

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI  
INSTITUTUL POLITEHNIC "TARAIN VUIA" TIMISOARA  
FACULTATEA DE MECANICA

Ing. Anton Bartl

RESEARCH REGARDING THE INFLUENCE OF LUBRICANT  
ON THE CONTACT ZONES OF KINEMATIC COUPLES  
ON THE DYNAMIC BEHAVIOUR OF MECHANISMS

Teza pentru obținerea titlului  
științific de doctor inginer

CONDUCATOR ȘTIINȚIFIC,

Prof.dr.ing. FRANCISC KOVÁCS

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIȘOARA	
BIBLIOTECA	
CENTRALĂ	
Volumul Nr.	990 210
Dulap	336 4. G

= 181 =



## PREFATA

În condițiile cîncinalului calității și eficienței, se cere crearea unor mecanisme complexe, care prezintă propriități multiple și pot îndeplini foarte bine cele mai severe condiții din construcția de mașini.

În acest sens, teza de doctorat răspunde necesităților și sarcinilor rezultate din programul dezvoltării în ritm accelerat a economiei patriei noastre în domeniul construcțiilor de mașini, respectiv al realizării unor mecanisme și mașini cu performanțe superioare, cu un consum minim de materiale și energie.

Datorită vitezelor de funcționare tot mai ridicate, cu încărcări specifice tot mai mari, peliculei de lubrifiant dintre zonele de contact ale cuplelor cinematice îi revine un rol funcțional hotărîtor, atît prin prisma transmiterii forțelor, a fenomenelor de frecare, uzare și ungerii cît și a dinamicii întregului mecanism sau mașină.

Prin rezultatele obținute, teza de doctorat aduce contribuții privind analiza structurală, cinematică și dinamică a mecanismelor ce conțin cuple cinematice "unse". Rezultatele prezentate se pot folosi și în faza de concepție a mecanismelor, corelîndu-se sinteza dinamică cu cea dimensională.

Autorul aduce cele mai calde mulțumiri tovarășului profesor doctor inginer Francisc Kovács, conducătorul științific pentru îndrumarea și sprijinul acordat cu multă generozitate pe toată perioada de elaborare a tezei.

Autorul exprimă mulțumiri cadrelor didactice din Catedra de mecanisme, organe de mașini și desen tehnic de la Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara care, cu ocazia susținerii referatelor au făcut sugestii legate de îmbunătățirea tezei.

Cu multă recunoștință mulțumește tovarășului profesor doctor inginer Nicolae Bogoevici, prorectorul Institutului de Subingineri Reșița, tovarășului prof.dr.ing.Eugen Iovițiu, șeful catedrei tehnologice de la Institutul de Subingineri Reșița și tovarășului conf.dr.ing.Stefan Anghel pentru sprijinul și sugestiile date și subacăror îndrumare s-a format ca cercetător.

Colegilor de la Institutul de subingineri Reșița, de la Intreprinderea constructoare de mașini Reșița, în mod deosebit tovarășului dr.ing.Alexandru Dobrescu, le aduce pe această cale cordiale mulțumiri pentru sugestiile date și ajutorul acordat la efectuarea cercetărilor teoretice și experimentale.

# Cuprins

Prefață.....	1
1. Introducere .....	7
2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR CU PRIVIRE LA FORMAREA PELICULEI DE LUBRIFIANT DINTRE ZONELE DE CONTACT ALE CUPLELOR CINEMATICE SI INFLUENTA ACESTORA ASUPRA FUNCTIONARII MECANISMELOR.....	9
2.1. Proprietățile materialelor de ungere.....	9
2.2. Formarea peliculei de lubrifiant dintre zonele de contact ale cuplelor cinematice.....	15
2.2.1. Ecuațiile de bază ale ungerii hidrodinamice...	15
2.2.2. Calculul grosimii peliculei de ulei pentru cuplele cinematice de rotație solicitate di- namic și care lucrează în regim hidrodinamic..	19
2.2.3. Calculul debitului total de ulei.....	29
2.2.4. Căldură dezvoltată în lagăr. Bilanțul termic.....	32
2.2.5. Concluzii .....	32
2.3. Formarea peliculei de lubrifiant în cazul ungerii cuplelor superioare .....	33
2.4. Cuple cinematice "unse" în regim hidrostatic....	38
2.4.1. Lagăre hidrostatice radiale.....	39
2.4.2. Lagăre hidrostatice axiale.....	41
2.5. Metode experimentale folosite în cercetarea funcționării cuplelor cinematice în stare "unsă".	43
3. ANALIZA CRITICA A REZULTATELOR TEORETICE SI EXPERIMENTALE. SCOPUL LUCRARII.....	47
4. METODE SI INSTALATII FOLOSITE IN CERCETAREA EXPERIMENTALA.....	51
4.1. Măsurarea grosimii peliculei de lubrifiant.....	51
4.1.1. Măsurarea pe cale capacitivă ..	51

4.1.2. Măsurarea pe cale inductivă.....	58
4.2. Metoda de măsurare a temperaturii lubri- fiantului și a stratului de alunecare.....	60
4.3. Descrierea instalațiilor folosite.....	62
5. ANALIZA STRUCTURALĂ A MECANISMELOR PLANE CE CONTIN CUPLE CINEMATICE "UNSE" .....	69
5.1. Introducere .. .. .	69
5.2. Schema structurală a cuplelor cinematice "unse". Conexiune dinamică.....	69
5.3. Algoritm structural al mecanismelor plane.....	74
5.4. Concluzii .. .. .	78
6. INDEPENDENȚA PELICULEI DE LUBRIFIANT ASUPRA PARA- METRILOR CINEMATICEI AI MECANISMULUI.....	79
6.1. Abaterile funcționale ale pozițiilor, depla- sărilor, vitezelor și accelerațiilor.....	79
6.2. Calculul abaterilor funcționale ale meca- nismului manivelă-piston de la motorul 12 DDA-28.....	81
6.3. Corelația dintre abaterile determinate de pelicula de lubrifiant și abaterile ele- mentare independente .. .. .	84
6.4. Concluzii .. .. .	85
7. DINAMICA CUPLELOR CINEMATICE DE ROTATIE "UNSE".....	87
7.1. Modelul dinamic al cuplei cinematice "unse".....	87
7.2. Determinarea experimentală a coeficienților elastici și de amortizare.....	91
7.3. Influența parametrilor constructivi și funcționali asupra comportării dinamice a cuplei cinematice lucrând în regim hidrodinamic .. .. .	96..

7.3.1. Influența turației .....	96
7.3.2. Influența încărcării cuplei cinematice.....	98
7.3.3. Influența temperaturii lubrifiantului.....	99
7.3.4. Influența jocului din cuplele cinematice.....	100
7.3.5. Influența presiunii uleiului de intrare în cupla cinematică.....	101
7.3.6. Influența calității suprafeței de alunecare.....	101
7.3.7. Influența uzării și îmbătrânirii lubri- fiantului asupra comportamentului cuplei cinematice "unse".....	104
7.4. Răspunsul tranzitoriu produs de diferite funcții de excitație.....	107
7.4.1. Excitație sub forma de treaptă dreptunghi- ulară.....	108
7.4.2. Forța perturbatoare de formă sinusoidală .....	109
7.5. Efectul elasticității și amortizării peliculei de lubrifiant asupra forțelor la rotoare.....	111
8. INFLUENȚA CUPLELOR CINEMATICE "UNSE" ASUPRA DINAMICII ÎNTREGULUI MECANISM.....	121
8.1. Determinarea forței generalizate ca funcție țintă.....	121
8.2. Aspecte ale optimizării în sinteza cinematică și dinamică.....	126
8.3. Ecuația de mișcare ținând seama de pelicula de lubrifiant în zona de contact a cuplelor cinematice.....	127
8.4. Cercetări aplicative.....	131
8.4.1. Cu referire la motorul Diesel LDA-28.....	131

8.4.2. Cu referire la lagărele de sprijin ale motoarelor de tracțiune la LDE.....	137
8.4.3. Grosimea peliculei de lubrifiant, coordonată generalizată a mecanismului.....	144
8.5. Concluzii.....	147
9. SINTEZA CONTRIBUTIILOR PERSONALE, CONCLUZII.....	151
Bibliografie.....	154
Anexe .....	161
Program pentru stabilirea frecvențelor pericu- loase de funcționare.....	173



## 1. I N T R O D U C E R E

În cadrul tezei de doctorat se studiază teoretic și experimental influența peliculei de lubrifiant asupra comportamentului dinamic al mecanismelor. Se pornește de la ipoteza că pe baza tehnicii actuale de calcul, pelicula de lubrifiant ca un "element terțiar" între zonele de contact ale cuplelor cinematice poate fi determinat prin calcul cât și pe cale experimentală.

Astfel în capitolul 2 se prezintă succint bazele teoretice care stau la baza determinării grosimii filmului de ulei, pentru diferite regimuri de ungere (hidrodinamic, elastohidrodinamic sau hidrostatic). Schema logică concepută, pentru determinarea grosimii filmului de ulei la lagărele cu alunecare solicitate dinamic, permite stabilirea analitică a acestuia.

Se trec în revistă și principalele metode experimentale folosite pe plan mondial în cercetarea comportamentului dinamic al mecanismelor.

În capitolul 3 se analizează critic rezultatele teoretice și experimentale prezentate, se arată aspectele încă neabordate sau incomplet tratate și se arată scopul lucrării.

În capitolul 4 se prezintă metodele experimentale folosite în cercetările efectuate. Se accentuează metodele folosite pentru măsurarea grosimii peliculei de lubrifiant pentru cuplele cinematice solicitate dinamic. S-au ales metodele de măsurare pe cale capacitivă și inductivă.

În capitolul 5 se face o analiză structurală a mecanismelor cu cuple cinematice "unse", acestea fiind înlocuite prin conexiuni dinamice în funcție de tipul cuplei. Se prezintă formulele structurale pentru mecanismele ce conțin asemenea cuple.

În capitolul 6 se arată influența acestui element asupra cinematicii mecanismului (poziția punctelor și elementelor, legea de mișcare, a vitezelor și accelerațiilor). În acest sens, conexiunile dinamice se echivalează cu elemente conducătoare suplimentare cu legi de mișcare date.

În capitolul 7 se studiază dinamica cuplelor cinematice "unse". Se pornește de la ipoteza că pelicula de lubrifiant formează un arc plan anizotrop. Bazat pe un model matematic se determină pe cale experimentală parametrii dinamici ai cuplelor cinematice "unse". Se studiază pe cale experimentală influența factorilor constructivi și funcționali.

Se determină răspunsul tranzitoriu produs de forțe de excitație sub formă de treaptă și sub formă sinusoidală. Se calculează pulsațiile critice în interdependență cu rigiditatea filmului de ulei și al cuplei propriu-zise.

În capitolul 8 se cercetează influența cuplelor cinematice "unse" asupra dinamicii întregului mecanism. Se calculează forțele generalizate ca funcții țintă în operație de analiză și sinteză. Se determină ecuația de mișcare ținând seama de cuplele cinematice "unse". Cercetările teoretice și experimentale fundamentale s-au desfășurat în strânsă legătură cu cercetările aplicative, cu referire la mecanismele motoarelor Diesel și ale lagărelor de sprijin ale locomotivelor Diesel electrice.

În capitolul 9 se prezintă sinteza contribuțiilor personale ale acestei teze de doctorat.

2. STADIUL ACTUAL AL CERCETARILOR CU PRIVIRE LA  
FORMAREA PELICULEI DE LUBRIFIANT DINTRE ZONELE DE  
CONTACT ALE CUPLELOR CINEMATICE SI INFLUENTA ACESTEIA  
ASUPRA FUNCTIONARII MECANISMELOR.

2.1. Proprietățile materialelor de ungere.

Progresele realizate în construcția de mașini în scopul obținerii de performanțe maxime (pe unitate de greutate) impun condiții de funcționare tot mai severe elementelor și cuplelor cinematice ale mecanismelor, prin creșterea încărcărilor specifice, temperaturilor și vitezelor de funcționare.

În vederea creșterii fiabilității mașinilor, între zonele de contact ale cuplelor cinematice se introduce un mediu lubrifiant, urmărindu-se reducerea frecărilor și uzura pieselor din care este confecționat cuplul de frecare. Stadiile de frecare sînt determinate de măsura prezenței lubrifiantului între suprafețele în mișcare relativă. Din acest punct de vedere se deosebește: frecarea uscată, frecarea la limită respectiv mixtă și fluidă.

Frecarea fluidă are loc dacă între zonele de contact ale cuplelor cinematice există o peliculă continuă de lubrifiant contactul direct între suprafețele (1,2) în mișcare relativă, fie chiar local, este cu totul exclus.

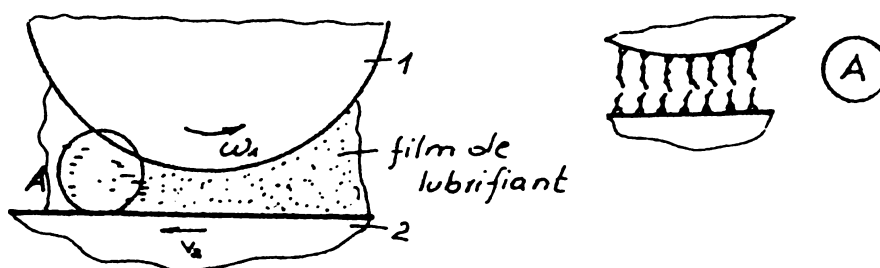


Fig.2.1

Reacțiunea din cupla cinematică este suportată, de data aceasta, de forța rezultată din câmpul de presiune în filmul de lubrifiant, denumită portanță.

În cazul frecării uscate, transmiterea fluxului de forță de la un element la celălalt se face prin intermediul

În timpul frecării limită, suprafețele elementelor cuplei de frecare sînt separate prin straturi subțiri moleculare formate pe baza adsorbției sau chemosorbției. În condiții foarte severe de funcționare, straturile adsorbite pot fi îndepărtate de pe suprafețele în frecare.

Frecarea semifluidă apare la limita frecării fluide, în cazul existenței unor suprafețe cu o anumită rugozitate, astfel că concomitent cu ungerea hidrodinamică apare și contactul direct între suprafețe (fig.2.2)

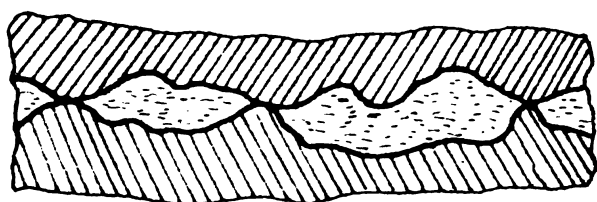


Fig.2.2 Schița regimului de frecare semifluidă.

Acest regim de frecare apare în timpul regimurilor tranzitorii (pornire-oprire) ale mașinilor sau în cazuri unor regimuri instabile (v. § 8.4).

Se remarcă faptul că mulți autori înglobează regimul mixt în cel limită, acesta fiind considerat parțial limită.

Tehnica actuală folosește pentru ungere lubrifianti lichizi, semisolizi, solizi și gazoși. Rolul funcțional al lubrifiantilor este multiplu:

- asigurarea unei pelicule portante între suprafețele în mișcare relativă;

- protecția zonei de contact contra frecării uscate. Filmul de fluid reprezintă un fel de "barieră împotriva uzurii", deoarece permite micșorarea uzării suprafețelor de frecare de mii de ori, deși coeficientul de frecare se micșorează numai de câteva ori (cazul frecării limită).

- transportul căldurii produse prin frecare și a componentilor chimici activi, care produc stratul de oxizi;

- modificarea produselor de uzură;

- etanșarea, respectiv protecția contra pătrunderii impurităților din afară;

Uleiurile reprezintă materialul de ungere cel mai răspândit, folosit în cele mai variate condiții de funcționare ca temperatură, presiune și natura mediului ambiant.

Intrucît tema lucrării se referă numai la lubrifianți lichizi (uleiuri), mă voi referi în continuare numai la acestea.

În motoarele și în transmisiile moderne, uleiul a devenit un element component, practic la fel de important ca piesele cele mai fine sau mai solicitate, [85].

În prezent un ulei nepotrivit poate compromite funcționarea unei mașini chiar în primele ore de funcționare.

### Proprietățile fizico-chimice și funcționale ale uleiurilor folosite în cadrul cercetării experimentale.

Proprietățile funcționale ale uleiurilor minerale caracterizează comportarea lor în vederea formării unei pelicule de lubrifiant dintre zonele de contact ale cuplelor cinematice, în vederea reducerii la minim a uzării (proprietăți antiuzare) și a frecărilor (proprietăți antifricțiune). Pentru aceasta se prescriu proprietăți lubrifiante și proprietăți fizico-chimice caracteristice funcționării.

În fig.23 se prezintă principalele proprietăți funcționale ale uleiurilor.

În cadrul cercetărilor experimentale am folosit următoarele tipuri de uleiuri: DS30, M30S2 în stare nouă și uzată și care prezintă următoarele caracteristici fizico-chimice:

a) vîscozitatea care caracterizează frecarea internă a lubrifiantului, fiind dependentă de temperatură și de presiune. Vîscozitatea dinamică  $\eta$  și cinematică  $\nu$  sînt legate prin intermediul densității:

$$\nu_t = \frac{\eta_t}{\rho_t} \quad (2.1)$$

cunoscînd densitatea uleiului la o temperatură de referință (ex.15°C), dependența densității de temperatură se exprimă prin relația:

$$\rho_t = \rho_{15} - C_t (t-15) \quad (2.2)$$

în care:

- $\rho_{15}$  - este densitatea la temperatura  $t=15^\circ\text{C}$ ;
- $C_t$  - coeficient de corecție dependent de densitate;
- $t$  - temperatura uleiului în cupla cinematică.

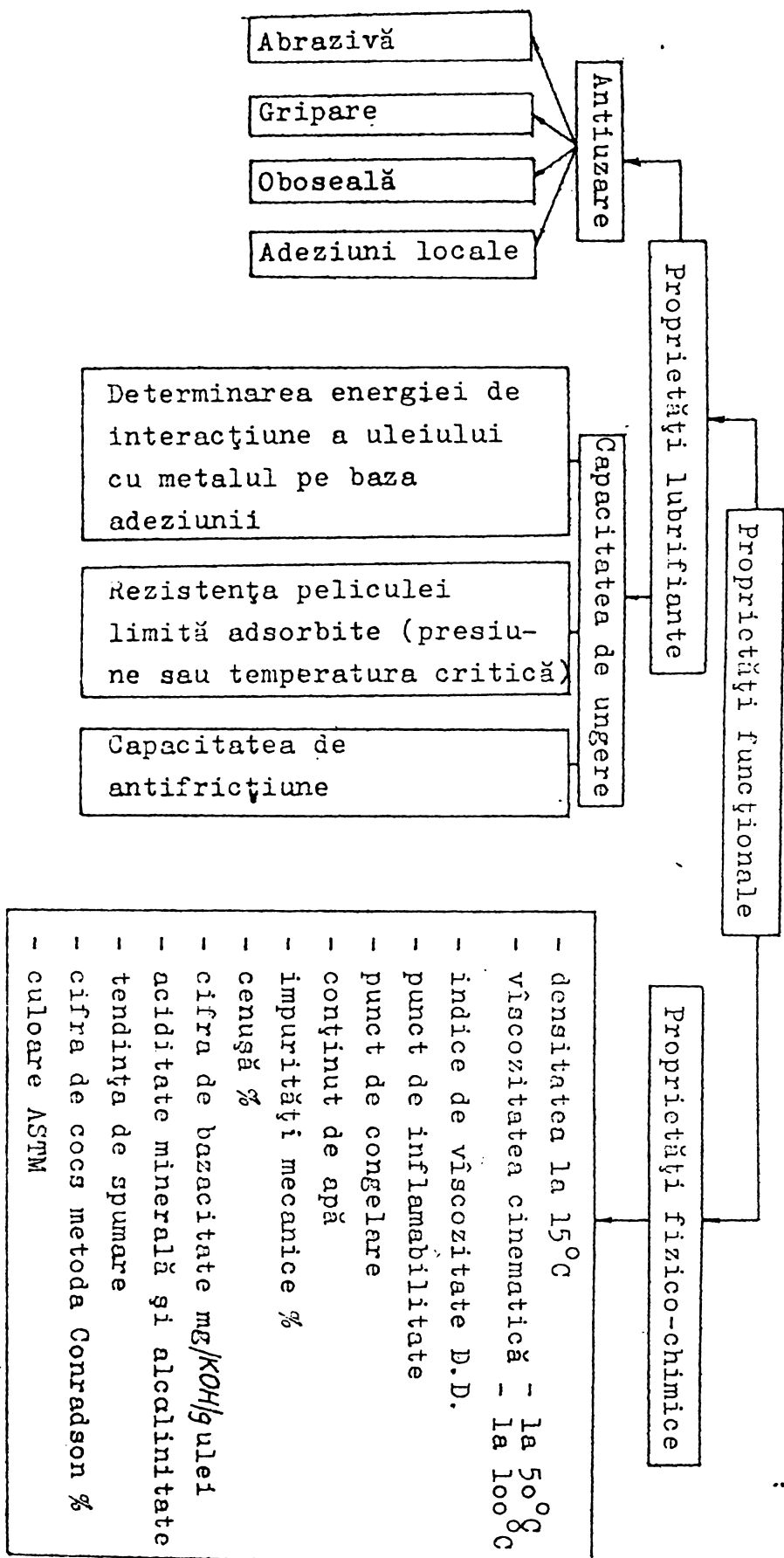


Fig. 2.3 Proprietățile funcționale ale uleiurilor minerale.

Cunoașterea dependenței vâscozitate-temperatură este hotărîtoare, pentru cuplele cinematice care lucrează în regim hidrodinamic, deoarece cu scăderea vâscozității scade și grosimea peliculei de lubrifiant, existînd pericolul de gripare.

Pentru determinarea experimentală a vâscozității cinematice s-a folosit vîscozimetrul Höppler. Rezultatele obținute sînt prezentate în fig.2.4, iar în tabelul 2.1 se indică valorile densității acestor uleiuri pentru domeniul 40-90°C.

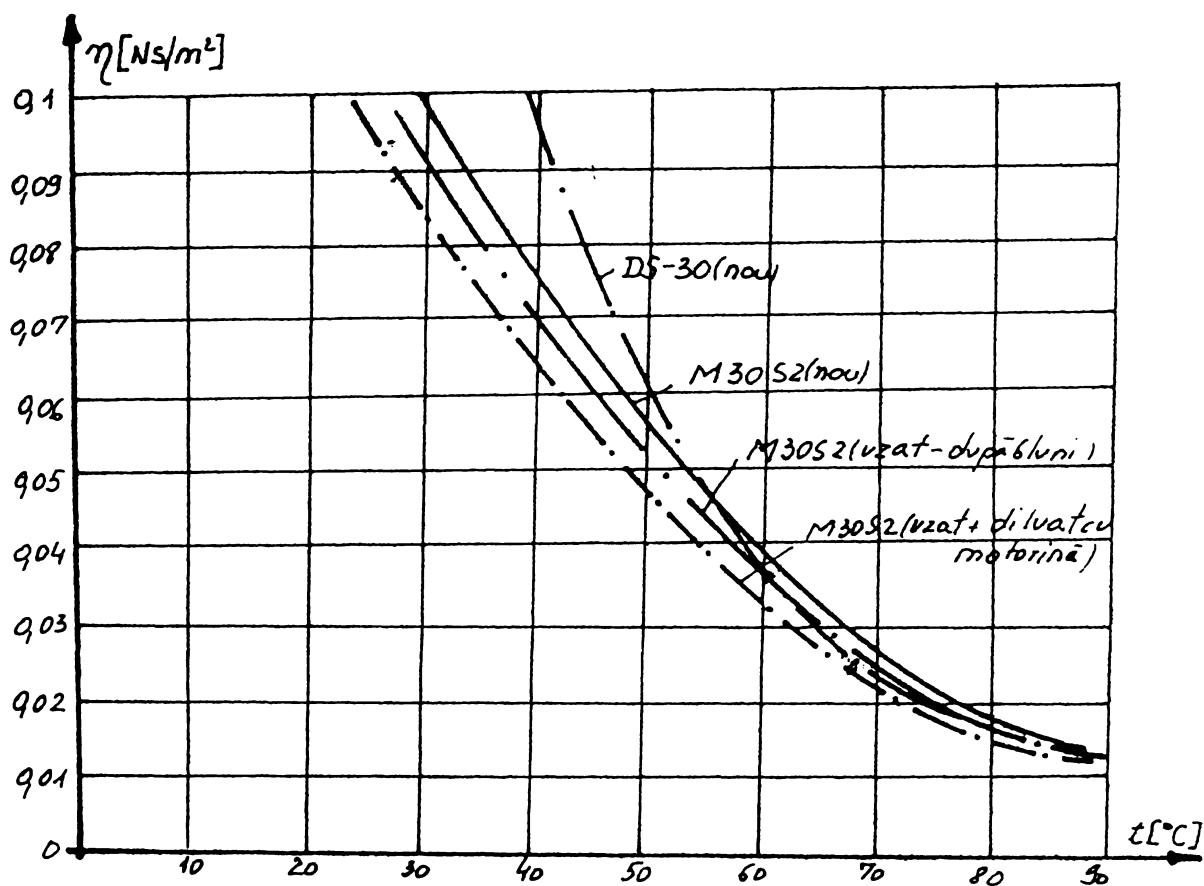


Fig.2.4

Tabelul 2.1

Temperatura °C		40	50	60	70	80
Tipul uleiului	DS - 30	0,882	0,880	0,872	0,870	0,868
	M30S2-nou	0,890	0,884	0,878	0,872	0,866
	M30S2-uzat	0,891	0,884	0,878	0,872	0,866

Celelalte caracteristici s-au încadrat în următoarele limite:

- punct de inflamabilitate (vas deschis).....min 215°C
- punct de congelare [°C].....max -20°C
- conținutul de apă .....lipsă
- conținutul impurității mecanice %.....max 0,02
- conținutul de cenușă suflat % .....max 1,1
- cifra de aciditate mgKOH/g ..... 2,2
- cifra de bazicitate mgKOH/g ..... 6,00

Dintre proprietățile electrice s-a determinat permitivitatea dielectrică a uleiului, folosind o celulă capacitivă standardizată.

Variația permitivității uleiurilor analizate este arătată în fig.2.5.

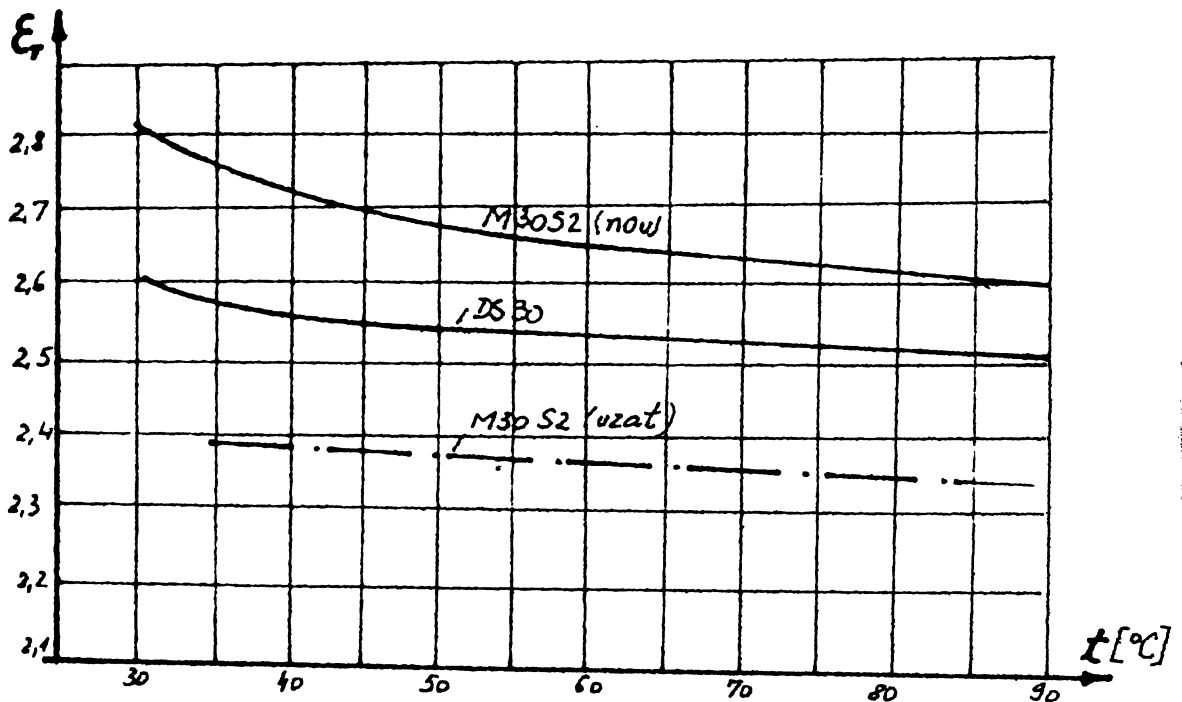


Fig.2.5 Permitivitatea electrică a uleiurilor.

Uleiurile DS 30 și M 30S2 sînt uleiuri din clasa de vîscozitate SAE 30 care satisfac condițiile de performanță cerute uleiurilor motoarelor cu ardere internă.



## 2.2. Formarea peliculei de lubrifiant dintre zonele de contact ale cuplelor cinematice.

Asigurarea ungerii fluide coincide cu reducerea frecării în cuplurile de frecare ceea ce înseamnă putere mai mică cheltuită pentru acționare și deci randamentul mai mare în mașini. Totodată datorită separării complete a suprafețelor în frecare crește fiabilitatea mașinilor prin diminuarea apreciabilă a uzării zonelor de contact ale cuplelor cinematice.

În prezent există următoarele posibilități de a se crea presiune practic utilizabilă în filmul dintre suprafețele de frecare:

- pe cale hidrodinamică, fluidul fiind introdus din exterior în zona de contact cu presiune redusă, dar realizarea unui film de lubrifiant portant este condiționată de existența unei viteze relative suficiente a celor două suprafețe și o formă corespunzătoare a spațiului de ungere. Dacă filmul de fluid se formează prin deformația elastică a zonelor de contact ale cuplelor cinematice, regimului i se spune ungera elasto-hidrodinamică. Cu toate că grosimea peliculei de lubrifiant în zona de contact este de ordinul micronilor sau chiar mai puțin, uzura zonelor de contact este redusă. Presiunile în filmul de lubrifiant depășesc valorile hertziane maxime pentru cazul suprafețelor de rulare rigide.

- pe cale hidrostatică, presiunea în filmul de lubrifiant se crează din exterior cu ajutorul unei pompe. În acest caz, la un debit suficient și o presiune corespunzătoare, se menține un film continuu de lubrifiant chiar între suprafețe paralele în repaus sau mișcare relativă.

### 2.2.1. Ecuațiile de bază ale ungerii hidrodinamice.

Fenomenele fizice complexe referitoare la lubrificație în forma analitică cea mai generală, trebuie să îmbrățișeze nu numai procesul hidrodinamic propriu-zis sub aspectul portanței și al debitului de lubrifiant, ci și al echilibrului termic.

Relațiile de bază obținute după teoria hidrodinamică se bazează pe următoarele ipoteze care simplifică cazurile sub aspect matematic, dar sînt foarte aproape de situația reală:

- existența frecării fluide;

- curgere laminară și fenomene staționare;
- fluid practic incompresibil;
- forțele de inerție datorită accelerației particulelor de fluid în mișcare și cele gravitaționale sînt neglijabile în raport cu cele rezultate din acțiunea presiunilor și a vîscozității (cazul curgerii laminare);
- vîscozitatea variază numai cu temperatură;
- se neglijează variațiile vitezelor pe direcțiile X și Z, față de cele pe direcția Y, perpendiculară pe planul curgerii (fig.2.6);
- transferul de căldură prin conductivitate, pe direcțiile X și Z este neglijabil față de cel pe direcția Y;
- transferul de căldură prin radiație termică a peliculei de lubrifiant este neglijabil;
- în filmul de fluid nu se produc fenomene chimice exotermice sau endotermice;
- căldura specifică a lubrifiantului nu variază apreciabil.

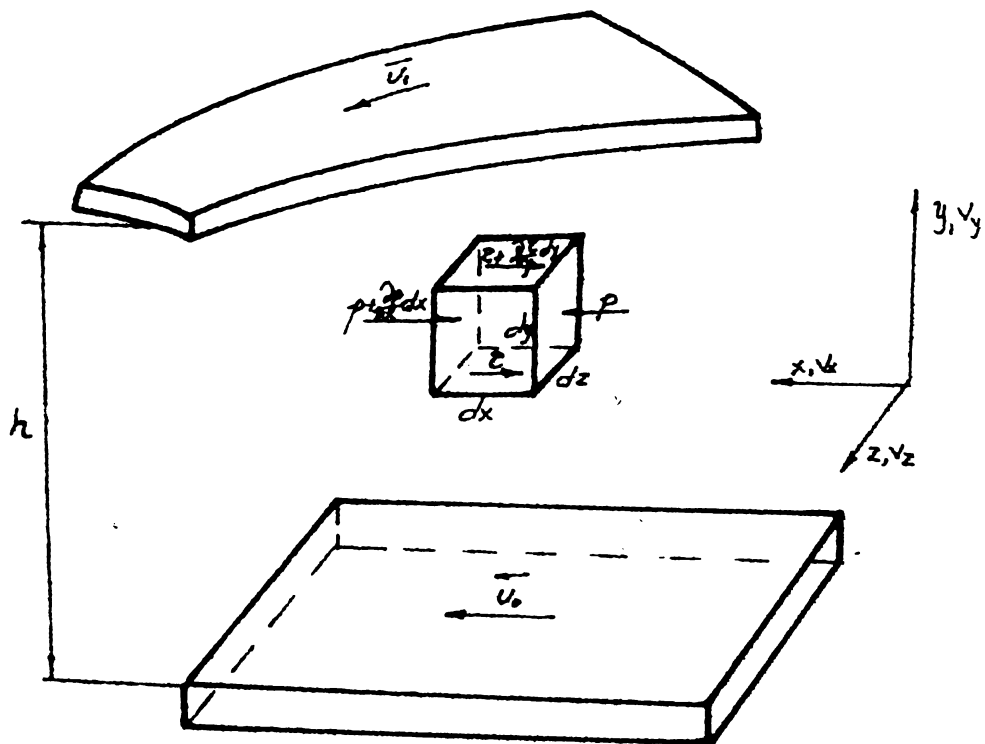


Fig. 2.6

Din condiția de echilibru al forțelor ce acționează asupra unui element elementar de fluid se obțin ecuațiile diferențiale ale vitezei particulelor de lubrifiant pe direcția axei X, respectiv Z:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \eta \frac{\partial v_x}{\partial y} \right) \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \eta \frac{\partial v_z}{\partial z} \right)$$

Aceste ecuații au valabilitatea pentru cazul curgerii laminare, atunci când viteza de curgere este inferioară vitezei critice:

$$v_{cr} = \frac{R_e}{4} = \frac{1}{h} \frac{\eta g}{\gamma} \quad (2.4)$$

unde:

$v_x, v_z$  sînt componentele vitezei pe direcțiile corespunzătoare x, y, z;

p - presiunea în filmul de fluid;

$R_e$  - cifra lui Reynolds;

$$\bar{R}_e = \frac{\gamma \cdot v \cdot h}{\eta g};$$

h - grosimea stratului de lubrifiant;

$\gamma$  - greutatea specifică a lubrifiantului.

Ținînd seama de ipotezele simplificatoare se obțin prin integrarea dublă a ecuațiilor (2.3), expresiile:

$$\begin{cases} v_x = \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \frac{y^2}{2} \left[ (\mu_1 - \mu_0) \frac{1}{h} - \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \frac{h}{2} \right] y + \mu_0 \\ v_z = \frac{1}{2 \eta} \frac{\partial p}{\partial z} y(y-h) \end{cases} \quad (2.5)$$

Pe baza legii continuității, debitul de lubrifiant total (după direcțiile x și z) este constant. Condiția de continuitate se exprimă sub forma:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \int_0^h v_x dy \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \int_0^h v_z dy \right) = 0 \quad (2.6)$$

Prin înlocuirea valorilor  $v_x$  și  $v_y$  se obține ecuația diferențială a repartiției presiunii ce ia naștere la curgerea fluidului între două suprafețe oarecare cu lungime finită după direcțiile z și x :

440210  
336 9

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) - 6(\mu_0 + \mu_1) \frac{\partial h}{\partial x} = 0 \quad (2.7)$$

Echilibrul termic se obține pe baza ecuației conservării energiei scrisă sub forma:

$$\rho \left( v_x \frac{\partial E}{\partial x} + v_z \frac{\partial E}{\partial z} \right) - \frac{1}{k_A} \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial t}{\partial y} \right) = \eta \left[ \left( \frac{\partial v_x}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial v_z}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (2.8)$$

în care:

$E$  - este energia unității de masă de fluid;

$\lambda$  - conductivitatea termică;

$k_A$  - echivalentul caloric;

$t$  - temperatura peliculei de lubrifiant.

Interdependența parametrilor de bază ai teoriei ungerii hidrodinamice este prezentată în fig.2.7.

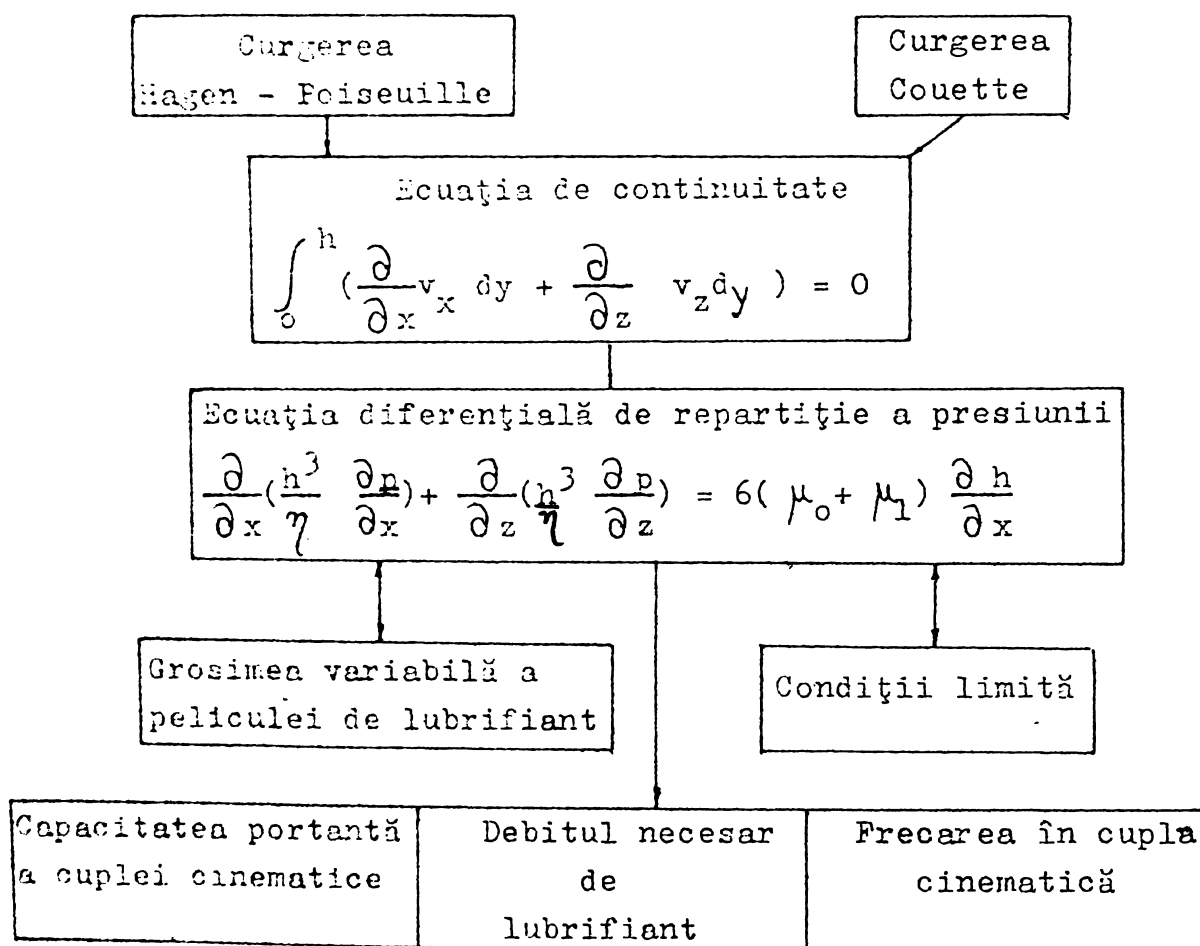


Fig.2.7

2.2.2. Calculul grosimii peliculei de ulei pentru cuplele cinematice de rotație solicitate dinamic și care lucrează în regim hidrodinamic.

Indeplinirea condițiilor pentru formarea filmului continuu de lubrifianț corespunzător ungerii fluide este realizabilă deoarece:

- în timpul funcționării, dintre fus și cuzinet există o viteză relativă de obicei mai mare decât cea de trecere. Turația de trecere pentru formarea filmului de fluid hidrodinamic are expresia [85] :

$$n_t = \frac{F}{C_{tr} \eta V_f} \quad (2.8)$$

în care:

- F - este sarcina de încărcare;
- $C_{tr}$  - coeficientul de trecere;
- $\eta$  - vîscozitatea dinamică;
- $V_f$  - volumul fusului;

- forma de "pană" a peliculei de lubrifianț se poate obține prin multă ușurință prin jocul lagărului  $j=D-d$ , fig.2.8.

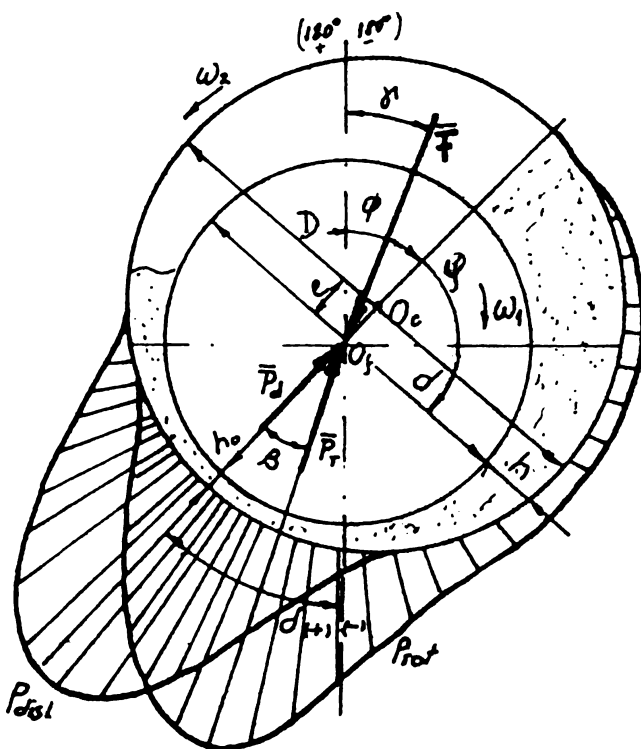


Fig.2.8..

Prin cupla cinematică solicitată dinamic înțeleg aceea pentru care fie vectorul forța F care acționează asupra cuplei este o mărime variabilă (prin mărime sau direcție) sau viteza unghiulară relativă a elementelor care sînt legate prin cupla cinematică este variabilă. În acest caz centrul fusului nu ocupă o poziție fixă, ci se mișcă pe așa zisă "traectoria centrului fusului". Asemenea cuple cinematice apar foarte des în practică spre exemplu la mecanisme cu bare.

Cîmpul de presiune hidrodinamic produs într-un lagăr solicitat dinamic este compus dintr-o componentă  $p_r$  datorită mișcării tangențiale de rotație și o componentă  $p_d$  datorită mișcării radiale (de dislocare) a fusului față de lagăr.

Ecuția diferențială a presiunii pentru un lagăr de lățime infinită și ținînd seama numai de mișcarea radială (de dislocare) a fusului are expresia:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \frac{r \Psi^3}{12 \eta} (1 + \varepsilon \cos \varphi)^3 \frac{dp_{d\infty}}{d\varphi} = \frac{de}{dt} \cos \alpha \quad (2.9)$$

pentru care rezultă expresia presiunii de dislocare.

$$p_{d\infty} = \frac{6 \eta \dot{\varepsilon}}{\Psi^2 \varepsilon} \left( \frac{1}{(1 + \varepsilon \cos \varphi)^2} - 1 \right) \quad (2.10)$$

Prin integrarea ecuației (2.9); Gumbel și Meiners, [36] au găsit numărul lui Sommerfeld pentru dislocare:

$$S_{od\infty} = \frac{p_{dm\infty} \Psi^2}{\eta \dot{\varepsilon}} = \frac{12}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{1 + \varepsilon}}{\sqrt{1 - \varepsilon}} + \frac{6 \varepsilon}{1 - \varepsilon^2} \quad (2.11)$$

Micșorarea presiunii la mijlocul lagărului datorită lățimii axiale finite se obține prin coeficientul de reducere  $k$ , care se obține din ecuația continuității:

$$k = \frac{1}{1 + \left(\frac{d}{b}\right)^2 \frac{m+1}{2} \left(2 - \frac{3}{2} \pi \varepsilon + \frac{2}{3} \varepsilon^2\right)} \quad (2.12)$$

obținîndu-se astfel:

$$S_{od} = k S_{od\infty} = \left[ \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon^2} + \frac{2}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{1 + \varepsilon}{1 - \varepsilon}} \right] \frac{1}{1 + \left(\frac{d}{b}\right)^2 \frac{m+1}{2} \left(2 - \frac{3}{4} \pi \varepsilon + \frac{2}{3} \varepsilon^2\right)}$$

în care:

$\varepsilon$  - este excentricitatea relativă:  $\varepsilon = \frac{e}{R-r}$ ,  $R$  fiind raza cuzinetului iar  $r$  raza fusului;  $\varepsilon = \frac{e}{C}$ ;  $C$  fiind jocul radial;

$\Psi$  - jocul relativ,  $\Psi = \frac{R-r}{r}$ ;

$d$  - diametrul fusului;

$b$  - lățimea lagărului;

$m'$  - coeficientul repartiției parabolice a presiunii dealungul lagărului;

$$p_z = p \left[ 1 - \left( \frac{z}{b/2} \right)^{m'} \right] \quad (2.14)$$

Coeficientul  $m'$  are după Sassenfeld - Walter valoarea  $m'=2$ , după Hahn  $m'=2,2$  după Frönkel  $m'=2,4$  iar Holland consideră că  $m'=2$  apreciază cel mai bine situația reală.

Componența de rotație a presiunii din filmul de lubrifiant este caracterizată prin criteriul lui Sommerfeld de rotație :

$$S_{OR} = \frac{p_R \psi^2}{\eta \cdot \omega^*} = \frac{[m_0 + m_1 (\varepsilon - 0,65)^2] \varepsilon}{(1 - \varepsilon)^{m_2}} \quad (2.15)$$

Constantele  $m_0, m_1$  și  $m_2$  se dau în tabelul (2.2) în funcție de raportul  $b/d$ .

Deoarece în cazul cuplelor solicitate dinamic se modifică continuu poziția grosimii minime a peliculei de lubrifiant, viteza unghiulară rezultantă  $\omega^*$  are expresia:

$$\omega^* = \omega_1 + \omega_2 - 2 \dot{\delta} \quad (2.16)$$

unghiul dintre rezultanta presiunii de dislocare și cea de rotație  $\beta$  are expresia:

$$\beta = \frac{1}{K_1} \arcsin \frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}{\varepsilon} + K_2 \sin \pi \varepsilon + K_3 \sin 2 \pi \varepsilon + K_4 \varepsilon + K_5 \quad [\text{rad}] \quad (2.17)$$

Tabelul 2.2

$\frac{b}{d}$	$K_1 \cdot 10^3$	$K_2$	$K_3$	$K_4$	$K_5$	(K6) $m_0$	(K7) $m_1$	(K8) $m_2$
1	18,265	-1,4	-1,00	0	0	0,870	0,660	1,008
1/2	17,850	-3,25	0,250	-2,10	0,80	0,240	0,242	1,347
1/3	14,453	-6,10	1,00	-2,90	1,30	0,103	0,121	1,507
1/4	14,453	-6,10	1,00	-2,90	1,30	0,057	0,080	1,580
1/5	14,453	-6,10	1,00	-2,90	1,30	0,036	0,052	1,640
1/6	14,453	-6,10	1,00	-2,90	1,30	0,025	0,036	1,668

Cupla cinematică se află în echilibru dinamic sub acțiunea forței exterioare și a forțelor rezultante din câmpul de presiune.

$$\begin{cases} F = F_d + F_r \\ F \cos(\delta - \gamma) = F_r \cos \beta + F_d \\ F \sin(\delta - \gamma) = F_r \sin \beta \end{cases} \quad (2.18)$$

Tinând seama de ecuațiile (2.18) și (2.11) se obține:

$$\dot{\varepsilon} = \frac{p_d \psi^2}{\eta S_{od}} = \frac{F_d \psi^2}{bd \eta S_{od}} = \frac{F \psi^2}{bd \eta S_{od}} \left[ \cos(\delta - \gamma) - \frac{\sin(\delta - \gamma)}{\operatorname{tg} \beta} \right] \quad (2.19)$$

$$\dot{\delta} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} - \frac{F \psi^2}{bd \eta S_{or}} \frac{\sin(\delta - \gamma)}{2 \sin \beta}$$

respectiv:

$$\Delta \varepsilon = \frac{\Delta \alpha}{\omega_1} \frac{F \psi^2}{bd \eta S_{od}} \left[ \cos(\delta - \gamma) - \left| \frac{\sin(\delta - \gamma)}{\operatorname{tg} \beta} \right| \right] \quad (2.20)$$

$$\Delta \delta = \frac{\Delta \alpha}{\omega_1} \left[ \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} - \frac{F \psi^2}{bd \eta S_{or}} \frac{\sin(\delta - \gamma)}{2 \sin \beta} \right] \quad (2.21)$$

Pentru cazul în care  $\Delta \varepsilon < 0$ , acțiunea de dislocare a uleiului este foarte redusă astfel că  $\alpha - \gamma \approx \beta$ , și

relația 2.21 devine

$$\Delta \delta = \frac{\Delta \alpha}{2 \omega_1} \left[ (\omega_1 + \omega_2) - \frac{F \psi^2}{bd \eta S_{or}} \right] \quad (2.22)$$

Pentru stabilirea valorilor inițiale ale parametrilor de calcul se consideră acele zone pentru care regimul de funcționare este cvasistatic, vectorul forță rămânând constant ca mărime. Astfel rezultă  $\alpha_0$ ,  $F(\alpha_0)$  și  $\gamma(\alpha_0)$ ,  $\varepsilon_0$  și  $\beta_0$  respectiv

$$\delta_0 = \gamma_0 + \beta_0.$$

Modul de desfășurare a calculelor este prezentat în organigrama din fig.2.9.



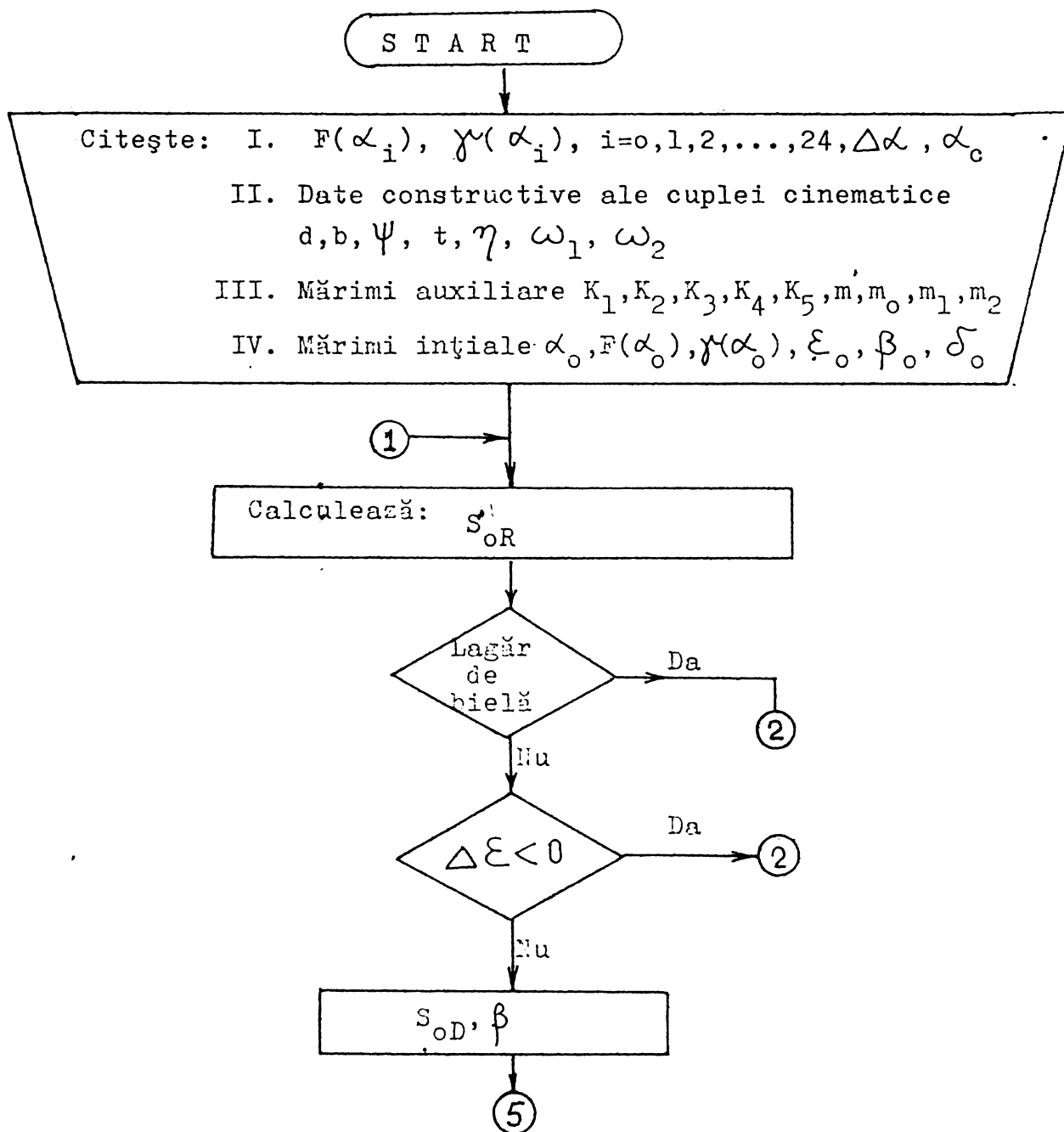


Fig.2.9.a.

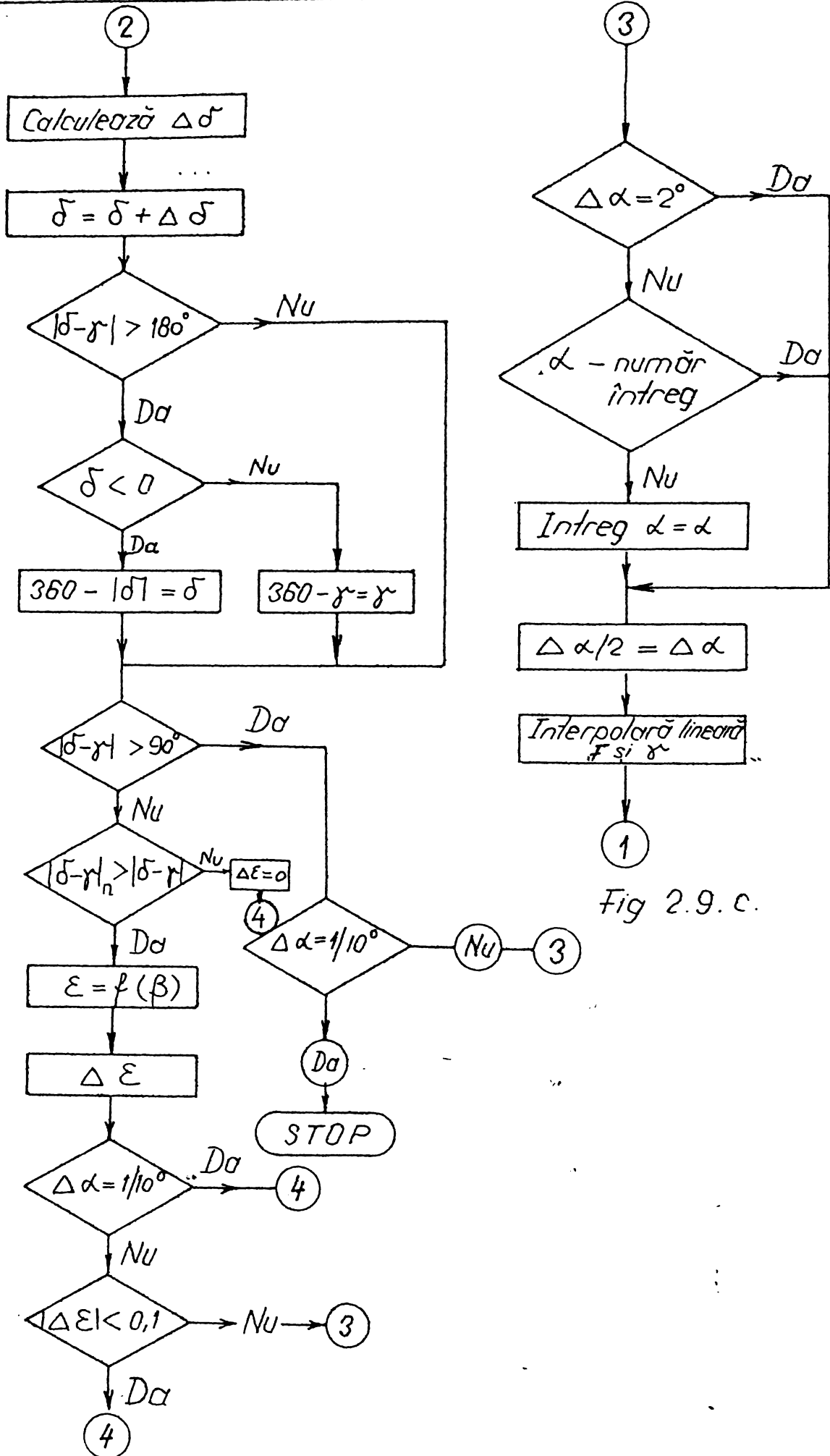


Fig 2.9. c.

Fig 2.9. b.

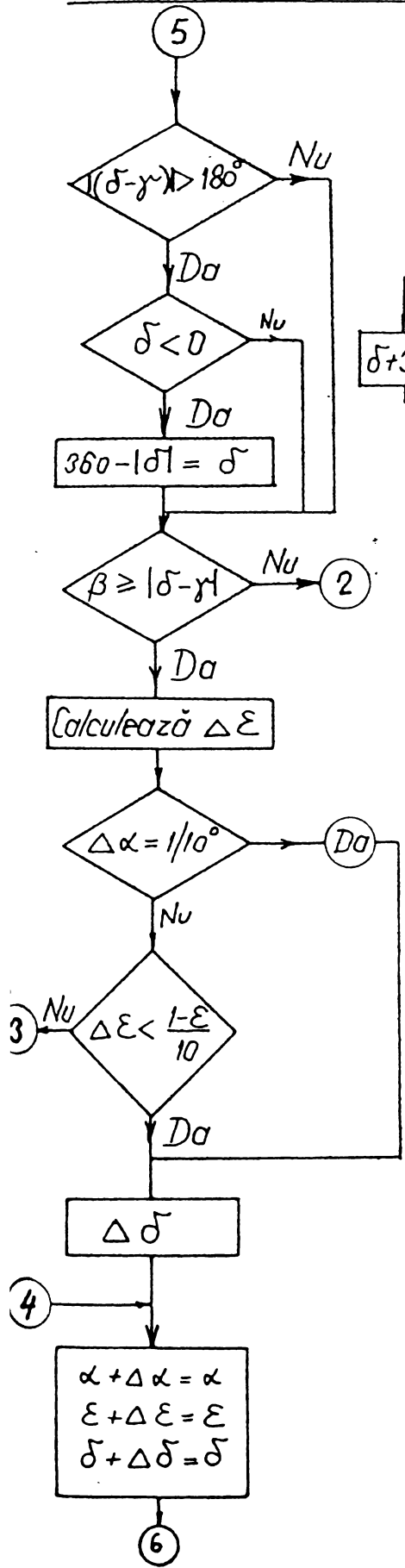


Fig. 2.9.d.

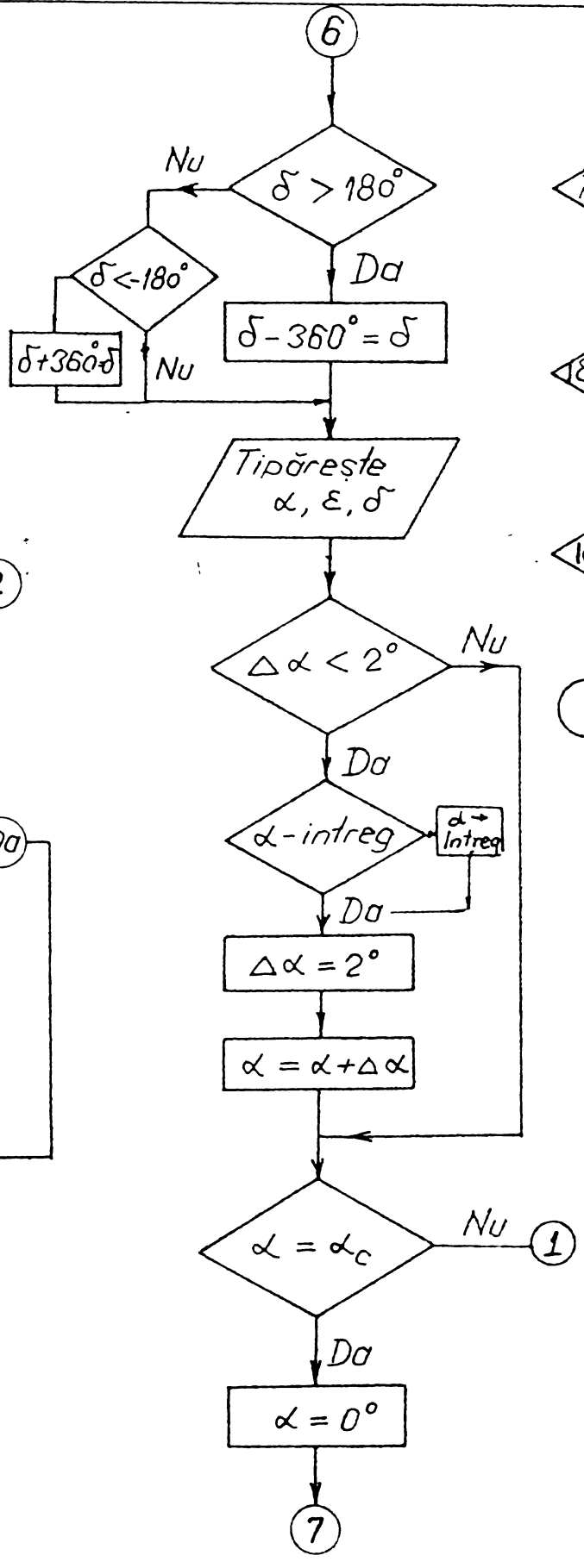


Fig. 2.9.e.

