

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE CONSTRUCȚII

ing. GEORGE STOICESCU

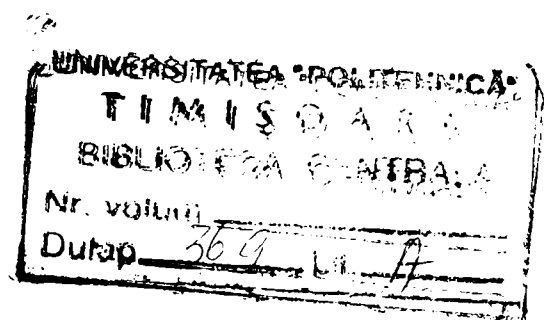
TEZĂ DE DOCTORAT

*CONTRIBUȚII LA STUDIUL INTERACȚIUNII
VEHICUL-CALE, PRIVIND SPORIREA SIGURANȚEI
CIRCULAȚIEI ȘI OPTIMIZAREA CHELTUIELILOR
DE INTREȚINERE A CĂII*

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC

Academician DAN MATEESCU



TIMIȘOARA 2000

CUVÂNT ÎNAINTE

Calea ferată - acest miracol atât de controversat la apariția sa, în primele decenii ale secolului al XIX-lea, s-a impus treptat aproape în toate țările lumii, devenind cel mai important mijloc de transport terestru. Din punct de vedere organizatoric, calea ferată constituie sistemul de transport cel mai complex. Cele două componente fundamentale – instalațiile fixe și materialul rulant – se află în strânsă dependență și se condiționează reciproc, atât din punct de vedere tehnic, cât și organizatoric.

Deoarece sistemele neconvenționale de transport care apelează la cele mai moderne tehnologii sunt încă în fază experimentală (căile ferate cu vehicule cu motoare electrice liniare, căile ferate cu vehicule cu pernă de aer și căile ferate cu vehicule cu pernă magnetică), și costurile foarte mari pe care le implică fac să aibe șanse mici de realizare și extindere în variante comerciale, transportul feroviar clasic cu tracțiune electrică va rămâne, încă multe decenii, principalul mijloc de transport terestru.

Un argument în plus pentru această concluzie, îl constituie campania de experimentări pe linia TGV-Atlantique (Franța), când în mai 1990 s-a realizat viteza record, pe linia clasică, de 515,3 Km/h.

În această lucrare sunt analizate elementele componente ale suprastructurii căii, din punct de vedere al rolurilor pe care îl au în fenomenul de interacțiune vehicul-cale. Numai cunoscând corect modul de preluare și apoi de transmitere mai departe, de către fiecare element component al suprastructurii căii, a solicitărilor datorate vehiculelor, se poate realiza o suprastructură care să asigure circulația cu viteze mari și în deplină siguranță.

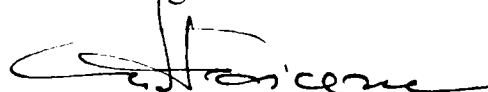
Este analizată și suprastructura căii în ansamblu, stabilindu-se limite ale vitezelor maxime (viteze critice) determinate de deformata dinamică a căii și de mișcarea de șerpuire a vehiculelor.

Nu pot sa nu amintesc aici de domnul profesor universitar MARIN PĂUNESCU, primul meu șef de catedră, care mi-a trasat primele jaloane în formarea mea ca universitar și cercetător, căruia îi mulțumesc foarte mult pentru modul util și favorabil mie prin care a făcut-o și de fostul profesor universitar VASILE IZDRĂILĂ, care mi-a oferit, cu multă dragoste, sfaturi profesionale și de manifestare frumoasă în societate.

Mulțumesc familiei ANCA și BOGDAN LOBAZĂ, care m-au ajutat foarte mult la redactarea computerizată a tezei.

De asemenea, aduc mulțumiri tuturor colegilor și prietenilor care, prin sfaturile lor, m-au ajutat la finalizarea tezei.

George Stoicescu



CUPRINS

CUPRINS

CAPITOLUL 1 SOLUȚII ACTUALE DE REALIZARE A SUPRASTRUCTURII CĂII FERATE	3
1.1. Introducere	3
1.2. Elementele componente ale suprastructurii căii și rolul lor.	5
1.2.1. Șinele	5
1.2.1.1 Analiza profilului șinelor	6
1.2.2 Traversele	11
1.2.2.1. Traverse din lemn	16
1.2.2.2. Traverse din beton armat precomprimat	19
1.2.2.3. Traversele metalice	25
1.2.3. Materialul mărunț de cale	27
1.2.3.1. Prinderi	27
1.2.3.2. Joante	34
1.2.4. Prisma căii	36
1.2.4.1. Deformabilitatea prismeii căii	38
CAPITOLUL 2 GEOMETRIA CONTACTELOR DINTRE ROȚI ȘI ȘINE	41
2.1. Introducere	41
2.2. Aspecte geometrice ale tribologiei suprafeței de rulare și a buzei de ghidare	41
2.2.1. Suprafețe de rulare conice	41
2.2.2. Originea profilelor de uzură	44
2.2.3. Caracteristicile profilelor de uzură	45
2.3. Coordonatele punctelor de contact pentru osie în poziție normală pe firele căii	46
2.3.1. Metoda reprezentării prin arce de parabolă	47
2.4. Geometria contactului pentru osia în poziție de atac	53
2.4.1. Determinarea profilului aparent de contact al roții	55
2.4.2. Procedeeul lui Bouteloup	58
2.4.3. Punctele de contact roată-șină pentru osia în poziția de atac	60
CAPITOLUL 3 CINEMATICA OSIILOR MONTATE	62
3.1. Introducere	62
3.2. Cinematica osiilor libere	62
3.2.1. Procedeeul Bäseler	66
3.2.2. Procedeeul Pawelka	67
3.3. Cinematica osiilor în regim de tracțiune sau de frânare	68
3.4. Orientarea spațială a vitezelor de alunecare	72
CAPITOLUL 4 COMPORTAREA CĂII SUB ACȚIUNEA SOLICITĂRILOR VERTICALE	79
4.1. Introducere	79
4.2. Caracteristicile tehnice ale căii	80
4.2.1. Rigiditatea reazemului de sub talpa șinei (coeficientul de reazem), "D"	80
4.2.2. Modulul de elasticitate al fundației de sub talpa șinei (modulul de elasticitate al căii), "k"	81
4.2.3. Coeficientul de tasare (de pat), "C"	82
4.2.4. Rigiditatea căii, " ρ_c "	82
4.3. Deformată elastică a șinei sub încărcări statice	82
4.4. Deformată dinamică a căii	86
4.4.1. Stabilirea ecuațiilor	86
4.4.2. Încărcare constantă ce se deplasează cu viteză constantă (cazul 1):	90

4.4.3. Încărcare sinusoidală care se deplasează cu viteză constantă (cazul 2)	93
4.4.4. Rezultate experimentale	97
4.4.4.1. Măsurători efectuate în încercările TGV 100.	97
4.4.4.2. Rezultatele și interpretarea măsurătorilor	99
4.4.4.3. Concluzii	101
CAPITOLUL 5 FORȚELE DE CONTACT ROATĂ-ȘINĂ	102
5.1. Introducere	102
5.2. Suprafața de contact roată-șină	102
5.2.1. Dimensiunile elipsei de contact.....	102
5.2.2. Presiunile în zona de contact.....	105
5.3. Coeficienții de frecare dintre roți și șine	109
5.4. Forțele normale și tangențiale din zona de contact.....	115
5.5. Variațiile dinamice de sarcini la contactul roată-șină.....	119
CAPITOLUL 6 DISTRIBUȚIA EFORTURILOR UNITARE ÎN SECȚIUNEA ȘINEI	126
6.1. Introducere	126
6.2. Încovoierea șinei în planul vertical.....	127
6.3. Încovoierea suplimentară a ciupercii șinei datorită tasării inimii.....	130
6.3.1. Prezentarea problemei.....	130
6.3.2. Ecuațiile eforturilor unitare și deplasărilor.....	133
6.3.3. Rezultatele calculelor	141
6.4. Răsucirea șinei	148
6.5. Încovoierea transversală a inimii șinei	154
6.5.1. Schema de calcul și ecuațiile corespunzătoare.....	155
6.6. Încovoierea șinei în planul orizontal.....	166
6.7. Eforturi unitare normale totale în secțiunea șinei	169
CAPITOLUL 7 VIBRAȚIILE VEHICULELOR DE CALE FERATĂ.....	171
7.1. Introducere	171
7.2. Vibrațiile vehiculelor de cale ferată.....	172
7.2.1. Calea de rulare și vibrațiile osiilor vehiculului	172
7.2.1.1. Flexiunea dinamică a căii.....	172
7.2.1.2. Denivelările căii sub efectul sarcinilor rulante	175
7.2.1.3. Mișcarea osiei și suprasarcinile dinamice exercitate de osie asupra căii ținând seama de caracterul aleator al denivelărilor.....	179
7.3. Mișcarea de șerpuire a vehiculelor de cale ferată.....	181
7.3.1. Considerații generale.....	181
7.3.2. Mișcarea de șerpuire a osiei sub influența forțelor de contact roată-șină	185
7.3.2.1. Osia montată liberă.	185
7.3.2.2. Osie montată legată elastic de un șasiu în mișcarea de translație	189
7.4. Confortul vibratoriu. metode de apreciere a calității mersului	191
7.4.1. Evaluarea calității mersului prin indicii W_z	191
7.4.2. Evaluarea calității mersului după timpul de oboseală a călătoriilor.....	194
CAPITOLUL 8 ALCĂȚURI MODERNE ALE SUPRASTRUCTURII CĂII.....	198
8.1. Introducere	198
8.2. Șine	198
8.1. Traverse	199
8.4. Prinderi	199
8.4.1. Calculul plăcuțelor de cauciuc cu elasticitate ridicată folosite la prinderea pe traverse din beton.....	200
8.5. Calea de rulare la metrou.....	204
CAPITOLUL 9 CONCLUZII GENERALE, APLICABILITATEA ȘI VALORIFICAREA REZULTATELOR	208
BIBLIOGRAFIE.....	211

CAPITOLUL 1

SOLUȚII ACTUALE DE REALIZARE A SUPRASTRUCTURII

CĂII FERATE

În alcătuirea convențională clasică, în care sustentația și ghidarea vehiculelor se face în sistemul “roată - șină”, suprastructura unei căi ferate este formată din șine, traverse, material mărunț și prisma căii. Întrucât, în anumite condiții (elemente geometrice corespunzătoare, cale fără joante, condiții optime de întreținere etc.), cu această alcătuire se realizează viteze de $250 \div 300$ Km/h și chiar mai mult, în lucrare se prezintă numai elementele suprastructurii clasice convenționale; de altfel, sistemele neclasice (estacade și monoraiuri) și mai ales cele neconvenționale (levitație și ghidare magnetică, pernă de aer etc.) depășesc sfera noțiunii de cale ferată, ele reprezentând alte sisteme moderne de transport.

1.1. Introducere

Alcătuirea suprastructurii căii este bazată pe principiul tehnic al succesiunii unor materiale din ce în ce mai slabe (șine, traverse de lemn sau beton, piatră spartă, pietriș, nisip, terasament) suportând aproximativ aceleași sarcini (de la materialul rulant), repartizate pe suprafețe din ce în ce mai mari, astfel încât presiunile, reduse corespunzător, să nu depășească rezistențele admise de diferite materiale pe suprafețele de transmitere ale acestora.

Suprastructura, în ansamblul ei, transmite sarcinile de la materialul rulant la infrastructura căii, preluând și amortizând totodată șocurile și vibrațiile care se produc în timpul circulației. Din cauza solicitărilor statice și dinamice foarte mari, suprastructura căii lucrează într-un mod cu totul diferit față de celelalte construcții inginerești solicitate mai mult static și fondate la o anumită adâncime în pământ în condiții de perfectă stabilitate și rezistență. Numai un sistem perfect elastic cum este structura căii ferate (figura 1.1) este capabil, cu elemente relativ simple cum sunt șinele și traversele rezemate pe un pat elastic și el, să preia solicitările complexe transmise de trenuri de mii de tone greutate, circulând cu viteze care depășesc 200 Km/h.

Numai deformațiile elastice ale elementelor suprastructurii căii sunt în stare să consume și să predea infrastructurii, în condiții de siguranță a circulației, energiile cinetice generate de trenuri în mișcare.

Complexitatea acțiunilor asupra căii este sporită și de solicitările suplimentare datorate neregularităților căii și ale materialului rulant, neregularități inevitabile mai ales la cale, precum și de agresivitatea agenților atmosferici la care este expusă calea, cum ar fi, spre pildă, variația temperaturii în șină în cazul căilor ferate fără joante, acțiunea apei și a înghețului - dezghețului asupra prismeii căii și a terasamentelor etc. Din aceste cauze, prezentate succint, condițiile de solicitare a suprastructurii căii sunt deosebit de complexe, nu pot fi cuprinse în totalitate în

scheme de calcul și ca stare, este necesar ca, pe lângă experiența acumulată până în prezent studiile cu cercetările și experimentele de laborator să fie îmbinate cu cercetările și experimentările din cale, în condiții de exploatare.

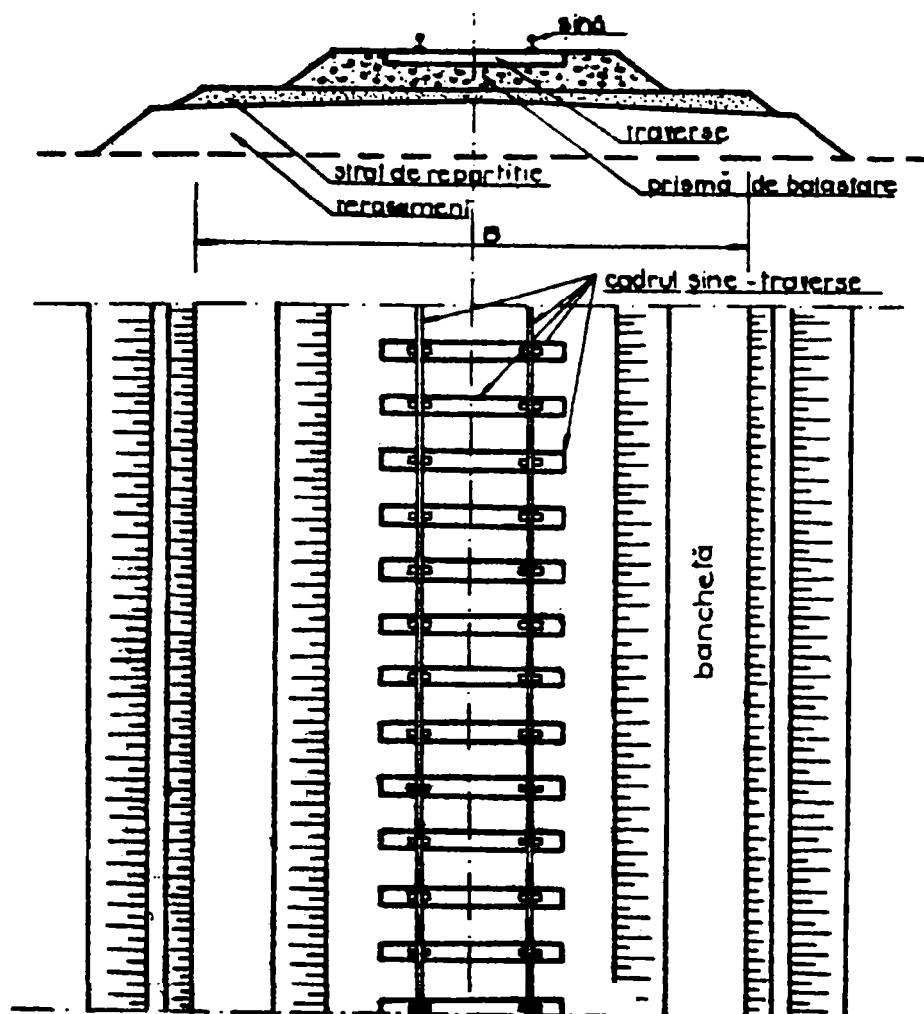


Figura 1.1. Calea ferată în profil și în plan

Pentru a putea permite circulația materialului rulant cu vitezele prescrise, în depline condiții de siguranță, suprastructura căii trebuie să îndeplinească anumite condiții tehnice, unele dintre ele aproape contradictorii și deci greu de realizat. Astfel:

- suprafața de rulare trebuie să fie netedă (pentru a micșora rezistența la mers), dar în același timp aspră (rugoasă) pentru a asigura aderență sporită necesară dezvoltării forței de tracțiune;
- suprafața de rulare trebuie să fie cât mai dură pentru a micșora uzurile și a spori durata de serviciu a șinelor. O duritate exagerată uzează însă bandajele roților;
- suprastructura căii trebuie să fie rezistentă (rigidă) pentru a micșora deformațiile produse de sarcinile verticale, dar în același timp să fie suficient de elastică pentru a micșora deformațiile produse de sarcinile verticale și pentru a realiza o circulație confortabilă (lină, fără zgomot, fără șocuri, fără vibrații);
- suprastructura căii trebuie să fie foarte puțin deformabilă plastic; deformațiile elastice, în anumite limite nu periclitează siguranța și

- confortul circulației; deformațiile remanente trebuie să fie ușor remediable pentru a menține calea în anumite toleranțe admise;
- suprastructura căii trebuie să fie astfel alcătuită încât elementele componente să poată fi ușor verificate în privința stării lor și corelării cu elemente învecinate, și la nevoie să fie ușor înlocuite sau defecțiunile să fie ușor remediate;
 - elementele suprastructurii căii trebuie astfel alese încât să se modifice cât mai puțin sub acțiunea agenților externi și să fie rezistente în timp la acțiunea acestor agenți;
 - suprastructura căii trebuie să reziste în condiții de confort și siguranță la toate solicitările care apar din interacțiunea elementelor căii cu vehiculele care circulă pe cale și cu agenți exteriori, în condiții tehnico - economice corespunzătoare, atât ca preț de cost cât și ca durată de serviciu, pe lângă o exploatare continuă, zi și noapte, în toate anotimpurile și cu anumite rezerve privind sporirea sarcinilor pe osii, a gradului de solicitare și a vitezei de circulație.

1.2. Elementele componente ale suprastructurii căii și rolul lor.

1.2.1. Șinele

Șinele constituie elementele principale ale suprastructurii căii. Ele sunt bare lungi, laminate din oțeluri speciale, având un profil adecvat scopului pe care trebuie să-l servească. Șinele susțin și ghidează roțile materialului rulant. Ele vin în contact direct cu roțile vehiculelor, preiau sarcinile mari transmise de vehicule aproape concentrat și le predau, repartizate corespunzător, traverselor. Șinele, fixate de traverse, promovează mișcarea de rostogolire a roților, asigurând o aderență suficientă pentru dezvoltarea forței de tracțiune a locomotivelor, pe lângă o rezistență de rulare pentru locomotive și vagoane minimă. Șinele împreună cu traversele alcătuiesc cadrul șine - traverse (figura 1.1), având o anumită rezistență și stabilitate în direcția verticală și orizontală. Poziția stabilă în spațiu a cadrului șine - traverse este asigurată prin faptul că traversele sunt așezate pe un pat de balast (piatră spartă) bine compactat și apoi înglobate în prisma căii. Această poziție relativ stabilă a cadrului șine - traverse și deci a șinelor, corelată cu forma specială a bandajelor roților, asigură ghidarea materialului rulant și dirijarea lui pe traiectoria impusă de traseu (poziția în plan și în profil a celor două fire de șine).

Șina de cale ferată este solicitată static și dinamic de forțe verticale și orizontale - transversale și longitudinale și de ceilalți factori externi. Forma și dimensiunile șinei trebuie să asigure rezistență și stabilitate față de toate solicitările, să fie economice și să prezinte o repartizare rațională a materialului, ținând seama și de eventualele uzuri sau sporiri ale traficului, vitezei și sarcinilor pe osii. Forma profilului transversal al șinei de cale ferată de azi reprezintă rezultatul unor îndelungate cercetări și experimentări efectuate de-a lungul

timpului, evoluând de la profilul în formă de U, de cornieră, cu ciupercă și inimă și talpă numai la capete, cu ciupercă dublă, ajungându-se la profilul în formă de dublu T, profil generalizat acum (în America s-a introdus în 1832 de ing. Stevens, iar în Europa în 1936 de ing. Vignole, de unde și denumirea profilului tip "Vignole" - figura 1.2).

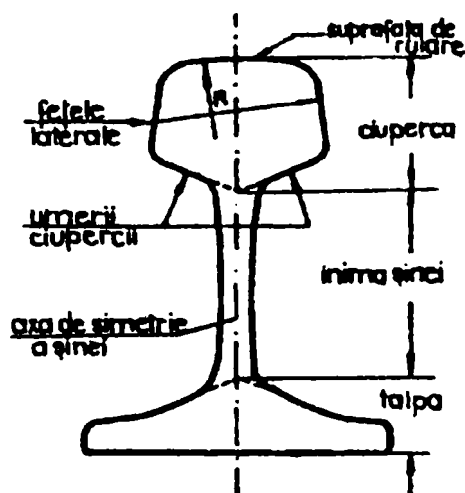


Figura 1.2. Profilul șinei tip Vignole

1.2.1.1 Analiza profilului șinelor

Un profil de șină trebuie să satisfacă o serie de condiții, cele mai importante fiind:

- să aibă suficientă rezistență la încovoiere din forțe verticale, deci să aibă un modul de rezistență, față de axa orizontală, mare, deci o înălțime mare și materialul concentrat spre extremitățile profilului;
- să aibă suficientă rezistență la întindere și compresiune (forțe longitudinale, variații de temperatură etc.), deci un profil robust care să reziste și la slăbirea șinei prin uzură și ruginire;
- să reziste la forțe orizontale transversale, adică un modul de rezistență, față de o axă verticală, sporit și deci ciupercă și talpa să fie cât mai late, ceea ce conferă și o rigiditate laterală suficientă, necesară pentru stabilitate în plan orizontal;
- să reziste la solicitări de torsiune, deci grosimea inimii să fie suficient de mare, asigurând în același timp și rigiditatea șinei, capacitatea ei portantă și rezerva împotriva ruginii;
- suprafața de rulare trebuie să fie favorabilă unui contact optim între șină și roată și suficient de lată pentru micșorarea presiunilor pe suprafața de contact; suprafața trebuie să fie netedă pentru micșorarea rezistențelor de rulare și în același timp aspră pentru sporirea aderenței;
- înălțimea ciupercii trebuie să fie destul de mare pentru a avea o rezervă suficientă pentru uzura verticală în vederea prelungirii duratei de serviciu a șinei;
- talpa trebuie să fie cât se poate de lată pentru a sigura o stabilitate sporită (mai ales pentru forțele transversale) și pentru a micșora presiunile

- transmise traversei; talpa trebuie să fie și suficient de groasă având în vedere rigiditatea necesară și slăbirea ei prin ruginire.
- h) locașurile ecliselor trebuie să fie în concordanță cu forma ecliselor joantelor și cu rațiunea îmbinării (efectul de pană realizat prin buloanele orizontale trebuie menținut și după uzurile survenite în exploatare);
 - i) șina trebuie să fie cât mai stabilă contra răsturnării, adică să aibă o înălțime redusă în comparație cu lățimea tălpii;
 - j) din motive statice, centrul de greutate al suprafeței secțiunii transversale, trebuie să fie aproximativ la jumătatea înălțimii șinei;
 - k) șina trebuie să se poată lamina în condiții bune; tehnica laminării și distribuția favorabilă a eforturilor interioare pe secțiunea transversală a șinei impun ca toate racordările și mai ales cele de la locașul ecliselor, trebuie să fie rotunjite cu raze cât mai mari;
 - l) profilul șinei trebuie să fie cât mai economic, rațional.

Cele 12 condiții prezentate mai sus sunt uneori contradictorii astfel încât satisfacerea unora compromite altele, adică îmbunătățirea unei condiții poate să conducă la înrăutățirea altora (de exemplu, condițiile a și f contrazic condițiile c, g și i etc.). De aceea, problema realizării unui tip de șină este dificilă. Proiectarea profilelor de șină nu poate fi rezolvată ca o problemă de mateatică cu o soluție unică. Fiecare profil de șină este rezultatul unor raționamente comparative dificile. Se fac încercări și testări în exploatarea în condiții reale, îndelungate; numai practica timp de decenii poate confirma un compromis făcut conștient, o formă sau alta a profilelor de șină. Pe de altă parte, profilul șinei, modificându-se prin uzură, forma obținută după un anumit timp de punere în operă trebuie să se apropie de forma admisă inițial și invers.

Experiența are și în această privință un rol hotărâtor. Adoptarea unui anumit profil de șină de face de ingineri experimentați, se face ținând seama de experiența tuturor țărilor. După cum s-a arătat, profilul care corespunde cel mai bine cerințelor menționate, și care de altfel s-a generalizat, îl constituie șina tip "Vignole". formată din trei părți: ciupercă, inimă și talpă (figura 1.2).

Ciuperca șinei este delimitată de suprafața de rulare, fețele laterale (flancurile) ale ciupercii și umerii ciupercii șinei, adică fețele inferioare.

La șinele moderne, suprafața de rulare este curbată pentru ca între bandajele roților și suprafața de rulare să existe un contact optim, eliminând inconvenientele care ar apărea din cauza diferențelor de conicitate ale bandajelor, din cauza uzurii șinelor și bandajelor, din cauza diferenței de înclinare a șinelor din montaj etc. Raza acestei curbe trebuie să asigure transmiterea centrică a forțelor verticale, deci să aibă valori mici și în același timp să conducă la presiuni de contact între ciupercă și bandaj cât mai mici, deci să aibă valori mari. Din măsurători făcute pe șinele uzate în exploatare s-a constatat că raza de curbura a suprafeței de rulare este de $200 \div 300\text{mm}$ indiferent de valoarea avută în cazul șinei noi, motiv pentru care este indicat ca raza de curbura a suprafeței de rulare să nu depășească valoarea de 300 mm. Congresul UIC din 1957 a indicat pentru toate șinele de tip mai mare ca 50, profilul suprafeței de rulare în formă de mâner de coș cu trei raze de curbura, de 300, 80 și 13 mm, în condiția generală $200 < R_1 < 300$ și $f < 1\text{ mm}$ (figura 1.3).

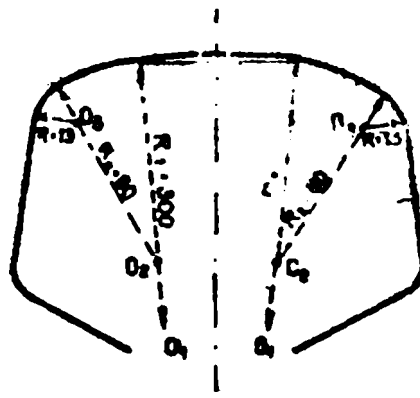


Figura 1.3. Profilul ciupercii șinei tip UIC

Fețele laterale ale ciupercii șinei pot fi verticale, caracteristice tipurilor mai ușoare (34,50; 40), sau înclinate. Lățirea ciupercii șinei datorită înclinării fețelor laterale poate fi la partea superioară, conducând la așa numita ciupercă în forma de pară, sau la partea inferioară, ca la tipurile moderne (figura 1.3).

Ciupercă în formă de pară prezintă avantajul unei distribuții raționale a materialului din punct de vedere al solicitărilor șinelor la încovoiere de sarcini verticale, dar umerii ciupercii sunt, în acest caz, mai reduși și apar unele dificultăți la sprijinirea ecliselor la joante. Pentru a spori suprafața de rezemare a ecliselor s-a renunțat la această formă și s-au adoptat fețe laterale cu înclinarea inversă (figura 1.3).

Umerii ciupercii șinei servesc ca suprafețe de rezemare a ecliselor, împreună cu fețele superioare ale tălpii șinelor. Cu cât înclinarea acestora este mai mică cu atât condițiile de transmitere a forțelor verticale de la șine sunt mai bune, iar a forțelor orizontale mai defavorabile.

Înclinarea mai mare pe care o au umerii ciupercii la șinele moderne prezintă a serie de avantaje, rezultate din următoarele considerente:

- a) pentru ca eclisele să asigure continuitatea suprafeței de rulare și a fețelor laterale active ale șinelor, este necesar ca ele să preseze continuu pe umerii ciupercii și pe fețele superioare ale tălpii, adică să lucreze ca niște pene. Acest lucru este posibil, prin strângerea buloanelor, cât timp între șină și eclisă există jocul j (figura 1.4).

Datorită uzurilor care apar sub circulație la suprafețele de contact șină - eclisă, gradientul de reducere al jocului j este cu atât mai mic cu cât înclinarea umerilor este mai mare.

- a) Se realizează o trecere mai favorabilă de la secțiunea mare a ciupercii la secțiunea mică a inimii;
- b) Prin sporirea înclinării $1:m$, se realizează un profil de șină mai economic, pentru același consum de material și aceeași înălțime a șinei mărindu-se modulul de rezistență al șinei la solicitările verticale (figura 1.4);
- c) În sfârșit, mărirea înclinării sporește elasticitatea joantei; la unghiuri mici joantele sunt mai rigide, efectul dinamic este mai puternic, amortizarea șocurilor se face mai greu.

Fețele laterale ale ciupercii șinei și umerii acesteia se racordează cu raze de $2 \div 3$ mm pentru a nu da naștere la concentrări de eforturi. Aceste raze, ca și cele de racordare cu inima, sunt limitate și superior, pentru a nu reduce din suprafața de

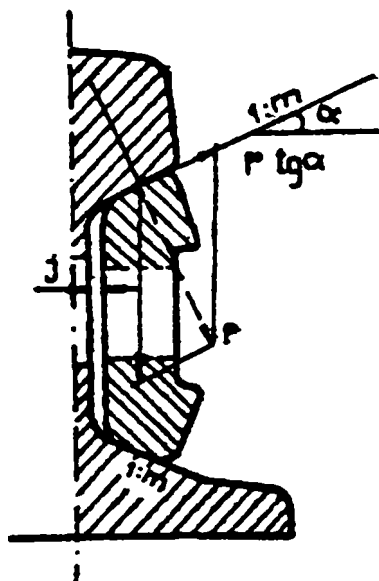


Figura 1.4. Rezemarea eclisei pe șină

Talpa șinei asigură transmiterea sarcinilor asupra traverselor pe suprafețe suficient de mari pentru a le reduce corespunzător, asigură realizarea prinderii șinei de traversă cu ajutorul materialului mărunț de cale și asigură stabilitatea șinei la răsturnare. Rezultă de aici că talpa șinei trebuie să fie suficient de lată, iar fața inferioară a tălpii să fie plană. Întrucât, de regulă, între șină și traversă se prevăd plăci metalice, (plăci suport) cu dimensiuni mai mari decât suprafața de sprijinire a tălpii șinei, la suporturile mai noi lățimea tălpii șinei rezultă din condițiile de stabilitate la răsturnare a șinei și nu din condiții de repartizare a presiunilor pe traverse. Din cauza simetriei ecliselor, partea superioară a tălpii, în vecinătatea inimii, are aceeași înclinare 1:m ca și umerii ciupercii (figura 1.4).

Forma ce trebuie adoptată pentru talpă este condiționată, de altfel ca și pentru restul profilului șinei, de o distribuție cât mai judicioasă a materialului. Grosimea tălpii la extremități variază, la tipurile obișnuite, între 8 și 13 mm. Ea sporește spre inima șinei din motive constructive (înclinarea 1:m) și datorită faptului că talpa este solicitată la încovoiere ca o consolă încastrată, încărcată cu presiunile ce se dezvoltă între talpă și traversă, respectiv între talpă și placa intermediară.

Inima șinei este cuprinsă între linia de intersecție a umerilor ciupercii șinei și linia de intersecție a fețelor superioare ale tălpii șinei. Ea este solicitată la întindere și compresiune, încovoiere și forfecare, în condițiile unor eforturi alternante. Experiențele au arătat că, chiar și în apropierea axei neutre, acolo unde se practică găurile pentru eclisaj, inima șinei este supusă la solicitări importante. La calea fără joante, având șine cu găuri de eclisaj, apar deteriorări pornind de la aceste găuri, chiar în zona axei neutre.

Inima șinei poate avea fețele laterale plane verticale și paralele, concave, sau plane și paralele cu lungime limitată în zona centrală a inimii. Formele concave au avantajul că realizează o racordare mai bună între ciupercă și talpă, adică o variație treptată de la ciupercă la inimă și de la inimă la talpă, precum și acela că procesul de răcire a șinei după laminare variază mai lent pe înălțimea șinei. Aceste tipuri

prezintă, de asemenea, avantajul că favorizează existența jocului j între inima șinei și eclisă, eliminând posibilitatea lipirii acestora și deci a dispariției efectului de pană a eclisei. Cu toate că au și dezavantajul reducerii suprafețelor de rezemare ale ecliselor, aceste forme sunt totuși preferate la tipurile de șine mai puternice.

Elementele caracteristice ale șinelor de cale ferată

Șinele de cale ferată se caracterizează prin următoarele elemente:

- Tipul șinei, reprezintă greutatea unui metru liniar din șina respectivă, exprimată în kgf (în majoritatea cazurilor tipul șinei definește o valoare rotunjită a greutateii sau a masei).
- Dimensiunile geometrice și caracteristicile de rezistență.
- Coeficientul de stabilitate (k_1), definit ca raportul dintre lățimea tălpii șinei și înălțimea ei:

$$k_1 = \frac{\text{latimea talpii}}{\text{inaltimea sinei}}$$

- Indicele de folosire a materialului (k_2) definit ca raportul dintre rezistența la încovoiere a profilului șinei (definită prin I sau W) și consumul de material pe metru liniar de șină (A sau G):

$$k_2 = \frac{\text{modulul de rezistenta}}{\text{greutatea sinei pe } ml} \quad \text{sau} \quad k_2 = \frac{\text{momentul de inertie}}{\text{aria sectiunii transversale}}$$

- Lungimea șinelor pentru calea cu joante se livrează, de regulă, pentru temperatura de $+20^\circ C$. Conform normativelor în vigoare, există trei categorii de lungimi:

- lungimi normale, inclusiv lungimile normale scurtate folosite în curbe pe firul interior, pentru realizarea joantelor la echer;
- lungimi subnormale, cu lungimi diferite de cele normale;
- lungimi speciale care intră în construcția aparatelor de cale și care se livrează pe bază de comenzi speciale.

- materialul din care sunt confecționate șinele joacă un rol important la proiectarea, exploatarea și întreținerea unei căi ferate. Problema compoziției chimice a oțelului folosit la șine este încă în studiu datorită condițiilor complexe de solicitare a șinelor de cale ferate. Oțelul trebuie să aibă o astfel de compoziție încât să fie îndeplinite următoarele condiții:

- șinele să fie rigide (deformații cât mai mici sub sarcini) dar în același timp elastice (pentru a preveni ruperea lor sub sarcini dinamice);
- suprafața de rulare a șinelor să fie cât mai dură (pentru micșorarea

uzurilor și deci sporirea duratei de serviciu a șinelor) cât mai rugoasă (pentru sporirea aderenței) și în același timp cât mai netedă (pentru micșorarea rezistențelor de rulare).

- materialul din șine trebuie să fie rezistent, cât mai tenace (pentru prevenirea ruperilor casante și din cauza șocurilor) nealterabil în timp și sub solicitări repetate, și de o duritate corelată cu duritatea oțelului din bandaje pentru prevenirea uzuriloare accentuate ale șinelor sau bandajelor.

1.2.2 Traversele

Traversele de cale ferată sunt elemente care intră în alcătuirea suprastructurii căii și au rolul principal de a prelua sarcinile primite de șine de la materialul rulant și de a le transmite, micșorate corespunzător, stratului de balast și prin intermediul acestuia, infrastructurii căii (terasament, pod etc.). Traversele mai asigură, prin intermediul elementelor de prindere, ecartamentul căii, legând șinele între ele și formând împreună cu acestea cadrul șine - traverse. În al treilea rând traversele asigură, prin rezemare și încastrarea lor elastică în prisma căii, stabilitatea căii în plan vertical și în plan orizontal.

Pentru a-și îndeplini rolul său multiplu, traversa trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- a) să fie suficient de rezistentă pentru a putea transmite sarcinile primite de la șine; traversa lucrează - din punct de vedere static - ca o grindă rezemată pe mediu elastic, deci trebuie să reziste în primul rând la încovoiere. Ea trebuie să fie rezistentă și la strivire deoarece șina transmite sarcini suficient de mari direct prin talpă sau prin intermediul unor plăcuțe care au însă și ele suprafața suficient de mică față de sarcinile verticale transmise de șină și deci apar presiuni locale mari.
- b) să fie elastică pentru a amortiza șocurile date de materialul rulant în circulație;
- c) să permită prinderi sigure și ușoare a elementelor metalice (șine, aparate de cale etc.);
- d) să fie ușor de prelucrat: tăiere, găurire, sabotare, înădire, introducerea diblurilor; să permită posibilitatea de modificare a ecartamentului în curbe (supralărgire);
- e) să permită suprastructuri speciale (în cazul podurilor, a pasajelor de nivel, a aparatelor de cale, a curbelor cu raze mici unde sunt necesare contrașine etc.);
- f) să fie ușor de manipulat (chiar în cazul înlocuirii izolate); în cazul deraierilor să nu se distrugă și să permită restabilirea ușoară a circulației;
- g) să prezinte o aderență mare cu stratul de balast pentru a se opune deplasărilor căii;
- h) să aibă o rezistență electrică mare (pentru izolarea electrică a șinelor);
- i) să prezinte rezistența sporită la acțiunea agenților atmosferici;
- j) să aibă un preț de cost redus, dată fiind cantitatea mare necesară pentru un

Aceste condiții sunt îndeplinite, într-o măsură mai mare sau mai mică, de următoarele materiale folosite la confecționarea traverselor: lemn de diferite esențe, beton armat și beton precomprimat și oțel. În România s-au folosit, cel mai mult, traversele din lemn. Betonul armat obișnuit nu rezistă bine la întindere și s-a răspândit mai puțin, în schimb, betonul armat precomprimat cunoaște în ultimul timp o largă întrebuințare. Oțelul, scump și sensibil la agenți externi, prezentând și unele greutăți la prindere, izolare electrică și burare, se folosește foarte puțin.

Din punct de vedere al condițiilor pe care trebuie să le îndeplinească traversele, lemnul este materialul cel mai corespunzător (condițiile b..h), oferind în același timp și o circulație a materialului rulant mai lină, mai confortabilă. Folosirea lui depinde în foarte mare măsură de fondul silvic care există în țara respectivă precum și de posibilitățile unui import economic de lemn brut sau de traverse finite. În schimb, traversele de beton armat precomprimat, mult mai rezistente și mai durabile, prezentând și avantajele în privința stabilității căii (siguranță mai mare contra șerpuirii căii), se pot confecționa în cantități nelimitate. Deoarece nici la traversele din lemn, nici la cele din beton avantajele tehnice nu sunt cu totul preponderente, în privința utilizării diferitelor feluri de traverse sunt decisive, înainte de toate, criteriile economice: costul traverselor, plata amortismentelor, întreținerea și reînnoirea traverselor, folosirea deșeurilor etc., precum și alte considerațiuni politico - economice cum ar fi: conjunctura generală a industriei siderurgice și a materialelor de construcții, economia forestieră, posibilitățile și preferințele de import - export etc. se pare că traversele din beton prezintă un ușor avantaj economic față de traversele din lemn și mai pronunțat față de cele metalice. determinarea exactă a eficienței economice este complexă și depinde de foarte mulți factori; în asemenea situații, trebuie căutate și găsite întotdeauna soluții de compromis. La influențele politico - economice de diferite feluri, menționate mai sus, se mai adaugă progresele uneori imprevizibile ale tehnicii precum și trecerea de la situația actuală a rețelei de cale ferată la situația de viitor spre care tinde.

Din punctul de vedere al calculului solicitarea principală a traversei este încovoierea produsă de acțiunea sarcinilor verticale provenite de la șine și a reacțiunilor balastului. cazul general este cel prezent în figura 1.5, cu momentele maxime de încovoiere în dreptul șinelor (momente considerate pozitive) și în zona centrală (momente negative).

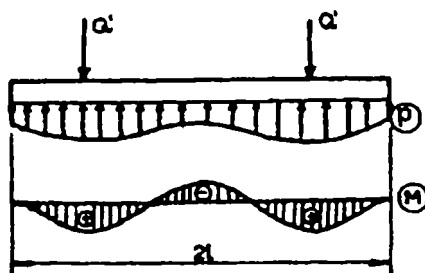


Figura 1.5. Solicitarea traversei

Sarcinile transmise de șine se pot considera concentrate (ca și în figura 1.5 sau 1.6) sau uniform distribuite pe suprafețe reduse (figura 1.8), egale cu lățimea

tălpilor șinei sau cu lățimea plăcii suport b_1 . Distribuția presiunilor pe talpa traversei (reacțiunea balastului) reprezintă o problemă mult mai complexă, depinzând de mai mulți factori dintre care cei mai importanți sunt următorii:

- rigiditatea traversei exprimată prin produsul $E_1 I_1$ și respectiv lungimea ei, l_1 ;
- elasticitatea patului exprimată prin coeficientul de tasare (de pat) C sau modulul M_0 , adică produsul $C b_1$, de grosimea stratului de balast, natura și gradul de compactare a terasamentelor etc;
- suprafața pe care s-a făcut burarea traverselor (indesarea forțată a pietrei sparte sub capetele traverselor) modul de punere în operă a traversei și istoricul acestei operațiuni, starea de întreținere a căii și perioada de întreținere (între două reparații periodice, imediat după o reparație radicală, după refacție, etc.).

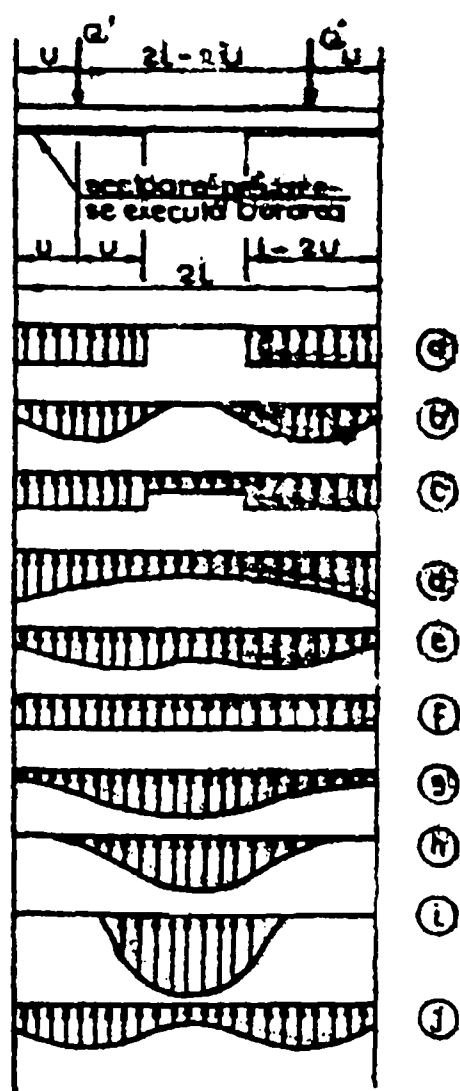


Figura 1.6. Ipoteze de rezemare a traversei

În funcție de acești factori specificați mai sus, de particularitățile fiecărei traverse, diagramele de repartizare a presiunilor sub traverse pot lua diferite forme, ca cele prezentate în figura 1.6. Traversa lucrează în condiții normale când rezemarea se produce simetric de o parte și de alta a fiecărui fir de șină, pe lungimea $2u$. Din aceste considerente burarea trebuie să se facă numai pe aceste

zone.

Imediat după burare, presiunile mari se dezvoltă în sectoarele burate (figura 1.6.a), în partea centrală presiunile fiind mai reduse, sau chiar nule. În realitate, din cauza elasticității traversei și a deformațiilor elastice ale patului, diagrama de presiuni se prezintă ca în figura 1.6.b.

Cu timpul, sub influența circulației și a condițiilor de mediu, patul căii suferă deformații plastice, balastul refulează și situația existentă în cale imediat după burare (schematizată în diagramele a sau b), se modifică, ajungându-se la situații care pot fi approximate după schemele prezentate în figura 1.6, cazurile c...j, când traversa reazemă și în zona centrală și deci apar reacțiuni și în această zonă.

Din măsurătorile efectuate pe căi stabilizate în timp- pe traverse din lemn - precum și din calcule, rezultă că distribuția presiunilor pe talpa traversei este de forma prezentată în figura 1.6.j., cu valori sporite în dreptul blocheților (părțile extreme ale traverselor, pe lungimea $2u$) și micșorate în partea centrală, ceea ce justifică modul de calcul al traversei ca grindă pe reazeme elastice. În calculele aproximative, diagrama 1.6.j. poate fi înlocuită cu 1.6.c., cu valori ale presiunilor în zona centrală, pe lungimea $l_c = 2(2u)$, egale cu jumătate din valoarea presiunilor din dreptul blocheților.

Abateri de la schema normală prezentată mai sus (figura 1.6.j) pot surveni în următoarele cazuri:

- a) la traversele mai rigide ($E_t I_t$ mare și lungimi $2u$ reduse) cum sunt traversele din beton armat, valoarea maximă a presiunilor se dezvoltă în punctele corespunzătoare capetelor traverselor (figura 1.6.d);
- b) datorită presiunilor sporite ce apar pe talpa traverselor în dreptul șinelor, în aceste zone se poate depăși capacitatea portantă elastică a stratului de balast, apar deformații remanente și presiunile se redistribuie, sporind spre partea centrală (figura 1.6.e). Se poate presupune că în momentul când rezemarea se face pe toată lungimea traversei (figura 1.6.f și g), au avut loc tasări remanente importante în lungul și transversal căii, care impun rectificarea nivelului și a rezemării corecte a traverselor (introducerea unui nou buraj);
- c) cazul mai grav apare în situația în care, din cauza deformațiilor mari ale capetelor traversei în urma refulării laterale a materialului din prisma de balast, traversa să ajungă, în decursul timpului, să reazeme numai pe zona centrală (figura 1.6.h și i). În această situație calea - în dreptul acestor traverse - este în echilibru nestabil (lucrează ca o balanță, figura 1.7.a). O astfel de rezemare nu este permisă deoarece, pe lângă generarea unui echilibru instabil, provoacă o solicitare puternică a traversei în zona centrală, situația incompatibilă cu ipotezele de calcul, în special la traversele din beton armat. Situația normală este prezentată în figura 1.6.a sau 1.6.b, când rezemarea se produce simetric spre capetele traverselor.

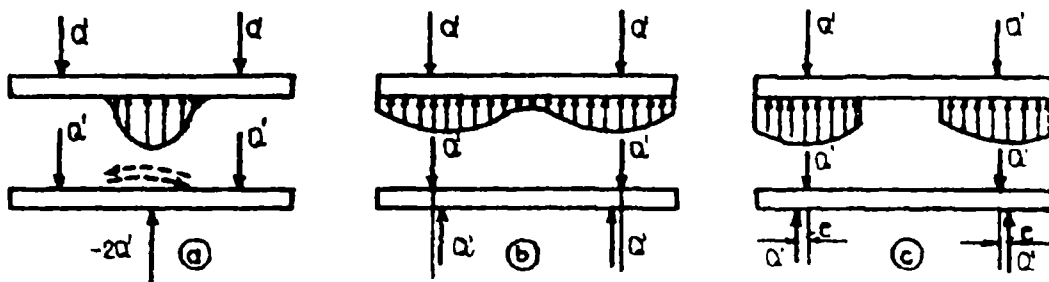


Figura 1.7. Ipoteze de rezemare a traversei

Din punctul de vedere al stabilității, situația este cea mai favorabilă dacă rezultanta reacțiilor patului are o mică excentricitate e spre capătul traverselor, în raport cu verticala din dreptul șinei (figura 1.7.c). În cazul traverselor din beton, la unele administrații de cale ferată, este însemnat pe traversă, între cele două șine, locul până unde se face burarea. Realizarea acestei condiții are mare importanță la traversele de beton armat deoarece, nerespectarea zonei de burare poate conduce la fisurarea traversei în zona centrală.

La analiza solicitărilor în elementele căii ar trebuie luate în considerare toate situațiile de rezemare a traversei - sau cele mai defavorabile posibile - analizate mai sus și pentru fiecare situație în parte, stabilite valori ale coeficientului de rezemare C corespunzătoare diferitelor grade de îndesare a balastului sub talpa traverselor. Solicitățile reale în traversă se determină prin calculul acesteia ca grindă rezemată pe mediu elastic.

Pentru calculele preliminarilor (antedimensionale) se folosesc metode simplificate. Încărcarea care se transmite de la șină la traversă este:

$$R = \Psi \cdot \alpha \cdot Q \quad (1.1)$$

unde:

- Ψ - coeficient dinamic, egal cu 1,6 ... 1,8;
- α - coeficient de repartizare în lung, care ține seama de faptul că datorită rigidității EI a șinei, sarcina statică de la roată Q , nu se transmite în întregime traversei aflată sub roată ($\alpha = 0,5 \dots 0,8$)

Se consideră că această sarcină se distribuie uniform în lungul traversei pe o distanță $b_1 = 30$ cm (figura 1.8), dispusă simetric față de axa șinei. Pentru stabilirea momentului maxim negativ care solicită traversa în zona centrală, se consideră ipoteza de distribuție a reacțiunii conform schemei prezentate în figura 1.8.a. Pentru determinarea momentului maxim pozitiv în secțiunea din dreptul șinei, se adoptă schema de distribuție a reacțiunilor din figura 1.8.b, având:

$$e = l_1 / 30 \dots l_1 / 25$$

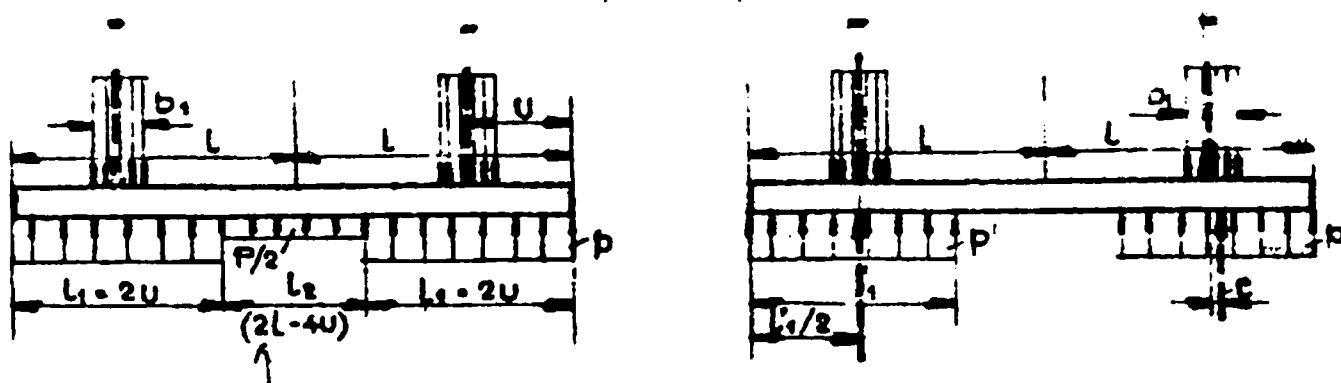


Figura 1.8. Ipoteze de încărcare și rezemare a traversei

1.2.2.1. Traverse din lemn

Îndeplinesc majoritatea condițiilor necesare pentru traversele de cale ferată, realizând căi elastice și deformabile.

Se confecționează din:

- lemn de esență moale: conifere (pin, brad, molid, etc.), plop, salcâm, ulm. Sunt mai puțin indicate, în special bradul și molidul, deoarece sunt greu de protejat împotriva putrezirii;
- lemn de esență tare: stejar, fag, gorun, gârniță, cer, etc. Sunt rezistente și durabile;
- esențe speciale, exotice, tropicale, cu rezistențe mari, grele, dure, cum ar fi: gabonul (folosit în Franța), laricea (folosită în Australia). În folosirea lor este indicată precauție întrucât, în general, ele nu se pot impregna și în condițiile atmosferice din Europa, se degradează ușor.

Folosirea esențelor tari (stejar) este indicată în special în sectoare cu solicitări sporite: căi ferate principale, în curbe cu raze mici (sub 351m), declivități sporite (peste 5%) tuneluri, treceri de nivel, în vecinătatea peroanelor etc.

După locul lor de întrebuințare, traversele din lemn pot fi:

- traverse normale, utilizate pentru linii cu ecartament normal;
- traverse pentru căi ferate cu ecartament îngust;
- traverse pentru poduri, orice ecartament;
- traverse speciale, utilizate la aparatele de cale (schimbătoare, traversări, bretele, inimi de încrucișare), la linii încălecate, pentru orice ecartament.

Dimensiunile traverselor din lemn rezultă din anumite considerații constructive sau de calcul (deformații, solicitări raționale) și anume:

- a) lățimea minimă a feței superioare a rezultă din lățimea plăcii suport dintre șină și traversă sau, dacă aceasta lipsește, din lățimea necesară pentru prinderea șinei de traversă și din condiția ca presiunea transmisă de șină să nu depășească rezistența la strivire a materialului traversei ($a_{\min} = 14 \text{ cm}$);
- b) lățimea tălpii b_t este impusă de presiunea admisă în prisma căii. Pentru a nu se produce deformații plastice în stratul de balast, trebuie ca presiunea efectivă, invers proporțională cu lățimea tălpii traversei, să fie inferioară presiunii admise ($b_{t,\min} = 20 \text{ cm}$);
- c) înălțimea minimă (h_t) a traversei este condiționată de solicitările la încovoiere, evitarea fisurilor din oboseală și de cerințe ca la elementele de prindere a șinei (crampoane, tirfoane) să nu străbată traversa ($h_{t,\min} = 13 \text{ cm}$). Înălțimea traversei contribuie, de asemenea, la sporirea stabilității căii în sens transversal.
Este indicat ca laturile traverselor să fie verticale pentru ca dispozitivele

c) cîntre fugirii ŝinelor sã rezeme pe traversã în condiții cãt mai bune, adicã pe o suprafață cãt mai mare.

- d) în privința lungimii traversei l_t aceasta este condiționată de ecartament, de condițiile de rezemare și mai ales de condițiile de deformabilitate a traversei. Studiile teoretice și experimentale au arãtat cã lungimea optimã a traverselor pentru ecartament normal este de $l_t = 250 \dots 270$ cm, lungimea care conferã rezemarea, deformația și stabilitatea traverselor corespunzãtoare (figura 1.9.b).

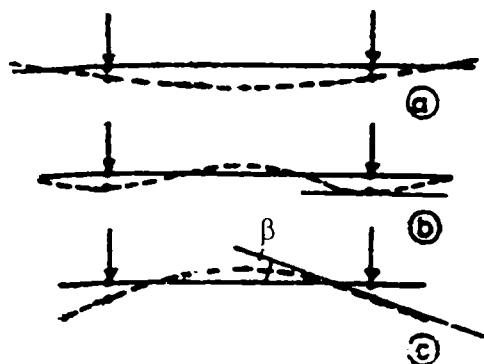


Figura 1.9. Deformarea traversei

Dacã lungimea traversei este mai mare, fibra medie deformatã a traversei are alura celei desenate în figura 1.9.a, iar capetele traversei au tendința de a se ridica, în schimb dacã lungimea traversei este mai micã de 250 cm, deformația se apropie ca formã de cea din figura 1.9.c.

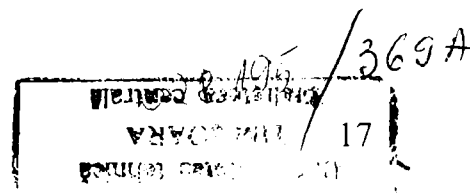
Dacã la traversele de lungime normalã (250...260 cm) sau mai lungi, tangenta la fibra medie deformatã în dreptul ŝinelor este, în condiții normale, aproximativ orizontalã, la traversele scurte, aceasta este înclinatã spre exteriorul cãii formând unghiul β cu orizontala (figura 1.9.c). Acest fapt atrage deja ŝinei urmãtoarele inconveniente:

- a) se modificã (sporește) ecartamentul liniei cu valoarea Δe :

$$\Delta e = 2 \cdot h_s \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (1.2)$$

h_s - fiind înãlțimea ŝinei.

- b) se ajunge ușor la un echilibru labil prin majorarea reacțiunilor în partea centralã a treversei (figura 1.7.a), modificându-se în sens defavorabil și solicitãrile traversei;
- c) stabilitatea ŝinelor și deci a cãii este amenințatã și datoritã faptului cã, în condițiile unei traverse deformatã, sarcinile transmise de materialul rulant - chiar și numai cele verticale - acționeazã defavorabil față de axa verticalã a ŝinei, rotitã cu unghiul β (figura 1.10.a). Acest fapt este accentuat în curbele cu supraînãlțãri mari, în care caz, firul interior ajunge înclinat cu unghiul γ (figura 1.10.b):



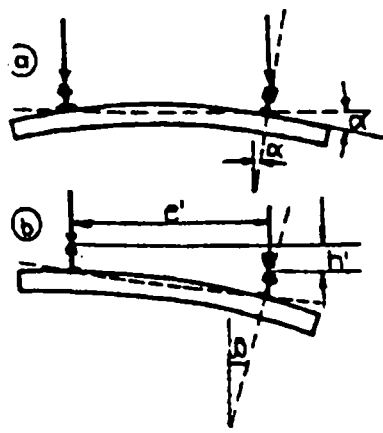


Figura 1.10. Deformata traverselor cu lungime mică

$$\gamma = \beta + \frac{h'}{e'} \quad (1.3)$$

unde:

- β - înclinarea traversei, din încovoiere, în dreptul șinei;
- h' - supraînălțarea;
- e' - distanța între axele șinelor.

Este adevărat că șina se montează în cale cu înclinare, față de verticală cu 1:20, dar această înclinare este compensată de o supraînălțare de 75 mm. Pentru orice supraînălțare mai mare de 75 mm, șina interioară este înclinată față de verticală, spre exteriorul căii. Cu această precizare, relația (1.3) este valabilă dacă pentru h' se consideră cantitatea cu care supraînălțarea depășește 75 mm. În aceste condiții, pe lângă viteze mici (exces de supraînălțare), stabilitatea șinei interioare este amenințată. Situația se înrăutățește și mai mult dacă se consideră și forțele orizontale transversale care acționează asupra ciupercii șinei, tot spre exteriorul căii (interiorul curbei).

Pentru motivele arătate mai sus traversele din lemn sunt mult mai elastice decât cele din beton armat, cu lungimi sub 250 cm, se utilizează numai pe linii cu trafic redus, iar traversele de lungimi sub 240 cm numai pe linii industriale sau cele destinate unor vehicule cu sarcini pe osie reduse.

Dacă se consideră suprafața de rezemare (porțiunea burată) în jur de 1m ($2u = 100...120$ cm, figura 1.11), se obține lungimea indicată pentru traversele din lemn.

$$\begin{aligned} l_t &= e' + 2u \\ e' &= 150 \text{ cm}; \quad u = 50...60 \text{ cm} \\ l_t &= 250...270 \text{ cm} \end{aligned} \quad (1.4)$$

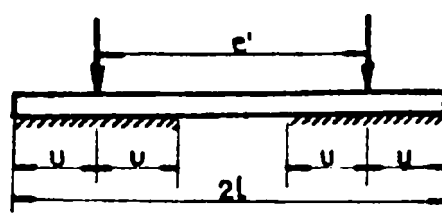


Figura 1.11.- Rezemarea traversei din lemn

Întrucât, în toate cazurile lungimea traverselor depinde de ecartamentul liniei, s-au emis relații simple, empirice, în care singura variabilă este ecartamentul e :

$$l_t = e\sqrt{3} = 1.73 \cdot e$$

relație valabilă pentru orice ecartament.

Dimensiunile în plan ale traverselor se corelează cu distanța între ele și cu grosimea stratului de balast de sub talpa traverselor, astfel încât distribuția presiunilor pe platforma căii (figura 1.12) să conducă la valori inferioare presiunilor admise în terasament p_a . Se utilizează relația:

$$\frac{2R}{(b_t + 2h \cdot \operatorname{tg}\varepsilon)(l_t + 2h \cdot \operatorname{tg}\varepsilon)} \leq p_a \quad (1.6)$$

h fiind grosimea stratului de piatră spartă sub talpa traversei, ε unghiul de distribuție a eforturilor în prisma căii ($\varepsilon \approx 40^\circ$), iar R este încărcarea transmisă traversei.

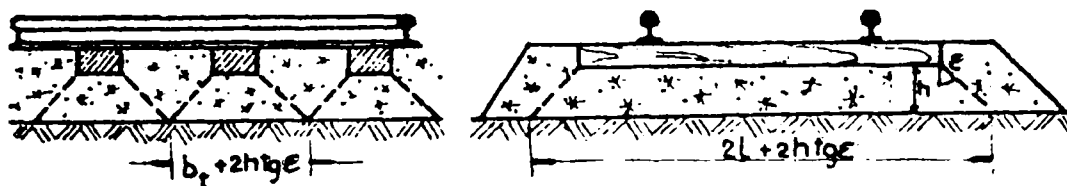


Figura 1.12. Repartizarea presiunii în prisma căii

1.2.2.2. Traverse din beton armat precomprimat

Cu toate avantajele pe care le prezintă, traversele din lemn, din cauza stabilității mai mici a căii la flambaje, a rezistenței reduse la încovoiere și uzură mecanică și a alterabilității lor în timp, încep să fie înlocuite cu traversele din beton armat cu rezistențe sporite la încovoiere, stabilitate, uzură mecanică și agenți atmosferici și mai ales cu posibilități de confecționare mult mai ușoare (materiale locale) și cheluieli de întreținere mai mici. Traversele din beton armat prezintă și câteva dezavantaje:

- a) sunt mai puțin elastice, conduc la o circulație mai puțin confortabilă, solicită mai defavorabil stratul de balast și terasamentele. Vibrațiile care se produc pe o cale cu traverse din beton au o frecvență sporită față de traversele din lemn, ceea ce poate conduce uneori la pierderea adeziunii dintre beton și armătură și chiar la distrugerea traverselor;
- b) prin poziționarea diblurilor pentru prinderea șinei direct în uzina producătoare, ecartamentul căii, în cazul traverselor din beton, nu poate fi modificat, este fix. Din această cauză traversele din beton armat nu se pot utiliza în curbele care necesită supralărgiri sau în condiții particulare: poduri, aparate de cale, suprastructuri speciale etc., decât dacă se folosesc dibluri prelungite;

- c) traversele din beton armat se manipulează mult mai greu (greutatea unei traverse din beton armat obișnuit este de 300...350 kgf, iar a unei traverse din beton armat precomprimat este de 220...260 kgf), mai ales la înlocuiri izolate de traverse. În cazul evenimentelor de cale sau a deraierilor, restabilirea căii se face foarte greu (aproape de 10 ori mai greu decât în cazul traverselor din lemn). Din motivele arătate, nu se pot folosi în cazul unor terasamente neconsolidate;
- d) izolarea electrică - necesară pentru liniile electrificate și pe cele înzestrate cu bloc de linie automat - se realizează mult mai greu și numai cu măsuri speciale.

Dezavantajele prezentate cedează în fața calităților traverselor din beton armat. Progresele care s-au realizat în alcătuirea elementelor din beton armat și în special a celor din beton pretensionat în ultimii 30 ... 40 ani, precum și rezultatele cercetărilor întreprinse în acest domeniu au încurajat folosirea traverselor din beton armat, trecându-se, începând cu 1962, la producția industrială.

După formă, traversele din beton armat pot fi monobloc sau bibloc.

Traversele monobloc au fost alcătuite cu secțiune constantă sau variabilă. Secțiunea constantă a fost părăsită repede fiind solicitată dezavantajos din cauza momentelor negative în partea centrală a traversei și având, pentru aceeași capacitate portantă, o greutate mult mai mare în comparație cu traversele cu secțiunea variabilă.

Traversele bibloc sunt alcătuite din două blocuri, numite blocheți, solidarizate între ele prin fier profilat (figura 1.13.a) sau grinzișoaa din beton armat numite, impropriu, antretoaze (figura 1.13.b).

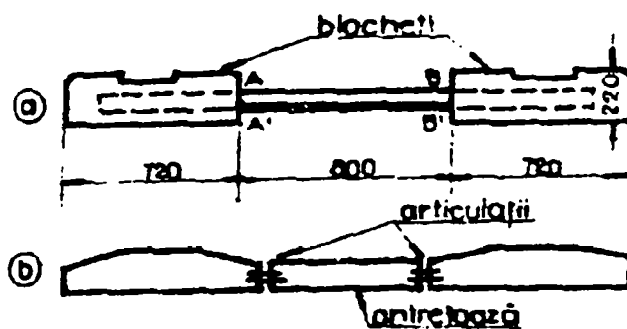


Figura 1.13. Traverse bibloc

Acestea din urmă, din cauza legăturilor care există între blocheți și antretoaze, se mai numesc și traverse cu articulații. Articulațiile sunt realizate din tije metalice, cabluri sau fascicule din sârmă sau plăci presate din lemn, impregnate cu rășini sintetice.

Introducerea în cale a traverselor bibloc (traverse mixte sau combinate cum se mai numesc) este justificată de unele avantaje pe care le prezintă și anume:

- asigură o stabilitate sporită a căii în măsura în care stratul de balast apar rezistențe suplimentare (rezistența pasivă pe capetele ambilor blocheți și sporirea rezistenței de frecare a traversei cu balastul deoarece pe sectorul antretoazei frecarea traversei cu balastul se înlocuiește cu frecarea internă

- a pietrei sparte;
- traversele bibloc sunt mai ușoare; se manipulează mai bine;
- se poate mecaniza manipularea lor.

După modul de alcătuire, traversele din beton armat pot fi armate obișnuit sau pretensionate (precomprimate).

Traversele armate obișnuit (figura 1.14) s-au dovedit necorespunzătoare din cauza fragilității lor față de sarcinile dinamice și mai ales din cauza fisurării lor sub talpa șinei, în dreptul prinderilor precum și la partea superioară în zona centrală (zona momentelor negative).

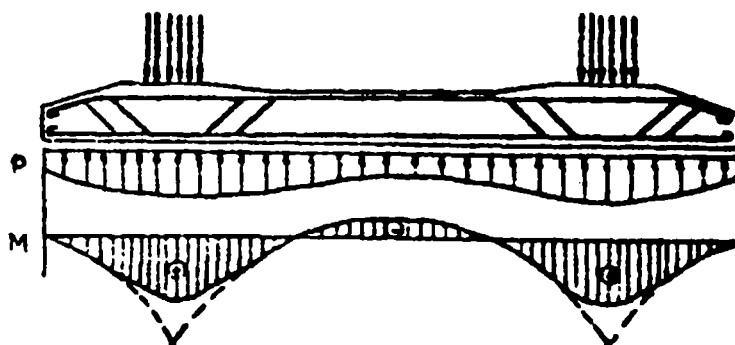


Figura 1.14. Traversa armată obișnuit

Aceste momente negative apar din cauza presiunilor patului (reacțiuni ale stratului de balast) din zona centrală, reacțiuni care, așa cum s-a arătat, apar numai cu timpul datorită circulației și deformațiilor plastice ale căii și care sunt nedorite tocmai pentru că generează momente negative și fisuri în zona mijlocie a traversei, fisuri care nu au fost evitate chiar dacă se ridică armături și se armează traversa și la partea superioară. Dacă burajul se face și se menține corespunzător numai în dreptul șinelor, aceste momente sunt nule sau pozitive și în zona centrală. Pentru realizarea acestui deziderat, va trebui ca centrul de greutate al reacțiunilor balastului pentru fiecare blochet (zona traversei din dreptul șinelor) să fie mai îndepărtat față de centrul traversei decât axa șinei, adică distanța r' (figura 1.15) să fie mai mare decât r cu 4 ... 5 cm.

Până când $r' > r$, momentele sub mijlocul traversei se mențin mereu pozitive deoarece în zona centrală valoarea momentului este:

$$M = R(r' - r) \quad (1.7)$$

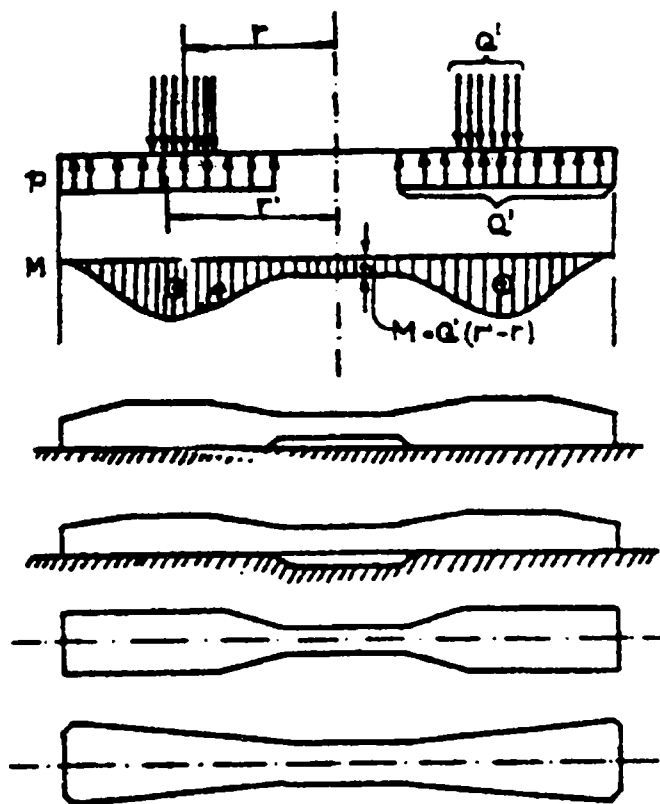


Figura 1.15. Solicitarea traversei simplu armată

Dacă presiunile sub traversă se extind și în zona centrală, valoarea lui r' scade, ajungând mai mică decât valoarea lui r (distanța până la punctul de aplicație a lui R ca acțiune) și apar momente negative în zona centrală a traversei.

Eliminarea momentelor negative în zona centrală a traversei se poate face și altfel, și anume (figura 1.15):

- prin teșirea tălpii traversei în zona centrală;
- prin eliminarea balastului de sub traversă în zona centrală;
- prin realizarea unor traverse cu lățimea micșorată spre mijlocul lor; prin această soluție chiar dacă pe toată suprafața traversei presiunea p (daN/cm^2) este constantă, sarcina q_1 (daN/cm) distribuită în lungul traversei va fi mai mare la capete deoarece:

$$q_1 = b_l \cdot p \quad (1.8.)$$

și deci micșorează momentele negative din zona centrală a traversei. Ultima soluție prezentată în figura 1.15 este cea mai interesantă deoarece elimină variațiile bruște în secțiunea traversei și în diagramele de presiuni și eforturi (variații dezavantajoase) și mărește în același timp rezistența pasivă pe capetele traversei, și deci, implicit, stabilitatea căii. Această ultimă considerație este cu atât mai valabilă cu cât coeficientul de frecare al traverselor din beton cu stratul de balast este mai mic în comparație cu traversele din lemn. Chiar dacă talpa traversei din beton se realizează cât mai rugoasă, cu timpul, din cauza uzurilor ea devine netedă și frecarea cu balastul scade.

Traversele din beton armat obișnuit nu au supraviețuit din cauza greutateii lor

mari și mai ales din cauza sensibilității lor la acțiuni dinamice, având o slabă rezistență la oboseală (fisurare, lunecarea armăturilor, defecte care au apărut la prinderi etc.). În ultimul timp (35 ani) au apărut traversele moderne din beton pretensionat.

Traversele din beton armat pretensionat s-au răspândit repede deoarece, față de traversele din beton obișnuit:

- prezintă o rezistență mult superioară la eforturile alternante (dinamice) întrucât betonul lucrează tot timpul la compresiune;
- au o înălțime mai mică, mai ales în zona centrală, nefiind necesar ca armătura să fie plasată departe de axa neutră;
- au un consum de oțel mult mai redus;
- au greutatea mult mai mică.

Aceste traverse prezintă și unele dezavantaje, în privința prețului de cost încă destul de ridicat și a posibilităților dificile de plasare a diblurilor pentru fixarea șinelor.

Traversele din beton precomprimat pot fi realizate în două feluri: cu adeziune între oțel și beton și cu ancoraje la capete.

Traversele cu adeziune sunt cele mai obișnuite și folosite până în prezent în România și în aproape toate țările din Europa. Se pot ușor uzina, fără prea multă manoperă, dar în vederea realizării adeziunii, necesită corzi de oțel cu suprafață ondulată sau fixe împletite în toroane.

Traseele fără adeziune, realizate cu ancoraje la capete, prezintă dezavantajul că, în momentul ruperii întâmplătoare a betonului, se modifică ecartamentul căii și se produc inevitabile deraieri. În caz de avarii, traversele respective se distrug complet și restabilirea circulației devine foarte grea.

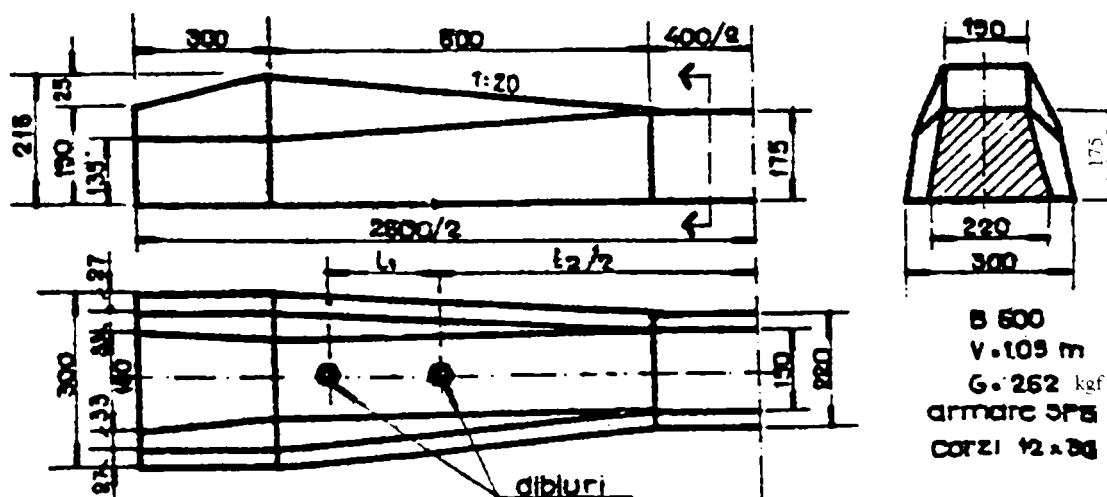


Figura 1.16. Traversa din beton armat precomprimat T_{17}

Forma traverselor din beton armat precomprimat a rezultat din condiții constructive și de rezistență. Astfel, pentru a se putea ușor decofra, fețele laterale ale traversei trebuie să fie plane și înclinate spre axa longitudinală a traversei (figura 1.16).

Cu ocazia transferului de efort de la cofrag la beton după întărirea acestuia,

întinderea din fire (toroane) comprimă betonul și poate provoca înțepenirea acestuia în tipar. Pentru scoaterea ușoară a cofrajului trebuie ca $\alpha_1 < 90^\circ$ (figura 1.16).

Dimensiunile în plan ale traversei se corelează cu presiunea admisă în stratul de balast, cu o repartiție rațională a presiunilor în lungul traversei și cu lungime necesară pentru aderență ($b_2 = 200 \dots 260 \text{ mm}$; $l_1 = 2350 \dots 2600 \text{ mm}$ pentru ecartamentul normal). În secțiune longitudinală, forma traversei depinde de tipul suprastructurii. Dacă plăcile suport au o înclinare de 1:20 (șine tip 40; 49; 54E), locul de fixare a șinelor este orizontal. Dacă se folosesc plăci fără înclinare (tip 60 și 65), fața superioară a traversei în sectorul locului de fixare a șinei are o înclinare de 1:20 (figura 1.16).

Întrucât la traversele din beton armat precomprimat armătura nu se ridică, forma și dimensiunile secțiunii longitudinale și implicit a secțiunilor transversale trebuie astfel alese încât aceeași armătură, rectilinie, să poată prelua momente de mărimi și chiar de semne diferite. Acest lucru se realizează reducând secțiunea traversei în zona ei centrală (figura 1.17) prin scăderea înălțimii de la h_1 la h_2 .

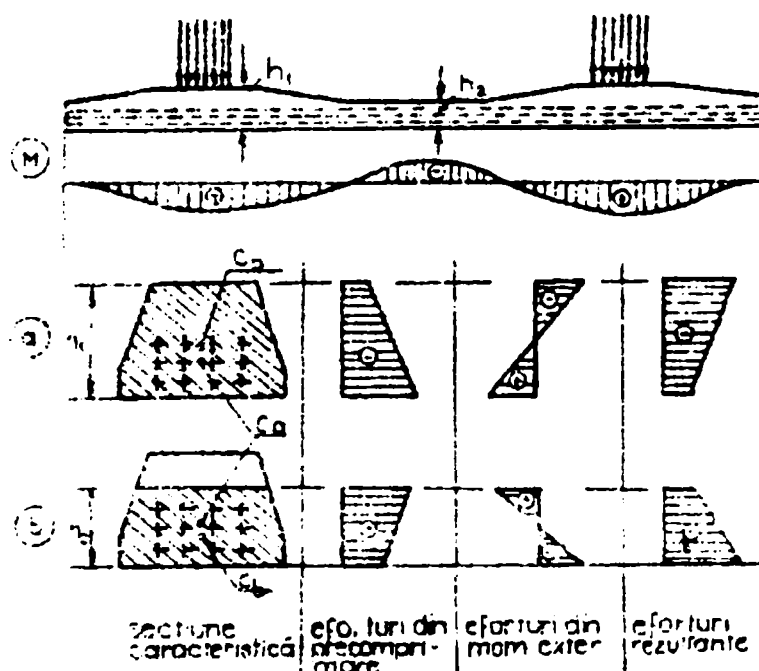


Figura 1.17. Solicitarea traversei din beton precomprimat

În felul acesta, examinând cele două secțiuni caracteristice de înălțime h_1 și h_2 , se pot constata următoarele:

- în dreptul șinei (figura 1.17.a) centrul de greutate al secțiunii de beton (C_b) este situat deasupra centrului de greutate al secțiunii de armătură (C_a) adică al eforturilor din precomprimare și deci aceste eforturi sunt mult mai mari în partea de jos. Însușind aceste eforturi cu eforturile provocate de momentele de încovoiere din forțele exterioare, rezultă o diagramă de eforturi cu valori mai ridicate în partea de sus a secțiunii traversei și deci convenabile întrucât în această parte este concentrată și secțiunea de beton (C_b în partea superioară);
- în secțiunea centrală, raportul mărimilor eforturilor rezultante se

inversează (figura 1.17.b). Centru de greutate al secțiunii de beton, din cauza reducerii înălțimii, coboară sub centrul de greutate al armăturii. În același timp însă apare și inversarea eforturilor din încovoiere întrucât în zona centrală diagrama de momente încovoietoare are ordonate negative. Eforturile rezultante sunt și de data aceasta convenabile, compresiunea fiind concentrată în partea de jos unde există și rezistența sporită a betonului (C_b sau C_b). Secțiunea lucrează și de data aceasta bine la efortul rezultat cu compresiunea mai mare în partea de jos.

Secțiunile traversei, date prin înălțimile h_1 și h_2 , vor fi deci astfel determinate încât, prin suprapunerea efectelor, în secțiunile de beton să nu apară decât eforturi de compresiune, adică precomprimarea să fie mai mare acolo unde, din sarcini exterioare, apar eforturi de întindere.

La CFR se folosesc traverse monobloc, prefabricate, din beton armat cu armătură preîntinsă și ancorare prin aderență. În funcție de dimensiuni, poziționare a diblurilor și armare, traversele din beton precomprimat se execută în următoarele tipuri: T_s13; T13; T17; T17-E2; T13 și T26, pentru căi ferate publice și T_sI și TI pentru linii uzinale. În primii ani de exploatare, din cauza deformațiilor, ecartamentului căii realizate cu traverse din beton armat precomprimat sporește cu 1...2mm, apoi se menține constant. Cu timpul diblurile se uzează (mai repede decât traversa) și trebuie înlocuite. Ele reprezintă unul din punctele nevralgice ale traverselor din beton armat. În privința ecartamentului, se atrage atenția că, în cazul traverselor din beton armat precomprimat, cu ocazia transferului de efort, se pot produce modificări în distanțele dintre dibluri - deci la ecartament - modificările pot diferi de la o traversă la alta. Neajunsurile pot fi înlăturate prin luarea în considerare a acestor deformații și asigurarea unor condiții de fabricație omogene.

Traversele din beton armat precomprimat au fost introduse pe majoritatea liniilor principale (trafic intens și greu), dar și pe liniile secundare. Ele sunt indicate mai ales pe căile sudate deoarece, prin greutatea lor mare, asigură o stabilitate sporită a căii împotriva șerpuirii. Ele asigură, de asemenea, o mai mare uniformitate a elasticității căii în lung, la aceasta contribuind și faptul că aceste traverse trebuie să se așeze pe un pat bine uniform compactat. Rezistența și durabilitatea lor și mai ales posibilitatea de a fi confecționat în condiții nelimitate, le conferă prioritate față de traversele din lemn.

Tipurile de traverse bibloc sunt utilizate în România pe rețeaua Metroului - București și pe sectoare speciale ale liniilor de tramvai din București.

