

Exemplarul nr. **2**....

INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ

ing. TIBERIU NAGY

CONTRIBUTII PRIVIND STUDIUL CAUZELOR UZURII ROTILOR
LA VEHICULELE CFR CIRCULIND
CU VITEZE MARI SI FOARTE MARI

Teză de doctorat

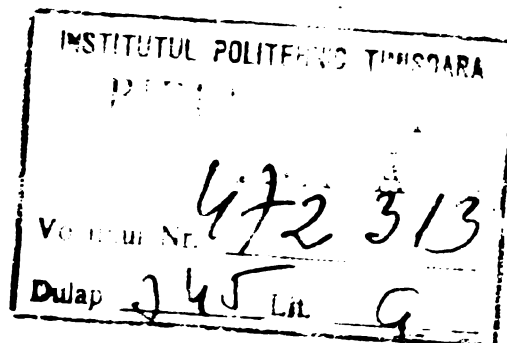
(Volumul I)

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

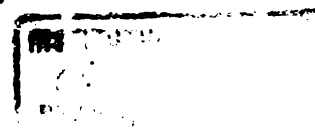
CONDUCATOR ȘTIINȚIFIC

prof.emerit ing. IOAN ZĂGANESCU

1983



| | Pag. |
|---|------|
| 0. INTRODUCERE | 1 |
| 0.1. Tema lucrării..... | 1 |
| 0.2. Scopul urmărit | 1 |
| 0.3. Modul de lucru | 2 |
| 1. UZURA ROTILOR IN BIBLIOGRAFIA DE SPECIALITATE | 4 |
| 1.0. Sistemul R/S. Studii teoretice și experimen- tale aflate în derulare..... | 4 |
| 1.1. Defectele roților | 16 |
| 1.2. Efectele uzării | 18 |
| 1.3. Dezideratele în exploatarea sistemului R/S.. | 20 |
| 1.4. Descrierea datelor experimentale privind uzarea în sistemul R/S..... | 21 |
| 2. CONTRIBUTII PRIVIND CALCULUL DURABILITATII IN SISTEMUL ROATA-SINA..... | 51 |
| 2.0. Ipoteze de lucru | 51 |
| 2.1. Modelul mecanic considerat | 52 |
| 2.2. Geometria și defectele căii | 55 |
| 2.3. Exploatarea. Programul de prestație al vehiculului | 59 |
| 2.4. Viteza critică a mișcărilor laterale. Stabilitatea laterală | 60 |
| 2.5. Interacțiunea R/S..... | 71 |
| 2.5.1. Funcțiile de contact..... | 71 |
| 2.5.2. Sistemul de forțe R/S..... | 80 |
| 2.5.3. Ecuația de mișcare | 85 |
| 2.5.4. Răspunsul modelului la excitația provenită de la cale..... | 88 |
| 2.5.5. Tensiunile de contact..... | 93 |
| 2.6. Durabilitatea roților | 107 |
| 2.6.1. Uzura naturală | 107 |
| 2.6.2. Deteriorarea suprafeței profi- lului..... | 130 |
| 3. VERIFICAREA RELATIILOR FOLOSITE SI PROPUSE IN CAPITOLUL 2 | 147 |
| 3.1. Compararea formulilor utilizate pentru des- crierea neregularităților căii..... | 147 |



| | Pag. |
|--|---------|
| 3.2. Verificarea vitezei critice | 149 |
| 3.3. Compararea rezultatelor privind răspunsul sistemului la neregularitățile considerate cu rezultatele încercărilor și probelor pe cale a vagoanelor pentru Grecia | 153 |
| 3.4. Punerea în evidență a petei de contact R/S prin luarea amprentelor contactului..... | 156 |
| 3.5. Compararea rezultatelor obținute teoretic privind durabilitatea suprafeței profilului cu datele experimentale din literatura de specialitate , datele culese din exploata- rea locomotivelor din depoul Timișoara, Arad..... | 159 |
| 4. CONCLUZIILE STUDIULUI. RECOMANDARI PENTRU PROIECTARE | 163 |
| 5. CONTRIBUȚII PERSONALE..... | 172 |
| 6. BIBLIOGRAFIE | 175-189 |
| 7. ANEXE (figurile și tabelele în completarea vol.I)..... | vol.II |

0. INTRODUCERE

0.1. Tema lucrării

Lucrarea de față caută să aducă contribuția la studiul cauzelor uzării roților vehiculelor de cale ferată, atunci când acestea circulă cu viteze mari și foarte mari.

În exploatarea căilor ferate de astăzi apare ca o tendință generală mărirea vitezelor de mers și a tonajelor remorcate (vezi fig.1). Aceste două deziderate de bază ale transportului feroviar - dictate de considerente economice ale dezvoltării societății umane, dar într-o mare măsură și de concurența sistemelor de transport - conduc la uzuri mari ale suprafețelor de rulare ale roților vehiculelor și ale șinelor, uzuri care cresc vertiginos odată cu mărirea vitezelor de mers și cu mărirea sarcinilor pe osie /1;10/.

Este sigur că osiile montate ale actualelor vehicule de cale ferată au un randament mai bun decât în trecut. Acest fapt trebuie să se atribuie în parte îmbunătățirii formei sale constructive, și mai ales îmbunătățirii calității materialelor din care se confecționează astăzi osiile montate. Însă ceea ce pot oferi tehnica formei și a materialelor, abia sînt suficiente pentru asigurarea stadiului actual al tehnicii feroviare. Tehnica osiei montate de astăzi nu mai poate ține pasul cu progresele tehnicii realizate în direcția sporirii vitezelor și sarcinilor pe osii, a utilizării roților cu diametre mai mici, precum și mărirea rulajelor /2,.....,9/.

Costul foarte mare al întreținerii și înlocuirii osiilor montate (sau al bandajelor), precum și ale căilor de rulare (șinelor), mai ales în contextul crizei energetice mondiale, justifică pe deplin cercetările întreprinse în direcția reducerii uzurii în sistemul osii-șină.

0.1.1. Scopul urmărit

În lucrarea s-a urmărit studiul cauzelor uzării roților de cale ferată, îndeosebi a celor de la vehiculele care circulă cu viteze mari și foarte mari (peste 160, până la 250 km/h). S-a avut în vedere determinarea factorilor care influențează asupra marimii (intensității) acestei uzări. În posesia modului în care diferiții parametri influen-

țează asupra uzării roților materialului rulant de cale ferată, s-a căutat să se deducă orientări, recomandări pentru practica de proiectare a vehiculelor de viteze mari, dar și pentru vehiculele de viteze obișnuite.

Uzarea suprafeței de rulare a roții și suprafeței buzei sînt determinate de starea de tensiune din interiorul și dedesubtul petei de contact dintre roată și șină. Starea de tensiune este definită de amplitudinea forțelor verticale, orizontal-longitudinale și orizontal-laterale, din pata de contact. Mărimea amplitudinii acestor forțe depinde de trei factori principali: vehiculul, calea de rulare și viteza de mers. În ceea ce privește vehiculul, prin parametrii constructivi adoptați, proiectantul de material rulant definește nu numai o anumită calitate a merșului, dar și un grad de uzare a roților, respectiv o anumită intensitate a uzării roții. Sînt mulți factori de influență, unii cu acțiune contrară altora. Pentru a se ajunge la un compromis, se necesită calcule numerice serioase, și încercări experimentale. Printr-o alegere judicioasă a parametrilor constructivi ai vehiculului se dorește ca efectul negativ al forțelor de interacțiune roată-șină, cauzat de vitezele și tonajele mărite să se poată reduce, pentru a menține uzarea roții (și a șinei) în interiorul limitelor considerate ca acceptabile din punctul de vedere economic.

0.3. Modul de lucru

În prima parte a lucrării se face un studiu al literaturii de specialitate în domeniul dinamicii roată-șină, al tribologiei sistemului și al efectelor economice și funcționale ale acestora în exploatarea materialului rulant de cale ferată.

În partea centrală a lucrării se studiază sistemul ~~sistemul~~ roată-șină din punctul de vedere al dinamicii și al fenomenelor tribologice ce au loc în pata de contact roată-șină, pe baza cărora se elaborează o metodologie de calcul a uzării și al deteriorărilor pe suprafețele active ale profilului roții de cale ferată.

În ultima parte a lucrării se face o comparație între rezultatele la care s-a ajuns pe baza studiului teoretic

propus în partea centrală a lucrării și datele experimentale ale cercetărilor proprii, precum și ale cercetărilor străine publicate în literatura de specialitate.

1. UZURA ROTILOR ÎN BIBLIOGRAFIA DE SPECIALITATE

1.0. Sistemul R/S, Studii teoretice și experimentale aflate în derulare

În sens larg, prin sistemul roată-șină (R/S) se înțelege sistemul mecanic format din vehiculul de cale ferată, ce se deplasează pe calea de rulare și care se află într-o interacțiune dinamică cu șina. Locul interacțiunii se reduce la o porțiune restrânsă a suprafeței de rulare sau a buzei bandajului. În aceste locuri ale interacțiunii își exercită rolul triplu acest mult solicitat organ al vehiculului: osia montată, și mai restrâns: profilul roții, - rolul susținerii sarcinii verticale, al ghidării laterale în "canalul" definit de geometria căii și a osiei montate, și al transmiterii forțelor de tracțiune-frînare. Interacțiunea R/S se caracterizează prin prezența unui sistem spațial de forțe la periferia roții însoțită de pseudoalunecări și alunecări între R și S.

Forțele de interacțiune R/S sînt caracterizate de faptul că sînt transmise în condițiile unor presiuni foarte mari prin suprafețe foarte mici. De menționat este faptul că energia mecanică ce trebuie transmisă între roțile motoare și șină (forță \times viteză), este în mod necesar aproximativ egală cu energia captată de pantograful vehiculului de la linia de contact. Deoarece suprafețele de contact sînt de aceeași ordine de mărime în cele două cazuri, rezultă că fluxurile de energie electrică și mecanică sînt de asemenea de aceeași ordine de mărime, cîteva sute de kW/cm^2 /13/.

Procesele tribologice ce se desfășoară între roată și șină în zona de contact nu sînt încă nici astăzi elucidate. Cu toate că în ultimele două decenii s-au desfășurat, și se desfășoară și în prezent vaste cercetări ale sistemului R/S, din care o bună parte se referă la interacțiunea vehicul-cale /4,5,7,8,9/.

Dezvoltînd sistematic suprastructura căii și materialului rulant pentru viteza maximă de 300 km/h, SNCF încearcă să dea un răspuns necesităților de a lega principalele noduri feroviare ale Franței între ele și cu nodurile importante ale țărilor vecine cu o rețea de trenuri de viteză mare /19/.

În 1955, la 20 martie, s-a înregistrat recordul mondial de viteză pe cale ferată, de 591 km/h. De la această dată, s-au efectuat

încercări sistematice care au permis modernizarea vehiculelor destinate vitezelor mari (vezi fig.2).

Încercările de durată din ianuarie 1964 - martie 1966, în domeniul de viteze 200-250 km/h au confirmat posibilitatea practicării unei viteze comerciale de 200 km/h și introducerii în exploatare a noilor trenuri "Capitol" și "Aquitaine". S-au efectuat încercări de stabilitate a mersului la 200 km/h în aliniament, ținându-se cont de parcursul efectuat pînă în acel moment. Rezultatele au permis ca să se poată ridica parcursul între două restrunjiri a roților exploatare la 200 km/h pînă la 50.000 km./19/.

În fazele premergătoare ale seriei de încercări descrise mai sus, s-au utilizat locomotive din seria BB 9291 și boghiuri Y-24 la vagoanele seria B¹⁰ de tip UIC.

Din datele experimentale obținute cu locomotiva BB 9291 s-a tras concluzia că pentru a asigura o bună stabilitate de mers la vitezele în jurul a 250 km/h este necesar să se efectueze restrunjirea roților după parcursuri mai mici de 10.000 km, lucru care într-o exploatare curentă nu va putea fi admis. Dar chiar și în parcursurile efectuate cu profil de roată nou, la vitezele cuprinse între 250 și 280 km/h s-a observat o puternică șerpuire a boghiului din spate, cu frecvența de 3 Hz, înregistrându-se accelerații laterale maxime de 1,7 g. Cealaltă locomotivă pe care SNCF-ul a folosit-o la încercările timpurii de viteze mari este din seria CC 6500, de 5750 kW, și nu posedă o amortizare a deplasărilor transversale. Era echipată cu amortizatoare loni, care îi conferau un cuplu de amortizare între cutia locomotivei și rama boghiului de ± 33 kNm. Pentru a avea o stabilitate de mers satisfăcătoare la viteza de 200 km/h erau necesare restrunjiri după un parcurs de 75.000 km.

Pentru a avea stabilitate la viteza de 280 km/h, cu osii montate noi, este necesar un cuplu de amortizare mult mai mare la rotirea boghiului (de 55-60 kNm). La încercările cu această viteză, a apărut necesitatea restrunjirii după 50.000 km.

Vagoanele de tipul B¹⁰, UIC, de 24,5 m lungime și o sarcină pe osie de 10,75 t erau echipate cu boghiuri de tip Y-24. Osile montate erau ghidate rigid în direcție longitudinală. Rapelul transversal era asigurat de arcurile suspensiei

secundare. Reazemele laterale de susținere a cutiei pe boghiu realizau o frecare oțel pe teflon. La parcursurile de probă s-au măsurat accelerațiile laterale ale cutiei deasupra boghiurilor din urmă. S-a observat că:

- era indispensabil cuplul de frecare între cutie și boghiu la valoarea de 18-25 kNm cu reazemele laterale oțel inox/teflon (cu cuplul de frecare mangan/bronz; accelerațiile laterale maxime erau mult mai mari, la 0,25 g) ;
- după un parcurs de 70.000 km s-a înregistrat o accelerație maximă de 0,08 g la viteza de 250 km/h, ceea ce este o calitate de mers foarte bună;
- parcursurile medii realizate până la apariția necesității restrunjirii roților erau de 300.000 km (parcursul cel mai bun a fost de 600.000 km).

Mai trebuie amintit că la acest boghiu exista o excitație a oscilațiilor proprii ale cutiei de la osii. Viteză critică a fost sub 200 km/h, și a fost necesar în cursul experiențelor cu 200 km/h cuplul de frecare de 18-25 kNm. Boghiurile Y-28 cu care s-au echipat vagoanele "grand confort" din trenul "le Capitol" asigurau ca cele trei frecvențe proprii ale oscilațiilor laterale ale cutiei să fie sub domeniul frecvențelor de excitație (acestea au fost de 0,53, 0,75 și 1,2 Hz). Viteza critică este peste 200 km/h. La încercările cu 200 km/h s-a găsit necesară existența cuplului de frecare de 3-4 kNm între boghiu și cutie, lucru care se realizează datorită cuplului de frecare din biețele pendulare de lungime de 500 mm/21/.

Este de remarcă din aceste experiențe scăderea pronunțată a parcursului între două restrunjiri ale profilului suprafeței de rulare, atunci când se circulă cu viteze mari. În cazul locomotivei BB 9291 parcursul între restrunjiri în cazul probelor efectuate la 200 km/h a fost de 65.000 km, iar când s-a trecut la probele cu 250 km/h, restrunjirea a apărut ca necesară deja după efectuarea a numai 8.000 km.

Încercări mai noi cu locomotive de serie și vagoane în domeniul 250-280 km/h au permis confirmarea experiențelor teoretice și practice de stabilitate a mersului.

S-a construit un turbotren experimental, TGV cel, pentru a servi drept cursă de cunoștințe pentru construcția vehiculelor serie ale traficului public.

Repartizarea motoarelor, reducerea gabaritului vehi-

culului, precum și folosirea unei transmisii de putere mare la o masă mică au permis reducerea masei totale. Nu este mai puțin important faptul că reducerea maselor nesuspendate trebuie să fie obținută cu scopul reducerii forțelor verticale și laterale. La început s-a folosit un boghiu de construcție relativ clasică. Totuși s-au început și probele unui boghiu de construcție nouă, pe baza rezultatelor teoretice ale serviciilor de cercetare ale SNCF. În ceea ce privește suspensia, trebuie să se atingă valoarea optimă calculată a rigidităților suspensiei osiei montate în direcție longitudinală și laterală. Pentru a reduce cât mai mult masa boghiului, în special masa nesuspendată lateral, motoarele de tracțiune sînt montate în cutia vehiculului.

TGV ool este un tren articulată; un boghiu servește pentru susținerea a două cutii învecinate. Avantajul acestui sistem constă în reducerea masei totale, în coborîrea nivelului podeli (planșeului) vagoanelor, în coborîrea centrului de greutate, lucru de dorit din punctul de vedere al confortului. Principalul dezavantaj al acestui sistem este sarcina pe osie mai ridicată.

Din măsurătorile efectuate la 300 km/h s-a tras concluzia că forțele laterale care acționează asupra căii sînt normale.

Din 1972 a început o perioadă de încercare de duranță a trenului în vederea introducerii unor viteze de 260 km/h în traficul public.

În prezent, SNCF folosește pentru viteze mari profilul de roată 1/40 împreună cu o ghidare relativ rigidă a osiilor montate.

La încercarea TGV ool s-a urmărit parcursul mediu între două reprofilări. Încercările cu un profil de uzură s-au efectuat pe o cale de circulație care are curbele pe secții cu curbe mai pronunțate decît cele caracteristice pentru probele cu viteză mare. Vitezele critice la profilul 1/40 sînt mai mari decît la profilul de uzură. Forțele laterale de conducere au fost surprinzător de mici la parcurserile cu viteze mari ale TGV ool. Frecvența de oscilație a boghiului era în jur de 4 Hz, amplitudinile accelerațiilor între 0,4 și 0,5 g. Această frecvență corespunde șocurilor provenite de la locurile de îmbinare a șinelor sudate. Reprofilarea roții unei locomotive care circulă cu 200 km/h se face cu mijloace actuale după circa 80.000 km, iar la vagoanele corespunzătoare, din cauza unei

sarcini pe osie numai pe jumătate, după mai mult de 200.000 km/h /19/.

La 26 februarie 1981, pe secția Paris-Lyon, s-a înregistrat un nou record mondial de viteză pe șină: SNCF cu un vehicul TGV a atins 380 km/h.

În vederea depășirii vitezei maxime constructive, s-a pornit de la capacitatea de supraîncărcare a motoarelor de tracțiune cu 100% timp de 7 minute. Apoi transmisia a fost modificată și au fost montate roți cu diametrul mai mare. Masa trenului s-a redus la 300 t. Mărind tensiunea la catenară de la 25 kV la 30 kV s-a putut asigura astfel, împreună cu celelalte modificări constructive, puterea la obadă de 9.000 kW la viteza de 380 km/h /22/.

Acest rezultat a fost posibil ca urmare a cercetărilor teoretice și practice duse sistematic și asiduu de către specialiștii SNCF în decursul ultimelor decenii în ceea ce privește tehnica vitezelor mari.

Căile ferate federale germane (DB) și-au propus încă din 1970 un program de dezvoltare, care prevede pe magistrale vitezele maxime de 250-300 km/h. Paralel cu dezvoltarea suprastructurii, s-au început cercetările pentru vehiculele de viteze mari necesare. Centrul cercetărilor îl reprezintă studiul interacțiunii dintre roată și șină, care are ca scop asigurarea și în domeniul vitezelor mari a unui mers absolut sigur și confortabil cu uzură redusă. Se prevede în prima fază studiul pur teoretic folosind modele matematice, ale căror rezultate vor fi folosite în faza următoare în încercările de laborator și pe standuri de rulare. În faza următoare experiența dobândită în fazele anterioare dă posibilitatea încercării la scară naturală, a soluțiilor propuse; iar rezultatele din această nouă fază sînt introduse ca o "reație negativă" în faza de cercetare teoretică, conducînd în acest fel la o stabilire iterativă a soluțiilor constructive cele mai potrivite. /15,16,17,18/.

Se pornește de la studiul teoretic al comportării în mers a vehiculelor pe o cale ideală, fără neregularități, rigidă.

Mergînd de la simplu la complex (osie montată tratată izolat, - aparat de rulare - vehicul complet) concomitent cu reducerea admisibilă a gradelor de libertate a modelelor, și folosind metode matematice diferite (metoda vâlcilor proprii, integrarea ecuației de mișcare pas cu pas, teoria ciclului limită) se ajunge la concluzii teoretice care se vor verifica pe standuri de rulare.

În faza următoare calculele de bază se largesc, luându-se în calcul structurile elastice ale vehiculelor (vehicul izolat, tren), calea cu neregularități excitatoare.

Prin comanda activă a elementelor de susținere-ghidare-cuplare se speră a putea elimina problemele de instabilitate și a reduce uzurile. Din rezultatele acestor studii se așteaptă concluzii asupra optimizării și a sistemelor pasive în domeniul vitezelor uzuale astăzi.

În ultima fază se ajunge apoi la asamblarea modelului complet din modelele părților componente și din încercările pe subansamble; model teoretic, verificat experimental și utilizabil pentru proiectarea în viitor a vehiculului și a căii.

În etapa actuală, în care nu este realizabilă construcția unui vehicul experimental, cercetările se axează pe subansamble componente, printre care un loc central îl ocupă osia montată /15-18/.

Modele vehicul-cale. În SUECIA se fac cercetări de dinamica mersului, folosind modele matematice, pe bază de ecuații diferențiale. Acestea se rezolvă, fie analitic, fie prin simulare /87/. La majoritatea modelelor analitice, liniarizările necesare sînt valabile riguros numai pentru deplasări și neregularități mici. Din cauza volumului de calcul foarte mare, simularea se poate face numai pe calculatoare numerice sau hibride. Analizînd mișcările individuale ale componentelor, se poate reduce mărimea sistemului de ecuații diferențiale. Cercetările suedeze s-au axat în special pe dinamica mișcărilor laterale.

Conform încercărilor efectuate, oscilațiile de torsiune ale osiei montate trebuie considerate ca una din cauzele principale în domeniul oscilațiilor pe direcțiile de rulare în curbă. Ca un rezultat deosebit au fost propuse două construcții neconvenționale. Conform calculului, confortul într-un vagon de călători este cel mai bun atunci cînd boghiurile sînt plasate în punctele aflate la o pătrime de la capătul vagonului.

O altă analiză a fost efectuată asupra calității de mers a unui vagon pe două osii, ce se deplasează pe o cale cu neregularități laterale. Pentru a studia comportarea unei osii montate izolate, suspendate elastic, s-a efectuat o analiză analogică foarte detaliată. În acest scop, avînd un model

cu 21 grade de libertate a fost elaborat un program special de simulare digitală. Un program de simulare hibridă, aflat în curs de elaborare, are în vedere simularea în timp real.

SNCF comunică existența unui model de calcul pentru analiza calității de mers a unui boghiu cu 7 grade de libertate: deplasările laterale ale celor două osii montate, rotirile de șerpuire ale acestora, precum și deplasarea laterală, rotirea de șerpuire și ruliul cadrului de boghiu. Cu acest model s-au determinat acei parametri ai boghiului, cu care se poate obține o creștere dorită a vitezei critice. Rezultatele astfel obținute au fost ulterior confirmate experimental /52,87/.

În JAPONIA s-a dezvoltat un model de calcul pentru analiza sistemului R/S, cu scopul elucidării teoretice a cauzelor formării zgomotului în timpul rulării roții. Modelul de calcul este format din bare simple pe reazeme elastice, cu mase concentrate corespunzătoare maselor nesuspendate din sistemul oscilant R/S. Caracteristicile de rugozitate dintre R/S, precum și constanta elastică a adaosului elastic de sub șine trebuie determinate experimental, deoarece cea din urmă devine foarte mare în cazul vitezelor mari. Intensitățile sonore calculate cu acest model sînt într-o bună concordanță cu valorile măsurate experimental pe un domeniu larg de frecvențe. Încercările efectuate pe acest model care au cuprins forme clasice de suprastructură au confirmat justetea ipotezei admise conform căreia urmînd calea de dezvoltare începută, se pot găsi valori orientative pentru dezvoltarea de noi forme de suprastructură cu capacitatea de amortizare a zgomotului /57/.

Stabilitatea osiei montate. În legătură cu trenurile TGV dezvoltate pentru noua secție de remorcare Paris-Lyon, la SNCF s-au dezvoltat ample cercetări teoretice și experimentale asupra factorilor care influențează viteza critică a boghiului /52, 87/. Pe baza rezultatelor obținute, următoarele măsuri se impun a se lua în vederea asigurării unor viteze critice suficient de mari :

- raportul boghiului să fie cît se poate de mare. Luînd în considerare momentul de inerție și unghiul de atac la

Înscrierea în curbă, se pare necesară limitarea ampatamentului la circa 3 m ;

- sarcina pe osie să fie de max.220-250 kN la 160 km/h,
 - max.190-240 kN la $V_{\max} = 200$ km/h
 - max.160-170 kN la $V_{\max} = 260$ km/h.
- momentul de inerție al boghiului și masa nesuspendată în direcția laterală să fie cât se poate de mici, din punctul de vedere al forțelor laterale R/S ;
- conicitatea care depinde de profilul bandajului și al șinei să fie 1:40 și să se mențină mult timp la această valoare;
- prin amortizarea oscilațiilor de rotire se poate obține o mărire certă a vitezei critice.

Folosind cele arătate mai sus, SNCF a dezvoltat un boghiu special pentru viteze mari, pentru vagonul automotor de încercări tip Z 7001, care avea viteza critică de 308 km/h cu roți noi, fără amortizoare. Măsura constructivă principală cu care s-a putut atinge această calitate este faptul că motoarele de tracțiune nu mai sînt amplasate în rama boghiului, ci în cutia vehiculului ; iar cuplul de tracțiune se transmite prin intermediul unor arbori cardanici.

Forțele dintre roată și șină

În toate analizele efectuate asupra forțelor R/S, componentele acestor forțe, perpendiculare între ele, se descompun în cîte o componentă statică, cuasi-statică (datorită insuficienței supraînălțării în curbă) și dinamică. La cercetarea interacțiunii R/S la viteze mari, componentelor dinamice li se acordă o atenție deosebită.

La SNCF, componentele dinamice se mai împart în continuare în componente datorate maselor nesuspendate și componente datorate maselor suspendate. În general, se consideră, ca oscilațiile sarcinii verticale pe roată se datorează neregularităților verticale ale căii. Maximele mari ale acestor forțe trebuie să fie susținute pe suprafețe de contact foarte mici, în prezența unor presiuni de contact foarte mari. În aceste condiții, ipotezele lui Hertz nu mai sînt îndeplinite /87, 112/. Presiunea de contact medie în suprafața de contact este mult mai mare decît limita de elasticitate a oțelurilor folosite la confecționarea roții și a șinei.

Materialul se găsește în domeniul plastic, deformațiile mari sînt însă împiedicate de natura hidrostatică a acestei presiuni care lucrează în toate direcțiile. Comportarea straturilor limită este foarte puțin studiată pînă în prezent. SNCF dorește să înfrunte această problemă prin menținerea sarcinii pe osie la o valoare cît se poate de redusă împreună cu reducerea maselor nesuspendate /87/. Astfel, la TGV, trenul de viteză mare, sarcina pe osie se limitează la 160 kN și se utilizează o osie montată de construcție ușoară. Aceste măsuri luate la care se mai adaugă și montarea motoarelor de tracțiune în cutia vehiculului conduc automat la reducerea și a forțelor orizontal-laterale dintre R/S.

La parcurserile de probă efectuate de TGV-ool și Z-7ool s-au măsurat oscilațiile laterale pe rama boghiului. S-au înregistrat amplitudini de 0,25-0,35 g în condițiile unui mers stabil. Aceasta înseamnă că forțele laterale ce acționau asupra șinelor au fost mai mici ca 40 kN, deci au fost mai mici ca la o locomotivă sau la un automotor la 160 km/h.

Si BR, căile ferate engleze, pun un accent mare pe reducerea sarcinilor pe osie și a maselor nesuspendate la vehiculul lor pentru viteze mari, APT, dorind să mențină forțele de conducere în interiorul limitelor admisibile. Limitarea sarcinii pe osie este importantă nu numai din punctul de vedere al forțelor cuasi-stactice R/S. La acest vehicul, care circulă în Marea Britanie pe căi trasate convențional, cu viteze de 250 km/h, apar la înscrierea în curbe, insuficiențe de supraînălțare de 225 mm în exploatarea curentă și de 254 mm la parcurserile de probă. Cu sarcina actuală pe osie de 195 kN și masa nesuspendată de 1,5 t/osie s-a reușit ca forțele laterale să fie menținute sub 55 kN. BR consideră că, cu acești parametri ai vehiculului este posibilă circulația cu viteză de pînă la 300 km/h pe căi cu suprastructuri normale (standard), în condițiile apariției unor insuficiențe de supraînălțare permise de 225 mm.

Frecare și alunecare. O cercetare de mare amploare a alunecării a fost efectuată de British Railways Board în legătură cu dezvoltarea APT-ului /87/. Cercetarea se ocupă mai întâi cu rezultatele existente ale unor cercetări anterioare referitoare la pseudoalunecare (în continuare notată pe scurt cu PA), le pune în față

rezultatele cercetărilor recente pe standul de rulare al BR, și trage concluzii în ceea ce privește modul de acțiune în viitor.

Teoria lui Kalker /113/ a fost confirmată de mai multe încercări independente de laborator, potrivit acestui studiu britanic /37/. Pentru PA și spin mici, componentele individuale se pot suprapune. În cazul unui spin mare, poate să apară alunecarea completă (pură) chiar și numai pe baza particularităților geometriei roții și a șinei. Dacă unghiul dintre suprafața de rulare a roții și axă depășește 7 grade, spinul provoacă alunecarea completă. Noi cercetări trebuie efectuate pentru a stabili modul de transmitere al forțelor de inerție și de frînare la înscrierile în curbe. Si influența vitezei de rulare mai trebuie cercetată. Nu este încă suficient de lămurită problema șinei murdare. Se cunoaște numai că murdăria mărește PA și coboară coeficientul de frecare; lipsesc însă rezultate cantitative. Problema măririi coeficientului de frecare R/S la viteze mari s-a pus și la SNCF în legătură cu transmiterea forței de tracțiune și de frînare la TGV-uri. S-au desfășurat încercări cu boghiuri originale și cu tremuri complete. Cercetări cu antrenarea unei singure osii dintr-un boghiu pe 3 osii au arătat că și între cele mai nefavorabile condiții de exploatare (șine unse cu ulei) există încă un coeficient de frecare de 0,05 pînă la viteze de 280 km/h. La frînare, influența unei șine unse (natural sau artificial) este aproape deloc observabilă, și dacă totuși, atunci numai la primele osii. Drumul de frînare se lungeste numai cu câteva procente. Încercările au arătat că frînarea de oprire de la 260 km/h în declivități de 35‰ sînt totdeauna o problemă de transfer de căldură și nu una de aderență. Chiar și în cazul șinelor se poate conta, ca o medie pe osii, pe un coeficient de frecare de 0,10 la 160 km/h, de 0,08 la 200 km/h și de 0,06 la 260 km/h. De aici rezultă o decelerație la frînarea de oprire de $0,75 \text{ m/s}^2$ de la viteza de 260 km/h.

Uzura

În Statele Unite s-a conceput un sistem de încercare accelerată în exploatare, denumit prescurtat FAST, (Facility for Accelerated Service Testing) pentru a răspunde necesităților de testare a structurilor de cale și a materialului rulant /23/. Se află în Centrul de Încercări în Transporturi al departamentului SUA al transporturilor, lângă Pueblo Colorado.

Exploatarea a început în septembrie 1976. La 1 martie 1978 calea inelului de încercare a suportat deja 192 milioane de tone, iar vehiculele au parcurs deja 182.000 km. Parcul constă din 4 locomotive și un parc de 75 vagoane de marfă (vagoane hopper deschise, vagoane cisternă, vagoane cu platformă scufundată, vagoane refrigerente), 90% dintre ele avînd o sarcină brută de 91 t, care au făcut, ca trenul să aibă un tonaj de mai bine de 8600 t. Trenul circulă pe un inel de 7,7 km cu viteză medie de 68 km/h, timp de 5 zile din săptămîină, 16 ore pe zi ; orele de lumină fiind destinate executării operațiilor de întreținere la vehicule și cale. Șensul de înaintare al trenului și secvența vagoanelor în tren sînt variate într-un ciclu de 4 zile, pentru a egaliza uzurile atît la vehicule cît și la cale. Această procedură asigură ca fiecare vagon să treacă ciclic prin tren și să i se facă măsurători la capătul garniturii de tren în fiecare a 22-a zi, adică după parcurgerea a 17-18 mii km.

Se derulează cîteva experiențe concurente la FAST. La materialul rulant se urmărește uzura și performanțele roților, a rulmenților, a cutiilor de unsoare, a saboților de frînă, a ramelor de boghiu, a crapodinelor.

Experiența inițială pe FAST privind roțile a fost concepută ca o proiectare factorială cu analiza variațiilor. S-a selecționat un număr de 6 factori pentru experiențe, care sînt:

- la roți : - tratamentul termic ,
- tipul bandajului,
- procesul de elaborare.
- profilul roții,

iar la boghiu:

- diametrul crapodinei, și
- construcția boghiului.

Fiecare factor are două valori; aceasta conduce la 2^6 combinații posibile, adică la 64 celule de încercare. Fiecare celulă conține cele 4 roți sub fiecare boghiu pe 2 osii; astfel experiența necesită 32 vagoane. În cursul experiențelor s-au măsurat în total 7 mărimi:

- grosimea buzei,
- înălțimea buzei,
- grosimea pe suprafața de rulare,

- profilul suprafeței de rulare,
- duritatea pe suprafața de rulare,
- duritatea pe suprafața buzei,
- perimetrul roții.

S-au tras concluzii privind viteza de uzare, defectele de suprafață ale roților și parametrii principali de influență ai acestora./23/

1.1. Defectele roților

Defectele roților pot fi clasificate în două mari categorii:

- uzura naturală, prin care se înțelege îndepărtarea succesivă a particulelor de material de pe suprafețe întinse ale roții ; pe toată circumferința, și care apare atât pe suprafața de rulare cât și pe suprafața buzei bandajului.
- deteriorarea sau avarierea, prin care se înțelege îndepărtarea mai mult sau mai puțin pronunțată locală a materialului de pe suprafața roții, respectiv modificarea omogenității sau izotropiei materialului care conduc la degradarea suprafeței de rulare. Apar în cele mai multe cazuri pe suprafața de rulare, dar și pe buza bandajului.

1.1.1. Uzura naturală

Uzura naturală conduce la modificarea profilului inițial al roții (bandajului). Dacă aceasta depășește anumite limite, osia montată trebuie să fie restrunjită sau înlocuită pentru a se încadra în limitele de siguranță și de funcționalitate.

Cotele care se urmăresc la CFR la osiile montate în fabricație și exploatare sînt prezentate în fig.3 /89/.

Alte administrații folosesc ca indicatori înălțimea buzei (s_H), grosimea buzei (s_D) și cota q_R pentru aprecierea gradului de uzare a roții . / 28, 29, 64, 137/

La $q_R \leq 6,5$ mm în general se retrage vehiculul pentru a se restrunji roata respectivă (osia montată), pentru a readuce q_R în domeniul permis de siguranța circulației peste aparatele de cale ($q_R > 6,5$ mm).

În fig.4 și 5 se prezintă șablonul cu care se verifică uzura și măsura q_R .

1.1.2. Deteriorările (avarțiile)

Această categorie de defecte impune restrunjirea roții pentru a preveni deteriorarea în continuare, eventual, ruperea roții sau bandajului, cu toate că de multe ori, profilul roții se mai încadrează în limitele prescrise (vezi paragraful anterior).

În tabelul nr.1 se redă lista avariilor roților vehiculelor tractate, elaborate de CRE /136/ pentru a defini, într-un mod cât se poate de precis și univoc, terminologia în întreținerea materialului rulant și în schimbul internațional de informații. Tabelul s-a completat cu terminologia în limba română.

472313
245/4

1.2. Efectele uzării în sistemul R/S

Efectele uzării roților și al șinelor se manifestă atât în modificarea parametrilor funcționali ai vehiculului, cât și în economia exploataării acestuia.

În domeniul funcțional, uzarea suprafețelor de rulare și a buzei au ca urmare modificarea geometriei contactului dintre roată și șină care se manifestă prin:

- modificarea petei de contact dintre roată și șină, și ca urmare, a condițiilor de pseudoalunecare ;
- modificarea funcțiilor de contact (în primul rând a conicității efective).

Aceste modificări produc modificări în complexul ce se cheamă dinamica vehiculului, cum sînt :

- modificarea vitezei critice,
- modificarea pseudoalunecărilor,
- modificarea răspunsului vehiculului la excitațiile provenite de la cale,
- modificarea tensiunilor dintre roată și șină,
- modificarea puterii necesare pentru tracțiune, etc.

În final toate acestea definesc intensitatea de uzare pe profilul roții (și a șinei), și astfel se închide bucla de reacție, deoarece uzarea în continuare declanșează din nou modificările de mai sus, pînă cînd se ajunge fie la un echilibru dinamic, caz fericit, (cînd uzura foarte mică are efecte minore), fie la apariția necesității de restrunjire (reprofilare) sau la înlocuirea bandajului (roții monobloc).

În fig.6 după /43,51/ se arată o parte a acestui fenomen deosebit de complex, care cu un singur cuvînt se poate chema:

tribologia sistemului roată-șină

În ceea ce privește siguranța contra deraierii, mai ales la trecerea peste acele macazelor, uzarea mai pronunțată a profilului buzei are ca urmare ascuțirea ei (caracterizată de micșorarea cotei α_2) ; iar uzarea pe cercul de rulare are ca efect mărirea înălțimii buzei. Ambele cote se urmăresc în exploatare, și în cazul atingerii valorilor limită, vehiculul se retrage din circulație pentru reprofilare. (vezi și fig.7).

Deci modificările negative ale parametrilor funcționali, și de siguranță contra deraierii la ace conduc la necesitatea imobilizării vehiculului pentru reprofilarea ro-

ților (imobilizare care înseamnă pierderi ale administrației în capacitatea de a efectua prestații), un nou consum de energie și manoperă; iar la fiecare reprofilare se pierde o bună parte din roată (bandaj), adică se scurtează durabilitatea roții (vezi fig.7).

1.3. Deziderate în exploatarea sistemului R/S

Dezideratele majore ale exploatării vehiculelor de cale ferată sînt :

- menținerea constantă a calității de mers, a siguranței contra deraierii, la valorile proiectate,
- durabilitate mare a roților (bandajelor) și a șinelor, prin uzură uniformă a profilului roții (cînd profilul se păstrează paralel cu profilul pe care roata l-a avut inițial (fig.7) și printr-un număr redus de restrunjiri, care pe cît se poate să fie corelate cu periodicitatea operațiilor de întreținere și reparare a MR.

Este de dorit ca aceste deziderate să se poată atinge și în domeniul vitezelor mari, în condițiile rulării pe căi care să nu necesite nici ele activitate de întreținere mult mai mare ca în condițiile vitezelor uzuale azi.

1.4. Date experimentale privind uzura rotilor

In literatura de specialitate, un spatiu larg se acordă studierii, cercetării cauzelor care conduc la uzura prematură a osiilor montate, necorelată cu termenele de întreținere.

In timpul exploatării ca urmare a interacțiunilor repetate dintre roată și șină, în prezența forțelor de contact mari, are loc o uzare a suprafeței de rulare și a buzei roții, care după câteva mii sau zeci de mii de kilometri de parcurs modifică forma geometrică inițială a profilului roții. Roata se adaptează profilului șinei, și invers. Această adaptare se poate exemplifica prin variația conicității suprafeței de rulare a locomotivelor clasa 87 B₀B₀ din parcul ER (fig.8) /25/. Se vede că valoarea inițială a conicității de 1:40 se micșorează cu parcursul efectuat de locomotivă, tinzând asimptotic către o valoare finală, caracteristică pentru starea când s-a ajuns la un așa-numit "profil de uzură", adaptat la condițiile de pe cale, și care are o uzare mult mai mică decât profilul inițial.

In fig.9 /26/, se arată că uzura suprafeței de rulare și a buzei roții producând adaptarea profilului, reduce tensiunile de contact, și prin aceasta reduce uzurile în continuare. Totodată se vede că adaptarea are loc în condițiile unor intensități diferite de uzare, în funcție de profilul inițial al roții. Profilul Heumann (P2) asigură o uzură mult mai mică a buzei decât profilul Fl.

KUREK în /28/ arată că, adaptarea profilelor roții și a șinei se poate produce atât pornind de la un "monocontact" - în care caz roata și șina au o singură zonă de contact - cât și de la un "bicontact" - situația în care roata și șina sînt în contact în două zone. Cu cît numărul de puncte în care roata vine în contact cu șina este mai mare, cu atît este mai mare suprafața portantă, și cu atît mai mici sînt presiunile de contact în zona de contact. Acest lucru are ca urmare reducerea uzării suprafeței de rulare, prin faptul că tensiunile de contact nu mai ating sau depășesc limita de curgere (de strivire) a materialului roții. Un exemplu tipic al contactului liniar este cel al profilelor "de uzură" elaborate de diferite administrații de cale ferată.

Prin aceasta se urmărește ca să se reducă intensitatea de uzare și să se mențină cât se poate de constantă calitatea de mers prevăzută inițial, prin definirea încă din faza de proiectare a unui profil pentru roată asemănător cu cel pe care aceasta l-ar obține în urma uzării după un parcurs de mai multe zeci sau sute de mii de kilometrii.

Acest mod de gândire este justificat din motivul că, pentru un vehicul dat, conicitatea profilului roții joacă un rol foarte important în nivelul oscilațiilor ^{laterale} $\sqrt{32}$.

EGELKRAUT în /29/ descrie încercările bandajelor roților la vehicule aparținând Căilor Ferate Federale din Germania executate din materialele BV 1 și BV 2. Se conchide că, mărirea sarcinii pe osie și a vitezei de mers duce la atingerea limitelor de solicitare a materialului bandajului. Incercări în exploatare și în laborator, completate cu măsurători speciale de duritate și cercetări ale structurii interne ale materialului au permis să se stabilească limitele de solicitare ale suprafețelor de rulare și mecanismul de distrugere al suprafeței de rulare la roțile cu diametru mic de la vagoane marfă și la roțile cu diametru normal de la vagoanele de călători, care circulă cu viteze mari, frânate cu saboți sau cu disc.

A fost urmărită influența a patru factori asupra atingerii limitei de distrugere: sarcina pe osie, viteza de mers, pseudoalunecarea și efectul saboților de frână. Acești factori nu acționează întotdeauna separat.

Influența sarcinii pe osie a fost mai pregnantă la roțile cu diametru mic (\varnothing 730 mm) cu 18 și 20 t/osie, la care se produce o distrugere a suprafeței de rulare care pornește cu formarea de fisuri fine pe cercul de rulare. Cu creșterea parcursului, acestea cresc și se dezvoltă formându-se așa-zisa coroana de bronz (Blatterkranz), pînă ce suprafața se distruge complet, producîndu-se ruperi mari din suprafața de rulare.

Bandajele din materialul BV-1 s-au comportat ceva mai bine decît roțile monobloc din BV-2 și bandajele din BV-2. Evoluția durității pe suprafața de rulare în funcție de parcursul efectuat a fost aproximativ aceeași la cele două sorturi din oțel. Limita de strivire s-a atins la 1050-1100 kg/cm^2 .

Creșterea durității, la începutul parcursului, este mai bruscă și este mai lentă după un parcurs de câteva mii de km, dar nu se instalează o duritate constantă așa cum se întâmplă în cazul vagoanelor de marfă echipate cu roți cu diametru mare (\varnothing 1000 mm).

EGELKRAUT /29/ în urma măsurătorilor de duritate și cercetărilor structurii secțiunii transversale, ^{consideră} că procesul de distrugere începe totdeauna în imediata apropiere a suprafeței de rulare și nu la o anumită adâncime dedesubtul acesteia. Roțile monobloc din BV-1 cu o duritate inițială puțin mărită au efectuat parcursuri puțin mai mari pînă la reprofilare, dar totuși nesatisfăcătoare. În schimb, prin călirea suprafeței de rulare a roților din BV-1 pînă la duritatea de 940-1000 MN/m² s-a putut obține un parcurs de 3-4 ori mai mare, în condițiile instalării unei durități constante după circa 30.000 km, iar înlocuirea osiei a fost necesară la circa 60.000 km. Diferența în comportarea aceluiași material la roți mici și mari se vede în faptul că roțile cu diametrul mare ajung la un fel de echilibru dinamic între durificarea suprafeței și uzura ei. În acest fel nu se ajunge niciodată la limita de strivire a materialului, ci după un parcurs de 70.000 - 100.000 km se instalează o duritate aproximativ constantă a suprafeței de rulare de 850-950 MN/m². Acest lucru este dedus în condițiile aceleiași sarcini pe osie. Considerînd o lățime de 50 mm pentru suprafața de contact rezultă o diferență între presiunile de contact Hertz de numai 15% între roata mare și cea mică (460 MN/m² și 390 MN/m²).

La bandajele roților de la vagoanele de călători de viteze mari, în afară de sarcina pe osie, o influență mare are viteza. Aceasta se poate vedea din faptul că curba evoluției durității la un vagon de tipul AB4um cu sarcina pe osie de 9,4 t gol și 11,4 t încărcat, pentru 140 km/h, atinge durități care se apropie de valorile înregistrate la vagoane marfă cu 20 t/osie. Limita de strivire nu este atinsă la 140 km/h, și astfel se poate instala un echilibru dinamic între uzură și durificare; defecte de suprafață care să impună necesitatea reprofilării nu se mai produc. Mărind însă sarcina pe osie la 14,3 t respectiv 15,5 t și viteza la 160 km/h apar defecte de suprafață care impun restrungerea după 50.000-100.000 km.

Materialul suprafeței de rulare a acestor bandaje se durifică în timpul mersului pînă la o adîncime de 15 mm și prin aceasta duritatea la suprafața de rulare ajunge la 1.000 MN/m^2 . Aceste valori de duritate se mai află sub limita de strivire a oțelului BV-1 găsită în cadrul încercărilor roților mici la $1050-1100 \text{ MN/m}^2$. Astfel, pe suprafața bandajului s-a format o zonă ecruiată, care este de dorit, deoarece are o rezistență mare la uzare. Din păcate însă, această zonă se distruge prin acțiunea concentratorilor de tensiune a locurilor în care s-a produs o durificare locală în urma transformărilor structurale a materialului. În aceste zone, sub acțiunea pseudoalunecării dintre roată și șină și în special sub acțiunea sabotului de frînă, se formează zone locale dure pe suprafața de rulare, constituite din structuri de transformare (martensită, structuri intermediare, troostită, sorbită) pînă la adîncimi de 1-2 mm, de forme arcuite, eliptice, și în secțiune transversală de formă de semilună. Acești constituenți duri se rup și se îndepărtează de pe suprafața de rulare și formează punctul de nucleație a unor fisuri oblice pe suprafața de rulare, care pe urmă se transformă în fisuri transversale pe suprafața bandajului. Totodată se formează zone mari de ruperi din materialul roții.

