

INSTITUTUL POLITEHNIC TRAIAN VUIA
TIMIȘOARA
Facultatea de mecanică

Ing. HENRY HOLBAN

TEZĂ DE DOCTORAT
„Contribuții la studiul fenomenelor de patinaj
ale locomotivelor Diesel cu transmisii
hidrodinamice și stabilirea procedeeelor optime
de detectare și evitare”

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

Conducător științific:
Profesor Emerit ing. ION ZĂGĂNESCU

1974

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIȘOARA	
A	
Volume	290.905
Dulap	118 Lit. B

CUPRINSUL

TEZA DE DOCTORAT

„Contribuții la studiul fenomenelor de patinaj ale locomotivelor Diesel cu transmisii hidrodinamice și stabilirea procedeelor optime de detectare și evitare”

- CAPITOLUL 1.

Introducere - - pag. 1.1-1.5

- CAPITOLUL 2.

Frecarea de alunecare și de rostogolire.

2.1. Aspecte generale despre frecare și aderență - - - - pag.2.1-2.6

2.2. Mecanismul frecării de alunecare - pag.2.6-2.20

2.3. Mecanismul rostogolirii - pag.2.21-2.52

- Bibliografie la capitolul 2 - pag. 2.53-2.58

- CAPITOLUL 3.

Aderența locomotivelor Diesel.

3.1. Aspecte generale despre aderență - pag.3.1-3.8

3.2. Calcule privind aderența - pag.3.9-3.30

3.3. Date experimentale cunoscute despre aderență - - - pag.3.30a-3.46

3.4. Concluzii critice asupra aderenței pag.3.47-3.48

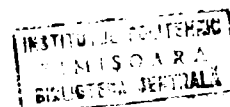
- Bibliografie la capitolul 3 - pag. 3.49-

- CAPITOLUL 4.

Patinajele și legătura dintre forța de tracțiune și aderență.

4.1. Aspecte generale asupra tracțiunii demarajului și patinajelor - pag. 4.1-4.5

.. // ..



- 4.2. Mecanismele de acționare individuală
și în grup ale osiilor - - pag. 4.6-4.11
- 4.3. Măsurătorile și experimentările efectuate
pentru patinaje la pornire și în mers - pag.4.12-4.30
- 4.4. Calcule asupra oscilațiilor de torsiune
din sistemul de transmisie secundar al
locomotivelor Diesel hidraulice - pag.4.31-4.54
- 4.5. Interpretarea rezultatelor din
experimentările proprii - - pag.4.55-4.93
- Bibliografie la capitolul 4 - pag. 4.94-

- CAPITOLUL 5.

Protecția contra patinajelor și prevenirea lor.

- 5.1. Aspecte generale pe care trebuie să le
îndeplinească dispozitivele de antipatinaj
și ultimele realizări constructive - pag.5.1-5.9
- 5.2. Dispozitivele de protecție folosite la
experimentări și în exploatare și rezulta-
tele obținute - - - pag.5.10-5.17
- 5.3. Aspecte privind optimizarea protecției pag.5.18-5.20
- Bibliografie la capitolul 5 - - pag. 5.20-

- CAPITOLUL 6.

Concluzii generale și contribuțiile aduse.

- 6.1. Concluziile generale - - pag.6.1-6.4
- 6.2. Contribuțiile aduse - - pag.6.5-6.7

Capitolul 1. Introducere

Cerințele mereu crescînde ale transporturilor, impun pentru viitor sarcini mult sporite, care vor conduce multe țări să studieze serios mărirea capacităților actualelor instalații.

În domeniul căilor ferate, astfel de sporiri, sînt posibile de realizat, fie prin dezvoltarea actualelor rețele feroviare, fie prin instalații noi cu posibilități mărite, cum sînt spre exemplu: ecartamentele supra largi; ghidare electroinductivă; circulație pneumatică a mărfurilor în tuburi; etc.

În stadiul de azi al legăturilor feroviare internaționale, viitoarea cale de dezvoltare se va hotărî probabil pe bază de acorduri multilaterale, ea depășind numai posibilitățile unor singure state.

Pînă la hotărîrea dezvoltării unor noi sisteme de transport se poate însă afirma că actuala rețea de căi ferate mai permite mărirea performanțelor în privința vitezelor, a sarcinilor pe osie și a puterilor instalate, ceea ce mai poate spori substanțial capacitatea de transport actuală.

Din încercări se știe că vitezele pot fi sporite fără prea mari greutateși pînă la cca. 250 Km/h (față de cca. 120 Km/h în prezent); sarcina pe osie poate depăși 30 t (față de cca. 19 în prezent) așa cum se și practică deja în unele țări (S.U.A.); iar puterea instalată poate ajunge la cca. 1500 CP pe osie și la locomotivele Diesel, nu numai la cele electrice.

Prin astfel de sporiri a performanțelor, capacitățile de transport vor putea spori previzibil cu cca. 150%.

Depășirea parametrilor actuali ai performanțelor, ca și a capacităților de transport, este însă legată pentru sistemul ferro-

viar, între altele mai ales de posibilitățile de transmitere a cuplului roată-șină și de cunoașterea mai bună a problemelor specifice de interacțiune între vehicul și linie, respectiv între roată și șină.

Printre aceste probleme de care depinde dezvoltarea, pot fi enumerate cercetările privind geometria profilului zonei de contact, precum și legile de aderență - alunecare dintre roată și șină, încă insuficient de clarificate, și care pot contribui la mărirea cuplului transmis, la mărirea stabilității dinamice a vehiculului în aliniament și în curbe, la obținerea unor forțe reduse de conducere, ca și la limitarea forțelor de reacție ce apar la neregularitățile căii.

Problema provocării patinajelor este și ea legată de legile de aderență-alunecare, deoarece pe de o parte acestea limitează forțele de tracțiune și deci utilizarea puterii instalate, iar pe de altă parte de ele depinde amorsarea de patinaje, care au ca urmare solicitări foarte mari și periculoase în special pentru aparatul de rulare al locomotivelor.

Prin tema tratată în lucrarea de față: - "Contribuții la studiul fenomenelor de patinaj ale locomotivelor Diesel cu transmisie hidraulică și stabilirea procedurilor optime de detectare și evitarea", s-a căutat a se sintetiza cunoștințele actuale în acest domeniu și a se aduce unele contribuții la clarificarea problemelor de mai sus, odată cu obținerea unor informații suplimentare pentru o cât mai bună utilizare a greutateii-aderente și cu aceasta a puterii instalate a locomotivelor în cauză.

Subiectul se referă la alunecarea roților față de șine în cursul tracțiunii, fenomen cunoscut dela începutul tracțiunii feroviare. Patinajele fiind ușor perceptibile prin zgomot și vibrații și producând încălziri locale și abraziuni, s-a căutat din totdeauna să fie evitate.

Contramăsurile, au fost multă vreme, conducerea atentă cu deschidere lină a regulatorului, reducerea puterii și nisiparea, ca și aplicarea ușoară a frinei la locomotivă; toate mijloace cu efect lent.

Odată cu trecerea la tracțiunea electrică și Diesel cu puteri specifice mult mai mari, și cu alt specific al patinajelor, a fost necesar pentru protecția vehiculelor să se ia măsuri speciale atât pentru sporirea pe cale constructivă a aderenței cât și prin folosirea unor dispozitive de protecție care să ia în mod automat și rapid contramăsurile necesare (sau să limiteze chiar forța de tracțiune disponibilă la roată, în funcție de viteza de mers).

Amploarea adevărată a solicitărilor ce apar a putut să fie pusă în evidență abia de curînd, de cînd tehnicitatea mai ridicată a metodelor de măsurare a permis înregistrarea datelor în cursul însăși a funcționării.

La noi neplăcerile survenite în exploatare din cauze solicitărilor mari ce apar la patinaje au avut o amploare redusă, dar suficientă totuși pentru a se considera necesar să se execute experimentări în această privință. Acestea, conduse de autorul prezentei lucrări, au durat cca. 3 ani și au reușit să clarifice comportarea locomotivelor noastre Diesel hidraulice pe 4 osii la patinaje, stabilind felul optim de protecție precum și nivelul solicitărilor în axele

cardanice și în soii, ca și neegalitățile de repartiție.

Aceste măsurători sînt primele și singurele de acest fel executate în țara noastră pînă acum, iar unele din ele, cum este măsurarea directă a eforturilor de torziune în esii, stabilirea nivelului real al solicitărilor ca și al neegalităților de repartiție sînt premiere mondiale, după informațiile noastre, chiar pînă în prezent.

La alegerea subiectului pentru prezenta teză de doctorat, eu stat la bază deci nevoi reale ale fabricației și exploatării, asupra cărora consultînd pe tov. Profesor Emerit Inginer Ion Zăgănescu, mi-a recomandat această problemă pentru a fi tratată ca teză de doctorat.

Lucrarea de față cuprinde în capitolele 2, 3 și 5 sintetizarea cunoștințelor actuale despre frecare, aderență și dispozitivele de protecție, cu unele înregistrări, fotografii și date proprii; iar în capitolul 4 redarea metodei de experimentare, calcule asupra vibrațiilor de torziune și înregistrările experimentale asupra patinajelor la 3 tipuri de locomotive, cu și fără dispozitive de protecție.

Cap. 2. Frecarea de alunecare și de rostogolire

2.1. - Aspecte generale asupra frecării și aderenței

Definițiile științifice valabile pentru frecare le reținem după "Lexiconul tehnic român" - Editura tehnică 1961, pag. 225

[2.1] și după "International Dictionary of Physics and Electronics" - D. Van Nostrand Comp. - Princeton, New Jersey 1961, pag. 504

[2.2].

- Lexiconul tehnic român, definește frecarea a fi :

"Sistemul acțiunilor pondero-motoare (forțe și momente) provocând disipație, care apar în suprafețele de contact a două corpuri și au sens contrar mișcării relative a corpului asupra căruia se exercită; ele verifică principiul acțiunii și reacțiunii". Frecarea se poate produce și în lipsa mișcării relative dintre cele două corpuri (frecare de repaus). Se deosebesc atâtea categorii de frecare, câte posibilități de deplasare există.

- International Dictionary of Physics and Electronics, arată:

"Cauza principală a frecării sînt interpătrunderile micilor neregularități a suprafețelor de frecare, adeziunea dintre ele și pătrunderea (angrenarea) corpului mai tare în cel mai moale. Frecarea între corpurile solide se clasifică în frecare de alunecare și frecare de rostogolire". Se arată că legile frecării investigate de Coulomb (Paris 1785) [2.3] au găsit cu oarecare aproximație și în anumite limite că:

1. - frecarea între două suprafețe este cu ceva mai mare imediat înainte de începerea deplasării, decît în timpul acesteia;
2. - frecarea este proporțională cu forța de apăsare dintre suprafețe;

3. - frecarea este independentă de mărimea suprafeței în contact și (afară de perioada de începere a mișcării), de viteza relativă de deplasare.

- Frecarea de rostogolire, datorită numai unei interpenetrații dintre suprafețele în contactul de rostogolire, este mult mai redusă ca frecarea de alunecare (ex.: rulemenții).

În cele ce urmează se va arăta că legile lui Coulomb sînt numai limitat valabile, și anume în funcție de deformările plastice ce au loc. Cu cît acestea sînt mai reduse cu atîta ne apropiem mai mult de regulile coulombiene, acestea fiind deplin valabile în cazul unor deformări elastice pure.

Constatările experimentale asupra frecării au dus la concluziile ce vom arăta, și care au fost sintetizate de Tross în 1962-63 [2.4] și de Kraft în 1968 [2.5], în următoarele:

- La frecarea de alunecare, deformarea tangențială este aproape exclusiv plastică; cea radială plastică și elastică. Suprafața de frecare se formează neîncetat din nou, prin mișcarea și trecerea asperităților. La începutul mișcării este în plus necesară o forță de învingere a primelor deformări elastice. Deformările plastice produc încălziri, și acestea modifică calitățile suprafețelor și prin aceasta frecarea (funcție de suprafață și viteză) se abate de la legile lui Coulomb.

- La frecarea de rostogolire, frecarea se datorește părții plastice a frecării radiale, suprafețele de contact în acest caz special al frecării de repaus, fiind mereu altele. În plus la frecarea de rostogolire se produce o anumită alunecare relativă (patinare) aparentă, provenită din deformările elastice și în anumite cazuri și una efectivă (ex.: tracțiune, frinare, egalizare de drum).

- Aderanța, este privit static, identică cu frecarea de alunecare. În mișcare atinge valoarea maximă (după presupuneri), atunci cînd forța tangențială produce acea alunecare relativă

între roată și șină, care duce la o încălzire ce corespunde lucrului mecanic maxim ce se poate obține. Această valoare este substanțial influențată de alte elemente cum sînt spre exemplu, straturile intermediare (poluate sau voite) și alunecările obligate longitudinale (egalizări de drum), transversale (așezare oblică), sau de răsucire (pe loc).

- Datorită tabloului larg al factorilor ce intervin în procesele de frecare, Vasile și Bita - (1967), arată - [2.6] că în stadiul actual ne aflăm în cazul frecărilor fluidă și semifluidă la nivelul cunoașterii cantitative a datelor experimentale; iar la frecarea de contact (uscată și mixtă) pe o treaptă și mai înaltă, acia de cunoașterea numai a datelor experimentale comparative.

- Se poate susține că frecarea de toate felurile este substanțial influențată de o mulțime de factori a cărori timpi de acțiune și măriri pot fi doar apreciați. Se vor arăta încercările și rezultatele relativ edificatoare ce s-au obținut pe cale teoretică pentru determinarea în anumite situații a coeficienților de frecare, comparîndu-le cu valorile experimentale. De aici rezultă importanța acestor calcule și a experimentării practice pentru sistematizarea și lărgirea cunoștințelor noastre în acest domeniu. De asemenea se vor analiza critic diferitele teorii ce au fost elaborate sau se susțin încă, cu privire la mecanismul frecării.

- Toate aceste analize sînt necesare deoarece fenomenul de patinaj, care este obiectul principal al acestei lucrări, depinde de forța de aderență (de "aderență" cum vom zice curent), care este frecarea de rostogolire și deci un caz aparte al frecării de alunecare (la începerea mișcării = frecarea de repaus); cel puțin după concepția clasică a fenomenelor. Separat se va analiza și uzura, care din constatări, nu reiese însă că are o legătură directă cu valorile frecării, fiind cunoscut că materiale cu aceeași duritate

pot avea caracteristici diferite de uzură.

In rezumat, după cum arată Bandor Pălfi [2.7] ca și DIN 50281 [2.8] deosebim 3 feluri de frecare: uscata, fluidă și semi-fluidă sau onctuasă. Frecarea uscată se poate și ea categorisi în: frecarea de repaus (aderență) când nu avem mișcare, frecare de alunecare ("frecare") cu mișcare și frecare de rostogolire de asemenea cu mișcare.

Frecarea de repaus (aderența). La contactul a două corpuri se transmit în locul acesta forțe de la un corp la celălalt. Dacă locul de contact este absolut neted, forța ce se transmite este plasată în perpendiculara (normala) acelu punct (fig. 2.1). La o

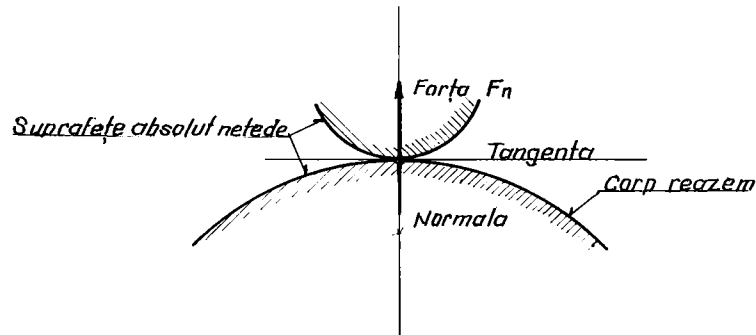


Fig. 2.1

suprafață rugoasă forța poate face un unghi oarecare α cu normala locului de contact. Pentru a se menține însă echilibrul corpului acest unghi α nu trebuie să depășească o anumită valoare. Această valoare a lui α se notează cu φ_0 fiind unghiul de aderență. Acest unghi depinde ca valoare de materialul celor două corpuri și de felul suprafeței lor, și deoarece direcția poate fi oricare se definește starea de echilibru prin menținerea forței F_r de rezem în interiorul unui con (conul de frecare) cu deschiderea

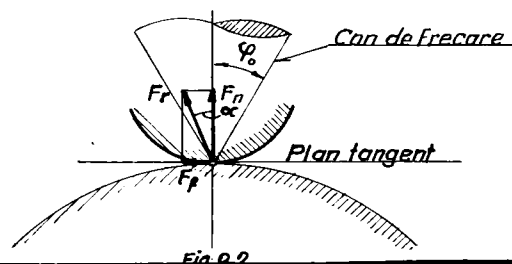


Fig. 2.2

generatoarei la unghiul α . Forța F_r aflată față de normală la unghiul α , se poate totdeauna descompune în două componente F_n pe direcția normalei și F_f pe direcția tangentei adică a direcției de frecare (fig. 2.2). Deoarece $\alpha \leq \rho$ este și $\operatorname{tg} \alpha \leq \operatorname{tg} \rho$ și deci $F_f = f_n \cdot \operatorname{tg} \alpha$ și în continuare $F_f = f_n \cdot \operatorname{tg} \alpha$ $F_n \operatorname{tg} \rho$, conform figurii. Astfel ajungem la legea lui Coulomb care spune că forța de frecare $F_{f,\max} = \mu \cdot F_n$ unde $\mu = \operatorname{tg} \rho$ coeficientul de frecare de repaus sau coeficientul de aderență. Asupra aderenței se pot face următoarele observații:

- La contactul dintre două corpuri există frecare și în repaus.
- La contactul a două corpuri rugoase echilibrul este întotdeauna determinat de forța de frecare F_f .
 - Forța de aderență are mărimea forței cu care menține echilibrul dar nu poate depăși o valoare limită: $F_{f,\max}$; fiind $F_f \leq f(\alpha)$
 - Un corp în echilibru la limita forței $F_{f,\max}$, poate fi pus în mișcare de cele mai mici forțe.
 - Axa conului de frecare este totdeauna normală în punctul de contact pe corpul de reazem sau în cazul unei suprafețe de contact, normala prin centrul de greutate a acesteia.
 - Forța de aderență este independentă de mărimea suprafeței de contact, dar dependentă de felul acesteia.
 - Dacă între suprafețele de contact apar lichide, legile lui Coulomb nu mai sînt valabile.

Frecarea de alunecare sau frecarea (de mișcare). În momentul în care unghiul α , depășește unghiul α . al conului de frecare, o stare de echilibru între cele două corpuri în contact nu mai este posibilă. Corpul sprijinit începe să alunece (experiența pe plan înclinat). Acum forța situată în planul de contact devine forța de frecare. Ea este opusă mișcării și depinde de forța normală F_n , de felul suprafețelor și de viteza mișcării. Relația de calcul este similară cu cea de la frecarea de repaus și anume $F_f = F_n \mu$

unde μ este însă coeficientul de frecare care este mai mic ca cel de aderență fiind $\mu < \mu_0$.

Asupra frecării de alunecare se pot face următoarele observații :

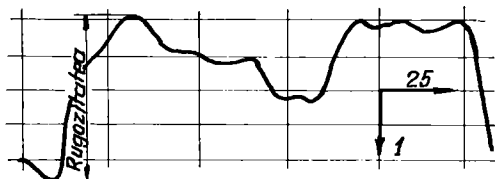
- Forța de frecare nu mai este o componentă a forței de reazem F_r (este de sens contrar mișcării).
- Forța de frecare F_f produce de-a lungul drumului d parcurs de corp un lucru mecanic $A = F_f \cdot d$. Acest lucru mecanic se transformă în căldură și se consideră de obicei ca o pierdere.

2.2. - Mecanismul frecării, de alunecare

Frecarea de alunecare pură apare la aparatul de rulare al vehiculelor feroviare între roți și saboți la procesul de frinare și incidental la alunecările de tot felul ale roților pe șine (alunecări transversale și longitudinale ce pot merge până la blocarea roții la frinare și la patinare pe loc la tracțiune). Aceste alunecări au o mare influență asupra aderenței.

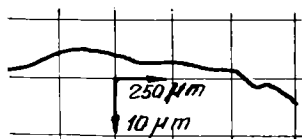
Pornind de la microstructura suprafețelor, la roată, la sabot și la șină, și care din înregistrări [Fig. 2,3; 2,4; și 2,5] rezultă că prezintă macroasperități (ondulații) și microasperități (rugozități), ne putem face o oarecare imagine a suprafețelor care să ne permită analizarea fenomenelor. În genere ne putem închipui suprafețele acestea de frecare ca niște câmpuri ușor ondulate cu mările tronconice de înălțime h de $2 \div 10 \mu m$, distanțate și repartizate neregulat în medie la distanțe de cca. $10 h$ și având pante cu unghiuri (α) de $2,5 \div 25^\circ$ inclinare, (a se vedea modelul Molykote - München [2.2]), și Fig. 2-6

Rugozitatea suprafeței la sabot

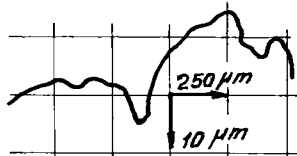


Longitudinal
Fig. 2-3

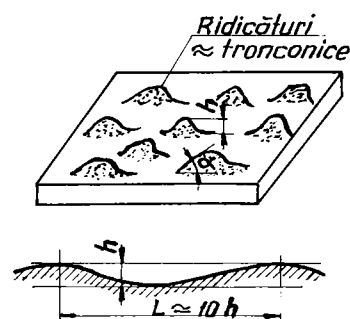
Rugozitatea suprafeței la roată



Longitudinal
Fig. 2-4

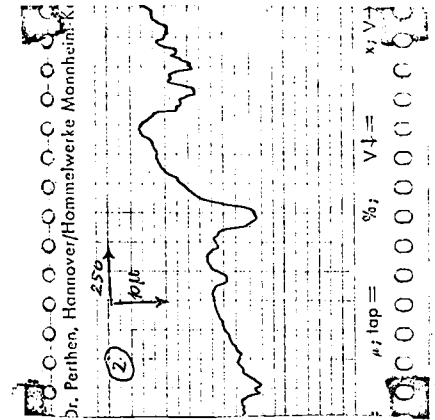
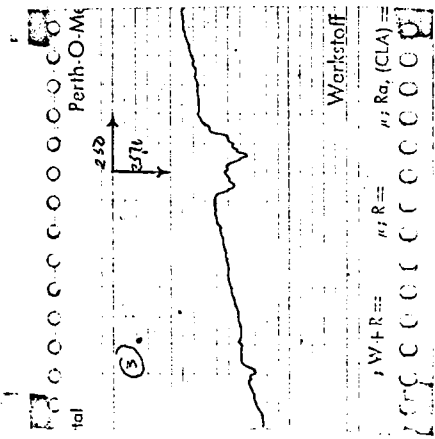


Transversal
Fig. 2-5

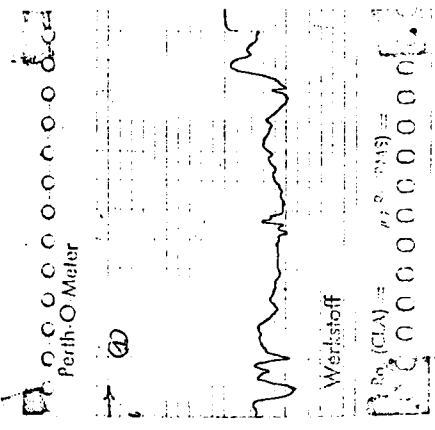


Modelul unei suprafețe
Fig. 2-6

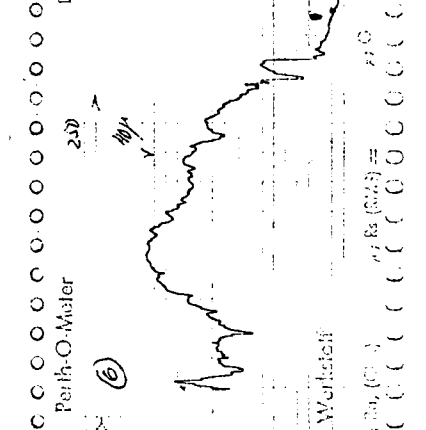
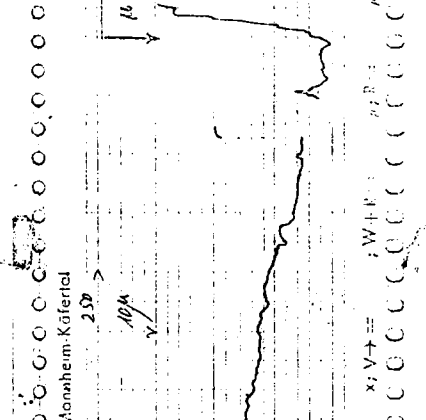
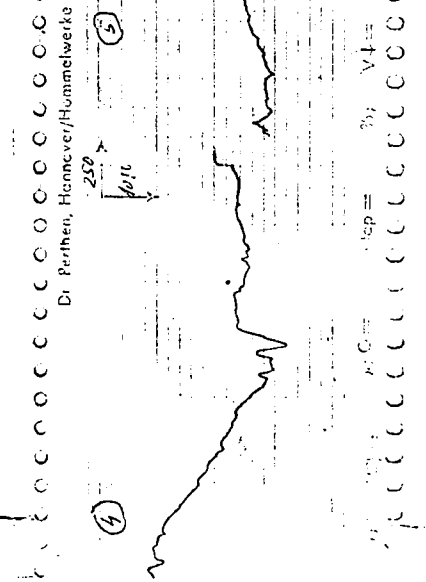
Bandaj uzat (longitudinal)



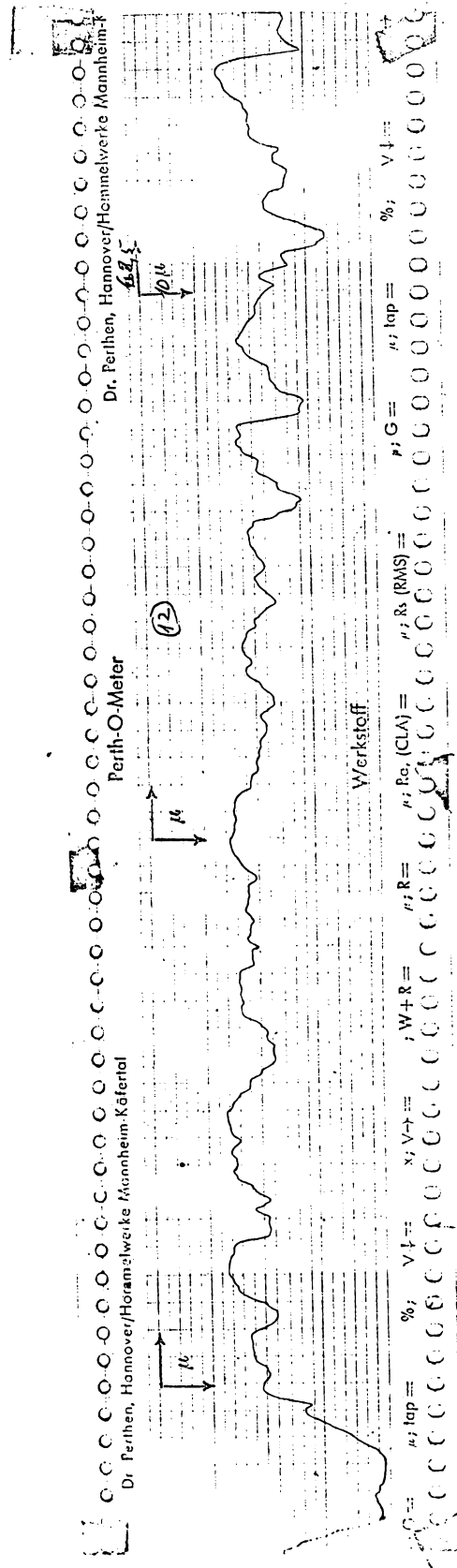
Bandaj uzat (transversal) ecart. 760 mm.



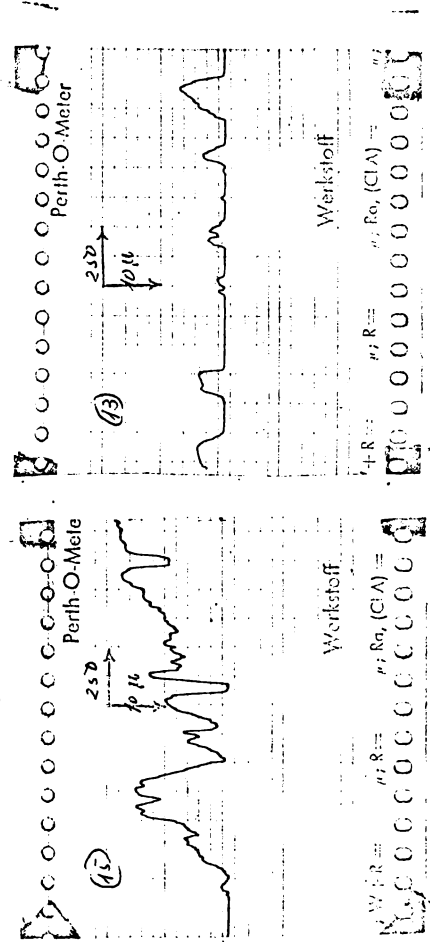
Bandaj uzat (longitudinal)



Șină uzată (longitudinal)



Șină uzată (transversal)



Inregistrări proprii. (Ing. Holben)

INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

2-7-b.

Din această imagine a suprafețelor, confirmată de înregistrări, ne putem compune modele mecanice pentru așezarea și deformarea suprafețelor între ele, în cursul procesului de frecare, (pag. 270 și 276) ocupându-ne în acest capitol numai de frecarea de alunecare, precum și scheme ale forțelor ce acționează (fig. 2.7; 2.8; 2.9 și 2.10):

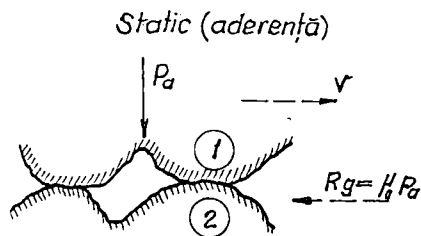


Fig. 2.7

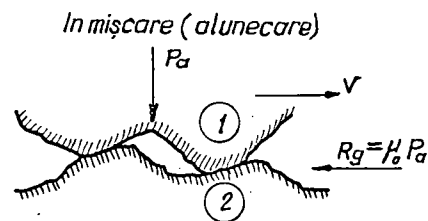
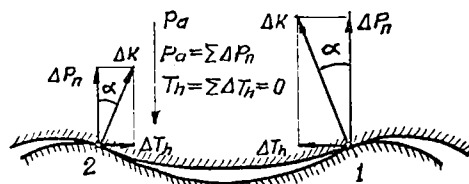


Fig. 2.8



$$P_a = \sum \Delta P_n$$

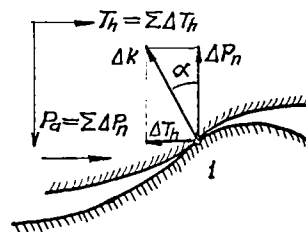
$$T_h = \sum \Delta T_h = 0$$

$$\Delta T_h = \Delta P_n \cdot \operatorname{tg} \alpha \text{ și}$$

$$\mu_s = \frac{\sum \Delta T_h}{\sum \Delta P_n} = \operatorname{tg} \alpha$$

Static (aderență)

Fig. 2.9



$$P_a = \sum \Delta P_n$$

In mișcare (alunecare)

Fig. 2.10

Conform principiului conservării energiei, la un anumit lucru mecanic de frînare prestat (spre exemplu), energia cinetică a trenului trebuie să se transforme în energie calorică sau în energie potențială. Prima se produce la deformarea plastică, iar cea de a doua la deformarea elastică, și este apoi în mare parte redată. Lucrul mecanic necesar la deformarea plastică este: $A = p_{vm} \cdot V_{pl}$ unde p_{vm} = presiunea medie de deformare a volumului V_{pl} . Căldura ce se degajă derivată din lucrul mecanic este: $Q = \frac{A}{\eta}$ (cal.). Transformarea are un randament de cca. 90%, restul fiind necesar pentru mă-

rirea energiei potențiale interne (ce duce apoi la recristalizare), pentru unele reveniri elastice, vibrații, etc. Explicarea mecanismului transformării în căldură a energiei de frecare, se consideră obligatorie pentru orice teorie asupra frecării. De asemenea trebuie furnizate explicații pentru fenomenele constatate practic, pentru ca respectivele teorii să fie valabile. Astfel se explică mai recent (Tross, Kraft, etc.):

- a) - Valoarea mai mare a frecării de repaus ca a celei de alunecare în mișcare, se poate explica prin învingerea la începutul mișcării a deformărilor elastice necesare.
- b) - Mărirea coeficientului de frecare la încălzirea pînă la o limită și scăderea ulterioară, se poate explica prin obținerea unor condiții de plasticitate optime pentru sporirea lucrului mecanic, prin producerea căldurii de frecare $Q = \frac{A}{427} = \frac{DVM \cdot Vol}{427}$, și care conduce la încălzirea $\theta = \frac{DVM}{0,427 \cdot C}$ în °C, dacă pentru încălzirea unui mm^3 de volum se necesită $C \cdot \rho \cdot 10^{-3}$ Cal unde:
- $$\rho = \frac{g}{cm^3} \text{ iar } C = \frac{Cal}{gr \cdot ^\circ C}$$
- (bine înțeles neglijînd transmiterea de căldură, deform. elastică, etc.). După depășirea plasticității optime, volumul deformat se mărește iar față de presiunea medie de deformare, lucrul mecanic de deformare și cu el și coeficientul de frecare scad din nou.
- c) - Coeficienti de aderență mai mari, și de frecare mai mici, la asperități mari (față de cazul celor mici), se pot explica prin faptul că $tg \alpha$ scade la mărirea vitezei din cauza reducerii interpenetrărilor (portanță). Deci rugăzități mici, conduc la vit. mici la coef. de frecare scăzuți și la vit. mari la coef. relativ mari deci la o dependență redusă de viteză.
- d) - Coeficient de frecare mai mare în vid decît în aer și la suprafețe curate ca la cele poluate. Coef. de frecare $\mu = \frac{Rg}{Pa} = \frac{Tg}{Pa}$ trebuie după de Colomb să fie independent de presiune și viteză, ceea ce în multe cazuri nu corespunde experienței practice.

După Bowden - Tabor [2.11] și Knapovorst și Rust [2.61], valoarea coeficienților variază la supraf. metalice între 0,05 la suprafețe tare încălzite și pînă peste 100 la supraf. bine curățite și în vid. Dacă relațiile $P_a = \Delta P_n$; $\Delta T_h = \Delta P_n \cdot tg \alpha$ și $\mu_0 = \frac{\sum \Delta T_h}{\sum \Delta P_n} = tg \alpha$ sînt valabile și pentru frecarea de alunecare, atunci pentru valorile din vid, la $\alpha = 10^\circ$ avem $\alpha_m = 84^\circ 20'$ și la $\mu_0 = 100$ avem $\alpha_m = 89^\circ 25'$ la flancuri, adică pereți aproape drepecți. Aceasta dovedește că de fapt coeficienții de frecare sînt mult mai mari, dar straturile poluante, chiar cel de aer, îi reduc mult, asigurînd o oarecare portanță care reduce interpenetrarea și volumul deformat plastic ce determină lucrul mecanic. Asupra contribuției punțiilor de sudură, a aderențelor moleculare (adeziune) și a sudării la rece, pentru explicarea acestor fenomene, vom reveni mai departe.

- e) - La probele practice de frînare, s-au obținut performanțe de la care mărirea apăsării nu mai sporește lucrul de frînare, lucru ce se explică ca și punctul b) prin încălzire și trecere de la frecarea uscată la o frecare mixtă unde sporirea apăsării reduce numai faza uscată, suprafața începînd a deveni lichidă, astfel încît lucrul mecanic nu mai sporește.
- f) - Scăderea coeficientului de frecare mai întîi rapid și apoi lent odată cu creșterea vitezei, se poate explica în rezumat prin comportarea după curbele lui Stribeck [2.10], adică la frecare uscată spre cea mixtă coeficientul scade repede, ca apoi să atingă un punct minim, după care să crească iar ușor, odată cu frecările din straturile interpușe (fig. 2.11). În cazul nostru, explicația comportă arătarea mării "portanței" cu viteza și cu încălzirea, a timpului mai scurt de răcire, a eliminării mai grele a aerului sau a altor poluanți interpuși. Si unele straturi metalice pot avea influență de strat interpus cum o arată experiențele lui Bowden - Tabor [2.11] cu o

bilă de oțel pe o placă cu strat de indin (fig. 2.12).

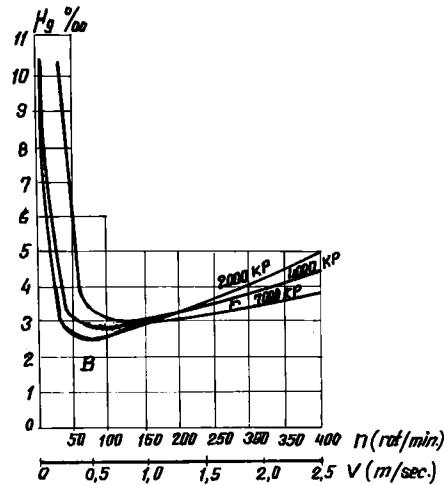


Fig. 2.11

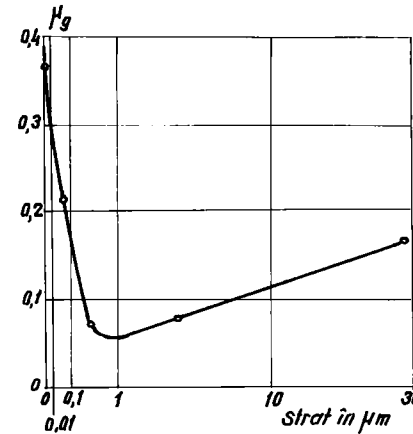


Fig. 2.12

- g) - Influența mai mică a vitezei asupra coeficientului de frecare la suprafețe mai netede, decât la cele mai rugoase, și la materiale mai moi, față de cele dure (ex.: saboți sintetici sau de lemn), se poate explica prin faptul că adâncimea de interpătrundere scade la creșterea vitezei (portanță) și cu ea și volumul deformat. La o rugozitate mică și scăderea interpătrunderii este relativ mai mică și deci influența vitezei este mai redusă, ceea ce s-a confirmat experimental. La saboți sintetici sau de lemn cu suprafețele netede ce se formează, coeficienții de frecare devin aproape independenți de viteză.
- h) - Cu mărirea forței de apăsare (a presiunii), scade în genere coeficientul de frecare; ceea ce se explică prin mărirea suprafeței statice de contact, linear față de forța de apăsare P_a , astfel încât volumul deformat și forța de deformare plastică R scad. Fiind coeficientul de frecare $\mu_g = \frac{R}{P_a}$, el trebuie să scadă dacă P_a crește. Experimental s-a dovedit că sporirea presiunii pe saboți cu 50%, conduce la reducerea coeficientului de frecare cu 10%, indiferent de viteză.

- i) - La aceeași presiune teoretică rezultă la suprafețe mai mari de frecare, coeficienți de frecare mai reduși, decât la suprafețe mici, ceea ce s-a determinat experimental și se arată de Hütte [2.12], Metzko [2.13], Kehl-Siebel [2.14], Tross [2.4] și alții și anume :

Viteza km/h	Presiunea kgf/cm ²	Suprafața				Observ.
		320 cm ²	28 cm ²	3 cm ²	1,8 cm ²	
20	10	0,17	0,26	0,34	0,43	} μ
80	10	0,08	0,16	-	0,25	
		<u>Hütte</u>	<u>Metzko</u>	<u>Kohl-Siebel</u>	<u>Tross</u>	

Această constatare se explică prin faptul că la suprafețe mai mici contactul este mai bun, adică utilizarea suprafeței disponibile este mai intensivă. Presupunând un contact ideal, rezultă situația optimă: cea mai mare suprafață de contact, cea mai redusă temperatură de vîrf, cea mai redusă proporție de frecare semi fluidă și ca atare coeficientul maxim de frecare.

- j) - Coeficientul de frecare al sabotilor metalici nu este influențat apreciazabil de umezeală (cu excepția răcirii), pe cînd cel al sabotilor sintetici scade (mai mult sau mai puțin în funcție de compoziția lor).

Experiențele în vid au demonstrat rolul important al pelicolelor interpușe de aer. Și mai mari sînt influențele straturilor lichide (apă, ulei) care acționează și asupra temperaturilor; precum și a corpurilor solide (oxizi, nisip). În cazul interpușii de gheață, pe saboți netezi, care nu rup stratul (saboți sintetici), din cauza coeficientului redus de frecare ($\mu \approx 0,03$) încălzirea este mică și topirea înceată ducînd la întîrzierea instaurării unei frînări eficiente.

În funcție de pelicolele interpușe putem deosebi:

- frecare uscată pură, numai în vid fără pelicole interpuse chiar și numai de aer, cu μ pînă la 100;
- frecare semifluidă (sau mixtă), cu pelicole interpuse unde:
 - la straturi de aer și gaze μ scade cu viteza,
 - la straturi de oxizi din încălzire μ crește cu viteza (mărirea def. plastice),
 - la straturi de metal topit μ scade cu viteza,
 - la straturi de ulei μ scade de asemenea cu viteza (pînă la 0,001),
 - la straturi de pulberi, etc. μ crește cu viteza (mărirea deformării plastice).

În principiu cu cît vîrscozitatea peliculei interpuse este mai mare cu atîta crește "portanța" și cu ea partea de deformare elastică. Pelicolele interpuse sînt strivite și eliminate în mare parte, formînd un suport portant. Cînd ele sînt pulverulente suportul portant se reduce ca suprafață, presiunile locale cresc și mărindu-se concomitent partea de deformare plastică, coeficientul de frecare μ crește. (Notă: ca excepții există soluții lichide care sporesc frecarea și corpuri pulverulente care o reduc - grafit. -).

- k) - Uzura saboților de fontă este la viteze mari oxidată iar la viteze mici metalică. la parteneri de frecare metalici (mai ales reci) crescînd brusc uzura în zona vitezelor mici (scurt înainte de oprire).

La uzura saboților metalici deosebim: - uzura mecanică uscată prin ruperea microasperităților; - uzura plastică și lichidă la încălziri prea ridicate și depășirea solicitărilor. Ca urmare a acestora putem observa 5 feluri de uzuri la saboții de fontă și anume :

- eroziuni metalice la vitezele mici, prin forfecări de metal,
- eroziuni oxidate la viteze mari, prin forfecări de oxizi,
- eroziuni cu șanțuri ca urmare a foliilor durificate,

- eroziuni datorite topirilor,
- eroziuni prin forfecarea unor părți devenite plastice.

În figurile alăturate 2.13 și 2.14 se redă comparativ față de temperatură și asperități eroziunea metalică față de cea oxidată care poate ajunge pînă la valori de 1 000 ori mai mari (important pentru serviciul de manevră) și cantitatea de material consumat (uzura), funcție de viteză pentru diferite materiale de saboți.

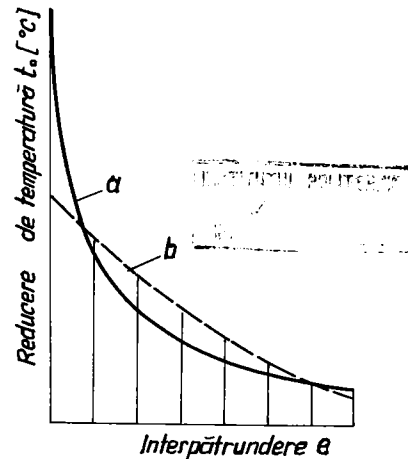


Fig. 2.13

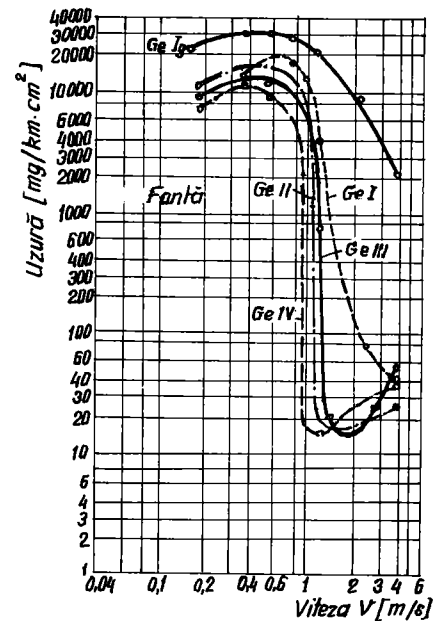


Fig. 2.14

Uzura metalică mare la viteze foarte mici, se datorește adâncimilor mari de angrenare și încălzirii reduse ca urmare a lucrului mecanic mai mic, și a lipsei de "portanță".

- 1) - Uneori se transferă material de pe unul din partenerii cuplului de frecare pe celălalt, și anume chiar și de pe cel mai tare pe cel mai moale (oțel pe material sintetic).

S-au constatat transferuri spre exemplu de oțel pe saboți sintetici sau de material sintetic pe bandaje, și astfel de transferuri se constată aproape la toate corpurile metalice de frecare. Aceste transferuri se datoresc lipirii de materiale puternic încălzite sau topite de pe un partener pe celălalt,

ele răcindu-se în timpul când nu se mai deplasează.

m) - La frînări foarte puternice pot apărea puncte de topiri și deplasări superficiale sub formă de folii, care dau impresia de gripaj.

În timpul cît metalul este plastic datorită încălzirii, el poate fi laminat, întărindu-se apoi prin răcire în genere cu o structură martensitică (mai dură). Astfel de folii se pot detașa sau pot rămâne lipite pe saboți, formînd chiar pachete. La blocarea roților foliile se formează din bandaje iar la patinajul roților motoare, din șine.

Concluzii asupra mecanismului frecării

În concluzie se poate susține că frecarea (de alunecare) este influențată de o mulțime de factori a căror acțiune în timp și a căror mărime poate fi numai apreciată. Formulele enunțate sînt ca urmare numai orientative pentru aprecierea ordinii de mărime a influențelor și înțelegerea mai bună a fenomenelor.

O stabilire mai exactă a forțelor reale de frecare și a coeficienților aferenți prin formule și diagrame de forțe este cel puțin pentru cazul frecării uscate și semifluide (mixte) imposibilă, la nivelul cunoștințelor actuale, ea fiind posibilă numai prin determinări experimentale.

Aprecierile teoretice prezintă totuși după cum s-a mai arătat, un interes deosebit pentru cunoașterea problemei.

După Tross [2.4] rezultă că principalele constatări asupra frecării, cunoscute din experiențe și exploatare sînt:

- Lucrul mecanic de frecare corespunde cu partea de lucru aferentă deformării plastice a microasperităților.
- La trecerea de la repaus (aderență) la mișcare (frecarea de alunecare) este necesară o forță suplimentară pentru învingerea primelor deformări elastice. Acest surplus nu mai este apoi necesar deoarece la mișcare

aceste forțe se recuperează prin revenirea elastică a deformărilor. Din acest surplus rezultă diferența de valoare între coeficientul de frecare (la alunecare) și între aderență (coeficientul de frecare la rostogolire).

- Lucrul mecanic de frecare este în funcție de volumul deformărilor plastice. Acest volum crește cu raportul $E/\sigma E$ al materialului, și cu el și coeficientul de frecare.
- La frecare (la alunecare) apare în cursul mișcării o forță dinamică de ridicare, funcție de viteză, apăsare și unghiul α al asperităților, care reduce interpătrunderea și deci suprafața de contact (cu puterea 2-a) și volumul deformat (cu puterea 3-a a adâncimii de interpătrundere), ceea ce în final duce la mărirea așezii "portanțe" cu reducerea coeficientului de frecare.
- Temperatura suprafețelor de contact este funcție de presiunea de deformare (pvm).
- Presiunea maximă de deformare apare la șocul dintre asperități, producând "puncte calde" cu peste 1000°C.
- Adâncimea rugozităților depinde de diferențele de încălzire ale partenerilor de frecare și prin aceasta de presiunea dinamică de curgere a celui mai moale. Cu cât este mai moale cu atât mai netede devin suprafețele.
- Suprafețele netede dau la viteze mici coeficienți de frecare mai mici iar la viteze mari mai mari, comparați cu cele aspre, având o dependență mai mică de viteză; din cauză că la suprafețe netede unghiurile α sînt mici și cu ele și volumul deformat plastic la vi-

teze mici, pe cînd la viteze mari coeficientul rămîne mare din cauza efectului în acest caz, mai redus al "portanței".

- Coeficientul de frecare scade la pelicole interpusse (cu excepția celor grăunțoase), deoarece se mărește "portanța". Coeficientul minim de frecare se obține la grosimea și viscozitatea cea mai mică a stratului interpus la care se obține o frecare fluidă, situație caracterizată adesea cu denumirea de "frecare onctuasă"
- Uzura reduce coeficientul de frecare deoarece asperitățile desprinse consumă mai puțin lucru mecanic ca cele deformatate.

Pornind de la practica îndelungată și bogatul material experimental existent asupra frecării în general, și asupra frînării în special, s-a arătat pe baza literaturii de specialitate, cu exemple și cu înregistrări proprii, microstructura suprafețelor și se explică mecanismul deformării plastice și elastice. De asemenea se indică formule pentru clarificarea producerii încălzirii și se explică crearea rugozităților la frinare. Se mai clarifică diferența dintre coeficientul de aderență și cel de frecare și se analizează factorii care influențează valoarea acestor coeficienți.

Ca urmare se poate reține că sînt valabile următoarele:

- Se pot deosebi mai multe regimuri de frecare ce urmează legi diferite după cum se petrece fenomenul între cei doi parteneri, sau după cum există sau nu straturi interpusse (exemplu curbele lui Stribeck), putînd avea:

- Frecare fluidă, unde fenomenul de frecare are loc între parteneri și pelicola interpusă (modelul lui Marcellin [2.16] din fig. 2.15), care apare la lagărele de alunecare (cusineți), și numai foarte rar, la patinaje, între roată și șină. În funcție de pelicula interpusă coeficientul de frecare în acest caz poate să scadă sau să se mărească.

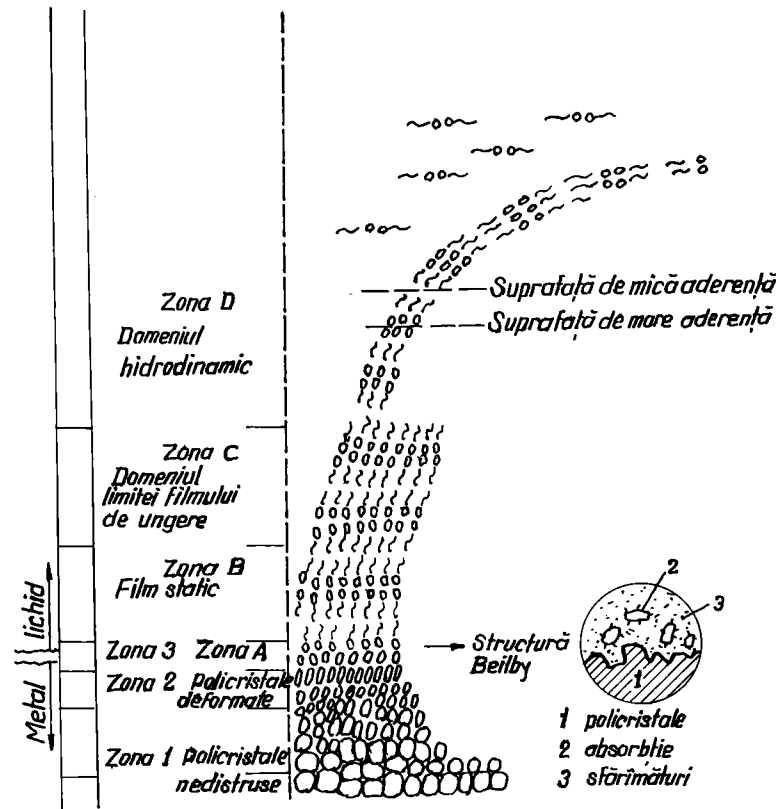


Fig. 2.15

- Frecare semifluidă (mixtă), apare la straturi interpusse mai subțiri sau insuficient de viscoase ca să asigure o "portanță" totală, astfel că rămân în priză contacte metal pe metal. Pentru acestea s-a imaginat de noi (după Marcellin [2.16], un model

. // .

al microstructurii. Acesta este cazul curent care se întâlnește în exploatarea feroviară la contactul dintre roată și șină și dintre sabot și bandaj (fig. 2.16).

*Microstructura zonei de trecere
în cazul frecării uscate cu o
peliculă de impurități și de absorbție.
Distingem zonele:*

- 1 a și 1 b materialul inițial, policristale nedistruse
2 a și 2 b policristale deformate la suprafață
3 a și 3 b cristale sfărâmate lângă zona de contact
4 zona de contact cu sfărâmături și impurități

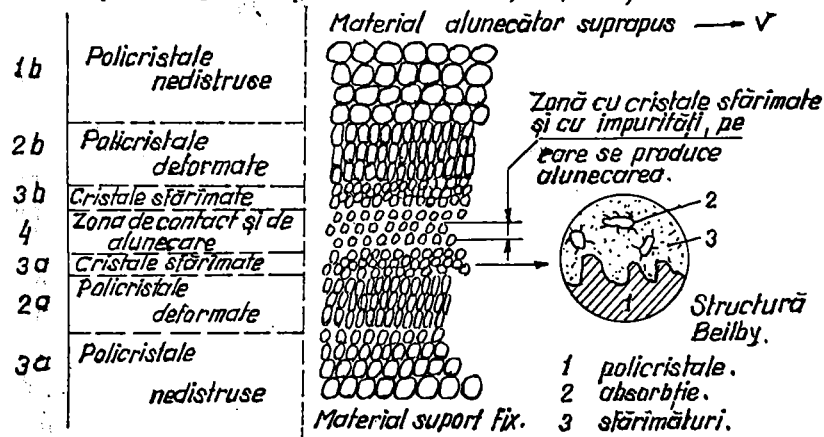


Fig. 2.16

- Frecarea uscată pură, fenomen ce nu poate apărea în exploatarea feroviară decât tranzitoriu, el putându-se realiza numai în vid și în laborator.

Asupra rolului jucat în fenomenele de frecare și de aderență de formarea unor puncte de sudură, părerile sînt împărțite. De asemenea asupra rolului jucat de aderența moleculară. Se consideră, după cum s-a arătat că acestea pot juca un rol parțial mai important numai în anumite situații, dar că ele nu

pot explica singure, multe din constatările din practică și din experimentare, și ca urmare nu pot constitui cauza principală a frecării.

Cauza principală a frecării este deci deformarea plastică a microasperităților celor 2 parteneri ai cuplului aflați sub apăsare și eventual a stratului intermediar, ca și desprinderea de eroziuni în timpul mișcării, fenomene ce explică degajarea de căldură și celelalte constatări făcute experimental sau în exploatare.

2.3. - Mecanismul rostogolirii

2.3.1. Aspecte generale asupra rostogolirii

Rostogolirea are caracteristici deosebite de frecare față de alunecare, după cum arată Sandor Pálfi [2.7]. Pentru transportul feroviar în cursul rostogolirii se transmit la punctele de contact dintre roți și șine, acele forțe care fac posibilă dezvoltarea forțelor de tracțiune și frinare.

Dacă contactul între un cilindru și spre exemplu o suprafață înclinată, s-ar face pe o generatoare (presupunând corpurile perfect rigide), atunci cilindru ar trebui neapărat să se rostogolească în jos (fig. 2.17). Aceasta însă nu este cazul decât de la o anumită înclinare a planului, deoarece cor-

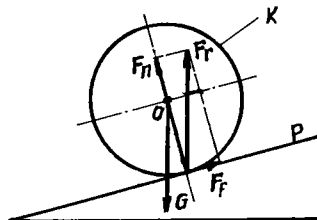


Fig. 2.17

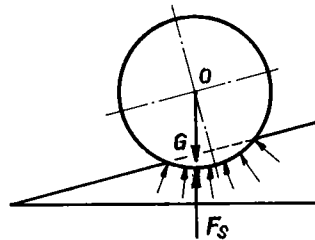


Fig. 2.18

purile reale sînt elastice (sau plastice) și în punctele de contact apar deformări. Aceste deformări conduc la o astfel de repartiție a forțelor de rezemare încît rezultanta lor F_r , trece prin centru cilindrului și menține echilibrul contra rotirii (fig. 2.18). Rezultă că frecarea de rostogolire poate fi explicată numai prin luarea în considerare a deformării suprafețelor. Rezistența ce apare și care se opune rostogolirii o numim deobicei rezistența de rulare.

Deformarea suprafețelor conduce și la o alunecare relativă în timpul rostogolirii. Aceasta reprezintă de fapt o continuă pierdere de energie din sistem (fig. 2.19).

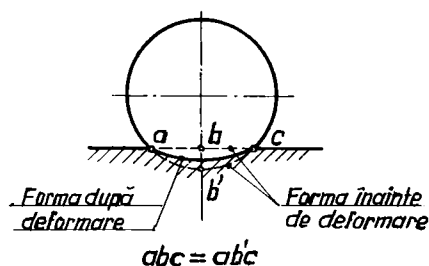


Fig. 2.19

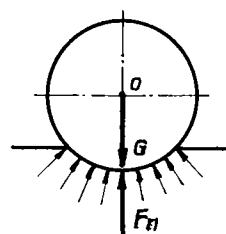


Fig. 2.20

Analiza mișcării de rostogolire se simplifică mult dacă considerăm separat corpul ce se rostogolește, sub forma echilibrului unui corp de rotație simetric pe un plan:

Cazul 1. Asupra corpului acționează numai greutatea proprie G . Echilibrul este întotdeauna posibil; forța de reazem F_n trece prin centrul corpului O (fig. 2.20).

Cazul 2. În afara greutății proprii acționează și o forță orizontală F în centrul O . Echilibrul este posibil numai cît timp forța F nu depășește o anumită valoare. În situație de echilibru trebuie ca forța de reazem F_n , care menține echilibrul cu forțele F și G , să treacă prin centrul O (fig. 2.21).

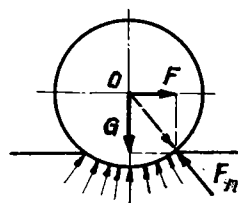


Fig. 2.21

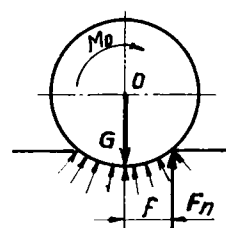
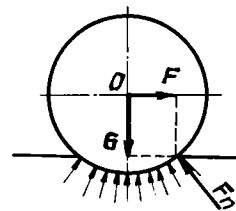


Fig. 2.22

Cazul 3. Pe lângă greutatea proprie G acționează și un moment M_0 (ce nu depășește o anumită valoare). Deoarece însă momentului M_0 , i se poate spune spre echilibrare tot numai un moment, rezultă că F_r forța de reazem, trebuie să fie paralelă cu G , de sens opus și de aceeași mărime (fig. 2.22).

Rostogolirea unui corp se poate realiza însă numai printr-un moment (cuplu). Analiza rostogolirii se simplifică însă, dacă acest moment se consideră sub forma unui cuplu de forțe. Pentru aceasta forța de reazem rezultantă F_r se înlocuiește prin 2 componente. Una din ele este întotdeauna orientată perpendicular pe direcția de rostogolire fiind deci o forță normală F_N , cealaltă fiind situată în planul de rostogolire, adică este situată în planul tangențial la punctul de contact, fiind notată F_f , ca la frecarea de alunecare (fig. 2.24).



Cazul 2

Fig. 2.23

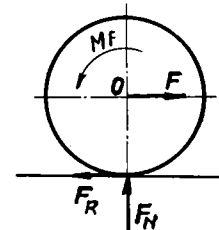
Cazul 2. cu forța descampusă în două componente F_N și F_R și cu momentul frecării de rostogolire

Fig. 2.24.

Pentru simplificare, rezistența la rostogolire, se va exprima și ca un moment $M_f = F_N \cdot f$. În această expresie f este brațul de pârghie al forței de frecare și M_f este momentul forței de rostogolire (fig. 2.22).

Cu aceste transformări cazul 2 se poate reda conf. figurilor 2.23 și 2.24. Pentru f s-au determinat valori foarte mici de :

$f = 0,003 - 0,05$ pentru roți de cale ferată de viteză (rezist.combinate).

$f = 0,0005 - 0,001$ pentru bile de rulment.

Valorile mici ale lui f explică de ce frecarea de rostogolire are o rezistență mult mai mică ca cea de alunecare. Din motive practice se introduce o nouă simplificare: Componenta tangențială F_f a forței normale F_N se consideră a fi o forță "Coulombiană" și se calculează similar ca la frecarea de alunecare: $F_f = \mu_r \cdot F_N$ unde μ_r este coef. de frecare la rostogolire.

Valorile pentru rezistența de rostogolire au fost cercetate încă de acum 100 de ani de Wood [2.17], Poirée [2.18] și Dupuit [2.19] și se găsesc citate de Pöpl [2.20] și Wolf [2.21]. De asemenea mai de curând Southoff [2.22], Rieckart, [2.23], Gauss [2.24], Marquard [2.25], Hahn [2.26], Kühner [2.27], au studiat problema pentru calca ferată și pentru autobile, ca și Meincke - Röhrs [2.28] și Nordmann [2.29], date găsindu-se și în agenda auto Bosch ca și în cele feroviare Henschel [2.30] și Dunod [2.31].

După Southoff [2.22] coeficientul de rostogolire pe șine, care ne interesează, urmează aproximativ următoarea

lege: $\mu_r = a' + b' \cdot v^2$ unde $a' \approx 0,46 \cdot 10^{-3}$ și $b' \approx 0,6 \cdot 10^{-7}$

viteza v introducându-se pentru aceste valori în km, pe cînd la automobile legea este diferită ($\mu_r = a'' + b'' v$).

Nisiparea mărește coeficientul de frecare la rostogolire pînă la de 10 ori. De asemenea la roți de cale ferată cu

bandaje de cauciuc coeficientul de frecare la rostogolire este mult mărit (de cca. 7 ori după Sauthoff). Aceasta se explică prin mărirea volumului deformațiilor plastice în aceste cazuri.

În punctele de contact dintre roată și șină am arătat că se transmit acele forțe care preiau pe de o parte greutatea și asigură ghidarea vehiculului, iar pe de altă parte fac posibilă dezvoltarea forțelor de tracțiune și frinare.

Prin μ_r notăm coeficientul de frecare la rostogolire, care definește rezistența (frecarea de rostogolire). Dar rostogolirea are loc numai datorită faptului că între corp și suprafața de așezare prin angrenare plastică și elastică se naște o forță de aderență. Coeficientul ce o determină în raport cu apăsarea, este "coeficientul de aderență". Acest coeficient de aderență în repaus (static) este de fapt coeficientul de frecare static (cel dinaintea mișcării de alunecare a corpului). Valoarea lui, în cursul rostogolirii nu mai este aceeași, deoarece cei doi parteneri de rulare se schimbă în permanență, contactul făcându-se merou în alte puncte.

În repaus suprafața de contact dintre roată și șină este dată de relația:

$$F_{ks} = \frac{P}{p_{sm}} \text{ unde } P = \text{apăsarea totală}$$

Se poate admite că presiunea statică de curgere în condițiile date, este de 2 ori mai mare ca la suprafețe paralele deoarece roata și șina au profile diferite și prin această suprafața este mai redusă. La o sarcină de 10 tf și la o presiune statică de curgere presupusă de $p_{sm} = 100 \text{ kgf/mm}^2$, suprafața de contact devine $F_{ks} = 100 \text{ mm}^2$. În cursul mișcării lipsind timpul de deformare, suprafața este și mai mică, cu atât mai mică cu cât viteza este mai mare. După Birman [2.32], la $P = 10 \text{ tf}$ presiunea specifică este de regulă de 70 kgf/mm^2 și poate atinge dinamic valori pînă la 190 kgf/mm^2 .

Cauzele rezistenței de rostogolire se pot rezuma după cum urmează :

- Histereza elastică, provenind din deformarea mai rapidă decât redresarea, care este considerată cauza principală;
- Deformări plastice inerente, care consumă lucru mecanic;
- Alunecări din cauza contactului situat pe un profil conic;
- Alunecări din diferențe de dimensiuni între roți (cerc de rulare);
- Vibrații ce se produc la roți, osii, șine și vehicol;
- Prezența unor straturi intermediare (ex.: nisip)
- Trecerea prin curbe, care amplifică alunecările și determină frecări noi de conducere.

Cu referire la cele de mai sus se poate arăta că rezistențele de rulare cresc mult la neregularități de geometrie (ex.: creșterea rezistenței cu 0,4 kgf/tf pentru fiecare 1 mm de diferență între cercurile de rulare), iar în curbe pînă la 400 m rază, coeficienți de 0,1 - 0,2 kgf/tf față de 0,4 la 250 m, 0,7 la 150 m și peste 1,2 la 100 m rază.

