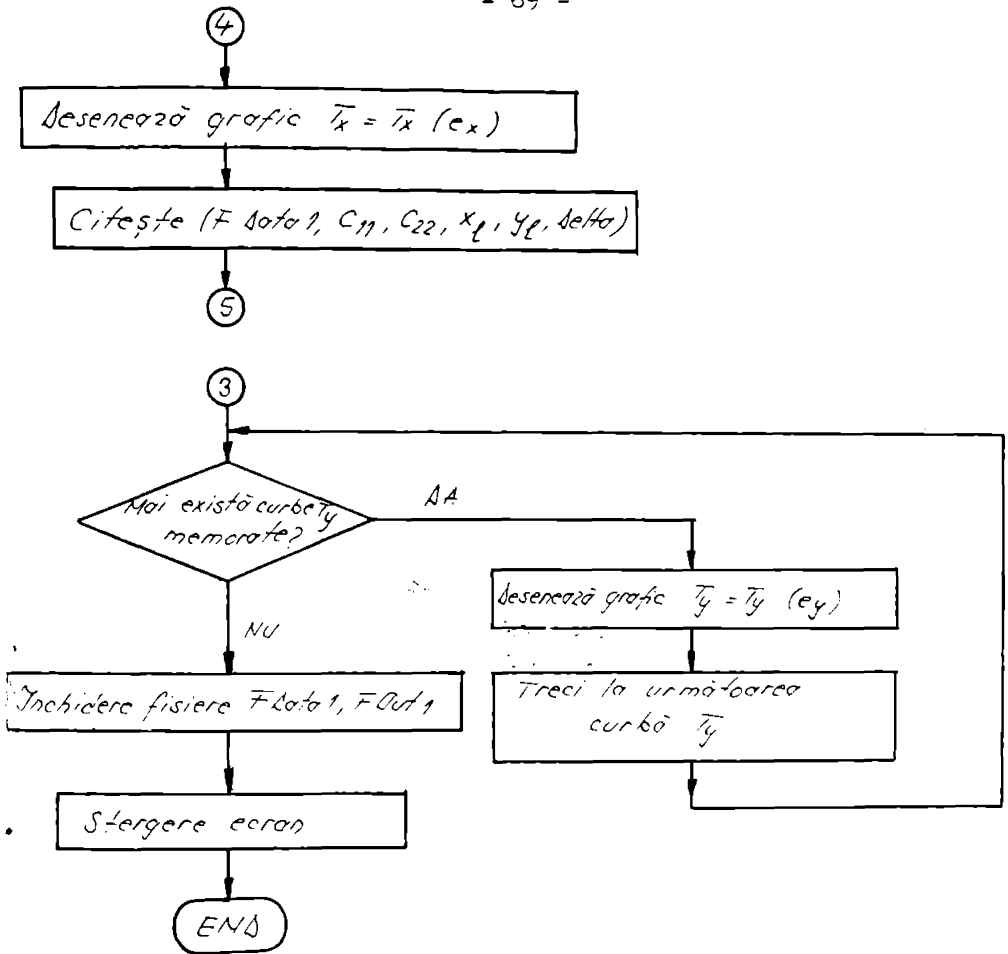
- Timpii de răspuns, care se referă la calculul și reprezentarea grafică a unui caz, sunt de 0,3 s pentru "Q" și "p<sub>0</sub>" respectiv de 0,1 s pentru "T<sub>x</sub>" și "T<sub>y</sub>". pe un computer PC 486 DX 50 MHz.

În continuare, sunt prezentate schema logică și programul de calcul.

SCHEMA LOGICĂ - 67 -







## PROGRAM DE CALCUL

Program INTEGRAL.PAS

unit integral;

INTERFACE

TYPE

  fct1=function(t1:real):real;  
  fct2=function(t1,t2:real):real;

function isimpia(a,b :real; n :integer; f:fct1):real;  
function idubla (a,b,c,d:real; n,m:integer; f:fct2):real;  
procedure Init(r:real);  
var E,Niu,alpha,Raza:real;

IMPLEMENTATION

function isimpia;  
var h,x,sum:real;  
    i,k:integer;  
begin  
  sum := 0;  
  h := (b-a)/(2\*n);  
  k := 0;  
  for i:=0 to 2\*n do  
  begin  
    x := a+i\*h;  
    if k=4 then k:=2  
    else k:=4;  
    if (i=0) or (i=2\*n) then k:=1;  
    sum := sum+k\*f(x);  
  end; (for)  
  sum := sum\*(h/3);  
  isimpia := sum;  
end;

function idubla;  
var h1,h2,x,y,sum:real;  
    i,j,k1,k2 :integer;  
begin  
  sum:= 0;  
  h1 := (b-a)/(2\*n);  
  h2 := (d-c)/(2\*m);  
  k1 := 0;  
  k2 := 0;  
  for i:=0 to 2\*n do  
  begin  
    x := a+i\*h1;  
    if k1=4 then k1:=2  
    else k1:=4;  
    if (i=0) or (i=2\*n) then k1:=1;  
    for j:=0 to 2\*m do  
    begin  
      y := c+j\*h2;  
      if k2=4 then k2:=2  
      else k2:=4;  
      if (j=0) or (j=2\*m) then k2:=1;  
      sum := sum + k1\*k2\*f(x,y);



```
    end; (for j)
  end; (for i)
  sum := sum*(h1/3)*(h2/3);
  idubla := sum;
end;
```

```
procedure Init;
begin
  E := 210000;
  Niu := 0.3;
  alpha := 0.6, (0.6)
  Raza := r;
end;
```

```
BEGIN
END.
```

Program CALC\_QP0.PAS

```
unit calc_qp;
```

```
INTERFACE
function Q(Delta,Xl,Yl:real):real;
function p0(Qul,Delta,Xl,Yl:real):real;
```

```
IMPLEMENTATION
uses integral;
var GDelta:real; ( '!!!!' )
```

```
function g(y:real):real;
var D0:real;
begin
  D0 := GDelta/alpha;
  if (Raza >= 150) then
  begin
    if (y/10) <= D0 then
      g := (D0 - y/10)
    else
      g := 0;
    end
  else
    g := D0;
  end;
```

```
($F+)
function function1(x,y:real):real;
begin
  function1 := Sqrt( Abs(2*Raza*g(y) - x*x) );
end;
```

```
function function2(x,y:real):real;
begin
  if Sqrt(x*x+y*y)<0.00000001 then
    function2 := 0
  else
    function2 := function1(x,y)/Sqrt(x*x+y*y);
```

```
end;  
{$F-}  
  
function Q;  
var sus,jos : real;  
begin  
  GDelta := Delta;  
  sus := idubla(-Y1,Y1,-X1,X1,25,25,function1);  
  jos := idubla(-Y1,Y1,-X1,X1,25,25,function2);  
  Q := (Pi*E*Delta*sus)/(2*(1-Niu*Niu)*jos);  
end;
```

```
function p0;  
var sus,jos:real;  
begin  
  GDelta := Delta;  
  sus := Qul*sqrt(2*Raza*Delta/alpha);  
  jos := idubla(-Y1,Y1,-X1,X1,25,25,function1);  
  p0 := sus/jos;  
end;
```

```
BEGIN  
END.
```

```
Program CALC_TP PAS  
unit calc_tp;
```

```
INTERFACE  
function Tx(Fi,X1,Y1,c11,Delta:real):real;  
function Tx1(eX,X1,Y1,c11,Delta:real):real;  
function Ty(Fi,X1,Y1,c22,Delta:real):real;  
function Ty1(eX,X1,Y1,c22,Delta:real):real;
```

```
procedure InitTP;
```

```
IMPLEMENTATION  
uses integral;  
var L,GG,GDelta:real;
```

```
{$F+}  
function g(y:real):real;  
var D0:real;  
begin  
  D0 := GDelta/alpha;  
  if (Raza >= 150) then  
    begin  
      if (y/10) <= D0 then  
        g := (D0 - y/10)  
      else  
        g := 0;  
      end  
    else  
      g := D0;
```

```
end;
```

```
function fct1(x:real):real;
```

```
begin
  fct1 := x*g(x);
end;

function fct2(x:real):real;
begin
  fct2 := g(x)*Sqrt(g(x));
end;

($F-)

function Tx;
var F,Num:real;
begin
  GDelta := Delta;
  F := GG*Xl*Yl*c11*Fi*isimpla(-Yl,Yl,25,fct1);
  Num := 3*isimpla(-Yl,Yl,25,g);
  Tx := F/Num;
end;

function Tx1;
var F1,F2,F,Num:real;
begin
  GDelta := Delta;
  F1 := GG*Xl*Yl*c11;
  Num := isimpla(-Yl,Yl,25,g);
  F2 := eX + eX*isimpla(-Yl,Yl,25,fct1)/(3*I*Num);
  Tx1 := F1*F2;
end;

function Ty;
var F,Num:real;
begin
  GDelta := Delta;
  F := GG*Xl*Yl*c22*Sqrt(2*Raza)*Fi*isimpla(-Yl,Yl,25,fct2);
  Num := 3*isimpla(-Yl,Yl,25,g);
  Ty := F/Num;
end;

function Ty1;
var F1,F2,Num:real;
begin
  GDelta := Delta;
  F1 := GG*Xl*Yl*c22;
  Num := isimpla(-Yl,Yl,25,g);
  F2 := eX + Sqrt(2*Raza)*eX*isimpla(-Yl,Yl,25,fct2)/(3*I*Num);
  Ty1 := F1*F2;
end;

procedure InuTP;
begin
  I := 10;
  GG := 81000;
end;
BEGIN
END.
```

### 3.4. Rezultate obținute cu programul elaborat

#### Comparatie cu programul CONTACT

S-a analizat cazul contactului cu șina pentru o roată de vehicul feroviar frecvent utilizată în exploatare, roata cu diametrul cercului de rulare  $D_R = 1100$  mm.

Pentru valori ale apropierii " $\delta$ " prescrise (între 0,02 mm și 0,12 mm) corespunzător funcției  $g(y)$  (rel. 3.11) cu  $\alpha = 0,6$ , fișierul datelor de intrare este prezentat în tabelul 3.1:

TAB. 3.1.

Raza:					
550.0	DeltaQp0	Xl	Yl	c11	c22
0.02	5.35	7.3	3.93	3.45	
0.04	5.3	7.6	3.91	3.28	
0.08	5.25	7.8	3.89	3.25	
0.09	5	8	3.88	3.2	
0.12	4.75	8.2	3.8	3.12	

Rezultatele obținute cu programul elaborat, referitoare la calculul lui "Q" și "p<sub>0</sub>", pe baza relațiilor (3.15) și (3.16), sunt prezentate în tabelul 3.2. și în reprezentările grafice  $Q = f(\delta)$  (fig. 3.2) respectiv  $p_0 = f(\delta)$  (fig. 3.3). Pentru aceeași roată de rulare, în figura 3.2 s-a reprezentat, comparativ, dependența  $Q = f(\delta)$  dată de programul CONTACT [107], [108].

TAB. 3.2.

Xl=5.350, Yl=7.300, Delta=0.020000  
Q=15409.1822, p0= 115.0201

Xl=5.300, Yl=7.600, Delta=0.040000  
Q=34611.0047, p0= 290.1716

Xl=5.250, Yl=7.800, Delta=0.080000  
Q=73902.7390, p0= 684.6388

Xl=5.000, Yl=8.000, Delta=0.090000  
Q=90450.5630, p0= 802.3354

Xl=4.750, Yl=8.200, Delta=0.120000  
Q=151396.6527, p0= 1129.6219

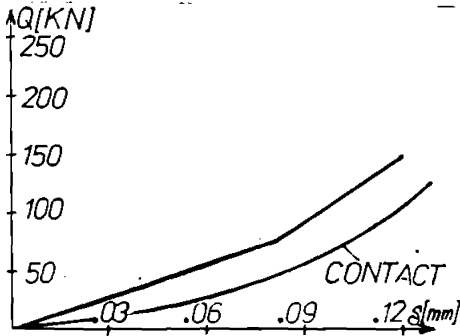


FIG. 3.2.

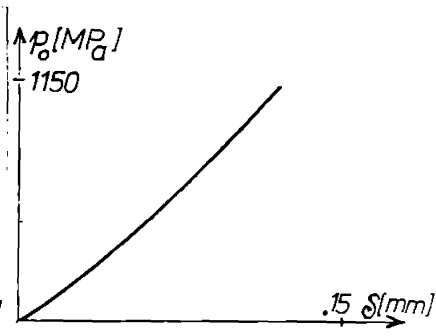


FIG. 3.3.

Forțele tangențiale de microalunecare din planul de contact, " $T_x$ " și " $T_y$ ", având expresiile din relația (3.20), au fost analizate în două situații distincte:

I.  $e_x = e_y = 0$

În acest caz, rezultatele obținute sunt prezentate în tabelul 3.3 și în reprezentările grafice  $T_x = f(\Phi)$  (fig. 3.4 ... fig.3.8) și  $T_y = f(\Phi)$  (fig. 3.10 ... fig. 3.14). În figurile 3.9 respectiv 3.15 au fost reprezentate prin suprapunere, familiile de curbe  $T_x = f(\Phi)$  respectiv  $T_y = f(\Phi)$ , corespunzătoare fișierului datelor de intrare.

II.  $e_x = e_y; \quad \Phi = \frac{e_x}{l}; \quad l = 10 \text{ mm}$

În acest caz, rezultatele obținute sunt prezentate în tabelul 3.4 și în reprezentările grafice  $T_x = f(e_x)$  (fig. 3.16 ... fig. 3.20) și  $T_y = f(e_x)$  (fig. 3.22 ... fig. 3.26). În figurile 3.21 respectiv 3.27 au fost reprezentate prin suprapunere, familiile de curbe  $T_x = f(e_x)$  respectiv  $T_y = f(e_x)$ , corespunzătoare fișierului datelor de intrare.

Pentru ambele cazuri analizate, comparația cu rezultatele programului CONTACT [107], [108], a fost efectuată pentru o aceeași apropiere  $\delta = 0.09 \text{ mm}$  (fig. 3.7, fig. 3.13, fig. 3.19 și fig. 3.25)

ТАБ 3.3.

XI=5.350,YI=7.300,Delta=0.02000			
$\Phi=0.000000$	Txul= 0.0000	$\Phi=0.000000$	Tyul= 0.0000
$\Phi=0.000300$	Txul= 3729.7154	$\Phi=0.000150$	Tyul= 5274.1759
$\Phi=0.000200$	Txul=10459.4269	$\Phi=0.000200$	Tyul=11548.3519
$\Phi=0.000500$	Txul=11189.1403	$\Phi=0.000500$	Tyul=17822.5278
$\Phi=0.000800$	Txul=13918.8538	$\Phi=0.000800$	Tyul=14596.7037
$\Phi=0.001100$	Txul=13148.5672	$\Phi=0.001100$	Tyul=14370.8796
$\Phi=0.001400$	Txul=13578.2807	$\Phi=0.001400$	Tyul=12845.0556
XI=5.300,YI=7.600,Delta=0.04000			
$\Phi=0.000000$	Txul= 0.0000	$\Phi=0.000000$	Tyul= 0.0000
$\Phi=0.000300$	Txul= 3827.1256	$\Phi=0.000150$	Tyul= 5210.4771
$\Phi=0.000200$	Txul=10654.2473	$\Phi=0.000200$	Tyul=11420.9542
$\Phi=0.000500$	Txul=11481.3709	$\Phi=0.000500$	Tyul=17631.4314
$\Phi=0.000800$	Txul=14308.4946	$\Phi=0.000800$	Tyul=14341.9085
$\Phi=0.001100$	Txul=13635.6182	$\Phi=0.001100$	Tyul=14052.3856
$\Phi=0.001400$	Txul=14162.7418	$\Phi=0.001400$	Tyul=12462.8627
XI=5.250,YI=7.800,Delta=0.08000			
$\Phi=0.000000$	Txul= 0.0000	$\Phi=0.000000$	Tyul= 0.0000
$\Phi=0.000300$	Txul= 3870.8807	$\Phi=0.000150$	Tyul= 5234.0263
$\Phi=0.000200$	Txul=10741.7613	$\Phi=0.000200$	Tyul=11468.0525
$\Phi=0.000500$	Txul=11612.6420	$\Phi=0.000500$	Tyul=17702.0788
$\Phi=0.000800$	Txul=14483.5226	$\Phi=0.000800$	Tyul=14436.1050
$\Phi=0.001100$	Txul=13854.4033	$\Phi=0.001100$	Tyul=14170.1313
$\Phi=0.001400$	Txul=14425.2839	$\Phi=0.001400$	Tyul=12604.1575
XI=5.000,YI=8.000,Delta=0.09000			
$\Phi=0.000000$	Txul= 0.0000	$\Phi=0.000000$	Tyul= 0.0000
$\Phi=0.000300$	Txul= 3771.3600	$\Phi=0.000150$	Tyul= 5110.4000
$\Phi=0.000200$	Txul=10542.7200	$\Phi=0.000200$	Tyul=11220.8000
$\Phi=0.000500$	Txul=11314.0800	$\Phi=0.000500$	Tyul=17331.2000
$\Phi=0.000800$	Txul=14085.4400	$\Phi=0.000800$	Tyul=13941.6000
$\Phi=0.001100$	Txul=13356.8000	$\Phi=0.001100$	Tyul=13552.0000
$\Phi=0.001400$	Txul=13828.1600	$\Phi=0.001400$	Tyul=11862.4000
XI=4.750,YI=8.200,Delta=0.12000			
$\Phi=0.000000$	Txul= 0.0000	$\Phi=0.000000$	Tyul= 0.0000
$\Phi=0.000300$	Txul= 3596.6450	$\Phi=0.000150$	Tyul= 4953.0332
$\Phi=0.000200$	Txul=10193.2860	$\Phi=0.000200$	Tyul=10906.0664
$\Phi=0.000500$	Txul=10789.9290	$\Phi=0.000500$	Tyul=16859.0996
$\Phi=0.000800$	Txul=13386.5720	$\Phi=0.000800$	Tyul=13372.1328
$\Phi=0.001100$	Txul=12483.2150	$\Phi=0.001100$	Tyul=12765.1660
$\Phi=0.001400$	Txul=12779.8580	$\Phi=0.001400$	Tyul=10918.1992

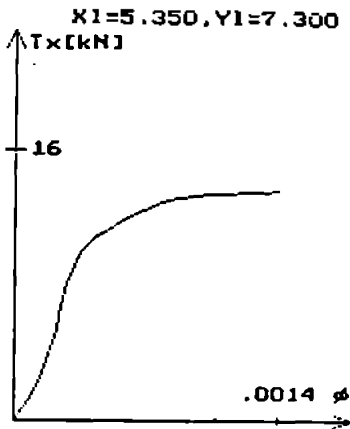


FIG. 3.4

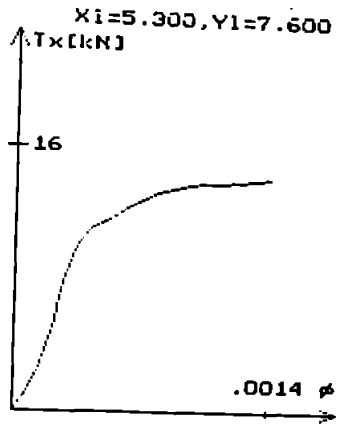


FIG. 3.5

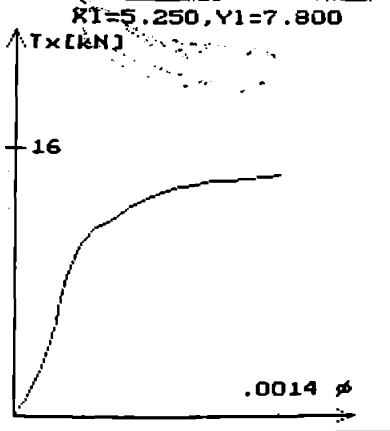


FIG. 3.6

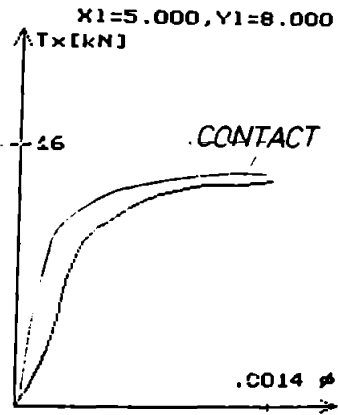


FIG. 3.7

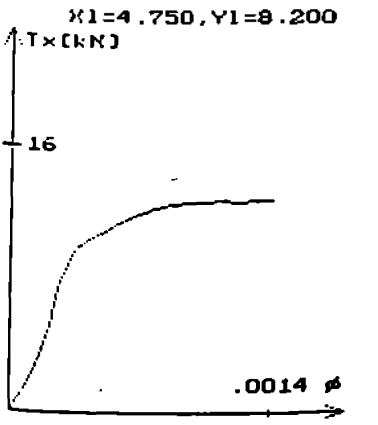


FIG. 3.8

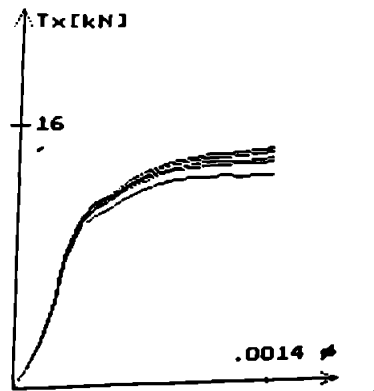


FIG. 3.9

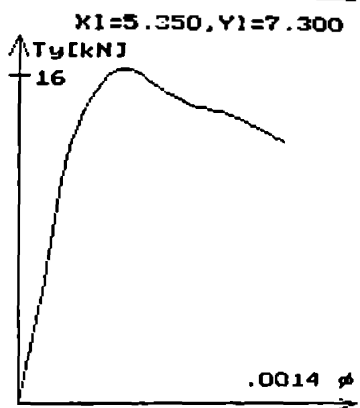


FIG. 3.10

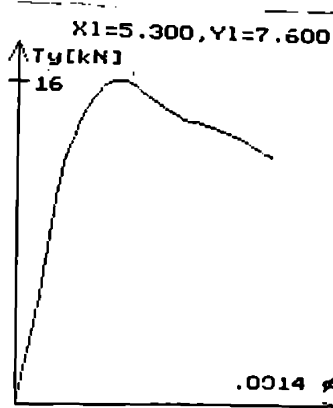


FIG. 3.11

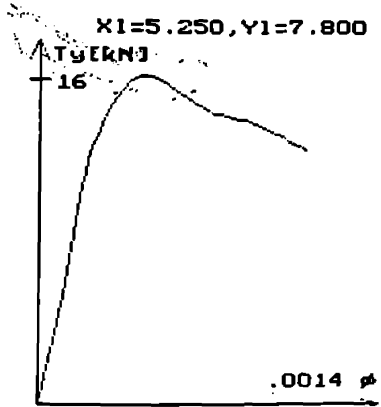


FIG. 3.12

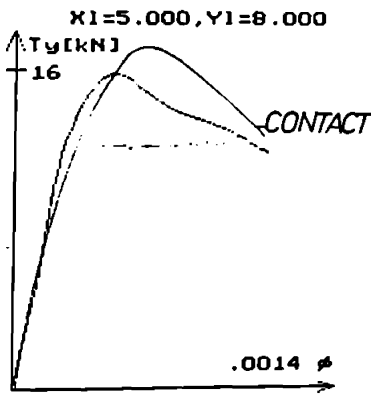


FIG. 3.13

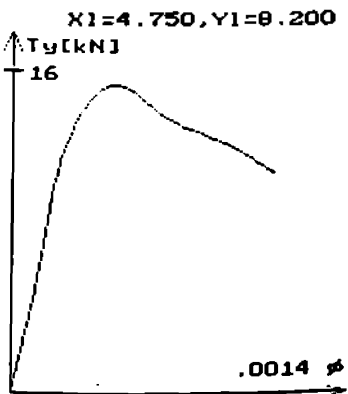


FIG. 3.14

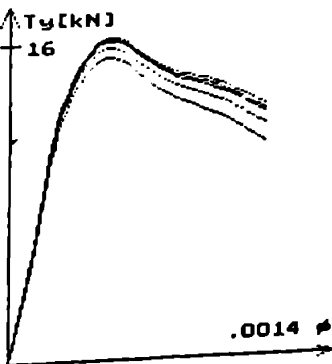


FIG. 3.15



ТАБ. 3.4.