În ceea ce privește diferența în comportarea roților vagoanelor în funcție de tipul frînei (sabot sau disc), autorul [29] afirmă că suprafața de rulare a unei roți exploatare la 200 km/h și frînate cu sabot, materialul roții avînd o duritate inițială ușor mărită, s-a produs o distrugere însemnată a suprafeței de rulare, bandaj, care nu s-a deosebit mult de un bandaj cu fisuri adînci, cu toate că fisurile aveau adîncime mai mică. La osia montată cu frînă disc, lipsesc zonele locale dure ca urmare a acțiunii sabotului. La 200 km/h însă, s-au găsit zone locale dure, provocate de pseudoalunecare în urma frînărilor pronunțate în timpul încercărilor. Acestea se recunosc sub forma unor gropițe de dimensiunea unghiei de la deget. La parcurserile ulterioare în exploatarea curentă, acestea nu s-au mai format și cele existente au dispărut cu timpul. Totodată, la osii cu frînă disc, durificarea suprafeței nu este atât de puternică și nici nu pătrunde la o adîncime așa de mare în bandaj, ca în cazul vagoanelor cu frînă cu saboți cu aceeași sarcină pe osie și același parcurs. Aceasta se datorează lipsei

căldurii de la frînarea cu sabotul. Deci frîna disc dă posibilitatea măririi solicitărilor bandajului prin mărirea sarcinii pe osie și a vitezei.

S-a arătat în aceste experiențe, că un avantaj al oțelului EV-1 cu duritate mărită, în condițiile frînării cu saboți, este că nu apar fisuri datorită șocurilor de temperatură./29/.

TROSS /54/ definește ca măsură a intensității uzării mărimea lucrului mecanic de deformare, care este o funcție a volumului de deformare și a presiunii de deformare. La rîndul său, volumul de deformare este dat de mărimea suprafeței de contact și de adîncimea de penetrare a celor doi parteneri de frecare (în încercările de frecare de alunecare), iar adîncimea de penetrare crește cu creșterea temperaturii. Componenta plastică a volumului de deformare crește cu creșterea valorii raportului E/σ_E (E =modulul de elasticitate, σ_E =limita de elasticitate a materialului). Deci creșterea acestui raport va determina și creșterea coeficientului de frecare.

În ceea ce privește limita de elasticitate a materialului, și limita de curgere, TROSS ajunge la concluzia că acești parametri nu sînt de fapt constante de material, ci depind de viteza de alunecare relativă a celor doi parteneri de frecare și de rugozitatea lor. Valoarea limitei de elasticitate crește cu viteza (din încercările de ciocnire ale lui BOWDEN și TABOR, autorul citează că la oțel această creștere este de circa 28%, iar dacă se consideră creșterea limitei de strivire la încercările de izbire, atunci această creștere este mult mai pronunțată și este funcție de viteză, creșterea ajungînd să fie de cîteva sute de procente). De asemenea, cu cît sarcina este suportată de un număr mai mare de asperități (deci cu cît materialul de bază participă mai mult la susținerea sarcinii), cu atît crește și capacitatea portantă a materialului în contact, și cu aceasta și limita lor de elasticitate.

Lucrul mecanic de deformare corespunde părții plastice a lucrului mecanic total de deformare a micronegularităților celor doi parteneri de frecare. Partea elastică nu produce lucru mecanic de frecare. De aici explicația faptului că între coeficienții de frecare static și dinamic este o diferență: lucrul mecanic de deformare elastică se recuperează în timpul mișcării.

Despre uzura mare de natură metalică la viteza mică în cadrul încercărilor de frecare de alunecare TROSS /54/ menționează că ea este condiționată de interpenetrarea mare și încălzirea mică a celor doi parteneri, și deci de deformabilitatea mică a microneregularităților.

TROSS /54/ definește lucrul mecanic efectuat de forțele de pseudoalunecare dintre roată și șină prin relația $P \mu_k \sigma s_f$, unde P este sarcina pe roată, μ_k este coeficientul de frecare cinetic, σ este pseudoalunecarea, s_f spațiul parcurs.

Cei doi factori importanți ai solicitării roții în timpul rulării sînt : presiunea de contact (definită de sistemul de forțe care acționează în pata de contact) care produce ecruișarea materialului, și pseudoalunecarea care este însoțită de temperaturi înalte în microneregularitățile materialului roții, aflate în contact cu șina. Cu condiția încălzirii locale a materialului peste temperaturile de transformare A_{c1} (720°C) pentru perlită și A_{c3} (900°C) pentru ferită urmate de răcirea bruscă se obțin structuri de călire sorbitice, troostitice și martensitice, caracterizate de o duritate mai mare decît a materialului de bază (duritatea crește de la sorbită spre martensită).

Autorul /54/ consideră că la pseudoalunecări de valori normale nu se produce o creștere a temperaturii peste temperaturile de transformare A_{c1} și A_{c3} , ci mai cu seamă la frînările cu sabotul.

LEIEL /55/ consideră că uzura depinde de coeficientul de frecare, sarcina pe osie, forțele laterale care acționează în pata de contact, și modul de elaborare al materialului bandajului sau a roții. Ca măsuri pentru reducerea uzării indică: micșorarea frecării și mărirea durității suprafeței de rulare și buzei bandajului. În ceea ce privește mărirea durității trebuie procedat cu precauție, deoarece există o tendință spre exfoliere a materialului cu creșterea durității.

Micșorarea frecării se poate face prin două metode: asigurînd rugozități cît mai mici pentru suprafețele profilului roții și prin lubrefiere.

Autorul /55/ recomandă rugozități minime $R=120 \mu\text{m}$ pentru suprafața de rulare și $R=60 \mu\text{m}$ pe buza bandajului (sau a roții). Cu mărirea finisării profilului roții, costul de prelucrare crește nejustificat, deoarece, oricum, în exploatare se stabilește și se menține aproape constant o rugozitate, zisă "de exploatare".

Lubrefierea trebuie să se facă cu atenție pentru a nu produce o scădere a aderenței, deci se va unge numai suprafața buzei și flancul interior al șinei.

Verificarea în exploatare a cotelor grosirii și înălțimii buzei și cheltuielile de reprofilare a roților și a bandajelor se cifrează la 14 mil.DM la căile ferate federale din Germania /55/, din care o mare parte revine uzării bandajelor.

DB a hotărât să pună în aplicare ungerea buzei bandajelor. Economii realizabile la cheltuielile de întreținere prin aplicarea ungerii buzei roții, pe 1000 km parcurși sînt de 12,6 DM la locomotive cu aburi din seria 050, și circa 4 DM la locomotivele electrice din seria 110 și la locomotivele diesel din seria 220. Cu măsurile luate, se ajunge la economisirea a 4 milioane de DM anual la capitolul cheltuieli de întreținere, ceea ce înseamnă în medie 1% din cheltuielile totale de întreținere a parcului de vehicule motoare.

Cercetările efectuate de Comitetul nr.6 al ORE pe diferite tipuri de boghiuri, citate de KOFFMANN /57/, au demonstrat că uzura buzei bandajului, tendința de deraiere și mișcarea de șerpuire a boghiurilor sînt determinate de rezistența opusă de boghiu la rotire. Acest lucru a fost constatat experimental pe 8 vagoane de călători pe parcursul a 100.000 mile.

Urmărindu-se uzurile buzelor de bandaj, s-a găsit că există o anumită valoare a rezistenței la rotire a boghiurilor pentru care uzura buzei este minimă. S-a stabilit un factor adimensional pentru caracterizarea rezistenței la rotire a boghiurilor: $X=M/(Q_0 \cdot 2a)$, în care M este momentul de rezistență la rotire a boghiului în Nm, Q_0 este sarcina pe osie în N și 2a este ampatamentul boghiului în m.

Pe baza rezultatelor obținute de Comitetul ORE s-a recomandat ca acest factor să aibă valoarea $X=0,03-0,05$ pentru ca uzura buzei bandajului să fie minimă. Totuși, experiențe recente asupra unor vagoane pe boghiuri au arătat că valoarea lui X este câteodată și 0,14 și chiar ajunge pînă la 0,20-0,25 la boghiuri cu crapodină semisferică.

Nu se recomandă depășirea valorii de $X=0,08$.

REVILLON și LELUAN /59/ descriu evoluția tensiunilor reziduale în roțile monobloc din oțel nealiat, tratate la suprafață și alese de SNCF în urma încercărilor și studiilor efectuate asupra roților materialului rulant. Tensiunile reziduale se dezvoltă după toate cele trei direcții, radială (σ_1), circumferențială (σ_2) după o direcție tangentă la cercuri paralele cu cercul de rulare, și axială (σ_3) după direcție paralelă cu axa osiei, - dar nu toate au aceeași importanță asupra comportării roții de serviciu.

Tensiunile reziduale apar în procesul de elaborare al roții monobloc, atât în coroana roții, cât și în disc. În fig.10 se prezintă repartiția tensiunii reziduale σ_2 în masa roții noi, care este considerată a avea un rol preponderent în comportarea la oboseală a roții. Influența unor frînări foarte intense (pe parcursul cărora temperatura roții pe suprafață a atins 200-350°C) pe standul de probă, fără a fi prezentă sarcina pe roată, se arată în fig.11. Se observă inversarea semnului tensiunii circumferențiale σ_2 . Acest fenomen se explică în felul următor. Coroana roții se încălzește foarte mult în timpul frînării față de discul rămas mai rece. Neputându-se dilata liber, este supusă unor tensiuni de compresiune, iar discul, unor tensiuni de întindere. Aceste tensiuni se suprapun peste tensiunile reziduale. Dacă tensiunea rezultată nu depășește limita elasticității materialului, atunci, după răcire, tensiunile reziduale se reinstalează integral. Dacă tensiunea rezultantă depășește limita de elasticitate numai într-un strat subțire de material sub suprafața de rulare (de ex. în cazul unor frînări de durată scurtă), atunci, după răcire se instalează tensiuni de întindere mai mari sau mai mici în acest strat de material; fenomen de o mică importanță, deoarece nu influențează restul roții și în această zonă acțiunea cea mai puternică o are solicitarea repetată a sarcinii pe roată în timpul rulării. Dacă zona afectată termic este de o grosime mai mare, și tensiunea rezultantă depășește limita de elasticitate pe o adâncime mai mare sub suprafața de rulare, tensiunile reziduale nu mai pot să se instaleze după răcire la valoarea lor inițială.

Influența rulării roții se prezintă în fig.12. Repartiția tensiunilor este similară cu cea a tensiunilor reziduale inițiale, dar gradientul tensiunii în apropierea suprafeței

de rulare este mai mare. Frînarea moderată asociată cu rularea nu modifică practic repartiția tensiunilor reziduale în cea mai mare parte a roții. Numai o zonă sub forma unei semilune avînd o lățime de circa 60-70 mm și o grosime de circa 20-30 mm este influențată de deformațiile plastice provocate, pe parcursul primilor kilometri, de tensiunile Hertz sub efectul sarcinii verticale. În fig.13 se prezintă suprapunerea efectelor frînării intense și a rulării /59/.

Tensiunile reziduale, dintre care cea mai importanță este σ_2 circumferențială, nu au aceeași influență asupra degradării roții.

Există două faze importante în evoluția defectelor: nașterea (nucleația, /60,61,62/), un fenomen în principal metalurgic, și propagarea lor, influențat în special de sarcinile aplicate, de uzarea suprafeței de rulare și de repartizarea tensiunilor reziduale. Nucleația defectelor, după /59/ este determinată de apariția pe suprafața de rulare a unor microfisuri termice, transversale, după frînări care depășesc o anumită limită. Adîncimea lor nu depășește 0,02 mm. Evoluția defectelor, care se nasc într-un număr mare pe suprafața de rulare, depinde de poziția lor pe suprafața de rulare, de intensitatea uzării și de semnul tensiunilor reziduale în masa coroanei. În majoritatea cazurilor poziția defectelor nucleate și efectele suprapuse ale tensiunilor reziduale și uzării elimină aceste fisuri de pe suprafața de rulare. Dacă uzarea este insuficientă ca să le elimine, atunci evoluția defectului este înspre oboseala materialului, într-o adîncime mai mare.

Soarta defectelor nucleate pe suprafața de rulare este legată de tensiunile reziduale din zonă, care prezintă două structuri :

- un strat superficial (A), fig.5, de o adîncime de 3-4 mm în care tensiunile evoluează în timpul frînării între întindere și comprimare (tracțiune deoarece se răcește mult mai repede decît restul coroanei, și comprimare datorită rulării). În această zonă este prezent un câmp de tensiuni alternative de întindere și compresiune care permite dezvoltarea înspre oboseală a amorsoanelor de defecte care nu au fost eliminate prin uzare;

- un strat de grosime de circa 15 mm, în care, la roțile SNCF tratate la suprafață, există tensiuni reziduale de compresiune în stare nouă a roții, la care se mai adaugă și cele datorate rulării.

Diferențele dintre cele două straturi fac ca evoluția fisurii să fie diferită în ele, și să se prezinte așa cum se vede în fig.14, sub forma unui "Y" întors./59/.

Fisura care se dezvoltă radial în zona (A) este oprită în propagarea ei la limita spre zona (B) unde domină în permanență tensiuni de compresiune. Tensiunile de contact hertziane de la fiecare rotire a roții, care sînt maxime la limita celor două zone, provoacă o dezvoltare spre oboseală în direcția paralelă cu suprafața de rulare. Acest lucru se traduce în final prin desprinderea de "solzi" de pe suprafața de rulare. Această evoluție este identică cu evoluția fisurilor de oboseală nucleate din incluziuni sau defecte amorsă aflate la granița celor două zone.

Defecțele nucleate în afara suprafeței de rulare au o evoluție spre oboseală și se propagă în secțiunea coroanei. Dacă nu sînt eliminate la timp, pot provoca și ruperea radială a roții.

În ceea ce privește exfolierile, REVILLON și LELUAN /59/ consideră că ele sînt fisuri de oboseală pornite de la suprafața de rulare, produse de aplicarea repetată a sarcinii pe roată, dacă acestea sînt mai mari decît limita de oboseală a materialului. Apriori, tensiunile reziduale de compresiune în masa coroanei roților monobloc nu stau la originea diminuării considerabile a acestor defecte, deoarece aceasta este produsă de mărirea caracteristicilor mecanice ale coroanei, care împreună cu tensiunile reziduale de compresiune sînt rezultate din tratamentul termic.

VINOT /12/ prezintă o statistică a evoluției cauzelor înlocuirilor șinelor la SNCF în ultimii ani, din care rezultă că șinele înlocuite prezintă din ce în ce mai mult defecte de oboseală și defecte de suprafață (ca formarea de gropițe, solzi, shelling, respectiv striviri).

Pe inelul de încercare de la Pueblo-Colorado s-a desfășurat un amplu program de încercare a materialului rulant, care a furnizat multe date prețioase în legătură cu uzarea și deterio-

rarea roților vagoanelor de marfă circulând cu viteze normale de exploatare./23/.

În fig.15 se prezintă un tabel recapitulativ al cauzelor de înlocuire a osiilor montate. De menționat că gradul de deteriorare a suprafeței de rulare prin fisurare și/sau exfoliere a celor mai multe osii montate nu a progresat pînă la limita în care în exploatarea curentă s-ar fi hotărît înlocuirea lor. Dar necunoscînd cauzele fisurilor din buză, s-a hotărît înlocuirea lor din motive de siguranță. Cea mai mare parte a înlocuirilor de acest fel au fost la roțile din materialul de clasa C, care au avut în medie un parcurs substanțial mai mare decît roțile din clasa U, în timp ce cele mai multe roți netratate (clasa U) au trebuit să fie restrunșite din alte motive. (Avînd o compoziție chimică aproximativ aceeași, clasa C are o duritate prescrisă de 320-363 HB, în timp ce clasa U nu are o duritate prescrisă /63/.).

În ceea ce privește uzarea buzei și a suprafeței de rulare, s-a constatat că cel mai important factor care influențează uzarea este tratamentul termic al roții. Intensitatea medie a uzării buzei după primii 32.000 km a fost de 0,170 mm/1000 km la clasa U și respectiv 0,040 mm/1000 km la clasa C de materiale. Uzura corespunzătoare a suprafeței de rulare, atît pentru clasa U cît și pentru clasa C, a fost 20-25 % din viteza de uzare a buzei respective. (fig.16).

Viteza de uzare a buzei în cazul boghiurilor cu crapodină cu diametrul de 14 țoli (360 mm) a fost ușor mai mică decît în cazul boghiurilor cu crapodina de 16 țoli (410 mm).

Un factor care influențează viteza uzării este durificarea (cruisarea) materialului roții și a șinei în exploatare.

În ceea ce privește defectele (deteriorările) materialului de pe suprafața de rulare și buză GRAY și SPANTON /23/ reperează fisuri fine transversale, în special pe roțile netratate. Aceste fisuri ale buzelor au fost 1-30 la număr pe o roată, dispuse aproape uniform pe circumferința roții.

Cu toate că aceste fisuri ale buzei au avut aspectul unor fisuri termice, rezultatele cercetărilor metalografice au arătat că ele au apărut ca urmare a oboseirii materialului în urma contactelor repetate pe buză și racordarea buzei cu suprafața de rulare. Nucleația acestor fisuri a avut loc în apropierea racordării buzei cu suprafața de rulare, spre vîrfurile buzei.

Deformația plastică a materialului buzei în zona solicitată se extinde pe o adâncime de circa 1 mm și se pot identifica mici fisuri sub suprafața buzei (subsurface cracks), aproximativ paralele cu suprafața buzei. Durificarea efectivă în adâncimea materialului buzei se extinde până la o adâncime de circa 3 mm, stratul de la suprafață fiind cu circa 20-25% mai dur ca cel aflat la adâncimea de 3-4 mm ./23/.

Cîteva roți, care au avut deja un parcurs efectuat de 72.500 km fără restrunjire, au început să prezinte fisuri fine oblice pe suprafața de rulare, în afara zonei celor mai frecvente contacte roată-șină. Altele au prezentat exfolieri de mică intensitate ca urmare a deformărilor plastice din presiunea mecanică, probabil datorate în mare parte numărului disproporționat de ace întâlnite la fiecare tură./23/.

Analizînd uzarea roților și a șinelor și consecințele acestora asupra caracteristicilor de exploatare, puterea necesară pentru tracțiune și durabilitatea osiilor montate, NAUMANN /24/ clasifică cauzele care produc uzarea profilului roții în trei categorii principale; deosebind uzarea prin frecare, uzarea prin obosire și uzarea profilului prin curgerea (deplasarea plastică) a materialului.

În porțiunea cercului de rulare, toate cele trei forme ale uzării acționează în sensul reducerii diametrului de rulare ; în porțiunea buzei și a marginii exterioare a roții, curgerea de material compensează parțial uzarea produsă prin frecare și prin obosală.

Autorul arată că uzarea roții și a șinei conduce la mărirea jocului dintre buza roții și flancul interior al șinei, și ca urmare în acest canal lărgit de ghidare se vor mări și amplitudinile mișcării laterale ale osiei montate. Această condiție favorizează apariția instabilității mișcării laterale a vehiculului (hunting)./24/.

Autorul consideră că factorul hotărîtor pentru durabilitatea roții este aproape în exclusivitate uzarea buzei. În anumite cazuri, uzura pe suprafața de rulare este cea care limitează durabilitatea osiei montate. Durabilitatea osiei montate cu uzură predominantă pe suprafața de rulare este în general mai mare decît cea a osiei montate cu uzura predominantă pe buză.

Important este de notat că uzura totală laterală

a buzelor unei osii montate (suma uzurilor individuale pe cele două roți) contribuie la mărirea forțelor laterale buză-șină, datorită creșterii jocului disponibil pentru mișcare laterală a osiei. În aceste condiții roțile se vor uza mai repede. Profilul uzat al roții nu va mai furniza forțele naturale de readucere la valoarea lor inițială. Uzarea roții intră în faza progresivă. Osiile montate din boghiu cu uzură mare a buzelor vor face ca boghiul să ruleze într-o poziție rotită față de direcția de mers, formînd cu direcția șinelor un unghi de atac mai mare, asemănător cu cel de la înscrierea în curbă. Din cauza unghiului de atac mai mare uzarea roții progresaază și mai repede, în condițiile în care buza exercită forțe mari pe capul șinei.

Jocul mare în canalul de ghidare favorizează apariția forțelor dinamice mari, neamortizate și crește necesarul de putere pentru tracțiunea vehiculului.

Efectuînd un calcul aproximativ pentru determinarea puterii necesare tracțiunii unui tren compus din 100 vagoane cu sarcina pe osie de 20 t, circulînd cu viteza constantă de circa 100 km/h, NAUMANN /24/ arată că în cazul rulării tuturor vagoanelor cu profilul uzat în proporție 50%, puterea necesară pentru tracțiunea trenului este mai mare cu 32 % față de cea necesară în cazul roților cu profil nou.

În concluzie, autorul /24/ propune cîteva modificări în concepțiile actuale în exploatarea osiilor montate. Astfel:

- uzura permisă a buzei să fie redusă la 50 % din valoarea permisă în prezent la AAR. Procesul tehnologic de reprofilare trebuie introdus în practică ca o operație curentă de întreținere. În acest fel, osia montată se va exploata în cadrul limitelor economice de uzură, și va avea o durabilitate mărită cu circa 20%, lucru ce rezultă din diferența între alăturile curbelor de uzură din faza economică și faza progresivă de uzare.
- măsura de la punctul precedent, asociată cu alegerea unui profil de uzură pentru roțile noi; care mărește durabilitatea osiei montate cu circa 45 %.
- reducerea jocului nominal între buză și șină în canalul de ghidare la 66% din valoarea actuală prescrisă la AAR; care împreună cu celelalte două măsuri anterioare ar mări durabilitatea osiei montate cu aprox. 80% .

- modificarea sugerată în vederea reducerii limitei de uzare la buza bandajului are un efect substanțial și în ceea ce privește puterea necesară pentru tracțiune; considerînd o uzură medie de 30 % a buzei se poate economisi 17% din puterea necesară de tracțiune .

De notat este faptul că prin măsurile propuse, jocul total al osiei montate în canalul de ghidare este $7/8'' = 22,5$ mm. Toleranțe de același nivel sînt folosite în întreaga Europă /27/, introducînd ecartamentul 1435 mm, cu toleranțele de execuție de ± 1 mm și toleranțele de exploatare de +5 -2, și admițînd că ecartamentul osiei montate se definește între limitele de toleranțe de 1412 și 1426.

Verificarea încadrării profilului roții în toleranțele date de necesitatea realizării unei siguranțe contra deraierii se face folosind șablonul de profil, care urmărește evoluția unui indicator sintetic al gradului de uzură a profilului: cota q_R . Pentru a fi admis în circulație, profilul trebuie să aibă această cotă mai mare decît 6,5./27,64,65/. Acest lucru înseamnă că unghiul de înclinație a flancului activ al buzei bandajului nu trebuie să formeze cu axa osiei montate un unghi mai mic decît o valoare prescrisă, ceea ce se verifică în exploatare prin faptul că vârful C al șablonului de verificare (fig.4) așezat pe profilul roții într-un plan radial, nu trebuie să atingă buza bandajului (fig.5).

Pericolul de cățărare a roții peste ciuperca șinei, la trecerea peste ace, apare atunci cînd profilul uzat al roții are buza —prea—verticală, adică măsura q_R prea mică. De aceea, din punctul de vedere al întreținerii căii, valoarea minimă pentru q_R este rațional să fie aleasă cît mai mare. Din punctul de vedere al întreținerii materialului rulant însă, este mai avantajos dacă se necesită un număr cît mai mic de restrunjiri în viața osiei montate, deoarece siguranța contra deraierii crește cu micșorarea lui q_R . Din compromisul adoptat între cele două puncte de vedere contradictorii, pe plan internațional a rezultat $q_{R \min} = 6,5$, pe baza unui număr foarte mare de măsurători prelucrate statistic.

Măsura q_R nu este o mărime care descrește monoton cu uzarea roții; ci depinde de raportul uzării pe suprafața de rulare și uzarea buzei. Dacă acest raport nu variază, atunci nici q_R nu se modifică, chiar și în cazul unor uzuri mai pronunțate:

ORE a dedus, pe baza măsurătorilor efectuate la mai multe administrații de cale ferată europene, o relație între grosimea buzei s_d și cota $q_R/65/$, fig.17, stabilind și repartizarea statistică a valorilor lui q_R . Există deci o legătură relativ strînsă între grosimea buzei roții și cota q_R a profilului, indiferent de vehiculul considerat.

Se poate determina relația de regresie pentru dreptele din fig.17. Expresiile acestora sînt :

$$S_d = 1,178 q_R + 20,132 \quad \text{pentru curba a) și}$$

$$S_d = 0,956 q_R + 22,064 \quad \text{pentru curba b)}$$

În cadrul încercărilor la viteze mari efectuate de către DB /66,67,69,70,71/, desfășurate în trei faze începînd din 1973, s-a văzut clar, că mărirea vitezei de mers peste 160 km/h trebuie respectate condiții deosebite, care au o repercursiune negativă asupra cheltuielilor de exploatare. Se crede că vitezele maxime din prima fază a încercărilor s-au putut atinge numai cu profilele de roată plate după HEUMANN-LOTTER, precum și cu conicitatea de 1/40. De asemenea, s-a demonstrat că aceste profile trebuie să fie restrunjite după un parcurs de 20.000-30.000 km. De aceea, în faza a doua a cercetărilor, s-au căutat soluțiile constructive îmbunătățite ale aparatului de rulare care să permită menținerea avantajelor economice ale profilului DB II și la 200 km/h. După acest drum s-a văzut practicabil, s-a trecut la optimizarea tehnico-economică în faza a treia.

Factorul de influență cel mai important în ceea ce privește calitatea de mers laterală este geometria de contact, al cărei parametru de bază și cel mai sintetic este conicitatea echivalentă /67/. Conicitatea echivalentă și lățimea de contact $\Delta_{y_{AS}}$ sînt într-o relație care depinde de tipul șinei, profilul roții, ecartamentul și pozarea șinei (unghiul de înclinație al tălpii șinei față de orizontală). Lățimea de contact este acel domeniu definit în secțiunea transversală a șinei (pe profilul șinci) în interiorul căruia punctul teoretic de contact migrează în timpul mișcării laterale cu ± 3 mm a osiei montate în jurul axei căii. Cu cît lățimea de contact este mai mare, cu atît contactul roată-șină migrează pe profilul roții pe suprafață mai mare, ceea ce înseamnă că mai multe puncte de pe profil vor lua parte la susținerea sarcinii, și uzura va fi repartizată mai

uniform pe profilul roții, ceea ce înseamnă o durabilitate mare a profilului, deci o exploatare economică. Această condiție este îndeplinită în cazul profilului de roată S 1002 definit în /72/, pe șine UIC 60/73/, la diametrul cercului de rulare 900 mm într-o gamă largă a abaterilor ecartamentului dacă pozarea șinei este 1/40. Acest profil asigură, în condițiile arătate, o lățime de contact aproape constantă de circa 15-16 mm la ecartamente cuprinse între 1432 și 1440, în timp ce la ecartamente și mai mici (1430 mm) crește pînă la circa 25 mm. În comparație cu acest profil, rezultatele analizelor asemănătoare efectuate cu profilul VP 76 arată că VP 76 are o conicitate mai mică și mult mai constantă în funcție de ecartament, dar lățimile de contact sînt comparabile cu cele de la S 1002. Diferența dintre cele două profile constă în parcursul mai scurt cu 100.000 km ce îl poate realiza VP 76 /71/.

Aceleași profile de roată pe același tip de șină, dar pozată 1/20 dau conicități foarte mici, sub valoarea de 0,1 considerată ca limită inferioară necesară, iar lățime de contact este în jurul valorii de 1 mm, indiferent de ecartament; lucru foarte dezavantajos, deoarece punctul de contact nu migrează decît puțin de-a-lungul profilului, în timpul mersului vehiculului, și doar o porțiune restrînsă a profilului va fi solicitată mereu de tensiunile de contact, conducînd la uzură accelerată a profilului.

Profilul 1:40/1:20 ("plat") a fost folosit printre altele la boghiurile Mînden-Deutz-36, MD-52 și LD-70 în cadrul încercărilor cu viteze mari de EB și a conferit un confort și o stabilitate de mers bune, fără a fi nevoie de măsuri suplimentare de stabilizare. Dar acest profil nu-și păstrează forma și în funcție de condițiile de pe cale și de vagonul în care e montată osia montată, trebuie reprofilat după 50.000-60.000 km. Profilele de uzură DB II și S 1002 încercate oferă o economicitate mai bună. Dar un profil de uzură necesită măsuri suplimentare de stabilizare, pentru a elimina mersul instabil începînd cu vitezele de 160 km/h /68/.

Măsurătorile efectuate pînă la viteze de 250 km/h au arătat, că profilul HEUMANN-LOTTER, folosit la locomotivele G-G din seria 103 favorizează o rezonanță la șeruire la viteze peste 200 km/h, depășindu-se la osia 6 valoarea limită de 64 kN pentru

forțele de ghidare /ΣY/. După montarea unui amortizor de șerpuire, nivelul acestor forțe s-a redus la o treime. Pînă la 200 km/h, profilul HEUFANN-LOTTER are o amortizare proprie suficientă. Dar măsurătorile uzurii profilului de rulare au arătat că după parcursuri de 20.000-30.000 km, din cauza mișcărilor de șerpuire, profilul original se uzează într-atîta, încît se apropie foarte mult profilului DB II. Calitatea de mers aproape că nu se mai deosebește atunci de cea obținută cu profilul DB II.

NEFZGER /74/ consideră că pentru a favoriza o uzare uniformă a celor doi parteneri de contact, roată și șină, sînt necesare mișcări relative roată-șină de anumite valori minime, tocmai cu scopul de a favoriza "migrarea" punctului teoretic de contact pe o lungime cît mai mare a profilului roții, contribuind la uzarea uniformă a acestuia.

Cu ocazia probelor efectuate asupra noii construcții de boghiu pentru vagoane de călători la viteza maximă de 200 km/h, dezvoltată în cooperare RDG-CER cu codul GP 200 /75/, s-a observat că valoarea cuplului de frecare dintre boghiu și șasiu trebuie să fie de circa 10 Nm pentru a asigura un confort corespunzător (micșorarea oscilațiilor de șerpuire) și o intensitate redusă a uzării. Valori mai mici decît această cifră favorizează un comportament mai prost, iar valori mai mari nu aduc o îmbunătățire a stabilității, ci din contra, măresc uzura roților.

Cu ocazia probelor de durabilitate, uzura profilului roții s-a măsurat la fiecare 60.000 km, în condițiile circulației cu $V_{max} = 120$ km/h pe secțiuni cu curbe puține (din R.P. Polonia) și cu curbe multe (în R.P. Cehoslovacia). S-au obținut parcursuri de 400.000 km fără reprofilare, cu ambele profile descrise. Nu s-au observat mînirea sau micșorarea bazei roților, exfolieri, smulgeri, sau alte defecte.

Pentru producția de serie s-a hotărît să se adopte profilul UIC-CER S 1002.

Cel mai cuprinzător studiu din literatura de specialitate românească asupra comportării în exploatare a bandajelor de locomotive /89/, după ce prezintă cotele principale care se urmăresc la profilul bandajului în timpul întreținerilor periodice (vezi fig.3) consideră că defectele de material de la

periferia bandajului constituie una din cauzele cele mai frecvente în deformarea suprafeței roții. Descoperirea unor exfolieri în interiorul bandajelor, cu ocazia restrun- jirilor este un argument în plus în acest sens.

Se consideră că materialul bandajelor joacă un rol important în apariția exfolierilor, și că bandajele normalizate prezintă exfolieri într-un număr mai mic ca cele îmbunătățite. De asemenea s-a constatat că exfolierea este cea mai intensă la osiile extreme, datorită faptului că forțele la periferia roților de la osiile extreme sînt cele mai mari.

Din datele experimentale se trage concluzia că parcursul mediu între două rebandajări nu este corelat cu periodicitatea reparațiilor la CFR (330.000, 660.000 km). Pe baza analizei datelor despre uzarea bandajelor la mai multe depouri din țară, se trage /89/ concluzia că parcursul între două reprofilări, pe secții cu multe curbe, este mic în comparație cu alte administrații de cale ferată, care folosesc un sistem eficace de ungere a bandajelor. Autorii consideră ca necesară studierea cauzelor exfolierilor, și introducerea unei documentații unice de control-întreținere-strunjire a bandajelor. Se propune introducerea frînării reostatice și limitarea presiunii maxime în cilindrii de frînă la coborîrea pantelor lungi. De asemenea se propune modificarea sistemului de ungere a bandajelor pentru a-i asigura o eficiență mai bună. Micșorarea inutilă a grosimii bandajului impusă de necesitatea readucerii buzei la cota de 35 mm se propune a fi eliminată prin reglementarea folosirii unor grosimi intermediare de buză la locomotivele care circulă pe secții de remorcare pe care se înregistrează frecvent viteze mici de uzare a grosimii buzei bandajului, deoarece aceste locomotive pot circula fără inconveniente pînă la RR și RG.

În timpul strunjirii, pentru îngroșarea cu 1 mm a buzei bandajului se micșorează grosimea bandajului cu circa 2,5-3 mm, iar costul fiecărui milimetru de grosime de bandaj este de 20 DM sau 22 Rb, sau 15 Fr elvețieni /90/. De menționat este faptul că DB cheftuiește anual circa 40 mil.DM numai pentru reprofilări și rebandajări de roți. Consumul total de bandaje se datorează în 85% reprofilărilor (din cauza uzării pronunțate a buzei) și numai 17% sînt pierderi de material efectiv prin frecare (uzare), în timpul

exploatării.

Ungerea corespunzătoare a buzei bandajului poate reduce cu 40% uzura buzei. O reducere considerabilă se poate înregistra și în cazul în care numai 30% din vehiculele motoare posedă un dispozitiv de ungere. Călirea buzei bandajului nu a dus la rezultatele scontate.

În ceea ce privește efectul economic al reducerii pierderii de grosime a bandajului la restrunjire, /90/ afirmă că 4-5 mm economisiți la fiecare reprofilare conduc la o economie de 1.000 lei pe fiecare osie montată reprofilată.

Cercetările întreprinse la ICPTT, în ultimii ani, în vederea reducerii uzurii bandajelor la locomotive /91/, au fost îndreptate spre optimizarea ungerii buzelor bandajelor, astfel ca aceasta să se realizeze cu eficiența maximă, asigurându-se în același timp și protecția deplină împotriva pătrunderii lubrefiantului între suprafața de rulare a roții și șină.

La experimentările comparative efectuate pe secțiunile de circulație cu multe curbe, a reieșit că, dacă la locomotivele fără dispozitiv de ungere, uzura buzei la roțile conducătoare era în medie 5 mm/100.000 km, la cele cu dispozitiv de ungere s-a redus la circa 0,5 mm/100.000 km. În consecință, uzura buzei bandajului la locomotivele echipate cu dispozitive de ungere nu mai constituie factorul determinant pentru restrunjirea bandajului. Acest lucru este ilustrat în fig.18:

- a) pentru cazul fără ungere, și
- b) cu ungere

Ca rezultat al cercetărilor efectuate a fost elaborat un proiect de recomandări privind condițiile tehnice pe care trebuie să le îndeplinească dispozitivele de ungere a buzei bandajului la locomotive și lubrefianții folosiți pentru acestea.

În /92/, ing.A.COVACIU susține că tendința actuală pentru reducerea nivelului presiunilor în suprafața de contact roată-șină este creșterea diametrului de rulare, dar trebuie avut în vedere că lucrul mecanic de uzură este direct proporțional cu sarcina pe roată și cu mărimea semiaxei mari a elipsei de contact roată-șină. Autorul conchide că reducerea uzării este necesară corelarea diametrului de rulare cu raza ciurpercii șinei.

Presiunea de contact este o mărime importantă, deoarece în suprafața de contact R/S la locomotive se dezvoltă forțe

tangențiale foarte mari. Valoarea maximă a acestor tensiuni tangențiale este, /92/, nu în suprafața de contact, ci sub aceasta la cota de 0,4 - 0,7 din lungimea semiaxe mari a elipsei de contact, ceea ce pentru locomotivele cu sarcina pe osie de 19-22 t reprezintă 3-4 mm. În această zonă se produc exfolieri ale materialului pe suprafața de rulare a bandajului, așa cum s-a constatat la locomotivele LDE 2100 CP export China.

Autorul consideră că este necesar de a proceda la studiul materialului de bandaj, de unde să rezulte că acesta permite o penetrație mai mare la tratamentul de călire și că zona de maximă solicitare nu se află în zona de trecere dintre materialul tratat și materialul de bază.

În acest scop propune introducerea în materialul bandajului a elementului bor, care facilitează penetrația mare la tratamentul de călire ; introducerea tratamentului de călire în ulei similar cu LDE Co-Co 3500 CP Anglia ; efectuarea tratamentului de călire să se facă după operația de eboșare, când adaosul de prelucrare pe suprafața de rulare rămâne în jur de 2 mm, a cărui prelucrare ulterioară asigură că grosimea stratului călit depășește grosimea de 6 mm, pentru ca să se asigure ca zona de maximă solicitare să nu se afle în zona de trecere dintre materialul afectat de tratamentul de călire și cel neafectat de acesta.

În literatura de specialitate se descriu multe experiențe pe modele care urmăresc a determina cauzele și parametrii uzării celor două corpuri în contact de rulare, și în particular, a roții și a șinei /93-102/, /103-106/. Uzarea de rulare este o mărime foarte mult afectată de abateri și de aceea se pot trage concluzii generale numai foarte greu. Uzarea are și la sarcini foarte mici, dacă este prezentă și alunecarea sau pseudoalunecarea, și în special, atunci, când acționează și diferite efecte corozive. Încercările de a aprecia mărimea uzării prin rulare și obosirea materialului prin contactele repetate din timpul rulării încă nu a condus la rezultate satisfăcătoare.

Din bibliografia arătată rezultă că factorii care influențează uzarea și formarea defectelor de suprafață în încercările pe modele sînt, în general, următorii:

a) calitatea materialului :

- compoziția chimică
- rezistența la rupere și la curgere
- dăritatea
- structura metalografică
- abaterea de la izotropia proprietăților
 - fibrajul
- abaterea de la omogenitate
 - incluziuni
 - mărimea grăunțelor
- sensibilitatea la durificare și la formarea tensiunilor remanente.

b) sarcina din exploatare

- presiunea de contact (Hertz)
 - sarcina verticală
 - geometria contactului
- forțele tangențiale în pata de contact
- alunecarea relativă dintre role (R/S)

c) viteza de mers

- influența ei asupra caracteristicilor mecanice

d) alte influențe

- influența sabotului de frână

e) coeficientul de frecare

Influența compoziției chimice

Incercarile pe mașina de uzare de tipul AMSLER a lui REDENZ /93/ efectuate asupra oțelului aliat pe bază de crom pentru rulmenți, arată o ușoară scădere a uzării dacă s-a mărit procentul de carbon de la 1 la 1,1 %, sau procentul de crom de la 1,2 la 1,5 %.

Scăderea este mai pronunțată în domeniul presiunilor de contact mari.

O comportare bună la uzură abrazivă au oțelurile manganose. /104/.

Influența rezistenței la rupere și a rezistenței la curgere

Intensitatea uzării scade în general cu creșterea rezistenței la rupere /93/.

KRAUSE și SCHOLTEN /96/ arată că mărirea rezistenței la rupere a unui oțel îmbunătățit prin revenirea după călire

la diferite temperaturi are efect defavorabil atît asupra uzării înseși a rolei, cît și asupra uzării contrarolei din oțel rezistent la uzură.

În fig.19 KRAUSE și SCHOLTEN /96/ constată că mărirea rezistenței la roată, în condițiile menținerii constante a materialului șinei, duce la o uzare mai intensă atît a roții, cît și la șină (structura perlitică). Dacă s-a utilizat un oțel de șină la același nivel ridicat de rezistență (110 MN/m^2), atunci uzura șinei scade din nou în mod vizibil.

Dacă în plus, s-a introdus un oțel cu o structură bainitică, și menținînd roata de structură perlitică rezultatul s-a îmbunătățit și mai mult.

Încercînd două aliaje de aluminiu cu titan (TiAl5Sn2,5 și TiAl6V4) pe contrarole din oțel, s-au înregistrat rezultatele din fig.20 /97/, unde s-au trecut, pentru comparație, și valorile uzării pentru perechile M80/VA și ale unui oțel călit și revenit.

Se vede că uzura șinei a scăzut de 8-10 ori, cea a roții a rămas la aceeași valoare ca și în cazul perechii de oțel M80/VA.

De aici rezultă două avantaje foarte mari: a) reducerea spectaculoasă a uzării șinei prin utilizarea la roată a unui aliaj de titan cu aluminiu, în condițiile menținerii uzurii roții la valorile obișnuite ale materialului M80, și b) reducerea de asemenea foarte importantă a maselor nesuspendate ale osiei montate, ceea ce conduce la scăderea variației dinamice a sarcinii roată-șină, împingerea vitezei critice spre valori mai îndepărtate de vitezele uzuale, și implicit la o altă reducere a uzării roții de cale ferată.

De asemenea KRAUSE și SCHOLTEN /97/ informează despre faptul că valoarea coeficientului de frecare maxim ce s-ar putea atinge cu acest aliaj pe șinele de oțel, este mai mare decît cel din cazul roții de oțel. Acest lucru poate favoriza o reducere a tarei și cu aceasta a sarcinii pe osie, o nouă sursă de reducere a uzurilor - în condițiile menținerii aceluiași forțe de tracțiune. Datorită acestor avantaje foarte mari, s-au prevăzut

încercări experimentale cu acest aliaj. Rezultatele acestor încercări nu sînt încă cunoscute.

Influența durității

Intensitatea uzării scade cu creșterea durității rolei și contrarolei, WERNITZ /93/.

Influența structurii metalografice

După WERNITZ prezența feritei și a perlitei, alăturate în general, în stare recoaptă (ausegluht) sau revenită (angelassen) pînă la destrămarea soluției solide, într-o structură fină, favorizează uzura /93/.

Uzura oțelului perlitic este mai mare decît a oțelului de structură martensitică sau bainitică /96/, vezi fig.19 (KRAUSE).

Oțelul cu structura martensitică prezintă (după călire fără revenire) o mare rezistență la uzare /104/ PAVELESCU.

De asemenea, oțurile cu structură perlitică lamelară au o rezistență mai bună decît cele cu structură perlitică globulară.

Prezența feritei, austenitei și a granulației prea mari este dăunătoare pentru frecare, /104/ PAVELESCU.

Influența fibrajului și a texturii.

Uzura este mai mare dacă axa de rulare este paralelă cu direcția fibrajului materialului rozelor ^{și} rezultat în urma laminării. Acest lucru este însă de observat mai ales la sarcini mici și nu apare la rolele din material recoapt pînă la 1250°C. /93/ WERNITZ.

Prin deformarea la rece a materialului roții, care este un agregat policristalin, odată cu schimbarea formei grăunțelor cristaline, are loc și modificarea orientării rețelelor cristalografice a acestora, obținîndu-se o orientare preferențială a în direcția în care are loc deformarea principală maximă a roții. Acest fenomen poartă numele de texturare /110, 111/.

Apariția texturii de deformare are loc de obicei la grade de deformare mai mari de 20-50%, tinzînd către o valoare

finală, pe măsură ce gradul de deformare crește. Prin texturarea caracteristicile mecanice ale materialului primesc un caracter orientat, care nu dispare nici prin tratamente termice, obținându-se o anizotropie cristalografică (orientare preferențială a grăunțelor), care are ca efect o anizotropie a proprietăților mecanice ale materialului metalic deformat.

La roată, odată ce apar forțe tangențiale în pata de contact, începe orientarea cristalelor în direcția de acțiune a forțelor.

Starea finală a texturii s-a obținut, în cazul încercărilor descrise de KRAUSE și SCHALTEN /97/, la circa 100.000 cicluri de solicitare pe standul de rulare tip Bugarcie, cu alunecarea de 0,3-0,7% și o presiune de contact maximă de circa 450 MN/m^2 la un oțel CK 45.

Influența sensibilității la durificare și la formarea tensiunilor remanente

După KRAUSE și FOLL tensiunile interne apar în special datorită acțiunii sabotului de frână și deformărilor plastice neomogene din exploatare /98/.

Tensiunile interne (remanente) li se suprapun tensiunile provenite din solicitarea externă. Prin efectul lor, ele pot să favorizeze sau să defavorizeze starea de tensiune din roată.

O parte din energia consumată pentru deformarea plastică a roții (circa 10%/110/), rămâne în acesta, sub formă de energie potențială. Această cantitate de energie înmagazinată crește odată cu mărirea gradului de deformare aplicat ; peste o anumită valoare rămâne constantă. Energia potențială înmagazinată este determinată de deplasările elastice ale atomilor din rețea, care determină la rândul lor tensiuni, care sînt numite tensiuni reziduale.

Macrotensiunile reziduale se extind pe zone mai mari decît distanțele interatomice și apar datorită neuniformităților de deformare plastică. Ele consumă doar o mică parte a energiei reziduale, restul consumându-se în microtensiunile reziduale care se concentrează în zona limitelor dintre grăunți.

Ele se formează în timpul procesului de deformare plastică prin concentrarea dislocațiilor la diferite obstacole, cum ar fi incluziunile sau limitele dintre grăunți /110/.

Tensiunile care apar ca urmare a concentrării dislocațiilor în dreptul obstacolelor solicită aceste obstacole la comprimare pînă ce le "sparg", producînd astfel o fisură.

Microfisurile sînt periculoase, deoarece prin propagarea lor se produce deteriorarea suprafeței de rulare, sau chiar și ruperea roții.

Influenta presiunii de contact

Presiunea de contact mărită provoacă mărirea intensității de uzare /93,96,97,99/.

Dacă concomitent cu sarcina verticală este prezentă și alunecarea, atunci se observă tranziția de la uzarea "blîndă" la cea "severă", la valori ale presiunii de contact care diferă de la material la material /93,79/.

