

# **CONTRIBUȚII TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE PRIVIND REZISTENȚA ȘI DURATA DE VIAȚĂ A CUPLAJELOR**

Teză destinată obținerii  
titlului științific de doctor inginer  
la  
Universitatea "Politehnica" din Timișoara  
în domeniul Inginerie Mecanică  
de către

**Ing. Marius-Beniamin Fazecaș**

Conducător științific: prof. univ. dr. ing. EUR. ING. Tiberiu Dimitrie Babeu  
membru titular al Academiei de Științe Tehnice  
Referenți științifici: prof. univ. dr. ing. Mircea BEJAN  
prof. univ. dr. ing. EUR. ING. Tiberiu Ștefan MĂNESCU  
membru corespondent al Academiei de Științe Tehnice  
prof. univ. dr. ing. Nicolae FAUR

Ziua susținerii tezei: 24.09.2007

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- |                        |   |
|------------------------|---|
| 1. Automatică          | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie              | 8. Inginerie Industrială                    |
| 3. Energetică          | 9. Inginerie Mecanică                       |
| 4. Ingineria Chimică   | 10. Știința Calculatoarelor                 |
| 5. Inginerie Civilă    | 11. Știința și Ingineria Materialelor       |
| 6. Inginerie Electrică |   |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2006

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,  
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221  
e-mail: editura@edipol.upt.ro

## Cuvânt înainte

Prezenta lucrare este rezultatul activității prestate în perioada stagiului ca doctorand la Universitatea POLITEHNICA din Timișoara, Facultatea de Mecanică.

În lucrare autorul a efectuat studii teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor. În urma studiului realizat, au rezultat o serie de contribuții originale, sistematizate mai jos:

- identificarea acelor cuplaje care să reprezinte studiul la oboseală și creșterea duratei de viață a cuplajelor prin proiectarea și realizarea unui cuplaj nou.
- stabilirea și prezentarea calculului de rezistență pentru acele cuplaje elastice care permit obținerea unui nou cuplaj.
- evaluarea rezistenței la solicitări variabile și în funcție de solicitările principale se prezintă oboseala prin eforturi secționale, oboseala prin solicitări de contact și cea combinată.
- evidențierea principalelor regimuri de funcționare caracteristice cuplajului.
- realizarea unui program de calcul care să permită atât rezolvarea numerică a relațiilor analitice cât și vizualizarea grafică a fenomenelor din timpul funcționării.
- definirea geometrică și funcțională a cuplajului de siguranță;
- exemple de simulare numerică a funcționării cuplajelor de siguranță cu știfturi de forfecare la diferite regimuri de funcționare;
- proiectarea modulară a cuplajului de siguranță cu știfturi de forfecare;
- realizarea practică a cuplajului proiectat.
- identificarea cuplajelor combinate care permit realizarea unui nou tip de cuplaj, simplu care prin geometria și elementele componente conduce la creșterea duratei de viață a cuplajului de siguranță cu știfturi de forfecare,
- proiectarea noului tip cuplaj
- identificarea și prezentarea instalațiilor de încercare a cuplajelor pentru determinarea caracteristicii și a durabilității cuplajelor de siguranță;
- determinări experimentale pentru cuplajul de siguranță proiectat și realizat în construcție modulară.

Pentru realizarea actualei lucrări doresc să aduc alege mulțumiri conducătorului științific, domnului **prof. dr. Ing. EURING. Tiberiu Dimitrie BABEU** membru titular al Academiei de Științe Tehnice din România pentru sprijinul și competența îndrumare acordată pe întreaga perioadă a elaborării tezei.

Îmi exprim întreaga considerație față de membrii comisiei de doctorat, domnul președinte al comisiei prof. univ. dr. ing. **Nicolae NEGUȚ** decanul Facultății de Mecanică din Timișoara și domnia referenți științifici prof. univ. dr. ing. **Mircea BEJAN** de la Universitatea Tehnică Cluj-Napoca, prof. univ. dr. ing. EURING. **Tiberiu Ștefan MĂNESCU**, membru corespondent al Academiei de Științe Tehnice din România, de la Universitatea Eftimie Murgu din Reșița și prof. univ. dr. ing. **Nicolae FAUR** șeful catedrei de Rezistența Materialelor, Facultatea de Mecanică din Timișoara, , care au răspuns solicitării de a face parte din comisia de analiză a tezei, pentru observațiile făcute și pentru timpul acordat lucrării.

Timișoara, 2007

Marius-Beniamin FAZECAS

## Soției și copiilor mei

Fazecas, Marius-Beniamin

### **CONTRIBUȚII TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE PRIVIND REZISTENȚA ȘI DURATA DE VIAȚĂ A CUPLAJELOR**

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. , Editura Politehnica, 2007,  
152 pagini, 80 figuri, 9 tabele, 202 formule.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-973-625-498-7

Cuvinte cheie:

rezistență, durată de viață, cuplaj

Rezumat:

S-au identificat, sintetizat și analizat critic elementele semnificative din literatura de specialitate referitoare la domeniul abordat. S-au decelat limitele domeniului și pe baza acestora s-au formulat obiectivele prioritare ale lucrării:

- analiza cuplajelor elastice și a celor de siguranță pentru calculul de rezistență;
- calculul la oboseală a cuplajelor;
- modelarea statică, cinematică și dinamică a cuplajelor de siguranță
- cercetări prin simularea pe calculator în domeniul cuplajelor de siguranță;
- proiectarea modulară a cuplajelor de siguranță cu știfturi și realizarea acestuia;
- proiectarea unui nou tip de cuplaj *Cuplaj elastic și de siguranță*;
- determinări experimentale pentru cuplajul proiectat și realizat.

Cercetările efectuate în cadrul tezei au urmărit obținerea unui nou cuplaj care prin geometria și elementele componente conduce la creșterea duratei de viață a cuplajului de siguranță cu știfturi de forfecare.

## CUPRINS

<b>1. CONSIDERAȚII ASUPRA STADIULUI ACTUAL AL CERCETĂRILOR ÎN DOMENIUL CALCULULUI DE REZISTENȚĂ ȘI DURATA DE VIAȚĂ A CUPLAJELOR</b>	8
1.1. Introducere	8
1.2. Analiza principalelor tipuri de cuplaje pentru calculul de rezistență	11
1.3. Stabilirea unor concluzii privind stadiul actual al cercetărilor în domeniul calculului de rezistență și durata de viață a cuplajelor	16
1.4. Obiectivele tezei	16
<b>2. ANALIZA CUPLAJELOR ELASTICE PENTRU CALCULUL DE REZISTENȚĂ</b>	17
2.1. Caracteristici și tipuri de cuplaje elastice	17
2.2. Calculul de rezistență asupra cuplajelor elastice	23
2.2.1. Calculul și proiectarea cuplajelor elastice cu elemente intermediare metalice	23
2.2.2. Calculul și proiectarea cuplajelor elastice cu elemente intermediare nemetalice	36
2.3. Stabilirea unor concluzii privind analiza cuplajelor elastice pentru calculul de rezistență	37
<b>3. ANALIZA CUPLAJELOR DE SIGURANȚĂ PENTRU CALCULUL DE REZISTENȚĂ</b>	38
3.1. Considerații generale privind cuplajele de siguranță. Caracterizare. Clasificare	38
3.2. Cuplaje de siguranță cu întreruperea transmiterii momentului de torsiune	40
3.3. Cuplaje de siguranță fără întreruperea transmiterii momentului de torsiune	41
3.4. Stabilirea unor concluzii privind analiza cuplajelor de siguranță pentru calculul de rezistență	43
<b>4. CALCULUL LA OBOSEALĂ A CUPLAJELOR</b>	44
4.1. Rezistența la oboseală	44
4.2. Oboseală prin eforturi secționale	49
4.2.1. Considerații generale	49
4.2.2. Concentratori de tensiune	50
4.3. Soluții constructive de reducere a concentratorilor	50
4.4. Expresiile analitice ale coeficientului de siguranță	51
4.4.1. Oboseala prin solicitări simple	51
4.4.2. Oboseala la solicitări compuse	52

6. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor	
4.4.3. Coeficienții admisibili de siguranță	53
4.4.4. Metodica de calcul la oboseală prin eforturi secționale	54
4.5. Oboseala prin solicitări de contact	54
4.5.1. Metodica de calcul al contactului hertzian	54
4.5.2. Tensiuni de contact	57
4.5.2.1. Tensiuni subsuperficiale la contactul punctului	57
4.5.2.2. Tensiuni superficiale la contactul punctului	60
4.5.2.3. Tensiuni la contactul liniar	62
4.6. Oboseala de contact; relația durabilității	64
4.7. Stabilirea unor concluzii privind calculul la oboseală	65
<b>5. CONTRIBUȚII TEORETICE PRIVIND MODELAREA DINAMICĂ A FUNCȚIONĂRII CUPLAJELOR DE SIGURANȚĂ</b>	<b>67</b>
5.1. Cuplaj de siguranță cu întreruperea transmisiei momentului de torsiune	68
5.2. Formularea problemei de modelare dinamică	69
5.3. Modelarea cinematică și statică a cuplajului	71
5.4. Modelarea corelațiilor induse de caracteristicile mecanice ale motoarelor și efectoarelor	71
5.4.1. Modelarea momentului motor	72
5.4.2. Modelarea momentului rezistent	72
5.4.3. Modelarea momentului maxim – momentului de forfecare	73
5.5. Modelarea mișcării semicuplajelor cu ajutorul ecuațiilor Lagrange de speța a II-a	73
5.5.1. Considerații teoretice privind aplicarea ecuațiilor Lagrange	73
5.5.2. Precizări privind aplicarea ecuațiilor Lagrange	76
5.5.3. Stabilirea ecuațiilor de mișcare și studiul acestora	76
5.5.4. Rezolvarea numerică a sistemului de ecuații diferențiale	79
5.5.4.1. Introducere	79
5.5.4.2. Etape de calcul pentru rezolvarea numerică a sistemului de ecuații diferențiale	80
5.6. Stabilirea unor concluzii privind modelarea dinamică a funcționării cuplajelor de siguranță	81
<b>6. CERCETĂRI PRIN SIMULARE PE CALCULATOR ÎN DOMENIUL CUPLAJELOR DE SIGURANȚĂ</b>	<b>82</b>
6.1. Software-ul utilizat. Obiective	82
6.2. Structura programului de calcul	82
6.3. Exemple de simulare numerică a funcționării cuplajelor de siguranță cu știfturi	86
6.4. Stabilirea unor concluzii privind cercetările prin simularea pe calculator în domeniul cuplajelor de siguranță	98
<b>7. PROIECTARE MODULARĂ A CUPLAJELOR DE SIGURANȚĂ CU ȘTIPTURI</b>	<b>108</b>
7.1. Proiectarea cuplajelor de siguranță	108

## 7. Cuprins

---

7.2. Stabilirea unor concluzii privind proiectarea modulară a cuplajelor de siguranță	117
<b>8. CUPLAJE COMBINATE</b>	118
8.1. Studiul cuplajelor combinate în vederea obținerii unui nou tip de cuplaj	118
8.2. Un nou tip de cuplaj simplu cu funcții multiple: Cuplaj elastic și de siguranță cu bucșe de cauciuc și știfturi de forfecare	119
8.3. Stabilirea unor concluzii privind necesitatea proiectării unui nou tip de cuplaj	124
<b>9. ÎNCERCAREA CUPLAJELOR MECANICE</b>	125
9.1. Clasificarea încercărilor	126
9.1.1. Încercarea de performanță a cuplajelor	127
9.1.2. Încercarea de rezistență a cuplajelor	130
9.1.3. Încercarea de durabilitate a cuplajelor	131
9.2. Utilizarea cuplajelor de siguranță în sistemele mecanice	133
9.3. Stand pentru încercarea dinamică a cuplajelor	134
9.4. Determinări experimentale în regim dinamic a cuplajului de siguranță	133
9.5. Stabilirea unor concluzii privind determinările experimentale asupra cuplajelor de siguranță	140
<b>10. CONCLUZII FINALE, CONTRIBUȚII ORIGINALE ȘI FORME DE VALORIFICARE</b>	142
10.1. Concluzii finale	142
10.2. Contribuții originale ale lucrării	144
10.3. Forme de valorificare	146
<b>BIBLIOGRAFIE</b>	147

# **1. CONSIDERAȚII ASUPRA STADIULUI ACTUAL AL CERCETĂRIILOR ÎN DOMENIUL CALCULULUI DE REZISTENȚĂ ȘI DURATA DE VIAȚĂ A CUPLAJELOR**

## **1.1. Introducere**

Pentru ca o mașină să funcționeze corect, sigur și economic, este necesar ca elementele componente ale acesteia să fie proiectate și executate în mod corespunzător. Una din direcțiile prin care, încă din faza de concepție, se poate acționa atât asupra gabaritului mașinilor și utilajelor, cât și asupra durabilității acestora, deci implicit și asupra consumului de materiale și energie, este protejarea transmisiilor mecanice împotriva suprasarcinilor, care produc deteriorarea lor, prin utilizarea unor cuplaje mecanice. Acest lucru ar permite proiectanților să diminueze valoarea coeficientului de siguranță la care se dimensionează transmisiile mecanice ale mașinilor și utilajelor, precum și creșterea duratei de viață a cuplajelor, implicit a transmisiilor mecanice.

În consens cu obiectivele și tendințele actuale ale informatizării și dezvoltării tehnico-economice are loc o puternică implementare a mijloacelor moderne de proiectare și execuție precum și a celor de investigare a sistemelor tehnice nou create, ceea ce permite reducerea cheltuielilor și a timpilor necesari realizării produselor cu performanțe superioare.

Proiectarea modernă impune găsirea soluțiilor optime din punct de vedere constructiv și funcțional. Proiectarea constructivă trebuie corelată cu cea tehnologică. În acest sens, este posibilă obținerea de componente mecanice cu gabarit redus și greutate mică, cu durabilitate ridicată și cost minim.

Cuplajele – organe de mașini prin intermediul cărora mișcarea de rotație se transmite, în general, fără a fi modificată – se întrebuițează pe scară largă în construcția de mașini, de corecta alegere a cuplajului depinzând în mare măsură, funcționarea sigură și îndelungată a mașinii sau utilajului respectiv.

Rezistența la oboseală constituie factorul decisiv pentru funcționarea în siguranță a organelor de mașini. Rezistența la oboseală ține seama de variația tuturor tensiunilor mecanice provocate de solicitările de contact și de eforturile secționale sau de acțiunea simultană a acestora. Modul de variație al tensiunilor în timp este caracterizat de ciclurile de solicitare, care pot fi:

- cicluri aleatoare;
- cicluri periodice.

În cazul cuplajelor, condițiile reale ale solicitărilor mecanice sunt determinate de regimurile de lucru și funcționare ale transmisiei mecanice. Ca desfășurare în timp, solicitările exterioare nu sunt constante, ci au un caracter variabil.

În realitate, solicitările întâlnite în practica exploatării mașinilor și utilajelor au un caracter nedefinit după gradul de variație în timp al solicitării. Astfel, dacă variabilitatea solicitării în jurul unei valori este neglijabilă, în comparație cu această valoare, atunci se consideră constantă pentru calculul de rezistență.



## 9. Considerații asupra stadiului actual al cercetărilor în domeniul calculului de rezistență și durata de viață a cuplajelor

---

Solicitările pot avea variații semnificative în timp, cu regularități care pot fi diverse cantitativ printr-o funcție matematică explicită, periodică sau neperiodică, astfel încât, în orice moment să poată fi specificată intensitatea acestora.

Încercarea elementelor mașinilor are drept scop determinarea performanțelor soluțiilor tehnice adoptate și verificarea încadrării calităților funcționale ale acestora în domeniile prescrise de normele care le definesc. În prezent, tendința în acest domeniu constă în înlocuirea încercărilor efectuate în condiții de exploatare prin încercări de laborator, datorită existenței posibilităților de reproducere a condițiilor funcționale și obținerii rezultatelor mai rapid, mai precis și la un cost mult mai redus.

Teza de doctorat, prin tematica abordată, se înscrie la nivelul preocupărilor existente pe plan național și mondial în domeniul calculului de rezistență și durata de viață a cuplajelor elastice și a celor de siguranță. Cercetările teoretice și experimentale sunt orientate spre modelarea dinamică a funcționării cuplajelor de siguranță în cadrul transmisiilor mecanice din care fac parte și de proiectarea modulară a cuplajelor de siguranță, care prin construcția sa să crească durata de viață a acestora. În urma studiului elaborat se propune varianta unui nou tip de cuplaj care să mărească durata de viață a cuplajelor elastice și a celor de siguranță.

Lucrarea este structurată în 10 capitole, în cadrul cărora sunt abordate problemele teoretice și experimentale legate de calculul de rezistență și oboseală a cuplajelor elastice și a celor de siguranță, modelarea dinamică a cuplajelor de siguranță și de determinare a comportării în exploatare a acestora. În continuare se prezintă sintetic principalele probleme tratate în aceste capitole.

### *Capitolul 1, CONSIDERAȚII ASUPRA STADIULUI ACTUAL AL CERCETĂRILOR ÎN DOMENIUL CALCULULUI DE REZISTENȚĂ ȘI DURATA DE VIAȚĂ A CUPLAJELOR*

Acest capitol debutează cu prezentarea câtorva considerații generale, a unei caracterizări și clasificări a cuplajelor mecanice, după care se prezintă câteva aspecte privind rolul calculului de rezistență și durabilitate, dar și o clasificare a acestora. De asemenea, în acest capitol sunt prezentate direcțiile de cercetare ale tezei de doctorat, care au rezultat în urma stadiului actual al cercetărilor în domeniul cuplajelor mecanice.

### *Capitolul 2, ANALIZA CUPLAJELOR ELASTICE PENTRU CALCULUL DE REZISTENȚĂ*

Capitolul prezintă calculul de rezistență pentru cuplajele elastice cu elemente intermediare metalice și a celor cu elemente intermediare nemetalice. În finalul capitolului se prezintă principalele concluzii care se desprind din studiul elaborat.

### *Capitolul 3, ANALIZA CUPLAJELOR DE SIGURANȚĂ PENTRU CALCULUL DE REZISTENȚĂ*

Capitolul prezintă calculul de rezistență pentru cuplajele de siguranță cu știfturi de forfecare și a cuplajului de siguranță cu discuri de fricțiune și arc central, de tip Stromag. În finalul capitolului se prezintă principalele concluzii care se desprind din aceste calcule.

## 10. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

---

### *Capitolul 4, CALCULUL LA OBOSEALĂ A CUPLAJELOR*

Capitolul prezintă considerații generale privind calculul la oboseală a cuplajelor pentru diferite cicluri de solicitare. În funcție de tipul solicitării principale, se prezintă oboseala cuplajelor prin eforturi secționale, simple sau compuse; oboseala cuplajelor prin solicitări de contact; oboseală combinată a cuplajelor, prin eforturi secționale și de contact.

### *Capitolul 5, CONTRIBUȚII TEORETICE PRIVIND MODELAREA DINAMICĂ A FUNCȚIONĂRII CUPLAJELOR DE SIGURANȚĂ*

Pentru modelarea cinematică și dinamică a cuplajelor de siguranță se propune folosirea mecanismelor echivalente spațiale bimobile și modelarea celor două ecuații de mișcare ce caracterizează decuplarea, folosind două ecuații Lagrange de speța a II-a. În acest sens, sunt prezentate caracteristicile mecanice ale sistemelor energetice motoare și efectoare, realizându-se astfel modelarea matematică atât a momentului de antrenare, cât și a momentului rezistent. De asemenea au fost elaborate metodele analitice și algoritmi de rezolvare numerică a sistemului de ecuații diferențiale de ordinul doi cu coeficienți neomogeni, sistem obținut în urma cercetărilor teoretice de modelare dinamică.

### *Capitolul 6, CERCETĂRI PRIN SIMULARE PE CALCULATOR ÎN DOMENIUL CUPLAJELOR DE SIGURANȚĂ*

În baza rezultatelor obținute în capitolul cinci, în acest capitol se realizează concretizarea - prin rezultate - a modelelor dinamice concepute. În acest sens, a fost conceput un program de calcul care să permită atât rezolvarea numerică a relațiilor analitice, cât și vizualizarea grafică a fenomenelor din timpul funcționării cuplajelor de siguranță cu știfturi. Simularea numerică informatizată a regimurilor reprezentative de funcționare s-a realizat pentru mai multe tipuri-dimensiuni de cuplaj, în scopul evidențierii influențelor parametrilor constructivi și funcționali ai cuplajelor de siguranță asupra comportării dinamice a acestora, pentru regimurile propuse. Pe baza diagramelor funcțiilor de poziție, viteză și accelerație, pentru cele două semicuple, cât și a funcțiilor momentelor motor și rezistent, în final este realizată analiza detaliată a rezultatelor obținute și evidențierea unor recomandări generale privind aplicarea în practică a rezultatelor teoretice obținute.

### *Capitolul 7, PROIECTAREA MODULARĂ A CUPLAJELOR DE SIGURANȚĂ CU ȘTIPTURI*

Acest capitol prezintă varianta modulară de cuplaj de siguranță cu știfturi realizat în scopul efectuării determinărilor experimentale. De asemenea, se prezintă sistematizarea tabelară a tuturor variantelor posibile de cuplaje obținute din varianta modulară de cuplaj propus, ținând cont de parametrii constructivi ce pot fi modificați.

### *Capitolul 8, ANALIZA PRINCIPALELOR TIPURI DE CUPLAJE COMBinate*

În capitol se prezintă principalele tipuri de cuplaje combinate, care prin modelare constructivă și funcțională să permită realizarea unui cuplaj simplu cu funcții multiple. Propunerea unei variante de cuplaj simplu cu funcții multiple, cuplaj

11. Considerații asupra stadiului actual al cercetărilor în domeniul calculului de rezistență și durată de viață a cuplajelor

elastic și de siguranță cu știfturi de forfecare și elemente de cauciuc. În finalul capitolului se prezintă principalele avantaje ale noului cuplaj pentru îmbunătățirea duratei de viață a cuplajelor.

#### *Capitolul 9, ÎNCERCAREA CUPLAJELOR*

Capitolul prezintă principalele tipuri de încercări ale cuplajelor, cu referire directă asupra încercărilor de rezistență și durabilitate. Se prezintă diferite variante constructive de standuri pentru încercări.

#### *Capitolul 10, CONCLUZII FINALE. CONTRIBUȚII ORIGINALE. FORME DE VALORIFICARE A REZULTATELOR CERCETĂRII*

Acest capitol cuprinde principalele concluzii finale, rezultate în urma studiului teoretic și experimental privind calculul de rezistență și de durabilitate a cuplajelor elastice și de siguranță, precum și contribuțiile originale și recomandările pentru aplicarea în practică a rezultatelor prezentei teze.

Teza de doctorat se încheie cu enumerarea referințelor bibliografice.

- - -

## **1.2. Analiza principalelor tipuri de cuplaje pentru calculul de rezistență**

În consens cu obiectivele și tendințele actuale ale informatizării și dezvoltării tehnico-economice are loc o puternică implementare a mijloacelor moderne de proiectare și execuție precum și a celor de investigare a sistemelor tehnice nou create, ceea ce permite reducerea cheltuielilor și a timpilor necesari realizării produselor cu performanțe superioare.

Cercetările efectuate au avut în vedere obținerea aceluși cuplaj, care prin combinarea funcțiilor simple, să îndeplinească funcțiile unui cuplaj combinat, dar cu un grad de complexitate redus, de tipul unui cuplaj simplu, el fiind un cuplaj simplu.

Există o mare varietate a formelor constructive de cuplaje, utilizarea acestora fiind legată de caracteristicile mașinii motoare și al modului de funcționare a mașinii antrenate.

Clasificarea cuplajelor se realizează pe baza unor *criterii raționale de clasificare*. Multitudinea acestora, și modul de a privi importanța unuia sau altuia dintre criterii, creează dificultăți în elaborarea unei clasificări generale, unitare și atotcuprinzătoare.

## 12. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

O clasificare primară, acceptată de foarte mulți cercetători, cuprinsă și în STAS 7082/87, [DRĂ/1 78],[DRĂ/3 82] are la bază criteriile de clasificare prezentate în continuare:

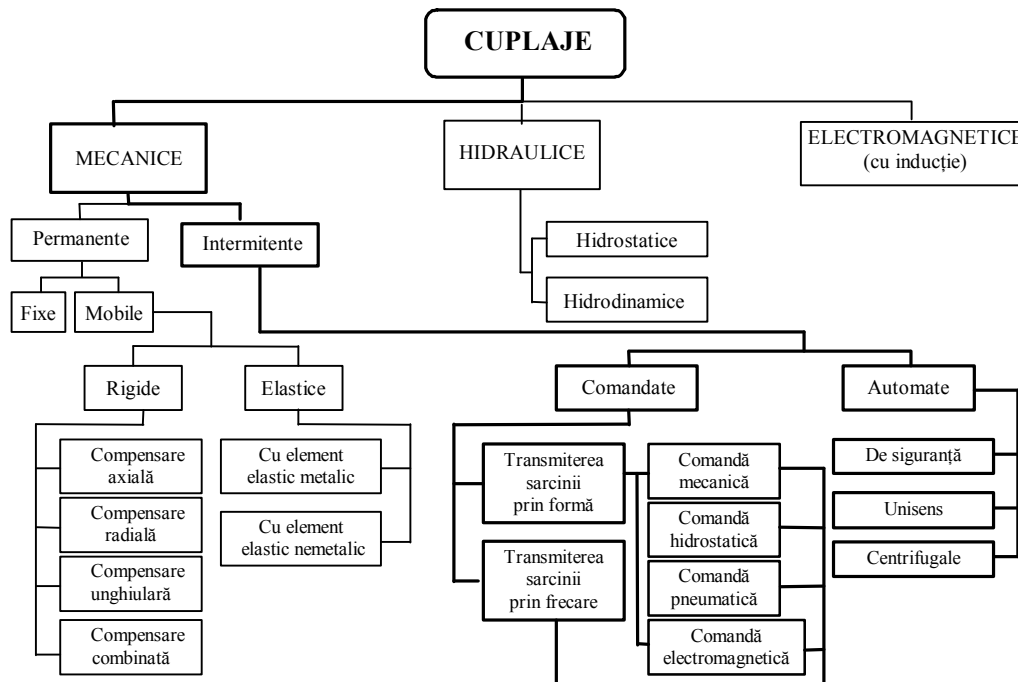


Fig. 1 Clasificarea cuplajelor mecanice

∅ După modul de transmitere a momentului de torsiune, cuplajele se clasifică în:

- CUPLAJE MECANICE,
- CUPLAJE HIDRAULICE,
- CUPLAJE ELECTROMAGNETICE.

∅ După modul de realizare a legăturii între elementele lanțului cinematic legate prin cuplaj, se deosebesc:

- CUPLAJE PERMANENTE,
- CUPLAJE INTERMITENTE.

∅ După modul de preluare a abaterilor radiale, axiale și/sau unghiulare – conform acestui criteriu, aplicat cuplajelor permanente, se definesc:

- CUPLAJE FIXE,
- CUPLAJE MOBILE.

∅ După natura comenzii, cuplajele intermitente pot fi:

- CUPLAJE COMANDATE,
- CUPLAJE AUTOMATE.

În fig. 1 este prezentată una dintre cele mai utilizate clasificări tipologice a cuplajelor, care ține seama de criteriile mai sus enunțate.

13. Considerații asupra stadiului actual al cercetărilor în domeniul calculului de rezistență și durata de viață a cuplajelor

Cuplajele se întrebuintează pe scară largă în construcția de mașini, de alegerea corectă a acestora depinzând – în mare măsură – funcționarea sigură și îndelungată atât a cuplajului, cât și a lanțului cinematic pe care acesta îl echează.

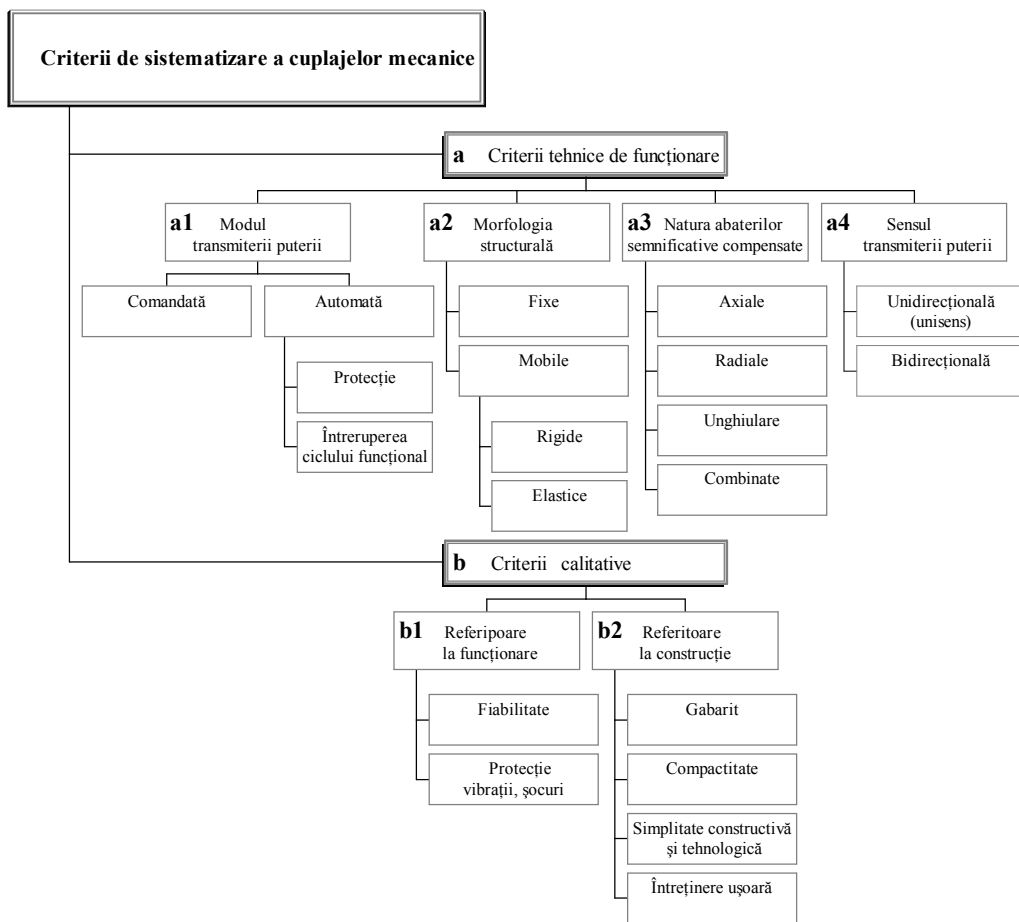
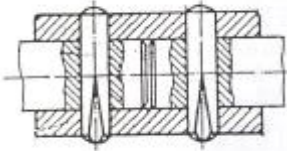
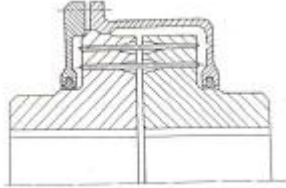
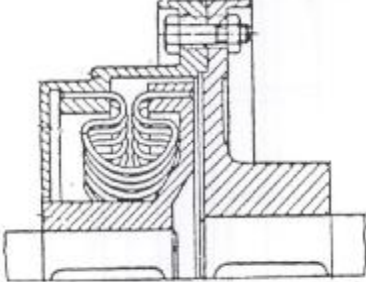
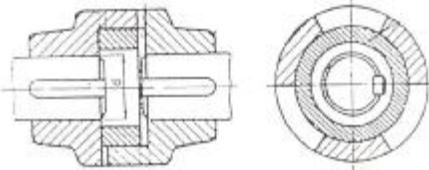
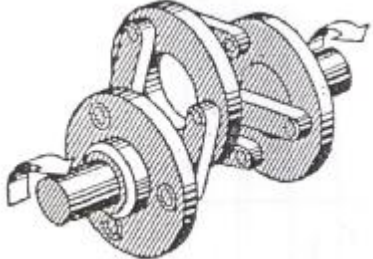
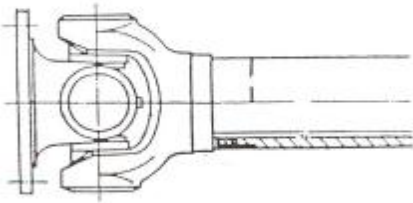


Fig. 2 Criterii de sistematizare

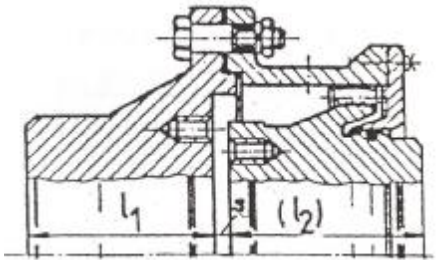
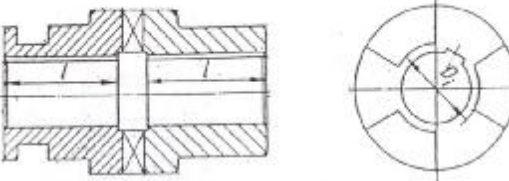
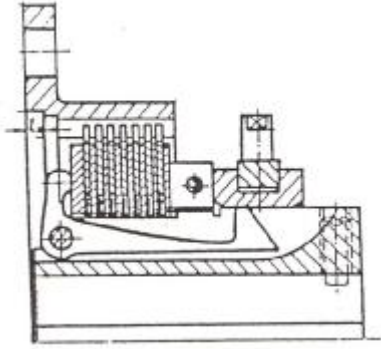
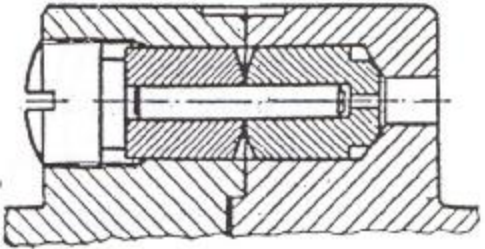
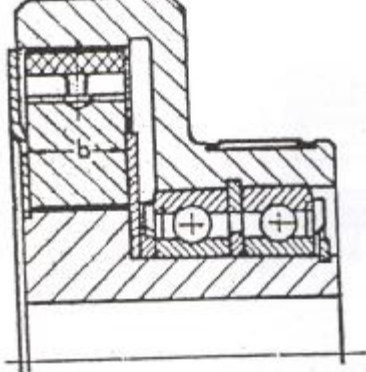
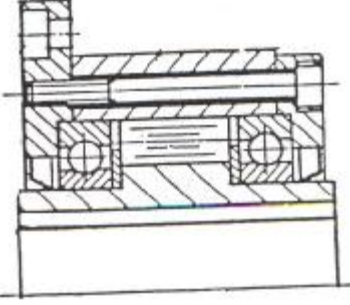
În literatură [DRĂ/1 78], pe baza criteriilor de sistematizare a cuplajelor mecanice fig. 2, criteriile tehnice de funcționare și criteriile calitative, această sinteză este reprezentată sinoptic sub formă tabelară. Variantele topologice obținute sunt prezentate prin cele mai cunoscute cuplaje din literatura de specialitate [FAZ/1 04], [STR 01], prezentate în tabelul 1.

14. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

Tabelul 1

 <p>Cuplaje permanente fixe fără preluarea abaterilor semnificative (cuplaj cu manșon)</p>	 <p>Cuplaje permanente elastice cu preluarea abaterilor axiale (cuplajul cu arcuri-bară tip Forst)</p>
 <p>Cuplaje permanente elastice cu preluarea abaterilor combinate (cuplajul Voith-Maurer)</p>	 <p>Cuplaje permanente rigide cu preluarea abaterilor axiale (cu gheare)</p>
 <p>Cuplaje permanente rigide cu preluarea abaterilor radiale (Schmidt)</p>	 <p>Cuplaje permanente rigide cu preluarea abaterilor unghiulare (cuplajul Cardanic)</p>

15. Considerații asupra stadiului actual al cercetărilor în domeniul calculului de rezistență și durata de viață a cuplajelor

 <p>Cuplaje permanente rigide cu preluarea abaterilor combinate (dințate)</p>	 <p>Cuplaje intermitente fixe dințate cu dantură radială, frontală</p>
 <p>Cuplaje intermitente rigide cu fricțiune (cu suprafețe de frecare plane)</p>	 <p>Cuplaje de siguranță (cu elemente de rupere)</p>
 <p>Cuplaje intermitente automate centrifugale (cu sabotji)</p>	 <p>Cuplaje unisens</p>

## 16. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

Din studiul celor mai reprezentative cuplaje prezentate în literatura de specialitate și a datelor elaborate de firmele de specialitate în cataloage [101], [102], [DRĂ/1 78], [DRĂ/3 82] s-au reținut, pentru a fi analizată, metodologia de proiectare privind relațiile de dimensionare – din punct de vedere al rezistenței statice – nefiind prevăzute modalități de utilizare a acestor relații pentru efectuarea calculului privind comportarea cuplajelor în regim de funcționare dinamic.

### 1.3. Stabilirea unor concluzii privind stadiul actual al cercetărilor în domeniul calculului de rezistență și durata de viață a cuplajelor

Din studiul bibliografic realizat și din analiza literaturii de specialitate, se constată că în practica construcțiilor de mașini sunt frecvente situațiile în care devine necesară utilizarea funcțiilor combinate ale cuplajelor pentru ca materialele din care sunt proiectate, diverse elemente componente ale acestora, să reziste la șocurile torsionale de moment, ciclurile de solicitare și suprasarcinile la care sunt supuse transmisiile mecanice.

Rezistența la oboseală ține seama, într-o concepție modernă, de variația tuturor tensiunilor mecanice provocate de solicitările de contact și de eforturile secționale sau de acțiunea simultană a acestora.

În urma acestui studiu, rezultă că metodicele de calcul fac referire la calculul de rezistență al elementelor elastice și la determinarea caracteristicii elastice ale cuplajelor elastice. Pentru cuplajele de siguranță se impun condiții de fiabilitate și funcționare sigură, pentru tensiuni admisibile corespunzătoare condițiilor impuse elementelor de siguranță.

### 1.4. Obiectivele tezei

În rezolvarea problemei formulate mai sus, s-a stabilit o serie de direcții de cercetare principale, desemnate ca obiective ale tezei și prezentate în continuare:

- Ø Considerații asupra stadiului actual al cercetărilor în domeniul calculului de rezistență și durata de viață a cuplajelor.
- Ø Analiza cuplajelor elastice pentru calculul de rezistență.
- Ø Analiza cuplajelor de siguranță pentru calculul de rezistență.
- Ø Calculul la oboseală a cuplajelor.
- Ø Contribuții teoretice privind modelarea dinamică a funcționării cuplajelor de siguranță.
- Ø Cercetări prin simularea pe calculator în domeniul cuplajelor de siguranță.
- Ø Proiectarea modulară a cuplajelor de siguranță cu știfturi.
- Ø Analiza principalelor tipuri de cuplaje combinate.
- Ø Încercarea cuplajelor mecanice.



## 2. ANALIZA CUPLAJELOR ELASTICE PENTRU CALCULUL DE REZISTENȚĂ

### 2.1 Caracteristici și tipuri de cuplaje elastice

Cuplajele elastice sunt cuplaje mecanice permanente mobile, cu elemente intermediare elastice, metalice sau nemetalice, care participă la transmiterea momentului de torsiune și asigură proprietățile cuplajului: **amortizarea șocurilor și vibrațiilor torsionale**, prin acumulare elastică, temporară, a lucrului mecanic și redarea acestuia sistemului pe care îl echipează, la revenirea treptată a elementului elastic la forma și poziția sa inițială; **limitarea vibrațiilor de rezonanță**, prin schimbarea frecvențelor proprii a sistemului mecanic; **compensarea elastică a abaterilor de poziție a arborilor**, datorate impreciziilor de execuție și montaj.

Cuplajele elastice sunt caracterizate prin rigiditate și capacitate de amortizare.

Caracteristica elastică a cuplajelor reprezintă dependența dintre unghiul de rotire relativă a celor două semicuple și momentul de torsiune transmis de cuplaj. Cuplajele elastice pot fi cu rigiditate constantă ( $K = M_t / \varphi = \text{const.}$ ), caracteristica acestora fiind liniară și cu rigiditate variabilă ( $K = M_t / \varphi \neq \text{const.}$ ), caracteristica în acest caz fiind neliniară, fig. 2.1, [DRĂ/1 78],[ DRĂ/3 82].

Prin aplicarea momentului suplimentar – de șoc – se produce o rotire relativă suplimentară de unghi  $\varphi$ .

