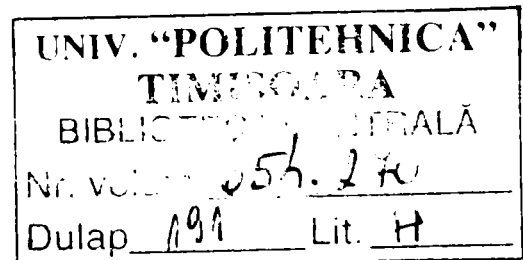


# CONTRIBUȚII LA STUDIUL DEGRADĂRII ROȚILOR DE RULARE

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC:  
PROF. DR. ING. TUDOR ICLĂNZAN

Doctorand:  
Ing. Dana Chiva KERI



Prefată	3
1. Stadiul actual al cercetărilor privind degradarea roților de rulare	8
1.1 Istoric	8
1.2 Introducere	15
1.3 Clasificarea gradului de uzură a roții	19
1.4 Oboseala de rostogolire și contact (RCF) a roților de rulare	25
1.5 Abordarea cercetărilor privind apariția oboselii în materialul roții	32
1.6 Modele de calcul pentru oboseala de rostogolire și contact (RCF)	42
1.7 Modalități experimentale de evidențiere a degradărilor apărute la contactul roată/șină	47
1.8 Rezultate și concluzii privind stadiul actual al cercetărilor degradărilor roată/șină	59
2. Obiectiv și abordare	61
2.1 Obiectiv	62
2.2 Abordare	66
3. Analiza degradării roților de rulare	71
3.1 Starea de deformare	71
3.2 Interacțiunea roată / șină	74
3.3 Metodologia de simulare a degradării roții de rulare	76
3.3.1 Introducere	76
3.3.1.1 Algoritm direct de calcul pentru simularea degradării roții de rulare	89
3.3.1.2 Procedura de analiză dinamică	89
3.3.1.3 Rutina de setare a modului de simulare	90
3.4 Definierea proprietăților materialului roții	92
3.4.1 Condițiile de deformare ale modelului	96
3.5 Modelarea FE a roții	97
3.6 Discretizarea roții de rulare	98
3.7 Condițiile la limită	102
3.8 Modelarea șinei	102
3.9 Definierea parametrilor de interacțiune dintre roată și	103

șină	
3.10 Motorul de simulare	111
3.11 Post procesarea	111
4. Rezultate si discuții privind studiul degradării roților de rulare ale podurilor rulante	113
4.1. Efecte economice privind utilizarea aplicațiilor software de analiza a uzurii roților de rulare la podurile rulante	113
4.2 Analiza comparativă a aplicațiilor software din acest domeniu existente pe piață	118
5. Prezentarea soluției originale privind efectuarea analizei cu elemente finite la studierea uzurii roților de rulare ale podurilor rulante	122
5.1 Metodologia efectuării analizei cu elemente finite la studierea uzurii roților de rulare ale podurilor rulante, utilizând aplicații software de tip FEA	122
5.2 Exemple de utilizare a aplicației Convert-DATA	136
6. Concluzii finale. Perspective de continuare a cercetărilor	140
6.1 Concluzii finale	140
6.2 Concluzii privind gradul de atingere al obiectivului temei	145
6.3 Contribuții proprii	148
6.4 Dezvoltările de perspectivă	149
Anexa 1	151
Anexa 3	152
Anexa 3	153
Anexa 4	156
Bibliografie	164

## PREFAȚĂ

În etapa actuală de dezvoltare și promovare a produselor pe piața, un rol foarte important, cu impact mare mare economic și tehnic îl au sistemele de simulare a funcționării produselor.

Prin crearea unui model capabil să simuleze funcționarea produsului (pe stații de lucru) se urmărește:

- reducerea costului testelor de laborator (pentru prototipuri) și reconstituirea proceselor de proiectare (produs, scule și dispozitive) precum și a proceselor de fabricație
- optimizarea produselor în sensul scăderii costurilor de producție
- scurtarea timpului de aducere pe piață a noi produse

Cercetările efectuate au fost în scopul găsirii unui model de contact roată de rulare/șină (pentru cazul deplasării unui pod rulant/ cărucior pe șină), care să aproximeze cât mai bine comportarea în timpul funcționării a roții de rulare la contactul cu șina, în vederea determinării gradului de deformare plastică a roții.

Pe suprafața de contact dintre roată și șină se transferă toate forțele generate de deplasarea (cu sarcină sau fără), frânării și ghidării vehiculului pe șină. Înțelegerea acestor forțe este esențială în ceea ce privește toate aspectele legate de dinamica și deteriorarea roților și șinei. Aceste forțe sunt foarte mari și produc deformări plastice în materialul roții (și a șinei).

În studiul de față nu s-a analizat și starea de degradare a căii de rulare.

Atât în calculele teoretice, cât și în crearea modelului de simulare s-a ținut cont de legea de uzura Archer, după care reducerea volumului piesei supuse la solicitare este direct proporțională cu viteza de alunecare, încărcarea normală, duritatea materialului și anumiți coeficienți de uzură stabiliți pe bază experimentală.

Pentru cazul analizei modelului în condițiile apariției și schimbului de temperatură între cele două corpuri în contact, modelul de calcul al uzurii roții este Usui, care ține cont de viteza de alunecare, încărcare, temperatură și anumiți coeficienți stabiliți pe bază experimentală.

Generalizand, orice elemente care vin în contact sunt supuse unor variate mecanisme de degradare și deformare, în funcție de geometria elementelor în contact și de dinamica mișcărilor la care sunt supuse.

Degradarea roții de rulare influențează siguranța funcționării podului rulant, respectiv căruciorului. Atunci când degradarea atinge o anumită valoare, roata rulantă trebuie înlocuită. Prin aceasta procesul de funcționare (al utilajului) se intrerupe. Costul pentru producerea unei noi roți, respectiv timpul necesar înlocuirii roții, face să crească costul de producție și să scadă productivitatea.

Din aceste motive, previziunea, anticiparea degradării roții este de mare importanță pentru optimizarea procesului de funcționare.

Pentru analiza degradării roții s-au aplicat până în prezent calcule teoretice, iar odată cu apariția și dezvoltarea informatică s-au creat modele numerice pentru simularea contactului roată / șină, dar în special pentru trenuri.

Modelele numerice de contact roată/șină existente pe piață, folosite în simularea dinamică a vehiculelor rutiere (în special trenuri) fac aproximații mari referitoare la zona de contact și la forțele ce se generează în dinamica funcționării. Teoria lui Hertz (zona de contact dintre roată și șină este o elipsă) e invariabil folosită, cu toate că această teorie e valabilă doar pentru corpuri de revoluție elastice și perfect netede. S-au folosit și modele cu element finit, dar nu în condiții de analiză dinamică a vehiculelor.

Mai există modele create pe baza teoriei Kalker de apariție a fluajului în contactul roată/șină, dar modelele create în pachetele de programe Contact și Fastsim fac de asemenea aproximații importante, iar aceste aproximații nu au fost pe deplin cuantificate în interpretarea forțelor dintre roată și șină.

Modelul de analiză a degradării roții de rulare a podurilor rulante (cărucioarelor) din această lucrare ține cont de particularitățile de construcție a podurilor rulante, dinamica și condițiile de operare, care sunt semnificativ diferite de cele ale altor vehicule rulante. Aceste particularități se regăsesc în: forma geometrică specifică a roților podurilor și cărucioarelor, pornirilor și opririlor frecvente a vehiculului, vitezelor de deplasare redusă, încărcărilor mari nedistribuite uniform pe roată.

Pentru anticiparea degradării, și a deformărilor plastice ce intervin la contactul dintre șină și roată, la poduri, se fac calcule teoretice bazate pe ecuații stabilite experimental și empiric. Aceste ecuații, chiar dacă țin cont de anumiți parametri de funcționare (viteza de lucru, încărcarea pe roți, mediul de lucru, etc.) în final vor pronostica doar limita de viața al produsului.

Pentru cercetare și pentru producătorii (utilizatorii) din domeniul mașinilor de ridicat este important a se cunoaște modul și evoluția degradării roților de rulare. Ecuațiile teoretice nu spun nimic despre mecanismul degradării. Capacitatea de a prezice factori suplimentari ce intervin în mecanismul deformărilor plastice ale roților au o importanță mare în prelungirea duratei de viață a modelului.

Studiul în ceea ce privește deformarea plastică a roților de rulare, se bazează pe variabile cum sunt viteza de alunecare a roții de rulare/șină, coeficientul de frecare, temperatură și presiunea normală exercitată de roată. S-au făcut și cercetări bazate pe calculul unor mecanisme de uzură folosind ecuații ale unor modele de uzură cum ar fi Archer sau Usui.

Analiza tensiunilor și deformărilor structurilor în general și în particular sistemul roată/șină este un proces ce nu are sfârșit. Țelul însă, este de a putea preziona funcționarea, fiabilitatea și posibilitățile de execuție a acestor structuri și componente. Pentru a putea face asemenea evaluări este necesar a se cunoaște și a se lua în calcul stările de nefuncționare/defectare a sistemelor.

În practică studiul degradărilor sistemelor este structurat pe diferite nivele:

- în faza de dezvoltare/evaluare preliminară a produsului se urmărește folosirea unor metode de analiză care să previzioneze tendința comportamentului în funcționare a produsului
- în faza de dezvoltare finală se urmărește folosirea unor metodologii de analiză care pot previziona în mod cantitativ și fidel funcționarea produsului

Degradarea roată/șină este un proces neliniar complex, iar predictibilitatea degradării este în funcție de valoarea unor parametrii. O bună predictibilitate a degradării înseamnă identificarea acestor parametrii și stabilirea sensibilă a valorilor acestor parametrii. În această idee în ultimii 10 ani s-a dezvoltat o știință numită "Mecanica degradării" – "Damage Mechanics" cu aplicabilitate pentru toți proiectanții de componente mecanice din toate domeniile industriale (aeronautică, auto, nucleară, etc.). Scopul aplicării acestei noi științe este determinarea unor metode rapide de analiză a degradării în fazele de proiectare inițială, apoi identificarea parametrilor de material și a valorilor acestor parametrii, pentru validarea analizei în fazele finale de proiectare.

După cum s-a menționat și mai înainte procesul de determinare exactă a parametrilor de material în special în cazul analizei roată/șină este o fază foarte importantă din metoda de analiză.

În ultimii ani, odată cu explozia informatică – echipamente de calcul foarte performante, s-au dezvoltat și tehnicile de creare a unor metode numerice cum ar fi FEM (analiza elementelor finite), FDM (metoda diferențelor finite), BEM (metoda elementelor de frontieră), AI (inteligentă artificială).

Printre aceste metode FEM, a devenit o unealtă puternică în simularea dinamică a mecanismelor supuse la diverse solicitări, cum ar fi și deplasarea roților de rulare sub sarcină. Utilizând FEM se pot anticipa evoluția a

numeroase variabile cum ar fi: încărcarea pe roți, temperatura, deformarea, gradul de deformare, tensiunea, etc, prin aplicarea unor metode de analiza, foarte greu aplicabile experimental.

Cercetarile efectuate în acest studiu, au fost în scopul creării unei noi unelte care să previzioneze degradarea roții prin integrarea posibilităților oferite de programele cu element finit.



## Cap 1 Stadiul actual al cercetărilor privind degradarea roților de rulare

### 1.1 Istoric

De la începutul anilor 1970 s-au dezvoltat simulări numerice pentru studierea comportamentului dinamic al vehiculelor cu roți de rulare și a interacțiunii dintre roți și calea de rulare.

Astfel au apărut programe pentru calculatoare cum ar fi "Vampire" dezvoltat de British Rail sau "Medyna" dezvoltat de Deutsche Luft und Raumfahrt în Germania, precum și "Nurcas" în SUA.

Ele erau specializate și optimizate pentru simularea rotației roții pe șină într-un interval de timp clar specificat.

Programe comerciale recente, apărute în anii 1990 sunt Gensys (1999), Adams, Nurcas, Simpack, Vampire, Dads, programe ce includ posibilități de simulări dinamice eficiente pentru studiul interacțiunii roată / șină.

Programele pentru simularea deplasării vehiculelor rulante sunt preocupate de poziționarea relativă a roții față de calea de rulare, respectiv de determinarea punctului de contact dintre roată/șină și de forțele de contact ce iau naștere datorită interacțiunii dinamice roată/șină.

În urma simulărilor efectuate cu aceste programe se pun în evidență mecanismele de degradare ale celor două componente în contact (roată/șină) și supuse solicitărilor cum ar fi: apariția fisurilor pe suprafețele de rulare, deformările plastice, uzura. Toate aceste cercetări se fac în scopul prelungirii vieții de funcționare a vehiculelor rulante și a căilor de rulare, reducerii zgomotului în funcționare, și creșterii siguranței de funcționare.

Pentru studiul mecanismelor de degradare la rostogolire, sunt în actualitate cinci teorii :

- teoria bidimensională a lui Carter (1926)
- teoria liniară a lui Kalker (1967)
- teoria completă de contact a lui Kalker (1983)
- teoria lui Shen (1984)
- teoria simplificată a lui Kalker (1982)

Toate aceste teorii au anumite limitări și pot fi folosite complementar în studiul interacțiunii roată/șină.

În vederea prezentării succinte a teoriilor de degradare la rostogolire, mai jos sunt redate câteva concepte primare referitoare la interacțiunea celor două componente.

#### *Interacțiunea roată/șină*

Modelul de calcul pentru contactul roată/șină poate fi realizat prin aproximarea celor două componente cu două corpuri rigide în contact, iar cu ajutorul calculării diferenței de viteză relativă dintre cele două componente se poate determina micro alunecarea din zona de contact – creepage.

#### *Conceptul de micro alunecare- creepage*

În zona de contact roată – șină se produc alunecări longitudinale datorită variației razei de rulare a roții deformate (pseudoalunecari), precum și alunecări transversale, deoarece deformările pe această direcție se dezvoltă și scad odată cu înaintarea roții. Aceste alunecări se produc și atunci când valoarea forțelor tangențiale nu depășește limita de patinare. Se folosește termenul de creepage pentru alunecările produse pentru valoarea forțelor tangențiale sub limita de patinare.

Pentru determinarea alunecării (creepage) dintre două corpuri se folosește ipoteza că cele două corpuri sunt în contact permanent, iar viteza de deplasare este constantă pe tot parcursul mișcării.

Conform [ADAMS-113] expresia pentru creepage poate fi scrisă în funcție de relațiile dintre vitezele relative ale componentelor.

$$\xi_1 = \frac{V_1' - V_1}{T} \quad (1.1)$$

$$\xi_2 = \frac{V_2' - V_2}{T} \quad (1.2)$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_3' - \omega_3}{\omega} \quad (1.3)$$

Unde:

$\xi_1$  – alunecarea (creepage) longitudinală

$\xi_2$  – alunecarea (creepage) transversală

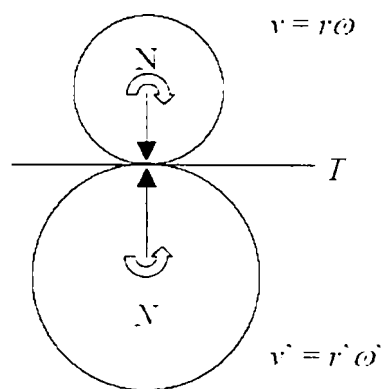
$\omega_3$  – alunecarea de rostogolire

$V1', V1, V2', V2$ , conform figurii (1.1) – sunt vitezele relative față de punctul de contact pentru cazul a doi cilindri, aflați în rostogolire.

$N$  – apăsarea normală pe roți

$T$  – forța tangențială

Fig.1.1 Schema de solicitare (deformația lentă) dintre doi cilindri în contact



### Zona de contact

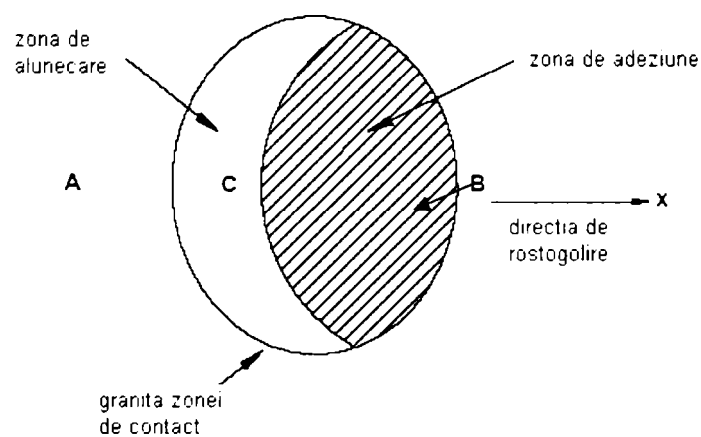
Pentru determinarea zonei de contact dintre cele două corpuri se folosesc mai multe ipoteze și anume: teoria de contact a lui Hertz, faptul că cele două corpuri sunt perfect elastice, ipoteza că forțele tangențiale nu afectează presiunea distribuită în zona de contact. Alte asumptii se referă la faptul că zona de contact conține doar porțiuni de alunecare și adeziune, conform figurii 1.2.

În zona A, zona exterioară petei de contact, nu mai există forțe tangențiale.

În zona B - zona de adeziune, face ca cele două corpuri să formează împreună un bloc comun. În această zonă se produc rostogoliri pure și există doar deformații normale pe suprafața petei de contact.

Zona C este zona de alunecare pură, respectiv zona unde se generează fluajul.

Fig 1.2 Zona de contact



Teoria rostogolirii continue a roții, aproximată cu un cilindru, pe o șină de lungime infinită a început cu o publicație a lui Carter (1926). Analiza a fost bidimensională și s-a găsit o soluție exactă.

Carter a arătat că diferența dintre viteza radială  $V_C$  și viteza de deplasare  $V_T$  a unei roți de rulare, este diferită de zero la demarare sau când se aplică un cuplu de frânare la roată. Această diferență crește odată cu creșterea cuplului până se atinge o valoare maximă. El a formulat o lege de apariție a fluajului în funcție de cuplul de forțe pentru deplasare și frânare și diferența de viteze, conform relației (1.4):

$$\frac{F_T}{\mu F_N} = \begin{cases} -k\xi + 0.25k^2 \frac{\xi}{|\xi|} \longrightarrow k|\xi| \leq 2 \\ -\text{sign}(\xi) \longrightarrow k|\xi| \geq 2 \end{cases} \quad (1.4)$$

unde:  $F_T$ ,  $F_N$  – forța totală de contact tangențială respectiv normală  
 $\mu$  - coeficientul de frecare

$$\xi = \frac{2(V_T - V_C)}{(V_T + V_C)} \quad (1.5),$$

$\xi$  - reprezintă microalunecarea în zona de contact (creepage)

$k$  – constanta de fluaj

$\xi$  -deformația datorită fluajului (creepage), este după teoria lui Carter o funcție dependentă de coeficientul de frecare  $\mu$ , raza roții de rulare, și jumătatea lungimii ariei de contact, măsurată în direcția de rostogolire.

Această teorie este aplicabilă în special roților conduse, pentru calculul uzurii, și nu se aplică roților motoare.

Pentru simularea dinamicii vehiculelor rulante Kalker [52] a dezvoltat teoria (1991) în care a luat în calcul și forțele laterale împreună cu mișcarea de deplasare a roții.

În anul 1958 Johnson [JOHNSON - 48] a generalizat teoria lui Carter [CARTER - 12] pentru contacte circulare roată/șină și fluaj longitudinal și lateral. În 1964 teoria lui Johnson a fost generalizată de către Vermeulen și Johnson [EKBERG - 23] și pentru contacte eliptice roată/șină.

În anul 1984 Shen [EKBERG - 23] a îmbunătățit rezultatele anterioare înlocuind rezultatele factorilor de fluaj cu valori mai exacte.

Toate cercetările de mai sus se bazează pe teoria lui Hertz [HERTZ - 42], prin care pata de contact roată/șină are o formă eliptică cu semiaxele  $a$  și  $b$ , în direcția de rostogolire și direcția laterală. Valoarea  $a/b$  depinde doar de razele roții și căii de rulare. Marimea suprafeței de contact depinde doar de forțele normale  $F_N$ , și este independentă de forțele tangențiale  $F_T$ .

Pentru simularea mișcării roților vehiculelor de obicei sunt necesare doar forțele de contact globale. Prin liniarizarea relațiilor dintre forțele de contact tangențiale și apariția fluajului s-a dezvoltat o nouă teorie a lui Kalker (1967). Această teorie este validă pentru viteze de deplasare mici și roți fara buză de ghidare (nu se aplică deplasării în curbă).

În teoria simplificată roata și calea de rulare sunt elemente rigide, cărora li s-au atașat trei arcuri în punce distincte de pe suprafața de contact (Kalker 1973). Deplasarea suprafeței în un anumit punct depinde doar de tracțiunea suprafeței în acel punct (modelul Winkler). Pe baza acestui model s-au putut scrie coduri de programe, ce interpretează foarte bine fenomenul de interacțiune roată/șină atât timp cât contactul este Hertzian.

Mai târziu Kalker a înlocuit modelele rigide de rostogolire, în contact, cu corpuri elastice, luând în calcul mai multe fenomene cum ar fi combinații ale deformațiilor datorită fluajului longitudinal, lateral și de rotire (fenomen prezent în cazurile de deplasare în curbă) permițând simulări pentru suprafața de contact ne-eliptică.

Această teorie se mai numește și teoria de contact completă, cu toate că nu rezolvă decât cazurile liniare de corpuri elastice, iar pentru obținerea unei soluții corecte, suprafața de contact este divizată în patrulatere curbate. Teoria a fost implementată într-un program numit "Contact", bazată de metoda elementelor de frontieră BE (boundary element)

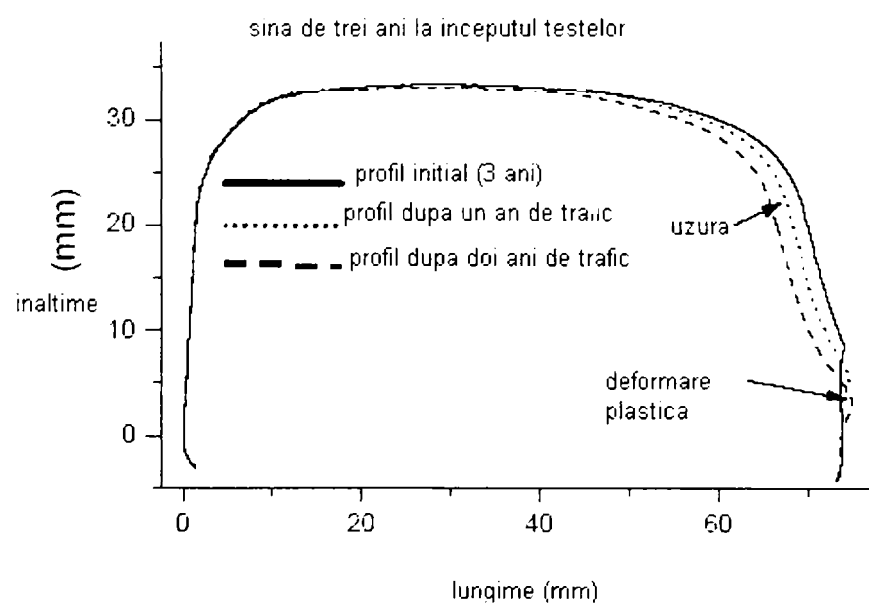
Pentru calculele de rezistență și de oboseală practica uzuală este de a aproxima contactul, dintre cele două componente, eliptic și de a utiliza teoria lui Hertz pentru presiunea de contact, iar distribuția tangențială a forțelor se

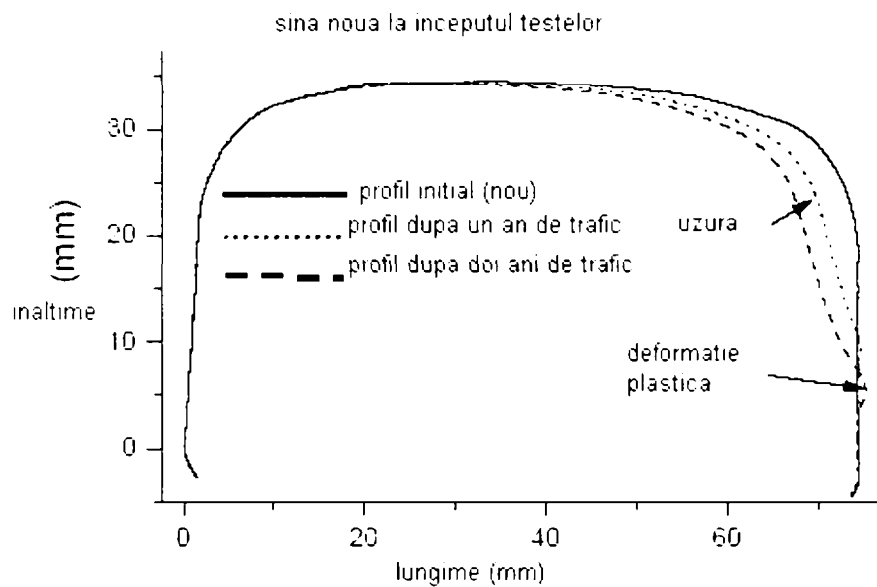
calculează în funcție de coeficientul de frecare. Această abordare se regăsește și în cercetări mai recente ca Ekberg (2000) [EKBERG - 23].

Creșterea încărcărilor pe roți determină forțe de contact mari între roată și șină. Aceasta a însemnat pentru toate teoriile elaborate și implementarea lor în programe, luarea în calcul necondiționat, pentru analiza contactului roată – șină, a deformărilor plastice, atât în ceea ce privește ecrusarea materialului cât și modificarea formei geometrice a roții și șinei.

În figura 1.3 sunt redate rezultate experimentale privind transformarea unui profil de cale de rulare pe parcursul a doi ani de trafic (tren). Cercetările au fost efectuate în Suedia în anii 1998 și 1999.

Fig.1.3 Modificarea formei șinei [TELLISISKIVI - 95]





## 1.2 Introducere

Termenii "roată de rulare" și "șină" sunt termeni abstracti în contextul interfeței roată/șină. "Roata" reprezintă întregul vehicul de rostogolire cu toate mecanismele, structurile metalice, echipamentele, mecanice electrice, hidraulice conținute și incorporate în vehicul. "Șină" reprezintă caracteristicile întregii infrastructuri a căii de rulare: fundație, grinzi, șină.

Interfața roată/șină nu este doar un contact fizic între roată și șină ci trebuie privită ca o concentrare a tuturor interacțiunilor și relațiilor dintre vehiculul ce se deplasează și infrastructura căii de rulare. Aceste aspecte nu sunt definite doar de caracteristicile lor fizice ca geometrie, materiale, ci implică și condițiile de mediu de lucru, condițiile de operare (viteză, trafic, încărcări), întreținerea componentelor.

Abordările de bază desfășurate pe parcursul ultimilor 30 de ani, privitoare la forțele de contact în interacțiunea roată/șină, respectiv la mecanismul de degradare al celor două componente au luat în calcul aspectele de mai sus privind interacțiunea precum și teorii din multe domenii ingineresti pentru explicarea fenomenului de degradare.



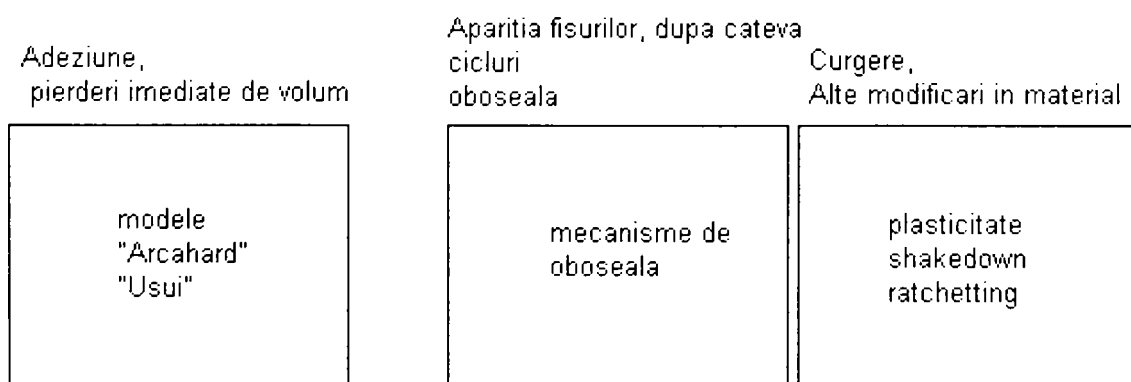
Fenomenele care stau la baza degradării celor două componente sunt: deformările plastice, oboseala, generarea de temperatură, oxidarea, inițierea și propagarea fisurilor. Aceste fenomene sunt dificil de separat, dar se pot configura cauzele critice ale degradării suprafețelor, datorită interacțiunii roată/șină:

- uzura
- oboseala
- profilul geometric al roții și al căii de rulare

Cu toate că uzura și oboseala sunt rezultatele deteriorării materialelor celor două componente, iar geometria profilului este rezultatul designului componentelor, acești factori sunt conectați între ei, gradul de dependență depinzând de sistemul ingineresc de abordare a problemei contactului roată/șină.

Mecanismul de degradare al celor două componente poate fi descris conform schemei de mai jos, fig.1.3.

**Fig.1.3: Clasificarea proceselor de degradare a suprafețelor roată/șină**



Uzura abrazivă de obicei apare când există neconcordanțe între profilul roții și al șinei. (raze de curbura prea mici, determinând un profil ascuțit), viteze de deplasare mari, jocuri mici între flanșa roții și șină și în special datorită nelubricării adecvate dintre cele două componente.

Oboseala materialelor produce de asemenea degradări ale roții și șinei și este cunoscută în literatura tehnică de specialitate RCF (rolling contact

fatigue) și e rezultatul contactului repetat dintre roată sub sarcină și șină. Cele mai întâlnite defecte datorita RCF sunt: crăpături, decojiri, microsuduri.

Potrivit unor studii făcute de Railtrack 2001 (Marea Britanie) pentru traficul de trenuri din rețeaua Railtrack 2000/2001, crăpăturile șinelor reprezintă cca 36.8% din cauza întârzierilor și deraierilor trenurilor.

În urma interacțiunii roată/șină prin uzură se modifică forma componentelor (prin desprinderi de particule de material), și mai târziu datorită deformațiilor plastice intense se produc fisuri ce pot duce la rupturi catastrofice de material. Interacțiunea dintre mecanismele de uzură și oboseală afectează deteriorarea atât a roții cât și a șinei. De aceea este important găsirea unui echilibru între cele două mecanisme de degradare. Spre exemplu în studiul interacțiunii roată/șină dacă s-a stabilit o balanță între uzură și apariția și propagarea fisurilor, fisurile pot fi evitate prin uzura materialului în care ele tocmai au apărut, trecând peste stadiul de propagare a lor în material, și astfel evitându-se avarierea catastrofică a componentelor.

Este foarte important a se putea anticipa cantitativ cand un mecanism este predominant, pentru a putea contabalansa efectul sau și a menține echilibrul.

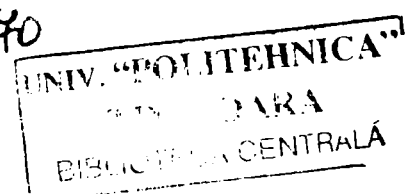
Pe lângă efectul de degradare apare și efectul de deformare a formei geometrice a celor doua componente după cum se vede în figura 1.4.

De aceea o bună înțelegere a mecanismelor de degradare a roții/șinei este una din preocupările majore.

Din studiile și testările efectuate de diferite companii internaționale, interesate în special pentru traficul trenurilor s-au găsit și metode pentru controlul mecanismelor de degradare.

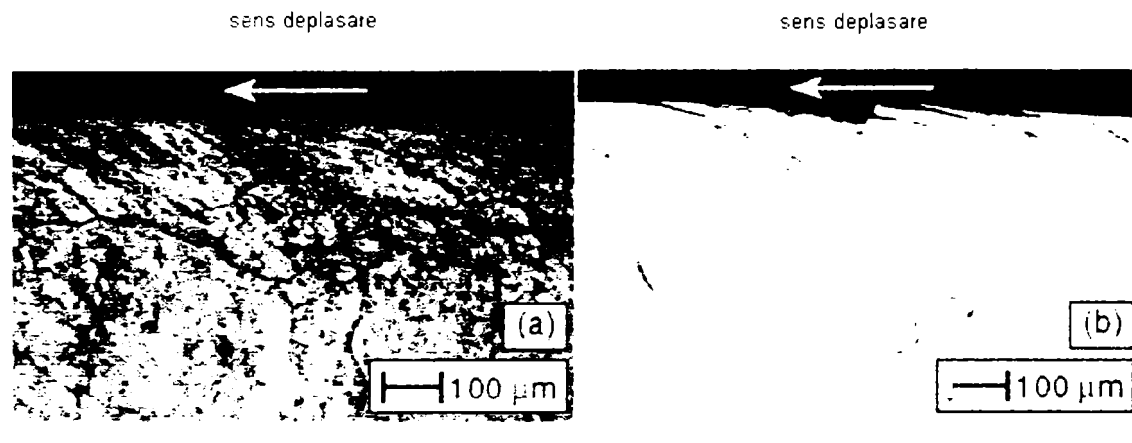
Metodele pentru uzură, cele mai răspândite, includ: asigurarea că roata și șina au profilul conform prescripțiilor de proiectare, utilizarea de lubrifiante adecvate, utilizarea de oțeluri rezistente la uzură atât pentru roată cât și șină precum și folosirea regimurilor de funcționare conform prescrierilor.

65h. 270



Efectul deformației asupra unei roți de rulare, în zona de contact datorită presiunii și rostogolirii pe șină, se poate observa în microstructura de material din figura 1.4.

**Fig.1.4 Microstructură deformată în o roată secționată**  
[TELLISISKIVI - 95]



(a) Microstructură de material din roată deformată

(b) Inițierea fisurilor la suprafața materialului roții

Direcția de propagare a fisurilor urmărește direcția de deformare a materialului roții.

Pentru degradările provocate de oboseală metodele se referă la îmbunătățirea condițiilor de contact roată/șină pentru reducerea tensiunilor de contact, reducerea impactului sarcinii dinamice a vehiculului, creșterea rezistenței la oboseală a oțelului roții și șinei, folosirea regimurilor de lucru adecvate, conform prescrierilor.

S-a constatat că nu orice soluție adoptată pentru evitarea degradării componentelor va conduce neapărat înspre rezultate pozitive în ceea ce privește interfața roată/șină. Spre exemplu folosirea unor oțeluri cu rezistență mai mare la oboseală va determina coroziuni mai puternice și dificultăți de sudură mari (Cope 1993). Folosirea unui profil roată/șină cât mai apropiat va

determina setul de roți al vehiculului să nu se deplaseze uniform (Magel 1999). În ceea ce privește greutatea încărcării s-a constatat că pentru încărcări mici este necesar un contact într-un punct roată/șină pentru evitarea unor tensiuni excesive de contact și decojiri, iar pentru încărcări mari este necesar un contact în două puncte pentru împiedicarea formării crăpăturilor (Magel 1999).

O interfață optimizată roată/șină trebuie să gestioneze o gamă mare de fenomene: RCF, decojirile de pe roată, crăpăturile, coroziunea, zgomotul, etc., pentru ca obiectivul optimizării să fie atins adică avantaje economice și asigurarea siguranței în funcționare.

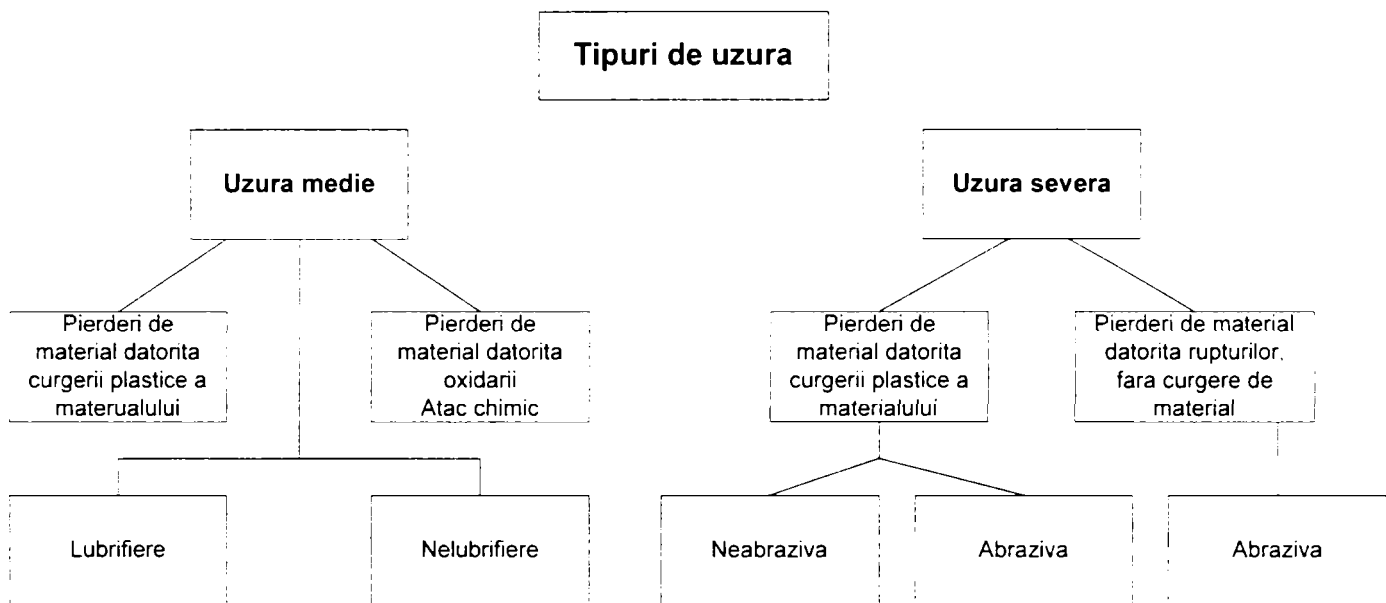
### 1.3 Clasificarea gradului de uzură a roții

În literatura tehnică care tratează degradarea roții și a șinei, uzura este clasificată după gradul de uzura al suprafețelor în contact.

Archard și Hirst au propus două modele principale pentru clasarea fenomenelor de uzură [80]: uzura severă și uzura medie. Uzura severă după cum spune și numele este caracterizată de un grad mare de uzură a suprafețelor în contact, deformări plastice extinse, transferuri de material între componente, (materialul mai moale al roții se transferă pe cel al șinei), desprinderi de material (decojiri, reziduri). Uzura medie, prin contrast, se caracterizează prin un grad relativ mic de uzură, deformări plastice minime de material, formarea pe suprafața de contact a roții a unui film protector împotriva contactului metal pe metal, reziduri de material prin oxidare.

Conform [80] în figura 1.5, de mai jos, sunt schematizate tipurile de uzură.

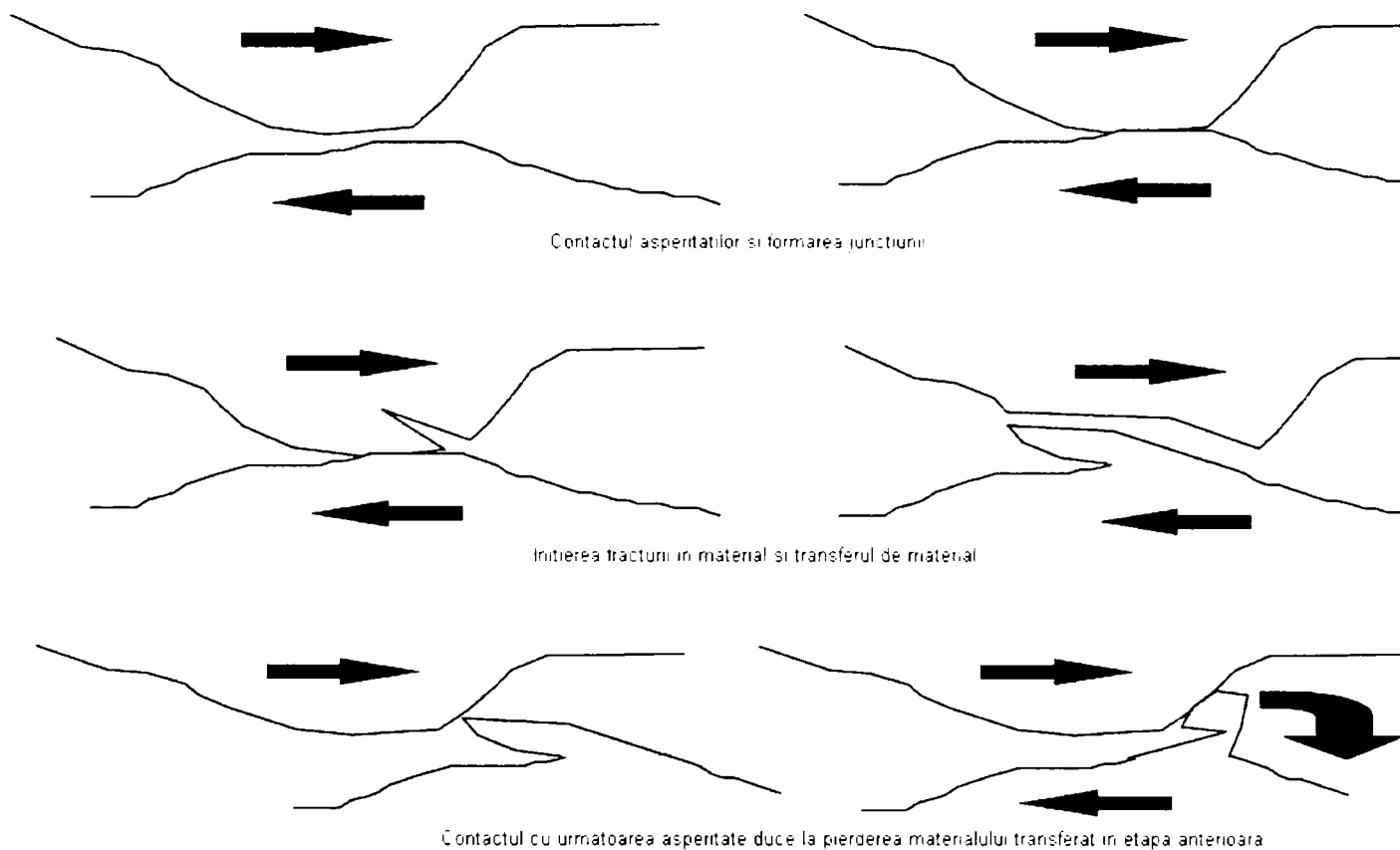
Fig. 1.5 Tipurile de uzură



Conform [EKBERG - 28] uzura este un proces complicat, unde aparent se pot aplica câteva relații previzibile de calcul. Totuși, pentru a aplica aceste relații de calcul este necesar a subdiviza uzura coform figurii de mai sus (1.5).

Tot conform [ROBERTS - 80], în figura 1.6 este prezentat mecanismul de uzură adezivă, datorită plasticității. Materialul se pierde prin ruperea asperităților, datorită contactului dintre cele două componente.

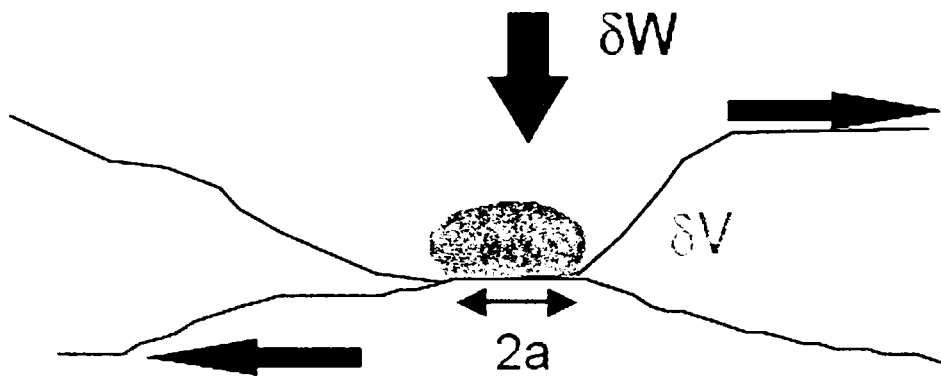
Fig. 1.6 Uzura adezivă, datorită plasticității



Pe baza etapelor prezentate mai sus s-a determinat ecuația de uzură a modelului Archard.

Se presupune că materialul ce va fi pierdut e în raport cu mărimea contactului dintre asperitățile celor două corpuri în contact, conform schemei din figura 1.7

Fig. 1.7 Schema de uzare pentru o asperitate



$$\delta V = \frac{2}{3} \pi a^3 \quad (1.6)$$

$$\text{Gradul de uzură} = k \frac{\delta V}{a} = k \frac{\pi a^2}{3}, \quad (1.7)$$

unde:

k – fracțiune datorită contactului care dă naștere unei particule de uzură

$$Q = \text{gradul de uzura total} = k \sum \frac{\pi a^2}{3}, \quad (1.8)$$

Q se obține prin însumarea contribuțiilor tuturor particulelor

$$\delta W = H \pi a^2, \quad (1.9)$$

unde: H – este duritatea asperităților

$$W = H \sum \pi a^2 \quad (1.10),$$

prin însumarea contribuțiilor tuturor particulelor

$$Q = \frac{kW}{3H} = K \frac{W}{H} \quad (1.11) \text{ sau}$$

$$Q = kW \quad (1.12)$$

Relațiile (1.8) și (1.9) reprezintă ecuația de uzură Archard [ROBERTS - 80]

k – coeficientul de uzură Archard

$$k = K/H \quad (1.13)$$

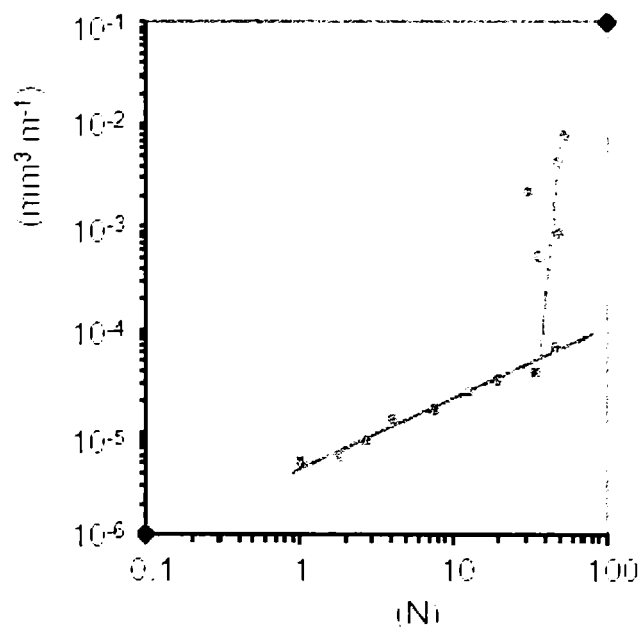
-unitați de măsură pentru gradul de uzură:  $\text{m}^2 \text{N}^{-1}$ , sau cel mai des  $\text{mm}^3 \text{m}^{-1} \text{N}^{-1}$

Concluzii pentru modelul Archard:

- pierderea de material este proporțională cu distanța de alunecare și cu timpul
- gradul de uzură este proporțional cu sarcina aplicată (dar în funcție de mecanismul aplicat, conf. fig. 1.7, odată cu modificarea încărcării)
- gradul de uzură ar trebui să fie independent de aria aparentă de contact (pentru o sarcină specificată sau pentru o tensiune de contact specificată va crește liniar cu aria aparentă de contact)
- gradul de uzură este independent de viteza de alunecare (dacă nu se ia în considerare temperatura care ar putea determina modificarea mecanismului de uzură)

În fig. 1.8 este redată o diagramă, conform [ROBERTS - 80], în care se observă creșterea gradului de uzură odată cu creșterea încărcării.