Valoarea presiunii de contact și a tensiunilor de contact se calculează în general pe baza teoriei lui Hertz, dezvoltată pentru condițiile rămînerii materialului în domeniul elastic, ceea ce trebuie pus sub semnul întrebării.

Cercetări britanice noi/112/ fac critica teoriei lui Hertz constatînd că suprafețele de contact măsurate în cazul roților conice pe șine este mai mare decît cea calculată, folosind relațiile lui Hertz.

Rezultatele teoretice și experimentale diferă foarte mult.

Diferențele se datorează, printre altele, faptului că:

- materialele nu sînt omogene și izotrope,
- se depășește limita de proporționalitate, apar deformări plastice, texturarea, care produce pierderea izotropiei,
- corpurile în contact nu sînt perfect netede și continue,
- profilele nu sînt în realitate curbe de gradul doi,
- duritatea se mărește în timpul exploatării.

Ecrusarea suprafeței roții duce la modificarea distribuției presiunii normale; distribuția la început eliptică se aplatisează. Acest lucru produce o modificare a curbelor de pseudoalunecare.

Valoarea presiunii de contact la care a apărut tranziția la experiențele lui BEAGLEY /99/ pentru studierea uzurii buzei a fost în general între 500 și 650 MN/m² pentru role confecționate din oțelul pentru șine BS11 cu 0,48%C, 1,12%Mn și 0,02%Cr și Ni, la 5,3% alunecare.

Intensitatea uzării severe este de circa 8-16 ori mai mare ca intensitatea uzării blânde. S-a observat și schimbarea suprafeței de rulare inițial polizate într-o suprafață rugoasă, precum și schimbarea aspectului particulelor de uzură: de la particule negre de oxidare (cu 80% oxizi) la particule gri-metalice (în întregime din metal pur) Tranziția de uzura blândă la cea severă s-a instalat în felul următor:

| alunecarea % | pres.de contact de tranziție MN/m ² |
|-----------------|--|
| 2 | 750 |
| 5,3 | 600 |

La concluzii asemănătoare a ajuns și WERNITZ /93/.

Influența forțelor tangențiale în rata de contact

Apariția forțelor tangențiale în pata de contact provoacă modificarea stării de tensiune.

Dacă roata rulează pe șină fără alunecare, în prezența numai a forței verticale, tensiunea maximă de forfecare apare sub suprafața de contact, și este proporțională cu presiunea de contact /94,99,104,106,115,127, etc/.

Materialul se deformează elastic în timpul ciclului de solicitare, atât timp cât rezistența la forfecare nu se depășește. La sarcini mai mari, apar deformații plastice în punctul cu tensiunea tangențială maximă, și ia naștere procesul de acumulare a tensiunilor reziduale, de compresiune. Dacă presiunea normală hertziană este mai mică decât o valoare limită "de adaptare" (shakedown), tensiunile reziduale devin suficient de mari pentru a putea rezista unor deformații plastice ulterioare /99/.

Dacă între roată și șină apare o forță tangențială (provocând pseudoalunecarea) va crește valoarea maximă a tensiunii tangențiale, iar locul de apariție al acestui maxim

tinde să se apropie de suprafața roții. Ajungînd la suprafața roții, începe uzura severă, datorită faptului că deformațiile plastice suferite cresc în continuare la fiecare ciclu de solicitare (rotație a roții).

Fenomenul a fost descris de JOHNSON /94/, care prezintă și o diagramă cu valorile permise ale perechii forță normală-pseudoalunecare care fiind la "limita de adaptare" a materialului, nu trebuie depășite (fig.21).

Apariția forțelor tangențiale provoacă deformări plastice care conduc la formarea texturii și în consecință la anizotropia materialului. (vezi influența texturii) /97/.

Totodată crește și duritatea, care tinde către o valoare finală pe la 50.000 cicluri de solicitare la presiunea de contact de 450 MN/mm^2 , alunecare 0,3-0,7% a materialelor M80 și VA pentru bandaje de cale ferată /97/.

De asemenea, rugozitatea devine mai mare în cazul existenței forțelor de tracțiune în pata de contact.

Forțe tangențiale mărite provoacă deformații mărite.

Forțele tangențiale longitudinale și laterale în pata de contact nu apar niciodată independent. De aceea în cadrul încercărilor nu pot fi combinate oricum /14/.

Experiențele pe parcurs și pe modele nu au fost încă analizate din acest punct de vedere.

Influența alunecării relative

Intensitatea de uzare crește cu creșterea alunecării relative /93,96,99/.

Există o anumită valoare a alunecării relative roată-șină la care intensitatea de uzare crește brusc, marcînd trecerea de la uzarea "blîndă" la cea "severă" /93,99/; valoarea alunecării la care se produce tranziția depinde de duritatea materialului și de presiunea de contact, și se găsește în ciclul experiențelor /93/ între valorile de 0,3 și 1,25 %.

Valoarea intensității de uzare în faza "severă" este de 3-30 ori mai mare decît în faza "blîndă" în funcție de material /93/, sau chiar de 1000 de ori /104/.

KRAUSE și SCHOLTEN arată că creșterea alunecării relative produce un maxim în valoarea coeficientului de frecare /96/. FREDERICH în /108,109/ dă și o formulă de calcul a acestei variații.

Tranziția între uzura blîndă și severă a fost observată de BEAGLEY /99/ la 1% alunecare dacă presiunea de contact a fost 866 MN/m^2 și la 6% în cazul presiunii de 433 MN/m^2 .

Influența vitezei de mers

Cu creșterea vitezei de rulare scade intensitatea uzării /93/. Această constatare a lui WERNITZ nu este împărtășită de alți autori.

Cu creșterea vitezei de rulare se mărește intensitatea uzării /96/ KRAUSE, SCHOLTEN.

Aceasta se poate pune pe seama vitezei de alunecare mai mari și a solicitării mai mari a materialului din această cauză.

De asemenea, după experiențele japoneze, cu creșterea vitezei maxime de mers, uzura roților a crescut progresiv.

CRAGGS și ROBERTS au constatat că, cu creșterea vitezei se mărește suprafața de contact în mod considerabil /14/. După teoria lui KALKER privind pseudoalunecarea, /113/, mărirea suprafeței de contact însă, conduce la modificarea pantei graficului funcțiilor de pseudoalunecare. Acest aspect încă nu a fost abordat în literatură, cu toate că este deosebit de importantă cunoașterea funcțiilor de pseudoalunecare pentru a putea aprecia stabilitatea sistemului roată-șină.

Alte influențe

WERNITZ /95/ consideră că primele 150.000 contacte trebuie eliminate din prelucrarea rezultatelor încercărilor, deoarece există un proces de "rodare" (Einlauf, run-in), după care se stabilizează uzura, constatare împărtășită și de KRAUSE.

KRAUSE /95/ și HAAS /107/ vorbesc despre tribo-oxidarea materialului celor două role de probă aflate în contact

în timp ce rulează una peste cealaltă.

Proprietățile de frecare și de uzare, precum și corelația lor sînt influențate de straturile de oxizi nou formate în urma deformărilor plastice, care aderă la suprafața de rulare.

Grosimea stratului de oxizi format pe suprafețele deformate plastic este de circa 200 ori mai mare, decît grosimea stratului de oxizi pe o suprafață nedeformată, după /95/, și cu cel puțin un ordin de mărime mai mare după /104/.

Rezistența de aderență a stratului de oxizi depinde de umiditate.

Forma caracteristică a curbelor coeficientului de frecare în funcție de alunecare și timpul de solicitare, (avînd pentru fiecare valoare a alunecării un maximal coeficientului de frecare după circa 1 h de solicitare, care apoi scade către o valoare finală), este pusă pe seama formării și apoi a degradării acestui strat de oxizi. După circa 5 ore de solicitare se instalează un echilibru între formarea și îndepărtarea acestor straturi de pe suprafața de către mișcările relative între role.

Umiditatea relativă mai mare a avut efectul scăderii uzurii și a coeficientului de trecere la KRAUSE /96/ și JAMISON /76/.

Reducînd umiditatea relativă de la 75% la 20%, intensitatea de uzare în regimul "blînd" poate să crească, de 4-5 ori /76/. În fig.22 se prezintă influența umidității relative asupra intensității de uzare ale diferitelor perechi de roată (clasa U și C) și șină (laminată, perlitică) /76/.

S-a constatat, /110/, că la materialele deformate la rece, pe măsură ce gradul de ecrusare crește, se mărește și capacitatea lor de a se dizolva în acizi. Micșorarea rezistenței la coroziune se datorește în special existenței tensiunilor reziduale în materialul deformat la rece.

FAVELISCU susține că gradientul de tensiune joacă un rol important în producerea exfolierii (Spalling), mai ales dacă este vorba de gradienti ridicati de tensiune în apropierea suprafeței supuse la contacte hertziene periodice /104/. În cazul roții, gradientul de tensiune

este foarte mare la intrarea și ieșirea punctului în/din pata de contact (vezi cap.2.5.5. din prezenta lucrare).

Prof.PAVELESCU precizează că coroziunea tribochimică este o consecință a solicitărilor de frecare, care însă nu declanșează reacții chimice ; ele provoacă, în prealabil, modificări în starea suprafeței sau în structura internă, degajări mari de energie termică, acumulări mari de potențial electrostatic etc, care fac posibile sau accelerează reacțiile chimice ale materialului suprafeței de frecare cu mediul ambiant.

Prin acțiunea combinată a factorului mecanic și chimic are loc creșterea uzurii și scăderea accentuată a rezistenței la oboseală (PAVELESCU /104/).

Influența coeficientului de frecare

Din încercările pe model /96/, și experiențele din exploatarea feroviară KRAUSE și SCHOLTEN trag concluzia că, coeficientul de frecare este dependent de presiunea de contact, și că are un maxim a cărui poziție-presupunând condiții identice - depinde de perechea de materiale rolă/rolă (respectiv roată-șină).

Variația coeficientului de frecare cu presiunea de contact este dată în /108, 109/ sub forma unei relații de calcul care cuprinde două variabile; presiunea de contact și viteza de alunecare relativă.

Un coeficient de frecare mai mare provoacă o uzare mai mare /99/.

2 - CONTRIBUTII PRIVIND CALCULUL DURABILITATII IN SISTEMUL R/S

2.0. Ipoteze de lucru

- Se pun următoarele ipoteze simplificatoare :
- se studiază comportarea unui boghiu Minden-Deutz, respectiv a unei osii montate, sub un vagon de călători ;
 - calea de rulare se consideră rigidă, iar din punctul de vedere a geometriei, are neregularități de nivelment, de trasare și de ecartament ;
 - se studiază numai comportarea în aliniament ;
 - studiul dinamicii se face în domeniul frecvenței, folosind funcțiile de răspuns în frecvență ale modelului la neregularitățile (excitațiile) căii ;
 - profilul roții și al șinei se pot înlocui în vecinătatea poziției cercului de rulare cu arce de cerc ;
 - șina și roata au același material, având caracteristicile fizico-chimice-mecanice constante ;
 - durabilitatea roților se analizează din două puncte de vedere :
 - a) intensitatea de uzare și viteza de uzare a suprafeței de rulare ;
 - b) parcursul mediu pe care roata îl poate efectua până la apariția pericolului de degradare ca urmare a obosirii materialului (folosind curbele Wöhler).

2.1. Modelul mecanic considerat

Modelul mecanic considerat modelează un boghiu de tip Minden-Deutz de construcție I.V.A., proiectat de C.C.S.I.V. Arad, care este prevăzut să fie montat sub vagoane de călători și destinat să circule cu viteze de pînă la 160 km/h. Modelul mecanic al vagonului sub care se montează acest boghiu este redat în fig.23 pentru oscilațiile în plan vertical, iar în fig.24 pentru oscilațiile în plan orizontal. În aceste figuri s-au făcut notațiile următoare :

- M_c - masa carcasei amenajate
- m_o - masa osiei montate (inclusiv cutia de unsoare și cota parte a suspensiei primare)
- m_{CB} - masa cadrului de boghiu (inclusiv cota parte a suspensiei primare, fără traversa dansantă)
- m_{TD} - masa traversei dansante
- m_{oB} - masa totală a unui boghiu ($=2m_o + m_{CB} + m_{TD}$)
- M_o - tara vagonului ($=M_c + 2m_{oB}$)
- M_u - masa încărcăturii utile
- Q_o - sarcina pe osie ($=M_o g/4$ la vagon gol, $=(M_o + M_u) \cdot g/4$ la vagon încărcat)

În tabelul 2 se dau valorile numerice ale maselor vagonului și ale modelului mecanic în cele două plane: vertical și orizontal.

În tabelul 3 se redă calculul momentelor de inerție pentru modelul mecanic în oscilațiile laterale, împreună cu formulele utilizate pentru calculul acestora.

- I_{cy} - momentul de inerție al cutiei în mișcarea de galop
- I_{By} - momentul de inerție al ramei boghiului în mișcarea de galop
- I_{Bz} - momentul de inerție al ramei boghiului în mișcarea de șerpuire
- k_{zi}^* - rigiditatea suspensiei primare la oscilațiile verticale
- k_{z2}^* - rigiditatea suspensiei secundare la oscilațiile verticale

(simbolul * stă pentru faptul că pe lângă rigiditățile k_{z1} și k_{z2} sînt prezenți și coeficienții de amortizare c_{z1} și respectiv c_{z2}).

k_{xB}^* - rigiditatea suspensiei orizontal-longitudinale a ramei boghiului în oscilațiile laterale,

k_{yB}^* - rigiditatea suspensiei orizontal-laterale a ramei boghiului în oscilațiile laterale

(simbolul * are aceeași semnificație ca mai înainte).

Rigiditatea laterală a suspensiei k_{yB} se determină din inserierea a două arcuri :

- a) un arc echivalent cu rigiditatea k_L dată de rigiditatea laterală a suspensiei secundare a vehiculului, aflată pe partea stîngă, respectiv dreaptă a fiecărui boghiu (considerînd că suspensia primară nu suferă deformații în direcția laterală, deoarece se consideră că între osie montată și cutie de unsoare nu există joc lateral), și
- b) un arc echivalent cu acțiunea de readucere a leagănului suspensiei secundare a vehiculului.

(În aceste calcule s-a considerat că vagonul este gol, lungimea suspensorului de leagăn este de 186 mm și că rigiditatea laterală a unui arc este egală cu circa 75% din rigiditatea sa în direcție axială).

Rezultă astfel valoarea de $k_{yB} = 544.900 \text{ N/m}$.

Rigiditatea k_{xB} este numai o mărime de calcul, ea nu are o materializare fizică pe boghiu, ea s-a introdus numai pentru a putea urmări în calculele ulterioare efectul rigidității sporite la rotația de șerpuire a boghiului asupra calității de mers.

Modelul mecanic luat în considerare pentru oscilațiile laterale ale boghiului este reprezentat în fig.25. Modelul are 2 grade de libertate: deplasarea laterală a boghiului din poziția de echilibru aflat inițial în axa căii, (Y_B), și rotirea boghiului în jurul axei verticale ce trece prin centrul său de greutate, (θ_B). Alegerea acestui model numai cu două grade de libertate este justificată prin faptul că la boghiul Mindon-Deutz, osiile montate sînt ghidate rigid în direcția laterală de către brațele radiale elastice prin care cutiile de unsoare sînt lega-

te de cadrul boghiului. De asemenea, pentru a nu complica sistemul roată-șină și mai mult și pentru a nu pierde efectul principalilor parametri ai boghiului asupra fenomenului de uzare am limitat dimensiunile modelului numai la două grade de libertate.

Pentru unele verificări se mai folosește și un model mecanic al unei osii montate simple, ghidate elastic, sub un vehicul, avînd 2 grade de libertate, vezi fig.26 /7, 8/.

2.2. Geometria si defectele căii

În calculele următoare s-au luat în considerare două tipuri de neregularități ale căii pe care vehiculul rulează:

- abaterea trasării axei căii față de aliniamentul teoretic, $T(t)$;
- abaterea ecartamentului real al căii de la valoarea sa nominală $2E(t)$

În fig.27 se prezintă aceste două neregularități ale căii. Celelalte, cum ar fi neregularitățile verticale de nivelment, și deformația antisimetrică a celor două fire în sens vertical nu se iau în considerare, deoarece se consideră că oscilațiile verticale și orizontale nu se influențează reciproc, și, pe de altă parte, deoarece oscilațiile de rulu și de săltare, excitate de aceste neregularități nu se iau în considerare în cadrul analizei următoare.

Neregularitățile căii sînt mărimi aleatoare. Neregularitățile $T(t)$ și $2E(t)$ se consideră că sînt două mărimi aleatoare independente, care nu sînt influențate reciproc. Această ipoteză simplificatoare este justificată dacă luăm în considerare măsurătorile efectuate de BR (British Railways) după care, de exemplu, coeficientul de coerență a neregularităților laterale nu se ridică la valori mai mari decît 0,2 în tot domeniul lungimilor de undă analizat [117]. Aceasta înseamnă că gradul de dependență liniară dintre valorile componentelor spectrale de aceeași frecvență este foarte slabă ($\gamma^2 = 0,2$ este o valoare mică față de maximum pe care coeficientul de coerență îl poate atinge: $\gamma^2 = 1$). De aici rezultă că spectrul de intercorelație a neregularităților T și $2 \cdot E$ este nul sau foarte apropiat de zero, ceea ce implică faptul că funcția de intercorelație a acestor două mărimi este și ea zero (sau aproximativ egală cu zero) pe întreg domeniul de întârziere τ , ceea ce implică un grad foarte mic sau zero de dependență liniară între valorile simultane sau decalate ale acestor două variabile aleatoare. Din această cauză, ele pot fi considerate independente din punct de vedere statistic.

Neregularitățile căii sînt caracterizate, de regulă, prin densitățile spectrale de putere a lor în funcție de numărul de

undă sau frecvență. Reprezentarea funcției de densitate spectrală de putere (DSP) în funcție de frecvența spațială (sau numărul de undă) are avantajul că graficele obținute pentru DSP nu depind de viteză, pe când reprezentarea în funcție de frecvență (sau pulsație) furnizează grafice ale DSP care depind de viteza la care s-au ridicat ele.

(In tabelul 4 se dau mărimile oscilațiilor spațiale și temporale și relațiile între ele.)

În bibliografia studiată /117, 118, 119, 120/ se redau rezultatele măsurărilor efectuate pe cale și încercările de a descrie funcțiile de DSP ale neregularităților căii prin funcții analitice care să se poată apoi ușor întrebuința la calculul răspunsului sistemului oscilant al vehiculului la excitațiile provenite de la aceste neregularități în timpul mersului.

Pentru prezentul calcul s-au utilizat formulele următoare pentru determinarea valorii DSP la o anumită frecvență spațială F :

Pentru neregularitățile verticale de nivelment, z_0 :

$$G_{z_0}(F) = \frac{10^{-6} \cdot K_{z_0}}{F^2 (1,324 + 7,500 F + 2,932 F^2)} ; \left[\frac{m^2}{1/m} \right] ; (1)$$

Pentru neregularitățile laterale de tasare a căii, T :

$$G_T(F) = \frac{10^{-6} \cdot K_T}{100,7000 \cdot F^3} ; \left[\frac{m^2}{1/m} \right] ; (2)$$

Pentru abaterea ecartamentului

$$G_{2E}(F) = \frac{10^{-6} \cdot K_{2E}}{F^2 (12,5219 - 39,0230 F + 59,5529 F^2)} ; \left[\frac{m^2}{1/m} \right] ; (3)$$

Formulele sînt valabile pentru $FS [0,016; 1]$, /117/.
 DSP în funcție de frecvența temporală se obține din acestea,
 cu relația:

$$G_i(f) \left[\frac{m^2}{1/s} \right] = \frac{1}{\sqrt{\left[\frac{m}{s} \right]}} \cdot G_i(F) \left[\frac{m^2}{1/m} \right]; \quad (4)$$

unde $i = z_0, T, 2E$

G - sînt DSP ale spectrelor unilaterale.

În aceste relații, K_{Iz0} , K_{IT} , K_{I2E} reprezintă coeficienții de corecție ai valorilor densității spectrale de putere în funcție de starea de întreținere a căii, respectiv de calitatea căii. Ei se determină pe baza datelor din literatura de specialitate.

În fig.28 sînt redată cîteva din DSP date în literatură.

Curba nr.1 este calculată cu formula dată în /117/ de Krettek, respectiv cu formula lui G_T (2) pentru $K_{IT}=1$.

Curba nr.2 este înfășurătoarea maximelor (a vîrfurilor) diagramei înregistrate a neregularităților, prezentate de ORE în problema C116 Raportul nr.1 ; iar curba nr.3 este înfășurătoarea minimelor din aceeași diagramă. Curba nr.4 este înfășurătoarea minimelor înregistrărilor DSP pe cale, cu vagonul dinamometric.

Curba nr.5 corespunde unei căi caracterizate de SNCF ca fiind de proastă calitate; curba nr.6 a fost înregistrată de căile ferate britanice și se dovedește a fi provenită de la o cale foarte bine întreținută.

Curba nr.7 corespunde mediei a mai multor încercări efectuate de ORE, C116, Raportul 1 /120/.

Se observă din fig.28, că aceste curbe au aceeași alătură ; unele sînt drepte, altele se pot liniariza în coordonate dublu logaritmice.

Se poate considera, cu o bună aproximație, că aceste drepte sînt paralele.

Pentru coeficientul de calitate al întreținerii căii K_{Iz0} se pot stabili următoarele valori:

cale foarte bine întreținută

(pentru viteze mari)..... $K_{Iz0}=0,01$

cale bine întreținută
(pentru viteze uzuale) $K_{IZ0}=0,10$
și mari

cale de calitate mediocră
(pentru viteze uzuale)..... $K_{IZ0}=1,00$

În lucrare se vor folosi $K_{IT}=1,00$ și $0,10$. Deoarece pentru neregularitățile Z_c și $2E$ există mai puține date în literatura de specialitate, vom considera că, coeficienții K_{IZ0} și K_{I2E} sînt de același ordin de mărime cu K_{IT} .

Așezînd excitațiile T și $2E$ din dreptul fiecărei osii montate, vezi fig.25.b, într-o matrice coloană $\underline{u} = \text{col.}(T_1, T_2, 2E_1, 2E_2)$, atunci matricea totală a DSP a neregularităților laterale este dată de $\underline{G}_{uu}(f)$, la o anumită frecvență f (Hz) în fig.29.

2.3. Exploatarea și programul de prestație a vehiculului

S-a luat în considerare un program de prestație a vehiculului, caracterizat de frecvențele relative de circulație cu o anumită viteză V .

În fig.30.a. este reprezentată diagrama vitezelor admisibile local pe rețeaua de trenuri de viteză mare, interurbane "Intercity" din RFG, sub forma funcției de densitate a probabilității discrete, preluate după datele din literatură /121/.

Se vede că viteza maximă este de 200 km/h, și că cea mai frecventă viteză permisă este cea de 150-160 km/h.

În fig.30.b. și c. sînt reprezentate variante ale fig.30.a. în care s-a menținut în general structura vitezelor din fig.a, dar s-a limitat viteza la 160 km/h (fig.b) și s-a deplasat domeniul de viteze cel mai frecvent de la 150-160 km/h la 130-140 km/h.

În fig.31 este reprezentată diagrama FDP a vitezelor comerciale între două stații ale trenurilor rapide și accelerate CFR, între Arad și Brașov, iar în fig.32, între Arad și București Nord, pe baza datelor din /122/. Prima figură este caracterizată pentru regimul de exploatare al locomotivelor diesel electrice din Depoul Arad, care deservesc această secție de remorcare, iar cea de-a doua este caracteristică pentru exploatarea vagoanelor de călători din trenurile rapide și accelerate între Arad și București Nord. În calculul vitezelor comerciale între două stații s-a luat în considerare timpul de mers efectiv între două stații învecinate, conform diagramei de mers.

2.4. Viteza critică a mișcărilor laterale. Stabilitatea laterală

Sistemul roată-șină are un sistem propriu automat de ghidare, în direcție laterală. Datorită suprafeței sale de rulare profilate, osia montată va rula pe o traiectorie sinusoidală de-a-lungul căii, a cărei lungime de undă depinde de conicitatea echivalentă a roții. Această mișcare (denumită șerpuire) centrează osia montată astfel că buzele bandajelor joacă numai un rol limitator, de siguranță; și la vitezele uzuale, acest sistem dovedește a fi foarte eficient. La creșterea vitezei de mers, crește frecvența mișcării de șerpuire, și forțele dinamice încep să fie resimțite din ce în ce mai mult în comportarea osiei montate. Masa osiei montate opune o rezistență sericasă în calea deplasărilor laterale și rotațiilor osiei montate. Acestea se transmit osiei montate prin frecarea roată-șină. Dacă forțele de inerție ale osiei montate accelerate lateral devin mai mari decât forța de frecare maximă disponibilă, atunci osia montată va aluneca lateral, de la un fir al căii, la altul. Șerpuirea sinusoidală se transformă într-o mișcare de zig-zag. Limita rulării stabile este depășită, deoarece osia montată alunecă în "canalul" format de jocul constructiv existent între buza bandajului și ciuperca șinei, și ghidarea este preluată de buza bandajului /1,7,8/.

Viteza corespunzătoare mersului stabil se numește "viteză critică". Existența acestei viteze critice este o particularitate a oscilațiilor laterale. La viteze mai mari decât viteza critică amplitudinea mișcărilor crește în continuu, oscilațiile nu se vor mai amortiza. Această situație este foarte primejdioasă, deoarece este însoțită de creșterea corespunzătoare a forțelor laterale dintre roată și șină, conducând la uzura rapidă a suprafețelor și la apariția pericolului de deraiere.

Din punct de vedere matematic, viteza critică se calculează folosind membrul stâng al ecuației de mișcare a modelului, membru care nu conține termenii corespunzători excitației provenite de la cale. Viteza critică este valoarea vitezei de mers la care oscilațiile apărute nu se mai amortizează. Ea se poate determina studiind ecuația caracteristică a sistemului de ecuații care descrie mișcarea modelului în jurul punctului de

echilibru static:

$$\text{Det} (s\underline{I} - \underline{A}) = 0 \quad (5)$$

cu ajutorul criteriului Routh-Hurwitz. (\underline{A} este matricea sistemului oscilant scrisă sub formă standard, /30, 31/, iar \underline{I} este matricea unitate).

Pentru o osie montată de construcție uzuală, montată în boghiul unui vagon de tip Z pentru viteza maximă de 160 km/h, la care suspensia longitudinală are rigiditatea pe jumătate față de rigiditatea laterală, osia montată fiind prevăzută cu profilul de roată ORE S 1002, s-a obținut o viteză critică de 61,6 m/s = 222 km/h.

S-a găsit pentru acest model simplu că funcția de transfer (funcția de răspuns în frecvență; FRF) $\underline{H}(f)$ care caracterizează răspunsul deplasărilor și rotirilor osiei montate la excitațiile căii are un maxim pronunțat la fiecare viteză de mers, și acest maxim apare la frecvențe din ce în ce mai mari. Mărimea maximului FRF crește de asemenea cu viteza de mers. În fig. 33 este reprezentată variația maximului FRF a deplasării laterale y a centrului de greutate a osiei montate la acțiunea excitației T./7/. Se vede din figură că pe măsură ce viteza de mers se apropie de viteza critică, valoarea maximului FRF H_{yT} crește vertiginos, iar la viteza critică se poate considera practic infinită. (Astfel, pentru exemplul dat, $(H_{yT}^2)_{\max} = 65,4$ la $V = 61,6$ m/s, ceea ce înseamnă că o neregularitate laterală a căii $T=3$ mm, având lungimea de undă de circa 12,9 m ar genera o deplasare laterală a centrului de greutate a osiei montate de circa $65,4 \cdot 3 = 24,26$ mm, care este mult peste posibilitățile de deplasare laterală oferite de jocul dintre buza bandajului și ciuperca șinei).

Din aceste rezultate se poate deduce că viteza critică marchează în același timp, atât un fenomen de instabilitate instalat (depășirea capacității de amortizare a oscilațiilor oferite de forțele de frecare ce acționează în pata de contact R/S și deci trecerea în domeniul oscilațiilor neamortizate) cât și un fenomen de rezonanță între excitație și sistemul oscilant. Vitezele mai mari decât viteza critică nu pot fi practicate, în ciuda faptului că vârful de rezonanță se reduce rapid după viteza critică) deoarece, indiferent de valoarea vârfului de rezonanță, oscilațiile

generate nu se mai amortizează, avînd tendința de creștere continuă a amplitudinii lor.

Pentru a determina ponderea cu care diferiți parametri influențează asupra mărimii vitezei critice a boghiului Minden-Deutz, s-au variat principalii parametri constructivi și de exploatare, și pentru fiecare situație (în care numai cîte unul dintre parametri urmăriți s-a modificat) s-a calculat viteza critică, pe baza metodologiei descrise în /31/ aplicînd criteriul Routh-Hurwitz la ecuația de mișcare dedusă în cap. 2.5.3.

Valoșile numerice ale variantei de bază sînt cuprinse în tabelul nr.5, la codul 002, corespunzînd boghiului cu care s-au echipat vagoanele de cãlãtori pentru viteza maximã de 160 km/h export Grecia.

Influenta masei ramei boghiului s-a reprezentat în fig.34.

Se vede cã viteza criticã descreește pe mãsura creșterii masei suspendate a ramei boghiului. Reducerea masei ramei boghiului are o influență favorabilã asupra stabilitãții mișcãrii laterale, deoarece mãrește viteza criticã:

Astfel, o reducere cu 10% a lui m_3 fațã de valoarea sa la modelul de bazã 002 produce o creștere a vitezei critice cu circa 7,1% (de la 156 la 167 km/h) ; o reducere de 20% a masei ramei boghiului care ca urmare o creștere a vitezei critice cu 13,5% (pînã la 177 km/h). Dacă reducerea masei ramei boghiului se face concomitent cu reducerea cu același procent și a tãrei cutiei, atunci o reducere cu 10% a tãrei vagonului ar avea efectul în creșterea cu 12,8% a vitezei critice (de la 156 la 176 km/h, punctul nr.023 din figurã).

Influenta razei de inerție a ramei boghiului s-a reprezentat în fig.35. Reducerea valorii razei de inerție, a acestei mãrimi care caracterizeazã impraștierea maselor boghiului fațã de centrul de greutate, produce o însemnatã creștere a vitezei critice. O reducere cu 20% a razei de inerție provoacã o creștere a vitezei critice cu 12,2 %. (raza de inerție s-a modificat considerînd cã masa ramei boghiului a rãmas neschimbatã, s-a modificat doar distribuirea maselor în cadrul ramei, apropiindu-le de centrul de greutate).

Influenta amortizãrii longitudinale este redatã în fig.36.

Se observă o puternică creștere a vitezei critice cu creșterea amortizării longitudinale față de situația de bază în care nu exista o amortizare de acest gen. (Din calcule rezultă că amortizarea longitudinală provenită din frecarea din crapodină este foarte mică, practic neglijabilă). Astfel, introducerea pe cele două părți laterale ale boghiului, la $b=1,300$ m de la axa acestuia, a câte unui amortizor c_{xB} , avînd caracteristicile asemănătoare cu cele ale două amortizoare din suspensia secundară a boghiurilor Minden-Deutz obișnuite, cu coeficientul de amortizare de circa 64.000 Ns/m, atunci viteza critică crește de la 156 la 183 km/h (cu $17,3\%$); iar dacă amortizarea se mai mărește cu încă 45% , atunci viteza critică ajunge la 198 km/h (crește cu $26,9\%$ față de soluția de bază 002).

Influența amortizării este și mai puternică în situația în care s-a redus tara întregului vagon (proporțional și uniform în fiecare subansamblu) cu 10% ; în acest caz, viteza critică se poate împinge pînă la 211 km/h (variantele 023, 026,, 028).

Influența amortizării laterale este redată în fig. 37. Acest parametru are o influență mai mică asupra vitezei critice; dublînd amortizarea în suspensia secundară provenită din componenta laterală a forței de amortizare produsă de amortizoarele înclinate la circa 35° legate între traversa dansantă și rama boghiului, se obține o creștere a vitezei critice de numai $6,4\%$.

Influența rigidității longitudinale a suspensiei este redată în fig. 38. Modelul de bază nu are prevăzut un arc între rama boghiului și cutia vehiculului care să se împotrivescă rotirii ramei în jurul axei verticale. Introducerea unui astfel de arc are o influență favorabilă asupra mării vitezei critice. Se vede că prin mărirea acestei rigidități de la 0 la 720.000 N/m se poate obține o creștere a vitezei critice cu $38,5\%$ (de la 156 la 216 km/h). În figură s-a mai reprezentat și variația coeficientului de siguranță contra deraierii în curbă, care are expresia $s_D = \frac{4}{3} k_{xB} \frac{b_1^2}{(2g - 1) l^2}$ și care se recomandă să nu depășească $20 \dots 40$. Din acest motiv, soluția 017 nu se poate lua în seamă, deoarece rezistența opusă tendinței de rotire la $k_{xB}=720.000$ N/m mărește foarte mult valoarea coeficientului de siguranță contra deraierii și prin aceasta indică faptul că această soluție este periculoasă în exploatare. Valoarea $k_{xB}=360.000$ N/m este limita

superioară a rigidității arcului, la care s_D este încă sub valoarea de 20.

Totodată prin introducerea arcului și mărirea rigidității acestuia, crescînd forțele de conducere și de ghidare, mai ales la înscrierea în curbă, se vor mări și uzurile suferite de buza bandajului sau a roții. Deci acest mod de mărirea vitezei critice poate conduce la un efect contrar celui scontat.

Dacă ne limităm la $k_{xB} = 360.000 \text{ N/m}$, atunci se obține, față de soluția de bază, o creștere a vitezei critice de 20,5 %.

Influența rigidității laterale a suspensiei este redată în fig. 39. Se vede că, cu dublarea valorii acestei rigidități, viteza critică crește de asemenea, de la 156 la 183 km/h (cu 17,3 %).

O suspensie mai rigidă în sens lateral se traduce însă într-un grad de confort mai redus la nivelul carcasei, ceea ce arată că nici valoarea acestui parametru nu se poate modifica nelimitat.

Influența tării vagonului este redată în fig. 34, fig. 36, punctele 023. Se vede că reducerea masei nete a tuturor pieselor componente cu 10% (trecerea de la 002 la 023) produce o creștere a vitezei critice a boghiului de la 156 la 176 (cu 12,8%).

Influența mării sarcinii utile este redată în fig. 40. Mărirea sarcinii utile transportate, adică, în cazul vagonului de călători, mărirea gradului de ocupare a acestuia are o influență pozitivă asupra stabilității oscilațiilor laterale, mărind viteza critică. Astfel, dacă în varianta ușurată (023), la vagonul gol viteza critică a fost de 186 km/h, atunci cu vagonul ocupat pe jumătate, viteza critică se ridică la 195, iar în cazul vagonului complet ocupat la 210 km/h (creșteri de 4,8% respectiv 12,9%).

Rezultă că dacă vehiculul se comportă satisfăcător cînd este gol, atunci se va comporta cu mult mai bine (din punctul de vedere al calității de mers) cînd este încărcat complet. Din punctul de vedere al uzării suprafețelor de rulare ale roții și șinei însă, mărirea sarcinii pe osie are un efect defavorabil, deoarece din cauza creșterii presiunii de contact între

roată și șină, crește solicitarea materialului, ceea ce conduce la uzarea mai intensă a celor doi parteneri de contact.

Influența profilului transversal al roții este redată în fig. 35., fig.36, fig.37, fig.38, fig.40. În aceste figuri, curbele care trec prin punctele nr.002,.....028 se referă la boghiul echipat cu roți avînd profilul transversal al suprafeței de rulare dat de profilul S 1002 definit de UIC și ORE/72/.

Acest profil se poate caracteriza în planul cercului de rulare cu raza $R=300$ mm, înclinația planului tangent la cercul de rulare de $0,0335$ rad și o conicitate efectivă de $0,1035$ (tabel nr.5).

Celălalt profil studiat a fost profilul S-78 propus în /123/, caracterizat de $R=500$ mm, înclinația planului tangent la cercul de rulare de $0,0568$ rad și conicitatea efectivă de $0,0996$. Acest profil, cu toate că are conicitatea aproape identică cu cea a profilului S 1002, diferă însă de acesta prin valoarea mult mai mare a razei echivalente la cercul de rulare, prin unghiul mai înclinat al tangentei la cercul de rulare, și datorită acestor parametri, prin valoarea mult diferită a funcțiilor de contact, tabel nr.5.

Ca urmare a acestui fapt, vitezele critice se deosebesc mult de cele obținute pentru aceeași parametri de vagon dar cu profilul S 1002. Variantele de calcul în care s-a prevăzut profilul S-78 sînt codificate cu seria 702,.....,728. (variantele 710 de ex. diferă de varianta 010 numai prin profilul utilizat la roată.

Aceste rezultate trebuie puse față în față cu valorile vitezei critice ale boghiului Minden-Deutz echipat (în alte proiecte) cu roți avînd profilul transversal conic după STAS, cu conicitatea de 1:20 (vezi datele din tabelul nr.5).

Acest model 802, care este identic cu 002, exceptînd profilul transversal, are viteză critică teoretică la $131,2$ km/h. Dacă se montează amortizoarele de antișerpuire, identice cu cele de la (005) și (006), respectiv (705) și (706), atunci viteza critică se poate împinge pînă la $144,6$ km/h la modelul (005) și la $157,4$ km/h în cazul modelului (006).

Se vede că pornind de la profilul STAS 1:20, prin adoptarea profilului S-78 se poate mări viteza critică cu $7,3\%$; iar prin adoptarea profilului S 1002 după ORE, se obține o creștere a

vitezei critice cu 19,4%.

Profilul S loc2 are cea mai mare capacitate de amortizare a șerpuirii, datorită modului de variație a razei de rulare instantanee la deplasarea laterală a osiei montate din axa căii.

Caracterul probabilistic al vitezei critice

Data fiind variația aleatoare a sarcinii pe roată (considerată egală cu jumătatea sarcinii pe osie Q_0) și a poziției punctului de contact în timpul mersului față a cercul de rulare, rezultă că funcțiile de contact și semiaxele elipsei de contact (vezi cap.2.5.1) vor fi și ele mărimi aleatoare. Ca urmare, și coeficienții Kalker vor fi mărimi aleatoare. În final, viteza critică, dependentă de toate aceste mărimi, va fi și ea aleatoare.

În cele ce urmează ne propunem să analizăm numai influența variației sarcinii pe roată asupra vitezei critice.

În urma analizei răspunsului de frecvență al modelului analizat rezultă că sarcina pe roată Q_r este o mărime aleatoare, caracterizată de funcția de repartiție normală, $N(\mu_{Q_r}, d_{Q_r}^2)$, în care

μ_{Q_r} este valoarea medie a sarcinii pe roată, considerată egală cu sarcina statică pe roată $Q_{r,static}$, iar $d_{Q_r}^2$ este dispersia mărimii aleatoare Q_r . Notăm valoarea momentană a sarcinii pe roată cu $Q_r = k \cdot Q_{r,static}$. Pe baza relațiilor de similitudine cuprinse în tabelul nr.6, punînd $Q_{r,static} = Q_{r1}$, putem scrie expresia coeficienților Kalker la o anumită valoare a sarcinii pe roată în funcție de valoarea acestor coeficienți în situația cînd vehiculul stă pe loc :

$$f_{11} = f_{11 \bar{u}} = f_{11 static} \cdot k^{2/3} \quad (6)$$

$$f_{22} = f_{22 \bar{u}} = f_{22 static} \cdot k^{2/3} \quad (6')$$

$$f_{23} = f_{23 \bar{u}} = f_{23 static} \cdot k \quad (6'')$$

$$f_{33} = f_{33 \bar{u}} = f_{33 static} \cdot k^{4/3} \quad (6''')$$

În fig.42.a este reprezentată variația acestor coeficienți

În funcție de k . În fig.42.b este reprezentată variația vitezei critice a unui model simplu al osiei montate, cu două grade de libertate, la care s-a pus ipoteza simplificatoare că $f_{11}=f_{22}$ și $f_{23}=f_{33}=Q/3l$. Pentru a deduce variația vitezei critice a modelului mecanic al boghiului, considerăm varianta cu tara ușurată a vagonului cu 10% față de valoarea de la modelul de bază, pe care o notăm cu codul o23, și care are sarcina pe osie $Q_0 \text{ static}=9675 \text{ kg}$. În fig.41 s-a reprezentat variația vitezei critice a boghiului o23 în funcție de valoarea adimensională a sarcinii pe roată. Se vede că variația este aproximativ liniară, ceea ce permite să se scrie

$$V_{cr} = 112 \cdot k + 64 \quad \left[\frac{\text{km}}{\text{h}} \right]; \quad (7)$$

$$k = \frac{1}{Q_0 \text{ static}} \cdot Q_0; \quad (8)$$

$$Q_0 = 2 Q_r. \quad (9)$$

Deoarece s-a presupus că Q_0 variază aleator, cu o lege de distribuție normală $N(\mu_{Q_0}, d_{Q_0}^2)$ (vezi fig.43), și deoarece există dependența liniară stabilită mai sus între V_{cr} și Q_0 , valoarea medie $\mu_{V_{cr}}$ a vitezei critice și dispersia $d_{V_{cr}}^2$ a acesteia sînt definite de relații liniare în funcție de parametrii statistici ai variației sarcinii pe osie, /124/ :

$$\mu_{V_{cr}} = 175 \quad \left[\frac{\text{km}}{\text{h}} \right] \quad (10)$$

$$d_{V_{cr}} = 112 \cdot \frac{d_{Q_0}}{Q_0 \text{ static}} = 11,576 \cdot 10^{-3} \cdot d_{Q_0}. \quad (11)$$

În fig.44 sînt reprezentate funcția de densitate de probabilitate $p(V_{cr})$ și funcția de probabilitate $P(V_{cr})$ în două cazuri; primul caz corespunde situației cînd abaterea standard a variației sarcinii pe osie d_{Q_0} este egală cu 0,10 din valoarea sarcinii statice pe osie, iar cel de-al doilea, cazului cînd acest raport este 0,20. Se vede că funcția de probabilitate $P(V_{cr})$ - care reprezintă probabilitatea ca la un moment dat să existe

condițiile create ca viteza critică să fie cuprinsă în intervalul $(V_{cr}, V_{cr} + \Delta V_{cr})$, ΔV_{cr} fiind infinit mic, are o variație mai abruptă în cazul în care variația sarcinii pe osie este mai mică, și este mai aplatizată în cazul când variația sarcinii pe osie este mai mare. Aceasta înseamnă că viteza critică pentru a cărei apariție sînt îndeplinite condițiile cu o probabilitate dată este mai mică dacă variația sarcinii pe osie este mai mare, și este mai mare dacă variația sarcinii pe osie este mai mică.

Se definește ca viteză critică cu probabilitatea P , $V_{cr,P}$, acea valoare a vitezei critice V_{cr} , pentru realizarea căreia condițiile necesare (în cazul de față valoarea sarcinii pe osie doar) sînt întrunite cu probabilitatea P . În fig.45 este reprezentată variația vitezei critice de o anumită probabilitate P , $V_{cr,P}$, în funcție de nivelul oscilațiilor sarcinii pe osie, caracterizat de valoarea adimensională a abaterii standard

Se vede că oricare ar fi nivelul oscilațiilor sarcinii pe osie, viteza critică cu probabilitatea de apariție de 50% este în cazul exemplului numeric dat - 176 km/h, corespunzătoare sarcinii statice pe osie. La un anumit nivel al oscilațiilor sarcinii pe osie este însă imprudent de a se defini ca viteză critică efectivă această valoare care are probabilitatea de apariție de 50 %.

Există însă valori ale sarcinii pe osie, oricare ar fi nivelul oscilațiilor sarcinii pe osie, care apar cu o probabilitate mai mică decît 50% și care definesc valorile respective pentru viteza critică. Astfel, la $d_{Q_0}/Q_{o.static} = 0,10$, valoarea $V_{cr} = 162$ km/h are o probabilitate de apariție de 10%, 157 km/h de 5%, iar $V_{cr} = 147$ km/h are o probabilitate de apariție de 0,5%. Se vede deci că valoarea vitezei critice corespunzătoare sarcinii pe osie egală cu valoarea ei statică (adică cea corespunzătoare situației în care se neglijează oscilațiile verticale în analiza dinamicii laterale) nu reflectă în suficientă măsură valoarea vitezei de mers la care mișcările laterale ale boghiului devin instabile. Ca urmare, din motive de siguranța exploatarii și de calitate de mers alegem ca reprezentativă valoarea vitezei critice care are probabilitatea de apariție de 0,5%, adică $V_{cr,0,005}$.

Definim un coeficient de siguranță, un coeficient de apropiere față de viteza critică $V_{cr.0,005}$, atunci când se circulă cu o viteză dată V , cu relația :

$$c = V / V_{cr.0,005} \quad (12)$$

Luind în considerare mai multe forme de variație a abaterii standard a sarcinii pe osie (corespunzătoare unor căi cu nivelul diferit al neregularităților verticale de nivelment, adică de calitate diferită, curba (1) de proastă calitate, (3) de bună calitate), fig.46, variația coeficientului de apropiere față de viteza critică în funcție de viteza de mers este reprezentată în fig.47, definindu-se aici pentru fiecare cale concretă câte o valoare limită a vitezei de circulație, la care $c=1$ și care este caracterizată de situația apariției instabilității mișcărilor laterale cu o probabilitate de 0,5% dacă este prezentă și o excitație laterală. Se vede că cu cât calea este mai bine întreținută, cu atât mai mare este valoarea vitezei limite permise în circulație din punctul de vedere al siguranței de mers și al calității de rulare.

Concluzii

1. Același boghiu are viteze maxime diferite (din punct de vedere al calității de mers) pe căi cu grade diferite de întreținere. Deoarece apropierea vitezei de mers de viteza critică are o influență asupra nivelului de accelerație și ale solicitărilor ce se vor măsura, este nevoie de a se defini parametrii măsurării față de o cale de referință, pentru a se putea compara rezultatele de la măsurători diferite (același vehicul pe cai de întreținere diferite, sau vehicule diferite pe aceeași cale sau căi diferite).
2. Oscilațiile verticale influențează oscilațiile laterale prin intermediul frecării dintre roata și șină, cu toate că modelele mecanice propuse pentru descrierea acestor oscilații au pornit de la ipoteza simplificatoare că ele sînt independente.
3. Din punctul de vedere al vitezei critice, în condițiile

prezentului calcul teoretic, profilul S-78 propus de prof. SEBESAN ST./123/ este mai avantajos decât profilul STAS, conic, folosit în mod curent la CFR ; iar profilul CRE, S 1002, este superior și profilului S-78, asigurând o amortizare mai mare a șerpuirii.