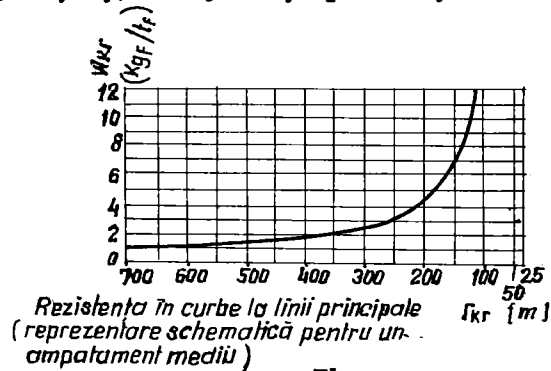


Fig. 2.25

Pentru clarificare, deosebim deci în domeniul frecării și aderenței, diferiți coeficienți care determină forțele respective și anume :

- $G \cdot \mu_0 = F_0$ forța de frecare la punerea în mișcare de alunecare a unui corp;

. // .

- G. μ = F forța de frecare în cursul mișcării de alunecare a unui corp;
- G. μ_n = Ff forța de frecare la rostogolire; și
- G. μ_a = Fa forța de aderență, care determină spre exemplu limita de alunecare în cazul patinajelor (la tracțiune) sau al blocajelor (la frinare).

Pentru cuplul oțel pe oțel uscat, valorile informative pentru cei 4 coeficienți de mai sus sînt :

$\mu_0 = 0,35$ $\mu = 0,30$ $\mu_n = 0,03$ $\mu_a = 0,33$	}	<p>Aceste valori sînt indicate numai pentru orientare. În practică un număr mare de factori le influențează, în genere reducînd valorile (straturi intermediare lichide sau gazoase) și uneori mărindu-le (ex.: nisip).</p>
--	---	---

De asemenea este de remarcat de la început că forța de aderență, sau "aderența" cum o vom numi curent, notată mai sus cu μ_a , este influențată în cazul tracțiunii sau a frînării și de alunecările longitudinale ce apar, precum și în cazul osiilor montate cu roți presate, cum se folosesc în practica feroviară, și de alunecările transversale, de răsucire și de egalizare a drumurilor ce apar obligator din cinematica înscrisurilor în cale.

După Tross [2.4] deosebim următoarele forțe ce apar la rostogolire la roțile de cale ferată :

- a) Forța de aderență F_{ca} , care corespunde cu forța tangențială transmisă la rostogolire, de către roată la șină în lungul acesteia (de fapt forța de tracțiune sau de frinare);
- b) Rezistența de rulare W_r , care trebuie învinsă la rostogolire; și

- e) Rezistența în curbe W_{kr} , care trebuie învinsă în mod suplimentar în curbe și care cuprinde și frecările de conducere.

Teoretic se cunoaște faptul, confirmat și experimental, că la orice mișcare de rostogolire, drumul parcurs, măsurat pe periferia roții și cel real parcurs de vehicol pe șină, nu sînt egale. Această diferență se definește ca "alunecare" sau "patinare".

Pentru a transmite fără alunecare forța de aderență în repaus, este necesară o secțiune de contact cu interpătrunderi reciproce :

$F_g = \frac{b \cdot hm \cdot okd \cdot l}{100}$ care rezultă din suprapunerea curbelor învăluitoare a celor două suprafețe, reprezentînd: b = lățimea; hm = încălțimea medie a asperităților; okd = procentul (dinamic) de contacte și l = lungimea.

Această secțiune preia în repaus și la ușoare deplasări forțele de aderență fără alunecare, deci fără deformări plastice noi și prin aceasta fără consum de lucru mecanic. În timpul mișcării de rostogolire sub sarcină sînt necesare forțe de învingere a rezistențelor, care produc deformări plastice și alunecare și prin acestea lucru mecanic.

În cazul rostogolirii, denumirea de "aderență" nu este poate cea mai potrivită, dar în schimb este cea folosită curent pe cînd termeni ca angrenare sau interacțiuni între părțile în contact, care ar fi tehnic mai expresive, nu se obișnuiesc și nu sînt practice. În cele ce urmează vom folosi exclusiv termeni de aderență sau forță de aderență, ca să exprimăm posibilitatea de transmitere de forțe tangențiale între roți și șine.

Pentru rostogolire, din cauza influențelor arătate, forța de aderență $R_{ks} = G \cdot \mu_{ks}$, depinde de un alt coeficient μ_{ks} , decît forța de aderență statică (de repaus) $R_b = G \cdot \mu_0$.

care depinde de coeficientul static de frecare la alunecare

μ_0 (unde G este sarcina pe roată).

De altfel aderența însăși, adică angrenarea, este o rezistență în două privințe și anume:

- deoarece se opune alunecării (patinării) prin crearea rezistenței de frecare necesare rostogolirii, deci mișcării (μ_r); și
- deoarece aderența (angrenarea) creează o rezistență de înaintare pentru a cărei învingere este necesară prestare de lucru mecanic, și a cărei valoare depinde de mărimea lui μ_{KS} și implicit de gradul de alunecare.

Deoarece alunecarea (patinarea) după cum s-a mai spus, are o mare influență asupra valorii aderenței, ca și asupra rezistenței de rostogolire și a trecerei prin curbe, precum și asupra uzurii și altor efecte secundare (ex.: marcaje pe șine), este necesar pentru înțelegerea deplină a procesului de rostogolire, să ne ocupăm mai întâi de diferitele feluri de alunecări și de cauzele lor.

2.3.2. - Alunecarea (patinarea).

Deosebit după From [2.33] două feluri diferite de alunecare :

- a) pseudo-alunecarea, care apare datorită deformărilor elastice, fără ca suprafețele să execute între ele mișcări de translație, și care se poate determina practic ca și prin calcul;
- b) alunecarea (patinarea), la care roata se rostogolește executând simultan și o mișcare de translație, și care în cazurile limită duce la rostogolirea pe loc a roții (tracțiune) sau la blocarea ei în translație (frinare). În cazurile limită frecarea este cea de alunecare obișnuită deoarece suprafața de rulare prin rotire pe loc alunecă pe același porțiune de șină; sau pe o porțiune a suprafeței de rulare, la blocare mereu același, de-a lungul șinei. În celelalte cazuri însă, cu toată alunecarea, suprafețele în contact sînt mereu altele, frecarea depinzînd (ca și aderența) în acest caz în mod esențial de procentul de alunecare (pe lîngă alte influențe).

Din punct de vedere al felului de producere și al felului de evoluție a alunecării putem face următoarea clasificare:

- după sens: - patinaj de înaintare (la tracțiune)
- - patinaj de încetinire (la frinare)
- după evoluție: - constant - și - variabil
- după cauză: - forțe de tracțiune, - forțe de frinare, egalizare de drumuri; - rezistențe în curbe, - frecarea buzei bandajului.
- după repartiție: - patinaj unilateral sau bilateral și egal sau neegal.

Teoretic, alunecarea (patinarea) se definește în procente în funcție de drum sau de viteză. Astfel drumul de alunecare $S_g = S_{ru} - S_f$ unde S_{ru} reprezintă drumul teoretic pentru raza de rulare de r_{em} , iar S_f este drumul efectiv parcurs de osie, iar alunecarea (patinarea) în % este :

$$\bar{v} = \frac{S_{ru} - S_f}{S_f} \cdot 100 \quad \text{respectiv} \quad \bar{v} = \frac{V_{ru} - V_f}{V_f} \cdot 100 \text{ con-}$$

siderînd viteze în loc de drumuri. Censul este pozitiv (+) la alunecare înainte și este negativă (-) înspre înapoi. Definiția este valabilă și pentru pseudo-alunecare.

La pseudo-alunecare putem deosebi două situații deosebite și anume, fără și cu forțe tangențiale.

În cazul lipsei unor forțe tangențiale, pseudo-alunecarea se produce prin deformarea elastică a roții și a șinei, roata în cursul trecerii fiind comprimată iar șina tensionată în zona de contact, cea ce scurtează circumferința și totodată lungeste șina, conducînd la un drum parcurs mai mic, decît desfășurata cercului de rulare. La roți de cauciuc aceste diferențe sînt relativ mari. Alunecare în aceste cazuri este totdeauna pozitivă și nefiind legată și de mișcări de translație, s-a denumit pseudo-alunecare.

În cazul prezenței unei forțe tangențiale, mai apar în roată și în șine și forțe de comprimare și de tensionare periferice și longitudinale care amplifică în cazul tracțiunii pseudo-alunecarea și o reduc în cazul frînării. La tracțiune roata se sprijină pe partea din spate iar la frînare pe cea din față a zonei de contact.

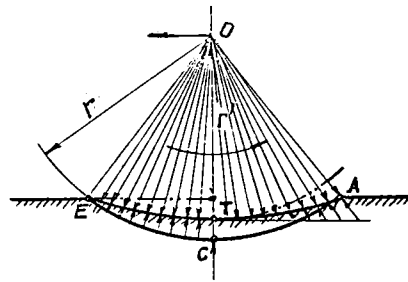


Fig. 2-26

Deformarea elastică a roții și a șinei la trecerea prin rostogolire fără forță tang. obținând linia de contact ETĂ, care determină, scurta-rea razei și $\sqrt{r} = \frac{R-r}{100}$, fără translație (pseudo-alunecare). r = raza normală și r' = raza scurtată.

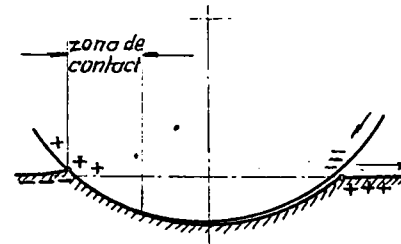


Fig. 2-27

Zone de întindere (+) și de comprimare (-) la deformarea elastică a roții și șinei la trecerea prin rostogolire cu forță de tracțiune, arătându-se și rezemarea în partea din spate a zonei de așezare a roții dând contactul arătat.

Diferite analize teoretice ale lui From [2.33], Föppl [2.20], Sonntag [2.34] și Bufler [2.35] ca și considerațiile teoretice ale lui Tross [2.4] și Kraft [2.5], precum și calculul și experiențele lui Kalker [2.36], Krause [2.37], Ollerton [2.38] și Frederich [2.39] au dovedit că zona de contact se împarte într-o parte aderentă și una de alunecare. Cele mai mari forțe aderente se obțin la alunecări mari, adică atunci când zona de aderență tinde spre zero, lucru valabil numai pentru pseudo-alunecare.

În cazul patinării (alunecare) la tracțiune, adică cu transmiterea de forțe tangențiale, legătura dintre aderență și patinaj a fost cercetată din diferite puncte de vedere, multe decenii de-a rândul fără să se ajungă după cca. 70 de ani de cercetare la epuizarea acestei teme din următoarele motive principale expuse de Krettek [3.40] :

1. - La cercetările de pînă acuma s-a pus accentul numai pe limita de aderență, deși prin aceasta se cuprinde numai o parte a aderenței totale.
2. - In cercetarea experimentală nu s-a luat în considerare că aderența longitudinală și transversală sînt mărimi independente, cum s-a stabilit recent, ceea ce implică valorificarea cu rezerve a acestor cercetări.
3. - Noile cunoștințe au arătat că mersul vehiculelor este puternic influențat de coeficienții de aderență longitudinali și transversali, cunoașterea relațiilor fiind astfel necesară pentru analiza teoretică a mersului vehiculelor și pentru dezvoltarea celor de mare viteză.
4. - Vitezele mari de demaraj și accelerațiile mari de frinare, presupun dotarea vehiculelor cu dispozitive corespunzătoare de reglaj și de protecție, pentru a căror construcție, aderența limită, trebuie să fie suficient de bine cunoscută.

Ca urmare a mai bună cunoaștere a legilor de aderență, decît se credea necesar pînă acum devine necesară, ca și cunoașterea variațiilor ei. Mișcarea osiilor nu se poate calcula numai pe baze cinematice, așa cum s-a considerat de Klingel [2.41] și de Heumann [2.42], deoarece chiar la osii libere montate, individuale, trebuie să se conteze cu alunecări forțate transversale și longitudinale, care influențează substanțial legea aderență-alunecare.

Cunoașterea legii aderență - alunecare, adică a legăturii dintre aderență și alunecările ce apar, este necesară pentru a putea obține dintr-o relație dinamică, oglindind condițiile cinematice ca și legile de mișcare ale sistemului com-

plex de mase (într-o stare de echilibru cu forțele elastice, înclinările, forțele de reazem și frecările), rezolvări privind mersul vehiculului. Pentru rezolvarea numerică a unui astfel de sistem pe lângă mase, constante elastice și de amortizare, trebuie să fie cunoscute construcția osilor precum și legea aderență - alunecare.

În cazul tracțiunii, la alunecările transversale, se adaugă și cele longitudinale pe șină, alunecarea rezultantă putând avea orice direcție după cum arată Borghesani [2.43].

Cum alunecări transversale și longitudinale apar la orice osii montate în curbe, calculele privind calitățile de mers (ex.: șerpuirea) cu rezultate precise nu sînt posibile, cu ajutorul actualelor relații și prin aceasta nici stabilirea de criterii mulțumitoare pentru mersul osiei sau al vehiculului.

De asemenea cunoașterea exactă a legăturii dintre aderență și alunecare mai este necesară pentru realizarea unor demaraje și frînări rapide, deoarece o sporire a caracteristicilor de tracțiune a vehiculelor motoare se poate face numai folosind pînă la limită aderența și evitînd patinajele și blocările de roți.

Pentru acest lucru sînt necesare dispozitive de protecție și de prevenire, care trebuiesc concepute pe baza cunoașterii evoluției aderenței funcție de alunecare, aceasta putînd astfel servi ca mărime de referință, la atingerea unei anumite valori admise, putîndu-se reduce forța de tracțiune, pentru a se evita patinajul.

Despre patinajul (alunecarea) în cazul tracțiunii se știe în prezent după lucrările lui Weber [2.44] și ale lui Schwend [2.45] ca și din cercetările din domeniul automobilis-

tic și al aviației că aderența evoluează în funcție de alunecare, aceasta *crescînd* în faza de producere pînă la *cca.* $\bar{U} \approx 1\%$, și scăzînd la procentaje superioare ale alunecărilor (fig. 2.28).

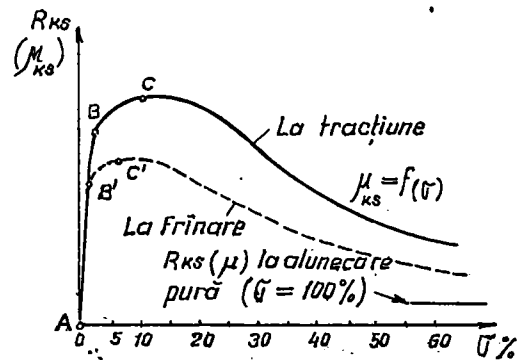


Fig. 2.28

Variația aderenței în funcție de alunecare după Trossși Grossman

[2.46].

Măsurătorile făcute sînt numai orientative, deoarece pe de o parte s-a luat în considerare numai alunecarea pozitivă longitudinală (în direcția șinei), iar pe de altă parte măsurătorile au fost efectuate numai pentru o singură viteză de mers de 40 km/h.

Din cele cunoscute din tracțiunea automobilă se poate presupune că la alunecarea negativă (frînare) evoluția este asemănătoare (după linia întreruptă); iar în cazul altor viteze că valorile aderențe cresc spre vitezele mai mici și se reduc spre cele mari, încadrîndu-se cu valorile medie pe curbele lui Curtins și Kniffler [2.47]. Date mai precise din măsurători lipsesc însă cu desăvîrsire pînă în prezent.

Pentru ilustrarea evoluției aderenței am încercat să ne imaginăm o familie de curbe spațiale care să redea evoluția aderenței, funcție de alunecare pentru diferite viteze de mers

adică $\mu_{KS} = f(\tilde{v}, v)$; obținînd imaginea din figura alăturată 2.29. Știînd însă că alunecarea se poate naște în orice

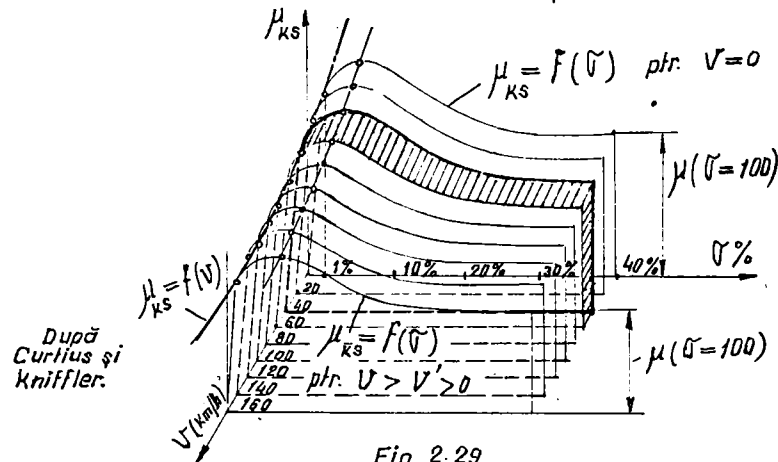


Fig. 2.29
Evoluția presupusă a aderenței
funcție de alunecare obținută
prin extrapolarea și combinarea
datelor cunoscute (Tross; Curtius
și Kniffler, Weber)

direcție, modelul imaginat are numai o valoare limitată după cum se va vedea mai departe.

Forțele tangențiale ne imaginăm că se transmit de la roată la șină și invers prin :

- angrenarea microasperităților celor doi parteneri;
- prin sprijinirea în locașul de așezare al roții, deformat plastic și elastic;
- prin straturi intermediare care duc la o angrenare suplimentară (nisip, eroziuni, corosiuni) sau la reducerea angrenării prin producerea unui fenomen de portanță (lichide, gaze).

În această situație, la sprijinirea în locaș, se produc fenomenele descrise anterior, care provoacă alunecarea respectiv pseudo-alunecarea, deși roata se rotește cu viteză unghiulară constantă, în special în cazurile în care acționează și forțe tangențiale.

Atîta timp cît alunecarea nu depășește cea.1%, se produce aderența, apoi pînă la cca. 10% alunecare, ea crește încă

pentru ca apoi la valori mai mari să scadă pînă la valoarea frecării de alunecare, atunci cînd alunecarea atinge 100%.

Din cauza alunecării, vitezometrele acționate de osii cu roți motoare sau frinate, indică valori eronate și chiar cînd rulează libere mai rezultă erori din cauza alunecărilor provocate de curbe, de egalizarea drumurilor, etc. Valori exacte se pot obține numai cînd acționarea s-ar face de la roți libere de a se roti pe osie și cu sarcini reduse.

Patinajele (alunecările) se pot grupa în funcție de raportul dintre viteza periferică a roții și viteza vehiculului după cum urmează (Tross [2.4]):

- a) alunecare pozitivă (tracțiune) cu turație mărită și alunecarea în direcția de rulare a roții; și
- b) alunecare negativă (frinare) cu turație redusă și alunecare în direcția contrară rulării roții.

- Alunecările pozitive pot cuprinde :

- a.1. - Suprarotire unde $v_{ru} > v_f$ iar $\tilde{\nu} > 0\%$
- a.2. - Patinaj total unde $v_{ru} < 2v_f$ iar $\tilde{\nu} < 100\%$
- a.3 - Patinaj pe loc unde $v_f = 0$ iar $\tilde{\nu} = \infty$

- Alunecările negative pot cuprinde :

- b.1. - Subrotire unde $v_{ru} \leq \frac{v_f}{0}$ iar $\tilde{\nu} \geq -100\%$
- b.2. - Blocare roată unde $v_{ru} = 0$ iar $\tilde{\nu} = -100\%$
- b.3. - Alunecare inversă unde $v_{ru} = \text{negativ}$ iar $\tilde{\nu} > -100\%$
(invers)

Clasificarea de mai sus a alunecărilor se redă și sub formă de diagramă (fig. 2.30), din acestea rezultînd clar diferitele grupări și feluri de alunecare, unde :

v_{ru} = vit. periferică; și

v_f = vit. vehiculului.

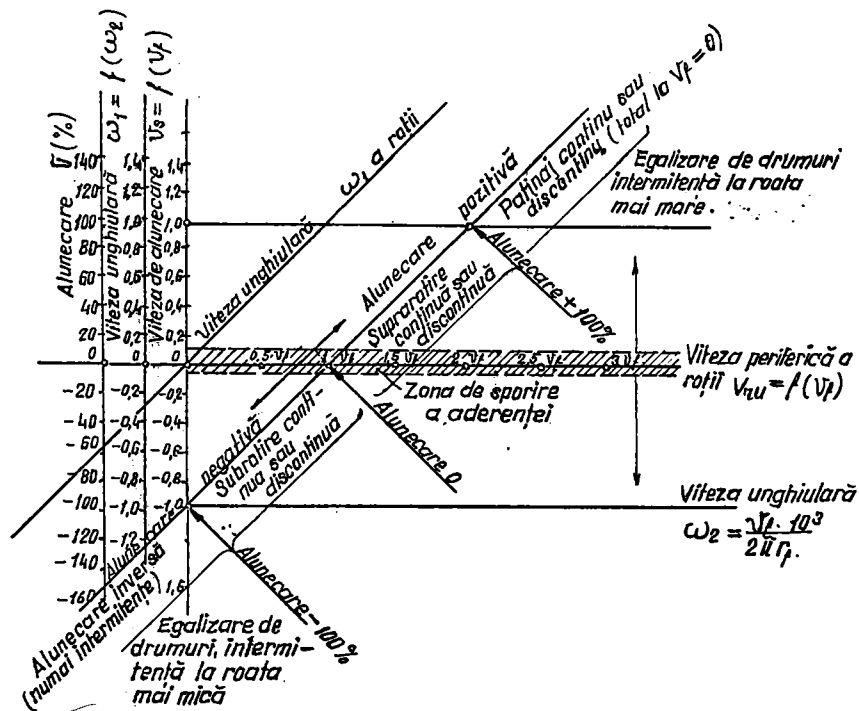
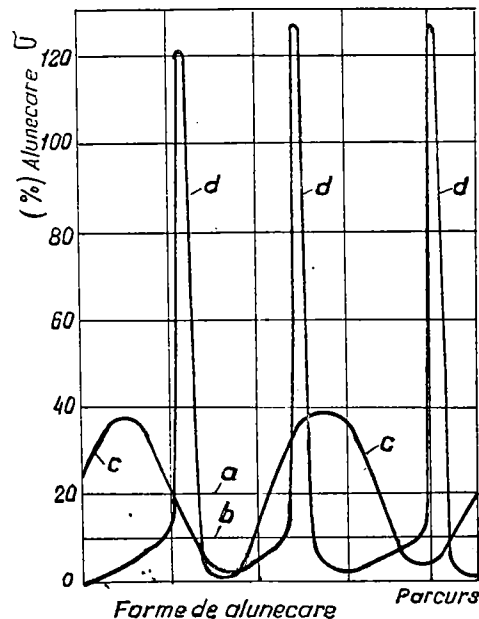


Fig. 2-30

Alunecările însă nu trebuie să fie constante, ele putînd varia. Deosebim deci :

- alunecarea continuă, aproape constantă;
- alunecarea discontinuă, cu valori variabile dar care nu devine zero;
- alunecarea intermitentă, care constă în apariții de scurtă durată.

Pentru o mai bună pricepere a acestor fenomene, ele au fost trasate într-o diagramă alunecare - parcurs (fig.2.31).



- Forme de alunecare
- a) - alunecare continuă ce reduce aderența.
 b) - alunecare continuă cu (aderență max. la tracțiune).
 c) - alunecare discontinuă.
 d) - alunecare intermitentă.

Fig. 2.31

Repartiția alunecării pe roți va fi în genere neegală din cauza diferențelor de diametru, de drumuri și de forțe tangențiale sau de ghidare ce pot apare. Aceasta duce și la discontinuitatea alunecărilor. Un astfel de caz tipic îl reprezintă trecerea de pe o roată pe cealaltă a cuplului principal de tracțiune, cum este cazul la locomotivele acționate prin biele (ca și la cele cu aburi), sau la egalizările de drum, cazuri în care cuplul se transmite la a doua roată intermitent sau discontinuu prin torționarea și destorsionarea osiei.

Alunecarea implică prestarea unui lucru mecanic, datorită în special deformărilor plastice ale suprafețelor, pe lângă cel necesar accelerării și retardării mișcărilor, care parțial se recuperează ca și cel folosit pentru deformările plastice.

Lucrul mecanic de alunecare A_s pentru o sarcină pe osie P este :

$$A_s = \frac{P \cdot \mu_{KS} \cdot \bar{v} \cdot Sf}{100} \quad (\text{în kgm}) \text{ unde Sf este } \textit{Sf} \text{ drumul osiei}$$

Iar alunecarea specifică :

$$W_s = 10 \cdot \mu_{KS} \cdot \bar{v} \quad (\text{în kg/t})$$

Cum la rostogolire apar în cazul transmiterii de forțe tangențiale întotdeauna și alunecări, rezultă că la tracțiune și frînare, ca și la egalizarea de drumuri, se consumă un lucru mecanic, care crește odată cu alunecarea \bar{v} și care mărește coeficientul de aderență μ_{KS} . La procese intermitente de egalizare cu alunecări de peste 100% în locul coeficientului de aderență μ_{KS} , apare coeficientul μ de frecare la alunecare.

Despre forța de aderență $R_{ks} = P \cdot \mu_{KS}$ care se poate transmite partenerului în procesul de rostogolire, se poate arăta că a fost determinată ca maximă :

- la cca. 10% alunecare (de Barwel - [2.48]) pentru cuplul roată - șină; și
- la cca. 30% alunecare pentru cuplul anvelopă - șosea.

După mai mulți cercetători reiese că: - μ_{KS} este la accelerație dependent de viteză și la frînare aproape independent (Metzkow [2.13], Meinake-Röhre [2.28] și experiențe SBB [2.49]); - μ_{KS} scade la umezirea șinelor, cu atât mai mult cu cât pelicula intermediară este mai poluată (praf, frunze, insecte, ulei), - μ_{KS} crește cu rugozitatea, precum și la pelicule intermediare cristaline sau speciale (nisip, eroziuni, soluții speciale), dacă aceste straturi nu sînt prea fine și prea groase.

Coeficienții de aderență determinați experimental de Metzkow [2.13] la frînare sînt : umezit 0,09 - 0,16; ud 0,17-0,22; uscat 0,17-0,25 și uscat nisipat 0,30-0,40; iar

după Chandler [2.59] la accelerare și fără depășirea alunecării optime s-au obținut valori experimentale maxime de $\mu_{ks} \approx 0,5$ la 1 km/h și de $\sim 0,3$ la 100 km/h. Deși Barwel [2.48] a determinat pe ștand coeficienți de aderență mult mai mari, pînă la cca. 0,8, chiar la viteze ridicate, în practică nu se poate conta pe astfel de valori. Cea ce este însă stabilit experimental pentru exploatare este faptul că practic se poate conta la frinare pe o aderență ce nu scade sub 0,18, chiar la vitezele cele mai mari (Sachs - [2.51]; Zăcănescu [2.52]).

Influența alunecării constatată experimental (pe șină și pe șosea) la tracțiune și accelerare și mai general la frinare, și anume de creștere a aderenței (pînă la 10% feroviar, respectiv 30% alunecare pe șosea), este necesar să fie fundamentată și teoretic.

Prin alunecare am arătat că se consumă lucru mecanic care se transformă datorită deformărilor plastice în căldură, ridicînd temperatura partenerilor cuplului de frecare. Aceasta duce la mărirea suprafețelor de contact, la adîncirea interpenetrărilor și la sporirea volumului deformat plastic și a coeficientului de alunecare.

Ca și în cazul frecării, la patinare, micro- și macro-asperitățile ce se interpenetrînd sînt deformatate sau forfecate, ceea ce duce la o ridicare locală de temperatură de foarte scurtă durată după relația :

$$T = \frac{p \cdot v_m}{0,427 \cdot c \cdot \beta} \quad (\text{în } ^\circ\text{C})$$

iar pentru oțel de bandaje fiind valabil: c. $\beta = 0,86$ (în $\frac{\text{cal}}{\text{cm}^3 \cdot ^\circ\text{C}}$)

obținem: $T = \frac{p \cdot v_m}{0,37}$ (în $^\circ\text{C}$) unde $p \cdot v_m$ depinde de $V_s =$ viteza de alunecare.

Relația este valabilă pentru volume deformatate 100% și derivă din transformarea energiei de deformare în căldură. La straturi parțial deformatate se poate introduce în relație un

factor de deformare x' în sensul reprezentării raportului dintre gradientul drumului de deformare față de grosimea stratului, obținind : $\sqrt{\lambda} = \frac{p_{vm} \cdot x'}{0,37}$ (în °C); la 100% deformare $x' = 1$.

Aceste relații, deși simple, explică după Tross [2.47] toate rezultatele cunoscute din practică și cercetări. Ea ne spune că creșterile momentane ale temperaturilor locale (punctele calde) sînt o funcție a presiunii maxime parțiale de deformare Δp_{vmax} și a factorului de deformare (care pentru stratul superficial poate fi luat $x' = 1$). Δp_{vmax} poate să devină apreciabil mai mare ca p_{vm} și crește cu curgerea dinamică, viteza de alunecare V_r , și cu forțele de ciocnire, în cazul lovirii asperităților între ele, precum și la solicitări vibratorii.

Producerea totală de căldură în zona de contact deformată corespunde cu lucrul prestat de deformarea plastică. Temperatura medie a zonei se calculează din lucrul mecanic specific și din volumul deformat. Cu cît volumul este mai redus, prin creșterea presiunii de curgere și deformare, cu atîta crește temperatura zonei, deoarece cantitatea de căldură produsă este aceeași. La o prea mare încălzire se ajunge la frecare semifluidă.

Ca urmare se poate presupune că sporirea aderenței pînă la 10% alunecare, în cazul tracțiunii, este urmarea stabilirii prin încălzire a unor condiții optime a angrenării partenerilor. În acest caz randamentul aderenței este de 90%, deoarece 10% din putere se transformă în căldură la punctul de contact roată-șină. Ca urmare folosirea în practică a unor astfel de alunecări mari este justificată numai la procesul de pornire și la viteze foarte mici unde forțele de tracțiune sînt excedentare. La restul procesului de tracțiune, alunecarea este indicată să fie menținută la valori mai mici, în jurul a 1%,

la care se obțin încă aderențe suficiente, mai ales că odată cu sporirea vitezei forțele de tracțiune scad (conform relației $P.v. = N \cdot \eta \cdot 270$).

Influența vitezei asupra aderenței a fost determinată experimental atât pentru tracțiune cât și pentru frînare.

Din aceste determinări a reeșit că aderența scade cu viteza la tracțiune (Curtius și Kniffler [2.47]), fiind însă aproape independentă de viteză la frînare (Metzkow [2.13]). Acest lucru se explică teoretic prin faptul că la tracțiune roata se reazemă pe zona de contact spre eșire unde temperaturile sînt mai ridicate și anume cu cît viteza este mai mare; pe cînd la frînare roata se reazemă pe partea de intrare mai puțin caldă.

Deși aderența rămîne la frînare aproape constantă, în practică este necesar ca la viteze mici să se limiteze mai jos cuplul de frînare. Aceasta derivă din faptul că la vitezele mici coeficientul de frecare dintre saboți și roată este mai mare, și prin urmare fără o astfel de măsură, un cuplu de frînare determinat pentru viteze mari ($\mu_g \approx 0,05$), devine de peste 2 ori mai mare la vitezele mici ($\mu_g \approx 0,2$), blocînd roata, deoarece acum depășește mult forța de aderență ce a rămas aproape constantă în cazul frînării (fig. 2.32 și 2.33).

1. Criteriul Curtius și Kniffler
2. Criteriul Kather
3. Banda de împrăștiere

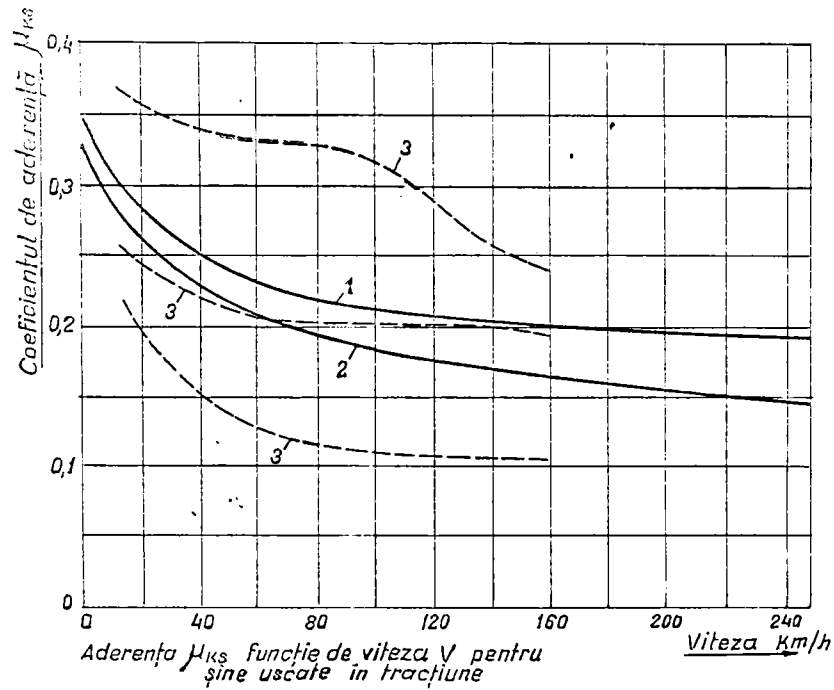


Fig. 2-32

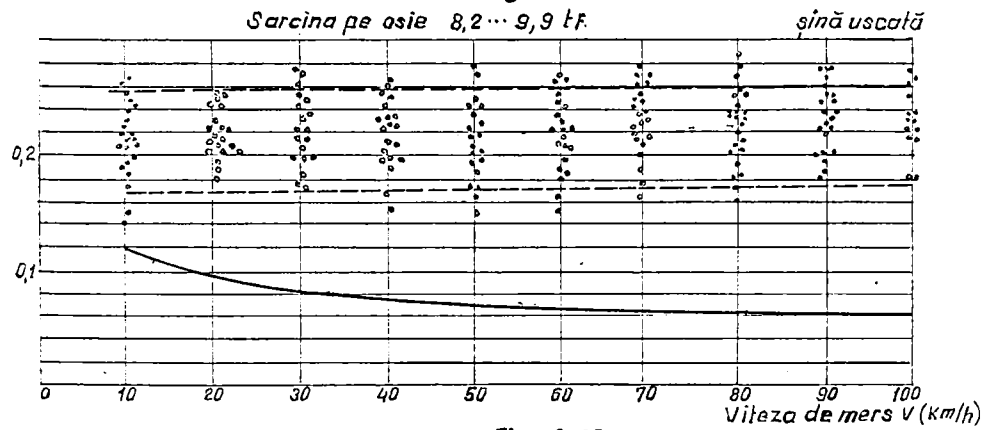


Fig. 2-33

Aderența μ_{KS} și coeficientul de frecare μ_g (roată-sabat) în funcție de viteză de mers V în cazul frînării (după Metzkwow) [2-13]

2.3.3. - Rezistența în curbe, egalizarea de drumuri și uzura

O altă influență importantă asupra mersului, a aderenței ca și asupra rezistențelor de rulare și de trecere prin curbe o prezintă și diferențele de drum ale celor două roți ale unei osii, precum și egalizarea lor.

În aliniament osia montată nu se rostogolește - din cauza posibilităților de deplasare laterală și a așezării oblice, pe cercurile de rulare teoretice, ci pe altele reale cu raza r_0 , care se modifică mereu din cauza profilului conic al bandajelor după cum a arătat încă Heumann [2.42], Nothen [2.53] și Wels [2.54].

În curbe drumul pe șina exterioară este prin definiție mai lung cu $\overline{r_{KZ}} = \frac{150}{r_{KZ}}$ (în %) față de cel de pe șina interioară, dacă ecartamentul de rulare este de 1500 mm, iar r_{KZ} este raza de curbura a liniei. În funcție de r_0 , diferența de mai sus poate fi mai mare, sau mai mică, pînă la egalizarea drumurilor și chiar mai mult, dacă curba este largă și concitatea bandajelor mare. La bandaje cu profil cilindric există întotdeauna diferențe pozitive de drum (la $r_{KZ} = 150$ m de 1% și la 500 m de 0,3%). Aceste diferențe de drum provenite din curbe sau din diferențele cercurilor de rulare în aliniament, duc la serpuirea mersului și împiedică o ghidare continuă a buzei bandajului pe șină. Numai în cazul roților libere pe ax, nu se produce așezarea oblică și nici cupluri de torsiune, nu apare serpuire; iar bazele bandajelor păstrează în permanență contactul cu șina, uzîndu-se corespunzător (Asperberg [2.55] despre expresul KLL).

La osii montate normale drumurile tehnice să se egalizeze, ~~să~~ ~~ca~~ ~~ce~~ nu poate avea loc decît prin alunecare, existînd 3 posibilități teoretice pentru aceasta și anume: - alunecare

carea continuă sau discontinuă a roții mai mici în direcția de mers dar contrar sensului de rotație (alunecare negativă); - alunecarea continuă sau discontinuă a roții mai mari în direcția de rotație dar contrar sensului de mers (alunecare pozitivă); și - în aliniament prin rotirea mai rapidă a roții mai mici sau a roții cu rezultantă pozitivă a diferenței de drumuri, apărând un cuplu progresiv de torsionare, care se destinde prin alunecări orientate negativ la roata mai mică și pozitiv la cea mai mare; egalizări la care contribuie și alunecările datorită forței de aderență, funcție de cuplul de torsionare.

Cuplul de torsiune care se naște prin răsucirea osiei este :

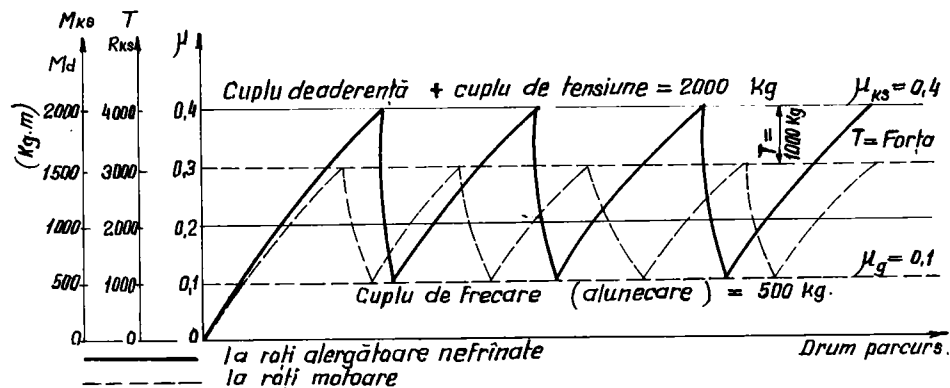
$$M_d = \frac{\pi}{32} \cdot d_A^4 \cdot G_A \cdot \frac{\psi}{l_A}$$
 unde reprezintă d_A = diametrul osiei, l_A = lungimea, G_A = modulul de elasticitate transversal și $\psi = \frac{S_V}{r_f}$ = unghiul de răsucire, fiind S_V = alunecarea și r_f = raza cercului de rulare. Calculînd astfel un exemplu cu $d_A = 145$ mm, $G_A = 8500$ kg/mm², $r_f = 500$ mm, $l_A = 1250$ mm și $S_V = 1$ mm, rezultă :

$M_d = 0,6 \cdot 10^6$ kg mm; cea ce conduce la o forță periferică de torsionare de 1200 kg, și la 5 t/roată la un coeficient de aderență $\mu_{ks} = 0,24$ necesar ca să producă torsionarea. Aceasta duce la constatarea că la vagoane goale se face altfel egalizarea drumurilor parcurse, și anume la drumuri de torsionare cu atîta mai mici, cu cît sarcinile pe osie sînt mai reduse. Destinderile nu se fac de regulă complet, astfel încît noua torsionare începe de la o anume valoare dată. Destinderea completă are loc spre exemplu la ridicarea pe cric a unei roți și s-a dovedit la astfel de experiențe, că apar reveniri cu drumuri de cîtiva milimetri (max. 4 mm). În orice caz chiar la roți motoare nu poate torsionarea, respectiv drumul de torsionare să depășească valorile limitate de aderență și de varia-

țiile acestora funcție de alunecări, și funcție de descărcările de sarcini datorită mișcărilor pe linie. În cazul roților frânate, forțele de frinare contribuie și ele la modificarea torsionărilor la care au loc egalizările, întârziind egalizarea.

În general se poate spune că nu este încă clarificat dacă egalizările de drum au loc mai mult la roata mare cu alunecare pozitivă sau la roata mai mică cu alunecare negativă (pentru ultimul caz pledează faptul că la aderență egală, cuplul rezistent este mai întâi atins la roata mai mică și că aderența este mai mică la alunecările negative la viteze mici și medii). De asemenea lipsesc date care să determine în ce măsură coeficienții de aderență determinați pentru tracțiune și frinare se pot transpune pentru diversele alunecări pozitive și negative ce apar.

La diagrama alăturată fig. 2.34 se vedă un model pentru procesul de torsionare și destindere după Tross [2.4] pentru roți motoare.



Torsionarea și destinderea

La roțile frânate, forța tangențială reduce forța de aderență disponibilă pentru torsionare (ce rămâne disponibilă la roata mai mică), însă în schimb se adaugă cuplul de frinare,

cea ce face ca limita de alunecare să se atingă mai târziu. Astfel drumurile de torsionare devin mai lungi; iar destinderea mai puțin bruscă.

În cazul bandajelor cilindrice egalizarea drumurilor se poate face la roata exterioară prin alunecare negativă sau la cea interioară prin alunecare pozitivă. Sarcina pe roata exterioară fiind de obicei mai mare, pe de o parte, iar forța de conducere acționând tot acolo, pe de altă parte; lucrul mecanic necesar alunecării este mai sporit, astfel încât egalizarea drumurilor va avea loc în special la șina interioară.

În curbe la rezistențele de rostogolire se adaugă rezistențele specifice trecerii prin acestea. În tabelul ce urmează aceste rezistențe au fost grupate pentru a ne permite o imagine mai bună a situației.

Lucrul de frecare.	Forțe de frecare kgf.	Rezistențe parțiale kgf/tf.	Rez. parțiale la $\mu_{vs} = 0,2$; $\mu_{sp} = 0,26$; $\mu_{ks} = 0,2$
Lucrul lateral de ască a celor 4 roți	$4 \cdot P \cdot \mu_{vs}$	$W_{vs} = 4\mu_{vs}$	pt.: $\eta_{kr} = (500m) \dots 0,08$ $= (100m) \dots 0,40$
Lucrul longitudinal al bandajului	$P_{sp} \cdot \mu_{sp}$	$W_{spl} = \frac{a_{spl} \cdot P_{sp} \cdot \mu_{sp} \cdot 10^3}{4nL \cdot \rho}$	pt.: ($P_{sp} = 1,28$) $1,1 \div 3,1$
Lucrul vertical al bandajului	$P_{sp} \cdot \mu_{sp}$	Funcție de $W_{spv} = \frac{10 \mu_{kr} \cdot \check{r}_n}{2}$	$W_{spv} = 0,4 \div 4,8$
Lucrul de drum al roții	$2 P \mu_{kr}$		pt.: ($\check{r}_r = 0,5 \div 1,5\%$) $0,5 \div 1,5$

unde reprezintă: - W_s = rezistența de rostogolire; r_{kr} = raza

curbei; - P_{sp} = forța de deviere laterală la o roată; -

μ_{sp} = coeficientul de frecare a buzei bandajului;

- W_{spv} = rezistența frecării verticale la buza bandajului;

- \check{r}_{kr} = diferență de lungime în curbă; \check{r}_r = diferență de

drum în curbă și W_{sw} = rezistență specifică în curbă.

O problemă pentru circulația prin curbe este uzura mărită la buzele bandajelor. Aceste uzuri sînt influențate de raza curbei, viteza de circulație și de jocul în cale. Cu cît jocul este mai mare, cu atîta unghiul de atac α crește și odată cu el și drumurile de alunecare în special la buza bandajului, ceea ce duce la mărirea uzurilor. Ca măsuri de reducere a uzurii pot servi cele ce micșorează deformarea plastică, și anume :

- Unghiuri mici de atac, prin joc redus în cale, care reduc alunecările;
- Durificarea suprafețelor de contact ale șinelor și bandajelor;
- Stratouri intermediare viscoase (ex.: ungere).

Ca urmări ale alunecărilor de tot felul ce apar la roți și șine se pot indica durificările de suprafețe prin încălzirile locale ce se produc. Din structura feritică, după viteza de răcire se obțin structuri mai dure în ordinea: perlită, sorbita, troastită, și martensită. Probabil că se realizează mai întîi structuri perlitice la care prin creșterea durității se obțin mai repede temperaturi ridicate care duc în continuare la structuri și mai dure. În general pe suprafețe se pot constata durificări martensitice care dovedesc că au avut loc încălziri locale ridicate (peste punctul de transformare A_{C3} cca. 900°C) și răcirii rapide corespunzătoare (de 1,3-1,5 sec., pentru cca. 350°C reducere de temperatură).

Uzura se explică prin forfecarea unor părți a microasperităților, producîndu-se eroziuni metalice sau oxidice, funcție de gradul de încălzire. Uneori la încălziri mari la frînări puternice se produc plastificări și lichefierii locale, părțile îndepărtate aglomerîndu-se sub forma de folii martensitice.

tice conform fotografiei alăturate, sau sub formă de solzi. In alte cazuri la patinaje violente de asemenea materialul plasticat este evacuat sub forma de folii martensitice de dată aceasta din șină în special conform fotografiilor alăturate și a schiței (fig. 2.35; 2.36; 2.37; 2.38).

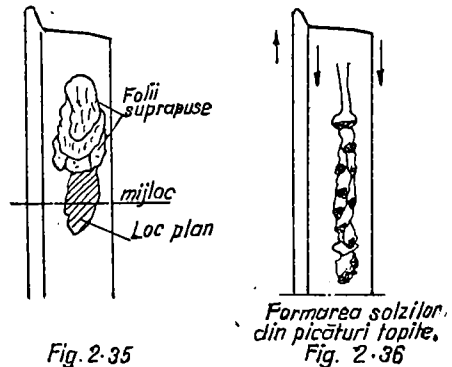


Fig. 2.35

Formarea solzilor
din picături topite.
Fig. 2.36Schimbarea locului de patinare prin
influența foliilor durificate.Folii sudate produse la blocarea roții.
Fig. 2.38

Folii pe șină (Foto Holban) Fig. 2.37



Folii pe șină cu repetare. (Foto Holban)

Tot o formă de uzură sînt și marcajele pe șine la care părțile lucioase sînt mai ridicate și cele adîncite coroăzate sau murdărite, iar forma este adesea de cremalieră, ca și ondu-lațiile care sînt peste tot lucioase și au distanțe mult mai mari între valuri față de marcaje.

Cu toate că în ultimii 50 de ani producerea acestor uzuri a preocupat cercurile de specialitate și că s-au scris peste 400 de articole asupra lor după cum arată Birmann [2.32]

și Fink [2.57], cauzele lor, după noile concepții ale lui Tross [2.4] sînt încălzirile ce apar din alunecări în cazul rostogolirii, ceea ce corespunde în genere și cu alte păreri anterioare care presupuneau alunecările (ca și vibrații, coroziuni, etc.) drept cauze principale ale acestor fenomene. Tross [2.4] s-a străduit să demonstreze cu argumente și constatări practice punctul său de vedere, care pare cel mai apropiat de realitate. Pentru producerea de marcaje sînt necesare temperaturi locale foarte ridicate, care nu apar decît după o prealabilă incubare a șinei prin durificarea suprafeței, lucru ce s-a dovedit în S.U.A. prin frezarea de marcaje în șina nouă, care nu s-au menținut, ci s-au egalizat prin uzură, ea neavînd încă duritatea suficientă.

2.3.4. - Concluzii

În concluzie se poate susține că pe bază de date experimentale confirmate în mare măsură și prin calcule, rezistențele ce apar în aliniament și în curbe la rostogolire se datoresc cauzelor arătate anterior din care cea mai mare parte revine deformațiilor plastice ale structurilor superioare ale suprafețelor aflate în contact. Aceste deformații plastice produc lucru mecanic care se transformă în căldură, dând local temperaturi foarte ridicate ale microasperităților. Pe această bază s-au analizat diferitele feluri de alunecări, aderența și rezistențele de rulare, ca și marcajele pe șine și undulațiile. Toate acestea conduc la concluzia că există diferențe între părerile actuale și cele considerate pînă în ultimii ani drept cunoștințe convenționale, în special cu privire la :

- Producerea și interdependența dintre frecarea de aderență și cea de alunecare precum și cu privire la forțele aferente acestora;
- Dependența de viteză a coeficienților de frecare și de aderență;
- Ridicările momentane de temperatură în punctele de contact;
- Încălzirea la rece și cea din cauza ultrasunetelor;
- Refacerea permanentă a asperităților pe suprafețele de frecare și rostogolire;
- Apariția marcajelor și undulațiilor pe șine.

Din materialul prezentat mai reiese faptul că în timpul frecării (de alunecare) și mai puțin la rostogolire, apar deformații plastice care consumă lucru mecanic, ireversibil, și-l transformă în căldură. Acest lucru mecanic datorită deformațiilor plastice, și căldurii degajate, poate explica după cum s-a arătat toate constatările practice experimentale legate de fre-

careea de alunecare (roată - sabot), ca și cele legate de rostogolire (roată - șină).

Ca urmare se poate accepta concluziile unor autori ca Tross [2.4], Drescher [2.57], Söttner [2.58], Kraft [2.5], etc. care susțin că deformările plastice sînt principala cauză a frecării, și că sudurile locale, vibrațiile și interacțiunea moleculară au numai roluri foarte limitate în procesul de frecare.

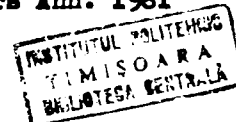
În capitlul ce urmează se va analiza în continuare mai în detaliu problema frecării statice, cauza aderenței care prezintă pentru tracțiunea feroviară și pentru lucrarea de față o deosebită importanță.

BIBLIOGRAFIE LA CAPITOLUL 2.

- 2.1 Lexiconul Tehnic Român -
Editura Tehnică 1961 - pag. 225.
- 2.2 International dictionary of physics and electronics -
Dvan Nostrand Comp Princeton, New Jersey 1961 pag. 504.
- 2.3 de Coulomb - Theorie des machines simples en ayant égard
au frottement de leur parties et a la roideur des cordages -
Histoire des Sciences avec des Memoires de Mathematique
et de Physique 10 - Paris 1785 pag. 161-332.
- 2.4 Tross - Der Mechanismus der Reibung Glassers Ann.1962 No.5,
11 și 12 și 1963 No 6/7.
- 2.5. Kraft - Die Rollreibung bei veränderlichem Reibwert -
Dissert 1968 Wien; - Die Haftreibung - El.Bahnen No 6, 7,
8 și 9 - 1968.
- 2.6 Vasileș și Biță - Procese de lubrificație, frecare și
uzură la suprafețe metalice -
Editura Academiei RSR - București 1967.
- 2.7 Palfi - Technische Rundschau No 14 1969 - Berna
- 2.8 DIN 50281
- 2.9 Molykote - München (a se vedea și la 2.4.
- 2.10 Stribeck - Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit -
und Rollenlager ZVDI 1902 pag. 1341.
- 2.11 Bowden-Tabor - Reibung und Schmierung fester Körper -
Springer V. - Berlin 1959 pag. 14-211.

- 2.21 Hütte - Manualul inginerului București 1947 - Editura AGIR, pag. 395-404; Hütte V b.
- 2.13 Metzkow - Ergebnisse der Versuche für die Ermittlung des Reibungswertes zwischen Rad und Bremsklotz - Glassers Ann. 1926 No 11 pag. 157.
- 2.14 Kehl-Siebel - Untersuchungen über das Verschleissverhalten der Metalle bei gleitender Reibung. Archiv für Eisenhüttenwesen. Mai 1936 pag. 563.
- 2.15 Holban - Aderența locomotivelor Diesel. Referat I pentru teza de doctorat la Institutul Politehnic Traian Vuia - Timișoara 1971 pag. 13 și 19.
- 2.16 Marcelin - Feinstruktur der Grenzphase Der Maschinenschaden. Heft 5/70 - Allianz Versicherungs AG - München und Berlin (Aufsatz von Barthel).
- 2.17 Wood - A practical treatise on railroads London 1838 pag. 383.
- 2.18 Poirée - Memoire C.R. Trav. Soc des Ing. civils - Paris 1853.
- 2.19 Dupui - Essais et experiences sur letirage des voitures et sur le frottement de seconde espece - Paris 1937 pag. 63.
- 2.20 Föppl - Die strenge Lösung für die rollende Reibung. Leibnis Verlag - München 1947.
- 2.21 Wolf - Lehrbuch der technischen Mechanik starrer Systeme - Wien 1947 pag. 117.
- 2.22 Sauthhoff - Über die Möglichkeit zur Berechnung der Bremswege von Eisenbahnzügen. Glassers Ann. 1961 No 2. pag. 117.

.. // ..



- 2.23 Rickert - Bertimmung des Luftwiderstandes von Kraftfahrzeuge durch Auslanfversuche im vergleich mit Modellmessungen - ATZ 1952 pag. 222.
- 2.24 Gauss -
- 2.25 Marquard - Über den Rollwiderstand von Luftreifen - ATZ 1958 pag. 37.
- 2.26 Hahn - Beschleunigung und Bergsteigfähigkeit des Stromlinienwagens - ATZ 1941 pag. 32-36.
- 2.27 Kühner - Fahrzengwiderstand und Leistungsbedarf geländegängigen Kraftfahrzeugen ZVDI 1938 pag. 177-187.
- 2.28 Meinecke - Röhrs
- 2.29 Nordmann - Der Eisenbahnbetrieb auf Steilrampen mit Zahnrad - oder Reibungslokomotiven - Orgon f.d. Fortschritt des Eisenbahnwesens 1924 No 4-5.
- 2.30 Henschel - Lokomotiv Tashenbush (1960) pag. 75-77 și pag. 97-102.
- 2.31 Dunod - Aide-memoire (1954) Chemins de Fer-Tome I pag. 2-29.
- 2.32 Birmann - Schinenriffeln, ihre Erforschung und Verhütung ZVDI 1958 No 26 pag. 1253/62 și No 30 pag. 1453/62.

.. // ..

- 2.33 Fron - Berechnung des Spannungszustandes und Schlupfes beim Rollen deformierbarer Scheiben. Z.AM Febr 1927 pag. 27-58.
- 2.34 Sountag - Berechnung des Spannungszustandes und Schlupfes beim rollen deformierborer Kngeln. ZAM März 1950 - pag. 73-83.
- 2.35 Bufler - Beanspruchung und Schlupf beim rollen elastischer Walzen. Forschg und Ingen. Wesen 1961 No 4 - pag. 121.
- 2.36 Kalker - On the rolling contact of two elastic bodies in the presense of dry friction - Dissert. 1967 - Delft. - A strip theory for rolling with slip and spin - Koninkl. Nederl. Akademie von Wetenschappen - Amsterdam.
- 2.37 Krause - Mechanisch chemische Reactionen bei der Abnutzung von SF 60, V2A und Manganstahl. Dissert. Aachen 1966.
- 2.38 Ollerton - Convention on adhesion. Paper 10 - The Institution $\frac{1}{2}$ Birdeage Walk - Westminster - Loudon SW1 - $\frac{1}{2}$ cu Pigot - Exper. determination of adhesion and slip in rolling contact. Journ. of Strain Analisis 5 - 1970 No 3, pag. 193-199.
- 2.39 Frederich - Beitrag zur Untersuchung der Kraftschlussbeanspruchung on schrägrollenden Schinen-fahrzeug räder. Dissert 1969 Braunschweig.
- 3.40 Krettek - Wo stehen wir in der Erforschung des Kraftschlusses - Glassers Ann. No 1 1973 pag. 19-28.
- 3.41 Klingel -

- 3.42 Henmann - Grundzüge der Führung der Schienenfahrzeuge.
El. Bahnen 1950 No 21-24 Verlag Oldenburg - München.
- 3.43 Borgeand - Zur Louftechnik der electrischen Drehgestell -
Lokomotiven-Schweizerische Bangeit, Beiheft zum 80
Jahrgang 1962 pag. 108.
- 2.44 Weber - Untersuchungen und Erkenntnisse über das
Adhäsionsverhalten elektrischer Lokomotiven - Elektr.
Bahnen 1966 No 8 și 9 - pag. 181.
- 2.45 Schwend - Die Reibung zwischen Rod-und Schienen - Verkehr
und Technik 1948 No 10 și 11 pag. 141 - Elektr. Bahnen
No 3 - pag. 19.
- 3.46 Grossmann - Thyristor Lokomotiven Technische Rundschau.
Bern 1971 No 15 pag. 17.
- 3.47 Curtins și Kniffler - Neue Erkenntnisse über die Haftung
zwischen Treibrad und Schiene - El Bahnen 1950 No 9.
- 3.48 Barwel - Einige Ergebnisse über Reibung und Verschleiss
unter besonderer Bezugnahme auf die Reibzahl zwischen
Rad und Schiene - Glassers Ann. 1957 No 2 pag. 25-36.
- 3.49 Experiente SBB -
- 3.50 Chandler - Theoretical studies in braking. Inst. of
Mech. Ing. Proseedingof the Automobil Div. 1960/61 No 4 -
pag. 148.
- 2.51 Sachs - ZAM - 1924 pag. 1

- 2.52 Zăcănescu - Locomotive și automotoare cu ardere internă - Editura Didactică și Pedagogică București 1968 pag.23-29.
- 2.53 Nöthen - Dreheschwingungen in drehelastischen Antrieben. Glassers Ann. 1970 pag. 59-62.
- 2.54 Welz -
- 2.55 Asperberg - Der KLM Express. Ein schwedischer Leichtmetallzug. ETR 1957 No 9 pag. 336-342.
- 2.56 Fink - Die Entstehung der Schienenriefeln. Glassers Ann. No 11 și 12 - 1953 pag. 342-350 și 375-380.
- 2.57 Drescher - Mechanik der Reibung zwischen festen Körper. ZVDI 1959 pag. 697.
- 2.58 Göttner - Aussehen über die Vorgänge bei Reibung fester Oberflächen. Draht 1955 No 5 pag. 172.
- 2.59 Amontons - De la resistance causée dans les machines - Histoire de l'Académie Royale des sciences avec des Mémoires de Mathématique et de Physique 1699 - Paris 1702 - pag. 206-207.
- 2.60 Wien-Harms - Handbuch der Experimentalphysik. Vol III pag. 175 Leipzig 1929.
- 2.61 Knappworst și Rust - Festkörperreibung als physikalisches Problem. ZVAM 1959 No 5.

Cap. 3. Aderența locomotivelor Diesel

3.1. - Aspecte generale despre aderență.

După cum s-a mai arătat în capitolul anterior, prin "aderență" înțelegem capacitatea de transmitere între roată și șină a unor forțe tangențiale. După ce s-a dovedit în prima parte a secolului XIX că se poate asigura tracțiunea trenurilor numai prin forțele de frecare (adică prin aderență, cum îi zicem azi), valoarea ei multă vreme nu a avut importanță din cauza puterilor și vitezelor nici practicate la începuturile căilor ferate, și prin urmare nici nu a făcut la început, obiectul unor cercetări mai serioase.

Pentru construcția locomotivelor cu aburi s-a împănăntănit a se lua de baza un coeficient de aderență $\mu = 0,25$, obicei care s-a perpetuat pînă în primul sfert al secolului nostru **B.97**

Abia tîrziu, odată cu sporirea puterilor și a performanțelor și cu introducerea tracțiunii electrice, s-a căutat a se mări valoarea coeficientului de aderență prin tot felul de măsuri constructive, și a se cerceta experimental și teoretic problema, rezultatele la care s-a ajuns urmind a fi arătate în acest capitol.

Aderența provine din frecarea statică de repaus, care apare la suprafața a două corpuri apăstate unul pe celălalt, și care se opune mișcării de alunecare. Ea reprezintă totodată și cauza rezistenței de rostogolire. După modelul imaginat și descris în capitolul anterior, micro- și macroasperitățile celor două corpuri, pentru noi roata și șina, sînt angrenate unele în celelalte, ca urmare a deformărilor plastice și elastice. În cazul rostogolirii, suprafața de rulare se așează din nou static cu o altă porțiune a ei, mereu pe o nouă porțiune a șinei, apărînd de fiecare dată din nou frecarea statică de repaus, dar pen-

tru cupluri noi de suprafețe, ceea ce necesită pentru schimbare și pentru deformările plastice și elastice (în măsura în care ultimele nu se recuperează prin revenire) un lucru mecanic, care este rezistența de rostogolire (un aspect cu totul deosebit de *frecare*, care este forța tangențială ce se opune unei mișcări de alunecare).

Valoarea aderenței nu poate fi stabilită exact, pînă acuma, decît prin experimentare pe obiect.

Valorile experimentale determinate, nu au putut să fie limitate la o curbă precisă, ele aflîndu-se împrăștiate pe o zonă relativ largă, împrăștiere a căror cauze nu sînt încă bine clarificate. Kraft **B.17** și alții au încercat să determine prin calcul fenomenele ce influențează aderența, ajungînd la concluzii interesante, totuși fără a defini pînă la sfîrșit relații teoretice exacte în această privință.

În rezumat după Kraft între diferitele feluri de frecare există următoarele legături :

- La frecarea de alunecare, una din suprafețe se deplasează pe cea de a doua. Suprafața de contact la prima se formează în permanență din nou, funcție de sarcină și microasperitățile ce se ciocnesc sau își fac loc de trecere. Deformarea radială este elastică și plastică iar cea tangențială aproape exclusiv plastică.
- La frecarea de rostogolire, rezistențele se datorează părții plastice a deformărilor radiale în cursul formării neîntrerupte a suprafețelor de contact la roată și șină, adică la ambii parteneri; fără a contribui și alunecarea relativă (pseudo-alunecarea) care se datorează deformărilor elastice.
- La aderență, forța tangențială ce se poate transmite de la un partener la celălalt în procesul de rostogolire este identică cu forța de frecare la alunecare, înainte de începerea mișcării

iar în cursul procesului de rostogolire apare o formă aparte a acesteia, deoarece suprafețele în contact se formează născut din nou.

- În cursul circulației apar cazuri complexe de rostogolire cu alunecări, cum este cazul în curbe și chiar în aliniament, din cauza forțelor de tracțiune și frinare precum și a așezării oblice a osiilor în cale, respectiv a forțelor de conducere. Pe de altă parte și straturile intermediare ce apar, de gaze (ex.: aer), de lichide (apă) sau de pulberi solide (nisip, abraziuni), influențează și ele comportarea la frecare.

Din studiile efectuate și din experimentări a reeșit că pentru a se asigura aderența trebuie să aibă loc o anumită alunecare. Astfel Weber [3.2] și Moser [3.3] sînt de acord asupra evoluției aderenței funcție de macroalunecare; în zona de microalunecare producîndu-se aderența, conform diagramei alaturate. Fig. 3.1.

De asemenea Zăgănescu [3.4] arată și cum evoluează în funcție de viteza de circulație curbele lui Weber și Moser, conform diagramei alaturate Fig. 3.2, și anume se arată că și maximele din Fig. 3.1 (regiunea γ_1 și γ_2), și cu ele întroaga curbă prezintă valori mai reduse la sporirea vitezei.

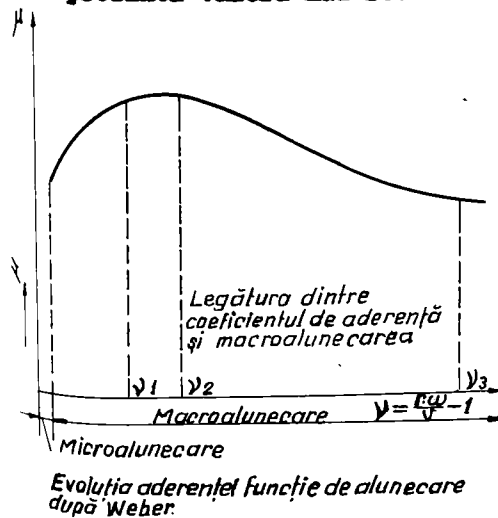


Fig. 3.1

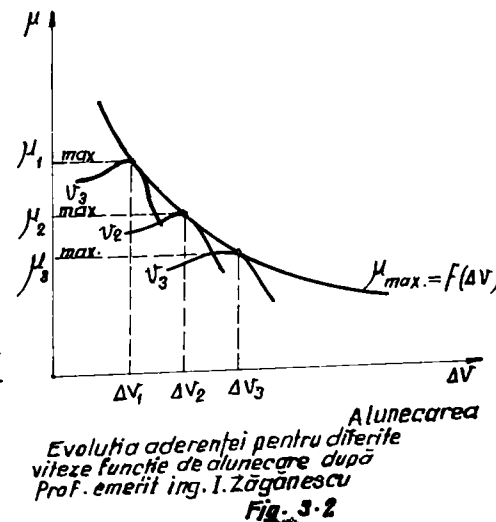


Fig. 3.2

Această variație a aderenței funcție de alunecare poate explica curbele de aderență constatate la diferiți cercetători, ca și împrăștierea mare a valorilor cum este cazul spre exemplu la Curtius și Kniffler [3.5], determinările cele mai extinse realizate (Fig. 2.32).

O încercare de a cerceta influențele factorilor care fac să varieze aderența (alunecări de tot felul, diferențe de diametre și de drumuri, etc.) a fost făcută de C. Th. Müller [3.6] în condiții de laborator pentru viteze mici și sarcini de 2 și 10 tf pe roată, după cum arată Kraft în diagrama publicată și redată alăturat, Fig. 3.3, în care se compară valorile măsurate la stand de Muller cu cele obținute de el din calcule (toate la $v \leq 1$ m/sec.).