După încetarea șocului are loc o oscilație a sistemului elastic, în jurul poziției date de unghiul  $\varphi$ . Această mișcare periodică se atenuază treptat prin efectul de amortizare al cuplajului. Lucrul mecanic de amortizare este dat de aria închisă de curba de histeresis. Lucrul mecanic de deformare este cantitatea de lucru mecanic acumulat sub formă de energie de deformare de către un cuplaj elastic ideal (fără amortizare) la rotirea relativă a celor două semicuple cu un anumit unghi și care, la rotirea semicuplelor în poziția inițială este eliberat în întregime. Valorile mari ale lui  $\varphi$  conduce la o funcționare mai liniștită a transmisiei mecanice.

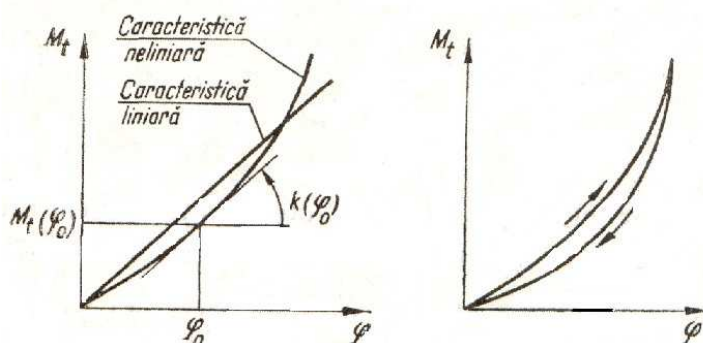


Fig. 2.1 Caracteristica cuplajelor elastice

## 18. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

Capacitatea de amortizare a șocurilor de torsiune se referă la proprietatea cuplajelor elastice de a transforma în căldură o parte a energiei acestora, restul fiind transformată în energie de deformare, care va fi redată sistemului în urma încetării acțiunii șocului. La cuplajele elastice cu elemente intermediare metalice, frecarea are loc între elementele elastice (frecare exterioară), iar la cele cu elemente intermediare nemetalice, frecare are loc în interiorul elementului elastic (frecare interioară).

Elementul elastic, dispus între semicuplaje, montat pe arborii între care se realizează legătura, participă la transmiterea momentului de torsiune, el *determină proprietățile precum și proiectarea cuplajului*.

### ◆ Cuplaje elastice cu elemente intermediare metalice

Cuplele permanente mobile elastice cu elemente intermediare metalice pot fi clasificate în funcție de forma constructivă și modul de dispunere a elementelor intermediare elastice, în conformitate cu fig. 2.2.

Aceste cuplaje se folosesc pentru transmiterea de momente de torsiune mari, la dimensiuni de gabarit reduse, de regulă în medii și condiții de funcționare incompatibile cu elementele nemetalice. Au o durabilitate mai mare ca a cuplajelor elastice cu elemente nemetalice, gradul de amortizare mai redus decât acestea și se recomandă în transmisiile utilajelor de puteri mari.

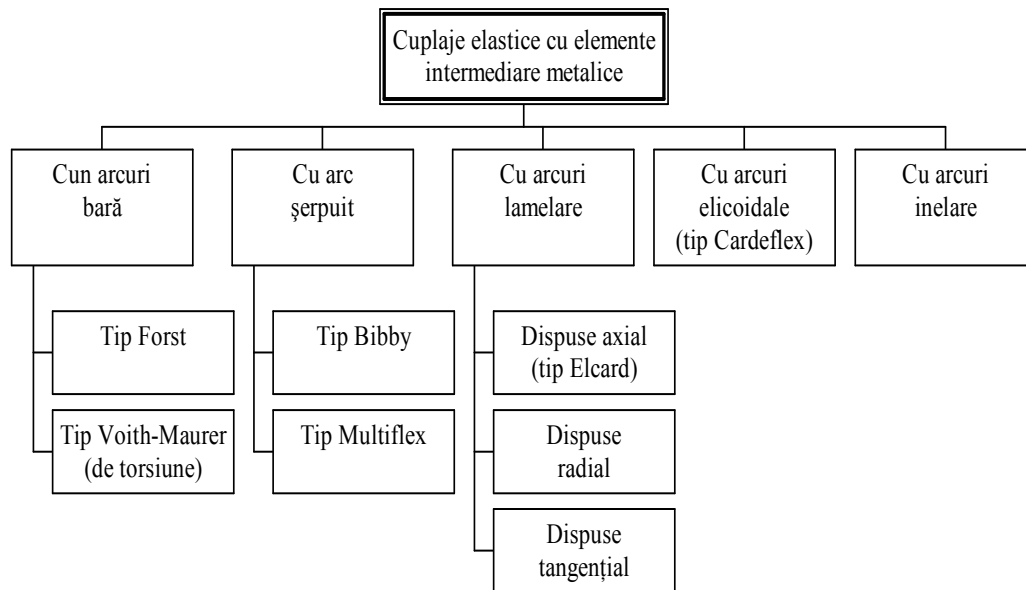


Fig. 2.2 Clasificarea cuplajelor cu elemente intermediare metalice

Cuplele cu arcuri bară montate în găuri evazate pot avea caracteristică neliniară, când arcul bară se deformează după o curbă, sau liniară, când evazarea găurii se face după generatoarea unui con. Soluția prezentată în fig. 2.3 reprezintă un cuplaj cu arcuri bară montate pe mai multe rânduri.

## 19. Analiza cuplajelor elastice pentru calculul de rezistență

- **Cuplajul cu arcuri bară de tip Forst (fig. 2.3)**

Cuplajele cu arcuri bară montate în găuri evazate pot avea caracteristică neliniară, când arcul bară se deformează după o curbă, sau liniară, când evazarea găurii se face după generatoare unui con.

- **Cuplajul cu arcuri lamelare tip Elcard (fig. 2.4)**

Soluția prezentată în fig. 2.4 are elementul elastic dispus axial. Pachetele de arcuri lamelare 4 sunt montate în golurile dinților de formă specială – executați în semicuplajele 1 și 5. Protecția cuplajului este asigurată de carcasa 2 și 3. Caracteristica elastică a cuplajului Elcard este progresivă și în funcție de numărul pachetelor de arcuri.

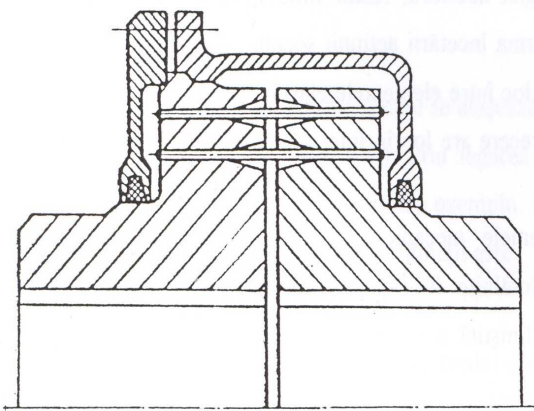


Fig. 2.3 Cuplajul cu arcuri bară de tip Forst

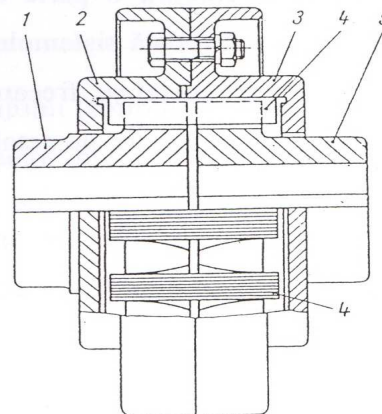


Fig. 2.4 Cuplajul cu arcuri lamelare tip Elcard

- **Cuplajul cu arc șerpuit de tip Bibby (fig. 2.5)**

Se execută în două variante constructive (fig. 2.5 a și b), la ambele variante arcul șerpuit 4 fiind dispus în golurile dintre dinții 3 ai semicuplajelor 1 și 2. Carcasele 5 și 6 au rolul de a proteja cuplajul. Șurubul 7, prevăzut la varianta b, limitează unghiul de rotire a celor două semicuplaje. Caracteristica acestor cuplaje poate fi liniară sau neliniară, funcție de forma dinților.

- **Cuplajul cu arcuri elicoidale de tip Cardeflex (fig. 2.6)**

Cuplajul este format din semicuplajele 1 și 2 (fig. 2.6), pe care sunt montate, prin intermediul știfturilor speciale 5, segmentii 4, alternativ pe cele două semicuplaje. Segmentii 4 sunt prevăzuți cu proeminențele 3, pentru centrarea arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune 6, montate cu precompresie.

- ◆ **Cuplaje cu elemente intermediare nemetalice**

Elementul intermediar elastic se execută, în cele mai multe cazuri, din cauciuc, datorită avantajelor pe care acesta le prezintă, în comparație cu elementele metalice: **elasticitate mare, capacitate mare de amortizare, simplitate constructivă, cost redus**. Față de cuplajele elastice cu elemente intermediare metalice, au durabilitate și capacitate de încărcare mai reduse, fapt pentru care se

20. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor recomandă la transmiterea de momente de torsiune mici-medii. O clasificare a acestora este prezentată în fig. 2.7, [DRĂ/1 78], [DRĂ/3 82].

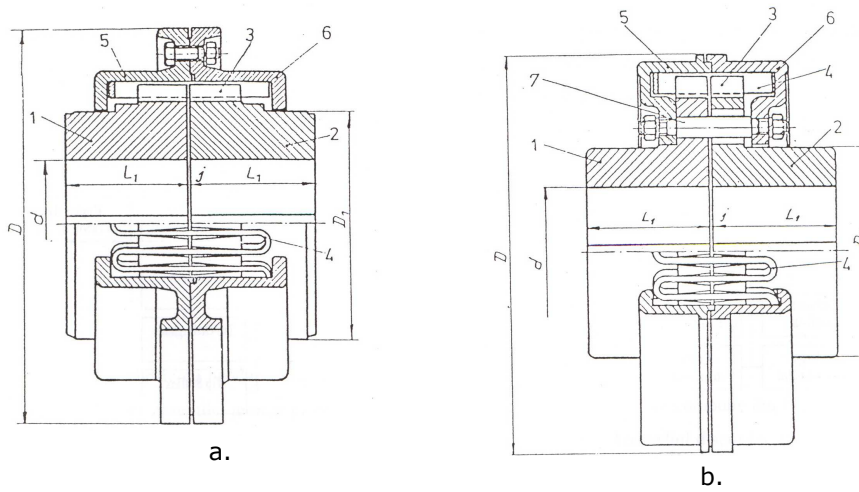


Fig. 2.5 Cuplajul cu arc șerpuit de tip Bibby

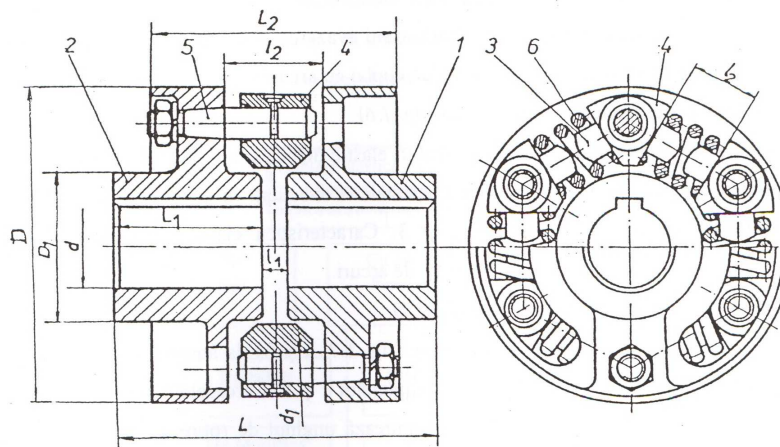


Fig. 2.6 Cuplajul cu arcuri elicoidale de tip Cardeflex

## 21. Analiza cuplajelor elastice pentru calculul de rezistență

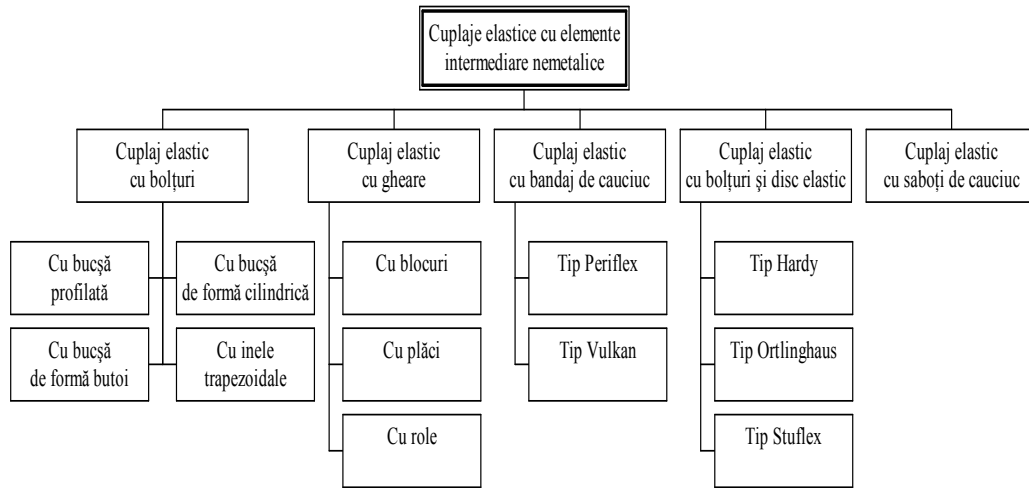


Fig. 2.7 Clasificarea cuplajelor cu elemente intermediare nemetalice

- **Cuplaje elastice cu bolțuri** (fig.2.8,a și fig. 2.8,b)

Se execută într-o mare varietate de soluții constructive, care se deosebesc prin forma elementului elastic.

Cuplajele elastice cu bolțuri (fig. 2.8, a și b) se compun din două semicuplaje, identice dacă bolțurile sunt montate alternativ sau diferite dacă bolțurile sunt montate doar pe un semicuplaj, legate elastic prin intermediul bolțurilor, pe care sunt montate manșoane din cauciuc, de diferite forme. La toate variantele trebuie să se asigure posibilitatea de deformare a elementului elastic.

Aceste cuplaje permit compensarea abaterilor radiale, în limitele  $\Delta R = 0,3 \dots 0,6 \text{ mm}$ , unghiulare  $\Delta \alpha \leq 1^\circ$  și axiale, în limitele menținerii contactului dintre elementul elastic și alezajul în care acesta este montat.

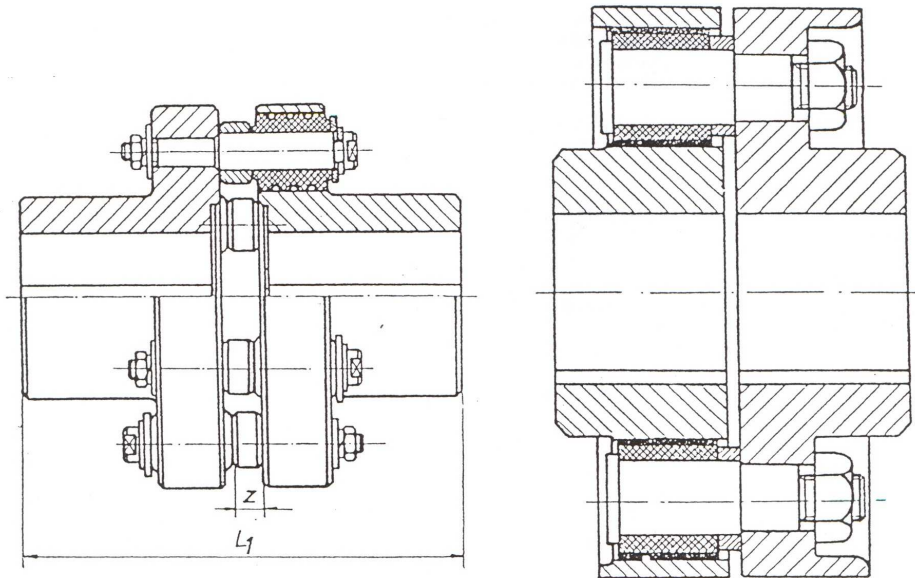
- **Cuplaje elastice cu bandaj de cauciuc** (fig. 2.9)

Se execută într-o mare varietate de forme constructive, care se deosebesc prin forma elementului elastic, care impune și forma semicuplajelor.

Cuplajul elastic cu bandaj de cauciuc de tip Periflex (fig. 2.9) se compune din bandajul de cauciuc 3 cu inserții textile, montat pe semicuplajele 1 și 2 prin intermediul discurilor 4, strânse cu șuruburile 5. Bandajul poate fi continuu sau format din mai multe segmente.

Aceste cuplaje asigură o bună amortizare a șocurilor și vibrațiilor, având o mare capacitate de acumulare a energiei de șoc, datorită volumului mare a elementului elastic și pot compensa abateri axiale, radiale și unghiulare de valori însemnate.

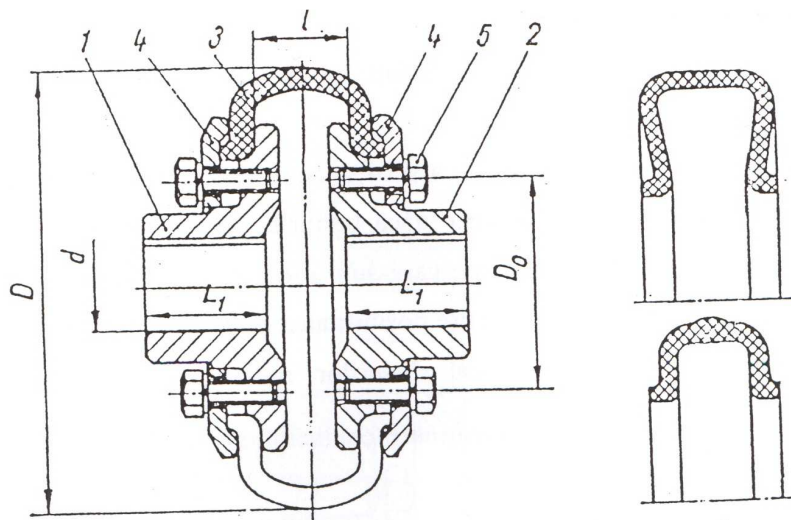
22. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor



a.

b.

Fig. 2.8 Cuplaje elastice cu bolțuri



a.

b.

Fig. 2.9 Cuplaje elastice cu bandaj de cauciuc

## 2.2. Calculul de rezistență asupra cuplajelor elastice

### 2.2.1. Calculul și proiectarea cuplajelor elastice cu elemente intermediare metalice

#### Calculul și proiectarea cuplajelor elastice cu elemente intermediare metalice tip *Elcard*

În funcționarea cuplajelor Elcard intervin două situații caracteristice: funcționarea sub sarcină mai mică, care nu obligă elementul elastic să se înfășoare pe curba de ghidare; funcționarea la o sarcină mai mare decât valoarea critică, care determină începerea înfășurării propriu-zise a elementului elastic pe curba de ghidare a locașurilor semicuplajelor.

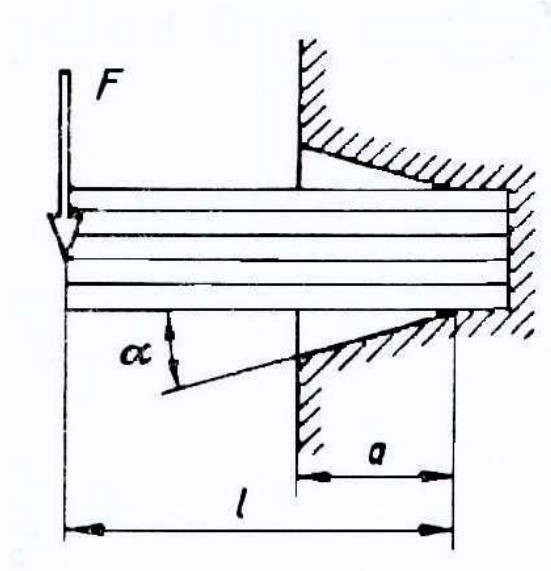
Relațiile de calcul au fost stabilite acceptând următoarele ipoteze:

- elementele elastice se consideră omogene din punct de vedere structural și dimensional, având comportare identică sub acțiunea forțelor exterioare;
- pachetele de lamele se montează – în locașuri – alunecător, fără jocuri;
- deformațiile elementelor elastice metalice rămân în domeniul elastic.

Relațiile pentru calculul și proiectarea cuplajului Elcard face referiri la schema de calcul prezentată în fig. 2.10, [DRĂ/1 78],[DRĂ/3 82].

#### Caracteristică liniară

$$K = M_t / \varphi = \text{const.} \quad (2.1)$$



24. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

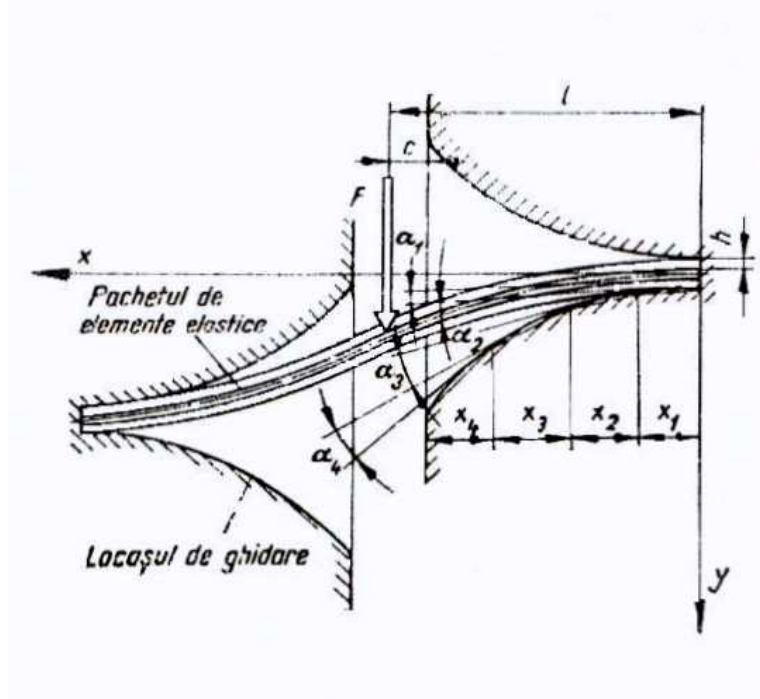


Fig. 2.10 Schema de calcul pentru cuplajul Elcard

$$M_{\text{tcap}} = \frac{3}{8} \cdot \frac{D_0^2 z n_1 E I_z \varphi_{\text{max}}}{l^3 \left( 1 - \frac{n_1 - 1}{n_1} \frac{\mu h}{l} \right)} \geq M_{\text{tc}} \quad (2.2)$$

$$\varphi = \frac{3}{8} \cdot \frac{M_{\text{t}} l^3}{D_0^2 n_1 E I_z} \cdot \left( 1 \pm \frac{n_1 - 1}{n_1} \cdot \frac{\mu h}{l} \right) \quad (2.3)$$

Rigiditatea cuplajului

$$K_1 = \frac{3}{8} \frac{D_0^2 z n_1 E I_z}{l^3 \left( 1 - \frac{n_1 - 1}{n_1} \frac{\mu h}{l} \right)} \quad (2.4)$$

Pentru dimensionare

$$W_{\text{znec}} = \frac{2 M_{\text{tc}} l}{n_1 z D_0 \sigma_{\text{ai}}} \left( 1 - \frac{n_1 - 1}{n_1} \frac{\mu h}{l} \right) \quad (2.5)$$

**Caracteristică neliniară**



## 25. Analiza cuplajelor elastice pentru calculul de rezistență

$$K = M_t / \varphi \neq \text{const.}$$

$$M_{\text{tcap}} = \frac{3}{8} \cdot \frac{D_0^2 z n_1 E I_z}{c^3 \left( 1 - \frac{n_1 - 1}{n_1} \frac{\mu h}{c} \right)} - \left( \frac{\varphi_{\text{max}} D_0}{4} - y_{\text{max}} - c y'_{\text{max}} \right) \geq M_{\text{tc}} \quad (2.6)$$

$$\varphi(x) = \frac{4}{D_0} \left[ y(x) + (1-x)y'(x) + \frac{2}{3} \frac{M_t(x)(1-x)^3}{n_1 D_0 z E I_z} \left( 1 \pm \frac{n_1 - 1}{n_1} \cdot \frac{\mu h}{1-x} \right) \right] \quad (2.7)$$

$$\delta_1 = \frac{2M_t(x)}{n_1 D_0 z E I_z} \left( \frac{1x^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) \left( 1 \pm \frac{n_1 - 1}{n_1} \cdot \frac{\mu h}{1-x} \right) + C_1 x$$

Pentru dimensionare:

$$W_{\text{z nec}} = \frac{2M_{\text{tc}} c}{n_1 z D_0 \sigma_{\text{ai}}} \left( 1 \pm \frac{n_1 - 1}{n_1} \cdot \frac{\mu h}{c} \right). \quad (2.8)$$

Pentru verificare

- Se verifică elementul elastic

$$\sigma_i = 12 \frac{M_{\text{tc}} c}{D_0 n_1 z b h^2} \left( 1 - \frac{n_1 - 1}{n_1} \frac{\mu h}{c} \right) \leq \sigma_{\text{ai}} \quad (2.9)$$

$$\sigma_{\text{ai}} = (0,5 \dots 0,7) \sigma_{02} \quad (2.10)$$

În cazul cuplajelor cu caracteristică liniară în relația (2.6) se înlocuiește  $c$  cu  $l$ .

- Se verifică dinții de ghidare

$$\sigma_i = 12 \frac{M_{\text{tc}} (1-c)}{D_0 z b \left( \frac{\pi D_0}{z} - n_1 h \right)} \leq \sigma_{\text{ai}} \quad (2.11)$$

$$\sigma_{\text{ai}} = (0,5 \dots 0,7) \sigma_{02}$$

Se recomandă:

$$c = 1 \dots 2 \text{ mm}$$

$$D_0 = (2,4 \dots 3,0) d$$

$$z = 20 \dots 80$$

$$n_1 = (4 \dots 5) d$$

$$2l = (0,3 \dots 0,5) L$$

26. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

### Calculul și proiectarea cuplajelor elastice cu arcuri bară, tip Forst

Calculul de rezistență al cuplajului se referă în principal la calculul elementului elastic. Schema de calcul este prezentată în fig. 2.11:

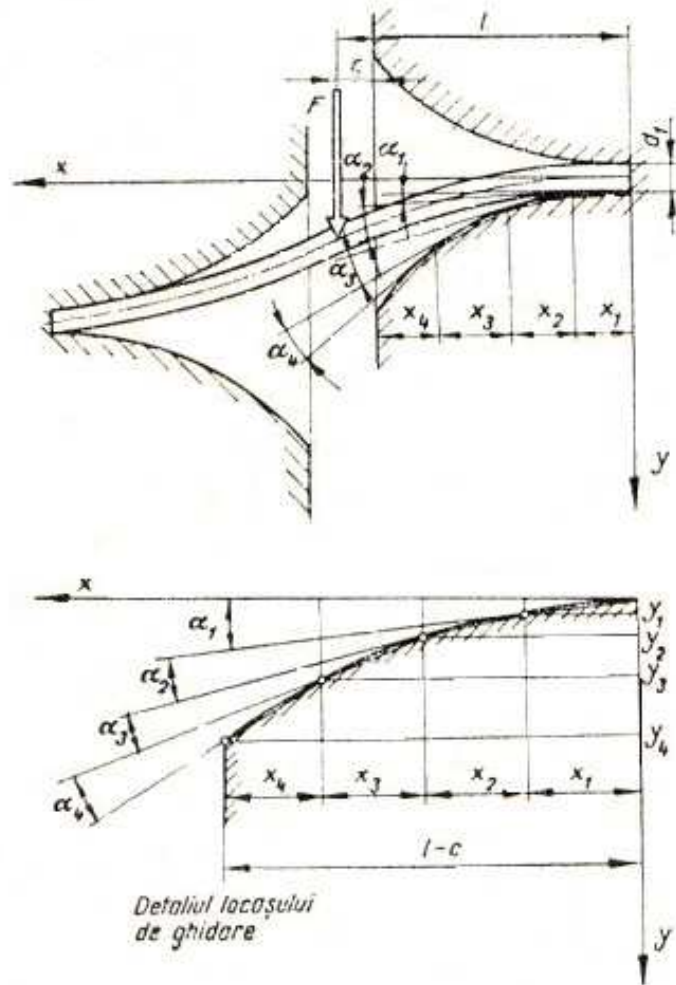


Fig. 2. 11 Schema de calcul cuplajul Forst

Caracteristica liniară

$$M_{\text{tcap}} = \frac{3}{8} \cdot \frac{D_0^2 z E I_z}{l^3} \varphi_{\text{max}} \geq M_{\text{tc}} \quad (2.12)$$

27. Analiza cuplajelor elastice pentru calculul de rezistență

---

$$\varphi = \frac{3}{8} \cdot \frac{M_t l^3}{D_0^2 z E I_z} \quad (2.13)$$

Rigiditatea

$$k_1 = \frac{3}{8} z E I_z \frac{D_0^2}{l^3} \quad (2.14)$$

Caracteristică neliniară

$$M_{tc} = \frac{4}{D_0} \left[ y(x) + (1-x)y'(x) + \frac{2}{3} \cdot \frac{M_t(x)(1-x)^3}{z D_0^2 E I_z} \right] \quad (2.15)$$

$$\delta_1 = \frac{2M_t(x)}{z D_0^2 E I_z} \left( \frac{l x^3}{2} - \frac{x^3}{6} \right) + C_1 x \quad (2.16)$$

unde  $y'(x) = \alpha(x)$

Pentru dimensionare

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{64}{\pi} \cdot \frac{M_{tc} c}{D_0 z \sigma_{ai}}} \quad (2.17)$$

Se verifică rezistența elementului elastic:

$$\sigma_i = \frac{64}{\pi} \cdot \frac{M_{tc} c}{D_0 z d_1^3} \geq \sigma_{ai} \quad (2.18)$$

$$\sigma_{ai} = (0,5 \dots 0,7) \sigma_{02} \quad (2.19)$$

În cazul cuplajelor cu caracteristică liniară în relațiile (2.17) și (2.18) se înlocuiește  $c$  cu  $l$ .

Se recomandă:

$$c = 1 \dots 3 \text{ mm}$$

$$\varphi_{\max} = 2 \dots 4 \text{ grad.}$$

**Calculul și proiectarea cuplajelor elastice cu arc șerpuit, tip Bibby**

Cuplajul cu arc șerpuit este format din două semicuplaje cu dinți în formă specială, între care este introdus un arc din bandă de oțel având formă șerpuită. Partea activă a cuplajului este protejată cu carcasă. În carcasă se introduce unsoare pentru a evita zgomotul în timpul funcționării și pentru a reduce uzura. Cuplajul permite deplasări axiale ale arborilor de 4 ... 20 mm, deplasări radiale de 0,5 ... 3 mm și deplasări unghiulare ale arborilor până la 1°15', iar amortizarea

28. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

relativă este  $\psi = 0,5 \dots 0,6$ . Se menționează că, o dată cu creșterea deplasărilor radiale sau unghiulare ale arborilor, unghiul de răsucire elastică relativă maximă scade; de aceea se recomandă o aliniere cât mai atentă a arborilor.

Calculul de rezistență al cuplajului se referă în principal la calculul elementului elastic. Schema de calcul este prezentată în fig. 2.12.

### Caracteristică liniară

$$M_{\text{tcap}} = \frac{3}{4} K \frac{zD_0 EI_z \varphi_{\text{max}}}{a^2 (24t - 16a + 3\pi t)} \geq M_{\text{tc}} \quad (2.20)$$

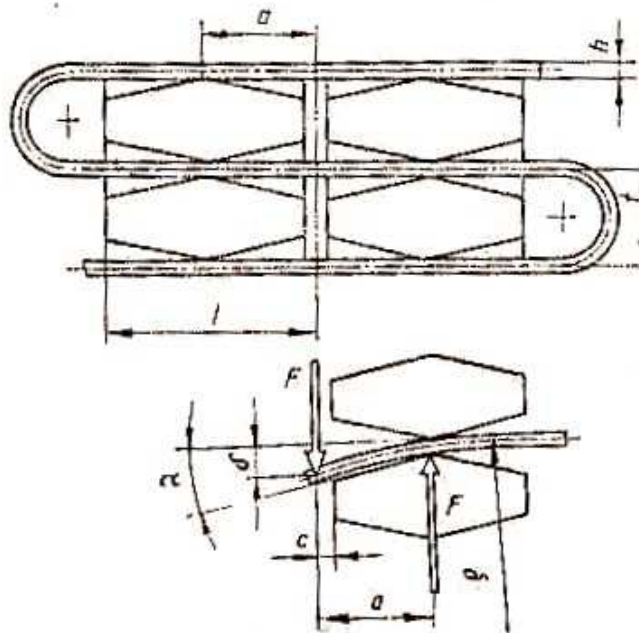


Fig. 2.12 Schema de calcul cuplaj Bibby pentru caracteristica liniară

Fiind impusă caracteristica elastică  $\varphi = \varphi(M_t)$ , se determină

$$k = \frac{M_t}{\varphi}, \quad (2.21)$$

dimensionându-se cuplajul.

Se rezolvă ecuația:

$$16a^3 - a^2 (24t - 3\pi t) + 3 \frac{EI_z zKD_0^2}{k} = 0, \quad (2.22)$$

cu  $a < l$ .

Se calculează unghiul minim:

29. Analiza cuplajelor elastice pentru calculul de rezistență

$$\alpha_{\min} = \arctg \frac{F_{\max} a}{24EI_z} \left[ 24t - 16a + 3\pi t + 4(a+c) \frac{c}{a} \right], \quad (2.23)$$

$$F_{\max} = \frac{2M_{tc}}{D_0 z} \quad (2.24)$$

**Caracteristică neliniară**

Varianta  $m = s$

$$M_{tc} = \left[ \varphi_{\max} - 2 \frac{(s - a_{\min})^2}{\rho D_0} \right] \cdot \frac{3EI_z z K D_0^2}{a_{\min} (24t - 16a + 3\pi t)}. \quad (2.25)$$

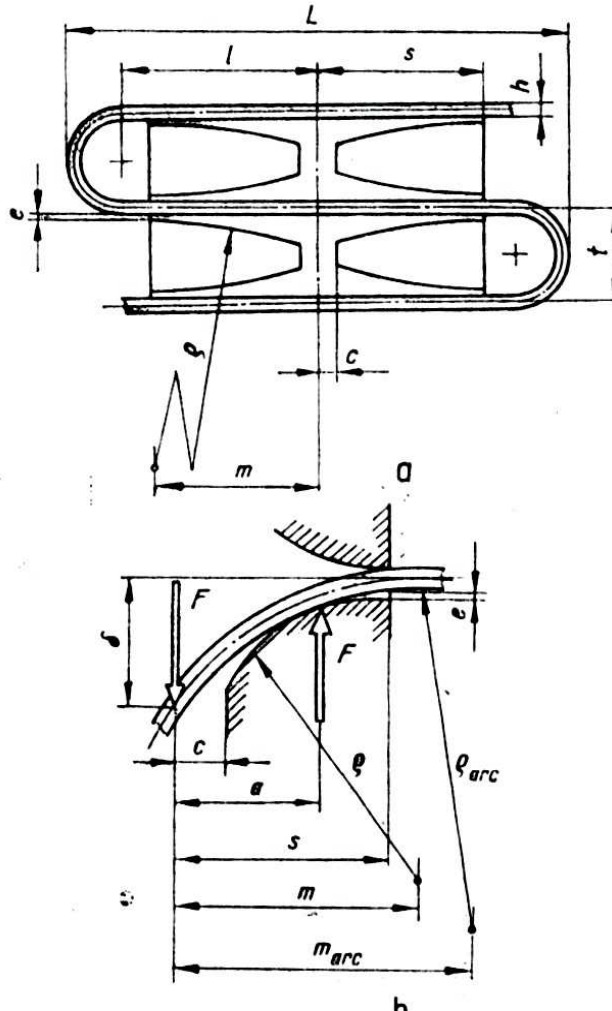


Fig. 2.13 Schema de calcul cuplaj Bibby pentru caracteristica neliniară  
Fiind impusă caracteristica elastică  $\varphi = \varphi(M_t)$ , se rezolvă sistemul:

30. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

---

$$\begin{cases} \varphi_{\max} = \frac{M_{tc} a_{\min}}{3EI_z zKD_0^2} (24t - 16a + 3\pi t) + 2 \frac{(s - a_{\min})^2}{\rho D_0}; \\ a_{\min} = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{\pi}{8} t \frac{EI_z zKD_0}{2\rho M_{tc}} \right) - \sqrt{\frac{1}{4} \left( 1 + \frac{\pi}{8} t + \frac{EI_z zKD_0}{2\rho M_{tc}} \right)^2 - \frac{EI_z zK m D_0}{2\rho M_{tc}}} \end{cases} \quad (2.26)$$

din care se obțin valorile  $a_{\min}$  și  $\rho$ ; se rețin valorile  $a_{\min} < m$ .  
Se stabilește jocul minim:

$$e = (s - a_{\min}) \left[ \frac{F_{\max} a_{\min}}{8EI_z} (8l - 4s - 4a_{\min} + \pi t) - \frac{s - a_{\min}}{2} \right]. \quad (2.27)$$

Varianta  $s < m < m_{arc}$

$$M_{tc} = \left[ \varphi_{\max} - \frac{2 \left[ (m - a_{\min})^2 - (m - s)^2 \right]}{\rho D_0} \right] \cdot \frac{3EI_z zKD_0^2}{a_{\min}^2 (24t - 16a_{\min} + 3\pi t)}. \quad (2.28)$$

Fiind impusă caracteristica cuplajului  $\varphi = \varphi(M_t)$ , se rezolvă sistemul

$$\begin{cases} m = \frac{F_{\max} a_{\min} (8l - 8a_{\min} + \pi t) s - Fs (8l - 8s + \pi t) a_{\min}}{F_{\max} a_{\min} (8l - 8a_{\min} + \pi t) - Fs (8l - 8s + \pi t)} \\ 16a_{\min}^3 - \left( 24l + 3\pi t + \frac{6EI_z zKD_0}{\rho M_{tc}} \right) a_{\min}^2 + \frac{12mEI_z zKD_0}{\rho M_{tc}} a_{\min} + \\ + \frac{3EI_z zKD_0^2}{\rho M_{tc}} [D_0 \rho - 3s(m - s)] = 0; \\ \rho = \frac{8EI_z (m - s)}{Fs (8l - 8s) + \pi t} \end{cases} \quad (2.29)$$

Se rețin valorile  $a_{\min} < s$ , determinând - se valorile pentru  $m$  și  $\rho$ .  
Se determină jocul

$$e = (s - a_{\min}) \left[ \frac{F_{\max} a_{\min}}{8EI_z} (8l - 4s - 4a_{\min} + \pi t) - \frac{2m - s - a_{\min}}{2\rho} \right] \quad (2.30)$$

### 31. Analiza cuplajelor elastice pentru calculul de rezistență

Pentru toate variantele se verifică:

*Elementul elastic*

- la încovoiere

$$\sigma_{ie} = 4 \frac{F_{\max} ah}{bt^2 (t-h) \left( \ln \frac{t+h}{t-h} - \frac{2h}{t} \right)} \leq \sigma_{ai}, \quad (2.31)$$

unde: b este lățimea arcului

$$\sigma_{ai} = \frac{\sigma_{02}}{1,1..1,5} \quad (2.32)$$

- la încovoiere, sub acțiunea efortului unitar de montaj

$$\sigma_{ie} = \frac{h - 2Z_0}{bhZ_0 \left( t - h - Kb \sin \frac{\pi}{z} \right)} \left[ F \left( 1 - a + \frac{t}{2} \right) + Q \left( 1 + \frac{t}{2} \right) \right] + \frac{F - Q}{bh} \leq \sigma_{ai}, \quad (2.33)$$

unde:

$$Z_0 = \frac{t - Kb \sin \frac{\pi}{z}}{2} - \frac{h}{\ln \frac{t+h - Kb \sin \frac{\pi}{z}}{t-h - Kb \sin \frac{\pi}{z}}} \quad (2.34)$$

$$F = \frac{2b_3 (\mu_{11} - \mu_{12}) \sin \frac{\pi}{z} - e \mu_{11} \cos \frac{\pi}{z}}{2(\mu_{11} \mu_{12} - \mu_{12}^2)}; \quad (2.35)$$

$$Q = \frac{2b_3 (\mu_{12} - \mu_{22}) \sin \frac{\pi}{z} - e \mu_{12} \cos \frac{\pi}{z}}{2(\mu_{11} \mu_{12} - \mu_{12}^2)}; \quad (2.36)$$

$$\mu_{11} = \frac{1}{EI_z} \left[ \frac{l^3}{3} - \frac{t}{32} (8\pi l^2 + 16tl + \pi t^2) \right]; \quad (2.37)$$

$$\mu_{12} = \mu_{11} - \frac{3a [2l^2 + t(\pi l + t)] + 2a^3}{12EI_z}; \quad (2.38)$$

32. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

$$\mu_{22} = \frac{(1-a)^3}{EI_z} + \frac{t}{32EI_z} [8\pi(1-a)^2 + 16t(1-a) + \pi t^2]; \quad (2.39)$$

$$\sigma_{ai} = \frac{\sigma_{02}}{2}. \quad (2.40)$$

**dintele de ghidare**

$$\sigma_{id} = \frac{KF_{\max} b_3 h_3}{2I_z} \leq \sigma_{ai}, \quad (2.41)$$

$$\sigma_{ai} = \frac{\sigma_{02}}{1,1 \dots 1,5}. \quad (2.42)$$

Varianta  $m = s$  se recomandă în cazul în care cuplajul este destinat transmiterii momentelor de torsiune, variabile periodic.