Fig.1.8 Gradul de uzură funcție de încărcare [ROBERTS – 80]



Valorile stabilite tot conform [ROBERTS - 80] pentru coeficientul K sunt redată în tabelul de mai jos



Material șină	Material roată	K
Oțel mediu	Oțel mediu	$7 \times 10^{-3}$
Oțel de scule	Oțel de scule	$1.3 \times 10^{-4}$

Valorile sunt stabilite pentru alunecare nelubrifiată

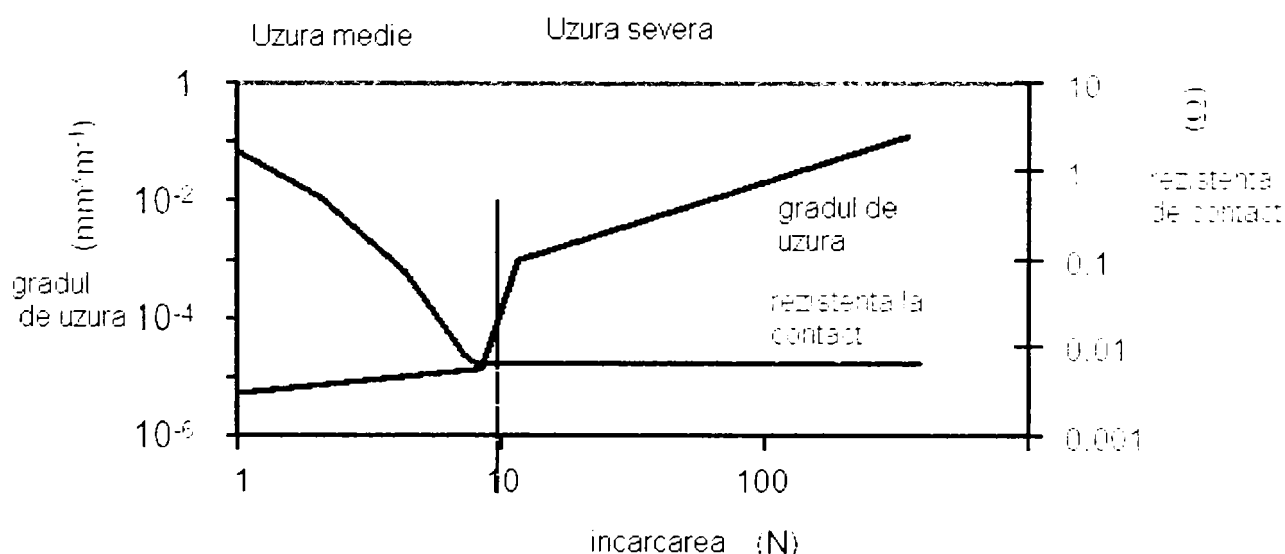
Observații:

- Gradul de uzură variază cu un factor de 100000x, în timp ce coeficientul de fricțiune variază cu un factor de 2x (5x cel mult).
- Gradul de uzură nu este influențat direct de coeficientul de fricțiune
- Gradul de uzură depinde de încărcare, după cum se vede și în graficul de mai sus

*Tranziția de la uzura medie către uzura severă*

În fig. 1.9 este reprezentată, conf. [ROBERTS - 80] schema de diferențiere dintre uzura medie și cea severă

Fig.1.9 Tranziția de la uzura medie la cea severă [ROBERTS - 80]



Uzură medie	Uzură severă
$K \sim 2 \times 10^{-6}$	$K \sim 10^{-4}$

$\mu \sim 0.15$	$\mu \sim 0.3$
$Ra \sim 0.5 \mu m$	$Ra \sim 25 \mu m$
Reziduri de uzură: particule fine oxidate ( $0.01 - 1 \mu m$ )	Reziduri de uzură: particule metalice mari ( $20 - 200 \mu m$ )
Uzură posibil tolerabilă	Uzură dezastruasă

Se menționează, conform [ROBERTS - 80] că și în cazul uzurii abrazive ecuația de uzură propusă de Archard se prezintă în aceeași formulă.

Conform multor cercetări [bibliografie], viața de funcționare a roților de rulare e determinată de conjuncțiunea dintre uzură și oboseala materialului. Ca un proces de deteriorare fizică mecanismul prin care acesta se va produce și va acționa cu exactitate asupra roții este greu de apreciat.

#### 1.4 Oboseala de rostogolire și contact (RCF) a roților de rulare

Roțile de rulare pot să se deterioreze prin diferite metode. După cum s-a arătat în subcapitolul precedent uzura este unul din mecanismele cele mai uzuale ce conduce la deteriorarea roților, totuși nu produce pagube asupra funcționării vehiculelor foarte însemnate, ci doar pagube materiale însemnate.

Pe de altă parte deteriorările roților de rulare datorită oboselii produc degradări ale roților de rulare mult mai violente, care în final pot conduce la ruperi mari de material din roată. Pagubele, ca urmare a producerii acestor deteriorări pot fi foarte importante pe plan economic, social precum și în reluarea operațiilor de funcționare.

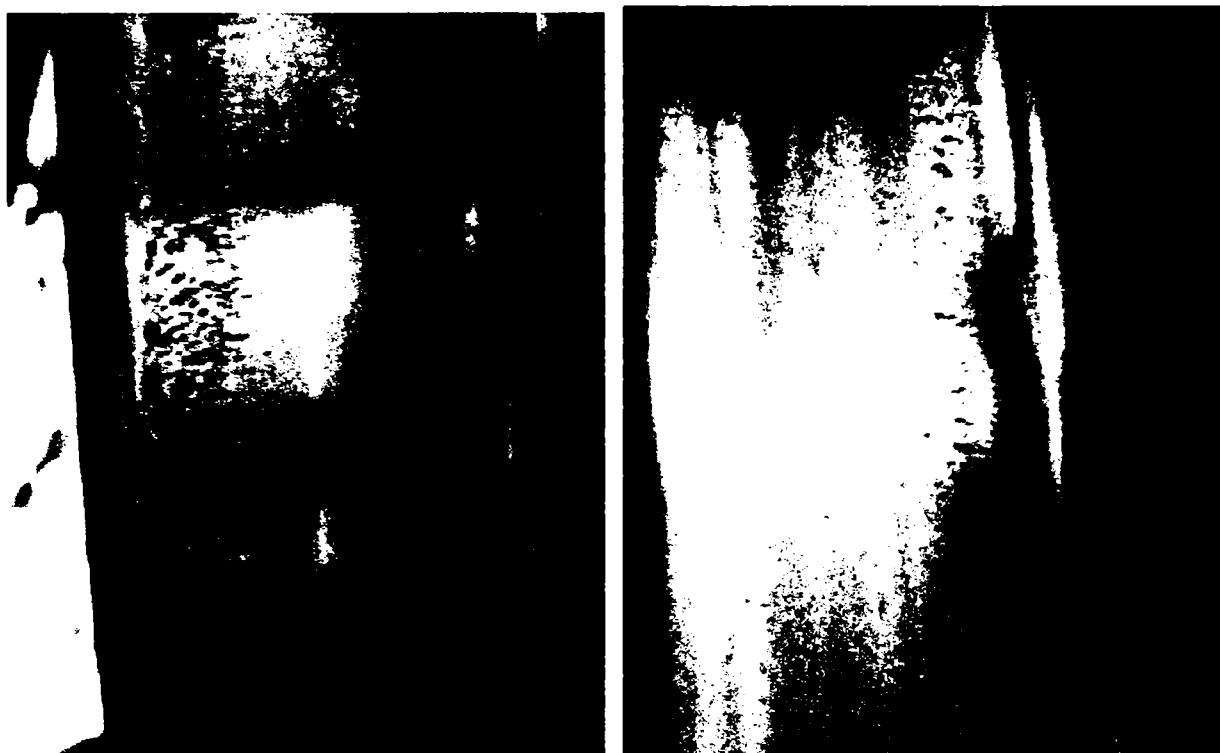
În literatura de specialitate există o teorie foarte consistentă referitoare la defectele ce pot să apară datorită oboselii RCF. În principal defectele RCF sunt divizate în două categorii: defecte induse în suprafață și defecte induse sub suprafață.

- defectele induse în suprafață: se datorează în principal deformațiilor plastice mari ce apar în materialul de la suprafața de rulare a roții. Curgerea plastică a materialului este o consecință a fricțiunii datorită încărcărilor mari de pe roată și/sau datorită limitei de curgere mică a materialului roții. Fisurile se dezvoltă câțiva milimetri în roată înainte de a devia în suprafața roții și de a rupe bucăți de material din roată.
- defectele induse în sub suprafață apar în zona de material de sub suprafață de rulare a roții. Normal inițierea acestor defecte se produce la nivelul microscopic al unui defect existent în material. După inițiere, fisura se propagă de la o adâncime de 10...30mm în materialul roții, sub suprafața de rulare. În final când aceste fisuri ating (dacă ating) suprafața de rulare o porțiune mare de roată se va desprinde. În consecința aceste tipuri de defecte au un potențial de pericol mai mare decât cele induse în suprafață.

În figurile de mai jos sunt exemplificate defectele descrise mai sus, ale roților de rulare. Cercetările au fost făcute de către P.J. Mutton de la Universitatea Monasch, din Victoria, Australia.

Defectele RCF induse în suprafața sunt redată în figura 1.10:

Fig.1.10 Defecte RCF induse în suprafață



Așa cum s-a descris mai sus defectele RCF induse în suprafață se produc datorita deformațiilor plastice ciclice la care este supusă roata datorită încărcării și contactului cu șina, și datorită curgerii plastice cumulative (ratchetting). Atunci când limita de curgere a materialului este atinsă, se vor produce fisuri în suprafața roții. Deteriorarea de obicei se produce pe porțiune din suprafața de rulare a roții unde în urma contactului și a încărcării tensiunile de contact și fluajul sunt severe.

Defectele RCF induse în sub suprafață sunt redată în figura 1.11 (poziția inițierii fisurii în materialul roții) și figura 1.12 (propagarea fisurii în secțiunea roții).

Fig. 1.11 Localizarea defectului RCF indus în sub suprafața [MUTTON - 73]

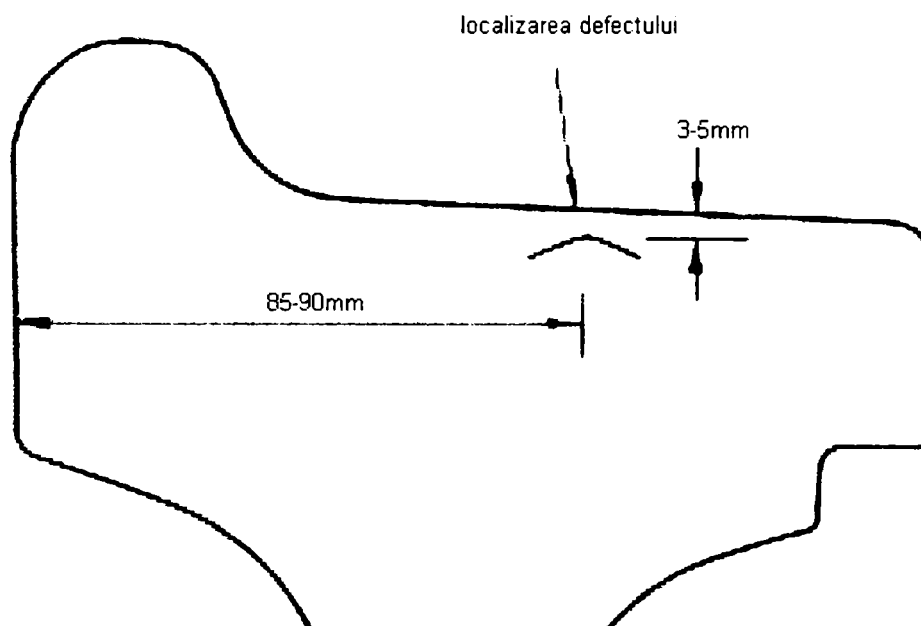
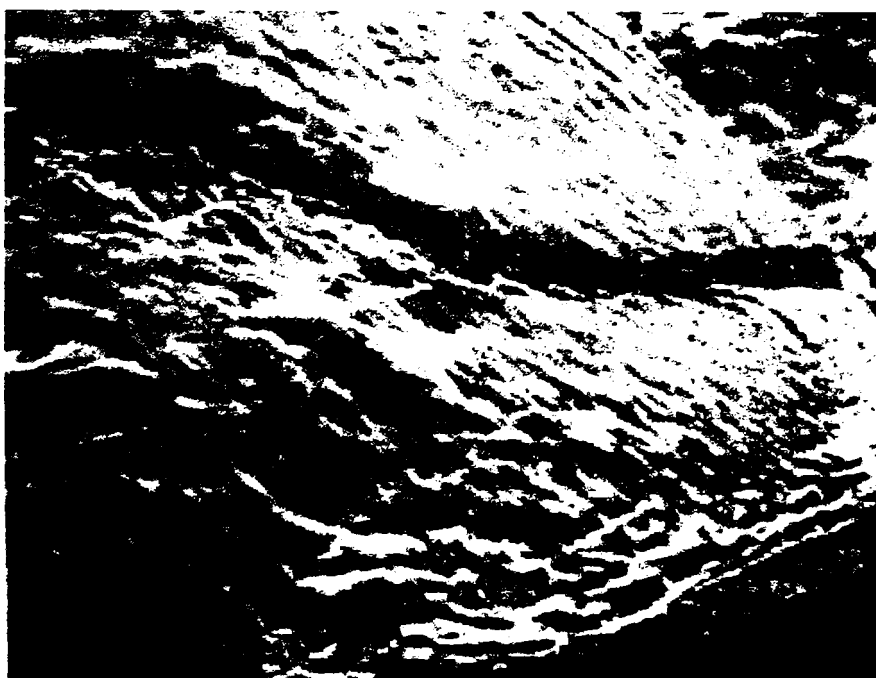


Fig.1.12 Propagarea defectului RCF în sub suprafață, în secțiunea roții [MUTTON - 73]



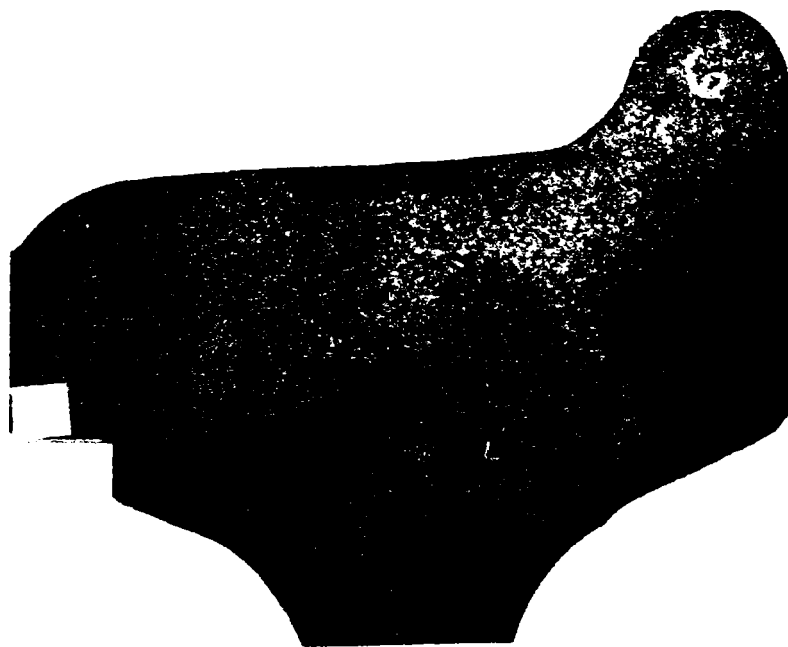
lungimea de propagare 7.4 mm

Defectul RCF în sub suprafața roții s-a inițiat la o adâncime de 3-5 mm în secțiunea roții sub suprafața de rulare (fig.1.11). În fig.1.12 este redată inițierea și propagarea tipică a fisurii în materialul roții. Apariția fisuri este atribuită tensiunilor de contact mari dezvoltate în materialul roții.

Defectele RCF în sub suprafață pot sa fie și defecte de mare adâncime > 10mm, față de suprafața de rulare a roții. Aceste defecte sunt foarte periculoase în ceea ce privește funcționarea roții. Ele apar în obada roților vechi, ce au calitatea materialului variabilă. Degradările datorită defectelor de mare adâncime au fost observate prima dată în anii 1980.

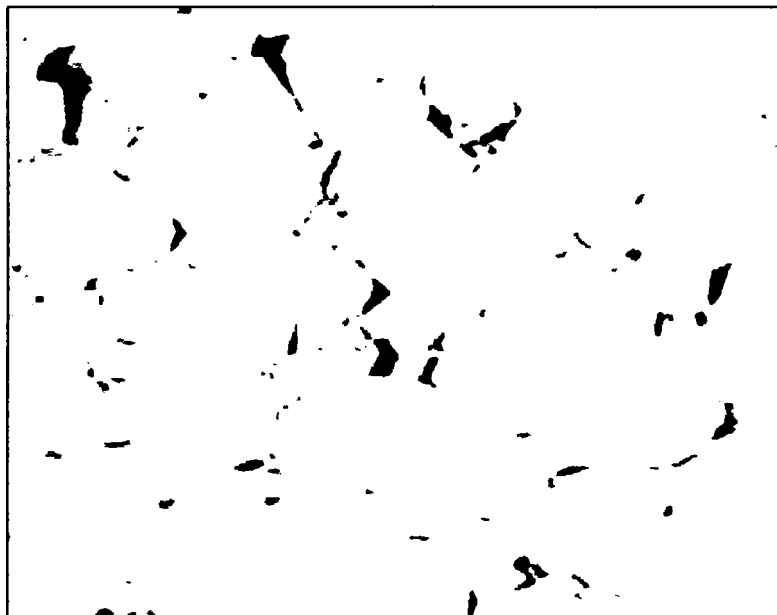
În figura 1.13 este redată fisura apărută datorită unui defect de segregare în obada roții.

Fig.1.12 Defecte de separație [MUTTON - 73]



Aceste defecte au apărut în contextul existenței de cavități la limita dintre grăunți materialului roții (fig.1.14) și incluziunilor de MnS (fig1.15).

Fig.1.14 Defecte morfologice în oțelul roții [73]



latime totala: 0.5 mm

Fig. 1.15 Incluziuni MnS asociate cu defecte de segregare [73]

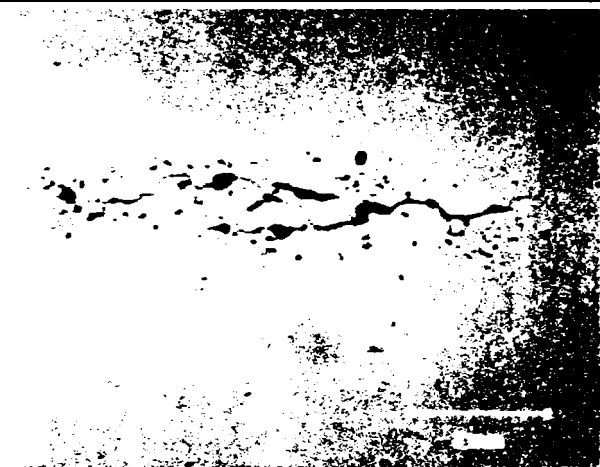


latimea totala: 0.2 mm

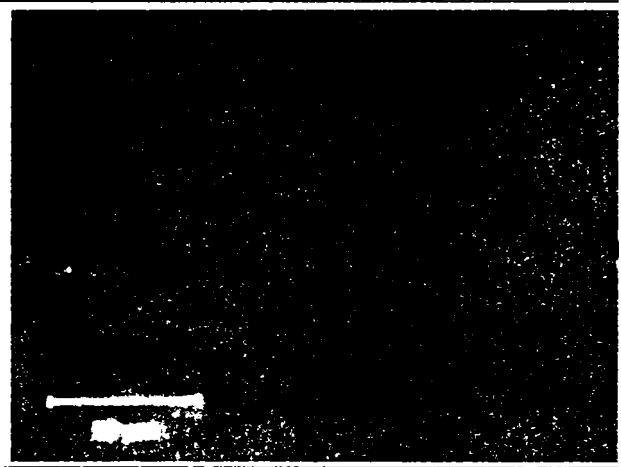
Defecte de morfologie asociate cu inițierea fisurilor sunt exemplificate în figura 1.16

Fig.1.16 Defecte de morfologie [MUTTON -73]

a) defecte de morfologie –scara 1 mm

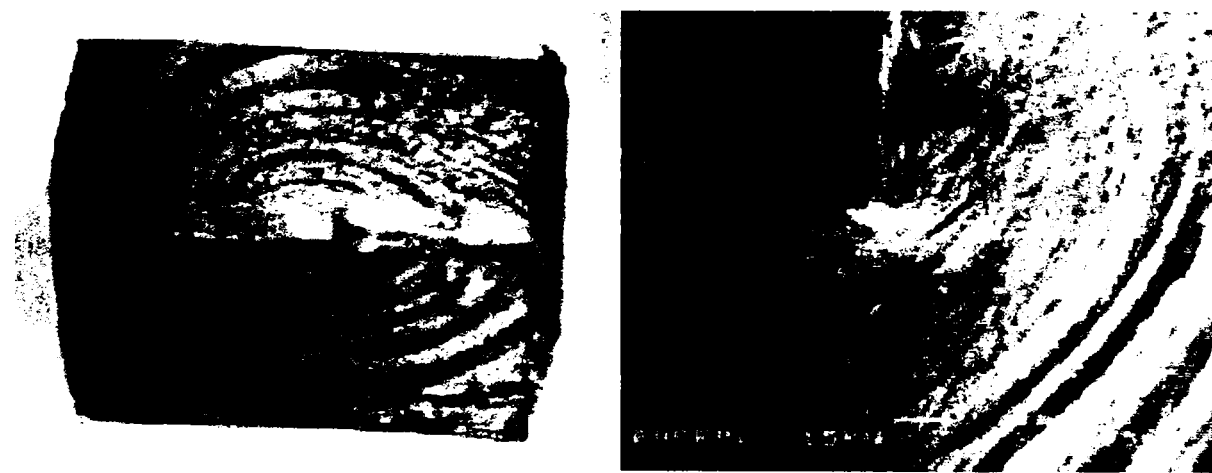


b) defecte de morfologie – scara 0.5 μm



În figura 1.17 sunt redată imagini tipice de apariție a fisurilor de adâncime în obada roților de rulare, datorită oboselii materialului

Fig.1.17 Apariția fisurilor de adâncime [MUTTON - 73]



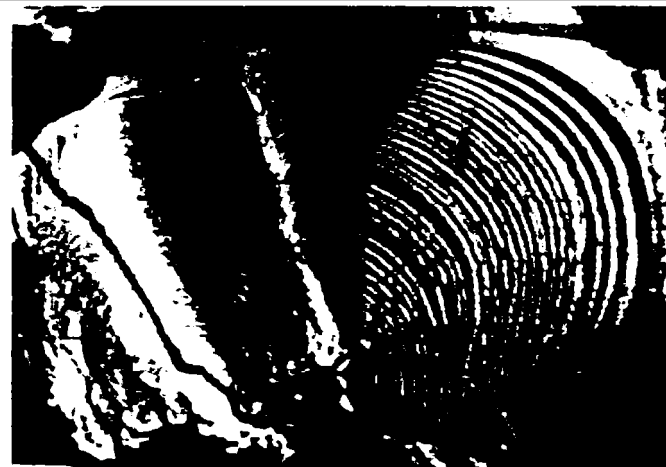
În figura 1.18 este redată imaginea tipică a unei roți de rulare ce a suferit rupturi datorită fisurilor de mare adâncime, iar în figura 1.19 este redat în detaliu suprafața unei fisuri de adâncime datorită oboselii. Inelele cresc în direcția sensului de rotație a roții.



Fig.1.18 Roata de rulare cu ruptură în obadă  
[MUTTON - 73]



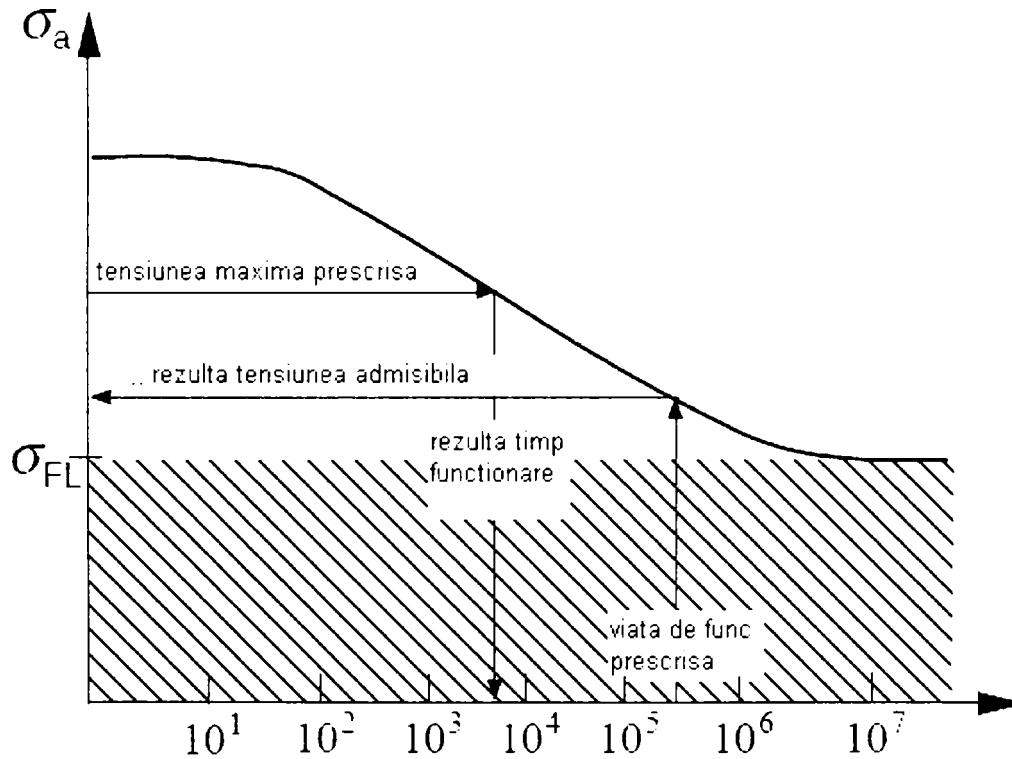
Fig.1.19 Suprafața de fisurare în obada ro  
[MUTTON - 73]



## 1.5 Abordarea cercetărilor privind apariția oboselii în materialul roții

Într-un material nedegradat supus unor tensiuni uniaxiale și ciclice variabile, oboseala poate fi cuantificată de relația dintre mărimea tensiunii aplicate și rezistența la oboseală a materialului. Conform [EKBERG - 24] cea mai bună corelare dintre cele două tensiuni se face utilizând curba Woehler (figura 1.20).

Fig 1.20 Curba Woehler



Pentru cuantificarea impactului oboseii în material, în teoria recentă referitoare la studiul interfaței roată/șină, s-a introdus noțiunea de degradare datorită oboseii.

Pentru un ciclu de tensiune la care e supusă roata degradarea poate fi exprimată ca  $D=1/N$  (1.14),

unde:

N – este viața de funcționare până la oboseală, în numere de cicluri de tensiune pentru o anumită tensiune de amplitudine maximă

Cea mai utilizată metodă de calcul a degradării totale, conform [24] este ecuația lui Palmgren-Miner. Conform acestei ecuații degradarea totală este suma degradărilor parțiale independent de ordinea secvenței ciclului de tensiune în care s-a produs degradarea.

Conform [EKBERG - 24] s-a ajuns la ecuația Palmgren-Miner pornind de la alte ecuații (1.15 – 1.19) stabilite teoretic și experimental de mai mulți cercetători, și redate mai jos:

Ecuția Kujawski –Ellyin este:

$$D_i = \left\{ \left[ \left( \frac{n_1}{N_1} \right)^{\frac{f(\psi_1, p)}{f(\psi_2, p)}} + \frac{n_2}{N_2} \right]^{\frac{f(\psi_2, p)}{f(\psi_3, p)}} + \dots + \frac{n_{i-1}}{N_{(i-1)}} \right\}^{\frac{f(\psi_{i-1}, p)}{f(\psi_i, p)}} + \frac{n_i}{N_i}, \quad (1.15) \text{ unde:}$$

$n_i$  – este numărul ciclului de încărcare la un anumit nivel de încărcare

$N_i$  – este numărul ciclului de încărcare la care se produce oboseala pentru același nivel de încărcare

Golos a introdus un parametru al K al degradării în funcție de nivelul de încărcare și material. astfel degradarea cumulativă devine:

$$D_i = \left\{ \left[ \left( \frac{n_1}{N_1} \right)^{\left( \frac{k_2}{k_1} \right)^b} + \frac{n_2}{N_2} \right]^{\left( \frac{k_3}{k_2} \right)^b} + \dots + \frac{n_{i-1}}{N_{(i-1)}} \right\}^{\left( \frac{k_i}{k_{i-1}} \right)^b} + \frac{n_i}{N_i}, \quad (1.16)$$

relație ce este identică cu ecuația lui Kujawski și Ellyin pentru  $f(\psi, p)=K$  și pentru  $b=-1$

$$\text{Dacă : } f(\psi, p) = \frac{1}{\sigma_a - \sigma_{FL}} \quad (1.17)$$

se obține relația lui Subramanyan pentru degradarea cumulativă:

$$D_i = \left\{ \left[ \left( \frac{n_1}{N_1} \right)^{\frac{\sigma_{a2} - \sigma_{FL}}{\sigma_{a1} - \sigma_{FL}}} + \frac{n_2}{N_2} \right]^{\frac{\sigma_{a3} - \sigma_{FL}}{\sigma_{a2} - \sigma_{FL}}} + \dots + \frac{n_{i-1}}{N_{(i-1)}} \right\}^{\frac{\sigma_{ai} - \sigma_{FL}}{\sigma_{a(i-1)} - \sigma_{FL}}} + \frac{n_i}{N_i}, \quad (1.18)$$

După cum se observă din cele trei relații (1.15), (1.16) și (1.17) degradarea cumulativă poate fi pusă sub forma relației 1.19, și reprezintă ecuația Palmgreen-Miner

$$D_i = \sum_{i=1}^i \frac{n_i}{N_i} \quad (1.19).$$

O altă aproximare conform [EKBERG - 24] a limitei de oboseală se poate obține din diagrama Haigh din figura 1.21

Fig.1.21 Diagrama Haigh

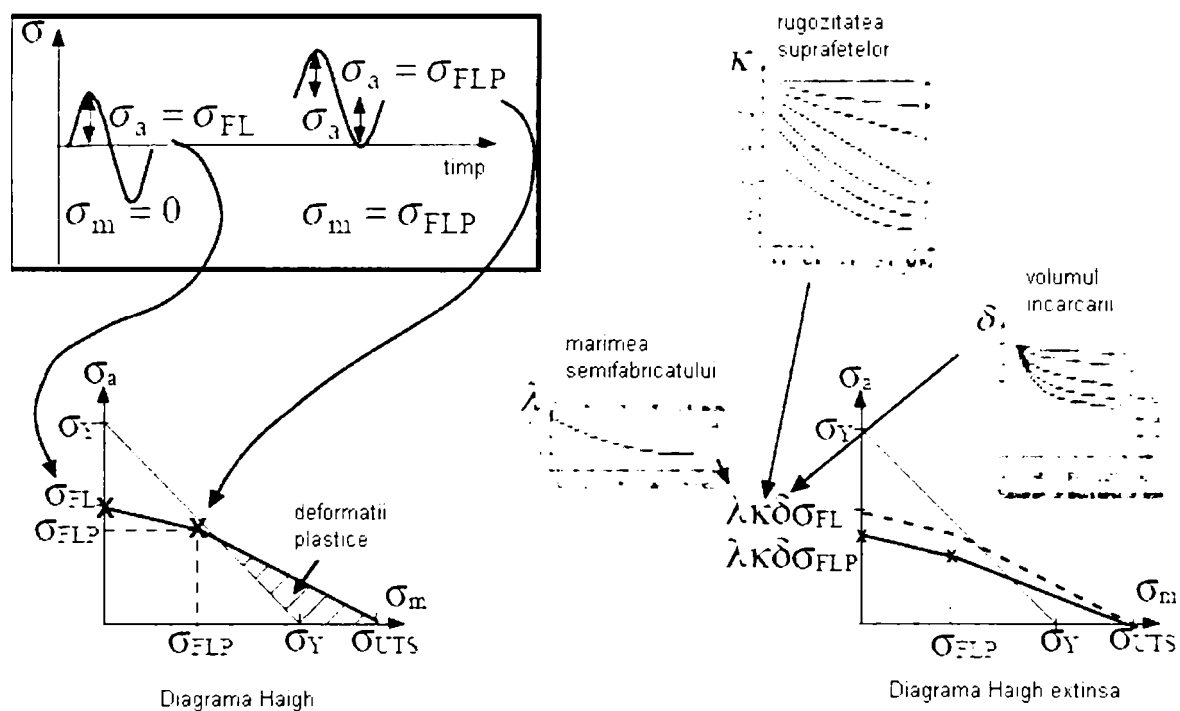


Diagrama Haigh arată combinațiile admisibile a tensiunilor de amplitudine maximă  $\sigma_a$  și valorilor medii  $\sigma_m$ , prin care se poate evita oboseala.

$\sigma_Y$  – limita de curgere a materialului

$\sigma_{FL}$  – tensiunea limită de apariție a oboselii

$\sigma_{FLP}$  – tensiunea limită de apariție a oboselii pentru tensiuni pulsative

$\sigma_{UTS}$  – rezistența la rupere

Pentru diagrama extinsă a lui Haigh se iau în considerare și încărcarea cu factorul  $\delta$ , mărimea semifabricatului  $\lambda$ , și rugozitatea suprafețelor K.

În contactul roată/șină deformațiile plastice se produc de obicei la un nivel moderat. După primul ciclu de încărcare se vor induce în obada roții tensiuni reziduale iar materialul plastic deformat al roții va suferi o creștere a durtății. Datorită acestor efecte, supunerea la încărcări ciclice ulterioare a materialului, încărcări ce au produs inițial deformațiile plastice, vor determina ca materialul roții să se comporte elastic.

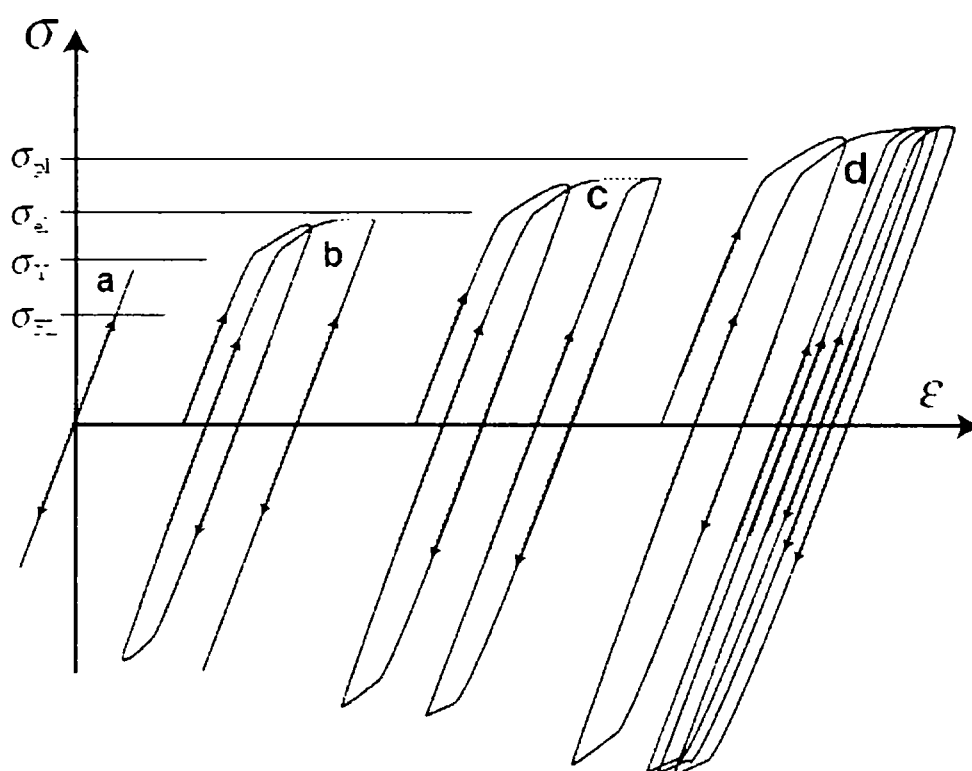
Acest efect se numește "elastic shakedown".

În cazul în care încărcările ulterioare a materialului vor fi destul de mari efectul de "shakedown elastic" nu se produce niciodată, în schimb la fiecare ciclu de încărcare (tensiune) se va induce o deformare plastică adițională a materialului roții. În final deformația acumulată va depăși ductilitatea materialului și acesta se va rupe. Acest proces se numește "ratcheting"

Al treilea fenomen posibil la contactul roată/șină este ca fiecare ciclu de încărcare să producă deformări plastice, dar datorită ciclului de încărcare/descărcare a încărcării tensiunii, deformarea plastică să se anuleze reciproc conducând în final la deformație plastică egală cu zero. Acest fenomen se numește "plastic shakedown".

Descrierea comportării materialului, conf. [EKBERG - 24] este prezentată în figura 1.22.

Fig.1.22 Comportarea materialului la încărcări ciclice



- a – deformații elastice
- b – elastic shakedown
- c – plastic shakedown
- d – ratchetting

Ca și în cazul uzurii, factorii care guvernează comportamentul materialului roții la deformările plastice datorită tensiunilor la care este supus sunt:

- mărimea încărcărilor la care e supus materialul
- duritatea materialului
- starea de tensiune reziduală în material
- schimbările ce intervin în timpul contactului datorită uzurii și deformărilor plastice

Comportarea materialului din roată depinde de combinațiile dintre factorii enumerați mai sus.

Există, conf. [EKBERG - 24] câteva particularități ale oboselii materialelor din roată/șină, ce se disting de teoriile apariției oboselii din materiale, în alte domenii ingineresti.

Una din particularități se referă la faptul că pentru studiul apariției oboselii de rostogolire și contact concentratorul de tensiune ce generează inițierea de fisuri RCF nu este o creștătură geometrică ci este o valoare a tensiunii maxime ce se dezvoltă local la contactul roată/șină.

Tensiunea se dezvoltă datorită unor mecanisme complexe ce depind de detaliile geometrice ale roții și șinei (care vor determina pata de contact), aliniamentul setului de roți pe șină (ecartamentul, ampatamentul vehiculului, jocul dintre roată/șină), de caracteristicile suspensiilor vehiculului, de condițiile de funcționare a roții și șinei.

Tensiunile de contact se produc pe un domeniu de timp scurt, sunt intense, sunt tensiuni compresive mari și se produc ciclic. Aceste tensiuni sunt atât de mari încât la fiecare trecere a unei roți peste șină se produc degradări ireversibile prin mecanismul de uzură sau prin dezvoltarea fisurilor. Este de asemenea important de menționat că aceste încărcări se transmit mai departe grinzilor de susținere și fundațiilor, unde de asemenea vor produce degradări ce au nevoie de corecție și întreținere pentru a preîntâmpina agravarea degradărilor ce se produc la nivelul roată/șină.

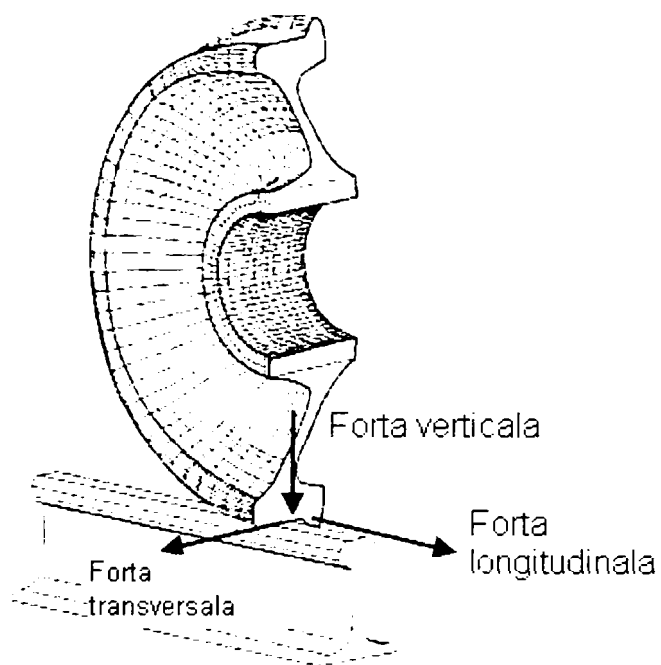
Tensiunile de contact extrem de mari concentrate pe pata de contact roată/șină, datorită încărcărilor, pot fi amplificate de solicitări laterale (la funcționarea defectuasă, sau la curbe datorită contactului flanșei roții cu șina) sau de solicitări longitudinale datorită tracțiunii, demarării sau frânării. În aceste circumstanțe inițierea fisurilor este de obicei inevitabilă.

Condițiile de contact care declanșează procesul de inițiere a fisurilor pot fi reprezentate conform [ENGINEERING - 110] prin o diagrama –figura 1.23 – diagrama de inițiere a fisurilor.

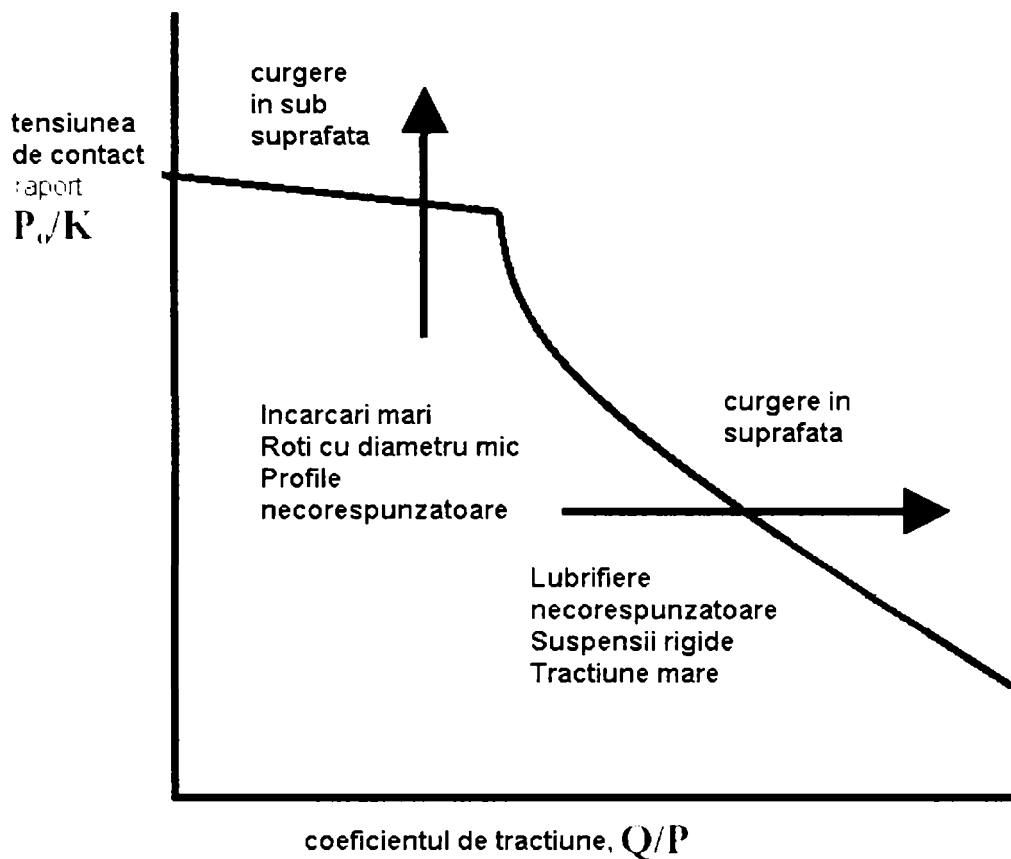
Se menționează conform [ENGINEERING - 110] că această diagramă poate fi folosită pentru evidențierea inițierii și propagării fisurilor doar la

suprafața roții și șinei și nu este aplicată pentru rezolvarea cazurilor de fisuri de mare adâncime.

Fig.1.23 Schema de încărcare la inițierea a fisurilor [ENGINEERING - 110]







Pentru diagrama de mai sus pe axa verticală este raportul dintre tensiunea de contact maximă și tensiunea de curgere a materialului șinei, pe axa orizontală este reprezentat raportul dintre suma vectorilor forțelor laterale și longitudinale ce acționează pe suprafața de contact supra încărcarea normală (verticală) a roții.

Cu cât crește mai mult coeficientul de tracțiune cu atât tensiunea de contact poate fi mai mică pentru inițierea curgerii plastice, și de aici inițierea fisurilor prin deformații plastice mari sau ratchetting.

Tensiunile de contact ce guvernează atât inițierea precum și creșterea fisurilor, diferă în detaliu de oboseala "obișnuită", conform [4], prin faptul că sunt tensiuni compresive, dar pot avea și componente de forfecare la trecerea încărcării pe suprafața de contact.

Tot conform [ENGINEERING - 110], cuantificarea efectelor tensiunilor de contact este foarte greu de făcut (imposibil) în experimentele de laborator.

Progrese minimale s-au făcut în ultima decadă, dar similitudinile cu condițiile actuale de funcționare a vehiculelor nu sunt concludente.

Teste pe scară mare în acest sens au fost făcute de către Nipon Steel cu costuri mari, dar cu rezultate practice minimale. Noi echipamente de testare au fost comisionate în Germania și Austria, dar rezultatele din aceste surse sunt încă așteptate.

O componentă majoră a informației ce lipsește, în vederea obținerii unor rezultate bune, se referă la câmpul de distribuție real al încărcării pe suprafața de contact și variația acestui câmp pe parcursul vieții de funcționare a roții și șinei.

O corelare bună a tonajului (greutății) și tipului de vehicul rulant pentru determinarea apariției fisurilor și propagarea în straturile superficiale ale suprafeței de rulare, conform [ENGINEERING - 110], pare a fi cheia pentru rezolvarea procesului descris mai sus. Este de asemenea notabil că anumite particularități din geometria roții/șinei pot sporii tensiunile și de aici aceste particularități pot fi considerate instrumente de apariție a fisurilor în anumite locuri pe suprafața de rulare.

Așa cum s-a arătat și în subcapitolele precedente degradarea roților respectiv șinei se face datorită a două fenomene: uzura și oboseala. Cuantificarea acțiunii simultane a acestor două fenomene, prin cercetări experimentale, de laborator și simulări numerice, ar permite luarea măsurilor necesare pentru evitarea degradării celor două componente.