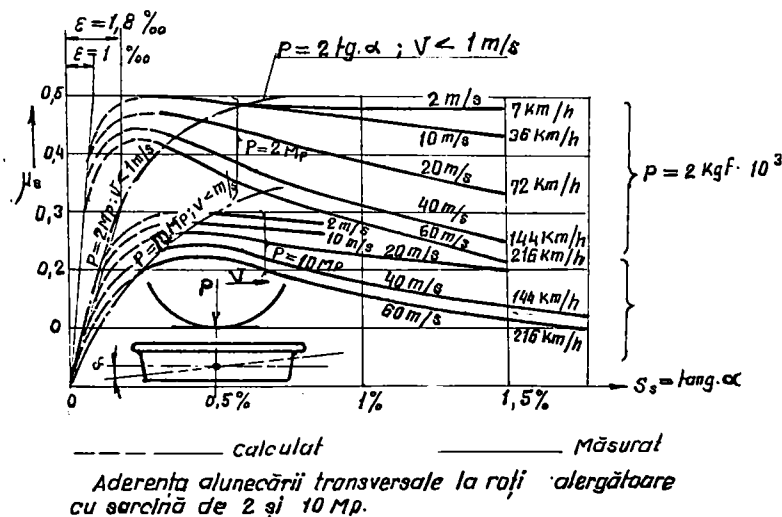


Fig. 3.3

Din aceste curbe se confirmă evoluția generală a aderenței funcție de alunecare, și anume: reducerea aderenței la sporirea sarcinii ca și la mărirea % de alunecare, peste cel optim de producere a aderenței, la un anumit α de atac.

Tinând cont de aceste influențe (viteza de alunecare, de alunecare, % de alunecare, umezeală) pe baza unor relații stabilite, Kraft a reușit să determine o serie de curbe pentru aderență, care se apropie mult de valorile stabilite experimental de Curtius și Kniffler.

Astfel influența vitezei de alunecare asupra aderenței se vede în diagrama din figura 3.4.

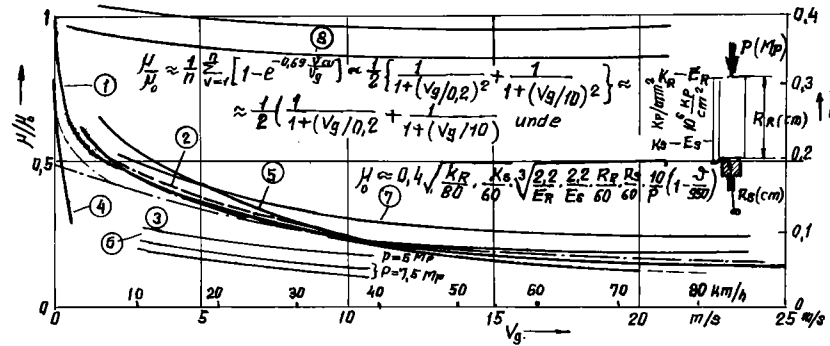


Fig. 3.4

- Curba 1 este caracteristica μ/μ_0 după relația (2)

- numerotarea lui Kraft - care exprimă aderența în funcție de

vitezi după Kother $\mu = 0,116 + \frac{9}{v + 42}$;

pentru $n = 2$; $V_{e1} = 0,2$ m/sec. și $V_{e2} = 10$ m/sec; fiind (după Kraft fig. 13)

astfel: $\frac{\mu}{\mu_0} \approx \frac{1}{n} \sum_{v=1}^n \left[1 - e^{-0,69 \frac{v_e}{v_g}} \right] \approx \frac{1}{2} \left[\frac{1}{1 + (v_g/0,2)^2} + \frac{1}{1 + (v_g/10)^2} \right] \approx$

$$\frac{1}{2} \left(\frac{1}{1 + (v_g/0,2)^2} + \frac{1}{1 + (v_g/10)^2} \right)$$

unde $\mu_0 = 0,4 \sqrt{\frac{K_R \cdot K_S}{80 \cdot 60}} \cdot \sqrt{\frac{2,2 \cdot 2,2}{E_R \cdot E_S}} \cdot \frac{R_R \cdot R_S}{60 \cdot 60} \cdot \frac{10}{P} \left(1 + \frac{1}{950} \right)$

în care sînt: K_R = rezistența roții kgf/cm^2 ;

K_S = rezistența șinei kgf/cm^2 ; E_R și E_S modulele de elasticitate

ale roții și șinei (10^6 kgf/cm^2); R_R și R_S raza roții și a capului șinei

in cm; P presiunea pe roată in tf și ϑ temperatura in $^{\circ}\text{C}$.

- Curba 2 reprezintă o caracteristică apropiată de curba 1 după relația (22) și anume :

$$\mu \approx \mu_0 \frac{1}{n} \sum_{v=1}^n \frac{1}{1 + \left(\frac{v\vartheta}{V_0 v}\right)^2}$$

- Curba 3 reprezintă curba 2 pentru cazul $V_g \gg V_0$ după relația (23) și anume :

$$\mu \approx \mu_0 \frac{1}{n} \sum_{v=1}^n \frac{1}{1 + \frac{v\vartheta}{V_0 v}}$$

- Curba 4 redă rezultatul obținut de Gross [3.46] in domeniul vitezelor mici de alunecare.

- Curba 5 idem după rezultatul obținut de Metzko [3.33] in domeniul unor viteze mai mari.

- Curba 6 idem după Metzko [3.33] pentru alunecare pură și presiuni pe roată de 5 - 7 tf.

- Curba 7 și curba 8 redau rezultate din măsurători efectuate de Deutsche Stahlindustrie [3.53], prima cu saboți de fontă și a doua cu frine disc și saboți de ferodou.

In continuare Kraft [3.4] redă o altă diagramă in care compară curbele de mai sus cu cele stabilite de el prin calcul (după Kraft fig. 50):

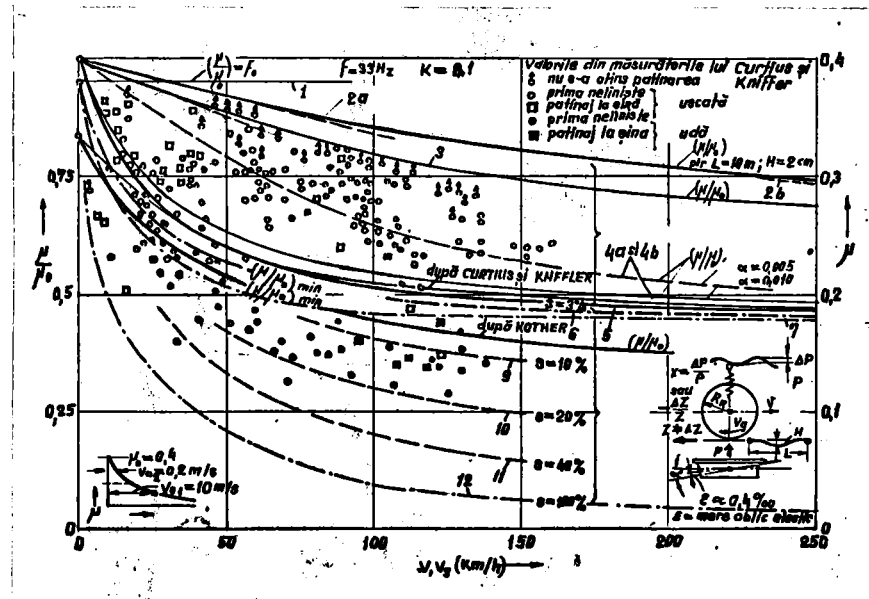


Fig. 3.5

Ținând cont de diferite influențe (ϕ de alunecare, % de alunecare, umeseală) și pe baza unor relații stabilite, Kraft a reușit astfel să determine o serie de curbe pentru aderență, care se apropie mult de valorile stabilite experimental de Curtius și Kniffler după cum reiese din diagramele de mai sus Fig. 3.5.

Relațiile folosite sînt următoarele (s-a păstrat nomenclatura lui Kraft) :

(117) pentru dependența de curbe : $\left(\frac{df_a}{dv}\right)_{v=0} \approx -(\alpha - \varepsilon) \cdot 100 \frac{v}{600}$ și în cazul extrem $\frac{\alpha - \varepsilon}{100} \approx 1$

(118) " " " " gicants : $\left(\frac{df_a}{dv}\right)_{v=0} \approx -\frac{1}{600}$ sau după (119)

(120) " " " " vibrații : $\left(\frac{df_a}{dv}\right)_{v=0} \approx -\frac{1}{400}$ $\left(\frac{df_a}{dv}\right)_{v=0} \approx -\frac{110}{600} \approx -\frac{110}{1200}$ cu 110 în cm

$$(125) \text{ pentru dependența de } \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)_{\min} = 0,4 + \frac{0,6}{1 + \sqrt[3]{20} + 0,1} \mu^i$$

$$(128) \text{ cu } \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)_{\min} = 0,4 + \frac{0,6}{1 + \sqrt[3]{13} + 0,1}$$

unde reprezintă : - v viteza în dependență de $\frac{\mu}{\mu_0}$ (fig. 17. Kraft);
 - α dependența geometrică a lui $\frac{\mu}{\mu_0}$ (fig. 40 Kraft); - λ dependența la denivelări (fig. 46 Kraft); - \mathcal{E} dependența de vibrații (fig. 48 Kraft) și - δ dependența de vibrațiile la torisiune (fig. 48 Kraft).

Curbele de aderență calculate prin intermediul acestor relații, sînt redată în diagrama Fig. 3.5, unde se arată raportul aderenței $\frac{\mu}{\mu_0}$, funcție de viteză; și anume : 1 curba pentru șina uscată; 2 curba pentru șina udă; 3 și 4 idem cu α de alunecare; 5 și 6 cu ondulații pe șină; și S = 3% - 100% curbe cu alunecări.

Diagrama obținută de Kraft **B.1.7** dovedește că există speranțe pentru stabilirea unui sistem teoretic care să permită să se aprecieze prin calcul, mult mai exact ca pînă acuma, influența unor factori individuali, în special a vitezei, a stării șinerilor și mai puțin a influenței alunecărilor și a direcției acestora. Din diagramă reiese că la șine ude și pînă la viteze de 250 km/h, aderența nu scade mai jos de 40% din coeficientul de aderență μ_0 din repaus cu condiția ca alunecarea să nu fie mai mare de 2-3%, adică nu scade μ mai jos de cca. 0,15; iar la cele uscate mai jos de 75%, adică cca. 0,25.

3.2. - Calculul privind aderența

Teoretic, prima bază pentru cercetarea aderenței, deși plecând de la alt scop, a pus-o încă din anul 1881, H. Hertz **B.7**, indicând formulele cu care se pot desena suprafețele de contact pentru cele 4 posibilități de contact dintre roată și șină și anume :

1. - Bandaaj și șină nouă. Suprafețele sînt părți de cilindru și de con.
2. - Bandaaj uzat și șină nouă. Părți de corpooarecare și de cilindru.
3. - Bandaaj nou și șină uzată. Situația de la cazul 1.
4. - Bandaaj și șină uzată. Situația de la cazul 2.

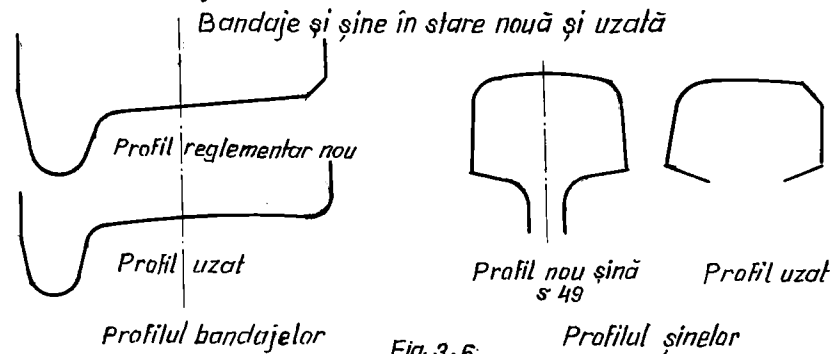
Cele 4 cazuri reducîndu-se practic la două, la ambele suprafețele de contact fiind elipse, iar repartiția presiunii făcîndu-se pe un elipsoid, după următoarea relație :

$$z = z_{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \text{ cu } \textcircled{2} z_{\max} = \frac{3N}{2\pi \cdot a \cdot b} \text{ unde } a \text{ și}$$

b sînt axele principale ale elipsei, care depind de razele principale de curbură R_{x_1} ; R_{x_2} ; R_{y_1} ; R_{y_2} ; precum și de sarcina normală (perpendiculară) N . Pe baza acestor relații fundamentale 1 și 2 s-au dezvoltat relațiile teoretice de calcul ale aderenței dintre roată și șină.

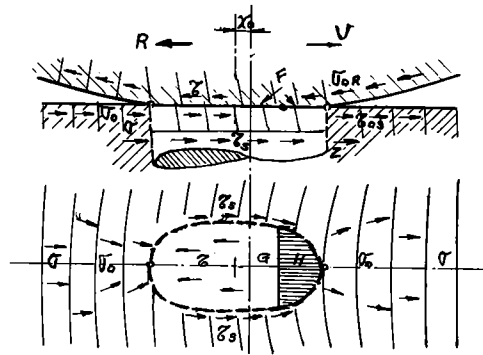
Ulterior Esopul **B.8** a încercat să rezolve analitic corect problema frecării de rostogolire, care însă după cum a demonstrat Heinrich **B.9** nu conduce la rezultate practic utilizabile, soluția lui Heinrich pentru condițiile punerii problemei

în plan și aplicarea legii lui Hook fiind în schimb în concordanță cu formulele lui Hertz și cu datele experimentale. Pentru problema în spațiu Fig. 3.6, care se pune în practică, nu se cunoaște nici o soluție exactă.



După Heinrich, în cazul forței maxime de frecare, zona suprafeței de alunecare ocupă întreaga zonă de contact F , iar solicitările tangențiale ating imediat înaintea muchiei de atac și imediat după cea de fugă valoarea $\sigma_0 \approx \pm \tau_m \frac{g}{\pi}$, unde τ_m este solicit. medie de forfecare pe suprafața totală. Pentru problema în spațiu se poate presupune că forța de aderență se transmite la șină (respectiv roată) nu numai prin solicitări pe laturile frontale ale cilindrului de contact imaginar Z , ci și prin solicitări de forfecare τ pe părțile lui laterale Fig. 3.7. Prin simplificări, rezultă admisibil să considerăm că pentru suprafețe rotunde sau ușor ovale se poate accepta valoarea :

$$\sigma_0 \approx \pm 2 \tau_m$$



Salicități în cursul tracțiunii

Fig. 3.7

Mai amănunțit, cercetarea, după cum arată Krettek **B.10** a început cu lucrările lui Jahn **B.11**, impulsul provenind însă din tracțiunea auto, unde s-a constatat mai întâi alunecarea (patinarea) roților, și în aceste cazuri lipsa de aderență transversală (derapaj). Au urmat cercetările lui Rossmi și ale lui Carter (1926) ca și cele de la VSEV, **B.12**, Carter **B.15** formulând o soluție teoretică completă referitoare la 2 cilindri cu alunecare longitudinală (în sensul de rulare), bazată pe presupunerea că rostogolirea este elastică (pură) și coef. de frecare constant, independent de viteza de alunecare. Pe baza acestei teorii zona de contact se împarte în 2 părți, zona de alunecare și zona de aderență la marginea de intrare, fără a da expli-

cații, care s-au dat aici în figura de Fig. 3.8.

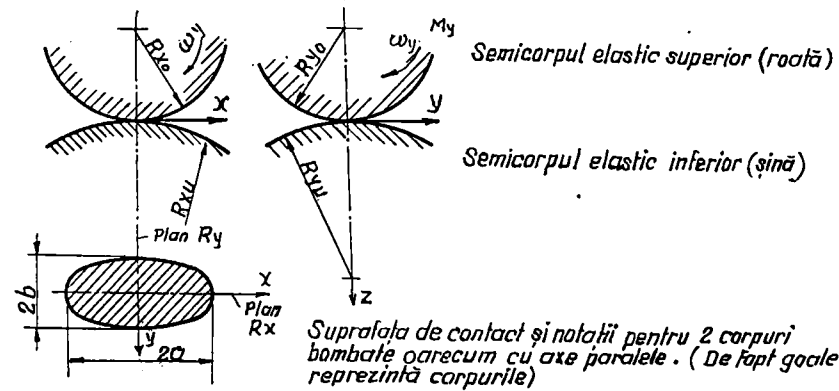


Fig. 3.8

Rezolvarea completă a problemei în spațiu a realizat-o însă abia Love 3.15, stabilind legătura între tensiunile superficiale și deplasările provocate de acestea. Conform acestei soluții are loc între deplasările corpului superior (U_0, V_0, W_0) și a celui inferior (U_u, V_u, W_u), în punctele X, Y, Z și în direcția coordonatelor x, y, z și între tensiunile X, Y, Z transmise pe celălalt corp, la originea coordonatelor, următoarea relație:

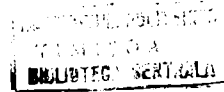
$$\begin{Bmatrix} \mu_i \\ V_i \\ W_i \end{Bmatrix} = \frac{1}{2\pi G_i} \mathbb{U}_i \begin{Bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{Bmatrix}$$

În această expresie, \mathbb{U}_i reprezintă următoarea matrice :

$$\mathbb{U}_i = \begin{Bmatrix} \pm \left(\frac{1}{\eta} + \frac{1-2mi}{|z|+\eta} + \frac{x^2}{\eta^3} - \frac{(1-2mi)x^2}{\eta(|z|+\eta)^2} \right) + \left(\frac{xy}{\eta^3} - \frac{(1-2mi)xy}{\eta(|z|+\eta)^2} \right) + \left(\frac{x|z|}{\eta^3} - \frac{(1-2mi)x}{\eta(|z|+\eta)} \right) \\ - \left(\frac{xy}{\eta^3} - \frac{(1-2mi)xy}{\eta(|z|+\eta)^2} \right) + \left[\frac{1}{\eta} + \frac{1-2mi}{|z|+\eta} + \frac{y^2}{\eta^3} - \frac{(1-2mi)y^2}{\eta(|z|+\eta)^2} \right] + \left(\frac{y|z|}{\eta^3} - \frac{(1-2mi)y}{\eta(|z|+\eta)} \right) \\ + \left(\frac{x|z|}{\eta^3} + \frac{(1-2mi)x}{\eta(|z|+\eta)} \right) + \left[\frac{y|z|}{\eta^3} + \frac{(1-2mi)y}{\eta(|z|+\eta)} \right] + \left[\frac{z^2}{\eta^3} + \frac{2(1-mi)}{\eta} \right] \end{Bmatrix}$$

$i=0, u$

și unde semnele superioare sînt pentru deplasările corpului super-



lor, iar cele inferioare pentru corpul inferior. Mărimile G , m și r au următoarele semnificații :

G_0 ; G_u - Modulul de elasticitate transversal al corpurilor.

$\frac{1}{m_0} = V_0$; $\frac{1}{m_u} = V_u$ Raportul lui Poisson pentru cele 2 corpuri

$r = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$ Distanța punctelor x , y , z de la originea coordonatelor

Dacă o solicitare acționează în punctul x' , y' , z' , a sistemului de coordonate, atunci în matrice \mathcal{U} , trebuie înlocuit x prin $x - x'$ și y prin $y - y'$.

Relațiile găsite de Love și redată mai sus împreună cu relațiile 1 și 2 ale lui Hertz, reprezintă de acum baza pentru continuarea lucrărilor de Johnson [B.16], Heines [B.17], Ollerton [B.18], Kalker [B.19], Carter [B.20] și Frederich [B.21].

Legătura însă dintre coeficientul de frecare la alunecare și viteza de alunecare, atât de important pentru tratarea aderenței, rămâne însă tot neclarificat, cum arată Krettek [B.10] ba există asupra problemei chiar divergențe de păreri. Pe când Johnson, Heines și Ollerton, Vermeulen [B.22] și Kalker, preiau premisele lui Carter [B.15] (rostogolire elastică, coeficient de frecare constant independent de viteza de alunecare); Frederich [B.21] calculează cu o frecare ce evoluează după legea din diagrama alăturată Fig. 3.9. Prin aceasta susține implicit și contrar celorlalți autori, existența simultană a unei zone de aderență, ceea ce simplifică substanțial relațiile sale.

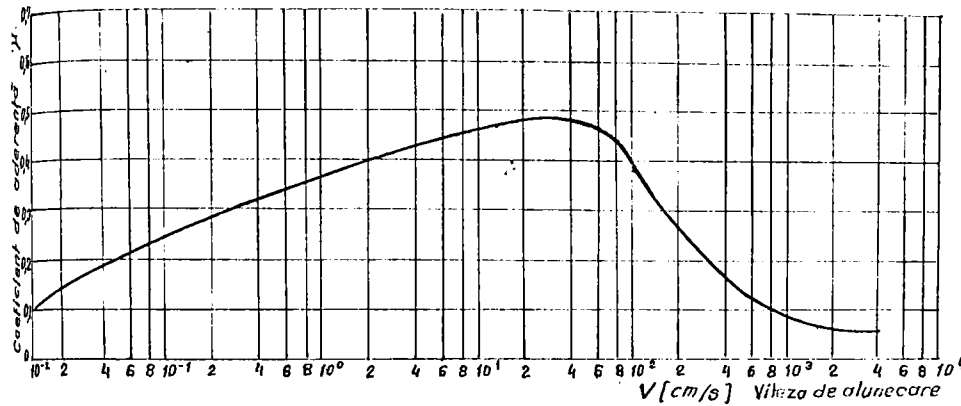


Fig. 3-9

Dacă se presupune un coeficient de frecare la alunecare constant, atunci problema trebuie rezolvată în spațiu, conducând la existența unei zone de aderență și de alunecare.

O primă încercare de rezolvare spațială se găsește la Johnson B.19, care pentru aceasta presupune că solicitările normale nu sînt influențate de solicitările tangențiale și de deplasările aferente. Exactitatea acestor presupuneri a fost apoi dovedită de către de Pater B.20, pentru cazul a două corpuri cu constante elastice egale. Apoi Johnson indică forma eliptică a suprafeței de adesiune, care este similă suprafeței de contact și la fel orientată, ea fiind tangentă la suprafața de contact cum se vede din schemă, Fig. 3.10.

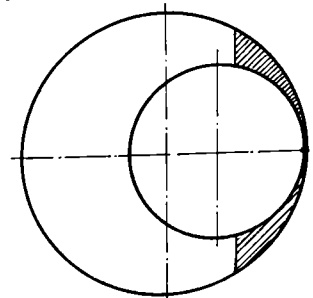


Fig. 3-10

În continuare se găsește însă la Kalker dovada că o asemenea presupunere pentru suprafața de aderență nu este corespunzătoare, iar în 1963 Heines și Ollerton **B.17**, **B.18** publică o rezolvare a problemei spațiale pe baza relațiilor lui Carter **B.17**, folosind împărțirea în benzi a suprafeței de contact (Streifenmethode) și calculând separat pentru fiecare.

Din această metodă rezultă la alunecare longitudinală pură, o zonă de aderență ovală, ascuțită spre înainte, a cărei margine de conducere, se suprapune peste cea a zonei de contact. Metoda dă rezultate mulțumitoare numai dacă semi-axa în direcția de rulare este mică, în raport cu axa transversală.

Ulterior în 1967 Kalker **B.19** generalizează rezultatele lui Heines și Ollerton referitoare la alunecarea transversală și la alunecarea de răsucire (Spin) prin folosirea ecuațiilor de elasticitate indicate de Love **B.15**.

Lutz **B.42** și Hornitz **B.47** tratează aderența la alunecări și "Spin", mari; iar de Rater **B.20** și Kalker **B.19** în cazul celor mici.

Momentan toate aceste lucrări sînt încheiate de cercetările referitoare la aderență făcute de Kalker **B.19** și Friedrich **B.21**.

Kalker, în disertația sa, prezintă o metodă numerică de calcul, care permite să se calculeze aderența pentru orice alunecare, indiferent de direcție și combinată și cu alunecare de răsucire (Spin). Această metodă va fi comparată pe parcurs și

cu cea formulată de Frederich (1969) în disertația sa.

Pentru rezolvare, ca și la Love **B.15** se înlocuiesc cele 2 corpuri prin semispații imaginare, care se ating pe o suprafață eliptică prestabilită. Punctul central de contact este originea sistemului de coordonate a cărui axă z pozitivă se îndreaptă spre spațiul inferior. Solicitățile transmise de semispațiul superior spre cel inferior se notează cu X, Y, Z , funcție de direcție; iar deplasările superficiale cu $\Delta u, \Delta v$ și Δw , pe când alunecările le notăm cu S_x, S_y , iar poziția elementelor de suprafață cu x, y . Indicii de notare pentru semispațiul superior și inferior sînt : o, u. Apoi a este semiaxa suprafeței de contact în sensul de rulare iar b în direcție transversală, μ fiind coeficientul frecării de alunecare.

Neglijînd ca și Carter **B.15** și Johnson **B.16**, influența solicitărilor tangențiale asupra celei normale, Kalker determină mai întîi, din formulele lui Hertz, semiaxele suprafeței eliptice de contact, bazat pe sarcina pe osie și forma suprafețelor de rulare. Pentru determinarea în continuare a solicitărilor tangențiale trebuie acum să se pornească de la o evoluție presupusă, stabilind prin apropieri succesive, iterativ solicitările și deplasările tangențiale, astfel încît să se satisfacă condițiilor marginale. Apoi prin integrare, putem trage concluzii asupra forțelor tangențiale. Această metodă este posibilă, deoarece ca rezultat final, ne interesează numai legătura dintre coeficientul de aderență și alunecare.

În zona de alunecare, în fiecare element de suprafață, solicitarea tangențială T , este egală cu $\mu \cdot P$ (unde P = apăsarea). Direcția solicitării este opusă vitezei de alunecare; viteza fiind egală cu diferența vitezei absolute a spațiului inferior față de aceea a spațiului superior ($V = |V_o| - |V_u|$). La această scădere trebuie avut grijă ca X , Y (și prin această rezultanta T), să se încadreze în :

$$\vec{T} = \mu Z \frac{\vec{W}}{W} \quad \text{cu } \vec{T} = X + i Y \text{ în } E_g.$$

unde E_g este energia de alunecare.

Astfel pentru componentele T în direcțiile x , y , rezultă :

$$X = \mu Z \frac{W_x}{W} \quad \text{și } Y = \mu Z \frac{W_y}{W}$$

Viteza locală de alunecare rezultă din $\frac{dAu}{dt}$ și $\frac{dAy}{dt}$ iar alunecarea ϕ de răsucire (Spin), și viteza de alunecare ce apare în originea coordonatelor w_x și w_y , a corpurilor nedeformate (viteza de alunecare între roată și șină), rezultă a fi :

$$w_x = w_{x0} - \phi v_y + \frac{dAu}{dt} \quad \text{și } w_y = w_{y0} + \phi v_x + \frac{dAy}{dt}$$

unde v este media vitezei absolute ce apare în originea coordonatelor x , y , z , luînd în considerare spații nedeformate.

$v = \left| -\frac{1}{2} \left(\left[\frac{dx}{dt} + \frac{dy}{dt} \right] \circ \left[\frac{dy}{dt} + \frac{dx}{dt} \right] \right) \right|$ care după Kalker va fi denumită în cele ce urmează "viteza de rulare". Dacă referim acum pe w_x , w_y la această viteză și notăm :

$$\frac{w_x}{v} = s_x \quad \text{și} \quad \frac{w_y}{v} = s_y, \text{ obținem :}$$

$$X = \mu Z \frac{s_x}{s} ; \quad Y = \mu Z \frac{s_y}{s} \quad \text{și } s = \sqrt{s_x^2 + s_y^2} \text{ rezultînd :}$$

$$s_x = \frac{w_x}{v} = v_x = \phi v_y + \frac{1}{2} \cdot \frac{dAu}{dt} \quad \text{și}$$

. // .



$$S_y = \frac{W_y}{V} = v_y = \phi v_x + \frac{1}{V} \cdot \frac{d\Delta y}{dt}$$

In zona de aderență forțele tangențiale sînt mai mici decît $\mu \cdot P$ și nu apar nici alunecări la elementele Eh , fiind deci valabil :

$$|(X, Y)| \leq \mu Z \quad \text{și} \quad S_x = S_y = 0$$

iar în afara zonei de contact forțele tangențiale sînt nule. Mărimile zonelor de aderență și de alunecare nu sînt date anticipat, ele rezultă abia din solicitările și deplasările locale. Dar și acestea nu sînt cunoscute la începutul calculului. Astfel singura posibilitate de rezolvare este de a dezvolta iterativ adevărata stare de solicitări și deformări, dintr-una presupusă. Pentru aceasta trebuie iterat pînă se obțin condiții marginale satisfăcătoare de apropiate. Calculul numeric este ușurat de faptul că între solicitări și deformări raportul este linear, deci se pot aduna ușor solicitările parțiale, deformarea totală corespunzînd sumei lor. Astfel reușim printr-un polinom să aproximăm cît de apropiat dorim, orice funcție. Acuma prin introducerea polinoamelor aleși în relația lui Love putem afla deformările pentru cîte un interval limitat și în continuare prin integrarea tuturor elementelor de contact. După Galin §.23, rezultatul unui astfel de calcul se poate reprezenta tot ca un polinom, și deci și deformările semispațiilor ca și diferențele lor se pot exprima prin polinomi, iar între coeficienții polinoamelor pentru solicitări și cei pentru deformări, există o relație funcțională, pentru care determinări Davnerovich §.24 indică o metodă potrivită. Aceasta permite pentru fiecare solicitare X, Y, Z să se indice repartiția

diferențelor de deformare: $u = u^+ - u^-$ și $v = v^+ - v^-$, din care se pot calcula în fine vitezele de deformare după relația valabilă static: $\left(\frac{d\Delta u}{dt}, \frac{d\Delta v}{dt}\right) = v \left(\frac{\partial \Delta u}{\partial x}, \frac{\partial \Delta v}{\partial x}\right)$ conform cu $S_x = \frac{W}{V} = v_x - \phi_y + \frac{\partial \Delta u}{\partial x}$ și $S_y = \frac{W}{V} = v_y + \phi_x + \frac{\partial \Delta v}{\partial x}$ calculându-se alunecările locale în direcția x și y .

Pentru a putea aplica metoda, la calculul numeric se fărâmițează suprafața de contact în bucățele, astfel încât toate variabilele să poată fi determinate pentru valori finite x, y . Pentru reducerea amplitudinii calculului se limitează și polinomul. Calculul numeric pornește de la semiaxele a și b , care determină suprafața de contact și apoi solicitarea normală de apăsare Z . Pentru solicitările tangențiale presupunem o distribuție apropiată prin alegerea unor coeficienți pentru polinomul solicitărilor. Cu ajutorul lor determinăm coeficienții polinomului diferențelor de deformări și prin aceasta în fine valorile alunecărilor S_x și S_y .

Din astfel obținutele repartiții ale solicitărilor și alunecărilor se stabilește o nouă distribuție mai apropiată a solicitărilor tangențiale, ca mai sus, și astfel prin încercări succesive de apropiere, continuăm pînă ce condițiile marginale:

$$\vec{T} = \mu \frac{Z}{|W|} \text{ cu } \vec{T} = \lambda +; Y \text{ în } E_0, \text{ și } S_x = \frac{W}{V} = v_x - \phi_y + \frac{1}{V} \frac{d\Delta u}{dt}$$

$$S_y = \frac{W}{V} = v_y + \phi_x + \frac{1}{V} \frac{d\Delta v}{dt}$$

sînt îndeplinite.

După experiența lui Kolker [3.19], calculul durează

la mașină, pentru fiecare punct, la un polinom de gradul $M = 4$ și 100 de puncte pe suprafața de așezare cca. 87 de secunde, fiind de regulă necesar 5 - 8 iterații, ceea ce în total ar duce 8700 secunde = $14\frac{1}{2}$ minute.

Diferit de cele de mai sus, Frederich B.217, calculează cu coeficientul de frecare la alunecare dependent de viteză și presiune, conform cu funcția $\mu = f(w, Z)$ pe care o calculează din relația :

$$\mu(w, Z) = \mu(w, Z) \frac{\frac{470}{Z^{0,9}} + 0,05}{\frac{470}{Z^{0,9}} + 0,08}$$

cu $Z_0 = 6500 \text{ kgf/cm}^2$

precum și cu evoluția coeficientului de frecare $\mu(w, Z)$ din diagrama redată anterior. Din legea coeficientului de frecare reiese de pe acuma, că în zona de contact nu poate exista o parte adezivă. Din aceasta rezultă mai departe o relație mult simplificată față de Kalker pentru solicitările tangențiale și anume :

$$\|X, Y\| = Z \|\mu_x, \mu_y\| \quad \text{în } E \text{ cu } \left. \begin{array}{l} \mu_x = \mu(w_x(x, y), Z(x, y)) \\ \mu_y = \mu(w_y(x, y), Z(x, y)) \end{array} \right\}$$

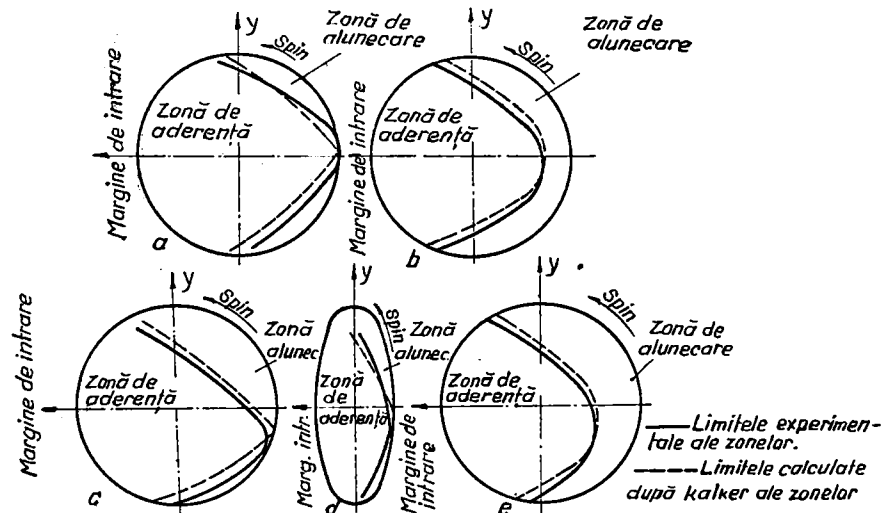
Zona de contact ca și vitezele de alunecare se obțin în continuare de Frederich din aceleași relații ca și Kalker, însă fără a considera și alunecare de răsucire (spin). De asemenea ambii autori împart în mod similar suprafața de contact în fișii (benzi), pentru calculul numeric, după elemente Δ ale alungirii machilor. În schimb Frederich se servește în locul solicitărilor tangențiale utilizate de Kalker, de coeficientul de frecare la alunecare funcție de apăsare și de viteza de alune-

care aleasă în prealabil w_{x0} , w_{y0} (de direcțiile x , y). Apoi din coef. de frecare și apăsarea astfel stabilite, definește solicitările tangențiale. Din acestea se pot apoi calcula după Love **B.15**, vitezele locale. Pasul următor de iterație servește la stabilirea coeficientului de frecare local și la următoarea determinare a solicitărilor tangențiale. Acest mers al calculelor se repeta pînă ce diferența între două iterații scade sub o anumită valoare prestabilită.

Acuma se poate pune problema în ce măsură ipotezele lui Kalker și Breda, cu privire la suprafața de contact, corespund cu realitatea. Acest lucru se poate stabili numai în raport cu datele experimentale cunoscute.

- Pentru suprafața de contact cea mai bună dovadă privind existența unor zone de aderență și de alunecare se găsește în fotografiile lui Ollerton **B.18**, referitoare la rostogolirea unui toroid din cauciuc negru pe o placă acoperită cu o vopsea specială, care prin reflexie diferită a luminii pune în evidență zona de aderență, experiențe descrise și redată la punctul următor 3.3 al acestui capitol.

O comparație permite să se constate că rezultatul calculelor lui Kalker corespunde în mare măsură cu experiențele lui Ollerton, conform Fig. 3.11.

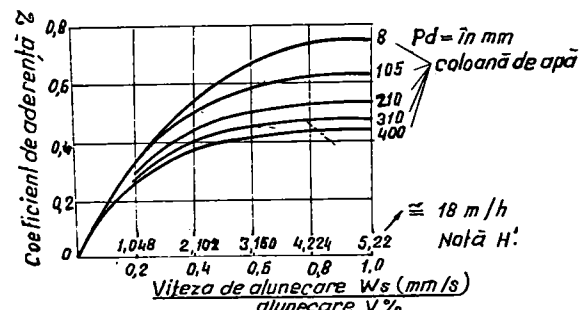


Comparație între zonele de aderență și de alunecare, calculate și măsurate.

- a) Rulare cu spin. d) Rulare cu spin și forță longitudinală $\alpha/\beta=0,4$.
 b) Rulare cu spin și alunecare transversală. e) Rulare cu spin și alunecare transversală.
 c) Rulare cu spin și forță longitudinală $\alpha/\beta=1$. f) Rulare cu spin și forță longitudinală.

Fig. 3.11

- Experiențele lui Krause [3.25] confirmă și ele ipotezele lui Kelker, deoarece se arată că coeficientul de aderență la alunecări mici este independent de coeficientul de aderență limită. O astfel de comportare este însă posibilă numai dacă forțele tangențiale se transmit exclusiv prin deformări elastice, cum este cazul în zona de aderență, așa cum rezultă din diagrama alăturată Fig. 3.12.



Coeficient de aderență funcție de alunecare și a umezelei în domeniul unor straturi oxidrice compacte la $V=50$ kp după măsurătorile lui Krause.

Fig. 3.12

- La viteze mici sub 1 km/h rezultă pe de altă parte după Frederich, că limita de aderență atinge 40%, ceea ce contra-

vine cu constatările de pînă acuma (Weber [3.27], Lipsins [3.26], măsurătorile noastre [3.27], etc.).

- experiențele de laborator ale lui Frederich, confirmă în primă instanță evoluția presupusă de el a coeficientului de frecare la alunecare, dar apare o obiecțiune de bază faptul că coeficienții de frecare se determină cu butuci preluați din bandaj, care alunecă pe o porțiune de șină. Cu toată exactitatea aparentă a acestor premize, s-a neglijat faptul că suprafețele celor 2 parteneri rănin mereu aceleași pe cînd la frecare în cadrul rostogolirii, în realitate se schimbă mereu elementele de suprafață.

Ca urmare a celor arătate bazele experimentărilor lui Frederich trebuiesc, ca și ipotezele construite pe aceste baze, să fie contestate. Se poate mai curînd susține că imaginea model a lui Kalker, corespunde mai bine cu realitatea.

Dar și despre teoria lui Kalker se poate obiecta că valorile calculate corespund deosebit de bine cu cele măsurate de Krause pe ștandul de rulare, dar numai în măsura în care probele s-au executat cu un corp de rulare nerodat. În diagrama alăturată Fig. 3.13, se redau valorile măsurate după diferite durate de funcționare precum și punctat valorile calculate de Kalker. Rezultă că la Kalker în calcul nu s-a ținut cont încă de toți ~~șase~~ factorii necesari.

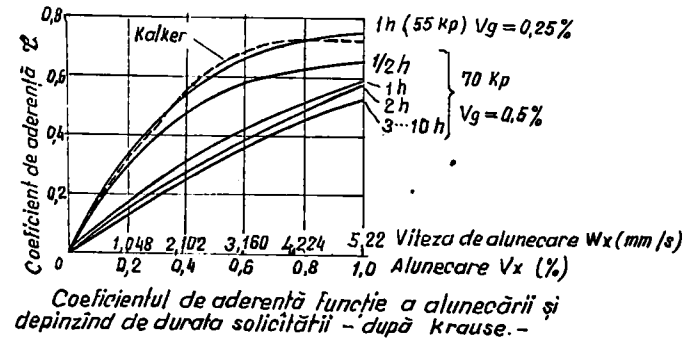


Fig. 3 · 13

Krause a explicat mai târziu aceste diferențe prin modificarea structurii superficiale. Dintr-o structură inițială isotropă, ia naștere prin orientarea cristatelor o structură mai mult sau mai puțin anisotropă, cu modificarea caracteristicilor fizice, inclusiv modulul de elasticitate, pe o anumită adâncime (0,2 - 0,4 mm). Astfel suprafața prezintă o comportare anisotropă elastică, care ne duce însă la pierderea premizei de bază pentru folosirea relației lui Love. ~~Astfel trebuie să reiasă abateri la Love.~~ Astfel trebuie să reiasă abateri la aplicarea teorii lui Kalker.

Totuși și această influență poate fi prinsă printr-o relație modificată, în calcul, dacă se pornește de la ideea că stratul anisotrop de la suprafață este foarte subțire. Fără a greși prea mult se poate deci admite că solicitările acționând pe această suprafață $Xsch, Ysch, Zsch$, sînt identice cu cele ce acționează pe corpul de bază Xel, Yel, Zel , rezultînd că :

$$(Xsch, Ysch, Zsch) = (Xel, Yel, Zel)$$

Prin presupunerea aceasta putem stabili solicitările superficiale și deplasările stratului anisotrop, cît și acelea ale corpului de bază pentru care relațiile lui Love sînt mai departe vala-

bile. Suma ambelor deplasări este egală cu deplasarea totală a suprafeței. Acelaș lucru este valabil și pentru viteza de deformare. Expresiile necesare pentru calculul lor rezultă din relația :

$$\left(\frac{\partial(\Delta_{usch})}{\partial x}, \frac{\partial(\Delta_{vrsch})}{\partial x} \right) = -h \left(\frac{x}{G_x} \cdot \frac{v}{G_y} \right)$$

în care h este grosimea stratului anisotrop (0,2 - 0,4 mm), iar G_x , G_y modulul de elasticitate în direcțiile x -, respectiv y .

Ca să putem deci trata cazul suprafețelor de rulare deformate cu ajutorul metodei lui Kalker, trebuie să se determine mai întâi din solicitările presupuse X_{sch} , Y_{sch} , Z_{sch} , vitezele de deformare $\frac{\partial u}{\partial x}$, $\frac{\partial v}{\partial y}$. Apoi urmează calcularea alunecărilor locale. Această primă preocupare se îmbunătățește pînă ce condițiile marginale arătate sînt suficient îndeplinite.

Prin aceste relații lărgite ale metodei lui Kalker, indicate de Krettek [3.10], se poate considera că problema aderenței între roată și așină este teoretic rezolvată pentru frecarea uscată, pînă la limita de patinaj. În continuare problemele aferente rezolvării teoretice a frecării pure, ca și cele ale frecării mixte și fluide sînt cunoscute.

Deoarece însă în aceste cazuri din urmă nu se poate produce o zonă de aderență, sînt valabile și ecuațiile lui Frederich (dacă neglijăm modificările de material ce survin în stratul superficial, dar se pot aplica și relațiile modificate ale lui Kalker, care țin cont de stratul superficial modificat, presupunînd suplimentar că $E_g = E$ și $I_h = 0$, unde E_g este energia de alunecare și I_h este energia de aderență; iar E este energia totală.

În fine în continuare recunoscută pentru calculul coeficientului de aderență, acum ca și mai înainte, coeficientul de frecare la alunecare. Acesta după cum s-a constatat depinde de viteza de alunecare, de presiunea superficială și de relul suprafeței

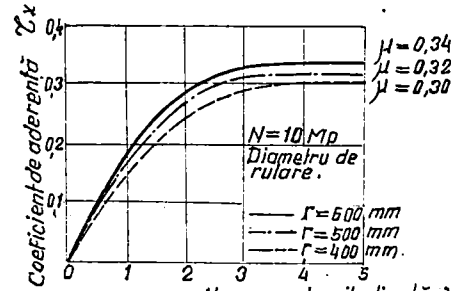
În plus la vitezele mici mai apar influențe datorită tracțiunii sau frînării. Deoarece la rostogolire însă, se modifică local atât presiunea superficială cât mai ales viteza de alunecare, determinarea coeficienților de frecare întâmpină dificultăți a fi stabilită în funcție de acești parametri, chiar numai pentru frecare uscată și mixtă, numai vorbind de cea fluidă cu fenomene mult mai complexe. Conform imaginii de pînă acuma (ex.: Tross, Kraft) între roată și șină există pelicule intermediare, în cel mai bun caz numai de aer, care alterează contactul; precum și adesea pelicule de apă și vapori. Din cercetările lui Barzel B.25 și Lipsius B.26 rezultă că la o umiditate de 100% a aerului, valoarea maximă a aderenței, uneori mai mare ca la șine uscate, apare abia la alunecări de 80% (necesare probabil încălzirii de evaporare). De asemenea Gurtins și Kniffler B.5 au ajuns la concluzia că limitele de aderență la șine ude la viteze foarte mici se află în zona valorilor pentru șine uscate, ca și Kraft care a cercetat problema prin calcul.

Lucrările lui Kelker, după cum susține Krettek, deși au unele omisiuni, conțin metoda teoretică cea mai fundamentată teoretic, la data actuală. Cu ajutorul ei putem răspunde la 4 categorii de întrebări și anume :

1. - Cum evoluează aderența și alunecarea cu diametrul roții?
2. - Cum evoluează aderența și alunecarea față de sarcina pe roată?
3. - Cum se comportă aderența și alunecarea în direcțiile longitudinală și transversală, pentru diametre și sarcini pe roată date, funcție de unghiul de alunecare?
4. - În ce măsură, rezultatele ce se pot obține pe standuri de probe cu role sînt transmisibile la condițiile dintre roată și șină?

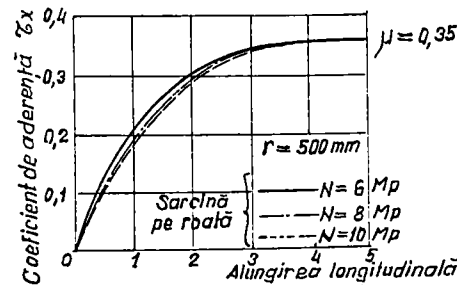
La 1. - După Kraft și conform diagramei calculate

Fig. 3.14 și Fig. 3.15, rezultă că pentru alunecare pură longitudinală, roata mai mică - la aceeași forță de tracțiune - prezintă o alunecare substanțial mai mare și deci și o uzură mai rapidă; iar limita de aderență este mai joasă cu tendințe spre alunecări mai mari.



Legea aderenței între roată și șină pentru diferite diametre de rulare la alunecare longitudinală pură pentru $\mu = \text{constant}$ și $\mu = f(D, N)$
 Fig. 3.14

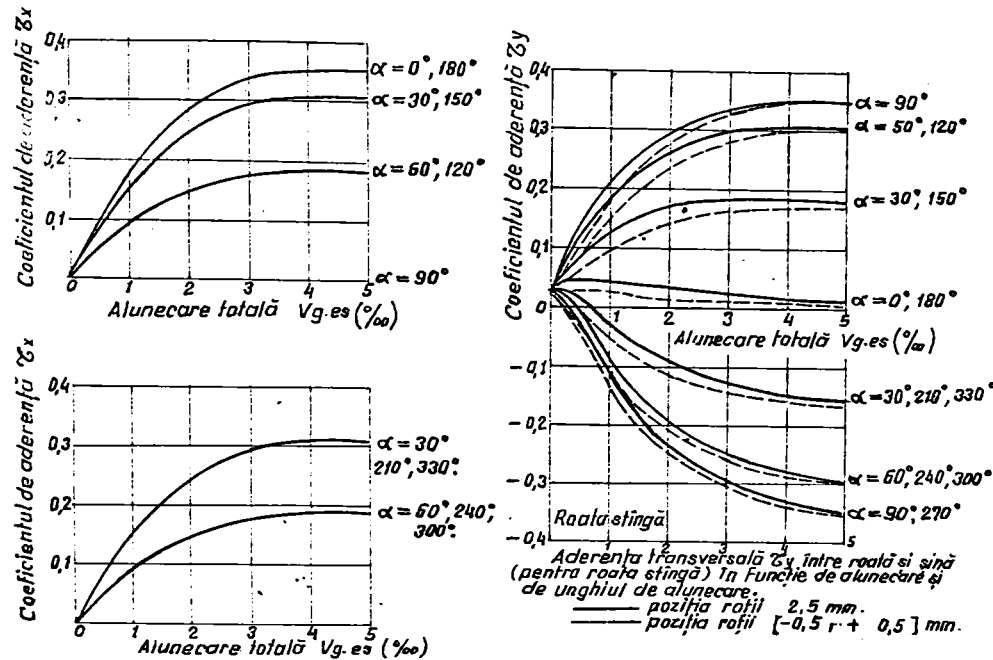
La 2. - După C. Th. Müller, alunecarea crește la aceeași solicitare de aderență, odată cu mărirea sarcinii pe roată, de unde rezultă că pentru a avea uzuri mici, sarcinile pe osie trebuie menținute la valori reduse.



Legea aderenței între roată și șină pentru sarcini diferite la alunecare longitudinală pură.

Fig. 3.15

La 3. - În mod general unghiul de alunecare are o influență deosebită asupra aderenței, aceasta reducându-se când din cauza unghiului de alunecare longitudinală se descompune pe 2 direcții, aderența ajungând chiar nulă atunci când forța transversală este egală cu limita transmisibilă. Evoluția aceasta a aderenței funcție de unghiul de alunecare este redată în diagramele ce urmează, Fig. 3.16 și Fig. 3.17.



Aderența longitudinală între roată și șină în funcție de alunecarea totală, pentru diferite unghiuri de alunecare.
Fig. 3-16

Fig. 3-17

Aceste diagrame rezultă conform relației :

$$\begin{aligned}
 f_x(\xi, \eta, \psi) &= f_x(\xi, -\eta, -\psi) = -f_x(-\xi, -\eta, -\psi) \\
 f_y(\xi, \eta, \psi) &= -f_y(\xi, -\eta, -\psi) = -f_x(-\xi, -\eta, -\psi) \\
 cu; \xi &= \frac{V_x \rho}{\mu \sqrt{ab}}, \quad \eta = \frac{V_y \rho}{\mu \sqrt{ab}} \quad \text{și} \quad \psi = \frac{\Phi \rho}{\mu} \quad \text{și unde} \\
 \rho &= \frac{1}{4} \left(\frac{1}{R_{xu}} + \frac{1}{R_{xv}} + \frac{1}{R_{yu}} + \frac{1}{R_{yv}} \right)
 \end{aligned}$$

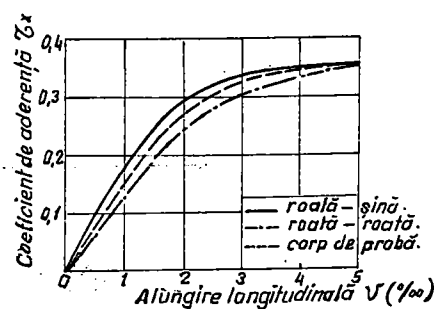
ceia ce confirmă scăderea limitei de aderență longitudinală odată cu creșterea forțelor transversale când forța de ghidare atinge maximul forței transversale transmisibile; același lucru fiind valabil și pentru limita de aderență transversală (derapajul de la automobile).

Aceste constatări duc la 3 concluzii :

1. - La osii motoare forțele transversale stabilizatoare sînt întotdeauna mai mici ca la alergătoare, ceea ce conduce la cantități mai slabe de mers la vehicule motoare, ca la vagoane simple.

2. - Alunecările impuse de curbe ca și forța de conducere de la buza bandajului, reduce aderența limită longitudinală. Astfel se explică tendința mărită de patinare a osiilor motoare în curbe.
3. - Forțe transversale puternice pot reduce aderența longitudinală în așa măsură, încît ea să iasă din echilibru stabil și să înceapă a patina.

La 4. - Din relațiile lui Kalker se poate răspunde și în ce măsură problemele de la standuri cu role sînt capabile să clarifice evoluția aderenței între roată și șină. În diagrama ce urmează să dăm legea aderenței dintre roată și șină pentru două role precum și pentru un cuplu roată-șină. Rezultă din diagramă că legile sînt diferite și că legătura găsită pe stand nu se poate transpune direct la situația reală; dar că se pot obține pe stand concluzii importante asupra fenomenelor ce se petrec pe suprafețele de rulare. Acelaș lucru se poate spune și despre standurile cu role profilate după roată și șină, cu deosebirea că valorile se apropie mai mult de realitate, cum se vede și din diagrama alăturată Fig. 3.18.



Comparație între legea aderenței pentru roată-șină, corpuri de rulare de 50 mm diametru și roti de același diametru pentru alunecare longitudinală.

Fig. 3.18

În încheierea problemei calculării teoretice a aderenței se vede că numeroși cercetători au avansat mult pe calea rezolvării exacte a problemei. Se poate azi afirma, că cît pentru frecarea uscată cît și cea mixtă, evoluția aderenței funcție de alunecare este în general clarificată. Aproape necunoscută în

schimb este legătura dintre coeficientul de frecare (la alunecare) și viteza de alunecare pentru cazul rostogolirii, precum și informațiile necesare despre constantele elastice a suprafețelor de rulare deformate.

O clarificare a acestor probleme, ar fi de natură să asigure baze corespunzătoare pentru stabilitatea de mers, calitatea conducerii în cale a vehiculelor feroviare, precum și pentru o mai bună cunoaștere a aderenței.

Cunoașterea mai bună a aderenței, este pentru lucrarea de față cunostința de bază de la care se poate pleca, pentru ontimizarea dispozitivelor de prevenire și protecție contra patinajului.

Din nefericire bazele puse de Kalker, Frederick, Kraft, Kreuse și Cross, nu au dus încă la finalizarea rezolvării problemei calculului exact al aderenței; deși personal mă îndoiesc că rezultatul unui astfel de calcul oricât de exact, poate să servească altfel decât ca o orientare generală, - lucru care este posibil și cu cunoștințele actuale -, din cauza mulțimii de factori care influențează procesul de aderență precum și din cauza variației lor neprevizibilă în timp, adică a unui regim în permanență transitoriu.

3.3. - Date experimentale cunoscute despre aderență

În cele ce urmează, se face o trecere în revistă a rezultatelor publicate sau cunoscute a unor măsurători experimentale care pot contribui la clarificarea fenomenelor privind aderența.

În expunerea sa Andrews B.32 arată că după ce s-a dovedit în soc. XIX, că aderența dintre roată și șină permite tracțiunea trenurilor (în cazurile normale); asupra valorii limită a aderenței nu se cunoșteau date concrete, iar la proiectarea primelor locomotive electrice s-au luat ca bază valori maxime a forței de tracțiune, corespunzând practicei de la locomotivele cu aburi, adică calculate pe baza unui coeficient de aderență $\mu = 0,25$. Abia în 1928 Lipetz B.29 recomandă pentru proiectare valori limită ale coeficientului de aderență de $\mu = 0,30 \dots 0,32$ conform tablei de mai jos :

Valori ale coef. de aderență după Lipetz (1928)

Tipul locomotivei	$\lambda = \frac{\text{cuplu max.}}{\text{cuplu med.}}$	Coef. de aderență pentru :	
		$\mu_{\text{max}} = 0,32$	$\mu_{\text{max}} = 0,30$
Locom. cu aburi $\approx 70\%$	1,23	0,259	0,244
Cu 2 cil. 50...60%	1,16	0,259	0,234
Loc. cu aburi cu 4 cil. (depl. la 90°)	1,11	0,278	0,260
Loc. cu aburi cu 3 cil. (depl. cu 120°)	1,07	0,289	0,271
Loc. cu moment constant	1	0,315	0,295

La locomotivele moderne puterea instalată devenind tot mai mare, se cer coeficienți de aderență cât mai ridicați, și ca urmare este necesar ca în practică să ne apropiem cât mai mult de limita maximă a coeficientului de aderență. De aici rezultă nevoia de a măsura aceste limite și de a le preciza mai exact, precum și aceia de a cerceta mijloacele de mărire a coeficientului

de aderență și cele de evitare a patinajelor în cazul depășirii lui.

Măsurătorile coef. de aderență sînt deosebit de dificile din cauza influenței mari a factorilor exteriori (suprafața șinei, condițiile atmosferice, denivelări, viteze, vibrații, etc.), care la acelaș vehicol și în condiții presupuse identice (viteză, alunecare, cond. atmosferice, etc.) dau valori diferite cu o mare împrăștiere și chiar cu contradicții, ceea ce îngreunează mult interpretarea.

Astfel de măsurători au fost executate de Wichert /3.30/ la fostele căi ferate germane (D.R.) cu ajutorul unei locomotive electrice 1 D.1 tip E 16 măsurînd coeficientul de aderență pînă la 80 km/h, obținînd datele din fig. 3-19.

Fig. 3-19

Rezultatele măsurătorilor lui Wichert (1927),
ale lui Müller (1928) și ale lui Metzkow (1934)
după [3.327]

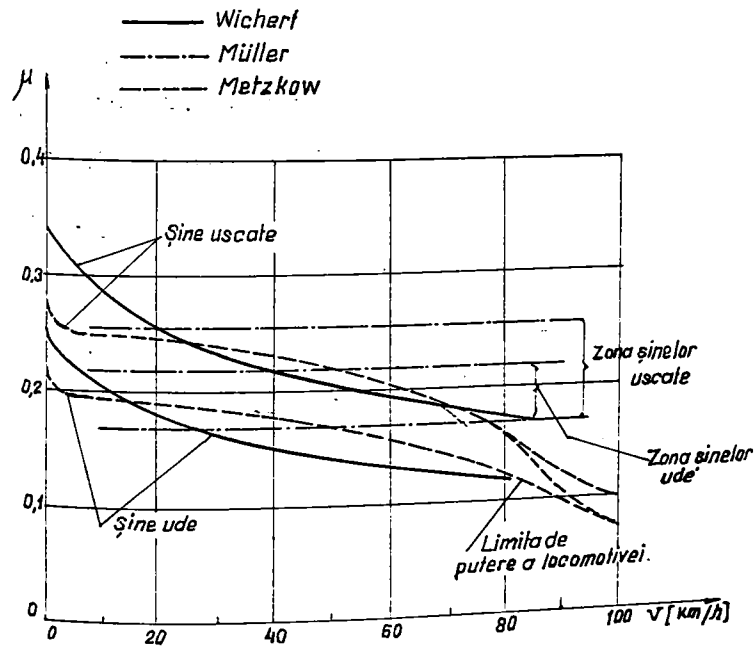


Fig. 3-19.

viteza în km/h

Măsurătorile s-au făcut cu un tren compus din locomotiva arătată, un vagon dinamometric și vagoane de călători pe 4 osii, frînând în măsura necesară aceste vagoane. Constatările principale sînt :

- confirmarea reducerii valorii coef. de aderență la creșterea vitezei, și
- constatarea reducerii coef. de aderență la apariția patinării, atît la șine uscate cît și la șine umede.

Miller **[3.31]** măsoară în 1928 în Elveția pe două linii de munte (Gotthard - und Lötschberg - Strecke) la o locomotivă electrică ($16^{2/3}$; ~ 15 KV) în rampe de 27 ... 30%, coeficientul de aderență. Rezultatele redată tot în fig. 3.19 au o desfășurare destul de deosebită față de rezultatele lui Michert; iar construcția diferită a celor două locomotive nu se consideră o explicație suficientă pentru aceste deosebiri.

Aceste rezultate destul de diferite se află în contradicție cu rezultatele măsurătorilor lui Metzko **[3.33]** din 1934, care pe linia Grunewald-Süsten a fostelor căi ferate germane (D.R.), cu un tren compus dintr-o locomotivă cu aburi de tip 1 B, 4 vagoane de călători pe 4 osii și un vagon frînă pe 2 osii, stabilește cuplul la care osiile acestuia din urmă ajung să patineze cînd sînt frînate. Concluzia este că între 10 și 100 km/h, coeficientul de aderență se menține constant, ceea ce contravine constatările făcute anterior și ulterior.

Urmează apoi măsurătorile lui Kother din 1940 **[3.45]** și cele ale lui Curtius și Kniffler din 1944 **[3.5]** care s-au executat cum se relatează în **[3.32]** cu un tren compus dintr-o locomotivă electrică 1^o Do 1^o (L 19), un vagon dinamometric și patru vagoane de călători pe 4 osii pentru trenuri accelerate, ce putea fi frînate fiecare independent. Accelerarea trenului se executa normal, după care se decuplau 3 din cele 4 electromotoare de cale,

tractînd trenul cu un singur electromotor. Apoi prin aplicarea frinei se mărea treptat forța de tracțiune pînă ce osia cercetată ajungea la patinaj. Rezultatele sînt asemănătoare celor a lui Wichert, conform fig.3.20, însă cu plasarea mai sus a curbelor. Cu această ocazie s-a mai observat că la condiții climatice constante, în orele de dimineață s-au înregistrat adesea valori mai bune ale coeficientului de aderență. Se presupune că aceasta se

Fig.3.20

Măsurătorile lui Curtius și Kniffler [3.5] după [3.32] Andrews

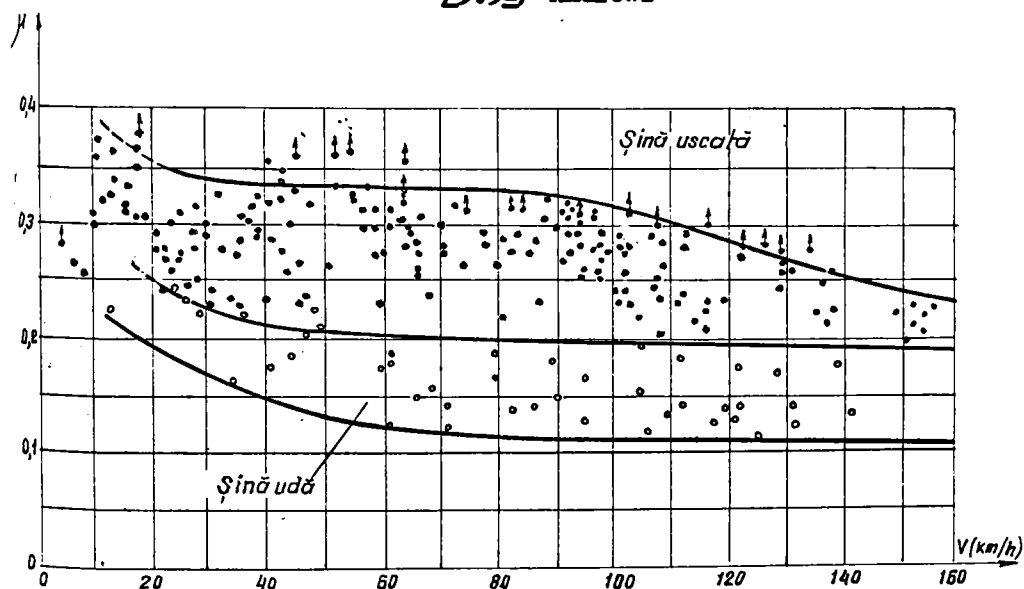


Fig. 3.20

v = viteza de circulație km/h

datorește unei aspriri a șinilor în cursul nopții prin umezeală sau rouă, care apoi în cursul zilei se pierde prin netezire de către trenurile ce circulă.

Pentru a clarifica avantajele osiilor cuplate Bacon și Ottoson [3.35] în 1939 au executat măsurători comparative cu 2 locomotive electrice monofazice de construcție diferită și

anume:

- cu o locom. 1'C 1' acționată cu biele pe liniile căilor forate suedeze, și alta
- cu o locom. Bo' Bo' cu acționare individuală a osiilor pe linia Göteborg-Boras.

Rezultatele arătate în fig. 3.21 indică o aderență cu peste 30% mai bună, chiar și la viteze mici, pentru locomotiva electrică cu biele. Din aceste valori mai ridicate numai 14,4% se pot datora lipsei descărcărilor provenite din cabraj (care apar la locomotiva cu boghiuri), restul de 15,6% trebuind deci să se datorează unei mai bune repartizări a sarcinilor la locomotiva cu biele, sau chiar unei aderențe mai ridicate.

Fig. 3.21

Măsurătorile coeficientului de aderență făcute de Bager și Ottoson (1939) conf. [3.35].

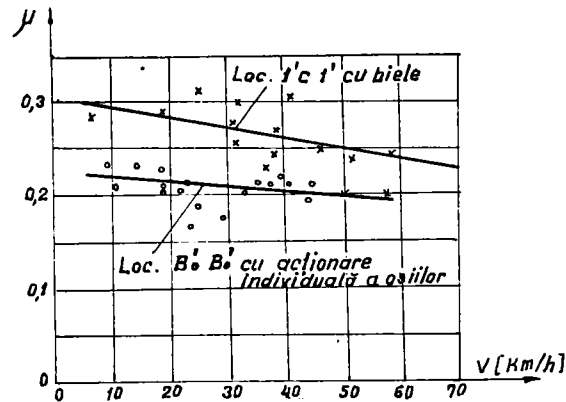


Fig. 3.21

Rover [3.35] onuță pentru prima oară în 1951 că dacă aderența scade cu creșterea alunecării, atunci locomotiva

are tendință cu atât mai redusă de patinare cu cât forța de tracțiune produsă de motor scade mai repede decât coef. de aderență, chiar în cazul măririi turației motorului; teorie susținută și de Brun [3.37].