De amintit este că profilul S 1002, prevăzut la vagoanele export Grecia la cererea beneficiarului, își modifică conicitatea efectivă în funcție de abaterile ecartamentului și înclinației de pozare a șinei. Poate apărea și bicontactul (contact roată-șină în două Pete de contact), așa cum este ilustrat și în capit.3.4 al prezentei lucrări.

2.5. Interacțiunea R/S

2.5.1. Funcțiile de contact R/S

2.5.1.1. Funcțiile de contact R/S pentru osia montată pe o cale cu neregularități

Funcțiile de contact R/S sînt relații matematice care definesc variațiile mărimilor de mai jos:

- razele instantanee de rulare, r_j ;
- distanțele cercurilor instantanee de rulare de la axa verticală de simetrie a osiei montate, e_j ;
- unghiurile pe care planele tangente la suprafețele roților și ale șinelor în punctele de contact le fac cu planul orizontal, δ_j ;
- unghiul de înclinare a osiei montate față de planul orizontal, ψ ;

- deplasarea laterală a unui punct în planul punctelor inițiale de contact (pe o cale ideală), \bar{y} ;

în funcție de deplasarea laterală y din axa căii ideale și rotirea θ față de verticală, pe care osia montată le suferă în timpul mersului ($j = 1$ pentru roata stîngă, $j = 2$ pentru roata dreaptă, în sensul de mers).

În general, ecuațiile profilului ciupercii șinei, respectiv a roții, se poate scrie sub forma

$$z' = f_s(y') \quad ; \quad z_0 = f_r(y_0)$$

Într-un sistem de coordonate fix, legat de cale, respectiv de osia montată (v. fig.48.a.b). În vecinătatea punctului de contact este totdeauna posibil de a înlocui profilele reale ale bandașului și ciupercii șinei prin cercurile respective osculatoare, astfel că studiul geometriei interacțiunii se poate face în continuare pe cazul contactului a două profile circulare, de raze R respectiv R' [43, 51, 123].

Dacă osia montată se află în poziția mediană pe o cale fără neregularități de aliniament și de ecartament, atunci vorbim despre valoarea inițială a funcțiilor de contact: r_0 , e_0 , δ_0 . În cursul mișcării, acestea devin r_j , e_j , δ_j , în timp ce osia

montată se înclină cu un unghi ψ față de planul orizontal și centrul ei de greutate se ridică pe verticală cu cantitatea v_0 .

Relațiile de contact care iau în considerare deplasarea laterală y a osiei montate din poziția mediană, pe o cale ideală, fără neregularități, au fost date pentru prima dată de WIKENS în /125/, bazat și pe lucrările lui HEUMANN și de PATER citate de /52/. Rotația θ produce deplasarea în spațiu a punctului de contact, ceea ce face ca să crească numărul de necunoscute (deplasarea longitudinală a punctului de contact). Relațiile de contact pentru acest caz au fost date pentru prima dată de DE PATER în /125/ și se referă la o cale ideală, fără abateri. Influența lui θ asupra funcțiilor de contact este secundară, deoarece intervine cu puterea a doua a lui θ /52/. Pe mai departe vom neglija efectul lui θ asupra funcțiilor de contact, cu excepția expresiei ridicării pe verticală a centrului de greutate al osiei montate.

Deoarece în literatura de specialitate studiată nu sînt tratate expresiile funcțiilor de contact pe o cale afectată de abateri, le vom deduce aici, în continuare.

În poziția mediană a osiei montate, cînd axa de simetrie a ei coincide cu axa căii ideale, planul tangent dus în punctele de contact R/S face cu planul orizontal un unghi σ_0 (în cazul bandajelor cu profil pur conic, acest unghi este jumătatea unghiului la vîrfurile conului).

Dacă centrul de greutate al osiei se deplasează lateral cu y_T față de axa căii deplasate lateral cu i , și ecartamentul în acel punct al căii are o abatere de $2.E > 0$ față de valoarea sa nominală, atunci unghiul σ_0 va trece în σ_j , raza cercului instantaneu de rulare va fi r_j iar distanța acestuia față de centrul de greutate a osiei montate va fi e_j (măsurată paralel cu axa osiei). ($j = 1, 2$).

Deplasarea laterală a osiei montate față de axa căii ideale este:

$$y = y_T + T \quad (13)$$

Firul stîng s-a deplasat lateral cu T+E, iar firul drept al căii cu T-E (fig.50)

Deplasarea laterală a punctului de contact A_{10} pe şină este:

$$u'_1 = R'(\sin \delta'_1 - \sin \delta'_0) \quad (14)$$

Dezvoltînd funcția sinus în serie de puteri și neglijînd termenii de ordin mai mare de doi (ținînd cont că e vorba de infiniți mici), putem scrie cu aproximație:

$$u'_1 = R'(\delta'_1 - \delta'_0) \quad (15)$$

Deplasarea laterală a punctului de contact pe suprafața de rulare a roții este

$$u_1 = R(\bar{\delta}'_1 - \delta'_0) - (\bar{y} - T - E) \quad (16)$$

și se măsoară paralel cu axa osiei.

În această relație $\bar{\delta}'_1$ este unghiul pe care tangenta în punctul de contact la suprafețele în contact îl face cu axa osiei, iar \bar{y} este deplasarea laterală a osiei montate față de axa căii fără abateri, măsurată în planul punctelor inițiale de contact A_{10} , A_{20} .

În legătură cu unghiul ψ de înclinare a osiei montate față de orizontală putem scrie următoarele două relații aproximative:

$$\tan \psi = (\bar{y} - y) / r_0 \approx \psi \quad (17)$$

$$\sin \psi = (h_1 + h_2) / (2e_0) \approx \psi \quad (18)$$

Ținînd cont de faptul că \bar{y} este un infinit mic, putem considera, în prima aproximație, că h_1 provine din "coborîrea" punctului de contact A_{10} pe un con cu unghiul la vîrf $2\delta'_0$. Astfel:

$$h_1 \approx (\bar{y} - T - E) \delta_0 \quad \text{pt. roata 1} \quad (19)$$

$$h_2 \approx (\bar{y} - T + E) \delta_0 \quad \text{pt. roata 2} \quad (20)$$

Deducem de aici:

$$\begin{cases} \psi = (\bar{y} - \gamma) / \epsilon_0 \\ \psi = (\bar{y} - T) \delta_0 / \epsilon_0 \end{cases} \quad (21)$$

De unde avem:

$$\bar{y} = H_0 \gamma - \epsilon_0 \delta_0 T \quad (22)$$

$$\psi = \epsilon_0 (\gamma - T) \quad (23)$$

În care s-au făcut notațiile din (70')

Punînd condiția că spațiul parcurs de punctul de contact pe șine și cel parcurs de punctul de contact pe roată sînt egale,

$$\mu'_1 = \mu_1 \quad (25)$$

avem

$$R'(\delta_1 - \delta_0) = R(\bar{\delta}_1 - \delta_0) - \bar{y} + T + E \quad (26)$$

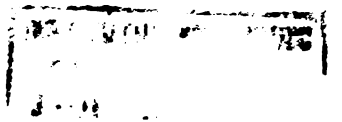
Observăm totodată că

$$\bar{\delta}_1 = \delta_1 - \psi \quad (27)$$

Deducem din aceste relații:

$$\delta_1 = \delta_0 + \beta_0 \cdot \gamma - \beta_0 T - \beta_0 E \quad (28)$$

$$\bar{\delta}_1 = \delta_0 + \beta'_0 \cdot \gamma - \beta'_0 T - \beta_0 E, \quad (29)$$



cu notațiile din (70').

În legătură cu modificarea razei cercului instantaneu de rulare se poate scrie:

$$r_1 = r_0 + R (\cos \delta_0 - \cos \bar{\delta}_1) \quad (34)$$

Dezvoltând funcția cosinus în serie de puteri, reținând din dezvoltare numai primii doi termeni și după înlocuirea acestora în expresia (34) se obține

$$r_1 = r_0 + \lambda_0 \gamma - \lambda_0 T - R \rho \delta_0^2 \cdot E \quad (35)$$

în care λ_0 este denumită "conicitate echivalentă", prin analogie cu efectul conicității unei roți cu bandaj conic asupra razei cercului instantaneu de rulare (vezi relația (70')).

Pentru deducerea expresiei lui e_1 scriem

$$e_1 = e_0 - \bar{u} = e_0 - R(\bar{\delta}_1 - \delta_0) \quad (38)$$

Înlocuind în această expresie pe $\bar{\delta}_1$, obținem după transformări

$$e_1 = e_0 - \varepsilon_0 \gamma + \varepsilon_0 T + R \rho E \quad (39)$$

Pentru roata 2 procedăm în mod analog și se obțin relațiile notate cu (70').

Pentru a obține relația modificării cotei centrului de greutate al osiei pe verticală, observăm că aceasta are două componente, datorită celor două grade de libertate ale osiei montate:

$$v_0 = v_{0y} + v_{0z} \quad (54)$$

Dacă notăm cu v_1 înălțarea pe verticală a centrului cercului instantaneu de rulare a roții 1 și cu v_2 pentru roata 2, putem scrie cu aproximație:

$$v_1 = R (-\cos \bar{\delta}_1 + \cos \delta_0) - R' (-\cos \delta_1 + \cos \delta_0), \quad (56)$$

respectiv

$$v_2 = R(-\cos\delta_2 + \cos\delta_0) - R'(-\cos\delta_2 + \cos\delta_0). \quad (57)$$

Dezvoltînd în serie de puteri funcția cosinus, obținem:

$$v_1 = \frac{R}{2} (\delta_1^2 - \delta_0^2) - \frac{R'}{2} (\delta_1^2 - \delta_0^2) \quad (58)$$

$$v_2 = \frac{R}{2} (\delta_2^2 - \delta_0^2) - \frac{R'}{2} (\delta_2^2 - \delta_0^2). \quad (59)$$

Putem scrie, atunci, componenta v_{oy} sub forma:

$$v_{oy} = v_2 + \frac{v_1 - v_2}{2e_0} \cdot e_2 \quad (60)$$

Se obține în final

$$v_{oy} = -\delta_0 E + \gamma_0 (\gamma - T)^2 + \frac{1}{2} \rho E^2 + \beta_0 (\gamma - T) E \quad (64)$$

unde expresia lui γ_0 s-a dat în (70').

Pentru calculul componentei v_{oo} de înălțare a centrului de greutate a osiei montate, observăm din figura 51 că

$$2a = 2 \cdot \frac{\theta}{2} (e_0 + R\rho E) = \theta (e_0 + R\rho E), \quad (66)$$

și

$$g \approx b_0 = 2a \cdot \frac{\theta}{2} = \frac{\theta^2}{2} (e_0 + R\rho E). \quad (67)$$

Deoarece deplasarea laterală g a punctului de contact datorită rotirii θ a osiei montate este mică, ea se face în vecinătatea punctului de contact A_{0j} și putem considera că această deplasare se face pe planul tangent inclinat cu δ_0 față de orizontală. Atunci coborîrea centrului de greutate a osiei montate pe verticală va fi

$$v_{oo} = -\frac{\delta_0}{2} \theta^2 (e_0 + R\rho E). \quad (68)$$

Neglijind infiniții mici de ordinul 3, avem

$$v_{0\theta} = -\frac{\sigma_0}{2} e_0 \theta^2 \quad (69)$$

In consecință, ridicarea pe verticală a centrului de greutate a osiei montate este:

$$v_0 = -\delta_0 E + \sigma_0 (\gamma - T)^2 + \frac{1}{2} \rho E^2 - \frac{\sigma_0 e_0}{2} \theta^2 + \beta_0 (\gamma - T) E \quad (70)$$

Relațiile finale ale funcțiilor de contact sînt date mai jos, la nr. (70').

$$\bar{\gamma} = \#_0 \gamma - \sigma_0 T$$

$$\psi = \sigma_0 (\gamma - T)$$

$$\delta_1 = \delta_0 + \beta_0 \gamma - \beta_0 T - \rho E$$

$$\delta_2 = -\delta_0 + \beta_0 \gamma - \beta_0 T + \rho E$$

$$\bar{\delta}_1 = \delta_0 + \beta'_0 \gamma - \beta'_0 T - \rho E$$

$$\bar{\delta}_2 = -\delta_0 + \beta'_0 \gamma - \beta'_0 T + \rho E$$

$$\bar{\delta}_1 = \delta_1 - \psi$$

$$\bar{\delta}_2 = \delta_2 - \psi$$

$$r_1 = r_0 + \lambda_0 \gamma - \lambda_0 T - R \rho \delta_0 E$$

$$r_2 = r_0 - \lambda_0 \gamma + \lambda_0 T - R \rho \delta_0 E$$

(70')

$$e_1 = e_0 - \varepsilon_0 \gamma + \varepsilon_0 T + R \rho E$$

$$e_2 = e_0 + \varepsilon_0 \gamma - \varepsilon_0 T + R \rho E$$

$$\tau_0 = -\sigma_0 E + \tau_0 (\gamma - T)^2 + \frac{1}{2} \rho E^2 -$$

$$- \frac{\sigma_0 e_0}{2} \theta^2 + \beta_0 (\gamma - T) E$$

$$H_0 = \frac{e_0}{e_0 - \sigma_0 \sigma_0} ; \quad G_0 = \frac{\sigma_0}{e_0 - \sigma_0 \sigma_0} ;$$

$$\rho = \frac{1}{R - R'}$$

$$\beta_0 = \frac{1}{R - R'} \cdot \frac{e_0 + R \sigma_0}{e_0 - \sigma_0 \sigma_0}$$

$$\beta'_0 = \frac{1}{R - R'} \cdot \frac{e_0 + R' \sigma_0}{e_0 - \sigma_0 \sigma_0}$$

$$\lambda_0 = \frac{R \sigma_0}{R - R'} \cdot \frac{e_0 + R' \sigma_0}{e_0 - \sigma_0 \sigma_0}$$

$$\varepsilon_0 = \frac{R}{R - R'} \cdot \frac{e_0 + R' \sigma_0}{e_0 - \sigma_0 \sigma_0}$$

$$\sigma_0 = \frac{H_0}{2 \varepsilon_0} (\sigma_0 \sigma_0 + e_0 \rho_0)$$

(70')

2.5.1.2. Funcțiile de contact R/S pentru modelul mecanic considerat

Modelul mecanic pentru boghiul Minden-Deutz luat în analiză aici, prezentat în capitolul anterior, are două osii montate, legate rigid în rama boghiului, prin intermediul cutiilor de unsoare și al brațelor radiale de conducere a osiilor. Acest mod de legare a osiilor împiedică deplasarea și rotirile relative ale celor două osii montate și ale ramei boghiului (neglijând aici deplasările relative laterale între osia montată și cutia de unsoare, permisă de rulment). Modelul mecanic al boghiului are două grade de libertate, y_B și θ_B , fig.52, și fiecare osie montată din boghiu este excitată de două neregularități: T_1 și E_1 pentru osia 1 și T_2 și E_2 pentru osia 2. Aceste excitații au fost definite în cap.2.2, în fig.27. În ^{tre}momentul acționării osiei montate nr.1 de o excitație și momentul acționării osiei montate nr.2 de către aceeași excitație există un decalaj în timp, $\Delta t = 2 \cdot l/V$, vezi și fig.29.

Unei poziții (y_B, θ_B) a centrului de greutate a boghiului îi corespunde situația osiilor montate sub următoarea formă:

$$\begin{aligned} y_1 &= y_B + l \cdot \theta_B \\ \theta_1 &= \theta_B \end{aligned} \quad (71)$$

pentru osia nr.1, și

$$\begin{aligned} y_2 &= y_B - l \cdot \theta_B \\ \theta_2 &= \theta_B \end{aligned} \quad (72)$$

pentru osia nr.2.

Inlocuind aceste relații în relațiile funcțiilor de contact pentru osia montată, determinate în paragraful anterior, se pot obține funcțiile de contact sub fiecare dintre cele patru roți ale boghiului considerat.

2.5.2. Sistemul de forțe R/S

Teoria zonei de aderență a lui KALKER, [126], permite calculul componentelor forțelor de reacțiune R/S (componentele $F_{x_{oj}}$ și F_{u_j} conținute în planul tangent comun) precum și momentul scalar M_{n_j} în punctul de contact în raport cu normala la acest plan tangent.

Dacă se notează cu \underline{F}_{Aj} matricea coloană a componentelor de interacțiune R/S în punctul de contact A_j ($j=1,2$), atunci se poate scrie expresia următoare, conform teoriei lui KALKER :

$$\underline{F}_{Aj} = -f \cdot \underline{y}_{Aj} \quad (73)$$

în care f = matricea coeficienților KALKER

\underline{y}_{Aj} = matricea coloană a pseudo-alunecărilor generalizate .

Scris în detaliu ,

$$\begin{bmatrix} F_{x_{oj}} \\ F_{u_j} \\ M_{n_j} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} f_{11} & 0 & 0 \\ 0 & f_{22} & f_{23} \\ 0 & -f_{23} & f_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y_{x_{oj}} \\ y_{u_j} \\ \phi_{n_j} \end{bmatrix} ; \quad (74)$$

unde f_{ij} sînt coeficienții KALKER de pseudo-alunecare, care depind de modulul de rezistență a materialului roții și al șinei (considerat ca fiind același) și de dimensiunile elipsei de contact, calculate după teoria lui HERTZ,

iar $y_{x_{oj}}$ este componenta pseudo-alunecării după axa x_o ,

y_{u_j} este componenta pseudo-alunecării după tangenta comună la punctul de contact,

ϕ_{n_j} este spinul în punctul de contact.

Scrisă vectorial, în sistemul de axe $O_{oj}x_{oj}u_jn_j$ cu versorii \vec{x}_{oj} , \vec{u}_j , \vec{n}_j , (fig.58), relația precedentă se exprimă:

$$\vec{F}_{k_{oj}} = -f_{11} \cdot \vec{y}_j \cdot \vec{x}_{oj} \quad (75)$$

$$\vec{F}_{aj} = -f_{22} \vec{v}_j \vec{u}_j - f_{23} \cdot \phi_{nj} \quad (76)$$

$$M_{nj} = f_{23} \vec{v}_j \vec{u}_j - f_{23} \cdot \phi_{nj} \quad (77)$$

$$\vec{v}_j = v_{x_{0j}} \vec{x}_{0j} + v_{u_j} \vec{u}_j \quad (78)$$

Versorii \vec{x}_{0j} și \vec{u}_j definesc planul tangent, iar \vec{n}_j , normala la acest plan în punctul de contact.

Pentru a avea sistemul de forțe generalizate care acționează în cele două puncte de contact ale unei osii montate, se pune $j = 1, 2$ în relațiile de mai sus.

Pentru a descrie sistemul de forțe generalizate care acționează în cele 4 puncte de contact ale boghiului, se pune indicele ij în locul indicelui j de mai sus, unde $i = 1, 2$ reprezintă osia montată și j reprezintă roata.

2.5.2.1. Calculul pseudo-alunecărilor în cazul osiei montate

Pseudo-alunecările (PA) sînt definite ca și componentele după axele x_{0j} și u_j ale vitezei relative de deplasare a punctului de contact R/S, împărțite cu modulul vitezei de înaintare a osiei montate după axa x_G . Viteza relativă a punctului de contact A_1 față de firul stîng al căii se scrie sub forma:

$$\vec{w}_1 = v \vec{x}_0 + (\dot{\gamma} - \dot{\tau} - \dot{\epsilon}) \vec{y}_0 - e_1 \dot{\theta} \vec{x}_1 + e_1 \dot{\psi} \vec{z}_2 - r_1 \dot{\varphi} \vec{x}_0, \quad ; \quad (79)$$

iar viteza relativă a punctului de contact A_2 față de firul drept se scrie sub forma

$$\vec{w}_2 = v \vec{x}_0 + (\dot{\gamma} - \dot{\tau} + \dot{\epsilon}) \vec{y}_0 + e_2 \dot{\theta} \vec{x}_1 + e_2 \dot{\psi} \vec{z}_2 - r_2 \dot{\varphi} \vec{x}_0. \quad (80)$$

Tinînd cont de relațiile de transformare a coordonatelor la trecerea de la un sistem de coordonate la altul, putem scrie în mod succesiv, pe baza fig.53:

$$\vec{W}_1 = \langle \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0 \rangle \cdot \begin{bmatrix} v \\ \dot{y} - \dot{T} - \dot{E} \\ 0 \end{bmatrix} + \langle \vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2 \rangle \cdot \begin{bmatrix} -e, \dot{\theta} \\ 0 \\ e, \dot{\psi} \end{bmatrix} + \langle \vec{x}_{01}, \vec{y}_{01}, \vec{z}_{01} \rangle \cdot \begin{bmatrix} -r, \dot{\varphi} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} =$$

$$= \langle \vec{x}_{01}, \vec{u}_1, \vec{n}_1 \rangle \cdot \begin{bmatrix} v + \theta(\dot{y} - \dot{T} - \dot{E}) - e, \dot{\theta} - r, \dot{\varphi} \\ -\theta v + \dot{y} - \dot{T} - \dot{E} + \delta_1 \theta v \psi - \delta_1 \psi (\dot{y} - \dot{T} - \dot{E}) + \delta_1 e, \dot{\psi} \\ \delta_1 \theta v - \delta_1 (\dot{y} - \dot{T} - \dot{E}) + \theta v \psi - \psi (\dot{y} - \dot{T} - \dot{E}) + e, \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad (81)$$

Introducînd în această expresie funcțiile de contact R/S definite în paragraful anterior, neglijînd infiniții mici de ordin superior lui 1 și considerînd că $\delta_0 e_0 G_0 \ll H_0 < 1$, în final ajungem la expresiile următoare ale vitezelor relative de deplasare ale punctelor de contact pe cele două roți ale osiei montate:

$$\vec{W}_1 = \langle \vec{x}_{01}, \vec{u}_1, \vec{n}_1 \rangle \cdot \begin{bmatrix} v - e_0 \dot{\theta} - r_0 \dot{\varphi} - \lambda_0 \dot{\psi} \gamma + \lambda_0 \dot{\psi} T + R \rho \dot{\psi} \delta_0 E \\ -\theta v + H_0 \dot{y} - \dot{T} - \dot{E} \\ \delta_0 v \theta + \delta_0 \dot{E} \end{bmatrix}; \quad (82)$$

$$\vec{W}_2 = \langle \vec{x}_{02}, \vec{u}_2, \vec{n}_2 \rangle \cdot \begin{bmatrix} v + e_0 \dot{\theta} - r_0 \dot{\varphi} + \lambda_0 \dot{\psi} \gamma - \lambda_0 \dot{\psi} T + R \rho \dot{\psi} \delta_0 E \\ -\theta v + H_0 \dot{y} - \dot{T} + \dot{E} \\ \delta_0 v \theta - \delta_0 \dot{E} \end{bmatrix} \quad (83)$$

Considerînd că viteza de înaintare $v \approx r_0 \dot{\varphi}$, se obțin expresiile pseudo-alunecărilor:

$$\begin{bmatrix} \gamma_{x01} \\ \gamma_{x02} \\ \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{e_0}{v} \\ \frac{e_0}{v} \\ \end{bmatrix} \dot{\theta} + \begin{bmatrix} -\frac{\lambda_0}{r_0} \\ \frac{\lambda_0}{r_0} \\ \end{bmatrix} \dot{\psi} \gamma + \begin{bmatrix} \frac{\lambda_0}{r_0} \\ -\frac{\lambda_0}{r_0} \\ \end{bmatrix} T + \begin{bmatrix} \frac{R \rho \delta_0}{r_0} \\ \frac{R \rho \delta_0}{r_0} \\ \end{bmatrix} E; \quad (84)$$

$$\begin{bmatrix} \gamma_{u1} \\ \gamma_{u2} \\ \phantom{\gamma_{u1}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1 \\ -1 \\ \end{bmatrix} \dot{\theta} + \begin{bmatrix} \frac{H_0}{V} \\ \frac{H_0}{V} \\ \phantom{\frac{H_0}{V}} \end{bmatrix} \dot{\gamma} + \begin{bmatrix} -\frac{1}{V} \\ -\frac{1}{V} \\ \phantom{-\frac{1}{V}} \end{bmatrix} \dot{T} + \begin{bmatrix} -\frac{1}{V} \\ \frac{1}{V} \\ \phantom{-\frac{1}{V}} \end{bmatrix} \dot{E} \quad (85)$$

Calculul spinului în cazul osiei montate

Spinul se definește ca viteza unghiulară a punctului de contact în jurul normalei, raportată la viteza de înaintare V . [52/.

Astfel:

$$\dots \phi_j = \frac{\omega_{nj}}{V} \quad ; \quad j=1,2 \quad (86)$$

Spinul este un scalar, avînd dimensiunea (m^{-1}). Pentru a calcula spinul, este nevoie de expresia vitezei unghiulare a punctului de contact, care se scrie:

$$\vec{\omega} = \dot{\theta} \vec{x}_1 + \dot{\psi} \vec{x}_1 + \dot{\psi} \vec{y}_2 \quad , \quad (87)$$

și este valabilă pentru ambele roți, fiind viteza unghiulară a osiei montate. Ținînd cont și aici de relațiile de transformare a coordonatelor la trecerea de la un sistem la altul, putem scrie succesiv transformarea coordonatelor, pînă ce se obține:

$$\begin{bmatrix} \omega_{x0j} \\ \omega_{uj} \\ \omega_{nj} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \delta_j \dot{\theta} + \dot{\psi} \\ \dot{\theta} - \delta_j \dot{\psi} + \psi \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad (88)$$

Proiecțiile căutate ale vitezei unghiulare sînt deci:

$$\begin{aligned} \omega_{n1} &= \dot{\theta} - \delta_1 \dot{\psi} + \psi \dot{\psi} \\ \omega_{n2} &= \dot{\theta} - \delta_2 \dot{\psi} + \psi \dot{\psi} \end{aligned} \quad (89)$$

Tinînd cont de relațiile de contact și de definiția spinului, se obțin expresiile finale ale spinului, în care s-a pus

$V \approx r_0 \dot{\psi}$:

$$\phi_1 = \frac{\dot{\theta}}{V} - \frac{\delta_1}{r_0} - \frac{\lambda_0}{R_0 \delta_0} \gamma + \frac{\lambda_0}{R_0 \delta_0} T + \frac{1}{(R-R') r_0} E \quad ;$$

$$\dot{\phi}_2 = \frac{\dot{\theta}}{V} + \frac{\dot{\delta}_0}{\dot{\epsilon}} - \frac{\lambda_0}{R_0 \dot{\delta}_0} \dot{y} + \frac{\lambda_0}{R_0 \dot{\delta}_0} T - \frac{1}{(R-R') \dot{\epsilon}} E. \quad (90)$$

În tabelul nr.7 se dă matricea coloană a PA generalizate, exprimată în funcție de mărimile de stare $y, \theta, \dot{y}, \dot{\theta}$ și de excitațiile T, E, \dot{T}, \dot{E} , pentru ambele roți ale osiei montate, $j=1,2$.

2.5.2.2. Calculul FA și al spinului pentru boghiu

Tinând cont de cele scrise în paragraful 2.5.2.1 în ceea ce privește relațiile dintre gradele de libertate și deplasările generalizate ale osiilor montate, și avînd în vedere relațiile din tabelul 7 pentru pseudo-alunecările generalizate ale osiei montate, se pot determina expresiile pseudo-alunecărilor generalizate în fiecare pată de contact a boghiului. Concentrat, aceste expresii s-au scris în tabelele nr.8 și 9.

2.5.3. Ecuația de mișcare

Pentru deducerea ecuațiilor de mișcare ale modelului mecanic se folosesc ecuațiile lui LAGRANGE

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{y}_B} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial y_B} + \frac{\partial R}{\partial \dot{y}_B} + \frac{\partial E_p}{\partial y_B} &= Q_{yB} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\theta}_B} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial \theta_B} + \frac{\partial R}{\partial \dot{\theta}_B} + \frac{\partial E_p}{\partial \theta_B} &= Q_{\theta B} ; \end{aligned} \quad (91)$$

în care E_c este energia cinetică,

E_p este energia potențială,

R este funcția disipativă,

Q_{yB} este forța generalizată după direcția lui y_B ,

$Q_{\theta B}$ este forța generalizată (moment) după direcția lui θ_B .

Energia cinetică

$$\begin{aligned} E_{cB} &= \frac{1}{2} m_B (v_{xB}^2 + v_{yB}^2 + v_{zB}^2) + \frac{1}{2} I_{zB} \omega_{z2}^2 = \\ &= \frac{1}{2} m_B (v^2 + \dot{y}_B^2) + \frac{1}{2} I_{zB} \dot{\theta}_B^2 ; \end{aligned} \quad (92)$$

$$v_{xB} = v ; v_{yB} = \dot{y}_B ; v_{zB} = 0 ; \omega_{z2} = \dot{\theta}_B . \quad (93)$$

Energia potențială se compune din energia potențială datorată modificării poziției pe verticală a centrului de greutate a boghiului, ca urmare a conicității profilului de rulare a roții, E_{pB1} , și din energia potențială acumulată în arcurile deformată elastic ale suspensiei, E_{pB2} .

$$\begin{aligned} E_{pB1} &= m_B^* \cdot g \cdot v_{oB} = m_B^* g \cdot \frac{r_{o1} + r_{o2}}{2} = \\ &= \frac{1}{2} m_B^* g \left[-\delta_0 (E_1 + E_2) + \delta_0 \left[(\gamma_B + l\theta_B - T_1)^2 + (\gamma_B - l\theta_B - T_2)^2 \right] + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{2} \rho (\epsilon_1^2 + \epsilon_2^2) - \delta_0 c_0 \theta_B^2 + \right. \\ &\quad \left. + \beta_0 \left[(\gamma_B + l\theta_B - T_1) E_1 + (\gamma_B - l\theta_B - T_2) E_2 \right] \right] . \end{aligned} \quad (94)$$

Forța elastică care apare la deplasarea boghiului din poziția mediană :

$$F_{yB} = k_{yB} \cdot y_B \quad (95)$$

Forța elastică care apare la rotirea boghiului în jurul axei verticale:

$$F_{\theta B} = 2b_1 \cdot k_{xB} \cdot \theta_B \quad (96)$$

Datorită faptului că aceste forțe depind liniar de deplasările care le produc, energia potențială corespunzătoare va fi:

$$E_{pB2} = \frac{1}{2} k_{yB} \cdot y_B^2 + \frac{1}{2} \cdot k_{xB} \cdot \theta_B^2$$

$$E_{pB} = E_{pB1} + E_{pB2} \quad (97)$$

Funcția disipativă. Amortizoarele sînt de tip vîscos, forțele sînt proporționale cu viteza de deplasare relativă a elementelor amortizorului, în ambele sensuri de deplasare. În acest caz forțele dezvoltate în amortizoarele suspensiei vor fi:

$$F_{\dot{y}B} = -c_{yB} \cdot \dot{y}_B$$

$$F_{\dot{\theta}B} = -2b_1 \cdot c_{xB} \cdot \dot{\theta}_B \quad (98)$$

Funcția disipativă corespunzătoare acestor forțe de amortizare este:

$$R_{\dot{y}B} = \frac{1}{2} c_{yB} \cdot \dot{y}_B^2$$

$$R_{\dot{\theta}B} = \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot b_1^2 \cdot c_{xB} \cdot \dot{\theta}_B^2$$

$$R = R_{\dot{y}B} + R_{\dot{\theta}B} \quad (99)$$

Forțele generalizate produse de interacțiunea R/S

a) Forța generalizată Q_{yB} este suma tuturor forțelor de interacțiune R/S care acționează după axa osiei, redusă la centrul de greutate a osiei montate:

$$Q_{yB} = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 H_0 \cdot F_{uij} \quad ; \quad (100)$$

unde F_{uij} este forța de PA care acționează în planul de contact

R/S, după axa u, (fig.49 și 53), și se calculează cu relațiile deduse în paragraful 2.5.2. Coeficienții lui KALKER, f_{kl} , se calculează cu relațiile deduse în tabelul nr.10. Valorilor astfel obținute ale coeficienților KALKER li s-a aplicat corecția recomandată în raportul nr.9 al comisiei nr.116 al ORE, potrivit căreia coeficienții astfel obținuți (valabili pentru un coeficient de frecare de 0,6) trebuie înmulțiți cu raportul dintre coeficientul de frecare efectiv între roată și șină și coeficientul 0,6.

b) Forța generalizată Q_{GB} este suma momentelor rezultate din interacțiunea R/S, care acționează după axa verticală:

$$Q_{GB} = \left| \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \vec{R}_{ij} \cdot \vec{F}_{ij} \right| + \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 M_{nij} ; \quad (101)$$

unde \vec{R}_{ij} sînt vectorii de poziție ai punctelor instantanee de contact R/S. Expresiile forțelor generalizate se deduc folosind metodologia descrisă pe larg în [31].

Ecuția de mișcare

Considerînd că viteza de mers este constantă, și înlocuind cele deduse mai sus în ecuațiile lui LAGRANGE, se obține ecuația de mișcare a modelului mecanic al boghiului, care este o ecuație diferențială matricială de ordinul doi, cu două necunoscute:

$$\underline{M}_H \cdot \underline{\ddot{Y}} + \underline{C}_H \cdot \underline{\dot{Y}} + \underline{K}_H \cdot \underline{Y} = \underline{M}_E \cdot \underline{\ddot{U}} + \underline{C}_E \cdot \underline{\dot{U}} + \underline{K}_E \cdot \underline{U} ; \quad (102)$$

unde

$$\underline{Y} = \langle \gamma_B, \theta_B \rangle^T ; \quad \underline{U} = \langle T_1, T_2, 2E_1, 2E_2 \rangle^T ;$$

$$\underline{\dot{Y}} = \frac{d}{dt} \underline{Y} ; \quad (103)$$

și matricile coeficient sînt prezentate în tabelul nr.11. (În aceste relații $\langle \dots \rangle^T$ reprezintă transpusa matricii $\langle \dots \rangle$.)

2.5.4. Răspunsul modelului la excitația provenită de la cale
 Răspunsul vehiculului la excitația provenită de la cale se studiază folosind funcții de răspuns în frecvență (pe scurt FRF) și densitatea spectrală de putere a oscilațiilor (pe scurt DSP).

2.5.4.1. Funcția de răspuns în frecvență a gradelor de libertate
 Aceasta se obține aplicând transformata FOURIER ecuației de mișcare definite în cap.2.5.3:

$$\begin{aligned} \left[-(2\pi f)^2 \underline{M}_H + i(2\pi f) \underline{C}_H + \underline{K}_H \right] \cdot \mathcal{F}(\underline{Y}) &= \\ &= \left[-(2\pi f)^2 \underline{M}_E + i(2\pi f) \underline{C}_E + \underline{K}_E \right] \cdot \mathcal{F}(\underline{U}) ; \quad (104) \end{aligned}$$

unde $\mathcal{F}(\dots)$ este transformata FOURIER a matricii \dots , care este o matrice complexă, care depinde de frecvența f ;

și $i^2 = -1$.

De aici, conform definiției, FRF a gradelor de libertate a boghiului, se poate scrie:

$$\underline{H}_{UYO}(if) = \left[\underline{D}(if) \right]^{-1} \cdot \underline{D}_E(if) \quad (105)$$

unde

$$\begin{aligned} \underline{D}(if) &= \left[-(2\pi f)^2 \underline{M}_H + \underline{K}_H \right] + i(2\pi f) \underline{C}_H \\ \underline{D}_E(if) &= \left[-(2\pi f)^2 \underline{M}_E + \underline{K}_E \right] + i(2\pi f) \underline{C}_E \end{aligned} \quad (106)$$

Date fiind matricile sistemului, \underline{D} este de dimensiunea (2x2) iar \underline{D}_E de dimensiunea (2x4).

2.5.4.2. FRF a forțelor de pseudoalunecare

FRF a forțelor de pseudoalunecare pe roata j a osiei i se obține aplicând transformata FOURIER ecuației de definiție a forțelor de pseudoalunecare (v.cap.2.5.2):

$$\underline{F}_{Aij} = -\underline{f} \cdot \underline{y}_{Aij} \quad ; \quad (107)$$

în care \underline{y}_{Aij} are expresia din tab.8 și 9, în care s-a neglijat ultima linie, deoarece momentul forțelor de pseudoalunecare și a spinului se neglijează.

FRF de dimensiunea (2x4) a forțelor de pseudoalunecare este de forma

$$\underline{H}_{UFA}(if) = \underline{M}_{78}(if) \cdot \underline{H}_{UYB}(if) + \underline{M}_{910}(if) \cdot (108)$$

Pentru matricile \underline{M}_{78} și \underline{M}_{910} vezi paragraful 2.5.4.5.

2.5.4.3. FRF a poziției punctului de contact

FRF a poziției e_{ij} a punctului de contact față de axa osiei montate se obține aplicând transformata FOURIER relației de definire a acestei mărimi din cap.2.5.1.

$$\underline{H}_{Ue10}(if) = \underline{M}_1(if) \cdot \underline{H}_{UYB}(if) \cdot (109)$$

Pentru matricea \underline{M}_1 vezi paragraful 2.5.4.5.

Matricea $\underline{H}_{Ue10}(if)$ de dimensiunea (1x4) este FRF a variabilei căutate

$$e_{10} = e_1 - e_0 \quad , \quad (110)$$

reprezentând abaterea față de valoarea nominală e_0 .

2.5.4.4. FRF a jocului Buză-sină

Valoarea momentană a distanței dintre buza roții și flancul interior al șinei este

$$j_{10} = j_0 + T_1 + E_1 - H_0 \gamma_1 \quad ; \quad (111)$$

(vezi mai pe larg în paragraful 2.6.1.2).

Aplicând transformata FOURIER valorii căutate $j_{10} = j_1 - j_0$, se obține FRF de dimensiunea (1x4)

$$\underline{H}_{Uj10}(if) = \underline{M}_{11}(if) \cdot \underline{H}_{UYB}(if) \cdot (112)$$

Pentru \underline{M}_{11} vezi paragraful 2.5.4.5.

2.5.4.5. FRF totală a analizei

Se poate defini o FRF a tuturor variabilelor analizate aici, cuprinse în vectorul

$$\underline{Y}_{SIG} = \langle y_B, \theta_B, F_{x01}, F_{u10}, e_{10}, j_{10} \rangle^T$$

dacă FRF parțiale se reunesc într-una singură, $\underline{H}_{SIG}(if)$, în felul următor:

$$\underline{H}_{SIG}(if) = \underline{A}_{73}(if) \cdot \underline{H}_{UYB}(if) + \underline{A}_{910}(if) \quad (113)$$

$(6 \times 4) \quad (6 \times 2) \quad (2 \times 4) \quad (6 \times 4)$

Expresiile acestor matrici, pentru modelul mecanic al boghiului Minden Deutz sînt date în tabelul nr.12.

În aceste matrici s-au făcut notațiile

$$a_1 = f_{14} \cdot \lambda_0 / r_0 \quad (114)$$

$$a_2 = a_1 \cdot \ell \quad (115)$$

$$a_3 = f_{23} \cdot \lambda_0 / (R_0 \delta_0) \quad (116)$$

$$a_4 = f_{22} + a_3 \cdot \ell \quad (117)$$

$$a_5 = -a_1 \quad (118)$$

$$a_6 = -f_{11} R_0 \delta_0 / (2r_0) \quad (119)$$

$$a_7 = -a_3 \quad (120)$$

$$a_8 = -f_{23} \rho / (2r_0) \quad (121)$$

$$b_2 = (2\pi f) \cdot f_{14} \cdot e_0 / v \quad (122)$$

$$b_3 = -(2\pi f) \cdot f_{22} \cdot H_0 / v \quad (123)$$

$$b_4 = b_3 - (2\bar{v}f) f_{23} / V \quad (124)$$

$$b_7 = (2\bar{v}f) \cdot f_{e2} / V \quad (125)$$

$$b_8 = b_7 / 2 \quad ; \quad (126)$$

în care f este frecvența în hertzi.

2.5.4.6. DSP a oscilațiilor.

Conform definiției, matricea DSP a variabilelor cuprinse în vectorul $\underline{Y}_{SIG} = \langle y_B, \theta_B, F_{x01}, F_{u10}, e_{10}, j_{10} \rangle^T$ este dată de relația:

$$\underline{G}_{SIG}(if) = \underline{H}_{SIG}^*(if) \cdot \underline{G}_{uu}(if) \cdot \underline{H}_{SIG}^T(if) ; \quad (127)$$

$(6 \times 6) \quad (6 \times 4) \quad (4 \times 4) \quad (4 \times 6)$

unde \underline{H}_{SIG}^* este conjugata complexă, iar \underline{H}_{SIG}^T este transpusa matricei $\underline{H}_{SIG}(if)$. /118, 129, 130, 131, 132/.

Expresia matricei $\underline{G}_{uu}(if)$ este dată în fig.29.

Matricea pătratică (6x6) \underline{G}_{SIG} are pe diagonală DSP (reale)

$G_{jj}(f) ;$
 $j = y_B, \theta_B, F_{x01}, F_{u10}, e_{10}, j_{10}$, iar în afara diagonalei are DSP mutuale (complexe)

$$G_{jn}(if) ; \quad j = y_B, \dots, j_{10} \quad ; \quad n = y_B, \dots, j_{10} ;$$

pentru care este valabilă relația:

$$G_{jn}(if) = G_{nj}(-if) . \quad (128)$$

Dispersiile variabilelor din \underline{Y}_{SIG} se calculează cu

$$d_j^2 = \Delta f \left[\sum_{k=1}^{N/2-1} G_{jj}(f_k) + \frac{1}{2} G_{jj}(f_{N/2}) \right] ; \quad (129)$$

$$j = y_B, \theta_B, F_{x01}, F_{u10}, e_{10}, j_{10} ;$$

$$d_m^2 = \Delta f \left[\sum_{k=1}^{N/2-1} (2\pi f_k)^2 G_{jj}(f_k) + \frac{1}{2} (2\pi f_{N/2})^2 G_{jj}(f_{N/2}) \right] ; \quad (130)$$

$$m = \ddot{y}_B, \ddot{\theta}_B, \dot{F}_{x01}, \dot{F}_{u10}, \dot{e}_{10}, \dot{f}_{10}$$

$$d_p^2 = \Delta f \left[\sum_{k=1}^{N/2-1} (2\pi f_k)^4 G_{jj}(f_k) + \frac{1}{2} (2\pi f_{N/2})^4 G_{jj}(f_{N/2}) \right] ; \quad (131)$$

$$p = \ddot{y}_B, \ddot{\theta}_B, \ddot{F}_{x01}, \ddot{F}_{u10}, \ddot{e}_{10}, \ddot{f}_{10} ;$$

în care: Δf este lăţimea benzii de frecvenţe (rezoluţia în frecvenţă) a spectrului;

$N/2$ este ordinul liniei spectrale corespunzătoare frecvenţei de tăiere (Nyquist)

Deoarece expresiile DSP ale neregularităţilor căii ($T_1, T_2, 2E$ şi $2E_2$) sînt valabile numai în intervalul ($F_{inf}=0, 01 \frac{1}{m}$; $F_{sup}=1 \frac{1}{m}$), spectrul de frecvenţe analizat aici se va extinde numai între

$$f_{inf} = F_{inf} \cdot V \quad \text{şi} \quad f_{sup} = F_{sup} \cdot V ; \quad (132)$$

unde V este viteza de mers în m/s.

Astfel, sumele din expresiile dispersiilor vor fi calculate numai pentru $K = K_i$ pînă la $K = K_S$,

$$K_i = \frac{1}{\Delta f} \cdot F_{inf} \cdot V \quad (133)$$

$$K_S = \frac{1}{\Delta f} \cdot F_{sup} \cdot V ;$$

la alegerea rezoluţiei în frecvenţă, Δf , avîndu-se grijă ca să existe relaţia

$$K_S \leq N/2 .$$

În fig.54...59 se dau cîteva dintre FRF şi DSP calculate pentru datele numerice ale modelului mecanic prezentat.

În fig.60 şi 61 se dă variaţia dispersiilor variabilelor \ddot{y}_B şi F_{x01}, F_{u10} .

2.5.5. Tensiunile de contact

2.5.5.1. Calculul semiaxelor elipsei de contact

In calculul semiaxelor elipsei de contact între roată și șină se pornește de la relațiile lui HERTZ, care au la baza lor următoarele ipoteze:

- materialul este omogen și izotrop (al roții și al șinei);
- deformările sînt elastice în pata de contact;
- suprafețele roții și ale șinei sînt netede și continue, iar dimensiunile petei de contact sînt mici în raport cu razele de curbura ale celor două corpuri ce vin în contact;

- suprafețele ce vin în contact sînt descrise în secțiunea transversală prin curbe de gradul doi;

- sarcina este normală, se neglijează forțele tangențiale ca de ex. cele de frecare, de adeziune, astfel încît pe suprafețele ce vin în contact se produc numai eforturi unitare de compresiune;

- tensiunile și deformațiile sînt deduse din teoria elasticității benzilor subțiri, și aplicate unei semi-sfere elastice;

- suprafețele de contact sînt plane și descri-se printr-o elipsă;

- duritatea materialului nu se ia în considerare. /103, 104, 112/

In realitate însă relațiile lui HERTZ trebuie privite în mod critic, ținîndu-se cont de abaterile condițiilor teoretice față de realitatea fenomenului. /103, 112/

In realitate însă:

- materialele roții și ale șinei nu sînt omogene și izotrope: limita de elasticitate este de multe ori depășită, apar deformații plastice, conducînd la texturarea materialului, ceea ce dăce la pierderea izotropiei;

- corpurile nu sînt netede și continui, mai ales în urma restrungerilor. cînd arenele avansului cușitului de strung se văd pronunțate; mai mult decît atît, topografia suprafețelor se schimbă în timpul exploatării;

- profilele transversale ale roților nu sînt întotdeauna descrise prin curbe de gradul doi, ca în cazul de față al profilului S 1002 dat de UIC, aproximat printr-o rază de cerc (v.cap.2.5.1.1.);

- între roată și șină există frecare, corpurile nu sînt perfect netede;

- nu se pot neglija forțele de adeziune; KRACHELSKI susține că există concomitent forțe de adeziune și deformativitate;

- suprafața de contact nu mai este plană, datorită anizotropiei, și a diferențelor în proprietățile materialelor;

- duritatea se mărește în tot timpul exploatării și în plus distribuția durității pe suprafața de rulare este neuniformă. Ecruisarea suprafeței de rulare duce la modificarea distribuției presiunii normale: distribuția inițial eliptică se aplatizează, alături de tensiuni de contact tinde către o distribuție dreptunghiulară, curbilinie. Acest fapt are însă o influență mare asupra coeficientului de pseudoalunecare. Coeficientul de pseudoalunecare crește cu valoarea durității.