1.2.2.3. *Traversele metalice*

Încă de la începuturile căilor ferate, traversele metalice au făcut concurență traverselor din lemn. Ele au fost utilizate în cantități mari în Germania și în Elveția și în unele țări tropicale unde pentru traversele din lemn există pericolul de a fi atacate de termite sau de alți paraziți. De asemenea sunt utilizate, în cantități reduse, în țările cu păduri mai puține și cu industrie siderurgică mai dezvoltată. Se execută din tablă de oțel de 7...13mm grosime, fasonată, presată sau laminată în forme speciale de albie (formă de U) sau de cutie, așezate cu partea deschisă în jos

(figura 1.18).

Forma și dimensiunile traverselor de oțel depind mai puțin de calculul static și mai mult de condițiile de întreținere și de cele economice ale suprastructurii căii (durată de serviciu cât mai mare la prima pozare, posibilitatea recondiționării și reântrebuințării, durată de serviciu totală lungă, spațiu de depozitare minim etc.).

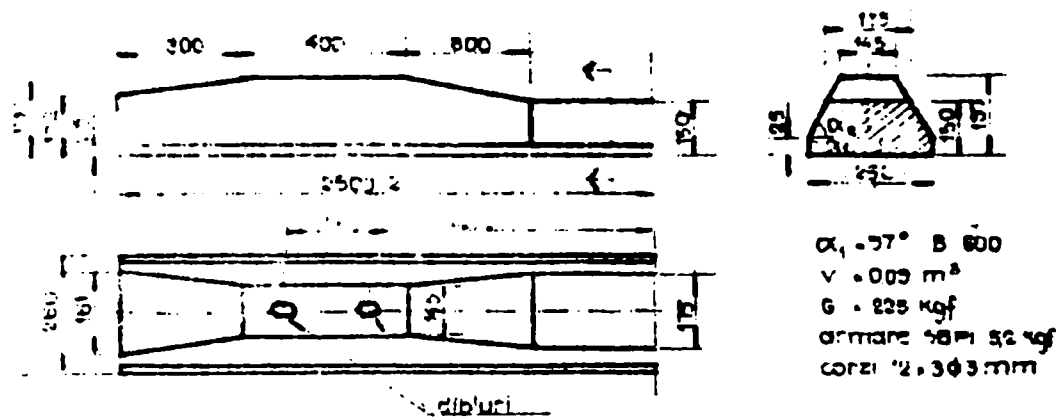


Figura 1.18. Secțiuni ale traverselor metalice

Prinderea șinei se face direct, cu ajutorul unor buloane speciale trecute prin găurile traversei, sau prin intermediul plăcilor suport fără înclinare, fixate de traversă prin sudură. În consecință traversele trebuie să aibe sectoare cu înclinare 1:20. Frecarea metalului în balast conduce la o stabilitate bună. Greutatea unei traverse metalice este de 60...80kgf, apreciată de cea a traversei din lemn.

Traversele metalice au următoarele avantaje:

- sunt foarte rezistente și au o durabilitate mare dacă oțelul este inoxidabil sau este protejat. Deteriorările apar la prinderi: dacă se utilizează prinderea K (traverse din oțel cu plăci cu nervuri fixate prin sudare), durata unei traverse ajunge la 50 de ani; în cazul prinderilor mai vechi (cu găurirea plăcii superioare a traversei), durata scade la aproximativ 40 de ani;
- prezintă o mai mare rezistență la deplasări orizontale transversale sau longitudinale, traversa fiind înfiptă în stratul de balast; menține bine și durabil ecartamentul și înclinarea șinelor, măbind siguranța circulației; permit folosirea ușoară a dispozitivelor de prindere elastică;
- necesită balast mai puțin decât celelalte traverse sau ceea ce este echivalent, repartizarea presiunilor se face mai avantajos, deoarece grosimea stratului de balast antrenat în transmiterea și repartizarea sarcinilor este mai mare în cazul traverselor metalice, aceasta măsurându-se de la partea inferioară a traversei de înălțime mai mică (100mm, față de min 150mm la celelalte traverse);
- posibilitatea prelucrării în forme avantajoase prin laminare și presare și deci confecționarea ușoară a traverselor lungi pentru diferite ecartamente și pentru schimbătoarele de cale;
- posibilitatea fabricării în țară în cantități dorite și posibilitatea recondiționării bune prin sudare; vânzarea avantajoasă a traverselor vechi pentru retopire;

- insensibilitatea contra suprasolicităților și a paraziților animalii și vegetali, precum și la foc.

Traversele metalice prezintă și unele dezavantaje, de exemplu:

- fiind mult mai rigide, nu oferă suficientă elasticitate căii pentru amortizarea efectelor dinamice, acestea fiind mai ușor resimțite de călători și de cale; solicită dezavantajos patul căii;
- operațiunile de burare sunt dificile; nu se pot ușor ripa, întreținerea căii, cu menținerea geometriei șinelor în plan și la nivel, se face foarte greu;
- dispozitivele de prindere a șinei se uzează repede; traversa fisurează des la găurile de prindere;
- sensibilitate spotită de influențele chimice din aer; se oxidează ușor; în regiunile industriale și în apropierea mărilor, traversele de oțel sunt atacate de gaze, de fum sau de sare și își micșorează durabilitatea;
- sunt ușoare; produc vibrații care uzează materialul rulant; circulația se face cu zgomot în comparație cu circulația pe traversele din lemn sau beton;
- izolarea șinelor, necesară în exploatarea modernă este foarte costisitoare atât la confecționare cât și la întreținere;
- au un cost mult mai ridicat față de cel al traverselor din lemn sau beton; reconducerea este mai costisitoare decât a traverselor de lemn; reprezintă o folosire nerațională a metalului.

Din motivele enumerate mai sus, traversele metalice se folosesc rar, eventual în regiunile tropicale unde lemnul este atacat de anumite insecte, în industrii unde traversele de lemn se pot inflama sau în țări cu metalurgie dezvoltată. În România se utilizează pe arie restrânsă, pe linii înguste, demontabile, pe linii magistrale experimentale sau la schimbătoarele de cale.

1.2.3. Materialul mărunț de cale

Sub denumirea de material mărunț de cale se înțelege materialul destinat pentru prinderea șinelor de traverse și pentru legarea șinelor între ele, precum și dispozitivele contra deripării căii și contra fugirii șinelor.

1.2.3.1. Prinderi

Prinderile se clasifică după mai multe criterii:

- a) *după sistemul constructiv*, prinderile pot fi simple (fără plăci), directe, semidirecte (mixte) și indirecte;
- b) *după natura traverselor* folosite la realizarea căii se pot deosebi prinderi pentru traverse de lemn, de beton sau de metal.
- c) *după modul în care prinderile se opun deplasărilor relative ale șinei față*

-
de traversă, ele pot fi rigide sau elastice.

- d) în funcție de *tipul șinei* la care se folosesc, realizarea constructivă și dimensiunile materialului mărunt, numele elementelor de prindere este asociat de regulă cu tipul șinei la care se folosește.

La alcătuirea unei prinderi se iau în considerare solicitările șinelor și caracteristicile materialelor din care sunt confecționate traversele. Ținând seama de acestea, condițiile pe care trebuie să le îndeplinească prinderile sunt, în general următoarele:

- să reziste la acțiunea forțelor orizontale transversale care tind să deplaseze șina din poziția în care a fost fixată, asigurând ecartamentul necesar atât în aliniament, cât și în curbe și menținându-l în limitele toleranțelor admise;
- să reziste la acțiunile forțelor verticale rezultate din circulația vehiculelor, asigurând repartizarea în bune condiții a presiunii pe fața traversei;
- să reziste la acțiunea forțelor longitudinale, împiedicând, pe cât posibil, fugirea șinelor;
- să aibă o durată cât mai mare de serviciu;
- să nu se slăbească din cauza deformațiilor ce se ivesc la cale în timpul exploatării;
- să reziste la solicitările la care sunt supuse, la ridicarea panourilor prefabricate, în cazul refacției liniilor;
- să asigure întotdeauna presarea șinei pe placă;
- să nu împiedice deformațiile elastice ale șinelor în zona prinderilor, pentru a se micșora acțiunea dinamică a forțelor date de circulație;
- montarea și demontarea căii să se poată face ușor și repede;
- piesele care alcătuiesc prinderea să fie cât mai simple și cât mai puține la număr; confecționarea lor să nu ceară procese tehnologice de execuție complicate;
- prețul pieselor care compun prinderea trebuie să fie cât mai mic;
- contralul stării prinderii să nu ceară operații greoaie;
- piesele care alcătuiesc prinderea să nu ruginească și să nu se degradeze sub acțiunea variațiilor mari de temperatură;
- să asigure o rigiditate de cadru în plan orizontal, necesară mai ales la alcătuirea căii cu șine lungi și fără joante, adică să împiedice rotirea în plan orizontal a șinei în dreptul prinderii.

Deoarece traversele de beton prezintă o serie de dezavantaje față de traversele din lemn, în ceea ce privește elasticitatea și rezistența electrică, prinderile folosite la acestea trebuie să îndeplinească, în plus față de cele arătate mai sus, următoarele condiții:

- să asigure în perspectivă folosirea traverselor de beton atât în aliniament cât și în curbe, unde apare suprasolicitarea;

- să micșoreze cât mai puțin secțiunea traversei de beton;
- să poată fi folosite la șine care au talpa cu lățimi diferite, în cazul în care șinele se înlocuiesc cu ocazia refacțiilor de linii;
- să realizeze o izolare electrică sigură și durabilă între cele două fire ale căii pentru buna funcționare a instalațiilor de centralizare și de bloc de linie automat;
- mișcările șinei să nu antreneze mișcarea pieselor prinderii în așa fel încât să cauzeze măcinarea betonului în punctele de contact;
- să se evite încastrarea rigidă a șinei sau a elementului de prindere în betonul traversei și să se evite degradarea betonului.

De obicei o prindere nu poate să satisfacă toate aceste condiții, ci reprezintă un compromis, mai ales că unele condiții se și contrazic, deci nu pot fi îndeplinite simultan. Sunt de reținut în special condițiile legate de folosirea prinderilor pe calea fără joante și pe sectoarele cu bloc de linie automat, precum și cele legate de elasticitatea căii.

Deoarece scopul unei căi moderne îl constituie circulația rapidă a trenurilor în condiții de confort și de siguranță cât mai bune, în prezent se extinde tot mai mult folosirea căii fără joante. Siguranța acestui mod de alcătuire a căii depinde direct de rigiditatea laterală a cadrului format din cele două șine și traverse. Valoarea acestei rigidități constituie unul din criteriile care stau la baza aprecierii alcătuirii căii și dă indicații asupra calității prinderii șinei de traversă.

Elementele care constituie prinderea șinei de traversă pot permite mai mult sau mai puțin deformația elastică și remanentă a căii în plan orizontal, sub formă de deplasări sau rotiri. Cu cât aceste deformații sunt mai mici, cu atât rigiditatea de cadru este mai bine asigurată.

Pentru a se asigura buna funcționare a instalației blocului automat de linie șinele trebuie să fie izolate electric între ele. Acest lucru este realizat, în general, de traverse, dar îmbunătățirea acestei izolări se poate obține prin intermediul unor prinderi care să izoleze șina de traversă (trebuie să se obțină o rezistență la conductibilitatea electrică de minimum 2250Ω).

Funcție de modul în care șina este fixată de traversă, prinderile pot fi:

- a) Prinderi directe la care elementele de fixare prind, în același timp, șina de placa suport și apoi de traversă, sau șina direct de traversă, în cazul în care nu există placă suport;
Este caracteristică tipurilor de prinderi pentru șinele de tip ușor, până la tip 40, inclusiv.
Pe rețeaua CFR, există în mod frecvent prinderea tip 40 pe linii secundare, sau pe liniile în abaterea din stațiile CF, atât pe traverse din lemn cât și pe traverse din beton armat (figura 1.19).

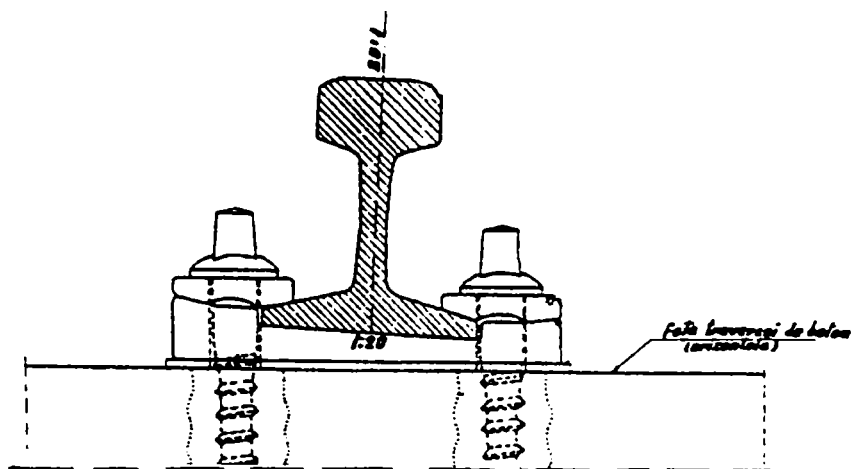


Figura 1.19. Prinderea tip 40, pe traverse din beton

- b) Prinderi mixte (semidirecte), la care de o parte a șinei (la exteriorul căii) sunt elemente diferite care fixează șina de placa suport și apoi de traversă, iar de partea cealaltă a șinei (la interiorul căii), același element de fixare realizează prinderea șinei de placa suport și a acesteia de traversă. Este prinderea caracteristică șinei tip 45, întâlnită încă pe multe linii secundare și pe linii în abateră din stațiile CF (figura 1.20)

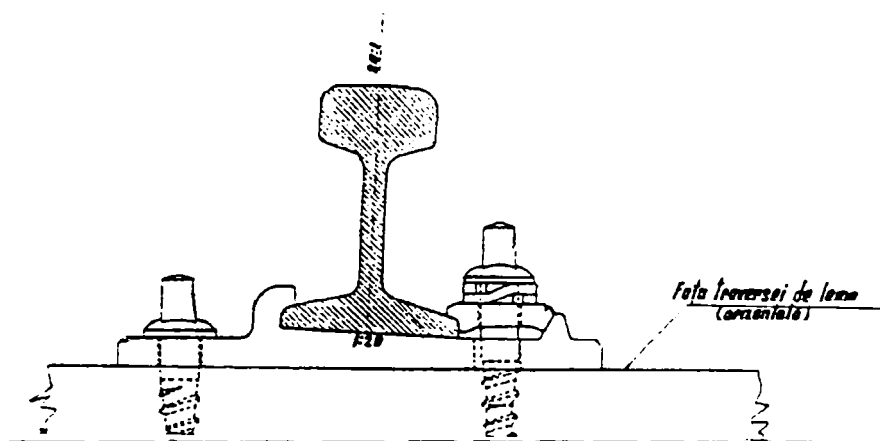


Figura 1.20. Prinderea șinei tip 45

Este o prindere întâlnită doar pe traverse din lemn, șina tip 45 nemaifiind produsă odată cu apariția șinei de tip greu 49.

- c) Prinderi indirecte care se caracterizează prin faptul că fixarea șinei de placa suport și apoi a acesteia de traversă, se face cu elemente de prindere diferite. Prinderile indirecte întâlnite la CFR sunt "sistem K", preluat de la modelul german și sunt utilizate pentru toate șinele de tip greu 49, 54E, 60 și 65. Sunt prinderi puternice, în același timp însă fiind și foarte rigide și cu un consum mare de metal (39 t/Km).

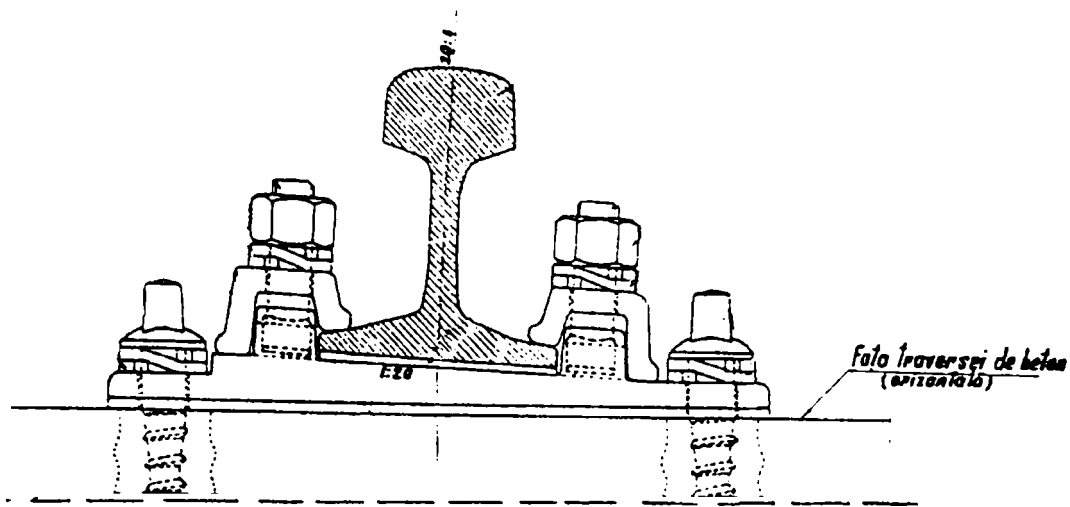


Figura 1.21. Prinderea tip 49, pe traverse din beton

Sunt prinderile generalizate pe liniile principale ale rețelei CFR.

Printre avantajele mai importante ale acestei prinderi se remarcă:

- pentru scoaterea șinei din cale nu este necesar să se deranjeze elementele de fixare a plăcii de traverse;
- este, practic, împiedicată alunecarea șinei pe plăci deoarece cleștii asigură o apăsare suficient de mare asupra tălpii șinei (crează o rezistență longitudinală care se opune deplasării șinei în lungul ei, de 15 daN/cm fir șină), lucru foarte important în cazul căii sudate;
- montarea plăcii pe traversă se poate face înainte de operația de fixare a șinelor;
- permite, într-o oarecare măsură rectificarea de nivel, prin introducerea de plăcuțe între talpa șinei și placa suport, fără a modifica prea mult modul de lucru al prinderii în ansamblu (șina rămâne totuși între reborduri);
- asigură o rigiditate de cadru sporită în comparație cu alte sisteme.

Prinderea se poate realiza cu patru tirfoane (două la interiorul și două la exteriorul căii) în cazul traverselor din lemn și cu două sau patru tirfoane, în cazul traverselor din beton.

Condițiile normale de lucru ale prinderii indirecte "sistem K"

Fiind prinderea generalizată pe rețeaua CFR, este necesară o analiză detaliată a modului de lucru al acestei prinderi (figura 1.22).

Din modelul mecanic se observă că legăturile dintre șuruburile verticale și placa suport, precum și dintre tirfoane și traverse, au fost reprezentate sub forma unor încastrări perfecte. Ipoteza este suficient de apropiată de realitate în cazul menținerii valorilor forțelor axiale de întindere din tijele șuruburilor verticale și din tirfoane peste valorile minime admise.

În cazul *șinei neîncărcată* de convoi, datorită strângerii piulițelor, inelele resort sunt comprimate, iar asupra șinei se transmit la contactul cu cleștii forțe de apăsare care comprimă plăcuța elastică de sus talpa șinei. Alunecarea șinei în prindere este împiedicată în acest caz de forțele de frecare ce se dezvoltă pe

suprafața de contact (dintre clești și șină și dintre talpa șinei și plăcuța situată sub aceasta).

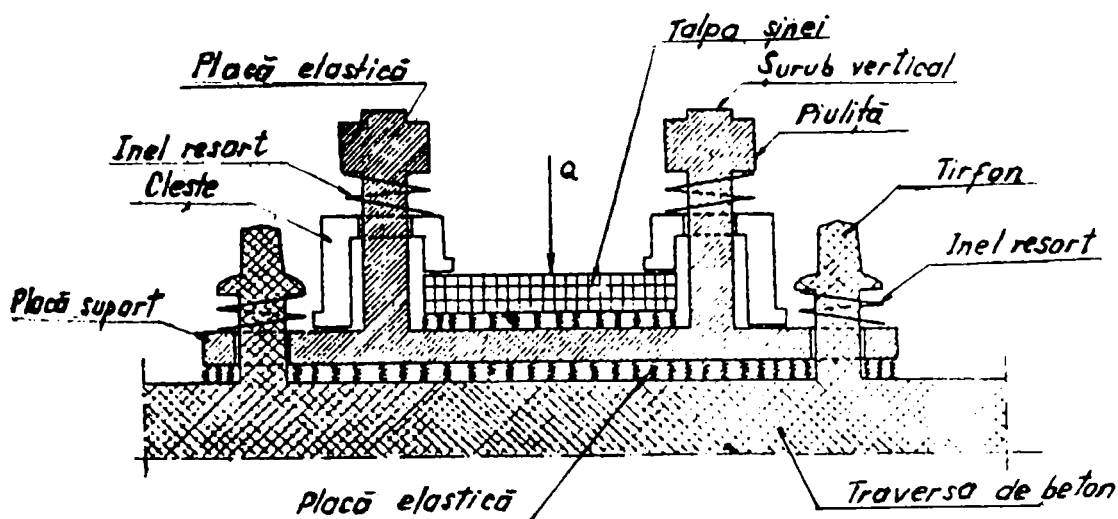


Figura 1.22. Modelul mecanic pentru analiza prinderii indirecte "sistem K"

În cazul *șinei încărcate* de convoi, se producă o comprimare suplimentară a plăcuțelor elastice de sub talpa șinei și de sub placa suport, iar inelele resort se destind și obligă cleștii să urmărească talpa șinei. Dacă nu ar exista inelele resort, atunci la comprimarea plăcuței de sub talpa șinei cleștele ar rămâne liber, putând în acest fel să vibreze. Cu cât forța Q crește, cu atât inelul resort ajunge să se destindă mai mult și la un moment dat ar fi posibil ca el să iasă din funcțiune. Datorită acestui fapt este necesar ca, între caracteristicile de deformabilitate a inelelor resort și a plăcuțelor elastice, să existe o corelare: reducerea forței de apăsare, asupra inelului resort să fie cât mai mică odată cu destinderea acestuia.

Eventualele deplasări ale șinei în lungul ei - dacă astfel de deplasări au loc - trebuie să se producă prin alunecarea șinei în raport cu placa suport și nu prin alunecarea șinei împreună cu placa suport, în raport cu traversa. Dacă s-ar produce deplasarea șinei împreună cu placa suport în raport cu traversa, atunci tijele tirfoanelor ar veni în contact direct cu pereții găurilor plăcii, situație de lucru necorespunzătoare.

Pentru a fi împiedicată această deplasare, trebuie ca forța de apăsare a tălpii șinei asupra plăcuței intermediare aflate sub șină să fie mai mică decât forța de apăsare a plăcii suport asupra plăcuței elastice de pe suprafața traversei. Pentru satisfacerea acestei condiții trebuie ca momentul de răsucire folosit pentru strângerea piulițelor șuruburilor verticale să fie mai mic decât momentul de răsucire folosit la strângerea tirfoanelor.

Prinderi elastice

În cazul prinderilor rigide, practica arată că legăturile dintre diferite elemente ce intră în alcătuirea acestora se slăbesc în timpul exploatării și este necesară întreținerea lor continuă. În cazul traverselor de beton armat, care sunt mai rigide, apare necesitatea ca prinderea să asigure o mai mare elasticitate prin menținerea unei forțe permanente de presare a șinei pe traversă. De aici ideea înlocuirii elementelor de fixare rigide cu elemente elastice, ceea ce a condus la

realizarea prinderilor elastice, întâlnite, în cea mai mare parte, la traversele de beton.

Avantajele majore ale prinderilor elastice sunt:

- reducerea valorilor forțelor dinamice de interacțiune dintre roți și șine;
- reducerea vibrațiilor căii datorate circulației;
- menținerea forței de presare a șinei pe placa suport, sau pe traversă (în cazul lipsei plăcii suport) timp îndelungat, intervențiile la cale fiind rare;
- reducerea numărului elementelor care intră în alcătuirea prinderii, de aici, un consum redus de metal

În alcătuirea prinderilor elastice elementele de fixare pot fi crampoane elastice, plăcuțe elastice, agrafe elastice sau cleme elastice.

Pe plan mondial, între prinderile elastice cu o funcționare foarte bună, se remarcă prinderea R.N., în Franța (figura 1.23.a), prinderea Pandrol, în Anglia (figura 1.23.b) și prinderea Vossloh, în Germania (figura 1.23.c).

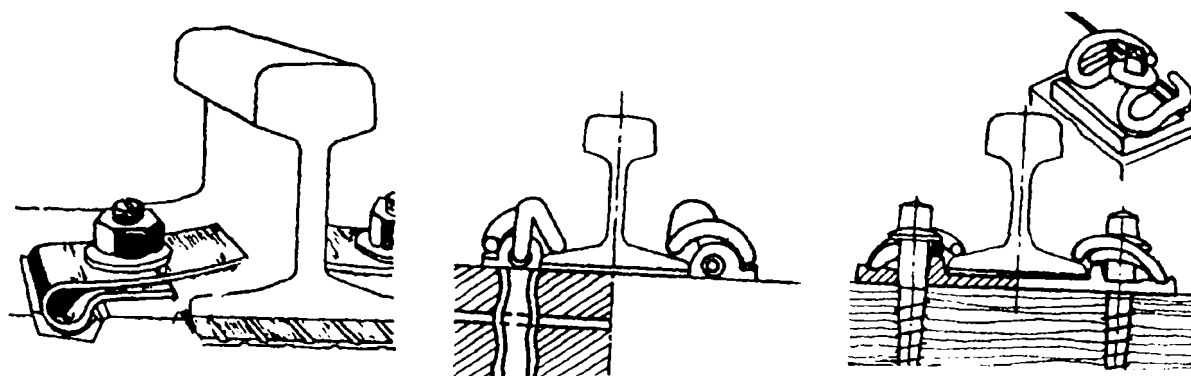


Fig. 1.23. Prinderi elastice

a) prinderea R.N.; b) prinderea Pandrol; c) prinderea Vossloh

În România, în cadrul ICPTT, începând cu anii 1970, s-au realizat prinderile elastice E_1 (figura 1.24.a) cu agrafă elastică și prinderea E_2 (figura 1.24.b), cu clemă elastică.

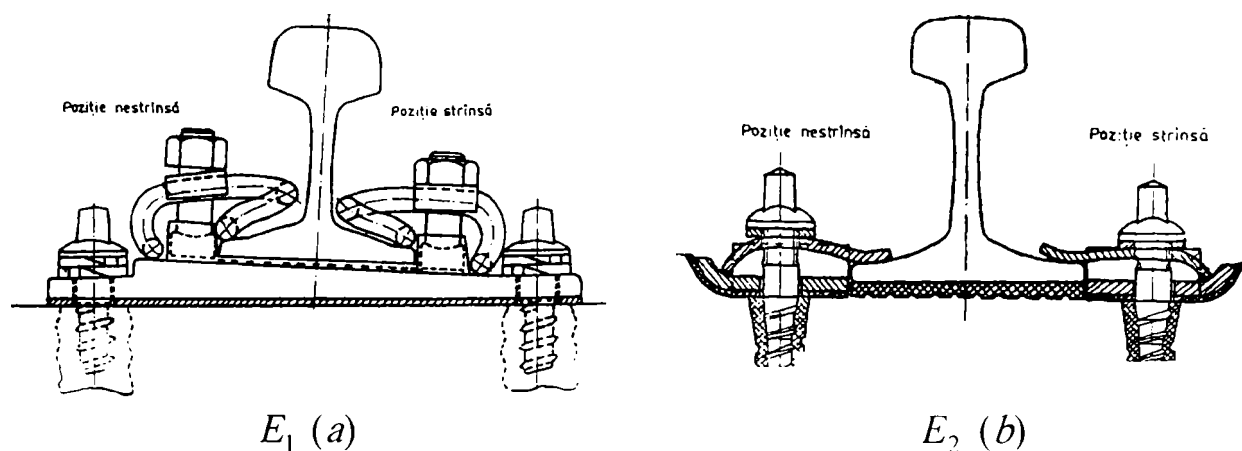


Figura 1.24.

Introduse în cale, rezultatele obținute nu au răspuns așteptărilor. În cazul prinderii E_1 forța de presare a agrafei pe talpa șinei se reducea rapid în timp

datorită calității necorespunzătoare a oțelului din care era realizată agrafa elastică, iar în cazul prinderii E_2 se producea o variație a ecartamentului peste valorile admise. Drept urmare, cele două tipuri de prinderi au fost înlocuite, acum utilizându-se pe rețeaua CFR prinderea elastică indirectă Vossloh, cu placă suport, și agrafă elastică (cap. 8).

1.2.3.2. Joante

Joanta este ansamblul constructiv care asigură legarea șinelor cap la cap, pentru asigurarea continuității căii. Prin continuitatea căii se înțelege:

- continuitatea suprafeței de rulare a șinei;
- continuitatea feței laterale active a ciupercii șinei ;
- continuitatea în preluarea încărcărilor verticale transmise de șine.

Pentru îndeplinirea acestui rol, eclisele din alcătuirea joantei trebuie să lucreze ca două pene, aceasta presupunând existența în permanență a spațiului dintre eclisă și inima șinei și a forței axiale din tija șurubului orizontal peste valoarea minimă admisă (figura 1.25).

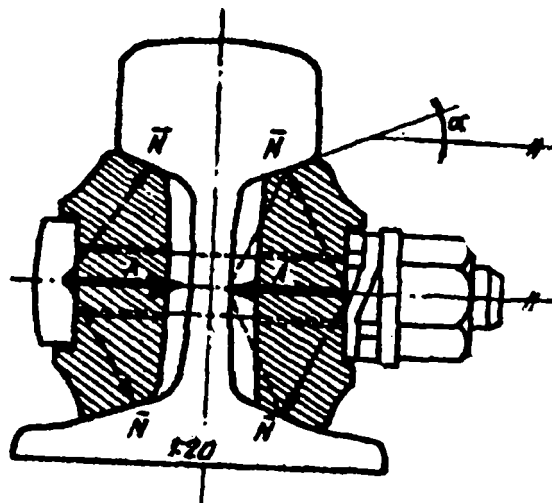


Fig. 1.25. Forța de întindere din tija șurubului orizontal

Forțele normale pe suprafețele de contact dintre eclise și șină (\vec{N}) determină forța totală de frecare care se opune deplasării relative a capetelor de șină (\vec{R}). Această forță de frecare, numită și *rezistență de eclisaj* are valoarea:

$$R = n \cdot (4N \cdot f) \tag{1.9}$$

în care:

- n - numărul de șuruburi pe jumătate de eclisă;
- f - coeficientul de frecare pe suprafața de contact dintre eclisă și șină
- N - forța de apăsare a eclisei pe suprafețele de contact corespunzătoare unui șurub orizontal

Clasificarea joantelor

În funcție de poziția relativă, în plan, a joantelor de pe cele două fire de șină, acestea pot fi (figura 1.26)

- joante la echer
- joante la eșicher
- joante la întâmplare

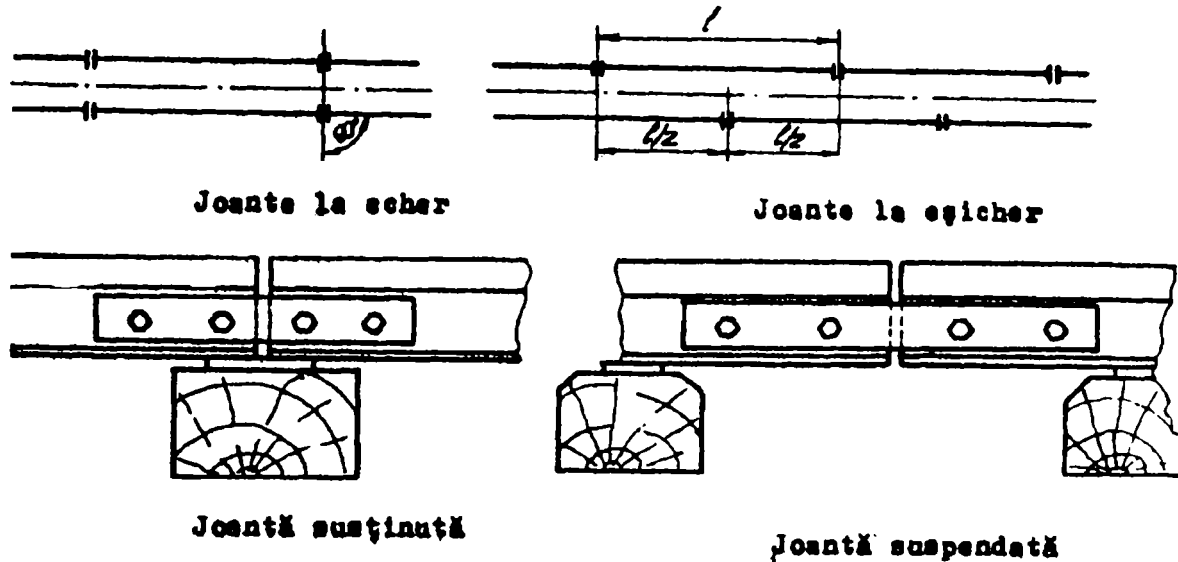


Fig. 1.26 Tipuri de joante

a) joante la echer; b) joante la eșicher; c) joantă susținută; d) joantă suspendată.

În funcție de poziția traverselor în zona joantelor:

- joante susținute;
- joante suspendate.

În funcție de necesitatea izolării electrice a celor două capete de șine:

- joante obișnuite, bune conducătoare de curent electric;
- joante izolante.

Joanta suspendată este elastică, șocurile sunt mult micșorate, însă momentul încovoietor în eclise este foarte mare, deoarece rezemarea se face pe două traverse cu distanță între ele, ceea ce conduce la eclise puternice și uneori foarte complicate ca formă.

Prin apropierea celor două traverse de la joante până la lipirea lor, momentul încovoietor scade cu aproximativ 25%, astfel încât secțiunea ecliselor se poate reduce substanțial. Totodată însă rigiditatea acestei joante este mai mare decât la joanta suspendată. În cazul în care capetele șinelor reazemă pe o placă pod fără decupare fixată pe cele două traverse joantive, se realizează *joanta susținută*, cu rigiditate mare însă.

Pentru a asigura joantei susținute totuși o oarecare elasticitate capetele șinelor se așează pe o placă pod prevăzută cu o decupare, sau pe două plăci simple, așezate pe traversele joantive legate, astfel încât capetele șinelor în consolă să permită o mică deformație sub acțiunea sarcinilor verticale transmise de vehicule.

În figura 1.27 este prezentată joanta pentru șina tip 49, generalizată pe rețeaua CFR.

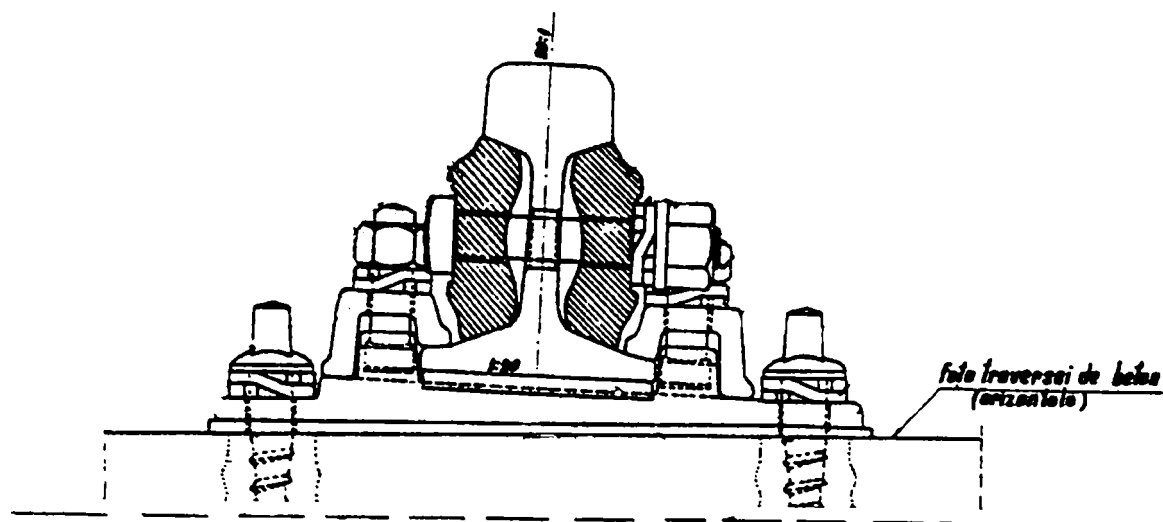


Fig. 1.27. Joanta tip 49

1.2.4. Prisma căii

La calea ferată clasică (convențională) traversele sunt așezate și înglobate într-un strat de piatră spartă (mai rar pietriș, criblură, zgură etc.), numit impropriu strat de balast. Dată fiind cantitatea mare de material care intră în prisma căii și mai ales importanța pe care o are în alcătuirea căii ferate, analiza materialelor care o formează, dimensiunile ei, execuția și întreținerea ei merită o atenție deosebită

Stratul de balast are următoarele roluri:

- susținerea traverselor, preluarea sarcinilor de la acestea și transmiterea lor, prin intermediul substratului căii, terasamentelor, reduse corespunzător și cât mai uniform;
- asigurarea stabilității căii în plan transversal și longitudinal;
- amortizarea șocurilor, a vibrațiilor și a tuturor efectelor dinamice transmise de materialul rulant, înainte de a fi predate platforma căii;
- drenarea căii și platformei căii prin asigurarea scurgerii rapide a apelor de suprafață provenite din precipitații;
- micșorarea posibilităților de îngheț a platformei căii;
- asigurarea acumulării deformațiilor căii într-un ritm cât mai lent.

Importanța prismeii căii în asigurarea stabilității căii se poate urmări în figura 1.28, în care se arată că împotriva deripării liniei (deplasarea ei laterală ca urmare a acțiunii forțelor orizontale transversale), rolul stratului de balast este mult mai mare decât al șinei și al celorlalte elemente componente ale căii, mai ales în cazul deformațiilor lungi. Astfel, la deformații laterale (săgeți) de 5mm -pentru care au fost făcute experimentări -la o lungime L a corzii de 10mm, rolul balastului ajunge până la 85%, față de 5% al șinei; se constată că la deformații în loc (coardă de lungime mică) contribuția mare împotriva deripării o are șina 95%, pe când la deformații line (coardă mare), care sunt și mai frecvente, contribuția prismeii căii este aproape totală.

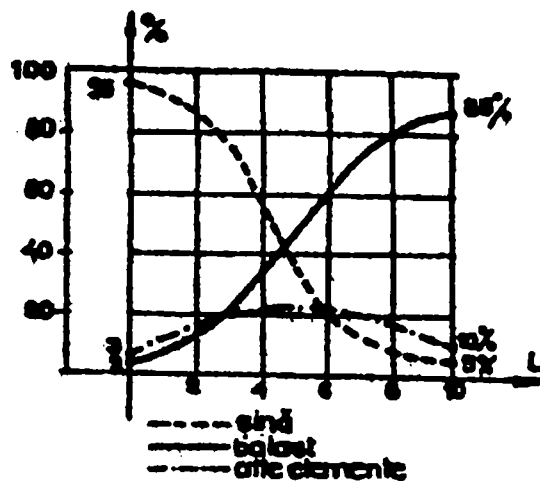


Figura 7.28. Contribuții la asigurarea stabilității laterale a căii

Pentru a îndeplini rolurile menționate, balastul trebuie să îndeplinească o serie de condiții:

- să fie rezistent la compresiune;
- să fie elastic, adică să poată consuma prin deformații elastice energia transmisă de vehicule prin circulație; experiențele au arătat că cea mai importantă parte din tasarea căii se produce în stratul de balast și numai o mică parte se transmite și se amortizează în platforma căii;
- să aibă frecare interioară și coeficienți de frecare cu traversele mari;
- să fie drenant;
- să se poată compacta fără să se sfărâme, iar la executarea barajului sub traverse, să se degradeze foarte puțin;
- să nu fie geliv și, în general, să nu se altereze sub acțiunea agenților atmosferici;
- să nu fie antrenat de ape și de vânt; să nu producă praf;
- să nu conțină elemente care prin descompunerea lor să colmateze prisma căii;
- să nu favorizeze creșterea vegetației.

Dintre materialele folosite în alcătuirea prismeii căii *piatra spartă* reprezintă incontestabil materialul cel mai bun.

Această se obține prin concasarea unor roci de natură eruptivă, sedimentare sau metamorfice, cele mai bune fiind cele metamorfice și în special granitul.

Importanța pe care o au materialele din prisma căii constă în rezistența și elasticitatea lor (și menținerea acestora în timp) și mai ales în necesitățile de întreținere. Experiența a arătat că, în cazul utilizării unui material bun, granit de exemplu, având și dimensiuni corespunzătoare, chiar pe liniile cu trafic intens, viteză mare și sarcini mari pe osie, operațiunea de ciuruire a balastului, operațiune dificilă, costisitoare și cu întreruperea circulației, se poate face la cca 15 ani, pe când la o cale cu balast necorespunzător (micașist), ciuruirea trebuie făcută la 7 ani.

Un alt neajuns al folosirii unui material necorespunzător în prisma căii constă în facilitarea formării pungilor de balast și a cocoșelor de îngheț ca urmare

a nedrenării suficiente a apelor superficiale și a colmatării balastului degradat fizic și chimic.

Pentru motivele prezentate mai sus, majoritatea administrațiilor de cale ferată indică folosirea exclusivă a granitului, sub formă de piatră spartă dublu concasată și dublu ciuruită.

Dimensiunile optime ale fragmentelor de piatră spartă s-au stabilit teoretic și experimental pentru obținerea unor rezistențe sporite la forfecare, acestea depinzând, în afară de natura materialului și de numărul punctelor de contact și de presiunea în aceste puncte, existența părților fine pe care se pot rostogoli fragmentele mai mari, posibilitatea de împănare, de încleștare etc, elemente care depind de mărimea granulelor, respectiv de compoziția granulometrică a materialului. Din acest punct de vedere, dimensiunile optime sunt cuprinse între 20 și 70 mm, eventual între 25 și 60 mm, cu condiția ca sub 20 mm să nu existe mai mult de 7% din material, sub 5 mm, maxim 1,5%, iar peste 70 mm, maxim 8%. Se recomandă o neuniformitate mică, chiar dacă posibilitățile de compactare se micșorează, deoarece în cazul neuniformităților mari, particulele fine, așezate între cele mari, facilitează deplasarea acestora, micșorând frecarea interioară a materialului; neuniformitatea mică este favorabilă și din punct de vedere al drenării apelor.

1.2.4.1. Deformabilitatea prismeii căii

Sub acțiunea încărcărilor transmise de vehicule prin intermediul traverselor, materialului din prisma căii suferă deformații elastice și deformații plastice.

Deformațiile elastice se produc din cauza scurtării elastice a distanțelor dintre centrele fragmentelor care alcătuiesc prisma căii, ca urmare a forțelor ce apar în punctele de contact, precum și deformațiile elastice din zona de contact. Numărul punctelor de contact, prin care forțele se transmit de la granula la granula și deci forțele care apar în aceste puncte depind de:

- mărimea și forma granulelor;
- modul de așezare a granulelor;
- starea de îndesare a materialului;
- istoria încărcărilor (timpul la care se face aprecierea).

În cazul granulelor de dimensiuni mari, forțele care apar în punctele de contact sunt și cele mai mari deoarece aceeași forță transmisă de granula superioară, sau de traversă, se transmite unui număr mai mic de granule și de puncte de contact. Întrucât deformațiile elastice sunt proporționale cu aceste forțe, rezultă că elasticitatea stratului de balast este cu atât mai mare cu cât sunt mai mari dimensiunile granulelor.

La tasarea elastică a balastului pot contribui și deformațiile elastice care apar la încovoierea fragmentelor, când acestea au forme diferite de cele monogranulare, eventual din mici deplasări reversibile în punctele de contact.

Deformațiile plastice (remanente) ale balastului provin, mai ales, din următoarele cauze:

- îndesarea materialului adică reaşezarea fragmentelor, deplasarea relativă a granulelor când se trece de la o stare de echilibru la alta, sub acţiunea forţelor exterioare;
- deformaţia plastică a granulelor, în special în punctele de contact;
- uzuri, sfărâmări, reaşezări, striviri, etc, din circulaţie şi din lucrările de întreţinere (buraj);
- agenţi externi (variaţii de temperatură, vânt, ploi, etc.) care alterează fizic materialul şi antrenează fragmentele mici;
- impurificări ale stratului de balast cauzate de vânt (acumulează particule fine în stratul de bază) variaţii de temperatură (alterează rocile gelive), încărcări exterioare şi vibraţii, depuneri din vagoanele care transportă materiale pulverulente.

Toate acestea micşorează permeabilitatea şi elasticitatea balastului, favorizează creşterea vegetaţiei şi acumularea de materii organice în balast, contribuie la alterarea şi degradarea prematură a traverselor din lemn, etc.

Factorii enumeraţi mai sus acţionează în timp asupra căii şi conduc la:

- reducerea elasticităţii prismeii căii;
- reducerea rezistenţelor de frecare şi deci a stabilităţii căii;
- colmatarea materialului din prisma căii, reducând substanţial proprietăţile de drenare;
- grăbirea procesului de acumulare a deformaţiilor plastice.

Deformabilitatea căii poate fi urmărită în timp în figura 1.29.

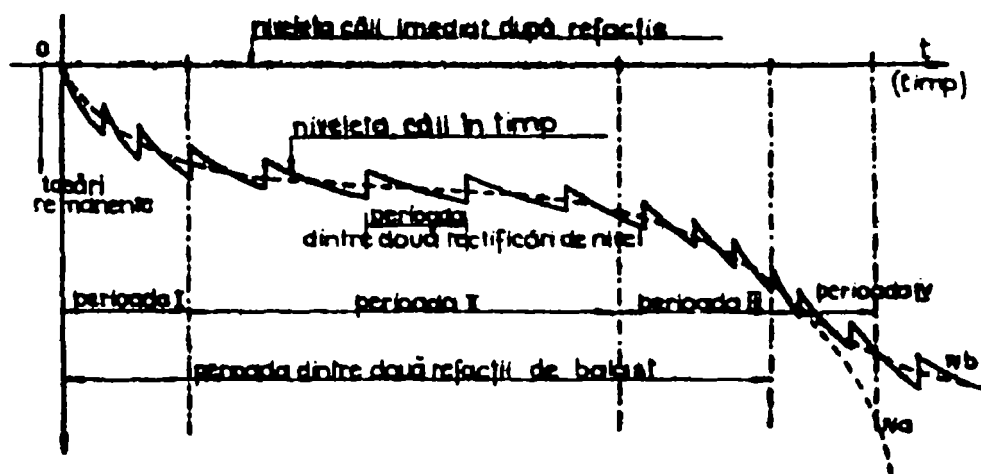


Figura 1.29. Deformabilitatea căii în timp

Se poate constata că, față de linia 0-t, care corespunde nivelului inițial, deformațiile plastice ale căii urmăresc aproximativ, patru faze (perioade) și anume:

- perioada I, imediat după reparația capitală (refacție), tasările au un caracter pronunțat;
- perioada II, în care tasările se stabilizează, este o perioadă mai lungă, cu intervenții necesare pentru rectificarea nivelului căii mai rare;
- perioada a III-a, în care din cauza înrăutățirii calităților stratului de balast, acumularea deformațiilor remanente devine tot mai intensă; rectificarea

nivelului căii se impune des. Se impun, de asemenea, lucrări de curățire, ciuruire și completare a materialului din prisma căii pentru a nu se ajunge la perioada a IV-a;

- perioada a IV-a, în care, din cauza deformațiilor foarte mari, linia ar deveni impracticabilă; prin intervențiile capitale asupra prismeii căii se poate intra într-un ciclu nou în care cele trei faze se pot relua. Această intervenție poate să apară la 13...20 de ani, în funcție de natura materialului din prisma căii, tipul de suprastructură, intensitatea traficului etc.

Pentru micșorarea deformațiilor remanente și menținerea liniei la nivel este necesară compactarea prismeii căii. Compactarea trebuie să cuprindă atât stratul de sub talpa traversei, cât și cel dintre traverse, la capetele lor și pe taluzul prismeii.

CAPITOLUL 2 GEOMETRIA CONTACTELOR DINTRE ROȚI ȘI ȘINE

2.1. Introducere

Studiul geometriei contactului roată-șină are ca scop determinarea poziției punctelor de contact la un decalaj transversal oarecare al osiei, din poziția sa mediană, față de cale. În funcție de poziția punctelor de contact pot fi determinate alunecările care se produc în zona de contact roată-șină, respectiv forțele de frecare și totodată, orientarea spațială a forței normale și a celor de frecare. De asemenea, trebuie să răspundă deopotrivă la problema determinării punctelor de contact, în poziția normală a osiei pe cele două fire de cale, cât și în poziția de atac.

În principiu, determinarea punctelor de contact se poate face pe baza unei teoreme de geometrie, potrivit căreia în punctul de contact (de tangență) a două curbe oarecare apare o coincidență a pantelor, deoarece se știe că panta, într-un punct al unei curbe, este tocmai tangenta unghiului de înclinare al normalei. Din acest motiv, în tehnica rulării și ghidării osiilor de cale ferată, unghiul de înclinare a normalei se mai numește și “unghi de contact”.

Așadar, cunoscând forma profilului roții și al șinei, într-o poziție normală, coordonatele punctelor de contact trebuie să rezulte și pe o roată și pe cealaltă, în funcție de decalajul transversal, desigur în limitele determinate de ecartament, adică de jocul dintre buzele roților și flancurile șinelor. În cazul pozițiilor de atac a osiei, se poate proceda prin reducerea în plan a problemei definind profilul aparent de contact.

2.2. Aspecte geometrice ale tribologiei suprafeței de rulare și a buzei de ghidare

2.2.1. Suprafețe de rulare conice

Vom considera o osie montată în poziție normală mediană față de cale, cu roțile având profile de rulare conice (figura 2.1).

Profilul roții cu pantă constantă $tg\gamma_0$, determină pe șina de formă cilindrică un punct de contact de aceeași pantă, indiferent de mărimea ecartamentului căii sau de înclinarea spre interior a șinelor. Dacă șinele sunt înclinate spre interior cu un unghi (față de verticală) egal cu unghiul profilului roții (înclinare tot cu $tg\gamma_0$), atunci punctul de contact de pe șină va apărea pe axa de simetrie a acesteia, indiferent de ecartamentul căii.

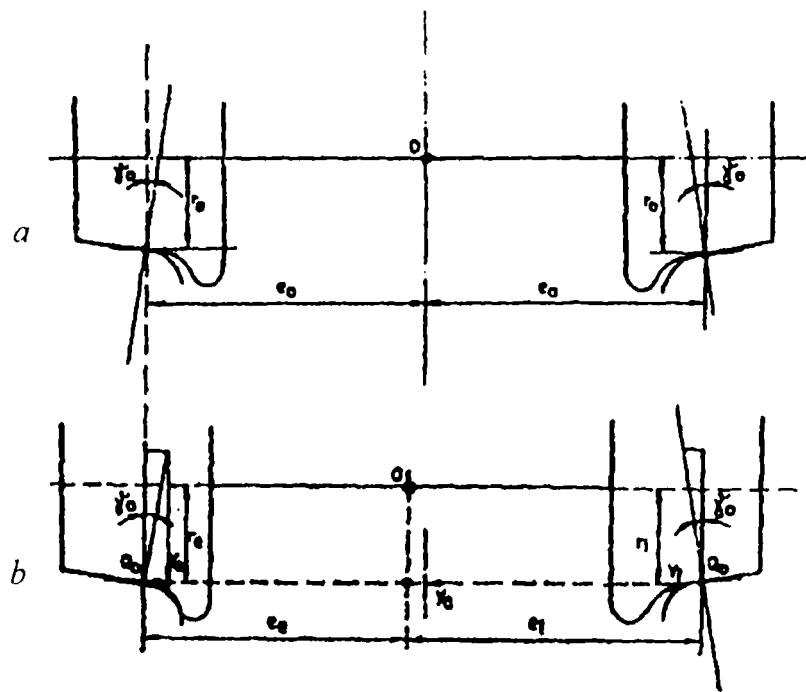


Figura 2.1. Geometria contactului în cazul profilelor de rulare conice

Din contră, poziția punctului de contact de pe roată este influențat de ecartamentul căii, în sensul că, la ecartamente mici, punctul de contact se apropie de buză, iar la ecartamente mari, se deplasează spre exterior. Lățimea șinei și înclinarea spre interior influențează în același sens poziția punctelor de contact de pe roți.

Astfel, pentru un ecartament dat de șine de o anumită înclinare, pot fi stabilite razele r_0 ale cercurilor efective de rulare și distanțele e_0 de la centrul de masă al osiei până la planele cercurilor efective de rulare, în poziția mediană a osiei.

La decalajul transversal y_c al osiei, panta profilului roților fiind constantă, punctele de contact de pe șină rămân neschimbate, iar cele de pe roți se deplasează numai local, pe o distanță egală cu decalajul în sens contrar acestuia. Distanțele de la centrul de masă al osiei până la planele cercurilor efective de rulare devin:

$$e_c = e_0 - y_c \quad e_i = e_0 + y_c \quad (2.1)$$

iar razele cercurilor efective de rulare:

$$r_e = r_0 + tg\gamma_0 y_c; \quad r_i = r_0 - tg\gamma_0 y_c \quad (2.2)$$

determinând pe cele două roți o diferență de raze:

$$r_e - r_i = 2tg\gamma_0 y_c$$

care variază liniar cu decalajul y_c :

$$\frac{r_e - r_i}{2y_c} = tg\gamma_0 \quad (2.3)$$

raportul $t g \gamma_0$ fiind constant și egal cu panta profilului.

Unghiurile de contact γ_0 de pe cele două roți fiind egale și de sens contrar, componentele transversale ale forțelor gravitaționale se anulează (figura 2.1.b), iar forțele transversale $Y_e = Y_i = Q_0 t g \gamma_0$ (în care Q_0 reprezintă sarcina pe roată), astfel încât nu apare nici o rezultantă care să centreze osia montată către poziția mediană. În consecință, la profilele cu pantă constantă, procesul de ghidare rămâne în întregime pe seama buzei; este suficient ca în timpul rulării să apară o forță transversală oricât de mică pentru ca osia să fie bracată, adică să se consume în întregime jocul dintre buză și flancul șinei, decalajul transversal luând valoarea maximă $y_{c \max} = \sigma / 2$. Buza va suporta deci forțele de ghidare, nefiind menajată de profilul conic al suprafeței de rulare.

Trebuie menționat că în considerațiile de mai sus nu s-a ținut seama de faptul că diferența de raze ale cercurilor efective produce o ușoară înclinare a osiei, având ca efect o deplasare a punctelor de contact ceva mai mare decât decalajul y_c și o mică inegalitate a unghiurilor de contact γ_0 , care însă în calcul poate fi neglijată.

Osiile prevăzute cu suprafețe de rulare conice nu satisfac cerințele contrare pentru mersul în aliniament și curbe; pentru limitarea mișcării de șerpuire este nevoie de o conicitate mai redusă, în timp ce pentru evitarea alunecărilor longitudinale dintre roți și șine în curbe sunt necesare conicități mari.

Calculul razei minime la care nu se produc alunecări longitudinale arată că, pentru conicitatea $t g \gamma_0 = 1:20$ și valorile curențe pentru lărgimea canalului de ghidare σ , roțile prevăzute cu suprafețe de rulare conice sunt incapabile să parcurgă majoritatea curbilor de pe rețea fără alunecări longitudinale.

Datorită alunecărilor longitudinale, în funcție de frecvența și sensul curbilor, suprafața de rulare, de regulă, se uzează în sensul creșterii conicității, cu consecințe nefavorabile pentru mersul în aliniament. Alunecările longitudinale, pe lângă uzură, generează căldură și zgomot, și reclamă un consum suplimentar de energie.

O caracteristică neavorabilă a suprafețelor de rulare conice constă în faptul că la brăcajul osiei în cale se produce, de regulă, bicontactul cu șina, adică, în afară de contactul de pe suprafața de rulare apare și un punct de contact pe buză. Aceste puncte de contact sunt decalate între ele vertical și longitudinal, atunci când osia se află în poziție de atac. Alunecările suplimentare, determinate de aceste decalaje, produc în timpul rulării o uzură pronunțată prin abraziune cu dislocări importante de material de pe flancul de ghidare al buzei și flancul interior al șinei, fiind amplificată și de alunecările longitudinale de pe suprafața de rulare.

Alunecările nu constituie însă unica sursă de producere a uzurii. Evoluția acesteia este influențată și de solicitările din zona de contact roată-șină. Se știe că, sub acțiunea forțelor normale, din cauza deformării materialelor constitutive ale roții și șinei, contactul se face pe o suprafață de formă eliptică, punctele de contact fiind centrele acestor elipse. Fără a intra prea mult în detalii, trebuie însă menționat că, coeficienții de frecare și cei de aderență sunt dependenți de dimensiunile și orientarea elipsei de-a lungul șinei, aderența este mai redusă, în schimb cresc forțele de frecare transversale, care amplifică forța de ghidare în curbe și mișcarea de șerpuire a vehiculului. uzurile sunt cu atât mai pronunțate cu cât dimensiunile

elipsei sunt mai mici și forțele normale (sarcina pe roată), respectiv cele de ghidare sunt mai mari. Dar, dimensiunile elipsei de contact sunt influențate de razele de curbură ale roții și șinei în plan longitudinal și transversal și de caracteristicile elastice pentru cele două corpuri. În plan longitudinal, raza șinei fiind infinită, axa elipsei va fi mai lungă cu cât raza roții este mai mare; în plan transversal, la suprafețele de rulare conice, raza profilului fiind infinită, axa elipsei se micșorează cu cât raza profilului șinei este mai mică și, în consecință, eforturile de contact cresc, iar aderența se micșorează.

2.2.2. Originea profilelor de uzură

Urmărind evoluția uzurii pe suprafețele de rulare conice se constată că, datorită deplasării locale a punctului de contact, uzura determină la început modificarea profilului, pe aceeași zonă, în formă concavă cu pante diferite care la rândul lor determină o delasare a punctelor de contact pe șină și deci, o lărgire treptată a zonei punctelor de contact de pe roată și șină. După o prestație de 20,...,30 mii Km, profilul ajunge la o formă de uzură stabilizată, care nu se mai modifică în timp, fiind determinată de forma și înclinarea șinelor și de distribuția medie a ecartamentului căii. Totodată, bicontactul dispăre, iar monocontactul care se instaurează oprește procesul de uzură a buzei.

Această constatare a sugerat ideea realizării unui profil de uzură cu o formă stabilă, care să funcționeze în monocontact pe toate tipurile de șină utilizate în rețea și să menajeze flancul activ al buzei și flancurile interioare ale șinelor. La un asemenea profil, deoarece uzura se manifestă printr-o translație paralelă cu axa osiei, fără modificarea sensibilă a grosimii buzei, rectificările care se execută numai cu ocazia reviziilor planificate se rezumă, în general, la zona de vârf a buzei și, într-o mică măsură, la zona exterioară a suprafeței de rulare, fără intervenții pe partea ecruisată de pe suprafața de rulare și de racordarea buzei.

Deoarece forma stabilă a profilului de pe suprafața de rulare este condiționată, în principal, de forma și înclinarea șinelor, și cum acești parametri diferă de la o țară la alta, fiecare administrație și-a realizat sau a adoptat un profil de uzură care să satisfacă condițiile concrete de funcționare pe rețeaua proprie de cale ferată.

Necesitatea introducerii profilelor de uzură la CFR a fost impusă ca urmare a efectelor nefavorabile, cu grave implicații tehnico-economice, rezultate în exploatarea profilelor conice. Uzura rapidă a buzei și uzura neuniformă a suprafeței de rulare conice determină parcursuri reduse între două reprofilări succesive, prestații importante de manoperă și imobilizări frecvente ale vehiculelor, iar refacerea grosimii buzei comportă îndepărtarea unor cantități importante de metal din corpul bandajului. La șine s-au observat uzuri pronunțate în curbe, pe flancul interior de ghidare al firului exterior.

Este de remarcat faptul că în trecut, la CFR când șinele cele mai grele (tip 49 vechi) aveau lățimea sub 70mm și erau prevăzute pe suprafața de rulare cu o rază unică de 400mm, uzurile pe acest profil al roților erau încă acceptabile. Pe măsura introducerii șinelor grele standard UIC tip 49, 54, 60 (începând cu anii 1965-70), cu lățimea de 70mm și cu suprafața de rulare realizată cu razele de 300-80-13mm

(mai ascuțite la vârf), au apărut uzuri din ce în ce mai pronunțate. Pe sectoarele de linii unde au fost operate refacții cu șină S65, având lățimea de 73mm și suprafața de rulare cu aceleași raze, uzurile au devenit extrem de mari. Toate aceste observații au dus la crearea profilului S-78, standardizat pentru parcul de vagoane de călători și marfă.

2.2.3. Caracteristicile profilelor de uzură

În cazul când suprafața de rulare și racordarea buzei au o formă concavă, cu panta variabilă, contactul cu șina se face cu totul altfel decât pe profilele conice. Eliminarea bicontactului și forma stabilă a profilului se realizează printr-o descreștere continuă a pantei, începând de la porțiunea dreaptă a buzei către exterior, până la un punct de inflexiune, după care pantele devin ușor crescătoare, în vederea evitării prin uzură sau fluaj a unor pante negative.

În aceste condiții, în poziția mediană a osiei față de cale, punctele de contact de pe profilul șinei nu mai sunt fixe, ci devin dependente de ecartament. Distanța maximă e_0 este determinată de panta punctului de inflexiune de pe profilul roții, care de regulă fiind mică (apropiată de zero), face ca punctul de contact extrem să apară aproximativ pe creștetul șinei. Pentru ecartamente mai mari sau mai mici, punctul de contact de pe șină se deplasează spre interior.

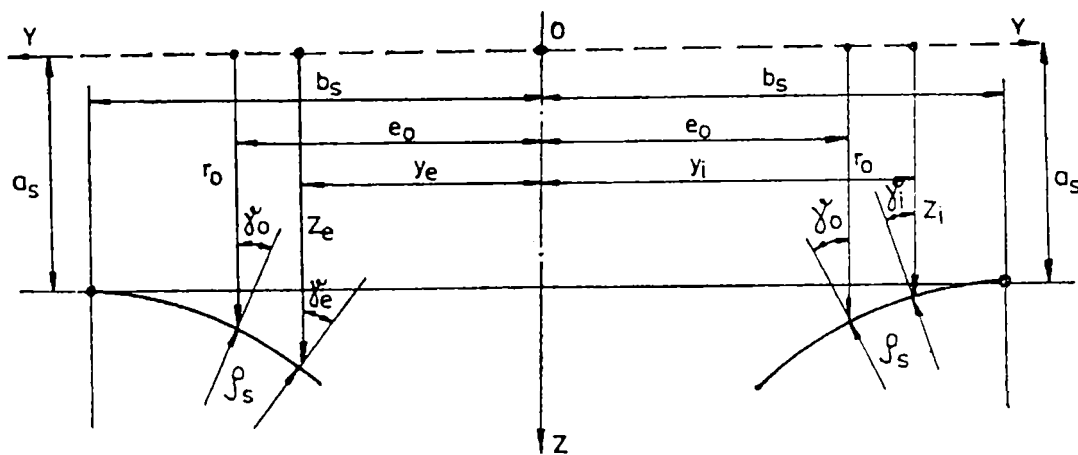


Figura 2.2. Contactul în sistemul de referință al căii

La decalajul transversal y_c al osiei din poziția sa mediană, punctele de contact pe șina atașată coboară, iar pe șina opusă urcă în sus (figura 2.2) și, astfel, în mișcarea osiei șina va fi solicitată pe o zonă largă, între punctul de contact extrem din poziția mediană și flancul interior, ceea ce este un avantaj pentru diminuarea uzurii șinelor.

În poziție decalată, unghiurile de contact γ_e și γ_i de pe cele două roți fiind diferite, componentele orizontale ale forțelor gravitaționale determină o "forță de centraj" a osiei către poziția mediană, definită de relația:

$$C = Q_0(tg\gamma_e - tg\gamma_i) = f(y_c) \quad (2.4)$$

Această forță, fiind în funcție de decalajul y_c , face ca suprafața de rulare și racordarea buzei să participe la procesul de ghidare a osiei, micșorează atât amplitudinele mișcării de șerpuire a osiilor în aliniament, cât și acțiunea forței de ghidare asupra buzei în curbe și amortizează mai bine șocurile de atac ale buzei, produse de neregularitățile de curbura ale căii.

Panta profilului fiind variabilă, diferența de raze $r_e - r_i$ ale cercurilor efective de rulare pe cele două roți nu mai variază liniar cu decalajul y_c , ca la profilele conice. Din acest motiv, la profilele de uzură s-a introdus noțiunea de conicitate efectivă (echivalentă) a osiei, definită prin raportul:

$$tg\gamma = \frac{r_e - r_i}{2y_c} \quad (2.5)$$

care, la profilele conice, este constantă, adică, $tg\gamma = tg\gamma_0$.

La profilele de uzură, diferența de raze $r_e - r_i$ se determină direct din graficele profilului pentru diferite decalaje y_c în jurul poziției mediane. Se constată că pentru amplitudini mici $y_c = \pm 3, \dots, \pm 5 \text{ mm}$, se obține o conicitate efectivă, aproximativ constantă, puțin mai mare decât la profilele conice, iar la decalaje mari, la apropierea de buză, se obțin conicități mari de 1:3, ..., 1:5, ceea ce demonstrează că profilele de uzură satisfac cerințele, atât pentru mersul în aliniament cât și în curbe. Din cauza conicității mai mari pe suprafața de rulare decât la profilele conice, mișcarea de șerpuire a osiilor se va manifesta cu o frecvență mai ridicată însă cu amplitudini mult mai reduse din cauza efectului de centraj și fără atingerea buzei de flanc a șinei.

Forma concavă reduce eforturile din zonele de contact roată-șină și, prin urmare, micșorează fluajul (strivirea și refularea materialelor constitutive ale roților și șinelor) favorizează ecrusarea suprafețelor de rulare, iar prin orientarea elipselor de contact cu axa mare orientată transversal pe șină, îmbunătățește aderența la tracțiune și frânare.

O caracteristică proprie profilelor care funcționează în monocontact constă în aceea că, la brăcajul osiei, suprafața de rulare se ridică de pe șină, iar roata continuă să ruleze în deplină siguranță ca un rulment, cu torul de gât pe flancul șinei prin contact liniar. În aceste condiții, ungerea buzei sau a flancului de șină, practică în general la vehiculele motoare pentru micșorarea uzurilor, devine inefficientă fiindcă reduce aderența în această zonă.

2.3. Coordonatele punctelor de contact pentru osie în poziție normală pe firele căii

Analiza profilelor de rulare implică determinarea punctelor de contact dintre roți și șine. Pentru aceasta, mai întâi este necesară înregistrarea și reproducerea perechilor de profile atât la roți cât și la șine. Pentru determinarea punctelor de contact, profilele relevate sunt apoi descrise matematic prin două metode: prima se bazează pe utilizarea unor polinoame de grad superior (>2), valabile pentru zone

largi ale profilului, iar a doua constă în divizarea profilului în porțiuni care pot fi descrise prin arce de curbă de gradul al doilea, în general arce de cerc, de parabolă sau de elipsă.

Se pune problema determinării coordonatelor punctelor de contact într-o poziție decalată a osiei cu y_c cunoscând coordonatele acestor puncte în poziție normală mediană față de cale. Ca exemplu, se consideră metoda reprezentării prin arce de parabolă.

2.3.1. Metoda reprezentării prin arce de parabolă

Porțiunea de profil cu rază de curbură ρ (în poziția mediană a profilului) se poate reprezenta printr-un arc de parabolă, într-un sistem de coordonate propriu profilului, cu originea în vârful parabolei și raza de curbură ρ la vârf (figura 2.3). Metoda parabolei este valabilă pentru decalaje mici față de poziția mediană la care se poate considera că $\rho = \text{constant}$.

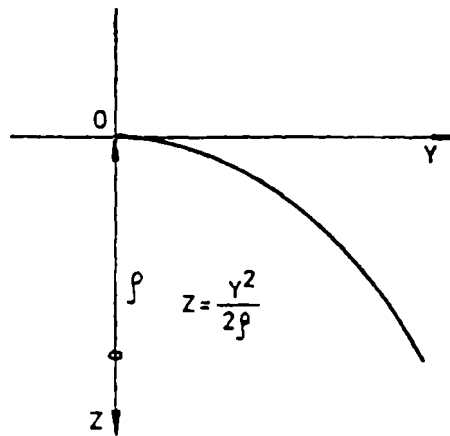


Figura 2.3. Parabolă în sistemul de coordonate propriu profilului

Dar pentru studiul contactului este necesar să se definească două sisteme de referință, unul pentru cale (y, z) și altul pentru osie (e, r) . Ambele sisteme au originea în centrul de masă al osiei, și anume, la înălțimea axei osiei în planul vertical median al căii. În poziția mediană a osiei față de cale, cele două sisteme de referință coincid, adică $y_0 = e_0$ și $z_0 = r_0$. La producerea unui decalaj al osiei, sistemul de referință al acesteia (legat de osie) va suferi o rototranslație față de sistemul fix de referință al căii.

În sistemul de referință al căii (fig. 2.2), dacă notăm cu a_s și b_s , distanțele vârfurilor parabolilor față de originea O a sistemului, și cu ρ_s , raza de curbură a șinei, atunci din ecuația parabolei:

$$z - a_s = \frac{(b_s - y)^2}{2\rho_s} \quad (2.6)$$

deducem: -

$$z_e - a_s = \frac{(b_s - y_e)^2}{2\rho_s} \quad (2.7)$$

$$z_i - a_s = \frac{(b_s - y_i)^2}{2\rho_s} \quad (2.8)$$

în care, (y_e, z_e) și (y_i, z_i) reprezintă coordonatele punctelor de contact al celor două roți în poziția decalată a osiei.

Corespunzător poziției mediane, pentru care $y_e = y_i = e_0$ și $z_e = z_i = r_0$, se obține:

$$r_0 - a_s = \frac{(b_s - e_0)^2}{2\rho_s} \quad (2.9)$$

iar coeficientul unghiular al tangentei (panta), în punctele de contact pentru poziția mediană, este:

$$\operatorname{tg}\gamma_0 = \frac{d(r_0 - a_s)}{d(b_s - e_0)} = \frac{b_s - e_0}{\rho_s} \quad (2.10)$$

Din relațiile (2.7) și (2.9) și considerând $\operatorname{tg}\gamma_0 = \gamma_0$ (pentru unghiuri mici) se deduce că:

$$z_e - r_0 = \left(\gamma_0 + \frac{e_0 - y_e}{2\rho_s} \right) (e_0 - y_e) \quad (2.11)$$

iar din (2.8) și (2.9):

$$r_0 - z_i = \left(\gamma_0 + \frac{e_0 - y_i}{2\rho_s} \right) (e_0 - y_i) \quad (2.12)$$

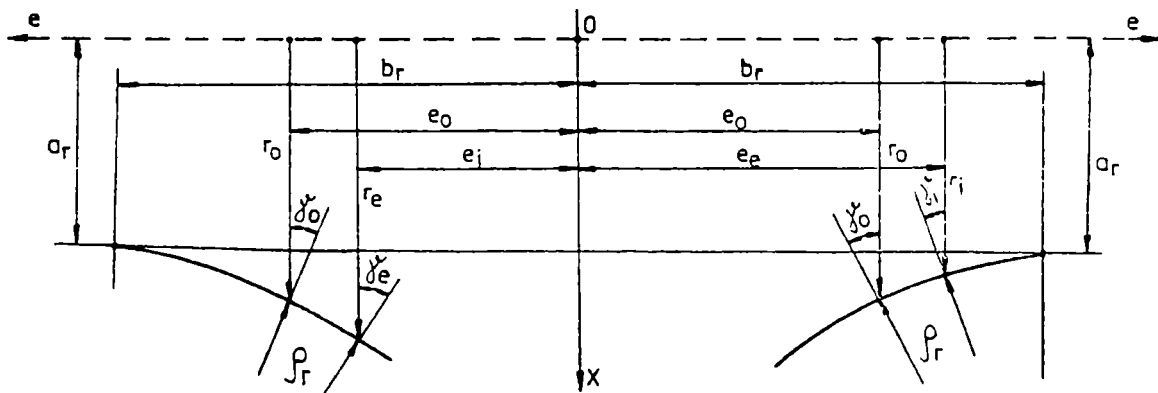


Figura 2.4. Contactul în sistemul de referință al osiei

În sistemul de referință al osiei (fig. 2.4) se deduce în mod sismilar:

$$r_e - a_r = \frac{(b_r - e_e)^2}{2\rho_s}; \quad r_i - a_r = \frac{(b_r - e_i)^2}{2\rho_s};$$

$$r_0 - a_r = \frac{(b_r - e_e)^2}{2\rho_r} \quad (2.13)$$

$$\operatorname{tg}\gamma_0 = \frac{b_r - e_e}{2\rho_r} \quad (2.14)$$

în care,

(r_e, e_e) și (r_i, e_i) - reprezintă coordonatele punctelor de contact;
 ρ_r - raza de curbură a profilului roții în aceste puncte.

Din relațiile (2.10) și (2.14) rezultă:

$$\frac{b_s - e_0}{\rho_s} = \frac{b_r - e_0}{\rho_r}$$

de unde,

$$e_0 = \frac{\rho_r b_s - \rho_s b_r}{\rho_r - \rho_s} \quad (2.15)$$

De asemenea, din relația (2.13) se obțin:

$$r_e - r_0 = \left(\gamma_0 + \frac{e_0 - e_e}{2\rho_r} \right) (e_0 - e_e) \quad (2.16)$$

și

$$r_0 - r_i = \left(\gamma_0 + \frac{e_0 - e_i}{2\rho_r} \right) (e_0 - e_i) \quad (2.17)$$

Razele cercurilor efective de rulare în poziția decalată cu y_c a osiei se obțin prin transformările de coordonate în cele două sisteme de referință considerate. În poziția mediană a osiei față de cale, în punctul de contact A_0 , profilul căii este reprezentat de parabola 1, iar profilul roții de parabola 2 (fig. 2.5). Atunci când se produce decalajul spre stânga al osiei, punctul de contact devine A_e (A_i), iar profilul roții se va translata și, totodată, se va roti luând poziția reprezentată de curba 2', iar punctul de pe profil, corespunzător cercului nominal de rulare, va fi A'_0 . În felul acesta are loc o rototranslație a sistemului de referință al osiei, în raport cu cel al căii, această mișcare, pentru mici deplasări, fiind echivalentă cu o

rotație în jurul punctului I de intersecție a normalelor în punctele de contact corespunzătoare celor două roți.

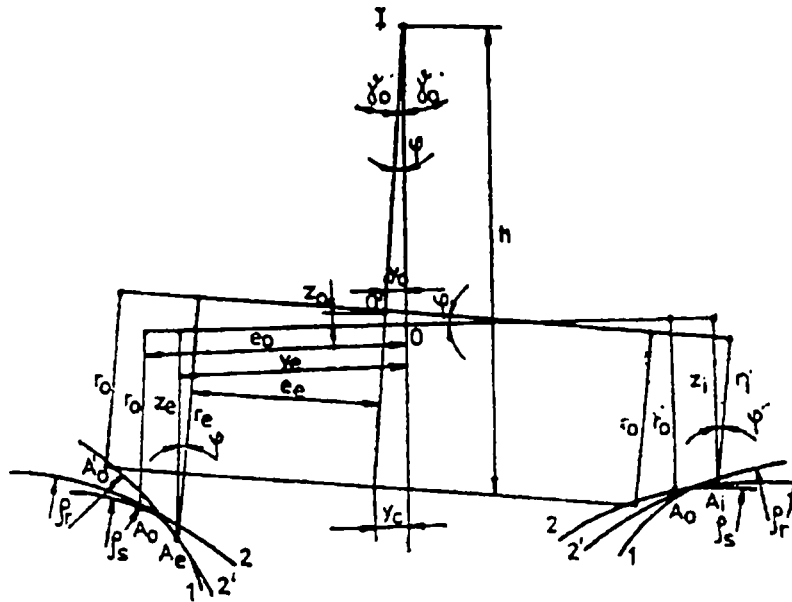


Figura 2.5. Deplasarea sistemului de referință al osiei în raport cu cel al căii

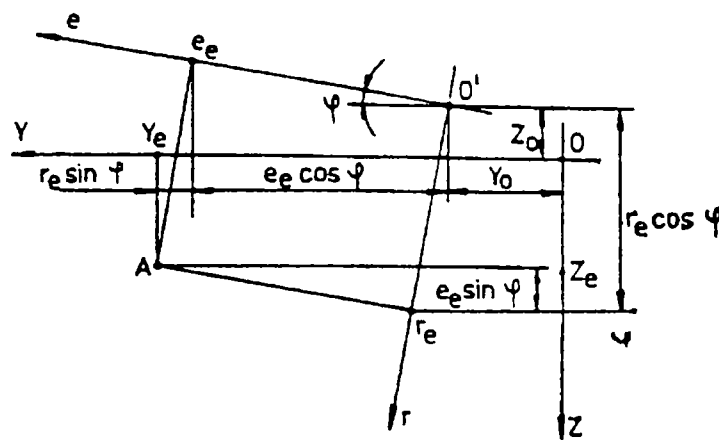


Figura 2.6. Transformarea coordonatelor în cele două sisteme de referință

Dacă y_0 , z_0 și φ reprezintă deplasările (rotația) originii sistemului de referință al osiei în raport cu sistemul de referință al căii, atunci, între coordonatele punctului A_e , exprimate în cele două sisteme de referință (fig. 2.6), se pot scrie relațiile:

$$\begin{aligned} y_e &= e_e \cos \varphi + r_e \sin \varphi + y_0 \\ z_e &= r_e \cos \varphi - e_e \sin \varphi - z_0 \end{aligned} \quad (2.18)$$

și ținând seama că, pentru mici deplasări, z_0 poate fi neglijat, iar $\cos \varphi \approx 1$ și $\sin \varphi \approx \varphi$, rezultă:

$$\begin{aligned} y_e &= e_e + r_e \varphi + y_0 \\ z_e &= r_e - e_e \varphi \end{aligned} \quad (2.19)$$

Relații similare pot fi scrise și pentru punctul A_i de la roata din dreapta. De asemenea, pentru mici deplasări în jurul poziției mediane, se pot pune condițiile de liniarizare:

$$e_0 - y_e = y_i - e_0 = \lambda y_c \quad (2.20)$$

$$z_e - r_0 = r_0 - z_i = \gamma_0 \lambda y_c \quad (2.21)$$

unde λ este un parametru geometric de liniarizare.

Ținând seama că:

$$h = \frac{e_0}{\text{tg}\gamma_0} = \frac{e_0}{\gamma_0} \quad (2.22)$$

și

$$y_c = h\varphi = \frac{e_0}{\gamma_0} \varphi \quad (2.23)$$

și neglijând produsele de mici deplasări, rezultă:

$$r_e - r_0 = r_0 - r_i = (1 + \lambda)e_0\varphi = \gamma_0(1 + \lambda)y_c \quad (2.24)$$

$$e_0 - e_e = e_i - e_0 = (1 + \lambda)y_c \quad (2.25)$$

Parametrul geometric λ se determină din condiția de egalitate între coeficienții unghiulari ai tangentelor la contactul celor două curbe, a șinei și a roții. Coeficienții unghiulari îi vom considera în sistemul de referință al roții.

Astfel, pentru șină, presupunând că aceasta este rotită cu unghiul φ față de sistemul de referință al roții, se obține:

$$\text{tg}\gamma_e = \frac{d(z_e - r_0)}{d(e_0 - y_c)} - \varphi = \gamma_0 + \frac{e_0 - y_e}{\rho_s} - \varphi = \gamma_0 + \frac{\lambda e_0}{\rho_s} - \varphi \quad (2.26)$$

iar pentru roată:

$$\text{tg}\gamma_e = \frac{d(r_e - r_0)}{d(e_0 - e_e)} = \gamma_0 + \frac{e_0 - e_e}{\rho_r} = \gamma_0 + \frac{(1 + \lambda) \frac{e_0}{\rho_0} \varphi}{\varphi_r} \quad (2.27)$$

Din (2.26) și (2.27) rezultă că:

$$\lambda = \frac{\rho_s}{\rho_r - \rho_s} \left(1 + \rho_r \frac{\gamma_0}{e_0} \right) \quad (2.28)$$

care, după cum se observă, este constant numai la deplasări mici (pentru care ρ_r și ρ_s pot fi considerate constante).

Se pot scrie, astfel, coordonatele punctului de contact A_e , corespunzătoare unui decalaj y_c :

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}\gamma_e &= \gamma_0 + \frac{1}{\rho_r - \rho_s} \left(1 + \rho_s \frac{\gamma_0}{e_0} \right) y_c \\ e_e &= e_0 - \frac{\rho_r}{\rho_r - \rho_s} \left(1 + \rho_s \frac{\gamma_0}{e_0} \right) y_c \\ r_e &= r_0 + \gamma_0 \frac{\rho_r}{\rho_r - \rho_s} \left(1 + \rho_s \frac{\gamma_0}{e_0} \right) y_c \end{aligned} \quad (2.29)$$

și pentru punctul A_i :

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}\gamma_i &= \gamma_0 - \frac{1}{\rho_r - \rho_s} \left(1 + \rho_s \frac{\gamma_0}{e_0} \right) y_c \\ e_i &= e_0 + \frac{\rho_r}{\rho_r - \rho_s} \left(1 + \rho_s \frac{\gamma_0}{e_0} \right) y_c \\ r_i &= r_0 - \gamma_0 \frac{\rho_r}{\rho_r - \rho_s} \left(1 + \rho_s \frac{\gamma_0}{e_0} \right) y_c \end{aligned} \quad (2.30)$$

toate aceste coordonate fiind, după cum se vede, funcții liniare de y_c .