La proiectul locomotivei valoarea coef. de aderență se mai ia în considerare și pentru alte motive cum ar fi spre ex. drept limită pentru forțelo ce pot apărea în elementele de acționare ale osiilor și ca atare pentru limitarea solicitărilor.

Căile ferate engleze British Railway cu Motronolitan Vickers Electrical Co. Ltd. au făcut și ele măsurători interesante dirijate de un colectiv din care au făcut parte Larkam, Dodridge, Brown și Schurmann [3.38], despre care a rolatat Andrews [3.52]. Acestea au avut loc cu ocazia electrificării liniei Manchester - Sheffield - Wath în anul 1952, și au fost foarte cuprinzătoare.

S-au determinat între altele :

- coeficientul de aderență mediu pe șine umede și uscate redat în fig.3.22,
- evoluția coeficientului de aderență la variația forței de tracțiune la viteză constantă redată în fig.3.23,
- influența umezirii șinelor conform fig.3.24,

Fig. 3.22

coef. med. de aderență la începutul patinării [3.32]

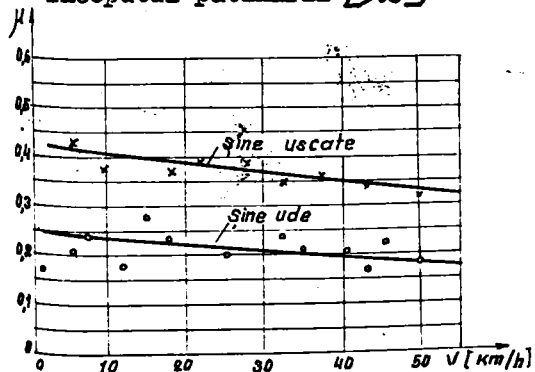


Fig. 3.23

coef. de aderență în cazul variației forței de trac. la vitez. constantă [3.32]

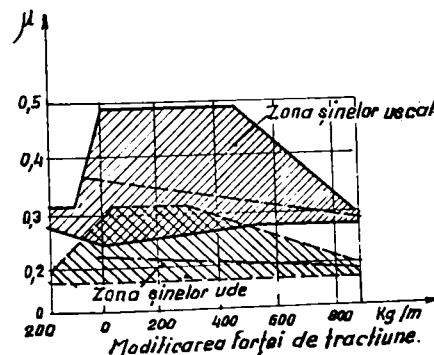


Fig. 3.24

Influența stratului de apă la uncire [3.32]

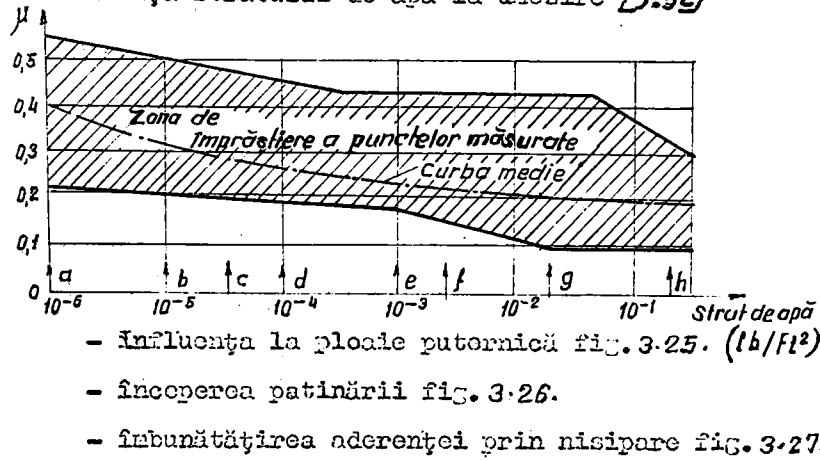


Fig. 3.25

Valori singulare ale coef. de aderență la ploaie
 continuă [3.32]

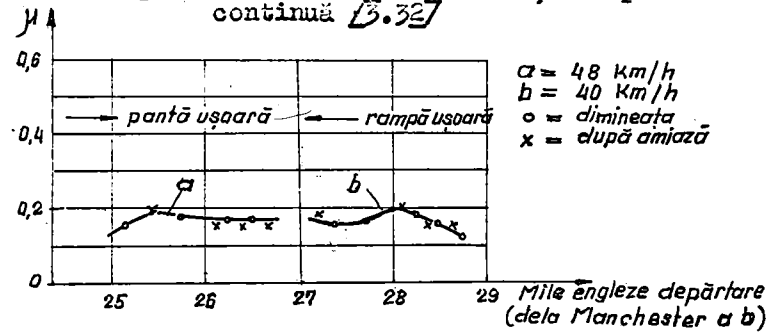


Fig. 3.26.

Începerea patinării la șine uscate după [3.32]

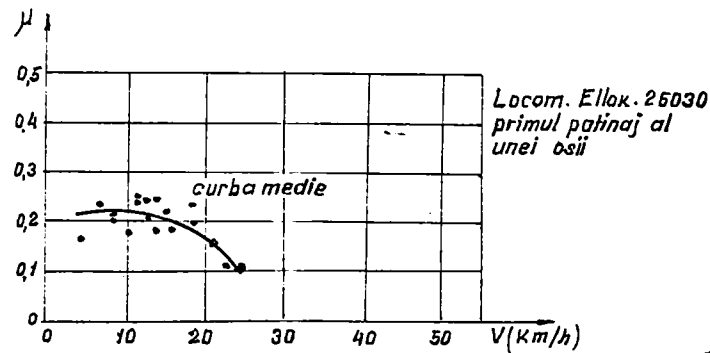
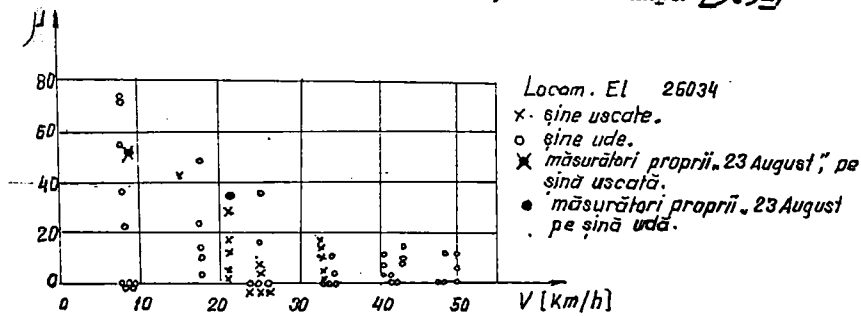


Fig. 3.27.

Efectul nisipării la șine uscate și umede după B.327



Coeficienții de aderență la probele făcute pe șine

ude cu folosirea de esteri, la viteza de 8 km/h, ne indică urmă-

toarele rezultate :

Specificarea.	Coef. mediu de aderență	Imbun. procent.
Sine ude (udate înaintea ficărei măsurători	0,245	0%
<u>Soluție de 0,5% stearat de etilen:</u>		
- jet constant numai pe o șină	0,226	-
- " " pe ambele șine	0,239	-
- picături constante	0,222	6,5%
- " puține	0,261	-
- " rare	0,259	5,7%
<u>Soluție 1% capnilat de etilen:</u>		
- picături constante dirijate la 300 mm înainte	0,257	4,9%
- picături răspindite pe capul șinei	0,318	29,8%
- jet continuu pe pîslă de repartiție	0,311	27,0%
- repartizor cu o singură pîslă	0,311	27,0%
- jet continuu pe pîslă la 16km/h	0,295	20,4%
- " " " " " 3km/h	0,324	32,3%
<u>Față de acestea sînt a se considera:</u>		
- șine uscate	0,383	56,3%
- jet continuu de apă pe șine uscate	0,273	11,4%
- jet f. bogat de apă pe șine uscate	0,227	-
- (observ. proprie) nisip pe șină uscată 8 km/h	0,455*	88,0%*
- (observ. proprie) nisip pe șină umedă 22 km/h	0,268	10%

* față de șină udă !

Din datele tabelului de mai sus reies valorile în general cunoscute ale coeficienților de aderență (ceva mai ridicate ca la alte măsurători), precum și posibilitatea de a influența în oarecare măsură coeficientul de aderență îmbunătățindu-l sau reducându-l după felul peliculei interpușe prin stropire.

Alte constatări interesante făcute cu ocazia acestor măsurători se referă la înregistrarea forței de tracțiune la începutul patinajelor și în cursul patinajelor la folosirea stropirei cu soluții speciale, fig.3-28 și fig.3-29, reeșind că în ultimul caz cu tot patinajul, forța de tracțiune crește cu timpul.

Fig.3-28

Inceperea patinajului la o osie în funcționare [B.327]

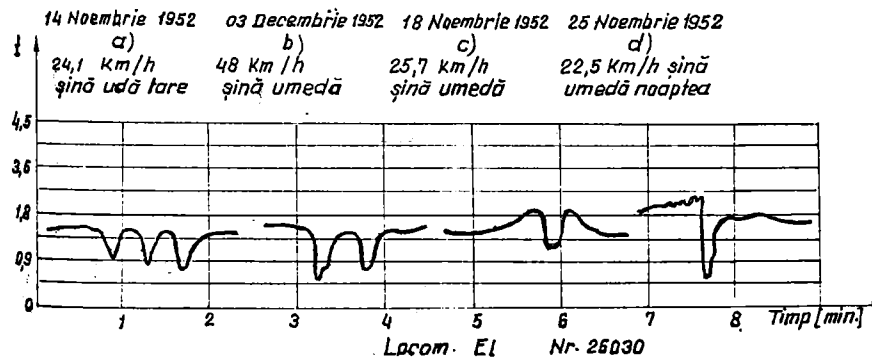
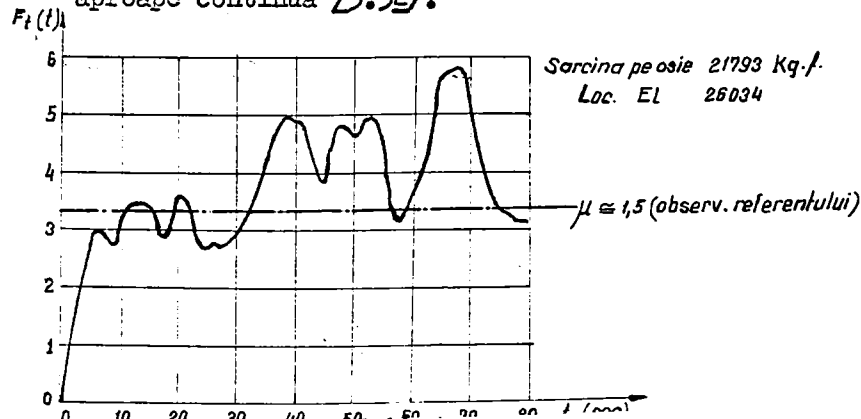


Fig. 3.29

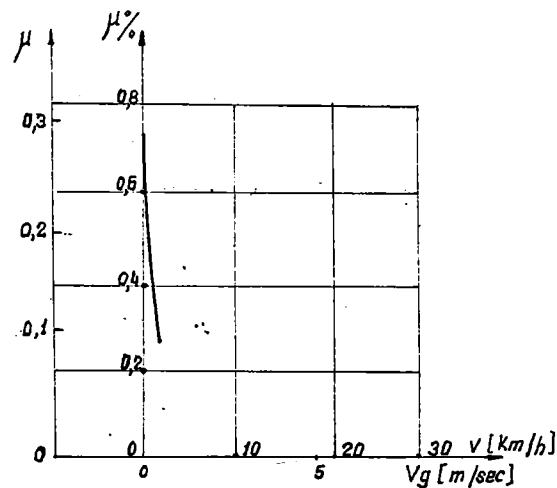
Forța de tracțiune la oboda roții la șina udă, 3 km/h și stropirea cu soluție de 1% de oleat de etil la patinare aproape continuă [B.327].



Tross [B.45] în 1962, măsoară coeficientul de aderență la vitezele mici de alunecare conform fig.3-30 și analizează teoriile despre frecare.

Fig.3-30

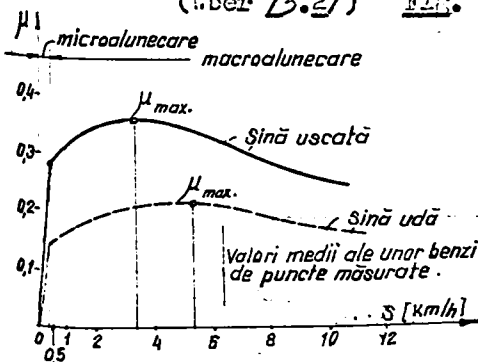
Coeficientul de aderență la viteze mici de alunecare [B.1]



Weber [B.2] de la căile ferate elvețiene (S.B.B.) stabilește prin măsurători sistematice în 1965 că valoarea coeficientului de aderență μ depinde de alunecarea s , coeficientul crescând mai întâi în domeniul alunecărilor mici pentru ca apoi să scadă la creșterea în continuare a alunecării, conform fig.3-31

(Weber [B.2]) Fig. este redată după artic.lui Mosser

Fig.3-31



Dependența coeficientului de aderență de viteza de alunecare la 40 km/h după [B.2] și pe baza măsurătorilor lui Weber [B.2].

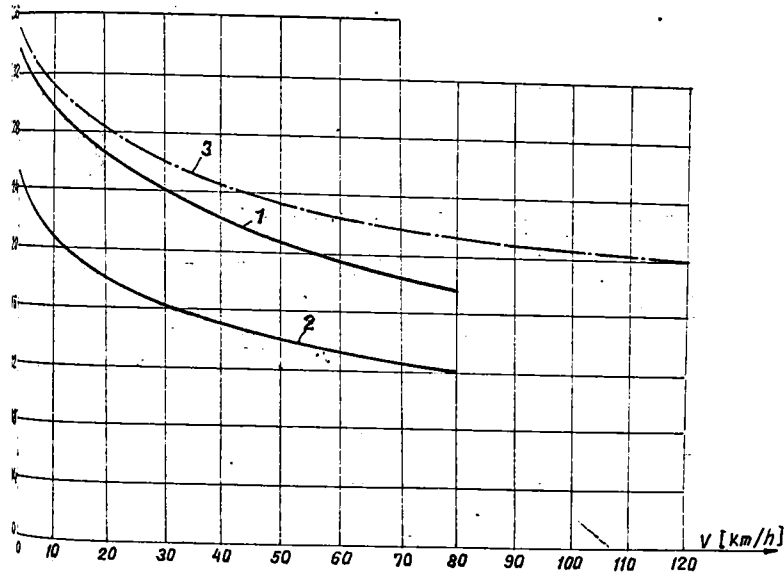
Aceste măsurători se referă mai ales la vitezele mari de alunecare (macroalunecare după Leber și Moser). Existența unui domeniu al micro-alunecării s-a dovedit că există din diferite măsurători amănunțite executate încă anterior. În toate cazurile în dom. macroalunecării apare un maximum a coeficientului de aderență pînă pînă la care mersul este stabil. La mărirea alunecării trecem într-o zonă descrescătoare a coef. de aderență, unde avem instabilitate și amorțiri de patinaj. Rezultă că transiteroa valorilor maxime ale forței de tracțiune se poate face numai la anumite alunecări, destul de importante.

Moser **B.37** în 1968 descrie încercările făcute la SBB (căile ferate elvețiene) la Sroy și pe linia Rothard, unde a și filmat comportarea roții în cursul patinajelor, precum și pe linia Emmetal-Bahn, obținînd coeficienți de aderență de 0,37 - 0,39, chiar pe ninsoare. Se presupune că rezultatele bune se datorează și tracțiunii joase și legăturii transversale, între boghiuri, deci concepției constructive a locomotivei. Pentru obținerea forțelor de tracțiune suficiente accelerației a fost necesar să se treacă în domeniul macroalunecării (1 - 3 km/h), fără de care tracțiunea trenurilor de probă (de 710 t pe rampă la 26%) nu era posibilă. Această alunecare este vizibilă și a fost filmată, se aude prin fluierat și poate fi măsurată. Cum fără alunecare nu se poate ajunge aproape de limita de aderență, trebuie să se considere că regimul normal de lucru comportă o anumită alunecare care însă nu duce la uzuri mărite. Se citează ca exemplu loc. Re 4/4 II.

Miller în 1951 **B.317** susține pe bază de măsurători proprii și interpretarea altora cunoscute, că valorile medii ale coeficientului de aderență evoluează conform ^{fig. 3.32} fig. 3.32. Mai arată că a obținut în genere valori mai joase ca în Germania (curba 3), dar că nu a efectuat măsurători prin frinare, ci în mare curent de

Evoluția coeficientului de aderență după Müller [3.52] A.E. redat din [BBC] 7-8, 1951.

- 1 - șine uscate curate
- 2 - șine unsuroase
- 3 - Curtius și Kniffler (coef. medii).



exploatare și cu sistemul normal de comandă. În continuare explică rezultatele slabe ce se obțin prin nisipare la evitarea patinajelor și rezultatele mult mai bune obținute cu frâna de antipatinaj, pe care le explică prin supoziții și aprecieri, arătând că ar trebui cercetate dacă acestea nu sînt în legătură cu diverse observații făcute de Metzko [3.33] la măsurătorile sale.

Andelott [3.41] de la General Electric Company, Erie, Pennsylvania, în 1961, într-un raport pe baza căruia s-a redactat un articol, arată că în mod curent la locomotivele Diesel - electrice americane se practică în caz de patinaj reducerea puterii sau deconectarea motoarelor electrice de tracțiune, dar că în Elveția se utilizează o frînă antipatinaj.

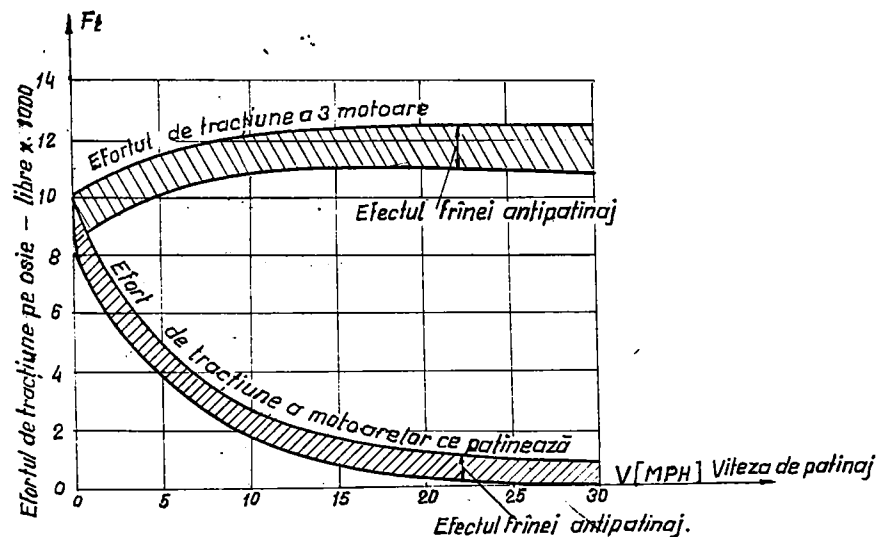
Cu un asemenea sistem, adaptat pentru condițiile americane, s-au făcut de General Electric, probe pe două locomotive

U 25 B de 2 500CP, timp de 7 luni pe 14 linii principale. Se susține că sistemul mărește coeficientul de aderență și este eficient la toate vitezele.

Spre deosebire de nisipare care este dificilă chiar la vitezele mici, frâna antipatinaj funcționează întotdeauna corespunzător, și face să dispară și eventuala peliculă unsuroasă dintre roată și șină. În fig. 3.33 sînt redată caracteristicile patinajului și ale efectului frinei antipatinaj.

Fig. 3.33

Caracteristicile de patinaj și efectul frinei în cursul patinării pentru 2 500CP pentru tracțiune cu patru motoare în paralel. Când un motor patinează, trei mențin 32,2 km/h. *Locom. U 25 B - Gen. El.*

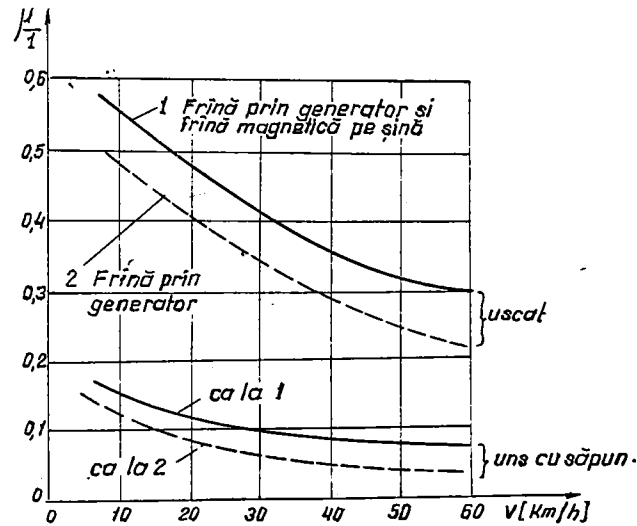


Reinfeld [B.52] - 1963 - ocupându-se de tramvaie și metrouri arată probleme ce sînt în legătură cu coeficientul de aderență la blocarea roților prin frînare. Plecînd de la curbă coef. de aderență - alunecarea stabilită de Schwend [3.39], analizează blocarea roților în diferite situații și stabilește că se obține probabil o mărire a coef. de aderență atunci cînd acționează simultan și frîna electromagnetică pe șină. Prezintă curbe

înregistrate pe oscilograf pentru procese de frînare (care ar trebui prelucrate pentru stabilirea coef. de aderență respectivi), curbe pentru drumul de frînare la reglare manuală și automată a sistemului antipatinaj, pentru decelerația medie precum și curbe pentru coef. de aderență pentru frînarea electrică și frîna electromagnetică pe șină lucrînd împreună, și numai pentru frîna electrică, pentru cazul șinelor uscate respectiv a celor unse cu pastă de săpun, după cum se vede la fig. 3-34

Fig. 3-34

Coeficienți de aderență după Reinfeld [3.52]



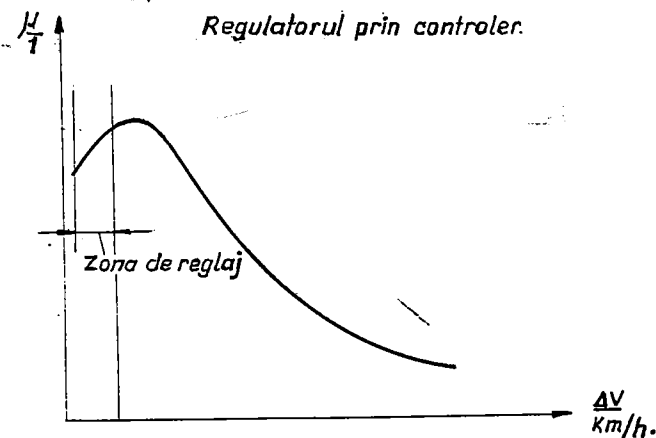
Schwend [3.59] corectează din 1941 și pînă în 1953 în mod practic pentru tramvaie și metrouri relațiile teoretice cunoscute. Dovedește pe bază de oscilogram - fără a le sorta după starea șinelor - că forța maximă de frînare nu se obține decît la o anumită alunecare (patinare) care este de 3 - 4 km/h, funcție de starea șinelor, și în acest caz este cu ca. 27% mai mare. Deci coef. de aderență este mai mare la o anumită alunecare, decît la

alunecarea zero, dar scade din nou dacă alunecarea crește mai mult. De asemenea a mai pus în evidență că coef. de frecare la alunecare evoluează altfel la trecerea de la rostogolire la alunecare ca la procesul invers de la alunecare la rostogolire.

Asprirea suprafeței roții prin alunecare, conduce în domeniul pînă la 7 km/h viteză de alunecare, la un coef. de aderență mai mare ca în cazul rostogolirii pure. Maximul valorii coef. de aderență se deplasează la reducere, la coef. aferent rostogolirii pure, prin netezirea suprafeței.

În final, în fig. 3.35 se stabilește curba înfășurătoare pentru coef. de aderență ca funcție a vitezei de alunecare.

Fig. 3.35



Paulsmeyer B.437 în raportul său creează bazele cercetărilor ulterioare ale lui Schwend.

Frank și Eutenauer B.447 în 1962 reușesc să constate că la patinarea roților pe șine, stratul superior pierde oxigenul absorbit. Prin aceasta se creează o suprafață metalică curată pe bandajul roții și pe capul șinei, deoarece reabsorbția oxigenului nu se face atât de repede, ceea ce conduce la mărirea coeficientului de aderență.

Deci suprafețele metalice curate, care au pierdut oxigenul absorbit, măresc coeficientul de aderență în prima fază a alunecării.

Toate aceste măsurători se referă însă la locomotive cu aburi sau cu acționare electrică (locomotive electrice sau Diesel - electrice) sau la stabilirea de valori prin frinare. Pentru locomotivele Diesel hidraulice lipsesc în literatură aproape cu desăvârșire pînă acuma cercetări practice cu privire la aderență.

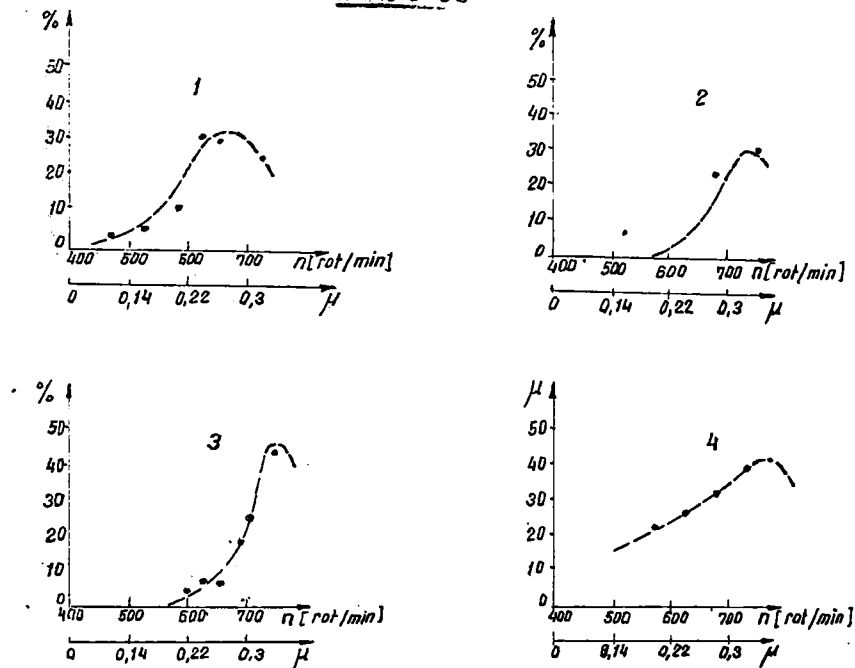
Pentru clarificarea eforturilor ce apar la patinaje în aparatul de rulare al locomotivelor Diesel hidraulice din fabricația R.S.R., s-au inițiat de Uzina 23 August - București împreună cu C.F.R. și firmele licențiatoare sau interesate în problemă (Voith - Austria; Sulzer - Elveția; Krauss - Maffei - R.F.G. și Westinghouse - Austria și R.F.G.), măsurători în cursul patinajelor. La aceste măsurători s-a determinat pe lângă alte valori, implicit și forța de tracțiune la care se amorsează patinajul, deci limita de aderență la plecarea din loc, adică coeficientul maxim de aderență.

Probele s-au făcut în mai multe etape începînd din 1968, cu locomotive Diesel hidraulice de 1250CP și 700CP de cale normală și locomotive de 350CP de cale îngustă 760 mm *B.27*. La acestea din urmă, determinări ale forțelor de tracțiune și vitezelor minime de circulație la care apar patinaje, s-au executat și în anii 1966-67.

Pe baza acestor măsurători se pot determina pentru unele situații și coeficienți de aderență pe baza propriei experiențe, și care nu au fost încă publicați, fiind cunoscuți numai de participanții arătați la inițierea acestor măsurători. Rezultatele generale se redau în figura 3,36.

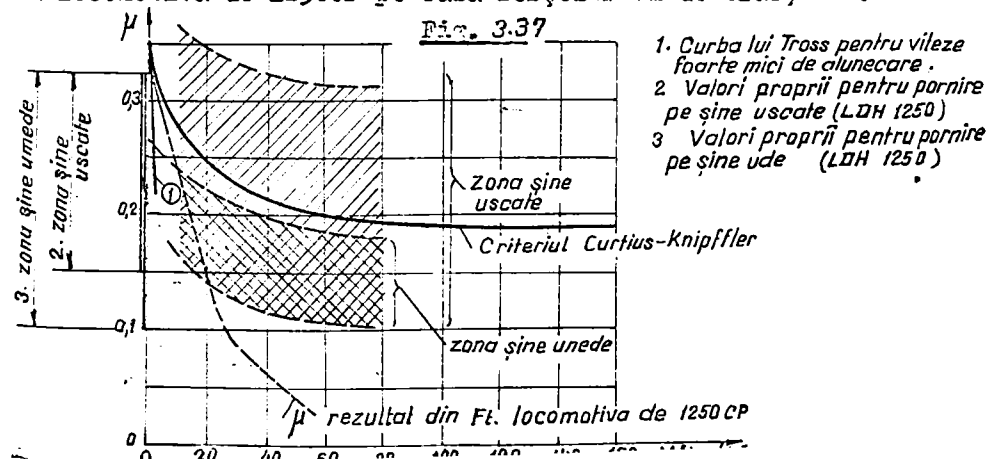
3,36

Fig. 3.36



2. - uscat înghețat 23.01.69
 3. - uscat (vara) 11.06.69
 4. - ninsoare 26.02.70
 1. - polei înghețat 3.02.69

Valorile aderențelor înregistrate cu frecvența lor pentru diferite situații ale liniei se redau în figura 3.37 în care s-au căutat să se indice aceste valori determinate la noi, comparativ cu criteriul Curtius - Knipffler, cu măsurătorile lui Tross [3.46] pentru viteze foarte mici și cu aderențele ce poate utiliza locomotiva de 1250CP pe baza forțelor ei de tracțiune.



3.4. - Concluzii critice asupra aderenței

În încheiere se poate constata din măsurătorile și experimentările citate, că determinarea valorilor aderenței ca și ^{a/} frecărilor suplimentare de *alunecare*, a preocupat ^{recent în mod} intens întreprinderile de căi ferate, institutele superioare de învățămînt, și literatură de specialitate, dînd un impuls susținut cercetătorilor pentru obținerea unor rezultate care să ducă la sporirea și îmbunătățirea performanțelor.

Din cele relatate pînă acuma reiese că s-au luat în considerare numai calculele și experimentările care duc la determinarea influențelor ce contribuie la perturbarea forței de aderență, fenomen nedorit în exploatare și depinzînd după cum s-a văzut de numeroși factori ca dependența de viteză, de alunecările suplimentare, de pelicole intermediare, etc.

Mai rămîne însă de analizat în cele ce urmează și măsurile de ordin constructiv care pot ridica aderența, indiferent de perturbări, la un alt nivel.

Astfel de măsuri servesc la reducerea diferențelor de sarcini din cabraj la demaraj și din suspensie în mers, la reducerea posibilității de așezare oblică a osiei în cale, la modificarea forțelor de stabilizare în cale, la evitarea torsionării osiilor prin diferențe de drum, etc., care pot aduce avantaje în schimbul unor complicații noi.

În această ordine de idei se practică tracțiunea joasă, acționare în grup a osiilor, legătură transversală între boghiuri, ampatamente reduse, îmbunătățirea suspensiei, reducerea jocului transversal în cale, profile noi de bandaje, roți libere și altele.

De asemenea pentru sporirea coeficientului de aderență se utilizează încă de la începuturile căilor ferate,

improșcarea cu nisip, iar în ultimul timp s-au experimentat
improșcarea cu soluții speciale la British Railway B.517, cum
s-a arătat mai înainte, asprirea șinei sau a roții prin aplicarea
ușoară a unor saboți de frinare și respectiv prin scintelirea
sau stropirea cu plasmă a șinei, după cum s-a încercat în Franța,
Elveția și Anglia (încă fără rezultate practice).

BIBLIOGRAFIE LA CAPITOUL 3

- (3.1) Kraft - la (2.5.).
- (3.2) Weber - la (2.44)
- (3.3) Moser - Massnahmen in der elektrischen Triebfahrzeug-
rüstung zur bestmöglichen Ausnützung der Adhesion zwischen Rad und
Schiene - Glasers ANZ. 1968 pag. 208.
- (3.4.) Zăgănescu - la (2.52)
- (3.5.) Curtius și Kniffler - la (2.47).
- (3.6.) Müller - Über Schienenreihung und Schleuderschutz
BBC Mitteilungen Juli - Aug. 1951.
- (3.7.) Herz - Über die Berührung fester elastischer Körper.
- (3.8.) Foepl - la (2.20)
- (3.9.) Heinrich - Zn. L. Foepfels Theorie der rollenden
Reibung. Osterreichisches Ingenieurarchiv 1950 Nr. 5.
- (3.10) Krettek - la (2.40)
- (3.11) Jahn - ZVDI 62 (1918) pag. 121
- (3.12) VMEV -
- (3.13.) Carter - On the action of a locomotiv driving wheel.
Proc.Royal Soc. A112 (1926) pag. 151 - 157.
- (3.14) Cain - Stress and deflection of cylindrical bodies in
contact, with application to contact of gears and of
locomotive wheel- Discussion I Appl. Mech. (1950)
pag. 465.
- (3.15) Love - A treatise on the mathematical theory of
elasticity. Editia 4. Combridge 1926.
- (3.16) Johnson - The effect of a tangential contact force up
on the rolling motion of an elastic sphere on a plane.
I Appl. Mech. 25 (1958)
- (3.17) Haines - Contact stresses in flat elliptical contact
surfaces... - Proc. Inst. Mech. Engineers 179 (1964/65)
Partea 3.
- (3.18) Ollerton - la (2.38).
- (3.19) Kelker - la (2.36)
- (3.20) de Pater - On the reciprocal pressure between two
bodies. Proc. Symp. Rolling Contact Phenomena. ed JB
Bidwell, Elsevier 1962 pag. 29-75.
- (3.21) Frederich - la (2.39).

- (3.22) Vermeulen - (cu Johnson) - Contact of nonspherical bodies transmitting tangential forces. I Appl. Mech. 1964 pag. 338-340.
- (3.23) Galin - Kontaktprobleme in der Elastizitätstheorie. Moskau 1953 (traducere engleză făcută de "North Carolina College 1961).
- (3.24) Dvornovich - Dreidimensionale Kontaktprobleme in der Elastizitätstheorie. Minsk 1959 (în rusă).
- (3.25) Kreuze - la (2.37)
- (3.26) Royer - Skidding of Wheel. Bulletin of the International Railway Congress Association 1951 Nr. 11 pag. 203.
- (3.37) Brun - L'adhérence et la traction diesel - Conferință ținută în oct. 1967 la Universitatea Politehnică din Praga.
- (3.38) Schurmann - Amontons Law, "Traces" of Frictional Contact and Experiments on Adhesion - Journal of Applied Physics 1942 Nr. 13 pag. 235.
- (3.39) Schwend - la (2.45)
- (3.40) Nouvion și Bernard - Connaissance nouvelle sur l'adhérence des locomotives électriques. Revue Generale des Chemins de Fer - Mars 1961 - pag. 133-196.
- (3.41) Aydelot - Brake application limit wheel slip. Intern, Railway Journal Mai 1961.
- (3.42) Lutz - Grundsätzliches über stufenlos verstellbare Wälzgerieße. Konstruktion 7 (1955) Nr. 7,9 și 11.
- (3.43) Paulsmeier - Forschungsbericht Nr. 6 - Forschungsinstitut für Strassenbahnwerken-Hannover.
- (3.44) Fink și Buteneuer - Ermittlung der Grösse von Reibzahlen für geschmierte und ungeschmierte Reibung von Metallen und
- (3.26) Lipeius - Untersuchungen über die Kraftschluss- und Schlupf-verhältnisse zwischen Rad und Schiene. Glasers Ann. 1965 Nr. 2 pag. 53-62.
- (3. 27) Holban - Legătura dintre forțe de tracțiune și aderență în procesul de demaraj (Referat III). Aparatura utilizată și metodologia încercărilor (Referat IV).
- referate pentru teza de doctorat la Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara.
- (3.28) Barwel - la (2.48)

- (3.29) Lipetz - Indicații ptr. proiectare 1928.
- (3.30) Wichert - Die 1'Dl' - Ellok. der Deutschen Reichsbahn Gesellschaft - El. Bahnen 1927. Nr. 3, pag. 99.
- (3.31) Müller - Über Schienenreibung und Schleuderschutz B.B.C. Mitteilungen Juli - August 1951.
- (3.32) Andrews - Die Haftung zwischen Rad und Schiene. El. Bahnen Nr. 8 - 1956.
- (3.33) Metzko - la (2.13)
- (3.34) Müller (o. Th) - Krafteinwirkung an einem Triebgestell bei Antrieb des Radsatzes durch Gelenkwellen. Österreichische Ingenieur Zeitschrift 1961 Nr. 5 pag. 185.
- (3.35) Bager și Ottoson - Bidrag till frågor om elektroloks adhesions förhållanden - Teknisk Tidskrift 1951.
Nichtmetallen. Zwischen des Institutes für Fördertechnik und Schienenfahrzeuge der Rheinisch - Westfälischen Technischen Hochschule Aachen - Okt. 1962.
- (3.45) Kother - Verlauf und Ausnutzung des Haftwertes zwischen Rad und Schiene bei elektrischen Triebfahrzeugen - El. Bahnen 1944 Nr. 1/2 și 2/3.
- (3.46) Tross - la (2.4)
- (3.47) ORE -
- (3.48) Schröter - la ()
- (3.49) Böhm - Der Schleudervorgang beim Anfahren und Rangieren mit diesel-hydraulischen, Kardanwellengetriebenen Lokomotiven. Glasers Ann. Nr. 6- 1960.
- (3.50) Strick - la (2.10).
- (3.51) British Railway - Măsurători pe linie Manchester - Striefield - wath în 1952.
- (3.52) Reinfeld - Gleitschutzregelung für Strassen und U-Bahnen - Verkehr und Technik - Mai 1961.
- (3.53) Bergische Stahlindustrie - Versuche.

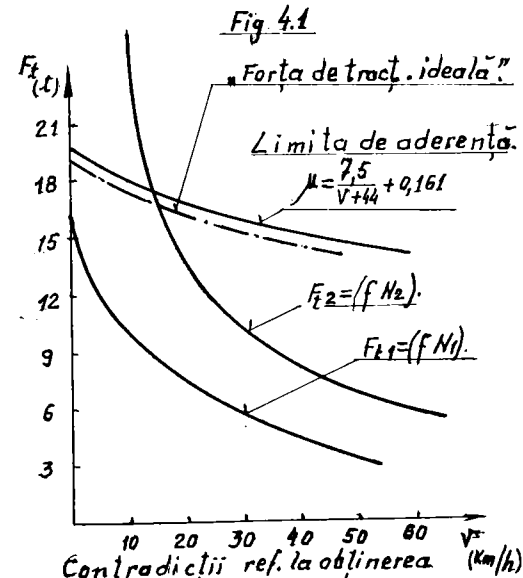
Cap. 4. Patinoarele și legătura dintre forța de
tracțiune și aderență la pornire

4.1. - Aspecte generale asupra tracțiunii, demarajului
și patinajelor la pornire

Procesul de demaraj al unei locomotive, considerat teoretic, ar trebui să poată satisface următoarele condiții :

1. - Să asigure atingerea cât mai rapidă a vitezei de circulație, deci să permită obținerea de accelerații mari.
2. - Să nu se depășească de către forța de tracțiune, aderența asigurată de greutate și de starea liniei.
3. - Să necesite puteri instalate cât mai reduse pentru limitarea investițiilor și a concurențelor.

În cazul locomotivelor Diesel hidraulice procesul de demaraj trebuie după cele arătate să se desfășoare după Fig. 4.1, cu puteri instalate cât mai mici. Acest lucru nu este însă posibil după cum se poate vedea din figură, deoarece cerințele enunțate sunt contradictorii pe de o parte și insuficient determinate pe de altă parte. Astfel o "forță de tracțiune ideală" nu corespunde unei anumite puteri instalate, ci pentru obținerea ei puterea trebuie să crească odată cu viteza. Aceasta conduce fie la o lipsă de forță de tracțiune suficientă pentru a utiliza aderența, ca în cazul



• // •

puterii N_1 din figură, la care forța de tracțiune este suficientă la pornire, dar rămâne mult sub limita de aderență imediat ce crește viteza. Un surplus de forță de tracțiune (care poate produce patinaje și trebuie limitat), ca în cazul puterii N_2 , permite putându-se utiliza aderența pînă la o viteză mai mare, viteza V_2 , cu dezavantajul suportării costurilor mai ridicate de mărire a puterii instalate. Dar și în acest caz de la viteza V_2 , puterea instalată este insuficientă pentru a utiliza întreaga aderență disponibilă.

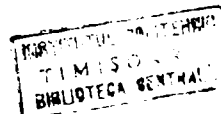
Utilizarea totală a aderenței pe o gamă cât mai largă de viteze este însă necesară pentru asigurarea unor caracteristici de accelerații optime.

În această situație, realizarea unui compromis între obținerea unor accelerații satisfăcătoare și cheltuielile de instalare a unei puteri mărite, este inevitabilă.

La realizarea acestui compromis ne putem ghida după nivelul optim al cerințelor actuale ale exploatărilor feroviare. Prof. Emerit Ing. Ion Zăgănescu [4.1] indică în manualul său "Locomotive și automotoare cu motoare Diesel", coeficienții de aderență pe care se poate conta practic în exploatare ca fiind: $\mu = 0,16$ pentru liniile magistrale și $\mu = 0,14$ pentru liniile secundare; și arată că vitezele pînă la care ar fi de dorit să se utilizeze complet aderența în lumina acestor coeficienți, ar trebui să fie de 100 km/h pentru liniile magistrale și de 60 km/h pentru cele secundare. De asemenea mai indică și greutatea aferentă acestor locomotive ca fiind de 100 tf respectiv 60 tf.

Considerînd în continuare că puterea la oboară este de 0,85 din puterea nominală pentru tracțiune (deci exclusiv serviciile auxiliare), rezultă în principiu situația din fig. 4.2.

. // .



Din calcul, cu
premisele de mai sus, re-
iese că puterile instalate
socotite ca justificate
pentru locomotivele de
linii magistrale pot atin-
ge :

$$N = \frac{F_t \cdot V}{270 \cdot \eta} = \frac{\mu G \cdot V}{270 \cdot \eta}$$

unde: $\eta = 0,8$ (rendamentul)

$\mu = 0,16$ (aderența)

$G = 100$ tf. (greuta-
tea)

$V = 100$ km/h (vite-
za)

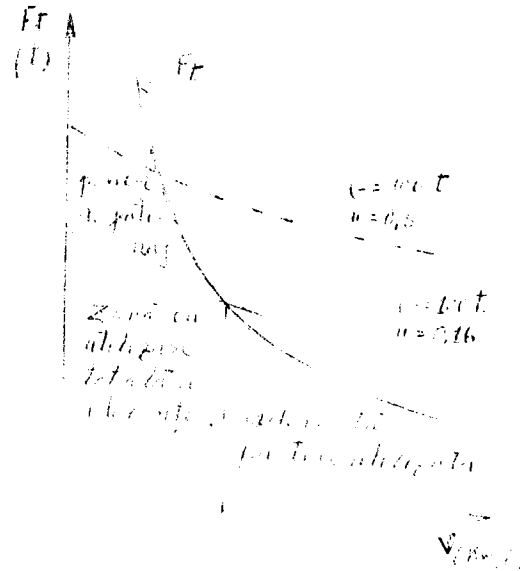


Fig. 4.2

Forțe de tracțiune utilizabile în
cazul liniilor magistrale

Resultind :

$$N = \frac{0,16 \cdot 100000 \cdot 100}{270 \cdot 0,85} = \frac{16 \cdot 100000}{27 \cdot 8,5} = \frac{1600000}{230} = 7000 \text{ CP la care}$$

se adaugă oca. 10% pentru serviciile auxiliare resultind oca.

$$7000 + 700 = \underline{7700 \text{ CP}}$$

Calculind în acelaș fel pentru liniile secundare obținem
puterea instalată de oca. 2450 CP. La aceste puteri resultă însă
că pînă la vitezele de 100 km/h respectiv 60 km/h, puterea insta-
lată se folosește numai parțial, iar de la aceste viteze în sus
se utilizează numai parțial aderența. Astfel de puteri mari insta-
late se poate susține că depășesc cerințele unui compromis rezona-
bil și mai necesită și dispozitive de limitare pentru suprasarcini
(limitarea forțelor maxime de tracțiune) precum și dispozitive
de protecție antipatinaj.

Locomotivele actuale nu au ajuns încă la un astfel de
nivel de putere. Cu aderența de $\mu = 0,16$ și $\mu = 0,14$, după cum

• // •

s-a arătat mai sus se examinează în cele ce urmează comportarea
4 din locomotivele ce se fabrică curent în țara noastră, constata-
tind următoarele :

Specificarea caracteristicii	Tipul de locomotivă			
	LDA 2100	LDA 125	LDM 70	L 05 H
Tipul locomot.	linie mag.	linii sec. și manevra	linii sec. și manevra	linii sec.
coef. de ader conșiderat.	0,16	0,14	0,14	0,14
zonole de viteză până la care se utilizează integral aderența % din	0 ± 25%	0 ± 50%	0 ± 35%	0 ± 30%
zonole de viteză la care se utilis.inte- gral puterea % din	25 ± 100%	50 ± 100%	35 ± 100%	30 ± 100%
greutatea locom. t	114	70	48	32
Putere specif. instalată CP/t	20,3	18,0	14,5	14,0

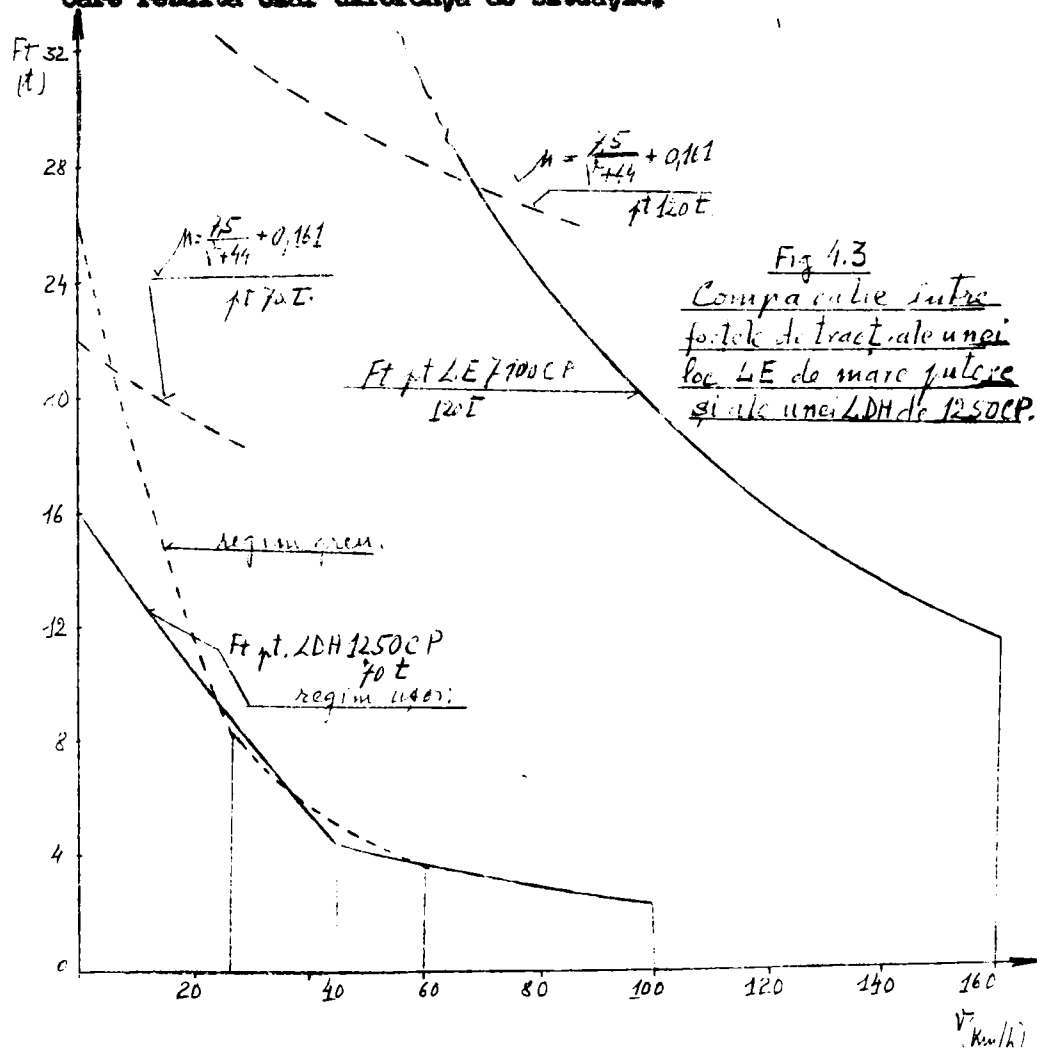
Din situația prezentată rezultă că nu există o diferență
apreciabilă cu privire la zonole de utilizare integrală a aderen-
ței respectiv a puterii la diferitele tipuri de locomotive pre-
zentate. În schimb se poate susține că puterea specifică instala-
tă CP/t crește odată cu puterea locomotivei, respectiv cu greuta-
tea specifică (t/CP) scade.

Rezultă că în funcție de greutatea aderență a locomoti-
vei și de serviciul la care este destinată, a fost aleasă dife-
rențiat puterea specifică instalată.

La locomotiva LDM 125, la care s-au efectuat cele mai
multe măsurători experimentale privind patinajul, din cauza nivo-
lului de putere relativ redus, s-au putut constata patinaje pu-
ternice cu vibrații nuanși la pornirea din loc, cel puțin în con-
dițiile în care s-au executat probele (linie uscată și vreme bună
spre deosebire de cea ce se pare că are loc la locomotive elec-

trice cu puteri instalate foarte mari, unde după informațiile, ce le deținem, în Elveția, problema principală din punct de vedere al patinajelor, o pune apariția acestora în mers la anumite viteze, unde forța de tracțiune este încă foarte mare, iar coeficientul de aderență scade probabil din cauza alunecărilor suplimentare sau a umosolei (spre exemplu în tunele).

Pentru a ilustra situația redăm alăturat diagramele forțelor de tracțiune Fig. 4.3, pentru locomotiva LDH 125 comparativ cu o locomotivă electrică de mare putere (L.E.), din care rezultă clar diferența de situație.



4.2. - Mecanismele de acționare individuală și în grup ale osiilor

Acționarea osiilor, în cazul folosirii unui singur echipament de tracțiune pe locomotivă, se face la cele 4 sisteme de transmisii, azi utilizabile, în felul următor :

- la transmisiile mecanice, numai în grup;
- la transmisiile hidrodinamice, în genere în grup și numai la un singur caz cunoscut (Jeubach 1500 CP) individual;
- la transmisiile hidrostatice, în grup sau individuale;
- la transmisiile electrice, în genere individual, și numai la unii constructori, respectiv la unele tipuri de locomotive în grup (ex.: General Motors la locomotive de puteri mici; Alsthom și Ganz-Magyar la locomotive cu boghiuri monomotoare, etc.).

Tratând în prezenta lucrare locomotivele Diesel-hidraulice, ne vom mărgini să arătăm că la acționările individuale, cum este regula generală la locomotivele Diesel electrice de puteri mari, se obțin în genere condiții mai slabe de aderență la demaraj (cu cea. 15%) decât la acționarea în grup, după cum se arată la capitolul următor (măsurătorile comparative ale lui Basar și Ottosen [B.35]). Acest lucru este explicabil, deoarece dacă o roată oarecare are dintr-o cauză locală o aderență mai redusă (alunecare mai mare, pată de ulei, etc.), pune osia respectivă în patinaj și prin aceasta perturbă celelalte osii, mai mult decât în cazul acționării în grup, sau declanșează mecanismul de antipatinaj, ceea ce reduce excitația și cu ea forța de tracțiune ce se poate obține la demarajul respectiv.

Întreprinderea Alsthom din Franța [4.2], care constru-

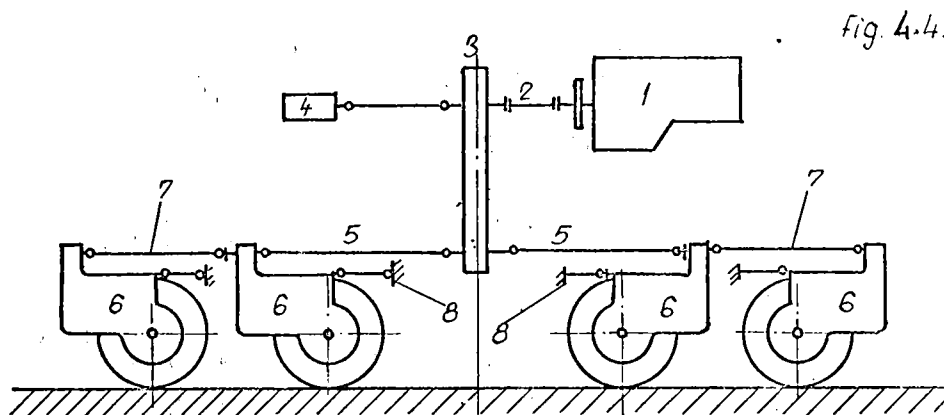
iește numai locomotive Diesel electrice, utilizează în cea mai mare parte și în special la puterile mari pînă la 4000 CP, boghiuri monomotoare și susțin că acționarea în grup a osiilor aduce următoarele avantaje :

- utilizează mai puține electromotoare de tracțiune spre exemplu în loc de 6 numai 2;
- permite realizarea a 2 regizuri de marș;
- fabunătățeste aderența;
- este constructiv mai simplă;
- permite ampatamente foarte reduse și
- posedă numeroase referințe (620 boghiuri livrate).

În cazul acționării individuale a osiilor la transmisii-
le hidraulice, se cunoaște un singur caz experimentat, acela al locomotivei Jeubach de 1500CP, la care fiecare osie era acționată de o turbotranmisie proprie.

Din punct de vedere al patinajului la demaraj, despre acest sistem practic și teoretic, se poate spune că patinarea unei osii nu duce la perturbarea celorlalte, deoarece puterea preluată de fiecare din aceste transmisii (Voith-Mazanek), nu se modifică la patinarea unor osi 4.7. Puterea preluată rămîne constantă la fiecare osie și cu ea practic și turația motorului Diesel (dacă se reduce cu ceva puterea la una din osi, turația motorului variază numai în limite restrînse pe curba de reguletor). Ca urmare, în acest caz, se poate precupa o comportare interesantă a sistemului în cazul patinajelor, deoarece odată cu sporirea turației osiei, reducîndu-se forța de tracțiune, patinajul trebuie să înceteze singur. În acest caz sensibilitatea unor dispozitive de antipatinaj ar putea probabil să fie și ea mai redusă. În figura 4.4 alăturată se redă o schemă a acestei interesante transmisii, cu care știm că s-au făcut experimentări la căile ferate austriace, dar a căror rezultate nu știm să fi

fost publicate.



1. Motor
2. Ax elastic
3. Reductor
4. Servicii auxiliare

5. Axe cardanice principale
6. Turbo transmisie de osie cu
2 convertizoare
7. Axe cardanice de legatură
8. Reazeme de momente

Pentru a examina în continuare cazul acționării osiilor în grup, vom arăta mai întâi care sînt puterile specifice (kgf/CP) funcție de puterea totală a locomotivei. Curbele ce se prezintă sînt bazate pe datele extrase din Jane's World Railway [4.3] reprezintă o imagine pentru cea. 36 de țări (exclusiv SUA, pentru care nu se dau date, dar care din punctul nostru de vedere iese din cadru—sarcini mult mai mari pe osii, ce se admit acolo).

. // .

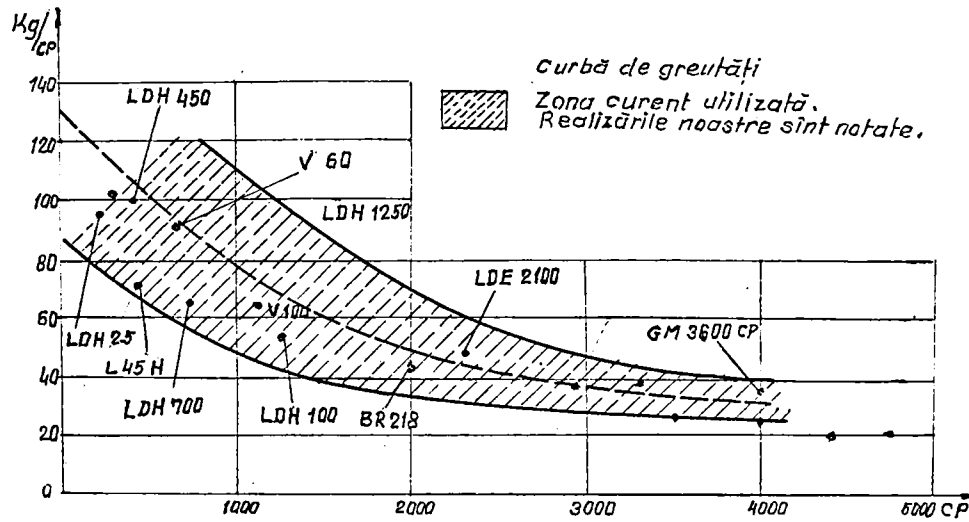


Fig. 4-5

Din curbele statistice trasate reiese după cum s-a mai arătat că greutatea specifică a locomotivelor scade apreciaabil odată cu sporirea puterii. Astfel dacă la 1000CP greutatea specifică este de 80 - 90 kgf/CP, la 2000 CP este de 50 + 20kgf/CP iar la 4000CP de cea. 30 + 5 kgf/CP. Această evoluție este explicabilă din două motive principale :

1. Locomotivele de puteri mici fiind destinate unor servicii mici sau numai de manevră, puterea instalată se menține redusă, iar greutatea ridicată din motive constructive, ca și de aderență (după cum s-a arătat la 4.1);
2. Locomotivele de puteri mari permit constructiv realizarea unei greutăți specifice mai reduse, aparatul de rulare fiind aproape identic ca la cele de puteri mai reduse, ca și forțele de tracțiune maxime, ce se dezvoltă pe fiecare axie.

În practică, locomotivele Diesel de ecartament normal 1435 mm se construiesc cât mai simple, pe 2 axii, atîta timp cît forțele de tracțiune nu depășesc aderența dată de sarcina pe axie.

Pentru condițiile europene cu cea 20t/osie, puterea maximă instalată justificabilă pe o astfel de locomotivă este de cea 450 CP; iar în condiții de cea. 30t/osie de cea 600CP. Construcția pe 3 osii (care se practică mai puțin în S.U.A.) permite la 20t/osii instalarea unor puteri de cea. 650 CP și corespunzător la 30t/osie ar putea permite instalarea unei puteri de 850 CP, ceea ce înăun se mai obișnuiește; la puteri peste 650 CP trecându-se de obicei la construcții pe 4 osii. Locomotivele pe 4 osii reprezintă constructiv marea majoritate a tipurilor, și ori de câte ori este posibil la puteri de la 400 CP și până la cea. 2500 CP, funcție de forțele maxime de tracțiune necesare, se folosește acest sistem. La ele, aparatul de relare (cu rare excepții), se compune acum din 2 boghiuri cu câte 2 osii iar acționarea osiilor se face individual, în 2 grupe sau într-un singur grup. În continuare pentru puterile mai mari între 2000 CP și cea. 5000 CP în prezent se folosesc construcții cu 6 osii, adică pe 2 boghiuri a 3 osii, acționările făcându-se ca la locomotivele pe 4 osii.

Pentru ecartamentele largi, situația este aceeași ca la ecartamentul normal; dar pentru sarcinile pe osie mai reduse de 15-17t, precum și pentru ecartamente metrice sau uneori mai mici, situațiile constructive diferă substanțial, deoarece fiind necesare puteri relativ mari, toate măsurările constructive nu sînt suficiente, trebuind sporit numărul de osii, începînd de la puteri mai mici ca de obicei. Astfel Uzina 23 August din București (la fel ca și alți fabricanți) a construit locomotive Diesel Hidraulice de 350 CP pe 4 osii pentru ecartament 760 mm cu 7t/osie, și de 450 CP cu 8t/osie, locomotive de ecartament 1067 mm de 320 CP pe 3 osii cu 11t/osie, și locomotive de ecartament 1067 mm de 1000 CP pe 4 osii cu cea. 13-14t/osie; chiar și în variantele tropicalizate [4.5], și intenționează să realizeze locomotive de

1500 CP pe 6 osii cu sarcini de numai 12t pe osie.

In genere pentru sarcini reduse pe osie de la puterea de 1000 CP in sus, se realizează cu greu construcții pe 4 osii, iar de la 1500 CP, in stadiul tehnic actual, trebuie să se treacă la construcții pe 6 osii. Bineînțeles greutatea și cu ele limitele depind și de felul transmisiei, transmisile electrice fiind mai grele.

Din datele statisticele prezentate și din explicațiile date reiese că :

- pe măsură ce cresc puterile instalate și se reduce greutatea specifică a locomotivelor, trebuie luată măsuri mai severe de prevenire a patinajelor la demaraj și de curire a lor; și
- la aceeași putere instalată, în zona greutateilor specifice mai reduse, tendința de patinare este mai accentuată.

**4.3. - Măsurătorile și experimentările efectuate
pentru patinaje la pornire și în mers**

- Încercările referitoare la studiul fenomenelor de patinaj au cuprins patinaje provocate înadins precum și patinaje normale ce se produc în exploatare. Primele au avut ca scop determinarea solicitărilor ce pot apărea, concomitent cu stabilirea valorii forțelor de tracțiune și implicit a coeficienților de aderență ce se pot obține. Aceste încercări s-au făcut prin tragerea unei sarcini frinate (legare la punct fix), înregistrându-se o serie de parametri, pe rând sau deodată, după caz și posibilități. De asemenea au avut ca scop să verifice și funcționarea dispozitivelor de protecție.

Parametrii mășurați și înregistrați sînt cei din fig.

4.5 și anume :

- F_t - forța de tracțiune măsurată tensometric la tija cîrligului de tracțiune sau cu traductor (capsulă) special,
- n - turația motorului Diesel, care indică puterea măsurată cu tahogeneratorul motorului,
- v - viteza de rotație a roții, măsurată cu un tahogenerator plasat în capul unei osii,
- σ_0 - solicitarea de încovoiere în osii, măsurată tensometric,
- τ_0 - solicitarea de torsiune în osii măsurată tensometric
- τ_c - solicitarea de torsiune în axele cardanice măsurată tensometric
- σ_b - solicitarea de tracțiune sau compresiune la barele

. // .

de rezonan ale momentelor,

- e - mișcarea cromalierii de la pompa de injecție, măsurată cu un traductor inductiv,
- i - impulsul de scosare al dispozitivului de antipatinaj,
- d - unele mișcări ale caroseriei locomotivei.

La aceste măsurători a fost necesar să se asigure prin cablu legătura între mărcile plasate pe osie și aparatura de înregistrare. Acest lucru s-a făcut prin bobinarea cablului pe osie și așezarea unor spirale pe sol, astfel încît la micile mișcări ce survin, cablul să nu se rupă. Dispoziția este cea din fig. 4.6.

Patinajele normale de exploatare au avut ca scop determinarea situațiilor cînd acestea apar. Măsurarea solicitărilor s-a efectuat pentru a stabili cînd se ating solicitări periculoase. Aceste încercări s-au făcut prin remorțarea de trenuri în parcurs. Interpretarea s-a făcut atât statistic pentru condițiile de apariție, cît și prin măsurători cu înregistrare, acestea din urmă în unele cazuri cu aparatură cu transmițere la distanță pentru solicitarea de torsiune a osiei și a axelor cardanice, deoarece s-a mers pînă la viteza maximă a locomotivei de 1250 CP, de 100 km/h,

Probele s-au făcut în genere pe linie uscată, dar s-au făcut încercări și pe linie umedă, udă și chiar unsă înadins cu ulei.

- Aparatura folosită a fost diferită la diversele încercări făcute, deoarece aceste măsurători s-au executat de echipe de la mai multe întreprinderi sau institute.

În principiu, la măsurătorile cu înregistrare, s-au folosit oscilografe cu buclă, înregistrarea făcîndu-se pe bandă de

Fig. 4-5.