Varianta  $s < m < m_{arc}$  se utilizează în cazul transmisiilor care funcționează cu sarcină mică la pornire și oprire.

Se recomandă:

$z = 50 \dots 100$  dinți;

$$z = (40 \dots 80) \left( \frac{M_{tc}}{0,736 \cdot 95500} \right)^{0,2}$$

$$t = \frac{\pi D_0}{z}$$

$$b = (0,9 \dots 1,0)t$$

$$h = (0,2 \dots 0,25)b$$

$$l \approx 2,5t$$

$$D_0 \approx (0,7 \dots 0,8) D$$

$$D_0 \approx 0,9 D$$

$$K = 0,75 \dots 0,85$$

**Calculul și proiectarea cuplajelor elastice cu arcuri elicoidale, de tip Cardeflex**

Cuplajul Cardeflex constă din două semicuplaje, în care sunt fixate alternativ bolțurile pe care se montează segmentii de susținere a arcurilor cilindrice elicoidale de compresiune montata cu pretensionare cu ajutorul brățării elastice. Aceste cuplaje permit deplasări axiale de până 5% din diametrul exterior  $D$  al cuplajului, deplasări unghiulare până la  $2^\circ$ , abateri radiale de până la 1% din diametrul exterior, unghiul de rotire relativă a semicuplajelor  $\varphi \leq 5^\circ$ .

Figura 2.14, a, prezintă forțele care încarcă un segment al semicuplajului de pe arborele condus la transmiterea momentului.

$$M_t = zR_a (F_{a_2} \cos \alpha_2 - F_{a_1} \cos \alpha_1), \quad (2.43)$$



### 33. Analiza cuplajelor elastice pentru calculul de rezistență

$R_a$  – raza centrelor bolțurilor.

$$M_{\text{tcap}} = \frac{1}{2} k_a z D_0 (\delta_0 + \Delta) + \cos \alpha \geq M_{\text{tc}} \quad (2.44)$$

$$\varphi = \frac{2M_t}{z k_a D_0^2 \cos \alpha} \text{ până la } \varphi = \phi_1 = \frac{2\delta_0}{D_0} \quad (2.45)$$

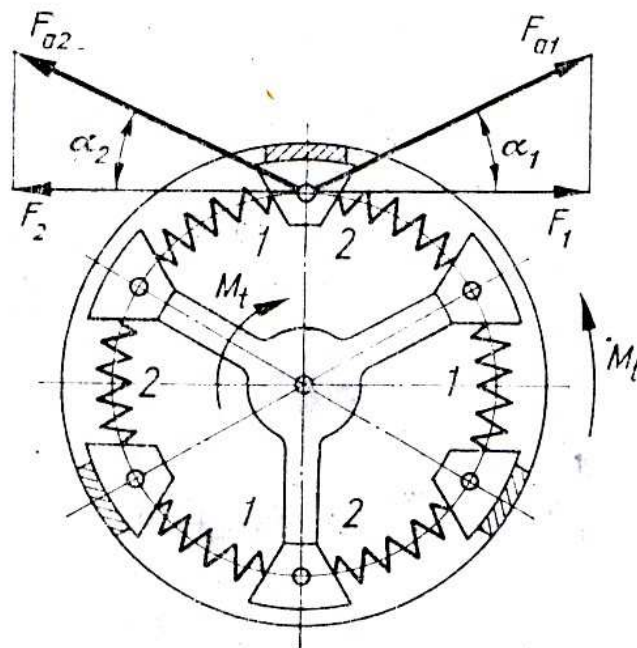


Fig. 2.14,a Schema de calcul cuplajul Cardeflex

34. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

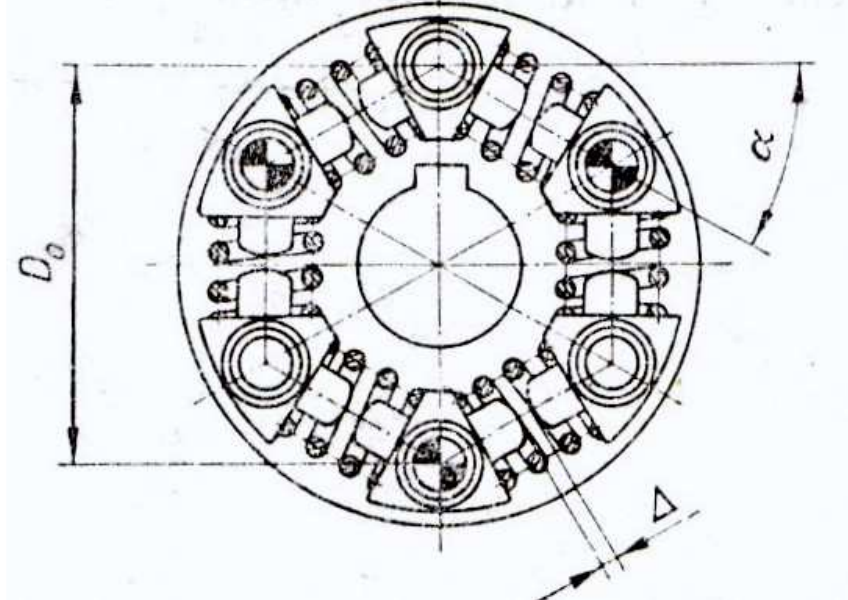


Fig. 2.14,b Schema de calcul cuplajul Cardeflex

$$M_{in} = M_{t_1} = z k_a D_0 \delta_0 \cos \alpha \quad (2.46)$$

$$k_1 = \frac{z}{2} k_a D_0^2 \cos \alpha \quad (2.47)$$

Pentru  $M_t > M_{t_1}$

$$\varphi = \frac{4M_t}{z k_a R_0^2 \cos \alpha} - \varphi_1 \text{ până la } \varphi = \varphi_2 = \frac{2\Delta}{D_0} \quad (2.48)$$

$$M_{t_2} = \frac{1}{2} k_a z D_0 (\delta_0 + \Delta) \cos \alpha \geq M_{tc} \quad (2.49)$$

$$k_2 = \frac{1}{4} z k_a D_0^2 \left( \frac{\delta_0}{\Delta} + 1 \right) \cos \alpha \quad (2.50)$$

acceptând  $\frac{\delta_0}{\Delta} < 1$

Se dimensionează arcurile elicoidale astfel încât:

$$F_{arcl} = \frac{2M_{tc}}{D_0 z \cos \alpha} \quad (2.51)$$

sau rigiditatea unui arc

### 35. Analiza cuplajelor elastice pentru calculul de rezistență

---

$$k_a = \frac{2M_{tc}}{zD_0(\delta_0 + \Delta)\cos\alpha} \text{ sau } k_a = \frac{2M_{tc}}{zD_0\delta_0\cos\alpha} \quad (2.52)$$

Pentru alegerea precomprimării arcului

$$\frac{2\delta_0}{\delta_0 + \Delta} = \frac{M_{tm}}{M_{tc}} \text{ sau } \frac{k_1}{k_2} = \frac{2\Delta}{\delta_0 + \Delta} \quad (2.53)$$

*Se verifică bolțurile:*

- la încovoiere

$$\frac{M_{tlim}}{zD_0d_1^3} I_2 \leq \frac{\pi}{32} \sigma_{ai} \quad (2.54)$$

cu:  $M_{tlim} = (1,01 \dots 1,1) \frac{1}{2} zD_0 k_a (\delta_0 + \Delta) \cos\alpha$  și  $\sigma_{ai} = (0,5 \dots 0,7) \sigma_{02}$

- la forfecare

$$\frac{M_{tlim}}{zD_0d_1^2} \leq \frac{\pi}{8} \tau_{af} \quad (2.55)$$

$$\tau_{af} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_{02}$$

Se recomandă:

$\varphi_{max} = \pm 5^\circ$ , execuție obișnuită;

$\varphi_{max} = \pm 10^\circ$ , execuție specială;

$D_a$  – diametrul exterior al arcului;

$H_1$  – înălțimea arcului la montaj (precomprimare).

#### **2.2.2 Calculul și proiectarea cuplajelor elastice cu elemente intermediare nemetalice**

Materialul utilizat pentru executarea elementelor elastice nemetalice, este în marea majoritate a cazurilor, cauciucul. Mai rar se utilizează pielea, țesăturile cauciucate sau masele plastice. Cuplajele elastice cu elemente din cauciuc au o foarte largă utilizare în cele mai diferite construcții. Acest fapt se datorează construcției lor relativ simple, costului redus al execuției, sensibilității mai reduse la deplasarea arborilor cuplați. Cauciucul are proprietatea de a acumula prin deformare o cantitate mare de energie. Astfel se pot ajunge la valori ale energiei acumulate de aproximativ 45 000 Nm/kg, în timp ce elemente elastice din oțel au valori până la 30 Nm/kg.

De asemenea are o mare capacitate de amortizare. Totuși, domeniul de utilizare este limitat de rezistența mecanică redusă a elementelor din cauciuc, care ar conduce la cuplaje de mari dimensiuni în cazul transmiterii de momente de torsiune mari, [DRĂ/1 78],[ DRĂ/3 82]. De asemenea, acestea au o duritate mai mică și cu timpul își micșorează elasticitatea (prin îmbătrânire).

În marea majoritate a cazurilor, elementele elastice sunt solicitate la compresiune. Există construcții la care acestea sunt solicitate la încovoiere sau la

### 36. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

întindere. În urma perfecționării metodelor de lipire a cauciucului de metal s-au realizat cuplaje la care elementul elastic este solicitat la răsucire și forfecare.

Cuplajele cu elemente din cauciuc, asigură și izolarea electrică a arborilor cuplați, fapt important la agregatele cu motoare electrice sau cu generatoare.

#### Cuplaje elastice cu bolțuri

La cuplajele elastice cu bolțuri fig. 2.8, semicuplajele sunt legate prin bolțuri și bușele elastice montate pe acestea. Bolțurile sunt conice pe porțiunea de montare în semicuplaje. Ele se fixează în acestea cu piuliță. Bucșele elastice sunt reținute pe bolț cu ajutorul unor șaibe și inele elastice. Aceste cuplaje permit compensări reduse ale deplasărilor arborilor de la coaxialitate: 0,3 ... 0,6 mm pentru deplasări radiale, sub 1° pentru deplasări unghiulare. Deplasările axiale sunt mici, sub sarcină sunt compensate prin compensare axială a bucșei de cauciuc.

Se face o verificare la solicitarea de strivire dintre bolț și bucșa elastică precum și la încovoierea bolțului. Forța tangențială care încarcă un bolț este:

$$F_{tc} = \frac{2M_{tc}}{zD_1}, \quad (2.56)$$

$$M_{tcap} = \frac{1}{2} D_1 z d_3 l_6 \sigma_{as} \geq M_{tc} \quad (2.57)$$

unde  $z$  este numărul bolțurilor. Presiunea de contact este

$$p = \frac{F_{tc}}{d_b l_b} = \frac{2M_{tc}}{z d_b l_b D_1} \leq p_a. \quad (2.58)$$

se verifică strivirea dintre bolț și manșon

$$\sigma_s = \frac{2M_{tc}}{z d_3 l_6 D_1} \leq \sigma_{as} \quad (2.59)$$

$$\sigma_{as} = (5 \dots 7) \text{ N/mm}^2$$

Presiunea admisibilă de contact,  $p_a = 1 \dots 3 \text{ N/mm}^2$ .

Efortul unitar de încovoiere se determină acoperitor, considerând că forța acționează concentrat la capătul bolțului:

$$\sigma_i = \frac{32F_{tc} l_b}{\pi d_b^3} \leq \sigma_{ai}. \quad (2.60)$$

se verifică încovoierea bolțurilor

$$\sigma_a = \frac{10M_{tc} l_5}{D_1 z d_3^3} \leq \sigma_{ai} \quad (2.61)$$

$$\sigma_{ai} = (0,25 \dots 0,4) \sigma_{02}$$

### **2.3. Stabilirea unor concluzii privind analiza cuplajelor elastice pentru calculul de rezistență**

În urma studiului și analizei calculului de rezistență pentru cuplajele elastice, s-au stabilit concluziile prezentate în continuare:

- cuplajele elastice sunt caracterizate prin rigiditate și capacitate de amortizare;
- caracteristica elastică și capacitatea de disipare a acestor cuplaje sunt determinate de proprietățile materialelor elementelor intermediare elastice, care pot fi metalice și nemetalice;
- prin aplicarea momentului suplimentar – de șoc – se produce o rotire relativă suplimentară de unghi  $\varphi$ , dintre semicuplaje, datorită elementului elastic;
- calculul de rezistență al cuplajului se referă în principal la calculul elementului elastic;
- elementele elastice nemetalice sunt mult mai durabile - comparativ cu elementele elastice metalice – permițând executarea de cuplaje cu dimensiuni mici de gabarit și cu capacitate mare de încărcare;
- deformațiile elementelor elastice metalice rămân în domeniul elastic;
- dimensionarea și verificarea cuplajelor se face în funcție de tipul de solicitare și de tensiunile admisibile ale materialelor din care sunt proiectate elementele elastice.

## 3. ANALIZA CUPLAJELOR DE SIGURANȚĂ PENTRU CALCULUL DE REZISTENȚĂ

### 3.1. Considerații generale privind cuplajele de siguranță. Caracterizare. Clasificare

Cuplajele de siguranță îndeplinesc - pe lângă funcția de transmitere a momentului de torsiune și a mișcării de rotație între două elemente consecutive ale unui lanț cinematic - și funcția de limitare a momentului transmis, în cazul apariției unor suprasarcini în funcționare. Se evită astfel suprasolicitarea elementelor lanțului cinematic și deteriorarea acestora [CHI 99].

Suprasarcinile - care apar în transmisie datorită unor cauze cum ar fi pornirea sau oprirea mașinii, trecerea prin zona de rezonanță, încărcări prea mari ale mecanismului executor - pot fi dinamice (de șoc), cu acțiune de foarte scurtă durată sau cvasi-stactice, cu acțiune îndelungată [DRĂ/1 78].

Indiferent de tipul suprasarcinilor, acestea pot duce la deteriorarea mașinii și la scoaterea acesteia din funcțiune. Luarea în considerare a suprasarcinilor, în totalitate, în calculul transmisiei ar duce la o supradimensionare excesivă a acesteia, situație care nu poate fi acceptată. Dacă în lanțul cinematic al transmisiei mecanice se montează un cuplaj de siguranță, atunci se pot utiliza la maximum proprietățile mecanice ale materialelor folosite la executarea elementelor componente ale transmisiei.

Cuplajele de siguranță trebuie să fie caracterizate de [DRĂ/1 78]:

- ↳ fiabilitate și funcționare sigură;
- ↳ precizie de limitare, la o anumită valoare impusă, a momentului de torsiune transmis;
- ↳ posibilitatea reglării momentului de torsiune transmis;
- ↳ capacitate de restabilire automată a fluxului cinematic, după încetarea acțiunii suprasarcinii.

Utilizarea cuplajelor de siguranță se recomandă în următoarele situații [DRĂ/1 78], [POL 79], [TEP 68], [TER 71]:

- ⇒ în transmisiile mașinilor la care sarcina acționează cu șoc sau unde există mase inertiiale mari, ca urmare a imposibilității determinării precise a suprasarcinilor;
- ⇒ în transmisiile mașinilor care prelucrează medii neomogene (excavatoare de pământ, mașini agricole etc.);
- ⇒ în transmisiile mașinilor automate, ca urmare a lipsei unui control permanent al funcționării acestora;
- ⇒ în lanțurile cinematice cu mai multe ramuri (mașini-unelte etc.), ca urmare a imposibilității de protejare a transmisiei de către motorul electric;
- ⇒ în toate transmisiile unde costul supradimensionării, pentru a rezista suprasarcinilor, este mai mare decât costul unui cuplaj de siguranță fiabil.

### 39. Analiza cuplajelor de siguranță pentru calculul de rezistență

Cuplajele de siguranță se execută într-o mare diversitate de soluții constructive, pentru a satisface cerințele impuse de o bună funcționare a transmisiilor mecanice din care fac parte. Clasificarea cuplajelor de siguranță, urmărind principalele criterii constructive și funcționale ale acestora, este prezentată în fig. 3.1 [CHI 99].

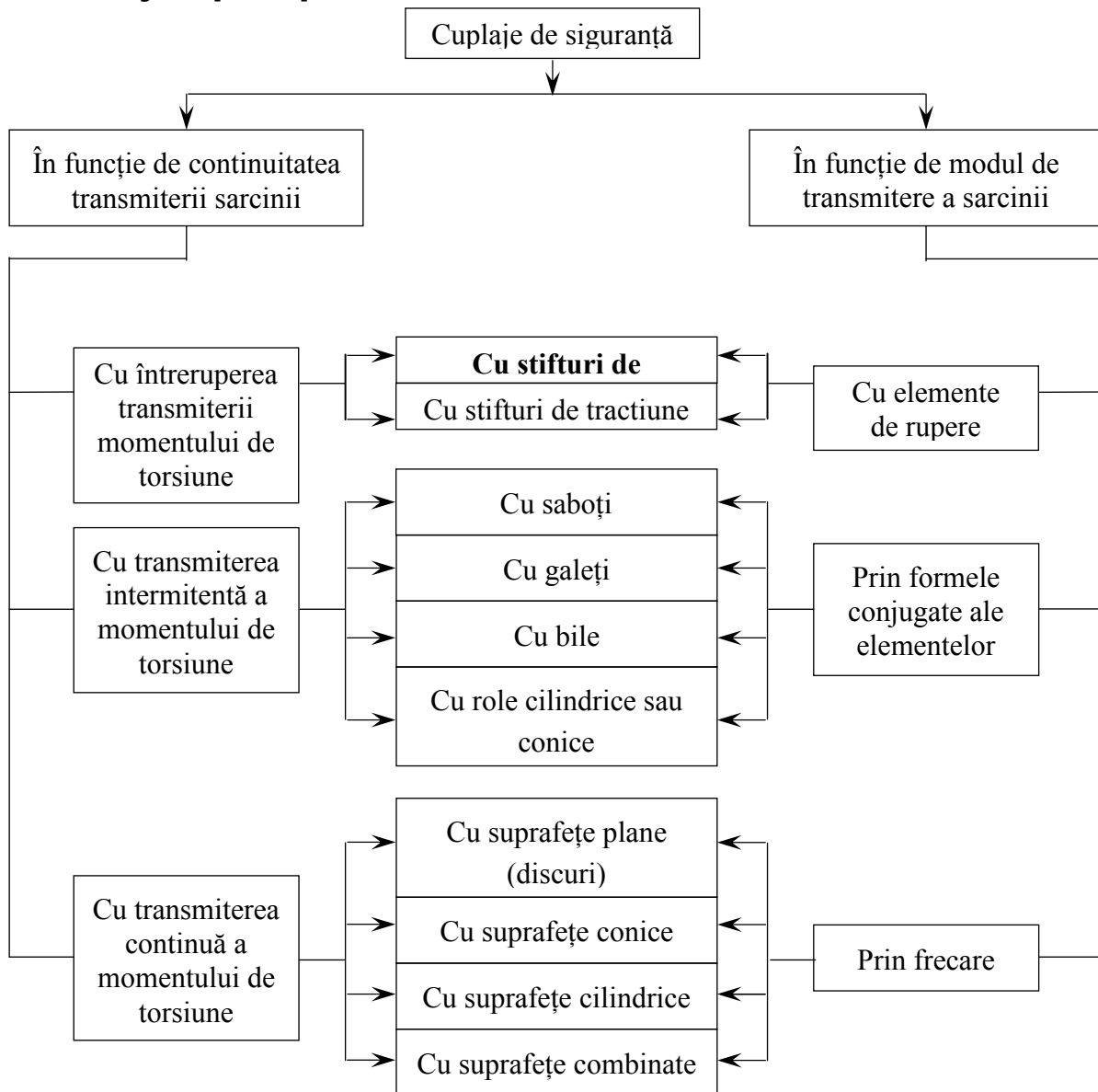


Fig. 3.1. Clasificarea cuplajelor de siguranță

40. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

### 3.2. Cuplaje de siguranță cu întreruperea transmiterii momentului de torsiune

Din această categorie fac parte cuplajele de siguranță cu știfturi de rupere, cele mai răspândite fiind cuplajele de siguranță cu știfturi de forfecare [DRĂ/1 78], [DRĂ/3 82] (fig. 3.2).

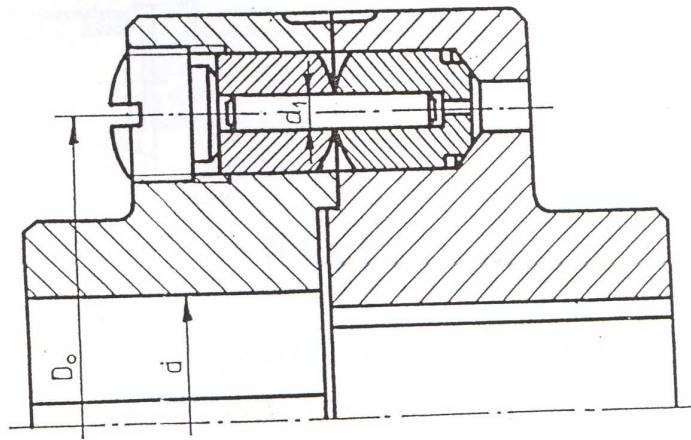


Fig. 3.2 Cuplaj de siguranță cu știfturi de rupere

Aceste cuplaje de siguranță se recomandă în transmisiile în care suprasarcinile apar rar, întâmplător, dar cu valori mari. Dezavantajul acestora constă în faptul că pentru repunerea în funcțiune a transmisiei mecanice este necesar să se înlocuiască știftul rupt.

Cuplajele de siguranță cu știfturi de forfecare transmit un moment de torsiune capabil dat de relația:

$$M_{\text{tcap}} = \frac{\pi}{8} z D_0 d_1^2 \gamma \sigma_r = M_{\text{tlim}} \quad (4.1)$$

Se dimensionează știfturile la forfecare

$$z d_1^2 = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{M_{\text{tlim}}}{D_0 \gamma \sigma_r} \quad (4.2)$$

Recomandări, rezistențe admisibile

$$M_{\text{tlim}} \leq (1,15 \dots 1,2) M_{\text{tc}} \quad (4.3)$$



#### 41. Analiza cuplajelor de siguranță pentru calculul de rezistență

$\gamma$  - din tabele  
Se recomandă:

$$D_0 = (2,5 \dots 3,5)d$$

$$L = (2 \dots 3)d$$

$$D_0 = 1,5d + 40\text{mm}$$

$$d_0 = 2d_1$$

### 3.3. Cuplaje de siguranță fără întreruperea transmiterii momentului de torsiune

Cuplajele de siguranță cu transmiterea continuă a momentului de torsiune funcționează pe principiul frecării și au o largă utilizare, datorită multiplelor avantaje pe care le prezintă: transmit momente de torsiune mari; au gabarit redus și durabilitate ridicată; pot funcționa cu ungere sau uscat și este posibilă schimbarea garniturilor de fricțiune în cazul uzării acestora.

Cele mai utilizate cuplaje, din această categorie, sunt cuplajele de siguranță cu discuri de fricțiune, fiind executate într-o largă gamă de variante constructive. Se recomandă la turații și momente de torsiune mari, în cazul acționării unor suprasarcini de scurtă durată și frecvență ridicată sau în cazul suprasarcinilor dinamice.

Cuplajul de siguranță prezentat în fig. 3.3 este cu discuri de fricțiune și arc central, de tip Stromag [DRÄ/1 78]. Apăsarea se realizează cu arc central 1, iar reglarea forței de apăsare se realizează cu ajutorul piuliței elastice 2, asigurată împotriva autodesfacerii cu șurubul 3.

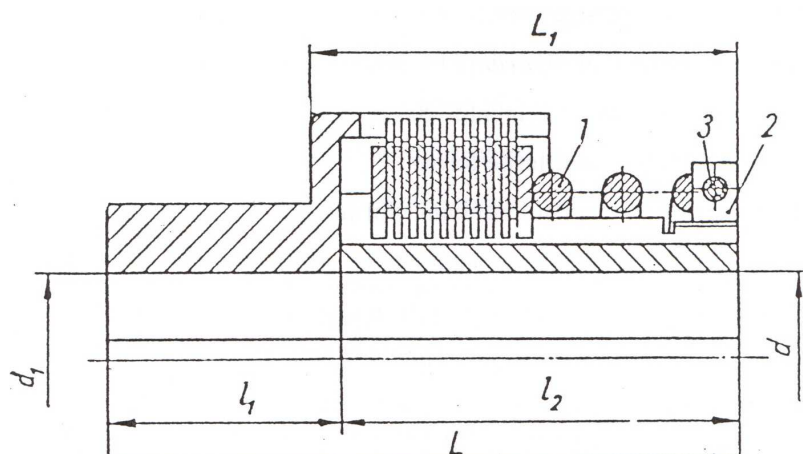


Fig. 3.3 Cuplaj de siguranță cu discuri de fricțiune

## 42. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

---

Momentul de torsiune capabil pe care îl poate transmite cuplajul este dat de relația:

$$M_{\text{tcap}} = \frac{\pi}{12} \mu_0 i (D_e^3 - D_i^3) p_a \approx M_{\text{tlim}} \quad (4.4)$$

Se determină:

$$i D_m^3 = \frac{2M_{\text{tlim}}}{\pi \phi \mu_0 p_a} ; \quad (4.5)$$

$$D_m = \frac{D_e + D_i}{2} . \quad (4.6)$$

Se determină forța la care cuplajul începe să patineze:

$$F_{\text{Iarc}} = \frac{2M_{\text{tlim}}}{D_m i \mu_0} , \quad (4.7)$$

cu care se dimensionează arcul central sau arcurile periferice ale cuplajului.

Se verifică presiunea pe discuri:

$$p = \frac{4F_{\text{Iarc}}}{\pi (D_e^2 - D_i^2)} \leq p_a . \quad (4.8)$$

Se verifică regimul termic, conform indicațiilor înlocuind  $M_{\text{tc}}$  cu  $M_{\text{tlim}}$  și completând timpul admisibil  $t_{\text{ap}}$  cu timpul real de patinare  $t_{\text{rp}}$ .

Recomandări, rezistențe admisibile

$$M_{\text{tlim}} = (1,15 \dots 1,2) M_{\text{tc}} \quad (4.9)$$

$\mu_0$  și  $p_a$  se aleg conform datelor tabelare.

$$z = z_1 + z_2 = i + 1; \quad z_1 = z_2 + 1 .$$

Se recomandă

$$D_e = (3 \dots 5) d; \quad D_i = (0,5 \dots 0,6) D_e ;$$

$$D_m = (2,5 \dots 4) d; \quad \phi = \frac{b}{D_m} = 0,15 \dots 0,35 .$$

Numărul maxim de suprafețe de frecare:

$$i_{\text{max}} \leq 6, \text{ funcționare uscată};$$

$i_{\max} \leq 16$ , funcționare cu ungere.

### **3.4. Stabilirea unor concluzii privind analiza cuplajelor de siguranță pentru calculul de rezistență**

În urma studiului și analizei calculului de rezistență pentru cuplajele de siguranță, s-au stabilit concluziile prezentate în continuare:

- performanțele funcționale ale cuplajelor de siguranță se referă atât la funcționarea complet cuplat, cât și la procesul de decuplare;
- pe baza acestor criterii se poate alege soluția optimă pentru o transmisie dată;
- știfturile executate din oțel cu conținut mediu de carbon, pot fi lise sau crestate;
- în funcție de mărimea sarcinii necesar a fi transmisă, se pot folosi construcții cu unul sau mai multe știfturi;
- pentru calculul cuplajului se pune condiția ca la depășirea momentului limită știfturile să se rupă;
- relațiile de calcul țin seama de forma constructivă și de condițiile de funcționare ale cuplajului;
- coeficientul de rupere prin forfecare împreună cu tensiunea de rupere la tracțiune determină tensiunea de rupere prin forfecare  $\gamma\sigma = \tau$ .

## 4. CALCULUL LA OBOSEALĂ A CUPLAJELOR

### 4.1. Rezistența la oboseală

Rezistența la oboseală constituie factorul decisiv pentru funcționarea în siguranță a organelor de mașini. Rezistența la oboseală ține seama de variația tuturor tensiunilor mecanice provocate de solicitările de contact și de eforturile secționale sau de acțiunea simultană a acestora. Modul de variație al tensiunilor în timp este caracterizat de ciclurile de solicitare, care pot fi:

- cicluri aleatoare;
- cicluri periodice.

În cazul cuplajelor, condițiile reale ale solicitărilor mecanice sunt determinate de regimurile de lucru și funcționare ale transmisiei mecanice. Ca desfășurare în timp, solicitările exterioare nu sunt constante, ci au un caracter variabil.

În realitate, solicitările întâlnite în practica exploatarei mașinilor și utilajelor au un caracter nedefinit după gradul de variație în timp al solicitării. Astfel, dacă variabilitatea solicitării în jurul unei valori este neglijabilă, în comparație cu această valoare, atunci se consideră constantă pentru calculul de rezistență.

Solicitările pot avea variații semnificative în timp, cu regularități care pot fi diverse cantitativ printr-o funcție matematică explicită, periodică sau neperiodică, astfel încât, în orice moment să poată fi specificată intensitatea acesteia.

Clasa solicitărilor periodice cuprinde solicitările armonice și cele cu variație complexă, iar clasa solicitărilor neperiodice cuprinde solicitări "aproape periodice" și cele tranzitorii.

În cazul solicitărilor armonice, dacă prin  $\sigma(t)$  se notează funcția care descrie variația în timp a tensiunii într-un punct solicitat al unui organ de mașină, variația solicitării la timpul  $t$  va fi descrisă de funcția

$$\sigma(t) = \sigma_0 \sin(2\pi ft + \varphi_1) \quad (4.1)$$

$\sigma_0$  - este amplitudinea constantă a solicitării,

$f$  - frecvența solicitării în Hz pe unitate de timp,

$\varphi_1$  - unghiul de fază inițială, în raport cu originea timpului, exprimat în radiani.

Din punct de vedere al rezistenței la solicitări repetate, unghiul de fază din relația (4.1) este neesențial. Solicitarea sinusoidală este ilustrată în reprezentarea temporală (variația în timp) și spectrală (variația în frecvență) în fig. 4.1, respectiv fig. 4.2.

Variația sinusoidală a solicitării  $\sigma(t)$ , dată în relația (1), este definită în intervalul simetric față de zero ( $-\sigma_0; +\sigma_0$ ); în acest caz, variația este alternant-simetrică.

#### 45. Calculul la oboseală a cuplajelor

Dacă domeniul de variație al intensității  $\sigma(t)$  este centrat în jurul unei valori  $\sigma_m$ , atunci intensitatea solicitării  $\sigma(t)$  este descrisă la timpul  $t$  de funcția

$$\sigma(t) = \sigma_m + \sigma_v (2\pi ft + \varphi_1), \quad (4.2)$$

relație care definește solicitarea sinusoidală asimetrică.

În fig.4.1 se ilustrează reprezentarea temporală a solicitării sinusoidale asimetrice. Se vede că intensitatea solicitării sinusoidale asimetrice variază într-un ciclu între o tensiune maximă  $\sigma_{\max}$  și una minimă  $\sigma_{\min}$ , având:

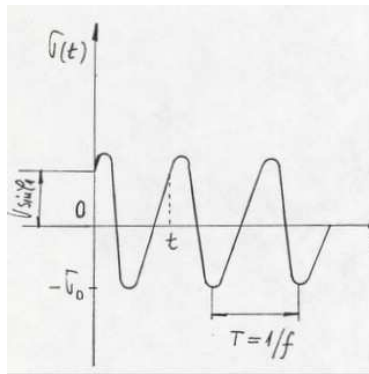


Fig. 4.1 Solicitare sinusoidală în funcție de timp

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}. \quad (4.3)$$

Domeniul de variație al intensității solicitării sinusoidale asimetrice este determinat de doi parametri, care se pot alege dintre cei patru implicați în relațiile (4.3). În studiul rezistenței materialelor la solicitări sinusoidale este uzuală caracterizarea asimetriei ciclului de solicitare prin coeficientul de asimetrie ciclului de solicitare prin coeficientul de asimetrie al ciclului  $r$ , definit prin raportul

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}. \quad (4.4)$$

În cazul cuplajelor, prin încărcarea cu un anumit moment de torsiune, prin intermediul unei instalații specializate se pot obține diverse cicluri de solicitare fig. 4.2: a – alternant, b – pulsator și c – oscilant [BUZ/1 63], [BUZ/3 79], [DRĂ/1 78], [FAZ/2 05], [HAR 86], [CON 89].

46. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

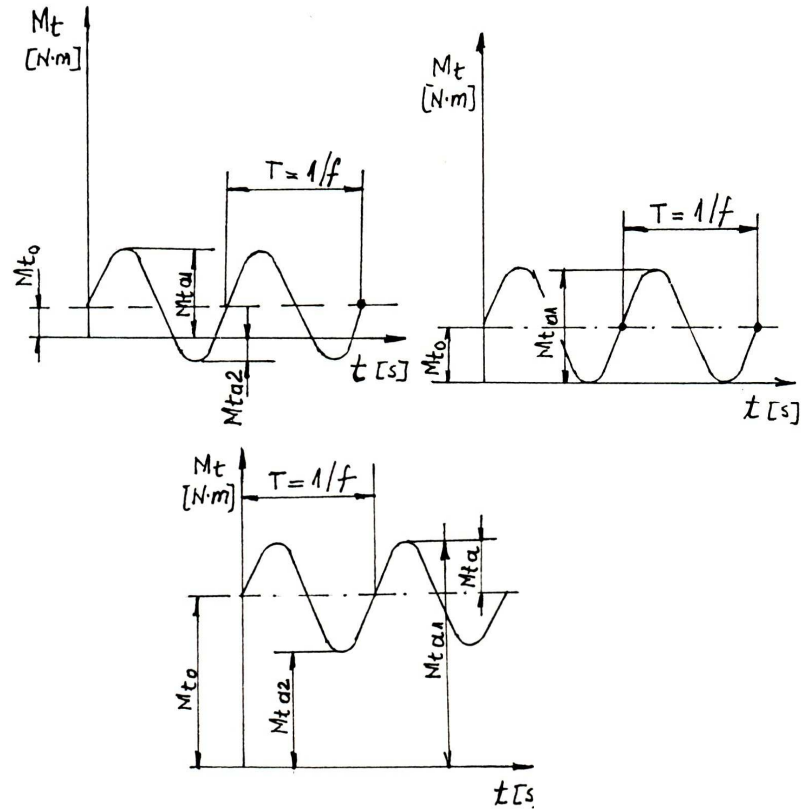


Fig. 4.2 Solicitare sinusoidală în funcție de frecvență

În cazul *solicitării cu variație periodică complexă*, intensitatea momentană a solicitărilor cu variație periodică este descrisă de o funcție de timp:

$$\sigma(t) = \sigma(t \pm T) \quad (4.5)$$

unde  $t$  este perioada unui ciclu după care intensitatea solicitării se reproduce. Numărul de cicluri în unitate de timp,  $f = 1/T$ , definește frecvența fundamentală.

Solicitările cu variație complexă periodică pot fi dezvoltate în serie Fourier, care – cazul cel mai general – conține o componentă statică  $\sigma_m$  și un număr infinit de componente sinusoidale, denumite armonice, ale căror frecvențe se află într-un raport exprimat printr-un număr rațional [BUZ/1 63].

În cazul *solicitărilor tranzitorii neperiodice* sunt cuprinse toate solicitările neperiodice, cu excepția celor cu variație aproape periodică, care având un caracter determinist pot fi descrise cantitativ printr-o funcție definită pe domeniul de variație al timpului

#### 47. Calculul la oboseală a cuplajelor

---

$$\sigma = \sigma(t). \quad (4.6)$$

Solicitările tranzitorii nu admit reprezentarea specială discretă, dar în majoritatea cazurilor admit o reprezentare spectrală, rezultată din integrala Fourier a funcției  $\sigma(t)$ :

$$F(f) = \int_{-\infty}^{\infty} \sigma(t) e^{-i\frac{2\pi}{T}t} dt. \quad (4.7)$$

Integrala Fourier – sau spectrul Fourier -  $F(f)$  este în general un număr complex care poate fi exprimat prin modulul real  $|F(f)|$  și unghiul de fază  $\varphi_1(f)$ :

$$F(f) = |F(f)| e^{-i\varphi_1(f)}. \quad (4.8)$$

Solicitările aleatoare manifestă o variație neregulată în timp, care nu poate fi descrisă printr-o funcție univocă în timp. Descrierea cantitativă a proceselor aleatoare asociate solicitărilor aleatoare se bazează pe metoda teoriei probabilităților. În mod conceptual solicitarea aleatoare este determinată de: ansamblul realizărilor posibile  $\{\sigma(t)\}$ ; prin aplicarea directă a descrierii pe ansamblul realizărilor, ceea ce implică cunoașterea unui număr suficient de înregistrări pentru a putea conferi considerația statistică necesară mediilor [BUZ/3 79], [FAZ/2 05].

Caracteristicile tendinței centrale de grupare ale unei solicitări aleatoare  $\{\sigma(t)\}$  se estimează prin:

- valoarea medie a intensității solicitării, exprimată în tensiuni;
- valoarea medie pătratică.

În cazul solicitărilor repetate, rezistența materialelor este puternic influențată de nivelul valorilor extreme (maxime și minime) ale tensiunilor, precum și de numărul schimbărilor de sens (alternanței) a tensiunii. În cazul solicitărilor deterministe, atât valorile extreme, cât și alternanța tensiunii sunt univoc determinate [BUZ/1 63].

În cazul solicitărilor aleatoare, specificarea acestor aspecte ridică însă atât probleme de interpretare, cât și de rezolvare analitică efectivă. Pentru exemplificare se consideră, în figura 4.3, înregistrarea unei realizări particulare  $\sigma(t)$  a solicitării aleatoare  $\{\sigma(t)\}$ , cu media intensității instantanee nulă.

În această înregistrare se pot pune în evidență maximele pozitive  $\sigma_{M1}, \sigma_{M2}, \sigma_{M4}, \dots$  sau negative  $\sigma_{M3}, \dots$ , minimele pozitive  $\sigma_{m1}, \sigma_{m4},$  și cele negative  $\sigma_{m2}, \sigma_{m3}, \dots$

Un nivel oarecare de solicitare poate fi intersectat cu o pantă pozitivă ca în punctele  $a_1, a_3, a_5$ , sau cu o pantă negativă ca în punctele  $a_2, a_4, a_6, \dots$  Analog,

#### 48. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

nivelul  $\sigma = 0$  (sau mediu) poate fi intersectat cu o pantă pozitivă (punctele  $O_2, O_4, \dots$ ), respectiv cu o pantă negativă (punctele  $O_1, O_3, O_5, \dots$ ).

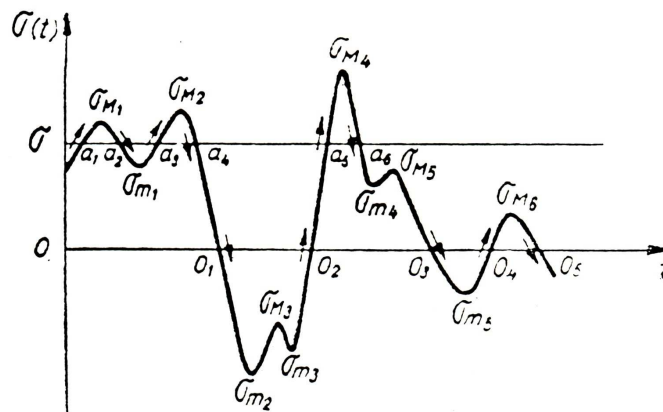


Fig. 4.3 Solicitare aleatoare

Unanim este acceptat faptul că, determinante pentru rezistența la solicitări variabile sunt maximele pozitive ( $\sigma_{M1}, \sigma_{M2}, \sigma_{M4}, \dots$ ) și minimele negative ( $\sigma_{m2}, \sigma_{m3}, \dots$ ) [CON/2 89].