Conicitatea efectivă (cf. (2.5)) este:

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{r_e - r_i}{2y_c} = \gamma_0 \frac{\rho_r}{\rho_r - \rho_s} \left(1 + \rho_s \frac{\gamma_0}{e_0} \right) \quad (2.31)$$

din care, neglijând termenul $\rho_s \gamma_0 / e_0$ se obține relația liniară:

$$\operatorname{tg}\gamma = \gamma_0 \frac{\rho_r}{\rho_r - \rho_s} \quad (2.32)$$

Conicitatea efectivă este constantă numai pe porțiunile de profil care-și păstrează razele ρ_r și ρ_s constante. Dar, având în vedere că profilul se obține printr-o asamblare de mai multe arce de parabolă, variind razele de curbură ρ_r și ρ_s , conicitatea efectivă va fi diferită în funcție de poziția punctelor de contact.

În funcție de conicitatea efectivă $\operatorname{tg}\gamma$, relațiile anterioare devin:

$$\operatorname{tg}\gamma_e = \gamma_0 + \frac{1}{\rho_r \rho_0} \operatorname{tg}\gamma y_c; \quad e_e = e_0 - \frac{1}{\gamma_0} \operatorname{tg}\gamma y_c; \quad r_e = r_0 + \operatorname{tg}\gamma y_c \quad (2.33)$$

$$\operatorname{tg}\gamma_i = \gamma_0 \frac{1}{\rho_r \gamma_0} \operatorname{tg}\gamma y_c; \quad e_i = e_0 + \frac{1}{\gamma_0} \operatorname{tg}\gamma y_c; \quad r_i = r_0 - \operatorname{tg}\gamma y_c \quad (2.34)$$

În acest caz, forța de centraj C (cf. (2.4)) va fi:

$$C = Q_0(\operatorname{tg}\gamma_e - \operatorname{tg}\gamma_i) = \frac{2Q_0}{\rho_r \gamma_0} \operatorname{tg}\gamma y_c \quad (2.35)$$

În care se observă proporționalitatea forței cu decalajul și, deci, prin analogie cu un resort se poate defini o constantă elastică de centraj:

$$c_y = \frac{C}{y_c} = \frac{2Q_0}{\rho_r \gamma_0} \operatorname{tg}\gamma \quad (2.36)$$

Relațiile anterioare pot fi particularizate pentru profilele conice. La acestea pantele au aceeași valoare și sunt egale cu conicitatea profilului, adică:

$$\operatorname{tg}\gamma_e = \operatorname{tg}\gamma_i = \gamma_0$$

Profilul fiind conic, raza de curbură a acestuia $\rho_r = \infty$ și, de asemenea, având în vedere că $\gamma_0 / e_0 \ll 1$ (deci poate fi neglijat), se obțin conicitatea efectivă $\operatorname{tg}\gamma = \gamma_0$ și relațiile care definesc coordonatele punctelor de contact, adică (2.1) și (2.2).

2.4. Geometria contactului pentru osia în poziție de atac

Față de firele căii, osia montată poate avea o poziție normală sau o poziție oblică, numită *poziție de atac* (figura 2.7). În poziția de atac, direcția de rostogolire a roții sau direcția unui plan paralel al roții formează cu direcția șinei un unghi α numit *unghi de atac*. Chiar în aliniament osia are, de regulă, o poziție de atac datorită inegalității diametrelor cercurilor efective de rulare ale roților, abaterilor de la geometria osiilor în cadrul vehiculului, jocurilor din sistemele de ghidare ale osiilor.

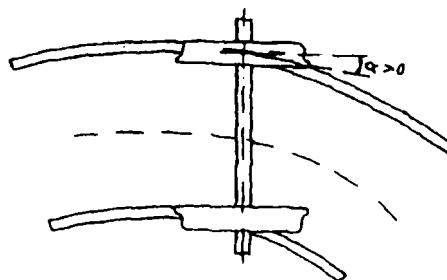


Figura 2.7. Poziția de atac a osiei în cale

Unghiul de atac α este, în general, mic, fiind de cel mult 2° la vehiculele obișnuite și de 3° la vehiculele cu osii orientabile pe liniile cu ecartamentul normal. Unghiul α se consideră pozitiv atunci când osia, față de poziția normală, este rotită în sens trigonometric și negativ - la rotirea osiei în sens opus.

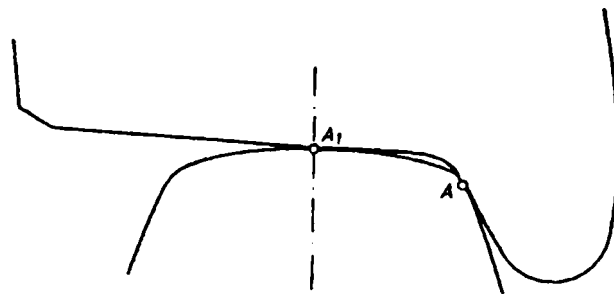


Figura 2.8. Situații de bicontact roată-șină

Dacă osia are o poziție normală pe direcția căii, punctele posibile de contact apar în planul meridian vertical al osiei. Când buza roții atinge flancul interior al șinei, după cum s-a arătat la §2.1, contactul poate avea loc în două puncte sau, situație care se întâlnește la profilurile de uzură, într-un singur punct. Pozițiile punctelor de contact dintre roată și șină sunt bine determinate geometric.

În cazul bicontactului dintre roată și șină (figura 2.8) un punct de contact A_1 , numit *punct de sprijin*, este situat pe suprafața de rulare, iar celălalt punct de contact A , numit *punct de ghidare*, este situat de regulă pe flancul exterior al buzei.

Dacă osia este în poziție de atac, punctele de contact roată-șină nu vor mai fi situate în planul meridian al osiei, ci ele vor fi decalate înaintea sau în urma acestui plan după cum $\alpha > 0$ sau $\alpha < 0$. Distanța de decalaj a punctului de contact este cu atât mai mare, cu cât unghiul de flanc în punctul de contact este mai mare. Pe suprafața de rulare, unde unghiul de flanc este mic, decalajele sunt mici și deci neglijabile, iar la torul de gât și flancul exterior al buzei distanțele de decalaj cresc.

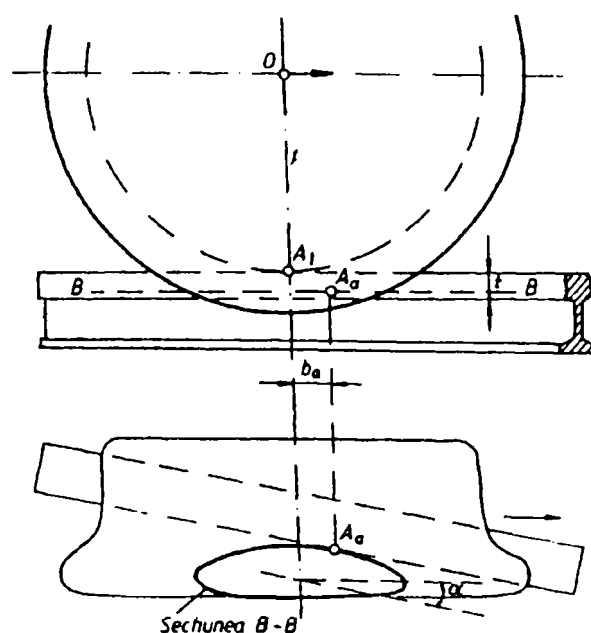


Figura 2.9. Decalarea punctului de contact de pe buză la roata în poziție de atac

Astfel, după cum se poate vedea în figura 2.9, în poziția de atac a osiei, punctul de contact A_1 se poate considera situat în planul meridian vertical al osiei, iar punctul A_a de pe buza se află la cota t sub A_1 și decalat înaintea acestuia cu b_a .

Pentru studiul contactului, în cazul poziției de atac, este necesară determinarea profilurilor de tangență roată-șină. Aceasta a preocupat pe mulți cercetători renumiți dintre care se pot cita: *Boedeker, Iahn, Heumann, Borgeaud, Boutelout*. Soluția exactă a fost dată de *G. Borgeaud* (în Disertația de Doctor - Zurich 1937) pe cale analitică, iar *M. Bouteloup* a făcut o transpunere pe cale grafică [19].

2.4.1. Determinarea profilului aparent de contact al roții

Se presupune că un observator privește în direcția șinei din spatele roții atacante. Imaginea conturului șinei, care îi va părea, reprezintă profilul normal al acesteia. În schimb, imaginea conturului periferiei roții va fi diferită de aceea a profilului normal, deoarece osia este rotită cu unghiul de atac α față de planul vertical normal pe cele două fire ale căii. Acest profil, care apare ca imagine, poartă numele de *profil aparent de contact*. Punctele care de fapt vin în contact sunt tocmai punctele de tangență dintre două curbe plane, adică profilul aparent al roții și profilul normal al șinei.

Dacă printr-un șir de puncte care aparțin profilului normal al roții ducem plane paralele, atunci intersecția acestora cu periferia roții determină cercuri paralele care se vor proiecta pe planul vertical normal pe firele căii sub forma unor elipse. Înfașurătoarea acestor elipse reprezintă profilul aparent de contact al roții (figura 2.10).

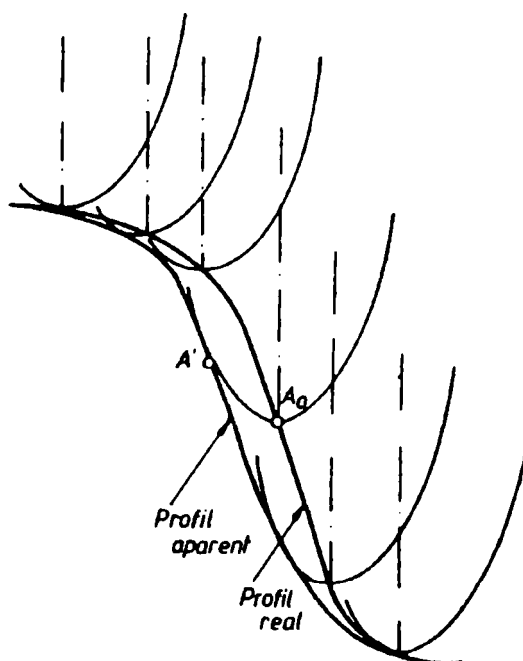


Figura 2.10. Profilul aparent de contact al roții

În continuare se prezintă o metodă analitică de determinare a coordonatelor punctelor de pe profilul aparent al roții bazată pe studiile efectuate de *Gaston Borgeaud* în lucrarea mai înainte menționată.

Se consideră un punct curent al profilului A_0 (fig. 2.11) de coordonate (e, r) , care se află pe cercul de rulare C de rază r . Proiecția acestui cerc pe planul (yz) va fi elipsa C' cu semiaxa mare egală cu r și semiaxa mică egală cu $r \sin \alpha$. Dacă A reprezintă punctul, de pe cercul de rulare C , decalat cu b față de planul median vertical al osiei, atunci:

$$r^2 = b^2 + z^2 \quad (2.37)$$

unde z reprezintă ordonata punctului A .

Punctul A se proiectează pe planul (yz) al căii în punctul A' de abscisă

$$y = e \cos \alpha + b \sin \alpha \quad (2.38)$$

având aceeași ordonată z ca și punctul A .

Din relațiile (2.37) și (2.38) se obține

$$(y - e \cos \alpha)^2 = r^2 \sin^2 \alpha - z^2 \sin^2 \alpha \quad (2.39)$$

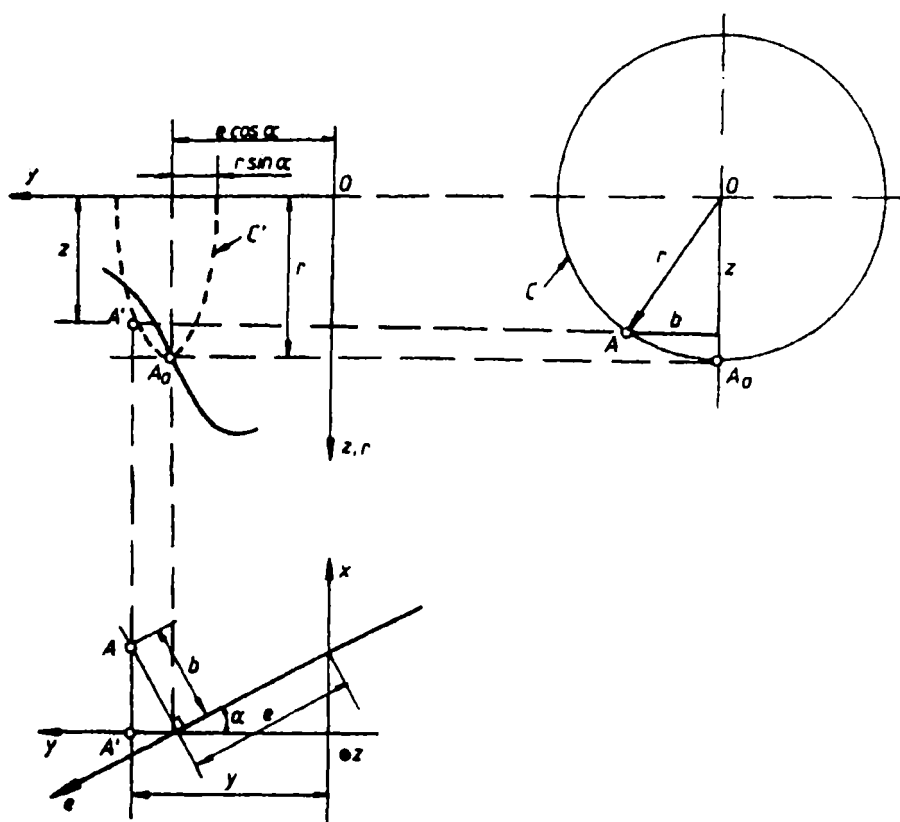


Figura 2.11. Coordonatele punctului de pe profilul aparent

sau

$$\frac{z^2}{r^2} + \frac{(y - e \cos \alpha)^2}{r^2 \sin^2 \alpha} - 1 = 0, \quad (2.40)$$

ceea ce reprezintă tocmai ecuația elipsei C' corespunzătoare cercului de rază r

care trece prin A_0 .

Deoarece pentru fiecare punct $A_0(e, r)$ corespunde o elipsă și dacă se ține seama de faptul că profilul roții poate fi definit printr-o funcție de forma $f = f(e)$, rezultă că ecuația (2.39) reprezintă de fapt o familie de elipse aparente de parametru e , a cărei înfășurătoare va reprezenta, după cum s-a mai arătat, chiar profilul aparent de contact.

Ecuția înfășurătoarei în planul (yz) se obține, prin procedeul matematic cunoscut, eliminând parametrul e între ecuația (2.39) și derivata acesteia în raport cu e . Efectuând această derivare și ținând seama că:

$$dr / de = -tg\gamma$$

unde γ reprezintă unghiul de flanc variabil al profilului roții, se obține

$$y = e \cos \alpha + r \cdot tg\gamma \cdot \sin^2 \alpha / \cos \alpha \quad (2.41)$$

Eliminarea parametrului e între ecuațiile (2.39) și (2.41) va fi posibilă numai dacă se cunoaște funcția $r = f(e)$ a profilului roții. Deoarece însă profilurile neuzate se compun printr-o asamblare de mai multe ramuri de curbe bine determinate analitic, funcția $r = f(e)$ s-ar putea stabili pentru fiecare ramură în parte. Pentru profiluri uzate, reprezentarea profilului printr-o funcție $r = f(e)$ practic devine imposibilă și de aceea se preferă o reprezentare parametrică a înfășurătoarei, care permite construirea punct cu punct a profilului aparent, variabilele y și z reprezentând coordonatele punctelor de tangență a elipselor aparente cu înfășurătoarea. Astfel, unui punct de pe profilul normal al roții, corespunzător căruia r, e și $tg\gamma$ sunt cunoscute, îi corespunde pe profilul aparent un punct a cărui abscisă este dată de relația (2.41), iar din (2.39) și (2.41) rezultă ordonata punctului

$$z = r \sqrt{1 - tg^2 \alpha tg^2 \gamma} \quad (2.42)$$

precum și distanța de decalaj a punctului A față de planul meridian vertical al osiei

$$b = \sqrt{r^2 - z^2} = r \cdot tg\alpha \cdot tg\gamma \quad (2.43)$$

Unghiul de flanc δ al punctului de pe profilul aparent în planul (yz), rezultă din relația

$$tg\delta = dz / dy$$

Prin derivarea ecuației (2.42) și ținând seama că $dr / de = tg\gamma$, se obține

$$dz / de = tg\gamma \sqrt{1 - tg^2 \alpha tg^2 \gamma}$$

iar prin derivarea ecuației (2.41) se obține

$$dy/de = \cos \alpha (1 - tg^2 \alpha tg^2 \gamma)$$

și, în consecință,

$$tg \delta = \frac{dz}{de} : \frac{dy}{de} = \frac{tg \gamma}{\cos \alpha \sqrt{1 - tg^2 \alpha tg^2 \gamma}} \quad (2.44)$$

sau

$$\sin \delta = \frac{\sin \gamma}{\cos \alpha} \quad \text{și} \quad \cos \delta = \cos \gamma \sqrt{1 - tg^2 \alpha tg^2 \gamma} \quad (2.45)$$

Relațiile (2.45) indică faptul că între unghiul de flanc δ al profilului aparent și unghiul γ al profilului normal, diferența este neglijabilă, adică se poate considera $\delta = \gamma$; aceasta deoarece unghiul de atac α este, după cum s-a arătat, foarte mic.

Totodată relațiile (2.43) și (2.44) se deduce

$$tg \delta = b / (z \sin \alpha) \quad \text{sau} \quad b = z tg \delta \sin \alpha \quad (2.46)$$

adică o altă relație, utilă în aplicațiile practice pentru determinarea distanței de decalaj b în funcție de ordonata z și de unghiul de flanc δ al profilului aparent.

2.4.2. Procedeeul lui Bouteloup

Probleme ale profilurilor de roți, precum și aspecte legate de condițiile geometrice ale contactului roată - șină au fost tratate de M. Bouteloup în lucrarea [19]. El a elaborat un procedeu grafo-analitic de tarsare a profilului aparent de contact al roții.

Procedeeul se bazează pe relațiile (2.41) și (2.42) stabilite mai înainte, dar ține seama de faptul că pentru unghiuri mici de atac α se poate considera:

$$\cos \alpha = 1 \quad \text{și} \quad \sin \alpha = \alpha$$

Fie BC o porțiune din profilul roții (fig. 2.12) pe care se consideră un punct $A_0(e, r)$ și $A'(y, z)$ punctul corespondent de pe profilul aparent. Prin punctul A_0 se duc normala și tangenta la profil și o dreaptă orizontală, iar punctele de intersecție ale acestor drepte cu verticala care trece prin A' se notează cu N, T și respectiv H . Conform fig. 2.12 și relației (2.41),

$$AH = y - e = r i \alpha^2,$$

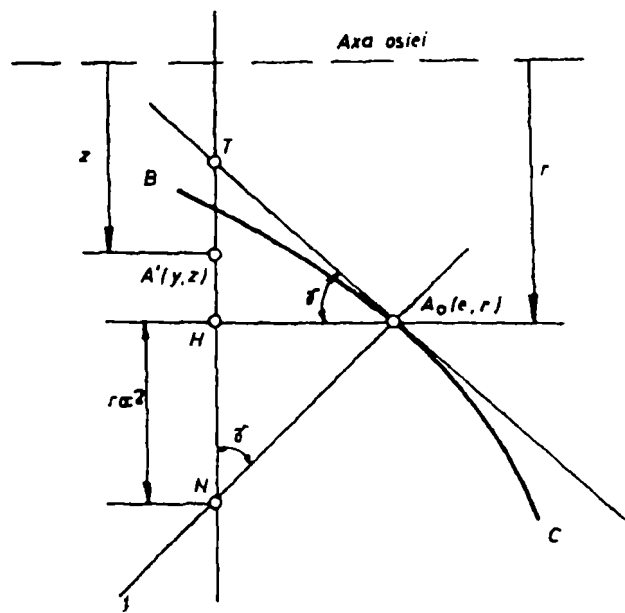


Figura 2.12. Procedeul grafo-analitic al lui Bouteloup

unde s-a notat $\operatorname{tg} \gamma = i$, iar

$$NH = AH / i = r\alpha^2 \quad (2.47)$$

Cum în relația (2.47) α^2 este constant iar r este singurul termen care variază în funcție de poziția punctului A_0 , este deci suficientă să trecem prin A_0 o orizontală și o normală la curba c să se găsească segmentul $NH = r\alpha^2$ pentru a afla abscisa punctului A' .

Pentru determinarea ordonatei, se constată că

$$A'H = r - z$$

iar, pe de altă parte, din relația (2.42), că

$$r^2 - z^2 = i^2 r^2 \alpha^2,$$

de unde

$$r - z = \frac{i^2 r^2 \alpha^2}{r + z} = \frac{ir(y - e)}{r + z}$$

și deci

$$\frac{A'H}{AH} = \frac{r - z}{y - e} = \frac{ir}{r + z} = i \frac{r}{2r - A'H} = \frac{i}{2} \cdot \frac{1}{1 - A'H/2r}$$

Neglijând $A'H$ în raport cu diametrul $2r$ al cercului de rulare în A_0 , se poate considera:

$$A'H / AH = i/2 \quad (2.48)$$

de unde se constată că punctul A' se află aproximativ la mijlocul segmentului TH .

2.4.3. Punctele de contact roată-șină pentru osia în poziția de atac

Determinarea analitică a punctelor de contact în situația poziției de atac a osiei se poate face în mod similar ca și pentru poziția normală a acesteia, dar cu deosebirea că în acest caz se lucrează cu profilul aparent al roții, care trebuie în prealabil stabilit, ceea ce complică calculele.

În lucrarea [18] G. Borgeaud prezintă o metodă originală mai simplă pentru aplicații atunci când se ia în considerare poziția de atac a osiei. Această metodă se bazează pe principiul că punctul de contact se va afla acolo unde curba echidistantă cu ρ_s (raza de curbura a profilului șinei) de la curba profilului roții trece prin centrul de curbura al profilului șinei C_s (fig. 2.13)

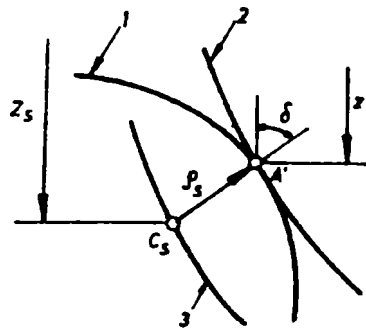


Figura 2.13. Poziția punctului de contact roată-șină

- 1 - porțiunea din profilul normal al șinei
- 2 - porțiunea din profilul aparent al roții
- 3 - curba echidistantă

Ecuția curbei echidistante este:

$$Z_r = z + \rho_s \cos \delta \quad (2.49)$$

unde z reprezintă ordonata punctului de contact de pe profilul aparent iar δ - unghiul de flanc în punctul de contact.

Dacă punctul este situat pe torul de gât al buzei (fig. 2.14).

$$r = r_c - \rho_r \cos \gamma \quad (2.50)$$

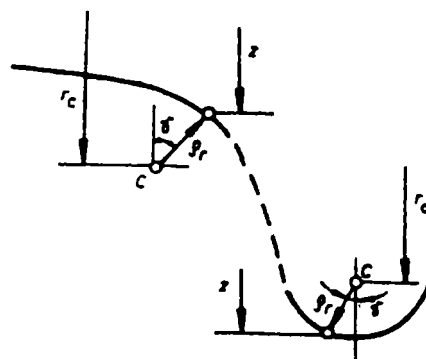


Figura 2.14. Ordonata punctului de contact când acesta se află pe torul de gât sau pe torul de vârf al buzei

și, conform relației (2.42)

$$z = r\sqrt{1 - \operatorname{tg}^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma} = (r_c - \rho_r \cos \gamma)\sqrt{1 - \operatorname{tg}^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma} \quad (2.51)$$

Pentru torul de vârf al buzei există o relație similară:

$$z = (r_c + \rho_r \cos \gamma)\sqrt{1 - \operatorname{tg}^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma}$$

Ținând seama de relația (2.45) a lui $\cos \delta$ și făcând înlocuirile în (2.49), rezultă pentru torul de gât

$$Z_r = [r_c - (\rho_r - \rho_s) \cos \gamma]\sqrt{1 - \operatorname{tg}^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma}$$

iar pentru torul de vârf

$$Z_r = [r_c - (\rho_r + \rho_s) \cos \gamma]\sqrt{1 - \operatorname{tg}^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma}$$

Cu relațiile stabilite se pot trasa curbele $Z_r(\gamma)$ și $z(\gamma)$. Contactul roată - șină se produce la un unghi de flanc γ care rezultă cu condiția $Z_r = Z_s$ unde Z_s reprezintă ordonata centrului de curbură C_s (fig. 2.15). Cu γ cunoscut, se determină apoi ordonata z , raza r și distanța de decalaj b cu relația (2.43).

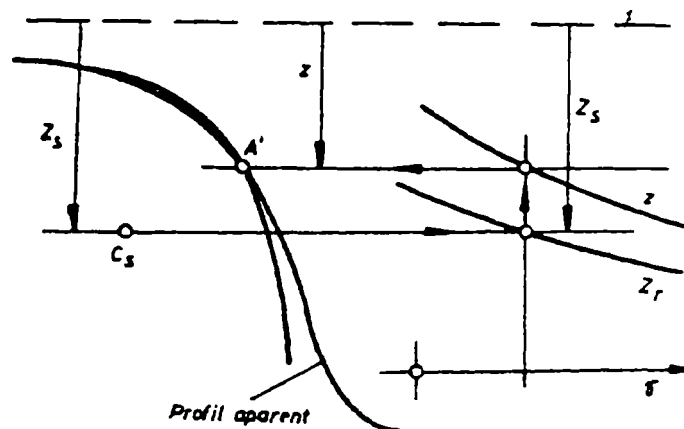


Figura 2.15. Determinarea punctului de contact

Dacă contactul are loc pe partea conică (flancul drept) a profilului aparent (fig. 2.16), unghiul γ fiind cunoscut, se calculează unghiul de flanc δ al profilului parent cu (2.45) și apoi, în funcție de C_s , se găsește poziția punctului de contact.

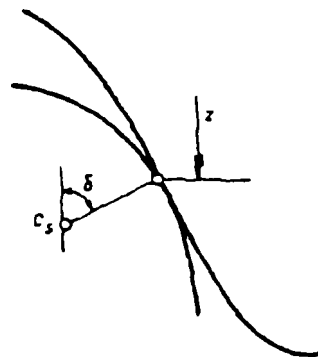


Figura 2.16. Contactul pe flancul drept al buzei

CAPITOLUL 3

CINEMATICA OSIILOR MONTATE

3.1. Introducere

Scopul cinematicii este de a determina vitezele de alunecare în punctele de contact cu șinele, atât în curbe, cât și la mersul în aliniament.

Din cauza calării fixe a roților pe osie și a conicităților inversate ale profilurilor roților, osia nu rulează în cale numai prin rostogolire pură, ci apar și alunecări ale roților pe șine.

Dat fiind faptul că forțele de frecare vor fi de aceeași direcție, însă de sens contrar cu vitezele de alunecare, iar mărimea lor este dependentă de aceste viteze, cunoașterea mărimii vitezelor de alunecare precum și orientarea lor este indispensabilă pentru studiul fenomenelor de contact roată-șină.

3.2. Cinematica osiilor libere

Se presupune că osia este liberă, adică nu dezvoltă un moment motor sau rezistent (forță de tracțiune sau de frânare), și că sarcinile pe cele două roți sunt aceleași. De asemenea, se consideră că osia înaintază cu viteza constantă v într-o curbă având raza constantă R , în poziție de atac caracterizată prin unghiul de atac α și decalată transversal cu y_c față de poziția sa mediană. Convențional, semnul lui y_c se consideră pozitiv când decalajul se face către firul exterior al căii iar unghiul α pozitiv când osia se rotește în sens trigonometric față de poziția sa radială.

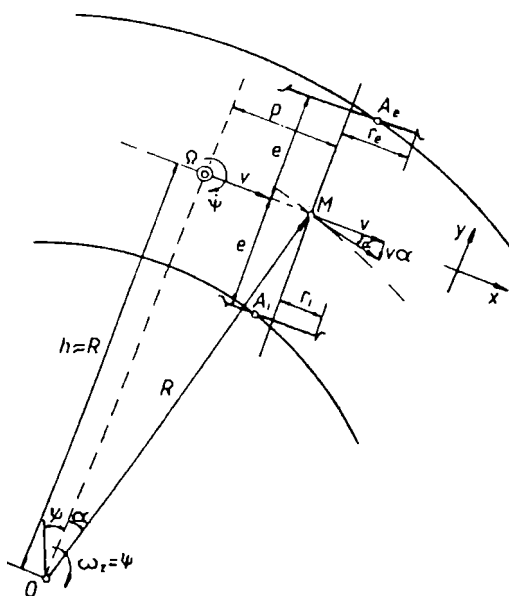


Figura 3.1. Osia liberă în poziție de atac cu unghiul α într-o curbă de rază R

Osia fiind în poziție de atac, axa sa principală de revoluție nu se suprapune peste axa polară 0Ω , ci va fi paralelă cu aceasta la distanța p . Astfel conform figurii 3.1, $p = R \sin \alpha \approx R\alpha$ iar $h = R \cos \alpha \approx R$.

Datorită decalajului transversal al osiei și a formei profilului roții, razele cercurilor efective de rulare vor fi

$$\begin{aligned} \text{la roata atacantă, } r_c &= r + \Delta r ; \\ \text{la roata neatacantă, } r_i &= r - \Delta r , \end{aligned}$$

unde $r = (r_e + r_i)/2$ reprezintă o rază medie care, dacă prin decalajul transversal punctele de contact A_e și, respectiv, A_i se mențin pe suprafața de rulare, se poate considera că este raza cercului efectiv de rulare în poziția centrată a osiei în cale iar $\Delta r = \gamma y_c$ (γ – conicitatea echivalenta).

Osia deplasându-se în jurul centrului de curbura O al căii cu viteza unghiulară $\omega_z = \Psi$, centrul acesteia M se va deplasa cu viteza longitudinală $v_x = v = h\Psi \approx R\Psi$ și transversală $v_y = -vtg\alpha \approx -v\alpha \approx -p\Psi$.

Dacă se ține seama de faptul că mișcarea momentană a osiei este o translație cu viteza v și o rotație în jurul punctul M cu $\Psi = v/R$, vitezele absolute în punctele de contact vor fi: în direcție longitudinală $v \pm e\Psi$ iar în direcție transversală $-v\alpha$. În jurul axei sale de revoluție osia se rotește cu viteza unghiulară $\omega_y = v/r$.

Vitezele de alunecare longitudinale se obțin scăzând din vitezele absolute ale punctelor de contact vitezele de rostogolire datorită rotației osiei în jurul axei sale. Astfel, dacă se neglijează decalajele punctelor de contact față de planul meridian vertical al osiei, vitezele de alunecare longitudinale pe suprafețele de rulare ale roților sunt:

$$\begin{aligned} w_{ex} &= v + \Psi e - \omega_y r_e = v + (v/R)e - (v/r)(r + \Delta r) = v(e/R - \Delta r/r) = v(e/R - y_c \gamma/r) \\ w_{ix} &= v + \Psi e - \omega_y r_i = v - (v/R)e - (v/r)(r - \Delta r) = -v(e/R - \Delta r/r) = -v(e/R - y_c \gamma/r) \end{aligned} \quad (3.1)$$

iar viteza de alunecare transversală este

$$w_{ey} = w_{iy} = w_y = -v\alpha = -p\Psi \quad (3.2)$$

care se observă că sunt dependente de unghiul de atac α , deci de distanța polară p . La unghiul de atac $\alpha > 0$, distanța polară $p > 0$ (polul Ω se află în urma osiei) și deci $w_{ey} < 0$, având sensul spre interiorul curbei, iar pentru $\alpha < 0$, respectiv $p < 0$, rezultă $w_{ey} > 0$, cu sensul spre exteriorul curbei.

Relațiile stabilite pentru vitezele de alunecare sunt valabile în cazul regimului staționar (cvasistatic), când curba este perfect circulară iar unghiul de

atac α este constant. Pentru un regim nestaționar caracterizat prin variația unghiului de atac α , vitezele de alunecare vor fi:

$$\begin{aligned} w_x &= v \pm (\Psi - \alpha)e - \omega_y r_e = \pm v(e/R - y_c \gamma / r - \alpha e / v) \\ w_y &= -p(\Psi - \alpha) = y_c - v\alpha \end{aligned} \quad (3.3)$$

care, particularizate pentru mersul în aliniament (pe o cale cu mici abateri) considerând $R = \infty$, devin:

$$\begin{aligned} w_x &= \mp v(y_c \gamma / r + \alpha e / v); \\ w_y &= y_c - v\alpha \end{aligned} \quad (3.4)$$

Se vor analiza în continuare și alte aspecte legate de regimul staționar în curbe circulare. Osia, decalată transversal cu y_c , se reprezintă prin cercurile efective de rulare ale roților (figura 3.2).

Suprafața tangentă la cele două cercuri efective de rulare va fi un con cu vârful în S , numit *con de rulare*. Unghiul dintre generatoarea conului de rulare și axa principală de revoluție a osiei va fi definit prin relația

$$\operatorname{tg} \varepsilon_r = (r_e - r_i) / 2e = \Delta r / e = \gamma y_c / e = r / s \quad (3.5)$$

de unde rezultă înălțimea conului de rulare:

$$s = er / (\gamma y_c) \quad (3.6)$$

Dacă osia se rotește în jurul axei cu viteza unghiulară $\omega_y = v / r$ iar rotția osiei în jurul centrului de curbură O se face cu viteza unghiulară $\omega_z = \psi = v / R$, din compunerea acestor două viteze unghiulare în punctul O' , rezultă cu con numit *con de rostogolire*. Generatoarea sa, care se numește *axa u* , va fi definită de relația

$$\operatorname{tg} \varepsilon_u = \omega_z / \omega_y = r / R \quad (3.7)$$

de unde rezultă că, atunci când osia este liberă, conul de rulare intersectează conul de rostogolire în dreptul lui r , adică la mijlocul distanței dintre cele două cercuri efective de rulare.

Proprietatea principală a conului de rostogolire constă în ceea ce cercurile efective de rulare care se află pe acest con rulează fără alunecări longitudinale pe șină. Aceasta se întâmplă numai atunci când conul de rostogolire și conul de rulare coincid, adică pentru $R = s$. Dacă în același timp osia ocupă poziția radială ($\alpha = 0$), dispar și alunecările transversale. Un asemenea mod de rulare este cunoscut în literatura de specialitate sub denumirea de *rulare conică*, putându-se determina raza minimă de curbură pe care osia o poate parcurge fără alunecări longitudinale, pe baza relației:

$$R_c = er / (\gamma y_{c \max}) = 2er / (\gamma \sigma) \quad (3.8)$$

Dacă se ține seama de mărimea conicității echivalente la profilul de uzură față de cel conic, din relația (3.8) rezultă că roata cu profil de uzură față de cel conic, poate parcurge curbe cu raze mult mai mici (majoritatea curbelor de pe o rețea) decât dacă ar avea profilul conic.

La fel se pune problema și în cazul determinării decalajului transversal y_{c0} corespunzător căruia, pentru o anumită rază a căii R , osia rulează fără alunecări longitudinale:

$$y_{c0} = er / (\gamma R) \quad (3.9)$$

Dacă se consideră decalajul y_{c0} ca poziție de origine, făcând schimbarea de variabilă

$$y = er / (\gamma R) - y_c \quad (3.10)$$

expresiile vitezelor de alunecare longitudinale (3.3) devin:

$$w_x = \pm v(\gamma / r)y \quad (3.11)$$

În cazul general, când cele două conuri nu coincid, apar viteze de alunecare longitudinale egale și de sensuri opuse, după cum de altfel rezultă și din expresiile vitezelor de alunecare stabilite anterior. Sensul acestora de pinde de mărimea lui R față de s . Astfel, dacă:

$$R = s, \quad \frac{\gamma}{r} y_c = \frac{e}{R} \quad \text{și deci } w_{ex} = w_{ix} = 0 \text{ - rulare conică;}$$

$$R > s \quad \frac{\gamma}{r} y_c > \frac{e}{R} \quad \text{și deci } w_{ex} < 0; \quad w_{ix} > 0;$$

$$R < s \quad \frac{\gamma}{r} y_c < \frac{e}{R} \quad \text{și deci } w_{ex} > 0; \quad w_{ix} < 0,$$

considerând ca pozitive alunecările produse “înainte” și negative alunecările produse “înapoi” față de sensul de mers al osiei. La profilurile conice, din cauza conicității mici, în general, $R < s$ iar la profilurile de uzură $R > s$.

Pentru a avea o imagine mai clară asupra orientării vitezelor de alunecare se poate utiliza procedeul lui *Wolfgang Bäseker* [9], sau procedeul lui *Erwin Pawelka* [79].

3.2.1. Procedeeul Bäseler

În procedeul elaborat de W. Bäseler se utilizează conul de rostogolire. Dacă cercurile efective nu se află pe conul de rostogolire, atunci vitezele de alunecare longitudinale rezultă din distanțele η_e și η_i , paralele cu axa osiei, de la cercurile efective de rulare până la conul de rostogolire. Astfel, conform figurii 3.2:

$$w_{ex} = \eta_e \Psi; \quad w_{ix} = -\eta_i \Psi; \quad w_y = -p\Psi \quad (3.12)$$

Compunând aceste viteze, se obțin vitezele de alunecare rezultante:

$$w_e = \Psi \sqrt{\eta_e^2 + p^2} = q_e \Psi; \quad w_i = \Psi \sqrt{\eta_i^2 + p^2} = q_i \Psi \quad (3.13)$$

de unde rezultă că alunecările rezultate provin dintr-o rotație instantanee cu viteza unghiulară $\omega_z = \Psi$, având punctele Ω_e și Ω_i de pe axa polară ca centre instantanee, motiv pentru care aceste puncte se numesc *poli de alunecare*.

Dacă suprefetele de alunecare ar fi cilindrice, conul de rulare se transformă într-un cilindru și osia ar avea un singur pol de alunecare, respectiv polul Ω .

Sensurile vitezelor de alunecare sunt determinate atât de sensul vitezei unghiulare $\omega_z = \Psi$, cât și de poziția polilor Ω_e și Ω_i în raport cu planele cercurilor efective de rulare.

Astfel, după cum se vede în figura 3.2.a, polul Ω_e fiind situat între interiorul curbei față de planul cercului efectiv de rulare, viteza de alunecare longitudinală este pozitivă. La roata opusă, Ω_i este situat spre exteriorul curbei față de planul cercului efectiv de rulare, ceea ce face ca viteza de alunecare longitudinală să fie negativă.

Distanțele η_e și η_i rezultă din relația:

$$\operatorname{tg} \varepsilon_u = r / R = r_e / [R + (e - \eta_e)] = r_i / [R - (e - \eta_i)]$$

în care, înlocuind: $r_e = r + \gamma y_c$, $r_i = r - \gamma y_c$, se obține

$$\eta_e = \eta_i = e - (R/r)\gamma y_c \quad (3.14)$$

care, dacă se înlocuiesc în (3.12), se ajunge la expresiile (3.1) ale vitezelor de alunecare.

De asemenea, se observă că pentru $\gamma = 0$, adică pentru profile cilindrice $\eta_e = \eta_i = e$.

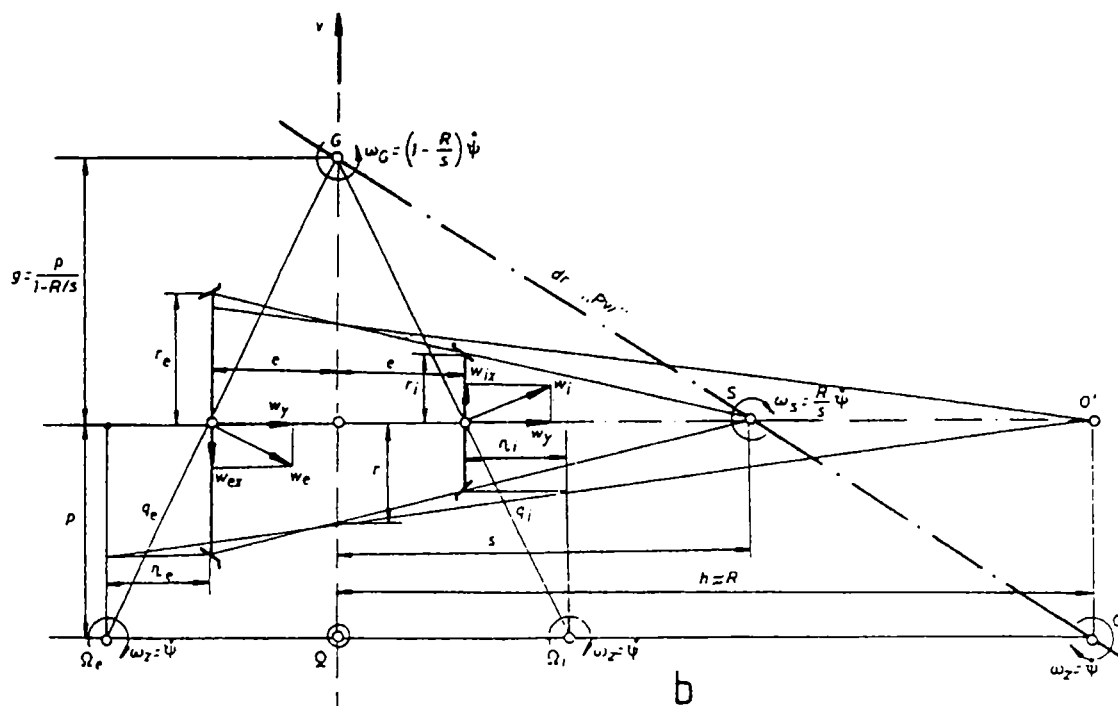
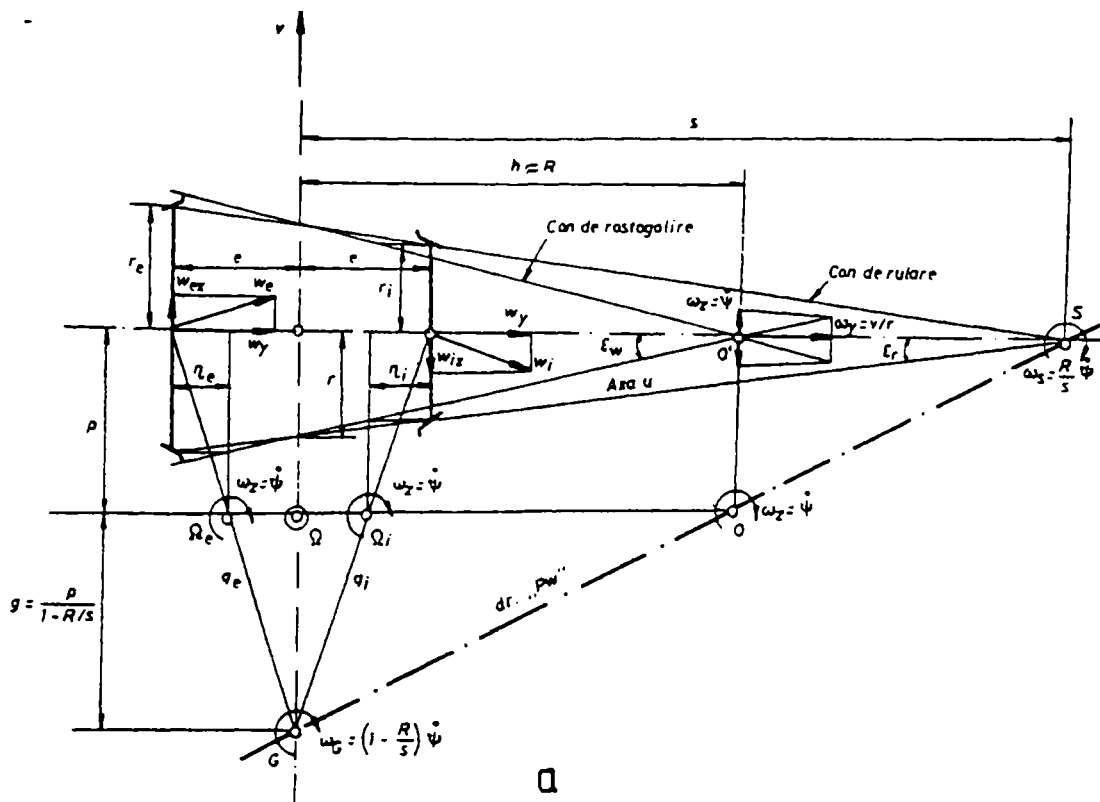


Figura 3.2. Cinematica osiei libere:
 a) cu profile conice ($R < s$); b) cu profile de uzură ($R > s$)

3.2.2. Procedeeul Pawelka

E. Pawelka utilizează conul de rulare (figura 3.2) a cărei viteză unghiulară ω_s o definește pe baza relației

$$v = \Psi R = \omega_s s \tag{3.15}$$

Viteza de alunecare rezultantă este produsă de o viteză unghiulară ω_G determinată de diferența

$$\omega_G = \Psi - \omega_s = (1 - R/s)\Psi \quad (3.16)$$

Din relația $p\Psi = g\omega_G$ rezultă ordonata g a polului G al vitezei de alunecare rezultante

$$g = p/(1 - R/s) \quad (3.17)$$

G fiind situat, pentru osia liberă, pe axa longitudinală a osiei.

Relația (3.17) demonstrează că punctele G, S, O sunt coliniare, aflându-se pe "dreapta lui Pawelka" (*dr. "Pw"*). Este deci suficient să se ducă dreapta care trece prin O și S pentru a se obține, la intersecția acesteia cu axa longitudinală a osiei, polul G . La intersecția dreptelor care trec prin G și A_e , respectiv A_i , cu axa polară se obțin polii Ω_e și Ω_i .

Prin acest procedeu vitezele longitudinale vor fi

$$w_{ex} = e\omega_G; \quad w_{ix} = -e\omega_G, \quad (3.18)$$

în care, dacă se înlocuiește ω_G conform relației (3.16), se ajunge, prin transformări la expresiile (3.1) ale vitezelor de alunecare.

Particularizând, se observă că: pentru profiluri cilindrice ($s = \infty$), G va coincide cu Ω ; dacă $R = s$, adică la rularea conică, ($g = \infty$), osia nu va mai avea alunecări longitudinale; dacă $p = 0$ ($\alpha = 0$), G coincide cu centrul osiei, aceasta deplasându-se fără alunecări transversale.

3.3. Cinematica osiilor în regim de tracțiune sau de frânare

Dacă unei osii i se aplică un moment motor sau rezistent, aceasta nu se va mai roti în jurul axei sale cu viteza unghiulară $\omega_y = v/r$, corespunzătoare osiei libere, ci cu o altă viteză unghiulară:

$$\omega_y = Kv/r \quad (3.19)$$

unde K reprezintă coeficientul de regim care poate lua valorile:

- $K = 1$ - pentru osia liberă;
- $0 \leq K < 1$ - pentru osia în regim de frânare;
- $1 < K < \infty$ - pentru osia în regim de tracțiune.

Valoarea extremă $K = 0$ corespunde osiei blocate din cauza unei frânări prea puternice, iar $K = \infty$ - patinării pe loc a osiei din cauza unui moment motor prea mare.

Când osia dezvoltă o forță de frânare (sau un moment rezistent), componentele longitudinale ale vitezelor de alunecare pe cele două roți nu mai pot fi egale și de sens contrar, fiindcă atunci suma componentelor longitudinale de frecare, pe cele două roți, ar fi egală cu zero; ori suma acestor componente trebuie să conducă tocmai valoarea forței de frânare. În acest caz osia are tendința de a lunea înainte și astfel viteza unghiulară ω_y va fi mai mică decât aceea corespunzătoare parcurgerii curbei. Aceasta are ca urmare o destindere a conului de rostogolire și o deplasare a polilor Ω_e și Ω_i care interiorul curbei (figura 3.3). La o frânare puternică osia se poate bloca, alunecând înainte (când $\omega_y = 0$) și astfel polii de alunecare se plasează în centrul curbei O .

În această situație intersecția conului de rostogolire cu conul de rulare nu mai are loc la mijlocul distanței dintre cele două cercuri efective de rulare, ci la o distanță orizontală η față de axa longitudinală a osiei potrivit relațiilor:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \varepsilon &= \Psi / \omega_y = r / (KR) = r_r / (R + \eta); \\ \operatorname{tg} \varepsilon_r &= r / s = r_r / (s + \eta) \end{aligned}$$

adică pe o nouă rază de rostogolire $r_r \neq r$, situată la distanța η de axa longitudinală a osiei.

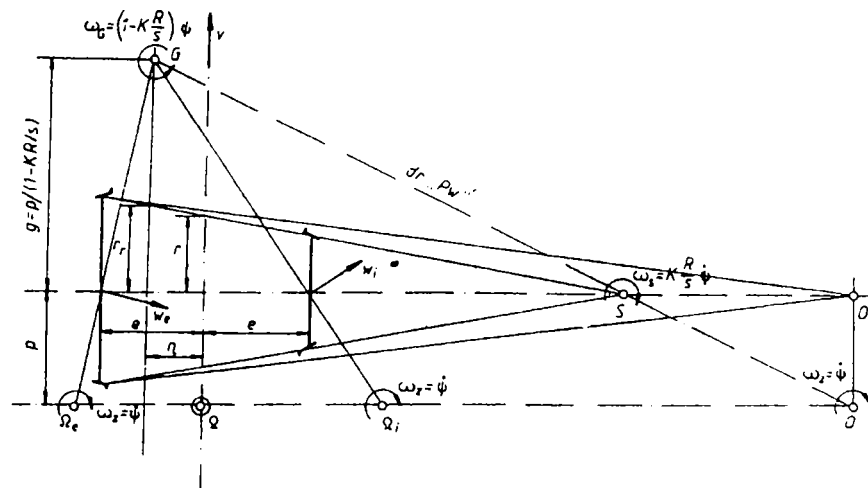


Figura 3.3. Cinematica osiei în regim de frânare

Lucrurile se întâmplă invers atunci când osia este în regim de tracțiune (dezvoltă un moment motor). În acest caz, suma forțelor de frecare longitudinale trebuie să fie egală cu forța de tracțiune. Osia va avea tendința de a aluneca înapoi, viteza unghiulară a osiei fiind mai mare decât cea necesară parcurgerii curbei; polii Ω_e și Ω_i se deplasează către exteriorul curbei. Cu cât momentul motor este mai mare, cu atât mai mult polii se deplasează către exteriorul curbei, iar atunci când forța tangențială dintre roți și șine depășește forța limitată de aderență se produce patinarea osiei și astfel polii se plasează la ∞ , axa u confundându-se cu axa osiei.

Acēeași situație apare și în cazul roților inegal încărcate, respectiv în cazul existenței unui transfer de sarcină ΔQ_0 pe o roată sau pe alta (figura 3.4). Roata care este mai încărcată va avea alunecări mai mici în raport cu roata opusă.

Când se produce un transfer de sarcină total $\Delta Q_0 = Q_0$, roata încărcată cu întreaga sarcină a osiei $2Q_0$ nu va mai aluneca, axa u intersectând în acest caz cercul efectiv de rulare al roții. Dacă transferul nu este total, conul de rostogolire se va intersecta cu conul de rulare acolo unde acționează rezultanta sarcinii $2Q_0$ pe osie. În acest caz, din echilibrul de momente:

$$(Q_0 - \Delta Q_0)(e + \eta) - (Q_0 + \Delta Q_0)(e - \eta) = 0,$$

se obține:

$$\eta = (\Delta Q_0 / Q_0)e, \quad (3.21)$$

de unde rezultă $\eta = e$ în cazul unui transfer de sarcină total și deci valoarea maximă a lui η nu poate să depășească semidistanța dintre cele două cercuri efective de rulare.

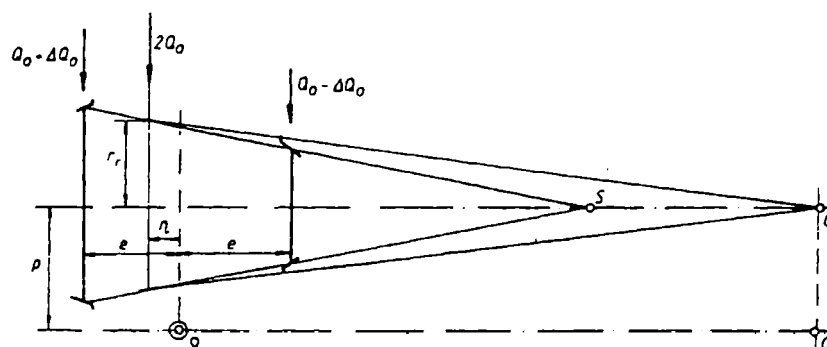


Figura 3.4. Osia în cazul unui transfer de sarcină

Din (3.20) avem posibilitatea de a determina pe K conform relației

$$K = (s / R)(R + \eta) / (s + \eta) \quad (3.22)$$

Valorile coeficientului K rezultate din transferurile de sarcină se cumulează cu cele rezultate din solicitările de tracțiune sau frânare.

Vitezele de alunecare longitudinale în acest caz se pot obține scăzând din valoarea vitezei absolute a punctului de contact, viteza de rostogolire datorită rotației osiei în jurul axei sale cu viteza unghiulară $\omega_y = Kv / r$. Astfel:

$$\begin{aligned} w_{ex} &= v + e\Psi - K \frac{v}{r} r_e = v \left[(1 - K) + \left(\frac{e}{R} - K \frac{\gamma}{r} y_c \right) \right]; \\ w_{ix} &= v - e\Psi - K \frac{v}{r} r_i = v \left[(1 - K) - \left(\frac{e}{R} - K \frac{\gamma}{r} y_c \right) \right], \end{aligned} \quad (3.23)$$

iar pentru viteza de alunecare transversală: $w_y = -p\Psi$.

Viteza unghiulară ω_s a conului de rulare rezultă din relația:

$$v_r = (R + \eta)\Psi = (s + \eta)\omega_s$$

și prin urmare,

$$\omega_s = \frac{R + \eta}{s + \eta}\Psi = K \frac{R}{s}\Psi, \quad (3.24)$$

iar viteza unghiulară de alunecare rezultantă va fi:

$$\omega_G = \Psi - \omega_s = (1 - KR/s)\Psi \quad (3.25)$$

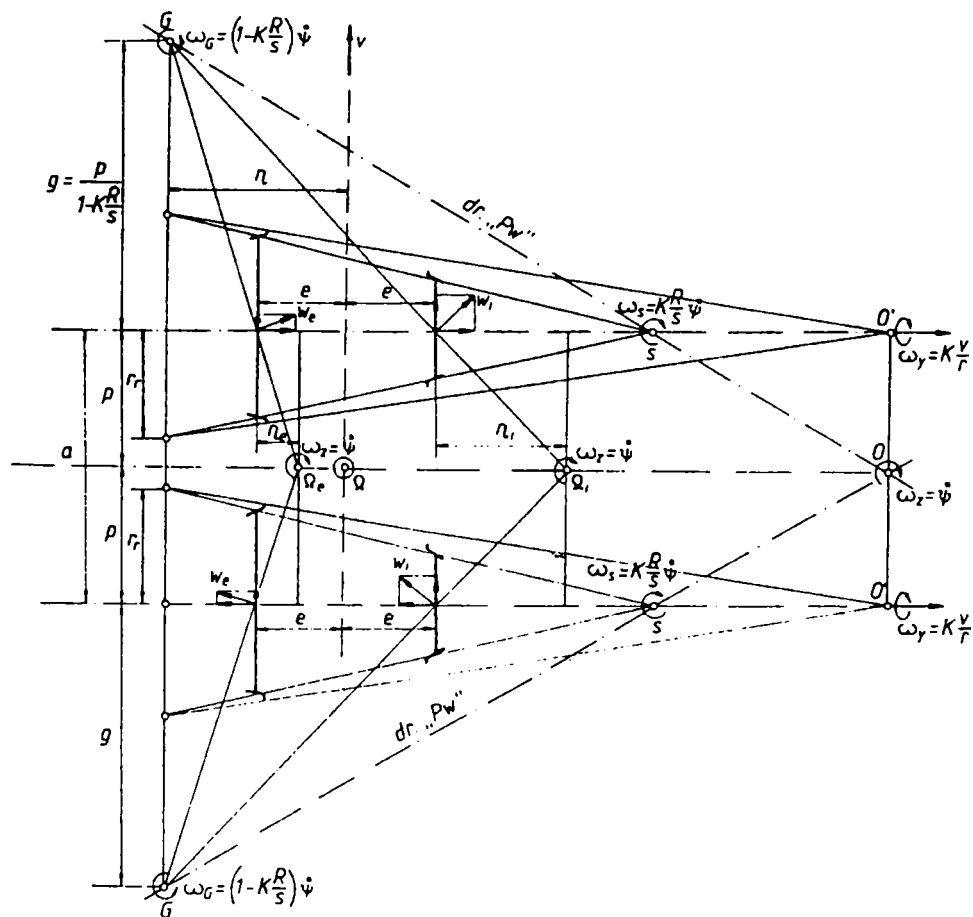


Figura 3.5. Cinematica osiilor neorientabile la boghiu frânat de roțile având profiluri de uzură

Din relația $p\Psi = g\omega_G$ rezultă ordonata polului G , care se află în planul cercului de rostogolire, de rază r_r , la cota:

$$g = p/(1 - KR/s), \quad (3.26)$$

relație care demonstrează că punctele O, S, G sunt coliniare, aflându-se pe dreapta lui *Pawelka*.

Astfel, vitezele de alunecare longitudinale vor fi:

$$w_{ex} = (e - \eta)\omega_G; \quad w_{ix} = -(e + \eta)\omega_G, \quad (3.27)$$

unde, făcând înlocuirile respective, se ajunge la relațiile (3.23).

Metoda prezentată se poate aplica și pentru vehicule, după cum se vede în figura 3.5, unde se prezintă cazul unui vehicul de două osii cu $p = a/2$, în regim frânat.

Vitezele de alunecare rezultante pot fi determinate direct de relațiile:

$$w_e = |\omega_G| \sqrt{g^2 + (e - \eta)^2}; \quad w_i = |\omega_G| \sqrt{g^2 + (e + \eta)^2} \quad (3.28)$$

La mersul în aliniament se poate considera că virajul cadrului de boghiu este aproximativ egal cu virajul osiei produs de rularea conică, deci pentru $R = s$. În acest caz, vitezele de alunecare vor fi:

$$w_{ex} = v(1 - K) \left(1 + \frac{\gamma}{r} y_c \right); \quad w_{ix} = v(1 - K) \left(1 - \frac{\gamma}{r} y_c \right); \quad w_y = -\frac{p}{s} v. \quad (3.29)$$

3.4. Orientarea spațială a vitezelor de alunecare

După cum s-a atătat la §2.4, ca efect al conicității suprafeței de rulare, atunci când osia se află în poziție de atac, punctele de contact nu se mai află în planul meridian vertical al osiei, ci decalate longitudinal față de acesta cu distanțele b_e și, respectiv, b_i (figura 3.6):

$$b_e = r_e \operatorname{tg} \alpha_e \operatorname{tg} \gamma_e; \quad b_i = r_i \operatorname{tg} \alpha_i \operatorname{tg} \gamma_i,$$

în care, dacă se consideră $\alpha_e = \alpha_i = \alpha$ și se ține seama de mărimea acestuia, precum și de faptul că pe suprafața de rulare γ_e și γ_i sunt mici, se obține:

$$b_e = r_e \alpha \gamma_e; \quad b_i = r_i \alpha \gamma_i.$$

Punctul de contact A_e fiind decalat înainte de planul meridian vertical al osiei, va avea o componentă verticală a vitezei de alunecare orientată în jos, în timp ce în punctul A_i , care este decalat înapoi, componenta verticală a vitezei de alunecare va fi orientată în sus.

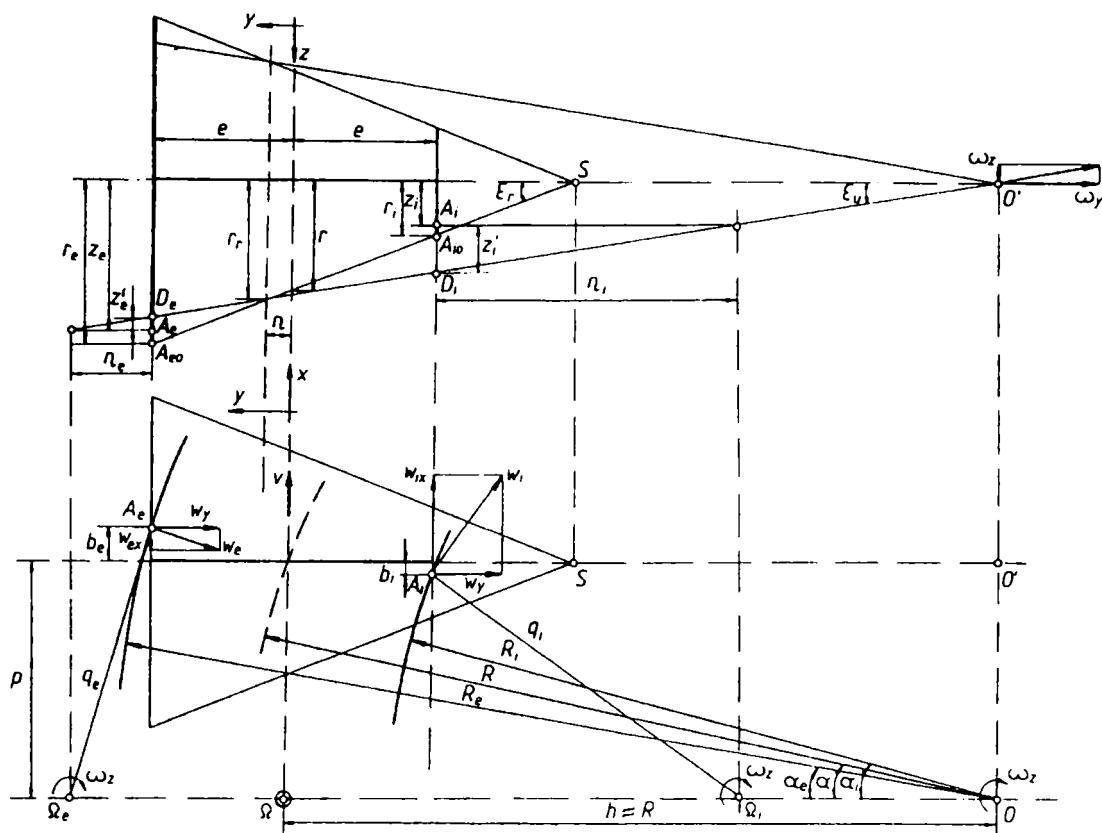


Figura 3.6. Cinematica osiei dacă se ține seama de decalajele punctelor de contact

Deși asupra osiei, în acest caz, nu acționează din exterior un moment motor sau rezistent, din cauza frecărilor din punctele de contact osia va circula în regim de frânare.

Dacă se ține seama și de faptul că ordonatele punctelor de contact sunt z_e și, respectiv, z_i , atunci, conform figurii 3.6,

$$\operatorname{tg} \varepsilon_u = \frac{\omega_z}{\omega_y} = \frac{z_e'}{\eta_e} = \frac{z_i'}{\eta_i} = \frac{z_e}{R + e + \eta_e} = \frac{z_i}{R - e - \eta_i} \quad (3.30)$$

și vitezele de alunecare sunt:

$$\begin{aligned} w_{ex} &= -z_e' \omega_y = -\eta_e \omega_z; & w_{ey} &= -(p + b_e) \omega_z \approx -\alpha R \omega_z; \\ w_{ez} &= b_e \omega_y \approx (R + \eta_e)(r_e / z_e) \alpha \gamma_e \omega_z; \\ w_{ix} &= -z_i' \omega_y = -\eta_i \omega_z; & w_{iy} &= -(p + b_i) \omega_z \approx -\alpha R \omega_z; \\ w_{iz} &= b_i \omega_y \approx (R + \eta_i)(r_i / z_i) \alpha \gamma_i \omega_z. \end{aligned} \quad (3.31)$$

unde s-a ținut seama că η_e și η_i pot lua valori care nu se pot neglija în raport cu R .

Relațiile arată că alunecările rezultante în planul (xz) provin dintr-o rotație instantanee cu viteza unghiulară ω_y , având ca poli punctele D_e și respectiv, D_i de pe axa u (figura 3.7).

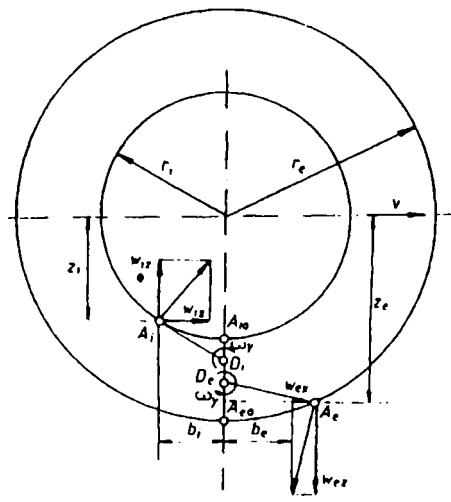


Figura 3.7. Vitezele de alunecare în planul vertical (xz)

Prin consumarea jocului în cale, roata atacantă poate realiza contactul cu șina în două puncte: în punctul de sprijin A_e , care se află pe suprafața de rulare a roții, și în punctul de ghidare A_a care se află pe suprafața buzei (figura 3.8). Punctul de contact va fi decalat tot înainte față de planul meridian vertical al osiei, cu:

$$b_a = r_a \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \gamma_a \approx r_a \alpha \operatorname{tg} \gamma_a$$

(r_a - raza cercului de rulare care trece prin A_a iar γ_a - unghiul de flanc al buzei în A_a).

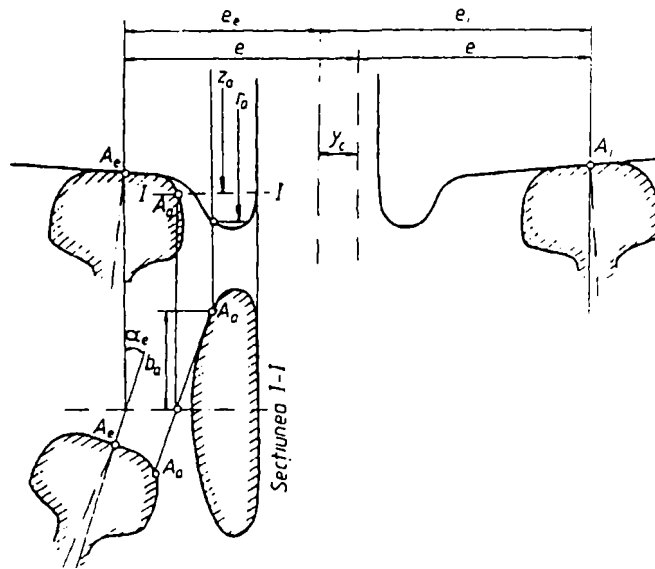


Figura 3.8. Punctele de contact ale roților cu șine

Vitezele de alunecare în punctul A_a de pe buză vor fi:

$$\begin{aligned} w_{ax} &= -z_a' \omega_y = -\eta_a \omega_z \\ w_{ay} &= -(p + b_a) \omega_z \approx \alpha R \omega_z \\ w_{az} &= b_a \omega_y \approx (R + \eta_a) (r_a / z_a) \alpha \operatorname{tg} \gamma_a \omega \end{aligned} \quad (3.32)$$

Alunecările verticale la contactul cu buza pe flancul șinei sunt de o importanță decisivă pentru siguranța contra deraierii și, de aceea, nu pot fi neglijate. Pe suprafața de rulare, datorită distanțelor de decalaj mici, aceste alunecări nu sunt atât de importante încât pot fi neglijate.

Deci, dacă roata atacantă realizează contactul cu șina în două puncte, osia va rula pe șine pe trei cercuri de rulare efective cu razele r_e, r_a și r_i . Considerând situația prezentată în figura 3.6, vitezele de alunecare în cele trei puncte de contact sunt prezentate, în figura 3.9.

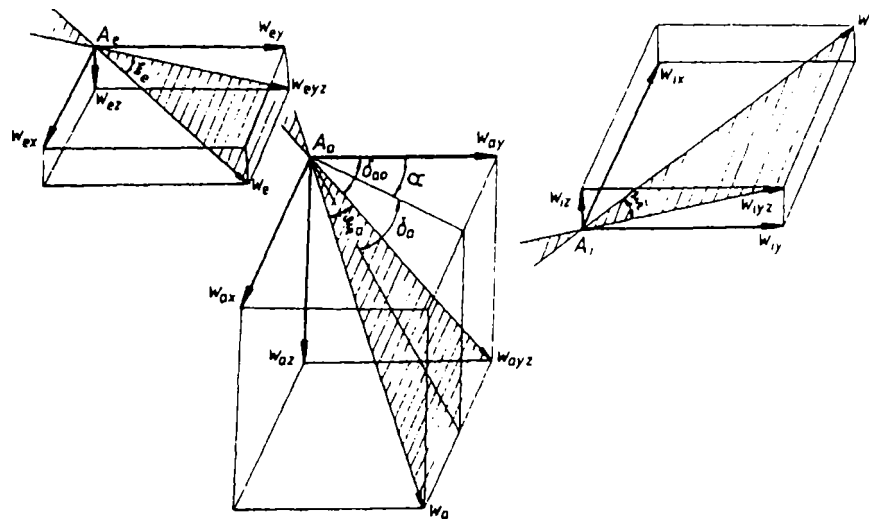


Figura 3.9. Orientarea spațială a vitezelor de alunecare

Diagonalele paralelipipedelor reprezintă vitezele de alunecare rezultante, adică:

$$w = \sqrt{w_x^2 + w_y^2 + w_z^2}.$$

Planul determinat de vectorii citezelor w și w_{yz} , numit *plan de alunecare*, este de fapt planul tangent de contact dintre roată și șină. Unghiul ξ dintre w și w_{yz} , numit *unghi de alunecare*, determină direcția vitezei de alunecare. Acest unghi prezintă un interes deosebit în stabilirea capacității de ghidare și se definește de obicei prin $\cos \xi = w_{yz} / w$. Pe suprafața de rulare, în punctele A_e și A_i , se poate considera $w_z = 0$ și prin urmare $\cos \xi = w_y / w_{xy}$.

Astfel, în punctul de contact A_a :

$$w_a = \sqrt{w_{ax}^2 + w_{ay}^2 + w_{az}^2} = R\omega_z \sqrt{(\eta_a/R)^2 + \alpha^2 [1 + (r_a/z_a)^2 \operatorname{tg}^2 \gamma_a (1 + \eta_a/R)^2]}$$

care ține seama de relațiile (2.42) și (2.44), devine:

$$w_a = R\omega_z \sqrt{(\eta_a/R)^2 + \alpha^2 [1 + \operatorname{tg}^2 \delta_a (1 + \eta_a/R)^2]} \quad (3.33)$$

De asemenea:

$$w_{ayz} = \sqrt{w_{ay}^2 + w_{az}^2} = \alpha R \omega_z \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_a (1 + \eta_a / R)^2} \quad (3.34)$$

și, prin urmare:

$$\cos \xi_a = \frac{w_{ayz}}{w_a} = \alpha \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_a (1 + \eta_a / R)^2}}{\sqrt{(\eta_a / R)^2 + \alpha^2 [1 + \operatorname{tg}^2 \delta_a (1 + \eta_a / R)^2]}} \quad (3.35)$$

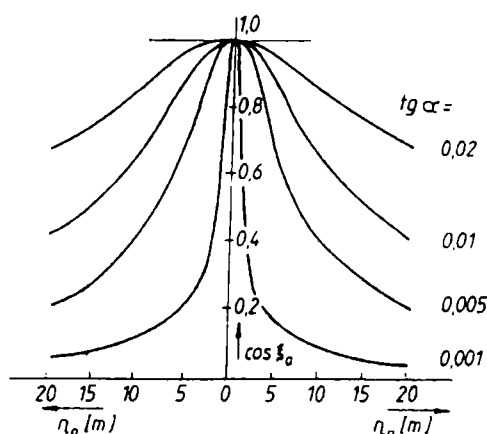


Figura 3.10. Funcția $\cos \xi_a(\eta_a)$

În figura 3.10 este reprezentată variația lui $\cos \xi_a$ în funcție de η_a pentru diferite valori ale unghiului de atac α (curbele din figură sunt trasate pentru $\delta_a = 70^\circ$ și $R = 300\text{ m}$). Diagramele similare se obțin și pentru $\cos \xi_e$ și $\cos \xi_i$. Acestea arată că pentru toate valorile lui $\operatorname{tg} \alpha$ diferite de zero, pentru $\eta = 0$, curbele trec prin $\cos \xi = 1$. Cu mărirea unghiului de atac, $\cos \xi$ are variații tot mai mici, o dată cu creșterea lui η . De obicei, în aplicații, pentru valorile curente ale unghiului de atac și η de până la $1 \dots 1,5\text{ m}$ se consideră $\cos \xi = 1$. Alunecările longitudinale au o influență deosebită asupra lui $\cos \xi$. Când osia rulează liber, aceste alunecări, care depind de diferențele de raze ale cercurilor efective de rulare, determină valori ale lui η pentru care se poate considera $\cos \xi = 1$. În schimb, în cazul regimului de tracțiune sau frânare, când vitezele de alunecare longitudinale cresc considerabil, valoarea lui $\cos \xi$ scade mult prin mărirea unghiului de alunecare.

Dacă se reprezintă în planul orizontal unghiul de atac α , se va obține unghiul δ_a care determină înclinarea planului tangent de contact în planul vertical normal pe șină. Unghiul δ_a este perfect determinat geometric, fiind dependent de forma profilului roții și a șinei, de înclinarea șinei, de ecartamentul căii, de decalajul y_c și deci independent de condițiile cinematice ale osiei. Acest unghi, reprezentând de fapt unghiul de flanc în punctul de pe profilul aparent, rezultă din relația 2.44 adică:

$$\operatorname{tg} \delta_a = \operatorname{tg} \gamma_a / \sqrt{1 - \alpha^2 \operatorname{tg}^2 \gamma_a}$$

Unghiul δ_{a0} , care determină direcția vectorului vitezei w_{ayz} , depinde de condițiile cinematice ale osiei, deci de η_a , conform relației

$$\operatorname{tg} \delta_{a0} = w_{az} / w_{ay} = \operatorname{tg} \delta_a (1 + \eta_a / R) \quad (3.36)$$

Corespunzător punctelor de contact A_e și A_i , se obține:

$$\begin{aligned} \cos \xi_e &\approx w_{ey} / w_{exy} = \alpha / \sqrt{(\eta_e / R)^2 + \alpha^2} \\ \cos \xi_i &\approx w_{iy} / w_{ixy} = \alpha / \sqrt{(\eta_i / R)^2 + \alpha^2} \end{aligned} \quad (3.37)$$

Dacă profilul roții ar fi cilindric, adică $\eta_e = \eta_i = e$, atunci

$$\cos \xi_e = \cos \xi_i = p \sqrt{p^2 + e^2}$$

Pe lângă alunecările menționate, în punctele de contact mai apar și alunecări de pivotare. aceste alunecări, sau cum se mai numesc *efecte de spin*, au fost evidențiate de americanul *K. Johnson* și considerate în studiul fenomenelor de contact de *J. Kalker* [61].

Alunecările de pivotare rezultă în urma descompunerii vectorului vitezei unghiulare ω_y după direcția normală pe planul tangent de contac troată-șină (figura 3.11).

Astfel, se obține:

$$\begin{aligned} \omega_{es} &= \omega_y \sin \gamma_e = K(v/r) \gamma_e; \\ \omega_{is} &= \omega_y \sin \gamma_i = K(v/r) \gamma_i; \\ \omega_{as} &= \omega_y \sin \gamma_a = K(v/r) \sin \gamma_a. \end{aligned} \quad (3.38)$$

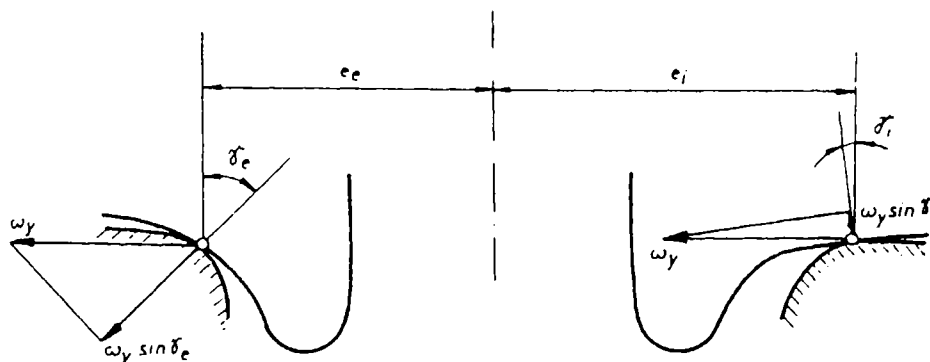


Figura 3.11. Alunecarea de pivotare

Se observă că alunecarea de pivotare este influențată de mărimea unghiului de flanc în punctul de contact. Prin urmare, pe suprafața de rulare efectul de spin este neînsemnat, în schimb trebuie luat în considerare pe buză și în apropierea acesteia.

De asemenea, se constată că regimul de lucru al osiei influențează alunecările de pivotare prin coeficientul de regim K . La frânare, deci pentru $K < 1$, alunecările de pivotare se micșorează, iar în regimul de tracțiune, când $K > 1$, aceste alunecări sporesc mult, accentuând uzurile pe buză și pe flancul interior al șinei.

Efectul de spin reprezintă una dintre cauzele care produc uzări mai rapide ale buzilor la vehiculele de tracțiune față de vehiculele remorcate, la care osiile pot fi considerate libere sau frânate.

La vehiculele motoare, efectul de spin favorizează mișcări laterale ale vehiculului atunci când se produce patinarea osiei din cauza unei forțe mai mari de tracțiune și, de asemenea, are efecte negative asupra mișcării de șerpuire a vehiculului.

CAPITOLUL 4

COMPORTAREA CĂII SUB ACȚIUNEA SOLICITĂRILOR VERTICALE

4.1. Introducere

Suprastructura căii ferate clasice este alcătuită dintr-un ansamblu de elemente (șine, traverse, materialul mărunț, piatră spartă) de elasticități variabile care transmit platformei căii, ea însăși deformabilă, solicitările provenite, în principal, din acțiunea dinamică a materialului rulant. Între cale și vehicule există interacțiuni dinamice foarte strânse în măsura în care materialul rulant solicită calea printr-o serie de acțiuni statice și dinamice, verticale și orizontale, cu viteze și accelerații variate, iar calea, la rândul ei, ca răspuns la aceste acțiuni și datorită imperfecțiunilor ei influențează circulația, stabilitatea și comportamentul vehiculelor în ansamblu, sau al părților lor componente. Studiul acestor acțiuni și apoi studiul solicitărilor în elementele căii în vederea dimensionării sau verificării acestora reprezintă probleme complexe, greu de rezolvat și chiar de schematizat în relații matematice sau calcule statice și de rezistență accesibile.

Cauzele sunt multiple:

- a) Calea suportă sarcini verticale, transversale și longitudinale variabile ca mărime, distanță între ele, mod de transmitere; stabilirea exactă a acestor sarcini ca mărime, direcție, punct de aplicație, este imposibilă.
- b) Majoritatea sarcinilor transmise căii datorită efectului dinamic este foarte greu de apreciat, concomitent intervenind foarte mulți factori.
- c) Sprijinirea șinelor pe traverse și a acestora pe stratul de balast și respectiv pe platforma căii se face în mod elastic; cedarea elastică a traverselor, a stratului de balast și a platformei căii este complexă și greu de prins în coeficienți de calcul; coeficienții de elasticitate depind de foarte mulți parametri; transmiterea eforturilor de la un element la celălalt nu se face întotdeauna elastic; extremitățile acestui proces de transmitere a sarcinilor, respectiv contactele roată - sină și balast - platformă, nu sunt încă total cunoscute; momentele de încastrare șine - traverse și frecarea dintre traverse și prisma căii nu se supun unor legi elastice; apar solicitări și fenomene secundare ca torsiuni, cedări prin oboseală, influențe climatice, lucrări de întreținere neuniforme etc.

În condițiile prezentate, analiza interacțiunii vehicul - cale se poate realiza numai în condițiile unor ipoteze simplificatoare, respectiv a unor calcule aproximative.

4.2. Caracteristicile tehnice ale căii

Starea tehnică a unei căi ferate este caracterizată prin:

- elemente dimensionale, care se referă la dimensiunile elementelor componente, precum și la dimensiunile căii în ansamblu;
- parametrii de stare, ce caracterizează calitativ starea căii.

În cele ce urmează se prezintă parametrii ce caracterizează elasticitatea căii.

4.2.1. Rigiditatea reazemului de sub talpa șinei (coeficientul de reazem), "D".

Prin definiție, rigiditatea reazemului de sub talpa șinei "D", este sarcina numeric egală cu încărcarea transmisă reazemului, ce provoacă tasarea unitară a acestuia.