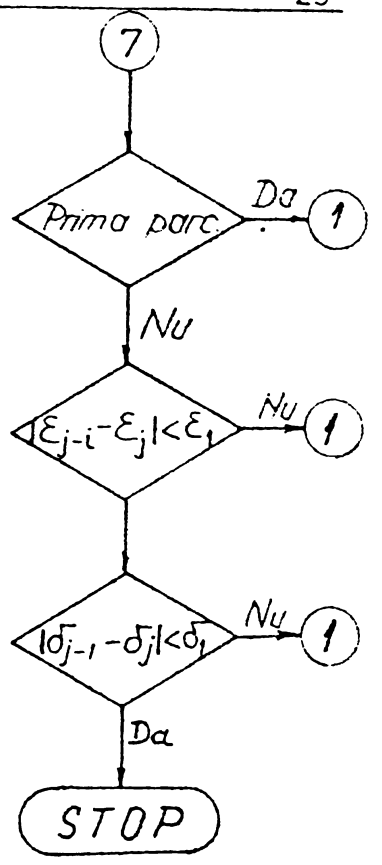


Fig. 2.9.f.

Un exemplu de calcul al grosimii peliculei de lubrifiant pentru un lagăr cu alunecare solicitat dinamic se prezintă în cap.8.

### 2.2.2. Interdependența parametrilor ungerii hidrodinamice.

O analiză optimală cu privire la siguranța în exploatare a unei cuple cinematice solicitată dinamic și care lucrează în regimul ungerii fluide necesită stabilirea temperaturii lubrifiantului. Pentru aceasta se necesită efectuarea bilanțului termic pe baza cantității de căldură dezvoltată și a celei evacuate. Corelarea acestor parametri este arătată în fig.2.10.

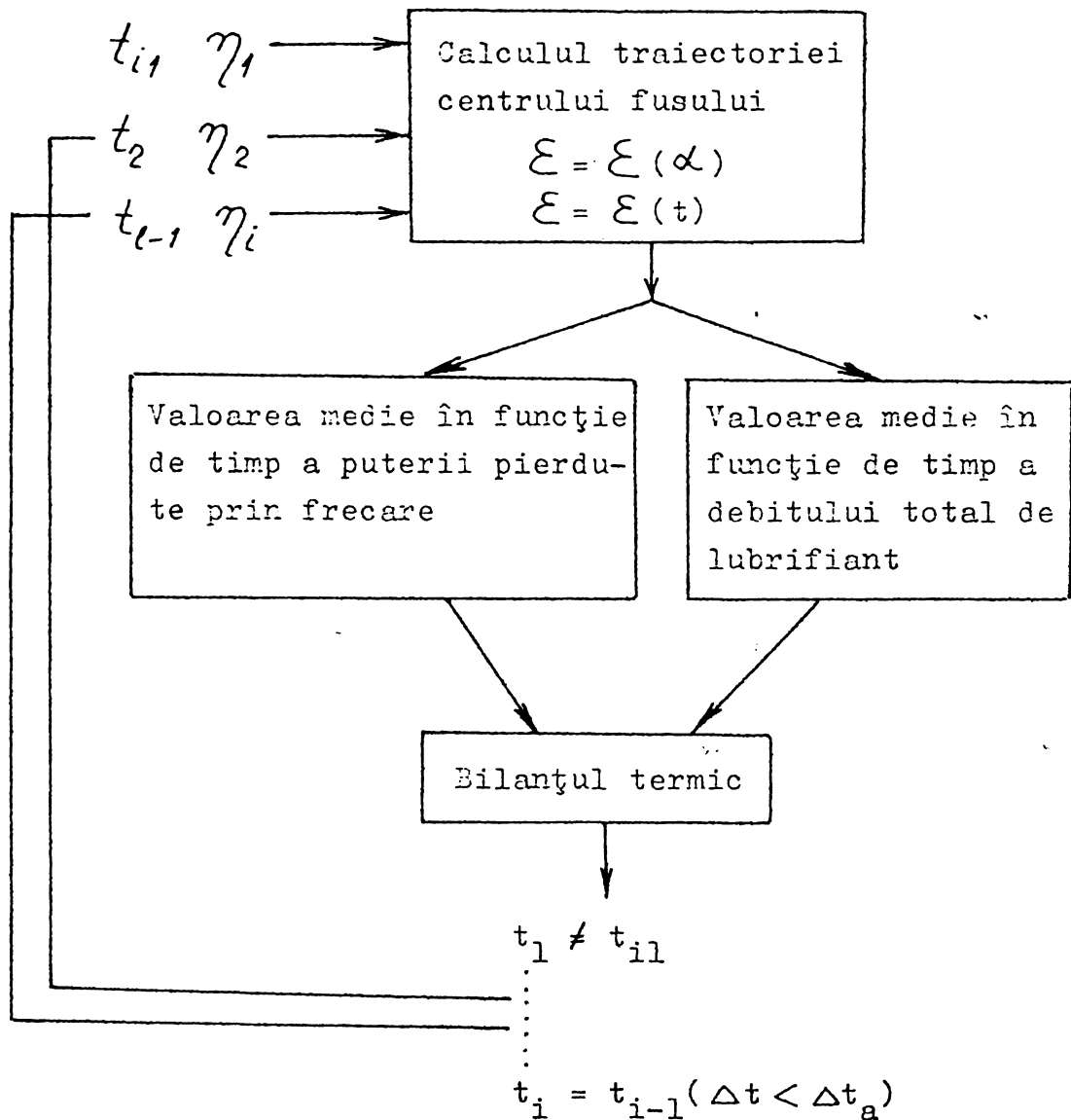


Fig. 2.10

Mărimile caracteristice bilanțului termic, puterea pierdută prin frecare și debitul de ulei sînt mărimi variabile dependente de traiectoria centrului fusului în timpul unui ciclu cinematic.

Pentru fiecare ciclu de calcul se necesită calculul automat, astfel încît volumul de calcul este mare. De aceea se prezintă o metodă de calcul simplificată, temperatura cuplei cinematice fiind determinată pe cale cvasistatică.

Valoarea medie a excentricității relative  $\bar{\epsilon}_m$  se calculează cu relația :

$$\bar{\epsilon}_m = \frac{1}{\alpha_c} \int_0^{\alpha_c} \bar{\epsilon}(\alpha) d\alpha = 1 - \frac{2 \cdot h_{0m}}{\psi \cdot d}, \quad (2.23)$$

$h_{0m}$  fiind valoarea medie a grosimii minime a peliculei de lubrifiant.

Valoarea medie cvasistatică  $\bar{\epsilon}_m$  rezultă cu ajutorul criteriului lui Sommerfeld

$$S_{oR} = \frac{p_m \psi^2}{\eta \omega}.$$

Diferența dintre  $\bar{\epsilon}_m$  și  $\epsilon_m$  se datorează câmpului de presiune de dislocare,  $\bar{\epsilon}_m$  fiind mai mare decît  $\epsilon_m$ .

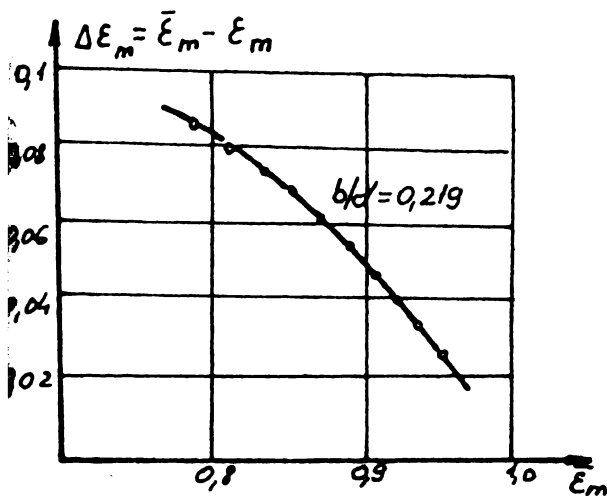


Fig. 2.11

În fig.2.11 se arată funcția  $\Delta \epsilon_m = \bar{\epsilon}_m - \epsilon_m$  pentru  $b/d = 0,219$

calculate pentru diferite valori ale lui  $\psi$  și  $\eta$ .

Cunoscînd funcția  $\Delta \epsilon_m = f(\bar{\epsilon}_m)$  se calculează valoarea medie a excentricității  $\bar{\epsilon}_m$ , fără a fi nevoie de calculul traiectoria centrului fusului. Schema de calcul este prezentată în fig.2.12

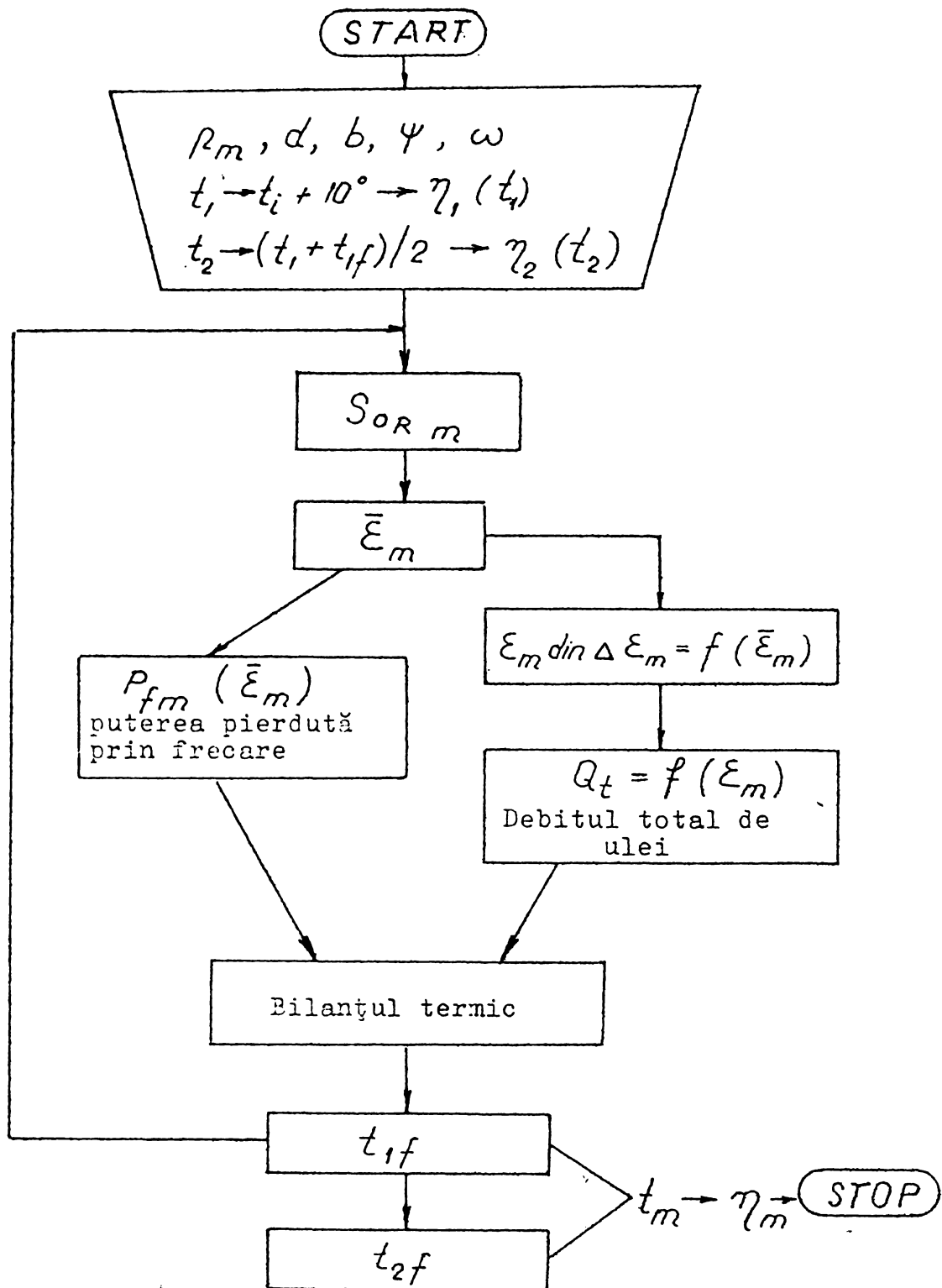


Fig. 2.12

### 2.2.3. Calculul debitului total de ulei.

Debitul total de ulei ( $Q_u$ ) se compune din, suma debitului produs de rotirea fusului, de presiunea de alimentare și de debitul de dislocare produs de mișcarea radială a fusului, ca urmare a presiunilor din filmul de ulei prin mișcarea de rotație și radială a fusului în lagăr.

#### 2.2.3.1. Debitul datorită rotirii fusului.

Zona prin care uleiul este împins în sens axial de presiunea produsă prin rotirea fusului este delimitată de  $\varphi_1 = 0$  și  $\varphi_2 = \varphi_r$  (fig.2.8). Debitul  $Q_{zR}$  are expresia:

$$Q_{zR} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_r} \left( \frac{2}{3} \frac{n^3}{12\eta} \right) \frac{\partial p}{\partial z} r d\varphi \quad (2.24)$$

Integrând relația și împărțind ambii membrii cu  $r^3 \psi \omega$  se obține:

$$J_1 = \frac{Q_{zR}}{r^3 \psi \omega} = \frac{1}{6 \frac{b}{d}} \int_{\varphi_1}^{\varphi_r} \frac{\partial}{\partial \left( \frac{\psi}{b/2} \right)} \left( \frac{p}{\eta \omega} \right) (1 + \varepsilon \cos \varphi)^3 d\varphi \quad (2.25)$$

numită caracteristica de debit produs prin rotirea fusului.

În fig.2.13 se prezintă variația caracteristicii de debit în funcție de  $\varepsilon$  și diferite rapoarte  $b/d$  după Holland și Fränkel.

#### 2.2.3.2. Debitul produs prin mișcarea radială a fusului.

Pornind de la câmpul de presiune de dislocare se obține expresia debitului  $Q_{zD}$ :

$$Q_{zD} = -4 \int_{\varphi = \frac{\pi}{2}}^{\frac{3}{2}\pi} \frac{n^3}{12\eta} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{z = \frac{b}{2}} r \cdot d\varphi \quad (2.26)$$

Introducînd expresia presiunii de dislocare se obține caracteristica de debit de dislocare sub forma:

$$J_2 = \frac{Q_{zD}}{r^3 \psi \dot{\varepsilon}} = \frac{2}{b/d} \frac{(m+1) \left( 2 - \frac{3}{4} \pi \varepsilon + \frac{2}{3} \varepsilon^2 \right)}{1 + (d/b)^2 \cdot \frac{m+1}{2} \left( 2 - \frac{3}{4} \pi \varepsilon + \frac{2}{3} \varepsilon^2 \right)} \quad (2.27)$$

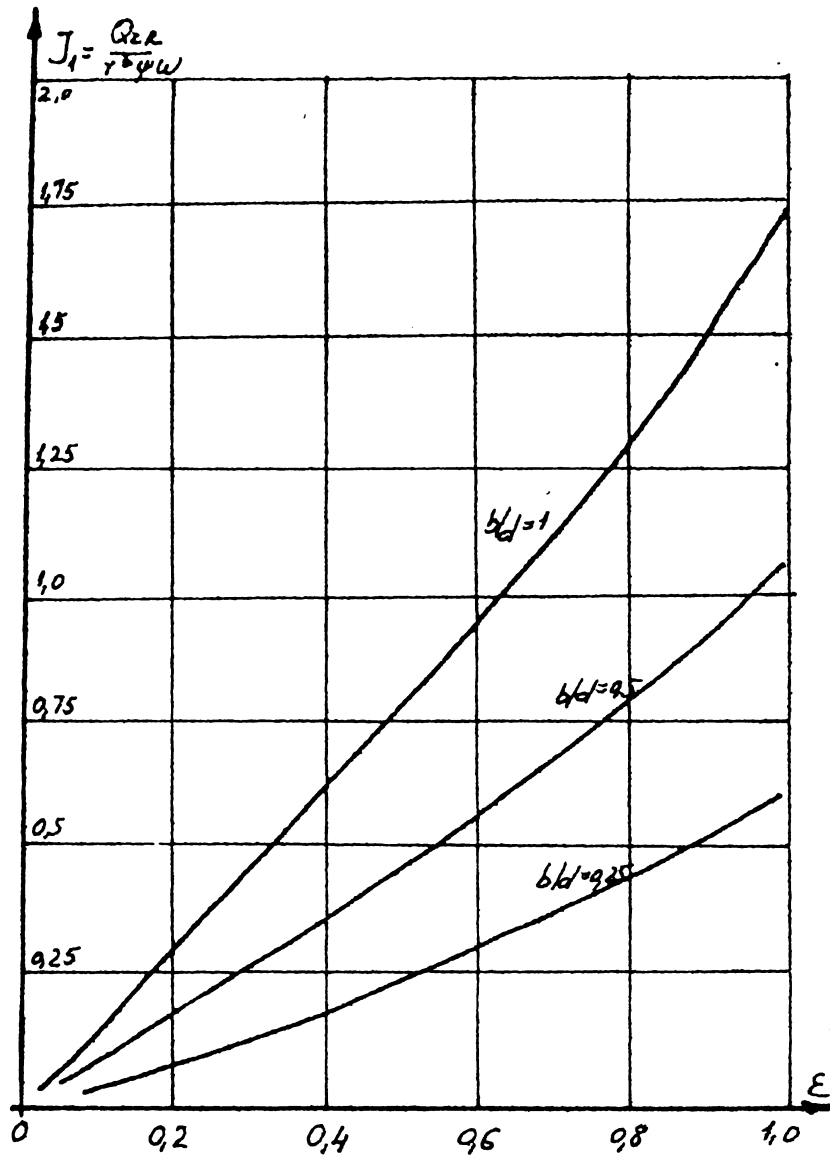


Fig. 2.13

In fig. 2.14 se prezintă variația acestei caracteristici în funcție de excentricitatea relativă  $\epsilon$  și raportul  $b/d$ .

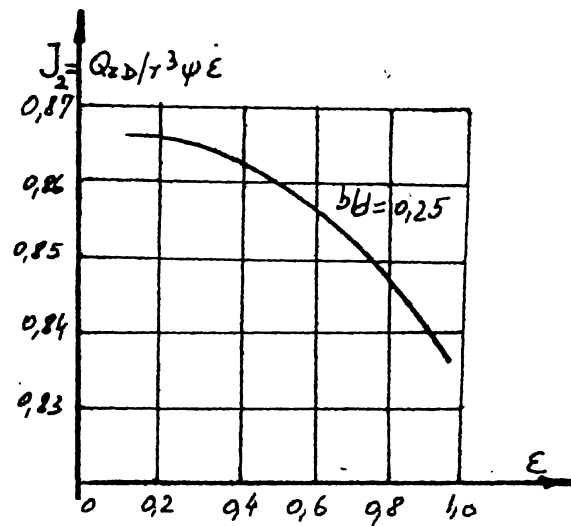


Fig. 2.14



### 2.2.3.3. Debitul de ulei produs de presiunea din circuitul de ungere.

Considerînd presiunea uleiului constantă pe întreaga circumferință și că scade linear de la muchiile canalului spre marginile cuzinetului se obține:

$$Q_{zp} = \frac{r^3 \psi^3 p_u}{3 \eta (b/d)} \pi \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2\right) \quad (2.28)$$

Impărțind cu  $r^3 \cdot \psi^3 \cdot p_u$  se obține caracteristica de debit datorită presiunii de alimentare.

$$J_3 = \frac{\eta \cdot Q_{zp} \cdot p}{r^3 \psi^3 p_v} = \frac{\pi}{3 (b/d)} \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2\right) \quad (2.29)$$

reprezentat în fig.2.15.

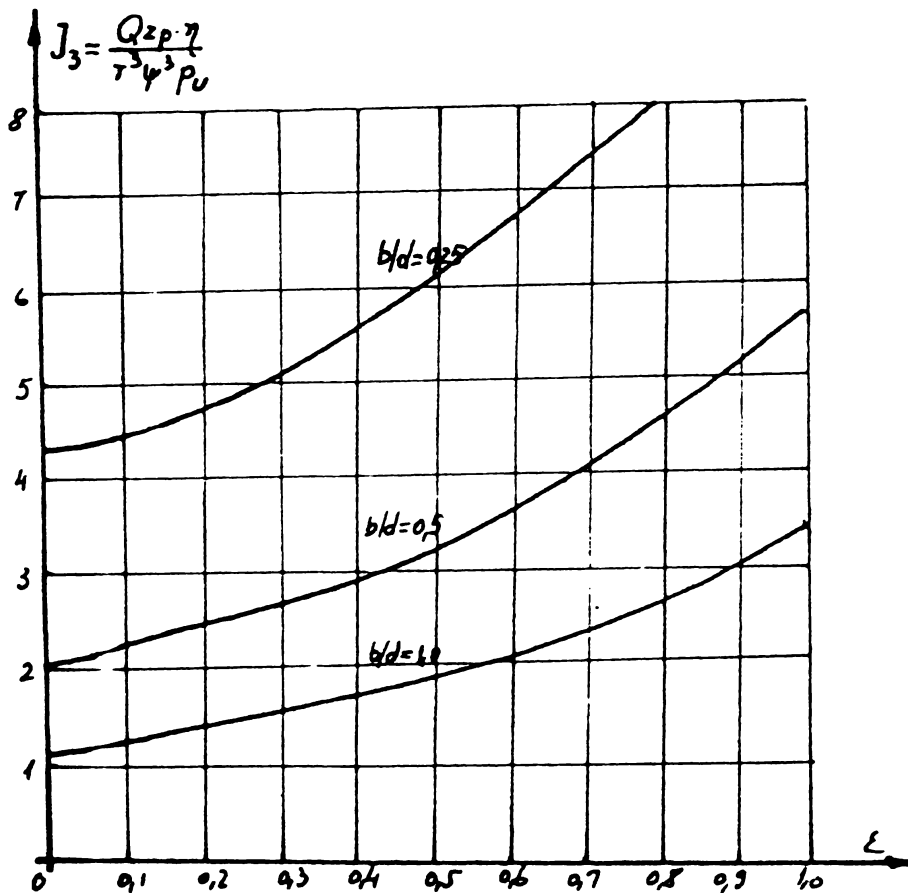


Fig. 2.15

### 2.2.4. Căldura dezvoltată în lagăr. Bilanțul termic.

Momentul de frecare într-un lagăr cu alunecare este:

$$M_f = \mu F \frac{d}{2} = F_f \cdot \frac{d}{2} \quad (2.30)$$

$\mu$ -fiind coeficientul de frecare.

Forța de frecare  $F_f$  se obține din legea lui Newton

$$dF_f = \eta \frac{\partial v_x}{\partial y} dx dz \quad (2.31)$$

Integrând relația (2.31) se obține expresia forței de frecare

$$F_f = \int_{\varphi=0}^{2\pi} \int_{z=-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \left[ \frac{1}{2} r^2 \psi (1 + \varepsilon \cos \varphi) \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{\eta \omega r}{\psi (1 + \varepsilon \cos \varphi)} \right] d\varphi dz \quad (2.32)$$

Caracteristica forței de frecare  $\frac{F_f \psi}{\eta \omega b d}$  este arătată în fig.2.16.

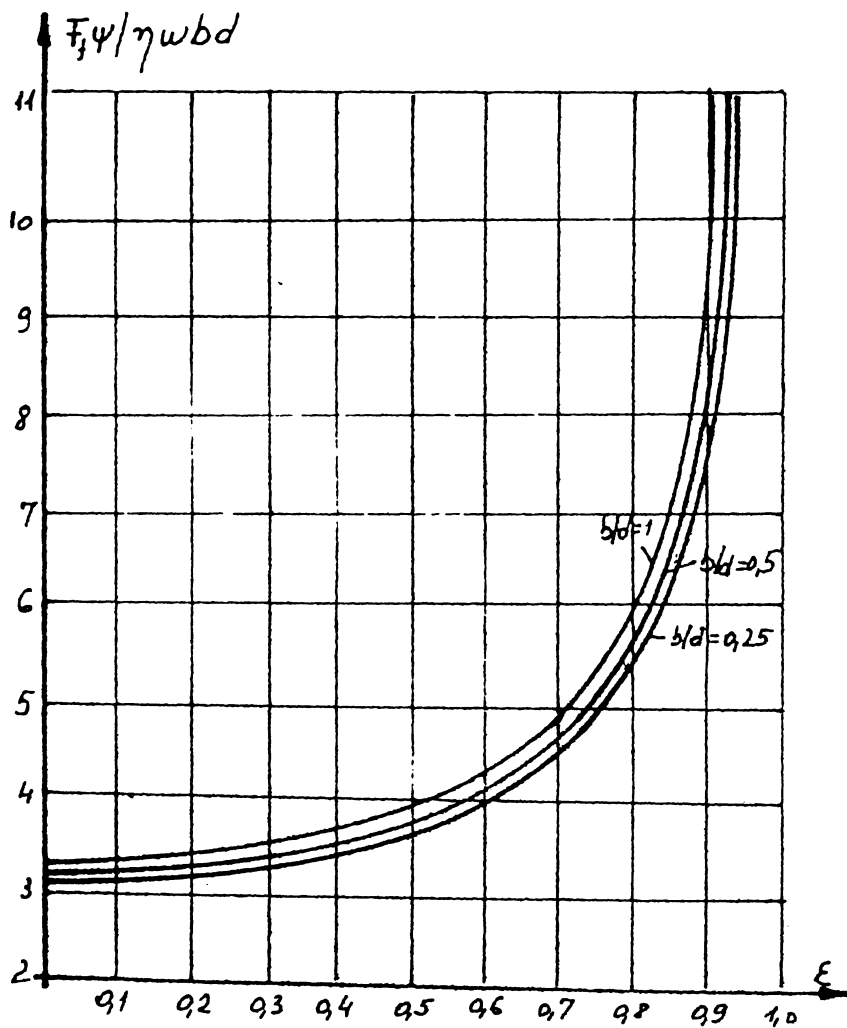


Fig.2.16

#### 2.2.4. Concluzii.

Pentru lagărele cu alunecare solicitate dinamic, pentru care fie vectorul forță care acționează asupra cuplei își schimbă mărimea sau direcția, fie că viteza relativă dintre fus și cuzinet este variabilă, centrul fusului se mișcă pe așa zisă "traectoria centrului fusului", considerînd fusul drept un punct material, care se mișcă în interiorul spațiului determinat de diferențe dintre diametrul cuzinetului și al fusului. Din cunoașterea traiectoriei centrului fusului (respectiv variației grosimii peliculei de lubrifiant) se pot trage următoarele concluzii:

- a) Se poate aprecia siguranța în funcționare a cuplei prin aflarea excentricităților maxime și domeniul pentru care apar acele excentricități mari;
- b) Se pot obține valori optime pentru parametri constructivi și funcționali: jocul din cupla, temperatura și presiunea lubrifiantului;
- c) Se determină zonele caracteristice de funcționare care influențează negativ funcționarea cuplei:

#### 2.3. Formarea peliculei de lubrifiant în cazul ungerii cuplelor superioare.

Funcționarea cuplelor cinematice cu zonă de contact punctiformă sau liniară are loc în condiții bune de frecare și antiuzură, față de regimul mixt, datorită existenței în zona de contact a unei pelicule subțiri de lubrifiant. În acest caz datorită presiunilor ridicate (de ordinul zece mii de bari) apar modifi-

cări ale vîscozității lubrifiantului și deformări elastice ale zonelor de contact ale cuplelor cinematice.

În aceste condiții a apărut din teoria ungerii hidrodinamice, teoria elastohidrodinamică. (L.H.D.).

Tinînd seama de efectele reologice și de influența temperaturii

se obține o concordanță tot mai bună între valorile parametrilor teoretici și cele experimentale care caracterizează acest proces de ungere.

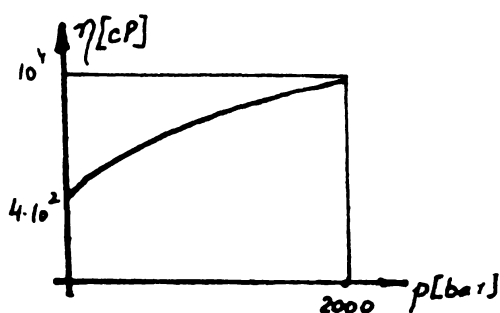


Fig. 2.17

Prima încercare reușită de a ține seama de deformațiile elastice ale cuplelor cinematice concomitent cu influența presiunii asupra vîscozității lubrifiantului a fost efectuată în anul 1949 de către Grubin.

Stabilirea parametrilor caracteristici ai ungerii elastohidrodinamice necesită rezolvarea simultană a următoarelor ecuații:

a) ecuația particularizată a lui Reynolds:

$$\frac{d}{dx} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{dp}{dx} \right) = 6(v_{1x} + v_{2x}) \frac{dh}{dx} \quad (2.33)$$

din ecuația (2.33) rezultă variația presiunii:

$$\frac{dp}{dx} = 6 \eta (v_{1x} + v_{2x}) \frac{h-h_m}{h^3} \quad (2.34)$$

$h_m$  fiind grosimea peliculei în locul presiunii maxime;

b) ecuația energiei sub forma bilanțului termic între energia termică produsă în interiorul filmului de lubrifiant și transmiterea căldurii spre corpurile marginale,

$$k \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \eta \left[ \left( \frac{\partial v_x}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial v_z}{\partial y} \right)^2 \right] = 0 \quad (2.35)$$

în care:

$k$  - este coeficientul de transmitere a căldurii,  
 $t$  - temperatura filmului de ulei.

c) ecuația de elasticitate stabilește legătura dintre tensiunile normale locale, a presiunilor hidrodinamice produse și deformațiile zonei de contact a cuplei cinematice. Pentru cazul corpurilor cilindrice este valabilă ecuația:

$$h(x) = h_0 + \frac{x^2}{2R'} + \lambda(x) \quad (2.36)$$

în care:

$h_0$  - este grosimea peliculei de lubrifiant între zonele de contact nedeformate, în planul de simetrie,  
 $R'$  - raza de curbură echivalentă:  $R' = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 \pm R_2}$

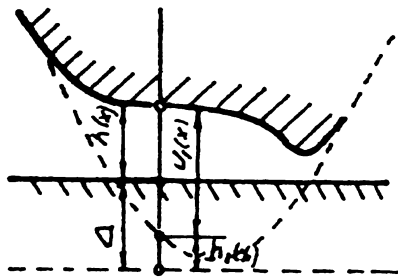


Fig.2.18

ție pentru calculul lui  $h(x)$ :

$$h(x) = h_0 - \Delta + \frac{x^2}{2R} + \frac{A'p}{E'} \quad (2.37)$$

$\Delta$  - este deformația suprafețelor zonei de contact datorită săgeților elastice ale arborilor;

$A'$  - coeficientul deformației elastice a materialului.

d) ecuația de stare a lubrifiantului. Pentru regimul elastohidrodinamic este important dependența vîscozității de temperatură și presiune.

Pentru uleiurile naftenice există relația :

$$\eta_p = \eta_0 e^{ap} \quad (2.38)$$

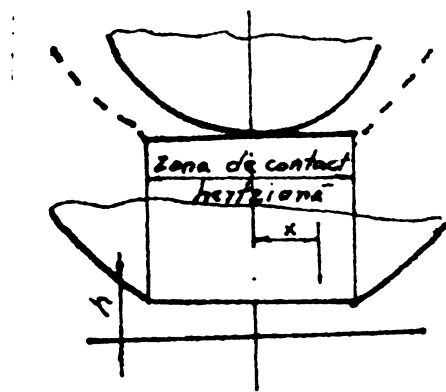
iar pentru uleiurile parafinice se folosește expresia:

$$\eta_p = \eta_0 (1 + K.p)^n$$

$$n \approx 16 ; \quad K = 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^2/\text{N} .$$

Așa cum rezultă din [27], se poate neglija dependența vîscozității de temperatură din filmul de ulei (abaterile sînt de max.10 % față de cazul izoterm). Grubin admitînd modelul contactului din fig.2.19 a obținut următoarea expresie pentru grosimea minimă a peliculei de lubrifiant:

$$h_0 = \frac{1,95 (GV)^{8/11}}{N^{1/11}} \quad (2.39)$$



în care:

$$H_0 = \frac{h_0}{R'} - \text{parametrul grosimii filmului;}$$

$$V = \frac{\eta_0 v}{E' R'} - \text{parametrul vitezelor;}$$

$$N = \frac{N_0}{E' R'} - \text{parametrul sarcinii}$$

$$G = \alpha E' - \text{parametrul materialelor.}$$

Fig.2.19

Dowson și Higginson au găsit prin metode numerice, o relație a grosimii minime a peliculei de lubrifiant, obținând valori comparabile cu cele obținute pe cale experimentală.

$$\frac{h_0}{R} = 1,6 \frac{G^{0,6} V^{0,7}}{N^{0,13}} \quad (2.40)$$

Relațiile de mai sus sînt valabile pentru starea izotermă, fiind deci limitate pentru cuple cinematice, pentru care există o rostogolire pură între zonele de contact. În cazul existenței alunecării nu se mai pot neglija influențele termice, transmiterea căldurii prin filmul de lubrifiant și prin convecție, la suprafețele de contact.

În timpul ungerii elasto-hidrodinamice, pe lîngă parametrul hotărîtor grosimea efectivă a peliculei de lubrifiant este de o mare importanță și cîmpul de presiune ce se stabilește între zonele de contact ale cuplei cinematice. Pentru cazul contactului hertzian, rezultă presiunile maxime și medii

$$p_{\max} = \frac{F}{2 b B} \quad \text{și} \quad p_m = \frac{2I}{\pi b B} \quad (2.41)$$

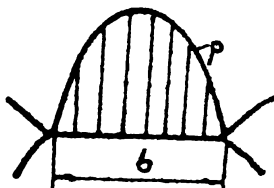


Fig.2.20

Semilățimea contactului hertzian se determină cu relația:  $b^2 = 8FR(1-0,09)/E B \pi$   
Cîmpul de presiune trebuie să aibe în regiunea ungerii elasto-hidrodinamice o formă asemănătoare. Modul de variație a grosimii peliculei de lubrifiant și a cîmpului de presiune este arătată în fig.2.21 și este caracteristic pentru contactul liniar.

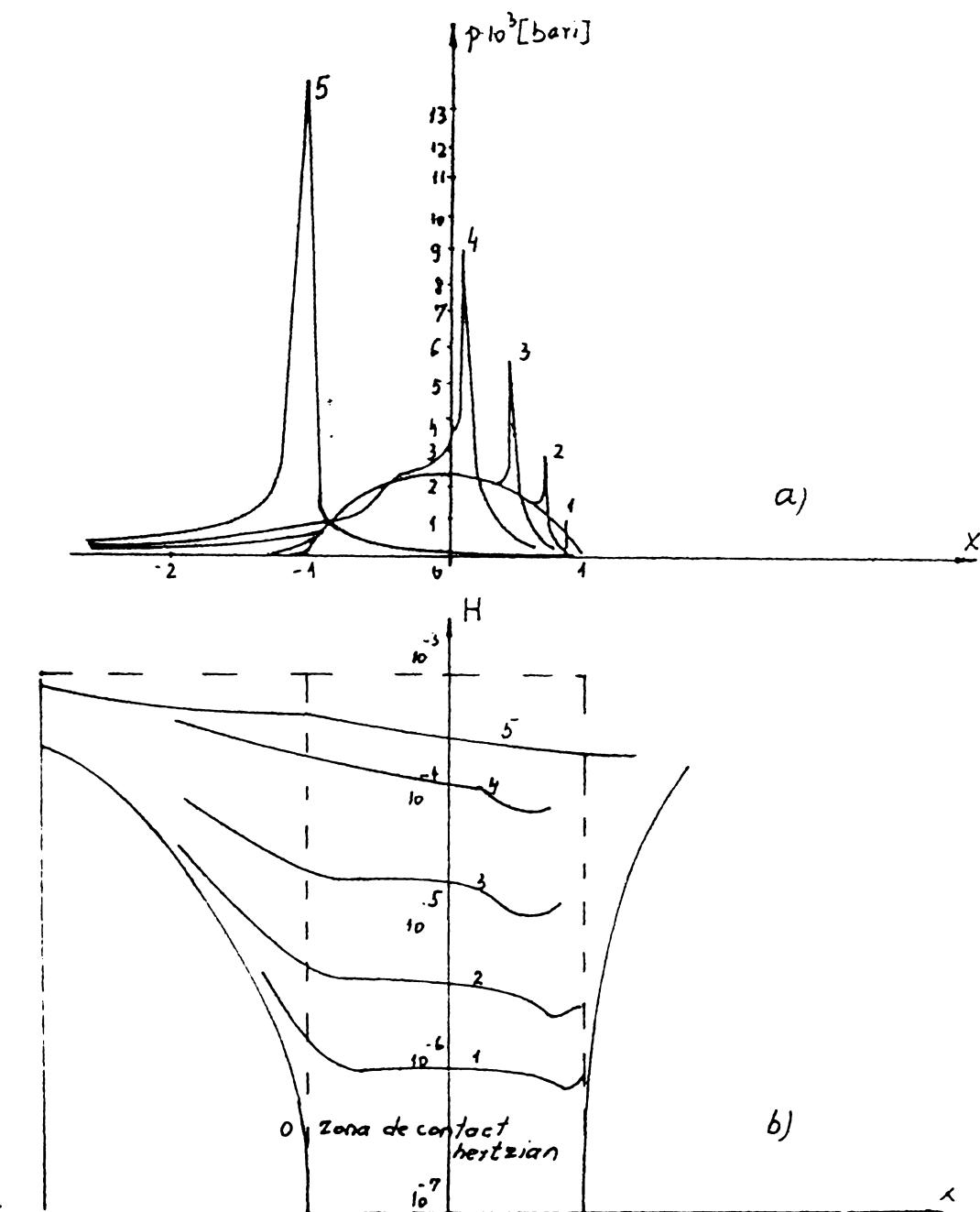


Fig.2.21.a. Distribuția de presiuni în cazul unui lubrifiant incompresibil; b. Forma filmului de lubrifiant în cazul unui lubrifiant incompresibil;  $H = 3 \cdot 10^{-5}$ ,  $G = 5000$ ,  $V = 0$  (curba 0),  $V = 10^{-13}$  (curba 1),  $V = 10^{-12}$  (curba 2),  $V = 10^{-11}$  (curba 3),  $V = 10^{-10}$  (curba 4),  $V = 10^{-9}$  (curba 5).

Se observă că distribuția presiunii seamănă cu presiunea hertziană. În zona de ieșire apare caracteristica refulării, cunoscută ca boilea marim, sub forma unui vîrf ascuțit. Interstițiul variază

paralel în câmpul presiunii hertziane.

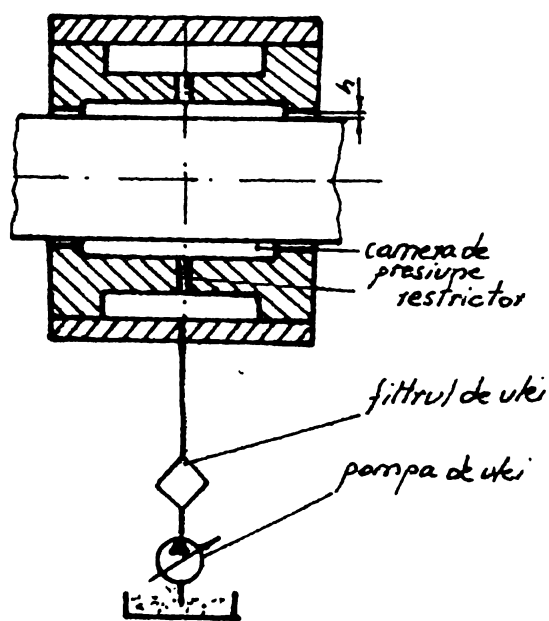
Pe baza ecuației de continuitate, în zona gradientului negativ de presiune și deci a vîscozității, apare necesară o îngustare în profilul interstițiului, concomitent cu creșterea accentuată a presiunii în zona de ieșire. Al doilea maxim depinde de tipul uleiului. La vîscozități mai mici, distribuția presiunii se apropie de variația hertziană iar la vîscozități mari vârful de presiune este mai mare apărînd solicitări mai mari. Datorită căderii bruște a presiunii în zona de ieșire apar tensiuni de întindere.

Temperatura uleiului este un factor important. O variație cu  $\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$  poate modifica 100 % grosimea peliculei de lubrifiant.

#### 2.4. Cuple cinematice "unse" în regim hidrostatic.

În cazul regimului hidrostatic, presiunea portantă din filmul de ulei se creiază în afara cuplei cinematice cu ajutorul unei pompe. Lubrifiantul este adus într-o cameră de presiune și curge printr-un interstițiu îngust  $h$ , a cărei valoare depinde de sarcina lagărului.

Portanța cuplei este independentă de viteză și lucrează pe întreg domeniul de funcționare în regimul ungerii fluide. Siguranța în funcționare a unui asemenea lagăr este determinată de sistemul de alimentare cu lubrifiant.



Pentru ca lagărul hidrostatic să se poată adapta la diferitele regimuri de funcționare, există două posibilități pentru producerea presiunii în camera de presiune:

- pentru fiecare cameră o pompă;
- pentru toate camerele o sursă de presiune comună iar în fața fiecărei camere se montează un obturator de presiune.

Fig. 2.22



### 2.4.1. Lagăre hidrostactice radiale.

Lagărele hidrostactice radiale se execută în variante cu sau fără canale longitudinale de scurgere a uleiului. (Fig.223a,b). Se consideră lagărul din fig.2.23 a, avînd cuzinetul cu diametrul  $D$  și lungimea  $B$ , prevăzut cu un număr de  $z$  buzunare cu dimensiunile  $l_d$  și  $b_d$ . Pe direcția circumferențială, pragurile dintre degajări au lungimea  $b_p$ , iar la capetele cuzinetului, pragurile care stăvillesc scurgerea spre exterior au lungimea axială  $l_p$ .

Alimentarea lagărului se face cu ulei sub presiunea  $p_a$  prin restrictoarele cu diametrul  $d_c$  și lungimea  $l_c$ , lagărul avînd jocul radial  $\Delta R = R - r = h_o^*$ . Fusul are viteza unghiulară  $\omega$ , lubrifianțul vîscozitatea  $\eta$  și  $p_{d_i}$  reprezintă presiunea în buzunarul  $i$ .

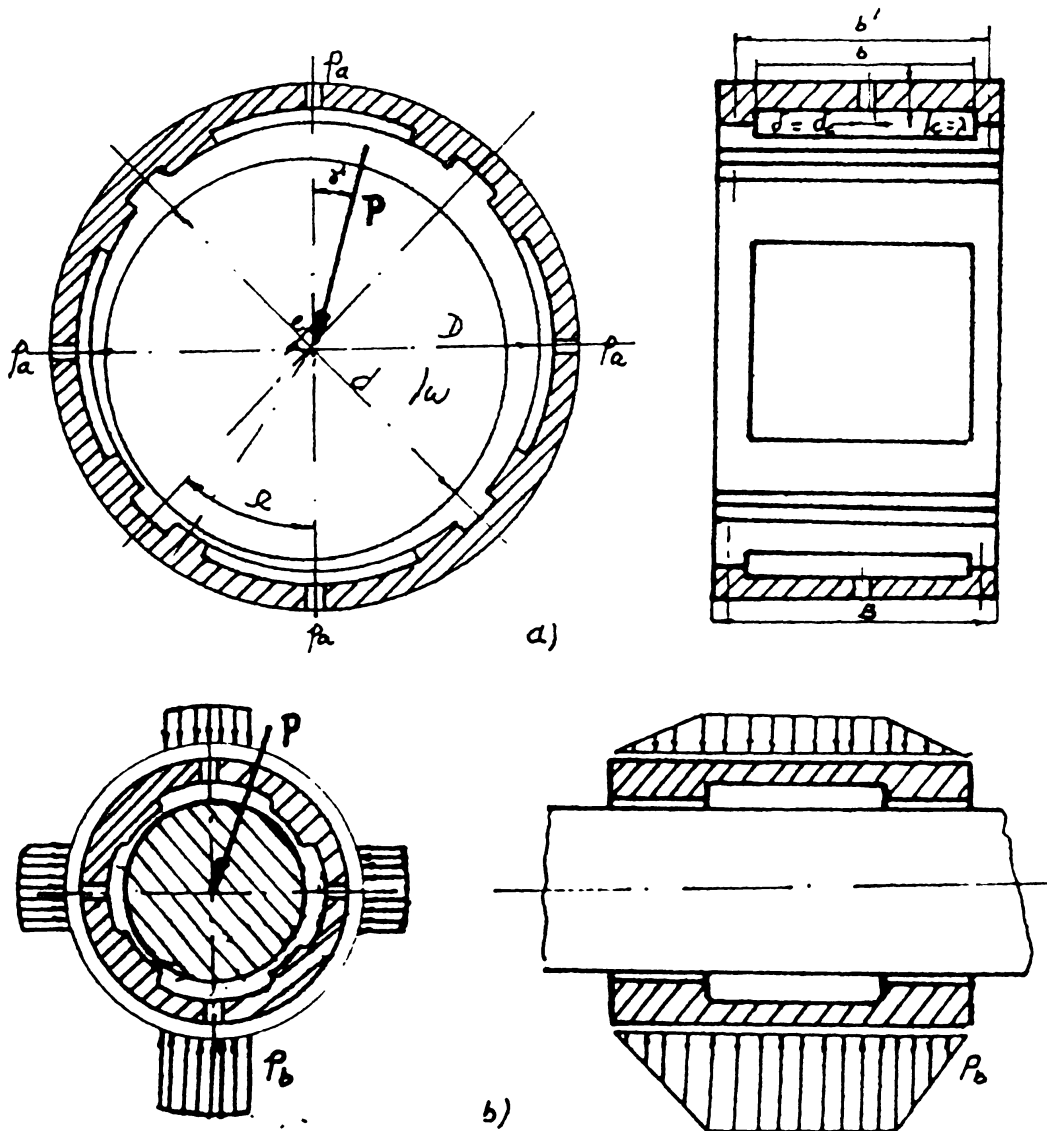


Fig 2.23

Sarcina exterioară  $p$  formează cu linia de referință unghiul  $\gamma$ , iar unghiul  $\theta$  între direcția sarcinii și liniile centrelor fiind dependente de turația, acesta avînd tendința de creștere cu creșterea turației, datorită creșterii influențelor hidrodinamice.

Modul de variație a capacității portante caracterizată prin presiunea  $\bar{p} = \frac{p}{p_0}$ ,  $p$  fiind presiunea în lagăr iar  $p_0$  - presiunea atmosferică în funcție de excentricitatea relativă  $\epsilon = \frac{e}{s}$ , menținînd raportul  $v = \frac{p_a}{p_0}$  constant,  $p_a$  - fiind presiunea de alimentare cu lubrifianț, este arătată în fig.2.24

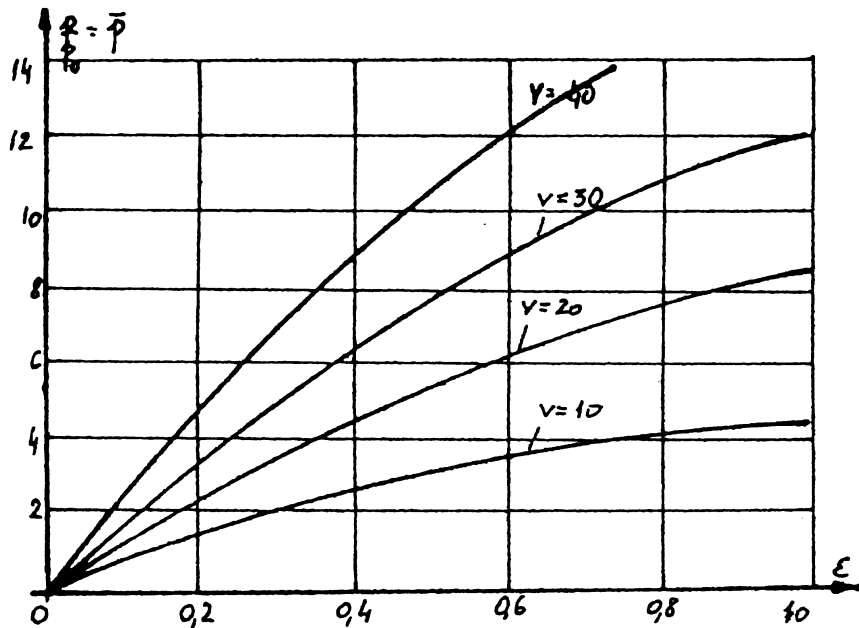


Fig.2.24

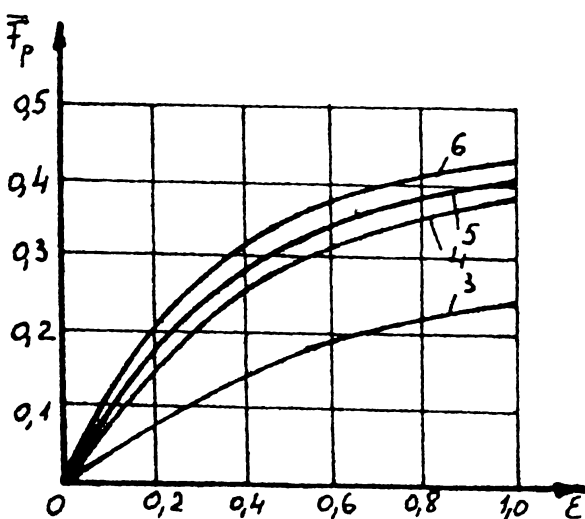


Fig.2.25

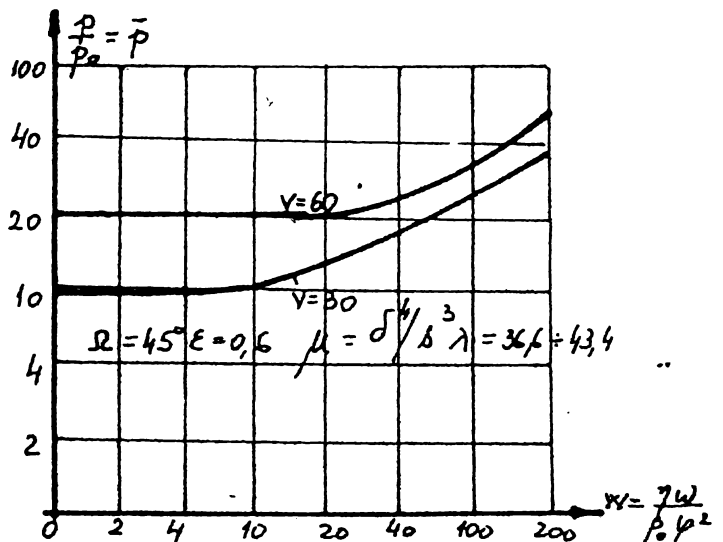


Fig.2.26

Se observă o creștere continuă a excentricității cu creșterea încărcării, [28]. Influența numărului de buzunare asupra capacității portante a lagărului este arătată în fig.2.25, iar influența vitezei fusului asupra capacității portante fiind prezentate în fig.2.26, [28], [66].

În cazul cuplei cinematice hidrostactice, legea de mișcare a sistemului este definită pe de o parte prin legea de mișcare a fusului sub forma:

$$m \Delta \ddot{h} + c \Delta \dot{h} + k \Delta h = F_{\text{din}} \quad (2.42)$$

în care:

- $\Delta h$  - este variația grosimii peliculei de ulei după direcția forței dinamice -  $F_{\text{din}}$ ;
- $c$  - coeficientul de amortizare a peliculei de ulei;
- $k$  - coeficientul de rigiditate.

Ecuția (2.42) mai poate fi scrisă sub forma (2.43) dacă se ține seama că amplitudinea oscilațiilor este mică în raport cu  $h_0$  și variația presiunii în buzunar  $\Delta p_b$  de asemenea mică față de  $p_b$ :

$$m \Delta \ddot{h} + c \Delta \dot{h} + k_p S \cdot \Delta p_b = F_{\text{din}} \quad (2.43)$$

$k_p$  - fiind coeficientul de portanță  $k_p = \frac{S_{\text{ef}}}{S}$ ,  $S_{\text{ef}}$  fiind suprafața portantă a lagărului și  $S$  suprafața totală.

Dinamica sistemului este strâns legat de dinamica sistemului de alimentare cu lubrifiant:

$$\Delta Q + k_p S \Delta h + \frac{3K_R p_b h_0^2}{\eta} \Delta h - \frac{K_R h_0^3}{\eta} \Delta p = 0$$

- $\Delta Q$  - variația debitului de ulei;
- $K_R$  - fiind coeficientul de curgere;
- $p_b$  - presiunea în buzunarul de ungere;
- $h_0$  - grosimea peliculei de lubrifiant;
- $\eta$  - vîscozitatea dinamică a lubrifiantului

#### 2.4.2. Lagăre hidrostactice axiale.

În fig.2.27 se prezintă schematic un lagăr hidrostatic axial, folosind drept obturatoare un capilar. La presiunea de alimentare  $p_2$  constantă, este necesară o reducere de presiune înaintea buzunarului lagărului din condiția de stabilitate,

pentru ca presiunea din buzunar să se poată adapta sarcinii momentane. Drept obturatoare se pot folosi și diafragme.

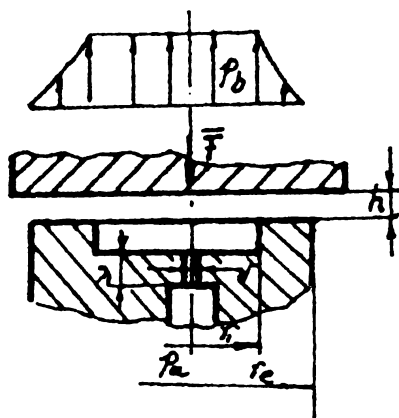


Fig.2.27

Datorită rezistenței hidraulice în obturatoare se micșorează presiunea de alimentare  $p_a$  astfel că în buzunarele lagărului acționează presiunea  $p_b$ . Interstițiul formează de asemenea o rezistență hidraulică. Prin creșterea sarcinii  $F$  se micșorează grosimea  $h$ , rezistența interstițiului crește și presiunea  $p_b$  crește, stabilindu-se un nou echilibru de forțe. Calculul lagărelor hidrostactice axiale se bazează în marea majoritate pe o curgere laminară.

În cazul lagărelor axiale se obțin valori optime din punct de vedere al capacității portante dacă parametrul adimensional  $\phi$  are valoarea 1.

$$\phi = \sqrt{\frac{H}{\xi}} \frac{F \cdot h_{ad}^2}{\eta \omega r_e^4} \quad (2.43)$$

în care:

$$H = \frac{p_a}{p_b} \leq 3, \quad h_{ad} - \text{grosimea minimă admisă a peliculei de lubrifiant};$$

$$\xi - \text{randamentul pompei},$$

$$\text{Caracteristica obturatorului } \mu = \frac{\delta^4}{h^3 \lambda} = \frac{6^4}{34 \ln\left(\frac{1}{g}\right)}, \quad g' = \frac{r_i}{r_e}.$$

În aceste condiții forța portantă a lagărului se calculează cu relația:

$$F = \frac{p_a \cdot \pi}{2 H} r_e^2 \frac{1-g'^2}{\ln\left(\frac{1}{g}\right)} \quad (2.44)$$

Puterea pierdută a lagărului  $P$  este suma puterii pierdute prin frecare  $P_f$  și cea a pompei  $P_p$ .

$$P = P_f + P_p = \frac{\pi}{2} (1-g'^4) \eta \frac{\omega^2 r_a^4}{h} + \frac{H \cdot 2 \ln\left(\frac{1}{g}\right)}{\xi 3 \pi (1-g'^2)} \frac{F^2 h^3}{\eta r_a^4} \quad (2.45)$$

$$\text{Debitul necesar de ulei } Q_u = \frac{\pi h p_a}{6 H \eta \ln\left(\frac{1}{g}\right)}$$

Valoarea optimă a capacității portante a acestor lagăre se obține pentru caracteristica:

$$\mu_{opt} = \frac{\pi}{G}$$

în care:

$$G = \frac{\beta m(1+i)}{\pi j(1-k)} + \frac{\pi j(1+k)}{\beta m(1-i)} ; \quad \beta = \frac{B}{D} \quad (2.46)$$

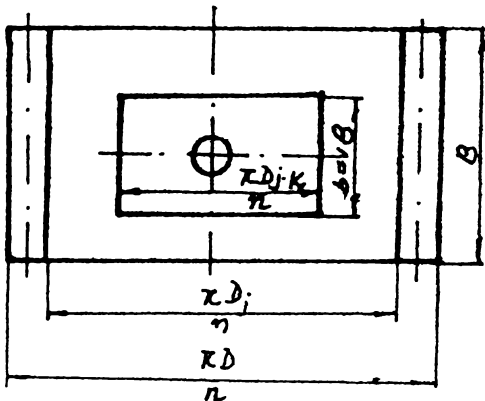


Fig. 2.28

- j - exprimă micșorarea lungimii buzunarului datorită canalului de scurgere a uleiului;
- k - ține seama de pragul canalului de scurgere;
- i - exprimă reducerea lățimii suprafeței portante.

Forța portantă a cuplei cinematice  $F = p \cdot B \cdot D$ .

Forța de frecare se calculează cu expresia:

$$\frac{F_f}{Bsp_0} = \frac{2\pi j(1-k)}{n} \left[ 1+k \frac{1-i}{1-k} \right] \left[ \frac{1}{1-\varepsilon} + \frac{1}{1+\varepsilon} + 2 \right] W \quad (2.47)$$

Notînd cu  $q = \frac{q_u \cdot \eta}{p_a s^3}$  caracteristica de debit și prezentată în fig. 2.29 se calculează debitul de ulei:

tată în fig. 2.29 se calculează debitul de ulei:

$$Q = p_a \frac{\pi s^3}{128 \eta} \left[ 4 - \frac{1}{H_1} - \frac{1}{H_2} - \frac{2}{1 + \frac{64}{\pi} \frac{G}{\mu}} \right] \quad (2.48)$$

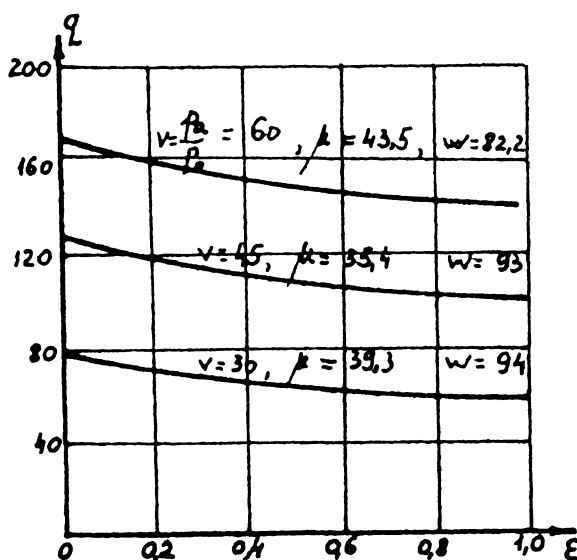


Fig. 2.29

$$H_1 = 1 + \frac{64}{3\pi \mu} G(1-\varepsilon)^3 \quad (2.49)$$

$$H_2 = 1 + \frac{64}{32\pi} (1+\varepsilon)^3$$

2.5. Metode experimentale folosite în cercetarea funcționării cuplelor cinematice în stare "unsă".

În cadrul cercetărilor experimentale se urmărește măsurarea variației grosimii peliculei de lubrifiant studiind influența...

parametrii (sarcina, turație, temperatura și tipul lubrifiantului etc.).

Dintre metodele folosite pentru măsurarea grosimii filmului de ulei se evidențiază:

### 2.5.1. Metode rezistive (Lane, Hughes, Cameron, Crook, Bowden).

Datorită unor factori greu controlabili ca rezistența electrică neliniară a uleiului, umiditatea în ulei, influența rugozității suprafețelor, metoda dă erori foarte mari. După Bowden, rezistența electrică a unui film de ulei de  $1 \mu\text{m}$  poate fi între  $10^6 \div 10^{10} \Omega / \text{cm}^2$ . La același regim termic rugozitatea s-a dovedit a avea o influență mai mare decât sarcina și vâscozitatea și în ce privește dispariția regimului fluid.

### 2.5.2. Metoda inductivă. (Cameron, Rose, Vichard și Grodet etc.)

Traductorul inductiv special adaptat cuplei cinematice studiate prezintă următoarele avantaje:

- permite atât măsurări statice cât și dinamice;
- se pot construi la dimensiuni mici (diametrul și lungimea  $\approx 10 \text{ mm}$ );
- se pot cupla cu amplificatoare uzuale;
- prezintă o sensibilitate bună în domeniul de  $50 \div 500 \mu\text{m}$ ;
- permitivitatea relativă nu este influențată de lubrifiantul ce se găsește în cuplu cinematică;
- prin montarea în punte a două bobine active, se poate liniariza caracteristica traductorului, se dublează sensibilitatea de măsurare și se compensează influența factorilor perturbatori;
- se poate măsura independent componenta de deplasare după axa orizontală și verticală;

La traductoarele inductive se modifică reluctanța magnetică a circuitului știind că inductivitatea  $L$  a traductorului este egală cu:

$$L = \frac{N^2}{R_m} = \mu_0 \mu_r N^2 S / l$$

în care:

- $N$  - este numărul de spire al traductorului;
- $R_m$  - reluctanța circuitului magnetic;
- $\mu_0$  - permitivitatea absolută a mediului;
- $\mu_r$  - permitivitatea relativă;
- $S$  - secțiunea spirei;
- $l$  - lungimea cîrui.

Pentru a obține traductoare inductive cu dimensiuni geometrice mici cu o rezistență ohmică scăzută și o inductivitate ridicată se folosește sîrmă subțire cu un număr ridicat de spire și miezuri magnetice cu o ridicată permitivitate.

Metoda electrică inductivă are avantajul că mărimile măsurate nu sînt influențate de proprietățile fizico-chimice ale lubrifiantului. Prezintă însă dezavantajul că are o precizie scăzută la mărimi mici ( $h_0 \leq 30 \mu\text{m}$ ) și nu se pot monta în zona portantă unde apar contacte între zonele de contact.

### 2.5.3. Metoda electrică capacitivă

Măsurarea grosimii filmului de ulei cu metoda capacitivă s-a întîlnit în lucrările [41], și [27] în cadrul unei teze de doctorat. Ea se bazează pe formarea unui condensator plan între zonele de contact ale cuplei cinematice, capacitatea acestuia fiind invers proporțional cu grosimea peliculei de ulei de măsurat. Metoda fiind folosită în cadrul lucrării va fi prezentată mai detaliat în capitolul 4.

### 2.5.4. Metode fizice.

Metode radiometrice se bazează pe introducerea unui trasor radioactiv în lubrifiant și apoi măsurarea volumului lubrifiantului radioactiv dintre suprafețele cuplei de frecare cu ajutorul unui contor de radiații. Ca surse de radiații se utilizează diferiți izotopi radioactivi (exemplu trasor  $\beta$  activ  $P^{32}$ ), care prezintă avantajul că se pot închide în capsule etanșe, evitîndu-se poluarea.

Metodă cu raze X, permite măsurarea grosimii filmului de ulei pe baza atenuării radiațiilor X de energie redusă.