Toate aceste abateri între realitate și ipotezele care s-au pus la stabilirea relațiilor lui HERTZ sînt răsfrunzătoare pentru abaterile între valorile semiaxelor măsurate și calculate, relatate în legătură cu cercetările recente ale căilor ferate britanice. /112/

Deoarece în locul mult criticatelor relații ale lui HERTZ nu s-au propus încă altele suficient de simple și suficient de apropiate de realitate, în continuare am folosit binecunoscutele relații ale lui HERTZ.

Pentru două corpuri bombate, aria aparentă de contact este $A_a = \pi \cdot a' \cdot b'$, unde a' și b' sînt semiaxele elipsei de contact, și au expresiile

$$a' = m \left[\frac{3}{4} \pi \cdot \frac{\kappa_1 + \kappa_2}{\delta + A} \right]^{1/3} \cdot N^{1/3} \quad (134)$$

$$b' = n \left[\frac{3}{4} \pi \cdot \frac{\kappa_1 + \kappa_2}{\delta + A} \right]^{1/3} \cdot N^{1/3} \quad (135)$$

$$\text{unde } K_1 = \frac{1-\mu_1^2}{\pi E_1}, \quad K_2 = \frac{1-\mu_2^2}{\pi E_2};$$

μ este coeficientul Poisson;

E este modulul de elasticitate al roții și al șinei,
 m și n sînt dați tabelar /103,104,127/ în funcție de
 $\cos \theta = (B-A)/(B+A)$ sau în funcție de θ , în /119/
 (vezi fig.62)

$$B+A = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_2'} \right) \quad (136)$$

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

unde R_1 este raza corpului 1 (roata) în punctul de contact, măsurată într-un plan perpendicular pe axa osiei;

R_1' este raza corpului 1 în punctul de contact, măsurată într-un plan paralel cu axa osiei;

R_2 este raza corpului 2 (șina) în punctul de contact, măsurată într-un plan paralel cu axa căii;

R_2' este raza corpului 2 în punctul de contact, măsurată într-un plan perpendicular pe axa căii;

2γ este unghiul dintre planele principale de curbură (planele care conțin curburile $1/R_1$ și $1/R_2$, planele care conțin razele de curbură maxime)
 (Razele de curbura se iau cu semnul + dacă centrul de curbura se află în interiorul corpului, și cu semnul - dacă acesta se află în exteriorul corpului)

În cazul modelului nostru, $R_1 = r_0$ este raza roții pe cercul de rulare, $R_1' = -R$ este raza de curbură a profilului transversal al roții, $R_2 = r_0$ este raza de curbură a șinei în planul longitudinal al căii, $R_2' = R'$ este raza de curbură a profilului transversal al șinei în punctul de contact. Cu acestea, se poate scrie:

$$B+A = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_0} - \frac{1}{R} + \frac{1}{R'} \right) \quad (137)$$

$$B-A = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_0} + \frac{1}{R} - \frac{1}{R'} \right)$$

$$2\gamma = 0$$

Raportul $(B-A)/(B+A)$ poate să devină negativ sau pozitiv. Aceasta indică orientarea diferită a semiaxe elipsei de contact:

Dacă

$$\frac{B-A}{B+A} > 0 \quad a' \text{ este perpendiculară pe șină;}$$

iar dacă

$$\frac{B-A}{B+A} < 0 \quad a' \text{ este paralelă cu șina. (119)}$$

Prin convenție notăm cu "a" semiaxa paralelă cu axa longitudinală a căii, și cu "b" semiaxa în direcție transversală. Pentru stabilirea valorii acestora, se scriu relațiile:

$$\text{Dacă } \frac{B-A}{B+A} > 0 \quad \text{atunci} \quad \begin{matrix} a = b' \\ b = a' \end{matrix} \quad (138)$$

iar dacă

$$\frac{B-A}{B+A} < 0 \quad \text{atunci} \quad \begin{matrix} a = a' \\ b = b' \end{matrix} \quad (139)$$

Caracterul aleator al semiaxelor petei de contact. Datorită faptului că sarcina pe osie este variabilă în timpul mersului (variație aleatoare în jurul valorii medii) sarcina normală pe roată N din formulele anterioare va trebui considerată și ea o variabilă aleatoare. În plus, datorită deplasării laterale relative între roată și șină în timpul mersului, punctele roții și ale șinei ce vin în contact vor fi nu tot timpul punctele de pe cercul de rulare respectiv punctele de pe șină corespunzătoare contactului cînd roata este în poziția mediană față de cale, ci și în punctele învecinate acestor puncte. Deoarece mișcarea relativă laterală dintre roată și șină este aleatoare, poziția punctului de contact pe profilul roții și al șinei va fi o variabilă aleatoare, și în consecință razele profilurilor roții și ale șinei, care intră în relațiile anterioare, vor fi și ele variabile aleatoare, după care și semiaxele elipsei de contact vor fi și ele variabile aleatoare, avînd o valoare medie, o abatere standard și o funcție de distribuție.

În calculul de față s-a luat în considerare valoarea statică a sarcinii pe osie și poziția mediană a osiei montate față de axa căii, iar semiaxele petei de contact s-au calculat din aceste valori.

2.5.5.2. Calculul tensiunilor de contact. Forțe concentrate

Deoarece în literatura de specialitate nu s-au găsit relații suficient de simple și eficace care să descrie starea de tensiune sub pata de contact sollicitată de acțiunea combinată a sarcinii pe roată și a forțelor tangențiale la obadă, acestea se deduc în continuare, pas cu pas.

Starea de deformație și de tensiune se deduce din starea de tensiune a unei pene sollicitate de forțe normale și respectiv tangențiale. Astfel, în [127, 128] se pornește de la o funcție Airy de forma

$$A = C \cdot r \cdot \varphi \cdot \sin \varphi \quad (140)$$

pentru a descrie starea de tensiune a penei acționate de forța normală F_1 pe unitatea de grosime a penei (fig.63.a).

Funcția A verifică condiția de biarmonicitate $\Delta \Delta A = 0$. Expresiile tensiunilor într-un punct al penei, exprimate în coordonate polare, sînt

$$\sigma_r = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial A}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 A}{\partial \varphi^2} = \frac{1}{r} C \varphi \sin \varphi + \frac{1}{r^2} (2C \cos \varphi - C \varphi \sin \varphi)$$

$$\sigma_\theta = \frac{\partial^2 A}{\partial r^2} = 0 \quad (141)$$

$$\sigma_{r\theta} = \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial A}{\partial \varphi} - \frac{1}{r} \frac{\partial^2 A}{\partial r \partial \varphi} = \frac{1}{r^2} (C r \sin \varphi + C \varphi \cos \varphi) - \frac{1}{r} (C \sin \varphi + C \varphi \cos \varphi) = 0.$$

Cu aceste valori sînt respectate condițiile la limită. La

$\varphi = \pm \alpha$, reprezentînd fețele laterale ale penei, nu acționează forțe exterioare, deoarece $\sigma_{r\theta} = \sigma_\theta = 0$.

Determinarea constantei C se face scriînd ecuația de echivalență dintre forța exterioară F_1 și tensiunea σ_r :

$$\int_{-\alpha}^{\alpha} \sigma_r \cdot \cos \varphi \cdot r \cdot d\varphi = -F_1 \quad ; \quad \left[\frac{N}{m} \right] \quad ; \quad (142)$$

unde $\sigma_r \cdot r \cdot d\varphi$ este forța pe elementul de volum. De aici, expresia tensiunii radiale:

$$\sigma_r = \frac{2}{r} \cdot \frac{-F_1}{2\alpha + \sin \alpha} \cdot \cos \varphi \quad (143)$$

Dacă pana are unghiul la vîrf $\alpha = \pi/2$, atunci este vorba de problema solicitării semiplanului, pentru care expresia tensiunii este:

$$\sigma_r = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{-F_1}{r} \cdot \cos \varphi \quad (144)$$

Pentru a determina tensiunile produse de o forță care solicită orizontal pana, fig.63.a, (forța F_2 pe unitatea de lățime a penei), se pornește de la o funcție Airy de forma

$$A = C \cdot r \cdot \varphi \cdot \cos \varphi \quad (145)$$

Determinarea lui C se face și în acest caz scriind ecuația de echivalență dintre acțiunea forței exterioare F_2 și efectul ei, tensiunea σ_r :

$$\int_{-\infty}^{\infty} \sigma_r \cdot \sin \varphi \cdot r \cdot d\varphi = -F_2 ; \left[\frac{N}{m} \right] ; \quad (146)$$

De aici expresia tensiunii radiale:

$$\sigma_r = \frac{2}{r} \cdot \frac{-F_2}{2\alpha - \sin 2\alpha} \cdot \sin \varphi \quad (147)$$

Dacă pana are unghiul la vîrf $\alpha = \pi/2$, atunci este vorba de solicitarea semiplanului de către o forță orizontală, pentru care expresia tensiunii devine:

$$\sigma_r = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{-F_2}{r} \cdot \sin \varphi \quad (148)$$

2.5.5.3. Calculul tensiunilor de contact. Forțe uniform distribuite

Dacă ne referim la suprafața reală de contact, ea are o dimensiune finită, dată de semiaxele alipsei de contact a și b. Forța normală F_1 nu va mai acționa concentrat, ci - considerăm aici pentru simplificare - uniform distribuit pe suprafața de contact (fig.63.b).

Dacă ea este lățimea petei de contact și $F_1 = F/(2b)$, atunci forța elementară de luat în calcul la determinarea tensiunilor de contact într-un punct oarecare $M(x_1, x_2)$ este p.du, unde p este forța uniform distribuită pe suprafața de contact $p = F_1/(2a)$,

și du este elementul de lungime măsurat după semi-axa a. În acest caz, tensiunea elementară după direcția radială în punctul M este:

$$d\sigma_r = -\frac{2p}{\sqrt{a}} \cdot \frac{1}{r} \cdot du \cdot \cos\varphi = -\frac{2p}{\sqrt{a}} \cdot d\varphi \quad (149)$$

Scriind că $du = r \cdot d\varphi / \cos\varphi$ și considerînd că p este constantă pe toată suprafața de contact, tensiunea σ_r se obține integrînd expresia tensiunii elementare de la φ_1 la φ_2 :

$$\sigma_r = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{-2p}{\sqrt{a}} \cdot d\varphi = \frac{-2p}{\sqrt{a}} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) \quad (150)$$

Dacă φ_1 și φ_2 se exprimă în funcție de 2a, x_1 și x_2

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{x_2 + a}{x_1} \quad ; \quad \operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{x_2 - a}{x_1} \quad ; \quad (151)$$

expresia tensiunii devine:

$$\sigma_r = \frac{-2p}{\sqrt{a}} \cdot \left[\operatorname{arctg} \left(\frac{x_2 - a}{x_1} \right) - \operatorname{arctg} \left(\frac{x_2 + a}{x_1} \right) \right] \quad (152)$$

Considerăm în continuare că și forța tangentială F_2 este uniform distribuită pe suprafața de contact, $p' = F_2 / (2a)$. În acest caz se obține

$$d\sigma_r = \frac{-2p'}{\sqrt{a}} \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot d\varphi \quad (153)$$

Dacă F_1 și F_2 acționează simultan, atunci pe baza principiului suprapunerii efectelor lui F_1 și F_2 , tensiunea rezultantă este

$$\sigma_r = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left[(d\sigma_r)_{F_1} + (d\sigma_r)_{F_2} \right] \quad (154)$$

Dar, după [41],

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (d\sigma_r)_{F_2} = \frac{-2p'}{\sqrt{a}} \left[-\ln \left| \cos \varphi \right| \right]_{\varphi_1}^{\varphi_2} = \frac{2p'}{\sqrt{a}} \ln \left| \frac{\cos \varphi_2}{\cos \varphi_1} \right| \quad (155)$$

Deci tensiunea totală σ_r pe elementul de volum va fi :

$$\sigma_r = \frac{-2p}{\pi} \cdot \left[(\varphi_2 - \varphi_1) - \frac{T}{N} \ln \left| \frac{\cos \varphi_2}{\cos \varphi_1} \right| \right] ; \quad (156)$$

unde $p = F_1/(2a) = N/(4ab)$; N este forța normală care acționează asupra semiplanului;

$p' = F_2/(2a) = T/(4ab)$; T este forța tangențială care acționează asupra semiplanului

Legătura dintre tensiunile raportate la sistemul de axe polare și sistemul de axe carteziene Ox_1x_2 se stabilește scriind ecuațiile de echilibru ale unui element (fig. 64):

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{\sigma_{11} + \sigma_{22}}{2} + \frac{\sigma_{11} - \sigma_{22}}{2} \cdot \cos 2\varphi + \sigma_{12} \cdot \sin 2\varphi \\ \sigma_\varphi &= \frac{\sigma_{11} + \sigma_{22}}{2} - \frac{\sigma_{11} - \sigma_{22}}{2} \cdot \cos 2\varphi - \sigma_{12} \cdot \sin 2\varphi \\ \sigma_{r\varphi} &= -\frac{\sigma_{11} - \sigma_{22}}{2} \sin 2\varphi + \sigma_{12} \cdot \cos 2\varphi ; \quad |128|; \end{aligned} \quad (157)$$

și ținînd cont că $\sigma_\varphi = 0$ și $\sigma_{r\varphi} = 0$,

| | | | | | | | |
|----------------------------------|----------------------------------|------------------|---|---------------|---|------------|-------|
| $\frac{1}{2}(1 + \cos 2\varphi)$ | $\frac{1}{2}(1 - \cos 2\varphi)$ | $\sin 2\varphi$ | · | σ_{11} | = | σ_r | (158) |
| $\frac{1}{2}(1 - \cos 2\varphi)$ | $\frac{1}{2}(1 + \cos 2\varphi)$ | $-\sin 2\varphi$ | | σ_{22} | | 0 | |
| $-\frac{1}{2} \sin 2\varphi$ | $\frac{1}{2} \sin 2\varphi$ | $\cos 2\varphi$ | | σ_{12} | | 0 | |

De aici rezultă că

$$\begin{aligned} \sigma_{11} &= \sigma_r \cdot \cos^2 \varphi \\ \sigma_{22} &= \sigma_r \cdot \sin^2 \varphi \\ \sigma_{12} &= \frac{1}{2} \sigma_r \cdot \sin 2\varphi ; \end{aligned} \quad (159)$$

și cu $d\sigma_r = \frac{-2p}{\pi} d\varphi - \frac{2p'}{\pi} \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot d\varphi$:

$$\begin{aligned} d\sigma_H &= \frac{-2p}{\pi} [\cos^2 \varphi + \mu' \sin \varphi \cdot \cos \varphi] \cdot d\varphi \\ d\sigma_{22} &= \frac{-2p}{\pi} [\sin^2 \varphi + \mu' \sin^3 \varphi \cdot \frac{1}{\cos \varphi}] \cdot d\varphi \\ d\sigma_{12} &= \frac{-2p}{\pi} [\sin \varphi \cdot \cos \varphi + \mu' \cdot \sin^2 \varphi] \cdot d\varphi ; \mu' = \frac{T}{N}. \end{aligned} \quad (160)$$

Efectuînd integrările, tensiunile care solicită un element de volum, exprimate în sistemul de coordonate Cx_1x_2 și raportate la valoarea p a presiunii uniform distribuite pe suprafața de contact provenită din sarcina normală N , se vor putea scrie:

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}_{11} &= \sigma_H/p = \frac{-1}{\pi} \cdot [A + B + \mu' C] \\ \bar{\sigma}_{22} &= \sigma_{22}/p = \frac{-1}{\pi} \cdot [A - B - \mu'(C + D)] \\ \bar{\sigma}_{12} &= \sigma_{12}/p = \frac{-1}{\pi} \cdot [c + \mu'(A - B)] ; \end{aligned} \quad (161)$$

unde

$$\begin{aligned} A &= \varphi_2 - \varphi_1 ; \\ B &= \frac{1}{2} (\sin 2\varphi_2 - \sin 2\varphi_1) ; \\ C &= \sin^2 \varphi_2 - \sin^2 \varphi_1 ; \\ D &= 2 \ln \frac{|\cos \varphi_2|}{|\cos \varphi_1|} ; \\ \varphi_1 &= \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{x_2 + a}{x_1} = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{\eta_2 + 1}{\eta_1} ; \\ \varphi_2 &= \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{x_2 - a}{x_1} = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{\eta_2 - 1}{\eta_1} ; \\ \eta_1 &= x_1/a ; \quad \eta_2 = x_2/a . \end{aligned} \quad (162)$$

Evoluția în spațiu și timp a tensiunilor de contact

Tensiunile de contact variază pe măsură ce normala, dusă din punctul în care se urmărește evoluția tensiunilor la suprafața de rulare, se apropie de $-$, se suprapune cu $-$, sau se îndepărtează de verticala contactului. Fie circumferința roții, punctul M în care se urmărește evoluția tensiunilor de contact și un punct arbitrar de pe cercul de rulare, A ;

(fig.65.a). Pozițiile succesive ale contactului roții cu șină vor fi A, A', A'', A''', etc. Ordinea de intrare a punctelor de pe cercul de rulare în pata de contact este de la A la A''' (fig.65.b). Dacă considerăm că în A este originea sistemului de coordonate mobil Ox_1x_2 legat de șină, care se deplasează cu viteza V de deplasare a vehiculului de la A spre A''', atunci punctul M din materialul roții va ocupa o poziție variabilă față de punctul momentan de contact, caracterizată de coordonatele

$$x_1 = \text{const} \quad (163)$$

$$x_2 = x_{20} - V \cdot t = x_2(t);$$

în care $x_{20} > 0$ este depărtarea normalei punctului M de la verticala contactului la momentul inițial, $t = 0$ (fig.65.c).

Datorită acestui fapt, la integrarea diferențialelor de tensiune $d\sigma_r$ trebuie să se țină cont de faptul că unghiurile φ_1 și φ_2 vor depinde de apropierea normalei punctului considerat de normala contactului:

$$\begin{aligned} \varphi_1(t) &= \arctg \frac{x_{20} - Vt + a}{x_1} = \arctg \frac{\eta_{20} + 1 - \bar{s}}{\eta_1} \\ \varphi_2(t) &= \arctg \frac{x_{20} - Vt - a}{x_1} = \arctg \frac{\eta_{20} - 1 - \bar{s}}{\eta_1}; \quad (164) \end{aligned}$$

aici $\eta_{20} = x_{20}/a$ și $\bar{s} = V \cdot t/a$.

Avînd aceste elemente determinate, se pot calcula tensiunile de contact în diferite puncte, obținîndu-se evoluția acestor tensiuni în funcție de spațiu și timp (fig.66, fig.67, fig.68).

Din aceste figuri se poate vedea că cea mai mare valoare o are tensiunea σ_{11} , dar că efectul ei este resimțit practic numai în stricta apropiere de verticala contactului; într-un interval de $\max \pm 1,5a$.

Evoluția acestei tensiuni este relativ puțin influențată de prezența forței tangențiale la periferia roții. (Diagramele s-au ridicat pentru un punct situat la adîncimea de $0,2a$, adică la o adîncime care este egală cu 20 % din semiaxa elipsei de contact după axa căii. În cazul unei valori concrete de 5 mm a semiaxei petei de contact, aceasta corespunde cu o adîncime de 1 mm).

Tensiunea σ_{22} care acționează paralel cu tangenta la suprafața de rulare nu atinge valori așa mari ca tensiunea după normala la suprafața de rulare, în schimb efectul ei se resimte la o depărtare mult mai mare de la verticala contactului, într-un interval de $\pm 4a$ dacă nu este prezentă forța tangențială la periferia roții. Dacă este prezentă și forța tangențială, atunci creșterea lui σ_{22} prevestește apropierea verticalei contactului deja de la o distanță de $7a \dots 9a$, în funcție de valoarea forței tangențiale. Altiura variației acestei tensiuni este influențată de valoarea forței tangențiale la periferia roții, T ; cu cât aceasta este mai mare, maximul tensiunii σ_{22} se înregistrează cu atât mai mult în avans față de momentul trecerii prin verticala contactului, iar după depășirea momentului contactului, tensiunea trece prin zero și devine negativă. (fig.67, fig.68).

Tensiunea tangențială σ_{12} care acționează paralel cu fețele elementului de volum, paralele cu, sau perpendiculare pe suprafața de rulare. Ea își atinge valorile extreme la intrarea în, respectiv ieșirea din pata de contact. Este puternic influențată de prezența forței tangențiale la periferia roții: altiura antisimetrică față de verticala contactului degenerază la apariția forței tangențiale, schimbarea de semn nu mai are loc în momentul trecerii prin verticala contactului, ci după trecerea prin aceasta. Maximul acestei tensiuni este cu atât mai mare cu cât T este mai mare.

2.5.5.4. Calculul tensiunilor de contact. Distribuția circulară

Deoarece ipoteza distribuirii presiunii datorate de forța normală N uniform pe toată pata de contact este o aproximație destul de mare, vom căuta o aproximație mai bună, mai aproape de distribuția eliptică $p = p_0 \sqrt{1 - x^2/a^2}$, fără să pierdem avantajul simplității formulei de calcul deduse pentru cazul forței verticale uniform distribuite pe pata de contact. Forța tangențială T la periferia roții se consideră pe mai departe uniform distribuită pe suprafața întregă a petei de contact. În acest sens, epura presiunii de contact $p(x_2) = p_0 \sqrt{1 - x^2/a^2}$ se împarte în trei fișii (fig.69)

considerînd că presiunea de contact hertziană $p(x_2)$ este rezultatul suprapunerii a trei presiuni de contact hertziene p_k , $k = 1, 2, 3$, egale, $p_k = p_0/3$. Se mai consideră că aceste tensiuni parțiale nu acționează pe toată pata de contact, ci doar în anumite zone. Zonele în care acționează acestea sînt caracterizate de semi-axa a (pentru p_1), de $a' = 0,800a$ (pentru p_2) și de $a'' = 0,576a$ (pentru p_3).

Astfel, tensiunile după cele trei direcții vor fi suprapunerea tensiunilor în cele trei situații parțiale p_k :

$$\sigma_{ij} = \sum_{k=1}^3 (\sigma_{ij})_k \quad (165)$$

Scriind acest lucru dezvoltat, se obține :

$$\begin{aligned} \sigma_{11} &= \frac{-1}{\pi} \left\{ p_1 [A_1 + B_1] + p_2 [A_2 + B_2] + p_3 [A_3 + B_3] + p' C_1 \right\} \\ \sigma_{22} &= \frac{-1}{\pi} \left\{ p_1 [A_1 - B_1] + p_2 [A_2 - B_2] + p_3 [A_3 - B_3] - p' (C_1 + D_1) \right\} \\ \sigma_{12} &= \frac{-1}{\pi} \left\{ p_1 C_1 + p_2 C_2 + p_3 C_3 + p' (A_1 - B_1) \right\} \quad (166) \end{aligned}$$

Împărțind aceste expresii cu presiunea de contact hertziană maximă, p_0 în cazul încărcării circulare, rezultate din contactul a doi cilindri, $p_0 = N/(\sqrt{r} \cdot a \cdot b)$, [127], se obțin tensiunile adimensionale după cele trei direcții:

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}_{11}/p_0 &= \frac{-1}{\pi} \left\{ \sum_{k=1}^3 \frac{p_k}{p_0} [A_k + B_k] + \frac{p'}{p_0} C_1 \right\} \\ \bar{\sigma}_{22}/p_0 &= \frac{-1}{\pi} \left\{ \sum_{k=1}^3 \frac{p_k}{p_0} [A_k - B_k] - \frac{p'}{p_0} (C_1 + D_1) \right\} \quad (167) \\ \bar{\sigma}_{12}/p_0 &= \frac{-1}{\pi} \left\{ \sum_{k=1}^3 \frac{p_k}{p_0} C_k + \frac{p'}{p_0} (A_1 - B_1) \right\} \end{aligned}$$

Ținînd cont de faptul că $p_k = p_0/3$, $k=1, 2, 3$, și că $p' = T/4ab$, aceste relații se mai pot scrie

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}_{11} &= \frac{-1}{3\pi} \left\{ \sum_{k=1}^3 [A_k + B_k] + \mu'' C_1 \right\} \\ \bar{\sigma}_{22} &= \frac{-1}{3\pi} \left\{ \sum_{k=1}^3 [A_k - B_k] - \mu'' (C_1 + D_1) \right\} \quad (168) \\ \bar{\sigma}_{12} &= \frac{-1}{3\pi} \left\{ \sum_{k=1}^3 C_k + \mu'' (A_1 - B_1) \right\} \end{aligned}$$

unde

$$A_k = \varphi_{2k} - \varphi_{1k} \quad ; \quad k = 1, 2, 3$$

$$B_k = \frac{1}{2} (\sin 2\varphi_{2k} - \sin 2\varphi_{1k}) \quad ;$$

$$C_k = \sin^2 \varphi_{2k} - \sin^2 \varphi_{1k} \quad ; \quad (169)$$

$$D_k = 2 \ln \frac{|\cos \varphi_{2k}|}{|\cos \varphi_{1k}|} \quad ;$$

$$\varphi_{11} = \operatorname{arctg} \frac{\eta_{20} + 1 - \bar{s}}{\eta_{11}} \quad ; \quad \varphi_{21} = \operatorname{arctg} \frac{\eta_{20} - \bar{s} - 1}{\eta_{11}} \quad ;$$

$$\varphi_{12} = \operatorname{arctg} \frac{1,250(\eta_{20} - \bar{s}) + 1}{1,250 \eta_{11}} \quad ; \quad \varphi_{22} = \operatorname{arctg} \frac{1,250(\eta_{20} - \bar{s}) - 1}{1,250 \eta_{11}} \quad ;$$

$$\varphi_{13} = \operatorname{arctg} \frac{1,735(\eta_{20} - \bar{s}) + 1}{1,735 \eta_{11}} \quad ; \quad \varphi_{23} = \operatorname{arctg} \frac{1,735(\eta_{20} - \bar{s}) - 1}{1,735 \eta_{11}} \quad ;$$

$$\eta_{20} = x_{20}/a \quad ; \quad \eta_{11} = x_1/a \quad ; \quad \bar{s} = vt/a$$

$$\mu'' = \frac{3\bar{E}}{4} \cdot \frac{p'}{p} = \frac{3\bar{E}}{4} \cdot \frac{T}{N} \quad ; \quad p = \frac{N}{4ab}$$

În fig.70 s-a reprezentat variația tensiunilor $\bar{\sigma}_{11}$ și $\bar{\sigma}_{22}$ la diferite adâncimi sub pata de contact, în absența forței tangențiale la periferia roții. Cu linie continuă s-a reprezentat tensiunile calculate conform relațiilor din cap.

2.5.5.3 În ipoteza distribuției constante a presiunii herziene pe suprafața petei de contact. Cu linie întreruptă s-au reprezentat tensiunile respective citite din fig.17 pag.128 al /127/. Cu semnul "+" s-au reprezentat tensiunile calculate cu relațiile de mai sus, considerînd distribuția presiunii în trepte, cu care pînă la adîncimea $\eta_0 = 2$ concordanța cu /127/ este foarte bună.

2.5.5.2. Expresia tensiunilor principale

Tensiunile principale după direcțiile după care tensiunile tangențiale sînt nule se calculează cu relațiile :

$$\bar{\sigma}_{1,2} = \frac{\bar{\sigma}_{11} + \bar{\sigma}_{22}}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\bar{\sigma}_{11} - \bar{\sigma}_{22})^2 + 4\bar{\sigma}_{12}^2} ; \quad (170)$$

iar tensiunea tangențială maximă se calculează cu

$$\bar{\sigma}_{3 \max} = \pm \frac{\bar{\sigma}_1 - \bar{\sigma}_2}{2} = \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\bar{\sigma}_{11} - \bar{\sigma}_{22})^2 + 4\bar{\sigma}_{12}^2} . \quad (171)$$

În fig.70 s-a reprezentat variația tensiunii tangențiale maxime sub pata de contact, după normala dusă în centrul de simetrie, în situația în care forța tangențială la periferia roții este egală cu zero. Se observă că, față de variațiile date de relațiile la baza cărora stă ipoteza distribuției constante a presiunii de contact, variația tensiunii tangențiale maxime concordă foarte bine cu variația dată în /127/ pentru o distribuție circulară a presiunii de contact din cazul contactului a doi cilindri. Concordanța este bună până la o adâncime de circa $\eta_1 = 2$, după care rezultatele calculate se apropie mai mult de cele calculate cu relațiile din cap.2.5.5.3 în ipoteza presiunii de contact constante. Cum analiza noastră ulterioară se va concentra mai ales pe domeniul $\eta_1 = 0 \div 2$, considerăm acest rezultat ca satisfăcător. În ceea ce privește valoarea maximum maximorum a tensiunii tangențiale maxime, ea apare la o adâncime de circa 0,77.a (față de 0,78.a din /127/) și are valoarea de 0,3104 din valoarea presiunii maxime de contact p_0 .

2.6. Durabilitatea rotilor

2.6.1. Uzarea naturală

Prin uzarea naturală se înțelege aici uzarea provocată mai ales de abraziune, aderență și reacții tribochimice. /98/

În această analiză se va neglija efectul tribochimic și se vor deduce relații de calcul al intensității de uzare ținând cont numai de primele două tipuri de uzare.

În privința tipurilor de uzură și a explicării procesului care le-a produs, nu există un acord unanim, /103/. În general sînt acceptate următoarele patru tipuri fundamentale de uzură: uzura de aderență, de abraziune, de oboseală și de coroziune; în practică, aceste tipuri sînt întîlnite separat doar în situații speciale. Cercetătorii sovietici HRUSCIOV, BABICEV și KROSTETKI, precum și unii cercetători români citați de /103/ sînt de părere că fenomenele mecanice, comparativ cu cele fizice sau chimice, sînt acelea care contribuie cu ponderea cea mai mare la uzarea rapidă a suprafețelor, iar tipul caracteristic acestei clase de fenomene este uzura abrazivă.

Uzura de aderență este provocată de sudarea și ruperea punților de sudură între microzonele de contact și se caracterizează printr-un coeficient de frecare ridicat și de o valoare de asemenea mare a intensității de uzare.

Uzura de abraziune este provocată de prezența particulelor dure între suprafețele de contact sau de asperitățile mai dure ale uneia dintre suprafețele de contact. Este ușor de recunoscut prin urmele disperse sau orientate de microașchieri; ea accelerează uzarea prin coroziune.

2.6.1.1. Uzarea pe suprafața de rulare

Pentru determinarea intensității de uzare se pornește de la expresia volumului de material uzat, care, formal, conduce la același tip de relație a intensității de uzare /103/ de aderență și de abraziune. Volumul de material uzat poate fi corelat de aria reală de contact A_r între roată și șină (suma microsuprafețelor de contact ale asperităților; prin aceasta se transmite de fapt sarcina pe roată) și

de distanța de frecare L_f

$$V_u = K A_r L_f \quad (172)$$

K fiind un coeficient de uzură.

Cum din definiția durezza Brinell (HB = forța aplicată / aria amprentei) se poate scrie

$$A_r = N / HB \quad (173)$$

se obține

$$V_u = K N L_f / HB \quad (174)$$

unde N este sarcina pe roată,

HB este duritatea Brinell a materialului roții.

Intensitatea de uzare se poate defini ca fiind raportul dintre volumul uzat și lungimea de frecare pe care acesta a apărut:

$$I = V_u / L_f = K N / HB \quad (175)$$

Această relație este identică cu relația propusă de ARCHARD în 1953 /103/, /104/.

Relația consideră asperități de formă de calotă sferică, contact integral plastic, grosimea particulei de uzură proporțională cu raza joncțiunii, volumul particulei proporțional cu puterea a treia a acesteia, distanța în care se produce evenimentul este proporțional cu raza joncțiunii, iar uzura este legată de aria totală reală de contact.

Dacă presiunea medie pe suprafața nominală de contact se exprimă ca fiind raportul dintre sarcina pe roată și aria nominală de contact (definită de geometria de contur a peții de contact)

$$p_m = N / A_n \quad (176)$$

atunci intensitatea uzării exprimată în grosimea stratului uzat raportată la drumul de frecare pe care acesta s-a produs, este

$$I = h/L_f = K p_m / HB \quad (177)$$

Deoarece între duritatea materialului și limita la curgere a materialului, σ_c , se poate scrie relația aproximativă $\sigma_c \approx HB/3$, relația de mai sus se poate scrie și sub forma:

$$I = h/L_f = K p_m / (3 \cdot \sigma_c) = K_c \cdot p_m \quad (178)$$

Cele două forme de exprimare a intensității de uzare sînt însă strict valabile numai pînă la valoarea presiunii medii p_m egale cu cca 1/3 din duritatea materialului, adică pînă la limita de curgere, după care se instalează uzarea severă, caracterizată de coeficienți de uzare adezivă K_c foarte mari (BARWELL în /104/, /199/). Intr-o formulare mai generală se poate scrie:

$$K_c = K_c(p_m) = h/(p_m \cdot L_f) \quad /cm^2 \text{ pe daN/} ; \quad (179)$$

unde $K_c = K_{co} = \text{const}$, pentru $p_m \leq HB/3$

$$K_c = K_{co} + K_{c1} \cdot p_m + K_{c2} \cdot p_m^2, \text{ pentru } p_m > HB/3 .$$

Ordinul de mărime a coeficientului uzării adezive K_{co} este de $2 \cdot 10^{-11} \text{ cm}^2/\text{daN}$, dedusă din diagrama lui BARWELL /104/. In experiența lui BEAGLEY /99/ se relatează o diagramă asemănătoare, pe care se observă un salt (o tranziție) de la uzarea blîndă la uzarea severă în jurul presiunii maxime de contact egale aproximativ cu $HB/3$.

In ceea ce privește uzarea abrazivă, mulți autori apreciază că teoria uzării abrazive este relativ simplă, dar aplicarea ei nu este în totdeauna sigură deoarece uzarea de abraziune este la rîndul ei un fenomen complex; condiția necesară apariției uzurii abrazive este diferența de duritate între materialul roții și al șinei.

Admițînd o particulă abrazivă de formă conică, se ajunge după FAVELSCU /104/ la o relație similară cu cea de la uzarea adezivă,

$$I = h/L_f = K' p_m / HB \quad (180)$$

Valoarea lui K' este însă mai mare ca la uzarea prin adeziune.

Pentru deducerea relațiilor de uzare a materialului de pe suprafața de rulare, se fac următoarele ipoteze simplificatoare:

Materialul roții într-un punct aflat pe cercul de rulare vine în contact cu șina la fiecare rotație a roții. In momentul contactului, sarcina pe roată N , normală pe suprafața profilului roții și pseudoalunecarea γ , datorate respec-

tiv oscilațiilor verticale și laterale, sînt mărimi aleatoare, statistice. Perechea de valori $N - \mathcal{V}$ este definită atunci statistic, cunoscînd densitățile de distribuție, abaterile standard și valorile medii ale acestor mărimi pe ansamblul fenomenului. Distribuția parametrilor de stare sarcină pe roată și pseudoalunecare este definită de funcția densității de probabilitate bidimensionale $p(N, \mathcal{V}) = p(Q_0/2, \mathcal{V})$, unde Q_0 este sarcina pe osie. Dacă se consideră că oscilațiile verticale sînt statistic independente de cele laterale, atunci se poate scrie

$$p(Q_0/2, \mathcal{V}) = p(Q_0/2) \cdot p(\mathcal{V}) \quad ; \quad (181)$$

[35, 129, 130, 131, 132/, unde

$p(Q_0/2)$ este funcția de densitate de probabilitate a sarcinii pe roată, considerată ca fiind distribuită după legea normală (exponențială), cu media $\mu_{Q_0/2}$ și abaterea standard $d_{Q_0/2}$;

$p(\mathcal{V})$ este funcția de densitate de probabilitate a pseudoalunecării totale $\mathcal{V} = (\mathcal{V}_{xol}^2 + \mathcal{V}_{ul}^2)^{1/2}$, considerată și aceasta ca fiind distribuită după legea normală, cu media $\mu_{\mathcal{V}}$ și abaterea standard $d_{\mathcal{V}}$; \mathcal{V}_{xol} și \mathcal{V}_{ul} fiind pseudoalunecările definite în capitolul nr.2.5.2.

Volumul de material uzat la o singură trecere a punctului considerat prin pata de contact se obține din (174) pentru lungimea de alunecare $\zeta = \mathcal{V}$. a ce se produce la traversarea ptei de contact de către punctul considerat, și este:

$$V_{ul} = K/HB \cdot N a \cdot \mathcal{V} \quad , \quad (182)$$

unde primul factor este constant, cel de al doilea ține cont de oscilațiile verticale, în timp ce al treilea exprimă influența oscilațiilor laterale ale osiei montate.

Înălțimea stratului de material uzat de pe suprafața rotii, în punctul considerat de pe cercul de rulare, la o singură trecere a punctului considerat prin pata de contact (adică, aici, la o singură rotație a osiei montate), este

$$h_1 = K/HB \cdot p_m a \cdot \mathcal{V} \quad . \quad (183)$$

Dacă pe un parcurs P efectuat de vehicul se efectuează $n = P/(2\pi r_0)$ contacte ale punctului considerat cu șina, (ordinul de mărime al lui n pentru roți uzuale și pentru un parcurs de 10.000 km este $3 \cdot 10^6$), grosimea stratului uzat va fi:

$$h = \sum_1^n h_1 = \sum_1^n \frac{1}{2\pi \cdot \#8} \left(\kappa \cdot \frac{Q_0}{b} \right) \nu ; \quad (184)$$

unde s-a ținut cont de faptul că $p_m = \frac{3}{2} Q_0 / (\pi ab)$; a și b fiind semiaxele elipsei de contact.

Luând în considerare că Q_0 și ν sînt aleatoare și acceptînd repartiții normale pentru ele, ansamblul (Q_0, ν) va fi aleator, cu o distribuție caracterizată de funcția densității de probabilitate, care conform definiției este

$$p(Q_0, \nu) = \lim_{n \rightarrow \infty} \lim_{\Delta \nu \rightarrow 0} \lim_{\Delta Q_0 \rightarrow 0} \left(\frac{1}{n} \cdot \frac{r_{ij}}{\Delta \nu \cdot \Delta Q_0} \right); \quad (185)$$

unde r_{ij} este frecvența absolută a apariției situației în care $\nu \in (\nu, \nu + \Delta \nu)$ și $Q_0 \in (Q_0, Q_0 + \Delta Q_0)$, cele două creșteri finite sînt lățimile intervalelor din histograma în care s-au înregistrat evenimentele. Expresia din paranteză se poate nota cu p_{ij} și, reprezintă valoarea funcției densității de probabilitate în domeniul ij , delimitat de $(\nu, \nu + \Delta \nu)$ și $(Q_0, Q_0 + \Delta Q_0)$. În acest domeniu grosimea materialului uzat la o singură trecere se notează cu h_{ij} .

Grosimea totală a materialului uzat pe parcursul P va fi atunci dată de însumarea grosimilor de uzare din fiecare contact separat, ținînd cont și de frecvența de apariție a combinațiilor de valori Q_0 și ν , în felul următor:

$$h = \sum_{i=1}^{m_\nu} \sum_{j=1}^{m_{Q_0}} r_{ij} \cdot h_{ij} = \frac{1}{2\pi \cdot \#8} \sum_{i=1}^{m_\nu} \sum_{j=1}^{m_{Q_0}} r_{ij} \cdot \left(\kappa \cdot \frac{Q_0}{b} \right) \cdot \nu_i ; \quad (186)$$

unde m_ν și m_{Q_0} sînt numere care reprezintă numărul claselor după ν și Q_0 în histograma bidimensională $Q_0 - \nu$.

Dar, deoarece $r_{ij} = p_{ij}(Q_0, \nu) \cdot n \cdot \Delta \nu \cdot \Delta Q_0$, expresia lui h

se mai scrie

$$h = \frac{1}{2\pi \cdot \pi B} \sum_{i=1}^{m_y} \sum_{j=1}^{m_{Q_0}} p_{ij}(Q_0, \nu) \cdot n \cdot \Delta\nu \cdot \Delta Q_0 \cdot \left(\kappa \frac{Q_0}{b}\right) \cdot \nu_i =$$

$$= \frac{P}{(2\pi)^2 r_0 \cdot \pi B} \sum_{i=1}^{m_y} \sum_{j=1}^{m_{Q_0}} \left(\kappa \frac{Q_0}{b}\right) \cdot \nu_i \cdot p_{ij}(Q_0, \nu) \Delta\nu \cdot \Delta Q_0. \quad (187)$$

Sau, trecînd la repartiția continuă,

$$h = \frac{P}{(2\pi)^2 r_0 \cdot \pi B} \cdot \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \left(\kappa \frac{Q_0}{b}\right) \cdot \nu \cdot p(Q_0, \nu) d\nu dQ_0. \quad (188)$$

Dacă se consideră că oscilațiile verticale și cele laterale sînt independente statistic, atunci se poate scrie :

$$h = \frac{P}{(2\pi)^2 r_0 \cdot \pi B} \int_{-\infty}^{\infty} \nu p(\nu) d\nu \int_{-\infty}^{\infty} \kappa \frac{Q_0}{b} p(Q_0) dQ_0 = \frac{P}{(2\pi)^2 r_0 \cdot \pi B} \cdot I_\nu \cdot I_{Q_0}. \quad (189)$$

În realitate, pseudoalunecarea ν constă din componentele longitudinală și laterală, care nu sînt independente între ele, ci sînt corelate între ele, fapt care este caracterizat de coeficientul de corelație $\rho_{\nu_{x01}, \nu_{y01}}$, care în general nu este egal cu zero.

Deci, pentru a calcula grosimea stratului de material uzat de pe suprafața de rulare a roții, este nevoie de a se calcula corelația dintre pseudoalunecări, și cele două integrale.

a. Corelația dintre pseudoalunecări

Valoarea funcției normalize de covarianță mixtă $\rho_{xu}(\tau)$ pentru decalajul în timp $\tau = 0$ se numește coeficient de corelație a proceselor aleatoare ale celor două pseudoalunecări, ν_{x01} și ν_{y01} , pentru primul dintre acestea stînd indicele x , iar pentru al doilea indicele u .

Coeficientul de corelație este o măsura a dependenței statis-

tice a valorilor simultane a celor două mărimi analizate.
/129-132/

Cuprins între valorile -1 și 1, coeficientul de corelație $\rho_{xu}(0)$, care se va nota în continuare prescurtat ρ_{xu} , arată cu ce precizie una dintre pseudoalunecări poate fi exprimată liniar în funcție de cealaltă. Cele două pseudoalunecări sînt necorelate dacă coeficientul lor de corelație este egal cu zero. Cu cît este mai mare valoarea absolută a coeficientului de corelație, cu atît mai mare este precizia cu care una dintre pseudoalunecări poate fi exprimată în funcție de cealaltă.

Pentru a determina coeficientul de corelație a pseudoalunecărilor, se pornește de la relația de definiție /60, 129, 132/

$$\rho_{xu} = \rho_{xu}(0) = \frac{C_{xu}(0)}{d_x d_u} = \frac{R_{xu}(0) - \mu_x \mu_u}{d_x d_u} ; \quad (190)$$

unde R este funcția de intercorelație a celor două marimi, pentru care se pot scrie relațiile

$$R_{xu}(\tau) = \int_0^{\infty} P_{xu}(f) \cos 2\pi f \tau df + \int_0^{\infty} Q_{xu}(f) \sin 2\pi f \tau df ; \quad (191)$$

și

$$G_{xu}(f) = P_{xu}(f) - i Q_{xu}(f) ; \quad (192)$$

este densitatea inter-spectrală unilaterală de putere a celor două mărimi.