În această accepțiune sunt neglijate maximele negative ( $\sigma_{M3}$ ) și minimele pozitive ( $\sigma_{m1}, \sigma_{m4}, \dots$ ). Dacă realizarea studiată are o valoare medie  $\sigma_m$ , atunci considerentele de mai sus se aplică față de acest nivel în loc de nivelul  $\sigma = 0$ .

O propunere modernă [CON/2 89], potrivit căreia determinante pentru rezistența la solicitări repetate sunt variațiile interextreme.

Astfel, se definesc ca variații extreme "căderile", prin valorile  $\sigma_{M2} - \sigma_{m2}, \sigma_{M4} - \sigma_{m4}$  și, respectiv "ridicările" prin valorile  $\sigma_{M2} - \sigma_{m1}, \sigma_{M4} - \sigma_{m3}$  etc.

Pentru evaluarea acestor caracteristici statice, la calculul solicitărilor repetate aleator s-au dezvoltat metode probabilistice speciale.

În concluzie, pentru evaluarea rezistenței la solicitări variabile, este suficient în general, cunoașterea valorilor extreme ale intensității solicitării și modul de variație. În practică, când se dispune de date experimentale sintetizate sub formă de analize spectrale, se impune reconstituirea variațiilor extreme ale solicitării. Analiza spectrală a solicitărilor periodice este însă esențială în evaluarea solicitărilor în regim rezonant.

În funcție de tipul solicitării principale, oboseala cuplajelor poate fi :

- > oboseală prin eforturi secționale, simple sau compuse;
- > oboseală prin solicitări de contact;
- > oboseală combinată, prin eforturi secționale și de contact.



## 4.2 Oboseală prin eforturi secționale

### 4.2.1 Considerații generale

Oboseala este cauzată de variația în timp a tensiunilor produse de eforturile secționale:

- forța axială;
- momentul încovoietor;
- momentul de torsiune.

Tensiunile provenite din eforturile secționale sunt prezentate în tabelul 4.1. Valorile efective pentru unele din aceste tensiuni precum alte caracteristici mecanice sunt date tabelar în literatura de specialitate, [BUZ/2 77], [BUZ/3 79], [RUS 86].

Pentru situații necuprinse în tabele se pot folosi relațiile empirice din tabelul 4.2.

Tabelul 4.1

	Limita de rupere	Limita de curgere	Limite la oboseală	
			Ciclul alternant simetric	Ciclul pulsator
Încovoiere	$\sigma_{ri}$	$\sigma_{ci}$	$\sigma_{-1}$	$\sigma_0$
Tracțiune	$\sigma_r$	$\sigma_c$	-	$\sigma_{0t}$
Compresiune	$\sigma_{rc}$	$\sigma_{cc}$	-	$\sigma_{0c}$
Tracțiune compresiune	-	-	$\sigma_{-1t}$	-
Răsucire	$\tau_r$	$\tau_c$	$\tau_{-1}$	$\tau_0$
Forfecare	$\tau_{rf}$	-	-	-

Relații empirice de calcul ale limitelor de rezistență

Tabelul 4.2

Materialul	Oțel carbon și oțel aliat			Oțel pentru arcuri	Oțel turnat	
	$\sigma_r < 500$	$500 < \sigma_r < 700$	$\sigma_r > 700$			
Încovoiere	$\sigma_{ri}$	-----		-----	-----	
	$\sigma_{ci}$	$1,2 \sigma_{ci}$	$1,1 \sigma_c$	-----	-----	
	$\sigma_{-1}$	$0,6 \sigma_r$	$0,5 \sigma_r$	$0,4 \sigma_r$	$0,4 \sigma_r$	
	$\sigma_0$	$1,5 \sigma_{-1}$	$1,6 \sigma_{-1}$	-----	-----	
Tracțiune Compresiune	$\sigma_r$	Valorile se dau în tabele			-----	-----
	$\sigma_c$	$(0,52-0,55)\sigma_r$	$(0,65-0,75)\sigma_r$	$(0,7-0,8)\sigma_r$	-----	-----
	$\sigma_{-1t}$	$0,8 \sigma_{-1}$			-----	$0,8 \sigma_{-1}$
	$\sigma_{0t}$	$1,5 \sigma_{-1t}$	$1,5 \sigma_{-1t}$	-----	-----	
Răsucire	$\tau_r$	$0,85 \sigma_r$		$(0,6 - 0,85)\sigma_r$	-----	
	$\tau_c$	$0,63 \sigma_c$	$0,6 \sigma_c$	$(0,65 - 0,8)\sigma_r$	-----	
	$\tau_{-1}$	$0,6 \sigma_{-1}$		$(0,3 - 0,45) \tau_r$	$0,55 \sigma_{-1}$	
	$\tau_0$	$(1,8 - 2) \tau_{-1}$		$(1,35 - 1,75)\tau_{-1}$	-----	
Forfecare	$\tau_{rf}$	$(0,7 - 0,8)\sigma_r$		-----	-----	
Observație: pentru arcuri $\tau_0 = (1,2 - 1,6) \tau_{-1}$ ; $\tau_{-1}$ limita la oboseală a epruvetei calculate conform tabelului 2						

50. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

### 4.2.2 Concentratori de tensiune

Forma și dimensiunile concentratorilor de geometrii se prezintă tabelar iar valorile efective ale coeficienților de concentrare, pentru fiecare tip de concentrator se dau în figuri prezentate sub formă de diagrame.

Valorile coeficienților dimensionali sunt date în figuri, iar indicațiile de utilizare ale figurilor se prezintă tabelar.

Valorile coeficienților care țin seama de rugozitate, tratamentul aplicat suprafeței și a mediului de lucru se dau în figuri și tabelar, iar indicațiile de utilizare a figurilor se dau tabelar.

Coefficientul de concentrare global  $K_{pd}$ , definit în tabelul 4.3 în funcție de coeficienții de mai sus afectează numai componenta alternant – simetrică a ciclului.

Clasificare și definirea analitică a concentratorilor de tensiuni  
Tabelul 4.3

Concentratori		Definiție prin relație
Geometrice		$K_p = \rho_{-1} / \rho_{-1k} > 1$
Dimensionali		$\varepsilon_p = \rho_{-1d} / \rho_{-1} < 1$
De stare a suprafeței $\gamma = \gamma_1 \cdot \gamma_2 \cdot \gamma_3$	Rugozitate	$\gamma_1 = \rho_{-1Rz} / \rho_{-1} < 1$
	Tratament aplicat suprafeței	$\gamma_2 = \rho_{-1T} / \rho_{-1}$
	Mediul de lucru	$\gamma_3 = \rho_{-1C} / \rho_{-1} < 1$
Global		$K_{pd} = k_p / \varepsilon_p \cdot \gamma$

### 4.3 Soluții constructive de reducere a concentratorilor

În literatura de specialitate se prezintă soluții constructive de dimensionarea eforturilor de concentrare a tensiunilor. De asemenea se dau unele indicații privind alegerea valorilor coeficientului de concentrare  $K_p$  în cazul unei secțiuni cu concentratori suprapuși.

Se prezintă astfel:

- posibilitatea reducerii concentratorilor de tensiune de tip degajare prin dispunerea pe direcția tensiunii principale a altor concentratori,
- formele ideale ale racordărilor de tip elicoidal prin tip de solicitare:
  - I întinderea sau comprimarea plăcilor;
  - II încovoierea și întinderea plăcilor;
  - III încovoierea și răsucirea arborilor.
- reducerea concentratorului din zona de variație a secțiunilor, se indică soluții constructive cu diferențe de diametre cât mai mici;
- se exemplifică câteva posibilități de reducere a concentratorilor de tensiuni în cazul îmbinărilor dintre arbori și butuci prin evitarea contactului între muchia butucului și suprafața arborelui sau prin reducerea rigidității laterale a butucului în zona de capăt, etc.

#### 4.4. Expresiile analitice ale coeficientului de siguranță

##### 4.4.1. Oboseala prin solicitări simple

Calculul de rezistență la oboseală prin solicitări simple constă în determinarea coeficientului de siguranță  $c_q$ , și compararea lui cu o valoare admisibilă  $c_a$

$$c_p = \frac{\max_I}{\max_{\text{efect}}} = \frac{\max_I}{\rho_m + \rho_a} \geq c_a. \quad (4.9)$$

Expresia coeficientului de siguranță  $c_q$  depinde de criteriul de funcționare a ciclului efectiv cu cel limită, de schematizare și de tipul materialului folosit (tenace sau fragil), [RUS 86].

Criteriile de comparație utilizate în construcția de mașini sunt:  $R = \text{const.}$ ,  $\rho_m = \text{const.}$  și  $\rho_{\min} = \text{const.}$ , după cum se prezintă în figura 4.4, [BAB 99],[BUZ/3 79], [RUS 86].

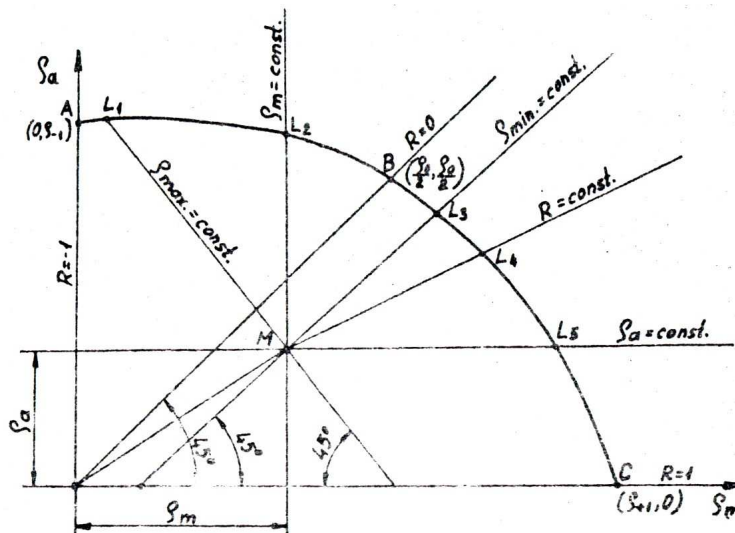


Fig. 4.4 Criterii de comparație

Criteriul  $R = \text{const.}$  se folosește atunci când în timpul funcționării caracteristica ciclurilor rămâne constantă; ciclul limită se va alege în acest caz așa încât să aibă același coeficient de asimetrie ca și ciclul dat. În acest caz, expresia sintetică a coeficientului de siguranță este dată de relația:

$$c_p = \frac{\rho_{ml}}{\rho_m} = \frac{\rho_{al}}{\rho_a}. \quad (4.10)$$

## 52. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

Criteriul  $\rho_m = \text{const.}$  se aplică organelor de mașini la care tensiunea rămâne constantă în timp. Expresia sintetică a coeficientului de siguranță este dată de relația:

$$c_p = \frac{\rho_m + \rho_{al}}{\rho_m + \rho_a} \quad (4.11)$$

Criteriul  $\rho_{\min} = \text{const.}$  se utilizează atunci când în timpul funcționării tensiunea minimă din piesă rămâne constantă. Expresia sintetică a coeficientului de siguranță este dată de relația:

$$c_p = \frac{\rho_{ml} + \rho_{al}}{\rho_m + \rho_a} \quad (4.12)$$

Schematizările utilizate sunt:

- printr-o linie dreaptă (Soderberg pentru materiale tenace și Goodman pentru materiale fragile), când se cunoaște numai tensiunea limită la oboseală  $\rho_{-1}$ ;
- printr-o linie frântă (Serensen-Kinosoșvili), când se cunosc tensiunile limită pentru materialul  $\rho_{-1}$  și  $\rho_0$ .

În afară de literatura domeniului de rezistență la oboseală, printr-una sau două drepte ( $|AB|$ ,  $|BC|$  din tabelul 4), trebuie impusă și condiția de evitare a deformațiilor plastice în cazul opririi sub sarcină ( $|DE|$  din tabelul 4.4).

Expresiile analitice ale coeficientului de siguranță pentru diferite cicluri de comparație și schematizări sunt date tabelar.

### 4.4.2. Oboseala la solicitări compuse

Cele mai utilizate expresii ale coeficientului de siguranță la solicitări compuse sunt:

$$c = \frac{c_\sigma c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}} \geq c_a \quad (4.13)$$

pentru metale tenace;

$$\left(\frac{c}{c_\sigma}\right)^2 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} - 1\right) + \frac{c}{c_\sigma} \left(2 - \frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right) + \left(\frac{c}{c_\tau}\right)^2 = 1 \quad (4.14)$$

pentru metale fragile, cu condiția de rezistență  $c \geq c_a$  [BUZ/3 79], [RUS 86].

Aceste relații sunt valabile când cele două tensiuni  $\sigma, \tau$  variază sinfazic.

### 53. Calculul la oboseală a cuplajelor

Coeficienții de siguranță  $c_\sigma, c_\tau$  se calculează cu expresiile analitice prezentate la solicitările simple.

#### 4.4.3. Coeficienții admisibili de siguranță

Secretul unei proiectări optime constă în alegerea corectă a valorii coeficientului admisibil de siguranță,  $c_a$ . Valoarea acestuia se poate determina cu relația:

$$c_a = c_0 \prod_{i=1}^{i=7} c_i \quad (4.15)$$

unde:

$c_0$  - coeficientul de siguranță de bază, [BUZ/3 79], [RUS 86]. caracteristic pentru construcția de mașini de uz general, în cazul durabilității nelimitate, pentru materiale cu dispersie redusă a caracteristicilor mecanice, utilizate în condiții de mediu controlate și supuse unor solicitări bine determinate, prin schimbări precise și calcule amănunțite de rezistență:  $c_0 = 1,5... 1,8$ .

$c_i$  - factori de multiplicare care țin seama de particularitățile neincluse în  $c_0$ , valorile cărora sunt date în tabelul 4.4, [BUZ/3 79], [RUS 86].

Tabelul 4.4

Nr. crt.	Condiții particulare	Sim-bol	Valoarea factorului de multiplicare
1.	Când se impun condiții severe de gabarit și greutate (construcții aerospațiale), solicitările și tensiunile se cunosc cu mare precizie, calculele teoretice fiind dublate de determinări experimentale, la materiale de înaltă calitate și în condițiile unui proces tehnologic controlat total.	$c_1$	0,8... 0,83
2.	Aceleași condiții de la punctul 1, dar la durabilitate limitată	$c_2$	0,67
3.	Materiale comune, solicitări și tensiuni determinate aproximativ	$c_3$	1,3... 1,4
4.	La procese tehnologice care nu pot fi precis controlate (sudare, turnare)	$c_4$	1,5... 1,7
5.	Dacă determinarea poate acuza accidente de muncă, pierderi de vieți omenești sau pierderi economice mari	$c_5$	1,2... 1,5
6.	Dacă la funcționare apar suprasarcini frecvent	$c_6$	1,2... 1,3
7.	La încărcări cu șoc:	$c_7$	1,0... 1,1
	a. Șocuri mici, tipic la pornire ( turbine, mașini de rectificat, ventilatoare pompe centrifugale , motoare electrice la pornire în gol)		
	b. Șocuri medii (motoare cu ardere internă, mașini cu mișcare rectilinie alternativă, etc.)		
	c. Șocuri mari (prese, ghilotine, mașini agricole, etc.)		
	d. Șocuri foarte mari (ciorne, concasoare mari cu bile, laminoare, perforatoare, etc.)		2... 3

#### 4.4.4 Metodica de calcul la oboseală prin eforturi secționale

## 54. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

---

Calculul la oboseală se realizează prin metoda coeficientului de siguranță, care constă în determinarea valorii efective a coeficientului de siguranță global  $c$  în fiecare secțiune cu concentratori ai piesei și în comportarea acesteia cu valorile admisibile  $c_a$ , recomandate în literatura de specialitate [BUZ/3 79], [RUS 86]. și în tabelul 4.4.

Piesa rezistă la oboseală dacă  $c \geq c_a$ . În caz contrar trebuie luate măsuri de îmbunătățire a comportării la oboseală prin reducerea concentratorului de tensiuni apelând fie la modificarea geometriei acestuia, fie la tratamente termo-mecanice adecvate; prin mărirea dimensiunilor secțiunii transversale sau în final, prin schimbarea materialului.

### 4.5. Oboseala prin solicitări de contact

#### 4.5.1. Metodica de calcul al contactului hertzian

Sub acțiunea sarcinilor nominale contactul inițial punctual sau liniar trece în contact pe o arie eliptică sau circulară, respectiv într-o fâșie de lățime constantă [PON 63].

Elementele caracteristice ale contactului elastic sunt:

- Dimensiunile ariei de contact ( $a$ ,  $b$ );
- Presiunea hertziană maximă ( $p_o = \sigma_o$ );
- Apropierea între corpurile în contact ( $\delta$ ).

Pentru calculul lor se parcurge următoarele etape:

1. se analizează forma corpurilor în contact, poziția lor reciprocă; se determină planele principale de curbură în punctul de contact și unghiul  $\omega$ , dintre acestea.

2. se stabilesc razele principale de curbură ale corpurilor,  $\rho_{ij}$ , în punctul inițial de contact și se calculează curburile principale,  $K_{ij}$  ( $K_{11}$ ,  $K_{12}$  pentru primul corp și  $K_{21}$ ,  $K_{22}$  pentru cel de al doilea corp).

$$K_{ij} = \frac{1}{\rho_{ij}} \quad (4.16)$$

$$K_{11} = \frac{1}{\rho_{11}}, K_{12} = \frac{1}{\rho_{12}}, K_{21} = \frac{1}{\rho_{21}}, K_{22} = \frac{1}{\rho_{22}} \quad (4.17)$$

unde:

$i$  reprezintă corpul aflat în contact, iar  $j$  se referă la planul principal de curbură.

Curburile calculate cu relația (16) se consideră pozitive sau negative după cum centrul de curbură se află în interiorul, respectiv în exteriorul corpului considerat.

3. Se calculează raportul  $\frac{A}{B}$  (sau mărimea  $\Omega$ ) cu relațiile:

55. Calculul la oboseală a cuplajelor

$$\Omega = \frac{B-A}{B+A} = \frac{1}{K} \sqrt{(K_{11} - K_{12})^2 + (K_{21} - K_{22})^2 + 2(K_{11} - K_{12}) \cdot (K_{21} - K_{22}) \cos 2\omega} \quad (4.18)$$

unde:

$$A, B = \frac{1}{4} \left( \left( K \mp (K_{11} - K_{12})^2 + (K_{21} - K_{22})^2 + 2(K_{11} - K_{12}) \cdot (K_{21} - K_{22}) \cos 2\omega \right) \right) \quad (4.19)$$

K - suma curburilor principale:

$$K = \sum K_{ij} = K_{11} + K_{12} + K_{21} + K_{22} \cdot \quad (4.20)$$

4. În funcție de raportul  $\frac{A}{B}$  sau mărimea  $\Omega$ , se stabilesc valorile coeficienților  $n_a$ ,  $n_b$ ,  $n_p$  și  $n_\delta$ , valori date tabelar [POP 85], folosind interpolarea pentru cazurile unde valoarea nu se regăsește tabelar.

Coeficientul  $n_p$  se poate calcula și cu relația:

$$n_p = \frac{1}{n_a \cdot n_b} \cdot \quad (4.21)$$

Tot în acest tabel se dă și valoarea excentricității elipsei de contact (e).

5. Calculul valoric al elementelor contactului elastic inițial punctual se face folosind următoarele expresii analitice:

- semiaxele elipsei de contact:

$$a, b = n_{a,b} \sqrt[3]{\frac{2}{3} \eta \frac{Q}{K}} \cdot \quad (4.22)$$

- presiune herțiană maximă

$$p_o = \sigma_o = n_p \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3}{2} \left( \frac{K}{\eta} \right)^2} Q \cdot \quad (4.23)$$

- apropierea dintre corpurile în contact:

$$\delta = \frac{1}{2} n^3 \sqrt[3]{\frac{9}{4} K (\eta Q)^2} \cdot \quad (4.24)$$

unde notațiile introduse au următoarele semnificații:

56. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

$Q$  – sarcina nominală;  
 $\eta$  – constanta elastică a corpurilor în contact

$$\eta = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}, \quad (4.25)$$

în care  $\nu_1$  și  $\nu_2$  sunt coeficienții lui Poisson, iar  $E_1$  și  $E_2$  sunt modulele de elasticitate ale materialelor.

6. Dacă  $\Omega = 0$  ( $\frac{A}{B} = 1$ ) – aria de contact este circulară, iar coeficienții  $n_a$ ,

$n_b$ ,  $n_p$  și  $n_\delta$  sunt egali cu unitatea. Elementele caracteristice contactului sunt obținute prin particularizarea relațiilor (4.22), (4.23) și (4.24):

- raza ariei ce contact:

$$a = b = \sqrt[3]{\frac{2}{3} \eta \frac{Q}{K}}, \quad (4.26)$$

- presiunea hertziană maximă:

$$p_o = \sigma_o = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3}{2} \left(\frac{K}{\eta}\right)^2} \cdot Q, \quad (4.27)$$

- apropierea între corpurile în contact:

$$\delta = \frac{1}{2} \sqrt[3]{\frac{9}{4} \eta^2 K Q^2}. \quad (4.28)$$

7. Dacă  $\Omega = 1$  și  $\frac{A}{B} = 0$ , atunci aria de contact este o fâșie limitată de două drepte paralele – pentru corpurile care se află în contact inițial liniar. Elementele acestui tip de contact se calculează cu relațiile:

- semilățimea fâșiei de contact:

$$b = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{\eta q}{K}}, \quad (4.29)$$

- presiunea hertziană maximă:



$$p_o = \sigma_o = \sqrt{\frac{1}{\pi} \cdot \frac{K}{\eta} \cdot q}, \quad (4.30)$$

apropierea dintre corpurile în contact:

$$\delta = \frac{2q}{\pi} \frac{1-v_1^2}{E_1} \left( \ln \frac{2R_1}{b} + 0.407 \right) + \frac{1-v_2^2}{E_2} \left( \ln \frac{2R_2}{b} + 0.407 \right), \quad (4.31)$$

unde:  $R_1$  și  $R_2$  sunt razele de curbură ale celor două corpuri în contact, iar

$$K = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2}.$$

Rezultatele prezentate mai sus, privind dimensiunile ariei de contact, presiunea hertziană și apropierea dintre corpurile în contact sunt sintetizate și prezentate tabelar [PON 63].

#### 4.5.2 Tensiuni de contact

##### 4.5.2.1 Tensiuni subsuperficiale la contactul punctului

În cazul unui contact eliptic general,  $0 < \frac{a}{b} \leq 1$ , componentele tensorului

într-un punct curent aflat în interiorul semispațiului elastic sunt date de următoarele relații [POP 85], [GAF/1 83].

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_x}{\sigma_o} &= - \left[ \frac{tx_1}{\beta^2 + t^2} \right]^2 \cdot Q + 2(1-\nu) \frac{z_1}{t} - 2\nu \frac{z_1}{t} M_t - (1-2\nu) N_x, \\ \frac{\sigma_y}{\sigma_o} &= - \left[ \frac{ty_1}{1+t^2} \right]^2 \cdot Q - 2(1-\nu) \frac{z_1}{t} M_y - 2\nu \frac{z_1}{t} M_t - (1-2\nu) N_y, \\ \frac{\sigma_z}{\sigma_o} &= - \left[ \frac{z_1}{t} \right]^2 \cdot Q, \\ \frac{\tau_{xy}}{\sigma_o} &= - \frac{tx_1}{\beta^2 + t^2} \cdot \frac{ty_1}{1+t^2} Q + (1-2\nu) N, \\ \frac{\tau_{yz}}{\sigma_o} &= - \frac{y_1 z_1}{1+t^2} \cdot Q, \end{aligned} \quad (4.32)$$

58. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

---

$$\frac{\tau_{xz}}{\sigma_o} = -\frac{z_1 x_1}{\frac{1}{\beta^2} + t^2} \cdot Q$$

unde:

$$Q = \frac{z_1}{\left[ t\beta \left( \frac{1}{\beta^2} + t^2 \right) (1+t^2) \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \left[ \left( \frac{tx_1}{\beta^2} + t^2 \right)^2 + \left( \frac{ty_1}{1+t^2} \right)^2 + \frac{z_1}{t^2} \right]}, \quad (4.33)$$

$$M_x = \frac{t [F(\varphi, K) - E(\varphi, K)]}{\frac{1}{\beta^2} - 1}, \quad (4.34)$$

$$M_y = \frac{t \left[ \frac{E(\varphi, K)}{\beta^2} - F(\varphi, K) \right]}{\frac{1}{\beta^2} - 1} \cdot \frac{t^2}{\beta \left[ \left( \frac{1}{\beta^2} + t^2 \right) (1+t^2) \right]^{\frac{1}{2}}}, \quad (4.35)$$

$$M_z = \left[ \frac{(1+t^2)}{\frac{1}{\beta^2} + t} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{1}{\beta} - tE(\varphi, K), \quad (4.36)$$

$$N_x = \left[ 1 - \left( \frac{1+t^2}{\frac{1}{\beta^2} + t} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{z_1}{t} - x_1 Q_x - y_1 Q_y \right] \frac{\beta}{1-\beta^2}, \quad (4.37)$$

$$N_y = \left[ \left( \frac{\frac{1}{\beta^2} + t}{1+t^2} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{z_1}{t} + x_1 Q_x + y_1 Q_y - 1 \right] \frac{\beta}{1-\beta^2}, \quad (4.38)$$

59. Calculul la oboseală a cuplajelor

$$N = (x_1 Q_x - y_1 Q_y) \frac{\beta}{1 - \beta^2}, \quad (4.39)$$

$$Q_x = \arctg \left\{ \frac{x_1 \left( \frac{1}{\beta^2} - 1 \right)^{\frac{1}{2}}}{1 + t^2 + \frac{z_1}{t} \left[ \left( \frac{1}{\beta^2} + t^2 \right) (1 + t^2) \right]^{\frac{1}{2}}} \right\} \cdot \frac{\beta}{(1 - \beta^2)^{\frac{1}{2}}}, \quad (4.40)$$

$$Q_y = \arctg \left\{ \frac{y_1 \left( \frac{1}{\beta^2} - 1 \right)^{\frac{1}{2}}}{1 + t^2 + \frac{z_1}{t} \left[ \left( \frac{1}{\beta^2} + t^2 \right) (1 + t^2) \right]^{\frac{1}{2}}} \right\} \cdot \frac{\beta}{(1 - \beta^2)^{\frac{1}{2}}}, \quad (4.41)$$

$$F(\varphi, K) = \int_0^{\varphi} (1 - K^2 \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}} d\varphi, \quad (4.42)$$

$$E(\varphi, K) = \int_0^{\varphi} (1 - K^2 \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}} d\varphi, \quad (4.43)$$

$$K = (1 - \beta^2)^{\frac{1}{2}}, \quad (4.44)$$

$$\varphi = \arcsin \left( (1 + t^2)^{-\frac{1}{2}} \right). \quad (4.45)$$

În aceste relații  $x_1 = \frac{x}{\beta a}$ ;  $y_1 = \frac{y}{b}$ ;  $z_1 = \frac{z}{b}$  și  $t^2 = \frac{\lambda}{b^2}$ , iar  $t$  este cea mai mare rădăcină a ecuației:

$$At^6 + Bt^2 + Ct^2 - z_1^2 = 0, \quad (4.46)$$

în care:

$$A = 1 - K^2 = \beta^2 t$$

$$B = 1 - \beta^2 - \beta^2 (x_1^2 + y_1^2 + z_1^2),$$

$$C = 1 - (y_1^2 + z_1^2) - \beta^2 (x_1^2 + z_1^2).$$

În cazul contactului circular ( $a=b$ ) tensiunile sunt date de relațiile [5]:

60. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

$$\frac{\sigma_x}{\sigma_0} = -\frac{1-2\nu}{3} \cdot \frac{a^2}{y^2} \left[ 1 - \left( \frac{z}{\sqrt{\lambda}} \right)^3 \right] + (1+\nu) \frac{z}{a} \operatorname{arctg} \frac{a}{\sqrt{\lambda}} - (1-\nu) \frac{z\sqrt{\lambda}}{a^2\sqrt{\lambda}} - \frac{2\nu z}{\sqrt{\lambda}} \quad (4.47)$$

$$\frac{\sigma_y}{\sigma_0} = \frac{1-2\nu}{3} \cdot \frac{a^2}{y^2} \left[ 1 - \left( \frac{z}{\sqrt{\lambda}} \right)^3 \right] + (1+\nu) \frac{z}{a} \operatorname{arctg} \frac{a}{\sqrt{\lambda}} + (1-\nu) \frac{z\sqrt{\lambda}}{a^2\sqrt{\lambda}} - \frac{2z}{\sqrt{\lambda}} + \frac{a^2 z^3}{(\lambda^2 + a^2 z^2)\sqrt{\lambda}}, \quad (4.48)$$

$$\frac{\sigma_z}{\sigma_0} = \frac{-a^2 z^2}{(x^2 + a^2 z^2)\sqrt{\lambda}}, \quad (4.49)$$

$$\frac{\tau_{yz}}{\sigma_0} = -\frac{yz^2}{\lambda^2 + a^2 z^2} \cdot \frac{a^2 \sqrt{\lambda}}{a^2 + \lambda}, \quad (4.50)$$

$$\frac{\tau_{xy}}{\sigma_0} = \frac{\tau_{xz}}{\sigma_0} = 0, \quad (4.51)$$

unde  $\lambda$  este cea mai mare rădăcină a ecuației:

$$\frac{y^2}{a^2 + \lambda} + \frac{z^2}{\lambda^2} = 1. \quad (4.52)$$

Pe axa oz, ca axă de simetrie tensiunile pentru  $x = y = 0$  și  $\lambda = z^2$  sunt date de relațiile:

$$\frac{\sigma_x}{\sigma_0} = \frac{\sigma_y}{\sigma_0} = - \left[ \frac{(1+2\nu)}{2} \cdot \frac{1}{1 + \left( \frac{z}{a} \right)^2} - (1+\nu) \frac{z}{a} \operatorname{arctg} \left( \frac{a}{z} \right) \right], \quad (4.53)$$

$$\frac{\sigma_z}{\sigma_0} = - \frac{1}{1 + \left( \frac{z}{a} \right)^2}, \quad (4.54)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{xz} = \tau_{zy} = 0. \quad (4.55)$$

#### 4.5.2.2 Tensiuni superficiale la contactul punctului

Pentru punctele aflate pe suprafața de contact sunt valabile relațiile prezentate în subcapitolul precedent, care se simplifică considerând  $z = 0$ , [POP 85], [DIA 87]:

61. Calculul la oboseală a cuplajelor

$$\begin{aligned}
 \frac{\sigma_x}{\sigma_o} &= -2\nu\gamma - (1-2\gamma) \left[ (1-\beta\gamma) - \frac{x_1\beta}{K} \operatorname{arcth} \frac{x_1\beta K}{1+\beta\gamma} - \frac{y_1\beta}{K} \operatorname{arctg} \frac{y_1 K}{\beta+\gamma} \right], \\
 \frac{\sigma_y}{\sigma_o} &= -2\nu\gamma - (1-2\gamma) \left[ \left( \frac{\gamma}{\beta} - 1 \right) + \frac{x_1\beta}{K} \operatorname{arcth} \frac{x_1\beta K}{1+\beta\gamma} + \operatorname{arctg} \frac{y_1 K}{\beta+\gamma} \right], \\
 \frac{\sigma_z}{\sigma_o} &= -\gamma = (1-\beta^2 x_1^2 - y_1^2)^{\frac{1}{2}}, \\
 \frac{\tau_{xy}}{\sigma_o} &= -(1-2\nu) \frac{\beta^2 x_1 y_1}{K^3} \left( \frac{1}{x_1} \operatorname{arcth} \frac{x_1\beta K}{1+\beta\gamma} - \frac{1}{y_1} \operatorname{arctg} \frac{y_1 K}{\beta+\gamma} \right), \\
 \frac{\tau_{xy}}{\sigma_o} &= \frac{\tau_{xz}}{\sigma_o} = 0,
 \end{aligned} \tag{4.56}$$

unde  $x_1 = \frac{x}{b}$ ,  $y_1 = \frac{y}{b}$ ,  $K = (1-\beta^2)^{\frac{1}{2}} = e$  și  $\beta = \frac{b}{a}$ .

Componentele tensorului tensiune în cadrul elipsei de contact se obțin din relațiile (56) pentru cazul particular  $x = y = 0$  și  $\gamma = 1$ .

$$\begin{aligned}
 \frac{\sigma_x}{\sigma_o} &= -\frac{2\gamma + \beta}{1 + \beta}, \\
 \frac{\sigma_y}{\sigma_o} &= -\frac{1 + 2\gamma\beta}{1 + \beta}, \\
 \frac{\sigma_z}{\sigma_o} &= -1, \\
 \frac{\tau_{xy}}{\sigma_o} &= \frac{\tau_{yz}}{\sigma_o} = \frac{\tau_{xz}}{\sigma_o} = 0.
 \end{aligned} \tag{4.57}$$

Tensiunile situate pe conturul elipsei de contact se calculează cu relațiile (4.56), în care

$$\gamma = 1 - \beta^2 x_1^2 - y_1^2 = 0,$$

rezultând:

$$\begin{aligned}
 \frac{\sigma_x}{\sigma_o} &= -(1-2\nu) \frac{\beta}{K^2} \left( 1 - \frac{x_1\beta}{K} \operatorname{arcth} x_1\beta K - y_1 \frac{\beta}{K} \operatorname{arctg} \frac{y_1 K}{\beta} \right), \\
 \frac{\sigma_y}{\sigma_o} &= -(1-2\nu) \frac{\beta}{K^2} \left( \frac{x_1\beta}{K} \operatorname{arcth} x_1\beta K + y_1 \frac{\beta}{K} \operatorname{arctg} \frac{y_1 K}{\beta} - 1 \right),
 \end{aligned}$$

62. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

$$\frac{\tau_{xy}}{\sigma_0} = -(1-2\nu) \frac{\beta}{K^2} \left( y_1 \operatorname{arcthx}_1 \beta K - x_1 \operatorname{arctg} \frac{y_1 K}{\beta} \right), \quad (4.58)$$

$$\frac{\tau_{yz}}{\sigma_0} = \frac{\tau_{xz}}{\sigma_0} = -1,$$

unde:

$$x_1 = \frac{x}{b}, \quad y_1 = \frac{y}{b}, \quad K = (1-\beta^2)^{\frac{1}{2}} = e \quad \text{și} \quad \beta = \frac{b}{a}.$$

În cazul unui contact circular ( $a = b$ ,  $\beta = 1$ ), tensiunile pe suprafață au expresiile:

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_x}{\sigma_0} &= -(1-2\nu) \frac{a^2}{y} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{y^2}{a^2} \right)^{\frac{3}{2}} \right] - 2\nu \left( 1 - \frac{y^2}{a^2} \right)^{\frac{1}{2}}, \\ \frac{\sigma_y}{\sigma_0} &= \frac{1-2\nu}{3} \frac{a^2}{y^2} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{y^2}{a^2} \right)^{\frac{3}{2}} \right] + \left( 1 - \frac{y^2}{a^2} \right)^{\frac{1}{2}}, \end{aligned} \quad (4.59)$$

$$\frac{\sigma_z}{\sigma_0} = - \left( 1 - \frac{y^2}{a^2} \right)^{\frac{1}{2}},$$

$$\frac{\tau_{xy}}{\sigma_0} = \frac{\tau_{yz}}{\sigma_0} = \frac{\tau_{xz}}{\sigma_0} = 0.$$

În centrul contactului tensiunile sunt date de relațiile:

$$\sigma_x = \sigma_y = \frac{2\nu+1}{2}, \quad (4.60)$$

$$\sigma_z = \sigma_0 = -1.$$

La intersecția axei  $oy$  cu contactul cercului  $y = a$ , se obține:

$$\frac{\sigma_x}{\sigma_0} = \frac{1-2\nu}{3}, \quad \frac{\sigma_y}{\sigma_0} = \frac{1-2\nu}{3}, \quad \frac{\sigma_z}{\sigma_0} = 0. \quad (4.61)$$

#### 4.5.2.3. Tensiuni la contactul liniar

### 63. Calculul la oboseală a cuplajelor

Expresiile adimensionale ale tensiunilor situate sub suprafața de contact au forma [GAF/1 83], [DIA 87]:

$$\begin{aligned}\frac{\sigma_x}{\sigma_o} &= -2\nu z_1 \left( \sqrt{\frac{1+t}{t}} - 1 \right) \\ \frac{\sigma_y}{\sigma_o} &= -z_1 \left[ \sqrt{\frac{1+t}{t}} \cdot \left( 2 - \frac{z_1^2}{t^2 + t_1^2} \right) - 2 \right], \\ \frac{\sigma_z}{\sigma_o} &= \frac{-z_1^3}{t^2 + z_1^2} \sqrt{\frac{1+t}{t}} \\ \frac{\tau_{yz}}{\sigma_o} &= -\frac{y_1 + z_1}{t^2 + z_1^2} \sqrt{\frac{1+t}{t}} \\ \frac{\tau_{xy}}{\sigma_o} &= \frac{\tau_{xz}}{\sigma_o} = 0.\end{aligned}\tag{4.62}$$

În aceste relații s-a notat:

$$y_1 = \frac{y}{b}, \quad z_1 = \frac{z}{b}, \quad t = \frac{\lambda}{b^2}, \quad \lambda \text{ este rădăcina cea mai mare a ecuației:}$$

$$\frac{z_1^2}{t} = 1 - \frac{y_1^2}{1+t}\tag{4.63}$$

Cele mai mari valori ale tensiunilor normale principale situate pe suprafața de contact sunt pe axa  $oy$ , iar expresiile se obțin din relațiile (4.63), făcând  $z = 0$  și  $\lambda = z^2$ , expresiile acestor tensiuni având forma:

$$\begin{aligned}\frac{\sigma_x}{\sigma_o} &= -2\nu \left( \sqrt{1+z_1^2} - z_1 \right), \\ \frac{\sigma_y}{\sigma_o} &= -\frac{1+2z_1^2}{\sqrt{1+z_1^2}} - 2z_1, \\ \frac{\sigma_z}{\sigma_o} &= -\frac{1}{\sqrt{1+z_1^2}}, \\ \frac{\tau_{xy}}{\sigma_o} &= \frac{\tau_{yz}}{\sigma_o} = \frac{\tau_{xz}}{\sigma_o} = 0.\end{aligned}\tag{4.64}$$

Tensiunile situate pe suprafața de contact au expresiile:

64. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

$$\frac{\sigma_x}{\sigma_o} = -2\nu\sqrt{1-y_1^2},$$

$$\frac{\sigma_y}{\sigma_o} = \frac{\sigma_z}{\sigma_o} - \sqrt{1-y_1^2}, \quad (4.65)$$

$$\frac{\tau_{yz}}{\sigma_o} = \frac{\tau_{xz}}{\sigma_o} = 0.$$

Pe axa centrală oy, în centrul suprafeței de contact, y = 0, tensiunile devin:

$$\frac{\sigma_x}{\sigma_o} = -2\nu, \quad \frac{\sigma_y}{\sigma_o} = \frac{\sigma_z}{\sigma_o} = -1. \quad (4.66)$$

#### 4.6. Oboseala de contact; relația durabilității

Oboseala de contact este determinarea care apare sub formă de spalling sau pitting, după un număr de cicluri de solicitare, la elemente solicate la contact cu rostogolire sau la contact pulsant.

Se consideră, că decisive pentru apariția fenomenului sunt diverse componente ale stării de tensiuni, cele mai uzuale fiind prezentate în tabelul 4.5, [BAB 99], [DIA 87], [FAZ/2 05], [RUS 86].