NI=5.350,YI=7.300,Delta=0.02000

ex=0.000000, Txul= 0.0000, ex=0.000000, Tyul= 0.0000  
ex=0.000111, Txul= 3729.7134, ex=0.000833, Tyul= 3274.1759  
ex=0.001111, Txul=19459.4269, ex=0.001389, Tyul=10048.3519  
ex=0.002500, Txul=28189.1403, ex=0.003056, Tyul=10322.5278  
ex=0.006667, Txul=37918.8538, ex=0.004167, Tyul=10296.7037  
ex=0.008333, Txul=38648.5672, ex=0.005556, Tyul= 8870.8796  
ex=0.010000, Txul=38378.2807, ex=0.010000, Tyul= 7945.0556

NI=5.300,YI=7.600,Delta=0.04000

ex=0.000000, Txul= 0.0000, ex=0.000000, Tyul= 0.0000  
ex=0.000111, Txul= 3827.1236, ex=0.000833, Tyul= 3210.4771  
ex=0.001111, Txul=19654.2473, ex=0.001389, Tyul= 9920.9542  
ex=0.002500, Txul=28481.3709, ex=0.003056, Tyul=10131.4514  
ex=0.006667, Txul=38308.4946, ex=0.004167, Tyul=10041.9085  
ex=0.008333, Txul=39135.6182, ex=0.005556, Tyul= 8552.3856  
ex=0.010000, Txul=38962.7418, ex=0.010000, Tyul= 7562.8627

NI=5.250,YI=7.800,Delta=0.08000

ex=0.000000, Txul= 0.0000, ex=0.000000, Tyul= 0.0000  
ex=0.000111, Txul= 3870.8807, ex=0.000833, Tyul= 3234.0263  
ex=0.001111, Txul=19741.7613, ex=0.001389, Tyul= 9968.0525  
ex=0.002500, Txul=28612.6420, ex=0.003056, Tyul=10202.0788  
ex=0.006667, Txul=38483.5226, ex=0.004167, Tyul=10136.1050  
ex=0.008333, Txul=39354.4033, ex=0.005556, Tyul= 8670.1313  
ex=0.010000, Txul=39225.2839, ex=0.010000, Tyul= 7704.1575

NI=5.000,YI=8.000,Delta=0.09000

ex=0.000000, Txul= 0.0000, ex=0.000000, Tyul= 0.0000  
ex=0.000111, Txul= 3771.3600, ex=0.000833, Tyul= 3110.4000  
ex=0.001111, Txul=19542.7200, ex=0.001389, Tyul= 9720.8000  
ex=0.002500, Txul=28314.0800, ex=0.003056, Tyul= 9831.2000  
ex=0.006667, Txul=38085.4400, ex=0.004167, Tyul= 9641.6000  
ex=0.008333, Txul=38856.8000, ex=0.005556, Tyul= 8052.0000  
ex=0.010000, Txul=38628.1600, ex=0.010000, Tyul= 6962.4000

NI=4.750,YI=8.200,Delta=0.12000

ex=0.000000, Txul= 0.0000, ex=0.000000, Tyul= 0.0000  
ex=0.000111, Txul= 3596.6450, ex=0.000833, Tyul= 2953.0332  
ex=0.001111, Txul=19193.2860, ex=0.001389, Tyul= 9406.0664  
ex=0.002500, Txul=27789.9290, ex=0.003056, Tyul= 9359.0996  
ex=0.006667, Txul=37386.5720, ex=0.004167, Tyul= 9012.1328  
ex=0.008333, Txul=37983.2150, ex=0.005556, Tyul= 7265.1660  
ex=0.010000, Txul=37579.8580, ex=0.010000, Tyul= 6018.1992

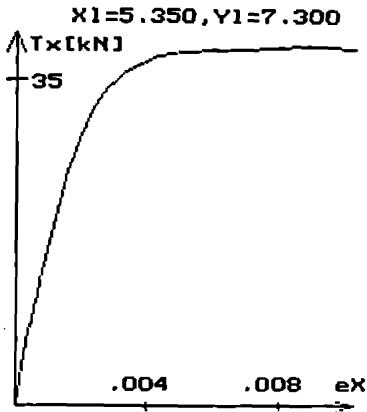


FIG. 3.16

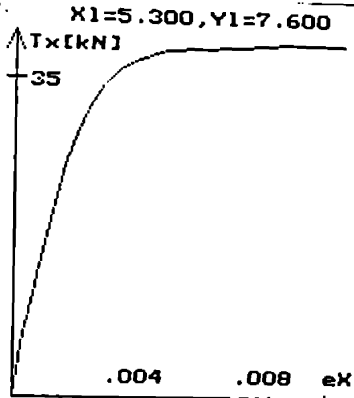


FIG. 3.17

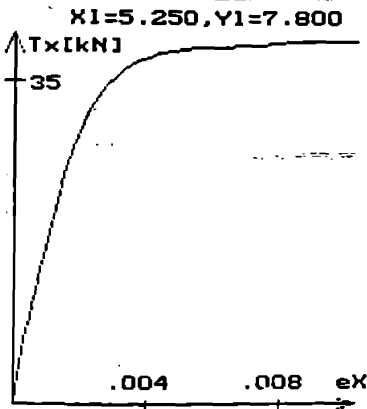


FIG. 3.18

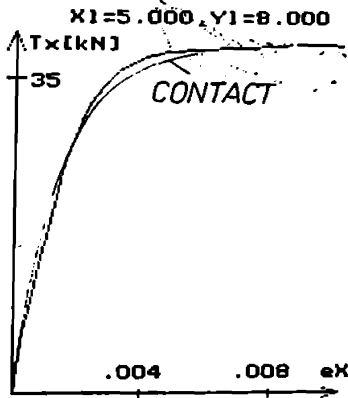


FIG. 3.19

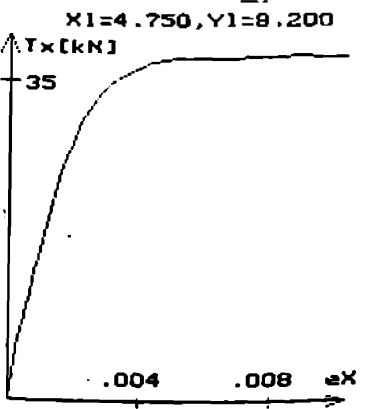


FIG. 3.20

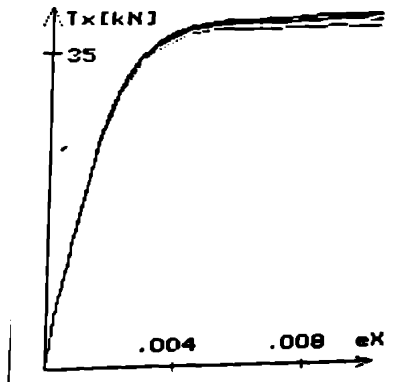


FIG. 3.21

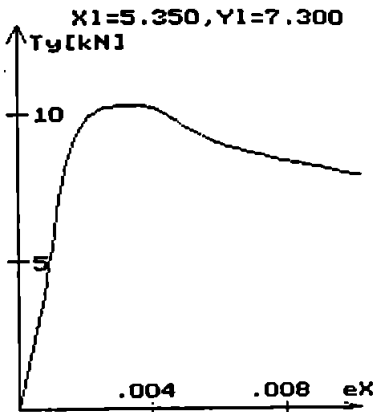


FIG. 3.22

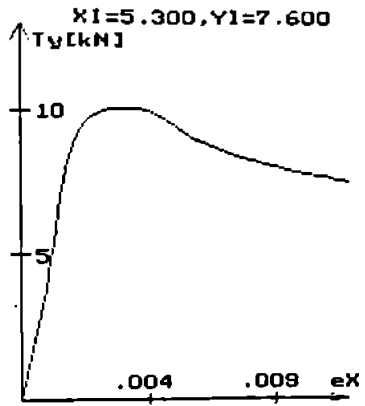


FIG. 3.23

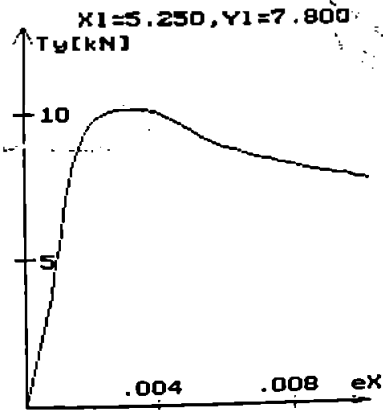


FIG. 3.24

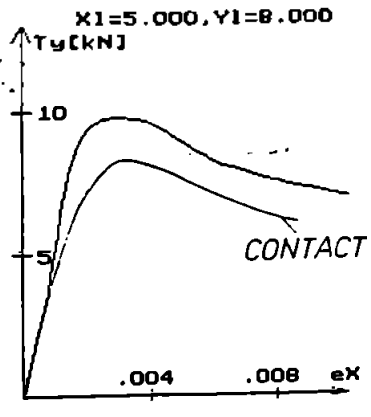


FIG. 3.25

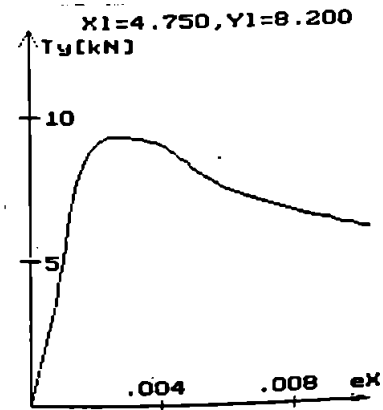


FIG. 3.26

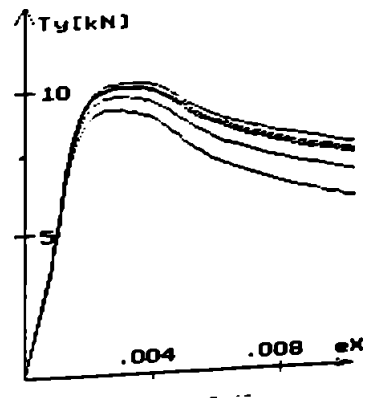


FIG. 3.27

### **3.5. Concluzii**

a) Programul elaborat, bazat pe o metodă neiterativă, este mai rapid decât programul consacrat CONTACT, a cărui construcție se bazează pe o metodă iterativă.

b) În figurile 3.2, 3.7, 3.13, 3.19 și 3.25, se remarcă buna concordanță cu rezultatele programului CONTACT, ceea ce constituie o validare a metodei și programului propuse.

c) Esența metodei propuse constă în:

- echivalarea ariei de contact roată - șină cu aria de penetrare pentru apropieri inferioare ale centrelor celor două corpuri în contact
- alegerea corespunzătoare a funcției de penetrare  $g(y)$  pentru profilele roții și șinei
- aproximarea coordonatei ariei de penetrare în direcția de rulare
- determinarea expresiilor aproximative ale componentelor parametrului de flexibilitate tangențială

## **Capitolul 4. DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A FORTELOR DE CONTACT ROATĂ - ȘINĂ**

În cele ce urmează se va prezenta metodologia experimentală de măsurare a următoarelor forțe dinamice, acționând asupra roții, la contactul roată - șină:

- forța normală "Q"
- forța laterală "Y"
- forța de tracțiune la obadă " $F_t$ ".

Forțele care apar la contactul roată-șină au un rol primordial în probleme ca:

- starea de tensiune, deformație, deplasare din roată, respectiv șină
- uzura roților, respectiv șinelor
- siguranța contra deraierii
- calitatea rulării
- determinarea forțelor de frânare, demaraj și aderență
- autoghidarea în curbe

### **4.1. Osii de măsură**

Dispozitivele de măsură a forțelor de contact dintre roată și șină trebuie să îndeplinească următoarele cerințe:

- 1) Să determine independent cele trei forțe Q, Y,  $F_t$ , eliminând influențele reciproce ale circuitelor de măsurare pentru fiecare forță în parte;
- 2) Să permită măsurarea forțelor în zona de contact roată-șină sau în imediata vecinătate a acesteia;
- 3) Să prezinte o sensibilitate ridicată de măsurare;
- 4) Să furnizeze un semnal continuu și constant în raport cu rotația osiei montate la acționarea cu forțe constante;
- 5) Să nu fie influențate de factori perturbatori ca: viteză, temperatură, poziția suprafeței de contact etc.

Ținând cont de aceste cerințe, ca și de recomandările din raportul ORE B10/RP11[237], la REFER - R.A. (Registrul Feroviar Român) București, s-au realizat osii speciale de măsură care permit înregistrarea pe bandă, memorarea pe computer

și tipărirea la imprimantă a rezultatelor cu privire la: forțele Q, Y, F, turația "n", microalunecarea longitudinală "e<sub>1</sub>", viteza "V<sub>x</sub>" etc. (fig. 4.1)

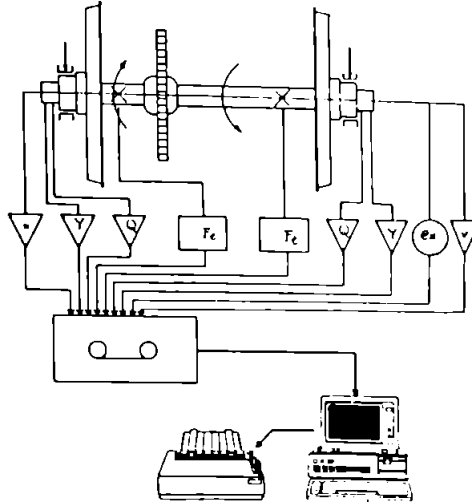


FIG. 4.1

Osile de măsură sunt echipate cu roți turnate având 10 spine normale (numerotate cu cifre impare) și 10 spine false cu concentratori inelari de tensiune, cu rol de captoare (foto 4.1)

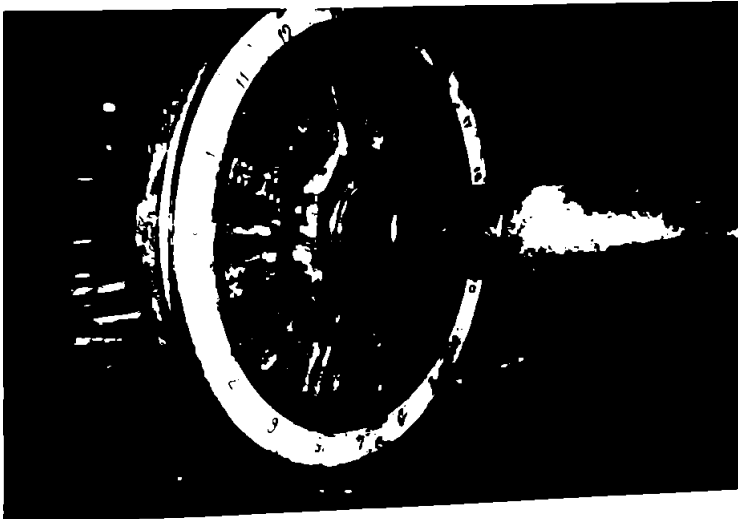


FOTO 4.1

Se utilizează și varianta echipării osiilor de măsură cu roți monobloc. Osiile de măsură sunt folosite atât pentru măsurători pe stand cât și pentru măsurători pe cale. Ele sunt astfel concepute încât să îndeplinească, pe lângă funcțiile de măsură respective, toate funcțiile osiilor pe care le înlocuiesc, astfel încât vehiculul să poată funcționa normal în toate regimurile pentru care a fost proiectat.

## 4.2. Metodologia experimentală de măsurare

### 4.2.1 Măsurarea forței normale

Numeroase observații experimentale și calcule teoretice au pus în evidență faptul că deplasările radiale ale obezii roții sunt mai mari în secțiunile situate între spițe decât în secțiunile din dreptul spițelor.

Între spițele normale s-au introdus spițe false cu zone de secțiune variabilă (inelară) cu rol de introducere a unor concentratori de tensiuni pentru amplificarea efectului deplasărilor, acestea fiind proporționale cu forța "Q".

Măsurarea forței normale "Q" de contact roată - șină se efectuează cu captare tensometrică cu rol de spițe false (foto 4.2).

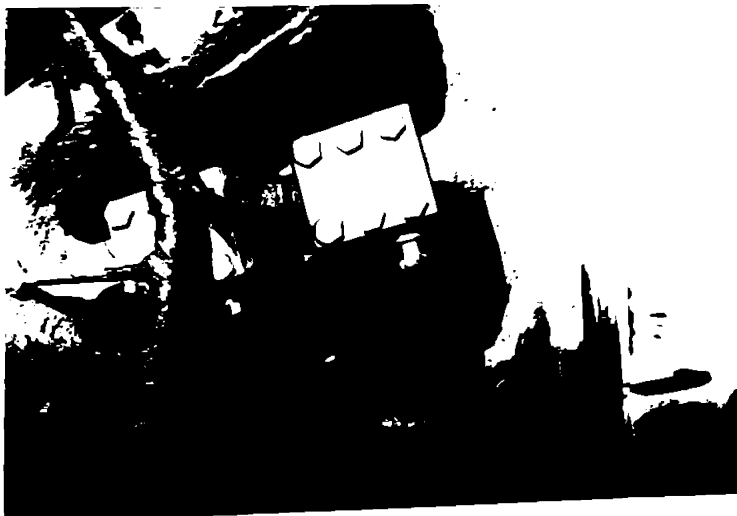


FOTO 4.2

Modul de fixare a captoarelor este prezentat în fig. 4.2. Captoarele 1 se fixează între cepurile de secțiune pătrată prevăzute pe obada 2 și butucul 3 al roții, cu ajutorul unor piese de prindere 4 în formă de "U", cu capac și șuruburi de strângere. Sistemul de fixare asigură centrarea exactă a captoarelor pe direcție radială și în planul roții.

Captoarele sunt detașabile și se realizează dintr-un oțel de calitate adecvată, supus unui tratament termic de îmbunătățire.

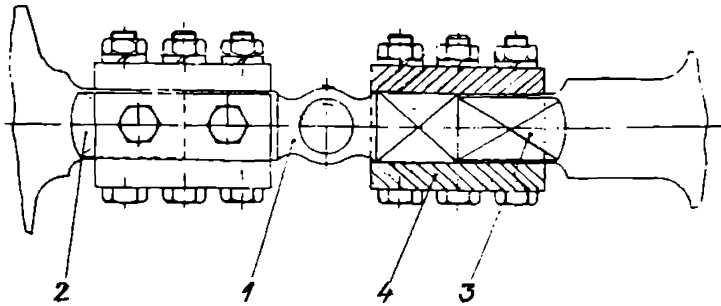


FIG. 4.2

Tructoarele tensometrice, aplicate pe fiecare element sensibil, de formă inelară al captoarelor (fig. 4.3), sunt legate în punte completă (fig. 4.4)

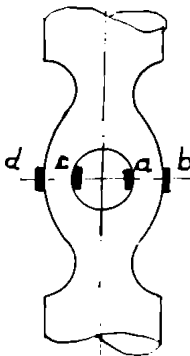


FIG. 4.3

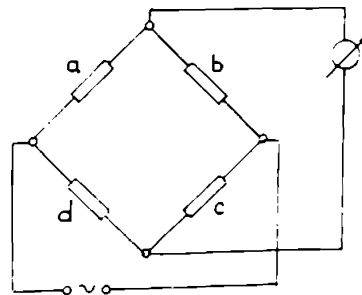


FIG. 4.4

Aceasta determină, la o încărcare numai cu  $Q = 10$  tf, o variație a semnalului furnizat de punte "ε" [ $\mu\text{m}/\text{m}$ ], în funcție de unghiul de rotație al osiei, "φ", ca în fig. 4.5. Acest semnal variabil la aparatele de măsură poate afecta precizia măsurătorilor.



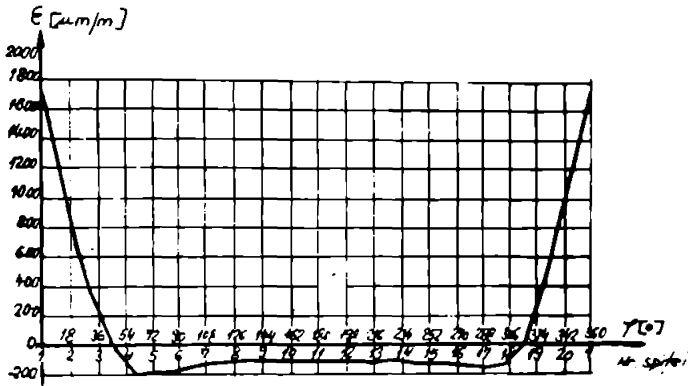


FIG. 4.5

Prin aplicarea traductoarelor tensometrice ca în fig. 4.6, prin extinderea circuitului de măsură la 10 spițe false și legarea lor ca în fig. 4.7, s-a obținut un semnal constant (fig. 4.8), pentru  $Q = 10 \text{ tf}$ , îndeplinind astfel o cerință esențială a dispozitivelor de măsură a forțelor de contact dintre roată și șină.

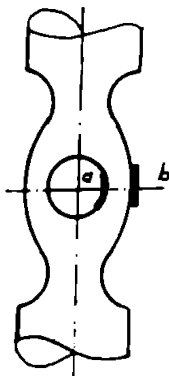


FIG. 4.6

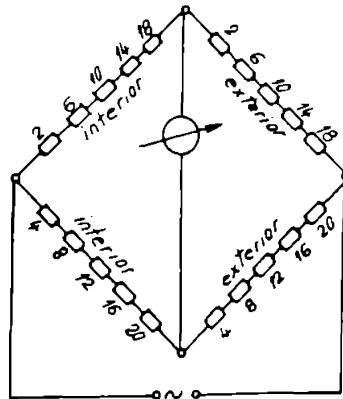


FIG. 4.7

Schema de legare adoptată asigură o bună sensibilitate de măsură a montajului (aproximativ  $0,9 \mu\text{m/mKN}$ ) și o influență redusă a temperaturii roții și a vitezei asupra semnalului de măsură.

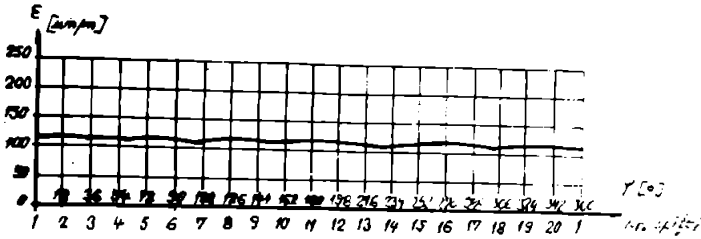


FIG. 4.8

#### 4.2.2 Măsurarea forței laterale

Forța laterală "Y", ca rezultanta dintre reacțiunea șinei la un contact lateral și proiecția forței de frecare pe axa Oy, acționează în imediata vecinătate de dedesubtul suprafeței de contact normal (fig. 4.9)

Pentru măsurarea forței "Y", pe spițele normale (numerotate cu cifre impare) s-au lipit traductoare tensometrice cu axele orientate după axa neutră a secțiunii. Metoda de măsurare, cunoscută în literatura de specialitate ca "metoda celor două momente" ([217] H.H. Weber, [237] ORE) permite eliminarea influenței forței "Q" asupra circuitului de măsurare a forței "Y", respectiv asupra semnalului  $\epsilon = f(\varphi)$  furnizat.

Traductoarele tensometrice a,b,c,d au fost aplicate în secțiunile I respectiv II ale unei spițe normale (fig. 4.9).

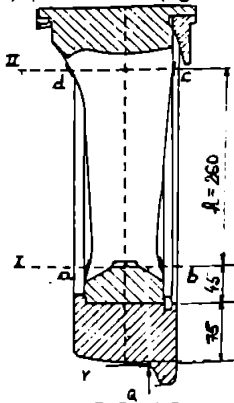


FIG. 4.9

Dacă " $M_I$ " și " $M_{II}$ " sunt momentele încovoietoare din secțiunile I și II, forța "Y" se determină cu relația:

$$Y = \frac{M_{II} - M_I}{h} \quad (4.1)$$

Sensibilitatea circuitului de măsurare depinde de mărimea cotei "h". S-a ales.  $h = 260$  mm.

Prin legarea traductoarelor tensometrice în punte completă, ca în fig. 4.4, s-a obținut, pentru  $Q = 10 \text{ tf}$  și  $Y = 10 \text{ tf}$ , o variație a semnalului furnizat de punte "e" [ $\mu\text{m/m}$ ], în funcție de unghiul de rotație al osiei " $\varphi$ " ca în fig. 4.10.

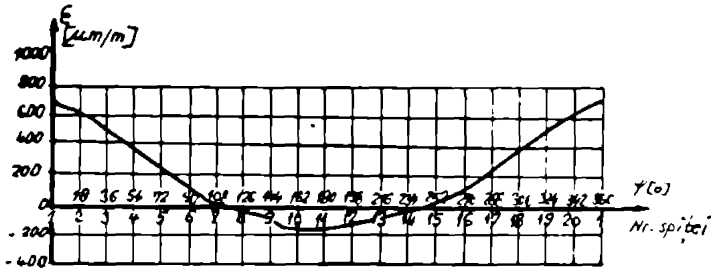


FIG. 4.10

Extinzând circuitul de măsură pentru 5 spițe normale, cu o legare a traductoarelor tensometrice ca în fig. 4.11 se obține, pentru  $Q = 10 \text{ tf}$  și  $Y = 10 \text{ tf}$ , un semnal constant ca în fig. 4.12.

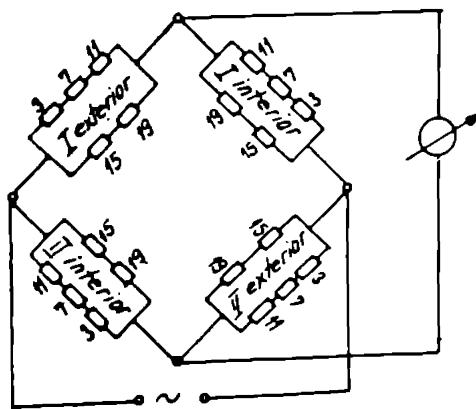


FIG. 4.11

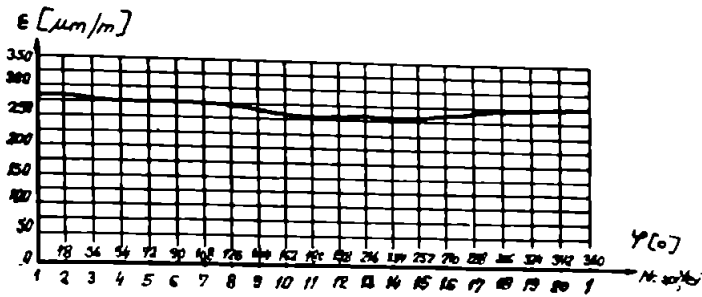


FIG. 4.12

Locurile de amplasare a traductoarelor s-au determinat prin tatonări, asigurându-se o sensibilitate a circuitului de măsură de aproximativ  $2\mu\text{m}/\text{mKN}$ .

#### 4.2.3. Măsurarea forței de tracțiune

Pentru măsurarea forței de tracțiune la obodă "F", ca forță tangențială în direcția de rulare și ca rezultantă dintre forțele produse pe suprafața de contact de momentul motor respectiv de aderență, se utilizează un sistem de măsură a cărui schemă bloc este prezentată în figura 4.13:

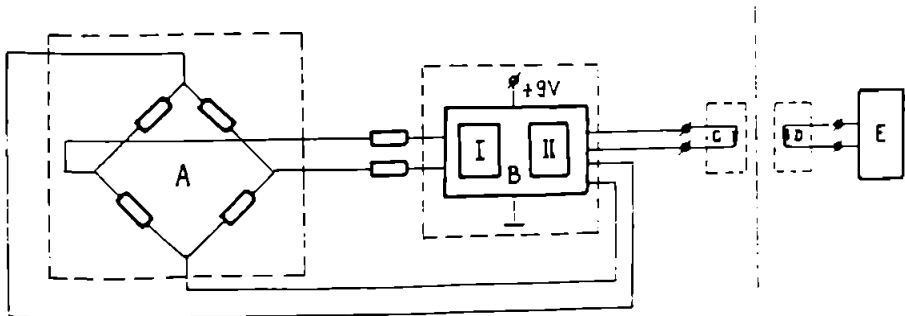


FIG. 4.13

Principiul de funcționare al acestuia se bazează pe modularea în frecvență a unui semnal sinusoidal (purător) cu o tensiune proporțională cu momentul de torsiune al osiei, care se obține în diagonala unei punți A formată din patru traductoare

tensometrice orientate la  $45^\circ$  față de axa osiei. Semnalul purtător este furnizat de un oscilator B compus din două module I și II. Elementele A și B împreună cu bobina de emisie C și o baterie de 9V se montează pe osia de măsură și se rotesc împreună cu aceasta. Bobina de recepție D se amplasează pe cadrul fix, în vecinătatea bobinei de emisie C și transmite semnalul de măsură la un demodulator E, înregistrându-se forța de tracțiune care produce momentul de torsiune al osiei, respectiv roții.

### 4.3 Măsurători pe stand

#### 4.3.1 Descrierea standului de încercări

Măsurătorile experimentale folosind osii de măsură au fost efectuate pe standul de încercări osii amplasat în hala de încercări a secției Material Rulant. Motor din cadrul REFER - R.A. București (foto 4.3)

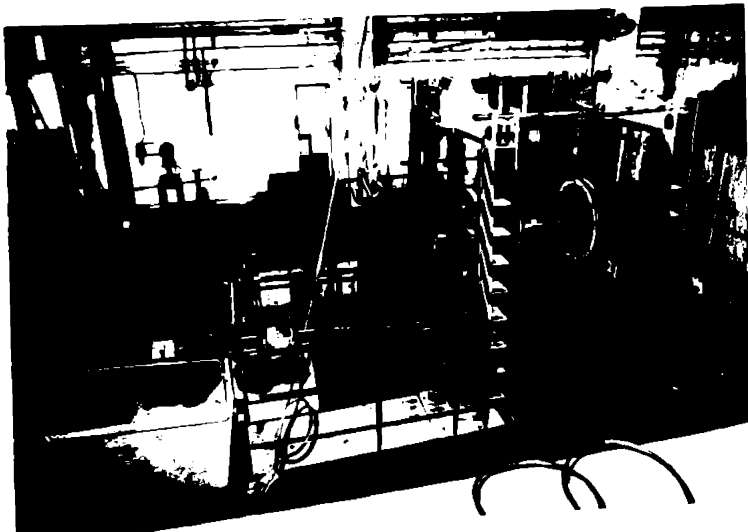


FOTO 4.3

Standul este amplasat pe o fundație de beton armat pe care este montată placa de bază și ansamblul deplasare-rotire care constituie suportul celor două role-șină, cu rol de simulare a căii de rulare.

Osia de măsură împreună cu elementele de suspensie și antrenare este fixată pe rolele-șină prin intermediul unui cadru special "C" (foto 4.4) și poate fi pusă în mișcare fie prin propriul ei motor (în cazul osiilor motoare), fie de motorul electric de antrenare a standului (în cazul osiilor nemotoare).