De asemenea, se poate scrie conform definiției:

$$\begin{aligned} \mu_x &= \left(\lim_{\tau \rightarrow \infty} R_x(\tau) \right)^{1/2} ; \\ \mu_u &= \left(\lim_{\tau \rightarrow \infty} R_u(\tau) \right)^{1/2} ; \end{aligned} \quad (193)$$

unde R_x și R_u sînt funcțiile de autocorelație ale celor două. SA, care se pot determina din densitățile spectrale respective de putere, la fel ca și dispersiile, respectiv abaterile standard:

$$R_x(\tau) = \int_0^{\infty} G_x(f) \cdot \cos 2\pi f \tau \cdot df \quad (194)$$

$$R_u(\tau) = \int_0^{\infty} G_u(f) \cdot \cos 2\pi f \tau \cdot df$$

$$d_x^2 = R_x(0) = \int_0^{\infty} G_x(f) df \quad (195)$$

$$d_u^2 = R_u(0) = \int_0^{\infty} G_u(f) df .$$

Deci este nevoie de determinarea celor trei densități spectrale de putere G_x , G_u , G_{xu} . Conform definiției, acestea sînt:

$$\begin{aligned} G_x(f) &= \frac{2}{N \cdot \Delta t} \cdot F_x^*(f) \cdot F_x(f) ; \\ G_u(f) &= \frac{2}{N \cdot \Delta t} \cdot F_u^*(f) \cdot F_u(f) ; \\ G_{xu}(f) &= \frac{2}{N \cdot \Delta t} \cdot F_x^*(f) \cdot F_u(f) ; \end{aligned} \quad (196)$$

unde F_x și F_u sînt transformatele FOURIER discrete ale pseudo-alunecărilor y_{x01} și y_{u1} ;

$$F_x(f) = \Delta t \cdot \sum_{n=1}^N y_{x01}(t) e^{-i2\pi f t} \quad (197)$$

$$F_u(f) = \Delta t \cdot \sum_{n=1}^N y_{u1}(t) e^{-i2\pi f t}$$

F_x^* și F_u^* sînt complex-conjugatele ale celor de mai sus
 $N \cdot \Delta t$ este lungimea (durata) intervalului de timp analizat, care furnizează transformatele FOURIER, con-

stînd din N eșantioane din semnalele respective $(y_{x01}, \text{ resp. } y_{u1})$ luate la fiecare Δt secunde. Pentru a calcula transformatele FOURIER F_x și F_u , se pornește mai întîi de la expresiile PA ale osiei montate deduse în cap. 2.5.2., pe baza cărora se scrie

$$\begin{bmatrix} x \\ u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_{x01} \\ y_{u1} \end{bmatrix} = \underline{L} \cdot \underline{\dot{Y}} + \underline{N} \cdot \underline{Y} + \underline{P} \cdot \underline{\dot{U}} + \underline{R} \cdot \underline{U} ; \quad (198)$$

unde

$$\underline{Y} = \begin{bmatrix} y \\ \theta \end{bmatrix} ; \quad \text{și} \quad \underline{U} = \begin{bmatrix} T \\ 2E \end{bmatrix} ; \quad (199)$$

și \underline{L} , \underline{N} , \underline{P} , \underline{R} sînt matrici (2x2) care se pot extrage din ecuațiile finale ale pseudoalunecărilor. În continuare se aplică transformata FOURIER, prin care se definește funcția de răspuns în frecvență \underline{H}_{UY} (2x2)

$$\underline{\mathcal{F}}(\underline{Y}) = \underline{H}_{UY} \cdot \underline{\mathcal{F}}(\underline{U}) \quad (201)$$

De aici, conform definiției, densitatea interspectrală de putere a celor două pseudoalunecări, în analiza discretă în timp, cînd semnalul de durată $N \cdot \Delta t$ secunde este eșantionat la fiecare Δt secunde, obținem

$$\underline{G}_{UV} = \frac{2}{N \cdot \Delta t} \cdot \underline{\mathcal{F}}^* \begin{bmatrix} x \\ u \end{bmatrix} \cdot \underline{\mathcal{F}} \begin{bmatrix} x \\ u \end{bmatrix}^T = \underline{H}_{UY}^* \cdot \underline{G}_{uu} \cdot \underline{H}_{UY}^T. \quad (205)$$

În această expresie,

$$\underline{H}_{UY} = (i2\pi f \underline{L} + \underline{N}) \cdot \underline{H}_{UY} + (i2\pi f \underline{P} + \underline{R}) \quad (206)$$

este matricea funcțiilor de răspuns în frecvență a PA la excitațiile căii, iar

$$\underline{H}_{UY} = \underline{D}^{-1} \cdot \underline{D}_E$$

cu

$$\begin{aligned} \underline{D} &= \left[-(2\pi f)^2 \underline{M} + \underline{K} \right] + i \cdot 2\pi f \cdot \underline{C} \\ \underline{D}_E &= \left[-(2\pi f)^2 \underline{M}_E + \underline{K}_E \right] + i \cdot 2\pi f \cdot \underline{C}_E ; \end{aligned} \quad (207)$$

este matricea funcțiilor de răspuns în frecvență a gradelor de libertate ale modelului la excitațiile căii, și matricile care intervin în expresia ei sînt matricile de inerție, de amortizare și de rigiditate din ecuația de mișcare.

Matricea DSP a excitației, \underline{G}_{uv} , este:

$$\begin{aligned} \underline{G}_{uu} &= \frac{2}{N\Delta t} \cdot \underline{F}^*(\underline{u}) \cdot \underline{F}(\underline{u}^T) = \\ &= \frac{2}{N\Delta t} \begin{bmatrix} \underline{F}^*(T) & \underline{F}(T) \\ \underline{F}^*(2E) & \underline{F}(2E) \end{bmatrix}^T = \frac{2}{N\Delta t} \begin{bmatrix} \underline{F}^*(T) \cdot \underline{F}(T) & \underline{F}^*(T) \cdot \underline{F}(2E) \\ \underline{F}^*(2E) \cdot \underline{F}(T) & \underline{F}^*(2E) \cdot \underline{F}(2E) \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} G_{TT} & G_{T2E} \\ G_{2ET} & G_{2E2E} \end{bmatrix} \quad ; \quad (208) \end{aligned}$$

în care G_{TT} și G_{2E2E} sînt DSP ale celor două excitații luate independent.

Luînd în considerare că excitațiile T și 2E sînt caracterizate de funcții de coerență $\gamma_{T2E}^2 < 0,2$ la frecvențele joase, și în rest $\gamma_{T2E}^2 < 0,1$, /117/, indicînd faptul că cele două excitații sînt practic independente din punct de vedere statistic, se poate scrie

$$\begin{aligned} |G_{T2E}(f)|^2 &= \gamma_{T2E}^2(f) \cdot G_{TT}(f) \cdot G_{2E2E}(f) \approx 0 \\ |G_{2ET}(f)|^2 &= \gamma_{2ET}^2(f) \cdot G_{2E2E}(f) \cdot G_{TT}(f) \approx 0. \end{aligned} \quad (209)$$

Astfel

$$\underline{G}_{uv} \approx \begin{bmatrix} G_{TT} & 0 \\ 0 & G_{2E2E} \end{bmatrix}$$

și G_{TT} și G_{2E2E} sînt cunoscute ca expresie din cap.2.2. Fără a afecta generalitatea concluziilor, neglijăm neregularitatea 2E (abaterea ecartamentului de la valoarea nominală) a căii. În acest fel, din matricile ce definesc pe \underline{G}_{uv} se vor

lua in considerare numai cele care se hașurează mai jos:

$$\underline{G}_{UV} = \begin{bmatrix} G_x & G_{xu} \\ G_{ux} & G_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{xT}^* & \\ & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} G_{TT}(f) & \\ & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_{UT}^T \\ & \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{xT}^* \\ H_{UT}^* \end{bmatrix} \cdot G_{TT}(f) \cdot \begin{bmatrix} H_{xT}^T \\ H_{UT}^T \end{bmatrix}; \quad (211)$$

unde

$$\begin{bmatrix} H_{xT}^* \\ H_{UT}^* \end{bmatrix} = (i \cdot 2\pi f \cdot \underline{L} + \underline{N}) \cdot \begin{bmatrix} H_{yT} \\ H_{\theta T} \end{bmatrix} + i \cdot 2\pi f \cdot \underline{P}' + \underline{R}'. \quad (212)$$

\underline{P}' și \underline{R}' reprezentînd coloanele nr.1 ale matricilor \underline{P} și \underline{R} .
In final am ajuns la expresiile densităților spectrale de putere cautate:

$$\begin{aligned} G_x(f) &= H_{xT}^*(if) \cdot H_{xT}(if) \cdot G_{TT}(f) \\ G_u(f) &= H_{UT}^*(if) \cdot H_{UT}(if) \cdot G_{TT}(f) \\ G_{xu}(f) &= H_{xT}^*(if) \cdot H_{UT}(if) \cdot G_{TT}(f) \end{aligned} \quad (213)$$

Pentru o osie montată izolată, cu $m = 1450$ kg și $\lambda = 1,58$, considerînd coeficienții Walker $f_{23} = f_{33} = 0$ și $f_{11} = f_{22} = 1,9 \cdot 10^7$, viteza critică a modelului fiind la 61,2 m/s, variația coeficientului de corelație $\rho_{xu} = \rho_{xu}(0) = \rho_{ux}(0)$ este reprezentat în fig.71. Se vede că ρ_{yu} variază între -0,5 și 0,6 în domeniul de viteză analizat și că în jurul vitezei de 45 m/s $\rho_{xu} = 0$, adică la această viteză cele două pseudoalunecări nu se pot surprinde una față de cealaltă printr-o relație liniară. Ele nu sînt corelate la această viteză. In restul domeniului de viteze analizat, între cele două pseudoalunecări există o dependență.

Tot în fig.71 s-au reprezentat și coeficienții de corelație dintre forțele de pseudoalunecare F_{x01} și F_{u1} pentru osia montată amintită, care se suprapune, în cazul de față, cu ρ_{xu} . De asemenea, cu linie întreruptă s-au reprezentat și

coeficienții de corelație dintre forțele de pseudoalunecare și cota e a punctului momentan al contactului pe profilul bandajului față de mijlocul osicii montate, $\rho_{eu}(o)$ și $\rho_{ex}(o)$. Se vede că pe cînd dependența statică dintre e și F_{ul} este mai mică, e și F_{xol} depind foarte puternic unul de altul.

În cazul modelului boghiului Minden Deutz descris în cap.2.1, relațiile de calcul ale coeficienților de corelație între diferitele mărimi se deduc în mod asemănător.

b) Calculul interzelei I_y

Această expresie este de fapt valoarea medie temporală v_{med} a pseudoalunecării rezultante $v = (v_{xol}^2 + v_{ul}^2)^{1/2}$. Ea se poate calcula generînd două șiruri de valori aleatoare v_{xol} și v_{ul} , cu distribuția normală $N(\mu_{v_{xol}}, d_{v_{xol}})$ și $N(\mu_{v_{ul}}, d_{v_{ul}})$, corelate între ele, cu coeficientul de corelație $\rho_{v_{xol} \cdot v_{ul}}$ în general diferit de zero. Se calculează apoi valoarea lui v la fiecare pereche de valori generată, iar după M astfel de perechi de valori calculate se poate face estimarea următoare privind media și dispersia pseudoalunecării rezultante:

$$\begin{aligned} \mu_v &\approx v_{med} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^M v_i \\ d_v^2 &\approx \frac{1}{M-1} \sum_{i=1}^M (v_i - \mu_v)^2 \end{aligned} \quad (214)$$

Pentru generarea celor două șiruri de variabile aleatoare corelate între ele se folosește algoritmul următor, /133/, pag.60:

- se generează șirul aleator v_{xol} , cu repartiția dată;
- pentru fiecare realizare $v_{xol.q}$ a acestui șir se calculează

$$v_{ul.q} = \left(d_{v_{ul}}^2 + d_{v_{xol}}^2 + 2\rho_{v_{xol} \cdot v_{ul}} d_{v_{xol}} d_{v_{ul}} \right)^{1/2} \cdot V' + \mu_{v_{ul}} + \mu_{v_{xol}} - v_{xol.q} \quad (215)$$

- *) cu ajutorul variabilei aleatoare V' cu repartizarea $N(0,1)$
- pentru fiecare realizare $v_{xol.q}$ se calculează valoarea pseudoalunecării totale la pasul respectiv,

$$v_q = (v_{xol.q}^2 + v_{ul.q}^2)^{1/2}, \quad q=1,2,\dots \quad (216)$$

c) Calculul integralei I_{Q_0}

Expresia lui I_{Q_0} depinde explicit și implicit de Q_0 . Pentru coeficientul K de uzură s-a folosit o formă de variație liniară pe porțiuni:

$$K = K_0 + \chi (p_m - p_c) \quad (217)$$

în care $K_0 = 6 \cdot 10^{-5}$, $\chi = 4,8 \cdot 10^{-12}$, p_c este limita de curgere a materialului.

Expresia presiunii medii pe suprafața de contact aparentă p_m este, conform celor din cap.2.5.5.1:

$$p_m = \frac{Q_0/2}{\pi a b} = \frac{1}{\pi \cdot m \cdot n \cdot \left(\frac{3}{4} \pi \frac{k_1 + k_2}{B + A}\right)^{2/3}} (Q_0/2)^{1/3} \quad (218)$$

Expresia integralei devine în final

$$I_{Q_0} = C_Q \cdot K_0 \cdot \frac{1}{1,5874} \int_{-\infty}^{\infty} Q_0^{2/3} p(Q_0) dQ_0; \quad (219)$$

pentru situația în care $p_m \leq p_c$, unde

$$C_Q = \frac{2}{n \left(\frac{3}{4} \pi \frac{k_1 + k_2}{B + A}\right)^{1/3}}; \quad \text{și}$$

$$I_{Q_0} = \frac{C_Q (K_0 - \chi p_c)}{1,5874} \int_{-\infty}^{\infty} Q_0^{2/3} p(Q_0) dQ_0 + \frac{C_Q^3 \cdot \chi \cdot n}{4 \pi \cdot m} \int_{-\infty}^{\infty} Q_0 p(Q_0) dQ_0, \quad (220)$$

pentru situația în care $p_m > p_c$.

Integralele s-au calculat numeric, folosind metoda de integrare a lui SIMPSON, cu ajutorul calculatorului electronic. Funcția densității de probabilitate $p(Q_0)$ are expresia

$$p(Q_0) = \frac{1}{d_{Q_0} \cdot \sqrt{\pi}} \cdot \exp \left[- \frac{(Q_0 - \mu_{Q_0})^2}{2 d_{Q_0}^2} \right], \quad (221)$$

deoarece s-a pus ipoteza că Q_0 este o variabilă aleatoare cu media μ_{Q_0} , abaterea standard d_{Q_0} și distribuție normală.

d) Calcul gradului de acoperire $\neq 1$

Fină aici s-a considerat că punctul consi-

derat de pe cercul de rulare se află în contact cu șina la fiecare rotație a roții. În realitate însă, din cauza oscilațiilor laterale, contactul R/S nu se realizează numai pe cercul de rulare, aflat la cota e_0 față de axa de simetrie a osiei, ci la distanțe de aceasta caracterizate de cota e_1 :

$$e_1 = e_0 - \varepsilon_0 \gamma + \varepsilon_0 T + R \rho E \quad ; \quad (222)$$

(v. fig. 50 și cap. 2.5.1.1.).

Se vede că poziția momentană a punctului de contact R/S depinde de oscilațiile osiei montate și de neregularitățile căii. Admițînd ipoteza că aceste oscilații sînt aleatoare cu o distribuție normală, rezultă că și e_1 va fi aleatoare cu distribuția normală $N(\mu_{e_1}, d_{e_1})$.

În continuare vom considera că un contact se realizează pe cercul de rulare, în A_0 - punctul în care urmăm să determinăm intensitatea de uzare - numai dacă

$$e_1 \in [e_0 - b, e_0 + b] \quad , \quad (223)$$

unde b este semiaxa elipsei de contact după axa transversală. Probabilitatea unui astfel de eveniment se poate scrie în felul următor:

$$P_{A_0} = \text{Prob}(e_1) = \int_{-\infty}^{e_0+b} p(e_1) de_1 - \int_{-\infty}^{e_0-b} p(e_1) de_1 \quad ; \quad (224)$$

unde $p(e_1)$ este funcția de densitate de probabilitate a coordonatei e_1 , care în ipotezele arătate mai sus are expresia

$$p(e_1) = \frac{1}{d_{e_1} \sqrt{2\pi}} \cdot \exp \left[- \frac{(e_1 - \mu_{e_1})^2}{2 \cdot d_{e_1}^2} \right] \quad . \quad (225)$$

Integrala de mai sus se poate efectua numeric sau folosind tabele existente /129, 131/.

e) Grosimea stratului uzat în punctul A_0 de pe cercul de rulare

Avînd calculate toate elementele necesare, grosimea h a stratului de material uzat din punctul A_0 al cercului de rulare la o singură rotație a roții în condițiile că osia montată nu execută mișcări laterale (și deci toate contac-

tele se realizează pe cercul de rulare, în A_0), și avînd calculată probabilitatea P_{A_0} ca - în cazul în care osia montată efectuează oscilații laterale - poziția osiei montate să fie de așa natură față de cale, încît punctul de contact momentan să cadă în interiorul fîșiei de lățime egală cu axa elipsei de contact în direcție transversală, $2b$; putem exprima grosimea stratului uzat pe cercul de rulare, în urma efectuării unui parcurs P , cu relația:

$$h_{A_0} = P_{A_0} \cdot h \quad (226)$$

f) Intensitatea uzării în A_0

Intensitatea uzării materialului de pe cercul de rulare a roții se obține raportînd grosimea stratului de material uzat la parcursul în care acest strat a fost îndepărtat de pe suprafața de rulare

$$h_{A_0} / P = \frac{P_{A_0}}{(2\pi)^2 \cdot r_0 \cdot \#B} \cdot I_y \cdot I_{Q_0} \quad , \quad (227)$$

și care are ca unitate de măsură: metri de grosime uzată pe metri parcursi. Dacă în membrul drept se lucrează în sistemul de unități de măsură SI, iar în membrul stîng h_{A_0} se măsoară în mm și P în zeci de mii de kilometri de parcurs, atunci

$$h_{A_0} / P = \frac{P_{A_0}}{(2\pi)^2 \cdot r_0 \cdot \#B} \cdot I_y \cdot I_{Q_0} \cdot 10^{10} ; \left[\frac{\text{mm}}{10^4 \text{ km}} \right] \quad (228)$$

Acasta cantitate se măsoară în planul cercului de rulare.

Viteza de uzare a materialului de pe cercul de rulare, V_a , se exprimă cu ajutorul segmentului $\overline{A_0 A''}$, în funcție de intensitatea de uzare h_{A_0} / P măsurată după normala la suprafață:

$$V_a = \frac{\overline{A_0 A''}}{P} = \frac{1}{\cos \delta_0} \cdot \frac{h_{A_0}}{P} \quad ; \quad (229)$$

(vezi fig.72).

Pentru a vedea care este influența vitezei de circulație asupra intensității de uzare pe cercul de rulare, s-au efectuat calcule pe un model simplu de osie montată (fig.26, cap.2.1) care are viteza critică la 61,6 m/s (cca 222 km/h). În tabelul nr.13 s-au dat datele cu care s-au

efectuat calculele. Tot în acest tabel s-au trecut și rezultatele calculului, pe baza cărora s-au trasat și graficele de variație din fig.73. Se vede că intensitatea de uzare crește relativ lent și aproximativ după o lege parabolică în funcție de creșterea vitezei de mers, pînă la viteza de cca 30 m/s, după care începe să crească foarte accentuat, pe măsura în care viteza de mers se apropie de viteza critică a modelului. Acest rezultat se datorește atît faptului că cu creșterea vitezei de mers crește variația sarcinii pe osie (adică presiunea medie în pata de contact ajunge din ce în ce mai mult să atingă valori momentane mari), cît și faptului că cu creșterea vitezei de mers oscilațiile laterale ale osiei montate devin din ce în ce mai importante (caracterizate foarte bine de variația valorii medii și a abaterii standard a pseudoalunecării rezultante Ψ). Acest rezultat este valabil pentru materialul cu duritatea de 150 HB, un material cu ceva mai puțin dur decît materialul BV₁, STAS 8824-76, pentru roți monobloc pentru vagoane. Variația intensității de uzare în funcție de duritatea materialului este reprezentată în fig.74. Se vede din aceste diagrame că intensitatea de uzare scade pe măsură ce duritatea materialului de pe suprafața de rulare crește. Astfel, materialul BV cu o duritate de 240 HB la viteza de 200 km/h asigură o scădere a intensității de uzare a suprafeței de rulare cu cca 16 % față de cea a materialului BV₁. Influența creșterii durității asupra intensității de uzare este mai mare la viteze mai mari.

Cu toate că uzurile sînt cu mult mai mari la viteze de mers mari, scăderea absolută a uzurii la aceeași mărime a durității este mai mare în cazul vitezelor mari.

2.6.1.3. Uzarea pe suprafața buzei bandajului

Uzarea punctului B₀ al suprafeței buzei bandajului (sau a roții monobloc) după normala la suprafață /8/, se compune din componenta $h_{B_0}^{(j)}$ datorată oscilațiilor laterale și din $h_{B_0}^{(R)}$ datorată înscrierilor în curbe:

$$h_{B_0} = h_{B_0}^{(j)} + h_{B_0}^{(R)} \quad (230)$$

Considerînd cã vehiculul circulã cu viteze mari și curbele sînt astfel trasate încît la vitezele de circulație planificate asigurã compensarea în întregime a forței centrifuge, componenta datoratã forțelor de interacțiune din înscrierea în curbe se poate neglija, și

$$h_{B_0} \approx h_{B_0}^{(j)} \quad (231)$$

Se pornește și în acest caz, ca și în cazul punctului de pe suprafața de rulare, de la o relație a volumului de material uzat corespunzãtor lungimii de alunecare l_f la un singur contact,

$$V_{u1} = K \cdot \frac{N}{\#B} \cdot \gamma \cdot a \quad ; \quad (232)$$

aici N este forța normalã pe suprafața buzei în punctul B_0 ,

$\gamma = (v_{B_0} - v)/v = (r_{B_0} - r_0)/r_0$ este alunecarea relativã dintre buzã și șină în punctul B_0 de contact care se aflã la raza r_{B_0} de la axa osiei; în domeniul valorilor uzuale ale razei cercului de rulare se poate considera $\gamma = 0,022 = \text{const}$, ținînd cont de faptul cã

$$r_{B_0} = r_0 + 0,010 \text{ m};$$

a este semiaxa în direcția de mers a petei de contact buzã-șină, sub acțiunea forței normale N ;

K este și aici coeficientul uzãrii de adeziune, v.cap. 2.6.1.1.

Sistemul de forțe în B_0 este arãtat în fig.75. În aceste figuri, componentele sistemului de forțe au expresiile urmãtoare:

$Q_{ul} = Q_1 = Q_0/2$ este sarcina dinamicã (staticã + variația valorii statice datoritã oscilațiilor) pe roatã;

$F_{ul}^* = F_{ul} + Q_1 \cdot \delta_0$ este componenta transversalã, în care F_{ul} este forța de pseudoalunecare transversalã;

F_{xol} este forța de pseudoalunecare în direcția longitudinalã;

$F_{xol}' = F_s \sin \delta_{B_0} \cdot \mu$ este forța longitudinalã în punctul

considerat de pe buză, F_s este forța laterală de apăsare de la șină, δ_{B_0} este unghiul de flanc al buzei față de orizontală, μ este coeficientul de frecare buză-șină (se consideră că în contactul buză-șină nu mai poate fi vorba de pseudoalunecare ci numai de alunecare totală, caracterizată de coeficientul de frecare și nu de coeficientul de pseudoalunecare, deoarece ne găsim în zona "saturată" a curbei forță tangențială-viteza de alunecare relativă);

$$\begin{aligned} F_{U1}^{\overline{N}} &= F_{U1}' - F_s \cos \delta_{B_0} = F_s (\sin \delta_{B_0} \mu - \cos \delta_{B_0}) ; \\ F_{n1}^{\overline{N}} &= F_s \cdot \sin \delta_{B_0} ; \\ F_{U1}^{\overline{M}} &= F_{U1}' - F_s \cdot \cos \delta_{B_0} + Q_1 \cdot \sin \delta_{B_0} ; \\ F_{n1}^{\overline{M}} &= F_s \cdot \sin \delta_{B_0} + Q_1 \cdot \cos \delta_{B_0} ; \end{aligned} \quad (233)$$

$F_s = k_s |(j_1 - j_0)| < 0$ este forța de ghidare în momentul epuizării jocului j_0 existent constructiv, în repaus între buză și ciuperca șinei. Valoarea acestei expresii se ia în considerare numai dacă ea este negativă; (234)

k_s este rigiditatea laterală a căii, care pe baza studiilor din literatura de specialitate /118,134/ se ia aici egală cu $14 \cdot 10^6$ N/m;

j_1 este valoarea momentană a distanței dintre buza și șină, rezultată din teoria liniară a oscilațiilor laterale și din relația

$$j_1 = j_0 + T_1 + E_1 - H_0 y; \quad (235)$$

dacă j_1 este pozitiv, atunci există joc între buză și șină, dacă este egal cu zero sau negativ, atunci este vorba de contact buză-șină. Cu alte cuvinte, diagrama forței de interacțiune buză-șină arată ca în fig.76.

În acest rel, volumul materialului uzat de pe suprafața late-

rală a buzei devine :

$$V_{U1} = K \cdot \frac{1}{HB} \cdot F_s \cdot \sin \delta_{B_0} \cdot 0,022 \cdot a \quad (236)$$

la bicontact, și

$$V_{U1} = K \cdot \frac{1}{HB} \cdot \left(F_s \cdot \sin \delta_{B_0} + \frac{Q_c}{2} \cos \delta_{B_0} \right) \cdot 0,022 \cdot a \quad (237)$$

la monocontact.

La calculul lui a se va ține cont de faptul că în locul raze-
lor r_0 , R și R' , la calculul semiaxelor elipsei de contact în-
tre buză și șină se vor introduce razele $r_{B_0} = 0,510$ m, $R_{B_0} =$
 $= 0,020$ m și $R'_{B_0} = 0,018$ m, corespunzătoare locului unde se
produce contactul.

După înlocuiri, se ajunge la expresia grosimii stratului de
material uzat de pe suprafața buzei la o singură rotație a
roții

$$h_1 = \frac{0,022}{2\pi} \cdot \frac{1}{HB} \cdot C_Q \cdot K\left(\frac{p}{m}\right) \cdot \left(F_s \cdot \sin \delta_{B_0} \right)^{2/3}, \quad (238)$$

în cazul bicontactului, și

$$h_1 = \frac{0,022}{2\pi} \cdot \frac{1}{HB} \cdot C_Q \cdot K\left(\frac{p}{m}\right) \cdot \left(F_s \cdot \sin \delta_{B_0} + \frac{Q_c}{2} \cos \delta_{B_0} \right)^{2/3}, \quad (239)$$

la monocontact. C_Q și K au aceeași formă ca și în cap.2.5.1.1.
Grosimea totală de uzare în punctul B_0 , după un parcurs P ,
este dată de suma

$$h_{B_0} = \sum_{i=1}^n h_{1i} \quad (240)$$

în care n este numărul de contacte buză-șină realizate în tim-
pui parcursului, în B_0 . Acest număr este egal cu numărul de
contacte efectuate de roată dacă la fiecare rotație ar exista
contact între roată și șină. Cum însă contactul buză-șină a-
pare cu o frecvență relativă dată de cinematica osiei montate,
numărul de contacte se poate defini în sens statistic, folo-
sindu-se de probabilitatea P_{B_0} a existenței unui contact în-
tre buză și șină:

$$n = \frac{P}{2\pi r_0} \cdot P_{B_0} \quad , \quad (241)$$

unde

$$P_{B_0} = \text{Prob}(j_{10} \leq -j_0) = \int_{-\infty}^{-j_0} p(j_{10}) \cdot dj_{10} \quad ; \quad (242)$$

$$j_{10} = j_1 - j_0 \quad ;$$

$p(j_{10})$ este funcția de densitate de probabilitate a cantității $j_1 - j_0 = j_{10}$, care se consideră că are o distribuție normală $N(\mu_{j_{10}}, d_{j_{10}}^2)$, unde

$$\begin{aligned} \mu_{j_{10}} &= \mu_{T_1} + \mu_{E_1} + \frac{h_0}{b} \mu_y \\ d_{j_{10}}^2 &= d_{T_1}^2 + d_{E_1}^2 + \frac{h_0^2}{b^2} d_y^2 \end{aligned} \quad (244)$$

/124,129/ .

Grosimile straturilor de material uzat, la o singură trecere a punctului B_0 considerat prin verticala contactului, diferă unele de altele în funcție de mărimea forței normale pe buză. Distribuția valorilor h_{1i} , $i=1, \dots, n$, va fi atunci determinată de distribuția valorilor forței normale pe buză.

a. Distribuția forței normale

Dacă jocul j_1 între buză și șină are o distribuție normală, atunci când nu se ține cont de faptul că peste o anumită valoare j_1 este limitat de jocul constructiv disponibil între buză și șină, atunci distribuția variabilei

$j_{10} = j_1 - j_0$ pentru calculul lui F_s trebuie considerată ca o distribuție trunchiata, valabilă numai de la $-\infty$ la 0, adică pentru j_{10} negativ. (v. fig. 77). Zona hașurată în diagrama $p(j_{10})$ corespunde distribuției $p(F_s \cdot \sin \sigma_{B_0})$, din cazul bicon tactului.

Distribuția forței normale în cazul moncontactului este o distribuție bidimensională, deoarece depinde de F_s și de $Q/\sqrt{2}$.

b. Grosimea stratului uzat de pe buză

Calculul grosimii stratului de material uzat de pe suprafața buzei roții se poate face ținând cont de faptul că se poate scrie valoarea medie a grosimilor de uzare la o singură trecere în felul următor:

$$\mu_{h_1} \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n h_{1i} \quad (245)$$

de unde

$$\sum_{i=1}^n h_{1i} = n \cdot \mu_{h_1} \quad (246)$$

și

$$h_{B_0} = n \cdot \mu_{h_1} \quad (247)$$

Astfel, pentru a calcula grosimea stratului de material uzat de pe suprafața buzei roții, în punctul B_0 , se va calcula valoarea medie a grosimilor de uzare h_1 la o singură trecere a punctului urmărit prin pata de contact.

Acest lucru se poate face folosind șirul de numere aleatoare j_{10} distribuite normal $N(\mu_{j_{10}}, d_{j_{10}}^2)$ în cazul bicontactului și folosind șirurile de numere aleatoare j_{10} și Q_0 independente statistic, cu distribuțiile normale $N(\mu_{j_{10}}, d_{j_{10}}^2)$ și respectiv $N(\mu_{Q_0}, d_{Q_0}^2)$ în cazul monocontaktului. Se va considera un număr n' de puncte suficient de mare pentru a efectua o mediere, care număr nu va trebui să fie neapărat egal cu n . Atunci, în final, grosimea stratului de material uzat de pe suprafața buzei roții după un parcurs P se va putea scrie:

$$h_{B_0} = \frac{P^2}{2\pi r_0} \cdot P_{B_0} \cdot \frac{1}{n'} \sum_{i=1}^{n'} h_{1i} \quad (248)$$

c. Intensitatea uzării în B_0

Intensitatea uzării se obține, ca și în cazul punctului de pe cercul de rulare, raportând grosimea materialului uzat la parcursul în care acest strat a fost îndepărtat de pe suprafața buzei:

$$\frac{h_{B_0}}{P} = \frac{1}{2\pi r_0} \cdot P_{B_0} \cdot \frac{1}{n'} \sum_{i=1}^{n'} h_{1i} \cdot (10)^{10}; \left[\frac{72 \text{ m}}{10^6 \text{ km}} \right]; \quad (249)$$

în care mărimile din membrul drept se exprimă în sistemul SI de unități de măsură.

Această cantitate se măsoară după o normală dusă în punctul B_0 de pe suprafața buzei roții.

Viteza de uzare a buzei, V_b , se exprimă cu ajutorul segmentului $\overline{B_0 B_0''}$ dacă, după normală, buza s-a uzat cu o intensitate h_{B_0}/P :

$$V_b = \frac{\overline{B_0 B_0''}}{P} = \frac{1}{\sin \delta_{30}} \cdot \frac{h_{B_0}}{P} ; \quad (250)$$

(vezi fig.72).

Pentru a putea urmări care este influența vitezei de circulație asupra intensității de uzare în punctul B_0 al buzei bandajului, s-au efectuat calcule pe un model simplu de osie montată (fig.26, cap.2.1), care are viteza critică la 61,6 m/s (222 km/h). În tabelul nr.14 s-au dat datele cu care s-au efectuat calculele. Tot în acest tabel s-au trecut și rezultatele calculului, pe baza cărora s-au trasat și graficele de variație din fig.73. Se vede că intensitatea de uzare în B_0 , h_{B_0}/P , crește odată cu mărimea vitezei de mers și cu scăderea durității materialului roții (sau al bandajului).

În fig.79 s-a reprezentat variația intensității de uzare cu viteza și în funcție de duritatea materialului, respectiv limita de curgere a materialului (σ_c). Din această diagramă se vede că pînă la viteza de cca 144 km/h nu se produce nici o uzare a suprafeței buzei, ca dovadă că nu s-a înregistrat nici un contact între buză și șină. Deci, pînă la această viteză, oscilațiile se mențin în cadrul liniar, diferența de diametru pe cele două roți ale osiei montate deplasată din axa căii este suficientă pentru a readuce osia montată din nou în axa căii; deci pentru ghidarea ei în cale este suficientă valoarea conicității suprafeței de rulare (este vorba aici numai de circulația în aliniament).

De la viteza de 144 km/h începînd apar primele depășiri ale jocului disponibil între buză și șină în canalul de ghidare, ca urmare a insuficienței forțelor de frecare să amortizeze oscilațiile osiei montate în suficientă măsură la această viteză. Mersul osiei montate este încă stabil, nu s-a a-

juns decît la cca 0,65 din viteza critică, dar jocul j_0 între buză și șină în canalul de ghidare este depășit de amplitudinile oscilațiilor, apărînd contactul între buză și șină. Intensitatea (violența) contactului, în acest model, este proporțională cu mărimea cu care buza roții a depășit, în timpul oscilațiilor, jocul j_0 disponibil în canalul de ghidare. Din figură se vede că dacă viteza de circulație crește, crește numărul contactelor și violența lor, lucru care se traduce prin mărirea intensității de uzare în punctul de pe suprafața de contact a buzei cu șina. Pe măsură ce viteza de circulație se apropie de viteza critică (222 km/h), intensitatea de uzare crește vertiginos. Rezultă și de aici că viteza critică este o barieră în exploatarea vehiculului, dar rezultă totodată și faptul că valoarea teoretică a vitezei critice reprezintă o valoare mult prea mare pentru a fi definită ca limită, deoarece la viteze mult mai mici decît aceasta uzarea pronunțată a buzei denotă puternice interacțiuni între roată și șină, în direcție transversală, care limitează domeniul vitezelor practicabile.

Influența caracteristicilor mecanice ale materialului asupra intensității de uzare a buzei se vede din fig. 79, și anume: pe măsură ce crește duritatea materialului, scade intensitatea de uzare. (Aici s-a ținut cont de legătura aproximativă $\sigma_c = HB/3$ dintre rezistența la curgere și duritate).

Materialul cu HB = 180 corespunde unui material BV₁ din STAS 8824-76, iar curba notată cu HB = 210 corespunde materialului BV₂, care se comportă mai bine la uzare. Se poate observa că materialul de calitate LV avînd duritatea cuprinsă între 214 și 245 va avea uzuri mult mai mici decît celelalte două, la fel ca roțile cu obada normalizată (LV și L STAS 112/1-73 sau A, B, C conform A.A.R.).

2.6.2. Deteriorarea suprafeței profilului

În încercarea de descriere cantitativă a degradării suprafeței de rulare prin oboseala materialului de la suprafață și de dedesubtul suprafeței de rulare se pornește de la ipoteza cumularii degradărilor, cunoscută în literatura de specialitate sub denumirea de criteriul PALMGREN-LANGER-MINER (PLM) /60,35,etc/.

Criteriul PLM are un caracter liniar în raport cu numărul ciclurilor de solicitare. Pentru estimarea durabilităților este necesară numai cunoașterea funcției de densitate de probabilitate a tensiunii, care caracterizează solicitarea cu amplitudini variabile și a parametrilor curbei de durabilitate (de ex. curba WCHLER). Această particularitate oferă criteriului PLM simplitate în aplicații numerice și posibilități largi de aplicare la orice spectre de solicitare.

În cadrul acestei teorii, prin fenomenul de deteriorare se caracterizează global fenomene macro- și microscopice, de natură diferită. Ruperea prin oboseală este prezentată ca rezultatul deteriorării rețelei cristaline a materialului sub acțiunea solicitărilor ciclice. Se presupune că fiecare ciclu de solicitare produce o anumită cantitate de deteriorare, iar prin acumularea acestora se ajunge la o cantitate critică la care se produce ruperea.

Dacă se consideră aplicarea a n_1 cicluri de solicitare la nivelul s_1 , la care ruperea apare după N_1 cicluri (fig.8c), raportul $D_1 = n_1/N_1$ se numește cantitate de deteriorare. Pentru o solicitare sinusoidală de amplitudine constantă s_1 , ruperea apare când $n_1 = N_1$, deci când $D_1 = 1$. În cazul unei solicitări prin eforturi unitare de nivele diferite, procentul de deteriorare prin oboseală este o funcție liniară de numărul de cicluri la fiecare nivel. Rezultă că n_1 cicluri de solicitare la nivelul s_1 "consumă" n_1/N_1 din durabilitatea materialului, n_2 cicluri de solicitare la nivelul s_2 consumă n_2/N_2 din viața piesei, etc. Ruperea apare atunci când suma deteriorărilor produse la toate nivelurile de solicitare este egală cu unitatea

$$D = \sum_i D_i = \sum_i n_i / N_i = 1 \quad ; \quad (251)$$

deși în practică s-au obținut și valori cuprinse între 0,3 și 3.

Fie acum un sistem linear și cu parametri constanți, solicitat de sarcini aleatoare. Deoarece, conform definiției densității de probabilitate,

$$p(\sigma) d\sigma = \frac{\text{numărul de cicluri cu amplitudinea maximă între } \sigma \text{ și } \sigma + d\sigma}{\text{numărul total de cicluri}} \quad , \quad (252)$$

numărul mediu de cicluri cu amplitudinea maximă cuprinsă între σ și $\sigma + d\sigma$ va fi

$$n_\sigma = n_T \cdot p(\sigma) \cdot d\sigma \quad (253)$$

unde n_T este numărul total de cicluri.

Pe baza acumulării liniare a deteriorărilor, deteriorarea produsă de ciclurile de amplitudini maxime cuprinse între σ și $\sigma + d\sigma$ va fi:

$$\frac{n_\sigma}{N_\sigma} = n_T \cdot p(\sigma) \cdot d\sigma \quad . \quad (254)$$

Deteriorarea totală produsă în perioada T se obține integrând expresia de mai sus de la zero la infinit, pentru a include toate amplitudinile posibile

$$D(T) = n_T \int_0^\infty \frac{1}{N_\sigma} \cdot p(\sigma) \cdot d\sigma \quad . \quad (255)$$

Ruperea apare atunci când $D(T) = 1$, astfel că durabilitatea medie a piesei este

$$n_T = \frac{1}{\int_0^\infty \frac{1}{N_\sigma} \cdot p(\sigma) d\sigma} \quad , \quad [\text{cicluri}] \quad , \quad (256)$$

exprimată prin numărul total de cicluri pînă la deteriorare.

2.6.2.1. Calculul durabilității materialului roții la $V=const$.

Nivelul de solicitare a materialului de pe suprafața de rulare a roții și la diferite adâncimi sub această suprafață este determinat de valoarea momentana a componentelor sistemului de forțe roată-șină (vezi fig.75), la care în cazul vehiculelor motoare trebuie adăugată și valoarea momentană a forțelor de tracțiune-frînare.

Componentele acestea fiind variabile aleatoare, se pot caracteriza prin valoare medie, abatere medie pătratică (sau abatere standard) și prin funcțiile proprii de densitate de probabilitate a apariției lor la diferite valori. Sistemul de forțe se poate reduce la o forță rezultantă tangențială și la o forță normală pe suprafața de rulare. Având acestea, cu ajutorul relațiilor definite în cap.2.5.5.4 și 2.5.5.5, se pot calcula tensiunile principale.

Nivelul de solicitare se poate caracteriza atunci prin valoarea tensiunii echivalente calculate, la adâncimea h de la suprafața de rulare, folosind una din teoriile de rupere a materialului.

Numărul de cicluri de solicitare pe secundă a unui punct material de pe periferia roții este egal cu numărul de treceri ale punctului considerat prin verticala contactului, care este egal cu frecvența cinematică a roții:

$$f_c = \frac{V}{2\pi r_0} = f_c(V) = const ; \quad (257)$$

unde V este viteza de mers și r_0 este raza roții pe cercul de rulare. (Aici s-a considerat un grad de acoperire egal cu 1, adică ipoteza că la fiecare rotație a roții punctul considerat vine în contact cu șina).

Numărul ciclurilor cu amplitudine maximă cuprinsă între σ și $\sigma + d\sigma$ pe o perioadă de timp T , în care $V = const$, va fi atunci

$$n_\sigma = f_c \cdot T \cdot p(\sigma) d\sigma ; \quad (258)$$

iar deteriorarea produsă va fi n_σ / N_σ . Deteriorarea totală produsă în perioada T se obține dacă se ține seama de toate am-

plitudinile posibile, adică efectuând integrala de mai jos, și egalînd-o cu 1:

$$\int_0^{\infty} \frac{f_c \cdot T}{N_{\sigma}} \cdot p(\sigma) \cdot d\sigma = 1 \quad (259)$$

De aici se poate afla durabilitatea materialului într-un punct care se găsește la cota h de la suprafața de rulare, în adîncime

$$T = \left[\int_0^{\infty} \frac{1}{N_{\sigma}} \cdot p(\sigma) \cdot d\sigma \right]^{-1}, \quad [s]. \quad (260)$$

2.6.2.2. Calculul durabilității materialului roții la $V \neq \text{const.}$

Vehiculul în realitate nu se deplasează cu viteză constantă tot timpul, ci - avînd un program de exploatare - vitezele momentane de circulație vor fi distribuite în tot domeniul de lucru, ceea ce se poate caracteriza cu o funcție de densitate de repartiție (densitate de probabilitate) $p(V)$, vezi pct.2.3.

În acest caz, numărul ciclurilor cu amplitudinea maximă cuprinsă între σ și $\sigma + d\sigma$ pe o perioadă T de timp va fi

$$n_{\sigma} = \int_c \cdot T \cdot p(\sigma, V) \cdot d\sigma \cdot dV \quad ; \quad (261)$$

unde $p(\sigma, V)$ este funcția de densitate de probabilitate bidualimensională a tensiunii σ și a vitezei V . Conform definiției, produsul $p(\sigma, V) \cdot d\sigma \cdot dV$ este egal cu numărul cazurilor în care $\sigma \in (\sigma, \sigma + d\sigma)$ și $V \in (V, V + dV)$.

Procedînd ca și în paragraful anterior, durabilitatea materialului într-un punct care se găsește la cota h de la suprafața de rulare în adîncimea roții este

$$T = \left[\int_0^{V_{\max}} \int_0^{\infty} \frac{1}{N_{\sigma}} \cdot p(\sigma, V) \cdot d\sigma \cdot dV \right]^{-1}; \quad [s]. \quad (262)$$

2.6.2.3. Parametrii problemei

Parametrii care intervin implicit sau explicit în calculul durabilității materialului de pe suprafața de rulare sau la o cotă h sub aceasta sînt: (a) sistemul de forțe care acționează în punctul de contact (pata de contact) roată-șină (sarcina pe roată momentană, forțele momentane de pseudoalunecare) care definesc nivelul de solicitare σ a materialului aflat la cota h sub suprafața de contact, și (b) numărul ciclurilor pe care le poate suporta materialul solicitat la nivelul acesta pînă la rupere, N_{σ} .

a. Sarcina pe roată

Sarcina pe roată $Q_0/2$ se poate caracteriza prin valoarea medie $\mu_{Q_0}/2$ abaterea standard $d_{Q_0}/2$ și funcția de densitate de repartiție $p(Q_0/2)$. Dacă se pune ipoteza că sarcina pe osie e variabilă aleatoare cu o distribuție după legea normală, atunci în cadrul acestei analize vom putea presupune că și sarcina pe roată este o variabilă aleatoare cu o distribuție după legea normală.

În fig.82 se prezintă forma de variație a funcției densității de repartiție normale a variabilei m ; $p(m)$ sub formă normată $Z(x)$, unde $x = (m - \mu)/d$ și

$$p(m) = Z(x)/d \tag{263}$$

$$Z(x) = (1/(2\pi))^{-1/2} \cdot e^{(-x^2/2)} \tag{264}$$

În fig.83 s-a reprezentat variația aceleiași funcții de densitate de repartiție, dar în ordonată s-a folosit o scară logaritmică.

În fig.84 s-a reprezentat funcția de repartiție $p(Q_0)$ a sarcinii pe osie a osiei montate, cu Q_0 în abscisă.

Funcția de densitate de repartiție $p(Q_0/2)$ pentru sarcina pe roată este legată de cea a sarcinii pe osie prin relația

$$p(Q_0/2) = 2 \cdot p(Q_0) \tag{265}$$

care satisface condiția de normare

$$\int_{-\infty}^{\infty} p(Q_0/2) d(Q_0/2) = \int_0^{\infty} 2p(Q_0) \cdot \frac{1}{2} dQ_0 = \int_{-\infty}^{\infty} p(Q_0) dQ_0 = 1 \tag{266}$$

Pentru medie și abatere standard sînt valabile relațiile

$$\begin{aligned}\mu_{Q_0/2} &= \frac{1}{2} \mu_{Q_0} \\ d_{Q_0/2} &= \frac{1}{2} d_{Q_0}\end{aligned}\quad (267)$$

Observație: În aceste relații nu trebuie confundate

d_{Q_0} resp. $d_{Q_0/2}$, care reprezintă abateri standard, cu dQ_0 resp. $d(Q_0/2)$, care reprezintă variații infinitesimale.

În final, funcția de densitate de repartiție a sarcinii pe roată este

$$\begin{aligned}p(Q_0/2) &= \frac{1}{d_{Q_0/2}} \cdot Z(x) = \frac{1}{d_{Q_0/2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot e^{(-x^2/2)}; \\ x &= \frac{Q_0/2 - \mu_{Q_0/2}}{d_{Q_0/2}}\end{aligned}\quad (268)$$

b. Forțele de pseudoalunecare

Se iau în considerare componentele de pseudoalunecare F_{x01} și F_{ul} , v.pct.2.5.2. Aceste componente se presupun ca avînd o repartiție după legea normală, $N(\mu_{F_{x01}}, d_{F_{x01}})$ și $N(\mu_{F_{ul}}, d_{F_{ul}})$ și fiind corelate statistic, cu coeficientul de corelație de $\rho_{F_{x01}, F_{ul}} \neq 0$. Mediile μ și abaterile standard d sînt funcții de viteza de mers V .

c. Forțele de tracțiune-frînare

Ele depind de programul de prestație al vehiculului (felul trenurilor remorcate în cazul locomotivelor, vitezele de mers), secția de remorcare, modul de conducere a trenului (felul în care se demarează, respectiv se frînează).

d. Forța tangențială la obadă, rezultantă

În această analiză rezultanta forțelor tangențiale care acționează în pata de contact asupra roții se calculează cu formula

$$F = \left[(F_{x01} + F_0)^2 + F_{ul}^2 \right]^{1/2}, \quad (269)$$

în care F_0 este valoarea momentană a forței de tracțiune. Se mai consideră că forțele de pseudoalunecare sînt dependente statistic reciproc, dar că nu există dependență statistică relațivă între forțele de pseudoalunecare și forțele de tracțiune-frînare, coeficienții de corelație respectivi fiind egali cu zero.

Folosind un program scris special pentru această problemă, s-au obținut diagramele înregistrate în fig.85,86, 87,88, care reprezintă histogramele forței tangențiale F la obadă în punctul de contact roată-șină. Aceste diagrame arată frecvența relativă de apariție a diferitelor valori ale acestei forțe F . Se vede că la viteze mici (de ex.60 km/h, fig.85) cea mai mare frecvență relativă de apariție o au valorile cuprinse în intervalul $0 - 2$ kN, și că aliura histogramei se apropie destul de bine de aliura funcției de densitate de repartiție după legea normală, fig.82, din care s-a luat numai partea de valori pozitive. Pe măsură ce crește viteza, fig.86 și fig.87, aliura histogramei obținute se abate din ce în ce mai mult de la forma avută la viteze mici, semănînd mai mult cu funcția de densitatea de repartiție de tip RAILLEIGH. Se vede că cele mai frecvente valori nu sînt valorile minime ca la 60 km/h, ci valorile cuprinse în domeniile $2 - 4$ kN resp. $3 - 6$ kN. De asemenea, valorile maxime pe care forțele le pot atinge cresc și ele.