În funcție de modul de amplasare a sursei și a contorului deosebim:

metoda absorbției, sursa de radiație și detectorul fiind plasate de o parte și alta a cuplei de frecare,

metoda reflexiei, sursa și detectorul fiind amplasate de aceeași parte a cuplei de frecare, intensitatea radiației reflectate depinzînd de grosimea filmului de lubrifiant,

metoda interstițiului, sursa și detectorul fiind din nou amplasate de aceeași parte a cuplei de frecare, dar sînt astfel amplasate încît particulele radiației străbat un interstițiu

special în vederea creșterii sensibilității metodei, [46].

Metode interferometrice, prezintă o mare sensibilitate (până la 100 Å), unul din elementele cuplei de frecare fiind o placă de sticlă, iar rugozitatea trebuie să fie foarte redusă ( $R_a < 5 \cdot 10^{-2} \mu\text{m}$ ).



---

### 3. ANALIZA CRITICA A REZULTATELOR TEORETICE SI EXPERIMENTALE. SCOPUL LUCRARII.

In cuplele cinematice "unse" (hidrodinamic, elasto-hidrodinamic sau hidrostatic), forțele se transmit prin intermediul unei pelicule de lubrifiant, numit film portant. In cele mai multe cazuri se folosesc uleiuri minerale. Legile mecanicii și termodinamicii ale filmului de lubrifiant determină comportamentul cuplei, capacitatea sa portantă și regimul termic. Cupla cinematică în sine, materializată spre exemplu prin lagărul cu alunecare propriu-zis se consideră ca un organ de mașină separat, arborii și osiile rezemate de lagăre de asemenea se tratează independent. Tot așa se impune a considera și pelicula portantă, sub forma unui film fluid sau gazos, ca element terțiar, pentru că de procesele din acest strat depinde funcționalitatea unui lagăr în egală măsură cu rigiditatea elementelor sale constructive. Numai în acest caz nu se potrivește expresia "organ de mașină", prin acesta înțelegându-se o piesă rigidă. Intrucât fenomenul din pelicula portantă se poate urmări prin calcul matematic (v. cap. II) în egală măsură cu calculele de rezistență, aceasta poate fi denumit "element constructiv".

Vogelpohl arată, [85]: Lubrifiantul a fost considerat ca ceva necesar, dar totodată ca un element auxiliar. Dar tocmai lubrifiantului îi revine sarcina de a transmite forțele de la sistemele mobile la cele fixe, el fiind corpul portant propriu-zis.

Un motor cu ardere internă, lucrând cu un ulei necorespunzător, poate fi compromis după câteva ore de funcționare [60].

Știința ungerii se definește prin studiile și lucrările lui Petroff și Tower din 1833 și prin interpretările lui Reynolds privind modul de formare a câmpului de presiune în filmul de ulei.

Progresele realizate de științele matematice și de mecanica fluidelor, au facilitat o mare dezvoltare a cercetărilor privind ungerea lagărelor radiale și axiale în regim hidrodinamic și hidrostatic (Hersey, Fuller, Vogelpohl, Cameron, Korovcinski, Rippele, Manea, Pinkus, Sternlicht, etc.).

Se dezvoltă probleme noi: lagăre cu geometrie complexă, regimul de ungere în regim dinamic, probleme termice și de stabilitate, condiții de rugozitate (Pinkus, Blok, Pascovici, Korovcinski, Neale, etc.), ungerea în regim laminar și turbulent (Taylor, Constantinescu, etc.), lagăre miniaturale (Demian, Nicolas, Spengler, etc.).

Au apărut noi domenii. Astfel se conturează teoria ungerii elastohidrodinamice (E.H.L.), termo și plastohidrodinamic, regimuri care prezintă o importanță deosebită pentru angrenaje, lagăre de rostogolire și chiar de alunecare (cu cuzineți din mase plastice), (Grubin, Dowson, Petrusевичi, Ehlert, Manea, etc.).

Această complexitate a fenomenelor și multitudinea parametrilor a impus perfecționarea metodelor de calcul. În acest sens pot fi amintite contribuțiile lui Sommerfeld, Michell, Pinkus, Sternlicht, Gläser, Constantinescu - Nedelcu, etc. introducându-se tehnica de calcul numeric pe calculator.

Concomitent cu cercetările teoretice s-au extins și cercetările experimentale. Dintre metodele prezentate în paragraful 2.5, cele mai des folosite sînt cele care măsoară pe cale inductivă respectiv capacitatea efectiv grosimea peliculei de lubrifiant.

În majoritatea cercetărilor teoretice și experimentale se scoate în evidență fenomenul organologic:

- capacitatea portantă a cuplelor cinematice "unse" și căi de mărire a acesteia, acționînd asupra caracteristicilor mecanice ale materialelor, tehnologiei de execuție și de montaj cît și asupra lubrifiantilor prin folosirea diferiților aditivi:

- soluții constructive noi;
- metode de calcul și experimentele în vederea asigurării regimurilor de funcționare optime.

În literatura de specialitate, de cele mai multe ori, nu se ia în considerare, datorită complexității problemei, pelicula de lubrifiant dintre zonele de contact ale cuplelor cinematice asupra aprecierii calității de realizare a mecanismelor fie din punct de vedere structural, cinematic sau dinamic. Neluarea în seamă a peliculei de lubrifiant conduce la diferențe între mecanismele reale și cele ideale.

Formulele de analiză structurală nu țin seama de modificarea gradului de mobilitate, datorită grosimii peliculei de lubrifiant, care pentru cuplele cinematice solicitate dinamic este un

parametru variabil. O analiză complexă cinematică trebuie să țină seama de acest element variabil, deoarece influențează poziția punctelor și elementelor: Metodele actuale nu țin seama nici de abaterile de viteză și accelerație cauzate de acest element.

Analiza dinamică a cuplelor cinematice "unse", necesită determinarea coeficienților elastici și de amortizare. În determinările prin calcul (date în literatura de specialitate) nu se poate ține seama (sau foarte greu) de toți parametri, spre exemplu probleme constructive (calitatea suprafeței de alunecare, deformațiilor acestora, etc.) impunându-se și determinări experimentale în acest sens.

Determinările experimentale (măsurarea grosimii peliculei de lubrifiant în regim dinamic) sînt deosebit de complexe, De aceea în multe din studiile cu privire la pelicula de lubrifiant se fac referiri teoretice fără rezultatele experimentale. Deasemenea, răspunsul dinamic al cuplelor cinematice "unse" la diferite forțe de excitație în interdependența dintre rigiditatea filmului de lubrifiant și al elementelor cuplei impune cercetări aprofundate, avînd o importanță deosebită asupra pulsațiilor proprii și asupra caracteristicii amplitudinii.

O problemă deosebit de importantă asupra dinamicii întregului mecanism sau mașină este a găsi o metodă de stabilire a interdependenței mai multor asemenea cuple cinematice "unse".

Pornind de la aceste aspecte neabordate sau incomplet tratate am considerat că pelicula de lubrifiant dintre zonele de contact ale cuplelor cinematice formează o conexiune dinamică ce poate fi definită dacă se cunosc condițiile de lucru, fie prin calcul, fie pe cale experimentală. În acest sens se stabilesc formulele structurale pentru diferitele tipuri de conexiuni.

Cuplele cinematice "unse" se consideră drept elemente conducătoare suplimentare și în acest sens se face analiza acestor mecanisme.

Dinamica cuplelor cinematice "unse" se abordează atît prin studii teoretice cît și pe cale experimentală.

Pentru studiul influenței cuplelor cinematice "unse" asupra dinamicii întregului mecanism se determină ecuația

de mișcare și forțele generalizate determinate de aceste conexiuni.

Cercetările teoretice sînt completate cu cercetări aplicative în vederea verificării diferitelor ipoteze de calcul.

Astfel prezenta teză de doctorat caută să răspundă la o problemă complexă privind influența conexiunilor dinamice datorită cuplelor cinematice "unse" asupra structurii, cinematicii și dinamicii întregului mecanism. Prin metodele de analiză structurală și cinematică a acestor mecanisme prezentate se mărește precizia de calcul privind modul de realizare a funcțiilor impuse de mecanismul analizat față de metodele uzuale.

Película de lubrifiant influențează în mod hotărîtor dinamica cuplelor cinematice și a întregului mecanism. În cazul existenței acestui element "terțiar" dintre zonele de contact ale cuplelor cinematice se impun o analiză diferențiată atît din punct de vedere cinetostatic, energetic și chiar al echilibrării, dar mai ales din punct de vedere al răspunsului dinamic și al legii de mișcare reële realizată de aceste mecanisme, problemele care își pun spre rezolvare lucrarea de față.

#### 4. METODE SI INSTALATII FOLOSITE IN CERCETAREA EXPERIMENTALA.

În cadrul lucrării am tratat în mod unitar studiile teoretice cu cele experimentale. Cercetările experimentale au urmărit verificarea ipotezelor de calcul și determinarea unor parametrii funcționali care nu s-au putut obține cu certitudine pe cale teoretică datorită complexității acestora. În acest sens s-a măsurat grosimea peliculei de lubrifiant dintre zonele de contact ale cuplei cinematice studiindu-se experimental influența parametrilor ca: turația, încărcarea, temperatura, interdependența lubrifiantului cu suprafața de alunecare obținând astfel răspunsul dinamic al cuplei la diferite excitații.

##### 4.1. Măsurarea grosimii peliculei de lubrifiant.

Analizând avantajele și dezavantajele principalelor metode folosite pe plan mondial și ținând seama de posibilitățile tehnice în vederea aplicării acestora am folosit metoda capacitivă și metoda inductivă.

##### 4.1.1. Măsurarea pe cale capacitivă.

Metoda de măsurare se bazează pe faptul că în timpul funcționării unei cuple cu element de ungere în zona de contact, între suprafețele relative se formează un strat subțire de ulei, care izolează electric fusul față de cuzinet, având o rezistență  $R = 10^6 - 10^8 \Omega / \mu m$ . În acest fel cele două suprafețe realizează un condensator electric.

Pornind de la aceste observații, în vederea măsurării peliculei de lubrifiant s-a procedat în felul următor: în partea fixă a cuplei (cuzinetul lagărului) s-a practicat o deschidere circulară, în care s-a fixat cu ajutorul unui adeziv electroizolant, o pastilă circulară din același material ca al cuzinetului (Fig.4.1.a.). Fixarea și izolarea electrică a armăturii, în zona de lucru al cuplei în care presiunea maximă poate depăși câteva sute de atmosfere, reprezintă o problemă dificilă: În timpul primelor experiențe s-au constatat următoarele defecțiuni:

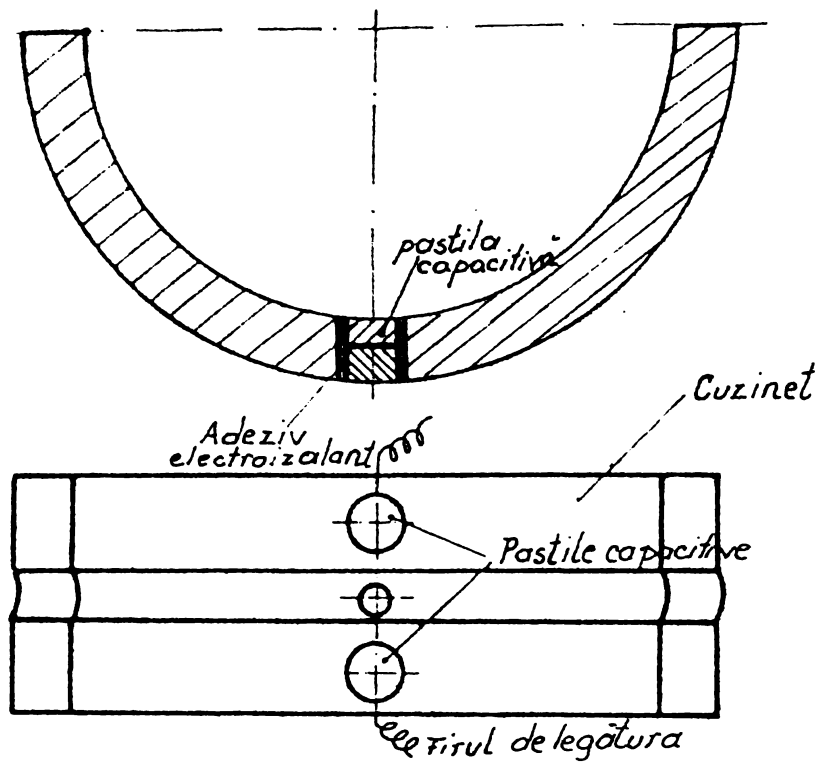


Fig.4.1.a

Fig.4.1.a.

- a) slăbirea pastilei capacitivă ca urmare a fisurării adezivului ( araldit );
- b) plasarea excentrică a armăturii în perioada de întărire.
- c) denivelarea armăturii spre suprafața de lucru.

Pentru eliminarea acestor deficiențe s-a executat o variantă îmbunătățită (fig.4.1.b.).

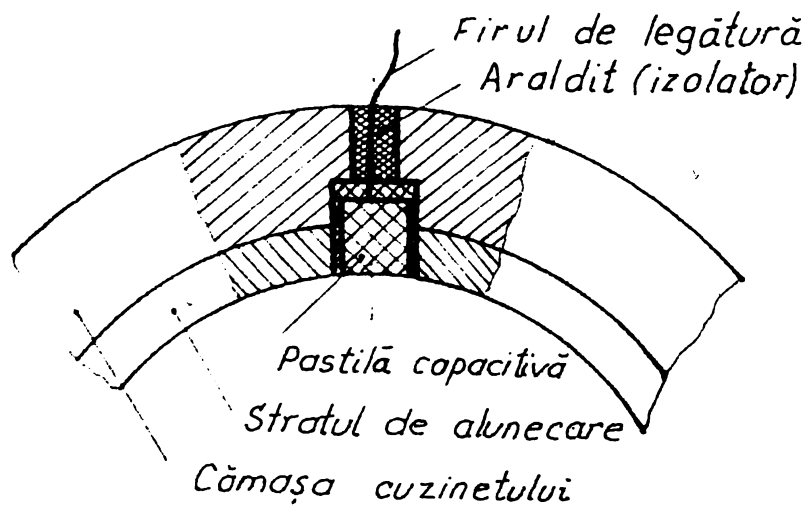


Fig 4.1.b

Fig.4.1.b.

Pentru ca armătura capacitivă să aibe aceleași proprietăți de alunecare ca și cuzinetul, s-a realizat în formă de disc, prin decupare dintr-un alt cuzinet înainte de depunerea stratului galvanic. În continuare s-a prelucrat la dimensiunea finală iar după strunjirea plană a materialului de bază din oțel, s-a lipit cablul elastic (6) prevăzut cu izolație rezistentă la temperatură. Între armătura (2) și cuzinetul (1) s-a montat o șaibă de pertinax prevăzută cu orificiu pentru scoaterea legăturii electrice. S-a turnat apoi aralditul (3) mai întâi dispre fața de alunecare. După întărirea aralditului s-a executat operația de finisare a stratului de alunecare (de depunere a stratului galvanic). La experiențele de pe standul experimental nu s-au observat defecțiuni la această nouă variantă.

În acest fel, între pastila capacitivă și fus s-a realizat un condensator, care ținând seama de dimensiunile mici ale pastilei în raport cu raza de curbură a cuzinetului precum și de grosimea foarte mică a dielectricului (lubrifiantului), poate fi considerat un condensator plan.

Între capacitatea condensatorului și grosimea peliculei de ulei există relația:

$$C_t = \frac{\epsilon_0 \cdot \epsilon_r \cdot S}{h} \quad (4.1)$$

în care:

- $C_t$  - este capacitatea condensatorului;
- $\epsilon_0$  - permitivitatea absolută a vidului 0,0885 pF/cm;
- $\epsilon_r$  - permitivitatea relativă a uleiului de ungere;
- $S$  - suprafața pastilei; ( $\varnothing=18$  mm,  $\varnothing=20$  mm);
- $h$  - grosimea peliculei de lubrifiant.

Din relația (4.1) rezultă că, pentru determinarea grosimii peliculei de ulei, este necesar cunoașterea a două mărimi  $\epsilon_r$  și  $C_t$ , celelalte fiind constante. Pastilele au fost circulare, cu un diametru de 20 mm ( $S=3,14$  cm<sup>2</sup>) și 18 mm ( $S=2,54$  cm<sup>2</sup>).

Determinarea permitivității relative a uleiurilor folosite s-a făcut conform recomandărilor din STAS 2740-69. În acest scop s-au folosit următoarele aparate: - celule de măsurare pentru lichide conform STAS 2740-69, - o punte de măsură RLC de laborator, tip TR 2150 de clasă de precizie de 1 % un termostat. S-au făcut de asemenea măsurări ale permitivității

ții relative  $\epsilon_r$  pentru următoarele tipuri de uleiuri: DS 30, M30S2 (nou, uzat și diluat cu motorină).

În figura 2.5 se prezintă modul de variație a lui  $\epsilon_r$  în funcție de temperatură.

Intrucât grosimea peliculei de ulei este o mărime variabilă în timp, rezultă că și capacitatea condensatorului realizat este o mărime variabilă.

Pentru cunoașterea în orice moment a grosimii peliculei de ulei, a fost necesară înregistrarea variației în timp a capacității C.

Schema bloc a instalației utilizate este arătată în fig.4.2.

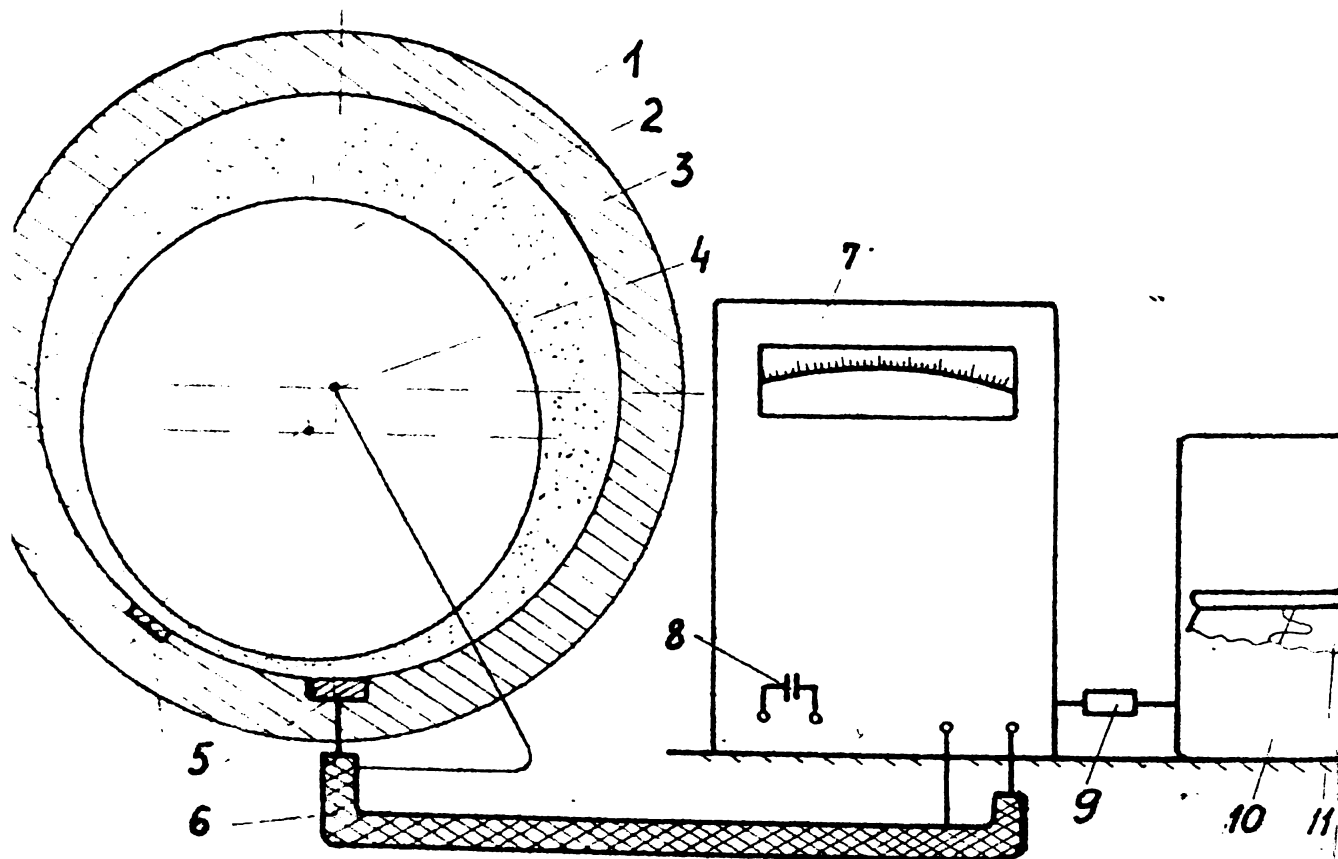


Fig.4.2.

- 1-fusul arborelui
- 2-lubrifianț
- 3-cuzinet
- 4-contact axial (perii de legătură)
- 5-pastile capacitive

- 6-cablu de legătură
- 7-punte de deviație RLC
- 8-condensator etalon de referință
- 9-rezistență de adaptare
- 10-oscilograf
- 11-oscilogramă



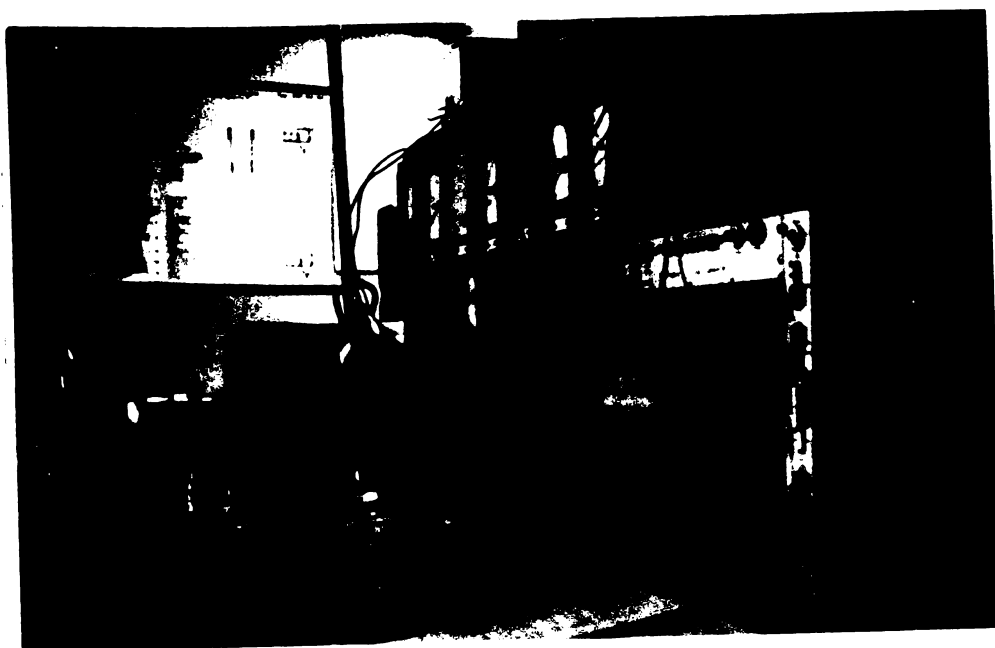
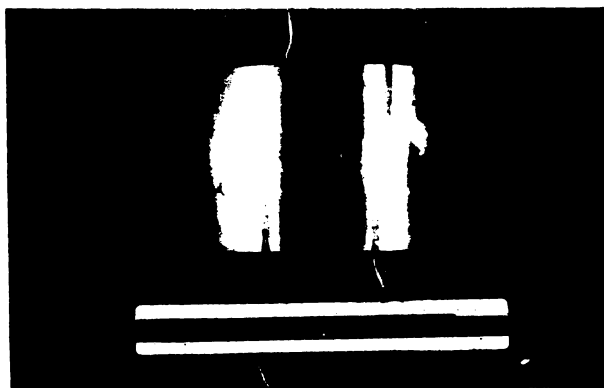


Fig. 4.3.

OF THE PALETTE  
AS G A X  
T

In fig.4.3 se arată o vedere de ansamblu a instalației de măsurare.

Pentru ilustrarea metodei de interpretare a rezultatelor s-au făcut următoarele notații:

- $C_x$  - capacitatea înregistrată pe oscilogramă;
- $C_t$  - capacitate pastilă-fus;
- $C_p$  - capacitate parazită;
- $d$  - deviația spotului pe oscilograma, corespunzător; variației lui  $C_x$  (cu semnul corespunzător);
- $k$  - coeficientul de proporționalitate;
- $C_e$  - capacitatea condensatorului etalon.

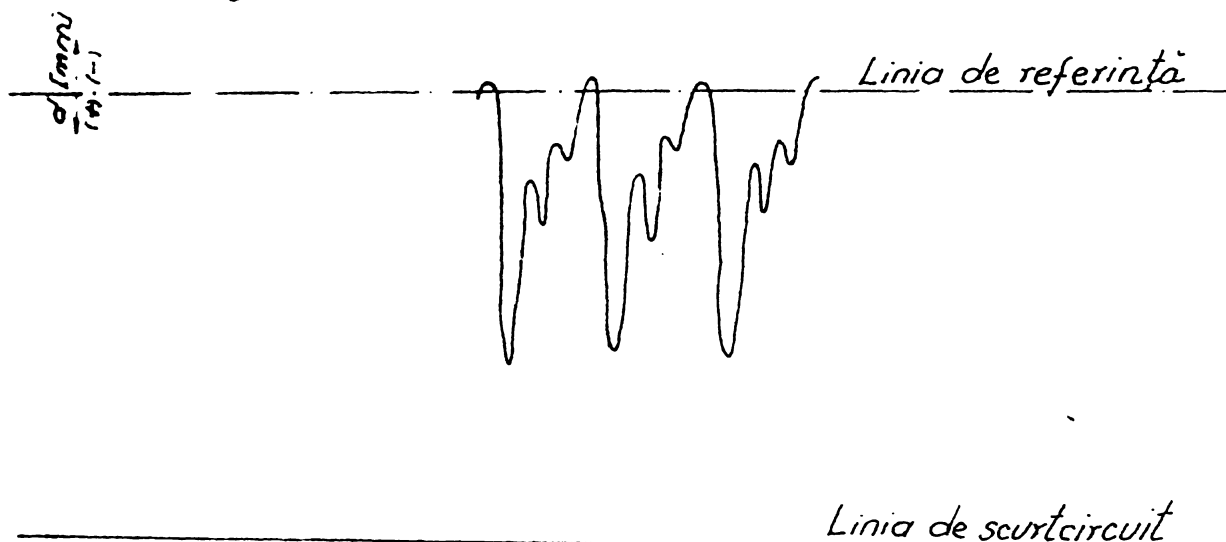


Fig.4.4

Modul de variație a coeficientului de proporționalitate  $k$  pentru domeniul de măsurare de 100%, respectiv 20% este arătat în fig.

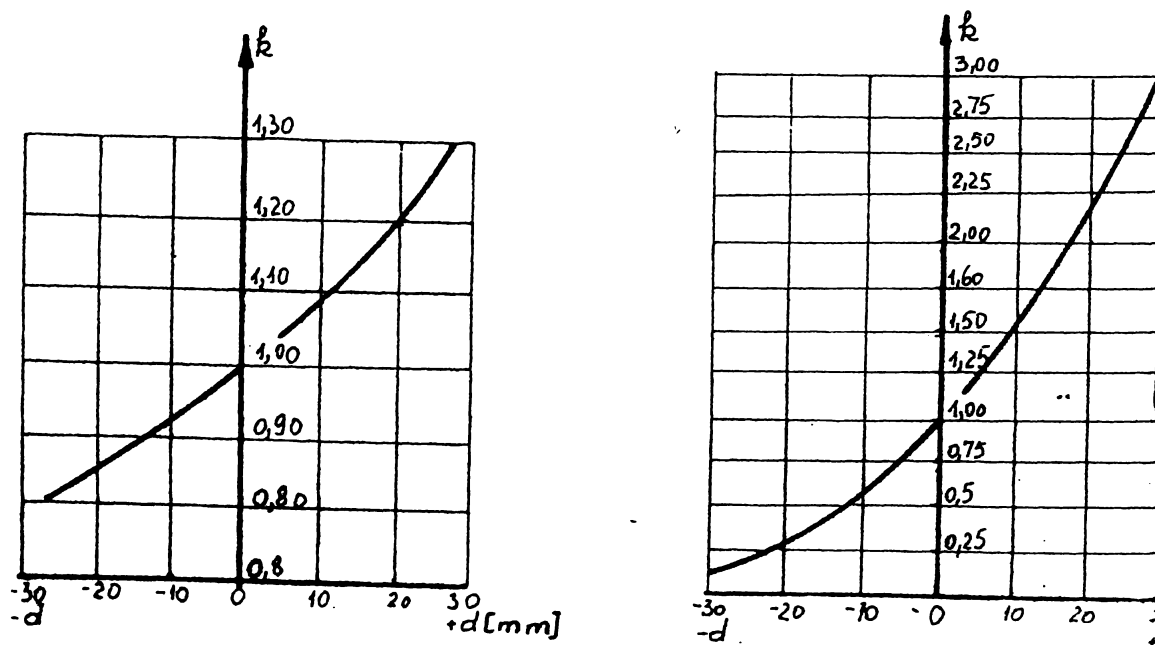


Fig.4.5.

Se numește coeficientul de proporționalitate  $k$  raportul dintre capacitatea de măsurat și cea etalon folosită la puntea de măsurare:

$$k = \frac{C_x}{C_e}$$

valoarea lui  $k$  rezultând din fig.4.5 în funcție de deviația spotului pe oscilograma.

Capacitatea condensatorului format între fus și pastilă capacitivă se determină cu relația:

$$C_t = (C_x - C_p)$$

$C_p$  - fiind capacitatea parazită.

Pentru a ține seama de dimensiunile efective ale traductorului și de dispersia liniilor câmpului electric, se corectează formula (4.1) printr-un coeficient de corecție, stabilit și de [20], cu ajutorul dispozitivului de etalonare a traductoarelor (fig.4.9).

$$h_{ef} = k_c \cdot h$$

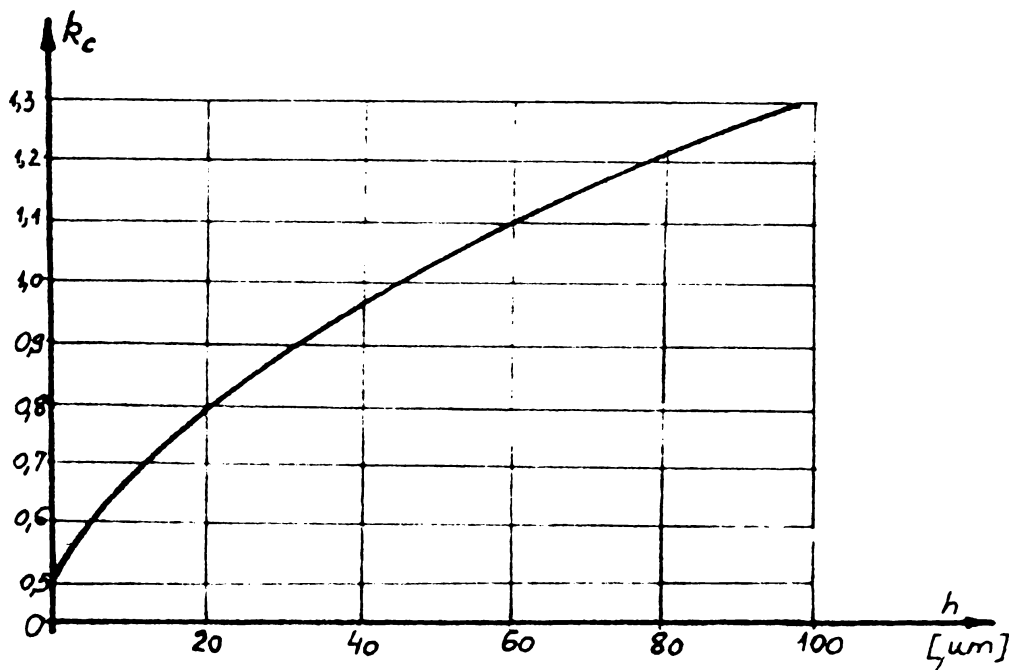


Fig.4.5.c.

Traductorul capacitiv poate fi montat atât în elementul fix (cuzinetul lagărului) respectiv în elementul mobil (fusul lagărului). În al doilea caz semnalul se preia prin intermediul unor colectoare montate pe fusul experimental.

#### 4.1.2. Măsurarea pe cale inductivă.

După cum s-a arătat, inductivitatea bobinelor de măsurare este direct proporțională cu pătratul numărului de spire și invers proporțional cu reluctanța circuitului magnetic

$$L = \frac{N^2}{R_m} \quad (4.2)$$

Din această cauză pentru a obține traductoare inductive cu dimensiuni mici, cu o rezistență ohmică și o inductivitate ridicată, este necesar să se utilizeze un bobinaj dintr-o sîrmă cît mai subțire, înfășurată în cît mai multe spire și miezuri magnetice cu o permitivitate ridicată. O secțiune printr-un asemenea traductor este prezentat în fig.4.6.

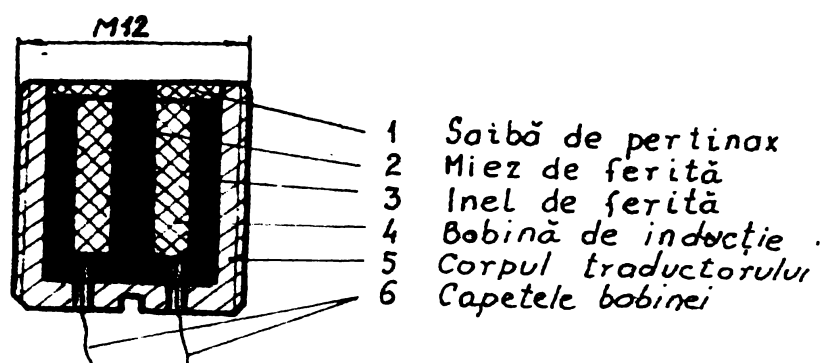


Fig.4.6.

Acest traductor s-a realizat în diferite variante. Cel folosit în măsurători are următoarele caracteristici tehnice:

- diametrul spirei:  $\varnothing 0,08$  mm
- rezistența ohmică  $R = 40 \Omega$
- inductivitatea  $L = 7,3$  mH
- numărul de spire  $N = 240$

Avînd în vedere modul de montare a traductoarelor inductive într-o cuplă cinematică de rotație sau de translație (fig. 4.7.a.) rezultă montajul de măsurare folosit (fig.4.7.b.). Măsurîndu-se coordonatele  $x$  și  $y$  se determină mișcarea relativă a elementelor cuplei de frecare.

În fig.4.8 se prezintă diagrama de etalonare pentru traductoarele inductive. Se observă că sensibilitatea traductoarelor inductive realizate este redusă la dimensiuni mai mici de  $50 \mu\text{m}$ . Ținînd seama că traductoarele capacitive permit măsurători cu precizie de 5 % (ținînd seama și de factorul de corecție) în domeniul  $2 - 200 \mu\text{m}$ , s-au folosit în majoritatea cazurilor, traductoarele capacitive.

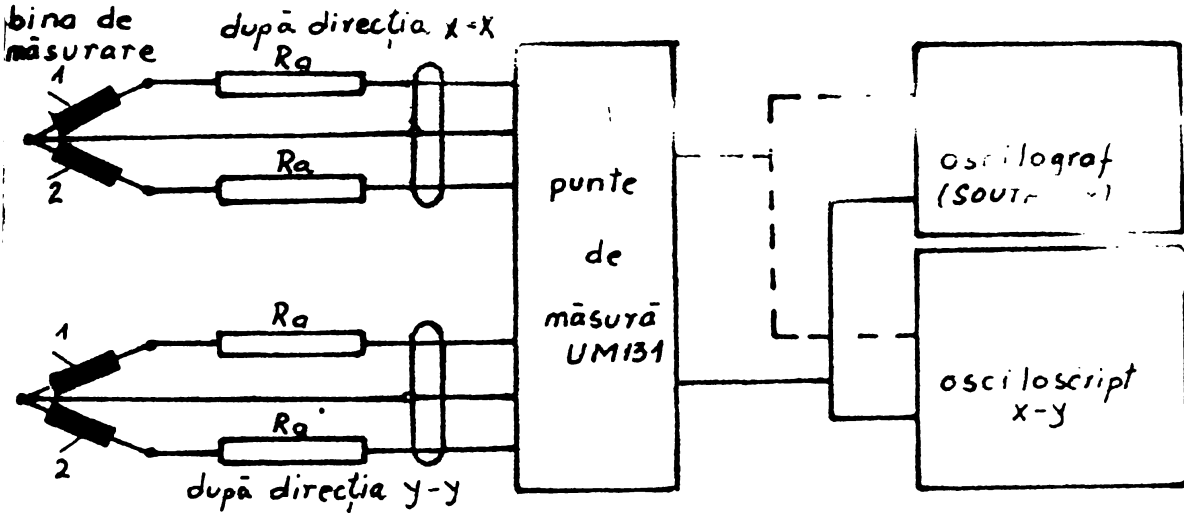
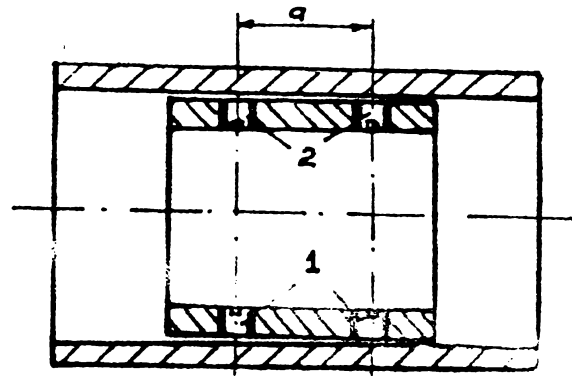
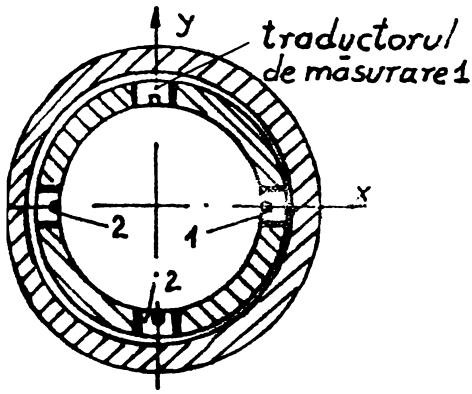


Fig.4.7.b.

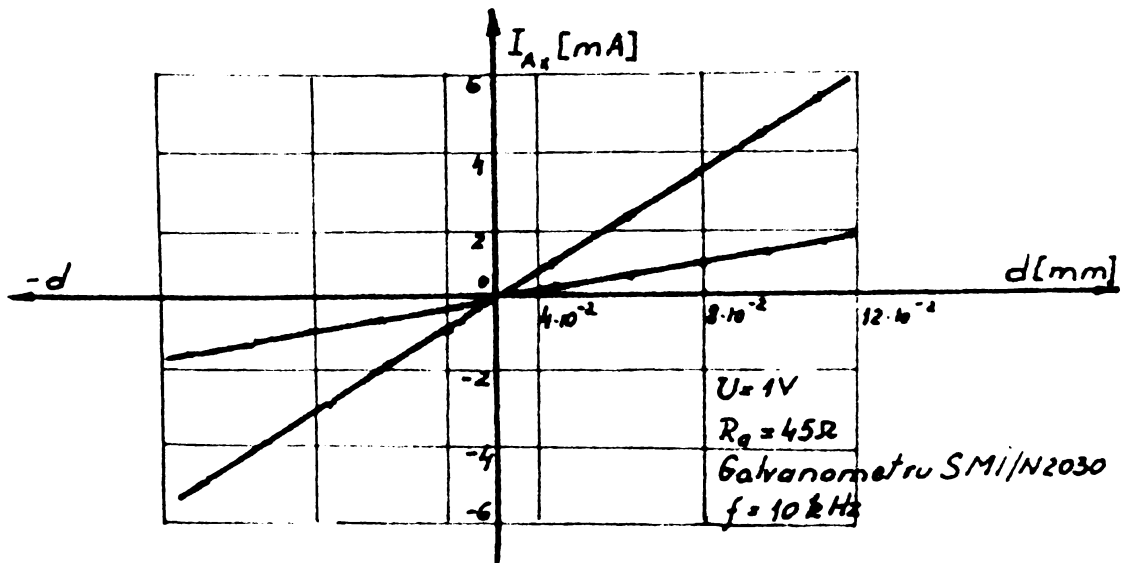


Fig.4.8.

Pentru etalonarea traductoarelor folosite s-a utilizat dispozitivul prezentat schematic în fig.4.9. Poziția relativă dintre fus și cuzinet, între care există o peliculă de lubrifiant, se reglează prin intermediul a trei șuruburi cu pas fin, fiind verificat cu ajutorul comparatoarelor și se măsoară cu ajutorul dispozitivului prezentat în fig.4.7.b.

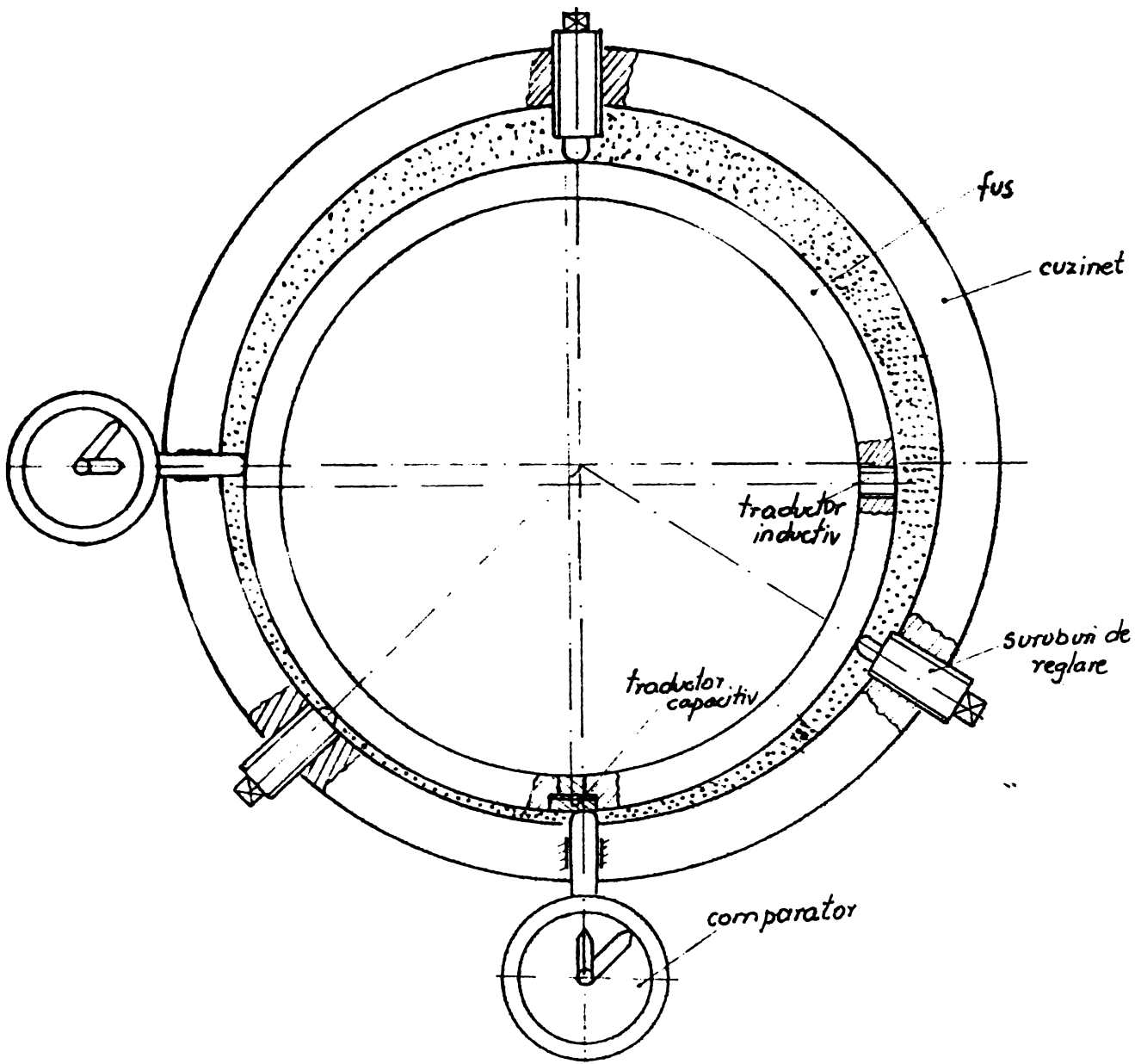


Fig. 4.9.

4.2. Metoda de măsurare a temperaturii cuzinetului în apropierea stratului de alunecare.

Un indicator al calității în funcționarea cuplelor cinematice "unse" îl constituie temperatura acestora în stratul de alunecare la circa 0,02 - 0,05 mm de suprafața de alunecare.

În cazul experiențelor am folosit traductori de temperatură de tipul Fe-Ko care au o liniaritate bună în intervalul 0...200°C și cea mai mare tensiune electromotoare (termoelectromotoare) dintre termocuplele normalizate aflate în uz curent la noi.

Minitermocuplele s-au realizat prin sudarea electrică a termoelectrozilor cu diametrul de 0,2 mm realizându-se o sudură

cu diametrul de 0,6 mm. O miniaturizare extremă n-am considerat-o necesară avînd în vedere masa relativ mare și deci și o inerție termică mare a sistemului a cărei temperatură se măsoară față de cea a termocuplelor.

Din măsurătorile efectuate rezultă o inerție a termocuplelor de 0,7 secunde.

Montarea termocuplelor în stratul de alunecare s-a realizat prin fixarea lor cu ajutorul unui chit special cu proprietăți electroizolante prin procedeul de polimerizare a acestui chit.

Schița de montare este redată în fig.4.10.a. iar diagrama de etalonare în fig.4.10.b.

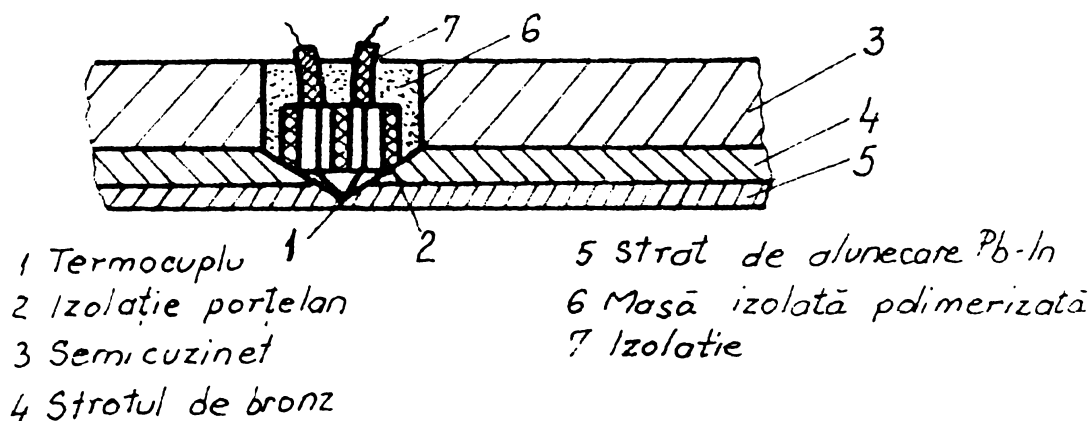


Fig. 4.10.a

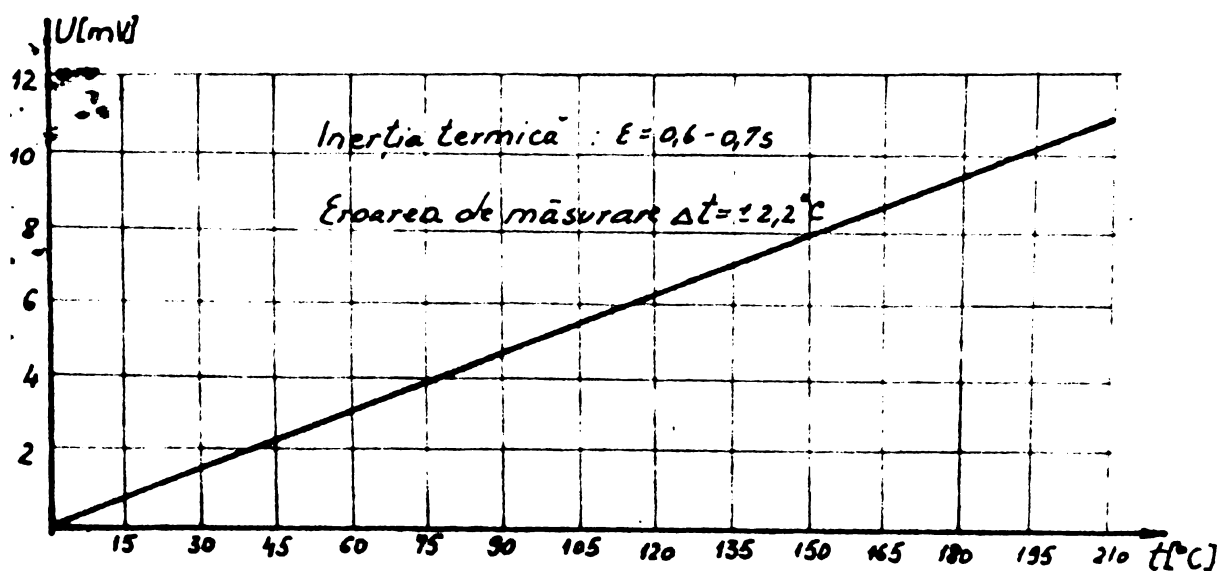


Fig. 4.10.b.

### 4.3. Descrierea instalațiilor folosite.

În cadrul cercetărilor experimentale de laborator, experiențele s-au efectuat cu ajutorul instalațiilor prezentate în figura 4.11 , fig.4.12 și fig.4.13.

Instalația din fig.4.11 s-a folosit pentru încercarea lagărelor de alunecare. Ea este compusă din motorul electric de curent continuu (1), reductorul de turație (2), fusul lagărului experimental (3), lagărul propriu-zis (5) împreună cu cuzineții (4). Atât în fus cât și în cuzineți au fost montate traductoare capacitive (8). Încărcarea lagărului s-a realizat pe cale hidraulică cu ajutorul pompei cu piston (9) și a rulmenților oscilanți (6). Pe fus se pot monta contragreutățile (10) pentru realizarea sarcinilor variabile. Traductoarele capacitive sînt legate de aparatele de măsură prin intermediul colectoarelor (11). Temperatura uleiului și a suprafeței de alunecare se măsoară cu minitermocuple Fe-Ko. Circuitul de alimentare cu ulei este compus din rezervorul (14), pompa cu roți dințate (13) antrenată de motorul electric (12), încălzitorul de ulei (15), răcitorul (16) și filtrul de ulei (17). Măsurarea presiunii uleiului de alimentare se face cu ajutorul manometrelor (18) iar a presiunii în circuitul de încărcare a lagărului cu manometrul (19). Pentru înregistrarea și măsurarea parametrilor măsurăți (grosimea peliculei de ulei, temperatura, turația) s-a folosit un oscilograf tip SOUTHERN cu 24 canale, o punte RLC tip Bruel și Kjaer un înregistrator FEA pentru măsurarea temperaturilor.

Încercările lagărelor de sprijin ale motoarelor electrice de tracțiune de la locomotivele Diesel electrice s-au efectuat cu ajutorul standului prezentat în fig.4.12.

Fusul este antrenat de un motor electric de curent continuu cu ajutorul unui cuplaj elastic. Încărcarea lagărului se realizează cu ajutorul unei prese hidraulice, sistem de bare articulate, brațele trăgătoare și rulmenții oscilanți, după direcțiile de acționare a forțelor ce lucrează asupra acestui lagăr.

Încercările lagărelor hidrostactice s-a efectuat cu ajutorul standului din fig.4.13. El este compus dintr-un motor electric de curent continuu, fusul lagărului hidrostatic (2), lagărul hidrostatic (3) cu 4 buzunare dreptunghiulare.

Prin folosirea restrictoarelor filetate (4) se poate modifica diametrul capilarelor.



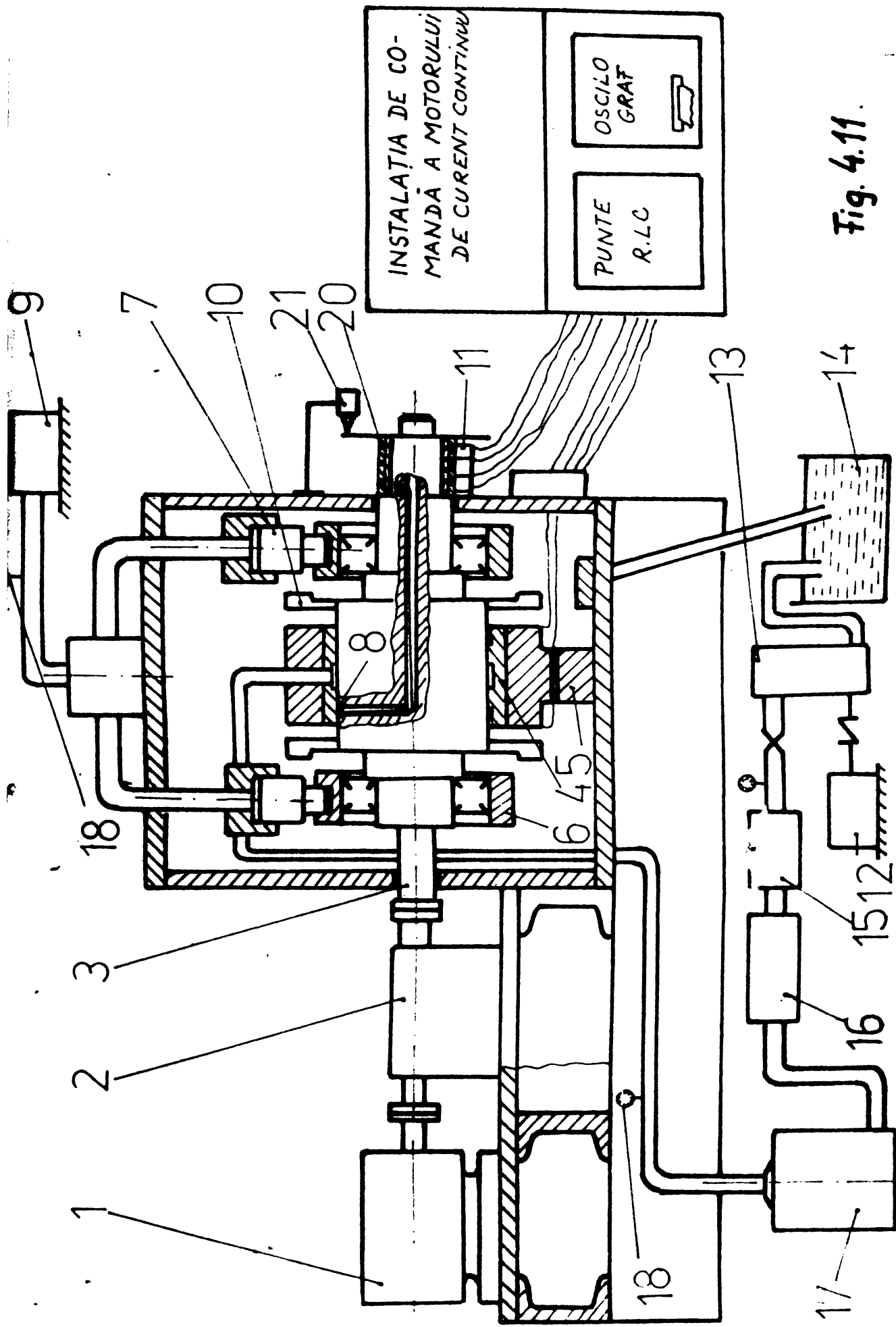
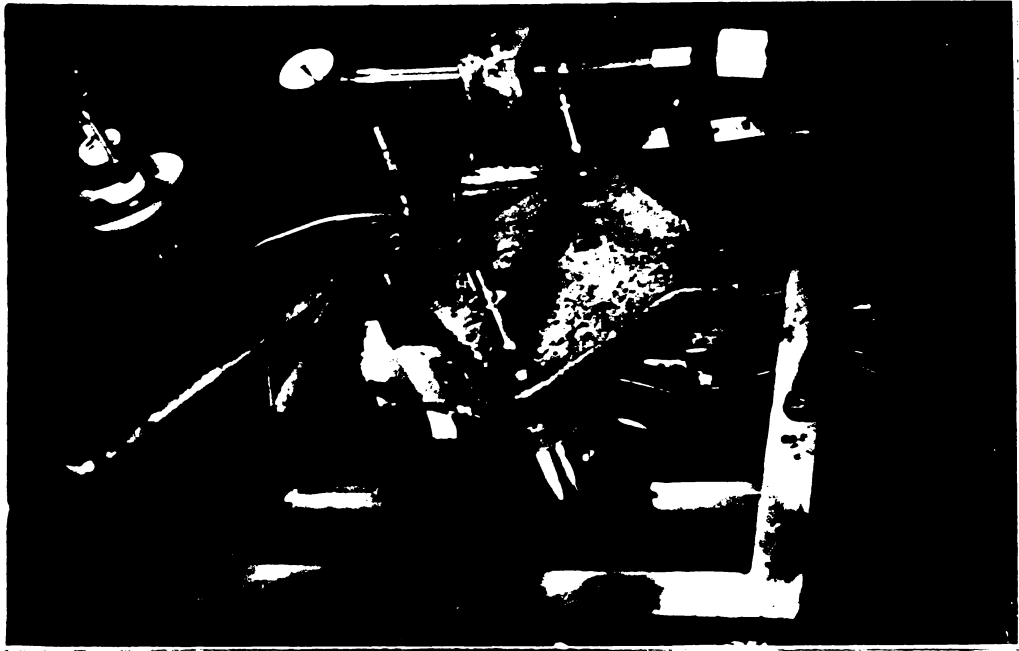


Fig. 4.11.



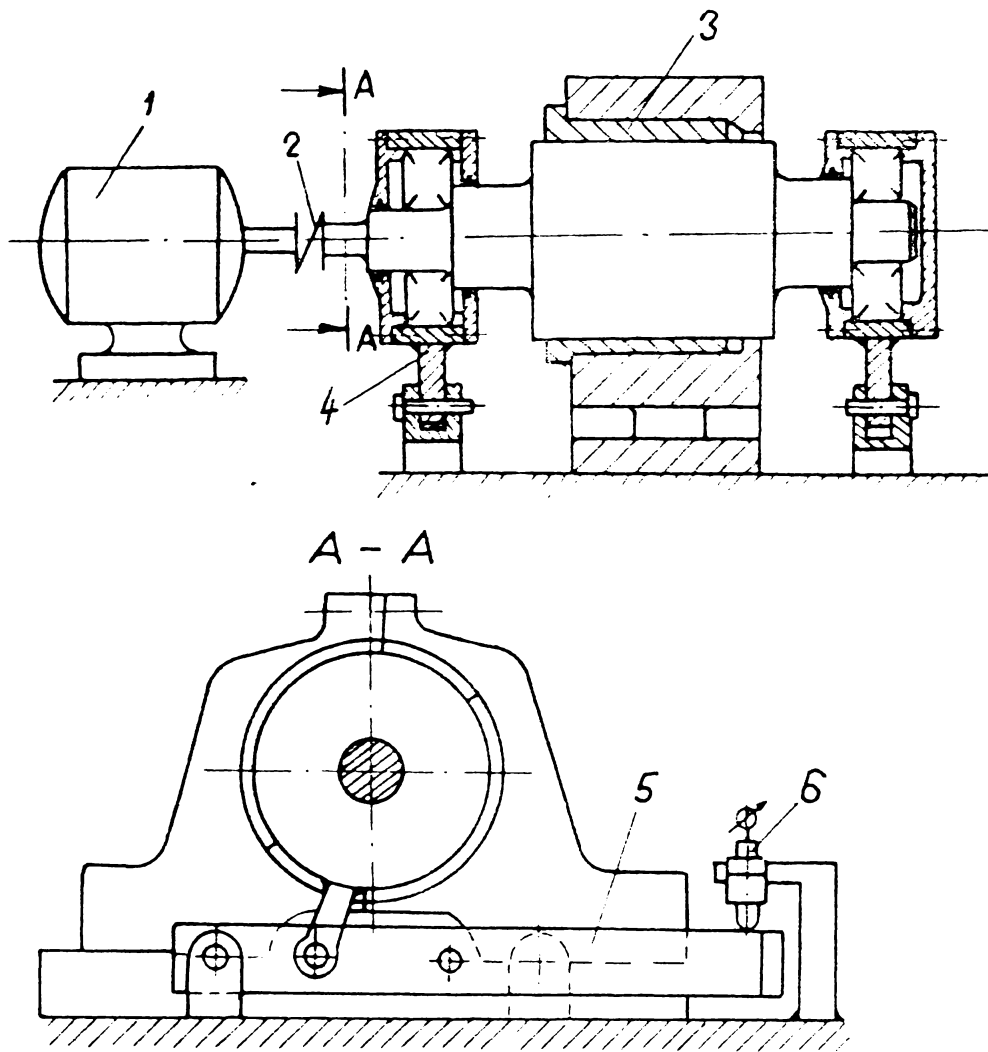
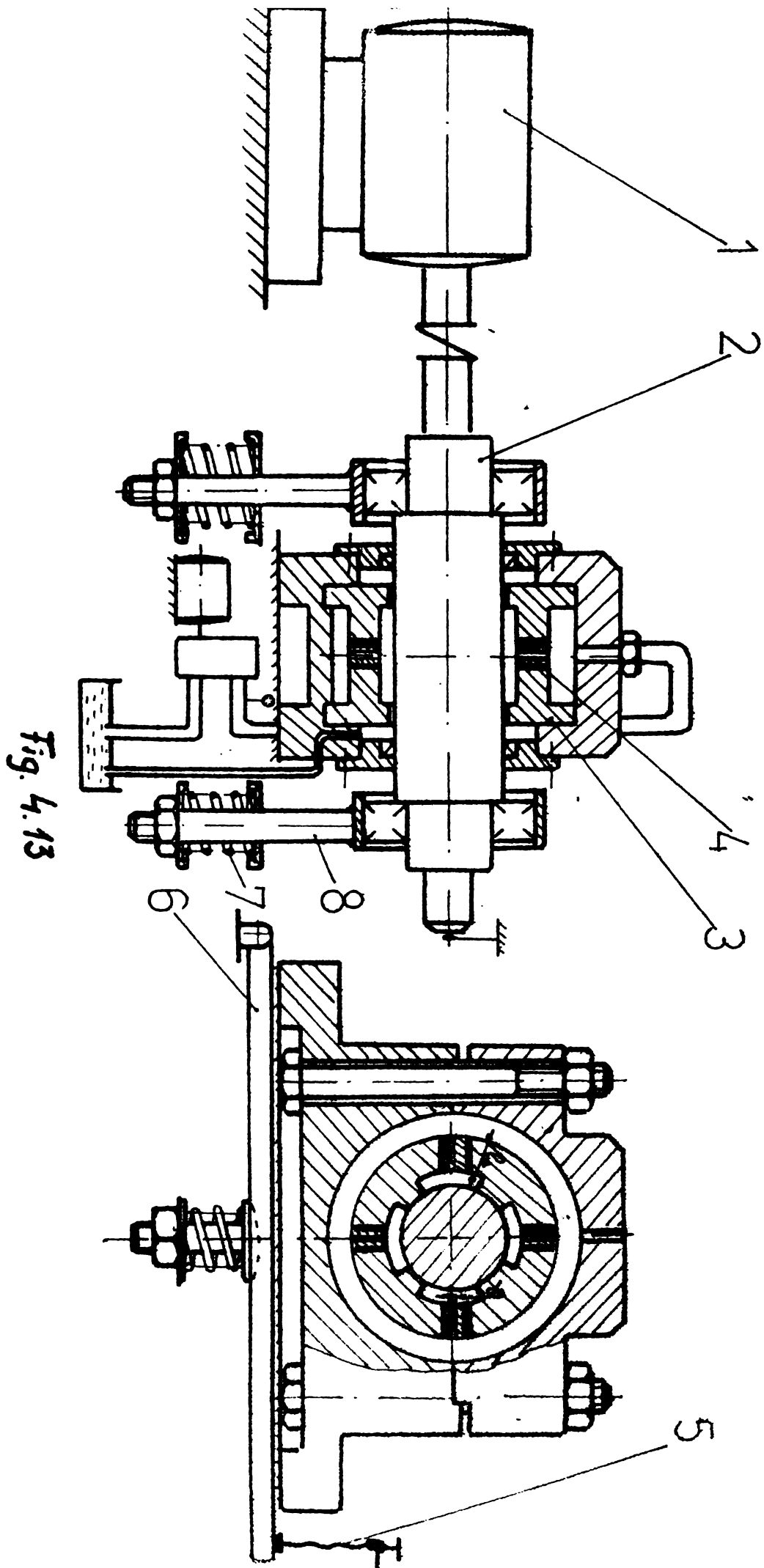


Fig. 4.12





Încărcarea lagărului s-a realizat cu ajutorul șurubului de mișcare (4), barei articulate (6) arcurile elicoidale (7) și tijele trăgătoare (8) cu rulmenți radiali.