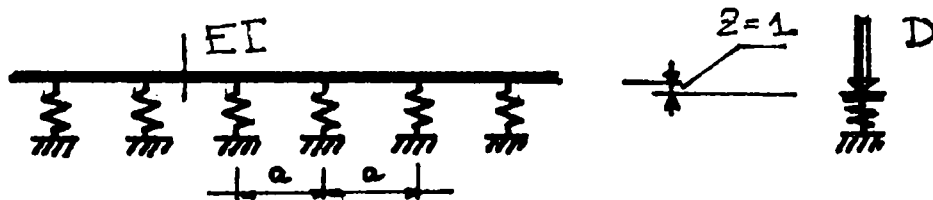


Figura 4.1. Rezemarea șinei pe reazeme elastice

Considerând R încărcarea ce revine unei traverse pe fir de șină și y tasarea șinei, rigiditatea reazemului de sub talpa șinei este:

$$D = \frac{R}{z} [daN/cm] \quad (4.1)$$

În realitate, calea este constituită dintr-o înlănțuire de materiale având fiecare elasticitatea proprie (zona platformei, substratul căii, balastul, traversele, plăcuțele elastice, plăcile suport și șina).

Notând cu D_i coeficientul de elasticitate al unui asemenea element, prin definiție:

$$D_i = \frac{R}{z_i},$$

deci

$$z = \sum z_i = \sum \frac{R}{D_i} = R \cdot \sum \frac{1}{D_i} \quad (4.2)$$

de unde:

$$\frac{1}{D} = \sum \frac{1}{D_i} \quad (4.3)$$

În literatura de specialitate [1], sunt prezentate valori ale rigidității reazemului de sub talpa șinei (D):

– inima șinei	$5000 \dots 10000 \times 10^4 \text{ N/cm}$
– traverse din lemn	$50 \dots 80 \times 10^4 \text{ N/cm}$
– traverse de beton	$1200 \dots 1500 \times 10^4 \text{ N/cm}$
– balast burat	$10 \dots 300 \times 10^4 \text{ N/cm}$

Elasticitatea balastului crește odată cu grosimea, dar se reduce cu vârsta și colmatarea lui.

Balastul și platforma căii determină în mod esențial elasticitatea căii și deci valoarea modului de elasticitate global D , determinat cu formula (4.3), care poate varia între 1.5×10^4 și $10 \times 10^4 \text{ N/cm}$, cea mai întâlnită valoare fiind de ordinul a $3 \times 10^4 \text{ N/cm}$.

De asemenea, valoarea coeficientului de reazem crește odată cu viteza de circulație prin reducerea duratei de aplicare a forței. La viteza de 90 Km/h, creșterea este de ordinului a 20 % [1].

4.2.2. Modulul de elasticitate al fundației de sub talpa șinei (modulul de elasticitate al căii), "k".

Modulul de elasticitate al fundației de sub talpa șinei este prin definiție, sarcina numeric egală cu încărcarea q uniform distribuită pe suprafața de rulare a șinei și care provoacă tasarea unitară a acesteia.

$$k = \frac{q}{z} \left[\text{daN/cm}^2 \right] \quad (4.4)$$

Notând cu a distanța dintre axele traverselor, relația dintre rigiditatea reazemului de sub talpa șinei și modulul căii este:

$$D = \frac{R}{z} = R \cdot \frac{k}{q} = a \cdot q \cdot \frac{k}{q} = k \cdot a \quad (4.5)$$

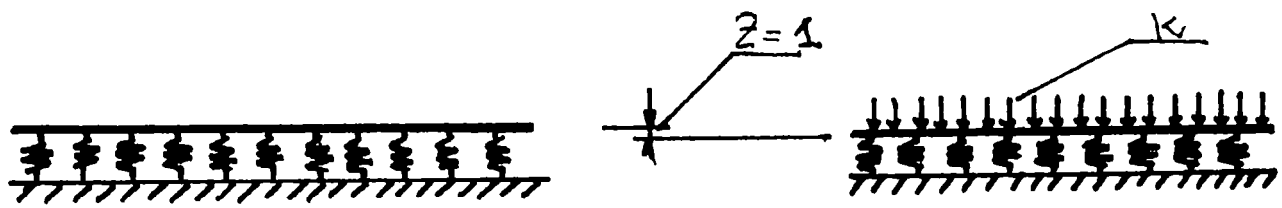


Figura 4.2. Rezemarea șinei pe mediu elastic, continuu

4.2.3. Coeficientul de tasare (de pat), "C"

Este prin definiție, numeric egal cu presiunea medie p exercitată pe suprafața S , de rezemare a traversei și care provoacă o tasare unitară.

$$C = \frac{D}{S} = \frac{R}{z \cdot S} = \frac{p}{z} \left[\frac{daN}{cm^2} \right] \quad (4.6)$$

4.2.4. Rigiditatea căii, " ρ_c "

Prin definiție, rigiditatea căii este numeric egală cu încărcarea Q transmisă de roată șinei și care provoacă o tasare egală cu unitatea.

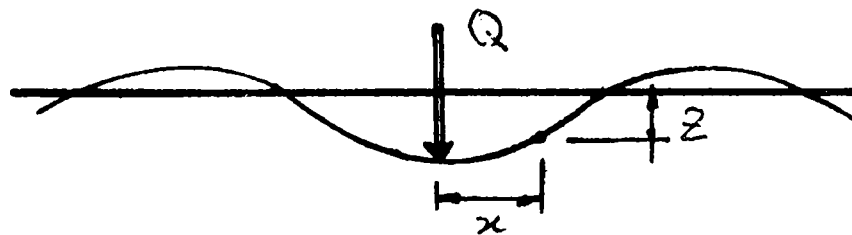


Figura 4.3. Deformată șinei sub încărcare verticală

$$\rho_c = \frac{Q}{z} \left[\frac{daN}{cm} \right] \quad (4.7)$$

Observație: Relațiile de definiție ale parametrilor prezentați sunt valabile numai în ipoteza deformațiilor mici, situate în domeniul elastic.

4.3. Deformată elastică a șinei sub încărcări statice.

Studiul solicitării statice a șinei a fost inițiat de Zimmermann [113].

Se presupune o șină cu lungime infinită rezemată continuu pe un mediu elastic, de modul de elasticitate constant, și supusă acțiunii unei sarcini concentrate Q imobilă.

Notând cu:

- M - momentul de încovoiere vertical al șinei
- T - forța tăietoare

- p - reacțiunea unitară elastică a balastului
- E - modulul de elasticitate al șinei
- I - momentul de inerție vertical al șinei.

Echilibrul unui element de șină (figura 4.4) de lungime dx , conduce la:

$$\begin{aligned} dM &= Tdx \\ dT &= p dx \end{aligned} \tag{4.8}$$

de unde:

$$\frac{d^2 M}{dx^2} = p \tag{4.9}$$

cu

$$p = k \cdot z \tag{4.10}$$

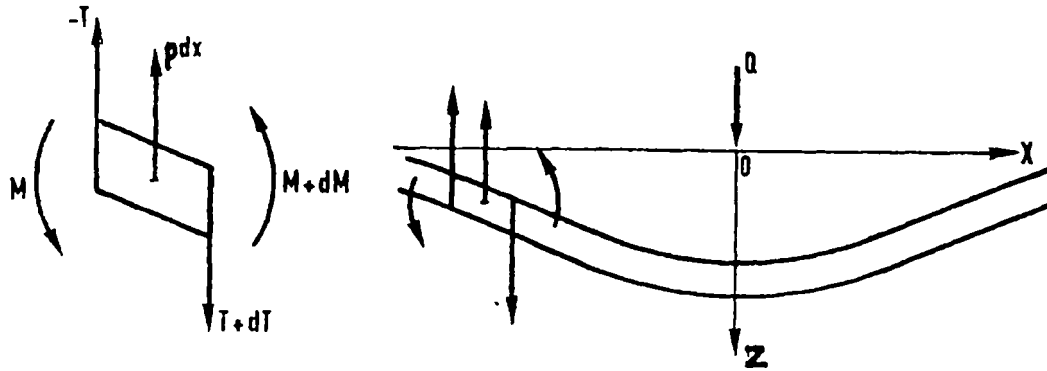


Figura 4.4. Deformată șinei sub sarcini verticale

În general,

$$\frac{d^2 z}{dx^2} = -\frac{M}{E \cdot I} \tag{4.11}$$

Prin derivare de două ori și notând

$$\frac{k}{E \cdot I} = W^4,$$

se obține:

$$z^{IV} + W^4 \cdot z = -Q \cdot \delta(x) \tag{4.12}$$

$\delta(x)$, fiind funcția Dirac a cărei transformată Fourier este egală cu 1.

Notând cu Y transformata Fourier a lui z se obține:

$$\omega^4 \cdot Y = -W^4 Y - Q \quad (4.13)$$

de unde:

$$Y = \frac{-Q}{E \cdot I(\omega^4 + W^4)} \quad (4.14)$$

Transformata inversă a lui z este:

$$\begin{aligned} \text{Pentru } x > 0: \quad z_1 &= \frac{Q}{2} \cdot \frac{W}{k} \cdot e^{-\frac{W \cdot x}{\sqrt{2}}} \cdot \cos\left(\frac{W \cdot x}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{4}\right) \\ \text{Pentru } x < 0: \quad z_2 &= \frac{Q}{2} \cdot \frac{W}{k} \cdot e^{-\frac{W \cdot x}{\sqrt{2}}} \cdot \cos\left(\frac{W \cdot x}{\sqrt{2}} + \frac{\pi}{4}\right) \end{aligned} \quad (4.15)$$

În figura 4.5 sunt reprezentate diagramele M , T și z , ale căror expresii sunt:

Moment:

$$M = \frac{Q}{2W} \cdot e^{-\frac{W \cdot x}{\sqrt{2}}} \cdot \cos\left(\frac{W \cdot x}{\sqrt{2}} + \frac{\pi}{4}\right) \quad (4.16)$$

Forța tăietoare:

$$T = \frac{dM}{dx} = -\frac{Q}{2} \cdot e^{-\frac{W \cdot x}{\sqrt{2}}} \cdot \cos\frac{W \cdot x}{\sqrt{2}} \quad (4.17)$$

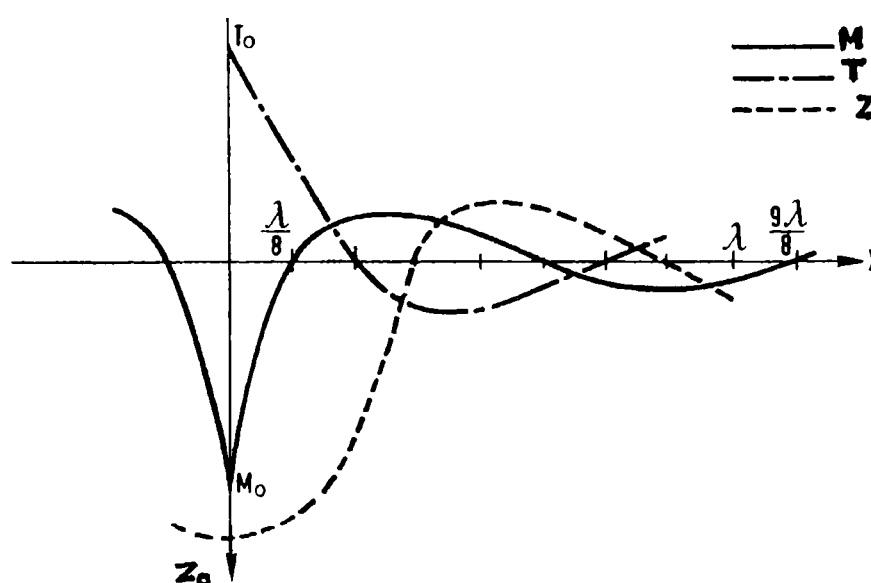


Figura 4.5. Diagramele M , T și z

Reacțiunea balastului:

$$p = k \cdot z = \frac{Q}{2} \cdot W \cdot e^{-\frac{W \cdot x}{\sqrt{2}}} \cdot \cos\left(\frac{W \cdot x}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{4}\right) \quad (4.18)$$

Reacțiunea traversei:

$$R = k \cdot z \cdot a \quad (4.19)$$

Toate aceste curbe sunt sinusoidale amortizate cu aceeași lungime de undă:

$$\lambda = 2\sqrt{2} \cdot \frac{\pi}{W} \quad (4.20)$$

Amplitudinile acestor curbe se reduc rapid cu un raport de reducere, de la o undă la următoarea, de:

$$e^{-\pi} = 0,0432$$

Din examinarea curbei z , se constată că ridicarea maximă este:

$$z = -z_0 \cdot e^{-\pi} = -0,0432 \cdot z_0 \quad (4.21)$$

Cum z_0 este de ordinul milimetrilor, ridicarea nu depășește câteva sutimi de milimetru, deci se poate neglija.

Se poate considera că pentru $x > \lambda/2$, M și T sunt practic nule. Influența încărcării Q se face simțită decât pe o lungime cuprinsă între 4 și 8 m.

Interesul principal al acestui studiu rezidă în considerarea diverselor valori maxime obținute, căci ele dau indicații interesante asupra influenței principalelor parametri precum și asupra comportării căii.

$$M_{\max} = \frac{Q}{2\sqrt{2}} \cdot \sqrt[4]{\frac{E \cdot I \cdot a}{D}}$$

$$z_{\max} = \frac{Q}{2\sqrt{2}} \cdot \sqrt[4]{\frac{a^3}{E \cdot I \cdot D^3}} \quad (4.22)$$

$$R_{\max} = \frac{Q}{2\sqrt{2}} \cdot \sqrt[4]{\frac{a^3 \cdot D}{E \cdot I}}$$

Când D crește, M și z se reduc și R_{\max} crește, dar mărimea z care variază cu $1/D^{3/4}$ se reduce relativ mult mai rapid decât M , care variază cu $D^{-1/4}$. Un coeficient de reazem corespunzător este foarte important pentru menținerea nivelului cât și pentru oboseala șinelor, aceasta conducând la realizarea unei platforme de calitate, care influențează cel mai mult valoarea lui D .

Când distanța dintre axele traverselor, a , crește, toate caracteristicile cresc, dar deformata căii și reacțiunea traverselor mult mai repede ca altele, căci ele variază cu $a^{3/4}$. Creșterea pozei căii (care conduce la reducerea distanței a) este deci benefică atât pentru menținerea nivelului cât și pentru oboseala șinelor. Această soluție este eficientă în special în cazul existenței unei zone a platformei căii necorespunzătoare.

Dacă rigiditatea șinei EI crește, prin creșterea greutateii pe metru liniar a șinei (sporirea tipului șinei) M crește, dar z și R se reduc. Efortul unitar de încovoiere σ , se reduce însă rapid:

$$\sigma_{\max} = M \cdot \frac{v}{I} = \frac{Q \cdot v}{2\sqrt{2}} \cdot \sqrt[4]{\frac{E \cdot a}{I^3 \cdot D}}, \quad (4.23)$$

I/v , fiind modulul de rezistență verticală.

Creșterea momentului de inerție al șinei este interesantă mai mult pentru reducerea eforturilor din șină decât pentru a menține nivelul. De aceea, pe liniile cu încărcări mari pe osie, se utilizează șine din ce în ce mai grele.

4.4. Deformata dinamică a căii

În studiile clasice, ale deformației unei căi ferate sub încărcări verticale, se neglijează în general, fenomenul de propagare și se admite că această deformație se deplasează odată cu încărcarea, oricare ar fi viteza de deplasare.

În realitate, și încercările o confirmă, viteza de propagare a deformației șinei influențează viteza de circulație.

Studiul evoluției deformației căii la trecerea osiilor în funcție de viteză permite calculul unei valori aproximative a vitezei critice pentru care aceste deformații devin inacceptabile, fiind periculoase.

Analiza care se face comportă însă două ipoteze simplificatoare: nu se ține seama de amortizarea căii și nici de comportarea neliniară a balastului.

4.4.1. Stabilirea ecuațiilor

În sistemul de axe absolut (OX, OZ), axa OX coincide cu axa neutră a căii (figura 4.6).

Deplasarea șinei pe direcția OZ este funcție de abscisa X și de parametrul timp t și se exprimă prin $Z(X, t)$.

Fie o încărcare Q perpendiculară pe OX ce se deplasează paralel cu OZ cu viteză constantă v . Se alege un sistem de axe mobil ($O'x, O'z$) legat de încărcarea Q în mișcarea ($O' \in O_x, O_z \parallel OZ, O'x$ are aceeași direcție și același sens cu OX).

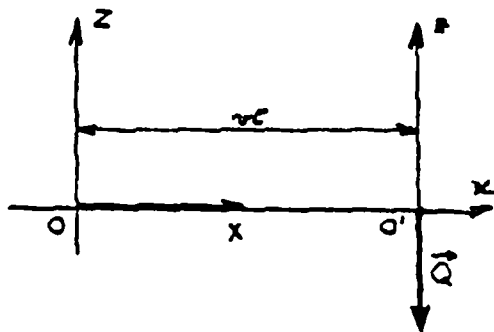


Figura 4.6. Sistemul de axe de coordonate

Deformata corespunzătoare încărcării Q se exprimă prin $z(x,t)$ în sistemul mobil ($O'x, O'z$), deci:

$$z(x,t) = Z(X,t) \quad (4.24)$$

$$x = X - v \cdot t$$

Notații:

- m - masa, pe metru liniar, a căii în mișcare;
- I - momentul de inerție transversal al șinei;
- E - modulul de elasticitate al oțelului șinei;
- F - efortul axial din șină, datorat variației de temperatură;
- k - modulul de elasticitate al căii;
- T - forța tăietoare;
- M - momentul încovoietor;
- Q - încărcarea verticală a roții în mișcare;
- ρ_c - rigiditatea dinamică aparentă a căii (§4.2.4);
- v - viteza de deplasare a roții;
- t - timpul;
- ω - pulsația excitației periodice.

Ecuția de mișcare poate fi scrisă considerând elementul de cale de lungime dx (figura 4.7).

Forțele corespunzătoare elementului dx sunt:

a) proiecție pe axa OZ:

- forța de inerție: $-m \frac{\partial^2 Z}{\partial t^2} \cdot dX;$
- reacțiunea elastică a reazemului: $-kZdX;$
- încărcarea mobilă: $Q(X,t)dX;$

b) proiecție pe axa OX:

- forța de inerție: $-m \frac{\partial^2 Z}{\partial t^2} \cdot dX;$
- forța axială din variația temperaturii (din dilatare împiedicată) $F - \left(F + \frac{\partial F}{\partial x} dx \right) = -\frac{\partial F}{\partial X} dX$

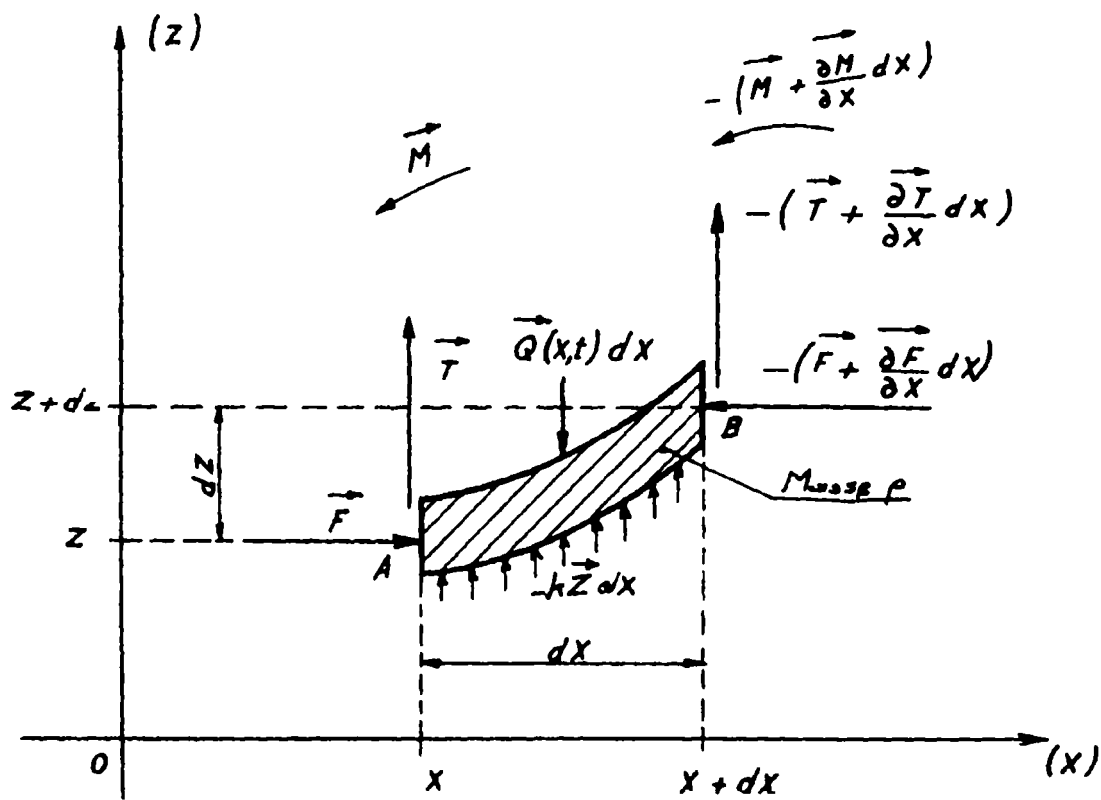


Figura 4.7. Echilibrul elementului dx al căii

Momentul care soliciță elementul dX față de axa OY , perpendiculară pe planul (OX,OZ) , este $-FdZ$, cu convenția:

$F > 0$, compresiune;

$F < 0$, întindere.

Ecuțiile care se obțin sunt:

a) forțe

proiecție pe axa OZ :

$$\frac{\partial T}{\partial X} - \left(m \frac{\partial^2 Z}{\partial t^2} + k \cdot Z \right) dX + Q(X, t) = 0 \quad (4.25)$$

proiecție pe axa OX :

$$-\frac{\partial F}{\partial X} - m \frac{\partial^2 X}{\partial t^2} = 0 \quad (4.26)$$

Pentru calcule, se face ipoteza că efortul axial din șină F , datorat variației de temperatură este constant pe lungimea dx , de unde:

$$\frac{\partial F}{\partial X} = 0 \text{ și } \frac{\partial^2 X}{\partial t^2} = 0; \quad (X = v \cdot t + x)$$

b) momente încovoietoare

Proiecție pe axa OY (reducere în punctul B):

$$\left(\frac{\partial M}{\partial X} dX \right) - TdX + FdZ = 0 \quad (4.27)$$

Aplicând relația de deformație:

$$EI \frac{\partial^4 Z}{\partial X^4} = - \frac{\partial^2 M}{\partial X^2} \quad (4.28)$$

se obține, plecând de la ecuațiile (4.25) și (4.26),

$$EI \frac{\partial^4 Z}{\partial X^4} + F \frac{\partial^2 Z}{\partial X^2} + m \frac{\partial^2 Z}{\partial t^2} + kZ = Q(X, t) \quad (4.29)$$

Făcând schimbarea de variabilă:

$$x = X - vt \text{ și } z(x, t) = Z(X, t)$$

ecuația (4.29) devine:

$$EI \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + (F + mv^2) \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} + m \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} - 2mv \frac{\partial^2 z}{\partial x \partial t} + k \cdot z = Q(x, t) \quad (4.30)$$

Pentru rezolvarea acestor ecuații se consideră două cazuri ale formelor de excitație $Q(x, t)$.

Cazul 1

$$\begin{aligned} Q(x, t) &= Q \quad \text{pentru } x = 0 \\ Q(x, t) &= 0 \quad \text{pentru } x \neq 0 \end{aligned} \quad (4.31)$$

Cazul 2

$$\begin{aligned} Q(x, t) &= Q \cos \omega t \quad \text{pentru } x = 0 \\ Q(x, t) &= 0 \quad \text{pentru } x \neq 0 \end{aligned} \quad (4.32)$$

4.4.2. Încărcare constantă ce se deplasează cu viteză constantă (cazul 1):

$$\begin{aligned} Q(x,t) &= Q \quad \text{pentru } x = 0 \\ Q(x,t) &= 0 \quad \text{pentru } x \neq 0 \end{aligned}$$

Cum deformata z este numai funcție de x , ecuația de rezolvat devine:

$$EI \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + (F + mv^2) \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} + k \cdot z = 0 \quad (4.33)$$

Soluțiile vor fi de forma:

$$z = z_0 e^{rx} \quad (z_0 - \text{săgeata la origine}),$$

$$Er^4 + (mv^2 + F)r^2 + k = 0 \quad (4.34)$$

dar cum: $(mv^2 + F)^2 < 4kEI$:

$$r^2 = -\frac{mv^2 + F}{2EI} + \varepsilon i \sqrt{-\left(\frac{mv^2 + F}{2EI}\right)^2 + \frac{k}{EI}} \quad (4.35)$$

$$(\varepsilon = 1 \text{ sau } \varepsilon = -1)$$

Se obțin, pentru r , patru rădăcini:

$$r = \varepsilon \cdot \alpha + \varepsilon \cdot i\beta \quad (4.36)$$

$$(\alpha > 0, \beta > 0)$$

Fizic, $z \rightarrow 0$ când $|x| \rightarrow +\infty$, de unde:

$x \geq 0$:

$$z_1 = z_0 \cdot e^{-\alpha x} (\cos \beta x + C_1 \sin \beta x) \quad (4.37)$$

$x \leq 0$:

$$z_2 = z_0 \cdot e^{\alpha x} (\cos \beta x + C_2 \sin \beta x) \quad (4.38)$$

C_1 și C_2 sunt constante determinate din următoarele condiții limită:

a) continuitatea deformației:

$$\begin{aligned}\frac{dz_1}{dx}(0) &= \frac{dz_2}{dx}(0) \\ 2\alpha + \beta(C_2 - C_1) &= 0\end{aligned}\tag{4.39}$$

b) continuitatea momentului încovoietor

$$\begin{aligned}\frac{d^2z_1}{dx^2}(0) &= \frac{d^2z_2}{dx^2}(0) \\ C_1 + C_2 &= 0\end{aligned}\tag{4.40}$$

c) variația forței tăietoare pentru $x = 0$:

$$EI \frac{d^3z_1}{dx^3}(0) = EI \frac{d^3z_2}{dx^3}(0) - Q\tag{4.41}$$

Atunci: $C_1 = -C_2 = \alpha/\beta$ și

$$z_o = \frac{Q}{4EI} \frac{1}{\alpha(\alpha^2 - \beta^2)}\tag{4.42}$$

de unde:

$$\rho_c = \frac{Q}{z_o} = 4EI\alpha(\alpha^2 + \beta^2),$$

cu

$$\begin{aligned}\alpha &= \frac{1}{2} \sqrt{-\frac{mv^2 + F}{EI} + \sqrt{\frac{4k}{EI}}}, \\ \beta &= \frac{1}{2} \sqrt{+\frac{mv^2 + F}{EI} + \sqrt{\frac{4k}{EI}}},\end{aligned}\tag{4.43}$$

Caz particular: $v = 0$; $F = 0$.

Atunci,

$$\begin{aligned}\alpha = \beta &= \frac{1}{2} \left(\frac{4k}{EI} \right)^{\frac{1}{4}}, \\ \alpha^2 + \beta^2 &= \frac{1}{2} \sqrt{\frac{4k}{EI}},\end{aligned}\tag{4.44}$$

ρ_c va avea valoarea:

$$h_0 = (2\sqrt{2})(k^3 EI)^{\frac{1}{4}} \quad (4.45)$$

și în cazul general,

$$\rho_c = \rho_{c_0} \sqrt{1 - \frac{mv^2 + F}{\sqrt{4kEI}}} \quad (4.46)$$

Rigiditatea verticală aparentă ρ_c se anulează pentru o viteză de deplasare v_c a lui Q , așa încât:

$$1 - \frac{mv_c^2 + F}{\sqrt{4kEI}} = 0$$

$$v_c^2 = \sqrt{\frac{4kEI}{m^2}} \left(1 - \frac{F}{\sqrt{4kEI}} \right) \quad (4.47)$$

sau, în funcție de v_0 (viteza pentru care $\rho_c = 0$ când $F = 0$), cu:

$$v_0 = \left(\frac{4kEI}{m^2} \right)^{\frac{1}{4}}, \quad (4.48)$$

Se obține:

$$v_c = v_0 \sqrt{1 - \frac{F}{\sqrt{4kEI}}} \quad (4.49)$$

La încercările efectuate pe noua linie Paris - Sud - Est (șina tip 60, traverse din beton SLU41, prinderi NABLA și grosimea prismeii căii de 35 cm) s-a obținut:

$$\rho_{c_0} = 81,5 [N/mm]$$

Cum:

$$\rho_{c_0} = (2\sqrt{2})(k^3 EI)^{\frac{1}{4}}$$

se obține:

$$k = \frac{1}{4} \left(\frac{\rho_{c_0}^4}{EI} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Calcululele au fost făcute pentru:

$$E = 210.000 \text{ N/mm}^2, \quad I = 3.000 \text{ cm}^4, \quad k = 4,8 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

atfel că $\sqrt{4kEI}$ este de ordinul $3480 \cdot 10^4$ N. Cum valoarea maximă a lui F , pentru un ecart de temperatură $|\Delta\theta| = 35^\circ$ este în jur de $70 \cdot 10^4$ N, raportul: $\frac{F}{\sqrt{4kEI}}$ este neglijabil în raport cu 1, astfel încât expresia lui ρ_c devine:

$$\rho_c = \rho_{c_0} \sqrt{1 - \frac{mv^2}{\sqrt{4kEI}}} \quad (4.50)$$

sau

$$\rho_c = \rho_{c_0} \sqrt{1 - \frac{v^2}{v_0^2}} \quad (4.51)$$

ρ_c tinde către zero atunci când v crește și calculele nu mai corespund realității dacă viteza v de deplasare a sarcinii Q atinge viteza v_0 .

Se poate compara acest fenomen cu cel care apare atunci când un corp în aer atinge o viteză apropiată de viteza sunetului. Se poate interpreta, de asemenea, că aplicarea încărcării Q creează o deformată a căii care se realizează la viteza v_0 (viteza de propagare). Dacă această viteză de propagare este de același ordin de mărime ca cel al deplasării încărcării Q , atunci Q urmărește îndeaproape deformata sa și deplasările (săgețile din încărcarea șinei) se amplifică, ceea ce poate genera astfel deformății foarte importante și corespund unei rigidități verticale dinamice aparente a căii foarte reduse.

În acest studiu s-a neglijat amortizarea realizată de balast, în realitate, la viteza v_0 deformata (săgeata) va fi foarte importantă, dar va rămâne limitată.

4.4.3. Încărcare sinusoidală care se deplasează cu viteză constantă (cazul 2)

$$\begin{aligned} Q(x,t) &= Q \cos \omega t && \text{pentru } x = 0 \\ Q(x,t) &= 0 && \text{pentru } x \neq 0 \end{aligned}$$

Ținând seama de rezultatele precedente și pentru a nu complica nejustificat calculele, se consideră:

$$F = 0$$

Ecuția este:

$$EI \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + mv \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} + m \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} - 2mv \frac{\partial^2 z}{\partial x \partial t} + kz = Q(x,t) \quad (4.52)$$

Cum,

$$z(x) = z_1(x)\cos\omega t + z_2(x)\sin\omega t, \quad (4.53)$$

Se obțin ecuațiile:

$$\begin{aligned} EI \frac{\partial^4 z_1}{\partial x^4} + mv^2 \frac{\partial^2 z_1}{\partial x^2} - 2mv\omega \frac{\partial z_2}{\partial x} + (k - m\omega^2)z_2 &= Q(x, y) \\ EI \frac{\partial^4 z_2}{\partial x^4} + mv^2 \frac{\partial^2 z_2}{\partial x^2} - 2mv\omega \frac{\partial z_1}{\partial x} + (k - m\omega^2)z_1 &= 0 \end{aligned} \quad (4.54)$$

Se pot descompune cu ajutorul transformatei Fourier obținând:

$$\begin{aligned} Z_1(s) &= \int_{-\infty}^{+\infty} z_1(x) \cdot e^{-isx} dx \\ Z_2(s) &= \int_{-\infty}^{+\infty} z_2(x) \cdot e^{-isx} dx \end{aligned} \quad (4.55)$$

Fiind stabilit că:

$$Q(x, t) = (Q \cos \omega t) \delta(x) \quad (4.56)$$

($\delta(x)$ este funcția lui Dirac $i^2 = -1$),

Se obține:

$$\begin{aligned} Z_1(s) &= Q \frac{EIs^4 - mv^2s^2 + k - m\omega^2}{(EIs^4 - mv^2s^2 + k - m\omega^2)^2 - 4v^4\omega^2m^2s^2}, \\ Z_2(s) &= Q \frac{2vm\omega is}{(EIs^4 - mv^2s^2 + k - m\omega^2)^2 - 4v^4\omega^2m^2s^2}, \end{aligned} \quad (4.57)$$

Cum

$$Z_1(s) = Z_1(-s) \quad \text{și} \quad Z_2(s) = Z_2(-s) \quad (4.58)$$

pentru a descompune Z_1 și Z_2 în elemente simple, este suficient să considerăm rădăcinile ecuației:

$$EIs^4 - mv^2s^2 - 2v\omega ms + k - m\omega^2 = 0 \quad (4.59)$$

sunt 4 rădăcini:

$$s = a + \varepsilon i b_1, \quad s = -a + \varepsilon i b_2$$

$$(a > 0, b_1 > 0, b_2 > 0)$$

Ecuția nu este bipătrată, deci este dificil de rezolvat. Este, din această cauză, mai ușor să se utilizeze relațiile dintre rădăcini.

Rezultă:

$$2a^2 - b_1^2 - b_2^2 = \frac{mv^2}{EI}$$

$$2a(b_1^2 - b_2^2) = \frac{2v\omega m}{EI} \quad (4.60)$$

$$(a^2 + b_1^2)(a^2 + b_2^2) = \frac{k - m\omega^2}{EI}$$

Se obține, prin rezolvarea sistemului, expresia lui z_0 :

$$z_0 = z_1(0)\cos\omega t + z_2(0)\sin\omega t \quad (4.61)$$

cu

$$z_1(0) = \frac{Q}{2EI} \frac{(4a^2 - b_1^2 + b_2^2) \left(\frac{1}{b_1} + \frac{1}{b_2} \right)}{(4a^2 - b_1^2 + b_2^2)^2 + 16a^2 b_1^2}, \quad (4.62)$$

$$z_2(0) = 0$$

$z_1(0) \rightarrow \infty$ când $b_2 = 0$ și ca urmare $b_1 \neq 0$ deoarece:

$$2a(b_1^2 - b_2^2) = 2v\omega m / EI > 0 \quad (4.63)$$

Există deci instabilitate ($v = v_c$), când $b_2 = 0$.

Expresiile (4.60) se scriu atunci:

$$2a^2 - b_1^2 = \frac{mv_c^2}{EI}$$

$$2ab_1^2 = \frac{2v_c\omega m}{EI} \quad (4.64)$$

$$(a + b_1^2)a^2 = \frac{k - m\omega^2}{EI}$$

Eliminând a și b_1 între cele trei ecuații se obține:

$$\varphi^4 \left| 27 - 18(1 - \gamma^2) - (1 - \gamma^2)^2 - 4\varphi^4 \right| = 4(1 - \gamma^2)^3 \quad (4.65)$$

unde:

$$\varphi = \frac{v_c}{v_0}, \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad \gamma = \frac{\omega}{\omega_0} = \frac{f}{f_0} \quad (4.66)$$

($f_0 = 2\pi/\omega_0$ este frecvența proprie a căii).

Relația obținută poate fi reprezentată într-un grafic într-un sistem de axe de coordonate rectangulare (figura 4.8).

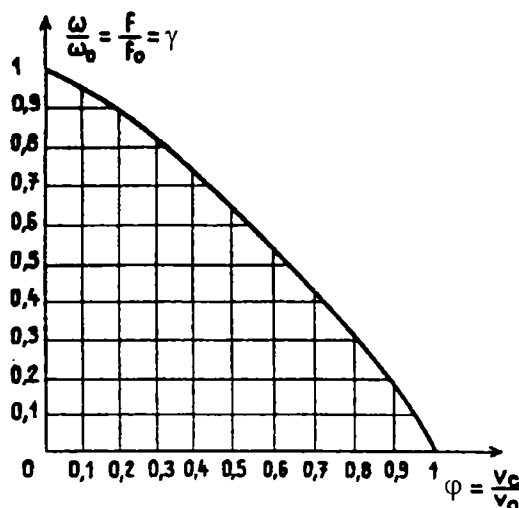


Figura 4.8. Graficul $\gamma = f(\varphi)$

Rezumând, dacă se presupune că în fiecare punct al căii eforturile verticale $Q(x, t)$ sunt de forma:

$$Q(x, t) = (Q_1 + Q_2 \cos \omega t) \delta(x) \quad (4.67)$$

atunci,

partea statică Q_1 , este asociată vitezei critice v_0 ;

partea dinamică $Q_2 \cos \omega t$ este asociată vitezei critice $v_c < v_0$, ce corespunde

la $\omega = 2\pi/f$ sau $f/f_0 = \varphi$, în graficul (4.8)

Cu acestea, rigiditatea verticală aparentă ρ_c se poate scrie:

$$\rho_c = \rho_{c_0} \sqrt{1 - \frac{v^2}{v_c^2}}, \quad (4.68)$$

Rezultatul este, în mod normal, identic cu cel din cazul 1 (relația 4.51) prin înlocuirea v_0 cu v_c .

4.4.4. Rezultate experimentale

Încercările au fost efectuate pe linia nouă Paris - Sud - Est, în cadrul operațiunii TVG 100.

Pentru a studia variația rigidității verticale a căii într-un punct s-a utilizat dispozitivul experimental prezentat în figura 4.9.

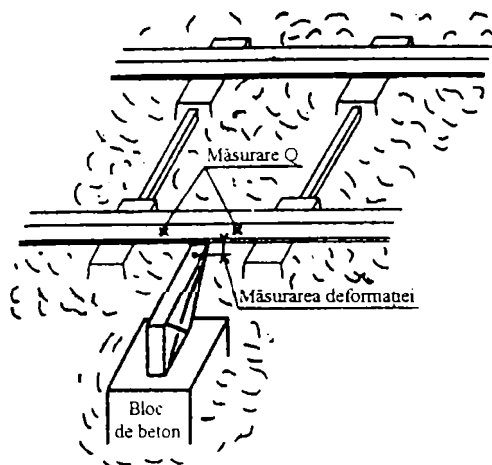


Figura 4.9. Puncte de măsură

S-au măsurat:

- eforturile Q cu ajutorul dispozitivelor de măsurare bidirecționale fixate pe șină;
- deformațiile de încovoviere ale șinei cu ajutorul captatorilor de deplasări, în raport cu un punct fix ancorat în platforma.

Înregistrările dinamice au fost efectuate la trecerea fiecărei rame TGV și completate prin determinări precise la trecerea roților, cu ajutorul unui montaj în cruce fixat pe flancul ciupercii șinei.

4.4.4.1. Măsurători efectuate în încercările TGV 100.

Întrucât calea nu avea joante (șinele fiind sudate), pentru crearea artificială a șocului, s-a fixat pe suprafața de rulare a ciupercii șinei un calaj cu grosimea de 5 mm (figura 4.10).

A fost posibil astfel să se măsoare viteza de propagare a undei de încovoviere a șinei. Pentru aceasta, s-au utilizat dispozitive de măsurare unidirecționale lipite de talpa șinei, la mijlocul distanței dintre traverse, în trei puncte consecutive și s-au înregistrat semnalele la trecerea unui tren de lucru cu viteză redusă.

Pornind de la înregistrările efectuate, viteza de propagare care a rezultat este de ordinul a 200m/s, principiul metodei de determinare a acestei viteze fiind ilustrat în figura 4.10.

$$t_1 = L \left(\frac{1}{v} - \frac{1}{v_0} \right),$$

v_0 - viteza de propagare a undei

$$t_2 = (L + \Delta L) \left(\frac{1}{v} - \frac{1}{v_0} \right),$$

v - viteza de circulație

$$t_3 = (L + 2\Delta L) \left(\frac{1}{v} - \frac{1}{v_0} \right),$$

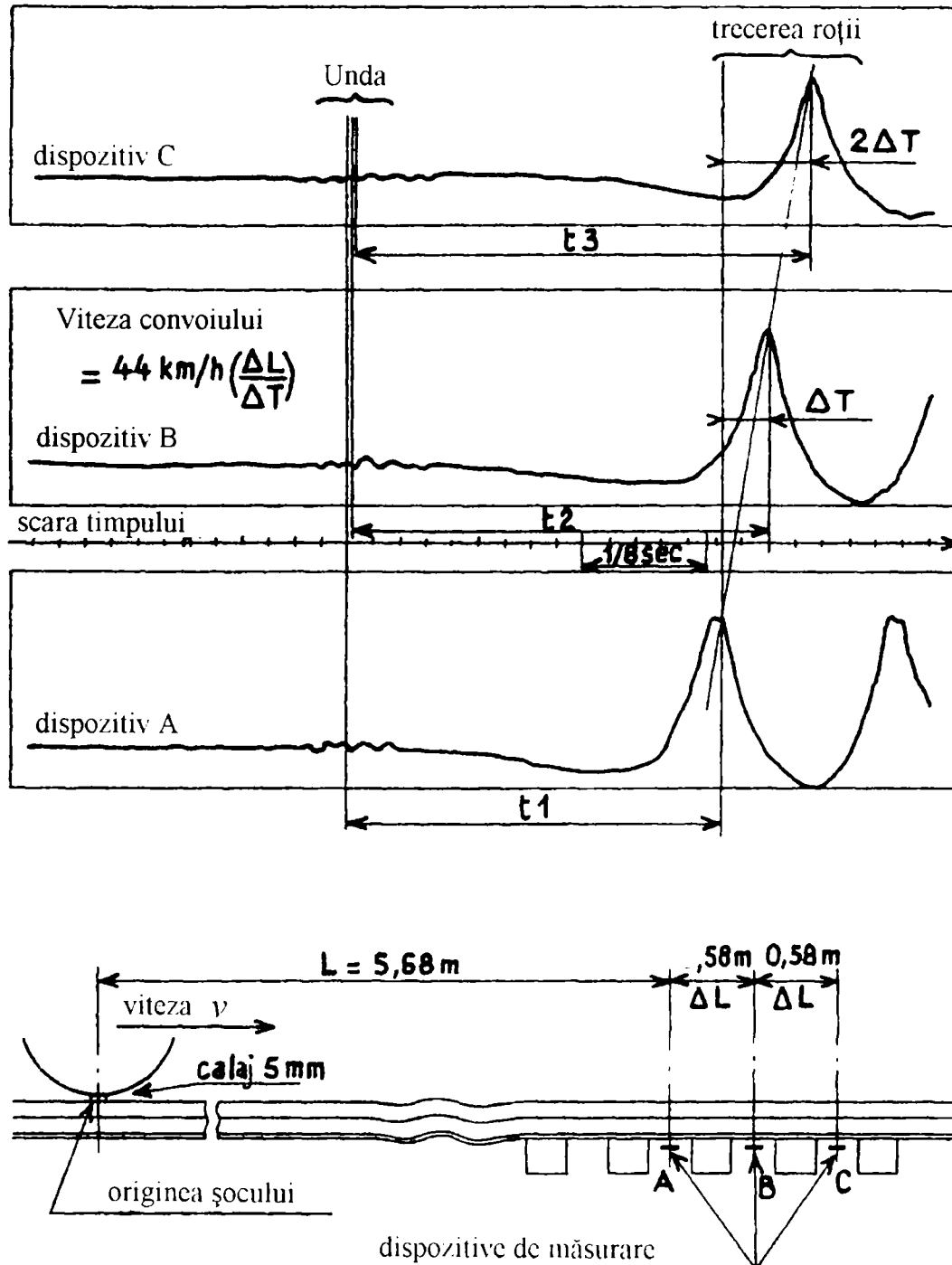


Figura 4.10. Principiul de măsurare a vitezei v_0

4.4.4.2. Rezultatele și interpretarea măsurătorilor

Rezultatele privind variația $\rho_c = Q/z_0$ în funcție de viteză sunt reprezentate în figura 4.11.

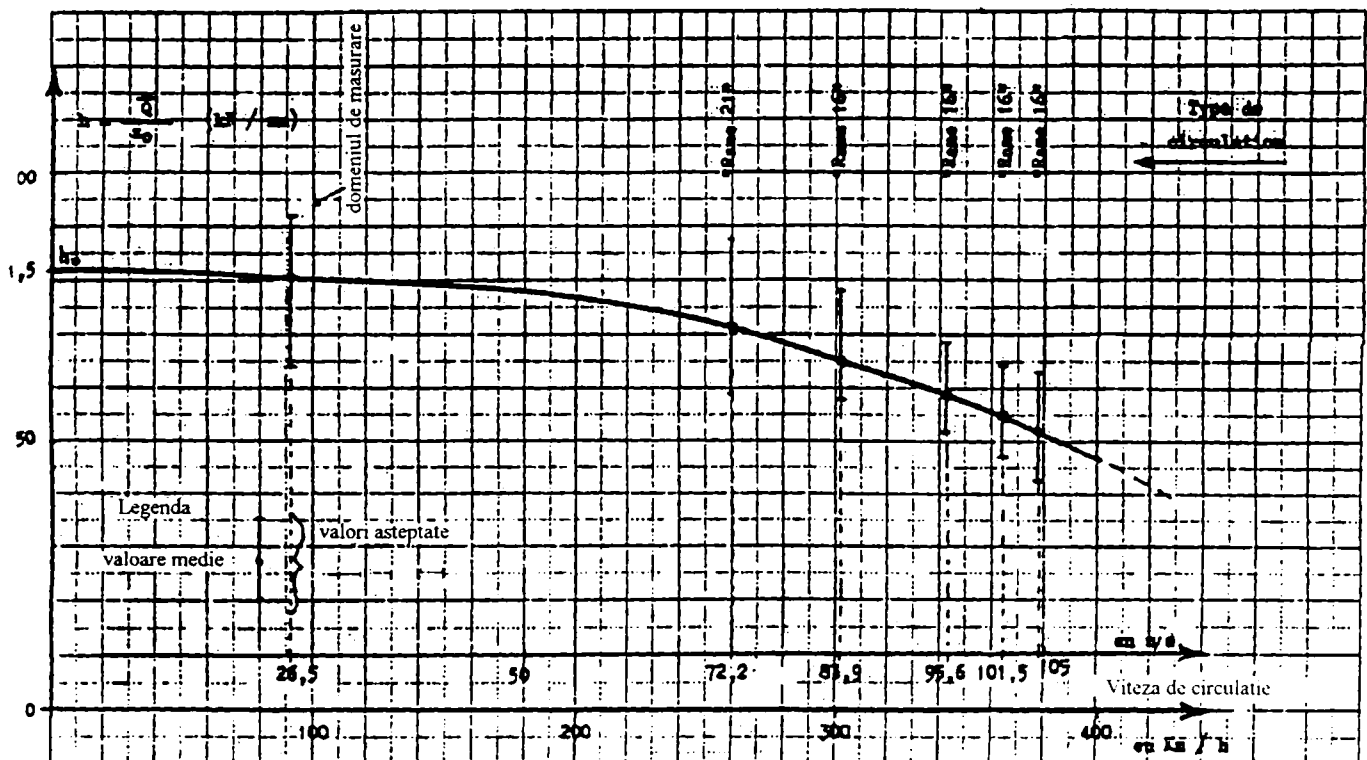


Figura 4.11. Rezultatele TGV 100 $\rho_c = Q/z_0$

Se constată o atenuare netă a valorii ρ_c atunci când viteza de circulație crește și pentru a verifica dacă aceste curbe urmăresc bine o lege de forma:

$$\rho_c = \rho_{c_0} \sqrt{1 - \frac{v^2}{v_c^2}}$$

s-a căutat, după aceste rezultate, să se calculeze valoarea v_c plecând de la valoarea ρ_c măsurată cu relația:

$$v_c = \frac{v \cdot \rho_{c_0}}{\sqrt{\rho_{c_0}^2 - \rho_c^2}} \quad (4.69)$$

unde $\rho_{c_0} = 81,5 \text{ N/mm}$, valoare măsurată static; ρ_c , valoare măsurată dinamic și v , viteza de circulație a TGV.

Se constată că în plaja de viteze cuprinsă între 80 și 300 Km/h, valorile astfel calculate se mențin toate între 135 și 145 m/s, cu o medie de 140 m/s, sau 500 Km/h, aproximativ (figura 4.12).

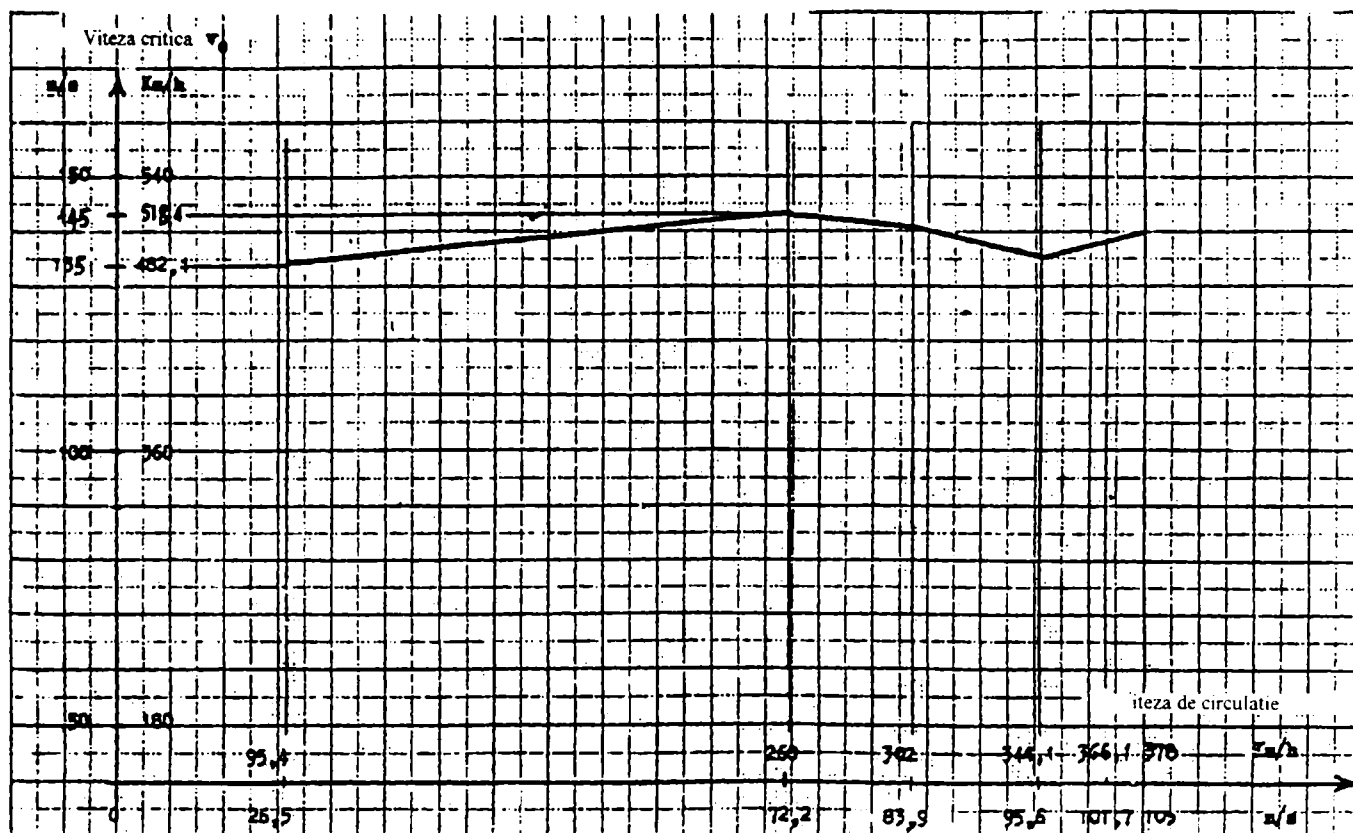


Figura 4.12. Rezultatele TGV100; Viteza critică v_c

Această valoare ($v_c = 140 \text{ m/s}$) este deci sensibil inferioară celei găsită direct prin crearea artificială a șocului și măsurând viteza de propagare a undei de încovoiere ($v_0 = 200 \text{ m/s}$). Se poate explica acest rezultat pe baza graficului din figura 4.8. Astfel:

Masa în mișcare: $m = \frac{\sqrt{4kEI}}{v_0^2}$, va fi, cunoscând:

$$\begin{aligned} k &= 4.8 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2, \\ E &= 210.00 \text{ N/mm}^2, \\ I &= 3.000 \text{ cm}^4, \\ v_0 &= 2.00 \text{ m/s}, \end{aligned}$$

de: $m = 870 \text{ Kg/m}.$

Această masă corespunde, pe metru liniar pentru:

- masa șinei;
- masa traverselor;
- o parte a balastului.

Frecvența proprie a căii f_0 , va fi atunci:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{sau} \quad f_0 = 37 \text{ Hz}$$

Pornind de la valoarea experimentală $v_c = 140 \text{ m/s}$,

$$\varphi = \frac{v_c}{V_0} = \frac{140}{200} = 0,7$$

Se obține din graficul 4.8:

$$f / f_0 = 0,4$$

sau

$$f = 0,4 \times 37 = 15 \text{ Hz}$$

care corespunde frecvenței cutiei vagonului.

4.4.4.3. Concluzii

În urma studiului realizat, pe o cale ferată clasică, se pot trage următoarele concluzii:

Rigiditatea dinamică aparentă (ρ_c) a căii sub încărcări care se deplasează, descrește cu viteza de deplasare a acestor sarcini.

Este pusă în evidență existența vitezei critice (v_c), pentru care calculele clasice nu permit a se prevedea comportamentul vehiculului.

Această viteză critică este legată de viteza v_0 corespunzătoare propagării deformației de încovoiere verticală a căii.

În condițiile infrastructurii noii linii TGV - Atlantique unde s-au realizat încercări în decembrie 1989, viteza critică v_c este de ordinul $0,7v_0$, deci 140 m/s. ceea ce înseamnă aproximativ 500 Km/h.

În cadrul încărcărilor, când v s-a apropiat de $0,9v_c$, circulația nu a putut fi menținută. Fenomenul a fost foarte impresionant la sol, dar nu a fost resimțit în vagon, dar o astfel de viteză nu va fi permisă în circulația curentă.

CAPITOLUL 5 FORȚELE DE CONTACT ROATĂ-ȘINĂ

5.1. Introducere

În zona de contact roată-șină acționează forțele gravitaționale de susținere a vehiculului, se dezvoltă forțele de ghidare și totodată se transmit forțele tangențiale de tracțiune și frânare. Forma și dimensiunile zonei de contact determină fiabilitatea roților și a șinelor (v. §2.2.1), siguranța ghidării și caracteristicile de aderență în regim de tracțiune și frânare a vehiculului. Cunoașterea amănunțită a fenomenelor de contact din această zonă constituie de fapt problema fundamentală care asigură dezvoltarea mijloacelor de transport feroviare.

5.2. Suprafața de contact roată-șină

5.2.1. Dimensiunile elipsei de contact

Contactul dintre roată și șină nu se face punctual, ci din cauza deformării materialelor metalice are loc, de regulă, pe o zonă de contact de formă eliptică.

Dimensiunile elipsei de contact, respectiv semiaxele notate a și b , precum și orientarea lor de-a lungul sau transversal pe șină, sunt determinate pe baza teoriei lui *Hertz*.

Considerând ca raze principale de curbură pe cele din punctele de contact ale celor două corpuri (figura 5.1), *Hertz* definește două constante A și B care sunt funcții de curburile principale ale suprafețelor de contact. Astfel, dacă R_1 și R_2 sunt razele de curbură în punctul de contact ale unuia din cele două corpuri, R_{w1} și R_{w2} - ale celuilalt, iar unghiul dintre planele de curbură este $\Omega = \pi/2$, constantele A și B sunt date de relațiile:

$$\begin{aligned} A &= 1/R_1 + 1/R_{w1} && \text{- fiind ansamblul curburilor din planul } R_1 \\ B &= 1/R_2 + 1/R_{w2} && \text{- fiind ansamblul curburilor din planul } R_2 \end{aligned}$$

Dacă în cazul sistemului roată-șină se consideră că planul de curbură a lui R_1 este orientat de-a lungul șinei, având semiaxa elipsei a , iar în planul de curbură a lui R_2 este orientat transversal pe șină cu semiaxa b și totodată se notează

$R_1 = r$ - raza de rulare a roții, $R_{w1} = \infty$ - raza șinei de-a lungul căii, $R_2 = \rho_r$ - raza transversală a profilului roții, $R_{w2} = \rho_s$ - raza transversală a profilului șinei, expresiile lui A și B , pentru cazul general din figura 5.1, iau forma:

$$A = 1/r, \quad B = 1/\rho_r + 1/\rho_s \quad (5.1)$$

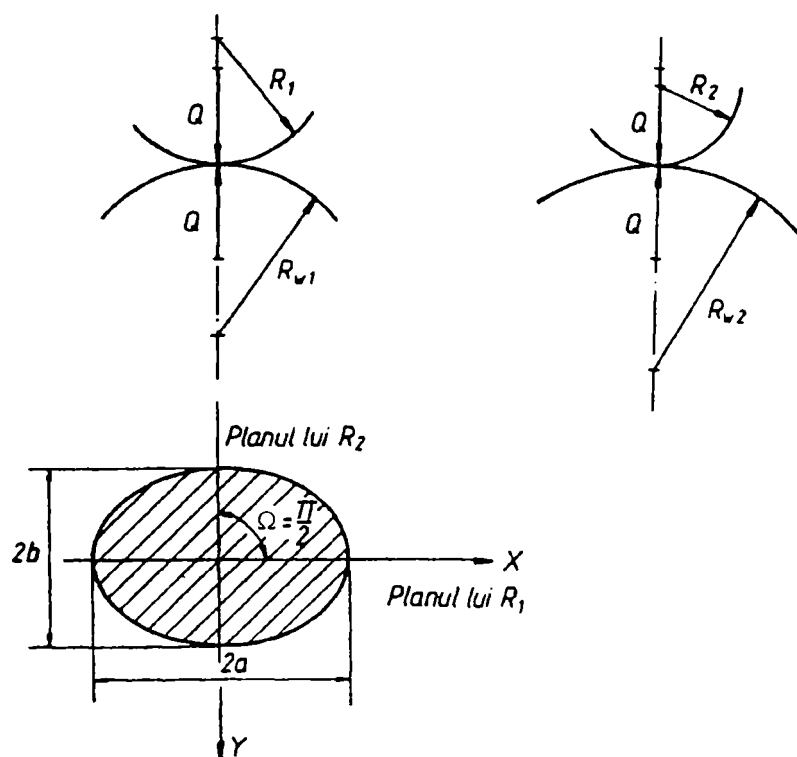


Figura 5.1. Elipsa de contact

iar mărimile $A + B$ și $A - B$ care interesează la determinarea semiaxelor a și b ale elipselor de contact vor avea expresiile:

$$A + B = \frac{1}{r} + \frac{1}{\rho_s} + \frac{1}{\rho_r}, \quad A - B = \frac{1}{r} - \frac{1}{\rho_s} - \frac{1}{\rho_r} \quad (5.2)$$

Relațiile (5.1) și (5.2) pot fi particularizate pentru toate cazurile care apar în contactul roată-șină. Deoarece șina are o formă cilindrică, cu rază variabilă, iar suprafața de rulare a roții poate avea o formă conică combinată cu profile convexe sau concave, în planul transversal pe șină sunt posibile configurațiile din figura 5.2.

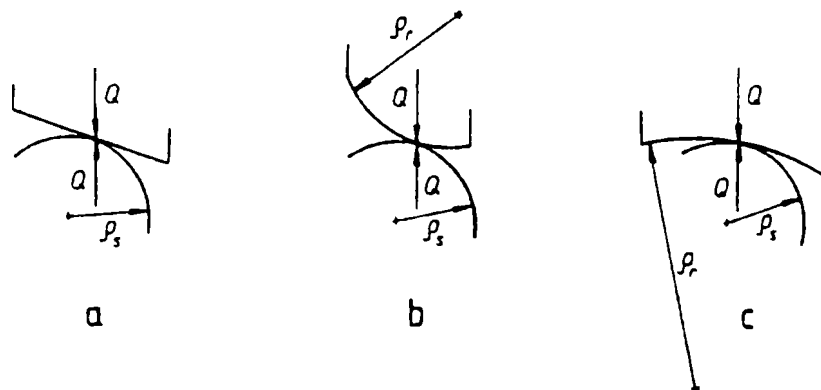


Figura 5.2. Forme ale profilului roții în ontact cu șina
 a - profil conic; b -profil convex; c - profil concav

Ținând seama de faptul că, după definițiile date de *Hertz*, raza de curbură se consideră pozitivă atunci când contactul este situat în interiorul corpului, pentru cazurile din figura 5.2 vom avea:

a - pentru roți cu profil conic ($\rho_r = \infty$):

$$A + B = (\rho_s + r)/(r\rho_s), \quad A - B = (\rho_s - r)/(r\rho_s) \quad (5.3)$$

b - pentru profile de roți convexe ($\rho_r > 0$):

$$A + B = (\rho_s + r)/(r\rho_s) + 1/\rho_r, \quad A - B = (\rho_s - r)/(r\rho_s) - 1/\rho_r \quad (5.3)$$

c - pentru profile de roți concave ($\rho_r < 0$):

$$A + B = (\rho_s + r)/(r\rho_s) - 1/\rho_r, \quad A - B = (\rho_s - r)/(r\rho_s) + 1/\rho_r \quad (5.3)$$

Hertz mai definește două constante k_1 și k_2 :

$$k_1 = (1 - \nu_1^2)/(2E_1) \quad k_2 = (1 - \nu_2^2)/(2E_2)$$

considerând că cele două corpuri sunt cu module de elasticitate E diferite și cu coeficienți Poisson ν diferiți. Cum la sistemul roată-șină acești coeficienți se consideră egali, rezultă:

$$k_1 + k_2 = (1 - \nu^2)/E$$

În funcție de aceste constante, semiaxele elipsei de contact sunt date de relația:

$$\left(\frac{a}{m}\right)^3 = \left(\frac{b}{n}\right)^3 = \frac{3N(k_1 + k_2)}{A + B} = \frac{3N(1 - \nu^2)}{E(A + B)} \quad (5.6)$$

în care N reprezintă sarcina normală pe suprafața de contact, care pe suprafața de rulare a roții se poate considera ca fiind egală cu Q (sarcina pe roată). Coeficienții m și n sunt mărimi dependente de raportul $(A - B)/(A + B)$, definit prin $\cos\beta = (A - B)/(A + B)$. Valorile m și n sunt date de *Hertz* în funcție de β (tabelul 5.1).

În concordanță cu tabelul 5.1, la calculul lui β se vor utiliza numai valorile absolute ale raportului $(A - B)/(A + B)$, semnul acestuia indicând direcția axei mari a elipsei. Ținând seama că semiaxa a este orientată întotdeauna de-a lungul căii, rezultă că dacă:

$$\frac{A - B}{A + B} > 0, \text{ atunci } a < b \quad \text{elipsa de contact este cu semiaxa mare orientată perpendicular pe șină;}$$

$$\frac{A-B}{A+B} < 0, \text{ atunci } a > b$$

elipsa de contact este cu semiaxa mare orientată în lungul șinei.

Tabelul 5.1

Valori ale coeficienților m și n

β°	90	80	70	60	50	40	30	20	10
m	1	1,128	1,284	1,486	1,754	2,136	2,731	3,778	6,612
n	1	0,893	0,802	0,717	0,641	0,567	0,493	0,408	0,319

În general, pentru oțelurile utilizate la roți și șine, se consideră modulul de elasticitate $E = 210 \text{ kN/mm}^2$ și coeficientul lui Poisson $\nu = 0,3$. Este de menționat că modulul de elasticitate E scade la temperaturi înalte, față de valoarea acestuia la 20°C (E_{20}), după cum se indică în tabelul 5.2. Asemenea temperaturi se pot produce la frânări îndelungate sau în cazul patinărilor.

Tabelul 5.2

Variația modulului de elasticitate longitudinal cu temperatura

Temperatura [$^\circ\text{C}$]	100	200	300	400	500
E/E_{20}	0,98	0,95	0,91	0,85	0,70

Ipotezele în care sunt valabile relațiile lui *Hertz* sunt următoarele:

- dimensiunile a și b ale elipsei de contact sunt foarte mici față de dimensiunile celor două corpuri care vin în contact;
- în suprafața de contact apar numai tensiuni de compresiune nu și tangențiale;
- nu se trece de limita de proporționalitate a deformărilor elastice.

În sistemul roată-șină, cu excepția torului de gât al buzei roții și al racordării flancului de șină, prima condiție este, în general, îndeplinită. În ceea ce privește condiția a doua, forța tangențială are o influență determinată asupra delimitării zonei de adeziune și alunecare fără a afecta conturul elipsei de contact, care rămâne dependent exclusiv de mărimea forței normale. Cea de-a treia condiție va fi analizată în cele ce urmează.

5.2.2. Presiunile în zona de contact

În conformitate cu teoria lui *Hertz*, repartizarea presiunilor Z pe suprafața de contact se face după un elipsoid (figura 5.3) având ecuația:

$$Z = Z_{\max} \sqrt{1 - (x/a)^2 - (y/b)^2} \quad (5.7)$$

și

$$Z_{\max} = 3Q/(2\pi ab) \quad (5.8)$$

unde x și y sunt coordonatele punctelor de pe suprafața de contact față de originea care se află în centrul elipsei și care coincide cu punctul de contact al corpurilor nedeformate. Pentru $x = y = 0$, adică în centrul elipsei, presiunea de contact atinge valoarea maximală dată de relația (5.8).

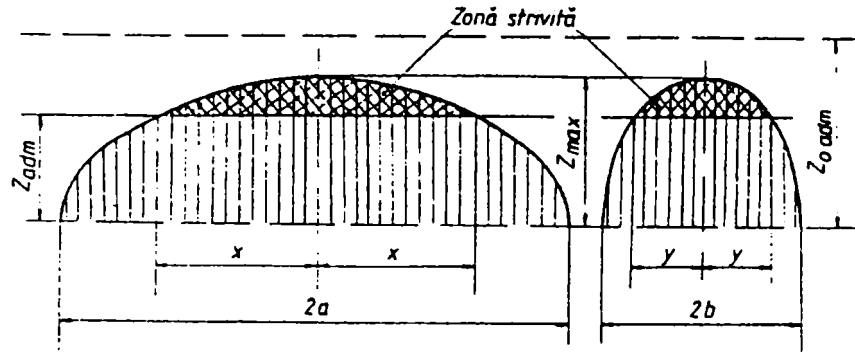


Figura 5.3. Repartizarea presiunilor în zona de contact

Deoarece suprafața elipsei este πab , valoarea medie a presiunii pe suprafața de contact va fi:

$$Z_0 = Q/(\pi ab) \quad (5.9)$$

Dacă se calculează, pentru diferite sarcini pe roată, valorile lui Z_{\max} și Z_0 , se constată că acestea depășesc cu mult valoarea efortului unitar care rezultă la limita de proporționalitate determinată din încercări de întindere sau compresiune și, în consecință, condiția a treia de valabilitate a relațiilor lui *Hertz* nu ar mai fi satisfăcută.

Cu toate acestea, măsurările efectuate asupra petelor de contact dintre roată și șină au dus la concluzia că, în general, dimensiunile acestora nu depășesc valorile calculate și deci materialele constitutive rămân totuși în limita de proporționalitate. Aceasta se datorează, în primul rând, faptului că la dimensiunile foarte mici ale zonei de contact față de forțele normale mari nu se poate utiliza limita de proporționalitate determinată prin încercări de întindere. Pe de altă parte, materialul nu este izotrop, ci din contră; pe partea superficială unde, de regulă, prezintă rugozități cu oxizi și incluziuni de praf se formează o “crustă tampon” care rezistă la o solicitare de circa trei ori mai mare decât efortul la limita de curgere σ_c a materialului de bază, care continuă să rămână în domeniul elastic. Această ultimă constatare coincide de altfel și cu teoria lui *Mohr* privitoare la *amprenta de duritate* care se formează la o solicitare $\sigma_d \geq 3\sigma_c$.

Pe baza acestor considerente se poate stabili un criteriu de apreciere a comportării materialului la diferite sarcini pe roată și pentru diverse configurații ale profilurilor de contact.

Astfel, dacă se consideră ca presiune maximă admisibilă Z_{adm} valoarea obținută din limita de curgere a materialului constitutiv al roții, adică

$$Z_{adm} = 3\sigma_c \left[kN / cm^2 \right] \quad (5.10)$$

și ca presiune medie admisibilă aceeași valoare înmulțită cu 3/2, adică

$$Z_{0adm} = 4,5\sigma_c \left[kN / cm^2 \right] \quad (5.11)$$

față de valorile lui Z_{max} calculate pot apărea următoarele situații:

Dacă $Z_{max} \leq Z_{adm} < Z_{0adm}$ - materialul din zona de contact rămâne în întregime în limita elastică;

Dacă $Z_{max} \leq Z_{0adm}$ și $Z_{max} > Z_{adm}$ - materialul de bază va rămâne în limita elastică, în schimb se vor produce deformări plastice (striviri) pe spații mai restrânse în jurul centrului elipsei de contact, care la început duc la o ecrusare a materialului și cu timpul la fisuri și exfolieri.

Lățimea zonei strivite $2y$, care poate fi observată sau chiar măsurată pe bandaj sau pe șină, rezultă din relația (5.7):

$$2y = 2b\sqrt{1 - (Z_{adm} / Z_{max})^2} \quad (5.12)$$

Dacă $Z_{max} > Z_{adm} > Z_{0adm}$ - materialul din zona de contact intră în întregime în domeniul plastic, producând deformări ale profilului și refulări de material.

Din cele prezentate rezultă că limita de curgere a materialului de bandaj are o importanță deosebită pentru fiabilitatea bandajelor în exploatare. Valoarea lui σ_c este dependentă atât de compoziția materialului, cât și de tratamentul termic aplicat.

Micșorarea diametrului roții $2r_0$ face ca, la aceeași sarcină pe roată Q , să se micșoreze și suprafața elipsei de contact, apărând pericolul deformărilor plastice. Aceasta impune deci limitarea sarcinii pe roată în funcție de diametrul acesteia. Conform fișei UIC 510-2, în tabelul 5.3 sunt indicate valorile normale ale maselor statice admisibile pe osie, pentru viteza maximă a vehicolului de 120 km/h, corespunzătoare diferitelor diametre de roți.

Tabelul 5.3

Masa pe osie în funcție de diametrul roții conform fișei UIC 510-2

Diametrul [mm]	1000...840	840...760	760...680	680...630	630...550	550...470	470...390	390...330
Masa admisibilă	20	18	16	14	12	10	7.5	5

Pentru a exemplifica cele menționate, se determină presiunile maxime de contact pentru diferitele diametre ale roții $2r_0 = (600...1200)$ mm cu profil conic ($\rho_r = \infty$), rulând pe traza de șină $\rho_s = 300$ mm. S-au considerat, de asemenea, diferite valori ale sarcinii normale pe roată $Q = (100...200)kN$, avându-se în vedere că aceasta este determinată atât de sarcina nominală statică, cât și de transferurile de sarcină și suprasarcinile dinamice care se produc în timpul rulării. Valorile obținute prin calculare semiaxelor elipsei de contact a și b , precum și cele ale presiunilor maxime $Z_{max} = 3 \cdot 49 = 147 kN/cm^2$ și $Z_{0adm} = 1,5 Z_{adm} = 220,5 kN/cm^2$.

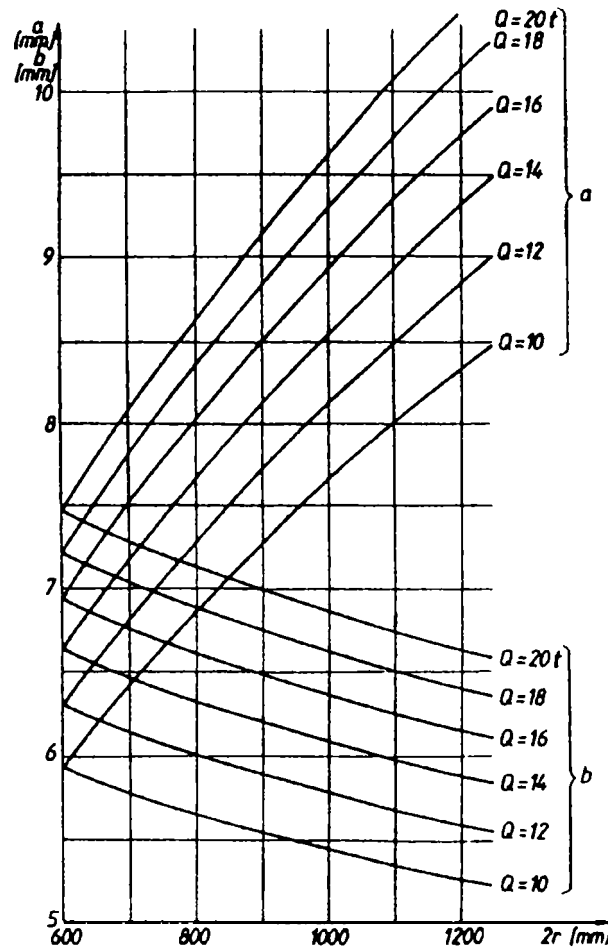


Figura 5.4. Semiaxele a și b ale elipselor de contact pentru $\rho_r = \infty$, $\rho_s = 300$ mm și diferite sarcini pe roată

Din figura 5.5 se constată că, pentru materialul de bandaj considerat, nu apar probleme deosebite, decât striviri locale în zona de contact pentru roți cu diametre mici și la sarcini mari pe roată.

Metodologia expusă permite analiza cu orice fel de material. Astfel, adoptând un material cu σ_c mai mare, problemele expuse mai înainte ar putea fi soluționate integral.

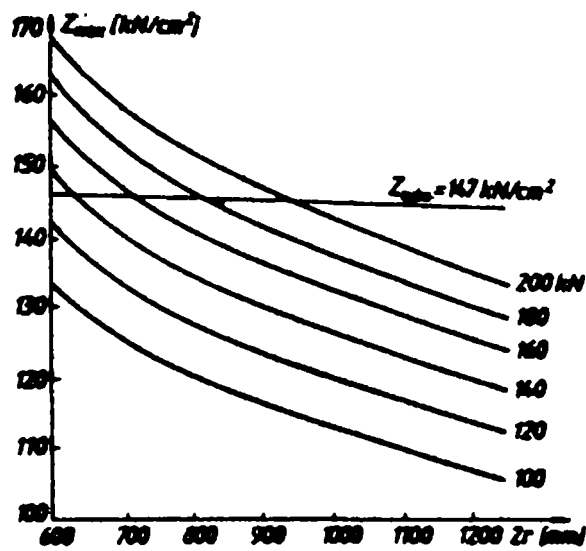


Figura 5.5. Presiunile maxime în zona de contact pentru $\rho_r = \infty$, $\rho_s = 300$ mm

5.3. Coeficienții de frecare dintre roți și șine

După cum s-a arătat la capitolul 3, în punctele de contact ale roților cu șinele, puncte care coincid cu centrul zonei nedeformate în cazul unei osii libere, în curbe sau în aliniament, se produc alunecări longitudinale datorită diferențelor de raze ale cercurilor efective de rulare pe care calcă cele două roți ale același osii, precum și alunecări transversale datorită faptului că osia nu ocupă niciodată o poziție normală față de cele două fire ale căii. În regim de tracțiune sau de frânare, alunecările pot fi sporite sau diminuate corespunzător forțelor tangențiale aplicate.

Multă vreme, în considerarea frecării dintre roți și șine, s-a plecat de la ipoteza că materialele constructive ale roților și șinelor sunt nedeformabile, ceea ce a permis să se aplice legea generală a frecării (legea lui *Coulomb*), după care forța tangențială T are aceeași direcție cu viteza de alunecare w și este de sens contrar acesteia, având mărimea egală cu produsul dintre forța normală N și coeficientul de frecare μ , adică vectorial

$$\vec{T} = -\mu N \frac{\vec{w}}{|\vec{w}|}$$

relație care arată că mărimea forței este independentă de mărimea vitezei de alunecare w , aceasta indicând numai direcția și sensul forței tangențiale.

Lorentz, bazându-se pe studiile lui *Hertz* și aplicând legea lui *Coulomb* pe elemente infinitezimale ale suprafeței de contact, a arătat că, dacă o roată este solicitată de o forță tangențială în zona de contact (dată de un moment motor sau de frânare), se produc deformații elastice care progresează diferit pe roată și pe șină. Pe o parte a suprafeței de contact, pe roată apare o compresie și, în același timp, pe șină o întindere; pe cealaltă parte a suprafeței de contact apare pe roată o întindere iar pe șină o compresie. Datorită deformațiilor elastice care însoțesc rulara, numărul de rotații al roții este diferit de cel care ar corespunde

drumului parcurs, apărând astfel o *pseudoalunecare* ("falsă alunecare" sau *creep*) între roată și șină.

F. Carter, efectuând experiențe cu cilindrii rulând pe o placă plană, arată, pentru prima dată în lucrarea [28] că forțele tangențiale sunt transmise prin aderența dintre cele două corpuri în contact. Sub influența forțelor tangențiale, zona de contact este separată într-o zonă de adeziune în care nu are loc nici o alunecare, ci doar deformații elastice, și o zonă de alunecare în care acționează în fiecare punct legea frecării a lui *Coulomb* (figura 5.6). *F. Carter* însă nu a reușit să explice acest fenomen printr-o analiză teoretică, lucru care a fost făcut mult mai târziu de către *B. Cain*.

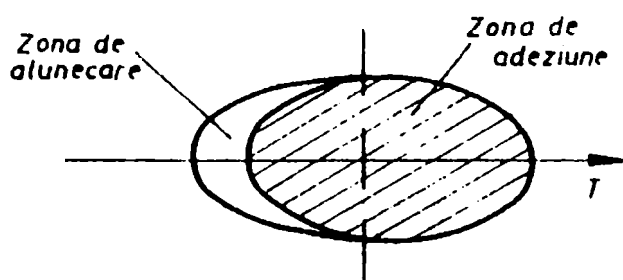


Figura 5.6. Zonele suprafeței de contact roată-șină

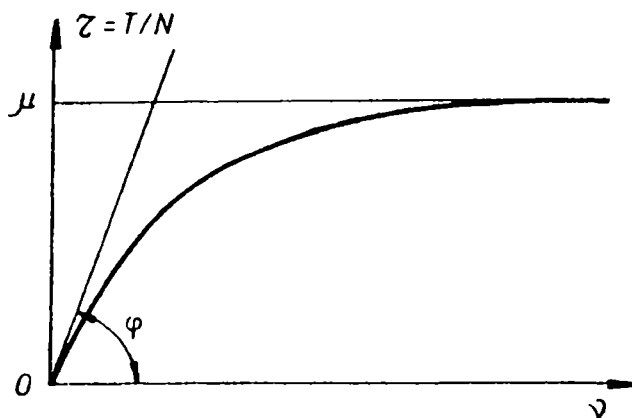


Figura 5.7. Coeficientul de frecare $\tau(v)$

F. Carter arată totodată că parametrul care influențează transmiterea forțelor tangențiale nu este viteza de alunecare, ci pseudoalunecarea definită ca un raport dintre viteza de alunecare și viteza de înaintare a osiei. Acest parametru marchează de fapt deosebirea dintre frecarea realizată la contactul static și aceea care se produce la rulare.

De asemenea, la rulare, timpul de contact al zonei de contact este foarte mic; mai mult sunt prezente și vibrațiile suprafețelor, ceea ce modifică coeficientul de frecare care s-ar produce în starea de alunecare statică.

R. Lévi, în urma studiilor întreprinse [66] pentru a găsi o expresie matematică care să exprime variația coeficientului de frecare în funcție de alunecările care se produc între roată și șină, stabilește că, coeficientul de frecare $\tau = T/N$ funcție de pseudoalunecarea $\nu = w/v$ prezintă o variație hiperbolică (figura 5.7) de forma

$$\frac{1}{\tau} = 1/\mu + 1/(\chi\nu) \quad (5.14)$$

cunoscută și sub numele de *legea lui Lévi*, în care $\mu = T_{\max}/N$ - este coeficientul maxim de frecare (la limita de aderență) iar $\chi = \operatorname{tg}\varphi = (\tau/\nu)_{\nu \rightarrow 0}$ se numește coeficient de pseudoalunecare (egal cu coeficientul unghiular al tangentei la o curbă în origine).

La pseudoalunecări mici, se poate considera o variație liniară a coeficientului de frecare cu pseudoalunecarea: $\tau = T/N = \chi\nu$.

R. Lévi explică alura curbei prin fenomenele care au loc pe suprafața de contact (figura 5.6). Astfel, când v este prea mic predomină zona de adeziune, în care este aplicabilă legea lui *Hooke*, pe fiecare element de suprafață din această zonă forța tangențială fiind proporțională cu deformația elastică. Considerând că pe întreaga suprafață de contact apar numai deformații elastice, se explică porțiunea liniară a curbei de variație a coeficientului de frecare. O dată cu creșterea forței tangențiale T , zona de adeziune se micșorează, în timp ce zona de alunecare se mărește, aceasta explicând variația neliniară a coeficientului de frecare.

R. Lévi a enunțat și *legea izotropiei* pe care însă nu a demonstrat-o. Potrivit acestei "legi", ar exista o coincidență între valorile coeficienților τ în direcție longitudinală și transversală, adică $\tau_x(v_x) = \tau_y(v_y)$, ceea ce ulterior nu s-a confirmat.