La viteza de 198 km/h, care se apropie deja destul de mult de viteza critică a modelului osiei montate considerate, (222 km/h), domeniul de variație a forțelor tangențiale dintre roată și șină s-a extins foarte mult, deoarece au crescut foarte mult componentele forțelor de pseudoalunecare, v.fig.73.

În fig.89 s-a reprezentat funcția de repartiție discretă $F(F)$ care este de fapt diagrama frecvențelor relative cumulate, pentru viteza de 198 km/h

e. Distribuția bidimensională $H(Q_0/2, F)$

Histograma bidimensională a sarcinii pe roată și a forțelor tangențiale la obada, $H(Q_0/2, F)$, se poate determina din datele deduse pînă aici, în ipoteza independenței statistice a forțe-

lor verticale și orizontale de contact, cu relația

$$H_{ij}(Q_0/2, F) = \frac{H_i(Q_0/2) \cdot H_j(F)}{\sum_{k=1}^m \sum_{l=1}^n H_k(Q_0/2) \cdot H_l(F)} ; \quad (270)$$

$i = 1, \dots, m ; j = 1, \dots, n ;$

unde $H(Q_0/2)$ se determină din funcția de densitate de repartiție $p(Q_0/2)$, definită în paragraful 2.6.2.3.a.

În fig.90 este reprezentată histograma bidimensională a valorilor momentane ale sarcinii pe roată și ale forțelor tangențiale rezultante în pata de contact. Ordonata $H = 0,050673$ la $Q_0/2 \in (68600, 71400)$ și $F \in (2000, 4000)$, v.și tabelul nr.15, se interpretează în felul următor: frecvența relativă a apariției situației în care $Q_0/2$ este cuprins în intervalul arătat, în timp ce simultan F este cuprins în intervalul respectiv arătat, este 0,050673, adică această situație se întâmplă în 5,0673 % din contactele roată-șină.

f. Teoria de rezistență. Tensiunea echivalentă

Forțele din sistemul de forțe care acționează asupra roții în pata de contact soliciită materialul acesteia atât la suprafață cât și în adâncimea ei. Starea de tensiune, coplanară în această analiză, a fost determinată în paragraful 2.5.5.5, sub forma tensiunilor principale.

Pentru echivalarea stărilor de tensiune cu starea monoaxială de tensiune se folosește aici teoria de rezistență a lui TRESCA și SAINT-VENANT, conform căreia starea limită într-un material se atinge atunci când efortul unitar maxim devine egal cu valoarea corespunzătoare stării limită la întindere sau compresiune.

În timpul mersului, când verticala punctului în care se urmărește tensiunea echivalentă parcurge pata de contact, tensiunea σ_{TSV} variază de la 0 la o valoare maximă $(\sigma_{TSV})_{max}$, caracteristică fiecărei adâncimi h .

În fig.104 este reprezentată variația $(\sigma_{TSV})_{max}$ în funcție de adâncimea relativă $\bar{h}_1 = h/a$ în care s-a calculat, și în funcție de mărimea raportului în care se află forța tangențială T și cea normală N .

Valoarea $\bar{\sigma}_{TSV \max}$ este o mărime adimensională și se obține prin raportarea la presiunea maximă hertziană

$$(\bar{\sigma}_{TSV})_{\max} = \frac{1}{p_0} (\sigma_{TSV})_{\max}. \quad (272)$$

Din figură se vede că în lipsa forței tangențiale tensiunea σ_{TSV} atinge valoarea maximă la adâncimea 0,77.a. Pe măsură ce crește forța tangențială, crește în primul rând valoarea tensiunii la suprafața roții (η_1 de valori mici. Obs.:

$\eta_1 = 10^{-2}$ corespunde în cazul lui $a = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ la o adâncime de $h = 5 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-2} = 5 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$, adică practic la $h = 0$). De asemenea locul maximului de tensiune se ridică spre suprafață. Când forța tangențială T ajunge la 0,21 din valoarea sarcinii normale N , ~~maximul de la suprafață~~ maximul de tensiune ajunge să aibă loc atât la suprafață cât și în adâncime, iar după această valoare maximul de tensiune $(\sigma_{TSV})_{\max}$ se înregistrează numai la suprafața roții (v.fig.105).

Considerînd cazul real al celor 3 profile de roată aplicate la boghiul Minden Deutz de sub vagonul în discuție, (v.cap.2.1 și 2.4 și tabelul nr.5), diagramele în coordonate adimensionale din fig.104 se transformă în diagramele de variație a tensiunii echivalente σ_{TSV} corespunzătoare ipotezei tensiunii tangențiale maxime (TRESCA - SAINT-VENANT), ridicate în coordonate $\text{mm} - \text{MN/m}^2$.

Se vede că, pe aceeași șină și cu aceeași sarcină pe osie, roata cu profilul STAS 1:20 este mai puternic solicitată decît cu celelalte două profile, diferența resimțindu-se pînă la adâncimi mari, 50-60 mm sub pata de contact. Profilul S 1002 este cel mai puțin solicitat la toate adâncimile.

În funcție de materialul roții și în funcție de locul analizat (adâncimea de la suprafață) materialul poate să ajungă la curgere sau să și depășească această limită. Dacă curgerea apare numai la adâncimi mai mari, în funcție de mărimea tensiunilor și a tensiunilor reziduale din ciclurile de solicitare anterioare, materialul poate să se "adapteze" și să fie capabil să preia sarcini care depășesc

mult limita de curgere. Dacă nu, curgerea se va continua la fiecare ciclu pînă la deteriorarea profilului.

Dacă sînt prezente forțe tangențiale de valori mai mari, curgerea poate să apară prima dată la suprafață, care conduce apoi la uzarea "severă".

g. Distribuția tensiunii echivalente (σ_{TSV})_{max}.

În fig.91, 92, pînă la fig.102 sînt prezentate histogramele tensiunii echivalente conform punctului anterior, calculate utilizînd un program de calculator special scris pentru acest scop, care folosește tehnica generării de variabile aleatoare ($Q_0/2$, F_{x01} , F_{u1} , F_0) cu valorile medii și cu dispersiile precizate dinainte, în condițiile în care între variabilele F_{x01} și F_{u1} există o corelație dată, iar celelalte variabile sînt independente statistic între ele și cu cele două variabile de mai sus. Rezultatele s-au calculat la diferite adîncimi sub pata de contact.

În fig.103 este redată schema de calcul a acestor histograme. În tabelul nr.16 sînt date valorile numerice cu care s-au calculat rezultatele de mai sus.

Se poate vedea din diagramele prezentate că domeniul de variație a tensiunilor și alțiurilor histogramei diferă atît datorită modificării vitezelor, cît și datorită schimbării adîncimilor în care s-au calculat tensiunile echivalente. Domeniul de variație a tensiunilor se mărește odată cu creșterea vitezei și se deplasează spre valori mai mari; în timp ce adîncimea mai mare înseamnă o restrîngere a domeniului de variație dar și o deplasare spre valori mai mari (în cazul adîncimilor analizate aici).

Nivelele de solicitare a materialului se pot aprecia și folosindu-se indicatorii statistici: media și abaterea standard a tensiunii echivalente în locul considerat din roată. Variația acestor parametri în funcție de viteză și adîncimea locului considerat față de suprafața de rulare este redată în fig.106 pînă la fig.109.

Se observă că la viteze mici, cea mai mică solicitare o are stratul superior de material. Solicitarea crește la adîncimi mai mari, pînă la adîncimea de

$h = 3$ mm (care corespunde cu locul aproximativ al vârfului de solicitare în cazul când forțele tangențiale nu sînt mari, sub 0,21 din valoarea forței normale), după care scade din nou.

La viteze mari, stratul superior este acela care este cel mai solicitat, iar solicitarea descrește cu adîncimea. Viteza de 40 m/s (cca 144 km/h) este o viteză limită: toate straturile au solicitarea medie aproximativ egale între ele.

În ceea ce privește abaterea standard ale tensiunii echivalente, creșterea vitezei de mers are ca efect creșterea dispersiei valorilor acestei tensiuni, cu atît mai mult cu cît punctul în care se calculează tensiunea este mai aproape de suprafața de rulare.

Variația aceluiași parametri ai modelului mecanic al boghiului, de data aceasta, se poate urmări în fig. 110, 111 și 114.

h. Forma analitică a curbelor de durabilitate a materialului

Avînd la dispoziție rezultatele încercărilor cu amplitudine constantă, exprimate prin durabilitate, se poate găsi, în general, un nivel de probabilitate P_r la care să se poată liniariza legătura funcțională dintre P_r , nivelele de tensiune σ și numărul de cicluri N_σ pe care materialul respectiv îl suportă la nivelul σ . /60/

Dintre numeroasele formule de liniarizare propuse în literatura de specialitate, în acest studiu se alege formula propusă de D. CIOCLOV /60/ în urma prelucrării unui număr mare de rezultate experimentale obținute cu probe din oțeluri și aliaje de aluminiu fără concentratori, supuse la solicitări alternant simetrice axiale și de încovciere rotativă. În lipsa altor date sau formule verificate pentru a descrie comportarea materialului roții sau al bandajelor vehiculelor de cale ferată la tipul special de solicitare a materialului caracterizat de tensiuni medii de compresiune (presiuni hidrostatice) mari, pulsatoare, în prezența tensiunilor de forfecare de variație alternant simetrică, s-a adop-

.tat relația de forma

$$\log\left(1 - \frac{\sigma}{\sigma_r}\right) = \frac{-C}{\log(N/N^*)} \quad ; \quad (274)$$

unde σ este nivelul de tensiune ;

σ_r este rezistența la rupere la tracțiune a materialului (în regim static)

N este durabilitatea în număr de cicluri pînă la rupere dacă materialul este solicitat la nivelul de tensiune

N^* și C sînt constante ce trebuie determinate .

Dacă valoarea N^* este preestimată și rezistența la rupere la tracțiune a materialului este cunoscută, atunci C se poate determina cunoscînd numai o singură valoare a rezistenței la oboseală pentru o durabilitate dată. În practică, determinîndu-se în mod uzual valorile limitei de oboseală σ_d pentru o durabilitate de N_0 cicluri (de ex. 10^7), rezultă că

$$C = -\log\left(\frac{N_0}{N^*}\right) \cdot \log\left(1 - \frac{\sigma_d}{\sigma_r}\right) \quad , \quad (275)$$

și curba de durabilitate este complet determinată. Ea mai poate fi pusă și sub forma

$$N = N^* \cdot (10)^{\delta'} \quad (276)$$

$$\delta' = \frac{-C}{\log(1 - \sigma/\sigma_r)}$$

În fig.81 s-au reprezentat curbale de durabilitate a două materiale, unul cu rezistența de rupere $\sigma_r = 800 \text{ MN/m}^2$, iar celălalt cu $\sigma_r = 900 \text{ MN/m}^2$, în funcție de numărul de cicluri de solicitare N_σ la tensiunea σ , folosind relația de mai sus.

Se observă că această formulă indică o durabilitate infinit de mare dacă tensiunea tinde către zero.

2.6.2.4. Parcursul corespunzător durabilității T

Parcursul total P_V pe care vehiculul dat îl efectuează pînă la deteriorarea materialului în locul considerat, atunci cînd circulă cu viteza V constantă pe tot parcursul, este:

$$P_V = V \cdot T \quad (277)$$

Dacă se înlocuiește T cu expresia din paragraful 2.6.2.1., se obține

$$P_V = \frac{V}{f_c \int_0^{\infty} \frac{1}{N_\sigma} \cdot p(\sigma)|_V \cdot d\sigma} ; \quad (278)$$

sau, în final

$$P_V = \frac{2\pi r_0}{\int_0^{\infty} \frac{1}{N_\sigma} \cdot p(\sigma)|_V \cdot d\sigma} \quad (279)$$

O aproximare a parcursului efectuat pînă la deteriorare, \hat{F}_V , se poate obține dacă se trece la variații discrete și se observă că produsul $p(\sigma) \cdot \Delta\sigma$ este egal cu probabilitatea ca valoarea momentană a tensiunii să se găsească în intervalul $(\sigma, \sigma + \Delta\sigma)$. Această probabilitate este egală cu ordonata $H_j(\sigma)$ a histogramei $H(\sigma)$ a tensiunilor, ridicată clasificînd evenimentele σ într-un număr n_j suficient de mare de clase de tensiuni de lățime $\Delta\sigma$, astfel ca fiecare dintre tensiunile σ să fie cuprinse într-una din clasele histogramei. În această situație se poate scrie:

$$\hat{P}_V = \frac{2\pi r_0}{\sum_{j=1}^{m'} \frac{1}{N_{\sigma_j}} \cdot H_j(\sigma)|_V} \quad (280)$$

Această aproximare este echivalentă, nu strict egală din punct de vedere numeric, cu aproximația făcută, dacă se calculează deteriorarea $1/N_\sigma$ în momentul apariției tensiunii de valoare σ , fără a mai ridica histograma $H(\sigma)$, și calculînd apoi media aritmetică a acestor deteriorări :

$$\hat{P}_V = \frac{2\pi r_0}{\frac{1}{n'} \cdot \sum_{i=1}^{n'} \frac{1}{N_{\sigma_i}}} ; \quad (281)$$

unde n' este numărul de evenimente.

Parcursul total F efectuat de vehicul pînă la deteriorarea materialului în locul considerat, după

perioada T , se compune din parcurserile parțiale efectuate cu vitezele diferite. Frecvența relativă a vitezelor de mers pe parcursul P este dat de histograma ridicată a vitezelor ~~de~~ circulație $H(V)$. Cu viteza V_k vehiculul efectuează un parcurs total

$$P_k = H_k(V) \cdot P \quad (282)$$

iar suma parcurserilor parțiale este parcursul total pînă la deteriorarea materialului, P :

$$\sum_{k=1}^{n_V} P_k = \sum_{k=1}^{n_V} H_k(V) \cdot P = P \cdot \sum_{k=1}^{n_V} H_k(V) = P \quad (283)$$

Timpul T corespunzător durabilității T a materialului în locul considerat din corpul roții se compune din timpii parțiali t_k care se scurg în timpul circulației vehiculului cu viteza V_k :

$$T = \sum_{k=1}^{n_V} t_k = \sum_{k=1}^{n_V} \frac{P_k}{V_k} = \sum_{k=1}^{n_V} \frac{H_k(V)}{V_k} \cdot P \quad ; \quad (284)$$

și în final :

$$P = \frac{T}{\sum_{k=1}^{n_V} \frac{1}{V_k} H_k(V)} \quad (285)$$

Dacă r se înlocuiește cu expresia dedusă pentru cazul circulației cu diferite viteze după un program de prestație, (v. paragraful 2.6.2.2) în care, ca și în cazul de mai sus, se trece la variații discrete în locul variațiilor infinitezimale, se poate ajunge la o aproximare \hat{P} a parcursului total pînă la deteriorare, de forma

$$P = \frac{1}{\sum_{k=1}^{n_V} \frac{H_k(V)}{V_k}} \cdot \frac{2\sqrt{r_0}}{\sum_{k=1}^{n_V} \left[V_k \cdot H_k(V) \cdot \frac{1}{n'} \cdot \sum_{i=1}^{n'} \frac{1}{N_{Gik}} \right]} \quad (286)$$

În fig. 112, 113 și 115 s-au reprezentat durabilitățile materialului aflat la diferite adîncimi sub suprafața de rulare, pentru diferite variante constructive și diferite viteze de circulație ale boghiului Minden Deutz, pe

baza datelor din tabelul nr.17 (cifrele înscrise pe curbe, de ex.oo2.4, înseamnă codul variantei, pentru a se putea identifica cu datele din tabelul 17, care au stat la baza trasării curbelor).

Curba oo2.1, valabilă pentru cazul când materialul roții are $\sigma_r = 800 \text{ MN/m}^2$, pentru $V = 120 \text{ km/h}$, și când nu se iau în calcul forțele de tracțiune/frînare, denotă că cel mai puternic solicitat sînt suprafața de rulare și materialul aflat la adîncimea de cca 3 mm sub pata de contact. Aceasta duce la situația că parcursurile P_v la viteza dată după care în particulele de material aflate în aceste locuri suferă deteriorări se află în jur de 5000 resp.1100 km (corespunzător unui număr de cca $3 \cdot 10^6$ resp. 10^6 cicluri de solicitare, vezi ordonata din dreapta diagramei).

Curba oo2.2 reflectă efectul apariției unei forțe de tracțiune-frînare la obadă, constante, de valoare medie de 8063 N și cu o abatere standard de 250 N. Alături de curbele parcursurilor pînă la deteriorare a rămas asemănătoare dar parcursurile s-au redus simțitor (de la cca 5000 km la cca 1800 km în cazul straturilor de la suprafață, și de la cca 1100 km la cca 850 km în cazul straturilor aflate la adîncimea de 3 mm sub pata de contact).

Deci, cel mai mult au avut de suferit straturile de material de pe suprafața de rulare. Acest lucru își are cauza în modificarea valorii tensiunii echivalente (σ_{TSV} , vezi paragraful f.), care (așa cum se vede în fig. 110) și-a modificat valoarea medie în cea mai mare măsură în straturile aflate în imediata apropiere a petei de contact, $h \approx 0,5 \text{ mm}$; curbele oo2.1 resp.oo2.2.

Curbele oo2.3 și oo2.4 ilustrează efectul înlocuirii materialului cu rezistența de rupere de 800 MN/m^2 în cazul situațiilor oo2.1 și oo2.2 cu un material care are rezistența la rupere de 900 MN/m^2 . Este evidentă mărirea durabilității materialului, care a ajuns astfel la un parcurs de 900.000 km pînă la deteriorare în locul cel mai solicitat. Rezultă de aici efectul hotărîtor al rezistenței materialului roții în durabilitatea roții.

Curbele oo2.6 și oo2.7, respectiv oo2.8 și oo2.9 ilustrează efectul măririi vitezei vehiculului studiat de la 120 km/h la 160 km/h (și anume, plecînd de la situația descrisă în legătură cu curba oo2.1, prin mărirea amintită a vitezei se ajunge la situația codificată cu oo2.6; de la oo2.2 la oo2.7, etc).

Se vede că la această viteză mai mare - care de altfel este în jurul vitezei critice a boghiului (atît după calculele teoretice cît și după rezultatele încercărilor, vezi cap.3.2), stratul cel mai solicitat a devenit stratul de pe suprafața de rulare.

Oboseala pornită din aceste straturi se poate manifesta ca ciupiri, gropițe, etc., contribuind la degradarea materialului, mai ales în cazul materialului mai moale (cu 800 MN/m² rezistență la rupere).

Durabilitatea s-a diminuat mult prin această mărire a vitezei: de la 5000 km la cca 1000 km în cazul materialului cu $\sigma_r = 800 \text{ MN/m}^2$ și de la cca 2.200.000 km la cca 350.000 km în cazul materialului cu $\sigma_r = 900 \text{ MN/m}^2$, în absența forțelor de tracțiune-frînare.

În fig.113 se vede variația durabilității materialului roții, la diferite adîncimi la varianta constructivă nr.027 analizată a boghiului Mănden-Deutz și a vagonului cl.a II-a compartimentat + bagaje export Grecia:

- masa boghiului redusă cu 10 % față de cea avută în varianta oo2;
- tara vagonului întreg redusă cu 10 % față de situația de la varianta oo2;
- amortizoare împotriva șerpuirii cu un coeficient de amortizare $C_{xB} = 63000 \frac{\text{NS}}{\text{m}}$ pe o parte a boghiului;
- materialul roții are $\sigma_r = 900 \text{ MN/m}^2$
- celelalte date sînt identice cu cele de la varianta oo2.

Se vede că, la $V = 120 \text{ km/h}$, s-a îmbunătățit durabilitatea față de varianta oo2, mai ales la adîncimea de 3 mm. Principalul avantaj de pe urma măsurilor adoptate este însă că durabilitatea materialului roții la 200 km/h

se situează la nivelul durabilității avute de modelul de bază (002) la 120 km/h.

Acest rezultat definește un fir roșu de urmărit la proiectarea de vagoane: reducerea tării și a mase-
lor suspendate.

În fig.115, ridicată pe baza rezultatelor reprezentate în fig.114, s-a ilustrat influența pe care raza r_0 pe cercul de rulare o are asupra durabilității roții, pînă la apariția pericolului de deteriorare a suprafeței prin oboseală.

Trécerea de la roți de $\varnothing 920$ ($r_0 = 0,460$) la roți de $\varnothing 760$ ($r_0 = 0,380$) reprezintă o scădere cu mai mult decît de două ori a durabilității, în aceleași condiții de exploatare.

3. VERIFICAREA RELATIILOR FOLOSITE SI PROFUSE IN CAP.2

3.1. Verificarea formulelor utilizate pentru descrierea neregularităților căii

Formulele date în cap.2.2 au fost verificate cu rezultatele experimentale obținute la încercările vagonului compartimentat cl.a II-a + compartiment de bagaje, cod 230, export Grecia, efectuate la firma Sofrerail din Franța, în 1981.

În acest scop, s-au înregistrat accelerațiile verticale ale cutiei de unsoare, care dă o suficient de bună aproximație a excitațiilor verticale provenite de la neregularitățile verticale ale căii.

Schema lanțului de măsurare este redată în fig.116. Traductorul este un accelerometru, montat pe una din cutiile de unsoare ale boghiului ultim în direcția de mers, astfel încât să fie sensibil la accelerațiile verticale ale acestuia.

Mărimile măsurate au fost simultan înregistrate pe bandă magnetică și pe hîrtie. Filtrele utilizate au fost de tip "Butterworth" cu o pantă de 36 dB pe octavă, la frecvența de tăiere. Frecvența de tăiere definită la punctul cu -3 dB a fost de 40 Hz. Măsurătorile ale căror rezultate se prezintă s-au efectuat în aliniament la vitezele de 100 km/h și 170 km/h. Vagonul s-a legat cu aparatul de legare slăbit la urma trenului de încercări, cu boghiul II (care poartă generatorul) la urmă.

În tabelul 18 se dau câteva caracteristici ale căilor pe care s-au efectuat încercările ale căror rezultate se utilizează aici.

În fig.117 și 118 se dau densitățile spectrale de putere prelucrate din înregistrările făcute. Fig.117, înregistrată la 170 km/h, indică o cale de calitate bună, accelerațiile verticale măsurate pe cutia de unsoare sînt relativ reduse, abaterea standard fiină de cca 0,26 g. Vîrfurile ascuțite, la intervale constante de frecvență, corespund tronsoanelor de șină de 18 și 36 m, în timp ce "cocoșa" pro-

nunțată, -centrată pe la 26 Hz, este provocată de către defec-
tele de laminare a șinei.

Fig.118 a fost înregistrată la 100 km/h. Aba-
terea standard a accelerațiilor verticale pe cutia de unsoare
este 0,442 g, valoare apropiată de cele măsurate pe calea bi-
ne întreținută la 170 km/h. Graficul nu are particularități
deosebite.

Peste aceste grafice s-au suprapus graficele
densităților spectrale de putere calculate cu formula $G_{Z_0}(F)$,
în care, pentru curba superioară s-a folosit $K_{I_{Z_0}} = 1$ și pen-
tru curba inferioară, $K_{I_{Z_0}} = 0,1$. Din fig.114 se observă că
aliura crescătoare este asemănătoare cu cea a graficului mă-
surat experimental. "Cocoașa" de la 26 Hz fiind o particulari-
tate a căii concrete pe care s-a efectuat măsurătoarea, nu se
regăsește în graficul neted al curbei teoretice. Graficul ob-
ținut pentru $K_{I_{Z_0}} = 0,1$ este mai aproape de rezultatul experi-
mental, dînd o aproximare relativ bună a înfășurătorii maxi-
melor din graficul rezultatelor experimentale.

Pentru $V = 100$ km/h, curba teoretică $G_{Z_0}(F)$
calculată cu relația din capitolul 2.2 cu $K_{I_{Z_0}} = 0,1$ dă o a-
proximare foarte bună a curbei experimentale.

În fig.119 și 120 sînt date comparațiile de
mai sus, cu transpunerea diagramei în coordonate $G_{Z_0}(F)-F$
(unde $G_{Z_0}(F)$ reprezintă densitatea spectrală de putere a de-
plasărilor Z_0 ale cutiei de unsoare, spre deosebire de $G_{Z_0}''(f)$
care reprezintă densitatea spectrală a accelerațiilor Z_0 ale
cutiei de unsoare). Între aceste marimi există relațiile cu-
noscute din tabelul 4.

In concluzie: 1. Relațiile pentru descrierea teoretică a ne-
regularităților căii au fost alese bine.

2. Cel mai aproape de rezultatele de la măsu-
rători se află curbele densității spectrale de putere, care au
coeficientul de corecție al stării de întreținere $K_{I_{Z_0}}$ egal
cu 0,1

3. Deoarece analiza de mai sus s-a putut efec-
tua numai pentru neregularitatea de nivelment în plan verti-
cal, Z_0 , se admite ipoteza că este corectă acceptarea valorii
 $K_{IT} = K_{I_{ZE}} = K_{I_{Z_0}} = 0,1$ și pentru neregularitățile laterale.

3.2. Verificarea vitezei critice

Viteza critică obținută pentru modelul mecanic ales (nr.002) și variantele acestuia se verifică prin analiza calității de mers (confortului) și a stabilității laterale a boghiului, deoarece atât calitatea de mers cât și stabilitatea laterală a boghiului sînt expresii sintetice ale apropierii vitezei de mers față de viteza critică a vehiculului respectiv.

3.2.1. Experiența cu viteze de pînă la 170 km/h

Vagonul cl.a II-a compartimentat și cu compartiment de bagaje, exportat în Grecia, a fost supus și încercărilor dinamice pentru determinarea calității de mers (confortului) pînă la 170 km/h, pe inelul de la Făurei, în 1980.

În acest scop, s-au determinat confortul și calitatea de mers pentru caracterizarea dinamicii laterale a vagonului, care s-au reprezentat în fig.122 și fig.124. Lanțul de măsurare este redat în fig.125.

Din aceste figuri se reține, la prima vedere, faptul că o mare influență asupra mărimii indicilor de mers o are calea pe care se execută măsurătorile. Se vede că, în general, valorile măsurate pe căi bine întreținute (cele de pe secția Angoulême-Poitiers și Facture-Morcenx) sînt mai mici decît cele măsurate pe alte căi (inelul de la Făurei).

Inelul de la Făurei, așa cum s-a prezentat el la data experiențelor, din punctul de vedere al calității căii, este mai bine întreținut decît porțiunea dintre Bordeaux și Pauillac, dar mai puțin bine întreținut decît celelalte două porțiuni pe care s-a încercat vagonul la firma Sofrerail (fig.123 și fig.124).

Se mai vede din aceste figuri că curba lui W_{2H1} (calitatea de mers laterală) și W_{2H2} (confort lateral) este monoton crescătoare. Panta este cca 0,005 la km/h pe valorile înregistrate la Făurei și 0,007 la km/h pe valorile înregistrate la firma Sofrerail.

Această aliură este determinată, printre altele, de creșterea monotonă a accelerațiilor laterale ale ramei boghiului, y_3 , care excită mișcările transversale ale

cutiei. In fig.126 s-a reprezentat variația acestei mărimi în funcție de viteză, la 3 variante ale modelului mecanic studiat, care diferă unul de celălalt numai prin amortizarea longitudinală (antișerpuire) C_{xB} și care se deplasează pe calea tip 8 din fig.128. Această creștere a abaterii standard a accelerațiilor este cu atât mai mare, cu cât viteza de mers este mai apropiată de viteza critică a boghiului (vitezele critice calculate sînt 157 km/h pentru codul 002, 169 km/h pentru codul 005 și 183 km/h pentru codul 006).

Tot în această figură s-au trecut și rezultatele înregistrate la firma Sofrerail cu vagonul mai sus amintit: în fig. a) s-au trecut abaterile standard măsurate pe rama boghiului din față (conducător, în sensul de mers), iar în fig. b) s-au trecut cele ale boghiului din spate. Se remarcă buna concordanță a teoriei cu măsurătorile, atât în ceea ce privește alinura (panta variației), cât și în ceea ce privește valorile obținute.

Diferența între comportarea boghiului din față și spate cu ocazia experiențelor se explică prin diferența conicităților efective, măsurate pe standul profilograf:

| | | ecartament 1431 mm; profil șină - relevat de pe cale | ecartament 1435 mm; profil șină: U80 teoretic |
|-------------------|--------|--|---|
| Boghiul din față | osia 1 | 0,238 | 0,039 |
| | osia 2 | 0,250 | 0,033 |
| Boghiul din spate | osia 3 | 0,100 | 0,049 |
| | osia 4 | 0,370 | 0,045 |

Conicitatea echivalentă a osiilor boghiului din față corespunde celei a unui profil S 1002 teoretic:

- pe o cale cu ecartamentul normal normal, valoarea este foarte mică, deoarece rularea se face în apropierea cercului de rulare;
- pe calea cu ecartamentul restrîns conicitatea este mare,

• deoarece rularea se face foarte aproape de racordarea buzei. Cu aceste valori, viteza critică a boghiului din față trebuie să fie destul de mică, probabil puțin superioară valorii de 160 km/h.

Boghiul din spate are conicități anormal de ridicate, datorită faptului că ecartamentul a depășit toleranța de 1426 mm. Acest lucru explică instabilitatea observată la 160 km/h în timpul încercărilor.

Curbele teoretice din fig.126 au la bază calculele efectuate cu conicitatea $\lambda_0 = 0,1035$ (roată nouă și șină nouă), vezi tabelul 5, la ecartament normal. Această valoare este mai mare decât cea găsită prin măsurători. Acest fapt poate să fie una din cauzele abaterilor față de experiență.

Viteza critică teoretică calculată este 157 km/h la modelul mecanic de bază (cod co2). Si această valoare este relativ apropiată de cea măsurată.

In concluzie : 1. Viteza critică calculată concordă bine cu valoarea la care s-a ajuns prin analiza stabilității laterale a boghiului la încercările vagonului;

2. Valoarea conicității joacă un rol important în asigurarea stabilității. Conicitatea mare nu poate să asigure o viteză critică mare, deci o stabilitate de rulare suficientă la vitezele normale de exploatare;

3. Abaterile de montaj ale roții pe osie influențează stabilitatea boghiului, și cu aceasta siguranța de exploatare și confortul, deoarece deplasează profilul roții față de cercul de rulare teoretic. De aceea, această cotă trebuie riguros verificată în fabricație și reparație;

4. Precizia de prelucrare la restrunjirea profilului roții influențează asupra stabilității prin același mecanism ca la punctul anterior.

3.2.2. Experiințe cu viteze de pînă la 200 km/h

Experiințe cu viteza 200 km/h au fost efectuate în octombrie 1981, cu ocazia încercărilor vagonului nr.021 din parcul special de vagoane.

Acest vagon se poate compara din punct de vedere al dimensiunilor carcasei, cu vagonul compartimentat ci. a

II-a + bagaj, pentru export Grecia, și din punct de vedere al masei - cu vagonul încărcat de mai sus. Este echipat cu boghiuri Minden-Deutz cu frână disc, de construcție similară cu cea a boghiului analizat aici.

Caracteristicile căii pe care s-au determinat indicele W_z de confort și accelerațiile laterale ale ramei boghiului se dau în tabelul 19.

Schema bloc a lanțului de măsurare a indicelui de W_z este redată în fig.125. Pentru măsurarea accelerațiilor transversale ale ramei boghiului s-a folosit aceeași schemă bloc, dar fără calculatorul analogic, și în locul filtrului TP 5,6 Hz, s-a folosit unul TP 16 Hz (frecvențele de tăiere 5,6 Hz, respectiv 16 Hz).

În fig.127 s-au reprezentat valorile W_z înregistrate la diferite viteze, cu și fără amortizor antișerpuire. În fig.128 s-au reprezentat accelerațiile medii înregistrate la diferite viteze, cu și fără amortizor antișerpuire.

Se constată că amortizoarele conduc la îmbunătățirea confortului pe orizontală (reducerea lui W_z) cu cca 5-13 %, mai mare la vitezele mai mici, și la reducerea accelerațiilor medii transversale ale ramei boghiului. Influența este substanțială la viteze peste 160 km/h, ajungând la o reducere a accelerațiilor cu cca 65 %.

In concluzie : 1. Amortizoarele longitudinale C_{xB} introduse pentru amortizarea mișcării de șerpuire a boghiului, reduc accelerațiile transversale ale ramei boghiului într-o măsură hotărâtoare. Experiența a confirmat și în acest caz previziunea în baza relației teoretice (vezi curbele trase cu linii continue pentru $C_{xB} = 3000$ NS/m și 63000 NS/m din fig.126).

3.3. Compararea rezultatelor privind răspunsul vehiculului la neregularitățile considerate cu rezultatele încercărilor și probelor pe cale cu vagoanele călători Grecia

În acest paragraf se compară densitățile spectrale de putere, măsurate și calculate, ale accelerațiilor laterale ale ramei boghiului. Calculele s-au efectuat cu modelul 002 pe calea tip 8 din figura 28 ($K_{120} = 0.1$). În figura 129 s-a reprezentat deci $G_{yByB}(f)$ calculat, la viteza de 160 km/h, în domeniul 0,5 - 10 Hz. Vârful ascuțit din jurul frecvenței de 1,8 Hz corespunde frecvenței proprii a suspensiei secundare neamortizate a cutiei pe boghiu, care este

$$p_{II} \approx 1,5 \text{ Hz}$$

Pentru comparație se folosește densitatea spectrală de putere a accelerațiilor măsurate în direcție transversală pe rama boghiului vagonului compartimentat cl.a II-a, cu compartiment de bagaje, export Grecia, la firma Sofrerail. În fig.130 a și b s-au reprezentat DSP măsurate la 170 km/h, pe calea nr.1, tabelul 16, pe boghiul din față (a), respectiv pe boghiul din spate (b), după sensul de mers.

Se vede că există diferențe între aliura curbelor teoretice și experimentale. Vârful ascuțit de pe la 1,8 Hz nu mai apare în experiență (la boghiul din față), în schimb în fig.b (boghiul din spate), apare un vârf pronunțat pe la 3,8 Hz, cauzat de instabilitatea boghiului datorită conicității efective prea mari, în special la osia nr.4 (v. tabelul de la pct.3.2.1.).

Se poate concluziona totuși că, în ceea ce privește tendința de creștere la începutul intervalului de frecvență analizat și descreșcătoare la sfârșitul intervalului, acestea sînt corecte și la curbele ridicate experimental. Principalele cauze ale diferențelor pot fi următoarele:

1. Modelul de calcul are numai două grade de libertate și este liniar, pe cînd boghiul real are mai multe grade de libertate, iar ampatamentul acestuia este neliniar, din cauza neliniarității contactului și a pseudo-

alunecării dintre roată și șină.

2. Modelul de calcul consideră că cutia vehiculului se deplasează de-a lungul căii fără să execute mișcări laterale, pe când în realitate aceste mișcări există și boghiul și cutia se influențează reciproc.

O altă comparație se poate face pe baza fig.131, unde s-au desenat suprapus DSP ale accelerației transversale a ramei boghiului, calculată teoretic la $V = 120$ km/h și cea măsurată pe calea nr.2 (tabelul 18) la Sofrerail. Asemănarea celor două curbe este mai bună în acest caz. Există o bună concordanță în ceea ce privește vîrfurile de pe la 1,4 - 1,5 Hz, tendința crescătoare la începutul și la sfîrșitul intervalului 0,1 - 10 Hz, și în sesizarea celui de al doilea vîrf pe la 11 Hz, care corespunde ampatamentului boghiului, de 2,5 m.

În cele ce urmează se compară dispersiile (respectiv abaterile standard) măsurate și calculate, ale accelerațiilor laterale ale ramei boghiului mai sus amintit.

La viteza de $170 \frac{\text{km}}{\text{h}}$, pe calea nr.1 (tabelul 18), s-au înregistrat abaterile standard de $0,041 \text{ g} = 0,402 \text{ m/s}^2$ la boghiul din față și $0,080 \text{ g} = 0,785 \text{ m/s}^2$, la boghiul din spate (Diferențele se datorează conicității foarte ridicate a osiei nr.4, v.pct.3.2.1.). Din calcul a rezultat abaterea standard de $0,059 \text{ g} = 0,582 \text{ m/s}^2$, care se încadrează între valorile găsite în practică.

La $V = 100 \text{ km/h}$, pe calea nr.2 (tabelul 18), s-au înregistrat abaterile standard de $0,066 \text{ g} = 0,647 \text{ m/s}^2$ la boghiul din față și $0,063 \text{ g} = 0,618 \text{ m/s}^2$ la boghiul din spate, față de cca $0,110 \text{ g} = 1,080 \text{ m/s}^2$, obținut din calcul.

In concluzie : 1. Există diferențe între curbele DSP ridicate experimental și cele calculate teoretic.

Principalele cauze par a fi în gradul de simplificare a modelului față de realitate și în neliniaritatea interacțiunii din practică, față de liniaritatea analizei teoretice.

2. Indicele global al stabilității laterale a boghiului - abaterea standard a accelerațiilor laterale ale ramei boghiului - calculat, aproximează într-o măsură mai bună comportarea în realitate a boghiului.

3.4. Punerea în evidență a petei de contact R/S prin luarea
amprentelor contactului

Scopul acestor experiențe a fost vizualizarea petei de contact pentru a putea urmări:

- mărimea petei de contact (respectiv lățimea ei);
- gradul de potrivire a suprafeței de rulare a roții și a șinei.

Metoda folosită a fost cea a luării "amprentei" contactului. Intre cele două suprafețe ce vin în contact se interpune o foaie de hîrtie (de scris, de calc, cerată, etc), cu sau fără indigo. Datorită presiunilor de contact mari ce există în pata de contact, foaia de hîrtie se va deforma plastic (se va tusa) și dacă înainte de contact a avut o oarecare textură, aceasta se va pierde în zona petei de contact. Dacă s-a folosit și o foaie de hîrtie indigo, atunci în locurile care s-au aflat sub pata de contact pigmentii foi de indigo se vor imprima în foaia de hîrtie albă, așezată sub indigo. În aceste două moduri se pot obține contururile suprafeței de contact.

Se obțin două feluri de amprente, în funcție de piesa pe care se fixează foaia de hîrtie (roata sau șina) și în funcție de viteza relativă a roții față de șină. Următorul tabel exemplifică aceste situații:

| Nr. | Locul foii | Viteza roții | Rezultatul |
|-----|------------|-----------------------------------|--|
| 1. | Pe șină | = 0 | pată de contact |
| 2. | Pe șină | $\neq 0$ ($\approx 2-3$ km/h) | bandă de contact (= urma petei de contact) |
| 3. | Pe roată | = 0 | pată de contact |
| 4. | Pe roată | $\neq 0$ ($\approx 2-3$ km/h) | bandă de contact (= urma petei de contact) |

S-au luat amprentele diferitelor vehicule în situația 1 și 2. În tabelul 20 se dau împrejurările în care s-au luat amprentele prezentate în figurile 132 pînă la 137.

Fig.132 arată amprenta roții vagonului compartimentat cl. a II-a + bagaj Grecia, pe o șină uzată mediu. Se vede că este vorba despre o trecere de la monocontact la bicontact; pe lângă pata de contact principală (aici sub forma unei urme a petei) de o lățime de cca 5,5 mm în direcție transversală, situată între cercul de rulare și buză, și marcată cu dunga pronunțată apare și o a doua dungă de contact, mai lată și mai puțin pronunțată. Aceasta se datorează faptului că presiunea în această a doua suprafață este mai mică decât în dunga principală.

În fig.133 se vede o amprentă a urmei unei roți a aceluiași vagon, luată pe o șină uzată puternic, situată în triajul București. Contactul R/S este bicontact, ambele pete fiind aproximativ egal solicitate. Contururile sînt mai puțin clare datorită în special presiunilor de contact mult mai mici (de cca **25** ori față de amprenta precedentă), lățimile măsurate ale urmelor fiind de 8,5 mm și 14 mm. Se văd urmele unor adîncituri în pata de contact, care au făcut ca indigoul să nu impresioneze hîrtia. Acestea sînt urmele unor ciupituri sau gropițe, existente atît pe suprafața roții, cît și pe cea a șinei.

În fig.134 și 135 se vad amprentele petei de contact în repaus ale aceleiași roți pe o șină uzată. E vorba și aici de bicontact, una din pete este mai pronunțată decât cealaltă. Ele sînt mult mai apropiate decât în amprenta precedentă; aria totală de contact fiind aproximativ egală cu cea precedentă.

În fig.136 se vede amprenta urmei de contact a roții uzate a unei locomotive de manevră diesel, formula osiilor R', pe o șină foarte uzată din linia uzinale IVA. Contactul este monocontact. Lățimea mare de cca 30 mm a urmei denotă o bună potrivire a celor două corpuri în contact. Se pot observa cîteva adîncituri (gropițe) de formă circulară sau ovală și două ciupituri care se pot identifica cu exfolierile (cod avarie 15) din terminologia CRG /136/.

În fig.137 se vede amprenta urmei roții unui vagon de marfă cu roți uzate, pe șinele uzate mediu dintr-un

triaj. Pe lângă lățimea mare a urmei, reține atenția imaginca unui loc plan surprins cu jumătatea sa în partea urmei de contact aflată spre cercul de rulare.

În fig.152 și 153 se arată două roți de vagon de călători, care prezintă gropițe pe suprafața de rulare.

Concluzii : 1. Profilul de bandaj S 1002 cu care s-au echipat vagoanele destinate exportului în Grecia nu este un profil de uzură care să corespundă șinelor și pozării lor pe rețeaua CFR, deoarece contactul se realizează pe suprafețe relativ mici și chiar foarte mici, conducând la uzuri rapide și la stabilirea unui alt profil de uzură, decât cel inițial, dat prin strunjirea profilului. Aceasta înseamnă că caracteristicile suspensiei, gândite astfel încât împreună cu profilul S 1002 să dea confortul necesar și uzuri minime, nu vor mai fi corespunzătoare după ce profilul inițial S 1002 se va fi acomodat cu profilul șinelor existente pe rețeaua CFR.

2. Profilele de uzură asigură lățimi de contact (pete de contact) foarte mari, care este unul din mecanismele (pe lângă ecruisarea materialului) care duc la reducerea intensității de uzură cu parcursul efectuat.

3. Metoda amprentei se poate folosi cu succes pentru verificarea calitativă și cantitativă a contactului R/S.

3.5. Compararea rezultatelor obținute teoretic privind durabilitatea suprafeței profilului cu datele experimentale din literatura de specialitate, datele culese din exploatarea locomotivelor din depourile Timișoara, Arad

3.5.1. Verificarea rezultatelor pentru intensitatea uzării

Rezultatele obținute pentru intensitatea uzării pe suprafața de rulare în capitolul 2.6.1. au fost confruntate cu diferite rezultate experimentale, măsurate la depourile de locomotive din Arad și Timișoara, cu rezultatele măsurărilor efectuate pe vagoane din parcul special de vagoane și datele din literatura de specialitate:

a) Evoluția uzării bandajelor la locomotivele CFR

S-a urmărit evoluția cotelor A, B și C din fig.3 în funcție de parcursul efectuat, la locomotive diesel-electrice, diesel-hidraulice și electrice, din depourile Arad și Timișoara.

Aceste cote sînt:

- A - uzarea pe suprafața de rulare, în direcție radială;
- B - grosimea bandajului;
- C - grosimea buzei bandajului, măsurată în direcția axială, la loc sub cercul de rulare momentan (la parcursul P efectuat)

În fig.138 și 147 se dau evoluțiile acestor cote (la osiile 1 și 6), la cîteva locomotive. În aceste figuri se pot vedea clar tendințele uzării bandajelor (preponderent pe buză sau pe suprafața de rulare).

Din aceste figuri s-au extras cifrele medii de uzare, care s-au trecut în tabelul nr.21. Vitezele medii de uzare sînt:

$$v_a = \frac{\Delta A}{\Delta P} \cdot 10^4 ; \left[\frac{\text{mm}}{10^4 \text{ km}} \right] ; \quad (287)$$

pe suprafața de rulare, și

$$v_c = \frac{\Delta C}{\Delta P} \cdot 10^4 ; \left[\frac{\text{mm}}{10^4 \text{ km}} \right] ; \quad (288)$$

pe buză.

Reprezentate în diagrama $v_c - v_a$, se obțin punctele din figura 148, care indică clar că uzarea preponderentă este cea a buzei bandajului. S-au determinat și dreptele de expresie care furnizează ecuațiile dreptelor care aproximează cel mai bine aceste puncte (cu eroarea medie pătratică cea mai mică) Ele sînt aproape paralele pentru cele două tipuri de locomotive (LDE și LE). Uzarea bandajelor la LE este mai apropiată de uzarea uniformă decît cea de la LDE.

Tot în fig.148, pentru control, s-au trecut și punctele reprezentînd uzurile medii pe depourile Ciceu, Sibiu, Tg.Mureș, Brașov, Sighișoara din /89/, cu care datele măsurate la Arad și Timișoara prezintă o bună concordanță. (Mediile pe țară după /89/ sînt trecute în fig.149).

Vitezele de uzare pe cercul de rulare se găsesc în intervalul

$$v_a = 0,060 \dots 0,300$$

concentrate mai mult în jurul valorii de 0,200.

b) Evoluția uzării profilului la vagoane cu $V_{max} = 200$ km/h

Evluția uzării profilului la roțile vagoanelor pentru viteza maximă de 200 km/h, fabricate la IVA pentru parcul special, se exemplifică pe cotele măsurate la vagonul "Uzina", care a efectuat, în timpul încercărilor, un parcurs de cca 50.000 km, pe ruta Arad - București. [27,3 % din parcursul total s-a efectuat în regim de persoane, 40,4 % în regim accelerat și 32,2 % în regim rapid.]

Pe suprafața roților avînd un material cu rezistența la rupere de cca 1000 MN/m^2 nu s-au constatat exfolieri. În figura 150 se arată evoluția cotelor A, C și q_R (pentru definirea lui q_R vezi fig.7).