Diametrul  $D = 110 \text{ mm}$

Lățimea  $B = 80 \text{ mm}$

Jocul în lagăr =  $S = 0,22 \text{ mm}$

$d_c = 1,60 \text{ mm}$

$l_c = 20 \text{ mm}$

Caracteristica obturatorului  $\mu = 40,4$

Poziția fusului în lagăr s-a determinat măsurându-se grosimea peliculei de lubrifiant cu doi traductori capacitivi montate la  $\pm 45^\circ$ . Deasemenea s-a măsurat temperatura uleiului și a suprafeței de alunecare, respectiv turația motorului electric, cu metodele descrise în paragrafele anterioare.

#### Instalație pentru determinarea proprietăților lubrifiante ale uleiurilor.

Schema instalației concepute pentru determinarea proprietăților lubrifiante ale uleiurilor este prezentată în fig.4.14.

Ea este compusă din motorul electric de curent continuu (1) care antrenează prin intermediul cuplajului (2) angrenajul melcat (3) care materializează cupla de frecare. El este un angrenaj amplificator pentru a avea condiții de exploatare mai dificile (p.v.mai mare).

Pentru încărcarea angrenajului se folosește o frână electromagnetică cu inducție. Măsurarea momentului de frecare se realizează, executând carcasa reductorului melcat în construcția basculantă, brațul acesteia acționând asupra dinamometrului (7).

Proprietățile lubrifiante ale uleiului se apreciază prin valoarea momentului de frecare respectiv prin temperatura lubrifiantului măsurată cu ajutorul unor termocuple.

În fig.4.14 se prezintă o vedere de ansamblu a instalației și parametrii constructivi funcționali

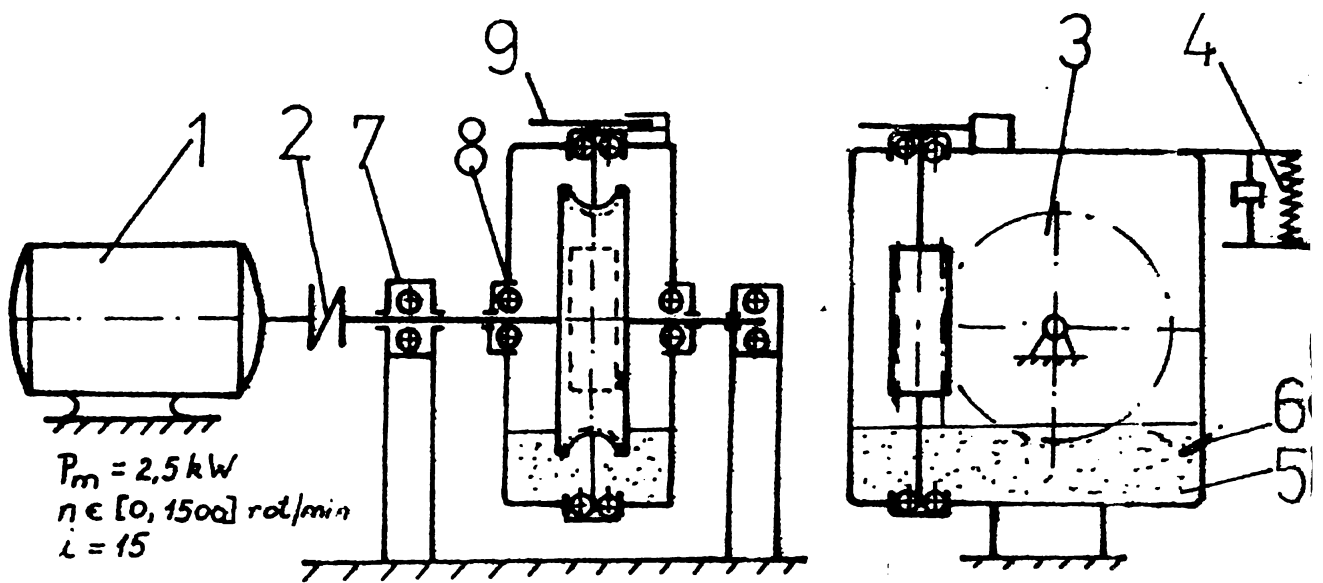


Fig. 4.14

## 5. ANALIZA STRUCTURALA A MECANISMELOR PLANE CE CONTIN CUPELE CINEMATICE "UNSE" .

### 5.1. Introducere.

Mecanismul nominal, ideal, conține elemente și cuple cinematice construite absolut precis. Mecanismul efectiv, real, este format din corpuri imprecis prelucrate, care au abateri dimensionale, de poziție și de formă, cuprinse în câmpul toleranțelor admise. Parametrii cinematici depind de dimensiunile geometrice ale mecanismelor, astfel mișcarea mecanismului efectiv este diferită de mișcarea mecanismului nominal. În cuplele cinematice „unse” cu lubrifiant lichid, se realizează după criteriul funcțional un joc bine determinat între zonele de contact ale cuplei cinematice în vederea formării unui film continuu de lubrifiant.

La mecanismele plane formate din bare cu arbori și alezaje pentru cuplele de rotație, respectiv cu pietre de culisă și canale de alunecare pentru cuplele de translație și cu element de ungere, abaterile elementare importante sînt datorită erorilor de dimensiuni  $\Delta l$  ale barelor și ale jocurilor dintre zonele de contact ale cuplelor. În cadrul lucrării se analizează influența peliculei de lubrifiant dintre zonele de contact ale cuplelor cinematice asupra gradului de libertate al lanțului cinematic.

### 5.2. Schema structurală a cuplelor cinematice "unse". Conexiune dinamică.

Prin cuplele cinematice solicitate dinamic se înțeleg acelea pentru care fie vectorul forța care acționează asupra cuplei își schimbă mărimea sau direcția în mod periodic, fie că viteza relativă a elementelor care formează cupla cinematică este variabilă. Prin cuple cinematice "unse" înțeleg cele cu un film continuu de lubrifiant dintre zonele de contact ale cuplei care se formează fie pe cale hidrodinamică, hidrostatică sau elastohidrodinamică.

În aceste condiții, ținând seama de proprietățile de elasticitate și amortizare a filmului de lubrifiant, grosimea peliculei este un parametru variabil atât ca mărime cât și de poziție. Ea contribuie la erorile geometrice ale pozițiilor punctelor sau elementelor conduse, respectiv la erorile cinematice de deplasare, viteze sau accelerații.

La cuplele cinematice plane de rotație jocul inițial este diferența dintre diametrul alezajului și diametrul fusului:  $e_1 = D-d$

În cazul cuplelor cinematice neunse, zonele de contact ale perechilor de suprafețe care formează cupla sînt zone pe care acționează reacțiunile (forțe de contact). Direcția și sensul vectorului excentricitate  $\bar{e}_1$ , corespunde cu direcția și sensul reacțiunii  $\bar{R}_{21}$ . Excentricitatea impune deci deplasarea centrului fusului  $O_f$  din  $O_c$  cu mărimea  $e_1$ , ceea ce este echivalent cu dublarea cuplei în  $O$ , între  $O_f$  și  $O_c$  fiind introdus un element nou de lungime  $e_1$ .

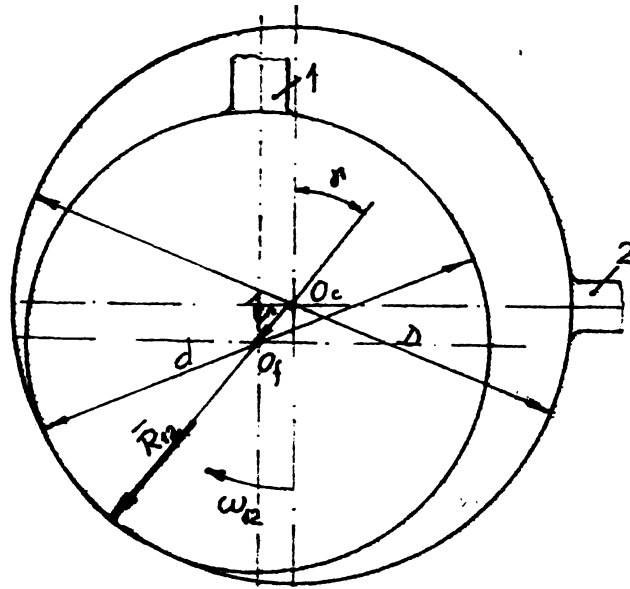


Fig. 5.1

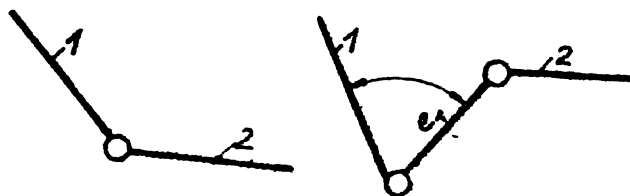


Fig. 5.2.



Pentru cuplele cinematice „unse” și solicitate dinamic, vectorul  $\bar{e}$  este variabil atât ca mărime cât și ca direcție în funcție de forțele care acționează asupra cuplei și a vitezei unghiulare rezultante:

$$\omega_{\text{res}} = \omega_1 + \omega_2 - 2 \frac{d\delta}{dt} \quad (5.1)$$

pentru un anumit lubrifiant dat, caracterizat prin vâscozitatea sa dinamică și dimensiuni date ale cuplei cinematice.

În acest caz se introduce între  $O_f$  și  $O_c$  un element de lungime  $\bar{e}$  variabilă, înlocuindu-se cupla cinematică de rotație printr-o conexiune dinamică de tip C. Această conexiune este dinamică deoarece constrângerile impuse de ea în mișcare relativă a elementelor 1 și 2 se realizează în timpul funcționării și depind de parametri care stabilesc regimul de ungere, fiind caracterizate prin coeficientul de elasticitate  $k$  și coeficientul de amortizare  $C$  a filmului de lubrifiant.

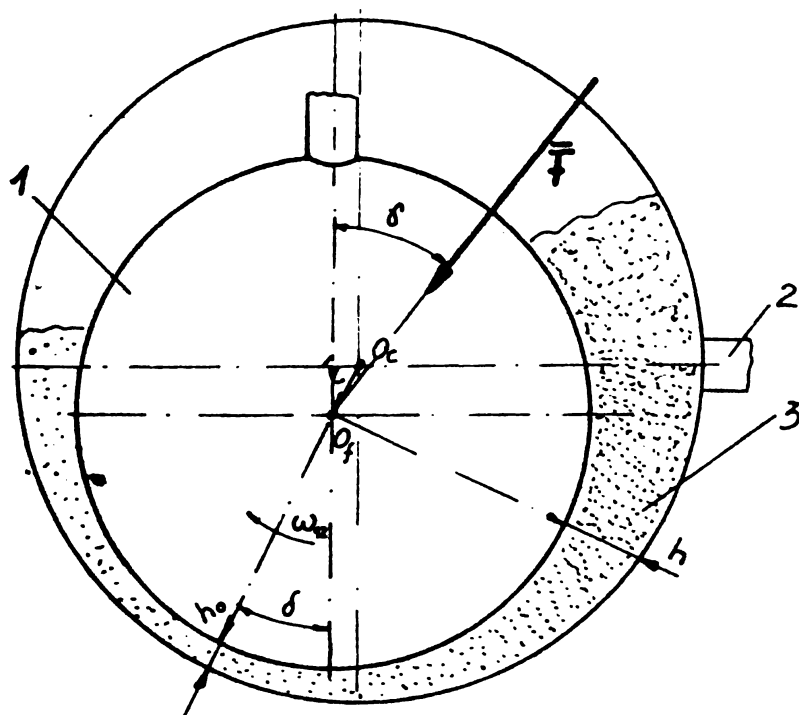


Fig.5.3.

Cupla cinematică de rotație de clasa a V-a, (fig.5.4) este înlocuită prin conexiunea dinamică notată prin  $K_{d(c)}$  care permite o mișcare relativă de rotație și translație între

elementele (1) și (2) în funcție de dinamica cuplei cinematice "unse" reprezentată simbolic prin resortul  $k$ .

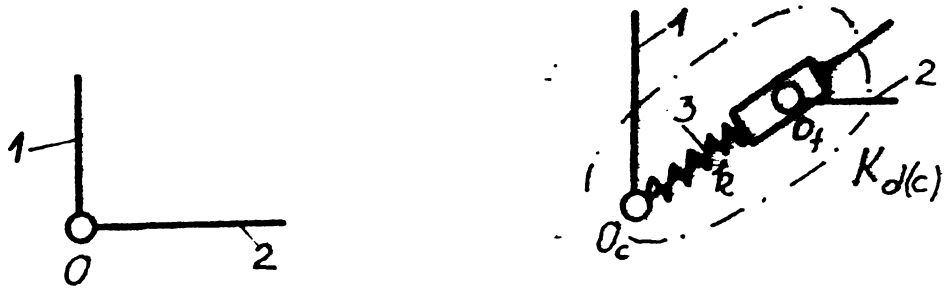


Fig.5.4.

Se consideră un lanț cinematic care sub forma sa ideală are gradul de libertate  $L_0$ . Dacă în cadrul lanțului se întâlnesc  $c'_5$  cuple cinematice „unse”, gradul de libertate al lanțului transformat va fi  $L_t$ :

$$L_t = L_0 + 5 c'_5 - L_{K_d} \quad (5.2)$$

$L_{K_d}$  - fiind numărul gradelor de libertate suprimate de conexiunea dinamică.

Pentru mecanisme plane formula (5.2) devine:

$$L_t = L_0 + 2 c'_5 - L_{K_d} \quad (5.2')$$

Pentru cazul cuplei cinematice „unse” de rotație, gradul de libertate al conexiunii  $L_{K_d} = 0$  (din punct de vedere pur structural conexiunea dinamică fiind echivalentă cu o grupă structurală de tip R-T-R).

Este de subliniat că aceste grade de libertate suplimentare se elimină în timpul funcționării mecanismului prin definirea conexiunilor dinamice introduse. Intrucît se cunosc pe parcursul întregului ciclu cinematic atît lungimile elementelor elastice  $e$  cît și unghiul de poziție  $\alpha_{ij}$ , cuplele cinematice „unse” se pot considera drept elemente conducătoare suplimentare cu legi de mișcare bine definite. ( $e_i, \alpha_{ij}$ ).

Bazat pe același raționament, cupla cinematică de translație „unsă” se înlocuiește printr-o conexiune dinamică  $K_{d(0)}$  echivalentă structural cu grupa cinematică de tipul R-T-T (fig.5.5.)

Gradul de libertate al lanțului cinematic transformat este

$$L_t = L_0 + 2 c'_5 \quad (5.3)$$

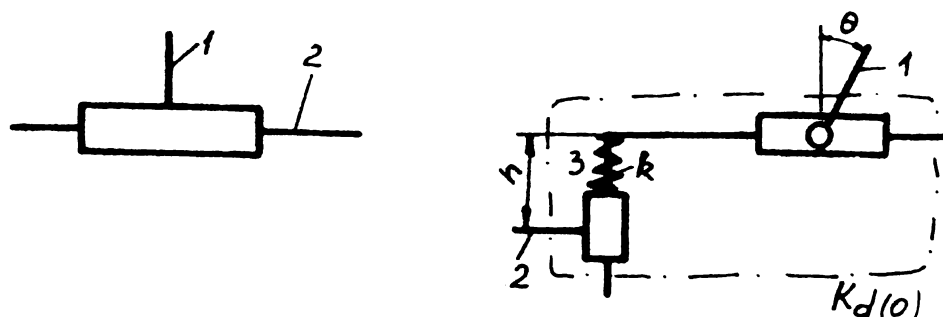


Fig.5.5.

$c_5$  - fiind numărul cuplelor cinematice „unse” de translație. Și în acest caz cupla cinematică „unsă” se consideră ca element conducător suplimentar, legea de mișcare al acestuia fiind dată prin parametrii  $h$  și  $\theta$ .

La cuplele cinematice superioare cu pelicula de lubrifiant între zonele de contact ale cuplei, apare un grad de libertate suplimentar datorită grosimii variabile  $h$  a peliculei de lubrifiant.

Conexiunea  $K_{B(-1)}$  se înlocuiește printr-o conexiune dinamică  $K_{d(0)}$  echivalentă structural cu o grupă structurală de tipul R-T-R (fig.5.6.)

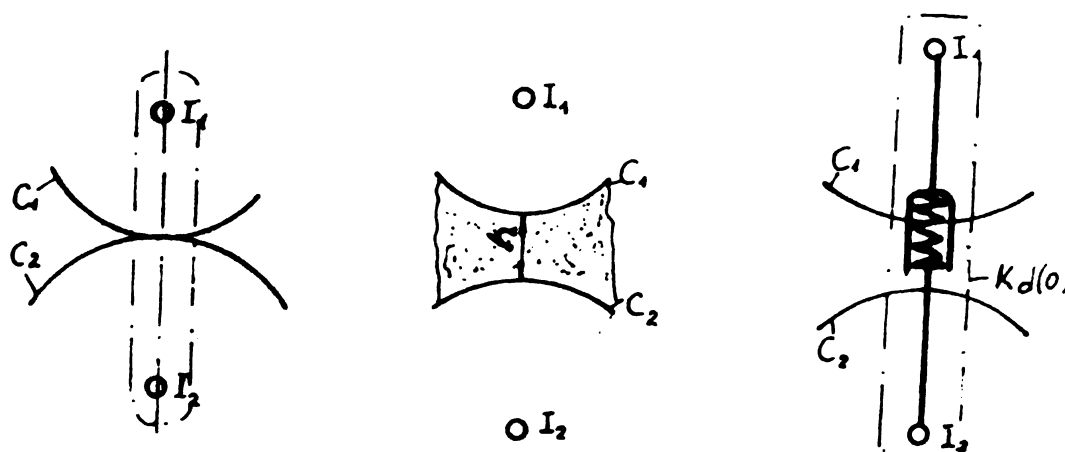


Fig.5.6.

Gradul de mobilitate al lanțului cinematic transformat cu  $c_4'$  cuple cinematice unse se calculează cu expresia:

$$L_t = L_0 + c_4'$$

Gradul de libertate suplimentar se elimină considerînd cupla cinematică „unsă” ca element conducător de lungime  $h$  definită ca poziție de direcția normalei comune în zona de contact.

### 5.3. Algoritm structural al mecanismelor plane.

Pentru a se crea posibilitatea folosirii unei metode unificate în cazul analizei și sintezei analitice a mecanismelor, se prezintă un algoritm structural pentru definirea structurii mecanismelor plane, prin intermediul unei matrici structurale

$$\mathcal{M} = \parallel c_{ij} \parallel : \begin{array}{l} i = 1, 2, \dots, n \\ j = 1, 2, \dots, n \end{array}$$

în care  $c_{ij}$  se definește după cum urmează:

$$c_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{- dacă există cupla cinematică între elementul} \\ & \text{i și j} \\ 0 & \text{- dacă cupla nu există} \end{cases}$$

Pornind de la matricea structurală  $\mathcal{M}$  se determină lanțurile cinematice închise, care determină mecanismul analizat. Ordinograma pentru determinarea lanțurilor cinematice închise dintr-un mecanism plan oarecare este arătată iar fig.5.7.

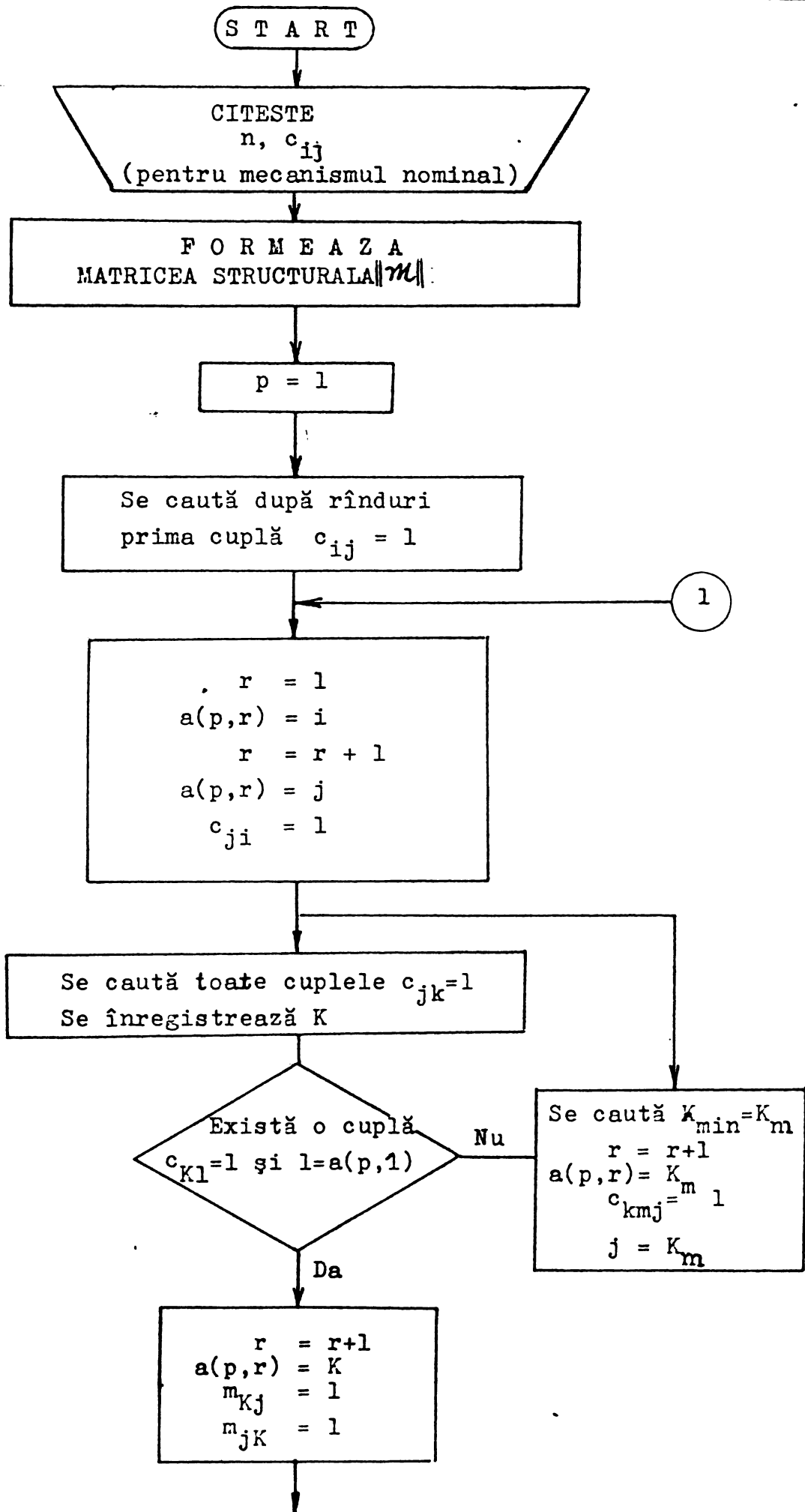
În cadrul algoritmului structural s-au folosit următoarele notații:

- peste numărul lanțului cinematic închis;
- $r$  - indicele curent din cadrul unui lanț;
- $a(p,r)$  - element curent din cadrul lanțului

Numărul contururilor închise independente:

$$s = \frac{1}{2} (n - M_0 - 1), \quad n \text{ fiind numărul elementelor} \\ \text{și } M_0 \text{ gradul de modalitate} \\ \text{al mecanismului ideal.}$$

În cadrul fiecărui contur închis se înlocuiește cupla cinematică printr-o conexiune dinamică. Conexiunea fiind definită prin parametrii dinamici se consideră cuplele cinematice „unse” ca elemente conducătoare suplimentare ale mecanismului.



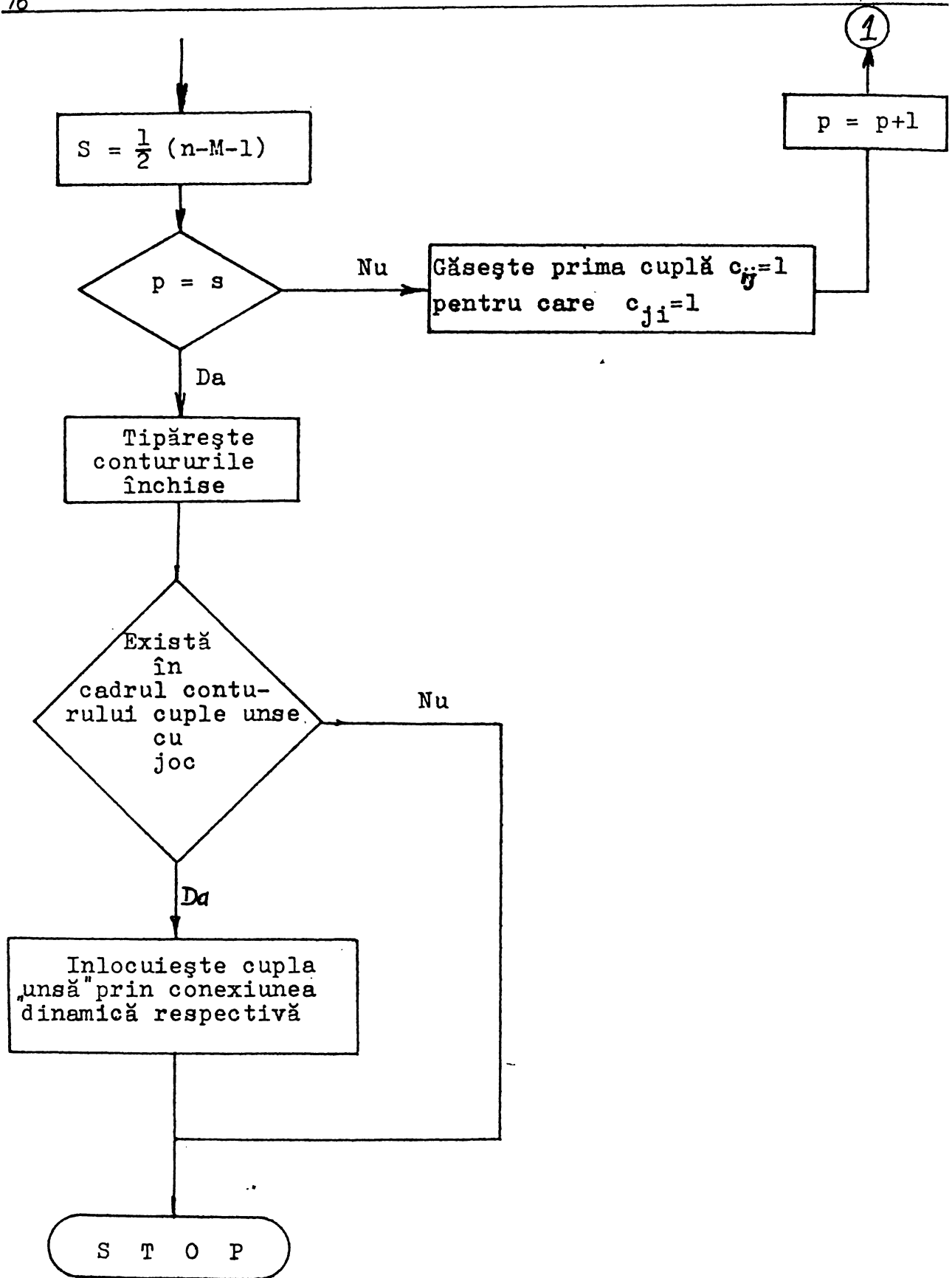


Fig.5.7

Spre exemplificare se arată un mecanism cu bare articulate avînd 12 elemente.

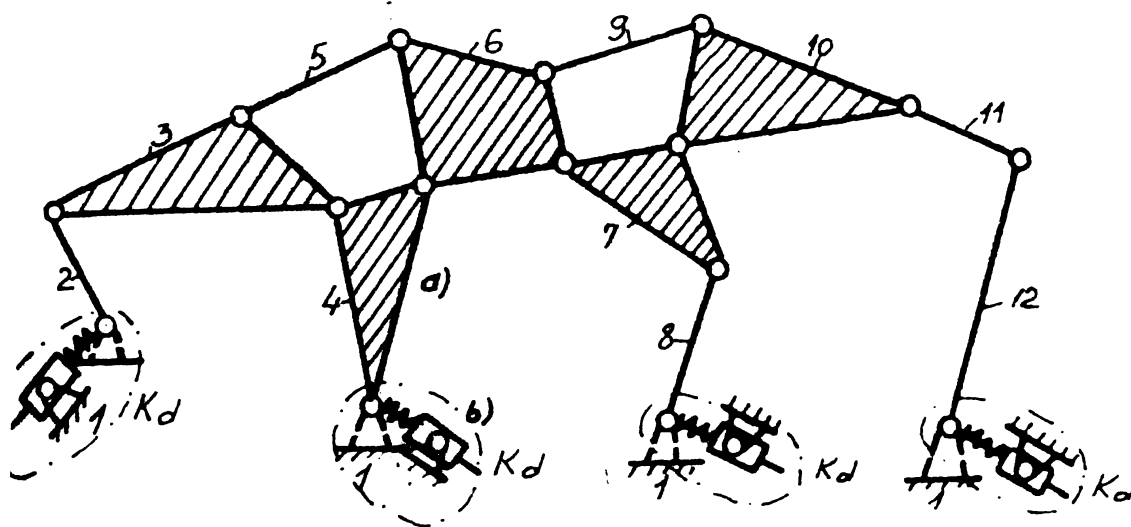


Fig. 5.8.a,b.

Pentru acest mecanism  $n = 12$ ,  $c_5 = 16$  și gradul de mobilitate  $M = 3(n-1) - 2c_5 = 3(12-1) - 2 \cdot 16 = 33 - 32 = 1$  iar numărul conturilor închise va fi

$$s = \frac{1}{2} (n - M - 1) = \frac{1}{2} (12 - 1 - 1) = 5$$

Matricea structurală  $\mathcal{M}$  va fi de forma

$$\mathcal{M} = \begin{array}{c} \begin{array}{cccccccccccc} 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{array} \end{array}$$

Contururile închise rezultante sînt:

Conturul I : 1 - 2 - 3 - 4

Conturul II : 1 - 8 - 7 - 6 - 4

Conturul III : 1 - 12 - 11 - 10 - 7 - 8

Conturul IV : 3 - 5 - 6 - 4

Conturul V : 6 - 9 - 10 - 7

În cadrul conturului există cuple „unse”, deci ele se înlocuiesc cu conexiuni dinamice  $K_d(o)$  de tipul RTR, noua schema structurală a mecanismului fiind cea din fig.4.8.b.

#### 5.4. Concluzii.

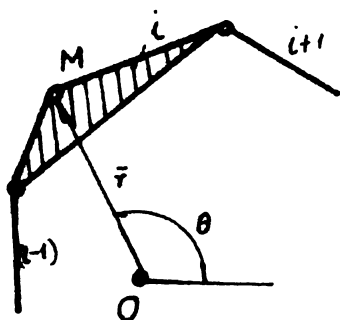
Cuplele cinematice „unse” sînt echivalente cu conexiuni dinamice care se formează în timpul funcționării. Din această cauză se modifică gradul de libertate al lanțului cinematic care conține asemenea cuple. Desmodromia întregului mecanism nu se modifică, deoarece cuplele cinematice „unse” vor fi considerate elemente conducătoare suplimentare, legea de mișcare a acestora fiind determinată prin stabilirea parametrilor conexiunii dinamice.



## 6. INFLUENTA PELICULEI DE LUBRIFIANT ASUPRA PARAMETRILOR CINEMATICI AI MECANISMULUI.

### 6.1. Abaterile funcționale ale pozițiilor, deplasărilor, vitezelor și accelerațiilor.

Atît pozițiile elementelor cît și pozițiile punctelor dintr-un mecanism sînt funcții de pozițiile elementelor conducătoare, de dimensiunile și formele elementelor și cuplelor care compun mecanismul. Poziția unui punct al unui element dintr-un mecanism se poate defini cu ajutorul coordonatelor:



$$r = r(a_1, a_2, \dots, a_n, A_1, A_2, \dots, A_p, \lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_K) \quad (6.1)$$

$$\theta = \theta(a_1, a_2, \dots, a_n, A_1, A_2, \dots, A_p, \lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_K)$$

Fig. 6.1.

$a_1, a_2, \dots, a_n$  sînt caracteristicile dimensionale ale elementelor din mecanismul nominal (ideal). Mecanismul real prezintă față de acestea abateri liniare sau unghiulare  $\Delta a_1, \Delta a_2, \dots, \Delta a_n$ .

$A_1, A_2, \dots, A_p$  sînt caracteristicile geometrice ale cuplelor din mecanismul ideal. Mecanismul real prezintă față de acestea deasemenea abateri liniare sau unghiulare  $\Delta A_1, \Delta A_2, \dots, \Delta A_p$ .

$\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_K$  sînt parametrii generalizați, liniari sau unghiulari de poziționarea elementelor conducătoare și care sînt aceiași pentru mecanismul nominal și efectiv.

Din cauza abaterilor elementare-primare  $\Delta a$  și  $\Delta A$  pozițiile elementelor și punctelor din mecanismul efectiv, diferă față de acelea ale mecanismului nominal prin abaterile poziționale  $\Delta \theta$  și  $\Delta r$ . Poziția punctului în cadrul mecanismului real va fi caracterizat prin :

$$r + \Delta r = r(a_1 + \Delta a_1, a_2 + \Delta a_2, \dots, A_1 + \Delta A_1, A_2 + \Delta A_2, \dots) \quad (6.2)$$

$$\theta + \Delta \theta = \theta(a_1 + \Delta a_1, a_2 + \Delta a_2, \dots, A_1 + \Delta A_1, A_2 + \Delta A_2, \dots)$$

Dezvoltînd în serie Taylor și luînd în considerare numai termenii de gradul întîi, se găsesc abaterile de poziție:

$$\begin{aligned} \Delta \theta &= \frac{\partial \theta}{\partial a_1} \Delta a_1 + \frac{\partial \theta}{\partial a_2} \Delta a_2 + \dots + \frac{\partial \theta}{\partial a_n} \Delta a_n + \frac{\partial \theta}{\partial A_1} \Delta A_1 + \frac{\partial \theta}{\partial A_2} \Delta A_2 + \\ &+ \dots + \frac{\partial \theta}{\partial A_j} \Delta A_j \\ \Delta r &= \frac{\partial r}{\partial a_1} \Delta a_1 + \frac{\partial r}{\partial a_2} \Delta a_2 + \dots + \frac{\partial r}{\partial a_n} \Delta a_n + \frac{\partial r}{\partial A_1} \Delta A_1 + \frac{\partial r}{\partial A_2} \Delta A_2 \\ &+ \dots + \frac{\partial r}{\partial A_j} \Delta A_j \end{aligned} \quad (6.3)$$

pentru o anumită poziție dată prin parametrii generalizați  $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_K$  ai mecanismului.

Pentru a se studia influența cuplelor cinematice "unse" se pornește de la schema și dimensiunile mecanismului ideal. Se introduce în locul cuplei cinematice "unse" conexiunea dinamică respectivă, realizîndu-se un mecanism transformat cu  $M_t$  grade de mobilitate.

Se notează cu  $\bar{r}$  vectorii de poziții din mecanismul nominal și cu  $\bar{R}$  din cel efectiv:

$$\bar{r} = \bar{r}(a_1, A_j, \lambda_K) \quad \text{și} \quad \bar{R} = \bar{r}(a_2 + \Delta a_1, A_j + \Delta A_j, \lambda_K) \quad (6.4)$$

Intre două poziții ale elementelor conducătoare, deplasarea mecanismului nominal este:

$$\bar{r}_{12} = \bar{r}_2 - \bar{r}_1 = \bar{r}(a_1, A_j, \lambda_2) - \bar{r}(a_1, A_j, \lambda_1) \quad (6.5)$$

iar deplasarea mecanismului efectiv devine:

$$\begin{aligned} \bar{R}_{12} = \bar{R}_2 - \bar{R}_1 &= \bar{r}(a_1 + \Delta a_1, A_j + \Delta A_j, \lambda_2) - \bar{r}(a_1 + \Delta a_1, A_j + \Delta A_j, \lambda_1) \\ &= \bar{r}_{12} + (\Delta \bar{r}_2 - \Delta \bar{r}_1) \end{aligned} \quad (6.6)$$

$\Delta \bar{r}_2, \Delta \bar{r}_1$  calculîndu-se cu relația (6.3) în funcție de  $\lambda_1$  și  $\lambda_2$

Pentru calculul abaterii vitezei se derivează în raport cu timpul relația  $\bar{R} = \bar{r} + \Delta\bar{r}$  și se găsește:

$$\bar{v} = \bar{v} + \Delta\bar{v} \quad (6.7)$$

abaterea  $\Delta\bar{v}$  are expresia:

$$\Delta\bar{v} = \Delta \frac{d\bar{r}}{dt} = \frac{d}{dt} \Delta\bar{r} = \left( \sum_{i=1}^n \frac{\partial^2 \bar{r}}{\partial a_i \partial \lambda} \Delta a_i + \sum_{j=1}^l \frac{\partial^2 \bar{r}}{\partial A_j \partial \lambda} \Delta A_j \right) \lambda' \quad (6.8)$$

Prin derivarea relației (6.8) în raport cu timpul se obține abaterea accelerației.

$$\begin{aligned} \bar{A} &= \bar{a} + \Delta\bar{a} \\ \Delta\bar{a} &= \frac{d}{dt} (\Delta\bar{v}) = \left( \sum_{i=1}^n \frac{\partial^3 \bar{r}}{\partial a_i \partial \lambda^2} \Delta a_i + \sum_{j=1}^l \frac{\partial^3 \bar{r}}{\partial A_j \partial \lambda^2} \Delta A_j \right) \dot{\lambda}^2 + \\ &\quad \left( \sum_{i=1}^n \frac{\partial^2 \bar{r}}{\partial a_i \partial \lambda} + \sum_{j=1}^l \frac{\partial^2 \bar{r}}{\partial A_j \partial \lambda} \Delta A_j \right) \ddot{\lambda} \quad (6.9) \end{aligned}$$

unde  $\bar{a}$  este accelerația mecanismului nominal, iar  $\bar{A}$  accelerația mecanismului efectiv.

Pentru a găsi noile valori ale vitezelor și accelerațiilor unghiulare se folosește metoda contururilor vectoriale închise, rezultate pe baza algoritmului structural din fig.5.7

### 6.2. Calculul abaterilor funcționale ale mecanismului manivelă-bielă piston de la motorul 12 LDA - 28

Mecanismul manivelă-bielă piston al motorului 12 LDA 28 are următoarele caracteristici:

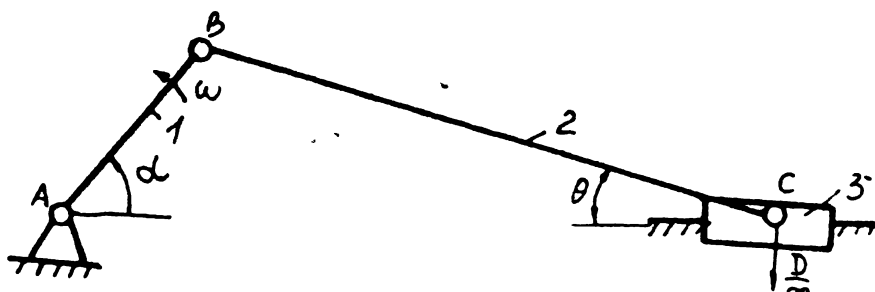


Fig.6.2.

- lungimea manivelei (1):  $l_{AB} = 180 \text{ mm}$ ;
- caracteristicile cuplei cinematice "unse" din A :
  - diametrul fusului  $d_A = 205 \text{ mm}$ ;
  - jocul relativ în cupla  $\Psi = \frac{0,1-0,3}{205}$
  - lățimea cuplei  $B_A = 90 \text{ mm}$ ;
- lungimea bieiei (2):  $l_{BC} = 720 \text{ mm}$
- caracteristicile cuplei cinematice "unse" din B:
  - diametrul fusului  $d_B = 190 \text{ mm}$
  - jocul relativ în cupla  $\Psi = 1 \text{ ‰}$
- diametrul pistonului (1) :  $D_p = 280 \text{ mm}$ .

Funcționarea mecanismului se studiază pentru următorul regim de funcționare:

- turația manivelei (viteza unghiulară)  $n = 750 \text{ rot/min}$   
( $\omega = 78,54 \text{ s}^{-1}$ )
- puterea motorului  $P_n = 1540 \text{ kW}$ ;
- uleiul folosit pentru ungere: M 30S2

Intrucât cuplele cinematice A și B sînt cuple cinematice "unse" în regim hidrodinamic, schema structurală reală a mecanismului este cea din fig.6.3, cuplele A și B fiind înlocuite prin conexiunile dinamice  $K_d(A)$  și  $K_d(B)$

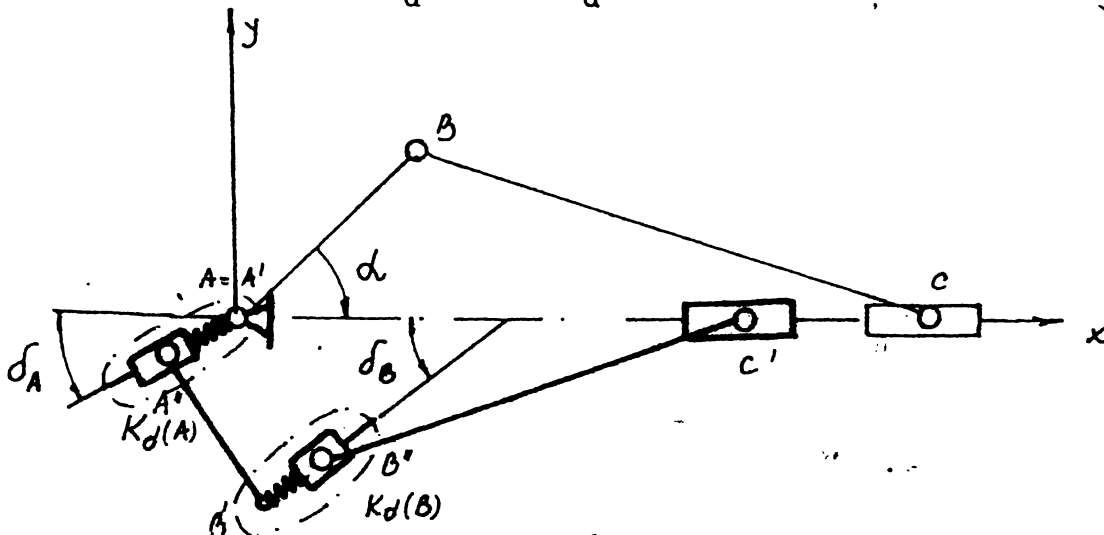


Fig.6.3.

Analiza cinematică a mecanismului se face ținând seama de următoarele condiții. Deoarece conexiunile dinamice introduse sînt definite din punct de vedere cinematic prin cunoașterea unghiurilor de poziții  $\delta_A$  și  $\delta_B$  și lungimilor elementelor elastice  $l_A = l_{A',A''}$  și  $l_B = l_{B',B''}$ , cele două cuple cinematice "unse" sînt echivalente cu două elemente conducătoare suplimentare, mecanismul putînd fi considerat cu trei cuple cinematice conducătoare a căror mișcare se cunoaște (cupla B fiind o cuplă conducătoare inițială). Elementele și zonele de contact ale cuplelor se consideră rigide, pentru a scoate în evidență influența lubrifiantului asupra mecanismului.

Drept element de reducere se consideră elementul (1), și acesta ocupă în cele două variante aceeași poziție.

Parametrii geometrici ai celor două conexiuni sînt trecute în tabelul 6.1.A /v. § 8.3/.

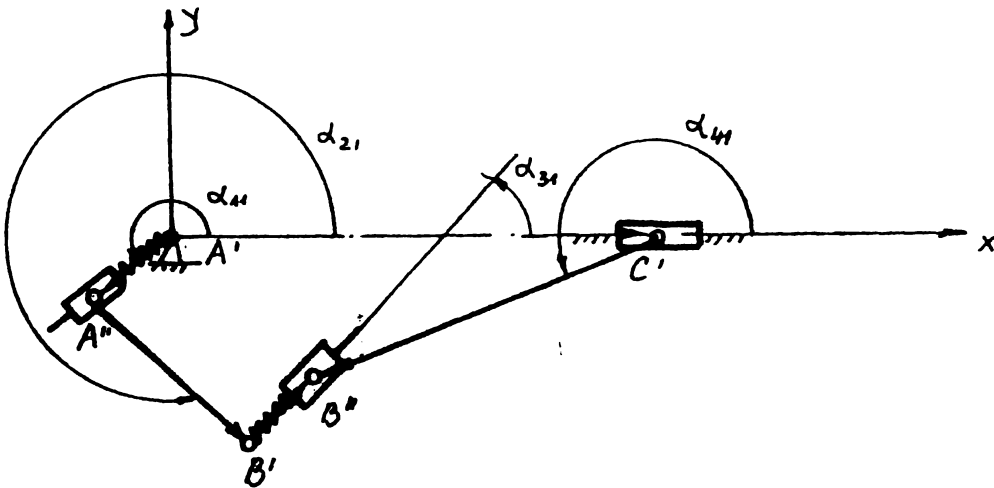


Fig.6.4

Se va nota conform fig.6.4:

$$Z_1' = A'A''e^{i\alpha_{11}} = e_A \cdot e^{i\alpha_{11}} \quad ; \quad Z_2' = A'B'e^{i\alpha_{21}} = l_2^0 e^{i\alpha_{21}}$$

$$Z_3' = B'B''e^{i\alpha_{31}} = e_B e^{i\alpha_{31}} \quad \text{pozițiile cuplelor conducătoare}$$

$$Z_4' = C'B''e^{i\alpha_{41}} \quad Z_5' = A'C'e^0 = A'C'$$

Ecuția de închidere a lanțului cinematic se scrie sub forma:

$$Z_1' + Z_2' + Z_3' = Z_4' + Z_5' \quad (6.10)$$

față de cazul schemei cinematice ideale

$$Z_2^0 = Z_4^0 + Z_5^0 \quad (6.11)$$

Necunoscutele ecuației (6.10) fiind în acest caz  $\alpha_{41}$  și  $A'C' = X_C'$ . Proiectînd ecuația de închidere după axa reală și imaginară se obțin relațiile:

$$e_A \cos \alpha_{11} + l_1^0 \cos \alpha_{21} + e_B \cos \alpha_{31} = l_2^0 \cos \alpha_{41} + X_C' \quad (6.12)$$

$$e_A \sin \alpha_{11} + l_1^0 \sin \alpha_{21} + e_B \sin \alpha_{31} = l_2^0 \sin \alpha_{41}$$

Pentru exemplificare se calculează coordonata  $X_C'$  pentru  $\alpha_{21} = 0^\circ, 180^\circ$  și  $360^\circ$  (puncte caracteristice în funcționarea mecanismului).

Valorile obținute sînt trecute în tabelul 6.2.

Tabelul 6.2.

$\alpha_{21} [^\circ]$	$X_C' [mm]$	$X_C^o [mm]$	$\Delta X_C = X_C^o - X_C' [mm]$
0	899,998	900,00	0,002
180	899,829	900,00	0,171
360	899,843	900,00	0,157

Metoda contururilor poligonale închise independente poate fi aplicată în mod generalizat sub următoarea formă: Pentru fiecare din cele "s" poligoane se scriu ecuațiile de închidere sub forma:

$$\sum_{i=1}^m Z_{ik} = \sum_{j=m+1}^l Z_{jk} \quad (Z_{ik} = l_{ik} e^{i\alpha_{ik}} \quad (6.13)$$

$$Z_{jk} = l_{jk} e^{i\alpha_{jk}})$$

în care:

m - este numărul cuplelor conducătoare, inclusiv cele rezultate de la cuplele cinematice unse;

l - numărul elementelor conturului poligonal închis.

Prin rezolvarea ecuației (6.13) rezultă unghiurile  $\alpha_{jk}$  pe care elementul condus j îl face cu axa reală în poziția k și lungimile elementelor  $l_{jk}$  în cazul cînd sînt prezente și cuple de translație.

### 6.3. Corelația dintre abaterile determinate de pelicula de lubrifiant și abaterile elementare independente.

Fie o conexiune de tip C pentru care se cunosc abaterile de poziții ale cuplei caracterizate prin vectorii  $\bar{e}_{ij}$  ( $\bar{e}_{A20}$  și  $\bar{e}_{C30}$ ) definite de conexiunile dinamice din cupla cu pelicula de lubrifiant. Abaterile sînt date în raport cu elementul fix O (de obicei batiul mecanismului).

Deasemenea se consideră cunoscute abaterile de lungimi  $\Delta \bar{l}_2$  și  $\Delta \bar{l}_3$ . Astfel rezultă poziția punctului  $B^x$  ținînd seama că abaterea  $\bar{z}_{B20} = \bar{z}_{B30}$ .

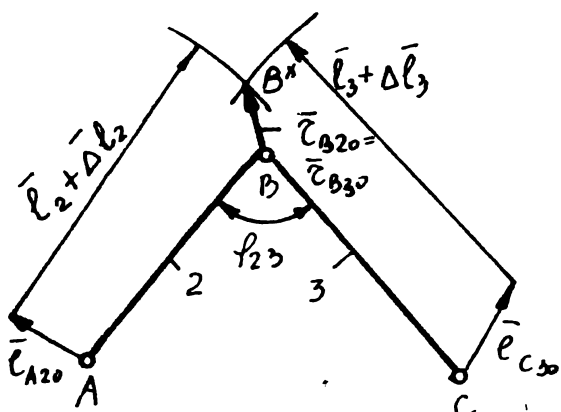


Fig. 6.5

abateri cât mai mici se determină câmpul de abateri pentru punctul în cauză.

Spre exemplificare se arată corpul mecanismului bielă manivelă cu valorile prezentate în tabelul 6.1.A. pentru un  $\alpha = 60^\circ$ . Din analiza acestei figuri se observă influența toleranțelor elementelor  $\Delta l_i$  asupra câmpului de abateri ale punctului C.

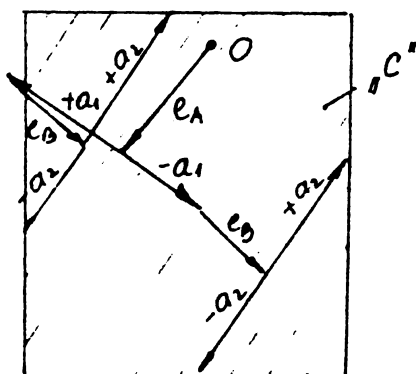


Fig. 6.6

#### 6.4. Concluzii.

Película de lubrifiant, considerat din punct de vedere cinematic reprezintă un element conducător suplimentar, pentru care se cunoaște legea de mișcare (lungimea elementului fiind variabilă și unghiul de poziție) influențează poziția punctelor și elementelor și în mai mică măsură viteza și accelerația acestora, deoarece lungimea elementului este redusă față de lungimea elementelor rigide (v. cap. 8).

În cadrul conexiunii se poate acționa în cadrul sintezei dimensionale asupra valorii unghiului  $\alpha_{23}$ , ( $30^\circ < \varphi_{23} < 150^\circ$ ) respectiv  $210^\circ < \varphi_{23} < 330^\circ$ , pentru a obține erori minime referitor la poziția punctului B.

Pentru a rezulta cum trebuie influențate toleranțele  $\Delta l_i$  ale elementelor, pentru a menține domeniul de

Astfel abaterile de poziție ajung la ordinul zecimilor de milimetri, vitezele determinate de variația parametrului  $\bar{e}$  sînt de ordinul milimetri/s iar accelerațiile de ordinul milimetri/s<sup>2</sup>, (v.tab.8.4-A). În schimb unghiurile de poziție  $\alpha_{ij} \in [0 - 360^\circ]$ .



## 7. DINAMICA CUPELOR CINEMATICE DE ROTATIE "UNSE"

### 7.1. Modelul dinamic al cuplei cinematice "unse".

Filmul de lubrifiant dintre zonele de contact ale cuplelor cinematice are pe lângă rolul funcțional de a prelua și transmite sarcinile ce acționează asupra mecanismului cu frecări și uzări minime și proprietăți elastice și de amortizare, care sînt deosebit de importante pentru cuplele solici-tate dinamic. Proprietățile elastice influențează în mare mă-sură domeniul de rezonanță al mașinii, iar amortizarea filmu-lui asigură posibilitatea de trecere prin domeniul de rezo-nanță. Aceste proprietăți influențează stabilitatea de mișca-re a mașinii.

Răspunsul dinamic al cuplei cinematice depinde de cîmpul de presiune ce ia naștere în filmul de lubrifiant.

Pentru studiul dinamic al cuplei este necesar reprezen-tarea ei printr-un model matematic. În acest sens trebuiesc stabilite constantele elastice, constantele de amortizare, ma-sele și forțele aplicate sistemului. Modelul trebuie să pre-zinte un număr suficient de grade de libertate, spre a se de-termina modurile de mișcare ce reprezintă importanță din punct de vedere al răspunsului la excitația impusă.

Sistemul de constante elastice ale unei structuri cu  $L$  grade de libertate se caracterizează complet prin  $L^2$  cons-tante elastice. Constanta elastică  $k_{ij}$  este variația forței elastice a gradului de libertate de ordinul  $i$ , cînd are loc o deplasare egală cu unitatea, numai pe direcția gradului de libertate de ordinul  $j$ .

Forța elastică totală acționînd asupra gradului de li- bertate  $i$  este suma efectelor deplasărilor pe toate gradele de de libertate.

$$(F_e)_i = - \sum_{j=1}^L k_{ij} X_j \quad (7.1)$$

Forțele de amortizare vîscoasă se însumează în mod analog celor elastice. Deci forța de amortizare care acțio-nează asupra gradului de libertate  $i$  este :

$$(F_a)_i = - \sum_{j=1}^L c_{ij} X_j \quad (7.2)$$

unde  $c_{ij}$  este forța rezultantă de frecare aplicată gradului de libertate  $i$ , datorită unei viteze egală cu unitatea. Efectul de amortizare fiind o proprietate a materialului elastic (de ungere), apare o amortizare uniformă, fiecare element elastic este considerat că are un amortizor în paralel, iar raportul dintre coeficientul de amortizare și constanta elastică este același pentru întregul sistem.

Filmul de ulei formează un arc plan anizotrop caracterizat prin patru coeficienți elastici de translație:

$k_{xx}$ ,  $k_{xy}$ ,  $k_{yy}$  și  $k_{yx}$ , patru coeficienți de amortizare de translație:  $c_{xx}$ ,  $c_{xy}$ ,  $c_{yy}$  și  $c_{yx}$ . Ținând seama că pelicula de lubrifiant transmite cuplei un moment de frecare datorită vâscozității lubrifiantului. Aceasta se reprezintă printr-un arc de răsucire caracterizat prin constantele  $k_t$  și  $c_t$ .

Datorită proprietăților anizotrope este de remarcat că  $k_{xy} \neq k_{yx}$  și  $c_{xy} \neq c_{yx}$ .

Pe baza acestor ipoteze, modelul dinamic al cuplei este arătată în fig.7.1.

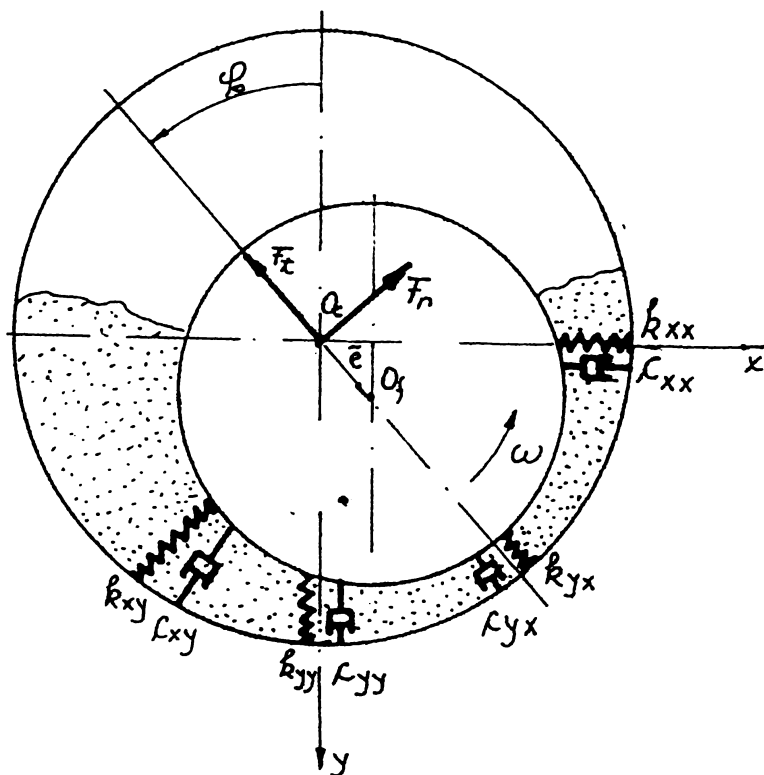


Fig.7.1

Sistemul de axe de coordonate se alege astfel încât axa  $y$  să corespundă cu direcția greutății fusului iar coordonata  $x$  rabătută cu  $90^\circ$  în sensul de rotație a vitezei unghiulare rezultante.

Mișcările fusului, reprezentate prin variația coordonatelor  $x$  și  $y$  sînt cuplate, fiind considerate însă independente de mișcarea de rotație caracterizată prin coordonata  $\varphi$ .

Astfel ecuațiile de mișcare ale fusului sînt de formă:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + k_{xx}x + k_{xy}y + c_{xx}\dot{x} + c_{xy}\dot{y} = F_x(t) \\ m\ddot{y} + k_{yy}y + k_{yx}x + c_{yy}\dot{y} + c_{yx}\dot{x} = F_y(t) \end{cases} \quad (7.3)$$

în care  $m$  este masa redusă în cupla analizată.

$F_x(t)$  și  $F_y(t)$  - forțele ce acționează asupra cuplei după direcția  $x$  respectiv  $y$ .

Mișcarea sistemului este descrisă de un sistem de ecuații diferențiale liniare parametrice întrucît coeficienții sînt mărimi variabile în funcția de regimul de funcționare al cuplei. Pentru un interval de timp suficient de mic și un regim de mișcare dat, coeficienții pot fi considerați constanți și sistemul (7.3) un sistem cu coeficienți constanți.

Pentru determinarea coeficienților elastici și de amortizare se pornește de la rezultanta presiunilor compusă din componenta după direcția liniei centrelor  $F_t$  și pe o normală la aceasta  $F_n$ :

$$F_{t,n} = \int_A (p-p_a) \begin{Bmatrix} -\cos\varphi \\ +\sin\varphi \end{Bmatrix} dA,$$

$A$  fiind suprafața activă a lagărului.

Dacă se raportează rezultanta presiunilor la axele  $y$  și  $x$  din fig.7.1 rezultă:

Legătura dintre componentele presiunii și coeficienții elastici și de amortizare este dată prin relația:

$$\begin{aligned} F_y &= F_{y0} - k_{yy}y - k_{yx}x - c_{yy}\dot{y} - c_{yx}\dot{x} \\ F_x &= F_{x0} - k_{xx}x - c_{xx}\dot{x} - k_{xy}y - c_{xy}\dot{y} \end{aligned}$$

rezultînd, [13] :

$$\begin{cases} Ck_{yy} = \left( \frac{\partial F_t}{\partial \varepsilon} \cos\varphi_0 + \frac{\partial F_n}{\partial \varepsilon} \sin\varphi_0 \right) \cos\varphi_0 - \left( \frac{\partial F_t}{\varepsilon_0 \partial \varphi} \cos\varphi_0 + \frac{\partial F_n}{\varepsilon_0 \partial \varphi} \sin\varphi_0 \right) \sin\varphi_0 \\ Ck_{xy} = \left( \frac{\partial F_t}{\partial \varepsilon} \sin\varphi_0 - \frac{\partial F_n}{\partial \varepsilon} \cos\varphi_0 \right) \cos\varphi_0 - \left( \frac{\partial F_t}{\varepsilon_0 \partial \varphi} \sin\varphi_0 - \frac{\partial F_n}{\varepsilon_0 \partial \varphi} \cos\varphi_0 \right) \sin\varphi_0 \end{cases}$$

$$\left\{ \begin{aligned} C_{k_{xx}} &= \left( \frac{\partial F_t}{\partial \epsilon} \sin \varphi_0 - \frac{\partial F_n}{\partial \epsilon} \cos \varphi_0 \right) \sin \varphi_0 + \left( \frac{\partial F_t}{\epsilon_0 \partial \varphi} \sin \varphi_0 - \frac{\partial F_n}{\epsilon_0 \partial \varphi} \cos \varphi_0 \right) \cos \varphi_0 \\ C_{k_{yx}} &= \left( \frac{\partial F_t}{\partial \epsilon} \cos \varphi_0 - \frac{\partial F_n}{\partial \epsilon} \sin \varphi_0 \right) \sin \varphi_0 + \left( \frac{\partial F_t}{\epsilon_0 \partial \varphi} \cos \varphi_0 + \frac{\partial F_n}{\epsilon_0 \partial \varphi} \sin \varphi_0 \right) \cos \varphi_0 \end{aligned} \right.$$

$$\left\{ \begin{aligned} C_{\epsilon_{yy}} &= \left( \frac{\partial F_t}{\partial \epsilon} \cos \varphi_0 + \frac{\partial F_n}{\partial \epsilon} \sin \varphi_0 \right) \cos \varphi_0 - \left( \frac{\partial F_t}{\epsilon_0 \partial \varphi} \cos \varphi_0 + \frac{\partial F_n}{\epsilon_0 \partial \varphi} \sin \varphi_0 \right) \sin \varphi_0 \\ C_{\epsilon_{xx}} &= \left( \frac{\partial F_t}{\partial \epsilon} \sin \varphi_0 - \frac{\partial F_n}{\partial \epsilon} \cos \varphi_0 \right) \sin \varphi_0 + \left( \frac{\partial F_t}{\epsilon_0 \partial \varphi} \sin \varphi_0 - \frac{\partial F_n}{\epsilon_0 \partial \varphi} \cos \varphi_0 \right) \cos \varphi_0 \end{aligned} \right.$$

$$\left\{ \begin{aligned} C_{\epsilon_{xy}} &= \left( \frac{\partial F_t}{\partial \epsilon} \sin \varphi_0 - \frac{\partial F_n}{\partial \epsilon} \cos \varphi_0 \right) \cos \varphi_0 - \left( \frac{\partial F_t}{\epsilon_0 \partial \varphi} \sin \varphi_0 - \frac{\partial F_n}{\epsilon_0 \partial \varphi} \cos \varphi_0 \right) \sin \varphi_0 \\ C_{\epsilon_{yx}} &= \left( \frac{\partial F_t}{\partial \epsilon} \cos \varphi_0 + \frac{\partial F_n}{\partial \epsilon} \sin \varphi_0 \right) \sin \varphi_0 + \left( \frac{\partial F_t}{\epsilon_0 \partial \varphi} \cos \varphi_0 + \frac{\partial F_n}{\epsilon_0 \partial \varphi} \sin \varphi_0 \right) \cos \varphi_0 \end{aligned} \right.$$

## 7.2. Determinarea experimentală a coeficienților elastici și de amortizare.

Deoarece determinarea coeficienților elastici și de amortizare este dificilă, acestea s-au determinat pe cale experimentală. Pentru determinarea lor este necesar cunoașterea coordonatelor  $x, y$ , a derivatelor de ordinul unu și doi, forțele  $F_x$  și  $F_y$  pentru patru timpi  $t_1, t_2, t_3, t_4$ .