Tabelul 4.5

Nr. crt.	Denumire	Simbol	Formulă de calcul	Observații
0	1	2	3	4
1.	Tensiunea tangențială ortogonală maximă	$\tau_0$	<p>Contactul punctual:</p> $\frac{\tau_0}{\sigma_o} = \frac{\sqrt{2t_1-1}}{2t_1(2t_1+1)},$ <p>în care <math>t_1</math> este cea mai mare rădăcină a ecuației</p> $\frac{b}{a} = \sqrt{(t_1^2-1)(2t_1-1)},$ <p>a,b fiind semiaxele elipsei de contact, subcapitolul 3.1;</p> <p>- se poate adopta și din grafic, funcție de <math>\sigma_o</math> și raportul b/a;</p> <p>- la contact liniar: <math>\frac{\tau_0}{\sigma_o} = -0,25</math>.</p>	La contact cu rostogolire pură, specific rulmenților



65. Calculul la oboseală a cuplajelor

2.	Tensiune tangențială principală maximă	$\tau_{45D}$	-se adoptă din grafic funcție de $\sigma_0$ și raportul $b/a$ ;	La contact cu rostogolire și tracțiune specifice variatoarelor EHD
3.	Tensiune echivalentă la rostogolire în lungul axei y	$\sigma_e$	$\sigma_e = \left\{ \frac{1}{2} \left[ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 - 6\lambda^2 (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + 6\tau_{zx}^2) \right] \right\}^{1/2}$ <p>unde <math>\lambda = \frac{\tau_{0N}}{\tau_{-1N}}</math>, <math>\tau_{0N}</math> - tensiunea limită la oboseala de forfecare, respective de răsucire la ciclului pulsatoriu; <math>\tau_{-1N}</math> - idem pentru ciclul alternant simetric</p>	Ia în considerare toate componentele tensorului tensiune, calculate cu relațiile din subcap.2.2
4.	Tensiunea tangențială critică	$\tau_c$	$\tau_c = \tau_0 + K_c \sigma_n,$ <p><math>K_c</math> - coeficient dependent de nr. De cicluri de solicitare, <math>K_c = 0,21</math> pentru <math>10^6</math> cicluri și <math>K_c = 0,39</math> pentru <math>2 \cdot 10^5</math> cicluri;</p> <p><math>\sigma_n</math> - cea mai mare dintre tensiunile normale din punctual unde acționează <math>\tau_0</math></p>	

#### 4.7 Stabilirea unor concluzii privind calculul la oboseală

În urma studiului și analizei calculului la oboseală, s-au stabilit concluziile prezentate în continuare:

- oboseala prin eforturi secționale este cauzată de variația în timp a tensiunilor produse de forța axială, moment încovoietor, moment de torsiune;
- concentratorii de tensiune se calculează și se determină funcție de geometria, dimensiunile, de starea suprafeței (rugozitate, tratamentul aplicat suprafeței, mediul de lucru) a elementelor componente ale organelor de mașini;
- soluțiile constructive a organelor de mașini diminuează efectul concentratorilor de tensiuni;
- posibilitatea reducerii concentratorilor de tensiuni de tip degajate se realizează prin dispunerea pe direcția tensiunii principale a altor concentratori cu efect de concentrare mai slab;
- formele ideale ale racordărilor sunt cele de tip eliptic pentru fiecare tip de solicitare: întinderea sau compresiunea plăcilor, încovoierea plăcilor și întinderea arborilor, încovoierea și răsucirea arborilor;

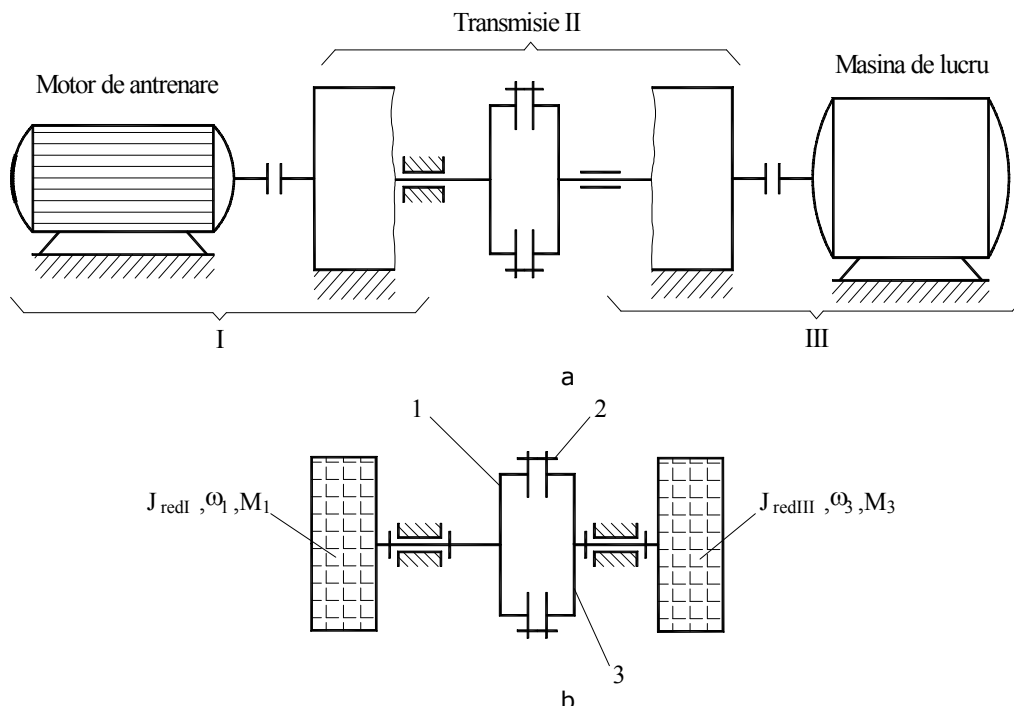
66. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

---

- pentru reducerea concentratorilor din zona de variație a secțiunilor se indică soluțiile cu diferențe de diametre cât mai mici și cu forme conice de trecere între secțiuni;
- posibilitatea de reducere a concentratorilor de tensiuni în cazul îmbinărilor dintre arbori și butuci prin evitarea contactului între muchia butucului și suprafața arborelui;
- calculul de rezistență la oboseală prin solicitări simple constă în determinarea coeficientului de siguranță și compararea lui cu o valoare admisibilă;
- o proiectare optimă constă în alegerea corectă a valorii coeficientului admisibil de siguranță;
- calculul la oboseală se realizează prin metoda coeficientului de siguranță, care constă în determinarea valorii efective a coeficientului de siguranță global în fiecare secțiune cu concentratori ai piesei și în compararea acestora cu valorile admisibile recomandate;
- sub acțiunea sarcinilor normale contactul punctual liniar trece pe un contact pe o arie eliptică sau circulară, respectiv printr-o fâșie de lățime constantă;
- oboseala de contact este determinarea care apare sub formă de spalling sau pitting, după numărul de cicluri de solicitare.

## 5. CONTRIBUȚII TEORETICE PRIVIND MODELAREA DINAMICĂ A FUNCȚIONĂRII CUPLAJELOR DE SIGURANȚĂ

Acest capitol are ca obiectiv prioritar modelarea dinamică a unui cuplaj de siguranță, considerat inclus în transmisia unei mașini. În conformitate cu definiția mașinii [DUD/2 87], pentru studiul dinamic se consideră o mașină a cărei schemă (fig. 5.1,a) cuprinde: un motor, o transmisie care include cuplajul analizat și un efector (consumator de putere), adică mașina de lucru.



*Observații:*

**Mașina** este sistemul tehnic în care, prin mișcarea mecanică, se transformă (și/sau se transmit) materiale, energie și informație.

În mașină, în accepțiunea clasică, în general se deosebesc următoarele trei procese:

1. procesul transformării unei forme de energie în energie mecanică;
2. procesul transmiterii energiei mecanice și al transformării în general a mișcării mecanice, deci și a forțelor;

68. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

3. procesul tehnologic mecanic, care constituie destinația mașinii în care energia mecanică se consumă, transformându-se în altă formă de energie.

Corespunzător celor trei procese definatorii, în mașină se disting în general nu totdeauna clar și distinct, următoarele trei subsisteme (părți) componente:

1. *motorul*, subsistemul în care o energie oarecare se transformă în energie mecanică (motor electric, motor termic, etc.);

2. *mecanismul*, sau transmisia, subsistemul în care se transmite și prin care se transformă mișcarea mecanică și

3. *efectorul*, subsistemul în care se realizează procesul tehnologic.

Pentru modelarea dinamică a cuplajului, în fig. 5.1, b s-a propus o schemă echivalentă de calcul, în care părțile componente ale mașinii, notate în fig. 5.1, a cu I și III, sunt reduse la arborii semicuplajelor 1 și 3.

Pe baza schemei echivalente de calcul (v. fig. 5.1, b), se propune următorul algoritm de analiză dinamică:

- formularea problemei de modelare dinamică;
- modelarea cinematică și statică a cuplajului;
- modelarea corelațiilor induse de caracteristicile mecanice ale motoarelor și efectorilor;
- modelarea mișcării semicuplajelor cu ajutorul ecuațiilor Lagrange de speța a II-a.

## 5.1. Cuplaj de siguranță cu întreruperea transmisiei momentului de torsiune

Aceste cuplaje se utilizează când suprasarcinile din transmisie au valori mari, dar acționează rar, întâmplător.

Construcția cuplajului de siguranță studiat este cea a unui cuplaj de siguranță cu știfturi de rupere prin forfecare, acestea fiind cele mai utilizate dintre cuplajele cu întreruperea transmisiei momentului de torsiune.

Cuplajele de siguranță cu știfturi de forfecare sunt simple constructiv și au un gabarit redus, fiind frecvent folosite în transmisiile mecanice, cu toate că pentru repunerea lor în funcțiune este necesară înlocuirea știftului rupt.

Soluția constructivă propusă realizează legătura între capetele a doi arbori. Știfturile sunt lise și executate din oțel cu conținut mediu de carbon, fiind montate longitudinal (axial), în bușe călite la 50...60 HRC, pentru a se evita solicitarea la încovoiere (fig. 5.2).

Având în vedere folosirea știfturilor lise și deoarece prin poziția relativă a bușelor se stabilește locul de forfecare al știftului, acestea se montează cu strângere, fără joc între ele.

În funcție de mărimea sarcinii necesar a fi transmisă, se poate folosi unul sau mai multe știfturi. Precizia de decuplare a cuplajului se mărește prin utilizarea unui singur știft, dar apare dezavantajul dezechilibrării cuplajului.

Pentru calculul cuplajelor de siguranță cu știfturi de forfecare, se pune condiția ca la atingerea valorii momentului  $M_{t \text{ lim}}$ , știfturile să se rupă prin forfecare. În acest fel rezultă:

$$\tau_f = \frac{2M_{t \text{ lim}}}{zD_0} \frac{4}{\pi d_1^2} = \tau_{rf}, \quad (5.1)$$

69. Contribuții teoretice privind modelarea dinamică a funcționării cuplajelor de siguranță

unde:  $\tau_{rf} = \gamma \sigma_r$  reprezintă tensiunea de rupere prin forfecare;  $\sigma_r$  – tensiunea de rupere la tracțiune a materialului știftului;  $\gamma$  – coeficientul tensiunii de rupere prin forfecare [DRĂ/1 78].

Pentru dimensionare, din relația (5.1), rezultă:

$$z d_1^2 = \frac{8 M_{t \text{ lim}}}{\pi D_0 \tau_{rf}} \quad (5.2)$$

Apoi, pentru  $z = 1, 2, 3$  sau  $4$ , se determină  $d_1$ , în final alegându-se varianta optimă, ținând seama de precizia de decuplare dorită.

Pentru construcția prezentată în fig. 5.2, se recomandă [JUL 86]:  $D_0 = (2.5 \dots 3.5)d$ .

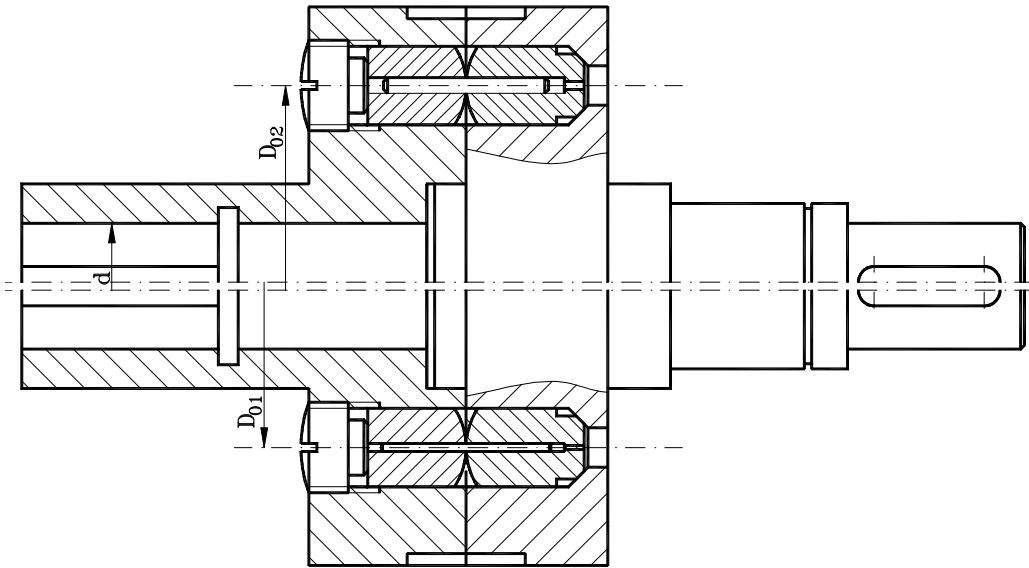


Fig. 5.2. Schema constructivă a cuplajului de siguranță cu știfturi de forfecare

## 5.2. Formularea problemei de modelare dinamică

Din punct de vedere structural, transmisia II (fig. 5.3) este caracterizată prin  $L=3$  legături exterioare și gradul de mobilitate  $M=2$ ; din interpretarea acestora se obține:

$$\square L=3 \Rightarrow 2L \text{ parametri exteriori: } (\varphi_1, M_1), (\varphi_3, M_3), (\varphi_f, M_f), \quad (5.3)$$

$$\square M=2 \Rightarrow 2 \text{ mișcări exterioare independente: } (\varphi_1, \dot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_1), (\varphi_3, \dot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_3), \quad (5.4)$$

$\Rightarrow 2$  funcții de transmitere a forțelor:

$$M_1 = M_1(M_f, \varphi_1, \varphi_3), \quad (5.5)$$

$$M_3 = M_3(M_f, \varphi_1, \varphi_3), \quad (5.6)$$

$$\square L-M=1 \Rightarrow \text{o funcție de transmitere a mișcărilor: } \varphi_f = \varphi_f(\varphi_1, \varphi_3), \quad (5.7)$$

70. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

$$\Rightarrow \text{o forță exterioară independentă: } M_f. \quad (5.8)$$

*Observații:*

Ținându-se cont de definiția mecanismului [DUD/2 87], un cuplaj de siguranță poate fi modelat pe baza unui mecanism spațial bimobil.

*Mecanism:* lanț cinematic care are cel puțin o funcție de transmitere a mișcărilor și/sau cel puțin o funcție de transmitere a forțelor.

Un mecanism cu gradul de mobilitate  $M$  și cu  $L$  intrări și ieșiri ( $L > M$ ), caracterizate prin  $L$  mișcări exterioare și  $L$  forțe exterioare, are:

$M > 0 \Rightarrow$  mișcări exterioare independente;

$\Rightarrow$  funcții de transmitere a forțelor;

$L - M > 0 \Rightarrow$  funcții de transmitere a mișcărilor;

$\Rightarrow$  forțe exterioare independente.

Ținând seama că funcționarea mecanismului în mașină este caracterizată prin mișcări și forțe determinate în timp, rezultă că pentru determinarea celor 6 parametrii exteriori (5.3) ai mecanismului sunt necesare 6 ecuații independente;  $L=3$  dintre aceste ecuații caracterizează legăturile mecanismului (funcțiile de transmitere ale acestuia - relațiile (5.5), (5.6), (5.7)), iar celelalte  $L=3$  ecuații necesare sunt descrise de caracteristicile mecanice ale sistemelor energetice motoare și rezistente:

$$M_1 = M_1(\omega_1), M_3 = M_3(\varphi_3), M_f = M_f(\varphi_f). \quad (5.9)$$

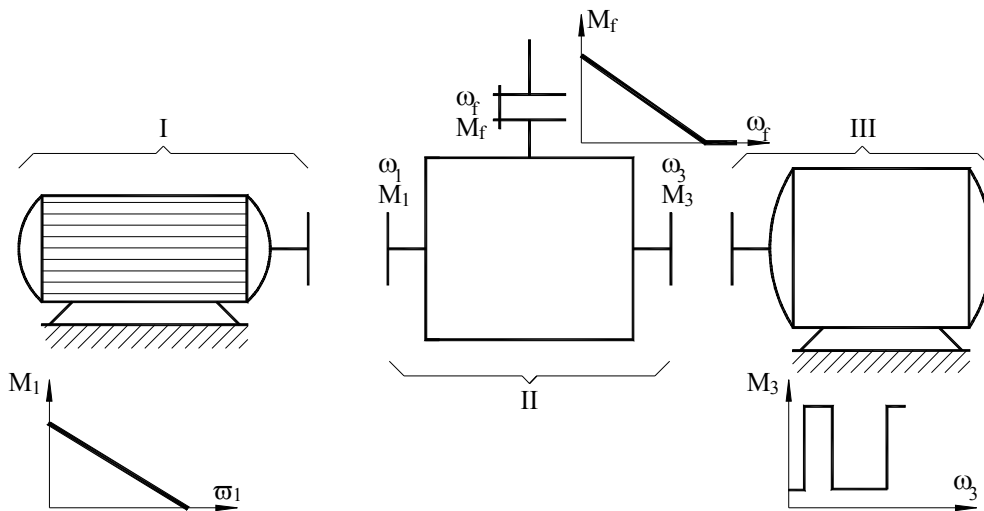


Fig. 5.3. Schema structurală a transmisiei mecanice din care face parte cuplajul

Prin urmare, formularea problemei de dinamică constă în stabilirea celor 6 parametrii exteriori (5.3), ca expresii de timp, în condițiile definirii dependențelor introduse de legăturile mecanismului și a unor caracteristici date, corespunzătoare legăturilor exterioare.

71. Contribuții teoretice privind modelarea dinamică a funcționării cuplajelor de siguranță

### 5.3. Modelarea cinematică și statică a cuplajului

Acest subcapitol are ca scop determinarea dependențelor introduse de mecanism între mișcările și forțele exterioare ( în premisa că transmisă este izolată din mașină), dependențe exprimate sub forma funcțiilor de transmitere a mișcărilor

$$\varphi_f = \varphi_f(\varphi_1, \varphi_3) \quad (5.10)$$

și, respectiv, a sarcinilor:

$$M_1 = M_1(M_f, \varphi_1, \varphi_3), \quad (5.11)$$

$$M_3 = M_3(M_f, \varphi_1, \varphi_3). \quad (5.12)$$

Cuplajul de siguranță propus poate fi modelat, pe parcursul procesului de decuplare, ca un mecanism bimobil ( $M=2$ ), cu o intrare și o ieșire, în care mișcările semicuplajelor,  $\varphi_1$  și  $\varphi_3$ , sunt considerate parametrii independenți. În acest context, legătura dintre cele două semicuplaje, materializată de știfturile de forfecare se va considera ca exterioară. În acest fel se asigură respectarea condiției structurale de existență a mecanismului [DUD/2 87]:  $L=3 > M=2 > 0$ , în care  $L$  reprezintă numărul de legături exterioare (intrări și ieșiri de putere), iar  $M$  gradul de mobilitate.

### 5.4. Modelarea corelațiilor induse de caracteristicile mecanice ale motoarelor și efectoarelor

Se știe în cazul general, că mecanismul este o parte a unei mașini (v. fig. 5.3); ca urmare, fiecare intrare a mecanismului este legată la un sistem energetic motor, iar fiecare ieșire este legată la un sistem energetic consumator. Fiecare sistem energetic (motor sau consumator) este caracterizat printr-o ecuație de dependență între parametrii exteriori, denumită caracteristică mecanică a sistemului energetic.

În consecință, în cazul cuplajului considerat, între parametrii exteriori ai mecanismului echivalent bimobil cu  $L=3$  intrări și ieșiri, sistemele energetice introduc încă  $L=3$  ecuații de dependență, de tipul:

$$M_1 = M_1(\varphi_1, \dot{\varphi}_1, t), \quad (5.13)$$

$$M_3 = M_3(\varphi_3, \dot{\varphi}_3, t), \quad (5.14)$$

$$M_f = M_f(\varphi_f). \quad (5.15)$$

Aceste ecuații, împreună cu ecuațiile descrise de funcțiile de transmitere ale mișcărilor și forțelor, vor forma un sistem de  $2L=6$  ecuații, care permit determinarea celor  $2L$  parametrii exteriori.

Acest subcapitol are ca scop stabilirea celor  $L=3$  parametrii exteriori rămași nedeterminați, prin introducerea celor  $L=3$  caracteristici mecanice ale sistemelor energetice motoare și consumatoare.

#### 5.4.1. Modelarea momentului motor

72. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

Deoarece descrierea și reprezentarea funcțiilor tipice ale momentelor de antrenare sunt complicate din punct de vedere matematic, pentru acestea se folosesc de regulă, caracteristici echivalente simplificate, accesibile calculului.

În cazul studiat se propune ca soluție simplificată porțiunea de funcționare liniară a caracteristicii unui motor asincron  $M_1 = M_1(\omega_1)$ , (fig. 5.4,a).

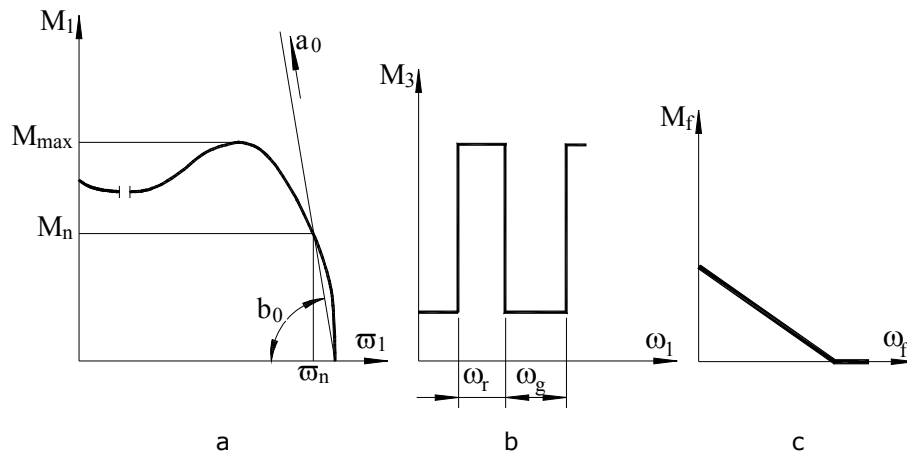


Fig. 5.4. Caracteristicile mecanice ale sistemelor energetice motoare și consumatoare

Cazul simplu propus acoperă în practică un număr mare de procese tranzitorii de încărcare, ecuația momentului de torsiune al motorului având următoarea expresie

$$M_1 = a_0 - b_0 \omega_1 = M_n \left( 1 + \frac{M_{\max}}{M_n} \right) - \frac{M_n}{\omega_n} \frac{M_{\max}}{M_n} \omega_1, \quad (5.16)$$

în care  $a_0$  reprezintă mărimea momentului convențional, care se obține dacă dreapta dată se prelungeste până la intersecția cu axa ordonatelor, iar  $b_0$  este coeficientul unghiular al acestei drepte; acești coeficienți se pot scrie în funcție de caracteristicile tehnice nominale ale motorului de antrenare ales (moment nominal și viteză unghiulară, determinate la rândul lor în funcție de puterea și turația nominală) și în funcție de raportul  $M_{\max}/M_n$ , dat în cataloagele de motoare [BIC 79], [RĂD 81].

#### 5.4.2. Modelarea momentului rezistent

Pentru determinarea momentului rezistent, se va considera cazul unei diagrame specifică mașinilor percutante, cu moment rezistent mare la funcționarea de regim și cu moment rezistent mic la mers în gol. O astfel de caracteristică este reprezentată în fig. 5.4,b și este exprimată de ecuația

$$M_3 = M_{t0}, \text{ pentru } \Delta\varphi \in \varphi_g \text{ și } M_3 = M_{t0} + M_{soc}, \text{ pentru } \Delta\varphi \in \varphi_r, \quad (5.17)$$

în care  $M_{t0}$  reprezintă momentul transmis de cuplaj în situația de funcționare complet cuplat, iar  $M_{soc}$  valoarea momentului de șoc.



73. Contribuții teoretice privind modelarea dinamică a funcționării cuplajelor de siguranță

### **5.4.3. Modelarea momentului maxim – momentului de forfecare**

Așa cum s-a menționat în subcapitolul 5.1, momentul maxim pe care îl pot transmite cuplajele de siguranță cu știfturi de forfecare rezultă din condiția de rezistență la forfecare a știfturilor, respectiv:

$$M_f = M_{t\lim} = \frac{zD_0}{2} \frac{\pi d^2}{4} \tau_{rf}. \quad (5.18)$$

## **5.5. Modelarea mișcării semicuplajelor cu ajutorul ecuațiilor Lagrange de speța a II-a**

Determinarea funcțiilor de transmitere a forțelor (v. subcapitolul 5.4, relațiile (5.11) și (5.12)), pentru mecanismul bimobil, echivalent cuplajului de siguranță, se va realiza aplicând ecuațiile Lagrange de speța a II-a, metodă preferată principiului lui d'Alembert, datorită câtorva avantaje, dintre care se amintesc următoarele:

- metoda ecuațiilor lui Lagrange este mai simplu de aplicat, datorită volumului mai mic de calcul;
- această metodă se pretează foarte bine folosirii softurilor performante de analiză dinamică pe calculator;
- explicitând, în relațiile funcțiilor de transmitere ale momentelor, momentele exterioare pe baza caracteristicilor mecanice ale sistemelor energetice motor și rezistent, se obțin două ecuații diferențiale, care reprezintă de fapt ecuațiile de mișcare ale sistemului.

### **5.5.1. Considerații teoretice privind aplicarea ecuațiilor Lagrange**

#### **Principiul deplasărilor virtuale**

Pentru ca un sistem considerat să se găsească în echilibru, trebuie ca suma lucrurilor mecanice virtuale, corespunzătoare tuturor forțelor date și de legătură, la care este supus sistemul, să fie nulă, pentru orice deplasare a sistemului compatibilă cu legăturile. În acest sens, pentru toate punctele sistemului se va putea scrie

$$\delta L = \sum \vec{F}_i \cdot \delta \vec{r}_i = \sum (X_i \cdot \delta x_i + Y_i \cdot \delta y_i + Z_i \cdot \delta z_i) = 0, \quad (5.19)$$

ceea ce înseamnă că, dacă sistemul este în echilibru, suma lucrurilor mecanice, corespunzătoare tuturor forțelor date și de legătură, la care este supus sistemul, este nulă pentru orice deplasare virtuală.

Relația (5.19) se mai poate scrie și sub altă formă, punând în evidență forțele exterioare date  $\vec{F}_{ext}$ , forțele interioare  $\vec{F}_{int}$ , forțele de legătură  $\vec{F}_l$  și forțele

de inerție  $\vec{F}^i = -m\vec{a}$

$$\sum \vec{F}_{ext} \cdot \delta \vec{r} + \sum \vec{F}_{int} \cdot \delta \vec{r} + \sum \vec{F}_l \cdot \delta \vec{r} + \sum (-m\vec{a}) \cdot \delta \vec{r} = 0. \quad (5.20)$$

74. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

*în dinamică, pentru legături ideale și deplasări compatibile cu legăturile, în cazul corpurilor rigide,*

$$\sum \vec{F}_{\text{int}} \cdot \delta \vec{r} = 0, \sum \vec{F}_1 \cdot \delta \vec{r} = 0; \quad (5.21)$$

iar principiul deplasărilor virtuale ia forma

$$\sum (\vec{F}_{\text{ext}} - m\vec{a}) \cdot \delta \vec{r} = 0. \quad (5.22)$$

Având în vedere că *deplasările compatibile cu legăturile mecanismelor* depind numai de elementele geometrice ale legăturilor, **deplasările elementare reale ale mecanismelor pot fi încadrate între cele virtuale**, ceea ce permite aplicarea condiției de echilibru (5.22) sub forma

$$\sum \vec{F}_{\text{ext}} \cdot \delta \vec{r}_i + \sum \vec{F}_{\text{int}} \cdot \delta \vec{r}_i = 0. \quad (5.23)$$

### Ecuatiile lui Lagrange

Se consideră un sistem de puncte materiale, cu punctul reprezentativ  $A_i$  de masă  $m_i$  și vector de poziție  $\vec{r}_i$ , în raport cu un reper fix O.

Presupunându-se că punctul  $A_i$  trece dintr-o poziție dată de parametrii  $q_1, q_2, \dots, q_m$  într-o poziție virtuală infinit-vecină, dată de

, sub acțiunea forței  $\vec{F}$ , rezultanta forțelor exterioare și de legătură, lucrul mecanic elementar virtual total, pentru întreg sistemul de puncte considerat, corespunzător acestei deplasări, va fi

$$\delta L = \sum \vec{F} \cdot \delta \vec{r} = \sum (X \cdot \delta x + Y \cdot \delta y + Z \cdot \delta z). \quad (5.24)$$

Ținând seama că

$$\vec{r} = \vec{r}(q_1, q_2, \dots, q_m), \quad (5.25)$$

diferențiala totală  $\delta \vec{r}$  va avea următoarea expresie:

$$\delta \vec{r} = \frac{\partial \vec{r}}{\partial q_1} \delta q_1 + \frac{\partial \vec{r}}{\partial q_2} \delta q_2 + \dots + \frac{\partial \vec{r}}{\partial q_m} \delta q_m = \sum_{i=1}^m \frac{\partial \vec{r}}{\partial q_i} \delta q_i. \quad (5.26)$$

Așadar, lucrul mecanic virtual elementar total al forțelor exterioare și interioare se poate exprima sub forma

$$\delta L = \sum \vec{F} \cdot \delta \vec{r} = \sum (X \cdot \delta x + Y \cdot \delta y + Z \cdot \delta z) = \sum Q_i \cdot \delta q_i. \quad (5.27)$$

Se observă că în locul deplasărilor  $\delta x$ ,  $\delta y$  și  $\delta z$  apar deplasările generalizate  $\delta q_1, \delta q_2, \dots, \delta q_m$ , iar în locul proiecțiilor X, Y, Z ale forței apar termenii  $Q_1, Q_2, \dots, Q_m$ , care se numesc - prin analogie - forțe generalizate.

Determinarea unei forțe generalizate  $Q_i$ , corespunzătoare coordonatei generalizate  $\delta q_i$ , se face cu ajutorul relației

$$Q_i = \frac{\delta L}{\delta q_i}. \quad (5.28)$$

*Dacă coordonata generalizată este o lungime, forța generalizată este de natura unei forțe, iar dacă coordonata generalizată este un unghi, forța generalizată este de natura unui cuplu.*

Lucrul mecanic elementar virtual total al forțelor de inerție, pentru variația  $\delta q_i$  a coordonatei generalizate  $q_i$ , se determină cu relația

75. Contribuții teoretice privind modelarea dinamică a funcționării cuplajelor de siguranță

$$\delta L_i = \delta q_i \sum (-m\vec{a}) \frac{\partial \vec{r}}{\partial q_i} = \delta q_i \sum \left\{ -\frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial}{\partial \dot{q}_i} \left( \frac{1}{2} m v^2 \right) + \frac{\partial}{\partial q_i} \left( \frac{1}{2} m v^2 \right) \right] \right\}$$

(5.29)

sau, ținând cont de expresia energiei cinetice a sistemului E, se obține

$$\delta L_i = \left[ -\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial E}{\partial q_i} \right] \delta q_i.$$

(5.30)

Conform principiului deplasărilor virtuale, suma lucrurilor mecanice virtuale  $\delta L$  și  $\delta L_i$ , pentru toate forțele exterioare, de legătură și de inerție, datorită variației uneia din coordonatele generalizate, trebuie să fie nulă.

Prin urmare

$$\delta L + \delta L_i = Q_i \cdot \delta q_i + \left[ -\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial E}{\partial q_i} \right] \delta q_i = 0,$$

(5.31)

iar corespunzător celor m coordonate generalizate, se obțin m ecuații ale lui Lagrange de speța a doua

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_i} = Q_i, \quad (i = 1, 2, \dots, m),$$

(5.32)

sau sub formă matriceală

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \frac{\partial E}{\partial \dot{q}_1} \\ \frac{\partial E}{\partial \dot{q}_2} \\ \cdot \\ \frac{\partial E}{\partial \dot{q}_m} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \frac{\partial E}{\partial q_1} \\ \frac{\partial E}{\partial q_2} \\ \cdot \\ \frac{\partial E}{\partial q_m} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ \cdot \\ Q_m \end{bmatrix}.$$

(5.33)

Deoarece membrii din partea stângă din formula (5.33) sunt expresii care depind de  $t, q_1, q_2, \dots, q_m$ , acest sistem de ecuații este din punct de vedere matematic un sistem de m ecuații diferențiale de ordinul al doilea cu o singură variabilă independentă  $t$  și cu funcțiile necunoscute  $q_1, q_2, \dots, q_m$ . Aceste ecuații diferențiale (5.33) se numesc **ecuațiile lui Lagrange de speța a doua** pentru mișcarea unui sistem cu m grade de libertate sub acțiunea forțelor exterioare și de legătură date  $\vec{F}$ .

### 5.5.2. Precizări privind aplicarea ecuațiilor Lagrange

La studiul mișcării unui sistem de corpuri rigide, mecanica analitică pornește de la o serie de ipoteze [OLA 86]; dintre acestea cea mai importantă este ipoteza

76. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

legăturilor ideale, care permite aplicarea principiului lucrului mecanic virtual (puterii mecanice virtuale).

În această premisă, aplicarea ecuațiilor lui Lagrange exclude, de obicei, considerarea forțelor de frecare. Pentru a eluda acest dezavantaj, se propune considerarea forțelor de frecare ca fiind forțe exterioare, determinarea lor fiind realizată distinct, prin metoda d'Alembert.

### 5.5.3. Stabilirea ecuațiilor de mișcare și studiul acestora

Mecanismul echivalent propus fiind bimobil are două mișcări independente:  $(\varphi_1, \dot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_1)$  și  $(\varphi_3, \dot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_3)$ . Pentru determinarea acestora, se vor utiliza cele  $M=2$  funcții de transmitere ale forțelor exterioare, descrise de ecuațiile Lagrange de speța a II-a. Ca urmare, incluzând în acestea explicitările oferite de caracteristicile mecanice ale sistemelor motoare și rezistente, se obțin ecuațiile de mișcare ale mecanismului [DUD/1 82].

Expresiile generale ale ecuațiilor Lagrange de speța a II-a au forma:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_c}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial \varphi_1} = Q_1, \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_c}{\partial \dot{\varphi}_3} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial \varphi_3} = Q_3, \end{cases} \quad (5.34)$$

unde  $E_c$  este energia cinetică a mecanismului, iar  $Q_1$ , respectiv  $Q_3$  sunt forțele generalizate exterioare (forțe exterioare reduse la elementul a cărui mișcare este necunoscută - elementul 1, respectiv 3).

Forța redusă  $Q_i$  este o forță convențională, aplicată într-un punct ales al elementului - numit punct de reducere - și a cărei expresie rezultă din condiția ca variația puterii mecanice virtuale obținută prin aplicarea acestei forțe elementului de reducere să fie egală cu variația puterii dezvoltată de forțele exterioare.

În conformitate cu teorema lui König [DUD/1 82], energia cinetică a unui element în mișcare generală are două componente:

$$E_c = E_r + E_{tr} = \frac{1}{2} [\omega]^t [J_G] [\omega] + \frac{1}{2} [v_G]^t [m] [v_G], \quad (5.35)$$

$E_r$  fiind energia cinetică rezultată din mișcarea de rotație a elementului în jurul centrului de masă (G), iar  $E_{tr}$  energia cinetică rezultată din mișcarea de translație a centrului de masă (G).

Prin explicitarea expresiilor energiei cinetice și a forțelor generalizate se obțin în final ecuațiile de mișcare ale mecanismului. De remarcat că atât expresiile forțelor generalizate, cât și expresia energiei cinetice sunt variabile, în funcție de unghiul de rotire relativă dintre semicuplele  $\varphi_1 - \varphi_3$ , (aceste expresii sunt constante doar pentru condiții statice de funcționare ale cuplajului, condiții care însă nu corespund unei funcționări reale ale unei transmisii mecanice).

Așadar ecuațiile Lagrange de speța a II-a se vor aplica pentru fiecare fază a procesului de funcționare a cuplajului, în final fiecare dintre aceste faze fiind caracterizată de câte un sistem de două ecuații de mișcare.

77. Contribuții teoretice privind modelarea dinamică a funcționării cuplajelor de siguranță

Revenind la cuplajul propus spre studiu, puterea mecanică totală se poate scrie sub forma:

$$Q_1 \dot{\phi}_1 + Q_3 \dot{\phi}_3 = M_1 \dot{\phi}_1 - M_3 \dot{\phi}_3 - M_f (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_3), \quad (5.36)$$

unde:

- o  $M_1$  – momentul motor (la semicuplajul conducător);
- o  $M_3$  – momentul rezistent (la semicuplajul condus);
- o  $M_f$  – momentul datorat forței de forfecare din știfturi.

În aceste context, expresiile generale ale celor două forțe generalizate sunt:

$$Q_1 = M_1 - z \frac{D_0}{2} \frac{\pi d^2}{4} \tau_{rf}, \quad (5.37)$$

$$Q_3 = -M_3 + z \frac{D_0}{2} \frac{\pi d^2}{4} \tau_{rf}. \quad (5.38)$$

Ținând seama de relația (5.35), energia cinetică pentru mecanismul considerat are următoarea expresie:

$$E_c = 0.5 J_{x1} \dot{\phi}_1^2 + 0.5 \frac{m}{2} \left( \frac{D_0}{2} \right)^2 \dot{\phi}_1^2 + 0.5 \frac{m}{2} \left( \frac{D_0}{2} \right)^2 \dot{\phi}_3^2 + 0.5 J_{x3} \dot{\phi}_3^2, \quad (5.39)$$

relație în care s-au folosit următoarele notații:

- $J_{x1}$  – momentul de inerție masic al părții de antrenare, redus la arborele conducător;
- $J_{x3}$  – momentul de inerție masică al părții conduse, redus la arborele condus al cuplajului;
- $m = m_z z$  – masa celor  $z$  știfturi;
- $\dot{\phi}$  – viteza unghiulară a elementului de reducere.

Pentru determinarea membrului stâng al ecuațiilor Lagrange, se parcurg următoarele etape intermediare:

□ pentru prima ecuație Lagrange:

$$\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\phi}_1} = J_{x1} \dot{\phi}_1 + \frac{m}{2} \left( \frac{D_0}{2} \right)^2 \dot{\phi}_1, \quad (5.40)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_c}{\partial \dot{\phi}_1} \right) = J_{x1} \ddot{\phi}_1 + \frac{m}{2} \left( \frac{D_0}{2} \right)^2 \ddot{\phi}_1, \quad (5.41)$$

$$\frac{\partial E_c}{\partial \phi_1} = 0; \quad (5.42)$$

□ pentru cea de a doua ecuație Lagrange:

$$\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\phi}_3} = J_{x3} \dot{\phi}_3 + \frac{m}{2} \left( \frac{D_0}{2} \right)^2 \dot{\phi}_3, \quad (5.43)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_c}{\partial \dot{\phi}_3} \right) = J_{x3} \ddot{\phi}_3 + \frac{m}{2} \left( \frac{D_0}{2} \right)^2 \ddot{\phi}_3, \quad (5.44)$$

78. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

$$\frac{\partial E_c}{\partial \varphi_3} = 0. \quad (5.45)$$

Folosind relațiile (5.40)...(5.45), sistemul de ecuații Lagrange devine:

$$\begin{cases} \left[ J_{x1} + \frac{m}{2} \left( \frac{D_0}{2} \right)^2 \right] \ddot{\varphi}_1 = Q_1, \\ \left[ J_{x3} + \frac{m}{2} \left( \frac{D_0}{2} \right)^2 \right] \ddot{\varphi}_3 = Q_3. \end{cases} \quad (5.46)$$

Prin înlocuirea expresiilor forțelor generalizate – relațiile (5.37) și (5.38) – în urma calculelor se obțin următoarele ecuații de mișcare ale mecanismului:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 + A_1 \dot{\varphi}_1 = B_1(\varphi_1, \varphi_3), \\ \ddot{\varphi}_3 + A_3 \dot{\varphi}_3 = B_3(\varphi_1, \varphi_3). \end{cases} \quad (5.47)$$

Coefficienții celor două ecuații diferențiale ale sistemului au următoarele expresii:

$$A_1 = \frac{b_0}{J_{x1} + \frac{m}{2} \left( \frac{D_0}{2} \right)^2}, \quad (5.48)$$

$$A_3 = \frac{\beta_0}{J_{x3} + \frac{m}{2} \left( \frac{D_0}{2} \right)^2}, \quad (5.49)$$

$$B_1(\varphi_1, \varphi_3) = \frac{1}{J_{x1} + \frac{m}{2} \left( \frac{D_0}{2} \right)^2} \left[ a_0 - z \frac{D_0}{2} \frac{d^2}{4} \tau_{rf}(\alpha - \sin(\alpha)) \right], \quad (5.50)$$

$$B_3(\varphi_1, \varphi_3) = \frac{1}{J_{x3} + \frac{m}{2} \left( \frac{D_0}{2} \right)^2} \left[ -\alpha_0 + z \frac{D_0}{2} \frac{d^2}{4} \tau_{rf}(\alpha - \sin(\alpha)) \right], \quad (5.51)$$

$$\alpha = 2 \arccos \left( \frac{D_0 \sin \left( \frac{\varphi_1 - \varphi_3}{2} \right)}{d} \right). \quad (5.52)$$

79. Contribuții teoretice privind modelarea dinamică a funcționării cuplajelor de siguranță

#### 5.5.4. Rezolvarea numerică a sistemului de ecuații diferențiale

##### 5.5.4.1. Introducere

Pentru determinarea variației momentului de torsiune în procesul decuplării, în funcție de timp, este necesară determinarea mișcărilor necunoscute  $\varphi_1(t)$ ,  $\varphi_3(t)$  și deci rezolvarea sistemului de ecuații:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 + A_1 \dot{\varphi}_1 = B_1(\varphi_1, \varphi_3), \\ \ddot{\varphi}_3 + A_3 \dot{\varphi}_3 = B_3(\varphi_1, \varphi_3). \end{cases} \quad (5.53)$$

Ecuațiile de mișcare obținute pentru mecanisme ce modelează procesul de funcționare al cuplajelor sunt ecuații diferențiale de ordinul doi, neomogene, cu coeficienți variabili, rezolvarea lor fiind posibilă doar pe calculator, folosind o metodă numerică.