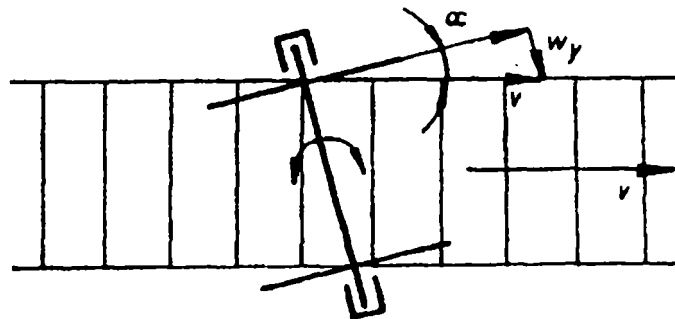


Figura 5.8. Schemă de principiu a standului de la Minden

C. Muller, cu ocazia experiențelor efectuate în cadrul Comitetului ORE C9, a determinat dependența dintre coeficientul de frecare și pseudoalunecare pe un stand special construit la Minden. La construcția standului s-a folosit o raboteză, pe care s-a montat osia în mărime naturală, iar ansamblul șine-traverse, așezat pe platforma rabotezei, se deplasează cu o viteză constantă v față de osie (figura 5.8). Osia având posibilitatea să se rotească în raport cu șinele, se pot realiza diferite unghiuri de atac α .

Pe direcție transversală, viteza de alunecare, respectiv pseudoalunecarea, vor fi:

$$w_y = v\alpha \quad v_y = w_y/v \approx \alpha,$$

de unde rezultă că, măsurând unghiul α , se obține valoarea pseudoalunecării transversale v_y . Măsurând în axa osiei forța transversală și raportând-o la încărcarea verticală a osiei, se obține coeficientul de frecare transversal τ_y . Curbele de variație a coeficientului de frecare τ_y funcție de pseudoalunecarea v_y sunt prezentate în figura 5.9.

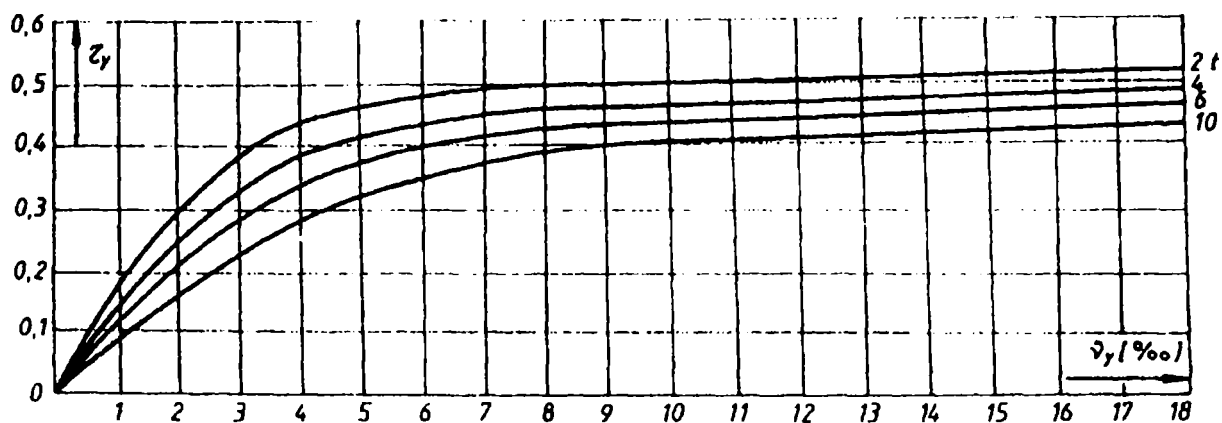


Figura 5.9. Variația coeficientului de frecare τ_y funcție de pseudoalunecarea v_y , pentru diferite valori ale masei pe roată

Muller, în urma unor măsurători sistematice, constată că, coeficienții de frecare τ depind de sarcina pe roată și că *legea lui Lévi* nu se verifică întrutotul; alura curbei $\tau(v)$ este tot hiperbolică, dar nu de gradul 1 cum a considerat-o *Lévi*, ci de gradul n :

$$\left(\frac{1}{\tau}\right)^n = \left(\frac{1}{\mu}\right)^n + \left(\frac{1}{\chi v}\right)^n \quad (5.15)$$

unde:

$$n = 2,2 + 0,05Q, \quad \mu = 0,5715 - 0,02425Q + 0,001Q^2,$$

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

Q reprezentând sarcina pe roată, exprimată în tone.

Ulterior s-a constatat că determinările experimentale efectuate de *Muller* nu corespund realității. Astfel, relația coeficientului de frecare prin aderență μ duce la valori excesive din cauza primului termen 0,5715, extrem de ridicat, care a rezultat în condițiile de experimentare din laborator. Dacă însă acest termen este înlocuit cu 0,36 – valoarea constatată de Comitetul ORE B55, relația poate fi luată în considerare pentru scăderea coeficientului limită de aderență o dată cu creșterea sarcinii pe roată.

Din cele prezentate mai înainte se poate trage o singură concluzie certă și anume dependența coeficientului de frecare de mărimea pseudoalunecărilor. În schimb cu relațiile care dau valorile $\tau(v)$ într-o singură direcție și cu “legea izotropiei” nu s-au putut explica o serie de fenomene constatate în practică, dintre cele mai importante fiind șerpuirea mai pronunțată a vehiculelor motoare decât a celor remorcate sau mari nepotriviri între forțele de ghidare calculate și cele măsurate în curbe.

În timpul rulării vehiculului, în zona de contact se produc alunecări longitudinale și transversale, atât în aliniament, cât și în curbe, care au o influență reciprocă și asupra coeficienților de pseudoalunecare în cele două direcții. Pentru tratarea corectă a problemelor contactului roată-șină era necesar să se stabilească delimitarea și dimensiunile zonelor de adeziune și alunecare și eforturile unitare

din cadrul lor, în condițiile forțelor normale și a celor tangențiale aplicate din exterior.

Soluționarea acestor probleme a fost realizată de către *J. Kalker* în lucrarea sa de Doctorat susținută în 1967 la Delft. În principiu, *Kalker* consideră în fiecare punct din zona de contact vitezele de alunecare locale, respectiv pseudoalunecările longitudinale, transversale și de spin, precum și deformările locale ale celor două corpuri. De asemenea, în fiecare punct, consideră forța normală rezultată din elipsoidul de repartizare a presiunii pe zona de contact. În zona de alunecare consideră că, în toate punctele, forțele tangențiale în direcție longitudinală și transversală satisfac *legea lui Coulomb*. În schimb, în zona de adeziune forțele tangențiale sunt mai mici decât cele rezultate din această lege. În felul acesta, mărimea celor două zone nu este prestabilită, ci din contră rezultă din tensiunile locale și din deformări. El a aplicat o metodă numerică de integrare, plecând de la dimensiunile elipsei de contact și tensiunile normale. Pentru calculul deformațiilor locale a aplicat metode de aproximare preluate din lucrările lui *V. Dvornovich* și *A. Galin*.

Unica deficiență a metodei elaborate de *Kalker* constă în dificultatea aplicării ei directe în studiile de dinamică a vehiculelor. De aceea se utilizează metode aproximative, care țin seama de rezultatele obținute de *Kalker*.

În conformitate cu teoria lui *Kalker*, coeficienții de frecare în direcția longitudinală τ_x și, respectiv, transversală τ_y , care rezultă din forțele tangențiale T_x, T_y de pe suprafețele deformate din zona de contact sunt:

$$\begin{aligned}\tau_x &= T_x / N = \chi_x v_x; \\ \tau_y &= T_y / N = \chi_x v_y + \chi_s v_s,\end{aligned}\tag{5.16}$$

în care v_x, v_y, v_s reprezintă pseudoalunecările longitudinale, transversale și de pivotare în punctele de contact, respectiv:

$$v_x = w_x / v; \quad v_y = w_y / v; \quad v_s = r\Omega_s / v,$$

expresiile vitezelor de alunecare fiind prezentate la capitolul 3.

Coeficienții de pseudoalunecare χ_x, χ_y și χ_s sunt definiți de *Kalker* după cum urmează:

$$\chi_x = \frac{Gab}{N} C_{11}; \quad \chi_y = \frac{Gab}{N} C_{22}; \quad \chi_s = \frac{G(ab)^{3/2}}{rN} C_{23},\tag{5.17}$$

unde $G = E/[2(1+\nu)]$ reprezintă modulul de elasticitate transversal și C_{11}, C_{22}, C_{23} - coeficienții calculați și catalogați de *Kalker*. Valorile acestor coeficienți, pentru modulul de elasticitate longitudinal $E = 210 \text{ kN/mm}^2$ și coeficientul lui Poisson $\nu = 0,3$, sunt trecute în tabelul 5.4, funcție de raportul a/b sau b/a .

Coeficienții C_{11}, C_{22}, C_{23} calculați de *Kalker*

a/b	C_{11}	C_{22}	C_{23}	b/a	C_{11}	C_{22}	C_{23}
0.1	3.56	2.52	0.515	1.0	4.31	3.73	1.50
0.2	3.61	2.64	0.637	0.9	4.41	3.88	1.62
0.3	3.66	2.76	0.745	0.8	4.54	4.07	1.79
0.4	3.74	2.90	0.850	0.7	4.72	4.30	1.99
0.5	3.82	3.04	0.954	0.6	4.96	4.60	2.28
0.6	3.92	3.17	1.06	0.5	5.28	5.02	2.68
0.7	4.01	3.32	1.17	0.4	5.75	5.63	3.32
0.8	4.10	3.46	1.28	0.3	6.52	6.60	4.45
0.9	4.20	3.59	1.39	0.2	7.97	8.43	6.85
				0.1	11.92	13.35	15.2

Prin faptul că coeficienții de frecare sunt diferiți pe cele două direcții, fenomenul de contact este anizotrop, infirmându-se deci : "legea izotropiei" a lui *Lévi*. Valoarea coeficienților de frecare este puternic influențată atât de forma profilurilor de rulare, cât și de sarcina pe roată.

Pe de altă parte, relațiile liniare (5.16) stabilite de *Kalker* sunt valabile numai pentru cazul micilor pseudoalunecări ($\nu = 0,001 \dots 0,0015$). Acestea corespund deci porțiunii liniare a curbei de variație a coeficienților de frecare cu pseudoalunecarea.

În general, în studiile referitoare la stabilitatea mișcării de șerpuire a vehiculelor se aplică relațiile stabilite de *Kalker*, obținându-se prin aceasta o formă liniară a ecuațiilor mișcării.

Pentru calculul coeficienților de frecare din domeniul de variație neliniar al acestora cu pseudoalunecarea, deci la pseudoalunecări mari, se poate accepta cu suficientă aproximație în aplicații legea de variație hiperbolică (5.15), în care $n = 2,2 + 0,05Q$ dat de *Müller* și $\mu = 0,36 - 0,02425Q + 0,001Q^2$. Coeficienții de frecare τ_x și τ_y se obțin din (5.15) dacă se introduc, după *Kalker*, coeficienții de pseudoalunecare χ_x respectiv χ_y .

O altă metodă se bazează pe aproximațiile lui *Chartet*. Astfel, considerând că relația (5.15) cu $n = 2$ este valabilă pentru mărimile rezultante $\tau = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2}$ și $\nu = \sqrt{\nu_x^2 + \nu_y^2}$, se obține:

$$\tau_x = \frac{\mu \nu_x}{\sqrt{(\mu/\chi)^2 + \nu^2}}; \quad \tau_y = \frac{\mu \nu_y}{\sqrt{(\mu/\chi)^2 + \nu^2}}, \quad (5.18)$$

în care pentru χ s-a considerat valoarea medie:

$$\chi = \frac{G(ab)}{N} \cdot \frac{C_{11} + C_{22}}{2},$$

Dacă se ține seama de faptul că $E = 2G(1 + \nu)$ și se înlocuiește în (5.18) produsul (ab) care rezultă din (5.6), în final se obține:

$$\chi = \frac{K}{N^{1/3}} \cdot \frac{C_{11} + C_{22}}{2}$$

în care $K = mn \left\{ 3\sqrt{G}(1 - \nu) / [1(A + B)] \right\}^{2/3}$ reprezintă o constantă dependentă de profilul roții și al șinei.

5.4. Forțele normale și tangențiale din zona de contact

În zona de contact roată-șină, respectiv în centrul acesteia, acționează, din partea șinei, forța normală de rezemare N_i perpendicular pe planul tangent de contact și conținută în planul vertical normal pe cele două fire de cale și forța de frecare T_i perpendiculară pe forța normală și deci conținută în planul tangențial de contact. Fiecare dintre aceste forțe pot fi reprezentate (figura 5.10) prin diagonala principală a unui paralelipiped dreptunghic cu laturile orientate după triedrul (X, Y, Z) având axa OY paralelă cu axa osiei, iar axa OX orientată în sensul de mers.

Orientarea spațială a forțelor de contact, ca de altfel și a vitezelor de alunecare (v. cap.3), depinde de poziția osiei în cale, care este caracterizată prin unghiul de atac α și prin decalajul y_c față de poziția sa mediană.

Înclinarea planului tangent de contact față de planul orizontal este dată, așa cum s-a arătat la §3.4. de unghiul δ_i care este unghiul dintre dreptele de intersecție a planului vertical pe firele căii cu planul tangent de contact și cu planul orizontal care trece prin punctul de contact.

În punctul de contact, forța nominală N_i va face cu verticala același unghi δ_i care depinde de unghiul de flanc γ_i și de unghiul de atac α . Rezultă că orientarea spațială a forței normale N_i este determinată exclusiv de condiții geometrice. Din cauza unghiurilor de atac mici, obișnuite în exploatare, componenta longitudinală a forței normale poate fi neglijată, forța normală fiind considerată că acționează în planul vertical-transversal (YZ).

În schimb, orientarea spațială a forței de frecare T_i este determinată în primul rând de condițiile geometrice, deoarece aceasta este conținută în planul tangent de contact, dar fiindcă, conform legilor generale ale frecării, are aceeași direcție cu viteza de alunecare și orientată în sens opus acesteia, este determinată și de alunecările care se produl în punctele de contact, adică de condițiile cinematice.

Mărimea care definește orientarea spațială în planul tangent de contact al forței de frecare T_i , datorită condițiilor cinematice, este un unghi de alunecare ξ_i , care în punctele de contact de pe suprafața de rulare are tangenta aproximativ egală cu raportul dintre alunecările longitudinale și cele transversale. De regulă, alunecările transversale sunt determinate de unghiul de atac α și, ca urmare,

componentele transversale ale forțelor de frecare vor avea același sens pe ambele roți. În cazul reprezentat în figura 5.10, pentru un unghi de atac pozitiv, orientările acestora sunt în sens opus axei OY . Alunecările longitudinale, în cazul când osia rulează liber, sunt determinate de diferențele de raze ale cercurilor efective de rulare, care depind de decalajul y_c , fiind de regulă de sens contrar pe cele două roți. Valoarea lui $\cos \xi_i$ în acest caz, indiferent de unghiul de atac α , este aproximativ egală cu 1 (v. 3.4). În regim de tracțiune sau frânare, creșterea vitezelor de alunecare longitudinale face ca $\cos \xi_i$ să scadă mult sub 1, scădere care este influențată și de unghiul de atac α .

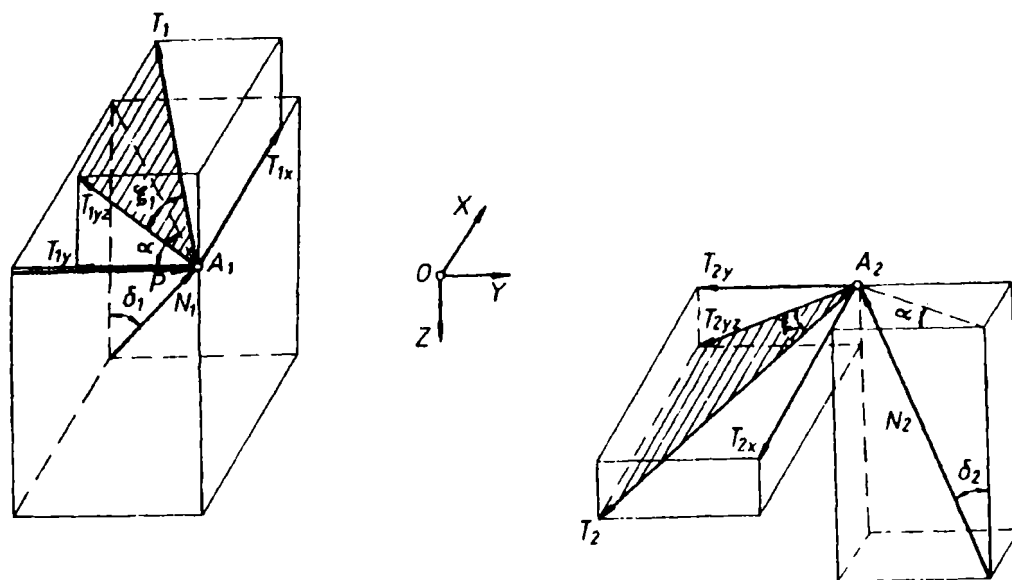


Figura 5.10. Forțele de contact roată-șină

Pe de altă parte, mărimea forței de frecare $T_i = \tau_i N_i$ este, după cum s-a arătat la §5.3, dependentă de coeficientul de frecare τ_i , care are o variație neliniară cu viteza de alunecare, respectiv cu pseudoalunecarea.

Cu aceste observații, forțele de contact roată-șină se proiectează pe planul orizontal și vertical-transversal, așa cum este indicat în figura 5.11.

În cazul osiilor conducătoare, care realizează și ghidarea celorlalte osii din același șasiu, roata atacantă I poate rula în bicontact cu șina atacată, situație care este proprie profilurilor conice în stare nouă (§2.2). În acest caz, pe lângă punctul de contact A_1 , mai apare al doilea punct, notat în acest capitol cu A'_1 , care devine punct de ghidare.

Compunerea forțelor normale și de frecare în planul vertical-transversal (YZ) permite și definirea unor componente ale forțelor de contact roată-șină, calculabile sau măsurabile în tehnica ghidării vehiculelor în condiții cvasistatice sau dinamice. Pentru cazul monocontactului la roata atacantă I , acestea sunt reprezentate în figura 5.11.

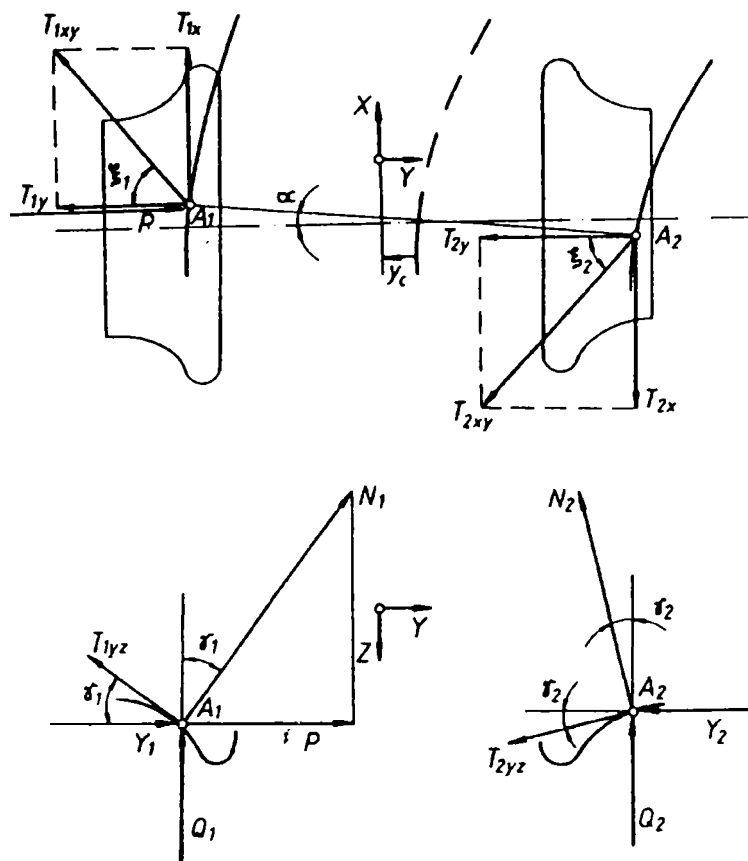


Figura 5.11. Forțele de contact roată-șină în planul orizontal și vertical-transversal.

Astfel, proiecția orizontal-transversală a forței normale pe roata atacantă I a unei osii conducătoare, în cazul monocontactului, este reprezentată prin forța:

$$P = N_1 \sin \delta_1 \cos \alpha = N_1 \sin \gamma_1 \quad (5.19)$$

iar, în cazul bicontactului, prin:

$$P = N_1 \sin \delta_1 \cos \alpha + N_1' \sin \delta_1' \cos \alpha = N_1 \sin \gamma_1 + N_1' \sin \gamma_1' \quad (5.20)$$

Forța P , în tehnica ghidării, se numește *forță de conducere a vehiculului*, deoarece aceasta determină pe roata atacantă a osii conducătoare modificarea de direcție a roții și, inclusiv, a întregului vehicul. Reprezintă de fapt rezultanta tuturor forțelor de frecare și exterioare din planul căii și poate fi imaginată că acționează pe o rolă de conducere care ar fi legată la șasiu și ar rula pe flancul interior al șinei. Se poate calcula cu suficientă precizie în curbe, în condiții cvasistatice, adică cu rază și viteză constantă, prin metode analitice sau grafoanalitice. Poate fi măsurată direct, pe cale tensometrică, în inima șinei și are ca efect asupra căii o tendință de lărgire a ecartamentului, de răsturnare a șinei atacate, sau de slăbire și smulgere a trifoanelor.

Având în vedere că în cazul bicontactului la roata atacantă unghiului de flanc γ_1' , este mic, forța de conducere se poate considera $P = N_1 \sin \gamma_1$. La roata neatacantă a osiei, tot datorită unghiului de flanc mic în punctul de contact A_2 , forța de conducere este neglijabilă.

Se mai definește forța Y_i , numită *forță de ghidare*, care reprezintă apăsarea orizontal-transversală a roții pe flancul șinei. Mărimea forței Y_i rezultă, pe fiecare roată, din însumarea verticală a componentei orizontale a forței normale cu componenta orizontal-transversală a forței de frecare. Astfel, forța de ghidare este:

$$\begin{aligned} - \text{ pe roata atacantă: } & Y_1 = N_1 \sin \gamma_1 - T_{1,yz} \cos \gamma_1; \\ - \text{ pe roata neatacantă: } & Y_2 = N_2 \sin \gamma_2 + T_{2,yz} \cos \gamma_2; \end{aligned} \quad (5.21)$$

unde, după cum rezultă din figura 5.10:

$$T_{iyz} = T_i \cos \xi_i$$

În cazul unei osii conducătoare la care roata atacantă rulează în bicontact cu șina, se obține:

$$Y_1 = N_1 \sin \gamma_1 - T_{1,yz} \cos \gamma_1 + N_1' \sin \gamma_1' - T_{1,yz}' \cos \gamma_1' \quad (5.22)$$

iar la roata neatacantă expresia forței de ghidare Y_2 rămâne aceeași.

Valoarea maximă a lui Y_i apare pe roata atacantă a unei osii conducătoare, unde intervine și forța de conducere P . Atât în cazul monocontactului, cât și al bicontactului, conform relațiilor (5.19)...(5.22) și figura 5.10, rezultă că:

$$Y_1 = P - T_{1,y} \quad \text{sau} \quad Y_1 = P - T_{1,y} - T_{1,y}' \quad (5.23)$$

adică forța de ghidare la o osie conducătoare mai poate fi definită ca o forță de conducere diminuată cu rezistența la alunecare, fiind dependentă de forma profilelor de rulare.

Deoarece, de regulă, forțele de ghidare Y_i acționează în sens contrar pe cele două roți ale osiei, solicită osia la încovoiere, putând fi măsurată pe fiecare roată, pe cale tensometrică, în spițele false ale roților unei osii de măsură. Această forță are ca efect uzarea buzei de ghidare a roții și a flancului interior al șinei.

Forța de ghidare are o importanță decisivă în siguranța contra deraierii. Ca și forța de conducere P , forța de ghidare Y_i poate avea componentele cvasistatice sau dinamice.

În mod analog pot fi obținute, din componentele verticale ale forțelor normale și ale celor de frecare, rezultantele verticale care reprezintă sarcinile Q_i pe cele două roți ale osiei (figura 5.11).

Astfel, în cazul profilelor care rulează în monocontact, rezultă:

$$\begin{aligned} - \text{ pe roata atacantă: } & Q_1 = N_1 \cos \gamma_1 + T_{1,yz} \sin \gamma_1; \\ - \text{ pe roata neatacantă: } & Q_2 = N_2 \cos \gamma_2 - T_{2,yz} \sin \gamma_2; \end{aligned} \quad (5.24)$$

relații în care, ca și la forțele orizontale, $T_{iyz} = T_i \cos \xi_i$.

În cazul rulării în bicontact, pe roata atacantă a osiei conducătoare:

$$Q_1 = N_1 \cos \gamma_1 + T_{1yz} \sin \gamma_1 + N'_1 \cos \gamma'_1 + T'_{1yz} \sin \gamma'_1 \quad (5.25)$$

Măsurarea sarcinilor pe roți Q_i este posibilă, în mod continuu și cu suficientă precizie, pe cale tensometrică și concomitent cu măsurarea lui Y_i pe spițele false ale roților de măsură sau se mai poate măsura la cutiile de osii sau în șine.

5.5. Variațiile dinamice de sarcini la contactul roată-șină

Unul din factorii importanți care limitează viteza de mers la vehiculele de cale ferată îl reprezintă variațiile dinamice ale sarcinilor la contactul roată-șină.

Pe de o parte, la viteze mari suprasarcinile dinamice produc solicitări excesive ale suprastructurii căii și eforturi inadmisibile pe suprafețe în contact ale roții șinei, iar pe de altă parte, descărcarea roții atacante poate periclita siguranța contra deraierii.

În studiul interacțiunii dintre vehicul și calea de rulare se definește un model matematic al vehiculului și al căii, considerată ca un sistem elastic amortizat.

Examinarea spectrelor de accelerații verticale ale roților a pus în evidență trei benzi de frecvență bine determinate:

- prima, de la 0 la 10 Hz, corespunde oscilațiilor maselor suspendate ale vehiculului;
- a doua, de la 20 la 125 Hz, corespunde oscilațiilor maselor nesuspendate ale vehiculului pe suportul elastic al căii;
- a treia, de la 200 la 2000 Hz, corespunde oscilațiilor elementelor suprastructurii căii.

Ținând seama de decuplajul în frecvență al mișcării maselor nesuspendate față de mișcarea maselor suspendate ale vehiculului, fără a face erori prea mari, pentru determinarea variațiilor dinamice de sarcini datorită maselor nesuspendate se poate folosi un model mecanic simplificat, care reprezintă masa nesuspendată așezată pe suportul elastic al căii. Pentru determinarea variațiilor de sarcini datorate maselor suspendate se consideră că oscilațiile acestor mase sunt generate și întreținute de mișcările osiilor.

Pentru studiul mișcării verticale a osiei se consideră modelul mecanic din figura 5.12 în care:

- m_0 - reprezintă masa osiei.
- m_c - masa edusă a căii (parte din masa căii care se consideră că participă la fenomenul de oscilație);
- η - denivelările căii;
- c_c - rigiditatea căii;
- ρ_c - coeficientul de amortizare al căii.

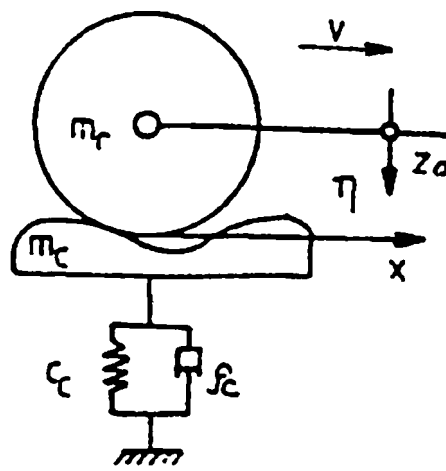


Figura 5.12. Model mecanic al sistemului masă suspendată-cale

Neglijând masa redusă a căii m_c în raport cu masa osiei m_0 , ecuația de mișcare a osiei este:

$$m_0 \ddot{z} + \rho_c (\dot{z} - \dot{\eta}) + c_c (z - \eta) = 0$$

sau

$$m_0 \ddot{z} + \rho_c \dot{z} + c_c z = \rho_c \dot{\eta} + c_c \eta$$

(5.26)

de unde rezultă pulsația proprie:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{c_c}{m_0}}$$

Ca exemplu, pentru $m_0 = 2 \times 10^3 \text{ kg}$ și $c_c = 10^7 \text{ N/m}$ se obține $\omega_c = 224 \text{ rad/s}$, respectiv o frecvență proprie $\nu_c = \omega_c / (2\pi) = 36 \text{ Hz}$, valoare suficient de ridicată în raport cu frecvențele proprii ale maselor suspendate.

Se consideră că η este o funcție armonică de forma $\eta = \eta_0 \sin \omega t$, de amplitudine η_0 și pulsație ω . Folosind notațiile complexe:

$$\bar{\eta} = \eta_0 e^{j\omega t}; \quad \bar{z} = z_0 e^{j(\omega t + \alpha)}$$

(5.27)

unde z_0 reprezintă amplitudinea deplasării masei iar α -defazajul între excitația η și deplasarea z a osiei.

Cu aceste notații, din (5.26) se obține factorul de răspuns complex.

$$\bar{H}_z(\omega) = \frac{\bar{z}}{\bar{\eta}} = \frac{c_c + j\rho_c \omega}{c_c - m_0 \omega^2 + j\rho_c \omega},$$

(5.28)

al cărui modul $H_z(\omega) = |\bar{H}_z(\omega)|$ permite să se treacă de la η la z .

În funcție de pulsația proprie $\omega_c = \sqrt{\frac{c_c}{m_0}}$ și gradul de amortizare al căii

$$D_c = \frac{\rho_c}{2m_0\omega_c} = \frac{\rho_c}{2\sqrt{c_c m_0}}, \text{ se obține:}$$

$$H_z^2(\omega) = \frac{1 + 4D_c^2 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2\right]^2 + 4D_c^2 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2} \quad (5.29)$$

Factorul de răspuns al accelerației z va fi:

$$H_z(\omega) = \frac{\ddot{z}_0}{\eta_0} = \omega^2 H_z(\omega) \quad (5.30)$$

în care \ddot{z}_0 reprezintă amplitudinea accelerației.

Datorită vibrațiilor verticale ale osiei, la contactul dintre roți și șine apar suprasarcini dinamice notate cu Δq . Factorul de răspuns al suprasarcinii dinamice va fi:

$$H_{\Delta q(\omega)} = m_0 H_z(\omega) = m_0 \omega^2 H_z(\omega) \quad (5.31)$$

Excitațiile $\eta(t)$ produse de defectele de nivelment longitudinal ale căii având un caracter aleator, media lor pătratică este dată de relația:

$$\sigma_\eta^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty G(\omega) d\omega \quad (5.32)$$

în care $G(\omega)$ reprezintă densitatea spectrală de putere.

După cum arată Prud'Homme [80], din cercetările efectuate în cadrul SNCFR, care au avut ca obiectiv analiza defectelor căii și influenței acestora asupra vehiculelor a rezultat că densitatea spectrală de putere $G(\omega)$ se poate exprima cu suficientă precizie printr-o relație de forma:

$$G(\omega) = \frac{Av^2}{(Bv + \omega)^3} \quad (5.33)$$

unde A și B sunt constante care depind de calitatea căii și $v[m/s]$ - viteza vehiculului.

Astfel, înlocuind expresia lui $G(\omega)$ în relația (5.32) se obține:

$$\sigma_{\eta}^2 = \frac{A}{2\pi B^2} \quad (5.34)$$

care de fapt reprezintă și media pătratică a defecelor căii.

S-a constatat că pentru defecte ale căii cu lungimi de undă L mici, sub 3m, termenul B din relația (5.33) se poate neglija și deci:

$$G(\omega) = \frac{Av^2}{\omega^3} \quad (5.35)$$

Acest caz, media pătratică a defectelor căii este:

$$\sigma_{\eta}^2 = \frac{1}{\pi} \int_{\omega_1}^{\infty} \frac{Av^2}{\omega^3} d\omega = \frac{Av^2}{2\pi\omega_1^2} \quad (5.36)$$

unde $\omega_1 = 2\pi v / L_1$, pentru $L_1 = 3m$.

Defectele cu lungimi de undă sub 3m sunt, în general, date de uzura ondulatorie a șinelor. Având în vedere că frecvențele proprii ale sistemului oscilant *masă nesuspendată-cale* sunt de 30...40Hz, defectele cu lungimi de undă mici produc suprasarcini dinamice importante, îndeosebi la viteze mari de circulație.

Densitatea spectrală de putere a deplasării verticale a osiei, deci a excitației sistemului oscilant al vehiculului, va fi:

$$G_z(\omega) = H_z^2(\omega) \cdot G(\omega) = \frac{Av^2}{(Bv + \omega)^3} \cdot \frac{1 + 4D_c^2 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2\right]^2 + 4D_c^2 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2} \quad (5.37)$$

iar a suprasarcinii dinamice Δq :

$$G_{\Delta q(\omega)} = H_{\Delta q}^2(\omega) \cdot G(\omega) = m_0^2 Av^2 \omega \cdot \frac{1 + 4D_c^2 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2\right]^2 + 4D_c^2 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2} \quad (5.38)$$

Media pătratică a suprasarcinilor dinamice Δq este:

$$\sigma_{\Delta q}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} G_{\Delta q}(\omega) d\omega = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} H_{\Delta q}^2(\omega) G(\omega) d\omega \quad (5.39)$$

Lungimile de undă cele mai mici sunt chiar cele date de deformațiile elastice ale suprafețelor în contact. Dacă $2a$ este lungimea elipsei de contact, pulsația cea mai mare posibilă este $\omega = \pi v / a$. Ținând seama de această observație:

$$\sigma_{\Delta q}^2 = \frac{m_0^2 A v^2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi v}{a}} \frac{1 + 4D_c^2 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2\right]^2 + 4D_c^2 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2} d\omega \quad (5.40)$$

Pentru $m_0 = 2 \cdot 10^3 \text{ Kg}$, $c_c = 10^8 \text{ N/m}$, $D_c = 0,3$, $2a = 6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, în urma efectuării integralei, Prud'Homme ajunge la următoarea relație aproximativă:

$$\sigma_{\Delta q}^2 = \frac{4}{\pi} A m_0^2 \omega_c^2 v^2 \approx 1,3 A c_c m_0 v^2 \quad (5.41)$$

de unde considerând $A = 2 \cdot 10^{-6}$, se obține:

$$\sigma_{\Delta q} = 1.6 \cdot 10^{-3} \cdot v \cdot \sqrt{c_c m_0} \text{ [N]} \quad (5.42)$$

care arată că suprasarcinile dinamice datorate defectelor cu lungimi mici de undă variază proporțional cu viteza vehiculului, putând ajunge la valori considerabile în cazul circulației cu viteze mari. Pentru reducerea acestora este necesar ca masele nesuspendate ale vehiculului să fie cât mai mici posibil.

Pentru determinarea variațiilor dinamice ale sarcinilor datorită maselor suspendate se consideră un model echivalent (reduc) cu un grad de libertate în care se consideră că m reprezintă masa suspendată pe osie; c și ρ - rigiditatea respectiv coeficientul de amortizare al suspensiei (corespunzătoare unei osii); z - excitația sistemului dată de mișcarea osiei; z_1 - deplasarea masei suspendate.

Ecuția de mișcare a masei suspendate este:

$$m\ddot{z}_1 + (z_1 - z) = 0 \quad (5.43)$$

Factorul de răspuns complex al deplasării masei suspendate este:

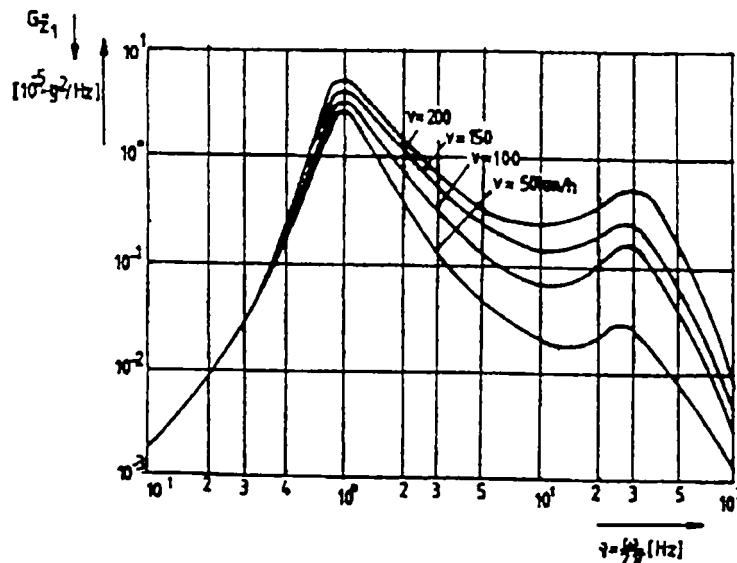


Figura 5.13. Densitatea spectrală de putere $G_{z_1}(\nu)$ pentru diferite valori ale vitezei vehiculului

$$\bar{H}_{z_1} = \frac{\bar{z}_1}{\bar{z}} = \frac{1 + \gamma\rho\omega}{c - m\omega^2 + \gamma\rho\omega} \quad (5.44)$$

Notând pulsația proprie cu:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}; \quad D = \frac{\rho}{2m\omega_0} = \frac{\rho}{2\sqrt{cm}},$$

se obține relația (5.44):

$$H_{z_1}^2(\omega) = \frac{1 + 4D^2\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + 4D^2\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} \quad (5.45)$$

Pentru accelerația masei suspendate, factorul de răspuns este:

$$H_{z_1}(\omega) = \frac{\ddot{z}_{10}}{z_0} = \omega^2 H_{z_1}(\omega) \quad (5.46)$$

Admițând ipoteza că vibrațiile maselor suspendate și cele ale maselor nesuspendate sunt decuplate și neglijând defazajul între excitațiile generate de roți, densitatea spectrală de putere a accelerației verticale a masei suspendate a vehiculului este:

$$\begin{aligned} G_{z_1}(\nu) &= H^2 \ddot{z}_1(\omega) G_{z_1}(\omega) = H^2 \ddot{z}_1(\omega) \cdot H^2 \ddot{z}(\omega) \cdot G(\omega) = \\ &= \omega^4 \cdot \frac{Av^2}{(B\nu + \omega)^3} \cdot \frac{1 + 4D_c^2\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + 4D_c^2\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} \cdot \frac{1 + 4D^2\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + 4D^2\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} \end{aligned} \quad (5.47)$$

Pentru $\nu_0 = 1\text{Hz}$; $\nu_c = 30\text{Hz}$; $D = 0,2$, $D_c = 0,25$, $A = 1 \cdot 10^{-6}$, $B = 0,2$, în figura 5.13 s-a reprezentat G_{z_1} în funcție de $\nu = \omega/(2\pi)$ pentru diferite viteze $\nu[\text{km/h}]$. Rezultă că accelerațiile cutiei vehiculului cresc o dată cu viteza de mers, dar această creștere poate fi compensată prin diminuarea frecvenței proprii a masei suspendate.

Pentru variațiile de sarcini dinamice datorită maselor suspendate Δq_s factorul de răspuns este:

$$H_{\Delta q_s}(\omega) = mH_{z_1}(\omega) \quad (5.48)$$

iar densitatea spectrală de putere:

$$G_{\Delta q_s}(\omega) = H_{\Delta q_s}^2(\omega) \cdot G_z(\omega) = mG_{z_1}(\omega) \quad (5.49)$$

Media pătratică a variațiilor dinamice de sarcină în acest caz este:

$$\sigma_{\Delta q_s}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} G_{\Delta q_s}(\omega) d\omega \quad (5.50)$$

CAPITOLUL 6

DISTRIBUȚIA EFORTURILOR UNITARE ÎN SECȚIUNEA ȘINEI

6.1. Introducere

Cunoașterea cât mai exactă a distribuției unitare din secțiunile șinei este necesară în primul rând pentru a aprecia corect posibilitățile pe care le au la diferite tipuri de șine de a rezista în bune condițiuni încărcărilor date. În al doilea rând s-a dovedit necesară pentru determinarea forțelor de interacțiune dintre roată și șină; măsurând eforturile din șină se pot stabili forțele care le-au produs dacă se stăpânesc bine relațiile dintre forțe și eforturi.

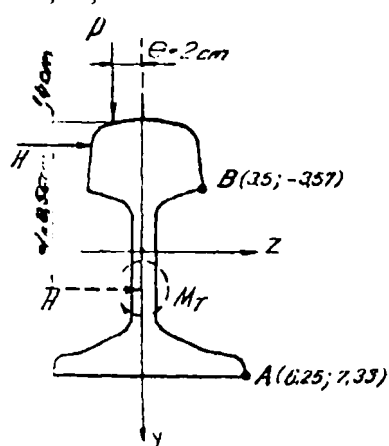


Figura 6.1. Poziția forțelor P și H

Pozițiile forței verticale (P) și ale celei orizontale (H), cu care roata vehiculului acționează asupra șinei, depind de profilurile ciupercii șinei și bandajului roții. În cazul bandajului neuzat există două suprafețe de contact între roată și șină: una pe fața de sus a ciupercii și alta pe fața ei laterală. Birman F, în lucrarea [16] consideră că în cazul șinei tip 49, centrul primei suprafețe se află situat la distanța $e = 2\text{ cm}$ de axa verticală a secțiunii șine, iar centrul celei de a doua suprafețe se află la distanța egală cu 1,4 cm, măsurată de la planul superior al șinei (figura 6.1). Aceste centre se consideră în calcule ca fiind punctele de aplicație ale forțelor P și H .

În cazul bandajului de uzură și a celui conic uzat, contactul între roată și șină se produce pe o singură suprafață, situată pe porțiunea de racordare a feței laterale a ciupercii cu fața ei superioară.

În vederea stabilirii solicitărilor șinei, forțele P și H se reduc în centrul de răsucire al secțiunii șinei; se obțin forțele respective și un cuplu al cărui moment are valoarea:

$$M_T = H \cdot d - P \cdot e \tag{6.1}$$

În figura 6.1 s-au reprezentat cu linii întreruptă forțele reduse. Forțele P și H produc încovoierea șinei în plan vertical, respectiv orizontal, iar cuplul M_T produce răsucirea șinei.

Mult timp șina s-a calculat numai la încovoierea din planul vertical produsă de P . Celelalte solicitări se aveau în vedere la stabilirea coeficientului dinamic. Aceasta deoarece atât forța orizontală H cât și caracteristicile rezemării șinei în planul orizontal nu erau bine cunoscute.

Determinările experimentale, efectuate prin metodele fotoelasticității și tensometriei electrice au arătat că starea de tensiune din șină este complexă; chiar și în punctele depărtate de locul de aplicare al sarcinei, ca de exemplu în fibra inferioară a ciupercii șinei sau în inima șinei, valorile eforturilor măsurate diferă mult de cele calculate cu formula lui Navier.

S-a stabilit astfel că datorită tasării inimii șinei, ciuperca suferă o încovoiere suplimentară și aceasta face ca axa neutră să nu mai treacă prin centrul de greutate al secțiunii ci prin regiunea ciupercii. Eisenmann [33] stabilește o formulă de calcul a încovoierilor suplimentare care va fi discutată în paragraful 6.3.

S-a mai constatat că datorită forței laterale H și datorită excentricității forței verticale P inima șinei se încovoie transversal, eforturile unitare corespunzătoare acestei încovoieri sunt în jur de $4 \times 10^4 \text{ N/cm}^2$.

În paragrafele următoare se vor prezenta pe rând solicitările amintite. În final se dă formula generală pentru calculul eforturilor unitare din secțiunea șinei.

Formulele teoretice sunt confruntate de fiecare dată cu rezultatele măsurărilor date în literatură, sau cu cele obținute la I.C.P.T.T. și de autor pe un model de plexiglas.

6.2. Încovoierea șinei în planul vertical

Forța verticală P , care este dirijată după axa de simetrie a secțiunii șinei (figura 6.1) produce încovoierea șinei în planul vertical.

Rezemarea șinei pe traverse se poate socoti elastică. Elasticitatea reazemului se introduce în calcul prin rigiditatea reazemului de sub talpa șinei (coeficientul de reazem) care reprezintă forța necesară producerii unei deplasări egale cu unitatea de lungime. La C.F.R. valorile coeficientului D se iau între $8 \times 10^4 \text{ N/cm}$ și $26 \times 10^4 \text{ N/cm}$ valoarea minimă corespunde balastului normal din pietriș de râu, așezat pe o platformă de pământ argilos. Valoarea maximă este indicată pentru balastul din piatră spartă așezat pe o platformă de stâncă sau blocuri de piatră.

Potrivit unor măsurări efectuate recent în Germania $D = 5 \times 10^4 \text{ N/cm}$ până la $40 \times 10^4 \text{ N/cm}$. La temperaturi scăzute $D = 160 \times 10^4 \text{ N/cm}$. Valoarea medie este $D = 30 \times 10^4 \text{ N/cm}$ [8].

Datorită faptului că distanța dintre reazeme este mică în raport cu lungimea de undă a axei deformată a șinei, calculul de încovoiere în planul vertical se face de obicei considerând șina rezemată continuu pe un mediu elastic de tip Winkler.

Notând cu a distanța dintre traverse, modulul de elasticitate al fundației de sub talpa șinei se calculează în funcție de coeficientul de reazem cu formula:

$$K = \frac{D}{a} \quad (6.2)$$

Eforturile și deformațiile șinei se calculează cu formulele cunoscute de la grinda pe mediu elastic. Amintesc numai formulele pentru momentul încovoietor maxim și pentru săgeata maximă:

$$M_{z \max} = \frac{P}{4\alpha} \quad (6.3)$$

$$W_{\max} = \frac{P\alpha}{2k}$$

$\alpha = \sqrt{\frac{K}{4EI_z}}$, EI_z fiind rigiditatea la încovoiere a șinei. Dacă distanța dintre osiile vehiculului este mai mică decât 3,5 m atunci calculul momentului încovoietor se face prin suprapunerea forțelor corespunzătoare roților apropiate. În figura 6.2 este desenată cu linie întreruptă diagrama momentului încovoietor calculată pentru șina tip 49 încărcată cu locomotiva Diesel electrică 060-DA din parcul CFR. Sarcina pe roată este $P = 9,5 \times 10^5 N$, iar pentru modulul de elasticitate s-a luat $K = 625 N/cm^2$. Momentul încovoietor maxim a rezultat în dreptul roților 1 și 3 ale boghiului și are valoarea $M_{z \max} = 2,23 \times 10^6 N \cdot cm$. Dacă pe aceeași șină acționează o singură roată cu aceeași sarcină $P = 9,50 \times 10^5 N$ se obține un moment maxim $M_{z \max} = 2,96 \times 10^6 N \cdot cm$, cu 30% mai mare decât precedentul.

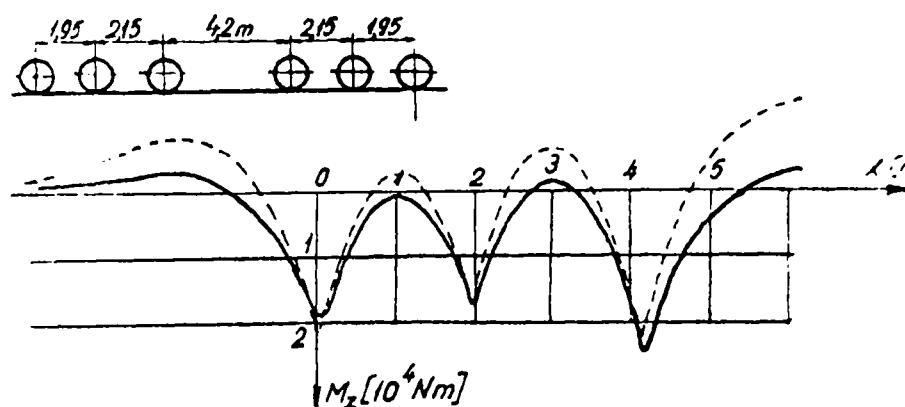


Figura 6.2. Diagrama momentului încovoietor

Efectul dinamic se introduce în calcule prin coeficientul dinamic ξ care înmulțește rezultatele obținute în condițiile de încărcare statică. În Germania, Schramm propune următoarea formulă pentru calculul acestui coeficient:

$$\xi = 1 + 4,5 \times 10^{-5} v^2 - 1,5 \times 10^{-7} v^3 \quad (6.4)$$

unde v este viteza vehiculului în Km/h . Formula a fost verificată experimental pentru viteze cuprinse între 0 și 200 Km/h . la 200 Km/h se obține $\xi = 1,6$.

Momentului încovoietor M_z îi corespund eforturi unitare normale, distribuite în secțiunea șinei după legea lui Naier:

$$\sigma = \frac{M_z}{I_z} y \quad (6.5)$$

Ca exemplu se vor calcula eforturile unitare din fibrele extreme ale șinei tip 49 încărcate ca în figura 6.2.

$$\sigma_{ciup} = \frac{M_{z \max}}{W_{z \text{ciup}}} = -\frac{2,23 \times 10^6}{240} = -9320 \text{ N/cm}^2$$

$$\sigma_{talpa} = \frac{M_{z \max}}{W_{z \text{talpa}}} = \frac{2,23 \times 10^6}{247} = 9050 \text{ N/cm}^2$$

Dacă se măsoară eforturile unitare, atunci se poate calcula cu formulele date momentul încovoietor care le-a produs. În figura 6.2 s-a desenat cu linie continuă diagrama momentului încovoietor determinată pe baza măsurătorilor tenso-electrice, efectuate de I.C.P.T.T. pe linia din stația Saligni. Prelucrarea măsurătorilor a fost efectuată de I.P.B. în cadrul unui contract de colaborare.

Comparând curba experimentală cu diagramele momentului, calculate pentru diferite valori ale coeficientului de tasare, a rezultat că pentru $K = 625 \text{ N/cm}^2$ măsurările corespund cu valorile teoretice. Distanța dintre traverse fiind $a = 60 \text{ cm}$ rezultă valoarea coeficientului de reazem $D = 625 \times 60 = 3,75 \times 10^4 \text{ N/cm}$. Această valoare se află sub valorile minime date mai sus ($5 \times 10^4 \text{ N/cm}$).

Metoda de calcul expusă a fost stabilită de Zimmermann în anul 1888 [113]. Se cunosc și variante ale acestei metode expuse în lucrarea [90].

Calculul la încovoiere al șinei în plan vertical se mai poate face pornind de la rezemarea reală discontinuă a șinei. În Germania, Gilbert și Zarembo au efectuat calculele socotind șina rezemată pe 20 traverse.

În țara noastră s-a ocupat de rezemarea discontinuă prof. emerit C.C. Teodorescu [104].

Pornind de la metoda generală de calcul a grinzii de lungime infinită cu reazeme elastice, particularizând formulele din acest paragraf pentru cazul încovoierii în plan vertical, prin calcul automat, s-au determinat eforturile și deplasările produse de șina tip 49 de o foță concentrată $P = 10^5 \text{ N}$. Coeficientul de reazem s-a luat $10,4 \times 10^5 \text{ N/cm}$, iar distanța dintre reazeme $a = 60 \text{ cm}$. rezultatele calculului asunt prezentate în figura 6.3.

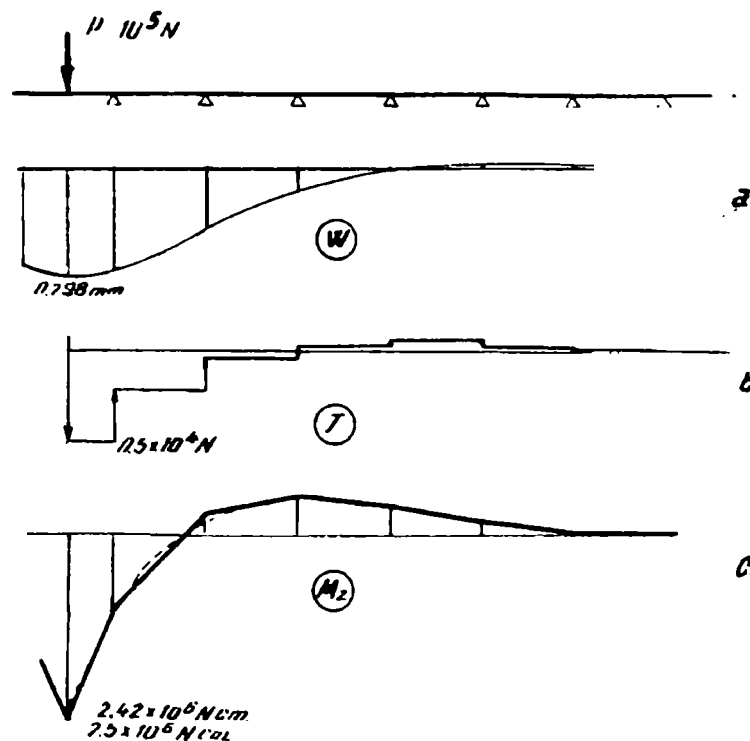


Figura 6.3

În diagrama momentului încovoietor s-a desenat cu linie întreruptă curba calculată în ipoteza rezemării continue. Diferența între momentele maxime corespunzătoare rezemării continue și discontinue este de numai 3,3%. La valori mai mari ale coeficientului de pat se obțin diferențe mai mari.

Prin urmare, pentru valorile obișnuite ale modului de elasticitate al fundației de sub talpa șinei, ipoteza rezemării dă rezultate bune. Analiza rezemării discontinue a șinei s-a făcut nu numai pentru a verifica valabilitatea ipotezei rezemării continue ci și pentru că este utilă la calculul deplasării laterale.

6.3. Încovoierea suplimentară a ciupercii șinei datorită tasării inimii

6.3.1. Prezentarea problemei.

Experimental s-a stabilit că distribuția eforturilor unitare produse în secțiunea șinei de forța verticală P nu corespunde formulei lui Navier (6.5) dacă distanța dintre forță și secțiune este mai mică de 10 cm.

În figura 6.4 sunt prezentate diagramele eforturilor din două secțiuni: prima se află situată în dreptul forței P , iar a doua se află la 10 cm de forță.

Analizând prima diagramă rezultă că eforturile din fibrele inferioare ale ciupercii sunt pozitive cu toate că ele se află deasupra centrului de greutate al secțiunii. Se mai observă că diagrama eforturilor în regiunea ciupercii este liniară cu o pantă mai mare decât cea a diagramei din restul secțiunii. În secțiunea a doua eforturile sunt repartizate după legea lui Navier.

Abaterea distribuției eforturilor unitare de la legea lui Navier, în secțiunile aflate în apropierea locului de încărcare, se datorează încovoierii suplimentare pe

care o suferă ciuperca ca urmare a tasării inimii șinei în zona de acțiune a forței concentrate. această explicație a fost dată de Eisenmann [33] și Koroneos [65]

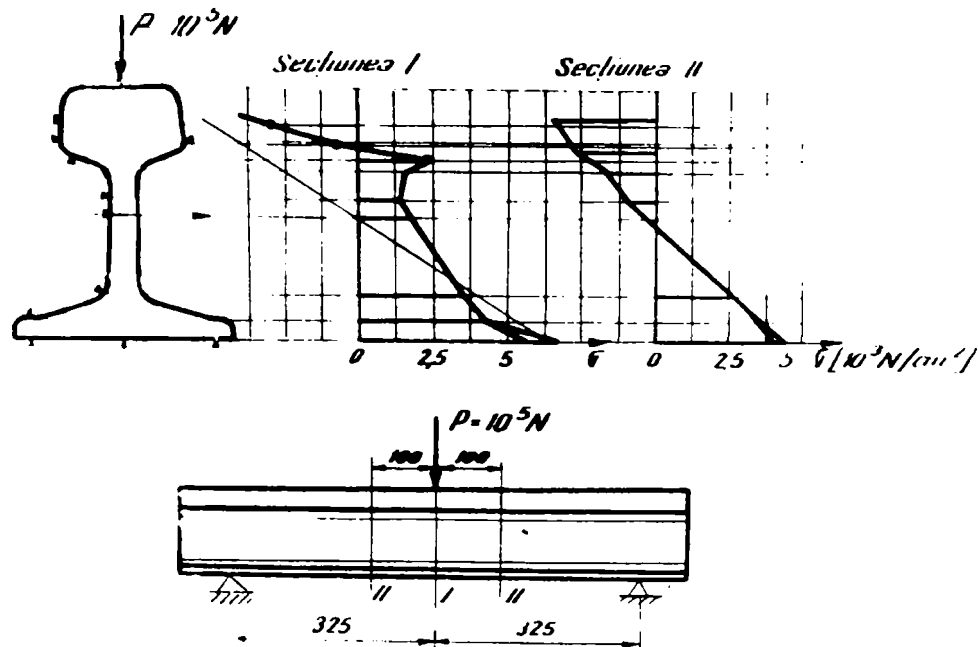


Figura 6.4. Diagrama σ

Eisenmann prezintă în lucrarea [33] un calcul teoretic al încovoierii suplimentare a ciupercii. Se admite că ciuperca se reazemă pe inimă ca o grindă pe un mediu elastic de tip Winkler. Coeficientul de tasare al mediului elastic (reprezentat de inimă) se determină calculând valoarea cu care scade înălțimea inimii datorită unei forțe concentrate egală cu unitatea, aplicate pe ciupercă. talpa se consideră fixă. Pentru a efectua acest calcul se admite că eforturile unitare produse în inimă de forța unitate sunt identice cu cele dintr-un semiplan elastic, adică:

$$\sigma_y = \frac{l}{t} \cdot \frac{2}{\pi} \cdot \frac{1}{y} \quad (6.6)$$

Notațiile corespund figurii 6.5. Deoarece $\sigma_x = 0$ pe direcția forței, scurtarea inimii se scrie astfel:

$$\Delta H = \int_{h_c}^{h_c+H} \frac{\sigma_y}{E} dy = \frac{2,3h_c}{t \cdot E} \log \frac{H + h_c}{h_c} \quad (6.7)$$

Inversul acestei scurtări reprezintă modulul de elasticitate al inimii. Aplicând formulele cunoscute de la grinda pe mediu elastic se calculează momentul încovoietor și apoi efortul unitar maxim din ciupercă.

$$\sigma_c = 1,5P \sqrt{\frac{2,3 \log \frac{H + h_c}{h_c}}{3 \cdot b_c^2 \cdot h_c^4 \cdot t}} \quad (6.8)$$

Asupra teoriei expuse se fac următoarele observații:

- Aplicarea ipotezei lui Winkler pentru calculul reacțiilor inimii, produse de încovoierea ciupercii, simplifică calculele dar nu corespunde realității deoarece inima se tasează nu numai în punctul în care acționează forța (ca și când acolo s-ar afla un resort independent) ci și în zonele învecinate forței;
- Considerând că ciuperca este simplu rezemată pe inimă, reacțiunile care intervin în calcule au doar componente verticale. În realitate, deoarece ciuperca este solidară cu inima, forțele de interacțiune dintre acestea au și componente orizontale care se opun alunecărilor;
- Se calculează eforturile suplimentare în ciupercă socotind că talpa șinei nu se încovoiește, ca și când ar fi rezemată pe un mediu rigid și rezultatele obținute în aceste condiții se suprapun peste legea lui Navier. Suprapunerea efectelor nu este valabilă aici deoarece rezemările sunt diferite în cele două cazuri;
- Rezultatele obținute aplicând formula (6.8) sunt mai mari decât valorile măsurate, cu aproximativ 25%.

În cele ce urmează se va prezenta o altă schemă de calcul care să se apropie de realitate mai mult decât schema lui Eisenmann. Aceasta va complica calculele dar, folosind calculatorul electronic, efectuarea lor nu va prezenta nici o dificultate.

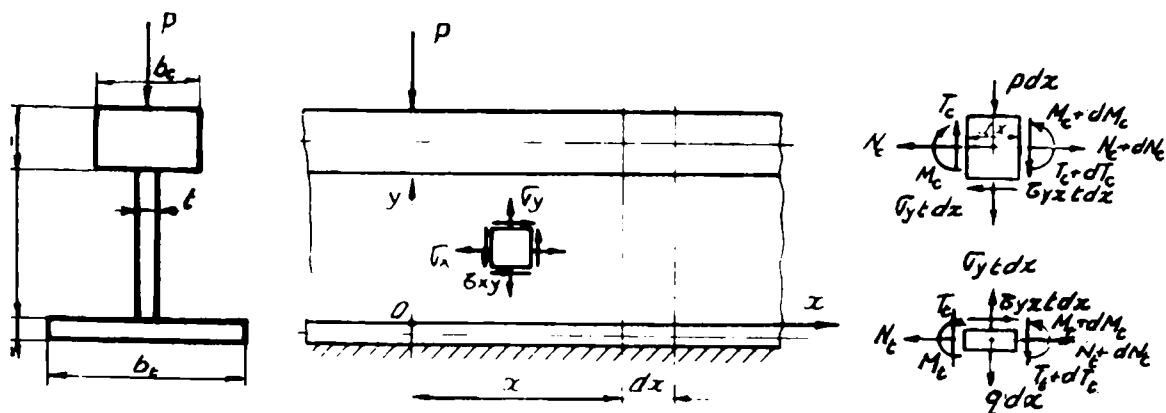


Figura 6.5. – Starea de eforturi unitare în inima șinei

Șina se consideră un sistem compus din două grinzi (ciuperca și talpa) legate între ele cu o grindă perete (inima). Forța concentrată P acționează pe ciupercă în axa de simetrie a secțiunii. talpa șinei se rezemă pe un mediu elastic sau pe reazeme rigide.

Starea de eforturi în inimă este o stare plană și se determină cu ecuațiile teoriei elasticității plane.

Eforturile și deformațiile din ciupercă și talpă se calculează cu formulele stabilite pentru grinzi, pe baza ipotezei secțiunilor plane.

În punctele de legătură ale inimii cu ciuperca și talpa trebuie să fie îndeplinite condițiile de continuitate ale deformațiilor și eforturilor.

6.3.2. Ecuațiile eforturilor unitare și deplasărilor

Sistemul de coordonate se alege ca în figura 6.5 cu axa Ox pe latura de jos a inimii și cu axa Oy după suportul forței concentrate P . Starea de eforturi unitare într-un punct oarecare al inimii este determinată de componentele $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$, ale căror funcții trebuie să satisfacă ecuațiile diferențiale de echilibru:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} &= 0 \\ \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} &= 0\end{aligned}\tag{6.9}$$

Starea de deformație este determinată de componentele $U(x,y)$ și $V(x,y)$ ale deplasării, pe direcțiile axelor x și y . Deoarece în problema de față condițiile limită se scriu mai ușor în deplasări, se vor exprima și ecuațiile de echilibru tot în deplasări. Pentru aceasta se utilizează legea lui Hooke generalizată:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{E}{1-\mu^2} \left[\frac{\partial U}{\partial x} + \mu \frac{\partial V}{\partial y} \right] \\ \sigma_y &= \frac{E}{1-\mu^2} \left[\frac{\partial V}{\partial y} + \mu \frac{\partial U}{\partial x} \right] \\ \tau_{xy} &= \frac{E}{2(1+\mu)} \left[\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right]\end{aligned}\tag{6.10}$$

Înlocuind aceste expresii în (6.9) se obține:

$$\begin{aligned}\Delta U + \frac{1+\mu}{1-\mu} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} \right] &= 0 \\ \Delta V + \frac{1+\mu}{1-\mu} \cdot \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} \right] &= 0\end{aligned}\tag{6.11}$$

Sistemul de ecuații diferențiale (6.9) trebuie completat cu condițiile limită necesare pentru precizarea funcțiilor și componentelor care apar la integrare.

În vederea stabilirii condițiilor limită se izolează din ciupercă și talpă câte un element de lungime dx ca în figura 6.5.b. Elementul corespunzător ciupercii este încărcat în secțiunile care se mărginesc cu eforturile N_c, M_c, T_c , la partea superioară cu sarcina pdx , iar la partea inferioară cu forțele de legătură dintre ciupercă și inimă, exprimate prin eforturile unitare σ_y, τ_{yx} . Eforturile unitare s-au înmulțit cu aria tdx a suprafeței pe care acționează, t fiind grosimea inimii.

Eforturile care acționează asupra elementului detașat de talpă s-au notat cu indicele t . La partea inferioară a elementului acționează reacțiunea qdx a mediului elastic pe care reazemă șina.

Din ecuațiile de echilibru ale elementelor prezentate rezultă următoarele relații diferențiale:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 M_c}{dx^2} &= -p - \sigma_y t + \frac{d\tau_{yx}}{dx} t \frac{h_c}{2} \\ \frac{dN_c}{dx} &= \tau_{yx} t \\ \frac{d^2 M_t}{dx^2} &= -q - \sigma_y t + \frac{d\tau_{yx}}{dx} t \frac{h_t}{2} \\ \frac{dN_t}{dx} &= -\tau_{yx} t \end{aligned} \tag{6.12}$$

Eforturile M și N se exprimă în funcție de deplasările punctelor de pe axa barei cu relațiile cunoscute din rezistența materialelor:

$$\begin{aligned} M_c &= EI_c \frac{d^2 V_c}{dx^2}; & N_c &= EA_c \frac{dU_c}{dx} \\ M_t &= EI_t \frac{d^2 V_t}{dx^2}; & N_t &= EA_t \frac{dU_t}{dx} \end{aligned} \tag{6.13}$$

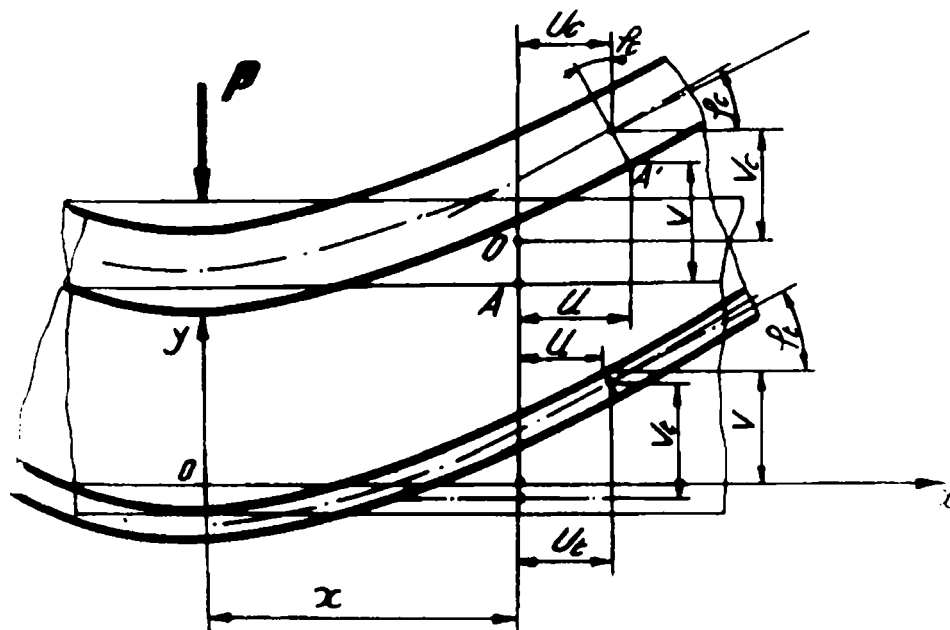


Figura 6.6. Deformarea șinei

La rândul lor deplasările punctelor de pe axele ciupercii tălpii se scriu în funcție de deplasările U și V ale inimii șinei, în punctele de legătură ale acestora cu ciuperca și talpa.

Urmărind figura 6.6 care reprezintă șina deformată și utilizând ipoteza deformațiilor mici și ipoteza lui Bernoulli, relațiile dintre deplasări se scriu astfel:

$$V_c(x) = V(x, H)$$

$$U_c(x) = U(x, H) - \varphi_c \frac{h_c}{2} = U(x, H) - \frac{h_c}{2} \left. \frac{\partial V}{\partial x} \right|_{y=H} \quad (6.14)$$

$$V_t(x) = V(x, 0)$$

$$U_t(x) = U(x, 0) + \varphi_t \frac{h_t}{2} = U(x, 0) + \frac{h_t}{2} \left. \frac{\partial V}{\partial x} \right|_{y=0}$$

În continuare se înlocuiesc deplasările U_c, V_c, U_t, V_t din relațiile (6.13) cu expresiile (6.14), rezultatele se introduc în ecuațiile (6.12). Exprimând apoi eforturile y și yx din ecuațiile (6.12) în funcție de deplasări cu ajutorul relațiilor 6.10, se obțin patru ecuații care conțin numai deplasările inimii în punctele de ordonate $y = 0$ și $y = H$. Aceste ecuații sunt următoarele:

$$\begin{aligned} EI_c \frac{\partial^4 V}{\partial x^4} &= -p - t \frac{E}{1-\mu^2} \left[\frac{\partial V}{\partial y} + \mu \frac{\partial u}{\partial x} \right] + t \frac{h_c}{2} \frac{E}{2(1+\mu)} \left[\frac{\partial^2 U}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} \right] \Bigg|_{y=H} \\ EA_c \left[\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} - \frac{\partial^3 V}{\partial x^3} \frac{h_c}{2} \right] &= \frac{Et}{2(1+\mu)} \left[\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right] \Bigg|_{y=H} \\ EI_t \frac{\partial^4 V}{\partial x^4} &= -q + t \frac{E}{1-\mu^2} \left[\frac{\partial V}{\partial y} + \mu \frac{\partial U}{\partial x} \right] + t \frac{h_t}{2} \frac{E}{2(1+\mu)} \left[\frac{\partial^2 U}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} \right] \Bigg|_{y=0} \\ EA_t \left[\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} - \frac{\partial^3 V}{\partial x^3} \frac{h_t}{2} \right] &= -\frac{Et}{2(1+\mu)} \left[\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right] \Bigg|_{y=0} \end{aligned} \quad (6.15)$$

Ecuațiile (6.15) sunt condițiile limită căutate care adăugate ecuațiilor diferențiale (6.11) permit determinarea deplasărilor U și V din inima șinei.

Forma sub care se prezintă condițiile limită (6.15) permite să se rezolve sistemul (6.9) utilizând metoda seriilor Fourier simple cu coeficienți variabili.

Pentru a dezvolta în serie trigonometrică încărcarea P , se consideră că pe șina de lungime infinită acționează un număr infinit de forțe P concentrate situate la distanțe egale una de alta. Distanța dintre forțe se va nota cu L și constituie perioada încărcării. Se știe că la ginda pe mediu elastic, eforturile și deformațiile scad repede cu distanța de la forța concentrată. Dacă valoarea lungimii L este suficient de mare în raport cu perioada de variație a săgeții grinzii, atunci, deformațiile și eforturile produse de forța P în domeniul ei de acțiune, vor fi foarte puțin influențate de forțele vecine și ca urmare, rezultatele obținute pentru încărcarea periodică prezentată în figura 6.7 pot fi considerate valabile și pentru cazul încărcării cu o singură forță.

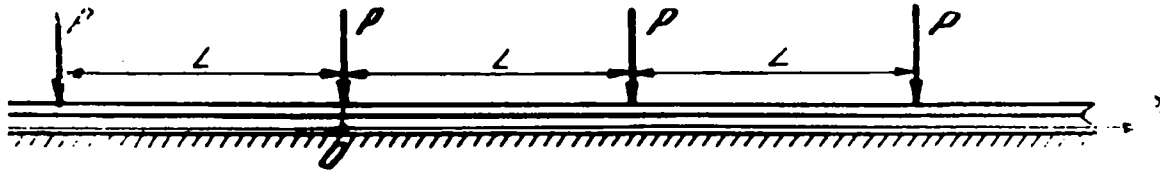


Figura 6.7. Încărcarea șinei

Alegând originea absciselor în dreptul forței P , dezvoltarea încărcării în serie Fourier se prezintă astfel:

$$p(x) = \frac{2P}{L} \left[\frac{1}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \cos \alpha_n x \right] \quad (6.16)$$

unde: $\alpha_n = n \frac{2\pi}{L}$

Pentru sistemul de coordonate din figura 6.5 și pentru $p(x)$ dat de seria (6.16), deplasările $U(x, y)$ și $V(x, y)$ se caută de forma următoare:

$$U(x, y) = \sum_{n=1}^{\infty} a_n(y) \sin \alpha_n y \quad (6.17)$$

$$V(x, y) = b_0(y) + \sum_{n=1}^{\infty} b_n(y) \cos \alpha_n y$$

S-a ținut seama de faptul că deplasările U a două puncte situate simetric în raport cu axa Oy sunt egale și de semne contrare, iar deplasările V sunt egale și de același semn; prin urmare funcția U trebuie să fie impară în raport cu axa X , iar funcția V trebuie să fie pară.

Coeficienții variabili $a(y)$ și $b(y)$ se determină din condiția ca expresiile (6.15) să fie soluții ale sistemului (6.11) și să îndeplinească condițiile limită (6.15).

Introducând seriile (6.17) în sistemul (6.11) rezultă:

$$\sum_{n=1}^{\infty} \left(a_n'' - \frac{2\alpha_n}{1-\mu} a_n' - \frac{1+\mu}{1-\mu} \alpha_n b_n' \right) \sin \alpha_n x = 0$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{2}{1-\mu} b_n'' - \alpha_n b_n' + \frac{1+\mu}{1-\mu} \alpha_n a_n' \right) \cos \alpha_n x + b_0'' \frac{2}{1-\mu} = 0$$

S-au obținut două serii trigonometrice ale căror sume trebuie să fie zero pentru orice x . Această condiție este îndeplinită dacă coeficienții seriilor sunt nuli, adică:

$$\frac{2}{1-\mu} b'' = 0$$

$$a_n'' - \frac{2\alpha_n}{1-\mu} a_n' - \frac{1+\mu}{1-\mu} \alpha_n b_n' = 0 \quad (6.18)$$

$$\frac{2}{1-\mu} b_n'' - \alpha_n b_n' + \frac{1+\mu}{1-\mu} \alpha_n a_n' = 0$$

Întegrând prima ecuație se obține:

$$b_0 = C_1 y + C_2$$

Următoarele două ecuații constituie un sistem de ecuații diferențiale, liniare, omogen și cu coeficienți constanți. Se va rezolva prin metoda eliminării. Se derivează ecuația a treia în raport cu y și apoi se înlocuiesc derivatele b_n'' și b_n' , cu expresiile lor obținute din ecuația a doua. Rezultă astfel o ecuație diferențială care conține numai funcția $a_n(y)$:

$$a_n^{IV} - 2\alpha_n a_n'' + \alpha_n a_n = 0 \quad (6.19)$$

Procedând în mod asemănător se elimină a_n din ecuația a doua și se obține ecuația diferențială a funcției $b_n(y)$:

$$b_n^{IV} - 2\alpha_n b_n'' + \alpha_n^4 b_n = 0 \quad (6.20)$$

Ecuația caracteristică a ecuațiilor (6.19) și (6.20) este:

$$r^4 - 2\alpha_n^2 r^2 + \alpha_n^4 = 0$$

care are rădăcinile duble: $r_{1,2} = \alpha_n$ și $r_{3,4} = -\alpha_n$

Aceste rădăcini le corespund următoarele soluții generale ale ecuațiilor diferențiale (6.19) și (6.20).

$$a_n = A_{1n} \operatorname{sh} \alpha_n y + A_{2n} y \operatorname{sh} \alpha_n y + A_{3n} \operatorname{ch} \alpha_n y + A_{4n} y \operatorname{ch} \alpha_n y \quad (6.21)$$

$$b_n = B_{1n} \operatorname{sh} \alpha_n y + B_{2n} y \operatorname{sh} \alpha_n y + B_{3n} \operatorname{ch} \alpha_n y + B_{4n} y \operatorname{ch} \alpha_n y$$

Constantele A_n și B_n nu sunt independente deoarece funcțiile a_n și b_n sunt legate prin ecuațiile (6.18). Introducând soluțiile (6.21) în ecuațiile (6.18) se determină constantele A_n în funcție de constantele B_n :

$$A_{1n} = -B_{3n} - \frac{3-\mu}{1+\mu} \frac{B_{2n}}{\alpha_n}$$

$$A_{2n} = -B_{4n}$$

$$A_{3n} = -B_{1n} - \frac{3-\mu}{1+\mu} \frac{B_{4n}}{\alpha_n}$$

$$A_{4n} = -B_{2n}$$

(6.22)

Utilizând relațiile (6.22) și expresiile (6.21) seriile Fourier (6.17) care dau deplasările U și V se scriu astfel:

$$\begin{aligned}
 U(x, y) &= -\sum_{n=1}^{\infty} \left[\left(B_{3n} + \frac{3-\mu}{1+\mu} \frac{B_{2n}}{\alpha_n} + B_{4n}y \right) sh\alpha_n y + \left(B_{1n} + \frac{3-\mu}{1+\mu} \frac{B_{4n}}{\alpha_n} + B_{2n}y \right) ch\alpha_n y \right] sh\alpha_n x \\
 V(x, y) &= C_1 y + C_2 + \sum_{n=1}^{\infty} \left[\left(B_{1n} + B_{2n}y \right) sh\alpha_n y + \left(B_{3n} + B_{4n}y \right) ch\alpha_n y \right] \cos \alpha_n x
 \end{aligned}
 \tag{6.23}$$

Determinarea constantelor $C_1, C_2, B_{1n}, \dots, B_{4n}$, se face introducând expresiile (6.23) în ecuațiile (6.15) care reprezintă ecuațiile limită. În aceleași ecuații încărcarea p se exprimă cu relația (6.16). Reacțiunea $q = k_v$ dacă talpa reazămă pe un mediu elastic În urma acestor înlocuiri se obține următorul sistem de ecuații:

$$\begin{aligned}
 1. \quad & -\frac{P}{L} - t \frac{E}{1-\mu^2} C_1 = 0 \\
 2. \quad & -kC_2 + t \frac{E}{1-\mu^2} C_1 = 0 \\
 & B_{1n} \left[\left(I_c \frac{1+\mu}{t} \alpha_n^2 + \frac{h_c}{2} \right) \alpha_n^2 sh\alpha_n H + \alpha_n ch\alpha_n H \right] + \\
 & + B_{2n} \left\{ \left[\left(I_c \frac{1+\mu}{t} \alpha_n^2 + \frac{h_c}{2} \right) \alpha_n^2 H + \frac{1-\mu}{1+\mu} \right] sh\alpha_n H + \left(H + \frac{h_c}{1+\mu} \right) \alpha_n ch\alpha_n H \right\} + \\
 3. \quad & + B_{3n} \left[\alpha_n sh\alpha_n H + \left(I_c \frac{1+\mu}{t} \alpha_n^2 + \frac{h_c}{2} \right) \alpha_n^2 ch\alpha_n H \right] + \\
 & + B_{4n} \left\{ \left(H + \frac{h_c}{1+\mu} \right) \alpha_n sh\alpha_n H + \left[\left(I_c \frac{1+\mu}{t} \alpha_n^2 + \frac{h_c}{2} \right) \alpha_n^2 H + \frac{1-\mu}{1+\mu} \right] ch\alpha_n H \right\} = \\
 & = -\frac{2P}{L} \frac{1+\mu}{Et} \\
 4. \quad & B_{1n} \left[\left(-\frac{h_c \alpha_n^2}{2} + \frac{t}{A_c} \frac{1}{1+\mu} \right) sh\alpha_n H + \alpha_n ch\alpha_n H \right] + \\
 & + B_{2n} \left\{ \left[\left(-\frac{h_c}{2} \alpha_n + \frac{t}{A_c} \frac{1}{1+\mu} \right) H + \frac{3-\mu}{1+\mu} \right] sh\alpha_n H + \left(\alpha_n H + \frac{t}{A_c} \frac{2}{(1+\mu)^2} \frac{1}{\alpha_n} \right) ch\alpha_n H \right\} + \\
 & + B_{3n} \left[\alpha_n sh\alpha_n H + \left(-\frac{h_c}{2} \alpha_n^2 + \frac{t}{A_c} \frac{1}{1+\mu} \right) ch\alpha_n H \right] + \\
 & + B_{4n} \left\{ \left(\alpha_n H + \frac{t}{A_c} \frac{2}{(1+\mu)^2} \frac{1}{\alpha_n} \right) sh\alpha_n H + \left[\frac{3-\mu}{1+\mu} + \left(-\frac{h_c}{2} \alpha_n^2 + \frac{t}{A_c} \frac{1}{1+\mu} \right) H \right] ch\alpha_n H \right\} = 0
 \end{aligned}$$

$$5. B_{1n} + B_{2n} \left(-\frac{h_t}{1+\mu} \right) + B_{3n} \left(-\frac{1+\mu}{Et\alpha_n} k - \frac{I_t}{t} (1+\mu)\alpha_n^3 - \frac{h_t\alpha_n}{2} \right) + B_{4n} \frac{1-\mu}{1+\mu} \frac{1}{\alpha_n} = 0 \quad (6.24)$$

$$6. B_{1n} + B_{2n} \left(-\frac{2}{(1+\mu)^2} \frac{t}{A_t} \frac{1}{\alpha_n^2} \right) + B_{3n} \left(\frac{h_t\alpha_n}{2} - \frac{t}{1+\mu} \frac{1}{A_t} \frac{1}{\alpha_n} \right) + B_{4n} \frac{3-\mu}{1+\mu} \frac{1}{\alpha_n} = 0$$

Din primele două ecuații rezultă imediat:

$$C_1 = -\frac{1-\mu^2}{E} \frac{P}{Lt} \quad (6.25)$$

$$C_2 = -\frac{P}{kL}$$

Ultimile patru ecuații ale sistemului (6.24) cuprind necunoscutele B_{1n} , B_{2n} , B_{3n} , B_{4n} . Coeficienții sistemului depind de $\alpha_n = 2\pi n/L$. Rezolvarea analitică a sistemului este dificilă. Deoarece calculele numerice se efectuează la calculator, se procedează astfel: pentru fiecare valoare a lui n se rezolvă sistemul (6.24) și se obțin astfel constantele B_n , cu care apoi se determină termenul de rang n al seriilor (6.23). Numărul de termeni ai seriilor se stabilește în funcție de convergența lor.