Coordonatele  $x, y$  ale centrului fusului s-au determinat pe cale experimentală prin măsurarea grosimii peliculei de lubrifiant în secțiunea I-I și într-o secțiune II decalată cu  $45^\circ$ , fig.7.2.

Parametrii lagărului încercat au fost:

- diametrul lagărului  $D=205$  mm;
- jocul în lagăr  $0,13$  mm;
- jocul relativ  $\psi = 0,603$  ‰;
- lungimea lagărului  $l = 100$  mm;
- masa fusului  $m = 61$  kg;

Lagărul s-a încercat cu o forță  $\vec{F}$  :

$$\vec{F} = F_0 \cdot \vec{j} + 5,96 \cdot 10^{-2} n^2 (\cos \alpha \vec{i} + \sin \alpha \vec{j}) \quad (7.4)$$

în care:

$F_0$  - este o forță constantă  $F_0 \in [0; 53.160]$  N provenită de la o presă hidraulică și masa fusului și o forță variabilă  $F_r$  :

$F_v = 5,96 \cdot 10^{-2} n^2 (\cos \alpha \vec{i} + \sin \alpha \vec{j})$  este forța produsă de două contragreutăți care realizează o încărcare cosinusoidală a lagărului.

Poziția unghiulară a fusului față de sistemul de coordonate adaptat s-a măsurat cu ajutorul unui traductor inductiv.

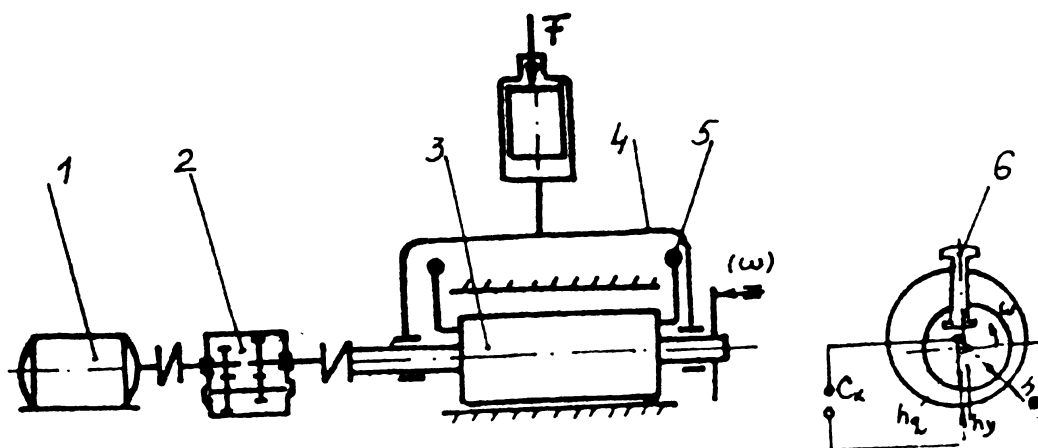


Fig.7.2

În fig.7.3 se arată variația capacităților măsurate  $C_I$  și  $C_{II}$  iar în tabelul 7.1-A modul de calcul a grosimii peliculei de ulei pentru  $F_0 = 53.160\text{N}$  și turația  $n = 700\text{ rot/min}$ .

Încercările s-au făcut pentru un ulei M 30 S 2 cu o vîscozitate  $\eta_{50} = 0,056\text{ NS/m}^2$ , temperatura uleiului la intrare fiind de  $80^\circ\text{C}$  iar temperatura în apropierea stratului de glisare  $t = 93^\circ\text{C}$ .

Unghiul de defazaj dintre forța variabilă și coordonatele centrului fusului a fost de  $32^\circ$ .

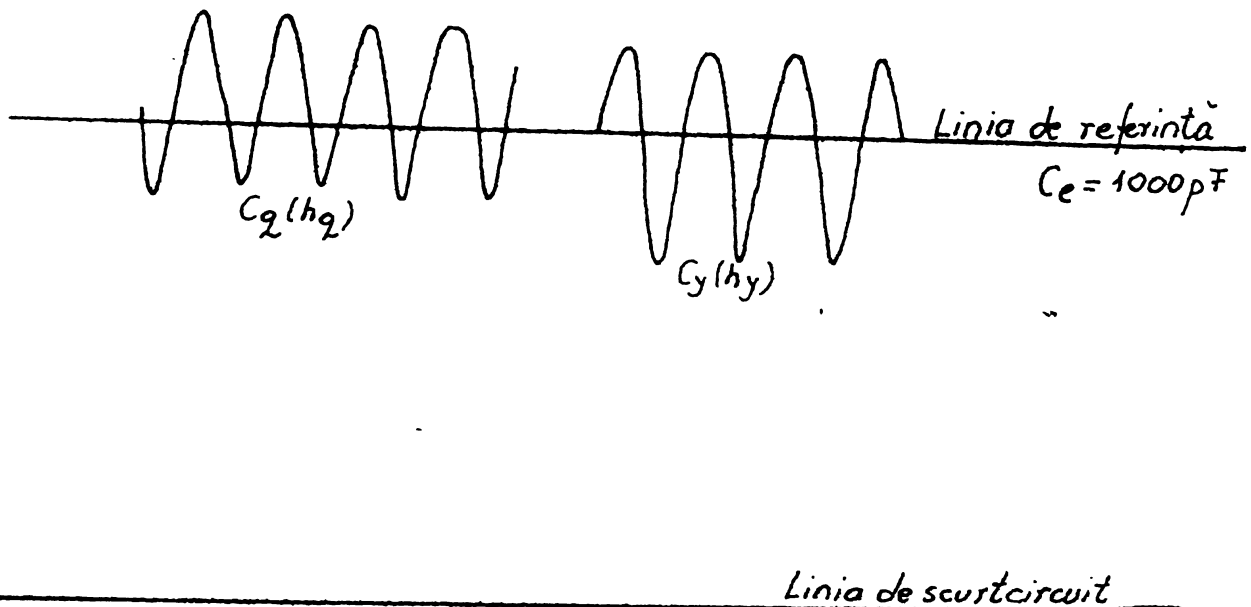


Fig.7.3.

În fig.7.4. se prezintă modul de variație a grosimii peliculei de lubrifiant  $h_y$  și  $h_q(II)$ .

$$\begin{aligned} h_y &= r\psi(1 + \varepsilon \cos \varphi_y) \\ h_q &= r\psi(1 + \varepsilon \cos(\varphi_y + \frac{\pi}{4})) \end{aligned} \quad (7.5)$$

Poziția grosimii minime a peliculei de lubrifiant are expresia:

$$\delta = \varphi_y - \pi; \quad \varphi_y = \arctg \left[ 1 - \frac{2(h_q - r\psi)}{\sqrt{2}(h_y - r\psi)} \right] \quad (7.6)$$

$h[\mu\text{m}]$

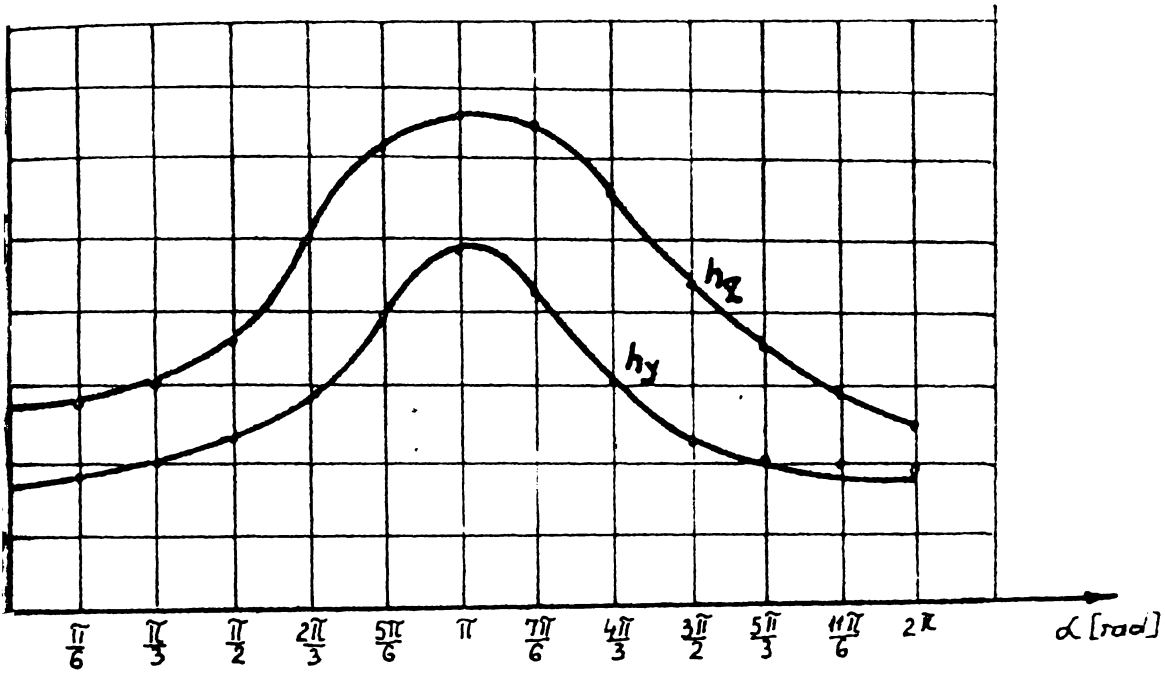


Fig. 7.4. a

$x, y[\mu\text{m}]$

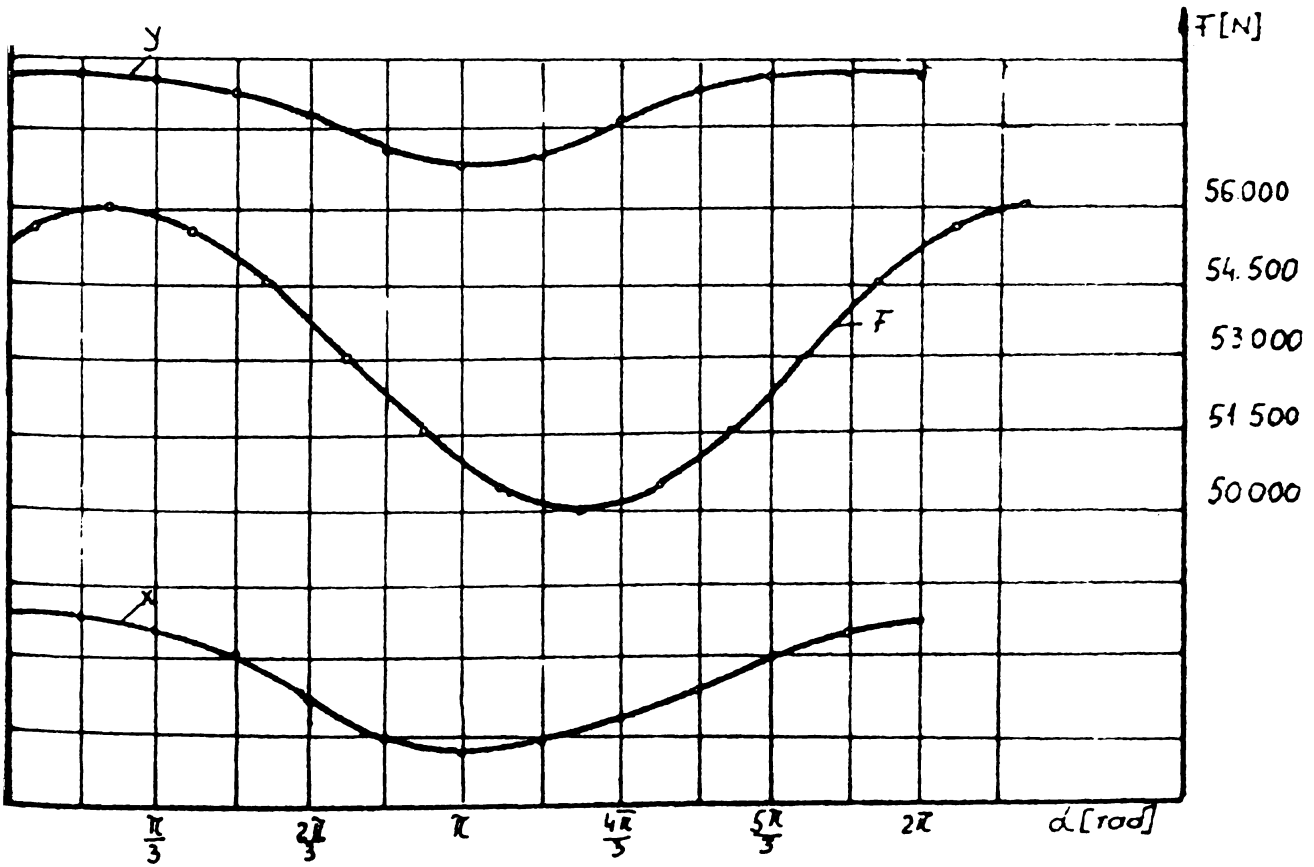


Fig. 7.4. b.

iar excentricitatea  $e$  se calculează cu formula:

$$e = \varepsilon (R-r) = \frac{h_y - r\psi}{r\psi \cos \varphi_y} (R-r)$$

Cunoscînd  $\varphi_y$  și  $\varepsilon$  se calculează  $h_x$ :

$$h_x = r\psi \left[ 1 + \varepsilon \left( \varphi_y - \frac{\pi}{2} \right) \right] \quad (7.7)$$

Coordonatele centrului fusului au expresiile:

$$\begin{aligned} x &= e \sin \delta = r\psi \varepsilon \cdot \sin \delta \\ y &= e \cos \delta = r\psi \varepsilon \cdot \cos \delta \end{aligned} \quad (7.8)$$

Valorile lui  $x$  și  $y$  sînt trecute în tabelul 7.2.A și reprezentate în fig.7.4.b.

Funcțiile  $x$  și  $y$  se aproximează prin polinoame trigonometrice de formă.

$$\begin{aligned} x &= b_0 + b_1 \cos \omega t + b_2 \cos 2\omega t + b_3 \cos 3\omega t + \\ &+ a_1 \sin \omega t + a_2 \sin 2\omega t + a_3 \sin 3\omega t \end{aligned} \quad (7.9)$$

obținînd următoarele valori:

$$\begin{aligned} x &= 18,4 + 4 \cos \omega t - 0,3 \cos 2\omega t + 0,06 \cos 3\omega t + \\ &+ 1,3 \sin \omega t + 0,125 \sin 2\omega t - 0,02 \sin 3\omega t \\ y &= 56,78 + 2,8 \cos \omega t - 0,625 \cos 2\omega t + 0,2 \cos 3\omega t + \\ &+ 0,18 \sin \omega t - 0,15 \sin 2\omega t + 0,13 \sin 3\omega t \end{aligned} \quad (7.10)$$

Prin derivare se obține valorile  $\dot{x}$  și  $\dot{y}$  respectiv  $\ddot{x}$  și  $\ddot{y}$  valorile fiind trecute în tabelul 7.2-A.

Observație. Forțele de inerție  $m\ddot{x}$  respectiv  $m\ddot{y}$  fiind mici, pot fi neglijate față de celelalte forțe. Astfel

$$F_{iy \max} = m \cdot 7,3 \omega^2 = 61,7,3 \cdot 5,4 \cdot 10^3 \cdot 10^{-6} = 2,4 \text{ N}$$

Pentru calculul coeficienților elastici și de amortizare se înlocuiesc valorile din tabelul 7.2.A în sistemul de ecuații (7.3) folosindu-se mărimi relative:

$$\begin{cases} 0,4 k_{yy} + 0,1 k_{yx} + 252 c_{xy} + 146 c_{yx} = 1052 \\ 2 k_{yy} + k_{yx} + 70 c_{yy} + 59,15 c_{yx} = 1900 \\ 1,8 k_{yy} + 1,57 k_{yx} - 98 c_{yy} + 72,1 c_{yx} = 1021 \\ 0,8 k_{yy} + 2,28 k_{yx} - 91 c_{yy} + 42 c_{yx} = 1051 \end{cases} \quad (7.11)$$



Rezolvând sistemul (7.11) se obțin următoarele valori:

$$k_{yy} = 7,08 \cdot 10^2 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} = 7,08 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$k_{yx} = 5,12 \cdot 10^2 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} = 5,12 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$c_{yy} = 7,26 \cdot \frac{\text{N s}}{\mu\text{m}} = 7,26 \cdot 10^6 \frac{\text{N s}}{\text{m}}$$

$$c_{yx} = -4,3 \frac{\text{N s}}{\mu\text{m}} = -4,3 \cdot 10^6 \frac{\text{N s}}{\text{m}}$$

respectiv:

$$0,1 k_{xx} + 0,4 k_{xy} + c_{xx} \cdot 146 + c_{xy} \cdot 252 = -1051$$

$$1 k_{xx} + 2 k_{xy} + c_{xx} \cdot 59,15 + c_{xy} \cdot 70 = -409$$

$$1,57 k_{xx} + 1,8 k_{xy} + c_{xx} \cdot 72,1 - 98 c_{xy} = 1051$$

$$2,28 k_{xx} + 0,8 k_{yy} + c_{xx} \cdot 42 - 91 c_{yy} = 1900$$

(7.12)

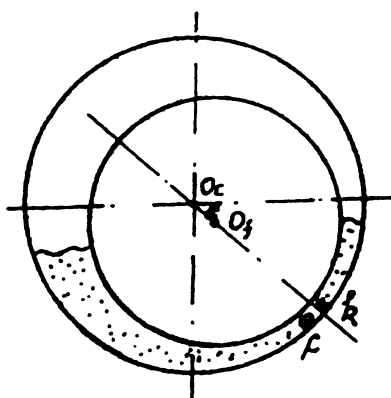
Rezolvând sistemul (7.12) se obține:

$$k_{xx} = 5,4 \cdot 10^2 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} = 5,4 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$k_{xy} = -3,9 \cdot 10^2 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} = -3,9 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$c_{xx} = 5,1 \frac{\text{NS}}{\mu\text{m}} = 5,1 \cdot 10^6 \frac{\text{NS}}{\text{m}}$$

$$c_{xy} = -4,5 \frac{\text{NS}}{\mu\text{m}} = -4,5 \cdot 10^6 \frac{\text{NS}}{\text{m}}$$



Intrucât stabilirea coeficienților elastici și de amortizare este destul de laborioasă, în vederea aprecierii calitative a influențelor diferiților parametri asupra dinamicii cuplei, ea se reprezintă printr-un model simplificat (fig.7.5).

Ecuția simplificată de oscilație a fusului în lagăr va avea forma:

$$m\ddot{x} + kx + c\dot{x} = R \quad (7.13)$$

în care:

- m este masa redusă ce revine cuplei cinematice;
- k - coeficientul global de rigiditate;
- c - coeficientul global de amortizare;
- R - rezultanta forțelor exterioare (sau rezultate din câmpul de presiune) pe direcția grosimii peliculei de lubrifiant.

Neglijând efectul forței de inerție și luând valorile din tabelul 7.2.A se obține sistemul de ecuații (7.14)

$$\begin{aligned} k \cdot 0,4 + 188 c &= 1052 \\ k \cdot 1,9 + 66 c &= 1900 \end{aligned} \quad (7.14)$$

Rezolvând sistemul de ecuații (7.14) se obține:

$$\begin{aligned} k &= 9,04 \cdot 10^2 \frac{N}{\mu m} = 9,04 \cdot 10^8 \frac{N}{m} \\ c &= 3,88 \frac{Ns}{\mu m} = 3,88 \cdot 10^6 \frac{Ns}{m} \end{aligned}$$

valori care sînt în bună concordanță cu coeficienții calculați anterior.

### 7.3. Influența parametrilor constructivi și funcționali asupra comportării dinamice a cuplei cinematice lucrînd în regim hidrodinamic.

Aspecte tribologice cu referire la lagărele de alunecare ale MD-12-LDA-28.

În cadrul cercetărilor experimentale s-au studiat influența următorilor parametrii: turația fusului, sarcina de încărcare, temperatura uleiului, presiunea uleiului la intrare, calitatea lubrifiantului, jocul în lagăr și calitatea suprafeței de alunecare, prin măsurarea grosimii filmului de ulei.

#### 7.3.1. Influența turației.

S-au menținut constante sarcina, presiunea și temperatura uleiului la intrare în cupla cinematică modificîndu-se turația în domeniul 100-1000 rot/min (determinat de gama de reglare al motorului electric de acționare).

În tabelul 7.3.A se prezintă valorile obținute:

Pentru acest domeniu s-au calculat coeficienții elastici și de amortizare. În fig.7.6 se prezintă modul de variație a coeficienților elastici iar în fig.7.7 variația coeficienților de amortizare a filmului de ulei, funcție de turație.

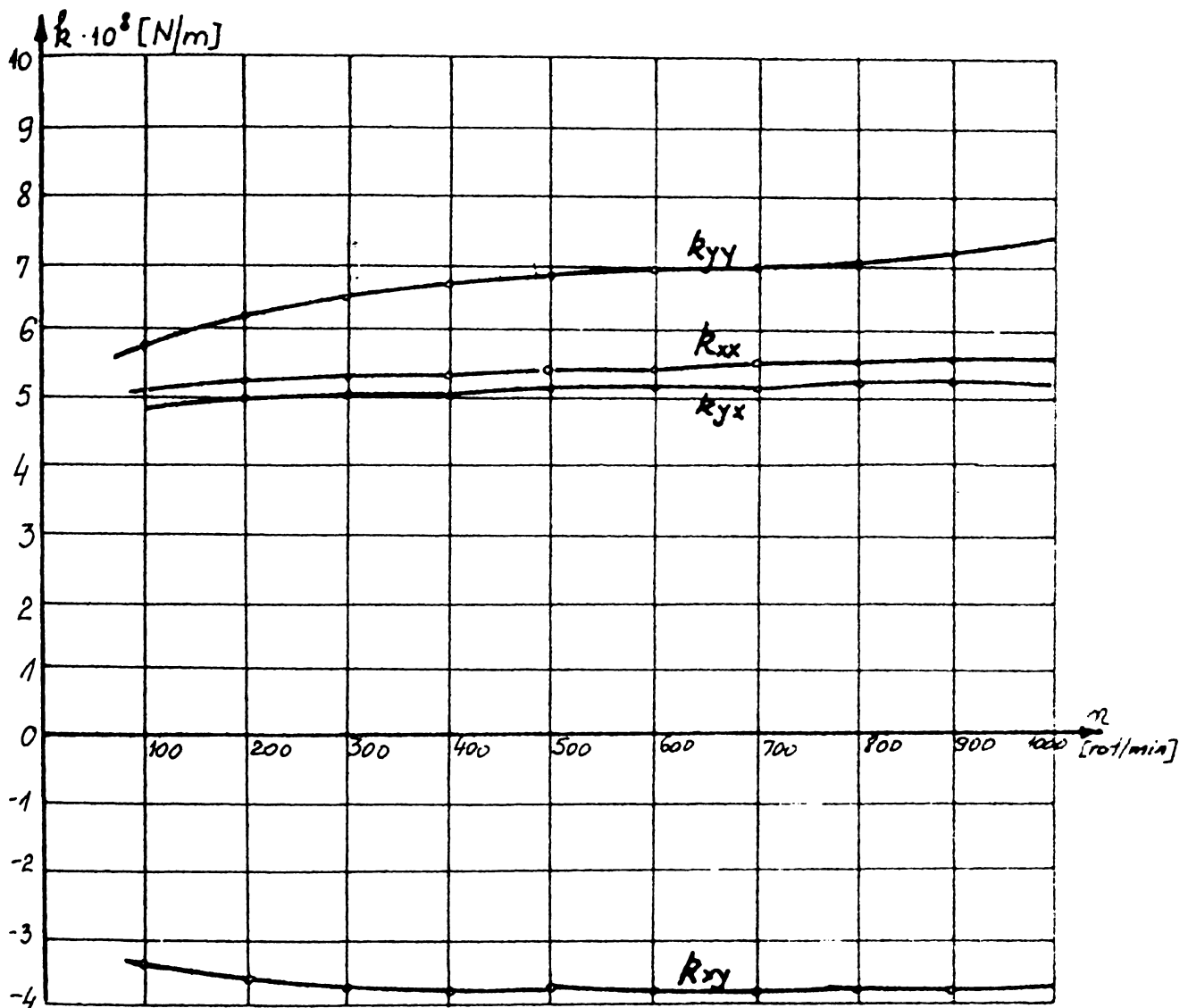


Fig.7.6

Se observă o creștere a coeficienților de rigiditate, mai ales în prima parte a domeniului, în concordanță cu tendința de creștere a filmului de ulei, concomitent cu o ușoară scădere a coeficienților de amortizare. Faptul că coeficientul de rigiditate  $k_{xy}$  și coeficienții de amortizare  $c_{xy}$  și  $c_{yx}$  au valori negative determină posibilitatea de apariție a autovibrațiilor în cupla cinematică.

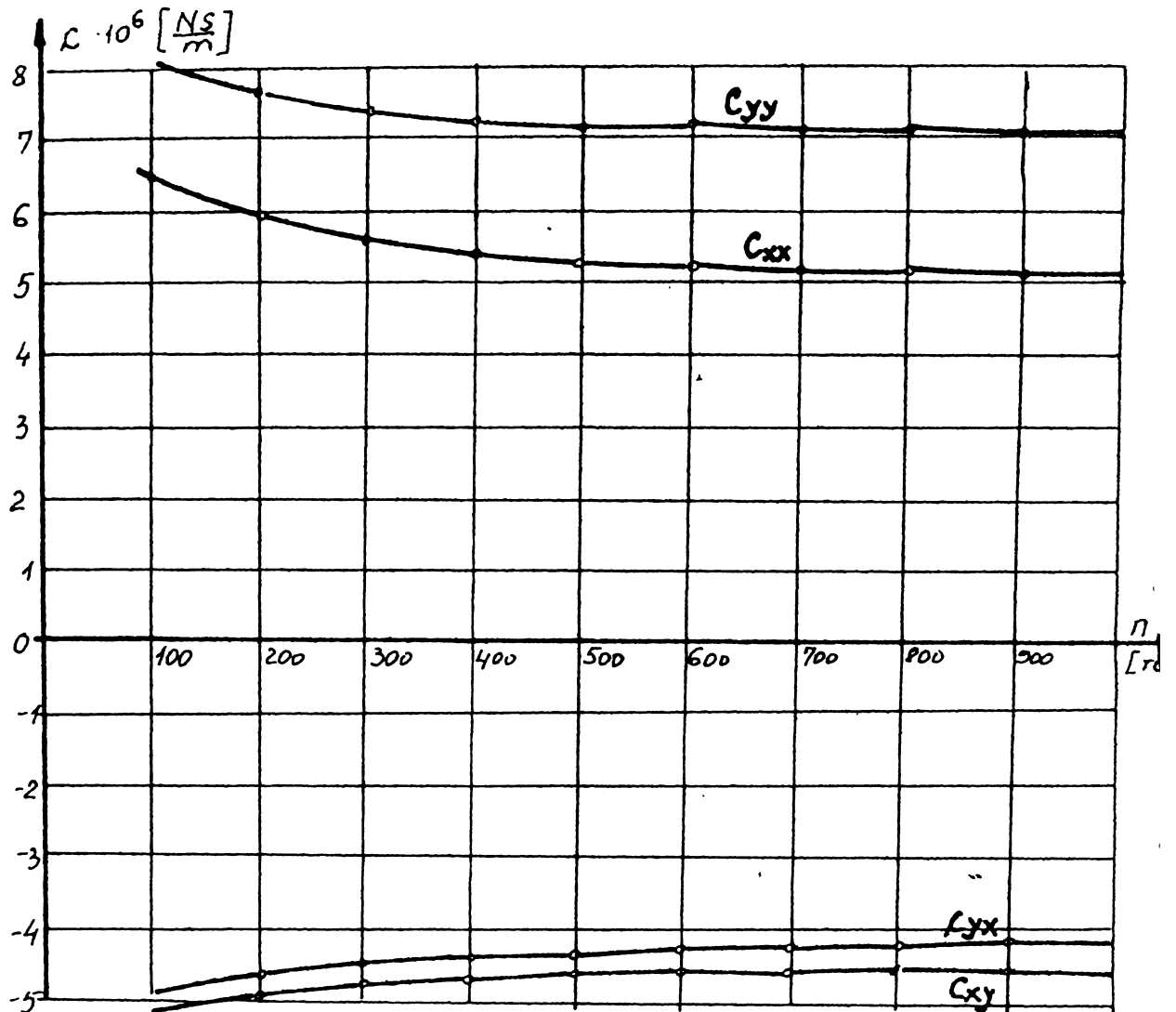


Fig.7.7

### 7.3.2. Influența încărcării cuplei cinematice.

S-au menținut constante temperatura și presiunea uleiului la intrare, turația fusului modificându-se sarcina statică în domeniul 0 - 27.000 N. În fig.7.8 se prezintă trei regimuri de funcționare.

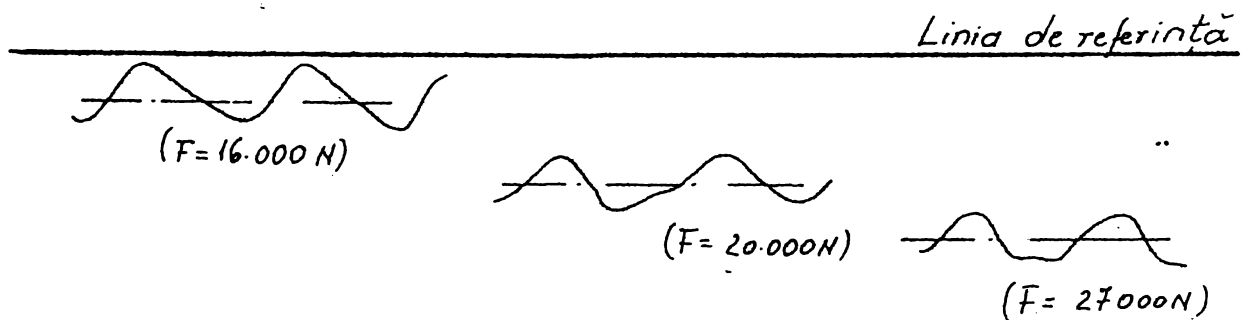


Fig.7.8

În tabelul 7.4.A se prezintă valorile obținute.

Coeficientul de rigiditate cvasistatic definindu-se:

$$k_s = \frac{\Delta F}{\Delta e_m} \quad (7.15)$$

în care  $\Delta F$  este variația forței statice;

$\Delta e_m$  - variația excentricității.

Variația coeficientului de rigiditate cvasistatic este reprezentat în fig.7.9.

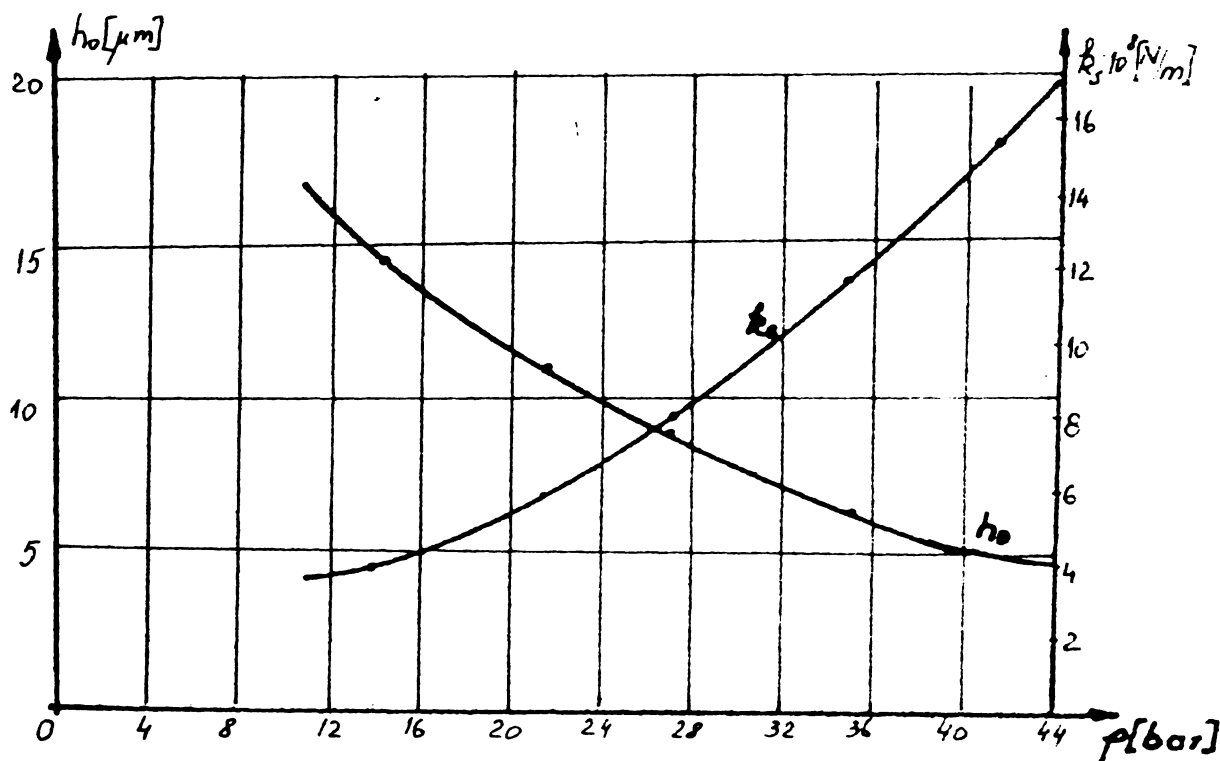


Fig.7.9.

Din diagrama rezultă o creștere destul de însemnată a rigidității statice a peliculei de ulei concomitent cu scăderea grosimii filmului de ulei.

### 7.3.3. Influența temperaturii lubrifiantului.

Influențele s-au efectuat la regimuri de funcționare constante, încălzindu-se uleiul la intrare în cuzinet cu ajutorul unui încălzitor electric prevăzut cu reglare automată.

În tabelul 7.5.A arată parametrii mășurați, pentru o forță de încărcare  $F_0 = 55.000 \text{ N}$  și presiunea uleiului de intrare  $p_u = 3 \text{ bari}$ .

Pentru acest regim de lucru, la creșterea temperaturii uleiului de la  $40^\circ\text{C}$  la  $90^\circ\text{C}$  grosimea minimă scade de la  $20 \mu\text{m}$  la

3,5  $\mu\text{m}$ , dar asigurându-se încă regimul ungerii fluide. Folosind și în acest caz pentru aprecieri calitative coeficientul cvasistatic de rigiditate, se arată în fig.7.10 variația acestui coeficient cu temperatura simultan cu variația grosimii minime a peliculei de lubrifianț.

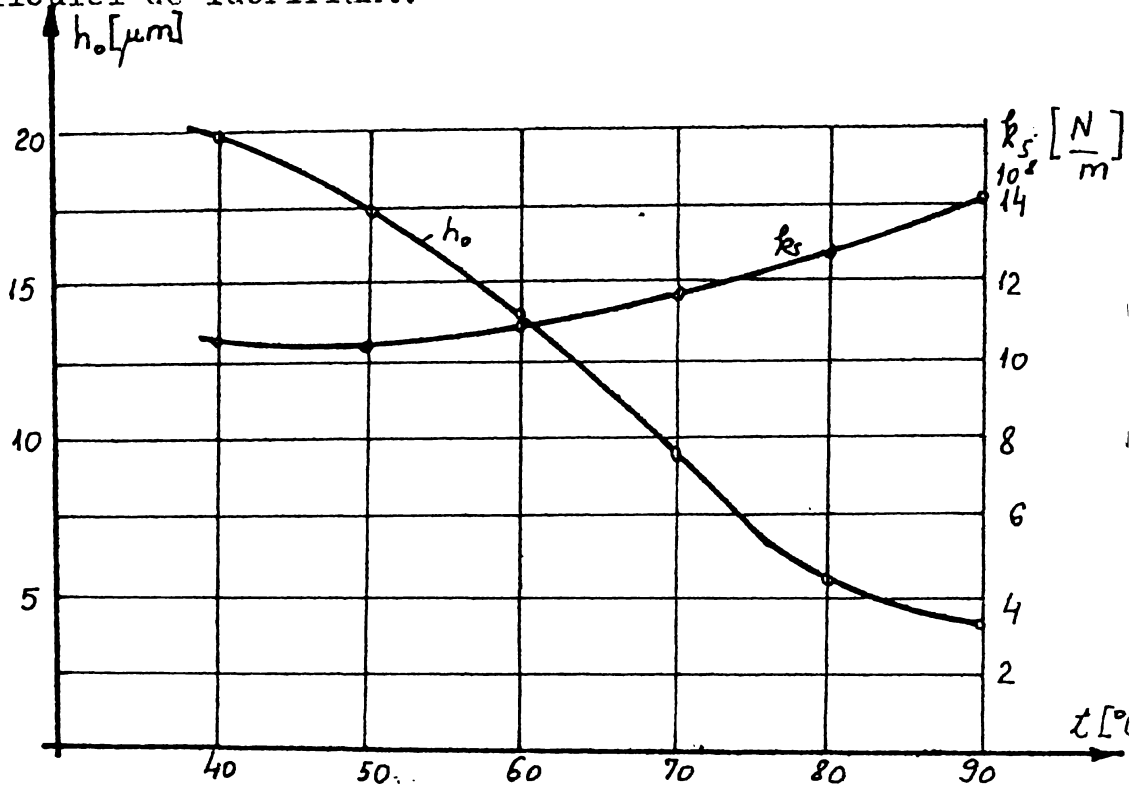


Fig. 7.10

#### 7.3.4. Influența jocului din cuplele cinematice.

Calculînd grosimea minimă a filmului de ulei pentru diferite jocuri diametrale  $j \in [0,1-0,4]$  mm, menținînd încărcarea, turația și temperatura filmului de ulei constante, rezultă o micșorare a grosimii minime a filmului de ulei cu cca 4  $\mu\text{m}$  ( $p = 30$  bari,  $t_1 = 70^{\circ}\text{C}$ ,  $n = 700$  rot/min) de la 14,2 la 10  $\mu\text{m}$ , realizîndu-se excentricități relative de 0,715 respectiv 0,95 și excentricități absolute de 35,8  $\mu\text{m}$  respectiv 90  $\mu\text{m}$ .

Creșterea încărcării de la 10 bari la 30 bari determină modificarea excentricității de la 0,45 la 0,715 în cazul jocului  $j = 0,1$  mm și de la 0,86 la 0,95 în cazul jocului de 0,4 mm. Variația constantei elastice cvasistatice este arătată în fig.7.11.

Cu creșterea jocului din cupla cinematică se observă o reducere a coeficientului de rigiditate al filmului de ulei, determinînd o creștere a amplitudinii de oscilație a fusului.

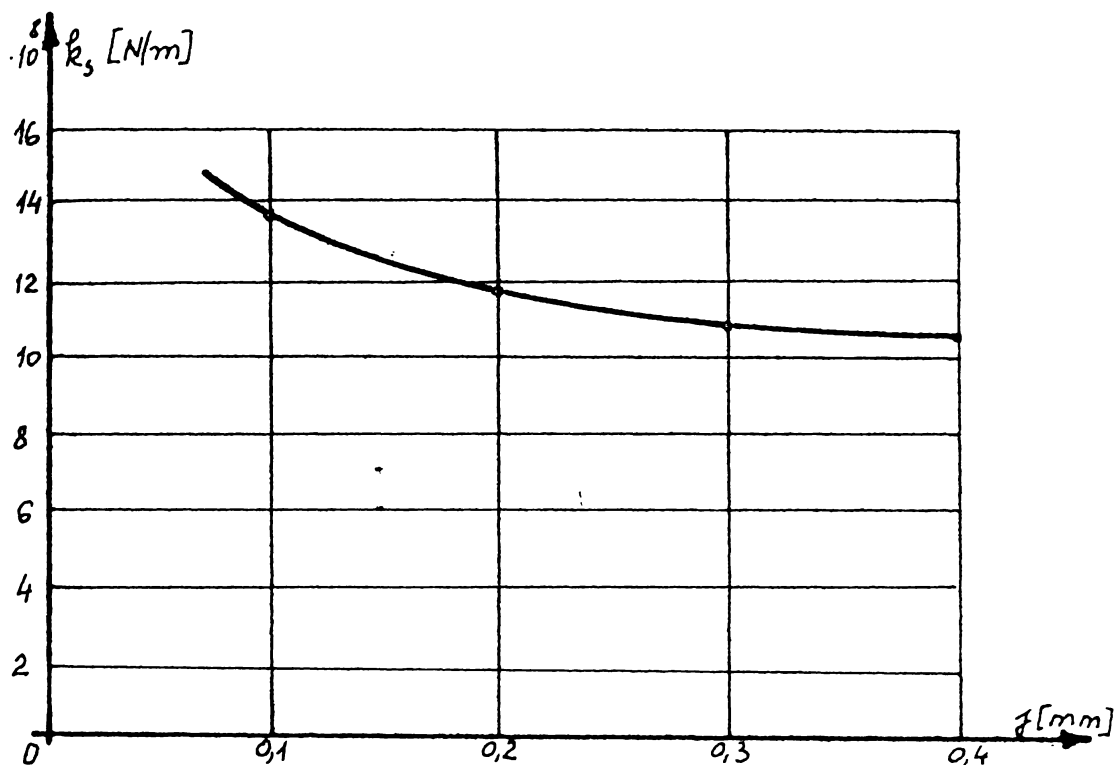


Fig. 7.11

### 7.3.5. Influența presiunii uleiului la intrare în cupla cinematică.

Intrucât în relațiile de calcul al grosimii minime a filmului de ulei, nu se ține în mod direct seama de valoarea presiunii uleiului la intrare, efectul acesteia asupra dinamicii cuplei cinematice s-a studiat pe cale pur experimentală. Astfel pentru turația de 700 rot/min și o încărcare de  $F_0 = 55.000 \text{ N}$ , iar temperatura de intrare de  $70^\circ\text{C}$ , s-a măsurat grosimea peliculei de ulei, variind presiunea uleiului de intrare de la 0,8 la 3,5 bari. S-a observat o reducere neglijabilă a grosimii peliculei de ulei. Deoarece presiunea uleiului determină debitul de ulei, influența presiunii rămâne neglijabilă cât timp nu se modifică regimul termic al cuplei cinematice.

### 7.3.6. Influența calității suprafeței de alunecare.

Cînd sistemul de filtrare din circuitul de ungere sub presiune funcționează defectuos, impuritățile cu dimensiuni

de cîțiva microni trec prin filmul de ulei și uzează stratul de alunecare (de obicei moale) făcînd să apară la suprafață pete de uzură, iar impuritățile mai mari ( $10-50 \mu\text{m}$ ) produc zgîrieturi în stratul moale galvanic care de multe ori progresaază și în stratul de sprijin.

Cercetări în acest s-au efectuat atît pe ștandul de laborator cît și pe motorul Diesel 12 LDA 28.

a) Rezultate experimentale în laborator.

În fig.7.12.a se prezintă grosimea minimă a filmului de ulei la  $n = 700 \text{ rot/min}$  a presiunea medie specifică de 32 bari în funcție de temperatura uleiului la intrare măsurată la experimentele cu strat de alunecare galvanic în stare perfectă, cu același cuzinet cu zgîrieturi și cu strat de alunecare din aliaj bronz de plumb.

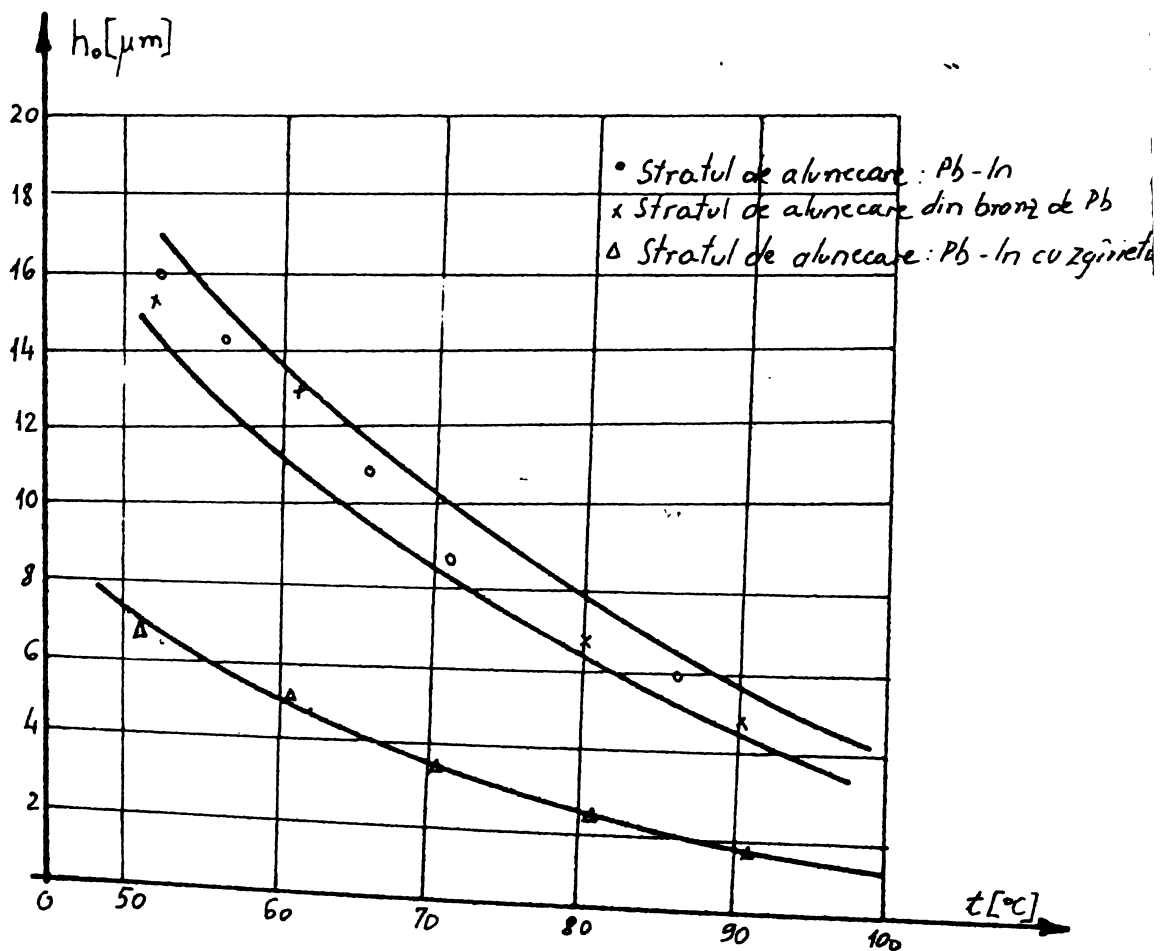


Fig.7.12.a.



Variația grosimii minime a peliculei de lubrifiant în funcție de turația la presiunea specifică medie de 35 bari și temperatura uleiului la intrare de  $70^{\circ}\text{C}$  este redată în fig.7.12.b.

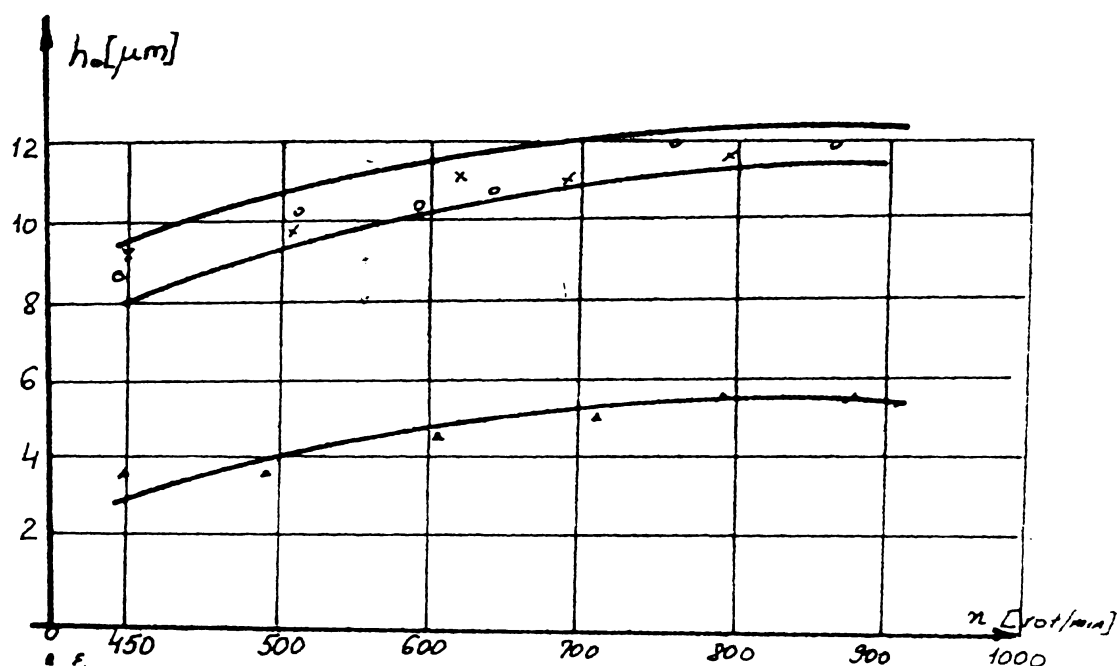


Fig.7.12.b.

Aceste rezultate arată că grosimile minime ale filmului de ulei la cuzinetul cu strat moale galvanic din Pb-In și cel cu strat de alunecare din bronz de plumb au valori apropiate (în cazul realizării aceluiași joc în cupla cinematică), în timp ce la cuzinetul cu zgîrieturi pe suprafețe de alunecare apar reduceri importante ale filmului de ulei. Rezultă că regimul de ungere fluid este influențat în mare măsură de calitatea prelucrării acesteia.

Zgîrieturile în suprafața de alunecare au o influență mare deoarece influențează regimul de curgere a uleiului, favorizând chiar apariția ungerii semilichide.

#### b. Cercetări în condiții reale pe motor.

Condițiile de încercare au fost menținute aceleași ca și pentru cazul încercărilor în laborator.

În fig.7.12.c se prezintă variația grosimii peliculei de ulei măsurate după terminarea rodajului la sarcina nominală a motorului în funcție de temperatura uleiului în 1<sup>er</sup>.

net cu și fără strat galvanic moale a fost de cca  $15^{\circ}\text{C}$ .

Aceste cercetări au scos în evidență că durata rodajului la cuzinetul cu strat galvanic moale este mai scurtă decât cele cu strat de alunecare din bronz de plumb

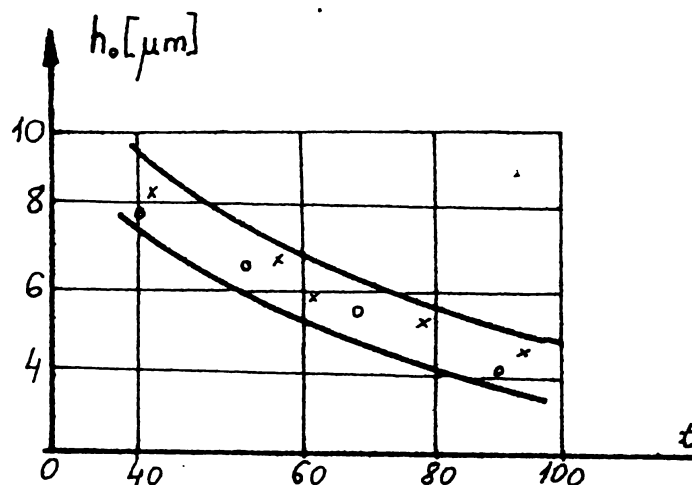


Fig. 7.12.c.

### 7.3.7. Influența uzării și îmbătrânirii lubrifiantului asupra comportamentului cuplei cinematice "unse".

În cursul exploatării, lubrifiantul se încălzește la temperaturi ridicate, fiind în contact cu oxigenul din aer și în prezența diferitelor metale formează o serie de compuși chimici de la cei mai simpli cum sînt acizii, pînă la cei mai complexi de tipul rășinilor, mai mult sau mai puțin solubile în ulei. În lucrare se studiază modul de comportare în timp, analizîndu-se următorii parametri: grosimea peliculei de ungere în zona portantă, regimul termic al lagărului și presiunea uleiului la intrare în lagăr.

Încercările în laborator s-au făcut cu ulei M30S2 în stare nouă, cu același ulei după un timp de folosire în motor de cca 6 luni și cu ulei uzat și diluat în mod voit cu 6 % motorină, la diferite regimuri de turație, încărcare și temperatura uleiului la intrare în lagăr.

Experimentările în condiții reale de funcționare pe motor s-au efectuat similar cu cele de pe standul de încercare, pe o locomotivă Diesel electrică pregătită în acest scop.

Vîscozitatea uleiului încercat s-a determinat în laborator cu vîscozimetrul Höppler (v.fig. 2.4).

Jocul în lagăr realizat la standul de încercare și pe motor a fost de 0,18 mm.

a) analiza grosimii minime a peliculei de ungere.

Variația grosimii minime a filmului de ungere în funcție de temperatura uleiului la încărcarea nominală a motorului, se arată în fig.7.13.

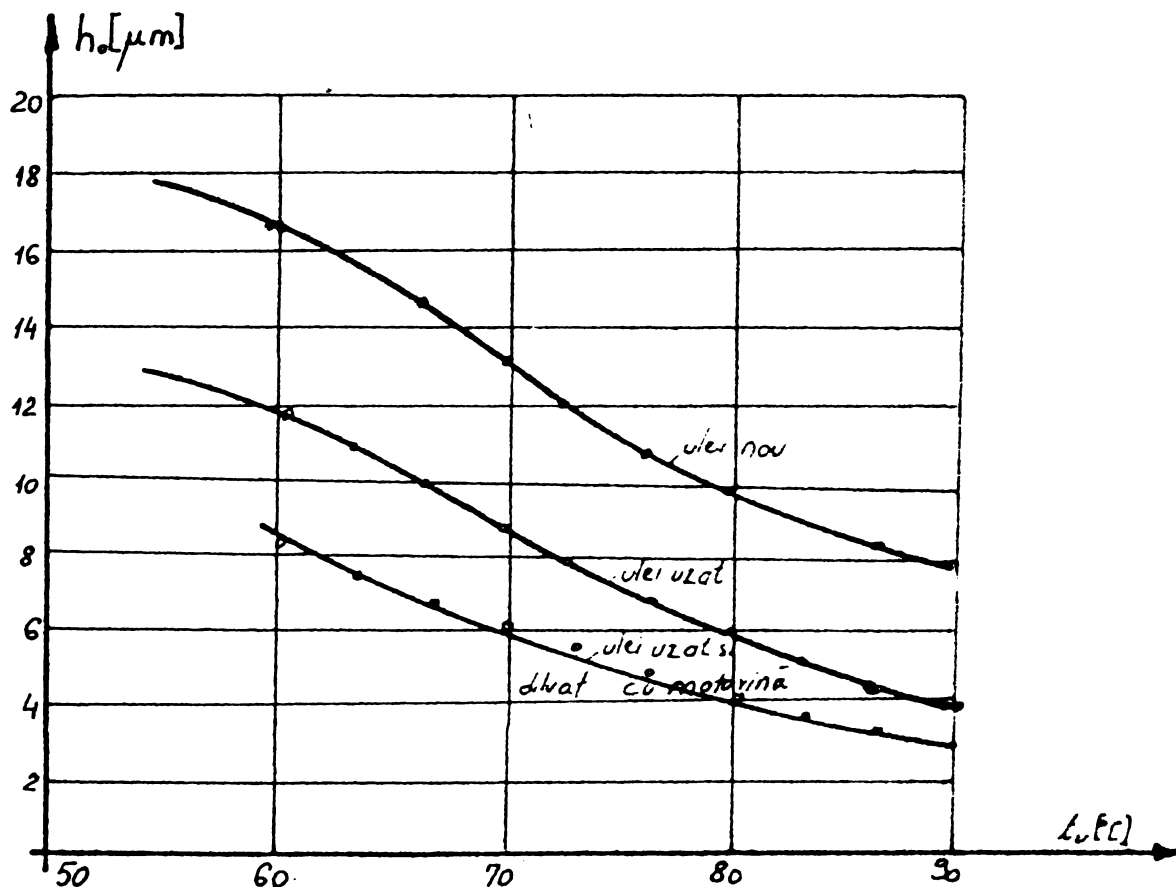


Fig.7.13.

Se vede că grosimea filmului de ungere la temperatura normală de lucru de  $70^{\circ}\text{C}$  se reduce de cca 1,8 ori la uleiul uzat și de cca 3 ori la uleiul uzat și diluat cu motorină, față de uleiul nou. Aceste rapoarte s-au menținut și la alte regimuri de încărcare al lagărului atât pe standul de laborator cât și pe locomotivă. Din diagrama se vede că uleiul uzat după 6 luni de funcționare realizează pelicula de ungere acceptabilă cu condiția unei filtrări corespunzătoare. Diluarea uleiului cu motorină reprezintă un fenomen dăunător deoarece acesta devine prea fluid și impuritățile cu dimensiuni de  $3-4 \mu\text{m}$ , în consecință produc uzura stratului

ceea ce duce la înrăutățirea în continuare a procesului de ungere.

b) regimul termic al lagărului.

La experiențele cu ulei nou, uzat și diluat cu 6 % motorină, temperatura suprafeței de alunecare a avut valori apropiate, la aceleași regimuri de lucru. Creșterea temperaturii uleiului la trecerea prin cuplă de frecare, la sarcina nominală, a fost de cca  $15^{\circ}\text{C}$  pentru temperaturi ale uleiului la intrare mai mari ca  $70^{\circ}\text{C}$ . De exemplu la temperatura uleiului la intrare  $73^{\circ}\text{C}$  temperatura cuzinetului a fost de  $88^{\circ}\text{C}$ . La temperatura de intrare de  $87^{\circ}\text{C}$ , temperatura cuzinetului a fost de  $101^{\circ}\text{C}$ .

Regimul termic al lagărului se menține în limite acceptabile atît la uleiul în stare nouă cît și în stare uzată dacă lagărul este corect montat și dacă se asigură debitul necesar și uleiul este filtrat corespunzător.

c) presiunea uleiului la intrare în lagăr este determinată de debitul pompei de ulei, de rezistența circuitului de ungere și de vîscozitatea uleiului.

La aceeași temperatură de referință presiunile obținute cu ulei uzat și diluat cu motorină au fost mai mici decît la uleiul nou, deoarece vîscozitatea scade în urma procesului de îmbătrînire și de alterare cu motorină. De exemplu la turația de 350 rot/min și temperatura uleiului la intrare de  $72^{\circ}\text{C}$ , presiunea măsurată după filtrul de ulei a fost de 2,18 bari la uleiuri nou și de 2,0 bari la uleiul uzat. La turația de 750 rot/min și sarcina nominală a motorului, la aceeași temperatură de referință, presiunea a fost de 3,7 bari la uleiul nou și de 3,5 bari la uleiul uzat. După diluarea uleiului cu cca 6 % (pentru a stimula situațiile existente în practică) presiunea atît la mersul în gol cît și la sarcina și turația nominală, a scăzut sub limitele prescrise.

Scăderea presiunii uleiului din cauza reducerii vîscozității, prin uzarea sau alterarea uleiului cu motorină, nu duce la micșorarea debitului prin lagăr. Scăderea presiunii din cauza îmbîcsirii filtrului sau defectarea pompei de ungere influențează negativ debitul de ulei și prin aceasta regimul termic al lagărului, indiferent de gradul de uzură al uleiului.

#### 7.4. Răspunsul tranzitoriu produs de diferite funcții de excitație.

În cazul vibrațiilor forțate staționare, chiar valori reduse ale coeficientului de amortizare vîscoasă are un efect important în limitarea răspunsului sau în apropierea rezonanței. Dacă excitația este de tipul unui impuls sau al unei singure trepte, efectul amortizării asupra răspunsului maxim maximorum poate fi de o mai mică importanță, afară de cazul în care amortizarea este puternică.

Dacă excitația este de formă generală și dată sub forma analitică se poate folosi transformata lui Laplace sau metoda delta în planul fazelor în cazul în care excitația este dată sub forma numerică sau grafică.

Ecuția diferențială de mișcare a fusului în cupla cinematică este de formă :

$$m \ddot{\varepsilon} + c \dot{\varepsilon} + k \varepsilon = F(t)$$

sau

$$\frac{m \ddot{\varepsilon}}{k} + \frac{c \dot{\varepsilon}}{k} + \varepsilon = \xi(t) \quad (7.16)$$

respectiv

$$\frac{\varepsilon}{\omega_n^2} + \frac{2 \zeta \varepsilon}{\omega_n} + \varepsilon = \xi(t)$$

unde:

$\zeta = \frac{c}{c_c}$  reprezintă fracțiune din amortizarea critică

coeficientul de amortizare critic  $c_c = 2 \sqrt{km} = 2m \omega_n$  iar

$\omega_n = \sqrt{k/m}$  reprezintă pulsația proprie a sistemului.