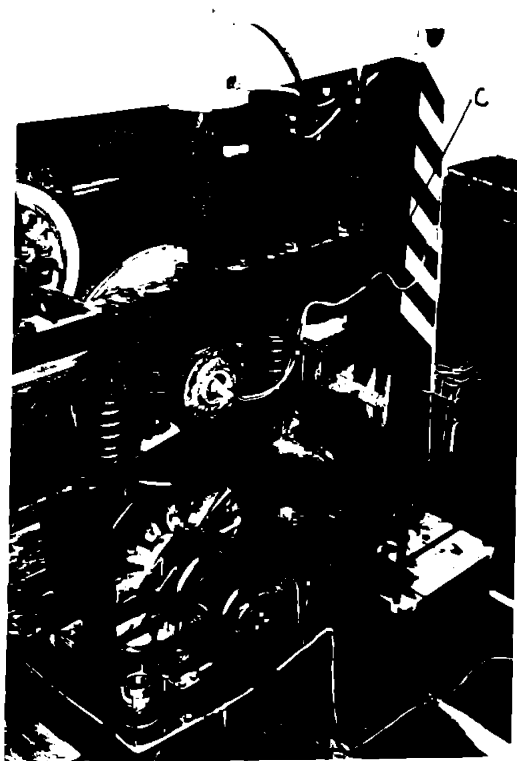


FOTO 4.4

Trecerea cablurilor de la traductoarele tensometrice aplicate pe roți la dispozitivele cu inele colectoare plasate la capetele osiei, se realizează printr-o gaură centrală practică în capătul osiei, și o gaură înclinată la  $45^\circ$ , care face legătura între suprafața osiei și gaura centrală.

De la dispozitivele colectoare, cablurile sunt dirijate spre amplificatoarele tensometrice Hottinger aflate în cabina de comandă situată în vecinătatea hălei (foto 4.5)

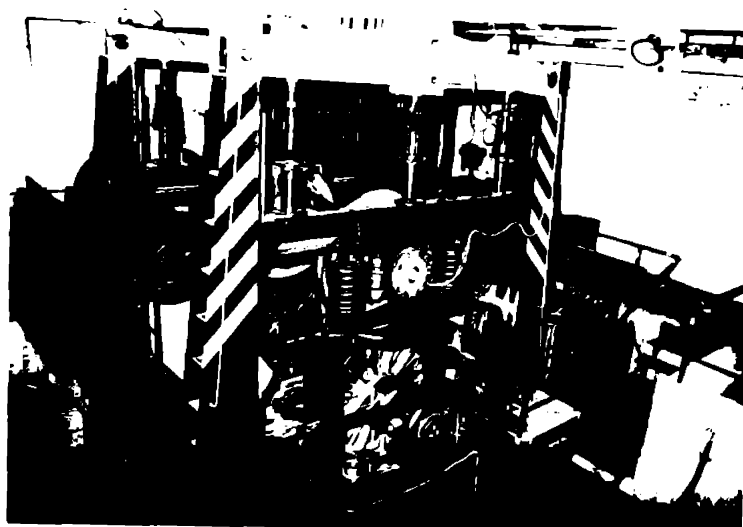


FOTO 4.5

Încărcarea verticală și orizontală se realizează prin acțiunea unor cilindri hidraulici alimentați la 100 bari de instalația hidraulică a standului.

Încercările în sarcină se fac cu ajutorul instalației de frânare recuperativă cu care este dotat standul. Pentru oprire și blocare se folosește frâna mecanică cu disc. S-au folosit osii de măsură cu diametrul de rulare al roților  $D_R = 920$  mm

Comanda și supravegherea funcționării standului se face din cabina de comandă amplasată în afara halei de încercări, unde se află (foto 4.6):

- pupitrul de comandă care realizează manual regimurile de funcționare ale standului, precum și funcțiunile de protecție, control și diagnostică
- aparatura necesară preluării și prelucrării analogice a mărimilor de măsurat
- sistemul de calcul destinat achiziției, prelucrării datelor și conducerii automate a standului:

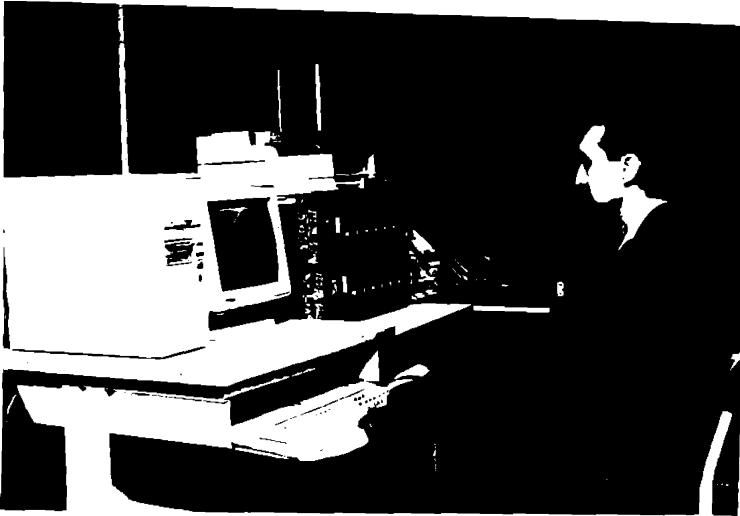


FOTO 4.6

Pot fi simulate diferite stări de solicitare, stabilite ca regimuri caracteristice de funcționare în condiții de exploatare

Comanda se poate realiza:

- complet automat: standul simulează condițiile de circulație pe o linie curentă ai cărei parametri au fost înregistrați în prealabil pe o bandă de magnetofon
- semiautomat: parametrii de funcționare ai standului se aleg conform unui program de încercări stabilit inițial
- manual (foto 4.7): parametrii de intrare ai procesului simulat se pot introduce sau modifica manual de la pupitrul de comandă, (pentru contactele STÂNGA respectiv DREAPTA), în orice moment al încercării, ceilalți parametri fiind controlați în mod automat.



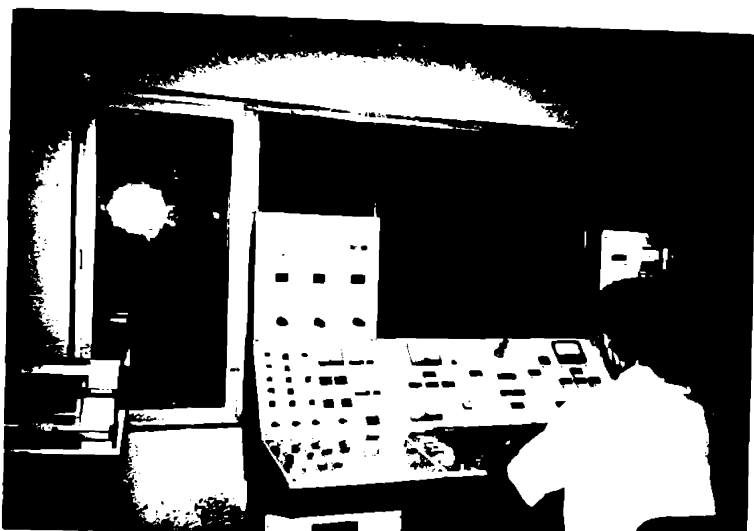


FOTO 4.7

Standul realizează următoarele performanțe:

- Numărul osiilor montate care pot fi încercate simultan: 1
- Sarcina maximă statică verticală pe osie: 300 KN
- Sarcina maximă statică laterală pe osie: 200 KN
- Viteza maximă simulată: 240 Km/h
- Puterea maximă de antrenare a osiei de încercat: 400KW
- Sistemul de frânare: electric recuperativ + mecanic pentru blocare
- Ecartament reglabil: 1400 ÷ 1700 mm
- Supralărgire reglabilă: 0 ÷ 20 mm
- Unghi de atac reglabil: -3 ÷ +3°
- Încărcare verticală pulsatorie:
  - frecvență: 0 ÷ 20 Hz
  - amplitudine: 0 ÷ 30 mm
  - sarcină: 0 ÷ 150 KN

- Încărcare laterală pulsatorie:
  - frecvență:  $0 \div 20$  Hz
  - amplitudine:  $-10 \div +10$  mm
  - sarcină:  $0 \div 200$  KN
- Diametrul rozelor-șină: 1250 mm

### **4.3.2 Rezultate experimentale ale măsurătorilor pe stand**

Pentru trei regimuri caracteristice de funcționare în condiții de exploatare, sub încărcări normale și laterale pulsatorii s-au obținut la imprimantă variații ale forțelor de contact ca în figurile 4.14, 4.15, 4.16.

Acestea corespund unor simulări caracterizate și de următorii parametri:

$\alpha_s \in [1^\circ \dots 1,5^\circ]$ ;  $\mu=0,3$ ;  $v_x=120$  km/h (fig.4.14)

$\alpha_s \in [0,5^\circ \dots 1^\circ]$ ;  $\mu=0,29$ ;  $v_x=100$  km/h (fig.4.15)

$\alpha_s \in [0,5^\circ \dots 1^\circ]$ ;  $\mu=0,34$ ;  $v_x=100$  km/h (fig.4.16)

S-a notat cu "1" roata din stânga și cu "2" roata din dreapta.

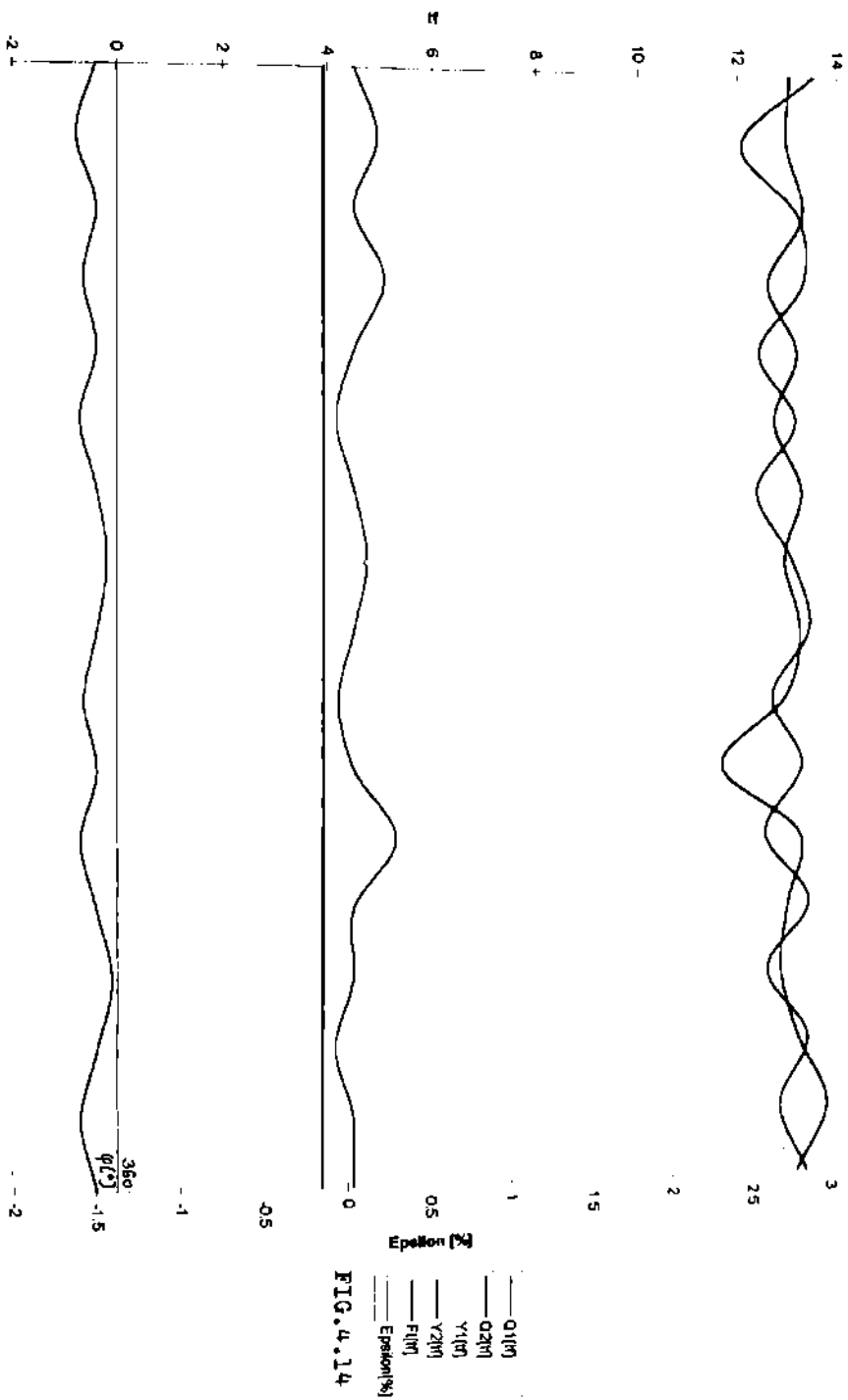
### **4.3.3 Concluzii:**

a) În toate cazurile se remarcă continuitatea semnalului obținut cu metodele de măsurare prezentate anterior.

b) Măsurarea forțelor de contact roată - șină prin metodele experimentale prezentate, se poate efectua pe stand în orice condiții simulate, până la limita de siguranță pentru osia montată, ceea ce nu este posibil în condiții reale de circulație pe cale.

c) Se poate observa o relativă independență a forțelor  $Y_{1,2}$  de forța de tracțiune  $F_x$ , simulată, acestea fiind dependente, în principala, de condiții geometrice ale contactului.

d) Pentru oricare din cazurile analizate, forțele de contact roată - șină, estimate în diferite condiții, pot fi introduse ca date de intrare pentru determinarea stării de tensiune și deformație în roată respectiv șină. Acest lucru s-a efectuat în cap. 5 în cadrul analizei prin Metoda Elementului Finit, pentru cazul din figura 4.14, în care s-au considerat, pentru roata 1, valorile medii  $Q_1 = 13$  tf;  $Y_1 = 6,5$  tf;  $F_1 = 3,9$  tf ale forțelor de contact în regim dinamic. Acestea corespund în regim static valorilor forțelor  $Q_1 = 10$  tf;  $Y_1 = 5$  tf;  $F_1 = 3$  tf.



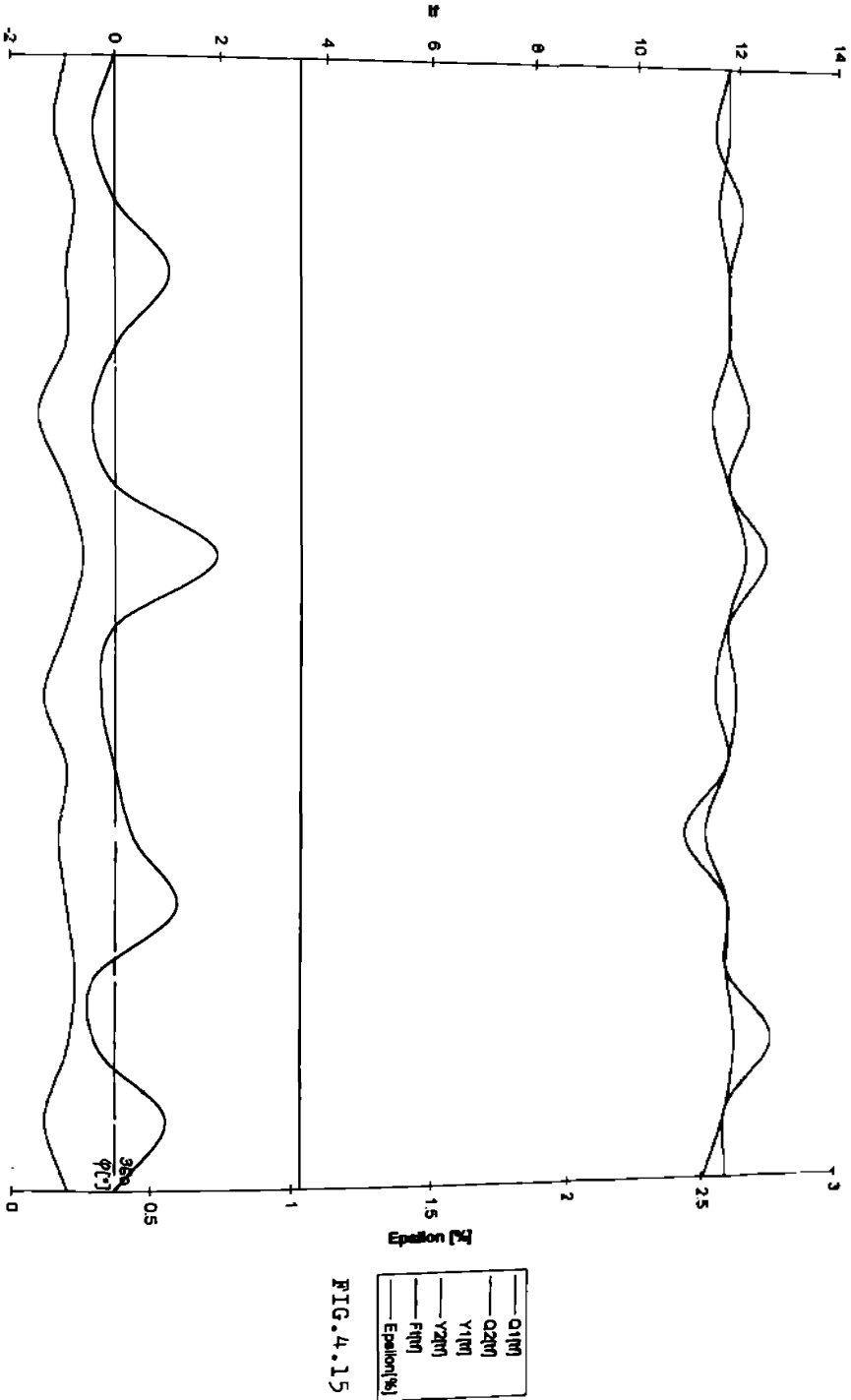
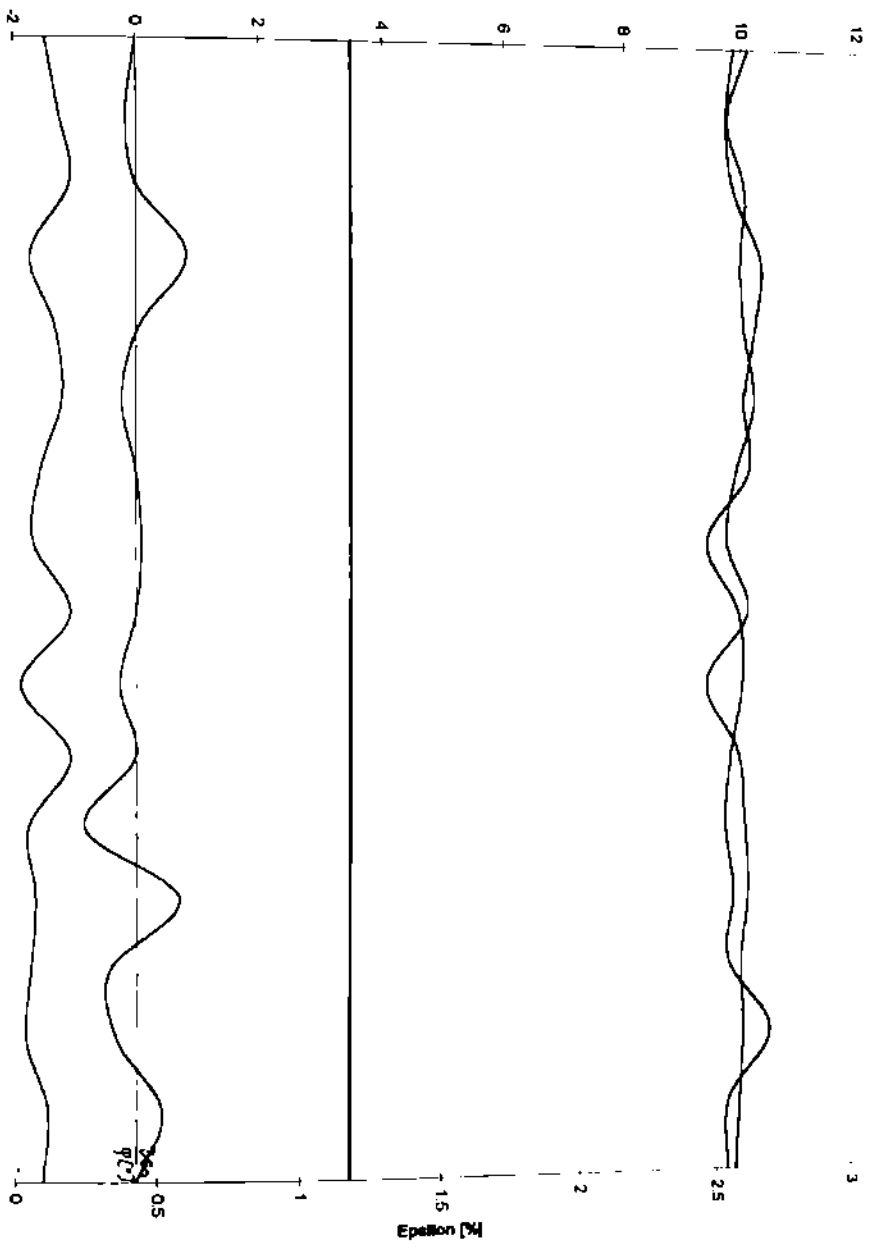


FIG. 4.15



- Q1(t)
- Q2(t)
- Y1(t)
- Y2(t)
- Epsilon(t)

FIG. 4. 16

#### 4.4 Măsurători pe cale

##### 4.4.1 Verificarea siguranței rulării în condiții de circulație

Măsurătorile pe cale s-au efectuat la P.I.F. Făurei, atât pe inelul mic, cât și pe inelul mare. Stările căilor pe cele două inele au fost în toleranțele admise de instrucția 314 a C.F.R. pentru viteza maximă de 60 km/h pentru inelul mic, respectiv pentru viteza maximă de 160 km/h pentru inelul mare.

Încercările au avut ca scop măsurarea directă și continuă, în diferite condiții de circulație, a forțelor normale "Q" și a forțelor laterale "Y" care acționează la contactul roată-șină, în vederea determinării următorilor parametri care caracterizează siguranța rulării:

- coeficientul de siguranță la deraiere:

$$c = \frac{Y}{Q} \quad (4.2)$$

- forța laterală de ripare a căii:

$$S = Y_1 - Y_2 \quad (4.3)$$

S-a analizat, din aceste puncte de vedere, circulația unei locomotive LDH 450 CP cu viteze reduse în curbe, cu raze de 180, 250, 400 și 800 "m", precum și cu viteza maximă constructivă în curbe cu raza de 1800 "m".

Osia de măsură REFER a fost montată ca osie conducătoare a locomotivei, toate elementele suspensiei, precum și profilul de rulare al roților fiind conform instrucțiunilor în vigoare. Legătura dintre osia de măsură și aparatul de înregistrare și prelucrare a datelor, plasată în vagonul tensometric, s-a realizat prin fire electrice de tip special, cu rezistivitate redusă. (foto 4.8)



FOTO 4.8

În vagonul tensometric s-a utilizat următoarea aparatură (foto 4.9):

- amplificatoare tensometrice - Hottinger
- magnetofon 14 canale EAM 500 - TESLA
- filtre analogice ROBOTRON
- calculator PC AT - 486 DX 2/66 dotat cu placă de achiziție de date AX 5411 - Axiom
- imprimantă HP 550 - C



FOTO 4.9

Parametrii mășurați în timpul probelor au fost înregistrați pe bandă magnetică, prelucrarea acestora făcându-se ulterior cu ajutorul calculatorului.

**4.4.2 Rezultate experimentale ale măsurătorilor pe cale**

Rezultatele încercărilor pe cale sunt cuprinse în tabelul 4.1.

TAB. 4.1

viteza [Km/h]	raza curbei [ m ]	roata atacantă		roata neatacantă	coeficientul de siguranță fa deraiere $Y_1/Q_1 [ - ]$	coeficientul de șoc vertical $\psi = \frac{Q_{1d}}{Q_{1s}}$	forța de împare a câni $S = Y_1 - Y_2$ [KN]
		sarcina orizontală $Y_1$ [KN]	sarcina verticală $Q_1$ [KN]	sarcina orizontală $Y_2$ [KN]			
30	180	55	128	25.3	0.43	1.28	29.7
	250	45,7	123	24	0.37	1.23	21.7
	400	36	120	20	0.3	1.2	16
	800	28	116	17	0.24	1.16	11
40	180	57	130	26	0.44	1.3	31
	250	49,6	127	25	0.39	1.27	24,6
	400	38	122	21	0.31	1.22	17
	800	31	117	18	0.26	1.17	13
80	1800	21	105	17,1	0.2	1.05	3.9
120	1800	24	107	18.2	0.22	1.07	5.8



#### **4.4.3 Concluzii**

Pentru evaluarea rezultatelor, acestea trebuie comparate cu reglementările în vigoare. Acestea prevăd limitele maxime admise pentru:

$$C_{\max} = \left( \frac{Y}{Q} \right)_{\max} = 1,2$$

respectiv:

$$S_{\max} = 0,85 \left( 10 + \frac{2Q_{\text{static}}}{3} \right) = 65 \text{ kN}$$

Din analiza valorilor din tabelul 4.1 rezultă că atât coeficientul de siguranță la deraiere, cât și forțele de ripare sunt în toate cazurile sub limitele admise.

**Capitolul 5. DETERMINAREA CU METODA ELEMENTULUI FINIT A STĂRII DE TENSIUNE ȘI DEFORMATIE LA CONTACTUL ROATĂ-ȘINĂ**

**5.1. Considerații generale**

Analiza cu Metoda Elementului Finit permite luarea în considerare a geometriei complexe a roții, respectiv șinei, a condițiilor de solicitare a acestora, precum și a influenței factorilor de exploatare sau tehnologici.

În analiza problemelor structurale, sistemul de ecuații care caracterizează comportarea întregii structuri este de forma:

$$[k] \cdot \{\delta\} = \{F\} \quad (5.1)$$

unde:

$[k]$  - matricea de rigiditate a structurii obținută prin asamblarea matricilor de rigiditate elementale

$\{\delta\}$  - vectorul deplasărilor nodale

$\{F\}$  - vectorul încărcării pe întreaga structură obținut prin asamblarea vectorilor încărcărilor pe elemente

Datorită faptului că, în general, roțile de rulare prezintă o axisimetrie atât din punctul de vedere al formei, cât și al încărcării lor, față de un plan radial  $\varphi=0$ . În literatura de specialitate ([54], [92]) se propun metode semianalitice bazate pe dezvoltarea în serie Fourier, în sistemul de coordonate cilindric al roții, a încărcărilor exterioare respectiv a deplasărilor conform relațiilor (5.2), respectiv (5.3):

$$\begin{cases} F_r = \sum_{n=0}^{\infty} F_{rn}(r,y) \cos n \varphi \\ F_y = \sum_{n=0}^{\infty} F_{yn}(r,y) \cos n \varphi \\ F_{\varphi} = \sum_{n=0}^{\infty} F_{\varphi n}(r,y) \sin n \varphi \end{cases} \quad (5.2)$$
$$\begin{cases} u = \sum_{n=0}^{\infty} u_n(r,y) \cos n \varphi \\ v = \sum_{n=0}^{\infty} v_n(r,y) \cos n \varphi \\ w = \sum_{n=0}^{\infty} w_n(r,y) \sin n \varphi \end{cases} \quad (5.3)$$

Experiența a dovedit că un număr de șapte termeni pentru dezvoltările în serie Fourier permite o analiză în zone suficient de îndepărtate de zona de contact ([92]), pentru fiecare termen al dezvoltării rezolvându-se ecuații liniare independente, de forma:

$$[K_n] \cdot \{\delta_n\} = \{F_n\} \quad (5.4)$$

Analizele plane (2D) pentru roți de rulare s-au efectuat în planul radial  $\varphi = 0$ , (planul yoz).

Starea de deformare specifică este descrisă de ecuații de forma:

$$\{\epsilon\} = [B] \cdot \{\delta\} \quad (5.5)$$

unde: [B] - operator de derivare

În concordanță cu legea lui Hooke generalizată, și în ipoteza stării de tensiune și de deformare inițială nulă, starea de tensiune va fi determinată prin rezolvarea unui sistem de ecuații de forma:

$$\{\sigma\} = [D] \cdot \{\epsilon\} \quad (5.6)$$

unde: [D] - matrice de elasticitate

Analiza cu elemente finite a stării de tensiune și deplasare la contactul roată-șină a fost efectuată atât în 2D, cât și în 3D, cu programul ALGOR [228].