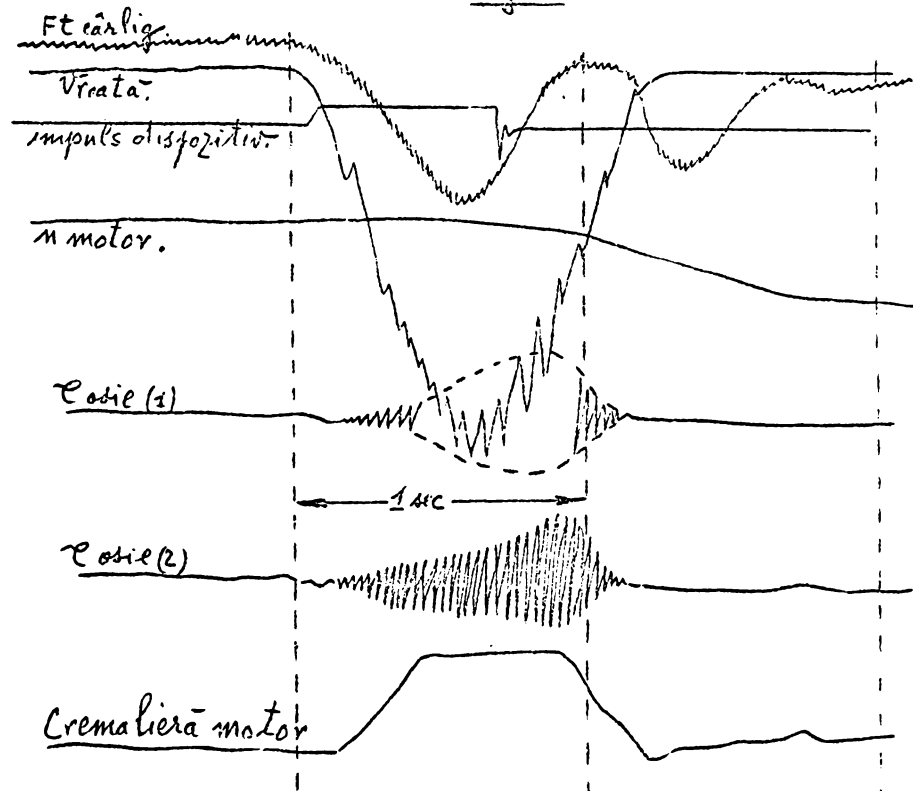
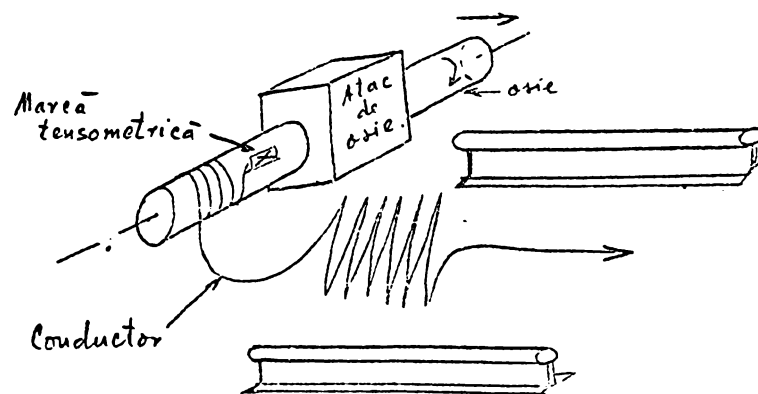


Fig. 4-6



hîrtie sensibilă la lumină ultra violetă, cu autodevelopare la lumina obișnuită.

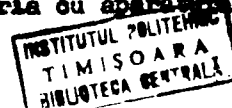
După cum s-a arătat, la majoritatea măsurătorilor s-au transmis parametrii de măsură direct prin cablu, și numai la măsurătorile efectuate în mare, s-au transmis fără contact acești parametri, de la piesele aflate în rotație, osii și axe cardanice, la aparatele de înregistrare.

La măsurătorile statistice s-au numărat și notat, sau s-au înregistrat cu contori, numărul de sesizări ale aparatelor de protecție antipatinaj.

Măsurătorile efectuate din inițiativa Uzinei 23 August, la care s-a luat parte activă și care se referă la problemele legate de patinaj, la solicitările ce apar în această situație și la protecții, au cuprins :

1. - Măsurători efectuate la locomotive L 35 H de 350 CP de cale îngustă 760 mm pe liniile fabricii de ciment de la Turda, folosind un dinamometru cu cadran și vitezometrul înregistrator al locomotivei, în scopul alegerii regimului optim de exploatare. Valorile măsurate ale forței de tracțiune și ale vitezei s-au citit și notat din 50 în 50 m (1967).
2. - Măsurători efectuate la Fieni pe liniile fabricii de ciment, împreună cu IPCUP, la locomotive L 35 H de 350 CP de cale îngustă 760 mm, folosind o cuplă tensometrică și citire directă a valorilor efortului cu ajutorul unei punți și a unui amplificator, pentru determinarea forțelor de tracțiune la care se produc patinajele, executate în 1967.
3. - Măsurători complexe executate împreună cu firma licențiatoare J.M.Veith - Austria cu aparatură de

• // •



transmitere la distanță a valorilor determinate prin tensometrie, pusă la dispoziție de firma Voith din R.F.G. - Heidenheim, executate la depoul Triaș cu sarcină remorcată frînată și pe linia București - Urziceni, cu tren de călători special, de la 8.08 - 18.08.68 pe locomotivele DHC - 005 de 1250 CP și DHB - 014 de 700 CP. Aceste măsurători au cuprins înregistrarea la locomotiva DHC - 005 de 1250 CP a situației de la pornire pînă la 100 km/h și la locomotiva DHB - 014 numai la pornire. S-au măsurat cu această ocazie eforturile în axele cardanice și în osii, odată cu viteza, puterea (turația motorului) și forța de tracțiune. De asemenea s-a înregistrat efectul dispozitivului de protecție antipatinaj. Din informațiile noastre și ale firmei Voith, aceste măsurători sînt primele la care s-au măsurat și înregistrat eforturile de torsiune în osii în mers și la patinaje, punînd astfel în evidență pentru prima oară, aici la noi, nivelul nivelului foarte ridicat al eforturilor ce apar. - Etalonare Fig. 4.20a - Exemplu înreg. DBB Fig. 4.21b-

4. - Stabilirea tendinței de patinaj a locomotivei DHC - 008 pe liniile uzinale cu tren de manevră, folosind un dispozitiv de măsurare a forței de tracțiune proporțional cu comprimarea tamponelor la împingere, și verificarea statistică comparativă a 3 dispozitive de protecție S - V 60, S - V 110 și Westinghouse (1968). - Fig. 4.25. -
5. - Măsurarea cu vagonul dinamometric de la ISCT a forțelor de tracțiune la locomotiva DHC - 008 de 1250 CP în diferite regimuri de mers și efectul aplicării unei ușoare frînări, efectuată pe linia Oltenția cu

tren de marfă, la 15 - 17.02.69.

6. - Verificări comparative statistice ale sesizărilor mai multor tipuri de aparate de protecție pe locomotiva DIC - 008 de 1250 CP în curse regulate, înregistrate prin contori telefonici (25.01 - 5.02.69).
7. - Stabilirea forțelor de tracțiune, a vitezelor, a vibrațiilor și a eficienței dispozitivului de antipatinaj la demaraj, pe linii uscate, udete și unse, împreună cu ISCT, în stația Făncosa cu tren scurt de marfă la locomotiva DIC - 008 de 1250 CP (15.02 - 17.02.69).
8. - Idem în parcurseri normale cu și fără ISCT, cu 2 variante de amplasare a tahogeneratorului de la dispozitivul de antipatinaj, pentru stabilirea reglajului optim al dispozitivelor, pe locomotiva DIC - 008 de 1250 CP (12.05 - 20.05.69).
9. - Măsurători complexe pentru stabilirea efortului de torsiune în osie la demaraj, folosind cablu tîrîtor și tren frînat ocupat din 2 locomotive cu aburi, împreună cu ISCT, la depoul Friaș pe locomotiva DIC - 008 de 1250 CP (06.06 - 11.06.69).
10. - Probe statistice de eficiență și reglaj optim al dispozitivelor de antipatinaj Krauss Maffei SV 60 și SV_g110 cu locomotiva DIC - 008 de 1250 CP în parcurseri normale (1.10 - 15.10.69).
11. - Idem pentru verificarea dispozitivului Westinghouse, împreună cu delegații firmei, pe locomotiva DIC - 008 de 1250 CP (1969).
12. - Măsurători complexe pentru punerea în evidență comparativă (cu și fără protecție) a eforturilor de torsiune ce apar în osii, împreună cu ISCT și în

prezența delegaților Voith, Sulzer și Krauss Maffei pe locomotiva DHC - 008 de 1250 CP la depoul Crișaj cu 2 vagoane remorcate (21.02 - 26.02.70).

13. -Idem dar și cu măsurarea încovierii în osii și a forțelor în barele de roazem ale momentelor, împreună cu ISOT, la locomotiva DHC - 008 de 1250 CP la remiza de automotoare Grivița cu 1 vagon și 2 automotoare remorcate și la locomotiva D 35 II - 005 de 450 CP la remiza Turda cu vagoane de marfă remorcate (8.10 - 15.11.70).

- Se notează faptul că pînă în prezent nu se cunosc și nu s-au publicat date asupra altor măsurători cu înregistrarea directă a eforturilor de la osii.

In cele ce urmează se vor arăta mijloacele folosite pentru unele măsurători și metodele aplicate.

- Astfel pentru măsurătorile arătate la punctul - 1, s-a utilizat pentru măsurarea forței de tracțiune un dinamometru cu resort de 10 t cu cadran, cuplat între locomotivă și tren. La fiecare 50 m, la un anumit semnal s-a citit și notat simultan forța de tracțiune indicată de dinamometru și viteza arătată de vitezometrul indicator Denta. Apariția patinajelor a fost ușor determinată, prin creșterile bruște ale vitezei indicate. Datele astfel culese au permis trasarea unor diagrame de forțe de tracțiune - viteză cu indicarea patinajelor apărute, și suprapunerea acestora pentru apreciere pe rezistența liniei (rampă și curbe); ceea ce a permis determinarea tonajelor optime de remorcat (fig. 4.7). După cum se vede din figură, în modul arătat reiese ca evidente vitezele sub care nu trebuie să se circule și ca urmare și sarcinile remorcate ce se pot admite.

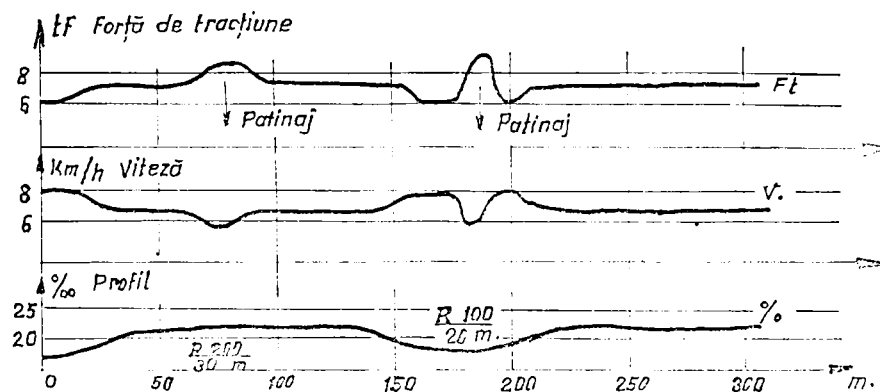


Fig. 4.7

- La măsurătorile de la -2 s-a folosit pentru măsurarea forței de tracțiune a barei prevăzută cu mărci tensometrice formând astfel o cuplă tensometrică (fig. 4.8). Pentru măsurarea forțelor maxime de tracțiune și a situației în cursul patinajelor, încercările s-au făcut la punct fix cu tren frinat, aparatele de măsură fiind plasate pe o masă alături de linie, iar cablurile fiind trase cu bucle conform figurii 4.9. În parcurs,



Fig. 4.8

aparatele s-au amplasat în locomotivă. Nu s-au făcut înregistrări ci numai citirea valorilor indicate cu notarea lor și a vitezei reale sau de patinaj, după caz.

- Măsurătorile de la -3 s-au executat cu aparata-

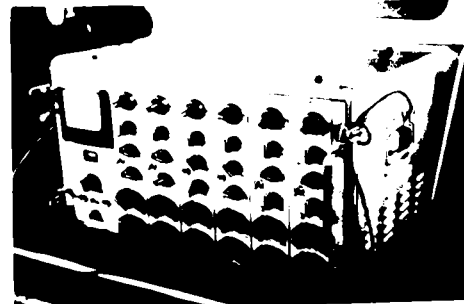


Fig. 4.9

jul cel mai modern existent pe piață la acea dată, aparatul în-
chiriat de la firma Voith din Heidenheim R.F.G. Forța de tracție-
ne și eforturile din axele cardanice și din osii s-au măsurat
tensometric și au fost înregistrate împreună cu viteza roții
(reală sau de patinaj), cu impulsul aparatului de protecție și
cu turația motorului, concomitent pe banda unui oscilograf cu
buclă tip Hottinger. Eforturile din axele cardanice și cele din
osii s-au măsurat cu transmiterea la distanță a valorilor, fără
contact prin fir, pe cale electronică și prin frecvență modulată.
Instalația aferentă este indicată în principiu în figura 4.10 și
este un fabricat Philips (aparatele de transmitere, bobina de re-
cepție și discriminatorul).

În fotografia
4.11 și 4.12 se arată aceas-
tă instalație montată pe
axul cardanic în partea
atacului de osie cu dublă
demultiplicație, iar în fi-
gura 4.13 montajul realizat
pe osie. În continuare se
arată în figura 4.14 cele
3 discriminatoare ce au fost
folosite pentru 3 puncte de
măsură și un osciloscop ce
a servit la reglaje.

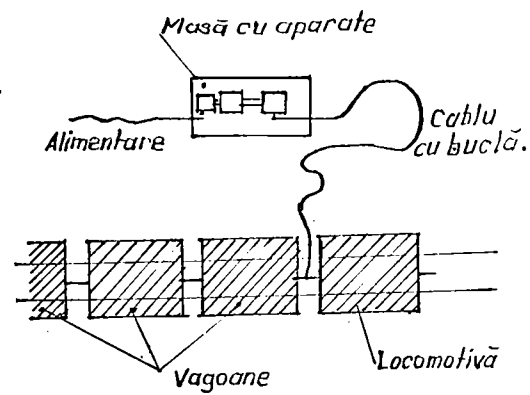


Fig. 4.9

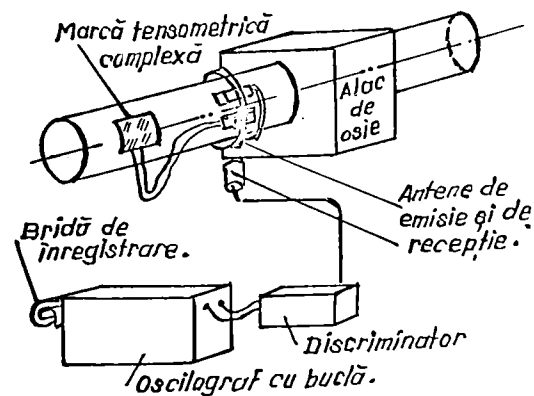


Fig. 4.10

Fig. 4-11



Fig. 4-12

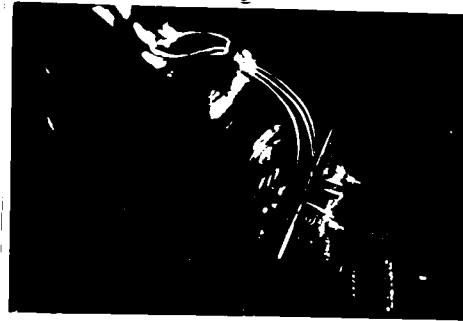


Fig. 4-13



Fig. 4-14

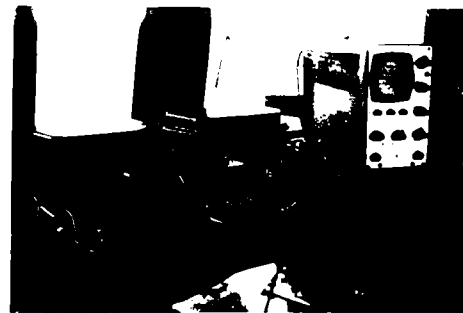


Fig. 4-15

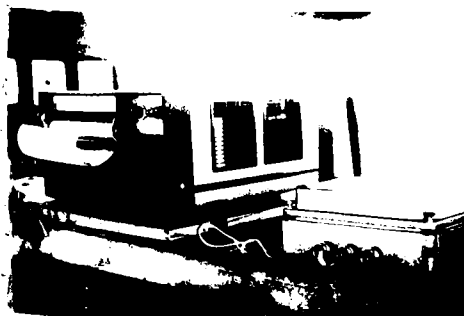
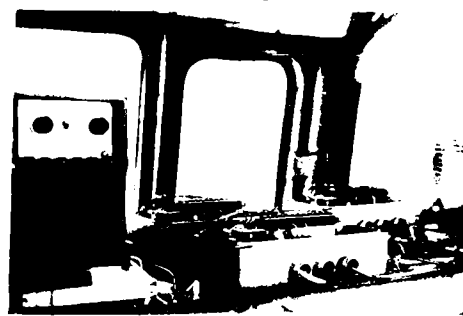
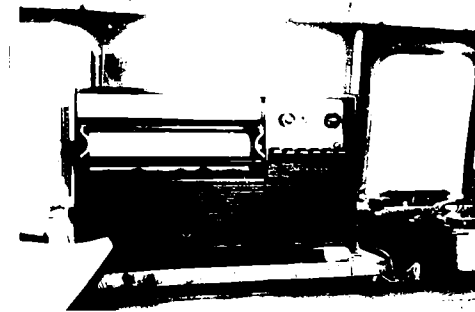


Fig. 4-16



In următoarea fotografie 4.15 este arătat oscilograful cu un discriminator și cu banda lui de înregistrare. In fund se văd aparatele de pe postul de comandă al locomotivei.



Fotografia 4.16 arată așezarea aparatelor în locomotivă în continuarea figurii și spre dreapta ei.

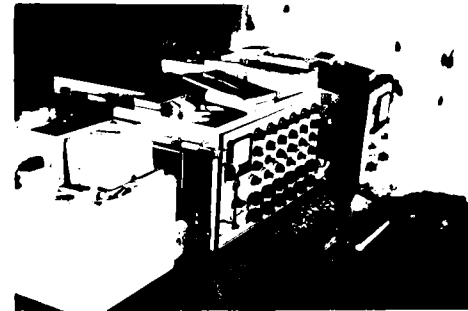


Fig. 4.18

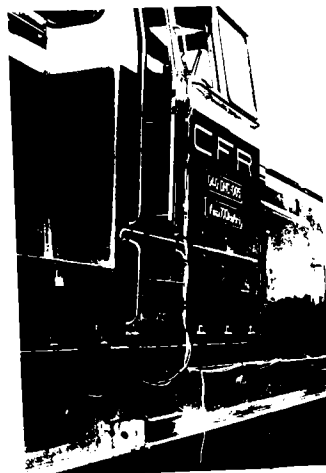


Fig. 4.20

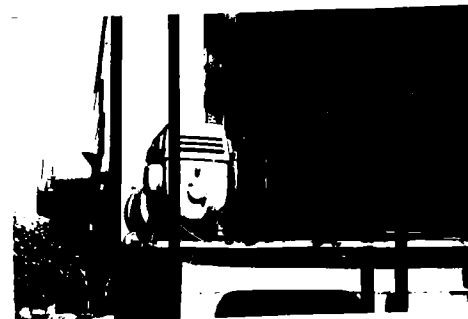


Fig. 4.19

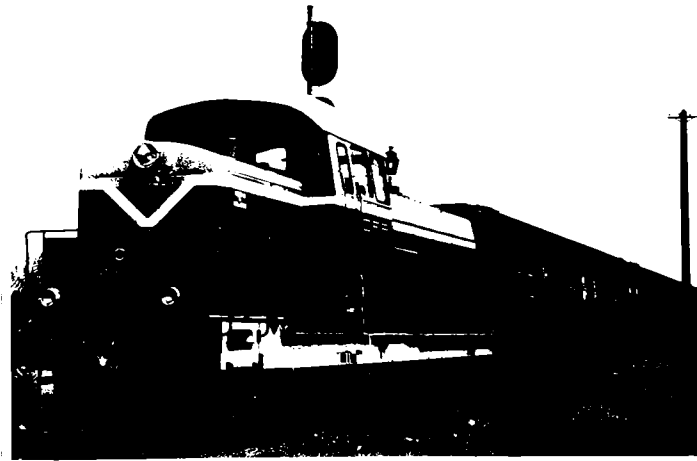
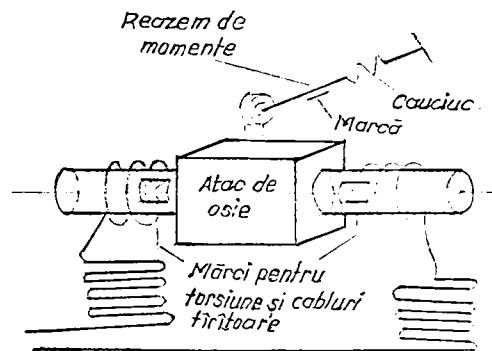


Fig. 4.21



La oscilograf

Fig. 4.22

Figurile
(si 4.18 a)
4.17 și 4.18
oscilograful
sin ur, și
fig. 4.19
grupul con-
vertitor de
a servit pen-
tru curent
alternativ
220-380 V,
alimentat
din bateria
locomotivei
cu priză in-
termediară
la 48 V.

Cablajul
pe locomotivă
se indică în
fig. 4.20
iar trenul
de probă în
fig. 4.21 (cu
treno de probă
de 120 t).



Fig. 4.21 a - Măsurători în Costa Rica
cu locomotiva de 950 CP. pe
ecartament 1067 cu „cabosa” laborator.

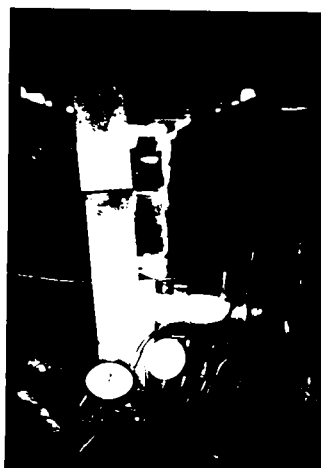


Fig. 4.20 a. - Etalonarea mărcilor de
torsiune de pe axie la măsurătorile
de la punctul - 3 (pag. 4.14) cu o presă
hidraulică Lucas și braț de pârghie,
la depoul Triaj.

Acste măsuratori au avut ca scop să stabilească ni-
velul eforturilor în axele cardanice și în casti în cureul patina-
jelor, regimurile de funcționare la care apar patinaje și vibrații
exerente (vibrații de frecare stick-slip), eficiența dispositi-

Vului de protecție Krauss-Maffei S - V 60 și condițiile ce se cer pentru o protecție eficientă contra patinajelor.

Din datele publicate de Schrötter [4.6] și din cele cunoscute de delegațiile celor 2 firme Voit (R.F.G. și Austria), ca și de noi, a reeșit că la aceea dată se mai executaseră măsurători de acest gen, în special pe brațul de reazem al momentelor,

ca și pe cardane, dar că înregistrarea eforturilor de torsiune în osie, se crecuta în primărie. De altfel pînă în prezent nu cunoaștem încă date publicate în acest sens și nici în articolele cele mai recente nu sînt consemnate astfel de măsurători [A. Schrötter și A. Schöneberger - ETR - Martie 1974].

- Stabilirea tendinței de patinaj arătate la -4 s-a făcut prin ceteria și notarea valorilor constatate la un număr mare de patinaje provocate la pornire (108 cazuri). S-a notat puterea motorului la care s-a produs patinajul (dedusă din turație) care corespunde la o anumită forță de tracțiune, controlată și prin comprimarea tamponelor (s-a lucrat prin împingere). În acest scop, s-a improvisat un dispozitiv de indicare a comprimării tamponului cu indicare electrică la distanță conform schemei

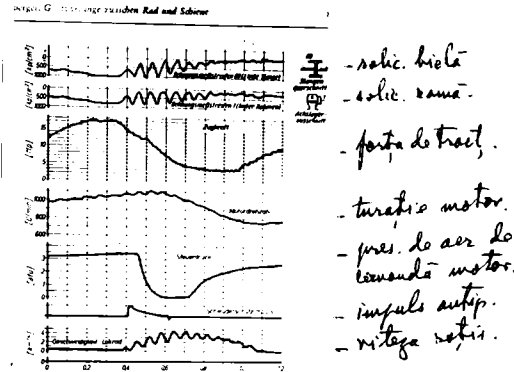


Fig. 4-21 b - Exemplu de înregistrare [4.6] de la DBB (Căile ferate Feder. germane) publicat 1974 în ETR (Iocom. cu biele.)

rodato în fig. 4.26. La aceste probe s-au verificat și siguranța sesizării patinajelor pentru 3 tipuri de dispozitive de protecție: Krauss Maffei 3 - V60/3 și 3-V_g100 și Westinghouse mecanic.

- La măsurătorile de la - 5 întreprinse cu vagon dinamometric s-au verificat forțele de tracțiune pe diversele trepte ale controlerului (trepte de turație respectiv presiuni de comandă a accelerației), precum și efectul unei ușoare frînări

(0,5 -1kgf/cm² în cilindrul de frinare), folosită ca dispozitiv de antipatinaj, asupra forței maxime de tracțiune ce poate fi dezvoltată.

- La verificările comparative asupra sesizărilor simultane a mai multor tipuri de aparate de protecție contra patinajului (de antipatinaj), arătate la punctul - 6, s-au folosit contori telefonici care înregistrează sesizările, numai unul din aparate lucrând însă asupra motorului pentru influențare și oprirea patinajului.

- Măsurătorile arătate la punctul -7 și -9, au verificat efectul dispozitivelor de protecție și au căutat să stabilească valoarea eforturilor din osii în cursul patinajelor de demaraj, în mod cât mai precis. La aceste măsurători s-a modificat voit starea șinelor prin stropire cu apă, respectiv ungere cu ulei, pentru a se putea compara diferitele aspecte ale patinajelor (Fig. 4.18 A. - Aparatura).



Fig. 4-18 a.
Aparatură Uzinei, 23 August,
La depoul Triaj
(1970)

Scopul principal însă asupra căruia a trebuit să se concentreze atenția a fost :

- stabilirea eficienței reale a metodelor preconizate pentru evitarea unor eforturi prea mari în osii, în cursul patinajelor ce au loc la demaraj.

Aceste măsurători au permis verificarea părerilor formulate, și confirmarea rezultatelor unor măsurători anterioare.

La aceste măsurători s-a folosit ca sarcină remorcată frînată, un tren scurt de marfă, respectiv 2 locomotive cu aburi. Parametrii principali înregistrați au fost destul de diferiți de la o înregistrare la alta. Forța de tracțiune și efortul în osii s-a măsurat pe bază tensometrică, în cazul osiei folosind metoda zisă "a cablului tîrîtor". Aceste măsurători au fost foarte ample și laborioase și cu cuprins multe înregistrări.

- Probele de la punctul - 8 au avut ca scop să verifice dacă amplasarea tahogeneratorului pe capul axului de intrare al atacului dublu nu este mai avantajoasă și de natură să conducă mai devreme la sesizarea patinajelor, dat fiind că în acest loc durata lui este de 3,45 ori mai mare, decît la amplasarea în capul osiei.

- Probele de la punctul - 10 au avut ca obiect în special definirea reglajului optim de aplicat la dispozitivele de antipatinaj Krauss Maffei SV-60 și S-V_g110, la SV-60 folosind și un nou releu electronic. Definirea s-a făcut prin apropieri succesive și stabilirea prin numărătoare a patinajelor nesesizate, precum și pe bază de apreciere, a felului de sesizare (imediată, medie, întîrziată, etc.), după un normativ stabilit în urma măsurătorilor efectuate anterior. La aceste aprecieri, făcute la un număr mare de patinaje, rezultatele s-au dovedit corespunzătoare, reglajul de sensibilitate putînd fi determinat suficient de corect. Se remarcă că o sensibilitate prea redusă duce la pre-

lungirea patinajelor, iar una prea mare la sesizări false la ace și gioante de șine.

- De asemenea s-a mai întreprins și o acțiune analoagă, arătată la punctul - 11, dar pentru dispozitivul mecanic Westinghouse (împreună cu delegații firmei).

- Măsurătorile arătate la punctul - 12 reprezintă o repetare de confirmare a celor de la punctele - 7 și - 9, însă efectuate în vederea demonstrării exactității lor, în prezența delegaților firmelor licențiatore Sulzer - Elveția și Voith - Austria precum și a delegatului Krauss Maffei, furnizorul dispozitivelor de antipatinaj.

- O altă serie de măsurători sînt cele arătate la punctul - 13, la care parametri s-au extins și asupra barelor de la reazemele de momente, precum și la locomotivele de cale îngustă de 3500P.

Metodologia folosită la aceste ultime măsurători a cuprins următoarele :

- La locomotiva de 1250 CP numărul DHC - 008, s-au măsurat concomitent sau separat următorii parametri, cu înregistrare pe bandă de oscilograf :

- vitosa de patinare a rotii (tren frinat la punctul fix)
- efortul în barele de reazem ale momentelor de la ateurilor de osie (compresiune sau tracțiune) la 2 osii;
- efortul de încovoieră în osii, la o cale;
- efortul de torsiune în osii, la 2 osii, și
- forța de tracțiune la cârlig;
- durata impulsului de antipatinaj.

Trenul folosit s-a compus din locomotivă, un vagon pe 4 osii cu aparatura de măsură și 2 automotoare (în total cca. 150 t frinate ca sarcină).

Legătura dintre locomotivă și vagonul de măsurători s-a făcut prin cabluri înfășurate pe osii cu rezerva așezată în serpentină pe linie între șine. Aceste cabluri se reasezau după câteva patinaje, pentru ca partea desfășurată să nu fie deteriorată (fig. 4.22)

Aparatura folosită a cuprins un oscilograf cu buclă cu 8 canale de fabricație Hottinger - Fischer. Schema generală de amplasare a traductoarelor și cea de amplasare a mărcilor tensometrice se

redă în figura 4.23; 4.23 a, și figura 4.24. Felul de legare al mărcilor a fost în punte sau în semipunte, relația de calcul fiind :

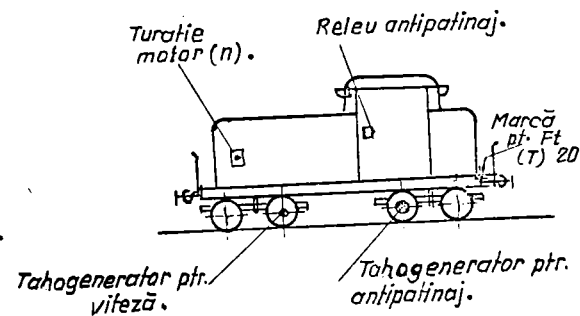
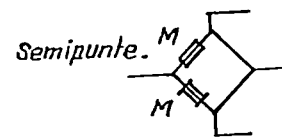
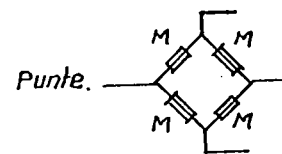


Fig. 4.23

Fig. 4.23a



$M = \text{marcã}$.

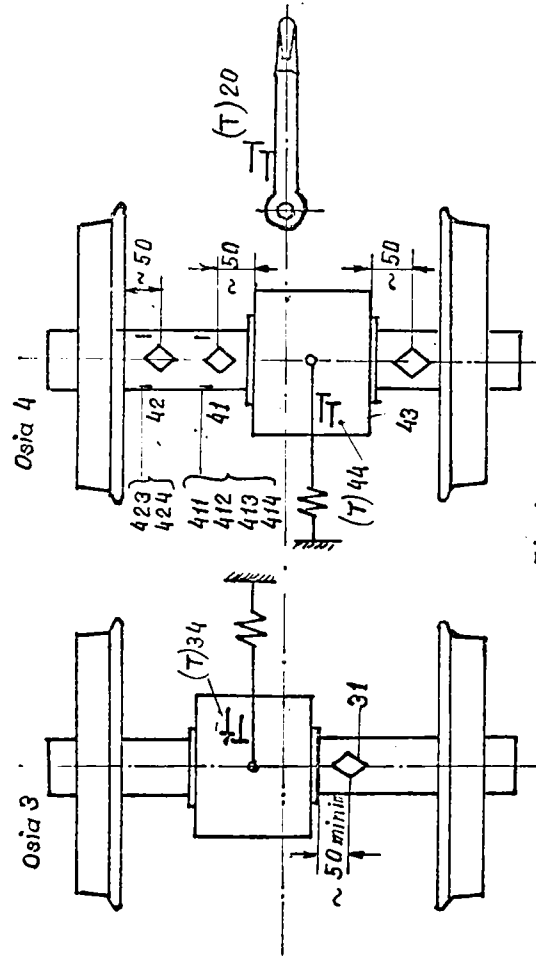


Fig. 4.24

unde : K_a = constanta aparatului

K_m = constanta mărcilor

A = amplificarea montajului,

deci pentru încovoiere avem :

$$\begin{aligned} \sigma &= \mu \varepsilon_{\text{real}} \cdot E, \text{ unde} \\ \varepsilon_{\text{real}} &= \frac{K_a}{A K_m} \cdot \frac{\text{abaterea citită}}{\text{abaterea etalon}} \end{aligned}$$

iar pentru torsiune

$$\tau = \varepsilon_{\text{real}} \cdot E \frac{1}{1 + \mu} \text{ unde}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^6$$

$$\mu = 0,3 \text{ (după Poisson)}$$

$$\tau = \varepsilon_{\text{real}} \frac{2,1}{1,3} = 1,62 \varepsilon_{\text{real}}$$

(la coeficient de amplificare $S = 1000$).

Valorile și felul legăturilor pentru toate punctele de măsură de la acest exemplu se redau în continuare sub formă de tabel.

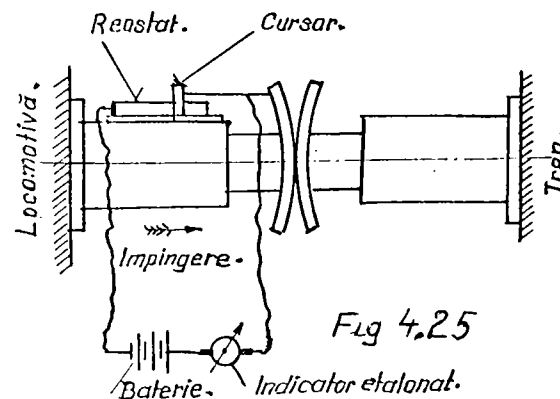


Fig 4.25

Tabelul lecturilor :

Mărcii inductor	Loc de amplasare	Tipul de legare	Ka	Ka	A	Observatii
11	Învultie antip.	direct	-	-	-	
212	roată	direct	-	-	-	
20	marcă cirilic	punte	2	2.1	2.6	
31	osia 3 rozetă	punte	2	1.96	4	
311	osia 3	senip.	2	2.1	2	
312	osia 3	senip.	2	1.96	2	
41	osia 4 rozetă	punte	2	1.94	4	
42	osia 4 rozetă	punte	2	1.96	4	
43	osia 4 rozetă	punte	2	2.1	4	
4. 412	osia 4	senip.	2	2.1	2	
4. 422	osia 4	senip.	2	2.1	2	
4. 432	osia 4	senip.	2	2.1	2	
4. 414	osia 4 pe 411	senip.	2	2.1	2	
4. 424	osia 4 pe 421	senip.	2	2.1	2	
34	bară osia 3	punte	2	2.1	2.6	
44	bară osia 4	punte	2	2.1	2.6	

S-au etalonat :

- Cirilic (la prosă);
- Osia - încovoiere (sarcină proprie statică)
- Viteza
- Mărcile de torsiune prin simulare din punte.

Acste etalonări sînt deosebit de importante de exactitate lor depinzînd buna evaluare a rezultatelor obținute.

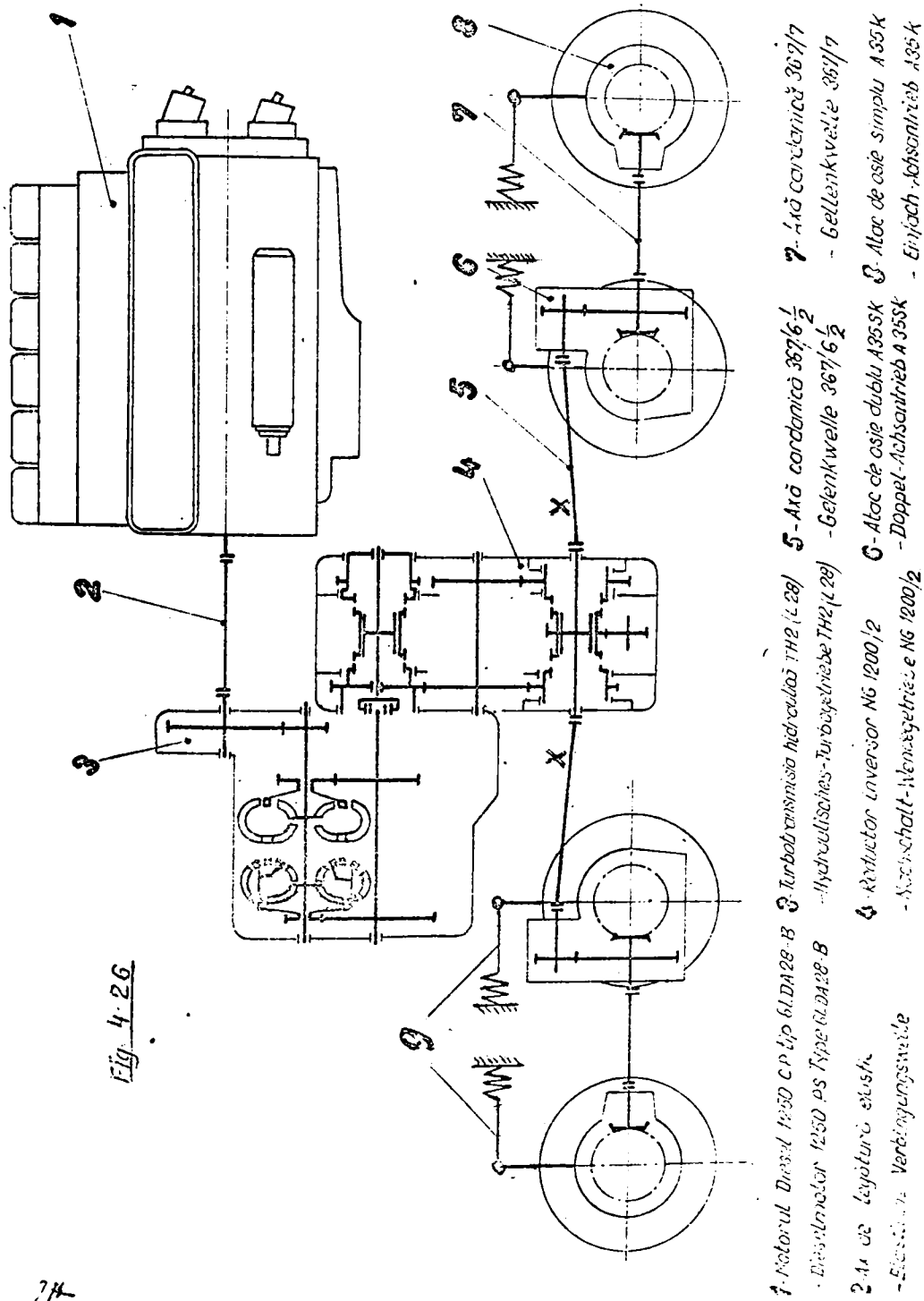
4.4. - Calculul asupra oscilațiilor de torsiune din sistemul de transmisie secundar al locomotivelor Diesel hidraulice

Locomotivele Diesel hidraulice fabricate de Uzina "23 August" București, utilizează la construcțiile pe 4 osi și puterile între 350 CP și 1250 CP o schemă cinematică tipizată a mecanismelor, în partea secundară a transmisiei, adică de la turbotransmisia hidraulică la roți.

Tipurile reprezentative de locomotive DH pe 4 osi cu această schemă sînt :

- pentru ecartament normal:
 - locomotiva LDH 125 de 1250 CP și cca. 70 t greutate;
 - locomotiva LDH 100 de 1000 CP și cca. 54 t greutate;
 - locomotiva LDH 70 de 700 CP și cca. 48 t greutate;
 - locomotiva LDH 45 de 450 CP și cca. 42 t greutate;
- pentru ecartamente metrice (1067 și 1000 mm):
 - locomotiva DH 100 de 1000 CP și cca. 54 t greutate;
 - locomotiva DH 45 de 450 CP și cca. 34 t greutate;
- pentru ecartamente înguste (750 - 785 mm):
 - locomotiva L 45 H de 450 CP și cca. 32 t greutate;
 - locomotiva L 35 H de 350 CP și cca. 28 t greutate.

Schema cinematică bloc, a acestor locomotive se vede în figura 4.26, cu indicarea axei x - x la care se consideră reduce oscilațiile de torsiune :



Pentru această schemă tipizată, în funcție de puterea și construcția locomotivei se folosesc subansamble cu dimensionare diferită și chiar cu unele diferențe constructive neesențiale pentru metoda de calcul a vibrațiilor de torsiune. Nu mai la calculul numeric este necesar să se țină seama de momentele de inerție și rigiditățile diferite.

Subansamblele folosite la diferitele tipuri de locomotive, se redau în tabelul Fig. 4.27.

Tabel Fig. 4.27

Tip locomotivă	Subansamblul								Observ.
	Arbo. transm.	Reduct. invers.	A x a card. princ.	A x a card. duble	A x a card. simple	A x a card. simple non.	A x a card. simple non.	A x a card. simple non.	
La schemă	3	4	5	6	7	8	9	10	
125	TR2	NG1200	367/6 1/2	A35SK	367/7	A35K	vertical	cu 2 regiuri	
120	TR2	NG1200	367/6	2A250	367/6	1A250	vertical	cu 2 regiuri	
70	TR1	2 RJ6	367/6	2A250	367/6	1A250	vertical	cu 2 regiuri	
65	TR1	2 RJ6	367/6	2A 25	367/6	1A250	vertical	cu 2 regiuri	
120	TR2	NG1200	367/6	2A250	367/6	1A250	vertical	cu 2 regiuri	
65	TR1	1 RJ3	367/5	2A100	367/5	1A100	orizont.	cu 1 regi	
	TR1	1 RJ3	367/5	2A100	367/5	1A100	orizont.	cu 1 regi	
	TR1	1 RJ3	367/5	2A100	367/5	1A100	orizont.	cu 1 regi	

Din tabelul de mai sus reiese că pentru a calcula oscilațiile de torsiune la tipurile de locomotive de mai sus trebuie luate în considerare subansamblele specifice ale fiecărui tip. Un calcul efectuat pe mai multe tipuri ne va permite o comparație a comportării la oscilații de torsiune a sistemelor și de asemenea o comparație cu datele experimentale obținute la locomotivele L1H 125, L1H 70 și L35H, la care s-au executat măsurătorile arătate la punctul 4.3.

Deoarece din măsurătorile practice executate s-a putut constata că la locomotivele noastre model hidraulic, osci-

leții de torsione importante apar numai în cursul patinajelor, iar patinajele care provoacă aceste oscilații au loc numai la pornire sau la viteze foarte mici,

s-au efectuat în cadrul experimentărilor arătate la capitolul 4, probe de tracțiune cu tren, la toate vitezele pînă la 100 km/h, constatîndu-se că într-adevăr numai în faza de pornire și la viteze foarte mici apar patinaje cu oscilații puternice. Calculele ce vor efectua se vor referi în special la această fază.

Oscilațiile se datoresc acționării unor mase rotative importante, de la turbotransmisie și din reductor și de la osii și atacuri prin axe cardanice elastice. Masele legate între ele prin axele elastice; în anumite cazuri pot da loc la oscilații puternice în cursul patinajelor. Studiul acestor oscilații este important deoarece ele provoacă eforturile foarte mari (în unele elemente ale transmisiei secundare), care au dus în anumite cazuri la defecțiuni importante, spre exemplu la ruperi de axe cardanice și ruperi de osii.

În cazul abțenii noastre transmisia este simetrică față de axa $y - y$ (Figura 4.26), ceea ce ne permite, dacă considerăm sistemul sub forma unui model mecanic să-l reducem la o formă simplă.

În Fig. 4.26 se redă modelul mecanic al sistemului oscilant prevăzut cu 5 mase.

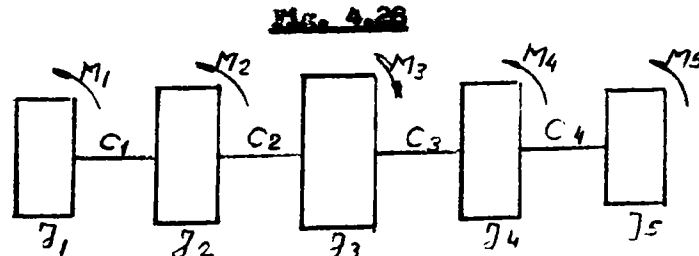


Fig. 4.26. Modelul mecanic al sistemului oscilant, unde reprezentă :

- J_1 . momentul mecanic al maselor osiei extreme ($J_1 = J_5$);
- J_2 . idem momentul osiilor intermediare cu atac dublu ($J_2 = J_4$);
- J_3 . momentul reductorului inversor și al părților de ieșire din turbotransmisie pînă la turbină; $M_1 = M_4 = M_5$ momentele rezistente la roți (Ft. \cdot G);
- $C_1 = C_4$. rigiditatea axei cardanice de legătură din boghiu și - $C_2 = C_3$. rigiditatea axelor cardanice principale.

Referindu-ne la elasticitatea de răsucire a sistemului, construcția este simetrică, deoarece atât în dreapta cît și în stînga transmisiei și reductorului inversor J_3 se află elemente identice și anume pînă la atacurile de osii duble (J_2 și J_4) doar elasticitatea la răsucire a cîte unei axe cardanice principale (cu coeficienții de rigiditate C_2 și C_3); iar pînă la atacurile de osie simple (J_1 și J_5) în plus elasticitatea la răsucire a atacurilor duble a axelor cardanice de legătură (cu coeficienții de rigiditate (C_1 și C_4), conform Figurii 4.28.

Prin axele cardanice principale, momentul se transmite la osiile de la atacurile duble, și acestea ar tinde să rotească atacurile de osie, dacă atacurile nu ar fi ținute de barele de reacțiune (9), în genere elastice. (Pentru calcul le vom considera deocamdată rigide.)

Pornind de la o stare de repaus (elementele elastice netorsionate), la exercitarea prin axa cardanică principală (5) a unui cuplu asupra atacului de osie dublu, acest cuplu nu se poate transmite și la atacul simplu, decît în cazul în care roțile atacului dublu execută o anumită rotație, sau în care elasticitatea barei de reacțiune, permite o ușoară rotire creînd și premiza torsionării axelor cardanice de legătură (7), care acționează asupra atacurilor de osie simple (8).

La bare de reacții (reacțiuni) rigide, trebuie să alunecăm mai întâi roțile unei osii, ceea ce poate duce ușor la instalarea unui dezechilibru și la provocarea unui patinaj.

Rezultă că o acționare simetrică ca a noastră, impune bare de reacțiune elastice cel puțin la atacurile plasate în interior, de unde se acționează și alte atacuri de osie. Astfel axa cardanică de legătură (7) trebuie ca pe lângă mișcarea de răsucire (din cuplu) să asigure o mișcare suplimentară de rotație, corespunzătoare cedării barei de reacțiune (9) a atacului de osie simplu. Pentru a reduce această mișcare suplimentară, elasticitatea barei de reacțiune a atacului simplu poate fi mai mică, față de cea de la atacul dublu de osie.

Această soluție a fost aplicată spre exemplu și la locomotivele LDH125, LDH70 și LDH45, ca urmare a primelor măsurători experimentale executate în septembrie 1968 și descrise la punctul 4.3. A rezultat că o rigiditate diferită la barele de reacțiune conduce la reducerea tendinței de patinaj și scade și valoarea eforturilor maxime ce apar. În cazul arătat s-au prescris pretenționările optime ale tamponelor elastice de cauciuc ale barilor (255 mm în stare pretenționată la osiile extreme și 260 mm, idem la cele interioare), cu care s-au obținut statistic tendințe mai reduse de patinaj la pornire (sporirea puterii la care se produce majoritatea patinajelor).

Dar nu numai constantele elastice influențează oscilațiile ci și mărimea maselor. În cazul schemei noastre tip, masele osiilor și a atacurilor de osie ca și elasticitatea axei cardanice (7) de legătură trebuie să fie conform figurii 4.26 să fie reduse la axa $x - x$. Luând în considerare schema și rigiditatea foarte mare a axei cardanice de legătură (7) ca și lipsa de

jocuri, se poate considera că cele 2 osii reprezintă aproape o singură masă oscilantă (Fig. 4.29).

Fig. 4.29

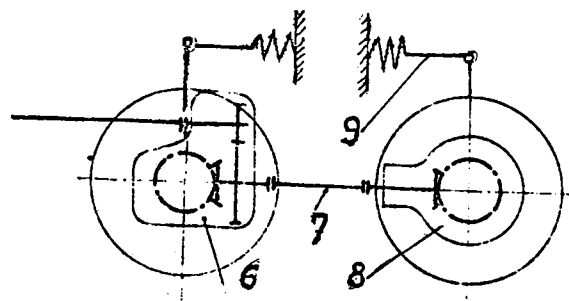


Fig. 4.29 Acțiunea boghiului

Ipoteza de netensionare (de repaus) considerată, adică elementele elastice netorsionate este o situație teoretică și nu este respectată în practică, din cauza diferențelor de drum la periferia roților, care duce la tensionarea osiilor și la drumuri neegale între osii cu torsionarea cardanelor; cu alte cuvinte în sistem avem de-a face și cu "momente de torsiune interioare". Din cauza acestor momente apar la contactul dintre roată și șină forțe tangențiale care deformează suprafețele de contact producând anumite alunecări elastice (pseudo-alunecări), asupra cărora s-a insistat mai în detaliu în cap. 2. Dacă diferențele ce provoacă aceste alunecări depășesc anumite limite, pseudo-alunecarea se transformă în patinaj propriu zis. Chiar dacă nu se dezvoltă și forțe de tracțiune sau de frinare care să apară sub formă de momente, ele există sub forma momentelor de torsiune interioare. Alte cauze pentru producerea acestor momente sînt sarcinile neegal repartizate pe roți, condiții deficiente de aderență de la o roată la alta, diferențe de diametre, etc.

Aceste momente interioare pot avea sens pozitiv (ca cel al tracțiunii) și invers; iar în cazul acționării, cuplul motor se mărește sau se reduce cu aceste momente, funcție de sensul lor

Dacă momentul motor este dimensionat corespunzător aderenței totale a locomotivei, momentele interioare pot duce la unele roți sau osii la depășirea aderenței și deci la patinare. În cazul patinării unei osii coeficientul de aderență scade la nivelul celui de frecare de alunecare (spre exemplu de la cca. 0,3 la cca. 0,15) ceea ce creează un surplus de forță de tracțiune pentru celelalte osii, putând astfel provoca patinarea tuturor osilor.

O influență importantă asupra forței de tracțiune, care poate fi transmisă de la roată la șină, o au și variațiile de sarcină pe osii provenite din cabraj, denivelări, suspensie, etc. Aceste variații pot da de asemenea oscilații pe verticală în lungul axei liniei, respectiv transversal pe linie.

Transmiterea forțelor de acționare prin axe cardanice azi mult folosite cu rezultate bune, poate da însă și naștere la defecțiuni grave și premature dacă nu se studiază regimul pulsațiilor proprii a sistemelor, pentru a se evita oscilații periculoase în funcționare.

Pentru acest studiu se pot imagina modele mecanice echivalente, cu mase concentrate, legate cu axe elastice. Cu masă neglijabilă cum s-a arătat în Fig. 4.28. Acest lucru este posibil, deoarece frecările interioare inerente solidelor elastice, nu influențează esențial pulsațiile proprii și astfel modelul este acceptabil.

Deoarece după cum rezultă din Fig. 4.26, la schema tip de acționare, toate osiile sînt unite între ele printr-un ax de acționare cu o rigiditate de torsionare mult mai mică ca aceea a elementelor însăși (reductor-inversor și atacuri de osie), această schemă se poate înlocui cu modelul echivalent cu 5 mase m din Fig. 4.28 (formind oscilator). Aceste 5 mase sînt plasate pe

un arbore cu rigidități diferite dar simetrice pe sectoarele dintre mase.

Având în vedere simetria sistemului, în mod simplificat se poate concepe și modelul din Fig. 4.30, care reprezintă o jumătate simetrică față de masa J_3 a sistemului.

Conform Figurii 4.30

rezultă că avem față de figura 4.26 :

$$J_1 = J_5$$

$$J_2 = J_4$$

$$C_1 = C_4$$

$$C_2 = C_3$$

$$\varphi_5 = \varphi_1$$

$$\varphi_4 = \varphi_2$$

$$M_1 = M_5 =$$

$$= M_2 = M_4$$

Fig. 4.30

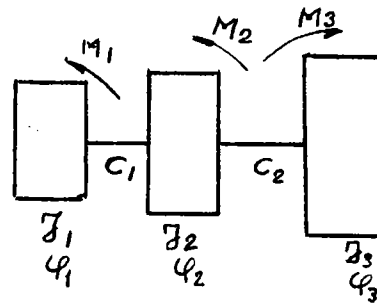


Fig. 4.30 Modelul mecanic simplificat al oscilatorului

Un sistem oscilant poate efectua mișcări în raport cu două stări : - de repaus și - de mișcare.

În funcție de numărul n al parametrilor care determină poziția sistemului, zicem că sistemul are n grade de libertate. În genere acești parametri independenți se aleg astfel încât sistemul dat să se poată înlocui cu un model mecanic cât mai simplificat (Fig. 4.26).

Fie q_i ($i = 1, 2, 3, \dots, n$) parametrii independenți ce determină poziția sistemului oscilant, reprezentând "coordonatele generalizate" ale sistemului care variază în cursul oscilațiilor.

Pentru sistemul din Fig. 4.28 cu 5 mase rotative cu masele de inerție $J_1 - J_5$ care execută vibrații de torsiune, și cu masele rotative montate pe un arbore de masă neglijabilă cu diferite elasticități la torsiune, executând mișcările sub in-

Fluența cuplurilor M_1, M_2, M_3, M_4 și M_5 , toate funcție de timp, se pot scrie ecuațiile de mișcare ale celor cinci mase, folosind metoda energetică și ecuațiile lui Lagrange.

Iașind unghiurile de rotație ale maselor în timpul oscilațiilor : $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ și φ_5 , drept coordonate generalizate, putem scrie pentru fiecare masă în parte energia cinetică și energia potențială corespunzătoare :

- Pentru masa "1" ($i = 1, 2, 3, 4, 5$)

J_i = momentul de inerție al masei față de arbore.

$\dot{\varphi}_i$ = unghiul de rotație în timpul oscilației.

M_i = cuplul de rotație (de pornire).

C_i = rigiditatea axelor cardanice.

E_{ci} = energia cinetică.

E_{pi} = energia potențială.

- Energile pentru masa 1 :

$$(1.0) \quad E_{c1} = \frac{1}{2} J_1 \dot{\varphi}_1^2$$

$$(1.2) \quad E_{p1} = \frac{1}{2} C_1 (\varphi_1 - \varphi_2)^2$$

La fel se notează energiile pentru discurile 2, 3, 4 și 5, având :

- pentru masa 2 :

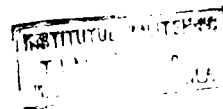
$$(2.1) \quad E_{c2} = \frac{1}{2} J_2 \dot{\varphi}_2^2$$

$$(2.2) \quad E_{p2} = \frac{1}{2} C_1 (\varphi_2 - \varphi_1)^2 + \frac{1}{2} C_2 (\varphi_2 - \varphi_3)^2$$

- pentru masa 3 :

$$(3.1) \quad E_{c3} = \frac{1}{2} J_3 \dot{\varphi}_3^2$$

$$(3.2) \quad E_{p3} = \frac{1}{2} C_2 (\varphi_3 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} C_3 (\varphi_3 - \varphi_4)^2$$



- pentru masa 4:

$$(4.1) E_{c4} = \frac{1}{2} J_4 \dot{\varphi}_4^2$$

$$(4.2) E_{p4} = \frac{1}{2} C_3 (\varphi_4 - \varphi_3)^2 + \frac{1}{2} C_4 (\varphi_4 - \varphi_5)^2$$

- pentru masa 5:

$$(5.1) E_{c5} = \frac{1}{2} J_5 \dot{\varphi}_5^2$$

$$(5.2) E_{p5} = \frac{1}{2} C_4 (\varphi_5 - \varphi_4)^2$$

Aceste energii ca și cuplurile corespunzătoare $M_1(t)$; $M_2(t)$; $M_3(t)$; $M_4(t)$ și $M_5(t)$ se înlocuiesc în ecuațiile lui Lagrange:

$$(1.3) \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_{c1}}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) + \frac{\partial E_{p1}}{\partial \varphi_1} = M_1(t)$$

$$(2.3) \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_{c2}}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) + \frac{\partial E_{p2}}{\partial \varphi_2} = M_2(t)$$

$$(3.3) \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_{c3}}{\partial \dot{\varphi}_3} \right) + \frac{\partial E_{p3}}{\partial \varphi_3} = M_3(t)$$

$$(4.3) \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_{c4}}{\partial \dot{\varphi}_4} \right) + \frac{\partial E_{p4}}{\partial \varphi_4} = M_4(t)$$

$$(5.3) \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_{c5}}{\partial \dot{\varphi}_5} \right) + \frac{\partial E_{p5}}{\partial \varphi_5} = M_5(t)$$

Din aceste ecuații obține în continuare sistemul de 5 ecuații diferențiale care caracterizează mișcarea oscilatorie a sistemului redat prin modelul mecanic din Fig. 4.30, și anume:

$$(a) \begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1(t) = M_1(t) - c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) \\ J_2 \ddot{\varphi}_2(t) = M_2(t) - c_1 (\varphi_2 - \varphi_1) - c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) \\ J_3 \ddot{\varphi}_3(t) = M_3(t) - c_2 (\varphi_3 - \varphi_2) - c_3 (\varphi_3 - \varphi_4) \\ J_4 \ddot{\varphi}_4(t) = M_4(t) - c_3 (\varphi_4 - \varphi_3) - c_4 (\varphi_4 - \varphi_5) \\ J_5 \ddot{\varphi}_5(t) = M_5(t) - c_4 (\varphi_5 - \varphi_4) \end{cases}$$

Sistemul de transmisie al locomotivelor noastre este valabil pentru ambele sensuri de mers, rezultând astfel că și modelul mecanic este simetric și deci se poate simplifica sistemul de mai sus a) de 5 ecuații diferențiale conform Fig. 4.28 reducându-se la trei ecuații diferențiale, adică la sistemul b) de mai jos :

$$(b) \begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1(t) = M_1(t) - c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) \\ J_2 \ddot{\varphi}_2(t) = M_2(t) - c_1 (\varphi_2 - \varphi_1) - c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) \\ J_3 \ddot{\varphi}_3(t) = M_3(t) - c_2 (\varphi_3 - \varphi_2) - c_2 (\varphi_3 - \varphi_2) \end{cases}$$

sau redat în alt mod rezultă sistemul c) care urmează :

$$(c) \begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1(t) = M_1(t) - c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) \\ J_2 \ddot{\varphi}_2(t) = M_2(t) - c_1 (\varphi_2 - \varphi_1) - c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) \\ J_3 \ddot{\varphi}_3(t) = M_3(t) - 2c_2 (\varphi_3 - \varphi_2) \end{cases}$$

Rezolvarea sistemului c) de trei ecuații diferențiale se poate face pentru procesul de amarraj și pentru condițiile de mers, deci pentru două faze distincte.

Faza 1 - In cazul procesului de demaraj (la pornire).

In cazul procesului de demaraj modelul simplificat din Fig. 4.30, sub acțiunea cuplului motor $M_3(t)$ aplicat la masa cu momentul de inerție J_3 , incepe să se miște contra cuplurilor rezistente $M_1(t)$ și $M_2(t)$. Astfel se mișcă mai întâi masa 3 datorită cuplului $M_3(t)$ torsionând mai întâi rigiditatea C_2 și C_3 ; masele 1 și 2 rămânând în primă instanță nemișcate. Cuplul $M_3(t)$ se consideră constant.

In acest caz $\varphi_1 = 0$ ca și $\varphi_2 = 0$, sistemul reducându-se la forma :

$$\begin{aligned} J_3 \ddot{\varphi}_3(t) &= M_{3,0} - 2 C_2 \varphi_3(t) \quad \text{sau} \\ (1) \quad J_3 \ddot{\varphi}_3(t) + 2 C_2 \varphi_3(t) &= M_{3,0} \end{aligned}$$

Pentru rezolvare se scrie mai întâi ecuația lineară, omogenă corespunzătoare de forma :

$$(2) \quad J_3 \ddot{\varphi}_3(t) + 2 C_2 \varphi_3(t) = 0$$

căutându-se în continuare pentru ea soluții de forma:

$$\varphi_3(t) = e^{rt} \quad \text{unde } r \text{ este o constantă necunoscută}$$

Inlocuind soluția căutată în ecuația diferențială (2), se obține :

$$e^{rt} (J_3 r^2 + 2 C_2) = 0$$

și deoarece valoarea exponențială este diferită de zero, urmează ca :

$$J_3 r^2 + 2 C_2 = 0$$

. // .

care reprezintă ecuația caracteristică, de unde :

$$r_1 = i \sqrt{\frac{2C_2}{J_3}} ; \quad r_2 = -i \sqrt{\frac{2C_2}{J_3}}$$

în care caz soluțiile $e^{r_1 t}$ și $e^{r_2 t}$, fiind complex conjugate ne dau ca soluții reale și linear independente :

$A \cos \omega t$ și $B \sin \omega t$. În acest caz relația (2) are ca soluție generală armonică :

$$A \cos \omega t + B \sin \omega t$$

Ecuația diferențială (1) are ca soluție particulară, când $M_{3,0}$ este un cuplu constant pe următoarea :

$$\frac{M_{3,0}}{2 C_2} (1 - \cos \omega t)$$

Soluția generală a ecuației diferențiale (1) va fi suma celor două soluții :

$$(3) \varphi_3(t) = (A \cos \omega t + B \sin \omega t) + \frac{M_{3,0}}{2 C_2} (1 - \cos \omega t)$$

unde : $\omega^2 = \frac{2C_2}{J_3}$ este pătratul pulsației oscilațiilor

ω - reprezintă pulsația oscilațiilor libere ale modelului mecanic simplificat;

iar : A și B - sînt constante arbitrare.

În relația 3 expresia din prima paranteză este oscilați liberă a modelului mecanic simplificat, cînd se află numai masa 3 în mișcare.

Celălalt termen din relația 3 reprezintă oscilațiile forțate datorită cuplului constant $M_{3,0}$.

Pentru condițiile inițiale :

$$t = 0$$

$$\varphi_3 = 0$$

$$\dot{\varphi}_3 = 0$$

soluția generală din relația 3 devine o soluție particulară cu $A = 0$ și $B = 0$, reducându-se la expresia :

$$(4) \quad \varphi_3(t) = \frac{M_{3,0}}{2C_2} (1 - \cos \omega t)$$

care reprezintă unghiul de rotație al masei 3.

În acest caz mișcarea este armonică, obținută geometric, suprapunind și adunând mișcările :

$$\frac{M_{3,0}}{2C_2} ; \text{ mișcarea constantă cu}$$

$$- \frac{M_{3,0}}{2C_2} \cos \omega t \text{ sau } \frac{M_{3,0}}{2C_2} \cos (\pi - \omega t); \text{ mișcarea osci-}$$

latorie

Sarcinile maxime pe sectoarele axului vor fi :

$$(5) \quad M_{3,2} \max = M_{3,4} \max = M_{3,0} \quad \text{unde :}$$

$$M_{3,2} \max = C_2 \varphi_3 \max$$

$$M_{3,4} \max = M_{3,2} \max = C_3 \varphi_3 \max = C_2 \varphi_3 \max$$

După un timp oarecare de la începerea mișcării masei 3 (timpul t_1), va începe și mișcarea maselor simetrice 2 și 4 (pentru simplificare și pe bază de simetrie vom lucra numai cu masa 2). Astfel sub acțiunea cuplurilor, datorită elasticității lor axului cardanic, putem scrie :

. // .

$$(6) \quad M_{3,2}(t_1) = M_{3,4}(t_1) = G_2 \varphi_3(t_1) = M_2 = 2 Q \mu \frac{D}{2}$$

unde: $2 Q$ - reprezintă sarcina statică pe oso (kgf).

μ - coeficientul de aderență

D - diametrul roții motoare (m)

Acuma luind în considerare relația (4) obținem :

$$(7) \quad \frac{M_{3,0}}{2} (1 - \cos \omega t_1) = 2 Q \mu \cdot \frac{D}{2}$$

Această relație ne servește ca să deducem timpul t_1 pînă cînd mișcarea trece și la masele 2 și 4.

Avem :

$$(8) \quad t_1 = \frac{1}{\omega} \arccos (M_{3,0} - 2 Q \mu \cdot D)$$

Din analiza mișcării mai departe, rezultă că pe sectoarele axei modelului mecanic simplificat, înainte de începerea mișcării altor mase, în afara masei 3, apar sarcinile maxime precum urmează :

$$(9) \quad M_{2,1} \max = M_{4,5} \max = (M_{3,0} - 2 Q \mu \frac{D}{2})$$

Comparînd relațiile 5 și 9 rezultă că sarcinile în sectoarele simetrice dintre masele 3 și 2 precum și dintre 3 și 4 sînt cu mult mai mari ca cele din re masele 2 și 1 sau 4 și 5.

Faza 2 - In cazul mișcării (în mers).