Aplicînd ecuației (7.16) transformată Laplace se obține ecuația algebrică:

$$\frac{1}{\omega_n^2} \left[ s^2 F_r(s) - s f(0) - f'(0) \right] + \frac{2 \zeta}{\omega_n} \left[ s F_r(s) - f(0) \right] + F_r(s) = F_e(s) \quad (7.17)$$

Ecuția auxiliară are expresia:

$$F_r(s) = \frac{(s + 2 \zeta \omega_n) \left[ f(0) + f'(0) + \omega_n^2 F_e(s) \right]}{s^2 + 2 \zeta \omega_n s + \omega_n^2} \quad (7.18)$$

$F_r(s)$  - fiind imaginea răspunsului necunoscut numită și transformată răspunsului;

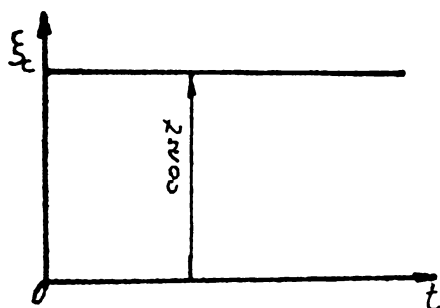
$F_e(s)$  - imaginea funcției de excitație  $\xi(t)$  cunoscută denumită și transformată răspunsului;

Efectuînd transformarea inversă, răspunsul este dat sub următoarea formă operațională:

$$v(t) = \mathcal{L}^{-1} \left[ \frac{(s+2\zeta\omega_n) v_0 + \dot{v}_0 + \omega_n^2 F_e(s)}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \right] \quad (7.19)$$

dacă condițiile inițiale sînt de formă generală  $v = v_0$  și  $\dot{v} = \dot{v}_0$  pentru  $t=0$ .

#### 7.4.1. Excitația sub formă de treaptă dreptunghiulară.



In acest caz  $\xi(t) = \xi_c$  și se consideră că sistemul pornește din repaus ( $v_0 = \dot{v}_0 = 0$ ).

Fig. 7.14

Transformata excitației are expresia

$$F_e(s) = \mathcal{L}[\xi(t)] = \mathcal{L}[\xi_c] = \xi_c \frac{1}{s} \quad (7.20)$$

Inlocuind  $v_0$  și  $\dot{v}_0$  se obține ecuația:

$$v(t) = \mathcal{L}^{-1}[F_r(s)] = \xi_c \omega_n^2 \mathcal{L}^{-1} \left[ \frac{1}{s(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)} \right] \quad (7.21)$$

care se mai poate scrie sub formă:

$$v(t) = \xi_c \omega_n \mathcal{L}^{-1} \left\{ \frac{1}{s[s + \omega_n(\zeta - i\sqrt{1-\zeta^2})][s + \omega_n(\zeta + i\sqrt{1-\zeta^2})]} \right\} \quad (7.22)$$

Determinînd transformata inversă prin descompunerea în fracții simple obținem:

$$\xi(t) = \xi_c \left[ 1 - e^{-\zeta\omega_n t} \left( \cos \omega_d t + \frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \sin \omega_d t \right) \right] \quad (7.23)$$

unde  $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$  este pulsația proprie a sistemului cu amortizarea.

Pentru cupla cinematică analizată, parametrii caracteristici au următoarele valori:

$$\omega_n = \sqrt{k/m} = \sqrt{\frac{9,04 \cdot 10^{11}}{61}} = 1,2 \cdot 10^5 \text{ s}^{-1}$$

$$c_c = 2 m \omega_n = 2 \cdot 61 \cdot 1,2 \cdot 10^5 = 2,9 \cdot 10^7 \frac{\text{NS}}{\text{m}}$$

$$\zeta = \frac{c}{c_{cr}} = \frac{3,88 \cdot 10^6}{2,9 \cdot 10^7} = 0,134$$

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} = 1,2 \cdot 10^5 \sqrt{1 - 0,134^2} = 1,19 \cdot 10^5 \text{ s}^{-1}$$

Cu aceste valori răspunsul este dat sub forma :

$$\xi(t) = \frac{F(t)}{k} \left[ 1 - e^{-0,134 \cdot 1,2 \cdot 10^5 t} \left( \cos 1,19 \cdot 10^5 t + \frac{0,134}{\sqrt{1 - 0,134^2}} \sin 1,19 \cdot 10^5 t \right) \right] \quad (7.24)$$

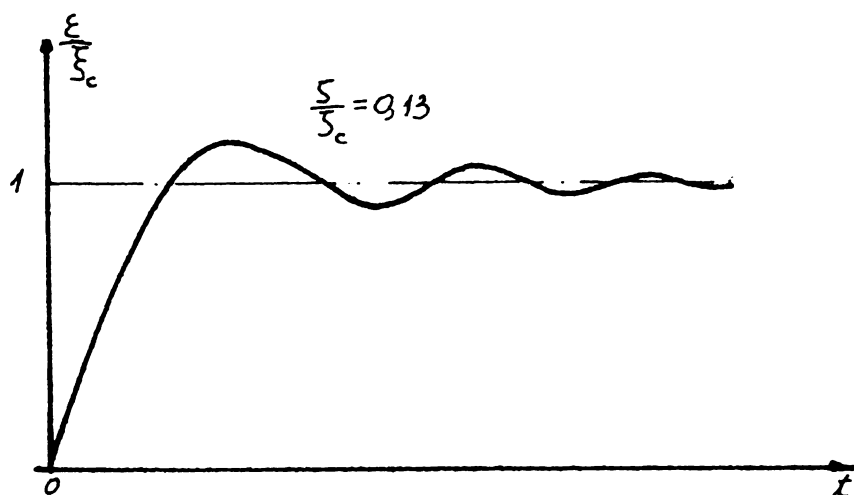


Fig.7.15

7.4.2. Forța perturbatoare este de forma  $F(t) = F_0 \sin \omega t$

Ecuția de mișcare a fusului este în acest caz de forma:

$$m \ddot{\xi} + c \dot{\xi} + k \xi = F_{op} \sin \omega t$$

$F_{op}$  - fiind proiecția forței exterioare după direcția excentricității fusului.

Pentru cazul  $c < c_{cr}$  soluția generală a ecuației diferențiale este de forma:

$$\xi = A \exp\left(-\frac{c}{2m}t\right) \sin(\omega_d t + \theta_2) + \xi_0 \sin(\omega t - \theta_1) \quad (7.25)$$

în care  $A$  și  $\varphi$  sînt constante de integrare și depind de condițiile inițiale, iar

$$\xi_0 = \frac{\xi_0 \sin t}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 + \left(2\frac{c}{c_{cr}} \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]}}$$

$$\theta_1 = \arctg \frac{2\frac{c}{c_{cr}} \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}$$

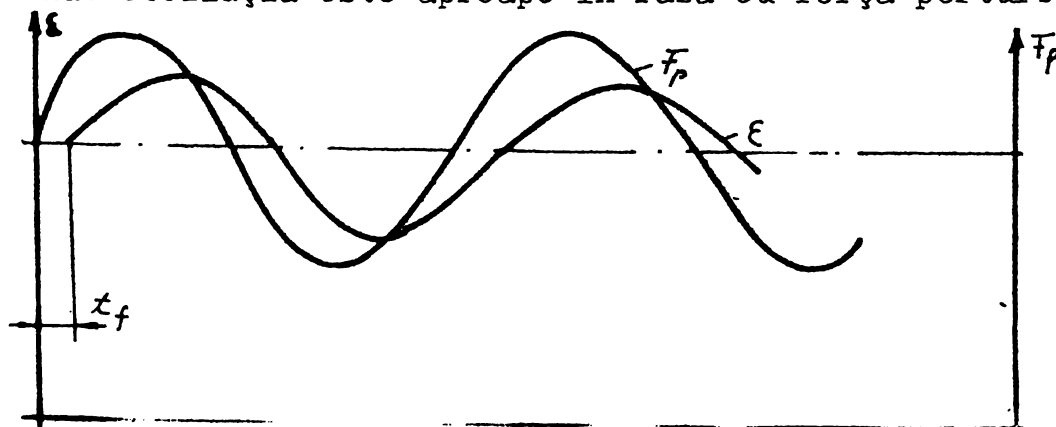
$$\xi_0 \sin t = \frac{F_{op}}{K} = \frac{F_0 \cos(\delta - \gamma)}{K}$$

pentru  $t=0$ , se consideră  $\xi = \xi_0 \sin t$  și  $\dot{\xi} = 0$ , astfel că coeficienții de integrare au valorile:

$$\operatorname{ctg} \theta = \frac{c}{2m} - \omega$$

$$A = -\xi_0 \frac{\omega}{\omega_d}$$

Pentru viteze unghiulare mici efectul de amortizare este foarte mare iar oscilația este aproape în fază cu forța perturbatoare.





7.5. Efectul elasticității și amortizării peliculei de lubrifiant asupra transmiterii forțelor dintre rotor și carcasă.

Pentru a studia influența pe care au caracteristicile dinamice ale lagărelor (rigiditatea și amortizarea) se analizează comportarea dinamică a unui arbore pe care este montat simetric un disc. Arborele se consideră ușor și flexibil.

Pentru a reprezenta influența lagărului asupra fusului se consideră comportarea dinamică a filmului de lubrifiant conform schemei din fig.7.1.

În acest caz componentele rezultatelor presiunilor dinamice din lagăr se exprimă sub formă

$$F_y = K_{yy} y + K_{yx} x + c_{yy} \dot{y} + c_{yx} \dot{x} \quad (7.26)$$

$$F_x = K_{xx} x + K_{xy} y + c_{xx} \dot{x} + c_{xy} \dot{y}$$

Coeficienții elastici ( $k_{ij}$ ) și de amortizare ( $c_{ij}$ ) depind de tipul lagărului, de vâscozitatea lubrifiantului, de dimensiunile geometrice ale lagărului, de viteza de rotație, de jocul în lagăr, de condițiile de funcționare, etc.

Considerându-se cazul rotorului plan (fig.7.17),

s-au făcut următoarele notații :

$e_A$  - grosimea peliculei de lubrifiant;

$AB = f$  - săgeata arborelui în planul median;

$\delta$  - excentricitatea rotorului montat pe arbore;

$\omega$  - viteza unghiulară;

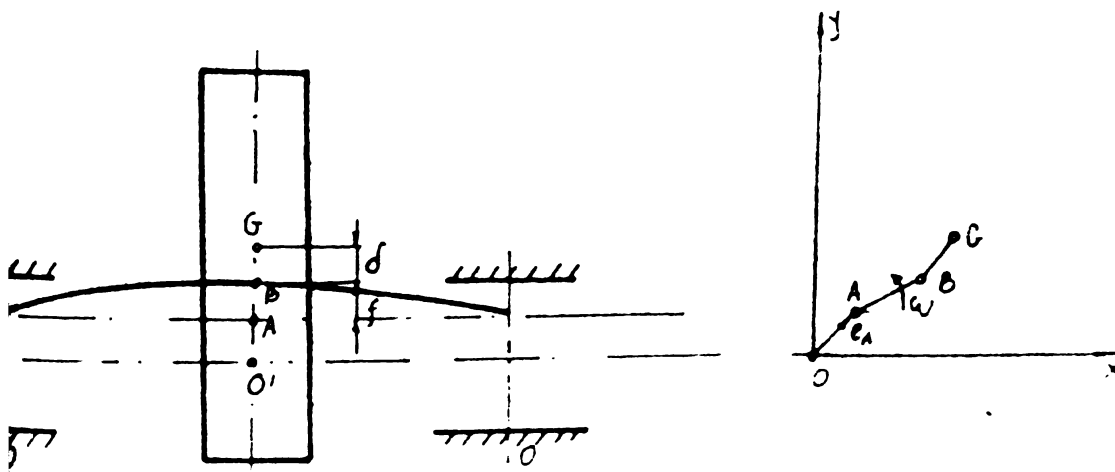


Fig. 7.17

Ecuatiile de echilibru în planul rotorului se scriu sub forma:

$$\begin{cases} m \ddot{x}_B + k (x_B - x_A) = m \delta \omega^2 \cos \omega t \\ m \ddot{y}_B + k (y_B - y_A) = m \delta \omega^2 \sin \omega t \end{cases} \quad (5.27)$$

$k$  - fiind coeficientul de elasticitate al arborelui ( $k = m \omega_c^2$ ).

Astfel mișcarea ansamblului este descrisă de următorul sistem de ecuații:

$$\begin{cases} m \ddot{x}_B + 2 K_{xx} x_A + 2 c_{xx} \dot{x}_A + 2 K_{xy} y_A + 2 c_{xy} \dot{y}_A = m \delta \omega^2 \cos \omega t \\ m \ddot{y}_B + 2 K_{yy} y_A + 2 K_{yx} x_A + 2 c_{yy} \dot{y}_A + 2 c_{yx} \dot{x}_A = m \delta \omega^2 \sin \omega t \\ m \ddot{x}_B + k (x_B - x_A) = m \delta \omega^2 \cos \omega t \\ m \ddot{y}_B + k (y_B - y_A) = m \delta \omega^2 \sin \omega t \end{cases} \quad (7.28)$$

În aceste condiții expresiile componentelor deplasărilor pot fi scrise sub forma:

- pentru punctul A :

$$\begin{cases} x_A = a \cos \omega t + b \sin \omega t \\ y_A = a_1 \cos \omega t + b_1 \sin \omega t \end{cases} \quad (7.29)$$

relații care aproximează în bune condiții mișcarea obținută pe cale experimentală.

- pentru punctul B :

$$\begin{aligned} x_B &= \frac{a \omega_c^2 + \delta \omega^2}{\omega_c^2 - \omega^2} \cos \omega t + \frac{b \omega_c^2}{\omega_c^2 - \omega^2} \sin \omega t \\ y_B &= \frac{a_1 \omega_c^2}{\omega_c^2 - \omega^2} \cos \omega t + \frac{b_1 \omega_c^2 + \delta \omega^2}{\omega_c^2 - \omega^2} \sin \omega t \end{aligned} \quad (7.30)$$

În aceste relații coeficienții  $a$ ,  $b$ ,  $a_1$ ,  $b_1$  sînt funcții de coeficienții elastici și de amortizare și de caracteristicile fusului (rigiditatea acestuia).

Introducînd coeficienții elastici și de amortizare în sistemul de ecuații (7.28) rezultă:

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x}_B + 2.5,4 \cdot 10^8 x_A + 2.5,1 \cdot 10^6 \dot{x}_A - 2.3,9 \cdot 10^8 y_A - 2.4,5 \cdot 10^6 \dot{y}_A &= m\delta\omega^2 \cos \omega t \\
 m\ddot{y}_B + 2.7,08 \cdot 10^8 y_A + 2.5,12 \cdot 10^8 x_A + 2.7,26 \cdot 10^6 \dot{y}_A - 2.4,3 \cdot 10^6 \dot{x}_A &= m\delta\omega^2 \sin \omega t
 \end{aligned}
 \tag{7.31}$$

$$m\ddot{x}_B + k(x_B - x_A) = m\delta\omega^2 \cos \omega t$$

$$m\ddot{y}_B + k(y_B - y_A) = m\delta\omega^2 \sin \omega t$$

respectiv:

$$-k(x_B - x_A) + 2.5,4 \cdot 10^8 x_A + 2.5,1 \cdot 10^6 \dot{x}_A - 2.3,9 \cdot 10^8 y_A - 2.4,5 \cdot 10^6 \dot{y}_A = 0 \tag{7.32}$$

$$-k(y_B - y_A) + 2.7,08 \cdot 10^8 y_A + 2.5,12 \cdot 10^8 x_A + 2.7,26 \cdot 10^6 \dot{y}_A - 2.4,3 \cdot 10^6 \dot{x}_A = 0$$

Pentru determinarea  $a, b, a_1, b_1$  se înlocuiesc expresiile (7.29) și (7.30) în sistemul de ecuații 7.32, obținând următoarele valori:

$$a = \frac{\Delta_1}{\Delta}; \quad b = \frac{\Delta_2}{\Delta}; \quad a_1 = \frac{\Delta_3}{\Delta}; \quad b_1 = \frac{\Delta_4}{\Delta} \tag{7.33}$$

în care  $\Delta_i$  sînt determinanții corespunzători ai sistemului de mai sus.

Pentru cazul general determinantul are expresia:

$$\Delta = \begin{vmatrix}
 K_{xx} - \kappa & C_{xx}\omega & K_{xy} & C_{xy}\omega \\
 -\omega C_{xx} & K_{xx} - \kappa & -C_{xy}\omega & K_{xy} \\
 K_{yx} & C_{yx}\omega & K_{yy} - \kappa & C_{yy}\omega \\
 -C_{yx}\omega & K_{yx} & -C_{yy}\omega & K_{yy} - \kappa
 \end{vmatrix}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta = & (K_{xx} - \kappa)^2 (K_{yy} - \kappa)^2 + \omega^2 C_{yy}^2 (K_{xx} - \kappa)^2 + \omega^2 C_{xx}^2 (K_{yy} - \kappa)^2 + \\
 & + 2(K_{xx} - \kappa)(K_{yy} - \kappa)(\omega^2 C_{xy} C_{yx} - K_{xy} K_{yx}) - 2\omega^2 (K_{xx} - \kappa) \\
 & (C_{xy} C_{yy} K_{yx} + C_{yx} C_{yy} K_{xy}) - 2\omega^2 (K_{yy} - \kappa)(C_{xy} C_{xx} K_{yx} + \\
 & + C_{yx} C_{xx} K_{xy}) + \omega^2 (C_{xy}^2 K_{yx}^2 + C_{yx}^2 K_{xy}^2 + 2C_{xx} C_{yy} K_{xy} K_{yx}) + \\
 & + \omega^4 (C_{xx}^2 + C_{yy}^2 + C_{xy}^2 C_{yx}^2 - 2C_{xy} C_{yx} C_{xx} C_{yy}) + K_{xy}^2 \cdot K_{yx}^2
 \end{aligned}
 \tag{7.34}$$

Pentru determinanții  $\Delta_i$  se găsesc expresiile:

$$\begin{aligned} \Delta_1 = \int \kappa [ & (K_{yy} - \kappa)^2 (K_{xx} - \kappa) - (K_{yy} - \kappa) (K_{xx} - \kappa) C_{xy}^2 \omega + \\ & + (K_{yy} - \kappa) (C_{yx} C_{xy} \omega^2 - K_{xy} K_{yx} + C_{xx} \omega K_{xy}) + (K_{xx} - \kappa) (C_{yy} \omega^2 + \\ & + K_{xy} C_{yy} \omega) - K_{yx} \omega^2 C_{xy} C_{yy} + K_{xy} \omega^2 C_{yx} C_{yy} + \\ & + C_{xx} C_{xy} C_{yy} \omega^3 + K_{xy} \omega^2 C_{yx} C_{xx} - C_{xy}^2 C_{yx} \omega^3 ] \end{aligned} \quad (7.35)$$

$$\begin{aligned} \Delta_2 = \int \kappa [ & (K_{yy} - \kappa)^2 C_{xx} \omega - (K_{yy} - \kappa) (K_{xx} - \kappa) K_{xy} - (K_{yy} - \kappa) (\omega C_{xy} K_{yx} + \\ & + K_{xy} C_{yx} \omega + C_{xy} C_{xx} \omega^2) - (K_{xx} - \kappa) \omega^2 C_{xy} C_{yy} + \omega^3 C_{xx} C_{yy}^2 - \\ & - \omega^3 C_{xy} C_{yx} - K_{xy} C_{xx} C_{yy} \omega^2 + C_{xy}^2 \omega^2 K_{yx} + \omega C_{yy} K_{xy} K_{yx} + K_{xy}^2 K_{yx} ] \end{aligned} \quad (7.36)$$

$$\begin{aligned} \Delta_3 = \int \kappa [ & (K_{xx} - \kappa)^2 \omega C_{yy} + (K_{xx} - \kappa) (K_{yx} C_{xy} \omega - (K_{xx} - \kappa) (K_{yy} - \kappa) K_{yx} - \\ & - (K_{xx} - \kappa) (C_{yx} C_{yy} \omega^2 + (K_{xx} - \kappa) K_{xy} \omega C_{yx} - (K_{yy} - \kappa) (\omega^2 C_{xx} C_{yx})) + \\ & + \omega^2 C_{xx} C_{yy} K_{yx} + K_{xy} (K_{yx}^2 + \omega^2 C_{yx}^2) - \omega^3 (C_{xx}^2 C_{yy} - C_{xx} C_{xy} C_{yx}) \\ & - C_{xx} \omega K_{yx} K_{xy} ] \end{aligned} \quad (7.37)$$

$$\begin{aligned} \Delta_4 = \int \kappa [ & (K_{xx} - \kappa)^2 (K_{yy} - \kappa) + (K_{xx} - \kappa) (K_{yx} \omega C_{yy} + \omega^2 C_{xy} \\ & - K_{yx} K_{xy}) + (K_{yy} - \kappa) (K_{xx} - \kappa) C_{yx} - (K_{yy} - \kappa) (\omega C_{xx} K_{yx} - \omega^2 C_{xx}^2) \\ & - \omega^3 C_{xx} C_{yx} C_{yy} - C_{xy} \omega (K_{yx}^2 + \omega^2 C_{yx}^2) - \omega^2 C_{xx} C_{xy} K_{yx} - \omega^2 C_{xx} C_{yx} ] \end{aligned} \quad (7.38)$$

În relațiile de mai sus s-a notat cu :

$$\kappa = \frac{\frac{1}{2} k \left( \frac{\omega}{\omega_c} \right)^2}{1 - \left( \frac{\omega}{\omega_c} \right)^2} \quad (7.39)$$

iar  $\omega_c$  fiind pulsația critică a rotorului pe lagăre rigide.

Scriind determinantul  $\Delta$  sub forma:

$$\begin{aligned} \Delta = & (C_{xx}^2 + C_{yy}^2 + C_{xy}^2 C_{yx}^2 - 2 C_{xy} C_{yx} C_{xx} C_{yy}) \omega^4 + \\ & [C_{yy}^2 (K_{xx} - \lambda)^2 + C_{xx}^2 (K_{yy} - \lambda)^2 + 2 (K_{xx} - \lambda) (K_{yy} - \lambda) (C_{xy} C_{xx} K_{yx} + \\ & C_{yx} C_{xx} K_{xy}) + (C_{xy}^2 K_{yx}^2 + C_{yx}^2 K_{xy}^2 + 2 C_{xx} C_{yy} K_{xy} K_{yx})] \omega^2 + \\ & (K_{xx} - \lambda)^2 (K_{yy} - \lambda)^2 - 2 (K_{xx} - \lambda) (K_{yy} - \lambda) K_{xy} K_{yx} + K_{xy}^2 K_{yx}^2 \end{aligned} \quad (7.40)$$

Notînd:

$$\begin{aligned} C &= (C_{xx}^2 + C_{yy}^2 + C_{xy}^2 C_{yx}^2 - 2 C_{xy} C_{yx} C_{xx} C_{yy}) \\ CK &= C_{yy}^2 (K_{xx} - \lambda)^2 + C_{xx}^2 (K_{yy} - \lambda)^2 + 2 (K_{xx} - \lambda) (K_{yy} - \lambda) C_{xy} C_{yx} \\ &- 2 (K_{xx} - \lambda) (C_{xy} C_{yy} K_{yx} + C_{yx} C_{yy} K_{xy}) - 2 (K_{yy} - \lambda) (C_{xy} C_{xx} K_{yx} + \\ &+ C_{yx} C_{xx} K_{xy}) + (C_{xy}^2 K_{yx}^2 + C_{yx}^2 K_{xy}^2 + 2 C_{xx} C_{yy} K_{xy} K_{yx}) \end{aligned} \quad (7.41)$$

$$K = (K_{xx} - \lambda)^2 (K_{yy} - \lambda)^2 - 2 (K_{xx} - \lambda) (K_{yy} - \lambda) K_{xy} K_{yx} + K_{xy}^2 K_{yx}^2$$

se obține pentru  $\Delta$  expresia:

$$\Delta = C \omega^4 + (CK) \omega^2 + K \quad (7.42)$$

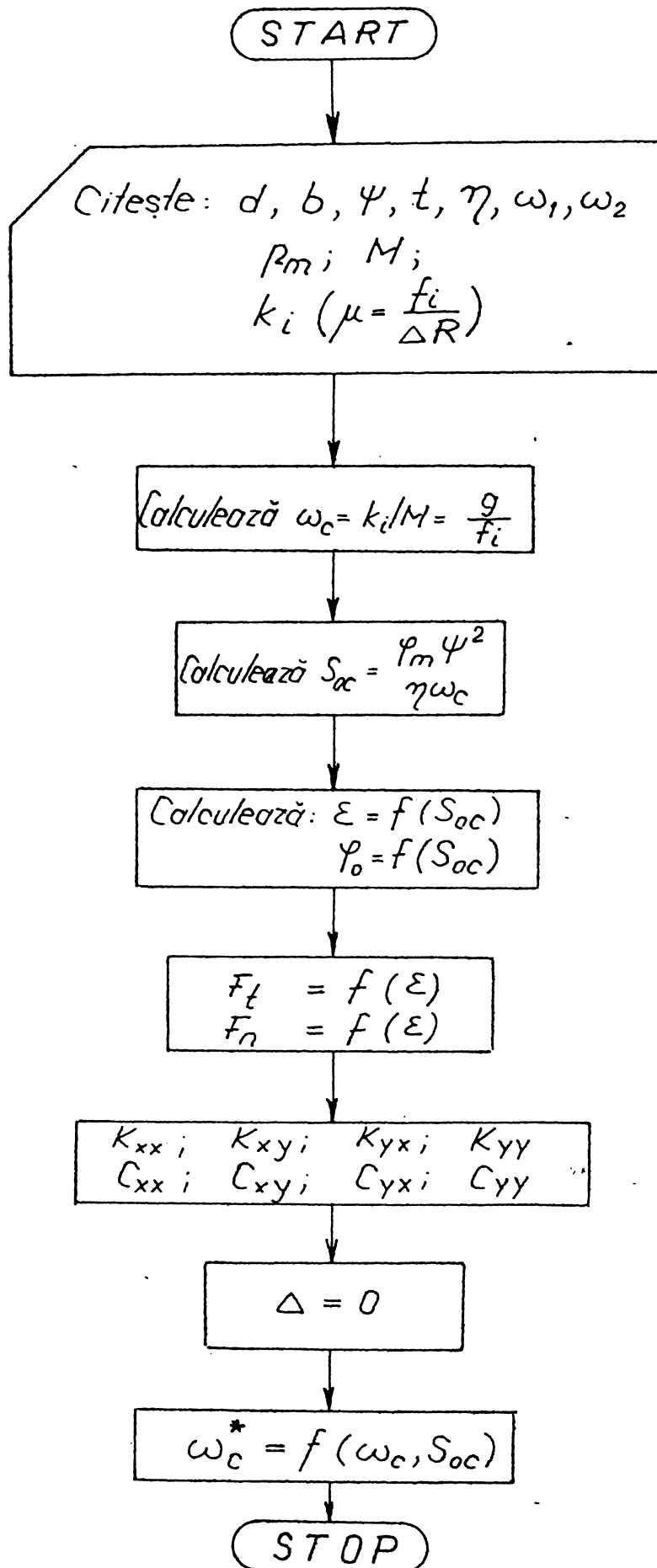
Egalînd  $\Delta=0$  se obține ecuația pulsațiilor complexe și pulsațiile complexe ale sistemului.

Stabilitatea sistemului este asigurată, dacă rădăcinile reale sînt negative iar dacă sînt complexe ele sînt conjugate

$\omega_{S_1, S_2} = - \mu_{S_1} \pm i p_{S_1}$  iar partea reală trebuie să fie negativă.

Pentru găsirea noilor viteze unghiulare critice  $\omega_c^*$  ținînd seama de pelicula de ulei, se pune condiția ca  $\Delta = 0$ , rezultînd în prima etapă  $\omega_c^* = f(\lambda)$ , respectiv  $\omega_c^* = f(\omega_c)$  pentru valori date ale coeficienților de elasticitate și de amortizare calculați în funcție de numărul Sommerfeld  $S_{oc} = \frac{p_m \psi^2}{\eta \omega_c}$

Ordinograma pentru calculul turațiilor critice este prezentată în figură.



Astfel rezultă curba de rezonanță ..  $\frac{\omega_c^*}{\omega_c} = f(S_{oc})$

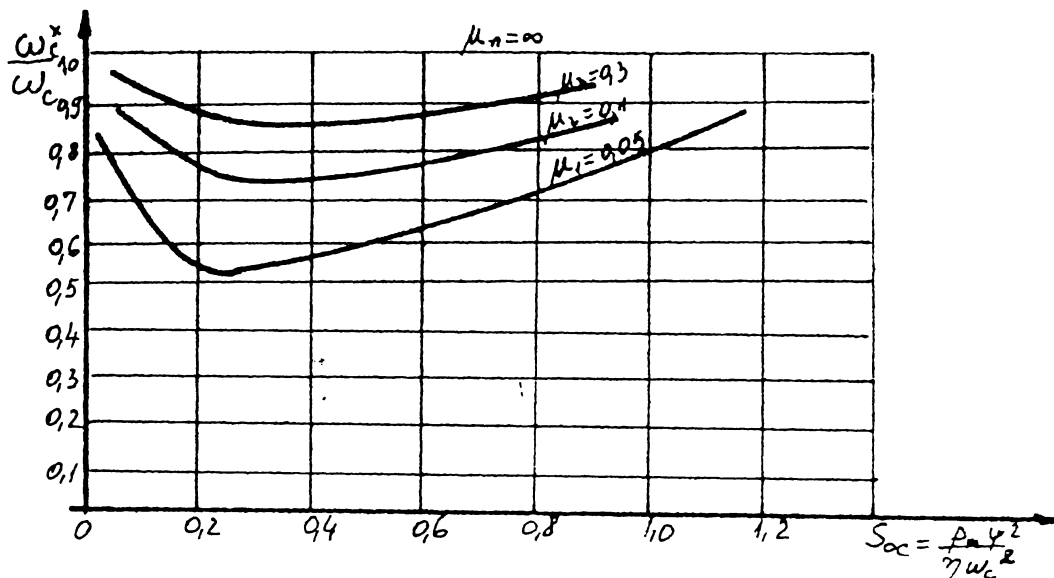


Fig.7.18

Curba de rezonanță a unui rotor cu un singur disc pe lagăre de alunecare.

Din fig.7.18 se observă că pelicula de lubrifiant are o influență mare asupra comportării dinamice a cuplei cinematice în regim de rezonanță, modificându-se esențial valoarea turației critice (pînă la 50 %).

În cazul regimului de rezonanță ( $\omega \rightarrow \omega_c$ ) se obține:

$$x_B = \frac{\Delta_1}{\omega_c^2 - \omega^2} (\omega_c^* + \delta \omega^2) \cos \omega t + \frac{\Delta_2}{\omega_c^2 - \omega^2} \sin \omega t; \quad (7.43)$$

$$\frac{\Delta_1}{\Delta} = \frac{\delta x^4 \left( -1 + \frac{c_1}{x} + \frac{c_2}{x^2} + \frac{c_3}{x^3} \right)}{x^4 \left( 1 + \frac{c_1'}{x} + \frac{c_2'}{x^2} + \frac{c_3'}{x^3} \right)};$$

$$\lim_{x \rightarrow 0} \frac{\Delta_1}{\Delta} = -\delta$$

dacă  $\omega \rightarrow \omega_c$ , coeficientul  $x \rightarrow 0$

$$\frac{\Delta_2}{\Delta} = \frac{\delta x^3 \left[ c_{xx} \omega + k_{xy} + \frac{c_1''}{x} + \frac{c_2''}{x} \right]}{x^4 \left[ 1 + \frac{c_1'}{x} + \frac{c_2'}{x^2} + \frac{c_3'}{x^3} \right]}$$

$$\lim_{\omega \rightarrow \omega_c} \frac{\Delta_2}{\Delta(\omega^2 - \omega_c^2)} = \frac{2 \delta (c_{xx} \omega_c + k_{xy})}{k \omega_c^2}$$

Introducând în expresia lui  $x_B$  obținem

$$x_B = -\delta \cos \omega t + \frac{2\delta [c_{xx} \omega_c^x + K_{xy}]}{k\omega_c^2} \sin \omega t$$

Similar se obține pentru

(7.44)

$$y_B = -\frac{2\delta [c_{yy} \omega_c^x + K_{yx}]}{k\omega_c^2} \cos \omega t - \delta \sin \omega t$$

Astfel se obțin amplitudinele de rezonanță:

$$\begin{aligned} A &= \pm \sqrt{(x_B)^2 + (y_B)^2} = \\ &= \pm \sqrt{\delta^2 + \frac{4\delta^2 (c_{xx} \omega_c^x + K_{xy})^2}{k^2 \omega_c^4} + \delta^2 + \frac{4\delta^2 [c_{yy} \omega_c^x + K_{yx}]^2}{k^2 \omega_c^4}} = \\ &= \delta \sqrt{2 + \frac{4}{k^2 \omega_c^4} (c_{xx} \omega_c^x + K_{xy})^2 + (c_{yy} \omega_c^x + K_{yx})^2} \end{aligned}$$

iar caracteristica amplitudinii are expresia:

$$\frac{A}{\delta} = \pm \sqrt{2 + \frac{4}{k^2 \omega_c^4} (c_{xx} \omega_c^x + K_{xy})^2 + (c_{yy} \omega_c^x + K_{yx})^2} \quad (7.45)$$

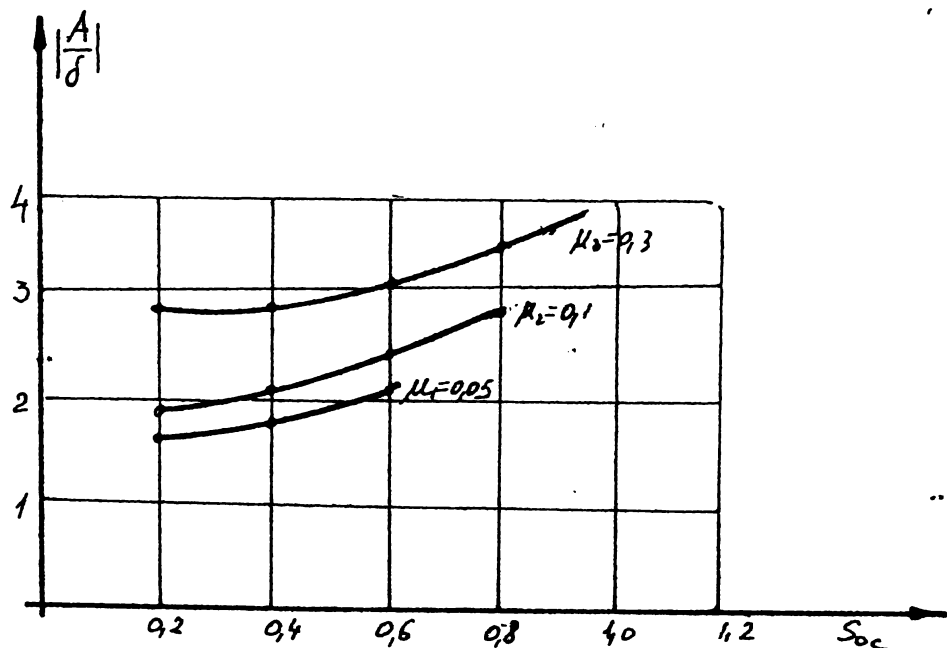


Fig. 7.19



Datorită acestor proprietăți de elasticitate și de amortizare, apare și defazajul dintre direcția forțelor transmise și direcția excentricității arborelui. Stiind că:

$$F_x = K_{xx} x_A + C_{xx} \dot{x}_A + K_{xy} y_A + C_{xy} \dot{y}_A$$

$$F_y = K_{yy} y_A + C_{yy} \dot{y}_A + K_{yx} x_A + C_{yx} \dot{x}_A$$

și notînd cu  $\theta$  unghiul format de forța rezultantă cu direcția verticală rezultă:

$$\theta = \text{arc tg } \frac{F_y}{F_x} = \text{arc tg } \frac{K_{xx} x_A + C_{xx} \dot{x}_A + K_{xy} y_A + C_{xy} \dot{y}_A}{K_{yy} y_A + C_{yy} \dot{y}_A + K_{yx} x_A + C_{yx} \dot{x}_A} \quad (7.46)$$

astfel apare de obicei diferența dintre  $\theta = \theta(t)$  și  $d = \omega t$  (unghiul de rotație al excentricității  $\delta^*$ ).

Acest aspect are influența asupra echilibrării rotorului și impune necesitatea echilibrării în lagărele proprii ale rotorului.



## 8. INFLUENȚA CUPELOR CINEMATICE "UNSE" ASUPRA DINAMICII ÎNTREGULUI MECANISM

Concepția și proiectarea unor mașini cu caracteristici tehnico-economice tot mai ridicate, necesită o continuă aprofundare științifică a fenomenelor ce apar. În multe situații mecanismele componente ale diferitelor mașini limitează valoarea finală a randamentului întregii mașini.

Mecanismele cu elemente articulate produc forțe și momente dinamice datorită mișcării neuniforme a elementelor componente și a jocurilor în cuplele cinematice, care produc supraîncărcări în lagăre și deformații ale elementelor. La elementul condus apar mișcări perturbatoare cu influențe negative asupra procesului tehnologic. La elementul motor apar variații ale elementului motor respectiv ale mișcării acestuia. Forțele și momentele acționează asupra elementului fix care de obicei poate vibra, apărând situații periculoase dacă o frecvență proprie coincide cu o armonică a forței perturbatoare.

În cadrul acestui capitol se studiază influența peliculei de lubrifiant asupra dinamicii întregului mecanism.

### 8.1. Determinarea forței generalizate ca funcție timpă.

Pentru un mecanism cu "n" elemente se poate determina forța generalizată  $Q$ , cu ajutorul principiului lucrului mecanic virtual. Considerându-se forțele dinamice compuse din forțele de inerție și cele datorită peliculei de lubrifiant considerat drept arc anizotrop al conexiunii dinamice  $K_{d_i}$  se obține expresia:

$$Q(t) = \sum_{i=1}^n \left[ m_i (\ddot{x}_{e_i} \frac{dx_{e_i}}{dq} + \ddot{y}_{e_i} \frac{dy_{e_i}}{dq}) + I_{e_i} \ddot{\varphi}_i \frac{d\varphi_i}{dq} \right] + (k_l \Delta e_l \frac{de_l}{dq} + c_l \dot{e}_l \frac{de_l}{dq}) \quad (8.1)$$

În care:

$m_i$  - este masa elementului  $i$ :  $1 \leq i \leq n$  ;

$I_{G_i}$  - momentul de inerție al elementului  $i$ , în raport cu centrul de greutate  $G_i$ ;

$x_{G_i}, y_{G_i}$  - coordonatele centrului de greutate  $G_i$  în raport cu un sistem de coordonate fix;

$\varphi_i$  - unghiul format între axe  $x$  și axa  $\xi_i$  a sistemului atașat elementului  $i$ ;

$q$  - coordonata generalizată;

$B_1 = k_1 + i \omega c_1$  reprezintă caracteristica dinamică complexă a conexiunii dinamice  $K_{dl}$  (impedanța acesteia)

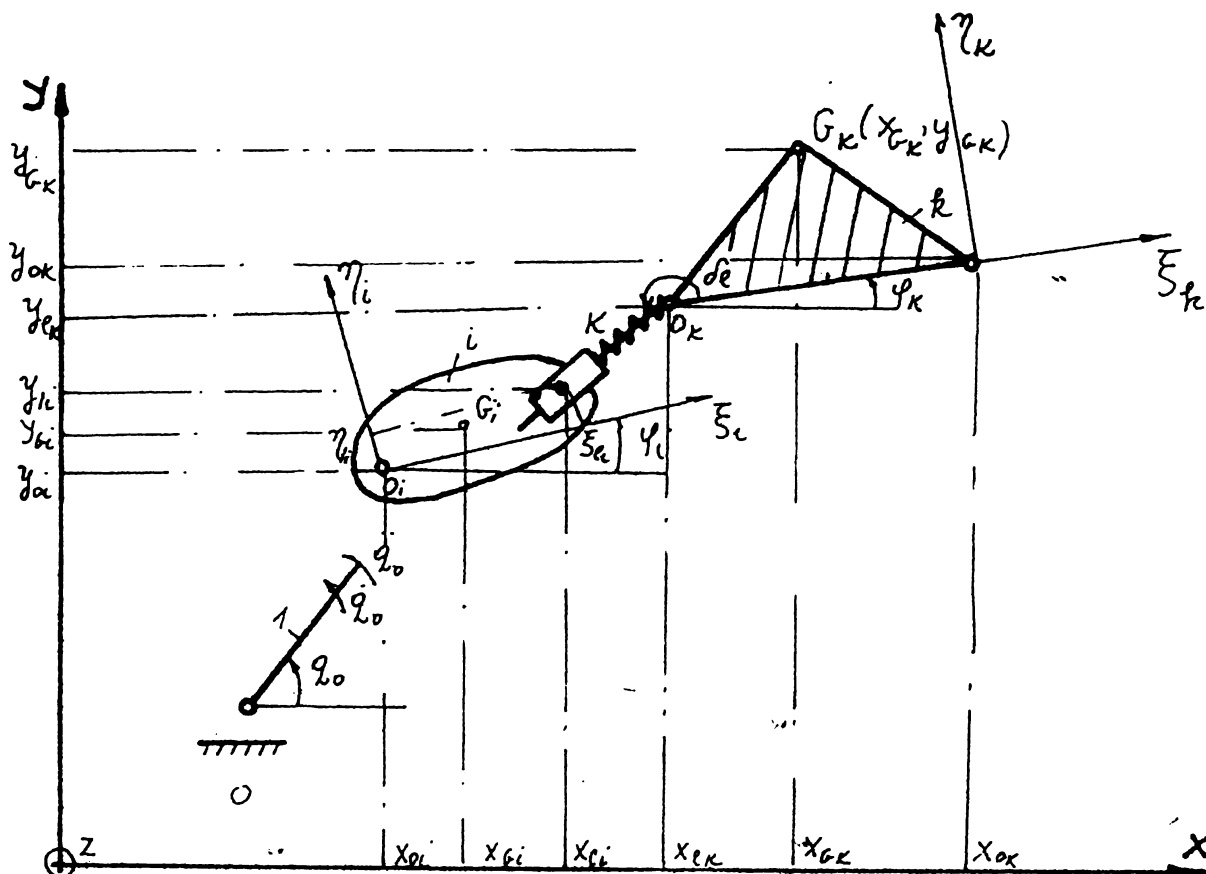


Fig.8.1.

În fig.8.1 prin valoarea unghiurilor  $\varphi_i$  se ține seama și de abaterile de poziții introduse de conexiunile dinamice determinate de cuple cinematice "unse".

Forțele cu ajutorul cărora se studiază comportamentul dinamic al mecanismului sînt forțele cu care acționează mecanismul asupra batiului, respectiv forța longitudinală:  $F_x$ , forța transversală:  $F_y$  și momentul de torsiune după axa  $z$ :  $M_z$ .

Rezultatele calculului acestor forțe sînt arătate în tabelul 8.1.

Tabelul 8.1.

Forța generalizată'	Q	dq	$\frac{dx_{Gi}}{dq}$	$\frac{dy_{Gi}}{dq}$	$\frac{de_1}{dq}$	$\frac{d\varphi_i}{dq}$
Forța longitudinală	$-F_x$	$dx_G$	1	0	$\frac{de_1}{dx}$	0
Forța verticală	$-F_y$	$dy_G$	0	1	$\frac{de_1}{dy}$	0
Momentul de torsiune	$-M_z$	d	$-y_{Gi}$	$x_{Gi}$	$\frac{de_1}{d\varphi}$	1
Momentul motor	$M_m$	$dq_0$	$\frac{dx_{Gi}}{dq_0}$	$\frac{dy_{Gi}}{dq_0}$	$\frac{de_1}{dq_0}$	$\frac{d\varphi_i}{dq_0}$

Forțele generalizate s-au luat cu semnul (-) deoarece este vorba de reacțiunile în cupla cinematică a elementului motor cu elementul fix.

Dacă se atașează fiecărui element un sistem de axe  $\xi_i - \eta_i$  și se exprimă coordonatele  $x_{Gi}$ ,  $y_{Gi}$  în funcție de  $\xi_{Gi}$ ,  $\eta_{Gi}$ , respectiv  $x_{pi}$  și  $y_{pi}$  se obțin expresiile:

$$x_{Gi} = x_{pi} + \xi_{Gi} \cos \varphi_i - \eta_{Gi} \sin \varphi_i \quad (8.2)$$

$$y_{Gi} = y_{pi} + \xi_{Gi} \sin \varphi_i - \eta_{Gi} \cos \varphi_i$$

Înlocuind în formula (8.1) se obține:

$$Q(t) = \sum_{i=1}^n [\alpha_{1ip} m_i + \alpha_{2ip} m_i \eta_{Gi} + \alpha_{3ip} m_i \xi_{Gi} + \alpha_{4ip} (\xi_{Gi}^2 + \eta_{Gi}^2) m_i + J_{ci}] + \sum_{l=1}^L k_l (e_1 - e_{10}) e_1' + c_1 \dot{e}_1 e_1' = Q_t^I + Q_t^{II}$$

Coeficienții  $\alpha_{kip}$  ( $K=1,2,3,4$ ) au următoarele valori

$$\begin{aligned}\alpha_{1ip} &= \ddot{x}_{pi} x'_{pi} + \ddot{y}_p y'_{pi} \\ \alpha_{2ip} &= (\dot{\varphi}_i^2 \sin \varphi_i - \ddot{\varphi}_i \cos \varphi_i) x'_{pi} - (\ddot{\varphi}_i \sin \varphi_i + \\ &\quad + \dot{\varphi}_i^2 \cos \varphi_i) y'_{pi} - \ddot{x}_{pi} \cos \varphi_i \varphi'_i \\ \alpha_{3ip} &= (\ddot{\varphi}_i \sin \varphi_i + \dot{\varphi}_i^2 \cos \varphi_i) x'_{pi} + (\ddot{\varphi}_i \cos \varphi_i - \\ &\quad - \dot{\varphi}_i^2 \sin \varphi_i) y'_{pi} - \ddot{x}_{pi} \sin \varphi_i \varphi'_i + \ddot{y}_{pi} \cos \varphi_i \varphi'_i \\ \alpha_{4ip} &= \ddot{\varphi}_i \varphi'_i\end{aligned}$$

Observație: Pentru simplificare s-a folosit în lacul lui  $d(\ )/dq$  semnul  $(\ )'$ .

Lungimea elementului elastic al conexiunii dinamice se obține scriind:

$$\begin{cases} x_{li} = x_{oi} + \xi_{li} \cos \varphi_i - \eta_{li} \sin \varphi_i \\ x_{lk} = x_{ok} + \xi_{lk} \cos \varphi_k - \eta_{lk} \sin \varphi_k \end{cases} \quad (8.4)$$

$$\begin{cases} y_{li} = y_{oi} + \xi_{li} \sin \varphi_i - \eta_{li} \cos \varphi_i \\ y_{lk} = y_{ok} + \xi_{lk} \sin \varphi_k - \eta_{lk} \cos \varphi_k \end{cases} \quad (8.5)$$

Astfel  $e_1$  va avea expresia:

$$\begin{aligned}e_1 &= (x_{lk} - x_{li})^2 + (y_{lk} - y_{li})^2 = \\ &= \xi_{li}^2 + \xi_{lk}^2 + \eta_{li}^2 + \eta_{lk}^2 + a_{16} (\xi_{li} \xi_{lk} + \eta_{li} \eta_{lk}) + \\ &+ a_{15} (\xi_{li} \eta_{lk} - \xi_{lk} \eta_{li}) + a_{14} \xi_{li} + a_{13} \eta_{li} + \\ &+ a_{12} \xi_{lk} + a_{11} \eta_{lk} + a_{10}\end{aligned} \quad (8.6)$$

Derivatele se obțin, derivând relația (8.6) în raport cu  $\frac{d(\ )}{dq}$  respectiv în raport cu timpul  $\frac{d(\ )}{dt}$ .

Astfel se obține:

$$2 e_1 e_1 = a_{16}' (\xi_{1i} \xi_{1k} + \eta_{1i} \eta_{1k}) + a_{15}' (\xi_{1i} \eta_{1k} - \xi_{1k} \eta_{1i}) + a_{14}' \xi_{1i} + a_{13}' \eta_{1i} + a_{12}' \xi_{1k} + a_{11}' \eta_{1k} + a_{10}' \quad \text{iar} \quad (8.7)$$

iar:

$$2 e_1 e_1 = a_{16}' (\xi_{1i} \xi_{1k} + \eta_{1i} \eta_{1k}) + a_{15}' (\xi_{1i} \eta_{1k} - \xi_{1k} \eta_{1i}) + a_{14}' \xi_{1i} + a_{13}' \eta_{1i} + a_{12}' \xi_{1k} + a_{11}' \eta_{1k} + a_{10}'$$

Coeficienții  $a_{1i}$  au expresiile:

Tabelul 8.2.

j	$a_{1j}$
0	$(x_{oi} - x_{ok})^2 + (y_{oi} - y_{ok})^2$
1	$2 [(y_{ok} - y_{oi}) \cos \varphi_k - (x_{ok} - x_{oi}) \sin \varphi_k]$
3	$2 [(y_{ok} - y_{oi}) \sin \varphi_k + (x_{ok} - x_{oi}) \cos \varphi_k]$
4	$2 [(y_{ok} - y_{oi}) \cos \varphi_i + (x_{ok} - x_{oi}) \sin \varphi_i]$
5	$-2 \sin(\varphi_i - \varphi_k)$
6	$-2 \cos(\varphi_i - \varphi_k)$

(8.8)

Expresia componentelor forțelor generalizate  $Q^{II}(t)$  determinate de conexiunile dinamice introduse, sînt trecute în tabelul 8.3.

Tabelul 8.3.

dq	$Q^{II}(t)$	Expresia
$dx_{Gi}$	$P_{1x}$	$(k_{xx}^l \Delta x_e + k_{xy}^l \Delta y_e + c_{xx}^l \dot{\Delta x}_e + c_{xy}^l \dot{\Delta y}_e) \frac{dx_{li}}{dx}$
$dy_{Gi}$	$P_{1y}$	$(k_{yy} \Delta y_e + k_{yx} \Delta x_e + c_{yy} \dot{\Delta y}_e + c_{yx} \dot{\Delta x}_e) \frac{dy_{li}}{dx}$
$d\varphi$	$M_1$	$-\sum (-P_{ex} y_{li} + P_{ey} \cdot x_{ei})$

$$\text{în care: } \Delta x_1 = (e_1 - e_{10}) \cos \delta_1; \quad \Delta \dot{x}_1 = \dot{e}_1 \cos \delta_1 - \dot{\delta}_1 \cdot e_1 \sin \delta_1$$

$$\Delta y_1 = (e_1 - e_{10}) \sin \delta_1 + \Delta y_1 = \dot{e}_1 \sin \delta_1 + \dot{\delta}_1 e_1 \cos \delta_1$$

Prin înlocuirea expresiilor (8.6) și (8.7) s-a urmărit o despărțire a parametrilor cinematische de cele ale parametrilor dinamice.

## 8.2. Aspectele ale optimizării în sinteza cinematică și dinamică.

Forța generalizată  $Q(t)$  se scrie sub forma încât termenii variabili să fie cuprinși în vectorul  $X$  care cuprinde parametrii constructivi ai mecanismului.

Vectorul  $X$  este format din parametrii masici (masele  $m_i$ , momentele de inerție  $I_{Gi}$  și coordonatele centrelor de greutate  $\xi_{Gi}$ ,  $\eta_{Gi}$ ) și parametrii conexiunilor dinamici (constantele elastici  $K_{xx}$ ,  $K_{xy}$ ,  $K_{yy}$ ,  $K_{yx}$ , constantele de amortizare  $C_{xx}$ ,  $C_{xy}$ ,  $C_{yy}$ ,  $C_{yx}$  și lungimile inițiale  $l_{10}$ ) respectiv coordonatele de definiție a conexiunii dinamice ( $\xi_{1i}$ ;  $\xi_{1K}$ ,  $\eta_{1i}$ ,  $\eta_{1K}$ ).

$$X = (\dots, m_i, I_{Gi}, \xi_{xi}, \eta_{\theta i}, \dots, k_1, c_1, e_{10}, \xi_{1i}, \eta_{1i}, \xi_{Ki}, \eta_{Ki}, \dots) \quad (8.9)$$

Vectorul  $X$  este cuprins  $X_{\min} \leq X \leq X_{\max}$ .

Este de subliniat că vectorul  $X$  nu trebuie să cuprindă neapărat toți parametrii mecanici respectiv a tuturor conexiunilor dinamice. Anumiți parametri pot fi menținuți constanți din considerente constructive.

Valoarea forțelor dinamice  $Q(t, X)$  se poate calcula pentru fiecare poziție a mecanismului corespunzător timpului  $t$ , dacă i s-au dat vectorului  $X$  anumite valori. Dacă se variază vectorul  $X$  ar fi necesară analiza mecanismului prin funcție de timp, deoarece centrele de greutate a elementelor și coordonatele conexiunilor dinamice se modifică față de sistemul de coordonate considerat fix.



Deoarece lungimile elementelor sînt de obicei stabilite și se variază numai parametrii mecanici, mișcarea mecanismului nu se modifică. În acest caz coordonatele cuplelor mecanismului se introduc explicit, iar parametrii cinematici se calculează o singură dată și sînt caracterizate prin coeficienții  $\alpha_{Ki p}$ .

Pentru problema optimizării se determină funcția țintă

$$f(x) = \sum_{t_j} w(t_j) [Q(t_j, x) - \bar{Q}(t_j)]^2 \rightarrow \text{Minim} \quad (8.10)$$

dacă se face aproximația în sensul lui Gauss iar  $Q(t_j)$  reprezintă valoarea prescrisă a funcției țintă și  $w(t_j)$ , factorul de pondere.

În figura 8.2. se arată algoritmul de calcul în cadrul sintezei dinamice pe baza unor criterii optimale.

### 8.3. Ecuatii de mișcare ținînd seama de pelicula de lubrifiant în zona de contact a cuplelor cinematice.

Influența conexiunii dinamice asupra ecuației de mișcare a întregului mecanism se poate studia ținîndu-se seama că cupla cinematică „unsă” se consideră ca element conducător suplimentar pentru care se cunoaște legea de mișcare, fiind dat lungimea elementului  $e_1$  (care este un element cu lungime variabilă) și unghiul de poziție  $\delta_1(\alpha_{1j})$ . În acest caz mecanismul se tratează ca și cum ar avea două grade de mobilitate suplimentare pentru fiecare cupla „unsă”.

Se pornește de la ecuația lui Lagrange scrisă sub forma:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial E}{\partial q} = Q \quad (8.11)$$

în care:

- E este energia cinetică;
- Q forța generalizată;
- q coordonatele generalizate ( $q=S$ , sau  $q=\mathcal{L}$ ) a elementului motor propriu-zis;
- $\dot{q}$  viteza generalizată ( $\dot{q}=S=v$ ;  $\dot{q}=\dot{\mathcal{L}}=\omega$ ) a elementului motor propriu-zis;

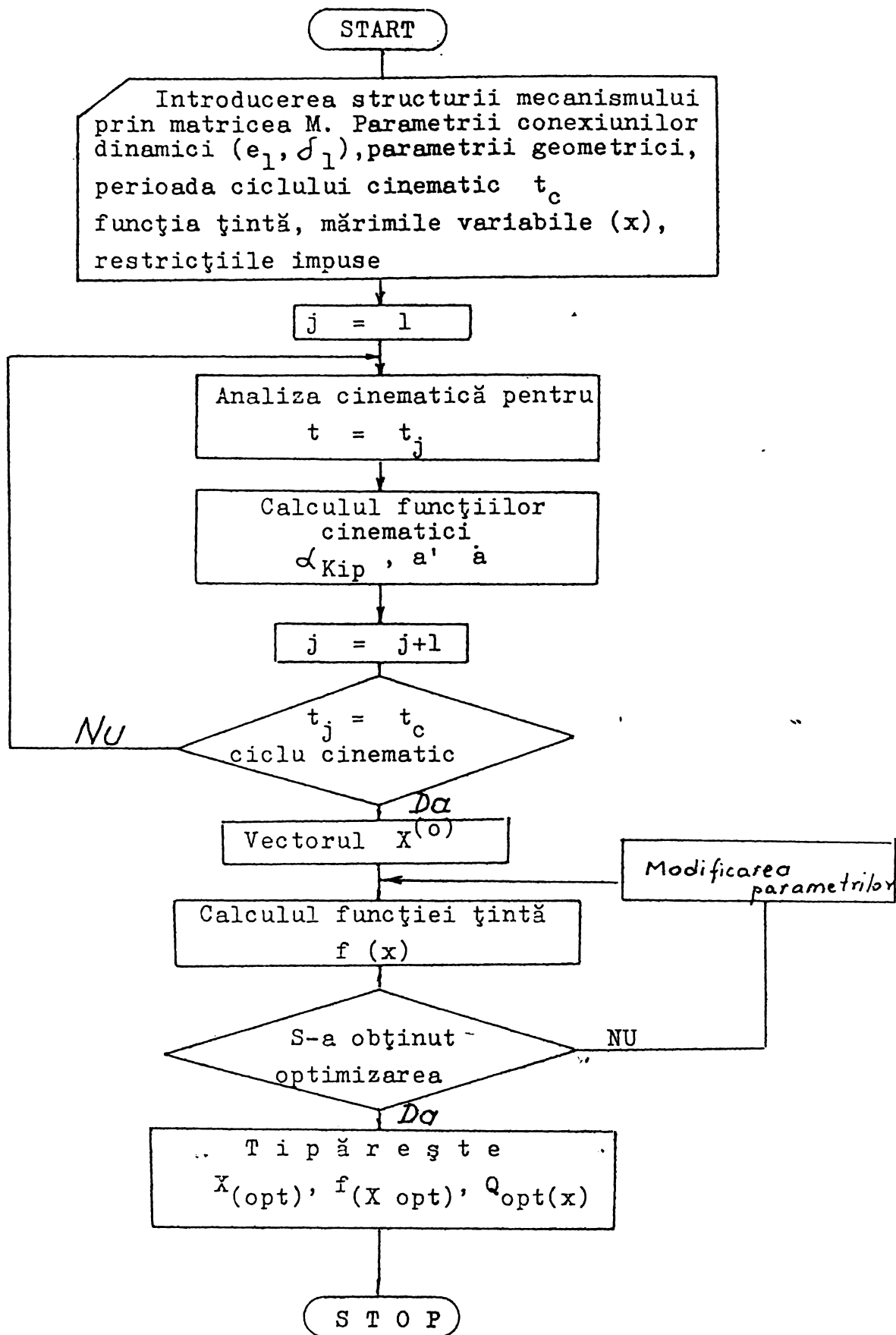


Fig.8.2

Deci cele două coordonate generalizate suplimentare  
 pentru fiecare conexiune dinamică sînt:

$$q_{1_1} = e_1 \quad \text{și} \quad q_{1_2} = \alpha_{11} \quad (L=1, \dots, m)$$

Ecuatiile Lagrange sînt de formă:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} \frac{\partial E}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial E}{\partial q} = Q \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E}{\partial \dot{q}_{1_1}} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_{1_1}} = Q_{1_1} \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E}{\partial \dot{q}_{1_2}} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_{1_2}} = Q_{1_2} \end{array} \right. \quad (8.12)$$

Calculul energiei cinetice se face prin

$$E = \sum_{i=1}^n \left( \frac{m_i \bar{v}_{Gi}^2}{2} + I_{Gi} \frac{\omega_i^2}{2} \right) \quad (8.13)$$

în care:

$$\bar{v}_{Gi} = \frac{\partial r_{Gi}}{\partial q} \dot{q} + \frac{\partial r_{Gi}}{\partial q_{1_1}} \dot{q}_{1_1} + \frac{\partial \bar{r}_{Gi}}{\partial q_{1_2}} \dot{q}_{1_2} \quad (8.14)$$

$$v_{Gi}^2 = \left( \frac{\partial r_{Gi}}{\partial q} \right)^2 \dot{q}^2 + \left( \frac{\partial r_{Gi}}{\partial q_{1_1}} \right)^2 \dot{q}_{1_1}^2 + \left( \frac{\partial \bar{r}_{Gi}}{\partial q_{1_2}} \right)^2 \dot{q}_{1_2}^2 +$$

$$+ 2 \left( \frac{\partial r_{Gi}}{\partial q} \right) \left( \frac{\partial r_{Gi}}{\partial q_{1_1}} \right) \dot{q} \dot{q}_{1_1} + 2 \left( \frac{\partial r_{Gi}}{\partial q} \right) \left( \frac{\partial \bar{r}_{Gi}}{\partial q_{1_2}} \right) \dot{q} \dot{q}_{1_2} +$$

$$+ 2 \left( \frac{\partial r_{Gi}}{\partial q_{1_1}} \right) \left( \frac{\partial \bar{r}_{Gi}}{\partial q_{1_2}} \right) \dot{q}_{1_1} \dot{q}_{1_2}$$

$$\omega_i = \frac{\partial \alpha_i}{\partial q} \dot{q} + \frac{\partial \alpha_i}{\partial q_{1_1}} \dot{q}_{1_1} + \frac{\partial \alpha_i}{\partial q_{1_2}} \dot{q}_{1_2} \quad (8.15)$$

$$\omega_i^2 = \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial q} \right)^2 \dot{q}^2 + \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial q_{1_1}} \right)^2 \dot{q}_{1_1}^2 + \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial q_{1_2}} \right)^2 \dot{q}_{1_2}^2 +$$

$$+ 2 \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial q} \right) \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial q_{1_1}} \right) \dot{q} \dot{q}_{1_1} + 2 \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial q} \right) \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial q_{1_2}} \right) \dot{q} \dot{q}_{1_2} +$$

$$+ 2 \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial q_{1_1}} \right) \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial q_{1_2}} \right) \dot{q}_{1_1} \dot{q}_{1_2}$$

Expresia energiei cinetice se poate scrie sub forma:

$$E = \frac{1}{2} (A_{00} \dot{q}^2 + A_{11} \dot{q}_{11} + A_{22} \dot{q}_{12}) + (A_{01} \dot{q} \dot{q}_{11} + A_{02} \dot{q} \dot{q}_{12} + A_{12} \dot{q}_{11} \dot{q}_{12}) \quad (8.16)$$

în care:

$$\begin{aligned} A_{00} &= \sum_{i=1}^n \left[ m_i \left( \frac{\partial r_{Gi}}{\partial q} \right)^2 + I_{Gi} \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial q} \right)^2 \right] \\ A_{11} &= \sum_{i=1}^n \left[ m_i \left( \frac{\partial r_{Gi}}{\partial q_{11}} \right)^2 + I_{Gi} \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial q_{11}} \right)^2 \right] \\ A_{22} &= \sum_{i=1}^n \left[ m_i \left( \frac{\partial r_{Gi}}{\partial q_{12}} \right)^2 + I_{Gi} \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial q_{12}} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (8.17)$$

$$A_{01} = \sum_{i=1}^n \left[ m_i \left( \frac{\partial r_{Gi}}{\partial q} \right) \left( \frac{\partial r_{Gi}}{\partial q_{11}} \right) + I_{Gi} \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial q} \right) \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial q_{11}} \right) \right]$$

$$A_{02} = \sum_{i=1}^n \left[ m_i \left( \frac{\partial r_{Gi}}{\partial q} \right) \left( \frac{\partial r_{Gi}}{\partial q_{12}} \right) + I_{Gi} \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial q} \right) \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial q_{12}} \right) \right]$$

$$A_{12} = \sum_{i=1}^n \left[ m_i \left( \frac{\partial r_{Gi}}{\partial q_{11}} \right) \left( \frac{\partial r_{Gi}}{\partial q_{12}} \right) + I_{Gi} \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial q_{11}} \right) \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial q_{12}} \right) \right]$$

Derivatele parțiale ale energiei cinetice sînt de formă:

$$\frac{\partial E}{\partial \dot{q}} = A_{00} \dot{q} + A_{01} \dot{q}_{11} + A_{02} \dot{q}_{12}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E}{\partial q} &= \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial A_{00}}{\partial q} \dot{q}^2 + \frac{\partial A_{11}}{\partial q} \dot{q}_{11}^2 + \frac{\partial A_{22}}{\partial q} \dot{q}_{12}^2 \right] + \\ &+ \frac{\partial A_{01}}{\partial q} \dot{q} \dot{q}_{11} + \frac{\partial A_{02}}{\partial q} \dot{q} \dot{q}_{12} + \frac{\partial A_{12}}{\partial q} \dot{q}_{11} \dot{q}_{12} \end{aligned}$$

și derivatele totale:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E}{\partial \dot{q}} \right) &= \left( \frac{\partial A_{00}}{\partial q} \dot{q} + \frac{\partial A_{00}}{\partial q_{11}} \dot{q}_{11} + \frac{\partial A_{00}}{\partial q_{12}} \dot{q}_{12} \right) \dot{q} + A_{00} \ddot{q} + \\ &+ \left( \frac{\partial A_{01}}{\partial q} \dot{q} + \frac{\partial A_{01}}{\partial q_{11}} \dot{q}_{11} + \frac{\partial A_{01}}{\partial q_{12}} \dot{q}_{12} \right) \dot{q}_{11} + A_{01} \ddot{q}_{11} + \\ &+ \left( \frac{\partial A_{02}}{\partial q} \dot{q} + \frac{\partial A_{02}}{\partial q_{11}} \dot{q}_{11} + \frac{\partial A_{02}}{\partial q_{12}} \dot{q}_{12} \right) \dot{q}_{12} + A_{02} \ddot{q}_{12} \end{aligned}$$

Astfel ecuația de mișcare devine:

$$\begin{aligned}
 & A_{00}\ddot{q} + A_{01}\ddot{q}_{1_1} + A_{02}\ddot{q}_{1_2} + \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial A_{00}}{\partial q} \dot{q}^2 + \frac{\partial A_{01}}{\partial q} \dot{q} \dot{q}_{1_1} + \frac{\partial A_{02}}{\partial q} \dot{q} \dot{q}_{1_2} \right] + \\
 & + \frac{\partial A_{00}}{\partial q_{1_1}} \dot{q}_{1_1} \dot{q} + \frac{\partial A_{00}}{\partial q_{1_2}} \dot{q} \dot{q}_{1_2} + \left( \frac{\partial A_{01}}{\partial q_{1_2}} + \frac{\partial A_{02}}{\partial q_{1_1}} - \frac{\partial A_{12}}{\partial q} \right) \dot{q}_{1_1} \dot{q}_{1_2} + \\
 & + \left( \frac{\partial A_{01}}{\partial q_{1_1}} - \frac{1}{2} \frac{\partial A_{11}}{\partial q} \right) \dot{q}_{1_1}^2 + \left( \frac{\partial A_{02}}{\partial q_{1_2}} - \frac{1}{2} \frac{\partial A_{22}}{\partial q} \right) \dot{q}_{1_2}^2 = Q(t)
 \end{aligned}$$

#### 8.4. Cercetări aplicative

##### 8.4.1. Cu referiri la motorul Diesel LDA-28.

Influența peliculei de lubrifiant asupra dinamicii întregului mecanism se studiază efectiv cu referire la mecanismul manivelă-bielă piston al motorului Diesel 12 LDA-28. Funcționarea mecanismului se studiază pentru următorul regim de funcționare :

- turația manivelei  $n=750$  rot/min ( $\omega=78,5$  s<sup>-1</sup>);
- puterea motorului  $P=1540$  kW;
- uleiul folosit M30S2;
- jocul în cuplele A și B  $\psi_A = \psi_B = \frac{0,15}{205}$  ;

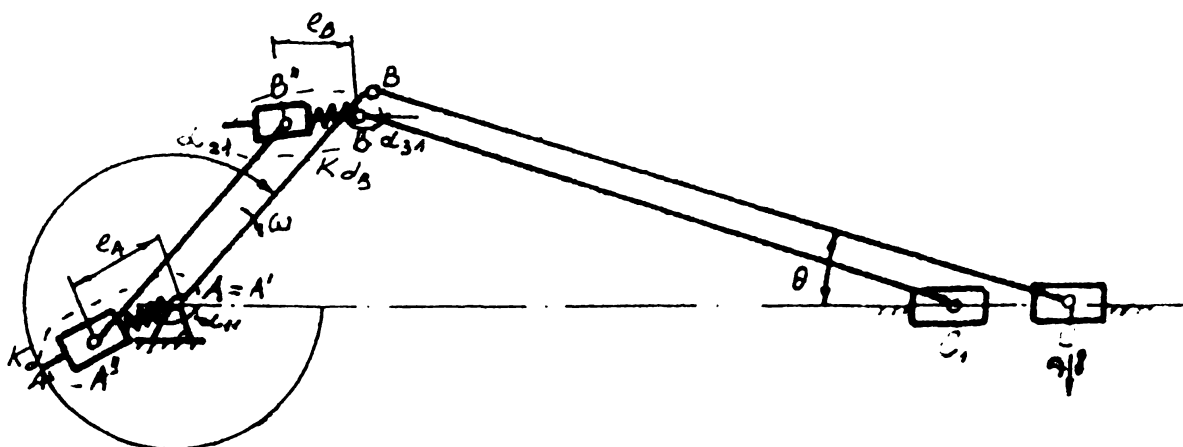


Fig.8.3.