ALGOR este un pachet de programe pentru analiză mecanică și structurală folosit cu bune rezultate în analiza stărilor de tensiune, deformare, deplasare. ALGOR este prevăzut cu un mod de îmbunătățire a discretizărilor suportate din alte programe ca EUCLID, NASTRAN, PATRAN, ANSYS, lucru esențial în modelarea zonei de contact roată-șină

## 5.2. Analiza 2D a stării de tensiune și deformare în roți și șine

S-a analizat contactul dintre roata de vagon tip 920 b STAS 8824-91 și șina tip 49 STAS 2953-80. Analiza plană a fost efectuată în semisecțiunea radială  $\varphi=0$  a roții și în secțiunea transversală corespondentă a șinei, care conține axa "2b" a elipsei de contact. Din biblioteca de elemente finite ALGOR s-au ales elemente plane având trei noduri (TRIANGULAR - fig. 5.1), respectiv patru noduri (QUADRILATER - fig. 5.2):

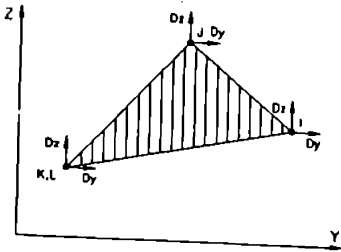


FIG. 5.1

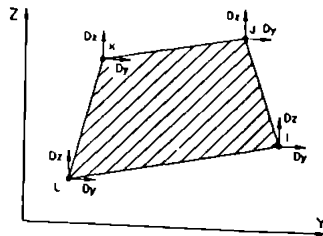


FIG. 5.2

Aceste tipuri de elemente finite plane prezintă numai două grade de libertate: translații după axele OY și OZ. Elementele pot fi încărcate cu o combinație de presiuni și temperaturi în noduri.

Discretizarea roții de vagon, în semisecțiunea radială  $\varphi=0$ , s-a realizat cu 820 elemente finite prin 927 noduri (fig. 5.3), iar a șinei de cale ferată în semisecțiunea transversală corespunzătoare, cu 588 elemente finite prin 679 noduri (fig. 5.4)

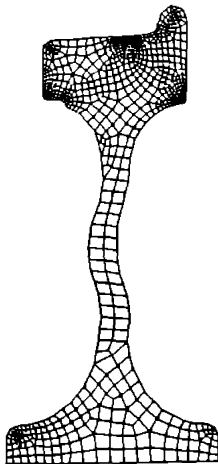


FIG. 5.3

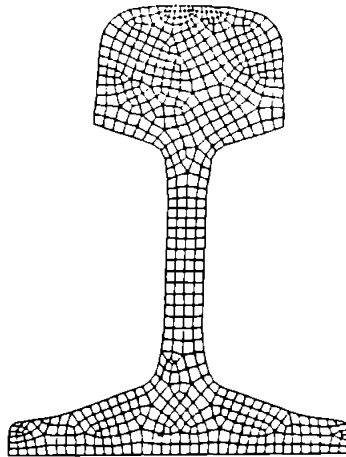


FIG. 5.4

Semisecțiunea radială  $\varphi=0$  din roată a fost încăstrată la nivelul butucului, iar secțiunea transversală prin șină a fost încăstrată la nivelul tălpii.

Contactul static normal, cu forța "Q", a fost simulat prin încărcarea acestora în nodurile de contact din planul yoz cu o distribuție de presiune de forma:

$$p(y) = p_0 \sum_{x=-a}^{x=a} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} \quad (5.7)$$

În calculul lui "p<sub>0</sub>" s-a admis relația hertziană (1.9), însă dimensiunile semiaxelor elipsei de contact, "a" și "b", au fost corelate cu studiile lui Galliera ș.a. [62], corespunzător unor elipse reale de contact roată-șină. În acest fel s-a ținut cont de efectele uzurii și rugozității, valorile reale ale semiaxelor elipsei de contact fiind superioare celor prezise de Hertz (fig. 1.3), aspect confirmat de L. Năilescu, N. Pașca [135]. Astfel, pentru o încărcare statică verticală cu Q=10tf, elipsa reală de contact are semiaxele a = 9 mm, b = 6,8 mm, și ca urmare p<sub>0</sub> = 780MPa.

Pentru contactul lateral s-a simulat încărcarea cu forța "Y" în punctul comun de contact lateral.

Pentru simularea încărcării tangențiale longitudinale, forța T = F<sub>t</sub> a fost uniform repartizată pe linia contactului normal, în concordanță cu ipoteza simplificatoare acceptată în paragraful 2.4.1 și cu relația (2.43).

Încărcarea termică s-a realizat prin considerarea unei temperaturi T<sub>1</sub> = 270°C în nodurile contactului, temperatură frecvent întâlnită pe circumferința roții în cazul frânării. În cadrul analizei s-a utilizat o lege stare de tensiune - temperatură, recomandată de Moyar și Stone, [128], pentru contact termo - elastic de forma:

$$\alpha_z = \frac{E \alpha_r T_1}{1 - \nu} \quad (5.8)$$

în care: α<sub>r</sub> - coeficient de expansiune termică, având valoarea α<sub>r</sub> = 16,9 · 10<sup>-6</sup> °C<sup>-1</sup>, conform Moyar, Stone [127].

În timpul rulării vehiculului pe cale, datorită trecerii roților peste neregularitățile căii și a oscilațiilor construcției suspendate pe arcuri, va apare o sarcină dinamică verticală asupra roții, respectiv șinei "Q<sub>d</sub>".

Pentru simplitate s-a considerat valabilă relația:

$$Q_d = \psi \cdot Q = (1 + K_{dv}) Q \quad (5.9)$$

unde: ψ - coeficient de șoc (impact)  
K<sub>dv</sub> - coeficient dinamic vertical

În cazul vehiculelor feroviare, pentru calculul coeficientului dinamic vertical " $K_{dv}$ " se utilizează relațiile (5.10), respectiv (5.11) (Burada C. ș.a. [28], respectiv David I. [45]):

$$k_{dv} = k_d + \varphi' \frac{0,1v}{f_s} \quad \text{pentru } v \in (50, 100) \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (5.10)$$

$$k_{dv} = k_d + \varphi' \frac{0,22(v-55)}{f_s} \quad \text{pentru } v \in (100, 160) \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (5.11)$$

În care:

$k_d$  - coeficient dinamic parțial

$f_s$  - săgeata statică a suspensiei [mm]

$v$  - viteza maximă constructivă a vehiculului [km/h]

$\varphi'$  - coeficient ce ține seama de numărul de osii ale boghiului

Elipsa de contact roată-șină, fiind suprafața care preia în momentul inițial sarcinile dinamice la trecerea roților peste neregularitățile căii, se impune alegerea pentru roată, respectiv șină a unui coeficient dinamic parțial " $k_d$ " superior celorlalte părți ale vagonului, (E. Ghita, [68]).

În cele ce urmează, s-a considerat  $\Psi = 1,3$ , valoare recomandată de normele O.R.E. - U.I.C. [239]. Aceeași valoare a fost acceptată și pentru forțele dinamice tangențiale și laterale.

În cadrul analizei plane, pentru estimarea stării de tensiune și deplasare, sarcinile dinamice au fost aplicate static, în același mod, descris anterior, pentru sarcinile statice.

Rezultatele obținute în diferite condiții, pentru roata de vagon tip 920 b STAS 8824 - 76, respectiv șina tip 49 STAS 2953 - 80 sunt prezentate în figurile 5.6 ... 5.29.

În cadrul analizei 2D s-a studiat și contactul dintre roata de macara KU 200 STAS 2737/4 - 83 și șina tip 18 STAS 3089 - 80.

Discretizarea roții de macara în semisecțiunea radială  $\varphi = 0$  în 1095 elemente finite și prin 1207 noduri este prezentată în figura 5.5:

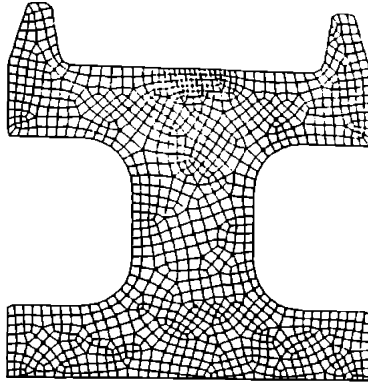
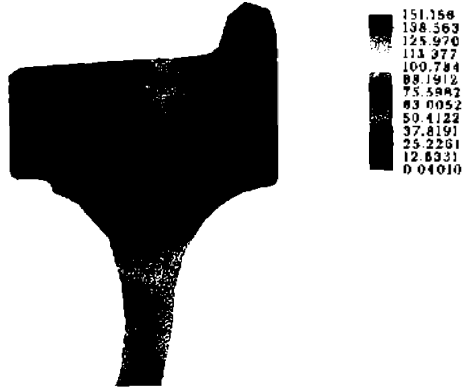


FIG. 5.5

În urma analizei plane 2D, în diferite condiții, pentru roata de macara KU 200 s-au obținut rezultatele prezentate în figurile 5.30 - 5.37

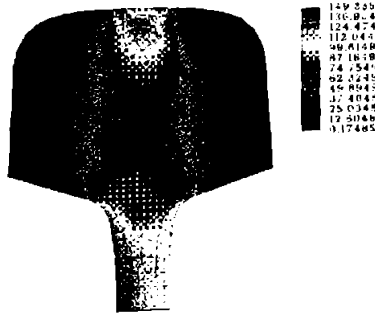
TENSIUNILE ECHIVALENTE DUPA VON MISES IN N/mm



ROATA DE VAGON DE CALI FERATA  
Q = 100000 N  
REGIM STATIC

FIG.5.6

TENSIUNILE ECHIVALENTE DUPA VON MISES IN N/mm

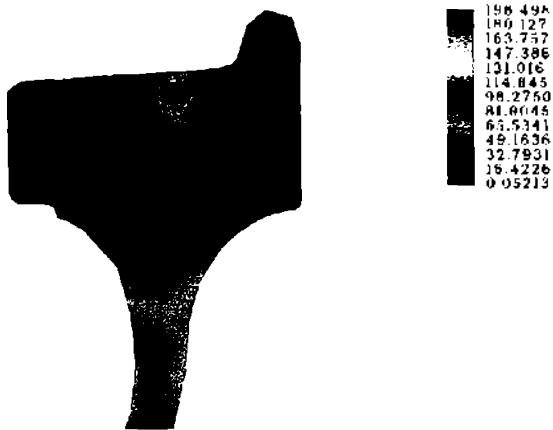


SINA DE CALE FERATA  
Q = 100000 N  
REGIM STATIC

FIG.5.7



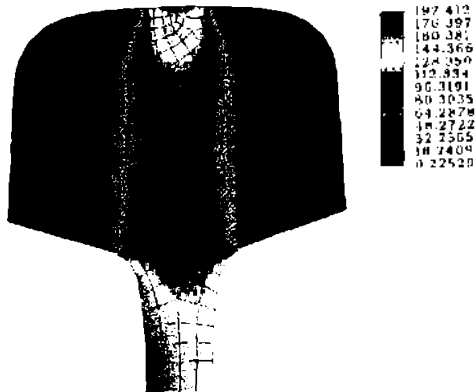
TENSIUNILE ECHIVALENTE DUPĂ VON MISES ÎN N/mm<sup>2</sup>



ROATA DE VAGON DE CALF FERATA  
Q = 130000 N  
REGIM DINAMIC

FIG. 5.8

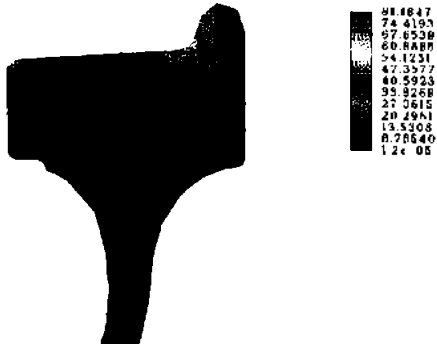
TENSIUNILE ECHIVALENTE DUPĂ VON MISES ÎN N/mm<sup>2</sup>



ȘINĂ DE CALF FERATĂ  
Q = 130000 N  
REGIM DINAMIC

FIG. 5.9

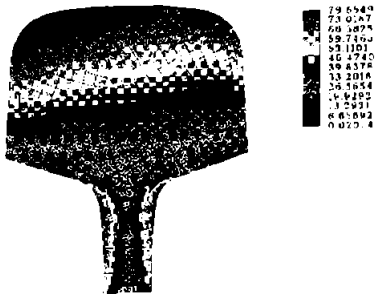
TENSIUNILE ECHIVALENTE DUPA VON MISES IN N/mm<sup>2</sup>



ROATA DE VAGON DE CALF FERATA  
Y = 50000 N  
REGIM STATIC

FIG.5.10

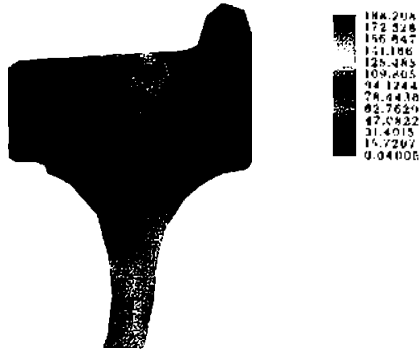
TENSIUNILE ECHIVALENTE DUPA VON MISES IN N/mm<sup>2</sup>



SINA DE CALF FERATA  
Y = 50000 N  
REGIM STATIC

FIG.5.11

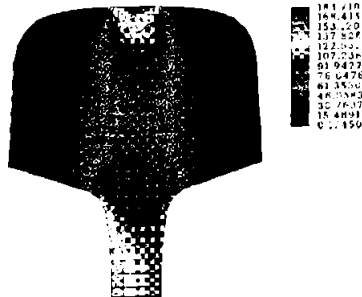
TENSIUNILE ECHIVALENTE DUPA VON MISES ÎN N/mm<sup>2</sup>



ROMA DE VAGON DE CALI FERATA  
Q = 100000 N  
T = 30000 N  
Y = 30000 N  
REGIM STATIC

FIG.5.12

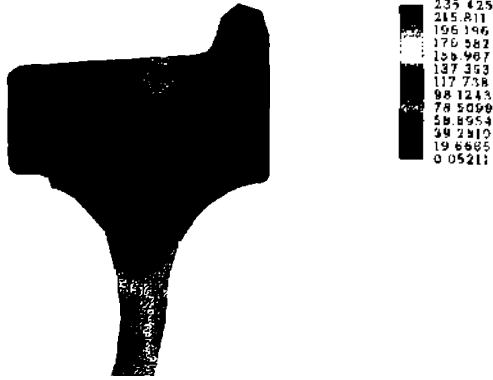
TENSIUNILE ECHIVALENTE DUPA VON MISES ÎN N/mm<sup>2</sup>



SINA DE CALI FERATA  
Q = 100000 N  
T = 30000 N  
Y = 30000 N  
REGIM STATIC

FIG.5.13

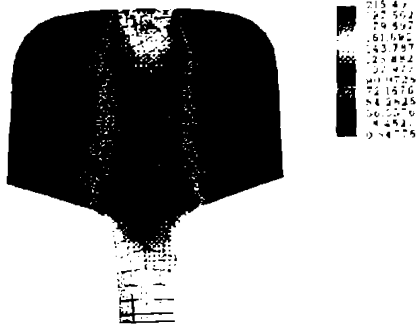
TENSIUNILE ECHIVALENTE DUPA VON MISES IN N/mm<sup>2</sup>



ROATA DE VAGON DE CALI FIRATA  
Q = 130000 N  
T = 39000 N  
REGIM DINAMIC

FIG.5.14

TENSIUNILE ECHIVALENTE DUPA VON MISES IN N/mm<sup>2</sup>



SINA DE CALE FERATA  
Q = 130000 N  
T = 39000 N  
REGIM DINAMIC

FIG.5.15

TENSIUNILE ECHIVALENTE DUPA VON MISES IN N/mm

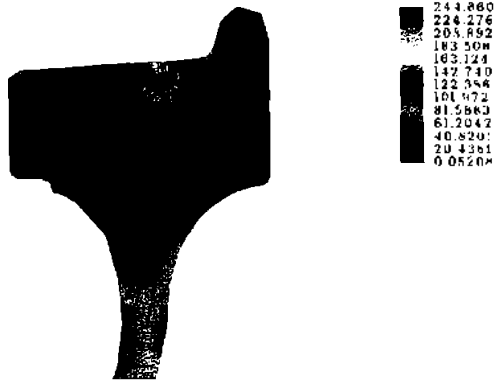


FIG.5.16

ROATA DE VAGON DE CALI FERATA  
Q = 130000 N  
T = 39000 N  
Y = 65000 N  
REGIM DINAMIC

TENSIUNILE ECHIVALENTE DUPA VON MISES IN N/mm

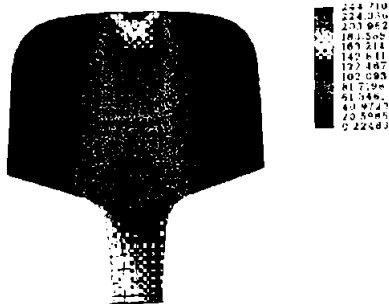


FIG.5.17

ȘINA DE CALE FERATĂ  
Q = 130000 N  
T = 39000 N  
Y = 65000 N  
REGIM DINAMIC

TENSIUNILE ECHIVALENTE Dupa Von Mises IN N/mm<sup>2</sup>

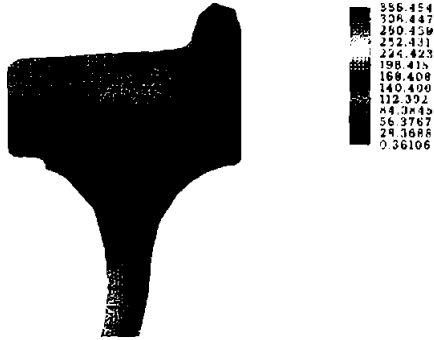


FIG.5.18

ROATA DE VAGON DE CALE FERATA  
Q = 130000 N  
T = 39000 N  
Y = 65000 N  
T = 370°C  
REGIM DINAMIC

TENSIUNILE ECHIVALENTE Dupa Von Mises IN N/mm<sup>2</sup>

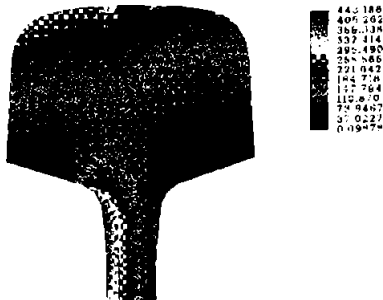
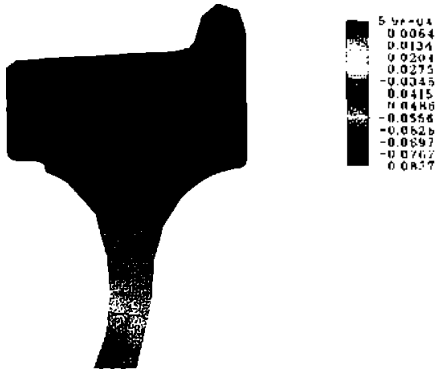


FIG.5.19

SINA DE CALE FERATA  
Q = 130000 N  
T = 39000 N  
Y = 65000 N  
T = 370°C  
REGIM DINAMIC

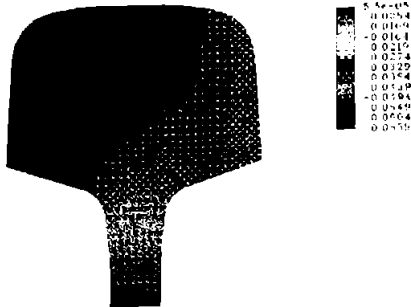
DEPLASĂRILE ÎN DIRECȚIA OZ ÎN [mm]



ROATA DE VAGON DE CALI FERATA  
Q = 10000 N  
REGIM STATIC

FIG.5.20

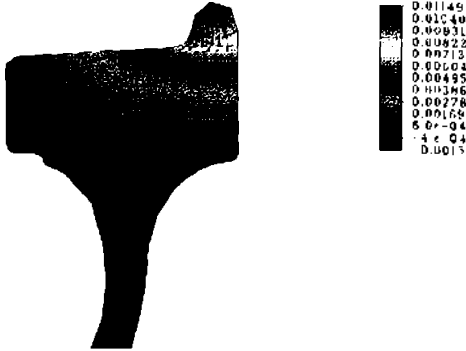
DEPLASĂRILE ÎN DIRECȚIA OZ ÎN [mm]



ȘINA DE CALI FERATA  
Q = 10000 N  
REGIM STATIC

FIG.5.21

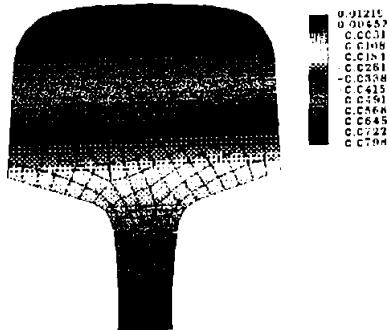
DEPLASĂRIILE DUPĂ DIRECȚIA OZ ÎN [mm]



ROATA DE VAGON DE CALĂ FERATĂ  
Y = 30000 N  
REGIM STATIC

FIG.5.22

DEPLASĂRIILE DUPĂ DIRECȚIA OZ ÎN [mm]

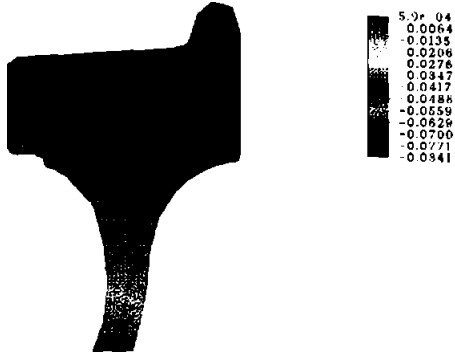


ȘINĂ DE CALĂ FERATĂ  
Y = 30000 N  
REGIM STATIC

FIG.5.23



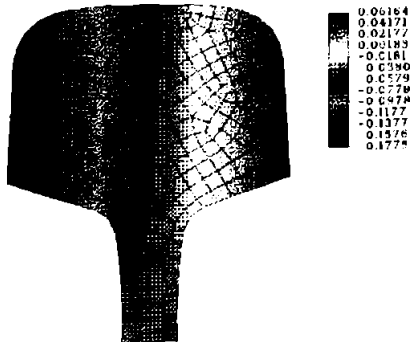
DEPLASĂRILE DUPĂ DIRECȚIA OZ ÎN [mm]



RUATA DE VAGON DE CALI FERATA  
Q = 100000 N  
T = 30000 N  
Y = 30000 N  
REGIM STATIC

FIG.5.24

DEPLASĂRILE DUPĂ DIRECȚIA OZ ÎN [mm]



ȘINĂ DE CALE FERATA  
Q = 100000 N  
T = 30000 N  
Y = 30000 N  
REGIM STATIC

FIG.5.25

DEPLASĂRIILE DUPĂ DIRECȚIA OZ ÎN [mm]

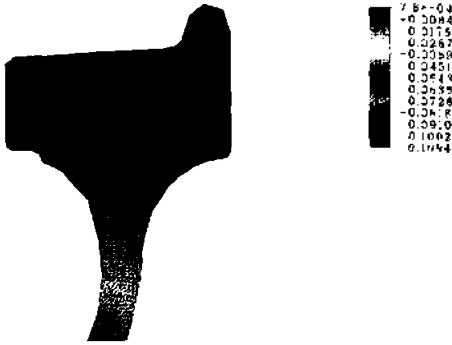


FIG.5.26

ROATA DE VAGON DI CALI FERATA  
Q = 13000 N  
T = 39000 N  
Y = 65000 N  
REGIM DINAMIC

DEPLASĂRIILE DUPĂ DIRECȚIA OZ ÎN [mm]

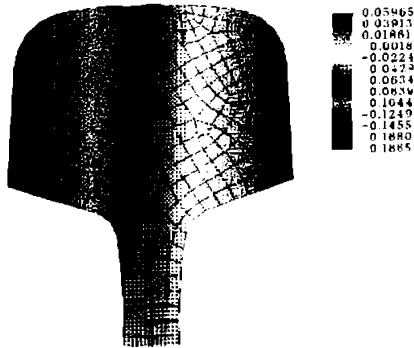


FIG.5.27

ȘINA DE CALI FERATĂ  
Q = 13000 N  
T = 39000 N  
Y = 65000 N  
REGIM DINAMIC

DEPLASĂRILE DUPĂ DIRECȚIA OZ ÎN [mm]

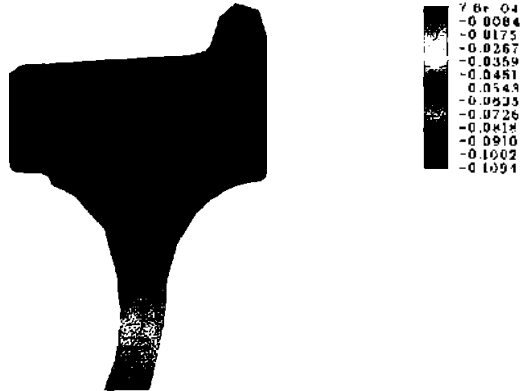


FIG.5.28

ROATA DE VAGON DE CALI FERATA  
Q = 130000 N  
T = 39000 N  
Y = 65000 N  
T = 270 °C  
REGIM DINAMIC

DEPLASĂRILE DUPĂ DIRECȚIA OZ ÎN [mm]

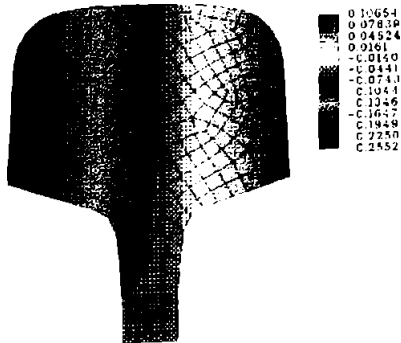
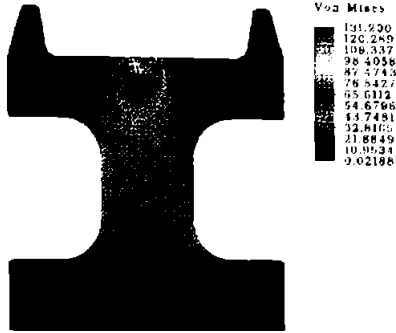


FIG.5.29

SINA DE CALI FERATA  
Q = 130000 N  
T = 39000 N  
Y = 65000 N  
T = 270 °C  
REGIM DINAMIC

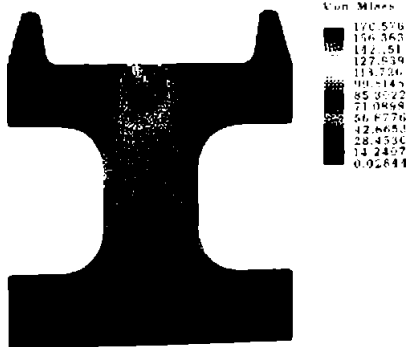
TENSIUNILE ECHIVALENTE DUPA VAN MISES IN [N/mm<sup>2</sup>]



ROATA DE MACARA  
Q = 30000 N  
REGIM STATIC

FIG.5.30

TENSIUNILE ECHIVALENTE DUPA VAN MISES IN [N/mm<sup>2</sup>]



ROATA DE MACARA  
Q = 30000 N  
REGIM DINAMIC

FIG.5.31

TENSIUNILE ECHEVALENTE DEPA VON MISES IN [N/mm<sup>2</sup>]