Controlul tensiunilor de contact în așa măsură încât să se poată preziona momentul în care tensiunile vor produce fisurile este un obiectiv foarte important în analiza interacțiunii roată/șină.

Din cercetările efectuate până acum previzionarea cu exactitate a momentului și a locului unde se produc fisurile a fost imposibilă. Alt aspect ce trebuie luat în considerare, se referă la faptul că, chiar dacă atingerea unei tensiuni de contact presupune inițierea fisurării, în material există și o tensiune reziduală ce ar permite prelungirea efectivă a vieții de funcționare. Conform

[ENGINEERING - 110], valoarea tensiunii reziduale din materialul roții nu poate fi cunoscută cu exactitate.

## 1.6 Modele de calcul pentru oboseala de rostogolire și contact (RCF)

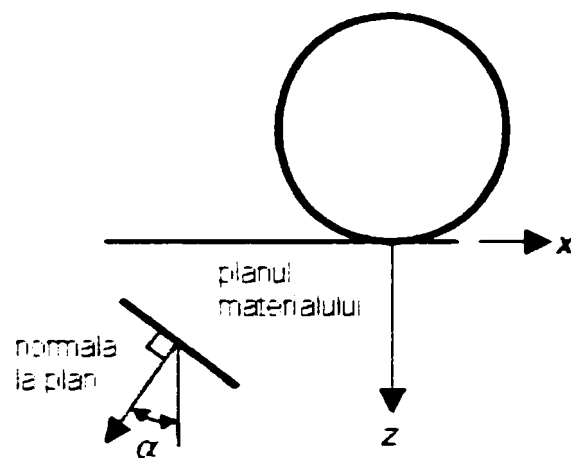
### *Conceptul planului critic*

În problemele de contact la rostogolire direcțiile tensorului tensiunilor principale și ale tensorului deformațiilor variază în timp. Ele se vor roti odată cu rotirea punctului de contact al materialului în care se aplică încărcarea. Totuși se poate defini un set de planuri potențial critice în care se pot localiza fisurile. În acest sens modelul de calcul trebuie să conțină un plan al zonei celei mai critice în care se va manifesta degradarea maximă la oboseală. Planul cu degradarea maximă se numește plan critic.

Teoriile planului critic [RINGSBERG - 79] explică de ce uneori fisurile se produc într-un plan perpendicular la suprafața de contact, iar de cele mai multe ori se produc într-un plan înclinat față de suprafața de contact. Pentru determinarea degradărilor modelele trebuie să includă de asemenea tensiunile normale și deformațiile normale la planul critic, precum și tensiuni și deformații de forfecare față de planul critic.

În figura 1.24 este reprezentat planul critic în care se produce fisurarea materialului cu o înclinare față de normala la planul de separație al celor două corpuri de unghi  $\alpha$ .

### 1.24 Orientarea planului critic de producere a fisurii



Determinarea planului de fisurare necesită o abordare sistematică care acoperă orice punct din material. Conform [RINGSBERG - 79] Ringsberg a dezvoltat un algoritm, codat apoi într-un program, ce determină planul critic folosind un parametru FP – parametru de oboseală (fatigue parameter) și tensorul tensiuni și deformației.

#### *Calculul degradării materialului pentru fenomenul de plastic shakedown*

Modelul de calcul pentru materialul supus la încărcări în etapa de plastic shakedown urmărește identificarea planului critic și în acest sens se calculează, conform [RINGSBERG - 79] parametrul de oboseală, cu ajutorul căruia se va putea determina degradarea maximă pentru această etapă de încărcare ciclică.

Ecuția de determinare a parametrului de oboseală FP, conform [RINGSBERG - 79] este:

$$FP = \langle \sigma^{\max} \rangle \frac{\Delta \varepsilon}{2} + J \Delta \tau \Delta \gamma \quad (1.20), \text{ unde:}$$

$$\langle \cdot \rangle - \text{reprezintă paranteza MacCauley}, \langle x \rangle = 0.5(|x| + x) \quad (1.21)$$

J – constantă de material, dependentă de încărcare și determinată experimental

$\sigma^{\max}$ ,  $\Delta\varepsilon$ ,  $\Delta\tau$ ,  $\Delta\gamma$  - tensiuni și deformații calculate în planul fisurilor.

Planul materialului în care se obține valoarea maximă a parametrului FP este considerat planul critic.

Viața de funcționare a materialului până la apariția fisurii în planul critic se poate calcula cu formula, conform [RINGSBERG - 79]

$$FP_{\max} = \left( \langle \sigma^{\max} \rangle \frac{\Delta\varepsilon}{2} + J\Delta\tau\Delta\gamma \right)_{\max} = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N'_f)^{2h} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N'_f)^{h+h_c}, \quad (1.22)$$

#### *Calculul degradării materialului pentru fenomenul de ratchetting*

Calculul degradării la ratchetting se face folosind un criteriu propus de Kapoor, conform [5]. Defectul de ratchetting se presupune că va avea loc atunci când deformația acumulată va depăși o anumită valoare critică  $\varepsilon_c$ . Această valoare critică este o constantă de material, reflectând ductilitatea materialului. După depășirea acestei valori se consideră că materialul își va pierde integritatea și aceasta poate fi o condiție de apariție a fisurilor.

Conform [RINGSBERG - 79], numărul ciclurilor de încărcare până la apariția fisurilor, provocate de ractchetting se pot calcula cu formula:

$$N_{f,rat} = \varepsilon_c / \Delta\varepsilon_r \quad (1.23), \text{ unde:}$$

$\Delta\varepsilon_r$  – deformația echivalentă datorată fenomenului de ratchetting, per ciclu de încărcare și se calculează conform [RCF-state of art]:

$$\Delta\varepsilon_r = \sqrt{(\Delta\tilde{\varepsilon})^2 + \left(\frac{\Delta\tilde{\gamma}}{\sqrt{3}}\right)^2}, \quad (1.24), \text{ unde:}$$

$\Delta\tilde{\varepsilon}, \Delta\tilde{\gamma}$  - sunt deformația normală și de rotație per ciclu de încărcare în planul critic.

*Calculul cumulării degradării în planul critic*

O regulă pentru calculul cumulării degradării în planul critic, pentru a determina viața de funcționare până la apariția fisurilor, este propusă de Ringsberg și Josefson, conform [RINGSBERG - 79].

Degradarea se calculează ciclu după ciclu, iar degradarea va crește liniar prin însumarea degradării unui ciclu la degradarea totală. Regula care se aplică este asemănătoare cu relația Palmgren-Miner (1.19), descrisă la subcapitolul 1.5.

Degradările care sunt luate în calcul sunt cele produse de plastic shakedown și ratchetting.

Conform [RINGSBERG - 79] degradarea pertinetă produsă de plastic shakedown pe ciclu se poate calcula:

$$\frac{dD_{PSD}}{dN} = \frac{1}{N_{f,PSD}} \quad (1.25), \text{ iar}$$

degradarea produsă de ratchetting, pe ciclu, conform aceleași surse se poate calcula cu formula:

$$\frac{dD_{rat}}{dN} = \frac{1}{N_{f,rat}} \quad (1.26)$$

Conform regulii Palmgren-Miner, degradarea va fi suma degradărilor din fiecare ciclu. Contribuția la degradarea totală depinde de tipul de mecanism după care se produce oboseala adică va contribui la degradarea totală fie degradarea datorită plastic shakedown, fie degradarea datorată ratchetting dintr-un ciclu.

Tot conform [RINGSBERG - 79] degradarea totală poate fi scrisă sub forma Palmgren-Miner:

$$D = \sum_{n=1}^{N_f} \max \left( \left( \frac{dD_{PSD}}{dN} \right)_n, \left( \frac{dD_{rat}}{dN} \right)_n \right) \quad (1.27)$$

Inițierea fisurilor se va produce în material când degradarea  $D=1$ .

Viața de funcționare, va fi conform aceleași reguli:

$$N = \min(N_{f, PSD}, N_{f, rat}) \quad (1.28), \text{ unde}$$

$N$  - numărul de cicluri până la apariția fisurilor

$N_{f, PSD}$  - numărul de cicluri până la apariția fisurilor datorită fenomenului de plastic shakedown

$N_{f, rat}$  - numărul de cicluri până la apariția fisurilor datorită fenomenului de ratchetting

O însumare liniară a degradărilor conduce de asemenea la regula Palmgren-Miner, conform relației:

$$1/N = 1/N_{f, PSD} + 1/N_{f, rat} \quad (1.29).$$

#### *Modelul de calcul pentru uzură*

După cum s-a arătat în capitolele anterioare materialele componentelor supuse la contacte de rostogolire și alunecare se degradează datorită a două mecanisme: uzura - prin care materialul se pierde progresiv datorită desprinderilor particulelor de material; și prin oboseala de contact când în material se produc fisuri ce cauzează desprinderi masive din componente.

Pentru calculul uzurii modelului se consideră două teorii de apariție a fisurilor ce vor da naștere desprinderii particulelor de material.

Modelul de calcul a lui Suh, conform [ENGINEERING - 110] sugerează că fisurile iau naștere sub suprafața de contact, producând delaminare. În general fisurile iau naștere la suprafața și se propagă producând reziduri laminare de uzură. Pentru producerea uzurii este necesară fracturarea materialului.

Alunecarea repetată dintre cele două componente precum și contactul repetat dintre asperitățile materialului este considerat ca un proces de oboseală a materialului, ce va produce ruperea materialului obținându-se rezidurile de uzură.

Conform [RINGSBERG - 78] Oxley și echipa de cercetare au realizat un model compus din două componente unul rigid cu asperități dure ce va deforma celălalt corp , mai moale, cu care este în contact. Corpul deformabil are suprafața de contact rigidă și perfect plastică.

În urma aplicării încărcării se vor obține deformații plastice ciclice, datorită compresiunii dintre cele două corpuri  $\Delta\varepsilon_{xx}^p$  și o deformație unidirecțională datorită forfecării  $\Delta\varepsilon_{zx}^p$  . Numărul ciclurilor până la apariția forfecării  $N_f$ , se calculează în funcție de deformațiile plastice ce apar utilizând o ecuație propusă de Coffin-Manson (1.30), conform [RINGSBERG - 78], pentru apariția oboselii în material.

$$\left(\frac{\Delta\varepsilon_f}{2}\right) N_f^n = C \quad (1.30)$$

Unde:  $n$  – exponentul oboselii și în general are valoarea 1/2, conform [78]

$C$  – ductilitatea materialului, stabilită experimental pentru cazul când oboseala se produce, adică apar particule de uzură.

După cum se vede teoria de calcul pentru producerea uzurii se bazează pe teoria apariției oboselii în material, iar relația de calcul pentru uzură este asemănătoare cu relațiile de calcul la apariția fenomenului de plastic shakedown și ratchetting.

## 1.7 Modalități experimentale de evidențiere a degradărilor apărute la contactul roată/șină

Înțelegerea și aprecierea condițiilor în care se realizează contactul dintre roată/șină sunt importante pentru prevenirea și controlul uzurii și a oboselii de rulare, principalii factori ai degradării roților și șinei.

După cum s-au descris în subcapitolele anterioare , defectele roților și șinei apar datorită încărcărilor ciclice de pe roți, care determină formarea și propagarea fisurilor în materialul șinei și roților, afectând astfel integritatea



siguranței funcționării vehiculelor rulante, precum și aducând însemnate pagube financiare. Pentru evitarea acestor situații, pe plan internațional, se finanțează studii de cercetare pentru evidențierea stării căilor de rulare (șină și roți) de câteva decenii, în special de către administrațiile căilor ferate.

Un astfel de program de cercetare a fost dezvoltat de către Voolpe Center pentru Federal Railroad Administration (Anglia). Obiectivul principal al cercetării este de a îmbunătăți siguranța funcționării, prin reducerea defectiunilor ce pot să apară pe căile de rulare, reducerea riscului apariției deraierilor, reducerea costurilor economice, dezvoltarea de tehnici pentru producerea și întreținerea căilor de rulare, în vederea prelungirii vieții de funcționare. Abordarea studiului de cercetare se face prin aplicarea principiilor mecanice privind apariția oboselii în materiale.

Căile de rulare au fost inspectate vizual pentru determinarea defectelor începând cu anii 1930. Între timp datorită faptului că tendința exploatarei vehiculelor rulante a fost de creștere a traficului și de creștere a încărcărilor transportate a fost necesar dezvoltarea unor strategii de inspecție.

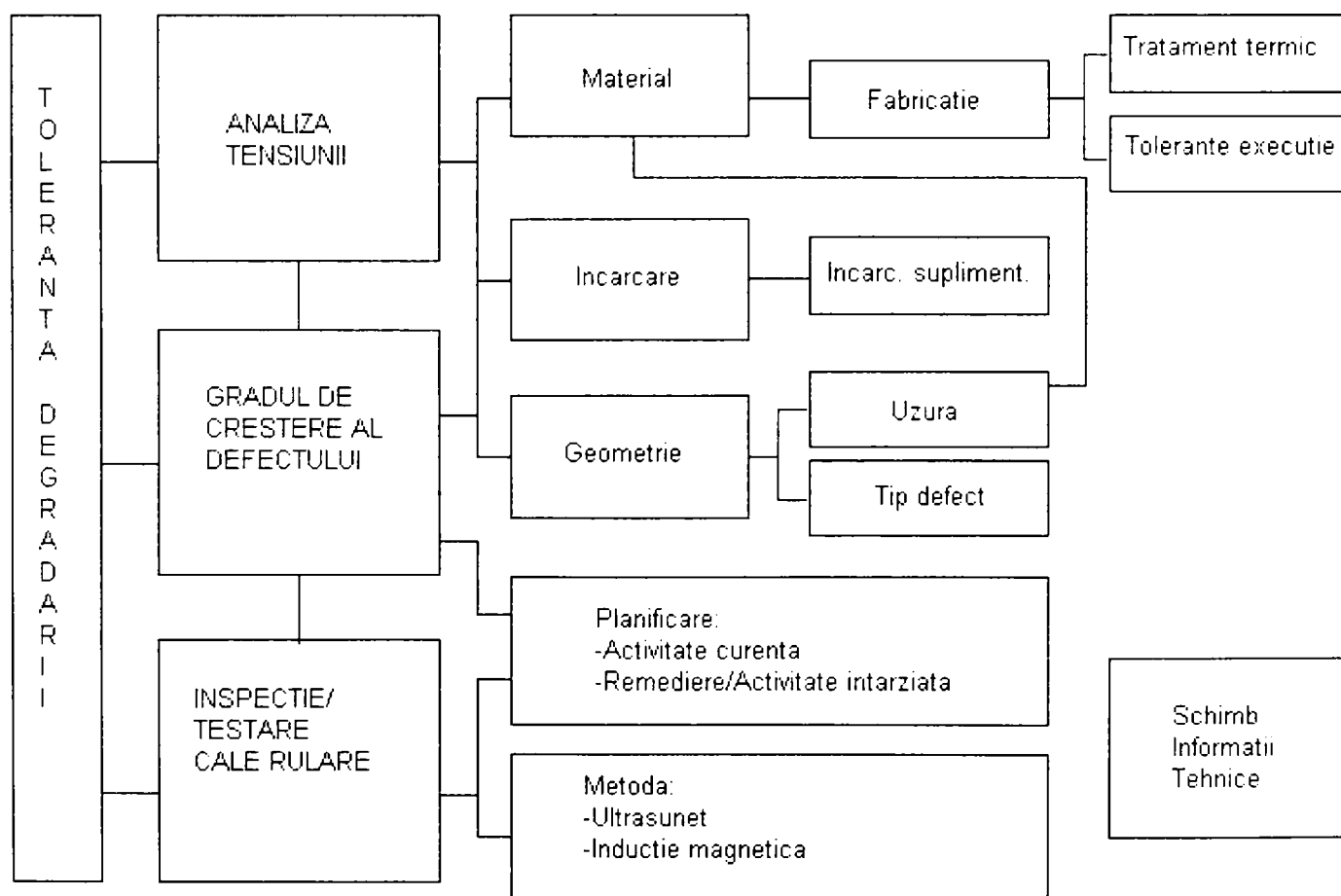
Cercetările privind integritatea căii de rulare se bazează pe teoria adoptată de către US Air Force, iar acum, adoptată de către toate companiile producătoare de avioane civile, teorie conform căreia există un câmp de toleranță pentru degradări. Astfel se presupune că fisurile există în căile de rulare, fie produse în timpul procesului de fabricație a componentelor, sau fie datorită procesului de instaurare a oboselii în material, dar se poate stabili o limită critică până la care ele nu vor produce pagube. Analizele și testele care se aplica periodic sunt pentru identificarea și aprecierea acestor fisuri existente, astfel încât ele să nu devină suficient de mari pentru producerea defectelor structurale.

Pentru cazul vehiculelor rulante toleranța degradării se referă la capacitatea șinei și roții de a rezista în funcționare în condițiile apariției defectului. Aceasta înseamnă ca o roată sau șină ce conține o fisură este mai puțin rezistentă, iar rezistența sa, va descrește odată cu creșterea

defectului până când tensiunea dezvoltată va depăși rezistența materialului și se va produce ruperea. Atunci se spune că defectul a atins valoarea critică. Prin determinarea gradului de creștere a defectului și a valorii critice se poate stabili frecvența inspecțiilor căii de rulare pentru a preîntâmpina avariile.

În figura 1.25 este redată o schemă pentru identificarea elementelor necesare în stabilirea toleranței degradărilor, stabilită de Volpe National Transportation.

Fig. 1.25 Elementele de abordare pentru determinarea toleranței degradărilor căilor de rulare



La modul general pentru stabilirea toleranței degradării se folosesc trei elemente principale: analiza tensiunii, analiza creșterii defectului, și inspecția defectului.

Analiza tensiunii și creșterea defectului depinde de material, încărcări și geometrie. Pentru o analiză corectă a comportării materialului supus

încărcării trebuie luate în considerare și efectele tensiunilor care s-au indus în material datorită fabricației și tratamentelor termice. Conform [HARRISON - 41] tocmai aceste procese de fabricație au o mare influență asupra dezvoltării defectelor în material. Încărcările sunt influențate de structura (amplasamentul, ecartamentul) și încărcările suplimentare ale vehiculului rutier (greutate proprie), factori ce influențează punctele de aplicare ale forțelor și momentelor. Factorii ce influențează geometria sunt profilul căilor de rulare, (afectând astfel în secțiune momentele de inerție, centrițele).

Pentru controlul integrității căilor de rulare se folosesc echipamente specializate. Procesul de testare conform [HARRISON - 41] este validat dar încă este în curs de optimizare în vederea depistării defectelor ascunse ce rămân în calea de rulare. În principiu frecvența testelor se face în funcție de gradul de creștere al defectelor, dar în practică planificarea testelor se face și pe considerente financiare.

O parte a studiului de cercetare privind optimizarea testelor se referă la stabilirea corectă a frecvenței testelor pentru menținerea unui cost scăzut, dar în același timp menținând siguranța în funcționare.

Metodele de testare primară a integrității componentelor sunt prin ultrasunete și prin inducție magnetică, dar cercetările efectuate de institute din Anglia, SUA, Suedia elaborează și alte strategii cum ar fi utilizarea de traductoare acustice electromagnetice.

#### *Analiza defectelor din roata de rulare*

Defectele din roata de rulare ce trebuiesc identificate se pot cataloga în :

- defecte standard: alunecări, determinarea căii de rulare defectuase, pe suprafața de rostogolire a roții, fisuri și despicări
- defecte ce se formează în timp: ovalizarea roții, defecte de subsuprafață, cedarea materialului roții până la scoaterea din uz, datorită fisurilor

Sistemele de urmărire a integrității roților trebuie să determine defectele multiple ce pot apărea în aceeași roată și să asigure clasificări separate, graduale, precum și identificarea poziției defectelor.

Conform [HARRISON - 41] în materialul constitutiv al celor două componente în contact, roată/șină apar fracturi atunci când tensiunile de tracțiune longitudinale depășesc o valoare critică. Datorită acestui fenomen fisurile existente în material vor crește pe neașteptate.

Pe parcursul funcționării, conform aceleași surse [HARRISON - 41] roțile și căile de rulare sunt supuse tensiunilor longitudinale din patru surse:

- tensiuni termale induse de tendințele componentelor de rulare de a se dilata (sau contracta) la temperaturi mari respectiv mici
- tensiuni rezultate în urma îndoirii, atunci când datorită încărcărilor pe roți și datorită ampatamentului mare al roților, întregul sistem se comportă ca o grindă sprijinită în două reazeme.
- tensiuni reziduale, rezultate în urma fabricației componentelor de rulare
- tensiuni locale de contact roată/șină

Ruperea roții (sau șinei) intervine atunci când o fisură pre-existentă în material va crește rapid iar valoarea tensiunii longitudinale provenită din sursele de mai sus depășește o valoare critică.

Conform [HARRISON - 41] se folosesc în mod curent următoarele metode de detectare a defecțiunilor:

*Tehnologii cu ultrasunete:*

Testele cu ultrasunete utilizează unde de sunet pentru detectarea defectelor din material și pentru măsurarea proprietăților materialului. Cel mai utilizat test cu ultrasunete este cel în care sunetele sunt introduse într-un obiect de test și reflexia sunetelor (ecoul) sunt percepute de un receptor.

Tehnicile de contact ultrasonic, folosite în mod curent pentru inspectarea căilor de rulare în funcționare, obțin rezultate satisfăcătoare în ceea ce privește detectarea defectelor. Totuși aceste tehnici sunt limitate de viteza de deplasare și de cuplarea traductorului pe șină. Pentru evitarea

acestei probleme se pot folosi diferite tipuri de traductoare (electromagnetice, laser) din industria militară. Totuși aceste tehnici, conform [HARRISON - 41] nu vor oferi o îmbunătățire semnificativă a sensibilității în ceea ce privește mărimea defectului și poziției.

Cea mai buna abordare în depistarea defectelor cu ajutorul tehnologiilor cu ultrasunete este aceea prin care se urmărește și identificarea tipului de defect.

Se poate concluziona că tehnologiile cu ultrasunete în detectarea defectelor căilor de rulare oferă informații bune chiar și despre defectele de dimensiuni mici și se folosesc în special pentru vehiculele rulante ce se deplasează cu viteze reduse.

#### *Tehnologii electromagnetice*

Tehnologiile electromagnetice pentru detectarea defectelor din căile de rulare se bazează pe faptul că existența acestor defecte vor disturba câmpul magnetic, curenții electrici sau unedele electromagnetice, ce există în prezența unei căi de rulare intacte.

Conform [HARRISON - 41] există trei tehnici principale:

- testul cu curenți turbionari
- pierderea de flux magnetic
- microunde

#### *Metode magnetice*

Echipamentele pentru detecția anomaliilor din calea de rulare folosește principiul conform căruia materialul magnetic disturbă liniile de forță magnetică a pământului. Pe acest principu se arată în [HARRISON - 41] că se pot detecta zonele cu defecțiuni din roți sau șinele de rulare, zone în care câmpul magnetic diferă de câmpul magnetic al unei roți sau șine "perfecte", fără defecțiuni.

Conform aceleași surse cele mai eficiente detectări cu această metodă sunt cele aflate în apropierea suprafeței de rulare. Rezultatele

experimentelor obținute cu această metodă indică faptul că este o tehnică de investigare bună în determinarea defectelor din șină/roata de rulare.

#### *Radiografia*

În comparație cu celelalte metode nedistructive de determinare a defectelor, radiografia are patru avantaje mari:

- posibilitatea de detectare a curgerilor interne în material
- posibilitatea de a detecta variații importante de compoziție
- nerealizarea contactului
- înregistrări permanente a datelor inspecției

Dezavantajul folosirii acestei metode se referă la faptul că necesită zone de testare restrictive și de siguranța împotriva iradierii.

Metodele de iradiere sunt cu raze  $\gamma$  (gama) și raze X.

#### *Metode acustice*

Denumirea de "emisii acustice" este o denumire comună pentru monitorizarea emisiilor undelor generate de tensiunile din material. Benzi de energie sunt eliberate atunci când un defect crește. Această energie se propagă prin material și generează dislocări planare de suprafață, ce pot fi detectate și convertite în tensiuni electrice cu ajutorul unui traductor piezoelectric.

Altă metodă acustică este cea de pulsații acustice", iar tehnica de testare derivă din cea descrisă mai sus la emisii acustice. Această metodă se bazează pe premisa conform căreia un semnal acustic reproductibil este injectat într-un material sau o structură într-un punct specificat, atunci semnalul receptat într-un alt punct fix rămâne constant atât timp cât calea dintre cele două puncte rămâne aceeași, nemodificată. Dacă între cele două puncte apare un defect sau un defect existent începe să crească, semnalul receptat se va altera.

Există o similitudine între această metodă și cea cu ultrasunete ghidate.

#### *Unde ghidate*

Inspecțiile ultrasonice presupun utilizarea undelor atât longitudinal cât și transversal. Orice perturbare în propagarea lor presupune existența unor defecte. Această metodă oferă o mare rezoluție în depistarea defectelor mici, dar dezavantajul metodei constă în faptul că este investigat doar materialul din apropierea traductorului. În general investigațiile de detectare a defectelor nedistructive sunt costisitoare și se desfășoară pe perioade de timp mari.

În contrast undele ghidate ultrasonice se propagă paralel cu suprafața materialului. Ca și în metodele descrise mai sus orice perturbare în transmisia undelor indică prezența unui defect. Urmează apoi o inspecție mai amănunțită a defectului depistat cu unde ghidate.

Această metodă este foarte potrivită pentru inspecția rapidă a căilor de rulare.

Conform [HARRISON - 41] cu o singură metodă nedistructivă nu se pot detecta toate defectele ce apar în roată sau șină, și de aceea se previzionează combinații ale tehnologiilor descrise mai sus pentru obținerea unui rezultat sigur în ceea ce privește depistarea defectelor.

Un test investigare nondistructiv, bazat pe proprietățile feromagnetice ale materialelor, proprietăți ce sunt sensibile la tensiunile interne din material este descris mai jos. O metodologie de monitorizare a tensiunilor din șină, cu ajutorul unui sistem bazat pe proprietățile magnetice, anisotropice și de permeabilitate a materialelor este descrisă mai jos, conform [BUTTLE - 10]

*Informații privind utilizarea sistemului MAPS (Magnetic Anisotropy and Permeability System)*

- Metoda MAPS, datorită faptului că încorporează mai multe tehnici într-un singur sistem, permite determinarea nivelului de tensiuni (longitudinale și transversale) în materiale industriale.

- Poate determina schimbările microstructurale din material și poate face corecții pentru înlăturarea efectelor produse de calitatea proastă a suprafeței sau datorită influenței geometriei modelului.

- Pentru cercetările experimentale sistemul MAPS este calibrat la nivelul tensiunilor cunoscute, cărora li se aplică formule teoretice pentru interpolare
- Este un sistem portabil și asigură determinarea tensiunii din materialul modelului pe o adâncime controlabilă de 0.5 – 5 mm.

*Informații privind tensiunile reziduale din căile de rulare*

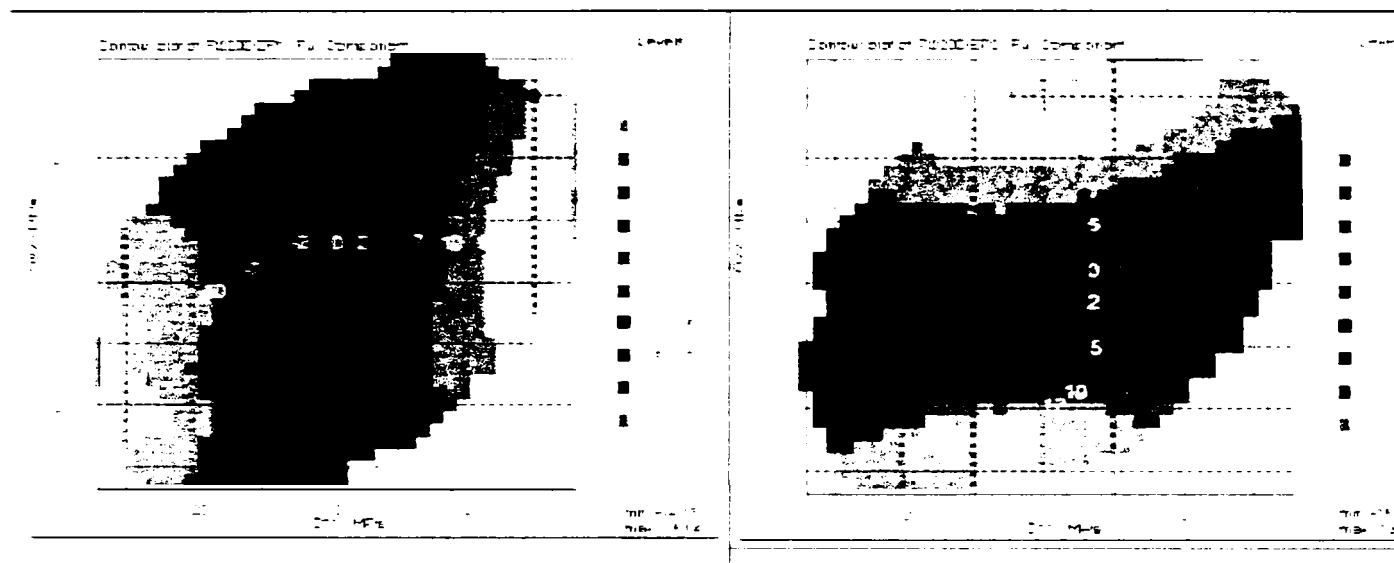
- Nivelul tensiunilor din căile de rulare este variabil așa încât nu se pot preconiza anumite nivele
- Tensiunile din șinele neîndreptate sunt relativ mici. Procesul de roluire pentru îndreptarea șinelor induce o tensiune suplimentară de 100 – 300MPa.
- Tensiunile sunt de tracțiune în zona capului (ciuperca) și piciorul șinei și tensiuni de compresiune în zona intermediară
- Tensiunile din zona capului cresc rapid, odată ce șina este supusă traficului (încărcărilor). Un strat de 5-10mm din zona capului, în aceste condiții va deveni supus la tensiuni compresive mari.

*Calibrarea MAPS și analiza tensiunilor din materialul șinei*

- Modelul este prelucrat și apoi supus unei operații de șablare pentru înlăturarea eventualelor degradări de pe suprafață, apoi este supus incremental unor sarcini.
- Calibrarea se realizează în doua stadii: experimental și teoretic. Pentru calibrarea experimentală se folosește modelul descris mai sus, și căruia i se evaluează parametri magnetici și nivelul tensiunilor la care a fost supus cu un model termodinamic teoretic. Acuratețea metodei este de  $\pm 40$ MPa, conform [10]. În figura 1.26 sunt redate exemple de rezultate planare, obținute prin această metodă, pentru doi din cei nouă parametri de tensiuni studiați.



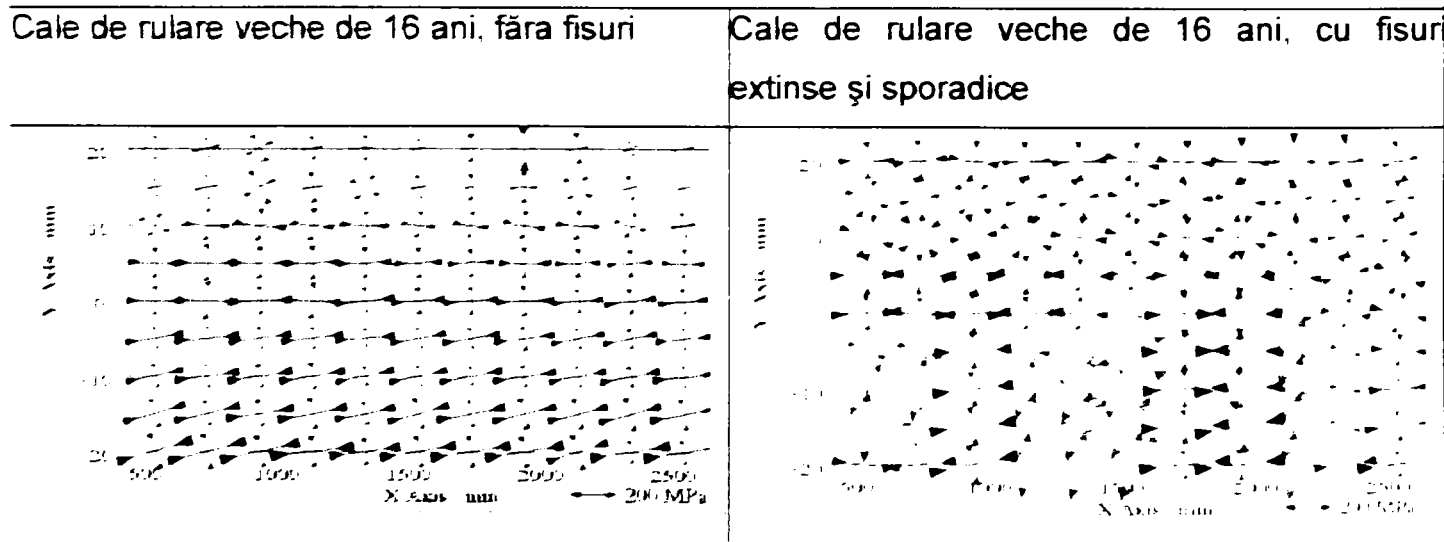
Fig.1.26 Exemple de măsurători planare ale tensiunilor[BUTTLE - 10]



*Măsurarea tensiunii longitudinale și transversale în căile de rulare*

Alte tipuri de rezultate ce se pot obține folosind metoda MAPS, sunt prezentate în figura 1.27, și reprezintă distribuția tensiunilor biaxiale (longitudinală și transversală) în diferite modele analizate, pe suprafața căii de rulare.

Fig. 1.27 Distribuția tensiunii planare în model, prin metoda MAPS [BUTTLE - 10]

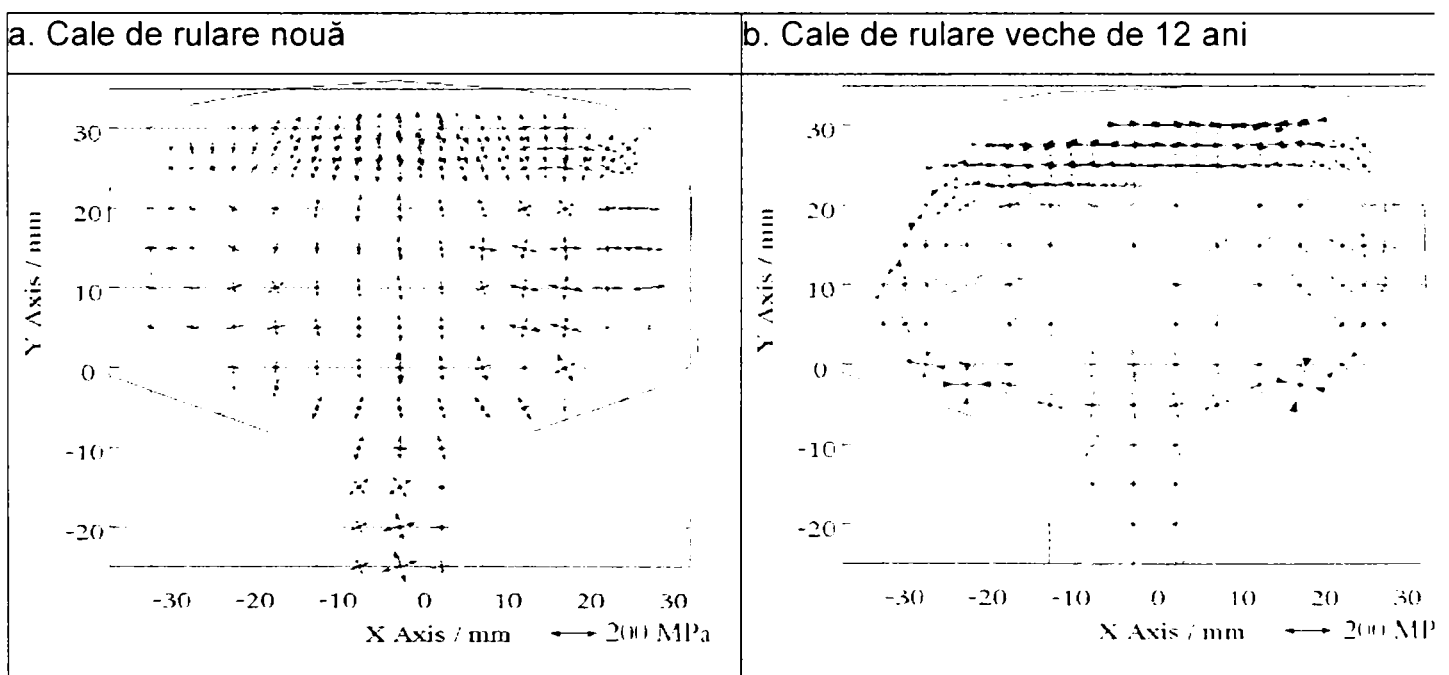


*Măsurarea tensiunii biaxiale în secțiunea căii de rulare*

Metoda MAPS permite măsurarea tensiunii în secțiunea modelului. Măsurătorile magnetice sunt convertite în tensiuni biaxiale permițându-se realizarea hațurilor din figura 1.26. Reprezentarea tensiunii se face prin o săgeată cu două capete.

Fig.1.28 Distribuția tensiunilor în secțiunea căii de rulare [BUTTLE -

10]



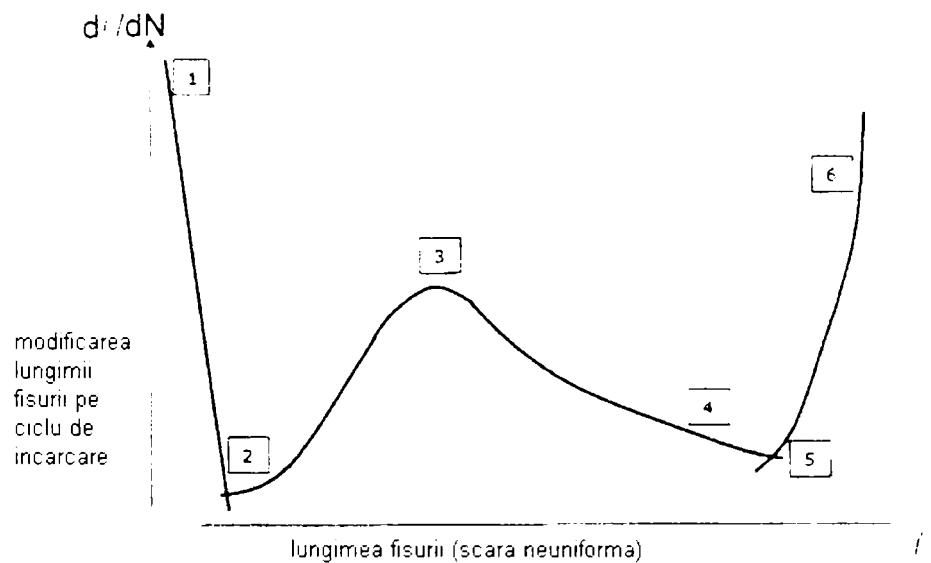
În figura 1.28.a calea de rulare este nouă. În figura 1.28.b, calea de rulare a fost în funcțiune 12 ani. Acest exemplu ilustrează dezvoltarea unui strat compresiv de aproximativ 100-200MPa, în zona din apropierea suprafeței de rulare.

*Metoda MAPS pentru previzionarea apariției și creșterii fisurilor*

Conform aceleași surse [10] echipamentele MAPS permit asocierea datelor colectate cu apariția și dezvoltarea fisurilor. Se crede că această tehnologie de inspecție va îmbunătăți menținerea integrității căilor de rulare.

În figura 1.29 este redat schematic modificarea gradului de propagare a fisurii în funcție de lungimea fisurii.

Fig.1.29 Gradul de propagare a fisurii funcție de creșterea fisurii [24]



Zona 1 – inițierea – inițierea fisurii în zona din apropierea suprafeței de rulare (lungimea fisurii de inițierea aproximativ  $200\mu\text{m}$ ).

Zona 2 – propagarea primară (de început) a fisurii. Datorită încărcărilor verticale materialul este supus ciclurilor de oboseală, iar tensiunile reziduale, verticale, de tracțiune favorizează creșterea ușoară a fisurii în zona superficială a materialului, la un unghi mic.

Zona 3 – propagarea de mijloc a fisurii. Vârful de încărcare Hertzian este la 2-3 mm sub suprafața de rulare, cauzând accelerarea fisurării datorită obosealii.

Zona 4 – propagarea târzie, la unghi mic a fisurii. Datorită tensiunilor longitudinale și transversale reziduale de compresiune se împiedică propagarea abruptă a fisurii, vârful de încărcare Hertzian începe să descrească în adâncimea materialului și fisura continua să crească lent, odată cu creșterea stării de oboseală a materialului.

Zona 5 – despicarea (ramnificarea) fisurii. Modificarea mărimii tensiunilor reziduale transversale și longitudinale, în adâncime, sub stratul compresiv va determina propagarea fisurii la un unghi abrupt, dar se continuă și propagarea la un unghi superficial al fisurii, și în acest moment se produce ramnificarea fisurii în material.

Zona 6 – propagarea abruptă, accelerată, a fisurii. Datorită creșterii tensiunilor împreună cu încărcarea Hertziană se produce propagarea rapidă a fisurii.

## **1.8 Rezultate și concluzii privind stadiul actual al cercetărilor degradărilor roată/șină**

Contactul de rostogolire continuă să fie un subiect de viu interes din diferite perspective ingineresti: mecanică, deformări plastice, analiză numerică, metode experimentale.

În acest sens s-au dezvoltat / validat (procesul este în desfășurare și de actualitate) diferite unelte, în programele de cercetare din diverse instituții internaționale pentru analiza și previzionarea degradărilor roată/șină.

S-au utilizat principii teoretice și teorii extinse referitoare la fracturarea materialelor, pentru calculul apariției și propagării fisurilor de la mărimea minimă detectabilă până la mărimea critică ce produce ruperea materialului la următoarea încărcare, precum și pentru determinarea și previzionarea uzurii materialelor.

S-au folosit tehnici avansate de modelare cu element finit pentru calculul tensiunilor reziduale, apărute în urma fabricării produselor și în urma aplicărilor de încărcări repetate.

S-au folosit tehnici convenționale de cercetare cu element finit pentru previzionarea apariției defectelor în roată/șină.

În urma cercetărilor experimentale disc pe disc, conform [9] se pot trage următoarele concluzii, necesare realizării unei unelte de simulare a degradărilor roților de rulare:

- tensiunile tangențiale în contactul de rostogolire/alunecare pe un material liniar elastic pot fi calculate fără coeficienți speciali
- coeficientul de fricțiune e afectat de zona de adeziune, datorită fluajului și încărcărilor și probabil efectelor de plasticitate

Simularea analizei interacțiunilor roată/șină de până acum au fost făcute în special pentru cazul roților și șinelor de tren. Aceste analize s-au concentrat pe cazuri speciale, cele mai critice, ale poziționării roții de tren față de șină (când flanșa roții freacă partea laterală a șinei), precum și asupra proiectării profilului optim roată/șină tot pentru cazul trenurilor.

Lucrarea de față tratează exclusiv cazul roților de rulare a podurilor rulante. Podurile rulante sunt vehicule cu structuri caracteristice față de trenuri. De asemenea condițiile de exploatare a podurilor rulante sunt complet diferite de exploatarea trenurilor. Aceste diferențe sunt esențiale în realizarea unei unelte de simulare a interacțiunii roată/șină și se referă la:

- profil roată/șină diferit - raza de curbura a roții este mică sau egală cu zero
- calea de rulare este dreaptă, nu sunt necesare analize a deplasării vehiculului în curbe
- demarări și opriri dese
- viteze de operare reduse
- distanțe mari între șine, înclinarea către centru a încărcării
- încărcări mari pe roți

Pachetele de simulare prezentate mai sus se pot aplica și analizei roților podurilor rulante, dar ele nu reproduc condițiile de funcționare și profilul roată/șină pentru poduri, deci nici rezultatele obținute nu vor fi calitative.

Lucrarea de față tratează simularea degradării roților de rulare a podurilor rulante cu ajutorul metodei FEA.

Principalele rezultate a metodei create sunt după cum urmează:

- modificarea ușoară a geometriei roată/șină
- spre deosebire de programul Contact, sau programele prezentate mai sus, ce folosesc metoda BEM, sau spre deosebire de modelul de calcul analitic Hertzian, metoda creată nu necesită utilizarea modelului elasto-plastic, liniar
- impunerea situațiilor de contact prin specificarea vitezei de deplasare, a coeficientului de fricțiune, și a încărcărilor. Posibilitatea determinării valorilor tensiunilor reziduale din roată, datorită prelucrării și tratamentelor termice aplicate
- obținerea informațiilor referitoare la starea de tensionare în roată, a deformațiilor roții, calculul uzurii după modele de uzura (Archard sau Usui)
- validarea rezultatelor prin folosirea unei alte metode FEM (ANSYS) de calcul a tensiunilor și prin calcul analitic

## Cap. 2 Obiectiv și abordare

### 2.1 Obiectiv

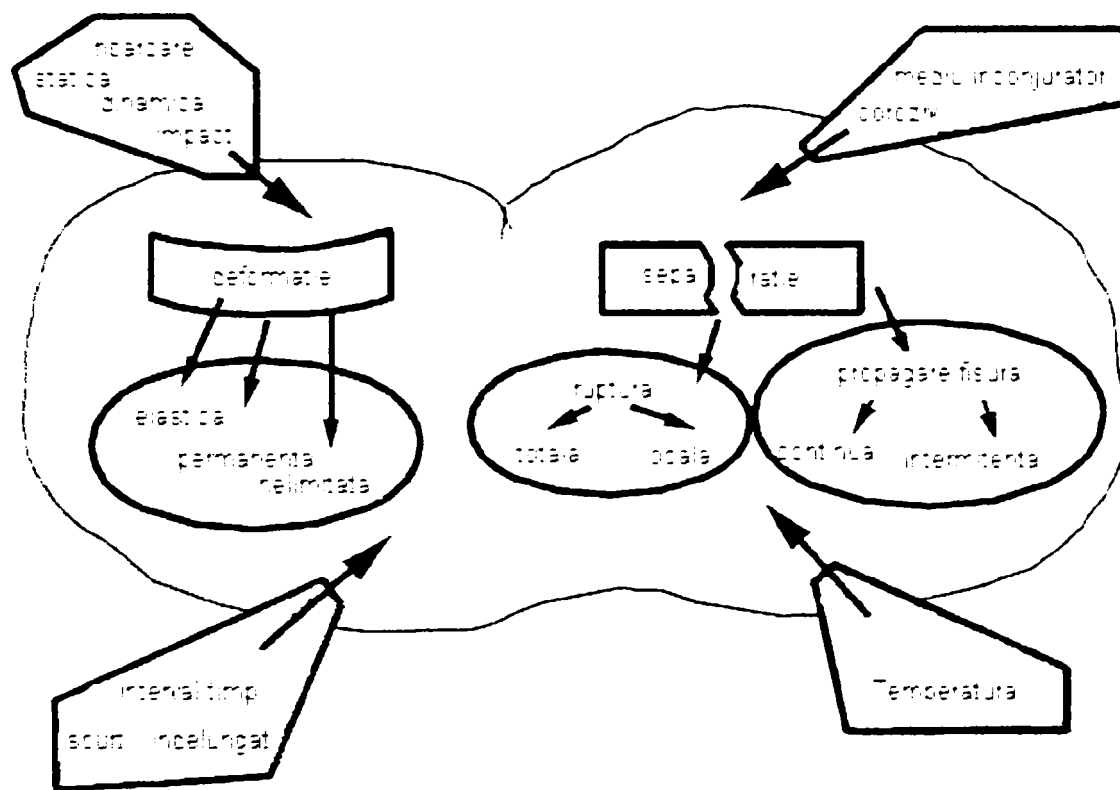
Obiectivul acestui studiu a fost de identificare a unei metodologii de previzionare a degradării ireversibile care se produce în urma contactului roată de rulare - cale de rulare (șina), utilizând metoda elementului finit, FEM.