Intensitățile (viteze) de uzură medie pe suprafața de rulare sînt:

$$v_a = \frac{0,400}{3,5} \dots \frac{0,700}{3,8} = 0,114 \dots 0,184$$

[mm/10⁴ km]

c) Evoluția uzării profilului roții în literatura de specialitate

În /90/ se dă evoluția vitezelor de uzare v_a și v_c , caracteristică pentru situația din RFG: fig.151.

Vitezele de uzare pe cercul de rulare, v_a , sînt cuprinse în domeniul $0,200 \dots 0,010 \text{ mm}/10^4 \text{ km}$. Alături de descrescătoare a curbelor arată o scădere a intensității de uzare (viteza de uzare) cu creșterea parcursului efectuat, datorită creșterii durității suprafețelor roții.

În /91/, pentru locomotivele CFR, se dau viteze de uzare pe suprafața de rulare cuprinse între $0,100$ și $0,300 \text{ mm}/10^4 \text{ km}$.

d) Influența creșterii vitezelor de mers

Influența creșterii vitezelor de mers asupra intensității de uzare a fost semnalată, în forma ei foarte alarmantă, de către TERRASSE /21/ în urma experiențelor SNCF cu viteze mari (v.cap.1.0).

La mărirea vitezei de la 200 km/h la 250 km/h , parcursul efectuat de locomotive BB 9291 între două restrun-jiri a scăzut de la 65.000 km la 8.000 km .

Această tendință se poate explica prin mărirea nivelului oscilațiilor, care conduce la mărirea forțelor de interacțiune R-S.

În fig.75 și fig.79 (determinate teoretic pentru cazul osiei montate) se vede că odată cu creșterea vitezei și apropierea ei către viteza critică (care se află în cazul modelului osiei montate la cca 61 m/s), crește și intensitatea de uzare a suprafeței de rulare (h_{AC}/P) și a buzei bandajului (h_{BC}/P) cu atât mai vertiginos, cu cît viteza este mai aproape de viteza critică.

Concluzii : 1. Intensitățile medii de uzură de $h_{AO}/P = 0,010 \dots 0,050$ pe suprafața de rulare, calculate în cap. 2.6.1. pentru osia montată (modelul mecanic din fig.26), la vitezele uzuale, sînt cu cca un ordin de mărime mai mici decît vitezele de uzare v_g găsite în exploatare pe locomotivă (fig.73). Cauza acestor diferențe este de căutat în diferențele în comportarea dinamică (model - realitate) și în diferențele în

sarcinile pe osie. De asemenea, curbele din fig.73 sînt valabile pentru viteza constantă, pe cînd în realitate vitezele momentare de mers sînt repartizate după o lege oarecare.

2. Intensitățile medii de uzură pe suprafața de rulare, arătate mai sus sînt într-o bună concordanță cu cifrele comunicate de /90/ pentru ansamblul C.F.germane, DB, care dau $v_a = 0,010 \dots 0,200 \text{ mm}/10^4 \text{ km}$, și sînt mai mici decît cifrele comunicate de /91/ care pentru locomotivele diesel de la CFR dau $v_a = 0,100 - 0,300 \text{ mm}/10^4 \text{ km}$, respectiv valorile măsurate pe vagoanele speciale ($0,114 \dots 0,184 \text{ mm}/10^4 \text{ km}$). Alături de descrescătoare cu creșterea parcursului efectuat ca urmare (în principal) a creșterii dunității verifică și cele ce rezultă din fig.74, și anume că cu creșterea dunității scade intensitatea de uzare.

3. Tendința pronunțată de creștere a uzării profilului cu creșterea vitezei de mers, observată de SNCF. este redată și de modelul simplu al osiei montate.

4. Modelul de calcul dedus pentru intensitatea de uzare poate să explice tendințele și fenomenele observate în exploatarea feroviară, enumerate mai sus.

4. CONCLUZIILE STUDIULUI. RECOMANDARI PENTRU PROIECTARE

Cauzele uzării roților la viteze mari și foarte mari rezidă în fenomenele de frecare - uzare din interacțiunea roții și a șinei.

Tribologia contactului roții și al șinei este un fenomen foarte complex, guvernat de un număr mare de parametri, între care există corelații diferite. Acești parametri sînt:

- geometria contactului
 - . profilul roții și al șinei
 - . raza cercului de rulare
 - . conicitatea efectivă
- statica contactului
 - . dimensiunile petei de contact
 - . presiunile în pata de contact
 - . forțele tangențiale în pata de contact
- materialul roții și al șinei
 - . caracteristicile mecanice și fizice
 - . duritatea
 - . texturarea (izotropia proprietăților mecanice și fizice)
- parametrii vehiculului
 - . suspensia (rigidități și amortizori)
 - . masele suspendate și nesuspendate
- parametrii căii
 - . rigiditatea și amortizarea
 - . neregularitățile geometrice de trasare și ecartament
 - . numărul curbilor, raza și lungimile lor
- parametrii exploatarei
 - . distribuția vitezelor și momentelor de tracțiune-frînare

Măsurarea multor dintre aceștia este foarte grea (sau pînă acum nereușită), de exemplu măsurarea parametrilor staticii contactului este imposibilă cu actualul stadiu al tehnicii de investigație. Astfel, un grup de factori de primă importanță nu se pot măsura, eventual se pot deduce numai indirect (de exemplu, forțele tangențiale).

Ö teorie unitară nu există nici astăzi pentru calculul efectelor fenomenelor tribologice dintre roată și șină. Reproducerea acestor fenomene în laborator (pe standuri de rulare) este foarte dificilă, atât datorită diferențelor existente între calea de rulare reală și calea de rulare a standului, cât și datorită multitudinii parametrilor de influență.

Studiul apropiat al contactului R/S pe calea de rulare este îngreunat foarte mult de faptul că locul contactului este inaccesibil, forțele de pseudoalunecare se pot măsura greu (neexistând instalații complicate), iar presiunea de contact și dimensiunile petei de contact, variabile în timpul mersului, nu se pot măsura.

Se pot deduce totuși câteva concluzii și orientări pentru proiectarea vehiculelor, în vederea reducerii solicitărilor pieselor componente și diminuării uzurilor sau deteriorărilor.

Viteza critică este un parametru sintetic, care ține cont, de fapt, de toți parametrii vehiculului în ceea ce privește suspensia, masele, geometria și statica contactului. Ea marchează atât instalarea unui fenomen de rezonanță în oscilațiile laterale ale boghiului, cât și instalarea instabilității mișcărilor boghiului, datorită depășirii capacității de amortizare a forțelor de contact roată - șină.

Viteza critică trebuie să fie suficient de mare, astfel ca să fie peste viteza maximă de circulație. Măsurile care asigură acest lucru, în cazul boghiului Hinden Deutz, sînt:

- reducerea masei nesuspendate a ramei boghiului și a aparatului de rulare, inclusiv suspensia primară, prin folosirea de osii montate ușurate (osii tubulare), introducerea unui element elastic în direcție axială, între osia montată și cutia de unsoare. Ultima măsură trece întreaga ramă a boghiului în rîndul maselor suspendate, contribuind din plin la mărirea vitezei critice, și este aplicată la locomotive, printre care și LDE Co-Co de 3500 CP, construită de ICM Reșița pentru Anglia /92/;

- reducerea tarei vagonului prin toate mijloacele ce stau la dispoziție (aplicând principiile construcției ușoare din punctul de vedere al formei pieselor, sau din punctul de vedere al materialului utilizat);

- reducerea momentului de inerție a ramei boghiului față de rotirea în jurul axei verticale, prin concentrarea maselor mai mult spre centrul de greutate al boghiului (reducerea razei de inerție);

- mărirea ampatamentului (limitată de forțele crescînde la înscrierea în curbă și de faptul că prin mărirea ampatamentului crește momentul de inerție în jurul axei verticale, care aduce cu sine descreșterea vitezei critice, adică tocmai efectul nedorit ! In consecință, acest parametru nu trebuie modificat decît în limite foarte strînse);

- mărirea amortizării laterale între rama boghiului și cutia vehiculului;

- introducerea unui cuplu al amortizării longitudinale între rama boghiului și cutia vehiculului (montarea de amortizoare "antișerpuire"), două amortizoare hidraulice orizontale, de cca 60.000 Ns/m, la cca 2600 mm unul de altul;

- introducerea unui cuplu al rigidității longitudinale între rama boghiului și cutia vehiculului (montarea a două arcuri orizontal-longitudinale între cutie și rama boghiului, la cca 2600 mm unul de altul, cu rigiditatea de cca 300.000 N/m fiecare). Acest lucru se poate realiza și cu ajutorul soluției de sprijinire a cutiei pe boghiu, prin elemente elastice "flexicoil", cînd rigiditatea laterală a suspensiei secundare asigură cuplul de mai sus. Acest lucru înseamnă reproiectarea ramei boghiului și a suspensiei secundare și poate conduce suplimentar și la o reducere a masei nete cu cca 500 kg/boghiu;

- corelarea profilului roții cu profilul și înclinația șinei și ecartamentul căii, pentru asigurarea unor conicități echivalente care să nu depășească $\lambda_0 = 0,100$. Profilul S 1002 prevăzut pentru vagoanele export Grecia asigură o conicitate suficientă pentru situarea vitezei critice puțin peste viteza de circulație maximă (160 km/h), pe căi

cu ecartament normal. Pe căi cu ecartament îngust ($1435 \begin{smallmatrix} +5 \\ -2 \end{smallmatrix}$) conicitatea mare implică scăderea vitezei critice și un mers foarte neliniștit la viteze de 160 km/h.

Pe rețeaua CFR, unde profilul utilizat în exclusivitate este cel STAS, cu conicitatea 1:20, pentru viteze mari, peste 120 km/h, se impune trecerea la un profil de uzură care să asigure o amortizare mai bună a oscilațiilor de șerpuire și o tensiune de contact mai mică. Acest profil ar putea să fie o variantă ameliorată a profilelor S-78, /123/ sau S 1002, puse în concordanță cu profilul și înclinația șinelor și ecartamentul căii pe rețeaua CFR.

La alegerea conicității, corelată cu ceilalți parametri ai suspensiei și ai vehiculului, trebuie să se facă un compromis important între calitatea de rulare și uzare, ținând cont că în vederea unei uzări uniforme este nevoie ca punctul de contact să migreze într-o bandă cât mai largă pe suprafața profilului. Acest lucru se poate realiza prin adoptarea de profile de uzură adecvate și prin acceptarea unui anumit nivel al oscilațiilor laterale ale osiei montate. Efectul negativ al acestor măsuri trebuie contracarat prin măsuri constructive (amortizoare și arcuri antișerpuire, sau suspendarea cutiei pe arcuri tip "flexicoil", etc).

Deoarece conicitatea (în cazul profilelor de uzură sau al celor diferite de cele conice) depinde de locul contactului, este important ca să se respecte riguros toleranțele de ecartament la cale și toleranțele de cablare a roții pe osie. Depășirea acestor toleranțe (daci o execuție și o întreținere proaste) conduc la modificări ale conicității efective, care după cum s-a văzut are o mare influență asupra vitezei critice și, în general, asupra întregii dinamici a vehiculului.

Deoarece pe o cale bine întreținută viteza maximă admisă din punctul de vedere al apropierii față de viteza critică este mai mare decât cea pe o cale prost întreținută, ca urmare a cuplării mișcărilor laterale și verticale prin mecanismul aderenței, este necesar ca în faza de proiectare să fie definită calitatea căii pe care vehiculul va fi folosit.

Calitățile de rulare și de uzare proiectate ale vehiculului vor putea fi menținute în exploatare numai pe căile a căror stare de întreținere concordă cu cea pentru care s-a proiectat vehiculul.

Pentru a reduce pe cât posibil sarcina dinamică verticală pe roată, se impun următoarele cerințe :

- Mase nesuspendate de max. 1500 kg pe osie
 - . prin osii tubulare
 - . roți cu diametre mai mici (cât permit condițiile tribologice și dinamice)
- Concentrarea maselor suspendate în jurul centrului de greutate pentru a obține un moment de inerție mic în jurul axei longitudinale și cu aceasta să se obțină o frecvență proprie de ruluu, apropiată de frecvența proprie de săltare.
- O amortizare relativ ridicată ($D_z = 0,3$) pentru suspensia primară.

- Respectarea domeniilor prescrise pentru frecvențele proprii, pentru a evita fenomenele de rezonanță între suspensia secundară, boghiu, roată-șină și oscilații de încovoiere a cutiei.

- Poziționarea punctului în care atacă forța de tracțiune-frînare în centrul de greutate al boghiului, în planul de simetrie vertical-longitudinal, pentru a elimina influența oscilațiilor de galop ale boghiului asupra confortului. De asemenea, se cere ca acest punct să fie cât mai apropiat de suprafața șinei, pentru a asigura o descărcare minimă a osiilor la variația forțelor de tracțiune-frînare.

- Cunoașterea spectrelor reprezentative ale neregularităților verticale ale căii și cunoașterea funcției de repartiție (distribuție) a lungimilor de undă ale acestor neregularități.

Tensiunile de contact se pot calcula relativ ușor cu relațiile (108), asigurându-se o precizie relativ bună și mai puține complicații decât folosind relațiile complicate din literatură.

Starea de tensiune în și sub pata de contact este definită atât de dimensiunile petei de contact și sarcina

normală pe aceasta, cât și de forțele tangențiale și pseudo-alunecările la periferia roții. Acestea pot schimba esențial forma de variație și valoarea tensiunilor principale.

Dacă lipsesc forțele tangențiale la periferia roții, valoarea maximă a tensiunii tangențiale, de $0,3104 \cdot p_0$ se înregistrează la o adâncime de $0,77a$ sub pata de contact. Pe măsură ce crește forța tangențială aplicată, crește în primul rând valoarea tensiunii echivalente la suprafața roții. Dacă forța tangențială ajunge să fie mai mare decât 21 % din forța normală, valoarea maximă a tensiunii echivalente apare la suprafață.

În ceea ce privește influența vitezei asupra solicitării materialului roții, se poate spune că la viteze mici stratul superior este solicitat mai puțin decât stratul aflat la $0,77a$ (cca. 3-5 mm în cazul roților vagonului analizat). La creșterea vitezei, datorită creșterii oscilațiilor laterale și verticale, stratul superior este solicitat din ce în ce mai intens, chiar mai puternic decât straturile aflate la adâncimi mai mari. De aceea, la viteze mari uzurile cresc vertiginos în intensitate, ajungându-se la uzura "severă".

Uzarea naturală (prin adeziune și abraziune) apreciată în intensitatea ei cu ajutorul formulelor (227), (228) și (249) depinde de parametrii: dinamica sarcinii pe roată și funcția de repartiție a valorilor momentane ale sarcinii pe osie, dinamica și corelația pseudoalunecărilor în pata de contact, geometria contactului (profilele roții și ale șinei), diametrul roții, distribuția punctelor momentane de contact pe profilul transversal al profilului roții și caracteristicile fizico-mecanice ale materialului roții.

Cele mai importante influențe le au materialul roții și viteza de mers; viteza de mers, datorită faptului că toți factorii dinamici depind de viteză, respectiv de apropierea vitezei de viteza critică a vehiculului. Se impune ca în cale de urmat în reducerea uzării la viteze mari asigurarea unei viteze critice suficient de mari pentru vehicul, folosind metodele deja arătate, alegerea corespunzătoare a materialului roții și a șinei, reducerea tării (sarcinii pe osie).

Deoarece calitatea de întreținere a căii joacă un rol foarte mare în nivelul dinamicii și al solicitărilor, ea va determina într-o mare măsură și intensitățile de uzare sau de deteriorare a suprafeței profilului roții. De aceea, cunoașterea de către proiectant a caracteristicilor căii este indispensabilă. Proiectarea fără a avea la dispoziție acest element important, sau oferirea unui vagon proiectat pentru o anumită cale spre o țară ale cărei linii nu sînt cunoscute din punct de vedere al calității de întreținere, este hazardată.

În alegerea materialului și a tratamentului la care acesta se va supune se pot deduce următoarele concluzii pentru proiectare. Odată cu creșterea vitezelor de mers, este necesar ca duritatea materialului, respectiv rezistența la rupere, să fie mai mare. La roțile tratate termic este necesar ca grosimea stratului tratat termic să fie mai mare, astfel încît locul formării tensiunilor tangențiale sau echivalente maxime (de $0,77 \times$ semiaxa elipsei de contact) să se găsească în interiorul zonei tratate și nicidecum să nu cadă la limita de separație a zonei tratate și netratate.

Deteriorarea suprafeței de rulare descrisă cu ajutorul formulelor (260), (262), (286) este definită de parametri următori: dinamica forțelor care acționează în pata de contact roată-șină (sarcina pe osie statică + variația ei, forțele tangențiale la obadă), raportul în care se află solicitarea tangențială față de cea normală (dată de sarcina pe osie), geometria contactului, diametrul la cercul de rulare, proprietățile fizico-mecanice ale materialului și viteza de mers.

Durabilitatea materialului este influențată în mod hotărîtor de rezistența de rupere a acestuia și de apropierea locului considerat de suprafața de rulare (rămînînd valabilă observația anterioară, referitoare la influența calității de întreținere a căii). Cu cît aceasta este mai mare, cu atît crește și parcursul pînă la obosirea materialului în locul considerat.

La mărirea vitezei de circulație, parcursul

pînă la obosirea materialului scade simțitor, la fel ca și în cazul reducerii diametrului de rulare. Măsurile de reducere a tării, a masei ramei boghiului, a momentului de inerție la rotirea boghiului în jurul verticalei, de introducere a amortizării mișcărilor de șerpuire și de mărire a rezistenței la rupere a materialului roții, așa cum s-a arătat în capitolul 2.6.2., au avut ca rezultat, în cazul studiului boghiului Minden Deutz de sub vagoanele export Grecia, că durabilitatea roții la 200 km/h să se poată situa la nivelul durabilității avute de modelul de bază la 120 km/h.

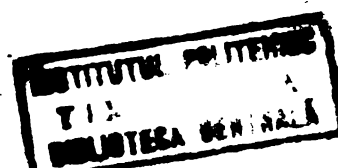
Forțele de tracțiune-frecare în pata de contact au o influență de asemenea mare, care poate fi amplificată de acțiunea forțelor din strîngerea cu sabotul. De aceea, natura serviciului (prestației) vehiculului, prin frecvența demarărilor / frînărilor trebuie luată în considerare în proiectare, iar soluția de frînare cu saboți pe roată trebuie înlocuită cu frînarea pe disc.

Relațiile propuse pentru calculul uzării naturale a suprafeței de rulare și pentru determinarea parcursului vehiculului pînă la apariția fenomenelor de oboscală pe suprafața de rulare redau suficient de bine fenomenul tribologic dintre roată și șină, atât din punct de vedere calitativ, cît și cantitativ.

Prin calculele comparative și prin variația parametrilor, în urma numeroaselor calcule numerice și simulări statice, folosind multe programe scrise pentru calculator, s-au determinat principalele cauze ale uzării pronunțate la vehiculele care circulă cu viteze mari și factorii prin care această uzură poate fi controlată.

Fenomenul tribologic dintre roată și șină este rezultatul unui mare număr de factori de influență. De aceea, fiecare caz concret trebuie analizat separat, atunci cînd se proiectează un nou vehicul, cînd se dorește mărirea vitezei maxime de circulație a vehiculului, cînd se oferă la alți beneficiari un vehicul existent deja, proiectat după alte condiții tehnice.

Calculele numerice s-au efectuat pe două mo-



dele simple, pentru a nu complica inutil modelul mecanic și matematic (osie montată și boghiu Minden Deutz pe 2 osii, de la un vagon de călători cl.a II-a + compartiment de bagaje).

Relațiile elaborate pot fi ușor adoptate și pentru locomotive pe 3 osii. Nu am intrat în această problemă, ea fiind pe larg analizată de către ing. COVACIU A. în /92/.

Relațiile deduse și metoda de calcul prezentată poate ajuta la realizarea dezideratelor puse în legătură cu proiectarea și exploatarea vehiculelor de cale ferată : calitatea de mers constantă pe o durată de viață mare, cu cheltuieli reduse de întreținere a vehiculelor și a căii, în domeniul vitezelor mari și foarte mari.

5. CONTRIBUTII PERSONALE

Drept contribuții personale, originale, aduse în această lucrare consider următoarele :

- Constatarea că viteza critică a mișcărilor laterale ale boghiului este valcoarea vitezei care marchează atât o rezonanță, cât și instalarea instabilității mișcărilor în criteriul R/S ; (cap.2.4)
- Punerea în evidență a caracterului probabilistic al vitezei critice și stabilirea expresiei coeficientului de siguranță față de apropierea vitezei de mers de această viteză critică (rel./12/);
- Deducerea funcțiilor de contact roată-șină pe o cale afectată de neregularități geometrice (paragraful 2.5.1, rel./70'//);
- Determinarea funcțiilor de răspuns în frecvență a mișcărilor boghiului Minden-Deutz la excitațiile provenite de la neregularitățile căii, precum și a funcțiilor de răspuns în frecvență a forțelor de pseudocalunecare (paragraful 2.5.4.);
- Deducerea expresiei tensiunilor de contact la o anumită adâncime sub pata de contact, care este o relație mai simplă și mai practicabilă decât cele uzuale din literatura de specialitate (rel./168/) și ridicarea diagramei de variație a tensiunii maxime la parcurgerea petei de contact, fig.104;
- Folosirea tehnicii de generare de șiruri de numere aleatoare în determinările cantitative ale uzurilor și deteriorărilor suprafețelor de rulare;
- Deducerea expresiei intensității de uzare pe suprafața de rulare și pe suprafața boghiului, relația (227) și (249) și punerea în evidență a factorilor de influență;
- Deducerea expresiei durabilității materialului roții la o anumită adâncime sub contact (rel.(260), (262), (266)) și punerea în evidență a factorilor de influență;
- Elaborarea unui program de calcul pentru rezolvarea pe calculatorul electronic a calculului dimensiunilor petei de contact, a răspunsului în frecvență a boghiului, a vitezei critice, a corelației pseudocalunecărilor, a tensiunilor de contact, a intensității de uzare și a durabilității

materialului roții, etc;

- Incercarea vagonului de cl. a II-a + compartiment de bagaje export Grecia la viteze de pînă la 170 km/h și punerea în evidență a petei de contact roată-șină prin luarea amprentei.

6. BIBLIOGRAFIE

1. Zăgănescu, I.- Conferința despre vitezele mari în sistemul roată-șină. La IPTV Timișoara, 1978
2. Zăgănescu, I.- Locomotive și automotoare cu motoare cu ardere internă. Ed.tehnică București, 1968
3. Zăgănescu, I.- Locomotive și automotoare cu motoare cu ardere internă. Ed.Tehnică București, 1972
4. Zăgănescu, I.- Probleme ale tribologiei roată-șină
Conferința "Tribotehnica'80" Hunedoara, 1980
5. Zăgănescu, I.; Dungan, M.- Tribologia sistemului roată-șină la frinarea cu saboți și mijloace pentru eliminarea uzurii. Conferința "Tribotehnica'80" Hunedoara, 1980
6. Zăgănescu, I.; Sebeșan, I.- Contribuții privind studiul stabilității oscilațiilor de stick-slip la locomotive. Conferința "Tribotehnica'80" Hunedoara, 1980
7. Zăgănescu, I.; Nagy, T.- Influența oscilațiilor vehicului asupra proceselor tribologice din sistemul roată-șină. Conferința "Tribotehnica'80" Hunedoara, 1980
8. Zăgănescu, I.; Nagy, T.- The Influence of the Vehicle Oscillations on the Tribological Processes in the Wheel-Rail-System. Congresul internațional "Eurtrib'81" Vârșovia, 1981
9. Zăgănescu, I.- Studiul ruperilor unor osi montate și propuneri de îmbunătățirea tehnologiei de fabricație la întreprinderea de osii și boghiuri Balaș. IPTV Timișoara, 1974
10. Zăgănescu, I.- Viteze limită în sistemul roată-șină.
Revista Transp.Telec. nr.6/1977
11. Bernemann, K.- articol în AET (20) 1976, p.82-100

12. Vinot, J.- Etat actuel de la politique des rails a la SNCF. Rev.Gen.Ch.Fer, dec.1975
13. Portefaix, A.- Dynamik im Eisenbahnbetrieb bei hohen Geschwindigkeiten.- Glas. Ann. 3/1978
14. Krettek, C.- Zur Frage der Einlaufbedingungen bei Reibversuchen für Hochgeschwindigkeitssimulationsrechnungen.- AET(31) 1976
15. Spörer, W.- Technologische Forschung im Bereich der Rad-Schiene-Technik.- Glas. Ann. 4/1978
16. Kurz, H.- Systematik der Forschungen zur Fahrweg/Fahrzeug-Dynamik aus der Sicht des Rad-Schiene-Systementwurfes.- ETR 7-8/1979
17. Nöthen, J.- Der Aachener Rollprüfstand. Entwicklung und erste Ergebnisse.- Glas. Ann. 8-9/1977
18. Althammer, K.-H.- Planung, Bau und Betrieb des Rollprüfstandes für das Rad/Schiene-Forschungsprogramm. Glas. Ann. 8-9/1977
19. Antruffa, H.- Bahnprojekte der SNCF für Höchstgeschwindigkeiten.- Leichtbau d.VF. 5-6/1973
20. Eugarcic, H.- U-Bahnversuche über das Zusammenwirken von Rad und Schiene hinsichtlich Geräuschentwicklung, Laufverhalten, Stossübertragung, Reibung, Abnutzung und Wellenbildung.-
21. Terrasse, A.- Rezultatele experimentale privind stabilitatea materialului rulant la circulația cu viteze foarte mari.- CDPT-MTTC: MID 12/72 după Rev.Gen.Ch.Fer 3/1972
22. ~~NRK~~ .- 380 km/h ... un nou record mondial pe șine.- ETR 4/1981
23. Gray, D.E.; Spanton, D.L.- First Wheel Experiment on FAST.- Congresul internațional de osii montate, Colorado Springs, 1978
24. Naumann, H.J.- Profile Wear on Railway Wheelsets and Related Consequences with Regard to Operating Characteristics, Traction Power Requirements and Service mileage.- Congresul internațional de osii montate, Colorado Springs, 1978

25. Koffmann, J.L.- Lateral oscillations of bogie bolster.-
The Railway Gazette, 1960
26. Koffmann, J.L.- Uzura suprafeței de rulare.- Rail Eng.
International, 6-7/1975
27. Czére, B.- A vasuti technika kézikönyve.- Műszaki Könyv-
kiadó, Budapest, 1975
28. Kurek, E.G.- Das Zusammenspiel von Rad und Schiene im
Hinblick auf Entgleisungssicherheit, Ver-
schleiss, Laufruhe und Radsatzbeanspru-
chung.- Glas. Ann. 9/1966
29. Egelkraut, K.; Lange, H.; Müssnig, V.- Untersuchungen am
Radsatz.- Glas. Ann. 9/1966
30. Nagy, T.- Studiul oscilațiilor verticale ale unui vehi-
cul de cale ferată.- Referat nr.1 pregă-
tire doctorat, 1978
31. Nagy, T.- Studiul oscilațiilor laterale ale unui vehi-
cul de cale ferată.- Referat nr.2 pregă-
tire doctorat, 1978
32. Nagy, T.- Aparatura folosită la încercările experimenta-
le. Măsurarea eforturilor interacțiunii
dintre roată și șină.- Referat nr.3 pre-
gătire doctorat, 1978
33. Mauzin, A.; Joly, R.- Etude de la suspension verticale
d'un véhicule ferroviaire.-
Bull. de l'AICCF, iul. 1968
34. Drăghici, I. și col.- Suspensii și amortizoare.-
Ed. Tehnică, București, 1972
35. Buzdugan, Gh.; Fetca, L.; Radeș, L.- Vibrațiile sisteme-
lor mecanice.-
Ed. Academiei RSR, București, 1975
36. Hanganuț, M. și col.- Programe FORTRAN comentate în au-
tomatică.- Ed. Tehnică, București, 1974
37. Ionescu, Vl.; Lupăș, I.- Tehnici de calcul în teoria sis-
temelor. Vol. I. (Sisteme liniare).-
Ed. Tehnică, București, 1974

38. Popistaş, Al.; Răzleţ, C.- Cercetări experimentale privind aprecierea calităţii mersului vagoanelor de călători după indicele de mers Wz şi după timpul de expunere la vibraţii (ISO 2631)
Rev.Transp.Telec. 6/1977
39. Paşca, N.- Model matematic pentru simularea mişcărilor laterale ale unei locomotive cu boghiuri pe 3 osii.- Rev.Transp.Telec. 6/1977
40. Sperling, E.; Buchman, G.- Bewertung von Schwingungen in Eisenbahnfahrzeugen.- Glas. Ann. 7/1965
41. Rogculeţ, M.- Analiza matematică.-
Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1966
42. Müller, C.Th.- Das Schlingerproblem in der Sicht von Vergangenheit und Gegenwart.- Glas. Ann. 11/1969
43. Wickens, A.H.- The Dynamics of Railway Vehicles on Straight Track. Fundamental Considerations of Lateral Stability.-
Proc. Instn. Mech. Engrs. 1965-66
44. Matsudaira, T. şi col.- Problems on Hunting of Railway Vehicles on Test Stand.-
Journal of Engineering for Industry, Aug. 1969
45. Nefzger, A.- Lauftechnische Erkenntnisse aus den Schnellfahruntersuchungen der Deutschen Bundesbahn.-
Glas. Ann. 11/1969
46. Portefaix, A.- Dynamik im Eisenbahnbetrieb bei hohen Geschwindigkeiten.- Glas. Ann. 3/1978
47. Clark, J.W.; Law, E.H.- Investigation of the Truck Hunting Instability of HST.- United Aircraft Research Laboratories, East Hartford, Connecticut.
48. Ursu, C.- Dinamica materialului rulant de cale ferată.- Institutul Politehnic Timişoara, 1969
49. Ursu, C.- Dinamica materialului rulant de cale ferată.- Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timişoara, 1981
50. Sauvage, G.; Sartori, Cl.- Stabilité des véhicules a grandes vitesse - Etude théorique de la dynamique transversale d'un bogie dans la voie.-
Rev. Gen. Ch. Fer., Avril 1977

51. Wickens, A.H. Aspecte generale ale dinamicii laterale ale vehiculelor de cale ferată.- Material MTTC-CDPT 1973
52. Joly, R.- Etude de la stabilité transversale d'un véhicule ferroviaire circulant a grande vitesse.- Rail Int. dec. 1971
53. Gerdsmeyer, H.- Probleme des Zusammenwirkens von Fahrzeug und Fahrbahn.- Glas. Ann. 2-3/1973
54. Tross, A.- Der Mechanismus der Reibung.- Glas. Ann. 5/1962
55. Leibl, W.; Rauch, E.- Ungerea buzei bandajului și influența ei asupra cheltuielilor de întreținere a vehiculelor.- Glas. Ann. 4/1969
56. *** - Die Deutsche Bundesbahn.- Frisza, 10/81
57. Kofmann, J.L.- Rezistența la rotire a boghiului.- Buletin de informare IVA. Ediția festivă "IVA la 80 ani"
58. Pigors, C.- Verschleissvorgang im Grenzbereich der Reibpaarung Rad/Schiene.- DET 11/1975
59. Revillon, A.; Leluan, A.- Evolution des contraintes résiduelles dans les roues monoblocs.- Rev. Gen. Ch. Fer, nov. 1975
60. Cioclov, Dr.- Rezistență și fiabilitate la solicitări variabile.- Ed. Fac. Iași Timișoara, 1975
61. Geru, N.- Teoria structurală a proprietăților metalelor.- Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1980
62. Cazimirovici, E.- Teoria deformării plastice.- Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1981
63. Burada, C.; Buga, N.; Crășneanu, Al.- Elemente și structuri portante ale vehiculelor de cale ferată.- Ed. Tehnică, București, 1980
64. Kail, E.- A q_R-mérés és a tapaszalatai a görög motorvasutaknál.- Vasútv. közgazdasági gépek 2/1979
65. ORE.- Gegenseitig zulässige Abnutzungsprofile von Radreifen und Weichenanlagen.- Frage C70, Bericht Nr. 1 ORE, Utrecht, 1969
66. ***.- Symposium über die Schnellfahrversuche der DB auf der Schnellfahrstrecke Gütersloh - Neubeckum (1973 bis 1978).- Leichtbau d.Vf. 1-2/1979

67. Nefzger, A.- Lauftechnische Ergebnisse der Schnellfahrversuche auf der Strecke Gütersloh - Neubeckum.-
Leichtbau d.VF. 1-2/1979
68. Madeyski, Th.v.- Erprobung der Laufdrehgestelle von Reisezugwagen für Geschwindigkeiten über 160 km/h in Schnellfahrversuchen auf der Strecke Gütersloh - Neubeckum.- Leichtbau d.VF. 1-2/1979
69. Gütthlein, H.- Lauftechnische Untersuchung der Lokomotivreihe E 103 bei den Schnellfahrten mit 250 km/h.-
Leichtbau d.VF. 1-2/1979
70. Kaess, A.- Bisherige Ergebnisse der Oberbaumessungen auf der Schnellfahrstrecke Gütersloh - Neubeckum.-
Leichtbau d.VF. 1-2/1979
71. * * *.- Diskussion der Vorträge zu dem Symposium über die Schnellfahrversuche (1973 bis 1978).-
Leichtbau d.VF. 1-2/1979
72. CRE.- S 1002 / Raportul nr.2.- CRE, Utrecht
73. Konrad, H.; Naue, G.- 10 Jahre Schienen UIC 60 im Netz der DB.- LTR, 5/1980
74. Nefzger, A.- Verhalten von Rad und Schiene bei hohen Geschwindigkeiten.- Glas. Ann. 2-3/1979.
75. Kahl, S.; Gi col.- Boghiul EF-200.- DET 3/1982
76. Jamison, W.E.- Laboratory Studies of Wheel and Rail Wear.-
Congresul international de osii montate, Viena, 1981
77. Draper, J.M.; Musiol, C.; Sykes, N.- Improving the fatigue life of cast iron brake discs.- Congresul international de osii montate Viena, 1981
78. Nishioka, K.- Development of Improved Railroad Wheels.-
Congr. Internat. de osii montate Viena, 1981
79. Dupuis, B.; Catot, B.; Tomme, C.- Contribution aux nuances d'acier pour roues forges: les aciers au bore?.-
Congr. Internat. de osii montate Viena, 1981
80. Kahle, V.E.; Fendergrass, S.C.; Thomford, W.F.- Wear Mechanisms of freight car wheels.-
Congr. Internat. de osii montate, Viena, 1981

81. Madeyski, Th.- Die Entwicklung von Wagenradsätzen für die Deutsche Bundesbahn: Internationale Richtlinien, Bedingungen und Versuche der DB.-
Congr. Internat. de osii montate, Viena, 1981
82. Constable, A.D.; Gostling, R.J.; Illingworth, R.- The Influence of Suspension and Wheel Profile on the Curving Performance and Dynamic Stability of Railroad Vehicles.-
Congr. Internat. de osii montate, Viena, 1981
83. Münther, Chr.; Hassel, H.; Leo, R.- Schlupfregelte Radsätze für Hochgeschwindigkeitsdrehgestelle.-
Congr. Internat. de osii montate, Viena, 1981
84. Agarwal, C.; Law, E.H.; Cooperrider, N.K.- Determination of creep Characteristics of a Railway Vehicle on a Roller Rig.-
Congr. Internat. de osii montate, Viena, 1981
85. Giménez Cortiz, J.C.- wheel-Rail Contact. Theoretical Prediction of wear Forces and Evolution.-
Congr. Internat. de osii montate, Viena, 1981
86. Thomas, T.J.; Garg, V.K.; Nair, S.- Elasto-Plastic Stress Analysis of a Rail Car Wheel under Combined Mechanical and Thermal Loading.-
Congr. Internat. de osii montate, Viena, 1981
87. * * *.- Activități de cercetare în domeniul roată-gină, în ceea ce privește interacțiunea roată-gină, în alte țări decât RFG.- ETR 10/1980
88. Kail, E.- Verschleissmessungen an Radreifen von Schienenfahrzeugen mit Hilfe von Isotopen.-
Glas. Ann. 3/1980
89. Crăciunaru, Al.; Denea, G.- Observații asupra comportării în exploatare a bandajelor roților la locomotivele diesel electrice 060 DA și 060 DAL CFR.-
Revista CFR 4/1971
90. Lauer, I.; Nislă, I.- Metode de reducere a consumului de bandaje la vehicule de cale ferată.-
Revista CFR 11/1971

91. Taran, T.; Lie, A.- Cercetări privind reducerea uzurii bandajelor la locomotive.-
Conferința "Tribotehnica'80" Hunedoara, 1980
92. Covaciu, A.- Contribuții la studiul boghiurilor locomotivelor diesel-electrice și electrice de puteri și viteze mari, pe șase osii cu suspensia locomotivei în două trepte.-
Teză de doctorat, IPTV-Timișoara, 1982
93. Wernitz, W.- Auswertung von Rollverschleissuntersuchungen.-
Wear 9/1966; 10/1967
94. Johnson, K.L.- A Review of the Theory of Rolling Contact Stresses.- Wear, 9/1966
95. Krause, H.- Tribochemical Reactions in the Friction and Wearing Process of Iron.- Wear, 18/1971
96. Krause, H.; Scholten, J.- Einflussfaktoren auf das Reibungs- und Verschleissverhalten des Rad-Schiene-Systems.-
Glas.ann. 4/1977
97. Krause, H.; Scholten, J.- Einflussfaktoren auf das Reibungs- und Verschleissverhalten des Rad-Schiene-Systems.-
Congr. Internat. de osii montate, Colorado Springs USA, 1973
98. Krause, H.; Poll, G.- Grenzen und Möglichkeiten von Prüfstandsversuchen bei der Entwicklung neuer Radsatztechnologien aus werkstofftechnischer Sicht.-
Glas.ann. 12/1979
99. Beagley, T.M.- Severe Wear of Rolling/Sliding Contacts.-
Wear 36/1976
100. Van, D.-; Gence, F.- Evolution des critères de fatigue. Application au cas des rails.-
Rev.Gen.Ch.Fer, dec.1973
101. * * * .- Stand der Versuchsführung auf dem Rollprüfstand.- ETR 1-2/1980
102. Werner, K.- Fortpflanzung von Oberflächenstörungen bei aufeinander abrollenden belasteten Rädern.-
AET (33)-1978

103. Pavelescu, D.- Concepții noi, calcul și aplicații în frecarea și uzarea solidelor deformabile.-
Ed. Academiei RSR, 1971.
104. Pavelescu, D.; Mugat, M.; Tudor, A.- Tribologie.-
Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1977
105. ORE .- Determinarea rezistenței la oboseală a oțelurilor pentru șine. verificarea criteriului de oboseală propus de d-l. Dang-Van.-
ORE C53 Rp.8, Utrecht, 1973
106. Kilb, R.- Radlast und Raddurchmesser unter dem Gesichtspunkt der Werkstoffbeanspruchung in Theorie und Praxis.-
Leichtbau d.VF. 2/1973
107. Haass, H.- Tribologische Vorgänge zwischen Rad und Schiene.-
ETR 10/1978.
108. Frederich, F.- Zum horizontalen Fahrverhalten von Schienenfahrzeugen für konventionelle Fahrgeschwindigkeiten.-
Glas. Ann. 7-8/1974
109. Frederich, F.- Beitrag zur Untersuchung der Kraftschlussbeanspruchung an schrägrollenden Schienenfahrzeugrädern.- Dissertation, Techn. Univ. Braunschweig
1969
110. Cazimirović, B.- Teoria deformării plastice.-
Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1981
111. Polinszky, K., red.- Műszaki lexikon.-
Akadémiai Kiadó, Budapest, 1974
112. Krettak, O.; Gramatke, G.- Der Längsschlupf von Schienenfahrzeugen im Hinblick auf jüngste britische Untersuchungen.-
Leichtbau d.VF. 4/1980
113. Kalker, J.J.- On the Rolling Contact of two Elastic Bodies in the Presence of Dry Friction.-
Dissertation, Delft, 1967
114. Kragholski, I.W.; Sharaci, B.M.; Blumen, A.W.- Rechnerische Ermittlung der Verschleissintensität bei Gleitreibung auf der Grundlage der Ermüdungszerstörung mit Hilfe von Nomogrammen.-
Schmierungsstechnik, 5,6, și 7/1974

115. Pytko, St.; Sroda, P.- Erscheinungen in den Oberflächenschichten von Wälzpaarungen und deren Einfluss auf die Lebensdauer.-
Schmierungsstechnik 11/1976
116. ORE .- Comportarea oțelului roților și al șinelor în zona de contact roată-șină.-
ORE C53 Rp.9,10 , Utrecht
117. Krettek, O.- Die Registrierung und Analyse von Gleisunregelmässigkeiten.- Glas. Ann. 11/1975
118. Garivaltis, D.S.; Garg, V.K.; D'Souza, A.F.- Răspunsul dinamic al unei locomotive pe 6 osii la excitațiile aleatoare ale căii.-
Vehicle System Dynamics, 9/1980
119. ORE .- Interaction entre les véhicules et la voie.-
ORE C116 Rp.1,4
120. Frederich, F.- Kraftschlussbeanspruchungen am schrägrollenden Schienenfahrzeugrad.- Glas. Ann 2-3/1970
121. * * * .- Vitese admisibile locale pe rețeaua IC a DB.-
Glas. Ann. 7-8/1980
122. * * * .- Mersul trenurilor de călători CFR.-
MTTC, 1982
123. Sebeșan, St.- Profile de uzură pentru roțile vehiculelor de cale ferată.-
Conferința "Tribotehnica '80", Muncedcara, 1980
124. Drăghici, I. și col.- Îndrumar de proiectare în construcția de mașini.- Ed. Tehnică, București, 1981
125. Wickens, A.H.- A Refined Theory of the Lateral Stability of a Four Wheeled Railway Vehicle Having a Flexible Undamped Suspension.- BR Research Dept., Engineering Research Division, Derby, April 1966
126. Walker, J.J.- Despre mecanica contactului roată-șină.-
Glas. Ann. 7-8/1978
127. ten Bosch - Berechnung der Maschinenelemente.-
Springer Verlag, 1953
128. Boleanțu, L.; Dobre, I.- Aplicații ale mecanicii solidului deformabil în construcția de mașini.-
Ed. Facla, Timișoara, 1978

129. Bendat, J.; Piersol, A.G.- Measurement and Analysis of Random Data.- John Wiley and Sons, London, 1966
130. Robson, J.D.- An Introduction to Random Vibration.- Edinburgh University Press and Elsevier Publishing Company, Amsterdam-London-New-York, 1964
131. Gărlăgu, St.- Prelucrarea în timp real a semnalelor fizice. Metodologie și aplicații.- Ed. Scrisul Românesc, Craiova, 1978
132. Sireteanu, T.; Gündisch, O.; Părăian, S.- Vibrațiile aleatoare ale automobilelor. Confort și aderență.- Ed. Tehnică, București, 1981
133. Săcuiu, I.; Zorilescu, D.- Numere aleatoare. Aplicații în economie, industrie și studiul fenomenelor naturale.- Ed. Academiei RSR, 1978
134. Cooperrider, N.K.- Comportarea la hunting a vehiculelor de cale ferată.- ASME 70-WA/RR-2, 1970
135. * * *.- Voiture des Chemins de fer holléniques. Essais de freinage. Essais de risque au déraillement. Essais de confort et stabilité. Rapport Sofrerail, mai 1981
136. CRE.- Entretien des essieux montés du matériel remorqué. Catalogue d'avaries des roues du matériel remorqué.- CRE B79 Rp.10, Utrecht, 1970
137. Bakonyi, C.- Viteze mari legate de construcția materialului rulant.- CCSIIV Ared, 1980. Uz intern

INDEX ALFABETIC DE AUTORI

Agarwal 84
 Althammer 18
 Autruffe 19

Bakonyi 137
 Bauer 90
 Beagley 99
 Bendat 129
 Blumen 114
 Boleanțu 128
 Bornemann 11
 Buchman 40
 Buga 63
 Bugarcic 20
 Burada 63
 Buzdugan 35

Catot 79
 Cazimirovici 62
 Characi 114
 Cioclov 60
 Clark 47
 Constable 82
 Cooperrider 84, 134
 Covaciu 92
 Crăsneanu 63, 89
 Czére 27

Dobre 128
 Donea 89
 Draper 77
 Drăghici 34, 124
 D'Souza 118
 Dungan 5
 Dupuis 79

CBS.

Cifrele reprezintă numărul
 curent în lista bibliogra-
 fică.

Egelkraut 29

Fetcu 35

Frederich 103,109,120

Garg 86,118

Garivaltis 118

Gârleşu 131

Gerdsmeier 53

Geru 61

Giménez Ortiz 85

Gostling 82

Gray 23

Gündisch 132

Günther 83

Güthlein 69

Haass 107

Hängänuț 36

Hassel 83

Illingworth 22

Ionescu 37

Jamison 76

Johnson 94

Joly 33,52

Kaess 70

Kahl 75

Kahle 80

Kail 64,88

Kalker 113,126

Kilb 106

Koffmann 25,26,57

Konrad 73

Kraghelski 114

Krause 95,96,97,98

Krettek 14,112,117

Kurek 28

Kurz 16

Lange 29

Law 47,84

Leluan 59

Leibl 55

Leo 83

Lie 91

Lupaş 37

Madeyski 63,81

Matsudaira 44

Mauzin 33

Müller 42

Mugat 104

Musiol 77

Mussnig 29

Nagy 7,8,30,31,32

Nair 86

Naue 73

Naumann 24

Nefzger 45,67,74

Nishioka 73

Nöthen 17

ORE 65,72,105,116,119,136

Päräian 132

Paşca 39

Pavelescu 103,104

Pendergrass 80

Piersol 109

Pijors 58

Polinszki 111
Poll 78
Popistaş 38
Portefaix 13,46
Pytko 115

Radeş 35
Rauch 55
Revillon 59
Robson 130
Rogculeţ 41

Săcuiu 133
Sauvage 50
Scholten 96,97
Sebeşan I. 6
Sebeşan St. 123
Sîrteanu 132
Sofrerail 135
Spanton 23
Sperling 40
Spöver 15
Sroda 115
Sykes 77

Taran 91
Ten Bosch 127
Terrasse 21
Thomas 86
Thomford 80
Tonne 79
Tross 54
Tudor 104

Ursu 48,49

Van 100

Vinot 12

Werner 102

Wernitz 93

Wickens 43,51,125

Zăgănescu 1,2,3,4,5,6,7,8,9

Zorilescu 133

*** 22,56,66,71,87,101,121,122