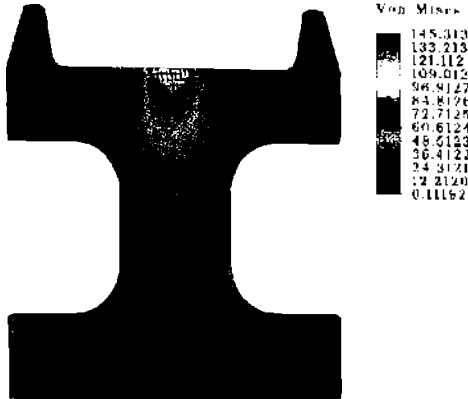


FIG.5.32

ROATA DE MACARA  
Q = 3000 N  
T = 9000 N  
REGIM STATIC

TENSIUNILE ECHEVALENTE DEPA VON MISES IN [N/mm<sup>2</sup>]

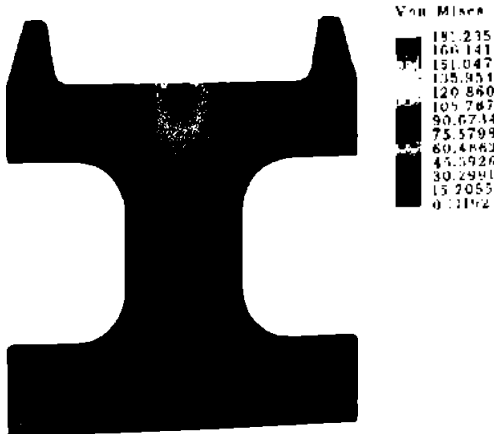
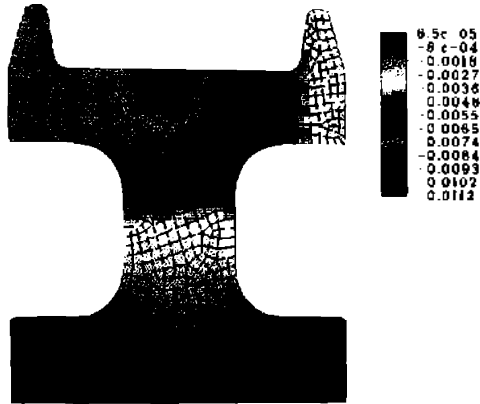


FIG.5.33

ROATA DE MACARA  
Q = 39000 N  
T = 11700 N  
REGIM DINAMIC

DEPLASĂRILE DUPĂ DIRECȚIA OZ ÎN [mm]



ROATĂ DE MACARA  
Q = 3000 N  
REGIM STATIC

FIG. 5.34

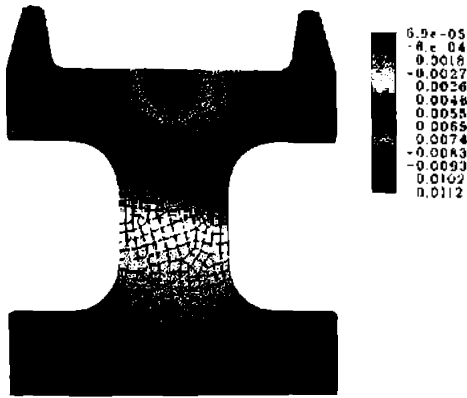
DEPLASĂRILE DUPĂ DIRECȚIA OZ ÎN [mm]



ROATĂ DE MACARA  
Q = 3000 N  
REGIM DINAMIC

FIG. 5.35

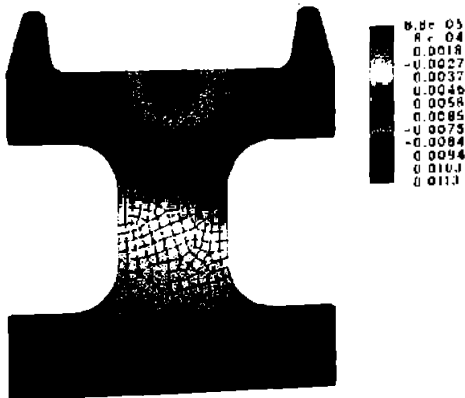
DEPLASĂRILE DUPĂ DIRECȚIA OZ ÎN [mm]



ROATĂ DE MACARĂ  
Q = 30000 N  
T = 9000 N  
REGIM STATIC

FIG.5.36

DEPLASĂRILE DUPĂ DIRECȚIA OZ ÎN [mm]



ROATĂ DE MACARĂ  
Q = 39000 N  
T = 11700 N  
REGIM DINAMIC

FIG.5.37

### 5.3. Analiza 3D a stării de tensiune și deformație în roți și șine

În vederea analizei spațiale a contactului dintre aceeași șină și roată feroviară studiate plan în 5.2, acestea au fost modelate în 3D, ceea ce permite și o analiză pe suprafața de contact.

Pentru modelare, din biblioteca de elemente finite ALGOR s-a ales elementul SOLID 45. Acest element, folosit frecvent pentru modelarea în 3D a structurilor solide, este definit de opt noduri, având trei grade de libertate pentru fiecare nod: translații în noduri după direcțiile OX, OY și OZ.

În figura 5.38 sunt prezentate sistemul de coordonate, geometria, nodurile, și fețele pentru acest tip de element:

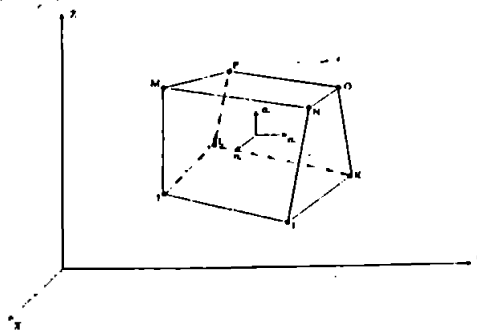


FIG.5.38

Elementul are proprietăți ortotropice de material, direcțiile ortotropice corespunzând direcțiilor coordonatelor elementului. Acesta poate fi încărcat cu o combinație de presiuni și de temperaturi pe suprafață sau în noduri.

Roata de rulare discretizată în 9873 elemente finite prin 5487 noduri este prezentată în figura 5.39:



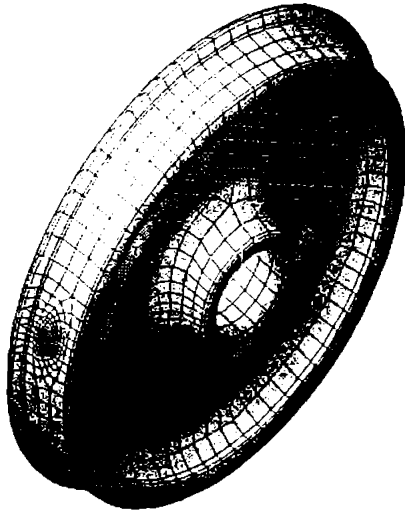


FIG 5.39

Se poate remarca discretizarea fină a elipsei de contact cu șina. Roata s-a considerat încastrată la nivelul butucului .

Discretizarea șinei în 4347 elemente finite prin 3503 noduri este prezentată în figura 5.40:

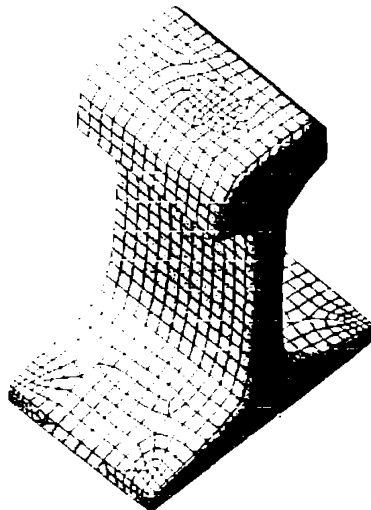


FIG. 5.40

S-a analizat cazul contactului roată - șină în dreptul unei traverse, șina fiind încastrată la nivelul tălpii.

Elipsa de contact fig. 5.41 a fost încărcată, atât pentru roată cât și pentru șină, cu presiuni în noduri care respectă o distribuție semielipsoidală (relația 1.10). S-a analizat același caz de încărcare statică normală ( $Q = 10 \text{ t}$ ), investigat și în 2D.

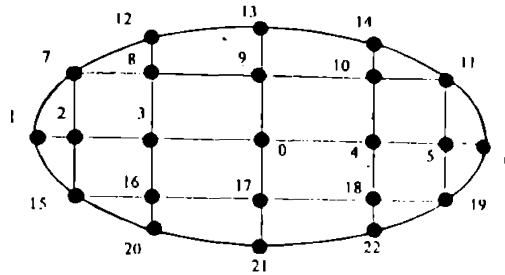


FIG. 5.41

Astfel:

- în nodul "0" :  $p_0 = 780 \text{ MPa}$
- în nodurile 3,4,9,17 :  $p = 675 \text{ MPa}$
- în nodurile 2,5,:  $p = 440 \text{ MPa}$
- în nodurile 8,10,16,18:  $p=503 \text{ MPa}$
- în nodurile 1,6,7,11,12,13,14,15,19,20,21,22 :  $p = 0$ .

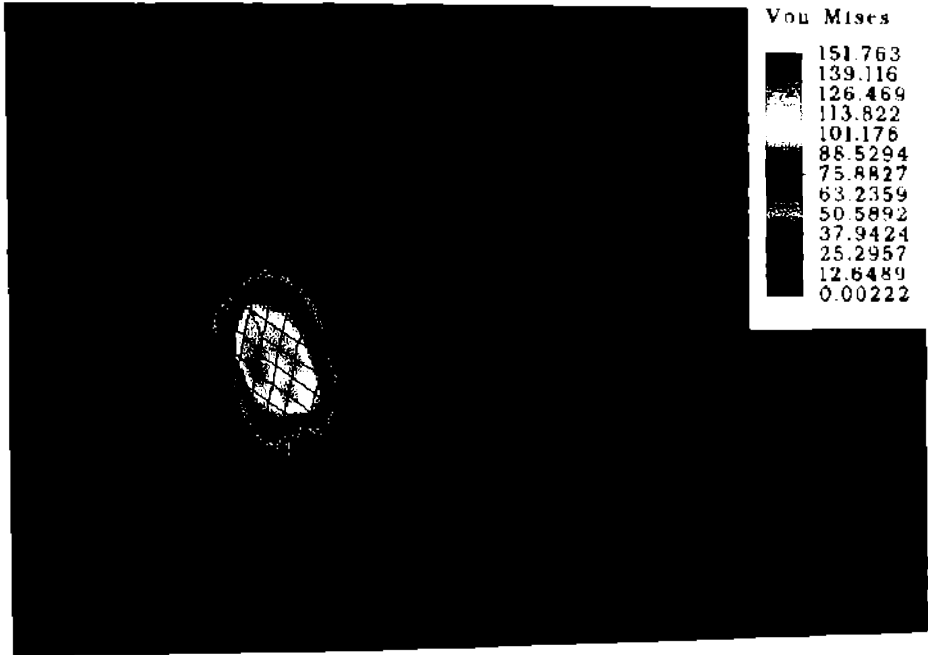
Ca date de ieșire pentru o astfel de analiză, se pot obține:

- tensiuni după fiecare axă în centrul elementului:  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$
- tensiuni tangențiale pe fețele elementului:  $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$
- tensiuni după fiecare axă pe nod:  $\sigma_{xn}, \sigma_{yn}, \sigma_{zn}$
- tensiuni principale pe element:  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$
- tensiuni principale pe nod:  $\sigma_{1n}, \sigma_{2n}, \sigma_{3n}$
- tensiuni echivalente pe element (Von Mises sau Tresca):  $\sigma_{\text{M}}$  sau  $\sigma_{\text{T}}$ .
- vectorul deplasărilor elementelor:  $(u,v,w)$

Pentru cazul analizat, starea de tensiune și deplasare în roată pe suprafața de contact este prezentată în figurile 5.42 și 5.43.

În figura 5.44 se poate observa starea de tensiune echivalentă în șină.

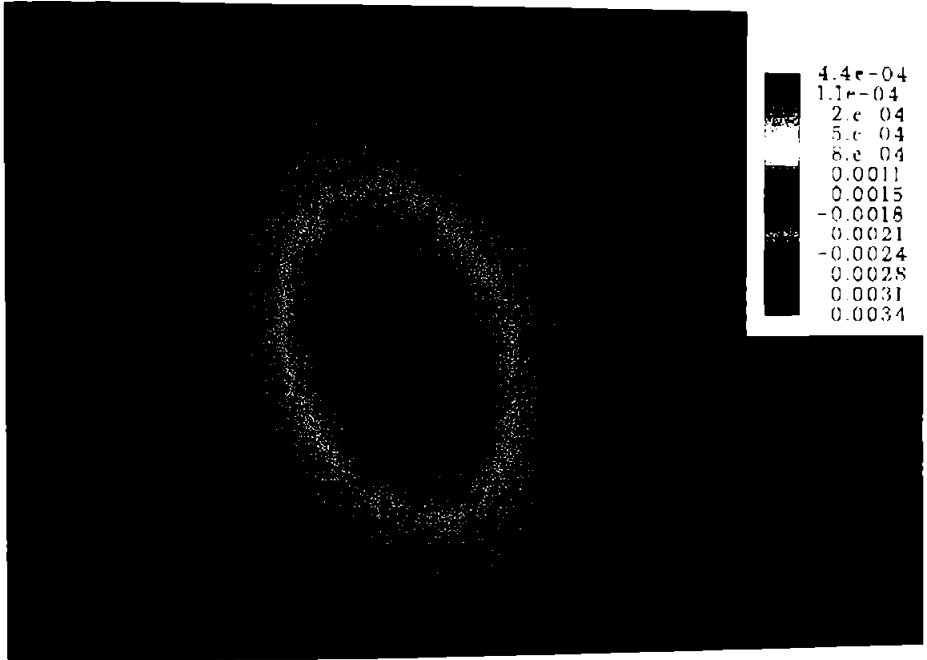
TENSIUNILE ECHIVALENTE DUPA VON MISES IN N mm<sup>2</sup>  
DETALIUL ELIPSA DE CONTACT



ROATĂ DE VAGON DE CALF FERATĂ  
Q = 10000 N  
D = 920 mm  
REGIM STATIC

FIG.5.42

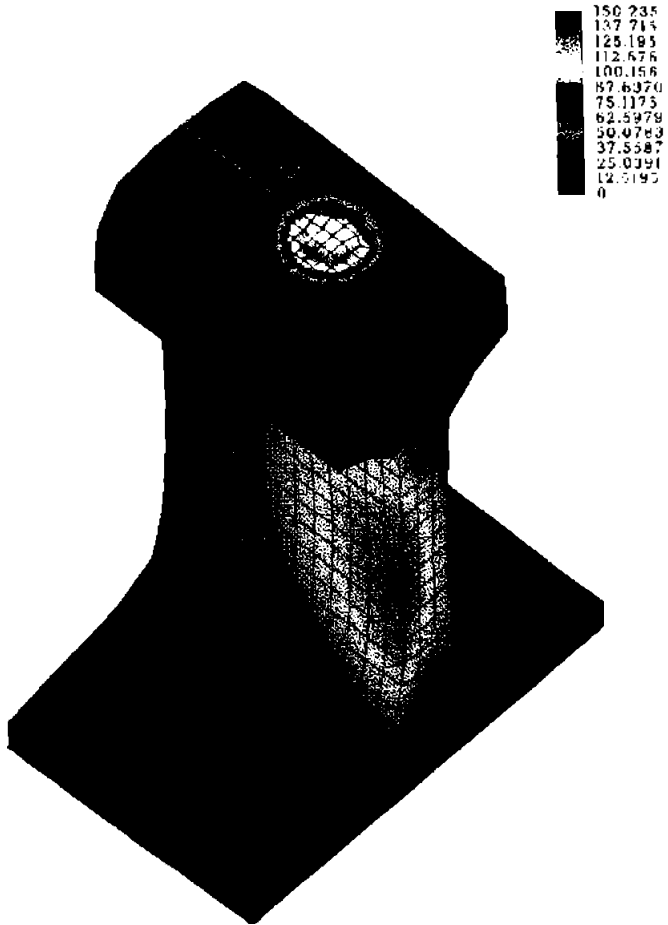
DEPLASARIILE DUPA DIRECTIONIAZAREA  
DEFALCULUI SUPRA BI-CENTRAT



ROATA DE VAGON DE CALF FERATA  
Q = 100000 N  
D = 920 mm  
REGIM STATIC

FIG.5.43

TENSIUNILE ECHIVALENTE DUPA VON MISES IN N/mm<sup>2</sup>



ȘINĂ DE CALE FERATA TIP 19  
Q = 100000 N  
REGIM STATIC

FIG.5.44

#### 5.4 Concluzii

a) În zona de contact, în vecinătatea acesteia, ca și în zone îndepărtate, pentru planul  $\varphi=0$ , rezultatele analizelor 2D și 3D sunt într-o bună concordanță.

b) Valorile maxime ale tensiunilor echivalente Von Mises se manifestă cel mai frecvent, în interiorul roții, respectiv șinei până la adâncimi cuprinse între 1,5 și 3,5 mm.

c) Prin luarea în considerare a unei arii reale de contact roata - șină, conform [62], tensiunile de contact obținute cu ALGOR sunt inferioare celor prezise în teoria contactului corpurilor de revoluție pe arii calculate cu teoria lui Hertz. Aceasta consideră corpurile ideale, infinite, omogene și exclude încărcările tangențiale din planul de contact. Valorile tensiunilor de contact calculate cu ALGOR sunt în concordanță cu cele obținute de F. Ibarreta, J. Gimenez [92], Vl. Șerban [187].

d) Din comparația figurii 5.16 cu figura 5.18, respectiv a figurii 5.17 cu figura 5.19, se constată o creștere a tensiunilor echivalente Von Mises în vecinătatea zonei de contact datorită încărcării termice.

e) Tensiunile remanente în urma proceselor tehnologice de fabricație a roților, respectiv șinelor nu au constituit obiectul studiului efectuat în lucrarea de față. Prin luarea în considerare a tensorului tensiunilor remanente  $[\sigma'_{mn}]$ , tensorul tensiunilor de contact  $[\sigma_M]$  devine:

$$\left\{ \begin{array}{l} [\sigma_M] = [\sigma'_{mn}] + [\sigma_{mn}] = [\sigma'_x] + \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} \\ \text{respectiv} \\ [\sigma_M] = [\sigma'_{mn}] + [\sigma_{mn}] = \begin{bmatrix} 0 & \tau_{xy}^0 \\ \tau_{xy}^0 & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} \end{array} \right. \quad (5.12)$$

f) Pentru cazurile analizate, atât starea de tensiune din roată cât și cea din șină, se află sub limita de elasticitate.

Pentru materialele roților respectiv șinelor analizate, standardele indică:  $\sigma_e = 490 \dots 686$  MPa, pentru roți de macara respectiv  $\sigma_e = 490 \dots 720$  MPa pentru șinele corespondente:  $\sigma_e = 600 \dots 720$  MPa pentru roți de vagon respectiv  $\sigma_e = 590 \dots 750$  MPa pentru șinele

corespondente.

g) Spectrele deplasărilor după OZ pentru zona de contact indică o deplanare a elipsei de contact roată-șină (fig. 5.43).

h) Modelele propuse prin discretizarea roților respectiv șinelor permit analiza stării de tensiune și deplasare prin încărcarea acestora în diferite condiții, corespunzătoare unor regimuri reale din exploatare.

## Capitolul 6. DETERMINAREA PRIN FOTOELASTICITATE A STĂRII DE TENSIUNE LA CONTACTUL ROATĂ - ȘINĂ

Din multitudinea metodelor experimentale de estimare a stării de tensiune s-a ales metoda fotoelastică deoarece se pretează la analiza unei zone greu accesibilă investigațiilor prin alte metode, cum este zona contactului.

Fotoelasticitatea oferă o imagine globală asupra stării de tensiune și deformație în diferite secțiuni. După cum este cunoscut, fotoelasticitatea se bazează pe fenomenul de birefrință accidentală al unor materiale transparente, optic active (din care se confecționează modelele), atunci când sunt supuse unor încărcări exterioare. Teoria fotoelasticității stabilește legătura reciprocă dintre fenomenul elastic și cel optic, fiind studiată de numeroși autori: M. Hetenyi [88], H. Wolf [219], N. Iosipescu [95], D.R. Mocanu ș.a. [123], A. Kuske & G. Robertson [116] și alții.

În cele ce urmează este analizat câmpul tensiunilor echivalente  $\sigma_{TSV}$  care apar la contactul roată-șină. Starea de tensiune tangențială maximă din vecinătatea zonei de contact roată-șină este asociată cu inițierea și propagarea spre suprafața de contact a unor fisuri care pot duce la exfolieri ale materialului roții, respectiv șinei. ([144], [115], [149]). Punctele de apariție a tensiunilor tangențiale maximum maximum constituie puncte din care se pot dezvolta "nuclee plastice" care se propagă spre suprafața de contact roată-șină (fig. 6.1).

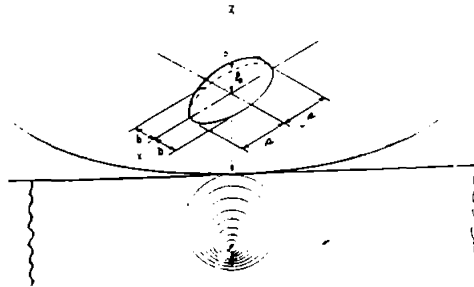


FIG. 6.1

Toate acestea indică importanța punerii în evidență a stării de tensiune echivalentă Tresca-Saint-Venant respectiv de tensiune tangențială maximă la contactul roată - șină.



### 6.1. Matrițe de turnare și dispozitive de încărcare

În vederea analizei fotoelastice spațiale a contactului dintre o roată de rulare specifică transportului feroviar și șină am proiectat și au fost executate:

- matrițe de turnare pentru roată, respectiv șină (a,b)
- dispozitive de încărcare (c,d)

#### a) Matrița de turnare pentru roată

Matrița prezentată în figura 6.2. și foto 6.1., a fost realizată pentru turnarea la scară 1:1 a unui model care corespunde roții tip 920 b STAS 8824 - 91 (fig. 6.2).

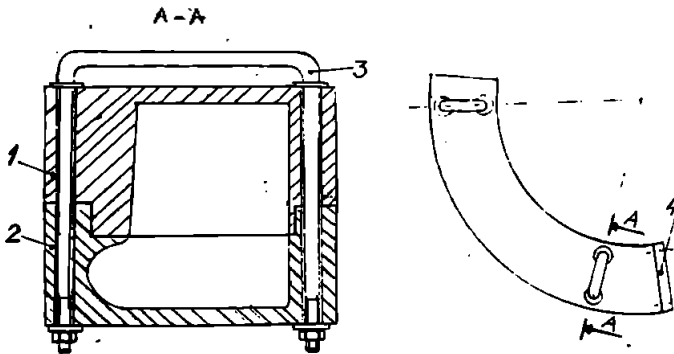


FIG. 6.2

Matrița se compune din:

- 1 - matriță superioară
- 2 - matriță inferioară
- 3 - cadru filetat
- 4 - capac

Procedeu tehnologic folosit la execuție a fost cel al copierii pe un strung carusel.

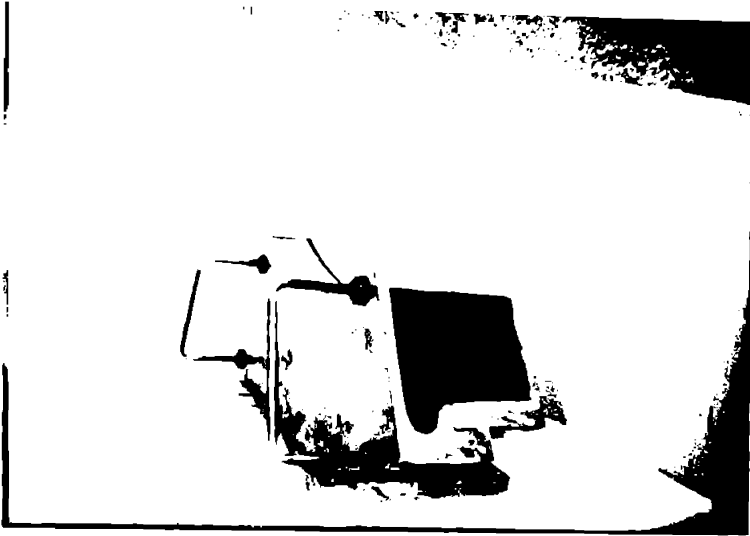


FOTO 6.1.

b) Matrița de turnare pentru șină

Matrița, prezentată în figura 6.3. și foto 6.2., a fost realizată pentru turnarea șinara 1:1 a unui model care corespunde șinei tip 49 STAS 2953 - 80 (fig. 6.3)

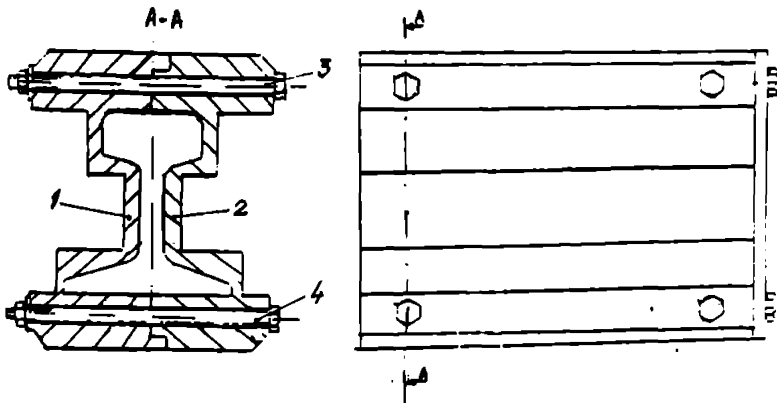


FIG. 6.3

Matrița se compune din: 1,2 - plăci; 3,4 - șuruburi

Pentru execuție s-a folosit o freză care a realizat o copiere după un șablon de forma secțiunii transversale a șinei

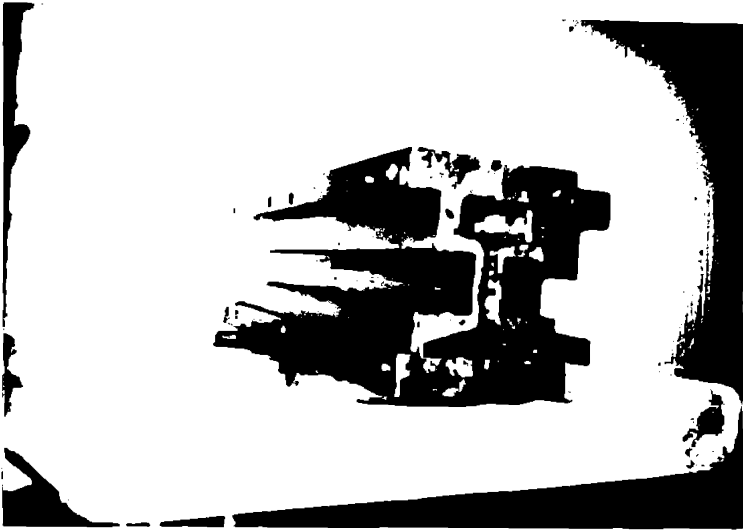


FOTO 6.2.

c) Dispozitiv de încărcare cu forță normală

Cu dispozitivul, prezentat în figura 6.4. și foto 6.3., se simulează încărcarea normală (verticală).

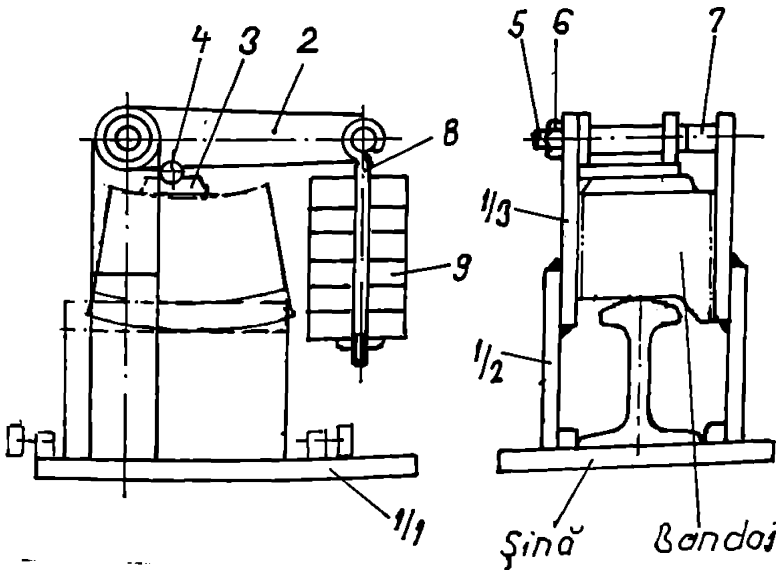


FIG. 6.4.