Cu aceeași coeficienți se calculează eforturile din inima șinei, eforturile și deplasările din secțiunile ciupercii și a tălpii. Seriile corespunzătoare se obțin introducând seriile deplasărilor (6.23) în expresiile (6.10), (6.13) și (6.14). În urma calculelor se obțin:

$$\sigma_x = \frac{\mu E}{1-\mu^2} C_1 - \frac{E}{1+\mu} \sum_{n=1}^{\infty} \left[\left(B_{1n}\alpha_n + B_{2n}\alpha_n y + \frac{3+\mu}{1+\mu} B_{4n} \right) ch\alpha_n y + \left(B_{3n}\alpha_n + B_{4n}\alpha_n y + \frac{3+\mu}{1+\mu} B_{2n} \right) ch\alpha_n y \right] \cos \alpha_n x$$

$$\sigma_y = \frac{E}{1-\mu^2} C_1 - \frac{E}{1+\mu} \sum_{n=1}^{\infty} \left[\left(B_{1n}\alpha_n + B_{2n}\alpha_n y + \frac{1-\mu}{1+\mu} B_{4n} \right) ch\alpha_n y + \left(B_{3n}\alpha_n + B_{4n}\alpha_n y + \frac{1-\mu}{1+\mu} B_{2n} \right) ch\alpha_n y \right] \cos \alpha_n x \quad (6.26)$$

$$\tau_{xy} = -\frac{E}{1+\mu} \sum_{n=1}^{\infty} \left[\left(B_{1n}\alpha_n + B_{2n}\alpha_n y + \frac{2}{1+\mu} B_{4n} \right) sh\alpha_n y + \left(B_{3n}\alpha_n + B_{4n}\alpha_n y + \frac{2}{1+\mu} B_{2n} \right) ch\alpha_n y \right] \sin \alpha_n x$$

Se notează cu σ_{ic} efortul unitar din fibra inferioară a ciupercii produs de momentul încovoietor M_c și cu σ_{ic} efortul unitar produs în secțiunea ciupercii de

forța axială N_c . Pentru talpă, indicele al doilea este t . Seriile corespunzătoare acestor eforturi sunt:

$$\begin{aligned}\sigma_{ic} &= -\frac{Eh_c}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \alpha_n^2 b_n(H) \cos \alpha_n x \\ \sigma_{ic} &= E \sum_{n=1}^{\infty} \left[\alpha_n a_n(H) + \frac{h_c}{2} \alpha_n^2 b_n(H) \right] \cos \alpha_n x \\ \sigma_{it} &= \frac{Eh_t}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \alpha_n^2 b_n(0) \cos \alpha_n x \\ \sigma_{it} &= E \sum_{n=1}^{\infty} \left[\alpha_n a_n(0) - \frac{h_t}{2} \alpha_n^2 b_n(0) \right] \cos \alpha_n x\end{aligned}\tag{6.27}$$

a_n și b_n se calculează cu relațiile (6.21).

Ecuatiile prezentate corespund rezemării tăpii șinei pe mediu elastic cu modulul de elasticitate K .

Dacă șina reazemă pe un mediu rigid, atunci și din ecuațiile (2) și (5) ale sistemului (6.24) rezultă $C_2 = 0$ și $B_{3n} = 0$. Celelalte ecuații nu se modifică deoarece în ele nu intervine K . Se va studia acest caz de rezemare pentru a compara rezultatele cu cele obținute cu formulele lui Eisenmann.

Determinările experimentale ale încovoierii suplimentare a ciupercii s-au făcut în laborator pe un cupon de șină simplu rezemat și încărcat cu o forță concentrată ca în figura 6.2. Ecuatiile de mai sus se pot adapta și acestui caz de rezemare considerând că șina de lungime infinită este încărcată de forțe concentrate P pe ciupercă și pe talpă ca în figura 6.8. Tronsonul AB este solicitat ca și când ar fi simplu rezemat în secțiunile A și B.

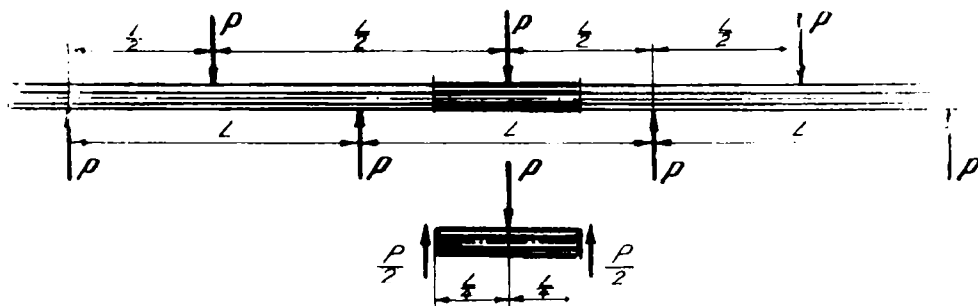


Figura 6.8. Incărcarea cuponului de șină

Considerând că originea absciselor se află în dreptul forței de pe ciupercă, seria trigonometrică corespunzătoare acestei încărcări este (6.17). Cu aceeași origine încărcarea de pe talpă are următoarea dezvoltare în serie:

$$q(x) = -\frac{2P}{L} \left(\frac{1}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \cos n\pi \cdot \cos \alpha_n x \right)$$

Prin urmare reacțiunea $q(x)$ nu mai este proporțională cu deplasarea ca la rezemare elastică ci se exprimă prin seria de mai sus. Modificările sistemului (6.24) sunt următoarele:

Primele două ecuații devin identice $C_1 = -\frac{1-\mu^2}{Et} \cdot \frac{P}{L}$, iar C_2 rămâne nedeterminat. C_2 reprezintă translația șinei în lungul axei y . Se va alege $C_2 = 0$.

Termenul $-kB_{3n}$ din ecuația (5) se înlocuiește cu $\frac{2P}{L} \cos n\pi$.

La elaborarea metodei de calcul a eforturilor din secțiunea șinei s-a avut în vedere utilizarea calculatorului electronic pentru efectuarea calculelor numerice. Pentru a prinde efectele tasării este necesar să se ia în considerație un număr de cel puțin 50 termeni ai seriilor prezentate și pentru fiecare termen trebuie să se rezolve, în cazul general, un sistem de patru ecuații cu patru necunoscute.

6.3.3. Rezultatele calculelor

Utilizând programul prezentat s-au efectuat calculele numerice pentru șina tip 49, încărcată cu o forță $P = 10^5 N$.

Secțiunea șinei s-a simplificat, înlocuind secțiunile ciupercii, inimii și tălpii cu trei dreptunghiuri, ca în figura 6.10. Caracteristicile geometrice ale secțiunii schematizate sunt următoarele:

$$A = 61,5cm^2(69,7); \quad I_z = 1.865cm^4(1.819)$$

(valorile din paranteze corespund secțiunii reale).

S-au determinat eforturile și deplasările în șină pentru trei cazuri de rezemare ale acesteia.

- a) rezemarea pe un mediu rigid ($K = \infty$);
- b) șina simplu rezemată la capete;
- c) rezemare pe un mediu elastic.

a) Rezemarea pe un mediu rigid se rezolvă cu programul prezentat, fiind un caz limită al rezemării elastice.

Perioada încărcării s-a luat $L = 130cm$. S-au însumat 100 termeni ai seriilor trigonometrice. Dovadă că s-au luat un număr suficient de termeni este faptul că diferența dintre rezultatele înregistrate la 50 termeni diferă numai cu 6% față de cele obținute la 100 termeni.

Eforturile și deplasările s-au calculat în toate nodurile rețelei prezentate în figura 6.10a. Cu rezultatele calculelor s-au trasat diagramele din figura 6.10.

În figura 6.10 a este reprezentată ciuperca șinei încovoiată sub secțiunea forței $P = 10^5 N$. În dreptul forței săgeata are valoarea 0,0225 cm. În acțiunea aflată la 16 cm de forță săgeata se anulează. Prin urmare perioada încărcării $L = 130cm$ a fost bine aleasă, efectul unei forțe asupra câmpului de acțiune al forței vecine fiind neglijabil.

În figura 6.10.b,c sunt desenate diagramele eforturilor unitare normale din fibrele extreme ale ciupercii (1,2). Curbele au aspectul cunoscut de la grinda pe mediu elastic. Eforturile scad mai repede decât săgeata; ele se anulează la distanța de 5 cm măsurată de la forța P .

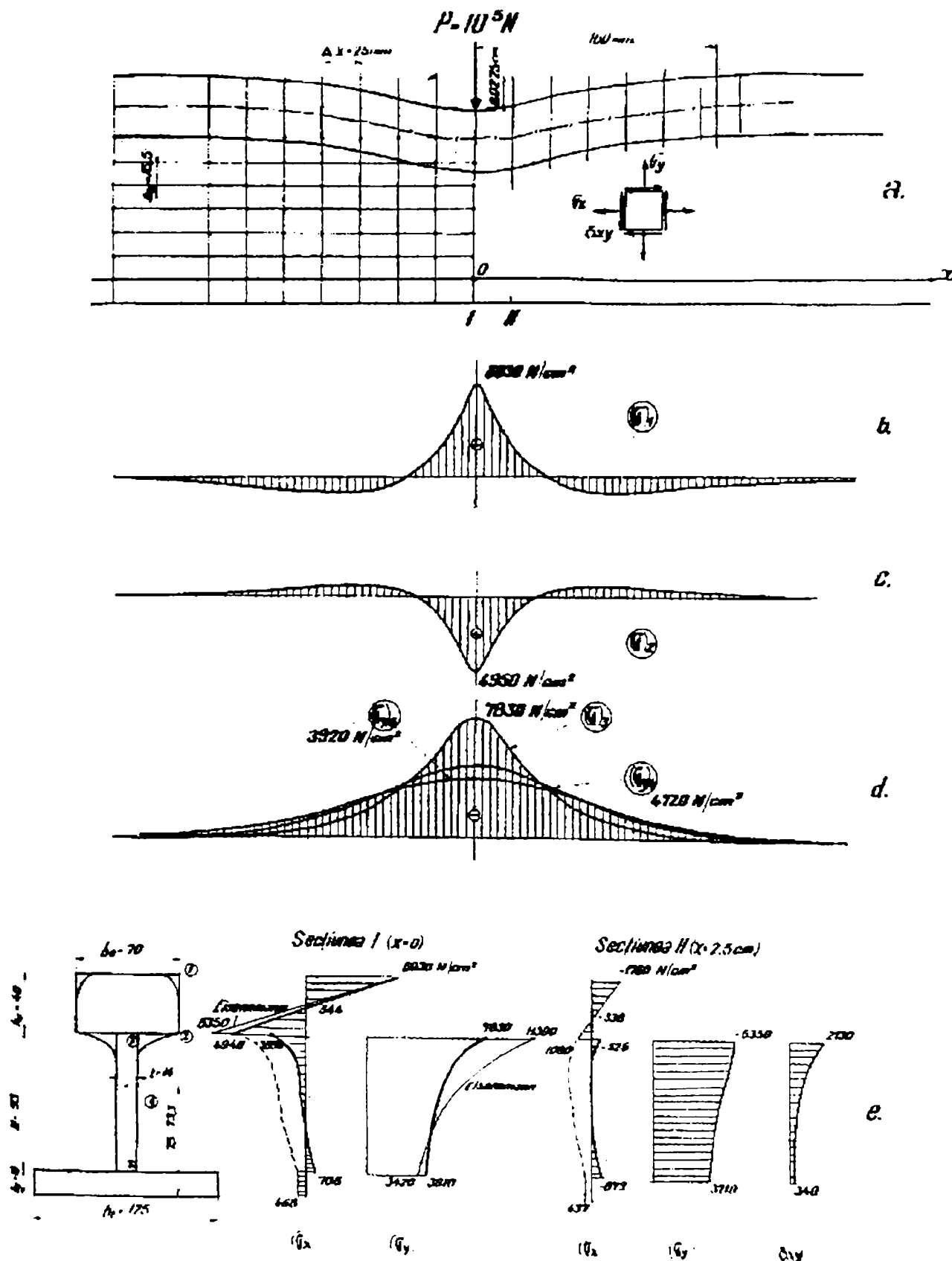


Figura 6.10. Diagramele eforturilor unitare

În figura 6.10d sunt reprezentate diagramele eforturilor din punctele situate pe laturi extreme (3,5) ale inimii șinei și pe linia mijlocie (4). Cifrele care precizează poziția punctelor se regăsesc în secțiunea din figura 6.10.c.

În figura 6.10.c se poate urmări variația eforturilor în lungul axei y . S-au ales două secțiuni: secțiunea I-a se află în dreptul forței P , iar secțiunea a II-a se află situată la 2,5 cm de forță. Pentru fiecare secțiune s-au reprezentat eforturile σ_x, σ_y și $\tau_{x,y}$. (Deoarece prima secțiune se află în planul de simetrie $\tau_{xy} = 0$).

În diagrama efortului σ_x s-a desenat cu linie întreruptă graficul mărimii $E\varepsilon_x = \sigma_x - \mu\sigma_y$, pentru a pune în evidență faptul că alungirile specifice ε_x variază în mod continuu de la ciupercă și talpă la inimă. Efortul σ_x prezintă salturi deoarece starea de tensiune din inimă este plană, iar în ciupercă și talpă este socotită uniaxială ($\sigma_y = 0$) atunci când se calculează deformațiile.

Cu linie subțire s-au desenat diagramele eforturilor unitare calculate pe baza teoriei lui Eisenmann. Urmărind diagrama efortului σ_x din secțiunea I-a, se vede că valoarea acestuia în fibra inferioară a ciupercii este egală cu $6350 N/cm^2$ după teoria lui Eisenmann și $4940 N/cm^2$ după teoria prezentată în această lucrare. După Eisenmann $\sigma_x = 0$ în inima șinei, în secțiunea I. Diferențe mari între rezultatele obținute prin cele două teorii se observă și în diagrama efortului σ_y ($\sigma_{y,max} = 11300 N/cm^2$ după Eisenmann și $7830 N/cm^2$ după noua teorie).

Pentru cazul rezemării rigide nu s-au făcut determinări experimentale.

b) S-au calculat eforturile și deplasările în șina simplu rezemată încărcată la mijlocul deschiderii cu o forță concentrată, pentru a stabili care este încovoierea suplimentară a ciupercii șinei dacă talpa este nerezemată în regiunea de aplicare a forței, adică acolo unde se produce tasarea inimii. Această situație de încărcare cu rezemare apare în cale atunci când roata vehiculului se află situată între două traverse.

Deschiderea s-a luat $a = 65 cm$, iar $P = 10^5 N$. Cu aceste valori s-au făcut și determinările experimentale prezentate în figura 6.2, astfel că rezultatele teoretice vor putea fi confruntate cu rezultatele încărcărilor.

Potrivit figurii 6.8 pentru a obține deschiderea $a = 65 cm$, distanța dintre forțele concentrate aplicate pe ciupercă și talpă trebuie să fie $L = 2a = 130 cm$.

S-a socotit că este suficient să se ia numai 75 de termeni ai seriei deoarece rezultatele obținute astfel diferă numai cu 5% față de cele înregistrate la termenul 50.

Cu datele obținute de la calculator s-au trasat diagramele figura 6.11. În figura 6.11.b se prezintă diagrama săgeții ciupercii. Săgeata maximă a ciupercii este egală cu 0,2353 cm. În aceeași secțiune săgeata tălpii este 0,2207 cm. Diferența dintre aceste săgeți este egală cu 0,0146 cm și reprezintă tasarea inimii șinei în dreptul forței P . În cazul rezemării rigide a tălpii (figura 6.10) tasarea inimii este egală cu săgeata ciupercii și are valoarea 0,0225 cm. Așa cum era de așteptat, inima se tasează mai mult în cazul rezemării rigide a tălpii decât în cazul tălpii nerezemate în regiunea de aplicare a forței concentrate.

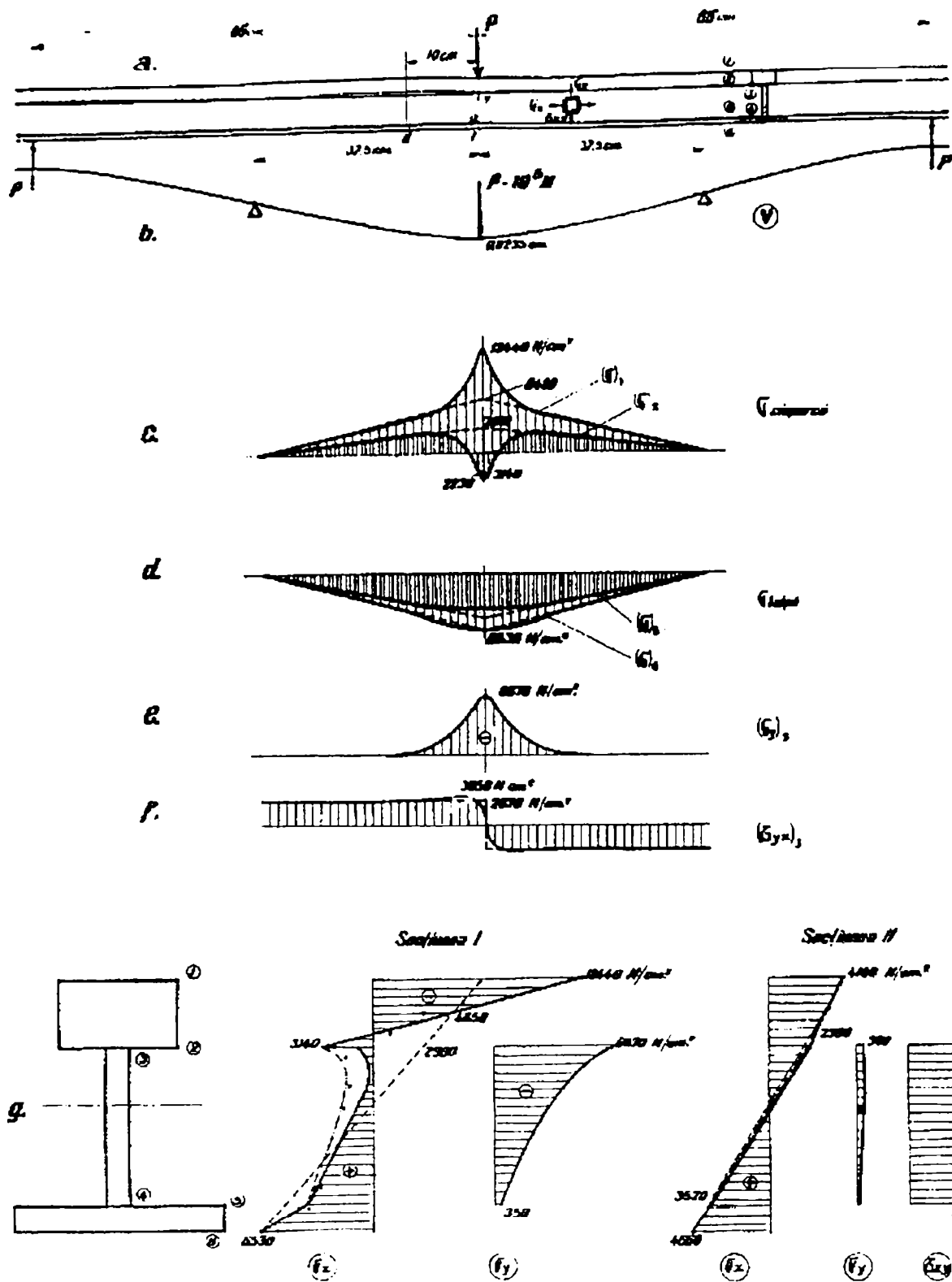


Figura 6.11.

În figura 6.11 c,d s-au desenat cu linie plină diagramele eforturilor unitare din fibrele extreme ale ciupercii și tăpii. Cu linie întreruptă s-au reprezentat diagramele aceluiași eforturi calculate cu formula lui Navier.

Se observă că eforturile din fibrele extreme ale ciupercii diferă de cele calculate cu formula lui Navier în secțiunile situate la o distanță mai mică de 10 cm măsurată de la forța concentrată. În restul șinei diagramele se suprapun și aceasta dovedește că s-au efectuat corect calculele.

În talpă abaterile de la distribuția clasică sunt foarte mici mai ales în fibra inferioară.

În figura 6.11.e s-au desenat diagramele eforturilor σ_y din punctele aflate la

marginea superioară a inimii șinei. După Navier $\sigma_y = 0$ în toate punctele șinei.

Urmărind figura 6.11.f se vede că valorile efortului tangențial din punctele situate imediat sub ciuperca șinei sunt foarte apropiate de valorile calculate cu formula lui Juravsky și reprezentate cu linie întreruptă.

Efectul încovoierii suplimentare a ciupercii șinei asupra distribuției eforturilor din secțiunea șinei, apare mai clar în figura 6.11g în care sunt desenate diagramele eforturilor $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ din două secțiuni; prima se află situată în dreptul forței $P(x=0)$, iar a doua este situată la 10 cm de forță.

Cu linie întreruptă s-a desenat dreapta care reprezintă distribuția eforturilor unitare după legea lui Navier.

Analizând diagramele secțiunii I-a se observă că în fibra inferioară a ciupercii șinei efortul unitar este egal cu $3140 N/cm^2$. După Navier, în aceeași fibră, efortul unitar este de compresiune și are valoarea egală cu $-2900 N/cm^2$.

Se notează cu $\Delta\sigma_1$ diferența dintre aceste valori:

$$\Delta\sigma_1 = 3100 - (-2900) = 6040 N/cm^2$$

Această diferență reprezintă deci abaterea valorii efortului unitar din fibra inferioară a ciupercii de la valoarea calculată de formula lui Navier și se datorește încovoierii suplimentare a ciupercii datorită tasării inimii șinei.

S-au efectuat calculele și pentru șina simplu rezemată cu deschiderea $d = 65cm$ încărcată cu forța P și cu momente pe reazeme pentru a vedea dacă aceste influențează tasarea inimii. S-a obținut $\Delta\sigma_1 = 6000 N/cm^2$.

În cazul rezemării rigide a tălpii șinei, prezentat la punctul a, eforturile în ciuperca șinei se datoresc numai tasării inimii; încovoierea întregii secțiuni este împiedicată de prinderea tălpii. În aceste condiții, efortul calculat în fibra inferioară a ciupercii este egal cu $4990 N/cm^2$. Acest efort este diferit de $\Delta\sigma_1 = 6040 N/cm^2$ și prin urmare eforturile cu șina simplu rezemată nu se pot obține suprapunând peste distribuția lui Navier, eforturile calculate în ipoteza rezemării rigide. Deci, efectul tasării inimii este diferit în cele două situații de rezemare a tălpii șinei.

În secțiunea a II-a eforturile calculate ținând seama de tasarea inimii diferă foarte puțin de eforturile calculate cu formula lui Navier, deoarece această secțiune se află la distanța maximă până la care se manifestă încovoierea suplimentară a ciupercii. Eforturile în această secțiune sunt mult mai mici decât în secțiunea I-a

Verificarea rezultatelor teoretice expuse s-a făcut utilizând determinările experimentale din lucrarea [65]. Valorile măsurate s-au reprezentat cu cerculețe în figura 6.11.c,d,g. Se constată că există o bună corespondență între curbele teoretice și valorile măsurate în ciuperca și talpa șinei.

În ce privește efortul unitar maxim din fibra inferioară a ciupercii (figura 6.11.c, g) se constată că valoarea calculată $3140 N/cm^2$ este mai mare decât cea măsurată ($2230 N/cm^2$). Aceasta se explică prin faptul că la schematizarea secțiunii (figura 6.11.g) s-au eliminat porțiunile de trecere de la

inimă la talpă. Inima secțiunii simplificate este mai suplă decât cea reală și prin urmare se tasează mai mult. Abateră $\Delta\sigma_1$ a valorii efortului din fibra inferioară a ciupercii față de valoarea calculată cu formula lui Navier este egală cu 6040 N/cm^2 teoretic și 5100 N/cm^2 experimental.

Deoarece prin calcul se obțin valori mai mari acoperitoare, teoria se poate considera satisfăcătoare.

c) Rezemarea tălpii șinei pe un mediu elastic se încadrează printre cazurile limită prezentate la punctele a și b și este valabilă pentru porțiunea de șină din dreptul traversei.

Datele numerice cu care s-au efectuat calculele sunt următoarele:

- modulul de elasticitate al căii: $K = 10^4\text{ N/cm}^2$;
- forța concentrată: $P = 10^5\text{ N}$;
- distanța dintre două forțe succesive: $L = 500\text{ cm}$;
- numărul de termeni ai seriilor, luați în considerație este $N = 100$.

Rezultatele calculelor se prezintă în figura 6.12. Cu linie întreruptă s-au desenat diagramele corespunzătoare formulei lui Navier. Abaterile se încadrează între abaterile obținute la cazurile limită a și b; $\Delta\sigma_1 = 5260\text{ N/cm}^2$ la rezemarea elastică, 4990 N/cm^2 la rezemarea rigidă, și 6040 N/cm^2 la șina simplu rezemată.

În concluzie pentru a obține distribuția eforturilor în secțiunile ciupercii aflate în apropierea locului de încărcare se suprapun peste eforturile date de formula lui Navier aplicată întregii secțiuni, eforturile datorate încovoierii suplimentare a ciupercii. Acestea din urmă sunt distribuite liniar. Efortul unitar succesiv din talpa inferioară a ciupercii $\Delta\sigma_1$ are valori diferite pentru cele trei cazuri de rezemare studiate.

Notând cu y_c ordonata unui punct din ciupercă măsurată de la axa ce trece prin centrul de greutate al ciupercii, efortul unitar datorită încovoierii suplimentare a ciupercii șinei se scrie astfel:

$$\sigma = \frac{\Delta\sigma_1}{y_{c\max}} y_c$$

unde $y_{c\max}$ este ordonată maximă a ciupercii.

Deoarece $\Delta\sigma_1$ este proporțional cu forța verticală P , formula precedentă se mai poate scrie astfel:

$$\sigma = \lambda_1 P \frac{y_c}{y_{c\max}} \quad (6.28)$$

unde $\lambda_1 = \frac{\Delta\sigma_1}{P}$

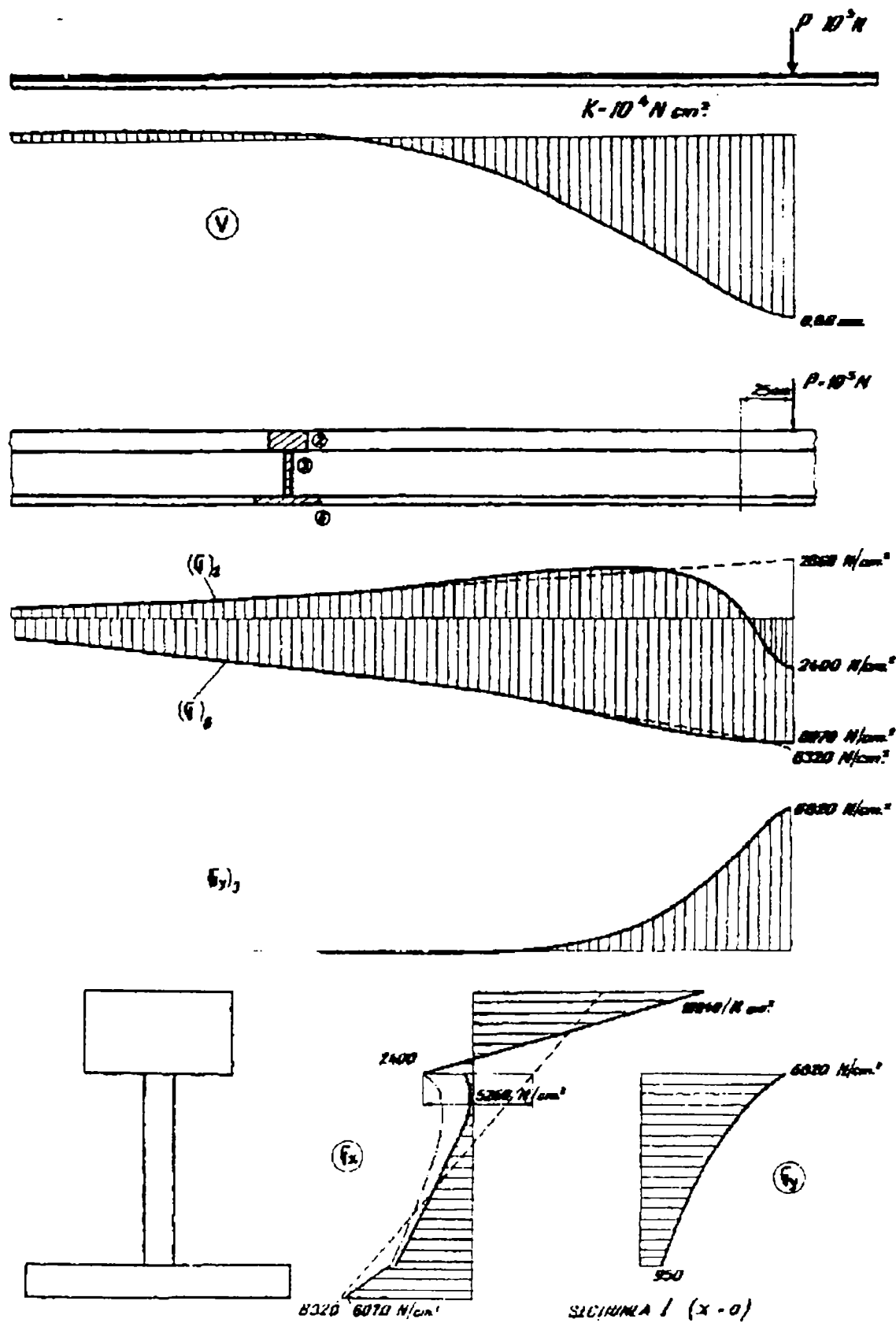


Figura 6.12

$\Delta\sigma_1$ - este funcție de distanța x a secțiunii până la forța verticală P și se obține din diagramele reprezentate în figura 6.10 și 6.12. Prin urmare și L , este funcție de x .

6.4. Răsucirea șinei

Reducând forțele P și H în centrul de răsucire al secțiunii (figura 6.1) se obține și un cuplu al cărui moment s-a notat cu M_T care fiind dirijat după axa șinei produce răsucirea acesteia.

Deplanarea secțiunilor șinei este împiedicată de prinderile acesteia de traverse și ca urmare eforturile unitare tangențiale sunt însoțite de eforturi unitare normale. Se cunosc două metode de calcul ale acestor eforturi unitare: metoda elaborată de Timoșhenko care se apropie foarte mult de metoda utilizată la barele cu pereți subțiri și metoda variațională a lui Vlasov [110].

Ipotezele principale de calcul ale metodei Timoșhenko sunt următoarele:

- conturul secțiunii nu se deformează;
- secțiunea se rotește în jurul unui punct situat în planul ei;
- secțiunea se deplanează astfel ca secțiunile tălpii și ciupercii să rămână plane și normale pe axele lor deformate (se neglijează deci deformațiile produse de eforturile tangențiale).

Se vor trece în revistă etapele rezolvării problemei răsucirii șinei pe baza ipotezelor enunțate.

În figura 6.13 s-a desenat secțiunea schematizată a șinei, rotită cu un unghi φ în jurul centrului de răsucire C care din motive de simetrie, este situat pe axa Oy .

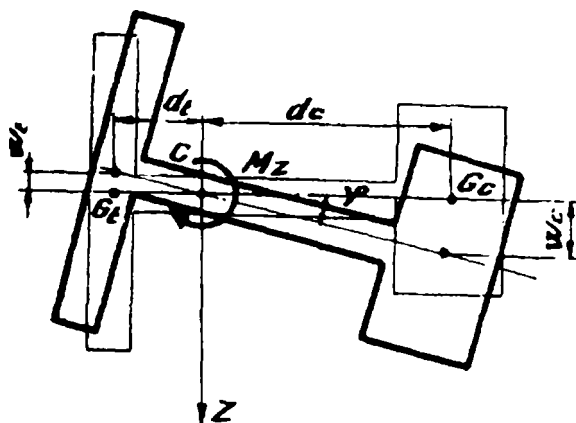


Figura 6.13. Răsucirea șinei

Ca urmare a rotirii secțiunii, centrele de greutate ale secțiunilor ciupercii și tălpii aflate la distanțele d_c și d_t de centrul de răsucire, se deplasează în jurul axei z cu W_c și W_t . Cu notațiile prezentate, aceste deplasări se scriu astfel:

$$\begin{aligned} W_c &= d_c \cdot \varphi \\ W_t &= -d_t \cdot \varphi \end{aligned} \tag{6.29}$$

Deoarece unghiul φ variază în lungul șinei, vor varia și deplasările W_c și W_t , indicând încovoierea ciupercii și tălpii șinei. Momentele încovoietoare din secțiunile acestora se scriu astfel:

$$\begin{aligned} M_c &= -EI_c W_c'' = -EI_c d_c \varphi'' \\ M_t &= -EI_t W_t'' = EI_t d_t \varphi'' \end{aligned} \quad (6.30)$$

unde I_c și I_t sunt momente de inerție ale ciupercii și tălpii, calculate față de axa y . Acestor momente încovoietoare le corespund forțele tăietoare:

$$\begin{aligned} T_c &= -EI_c W_c''' = -EI_c d_c \varphi''' \\ T_t &= -EI_t W_t''' = -EI_t d_t \varphi''' \end{aligned} \quad (6.31)$$

Deoarece în secțiune acționează numai momentul de răsucire M_x (figura 6.13) suma forțelor tăietoare prezentate trebuie să fie nulă:

$$T_c + T_t = -EI_c d_c \varphi''' + EI_t d_t \varphi''' = 0$$

de aici rezultă:

$$\frac{d_c}{d_t} = \frac{I_t}{I_c} \quad (6.32)$$

Relația (6.32) precizează poziția centrului de răsucire C . Pentru a determina rotirea φ se scrie că suma momentelor forțelor interioare din secțiune în raport în raport cu axa Ox este egală cu momentul de răsucire M_x . Observând că momente în raport cu axa Ox dau forțele tăietoare T_c și T_t și eforturile tangențiale corespunzătoare răsucirii pure, se scrie:

$$M_x = -T_c d_c + T_t d_t - GI_d \varphi'$$

Notând răsucirea specifică φ' cu θ , și ținând seama de relațiile (6.31) și (6.32), ecuația de mai sus capătă următoarea formă:

$$EI_c d_c (d_c + d_t) \theta'' - GI_d \theta = M_x \quad (6.33)$$

Primul termen al ecuației (6.33) corespunde răsucirii împiedicate, iar cel de al doilea răsucirii pure, GI_d este rigiditatea șinei corespunzătoare răsucirii pure.

Dacă M_x este constant, soluția generală a ecuației diferențiale (6.33) se scrie astfel:

$$\theta = C_1 e^{\alpha x} + C_2 e^{-\alpha x} - \frac{M_x}{GI_d} \quad (6.34)$$

unde:

$$\alpha = \sqrt{\frac{GI_d}{EI_c d_c (d_c + d_t)}} \quad (6.35)$$

Rotirea se obține integrând rotirea specifică (6.34):

$$\varphi = \frac{C_1}{\alpha} e^{\alpha x} - \frac{C_2}{\alpha} e^{-\alpha x} - \frac{M_x}{GI_d} x + C_3 \quad (6.36)$$

În scrierea condițiilor limită necesare determinării constantelor C_1, C_2, C_3 se va avea în vedere că în secțiunile în care deplanarea este complet împiedicată, axele ciupercii și tălpii își păstrează direcția axei x și de aceea $\theta = \varphi' = 0$ (a se urmări relațiile (6.29)).

În secțiunile cu deplanare liberă momentele încovoietoare M_c și M_i (relațiile 6.30) sunt nule și aceasta poate avea loc dacă $\theta' = 0$.

Se prezintă mai jos, rezultatele integrării ecuației 6.45 pentru câteva situații de rezemare și încărcare a șinei:

a). Șina încărcată cu cuplu M_T într-o secțiune aflată la distanțele m și n de capete și prinsă la capete astfel încât să împiedice rotirile secțiunilor de prindere în jurul axei x , dar să permită rotirea lor în jurul axei y . Prin urmare, secțiunile de la capete se pot deplana liber.

Este cazul unui tronson de șină de lungime a , la care frecarea dintre talpa șinei și placa de sprijin a prinderii se poate neglija.

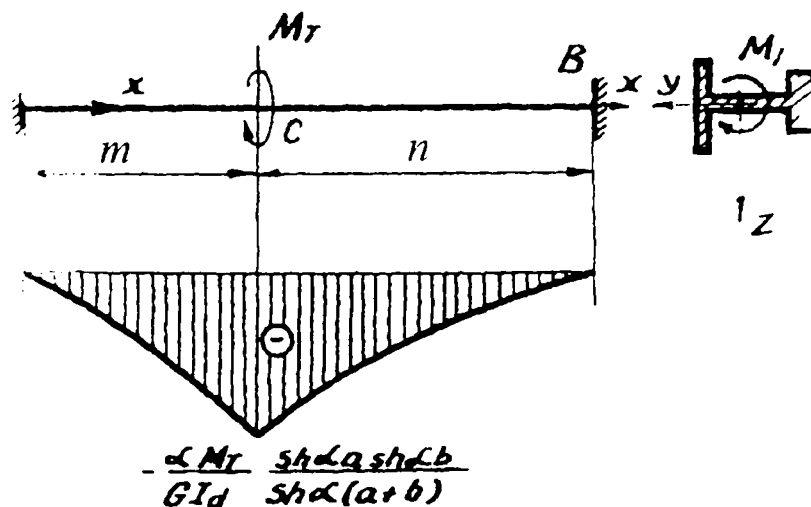


Figura 6.14

Condițiile limită din secțiunile A,B,C (figura 6.13) se scriu astfel:

în A: $\varphi = 0, \theta' = 0$ (deplanare liberă)

în B: $\varphi = 0, \theta' = 0$ (deplanare liberă)

în C: $\varphi_{st} = \varphi_{dr}, \theta_{st} = \theta_{dr}, \theta'_{st} = \theta'_{dr}$

Sunt 7 condiții din care se determină cele 6 constante ale expresiilor rotirii de pe porțiunile AC, BC și reacțiunile din prinderi.

Pentru porțiunea AB se alege originea A. În urma calculelor se obține:

$$\theta = \frac{M_T}{GI_d} \left(\frac{sh\alpha n \cdot ch\alpha x}{sh\alpha(m+n)} \right) - \frac{n}{m+n} \quad (6.37)$$

$$\theta' = \frac{\alpha M_T}{GI_d} \frac{sh\alpha n}{sh\alpha(m+n)} sh\alpha x, \quad 0 < x < m$$

Pentru porțiunea BC, originea se alege în B și rezultă:

$$\theta = -\frac{M_T}{GI_d} \left(\frac{sh\alpha m \cdot ch\alpha x}{sh\alpha(m+n)} \right) - \frac{n}{m+n}$$

$$\theta' = -\frac{\alpha M_T}{GI_d} \frac{sh\alpha m}{sh\alpha(m+n)} sh\alpha x, \quad -n < x < 0$$

Dacă încărcarea M_T se află la mijlocul deschiderii, $m = n = a/2$ și relațiile 6.37 se scriu astfel:

$$\theta = \frac{M_T}{2GI_d} \left(\frac{ch\alpha x}{ch\alpha \frac{a}{2}} - 1 \right) \quad \theta' = -\alpha \frac{M_T}{2GI_d} \frac{sh\alpha x}{ch\alpha \frac{a}{2}}$$

Valoarea maximă a funcției θ' se obține pentru $x = \frac{a}{2}$:

$$\theta'_{\max} = -\alpha \frac{M_T}{2GI_d} th \frac{\alpha a}{2} \quad (6.38)$$

b). Șina încastrată la capete și încărcată la mijlocul deschiderii.

În acest caz deplanările sunt împiedicate la capetele șinei la mijlocul deschiderii. În aceste situații $\theta = 0$. Alegând originea în secțiunea de încărcare se obține:

$$\theta = \frac{M_T}{2GI_d} \left(\frac{\operatorname{ch}\alpha \left(\frac{a}{2} - x \right)}{\operatorname{ch}\alpha \frac{a}{4}} - 1 \right) \quad (6.39)$$

$$\theta' = -\alpha \frac{M_T}{2GI_d} \frac{\operatorname{sh}\alpha \left(\frac{a}{4} - x \right)}{\operatorname{ch}\alpha \frac{a}{4}}$$

$$\theta'_{\max} = -\frac{\alpha M_T}{2GI_d} \operatorname{th} \frac{\alpha a}{4}, \text{ pentru } x = 0 \quad (6.40)$$

Prinderea reală a șinei de traversă se află între situațiile limită prezentate mai sus.

Introducând funcția $\theta' = \varphi''$ în relațiile (6.30) se obțin funcțiile momentelor încovoietoare din ciuperca și talpa șinei (M_c, M_t). Eforturile unitare normale corespunzătoare acestor momente încovoietoare se scriu cu formula lui Navier:

$$\sigma_c = \frac{M_c}{I_c} z = -Ed_c \theta' z; \quad \sigma_t = \frac{M_t}{I_t} z = Ed_t \theta' z \quad (6.41)$$

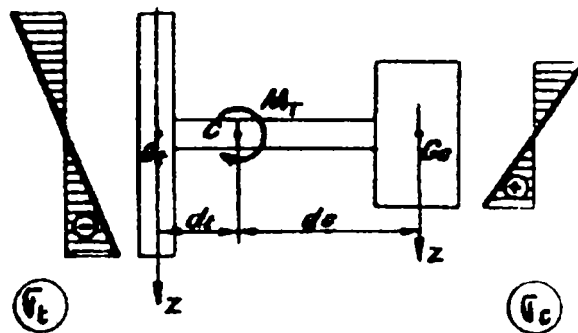


Figura 6.15

Deoarece θ' este proporțional cu M_T , relațiile precedente se pot scrie prescurtat astfel:

$$\sigma_c = \lambda_c M_T \frac{z}{z_{c \max}} \quad (6.42)$$

$$\sigma_t = -\lambda_c \frac{d_t}{d_c} \frac{z_c}{z_t} M_T \frac{z}{z_t} = -\lambda_t M_T \frac{z}{z_{t \max}}$$

unde: λ_c , pentru o secțiune dată, este o constantă, iar z_{cm} și z_{tm} sunt ordonatele maxime ale ciupercii și tălpii.

Potrivit relațiilor (6.41) eforturile unitare normale datorită răsucirii împiedicate a șinei variază cu pante diferite în ciupercă și talpă. Raportul între pantele corespunzătoare ciupercii și tălpii este d_c / d_t .

În figura 6.16 sunt date diagramele coeficientului λ_c calculat pentru șina tip 49. Distanța dintre reazeme s-a luat egală cu distanța dintre traversele căii adică $a = 60\text{cm}$. Încărcarea s-a socotit că se află la mijlocul deschiderii. Cele două curbe din figura 6.16 corespund celor două cazuri, limita (m) și (n) de rezemare prezentate mai sus.

Se observă că valoarea coeficientului λ_c în secțiunea de încărcare este influențată puțin de modul în care se face rezemarea la capetele tronsonului.

Pentru deplanarea liberă $\lambda_{c\max} = 0,0163$, iar pentru deplasarea împiedicată $\lambda_{c\max} = 0,0137$.

Situația reală se află între aceste două limite. În vederea obținerii unor rezultate acoperitoare se recomandă să se lucreze cu $\lambda_{c\max} = 0,0163$.

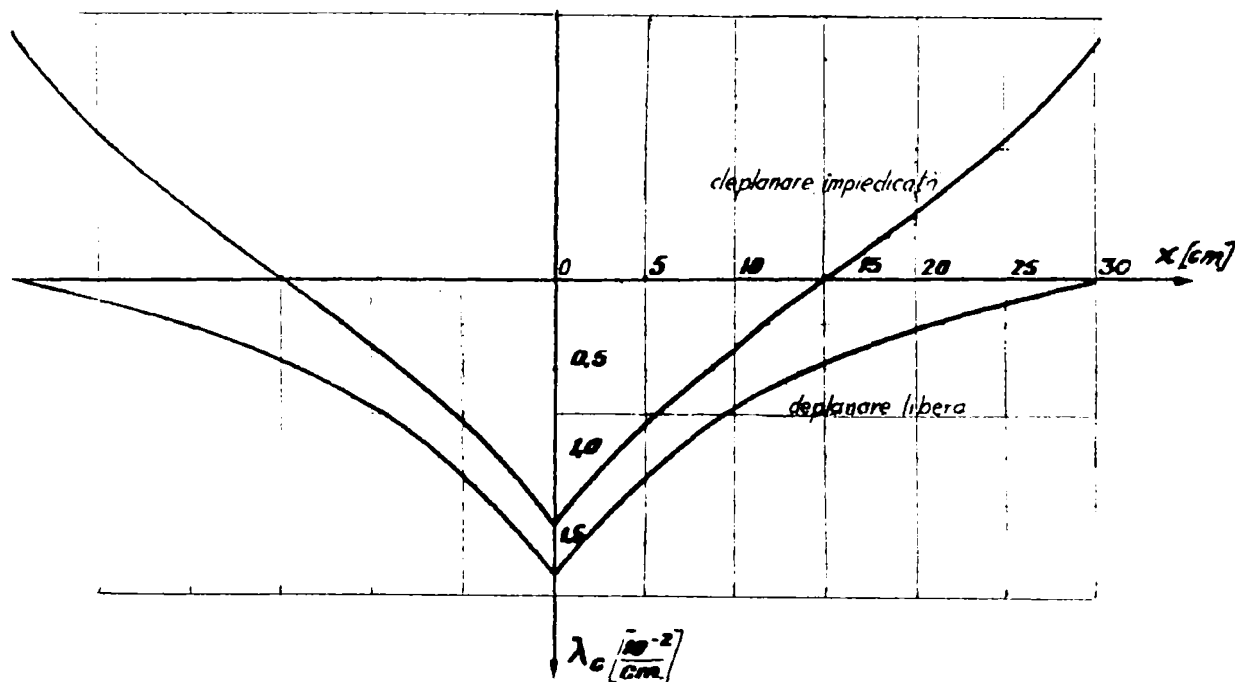


Figura 6.16. Deplanarea secțiunilor șinei

Utilizând relația (6.32) s-a determinat poziția centrului de răsucire pentru șina tip 49 și a rezultat $d_c = 7,66\text{cm}$ și $d_t = 3,96\text{cm}$. Știind că $z_c = 3,5\text{cm}$ și $z_t = 6,26\text{cm}$, se poate calcula coeficientul $\lambda_{t\max}$ care intervine în a doua relație (6.42).

$$\lambda_{t\max} = \lambda_{c\max} \cdot \frac{z_t}{z_c} \cdot \frac{d_t}{d_c} = 0,0163 \cdot \frac{6,26}{3,5} \cdot \frac{3,96}{7,66} = 0,0151$$

Ca exemplu se calculează eforturile unitare produse de o forță verticală $P = 10^5 N$ situată la distanța $e = 2 cm$ de axa Oy a secțiunii și de o forță orizontală $H = 4 \times 10^4 N$ situată la 1,4 cm de suprafața superioară a ciupercii șinei. Întrucât între centrul de răsucire și suprafața superioară a ciupercii există o distanță egală cu 9,96 cm rezultă că brațul forței orizontale față de centrul de răsucire este $d = 9,56 cm$. Având precizate aceste date se poate calcula momentul forțelor P și H în raport cu centrul de răsucire:

$$M_T = H \cdot d - P \cdot e = 4 \cdot 10^4 \cdot 8,56 - 10^5 \cdot 2 = 14,2 \cdot 10^4 N \cdot cm$$

Întroducând în relațiile (6.42) momentul M_T , coeficienții $\lambda_{t \max}$, $\lambda_{c \max}$ și coordonatele $z = z_c$, $z = z_t$ se obțin valorile eforturilor unitare normale maxime din ciuperca și talpa șinei corespunzătoare răsucirii împiedicate:

$$\begin{aligned}\sigma_{c \max} &= 0,0163 \cdot 14,2 \cdot 10^4 = 2.320 N / cm^2 \\ \sigma_{t \max} &= -0,0151 \cdot 14,2 \cdot 10^4 = -2.150 N / cm^2\end{aligned}$$

Vlasov în lucrarea [110] prezintă o altă metodă de calcul al eforturilor unitare produse de răsucirea șinei. Ipotezele de calcul utilizate de acesta sunt următoarele: deformațiile în planul secțiunii șinei sunt nule; deplasările punctelor din secțiune se exprimă prin relațiile:

$$\begin{aligned}u &= U(x)\varphi(y, z) \\ v &= \theta(x)y \\ w &= W(x) - \theta(x)z\end{aligned}$$

unde: $U(x)$, $\theta(x)$, $W(x)$ sunt funcții care depind de poziția secțiunii, y, z sunt coordonatele unui punct din secțiune (figura 6.14).

$\varphi(y, z) = yz + az$ și reprezintă deplasarea secțiunii. Această funcție s-a ales prin analogie cu funcția deplanării secțiunii de formă dreptunghiulară.

Determinarea funcțiilor $U(x)$, $\theta(x)$ și $W(x)$ se face aplicând metoda variațională.

Efectuând calculele numerice cu formulele stabilite pe baza metodei lui Vlasov se obține un efort unitar normal maxim de circa patru ori mai mic decât cel calculat cu formula lui Eisenmann. Cum formulele lui Eisenmann au fost confirmate de măsurătorile experimentale, rezultă că teoria lui Vlasov conduce la valori mult mai mici decât cele reale.

6.5. Încovoierea transversală a inimii șinei

Încovoierea transversală a inimii șinei este produsă de forța verticală P care acționează excentric pe ciuperca șinei și de forța laterală H (figura 6.1). Această

încovoiere este mai pronunțată în dreptul traversei unde talpa șinei este fixată de placa de sprijin și nu permite ca secțiunile să se rotească fără să-și modifice conturul.

În lucrarea [64] se arată că la căile ferate din SUA s-au înregistrat ruperi ale șinelor tip 55,6 Kg/m, datorate încovoierii produse de forța verticală excentrică. În urma măsurătorilor efectuate cu această ocazie s-a stabilit că efortul unitar normal maxim din inima șinei avea valoarea $43.000 N/cm^2$. A fost necesară îngroșarea inimii șinelor pentru a preveni ruperile.

În țara noastră, prof. N. Iosipescu a studiat încovoierea inimii șinei prin metoda fotoelasticității [55]. Deoarece problema solicitării spațiale a fost înlocuită cu o problemă plană, în urma studiului nu s-au putut obține decât rezultate calitative și aprecieri referitoare la forma optimă a profilului șinei. S-a propus un nou profil de șină cu inima îngroșată în partea de jos, astfel ca forma acesteia să se apropie de forma parabolică a grinzii de egală rezistență.

La căile ferate elvețiene s-a utilizat inima șinei ca element de măsurare a forței laterale H . În acest scop s-au lipit pe inimă traductoare rezistive orientate normal pe axa șinei astfel ca să se înregistreze deformațiile legate de încovoierea transversală a inimii.

În afară de importanța pe care o prezintă încovoierea transversală a inimii șinei pentru măsurarea componentei orizontale cu care roata vehiculului încarcă șina, această solicitare mai prezintă interes deoarece influențează asupra distribuției eforturilor unitare din ciuperca și talpa șinei, produse de răsucirea împiedicată.

Autorii lucrării [64] remarcă lipsa unui studiu teoretic a problemei rezolvate mai sus.

În acest paragraf se vor prezenta rezultatele încercărilor făcute în vederea elaborării unei metode de calcul a încovoierilor transversale a inimii.

6.5.1. Schema de calcul și ecuațiile corespunzătoare

Pentru a studia încovoierea transversală a inimii este necesar de a se renunța la ipoteza nedeformabilității conturului secțiunii care se utilizează în rezistența materialelor pentru calculul barelor.

Secțiunea șinei se schematizează ca în figura 6.17. Șina apare ca o placă cu rigidizări; placa este inima, iar rigidizările sunt ciuperca și tapla care vor fi tratate ca grinzi.

Sistemul de coordonate se alege cu axele Ox și Oy în planul median al inimii. Axa Oz are direcția și sensul forței laterale H .

Talpa șinei se consideră rezemată pe un mediu elastic. Reazemul se opune deplasării pe direcția axei z cu reacțiunea distribuită:

$$q = k_1 W_t \quad (6.43)$$

unde W_t este deplasarea tălpii în lungul axei z , iar k_1 este un coeficient de proporționalitate.

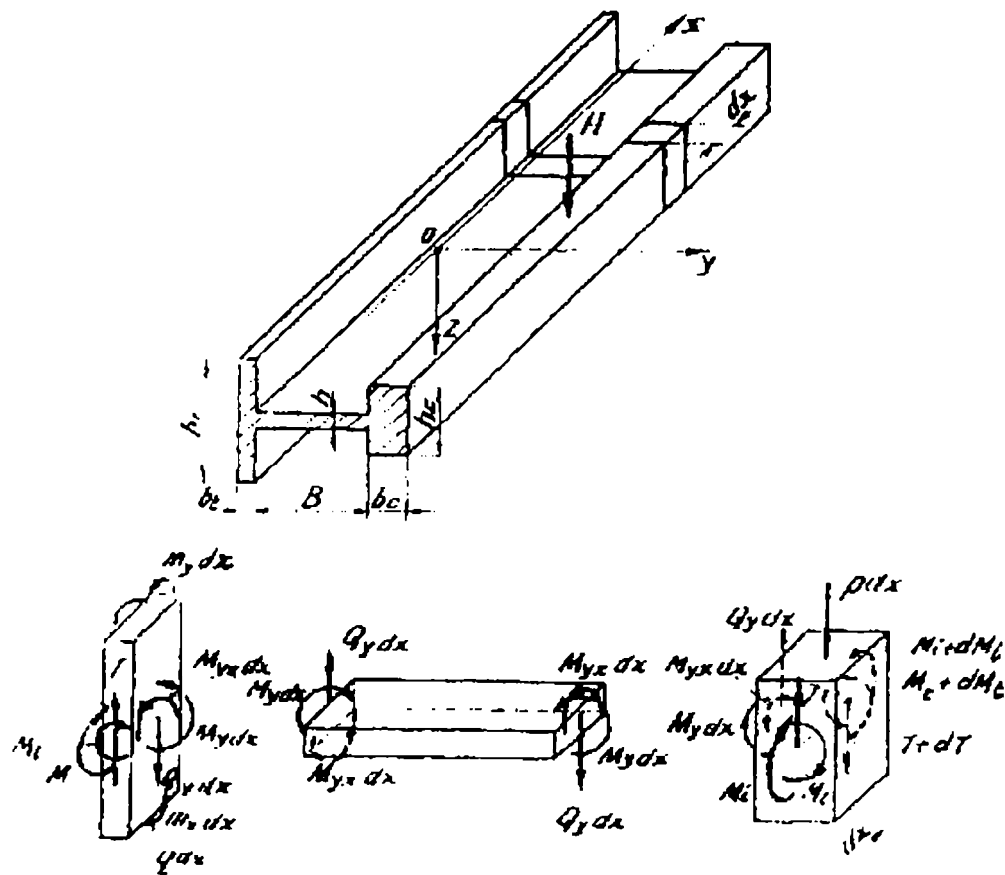


Figura 6.17

Reazemul se mai opune rotirilor tălpii în jurul axelor Ox și Oy , cu cupluri distribuite ale căror momente sunt proporționale cu unghiurile de rotire φ_x și φ_y :

$$\begin{aligned} m_y &= k_2 \varphi_y \\ m_x &= k_3 \varphi_x \end{aligned} \quad (6.44)$$

reacțiunea q se datorește rezistenței pe care o opune balastul la deplasarea laterală a șinei, iar reacțiunile m_x și m_y apar în prinderile șinei de traverse. Coeficienții k_1 și k_2 depind de deplasarea laterală a căii.

Problemele încovoierii inimii șinei se reduce la determinarea funcției $W(x, y)$ care reprezintă deplasările punctelor din planul median al inimii. Deoarece încărcarea pe suprafața inimii este nulă, săgeata $W(x, y)$ trebuie să fie o funcție biarmonică, adică:

$$\Delta \Delta W(x, y) = 0 \quad (6.45)$$

Ecuatiei diferențiale (6.45) trebuie să i se asocieze condițiile limită. Pentru obținerea acestora se izolează din șină un element aflat între secțiunile de abscise x și $x + dx$.

La rândul lui, acest element se descompune în trei părți ca în figura 6.17. Asupra acestor elemente acționează eforturile corespunzătoare secțiunilor și forțelor exterioare. Forțele ce revin fiecărui element trebuie să se afle în echilibru.

Scriind ecuația de proiecții pe direcția axei z și ecuațiile de momente în raport cu axele y și x , pentru elementul detașat din ciupercă, se obțin următoarele relații diferențiale:

$$\begin{aligned} \frac{dT}{dx} &= -p + Q_y \\ \frac{dM_i}{dx} &= T + M_{yx} \\ \frac{dM_t}{dx} &= M_y + Q_y \frac{b_c}{2} \end{aligned} \quad (6.46)$$

Pentru a elimina forța tăietoare, se derivează a doua ecuație în raport cu x și în ecuația astfel obținută se înlocuiește derivata forței tăietoare cu expresia dată de prima ecuație. În urma acestei transformări se obține:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 M_i}{dx^2} &= -p + Q_y + \frac{\partial M_{yx}}{\partial x} \\ \frac{dM_t}{dx} &= M_y + Q_y \frac{b_c}{2} \end{aligned} \quad (6.47)$$

În mod similar se obțin și ecuațiile diferențiale corespunzătoare tălpii:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 M_i}{dx^2} &= q - Q_y - \frac{\partial M_{yx}}{\partial x} - \frac{dm_1}{dx} \\ \frac{dM_t}{dx^2} &= -M_y + Q_y \frac{b_t}{2} - m_2 \end{aligned} \quad (6.48)$$

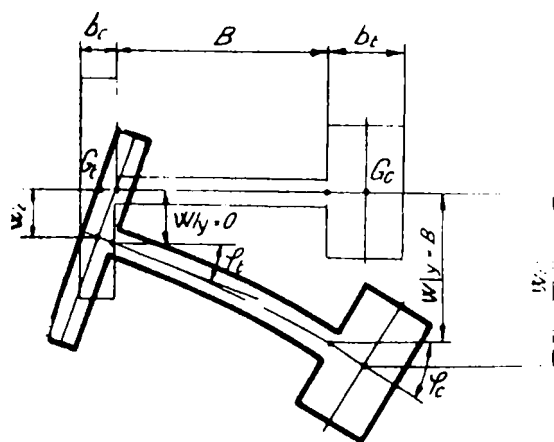


Figura 6.18

Eforturile care intervin în ecuațiile (6.47) și (6.48) se pot exprima în funcție de săgeata inimii $W(x, y)$. Pentru aceasta se analizează mai întâi fig 6.18 în care este reprezentată o secțiune în șina deformată.

Ca urmare a continuității deformațiilor, rotirile φ_c și φ_t ale secțiunilor ciupercii și tălpii sunt egale cu rotirile φ_x ale plăcii pentru $y = B$ respectiv $y = 0$. Rotirea φ_x se obține derivând săgeata W în raport cu y , adică:

$$\varphi_x = \frac{\partial W}{\partial y} \quad (6.49)$$

deci:

$$\varphi_c = \left. \frac{\partial W}{\partial y} \right|_{y=B}; \quad \varphi_t = \left. \frac{\partial W}{\partial y} \right|_{y=0}$$

Tot din figura 6.18 rezultă săgețile W_c și W_t ale centrelor de greutate ale ciupercii și tălpii în funcție de săgeata plăcii.

$$\begin{aligned} W_c &= |W|_{y=B} + \frac{b_c}{2} \varphi_c \\ W_t &= |W|_{y=0} - \frac{b_t}{2} \varphi_t \end{aligned} \quad (6.50)$$

Înlocuind rotirile φ_c și φ_t cu expresiile (6.49) se obține:

$$\begin{aligned} W_c &= \left| W + \frac{b_c}{2} \frac{\partial W}{\partial y} \right|_{y=B} \\ W_t &= \left| W - \frac{b_t}{2} \frac{\partial W}{\partial y} \right|_{y=0} \end{aligned} \quad (6.51)$$

Momentele încovoietoare M_i și momentele de răsucire M_t se scriu în funcție de săgețile W_c și W_t cu relațiile cunoscute din rezistența materialelor.

$$\begin{aligned} (M_i)_c &= -EI_c \frac{d^2 W_c}{dx^2}; & (M_t)_t &= -EI_t \frac{d^2 W_t}{dx^2}; \\ (M_t)_c &= -GI_c \frac{d\varphi_c}{dx}; & (M_t)_t &= -GI_{dt} \frac{d\varphi_t}{dx}; \end{aligned} \quad (6.52)$$

unde EI și GI_d sunt rigiditățile la încovoiere și răsucire. Indicele c s-a introdus pentru ciupercă și t pentru talpă.

Înlocuind săgețile și rotirile din relațiile (6.51) cu expresiile (6.52) se obțin eforturile din secțiunile ciupercii și tălpii în funcție de săgeata plăcii:

$$\begin{aligned}
 (M_i)_c &= -EI_c \left[\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + b_c \frac{1}{2} \frac{\partial^3 W}{\partial x^2 \partial y} \right]_{y=B} \\
 (M_t)_c &= -GI_d \left[\frac{\partial^2 W}{\partial x \partial y} \right]_{y=B} \\
 (M_i)_t &= -EI_t \left[\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} - b_t \frac{1}{2} \frac{\partial^3 W}{\partial x^2 \partial y} \right]_{y=0} \\
 (M_t)_t &= -GI_{dt} \left[\frac{\partial^2 W}{\partial x \partial y} \right]_{y=0}
 \end{aligned} \tag{6.53}$$

Forța tăietoare Q_y , momentul încovoietor M_y și momentul de răsucire M_{yx} din inimă sunt date de relațiile stabilite de teoria plăcilor plane:

$$\begin{aligned}
 Q_y &= -D_1 \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right) \\
 M_{yx} &= -D_1 (1 - \mu) \frac{\partial^2 W}{\partial x \partial y} \\
 M_y &= -D_1 \left(\frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \right)
 \end{aligned} \tag{6.54}$$

unde D_1 este rigiditatea plăcii (inimii).

În continuare se substituie eforturile din relațiile (6.47) și (6.48) cu expresiile (6.53) și (6.54). Se are în vedere că în relațiile corespunzătoare ciupercii expresiile eforturilor Q_y, M_{yx}, M_y trebuie luate pentru $y = B$, iar pentru talpă se ia $y = 0$.

Procedând astfel se obțin condițiile limită căutate, necesare precizării soluției ecuației diferențiale 6.45. Acestea sunt:

$$\begin{aligned}
 \left| EI_c \frac{\partial^4 W}{\partial x^4} - D_1 \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + (2 - \mu) \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right] \right|_{y=B} &= P \\
 \left| GI_{dc} \frac{\partial^3 W}{\partial x^2 \partial y} - D_1 \left[\frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \right] - \frac{b_c}{2} D_1 \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right) \right|_{y=B} &= 0 \\
 \left| EI_t \frac{\partial^4 W}{\partial x^4} - D_1 \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + (2 - \mu) \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \right] \right|_{y=0} &= -q + \frac{\partial m_y}{\partial x} \\
 \left| GI_{dt} \frac{\partial^3 W}{\partial x^2 \partial y} + D_1 \left[\frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \right] - \frac{b_t}{2} D_1 \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right) \right|_{y=0} &= m_x
 \end{aligned} \tag{6.55}$$

Metoda de rezolvare a ecuației (6.45) este similară celei utilizate de calculul încovoierii suplimentare a ciupercii. De aceea nu se vor repeta observațiile care au fost făcute deja în paragraful 6.3.3.

Forța H se dezvoltă în serie Fourier:

$$p(x) = \frac{2H}{L} \left[\frac{1}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \cos \alpha_n x \right] \quad (6.56)$$

unde $\alpha_n = \frac{n\pi}{L}$, iar L este distanța dintre două forțe succesive.

Ținând seama de expresia (6.56) a încărcării, soluția ecuației (6.45) se alege de forma următoare:

$$W(x, y) = a_0(y) + \sum_{n=1}^{\infty} a_n(y) \cos \alpha_n x \quad (6.57)$$

Pentru ca această serie să satisfacă ecuația (6.45), coeficienții $a_0(y)$ și $a_n(y)$ trebuie să fie soluții ale următoarelor ecuații diferențiale:

$$\begin{aligned} a_0^{IV} &= 0 \\ a_n^{IV} - 2\alpha_n^2 a_n'' + \alpha_n^4 a_n &= 0 \end{aligned}$$

Integrând aceste ecuații diferențiale rezultă:

$$a_0(y) = C_1 \frac{y^3}{6} + C_2 \frac{y^2}{2} + C_3 y + C_4 \quad (6.58)$$

$$a_n(y) = A_{1n} \operatorname{sh} \alpha_n y + A_{2n} y \operatorname{sh} \alpha_n y + A_{3n} \operatorname{ch} \alpha_n y + A_{4n} y \operatorname{ch} \alpha_n y$$

Coeficienții C_1, \dots, C_4 și A_{1n}, \dots, A_{4n} se determină cu ajutorul condițiilor limită (6.55).

Reacțiunile q , m_y și m_x din ecuațiile (6.55) depind de modul de rezemare sau încărcare al tălpii.

Se prezintă următoarele cazuri:

a). Talpa șinei rezemată pe un mediu elastic și ciuperca șinei încărcată cu forța H (figura 6.17).

În acest caz reacțiunile q , m_y și m_x se scriu în funcție de deplasarea $W(x, y)$ prin introducerea expresiilor (6.49) și (6.50) în relațiile (6.43) și (6.44). În final se obține:

$$\begin{aligned} q(x) &= k_1 \left[W - \frac{b_t}{2} \frac{\partial W}{\partial y} \right]_{y=0} \\ m_y(x) &= k_2 \left[\frac{\partial W}{\partial x} - \frac{b_t}{2} \frac{\partial^2 W}{\partial x \partial y} \right]_{y=0} \\ m_x(x) &= k_3 \left[\frac{\partial W}{\partial y} \right]_{y=0} \end{aligned} \quad (6.59)$$

Cu aceste relații se pot exprima condițiile limită (6.55), numai în funcție de săgeata $W(x, y)$. Punând apoi condiția ca aceste ecuații să fie satisfăcute de soluția (6.57) care are coeficienții a_0 și a_n dați de expresiile (6.58), rezultă sistemul de ecuații al constantelor C și A_n .

$$\begin{aligned}
 I \quad & -C_1 D_1 = \frac{H}{L} \\
 II \quad & C_1 \left[B + \frac{b_c}{2} \right] + C_2 = 0 \\
 III \quad & C_1 D_1 + C_4 K_1 = 0 \\
 IV \quad & -C_1 \frac{b_t}{2} + C_2 - C_3 \frac{K_3}{D_1} = 0
 \end{aligned} \tag{6.60}$$

$$\begin{aligned}
 I \quad & A_{1n} \left\{ \frac{EI_c}{D_1} \alpha_n^2 sh \alpha_n B + \left[(1-\mu) \alpha_n + \frac{EI_c}{D_1} \frac{b_c}{2} \alpha_n^3 \right] sh \alpha_n B \right\} + \\
 & + A_{2n} \left\{ \left[\frac{EI_c}{D_1} \alpha_n^2 B - (1+\mu) + \frac{EI_c}{D_1} \frac{b_c}{2} \alpha_n^2 \right] sh \alpha_n B + \left[(1-\mu) \alpha_n B + \frac{EI_c}{D_1} \frac{b_c}{2} \alpha_n^3 B \right] ch \alpha_n B \right\} + \\
 & + A_{3n} \left\{ \left[(1-\mu) \alpha_n + \frac{EI_c}{D_1} \frac{b_c}{2} \alpha_n^3 \right] sh \alpha_n B + \frac{EI_c}{D_1} \alpha_n^2 ch \alpha_n B \right\} + \\
 & + A_{4n} \left\{ \left[(1-\mu) \alpha_n B + \frac{EI_c}{D_1} \frac{b_c}{2} \alpha_n^3 B \right] sh \alpha_n B + \left[\frac{EI_c}{D_1} \alpha_n B - (1+\mu) + \frac{EI_c}{D_1} \frac{b_c}{2} \alpha_n^2 \right] ch \alpha_n B \right\} = \\
 & = \frac{2H}{L} \frac{1}{D \alpha_n^2}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 II \quad & A_{1n} \left[(1-\mu) \alpha_n sh \alpha_n B + \frac{GI_c}{D_1} \alpha_n^2 ch \alpha_n B \right] + \\
 & + A_{2n} \left\{ \left[\frac{GI_{dc}}{D_1} + (1-\mu) B + b_c \right] \alpha_n sh \alpha_n B + \left(\frac{GI_{dc}}{D_1} \alpha_n B + 2 \right) ch \alpha_n B \right\} + \\
 & + A_{3n} \left[\frac{GI_{dc}}{D_1} \alpha_n^2 sh \alpha_n B + (1-\mu) \alpha_n ch \alpha_n B \right] + \\
 & + A_{4n} \left\{ \left(\frac{GI_{dc}}{D_1} \alpha_n^2 B + 2 \right) ch \alpha_n B + \left[\frac{GI_{dc}}{D_1} + (1-\mu) B + b_c \right] \alpha_n ch \alpha_n B \right\} = 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
III \quad & A_{1n} \left\{ -\alpha_n^3 \left[(1-\mu) + \frac{EI_t}{D_1} \alpha_n^2 \frac{b_t}{2} + \frac{k_2}{D_1} \frac{b_t}{2} \right] - \frac{k_1}{D_1} \frac{b_t}{2} \alpha_n \right\} + \\
& + A_{3m} \left\{ \frac{EI_t}{D_1} \alpha_n^2 + \frac{k_1}{D_1} + \frac{k_2^2}{D_n} \alpha_n^2 \right\} + \\
& + A_{4n} \left\{ \alpha_n^2 \left[(1+\mu) - \frac{EI_t}{D_1} \alpha_n^2 \frac{b_t}{2} - \frac{k_2}{D_1} \frac{b_t}{2} \right] - \frac{K_1}{D_1} \cdot \frac{b_t}{2} \right\} = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
IV \quad & A_{1n} \left[\alpha_n \left(\frac{GI_{dt}}{D_1} \alpha_n^2 + \frac{k_3}{D_1} \right) \right] + A_{2n} (-2\alpha_n) + A_{3n} [-(1-\mu)\alpha_n^2] + \\
& + A_{4n} \left[\frac{GI_{dt}}{D_1} \alpha_n^2 + b_t \alpha_n^2 + \frac{k_3}{D_1} \right] = 0
\end{aligned}$$

Din primele patru ecuații rezultă:

$$\begin{aligned}
C_1 &= -\frac{H}{D_1 L}; & C_2 &= \frac{H}{D_1 L} \left[B + \frac{b_c}{2} \right]; \\
C_3 &= \frac{H}{k_3 L} \left[B + \frac{b_t + b_c}{2} \right]; & C_4 &= \frac{H}{k_1 L}
\end{aligned}$$

Următoarele patru ecuații sunt mai complicate și se rezolvă cu ajutorul calculatorului electronic. Rezolvarea lor trebuie repetată de N ori, N fiind numărul primelor termeni ai seriei trigonometrice care se iau în considerație.

După determinarea coeficienților seriei deplasării $W(x, y)$ se pot calcula eforturile și deplasările în ciupercă, talpă și inimă cu relațiile (6.51), (6.53), (6.54).

b) Talpa fixată rigid.

Cazul acesta este un caz limită al rezemării prezentată la punctul a. Prinderea fiind rigidă $k_1 = k_3 = \infty$ și rezultă că $C_3 = C_4 = 0$.

Din ultimele două ecuații ale sistemului 6.61 se obține:

$$\begin{aligned}
A_{4n} &= -\alpha_n A_{1n} \\
A_{3n} &= 0
\end{aligned}$$

Au mai rămas de rezolvat primele două ecuații cu necunoscutele A_{1n} și A_{2n} . Calculele se programează de asemenea la calculator.

c) Talpa fixată rigid, discontinuu, în secțiuni aflate la distanțe egale una de alta (figura 6.19). Forțele H acționează fie în dreptul secțiunilor de prindere fie la mijlocul distanței dintre două secțiuni de prindere.

Reacțiunile q și m_x sunt aceleași în toate reazemele și se determină prin ecuațiile de echilibru:

$$Q = H$$

$$x = H \left(\frac{b_c}{2} + B \right) + \frac{b_l}{2}$$



Figura 6.19. Modul de fixare a șinei

Intensitățile q și m_x ale reacțiunilor distribuite care intră în condițiile limită (6.55) se obțin dezvoltând în serie trigonometrică reacțiunile Q și M_m . Dacă originea absciselor se alege ca în figura 6.19, atunci:

$$q(x) = \frac{2Q}{L} \left[\frac{1}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \cos \alpha_n x \right]$$

$$m_x(x) = \frac{2M_m}{L} \left[\frac{1}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \cos \alpha_n x \right]$$

Seria încărcării H este cea cunoscută în cazurile precedente:

$$p(x) = \frac{2H}{L} \left[\frac{1}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \cos \alpha_n x \right]$$

Introducând aceste expresii în condițiile limită (6.55) se obține un sistem de ecuații care diferă de sistemul 6.60 și 6.61 prin următoarele:

- ultimele două ecuații 6.60 devin identice cu primele două și nu conțin decât pe C_1 și C_2 . C_3 și C_4 fiind arbitrari, se aleg cu zero;
- în sistemul 6.61 dispar termenii care conțin coeficienții k_1, k_2, k_3 ;
- termenii liberi ai ultimelor două ecuații ale sistemului 6.61 nu mai sunt nuli ci egali cu $\frac{-2Q}{L}$ respectiv $\frac{-2M_m}{L}$.

Dacă forțele H acționează la mijlocul distanței dintre reazeme și dacă originea absciselor se alege în dreptul acestei forțe, atunci seria $p(x)$ nu se modifică, în schimb seriile reacțiunilor $q(x)$ și m_x se scriu astfel:

$$q(x) = \frac{2Q}{L} \left[\frac{1}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \cos n\pi \cos \alpha_n x \right]$$

$$m_x(x) = \frac{2M_m}{L} \left[\frac{1}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \cos n\pi \cos \alpha_n x \right]$$

Termenii liberi ai ultimelor două ecuații ale sistemului 6.61 sunt în acest caz $-\frac{2Q}{L} \cos n\pi$ și $-\frac{2M_m}{L} \cos n\pi$.

Până aici s-a considerat că ciuperca este încărcată numai cu forța H și că aceasta intersectează axa ciupercii. În realitate încărcarea ciupercii se prezintă ca în figura 6.1. Reducând forțele H și P în centrul de greutate al ciupercii se obțin încărcările studiate și un cuplu al cărui moment se notează cu M . Se dezvoltă în serie trigonometrică momentul concentrat M se obține intensitatea momentului distribuit:

$$m(x) = \frac{2M}{L} \left[1 + \sum_{n=1}^{\infty} \cos \alpha_n x \right]$$

unde $\alpha_n = \frac{n\pi}{L}$.

Reluând calculele pentru stabilirea condițiilor limită se constată că $m(x)$ trebuie introdus cu semnul minus în membrul al doilea al ecuației a II-a a sistemului (6.55). Celelalte ecuații nu se modifică. Completarea adusă sistemului (6.55) atrage după sine modificarea ecuațiilor II din sistemele 6.60 și 6.61.

termenul lor liberi sunt: $\frac{2M}{D_1 L}$ și $-\frac{2M}{D_1 L \alpha_n^2}$.

S-a rezolvat numeric decât cazul de rezemare b, în care talpa se consideră fixată rigid pe toată lungimea ei. Încărcarea ciupercii constă din forța concentrată H .

Dimensiunile inimii și ciupercii, pentru care s-au efectuat calculele sunt date în figura 6.20. Jumătatea distanței dintre două forțe succesive s-au ales $L = 200 \text{ cm}$. Forța alternează ca semn în lungul șinei și are valoarea $F = 10^5 \text{ N}$. În acest caz alegând originea absciselor între două forțe, dezvoltarea în serie a încărcării se prezintă astfel:

$$p(x) = \frac{2F}{L} \sum_{n=1}^{\infty} \sin \frac{n\pi}{2} \sin \alpha_n x$$

În figura 6.20a se prezintă șina deformată. Săgeata maximă este egală cu 0.63mm. Alăturat sunt desenate diagramele momentului încovoietor și momentului de răsucire din ciupercă.

Momentului încovoietor maxim, egal cu $4,88 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{cm}$, îi corespunde un efort unitar normal maxim $\sigma_{\max} = 1,5 \cdot 10^4 \text{ N/cm}^2$. Efortul tangențial maxim este egal cu $3,65 \cdot 10^3 \text{ N/cm}^2$. Aceste valori sunt calculate pentru $H = 10^5 \text{ N}$. Dacă forța este de numai $4 \cdot 10^4 \text{ N}$, $\sigma_{\max} = 6 \cdot 10^3 \text{ N/cm}^2$ și $\tau_{\max} = 1,46 \cdot 10^3 \text{ N/cm}^2$.

Diagramele momentelor încovoietoare și de răsucire din inimă sunt reprezentate în figura 6.21.b,c,d: Diagrama M_{xy} a fost desenată la o scară diferită de cea a diagramelor M_x și M_y .

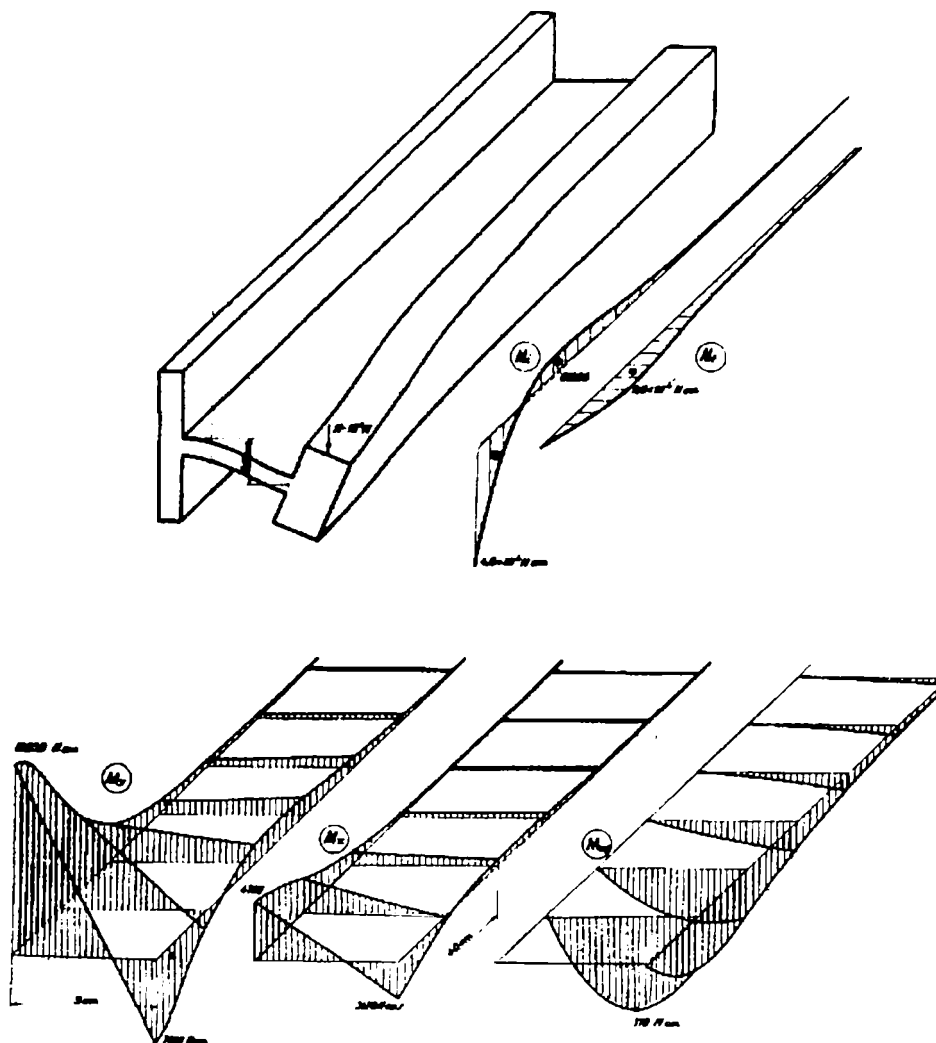


Figura 6.20. Diagramele momentelor încovoietor și de răsucire

Deoarece grosimea inimii este egală cu 14mm, efortul unitar normal maxim care este produs de momentul încovoietor maxim $M_{y\max} = 1,585 \cdot 10^4 N$ are valoarea $\sigma_{y\max} = 4,85 \cdot 10^4 N/cm^2$. Pentru $H = 4 \cdot 10^4 N/cm^2$ corespunde $\sigma_{y\max} = 1,94 \cdot 10^4 N/cm^2$.

Valorile eforturilor și deformațiilor scad repede pe măsură ce ne depărtăm de forța H .