După cum s-a prezentat în capitolul anterior, studiile actuale certifică faptul că degradarea roților de rulare în contact cu șina de ruare se face conform mecanismului și datorită factorilor de influență reprezentați în figura de mai jos (2.1)

Datorită mecanismelor complexe de uzură, respectiv datorită oboselii de contact, ce are drept consecință apariția și propagarea fisurilor în materialul roții, cercetările autorului s-au axat pe modelele numerice de estimare a uzurii și de estimare a tensiunilor din roată –(consecința fiind inițierea și propagarea fisurilor), pe care le pun la dispoziție programele actuale de FEA.

Mai mult autorul a încercat dezvoltarea unei aplicații, cu scopul de a defini condițiile fidele de exploatare, caracteristicile tehnice și geometrice ale celor două componente ce sunt în contact, alegerea modelului de calcul a uzurii. Rezultatul tuturor acestor informații se concretizează într-o bază de date, care poate fi exportată către orice solver din o aplicație FEA.

Fig. 2.1 Mecanismul și factorii de influență în procesul de degradare a roților de rulare



Aplicația dezvoltată nu se limitează doar la calculul deformațiilor din roată și a stării de tensiune din roată, ci sunt luate în considerare și previzionarea uzurii roții în urma contactului roții cu șina, în condițiile de funcționare reale, precum și urmărirea influenței temperaturii asupra celor două componente în contact.

Algoritmul de cercetare privind degradarea roții de rulare în urma interacțiunii cu șina este conform schemei din figura 2.2





- temperatura indusă în timpul procesului de funcționare în urma interacțiunii dintre roată și șină

Modelul și schema de simulare trebuie să fie valabile în cazul modificării oricăror din factorii enumerați mai sus.

Pe baza schemei de simulare (fig.2.1) construită pentru analiza deformațiilor plastice a roții de rulare se poate previziona și uzura roții (și a șinei), calculată pe baza a două modele de uzură:

Legea lui Archard de uzură, prin abraziune, exprimată sub forma:

$$Z_{AB} = \int K \frac{p^a v^b}{H^c} dt \quad (2.1), \text{ unde:}$$

$Z_{AB}$  – adâncimea uzurii (prin abraziune)

$p$  – presiunea de contact dintre cele două componente

$v$  – viteza de alunecare

$H$  – duritatea materialului (constantă sau funcție de timp)

$dt$  – incrementul de timp

$a, b, c, K$  – coeficienți determinați experimental ( $a=b=1, c=2, K=0.02$ ).

Modelul de uzură Usui (propus în 1978) pentru uzura prin propagarea fisurilor:

$$w = \int apV e^{-bt} dt \quad (2.2), \text{ unde}$$

$w$  – adâncimea uzurii

$P$  – presiunea de contact

$V$  – viteza de alunecare

$T$  – temperatura de contact dintre cele două componente

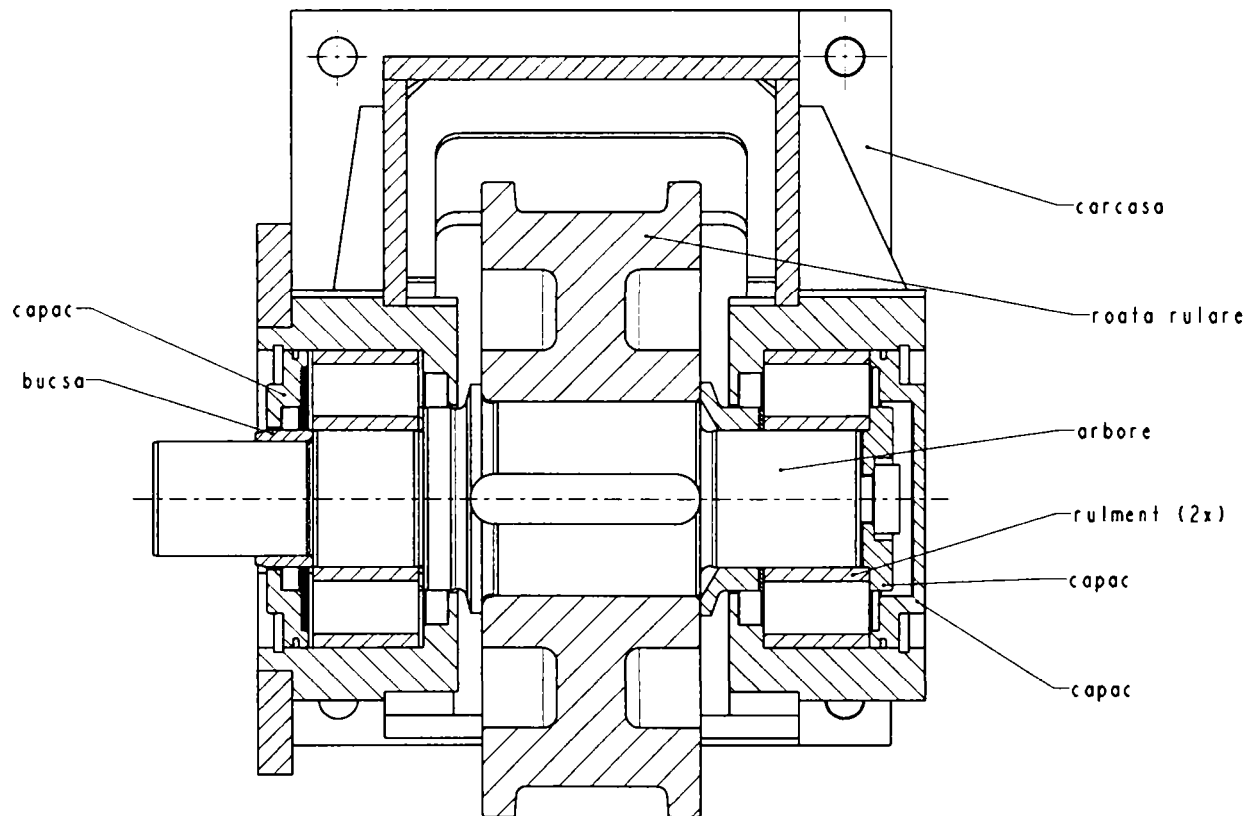
$Dt$  – incrementul de timp

$A, b$  – coeficienți stabiliți experimental ( $a=0.00001, b=865$ )

## 2.2 Abordare

Ansamblul de roată de rulare analizat, este redat în figura 2.3 de mai jos. Roata este montată rigid pe un ax (ce este antrenat prin un cuplaj elastic de grupul de antrenare motor-reductor).

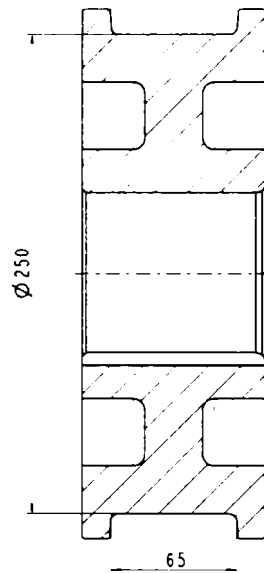
Fig. 2.3 Ansamblu roată de rulare



Modelul de simulare construit pentru predictabilitatea degradării analizează deformarea plastică a unei roți de rulare de diametru 250mm și lățimea de rulare de 60mm, la contactul cu șină pătrată, plană și bombată.

Geometria roții este redată în figura 2.4

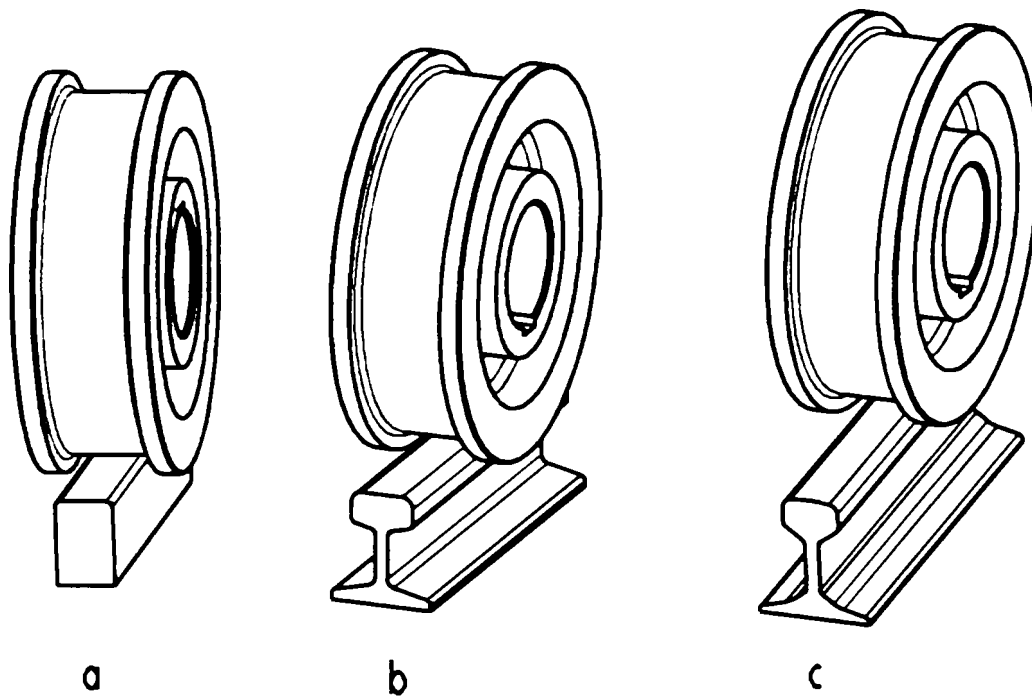
Fig. 2.4 Geometria roții de rulare  $\varnothing 250\text{mm}$ ,  $b=65\text{mm}$ .



În figura 2.5 a,b,c sunt redate cele trei tipuri de interacțiune de contact dintre roată și șină.

- a - contact roată – șină pătrată
- b - contact roată – șină plană
- c - contact roată – șină bombată

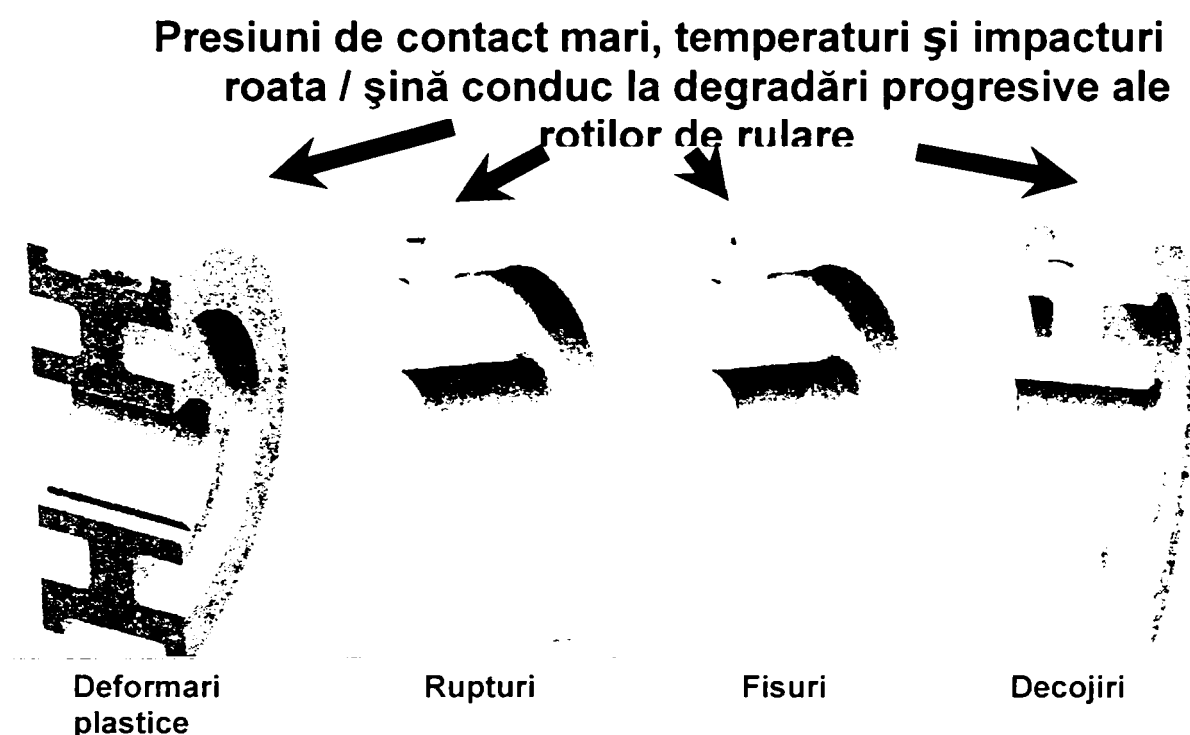
Fig. 2.5 Modelul roată - șină



Degradarea roții de rulare la contactul cu șina se produce prin mecanisme cum ar fi apariția fisurilor în material, deformărilor plastice și uzură.

În figura 2.6 sunt reprezentate tipurile de degradări ce se pot induce în roată:

**Fig. 2.6 Degradarea roților de rulare**



Consecințele acestor defecte sunt:

Financiare - reducerea timpului de exploatare a roții.

Protecția muncii - cel mai important aspect în necesitatea estimării degradării roții se referă la siguranța în exploatare a utilajului

Mediul de lucru - impact asupra zgomotului în exploatare.

Pentru o înțelegere bună a acestor mecanisme de degradare este necesară cunoașterea în detaliu a interacțiunii fizice între roată și șină.

Prin studiul de față, utilizând un program FEM dedicat analizei deformării plastice a materialului, apariției și dezvoltării fisurilor în material, precum și calculului uzurii s-a dezvoltat un instrument ce permite construcția unui model cvasi-static de simulare a contactului roată-șină.

Instrumentul este format din mai multe rutine (macro-uri) ale aplicației FEA, referitoare la rețelizarea componentelor, metodele de iterație pentru fiecare analiză, definirea caracteristicilor plastice și termice ale materialelor componente (roată – șină), impunerea constrângerilor cinematice dintre cele

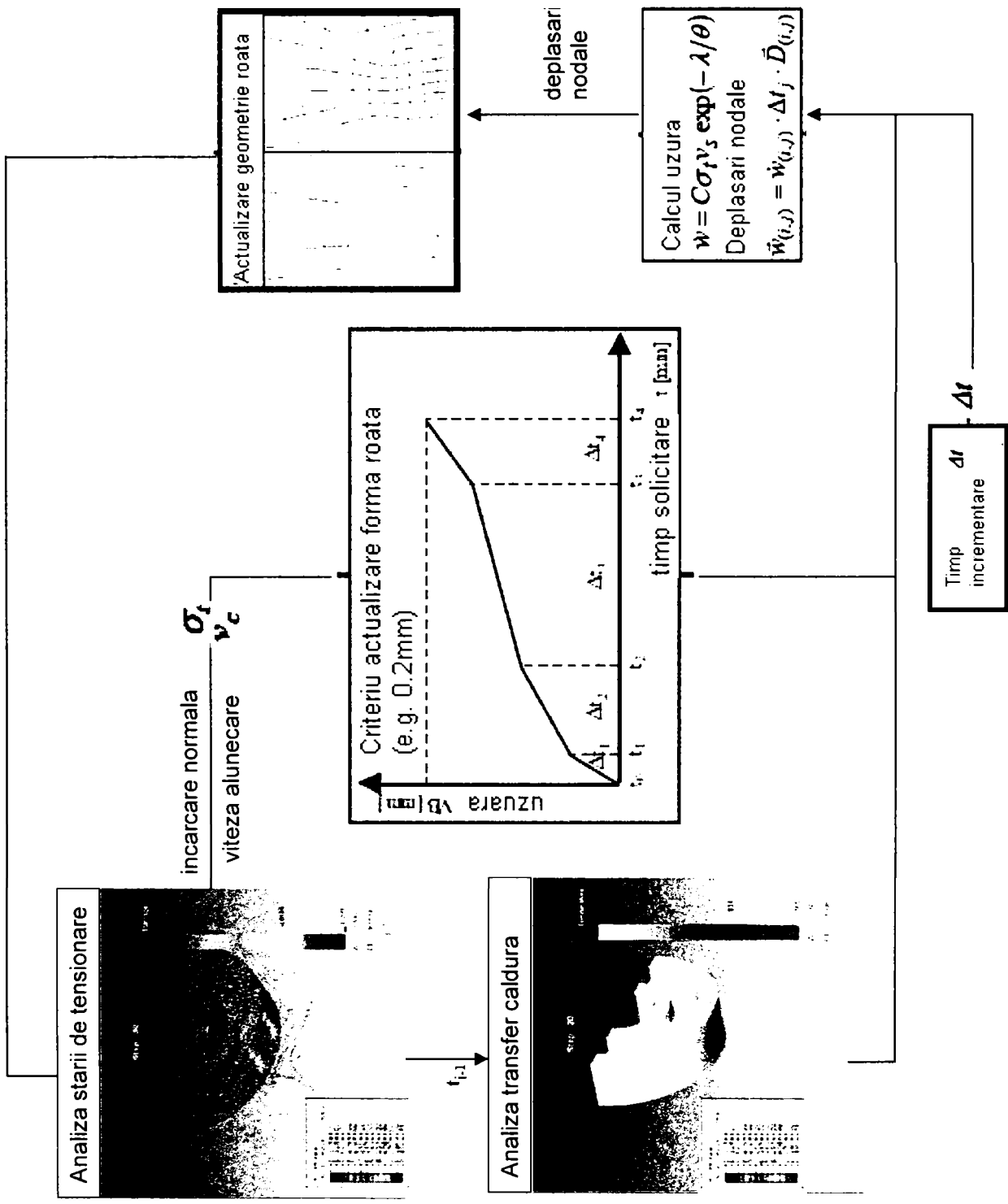
două componente (precum și cele referitoare la încărcare), includerea fenomenelor foarte importante legate de rostogolire, frecare și alunecare.

Rezultatele obținute pot fi comparate cu modelul Hertzian.

Deși deformarea roții de rulare la contactul cu șina plană, pătrată și bombată este diferită, procedura de realizare a modelului de simulare FEM este asemănătoare și cuprinde următoarele analize-analiza deformării (determinarea delpasărilor nodale, a deformației nodale, a vectorului de deplasare a avitezelor, determinarea stării de tensionare din roată.

- -analiza transferului de temperatură între cele două componente
- -previzionarea uzurii roții (calculată după cele două modele analitice Archard și Usui)

În figura 2.7 este redată schema de abordare a analizei degradării roții de rulare.





## Cap.3 Analiza degradării roților de rulare

### 3.1 Starea de deformare

În zona de contact roată – șină se produc alunecări longitudinale datorită variației razei de rulare a roții deformate (pseudoalunecari), precum și alunecări transversale, deoarece deformările pe această direcție se dezvoltă și scad odată cu înaintarea roții

La roata motoare aceste fenomene sunt influențate și de forțele tangențiale de tracțiune sau frânare. Aceste forțe se transmit atât prin aderență cât și prin forțe de frecare columbiene.

S-a constatat prezența pe suprafața de contact a unei zone de adeziune, în care nu apar alunecari ci doar deformatii elastice și o zona de alunecare, figura 1.2, capitolul 1.

Proporția zonei de adeziune pe suprafața totală de contact depinde de regimul de deplasare, precum și de viteză.

În primele momente ale demarării se produc alunecări pe întreaga suprafață de contact.

Zona de adeziune apare și se dezvoltă pe măsura apropierii de viteza de regim.

Coeficientul de frecare de alunecare între roată și șină este dependent de încărcare, scade cu încărcarea aproximativ după relația:

$$\mu = 0.36 - 2.4 \cdot 10^{-4} P + 10^{-8} P^2$$

Complexitatea fenomenului de aderență face ca relațiile teoretice propuse în documentația tehnică să fie și ele complexe și puțin aplicabile.

Din acest motiv în practică se recomandă utilizarea valorilor globale ale coeficientului de aderență indicate în tabelele din documentațiile tehnice.

Pentru șina uscată, fără umiditate coeficientul  $\mu=0.2$ .

Din teoria plasticității în conformitate cu teoria lui Hertz, repartizarea presiunilor  $P$  pe suprafață de contact șină – roată se face după un elipsoid (fig. 3.1), având ecuația [Anexa-1]:

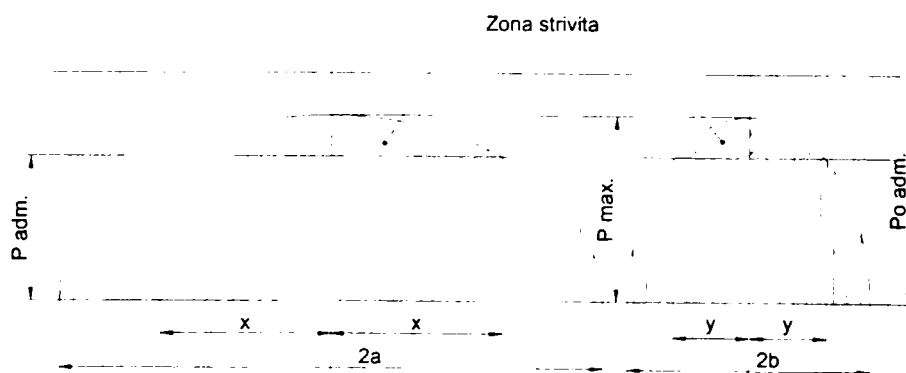
$$P = P_{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (3.1)$$

$$P_{\max} = \frac{3R}{\pi ab} \quad (3.2), \text{ unde:}$$

$R$  – sarcina pe roată

$x, y$  – coordonatele punctelor de pe suprafața de contact față de originea care se află în centrul elipsei și care coincide cu punctul de contact al corpurilor nedeformate.

Fig. 3.1 Dispunerea presiunilor în zona de contact



Pentru  $x=y=0$  în centrul elipsei presiunea atinge valoarea maximă după relația de mai sus (3.2)

Valoarea medie a presiunii pe suprafața de contact va fi:

$$P_0 = \frac{R}{\pi ab} \quad (3.3)$$

Conform teoriei plasticității privind comportarea materialului în zona de contact șină – roată, precum și din rezultatele experimentale se poate stabili un criteriu empiric, experimental de apreciere a comportării materialului la diferite sarcini pe roată, pentru anumite condiții de funcționare și pentru anumite configurații ale profilului de contact.

Având în vedere aceste considerente, experimental se consideră presiunea maximă admisibilă ca un multiplu al valorii limitei de curgere a materialului roții de rulare, conform relației:

$$P_{adm} = 3\sigma_c \quad (3.4)$$

Presiunea medie admisibilă se exprimă conform expresiei:

$$P_{0adm} = \frac{3}{2}\sigma_c \quad (3.5)$$

Fața de valorile  $P_{max}$ , calculate în expresia (3.1) pot apare următoarele situații:

- $P_{max} \leq P_{adm} < P_{0adm}$  – materialul din zona de contact rămâne în limita elastică de deformare
- $P_{max} < P_{0adm}$  și  $P_{max} > P_{adm}$  – materialul de bază va rămâne în limita elastică de deformare, în schimb se vor produce deformări plastice, striviri pe spații mai restrânse în jurul centrului elipsei de contact. La început aceste striviri vor duce la ecruisări ale materialului și cu timpul vor induce fisuri în material și exfolieri.
- Lățimea zonei strivite  $2y$  poate fi calculată cu relația:

$$2y = 2b \sqrt{1 - \left( \frac{P_{adm}}{P_{max}} \right)^2} \quad (3.6)$$

- $P_{max} > P_{adm} > P_{0adm}$  – materialul din zona de contact intră în întregime în zone de deformare plastică, producând deformări ale profilului și refulări de material.

Limita de curgere a materialului roții are o importanță deosebită pentru fiabilitatea roții în exploatare. Valoarea limitei de curgere a materialului este dependentă atât de compoziția chimică a materialului cât și de tratamentul aplicat.

Alt factor important este diametrul roții de rulare, astfel la aceeași încărcare pe roată, micșorarea diametrului roții va determina micșorarea suprafeței elipsei de contact, apărând pericolul producerii deformărilor plastice.

Cazul cel mai răspândit de ansamblu de roată de rulare pentru deplasarea podurilor rulante sau cărucioarelor este cu roata montată rigid pe un ax. Călea de rulare este dreaptă iar pentru analiza modelului se consideră lungimea șinei infinită.

Încărcarea pe roată (ax), pentru un diametru de  $\varnothing 250\text{mm}$

$$[R = p \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot d_1 \cdot (k - 2r_1) = 7 \cdot 1.11 \cdot 1.25 \cdot 250 \cdot 24 = 110] \quad (3.7)$$

poate fi până la 200kN,

iar contactul dintre roată și șină, pentru cazul unei șine bombate este de aproximativ  $1\text{cm}^2$ .

Din acest motiv zona de contact este supusă unor tensiuni foarte mari.

Valorile coeficienților se regasesc in Anexa-2.

Interacțiunea dintre roată și șină în zona de contact e determinată de dinamica utilajului și de numeroase fenomene fizice ce apar în zona de contact. Drept urmare profilul căii de rulare al roții (și al șinei) suferă transformări ireversibile în urma interacțiunii celor două componente.

### 3.2 Interacțiunea roată – șină

După cum s-a arătat în capitolele anterioara începând cu anii 1970 s-au dezvoltat simulări numerice pentru studierea comportamentului dinamic a

vehiculelor cu roți de rulare și a interacțiunii dintre vehicule cu roți de rulare și calea de rulare. Ele însă erau specializate și optimizate pentru analiza unei singure rotații.

Programe comerciale recente sunt Gensys, Adams, Nurcas, Simpack, Vampire, Dads, ce includ posibilități de simulări dinamice eficiente pentru studiul interacțiunii roată – șină.

Programele de simulare a deplasării vehiculelor rulante sunt preocupate de poziționarea relativă a roții față de calea de rulare, respectiv de determinarea punctului de contact (pentru cazul roată - șină bombată) și de forțele de contact ce iau naștere datorită interacțiunii dinamice.

Pentru studiul mecanismelor de degradare cum ar fi apariția fisurilor pe suprafața de rulare, deformările plastice, uzură, sunt în actualitate cinci teorii :

- teoria bidimensională a lui Carter (1926)
- teoria liniară a lui Kalker (1967)
- teoria completă de contact a lui Kalker (1983)
- teoria lui Shen (1984)
- teoria simplificată a lui Kalker (1982b)

Toate aceste teorii au anumite limitări și pot fi folosite complementar alături de cazuri concrete de studiu.

Teoria rostogolirii continue a roții aproximată cu un cilindru, pe o șină de lungime infinită a început cu o publicație a lui Carter (1926). Analiza a fost bidimensională și s-a găsit o soluție exactă.

Carter a arătat că este o diferență între viteza radială și viteza de deplasare a unei roți de rulare și a formulat o lege de apariție a fisurilor în funcție de coeficientul de frecare, raza roții și jumătatea lungimii ariei de contact măsurată în direcția de rostogolire).

Această teorie este aplicabilă în special roților conduse, pentru calculul uzurii, dar nu se poate aplica roților motoare.

Pentru simularea roților motoare sunt necesare doar forțele de contact globale . Prin liniarizarea relațiilor dintre forțele de contact tangențiale și

apariția fisurilor, teoria este validă pentru viteze de deplasare mici și roți fara buză de ghidare (nu se aplică deplasării în curbă), cazul acestui studiu.

În teoria simplificată roata și calea de rulare sunt elemente elastice (Kalker), iar pentru a obține o soluție coerctă suprafața de contact este divizată în patrulete.

Pentru calculele de rezistență și de oboseală practica uzuală este de a aproxima contactul dintre cele două componente eliptic și de a utiliza teoria lui Hertz (cap. 3.1) pentru presiunea de contact, iar distribuția tangențială se calculează în funcție de coeficientul de frecare.

Creșterea încărcărilor pe roți determină forțe de contact mari între roată și șină. Aceasta a însemnat pentru toate teoriile elaborate și implementarea lor în programe, luarea în calcul necondiționat, pentru analiza contactului roată – șină, a deformărilor plastice.

Rezultatele experimentale prezentate (Cassidy – 1996, și Knothe - 1999) au arătat că tensiunile de contact pot să ajungă până la 3GPa. Aceste rezultate sunt bazate pe teoria lui Hertz și calculate cu programul Kontakt.

Asemenea rezultate indică faptul că o abordare tridimensională, cvasi – statică cu elemente rigid –plastice, a contactului roată – șină, este necesară.

### **3.3 Metodologia de simulare a degradării roții de rulare**

#### **3.3.1 Introducere**

Pentru construcția (optimizarea) modelului de simulare de degradare a roții de rulare la contactul cu șina sunt necesare informațiile referitoare la

procesul de funcționare a roții (dinamica roții), și combinații între parametri referitori la interacțiunea dintre roată și șină. În acest capitol analiza deformării roții s-a făcut folosind un program FEM comercial, specializat în analiza deformărilor plasice și calculul uzurii a două componente în interacțiune.

După cum s-a prezentat în capitolele precedente degradarea roților de rulare este declanșată de către două mecanisme: uzură și oboseala de rostogolire și contact.

Având în vedere aceste cercetări lucrarea de față încearcă să definească modelul de simulare a degradării roților de rulare prin determinarea stării de uzură și determinarea stării de tensionare în materialul roții.

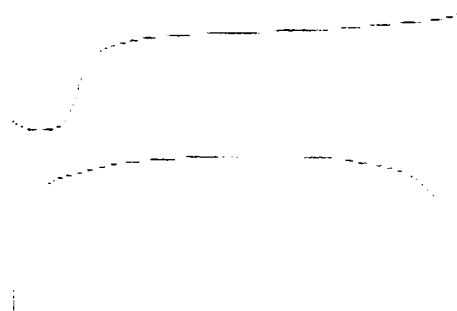
Pentru simularea numerică a interacțiunii roată/șină, ținând cont și de cercetările întreprinse deja, se pot aplica mai multe metode.

O unealtă utilă s-a dezvoltat [TELLISKVI - 96], cu ajutorul unor rutine puse la dispoziție de programul de analiză cu element finit, Ansys.

Forma profilului celor două componente, în contact, sunt generate automat prin generarea a două curbe plane. Curbele profilelor se generează prin introducerea manuală a două seturi de puncte cheie, un set pentru roată, un set pentru profilul șinei. Punctele se determină de pe profilul real, prin măsurarea lor cu un instrument Miniprof (unealtă manuală, ce monitorizează profilul roților de rulare sau a căilor de rulare).

În figura 3.2 sunt redate curbele profilelor roții și șinei.

**Fig. 3.2 Curbele generate prin măsurarea seturilor de puncte de pe roată și șina [96]**

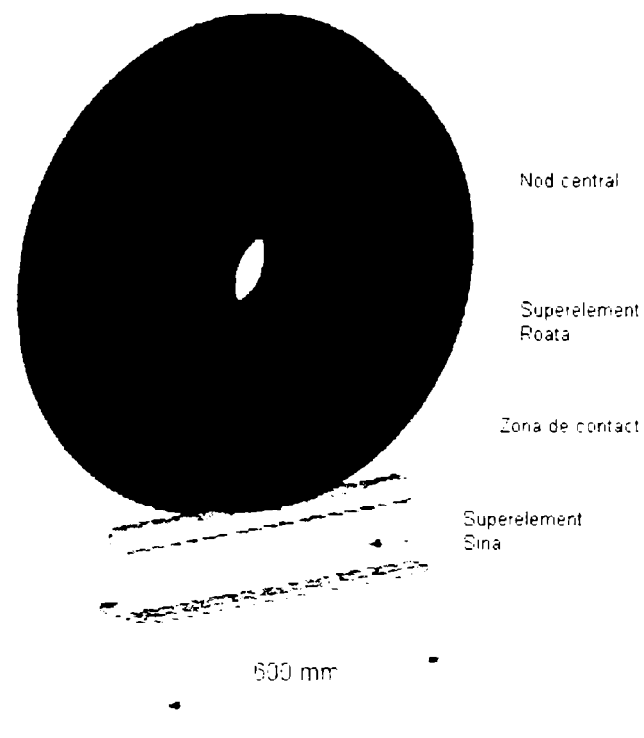


Modelul de roată se obține apoi prin rotirea cu  $360^\circ$  a profilului curbei ce definește profilul planar al roții.

Modelul de șină se generează prin extrudarea profilului planar al șinei.

Modelul solid, ce se analizează, este redat în figura 3.3.

Fig.3.3 Modelul solid generat din profilul planar al curbelor

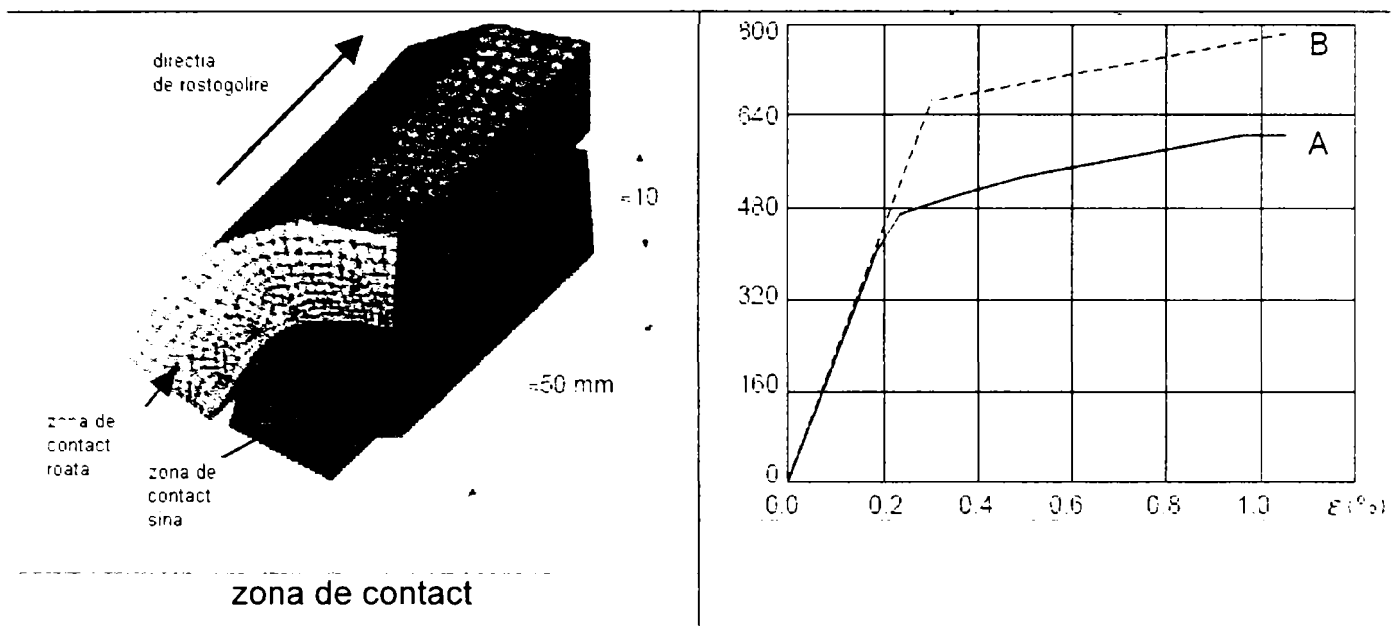


Modelele se rețelizează utilizându-se elemente din biblioteca programului Ansys, iar pentru zona de contact se folosesc elemente speciale.

Zona de contact are dimensiunea de 30x50x10mm. Distanța de 50mm, longitudinală s-a stabilit în funcție de mărimea zonei de contact și de distanța de rostogolire necesară pentru simulare. Materialele din roată și șină pe zona de contact se consideră neliniare. În figura 3.4 este redat modelul pentru zona de contact, precum și curba tensiune deformație pentru cele două materiale.

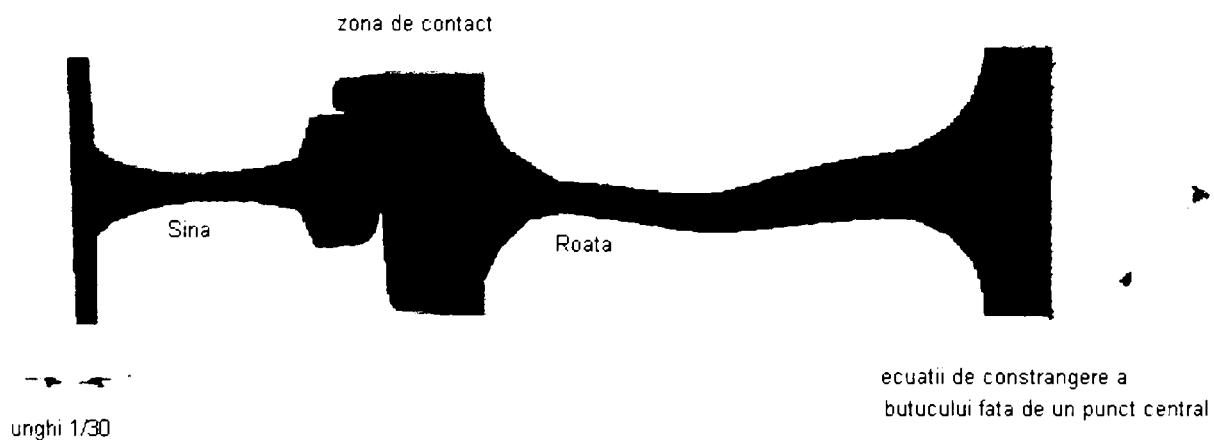


Fig.3.4 Modelul de contact roată/șină



Pentru realizarea analizei butucul roții se leagă de un punct central prin ecuații de constrângere. Modelul de analiză este redat în figura 3.5

Fig.3.5 Impunerea constrângerilor butucului roții față de un punct central

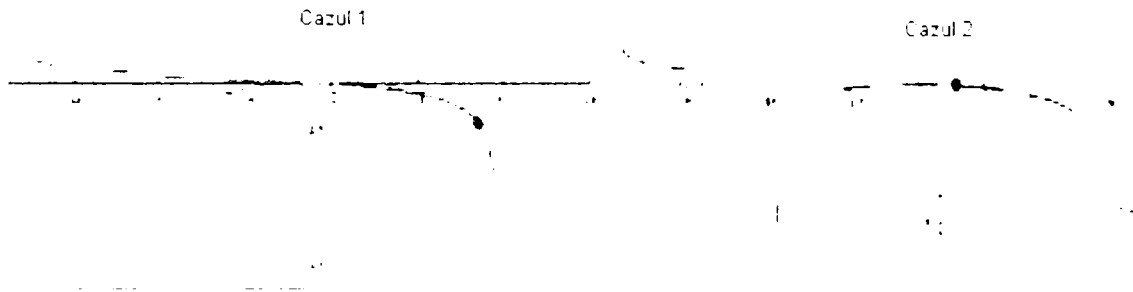


Validarea modelului s-a făcut prin compararea rezultatelor obținute prin simularea FEA cu cele obținute prin metode tradiționale de analiză.

Și anume pentru acest caz s-au folosit două tipuri de vehicule rulante , ambele rulând pe roți pereche, un vehicul tractat și un vehicul motor (tractant). Atât profilul șinei cât și al roților a fost monitorizat pe parcursul câtorva ani și s-a utilizat și programul de simulare dinamică Gensys, pentru impunerea optimă a unor puncte de contact.

Se prezintă în figura 3.6 două cazuri de contact [TELLISKVI - 96], studiate. Din puncte de vedere geometric diferența dintre cele două cazuri constă în curbura de contact dintre cele două corpuri. În primul caz raza minimă de contact este de 300mm, iar în cazul al doile de 20mm. În ambele cazuri șină și vehiculele au fost în funcțiune doi ani, iar forța normală (în ambele cazuri) a fost de 80377N.

Fig.3.6 Locația punctelor de contact pentru cele două cazuri studiate

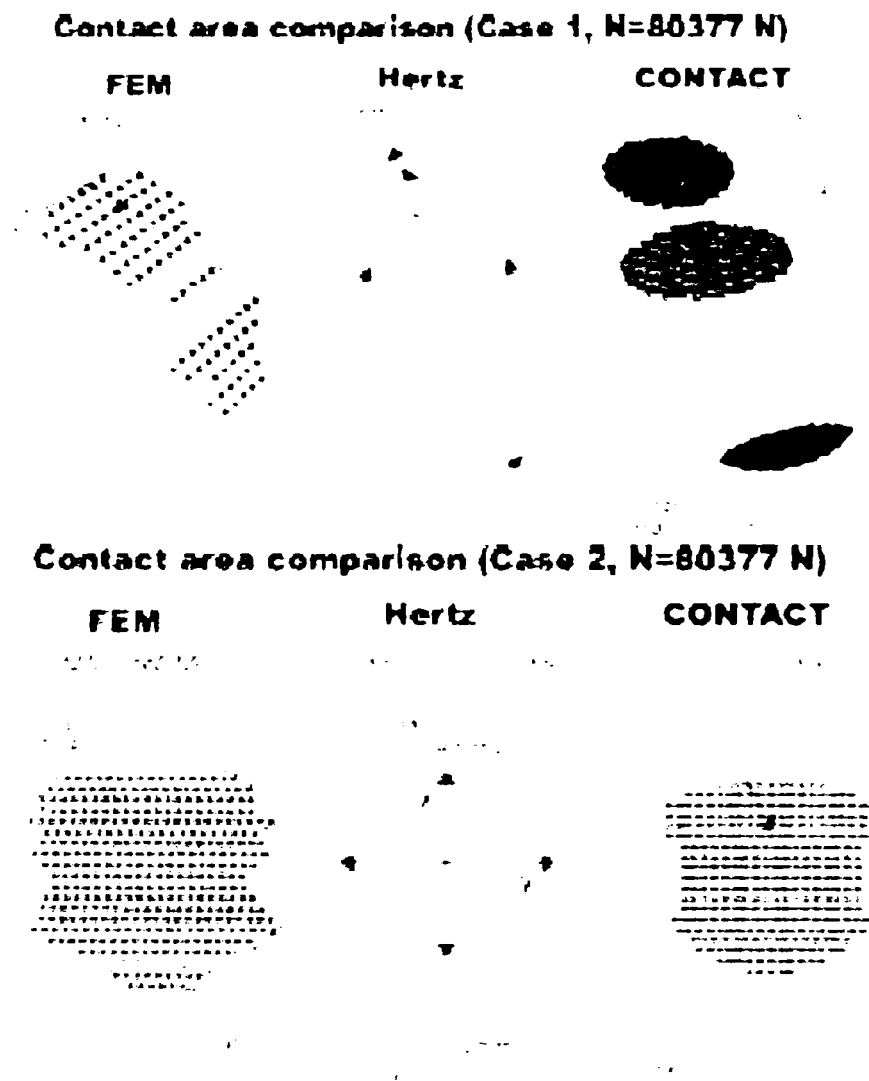


Rezultatele obținute prin metoda FEM, metoda de analiză cu programul concurențial Contact, precum și metoda tradițională Hertz sunt prezentate în figura 3.7 și figura 3.8

Fig.3.7 Presiunea maximă de contact prin cele trei metode [TELLISKVI - 96]

<i>Method</i>	<i>Case 1</i>	<i>Case 2</i>
FEM with plasticity	606 MPa	577 MPa
Contact	3057 MPa	715 MPa
Hertzian max stress	-	1080 MPa

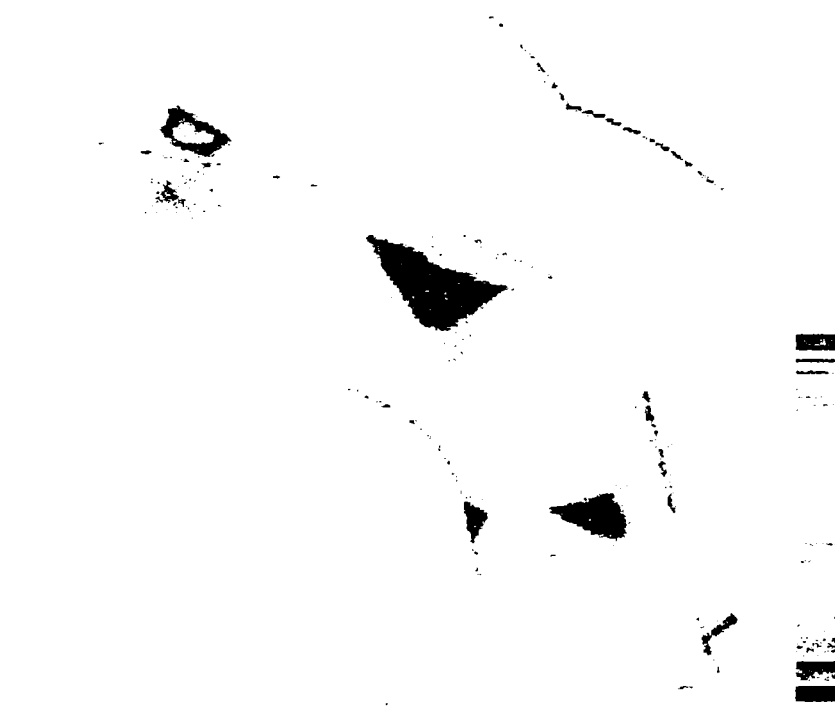
Fig. 3.8 Presiunea maximă de contact și aria de contact prin cele trei metode  
[TELLISKVI - 96]



Principalul scop al acestui model a fost de extindere a informațiilor cu privire la presiunea de contact și tensiunea maximă ce se obține în materiale. Obținerea acestor informații asigură o bază necesară pentru studierea mecanismelor de degradare a roților.