Dispozitivul se compune din:

- |          |                  |   |           |   |              |
|----------|------------------|---|-----------|---|--------------|
| 1/1      | - placă de bază  | 4 | - rolă    | 7 | - distanțier |
| 1/2, 1/3 | - plăci laterale | 5 | - bulon   | 8 | - tijă       |
| 2        | - pârghie        | 6 | - piuliță | 9 | - greutate   |
| 3        | - crampon        |   |           |   |              |

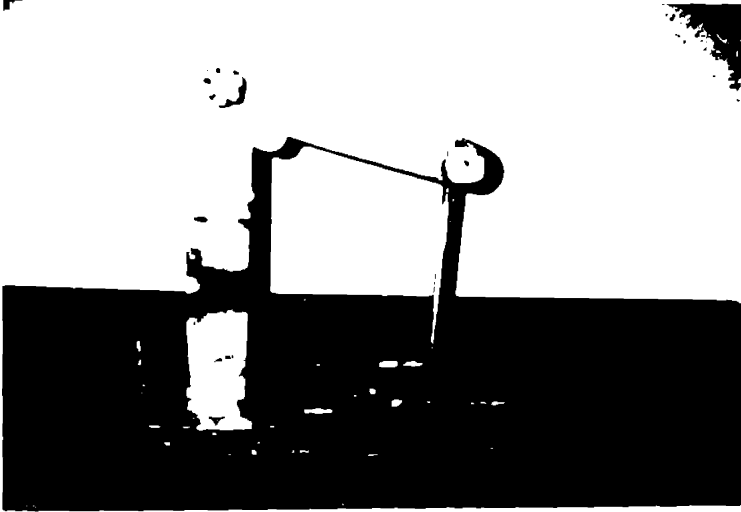


FOTO 6.3.

d) Dispozitiv de încărcare cu forță laterală

Cu dispozitivul, prezentat în figura 6.5. și loto 6.4., se simulează încărcarea laterală.

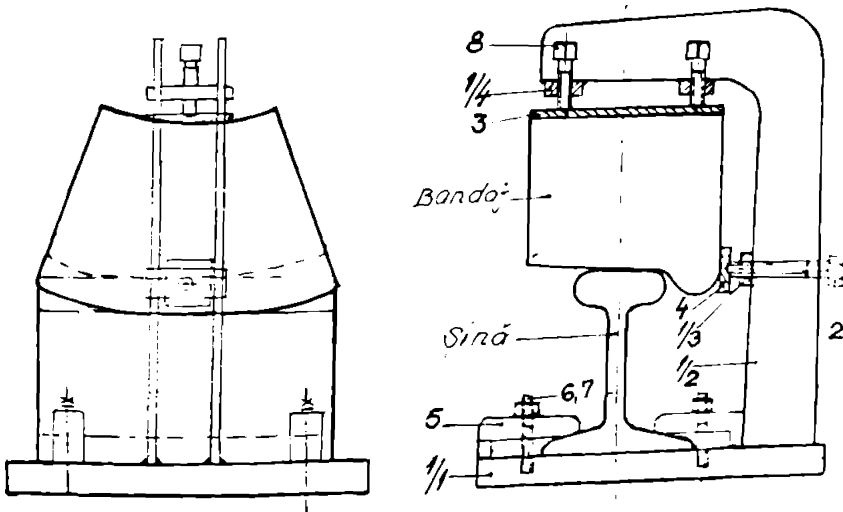


FIG. 6.5.

Dispozitivul se compune din:

- |          |                 |     |                |   |           |
|----------|-----------------|-----|----------------|---|-----------|
| 1/1      | - placă de bază | 2   | - șurub        | 6 | - prezon  |
| 1/2      | - braț          | 3,4 | - plăci tampon | 7 | - piuliță |
| 1/3, 1/4 | - distanțieri   | 5   | - bridă        | 8 | - șurub   |

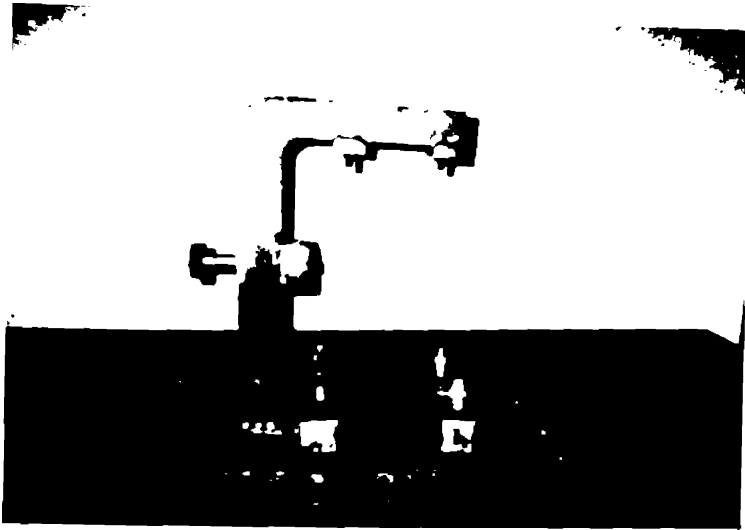


FOTO 6.4.

Preocupările Catedrei "Rezistența materialelor" în studiul unor probleme de contact de rulare pantru mașini de ridicat și transportat ([231]) au condus la execuția matrițelor de turnare pentru roata KU 200 STAS 2737/4 - 83, precum și pentru șinele corespondentă tip 18 și tip 17,65 STAS 3089 - 80. Astfel, utilizând aceste matrițe, precum și cele prezentate în 6.1., a fost posibilă modelarea și analiza fotoelastică a contactelor roată - șină investigate în cadrul capitolului 5 cu Metoda Elementului Finit.

## 6.2. Analiza fotoelastică spațială

### 6.2.1 Metoda "înghețării tensiunilor" aplicată în studiul stării de tensiune la contactul roată - șină

Modelele pentru roți, respectiv șine s-au obținut prin turnarea în matrițe a unui amestec omogenizat format dintr-o rășină epoxidică (ARALDIT "D") și un întăritor (HY 951), într-un raport volumic de 10:1.

Procedeul folosit pentru analiză a fost cel al "înghețării tensiunilor" care se bazează pe proprietatea conservării de către model a unei deformații permanente și după îndepărtarea acțiunii forței.

Din roțile de rulare au fost decupate sectoare cu unghiul la centru de  $45^\circ$  (foto 6.5).



FOTO 6.5.

Acestea au fost aduse în contact cu cupoane de șină cu lungimea de 500 mm. sprijinite pe traverse distanțate la 250mm.

Întregul ansamblu (model roată, model șină, dispozitiv de încărcare) a fost introdus într-o etuvă cu reglare și control permanent al temperaturii (aparținând secției "Tratamente termice" de la I.C.M. Reșița S.A.) și încărcat cu forță normală (foto 6.6) respectiv cu forță laterală (foto 6.7).

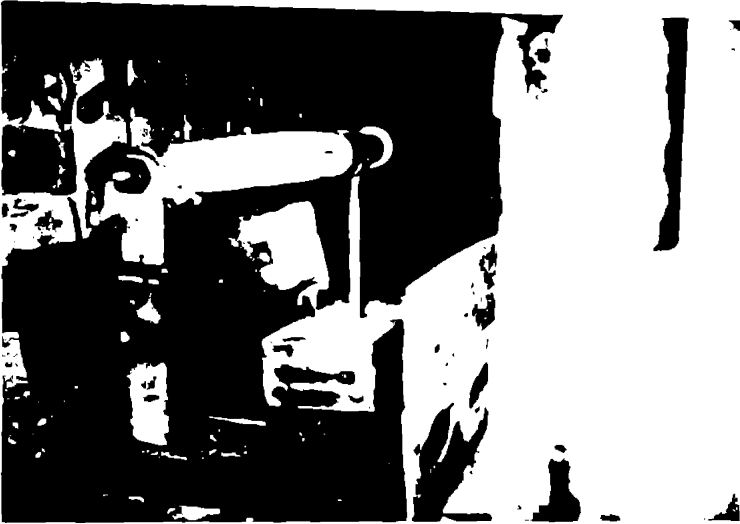


FOTO 6.6.



FOTO 6.7.

Legea impusă procesului de "încălzire - menținere la temperatură constantă - răcire" este cea din figura 6.6.:

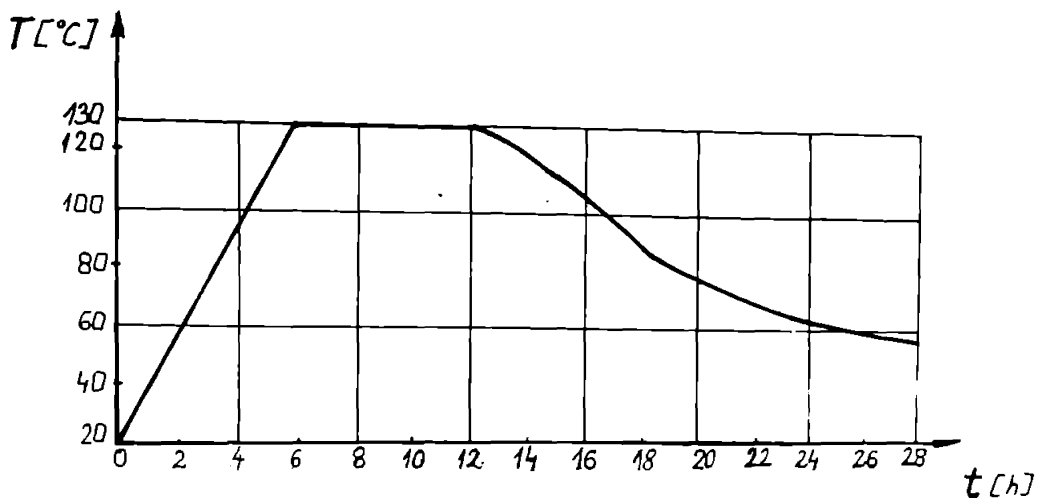


FIG. 6.6.

În aceeași etuvă și în aceleași condiții de variație a temperaturii s-a realizat etalonarea la compresiune diametrală a unui disc de diametru  $D = 100$  mm și grosime  $h = 6$  mm (fig. 6.7.), recomandată în [116] pentru probleme de contact.

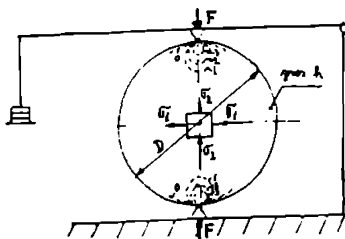


FIG. 6.7.

Pentru un punct din centrul discului, tensiunile principale au expresiile (6.1).

$$\begin{cases} \sigma_1 = \frac{2F}{\pi Dh} \\ \sigma_2 = \frac{-6F}{\pi Dh} \end{cases} \quad (6.1)$$



Constanta fotoelastică de efort a modelelor  $f_\sigma = 0,018 \frac{MP_a}{f_r}$  s-a obținut în urma unei operații de etalonare (E. Ghita, T. Babeu [77]) folosind relația:

$$f_\sigma = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{N} = \frac{8}{\pi D h} \cdot \frac{F}{N} \left[ \frac{MP_a}{f_r} \right] \quad (6.2)$$

unde:

N - ordinul de bandă (fr)

F - forța de compresiune (N).

### 6.2.2. Rezultate experimentale

În urma "înghețării tensiunilor" au fost decupate fâșii longitudinale și transversale de grosime  $h = 6\text{mm}$ , conținând una din semiaxele elipsei de contact, care au fost analizate cu un polariscop optic în lumină monocromatică polarizată circular.

Ținând seama de ecuația franjelor izocromate (prima egalitate în relația 6.2), precum și de relația (2.13), a fost posibilă determinarea tensiunilor echivalente  $\sigma_{\pm, \pm}$  (pentru modele).

Prin aplicarea legilor similitudinii se realizează trecerea de la rezultatele în tensiuni obținute pentru modele la cele pentru roți, respectiv șine, reale, cu o relație de forma:

$$\frac{\sigma_{TSV}}{\sigma_{TSV_m}} = K_\sigma = \frac{K_F}{K_L^2} \quad (6.3)$$

unde:

$K_\sigma$  = factorul de scară al tensiunilor

$K_F$  = factorul de scară al forțelor exterioare

$K_L$  = factorul de scară al dimensiunilor

Cum modelele turnate reproduc la scara 1:1 roți, respectiv șine reale, rezultă  $K_t = 1$ .

Starea de tensiune echivalentă  $\sigma_{\text{TSV}}$  a fost analizată pentru puncte din roată respectiv șină situate la următoarele distanțe față de suprafața de contact:  $z=3\text{mm}$  pentru încărcarea cu "Q", respectiv  $y=1,5\text{mm}$  pentru încărcarea cu "Y" la roți de vagon și șinei de cale ferată, respectiv  $z=1,8\text{mm}$  pentru încărcarea cu "Q" la roți de macara.

Conform [44], [85], [119], acestea sunt, cel mai frecvent, punctele de inițiere a unor fisuri care se propagă spre suprafața de contact. În aceste puncte ordinele de fracționare de bandă "N" s-au determinat cu metoda Tardy [95], [116], [123].

Pentru o încărcare a modelelor roată de vagon și șină de cale ferată cu  $G_m = 5\text{daN}$ , respectiv  $Y_m = 2,5\text{daN}$ , s-au obținut câmpurile de izocromate din foto 6.8, foto 6.9, respectiv foto 6.10, foto 6.11

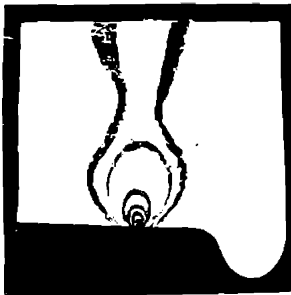


FOTO 6.8



FOTO 6.9

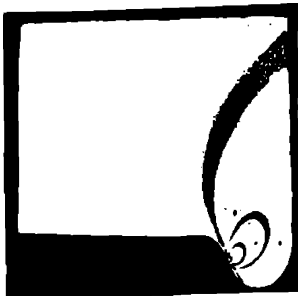


FOTO 6.10



FOTO 6.11

Aplicând relația (6.3), pentru încărcări statice ale roții, respectiv șinei reale cu  $Q = 10\text{tf}$ , respectiv  $Y = 5\text{tf}$ , se obțin valori ale tensiunilor în tabelul 6.1:

TAB. 6.1

Încărcare	Roata vagon		Șina cale ferată	
	N	$\sigma_{\text{max}}$ [MPa]	N	$\sigma_{\text{max}}$ [MPa]
$Q = 10\text{tf}$ $Q_m = 5 \text{ daN}$	4,5	162,0	3,9	140,4
$Y = 5\text{tf}$ $Y_m = 2,5 \text{ daN}$	2,7	97,2	2,5	90,0

Pentru o încărcare cu  $Q_m = 1,5 \text{ daN}$  a modelului roată de macara în contact cu modelul corespunzător șinei cu cap bombat tip 18 STAS 3089-80, s-a efectuat o analiză fotoelastică atât într-un plan perpendicular pe suprafața de contact care conține axa "2b" (foto 6.12) cât și în planul de rulare (foto 6.13), la  $z=1,8\text{mm}$ .

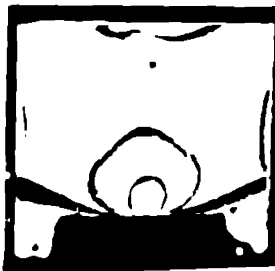


FOTO 6.12

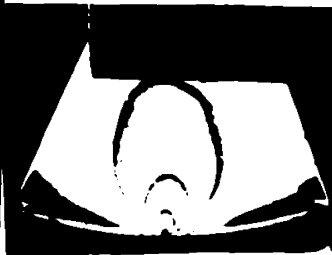


FOTO 6.13

Pentru o încărcare statică  $Q = 3,0 \text{ tf}$  a roții reale de macara analizate, se obțin valorile tensiunilor din tabelul 6.2:

TAB. 6.2

Încărcare	Roata macara			
	N	$\sigma_{max}$ [MPa]	N	$\sigma_{max}$ [MPa]
Q = 3,0 tf Q <sub>m</sub> = 1,5 daN	3,5	128,0	3,2	115,2

Corespunzător aceleiași încărcări a modelelor ( $Q_m = 1,5$  daN) și pentru aceeași dâncime ( $z=1,8$ mm), s-a analizat fotoelastic contactul aceleiași roți de macara cu șina cu cap plat tip 17,65 STAS 3089-80, caz în care suprafața de contact este o fâșie dreptunghiulară. Câmpul de izocromate obținut pentru planul yz al roții este prezentat în foto 6.14:



FOTO 6.14

Corespunzător aceluiași punct de analiză din roata de macara, tensiunile echivalente Tresca-Saint-Venant la contactul cu șina cu cap bombat, respectiv cu șina cu cap plat sunt prezentate, comparativ, în tabelul 6.3:

TAB. 6.3

Roată macara				
Contact cu șina cu cap bombat		Contact cu șina cu cap plat		
ÎNCĂRCARE	N	$\sigma_{\text{reviz}}$ [MPa]	N	$\sigma_{\text{reviz}}$ [MPa]
Q = 3,0 tf Q <sub>m</sub> = 1,5 daN	3,2	115,2	2,6	93,6

**6.3. Studiu prin fotoelasticitate plană asupra stării de tensiune în condiții de rulare**

În cele ce urmează este prezentată o analiză fotoelastică plană asupra modului în care încărcarea simultană cu forță normală "Q" respectiv cu forță tangențială longitudinală "T<sub>z</sub>" în regim de tracțiune influențează starea de tensiune din planul de rulare al unei roți.

Contactul roată - șină în planul de rulare a fost simulat prin contactul dintre un disc circular cu raza r = 50mm și de grosime h = 6mm și o suprafață plană. ambele în material fotoelastic (E. Ghita, T. Babeu [76]).

Pentru un caz static de încărcare numai cu forța Q<sub>m</sub> = 12,5 N, câmpul de franje izocromate în planul xz este cel din foto 6.15.



FOTO 6.15

Pentru a urmări modul în care câmpurile de franje izocromate variază în timpul rîlării, la acțiunea simultană a forțelor "Q" și "T<sub>z</sub>", polariscopului i s-a atașat un roboscop "S", tip N 230 cu frecvențmetru, un dispozitiv de încărcare "DI" și o cameră

video "CV", tip MS4 SUPER VHS PANASONIC, rezultând instalația experimentală prezentată în foto 6.16:



FOTO 6.16

Stroboscopul "S" a fost reglat pentru a emite raze luminoase cu o frecvență  $\nu=300\mu s$ . Înregistrarea imaginilor cu camera video "CV" s-a efectuat continuu. Încărcarea simultană cu "Q" și "T<sub>v</sub>" a fost posibilă cu ajutorul dispozitivului de încărcare "DI" (fig. 6.8) având următoarele părți componente:

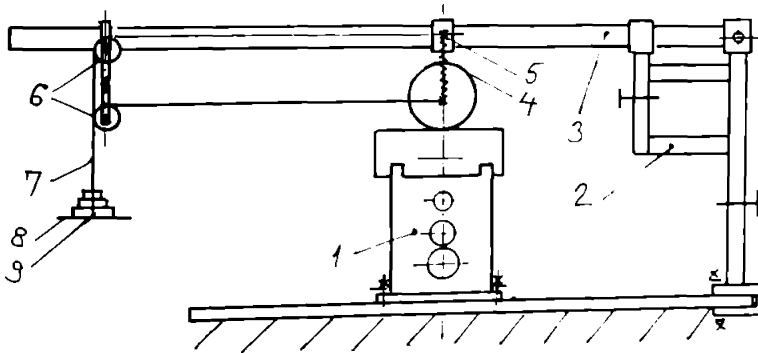


FIG. 6.8

- 1 - Suport placă
- 2 - Suport reglabil pârghie
- 3 - Pârghie
- 4 - Resort (2 buc.)

- 5 - Culisă
- 6 - Role ghidare
- 7 - Element flexibil
- 8 - Taler

- 9 - Greutăți

Menținând, prin intermediul resorturilor 4, forța " $Q_m$ " la același nivel ca și în cazul static de încărcare, s-au obținut următoarele imagini ale câmpurilor de franje izocromate în planul xz, pentru regim de rulare (foto 6.17).



FOTO 6.17

Din comparația imaginii din foto 6.15 cu cele din foto 6.17, se poate remarca o creștere a numărului de izocromate (de la  $N=5$  la  $N=7$ ) pentru condițiile de rulare, precum și o deplasare a întregului spectru în sensul de rulare.

Aceasta confirmă influența cunoscută a forțelor tangențiale longitudinale privind creșterea tensiunilor tangențiale maxime respectiv a tensiunilor echivalente Tresca - Saint - Venant și deplasarea maximului acestora spre "înainte" în sensul de rulare.

Etalonarea la compresiune diametrală a discului, la temperatura camerei, a condus la valoarea  $f\sigma=1,35$  MPa/r.

Aplicarea legilor similitudinii, pentru planul de rulare al roții tip 920 b STAS 8824-91, încărcată în condiții statice cu  $Q=10tf$ , a determinat obținerea rezultatelor prezentate în tabelul 6.4:

TAB. 6.4

REGIM	N	$\sigma_{TREV}$ [MPa]
STATIC	5	159,49
RULARE	7	223,29

#### 6.4. Concluzii

a) Starea de tensiune echivalentă  $\sigma_{TREV}$  determinată prin fotoelasticitate spațială este într-o bună concordanță în zona contactului cu starea de tensiune echivalentă  $\sigma_{TREV}$  determinată prin analiza cu Metoda Elementului Finit din cadrul capitolului 5. Astfel:

pentru planul oyz, pentru punctele cele mai solicitate din roți respectiv șine, comparația este prezentată în tabelul 6.5:

TAB. 6.5

Tip roată / tip șină	Încărcare Q,Y [t]	$\sigma_{TIV}$ [MPa] FOTO ELAST.	$\sigma_{VM}$ [MPa] ALGOR
Roata vagon	Q = 10	162,0	151,1
Roata vagon	Y = 5	97,2	81,1
Șina cale ferată	Q = 10	140,4	149,3
Șina cale ferată	Y = 5	80,0	79,65
Roata macara	Q = 3,0	116,2	131,2

b) Diferențele dintre valorile obținute pe ultimele două coloane ale tabelului 6.5 se datorează, în principal, teoriilor de rezistență diferite cu care s-au determinat tensiunile echivalente. Aceste diferențe pot avea însă, și alte cauze: o eventuală simplificare sau aproximare a profilelor în zona contactului la modelarea cu elemente finite; o etalonare insuficient de exactă a modelelor fotoelastice; o citire nu îndeajuns de precisă a ordinului fracționar de bandă într-o zonă de dimensiuni reduse și, deci, dificil de analizat vizual; aplicarea în cadrul legilor similitudinii, a unei relații (6.3); nelăbiată, în principal, pentru tensiuni maxime [123];etc.

În general, valorile apropiate ale tensiunilor obținute prin modelarea cu elemente finite, respectiv prin analiză fotoelastică, conduc la ideea validării reciproce a ambelor metode de analiză, propuse în capitolele 5, respectiv 6.

c) Conform tabelului 6.3, tensiunile în roți de rulare specifice mașinilor de ridicat și transportat, sunt mai mari în cazul contactului cu o șină cu cap bombat, decât în cazul contactului cu o șină cu cap plat, lucru confirmat și în [231].

d) Investigațiile prin fotoelasticitate plană, efectuate prin încărcarea unor modele plane care reproduc profilul roții și al șinei (foto 6.18) au constituit obiectul unor lucrări științifice ale autorului ([67], [70], [71], [73]), nefiind tratate în cadrul tezei din motivul că a nu complica inutil expunerea. Valorile tensiunilor obținute prin fotoelasticitate plană le confirmă pe cele obținute prin fotoelasticitate spațială.



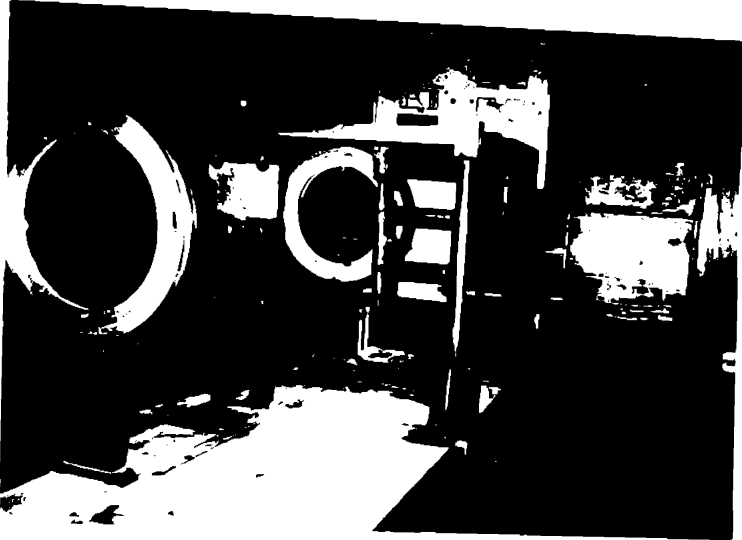


FOTO 6.10

e) Conform tabelului 6.4, în condiții de rulare, se constată o creștere cu 40% a tensiunii  $\sigma_{TSVxz}$ , în punctul de interes al roții analizate. În același punct, dar pentru planul yz, analiza cu elemente finite efectuată în cadrul capitolului 5, pentru cazuri similare, a indicat o creștere a tensiunii  $\sigma_{VMyz}$  cu 42% (fig. 5.7 și fig. 5.15). Deplasarea maximului tensiunilor tangențiale maxime respectiv tensiunilor echivalente spre suprafața de contact și spre "înainte" în sensul de rulare pusă în evidență pentru roți de rulare în foto 6.17 prin distorsionarea câmpului de izocromate, a fost confirmată și pentru șină, atât fotoelastic, cât și prin translatarea unei distribuții semielipsoidale de presiune (E.Ghita, T. Babeu [76]). Pentru punctul din șină situat la aceeași adâncime ca și în roată ( $z=3\text{mm}$ , pe normala contactului), în [76] se indică o creștere cu 39.5% a tensiunii  $\sigma_{TSVxz}$ . În același punct, dar pentru planul yz, analiza cu elemente finite efectuată în cadrul capitolului 5, pentru cazuri similare, a indicat o creștere a tensiunii  $\sigma_{VMyz}$  cu 44,6% (fig. 5.8 și fig. 5.16).

## **Capitolul 7. SINTEZA LUCRĂRII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE**

Lucrarea reprezintă o concretizare a activității de cercetare științifică a autorului într-un domeniu de mare actualitate, cum este cel al contactului roată-șină. Problema a fost abordată cu metode variate (analitice, operaționale, numerice, experimentale) și competitive în prezent, pentru efectuarea unui studiu cât mai profund.

S-a încercat introducerea treptată și prezentarea sistematică a multitudinii de parametri care apar în abordarea problemei contactului roată-șină.

De asemenea, s-a urmărit o evoluție graduată a tematicii și prezentarea unor concluzii în cadrul fiecărui capitol.

Lucrarea debutează cu o **INTRODUCERE**, în care se evidențiază importanța și actualitatea problemei contactului roată-șină, problemă centrală a celui de-al 11-lea Congres Internațional "Osii montate" (Paris, 1995), respectiv a celei de-a 2-a Conferințe Internaționale "Mecanica contactului și uzura sistemelor roată-șină"(Budapesta, 1996).