În program s-a considerat că săgeata axei ciupercii șinei este egală cu săgeata inimii în punctele lor comune. Din figura 6.20a rezultă însă că între aceste săgeți există o diferență de aproximativ 20%. Din acest motiv s-a considerat că este necesară îmbunătățirea programului, prin luarea în considerație a sporirii săgeții ciupercii datorită rotirii φ_y a inimii, adică prin folosirea relației 6.51.

S-a obținut un efort unitar maxim în inima șinei $\sigma_{y\max} = 5,25 \cdot 10^4 N/cm^2$ la $H = 10^5 N$. Efortul maxim din ciupercă a rezultat $\sigma_{\max} = 1.720 N/cm^2$. Ambele valori sunt mai mari decât cele obținute în programul simplificat.

Cunoscând valorile momentelor încovoietoare M_x și M_y s-au putut calcula eforturile unitare și deformațiile specifice corespunzătoare. În figura 6.21 s-a reprezentat cu linie continuă diagrama alungirii specifice ε_y din punctele situate pe suprafața inimii, în secțiunea în care acționează forța P .

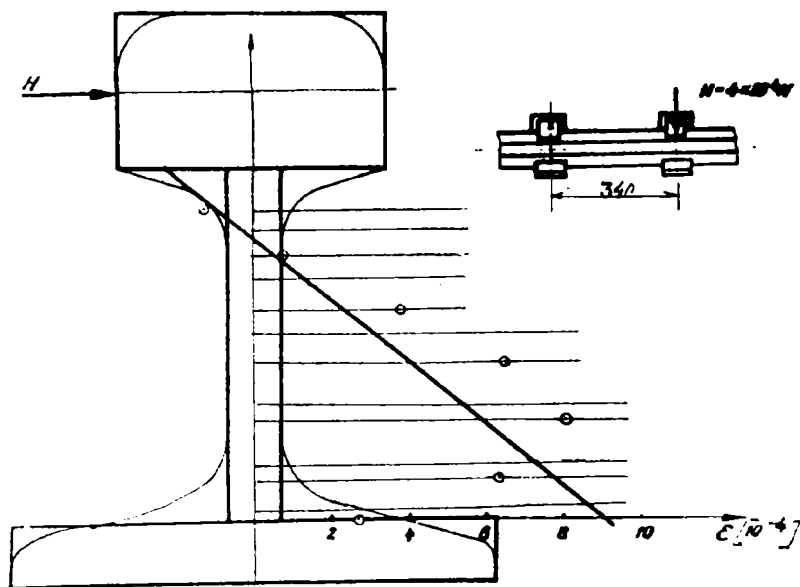


Figura 6.21. Diagrama alungirii specifice ε

Cu cercelețe sunt însemnate valorile măsurate prin tensometrie electrică. Măsurările s-au efectuat pe un cupon de șină rezemat ca în figura 6.21. Această rezemare nu realizează o încastrare a inimii în lungul secțiunii de prindere de talpă și de aceea valorile măsurate sunt mai mari decât cele calculate.

Există de asemenea, diferențe între valorile măsurate și cele calculate în porțiunea de racordare a inimii cu talpa deoarece în calculele teoretice inima s-a considerat că are o grosime constantă, lucru care nu corespunde cu realitatea.

6.6. Încovoierea șinei în planul orizontal

Încovoierea șinei în planul orizontal este produsă de forța laterală H . Calculul momentului încovoietor M_y , produs de această forță este mai dificil decât calculul momentului M_z produs de forța verticală P deoarece la încovoierea în planul orizontal trebuie să se aibă în vedere că șina face parte dintr-un cadru cu noduri deformabile și că reacțiunile balastului asupra traverselor sunt funcții neliniare de deplasarea laterală și de distanța reazemului până la forța verticală P .

Se notează cu H_1 și H_2 forțele laterale care revin celor două șine. ele acționează la mijlocul distanței dintre două traverse ca în figura 6.22a.

Încărcarea din figura 6.22.a se poate considera ca fiind suma încărcărilor din figura 6.22.b și 6.22.c.

Pentru calea încărcată ca în figura 6.22.b rezultatele calculelor, efectuate pentru șina tip 49, sunt prezentate în figura 6.36.

Datorită faptului că încărcarea este simetrică în raport cu axa căii, traversele nu se deplasează. Prin urmare încărcarea c nu modifică reacțiunile produse de încărcarea b și de aceea se poate face o suprapunere a efectelor, deși reazemele sunt neelastice.

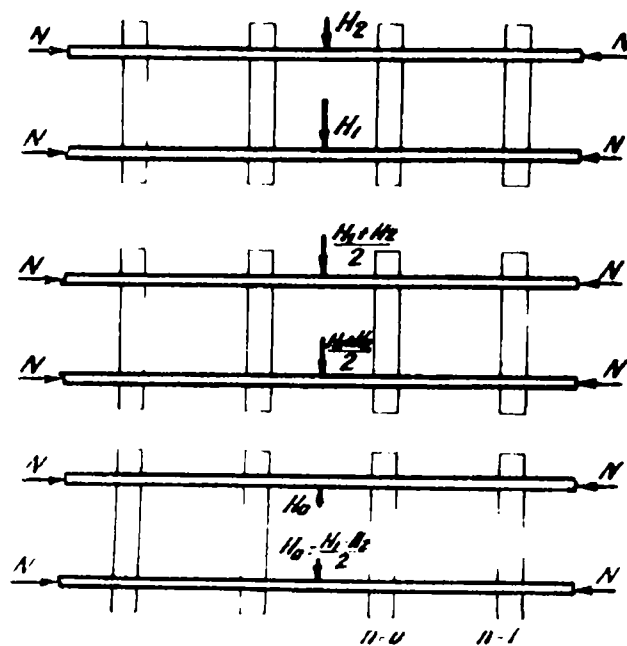


Figura 6.22.

Reacțiunile C_n din prinderile șinei de traverse se pot lua proporționale cu rotirile φ_n deoarece acestea din urmă sunt mici și curbele $C(\varphi)$ se pot aproxima cu tangenta dusă în origine, adică:

$$C_n = k_2 \varphi_n, \text{ unde } k_2 = 3 \cdot 10^7 \text{ Ncm}$$

Deoarece săgețile V_n ale reazemelor sunt nule, eliminând în relațiile dintre săgeată în funcție de eforturi și deplasări, forța tăietoare T_n și rotirea φ_n se obține ecuația celor trei momente pentru grinda continuă, comprimată și încărcată pe reazeme cu cupluri ale căror momente sunt proporționale cu rotirile secțiunilor din dreptul reazemelor. Ecuația se scrie astfel:

$$M_{n-1} \phi + M_n [4\varphi + r(4\varphi^2 + \phi^2)] + M_{n+1} \phi = 0$$

unde ϕ și φ sunt mărimi care depind de forța axială, iar r depinde de rigiditatea prinderii de pe reazem care se opune rotirii grinzii.

Rotirea secțiunii din dreptul reazemului se scrie astfel:

$$\varphi_n = -\frac{a}{6EI} \frac{1}{1 + 2r\varphi} (2M_n \varphi + M_{n-1} \phi)$$

unde a este distanța dintre reazeme.

Pentru reazemul 0, corespunzător tronsonului încărcat cu forța H_0 , rotirea φ_0 are următoarea expresie:

$$\varphi_0 = \frac{H_0 a^2}{16EI} \chi_1 - \frac{M_0 + k_2 \varphi_0}{6EI} a(\phi + 2\varphi)$$

unde

$$\chi_1 = \frac{2 \left(1 - \cos \frac{\gamma l}{2} \right)}{\left(\frac{\gamma a}{2} \right)^2 \cos \left(\frac{\gamma a}{2} \right)}$$

Se rezolvă ecuațiile pentru datele numerice corespunzătoare șinei tip 49 supuse unei creșteri a temperaturii peste temperatura de montaj a căii cu $\Delta\theta = 50^\circ C$. Se obțin următoarele expresii ale momentelor încovoietoare și rotirilor în funcție de forța H_0 :

$$M_n = -4,9H_0(-0,275)^n$$

$$\varphi_n = -1,117 \cdot 10^{-4}(-0,0275)^n$$

Unde n este numărul de ordine al reazemului ($n=0,1,2 \dots$)

Momentul încovoietor se obține în $N \cdot cm$ și rotirea în radiani. Cunoscând rotirea φ_n se poate calcula și momentul cuplului C_n .

Cu ajutorul expresiilor stabilite s-a trasat în figura 6.23 diagrama momentului încovoietor produs în șină de forța H_0 .

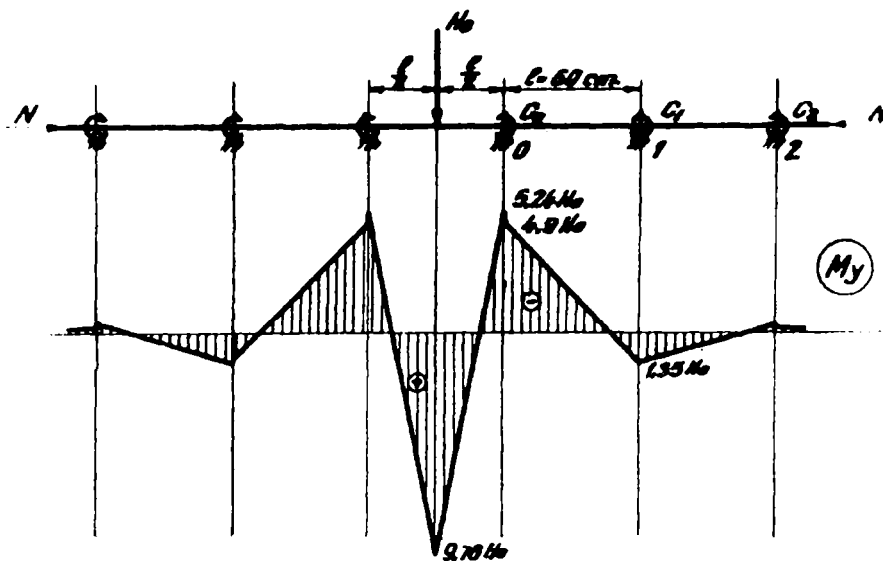


Figura 6.23. Diagrama momentului încovoietor

În concluzie, atunci când șinele sunt încărcate cu forțe laterale diferite (H_1, H_2), momentul încovoietor produs de acestea în șine se determină astfel:

- se calculează forța $H = H_1 + H_2$ care se consideră că se repartizează în mod egal celor două șine.;
- se calculează apoi forța $H_0 = \frac{H_1 - H_2}{2}$ pentru care din diagrama dată în figura 6.23 rezultă M_y'' ;
- momentele încovoietoare din șina încărcată cu forțele H_1 și H_2 vor fi

$$M_{y1} = M'_y + M''_y; \quad M_{y2} = M'_y - M''_y$$

Pentru exemplificare se calculează eforturile produse de forța laterală $H = 4 \cdot 10^4 N$. Dacă aceasta acționează numai asupra unei șine, atunci $H_1 = 4 \cdot 10^4 N$ și $H_2 = 0$. Procedând așa cum s-a arătat mai sus se obține:

$$M_{y1} = 4,2 \cdot 10^5 Ncm, \quad M_{y2} = -1,95 \cdot 10^5 Ncm$$

În caz că forța H se repartizează în mod egal celor două șine $H_1 = H_2 = 2 \cdot 10^4 N$ și $M_{y1} = M_{y2} = 2,25 \cdot 10^5 Ncm$

Valorile prezentate arată că prima situație de încărcare constituie un caz limită defavorabil pentru solicitarea șinei.

Cunoscând momentul încovoietor M_y se pot calcula eforturile unitare normale cu formula lui Navier:

$$\sigma = \frac{M_y}{I_y} z \quad (6.62)$$

Eforturile unitare normale maxime din ciuperca și talpa se obțin introducând în formula prezentată $z_c = 3,5cm$, $z_t = 6,25cm$, $I_y = 320cm^4$ și $M_y = 4,2 \cdot 10^5 N \cdot cm$.
Rezultă:

$$\sigma_{c \max} = 4580 N / cm^2$$

$$\sigma_{t \max} = 8200 N / cm^2$$

6.7. Eforturi unitare normale totale în secțiunea șinei

În paragrafele precedente s-au studiat pe rând solicitările șinei și s-au prezentat pentru fiecare dintre ele relațiile de calcul ale eforturilor unitare normale din secțiune. Aceste relații au fost verificate pe măsurări experimentale.

Efortul unitar normal total din secțiunea ciupercii șinei se obține însumând eforturile date de relațiile (6.5), (6.28), (6.42), (6.62).

$$\sigma_c = \frac{M_z}{I_z} y + \lambda_1 P \frac{y_c}{y_{\max}} + \lambda_c M_T \frac{z}{z_{c \max}} + \frac{M_y}{I_y} z \quad (6.63)$$

Efortul unitar normal din secțiunea tălpii se obține însumând eforturile date de relațiile (6.5), (6.42), (6.62):

$$\sigma_t = \frac{M_z}{I_z} y - \lambda_t M_T \frac{z}{z_{t \max}} + \frac{M_y}{I_y} z \quad (6.64)$$

Pentru șina tip 49 valorile caracteristicilor geometrice ale secțiunii care intervin în formulele de mai sus, sunt:

$$\begin{aligned} I_z &= 1819 \text{ cm}^4 & I_y &= 320 \text{ cm}^4 & Y_{\text{cmax}} &= 2 \text{ cm} & z_{\text{cmax}} &= 3,5 \text{ cm} \\ z_{t \max} &= 6,25 \text{ cm} & \lambda_1 &= 0,006 \frac{1}{\text{cm}^2} & \lambda_c &= 0,0163 \frac{1}{\text{cm}^3} & \lambda_t &= 0,0151 \frac{1}{\text{cm}^3} \end{aligned}$$

Momentele încovoietoare M_z, M_y și momentul de răsucire M_T se calculează așa cum s-a arătat în paragraful 6.2, 6.6 și 6.6. Este necesar să se cunoască valorile forțelor H și P și caracteristicile rezemării traverselor pe patul de balast.

Pentru $P = 10^5 \text{ N}$ și $k = 625 \text{ N/cm}^2$, aplicând formula (6.3) se obține:

$$M_{z \max} = 2,36 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

Pentru forța laterală $H = 4 \cdot 10^4 \text{ N}$ s-a stabilit în paragraful 6.6 că:

$$M_{y \max} = 4,2 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

Momentul de răsucire M_T s-a calculat în paragraful 6.4 și s-a obținut:

$$M_T = 1,42 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

Introducând valorile prezentate în formule se pot calcula eforturile unitare din punctele secțiunii șinei. Se precizează că formulele date nu sunt valabile pentru zona aflată în imediata apropiere a punctelor de aplicație ale forțelor H și P , deoarece aici se produc eforturi unitare de contact. Acestea sunt studiate în paragraful 5.2.2.

Pentru punctele caracteristice ale secțiunii A și B (figura 6.1) se obține:

$$\begin{aligned} \sigma_A &= \frac{2,36 \cdot 10^6}{1820} 7,33 - 0,0151 \cdot 1,42 \cdot 10^5 + \frac{4,2 \cdot 10^5}{320} 6,25 = \\ &= 9500 - 2140 + 8200 = 15.560 \text{ N/cm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_B &= \frac{2,36 \cdot 10^6}{1820} (-3,57) + 0,06 \cdot 10^5 + 0,0163 \cdot 1,42 \cdot 10^5 + \frac{4,2 \cdot 10^5}{320} 3,5 = \\ &= -4610 + 6000 + 2320 + 4580 = 8.190 \text{ N/cm}^2 \end{aligned}$$

7.1. Introducere

În prezent, când există tendința de a se utiliza vehicule cu capacități mari de transport și cu viteze ridicate, problema optimizării vibrațiilor vehiculelor prezintă o importanță deosebită.

În timpul mersului, vehiculul este supus acțiunii unor perturbații exterioare generatoare de vibrații care au efect defavorabil asupra calității de mers. Vehiculul răspunde la impulsurile generate în procesul de rulare prin intermediul suspensiei care are rolul de a le reduce efectul la valori acceptabile.

O sursă de vibrații a vehiculelor pe șine este reprezentată de neuniformitățile verticale și transversale ale căii de rulare și de discontinuitățile de la joante. Defectele roților ca excentricitatea și planeitățile de pe suprafața de rulare reprezintă de asemenea surse importante de vibrații.

Calarea fixă a celor două roți pe aceeași osie și conicitățile inversate ale suprafețelor de rulare produc mișcarea de șerpuire a osiei care se transmite maselor suspendate ale vehiculului.

Mișcarea de șerpuire prezintă o importanță deosebită atât pentru stabilitatea vehiculului, deci pentru siguranța circulației, cât și pentru asigurarea confortului transversal.

O dată cu creșterea vitezei, cresc și forțele de inerție ale maselor antrenate în mișcarea de șerpuire, care ajung să domine mișcarea, iar de la o anumită valoare a vitezei, numită *viteză critică*, acestea rup echilibrul forțelor de pseudoalunecare dintre roți și șină. Se produce astfel alunecarea transversală a osiei montate în limitele ecartamentului și preluarea funcției de ghidare de către buzele bandajelor roților, care, la mersul normal în aliniament, reprezintă numai un supliment de siguranță. O dată cu pierderea stabilității mișcării de șerpuire, eforturile transversale exercitate asupra șinelor devin excesiv de mari, putând periclita siguranța circulației.

Siguranța circulației, confortul vibratoriu pentru călători precum și integritatea mărfurilor transportate depind deci în mod esențial de calitatea căii de rulare și de calitatea suspensiei vehiculului.

În studiul vibrațiilor unui vehicul, prima problemă care se pune este reprezentarea acestuia printr-un model mecanic echivalent, alcătuit din mase rigide, legate între ele prin elemente elastice și de amortizarea fără masă. Stabilirea unui model mecanic, cu un anumit grad de complexitate, este strâns legată de precizia cerută rezultatelor. Cu cât modelul este mai complex, cu atât rezultatele vor fi mai apropiate de realitate. Dar, un număr mare de grade de libertate ale modelului face dificilă deducerea unor concluzii generale privind comportamentul

vehiculului. Informații utile calitative și chiar cantitative nu se pot obține decât dacă se adoptă unele modele mai puțin complexe.

7.2. *Vibrațiile vehiculelor de cale ferată*

Vibrațiile maselor suspendate ale vehiculului sunt generate și întreținute de mișcările osiilor.

Cunoscându-se funcția perturbatoare care exprimă deplasarea în funcție de timp a osiei, este posibil să se aprecieze pe cale teoretică calitatea mersului unui vehicul și, totodată, să se poată cunoaște în ce măsură se pot modifica principalii parametri constructivi ai sistemului vibrant pentru îmbunătățirea performanțelor dinamice ale vehiculului.

Încovoierea șinelor între traverse și trecerea roților peste neregularitățile și discontinuitățile căii generează, de regulă, vibrații ale căii și totodată vibrații verticale ale osiilor. Din punctul de vedere al calității mersului este important să se cunoască în ce măsură vibrațiile suprastructurii căii influențează vibrațiile maselor suspendate ale vehiculului.

Rigiditatea căii fiind, în general, incomparabil mai mare decât rigiditatea suspensiilor și, corespunzător cu aceasta, și frecvențele proprii ale vehiculelor (de ordinul hertzilor) fiind mult mai joase decât cele ale suprastructurii (de ordinul zecilor de hertzi), vibrațiile suprastructurii pot fi aproape complet atenuate de suspensiile vehiculelor.

De aceea, în majoritatea studiilor teoretice cu privire la sistemul vibrant al vehiculelor, elasticitatea verticală a căii se neglijează față de elasticitatea suspensiilor. În felul acesta rezultă și o importantă simplificare în studiul teoretic al vibrațiilor la vehiculele de cale ferată, care astfel pot fi considerate cel mult cu două mase vibrante - masa suspendată a boghiului și masa cutiei, în loc de trei mase, în care a treia ar fi masa nesuspendată însumată cu masa redusă a suprastructurii căii (partea din masa căii care se consideră că participă la mișcarea vibratorie).

7.2.1. *Calea de rulare și vibrațiile osiilor vehiculului*

7.2.1.1. *Flexiunea dinamică a căii*

Ținând seama de decuplajul în frecvență al vibrațiilor maselor nesuspendate a vehiculului, fără a face erori prea mari, se poate folosi pentru studiul vibrațiilor maselor nesuspendate modelul mecanic simplificat din figura 7.1 *S.* Timoshenko [105], considerând vibrațiile forțate ale unei osii provocate de o denivelare de lungime L și cu profunzimea maximă H , stabilește pentru deplasarea verticală a osiei ecuația diferențială:

$$(m_0 + m_c)d^2(\eta + \Delta\eta)/dt^2 + \rho_c\Delta\eta = 0 \quad (7.1)$$

în care:

- η - profunzimea variabilă a denivelării sub efectul sarcinilor statice;
- $\Delta\eta$ - flexiunea dinamică suplimentară a căii;
- ρ_c - rigiditatea căii;
- m_0 - masa osiei;
- m_c - masa redusă a căii.

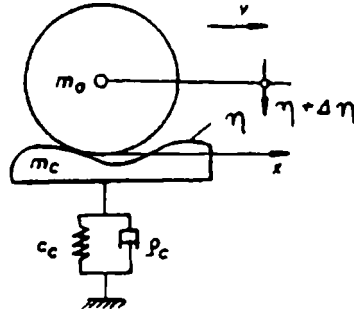


Figura 7.1. Model mecanic al sistemului masa nesuspendată - cale

Din (7.1) rezultă pulsația proprie a suprastructurii:

$$\omega_c = \sqrt{\rho_c / (m_0 + m_c)}$$

Ca exemplu, neglijând masa redusă a căii m_c , pentru $m_0 = 2 \cdot 10^2 \text{ kg}$ și $\rho_c = 10^8 \text{ N/m}$, se obține $\omega_0 \approx 224 \text{ rad/s}$, respectiv o pulsație proprie $T_c = 2\pi / \omega_c \approx 0,0028 \text{ s}$ și o frecvență proprie $\nu_c = 1/T_c \approx 36 \text{ Hz}$, valoare suficient de ridicată în raport cu frecvențele proprii ale maselor suspendate.

Considerând cazul în care forma geometrică a denivelării este dată de ecuația:

$$\eta = \frac{H}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{L} \right) \quad (7.2)$$

dacă v este viteza vehiculului și $T = L/v$ este durata parcurgerii denivelării, ținând seama că $x = vt$ și notând cu:

$$\omega = 2\pi / T = 2\pi v / L \quad (7.3)$$

pulsația vibrației forțate a osiei produsă de denivelare, ecuația (7.1) devine:

$$d^2(\Delta\eta) / dt^2 + \omega_c^2 \Delta\eta = -(H/2)\omega^2 \cos \omega t$$

Dacă originea timpului se consideră din momentul în care roțile au abordat denivelare, soluția ecuației mișcării este:

$$\Delta\eta = \frac{H}{2} \cdot \frac{1}{1 - (\omega_c / \omega)^2} (\cos \omega t - \cos \omega_c t) \quad (7.4)$$

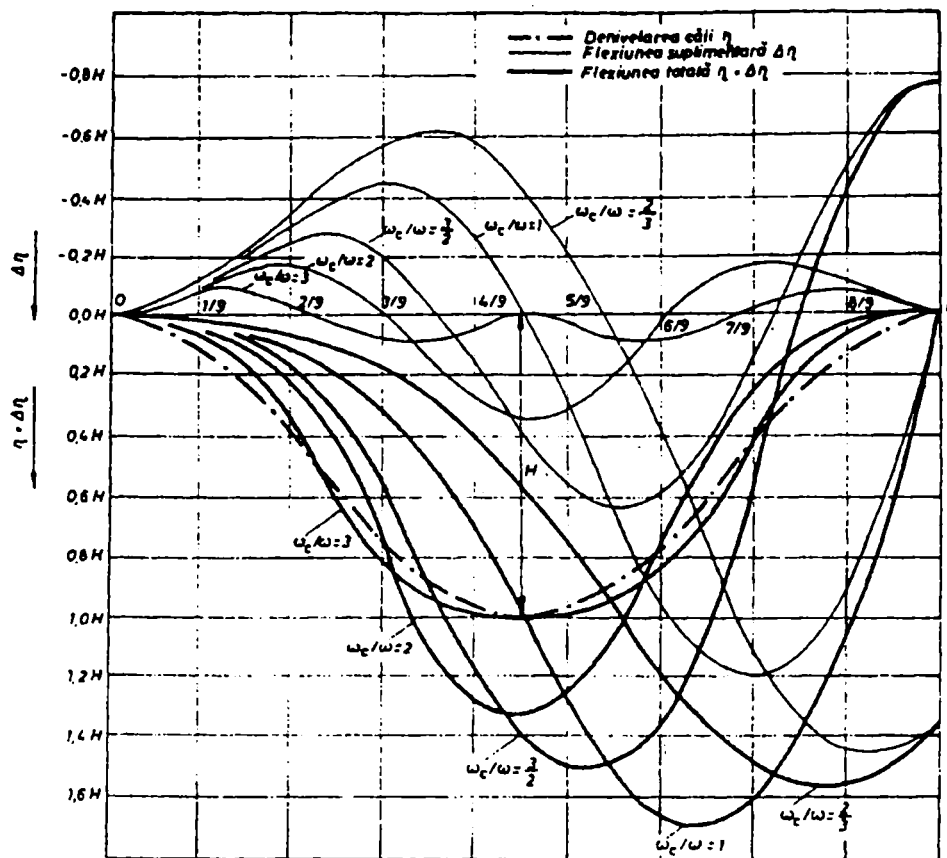


Figura 7.2. Flexiunile căii de rulare

Flexiunea dinamică suplimentară a căii datorită sarcinilor rulate depinde deci nu numai de conturul denivelării și de profunzimea sa, ci și de raportul ω_c / ω . În fig. 7.2 s-au prezentat curbele de variație a acestei flexiuni suplimentare, în funcție de H , pentru valori diferite ale raportului ω_c / ω , în timp ce osia parcurge partea defectuoasă a căii de lungime L . Imediat după ce osia a abordat denivelarea, flexiunea statică începe să scadă ($\Delta\eta$ fiind negativ), deci și sarcina pe cale, în timp ce osia își mărește viteza sa verticală de cădere în denivelare, pentru ca apoi această viteză să se micșoreze printr-o mărime a flexiunii și deci a sarcinii. Aceste considerații sunt valabile în ipoteza că flexiunile negative produse sunt mai mici decât cele provocate de sarcina permanentă, adică atunci când roțile nu se desprind de pe șine. Această condiție, de regulă, este practic îndeplinită.

Valorile maxime ale flexiunii dinamice suplimentare calculate în raport cu profunzimea denivelării H , după formula (7.4), sunt prezentate în tabelul 7.1. Se constată că valoarea cea mai mare de 1,47 este atinsă atunci când $T/T_c = \omega_c / \omega = 2/3$.

Aceasta este atinsă la o viteză de mers

$$v = L\omega / (2\pi) = 3L\omega_c / (4\pi) = 3L / (2T_c)$$

Pentru o lungime a defectului căii de lungime $L = 1m$ și o pulsație $T_c = 0,0028s$, viteza de mers este $v = 54m/s \approx 194km/h$. Prin mărirea vitezei vehiculului de la zero până la 194km/h, se măresc și flexiunile dinamice ale căii. Pe o cale cu rigiditate mai mare și cu o greutate nesuspendată mai redusă se obțin și flexiuni suplimentare mai mici. Defecte mai lungi conduc, de asemenea, la flexiuni suplimentare mai mici.

Valorile maxime ale flexiunii dinamice suplimentare a căii

$T/T_c = \omega_c / \omega$	2	3/2	1	4/5	2/3	3/5	1/2
$\Delta\eta_{\max} / H$	0,33	0,65	1,21	1,41	1,47	1,45	1,33

În general, forma geometrică a căii se modifică sub acțiunea sarcinilor rulante, fiind influențată de viteză. Tot în figura 7.2 s-au reprezentat și curbele care reprezintă variația formei geometrice a denivelării ($\eta + \Delta\eta$) pentru diferite valori ale raportului ω_c / ω . Ele arată că profunzimea denivelării nu crește totdeauna cu valoarea flexiunii maxime suplimentare, din cauza diferențelor de fază dintre ele. Cea mai mare modificare a profunzimii se obține pentru $\omega_c / \omega = 1$. Pe de altă parte, din experiențele efectuate ale *Chr. Betzhold* rezultă că, în realitate, profunzimile denivelărilor, până la viteza de 160km/h, cresc în medie cu mai puțin de 10%. Diferențele de valori dintre datele experimentale și cele calculate cu relația (7.4) se datoresc faptului că în ecuația diferențială (7.1) nu s-a inclus și influența amortizării sistemului vibrant osie-cale. Ori s-a putut constata cu ocazia diferitelor înregistrări de accelerații la cutiile de osii, la viteze mici, că amortizarea dată de cale este destul de importantă (gradul de amortizare = 0,06...0,2).

7.2.1.2 Denivelările căii sub efectul sarcinilor rulante

După cum s-a arătat, mișcările verticale ale osiilor depind de profilul denivelărilor întâlnite pe cale și de viteza vehiculului. Reprezentarea analitică a acestor mișcări trebuie să fie în principiu cât se poate de simplă și totodată să conducă cu ușurință la o evaluare teoretică a mișcării maselor suspendate cât mai apropiată de realitate. În acest scop au fost utilizate graficele de nivelment ale căii sub efectul sarcinilor rulante înregistrate cu vagonul de verificat calea. Concomitent au fost înregistrate și mișcările maselor suspendate ale unor vehicule cărora li s-au cunoscut caracteristicile sistemelor vibrante; evaluările teoretice ale mișcării maselor suspendate făcute pe baza reprezentării analitice a mișcării osiilor au fost confruntate cu cele înregistrate. Astfel s-au putut stabili reprezentările analitice ale liniilor cu joante și ale liniilor sudate.

Înregistrările defectelor de nivelment ale căii indică, în general, amplitudini egale pe cele două fire ale căii; rareori apar amplitudini diferite, care au de regulă o influență minoră asupra calității mersului, în schimb pot avea o importanță mai mare în favorizarea deraierii. Pentru o bună calitate de mers interesează denivelările care se succed permanent în timpul mersului, deoarece acestea întrețin vibrații permanente ale cutiilor vehiculelor. ponderea denivelărilor accidentale mari, care pot fi uneori periculoase, în statistica calității mersului cu prezintă aproape nici o importanță.

Pe liniile cu joante se obține o evaluare destul de apropiată de realitate a șocurilor transmise vehiculului, substituind profilul înregistrat al joantei, pe graficul de nivelment, cu un profil (fig. 7.3) având ecuația

$$\eta = \frac{H_0}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{L_0} \right) \quad (7.5)$$

valabilă pentru $0 \leq x \leq L_0$.

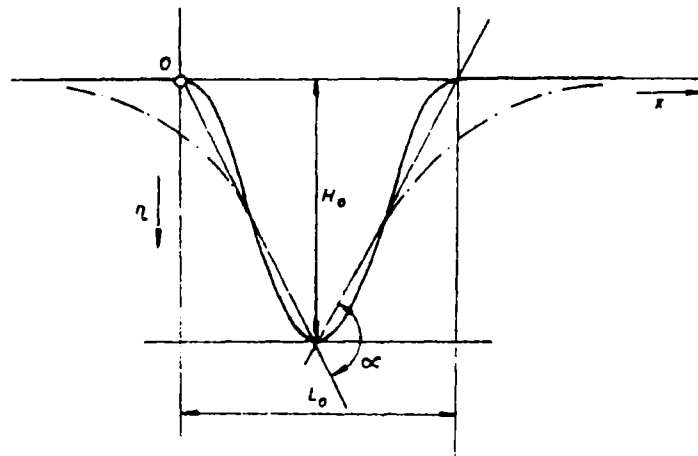


Figura 7.3. Reprezentarea profilului înregistrat al joantei

În figura 7.3, linia punctată reprezintă înregistrarea, iar linia plină curba substituită a cărei ecuație este (7.5). Figura este mult anamorfozată; în realitate unghiul α nu depășește în mod curent valoarea $\alpha = 0,03rad$; lungimea L_0 a denivelării la joante variază între 1 și 5m, în medie $L_0 = 2,5m$; profunzimea medie a denivelării este $H_0 = 1cm$.

Pe liniile cu joante pot exista neregularități de alură aproximativ periodică suprapuse peste denivelările locale ale joantelor (fig. 7.4). Mișcarea vehiculului în acest caz va apărea ca o rezultantă din suprapunerea mișcării produse de joantă peste mișcarea produsă prin trecerea roților peste neregularitățile de alură aproximativ sinusoidală care există de-a lungul cupoanelor de șină.

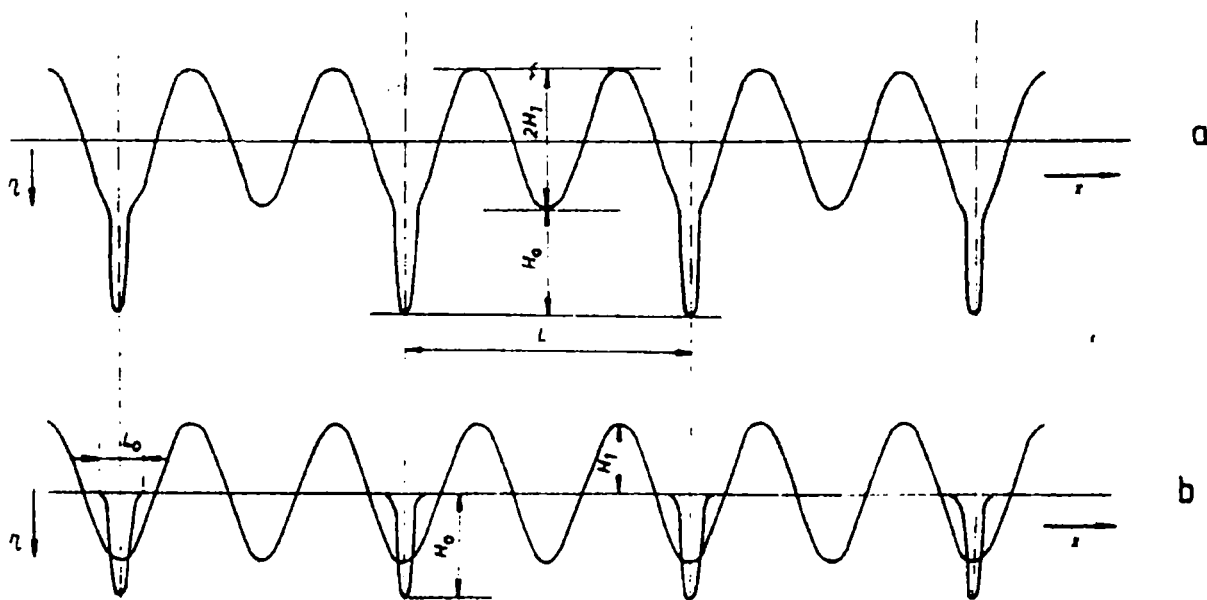


Figura 7.4. Reprezentarea neregularităților pe liniile cu joante la viteze mici:

- curba substituită a profilului căii;
- componentele neregularităților - componenta de formă sinusoidală și a denivelărilor locale ale joantelor

Dacă L reprezintă lungimea unui cupon de șină, ecuația profilului acestor neregularități poate fi scrisă sub forma:

$$\eta = H_1 \cos[(4\pi x)/L] \quad (7.6)$$

iar dacă $T = L/v$ este durata parcurgerii unui cupon de șină, pulsația vibrațiilor verticale ale osiei ca fi $2\omega = 4\pi/T = 4\pi v/L$ și deci ecuația corespunzătoare a mișcării osiei este:

$$\eta = H_1 \cos 2\omega t \quad (7.7)$$

Sub efectul acestei mișcări perturbatoare a osiei, vibrațiile forțate ale vehiculului vor fi de asemenea armonice, cu aceeași pulsație 2ω . Suprapuse peste vibrațiile date de joante, care sunt aperiodice, mișcarea rezultantă va fi aperiodică. Experiențele au confirmat însă că acest mod de suprapunere a celor două feluri de vibrații se realizează, cum e și logic, numai dacă vibrațiile proprii amortizate ale vehiculului produse de joante au timp suficient pentru a se amortiza complet până la apariția unui nou șoc produs de joanta următoare; dacă nu, se consideră că joantele constituie, în succesiunea lor, o perturbare periodică, dând naștere unor vibrații de asemenea periodice, de pulsație egală cu pulsația produsă prin succesiunea joantelor, adică $\omega = 2\pi v/L$.

În acest caz, graficul de nivelment al căii poate fi substituit aproximativ prin curba (trasată cu linia îngroșată) din figura 7.5, având ecuația:

$$\eta = \frac{H_0}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{L} \right) + H_1 \cos \frac{4\pi x}{L} \quad (7.8)$$

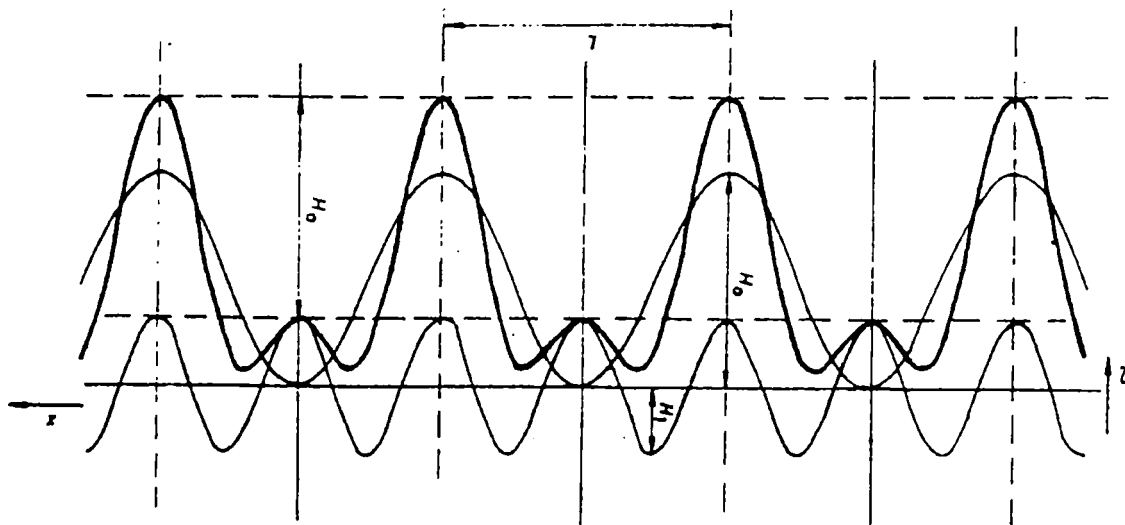


Figura 7.5. Reprezentarea neregularităților pe liniile cu joante în cazul vitezelor mari de circulație

iar osiile în mers vor produce o perturbare reprezentată de funcția:

$$\eta = (H_0/2)(1 - \cos \omega t) + H_1 \cos 2\omega t \quad (7.9)$$

Mișcarea rezultând din compunerea a două vibrații armonice de pulsații diferite și cu faze diferite nu va fi armonică. Valorile lui H_1 , în general, variază între $H_1 = 0,25H_0$ și $H_1 = 0,5H_0$, în medie $H_1 = 0,35H_0$.

La liniile sudate se ajunge la formele celor mai apropiate de cele reale și totodată se obține o evaluare teoretică a mișcării maselor nesuspendate ale vehiculelor cât mai apropiată de realitate, dacă neregularitățile se consideră ca o rezultantă dintr-o însumare de trei armonici, dintre care prima armonică suprapusă are o lungime de undă egală cu 5/8 din lungimea de undă a armonicii fundamentale, iar armonica a doua o lungime de undă egală cu 1/8 din lungimea de undă a armonicii fundamentale.

Armonica a doua are în medie o lungime de undă $L_2 = 4a$, unde a reprezintă distanța dintre două traverse. pentru $a = 0,6m$, $L_2 = 2,4m$ și, prin urmare, lungimea de undă a fundamentalei va fi în medie $L_0 = 8L_2 = 19,2m$ iar lungimea de undă a primei armonice $L_1 = (5/8)L_0 = 12m$. Neregularitățile căii se produc după o lungime de undă totală egală cu 5 lungimi de undă ale fundamentalei, adică după $L = 5L_0 = 96m$.

Astfel, variațiile de nivelment ale liniilor sudate sub efectul sarcinilor rulante pot fi reprezentate prin funcția:

$$\eta = H_0 \sin \frac{2\pi x}{L_0} + H_1 \sin \frac{2\pi x}{L_1} - H_2 \sin \frac{2\pi x}{L_2} \quad (7.10)$$

sau, notând cu $\omega = 2\pi v / L_0$ pulsația dată de arminica fundamentală, vibrațiile verticale ale osiilor rulând pe o linie sudată vor fi reprezentate prin

$$\eta = H_0 \sin \omega t + H_1 \sin(8/5)\omega t - H_2 \cos 8\omega t \quad (7.11)$$

Vibrațiile vehiculului la diferite viteze de mers vor fi influențate în primul rând de mărimile amplitudinilor armonicelor căii. Influențele cele mai mari sunt produse de armonica fundamentală și de prima armonică suprapusă. Armonica a doua având de regulă o amplitudine mai mică, influența acesteia se resimte mai mult la vehiculele care au arcuri în foi. Ca valori medii ale amplitudinilor se pot considera $H_0 = 2,5mm$, $H_1 = 3,2mm$ și $H_2 = 0,7mm$.

Din examinarea graficelor privind neregularitățile orizontale ale căii, se constată că acestea au o alură aproximativ sinusoidală cu lungimea de undă de 16 ... 20m, adică aproximativ egală cu lungimea de undă a mersului sinusoidal al osiilor; cele două fire ale căii au aproximativ sinuozități paralele. Aceasta înseamnă că sinuozitățile căii se creează în timp sub influența materialului rulant, în special de către vehiculele cele mai nocive pentru cale, cu sarcini mari pe osii, care creează neregularități periodice pe cale, cu perioada propriei lor șerpuiiri. Amplitudinile acestor neregularități variază, în general, între 2mm și 8mm.

După cum rezultă din cele prezentate anterior, vibrațiile vehiculelor sunt determinate de forma geometrică a căii, de constantele sistemului elastic al căii și de masele nesuspendate ale vehiculului.

Reprezentarea defectelor căii prin funcții simple, deterministe, permite să se prevadă cu aproximație ținută în cale a unui vehicul. Pentru un studiu care se apropie și mai mult de realitate trebuie să se țină seama de caracterul aleator al excitațiilor sistemului vibrant al vehiculului produse de defectele căii.

7.2.1.3 Mișcarea osiei și suprasarcinile dinamice exercitate de osie asupra căii ținând seama de caracterul aleator al denivelărilor

Pentru studiul mișcării verticale a osiei se consideră tot modelul mecanic din fig.7.1, dar de data acesta se ia în coniderare și amortizarea dată de cale.

Notând $z = \eta + \Delta\eta$, ecuația de mișcare a osiei este:

$$m_0\ddot{z} + \rho_c(\dot{z} - \dot{\eta}) + c_c(z - \eta) = 0 \quad (7.12)$$

sau

$$m_0\ddot{z} + \rho_c\dot{z} + c_c z = \rho_c\dot{\eta} + c_c\eta \quad (7.13)$$

Se consideră că η este o funcție armonică de forma $\eta = \eta_0 \sin \omega t$, de amplitudine η_0 și pulsație ω . Folosind notațiile complexe

$$\bar{\eta} = \eta_0 e^{j\omega t}; \quad \bar{z} = z_0 e^{j(\omega t + \alpha)} \quad (7.14)$$

unde z_0 reprezintă amplitudinea deplasării masei și α - defazajul între excitația η și deplasarea z a osiei.

Cu aceste notații, din (7.13) se obține factor de răspuns complex

$$\bar{H}_z(\omega) = \frac{\bar{z}}{\bar{y}} = \frac{\rho_c + jc_c\omega}{\rho_c - m_0\omega^2 + jc_c\omega} \quad (7.15)$$

al cărei modul $H_z(\omega) = |\bar{H}_z(\omega)|$ permite să se treacă de la ω la z .

În funcție de pulsația proprie $\omega_c = \rho_c / m_0$ și gradul de amortizare al căii $D_c = c_c / (2m_c\omega_c) = c_c / (2\sqrt{\rho_c m_0})$, se obține

$$H_z^2(\omega) = \frac{1 + 4D_c^2(\omega/\omega_c)^2}{\left[1 - (\omega/\omega_c)^2\right]^2 + 4D_c^2(\omega/\omega_c)^2} \quad (7.16)$$

Factorul de răspuns al accelerației z va fi:

$$H_{\ddot{z}}(\omega) = \omega^2 H_z(\omega) \quad (7.17)$$

Datorită vibrațiilor verticale ale osiei, la contactul dintre roți și șine vor apărea suprasarcini dinamice notate cu Δq . Factorul de răspuns al suprasarcinii dinamice va fi:

$$H_{\Delta q}(\omega) = m_0 H_{\ddot{z}}(\omega) = m_0 \omega^2 H_{\ddot{z}}(\omega) \quad (7.18)$$

Excitațiile $\eta(t)$ produse de defectele de nivelment longitudinal al căii având un caracter aleator, media lor pătratică este dată de relația

$$\sigma_{\eta}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} G(\omega) d\omega \quad (7.19)$$

în care $G(\omega)$ reprezintă densitatea spectrală de putere.

După cum arată *Prud' Homme* în lucrarea [80], din cercetările efectuate în cadrul SNCF, care au avut ca obiectiv analiza defectelor căii și influenței acestora asupra vehiculelor, a rezultat că $G(\omega)$ se poate exprima cu suficientă precizie printr-o relație de forma:

$$G(\omega) = Av^2 / (Bv + \omega)^3 \quad (7.20)$$

în care A și B sunt constante care depind de calitatea căii.

Astfel înlocuind expresia lui $G(\omega)$ în (7.19), se obține:

$$\sigma_{\eta}^2 = A / (2\pi B^2) \quad (7.21)$$

care de fapt reprezintă și media pătratică a defectelor căii.

S-a constatat că pentru defecte ale căii cu lungimi de undă L mici, sub 3m, termenul B din relația (7.20) se poate neglija și deci:

$$G(\omega) = Av^2 / \omega^3 \quad (7.22)$$

În acest caz:
$$\sigma_{\eta}^2 = \frac{1}{\pi} \int_{\omega_1}^{\infty} \frac{Av^2}{\omega^3} d\omega = \frac{Av^2}{2\pi\omega_1^2} \quad (7.23)$$

unde $\omega_1 = 2\pi v / L_1$, pentru $L_1 = 3m$.

Defectele cu lungimi de undă sub 3m sunt, în general, date de uzura ondulatorie a șinelor. Având în vedere că frecvențele proprii ale sistemului vibrant masă nesuspendată-cale sunt de 30...40Hz, defectele cu lungimi de undă mici produc suprasarcini dinamice importante, îndeosebi la viteze mari de circulație.

Densitatea spectrală de putere a deplasării verticale a osiei, deci a excitației sistemului vibrant al vehiculului, va fi:

$$G_{\ddot{z}}(\omega) = H_{\ddot{z}}^2 G(\omega) = \frac{Av^2}{(Bv + \omega)^3} \frac{1 + 4D_c^2(\omega/\omega_c)^2}{\left[1 - (\omega/\omega_c)^2\right]^2 + 4D_c^2(\omega/\omega_c)^2} \quad (7.24)$$

iar a suprasarcinii dinamice Δq

$$G_{\Delta q}(\omega) = H_{\Delta q}^2(\omega)G(\omega) = m_0^2 A v^2 \omega \frac{1 + 4D_c^2(\omega/\omega_c)^2}{\left[1 - (\omega/\omega_c)^2\right]^2 + 4D_c^2(\omega/\omega_c)^2} \quad (7.25)$$

Media pătratică a suprasarcinilor dinamice Δq este

$$\sigma_{\Delta q}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} G_{\Delta q}(\omega) d\omega = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} H_{\Delta q}^2(\omega) G(\omega) d\omega \quad (7.26)$$

Lungimile de undă cele mai mici sunt chiar cele date de deformațiile elastice ale suprafețelor în contact. Dacă $2a$ este lungimea elipsei de contact, pulsația cea mai mare posibilă este $\omega = \pi v/a$. Ținând seama de această observație,

$$\sigma_{\Delta q}^2 = \frac{m_0^2 A v^2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi v}{a}} \frac{1 + 4D_c^2(\omega/\omega_c)^2}{\left[1 - (\omega/\omega_c)^2\right]^2 + 4D_c^2(\omega/\omega_c)^2} \omega d\omega \quad (7.27)$$

Pentru $m_0 = 2 \cdot 10^3 \text{ kg}$, $\rho_c = 10^8 \text{ N/m}$, $D_c = 0,3$, $2a = 6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, în urma efectuării integralei, *Prud'Homme* ajunge la următoarea relație aproximativă:

$$\sigma_{\Delta q}^2 = (4/\pi) A m_0^2 \omega_c^2 v^2 \approx 1,3 A \rho_c m_0 v^2 \quad (7.28)$$

de unde, considerând $A = 2 \cdot 10^{-6}$, se obține

$$\sigma_{\Delta q} = 1,6 \cdot 10^{-3} \sqrt{\rho_c} m_0 v \text{ [N]} \quad (7.29)$$

care arată că suprasarcinile dinamice datorită defectelor cu lungimi mici de undă variază proporțional cu viteza vehiculului, putând ajunge la valori considerabile în cazul circulației cu viteze mari. Pentru reducerea acestora este necesar ca masele nesuspendate ale vehiculului să fie cât mai mici posibil.

7.3. Mișcarea de șerpuire a vehiculelor de cale ferată

7.3.1. Considerații generale

După cum s-a arătat, jocul care există între buzele roților și șine permite osiei montate să realizeze în curbă o rulare conică, adică fără alunecări longitudinale, la o anumită valoare a decalajului transversal y al osiei dacă, $R = er/(\gamma y)$.

Prin urmare, dacă o osie rulează pe o linie dreaptă, la un decalaj transversal y , din cauza conicității suprafeței de rulare, osia va descrie o curbă cu raza instantanee R . Osia va rula pe cale cu diametre care vor crește și vor scădea în mod alternativ datorită drumurilor diferite parcurse de cele două roți. Astfel, osia va avea o mișcare de șerpuire, centrul osiei descriind o sinusoidă cu o anumită amplitudine, în limita ecartamentului căii E , respectiv a jocului în cale σ (fig. 7.6)

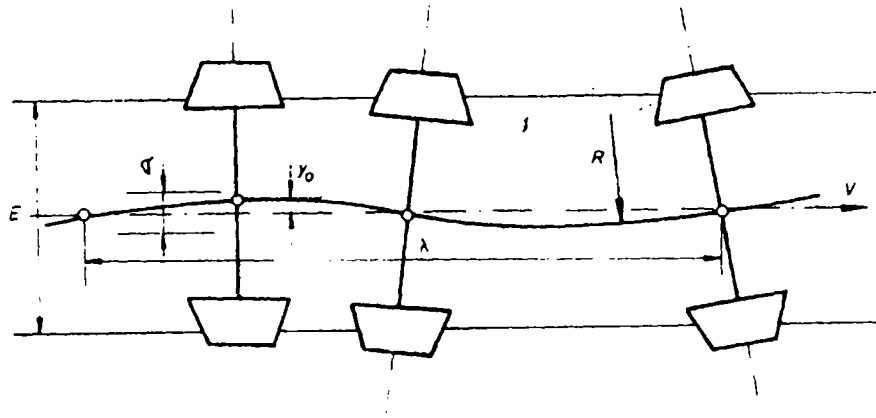


Figura 7.6. Șerpuirea osiei montate

Ecuția diferențială a razei de urbură R este:

$$\frac{[1 + (dy/dx)^2]^{3/2}}{d^2y/dx^2} = -R = -\frac{er}{\gamma y}, \quad (7.30)$$

semnul “-” indicând că centrul de curbură se află în sens opus deplasării y a osiei.

Dacă în (7.30) se ține seama de faptul că curbura este suficient de aplatisată, atunci $(dy/dx)^2 \approx 0$ și deci:

$$\frac{d^2y}{dx^2} + \frac{\gamma}{er}y = 0 \quad (7.31)$$

care va prezenta ecuația de mișcare a osiei, soluția acesteia fiind:

$$y = y_0 \sin\left(\sqrt{\frac{\gamma}{er}}x\right) = y_0 \sin\left(\sqrt{\frac{\gamma}{er}}vt\right) \quad (7.32)$$

unde y_0 reprezintă amplitudinea mișcării iar v - viteza de înaintarea a osiei.

Pulsția mișcării ω , perioada T și frecvența ν sunt:

$$\omega = \nu \sqrt{\frac{\gamma}{er}}; \quad T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi}{\nu} \sqrt{\frac{er}{\gamma}}; \quad \nu = \frac{1}{T} = \frac{\nu}{2\pi} \sqrt{\frac{\gamma}{er}} \quad (7.33)$$

iar lungimea de undă

$$\lambda = vT = 2\pi\sqrt{er/\gamma} \quad (7.34)$$

numită și *formula lui Klingel*, aceasta stabilind-o pentru prima oară în anul 1883 pe considerente geometrice. Pentru $e = 1,5/2 = 0,75m$, $r = 0,5m$ și $\gamma = 1/20$ se obține o lungime de undă a șerpuirii $\lambda = 17,2m$. Relația arată că pentru mărirea lungimii de undă este necesară micșorarea conicității suprafeței de rulare; la profiluri cilindrice $\lambda = \infty$, adică mișcarea de șerpuire nu se produce.

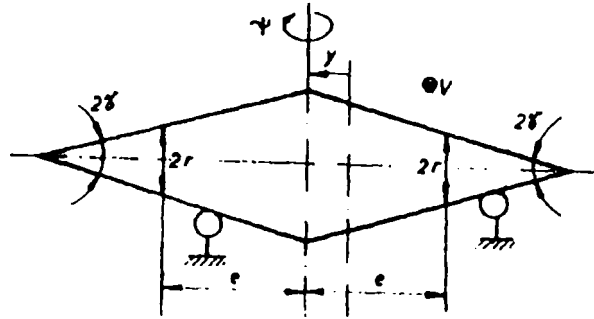


Figura 7.7. Dion în mișcare de șerpuire

Osia montată poate fi asimilată cu un dion (figura 7.7) care se deplasează pe două șine. Dacă ψ reprezintă unghiul de rotație al acestuia în raport cu axa verticală care trece prin centrul de masă, ecuațiile de mișcare vor fi:

$$\dot{y} = -v\psi; \quad \dot{\psi} = v\frac{\gamma}{er}y$$

sau

$$\ddot{y} + \frac{\gamma}{er}v^2y = 0; \quad \ddot{\psi} + \frac{\gamma}{er}v^2\psi = 0,$$

de unde rezultă pentru y o expresie identică cu (7.32) și, respectiv,

$$\psi = \frac{\dot{y}}{v} = y_0\sqrt{\frac{\gamma}{er}}\cos\left(\sqrt{\frac{\gamma}{er}}vt\right) \quad (7.35)$$

O verificare experimentală a *formulei lui Klingel* a fost făcută de către Raab, care a filmat concomitent mișcările celor două roți. A constatat că, la viteze mici, lungimea de undă este mai mică decât cea care rezultă din formula lui Klingel, explicând că acestea se datorează neregularităților căii; la viteze mari a constatat, dimpotrivă, o creștere a lungimii de undă, găsim explicația în influența efectului giroscopic.

Formula lui Klingel se referă la mișcarea de șerpuire a osiei, fără a ține seama de forțele de contact roată - șină și de masa osiei. Extinzând studiul șerpuirii la un boghiu, Rocard consideră efectele pseudoalunecărilor și ajunge, pentru un boghiu cu două osii, la relația:

$$\lambda = 2\pi\sqrt{er/\gamma} \cdot \sqrt{1 + a_1^2/e^2} \quad (7.36)$$

care în literatura de specialitate poartă numele de *formula lui Rocard* și care introduce factorul de corecție $\sqrt{1 + a_1^2 / e^2}$ la formula lui *Klingel*, ce ține seama de influența ampatamentului $2a_1$ al boghiului. Pentru boghiurile pe trei osii, factorul de

corecție introdus de *Rocard* este $\sqrt{1 + 2a_1^2 / (3e^2)}$.

În scopuri practice, pentru vehicule cu un oarecare joc la osii, *Sperling* recomandă o relație empirică a frecvenței de șerpuire:

$$v = \frac{V}{3,6 \cdot 2\pi} \sqrt{\frac{\gamma}{er}} \cdot \eta \quad (7.37)$$

în care V reprezintă viteza vehiculului în km/h și η un factor de corecție dependent de viteză conform relației:

$$\eta = \frac{1}{1 + 0,016 \sqrt{\gamma / (er)} (V - V_g)} \quad (7.38)$$

unde V_g [Km/h] este o viteză limită la care valorile frecvenței v , date de relația lui *Klingel*, coincid cu cele măsurate în exploatare. Astfel, se indică pentru:

$$\begin{array}{cccc} \gamma = 1/40; & 1/20; & 1/10; & 1/7 \\ V_g = 80; & 65 & 55; & 50; \end{array}$$

Când osiile sunt fără joc în șasiu, coeficientul de corecție devine:

$$\eta = \frac{1}{1 + 0,0025 \sqrt{\gamma / (er)} (V - V_g)} \quad (7.39)$$

în care pentru:

$$\begin{array}{cccc} \gamma = 1/40; & 1/20; & 1/10; & 1/7 \\ V_g = 80; & 60 & 45; & 40. \end{array}$$

Mișcarea de șerpuire a unui vehicul, respectiv a unui boghiu, este mult mai complexă. Jocul existent în cale oferă vehiculului posibilitatea deplasării laterale, acesteia opunându-i-se forțele de pseudoalunecare, precum și forțele de centraj în cazul proflurilor de uzură. Considerarea acestor forțe ca fiind proporționale cu deplasarea laterală a osiei desigur că simplifică studiul mișcării de șerpuire prin faptul că ecuațiile de mișcare sunt liniare. În realitate, forțele de contact nu variază liniar cu deplasarea osiei și, în plus, intervin și amortizările de tip vâcos, frecările, precum și jocurile dintre diferitele elemente ale structurii portante, care toate accentuează și mai mult neliniaritatea fenomenului. Pe de altă parte, mișcarea de

șerpuire mai este influențată și de neregularitățile și discontinuitățile căii de rulare.

Liniarizarea fenomenului de șerpuire, în particular prin considerarea conicității echivalente constante și proporționale cu forța tangențială de pseudoalunecare, permite doar obținerea unor concluzii calitative privind influența diferiților parametri asupra mișcării de șerpuire, respectiv asupra stabilității acestuia.

Problema care se pune la un vehicul este determinarea vitezei critice. Aceasta corespunde acelei valori a vitezei de circulație a vehiculului la care mișcarea se transformă din stabilă în instabilă. Dacă viteza crește în continuare peste valoarea critică, mersul se înrăutățește rapid, ținând seama că amplitudinea mișcărilor instabile cresc după o lege exponențială.

7.3.2. Mișcarea de șerpuire a osiei sub influența forțelor de contact roată-șină

7.3.2.1. Osia montată liberă.

Considerând mișcarea liniară, vom analiza șerpuirea osiei montate libere, adică scoasă din ansamblul șasiului, sub influența numai a forțelor de pseudoalunecare.

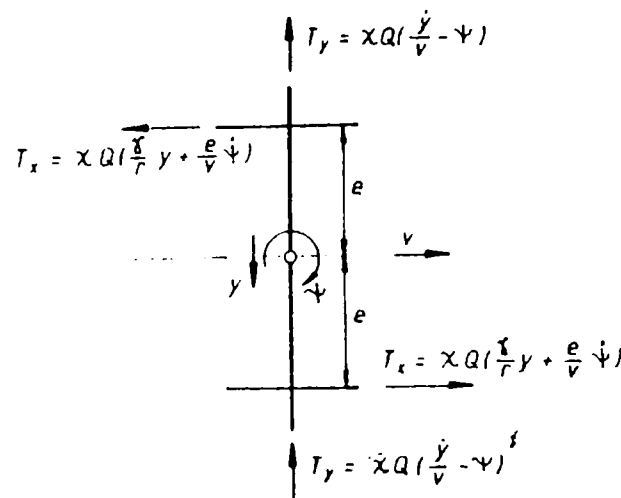


Figura 7.8. Osia montată liberă sub acțiunea forțelor tangențiale de contact în cazul neglijării efectului de spin

În figura 7.8 osia este reprezentată ca deplasată lateral cu y față de poziția mediană și rotită față de cale cu unghiul ψ .

Forțele tangențiale de pseudoalunecare rezultă din relațiile 5.16, în care, dacă se neglijează efectul de spin, $\chi_s = 0$, iar pseudoalunecările - din expresiile vitezelor de alunecare. Astfel, dacă sarcina pe roată este Q , pentru $\chi_x = \chi_y = \chi$, vom avea:

$$\begin{aligned} T_x &= \tau_x Q = \chi Q v_x = \chi Q [(\gamma/r)y + (e/v)\dot{\psi}]; \\ T_y &= \tau_y Q = \chi Q v_y = \chi Q (\dot{y}/v - \psi) \end{aligned} \tag{7.40}$$

Ecuatiile de echilibru ale osiei, în acest caz, sunt:

$$2T_y = 2\chi Q[(\dot{y}/v) - \psi] = 0; \quad 2eT_x = 2e\chi Q[(\gamma/r)y + (e/v)\dot{\psi}] = 0$$

Din prima ecuație rezultă $\psi = \dot{y}/v$, a cărei derivată se introduce în a doua ecuație, obținându-se ecuația diferențială a mișcării $\ddot{y} + v^2\gamma/(er) = 0$, adică identică cu cea dedusă pe considerente geometrice, lungimea de undă λ fiind dată de formula lui *Klingel*.

În continuare, vom analiza șerpuirea osiei în cazul când se ia în considerare efectul de spin prin coeficientul de pseudoalunecare χ_s , precum și forța de centraj C a osiei.

În conformitate cu teoria lui *Kalker*, în punctul de contact roată-șină acționează atât forțele tangențiale T_x și T_y , cât și un moment de pseudoalunecare M_z , expresiile acestora fiind:

$$\begin{aligned} T_x &= \chi_x v_x Q; \\ T_y &= \chi_y v_y Q + \chi_s r (\omega_s / v) Q; \\ M_z &= -\chi_s r v_y Q + \chi_z r^2 (\omega_s / v) Q, \end{aligned} \quad (7.41)$$

în care (ω_s) este pseudoalunecarea de spin.

P. van Bommel recomandă unele valori aproximative ale coeficienților de pseudoalunecare. Astfel, pe baza rezultatelor obținute de *Kalker*, constată că:

$$\chi_x \approx \chi_y = \chi = \frac{300}{\sqrt[3]{Q}} \dots \frac{400}{\sqrt[3]{Q}} \text{ (pentru } Q \text{ exprimat în tone),}$$

care depind de raportul axelor elipsei de contact. Pentru coeficientul de spin χ_s , care este aproape independent de raportul axelor elipsei de contact, recomandă valoarea 0,83. Coeficientul χ_z , care intervine în expresia momentului M_z în jurul axei perpendiculare pe suprafața de contact, pentru o suprafață de contact circulară, este:

$$\chi_z = 0,0043\sqrt[3]{Q}$$

iar pentru o suprafață de contact a cărei lungime a axei în sensul de mers este de 2 ori, respectiv 0,5 ori lungimea celeilalte axe, $\chi_z = 0,0014\sqrt[3]{Q}$ și, respectiv, $\chi_z = 0,0134\sqrt[3]{Q}$. Având în vedere influența redusă a lui χ_z asupra mișcării de șerpuire, acesta poate fi neglijat.

Cu aceste precizări, pseudoalunecările în punctele de contact a roților 1 și 2 sunt date de relațiile:

$$\begin{aligned} v_{1x} &= -v_{2x} = -[(\gamma/r)y + (e/v)\dot{\psi}]; \\ v_{1y} &= v_{2y} = \dot{y}/v - \psi; \\ \omega_{1s} &= -(\nu/r)\gamma_1; \\ \omega_{2s} &= (\nu/r)\gamma_2. \end{aligned} \tag{7.42}$$

iar forțele și momentele din punctele de contact, pentru care s-au considerat convențional ca sensuri pozitive cele din figura 7.9, vor fi:

$$\begin{aligned} T_{1x} &= -\chi Q \left(\frac{\gamma}{r} y + \frac{e}{v} \dot{\psi} \right); & T_{2x} &= \chi Q \left(\frac{\gamma}{r} y + \frac{e}{v} \dot{\psi} \right); \\ T_{1y} &= \chi Q \left(\frac{\dot{y}}{v} - \psi \right) - \chi_s Q \gamma_1; & T_{2y} &= \chi Q \left(\frac{\dot{y}}{v} - \psi \right) + \chi_s Q \gamma_2; \\ M_{1z} &= M_{2z} = -\chi Q r \left(\frac{\dot{y}}{v} - \psi \right). \end{aligned} \tag{7.43}$$

și de asemenea, forța de centraj $C = Q(\gamma_1 - \gamma_2)$.

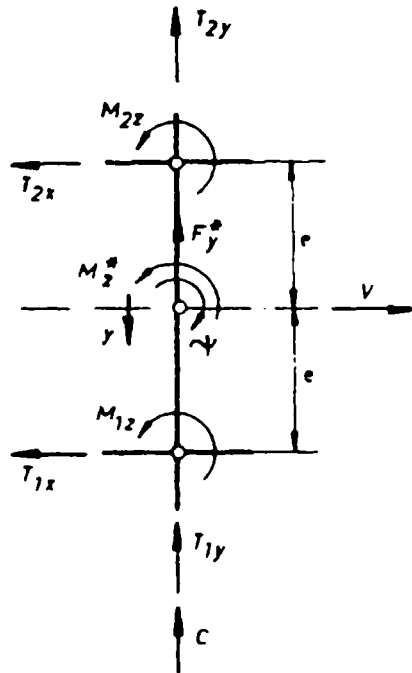


Figura 7.9. Forțele și momentele care acționează asupra osiei montate în cazul general

Dacă se mai ia în considerare și efectul giroscopic, asupra osiei va mai acționa forța laterală F_y^* și momentul de șerpuire M_y^* , date de relațiile:

$$\begin{aligned} F_y^* &= -I_{0y} \frac{\gamma_0}{er} v \dot{\psi}; \\ M_y^* &= I_{0y} \frac{\gamma_0}{er} v \dot{y} \end{aligned} \tag{7.44}$$

în care I_{0y} reprezintă momentul de inerție al osiei în jurul axei sale de revoluție iar γ_0 - unghiul de flanc în punctul de contact corespunzător poziției mediane a osiei. La viteze mici de circulație a vehiculului, efectul giroscopic se poate neglija, influența acestuia devenind importantă numai la viteze mari.

Dacă considerăm toate aceste forțe care acționează asupra osiei, inclusiv masa acesteia, ecuațiile de echilibru vor fi:

$$\begin{aligned} m_0 \ddot{y} + T_{1y} + T_{2y} + C + F_y^* &= 0; \\ I_{0z} \ddot{\psi} - T_{1x}e + T_{2x}e + M_{1z} + M_{2z} + M_{2z} + M_y^* &= 0 \end{aligned} \quad (7.45)$$

în care m_0 reprezintă masa osiei și I_{0z} - momentul de inerție al osiei în jurul axei verticale care trece prin centrul de masă al acesteia.

Înlocuind în ecuațiile (7.45) forțele și momentele din expresiile acestora și ținând seama că $C = Q(\gamma_1 - \gamma_2) = c_g y$, rezultă ecuațiile generale care definesc mișcarea de șerpuire a osiei montate libere:

$$\begin{aligned} m_0 \ddot{y} + 2\chi Q \left(\frac{\dot{y}}{v} - \psi \right) + c_g (1 - \chi_s) y - I_{0y} \frac{\gamma_0}{er} v \dot{\psi} &= 0 \\ I_{0z} \ddot{\psi} + 2\chi Q e \left(\frac{\gamma}{r} y + \frac{e}{v} \dot{\psi} \right) - 2\chi Q r \left(\frac{\dot{y}}{v} - \psi \right) + I_{0y} \frac{\gamma_0}{er} v \dot{y} &= 0 \end{aligned} \quad (7.46)$$

În cazul particular, când asupra unei osii, a cărei masă se neglijează, acționează numai forțele de contact T_x și T_y , dar cu considerarea efectului de spin și a centrajului, vom avea:

$$\begin{aligned} 2\chi Q (y/v - \psi) + c_s (1 - \chi_s) y &= 0 \\ 2\chi Q e [(\gamma/r)y + (e/v)\psi] &= 0 \end{aligned} \quad (7.47)$$

din care rezultă:

$$\ddot{y} + \left[\frac{c_s (1 - \chi_s)}{2\chi Q} v + \frac{\gamma}{er} v^2 \right] y = 0$$

și deci lungimea de undă a mișcării de șerpuire în acest caz va fi:

$$\lambda = 2\pi / \sqrt{\frac{c_s (1 - \chi_s)}{2\chi Q v} + \frac{\gamma}{er}} \quad (7.48)$$

care arată o mărire a lungimii de undă o dată cu creșterea vitezei sub influența efectului de spin. Pentru profilurile conice, la care $c_s = 0$, se ajunge la formula lui *Klingel* a lungimii de undă.

7.3.2.2. Osie montată legată elastic de un șasiu în mișcarea de translație

Este cazul când șasiul înaintea pe cale cu o viteză v numai în mișcare de translație sau când șasiul este fix, osia montată fiind antrenată în mișcare de rotație prin role (fig. 7.10). În acest caz particular se iau în considerare masa osiei m_0 și momentul de inerție I_{0z} , al acesteia, forțele de pseudoalunecare, cu neglijarea efectului de spin, precum și forțele elastice din arcuri a căror rigiditate longitudinală este c_x și transversală c_y .

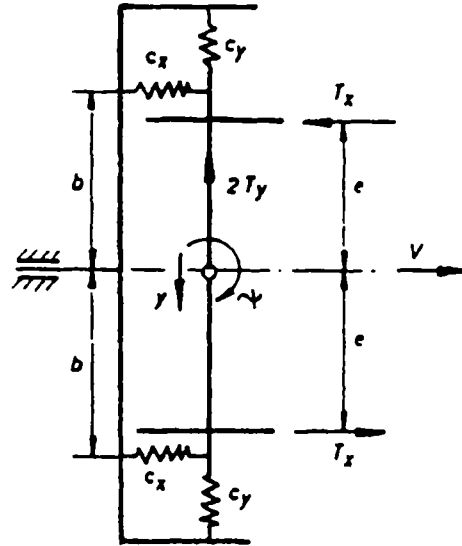


Figura 7.10. Osia condusă elastic de un șasiu în mișcare de translație

Prin urmare vom avea:

$$T_x = \chi Q [(\gamma/r)y + (e/r)\dot{\psi}];$$

$$T_y = \chi Q (\dot{y}/v - \dot{\psi})$$

Ecuatiile de mișcare ale osiei vor fi:

$$\begin{aligned} m_0 \ddot{y} + 2c_y y + 2T_y &= 0 \\ I_{0z} \ddot{\psi} + 2b^2 c_x \psi + 2eT_x &= 0 \end{aligned} \quad (7.49)$$

din care, după ce se înlocuiesc forțele T_x și T_y , se obține:

$$\begin{aligned} m_0 \ddot{y} + \frac{2\chi Q}{v} \dot{y} + 2c_y y - 2\chi Q \psi &= 0; \\ I_{0z} \ddot{\psi} + \frac{2\chi Q}{v} e^2 \dot{\psi} + 2c_x b^2 \psi + 2\chi Q \frac{e}{r} y &= 0 \end{aligned} \quad (7.50)$$

Substituind, în ecuațiile (7.50), $y = A_1 e^{pt}$, $\psi = A_2 e^{pt}$, se obține un sistem de ecuații algebrice care are ca necunoscute A_1 și A_2 . Condiția ca acest sistem să admită soluții diferite de soluția banală este ca determinantul sistemului să fie nul:

$$\begin{vmatrix} m_0 p^2 + \frac{2\chi Q}{v} p + 2c_y & -2\chi Q \\ 2\chi Q \frac{e\gamma}{r} & I_{0z} p^2 + \frac{2\chi Q}{v} e^2 p + 2c_x b^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (7.51)$$

p Dezvoltând acest determinant, se obține ecuația caracteristică de gradul 4 în

$$a_0 p^4 + a_1 p^3 + a_2 p^2 + a_3 p + a_4 = 0 \quad (7.52)$$

unde:

$$\begin{aligned} a_0 &= I_{0z}; & a_1 &= (2\chi Q/v)(I_{0z} + m_0 e^2); \\ a_2 &= 2c_y I_{0z}^2 + 2c_x b^2 m + (4\chi^2 Q^2/v^2)e^2; \\ a_3 &= (2\chi Q/v)(2c_x b^2 + 2c_y e^2); \\ a_4 &= 4c_x c_y b^2 + 4\chi^2 Q^2 e\gamma/r. \end{aligned}$$

Valorile proprii $p_i (i=1...4)$, respectiv rădăcinile ecuației caracteristice (7.52), caracterizează mișcările osiei. Acestea sunt stabile atât timp cât rădăcinile sunt reale negative, sau complex conjugate cu partea reală negativă.

La limita de stabilitate, în ecuația caracteristică se poate substitui $p = j\omega_c$ și, separând părțile reale de cele imaginare, rezultă:

$$\begin{aligned} a_1 \omega_c^2 - a_3 &= 0; \\ a_0 \omega_c^4 - a_2 \omega_c^2 + a_4 &= 0, \end{aligned} \quad (7.53)$$

care permit determinarea pulsației critice ω_c și a vitezei critice v_c . Astfel vom avea:

$$\omega_c^2 = a_3 / a_1 = (2c_x b^2 + 2c_y e^2) / (I_{0z} + m_0 e^2),$$

de unde, pentru $I_{0z} = m_0 i_{0z}^2 \approx m_0 e^2$ (raza de girație $i_{0z} \approx e$, dacă se consideră numai masele celor două roți), se obține:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{c_x}{m_0} \cdot \frac{b^2}{e^2} + \frac{c_y}{m_0}} \quad (7.54)$$

iar din a doua ecuație a sistemului (7.53) rezultă viteza critică:

$$v_c = \frac{2\chi Q}{m_0} \sqrt{\frac{\frac{c_x}{m_0} \cdot \frac{b^2}{e^2} + \frac{c_y}{m_0}}{\left(\frac{2\chi Q}{m_0}\right)^2 \frac{\gamma}{er} - \left(\frac{c_x}{m_0} \cdot \frac{b^2}{e^2} - \frac{c_y}{m_y}\right)^2}} \quad (7.55)$$

relație care arată că, constantele elastice longitudinale și transversale ale suspensiei măresc viteza critică a osiei montate.

În ipoteza că rapoartele $c_x / (\chi Q)^2$ și $c_y / (\chi Q)^2$ sunt mici, se obține:

$$v_c = \sqrt{\frac{er}{\gamma} \left(\frac{c_x}{m_0} \cdot \frac{b^2}{e^2} + \frac{c_y}{m_0} \right)} \quad (7.56)$$

și lungimea de undă a mișcării de șerpuire la viteza critică:

$$\lambda_c = 2\pi v_c / \omega_c = 2p\sqrt{er/\gamma},$$

adică se ajunge la formula lui *Klingel*.

7.4. Confortul vibratoriu. metode de apreciere a calității mersului

Confortul la vehiculele pe șine este influențat de comportarea dinamică a vehiculului pe cale, acestea depinzând atât de calitatea suspensiei, cât și de cea a căii. parametrii obținuți pentru vibrațiile verticale și orizontal-transversale ale vehiculului servesc pentru aprecierea calității mersului acestuia.

Calitatea mersului fiind un rezultat al interacțiunii dintre vehicul și cale, pe lângă faptul că influențează confortul călătorilor și integritatea mărfurilor transportate, determină și un anumit grad de menajare a structurii portante a vehiculului (și a căii) și de siguranță a circulației.

Din aceste motive, în diferite țări, s-au efectuat cercetări teoretice și experimentale cu privire la definirea noțiunii de calitate a mersului, la stabilirea unor criterii și metode practice de definire a acesteia, în scopul îmbunătățirii continue a performanțelor vehiculelor în mers.

În continuare se face o prezentare generală a principalelor metode de apreciere a calității mersului, fără tehnicile de prelucrare a înregistrărilor.

7.4.1. Evaluarea calității mersului prin indicii W_z .

La majoritatea societăților de cale ferată europene (inclusiv la CFR) evaluarea calității mersului se face prin indicele W_z definit în lucrările lui Helberg și Sperling [43] ca și în ale lui Sperling și Betzhold. Pentru o oscilație sinusoidală, indicele de confort:

$$W_z = 2,7^{10} \sqrt{A^3 v^5} \quad (7.57)$$

în care A reprezintă amplitudinea oscilației, în cm, și v frecvența acesteia, în HZ.

În funcție de amplitudinea accelerației a , în cm/s^2 ,

$$W_z = 0,896 \sqrt[10]{a^3 / v} \quad (7.58)$$

Pentru a se evidenția sensibilitatea diferită a organismului omenesc față de vibrațiile verticale sau transversale la diferite frecvențe, s-a introdus un factor suplimentar dependent de frecvență, $F(v)$, astfel că:

$$w_z = 0,896 \sqrt[10]{(a^3 / v) F(v)} \quad (7.59)$$

în care valorile funcției de frecvență $F(v)$ sunt următoarele:

- pentru oscilațiile verticale:

$$F(v) = \begin{cases} 0,325v^2, & \text{pentru } 0,5 < v \leq 5,9 \text{ Hz;} \\ 400/v^2, & \text{pentru } 5,9 < v \leq 20 \text{ Hz;} \\ 1 & , \text{pentru } v > 20 \text{ Hz} \end{cases}$$

- pentru oscilațiile transversale:

$$F(v) = \begin{cases} 0,8v^2 & , \text{pentru } 0,5 < v \leq 5,4 \text{ Hz;} \\ 650/v^2, & \text{pentru } 5,4 < v \leq 26 \text{ Hz;} \\ 1 & , \text{pentru } v > 26 \text{ Hz} \end{cases}$$

În urma acestor completări, relațiile (7.57) sau (7.58) rămân utilizabile pentru aprecierea calității rulării vehiculelor iar la vehiculele destinate transportului de călători (pentru aprecierea confortului oferit de vehicul călătorilor), relația (7.59).

Semnificația diferitelor ale indicilor W_z este prezentată în tabelul 7.2.

Indicele de calitate $W_z = 3 \dots 3,25$ s-a stabilit ca o limită superioară a calității acceptabile pentru vehiculele destinate transportului de călători, $W_x = 4 \dots 4,25$ pentru vagoanele de marfă și $W_z = 3,25 \dots 3,5$ pentru locomotive, WIT etc. Valoarea $W_z = 5$ a primit calificativul de "periculos în exploatare", deoarece, în această situație, oscilațiile au o intensitate atât de mare, încât pot produce aprinderi de lagăre, deteriorarea mărfurilor sau degradarea vehiculului, iar după un timp mai îndelungat, chiar ruperi de piese prin oboseală.

Relațiile prezentate mai înainte sunt valabile în ipoteza unor vibrații sinusoidale, ceea ce nu corespunde realității. De aceea s-au dezvoltat o serie de metode de determinare a indicelui W_z care, pornind de la principiile de bază, permit tratarea unor semnale complexe, obținute în urma înregistrărilor experimentale.

Semnificația indicilor W_z utilizați pentru evaluarea calității mersului

Indicele W_z	Calitatea rulării	Confortul oferit de gradul de percepere a vibrațiilor	Timpul de oboseală h
1	Foarte bun	Ușor perceptibil	Peste 24
1,5	Aproape foarte bun	-	
2	Bun	Perceptibil	
2,5	Aproape bun	Perceptibil accentuat, totuși suportabil și nu încă dezagreabil	13
3	Satisfăcător	Pronunțat perceptibil, puțin agreabil, încă suportabil	5,5
3,5	Aproape satisfăcător	Extrem de incomod, insuportabil pe o durată mai mare	2,8
4	Încă apt în exploatare	Extrem de dezagreabil, dăunător în cazul expunerii pe o durată mai mare	1,5
4,5	Inapt în exploatare	-	0,9
5	Periculos în exploatare	-	0,55

Pentru evaluare în această situație se utilizează relația:

$$W_z = \sqrt[10]{a^3 B^3} \quad (7.60)$$

în care B reprezintă un factor de ponderare în frecvență pentru accelerații, definit după cum urmează:

pentru aprecierea calității rulării vehiculelor,

$$B(v) = 1,14 \sqrt{\frac{[(1 - 0,056v^2)^2 + (0,645v^2)]3,55v^2}{[(1 - 0,252v^2)^2 + (1,547v - 0,00444v^3)^2](1 + 3,55v^2)}}$$

pentru aprecierea confortului în raport cu oscilațiile verticale,

$$B(v) = 0,588 \sqrt{\frac{1,911v^2 + (0,25v^2)^2}{[(1 - 0,277v^2)^2 + (1,563v - 0,0368v^3)^2]}}$$

Pentru oscilațiile orizontal-transversale se consideră:

$$B_{transversal} \approx 1,253 B_{vertical}$$

Având în vedere că accelerația măsurată $a(v)$ este o funcție continuă de frecvență, indicele W_z rezultat, în domeniul (0,5...30)Hz, este dat de relația:

$$W_z = \sqrt[10]{\int_{0,5}^{30} a^3 B^3 dv} \quad (7.61)$$

Efectuând integrarea în raport cu timpul pe durata T a măsurii, când $a = a(t)$, se obține:

$$W_z = \sqrt[10]{(1/T) \int_0^T |a^3| B^3 dt} \quad (7.62)$$

7.4.2. Evaluarea calității mersului după timpul de oboseală a călătorii

Timpul după care călătorii încep să simtă oboseala constituie de fapt criteriul general de apreciere a calității mersului unui vehicul. Cercetările efectuate de ORE [26] pe baza unor evaluări statistice a senzațiilor produse la diferiți oameni așezați pe o masă vibratoare și într-un vagon special, în aceleași condiții, ca și în timpul călătoriei, au condus la stabilirea curbelor "de egal confort" reprezentate în fig. 7.11. Acestea exprimă dependența timpului τ , în ore, de apariție a oboselii în funcție de amplitudinea accelerației a , în cm/s^2 , și frecvența v , în Hz.