Pentru a face posibilă aplicarea unei metode numerice de rezolvare a sistemului (5.53), acesta se va scrie sub următoarea formă:

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_1 = \frac{d\dot{\varphi}_1}{dt} = f_1(t, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_3), \\ \dot{\varphi}_3 = \frac{d\dot{\varphi}_3}{dt} = f_3(t, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_3), \end{cases} \quad (5.54)$$

respectiv

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 = B_1(\varphi_1, \varphi_3) - A_1 \dot{\varphi}_1, \\ \ddot{\varphi}_3 = B_3(\varphi_1, \varphi_3) - A_3 \dot{\varphi}_3, \end{cases} \quad (5.55)$$

cu condiția inițială:

$$\begin{aligned} t &= 0, \\ \varphi_1(0) - \varphi_3(0) &= 0, \\ \dot{\varphi}_1(0) = \omega_0, \quad \dot{\varphi}_3(0) &= \omega_0, \\ \ddot{\varphi}_1(0) &= B_1(\varphi_1(0) - \varphi_3(0)) - A_1 \omega_0, \\ \ddot{\varphi}_3(0) &= B_3(\varphi_1(0) - \varphi_3(0)) - A_3 \omega_0. \end{aligned} \quad (5.56)$$

Unde  $\omega_0$  reprezintă viteza unghiulară a celor două semicuplaje în situația de funcționare complet cuplat. Introducând notațiile matriceale:

$$\dot{\Phi}(t) = \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1(t) \\ \dot{\varphi}_3(t) \end{bmatrix}, \quad F(t, \Phi) = \begin{bmatrix} f_1(t, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_3) \\ f_3(t, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_3) \end{bmatrix}, \quad (5.57)$$

se poate scrie

$$\frac{d\dot{\Phi}(t)}{dt} = F(t, \Phi), \quad (5.58)$$

cu condiția inițială  $\dot{\Phi}(0) = [\text{const.}]$ .

Astfel, sistemul (5.55) poate fi rezolvat printr-una dintre metodele de rezolvare numerică aplicate ecuațiilor diferențiale. Folosind metoda Euler [ROȘ 84], [CRA 80], [ATK 83], se poate scrie sub formă matriceală următoarea relație de

80. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

recurență:

$$\dot{\Phi}_{i+1} = \dot{\Phi}_i + hF(t_i, \dot{\Phi}_i), \quad (5.59)$$

care explicit se transcrie prin:

$$\begin{aligned} \dot{\Phi}_{1,i+1} &= \dot{\Phi}_{1,i} + h f_1(t_i, \dot{\Phi}_{1,i}, \dot{\Phi}_{3,i}) = \dot{\Phi}_{1,i} + h \ddot{\Phi}_{1,i}, \\ \dot{\Phi}_{3,i+1} &= \dot{\Phi}_{3,i} + h f_3(t_i, \dot{\Phi}_{1,i}, \dot{\Phi}_{3,i}) = \dot{\Phi}_{3,i} + h \ddot{\Phi}_{3,i}. \end{aligned} \quad (5.60)$$

**5.5.4.2. Etape de calcul pentru rezolvarea numerică a sistemului de ecuații diferențiale**

1. Condiții inițiale:

$$i = 1, t_1 = 0,$$

$$\varphi_{1,1} - \varphi_{3,1} = 0, \quad (5.61)$$

$$\dot{\varphi}_{1,1} = \omega_0, \dot{\varphi}_{3,1} = \omega_0.$$

2. Calculul coeficienților ecuațiilor diferențiale ale sistemului:

$$A_1; A_3;$$

$$B_{1,i}(\varphi_{1,i}, \varphi_{3,i}); B_{3,i}(\varphi_{1,i}, \varphi_{3,i}). \quad (5.62)$$

3. Calculul accelerațiilor unghiulare:

$$\begin{cases} \ddot{\Phi}_{1,i} = f_{1,i}(t_i, \dot{\Phi}_{1,i}, \dot{\Phi}_{3,i}), \\ \ddot{\Phi}_{3,i} = f_{3,i}(t_i, \dot{\Phi}_{1,i}, \dot{\Phi}_{3,i}). \end{cases} \quad (5.63)$$

4. Aplicarea relațiilor de recurență pentru determinarea vitezelor unghiulare (metoda Euler):

$$\dot{\Phi}_{1,i+1} = \dot{\Phi}_{1,i} + h \ddot{\Phi}_{1,i}, \quad (5.64)$$

$$\dot{\Phi}_{3,i+1} = \dot{\Phi}_{3,i} + h \ddot{\Phi}_{3,i}$$

și determinarea unghiurilor de rotație - aplicând formula Taylor - ale pasului următor:

$$\varphi_{1,i+1} = \varphi_1(t_i + h) = \varphi_{1,i} + h \dot{\varphi}_{1,i} + \frac{h^2}{2} \ddot{\varphi}_{1,i}, \quad (5.65)$$

$$\varphi_{3,i+1} = \varphi_3(t_i + h) = \varphi_{3,i} + h \dot{\varphi}_{3,i} + \frac{h^2}{2} \ddot{\varphi}_{3,i}.$$

5. Trecerea la pasul următor -  $i = i + 1$ ,  $t_i = t_{i-1} + h$  - și verificarea condiției:

$$\varphi_i = |\varphi_{1,i} - \varphi_{3,i}| \in [0, \varphi_{\max}]. \text{ unde } \varphi_{\max} = 2 \arcsin \frac{d}{D_0}. \quad (5.66)$$

Calculul se reia de la punctul 2.



81. Contribuții teoretice privind modelarea dinamică a funcționării cuplajelor de siguranță

---

### **5.6. Stabilirea unor concluzii privind modelarea dinamică a funcționării cuplajelor de siguranță**

În urma modelărilor cinematice, statice și dinamice propuse și a simulărilor numerice prezentate, se poate prezenta câteva concluzii:

- modelarea cuplajului de siguranță cu știfturi de forfecare se realizează pe baza unui mecanism echivalent mobil, care face posibilă aplicarea a două ecuații lagrange de speța a II-a respectiv scrierea a două ecuații de mișcare pentru mecanismul adoptat;
- determinarea relațiilor generale, pentru cele două funcții de transmitere a forțelor exterioare, pentru cele două faze ale funcționării;
- elaborarea unor algoritmi de rezolvare numerică a sistemului de ecuații de mișcare (sistem de două ecuații diferențiale de ordinul doi , neomogene cu coeficienți variabili);
- elaborarea unui program, pe baza algoritmilor prezentați, de modelarea cinematică și dinamică a funcționării cuplajului de siguranță cu știfturi de forfecare;
- evidențierea principalelor regimuri de funcționare caracteristice cuplajului.

## 6. CERCETĂRI PRIN SIMULARE PE CALCULATOR ÎN DOMENIUL CUPLAJELOR DE SIGURANȚĂ

### 6.1. Software-ul utilizat. Obiective

Modelarea procesului de funcționare a cuplajelor de siguranță a presupus formularea relațiilor analitice generale de modelare cinematică și dinamică. Concretizarea - prin rezultate - a modelelor dinamice concepute a dus la realizarea unui **program de calcul** care să permită atât rezolvarea numerică a relațiilor analitice, cât și vizualizarea grafică a fenomenelor din timpul funcționării.

La realizarea programului de calcul s-au impus următoarele obiective:

- folosirea unui suport soft performant;
- programul de calcul să aibă o cât mai mare generalitate;
- programul să beneficieze de o structură care să-i permită dezvoltări ulterioare;
- realizarea modelării cinematice și dinamice a procesului de funcționare, pentru cuplajul de siguranță propus spre analiză;
- programul trebuie să permită atât simularea numerică, cât și ilustrarea grafică a fenomenelor de decuplare și de cuplare, în vederea identificării influențelor reprezentative.

La modelarea computerizată a dinamicii funcționării cuplajelor de siguranță s-au utilizat pachete de programe originale. Relațiile de recurență necesare procedurilor Euler și Taylor au fost deja prezentate în subcapitolul. 5.5.4.2.

### 6.2. Structura programului de calcul

Pentru a prezenta meniurile și submeniurile pe care programul de calcul propus le conține, acestea au fost sintetizate în tabelul 6.1, [EFT 00].

Prima fază a rulării programului constă din stabilirea parametrilor funcționali și definirea geometriei cuplajului, după cum urmează:

- ↳ motorul electric (putere:  $P$ , turație:  $n$ );
- ↳ valorile momentelor de inerție la partea conducătoare:  $J_{x1}$ , respectiv condusă:  $J_{x3}$ ;
- ↳ diametrului de dispunere al știfturilor:  $D_0$ ,
- ↳ diametrul știfturilor:  $d$ ,
- ↳ numărul de știfturi:  $z$ ,
- ↳ lungimea știfturilor:  $L$ ,
- ↳ tipul știfturilor: știfturi netede sau știfturi crestate,
- ↳ materialul știfturilor.

În această fază, fiecare element geometric caracteristic este introdus de la tastatură, fereastra afișată de program odată cu activarea meniului Date de intrare fiind prezentată în fig. 6.1.

### 83. Cercetări prin simulare pe calculator în domeniul cuplajelor de siguranță

În funcție de parametrii funcționali și elementele geometrice introduse, programul va calcula:

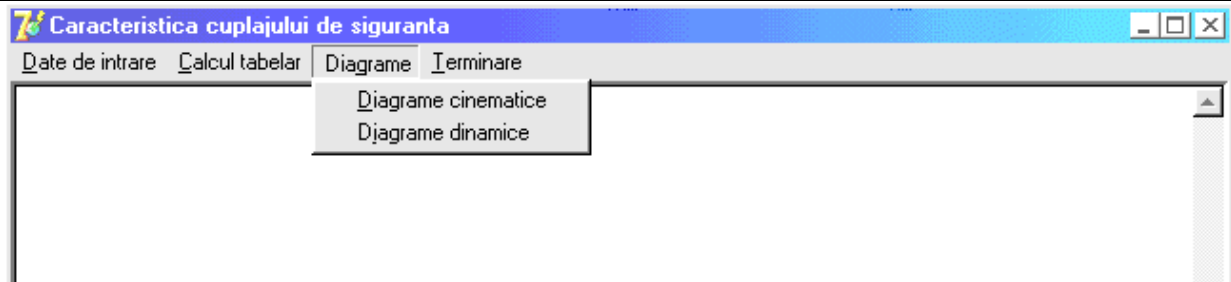
- ↳ unghiul maxim de rotire relativă dintre semicuple:  $\varphi_{\max}$ ,
- ↳ momentul de torsiune nominal,  $M_{tn}$ ,
- ↳ momentul de torsiune de calcul,  $M_{tc}$ ,
- ↳ momentul de torsiune limită,  $M_{t\lim}$ ,
- ↳ momentul maxim de forfecare la care va avea loc ruperea știfturilor:  $M_f$ ,

De asemenea programul oferă și recomandări pentru diametrul și numărul de știfturi în scopul obținerii unei valori a momentului de forfecare cât mai aproape pe valoarea momentului limită. Aceste recomandări sunt actualizate în mod automat la fiecare modificare a motorului electric (respectiv a momentului limită), materialului știfturilor, a tipului acestora (se are în vedere faptul că în cazul știfturilor crestate coeficientul tensiunii de rupere prin forfecare ia valori mai mari datorită unei alungiri mai mari) și a diametrului de dispunere a știfturilor.

Se menționează faptul că valoarea diferenței  $M_f - M_{tc}$  conduce la obținerea valorii maxime a momentului de șoc ce poate fi preluat de cuplaj.

#### Meniurile și submeniurile programului de modelare dinamică computerizată

Tabelul 6.1



Meniu	Submeniu	Observații
Date de intrare		<input type="checkbox"/> Permite definirea elementelor geometrice caracteristice ale cuplajului a cărui analiză se dorește <input type="checkbox"/> Introducerea datelor se realizează interactiv de la tastatură
Calcul tabelar	Analiza cinematică	<input type="checkbox"/> Permite afișarea tabelară a valorilor funcțiilor de poziție, de viteză și accelerație, în funcție de valorile unghiului de rotire relativă dintre semicuple și în funcție de timp
	Analiza dinamică	<input type="checkbox"/> Permite afișarea tabelară a valorilor momentului motor și a momentului rezistent, în funcție de timp
Diagrame	Diagrame cinematice	<input type="checkbox"/> Permite trasarea diagramelor funcțiilor de poziție, viteză și accelerație, în funcție de timp
	Diagrame dinamice	<input type="checkbox"/> Permite trasarea diagramelor momentului motor și momentului la semicuplele conduse, în funcție de timp
Terminare		<input type="checkbox"/> Permite ieșirea din program

84. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

Permite alegerea motorului electric, calculul momentului de torsiune nominal, momentului de torsiune de calcul și limită

11	720
0,75	1350
11	720
3	710
3	955
4	720
4	960
5,5	708
5,5	960

Permite setarea parametrilor geometrici doriți: diametrul de dispunere al știfturilor, lungimea știfturilor, diametrului știfturilor și a numărului acestora. De asemenea este posibilă alegerea tipului de știfturi și a materialului acestora.

OL 37  
 OL 37  
 OL 42  
 OL 50  
 OL 60  
 OLC 10  
 OLC 15  
 OLC 45  
 OLC 55

De asemenea programul oferă o serie de recomandări în ceea ce privește diametrul și numărul știfturilor

Permite modificarea momentelor de inerție la partea conducătoare și la cea condusă

Permite alegerea situației de funcționare dorită; în cazul funcționării cu șocuri este posibilă introducerea valorii și a duratei acestora

Fig. 6.1. Definirea geometrică și funcțională a cuplajului de siguranță

85. Cercetări prin simulare pe calculator în domeniul cuplajelor de siguranță

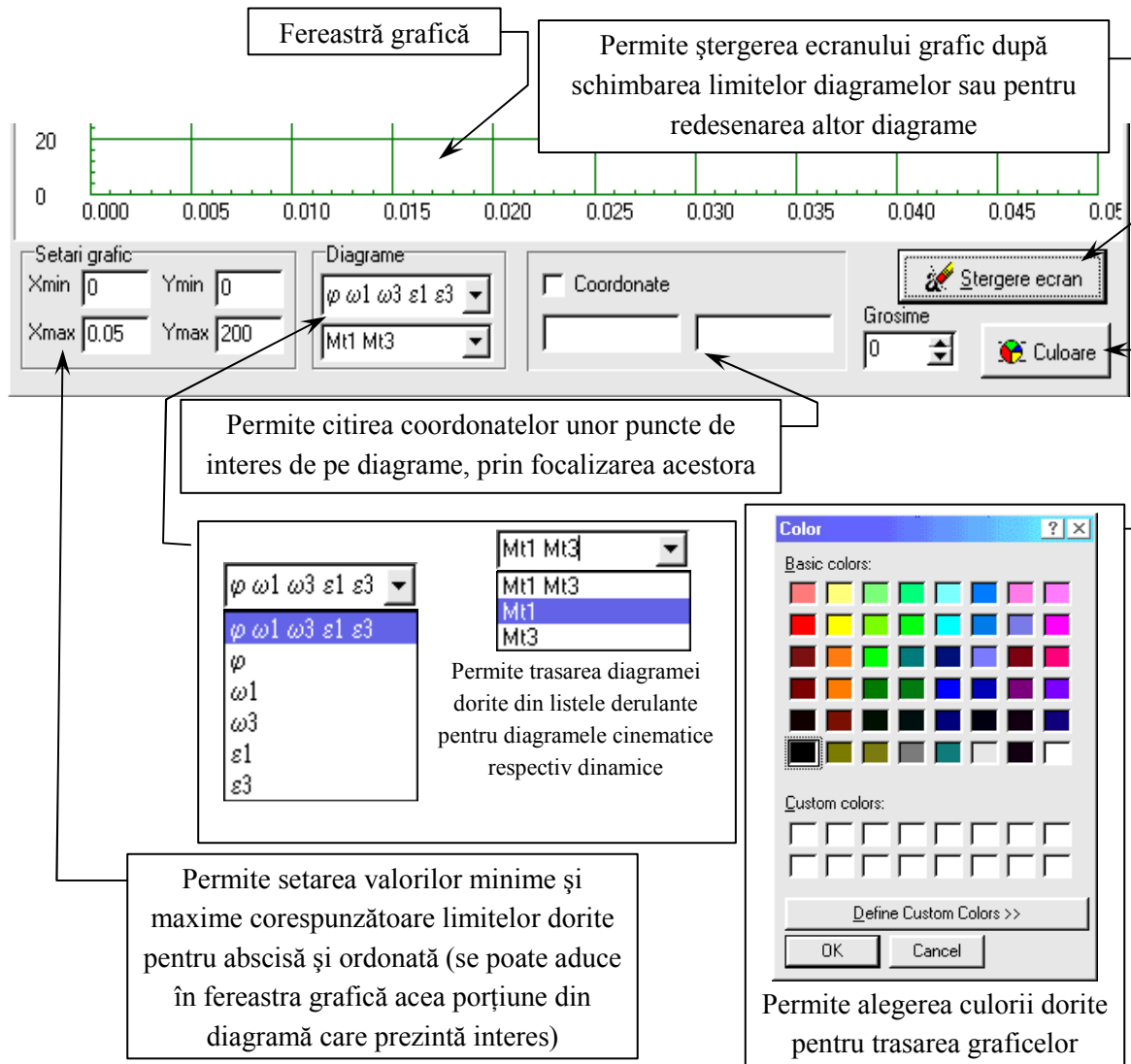


Fig. 6.2. Modul de utilizare al ferestrei grafice

În această etapă a rulării programului se poate trece la afișarea tabelară sau grafică a rezultatelor analizei cinematice (valorile unghiului de rotire relativă, a vitezelor unghiulare absolute sau a accelerațiilor unghiulare absolute în funcție de timp) sau analizei dinamice (valorile momentelor motor și rezistent în funcție de timp), prin activarea submeniuului corespunzător (*Calcul tabelar - Analiză cinematică*, respectiv *Analiză dinamică*; *Diagrame - Diagrame cinematice*, respectiv *Diagrame dinamice*).

Pentru a oferi o mai mare flexibilitate pentru programul conceput, acesta permite - prin activarea butoanelor din partea inferioară a display-ului - setarea modului de afișare a diagramelor în funcție de dorința utilizatorului, fig. 6.2. În acest fel este posibilă atât setarea grosimilor și a culorilor dorite pentru fiecare diagramă

86. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

cât și afișarea doar a diagramelor dorite (spre exemplu este posibilă vizualizarea numai a caracteristicilor semicuplajului conducător sau numai a diagramelor vitezelor unghiulare absolute) spre deosebire de opțiunile meniului principal *Diagrame*, care afișează toate diagramele cinematice sau dinamice în funcție de activarea submeniului *Diagrame cinematice* sau *Diagrame dinamice*.

Pentru studiul comparativ al diferitelor regimuri de funcționare, în continuare se vor prezenta câteva diagrame ale analizei cinematice (variațiile unghiului de rotație relativă, vitezelor unghiulare absolute și accelerațiilor unghiulare absolute - pentru cele două semicuplaje, conducător și condus - în funcție de timp) și ale analizei dinamice (funcțiile momentului de intrare și momentului rezistent).

### 6.3. Exemple de simulare numerică a funcționării cuplajelor de siguranță cu știfturi

Determinarea expresiilor analitice generale ale sarcinilor dependente, în funcție de mișcările și sarcinile independente ale mecanismelor echivalente (v. subcapitolul 5.5.3), face așadar posibilă simularea numerică pe calculator, în vederea identificării influențelor reprezentative, [EFT 00]

Acest subcapitol va prezenta ilustrarea grafică a fenomenelor de decuplare și cuplare, pe baza unor exemple numerice; astfel, prin modificarea unor parametri constructivi și funcționali se vor evidenția fenomenele dinamice ce apar în procesul de funcționare.

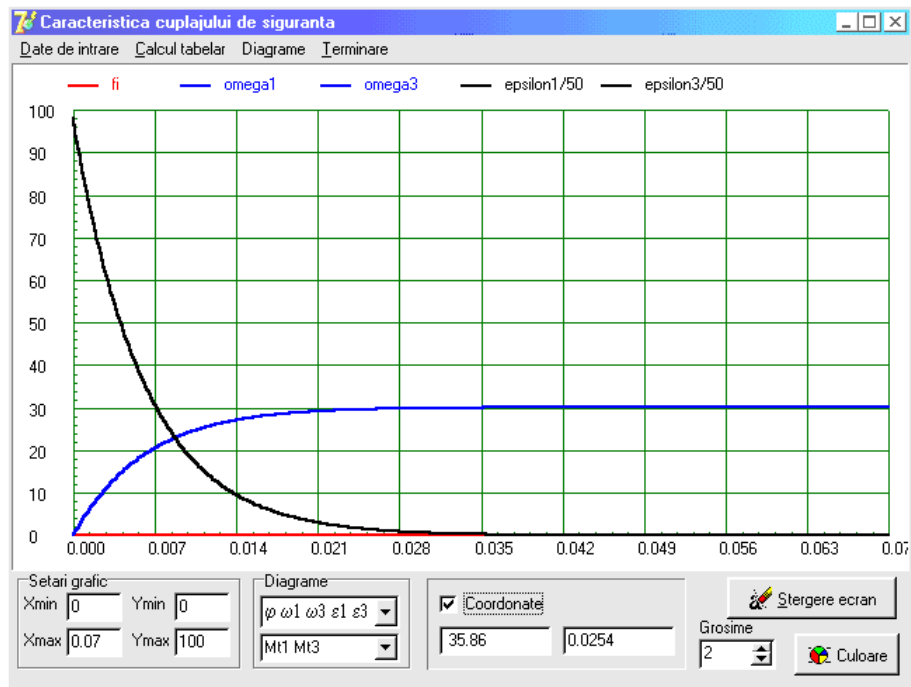
Pentru exemplele de calcul propuse, în continuare se va considera un cuplaj de siguranță ale cărui elemente geometrice au valorile prezentate în fig. 5.2. În ceea ce privește mașina electrică de acționare, se vor considera motoare electrice asincrone [RĂD 81], [FRA 75] ale căror caracteristici mecanice au fost modelate matematic în subcapitolul 5.4.1, acestea fiind descrise de ecuația (5.20), presupunându-se astfel o caracteristică mecanică liniară (motorul asincron pe porțiunea dură a caracteristicii sale mecanice). Porțiunea de funcționare a caracteristicii considerate trece prin punctul de moment nominal dorit.

#### Pornirea

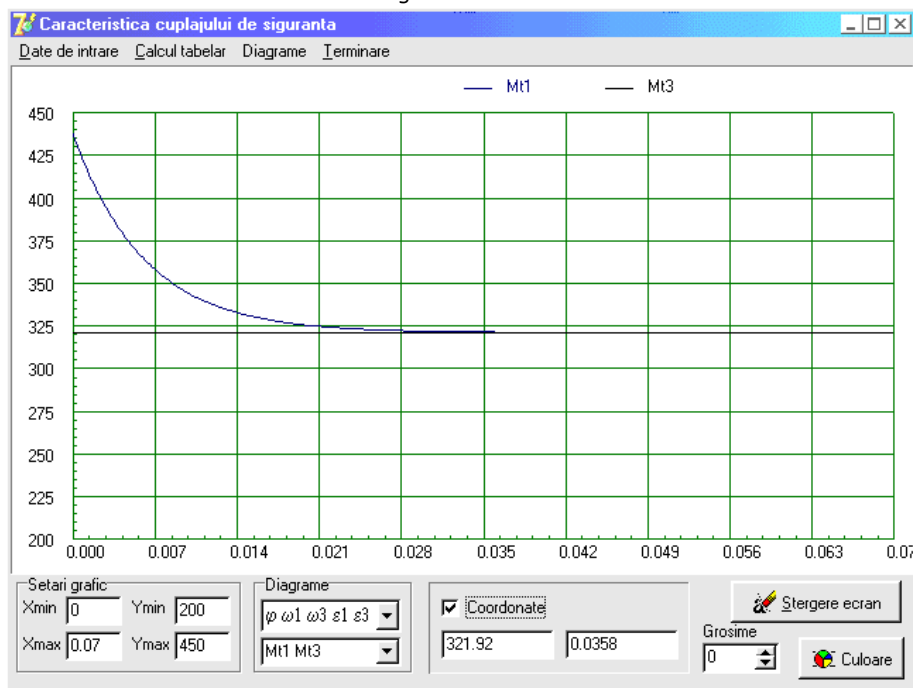
La simularea situației de pornire (fig. 6.3 și fig. 6.4), pentru a evita șocurile s-au neglijat forțele de inerție ale semicuplajului condus, fapt care permite obținerea unui punct de funcționare fără șocuri în momentul pornirii. Diferența de moment  $M_{t1} - M_{t3}$  din diagramă reprezintă momentul necesar pentru accelerarea semicuplajului conducător. Ca urmare, pentru un motor ASI 180L-48-4 ( $P = 11$  KW și  $n = 720$  rot/min), pornirea a avut loc după  $\approx 40$  ms, punctul de funcționare fiind caracterizat prin  $M_{t0} = 320985$  Nmm și  $\omega_0 = 34.3$  rad/s, în timp ce pentru un motor având puterea  $P = 7.5$  KW și turația  $n = 780$  rot/min, pornirea a avut loc după  $\approx 60$  ms, punctul de funcționare fiind caracterizat prin  $M_{t0} = 222563$  Nmm și  $\omega_0 = 33.7$  rad/s.

Dintre toți parametrii funcționali și constructivi, singurul parametru care influențează considerabil durata de pornire este momentul de inerție la partea conducătoare  $J_{x1}$ . În acest sens în fig. 6.5 au fost trasate diagramele cinematice și dinamice pentru motorul ASI 180L-48-4 ( $P = 11$  KW și  $n = 720$  rot/min), modificând momentul de inerție masică al părții de antrenare, redus la arborele conducător. Astfel se poate remarca faptul că deși o creștere a momentului  $J_{x1}$  conduce la o durată necesară atingerii punctului de funcționare caracteristic -  $M_{t0} = 320985$  Nmm,  $\omega_0 = 34.3$  rad/s - mai mare, șocul la pornire pentru această situație este mai mic (accelerațiile celor două semicuplaje scăzând considerabil în momentul pornirii).

87. Cercetări prin simulare pe calculator în domeniul cuplajelor de siguranță



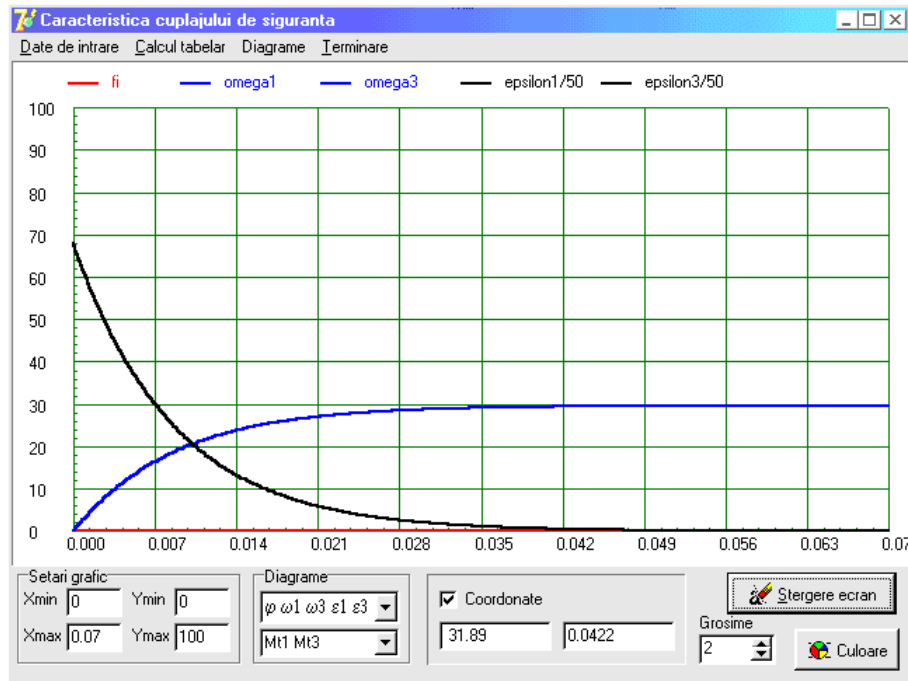
a. diagrame cinematice



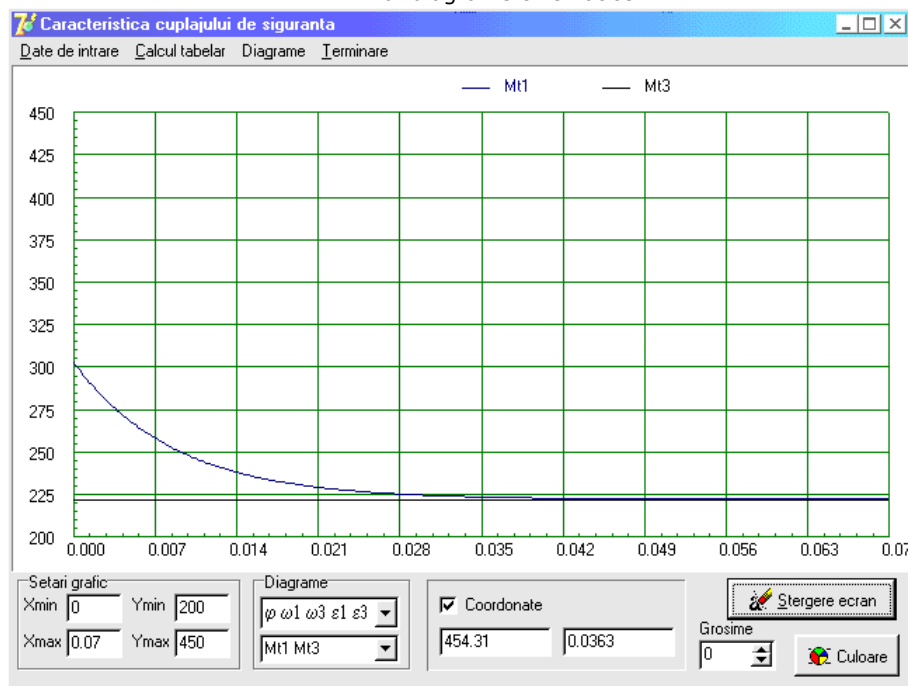
b. diagrame dinamice

Fig. 6.3. Pornirea - motor ASI 180L-48-4 ( $P = 11kW$  și  $n = 720rot/min$ )

88. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor



a. diagrame cinematice

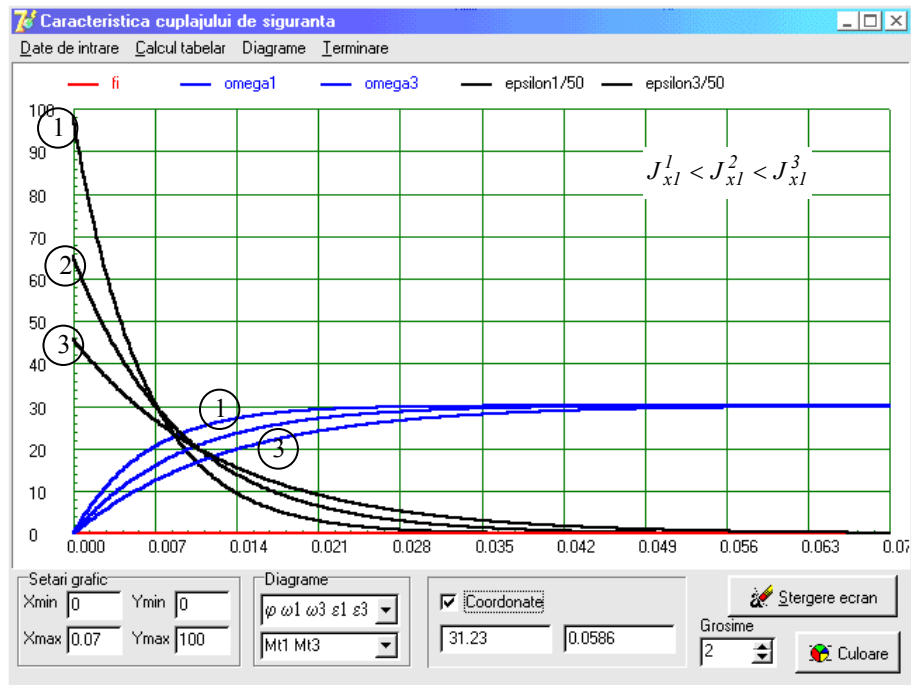


b. diagrame dinamice

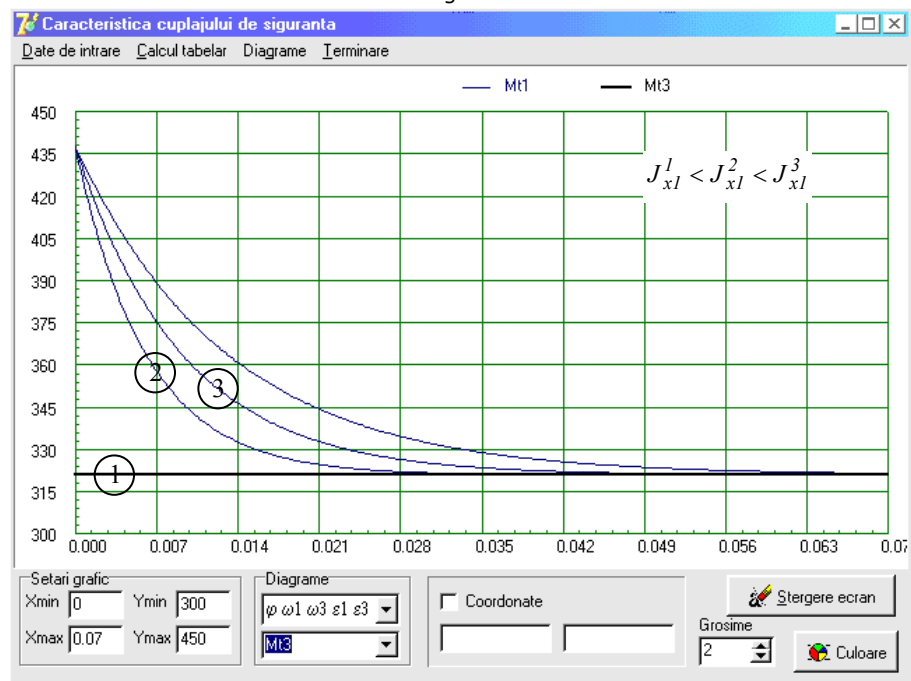
Fig. 6.4. Pornirea - motor având  $P = 7.5 \text{ kW}$  și  $n = 708 \text{ rot/min}$



89. Cercetări prin simulare pe calculator în domeniul cuplajelor de siguranță



a. diagrame cinematice



b. diagrame dinamice

Fig. 6.5. Influența momentului de inerție la partea conducătoare asupra pornirii

90. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

Înainte de a trece la alte exemple privind simularea funcționării cuplajelor de siguranță cu știfturi, mai trebuie menționat un aspect privind tensiunea de rupere prin forfecare a știfturilor  $\tau_{rf}$ . Așa cum se poate observa în fig. 6.1., programul permite atât alegerea materialului, cât și a tipului de știfturi, valoarea tensiunii de forfecare  $\tau_f$  depinzând de acești factori, respectiv:

$$\tau_{rf} = \gamma \sigma_r, \quad (6.1)$$

unde:  $\sigma_r$  reprezintă tensiunea de rupere la tracțiune a materialului știftului – tensiune de care se ține seama în momentul alegerii din lista derulantă a materialului, iar  $\gamma$  reprezintă coeficientul tensiunii de rupere prin forfecare, a cărui valoare depinde de material, diametrul știfturilor și tipul acestora; de valorile acestui coeficient s-a ținut cont în conformitate cu tabelul 6.2, [DRĂ/1 78].

**Valorile coeficientului  $\gamma$  pentru știfturi**

Tabelul 6.2

Diametrul știfturilor $d$ , mm	Alungirea, %			
	12...20	22...30	24...25	29.5...31.4
	Știfturi crestate		Știfturi crestate	
2...3	0.78...0.80	0.80...0.81	-	-
4...5	0.68...0.72	0.75...0.76	0.86...0.95	0.92...1.06
6...8	0.68...0.72	0.75...0.78	0.86...0.95	0.92...1.10
<i>Observație:</i> Datele din tabel au fost obținute pentru știfturi din oțel și din oțel carbon de calitate.				

**Preluarea șocurilor de valoare mică**

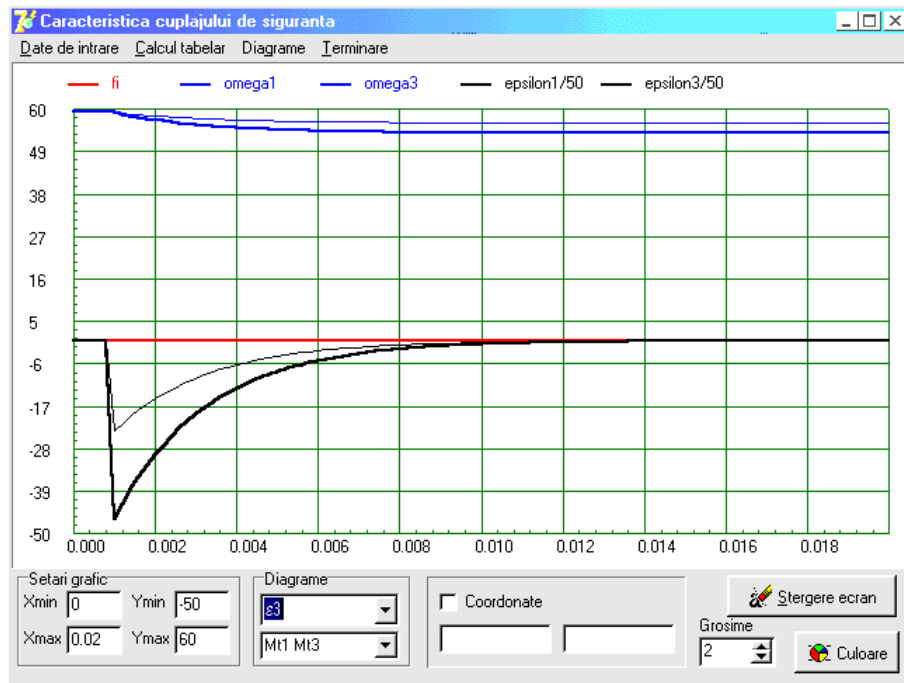
În continuare se propun câteva situații de preluare a șocurilor de valori mici, dar modificând pentru cuplajul considerat o serie de parametrii geometrici și constructivi considerați mai importanți (fig. 6.6, fig. 6.7, fig. 6.8).