Distribuția tensiunilor Von Mises, conform analizei FEM, în o roată și șină vechi de 3 ani este reprezentată în figura 3.9

Fig.3.9 Distribuția tensiunilor Von Mises în roată și șină [TELLISKVI - 96]



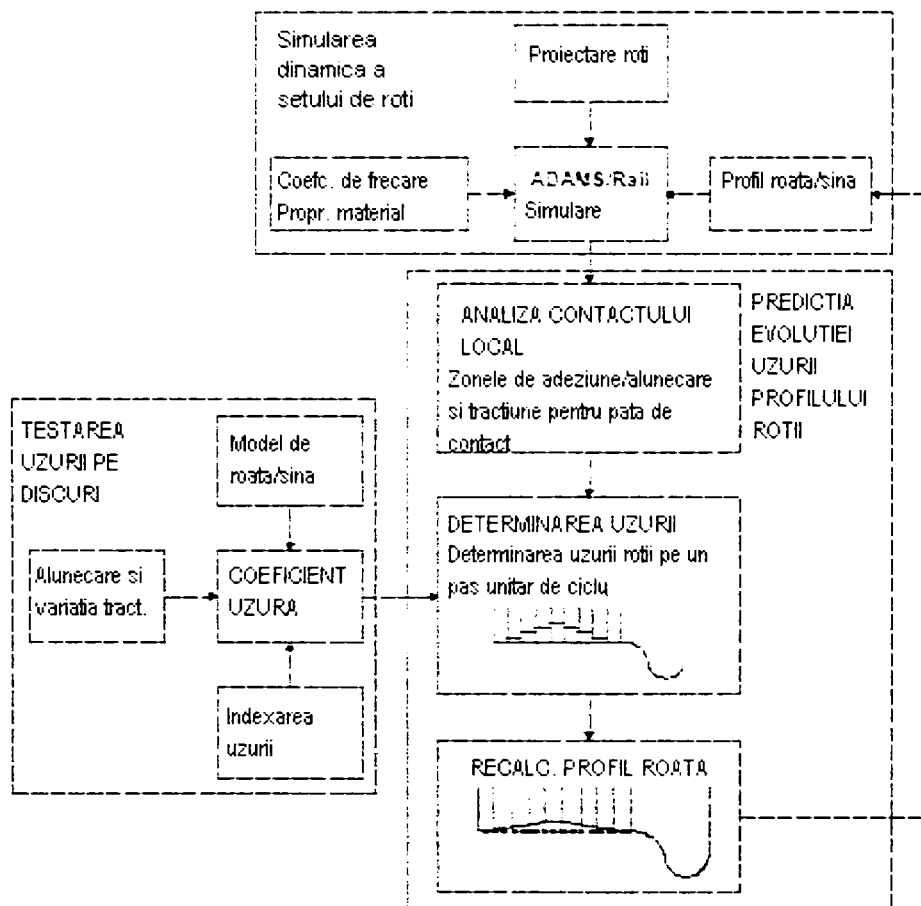
Se poate concluziona că studiul efectuat de [TELLISKVI - 96] s-a finalizat prin realizarea unei unelte de modelare și simulare a contractului roată/șină. Rezultatele din cele două cazuri prezentate au arătat că în comparație cu metodele tradiționale, diferențele dintre metoda FEM și celelalte sunt maxime, când raza de contact este mare.

#### *Interacțiunea roată de rulare / șină utilizând programul Adams*

S-a dezvoltat un model [Adams-113] ce ține cont de comportarea dinamică a setului de roți, pentru predicția uzurii. Evoluția uzurii se bazează pe formula  $T\gamma$ , unde  $T$  este forța de tracțiune și  $\gamma$  este alunecarea. Programul de simulare dinamică Adams permite simularea condițiilor de contact roată/șină. Se poate spune că modelul dezvoltat combină teoria simplificată de contact, rezultatele obținute din simulările cu programul Adams, și coeficienții de uzură, pentru a previziona evoluția uzurii precum și modificarea profilului roții de rulare.

În figura 3.10 este redată schema modelului de uzură a roții cu programul Adams.

Fig. 3.10 Schema de uzură a modelului de roată de tren



Pentru stabilirea coeficienților de uzură, utilizați în model, se fac testări pe discuri gemene fabricate din materiale compozite ale roții și șinei.

Modelul este incorporat în programul ADAMS/Rail pentru realizarea simulărilor dinamice ale setului de roți. Metodologia de previzionare a uzurii profilului roții se compune din trei stadii:

- condițiile de contact (interferența roată/șină) rezultate în urma utilizării programului ADAMS/Rail
- teoria simplificată a contactului de rostogolire, utilizată pentru discretizarea petei de contact și calcularea alunecării și tracțiunii pentru fiecare element

- utilizarea coeficienților de uzură (stabiliți la testarea discurilor gemene) și a zonelor de alunecare și tracțiune pentru previzionarea uzurii și modificarea profilului roții.

*Interacțiunea roată șina folosind metoda BEM – analiza cu elemente de frontieră*

Simularea degradării roată/șină se bazează pe teoria prezentată în capitolul 1, conform căreia roata/șina sunt inerent supuse unor degradări, datorită contactului de rostogolire, roată/șină. Așa cum s-a arătat mai sus degradarea se manifestă sub forma de uzură a celor două componente sau prin apariția și propagarea fisurilor în materialul compozit al roții și șinei. Pentru previzionarea degradării roții și șinei grupul de cercetare a folosit o metoda asemănătoare FEA, numită BEM (boundary element method) și prin care se pot face simulări pentru anumite tipuri de probleme.

Simularea degradării a fost rezolvată [BEASY-107] în doi pași:

- în primul pas se previzionează uzura șinei
- în al doilea pas se previzionează creșterea fisurii în șină datorită contactului de rostogolire roată/șină

Principalele tipuri de pachete inginerești de modelare sunt bazate pe metoda FEA și BEM. Cu toate că FEA poate analiza un număr mai mare de fenomene fizice decât BEM, aceasta (BEM ) are avantajul ușurinței în utilizare, rapidității și acurateții rezultatelor în comparație cu metoda FEM. Aceste avantaje sunt accentuate în special când se lucrează 3D, cu modele volumice.

La utilizarea metodei BEM se discreditează doar suprafețele modelului (și nu tot volumul modelului ca și în cazul metodei FEM), prin urmare rețeaua se generează, verifică și modifică rapid și ușor având mult mai puține elemente.

Utilizatorii celor două metode au ajuns la concluzia că metoda BEM are multe avantaje ale utilizării în special în problemele de contact.

Analiza interacțiunii roată/șină s-a făcut utilizând programul BEASY.

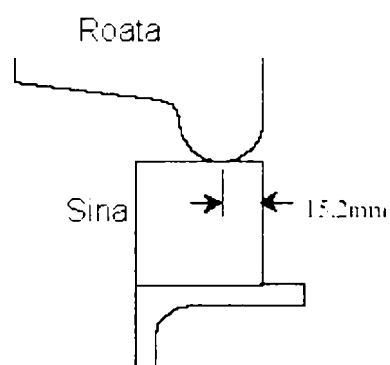
*Pas 1 – Uzura roții de rulare*

Modelul creat încorporează un plan de simetrie vertical, prin mijlocul roții, pentru reducerea numărului de elemente.

Contactul se modelează prin specificarea interferenței dintre elementele în contact ale roții și șinei.

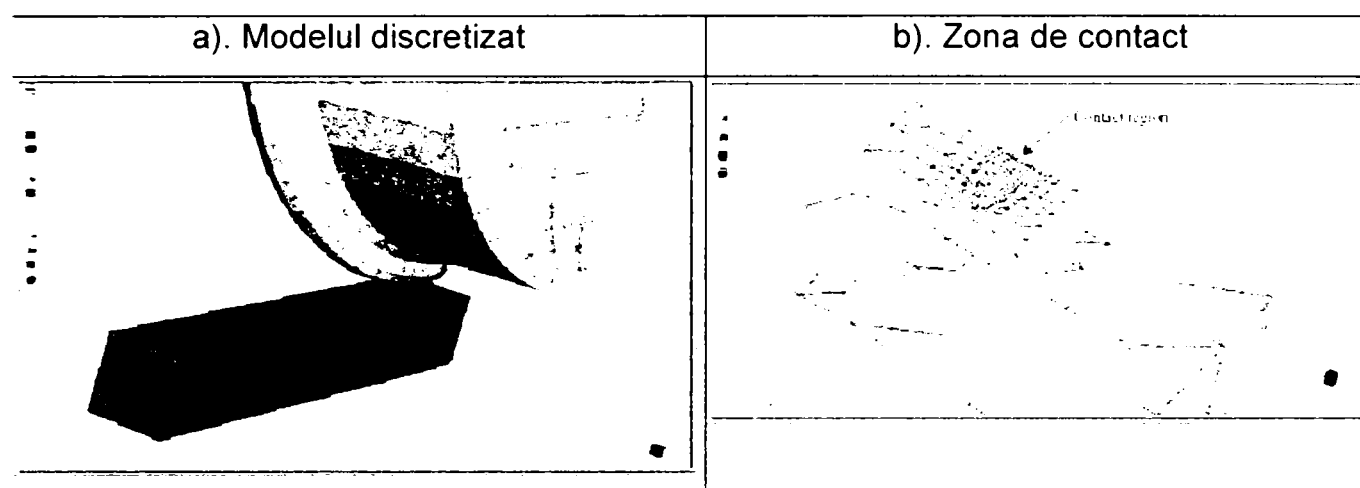
Se aplica o încărcare pe roată de 3.1kN (jumătate din încărcarea totală deoarece s-a impus un plan de simetrie). Schema modelului este reprezentată în figura 3.11

**Fig.3.11 Poziționarea roții [BEASY-107]**



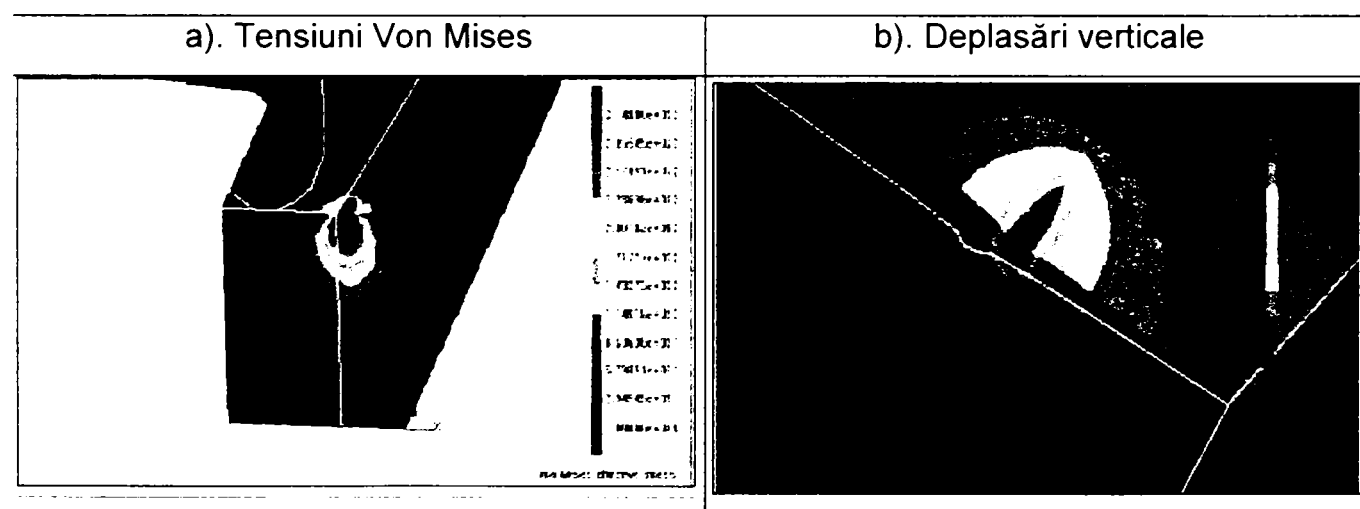
Modelul este pre și apoi post procesat, utilizând programul BEASY. În figura 3.12.a este redat contactul dintre roata discretizată (doar suprafața roții) și șina și în figura 3.12.b, zona de contact, generată cu formula lui Hertz - contact dintre o sferă și un plan.

Fig.3.12 Modelul discretizat și zona de contact [BEASY-107]



În figura 3.13 este redat rezultatul analizei, în figura 3.13.a, repartiția tensiunilor Von Mises pe suprafața roții și a șinei, iar în figura 3.13.b deplasările verticale pe suprafața șinei.

Fig 3.13 Rezultate analiză [BEASY-107]



Calculul uzurii s-a făcut utilizându-se legea lui Archard, explicitată în capitolul 1.

Inputurile necesare calculului uzurii, utilizând modelul Archard sunt calculate automat de către program prin determinarea alunecării nodurilor de contact, precum și încărcările din noduri. Gradul de uzură este apoi calculat prin adunarea uzurii din toate nodurile de contact.

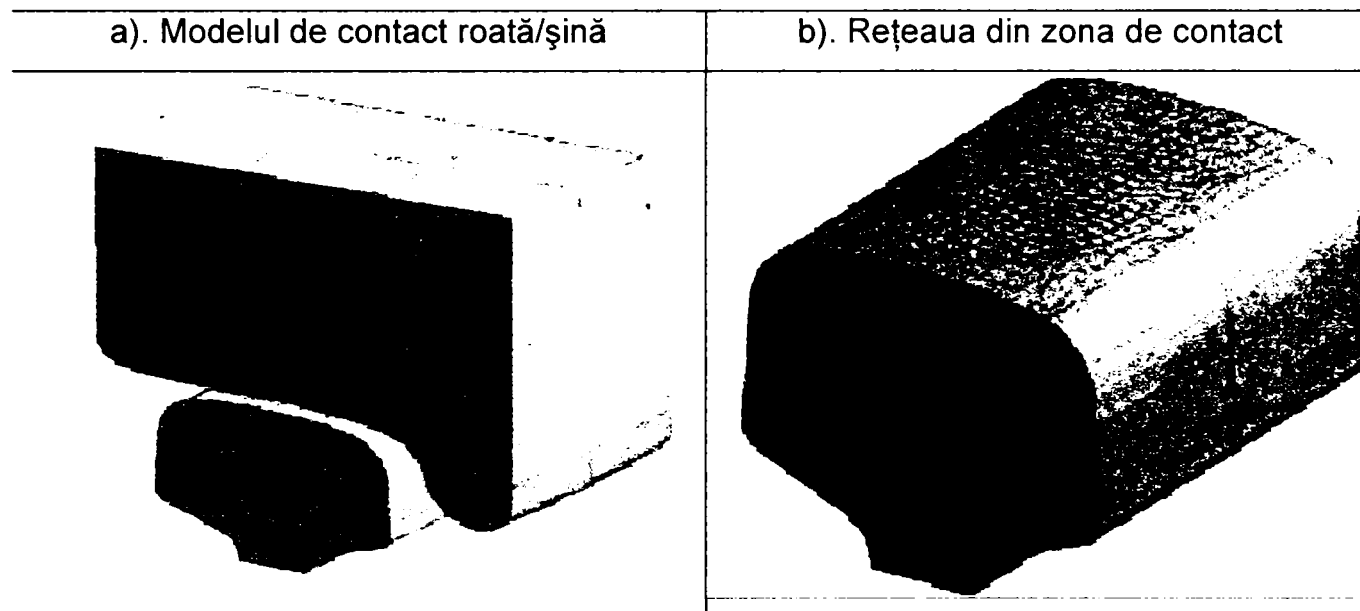


*Pas 2 – Propagarea fisurii în șină*

În prima fază se generează modelul pentru simularea contactului dintre roată/șină.

În figura 3.14.a este redat modelul de contact, iar în figura 3.14.b este redată rețeaua din zona de contact.

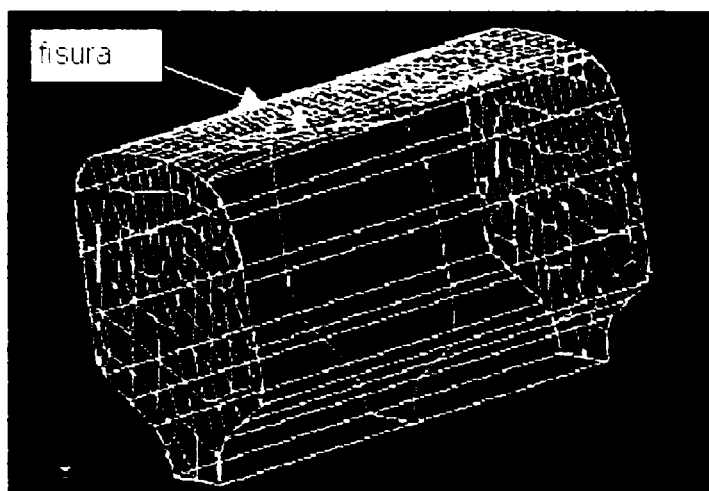
Fig 3.14 Modelul analizat [BEASY-107]



Se aplică o încărcare verticală de 135 kN pe roată, și se restricționează gradele de libertate ale șinei și roții. Suprafața exterioară a șinei, cu zona de contact, se încarcă cu o tensiune de  $200\text{N/mm}^2$ , pentru impunerea unei tensiuni interne în șină.

Se asumează că în șină există o fisură, conform figurii 3.15, și se discretizează fisura. Poziționarea fisurii este foarte simplă și nu influențează rețeaua suprafeței șinei. În acest fel se pot studia efectele fisurilor de diferite mărimi, orientări și poziționări.

Fig. 3.15 Modelul de șină și poziția fisurii [BEASY-107]



Sub acțiunea încărcărilor ciclice obținute din calculul de contact al nodurilor se poate previziona creșterea fisurii. În figura 3.15 este redată propagarea fisurii în material, sub acțiunea încărcărilor. În prima fază fisura crește în direcția de rezistență minimă, ceea ce se prezintă în profilul fisurii schimbarea planului de propagare.

În cazul prezentat fisura crește cu zece incremente sub încărcarea ciclică. Rezultatul previzionează câte cicluri sunt necesare pentru ca fisura sa atingă valoarea critică, precum și gradul de creștere a fisurării.

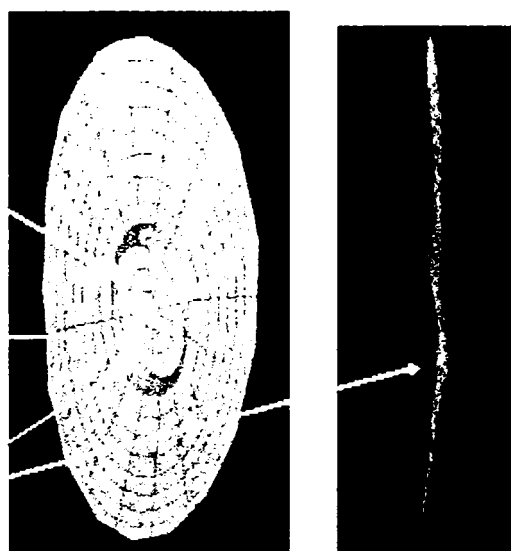
Fig 3.15 Previzionarea propagării fisurii [BEASY-107]

Fisura s-a incrementat de 10 ori

Fisura initiala

Incremente ale fisurii, pe masura ce fisura creste.

Simularea previzioneaza cum pe masura ce creste fisura, se modifica directia



### 3.3.1.1 Algoritm direct de calcul pentru simularea degradării roții de rulare

Simularea deformării se face utilizând metoda directă. În această simulare întregul proces este divizat în mai multe incremente de timp. Pentru fiecare increment de timp motorul de rezolvare soluționează problemele neliniare, generând o serie de soluții FEA pe un increment de timp.

Astfel, toate variabilele cum ar fi vectorul vitezelor, deplasariilor, temperaturilor se determină pentru fiecare nod din rețea pentru fiecare increment de timp, în funcție de condițiile la limită care au fost impuse, caracteristicile termo-mecanice ale materialului.

### 3.3.1.2 Procedura de analiză dinamică

Procedura de analiză dinamică se execută după algoritmul de mai jos:

- pentru calculul nodal:

Accelerațiile sunt calculate satisfăcând echilibru dinamic la începutul incrementului de timp

$$\ddot{u}_{(i)} = M^{-1}(P_{(i)} - I_{(i)}) \quad (3.7)$$

unde:  $u_{(i)}$  este accelerația la începutul incrementului  $i$

$M$  – matricea de rigiditate

$P_{(i)}$  – încărcările externe

$I_{(i)}$  – încărcări interne

Apoi accelerațiile sunt integrate în funcție de timp, după ecuația:

$$\dot{u}_{(i+\frac{1}{2})} = \dot{u}_{(i-\frac{1}{2})} + \frac{\Delta t_{(i+1)} + \Delta t_{(i)}}{2} \ddot{u}_{(i)} \quad (3.8)$$

Vectorul vitezelor sunt integrate în funcție de timp:

$$u_{(t+1)} = u_{(t)} + \Delta t_{(t+1)} \dot{u}_{(t+\frac{1}{2})} \quad (3.9)$$

- pentru calculul elementelor

Deformația incrementală  $d\varepsilon$ , este în funcție de gradul de deformare care larândul său e în funcție de vectorul vitezelor.

Tensiunea  $\sigma$  se calculează din ecuațiile constitutive ale materialului

$$\sigma = f(\varepsilon, \dot{\varepsilon}, T) \quad (3.10)$$

### 3.3.1.3 Rutina de setare a modului de simulare

Pentru tipul de interacțiune roată – șină tipul de simulare necesar este cel incremental. Simularea incrementală este aceea prin care vectorul vitezelor este actualizat după fiecare soluționare pe un increment de timp. După actualizare, noile poziții nodale sunt folosite pentru calculul următoarelor poziții nodale pe următorul increment de timp, (conf. relației 3.9)

Simularea folosind tipul “steady state” nu actualizează poziția nodurilor după vectorul viteză, ci folosește un termen de convecție.

- pentru multe dintre simulările privind deformările plastice metoda incrementală (Lagrangian) reduce timpul de calcul. Metoda se pretează în special pentru timpi de contact mici între cele două componente.
- Metoda de deformare pentru roată (deplasarea nodurilor) este după direcția de rezistență minimă, în un plan tangențial apăsării pe roată și nu după forma căii de rulare (pentru aceleași condiții de funcționare).
- În figura de 3.16 a este reprezentată interpretarea deformației efective pentru o analiză incrementală
- În figura 3.16 b este reprezentată interpretarea deformației efective pentru analiza de tip steady-state,

Fig. 3.16 a Simularea prin metoda incrementală(Langrangian)

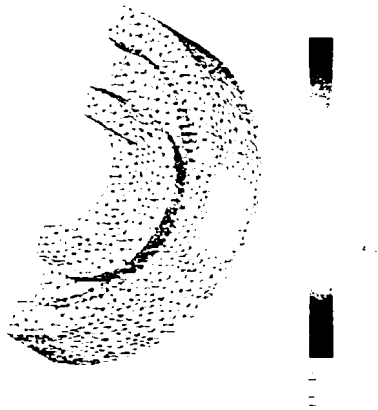


Fig.3.16 b Simulare prin metoda de deformare finală (Eulerian)



După cum se observă în figura 3.16.a pata de contact este un elipsoid, iar pentru simularea Eulerian zona de contact dintre cele două componente nu este bine definită

În figura 3.17 a este reprezentat vectorul deplasărilor nodale pentru analiza incrementală și în figura 3.17 b, vectorul deplasărilor nodale pentru analiza steady-state (=0) – stare staționară.

Fig. 3.17 a Vectorul vitezelor nodale  
pentru analiza incrementală

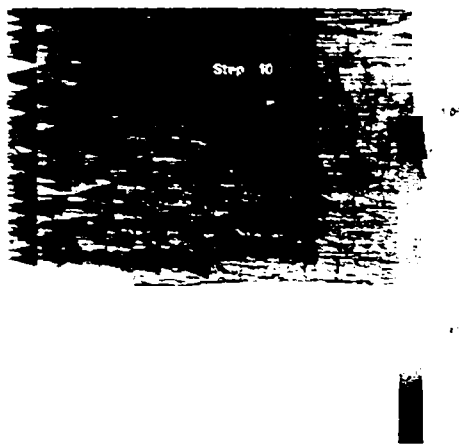


Fig.3.17 b Vectorul vitezei nodale (=0)  
pentru analiza Euleriană



Deformarea obținută în figura 3.17 b nu corespunde realității de deformare a roții de rulare.

### 3.4 Definirea proprietăților materialului roții

Pentru a obține un nivel de acuratețe mare a simulării este foarte important definirea corectă a proprietăților de material.

Materialul roții de rulare este în mod obișnuit un oțel carbon mediu C45 sau Ck45. Roata este tratată termic, având o duritate după tratament de 180-220HVB.

Caracteristicile de material ce trebuiesc definite pentru o simulare cât mai corectă sunt cele plastice.

Pentru studiul comportării plastice a materialului roții de rulare se consideră condiții de deformare omogene sau uniforme. Tensiunea de curgere a materialului este o funcție de deformare, grad de deformare și temperatură, conf. relației 3.10.

Materialul va începe să se deformeze plastic când tensiunile aplicate ating valorile limitei de curgere a materialului.

Valorile pentru curba tensiune –deformare, a materialului roții a fost întocmită din o bază de date existentă în programul comercial FEM folosit pentru simulare și este folosită doar pentru a oferi date de referință.

Pentru a obține date cât mai exacte referitoare la curgerea materialului trebuie realizate încercări de material în special pentru cazuri critice.

În figura 3.18.a este redată curba tensiune-deformație (după legea modelului relației 3.10), pentru materialul constitutiv al roții la o temperatură de 20°C (temperatura regimului de funcționare), iar în figura 3.18.b sunt redată curbele tensiune – deformație pentru materialul constitutiv al roții pentru diferite grade de deformabilitate

Fig.3.18 a Curba tensiune –deformație  
OLC45

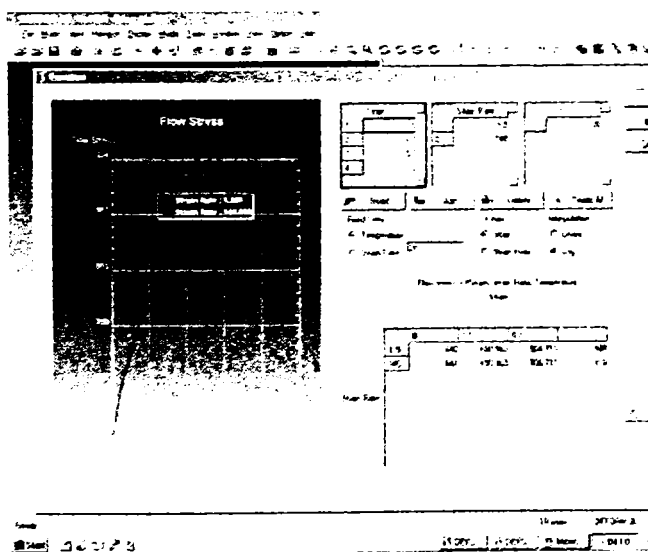
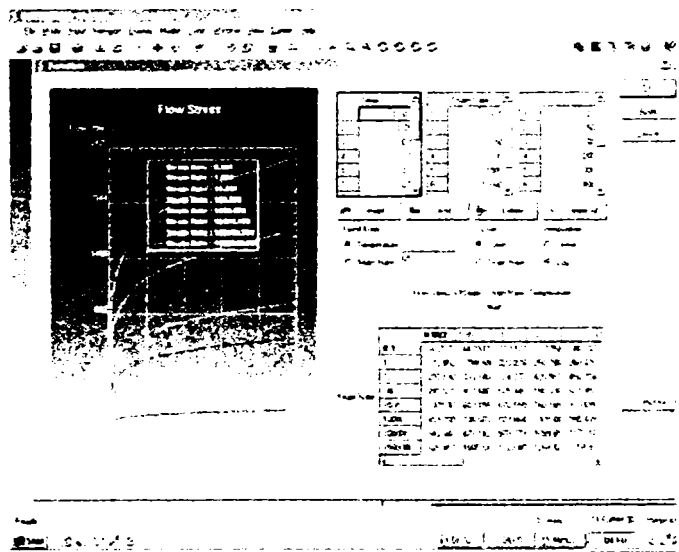


Fig. 3.18 b Curbele tensiune –deformație pt.  
OLC45 și diferite grade de deformare



Modele pentru definirea tensiunii de deformare sunt:

Legea de putere:

$$\bar{\sigma} = c\bar{\epsilon}^n \dot{\bar{\epsilon}}^m + y \quad (3.11), \text{ unde:}$$

$\bar{\sigma}$  - tensiunea de deformare plastică

$\bar{\epsilon}$  - deformația plastică efectivă

$\dot{\bar{\epsilon}}$  - gradul de deformare efectiv

c- constantă de material

n, m –valori exponențiale

y –limita de curgere a materialului

Forma tabulară a stării de deformare:

$$\bar{\sigma} = \bar{\sigma}(\bar{\varepsilon}, \dot{\bar{\varepsilon}}, T) \quad (3.12)$$

$\bar{\sigma}$  - tensiunea de deformare plastică

$\bar{\varepsilon}$  - deformația plastică efectivă

$\dot{\bar{\varepsilon}}$  - gradul de deformare efectiv

T - temperatura

Această metodă (folosită pentru simularea deformării roții de rulare), este considerată ca fiind metoda care respectă cel mai bine comportamentul real al materialelor supuse deformării.

Legea durificării liniare a suprafeței

$$\bar{\sigma} = Y(T, A) + H(T, A)\bar{\varepsilon} \quad (4.13), \text{ unde:}$$

A- atomul materialului

T – temperatura

$\bar{\sigma}$  - tensiunea de deformare plastică

$\bar{\varepsilon}$  - deformația plastică efectivă

Y- limita de curgere a materialului

H – constantă dependentă de deformație și de durificare

#### *Apariția fisurilor*

Fisurile sunt definite ca fiind dependente de timp, deformații plastice permanente datorită tensiunilor mari și care apar la temperaturi înalte.



Modelele de calcul a fisurilor:

Modelul Perzyna

$$\dot{\varepsilon} = \gamma \left[ \frac{\bar{\sigma}}{S} - 1 \right]^m \quad (3.14), \text{ unde:}$$

$\gamma$  - fluiditatea

$\bar{\sigma}$  - tensiunea efectivă

$\dot{\varepsilon}$  - gradul de deformare efectiv

S – tensiunea de deformare plastică

M – coeficient de material

În acest model fisurile nu vor apare decât în momentul în care tensiunea efectivă va fi mai mare decât limita de curgere a materialului. Altfel gradul de deformare va fi egal cu zero.

Legea de putere:

$$\dot{\varepsilon} = \gamma \left( \frac{\bar{\sigma}}{S} \right)^m \quad (3.15) \text{ unde:}$$

$\gamma$  - fluiditatea

$\bar{\sigma}$  - tensiunea efectivă

$\dot{\varepsilon}$  - gradul de deformare efectiv

S – tensiunea de deformare plastică

M – coeficient de material

Această metodă se folosește cel mai des în special pentru propagarea fisurilor.

Modelul Baily-Norton:

$$\dot{\varepsilon} = Km \bar{\sigma}^n t^{m-1} + Q \bar{\sigma}^r \quad (3.15a)$$

Modelul Soderburg:

$$\dot{\varepsilon} = K \bar{\sigma}^n e^{-C \cdot T_{abs}} \quad (3.16)$$

#### 3.4.1 Condițiile de deformare ale modelului

Pe lângă definirea proprietăților plastice ale materialului este necesar și definirea condițiilor de deformare.

Pentru aceasta s-a calculat *valoarea medie a gradului de deformare*, după relația:

$$\dot{\varepsilon}_{\text{avg}} = \frac{V}{h} \quad (3.17), \text{ unde:}$$

V – viteza de deformare (funcție de încărcare, viteza de deplasare a roții)

H – înălțimea maximă a roții (diametrul)

S-a calculat și *valoarea limită a gradului de deformare* care reprezintă valoarea sub care un obiect plastic sau poros devine rigid.

Relația dintre tensiune și grad de deformare pentru porțiunea rigidă s-a aproximat cu relația:

$$\dot{\varepsilon}_{\text{II}} = \frac{3}{2} \frac{\dot{\varepsilon}_0}{\sigma_0} \sigma'_{\text{II}} \quad (4.18)$$

Trebuie să se mențină o proporție între valoarea medie a gradului de deformare și valoarea limită a gradului de deformare. S-a considerat că valoarea limită a gradului de deformare este de 0.1% din valoarea medie a gradului de deformare.

Dacă valoarea limită a gradului de deformare este prea mică apar probleme privind convergența soluției, dacă este prea mare apar probleme privind acuratețea soluției.

Pentru cazul apariției neconvergenței s-a crescut valoarea minimală a gradului de deformare (2-3), și apoi s-a revenit la valoarea inițială.

Pentru simularea în domeniul plastic s-a determinat și *valoarea constantei de pierdere de volum*. Conform teoriei plasticității un corp supus deformării plastice are același volum cu cel inițial și în forma deformată.

Pentru respectarea acestei legi s-a stabilit o constantă de volum care să asigure păstrarea volumului și după deformare. Dacă se alege o valoare prea mică se vor obține pierderi de volum foarte mari în urma simulării. Dacă această valoare este prea mare soluția nu va converge.

Pentru analiza cu element finit sunt câteva cauze care determină pierderile de volum.:

- constanta de eroare folosită de aplicația FEM pentru simulare va pierde la fiecare pas de analiză un procent de volum. Acest lucru este normal și nu reprezintă o cauză semnificativă de generare de erori în rezultate
- dacă pentru simulare se setează un pas intermediar prea mare, atunci când se realizează contactul dintre șină și roată, nodurile șinei vor penetra suprafața roții iar apoi la sfârșitul pasului se vor re poziționa în o altă poziție față de pasul intermediar

### 3.5 Modelarea FEA a roții

Pentru studiu s-a modelat o roată de rulare de diametru Ø250mm și lățime 60mm.

Roata nu are buze de ghidare, deoarece în studiul de față nu s-a analizat și cazul de contact buză de ghidare – șină.

Deoarece roata e simetrică pentru simulare se poate folosi un model în care roata este tăiată pe jumătate.

Roata fiind obiectul a cărei deformație plastică interesează obiectul este definit plastic în simulare.

Obiectele plastice sunt modelate ca materiale rigid\_plastice sau rigid – vâscoplastice, depinzând de caracteristicile materialului.

Comportarea materialului în domeniul plastic se face prin specificarea unei legi a tensiunii de deformare conform subcapitolului 3.4.

Setarea roții ca obiect plastic asigură simulări apropiate de comportamentul real al materialului supus solicitării.

Limitările în alegerea acestui tip de material se regăsesc în faptul că nu se modelează revenirile de deformare elastică (pe domeniul de deformare

elastica a tensiunilor), în special când revenirile deformării au un rol important în forma finală a modelului. De asemenea acest tip de material nu poate calcula tensiunile reziduale, și nu poate calcula deformația datorită dilatării sau contracției termice.

Geometria roții se folosește pentru generarea rețelei de elemente finite.

Odată cu deformarea roții geometria inițială a roții nu mai este reținută în baza de date.

În figura 3.19 este reprezentată geometria roții de rulare. Vectorii suprafețelor exterioare sunt orientați dinspre interior spre exterior, pentru a preîntâmpina distorsiunea rețelei când se aplica condițiile la limită, și pentru a poziționa corect roata pe șină, respectiv pentru a asigura interferența necesară contactului.

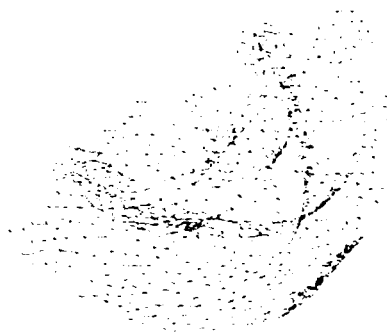
**Fig.3.19 Geometria roții de rulare și vectorii de orientare a suprafețelor exterioare**



### 3.6 Discretizarea roții de rulare

În figura 3.20 este reprezentată roata divizată în elemente.

Fig. 3.20 Discretizarea roții de rulare



Divizarea geometriei roții de rulare în elemente finite s-a făcut folosind generatorul de rețea al programului FEA.

Se știe că un număr mai mare de elemente (discretizare mai fină) pentru geometria obiectului analizat înseamnă obținerea de rezultate de acuratețe mai mare. Inconvenientul creșterii numărului de elemente se răsfrânge asupra creșterii însemnate a timpului de calcul a ecuațiilor neliniare.

Un număr mic de elemente (rețea grosolană) determină degradarea rețelei în timpul analizei, probleme de re-rețelizare, pierderi de volum importante ale geometriei obiectului. Un număr mic de elemente în zonele de încărcare maximă determină valori maxime ale variabilelor, datorită interpolărilor pe parcursul re-rețelizărilor.

Pentru menținerea optimului între numărul de elemente și timpul de calcul, în vederea obținerii rezultatelor de acuratețe bună s-au mărit numărul de elemente (s-a micșorat dimensiunea elementelor) în zona de contact a roții cu șina.

Pentru controlul rețelei s-au folosit metodele de control a rețelei:

- metoda pusă la dispoziție de programul FEM, prin care se controlează numărul de elemente al geometriei inițiale și apoi a rediscrētizărilor intermediare, pe parcursul fazelor secvențiale prin care trece obiectul supus solicitării. Pentru zonele de interes s-au folosit factori de masă pentru definirea densității rețelei. În aceste condiții gradientul de temperatură, tensiune, gradul de deformare sunt calculați în funcție de acești factori. Exemplu, în zona de contact a roții cu șina schimbul de temperatură va fi diferit de propagarea temperaturii în corpul roții.

Valorile coeficienților sunt conform tabelului de mai jos

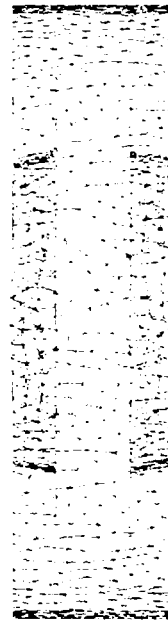
<i>Grad de deformare</i>	<i>0.7</i>
<i>Deformație</i>	<i>0.5</i>
<i>Temperatură</i>	<i>0.1</i>

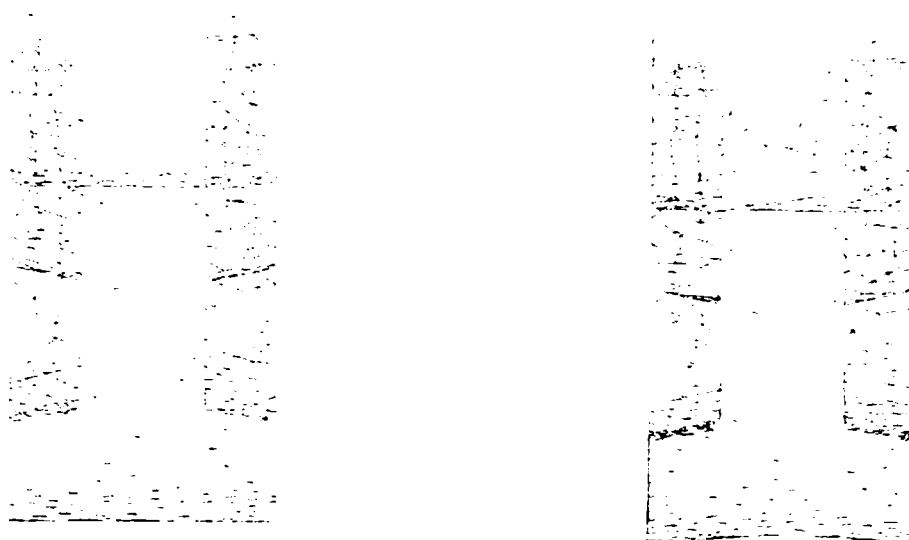
În figura 3.21 a și b este reprezentată evoluția și modificarea rețelei, pe parcursul evoluției deformării. Elementele supuse solicitării își modifică forma și se deplasează pe direcția de rezistență minimă.

Fig 3.21 a Rețea geometrie inițială



Fig. 3.22 b Rețea geometriei deformată





- metoda prin specificarea numărului de elemente pe porțiuni (elemente de dimensiuni mici pe suprafața supusă deformării), doar pentru geometria inițială a modelului.

Metoda de re-rețelizare se face automat de către programul FEM.

Pe parcursul simulării rețeaua poate deveni neutilizabilă, atunci când șina penetrează elementele roții pe o anumită distanță (semnificativă). În aceste condiții elementele se pot întinde (distorsiona) și o nouă discretizare este dificilă.

Pentru a preîntâmpina această situație, în special în cazul de deformare plastică când elementele rețelei se distorsionează rețeaua nu mai este valabilă, apărând erori de calcul.

Pentru a continua simularea după ce rețeaua a devenit neutilizabilă, roata de rulare trebuie discretizată din nou iar câmpul variabilelor (deformație, tensiune, temperatură), trebuie interpolat de la vechea rețea, pe noua rețea.

Pentru simularea deformării roții de rulare la contactul cu o șină plană a fost nevoie de 4 rediscretizări, iar pentru aceleași condiții de funcționare, material, etc. la contactul roții de rulare cu șina bombată, a fost nevoie de 12 rediscretizări.

### 3.7 Condițiile la limită

Se definesc condițiile în care roata interacționează cu șina și cu mediul înconjurător.

Modelul de roată este simetric și din acest motiv se definește planul de simetrie (paralel cu calea de rulare).

Se prescriu forțele (presiunile) de acționare dintre cele două componente, condițiile de contact dintre roată și șină.

Încărcările pe roată sunt cele care determină curgerea plastică a materialului roții, de fiecare dată când roata intră în contact cu șina. Se produce o deformare plastică a materialului pe profilul de translație. Prin acumulare în timp a deformării plastice se va depăși limita de ductilitate a materialului roții și se va produce ruperea materialului.

### 3.8 Modelarea șinei

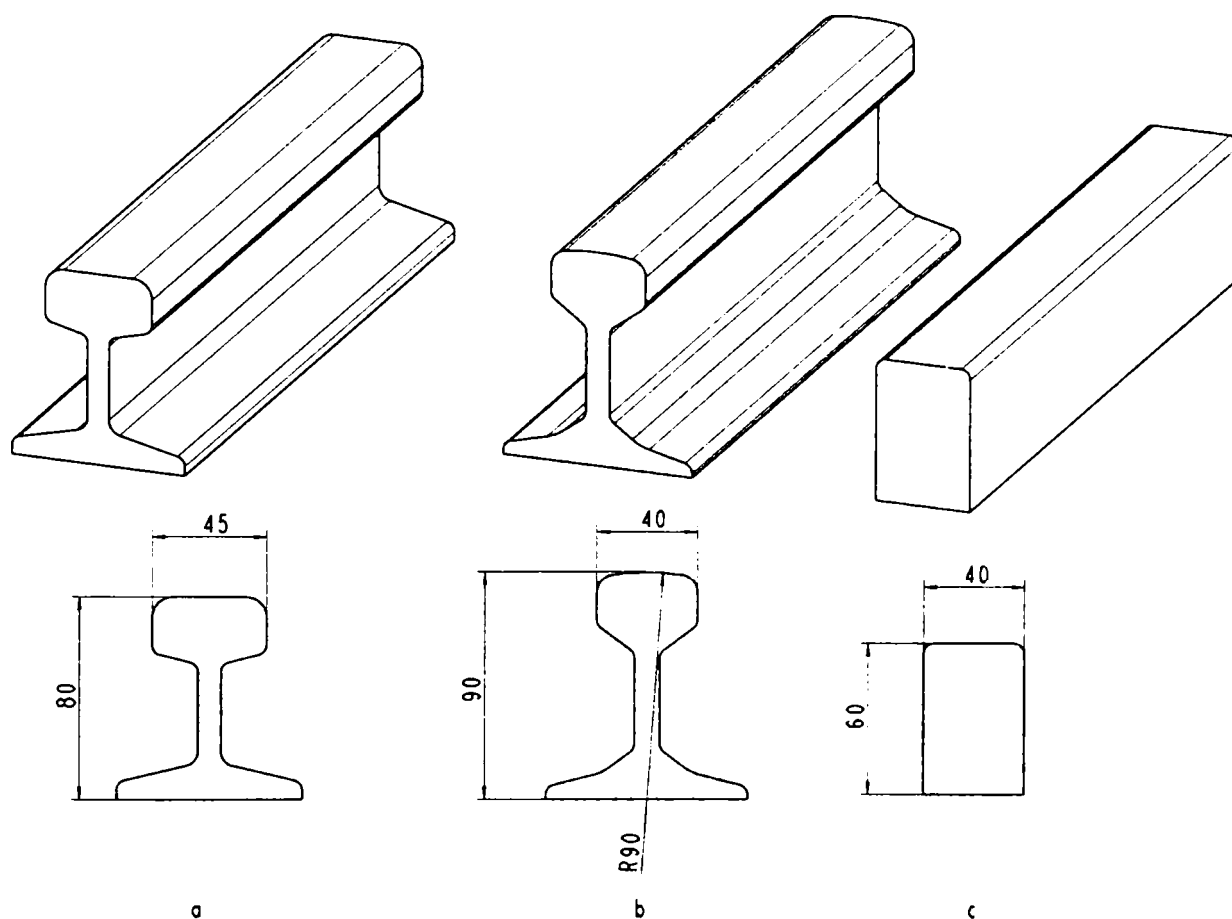
Pentru simularea contactului s-a folosit o șină cu profil plan, bombat și pătrat.

Deoarece s-a studiat doar deformarea roții de rulare, șina a fost definită ca obiect rigid. În aceste condiții discretizarea șinei nu este necesară. Această operație se va face doar la analiza schimbului de temperatură dintre cele două componente.

În figura 3.22 a,b,c este redată calea de rulare pentru cele trei cazuri de deformare.



Fig .3.22 a b c Calea de rulare



### 3.9 Definirea parametrilor de interacțiune dintre roată și șină

Prin definirea corectă a condițiilor în care se realizează contactul roată/șină se poate obține o simulare cât mai exactă a deformării roții, respectiv a degradării roții.

Schema de interacțiune dintre cele două componente este redată în figura 3.23 a, b, c.

Fig.3.23 a Schema de interacțiune cu șină plană



Fig.3.23 b Schema de interacțiune cu șină bombată



Fig.3.23 c Schema de interacțiune cu șină patrată



Pentru realizarea simulării cu acuratețe trebuie definite relațiile de interacțiune dintre roată și șină. Parametrii cei mai importanți pentru simularea deformării plastice a roții sunt:

- relația de contact
- coeficientul de fricțiune
- criteriul de separare

#### Relația de contact

Prin stabilirea relației de contact se încearcă descrierea cât mai exactă a relației ce există între roata deformabilă și șina rigidă, se are în vedere că roata are materialul constitutiv mai moale și rețeaua de elemente finite mai fină, iar șina are materialul constitutiv mai dur.

Cand cele două obiecte sunt în contact, nodurile de contact se deplasează pe suprafața obiectului mai dur (șina), atât timp cât obiectele sunt în contact.

Nodurile roții se consideră că sunt în contact cu nodurile șinei atât timp cât forțele nodale indică o stare compresivă între cele două componente. Când în nodurile roții se dezvoltă o forță de întindere mai mare decât cea specificată de criteriul de separare, nodurile se vor desprinde de obiectul cu materialul mai dur, nedeformabil.

#### Coeficientul de fricțiune

Coeficientul de fricțiune specifică fricțiunea ce se realizează între două componente în interacțiune. Coeficientul de fricțiune poate fi constant, poate fi funcție de timp și funcție de încărcări.