Capitolul 1 - **TEORII ALE CONTACTULUI ROATĂ-ȘINĂ** - cuprinde o sistematizare a teoriilor apărute de-a lungul timpului, până la stadiul actual cu privire la problema analizată.

Sunt prezentate limitele de aplicabilitate ale fiecărei teorii, precum și programele de calcul pe care acestea le-au generat. Modul în care aceste teorii și programe de calcul s-au influențat direct, ori s-au validat reciproc este prezentat sugestiv în schema din figura 1.23.

Capitolul 2 - **ANALIZA TEORETICĂ A STĂRII DE TENSIUNE LA CONTACTUL ROATĂ-ȘINĂ** - realizează o tratare graduală și unitară a roții respectiv șinei ca două semispații elastice aflate sub acțiunea simultană a unor forțe normale și tangențiale.

Expresiile componentelor tensorului tensiune sunt foarte complicate, ceea ce face dificilă găsirea pe cale analitică a extremelor. Astfel, în 2.3 se propune abordarea problemei cu un soft specializat (MathCAD) realizându-se o validare numerică a stării de tensiune în adâncime.

În vederea obținerii unor relații uzuale, mai simple, pentru calculul tensiunilor în cazul încărcărilor distribuite, s-a analizat încărcarea elipsei de contact roată-șină cu o presiune uniform distribuită, ajungându-se la o relație relativ simplă (2.29). Pentru a nu se pierde avantajul simplității acestei relații, se propune în anumite limite de aplicabilitate, echivalarea unei distribuții circulare a presiunii cu o suprapunere de distribuții uniforme (fig. 2.17).

Ipoteza unei distribuții uniforme a presiunii este acceptată în 2.4.3 la elaborarea unui model pentru studiul calitativ al variației, în spațiu și timp, a tensiunilor de contact din roțile de rulare la acțiunea simultană a forțelor normale și tangențiale. Pentru un punct din planul diametral de rulare a unei roți se obțin expresiile tensiunilor (relațiile 2.74, 2.76, 2.78), a căror variație este analizată pentru cazuri concrete din exploatare. Valabilitatea calitativă a modelului propus este confirmată de influența, cunoscută, a forțelor tangențiale asupra stării de tensiune.

Cu ajutorul funcțiilor potențial pentru încărcări normale, respectiv tangențiale, s-a efectuat, în 2.4.2 o analiză a stării de tensiune în cazul unui contact plan roată-șină, considerând o distribuție a presiunii dată de relația 2.64, propusă de autor

**Capitolul 3 - METODĂ APROXIMATIVĂ, NEITERATIVĂ PENTRU DETERMINAREA FORTELOR LA CONTACTUL ROATĂ-ȘINĂ** propune modalități rapide pentru determinarea forței normale "Q" respectiv a forțelor tangențiale "T<sub>x</sub>" și "T<sub>y</sub>". Metoda propune echivalarea ariei de contact cu aria de penetrare pentru apropieri inferioare ale centrelor roții și șinei.

După multiple tatonări, s-a definit o funcție de penetrare  $g(y)$ , (relația 3.11) pentru profilul roții cu cel al șinei, funcție care stabilește legătura dintre apropierea centrelor și dimensiunile elipsei de contact roată-șină.

Metoda, fiind neiterativă, a condus la elaborarea unui program de calcul rapid, într-un singur "pas", al forțelor care apar la contactul roată-șină.

Corectitudinea și exactitatea rezultatelor obținute cu acest program s-a pus în evidență prin comparația cu programul CONTACT elaborat de J. J. Kalker în cadrul teoriei complete a contactului roată-șină (fig. 3.2, fig. 3.7, fig. 3.13, fig. 3.19, fig. 3.25).

Programul CONTACT, bazat pe o metodă iterativă, necesită timpi de răspuns mai mari decât programul elaborat având la bază metoda propusă.

Capitolul 4 - **DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A FORTELOR DE CONTACT ROATĂ-ȘINĂ** cuprinde rezultatele măsurătorilor efectuate de autor atât pe stand REFER R.A. București, cât și pe cale la P.I.F. Făurei.

Osiile de măsură cu traductoare tensometrice, realizate la REFER R.A. București, au permis determinarea independentă a forțelor  $Q$ ,  $Y$  și  $F_t$ , care apar la contactul roată-șină. În plus, au putut fi estimați și alți parametri: turație, viteză, microalunecare.

Sunt descrise metodologiile experimentale de măsurare a fiecărui tip de forță, precum și circuitele de măsură realizate care au permis un semnal constant și continuu în raport cu rotația osiei montate, cât și o sensibilitate ridicată de măsurare.

Astfel, pentru măsurarea forțelor normale " $Q$ " s-au folosit captoare cu traductoare tensometrice cu rol de spițe false. Forțele laterale " $Y$ " s-au determinat cu "metoda celor două momente" care folosește, deasemenea, tensometrul electric rezistiv, și care a permis eliminarea influenței forței " $Q$ " asupra circuitului de măsurare a forței " $Y$ ". Printr-un montaj electric adecvat, utilizând din nou traductoare tensometrice, s-a estimat forța de tracțiune " $F_t$ ", proporțională cu momentul de torsiune al osiei montate.

Standul pentru încercări osii montate a permis simularea unor diverse condiții de încărcare, stabilite ca regimuri caracteristice de funcționare în condiții de exploatare.

Capitolul 5 - **DETERMINAREA STĂRII DE TENSIUNE ȘI DEFORMAȚIE LA CONTACTUL ROATĂ-ȘINĂ CU METODA ELEMENTULUI FINIT** conține o analiză plană (2D) și o analiză spațială (3D), efectuate cu programul ALGOR, a unor roți, respectiv șine specifice atât transportului feroviar cât și mașinilor de ridicat și transportat. Programul ALGOR, fiind prevăzut cu un modul de îmbunătățire a discretizărilor suportat din alte programe ca: EUCLID, PATRAN, ANSYS, NASTRAN, a permis modelarea printr-o discretizare fină a elipsei de contact roată-șină.

Starea de tensiune și deformație din roțile și șinele analizate s-a efectuat atât pentru regim static cât și dinamic. Ca date de intrare au fost folosite valori ale forțelor de contact măsurate pe stand și prezentate în cadrul capitolului 4. A fost posibilă estimarea stării de tensiune și deformație în zona contactului pentru combinații ale

unor încărcări mecanice și termice.

În cadrul analizei cu ALGOR s-au luat în considerare valorile reale ale ariilor de contact roată-șină, ca urmare a efectului uzurii și rugozității suprafețelor. Se demonstrează prin această analiză că starea de tensiune locală în vecinătatea zonei de contact, atât în roată cât și în șină, nu poate fi estimată cu relații specifice teoriei contactului corpurilor de revoluție pe arii de contact prezise de teoria clasică a lui Hertz. Starea de deplasare după OZ pe suprafața de contact (fig. 5.43), pune în evidență o deplanare a elipsei de contact roată-șină.

**Capitolul 6 - DETERMINAREA PRIN FOTOELASTICITATE A STĂRII DE TENSIUNE LA CONTACTUL ROATĂ - ȘINĂ** cuprinde analize experimentale nedistructive efectuate pe modele fotoelastice. Autorul a proiectat personal și au fost realizate matrițe de turnare pentru roată respectiv șină.

Pe modelele turnate în aceste matrițe au fost efectuate analize fotoelastice spațiale prin "metoda înghețării tensiunilor". rezultatele obținute cu această metodă pentru anumite plane analizate (tab. 6.1, tab. 6.2, tab. 6.3) sunt în bună concordanță cu valorile determinate în aceleași plane, în cadrul capitolului 5 folosind programul ALGOR.

În vederea analizei fotoelastice a stării de tensiune în condiții dinamice s-a realizat o instalație experimentală (foto. 6.16) care a permis o analiză a fenomenului a acțiunea simultană a încărcării normale și tangențiale. S-a confirmat faptul că în condiții de rulare, tensiunile echivalente respectiv tensiunile tangențiale maxime cresc și se deplasează spre "înainte" în sensul de rulare.

**PRINCIPALELE CONTRIBUȚII PERSONALE ALE AUTORULUI** constă în

- Tratarea sistematică, comparativă și critică a teoriilor contactului roată - șină, evidențindu-se stadiul actual al problematicii, pe baza unei bibliografii bogate și la zi
- Analiza, prin folosirea unui soft specializat (MathCAD), a stării de tensiune în rășină, în cazul contactului pe o suprafață eliptică. Metodologia propusă înlocuiește ieșirea analitică a extremelor tensiunilor, care este foarte greoaie, și a fost validată în concordanță cu rezultate consacrate din teoria elasticității. Același soft specializat

a fost utilizat pentru post-procesarea variației în spațiu și timp a tensiunilor din planul de rulare al unei roți, în zona de contact și în imediata vecinătate a acesteia, în cadrul unei analize calitative pe un model.

- Propunerea unei metode noi, rapide, aproximative și neiterative pentru determinarea forțelor la contactul roată - șină precum și elaborarea și punerea la dispoziția specialiștilor a unui program propriu pentru obținerea acestora. Corectitudinea și exactitatea rezultatelor obținute cu programul propus a fost validată prin comparația cu programul CONTACT, elaborat în cadrul teoriei complete a contactului roată - șină și bazat pe o metodă iterativă.

- Determinarea experimentală a forțelor de contact roată-șină cu metode actuale, recomandate de O.R.E., utilizând osii de măsură de fabricație REFER R.A. București și introducerea valorilor măsurate ca date de intrare pentru un program de analiză a stării de tensiune și deformație cu M.E.F..

- Efectuarea unei analize cu elemente finite asupra stării de tensiune și deformație la contactul roată - șină, cu ajutorul programului ALGOR, atât în 2D cât și în 3D.

În acest sens, se poate afirma, că este pentru prima dată, la noi în țară, când elipsa de contact roată - șină este modelată cu ajutorul elementelor finite.

Modelele propuse prin discretizarea roților respectiv șinelor permit analiza stării de tensiune și deplasare prin încărcarea acestora în diferite condiții, corespunzătoare unor regimuri reale din exploatare.

- Proiectarea de către autor a matrițelor pentru turnarea modelelor de roată respectiv șină, precum și a dispozitivelor pentru simularea încărcărilor, care au permis efectuarea studiilor prin fotoelasticitate spațială.

- Conceperea unei instalații experimentale pentru studii prin fotoelasticitate în timpul rulării.

### NOTAȚII PRINCIPALE

- OX -direcția longitudinală (de rulare) prin centrul suprafeței de contact  
OY -direcția transversală prin centrul suprafeței de contact  
OZ -direcția normală prin centrul suprafeței de contact  
a,b -semiaxe elipsei de contact  
c -media geometrică a semiaxelor elipsei de contact  
e -excentricitatea elipsei de contact  
 $x_i, y_i$  -coordonatele frontierei ariei de penetrare în direcție longitudinală, respectiv transversală  
 $R_R$  -raza cercului de rulare al roții  
 $R_{R'}$  -raza profilului roții într-un plan transversal  
 $R_S$  -raza capului șinei  
Q -forța normală  
 $T_y$  -forța tangențială transversală  
 $T_x(T)$  -forța tangențială longitudinală  
Y -forța laterală  
 $F_t$  -forța de tracțiune  
S -forța laterală de ripare a căii  
 $p_0$  -presiunea maximă în centrul elipsoidului presiunilor  
p -presiunea normală  
q -presiunea tangențială  
 $\delta$  -apropierea corpurilor în contact pe linia centrelor  
 $e_x$  -microalunecarea longitudinală  
 $e_y$  -microalunecarea transversală  
 $\phi$  -microalunecarea de spin  
 $C_{11}, C_{22}, C_{33}$  -coeficienții de microalunecare  
 $s_x, s_y$  -alunecările locale relative  
 $U^n_{(x,y)}$  -funcția potențial pentru încărcarea normală  
 $U^t_{(x,y)}$  -funcția potențial pentru încărcarea tangențială  
g(y) -funcția de penetrare pentru profile  
 $[L_z]$  -matricea de flexibilitate normală

- $[L_{ii}]$  -matricea de flexibilitate tangențială
- K -integrala eliptică de ordinul I
- L -integrala eliptică de ordinul II
- E -modulul de elasticitate longitudinal
- $\nu$  -coeficientul lui Poisson
- G -modulul de elasticitate transversal combinat
- $\mu$  -coeficientul de frecare
- C -coeficientul de siguranță la deraiere
- $\Psi$  -coeficientul de șoc
- $K_{dv}$  -coeficientul dinamic vertical
- $K_d$  -coeficientul dinamic parțial
- $\alpha_a$  -unghiul de atac
- $\gamma$  -unghiul de profil al roții
- $\varphi$  -unghiul de rotație al roții (osiei montate)
- $f_a$  -constanta fotoelastică de efort a modelelor
- N -ordinul de bandă
- t -timpul
- $v_x$  -viteza de translație pe axa Ox
- $v_i$  -viteza de rotație a unui punct de pe cercul de rulare (viteză circumferențială)
- $T_1$  -temperatura
- u, v, w -deplasările generalizate
- $\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$  -lungirile specifice
- $\gamma_{xy}, \gamma_{xz}, \gamma_{yz}$  -lunecările specifice
- $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  -tensiunile normale
- $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$  -tensiunile tangențiale
- $\sigma_{VM}, \sigma_{TSV}$  -tensiunile echivalente (Von Mises respectiv Tresca - Saint - Venant)



**BIBLIOGRAFIE**

1. Adams, G.G., Bogy, D.B.- "The Plane Solution for the Elastic Contact Problem of a Semi - Infinite Strip and a Half - Plane", Trans. of the ASME, ser.E, vol.43,1976.
2. Ahlbeck, D.R. - "Evaluation of Railroad Wheel Tread Impact Load Damage Factors", Assoc. of American Railroads, Report. nr.R-851, 1993, Chicago, Illinois, S.U.A.
3. Aliabadi, M.H., Brebbia, C.A. - "Contact Mechanics". Computational Mechanics Publications, Southampton, Great Britain, 1993.
4. Andrews, H.J. - "The Creep of Locomotive Driving Wheels (Part.- I -)", Rail Engineering International, nr.1, 1975.
5. Bathe, K.J. Wilson, E.L. - "Numerical Methods Finite Element Analysis". Prentice-Hall Inc., New Jersey, 1976.
6. Beagley, T.M. - "Severe Wear of Rolling/Sliding Contacts", Wear 36/1976.
7. Béliáev, N.M. - "Mémoire sur la théorie des structures", Bulletin de l'Institut des Ingenieurs des Voies de Communication, Saint - Petersburg, 1924.
8. Béliáev, N.M. - "Trudy po teorii uprugosti i plastičnosti", Gostehizdat, Moscova, 1957.
9. Beljakov, V.M., Kravcova, R.J., Rappaport, M.G. - "Tablicy elliptičeskikh integralov". Akademkniga, Moscova, 1962.
10. Bhargava, V., Hahn, G.T., Rubin, C.A. - "An Elastic-Plastic Finite Element Model of Rolling Contact, Part 1: Analysis of Single Contacts". Asme J. App. Mechs., Vol.52, 1985.
11. Bia C., Ilie V., Soare M. - "Rezistența materialelor și teoria elasticității", Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
12. Bianchi, I., Corazza, G.R., Malavasi, G. - "Problemi de la ricerca sperimentale sulle interazioni fra ruota e rotaia", Ingegneria Ferroviaria, August 1986.
13. Bingyuan, J., Xitong, Z., Lei, W. - "Estimate by fracture mechanics theory for rolling contact fatigue life and strength of case-hardened gear materials with computer", Engineering Fracture Mechanics, Vol.39, No.5, Pergamon Press, Great Britain, 1991.
14. Birkedal - Nielsen, J., Theiler, A. - "Tangential Contact Problem with Friction Coefficients depending on Sliding Velocity", Proceedings of the 2<sup>nd</sup> Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail-Wheel System, Budapest, 1996.
15. Boicu N., - "Contactul elastic liniar", Ed. Academiei, București, 1977.
16. Boleanțu, L., Dobre, I. - "Aplicații ale mecanicii solidului deformabil în construcția de mașini", Ed. Facla, Timișoara, 1978.
17. Boleanțu, L. - Kasteff, O. - "Comparative Analysis of the Stress Concentration with a Plane and a Space Model", Symposium on Experimental Techniques in Applied Mechanics, București, 1972.
18. ten Bosch - "Berechnung der Maschienelemente"-Springer Verlag, Berlin, 1953.
19. Boussinesq, J.V. - "Applications des potentiels a l'etude de l'equilibre et du mouvement des corps elastiques avec de notes etendues. sur divers points de physique mathematique et d'analyse", Gautier, Paris, 1885.
20. Bouvy, J. - "Essieux de TGV - Retour d'experience" Revue Générale des Chemins de Fer, Février, 1996.

21. Buga, M., Iliescu, N. - "Considerații privind evaluarea stării de tensiune în unele probleme de contact cu ajutorul fotoelasticității", Simpozion științific. Suceava, 1985.
22. Buga, M., Iliescu, N., Atanasiu, C., Tudose T., Tiperciuc, Gh. - "A Photoelastic Investigation on Pressure Distribution in Contact Area between Tire and Ground", V.D.I., Berichte nr. 313, 1978.
23. Buga, M., Iliescu, N., Peride, N. - "On the Stress State in the Work Rolls of a Quarto Rolling Mill", Proc. of the 9<sup>th</sup> Int. Conf. on Exp. Mech., Copenhaga, 1990.
24. Buracu, V. - "O abordare a contactului cu frecare al unor ștanțe în formă de fâșie infinită", Studii și cercetări de mecanică aplicată, Tom 54, Nr.1. Ed. Academiei Române, București, 1995.
25. Buracu, V. - "Contact elastic cu frecare în izotropia transversă", Studii și cercetări de mecanică aplicată, Tom 54, Nr.3, Ed. Academiei Române, București, 1995.
26. Burada, C. - "Contribuții la determinarea solicitărilor în roata disc a vagonului de cale ferată", Teză de doctorat, I.P. Iași, 1976.
27. Burada, C., Buga, M., Năilescu, L., Popistaș, Al. - "Possibilities to improve sensitivity of the methods for the Q-forces measuring by means of spoke wheels and disk wheels" - Al VI-lea Congres internațional "Osii montate", Colorado-Spring, S.U.A., 1978.
28. Burada, C., Buga M., Crăsneanu, Al. - "Elemente portante ale vehiculelor de cale ferată", Ed. Tehnică, București, 1980.
29. Buzdugan, Gh. - "Rezistența materialelor", Ed. Academiei, București, 1986.
30. Buzdugan, Gh., Blumenfeld, M. - "Calculul de rezistență al pieselor de mașini", Ed. Tehnică, București, 1979.
31. Cartier, M., Caubet, J.J., Racine, R., Raymond, A. - "Analyse des contraintes resultant du contact de deux corps frotant", Les memoires techniques du CETIM, 1970.
32. Catot, B., Demilly, F. - "Contribution to Improved Steel Grades for Wheels for Heavy Freight Traffic", Proceeding of International Wheelset Congress, Sydney, Australia, 1992
33. Chan, S.K., Tuba, I.S. - "A finite element method for contact problems of solid bodies", International Journal of Mechanical Sciences, vol.13, Nr.7, 1971.
34. Chipperfield, C.G., Høllier, A.K., Groenhout, R. - "Analysis of rail head stresses in the heavy haul regime", Proc. Railway Engineering Symposium, The Institution of Engineers, Melbourne, Australia, 1983.
35. Chiu, Y.P., Harnett, M.J. - "A numerical solution for the contact problem involving bodies with cylindrical surface considering cylinder effect", ASME J. Tribology 109, 1987.
36. Cody, W.J. - "Chebyshev Approximations for the Complete Elliptic Integrals  $K$  and  $E$ ", Math. of Computations, vol.19, 1965.
37. Constantin, N. - "Analiza stărilor locale de tensiuni în structuri cu o axă de simetrie și elicoidale", Teză de doctorat, I.P. București, 1991.
38. Constantin, N. - "Asupra unei probleme de contact", Buletin I.P. București, Seria Mecanica, tom "L", 1988.
39. Constantin, N. - "Numerical and Experimental Study of the Contact between Elastic Bodies", Proc. of the 9<sup>th</sup> Int. Conf. on Exp. Mech., Copenhaga, 1990.
40. Conway, H.D., Farnham, K.A. - "Contact stresses between cylindrical shafts and sleeves", Int. J. Eng.Sci. Vol.5, Pergamon Press, 1967.
41. Cooperrider, N.K. ș.a. - "Analytical and Experimental Determination of Nonlinear Wheel/Rail Geometric Constraints", FRA-OR&D-76/244, 1975.

42. Corazza, G.R., di Mancini, A., Malavasi, G., Marcone, M. - "The Wheel as Sensor in Dynamics of Wheel-Rail Systems. Geometrical peculiarities of the radial stress pattern", Proceedings of the 2<sup>nd</sup> Mini Conference on Contact Mechanics and Wear Of Rail-Wheel Systems, Budapesta, 1996.
43. Courtin, I., Marmoret, J. - "L'evolution de la mesure des efforts d'interaction roue-rail", Revue Generale des Chemins de Fer, April 1986.
44. Covaciu, A. - "Contribuții la studiul boghiurilor locomotivelor Diesel electrice și electrice de puteri și viteze mari, pe șase osii, cu suspensia locomotivei în două trepte", Teză de doctorat, I.P. Timișoara, 1982.
45. David, I. - "Calculul și construcția structurilor portante", Lito I.P.T.V. Timișoara, 1982.
46. Diaconescu, E.N., Glovnea, M.L. - "Starea de tensiuni la contactul elastic circular de suprafață, optimizat. Partea I: Domeniul contactului punctual. Partea a II-a Domeniul contactului de suprafață, Tensometrie 7, Simpozion National Tensometrie, Suceava, 1996.
47. Diener, M. - "How to better define wheel material", Proceedings of the 11<sup>th</sup> International Wheelset Congress, Paris, 1995.
48. Drutowsky, R.C. - "The Linear Dependence of Rolling Friction on Stressed Volume: Rolling Contact Phenomena", Elsevier Publishing Company, 1962.
49. Durler, E., Irmer, D., Kneifel, A., Wimmer, R. - "Methode de détermination des forces verticales s'exercant entre roue et rail chez les locomotives", Glassers. Annalen, nr.12, 1976.
50. Dwight, H.B. - "Tables of integrals", New York, 1941.
51. Elkins, J.A., Allen, J., Wilson, P. - "Effect of wheel-rail contact on train rolling resistance", Proceedings of the 2<sup>nd</sup> Contact Mechanics Seminar, Kingston, Jamaica, 1986.
52. Esaulov, V.P., Sladcovschi, A.V. - "C rascetu napriazenoivo sostoiania discov cranovih coles", Izv. vuzov. Mašinstroenie - 1989- N<sup>3</sup>-12.-
53. Esaulov, V.P., Sladcovschi, A.V. - "Oprodelenie pogresnosti discretizaii pri conecinoe- lementnom rascete zeleznodoroznih coles", Probl. procinosti. -1990- N<sup>2</sup>-5-
54. Esaulov, V.P., Sladcovschi, A.V. - "Napriajenno-deformirovanoe sostoianie telinokatanih zeleznodopojnih koles", Probl. procinosti, 1990, N<sup>9</sup> - 10.
55. Evensen, D.A.- Kaplan A. - "Quelques problèmes relatifs aux actions réciproques qui se développent entre rail et roue lors de circulations à grande vitesse", Bulletin de l'A.I. du Congres des Chemins de Fer, 1969.
56. Fabrikant, V.I. - "Applications of Potential Theory in Mechanics", Kulver Academic Publisher, Dordrecht/Boston/London, 1989.
57. Filonenko, G.G. - "Pro ruh kotesa. sco kotitsia po prujnij rel'i", Pnkladna Mehanika, 4,2, 1958.
58. Filonenco, M.M. - "Teoria elasticității", Ed. Tehnică, 1952.
59. Filonenco, M.M. - "Theory of Elasticity", Foreign Languages Publishing House, Moscova, 1968.
60. Frunză, Gh., Diaconescu, E.N. - "Calculul numeric al componentelor tensorului tensiune produs de o forță oarecare în cazul unui contact de tip eliptic". Constanța, 1994.
61. Galin, L.A. - "Kontaktnye zadaci teorii uprugosti", Nauka, Moscova, 1980.

62. Galliera, G., Amici, G., Ghidini, A., Bertelli, R. - "Fatigue Behaviour of Railway Wheels Affected by Sub-surface Defects in the Tread. Control Methods and Manufacturing Process", Proceedings of the 11<sup>th</sup> International Wheelset Congress, vol.I, Paris, 1995.
63. Gamer, U. - "Analytical Solutions of Elastic plastic Problems with Nonlinear Hardening", Sesiune de comunicări în Colectivul Catedrei de Rezistența Materialelor, Fac. de Inginerie Mecanică, T.U. Budapesta, 1993.
64. Garcia, E., Gimenez, J.G. - "Influencia del angulo de lazo sobre los parametros geometricos de contacto rueda-carril", Revista A.J.T., nr.62, San Sebastian, Spania, 1985.
65. Gârbea, D. - "Analiza cu elemente finite", Editura Tehnică, București, 1990
66. Georgiadis, H.G., Brock, L.M., Rigatos, A.P. - "Dynamic indentation of an elastic halfplane by a rigid wedge: Frictional and Tangential - Displacement Effects", Int. J. Solids Structures, Vol.32, N<sup>o</sup>.23, Pergamon Press, Great Britain, 1995.
67. Ghita, E. - "A Photoelastic Investigation on Stresses Distribution in Contact Problems between Wheel and Rail", European Conference Junior Euromat, F.E.M.S.-Abstracts, Lausanne, Elveția, 1992.
68. Ghita, E. - "Determinarea tensiunilor echivalente dinamice din roți de rulare", Sesiune de comunicări științifice, Univ. "Eftimie Murgu", vol.III, Reșița, 1996.
69. Ghita, E. - "Dynamic forces measurements at wheel-rail contact", Proceedings of the XV<sup>th</sup>, iMEKO TC 3 International Conference "Accuracy, assurance in force, torque and mass measurements", Madrid, Spania, 1996.
70. Ghita, E., Babeu, T. - "Unele aspecte ale solicitării de contact între calea de rulare și roată, pentru mașini de ridicat și transportat", Sesiune de comunicări științifice, Univ. "Eftimie Murgu", Reșița, 1992.
71. Ghita, E., Babeu, T. - "O investigație fotoelastică a distribuției stării de tensiune în probleme de contact roată-șină", Revista Căilor Ferate Române, nr.4, București, 1992. Al VI-lea simpozion de tensometrie și încercări de materiale, Craiova 1992.
72. Ghita, E., Babeu, T. - "O analiză numerică asupra stării de tensiune în cazul contactului punctual", Sesiune de comunicări științifice, Univ. "Eftimie Murgu", Reșița, 1993.
73. Ghita, E., Babeu, T. - "O analiză fotoelastică a principalelor tipuri de defecte din șinele de cale ferată", Lucrările celei de-a II-a sesiuni de comunicări științifice, Univ. "Aurel Vlaicu", Arad, 1994.
74. Ghita, E., Babeu, T. - "An Analyse of Rolling Mechanism for Hoisting and Transporting Machines", The XII<sup>th</sup> International Conference on Material Handling and Warehousing, Mašinski Fakultet, Institut za Mehanizaciju, Belgrad, SR Yugoslavia, 1994.
75. Ghita, E., Babeu, T. - "Studiul fotoelastic al fisurilor din căile de rulare", Analele Univ. Oradea, Sesiune de comunicări științifice, 1994.
76. Ghita, E., Babeu, T. - "Un model pentru simularea contactului roată-șină. Analiza fotoelastică a rulării", Simpozion Național "Tradiții și continuitate în cercetarea științifică feroviară", vol.II, București, 1994.
77. Ghita, E., Babeu, T. - "Studiul fotoelastic al stării de tensiune tangențială în roțile de rulare la contactul roată-șină", Analele Univ. Oradea, Sesiune de comunicări științifice, vol.I, 1995.