Presupunând că plecăm de la faza 1 de demaraj a modelului nostru mecanic simplificat, care s-a desfășurat sub acțiunea cuplurilor rezistente $M_1(t)$ și $M_2(t)$ și a cuplului de acționare $M_3(t)$, în momentul începerii mișcării și a maselor 2 și 1 pe lângă masa 3, apare o inegalitate a cuplurilor :

$$(18) \quad M_3(t) > 2 M_1(t) + 2 M_2(t)$$

Pentru studiul mișcării trebuie rezolvat sistemul de ecuații (c) care este un sistem de ecuații, diferențiale linear și neomogen de ordinul 6, în funcție de variabilele $\varphi_1(t)$, $\varphi_2(t)$ și $\varphi_3(t)$; sistemul de ecuații diferențiale linear și omogen asociat, fiind cel cu coeficienți constanți.

Soluția generală a unui sistem de ecuații diferențiale lineare și neomogene, dar cu coeficienți constanți, este formată din suprapunerea (insumarea) unei soluții particulare a sistemului neomogen ca soluția generală a sistemului de ecuații diferențiale linear omogen asociat.

Sistemul de ecuații diferențiale linear omogen asociat este :

$$(15) \quad \begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1(t) = - C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) \\ J_2 \ddot{\varphi}_2(t) = - C_1 (\varphi_2 - \varphi_1) - C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) \\ J_3 \ddot{\varphi}_3(t) = - 2 C_2 (\varphi_3 - \varphi_2) \end{cases}$$

Pentru acest sistem găsim soluții de forma :

(16) $i(t) = A_i \sin(p_i t + \alpha_i)$ unde $i = 1, 2, 3$ în care amplitudinile A_i și pulsația p_i (pulsația proprie) ca și unghiul de deformare α sînt necunoscute.

Inlocuind în sistemul (15) soluții de forma (16) și după

simplificarea cu $\sin(pit + \alpha)$, pentru determinarea amplitudinilor A_i , se obține un sistem linear și omogen de ecuații algebrice de forma :

$$(17) \quad \begin{cases} J_1 p^2 A_1 = C_1 (A_1 - A_2) \\ J_2 p^2 A_2 = C_1 (A_2 - A_1) + C_2 (A_2 - A_3) \\ J_3 p^2 A_3 = 2C_2 (A_3 - A_2) \end{cases}$$

Nefiind toate amplitudinele lui A_i nule în acelaș timp, trebuie ca determinantul sistemului (17) să fie zero.

Astfel rezultă ecuația pulsațiilor proprii :

$$(18) \quad D(p) = \begin{vmatrix} J_1 p^2 - C_1 & C_1 & 0 \\ C_1 & J_2 p^2 - C_1 - C_2 & C_2 \\ 0 & 2C_2 & J_3 p^2 - 2C_2 \end{vmatrix} = 0$$

Ecuația algebrică de mai sus este de gradul trei pentru pătratul pulsației (p^2). Rezolvînd-o obținem trei pulsații proprii ale sistemului de ecuații diferențiale (15).

Dacă p este una din aceste trei pulsații proprii, să notăm valorile corespunzătoare celor trei amplitudini cu $A_{1,1}$; $A_{2,1}$; $A_{3,1}$, care reprezintă și o soluție a sistemului (17), unde pulsația p s-a înlocuit cu pulsația p_1 .

$$(19) \quad \begin{cases} (J_1 p_1^2 - C_1) A_{1,1} + C_2 A_{2,1} = 0 \\ C_1 A_{1,1} + (J_2 p_1^2 - C_1 - C_2) A_{2,1} + C_2 A_{3,1} = 0 \\ 2C_2 A_{2,1} + (J_3 p_1^2 - 2C_2) A_{3,1} = 0 \end{cases}$$

. // .

Analog, se mai obțin din ecuația algebrică (16), pentru pulsațiile proprii din sistemul (15), două valori p_2 și p_3 . Vom nota amplitudinile corespunzătoare cu :

$$A_{1,2} : A_{2,2}^{\wedge_{3,3}} \text{ și respectiv cu } A_{1,3}, A_{2,3}, A_{3,3}.$$

Sistemul (17) fiind linear și omogen, rezultă că la fiecare valoare a pulsațiilor proprii p , una din cele 3 amplitudini corespunzătoare rămâne arbitrară, având astfel din nouă amplitudini, trei arbitrare.

Sistemul (15) de ecuații diferențiale, are o soluție generală ce se obține prin suprapunerea (însurarea) soluțiilor corespunzătoare scrise pentru cele trei pulsații distincte p_1 ; p_2 ; p_3 . De asemenea rămâne arbitrar unghiul α de defazaj pe care astfel îl vom nota diferit pentru cele trei funcții $\varphi_1(t)$. Expresia generală a soluției sistemului (15) este :

$$(20) \begin{cases} \varphi_1(t) = A_{1,1} \sin(p_1 t + \alpha_1) + A_{1,2} \sin(p_2 t + \alpha_2) + A_{1,3} \sin(p_3 t + \alpha_3) \\ \varphi_2(t) = A_{2,1} \sin(p_1 t + \alpha_1) + A_{2,2} \sin(p_2 t + \alpha_2) + A_{2,3} \sin(p_3 t + \alpha_3) \\ \varphi_3(t) = A_{3,1} \sin(p_1 t + \alpha_1) + A_{3,2} \sin(p_2 t + \alpha_2) + A_{3,3} \sin(p_3 t + \alpha_3) \end{cases}$$

Din expresia analitică a funcțiilor $\varphi_1(t)$, $\varphi_2(t)$ și $\varphi_3(t)$ se vede că fiecare ecuație este o suprapunere de trei mișcări armonice cu amplitudinile constante dar care depind însă linear de cele trei constante arbitrare, având aceleași pulsații ca p_1 , p_2 și p_3 , cu unghiurile α_1 , α_2 , și α_3 defazate și ele arbitrare.

Deoarece din măsurătorile experimentale efectuate s-a putut constata că mișcarea principală a sistemului în timpul petinării are forma unor oscilații proprii autointreținute, a căror frecvență nu este influențată de nivelul de putere disponibil și

de viteză, ne vom mulțumi să luăm în considerare numai soluțiile sistemului omogen.

Rezolvând determinantul (18) se obține pentru pulsație o ecuație de forma :

$$(J_1 p^2 - C_1) \times [(J_2 p^2 - C_1 - C_2) \times (J_3 p^2 - 2C_2) - 2C_2^2 - C_1 C_1 (J_3 p^2 - 2C_2)] = 0$$

din care prin înmulțirea termenilor rezultă :

$$(J_1 p^2 - C_1) \times [J_2 J_3 p^4 - J_3 C_1 p^2 - J_3 C_2 p^2 - 2J_2 C_2 p^2 + 2C_1 C_2 - J_3 C_1^2 p^2 + 2C_1^2 C_2] = 0 \text{ și în continuare :}$$

$$J_1 J_2 J_3 p^6 - J_1 J_3 C_1 p^4 - J_1 J_3 C_2 p^4 - 2J_1 J_2 C_2 p^4 + 2J_1 C_1 C_2 p^2 - J_2 J_3 C_1 p^4 + J_3 C_1 C_2 p^2 + 2J_2 C_1 C_2 p^2 = 0 \text{ unde :}$$

$$p^2 (J_1 J_2 J_3 p^4 - J_1 J_3 C_1 + J_1 J_3 C_2 + 2J_1 J_2 C_2 + J_2 J_3 C_1) p^2 + 2J_1 C_1 C_2 + J_3 C_1 C_2 + 2J_2 C_1 C_2 = 0$$

respectiv :

$$J_1 J_2 J_3 p^6 - (J_1 J_3 C_1 p^4 - J_1 J_3 C_2 p^4 - 2J_1 J_2 C_2 p^4 + J_2 J_3 C_1 p^4) + 2J_1 C_1 C_2 + J_3 C_1 C_2 p^2 + 2J_2 C_1 C_2 p^2 = 0$$

rezultând o ecuație bipătrată și anume :

$$p^2 (J_1 J_2 J_3 p^4 - J_1 J_3 C_1 + J_1 J_3 C_2 + 2J_1 J_2 C_2 + J_2 J_3 C_1) p^2 + 2J_1 C_1 C_2 + J_3 C_1 C_2 + 2J_2 C_1 C_2 = 0$$

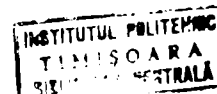
și considerând că rădăcinile $p_{1,2} = 0$ rămâne de rezolvat ecuația pătrată față de necunoscuta $p^2 = t$:

$$J_1 J_2 J_3 t^2 - (J_1 J_3 C_1 + J_1 J_3 C_2 + 2J_1 J_2 C_2 + J_2 J_3 C_1) t + J_3 C_1 C_2 + 2C_1 C_2 (J_1 + J_2) = 0$$

soluția ei fiind de forma :

$$t = \frac{(J_1 J_3 C_1 + J_1 J_3 C_2 + 2J_1 J_2 C_2 + J_2 J_3 C_1) \pm \sqrt{(\dots)^2 - 4 J_1 J_2 J_3 C_1 C_2 (J_3 + 2J_1 + 2J_2)}}{2 J_1 J_2 J_3}$$

$$\text{unde } (\dots) = J_1 J_3 C_1 + J_1 J_3 C_2 + 2J_1 J_2 C_2 + J_2 J_3 C_1$$



În ecuația determinantului pentru frecvențele proprii, vom introduce datele necesare calculate și reduse la valorile corespunzătoare axului xx, al axelor cardanice principale, pentru care s-a determinat soluția; trecînd astfel la calculul numeric.

Asupra datelor calculate pentru momentele masice de inerție și elasticității trebuie să se arate că din cauza formei complicate a pieselor, acestea să trebuiască simplificate, astfel încît și din această cauză se introduc abateri care se adaugă la cele provenite din simplificarea sistemului echivalent pentru a ajunge la un model matematic corespunzător.

Pentru astfel de cazuri complexe, se consideră în mod general că rezultatele se obțin cu anumite abateri (în unele cazuri se apreciază ca foarte bune diferențe de $\pm 20\%$).

În cazul nostru frecvența superioară rezultă din calcule cu o precizie foarte bună după cum se va erita în cele ce urmează.

Momentele masice s-au determinat cu relația :

$$J = m r^2 \text{ în } dN \text{ cm}^2$$

$$\text{unde } m \text{ este masa în } \frac{dN \text{ cm}^2}{\text{cm}}$$

iar r^2 este raza de rotație în cm^2 .

Rigiditățile s-au calculat cu relația :

$$C = \frac{G (D^4 - d^4)}{32 l} \text{ în } dN \text{ cm/rad.}$$

unde G este modulul de elasticitate transversal D și d diametrele cilindrului, iar l lungimea lui.

Relațiile se referă la piese cilindrice, în cazul de față avînd de a face numai cu acestea.

În tabelul ce urmează s-au redat datele pentru calculul numeric care sînt :

Specificare	Tipul locomotivei			
	1250 CP	1000 CP	700 CP	
J ₁ ateuul de oale simplu	154	144	91	dNcm s ⁻⁴
J ₂ ateuul de oale dublu	163	153	97	"
J ₃ partea de transmi- sie	1030	1030	600	"
C ₁ axa cardanică între atecuri	3,60.10 ⁶	4,30.10 ⁶	4,30.10 ⁶	dNcm/rad
C ₂ axa cardanică la reductor	5,30.10 ⁶	3,32.10 ⁶	4,30.10 ⁶	"

Calculul s-a executat programind lucrarea pe un calculator Olivetti tip "Programa 101". Rezultatele ne indică următoarele frecvențe pentru sistemul echivalent cu 5 mase:

- Locomotiva de 1250 CP $f_1 = 21 \text{ Hz}; f_2 = 61 \text{ Hz}.$
- Locomotiva de 1000 CP $f_1 = 18 \text{ Hz}; f_2 = 49 \text{ Hz}.$
- Locomotiva de 700 CP $f_1 = 22 \text{ Hz}; f_2 = 62 \text{ Hz}.$

Comparind frecvențele rezultate din calcul se poate observa că la locomotivele la care se cunosc date din experimentări (locomotiva de 1250 CP și de 700 CP), frecvențele superioare coincid deosebit de bine, deoarece s-au măsurat practic valori între 60 și 70 Hz. La locomotiva de 1000 CP nu s-au executat măsurători dar se poate explica frecvența superioară ceva mai joasă prin lungirea axului cardanic principal de același tip ca la locomotiva de 700 CP.

Frecvențele joase reies din calcul mai ridicate ca cele rezultate practic la experimentări (de 10-15 Hz), abaterea datorându-se probabil simplificărilor făcute (a se vedea spre ex. pg. 467; 468).

În general se poate trage concluzia că metoda de calcul folosită permite o orientare satisfăcătoare asupra regiunilor de oscilații la care trebuie să ne așteptăm.

- În literatura de specialitate s-a constatat că sistemul echivalent se simplifică uneori, folosind unul cu 3 mase la care nu se ia în considerație rigiditatea C_1 , socotindu-se masele M_1 și J_2 ca una singură (exemplu Bôha (3.49)). Mergând în această direcție am analizat cum se modifică frecvențele odată cu variația lui C_1 , obținând :

$C_1 \cdot 10^6 \text{X}$	4	6	8	9,6(real)	25	50	75	100	200
f_1	36	50	55	62	84	110	130	146	198
f_2	16	19	21,5	25	31,5	71	76	98	170

Din rezultatele obținute reiese clar faptul, că sistemul echivalent cu 5 mase dă un rezultat corespunzător cu rezultatele experimentale pe cînd sistemul mai simplificat trebuie să ducă la obținerea din calcul a unor frecvențe mult mai ridicate ca cele reale; rezultînd că modelul echivalent folosit de noi este singurul aplicabil la tipurile noastre de locomotive unde elasticitatea redusă a axei cardanice dintre stasuri nu se poate neglija.

- Confruntînd rezultatele măsurătorilor cu valorile calculate se observă că sistemul vibrează mai ales pe frecvența proprie superioară (unde apar amplitudinile ridicate) fenomen se este în concordanță spre exemplu cu cele arătate în (3.49).

- Pentru analizarea modului de vibrații relativ (între ele) ale maselor sistemului redus s-a trasat curba deformațiilor libere unghiulare pentru modul de vibrații interesant (frecvența proprie superioară). Calculul s-a executat cu ajutorul metodei Halzer care dă o rezolvare tabelară prin relatare a sistemului de ecuații diferențiale care descrie

mişările maselor sistemului (după Hamburger și Busdugan). Calculul numeric s-a efectuat tot pe calculatorul Olivetti "Programma 101". Se anexează programul calculatorului și calculul efectuat, precum și un grafic reprezentând curba deformației libere calculată pentru frecvența proprie superioară a locomotivei de 1250 CP.

La celelalte două tipuri de locomotive analizate, având în vedere similitudinea de tip, alierea curbelor de deformații libere unghiulare, este similară.

Observând această curbă, se explică valorile experimentale relativ mari ale amplitudinii vibrațiilor constatate la osiile motoare în comparație cu cea dela axele cardanice.

Programele de calcul ale mașinei Olivetti

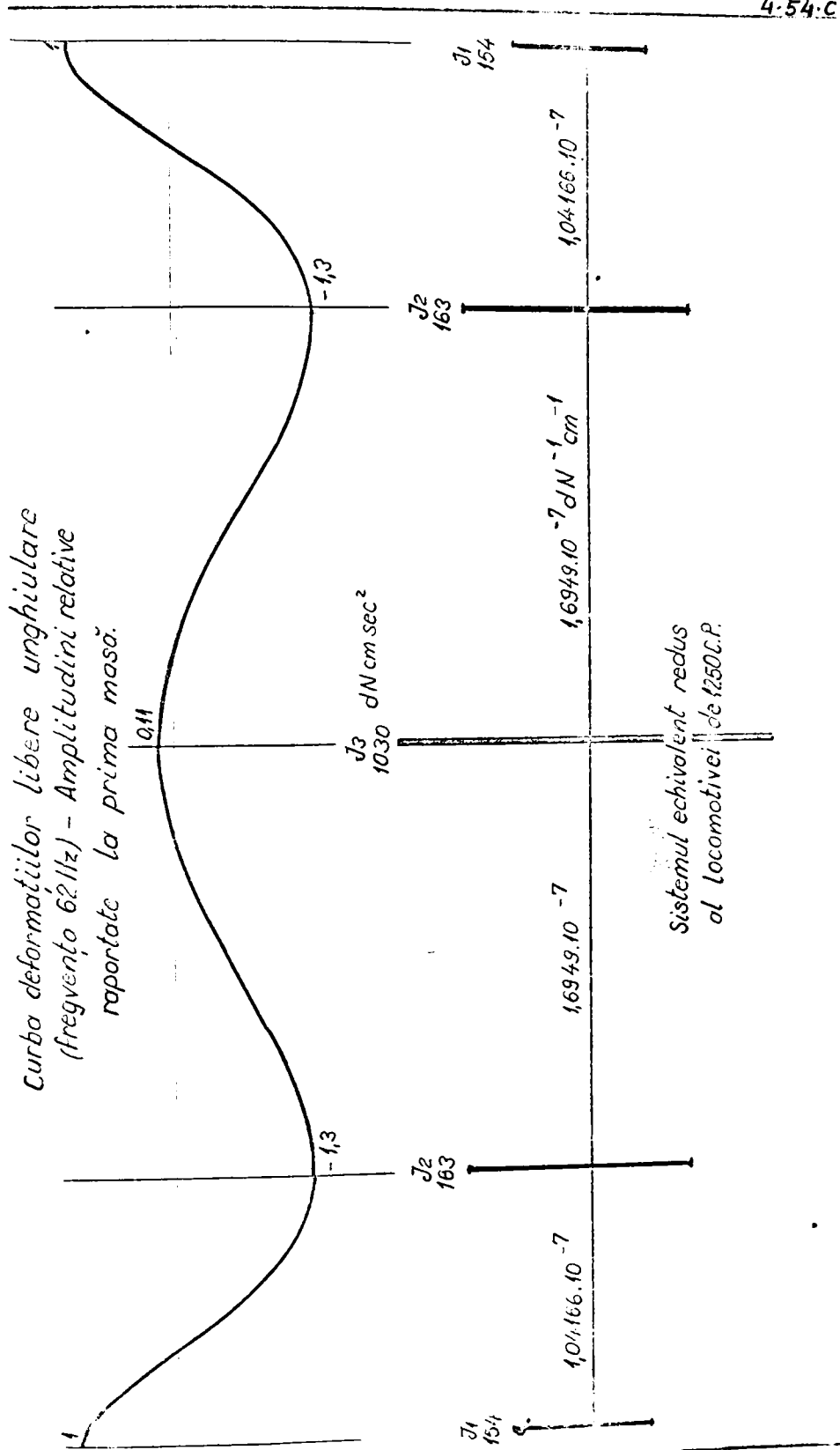
- 1) Programul de calcul cu un exemplu pentru calculul frecvențelor proprii.
- 2) Programul de calcul și calculul pentru deformațiile libere unghiulare.
- 3) Diagrama deformației libere a sistemului.

2:- Programul pentru
deformații unghiulare

4.5ab

									V	-
									C	
									I	
									4	
									61	
									7	
									8	
									9	
									10	
									11	
									12	
									13	
									14	
									15	
									16	
									17	
									18	
									19	
									20	
									21	
									22	
									23	
									24	
									25	
									26	
									27	
									28	
									29	
									30	
									31	
									32	
									33	
									34	
									35	
									36	
									37	
									38	
									39	
									40	
									41	
									42	
									43	
									44	
									45	
									46	
									47	
									48	
									49	
									50	
									51	
									52	
									53	
									54	
									55	
									56	
									57	
									58	
									59	
									60	
									61	
									62	
									63	
									64	
									65	
									66	
									67	
									68	
									69	
									70	
									71	
									72	
									73	
									74	
									75	
									76	
									77	
									78	
									79	
									80	
									81	
									82	
									83	
									84	
									85	
									86	
									87	
									88	
									89	
									90	
									91	
									92	
									93	
									94	
									95	
									96	
									97	
									98	
									99	
									100	

*Curba deformațiilor libere unghiulare
(frecvența 62 Hz) - Amplitudini relative
raportate la prima masă.*



4-54.C

4.5. - Interpretarea rezultatelor din experimentările proprii

Studiul problemei patinajelor la locomotivele Diesel hidraulice a devenit necesar, datorită constatării că în practica conducerii locomotivelor acestora se instaurează la începutul exploatării lor obiceiuri nepotrivite brutale, care duceau la patinaje violente repetate.

Survenind defecțiuni ca ruperi de roți dințate la locomotive de cale îngustă, pe atunci de 350 CP, și o rupere de osie în 1968 la o locomotivă de 1250 CP, precum și rotiri de osii în roți la locomotive de 700 CP, ca și ruperi de osii la locomotive de 450 CP de cale îngustă și 700 CP de cale normală, s-a impus analizarea în detaliu a cauzelor. S-au găsit mai multe motive care au putut să contribuie la defecțiunile arătate, ca danturi conice executate cu insuficientă precizie la începutul fabricației din lipsă de utilaje corespunzătoare, deficiențe de forjare sau de calitate la oțelul osiilor, necesitatea înproșării butucului la roțile locomotivelor de 700 CP (inițial folosite la sarcină de 12t pe osie, roți de vagon apte pentru 20-21t sarcină), ca și diferențe de diametru importante între roțile unei osii cu profile de bandaje complet deformați. Totuși s-a apreciat că cele constatate nu explică pentru toate cazurile ivirea defecțiunilor dacă nu ar surveni în exploatare solicitări anormale, care să întreacă cu mult solicitările ce erau prevăzute. După o analiză amănunțită s-a ajuns la convingerea că aceste solicitări nu se pot datori decât patinajelor, și astfel s-a ajuns la necesitatea studiilor acestor procese.

Cu această ocazie tov. profesor emerit I. Zăgănescu care a fost consultat asupra problemelor, constatând că procesele de

patinaj sînt încă puțin studiate, a ales acest studiu ca obiect pentru prezenta teză de doctorat, cu convingerea că printr-o abordare științifică a problemelor se vor putea aduce unele contribuții la o mai bună cunoaștere a lor; și prin aceasta la reducerea eforturilor în aparatul de rulare și în transmisia de acționare, cu scopul final de a spori fiabilitatea și siguranța de exploatare.

Pornind de la această premisă s-au adîncit analizele proceselor de patinaj și efectul mijloacelor de protecție și prevenire.

Locomotiva cea mai importantă pentru producția Uzinei 23 August fiind cea de 1250 CP, studiul și experimentările cele mai multe s-au întreprins la acest tip, dar în paralel s-a experimentat și pe locomotiva de 700 CP, ca și pe cea de cale îngustă de 350 CP.

Studiul a început cu fenomenele de patinaj de la locomotivele de cale îngustă de 350 CP, unde apăruseră mai întîi în 1966 defecte la roțile dințate ale atacurilor de osie de la fabrica de ciment din Turda. În acest caz (măsurătorile-l de la punctul 4.3) s-a constatat că din dorința de a transporta de la fabrică la carieră un număr mare de vagoane (8 vagoane a 120t) se ajunseseră la depășirea prescripțiilor și la un regim de funcționare dezavantajos, urcînd rampe mari între 20 și 25%, pe o linie cu curbe aspre, cu viteze foarte mici (sub 6 km/h). Ca urmare în cursul drumului apăreau numeroase patinaje cu oscilații importante, care au fost puse în evidență prin cercetările, relativ primitive făcute la acea dată (1967). Reducînd în urma acestor constatări tonajul la cca. 105 t (7 vagoane), s-au putut evita pînă azi defectele care au apărut la început, permițînd și tragerea unor concluzii generale asupra condițiilor optime de funcționare în exploatare.

În continuare tot în 1967, cu aparataj electronic de la

I.P.C.U.P. dar fără înregistrare, s-au continuat investigațiile, la acelaș tip de locomotive la fabrica de ciment de la Fieni (măsurătorile-2 indicate la punctul 4.3). De data aceasta s-au măsurat mai exact forțele de tracțiune la amorsarea patinajelor și s-au observat fenomene care ne-au convins că este necesar să se studieze mai amănunțit, patinajele, cu metode avansate și cu înregistrarea fenomenelor pentru a putea fi mai bine analizate.

Pentru aceasta s-a închiriat de la firma Voith din Austria aparatura cea mai modernă ce exista la acea vreme (aparatură tensometrică cu înregistrare și transmitere la distanță, fără contact), pentru a executa o serie de măsurători complexe.

Mai întâi pentru clarificarea tendințelor de patinaj și a situațiilor în care apar, s-au înregistrat la o locomotivă de 1250 CP (DHC -05), oscilațiile și eforturile în cardanele principale (dintre reductor inversor și atacul dublu de osie, precum și între-o osie, în mers cu tren, de la pornire și pînă la viteza de 100 km/h.

Rezultatele obținute sînt cele din diagramele alăturate notate cu :

Anexa 8

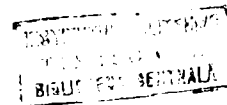
- Locomotivă de 1250 CP în regim de linie (ușor), pe poziția maximă de controler (15) în mers cu viteză de la 0 la 18 km/h. Puterea oca. 1160 CP. Frecvența de 65 Hz apare numai puțin vizibilă și cu amplitudini reduse, în special la axa cardanică de legătură dintre atacurile de osie (368/7).

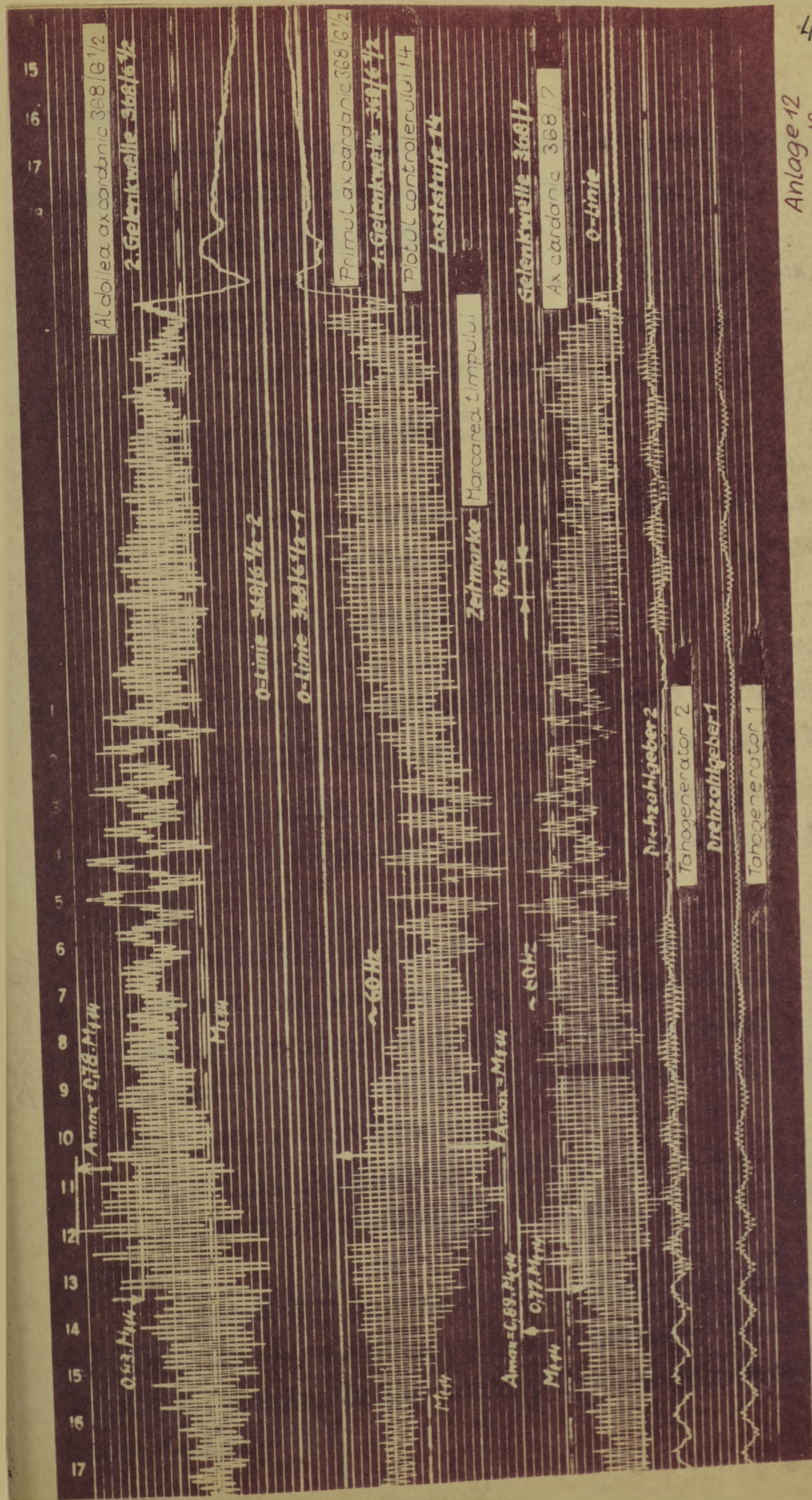
- axa cardanică 368/7 (axa dintre atacuri): rigid. C₁
- frecvența 13 Hz (60 Hz)
 - deplasarea liniei de origine (mm) . . . 0,95 Hstatic.
 - amplitudinile maxime (mm) 0,95 Hstatic.

- ~~axa cardanică 268/6~~ ^{1/2} (ax-a spro reductor): rigid e₂
- frecvența 13 Hz
- deplasarea liniei de origine (x_m) 1,11static
- amplitudinile maxime (x_m) 0,82 static

Din diagramă se vede că la regimul de linie nu apar la pornire solicitări importante în axele cardanice, iar surplusul de forțe fiind mic, frecvența de 65 Hz este marcată. Valorile pentru x_m și x_m se dau comparativ cu momentul static pentru poziția respectivă de controlor, adică pentru puterea respectivă.

Anexa 8





4.59
Anlage 12
Anexa 12

Anexa 12.

- Locomotivă de 1250 CP în regim de manevră (regim greu) pe penultima poziție de controlor (14 la cca. 985 CP).

- axa cardanică 368/7 : $m_{ig} \cdot c_1$
 - frecvența 60 Hz.
 - deplasarea liniei de origine (mm) . . . 0,77 Hstatic
 - amplitudinea maximă (mm) 0,89 Hstatic
- axa cardanică 368/6^{1/2} din față: $m_{ig} \cdot c_2$
 - frecvența 60 Hz.
 - deplasarea liniei de origine (mm) . . 1,0 Hstatic
 - amplitudinea maximă (mm) 1,0 Hstatic
- axa cardanică 368/6^{1/2} din spate: $m_{ig} \cdot c_2$
 - frecvența 60 Hz.
 - deplasarea liniei de origine (mm) . . 0,83 Hstatic
 - amplitudinea maximă (mm) 0,78 Hstatic

Fiind în regim de manevră forțele disponibile la osie sînt mai mari și oscilațiile trec repede de la 13 la 60 Hz.

Anexa 23.

- Locomotivă de 1250 CP în regim de linie (regim ușor) pe treapta maximă (15) de controlor, trecînd deci în plin, prin ușoară aplicare a frinei la trenul de călători de 120 t ce remorose, se reduce viteza de la 13 la 10 km/h. Nu apar oscilații cu solicitări mari sau periculoase.

- axa cardanică 368/7 : $m_{ig} \cdot c_1$ 0,8 Hstatic
- axa cardanică 368/6^{1/2} : $m_{ig} \cdot c_2$ 1,5 Hstatic

Anexa 26

- Locomotivă de 1250 CP în regim de linie (regim ușor) pe treapta 15 de controlor, cu grînare ușoară se trece de la 48 km/h la 44 km/h. Nu apar oscilații cu solicitări importante, sau periculoase

Ostia motore

Treibachse

0-Linie

Plotul controlului 15

Laststufe 15

Zeitmarke

Marcarea timpului

1[s]

0-Linie 368/6 1/2

Gelenkwelle 368/6 1/2

Ax cardanica 368/6 1/2

M_{t15} 1,5 M_{t15}

M_{t15}

Gelenkwelle 368/7

Ax cardanica 368/7

0-Linie 368/7

M_{t15} 0,8 M_{t15}

$v = 13 \text{ km/h}$

Tahogenerator 2

Drehzahlgeber 2

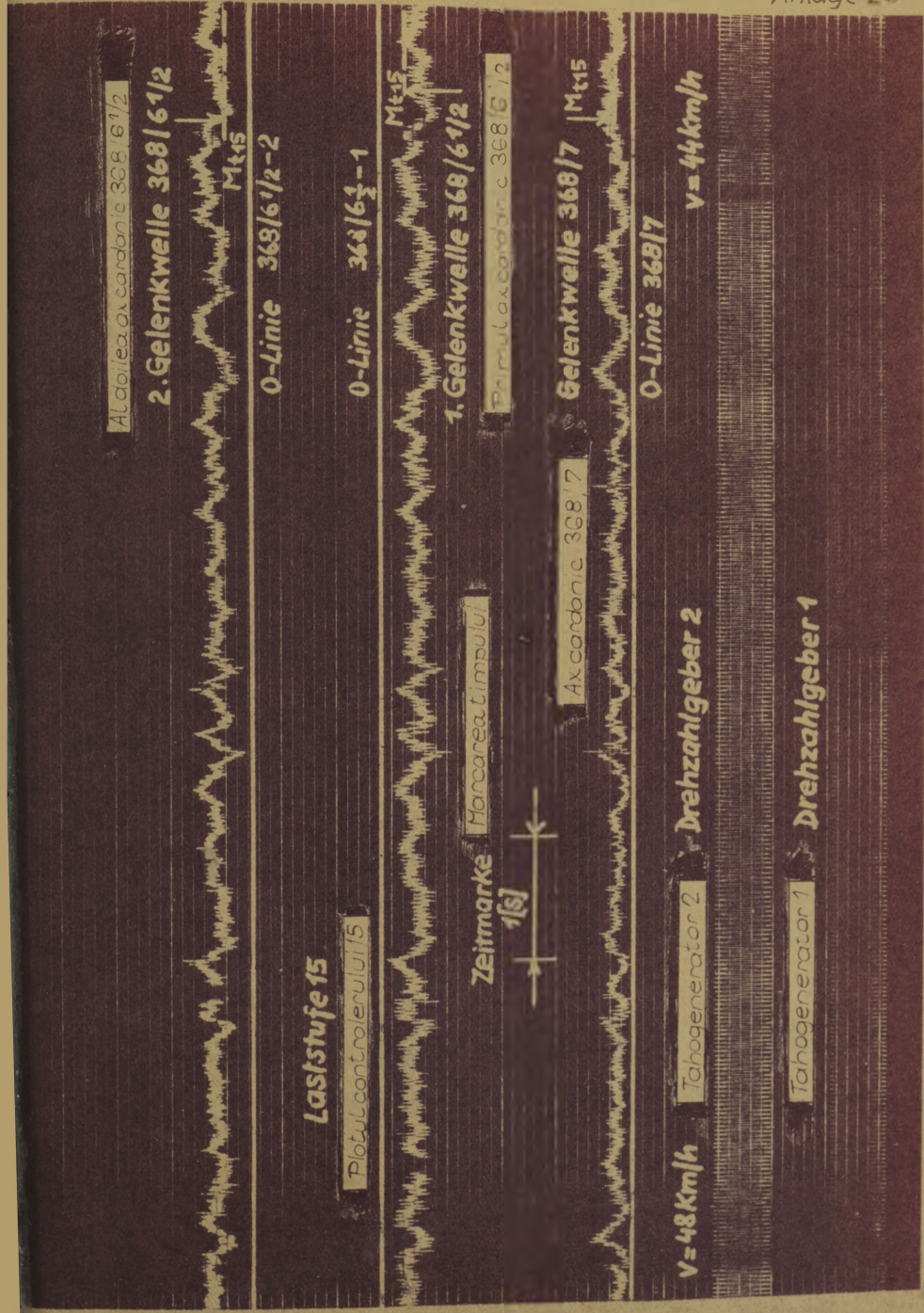
$v = 10 \text{ km/h}$

Tahogenerator 1

Drehzahlgeber 1

4-61

Anlage 28 Anexa 28



Anexa 27

- Locomotivă de 1250 CP în regim de linie pe treapta 15 de controler, cu frinare ușoară se trece de la 100 km/h la 90 km/h. Nu apar oscilații cu solicitări importante.

- Din anexele 8, 12, 26 și 27 reiese că în regim de linie, indiferent de viteză, nu apar oscilații care să periclitoseze buna funcționare a locomotivei; iar din anexa 28 reiese că în cursul mersului nici în regimul de manevră nu apar la viteze mai ridicate astfel de situații, deși frecvența datorită forțelor mari, crește la 60 Hz (frecvență la care în unele cazuri în special la pornire apar și solicitări mari).

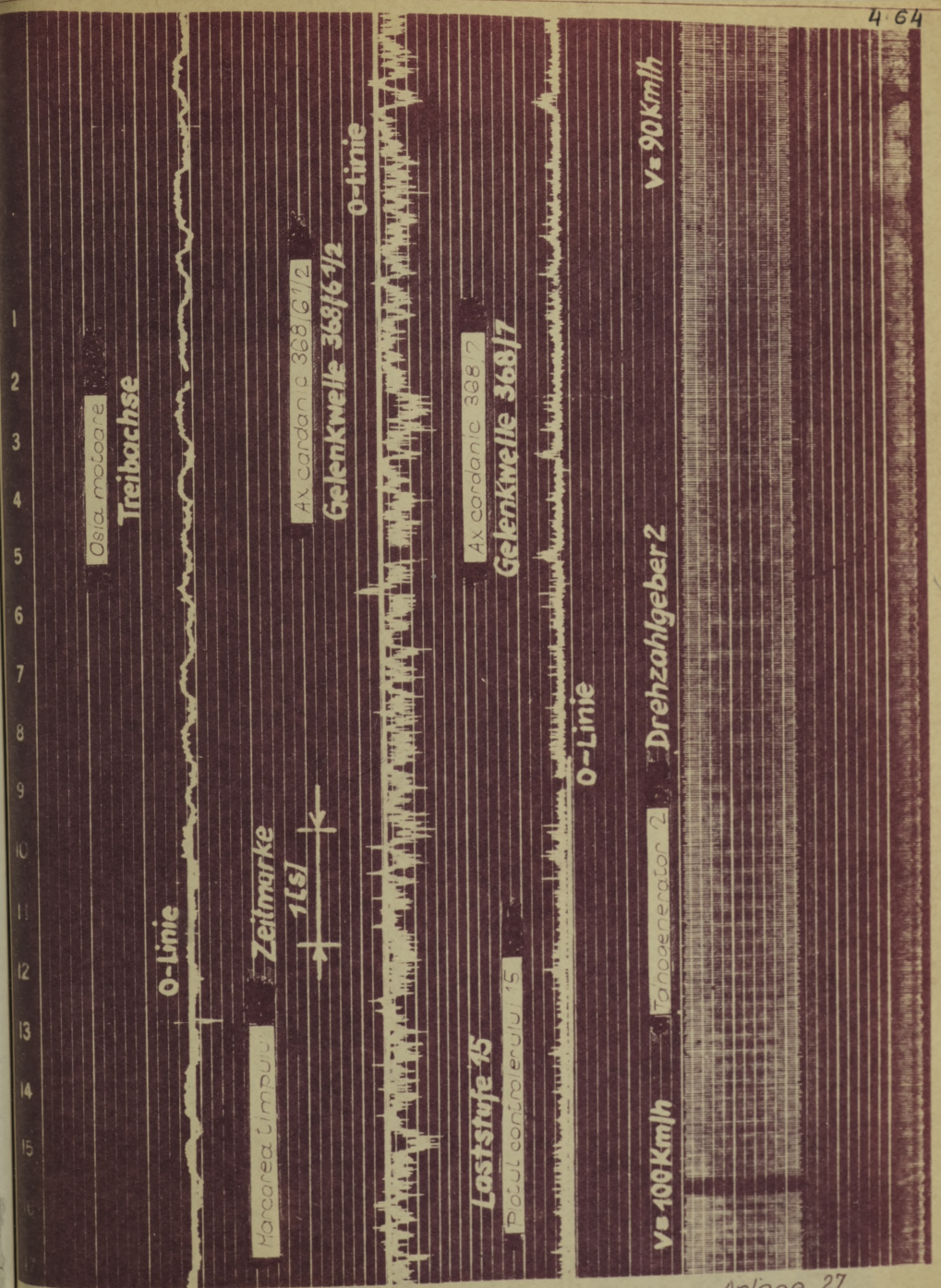
Din aceste constatări rezultă că atenția noastră trebuia să fie îndreptată asupra regimului de manevră și a zonei de pornire și de mers cu viteze mici, unde situația este diferită cum se vede din :

Anexa 22.

- Locomotivă de 1250 CP în plină sarcină pe regim de manevră frinată lin. Când viteza scade la 13 km pe oră s-a scursat un patinaj redat în această înregistrare. Frinarea a început de la 60 km/h.

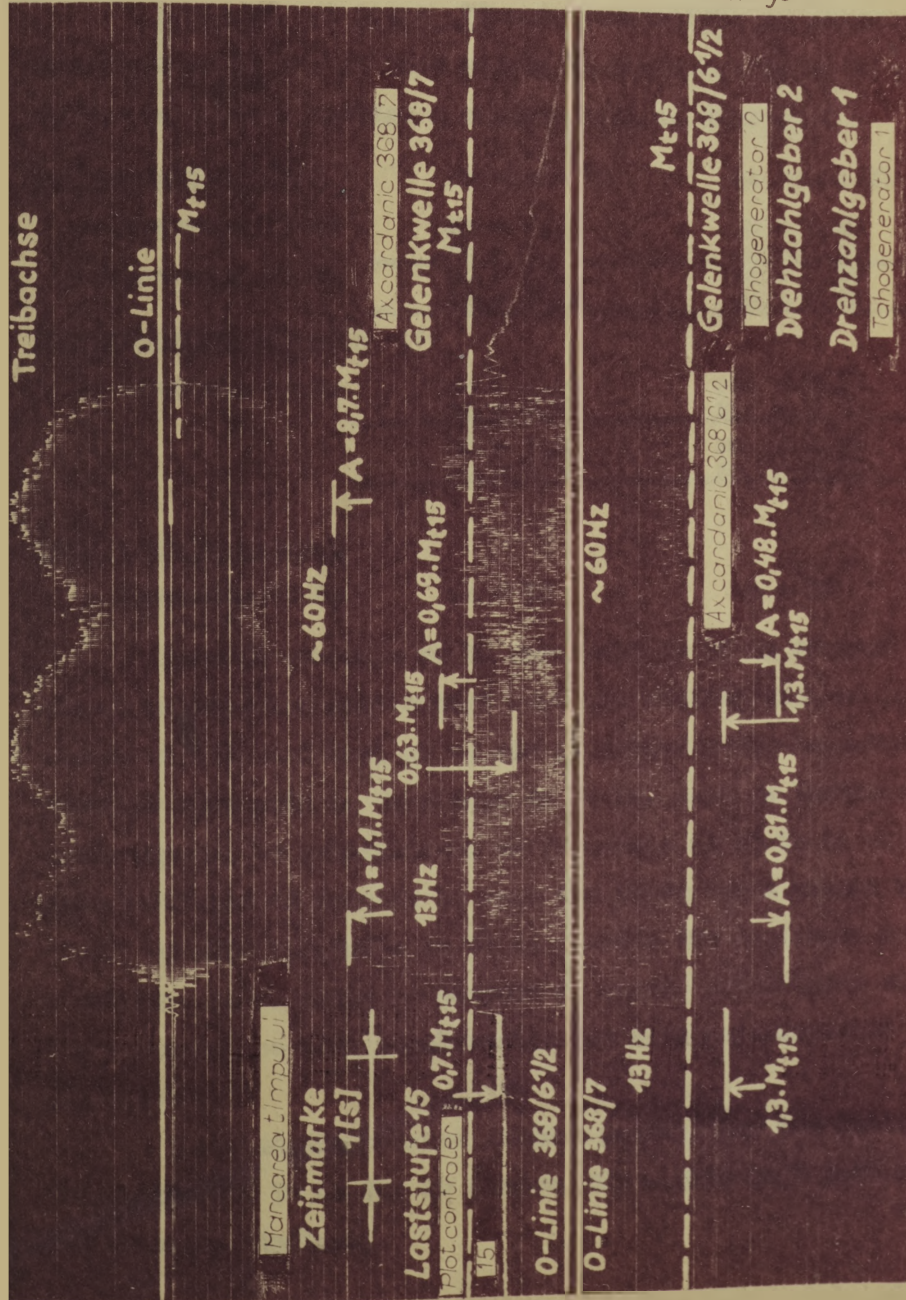
- frecvența oscilațiilor ω_{osc} . . . 62,5 Hz.
- osia motoare amplitudinea oscilațiilor (xm) . . . 11,8 Hstatic

Această diagramă prezintă oscilații cu o amplitudine mare și deja periculoasă pentru osie.



Anlage 27
Anexa 27

Anexa 22
Anlage 22



In continuare se mai prezintă două înregistrări executate la patinaje pe regim greu în poziția maximă 15, la pornirea din loc :

Anexa 15 și Anexa 16 unde oscilațiile se amorsează cu frecvența de 13 Hz, și trec repede în frecvența de 60 Hz., cu o foarte importantă sporire a amplitudinilor, care sînt :

<u>Axa cardanică 368/7</u> ^{Wg.C1}	în anexa 15	în anexa 16
- frecvența 13 Hz	XH = 0,76 XA = 0,7	XH = 1,35 XA = 1,35
- frecvența 60 Hz	XH = 1,70 XA = 0,81	XH = 0,81 XA = 0,81

<u>Axa cardanică 368/6</u> ^{1/2} ^{Wg.C2}		
- Frecvența 13 Hz	XH = 1,0 XA = 0,57	XH = 1,30 XA = 1,30
	XH = 1,0 XA = 0,71	XH = 1,30 XA = 0,71

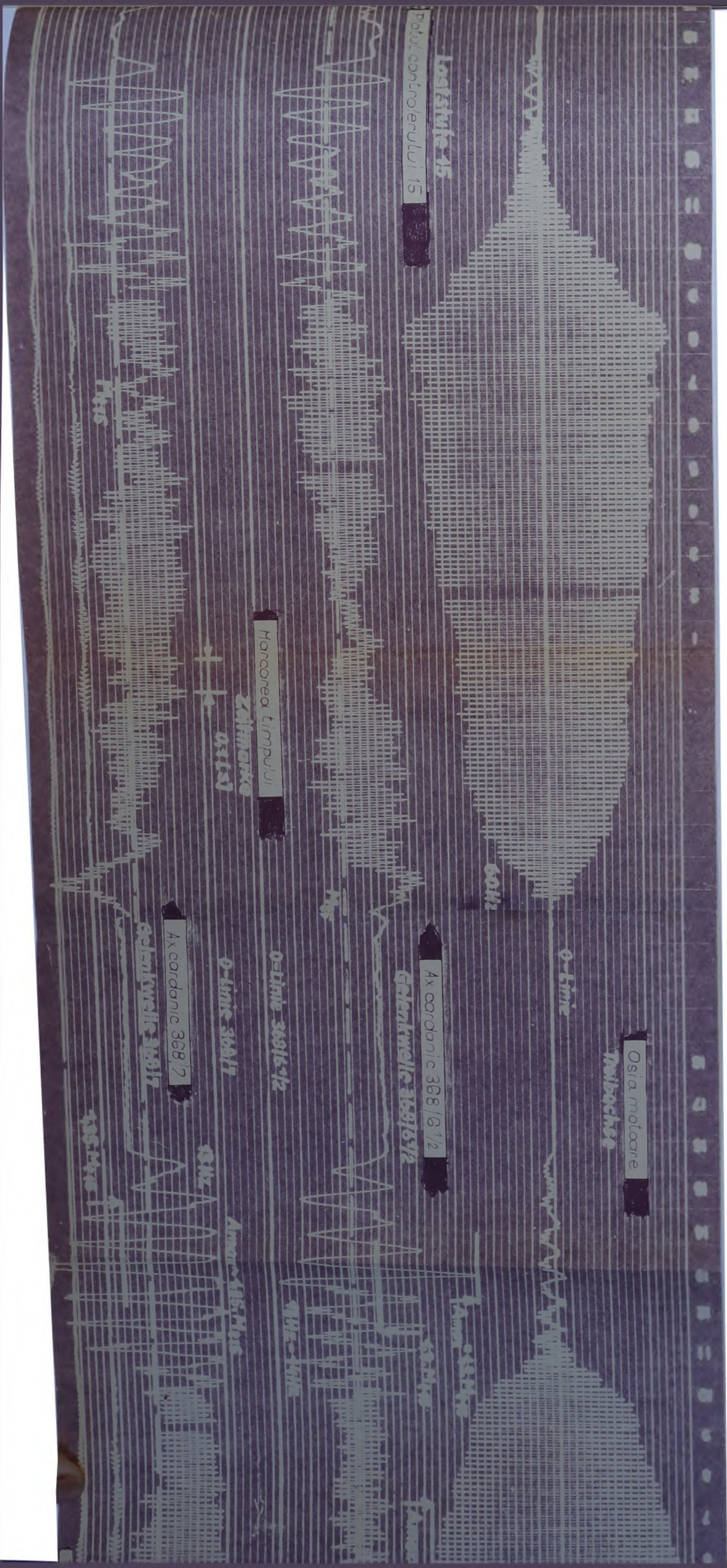
Oscilații motoare extinse

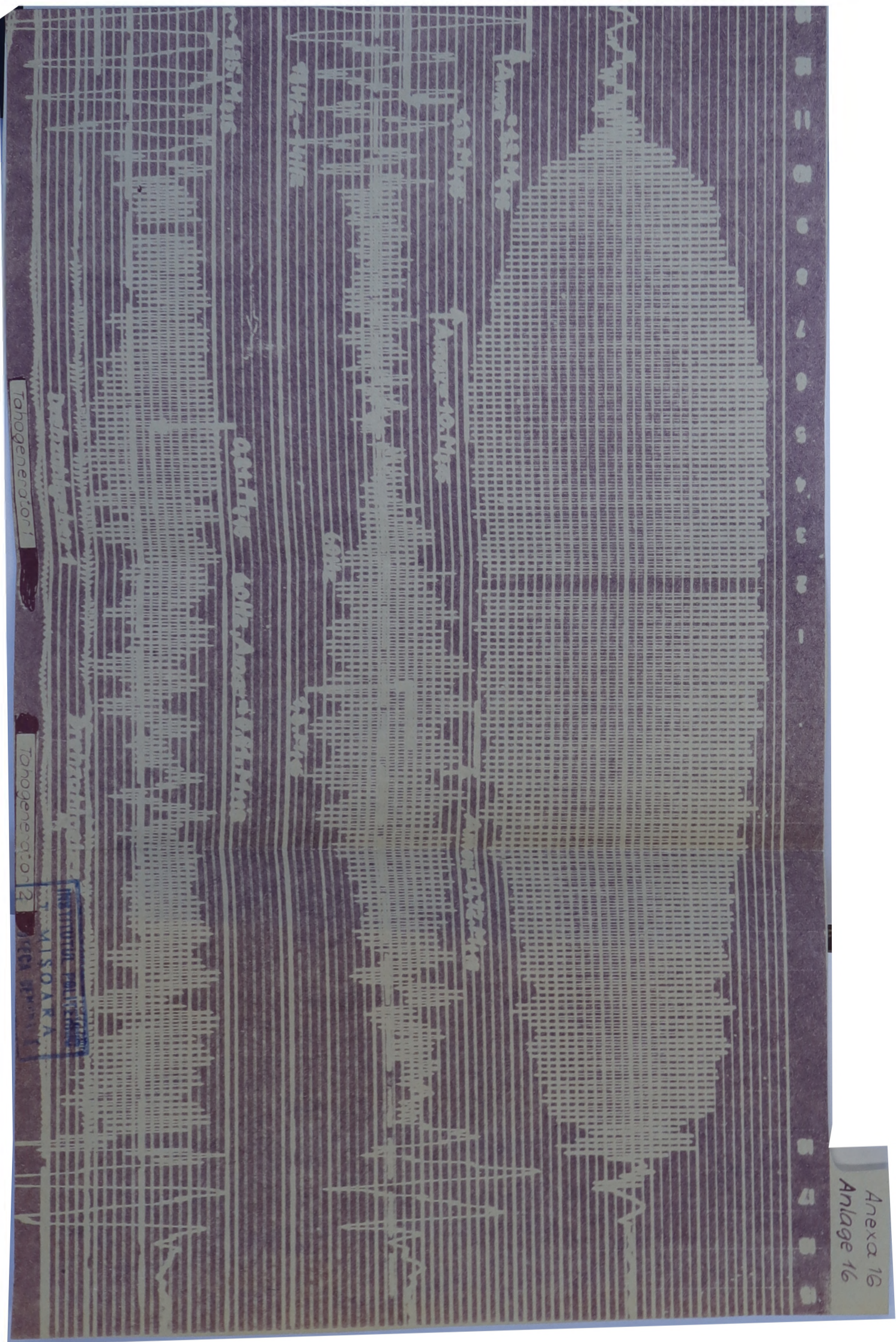
- Frecvența 60 Hz	XH = 15	XH = 10
-------------------	---------	---------

Este de remarcat că la frecvența de 13 Hz nu apar în cursul patinajelor amplitudini mari ale oscilațiilor de la osie. Aceste amplitudini mari și cu ele și solicitările importante de torsiune apar abia la frecvența de 60 Hz, care se instalează relativ repede. Se prelininează că frecvența de 13 Hz se datorește unor oscilații de frecare la care iau parte toate masile locomotivei, pe cînd frecvența de 60 Hz provine din oscilația proprie a osilor. Se va căuta pe parcurs ca aceste prelininări să fie fundamentate, pe baza rezultatelor din alte experimentări ca și din calcule.

Verificările privind regimul patinajelor s-a extins și la locomotiva LDH 70 de 700 CP (locom. DMB - 014) unde s-au constatat fenomene similare.

4.67; 4.68

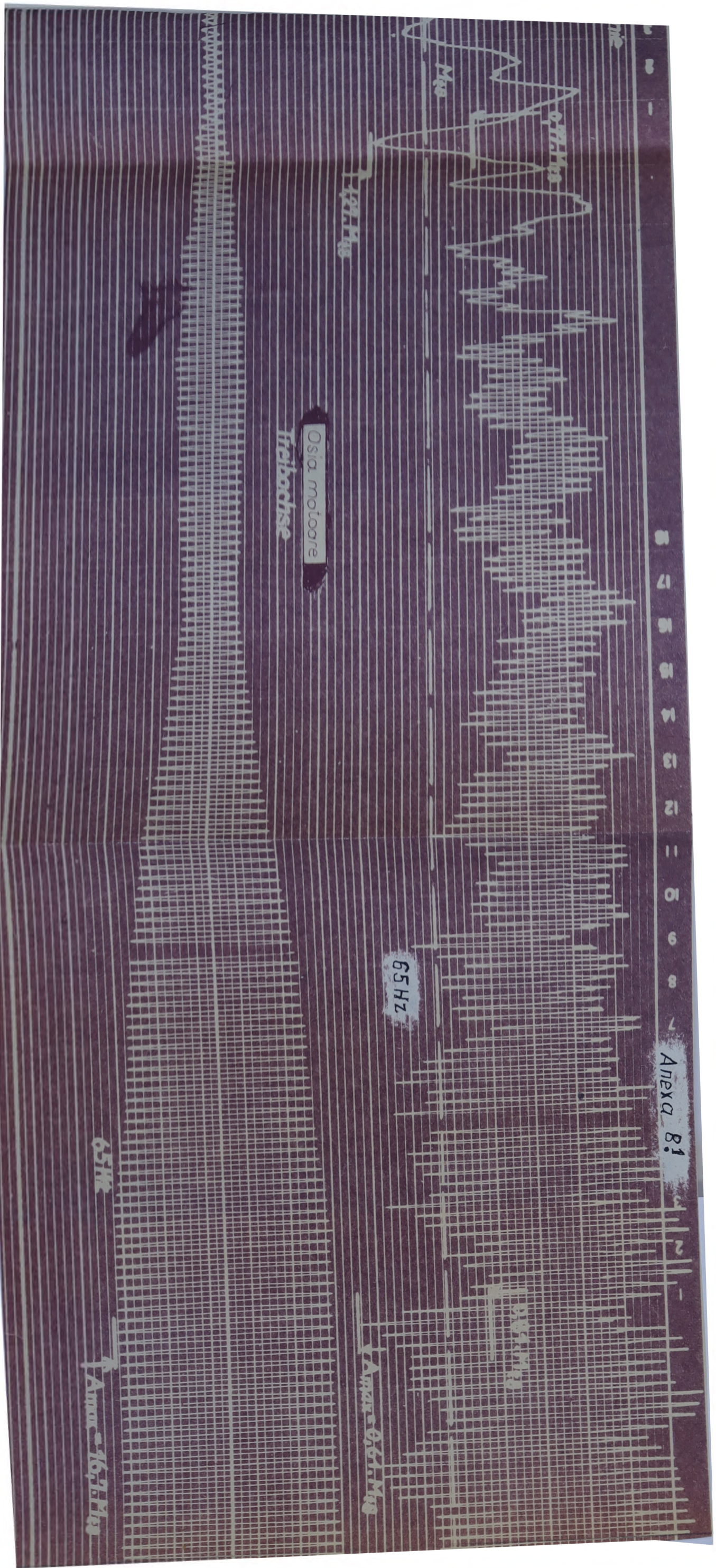




Anlage 16
Anlage 16

4.67 ; 4.68





Anexa 9, reprezintă aceeași figură a oscilațiilor, amplitudinile maxime fiind

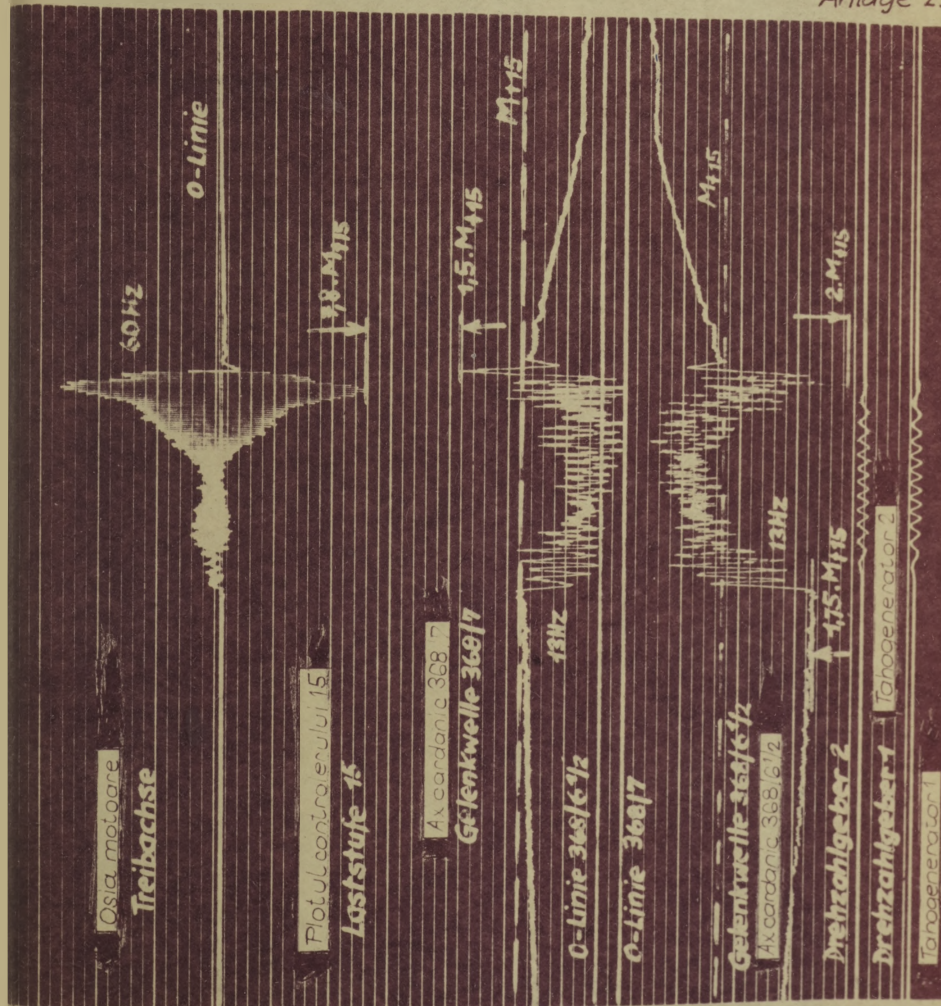
- la axa cardanică 368/6 (xa) 0,55 Met.
- la osie (xa) 15,7 Metatic

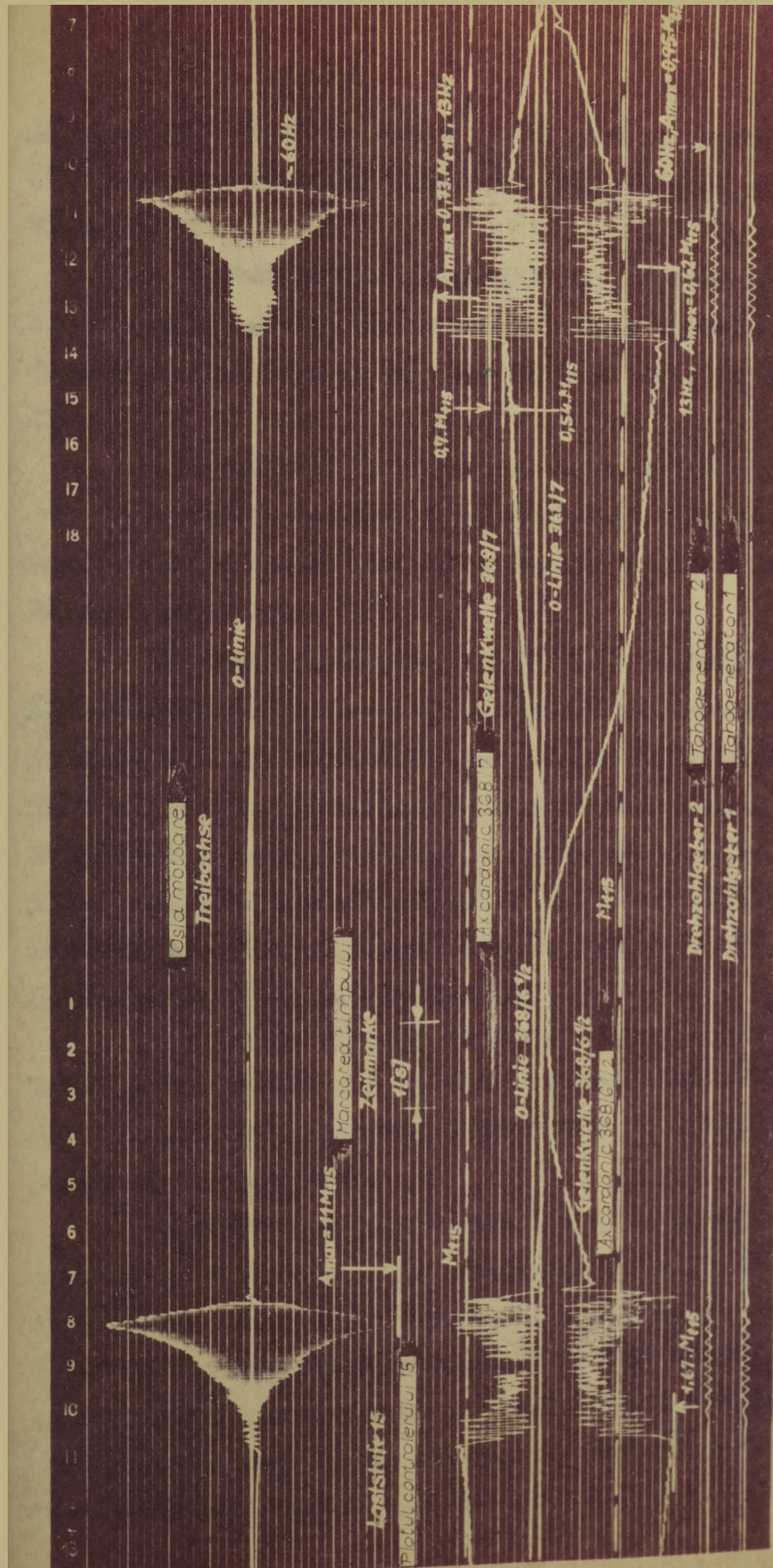
La această înregistrare se vede destul de bine modularea frecvenței de 65 Hz printr-una de 1 Hz.

Măsurătorile 3 de la punctul 4,3 au pus în evidență eforturile neadmisibile de mari ce apar la osii în decursul patinajelor, prin oscilații puternice. În special oscilația ce frecvența de cea. 60 Hz este aceea la care se produc aceste solicitări importante, și care prin autoexcitare cresc până la valori ce întrec de 15 ori momentul static respectiv (momentul de pornire). Solicitățile sînt ceva mai mari la locomotiva de 700 CP față de cea de 1250 CP.

Măsurile care s-au apreciat ca necesare pe baza măsurătorilor descrise sînt :

- buna funcționare a dispozitivelor de anti-patinaj, cu un timp de acțiune foarte scurt cum rezultă din Anexa 23 unde apare un proces de protecție corespunzător cu amplitudini reduse (7,8 Met.) și din :

Anexa 23
Anlage 23



Anlage 25
Anexa 25

4.72

Anexa 29 unde apare un proces de sesizare și protecție mult întin-
ziat care duce la amplitudini mari (11,8 Hz) și durată lungă a
vibrațiilor;

- prevederea unui dispozitiv de limitare asupra sarcini-
lor (de fapt a forței de tracțiune maximă, în funcție de viteză
de mers în faza pe pornire, până la 5-10 km/h, descris în referen-
tul III);

- respectarea în exploatare a tonajelor maxime prescrise;
- reglarea corectă a elasticităților la rezemole de mo-
nente, care reduc tendința de patinaj, permițând o mai bună uti-
lizare a aderenței.