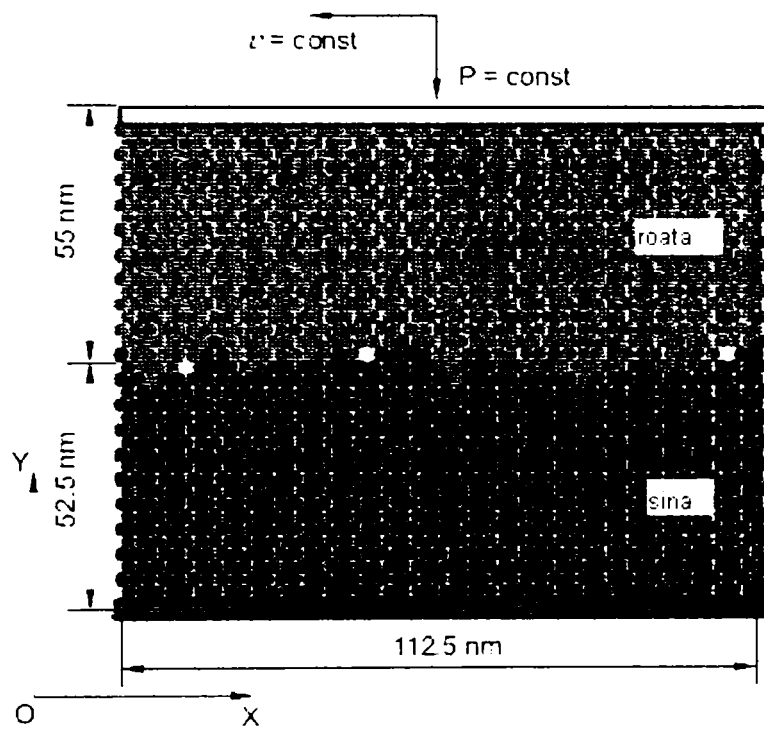
Pentru a defini un model adecvat de fricțiune care se realizează între roată și șină este necesar a se determina niște nivele gradate pentru urmărirea proceselor responsabile de apariția forțelor de fricțiune.

Suprafața roată/șină ca orice suprafață tehnică are microneregularități. Aceasta sugerează că atât mărimea suprafeței de contact cât și distribuția presiunii pe această suprafață depinde de mărimea neregularităților. Dacă se presupune că obiectele sunt perfect elastice și fără neregularități se obține soluția în care zona de contact este zero, iar presiunea de contact crește foarte mult. În realitate, corpurile nu sunt perfect elastice și conțin microneregularități de mărimi cuprinse între 6-7 nm. La nivelul acestor microneregularități intervin procese intense de deformări plastice în material ce vor determina apariția forței de fricțiune în sistem.

Pentru studierea interacțiunii roată/șină și calcularea coeficientului de fricțiune se poate crea un model numeric, care să conțină două medii. Fiecare mediu este asamblat din elemente distincte, mobile, caracterizate de variabile cum ar fi: poziția centrului de greutate, valoarea deformării plastice, vector de pseudo-rotăție, variabile ce caracterizează conectivitatea cu elementele învecinate.

Descrierea modelului este redată în figura 3.24.

Fig.3.24 Structura inițială, dimensiune și încărcare pentru o fracțiune din modelul numeric roată/șină



Modelul este constituit din patru părți:

- un strat superior, rigid, nedeformabil ce se deplasează cu viteza orizontală  $v$
- două straturi intermediare, cu microneregularități, reprezentând cele două corpuri în contact
- stratul inferior, nedeformabil și fix

Se aplică o presiune, distribuită uniform pe stratul superior în limita 0.5...26MPa.

Parametrii de calcul ai materialului sunt conform tabelului 3.25

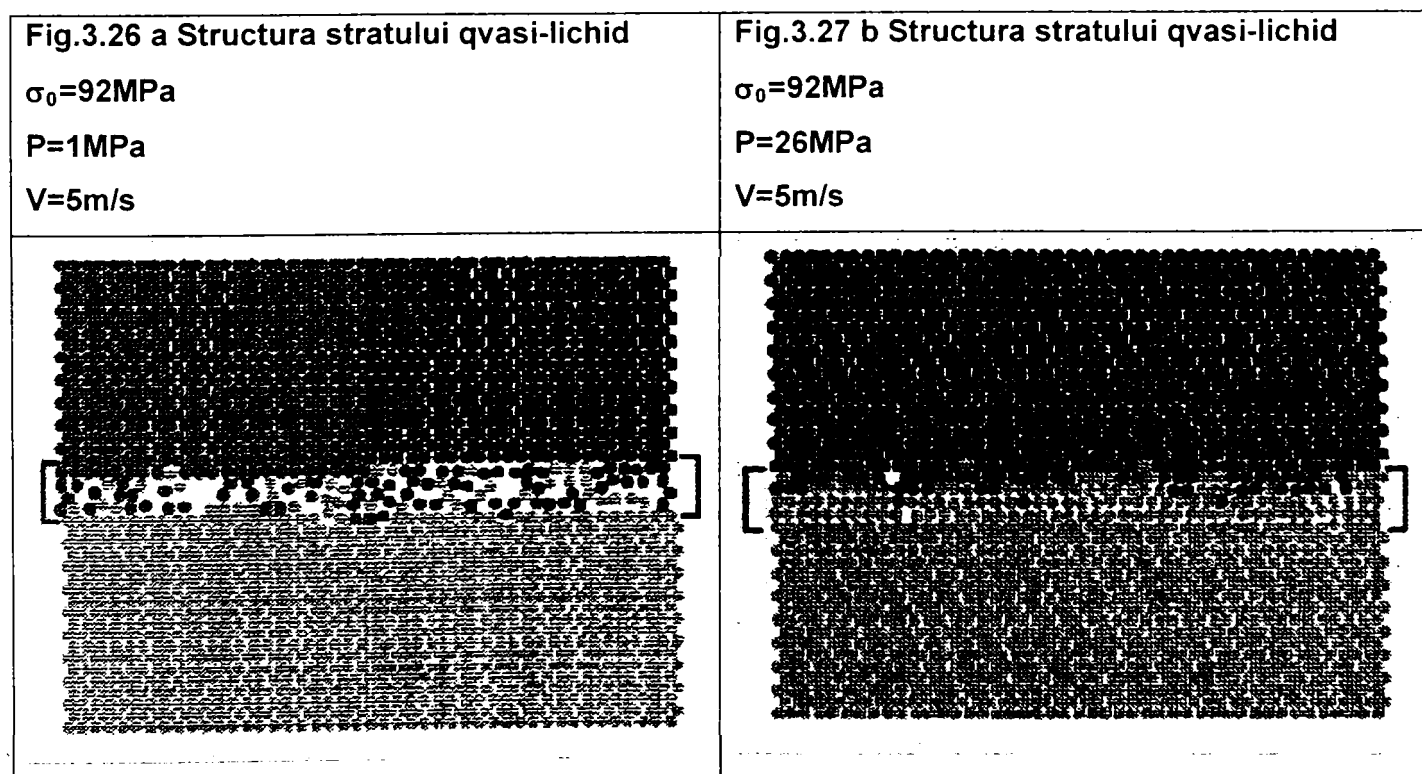
Tab. 3.25 Parametrii de calcul ai materialului

Modul Young	$E=206\text{GPa}$
Coeficientul Poisson	$\nu=0.3$
Densitatea	$\rho=7800\text{kg/m}^3$
Limita elastică	$\sigma_{y1}=51\text{-}306\text{MPa}$
Limita de curgere	$\sigma_{y2}=80\text{-}480\text{MPa}$
Deformația la limita de curgere	$\varepsilon_{y2}=0.015$

Rezistența la rupere	$\sigma_0=92-552\text{MPa}$
Deformația de rupere	$\varepsilon_c=0.04$
Vâscozitatea	$\eta=0.41\text{Pa s}$

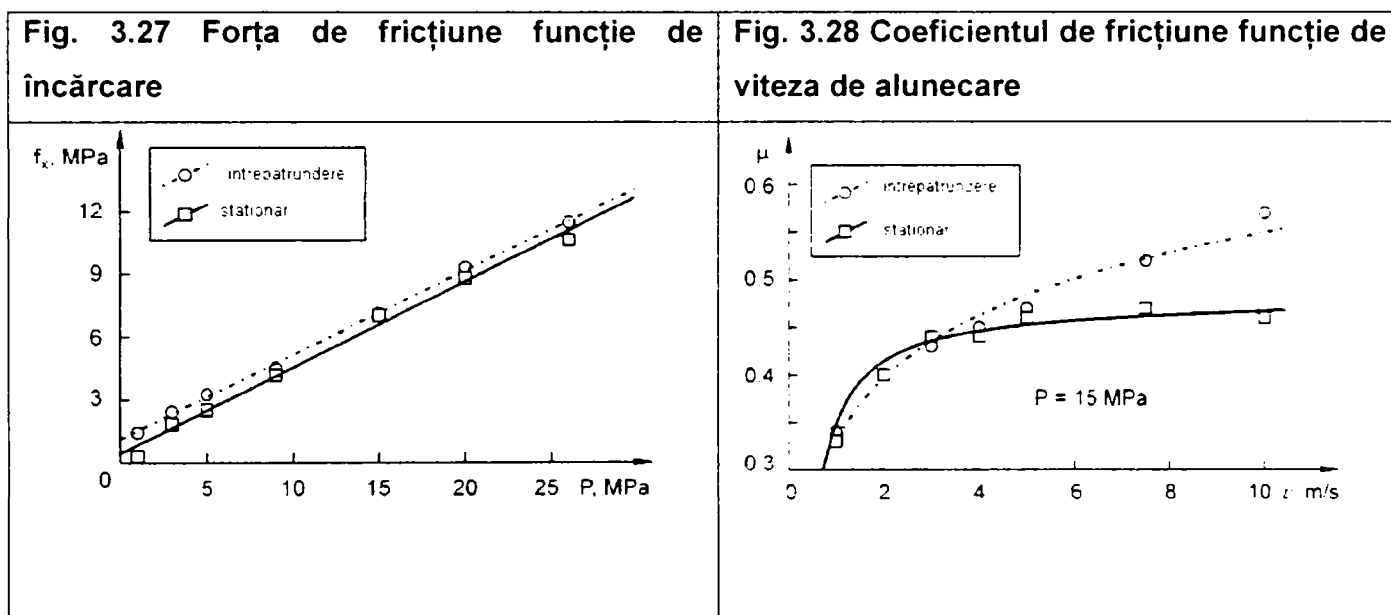
Introducerea vâscozității este o caracteristică de material importantă pentru studiul deformărilor plastice, și asigură stabilitate procedurii de calcul - formarea unui strat de granită qvasi-lichid între cele două obiecte

Cercetările experimentale au arătat faptul că imediat după aplicarea deplasări tangențiale între cele două obiecte, rugozitățile suprafețelor sunt deformate și rupte. Se formează un strat între cele două obiecte de elemente amestecate provenite din cele două obiecte prin rupere și deformare. Deplasarea particulelor în acest strat seamănă cu mișcarea turbulentă în lichide. În figura 3.26 a și b este redat stratul qvasi-lichid dintre roată/șină pentru anumite încărcări.



Dependența forței de fricțiune de încărcare se poate exprima, după încercările experimentale care s-au făcut conform graficului din figura 3.27.

Dependența coeficientului de fricțiune de viteza de alunecare este exprimată în figura 3.28, pentru o încărcare de 15MPa.



Aproximarea analitică a coeficientului de fricțiune se face ținând cont de dependența sa funcție de trei combinații independente de parametrii ( $E$ ,  $\sigma_0$ ,  $\rho$ ,  $v$ ,  $P$ ).

Prin procesarea empirică a modelului numeric se poate defini coeficientul de fricțiune dependent de următorii parametri, conf:

$$k_1 = \frac{\rho v^2 E}{\sigma_0^2}$$

$$k_2 = \frac{PE}{\sigma_0^2}$$

$$\mu = \mu_0 + \mu_1 \frac{k_1}{1 + bk_1} + \mu_2 \frac{1}{1 + ck_2}$$

$$\mu_0 = 0.15,$$

$$\mu_1 = 0.0442$$

$$\mu_2 = 0.3243$$

$$b = 0.195$$

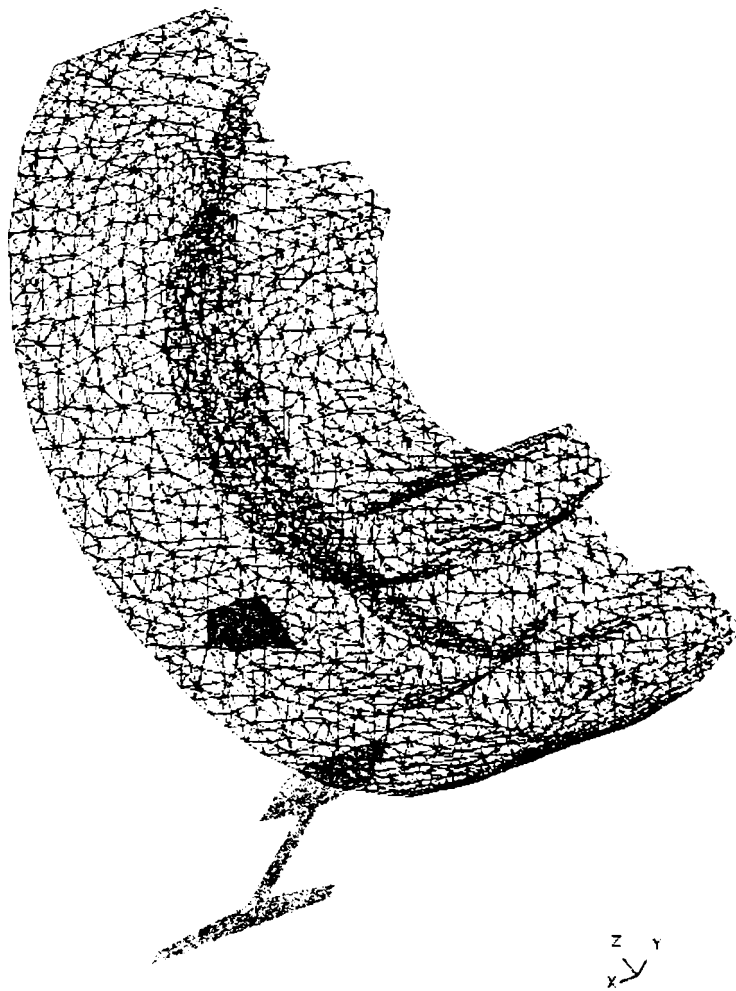
$$c = 0.00212$$

Datorită încărcărilor tip roată/șină  $\mu_1=0$  și

$$\mu = 0.15 + \frac{0.3243}{1 + 0.00212PE/\sigma_0^2}$$

În figura 3.29 este reprezentată suprafața de contact inițială (fără a aplica încărcările) dintre roată și șină. Se pot observa și nodurile de contact dintre cele doua componente.

Fig.3.29 Nodurile și suprafața de contact dintre roată și șina plată



Pentru simularea deformării, trebuie specificat și tipul fricțiunii, în funcție de condițiile impuse în procedura de simulare:

Fricțiune de aderență - pentru acest caz coeficientul de fricțiune este constant pe tot parcursul simulării.

Fricțiune Coulomb – pentru cazul când în simulare, roata de rulare este aleasă ca obiect elasto-plastic. (Pentru cazul analizei apariției și propagării fisurilor).

#### Criteriul de separare

Prin criteriul de separare se acționează asupra modului de comportare a nodurilor de contact dintre roată/șină când datorită regimului de funcționare a roții intervine "desprinderea" nodurilor de contact dintre cele două componente. Se poate acționa prin trei metode:

- metoda implicită, realizându-se o desprindere normală a nodurilor de pe suprafața de contact, când valoarea forței sau presiunii ce determină desprinderea este mai mare decât o valoare anume.
- metoda tensiunii de curgere, desprinderea realizându-se atunci când valoarea presiunii din noduri depășește un procent din valoarea tensiunii de curgere a materialului roții. Mărimea procentului trebuie specificată de către utilizator.
- metoda presiunii absolute, desprinderea nodurilor făcându-se pentru cazul când tensiunea dintre cele două componente este mai mare decât tensiunea inițială dintre componente.

Pe baza condițiilor impuse mai sus se identifică nodurile roții care sunt în contact cu șina. Transformările ce intervin pe parcursul simulării vor fi actualizate în noduri de către programul FEM, dar este necesar ca aceste condiții să fie bine definite de la primul pas, inițial al soluției simulării. După ce condițiile de interacțiune dintre roată și șină sunt generate, programul definește un câmp de toleranță pentru distanța dintre roată/șină. Nodurile roții, care se găsesc în câmpul de toleranță se



ajustează să fie și pe șină astfel încât aceste noduri să se găsească pe suprafața de contact.

De obicei toleranța distanței este 10% din lungimea muchiei elementului finit minim al roții. Dacă nodul se găsește în interiorul roții la o distanță mai mare decât toleranța admisă, atunci acel nod nu se consideră nod de contact și va continua să penetreze suprafața pe parcursul simulării. Nodurile și suprafața de contact sunt marcate (fig. 3.29)

### 3.10 Motorul de simulare

Motorul de simulare pentru rezolvarea contactului roată/șină plană sau pătrată (solver Conjugate gradient) este un motor rapid de rezolvare și necesită memorie mai puțină.

Metoda de calcul a contactului roată/șină se face pe parcursul a mai multor pași în timp.

În cazul analizei și calculului unui contact mic dintre roată și șina bombată cu acest solver se pot obține dificultăți de convergență a soluției. Pentru rezolvarea acestui caz de neconvergență se trece la solverul Sparse, care necesită timp de rezolvare mult mai îndelungat precum și memorie mai mare.

### 3.11 Post procesarea

În faza de post procesare a modelului de simulare se evaluează valoarea variabilelor, în scopul interpretării stării de deformare/degradare a roții.

Variabilele importante sunt:

Degradarea – este relaționată de apariția fracturilor în roată. Atât doar că acest parametru este dependent de metoda de calcul selectată (cap. 3.3.1.3) și de aceea nu este un bun indicator în apariția fracturilor în material. Valoarea tensiunilor din material se consideră a fi un mai bun indicator în aprecierea apariției fracturilor.

Deplasările: - pentru deformări mici cum este cazul roții de rulare se determină valoarea deplasării nodurilor rețelei față de valoarea inițială

Deformarea: este o măsură pentru determinarea gradului de deformare a roții (diferența de lungime/lungimea inițială)

Gradul de deformare: este o măsură de evaluare a gradului de deformare a roții în funcție de timp. Unitatea de măsură este deformare/secundă, unde deformarea este o mărime fără unități de măsură.

Tensiunea: - forța/arie unitară. Pentru evaluarea completă a stării de tensiune a materialului se folosesc 3 tensiuni normale și 3 tensiuni de forfecare

Vectorul vitezelor: se utilizează pentru descrierea valorii maxime vectorului vitezelor în noduri pentru fiecare pas

Temperatura – descrie temperatura în noduri

Duritatea: estimarea durității de material, bazată pe metoda de calcul a durității selectate.

## **Cap.4.Rezultate și discuții privind cercetarea degradării roților de rulare ale podurilor rulante / cărucioare**

### **4.1. Efecte economice privind utilizarea aplicațiilor software de analiza a degradării roților de rulare la podurile rulante**

Extinderea duratei de viață a diverselor tipuri de utilaje constituie o preocupare foarte importantă în ultimii ani a tuturor producătorilor. Uzura și oboseala materialelor constituie un factor major, care influențează durata de viață și funcționarea normală a utilajelor de producție. Importanța rezistenței la uzură și oboseală a componentelor structurale a sporit foarte mult și în cazul podurilor rulante, dar în același timp trebuie să existe unelte software care să previzioneze siguranța în exploatare a acestor echipamente.

O previzionare corectă a dinamicii parametrilor de uzură, și, ca urmare, a duratei de viață a componentelor, permite reducerea costurilor de întreținere și mentenanță cu până la 32%, evitarea reparațiilor neprogramate, precum și a posibilelor accidente sau întreruperi ale procesului de producție, care duc la pierderi foarte mari de capital și sporiri masive de costuri. Până nu demult, această previzionare nu se făcea decât prin aproximarea duratei de funcționare a componentelor prin analiza directă, utilizând metode convenționale - proces costisitor, care necesită oprirea totală sau parțială a utilajului. Drept soluție originală se propune simularea digitală a factorilor de uzură, precum și simularea optimizării componentelor.

Simularea optimizării devine unealta principală pentru tehnicile de simulare. De foarte mult timp s-a constatat ca simularea și validarea proiectării au devenit unelte obligatorii în luarea deciziilor de proiectare și exploatare. Acest fapt se datorează câtorva factori, cum ar fi:

- abilitatea inerentă de a evalua sisteme complexe cu un număr foarte

- mare de variabile și interacțiuni pentru care nu exista o soluție analitică
- în al doilea rând, simularea poate modela aspectele dinamice și statice ale sistemelor, generând rezultate mai precise în comparație cu calculațiile propriu zise, care au caracter static și determinist
  - de asemenea, aceasta este considerată o unealta care poate răspunde la întrebarea "ce se întâmplă dacă ... ?"

Simularea în sine constituie o soluție pentru tehnicile de evaluare – iar un scenariu analizat poate fi modificat prin introducerea procedurilor de optimizare și analiza impactului acestora, rezultând răspunsul la toate întrebările puse în fazele de concepție.

Pentru estimarea rezistenței la uzură și a comportamentului în exploatare în cazul roților de rulare ale podurilor rulante este imperios necesară utilizarea unei aplicații software adecvată studiului uzurii acestui tip de componente și predicționarea efectelor acestuia.

Începând cu anii 1970 s-au dezvoltat simulări numerice – pe baza analizei cu elemente finite – pentru studierea comportamentului dinamic a vehiculelor cu roți de rulare și a interacțiunii dintre roțile de rulare și calea de rulare. Aceste aplicații erau specializate și pentru analiza unei singure rotații și un acopereau efectele uzurii în timp. Programele de analiză cu elemente finite de generații mai noi sunt mai elaborate, iar unele dintre ele permit aplicarea scenariilor de exploatare.

### Concluzie

Din păcate în domeniul studiului uzurii roților de rulare ale podurilor rulante, până în momentul actual nu a fost elaborat nici un software integrat, care să permită efectuarea acestui tip de analiză cu maximă exactitate, în cadrul unei singure aplicații. Datorită faptului că procesul de studiu/analiză este făcut pe porțiuni, în limita capabilităților fiecărei aplicații, sporește riscul apariției erorilor sau apariției de incompatibilități.

Mai mult decât atât, utilizarea aplicațiilor existente necesită

cunoașterea foarte bună a acestora și a parametrilor utilizați în cadrul lor. Ca urmare, apar costuri suplimentare legate de instruirea personalului privind utilizarea acestor aplicații și interpretarea rezultatelor.

Pe baza modelelor de calcul a uzurii, prezentate în capitolele anterioare, se poate face estimarea degradării roților de rulare datorită contactului roară/șină, sub sarcină, utilizând metoda FEA. Avantajele și dezavantajele acestei metode comparativ cu metodele empirice de estimare a degradării sunt arătate în tabelul 4.1, de mai jos.

**Tabelul 4.1 Compararea metodelor empirice și FEA în estimarea degradării roților de rulare**

<b>Factorul de comparare</b>	<b>Metode empirice</b>	<b>Metoda FEA</b>
Mijloace necesare pentru realizarea estimării	Mașini speciale pentru măsurare, scule, personal specializat (experți și testori	Calculatoare puternice, modele de calcul a uzurii și tensionării, programe FEA
Procedura de calcul a degradării (uzurii)	Teste în laborator pentru simularea degradării, calcule riguroase de proiectare	Determinarea sau obținerea unui model de calcul a uzurii din literatură, apoi rularea acestor modele sub diferite condiții de funcționare impuse de utilizator
Determinarea degradării la schimbarea condițiilor de funcționare	Testele pentru determinarea degradării trebuie refacute, după noile condiții de funcționare, pentru determinarea constantelor de calcul	Programul numeric poate fi rulat de un număr nelimitat, singura condiție fiind reactualizarea modelului de calcul de uzură

Timpul	Dezvoltarea unui procedeu experimental de estimare a degradării e foarte îndelungată, deși predictibilitatea estimării după o asemenea metodă este foarte exactă	Dezvoltarea unui program care să calculeze degradarea roților poate fi îndelungată. Timpul necesar calculării degradării folosind acest program depinde de performanțele calculatorului
Mecanismul de uzură	Mecanismul de uzură nu se consideră	Se poate determina cu precizie care mecanism de uzură influențează cel mai mult degradarea roții
Materialul compozit al șinei	Proprietăți neliniare de material datorate impurităților, tratamentelor termice	Proprietăți liniare, materiale omogene, ideale, perfect elastice, plastice
Materialul compozit al roții	Proprietăți neliniare de material datorate impurităților, tratamentelor termice	Proprietăți liniare, materiale omogene, ideale, perfect elastice, plastice
Mediul de interacțiune roată/șină	Influențate de metodele de răcire	Trebuie să fie luate în considerare și implementate în programul FEA tipurile de transmitere a căldurii dintre cele două componente

Vibrațiile sistemului roată/șină (grinzi, structui metalice, mecanisme de ridicare, deplasare, etc.)	Constantele sunt influențate de vibrațiile sistemului	Acest aspect nu a fost luat în considerare în totalitate până acum.
Estimarea parametrilor uzurii	Informații limitate despre predictibilitatea parametrilor uzurii	Informații cuprinzătoare despre parametrii uzurii, profilul fisurii, adâncimea fisurii, etc.
Parametrii de funcționare	Se pot dezvolta metode de estimare după orice mod real de exploatare	Luarea în considerare a tuturor parametrilor ce influențează funcționarea, nu s-a facut până în prezent
Cerințe pentru operator	Nu sunt cerințe speciale	Cerințe de bază privind știința materialelor, tehnologie mecanică, rezistența materialelor, FEA, analiza transferului de căldură
Folosirea metodei în prezent	Real, în producție	Pentru cercetare și educațional
Calitatea estimării	Cantitativă	Calitativă

Concluzii:

- Estimarea cu metoda FEA a degradării roților de rulare, pe ansamblu este cu 90% mai ieftină decât estimarea în laborator prin metode empirice a degradării roților de rulare.
- Această metodă nu presupune existența unor mijloace speciale de estimare (mașini, laboratoare speciale, personal experimentat – experți, unelte speciale), ca și metodele empirice de estimare, ci

doar cunoștințe de bază de inginerie mecanică, programe FEA și analiză transfer căldură.

- Metoda FEA de estimare este o metodă flexibilă, rapidă, dar este abia în faza inițială de implementare în procesele de producție.
- Predictibilitatea degradării este detaliată, dar este dependentă de datele de intrare. Dacă datele de intrare nu sunt corect stabilite vor conduce în mod evident la rezultate eronate.

## 4.2 Analiza comparativă a aplicațiilor software din acest domeniu existente pe piață

Programe comerciale recente, ce includ posibilități de simulări dinamice eficiente pentru studiul interacțiunii roată – șină sunt: Gensys, Adams, Nurcas, Simpack, Nastran, Deform 3D.

Programele de simulare a deplasării vehiculelor rulate sunt preocupate de poziționarea relativă a roții față de calea de rulare, respectiv de determinarea punctului de contact (pentru cazul roată - șină bombată) și de forțele de contact ce iau naștere datorită interacțiunii dinamice].

Din capitolele anterioare și [Keri – 6] rezultă că pentru realizarea unei analize complete este necesară parcurgerea următorilor pași

1. Determinarea coeficientului de frecare
2. Modelarea ansamblului roata de rulare / cale de rulare
3. Simularea mișcării cu definirea condițiilor de rulare și aplicarea diverselor tipuri de condiții de exploatare
4. Modelarea cu Elemente Finite (FEA) a contactului roată-șină
5. Simularea exploatării și urmărirea evoluției parametrilor de uzură
6. Estimarea deformărilor și uzurii în timp, precum și determinarea duratei de exploatare în siguranță



7. Validarea rezultatelor prin verificarea rezultatelor simulării digitale cu rezultate experimentale și calibrarea metodologiei.

Din cele specificate anterior rezultă că o aplicație software de acest tip trebuie să dovedească următoarele capacități:

- să ofere posibilitatea de simulare a mișcării relative
- să fie permisivă și flexibilă în specificarea coeficienților de frecare, după cazurile concrete de exploatare
- să asigure posibilitatea de modelare a ansamblului roata de rulare / cale de rulare
- să confere posibilitatea de atribuire pentru diverși parametri și specificații ai ansamblului modelat – cum ar fi de exemplu mesh-uirea corectă, cu factori corespunzători
- să ofere posibilitatea de modelare cu elemente finite, funcție de parametri prestabiliți ai contactului între cele două corpuri modelate
- să ofere posibilitatea de simulare a diverselor condiții de exploatare, stabilirea condițiilor limită etc.
- să genereze grafice și scheme comprehensive privind evoluția deformărilor și a uzurii ca urmare a impunerii diverselor tipuri de parametri de exploatare.

Pentru a forma o imagine cuprinzătoare privind aplicațiile software existente pe piață, se prezintă mai jos în mod centralizat capacitățile necesare pentru realizarea unei analize complete, suprapuse peste capacitățile aplicațiilor software analizate. În tabelul următor sunt prezentate comparativ existența sau lipsa anumitor capacități din cadrul acestor aplicații software.

**Tabelul 4.2**

Capabilități	Cosmos	Adams	Ansys	Nastran	Deform 3D
Simularea miscarii	X	X	X	X	X
Permisivitatea privind specificarea	X	X	X	X	X

coeficienților de frecare					
Modelarea roții de rulare	X	X	X	X	X
Modelarea căii de rulare	X	X	X	X	X
Calculul forțelor de contact	X	X	X	X	X
Diagrame tensiune-deformare	X	X	X	X	X
Aplicarea diferitelor scenarii privind condiții de exploatare variate		X	X	X	X
Definirea flexibilă a condițiilor de simulare	X	X	X	X	X
Generarea schemelor de deformare	X	X	X	X	X
Generarea schemelor de uzură		X			
Modelare cu Element Finit	X	X	X	X	X
Determinarea condițiilor la limită	X		X	X	X
Controlul simulării					X
Simulare cu utilizarea procedurii de Element Finit	X	X	X	X	X
Generarea schemelor de deformare și uzură					
Previzionarea efectivă a duratei de funcționare în funcție de diferiți parametri					X

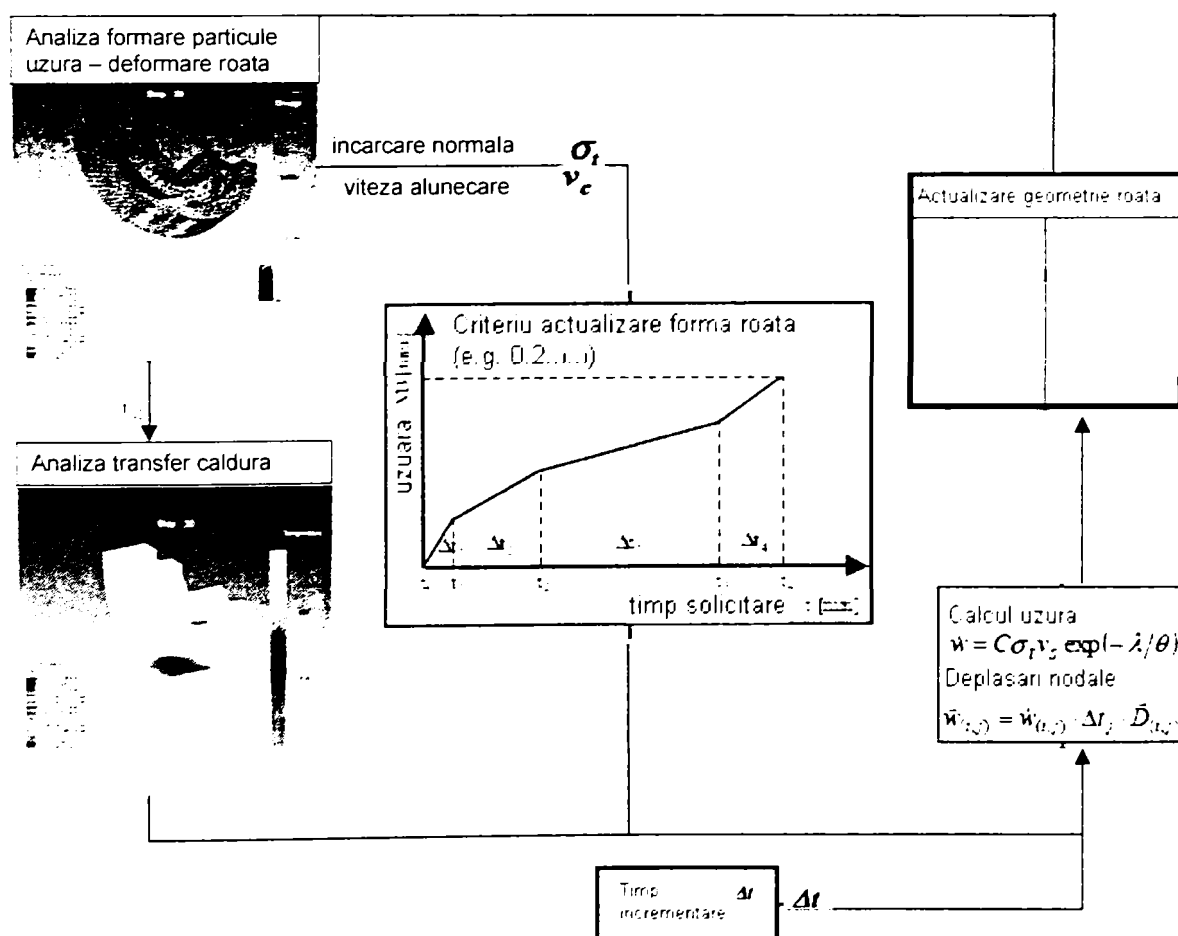
### Concluzie

Din tabelul de mai sus reiese clar că nici una dintre aplicațiile existente pe piață nu permite efectuarea unei analize de uzură complete. Mai mult decât atât, aplicațiile existente nu permit efectuarea cercetării uzurii roții de rulare datorate tuturor cauzelor arătate în capitolele anterioare, folosind metoda elementelor finite (FEA), cu parametri de analiză necesari. Din acest motiv s-a recurs la o altă soluție privind efectuarea cercetării, care este prezentată în următorul capitol.

## Cap5. Prezentarea soluției originale privind efectuarea analizei cu elemente finite la studierea uzurii roților de rulare ale podurilor rulante

### 5.1. Metodologia efectuării analizei cu elemente finite la studierea uzurii roților de rulare ale podurilor rulante, utilizând aplicații software de tip FEA

Soluția aleasă pentru efectuarea studiului deformărilor și a uzurilor ireversibile în cadrul prezentei lucrări este conform figurii 2.7, capitolul 2 .



Conform schemei de mai sus pașii parcurși pentru determinarea degradării sunt:

Pasul 1 :

Analiza stării de tensionare a roții, datorită încărcărilor de pe roată, interacțiunii roată/șină, și dinamicii roții

Pasul 2:

Analiza transferului de căldură dintre cele două componente – s-a considerat un transfer pur de temperatură

Pasul 3

Estimarea degradării / uzurii roții de rulare

În primii pași se poate determina starea de tensionare, viteza de alunecare, și temperatura din noduri. Pe baza acestor date de intrare se poate determina uzura, după ce se va stabili un increment de timp (stabilirea unui increment de timp convenabil se face pe bază experimentală).

După determinarea gradului de uzură / intervalul de timp se va face reactualizarea geometriei roții.

Pentru orice metodologie clasică de validare, a oricărei analize de tip FEA schema este prezentată în figura de mai jos.



Figura 5.1

După cum se observă, figura de mai sus nu permite analiza uzurii roții, așa cum s-a explicat în capitolul anterior. Soluția originală propusă de autorul acestei lucrări este prezentată în figura de mai jos. Modelarea ansamblului roată/șină se poate face pe orice sistem CAD, (adică Pro/E, CATIA, UG, SolidWorks, SolidEdge sau altele echivalente). După

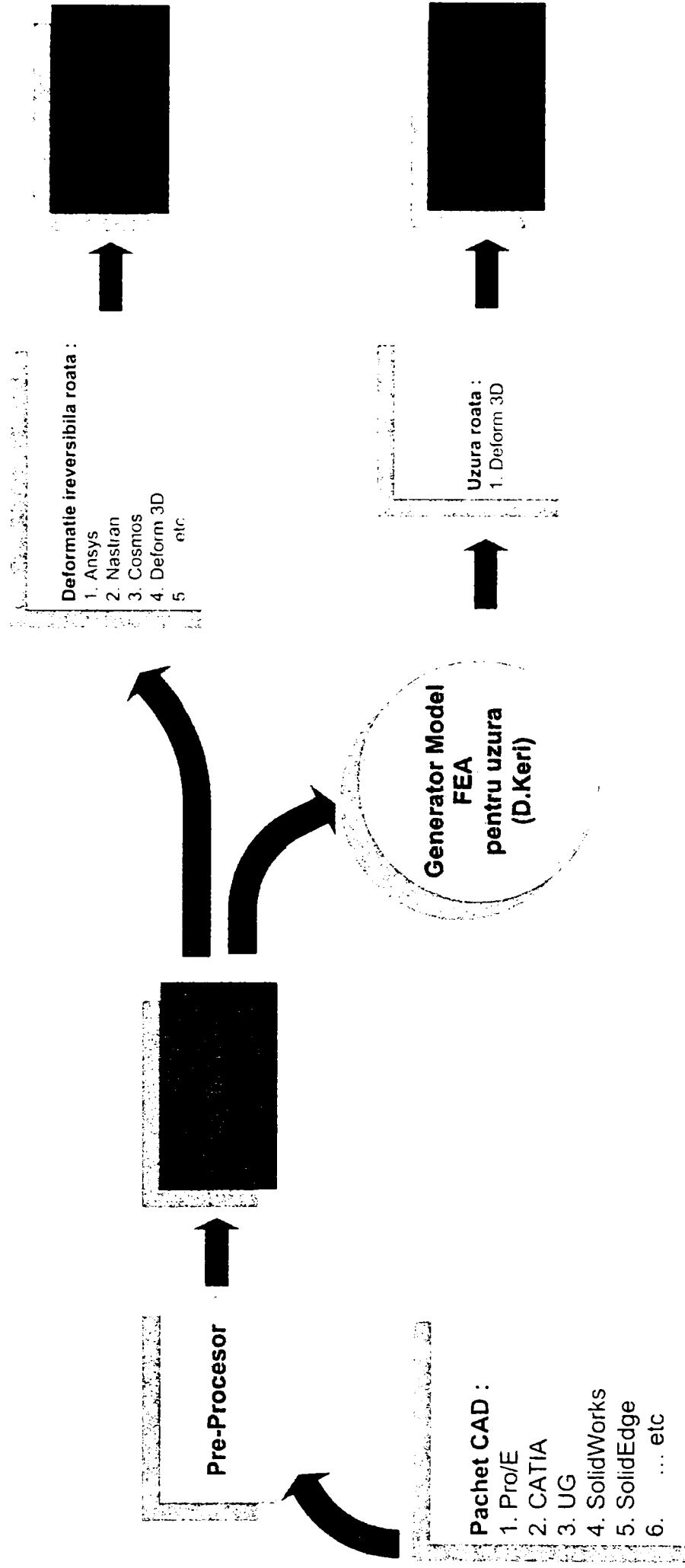
operațiunea de modelare se trece la faza de pre-procesare, în care se realizează operația de mesh-uire, conform parametrilor indicați de utilizator.

Pasul următor îl reprezintă operația de simulare a bazei de date creată anterior cu ajutorul unui sistem FEA existent pe piață.

Acest lucru este însă posibil doar pentru calculul deformării ireversibile a roții, nu și în cazul în care dorim să calculăm uzura efectivă a roții. Pentru că uzura roții este partea cea mai importantă reprezentând peste 70-80% din cazurile în care roata este scoasă din funcțiune, se observă ca acest pas este cel mai important de realizat.

Autorul vine cu soluția originală de a determina uzura roții cu ajutorul unor aplicații software dedicate simulării operațiilor de așchiere. Din cercetările experimentale care sau efectuat rezultă că uzura roții se datorează numărului foarte ridicat de cicluri tip pornire/oprire pe care ansamblul pod/cărucior (adică inclusiv roata trebuie să le facă pe parcursul exploatării. Acest lucru duce la faptul că roata este solicitată la o micro așchiere pe suprafața sa de contact cu șina, și care reprezintă fenomenul de uzură maximă (peste 90% datorită fenomenului de așchiere)

Prezentarea soluției originale privind efectuarea analizei cu elemente finite la studierea degradării roților de rulare ale podurilor rulante



Putem aproxima fenomenul micro aşchierii cu o strunjire de tip ortogonal, la care adancimea de aşchiere e de până la 10 micrometri. Nu exista aplicații software care să simuleze cu ajutorul elementelor finite acest tip de strunjire. Prin urmare am realizat o aplicație software care realizează convertirea bazei de date în format inteligibil pentru aplicațiile software existente pe piață. această aplicație se numește "Convert data" care generează baza de date cu modelul FEA cuprinzând geometria roții, căii de rulare, parametrii de mesh-uire, viteza de aşchiere (viteza de deplasare relativă roată/șină), coeficienții de fricțiune, temperatura mediului ambiant, temperatura ce se generează în zona de contact.

Interfața aplicației – lansarea aplicației este prezentată în figura 5.3 de mai jos:

Fig. 5.3 – Interfața aplicației de generare a bazei de date



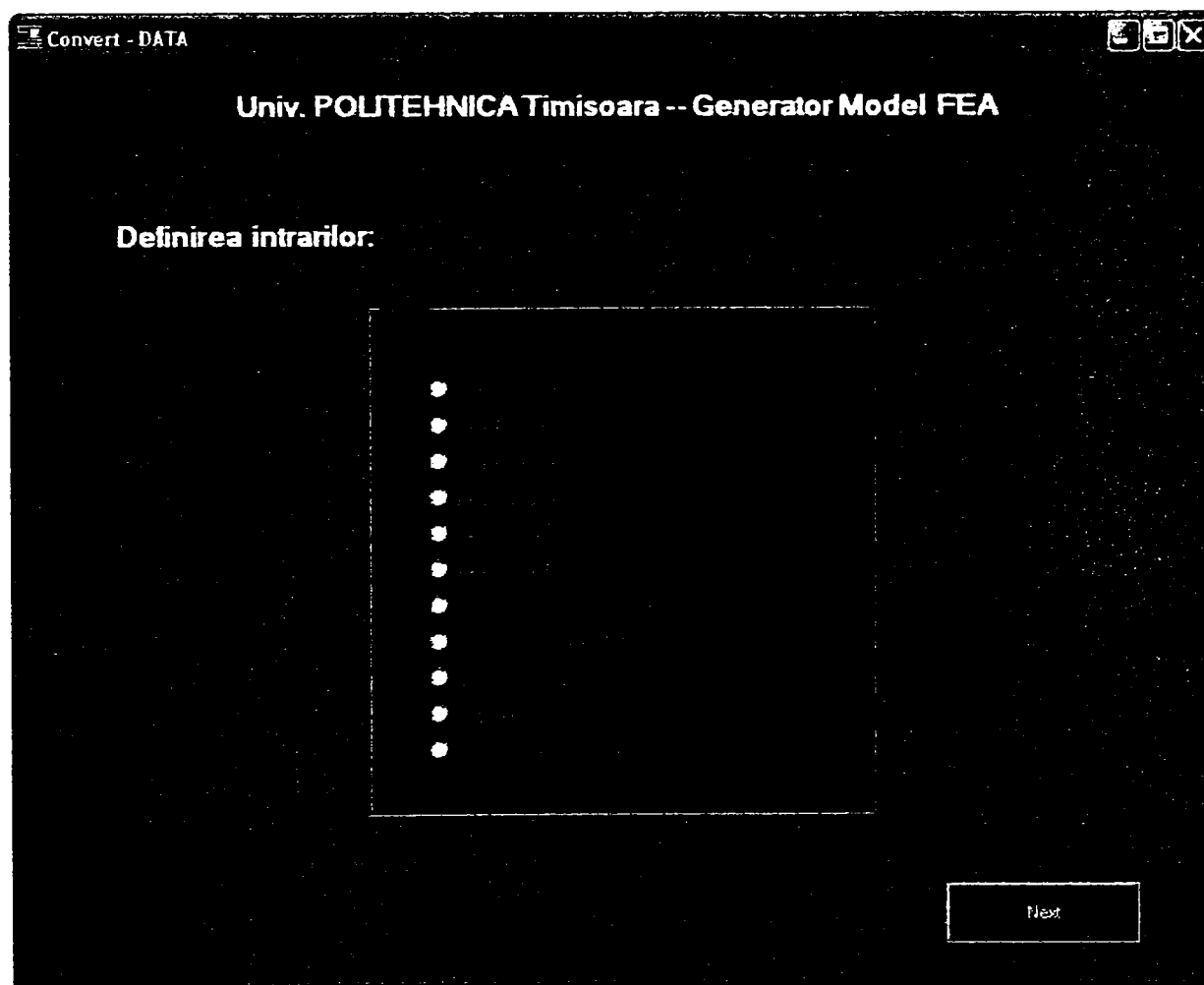
Următoarea secvență după lansarea aplicației Convert-DATA, este de definire a



parametrilor (variabilelor) necesare în calculul degradării roții.

În figura 5.4 este definită fereastra de input (introducere) a variabilelor necesare calculului degradării.

Fig. 5.4 Fereastra cu datele de intrare:



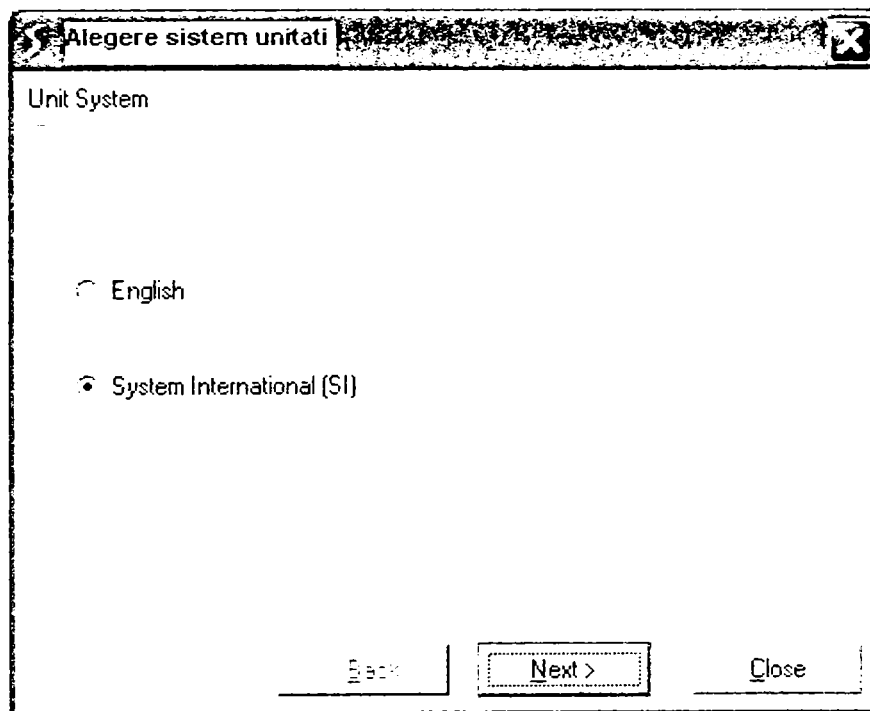
După cum s-a relatat anterior în această etapă a aplicației trebuie definite detaliile privitoare la sistemul de unități, alegerea metodei de calcul a simulării, definirea geometriei roții și șinei, definirea materialelor și a proprietăților lor pentru cele două componente, pașii/timpii de calcul, numărul de pași, condițiile de terminare a simulării, condițiile mediului de simulare (temperatură, viteză de deplasare etc.) Tot în această fază se verifică input-urile și apoi se generează baza de date.