În urma analizei diagramelor cinematice și dinamice propuse pentru aceste situații de funcționare se pot formula următoarele concluzii:

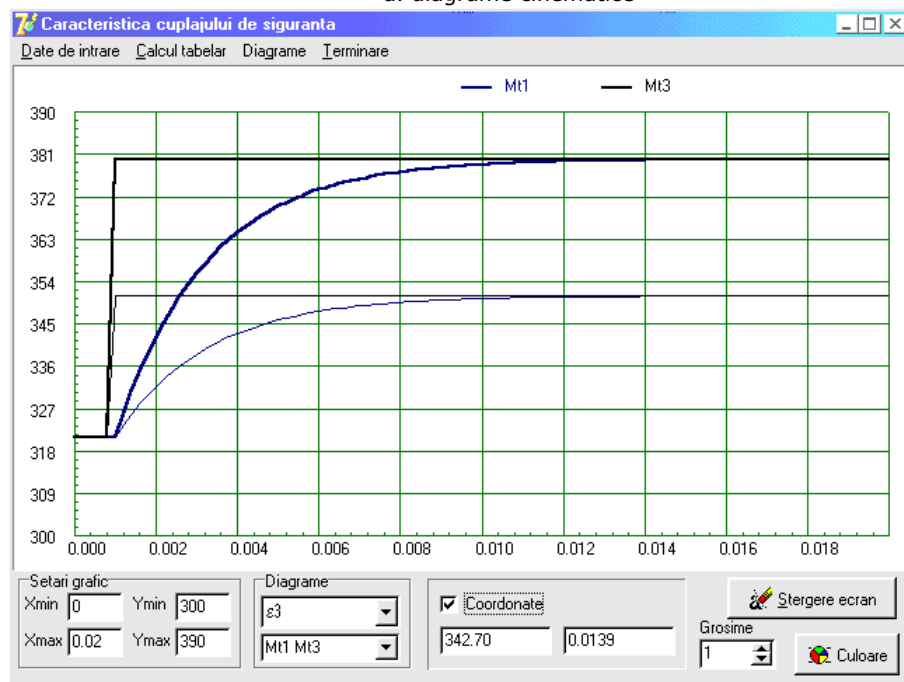
↳ cuplajele de siguranță cu știfturi pot prelua șocuri de valoare foarte mică, menținute o perioadă foarte lungă de timp, noul punct de funcționare al cuplajului fiind caracterizat prin moment de torsiune transmis mai mare, respectiv viteză unghiulară mai mică;

↳ valorile șocurilor ce pot fi preluate de cuplajele de siguranță cu știfturi se încadrează în limitele date de valoarea momentului de torsiune de calcul  $M_{tc}$  și valoarea momentului de forfecare  $M_f$ , valori ale șocurilor mai mari decât cele ale momentului de forfecare neputând fi preluate;

91. Cercetări prin simulare pe calculator în domeniul cuplajelor de siguranță



a. diagrame cinematice



b. diagrame dinamice

Fig. 6.6. Preluarea șocurilor de valoare mică –  $d = 2 \text{ mm}$ , material OL37

92. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

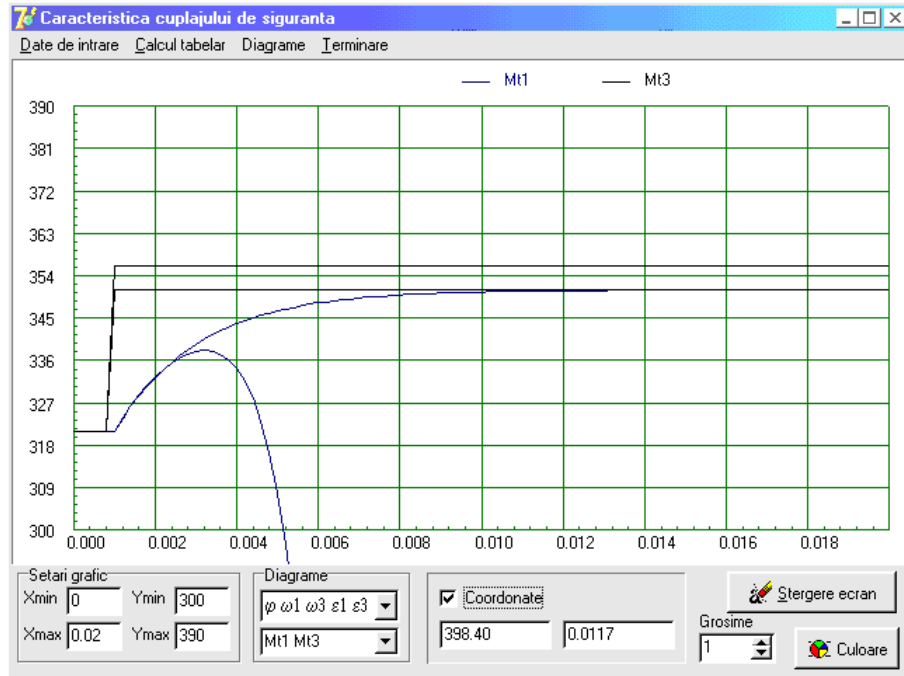


Fig. 6.7. Șocuri de valoare mică -  $d = 2 \text{ mm}$ , material OL37

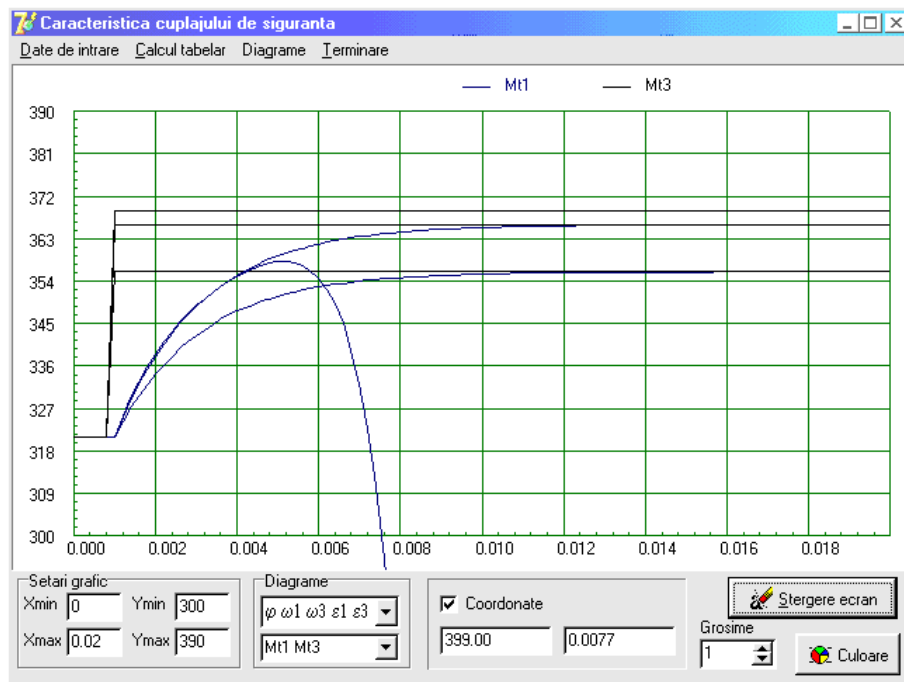


Fig. 6.8. șocuri de valoare mică -  $d = 2 \text{ mm}$ , material OL42

↳ proiectarea cuplajelor de siguranță cu știfturi se realizează determinând diametrul știfturilor în funcție de momentul limită transmis de cuplaj; din considerente constructiv-tehnologice însă momentul de forfecare nu este întotdeauna egal cu cel limită (momentul de forfecare real va avea în final valori mai mici decât momentul limită); în acest context, printr-o combinație corespunzătoare a parametrilor geometrici (diametrul știfturilor, diametrul de dispunere al acestora, material, etc.) se pot obține valori diferite ale momentului de forfecare (valori care trebuie însă să se încadreze între valorile momentului de calcul și cel limită) respectiv, o precizie de decuplare mai ridicată sau mai scăzută;

↳ figura 6.6 prezintă o situație de preluare a șocurilor de valoare mică pentru un cuplaj la care s-a montat doar un știft, având diametrul de 2 mm (situație recomandată de program) și fiind executat din OL 37; în această situație, în urma calculului a rezultat:

- momentul de torsiune de calcul,  $M_{tc} = 320986\text{Nmm}$ ;
- momentul limită,  $M_{tlim} = 385183\text{Nmm}$ ;
- momentul de forfecare,  $M_f = 380610\text{Nmm}$ .

Așadar, în această situație cuplajul poate prelua șocuri având valori maxime în jurul valorii de 59000Nmm, la valori mai mari având loc ruperea știftului prin forfecare, respectiv decuplarea:

↳ modificând însă diametrul știftului la valoarea de 2 mm (fig. 6.7), valoarea momentului de forfecare scade  $M_f = 351895\text{Nmm}$ , respectiv crește precizia de decuplare, cuplajul putând prelua șocuri de maxim 30000Nmm;

↳ menținând însă valoarea diametrului știftului la 2 mm, dar modificând materialul, respectiv realizând știftul din OL42, valoarea momentului de forfecare crește  $M_f = 368132\text{Nmm}$ , cuplajul putând prelua șocuri având valori maxime în jurul a 45000Nmm (fig. 6.8);

↳ în funcție de mărimea șocului ce poate fi preluat, atingerea noului punct de funcționare se realizează cu o scădere bruscă a accelerațiilor celor două semicuplaje; această scădere de accelerație este mai mare în cazul preluării șocurilor de valoare mai mare (fig. 6.6).

#### **Decuplarea**

Așa cum s-a putut observa în fig. 6.6, cuplajul de siguranță cu un știft având diametrul de 6,5mm și fiind realizat din OL37, poate prelua șocuri în jurul valorii de 59000Nmm. În fig. 6.9, pentru aceeași valoare a șocului de 61000Nmm, s-a considerat situația a două știfturi având același diametru de 2 mm și același material, dar de tipuri diferite.

În această situație, se poate observa o creștere a momentului de forfecare pentru știftul crestă la valoarea de  $M_f = 451821\text{Nmm}$ , ceea ce face posibilă preluarea șocului. Această creștere a momentului de forfecare are loc datorită creșterii valorii coeficientului tensiunii de rupere prin forfecare,  $\gamma$  (tabelul 6.2) care conduce la rândul său la creșterea tensiunii de rupere prin forfecare. Creșterea semnificativă a momentului de forfecare face ca, în această situație, ruperea știftului crestă să aibă loc la valori foarte mari ale șocului (135000Nmm), fig. 6.10.

În figura 6.11, se prezintă o situație de decuplare la aceeași valoare a șocului pentru două știfturi având aceleași dimensiuni și material, dar de tipuri diferite. Ruperea știftului crestă are loc cu o variație mai mare a accelerațiilor celor două semicuplaje, dar pe parcursul unei perioade mai lungi în tip ce ruperea știftului neted are loc mai repede și cu un șoc la rupere mai mic.

94. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

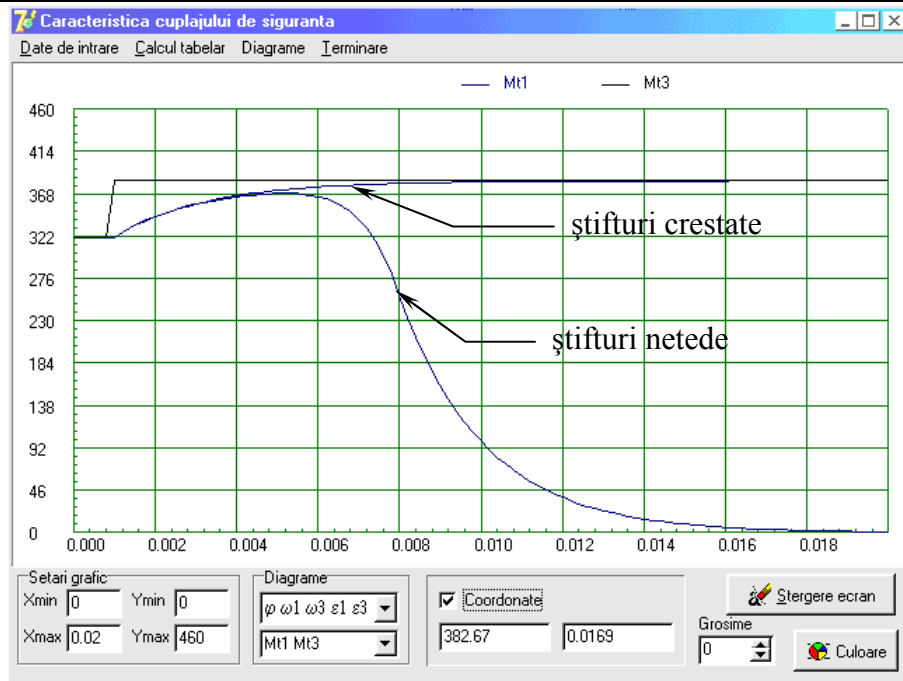


Fig. 6.9. Preluarea șocurilor de știfturile crestate și ruperea știfturilor netede pentru aceeași valoare a șocului

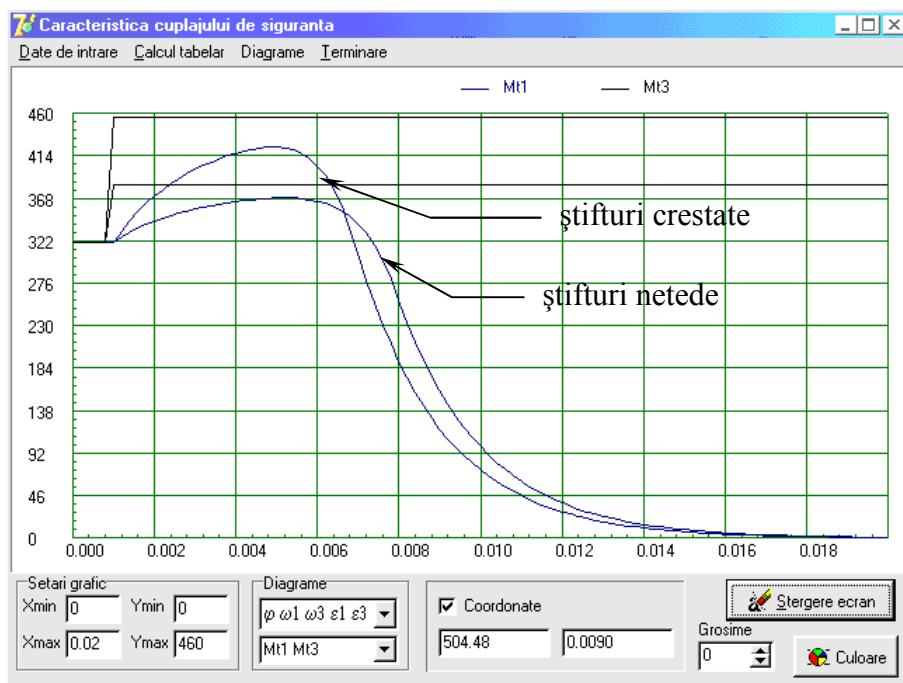
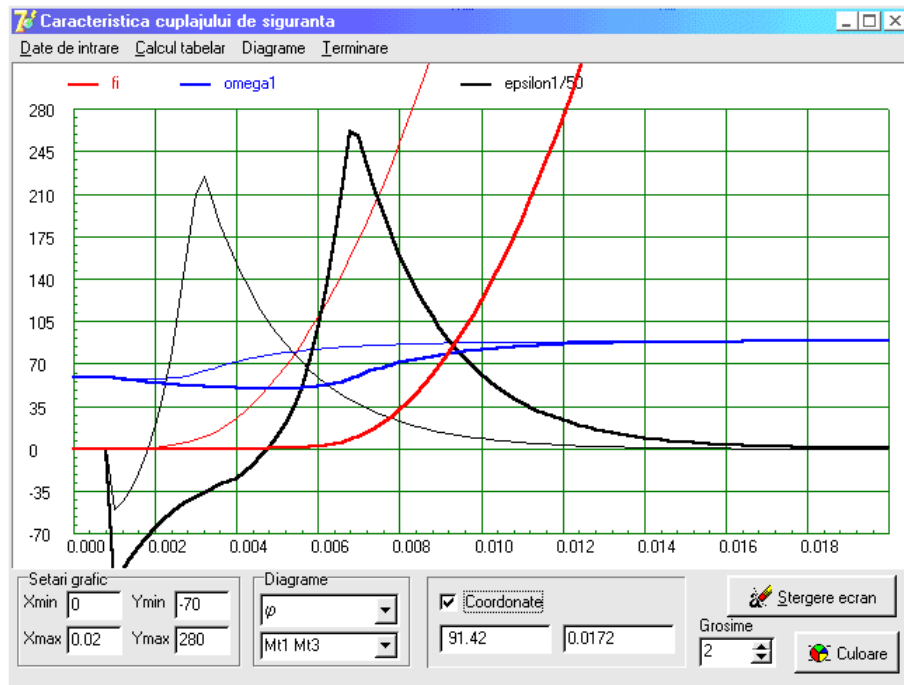
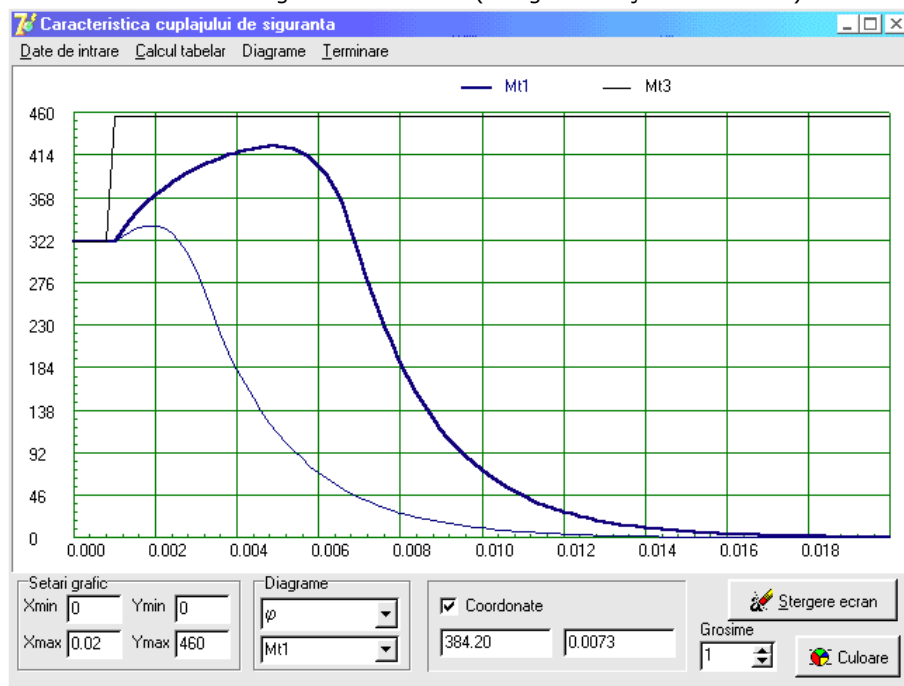


Fig. 6.10. Ruperea știfturilor crestate și netede are loc la valori diferite ale șocului

95. Cercetări prin simulare pe calculator în domeniul cuplajelor de siguranță



a. diagrame cinematice (linii groase – știfturi crestate)



b. diagrame dinamice (linii groase – știfturi crestate)

Fig. 6.11. Influența tipului știfturilor,  $d = 2 \text{ mm}$ , OL 37,  $P = 11 \text{ KW}$ ,  $n = 720 \text{ rot/min}$

96. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

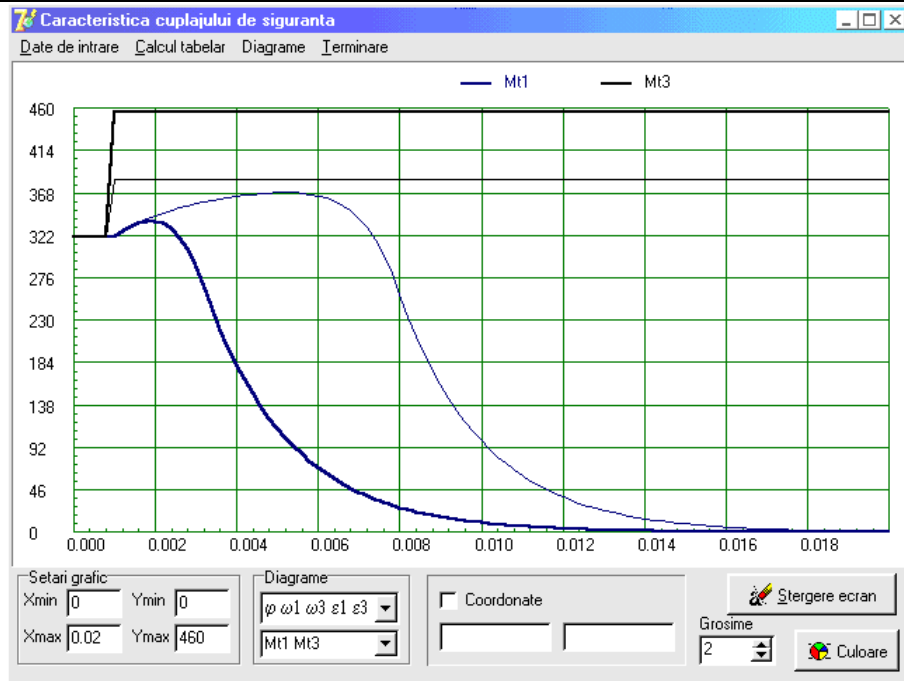


Fig. 6.12. Influența mărimii șocului asupra decupării,  $d = 2 \text{ mm}$ , OL37

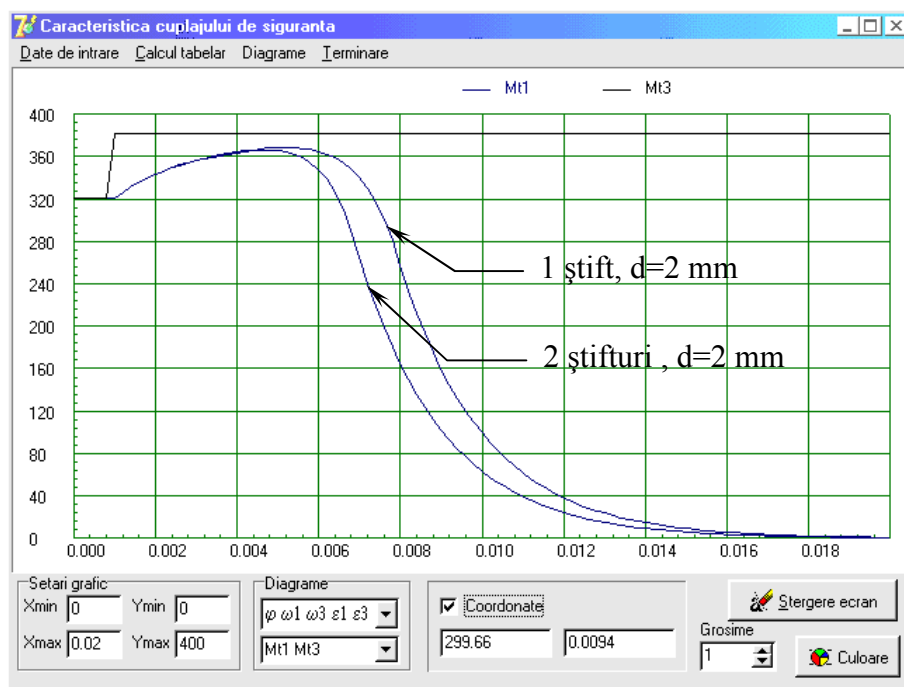


Fig. 6.13. Influența numărului de știfturi, și implicit a diametrului acestora  $z = 1, d = 2 \text{ mm}$  și  $z = 2, d = 2 \text{ mm}$



## 97. Cercetări prin simulare pe calculator în domeniul cuplajelor de siguranță

---

Creșterea mărimii șocurilor conduce la o rupere a știfturilor mai rapidă (fig. 6.12).

În fig. 6.13, s-a considerat pentru aceeași solicitare, cuplajul funcționând cu un știft și respectiv cu două știfturi. Deoarece s-a urmărit ruperea la valori apropiate ale momentului de forfecare, s-au folosit valorile recomandate pentru diametrele știfturilor, respectiv:

- pentru 1 știft,  $d = 2 \text{ mm}$  și rezultă un moment de forfecare  $M_f = 380610 \text{ Nmm}$ ;

- pentru 2 știfturi  $d = 2 \text{ mm}$  și rezultă un moment de forfecare  $M_f = 381240 \text{ Nmm}$ .

În cazul cuplajului cu două știfturi, ruperea acestora are loc mai repede avându-se în vedere și scăderea diametrului acestora.

Cele mai semnificative influențe asupra comportării cuplajului în timpul funcționării o au însă, momentele de inerție la partea conducătoare respectiv condusă a cuplajului. În acest sens, în fig. 6.14 și fig. 6.15, este prezentată influența momentului de inerție la partea conducătoare asupra comportării cuplajului într-o situație de decuplare (rupere a știftului), pentru un cuplaj având caracteristicile din fig. 6.1; pentru același cuplaj și situație de funcționare, în fig. 6.16 și fig. 6.17 este prezentată influența momentului de inerție la partea condusă.

Din analiza celor două situații, se poate observa că o creștere a momentelor de inerție conduce la o scădere a șocului din transmisie în momentul ruperii știftului. Cu toate acestea, creșterea momentului de inerție la partea conducătoare conduce la o scădere semnificativă a valorii accelerației la semicuplajul conducător, în momentul ruperii știftului și la o curbă descrescătoare mai lină a momentului la același semicuplaj. Așadar, ruperea știftului are loc destul de rapid de la introducerea șocului, dar scăderea accelerației și a momentului la semicuplajul conducător are loc după o curbă cu pantă lină, respectiv într-o perioadă mai lungă de timp.

Creșterea momentului de inerție la partea condusă, deși conduce la o scădere a valorii maxime a accelerației semicuplajului conducător, în momentul ruperii știftului, după aceasta scăderea accelerației are loc după o curbă cu pantă mare. În această situație se poate spune că ruperea știftului are loc mai greu (perioada de timp scursă până la ruperea totală este mai mare), dar în momentul ruperii șocul este mai mare, iar scăderea de accelerație și moment la partea conducătoare are loc rapid.

În toate situațiile prezentate mai sus, momentul de inerție la partea conducătoare a fost mai mare decât momentul de inerție la partea condusă. În cazul unui moment de inerție la partea condusă mai mare decât momentul de inerție la partea conducătoare, fig. 6.18, odată cu introducerea șocului, ruperea știftului are loc după o perioadă mai lungă de timp (așadar cuplajul are o perioadă de timp când funcționează cu știftul alungit, respectiv cu o secțiune de forfecare mai mică decât cea inițială) după care ruperea știftului are loc brusc (scădere de accelerație și de moment la semicuplajul conducător bruscă).

O situație interesantă se poate întâlni atunci când cele două momente de inerție, atât la partea conducătoare, cât și la partea condusă sunt egale, fig. 6.19. Astfel, prin creșterea valorii momentelor de inerție se poate obține o scădere a valorii maxime a accelerației în momentul ruperii complete a știftului, înainte de ruperea completă a știftului are loc o alungire a acestuia pe o perioadă mai lungă, iar după rupere, scăderea de accelerație are loc după o curbă lină.

Având în vedere cele de mai sus, și anume faptul că prin creșterea momentelor de inerție la partea conducătoare și respectiv condusă (dar în special la

## 98. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

cea condusă) a cuplajului, are loc o mărire a duratei de timp până la ruperea totală a știfturilor (cuplajul funcționează cu știfturile alungite o perioadă de timp mai mare) în continuare se propune simularea de situații la care creșterea momentului rezistent la semicuplajul condus să aibă loc pe o perioadă mai scurtă decât cea necesară ruperii complete a știfturilor.

Pentru aceasta în fig. 6.20 și fig. 6.21 s-au simulat aceleași două situații de variație a momentului rezistent, respectiv o creștere a momentului rezistent și menținere a lui (fapt care conduce în final la ruperea știftului), iar apoi (analizând această situație și după determinarea timpului necesar ruperii complete a știftului), se va alege o variație a momentului rezistent de aceeași intensitate dar pe o perioadă mai scurtă decât cea necesară ruperii știftului.

Astfel în figura 6.20, pentru un cuplaj la care momentul la partea conducătoare este mai mare decât la cea condusă ( $J_{x1} > J_{x3}$ ), se poate observa că deși momentul rezistent a revenit la valoarea corespunzătoare momentului de calcul, secțiunea știftului fiind deja micșorată datorită șocului inițial, aceasta nu va mai putea prelua acest moment și va conduce la ruperea știftului (datorită scăderii secțiunii transversale a știftului momentul de forfecare pe care acesta îl poate transmite scade).

În fig. 6.21 s-a propus, pentru aceeași variație a momentului rezistent ca în fig. 6.20, creșterea momentului de inerție la partea condusă, în scopul creșterii duratei până la ruperea completă a știftului. Așa cum a rezultat din analiza fig. 6.17, fig. 6.18 și fig. 6.19, odată cu creșterea momentului de inerție la partea condusă are loc o creștere semnificativă a duratei de timp în care cuplajul funcționează cu știftul alungit (există un palier în diagrame). Cu toate acestea, deși creșterea momentului rezistent a avut loc pe o perioadă scurtă de timp, după care a revenit la valoarea momentului de calcul, ruperea știftului este inevitabilă, dar după o perioadă de timp mai lungă decât cea necesară în cazul precedent.

### 6.4. Stabilirea unor concluzii privind cercetările prin simularea pe calculator în domeniul cuplajelor de siguranță

În urma modelărilor cinematice și dinamice propuse și a simulărilor numerice prezentate, se poate formula următoarea concluzie: parametrii cei mai importanți, care influențează într-o măsură hotărâtoare funcționarea cuplajelor de siguranță cu știfturi sunt: diametrul știfturilor  $d$ , numărul acestora, tipul știfturilor – lise sau crestate, materialul știfturilor, raportul momentelor de inerție la partea condusă și cea conducătoare a cuplajului  $J_{x3}/J_{x1}$ .

Trebuie remarcat faptul că, există o dependență bine determinată între următorii parametri constructivi și funcționali:

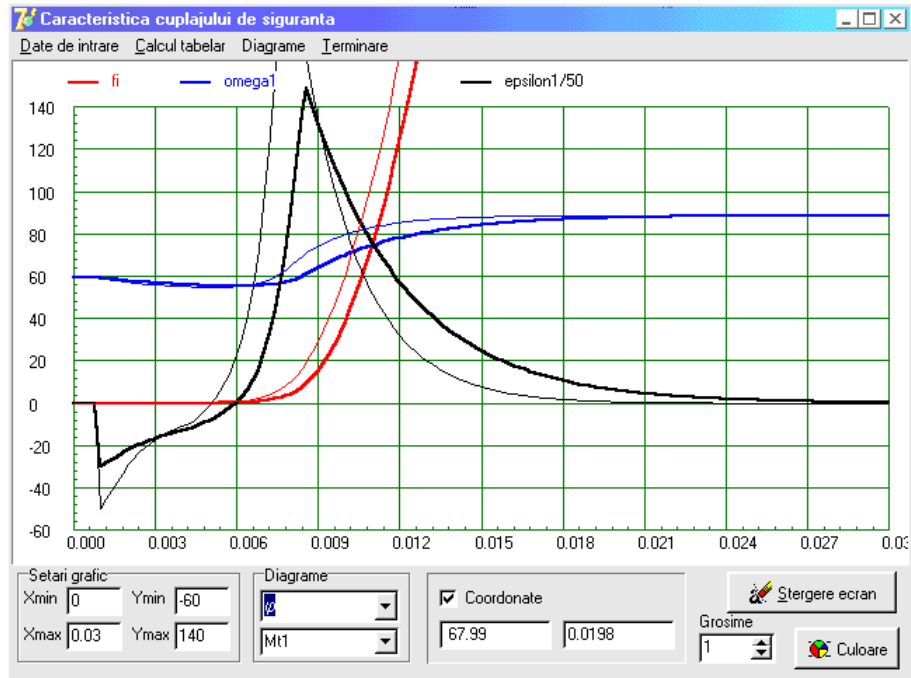
- diametrul știfturilor,
- numărul știfturilor,
- materialul știfturilor și tipul știfturilor, care au o influență deosebită

asupra tensiunii de rupere prin forfecare a acestora, și anume:

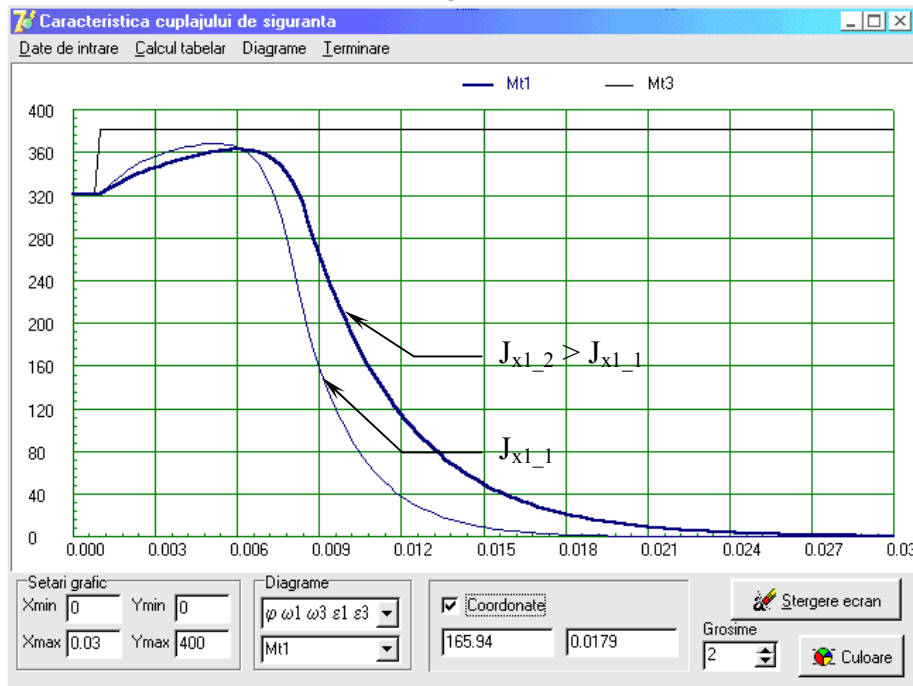
- materialul știfturilor are o influență directă asupra tensiunii de rupere la tracțiune a materialului știftului și implicit asupra tensiunii de rupere prin forfecare
- tipul știfturilor influențează valoarea tensiunii de rupere prin forfecare, prin intermediul coeficientului tensiunii de rupere prin forfecare.

- diametrul de dispunere a știfturilor,
- momentul de torsiune limită ce trebuie transmis de cuplaj.

99. Cercetări prin simulare pe calculator în domeniul cuplajelor de siguranță



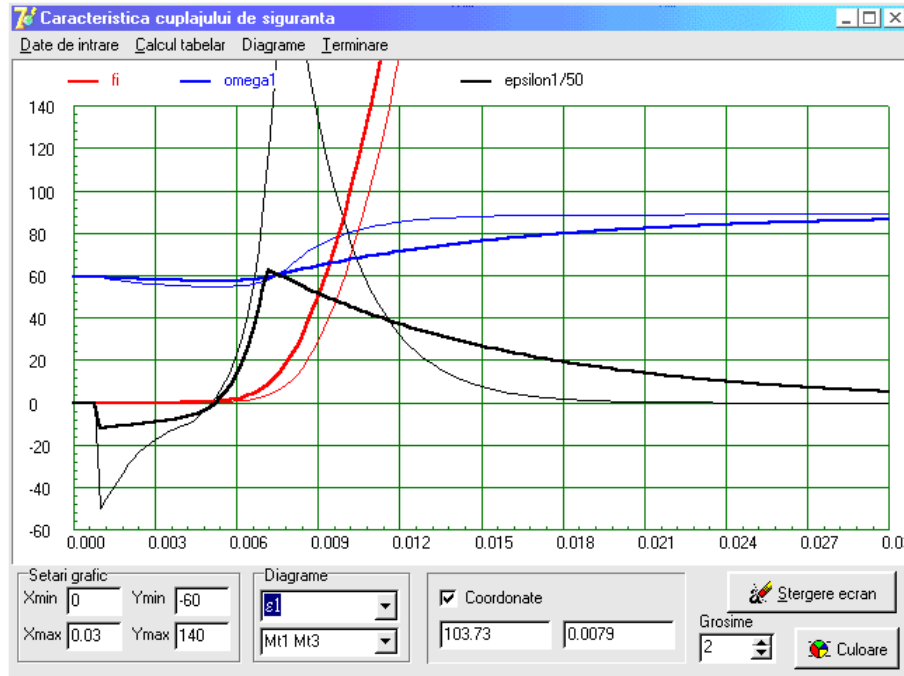
a. diagrame cinematice



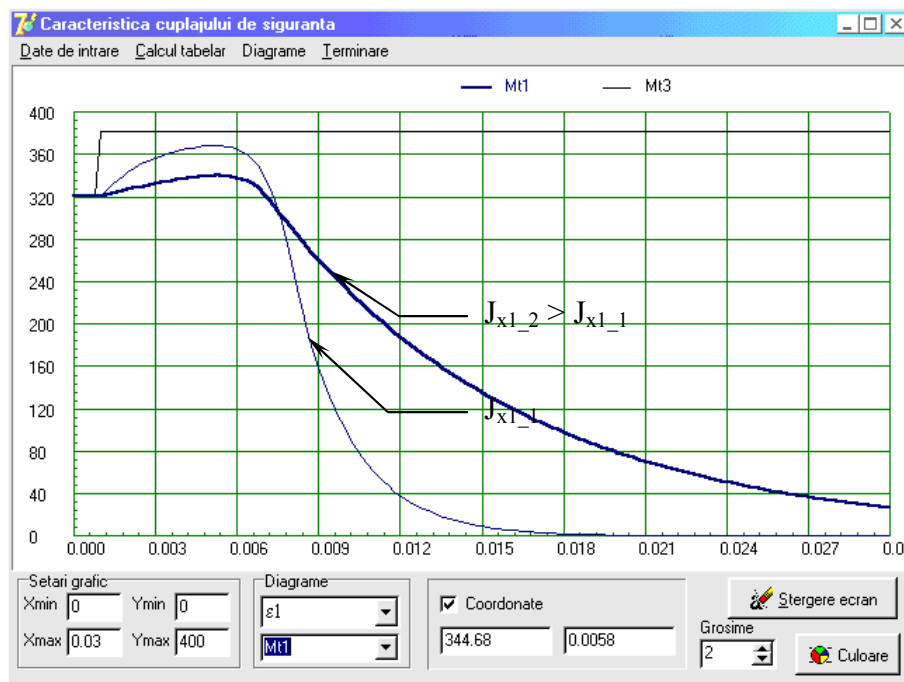
b. diagrame dinamice

Fig. 6.14. Influența momentului de inerție la partea conducătoare a cuplajului ( $J_{x1} > J_{x3}$ )

100. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor



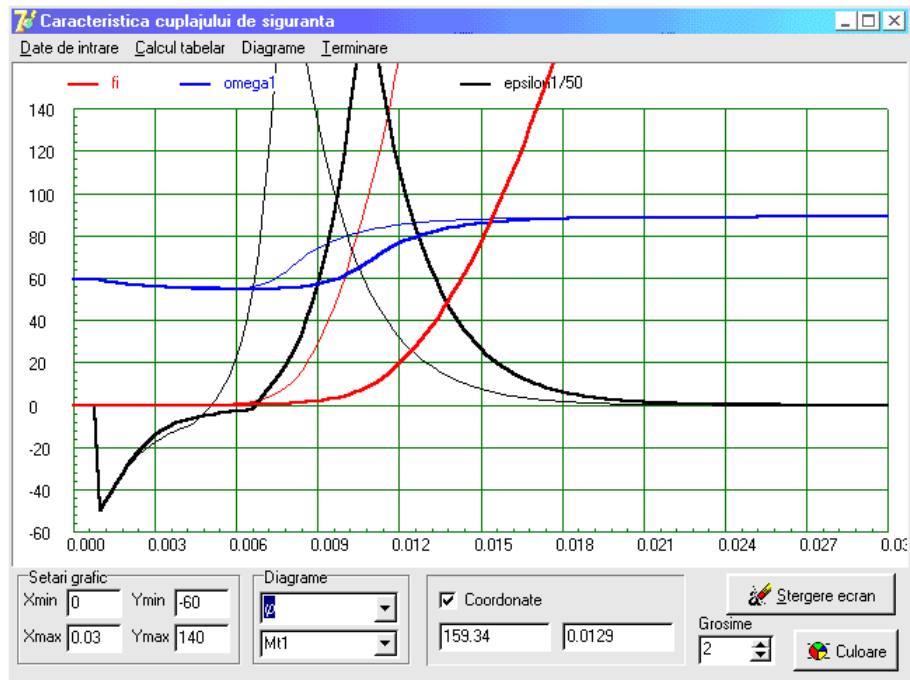
a. diagrame cinematice



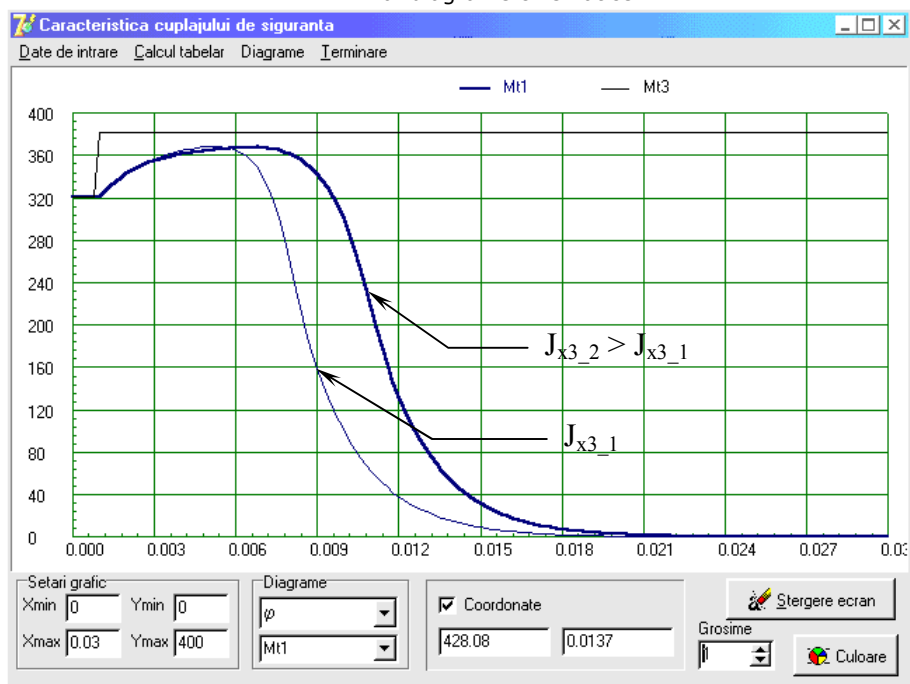
b. diagrame dinamice

Fig. 6.15. Influența momentului de inerție la partea conducătoare a cuplajului ( $J_{x1} > J_{x3}$ )