Din informațiile noastre și din cele obținute de la firma
licențiatore Voith ca și de la firmele care fabrică dispozitive
de antipatinaj (Krauss Maffei și Westinghouse), precum și din
publicațiile de până acum, înregistrarea tensometrică pe osie a
eforturilor ce apar în cursul patinajelor, pe bază de etalonări
exacte, a fost realizată pentru prima dată la această serie de ni-
surători și prin urmare și mărimea reală a solicitărilor devine
nici, pentru prima dată cunoscută.

Cunoașterea mărimii solicitărilor este deosebit de impor-
tantă pentru dezvoltarea viitoare constructivă a locomotivelor și
a osiilor, ca și pentru luarea măsurilor de protecție necesare la
construcțiile existente.

În continuare la măsurătorile 4, 5, 6, 7, 8, s-au căutat
tipurile și reglajele ca și amplasarea optimă a dispozitivelor de
antipatinaj. Acest lucru s-a făcut pe bază comparativă, cu cele
4 tipuri de dispozitive antipatinaj de care s-a dispus, Westing-
house, Krauss Maffei S-V 60 și Krauss Maffei S-Vs 110, stabilind
statistic, la unele probe simultan cu contori, numărul de sesiză-
ri. Astfel s-a stabilit spre exemplu că dispozitivul de atunci

se comportau precum urmează :

Dispozitivul	% sesizări bune	% sesizări târzii	% lipsă de sesizări	Număr de probe
S-V 60/3	40	40	20	20
S-Vs 110	94	3	3	160
Westinghouse	91	4	5	40

Ca urmare a unor astfel de rezultate s-au continuat probele și s-a ales pentru continuarea experimentărilor, ca și pentru aplicarea de serie, dispozitivul S-Vs 110 (decris în detaliu în referatul III).

O serie de experimentări mai importante este cea de la numărul 9, din 6.06-11.06.1969, la care s-au realizat înregistrări interesante, s-au putut măsura timpul de impuls, reținere, mișcare a cremalierii de la pompa de injecție, viteza roții, forța de tracțiune și solicitarea în orie.

Osta motore

Turbocore

Potul controlului 15

Lasampa 8

Punctul de masurare al axului cardanic 368 6/2 defectat

Procedura de reparare a motorului

Acordantia 368 / 2

Generatoare 368

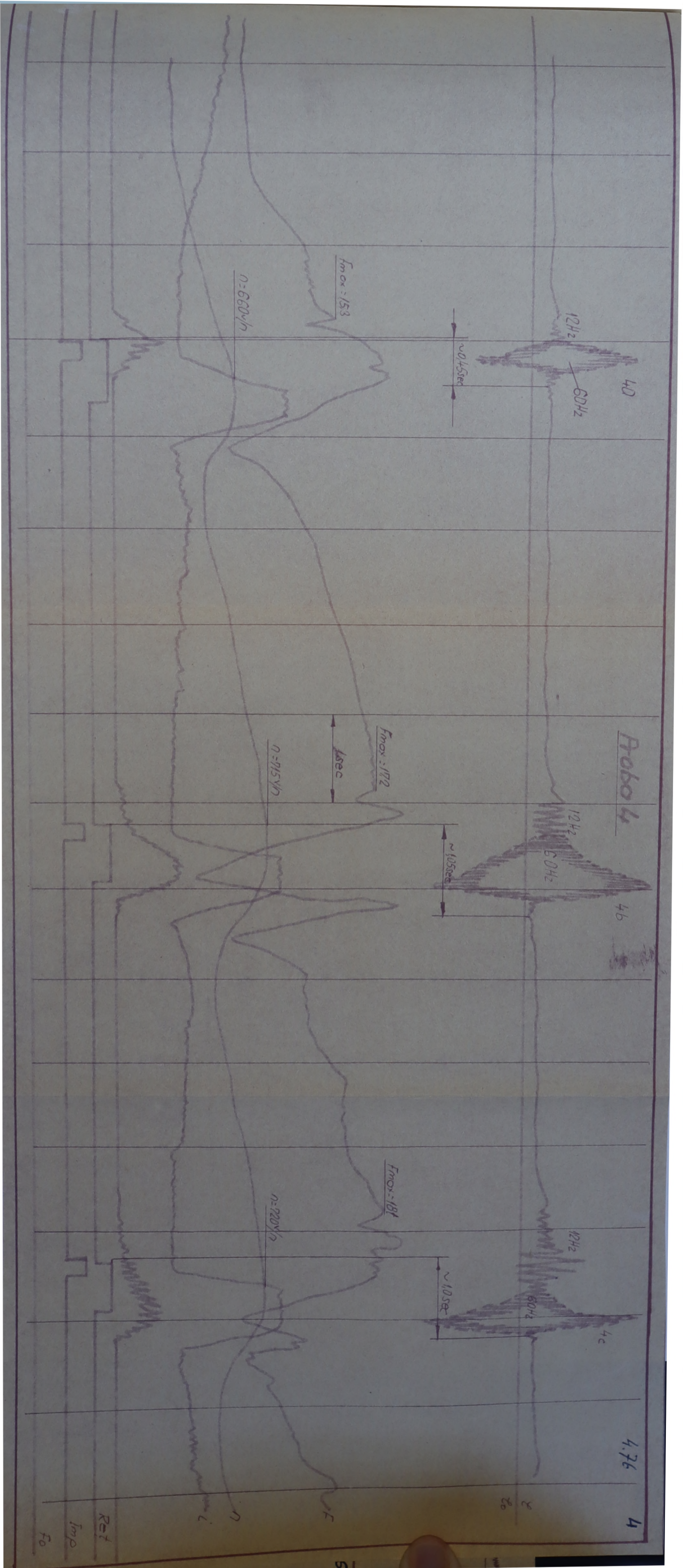
Tranzistori 368

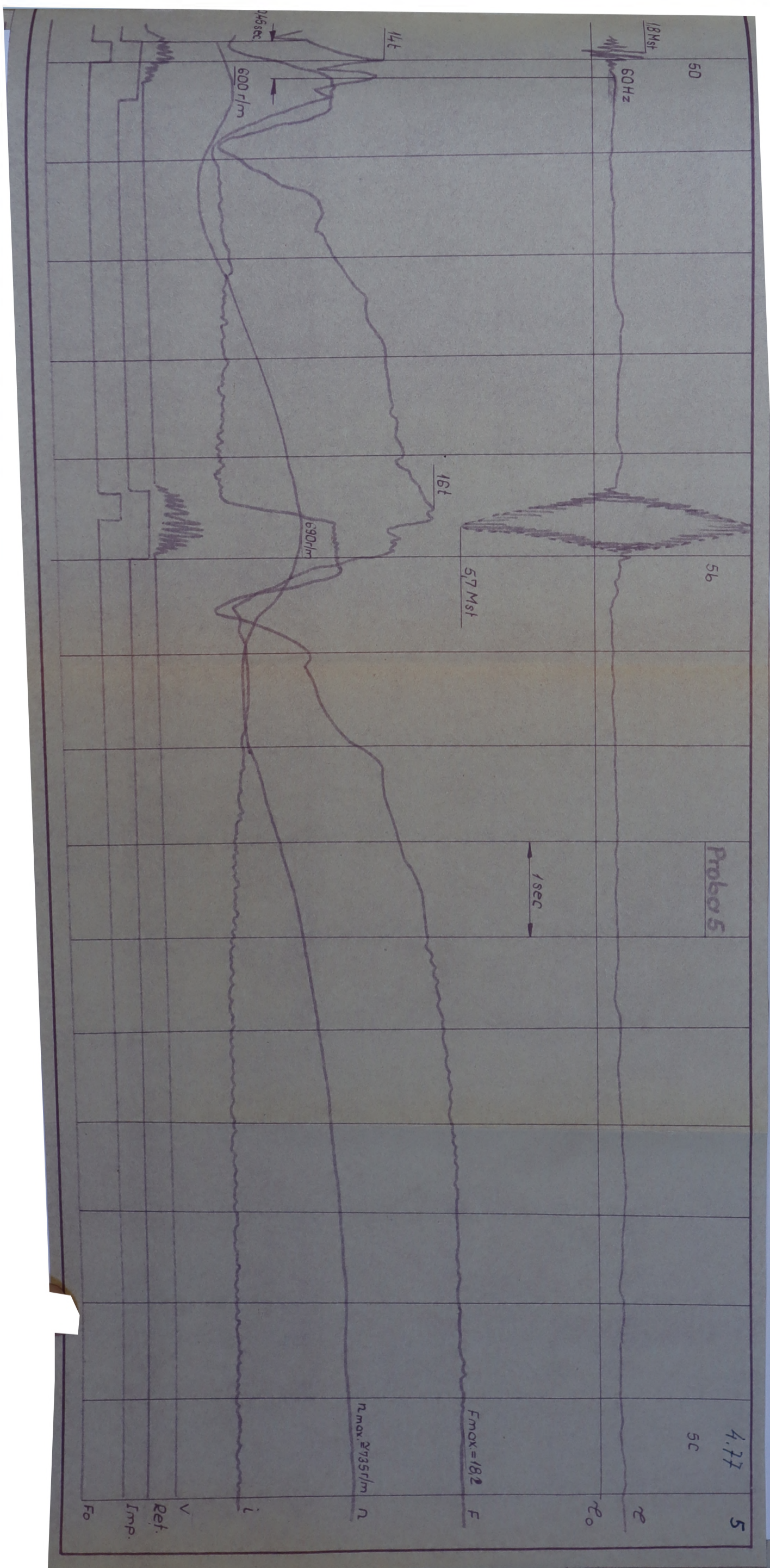
Verigi 368

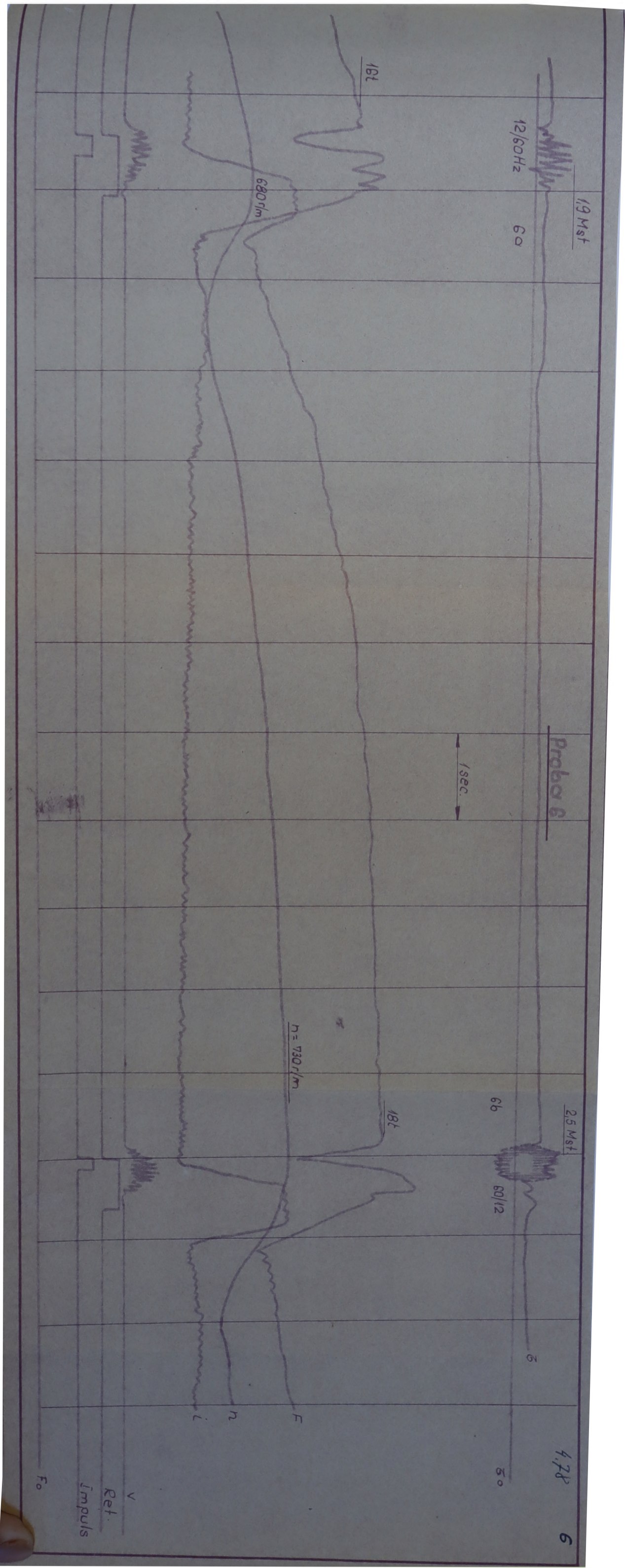
Haraxera timpului

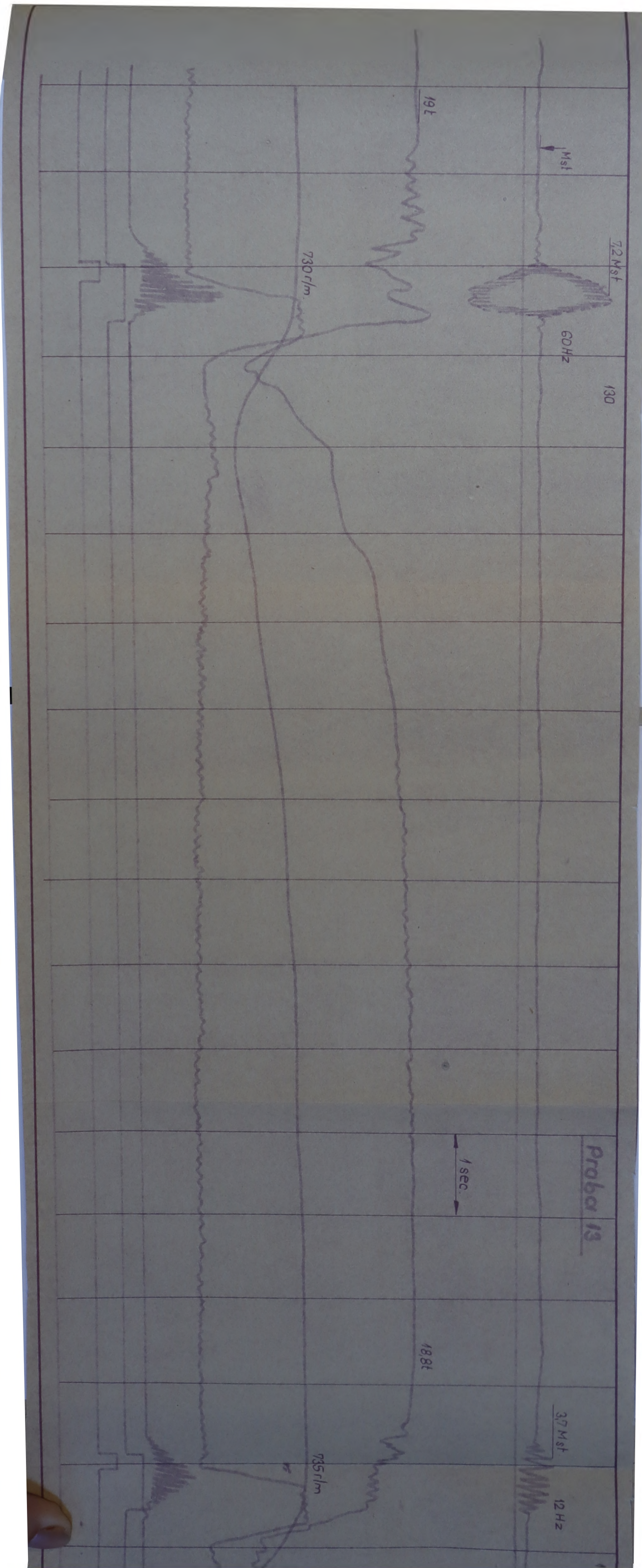
Tohogenator 2

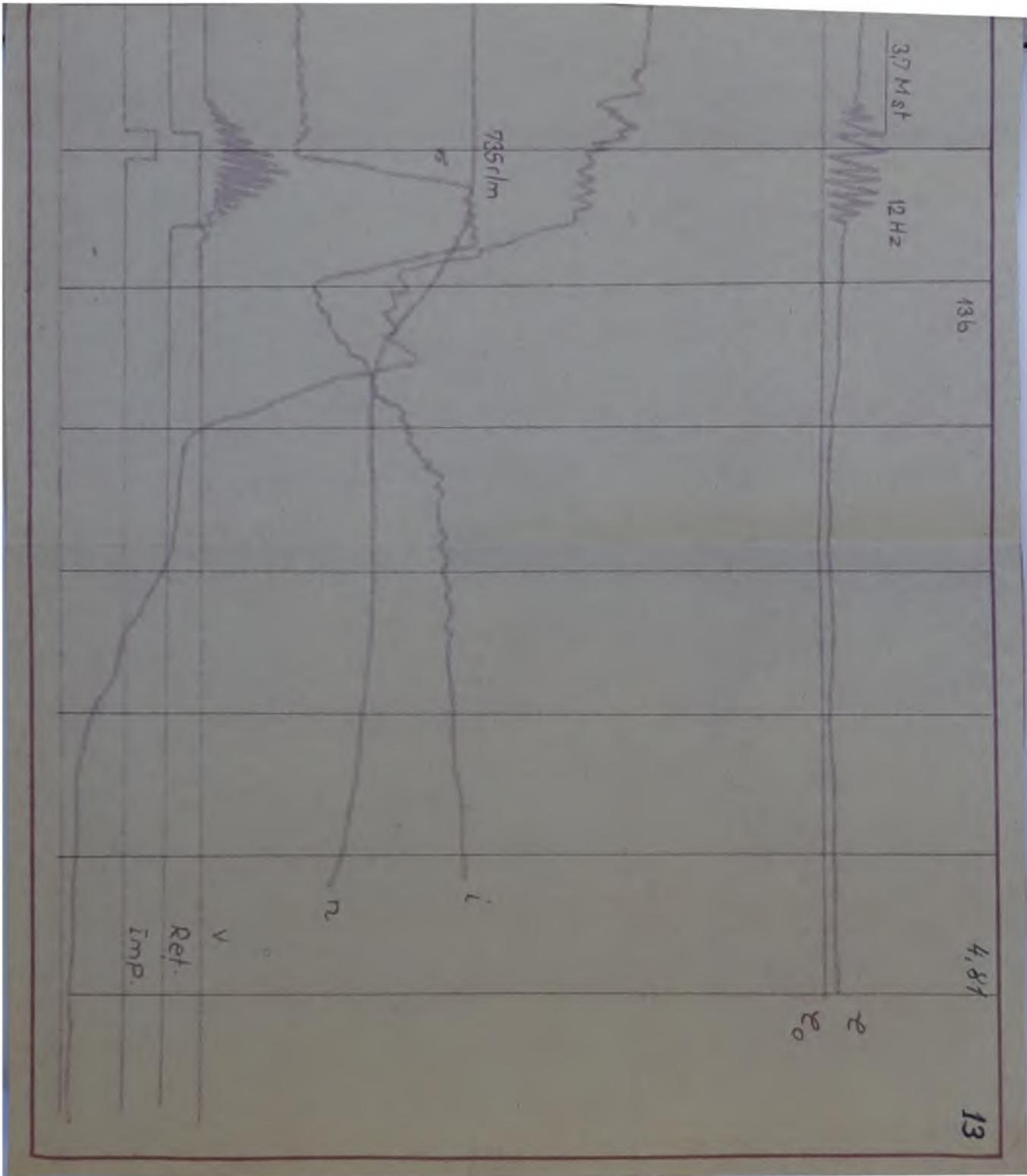
Tohogenator 1



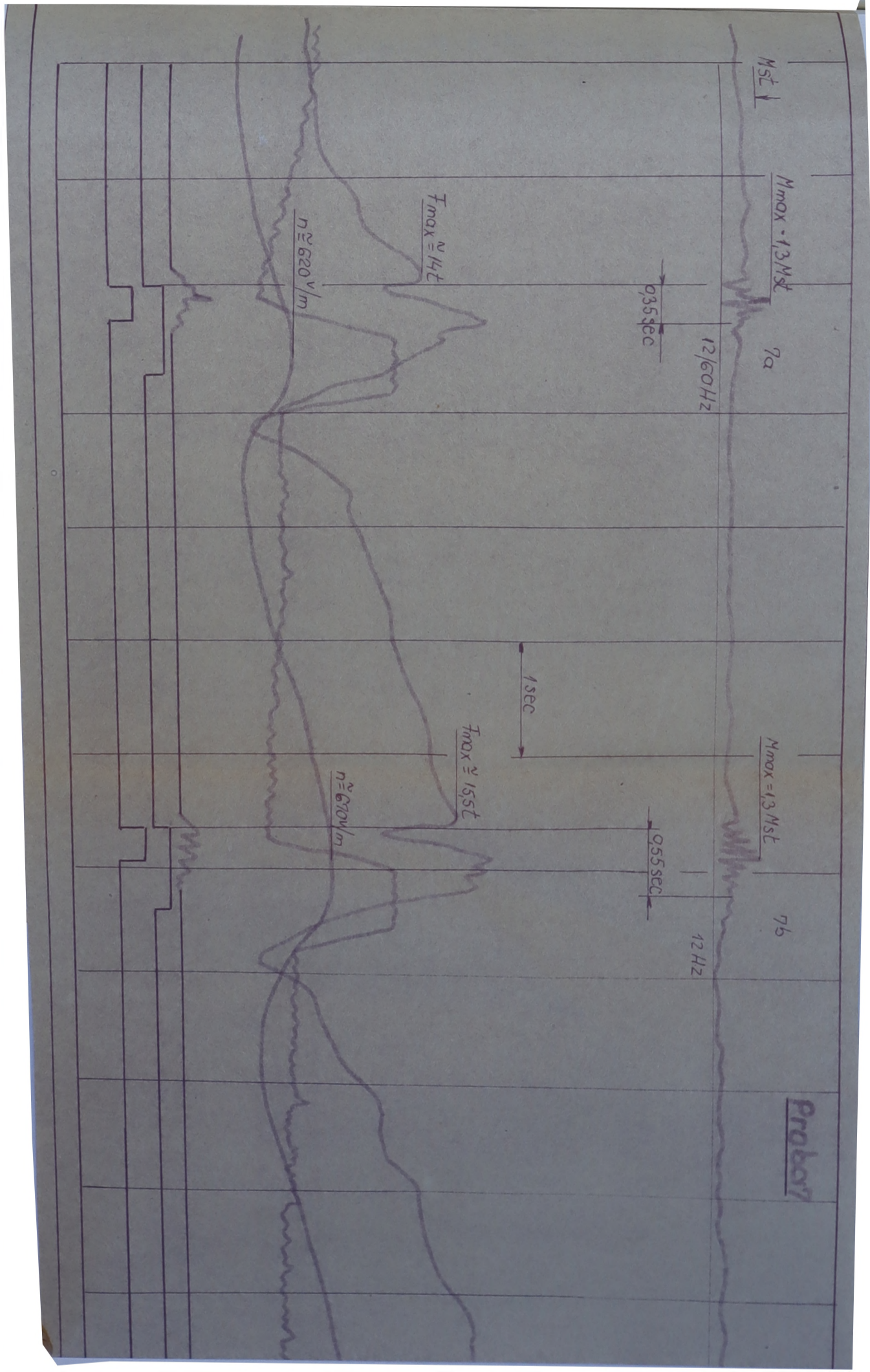


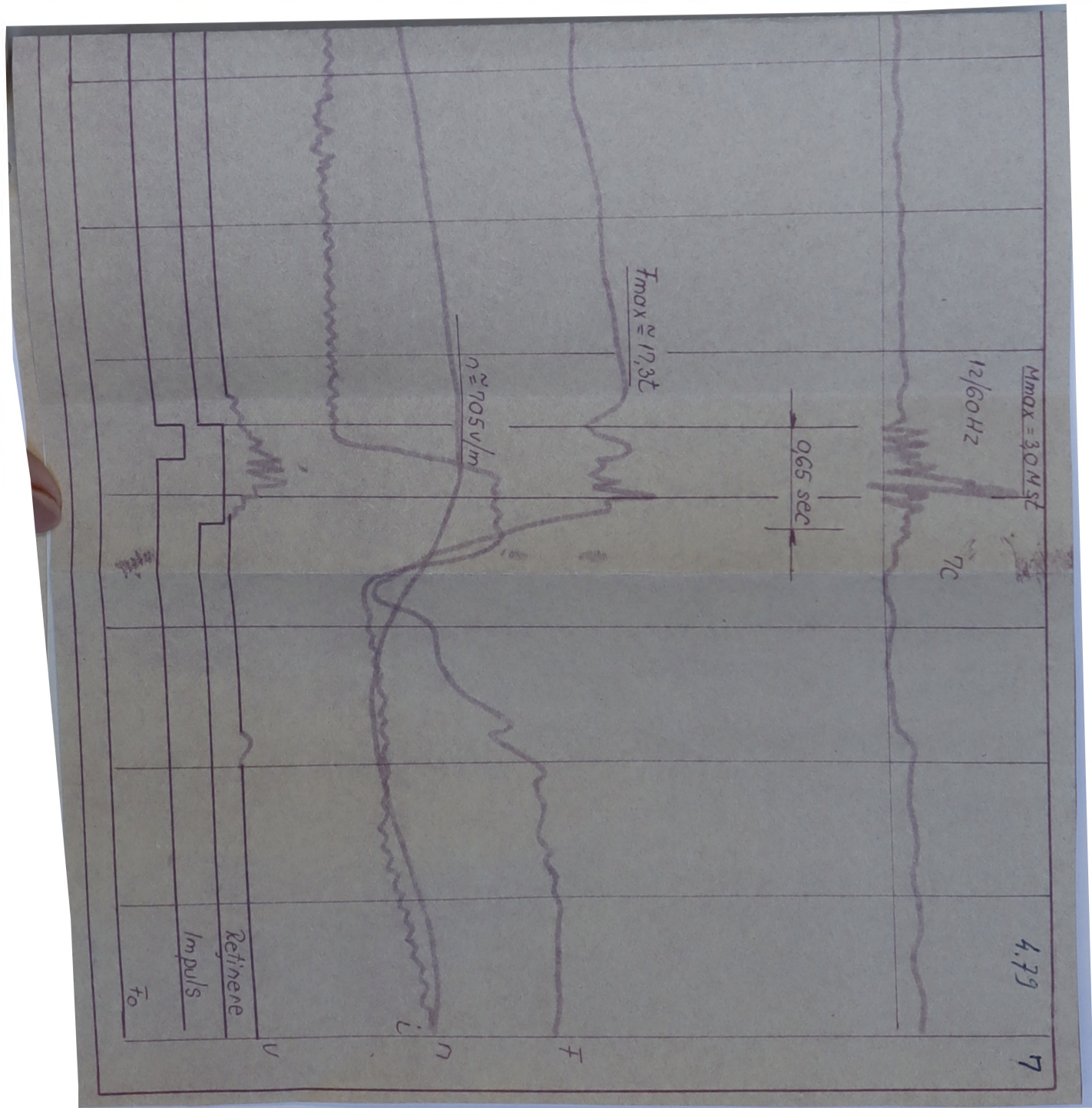








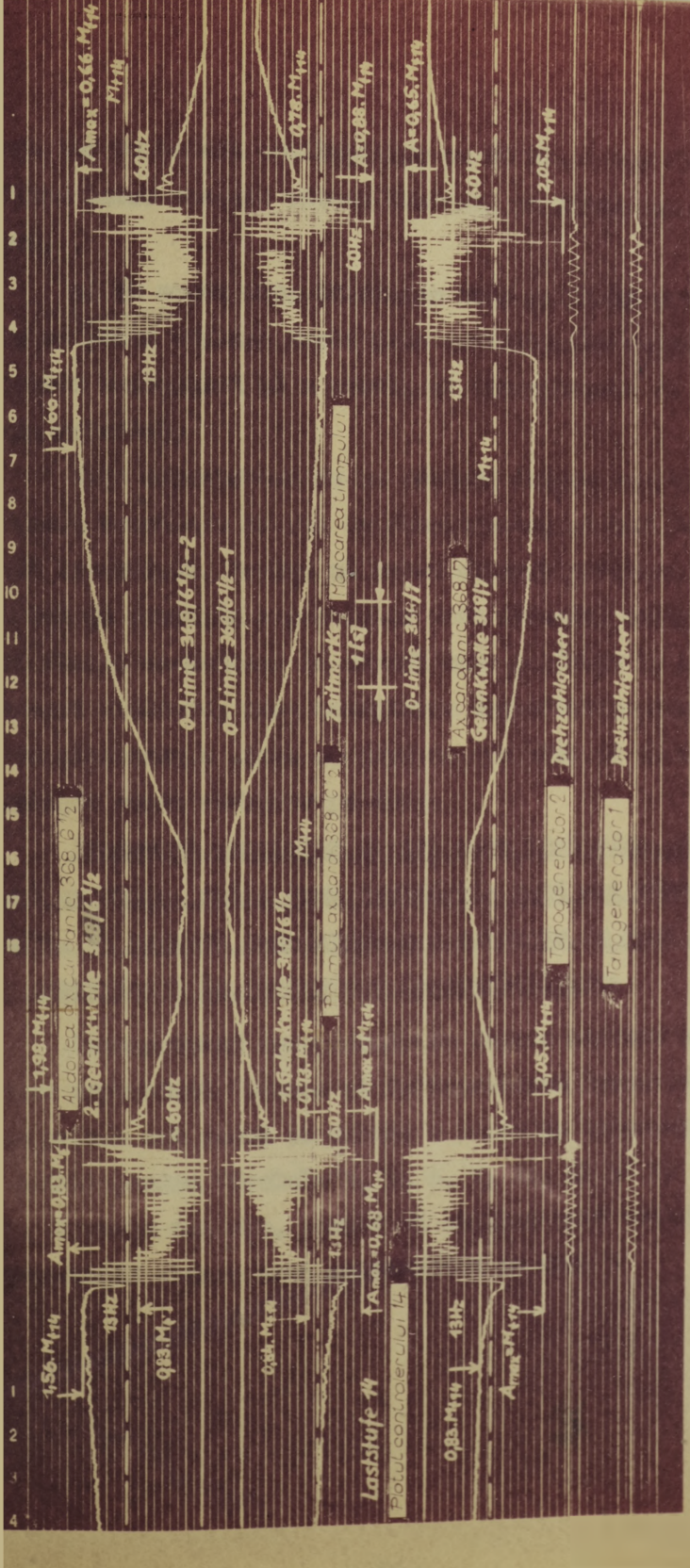




În înregistrarea "Proba 12" s-a prins un patinaj repetat fără protecție antipatinaj.

La aceste înregistrări se poate remarca că la repetarea patinajelor (la punct fix - tren frinat), de la un patinaj la altul, amorsarea se face la puteri mai mari spre exemplu la "Proba 4" la 660 rot/min; apoi la 715 rot/min și în final la 720 rot/min ceea ce înseamnă că aderența crește de la un patinaj la altul, lucru este explicabil prin curățirea suprafeței de rulare a bandajului ca și a șinei (cu eroziune în ciuperca șinei) și prezenței de abraziuni metalice între roată și șină. Idem "Proba 5" cu 600 rot/min și 690 rot/min, "Proba 6" cu 680 și 730 rot/min, "Proba 7" cu 620, 670 și 705 rot/min și "Proba 13" cu 730 și 735 rot/min, prezintă aceleași particularități. În alte cazuri această sporire a puterii de la un patinaj la altul pentru a-l provoca, nu mai este o regulă generală, dar se poate presupune că au intervenit în aceste cazuri și alți factori, în special o mică deplasare pe o porțiune nouă de șină.

Mai interesantă este "Proba 12" care pune în evidență două patinaje repetate fără intervenția dispozitivelor de antipatinaj. La această probă s-a provocat un prim patinaj violent cu amplitudini la osie de 11,5 Mstatic la cca. 610 rot/min, după care se continuă sporirea puterii mărină turația. Când turația π ajunge la cca. 700 rot/min, după cea 4 secunde, oscilațiile puternice cu amplitudini mari ale osiei se reduc relativ brusc, iar frecvența trece de la 60 Hz înapoi la frecvența de amorsare de 12 Hz. Turația fiind mărită în continuare după alte 4 secunde ajunge la 720 rot/min, când oscilațiile cu 12 Hz reîncep trecînd imediat la 60 Hz pentru alte 4 secunde, când deși turația ajunge acum la 730 rot/min, oscilația trece brusc la 12 Hz și la amplitudini foarte mici, după o secundă dispărînd cu totul. În cursul oscilațiilor cu 12 Hz viteza de patinare atinge cca.



482

Anlage 20
Anexa 20

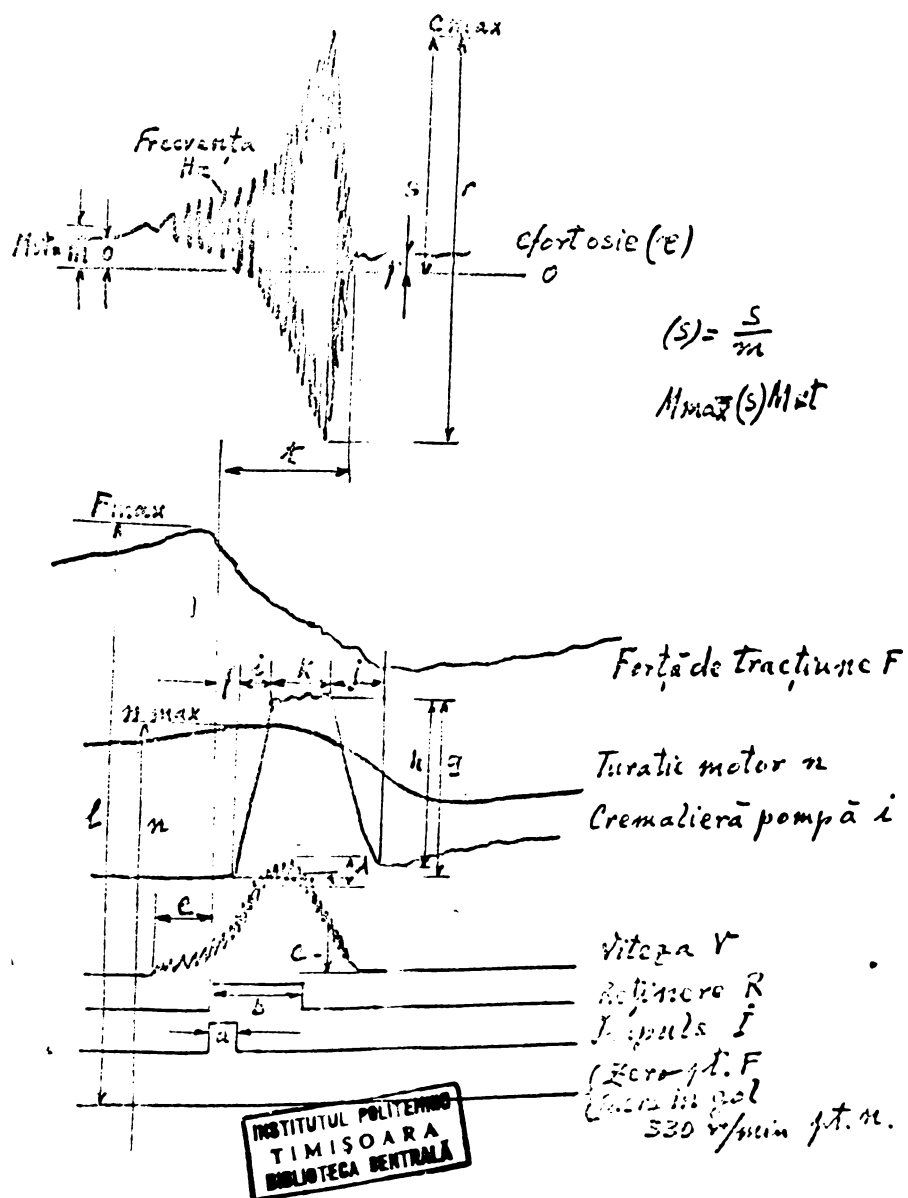
8 km/h iar în cursul oscilațiilor cu 60 Hz, chiar 25 km/h, roata oscilind între această viteză înainte, și între oca. 5 km/h înapoi.

Și în acest caz, încetarea unor patinaje atât de puternice nu se poate explica decât prin sporirea aderenței datorită curățirii bandajului și a șinei, și interpușerii de abraziuni (nisip metallic).

Alți cercetători nu au obținut asupra acestei sporiri a aderenței rezultate la fel de concludente, și pun fenomenul sub semnul întrebării. Credem că putem elucida problema dacă adăugăm că felul de execuția a probelor este diferit, cercetătorii în cauză făcând măsurători în cursul unor patinaje în mers, la viteze uneori ridicate, unde curățirea suprafețelor, care este funcție de alunecare, a față de șină, nu are timp să se facă (la noi se rotește roata exclusiv pe loc).

Rezumatul constatat de noi este însă clar și trebuie recunoscut ca atare, chiar dacă explicația dată mai poate fi interpretată. Și această constatare o considerăm ca nouă, nefiind încă specificată în literatura de specialitate.

Interpretând înregistrările făcute conform cu "schita 4" care reprezintă "cheia și interpretarea înregistrărilor" putem prinde sub formă de tabele o serie de informații importante. Astfel pentru "Probleme" 4, 5, 6, 7, 11, 12 și 13 pe care le-am discutat mai sus, permit să obținem spre exemplu următoarele informații asupra unei multitudini de date :



INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

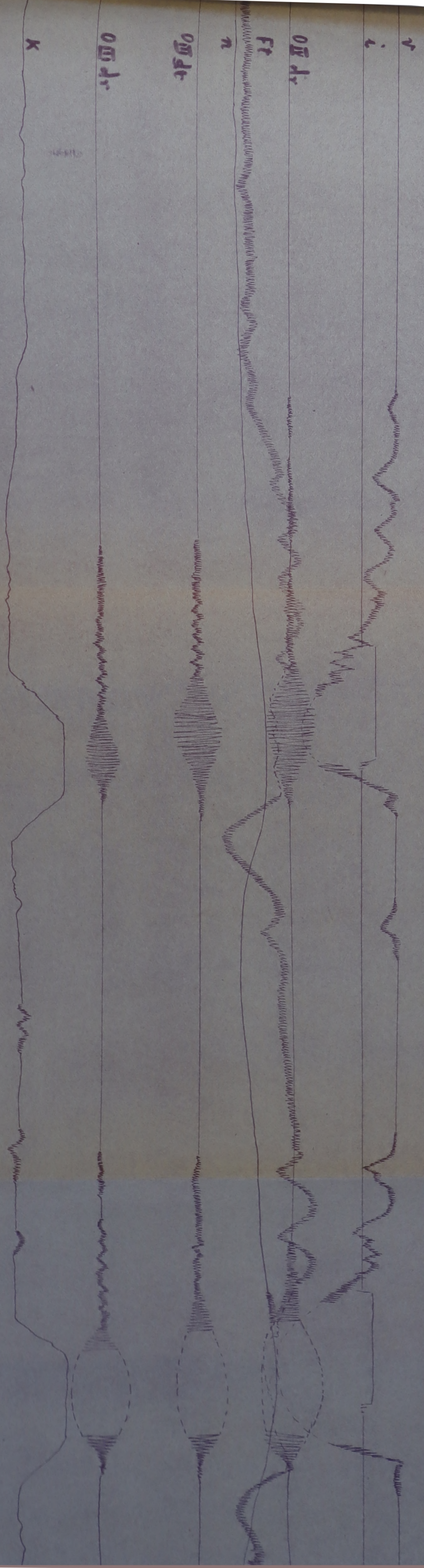
TABEL

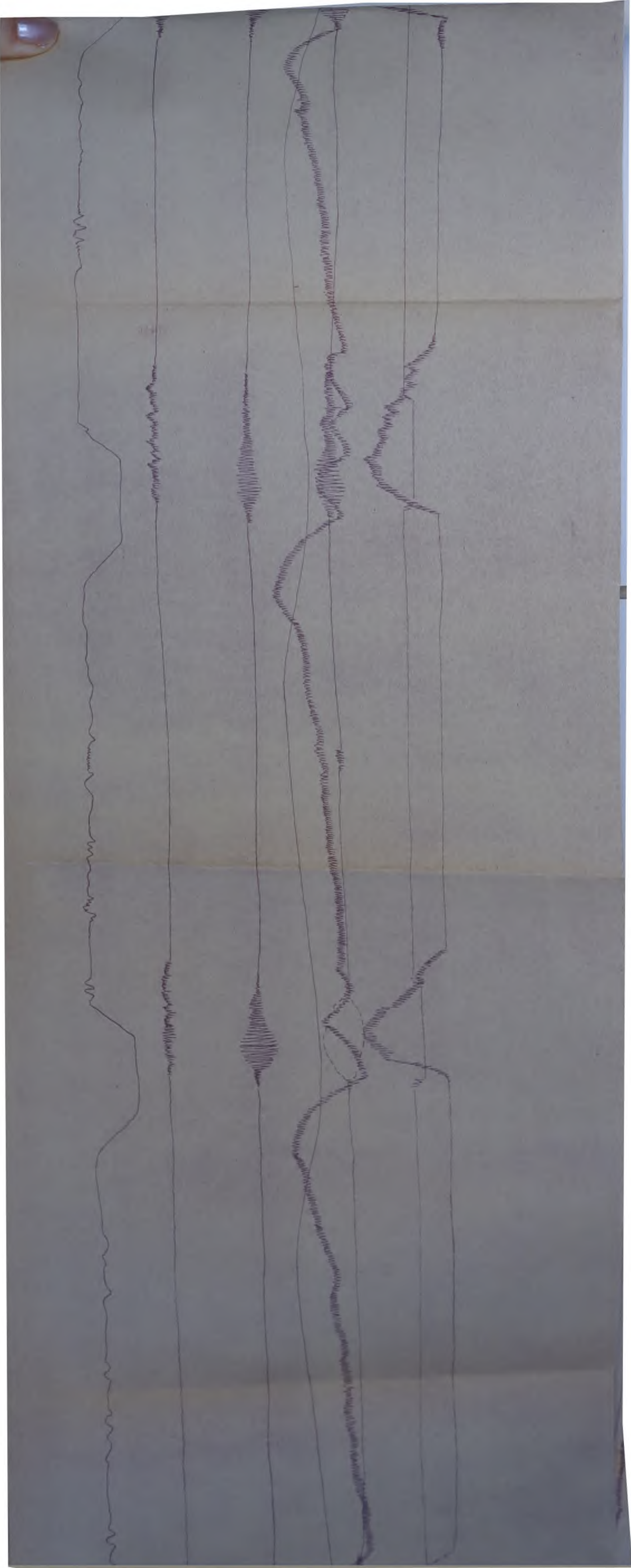
4.85

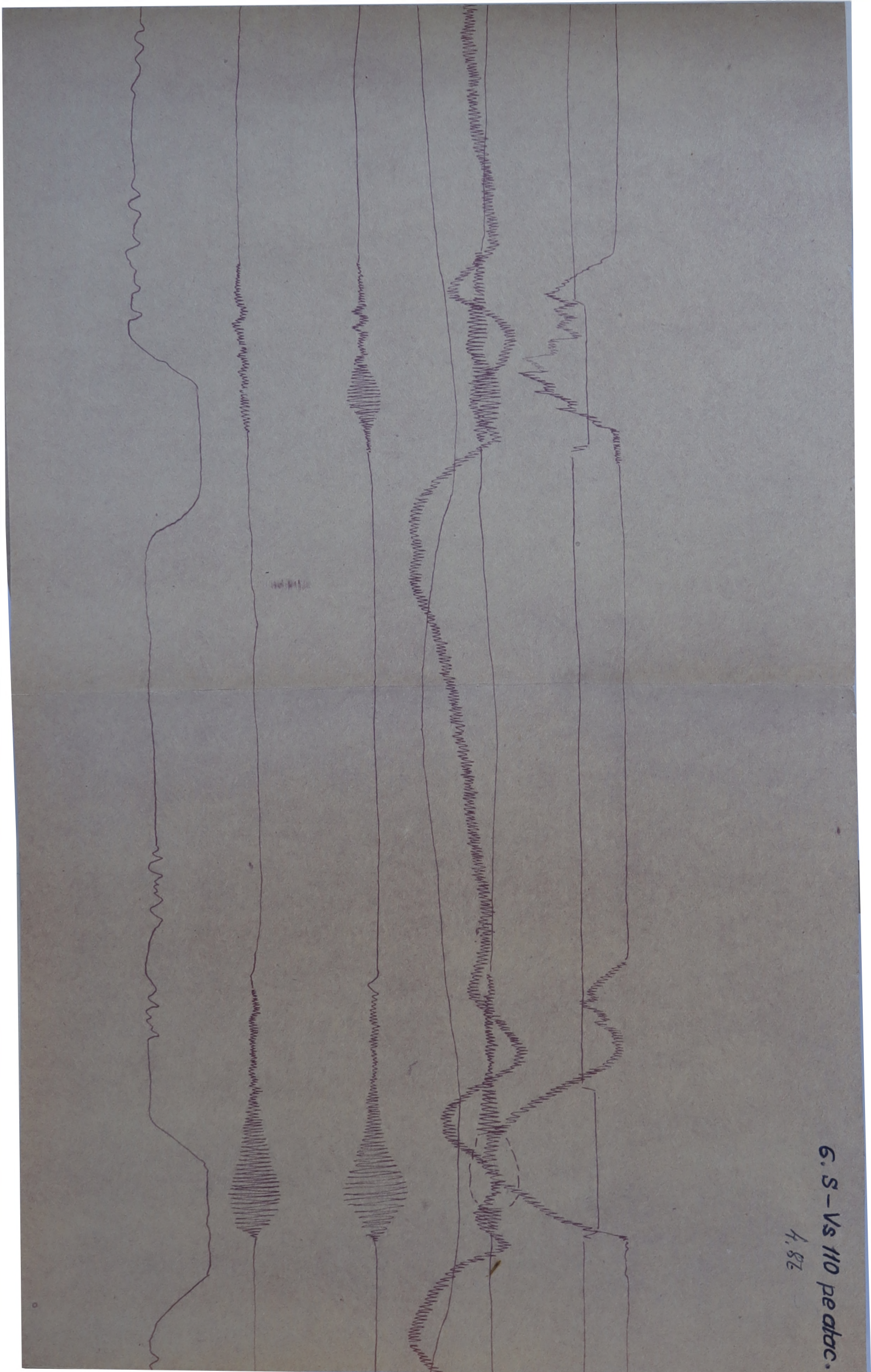
Pentru „ Probele ” 4, 5, 6, 7, 11, 12 și 13 cu datele extrase conform schitei Nr. 4

Explicarea valorii	Proba cu dispozitiv S-Vs 110						
	4	5	6	7	11	12	13
a; timp de impuls (sec)	0,19 0,19 0,19	0,25 0,25 0,25	0,20 0,20	0,27 0,27 0,27	0,27 0,27 0,27	—	0,20 0,20
b; timp de reținere (sec.)	0,60 0,60 0,60	0,70 0,70 0,70	0,60 0,60	0,70 0,70 0,70	0,70 0,70 0,70	—	0,60 0,60
c; viteza roții (km/h)	3,50 8,00 4,50	2,00 4,00 0,00	2,50 3,00	1,50 1,50 2,50	5,00 2,00 4,00 7,00	8,00 10,00	7,00 6,00
d; oscilația vitezei (km/h)	4,00 2,00 4,00	2,50 6,00 0,00	3,00 6,00	2,00 2,50 3,00	10,00 4,00 2,00 5,00	22,00 25,00	12,00 12,00
e; timp de sesizare (sec.)	0,30 0,40 0,40	0,10 0,10 —	0,15 0,10	0,05 0,10 0,10	0,05 0,10 0,10 0,05	—	0,25 0,20
f; timp pentru acționarea cremalierii (sec.)	0,15 0,12 0,15	0,20 0,15 —	0,10 0,15	0,10 0,15 0,15	0,15 0,10 0,10 0,10	—	0,10 0,10
g; mărime reducerii de injecție %	90,00 95,00 95,00	75,00 95,00 98,00	95,00 95,00 —	90,00 85,00 90,00	95,00 80,00 70,00 70,00	50,00 50,00	100,00 98,00
h; revenirea de injecție %	95,00 90,00 85,00	90,00 80,00 —	80,00 80,00	70,00 65,00 70,00	85,00 65,00 60,00 60,00	95,00 95,00	75,00 80,00
i; timp. reduc. inj. (sec.)	0,25 0,20 0,15	0,35 0,30 —	0,35 0,30	0,25 0,20 0,15	0,30 0,15 0,15 0,15	—	0,20 0,20
k; reținere inj. (sec.)	0,35 0,30 0,45	0,35 0,50 —	0,40 0,40	0,40 0,40 0,55	0,40 0,60 0,55 0,50	—	0,40 0,40
j; reven. inj. (sec.)	0,25 0,30 0,30	0,30 0,25 —	0,20 0,25	0,20 0,25 0,10	0,30 0,20 0,20 0,20	—	0,25 0,25
l; forța de tract. (t)	15,50 17,20 18,00	14,00 16,00 18,20	16,00 18,00	14,00 15,50 17,30	13,00 13,60 13,00 12,50	14,60 19,80	19,00 18,80
n; turația mot. (rot./min)	660,00 715,00 720,00	600,00 690,00 735,00	680,00 730,00	670,00 670,00 705,00	620,00 640,00 530,00 625,00	61-700 720-730	730,00 735,00
t; durata de la impuls la stingere patin. (sec.)	0,45 1,05 1,00	0,45 0,70 —	0,65 0,60	0,35 0,55 0,65	0,65 0,55 0,80 0,80	4,00 3,50	0,65 0,70
u; frecvența (Hz.)	12/60	60,00 60,00	12/60 60/12	12/60 12	50,00 12,00 60,00 60,00	60,00 60,00	60,00 60,00
w; M stat.	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50

6. S-Vs 110 pe atae.







G. S - Vs 110 pe atoc.
4.82

Viteza = V

Impuls decuplat

\mathcal{E}_{IV} osie pe dreapta

F_I

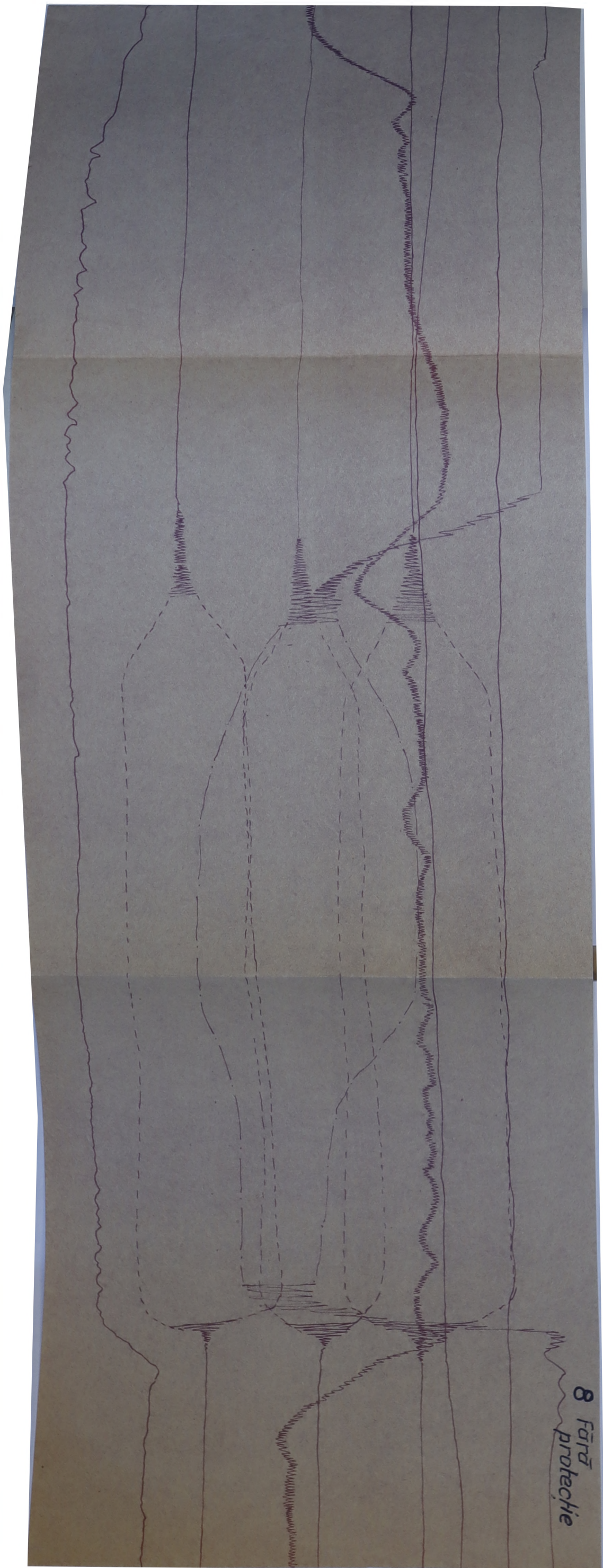
\mathcal{E}_{III} osie / pe stînga

\mathcal{E}_{III} osie pe dreapta

$F_I = 0$

$K = \text{cremașiera}$





8 Förtv
protechie



011 SA-S Vs 110

V = *Viteza*

i = *impuls*

n = *turația*

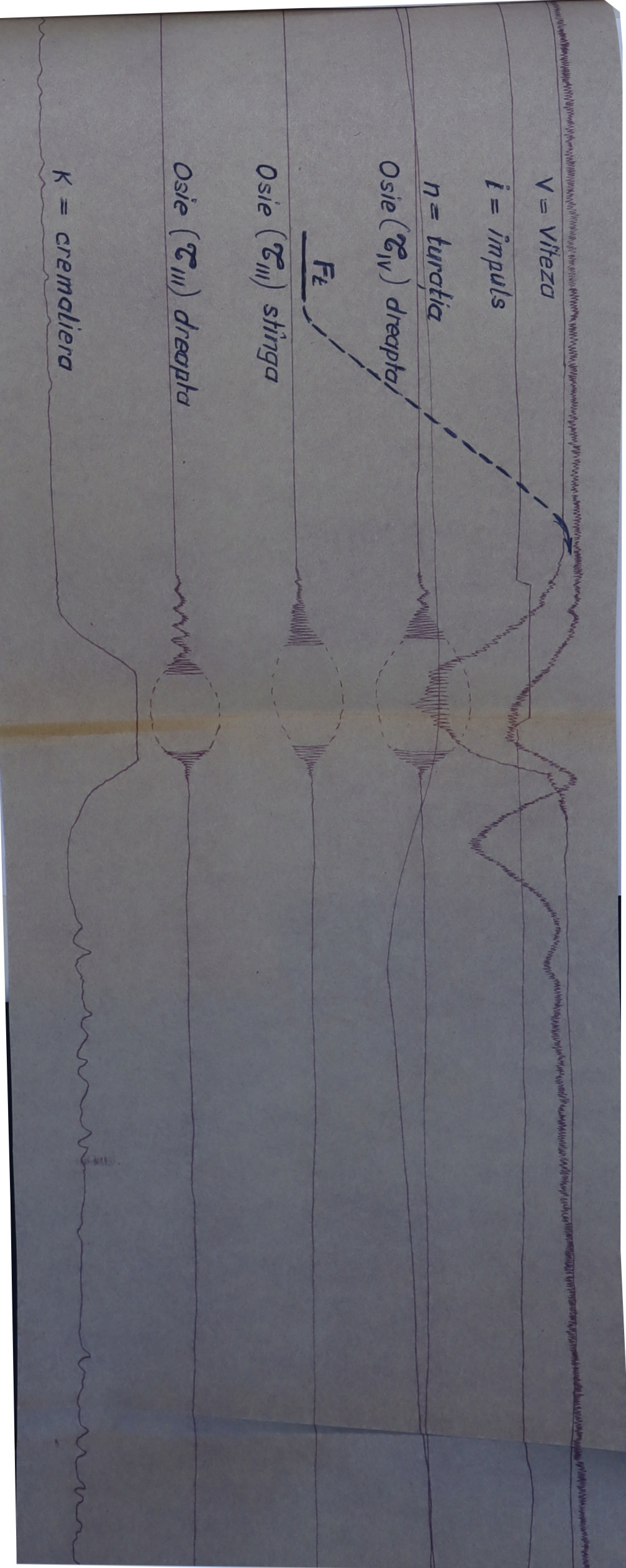
Osie (\mathcal{Z}_{IV}) *dreapta*

F_z

Osie (\mathcal{Z}_{III}) *stînga*

Osie (\mathcal{Z}_{III}) *dreapta*

K = *cremaliera*



Expli-
 Cauza fenomenului nu poate fi plasarea nesimetrică a coroanei pe osie deoarece nu rezultă o regulă cu privire la încălcarea uneia din părți față de cealaltă, și prin urmare cauza trebuie căutată în altă direcție. De asemenea din variații de sarcină pe roți este greu de presupus că pot proveni la probele de pornire asemenea diferențe. Mai degrabă se poate presupune deci diferențe de aderență între roți care se reduc odată cu patinarea mai îndelungată pe loc, prin curățirea suprafețelor în contact, combinate cu diferențele de sarcini statice și dinamice.

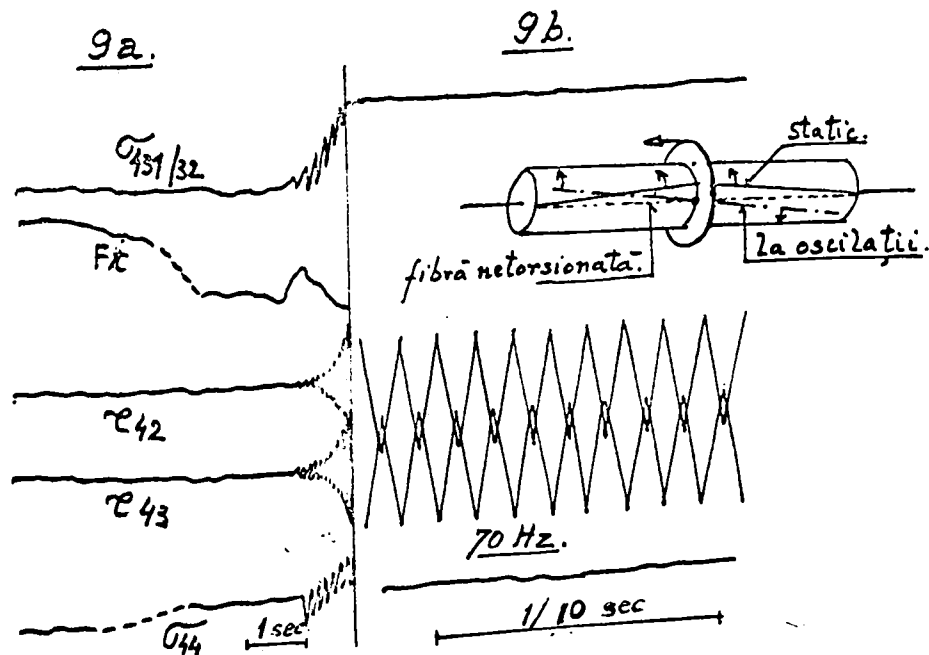
Punerea în evidență a acestor diferențe de solicitări ale osiilor, ca și determinarea prin măsurători a mărimii lor este de asemenea o contribuție aducă, recunoscându-se date publicate asupra acestor fenomene și privind nici informații că problema ar fi fost studiată până acum. Aceste diferențe sînt de natură să reducă aderența deoarece la partea de osie mai solicitată, se produce mai întîi patinajul, care astfel declanșează fenomenul mai timpuriu decît ar fi cazul la sarcini egale.

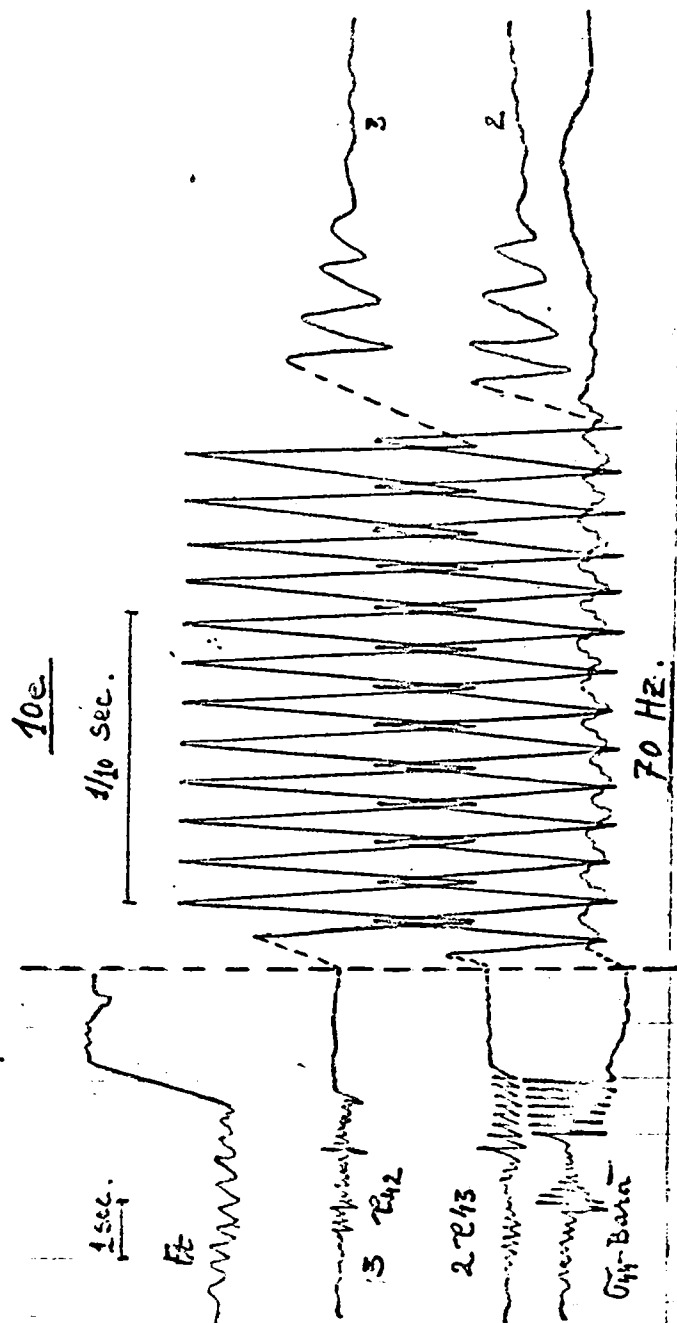
Studiere în continuare a diferențelor semnalate mai sus este și ea de natură să aducă noi contribuții la cunoașterea problemelor aferente patinajului.

O altă serie de măsurători, cea cu numărul 13, a permis să se stabilească prin înregistrări cu viteză mare a hirtiei model de vibrație a celor două părți nesimetrice ale osii față de coroana conică la locomotiva de 1250 CP (D1C - 008), și de asemenea de a stabili frecvențele de oscilație la locomotivele de 350 CP de cale îngustă (D35H - 005).

În înregistrarea "Măsurătoarea 9 a și 9 b" se redă un proces de patinaj cu înregistrarea vitezei, a solicitărilor de torsiune în osia IV (sub cazan), a forței de tracțiune, a forței în tija barei rezonului de momente (de reacțiune) și a solicitării de încovoidere în osie (osia IV partea stângi scurtă). Se observă o distribuție relativ egală a solicitărilor de torsiune pe cele două jumătăți ale osiei, variațiile forței de tracțiune și a celei din bară, ca și a solicitării la încovoidere a osiei, și prin mărirea vitezei hârtiei se pune în evidență în cursul patinajului felul de a vibra al celor două jumătăți ale osiei, și anume în mod antagonist cu un nod la mijloc.

Pentru determinarea acestui lucru s-a făcut și "Măsurătoarea 11", care arată direcția de abatere a spotului luminos la sarcina statică și revenirea lui după procesul de patinaj. Se vede că atât încălzirea cât și deîncălzirea se face în aceeași direcție pentru ambele spoturi care produc înregistrarea, și prin urnare pentru un sens de rotație a osiei. Dacă la un moment dat cum se arată în "Măsurătoarea 9 b" sau în "Măsurătoarea 10 e"

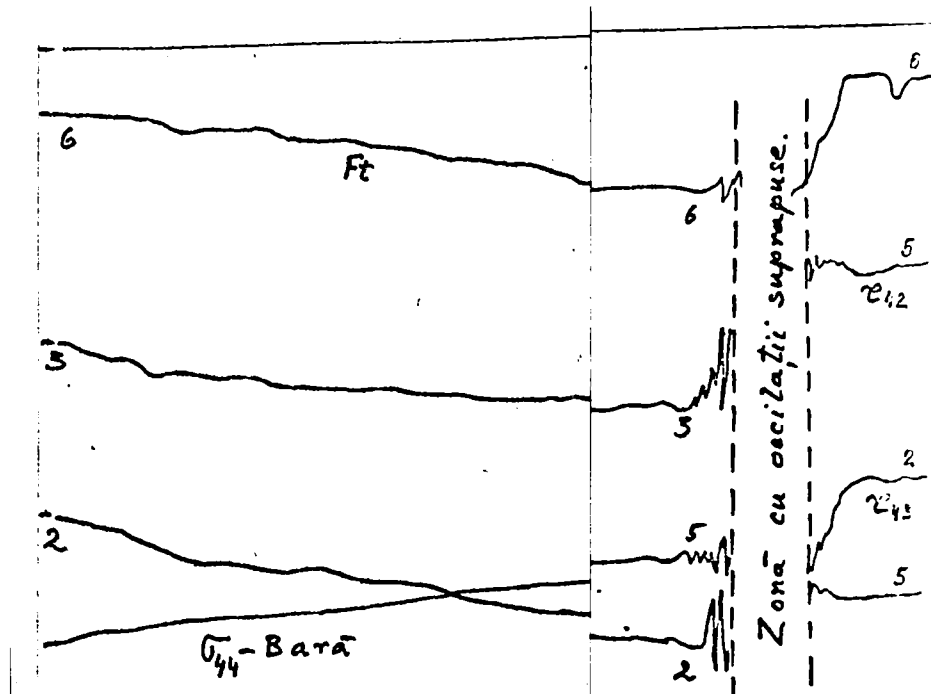




mişcările spoturilor sînt antagoniste (inverse), aceasta indică că cele două jumătăți ale osiei au sensuri de rotație diferite, deci că oscilația se face cu un nod la mijlocul osiei.