78. Ghita, E., Babeu, T., Popa, M. - "Considerații asupra studiului stării de tensiune în cazul contactelor punctuale", *Analele Univ. Oradea, Sesiune de comunicări științifice*, 1993.
79. Ghita, E., Dumitru, I. - "Stadiul actual în analiza stării de tensiuni la contactul roată-șină", *Simpozion Național de Tensometrie*, vol.III, Suceava, 1996.
80. Gladwell, G.M. - "Contact problems in the classical theory of elasticity", *Alphen-Rijn-Sijthoff*, 1980.
81. Goryazchieva, I.G., Dobychin, M.N. - "Contact Problems in Tribology", *Mashinostroyeniye*, 5, Moscova, 1988.
82. Grigore, Gh. - "Lección de Analiză Numerică", *Universitatea din București, Facultatea de Matematică*, 1990.
83. Hamilton, G.M. - "Explicit Equations for the Stress Beneath a Sliding Spherical Contact", *Proceedings Int. Mech. Eng.*, v.197, 53-59, 1983.
84. Haque, I., Latimer, D., Law, E.H. - "Computer-Added Optimal Wheel Profile Design for Rail Vehicles", *ASME Rail Transportation Spring Conference Proceedings*, Ed.V.T.Hawthorne, 1986.
85. Hashemi, J., Paul, B. - "Contact Stresses on Bodies with Arbitrary Geometry. Application to Wheels and Rails", *Report FRA-ORD 79/23, Washington D.C., U.S.A.*, 1979.
86. Haug, E.J., Kwak, B.M. - "Contact stress minimization by contour design", *Int.J.Num. Meth. Engng.* 12, 1978.
87. Henry, W.A. - "Elements of Experimental Stress Analysis", *Pergamon Press, Londra*, 1977.
88. Hetényi, M. - "Handbook of experimental stress analysis", *John Wiley and Sons, New York*, 1950.
89. Heymann, J. - "Experimentelle Festkörpermechanik", *VEB Fachbuchverlag, Leipzig*, 1986.
90. Heywood, B.R. - "Photoelasticity for Designers", *Pergamon Press, Oxford*, 1969.
91. Iakovlev, V.F. - "Studiul tensiunilor de contact în elementele roții și șinei la acțiunea forțelor verticale și tangențiale", *Ed. Liiht, vol.210, Moscova*, 1963.
92. Ibaretta, F., Gimenez J.G., Garcia de Jalon J., Muguerza R. - "Analysis of Stress of Mechanical Origin in Wheelsets. Numerical Calculations and Applications", *Congres International "Osii montate", Colorado-Spring, S.U.A.*, 1978.
93. Iliescu, N., Năulescu, L. - "Cercelări experimentale asupra stării de tensiune din membrana roții unei locomotive electrice", *Simpozion Național Tensometrie, vol. 1, Suceava*, 1996.
94. Inozemtzev, V.C., Petrov, S.U., Kostyukevich, A.I. - "Thermal dynamics of rolling stock wheel friction", *Proceedings of the 11<sup>th</sup> International Wheelset Congress, vol.2, Paris, Franța*, 1995.
95. Iosipescu, N. - "Introducere în fotoelasticitate", vol.I și II, *Ed. Tehnică, București*, 1958.
96. Jahnke, E., Emde, F. - "Funktionentafeln mit Formeln und Kurven", *Dover Publications, New York*, 1945.
97. Johns, T.G., Davies, K.B., Mc Guire, P.M., Sampath, S.G., Rybeck, E.F. - "Engineering Analysis of Stresses in Railroad Rail : Phase I", *Battelle Columbus Laboratory Report G6266-0101, Columbus, OH*, 1977.
98. Johnson, K.L. - "The Effect of Spin Upon the Rolling Motion of an Elastic Sphere Upon a Sphere", *Journal of Applied Mechanics, vol.25, Trans. ASME, vol.80*, 1958.

99. Johnson, K.L. - "A Review of the Theory of Rolling Contact Stresses". *Wear*, 9, 1966.
100. Johnson, K.L. - "The Effect of Tangential Force Transmitted by Two Elastic Bodies that Roll over Each Other with Pure Creepage", Laboratory of Technical Mechanics T.U., Delft, Netherlands, Report NO.349, 1967.
101. Johnson, K. L. - "Contact Mechanics", Cambridge University Press, 1958.
102. Johnson, K. L. - "The strength of surfaces in rolling contact", *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 203, 1989.
103. Ju, J.W., Taylor, R.L. - "A Perturbed Lagrangian Formulation for the Finite Element Solution of Nonlinear Frictional Contact Problems", *Journal de Mécanique Théorique et Appliquée*, Spec. issue; suppl. to vol.7, 1988.
104. Kalay, S., Tajaddini, A. - "Condemning wheels due to impact loads; Preliminary Survey - Six Railroads' Experience", Association of American Railroads, Report nr. R-754, 1990.
105. Kalker, J.J. - "On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction", Ph.D.Thesis, Delft, The Netherlands, 1967.
106. Kalker, J.J. - "A course of contact mechanics", University of Technology, Delft, 1985.
107. Kalker, J.J. - "Three Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact", Kluwer Academic Publishers, Dordrecht/Boston/London, 1990.
108. Kalker, J.J. - "Wheel-rail rolling contact theory". *Wear* 144, pag.243-262, 1991.
109. Kalker, J.J. - "A Book of Tables for the Creep-Force Law of Rolling Contact", Proceedings of 2<sup>nd</sup> Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Budapest, 1996.
110. Karas, Fr. - "Werkstofffestigung beim Druck aschsenparalleler Walzen nach den gebräuchlichen Festigkeitshypothesen", *Forschung Ing. - Wes.* Bd.11, Heft 6, 1950.
111. Klarbring, A., Mikelic, A., Shilor, M. - "Frictional Contact Problems with Normal Compliance", *International Journal of Engineering Science*, nr.26, 1988.
112. Knothe, K., Theiler, A. - "Normal and Tangential Contact Problem with Rough Surfaces", Proceedings of the 2<sup>nd</sup> Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail-Wheel Systems, Budapest, 1996.
113. Kraft, K. - "Der einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf den Haltwert zwischen Rad und Schiene Archiv für Eisenbahntechnik, 1978.
114. Kumar, S., Prasanna Rao, D.L. - "Wheel-Rail Contact Wear, Work and Lateral Force for Zero Angle of Attack-A Laboratory Study", *ASME J. of Dyn. Sys., Measurement and Control*, vol.106, 1984.
115. Kumar, S. - Singh S.P. - "Threshold Stress Criterion in New Wheel-Rail Interaction for Limiting Rail Damage Under Heavy Axle Loads", *Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME*, vol.114, 1992.
116. Kuske, A. - Robertson, G. - "Photoelastic Stress Analysis", New York, John Wiley and Sons, 1974.
117. Ling, F.F. - "Surface Mechanics", John Wiley and Sons, New York, 1973.
118. Lundberg, G., Sjövall, H. - "Stress and deformation in elastic contact", Chalmers Univ. of Technology, Div. of Solid Mechanics, Publ. nr.4, 1958.
119. Lundén, R. - "Contact region fatigue of railway wheels under combined mechanical rolling pressure and thermal brake loading". *Wear*, nr. 144, Elsevier Sequoia, The Netherlands, 1991.

120. Malinowski, Z. ș.a. - "Study on railcar wheels die-rolling with Finite Element Method", Proceedings of the 11<sup>th</sup> International Wheelset Congress, vol.II, Paris, 1995.
121. Marcotte, P.P., Mathewson, K.J.R., Caldwell, W.N. - "Improved Wheel Tread Profiles for Heavy Freight Vehicles". ASME, Paper No.80 - RT - 3, 1980.
122. Marini, L. - "La rupture des roues monobloc - L'expérience des FS". Proceedings of the 11<sup>th</sup> International Wheelset Congress vol.2, Paris, Franța, 1995.
123. Mocanu, D.R. ș.a. - "Analiza experimentală a tensiunilor", vol.I și II, Ed. Tehnică, București, 1976.
124. Mocanu, D.R., Năilescu, L. - "Criterii privind selectarea metodelor și tehnicilor tensometrice", Revista Transporturilor și Telecomunicațiilor nr.5, București, 1976.
125. Moraru, G.A., Bilichuk, S.M. - "Application of singular finite element method for plane contact problems of two elastic bodies", Lucrările celei de-a treia Conferințe Internaționale de Elemente Finite și de Frontieră, secțiunea 2.2, Constanța, 1995.
126. Mossakovski, V.I., Kacialovskaia, N.E., Golikova, S.S. - "Kontaknīe Zadaci-matematicheskoi teorii uprugosti", Kiev Naukova Dumka, 1985.
127. Moyar, G.J., Stone, D.H. - "An Analysis of Thermal Contributions to Railway Wheel", Shelling, Wear, v.144, 117-138, 1991.
128. Mőyar, G.J., Stone, D.H. - "Potential thermo-mecanical wheel trade damage mechanism in high traction locomotives", Proceedings of the 11<sup>th</sup> International Wheelset Congress vol.I, Paris, 1995.
129. de Mul, J.M., Kalker, J.J., Frederiksson, B. - "The contact between arbitrarily curved bodies of finite dimension" ASME Journ. Tribology 108, 1986.
130. de Mul, J.M., von Engelenburg, H. - "The line contact between two cylinders-some experiments and theoretical predictions", ASME Journ. Tribology 110, 1988.
131. Mutton, P.J., Epp, C., Dudek, J. - "Rolling contact fatigue in railway wheels under high axle loads", Elvesier Sequoia, The Netherlands, Wear nr.144, 1991.
132. Nagy, T. - "Contribuții privind studiul cauzelor uzurii roților la vehiculele C.F.R., circulând cu viteze mari și foarte mari", Teză de doctorat, I.P.Tiimișoara, 1983.
133. Năilescu, L. - "Raport privind stagiul de specializare la I.I.T. Chicago, SUA", 1975.
134. Năilescu, L. - "Cercetări experimentale privind efectul unor parametri constructivi și de exploatare asupra aderenței dintre roată și șină", Revista transporturilor și telecomunicațiilor, nr.5, București, 1978.
135. Năilescu, L., Pasca, N. - "Determinarea teoretică și experimentală a dimensiunilor și mărimii elipsei de contact dintre roată și șină", Revista transporturilor și telecomunicațiilor nr.2, 1978.
136. Năilescu, L., Pasca, N. - "Unele aspecte teoretice și experimentale legate de fenomenul micro-alunecării", Revista Transporturilor și Telecomunicațiilor nr.3, București, 1979.
137. Newton, S.G., Clark, R.A. - "An investigation into the dynamic effects on the track of wheelflats on railway vehicles Journal of Mechanical Engineering Science, PartC, 21(C4), 287-297, 1979.
138. Ohyama, T. - "Some Basic Studies on the Influence of Surface Contamination on Adhesion Force between Wheel and Rail at Higher Speeds", Quarterly Report, Railway Technical Research Institute, vol. 30 (3), 1987.
139. Ohyama, T. - "Tribological studies on adhesion phenomena between wheel and rail at high speed", Bulletin of ASME, nr. 144, 1991.
140. Olariu, V., Brătianu, C. - "Modelare numerică cu elemente finite", Editura Tehnică, București, 1986.

141. Ostachowicz, W. - "Mixed finite element method for contact problems", *Computers & Structures*, vol. 16, no.5, 1984.
142. Osuch, K. - "Investigation of Thermal Damage of Railroad Wheels". award MT/DOT-92-115, Railway Research Institute, Varşovia, 1993.
143. Osuch, K., Stone, D.H., Orringer, O. - "European and american wheels and their resistance to thermal damage", *Proceedings of the 11<sup>th</sup> International Wheelset Congress*, vol. I, Paris, Franţa, 1995.
144. Páczelt, I. - "Some remarks on the approximate solution of frictionless elastic contact problems", *Acta Technica Acad. Sci. Hung.* 83, 1976.
145. Páczelt, I. - "Some contact problems of elastic systems", In: Mroz, Z. (ed.), *Mechanika kontakta powierzchni*, Ossolineum, Polska Akademia Nauk, Varşovia, 1988.
146. Pascal, P., Sauvage, J. - "Nouvelle méthode de calcul des efforts dynamiques entre les roues et rails", *Revue Generale des Chemins de Fer*, sept. 1990.
147. Paşca, N. - "Cercetarea teoretică şi experimentală a materialului rulant la căile ferate din SUA", *Buletin I.C.P.T.T.*, Bucureşti, 1976.
148. de Pater, A.D. - "On the Reciprocal Pressure between two Elastic Bodies", *U.T. Delft, the Netherlands*, Raport nr.277, 1964.
149. Paul, B. - "A Review of Rail-Wheel Contact Stress Problems", *MEAM Report 75-1*, US. Department of Transportation, Contract DOT-OS-40093, 1975.
150. Paul, B., Hashemi, J. - "Contact Geometry Associated with Arbitrary Rail and Wheel Profiles", *Problem of Rolling Contact*, AMD-Vol.40, ASME, 1980.
151. Paul, I.L., Nayak, P.R. - "Stress and Strain in Rolling Bodies in Contact", *Massachusetts Institute of Technology, SUA*, Report PB 173651, 1966.
152. Păstrav, I. - "Noţiuni de fotoelasticimetrie", *Lito, I.P. Cluj*, 1972.
153. Păstrav, I., Miron, L. - "Stresses in the Rollers and Faces of a Radial Roller-Bearing", *The VIII<sup>th</sup> Danubia Symposium Gödöllő, Ungaria*, 1991; *Acta Technica Napocensis, Cluj-Napoca*, 1992.
154. Pătraş, C.S. - "Relative Kinematics on Hertzian Contact Surface", *Acta Tribologica* vol.3, nr.1-2, 1995.
155. Pearce, T.G., Rose, K.A. - "Tangential Force-Creepage Relationships in Theory and Practice", *Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*, Vancouver, 1982.
156. Pineghin, C.B. - "Kontaktnaia procinosti i soprotivlenie kacenia", *Izdatelstvo. Maşinostroen, Moscova*, 1969.
157. Pinteş, D., Dan, S. - "Modelling and Calculation of Supporting Devices", *Lucrările celei de-a 3-a Conferinţe Internaţionale de Elemente Finite şi de Frontieră. Secţiunea 4, Constanţa*, 1995.
158. Ponomariov, S.D. ş.a. - "Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini", vol.II. *Ed. Tehnică, Bucureşti*, 1963.
159. Ponomariov, S.D., Biderman, V.L., Lidarev, K.K. | dr. -M- "Rasceti na procinosti v maşinos troenii", *Maşghiz*, 1958. -T.2.-974C.
160. Pop, N., Cocu, M. - "A Finite Element Solution for a Frictional Contact Problem", *International Conference of Nonlinear Engineering Computation Swansea, United Kingdom*, 1991.
161. Popinceanu, N., Gafiţanu, M., Diaconescu, E., Creţu, S., Mocanu, D. R. - "Probleme fundamentale ale contactului cu rostogolire", *Ed. Tehnică, Bucureşti*, 1985.
162. Popistaş, Al. - "Forţele de contact roată-şină", *Referat doctoratură. Catedra M.R. I.P. Bucureşti*, 1978.



163. Popistaş, Al., Buga, M., Doniga, P., Halnică, C. - "Dispozitiv de măsurare a forţelor dintre roată şi şină", Brevet O.S.I.M., Bucureşti, 1978.
164. Poritsky, H. - "Stresses and deflections of cylindrical bodies in contact with application to contact of gears and of locomotive wheels", Journal Applied Mechanics, 1950.
165. Portefaix, A. "Dynamik im Eisenbahnbetrieb bei hohen Geschwindigkeiten". ZEN-Glas Ann 102, nr.3, 1978.
166. Rao, S.S. - "The Finite Element Method in Engineering", Pergamon Press, New York, 1981.
167. Revillon, A., Leluan, A. - "Evolution des contraintes residuelles dans les roues monoblocs", Revue Générale des Chemins de Fer, nov. 1975.
168. Rey, A., Foulon, M. - "États contraints majeurs sur la normale des contacts ponctuels", Mécanique Matériaux Électricité, no 445, 1992.
169. Rudakov, Z.Z. - "O perekatyvanii uprugih tel pri postojannom i peremennom koeficiente trenija v uslovijah prostranstvennoj zadaci teorii uprugosti", Izv. OTN, Meh. Mas., 3, 1960.
170. Rusin, T.M. ş.a. - "Finite Element Elastic Stress Analysis of Rapid Transit Car Wheels with and without Snap Ring Grooves", Proceedings of the 7<sup>th</sup> International Wheelset Congress, Viena, Austria, 1981.
171. Rusin, T.M. ş.a. - "Application of the Finite Element Method in the Development of Improved Railroad Car Wheel Designs", ASME No 78/WA/RT-5, 1982.
172. Rusin, T.M. - "Application of the Finite Element Method In Railroad Car Wheel Design", Proceedings of the 1<sup>st</sup> ANSYS Conference Pittsburgh Pennsylvania, SUA, 1983.
173. Rydholm, G. - "On inequalities and shakedown in contact problems", Univ. of Linköping, Dept. of Mech. Eng., Dissertation nr. 61, 1981.
174. Sachdeva, T.D., Ramakrishnan, C.V. - "A finite element solution for the two dimensional elastic contact problems with friction", International Journal for Numerical Methods in Engineering, vol.17, 1981.
175. Sauvage, G., Pascal, J.P. - "Solution of the multiple wheel and rail contact dynamic problem", Vehicle System Dynamics, 19, 1990.
176. Scheiber, E., Lixândriou, D. - "Mathcad. Prezentare şi probleme rezolvate", Ed. Tehnică, Bucureşti, 1994.
177. Schweitzer, R., Heller, W. - "Ribzahigkeit, Eigenspannungen und Bruchsicherheit von Schienen", Tech. Mitt. Krupp Werksberichte Band 39, Heft1, 1981.
178. Sciammarella, A., Năilescu, L. - "Similitude law to creep-adhesion function in dry contact", ASME, vol.101, 1979.
179. Sebeşan, I. - "Dinamica vehiculelor de cale ferată" Ed. Tehnică, Bucureşti, 1995.
180. Shen, Z.Y., Hendrick, J.K., Elkins, J.A. - "A Comparison of Alternative Creep-Force Models for Rail Vehicle Dynamic Analysis", Proceedings of the 6<sup>th</sup> IAVSD Symposium; Swets and Zeitlinger, Lisse, The Netherlands, 1984.
181. Singh, K.P., Paul, B. - "Numerical Solution of Non-Hertzian Elastic Contact Problems", ASME Journal of Applied Mechanics. Series E, vol.96, no 2, 1974.
182. Solomon, L. - "Elasticitate liniară", Ed. Academiei, Bucureşti, 1969.
183. Spence, D.A. - "An eingenvatue problem for elastic contact with finite friction", Journ. Elast. nr. 5, 1975.
184. Straerman, I. - "Kontaktnye zadaci teorii uprugosti", Gostehizdat, Moscova, 1949.

185. Steel, R.K., Stone, D.H. - "Developments in railroad rails", Proceedings of the American Railway Eng. Assoc., no.87, 311-358, 1986.
186. Stone, D.H., Carpenter, G.F. - "Wheel Thermal Damage Limits", ASME RTD vol.7, 1994.
187. Șerban, V. - "Program de calcul cu elemente finite, cu aplicații la calculul roților disc de cale ferată", REFER-R.A., Contact 1061/A0071 (1148), București, 1993.
188. Ștefănescu D.M., Muntean, S., Mănescu, T. - "Optimization of force/torque spoked wheel shaped strain gauged transducers", Proceedings of the 15<sup>th</sup> International Conference IMEKO, Madrid, Spania, 1996.
189. Tanaka, M., Hongo, K. - "Stress Analysis of Threaded Connections by Finite Element Method", Bull. of the JSME, vol.24, nr.194, 1981.
190. Tang, Y.H., Gordon, J.E., Perlman, A.B., Orringer, O. - "Finite Element Models. Validation and Results for Elastic Thermal Stress Distributions", Final Report DOT/FRA/ORD 93-17, 1993.
191. Tanvir, M.A. - "Temperature Rise to Slip between Wheel and Rail - An Analytical Solution for Hertzian Contact", Wear, vol.61, 295-308, 1980.
192. Taran, T., Lie, A. - "Cercetări privind reducerea uzurii bandajelor la locomotive", Conferința "Tribotehnica'80", Hunedoara, 1980.
193. Tassilly, G. - "interaction dynamique voie/roue: modeles existants et perspectives de recherche", Revue Generale des Chemins de Fer, August, 1988.
194. Tayal, R. - "Utilisation d'une roue de mesure pour la détermination des forces échangées dans le sens transversal entre roues et rails", Rail International, September, 1980.
195. Telega, J.J. - "Variational principles for mechanical contact problems", Advances of Mechanics 10, 1987.
196. Teodorescu, C.C., Buga, M., Rusiu, G., Iliescu, N. - "Metode de măsurare a forțelor de interacțiune dintre roată și șină", Temă de cercetare, I.P. București, 1969.
197. Teodorescu P.P. - "Probleme plane în teoria elasticității", vol. I și II, Editura Academiei București, 1960.
198. Teodorescu P.P. - "Probleme spațiale în teoria elasticității", Editura Academiei București, 1970.
199. Teodorescu P.P. - "Dinamica corpurilor liniar elastice", Ed. Academiei, București, 1972.
200. Teodorescu P.P., Ilie, V. - "Teoria elasticității și introducere în mecanica solidelor deformabile", Ed. Dacia, Cluj, 1979.
201. Thomas, H.R., Hoersch, V.A. - "Stresses due to the pressure of one elastic solid upon another", University of Illinois Engineering Experiment Station, Bulletin 212, 1930.
202. Timoshenko, S.P., Goodier, I.N. - "Theory of Elasticity" - Mc Graw - Hill Book Company, New York, 1970.
203. Tourade, J.C. - "Towards better control of european wheels", Proceedings of the 11<sup>th</sup> International Wheelset Congress, Paris, 1995.
204. Tross, A. - "Der Mechanismus der Reibung", Glass Annalen nr.5, 1962.
205. Tudor, A. - "Contactul real al suprafețelor de frecare", Editura Academiei Române, București, 1990.
206. Țârcomnicu, R., Bălașa, B., Blumenfeld, M. - "Stress Analysis and Design Optimisation of a H-36 Railroad Wheel", Lucrările celei de-a 3-a Conferințe Internaționale de Elemente Finite și de Frontieră, secțiunea 2.1, Constanța, 1995
207. Untaru, M. ș.a. - "Dinamica autovehiculelor pe roți", Ed. Didactică și Pedagogică.

- București, 1982.
208. Ursu, C. - "Dinamica materialului rulant de cale ferată", vol.I și II, I.P.Timișoara, 1969.
209. Vasilescu, A.I.A - "Analiza dimensională și teoria similitudinii", Ed. Academiei, București, 1969.
210. Vasilescu, A.I.A, Praisler, G. - "Similitudinea sistemelor elastice", Ed. Academiei, București, 1974.
211. Vâlcovici, R., Bălan, Șt., Voinea, R. - "Mecanica teoretică", Editura Tehnică, București, 1968.
212. Vermeuffen, P., Johnson, K. - "Contact of Nonspherical Elastic Bodies Transmitting Tangential Forces", ASME, 1964.
213. Vingsbo, O., Schön, J. - "Gross slip criteria in friction", Wear, nr. 162, 1993.
214. Voinea, R. - "Elasticity and Plasticity", Note curs, București, 1993.
215. Voinea, R., Voiculescu, D., Ceaușu, V. - "Mecanica", Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
216. Voinea, R., Voiculescu, D., Simion, F. - "Introducere în mecanica solidului cu aplicații în inginerie", Editura Academiei, București, 1969.
217. Weber, H.H. - "Determination des reactions entre roue et rail". These pour titre de Docteur en-sciences techniques de la haute ecole technique federale de Zürich - 1968 (nr.4117).
218. Wise, S. - "Railway wheelsets - a critical review", Proc. Inst. Mech. Eng., 201 (04), 1987.
219. Wolf, H. - "Sprannungsoptik", Springer-Verlag, Berlin, Göttingen-Heidelberg, 1961.
220. Wriggers, P., Simo, J.C. - "A note on tangent stiffness for fully non-linear contact problems", Comm. in Appl. Num. Method., vol.I, 1985.
221. Yevtușhenko, A.A., Chapovska, R.B. - "About interaction of Frictional Heat Generation and Wear on Transient Axi-symmetrical Contact of Sliding", Int. Journ. Eng. Science, vol.33, No.5, Pergamon Press, Elsevier Science Ltd., Londra, 1995.
222. Yokose, K. - "On the Measuring Method of the Creep Force between Wheel and Rail", Trans. ASME, nr. 4, 1975.
223. Zăgănescu, I. - "Vehicule de mare viteză pe șină sau pe pernă de aer". Conferință I.P.Timișoara, 1980.
224. Zienkiewicz, O.C. - "The Generalized Finite Element Method- State of Art. and Future Directions", Transaction of the ASME, 1210/Vol.50, 1983.
225. Zienkiewicz, O.C. - "The Finite Element Method", 4<sup>th</sup> Ed., McGraw - Hill, New York, 1989.
226. Zobory, I., Nagy, V. - "Description of the adhesion coefficient between the driven railway wheelset and the rail in the small neighborhood of vehicle velocity  $x=0$  and slip velocity  $D_s = 0$ ", K.T.M.F., Scientific Reviews, nr.2- Győr, 1979.
227. Zobory, I., Szabo, A. - "Small scale tests of the force transfer between the wheel and the rail in case of block braking", Review of the International Wheel-Rail Conference, Miskolc, 1987.
228. \*\*\* ALGOR USER GUIDE, ALGOR INC., Trade mark, U.S.A., 1995.
229. \*\*\* British Railways Board, BAS 504."Design Guide for the calculation of stresses in non-driving axles", 1985.
230. \*\*\* British Railways Board, BAS 503."Design Guide for the calculation of stresses in axles driven by axle hung motors", 1985.

231. \*\*\* "Cercetări de fiabilitate pe subansamble de macarale și proiectarea unor poduri rulante" - Contract de cercetare științifică între catedra MRM și CCSITMRTU Timișoara, nr. 1980.
232. \*\*\* - "Cercetarea distribuției presiunii și forțelor tangențiale din pata de contact anvelopă-suprafață de rulare", Contract de cercetare științifică I.P.B. - INCERTRANS, București, nr. 1985.
233. \*\*\* Japanese Railway Standard, TRS 14201-3 "Axle for Shinkansen"
234. \*\*\* Question ORE B 169, Rapport nr.1 - "Limites thermiques des roues et des sabots - Choix des parametres pour l'etude des limites thermiques des roues et des sabots", 1987.
235. \*\*\* Rapport ORE C53/RP,2/F - "Etude photoelastimetricque tridimensionnelle d'un modele de rail chargemais mais mon flechi", Utrecht, 1965.
236. \*\*\* Rapport ORE C53/RP,2/F - "Etude experimentale des contraintes dans rail par photoelastimetricque et extensometrie", Utrecht, 1969.
237. \*\*\* Rapport ORE B/10/RP11 - "Comparaison de plusieurs methodes pour mesures, tant en voie que sur la roue, les forces de guidage "Y" et les charges per roue "Q" exercées par les vehicules circulant a grand vitesse", Utrecht, 1973.
238. \*\*\* Rapport ORE B/10/RP14 - "Disposition constructives propres à amelorer la stabilité et la qualité de guidage des engins moteurs electriques et Diesel", Utrecht, 1973.
239. \*\*\* Rapport ORE - U.I.C. B 136/RP11 - "Calcul des essieux - axes de wagons et des voitures", Utrecht, 1979
240. \*\*\* Rapport ORE E 162/RP7 "Contrôles non destructifs des matériels ferroviaires en service", Utrecht, 1991.