Meniul ce se generează din această fereastră este unul clasic, cu care utilizatorii

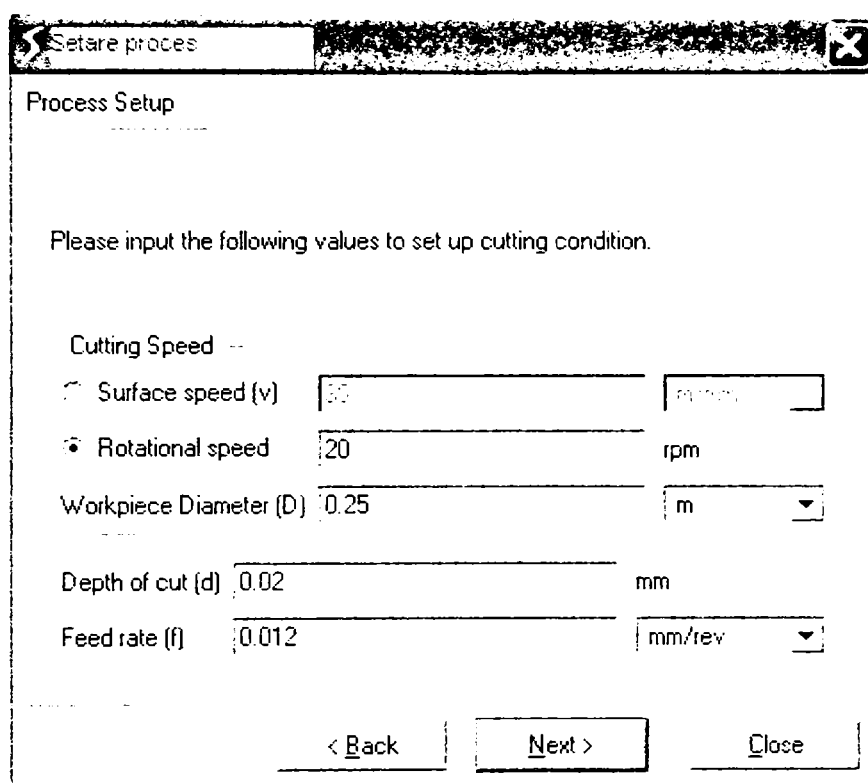
de programe FEA sunt obișnuți.

Ordinea pașilor din secvența aplicației Convert-DATA din figura 5.4, trebuie respectată, în sensul că trecerea de la o etapă la alta se face conform descrierii de mai jos:

Pas 1 - definirea sistemului de unități – figura 5.4a – englez sau SI



Pasul 2 – setarea procesului figura 5.4b



În această fază a procesului se definesc parametrii ce intervin în funcționarea roții de rulare – viteza de deplasare, coeficientul de frecțiune, viteza de rotație, etc.

Pasul 3+ Pasul 4 – Setare geometrie roată / șină – În această etapă se definesc în aplicație modelele care interacționează.

Roata sau șina se pot genera în aplicație, sau se pot importa dintr-un program CAD.

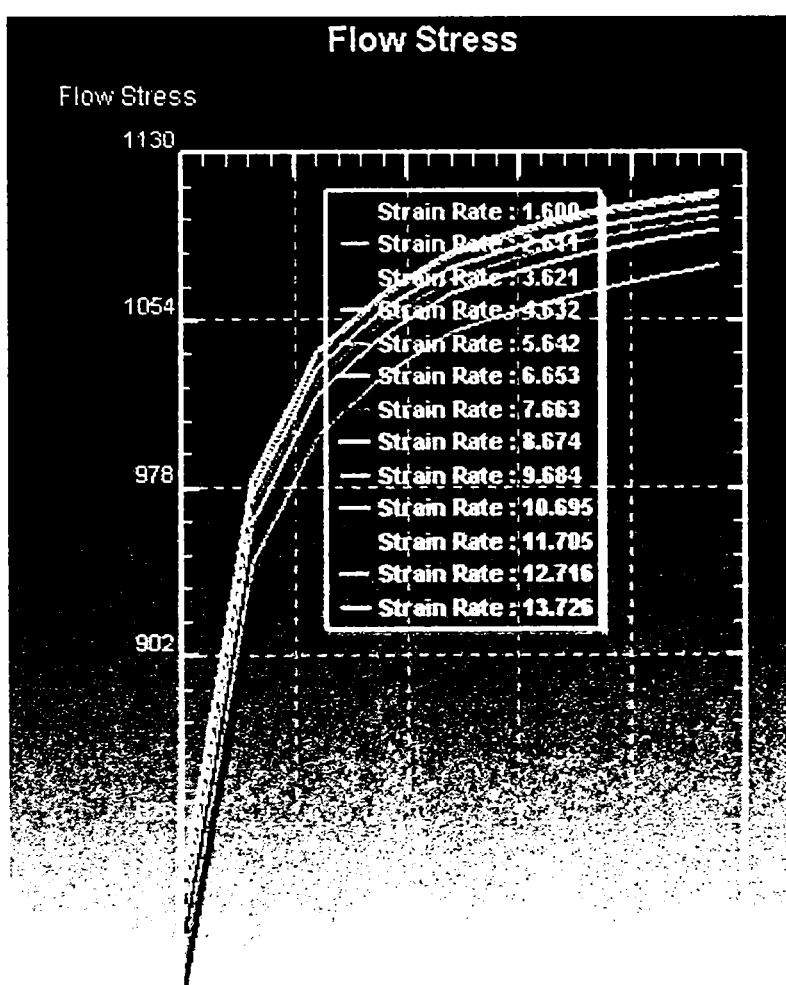
În figura 5.4c este redată geometria roții, generată în PRO/E și exportată în aplicația Convert-DATA.



Pasul 5+6 – Setare material roată și setare material șină.

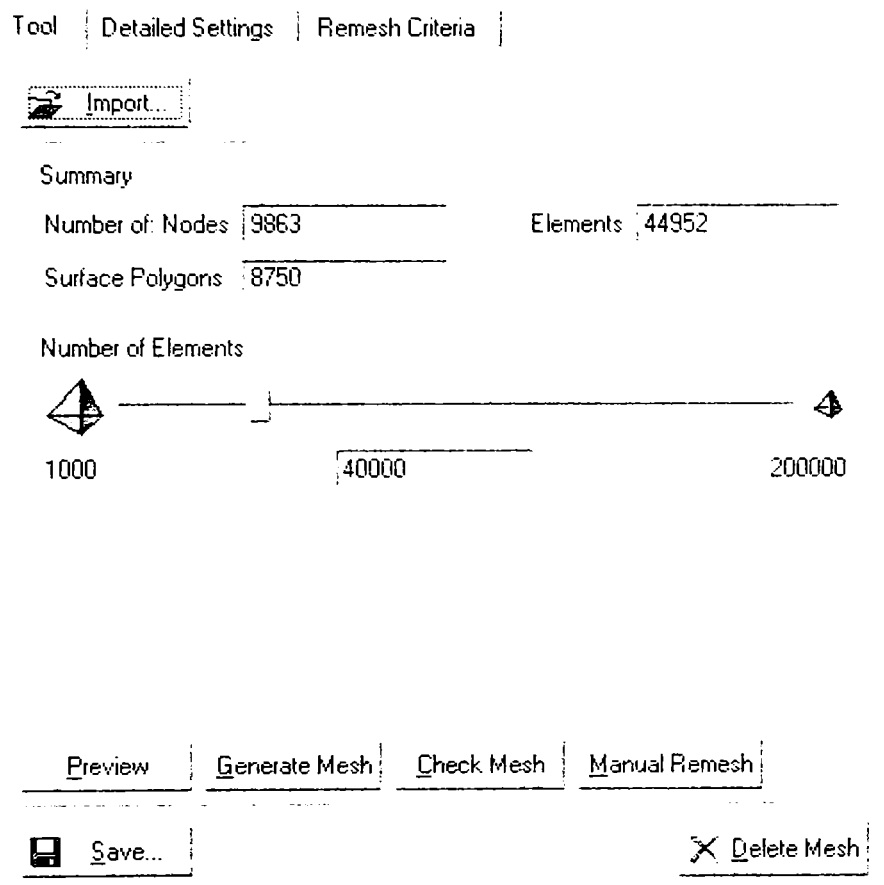
Ca și în pasul anterior, este la latitudinea utilizatorului de a defini proprietățile de material ale roții și șinei direct în aplicație, sau dacă există o bază de date cu materiale se pot folosi datele existente. Chiar și în cazul în care se folosește un material din o bază de date, proprietățile tehnice ale acestuia se pot modifica, direct din aplicația Convert-DATA

În figura 5.4d sunt redate proprietățile de material ale roții (C45), încărcate din o bază de date.



Pasul 7+8 – Control generare discretizare roată și șina. Aceasta etapă este necesară pentru stabilirea tipului de element al roții (elesto-plastic) respectiv al șinei (rigid – degradarea șinei nu a fost luată în considerare).

Totodată în aceste etape se poate controla discretizarea celor două componente – fină / grosieră. În figura 5.4e și 5.4f sunt redate meniul pentru controlul discretizării și rezultatul discretizării.



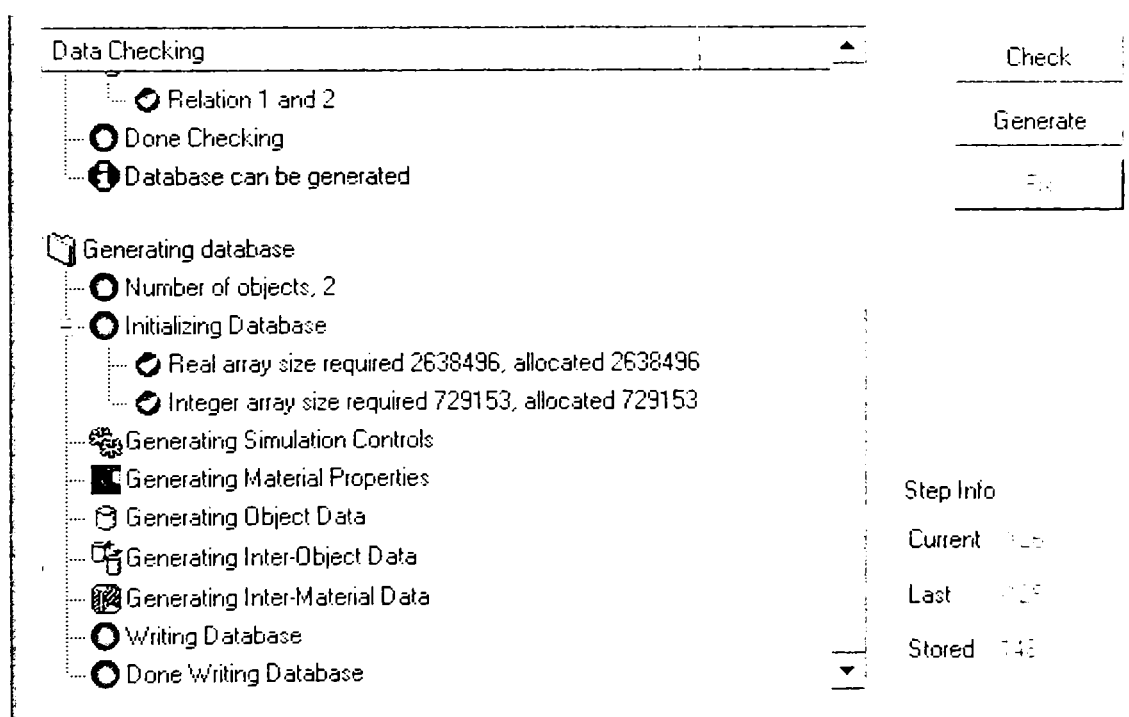
Pasul 9 – Controlul simulării – presupune alegerea tipului de solver (detaliat la capitolul 3), precum și incrementul de timp, după care se va face actualizarea deplasărilor

nodale. Totodată se va stabili și poziționarea celor două componente relativ una față de cealaltă.

Pasul 10 – Presupune verificarea datelor introduse în pașii 1-9. Dacă lipsesc informații, omise în pașii anteriori, baza de date nu va putea fi generată.

Pasul 11 - Generarea bazei de date, după ce s-au verificat datele introduse în pașii 1-9.

În figura 5.4g , este redată fereastra de verificare a introducerii datelor și de generare a bazei de date.



După cum se observă în figura de mai sus rutina din aplicației din această fază, verifică datele introduse în pașii 1-9.

Dacă se dorește modificarea unor date introduse în fazele anterioare, actualizarea acestora se poate face, în orice fază 1-9 a aplicației, dar, după actualizare urmând desigur generarea unei noi baze de date.

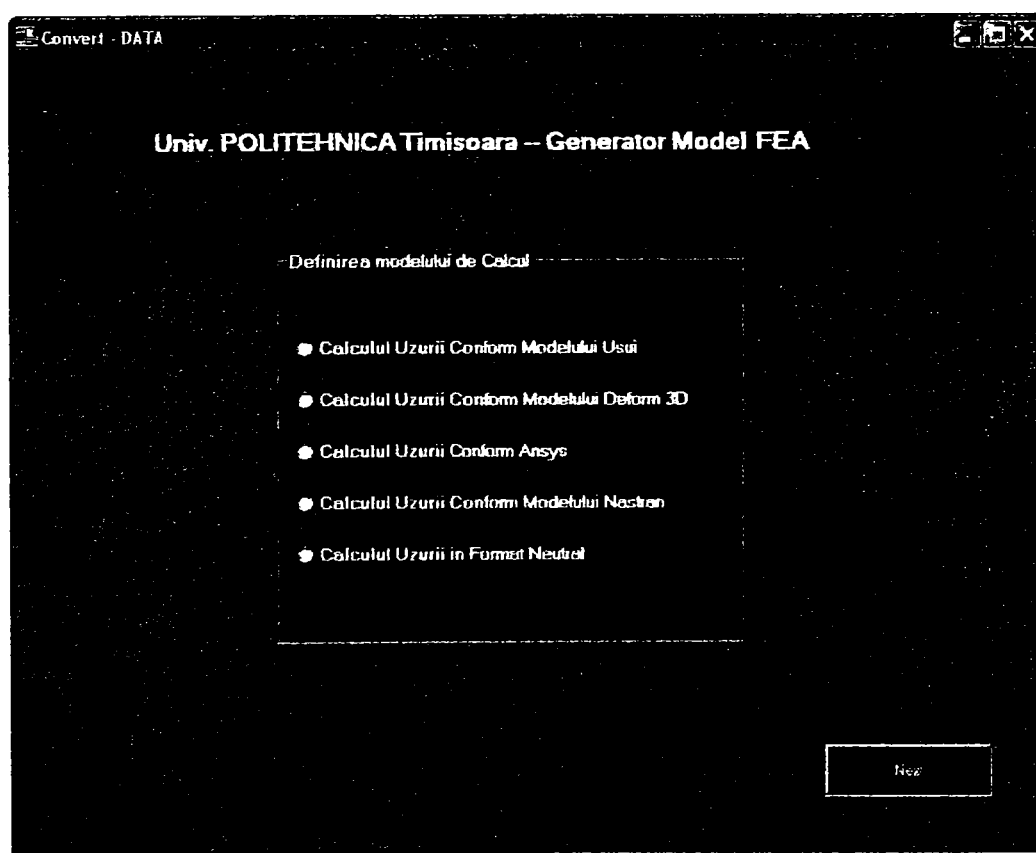
Pentru a determina degradarea roții de rulare este necesară definirea unui model de calcul al uzurii. După cum s-a dezvoltat în capitolele precedente, există mai multe modele de calcul a uzurii – Archard, Usui, etc.

Alegerea modelului de calcul de uzură se face în funcție de condițiile concrete de funcționare. Utilizatorul aplicației trebuie să știe când un model de calcul este mai potrivit, decât celelalte.

În figura 5.6 este redată fereastra aplicației, în vederea selectării modelului de calcul a uzurii.

Se specifică, că în cazul folosirii a diferite modele de uzură rezultatele simulării diferă considerabil.

Fig 5.6 Alegerea modelului de calcul a uzurii

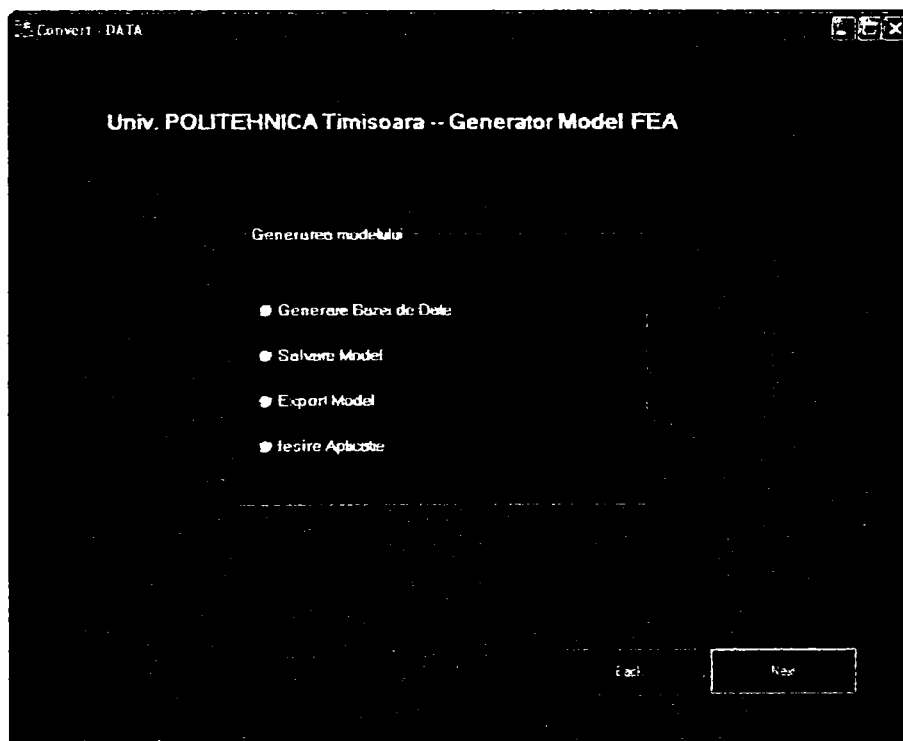


În figura 5.7 este redat ultimul modul al aplicației, prin care se generează baza de date cu informațiile complete, introduse în fazele anterioare, se salvează baza de date, se poate exporta baza de date, către o altă aplicație FEA, și se poate ieși din aplicația



Convert-DATA.

Fig. 5.7 Iesire aplicație Convert-DATA



Motorul de calcul, pentru rezolvarea stării de tensionare și calculul uzurii poate fi ales de utilizator după preferințe/posibilități.

În figura 5.8 de mai jos este exemplificat un caz concret de analiză a deformării roții de rulare, folosind aplicația soft dezvoltată în această lucrare și motorul de calcul al unui software FEM, cunoscut (Deform 3D - doar pentru validarea rezultatelor).

Fig 5.8 Valorile deplasărilor nodale

Convert - DATA

Univ. POLITEHNICA Timisoara -- Generator Model FEA

Modelul in format Deform 3D

DIRECT METHOD

ITERATION NUMBER	VELOCITY NORM	RELATIVE VELOCITY ERROR NORM	RELATIVE FORCE ERROR NORM	SOLVING TIME (SEC)
1	0.1574852296E+00	0.510770611E+01	0.0100000000E+00	19.452
2	0.0296119441E+00	0.365667111E+01	0.1352997924E+00	19.424
3	0.0296385239E+00	0.1174380279E+02	0.9664702646E+00	19.424
4	0.04215301199E+00	0.1076500102E+01	0.0026801944E+01	19.440
5	0.0290374241E+00	0.864207495E+00	0.1750020699E+01	0.422 R
6	0.0620002180E+00	0.3027036201E+00	0.1001470193E+01	1.422 R
7	0.0675964702E+00	0.4637322611E+00	0.9742241357E+00	0.422 R
8	0.0721102001E+00	0.0202058071E+00	0.0077328914E+00	0.422 R
9	0.0413995249E+00	0.7400907901E+00	0.4968910397E+00	1.752 R
10	0.0524498035E+00	0.2385004492E+00	0.02170484937E+00	0.422 R
11	0.0700010437E+00	0.290707090E+00	0.1092040794E+01	1.057 R
12	0.0652444950E+00	0.0105110011E+00	0.1181447940E+00	1.150 R
13	0.0485704256E+00	0.0247714020E+00	0.1017550294E+01	1.200 R
14	0.0449910194E+00	0.0114070077E+00	0.07063010011E+00	1.015 R
15	0.0573278903E+00	0.1150716420E+00	0.1114490246E+01	0.992 R
16	0.0426507146E+00	0.1074304949E+00	0.0265072794E+00	2.004 R
17	0.0170705994E+00	0.0607394171E+01	0.1587941191E+00	0.480 R
18	0.0157050414E+00	0.0000704465E+01	0.1210071070E+00	0.444 R
19	0.0069104184E+00	0.0624114907E+01	0.1549140197E+00	1.041 R
20	0.0292511070E+00	0.0634361109E+01	0.0401708699E+01	1.125 R
21	0.0201665180E+00	0.1074420002E+00	0.0174902015E+00	0.540 R
22	0.0711639029E+00	0.1094964191E+01	0.3096301160E+00	0.110 R
23	0.0655152448E+00	0.1084705127E+01	0.0029297819E+00	0.440 R
24	0.0255001640E+00	0.1000004507E+00	0.0020504489E+01	0.700 R
25	0.0487016450E+00	0.0115901056E+01	0.1001039759E+00	0.410 R
26	0.0400012901E+00	0.0243914200E+01	0.0005472615E+00	0.020 R
27	0.0167895644E+00	0.1091407105E+00	0.1246119027E+00	0.610 R
28	0.02339035114E+00	0.1047247570E+01	0.4689944111E+00	0.460 R
29	0.0211880496E+00	0.0887771259E+01	0.4390600266E+00	0.718 R
30	0.0049077048E+00	0.0040567019E+01	0.1074010145E+01	0.150 R

Back Next

## 5.2 Exemple de utilizare a aplicației Convert – DATA

Folosind datele de intrare și baza de date generată în subcapitolul anterior, pentru care se face exportul către un program FEA, de calcul al degradării (DEFORM-3D, doar pentru exemplificare). Pașii care trebuiesc urmați, valabili pentru orice aplicație FEA, pentru obținerea rezultatelor sunt:

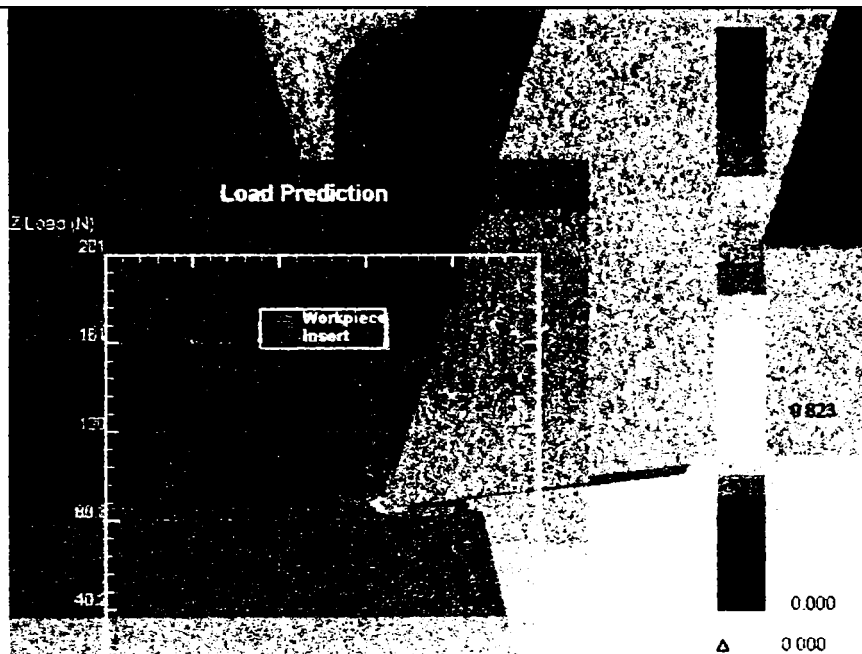
Pasul 1 – încărcarea bazei de date

Pasul 2 – procesarea bazei – rularea solverului aplicației FEA

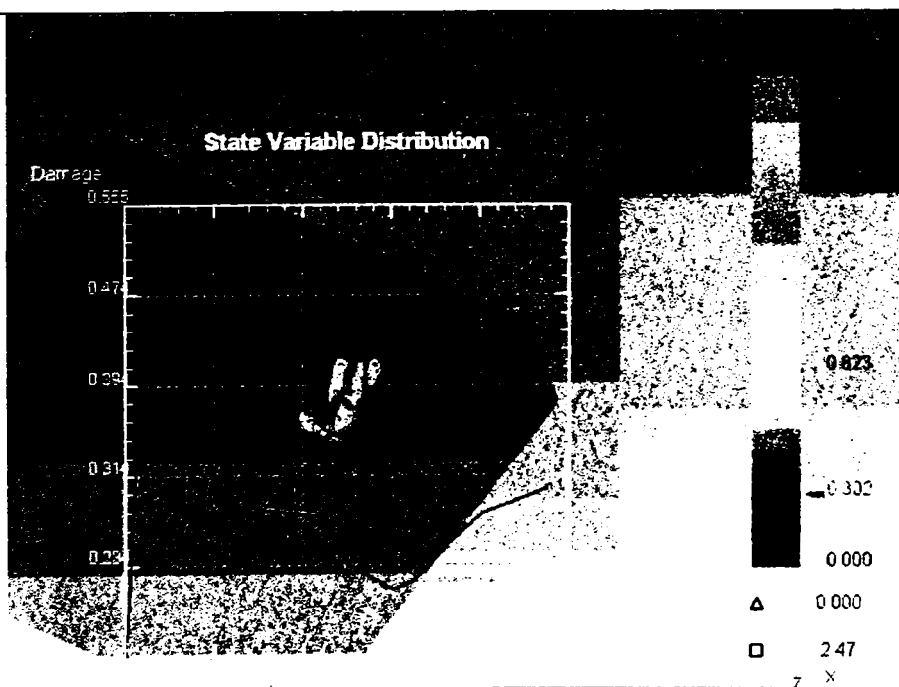
Pasul 3 – post procesarea - interpretarea rezultatelor

În figura 5.9 sunt redată rezultatele obținute pentru baza de date generată anterior

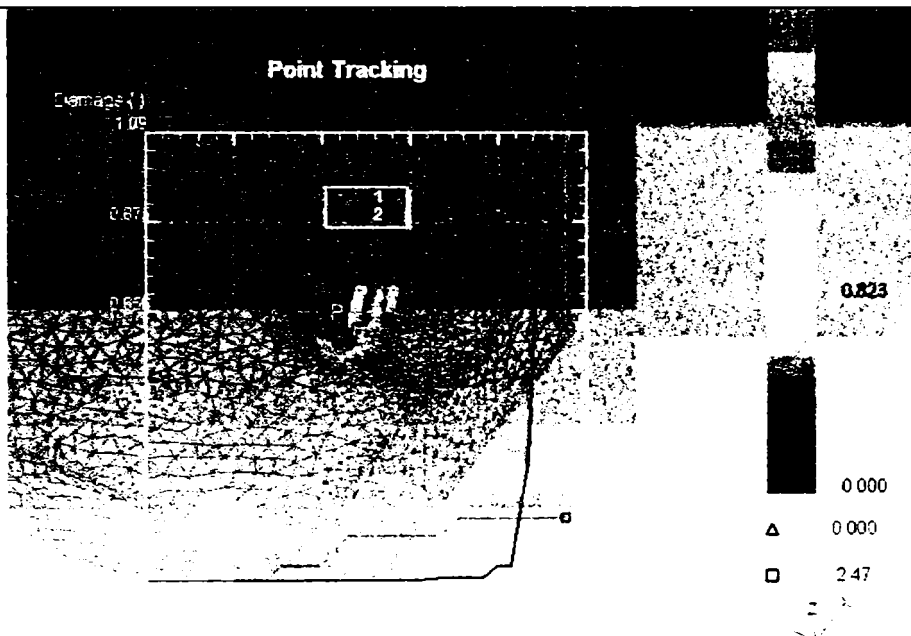
Degradarea și încărcarea pe roată după direcția z



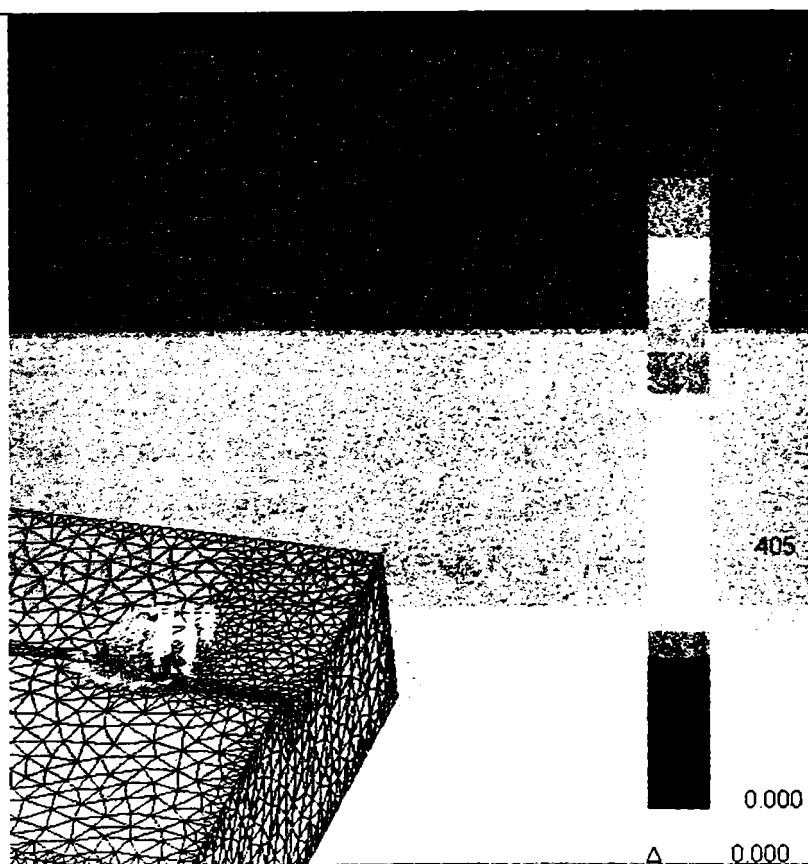
Degradarea într-un nod și graficul valorilor degradării în un nod



Graficul monitorizării degradării a 2 noduri într-un interval de timp



Valorile tensiunii efective



Avantajele financiare în cazul folosirii aplicației Convert-DATA, derivă din avantajele prezentate în subcapitolul 4.1 și sunt estimate în tabelul 5.10

Costurile se pot grupa în costuri fixe și costuri variabile conform tabelului de mai jos:

**Tabel 5.10**

Costuri fixe	Euro
Reducerea costurilor pentru dispozitive necesare pentru realizarea estimării	5000 – 100000 – (funcție de tipul de dispozitiv necesar)
Recerea costurilor datorită posibilității alegerii, conform cerințelor speciale de funcționare a unui material constitutiv potrivit, respectiv alegerea tratamentului termic necesar	500-1000
Reducerea costurilor datorită posibilității de proiectare a geometriei optimizate a produsului analizat	500-1000
Reducerea timpului de lucru	1000
Reducerea costurilor datorită evitării deplasărilor în unitățile de expertiză	1000
<b>Total</b>	<b>8000-104000</b>

Avantajele financiare ale folosirii aplicației mai constau și în faptul că baza generată de aplicație poate fi exportată în orice program FEA, utilizatorul neneccitând achiziționarea unui anumit program scump de pe piață.

## Cap.6 Concluzii finale. Perspective de continuare a cercetărilor

### 6.1 Concluzii finale

Scopul cercetărilor cuprinse în această lucrare constă în efectuarea analizei dinamice a procesului de uzură a roților de rulare ale podurilor rulante în vederea determinării evoluției deformărilor permanente și, prin urmare, a duratei de exploatare.

Sub titulatura "Contribuții privind studiul degradării roților de rulare" prezenta lucrare propune o metodologie unitară de abordare științifică și inginerească a procesului de determinare a uzurii roților de rulare, respectiv a determinării stării de tensionare, într-un timp cât mai scurt, cu efort minim și bineînțeles cu costuri minime.

Adresabilitatea metodei și a lucrării în esență este atât către stadiile conceptuale cât și postconceptuale, deoarece metoda poate fi folosită atât pentru estimarea degradării unor produse dezvoltate deja, dar totodată poate fi folosită și pentru optimizarea sau dezvoltarea de produse noi.

Pentru atingerea acestor deziderate lucrarea propune:

- o structură metodologică de asistare a procesului de estimare a uzurii / degradării roților de rulare
- un studiu comparativ pentru diferite modele de calcul a uzurii (Archard, Usui)
- un studiu comparativ pentru diferite metodologii FEA de estimare a tensionării și degradării roților de rulare
- exemplificarea capabilităților modelului FEA de estimare a

- degradării unei roți de rulare și posibilitățile de export între diferite sisteme CAD/FEA
- realizarea unei aplicații Convert-DATA, capabilă să genereze o bază de date conținând toate informațiile necesare pentru calculul uzurii și stării de tensionare a roților de rulare.
- asigurarea inteschimbabilității datelor generate cu aplicația Convert-DATA, în scopul folosirii acestor informații în orice program FEA
- exemplificarea posibilităților oferite de aplicația Convert-DATA.

Extinderea duratei de viață a diverselor tipuri de utilaje constituie o preocupare foarte importantă în ultimii ani. Uzura și oboseala materialelor constituie un factor major în influențarea duratei de viață și funcționare a utilajelor de producție.

Cercetările efectuate au fost în scopul găsirii unui model de contact roată de rulare/șină, care să aproximeze cât mai bine comportarea în timpul funcționării a roții de rulare la contactul cu șina, în vederea determinării gradului de deformare plastică a roții.

De la apariția acestui tip de preocupare au existat mai multe modalități de abordare a analizei procesului de uzură și previzionarea evoluției acestuia.

Până nu demult, aceasta previzionare nu se făcea decât prin aproximarea duratei de funcționare a componentelor prin utilizarea calculelor matematice laborioase, teste distructive sau nedistructive, etc. Aceste metode implică costuri foarte ridicate datorate duratei necesare pentru desfășurarea analizei, datorate numărului mare de personal neproductiv, datorate opririlor totale a utilajului și creșterea timpilor morți, etc. Iar procesul de optimizare nu se realiza decât pe baza experienței directe.

Însă, tendința globală de reducere a costurilor forțează restrângerea costurilor de cercetare-dezvoltare, reducerea costurilor de exploatare, precum

și extinderea prin optimizare a ciclului de exploatare a utilajelor.

Drept soluție este analiza uzurii asistată de calculator și simularea digitală. La baza cărora stau legile și modelele de calcul probate experimental și anume legea de uzura Archer, după care reducerea volumului piesei supuse la solicitare este direct proporțională cu viteza de alunecare, încărcarea normală, duritatea materialului și anumiți coeficienți de uzură stabiliți pe bază experimentală. Iar pentru cazul analizei modelului în condițiile apariției și schimbului de temperatură între cele două corpuri în contact, se utilizează modelul de calcul al uzurii roții - Usui, care ține cont de viteza de alunecare, încărcare, temperatură și anumiți coeficienți stabiliți pe bază experimentală.

Simulările numerice au fost folosite în acest tip de analiză începând cu anii 1970, însă erau destul de imprecise. Primele aplicații software erau specializate și optimizate pentru analiza unei singure rotații.

Din păcate în domeniul studiului uzurii roților de rulare ale podurilor rulante, până în momentul actual nu a fost elaborat nici un software specializat care să permită efectuarea unei analize complete și cu maximă exactitate a roților de rulare.

Prin crearea unui model capabil să simuleze funcționarea produsului (pe stații de lucru) se urmărește:

- reducerea costului testelor de laborator (pentru prototipuri) și reconstituirea proceselor de proiectare (produs, scule și dispozitive) precum și a proceselor de fabricație
- optimizarea produselor în sensul scăderii costurilor de producție
- scurtarea timpului de aducere pe piață a noi produse

Pentru a îndeplini toate obiectivele stabilite la începutul prezentei lucrări, și anume: găsire a unei metodologii de previzionare a deformării plastice



ireversibile ce se produce în urma contactului roată de rulare - cale de rulare (șina), s-a decis utilizarea metodei de analiză cu elementului finit. Iar etapele parcurse sunt următoarele:

1. Determinarea coeficientului de frecare
2. Modelarea ansamblului "roata de rulare"
3. Modelarea caii de rulare
4. Simularea miscarii cu definirea conditiilor de rulare cu aplicarea diverselor tipuri de conditii de exploatare
5. Modelarea cu Element Finit (FE) a contactului roata-sina
6. Simularea exploatarii si urmarirea evolutiei parametrilor de uzura
7. Estimarea deformatiilor si uzurii in timp si determinarea duratei de exploatare

Din studiul aplicațiilor software existente pe piață a rezultat că crearea unei aplicații de sine stătătoare, care să parcurgă toate etapele specificate anterior este inutilă. Soluția cea mai practică fiind crearea unei aplicații-satelit (ad-on) care să preia datele din aplicația mamă și să o completeze cu funcțiile necesare. Prin urmare, ca soluție-mamă a fost aleasă aplicația de convertire/export a datelor necesare pentru a putea investiga și preziona degradarea roților de rulare, din următoarele motive:

- este o soluție dinamică ce poate fi adaptată oricărui solver
- informațiile cuprinse în baza de date contin conform cercetariilor actuale în ceea ce privește interfața contactului roată/șină, toți parametrii ce trebuie luați în calcul pentru analiza reală respectiv o bună predictibilitate a degradării roții
- este o aplicație ce necesită resurse hardware modeste, respectiv poate fi rulată pe calculatoare de generație mai veche

Urmând ca aplicația-satelit să îndeplinească următoarele funcții

- definirea parametrilor ce întradevăr inflentează comportamentul interacțiunii roată de rulare/șină
- alegerea unui model de analiză, pe baza teoriilor de interacțiune de contact roată/șină, existente până la ora actuală
- generarea unei baze de date cu toate informațiile necesare, pentru ca orice solver al oricărui program FEM să o poată accesa și rezolva

Această abordare (nemodificată în ultimii 50 ani) se bazează exclusiv pe decizia examinatorului - dacă roțile de rulare uzate mai pot fi folosite în viitor și pe ce perioadă, neestimând în nici un sens starea de oboseală a materialului, timpul probabil în care roata va fi scoasă din funcționare.

Timpul necesar efectuării unui studiu complet prin analiză numerică se reduce semnificativ, analiza completă a uzurii putând fi făcută în doar 1-2 ore.

Acest fapt a permite analizarea a mai multor scenarii de exploatare în urma cărora se pot obține rezultate valide.

Veridicitatea rezultatelor obținute se poate face, prin exportarea bazei de date în mai multe programe FEM și apoi rularea și post procesarea datelor obținute prin "Convert data" în aceste programe. Evident că obținerea de rezultate comparative înseamnă o abordare corectă a problemei.

Tot pentru validarea soluției s-a făcut și determinarea degradării roții de rulare după modelul de calcul Usui:

S-au abținut diferențe de valori pentru calculul degradării, pentru aceleași condiții de funcționare, concluzionând prin aceasta că alegerea modelului de calcul este un pas foarte important pentru obținerea unor rezultate valide.

Din încercările experimentale efectuate se poate trage concluzia ca modelul de uzura Archer este mai potrivit pentru aplicațiile ce presupun deformări plastice mari, iar modelul de calcul Usui este mai potrivit pentru aplicațiile în care uzura este abrazivă și adevzivă, cu formari de micro așchii.

Concluzia generală:

În urma testelor experimentale care s-au făcut pe programe FEM educaționale, rezultatele testelor au fost încurajatoare în sensul că s-au obținut valori ale uzurilor apropiate, pentru diferite tpuri de încărcări, regimuri de lucru, și modele de calcul a uzurii.

## 6.2 Concluzii privind gradul de atingere al obiectivului temei

Obiectivul propus prin această teză, acela de a crea premisele optimizării procesului de estimare a degradării roților de rulare, prin posibilitatea de luare în calcul a tuturor constantelor ce intervin în mecanismul de degradare și stabilirea mecanismului de degradare a roților de rulare.

- s-a reușit structurarea unei mecanism de degradare a roților de rulare, considerându-se ultimele cercetări internaționale din domeniu
- s-a reușit implementarea acestor teorii în structura unei aplicații FEA, în vederea posibilității estimării degradării
- s-au determinat câteva modele de calcul de uzură ce sunt implementate în aplicațiile FEA, și utilizarea lor cea mai adecvată, pentru obținerea unor rezultate adecvate
- s-a conceput și realizat o aplicație Convert-DATA, care să

permite optimizarea procesului de estimare prin generarea unei baze de date, care poate fi exportată de orice aplicație FEA

- s-a realizat aplicarea cercetării în sfera industrială prin cooperarea cu o mare societate de nivel național, recunoscută în domeniul proiectării și producerii mașinilor de ridicat

Respectarea direcției de cercetare privind sistematizarea procesului de estimare a degradării roților de rulare se poate considera realizată datorită faptului că pe cuprinsul tezei se pot identifica și proba următoarele elemente:

- l-a baza modelului de calcul al degradării roților de rulare stau teorii identificate din literatura de specialitate, parțial verificate și implementate parțial de alte metode de analiză
- modelele de calcul al degradării sunt integrate în cadrul unor proceduri metodologice globale și unitare, dar care pot fi și modulate după felul în care se face apel la modulele pe care le pot pune la dispoziție aplicațiile FEA

Respectarea direcției de cercetare privind structurarea mecanismului complex de uzură și degradare a roților de rulare se poate considera realizată prin:

- definirea tipurilor de uzură ce intervin în procesul de solicitare a roților de rulare
- definirea gradelor de uzare
- structurarea parametrilor care influențează apariția și dezvoltarea uzurii

Respectarea direcției de cercetare privind definirea unui modul FEA de analiză a degradării roților de rulare se poate considera realizată prin:

- definirea unui macro prin care utilizatorul trebuie să ia în considerare toți factorii ce intervin în procesul de solicitare

respectiv de degradare a roții de rulare

- posibilitatea de intervenție al utilizatorului în orice moment al lansării aplicației, pentru corectarea, modificarea respectiv păstarea controlului asupra procesului de calcul a degradării

Respectarea direcției de cercetare privind dezvoltarea unei aplicații care să ofere posibilitatea optimizării generale a metodologiei de estimare a degradării se poate considera realizată prin:

- concepția și realizarea unei aplicații Convert-DATA, care să permită colectarea tuturor informațiilor necesare referitoare la regimul de funcționare, geometria componentelor, starea de solicitare, rețelizarea componentelor, stabilirea metodologiei de calcul, stabilirea modelului de calcul al uzurii

Respectarea direcției de cercetare testarea în practică a metodologiei și aplicației elaborate:

- aplicarea metodologiei dezvoltate și a programului Convert-DATA la optimizarea unui proces de estimare a degradării, respectiv de calcul a uzurii
- prezentarea rezultatelor acestei optimizări

## 6.3 Contribuții proprii

Cercetările teoretice și experimentale realizate în cadrul tezei de doctorat aduc următoarele contribuții pe care autorul le apreciază ca fiind originale:

- sinteza bibliografică privind istoricul analizei uzurii roților de rulare;
- sinteza bibliografică privind legile și modelele de calcul utilizate în analiza uzurii roților de rulare;
- s-au făcut cercetări teoretice cu privire la procesul de uzură a roților de rulare ale podurilor rulante, și anume s-a modelat și simulat procesul de uzură cu ajutorul programelor ce folosesc metoda analizei cu element finit, determinându-se starea de deformare și tensiunile la care este supusă roata de rulare în timpul exploatarei;
- s-a proiectat și a fost realizată practic o aplicație software satelit care generează o bază de date ce poate fi exportată în programe FEM de analiză a degradării. Baza de date conține input-urile referitoare la regimul de funcționare, proprietățile mecanice și forma geometrică a roților de rulare și șine
- a fost efectuată simularea asistată de calculator a procesului de uzură a roților de rulare în decursul exploatarei
- s-a studiat variația forțelor de deformare și a tensiunilor, determinându-se etapele procesului de deformare și evoluția acestuia

## 6.4 Dezvoltările de perspectivă

Datorită faptului că macaralele tip pod rulant sau alte tipuri de macarale care utilizează același tip de rulare sunt destul de des utilizate, drept perspectivă de dezvoltare ar fi crearea unei aplicații software independente, care pe baza parametrilor introduși să efectueze analiza uzurii cu grad de implicare a utilizatorului cât mai redus prin utilizarea unor scenarii prestabilite editabile. Astfel încât efectuarea unei analize să fie efectuată în cât mai scurt timp, iar necesarul de personal să fie cât mai redus.

Analiza efectuată în această lucrare a fost focalizată pe interacțiunea roată/șină. Dar studiul efectuat până acum sugerează posibilitatea de a aplica metoda și pentru alte sisteme inginerești.

O altă abordare a metodei de calcul se referă la influența rugozității și durității materialelor asupra uzurii, sau posibilitatea de introducere în modelul de simulare a oricărui parametru ce influențează fricțiunea dintre cele două corpuri, respectiv, oboseala ce apare în materiale datorită încărcărilor.