Faptul acesta de a vibra al osiei nu a fost dovedit sau asumat pînă acum, din cele ce cunoaște, astfel că și această precizare reprezintă o contribuție nouă la studiul problemei rezistenței.

Asupra regiunilor de vibrații la locomotiva de cale îngustă de 350 CP s-a putut determina că acolo oscilațiile încep cu o frecvență de cca. 21 Hz, care trece la frecvența de 175 Hz, unde amplitudinea lor crește mult, ducînd probabil la solicitări foarte mari ca și la celelalte locomotive similare. În acest caz însă din cauza lipsei de spațiu între roți și atacurile de osie, nu s-au putut aplica mărci tensometrice pe osii, astfel că valorile precise ale solicitărilor nu se cunosc, ci se pot deduce numai prin analogii, sau prin calcul.



Inregistrările făcute la probele citate, ne-au permis să stabilim nivelele maxime de solicitări ce s-au atins în cursul patinajelor. Valorile stabilite nu prezintă dubii, deoarece înregistrarea lor tensometrică s-a făcut direct (ele nefiind deduse prin calcule din alte valori - ex.: cupluri), iar mărimea lor fiind precis determinată prin etalonări, după montarea mărcilor tensometrice pe cale mecanică cu presă hidraulică și braț de pârghie (figura 4.20a).

Aceste solicitări maxime, în caz de patinaje fără protecție, la locomotive de 1250 CP sînt :

- Solicitare la încovoiere $\tilde{\sigma}$ (concomitent cu $\tilde{\tau}$) . . .
 . . . 1000 dN/cm².
- Solicitare la torsiune $\tilde{\tau}$ (concomitent cu $\tilde{\sigma}$)
 . . . 1660 dN/cm².
- Solicitare compusă $\tilde{\sigma}_i = \sqrt{\tilde{\sigma}^2 + 4\tilde{\tau}^2} = \sqrt{1000^2 + 4 \times 1660^2} =$
 . . . 3680 dN/cm².
 (după teoria efortului tangențial maxim)

Solicitările mari apar la frecvențele ridicate de 60 - 70 Hz respectiv la 170 Hz la locomotiva de 350 CP (de ecartament îngust).

Determinînd experimental pe un număr mai mare de eprubete rezistența la oboseală (la încovoiere), a rezultat că oțelul crom molibden utilizat inițial la locomotiva de 1250 CP rezistă în proporție de 85 % din cazuri la 10⁷ cicluri, numai la 32 kgf/mm², ceea ce în cazul solicitărilor maxime măsurate (fără dispozitive de protecție), nu asigură o exploatare de durată.

Din această cauză s-a trecut la un alt oțel, crom nichel molibden 30MoCN20, care rezistă la 10⁷ cicluri în proporție de 95 % din eprubete la 37 kgf/mm². Totodată s-a aplicat și măsuri de protecție antipatinaj îmbunătățite (dispozitivul electronic

.. // ..

S-V_g110 și S-V_g24 și limitator de suprasarcină).

În acest fel s-a considerat că se iese din zona solicitărilor periculoase pentru osii și pentru siguranța circulației, și rezultatele obținute confirmă după mai mulți ani buna comportare.

În figura 4.31 este redată după Gh. Buzdugan "Calculul de rezistență la solicitări variabile" și pe baza încercărilor făcute de Gough, o diagramă a solicitării compuse, care ne indică nivelul de solicitare în cazul eforturilor maxime. Din aceasta reiese vizibil eforturile mari, ce survin și plasarea lor aproape de limitele de rezistență la oboseală a materialului; iar în figura 4.33 și 4.32 se indică statistic solicitările constatate în osii la începerea patinajelor ca și cele maxime ce survin în cursul patinajelor. Pe bază diagramei fig. 4.32 se poate emite ipoteza că valoarea solicitărilor este funcție de nivelul forței de tracțiune din cursul patinajului. Această ipoteză necesită însă pentru confirmare o culegere de date suficiente, deși ipoteza se poate justifica teoretic. *Fig. pe pag. 4.95.a.*

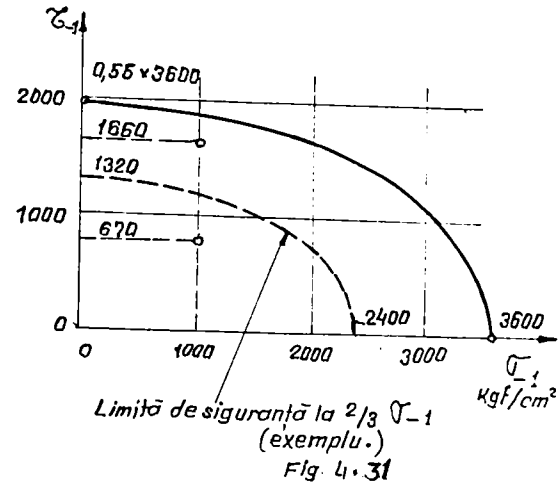


Fig. 4.33

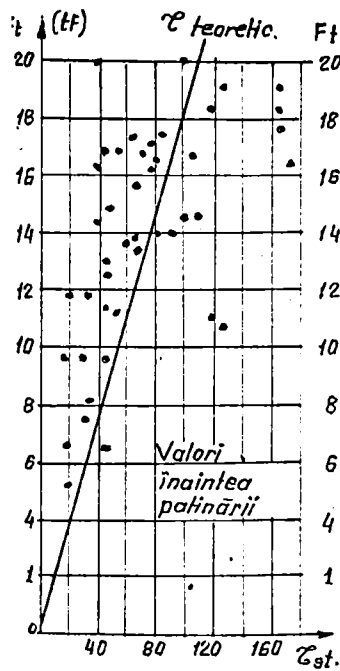
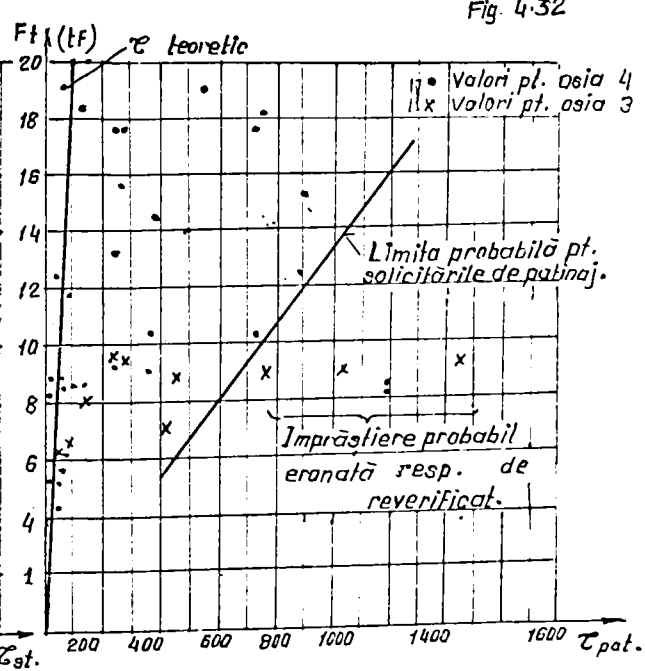


Fig. 4.32



BIBLIOGRAFIE LA CAPITOLUL IV.

- 4.1 Zăgănescu - Locomotive și automotoare cu motoare cu ardere internă.
Editura didactică și pedagogică - București 1968.
- Locomotive și automotoare cu motoare termice
Editura didactică și pedagogică - București 1972. -
- 4.2 Alsthom - Prospekte uzinale pentru locomotive Diesel electrice - Belfort - Franța.
- 4.3 Voith Mozanek - Dispozitive Voith pentru us intern - St. Pölten - Austria.
- 4.4 Holban - Locomotive Diesel hidraulice - comunicare ținută în Uzina "23 August", RSCS și Costa Rica, cu date din enciclopedia Jane's World Railway.
- 4.5 Uzina "23 August" - Prospekte generale de locomotive Diesel hidraulice.
- 4.6 Schröter - Untersuchungen an Schluderschutzvorrichtungen für Diesellokomotiven - ETR 1968 No8; - Schröter și Schönenberg: Gleitvorgänge zwischen Rad und Schiene bei Dieseltrieb fahrzeugen und gegenmassnahmen durch Schutzgeräte - ETR 1974 No. 3.

Capitolul 5. Protecția contra patinajelor și prevenirea lor

5.1. - Aspecte generale pe care trebuie să le îndeplinească dispozitivele de antipatinaj și ultimele realizări constructive.

În cazul locomotivelor Diesel hidraulice, pentru sesizarea patinajelor nu ne stau la dispoziție posibilități de comparație a vitezei de rotație a diferitelor osii între ele, cum este cazul spre exemplu la acționarea individuală a osiilor cu motoare de cale la transmisile electrice (ex.: dispozitive Brown, Bowerl, Alsthom, AEI, Pizzini, etc.). Aceasta este situația obișnuită, la care se înregistrează și excepții, la transmisia electrică în cazul acționării în grup a osiilor (ex.: boghiuri monomotor Alsthom, acționarea de grup Electro Motive-GM, sau Brush), și la acționarea hidraulică în cazul acționării fracționate sau individuale a osiilor (ex.: două echipamente de tracțiune, un echipament cu 2 transmisii hidraulice sau acționare individuală - locomotivă Jenbach 1500 GP experimentală).

Considerând ca regulă generală la locomotivele Diesel hidraulice acționarea simultană a tuturor osiilor prin axe cardanice sau biele, pentru sesizarea patinajelor stîndu-ne la dispoziție numai interpretarea accelerației unghiulare $\dot{\omega}$ a osiilor. Osile fiind cuplate rigid între ele, această accelerație poate fi măsurată în principiu la oricare dintre ele.

Dispozitivele de antipatinaj lucrînd pe această bază sînt de fapt accelerometre, care acționează dînd o comandă de reducere temporară a forței de tracțiune, la o anumită valoare a accelerației. Sistemul lucrează cu o eroare de principiu, deoarece nu sesizează diferența dintre viteza de deplasare reală a

locomotivei și viteza aparentă periferică a roții, ci gradul de sporire a vitezei unghiulare ω în timp $\frac{d\omega}{dt}$, care este un parametru diferit. Într-adevăr la un demaraj puternic al locomotivei izolate, pot apărea accelerații unghiulare $\dot{\omega}$ foarte mari, asemănătoare acelor care au loc la amorsarea de patinaje; și invers se pot amorsa în anumite împrejurări patinaje la care accelerația unghiulară să fie relativ mică (fenomene zise "de rulare"). Astfel la toate aceste dispozitive de antipatinaj reglajul se bazează pe un compromis, limitându-se accelerația $\dot{\omega}$ la o valoare care să permită încă un demaraj bun, dară să asigure în caz de patinaje, la un procentaj destul de mare de cazuri, o sesizare la amplitudini încă acceptabile ale vibrațiilor și în timp destul de scurt de la începerea patinajului; pentru a nu ajunge la anumite piese la un regim de vibrații de vibrații care conduce la o creștere foarte mare a eforturilor (în special în osii). Dispozitive de antipatinaj bazate pe principiul arătat, de măsurare a accelerației unghiulare $\dot{\omega}$, au fost construite de :

- Westinghouse, mecanic cu masă pendulară și comandă electrică [59].
- Krauss Maffei, electric cu diferențierea curentului dat de un tahogenerator, printr-un condensator și obținerea semnalului:
 - pe cale electrică (releu polarizat) cu amplificare sau acum. [59]
 - pe cale electronică cu amplificare [59]
- Knorr, mecanic cu masă pendulară și comandă pneumatică (de fapt sistem pentru evitarea patinării la frinare) [59]
- Westinghouse, electronic, aflat abia în dezvoltare și care va conține pe lângă accelerometru și un detector pentru anumite regimuri de vibrații [59].
- I.P.A., dezvoltat pe principiul accelerometrului, la noi în țară de "Institutul de proiectări pentru automatizări", și

aflat în curs de experimentare.

În afara acestor dispozitive pe bază de accelerație se mai folosesc și următoarele :

- Westinghouse, dispozitiv pneumatic de limitare a suprasarcinilor, care se folosește împreună cu un dispozitiv de antipatinaj și reduce numărul de cazuri când apar acestea [59].
- Dispozitiv de antipatinaj, Brown Boweri - Charmilles, acționând prin frînare ușoară [59].

Față de sistemul accelerometrului, la locomotivele cu acționare electrică a roților, după cum s-a arătat, se folosește comparația vitezei de rotație dintre 2 sau mai multe osii. Nici acest sistem nu este intrutotul corect, deoarece la un patinaj sensibil egal al celor 2 osi luate în considerare, patinajul nu este sesizat.

Sistemul pe care îl considerăm ca fiind ideal este numai acela care măsoară efectiv diferența dintre viteza reală a vehiculului și viteza diferită a periferiei roților, adică alunecarea, putând preveni patinajele cu anticipare. Un astfel de dispozitiv nu există disponibil, și nu am auzit să fie pînă acum executat și experimentat undeva în domeniul feroviar și pentru acest scop, cu excepția unei aplicări experimentale recente pentru vehicule cu turbină cu gaze (romote automate).

- În prezent la locomotivele Diesel hidraulice din R.S.R. sînt prevăzute pentru protecția de antipatinaj următoarele:
- La locomotivele de 1250 CP, un dispozitiv Westinghouse de limitare a suprasarcinilor Westinghouse și un dispozitiv de antipatinaj Krauss Maffei (electronic).
 - La locomotivele de 1000 CP și 700 CP ecartament normal și de 450 CP de ecartament îngust, câte un dispozitiv de antipatinaj Krauss Maffei (electronic).
 - La locomotivele de 250 CP, dată fiind greutatea relativ mare față de puterea instalată, nu s-au prevăzut dispozitive de pro-

tecție antipatinaj.

Rapiditatea sesizării patinajelor și cea a aplicării contra măsurilor de suprimare, este foarte importantă pentru valoarea solicitărilor ce se dezvoltă în piese și în special în osii.

Din cele relatate reiese că pînă de curînd nu exista un dispozitiv de antipatinaj pentru locomotive Diesel hidraulice, a cărui acțiune să depindă direct de parametrii în cauză, ci numai dispozitive influențate de alți parametri care sînt mai mult sau mai puțin în legătură cu cel principal (acelerația la dispozitivele de antipatinaj și viteza la dispozitivele de limitare a suprasarcinilor). Ca urmare nici sesizarea fenomenelor de patinaj de către dispozitivele actuale, nu putea să fie sută la sută sigură. În funcție de perfecțiunea dispozitivului și de împrejurările în care se produce patinajul, sesizarea corectă se face numai la un anumit procent din cazuri, procent care variază între cca. 85 și 95%.

Durata de patinare pînă la sesizare și la darea comenzii pentru contramăsură, s-a constatat că trebuie să fie foarte scurtă de 0,2 - 0,3 secunde pentru ca semnalul dat să asigure în timp util producerea contramăsurei de oprire a patinajului. Această contramăsură este reducerea turației motorului cu cca. 15% pentru o durată de cca. 1-2 secunde. În total procesul de patinaj, de la începere și pînă la oprire, nu trebuie să dureze mai mult de o secundă, pentru a nu se produce o amplificare periculoasă a vibrațiilor la osii. Această amplificare, care la durate scurte ale patinajelor (de cca. 1 secundă) poate atinge de cca. 6 ori valoarea momentului static maxim de torsiune, crește în cazul unor patinaje cu durate de 2-3 secunde sau mai mult la valori ce pot atinge de 15 ori momentul static maxim.

Dacă solicitarea statică maximă de torsiune, la loco-

tivele de 1250 CP, este de cca. 100 kgf/cm², atunci la patinaje cu durata de cca. 1 secundă se pot înregistra cca. 600 kgf/cm² iar la cele cu durate peste 2 secunde valori de cca. 1500 kgf/cm².

Aceste solicitări adunate la cele de încovoiere (de cca. 1000 kgf/cm²) provenind din greutate, conduc în final la solicitări compuse de ordinul a cca. 560 kgf/cm² în cazul patinajelor scurte față de cca. 3200 kgf/cm² în cazul celor prelungite (cifrele se referă la locomotivele de 1250 CP de fabricație R.S.R.).

Din cele arătate rezultă importanța dispozitivelor de antipatinaj, precum și necesitatea unor sesizări cât mai sigure și cu o transmitere cât mai rapidă a semnalelor pentru contramăsură.

Dispozitivele sînt corespunzătoare în ceea ce privește viteza de sesizare și transmiterea informației (a comenzii), dar numai parțial corespunzătoare în ceea ce privește procentul de sesizări, și total ineficiente pentru a putea preveni patinaje într-o fază premergătoare.

Un procentaj teoretic de 100 la 100 a sesizărilor se poate obține teoretic însă numai cu un dispozitiv care compară viteza reală a locomotivei, cu cea aparentă, dată de periferia roții. Sistemul electronic de sesizare și de transmitere a comenzii fiind corespunzător și în prezent, se ar putea realiza în stadiul actual elementele necesare pentru realizarea și experimentarea unui dispozitiv de antipatinaj care să asigure:

1. - sesizarea oricărui fel de început de patinaj la care se depășește alunecarea dorită de noi (de 5 - 8%);
2. - o viteză mare de preluare a informației și de transmitere a ei sub formă de comandă.

. // .

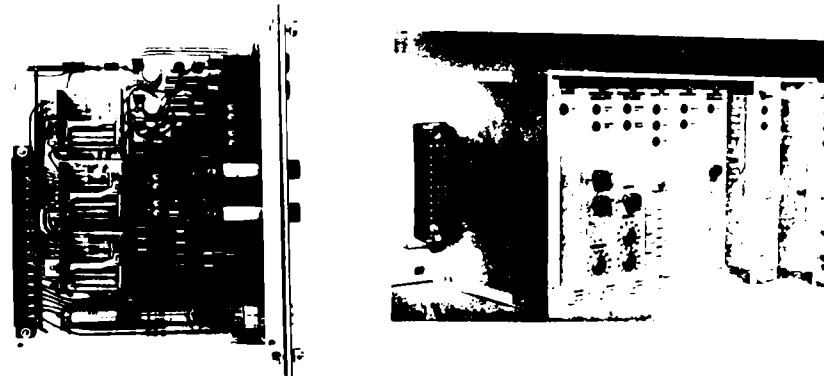
Rămâne ca un astfel de dispozitiv să fie realizat practic, la un nivel tehnic satisfăcător și la un cost care să facă rentabilă aplicarea lui.

Ultimul tip de dispozitiv electronic de antipatinaj al firmei Krauss Mafei [59], pe care îl vom utiliza în curînd și noi, conține o serie de perfecționări care îi aduc îmbunătățiri destul de importante. Astfel pe lângă calitățile normale ale unor astfel de dispozitive și anume :

- Sensibilitatea de sesizare reglabilă la valori care depășesc accelerația maximă a vehicolului;
 - Sesizarea proceselor de patinaj la începutul lor;
 - Sensibilitatea reglată automat corespunzător cu reducerea aderenței dată de sporirea vitezei;
 - Comenții unei contramăsuri, nu-i urmează o altă comandă înainte de terminarea primei acțiuni;
 - Durata contramăsurii ^{se poate și} trebuie adaptată procesului respectiv de patinaj ca și vehicolului și condițiilor de exploatare;
 - Durata pînă la inițierea contra măsurii, cît mai mică;
- se mai poate prevedea după dorință :
- compararea cu viteza absolută, sau un control printr-o mărime limitativă;
 - Nisiparea automată și prin impulsuri;
 - Protecția de blocaj a roților la frînare;
 - Nisiparea automată la frînare;
 - Supravegherea bunei funcționări;
 - Supravegherea vitezei maxime;
 - Avertizor de vibrații de torsiune;
 - Supravegherea bateriei (încărcare, descărcare, și producere de gaze); și
 - Supravegherea nivelului apei de răcire, cu indicarea

capacitivă permanentă a nivelului.

Un astfel de dispozitiv (fig. 5.1) este însă mult mai complicat după cum se vede din schema (fig. 5.2, dar se remarcă pentru prima oară că are și o comparație de viteză între o osie motoare și una alergătoare. O astfel de măsură permite să se sesizeze alunecările înainte de producerea patinajului propriu



zis, adică permite luarea unei măsuri de prevenire. Astfel de măsuri s-au luat pentru ramele automotoare ale cărilor ferate germane BR602, acționate prin turbină cu gaze și având și roți alergătoare. La o mică diferență de viteză între roțile motoare și cele alergătoare se declanșează nisiparea prin impulsuri. Dacă aceasta nu este suficientă pentru a îmbunătăți în măsura necesară aderența, atunci după o anumită durată, se reduce puterea. Cum aceste rame automotoare posedă o comandă cu gradație fină în trepte, pentru accelerație ca și pentru frînare, printr-o comandă similară bazată pe măsurătoarea comparativă a vitezelor, există posibilitatea de a adapta comenzile în mod optim la condițiile de aderență existente, atât pentru tracțiune cât și pentru frînare.

. // .

MULTIFUNȚIONAL R.M.

1. Antipatinaj
2. Temporizare
3. Amplificator
4. Compunerea vitezei
- 5-6. Treapta 1 și 2

7. Limitator de viteză
8. Limitator de supra sarcină la pornire
9. Anti-blocare
- 10-11 Trepte de siguranță
12. Nisipare la blocare

13. Nisipare la "rulare"
14. Nisipare automatată
15. Treapta de control

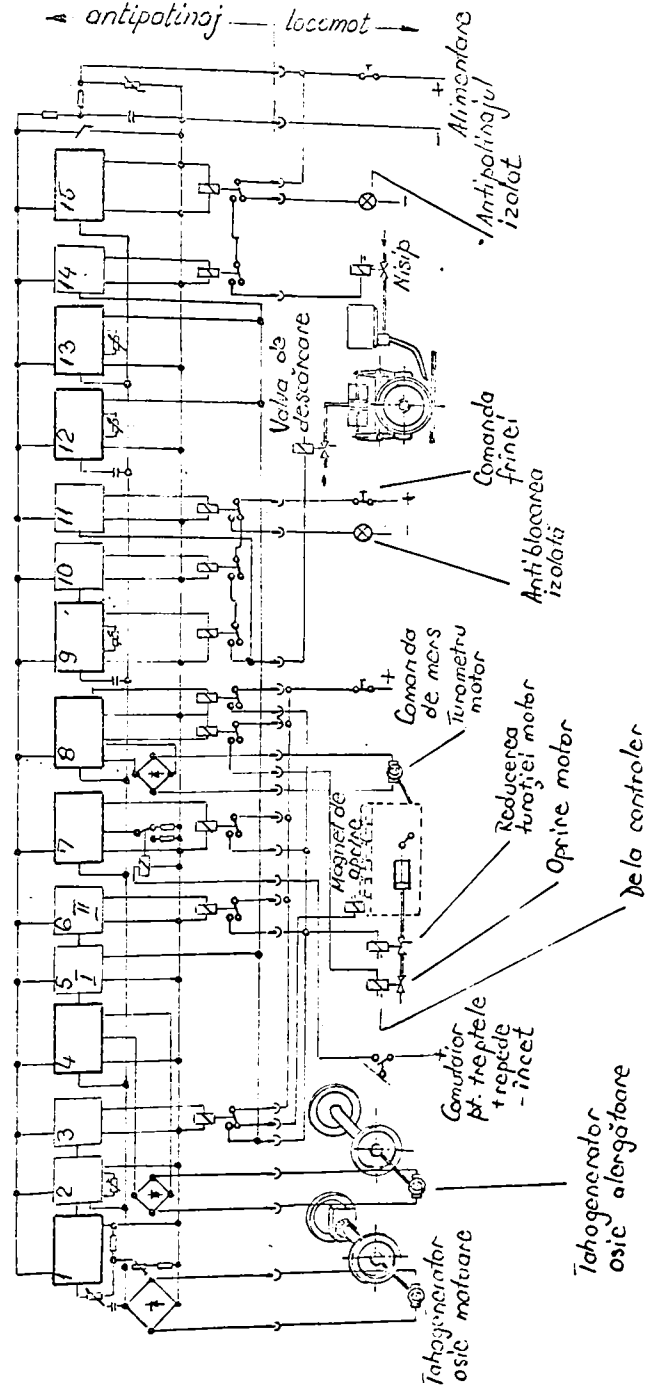


Fig. 5.2

Nici acest nou dispozitiv de antipatinaj în curs de experimentare, deși conține perfecționări importante și o îmbunătățire a funcțiilor ce poate îndeplini, nu reprezintă încă soluția definitivă și ideală. De pe acum se preconizează spre exemplu compararea vitezei roții față de șină printr-un traductor de viteză (reacționat prin rotire și corectat automat și cu uzura bandajelor), care ar fi universal adaptabil, chiar la vehicule fără roți alergătoare; precum și de completare cu o schemă care să permită sesizarea neliniștii osiilor înainte de începerea unor anumite feluri de patinaj.

Noile dispozitive de antipatinaj au progresat și constructiv fiind acum concepute cu sertare independente pentru diferitele funcțiuni ce trebuie să îndeplinească, după cum se vede din figura 5.1.

Mărginindu-ne să examinăm condițiile pe care trebuie să le îndeplinească dispozitivele ideale de antipatinaj, în afară de cele arătate mai sus ar mai fi de stipulat următoarele condiții cerute de exploatare :

3. - dispozitivul să fie robust, ușor de întreținut și constructiv cât mai simplu;
4. - să aibă o mare siguranță de exploatare;
5. - să se execute ușor și să nu fie prea scump.

Alte mijloace de evitare a patinajelor prin îmbunătățirea coeficientului de aderență sînt practicate în mod mai mult sau mai puțin generalizat (nisiparea obișnuită, nisiparea economică încercată la Căile ferate Federale Germane, frînă de antipatinaj despre care s-a vorbit mai înainte și utilizarea frinei electromagnetice pe șină, altele se află în curs de experimentare cum este stropirea cu soluții ce sporesc aderența [5.7] și scintelarea șinelor [5.8], respectiv curățirea mecanică, dar care nu au găsit încă o aplicație curentă în practică.

**5.2. - Dispozitivele de protecție folosite la
experimentări și în exploatare și
rezultatele obținute.**

Din experimentările făcute a reeșit că cel mai bine dezvoltat sistem de dispozitiv de antipatinaj, era la acea dată tipul S-V_g 110 respectiv tipul S-V_g 24. Ca urmare s-a generalizat folosirea lui la fabricația de serie.

La acest dispozitiv ca mărime de sesizare a fenomenului servește accelerația roții, la care în acest scop este cuplat fără joc un traductor (un generator de curent continuu), redat în figura 5.3. Schema bloc a aparatului este cea din fig. 5.4.

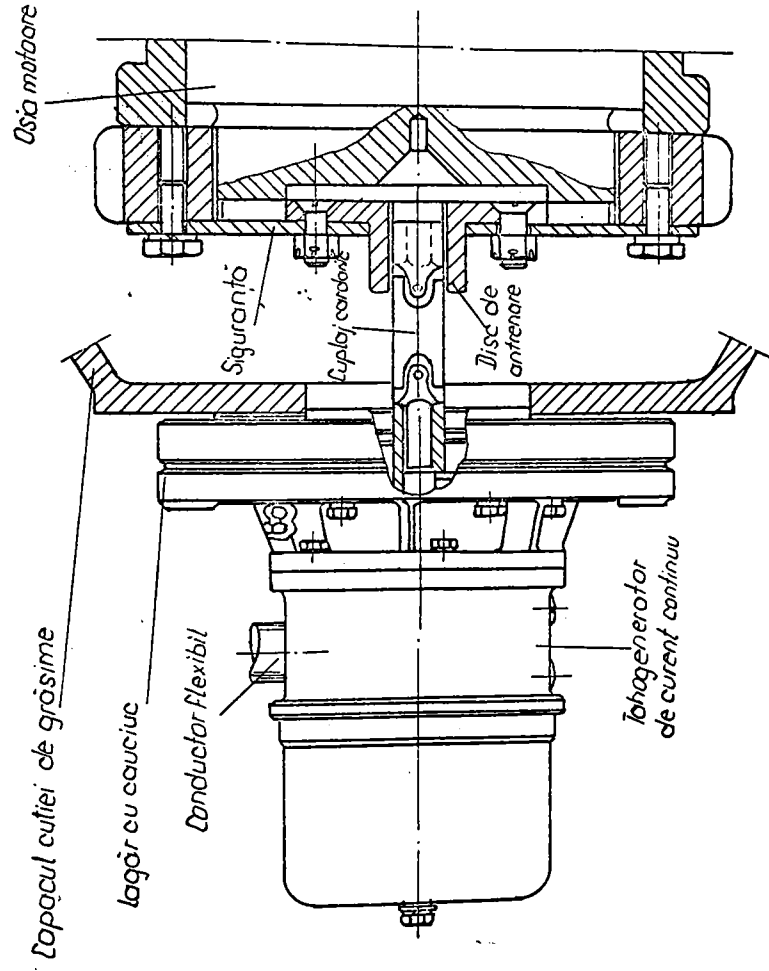
O descriere mai amănunțită se găsește în [5.9]

Acest tip de dispozitive a dat rezultate satisfăcătoare și se aplică la locomotivele de ecartament îngust de 450 CP, la locomotivele de ecartament normal de 700 CP și de 1250 CP; la care mai este completată protecția cu un dispozitiv de limitare a suprasarcinilor (forță de tracțiune) la pornire și viteze foarte mici.

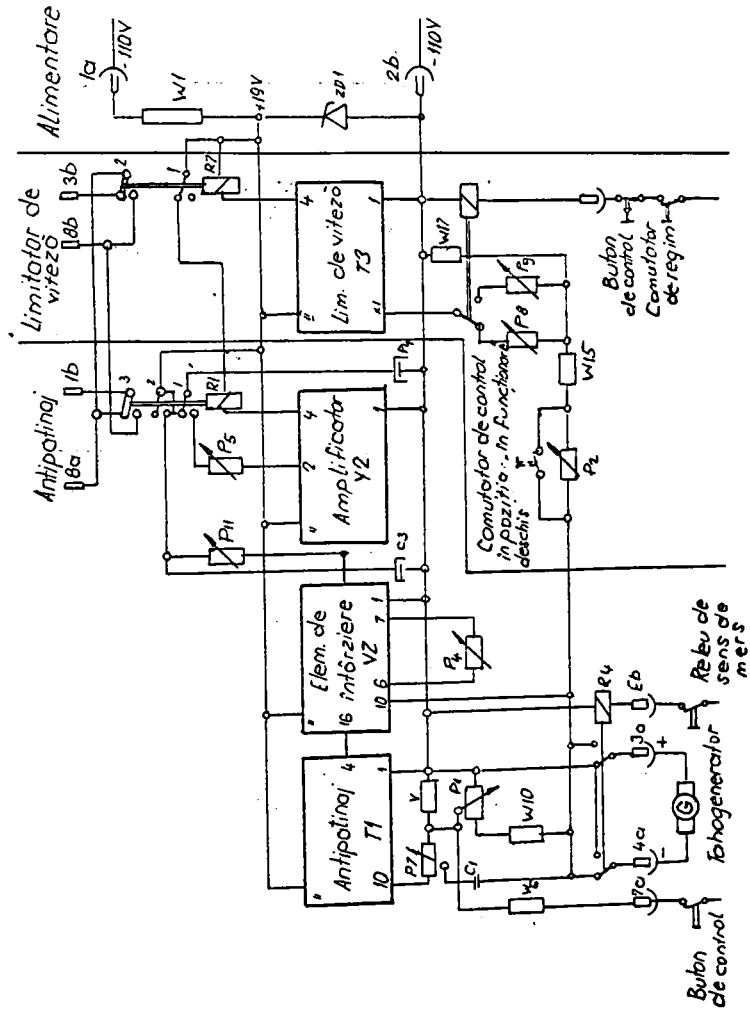
În figura 5.5 reprezentând înregistrarea \dot{z}_c , făcută la experimentările din 26.02.1970 sînt perfect vizibile :

- începerea patinajului sînd crește viteza aparentă a roții (pe diagrama pentru v);
- darea impulsului după timpul, a' dela începerea patinajului, adică după cea. 0,12 secunde, cu o durată de 0,55 secunde;

.. // ..



ACȚIONAREA ÎNCHEGENERATORULUI DAVVO



ANTIPATINAJ S- VS 110 - Schema de conexiuni 512

- începerea oscilațiilor la osie la timpi ușor diferiți și apoi mărirea amplitudinilor timp de 0,6 - 0,9 secunde;
- începerea reducerii turației motorului Diesel, drept contra măsură, după cea 0,7 secunde deși cremaliera începe să reducă cantitatea de combustibil injectat deja după 0,5 secunde, reducere a turației (deși și a puterii) care durează cea. 1 secundă până ce începe să crească iarăși.

Din diagrama 3c înregistrată, rezultă că patinajul în acest caz a fost la timp oprit, tot procesul până la încetarea lui nedurând mai mult de 1-1,1 secunde, și tot fenomenul cu revenirea motorului la normal cea. 4 secunde. Pentru un motor cu mase mari cum este motorul Sulzer 6LDA28 dela acest caz, protecția poate fi apreciată ca foarte eficientă.

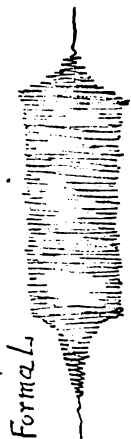
Numerile în paranteză din diagramă reprezintă valorile care s-au preluat în tabele pentru analizarea patinajelor din cadrul experimentărilor. Tabelul din care face parte și înregistrarea 3c se redă în figura 5.5a

În figura 5.6 se arată efectul noului reglaj pentru reducerea turației motorului Diesel la impulsul aparatului de protecție.

În figura 5.7 este redat la scară de timp mai redusă (1 sec. = 11 mm), trei procese de patinaj repetate, la care dispozitivul de protecție a acționat, menținând solicitările în osii la un nivel redus. La al doilea patinaj dispozitivul a sesizat de 2 ori și a dat 2 impulsuri ceiașe reprezintă o deficiență de reglaj și la aceste patinaje se observă foarte bine sperirea nivelului de putere la care se produc patinajele următoare, după cum s-a arătat și în capitolul 4 la punctul 4.5.

.. // ..

Forma L

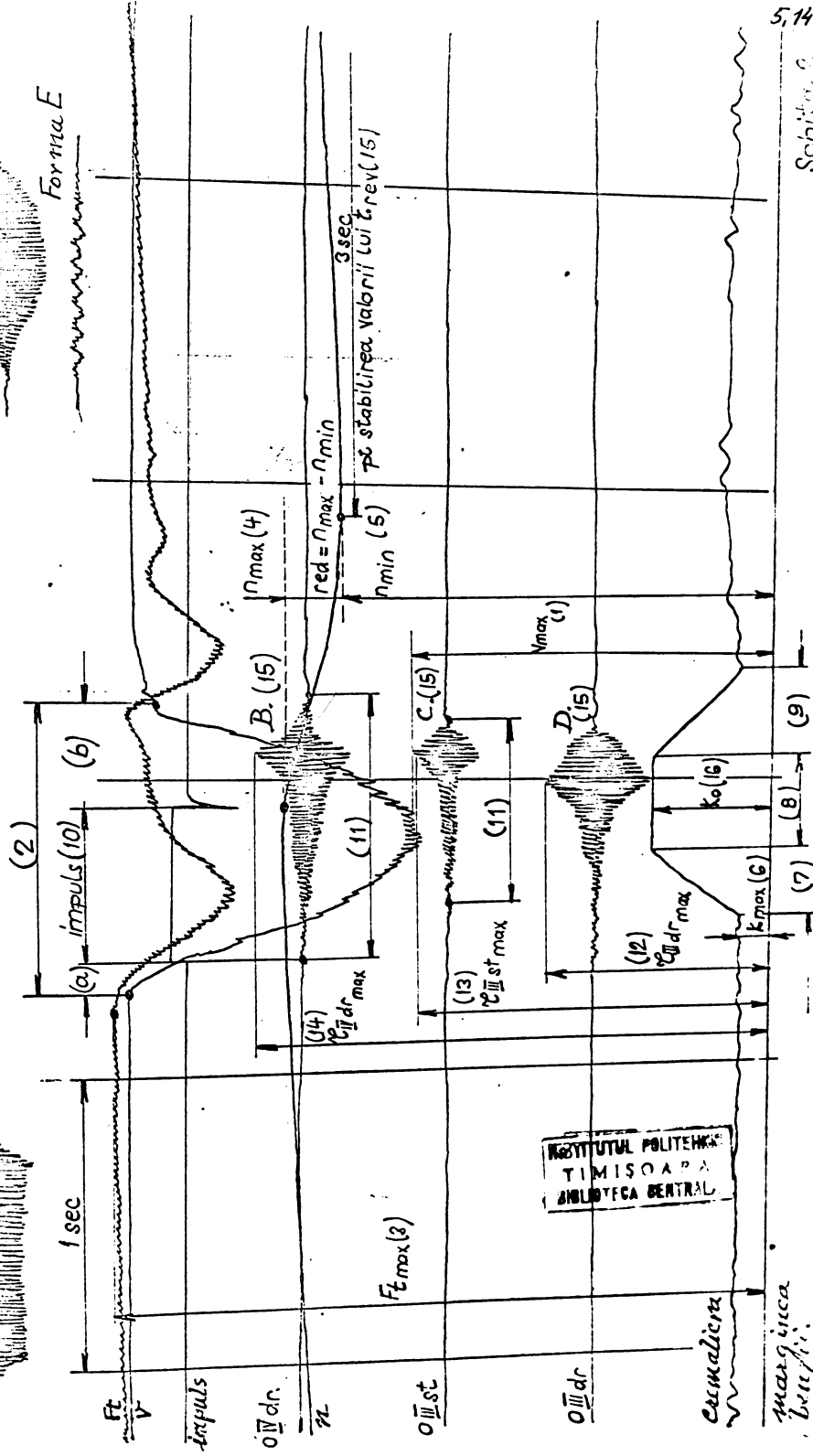


Explicarea interpretării (inreg. 3c)

Forma A.



Forma E



INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMISOARA
BIBLIOTECA CENTRALA

TABEL I

Masu- răt. Nr.	Specificație	Tahog.	faza	V		n				Ft		C						
				V mm	V mm/h	n max. r/lm	n min. r/lm	n3sec mm ³ /lm	Ft mm	Ft Kg	C _{III} dr. mm	C _{III} dr. Kg/cm ²	C _{III} st. mm	C _{III} st. Kg/cm ²	C _{III} dr. mm	C _{III} dr. Kg/cm ²		
1.	Măsurare cu limitator și disp S-V60 cu rel. electronic. Reglaj. 15.	pe atac	0 max	122	0	51	325	0		0.	71	0	33,5	-	64	-	89	
				122	0	91	685	-				122	15.000	34,5	-	63	-	91
2.	Fără limitare disp S-V60 cu rel. electronic. Reglaj. 15.	pe osie	0	122	0	52	335	52	400	-	64	0	33,5	-	64	-	89	
			a-b	30	48	92	700	76,5	580	87,5	65,5	125	18.200	43	-	73	-	102
			c-d	32	47	93	710	76,5	580	87,5	65,5	125	18.200	42	-	73	-	103
			e-f	25	51	93	710	72,5	555	85,5	65,5	125	18.200	48	-	74	-	105
3.	Fără limitare disp S-V60 cu rel. elec- tronic. Reglaj. 15.	pe osie	0	122	0	51	325	51	390	-	68	0	34	-	64	-	90	
			a-b	32	42	95,5	730	81,5	625	91	68,5	126	17.300	47	-	73	-	103
			c	70	27	93,5	710	83,5	610	92,4	70	125	16.900	45	-	70	-	100
			d	102	11	95	725	84	645	92,5	700	126	17.300	50	-	75	-	107
			e	85	19	94	715	81	600	-	-	126	17.300	44	-	72	-	103
4.	Fără limitare disp S-Vs 110. Reglaj. 180.	pe osie	0	122,5	0	92	335	52	400	-	70	0	33	-	64	-	89	
			a	93	10	94	715	82,5	635	91,5	68,5	126	16.600	44	-	72	-	101
			b	64	31	95,5	730	83	640	93	710	126	16.600	51	-	72	-	103
			c	61	32	96	740	83,5	610	92,5	700	126	16.600	45	-	76	-	107
5.	Fără limitare disp S-Vs 110. Reglaj. 180.	pe atac	0	122,5	0	51	325	51	390	-	43	0	30	-	65	-	89	
			max	122,5	0	97,5	75,5	-	-	-	-	120	17.000	35	-	61	-	91

Fig. 5.5 a

Presupunere de corespondență a diagramei nr. 105 (măsurători Uz. 23 August) și a diagramei nr. 24 (măsurători Voith) și îmbunătățirea ce s-a obținut.

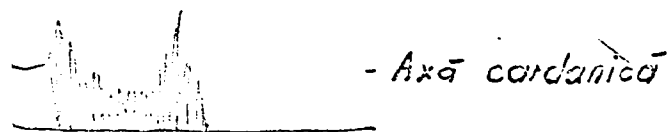
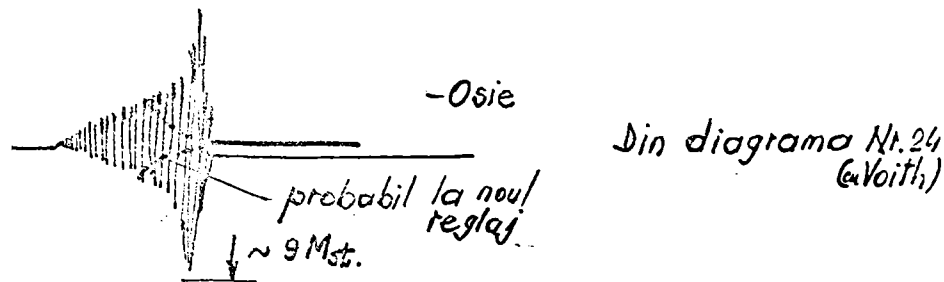
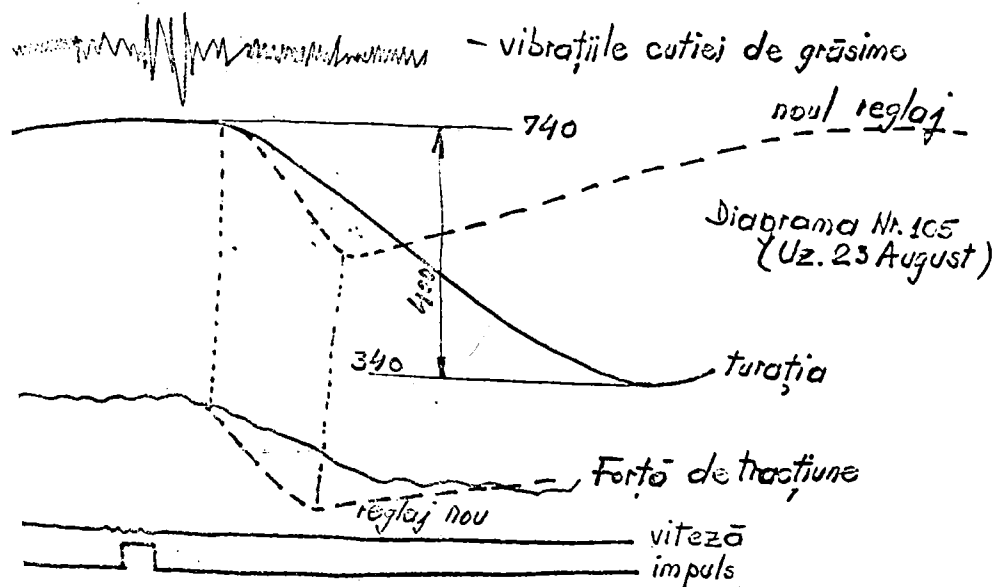


Fig. 5.7.

01.05.1969

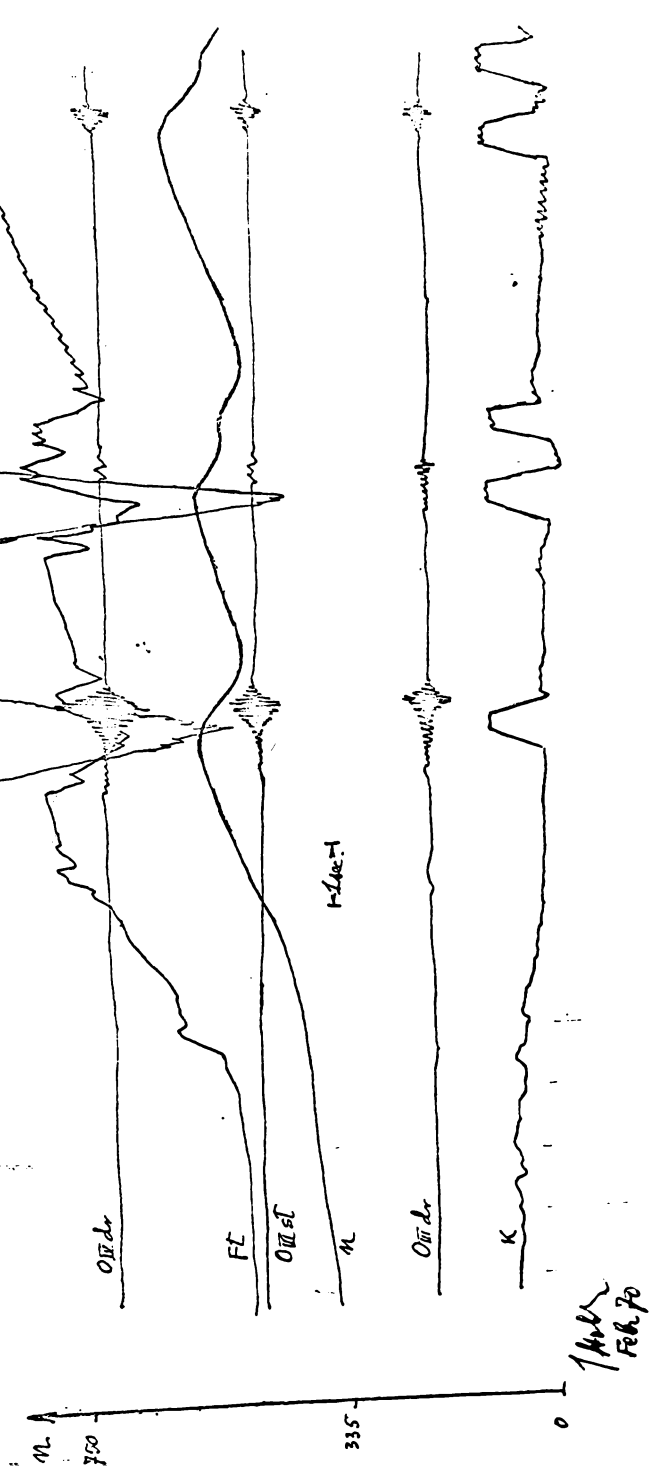


Fig 5.7

5.3. Aspecte privind optimizarea protecției.

Din cele relatate pînă acuma se poate desprinde faptul că protecția antipatinaj este încă în curs de dezvoltare și nu și-a găsit pînă acuma soluții definitive și optime.

Pentru acționarea osiilor în grup cum se practică la locomotivele Diesel hidraulice, se folosește ca mărime de referință pentru protecție valoarea momentană a accelerației unghiulare a roților $\dot{\omega} = \frac{d\omega}{dt}$ unde ω este viteza unghiulară (rad/sec.). Se presupune că la un patinaj roțile se accelerează brusc, și se stabilește o limită arbitrară, pînă la care dispozitivul consideră accelerația drept decaraj și dela care este interpretată ca patinaj.

Cum această limită este dependentă de forța de tracțiune specifică a locomotivei (F/Kg), ea trebuie să fie reglată corespunzător la fiecare tip în parte, dacă dorim ca dispozitivul să fie aplicabil pe o seară mai largă, din care cauză găsim pe dispozitivele descrise astfel de posibilități de reglaj.

Parametrul ales ca referință pentru detectarea patinajului nu este însă nici sigur și nici corect, deoarece el trebuie ales de valoare redusă pentru a asigura protecția în orice situații, și prin urmare în majoritatea cazurilor nu permite utilizarea efectivă a aderenței reale pentru decaraj.

Dacă valoarea este aleasă prea mare, ea permite anumite accelerații care sînt de fapt patinaje, fără a le sesiza.

În afară de aceasta parametrul ei ales stabilește de fapt patinajul după ce a avut loc și după ce a început, căci în alt fel nu se poate produce accelerația de detectare.

Din această cauză oprirea patinajelor trebuie să se execute în timp foarte scurt, pentru a nu se trece în zona de amplificare a amplitudinilor din frecvența a 2-a proprie (cca. 60 Hertz), care consumând energia disponibilă duce și la eforturi foarte mari în special în osii. Comanda de oprire trebuie să aibă efect într-un timp de 0,1 - 0,2 sec., pentru a opri la timp patinajul, după cum s-a constatat experimental.

Pe de altă parte patinajele care se stabilesc treptat în mers, așa numitele fenomene de "rulare", nu se pot detecta nici odată, dacă parametrul de senzare este accelerația.

Din înregistrări statistice reiese că și cele mai moderne dispozitive de protecție actuale nu prind cca. 5 % din patinajele constatate vizual pe vitezometru.

Pentru o mai bună protecție contra patinajelor, acolo unde forța de tracțiune specifică este mai ridicată (F/t) se mai folosesc și dispozitive de limitare a acestei forțe, ca măsură de prevenire. Această limitare a forței de tracțiune are ca scop limitarea accelerației la o valoare rezonabilă, corespunzând unei aderențe considerată medie ($\mu = 0,27$ după UIC), pentru a reduce cazurile când dispozitivul de antipatinaj intră în funcțiune și prin aceasta și numărul de patinaje nesensizate.

Astfel au loc în mod efectiv mult mai puține patinaje pe de o parte; iar pe de altă parte energia disponibilă în cazurile care apar este limitată și cu ea și eforturile din aparatul de rulare rămân mai reduse, cum a rezultat și din experimentări.

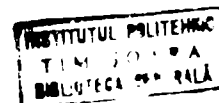
Soluția optimă însă pentru prevenirea patinajelor ar fi alegerea alunecării longitudinale a roților drept parametru de detectare.

.. // ..

Astfel este posibil să se meargă cu forța de tracțiune pînă la limita optimă de utilizare a aderenței la 6-8 % alunecare la vitezele mici și de 1-2 % la vitezele mai mari.

Un astfel de dispozitiv ar trebui să regleze turația maximă a motorului la locomotivele cu transmisii hidraulice, în funcție de alunecare și de viteza vehiculului; și este ușor de realizat la locomotive care au și roți alergătoare. Cum însă în prezent la locomotivele Diesel hidraulice în genere toate roțile sînt motoare, și cum la puterile și forțele de tracțiune practicate nu este pericol de patinaje în mers și la viteze mai ridicate (ex. peste 15 km/h.); s-ar putea preconiza pentru obținerea parametrului de alunecare folosirea unui dispozitiv cu o roată liberă care să se aplice pe șină numai la vitezele mici, cu sistemul utilizat la frînele electromagnetice pe șină. În acest fel putem dispune de doi parametri diferiți (curent de la două tahogeneratoare) și anume unul care indică viteza efectivă de deplasare și celălalt viteza efectivă a roților motoare, care comparate între ele ne indică parametrul căutat, adică alunecarea longitudinală.

.. / / ..



5.4. Concluzii

Din cele arătate se poate trage concluzia că actualele dispozitive de protecție contra patinajului nu se află încă într-un stadiu de dezvoltare final, ele folosind în genere parametri secundari, numai condiționat valabili, ca bază de acționare, ceea ce nu duce la o funcționare corespunzătoare în toate împrejurările. De asemenea rezultă că sînt conturate de pe acum ideile precise pentru realizarea de dispozitive mult mai avansate, care pot preveni patinajele, folosind ca bază parametrul direct în cauză (alunecarea), dar care nu au fost încă practic realizate.

Bibliografie:

- B.1.7 - Schröter H. și Schönenberger A. - Patinaje între roată și șina la vehicule de tracțiune cu motor Diesel și contramăsuri prin aparate de protecție - ETR - Martie 1974-
- B.2.7 - J.M.Voith - Austria și Uzina 23 August - București - Măsurători cu înregistrare asupra patinajelor efectuate pe locomotiva DHC - 005 în iulie - august 1968. Referat al firmei Voith din sept. 1968 pentru uz intern aflat la Uzina 23 August - București.
- B.3.7 - Holban H. și Drapeciuc N. - Statistică asupra funcționării dispozitivelor de antipatinaj executată pentru uz intern în cadrul Uzinei 23 August - București în ianuarie și iunie 1969.
- B.4.7 - Uzina 23 August și I.S.C.T. - Măsurători complexe asupra ~~funcționării dispozitivelor~~ patinajelor iunie 1969, referat pentru uz intern.
- B.5.7 - Uzina 23 August, ISCT și delegați Voith, Salzer și Kraus și Maffei. - Măsurători complexe - februarie 1970, referat pentru uz intern
- B.6.7 - Uzina 23 August și ISCT. - Măsurători de stabilire și verificare a eforturilor în cursul patinajelor, octombrie și noiembrie 1970, referat pentru uz intern
- B.7.7 - Andrews - Proceedings of the Institution of Electrical Engineers 1948 - 158 pag. 450
- B.8.7 - Nouvion, Bernard - Connaissance Nouvelles sur l'Adherence des Locomotives Electriques. - Revue Générale de Chemins de Fer - Mars 1961
- B.9.7 - Holban H. - Referat III - Institutul Politehnic Traian Vuia - Timișoara, Condițiile pe care trebuie să le îndeplinească dispozitivele ideale de antipatinaj și ultimele realizări constructive.

CAPITOLUL VI.

CONCLUZIILE GENERALE SI CONTRIBUTIILE PROPRII6.1. - Concluziile generale.

Lucrarea de față a avut două preocupări distincte, aceea de a arăta care sînt cunoștințele actuale despre frecare și aderență și aceea de a studia procesele de patinaj și mijloacele de protecție.

La data începerii acestor analize și a efectuării experimentărilor aferente, nu era cunoscută comportarea la patinaje a locomotivelor noastre, nu se cunoșteau regimurile de vibrații ale acestora, și cu atît mai puțin solicitările ce apar în cursul acestor procese. Dacă asupra oscilațiilor se puteau face unele presupuneri pe baza unor experimentări făcute în RFG, la unele tipuri de locomotive Diesel hidraulice, asemănătoare pentru solicitări și în special pentru solicitările din osii, nu existau nici un fel de indicații; iar la noi în țară la acea dată nu exista nici un fel de experiență în acest domeniu, nu se făcuse nici o măsurătoare de acest fel, și în mare parte lipsea și aparatura necesară.

Deasemenea buna funcționare a dispozitivelor de protecție antipatinaj nu era deloc studiată, fiind puțin cunoscută.

Cu aceste premise s-a pornit la lucru primele experimentări realizîndu-se, siliți de împrejurări cu metode relativ rudimentare și puțin precise, prin notare de valori cete.

.. / ..

Această primă serie de experimentări ne-a inițiat în problemă, ne-a obligat să găsim soluții pentru găsirea unor metode de măsurare cu mijloacele de care dispuneam, și să facem astfel primii pași, obținând chiar de atunci rezultate practice importante prin analizarea tendinței de patinaj și prin aceasta determinând nivelul sarcinilor tractate și cel al vitezelor minime de circulație ca să se evite patinajele. De asemenea prin traductoare aplicate pe cutiile de grăsimi s-au obținut atunci și primele informații asupra frecvențelor de oscilație.

A doua etapă de experimentări începe în 1968 și se lucrează mai întâi cu aparataj foarte modern cu transmitere la distanță fără contact, efectuându-se înregistrări tensometrice pe piese aflate în mișcare de rotație și în mersul locomotivei, aparataj obținut temporar de la firma Voith.

Cu această ocazie se constată că oscilațiile puternice apar la locomotivele noastre numai la pornire și la viteze mici, și cum se perfecționează și tehnica noastră de lucru, în continuare putem dezvolta o metodă de măsurare cu transmitere prin fir la mișcările limitate din faza de pornire.

În aceste condiții putem continua experimentările și cu aparatajul cu care între timp se dovedesc institutele noastre de cercetare.

În cursul acestor lucrări s-au rezolvat relativ multe probleme pentru buna funcționare a protecției antipatinaj, și totodată s-au pus în evidență o serie de fenomene și de valori care pînă la acea dată ne erau necunoscute sau prea puțin cunoscute.

.. // ..

Concluziile generale la care s-a ajuns în urma acestor experimentări, cu privire la fenomenele de patinaj ale locomotivelor Diesel hidraulice pe 4 osii de 1250 CP, 1000 CP, 700 CP și 450 CP (respectiv 350 CP) sînt următoarele :

- Patinajele la aceste locomotive apar în special la pornire, dar și în mers la viteze foarte mici (sub cca. 10 km/h) la viteze mai mari ele reprezentînd cazuri izolate (a se vedea Anexa 29 pagina 4.74).

- În cursul patinajelor se produc oscilații puternice care trec de pe o frecvență joasă (care depinde de tipul locomotivei) pe una superioară (exemple: 12 la 60 Hz; 14 la 70 Hz sau 21 la 175 Hz) unde amplitudinile cresc repede pînă la anumite valori unde rămîn plafonate. După acest fel de oscilații constatate la toate tipurile analizate se poate susține că datorită vitezelor de alunecare relativ mari ale roților se produc vibrații de frecare (de relaxare) ale axelor ^{sistemului} cardanice care conduc la amplitudini foarte mari. Energia pentru aceste vibrații este produsă de motor, și vibrația trece la frecvență proprie mai ridicată unde poate consuma mai bine energia disponibilă, și în limita acesteia se plafonează și amplitudinile. Frecvențele măsurate experimental corespund cu cele calculate pentru modelul imaginat al acționării cardanice cu 5 mase simetrice.

- Dispozitivele de protecție antipatinaj se află într-un stadiu de dezvoltare tehnică diferit de la un tip la altul. Cele mai bune rezultate le-a dat dispozitivul S-V_g110, respectiv S-V_g24, electronic, al firmei Krauss Maffei, care la un reglaj de sensibilitate corespunzător (puțin sub accelerația maximă a locomotivei izolate de cca. 1,2 m/sec²) a dat rezultate foarte bune cu mai puțin de 5 % sesizări defectoase.

.. // ..

Timpul de percepere și comandă se menține suficient de redus (0,1-0,2 sec) pentru ca reducerea puterii (prin scăderea turației) să aibă loc în cea. 1 secundă, și astfel amplitudinile mari și periculoase să nu se poată produce (conform cu numeroase exemple din înregistrări redată în cap. 4). Părte importantă a fost punerea la punct a mecanismului de reducere rapidă limitată a turației motorului (cu 100 - 150 rot/min) în 1 - 1 1/2 secundă) și de revenire lentă, care condiționează efectul de protecție.

- S-a constatat că este indicat la locomotive cu puteri mai mari să se limiteze suprasarcinile la pornire, menținind forța de tracțiune la limita de aderență medie ($\cos. \mu = 0,28$), asigurându-se astfel necesitatea unui număr mai mic de intervenții a dispozitivului de antipatinaj (și cu aceasta a unor cazuri mai rare de patinaje defectuos sesizate din cele 5%), cât și solicitări mai mici în cazul patinajelor. Pentru această protecție pe locomotivele de 1250 CP s-a montat un dispozitiv special de fabricație Westinghouse.

- Din probele făcute s-a stabilit că tendința de amorțire a patinajelor depinde de felul de pretensionare al elasticităților dela reazemele de momente. Pentru reducerea tendinței de patinaj s-au determinat pretensionările considerate optime.

Ca urmare a celor constatate și a măsurilor luate pe aceste baze, s-a obținut o reducere a tendințelor de patinaj și o funcționare corespunzătoare a dispozitivelor de protecție, care este în măsură să protejeze piesele importante contra unor suprasolicitări, și deci contra defectărilor.

6.2. - Contribuțiile aduse.

În cursul lucrării s-a atras atenția asupra celor ce se consideră că reprezintă contribuții noi în această problemă. Acuma se vor recapitula numai acestea pe scurt.

- a) - Se poate considera ca o contribuție nouă inițierea și efectuarea experimentărilor asupra fenomenelor de patinaj, acestea fiind pînă în prezent primele și singurele măsurători de acest fel efectuate în țară.
- b) - La fel trebuie considerată și alegerea sistemului și punerea la punct complexă a protecției antipatinaj pentru locomotiva Diesel hidraulică de 1250 CP.
- c) - Este o contribuție proprie, inițierea și realizarea măsurătorilor directe pe osie a solicitărilor de torsiune, care reprezintă atît primele realizări de acest fel la nivel mondial, cît și în țară și după cunoștințele noastre, încă și astăzi.
- d) - Măsurarea solicitărilor ca la punctul c), pe mai multe osii și jumătăți de osie concomitent cu punerea în evidență a neegalităților de solicitări, reprezintă deasemeni o contribuție proprie și după cele ce cunoaștem o noutate la nivel mondial.
- e) - Constatarea arătată la cap.4 asupra sporirii aderenței la repetarea pe loc a patinajelor (pag. 4.75 - 4.81) reprezintă o contribuție proprie asupra unui fenomen mult discutat și controversat. La repetarea pe loc a patinajelor, patinajul ce urmează se amorsează la o turație mai mare (deci la o putere sporită) față de cel anterior (valabil pentru o serie de 2-4 patinaje corect sesizate și oprite sesizate și oprite de

.. //

protecție).

f) - Prezentarea "Probei 12", unde se demonstrează că în cursul patinajului crește aderența deoarece, deși puterea este sporită mareu, la un moment dat patinajul încetează singur, ca peste puțin timp să reînceapă și apoi să se oprească din nou (cap.4 - pag. 4.80), ceea ce reprezintă deasemenea o constatare neseamnată pînă acuma și deci o contribuție la studiul fenomenelor de patinaj.

g) - Apoi este de specificat modul în care oscilează întreaga parte secundară a transmisiei, cu frecvențe care depind de construcția fiecărei locomotive și de durata menținerii oscilațiilor și nu de nivelul de putere la care se petrece procesul de patinaj de unde rezultă că aceste frecvențe depind de frecvența proprie a sistemului și nu de alți parametri. Si aceste constatări făcute pe 3 tipuri de locomotive cu o schemă tipizată, conform figurii 4.26, reprezintă deasemenea o contribuție la studiul fenomenelor.

În sprijinul acestei teorii se mai poate citi și constatarea că frecvențele sînt aceleași atît la osii cit și la cardane, adică la toate piesele depinzînd de sistemul secundar de acționare.

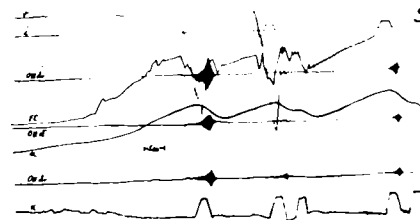
Deasemenea constatarea că frecvențele rămîn constante indiferent de turația sau puterea motorului (se vede bine din "Proba 12" sau înregistrarea 8 fără protecție pag. 4.89), sprijină teoria enunțată și reprezintă o nouă contribuție la studiul fenomenelor de patinaj.

h) - Constatarea statistică privind dependența mării solicitărilor de nivelul forței de tracțiune, (conform figurii 4.32), aduce și ea o nouă contribuție la cunoașterea fenomenelor

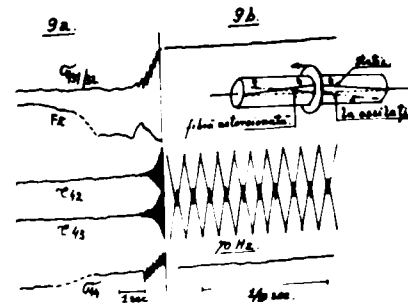
lor, deși nu este încă deplin demonstrată, reprezentând mai mult o ipoteză (din lipsa unui număr de date suficient de mare.

Din expunerea punctelor care se presupun că reprezintă contribuții aduse la studiul fenomenelor de patinaj rezultă că în unele cazuri s-au putut trage concluzii precise (exemplu nivelul de solicitări în osii, neegalitățile de solicitare, efectul dispozitivelor de protecție, etc) pe când în altele constatările permit numai să se formuleze ipoteze, sau presupuneri, care deschid noi căi cercetărilor viitoare.

*Exemple pentru:
punctele b și d (Fig. pag. 5-17)*



punctul c și g (Fig. pag. 4-91)



punctul e și f (Fig. pag. 4-80)