Pentru definirea conexiunilor dinamice  $K_{dA}$  și  $K_{dB}$  trebuie să determinăm forțele ce acționează asupra cuplelor din A și B. În acest sens s-au considerat rezultanta presiunii gazelor și forțele de inerție. Calculul reacțiunii în cupla B se face pe baza cinetostaticii grupei structurale B-D.

Se calculează presiunea rezultantă pe piston

$$p_r = (p_g - 1) + p_i \quad (8.21)$$

în care:

$P_g$  - este presiunea gazelor (fig.8.4)

$P_i$  - presiunea provenită din forțele de inerție.

Presiunea forțelor de inerție se calculează după formula:

$$p_{ic} = - \frac{m_{rc} l_{AB} \omega^2}{A_p} (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (8.22)$$

$m_{rc}$  - fiind masa redusă în piston ( $m_{rc} = m_{piston} + 1/3 m_{bielă}$ )

$$\lambda = \frac{l_{AB}}{l_{BC}} = \frac{180}{720} = 0,25$$

Cu aceste valori relația (8.22) devine :

$$p_i = - 1,228 (\cos \alpha + 0,25 \cos 2\alpha) \text{ N/mm}^2 \quad (8.23)$$

Presiunii rezultante  $p_r$ , îi corespunde o presiune după direcția bielei:

$$p_b = \frac{p_r}{\cos \theta} \quad (8.24)$$

$\theta$  fiind unghiul dintre bielă și linia de mișcare.

Cu valorile obținute după (8.24) se trasează diagrama polară din fig.8.5.a. Pentru a obține presiunea  $p_b$  rezultantă pe fusul maneton se compun componentele  $p_b$  și  $p_i$  (presiunea provenită de forța centrifugă creată de masa bielei redusă în B,  $m_{pB} = 2/3 m_b = 43,5 \text{ kg}$ ).

Variația presiunii în cupla B se prezintă în fig.8.5.b., direcția presiunii rezultând din diagrama polară (unghiul  $\theta$ ).

Astfel după ordinogramele din fig.2.9. s-a calculat traiectoria centrului fusului prezentat în fig.8.6. În fig.8.7 este arătată variația mărimii vectorului  $e_B$  iar direcția acestuia fiind dat prin unghiul  $\alpha_{31}$  și este prezentată în fig.8.11. Astfel conexiunea dinamică este definită (de observat că depinde de regimul de funcționare).

Pentru definirea conexiunii dinamice  $K_{DA}$ , ținând seama, că arborele cotit este static nedeterminat s-au determinat parametrii conexiunii pe cale experimentale. S-a măsurat grosimea peliculei de lubrifiant pe cale capacitivă (v. §.4.1) în două secțiuni I și II fig.8.8.

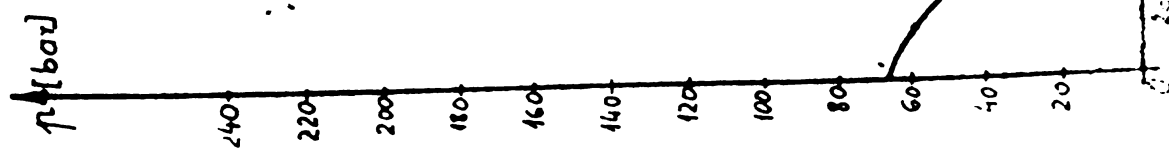
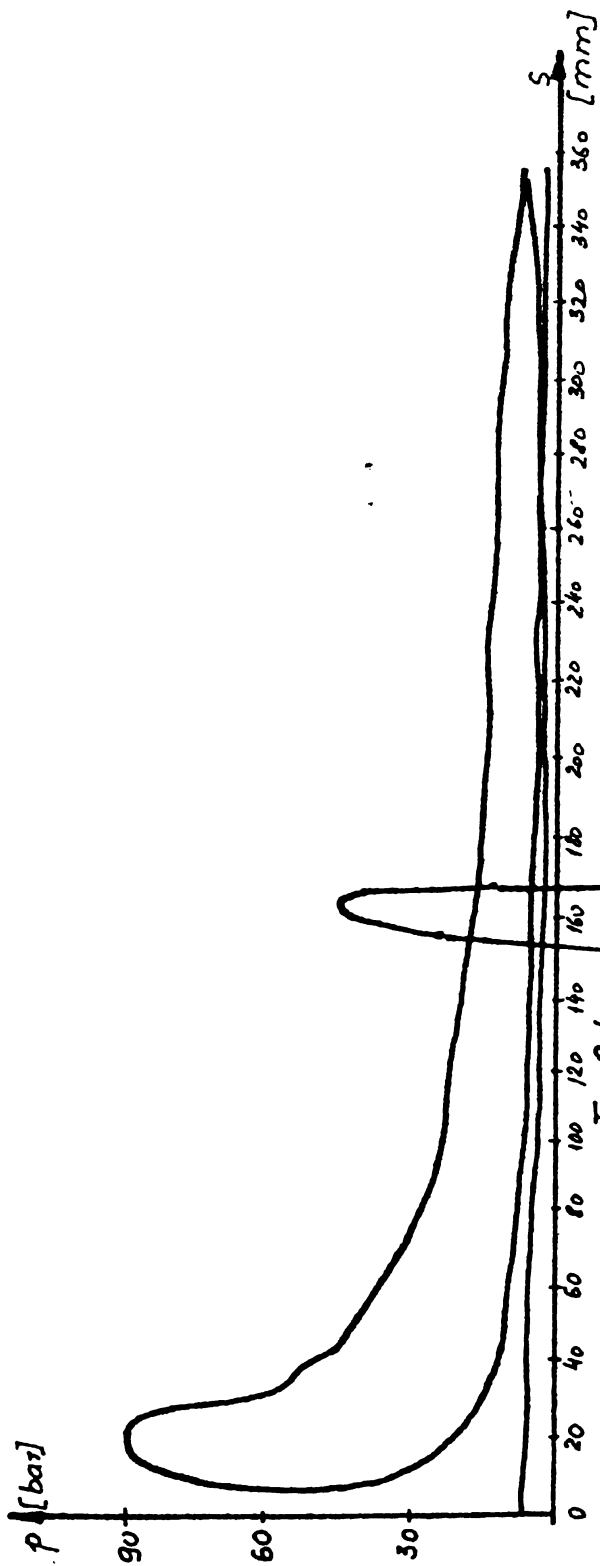


Fig. 8.5.b





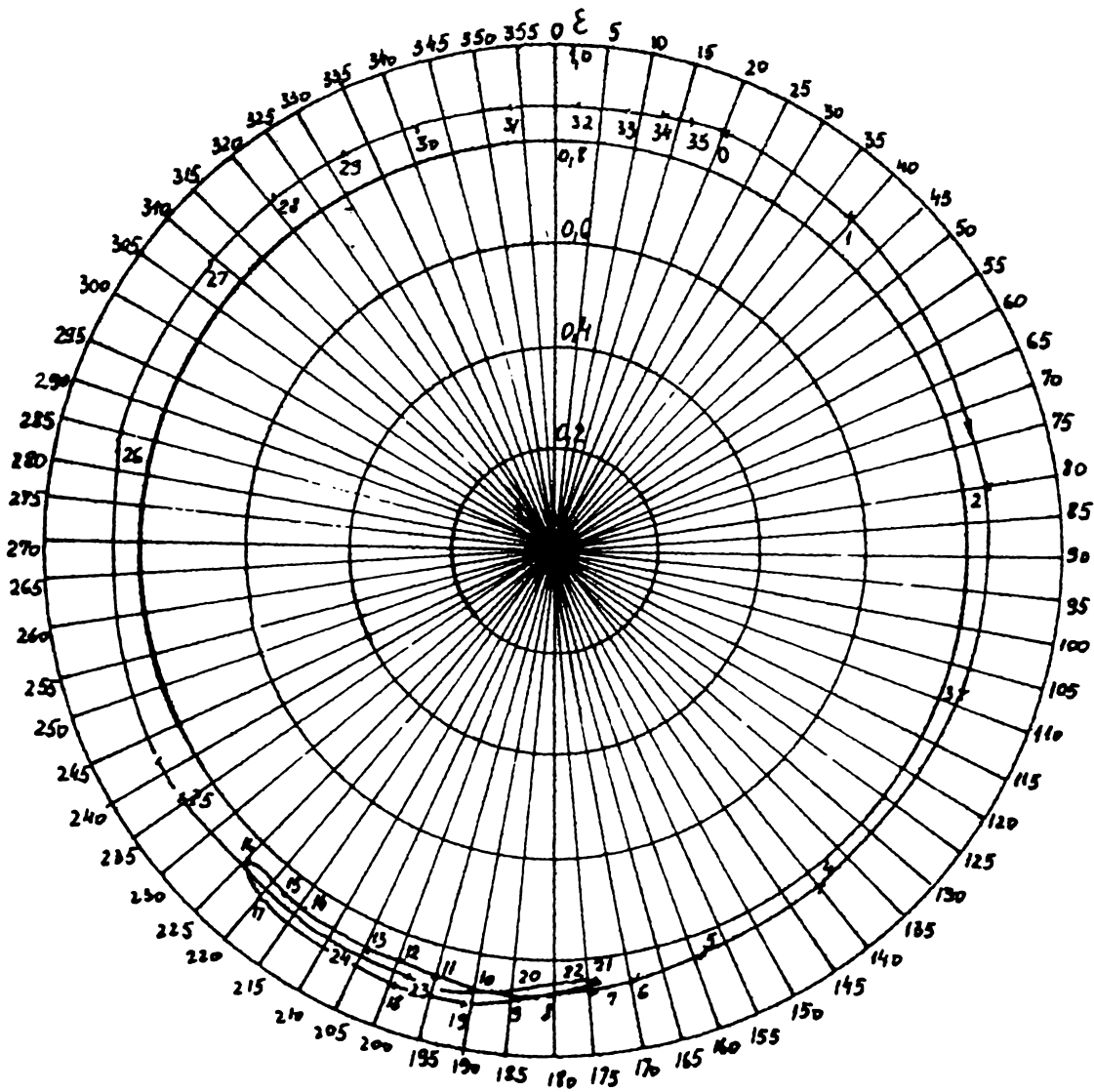


Fig. 8.6

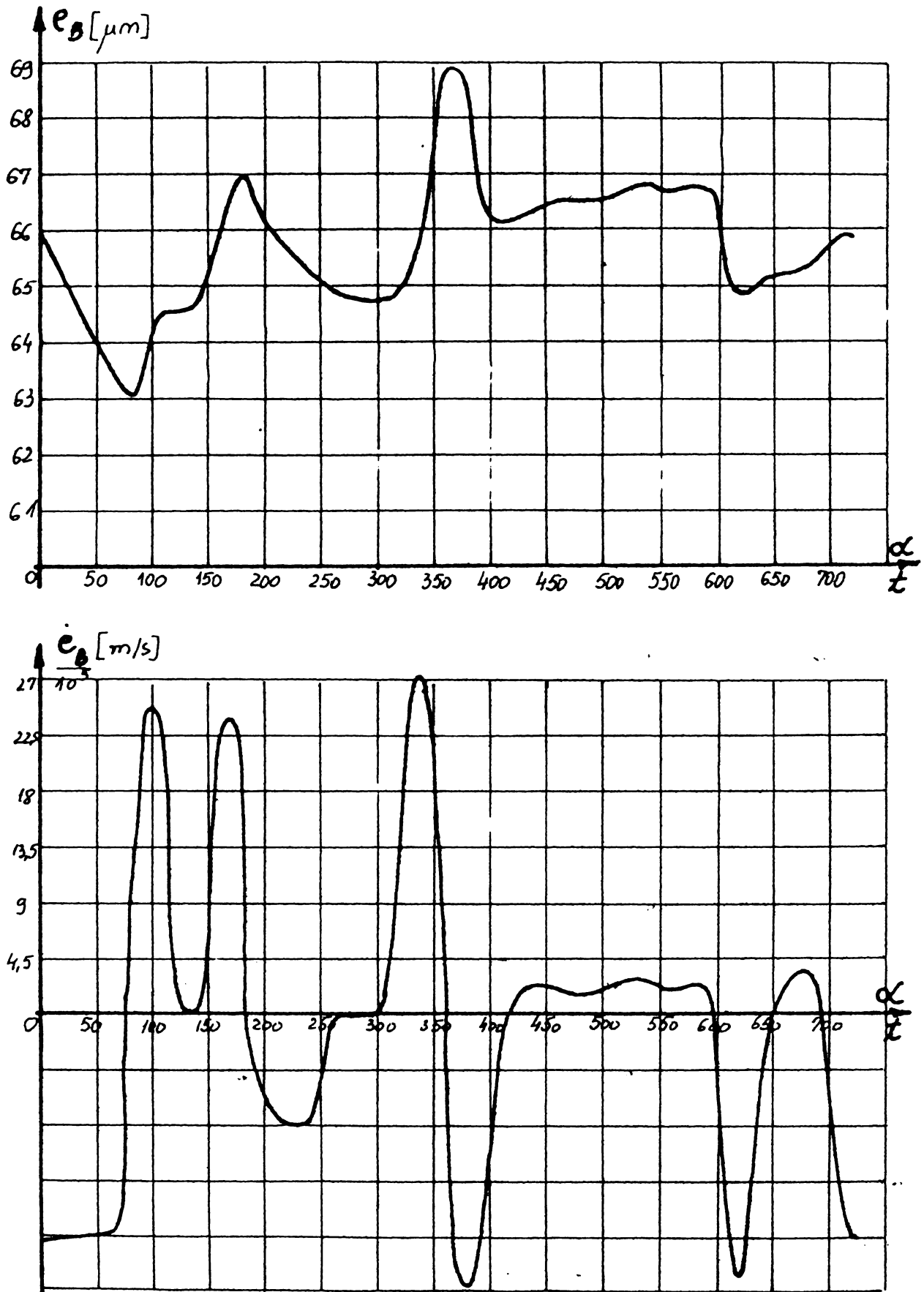


Fig. 8.7

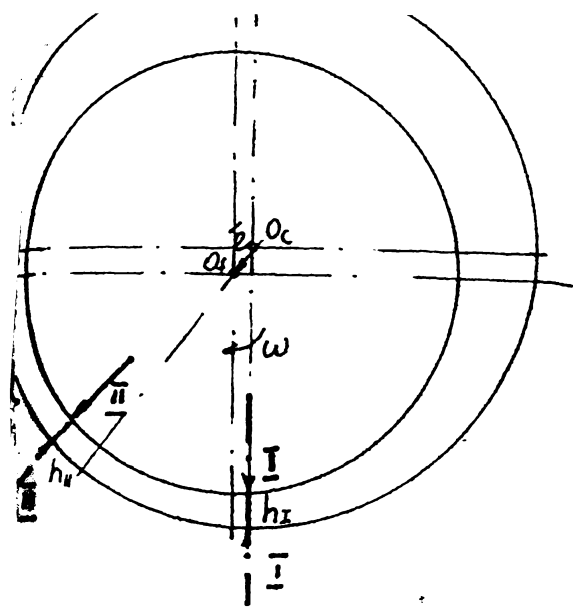


Fig. 8.8.

In fig.8.9 se prezintă variația capacității totale pentru cele două secțiuni  $C_I$  și  $C_{II}$  împreună cu variația presiunii din cilindru. După metodologia prezentată în § 4.1 s-au calculat, grosimile peliculei de lubrifiant  $h_I$  și  $h_{II}$  (tabelul 8.3A), respectiv excentricitatea  $e_A$  și  $\alpha_{II}$  reprezentate în fig.8.10, respectiv fig.8.11, parametrii ce definesc conexiunea  $K_{dA}$ .

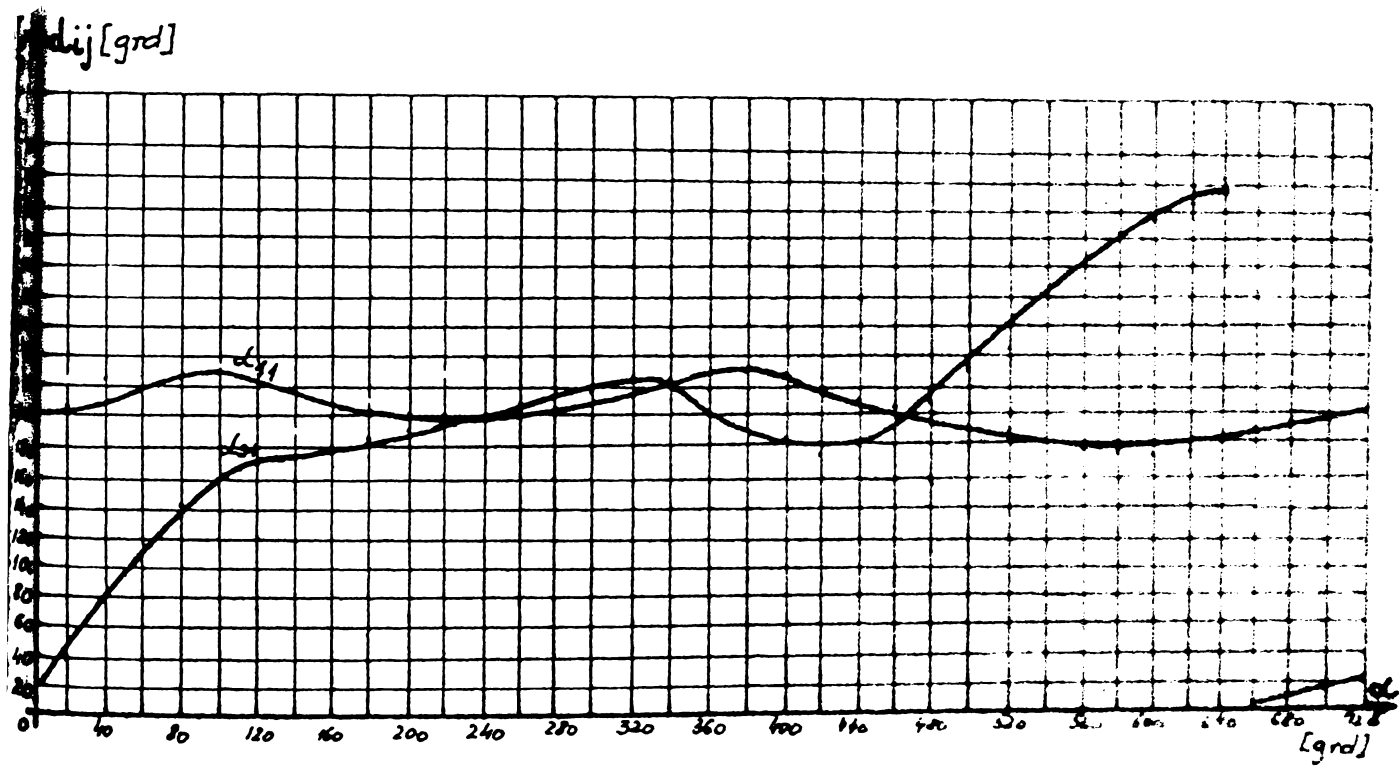


Fig. 8.11.

8.4.2. Cercetări experimentale cu referire la lagărele de sprijin ale motoarelor de tracțiune la L.D.E.

Utilizarea motoarelor de tracțiune feroviare semisuspendate la locomotivele L.D.E., necesită utilizarea unor lagăre de sprijin, folosindu-se în cazul de față lagăre de alunecare. Defectarea cuzineților, mai ales prin fenomenul de gripare, contribuie la perturbații serioase în transportul feroviar.

Cu toate că lagărul de alunecare folosit actual, executată cu suprafața de alunecare din compoziția Y.-Sn 88 prin tușare est folosit de multă vreme, totuși nu se poate afirma că răspunde tot deauna cerințelor actuale, mai ales la locomotivele Diesel de putere mari (3000 respectiv 4000 CP).

La aceste tipuri de lagăre, ungerea se realizează prin capilaritat cu ajutorul fitilelor cu o extremitate în baia de ulei. Aceste lagăre au următoarele dimensiuni caracteristice:

$$\text{- diametrul fusului } d = 190 \begin{matrix} -0,200 \\ -0,242 \end{matrix} \text{ mm}$$

$$\text{- diametrul cuzinetului } D = 190 \begin{matrix} +0,146 \\ +0,100 \end{matrix} \text{ mm}$$

$$\text{- lățimea lagărului } B = 240 \text{ mm}$$

$$B_1 = 160 \text{ mm}$$

$$\text{- jocul relativ } \psi \in [0,00157; 0,00204]$$

$$\text{- debitul de ulei: } Q = 7 - 10 \text{ g/h}$$

$$\text{- lubrifiantul folosit: } \eta_{20} = 586,2 \text{ CP; } \rho_{20} = 0,899 \text{ kg/dm}^3$$

$$\eta_{50} = 86,9 \text{ CP; } \rho_{50} = 0,880 \text{ kg/dm}^3$$

Deoarece debitul de ulei este mult mai mic decât cel necesar realizării ungerii fluide:

$$Q_{\text{nec}} = \psi \sqrt{n/1000} = 2.4,92 \sqrt{700/1000} = 6,88 \text{ l/min}$$

apare regimul ungerii mixte.

Rezultanta forțelor ce acționează asupra lagărului de sprijin este compusă din :

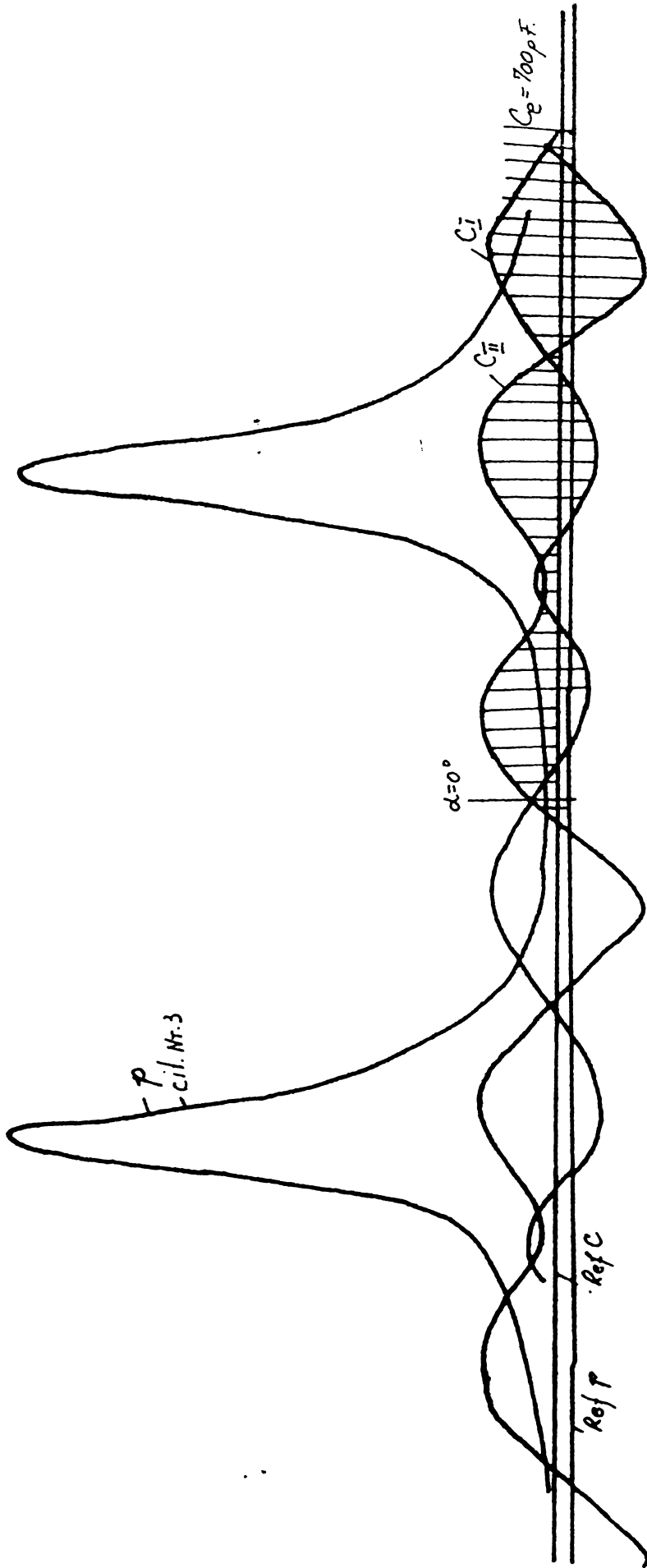
a) forțele datorită forțelor din angrenajul

b) forțele datorită greutateii M.E.

c) forțele dinamice.

În fig.8.12 se prezintă modul de variație a reacțiunii rezultată din forțele din angrenaj și greutatea motorului electric.

Dacă în cazul ungerii fluide este hotărâtoare vîscozitatea lubrifiantului, în cazul frecării mixte este de evidențiat o altă proprietate de ungere a lubrifiantului și anume onctuositatea lui. Dar forțele moleculare acționează numai în domeniul corespunzător ordinii de mărime a diametrului unei molecule, astfel că și în acest caz forțele moleculare determină doar o aderență la suprafața limită.



Temp. ulci in copla

Temp. ulci in frame  
Linia de senzitivitat

Fig. 8.9

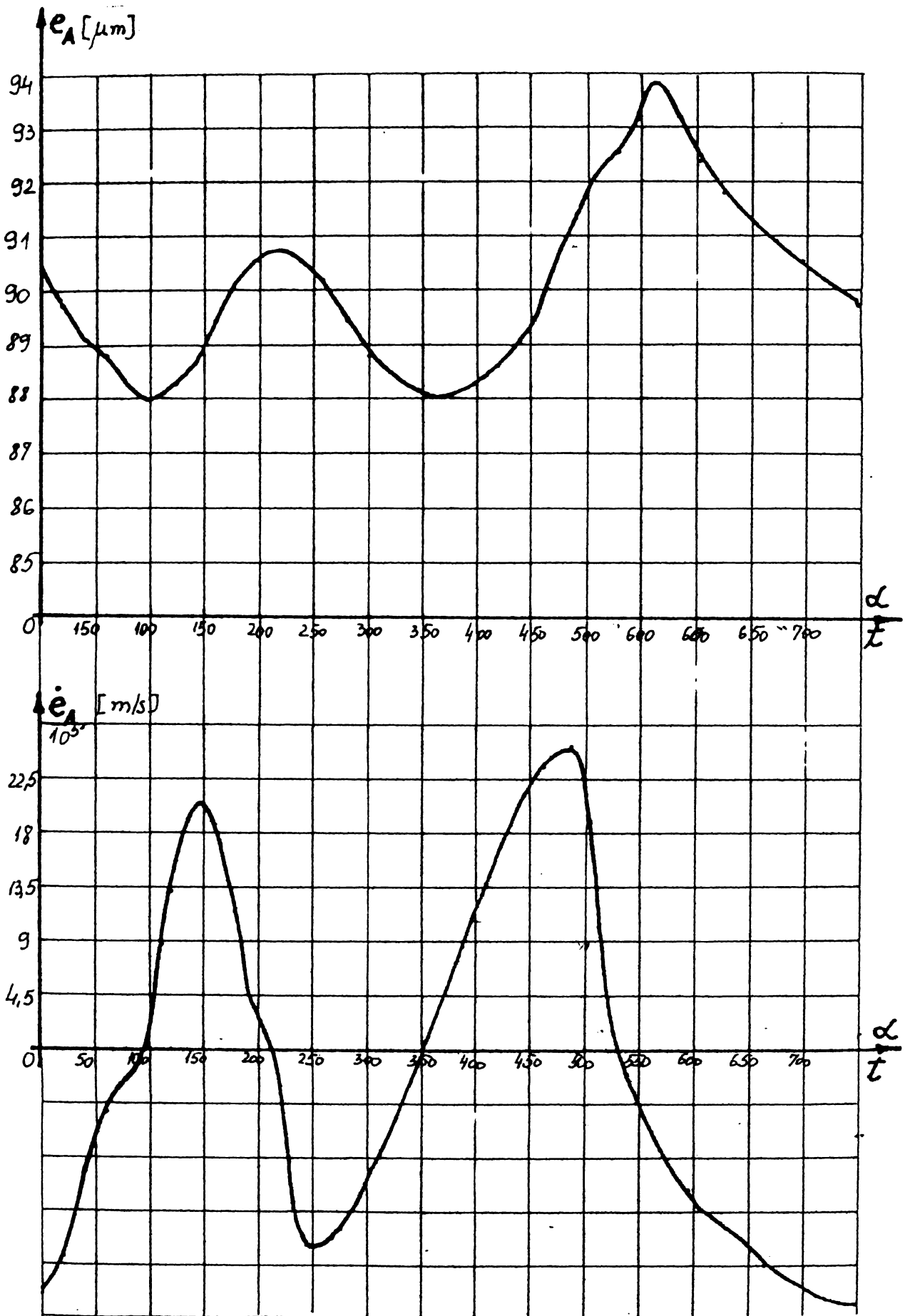


Fig. 8.10

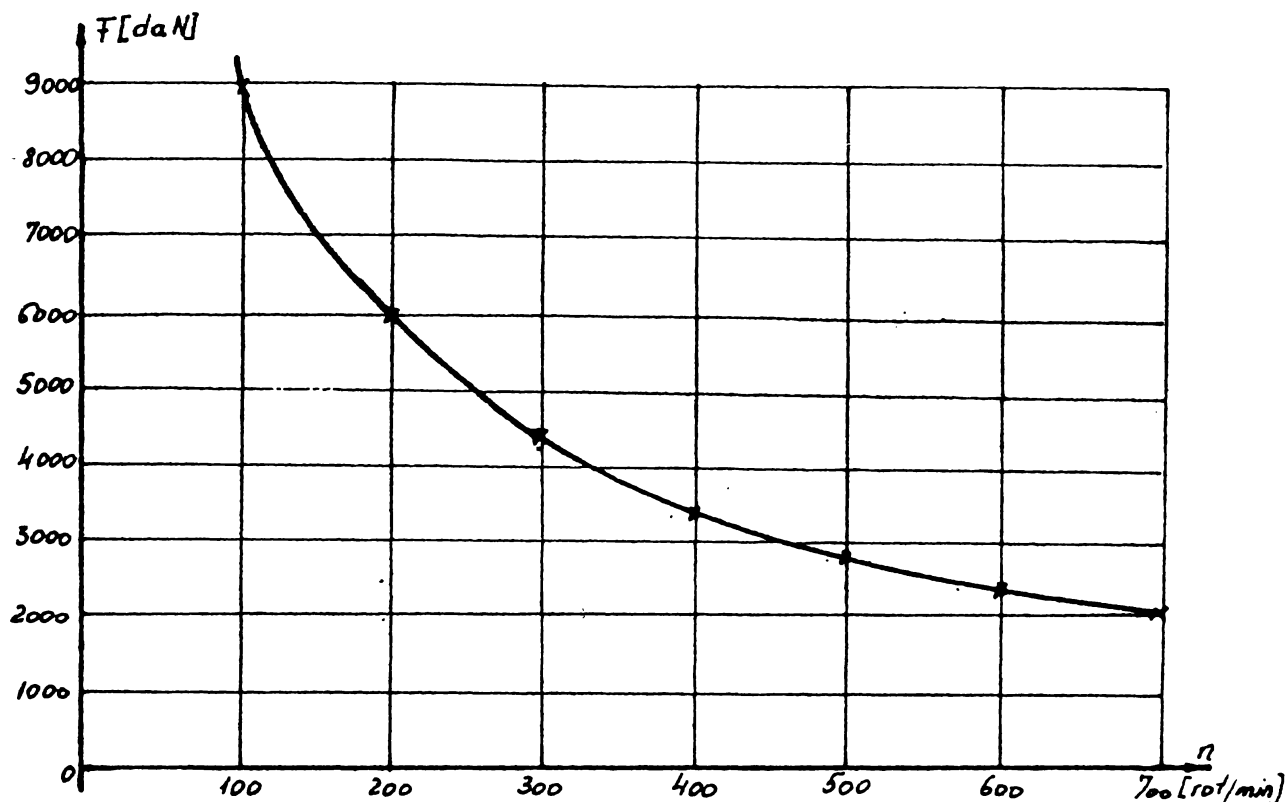


Fig.8.12

In domeniul ungerii limite, o parte a sarcinii lagăru-  
lui este suportată de forțele de contact al ariei reale de  
contact  $P_c$ , iar restul revine portanței din filmul de lubri-  
fiant  $P_f$ :

$$P = P_c + P_f \quad (8.28)$$

Forța de frecare este compusă și ea din cele două compo-  
nente corespunzătoare, coeficientul de frecare fiind:

$$\mu = \frac{F}{P} = \frac{F_c + F_f}{P} = \mu_f + \frac{F_c}{P} \quad (8.29)$$

în care:

$F$  - este forța de frecare compusă din componenta forței  
frecării uscate  $F_c$  și celei fluide  $F_f$

$\mu_f$  - coeficientul frecării fluide.

Coeficientul de frecare diferă de coeficientul frecării  
fluide prin valoarea  $\frac{F_c}{P}$  care depinde în principal de mate-  
rialul cuplei de frecare și calitatea suprafeței de alunecare.  
In punctele de contact, presiunea poate să devină foarte mare,  
cu mult mai mare decât cea rezultată din ecuația  $P = p B D$ .  
Rugozitățile se deformează sau se foarfecă, după cum materialul  
este tenace sau fragil. Pe suprafața de alunecare se nivelează  
asperitățile (perioada de rotaj) pînă cînd apare o suprafață

portantă (oglinză) pe cuzinet. În cazul în care nu se formează o suprafață portantă corespunzătoare, datorită presiunii ridicate și a creșterii de temperatură, uleiul se evaporă și apare gripajul, fenomenul care se desfășoară instantaneu.

Toți factorii care influențează excentricitatea relativă și grosimea peliculei de lubrifiant au și în acest caz o influență mare (jocul în lagăr, unghiul de intrare și ieșire al uleiului  $\varphi_1$  și  $\varphi_2$ , vâscozitatea lubrifiantului).

În cadrul cercetărilor efectuate la I.S.R. de către un colectiv lărgit împreună cu C.C.S.I.T.E.H.R. s-au făcut cercetări aprofundate, privind cauzele de topire a cuzinetelor în exploatare.

Pe lângă măsuri cu caracter de exploatare (calitatea fitilelor, lungimea lor, numărul lor, presiunea de apăsare, calitatea lubrifiantului) s-a acționat însăși asupra cuzinetului folosit, propunându-se înlocuirea cuzinetului inițial executat prin tușare printr-un cuzinet având stratul de alunecare Pb-In și realizat la cotele finale pe mașini specializate, tocmai cu scopul de a mări suprafața reală de contact și de a îmbunătăți interacțiunea lubrifiant suprafață de alunecare.

În cadrul experiențelor efectuate pe standul de laborator, prezentat succint în capitolul 4, s-au luat ca parametri de apreciere în funcționarea cuzinetelor, temperatura măsurată în apropierea stratului de alunecare și puterea pierdută prin frecare. Această din urmă are caracter calitativ, deoarece nu se cunosc exact pierderile prin frecare în rulmenții de apăsare al fusului.

Cuzineții experimentali au fost prevăzuți cu 12 termocuple Fe-Ko, montate în cele 4 plane de acționare a forțelor din lagărul lângă angrenaj respectiv lângă colectorul motorului electric (fig.8.13).

Din rezultatele prezentate în tabelul 8.6-A se vede că la experiențele comparative, cuzinetul cu strat galvanic Pb-In s-a comportat mai bine decât cel cu compoziție și ajustat manual, diferențele de temperatură fiind la sarcini și viteze mari de 2-7°C. Viteza medie de creștere a temperaturii cuzinetului

A este  $\gamma_A = \frac{\Delta t_{\max}}{\sum \Delta t} = 0,43^\circ\text{C}/\text{min}$ , iar a cuzinetului B este  $\gamma_B = 0,27^\circ\text{C}/\text{min}$ .



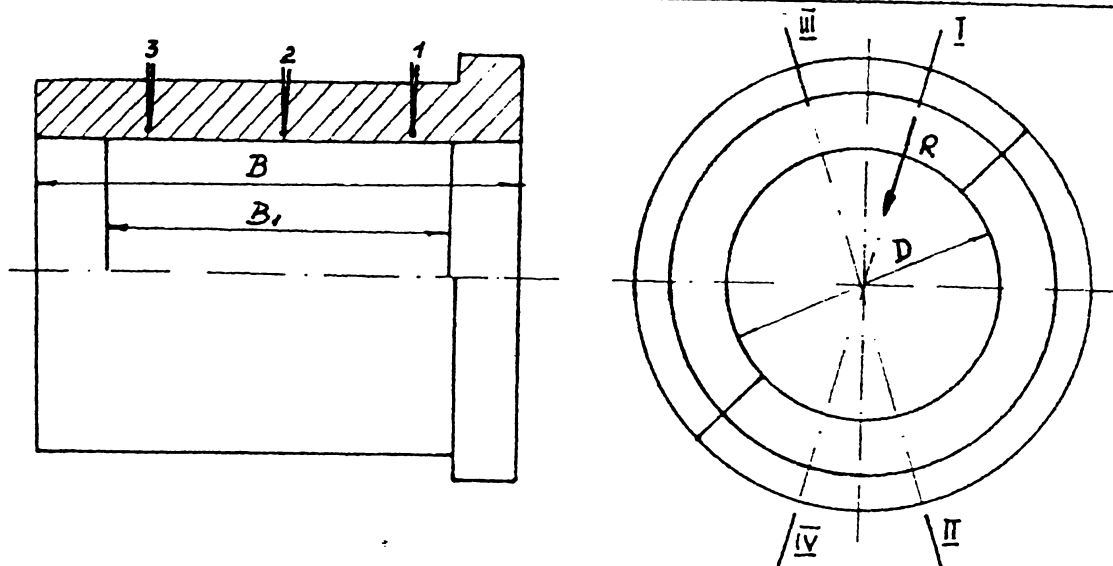


Fig. 8.13.

În ce privește repartiția temperaturii pe generatoarea suprafeței de alunecare din zona solicitării maxime se constată că la cuzinetul (A) variația de temperatură este mai mare decât la cuzinetul (B) (diferența maximă de temperatură este de  $16^{\circ}\text{C}$  la cuzinetul (A) și  $11,5^{\circ}\text{C}$  la cuzinetul (B). De aici rezultă că suprafața de alunecare a cuzinetului galvanic (B) se adaptează mai bine la fus decât suprafața cuzinetului prelucrat manual (A).

Funcționarea mai bună a cuzinetului galvanic se reflectă și în consumul de energie necesar pentru antrenarea fusului.

Se constată că la majoritatea regimurilor de funcționare, puterea consumată este mai mică la cuzinetul galvanic, (se ajunge pînă la cca 60 %). Aceasta arată că fenomenul de interdependență dintre filmul de ungere și calitatea suprafeței de alunecare (mai ales privind precizia și calitatea prelucrării) influențează comportarea cuplelor cinematice "unse".

Introducerea noului tip de cuzinet (la început experimental) la locomotivele Diesel electrice va contribui la creșterea siguranței în funcționarea locomotivelor în exploatare și deci a întregului transport feroviar.

#### 8.4.3. Grosimea peliculei de lubrifiant - coordonată generalizată a mecanismului.

Așa cum rezultă din paragraful 8.2, determinarea mișcării reale a mecanismului și studiul influenței diferiților parametrii perturbatori este foarte complexă. Din această cauză pentru analiza dinamică se folosește drept coordonata generalizată, grosimea peliculei de lubrifiant (pentru a ține seama de deformațiile reziduale și neremanente, câmpul de temperatură, jocul real, etc.). Această coordonată se determină pe cale experimentală (în cadrul lucrării s-a măsurat experimental tot pe cale capacitivă).

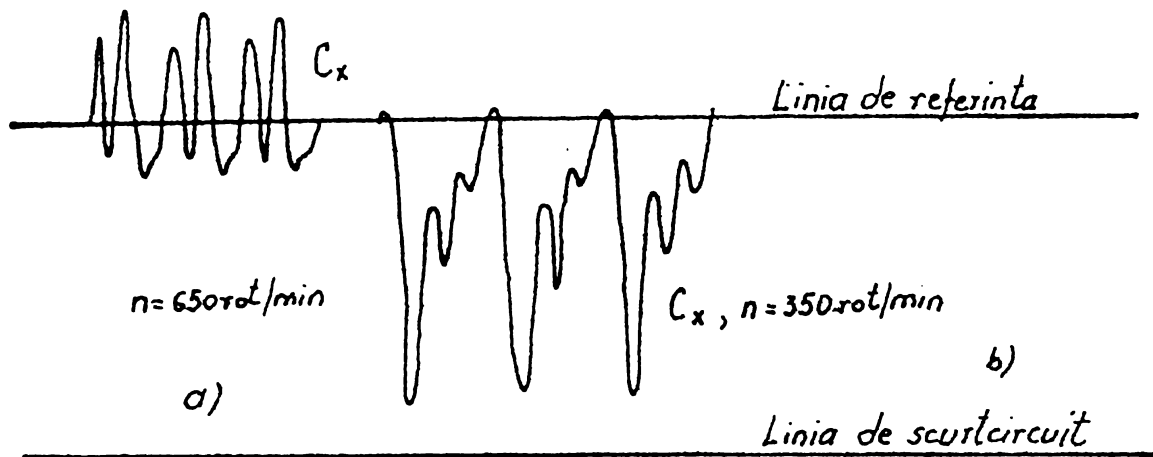


Fig. 8.14

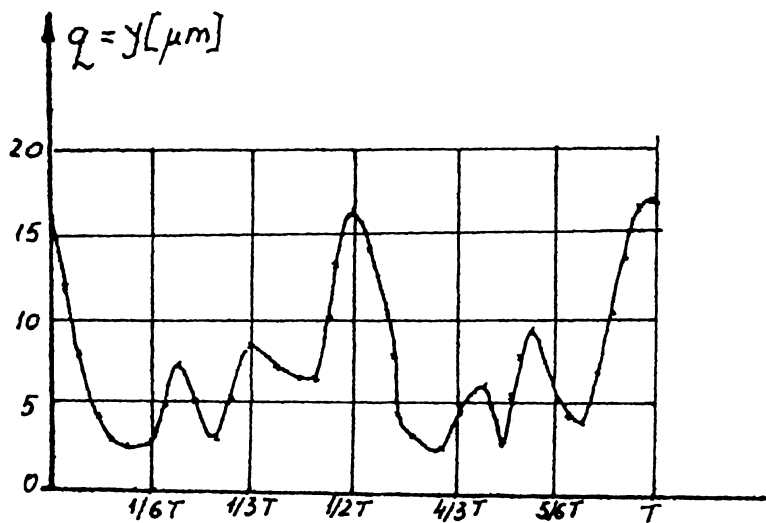


Fig. 8.14.c

In fig. 8.14. a. și b. se prezintă modul de variație a capacităților înregistrate, iar în fig. 8.14.c variația grosimii peliculei de ulei pentru lagărul palier numărul 4 (coordonata  $q=y$ ).

În urma prelucrării datelor experimentale culese se constată

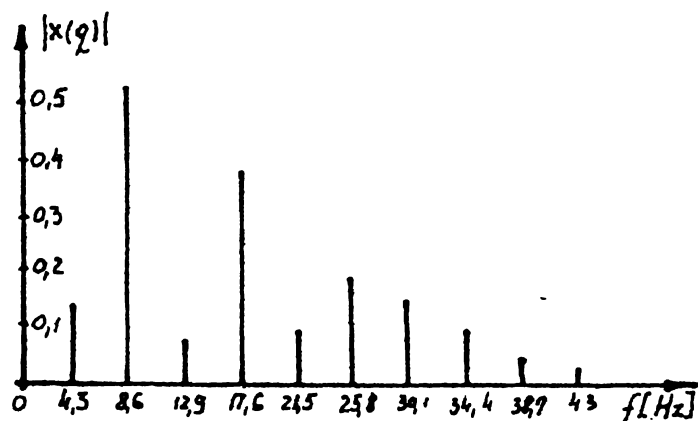


Fig. 8.16

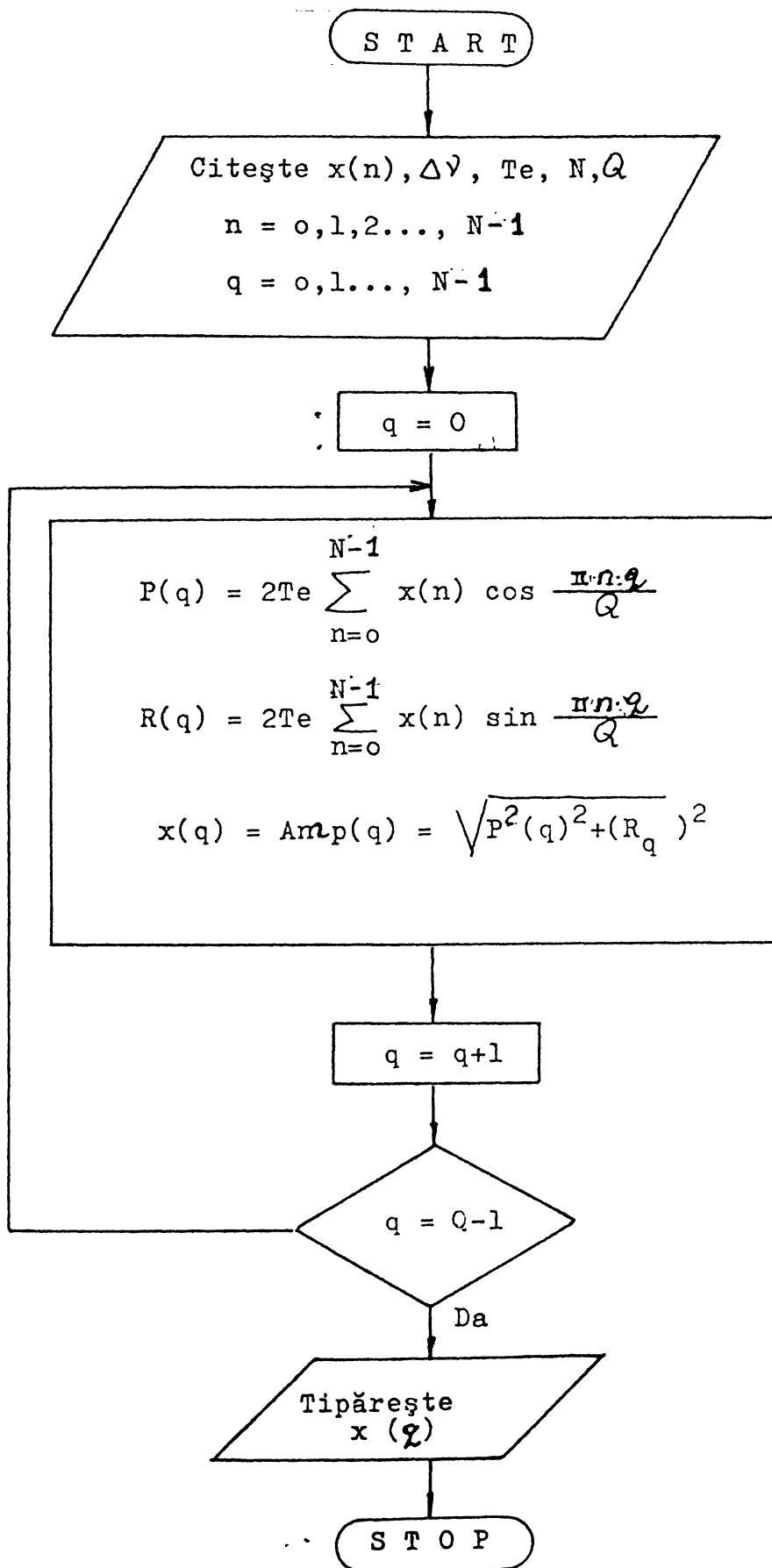


Fig.8.15.

că variația grosimii, peliculei de lubrifiant are o variație periodică dar prezintă o instabilitate pronunțată pentru turația de 520 rot/min (motorul trece printr-un regim de rezonanță, atenuat datorită efectelor de amortizare a cuplelor unse, față de un regim oarecare (ex.  $n=650$  rot/min fig.8.4.b.).

Pentru a obține caracteristica amplitudine frecvență se determină funcția:

$$x(n) = x(t_0) + n T_e \quad (8.25)$$

în care:

- $t_0$  - este originea arbitrară a timpului;
- $T_e$  - perioada de eșantionare;
- $n = 0, 1, 2, \dots (N-1)$
- $N$  - numărul maxim al intervalelor de eșantionare.

Perioada de variație a grosimii peliculei de lubrifiant

$$T = \frac{1}{\Delta v} = \frac{2}{\frac{n}{60}} = 0,230 \text{ s} \quad (8.26)$$

Considerând suficiente  $Q=18$  armonice pentru descrierea fenomenului rezultă  $K = 2Q = 36$ , iar perioada de eșantionare

$$T_e = \frac{0,230}{36} = 0,0064 \text{ s.}$$

Spectrul amplitudine-frecvență se determină calculând funcția  $x(q)$ :

$$x(q) = 2T_e \sum_{n=0}^{N-1} \left[ x(n) \cos \frac{n\pi q}{Q} - j \sin \frac{n\pi q}{Q} \right] \quad (8.27)$$

în care  $x(q)$  reprezintă linia spectrală a semnalului la frecvența curentă  $f = q \Delta v$ .

În fig.8.15 se prezintă ordinograma pentru calculul funcției  $x(q)$ .

Din spectrul de frecvență fig.8.16 se observă armonicile periculoase în funcționarea mecanismului, cea mai periculoasă fiind pentru  $f=8,6$  Hz ( $\omega = 545^{-1}$ ,  $n=516$  rot/min), într-adevăr frecvență pentru care s-a observat și experimental o accentuată instabilitate în funcționarea mecanismului.

În vederea stabilirii interdependenței mai multor cuple cinematice "unse" din cadrul unui mecanism se calculează forța generalizată provenită de conexiunile dinamice.

Cunoscându-se traiectoriile centrelor fuselor ( $e_A, e_B, d_{11}, d_{31}$ ), vitezele  $e_A$  și  $e_B$ , se calculează forțele generalizate determinate de aceste conexiuni, date prin componentele  $P_{ex}, P_{ey}$  și  $M_e$  (v. tab. 8.4), fig. 8.17.

Intrucât s-a ales un regim bine stabilizat (oscilații mici ale traiectoriei centrului fusului) rezultă valori relativ reduse introduse de aceste conexiuni, în fig. 8.18 se arată comparativ variația momentului motor și a momentului  $M_e$ . Se observă că acest moment este opus  $M_m$  și contribuie la amortizarea șocurilor și uniformizarea mișcării.

Deoarece calculele s-au făcut pentru un mecanism component al unei mașini motoare, ele cuprind și influențele celorlalte mecanisme (v. cele șase extreme).

#### 8.5. C o n c l u z i i .

În vederea stabilirii interdependenței cuplelor cinematice "unse" și determinării influenței asupra dinamicii întregului mecanism, se determină forțele generalizate determinate de conexiunile dinamice introduse de aceste cuple. Pentru calculul acestor forțe, pelicula de lubrifiant este considerat drept un arc anizotrop, iar oscilațiile sînt considerate în jurul poziției de echilibru.

Aceste forțe generalizate ale conexiunii compuse cu forțele dinamice generalizate ale mecanismului, devin funcțiile țintă pentru sinteza dinamică a mecanismelor (distribuția maselor, momentelor de inerție, poziția centrelor de greutate, etc.).

Însăși pelicula de lubrifiant dintre elementul motor și elementul fix, poate fi considerată drept o coordonată generalizată. Determinându-se spectrul amplitudine-frecvență rezultă regimurile de funcționare periculoase ale întregului mecanism sau mașină.