Aceste viitoare abordări ar avea ca și consecințe:

- îmbunătățirea modelului de estimare a degradărilor roților (sau șinei)
- un control mai bun asupra contactului dintre cele două corpuri
- un control mai bun asupra generării de mesh – ceea ce ar duce de asemenea la un control mai bun al contactului dintre cele două corpuri
- un model de calcul de fricțiune mai complet, deci cu estimări valide
- dezvoltarea unui algoritm de calcul pentru estimarea uzurilor fine
- dezvoltarea unui algoritm multi uzură, care ar permite luarea în considerare tuturor factoriilor ce influențează degradarea componentelor
- dezvoltarea unui algoritm (rutină) de simulare a uzurii pentru cele mai utilizate roți rulare/ șină – cele mai folosite materiale și forme

geometrice



Tab. 1 Combinații roată de rulare – cale de rulare

Tipul căii de rulare	Șine bombate	Șine plate	Laminate pătrate, dreptunghiulare sau plate	Tălpile inferioare ale profilelor laminate	Cabluri de oțel cu secțiune circulară
Tipul profilului rotii de rulare					
Conic, cu o singura buză de ghidare	Macarale de cale ferată	-	-	Cărucioarele electropalanelor	-
Conic, cu doua buze de ghidare	Macarale, rulante	-	-	-	-
Cilindric, cu două buze de ghidare	Macarale, poduri rulante, cărucioare pentru poduri rulante, turn portuare	Macarale rulante, poduri rulante, cărucioare pentru poduri	Grinzi rulante, cărucioarele macaralelor, podurilor rulante	-	-
Cilindric sau cilindric bombat, cu o singură buză de ghidare	-	-	Cărucioare, cărucioarele electropalanelor	Cărucioare, carucioarele electropalanelor (numai roți cu profil bombat)	-
Cilindric bombat fără buze de ghidare	-	Role de ghidare ale macaralelor rulante	Sisteme de rotire cu coloana fixă sau rotitoare, cu cale de rulare circulară și role	-	-
Concav cu două buze de ghidare	-	-	-	-	Macarale funicular teleferice

Tab 2 Valorile tensiunilor admisibile de contact si ale presiunii conventionale admisibile, pentru oțel

Material (oțel)	Rezistența la rupere a materialului roții R (n/mm <sup>2</sup> )	Contact liniar		Contact punctiform
		Tensiune admisibilă $\sigma_{ak}$ (n/mm <sup>2</sup> )	Presiune convenționala admisibilă $p_a$ (N/mm <sup>2</sup> )	Tensiune admisibilă $\sigma'_{ak}$ (N/mm <sup>2</sup> )
E=2.1*10 <sup>5</sup> N/mm <sup>2</sup> $\mu=0.3$	490	605	5	1400
	588	640	5.6	1500
	686	690	6.5	1600
	748	725	7.2	1700

Tab. 3 Valorile coeficientului dinamic  $c_1$

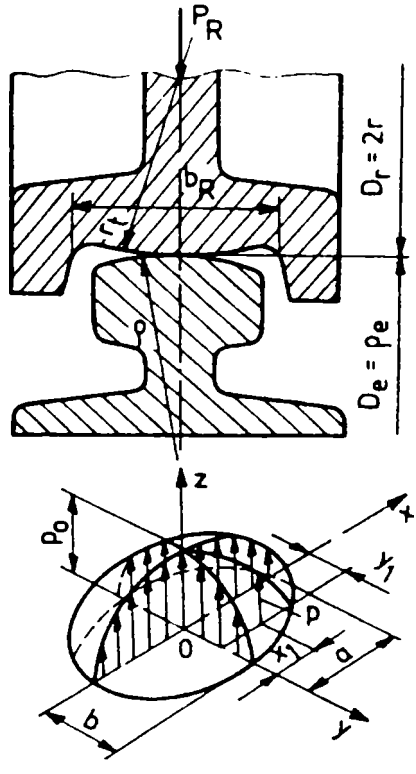
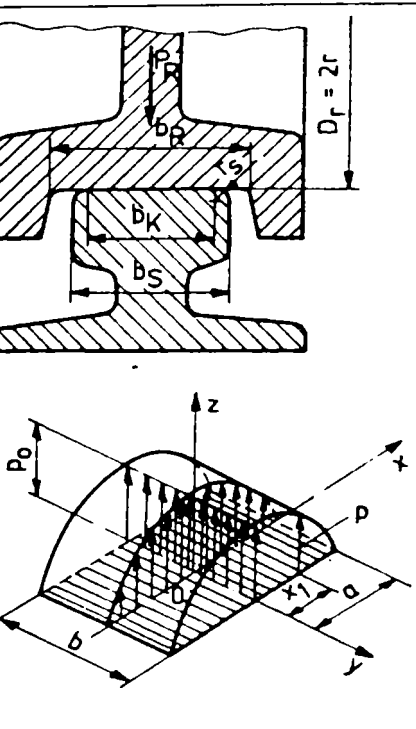
Turația roții (rot/min)	$c_1$	Turația roții (rot/min)	$c_1$	Turația roții (rot/min)	$c_1$
200	0.66	50	0.94	16	1.09

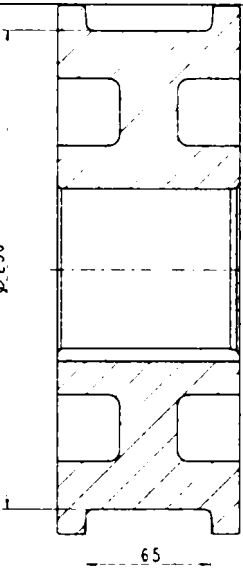
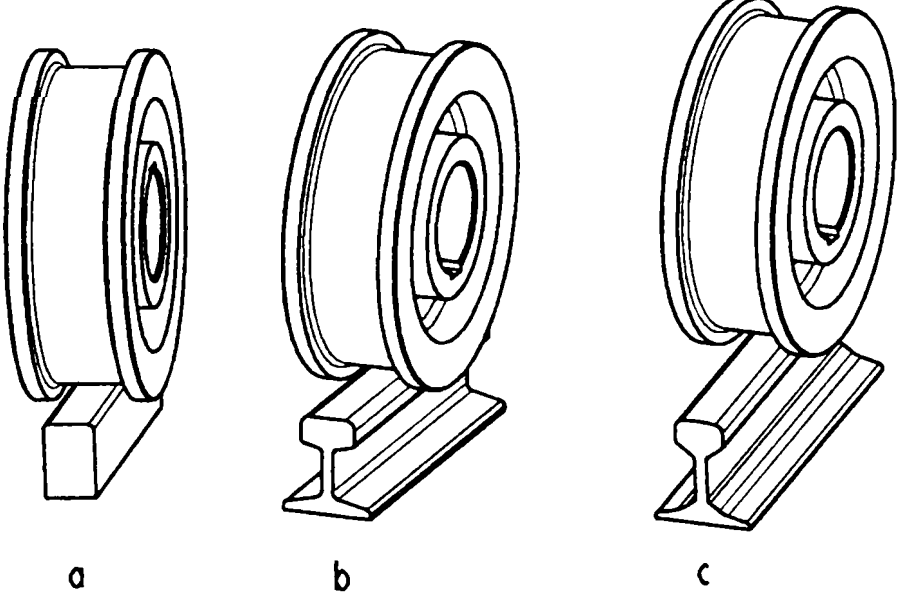
160	0.72	45	0.96	14	1.10
125	0.77	40	0.97	12.5	1.11
112	0.79	35.5	0.99	11.2	1.12
100	0.82	31.5	1.00	10	1.13
90	0.84	28	1.02	8	1.14
80	0.87	25	1.03	6.3	1.15
71	0.89	22.4	1.04	5.6	1.16
63	0.91	20	1.06	5	1.17
56	0.92	18	1.07		

**Tab.4 Coeficientul f de frecare de rostogolire pentru roti din otel**

Tipul șinei	Diametrul roții [mm]	
	200	320
Plată	0.03	
Bombată	0.04	

Tab. 1 Dimensiunile ariei de contact și valoarea presiunii maxime la contactul dintre roata și șina

Forma roții, a căii și a suprafeței de contact	Schita contactului	Dimensiunile ariei de contact	Presiunea maximă ( $p_0$ ) și legea de variație a presiunii pe suprafața de contact ( $p$ )
<p>-contact inițial punctiform -Roată cu suprafața de rulare oarecare -șină cu suprafața de rulare bombată -Arie de contact de forma eliptică</p>		<p>-semaixa mare a elipsei</p> $a = n_a \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot \frac{\eta P_R}{\Sigma k}} \quad (2.6)$ <p>-semaixa mica a elipsei</p> $b = n_b \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot \frac{\eta P_R}{\Sigma k}} \quad (2.7)$	$p_0 = n_p \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{3}{2} \left( \frac{\Sigma k}{\eta} \right)^2 P_R} \quad (2.8)$ <p>unde:</p> $n_p = \frac{1}{n_a n_b}$ $p = p_0 \sqrt{1 - \left( \frac{x_1}{a} \right)^2 - \left( \frac{y_1}{b} \right)^2} \quad (2.9)$
<p>-contact inițial liniar -Roată cu suprafața de rulare cilindrică -șină cu suprafața de rulare plană -Arie de contact de forma dreptunghiulară</p>		<p>-semilungimea ariei de contact</p> $a = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{\eta P_R}{\Sigma k b_k}} \quad (2.10)$ <p>-latimea ariei de contact</p> $b_k$	$p_0 = \sqrt{\frac{1}{\pi} \frac{\Sigma k P_R}{\eta b_k}} \quad (2.11)$ $p = p_0 \sqrt{1 - \left( \frac{x_1}{a} \right)^2} \quad (2.12)$

<p>Roata de rulare:</p>	
<p>Calea de rulare: șină pătrată, plană, bombată</p>	
<p>Sistem unități</p>	<p>SI</p>
<p>Setare proces</p>	<p>Alegerea modelului de uzură (Archard) și definirea intrărilor de calcul:  W – adâncimea uzurii -0.0054mm  P – presiunea de contact 200kN/1cm<sup>2</sup>  v- viteza de alunecare - 2m/s  T- temperatura 20°C  dt – incrementul de timp 1s/20 pași  a,b – coeficienți calibrați experimental = 1 ; k=0.002  coeficient fricțiune: 0.08  toleranța de contact: 0.0002</p>
<p>Definire geometrie roată</p>	<p>Import model 3D CAD roată și setare tip obiect - plastic</p>
<p>Definire geometrie șină</p>	<p>Import model 3D CAD șină și setare tip obiect - rigid</p>
<p>Setare material roată</p>	<p>OLC 45</p>

Setare material șină	OLC 60
----------------------	--------

## REPARAȚIA MECANISMELOR

### a) GENERALITĂȚI

Pentru reparația mecanismelor podului rulant este necesară o verificare amănunțită și completă a stării tehnice a acestor mecanisme, care va fi efectuată după demontarea mecanismelor care urmează a fi reparate : mecanismul de deplasare (care se află montat pe podul rulant) și cele două cărucioare (care se află la beneficiar, amplasate la sol, incomplete, deteriorate și ruginite). În vederea efectuării reparației, va fi demontat de pe podul rulant - căruciorul 32 t , în întregime (după dezasambarea brațului de antrenare, a cablurilor de oțel și a mufelor) , iar de la mecanismul de deplasare a podului rulant vor fi demontate roțile de rulare (libere și acționate) , componentele grupurilor de acționare (fiind cazul unei translații cu acționări de capăt) . Căruciorul 32 t pentru electromagnet și căruciorul 8 t pentru graifâr vor fi transportate până la locul unde acestea vor fi reparate.

Ca urmare a reparației nu vor fi schimbate caracteristicile tehnice principale ale podului rulant ( dimensiuni principale, dimensiuni de gabarit, cote de apropiere, viteze de lucru ) așa cum sunt stabilite în proiectul de execuție T 3428 - 80.

### b) NOMENCLATOR DE LUCRĂRI

Trebuie luat în considerare faptul că unele lucrări de reparație care sunt necesare pot fi depistate numai cu ocazia demontării mecanismelor.

Nr. crt.	Denumire
1	Demontare (montare) a căruciorului și a ansamblelor componente ale mecanismului de deplasare de pe (pe) podul rulant.
2	Demontare (montare) a ansamblelor componente de pe (pe) cărucior.
3	Dezasamblare (asamblare) a ansamblelor componente ale căruciorului și ale mecanismului de deplasare.
4	Echiparea mecanismelor de ridicare cu cabluri de oțel.
5	Reparații și completări la șasiul căruciorului.
6	Echiparea mecanismelor cu cuplaje elastice cu bolțuri, cu tambur de frânare.
7	Echiparea mecanismelor cu frâne cu doi saboți.
8	Reparații și înlocuiri la reductoarele mecanismelor de ridicare. Echiparea mecanismelor de ridicare cu reductoare.
9	Echiparea mecanismelor de ridicare cu cuplaje de ridicare.
10	Completări, reparații și restrunșiri la tamburele de ridicare. Echiparea mecanismelor de ridicare cu tambure de ridicare.
11	Echiparea mecanismelor de ridicare cu mufle.
12	Echiparea cu graifâr bicablu
13	Echiparea cu tambur de cablu electric
14	Completări, reparații și înlocuiri la lagăre pentru tambure
15	Completări, reparații, înlocuiri și reglaje la limitatorii de sarcină
16	Completări, reparații și înlocuiri la reductoarele mecanismelor de deplasare
17	Completări, reparații și înlocuiri la roțile de rulare
18	Reparații și înlocuiri la arborii, lagărele și cuplajele mecanismelor de deplasare
19	Spălarea componentelor dezasamblate, asigurarea etanșeității la asamblare, ungere
20	Refacerea protecției anticorosive la toate componentele mecanismelor
21	Întocmirea documentației pentru repararea mecanismelor.
22	Verificări, probe și măsurători ale mecanismelor după reparare.
23	Verificări, probe, măsurători și încercări ale mecanismelor la punerea în funcțiune a podului rulant.

### c) SUBANSAMBLE (COMPONENTE) CARE VOR FI ÎNLOCUIE CU ALTELE NOI, CONFORM DOCUMENTAȚIEI DE REPARAȚIE

1. Pentru CĂRUCIOR 32 t conform desenului T 3428 – 80/a1 – 0 :

SA

Poz	Denumire si nr. standard	Nr. desen sau cod	Buc	Material	Observatii	Masa kg buc
1	Reductor R3.400'80 N 1a	R3.400-0	1			985.0
2	Cuplaj tambur 160x400x80	CT 160-0	1			89.0
3	Eclisa de fixare EF 24'25	EF 24-0	6			2.85
4	Tambur de cablu electric TCE-1-30.E/3.55	TCE-0	1			143.0
5	Actionare tambur ptr. cablu electric ATCE-80-C-90	ATCE-80-0	1			11.8
6	Arbore actionat	T 3428-80/a1-12.0	1			12.3
7	Carlig simplu montat 32	Cs.32-0/A	1			289.0
8	Scut montat SM 32.4.560	SM 32-0	2			2.7
9	Ax montat AM 150.4.32	AM 150-0	1			133.0
10	Rola Rt 560-6030 L/25	Rt 560-0/A	6			58.0
11	Aparatoare rola AR 560.4.32	AR 560-0	2			22.5
12	Dispozitiv de siguranta	Ds 32-0/A	1			2.7
13	Arbore ACD 500x200xE28	ACD 500X200-0	1			146.6
14	Capac CR 90s	CR-0	2			7.2
15	Tampon de cauciuc 125/80	TC.3-0	4			3.1
16	Suport tampon var.IV	STC-0	2			24
17	Actionare de capat AC 10b-70-45-30-1601-6-4-3	AC 10-0	1			680.0
18	Roata RC 500s-90x70	RC 500s-0	2			305.0
19	Cuplaj elastic CEF 400-70/60 var.III	CEF 400-0	1			89.2
20	Frana FC 400/80/6c-65	FC 400-0/A	1			63.0
21	Aparatoare frana 400	AF 400-0/A	1			10.6

SA

22	Aparatoare var.X	AT-80-0	1			4.50
23	Roata pentru lant 08B-1	CID-2c	1			1.7
24	Rondela	CID-11	1			0.1
25	Suport reductor-frana	SRF 200-0	1			62.5
26	Suport frana ridicare	T 3429-80/A-35.0	1			14.4
27	Suport motor ridicare	T 3429-80/A-37.0	1			27.8
28	Suport motor translatie SMT 5/160L	SMT 5-0	1			12.8
29	Balustrada	T 3428-80/a1- 38.0	1			8.5
30	Balustrada E28	BE 1-0	1			25.0
31	Cablu Seale 25-6x19			122 m		232.0

2.Pentru CĂRUCIOR 8 t cu graifâr conform desenului T 3428 – 80/a2 – 0 :

Poz	Denumire si nr. standard	Nr. desen sau cod	Buc	Material	Observatii	Masa kg/buc
1	Cuplaj tambur 130/560/60	CT 130-0/B	2			123.0
2	Tambur 450x60xE28x22- 300x384-s/d	TR 450X60-0/A	1			474.0
3	Cuplaj intrerupator	CI 90-0	2			5.0
4	Capac CR 50S	CR-0	2			1.1
5	Tampon cauciuc 125/80	TC 3-0	4			3.1
6	Eclisa de fixare EF 20/22	EF 20-0	12			1.9
7	Balustrada BE28 var. II	BE 1-0	2			25.0
8	Frana FC 400/80c-s/70	FC 400-0/A	2			63.0
9	Aparatoare ptr.frana FC400	AF 400-0/A	2			10.6
10	Cuplaj elastic pt.frână CEF 400- 70/50 var.III	CEF 400-0	2			89.2



SA

11	Suport motor	T 3428-80 a2-23.0	2			19.0
12	Cablu Seale 22-6x19		2	2x28 m		51.8
13	Cablu Seale 22-6x19		2	2x47 m		86.9
14	Graifâr transversal 1.6 mc cu dinți	GTD 1.6.2.5-0	1			3505

3. Pentru MECANISM DE DEPLASARE POD conform desenului T 3428 – 80 b – 0 :

Poz	Denumire si nr. standard	Nr. desen sau cod	Buc	Material	Observatii	Masa kg buc
1	Frana FC 400/50/50-s/42	FC 400-0 A	2			63.0
2	Aparatoare frana	AF 400-0 A	2			10.6
3	Cuplaj elastic ptr. frana CEF 400-60/70 var.III	CEF 400-0	2			89.4

**d) SUBANSAMBLE (COMPONENTE) CARE VOR FI REPARATE, CONFORM DOCUMENTAȚIEI DE REPARAȚIE**

1. Pentru CĂRUCIOR 32 t conform desenului T 3428 – 80 a1 – 0 :

Poz	Denumire si nr. standard	Nr. desen sau cod	Buc	Material	Observatii	Masa kg buc
1	Sasiu 32t	T 3428-80 a1-1.0	1		Completat cu 40 %	1550.0
2	Suport 320	S 320-0 A	2		Completat cu 40 %	90.0
3	Tambur 560x80xE28x25-500/675 d/s	TR 560X80-0	1		Completat cu 25 %	699.0
4	Lagar LROt 90/140 var. I	LROt 90/140-0	1		Completat cu 60 %	29.0
5	Suport SLR 455x90	T 3428-80 a1-6.0	1		Completat cu 25 %	63.0
6	Reazem	T 3429-80 A-7.0	1		Completat cu 50 %	9.3
7	Rola montata RM.355.6222.REt L/25	RM.355.6222-0 A	1		Completat cu 50 %	126.0
8	Traversa ptr. capsula var.II	TC-0 A	1		Completat cu 25 %	85.0
9	Capsula cu arcuri disc CAD 5x2x125L	CAD-0 B	1		Completat cu 60 %	56.8
10	Roata RC 500s-90x70	RC 500s-0	2		Completat cu 30 %	305.0

2. Pentru CĂRUCIOR 8 t cu graifăr conform desenului T 3428 – 80:a2 – 0 :

Poz	Denumire si nr. standard	Nr. desen sau cod	Buc	Material	Observatii	Masa kg/buc
1	Sasiu	T 3428-80/a2-1.0	1		Completat cu 25 %	1000.0
2	Reductor R3.320/56 N 1a	R3.320-0	1		Completat cu 15 %	770.0
3	Reductor R3.320/56 S 1a	R3.320-0	1		Completat cu 15 %	770.0
4	Suport 300x380	S 300-0/A	4		Completat cu 15 %	73.0
5	Reazem	T 3429-80/A-8.0	2		Completat cu 10 %	7.4
6	Tambur 450x60xE28x22-230x312-d's	TR 450X60-0'A	1		Completat cu 25 %	474.0
7	Lagar LROt 90/140 var. I	LROt 90/140-0	2		Completat cu 25 %	29.0
8	Dispozitiv de apasare cablu DAC 630x515	DAC-0	1		Completat cu 25 %	35.2
9	Dispozitiv de apasare cablu DAC 850x515	DAC-0	1		Completat cu 25 %	39.4
10	Suport	SLR 385-0	2		Completat cu 25 %	38.7
11	Suport tampon var.IV	STC-0	2		Completat cu 25 %	24
12	Roata RC 250 s-50x70	RC 250 s-0	3		Completat cu 50 %	60.0
13	Suport SFR400x385	T 3429-80/a-36.0	2		Completat cu 10 %	10.8
14	Suport SMT 2/132 S	SMT 2-0	1		Completat cu 10 %	8.3
15	Suport	SRF 140-0	1		Completat cu 10 %	22.0
16	Acționare de capăt AC7b-70x22,5.2Nx132Sx3,4	AC 7-0	1		Completat cu 30 %	160.0
17	Arbore ACD250x140xE28	ACD250x140-0	1		Completat cu 20 %	46.9

3. Pentru MECANISM DE DEPLASARE POD conform desenului T 3428 – 80'b – 0 :

Poz	Denumire si nr. standard	Nr. desen sau cod	Buc	Material	Observatii	Masa kg/buc
-----	--------------------------	-------------------	-----	----------	------------	-------------

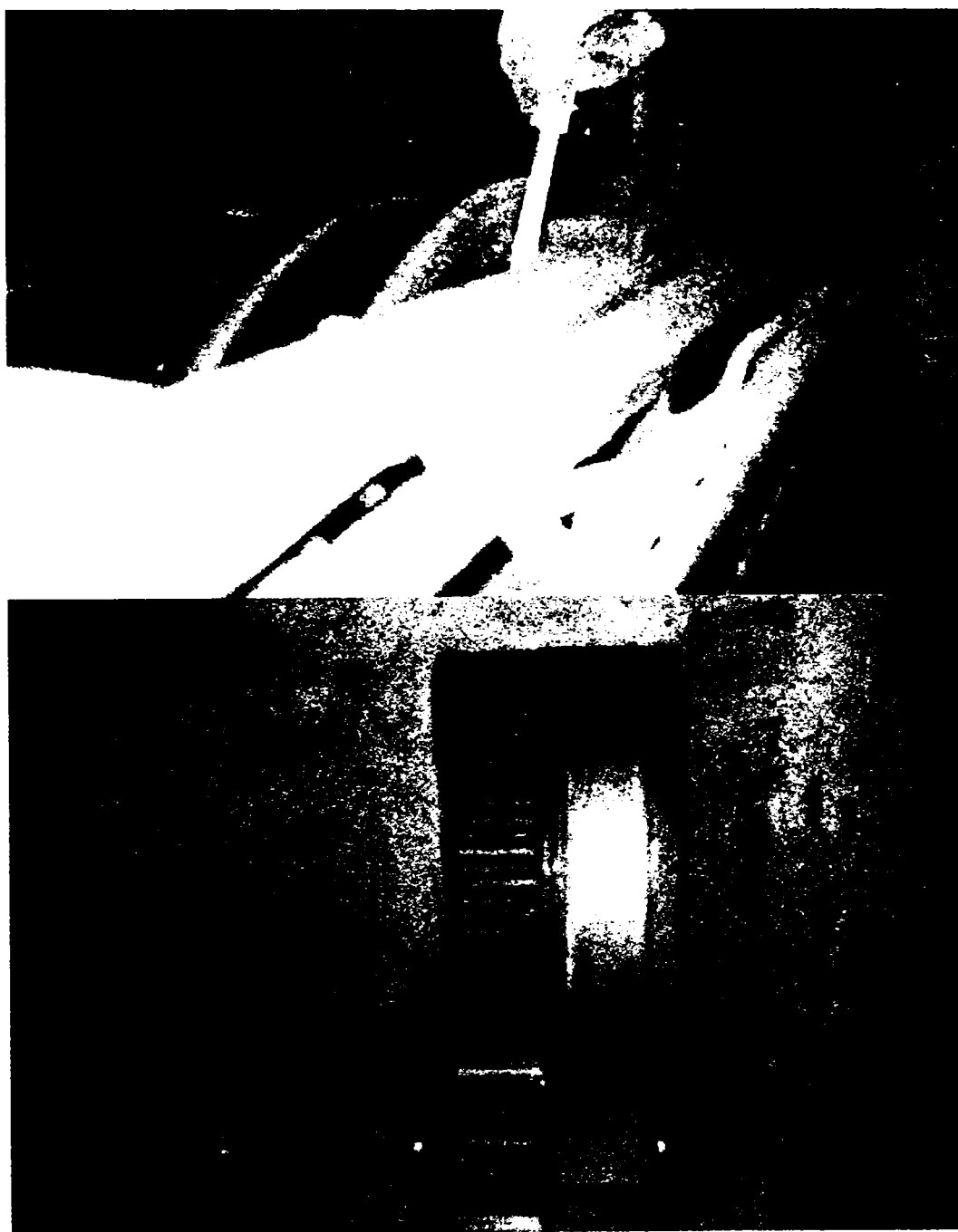
**SA**

1	Roata RC 710-180x90-130x100 var. C	RC 710-0	2		Completat cu 50 %	611.0
2	Roata RC 710-180x90-130x125 var. C	RC 710-0	2		Completat cu 50 %	611.0
3	Cuplaj dintat CDT 4-130 130 var. III	CDT.4-0	2		Completat cu 5 %	120.3
4	Reductor 2RV.320 25-1.N	2RV.320-0	1		Completat cu 20 %	625.0
5	Reductor 2RV.320 25-1.S	2RV.320-0	1		Completat cu 20 %	625.0
6	Capac roata CR 130	CR-0	2			16.4
7	Adaos frana	AIC.11-9	4			

### **REPARAȚIA CONSTRUCȚIEI METALICE**

Reparația construcției metalice constă în :

- 1 Remediere cordoane de sudura depistate cu defecte conform expertiza TERO TECH TESTING Constanta ( suduri de colt între talpa superioara și inima grinzi principale peo lungime de 3500mm;suduri cap la cap la talpa superioara 5x800=4000mm ) cu podul la sol**
- 2 Subansamble ce se inlocuiesc**
  - cabina de comanda inchisa izolata termic- 800kg**
  - cos de vizitare -130kg**
  - opritori carucior 250kg**
  - elemente de asamblare 135kg**
  - diverse(tabla podest,placi capat consolidate) 600KG**
- 3 Vopsirea construcției metalice**  
 Protecția motoarelor electrice se realizează cu intreruptoare automate, inlocuindu-se sigurantele fuzibile și relele termice existente.  
 Echipamentele utilizate asigură funcționarea utilajului conform parametrilor din tema inițială.  
 Documentația livrată conține:  
 - documentație PE:  
 - cartea macaralei;  
 Oferta include demontarea instalației electrice existente, execuția și montajul echipamentelor electrice și punerea în funcțiune.



SA



- [1] ALTAN, T., OH, S. AND GEGEL, H. - Metal Forming: Fundamentals and Applications. 1983, American Society for Metals (ASM).
- [2] ALTAN, T., WU, W., LI, G. AND TANG, J. - Finite element analysis of three-dimensional metal flow in cold and hot forming processes. CIRP Annals, 1994, 43(1), 235-239.
- [3] AL-ZAKERI, IBRAHIM - Flow Analysis Inside Shear And Streamlined Extrusion Dies For Feeder Plate Design, M.S. Thesis, Ohio University, 1999.
- [4] BELGIU, G., KERI, D. – Proiectarea sculelor de presare la rece: mijloace hardware si software utilizate in analiza cu elemente finite, A VIII-a Conferinta Internationala de inginerie manageriala si tehnologica TEHNO '98, Timisoara, 1998.
- [5] BELGIU, G., KERI, D. – CAM Process Correction with Reverse Engineering Tools. Politechnic University of Timisoara, Manufacturing Engineering Department, Oradea Conference, 2007.
- [6] BELGIU, G., KERI, D. – Tool Radius Selection in Milling Process. Politechnic University of Timisoara, Manufacturing Engineering Department, Oradea Conference, 2007.
- [7] BERGE, S. - Shattered rim fracture research. Proceedings of 2000 Brenco Rail conference, LaQuinta, California; October 19–20, 2000.
- [8] BHARGAVA, V., HAHN, GT., RUBIN, CA. - An elastic–plastic finite element model of rolling contact. ASME J Appl Mech 1985;52:66–82.
- [9] BLAZYNSKI, T. Z. - Palsticity and Modern Metal-Forming Technology. 1989, Elsevier Science Publishers Ltd., New York.
- [10] BUTTLE, D-J , DALZEL, W. - Nondestructiv Residual Stress, London, 1998
- [11] CARPINTERI, A., SPAGNOLI, A. - Multiaxial high-cycle fatigue criterion for hard metals. Int J Fatigue 2001;23:135–45.
- [12] CARTER, F. W. - "On the action of a locomotive driving wheel". Proceedings of the Royal Society of London, London, v. 112, pp. 151-157. 1926.
- [13] CAVALIERE, MA., BERAZATEGUI, D., GOLDSCHMIT, MB - 'Modeling of the Piercing Process: Preliminary Results', 14 conferencia de laminacion y 4° Encuentro de la Sección Argentina de la Iron and Steel Society, Buenos Aires, Argentina (2002).
- [14] CAVALIERE, MA., GOLDSCHMIT, MB., DVORKIN, EN. - 'Finite Element Simulation of the Steel Plates Hot Rolling Process', Int J Numrical Methods in Engrg, 52, pp. 1411-1430 (2001).
- [15] CAVALIERE, MA., GOMEZ, G., GAZZARRI, JI., PEREZ, T. - 'Experimental Procedure for Determining True Stress-True Strain Curves for Steels in the High Temperature Range and Under Controlled Deformation Rate', ECCOMAS 2000 (European Congress on Computaciona I Methods in Applied Sciences and Engineering), Barcellona, CIMNE (2000).
- [16] CAPOFERRI, G., CERETTI, E., GIARDINI, C., ATTANASIO, A. - 'Studio del

- Processo di Laminazione Obliqua agli Elementi Finiti: Simulazioni 2D-3D e Risultati Sperimentali', *La metallurgia Italiana*, pp. 60-63 (October 2002).
- [17] CERETTI, E., BOHMER, P.F., WU, W.T. & ALTAN, T. - Application of 2D FEM to Chip Formation in Orthogonal Cutting. *J.Mat.Proc.Tech.* 59 (1996), 169-180.
- [18] CERETTI, E., GIARDINI, C., ATTANASIO, A. - 'Analysis of Rotary Tube Piercing Process: Simulation and Experimental Results', AITEM 01, Bari, Italy (September 2001).
- [19] CERETTI, E., GIARDINI, C., ATTANASIO, A., BRISOTTO, F. - 'Further Improvements in Modelling a Tube Rotary Piercing Process', VII AITEM, Cassino, Italy (September. 2003).
- [20] DAMME, S., NACKENHORST, U., WETZEL, A., ZASTRAU, B. - On the Numerical Analysis of the Wheel-Rail System in Rolling Contact, In: Popp, Schiehlen (Ed.): *System Dynamics and 10 S. Damme, B. Zastrau*
- [21] DANG VAN K., ET AL. - Criterion for high cycle fatigue failure under multiaxial loading, in biaxial and multiaxial fatigue. London: Mechanical Engineering Publications; 1989. p. 459-78.
- [22] DEVINE, T.J., ALBER, R.H. - Wheel flange wear test results in heavy haul service. Second international heavy haul railway conference; 1982.
- [23] EKBERG, A. - Rolling Contact Fatigue – Department of Solid Mechanics Centre of Excellence, University of Technology Sweeden, 2005
- [24] EKBERG, A. - Rolling contact fatigue of railway wheels—towards tread life prediction through numerical modelling considering material imperfections, probabilistic loading and operational data. PhD-Thesis. Chalmers University of Technology, Department of Solid Mechanics, Goteborg, Sweden; 2000.
- [25] EKBERG, A., BJARNEHED, H., LUNDE'N, R. - A fatigue life model for general rolling contact with application to wheel/rail damage. *Fatigue Fract Eng Mater Struct* 1995;18(10):1189-99.
- [26] EKBERG, A., KABO, E. - Fatigue of railway wheels and rails under rolling contact and thermal loading—an overview. *Wear* 2005;258(7-8):1288-300.
- [27] EKBERG, A., KABO, E., ANDERSSON, H. - An engineering model for prediction of rolling contact fatigue of railway wheels. *Fatigue Fract Eng Mater Struct* 2002;25:899-909.
- [28] EKBERG, A., MARAIS, J. - Effects of imperfections on fatigue initiation in railway wheels. *IMechE J Rail Rapid Trans* 1999;214:45-54.
- [29] FATEMI, A., SOCIE, D.F. - A critical plane approach to multiaxial fatigue

- damage including out-of-phase loading. *Fatigue Fract Eng Mater Struct* 1988;11:149–65.
- [30] FISCHER, C E. & WALTERS, J. - Computer Simulation of Metal Fabrication Processes using DEFORM, SFTC Paper #363.
- [31] GALLAGHER, M. T., POLZIN, H. R. AND WETENKAMP, H. R. - Increased loading of 36" wheels thermal and mechanical considerations. Association Annual Meeting, Chicago, Sep. 1992.
- [32] GARUD, YS. - Multiaxial fatigue: a survey of the state-of-the-art. *J Test Eval* 1981;9(3):165–78.
- [33] GIAMMARISE, AW., GILMORE, RS. - Wheel quality: a North American locomotive builder's perspective. GE Research & Development Center, CRD140; Sep. 2001.
- [34] GORDON, J., PERLMAN, AB. - Estimation of residual stresses in railroad commuter car wheels following manufacture. Proceedings of the international mechanical engineering congress and exhibition in Anaheim, CA, ASME RTD, vol. 15; 1998.
- [35] GOTLIB, B. M., ZAYUNULIN, A. K., BARANCHIKOV, V. M. - Isothermal extrusion of aluminum alloys. *Light Metal Age*, April 1981, 39(3-4), 24.
- [36] GUO, YB., BARKEY, ME. - Modeling of rolling contact fatigue for hard machined components with process-induced residual stress. *Int J Fatigue* 2004;26(6):605–13.
- [37] GUPTA, V., BASTIASM P., HAHNN GT., RUBIN, CA. - Elasto-plastic finite element analysis of 2-D rolling plus sliding contact with temperature dependent bearing steel material properties. *Wear* 1993;169:251–6.
- [38] HAHN, GT., BHARGAVA, V., RUBIN, CA., CHEN, Q., KIM, K. - Analysis of the rolling contact residual stresses and cyclic plastic deformation of SAE 52100 steel ball bearings. *ASME J Tribol* 1987;109:618–26.
- [39] HAINES, D. J. AND OLLERTON, E. - "Contact stress distribution on elliptical contact surfaces subjected to radial and tangential forces". *Proc. of Inst. of Mechanical Engineers, London*, v. 177, n. 4, pp. 45-54. 1963.
- [40] HAMILTON, G. M. AND GOODMAN, L. E. - "The stress field created by a circular sliding contact". *Journal of Applied Mechanics, New York*, v. 33, pp. 371-376. 1966.
- [41] HARRISON, H. - Progress in Rail Integrity Research – Salient System Inc. Vancouver, British Columbia, 2000
- [42] HERTZ, H. R. -Miscellaneous Papers". 8th ed. London: Macmillan & Co, 1896. Cap. 5 – "On the contact of two elastic solids", p. 146-162. 182, 1996
- [43] HOWELL, M., HAHN, GT., RUBIN, CA., MCDOWELL, DL. - Finite element analysis of rolling contact for nonlinear kinematic hardening bearing steel. *ASME J Tribol* 1995;117:729–36., 1986
- [44] ICLANZAN, T. – Inventică și ingineria valorii, Lito Universitatea



- Tehnică Timisoara, 1999
- [45] ISAKOV, E. - Mechanical properties of work materials. Cincinnati, OH: Hanser Gardner Publications; 2000.
- [46] JIA, Z. - Three-dimensional simulations of the hollow extrusion and drawing using the finite element method. M.S. Thesis, Ohio University, 1994.
- [47] JIANG, Y., SEHITOGLU, H. - A model for rolling contact failure. Wear 1999;224: 38–49.
- [48] JOHNSON, KL. - Contact mechanics. Cambridge: Cambridge University Press; 1985.
- [49] JOHNSON, KL. - The strength of surfaces in rolling contact. Proc Inst Mech Eng IMechE 1989;203:151–63.
- [50] KAINZ, A., AND FINSTERMANN, G. - "A New Eulerian Lagrangian Hybrid Finite Element Method for the Numerical Simulation of Stationary Rolling Processes", in J.H.Benyon et al., Modelling of Metal Rolling Processes 3, IOM Conference Papers, Church House, London UK, 1999, pp. 104-113.
- [51] KAINZ, A. AND OBEREDER, A. - "Finite Element Simulations of the Visco-Plastic Strip Behaviour for Steady State Flat Hot Rolling Processes", Proceedings of the Fifth World Congress on Computational Mechanics WCCM V, July 7-12, 2002, Vienna, Austria, Editors: Mang, H.A.; Rammerstorfer, F.G.; Eberhardsteiner, J., Publisher: Vienna University of Technology, Austria, ISBN 3-9501554-0-6.
- [52] KALKER, J. J. - "On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction", PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Delft University of Technology, Delft, 155 pp. 1967.
- [53] KERI, D., BELGIU, G. – Directii in analiza cu elemente finite si aplicatiile lor in tehnologia presarii la rece, A VIII-a Conferinta Internationala de inginerie manageriala si tehnologica TEHNO '98, Timisoara, 1998.
- [54] KERI, D., BELGIU, G.– Modelul unui sistem expert utilizat in anumite aspecte ale elaborarii ofertelor tehnice, A VIII-a Conferinta Internationala de inginerie manageriala si tehnologica TEHNO '98, Timisoara, 1998.
- [55] KIALKA, J. AND MISIOLEK, W. Z. - Studies of dead metal zone formation in aluminum extrusion. Proceedings of the Sixth International Aluminum Extrusion Technology Seminar, ET'96, AA & AEC, Chicago, IL, May 14-17, 1996.
- [56] KIM, Y., YAMANAKA, M., ALTAN, T. - Prediction and Elimination of Ductile Fracture in Cold Forgings using FEM simulations, Ohio State University Engineering Research Center Paper No. 265.
- [57] KOBAYASHI, S., OH, S., AND ALTAN, T. - Metal Forming and the Finite-Element Method. 1989, Oxford University Press.
- [58] KUBLI, W. & REISSNER, J. - Optimisation of sheet-metal forming processes using the special purpose program AutoForm. J.Mat.Proc.Tech.50 (1995), 292-305.

- [59] LANDAU, LD., LIFSCHITZ, EM. - Mechanics. 3rd ed. Oxford, England: Pergamon Press; 1976.
- [60] LAUE, K. AND STENGER, H. - Extrusion: Process, Machinery, Tooling. 1981, ASM International, Metals Park, OH.
- [61] LIU, Y., MAHADEVAN, S. - Multiaxial high-cycle fatigue criterion and life prediction for metals. *Int J Fatigue* 2005;7(7):790–800.
- [62] LOVE, A. E. H. - "The stress produced in a semi-infinite solid by pressure on part of the boundary". *Phil. Trans. Royal Society*, v. 228, pp. 377-420. 1929.
- [63] LOVELACE, WS. - Study of rim stresses resulting from static loads on different 36-inch railroad wheel designs. IEEE–ASME joint railroad conference, New York; 1971.
- [64] MANHARTSGRUBER, B., KAINZ, A., SCHEIDL, R. - Computer Aided Design and Optimization of a Test-Rig for Magneto-Rheological Fluid Behaviour", in: Conference Proceedings for the First International Conference on Computational Methods in Fluid Power Technology, Stecki, Jacek S (Editor), Fluid Power Net Publications, ISBN 0-9578574-1-1, November 26-28, 2003, Melbourne, Australia.
- [65] MARAIS, JJ. - Wheel failures on heavy haul freight wheels due to subsurface effects. Proceedings of 12th international wheelset congress, Qingdao, China; 1998. p. 306–314.
- [66] MARAIS, JJ., PISTORIUS, PGH. - Terminal fatigue of tires on urban transport service. 4th international conference of contact mechanics and wear of rail/wheel systems (preliminary proceedings), Vancouver; 1994.
- [67] MILLER, B. - Virtual Manufacturing: New Simulation Technology and the Business Case, CBM Technical Conference 1999.
- [68] MILLER, B., WARD, M. & DAVEY, K. - The Numerical Simulation of Potential Forming Problems in a Railway Wheel Manufacturing Process, Proc. Int. Conf. on Forging, IMECHE, 1998
- [69] MISIOLEK, W. Z. - Material physical response in the extrusion process. *Journal of Material Processing Technology*, Elsevier, 1996, 60, 117-124.
- [70] MONTELATICI, L., SCARTABELLI, B., TOSATO, S., WOLTER, D.,- 'Full-scale Experimental Determination of the Material Deformation in a Piercing Mill on a Seamless Tubes Rolling Line', Proceedings of the 14th Rolling conference, IAS, San Nicolàs, Argentina (November 2002).
- [71] MORI, K AND OSAKADA, K. - 'Finite Element Simulation of Three-Dimensional Deformation in Shape Rolling', *Int J Numer Mech. Eng*, 30-8, pp. 1431-1440(1990).
- [72] MORI, K., OSAKADA, K. AND YAMAGUCHI, H. - Prediction of curvature of an

- extruded bar with noncircular cross-section by a 3-D rigid-plastic finite element method. *International Journal of Mechanical Science*, 1993, 35(10), 879-887.
- [73] MUTTON, P.J., EPP, C.J., DUDEK, J. - Rolling contact fatigue in railway wheels under high axle loads. *Wear* 1991;144:139–52.
- [74] OSAKADA, K., NAKANO, J. AND MORI, K. - 'Finite Element Method for Rigid-Plastic Analysis of Metal Forming – Formulation of Finite Deformation', *Int J Mech. Sci*, 24-8, pp. 459-468 (1982).
- [75] PAPADOPOULOS, IV., DAVOLI, P., GORLA, C., FILIPPINI, M.  
A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals.  
*Int J Fatigue* 1997;19(3):219–35.
- [76] PIETSCH, J., THIEVEN, P. - 'FEM Simulation of the Rotary Tube Piercing Process', *MPT International*, pp. 52-60 (May 2003).
- [77] PRATS, A. E. AND MISIOLEK, W. Z. - Analysis of metal flow in weld pocket dies.  
*Proceedings of the Sixth International Aluminum Extrusion Technology Seminar, ET'96, Chicago, IL, May 14-17, 1996.*
- [78] RINGSBERG J. - Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation.  
*Int J Fatigue*, London, 2001;23(7):575–86.
- [79] RINGSBERG, J., JOSEPHSON, L. , - RCF State Of the Art, SHEFFIELD, 2003
- [80] ROBERTS, S. – Surface Engineering – Wear – Presentation, London, 2005
- [81] ROSENSWEIG, R.E., - Ferrohydrodynamics, Cambridge University Press, Cambridge, London, New York, 1985.
- [82] ROSINGER, S., ICLĂNZAN, T.- Tehnologia Presării la Rece, Lito, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timisoara, 1985.
- [83] SACKFIELD, A., HILLS, D. A. - "Some useful results in the classical Hertz contact problem". *Journal of Strain Analysis*, London, v. 18, n. 2, pp. 101-105. 1983.
- [84] SAVII, Gh., Micsa, I., ș.a. – Determinarea uzurii elementelor de rulare. Lito, IPTVT, Timisoara, 1964.
- [85] SHIRAKASHI, T. et al., - 'Flow Stress of Low Carbon Steel at High Temperature and Strain Rate', *Bulletin of JSPE*, Vol 17, pp.167-172 (1983).
- [86] SMITH, J. O.AND LIU, C. K. - "Stresses due to tangential and normal loads on an elastic solid with application to some contact stress problems". *Journal of Applied Mechanics*, New York, v. 20, pp. 157-166. 1953.
- [87] STACHOWIAK, G. W., BATCHELOR, A. W. - "Engineering Tribology". Elsevier, 1993.
- [88] STONE, DH., GEOFFREY. ED. - The effect of discontinuity size on the initiation of shattered rim defects. *ASME transportation division*, vol. 19. New

- York: ASME; 2000. p. 7–14.
- [89] STONE, DH., MAJUMDER, G., BOWAJ, VS. - Shattered rim wheel defects and the effect of lateral loads and brake heating on their growth. ASME international mechanical engineering congress & exposition, New Orleans, Louisiana; 1–4 November 2002.
- [90] STONE, DH., MOYAR, G.L. - Wheel shelling and spalling—an interpretive review. In: Rail transportation 1989. ASME; 1989. p. 19–31.
- [91] STONE, D. H., MOYAR, G. L. AND GUINS, T. S. - An interpretive review of railway wheel spalling and shelling. ASME RTD, v. 5, pp. 97-103. 1992.
- [92] SYNKA, J. AND KAINZ, A. - "A Novel Mixed Eulerian-Lagrangian Finite-Element Method for Steady-State Hot Rolling Processes", International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 45 (12), pp. 2043-2060, Elsevier, 2003.
- [93] SYNKA, J. AND KAINZ, A. - Extension of the Concept of Material Objectivity to Mixed Eulerian-Lagrangian Reference Systems, Acta Mechanica, Vol. 166, No. 1-4, Springer-Verlag Wien, pp.13-25, 12, 2003.
- [94] TAUPIN, E., BREITLING, J., WU, W.T. AND ALTAN, T. - Material Fracture and Burr Formation in Blanking – Results of FEM Simulations and Comparison with Experiments, J. of Materials Processing Technology, 1996, vol. 59, nos. 1-2, pp. 68.
- [95] TELLISKIVI, T. - Wheel Wail Interaction Analysis – Doctoral Thesis Department of Machine Design , Stockholm, Sweeden
- [96] TELLISKIVI, T., OLOFSSON, U., SELLGREN, U., KRUSE, P. - A tool and a method for FE analysis of wheel and rail interaction. Ansys conference; 2000.
- [97] TOURNAY, HM., MULDER, JM. - The transition from the wear to the stress regime. Wear 1996;191:107–12.
- [98] VOSWINCKEL, G. - 'Developments in the Field of Piercing Billets for Seamless Tubemaking', internal report of Mannesman.
- [99] WANG, YY., YAO, WX. - Evaluation and comparison of several multiaxial fatigue criteria. Int J Fatigue 2004;26(1):17–25.
- [100] WHEELHOUSE, C. & MILLER, B. - The Industrial Application of Forging Simulation at UEF Ltd , CBM Technical Conference 2000.
- [101] WINKLER, B., MANHARTSGRUBER, B., SCHEIDL, R. - A Visco-Elasto-Plastic Material Law for Magneto-Rheological Liquids, 2nd International Workshop on Computer Software for Design, Analysis and Control of Fluid Power Systems, September 5-7, 2001, Ostrava-Malenovice, Czech Republic, pp. 175-182.
- [102] WU, W.T., TANG, J.P. AND LI, G. - Recent Developments of Process Simulation

- and its Applications to Manufacturing Processes”, 1st International Conference on Thermal Process Modeling and Computer Simulation, March 28-30, 2000, Shanghai, P.R. China.
- [103] YANG, D. Y. AND KANG, Y. S. - Analysis and design of industrial hot extrusion process through square dies for manufacturing complicated Al alloy profiles. *CIRP Annals*, 1996, 45(1), 239-243.
- [104] ZIENKIEWICZ, O.C. AND TAYLOR, R.L. - “The Finite Element Method”, Vol. 1-3, Butterworth, Heinemann, 5th edition, 2000.
- [105] ZI-LI LI AND KALKER, J. - "Simulation of severe wheel-rail wear". Proceeding International Conference Computers in Railways VI pp393-402. WITPRESS, Southampton UK, 1998.
- [106] \*\*\* - AAR (Association of American Railroads). Manual of standards and recommended practices: section G-wheels and axles. Issue of 1998.
- [107] \*\*\* - BEASY User Guide, Computational Mechanics BEASY Ltd, Ashurst, Southampton, UK, 2000.
- [108] \*\*\* - Ansys. ANSYS theory reference, release 7.0. ANSYS, Inc.; 2003.
- [109] \*\*\* - Deform 2D V8.0, Deform 3D V5.0, Deform Tools V4.1, Trademark of SFTC (Scientific Forming Technologies), 5038 Reed Road, Columbus, Ohio, USA., 2000
- [110] \*\*\* - Engineering RCF – Research Programme – Rail Safety and Standard Board – Euston Road London, 2005
- [111] \*\*\* - MSC.SuperForge User's Manual (Version 1.0). The MacNeal-Schwendler Corporation, 1998
- [112] \*\*\* - NAFEMS, A Finite Element Primer, DTI National Engineering Laboratory, 1986
- [113] \*\*\* - Wheel – Rail Element Reference Guide – Theory for Wheel Rail Element – ADAMS User Guide, 2003