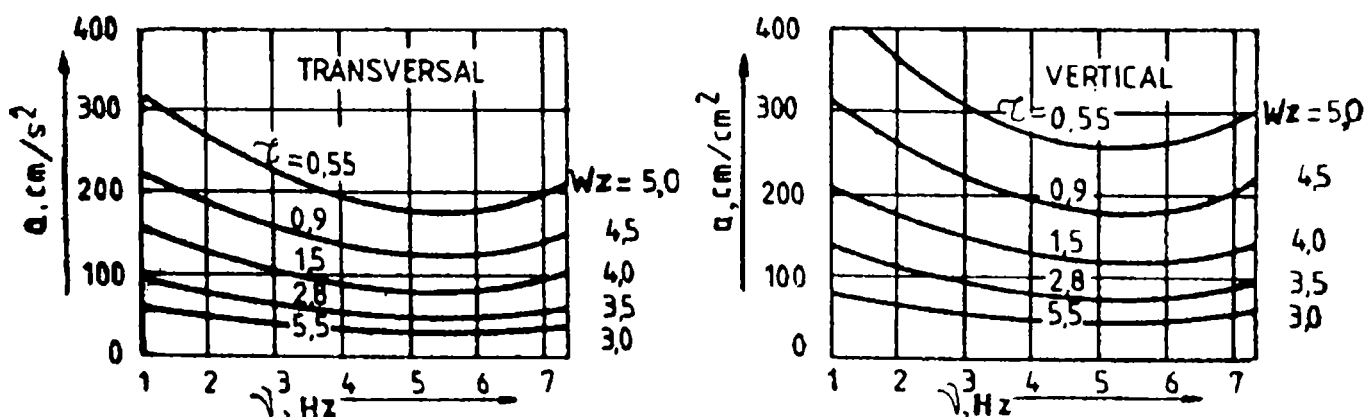


Figura 7.11. Cubele "de egal confort" conform metodei ORE

Pe baza curbelor experimentale "de egal confort" s-au stabilit următoarele expresii analitice ale timpilor de apariție a oboselii:

- pentru vibrațiile verticale:

$$\tau = \frac{280}{39,24a / [\sqrt{2}((v - 5,2)^2 + 24,8)] - 8} - 0,71; \quad (7.63)$$

pentru vibrațiile transversale:

$$\tau = \frac{280}{39,24a / [(v - 5,2)^2 + 24,8] - 8} - 0,71 \quad (7.64)$$

După relațiile (7.63) și (7.64) pentru fiecare curbă de egal confort corespunde un anumit timp de oboseală. calculând pentru diferite puncte de pe curbele de egal confort valorile indicilor W_{τ} cu relația (7.59), se constată că fiecărei curbe îi corespunde și un indice W_{τ} conform fig. 7.11 și valorilor lui τ din tabelul 7.2.

O metodă de evaluare a confortului bazată pe determinarea timpului de oboseală a fost propusă de UIC-ORE [26] în concordanță cu norma ISO 2631.

Conform normei ISO se definesc trei timpi limită de oboseală corespunzător următoarelor criterii: limita capacității de muncă redusă prin oboseală, limita de expunere la vibrații și limita confortului redus.

Pentru criterii permite determinarea timpului limită a cărui depășire afectează capacitatea de muncă a unui individ supus la vibrații mecanice. Curbele determinate experimental din fig. 7.12 reprezintă dependența accelerațiilor $(a)_{RMS}$ în funcție de frecvența ν , pentru diferite valori ale timpului de oboseală τ .

Metoda ISO se ia în considerare domeniul frecvențelor cuprinse între 1 și 80 Hz. Accelerația RMS (*root mean square*), numită valoare efectivă, este definită astfel:

$$(a)_{RMS} = (1/T) \sqrt{\int_0^T a^2(t) dt} \quad (7.65)$$

Aceste familii de curbe au fost obținute în urma studiilor efectuate asupra piloților de avioane și a conducătorilor de vehicule.

La frecvențe joase, sensibilitatea la vibrațiile orizontale este superioară sensibilității la vibrații verticale, după cum se vede în fig. 7.12. Această situație este inversată la frecvențe superioare.

Timpul, conform criteriului limitei de expunere la vibrații, reprezintă valoarea maximă admisă pentru a nu fi afectate sănătatea și siguranța individului. Depășirea limitei de expunere nu este recomandată fără precauții speciale, chiar dacă individul nu efectuează nici o muncă.

Limita confortului redus a fost obținută pornindu-se dela o serie de studii efectuate pentru transporturi. Curbele reprezentând limita de expunere la vibrații și limita confortului redus prezintă o alură identică cu cele din fig. 7.12, în care valorile accelerațiilor sunt multiplicare cu 2, respectiv cu 1/3, 1, 5.

Pentru a adapta metoda ISO condițiilor specifice vehiculelor feroviare, ORE recomandă o serie de modificări care constau, în principal, din extinderea analizei în domeniul frecvențelor joase, de la 0,5 Hz la 1 Hz, și adoptarea unor factori de ponderare pentru accelerații. Pentru vibrațiile verticale (direcția z) funcția de ponderare se definește astfel:

$$B(\nu) = \begin{cases} 10^{-0.73 \lg \nu - 0.220} & \text{pentru } 0,5 \leq \nu < 0,8 \text{ Hz} \\ 0,707 & \text{pentru } 0,8 \leq \nu < 2 \text{ Hz} \\ 10^{0.5 \lg \nu - 0.301} & \text{pentru } 2 \leq \nu < 4 \text{ Hz} \\ 1 & \text{pentru } 4 \leq \nu < 8 \text{ Hz} \\ 10^{-\lg \nu + 0.903} & \text{pentru } 8 \leq \nu \leq 80 \text{ Hz} \end{cases}$$

iar pentru vibrațiile longitudinale (x) și transversale (y) astfel:

$$B(\nu) = \begin{cases} 1 & \text{pentru } 0,5 \leq \nu < 3 \text{ Hz} \\ 10^{-\lg \nu + 0,477} & \text{pentru } 3 \leq \nu < 80 \text{ Hz} \end{cases}$$

Accelerația efectivă ponderată $(a_p)_{RMS}$ se poate determina și în funcție de densitatea spectrală de putere $G(\nu)$ a accelerației măsurate și de funcția $B(\nu)$ cu relația:

$$(a_p)_{RMS}^2 = \int_{0,5}^{80} G(\nu) B^2(\nu) d\nu \quad (7.66)$$

Timpul de oboseală se determină din diagramele ISO în funcție de valoarea $(a_p)_{RMS}$. Pe direcția z se consideră caracteristica corespunzătoare zonei de frecvențe $\nu = 4 \dots 8 \text{ Hz}$, iar pentru direcțiile x și y cea corespunzătoare zonei $\nu = 1 \dots 2 \text{ Hz}$, zone în care se remarcă o sensibilitate mărită a corpului omenesc.

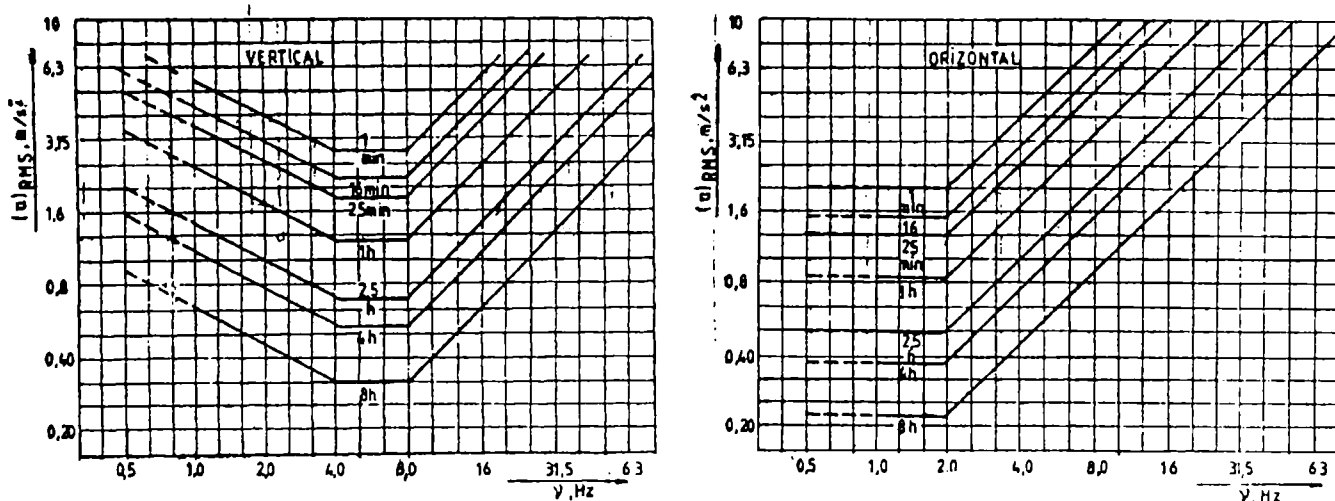


Figura 7.12. Curbele de egală capacitate redusă prin oboseală conform normei ISO-2031

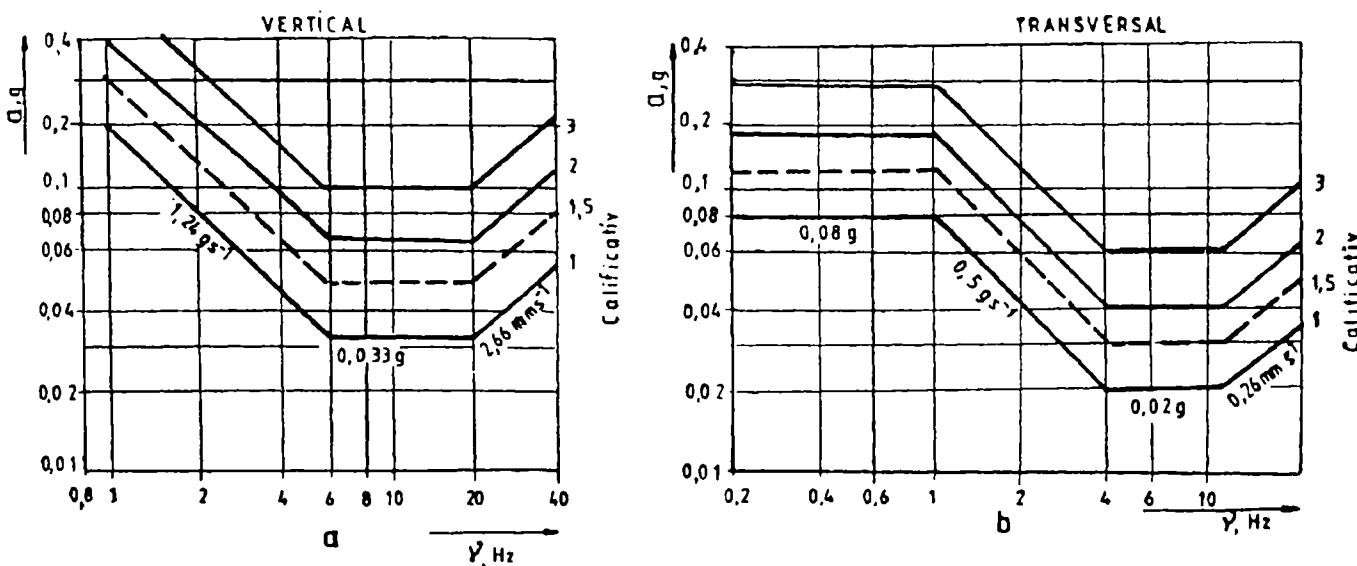


Figura 7.13. Diagramele de oboseală conform metodei japoneze

În Japonia pentru vibrațiile verticale au fost adoptați coeficienții de oboseală Janeway, care au fost stabiliți în SUA pentru automobilele rapide de șosea. Pentru oscilațiile transversale se utilizează coeficienții de oboseală RTI, stabiliți de Institutul de Cercetări Tehnice al Căilor Ferate japoneze (figura 7.13).

Janeway a găsit că efectul vibrațiilor verticale asupra omului, pentru frecvențe între 1 și 6 Hz, variază proporțional cu variația maximă a accelerației în raport cu timpul; pentru frecvența între 6 și 20 Hz, această variabilă variază proporțional cu amplitudinea accelerației; pentru frecvența între 20 și 40 Hz variază proporțional cu amplitudinea vitezei. Coeficientul de oboseală 1, pentru care vibrațiile sunt bine perceptibile sau suportabile, fără ca să diminueze capacitatea omului de a lucra, a fost fixat, corespunzător celor trei domenii de frecvență, la $1,24 \text{ gs}^{-1}$, $0,033 \text{ g}$ și $2,66 \text{ mms}^{-1}$ ($g = 9,8 \text{ ms}^{-2}$).

Pentru vibrațiile transversale, căile ferate japoneze au fixat coeficientul 1 pentru $0,08g$ în domeniul frecvențelor de $0,2 \dots 1 \text{ Hz}$, pentru $0,5 \text{ gs}^{-1}$ în domeniul frecvențelor de $1 \dots 4 \text{ Hz}$, pentru $0,02g$ în domeniul frecvențelor de $4 \dots 12 \text{ Hz}$ și pentru $0,26 \text{ mms}^{-1}$ în domeniul frecvențelor de $12 \dots 20 \text{ Hz}$. Deoarece, între coeficienții 1 și 3, vibrațiile încep să dea efecte destul de puternice, diminuând capacitatea omului de a lucra, pentru trenurile de mare viteză japonezii au stabilit ca limită încă acceptabilă coeficientul de 1,5.

CAPITOLUL 8 ALCĂTURI MODERNE ALE SUPRASTRUCTURII CĂII

8.1. Introducere

În cursul ultimelor patru decenii, construcția și întreținerea căii au cunoscut o dezvoltare deosebită, determinată de sporirea sarcinilor pe osie și a vitezelor de circulație. Dezvoltarea s-a făcut cu intermitențe, în timp apărând și erori și rămăneri în urmă a aplicării noilor soluții, validate astăzi de practică. Dezvoltarea depinde de contextul economic, atât pentru cererea de transport feroviar, cât și pentru posibilitatea de finanțare a cercetărilor și de aplicare în practică a noilor soluții în domeniul căii ferate.

Progresul, realizat pas cu pas, inegal repartizat în timp, a început cu îmbunătățirea șinei, încheindu-se cu prisma căii și platforma acesteia.

8.2. Șine

Analiza teoretică a căii, a rolul ei precum și a elementelor constitutive scot în evidență rolul esențial al șinei asupra duratei de viață precum și a fiabilității suprastructurii căii.

Această constatare este valabilă considerând că celelalte elemente ale căii satisfac cerințele minime impuse.

Ciperca șinei este direct solicitată de materialul rulant și, prin răspunsul său dinamic, este supusă la suprasarcini care determină eforturi foarte mari la contactul roată-șină. În plus, ea este supusă la eforturi din variații de temperatură și eforturilor proprii.

Privind în ansamblu problemele legate de valorile sarcinilor pe osie, de viteze tot mai mari, precum și de exploatarea liniilor de trafic mixt, rolul decisiv revine șinei. Ca urmare, o șină defectă poate duce la întreruperea circulației, cel mai mare pericol pentru securitatea circulației, îl constituie ruperea șinei, având ca efect și deranjarea circulației.

Ca urmare, cercetările au fost orientate în special spre obținerea unor oțeluri de calitate superioară cu duritate sporuită, de 300-400 Hb, la o adâncime, în ciuperca șinei, de 15-20mm.

Pentru satisfacerea unei intensități a traficului tot mai mare, cercetările au condus la realizarea șinelor de tip mai mare, ajungându-se la șine tip 75, în SUA și Rusia.

La administrația CFR s-a generalizat utilizarea șinelor tip 60 și 65, cu rezistența la rupere de $90 \text{ daN} / \text{mm}^2$, corespunzător unei intensități a traficului mai mare de 13 milioane tone brute pe an.

8.1. Traverse

Pe rețeaua CFR, a fost generalizată utilizarea traverselor din beton armat precomprimat. Se utilizează traverse din lemn doar pe zona curbelor cu raze mici ($R \leq 350 \text{ m}$) și, deocamdată și pe zona aparatelor de cale. Această alegere nu a fost făcută din rațiuni tehnice ci economice, traversele din lemn oferind elasticitate sporită căii, deci condiții mai bune de circulație.

În privința traverselor din beton, în evoluția lor au stat la baza următoarele principii:

- obținerea unei rezistențe sporite la eforturi alternante;
- presiunile transmise prismeii căii să nu depășească valorile admise;
- să ofere o bună stabilitate căii atât longitudinală cât și transversală, prin înglobarea lor în prisma căii;
- reducerea consumului de metal necesar armării lor;
- reducerea greutateii lor.

În general, fiecărui tip de șină îi corespunde un tip de traversă. Pentru fixarea șinelor tip 60 și 65, în aliniament și în curbe cu $R > 350 \text{ m}$, se utilizează traversele tip T_{17} , la care fixarea plăcii se face cu două tirfoane și traversa tip T_{26} , la care această fixare se face cu patru tirfoane.

Calea din metroul București este realizată cu traverse bibloc din beton, cu antretoază metalică.

8.4. Prinderi

Sistemul actual generalizat pe rețeaua CFR, "sistemul K" pe prindere a șinei de traversă (§ 1.2.3.1) este un sistem rigid, cu consecințe negative asupra valorilor eforturilor de contact roată-șină și a vibrațiilor căii, care produc deteriorări premature ale elementelor căii. Totodată se produc uzuri pronunțate ale elementelor prinderii, precum și reducerea forței de presare a șinei pe placa suport, prin slăbirea elementelor de fixare, fiind necesară o întreținere permanentă.

Aceste motive au generat ideea de a se introduce în alcătuirea prinderii elemente elastice cu consecințe favorabile nete.

În cazul traverselor din lemn, unde placa suport era așezată direct pe traversă, sporirea elasticității s-a realizat prin introducerea unei plăcuțe elastice din polietilenă, prevăzută cu caneluri, cu grosimea de 5mm, între placa suport și traversă. Măsurătorile efectuate în cale au arătat că, în urma trecerii unui trafic de 80 mil.t.brute pătrunderea plăcii suport în traversă, prin strivirea fibrelor superioare

ale acesteia, a fost doar de $0,2\text{mm}$, față de $1,2\text{mm}$, în cazul în care plăcuța elastică lipsea.

Calea cu traverse din beton are o rigiditatea de 3-4 ori mai mare decât calea cu traverse din lemn.

În cazul căii rigide, mai periculoase sunt oscilațiile cu frecvență înaltă. Ele sunt cauza deteriorării premature a elementelor căii.

Plăcuțele de cauciuc amortizează oscilațiile de înaltă frecvență ale șinei. Prof. T. Mazurek a stabilit experimental [73], că în zona de frecvențe de sub frecvența oscilațiilor proprii ale prinderilor, forța care se aplică la suprafața plăcuței elastice se transmite mai departe integral, iar în zona de frecvențe care depășesc frecvența proprie de oscilație a prinderii, plăcuța elastică reduce această forță și reduce totodată și deplasarea din vibrații a traversei.

Cercetătorii japonezi consideră că la o frecvență a oscilației de 50Hz și mai mare, vibrația care se transmite de la șină la traversă este nulă.

Din condiții de interacțiune roată-șină valoarea optimă a modulului de elasticitate al fundației de sub șine se situează între 500 și 1000daN/cm^2 .

Factorul principal, pe baza căruia se formează modulul de elasticitate este reprezentat de plăcuțele elastice.

În cazul fundației traverselor pe plăci (cazul metroului) elasticitatea căii trebuie sporită, în special, pe seama elementelor de la partea superioară, adică prin folosirea plăcuțelor elastice sub talpa șinei sau sub placa suport, sau o combinație a acestora. Existența legăturii elastice între masa șinei și a fundației din beton face ca la oscilațiile șinei să nu ia parte și traversele, ceea ce conduce la reducerea considerabilă a forțelor de inerție care produc ruperi ale tirfoanelor și buloanelor, deteriorarea prinderii și a fundației de sub traverse.

Plăcuța elastică din alcătuirea prinderii îndeplinește două funcții de bază: amortizor de oscilații și element elastic.

Plăcuțele folosite în prezent, din cauciuc sau polietilenă cu grosimea de 5mm nu asigură elasticitatea necesară căii cu traverse din beton.

8.4.1 Calculu plăcuțelor de cauciuc cu elasticitate ridicată folosite la prinderea pe traverse din beton

Deformațiile cauciucului, ca material puternic polimerizat, diferă de deformarea altor materiale de construcții. Specificul mecanismului de deformare a cauciucului constă în aceea că deformația elastică a cauciucului se compune dintr-o deformație inițială, de tip Hooke, care apare și dispare instantaneu și dintr-o deformație de elasticitate înaltă. Deformația de tip Hooke se caracterizează prin creșterea distanței dintre molecule fără modificarea lor. Deformația de elasticitate înaltă se caracterizează prin faptul că nu se schimbă distanțele între molecule și nici nu se realizează o regrupare a particulelor, ca în cazul deformațiilor plastice, ci se modifică forma și configurația moleculelor în lanț.

În condiții obișnuite, deformația de tip Hooke este neglijabilă în comparație cu cea de elasticitate înaltă și din acest motiv deformația cauciucului se poate privi ca fiind de elasticitate înaltă.

Cauciucul este un material, practic, incompresibil, adică deformațiile elastice apar doar în cazul existenței posibilității de a-și modifica forma.

Pentru deformații relative până la 5% cauciucul se supune legii lui Hooke:

$$\varepsilon = \frac{\Delta h}{h} = \frac{\sigma}{E} = \frac{Q}{F \cdot E} \quad (8.1)$$

unde:

- ε - deformația specifică a epruvetei din cauciuc;
- E - modulul de elasticitate al cauciucului;
- F - suprafața de rezemare a epruvetei;
- h - grosimea epruvetei din cauciuc;
- Δh - deformația absolută la compresiune.

În cazul deformațiilor mai mari, legea lui Hooke nu mai poate fi aplicată, relația dintre eforturile unitare și deformații devenind neliniară, toate mărimile din relația (8.1) fiind variabile.

Pentru deformații specifice până la 20-25%, ce corespund lucrului plăcuțelor de cauciuc în cale, pentru calcule este necesar să se folosească formulele "legii corectate" a lui Hooke:

$$\sigma = E \cdot k \cdot \varepsilon_i \quad (8.2)$$

unde: $\varepsilon_i = \frac{\Delta h}{h - \Delta h}$, este deformația specifică reală, la compresiune,

Introducând în relația (8.2), se obține:

$$\sigma = \frac{Q}{F} = \frac{E \cdot k \cdot \Delta h}{h - \Delta h} \quad (8.3)$$

$$\Delta h = Q \cdot h / (E \cdot k \cdot F + Q)$$

În relația (8.3), produsul ($E \cdot k$) caracterizează rigiditatea elementului de cauciuc. Modulul de elasticitate al cauciucului, E , depinde de duritatea sa, de tipul cauciucului și de tipul adaosurilor și poate fi stabilit cu relația:

$$E = 0,25H + H^6 / 10 \quad [\text{daN/cm}^2] \quad (8.4)$$

unde: H - duritatea cauciucului, după Shore.

Pentru $H = 63 \text{ unitati}$, în cazul materialului regenerat, se obține, $E = 32 \text{ daN/cm}^2$,

Coeficientul k , coeficientul formei elementului de cauciuc, este funcție de raportul F_r (de reazem) și F_l (liber) al suprafețelor elementului (fig. 8.1):

$$k = f(k_0); \quad k_0 = \frac{F_r}{F_l} \quad (8.5)$$

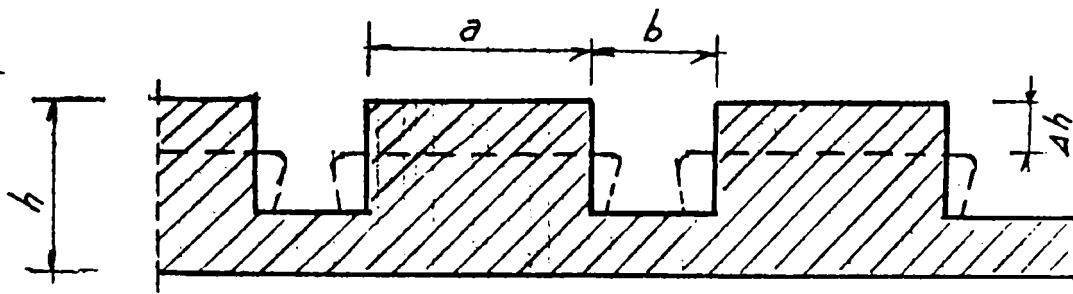


Figura 8.1. Forma de striere (de rezemare)

Pentru secțiune dreptunghiulară (fig. 8.1),

$$k_0 = a \cdot b / 2h(a + b)$$

La calculul plăcuțelor, coeficientul k este considerat variabil deoarece, odată cu modificarea valorii încărcării de compresiune, se schimbă raportul dintre suprafața de reazem F_r și suprafața liberă F_l .

Deformația elastică de compresiune a plăcuței de cauciuc depinde nu numai de calitatea cauciucului și de grosimea ei ci, într-o mare măsură depinde de forma striurilor plăcuței (rel. 8.3). Coeficientul formei k , depinde de raportul dintre suprafața de reazem și suprafața liberă. Odată cu creșterea coeficientului k , rigiditatea la compresiune a plăcuței crește.

Cercetările experimentale au arătat că grosimea optimă a plăcuțelor de cauciuc cu suprafețe netede, ar trebui să fie de 20-40 mm, echivalentul grosimii de 14-16 mm, în cazul plăcuțelor cu striuri.

Aplicarea pentru calculul plăcuței elastice a unor formule mai exacte, în raport cu legea "corectată" a lui Hooke, evident cu sporirea gradului de dificultate al acestuia, nu este justificată deoarece caracteristicile cauciucului, ca material, sunt nestabile. Condițiile tehnice care prescriu parametrii cauciucului oferă toleranțe de până la 15%.

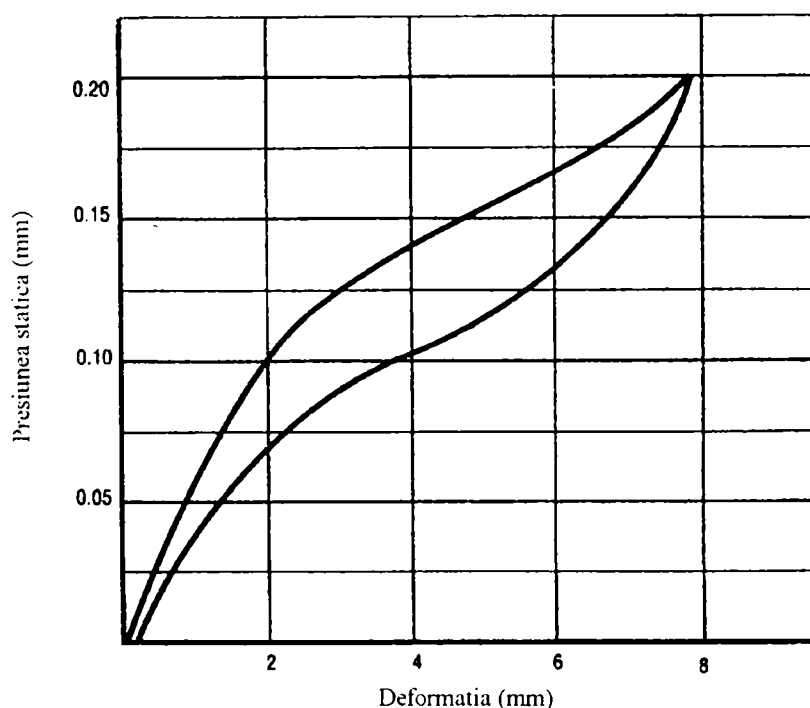


Figura 8.2. Curba caracteristică a plăcuțelor din Sylomer M

În ultimii ani, prin calitățile pe care le oferă, plăcuțele elastice realizate din elastomeri sunt tot mai mult utilizate.

Din analiza curbei caracteristice a plăcuțelor elastice realizate din elastomeri (figura 8.2), rezultă că pentru încărcări mici deformația este proporțională cu presiunea, pentru presiuni mai mari devenind descrescătoare.

Pentru încărcări care depășesc partea descrescătoare, curba de deformație devine din nou progresivă, materialul devenind din ce în ce mai rigid, suprasarcinile fiind preluate în condiții "deosebit de favorabile".

Modulele de elasticitate static și dinamic prezintă un minimum în jurul căruia plăcuța elastică are proprietăți foarte bune pentru amortizarea vibrațiilor (figura 8.3).

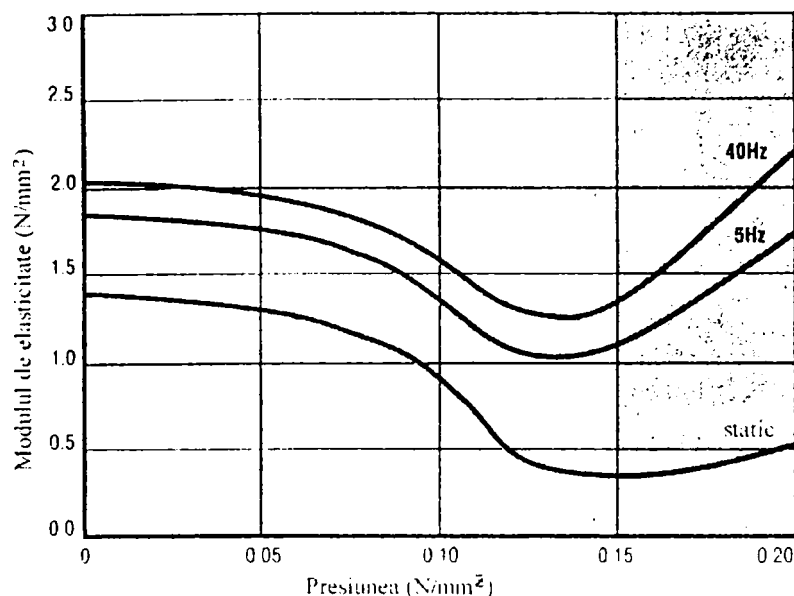


Figura 8.3. Modulele de elasticitate static și dinamic, pentru Sylomer M

Utilizarea agrafelor elastice la prinderea șinei, prin avantajele incontestabile pe care le oferă, a devenit o preocupare majoră a administrației CFR, îndeosebi după 1989. Pentru a nu modifica major tipul de orindere (sistem K) generalizat pe rețeaua CFR, ceea ce ar însemna costuri foarte mari, rațională este utilizarea agrafelor elastice tip SKL (prindere Vossloh, figura 8.4), prindere realizată deja pe 300 Km de cale.

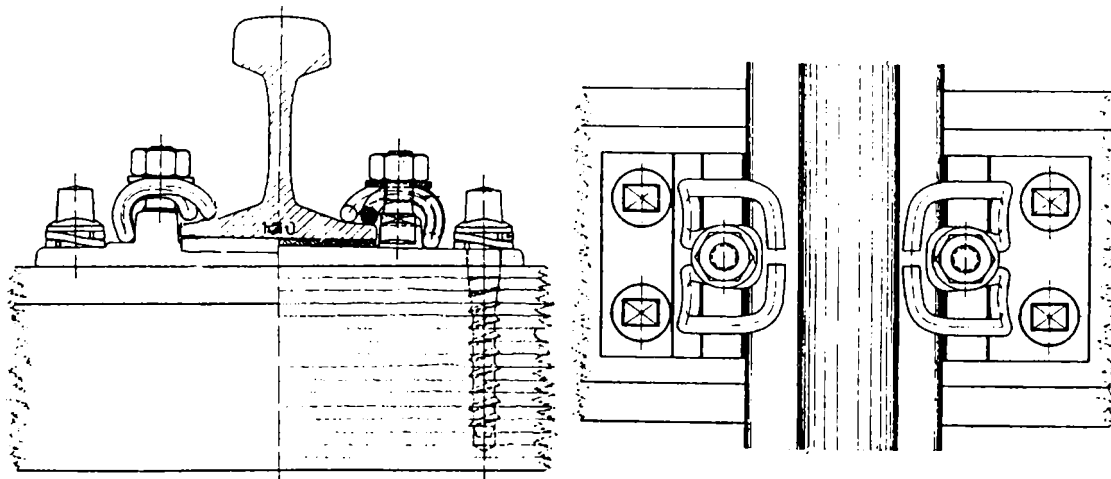


Figura 8.4. Prinderea Vossloh

8.5. Calea de rulare la metrou

Deși "partea văzută" a căii de metrou seamană cu cea de pe rețeauă CFR, în special, platforma rigidă (radierul din beton al galeriei sau al tunelului) face ca modul de lucru al acesteia să fie diferit de cel al căii supraterane.

Probleme apărute sunt frecvente ruperi ale elementelor de prindere a șinei (tirfoane și clești), precum și vibrații mari ale căii, care se transmit clădirilor din apropiere.

Analiza acestora a început în anul 1984, un colectiv cuprinzând METROREX, I.C.P.T.T. și Facultatea CFDP.

Studiul făcut a stabilit mai întâi cauzele care au stat la baza acestor fenomene. Au fost stabilite, ca principale cauze următoarele:

- uzura ondulatorie;
- rigiditatea mare a prinderii;
- rigiditatea mare a platformei.

De remarcat faptul că la metrou șinele sunt sudate, eliminându-se astfel un punct sensibil al căii (joanta).

Pentru micșorarea uzurii ondulatorii, METROREX a realizat un vagon special pentru polizarea suprafeței de rulare a ciupercii șinei, în urma cărora s-a obținut o reducere a vitezei vibratorii de cca. 10 dB (figura 8.5)

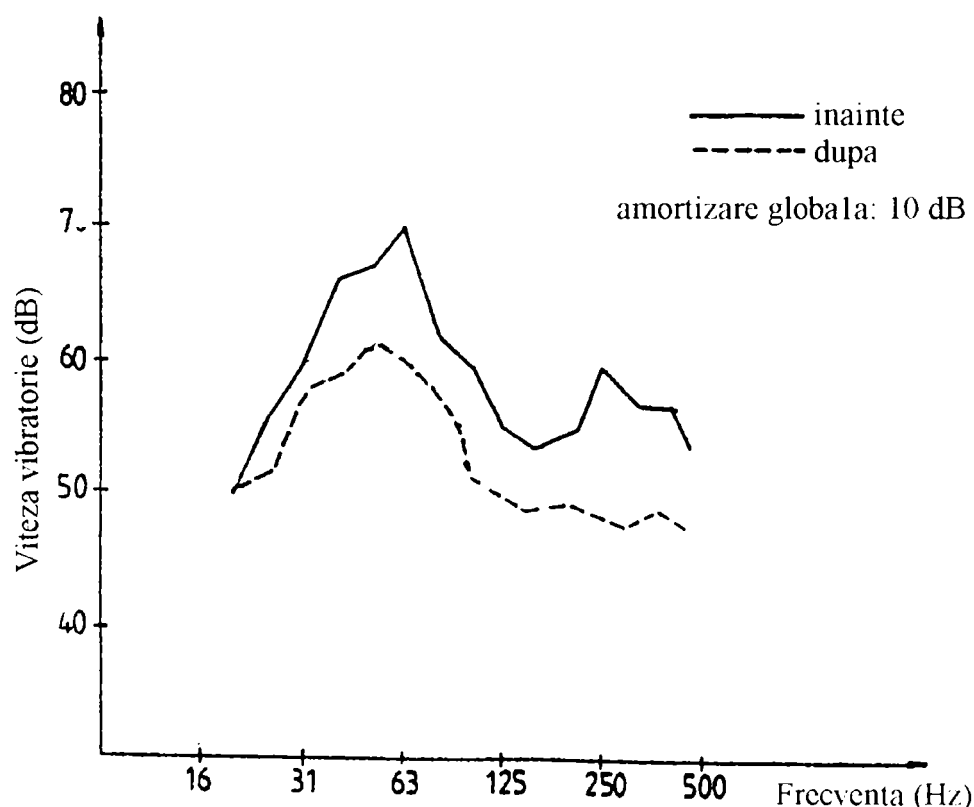


Figura 8.5. Spectrul de vibrații înainte și după polizarea șinelor

Sporirea elasticității căii și reducerea vibrațiilor transmise clădirilor din apropiere au fost tratate concomitent, și au fost adoptate două soluții, corespunzătoare celor două moduri de realizare a căii în metrou, calea pe balast și calea pe beton.

În cazul căii pe balast (figura 8.6), au fost realizate etaje elastice: placă suport-traversă și traversă-balast. Placa elastică de sub traversă este alcătuită dintr-o primă placă ce protejează contra agresiunii balastului și apoi placa elastică, ambele cu rigiditate redusă, de 0,003-0,04 N/mm³.

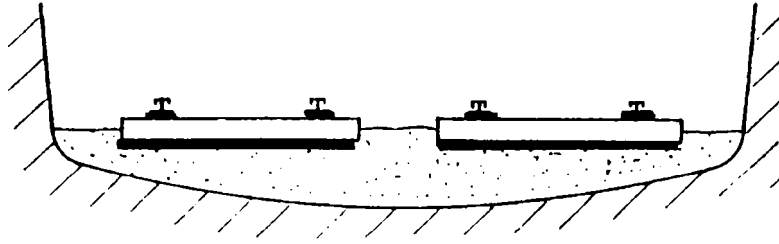


Figura 8.6. Calea pe balast

Atenuarea nivelului de vibrații măsurat a fost de 17,5 dB (figura 8.7)

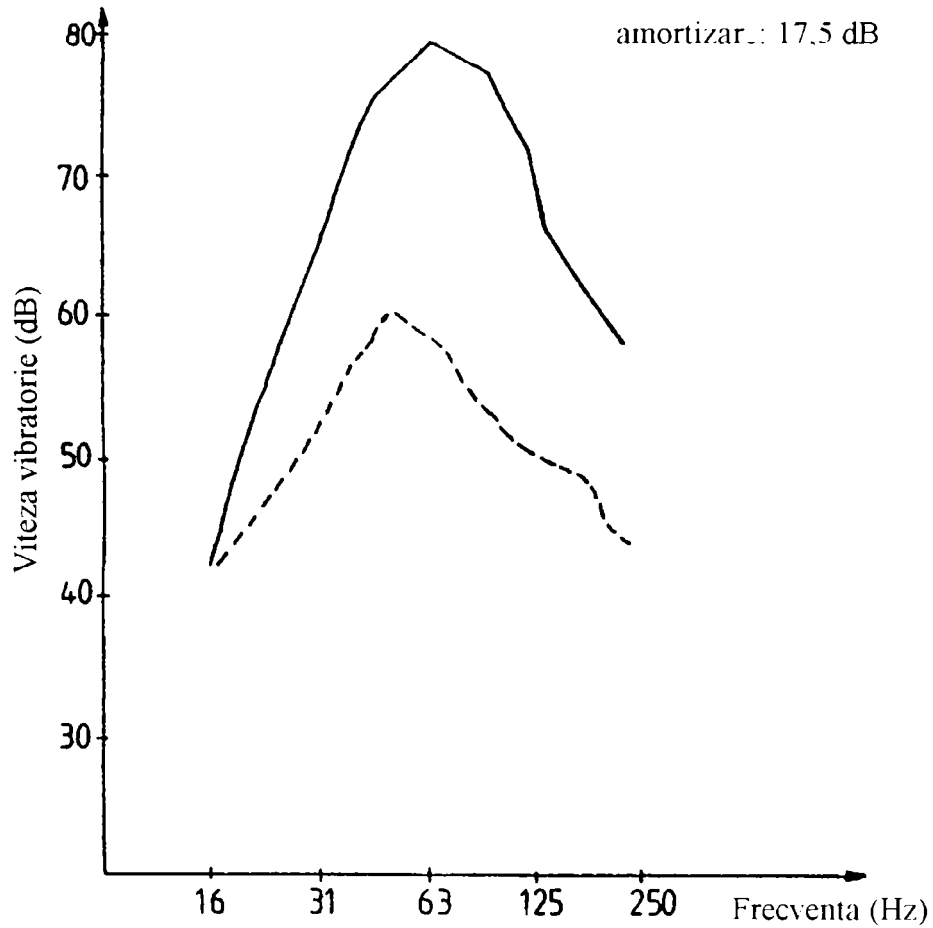


Figura 8.7. Viteza vibratorie

Pentru calea pe dale de beton, soluția realizării comportă trei etaje elastice (figura 8.8)

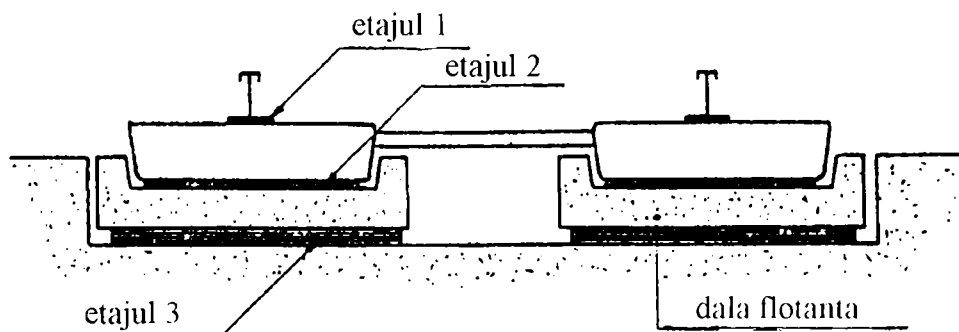


Figura 8.8. Calea pe dale din beton

În acest caz, atenuarea nivelului de vibrații a fost de 10 dB (figura 8.9).

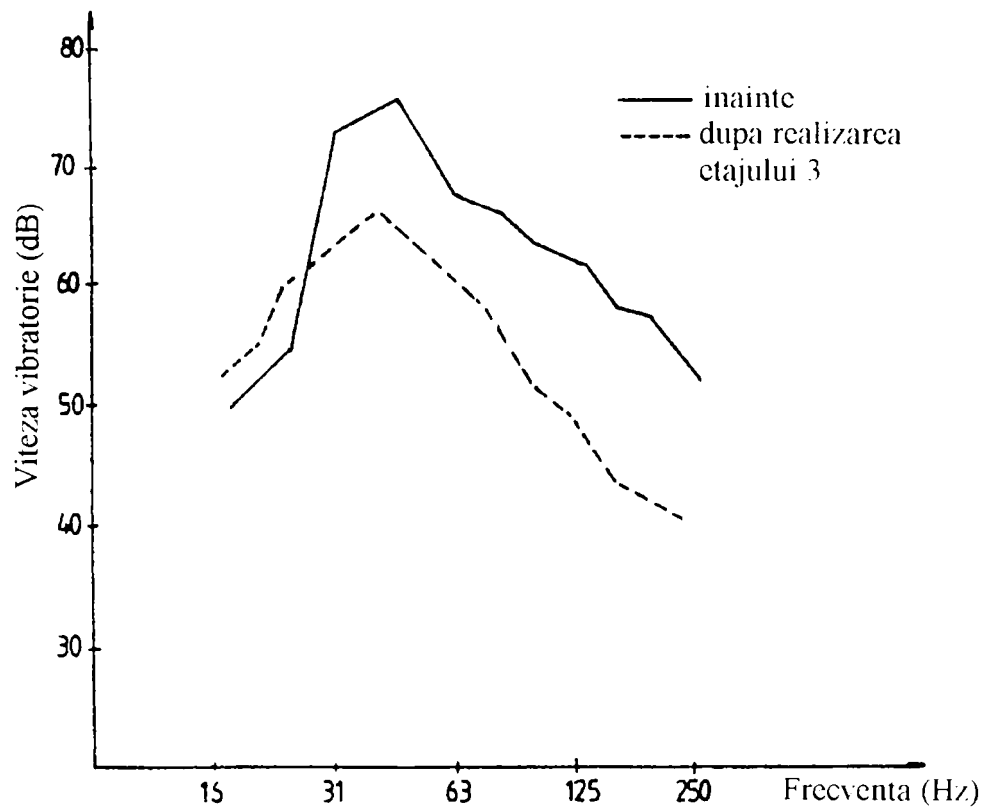


Figura 8.9. Spectrul de vibrații pentru calea pe dale din beton

În ambele soluții, introducerea plăcilor elastice a fost însoțită de înlocuirea cleștilor rigizi de fixare a șinei cu agrafe elastice tip Pandrol.

După realizarea căii de metrou în noile soluții în 1994, au fost măsurate vibrațiile la nivelul solului, care sunt sensibil mai mici decât cele înregistrate anterior (1992), figura 8.10.

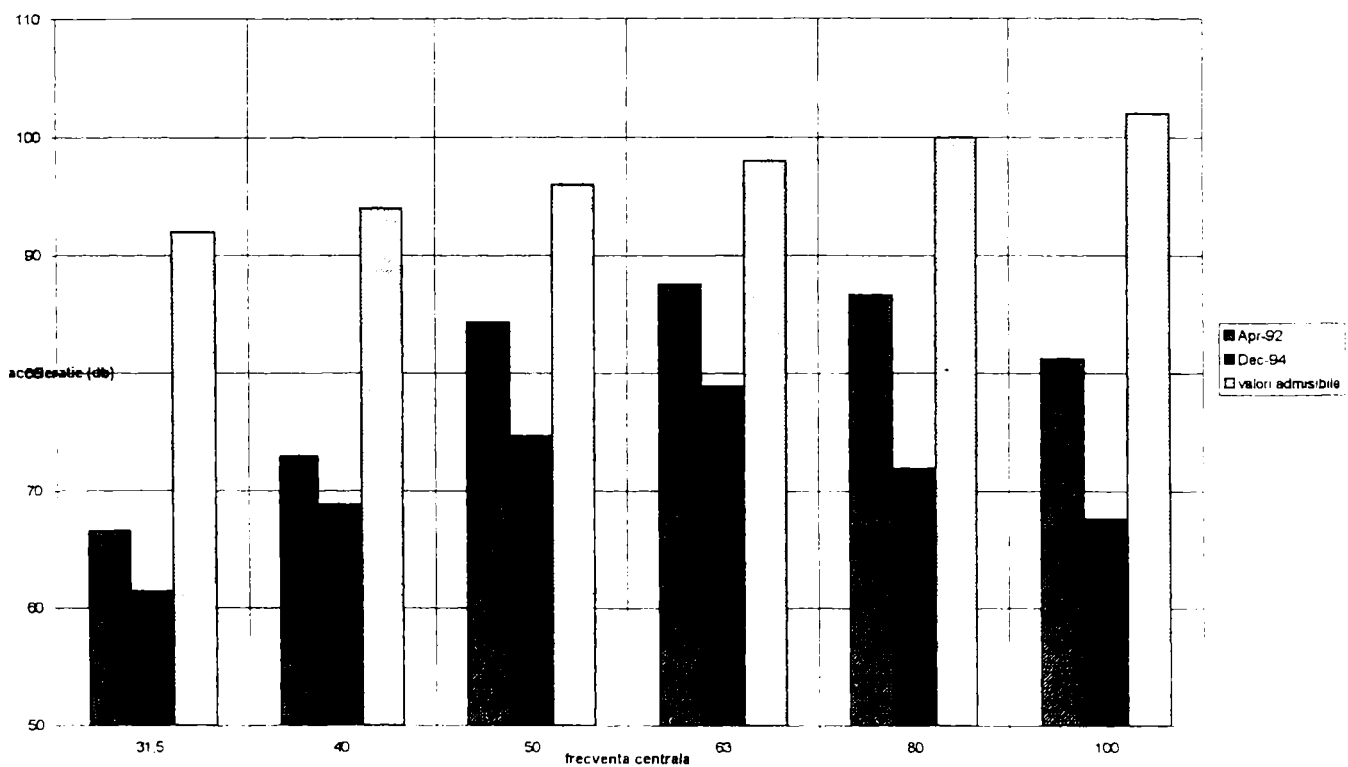


Figura 8.10. Vibrații verticale la nivelul solului

Pe noua linie de metrou, Gara de Nord - Bd. 1 Mai, soluția adoptată realizată pe dale din beton, comportă trei nivele elastice: șină-placă suport, placă suport-traversă și traversă-dală (figura 8.11).

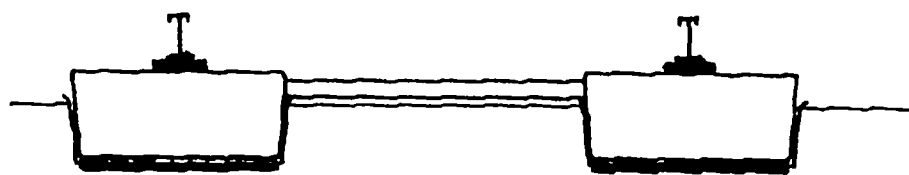


Figura 8.11. Calea de metrou Gara de Nord - Bd. 1 Mai

Pe acest nou tronson au fost folosite pentru fixarea șinelor clemele elastice Vossloh.

CAPITOLUL 9

CONCLUZII GENERALE, APLICABILITATEA ȘI VALORIFICAREA REZULTATELOR

Teza de doctorat prezintă o serie de probleme legate de circulația cu sarcini pe osie și viteze sporite la calea ferată și în particular, alcătuirea suprastructurii căii.

Încă de la apariția sa în România transportul feroviar a devenit un mijloc de transport important, poziție pe care o păstrează și în prezent. Tendințele actuale pe plan european arată că și în viitor acesta va rămâne, pentru mai multe categorii de mărfuri și pentru o mare parte a populației, principalul mijloc de transport în România și de aceea constituie un sector strategic.

Rețeaua națională de căi ferate asigură continuitatea sistemului european de transport și cele mai eficiente legături cu celelalte sisteme de transport și cele mai eficiente legături cu celelalte sisteme de transport (rutier, fluvial și maritim), precum și cu țările din Europa de Est și din Orientul Apropiat.

Interesul manifestat în toate țările dezvoltate pentru perpetuarea și perfecționarea sistemului feroviar este motivat de faptul că oferă avantaje de necontestat:

- *eficiența energetică*: consumul de energie pe tonă Km convențională este de 6 ori mai mic decât la automobile și de 3 ori mai mic decât avioanele comerciale;
- *poluarea aerului* (pentru o tonă de marfă transportată): reprezintă numai 1/10 din volumul poluanților deversați în atmosferă de celelalte mijloace de transport;
- *siguranța circulației*: în perioada 1980-1994, în România, SNCFR a transportat 414,6 miliarde de călători. Km fără nici-un accidentat mortal în rândul pasagerilor, iar transporturile auto de stat, în aceeași perioadă, au transportat 336,7 miliarde de călători. Km (cu 19% mai puțin) și au înregistrat 344 de pasageri accidentați mortal;
- *utilizarea terenului*: terenul ocupat de 500 Km linie ferată de mare viteză (TGV) este egală cu suprafața unui aeroport, iar o linie ferată dublă ocupă numai 60% din terenul necesar unei autostrăzi cu două benzi pe sens;
- *implicare socială*: tarifele accesibile pentru marea masă a populației.

Iată motive pentru care realizarea suprastructurii căii care să satisfacă condițiile de circulație, în deplină siguranță, în special la viteze mari, se impune.

Pentru aceasta, este necesară analiza unitară a întregului lanț de elemente ale suprastructurii căii, pornind de la șină, care preia încărcările date de roți, până la platforma căii, careia i le transmite, evidențiindu-se pentru fiecare rolul și modul de lucru.

Un astfel de studiu face obiectul prezentei teze de doctorat.

Este analizat mai întâi contactul geometric dintre roată și șină. De remarcat aici, avantajele utilizării bandajelor de uzură pentru roțile materialului rulant, precum și necesitatea corelării profilului ciupercii șinei cu cel al bandajului.

Analizarea modului de transmitere a sarcinilor, de la roată la șină, scoate în evidență existența pseudoalunecărilor și a "efectului de spin", care au influență asupra valorilor vitezelor de alunecare, la contactul roată-șină.

Circulația convoiului produce deformații elastice ale căii. Legată de viteza de circulație a convoiului este viteza de propagare a unei deformație elastică a căii, viteză care limitează viteza convoiului, valoarea maximă a acesteia din urmă fiind numită viteză critică, fapt expus în lucrare.

Modul de transmitere a solicitărilor șinei la platforma căii, este influențat de existența elementelor elastice din alcătuirea prinderii. Se remarcă, din analiza făcută, rolul benefic pe care, îl au în acest sens, prezența plăcuțelor cu elasticitate sporită între talpa șinei și a elementelor elastice de fixare a șinei de placa suport.

Șina, ca verigă importantă în lanțul de transmitere a încărcărilor de la roată la platforma căii, se comportă în funcție de modul de preluare a solicitării transmise de șină și de rigiditatea reazemului existent sub talpa ei.

Datorită formei profilului transversal, șina, care este considerată ca o grindă continuă rezemată pe mediu elastic și supusă, în principal, încovoierii în planul vertical, nu se comportă ca o grindă simplă, ci ca o grindă compusă.

Diferența mare de masă, între ciuperca și inima șinei, face ca ciuperca șinei să se comporte, la rândul ei, ca o grindă continuă pe mediu elastic, mediul elastic fiind inima șinei. Acest mod de comportare conduce la prezența eforturilor unitare de întindere la baza ciupercii șinei, deși aceasta este situată deasupra axei neutre a șinei, unde se așteaptă a fi eforturi unitare de compresiune.

Prin studiul vibrațiilor vehiculelor produse de cale, se remarcă existența vitezei critice de circulație datorate mișcării de șerpuire a vehiculelor.

Totodată, se stabilesc și valorile limită ale vibrațiilor, prin așa numitul 'coeficient de confort vibratoriu', pentru care, atât asupra călătorilor, cât și a mărfurilor, vibrațiile nu au influențe negative.

Analiza completă a întregului lanț de transmitere a solicitărilor, expus mai sus, a condus la o îmbunătățire substanțială a comportării căii de metrou existente de la începutul său, precum și la adoptarea pentru noua linie, Gara de Nord - Bd. 1 Mai, a unor soluții în care preluarea încărcărilor transmise de convoi șinelor și apoi platformei este foarte bună. De asemenea, vibrațiile din circulație transmise clădirilor din jur, sunt mult sub limita admisă.

1. *Contribuții originale*

În principal, contribuțiile originale se referă la:

- analiza unitară a întregului lanț de elemente ale suprastructurii care intră în transmiterea solicitărilor, de la preluarea de la roată până la platforma căii;
- analiza fiecărui element al suprastructurii căii în vederea stabilirii ralului, a modului de lucru precum și a condițiilor minime pe care trebuie să le satisfacă;
- calculul plăcuțelor de mare elasticitate;

- studiul asupra comportării căii echipată cu plăcuțe de înaltă elasticitate între talpa șinei și placa suport;
- studiul asupra comportării căii echipată cu plăcuțe de înaltă elasticitate între placa suport și traversă;
- analiza eforturilor unitare în secțiunea șinei realizate în urma diferitelor sollicitări:
 - încovoierea șinei în plan vertical;
 - încovoierea suplimentară a ciupercii șinei datorită tasării inimii;
 - răsucirea șinei;
 - încovoierea transversală a inimii șinei;
 - încovoierea șinei în plan orizontal;
- evidențierea existenței eforturilor unitare de întindere la baza ciupercii șinei în zona de comprimare a șinei, ca urmare a comportării acesteia ca o grindă compusă;
- evidențierea faptului că eforturile de întindere de la baza ciupercii șinei se realizează numai sub încărcarea transmisă de roată și pe max. 10 cm, de o parte și de alta a acesteia;
- evidențierea avantajelor utilizării profilelor de uzură;
- necesitatea corelării profilului ciupercii șinei cu cel al bandajului roții;
- evidențierea unei viteze critice determinată de deformația dinamică a căii;
- determinarea variațiilor dinamice de sarcini la contactul roată-șină;
- îmbunătățirea modelului mecanic de calcul a prinderii, în ansamblu;
- analiza căii de metrou realizată inițial și stabilirea soluțiilor de îmbunătățire a comportării acesteia;
- evidențierea rolului benefic pe care îl au clemele elastice, în detrimentul cleștilor rigizi, din alcătuirea prinderii;
- necesitatea introducerii a trei etaje elastice, la calea de metrou, pentru reducerea vibrațiilor transmise clădirilor din apropiere.

2. Aplicabilitatea și valorificarea rezultatelor obținute.

Tema tezei fiind o temă de studiu mai veche, începând cu anul 1984 când am fost cooptat în colectivul de analiză a deranjamentelor apărute la calea de metrou, subiectul a fost concentrat pe acest domeniu.

Aplicarea, în totalitate, a fost realizată, însă, după 1989.

S-au înlocuit mai întâi cleștii rigizi de prinderea șinei cu clame elastice, iar în zonele în care clădirile din jur au fost afectate de vibrațiile produse de circulația trenurilor, au fost realizate cele două soluții expuse în capitolul 8.

Pentru noua linie de metrou Gara de Nord - Bd. 1 Mai, suprastructura căii a fost prevăzută cu trei etaje elastice (în cazul căii pe dale de beton), iar în cazul căii de balast, s-a realizat încă un etaj elastic, între balast și radierul de beton al tunelului.

De asemenea, concluziile prezentei teze de doctorat pot fi aplicate la proiectarea liniei de cale ferată pentru viteze mari pe coridorul 4, Curtici-Arad-Brașov-București-Constanța.

Sunt prezentate condițiile pe care trebuie să le îndeplinească platforma căii, precum și prisma căii, atât ca natură a materialelor utilizate, cât și ca dimensiuni.

Pentru asigurarea elasticității necesare se propune utilizarea plăcuțelor cu elasticitate sporită, atât între placa suport și traversă, cât și între talpa șinei și placa suport.

Pentru reducerea vibrațiilor produse de circulația vehiculelor se propune utilizarea agrafelor elastice de fixare a șinei de placa suport.

AVANTAJELE TRANSPORTULUI FERVIAR ÎN RAPORT CU ALTE SISTEME DE TRANSPORT

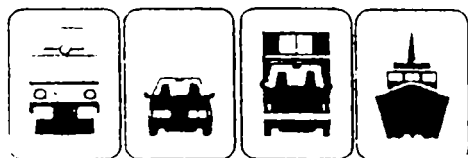
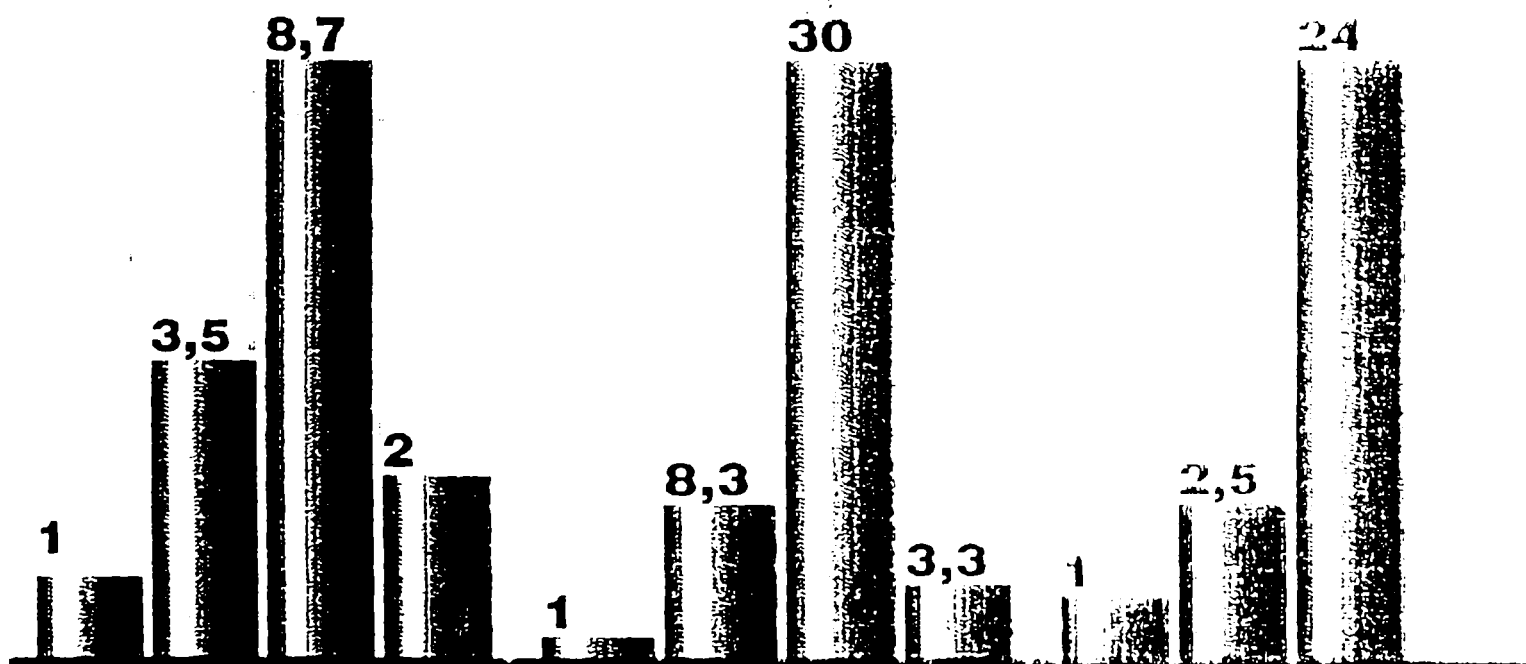


Suprafața ocupată la sol

Consumul specific
de energie

Emisie specifică de
gaze poluante
(factor de toxicitate)

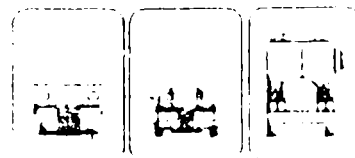
Compararea
siguranței circulației



Cale Ferată Turism Camion Navă



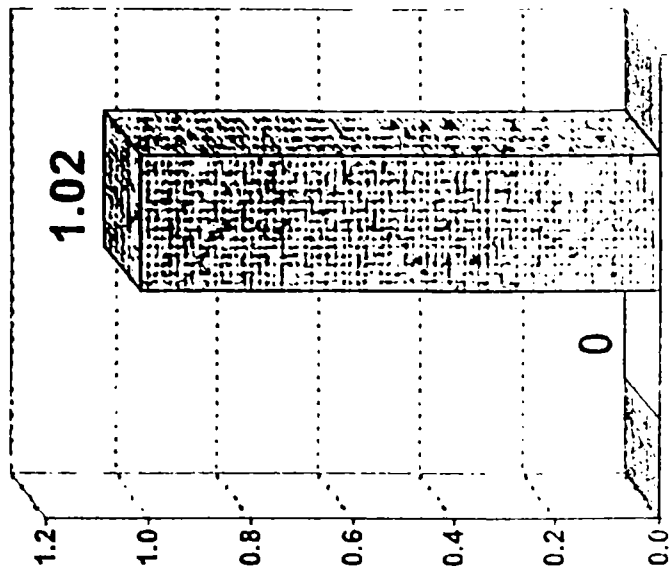
Cale Ferată Turism Camion Navă



Cale Ferată Turism Autobuz

Siguranța pasagerilor în perioada 1990-1994

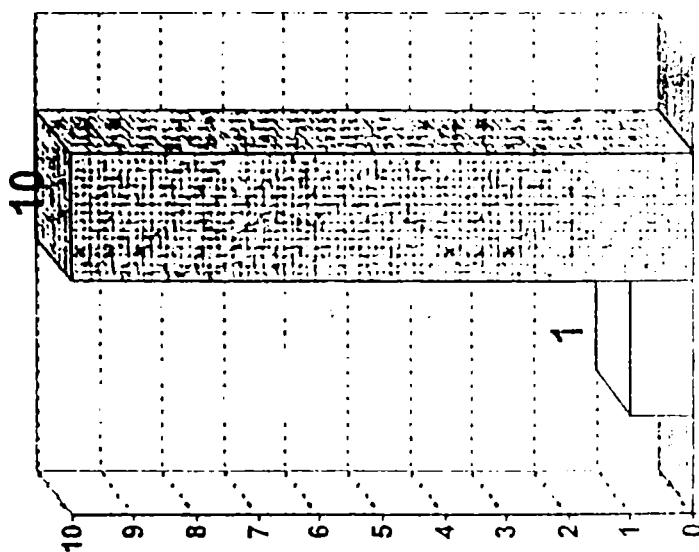
număr accidente și mortalitate
miliarde călători km.



CFR Auto

Poluarea

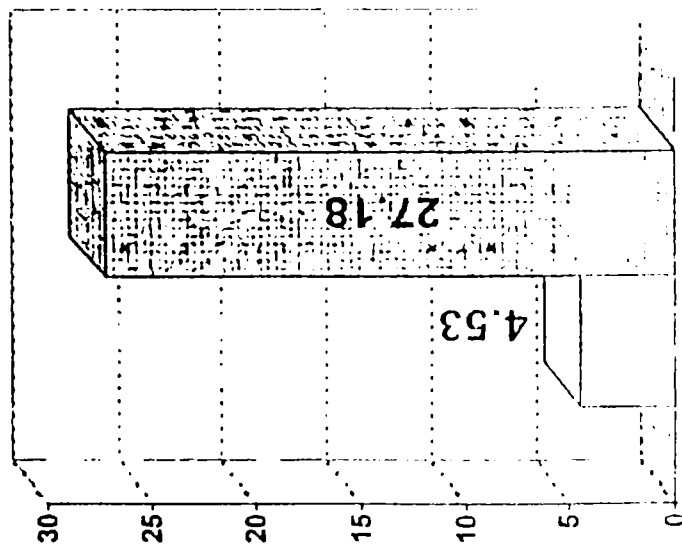
% poluante deversate în atmosferă
tone nete km.



CFR Auto

Consum de energie

Tone motorină
Milioane tone brute km.



CFR Auto

BIBLIOGRAFIE

1. Alias J. La voie ferree - Eyrolles Paris, 1977
2. Amans F., Sauvage R. La stabilite de la voie ferre vis-a-vis des efforts transverseaux exercees par le vehicules. In: Annales des ponts et chaussees, 1969, nr.1.
3. Angheleiko V.I. Rasciot jeleznodorojnogo relisa cac tonkostenogo sterjnia. In: Trudî H.I.I.Ta., vîp. XXIII
Transjelezdorizdat, 1953.
4. Anton C. Căi ferate - vol I și II Iași
5. Anton C., Groza E. Câteva aspecte cu privire la circulația materialului rulant în curbe. Zilele Acedemice Timișene - 1999
6. Anton C., Groza E. Considerații cu privire la alcătuirea unor modele de comportare dinamică a căii ferate. Zilele Academice Timișene - 1999
7. Antonescu I. Construcția și întreținerea căii fără joante.
București
8. Bartlett D.L. La stabilite des longs rails soudes. In: Bulletin de l'A.I.C.C.F., 1965, nr.5.
9. Baseler W. Die Spurkranzreihung. In Organ, 1927.
10. Beles A., Voinea R. Rezistența materialelor II.
București, Ed. Tehnică, 1958.
11. Bennet S. Viitorul căilor ferate din Europa de Est -
International Railway Journal No.5
12. Bercu M. Construcția căii ferate Vol I și II, Ed. D.P.,
1965
13. Bernovssi K. Calea pe dale elastice pentru liniile de

- mare viteză Anglia - Gazet Internat 1988
14. Bijl F. L'effort de serpantage dans une voie a longs rails soudes determine par une methode de calcul non linearise. In: Bulletin de l'A.I.C.C.F.,1965, septembre.
 15. Birman F. Geometrie de la voie et construction de la superstructure sur les lignes a grande vitesse. In: Bulletin de l'A.I.C.C.F.,Juin, 1969.
 16. Birman F., Eisenmann J. Reihen messungen an der Schiene zur Ermittlung der Fukrungskrafte. In: E.T.R. 1966, nr.5.
 17. Blaffard A. Perspectivele trenului de mare viteză în Italia
 18. Borgeand M. Les conditions geometriques du contact rail-rue. In Buletin de l'A.I.C.C.F. nr. 9, 1952.
 19. Bouteloup M. Les conditions geometrique du contact rail-rue. In Bulletin de l'AICCF nr. 9, 1952.
 20. Brown și Loach Măsurarea forțelor dinamice în cale. O plăcuță pentru măsurarea forțelor orizontale între șine și traverse. In: Caiet selectiv "Construcția și întreținerea căilor ferate", IDT, nr.7 1965.
 21. Budin K. Situația actuală a căilor ferate din țările în curs de dezvoltare - Rail International. No 6-7.
 22. Buletinul de informare tehnico-economică, 1964, nr.8
 23. Burtan T. Constantinescu D. și Dișli N. Suprastructura căii ferate. Centrul de documentare si publicații tehnice al Ministerului Căilor ferate,

- București, 1965
24. Buzdugan Gh. Rezistența materialelor. Ed. Tehnică 1960.
 25. Buzdugan Gh. Vibrațiile sistemelor mecanice. București. Ed.Academiei, 1975.
 26. C116/RP 8/F Methodes d'appréciation du confort d'un véhicule.Utrecht 1977.
 27. Calea fără balast. Permanent way. 1962, nr. 2
 28. Carter F.W. On the action of a locomotive driving wheel. În Proc. Roy.Soc. A112, 1926
 29. Casse M. L'influence des divers systemes d'attaches rail-traverse sur la rigidite transversale de la voie. In: R.G.C.F., 1958,nr.9.
 30. Cercetarea căii cu fundație de blocuri din beton sub șină. Trudî MIIT și DIIT, Moscova, Transport 1967.
 31. Ceron E. și Farne S. Proiectarea și întreținerea suprastructurilor feroviare și de metrou. Ingineria feroviară. nr.11
 32. Chlastacz M. Cresterea numărului de linii de mare viteză în perspectiva anului 2000. ETR 500 va face legătura între Roma și Milano. 1996.
 33. Daniels L.E. Prezentarea unor dispozitive elastice de prindere a șinelor. American Railway Engineering Association Bulletin no. 752
 34. David E., Luscalov C., Lazăr I., Soluții de reducere a nivelului de zgomot prin utilizarea de panouri din beton armat. Zilele Acedemice Timișene - 1999
 35. Dișli N. Suprastructuri de cale ferată pentru viteze mari. Litografia Institutului de Construcții București 1980
 36. Dișli N. Determinarea eforturilor din șine de cale ferată. Studiu de sinteză documentară.

- M.C.F. Centrul de documentare și publicații tehnice.
32. Dupont R. și Daffos , Y. Bogies et transmissions pour grandes vitesses. - In RGCF, dec. 1976
 33. Eisenmann J. Theoretische Betrachtungen uber die Beanspruchung der Schienenkopfes am Lastangriffspunkt. ETR nr. 1/2, 1965.
 34. Eisenmann J. La sollicitation du rail - Notion nouvelles Bulletin de l'A.I.C.C.F.,1967, Juillet.
 35. Eisenmann J. Schienenkopfbeanspruchung.Vergleich zwischen Theorie und Praxis. In: ETR. 1967, nr.10.
 36. Eisenmann J. Calea ferată cu dale, o alternativă la calea ferată cu balast în atenția DBAG, Rail International nr.11
 37. Erşkov O.P. O rasciote relisa na deistvie bokovîh sil. In: Vestnil, 1960, nr.1.
 38. Evensen D.A. și Kaplan A. Câteva probleme relative la acțiunile reciproce care se dezvoltă între șină și roată la circulația cu viteze mari. Buletin de l'AI du Congres des Chemins de Fer - sept. 1969.
 39. Fujioka T. și Masakazu I. Design strategy for wheel and rail profiles in order to decrease the wear of whells and rails. Univ. Linkroping, Sweden, 1985.
 40. Groza E. Contribuții la extinderea analizei diagnostic a căii ferate - Teză de doctorat U.P. Iași 1998
 41. Groza E. Considerații cu privire la aprecierea calității căii. Zilele Acedemice Timișene - 1999

42. Harris C.M. Crede Ch. E Șocuri și vibrații vol. I, II și III Ed. Tehnică București.
43. Helberg W., Sperling E. Verfahren zur Beurteilung de Laufeigenschaften von Eisenbahnwagen. In Organ f.d. Fortschritte des Eisenbahnwesens 12, 1941.
44. Heumann H. Zum Verhalten von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbogen- In Organ, 1913
45. Hila V., Radu C., Ungureanu C., Căi ferate vol I și vol II, ICB 1975 Stoicescu G.
46. Hlasny L. Namahani zeleznicniho svrsku vodorovnymi pricnymi silami. In: Sbormik vysokaj skoly doprovnaj v ziline. Zvazok 5, 1965.
47. Huber M.T. Über die verwefungsfahr eines garaden luckenlosen Gleises im Zusammenbang mit der stabilitatstheorie des elastisch, eingebetlen schweren Stabes. In Gleistechnik und Fahrbahnbau, 1935, 18.
48. Herman A. Contribuții la calculul stabilității căii fără joante – Teză de doctorat. I. P. Timișoara, 1998
49. Herman A. Calea fără joante Vol I., Ed. Mirton, Timișoara, 1998
50. Herman A. Calea fără joante. Teorie și aplicații. Ed. Mirton, Timișoara, 2000
51. Herman A., Ivana C. Elemente geometrice ale căii ferate. Ed. Mirton, Timișoara, 2000
52. Ivana C. Modernizarea rețelei de cale ferată în vederea introducerii vitezelor sporite la CFR. Teză de doctorat, UTCB, 1999

53. Ignat D. Transportul ieri și azi. Ed. Tehnică, București, 1989.
54. Ionescu N. Studii privind dezvoltarea rețelei feroviare în Europa de Sud-Est. Rail International, no. 8/9
55. Iosipescu N. Introducere în fotoelasticitate. București. Ed. Tehnică, 1958.
56. Izdrăilă V. Căi ferate - vol I și II - IPTV Timișoara, 1980
57. Izdrăilă V. Căi ferate. Elemente de proiectare - Litografia IPTV Timișoara 1990
58. Izdrăilă V. și Herman A. Întreținerea și exploatarea căii ferate. Litografia IPTV Timișoara 1993
59. Janin Georges Intreținerea geometriei căii. În RGCF - iunie 1982.
60. Joly R. Studiul stabilității transversale a unui vehicul feroviar care circulă cu viteză mare. În RGCF nr. 12, 1971.
61. Kalker J.J. A strip theory for rolling with slip and spin. Amsterdam B70, 1967.
62. Kalker J.J. The transmission of force and couple between two elastically similar rolling spheres. Amsterdam B67, 1964.
63. Kantaro Matsubara Tack for New Tokaido Line. In: Permanent Way, Japonia, vol. 7, nr.23/24, dec. 1964.
64. Klib E. Charge par essieu et diametre des roues du point de vue des contraintes dans la roue et le rail. In: Bulletin de l'A.I.C.C.F., 1967, Aout-Septembre.
65. Koroneos C. Măsurarea eforturilor interioare la șinele de cale ferată. In: calea fără joante. culegere

- documentară vol. V. Ed. Transporturilor și Telecomunicațiilor.
66. Levi R. Etude relative au contact des roues sur la rail. In RGCF oct.1935.
67. M. Surugiu, M. Runceanu, Ș. Bucioacă. Realizarea fundației căii la liniile de cale ferată pe care se circulă cu viteză sporită. Zilele Acedemice Timișene - 1999
68. Maior N. Curs de căi ferate - Litografia IPTV Timișoara 1948.
69. Mairey P. TGV cel mai economic mijloc de tranport, chiar și la viteza de 300km/h - nr. 2528
70. Martinet Flambajul căii fără joante pe balast. In: R.G.C.F., 1936.
71. Mauzin A. Contribution a l'etude du confort transversal de vehicules. In RGCF oct.1965.
72. Mazilu P. Statica Construcțiilor II. Ed. Tehnică. București 1959
73. Mazurek T. Dinamica și oscilațiile căii ferate. Traducere TNBT NPS. 1957.
74. Moreau A., Courtin J. Metode de apreciere a confortului vibratoriu. In R.G.C.F. oct. 1981.
75. Muller H. Compararea strategiei de întreținere a căii pe plan internațional - ETR RFG Nr. 9
76. Nechita M., Kollo G. Căi ferate. Litografia Cluj - Napoca 1982.
77. Numata Rezistența la flambaj a șinelor lungi sudate. Bulletin de l'A.I.C.C.F. 1969
78. Okamoto I. Creșterea vitezei trenului Shin Kansen. Tehnologii avansate. Rail International. nr. 819.
79. Pawelka E. Aus der Theorie des Krümmungslaufes. In Veerkehrstechnik nr.11,1936.

80. Prud'homme M.A. La voie: Revue Generale des Chemins de Fer, ian. 1970.
81. Rădulescu M. Clea fără joante. Stabilitatea și calculul eforturilor. Ed. Transporturilor și Telecomunicațiilor. 1963
82. Radu C. Suprastructura căii - Probleme. I.C.B. 1972
83. Radu C., Stoicescu G. ș.a. Studiu privind optimizarea modulului de elasticitate la calea de metrou, în vederea îmbunătățirii condițiilor de exploatare Contract nr. 30/1989 ICB-METROREX
84. Radu C., Stoicescu G. ș.a. Studiu privind optimizarea parametrilor geometrici ai căii de rulare de metrou. Contract nr. 29/1989 ICB-METROREX
85. Radu C., Ungureanu C., Ghinea D.ș.a. Prinderea elastică SKL12
Zilele Acedemice Timișene - 1999
86. Sahunianț G. Calea ferată și întreținerea ei - vol I și II
Ed. tehnică 1952
87. Sauvage Gilles, Pascal Jean-Pierre O nouă metodă de calcul a eforturilor dinamice între roată și șină. R.G.C.F. sept.1990.
88. Scarlat A. Stabilitatea structurilor. Probleme speciale.
Ed. Tehnică 1969.
89. Scasso C Trenurile de mare viteză din SUA - Le rail.
nr. 56, 1996.
90. Schramm G. Suprastructura căii. Alcătuire, calcul, construcție, întreținere, probleme tehnico-economice. CDPT 1967.
91. Sebeșan Șt. Siguranța contra deraierii la vehiculele de cale ferată- În Revista Căilor Ferate, 1961, nr. 7.
92. Sebeșan Șt. Stadiul actual al cercetărilor științifice cu

- privire la calitatea mersului vagoanelor. În Revista Căilor Ferate, 6, 1965.
93. Sebeșan I. Dinamica vehiculelor de cale ferată. Ed. Tehnică 1995.
94. Sebeșan I. Cercetarea experimentală a vehiculelor de cale ferată. IPB, 1991
95. Sebeșan Ion Probleme ale interacțiunii vehicul-cale de rulare la viteze mari. În R.C.F. nr. 1-2, 1996.
96. Seehafer W Calea ferată a viitorului- o competiție pentru inginerii feroviari - Eisenbahn Ingenieur, nr.1.
97. Sebeșan I., D. Hangan Proiectare a suspensiilor pentru vehicule pe șine. Ed. Tehnică 1993
98. Semrau Andrej Reflecții asupra traficului feroviar mixt, cu viteze mari și încărcări sporite pe osie, din punct de vedere al suprastructurii. RGCF sept. 1985
99. Stimming K. Traverse în formă de Y, fabricate din oțel și așezate pe balast. Experiența căii ferate Altona - Kaltenkerchen-Neumunster (AKN) - Eisenbahn Ingenieur, nr.5
100. Tarran F. Factorii care determină stabilitatea laterală a căii ferate. In J - C. Mira USRR, nr. 6
101. Tassilly Eric Interacțiunea dinamică cale-roată RGCF, iulie-august 1988
102. Teodorescu C.C. Teoria șinei fără joante supuse la variații de temperatură. Ed. Academiei RSR 1965.
103. Teodorescu C.C., Rusiu Gh Le lang rail soude, de longueur infinie, soumes a la variation de la temperature. In: Buletinul Inst. Politehnic București 1966

- 104 Teodorescu C.C., Rusiu Gh, Eforturile în şina de cale ferată. Lucrările
Iliescu N. sesiunii ştiinţifice a ICCF 1967
- 105 Timoshenko S.P., Gere I. Teoria stabilităţii elastice. Ed.Tehnică,
Bucureşti, 1967
- 106 Timoshenko S.P., Woinowsky- Teoria plăcilor şi învelişurilor. Bucureşti.
Krieger S. Ed. Tehnică.
- 107 Trefilov M. Interacţiunea dintre şină şi materialul
rulant şi efectul produs asupra căii în
special la viteze mari peste 200km/h.
Centru de documentare şi publicaţii tehnice.
- 108 van Bommel P. Consideration lineaires concernant le
mouvement de lacet d'un vehicule
ferroviare.- UIC/ORE C9, nov. 1968
- 109 Veber H. Zur direkten Messung der Krafte zwischen
Rad und Schiene, Galsers Annalen 1961.
- 110 Vlasov V.Z. Izbranîe trudî, tom 2, Moscova Ed.
Academii naue CCCR, 1962.
- 111 Wętry R. Optimizarea strategiei de întreţinere a căii
- 112 Wickens A.H. Lateral Dynamics of railways vehicles. În:
The Railway Gazette , Dec. 1965
- 113 Zimmermann H. Die Berechnung des Eisenbahns -
Oberbaues. Berlin 1888.