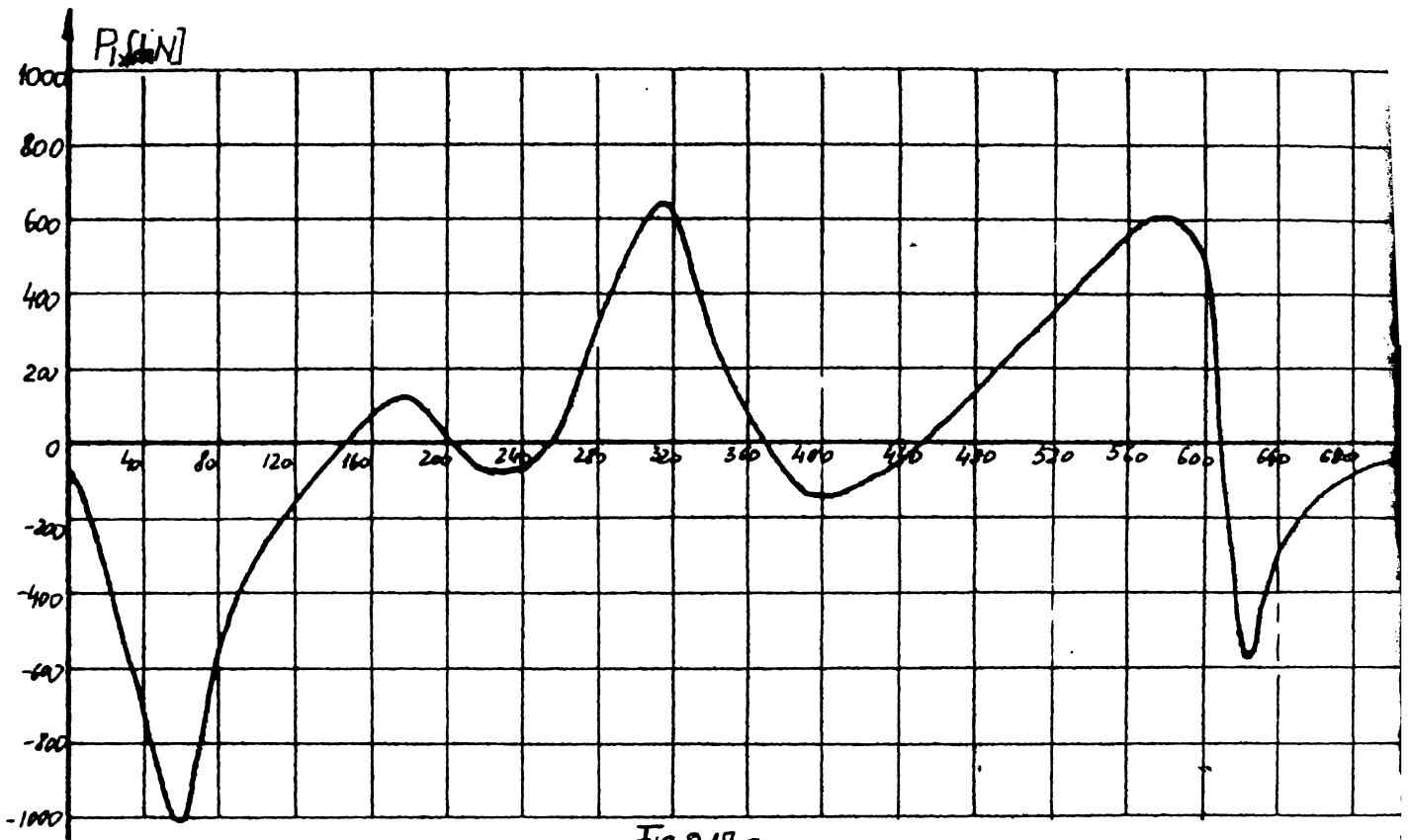


Fig. 8.17 a

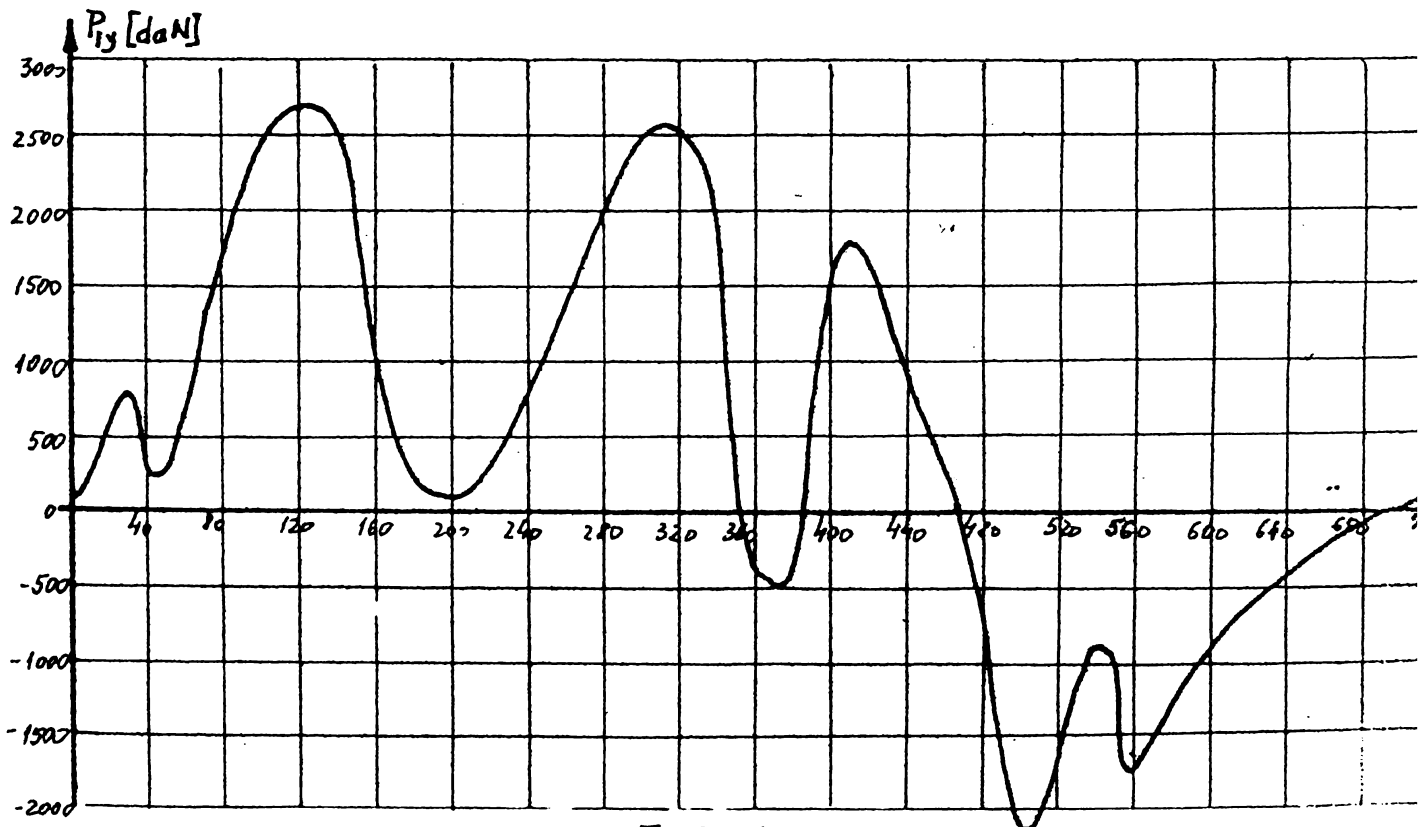


Fig. 8.17 b

$M_e [Nm]$

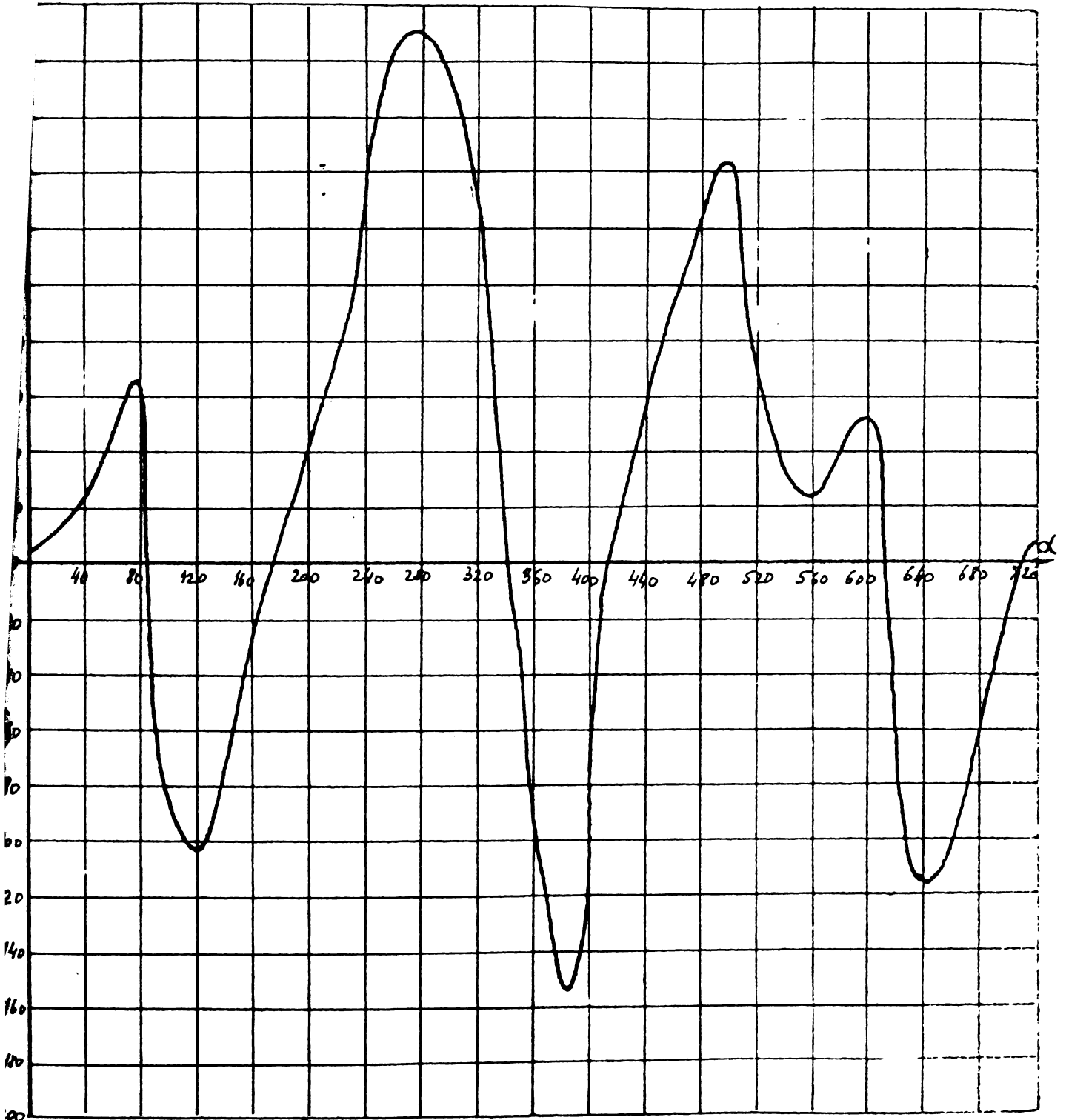
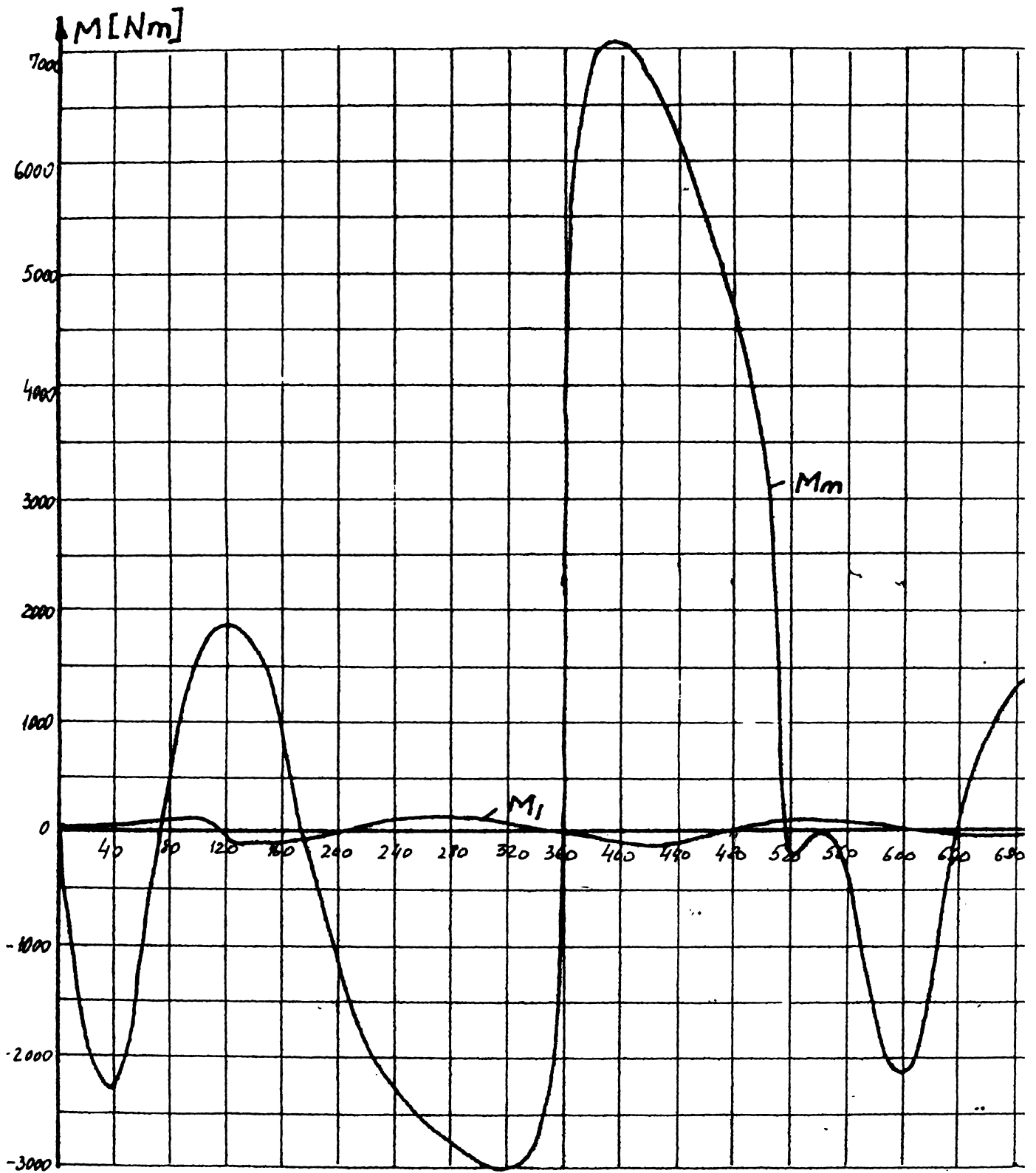


Fig. B 17. C





## 9. SINTEZA CONTRIBUTIILOR PERSONALE.CONCLUZII.

Prin cercetările teoretice și experimentale prezentate, am adus următoarele contribuții:

- Metoda de calcul al grosimii peliculei de lubrifiant în cazul cuplelor cinematice solicitate dinamic, permite stabilirea parametrilor optimi de funcționare și influența diferiților parametrii funcționali ai mecanismelor. Schema logică elaborată și prezentată în capitolul 2 permite determinarea grosimii filmului de ulei la lagărele cu alunecare solicitate dinamic (ex. lagărele mecanismului manivelă piston de la motoarele Diesel 12 LDA-28).

- Inlocuirea cuplelor cinematice "unse" și solicitate dinamic prin conexiuni dinamice, în funcție de tipul cuplei cinematice.

- Stabilirea formulelor structurale pentru lanțuri cinematice cu cuplele cinematice "unse".

- Elaborarea unei scheme logice pentru analiza structurală a mecanismelor cu cuple cinematice "unse" pe baza unei matrici structurale.

- În analiza cinematică a mecanismelor cu cuple cinematice "unse" acestea se consideră elemente conducătoare suplimentare cu legi de mișcare bine definite. Legile de mișcare ale acestor elemente suplimentare rezultă prin definirea conexiunii dinamicii.

- Studiul influenței peliculei de lubrifiant dintre zonele de contact ale cuplelor cinematice asupra abaterilor de poziție al elementelor și punctelor mecanismelor. Se prezintă o diagramă care arată corelația dintre abaterile determinate de pelicula de lubrifiant și abaterile elementare independente.

- Studiul dinamic al cuplelor cinematice "unse".

Parametrii arcului plan anizotrop format de pelicula de lubrifiant se determină pe cale experimentală.

- Determinarea răspunsului acestor cuple la forțe de excitație tip treapta și de variație sinusoidală.

- Stabilirea influenței parametrilor constructivi și funcționali asupra parametrilor dinamici ai cuplelor "unse" (turația, încărcarea cuplei, temperatura lubrifiantului, influența jocului, a calității suprafeței de alunecare, influența uzării și îmbătrânirii lubrifiantului).

- Determinarea pe cale experimentală și de calcul al efectului elasticității și amortizării peliculei de lubrifiant asupra transmiterii forțelor dintre rotor și elementul fix, în interdependența cu elasticitatea arborelui.

Astfel se aduc contribuții privind dinamica rotoarelor atât prin determinarea caracteristicii amplitudinii de oscilație cât și prin efectul peliculei de lubrifiant asupra echilibrării rotoarelor.

- Stabilirea influenței mai multor cuple cinematice "unse" asupra dinamicii întregului mecanism. Se consideră forțele generalizate suplimentare introduse de conexiunile dinamice ca funcții țintă în operația de analiză și sinteză.

- Determinarea ecuației de mișcare a mecanismului ținând seama de conexiunile dinamice suplimentare.

Considerarea peliculei de lubrifiant ca coordonată generalizată și determinarea spectrului amplitudine-frecvență și armonicile de oscilație pentru întregul mecanism.

- Verificarea ipotezelor teoretice pe cale experimentală. În acest scop s-au conceput și realizat:

- stand pentru determinarea răspunsului dinamic al cuplelor cinematice "unse" ce lucrează în regim hidrodinamic;
- stand pentru determinarea răspunsului dinamic al cuplelor cinematice-hidrostatice;
- instalație pentru verificarea calităților de ungere ale uleiurilor;
- traductoare capacitive originale montate în zona portantă a cuplei cinematice;
- traductoare inductive originale amplasate în zona descărcată a cuplei cinematice.

- Executarea unor minitermocuple Fe-Ko cu sensibilitate mare amplasate în apropierea suprafeței de alunecare.

- Metode de măsurare, verificare și înregistrare a

parametrilor de studiu: grosimea peliculei de lubrifiant, temperatura și presiunea lubrifiantului în cadrul unui colectiv lărgit de cercetare. Aceste metode verificate și prin calcul permit studiul comportării tuturor cuplelor cinematice "unse".

- Pe baza cercetărilor experimentale în cadrul contractelor de cercetare [87], [88], [89], [90] se desprind următoarele concluzii:

- Temperatura în apropierea zonei de alunecare reprezintă un indicator sigur privind siguranța în funcționare a cuplelor cinematice "unse". Pentru orice lagăr se poate stabili o limită termică la care sistemul de protecție comandă oprirea fusului, pentru evitarea gripajului lagărului;

- Creșterea duratei de funcționare a lagărelor cu alunecare ale motoarelor Diesel LDA prin verificarea preventivă a lagărelor, fără demontare, elaborându-se instrucțiunile corespunzătoare. Se recomandă să se acorde atenție deosebită la coaxialitatea lagărelor, ovalitatea, conicitatea și gradul de finisare al locașelor lagărelor, respectarea forței de prestingere, remanierea prin rulare și cu sculă ascuțită a rizurilor sau eventualelor lovituri pe fața de lucru și la muchiile semicuzinetilor.

- Se propune renunțarea la înlocuirea cuzineților cu pată de culoare închisă, ceea ce contribuie la realizarea de economii.

- Influența negativă a diluției lubrifiantului cu motorină sau apă.

- Îmbunătățirea funcționării lagărelor de sprijin ale motoarelor de tracțiune la locomotivele Diesel electrice prin înlocuirea cuzineților actuali cu cuzineți având stratul de alunecare din Pb-In și executați pe mașini specializate contribuind la creșterea siguranței transportului feroviar din țara noastră.

B I B L I O G R A F I E

- 1 Anderko, W., Materialele lagărelor cu alunecare și comportarea lor în exploatare, V.D.I., 1973.
- 2 Arnold, B., Erfassung der Modellierung der Lagerelastizität für die Berechnung von schnellanfenden Spindeln in Radial-Schrägkugellagern, M.B.T., Nr.10, 1975.
- 3 Barton, B., Rus, J., Dynamische Untersuchungen von Malteserkreuzgetrieben, M.B.T., 4, 1975.
- 4 Bartl, A., Dobrescu Al., Cu privire la studiul vibrațiilor lagărelor cu alunecare pe baza analizei variației grosimii peliculei de lubrifiant dintre zonele de contact ale cuplelor cinematice, Tribotehnica, Galați, 1978.
- 5 Bartl, A., Dobrescu Al., Analiza optimă a lagărelor de alunecare solicitate dinamic, Tribotehnica - Hunedoara 1980.
- 6 Bartl, A., ș.a., Reductor armonic avînd ca generator de undă un mecanism cu camă cu ungere hidrodinamică, Ses. de com. tehnico-științifice, I.S. Reșița, 1979.
- 7 Bartl, A., Dobrescu Al., Cu privire la proprietățile de elasticitate și de amortizare ale lagărelor de alunecare hidrodinamice, Simpozionul de mecanisme și transmisii mecanice, Timișoara, 1980.
- 8 Bartl, A., Kovacs, F., Cu privire la analiza structurală și cinematică a mecanismelor ce conțin cuple cinematice "unse". Simpozion de mecanisme și transmisii mecanice, Timișoara, 1980.
- 9 Blok, H., The flash temperature concept, Wear 6, 1963.
- 10 Bogoevici N., Bartl A., ș.a. Influența uzării și îmbătrînirii uleiului asupra comportamentului lagărelor paliere de la motoarele Diesel LDA-28. Tribotehnica Galați, 1978.

- 11 Bogoevici, N., Dobrescu Al., Bartl A., Schweinert I.,  
Influența calității suprafeței de alunecare  
asupra comportării lagărelor palieri de pe  
motoarele Diesel, Tribotehnica, Galați 1980.
- 12 Cernavski, S.A., Proiectivovanie mehaniceshchih peredaci,  
Moscova, Maşinostroenie, 1976.
- 13 Constantinescu, N., V., ş.a. Lagăre cu alunecare, Bucureşti,  
Editura Academiei R.S.R., 1980.
- 14 Constantinescu, N.V., Dimofte, Fl., Interacțiunea dintre  
rotor și lagăre în cazul unor rotoare de  
dimensiuni mari,  
Hunedoara, Tribotehnica, 1980.
- 15 Crudu, M., Contribuții la studiul mecanismelor cu conexiuni  
dinamice, Bucureşti, Teza de doctorat, 1971.
- 16 Chişu, Al., ş.a., Organe de maşini, Bucureşti, Ed. did. și peda-  
gogică, 1976.
- 17 Damian, T., ş.a., Lagăre și ghidaje pentru aparate, Bucureşti,  
Ed. Academiei R.S.R., 1980.
- 18 Dizioglu, B., Dinamica mecanismelor, VIII, Braunschweig, 1966.
- 19 Dresig, H., Programmsystem KOKEOP zur Analyse und Opti-  
mierung ebenener Koppelgetrebe, MET, 3, 1974.
- 20 Dobrescu Al., Cercetări asupra lagărelor motoarelor Diesel  
de tracțiune feroviară în vederea măririi du-  
ratei și siguranței în exploatare, Teza de  
doctorat, 1979.
- 21 Dobrescu Al., Bartl A., Studii și cercetări cu privire la  
√ influența unor parametri asupra ungerii  
lagărelor palier ai motoarelor Diesel.  
Ses. de comunicări tehnico-științific, I.S. Reșița,  
1977.
22. Dobrescu, Al., Bartl, A., Cu privire la influența vîscozității  
√ și diluției uleiului asupra procesului de  
ungere, Ses. de comunicări tehnico-științifice  
I.S. Reșița, 1977.

- 23 Dobrescu Al., Bartl A., Schweinert I., Influența debitului  
✓ de ulei asupra regimului termic al lagărelor  
de la motoarele Diesel LDA-28, Tribotehnica  
Galați - 1978.
- 24 Dobrescu Al., Bartl A., Vlasie V., Calculul traiectoriei fu-  
✓ sului unui lagăr cu alunecare solicitat di-  
namic, Ses. tehnico-științific, ISR, 1979.
- 25 Dobrescu Al., Bartl A., Radu A., Regimul termic și siguranța  
, de funcționare a lagărelor de alunecare,  
Simpozionul de Mecanisme și transmisii meca-  
nice, Timișoara, 1980.
- 26 Dowson, D., Higginson, G., Elasto-Hydrodynamic Lubrification,  
Pergamon Press, 1966.
- 27 Ehlert, I., Ein Bericht zur Klärung des Schmierstoffein-  
flusses auf den Verlauf von Druck, Temperatur  
und Spalthöhe im elastohydrodynamischen Kon-  
takt, Dissertation, Hannover, 1975.
- 28 Freier, E. ș. a., Hydrostatische Führungen, Beitrag zur Ausle-  
gung und Berechnung, MET, 7, 1975.
- 29 Fuller, D., Teoria și practica ungerii, Berlin, 1961.
- 30 Federn, K., ș. a. Die sphärisch nachgiebige Gestaltung der  
Gleitlagerkonstruktion, VDI, 1976.
- 31 Fronius, St., Maschinenelemente, Berlin, VEB Verlag Technik,  
1971.
- 32 Fränkel, A., Berechnung von zylindrischen Gleitlagern,  
E.T.A., 1944.
- 33 Gheorghiu, N., Organe de mașini, Timișoara, 1980.
- 34 Gläser, M., Auslegung von Gleitlagern in Verbrennungsmoto-  
ren unter Berücksichtigung des maximalen  
Schmierschichtdruckes, MET, 3, 1975.
- 35 Grave, H.F., Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice,  
București, Ed. tehnică, 1966.
- 36 Grubin, A.N., Osnovî gidrodinamiceskoi teorii zmaski tiajelo-  
nagrujenîh, tilindricheskîh povernhtei, Priruč-  
nik, 30, Mașgaz, 1949.

- 37 Gumbel, L., ș.a., Reibung und Schmierung im Maschinenbau, Berlin, 1975.
- 38 Hain, K., Angewandte Getriebelehre, Düsseldorf, VDI - Verlag 1961.
- 39 Harris, C., M., Crede, E., Ch., Socuri și vibrații, București, Ed. Tehnică, 1968.
- 40 Holland, I., Neuentwicklungen bei Gleitlagern, V.D.I., 248-1976.
- 41 Holland, I., Schmierverhältnisse in Verbrennungskraftmaschinen, V.D.I., Forschungsheft 475.
- 42 Huppmann, H., Gleit und Wälzlagerschäden zur Schadenverhütung VDI-248-1976.
- 43 Heubach, V., Dynamisches Verhalten hydrostatischer Führungen mit den Ölversorgungssystem, Pumpe je Tasche, MBT, 9, 1975.
- 44 Iliuc, I., Tribologia straturilor subțiri, București, Ed. Academiei RSR, 1974.
- 45 Israel, G., Analytische Erfassung der Lagergeometrie zur Synthese viergliedriger Getriebe für vorgegebenen Ebenen und Punktlagen, MBT, 8, 1974.
- 46 Kollmann, K., ș.a., Beitrag zur Messung von Schichtdicke und Dichte mit Hilfe von Strahlung, MTZ, 27/6, 1966.
- 47 Kalitzin, G., Thermodynamische Untersuchungen radialer Gleitlager, MBT, 5, 1975.
- 48 Keusch, W. ș.a., Entwicklungen eines universellen, nach tribologischen Erfordernissen aufgebautes Baukastensystem, "Gleitlager", Eurotrib, Düsseldorf, 1977.
- 49 Kogmup, D., C., Kontaknaia gidrodinamika smazku, Moscova, Mașinostroenie, 1976.
- 50 Katzenmaier, G., Radioisotopenversuche über den Einfluss der Oberflächengestaltung auf den Verschleiss und die Tragfähigkeit von Gleitlagern, MTZ, 6, 1973.

- 51 Knobloch, R., Gestaltung von Gleitlagern, VDI-248, 1976.
- 52 Kovacs, F., Perju, D., Teoria mecanismelor și mașinilor, Timișoara, 1979
- 53 Lang, R., Gleitlager - Ermüdung unter dynamischer Last, VDI-248-1976.
- 54 Liebig, S., Berechnung von Torsionsschwingungen in Antriebsanlagen mit Kolbenmaschinen, M.F.T. Nr.2, 1976.
- 55 Manea, Gh., Organe de mașini, București, Ed. Tehnică, 1970.
- 56 Manolescu N.I., ș.a., Teoria mecanismelor și mașinilor, București, Ed. Tehnică, 1970.
- 57 Maroș, D., ș.a., Curs de teoria mecanismelor și mașinilor, Cluj, 1466.
- 58 Miloiu, Gh., Dudită, Fl., Transmisii mecanice moderne, București, Ed. Tehnică, 1980.
- 59 Neal, M.I., Tribology Handbook, Londra, Butterworthes, 1973.
- 60 Nemeș, K., I., Erkenntnis zur Problematik der Zuverlässigkeits - und Lebensdauererhöhung von Diesel motoren - Gleitlagern, MBF, 24, 1975.
- 61 Noack, G., Berechnung stationär belasteter Gleitlager, V.D.I.-248, 1976.
- 62 Nica, Al., Sisteme de lubrificație, București, Ed. Academiei, 1967.
- 63 Pavelescu, D., ș.a., Tribologie, București, Ed. did. și ped. 1977
- 64 Pavelescu, D., Concepții noi, calculul și aplicații în frecarea și uzura solidelor deformabile, Ed. Academiei, București, 1971.
- 65 Paxino, Gh., Ungerea lagărelor, Sinteza documentară, I.N.I.D., 1972.
- 66 Pelecudi, Cr., Precizia mecanismelor, București, Ed. Academiei, 1975.
- 67 Pelken, M., Die Optimierung der Gleitlagerkonstruktion.



- 68 Pelken, H., Die Berechnung hydrostatischer Lager, VDI-248, 1976.
- 69 Petrusевичi, A., Contactul și naprajenie deformatii i contact hidrodinamiceskaia teoria smazki, desert, Maşinovedenia, Acad. SSSR.
- 70 Pinkus, O., Sternlicht, B., Theory of Hydrodynamic Lubrication, New York, Mc Graw-Hill, 1961.
- 71 Roemer, E., Öldurchsatz, Öltemperatur und Lagerspiel mit Druckschmierung, D.R., 621, 8225.
- 72 Roemer, E., Müller, A., Der Einfluss der Alterung der Stahlschüttschalen auf das Verhalten von Gleitlagern, MTZ, 2, 1968.
- 73 Rose, W., Experimentelle Untersuchungen an ebenen Koppelgetrieben mit mehreren Freiheitsgraden, M.B.T., 3, 1974.
- 74 Sassenfeld, H., Walter, A., Gleitlagerberechnungen, V.D.I., 441, Düsseldorf, 1954.
- 75 Schönfeld, S., Dynamische Synthese ebener Koppelgetriebe, M.B.T., 3, 1974.
- 76 Silaș, Gh., Vibrații mecanice, București, Ed. did. și ped., 1968.
- 77 Sitapobis, A., Reazem hidrostatic, Stanki i instrument, 7, 1976.
- 78 Shigley, I., Kinematic Analysis of Mechanism, New-York, 1961.
- 79 Szekely, I., Teoria mecanismelor și maşinilor, București, Ed. did. și ped., 1968.
- 80 Tipei, N., Lagăre cu alunecare, București, Ed. Academiei, 1961.
- 81 Thomas, E., Programmsystem zur Berechnung von Biegeschwungungszuständen an Turbomaschinenwellen, M.B.T., 7, 1977.
- 82 Vasilka, Gh., ș. a. Procese de lubrificație, frecare și uzura la suprafețele metalice, București, Ed. Academiei, 1967.
- 83 Volmer, I., Getriebelehre, V.E.B. Berlin, 1968.
- 84 Vîlcovici, V., ș. a., Mecanica teoretică, București, Ed. tehnică, 1968.

- 85 Vogelpohl, G., Betriebssichere Gleitlager, Springer Verlag, Heidelberg, 1967.
- 86 XXX Manualul inginerului mecanic, București, vol. III, Ed. Tehnică, 1976.
- 87 XXX Protocol contract de cercetare Nr. 3557/1974, I.S. Reșița.
- 88 XXX Protocol contract de cercetare Nr. 1331/1976, I.S. Reșița.
- 89 XXX Protocol contract de cercetare Nr. 2874/1979, I.S. Reșița.
- 90 XXX Cercetări privind îmbunătățirea funcționării lagărelor de sprijin pentru motoarele de tracțiune de la boghiurile L.D.E., Protocol contract de cercetare Nr. 3533/1979, I.S. Reșița.

Tabelul 6.1 - A

Nr. crt.	$\alpha$ [grd]	$e_A$ [ $\mu\text{m}$ ]	$\alpha_{11}$ [grd]	$E_B$ [ $\mu\text{m}$ ]	$\alpha_{31}$ [grd]	$e_B$ [ $\mu\text{m}$ ]
1.	0	90,5	203	0,88	20	66
2.	20	89,7	208	0,87	40	65,5
3.	40	89,2	211	0,86	80	64,5
4.	60	88,8	220	0,85	108	63,5
5.	80	88,2	225	0,84	142	63,0
6.	100	88,0	229	0,845	160	64,4
7.	120	88,3	222	0,848	170	64,0
8.	140	88,5	219	0,867	175	64,0
9.	160	89,4	209	0,88	180	60
10.	180	90,3	202	0,89	185	67
11.	200	90,5	201	0,88	190	66
12.	220	90,7	200	0,875	195	65,0
13.	240	90,5	199	0,87	200	65,5
14.	260	90,2	201	0,865	208	64,5
15.	280	89,4	206	0,864	216	64,
16.	300	88,7	212	0,860	218	64,5
17.	320	88,4	219	0,860	228	64,0
18.	340	88,3	224	0,880	222	60
19.	360	88,1	229	0,92	200	60
20.	380	88,1	232	0,915	192	60,5
21.	400	88,3	227	0,88	182	60,1
22.	420	88,6	219	0,882	175	60,5
23.	440	89	214	0,884	180	60,5
24.	460	89,8	207	0,885	200	60,5
25.	480	91	200	0,886	208	60,5
26.	500	91,8	192	0,886	237	60,5
27.	520	92,3	191	0,887	242	60,7
28.	540	92,6	180	0,888	283	60,8
29.	560	93,8	177	0,887	308	60,7
30.	580	93,6	176	0,880	321	60,5
31.	600	92,4	175	0,87	331	60,7
32.	620	91,90	178	0,86	342	64,
33.	640	91,5	180	0,865	354	65,5
34.	660	91,0	187	0,87	2	65,5
35.	680	90,8	192	0,872	10	65,
36.	700	90,6	199	0,876	15	61,
37.	720	90,5	203	0,88	20	66

Tabel 7.1.1.1

Nr. crt.	d [mm]		$k = \frac{C_e}{C_t}$	$C_t$ [pF]	$C_x = C_t - C_p$ $C_p = 180$ [pF]	h <sub>31</sub> [μm]
	+	-				
1.	16		1,63	1635	1455	3,7
2.	15,8		1,60	1600	1420	3,8
3.	15,7		1,528	1528	1348	4,0
4.	12		1,4	1405	1225	4,4
5.	6		1,14	1144	964	5,0
6.		-3,1	0,886	886	706	7,0
7.		-10	0,73	732	552	8,8
8.		-3,0	0,89	890	710	7,0
9.		-9,95	0,72	724,4	544,4	8,7
10.	12,1		1,43	1431,97	1251,97	4,3
11.	13,4		1,49	1499,48	1319,48	4,0
12.	15,8		1,58	1584,86	1404,86	3,8
13.	16,1		1,64	1642,60	1462,60	3,7
14.	15,8		1,59	1592,99	1412,99	3,8
15.	12,2		1,48	1482,07	1302,07	4,2
16.	11,8		1,36	1361,08	1181,08	4,5
17.		-2	0,92	926,54	746,54	5,0
18.		-6	0,875	875,11	695,11	7,0
19.		-9	0,73	729,33	549,33	8,0
20.		-3,1	0,88	879,15	699,15	7,0
21.	5,95		1,12	1124,47	944,47	5,0
22.	13,3		1,46	1461,78	1281,78	4,2
23.	14,9		1,52	1525,87	1345,87	4,0
24.	16		1,63	1635,6	1455,6	3,7
25.	16,1		1,67	1675,4	1495,4	3,6

Tabelul 7.1.2.-A

Nr. crt.	d[mm]		k	C <sub>t</sub> [pF]	C <sub>x</sub> [pF]	h q <sub>2</sub> [μm]
	+	-				
1.	0		1	1000	820	6,85
2.	12		1,42	1420	1240	4,50
3.	11,5		1,46	1460	1280	4,38
4.	10		1,39	1390	1210	4,63
5.	6,3		1,2	1200	1020	5,48
6.		3	0,9	900	720	7,78
7.		10	0,72	720	540	10,35
8.		13,5	0,62	620	440	12,70
9.		16	0,59	590	310	14,6
10.		15	0,6	600	420	13,32
11.		11	0,7	700	520	10,76
12.		0	1,0	1000	820	6,85
13.	6		1,22	1220	1040	5,37
14.	11		1,43	1430	1250	4,48
15.	7		1,26	1260	1080	5,18
16.	1		1,2	1200	1020	5,48
17.		0	0,93	930	750	7,47
18.		8	0,76	760	580	9,65
19.		12	0,68	680	500	11,20
20.		16	0,59	590	410	13,65
21.		15	0,6	600	420	13,32
22.		10	0,72	720	540	10,36
23.		6	0,86	900	620	9,65
24.		2	0,93	930	750	7,47

Tabelul 7.2 - A

$\alpha$ [grd]	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
$y$ [ $\mu\text{m}$ ]	59,2	58,8	58,4	58	56,2	54,4	53,2	53,6	55,6	57,4	58,2	58,5	59,2
$x$ [ $\mu\text{m}$ ]	22,79	22,10	21,02	20,54	17,309	14,96	14,83	14,9315	93	17,50	19,78	20,47	22,79
$\delta$ [grd]	21°	20°34'	19°50'	19°30'	17°10'	15°20'	15°35'	15°40'	16°	17°	18°50'	19°20'	21°5'
$e$ [ $\mu\text{m}$ ]	63,1	62,8	62	61,5	58,7	56,3	55,3	55,8	57,7	59,9	61,5	62	63,1
$\xi$ [-]	0,971	0,966	0,955	0,947	0,903	0,867	0,856	0,86	0,8880	0,9220	0,946	0,953	0,971
$\frac{x'}{\omega}$ [ $\mu\text{m}$ ]	-0,47	-0,76	-1,7	-2,0	-2,31	-3,34	-0,69	2,91	3,91	2,5	1,2	0,9	-0,47
$\frac{y'}{\omega}$ [ $\mu\text{m}$ ]	0,89	-0,415	-1,76	-4,07	-5,40	-2,60	-0,39	1,69	2,54	3,57	4,17	2,91	0,89
$e'$ [ $\mu\text{m/s}$ ]	73,5	64	164	330	433	311	58	246	312	319	318	220	73,5
$\frac{x''}{\omega^2}$ [ $\mu\text{m}$ ]	-3,34	-3,55	-3,61	-2,68	1,19	3,58	3,34	3,22	1,59	0,28	-0,53	-2,21	-3,34
$\frac{y''}{\omega^2}$ [ $\mu\text{m}$ ]	-1,9	-1,85	-0,61	-1,71	-2,23	2,01	7,3	3,8	2,21	1,14	-0,6	-1,4	-1,9
$F_x$ [N]	1460	2511	2920	2511	1460	440	-1460	-2511	-2920	-2511	-1460	440	1460
$F_y$ [N]	55671	54620	53160	51700	50648	50240	50648	51700	53600	54620	55671	56080	55671

Tabelul 7.3.-A

Nr. crt.	n rot/min	$\varepsilon_m = \frac{1}{2\pi} \int \varepsilon_m d\alpha$	$\delta_m$ [grad]	Observații
1.	100	0,94	13	
2.	200	0,924	13°40'	$F=51.000+5,96 \cdot 10^{-2} n^2$
3.	300	0,920	14°10'	$t_1=70^\circ\text{C}$
4.	400	0,905	15°	$\eta = 17,5 \text{ c P}$
5.	500	0,898	16°	$t_c \in [79 - 87^\circ\text{C}]$
6.	600	0,894	17°	$p_u = 2,8 \text{ bar}$
7.	700	0,892	18°	
8.	800	0,891	18°42'	
9.	900	0,890	19°	
10.	1000	0,888	19°20'	

Tabelul 7.4.-A

Nr. crt.	p [bar]	F= [N]	$\varepsilon_m$	$e_m$ [ $\mu\text{m}$ ]	$\delta_m$ [grad]	Observații
1.	0	410	0,2	13	29	$n= 600 \text{ rot/min}$
2.	14,3	8350	0,812	52,8	28	$t_1 = 80^\circ\text{C}$
3.	21,6	12600	0,848	55,1	26	$= 0,13 \text{ mm}$
4.	27,1	16100	0,876	57,1	24	$p_i = 2,5 \text{ bar}$
5.	35,3	20500	0,894	58,3	21	
6.	45,8	27000	0,912	59,4	19	

Tabelul 7.5.-A

Nr. crt.	$t_1$ °C	$\varepsilon_m$	$e_m$ [ $\mu\text{m}$ ]	$h_o$ min [ $\mu\text{m}$ ]	$t_c$ °C	Observații
1.	40	0,748	48,7	20	68	$F = 55.000 \text{ N}$
2.	50	0,797	51,8	17	73	$n = 700 \text{ rot/min}$
3.	60	0,843	54,7	15,5	79	$p = 2,5 \text{ bar}$
4.	70	0,881	57,5	11	85	$j = 0,13 \text{ mm}$
5.	80	0,901	59	6	93	
6.	90	0,92	60,6	3,5	102	

Tabelul 8.3.-A

nr. crt	$\alpha$ [grd]	$d_I$ [mm]	$C_{tI}$ [pF]	$h_I$ [ $\mu$ m]	$d_{II}$ [mm]	$C_{tII}$ [pF]	$h_{II}$ [ $\mu$ m]	$e_A$ [ $\mu$ m]	$d_{II}$ [grd]	$e_0$ [ $\mu$ m]	$d_{II}$ [grd]
a	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1.	0	-5	422	17,3	-4,5	445,06	16,49	90,5	203	66	20
2.	20	-7,5	332	22	-1,1	506,15	14,5	89,7	208	65,2	40
3.	40	-10	312	23,5	+2,8	535,7	13,7	89,2	211	64,5	80
4.	60	-11	222	32	+9,8	621,96	11,8	88,8	220	63,8	108
5.	80	-12,5	192	38,3	+5,3	607,04	12,09	88,2	225	63,0	142
6.	100	-12,75	172	42,4	+6,1	586,66	12,51	88,0	229	64,4	160
7.	120	-12,75	172	34,6	+5,4	606,04	12,11	88,3	222	64,6	170
8.	140	-11,75	212	31,5	+5,1	616,22	11,91	88,5	219	64,6	175
9.	160	-10,5	242	27,1	+4,8	646,05	11,36	89,4	209	66	180
10.	180	-7,5	332	22,1	-1,0	507,2	14,47	90,3	202	67	185
11.	200	-4,5	402	18,4	-4,8	429,94	17,17	90,54	201	68	190
12.	220	-3	442	16,6	-5,4	402,36	18,24	90,7	200	68,6	195
13.	240	-1,5	482	15,2	-5,3	413,47	17,75	90,5	199	68,3	200
14.	260	-1,25	492	14,8	-36	439,47	16,7	90,2	201	64,8	208
15.	280	-3	442	16,6	-2	464,50	15,8	89,4	206	64,8	216
16.	300	-5,5	377	19,4	-0,5	527,62	13,91	88,7	212	64,8	218
17.	320	-8	302	24,3	+2,4	592,82	12,38	88,4	219	64,8	220
18.	340	-11	232	31,7	+5,1	616,73	11,90	88,3	204	66,0	221
19.	360	-12	202	36,3	+5,2	591,87	12,4	88,1	229	69	200
20.	380	-13,5	172	42,6	+5,15	618,24	11,37	88,1	232	68,0	192
21.	400	-14	162	45,2	+5,2	609,56	12,04	88,3	227	67,1	180
22.	420	-13	182	40,2	+6	602,56	12,18	88,6	219	67,1	175
23.	440	-11	232	31,6	+5,3	566,73	12,95	89	214	66,3	150
24.	460	-9	282	26	-1,12	490,58	14,96	89,8	207	66,8	200
25.	480	-6	362	20,3	-5,6	408,64	17,96	91	200	66,8	205
26.	500	-1,5	482	15,2	-8	312,30	23,5	91,8	199	66,8	237
27.	520	2,5	622	11,8	-10	305,03	24,06	92,3	191	66,7	242
28.	540	5,5	742	9,9	-12,1	207,43	35,38	92,6	180	66,7	273
29.	560	9,5	912	8,05	-12,5	192,32	38,16	93,8	177	66,7	302
30.	580	13	1082	6,78	-12,6	185,8	39,5	93,6	170	66,7	311
31.	600	15	1192	6,18	-12,5	176,42	41,6	92,4	175	66,7	371
32.	620	13	982	7,48	-12,45	191,87	38,25	91,9	178	64,0	342
33.	640	10,5	952	7,82	-12,15	202,85	36,18	91,5	180	65,2	354
34.	660	7	802	9,15	-10,1	256,70	28,59	91,0	187	65,3	3
35.	680	3	642	11,42	-10	300,24	24,44	90,8	192	65,6	10
36.	700	-1	502	14,6	-7	385,66	19,03	90,6	19	65,6	15
37.	720	-5	422	17,3	-4,5	445,06	16,49	90,5			



Tabelul 8.4.1-A

	0	20	40	60	80	100	120	140	160
[grd]	0	20	40	60	80	100	120	140	160
[ $\mu\text{m}$ ]	90,5	89,7	89,2	58,8	88,2	88,0	88,3	88,5	89,4
[ $\mu\text{m}$ ]	0	-0,8	-1,3	-1,7	-2,3	-2,5	-2,2	-2	-1,1
$10^5$ [m/s]	41,5	-37,5	-19,8	-10,8	-4,5	2,7	26	40,5	37,6
[grd]	203	208	211	220	225	229	222	219	209
$X_A$ [ $\mu\text{m}$ ]	0	0,2472	0,508	0,85	1,382	1,73	1,58	1,338	0,678
$\dot{X}_A$ [ $\mu\text{m/s}$ ]	10,707	11,89	7,735	5,25	2,735	-1,64	-18,69	-27,09	-23,28
$Y_A$ [ $\mu\text{m}$ ]	0	+0,7648	1,195	1,46	1,87	1,80	1,52	1,486	0,867
$\dot{Y}_A$ [ $\mu\text{m/s}$ ]	40,04	36,8	18,21	9,28	3,59	-1,74	-17,94	-30,09	-31,87
$F_{Ax}$ [daN]	-62,18	-209,1	-162,84	-102,2	35,33	261,1	266,8	151,16	-186,8
$F_{Ay}$ [daN]	122,53	175,84	1075,8	1515,6	2071,8	2785,2	1890,7	1738,2	905,6
$B$ [ $\mu\text{m}$ ]	66	65,2	64,5	63,8	63,0	64,4	64,6	64,6	66
$e_B$ [ $\mu\text{m}$ ]	0	-0,8	-1,5	-2,2	-3,0	-1,6	-1,6	-1,6	0
$B \cdot 10^{-5}$	-36	-35,5	-35	-34,8	8,1	49,5	0	0	43
$\beta_1$ [grd]	20	40	80	108	142	160	170	175	180
$x_B$ [ $\mu\text{m}$ ]	0	-0,512	-1,47	-2,25	-2,29	-0,67	-0,4	-0,27	0
$\dot{x}_B \cdot 10^{-5}$ [ $\text{m/s}$ ]	-6,12	-11,36	-17,15	-17,05	2,59	10,39	0	0	0,75
$y_D$ [ $\mu\text{m}$ ]	0	-0,6028	0,25	0,37	2,298	1,40	1,54	1,57	0
$\dot{y}_D \cdot 10^{-5}$ [ $\text{m/s}$ ]	-16992	-13,77	-3,03	3,02	-3,10	-22,42	0	0	-21,47
$F_{Bx}$ [daN]	44,32	-50,4	-5960	-953,5	-365,85	-235,3	-369	-450,8	92,7
$F_{By}$ [daN]	-96,3	-450	-895,7	-758,7	-452,5	510,4	900,6	990	-157,7
$M_{Bx}$ [Nm]	7,97	18,9	19,63	32,4	63,98	-82,49	-107,13	-61,63	-5,95
$P_{ix}$ [daN]	-17,86	-259,5	-758,8	-1034,7	-3305	-302	-172	-98,6	-95,1
$P_{iy}$ [daN]	26,23	730,8	180,1	756,9	1619,3	2695,6	2791,5	2728,2	2747,9

Tabelul 8.4.2-A

$\alpha$ [grd]	180	200	220	240	260	280	300	320	340
$\delta_A$ [ $\mu\text{m}$ ]	90,3	90,5	90,7	90,5	90,2	83,4	88,7	88,4	88,3
$\delta_{eA}$ [ $\mu\text{m}$ ]	0,2	0	0,2	0	-0,3	-1,1	-1,8	-2,1	-2,2
$\delta_A \cdot 10^{-5}$ [m/s]	22,5	6,3	-6,3	-33,4	-33,4	28,8	-21,6	-14,4	-6,3
$\beta_{11}$ [grd]	202	201	200	199	201	206	212	219	224
$\delta_{xA}$ [ $\mu\text{m}$ ]	0,1088	0	-0,1	0	0,1619	0,818	1,548	1,77	1,67
$\delta_{xA} \cdot 10^{-5}$ [m/s]	12,37	-3,244	3,25	16,7	19,13	21,39	18,57	12,18	4,78
$\delta_{yA}$ [ $\mu\text{m}$ ]	0,167	0	-0,173	0	0,245	0,735	1,353	1,1	1,42
$\delta_{yA} \cdot 10^{-5}$ [m/s]	18,85	-5,39	5,45	28,92	27,35	19,26	13,88	7,63	4,04
$P_{Ax}$ [daN]	4,86	3,75	5,99	-21,65	-15	167,3	410,8	541,1	365,2
$P_{Ay}$ [daN]	142,9	-12,6	-164,1	69,33	319,0	978,4	1646	1714	1895
$\delta_B$ [ $\mu\text{m}$ ]	67	66	65,6	65,3	64,8	64,8	64,8	64,8	66
$\delta_{eB}$ [ $\mu\text{m}$ ]	1	0	-0,4	-0,7	-1,2	-1,2	-1,2	-1,2	0
$\delta_B \cdot 10^{-5}$	29	-16,2	-18	-18	0	0	0	27	56
$\beta_{31}$ [grd]	185	190	195	200	208	216	218	228	222
$\delta_{xB}$ [ $\mu\text{m}$ ]	0,17	0	0,136	0,329	0,68	0,8	0,84	0,888	0
$\delta_{xB} \cdot 10^{-5}$ [m/s]	2,46	4,075	3,06	4,23	0	0	0	9,99	-21,01
$\delta_{yB}$ [ $\mu\text{m}$ ]	0,98	0	0,37	0,616	0,97	0,936	0,84	0,88	0
$\delta_{yB} \cdot 10^{-5}$ [m/s]	14,21	7,77	8,37	7,92	0	0	0	-8,91	-18,31
$P_{Bx}$ [daN]	129,9	-40,5	-89,65	-69,35	-1,4	76,3	114,4	128,9	-24,64
$P_{By}$ [daN]	-885,9	38,825	386	654	1052	1089,9	1041,6	1069	-42,9
$M_{Bx}$ [Nm]	-3,38	8,13	56,1	108	186	192	173,2	139	2,402
$P_{tx}$ [daN]	137,6	-38,8	-83,66	-91	-16,4	343,6	525,2	670	335,5
$P_{ty}$ [daN]	-743	26,225	221,9	723,3	1371,3	2068,3	2687,6	2783	1853

Tabelul 8.4.3.-A

$\alpha$ [grd]	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540
$e_A$ [ $\mu\text{m}$ ]	88,1	88,1	88,3	88,6	89	89,4	91	91,8	92,3	92,6
$\dot{e}_A$ [ $\mu\text{m/s}$ ]	-2,4	-2,4	-2,2	-1,9	-1,9	-1,1	0,5	1,3	1,5	1,8
$\ddot{e}_A \cdot 10^{-5}$ [ $\text{m/s}^2$ ]	5,4	14,4	23,4	32,5	40,5	47	50,3	46,7	8,1	-4,5
$\alpha_{11}$ [grd]	229	232	227	219	214	207	200	192	191	180
$\Delta x_A$ [ $\mu\text{m}$ ]	1,698	1,462	1,26	1,05	0,98	0,55	-0,21	-0,43	-0,261	-0,124
$\frac{\Delta \dot{x}_A}{2} \cdot 10^{-5}$ [ $\text{m/s}$ ]	3,81	8,78	13,4	17,2	20,8	23,5	21,12	15,8	1,37	0,36
$\Delta y_A$ [ $\mu\text{m}$ ]	1,695	1,89	1,8	1,62	4	0,955	0,453	1,22	1,47	1,79
$\frac{\Delta \dot{y}_A}{2} \cdot 10^{-5}$ [ $\text{m/s}$ ]	3,81	11,34	19,16	27,5	34,7	40,7	75,57	43,85	7,97	4,48
$P_{Ax}$ [daN]	269,3	72,2	5,66	31,45	66,2	-34,53	106,34	289	432	604
$P_{Ay}$ [daN]	2081,42	078,81	852,51	577,31	348,47	77,7-555,06	-1226,6-1218,2-1337,			
$e_B$ [ $\mu\text{m}$ ]	69	68,6	66,1	66,2	66,3	66,5	66,5	66,5	66,7	66,8
$\Delta e_B$ [ $\mu\text{m}$ ]	3	2,6	0,1	0,2	0,3	0,5	0,5	0,5	0,7	0,8
$\dot{e}_B \cdot 10^{-5}$	27	-45	-22,5	0	4,5	3,6	3,7	4,5	5,4	5,4
$\alpha_{31}$ [grd]	200	192	182	175	183	200	208	237	242	283
$\Delta x_B$ [ $\mu\text{m}$ ]	-2,01	-0,88	0	0,028	-0,05	-0,28	-0,41	-0,49	-0,68	-0,72
$\frac{\Delta \dot{x}_B}{2} \cdot 10^{-5}$ [ $\text{m/s}$ ]	-9,04	7,65	0	0	-0,40	-1,03	-1,107	-2,22	-2,64	-2,43
$\Delta y_B$ [ $\mu\text{m}$ ]	-2,22	-2,41	-0,1	-0,198	-0,294	-0,41	-0,38	-0,04	0,119	0,336
$\frac{\Delta \dot{y}_B}{2} \cdot 10^{-5}$ [ $\text{m/s}$ ]	-9,99	20,92	11,75	0	-2,45	-1,47	-0,76	-0,18	-0,08	1,13
$P_{Bx}$ [daN]	-239,7-498	-90,9	-60,12-73		-0,5	72,82-241,4-338,6-242,7				
$P_{By}$ [daN]	-2677,6-2317-980	-128	-255,7	-446,5-499,25-996,8-259,4-113,15						
$M_{Bx}$ [Nm]	-43,14-157,17-113,913,53	43	74	69,9	147,8	73	3,68			
$P_x$ [daN]	136	-125,8	85,24-315	-139,2	-35	179,16	74,6	93,4	361,3	
$P_y$ [daN]	-596	-238,2	1865,11419,31092,7331,7-1046	-2223,4-1550,6-1450,						

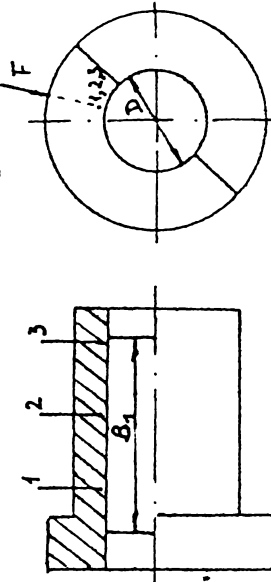
Tabelul 8.4.4-A

$\alpha$ [grd]	560	580	600	620	640	660	680	700	720
$e_A$ [ $\mu\text{m}$ ]	93,8	93,6	92,4	91,9	91,3	91	90,8	90,6	90,5
$\Delta e_A$ [ $\mu\text{m}$ ]	3,3	3,1	1,9	1,4	0,8	0,5	0,3	0,2	0
$\dot{e}_A \cdot 10^{-5}$ [m/s]	-12,6	-19,8	-24,3	-27,8	-31,4	-35	-39	-40	-41,5
$\alpha_{11}$ [grd]	177	176	175	180	182	157	192	199	203
$\Delta x_A$ [ $\mu\text{m}$ ]	0,015	0,44	0,16	0	-0,11	-0,10	-0,07	-0,06	0
$\frac{\Delta \dot{x}_A}{2} \cdot 10^{-5}$ [m/s]	0,41	-2,45	-2,11	0	4,36	7,28	2,79	2,47	0
$\Delta y_A$ [ $\mu\text{m}$ ]	-3,28	-3,06	-1,88	-1,4	-0,79	-0,48	-0,29	0,19	0
$\frac{\Delta y_A}{2} \cdot 10^{-5}$ [m/s]	12,5	19,4	24,2	27,8	31,08	34,2	36,8	38	40,08
$P_{Ax}$ [daN]	1225,3	1353,9	744,2	469,5	-356,6	71,2	-9	40,36	-62,18
$P_{Ay}$ [daN]	-2323,8	-1894,7	-1117,4	-908	-527,9	-296,8	-112,44	-110	122,53
$e_B$ [ $\mu\text{m}$ ]	66,7	66,8	66,7	64,8	65,2	65,3	65,5	65,6	66
$\Delta e_B$ [ $\mu\text{m}$ ]	0,7	0,8	0,7	-1,2	-0,8	-0,7	-0,5	-0,4	0
$e_B \cdot 10^{-5}$	3,6	4,5	-9	-43	-9	3,6	7,2	0	-36
$\alpha_{31}$ [grd]	308	321	331	342	354	2	10	15	20
$\Delta x_B$ [ $\mu\text{m}$ ]	-0,53	-0,4	-0,23	0	-0,06	-0,05	-0,1	-0,1	0
$\Delta \dot{x}_B \cdot 10^{-5}$ [m/s]	-1,36	-1,12	1,53	0	-0,36	0,14	0,72	0	-6,12
$\Delta y_D$ [ $\mu\text{m}$ ]	0,45	0,68	0,65	-1,02	-0,192	-0,68	-0,48	-0,48	0
$\Delta y_B \cdot 10^{-5}$ [m/s]	1,15	1,93	4,23	-21,5	-4,45	1,76	3,52	0	-16,92
$P_{Bx}$ [daN]	-104	-15,95	-60,5	51,75	-236,4	-327,6	-125,3	-120	44,32
$P_{By}$ [daN]	61,31	291,61	313,16	-889,2	-634,05	-510,7	-375,8	-397	-96,3
$M_{Bx}$ [Nm]	21,34	35,8	54,1	-158,6	-119,54	-109,04	-59,8	-44,5	7,97
$P_{Bx}$ [daN]	1121,3	1337,95	683,7	521,25	-593	-256,39	-134,3	-18,64	-17,86
$P_{By}$ [daN]	-2262,5	-1603,1	-804,3	-1797,3	-1040	-802,5	-487,7	-507	26,23

F I S A D E M A S U R A T O R I  
LAGARUL DE SPRIJIN AL M.E. DE TRACIUNE FEROVIA RA

Tabelul 8.6.1-A

Schema de încărcare: Schema măsurării temperaturilor



Diametrul cuzinetului  $\phi_{\text{cuz. tuzat}} = \phi 190, 21 \text{ mm}$   $\phi_{\text{cuz prelucrat}} = \phi 190, 23 \text{ mm}$

Diametrul fusului  $\phi = 189, 80 \text{ mm}$

Tipul de fitile 2x9

$n$	F [da/N]	p [bar]	v [km/h]	pv [ $\frac{\text{daN} \cdot \text{cm}}{\text{s}}$ ]	Lagărul cu cuzinet tuzat			Lagărul cu cuzinet prelucrat						
					$t_1$ [°C]	$t_2$ [°C]	$t_3$ [°C]	$t_1$ [°C]	$t_2$ [°C]	$t_3$ [°C]	$P_f$ [Nm/s]	$\mu$ (-)	$\mu$ (-)	
	625	2	20	1,9	20-25	20-25,5	20-24,5	285	0,0503	21,5-24,5	21,5-26	240	0,040	
	1300	4,3	20	4,08	25-26	25,5-27	24,5-26	396	0,033	21,5-26	25-26	297	0,024	
	1875	6,16	20	6,22	26-27,5	27-29	26-28,5	382	0,022	26-27,5	26-27,5	335	0,0188	
	2600	8,55	20	8,5	27,5-31	29-32	28,5-30	432	0,018	27-29	28,5-31	27-29	385	0,0156
	3125	10,27	20	9,75	31-34	32-34,5	30-32	396	0,014	29-30	31-32	29-30	395	0,0133
	3900	12,82	20	12,22	34-35	34,5-38	32-35	468	0,013	30-31,5	32-32,5	30-31,5	410	0,011
	4375	14,4	20	13,7	35-40	38-41	35-38	478	0,012	31,5-33	32,5-35	31,5-32,5	414	0,00996
	5200	17,1	20	16,3	40-42	41-43,5	38-40	486	0,010	34-34,5	35-35,6	32,5-33,5	425	0,0086
-200	5200	17,1	20-40	16,3-32,6	42-46	43,5-51	40-46	879-1156	0,012-0,0093	34,5-38	35,6-43	33,5-38,5	752-1056	0,010-0,008
	5200	17,1	40	32,6	46-54	51-59	46-56	816	0,0086	38-44,5	43-49	98,5-135	848	0,0085
	5200	17,1	40	32,6	54-60	53-66	56-64	810	0,0086	44,5-59,5	49-62,5	43,5-59,5	848-6000	0,006
	3660	12,0	55	33,1	60-62	66-68	64-66	720	0,0075	59,5-60	62,5-65,5	59,5-61	735-672	0,0073-0,0066
	5750	9,0	70	32,5	62-68	63-75	66-69	850	0,0091	60-66	65,5-72	61-66,5	864-796	0,0088, 0,0081

Tabelul 8.6.2-A

n	F [daN]	p [bar]	v [km/h]	pv $\left[ \frac{daN \cdot m}{cm^2 \cdot s} \right]$	Lagărul cu cuzinet tușat			Lagărul cu cuzinet prelucrat Pb-In					
					t <sub>1</sub> [°C]	t <sub>2</sub> [°C]	t <sub>3</sub> [°C]	P <sub>f</sub> [W]	μ [-]	t <sub>1</sub> [°C]	t <sub>2</sub> [°C]	t <sub>3</sub> [°C]	P <sub>f</sub> [Nm/s]
2200	7,23	90	32,96	68-73	75-81	71-74	1033	0,010	66-69,5	72-77	68-70	997-962	0,0099
1500	4,93	140	34,3	73-86	81-94	74-85	1280	0,013	69,5-83	77-92	70-84,5	1400-1150	0,014-0,011
1600	5,26	140	36,6	86-88	94-96	85-91	1180	0,011	83-83,5	92-93	84,5-85	1100	0,010
1700	5,6	140	38,97	88-90	96-97	91-93	1170	0,010	83,5-85	93-94	85-87	110	0,097
1800	5,92	140	41,2	90-91	97-98	93-94	1098	0,0096	85	94	87	1075	0,0089
2000	6,57	140	45,7	91	99	95	1116	0,0088	85	94	87	1100	0,0082
2200	7,23	140	50,23	93	101	96	1164	0,0083	87	95	88	1100	0,0075
2400	7,9	140	54,9	94	102	97	1270	0,0083	88	96	89	1200	0,0075
2500	8,22	140	57,2	94	103,5	98	1280	0,0080	88	97	89	1200	0,0072
2800	9,21	140	64	95	105	98,5	1282	0,0072	88	98	90	1200	0,0064
3000	9,86	140	68,6	96	106	99	1310	0,0068	89	99	91	1250	0,0063

REMARKS:  $p = \frac{F}{D \cdot B_1}$  [daN/cm<sup>2</sup>]

v - viteza de mers al locomotivei

P<sub>f</sub> - puterea pierdută prin frecare [W]

μ - coeficientul de frecare.

Tabelul 8.5.-A

$\alpha$ [grd]	$P_m$ [bar]	$\beta$ [grd]	$F_r = \frac{\pi D_p^2}{[da^4N]} \cdot P_m$	$l_1 \sin \alpha$	$l_1 \cos \alpha$	$M_m = F \cos \beta (l \sin \alpha) + F \sin \beta (l \cos \alpha)$ [Nm]
0	70	0	42700	0	180	0
20	63	4	38500	-61	169	-1886,100
40	48	13	29300	-113,5	137,5	-2315,900
60	30	38	18300	-155,8	90	-1197,780
80	25	95	15200	-177	31,1	236,400
100	38	122	23200	-177	-31,1	1483,340
120	55	138	33600	-155,8	-90	1834,680
140	55	157	34200	-113,5	-137,5	1721,400
160	58	165	35400	-61	-169	594,274
180	58	180	35400	0	-180	0
200	58	192	35400	61	-169	-929,832
220	53	202	32300	113,5	-137,5	-1722,766
240	50	215	30500	155,8	-90	-2463,039
260	38	235	23200	177	-31,1	-2,050
280	22	265	13400	177	31,1	-99,7250
300	26	308	15900	155,8	90	394,9484
320	22	315	13400	113,5	137,5	-226,962
340	44	200	26800	61	169	-3074,612
360	178	180	108000	0	180	0
380	240	175	146000	-61	169	8816,940
400	56	155	34000	-113,5	137,5	1921,786
420	54	158	33000	-155,8	90	5828,088
440	58	160	35400	-177	31,1	6266,162
460	59	164	36000	-177	-31,1	5717,520
480	60	168	36500	-155,8	-90	4859,099
500	60	170	36500	-113,5	-137,5	4059,895
520	58	174	35400	-6	-169	-387,984
540	58	180	35400	0	-180	0
560	58	195	35400	61	-169	-531,744
580	55	205	33500	113,5	-137,5	-1497,025
600	50	215	30400	155,8	-90	-2279,4192
620	34	233	20700	177	-31,1	-169,141
640	30	265	18300	177	31,1	-82,2038
660	30	320	18300	155,8	90	1113,866,4
680	40	337	24300	113,5	137,5	1231,156
700	57	355	35300	61	169	1653,497
720	70	360	42700	0	180	0





MODULE	FUNDATA	TYPE	P	LONGUEUR	3640 (600)
--------	---------	------	---	----------	------------

\*\*\*\*\* FIN DE COMPILATION (PLUS HAUT NIVEAU D'ERREUR RENCONTRÉ = 0) 12.21.22

0039 ANALIZA AN = 5143 FAZA= 0001 DATA = 17/02/78  
 H.DEB = 12H 21M 01S H.FIN = 12H 21M 25S CSR-1 = 00000554  
 LCP = 00032 MEM = 00011 IN = 000064 IN = 00042 CRT = 00000  
 PP = 01 CP = 01

LINK LINK STARTED

AUCUNE ERREUR A L'EDITION DE LIENS

0039 ANALIZA AN = 5143 FAZA= 0002 DATA = 17/02/78  
 H.DEB = 12H 21M 25S H.FIN = 12H 22M 14S CSR-1 = 00000736  
 LCP = 00042 MEM = 00044 IN = 000016 IN = 00000 CRT = 00000  
 PP = 01 CP = 01

RUN AD:0,0,HL:65000,TIME:99 STARTER

DATELE INITIALE SINT

X(I)	17.800041.2000	7.6000	5.5000	2.6000	2.0000	2.1000	3.0000	7.5000	0.000	2.5000	5.3000	8.6000	5.6000	6.7000	6.5000	0.0000	0.0000
X(I)	17.100014.300012.3000	6.1000	3.0000	2.4000	3.1000	5.7000	4.0000	0.000	7.6000	0.7000	7.9000	7.6000	4.7000	7.4000	7.4000	0.0000	0.0000

REZULTATELE ANALIZEI SINT

RE	1.6574	-1.6581	.4078	.0145	.3787	.0696	.2112	-.0657	.0265	.02	.0658	.0017	.0179	.0257	.0471	.0161	0.0000
IM	.0000	-1.6521	-.1755	-.0234	.0847	-.1059	.0476	-.1421	-.0681	.06	.0484	-.0200	-.0609	.0457	-.0239	-.0160	0.0000
AMP	1.6574	.0781	.4439	.0259	.8885	.1247	.2218	.1298	.0731	.09	.0817	.0200	.0721	.0524	.0498	.0140	0.0000

0039 ANALIZA AN = 5143 FAZA= 0003 DATA = 17/02/78  
 H.DEB = 12H 22M 13S H.FIN = 12H 22M 25S CSR-1 = 00000119  
 LCP = 00032 MEM = 00009 IN = 000040 IN = 00000 CRT = 00000  
 PP = 01 CP = 01