101. Cercetări prin simulare pe calculator în domeniul cuplajelor de siguranță



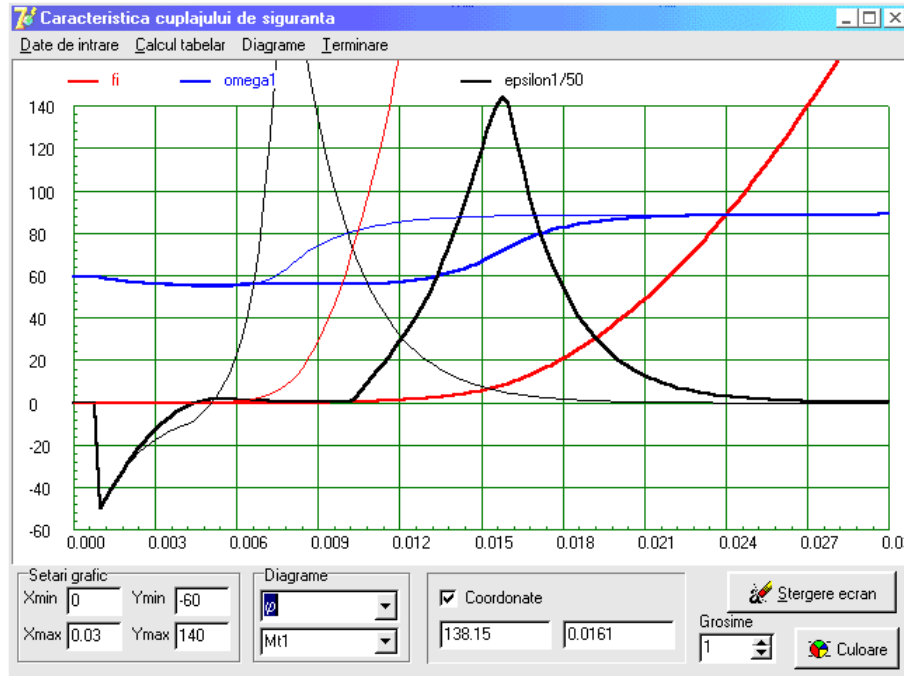
a. diagrame cinematice



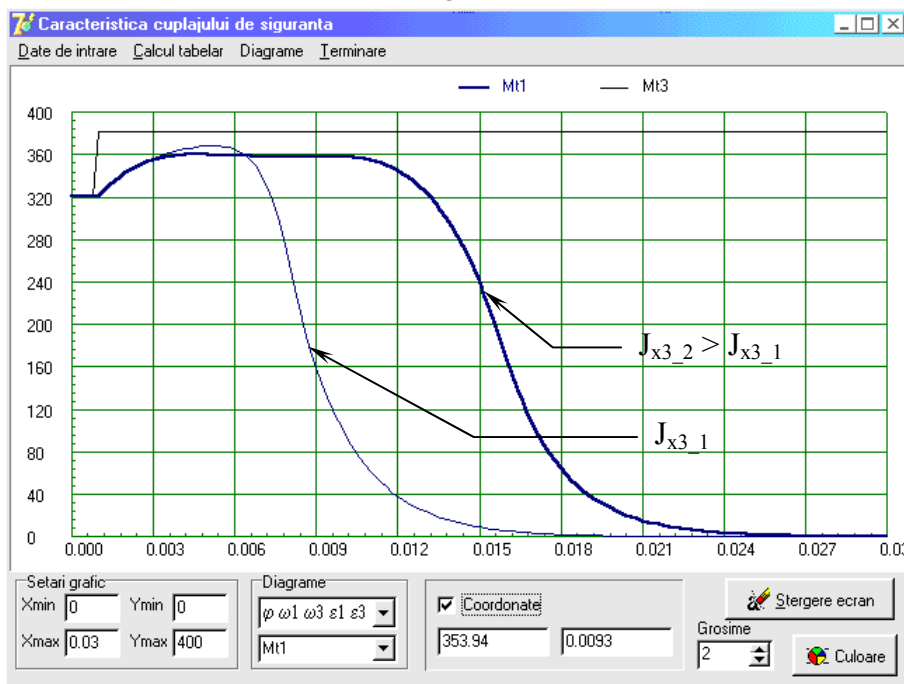
b. diagrame dinamice

Fig. 6.16. Influența momentului de inerție la partea condusă a cuplajului ( $J_{x1} > J_{x3}$ )

102. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor



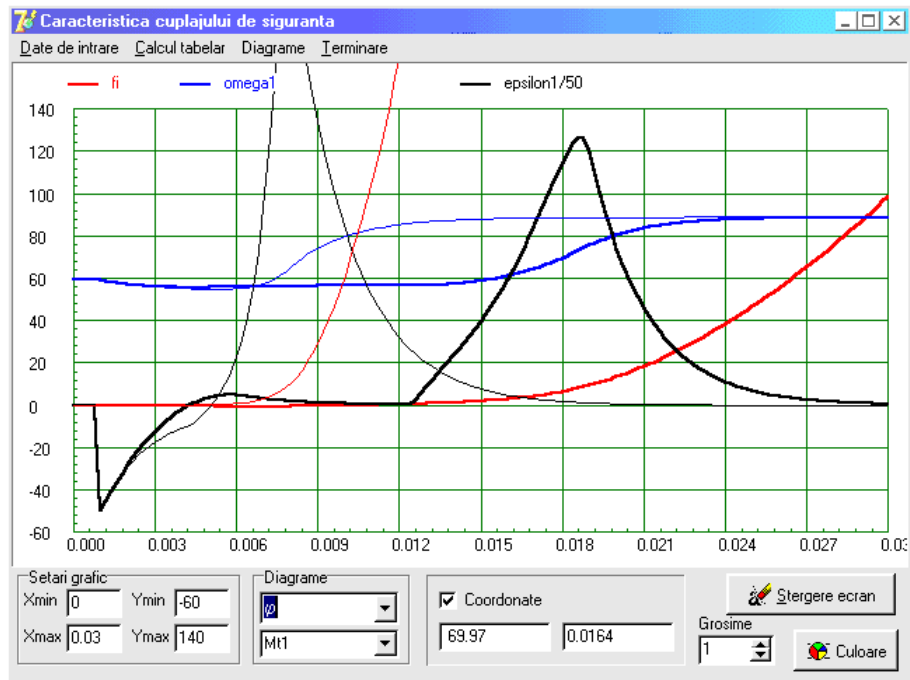
a. diagrame cinematice



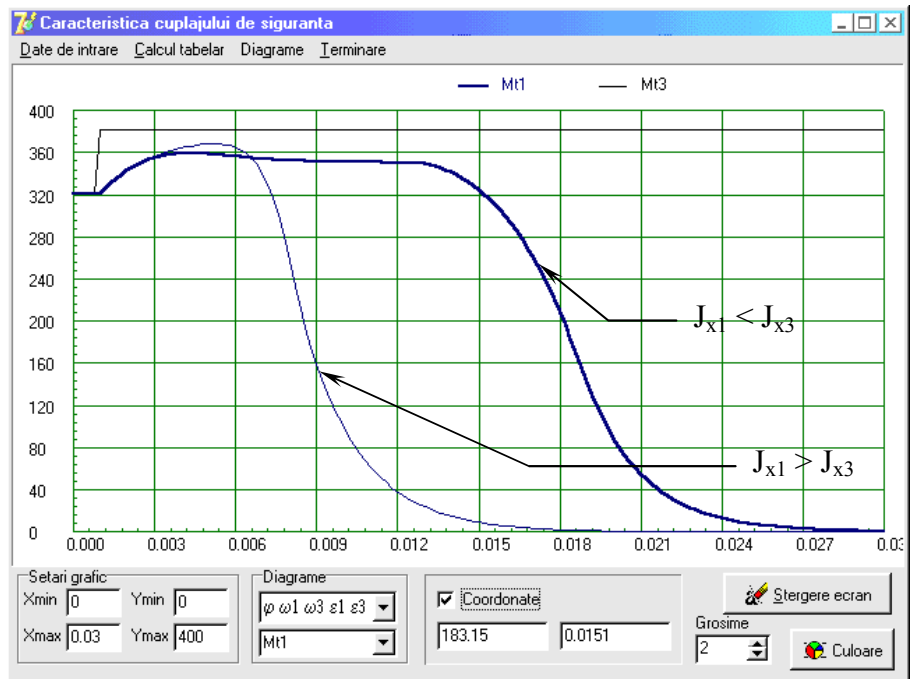
b. diagrame dinamice

Fig. 6.17. Influența momentului de inerție la partea condusă a cuplajului ( $J_{x1} > J_{x3}$ )

103. Cercetări prin simulare pe calculator în domeniul cuplajelor de siguranță



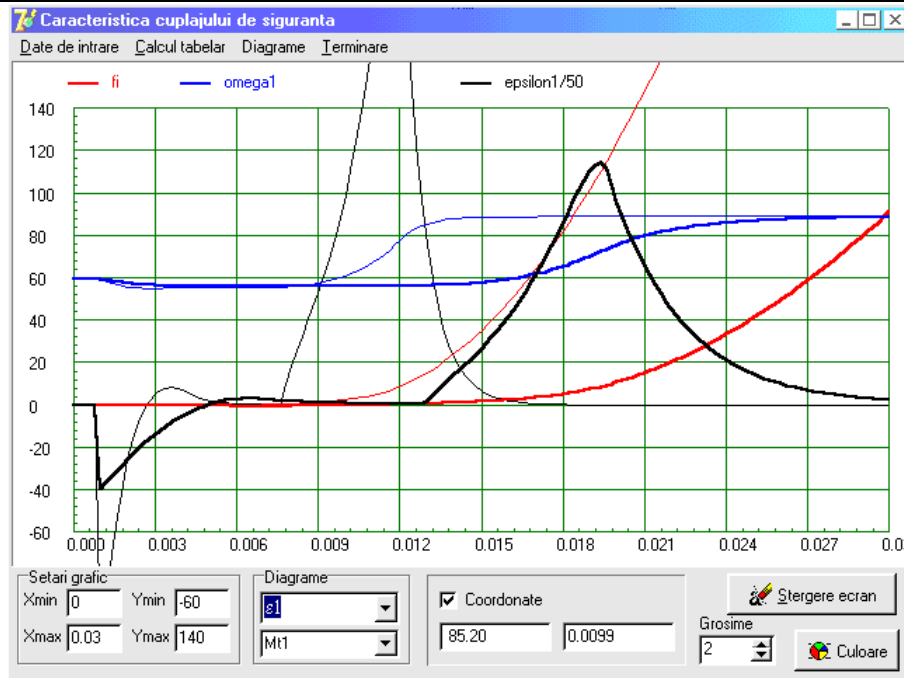
a. diagrame cinematice



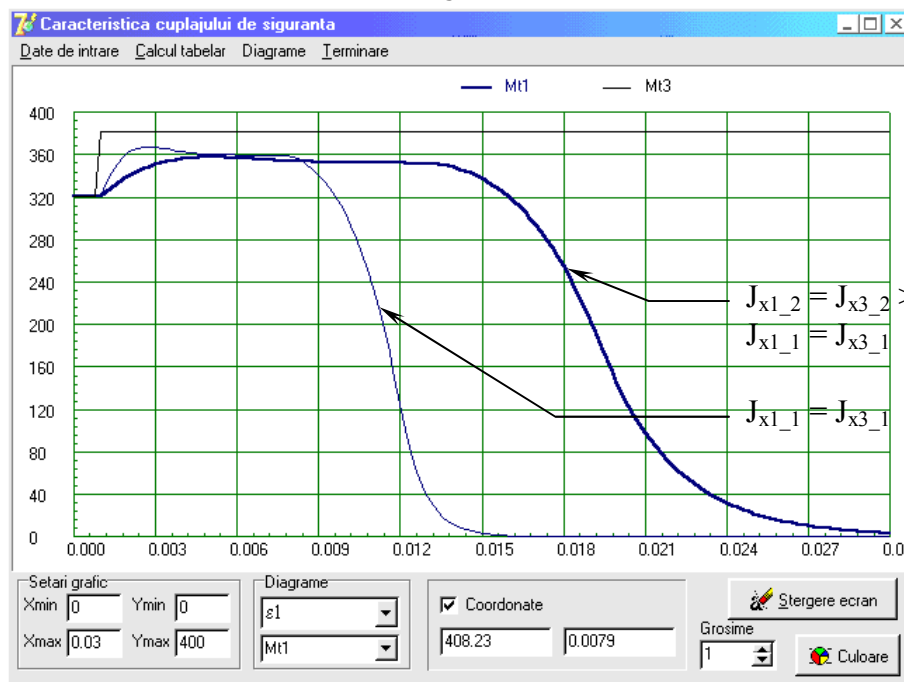
b. diagrame dinamice

Fig. 6.18. Influența momentului de inerție la partea condusă a cuplajului ( $J_{x1} < J_{x3}$ )

104. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor



a. diagrame cinematice

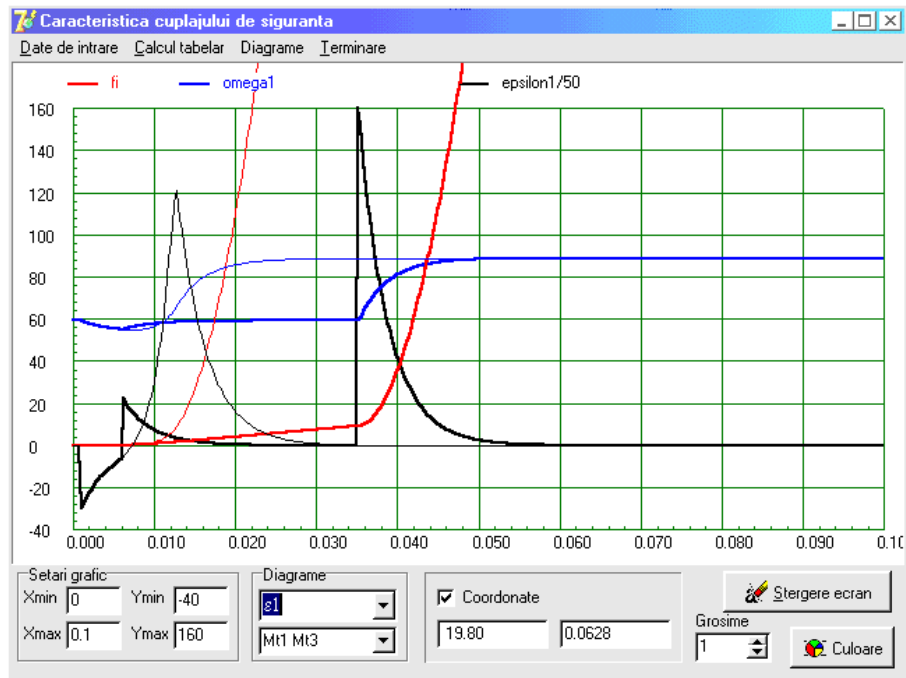


b. diagrame dinamice

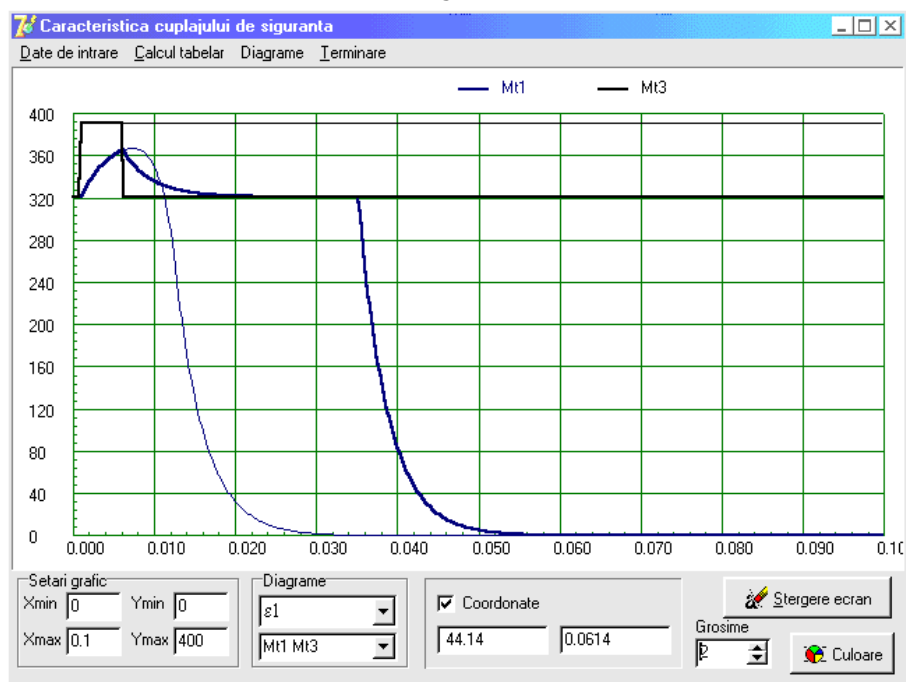
Fig. 6.19. Influența momentelor de inerție ( $J_{x1} = J_{x3}$ )



105. Cercetări prin simulare pe calculator în domeniul cuplajelor de siguranță



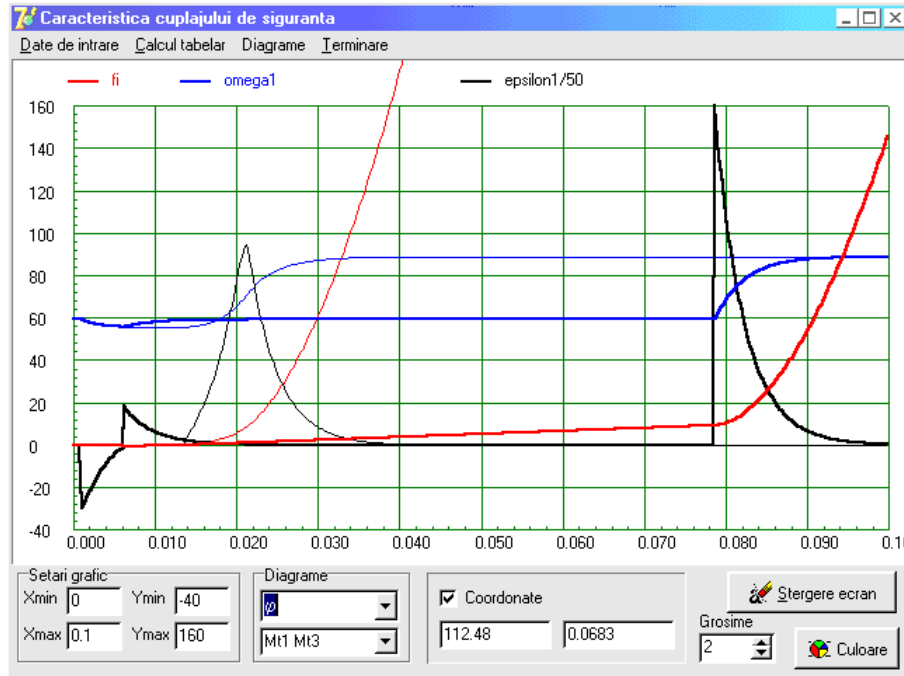
a. diagrame cinematice



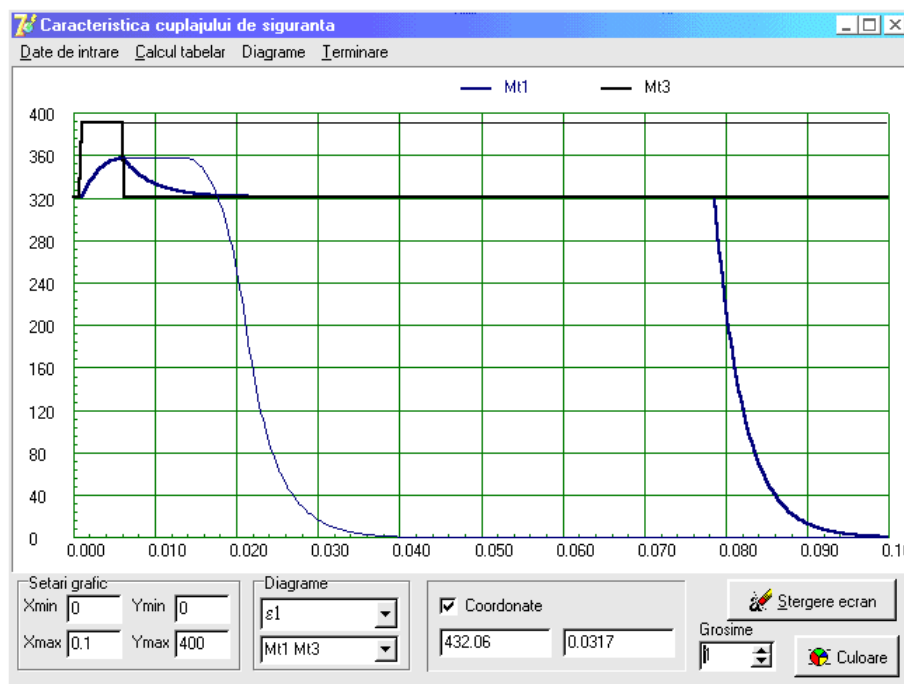
b. diagrame dinamice

Fig. 6.20. Șoc de scurtă durată ( $J_{x1} > J_{x3}$ )

106. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor



a. diagrame cinematice



b. diagrame dinamice

Fig. 6.21. Influența momentelor de inerție ( $J_{x1} = J_{x3}$ )

## 107. Cercetări prin simulare pe calculator în domeniul cuplajelor de siguranță

---

Modificarea unora dintre parametrii menționați mai sus, face necesară găsirea combinației posibile de parametrii în scopul transmiterii momentului limită impus.

De asemenea, trebuie avut în vedere faptul că momentul de forfecare ce rezultă în urma adoptării parametrilor geometrici și funcționali nu rezultă egal cu momentul de torsiune limită. Având în vedere acest aspect, se recomandă alegerea combinației de parametrii care conduce la cea mai apropiată valoare a momentului de forfecare, mai mică decât momentul de torsiune limită. Așadar, se poate vorbi de o anumită precizie de decuplare, respectiv, cu cât valoarea momentului de forfecare este mai apropiată de cea a momentului de torsiune limită, precizia de decuplare este mai mare, știfturile rupându-se la cel mai mic șoc; în caz contrar cuplajul va putea prelua șocuri ale căror valori sunt mai mari decât momentul de calcul dar mai mici decât momentul de forfecare (fig. 6.6, fig. 6.7, fig. 6.8, fig. 6.9).

În ceea ce privește creșterea momentului de inerție la partea conducătoare se poate remarca o scădere semnificativă a valorii maxime a șocului preluat de semicuplajul conducător în timpul ruperii complete a știfturilor; de asemenea scăderea de accelerație și moment după ruperea completă a știfturilor are loc după o curbă descendentă lină.

Reglarea corespunzătoare a momentului de inerție la partea condusă a cuplajului  $J_{x3}$  (montarea unui volant pentru creșterea valorii acestui moment) conduce la o creștere a timpului procesului de rupere a știfturilor; cuplajul funcționează cu știfturile alungite o perioadă relativ lungă de timp, după care are loc ruperea bruscă a acestora (are loc o scădere bruscă de accelerație și moment la semicuplajul conducător).

În final se menționează faptul că, în cazul cuplajelor de siguranță cu știfturi, nu este posibilă preluarea șocurilor ale căror valori au depășit valoarea momentului de forfecare. Chiar dacă valoarea șocului este puțin peste valoarea momentului de forfecare, iar durata șocului este foarte mică și există un raport al momentelor de inerție la partea conducătoare și condusă convenabil ales, cuplajul va funcționa o perioadă (mai lungă sau mai scurtă) de timp cu știfturile alungite după care acestea se vor rupe (fig. 6.20, fig. 6.21).

## 7. PROIECTARE MODULARĂ A CUPLAJELOR DE SIGURANȚĂ CU ȘTIFTURI

### 7.1 Proiectarea cuplajelor de siguranță

Pentru realizarea determinărilor experimentale asupra cuplajelor de siguranță cu știfturi se propune o variantă în construcție modulară de cuplaj, astfel încât prin montarea unor subansamble diferite în cele două semicuplaje să se obțină mai multe variante de cuplaje, a căror geometrie este diferită. În acest fel, se pot obține, pentru același cuplaj, comportări diferite – în regim static sau dinamic de funcționare, [DRĂ/1 78], [DRĂ/3 82].

Figura 7.1 prezintă varianta modulară de cuplaj de siguranță cu știfturi realizat (secțiune axială și transversală). Semicuplajul conducător 1 are prelucrate câte 4 alezaje filetate, dispuse intercalat pe două diametre, în aceste alezaje putându-se monta, pe diametrul de dispunere dorit, cele 4 bucșe filetate 2, 4 bucșe speciale (3, 9 având diametrul interior diferit în funcție de diametrul știfturilor; au fost realizate 6 seturi de câte 4 bucșe având diametrul interior de  $\phi 2$ ,  $\phi 2.2$ ,  $\phi 2.5$ ,  $\phi 3$ ,  $\phi 3.5$ ,  $\phi 4$ ) și respectiv știfturile de încercat (4, 8; s-au realizat 6 seturi de câte 4 știfturi cu diametrele de  $\phi 2$ ,  $\phi 2.2$ ,  $\phi 2.5$ ,  $\phi 3$ ,  $\phi 3.5$ ,  $\phi 4$ ). Semicuplajul condus 6 se centrează față de arborele conducător prin intermediul pragului de centrare realizat în semicuplajul conducător. Semicuplajul 6 are, la rândul său, prelucrate pe fața frontală, câte 4 alezaje dispuse echiunghiular pe două diametre diferite. Cuplajul propus permite montarea de știfturi cu 6 diametre diferite, prin montarea corespunzătoare a celor 4 subansamble formate din știft - bucșe filetate - bucșă specială (7, 8, 9, 2 respectiv 2, 3, 4, 5). În figura 7.1 sunt prezentate doar două din subansamblele necesare obținerii a 4 variante de cuplaje cu parametri geometrici caracteristici diferiți (fără a lua în considerare faptul că pentru fiecare din aceste variante se pot monta 1, 2, 3 sau 4 știfturi).

Figura 7.2 prezintă o variantă de cuplaj de siguranță la care au fost montate 4 știfturi, diametrul de dispunere  $D_0 = 80$  mm, iar diametrul știfturilor  $d = 2$  mm; în fig. 7.3 este prezentată o variantă de montaj cu 4 știfturi, pentru care  $D_0 = 100$  mm, iar  $d = 4$  mm.

Sistematizarea tuturor variantelor posibile de cuplaje obținute din varianta modulară de cuplaj propus este realizată în tabelul 7.1, parametrii constructivi ce pot fi modificați fiind:

- diametrul știfturilor  $d$ , prin montarea subansamblelor știft-bucșă semicuplaj conducător-bucșă semicuplaj condus (3, 4, 5 pentru  $d = 4$  mm, respectiv 7, 8, 9 pentru  $d = 2$  mm; se menționează faptul că s-au realizat 4 subansamble știft-bucșă semicuplaj conducător-bucșă semicuplaj condus și pentru știfturi de diametrul 3 mm);
- diametrul de dispunere al știfturilor  $D_0$ , prin montarea subansamblelor știft-bucșă semicuplaj conducător-bucșă semicuplaj condus pe diametrul de dispunere dorit ( $D_0 = 80$  mm, respectiv  $D_0 = 100$  mm);
- la fiecare dintre cele 6 variante de cuplaje obținute prin modificarea diametrului de dispunere respectiv a diametrului știfturilor (v. tabelul 7.1) se pot

## 109. Proiectarea modulară a cuplajelor de siguranță cu știfturi

monta de la 1 la 4 știfturi; în acest fel în final pot rezulta 24 de variante de cuplaje de siguranță cu știfturi având geometrie diferită.

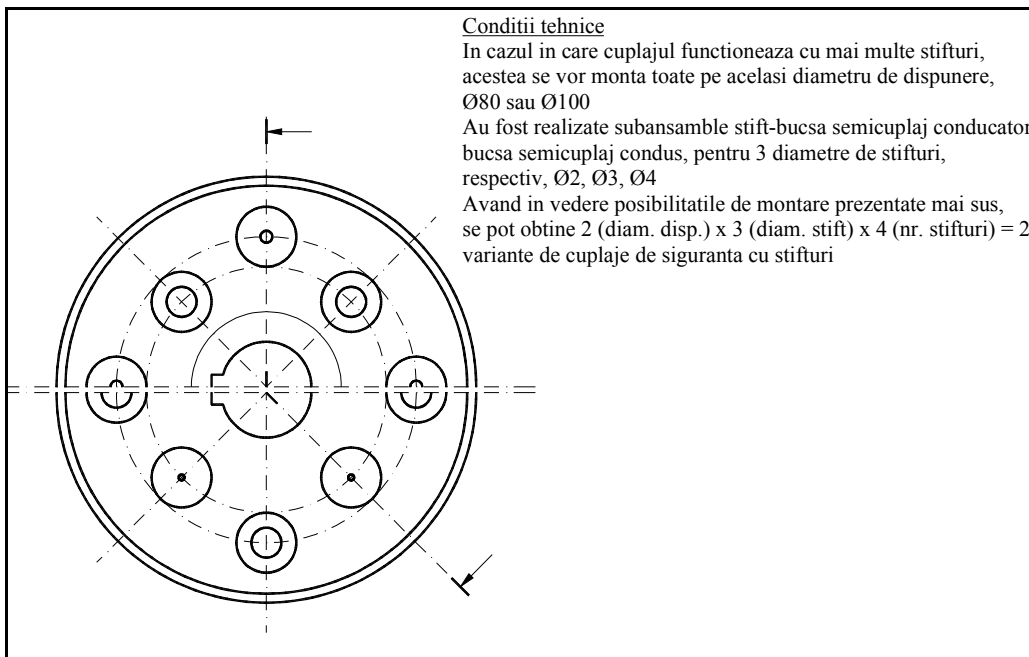
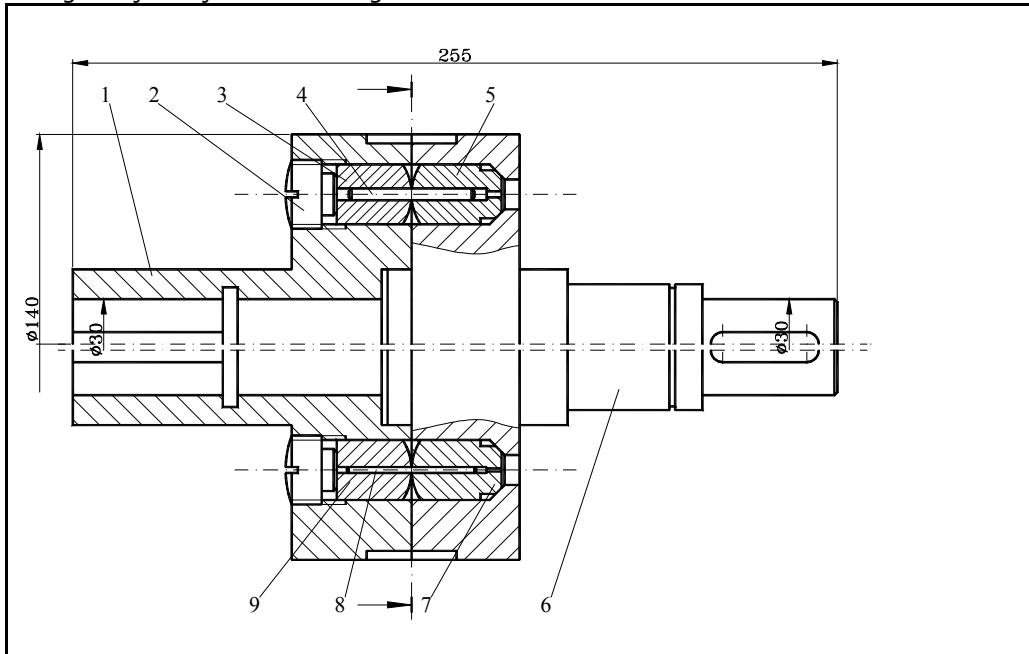


Fig. 7.1. Varianta modulară completă de cuplaj de siguranță cu știfturi

110. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

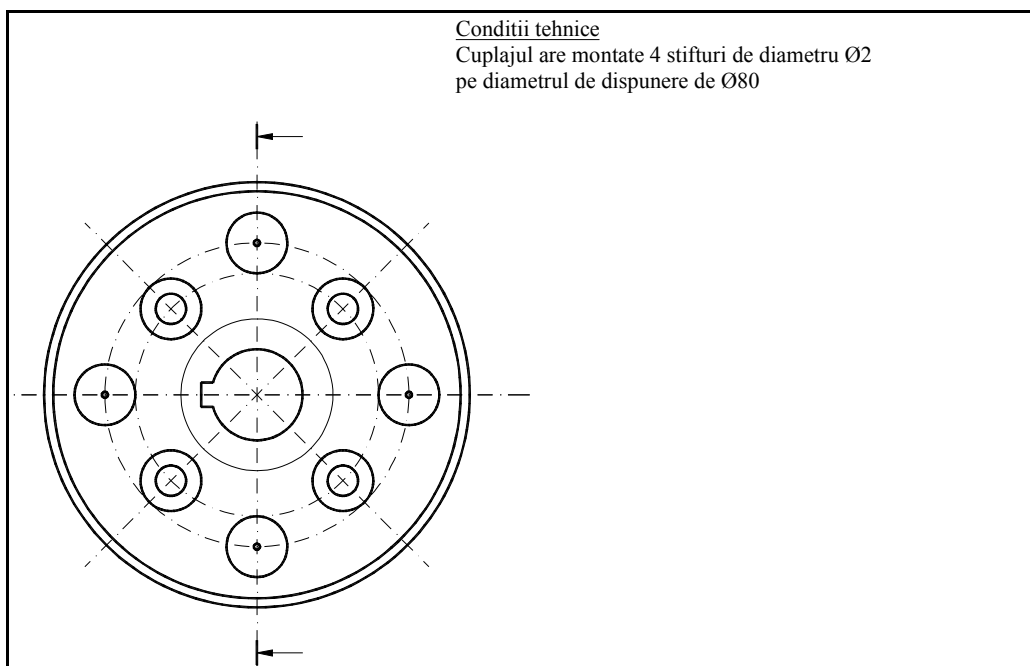
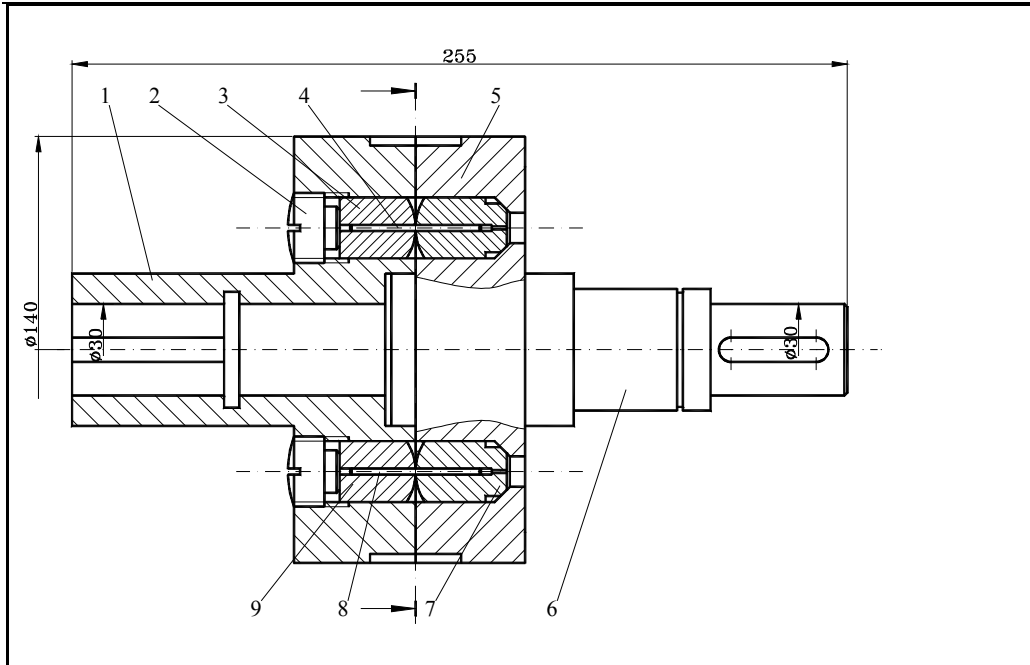


Fig. 7.2. Cuplaj de siguranță cu știfturi, diametru de dispunere,  $D_0 = 80$ , diametrul știfturilor  $d = 2$

111. Proiectarea modulară a cuplajelor de siguranță cu știfturi

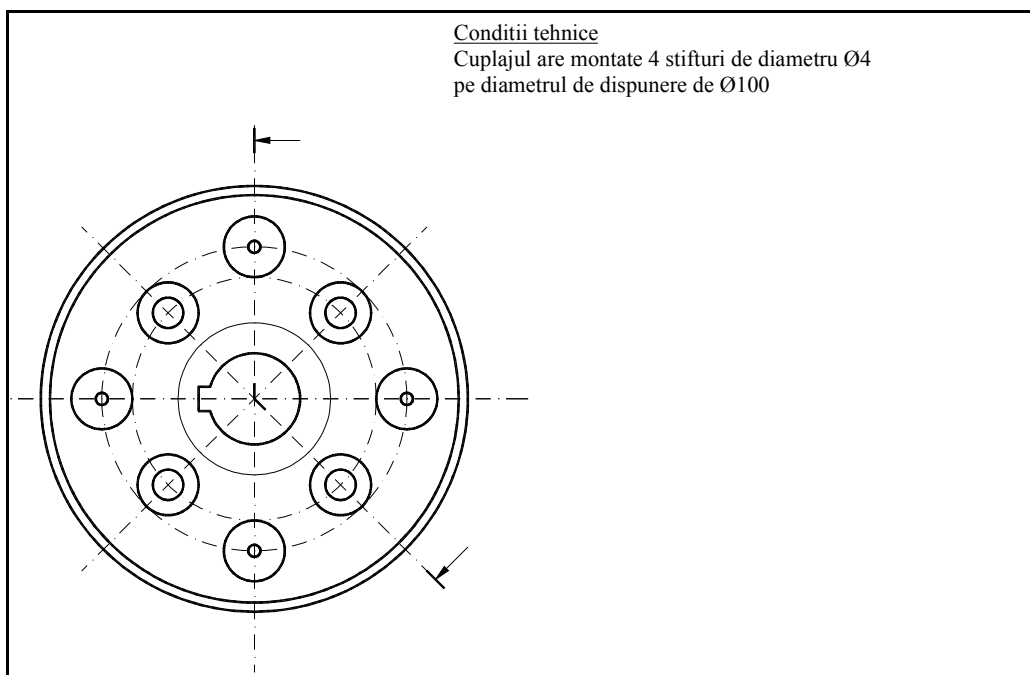
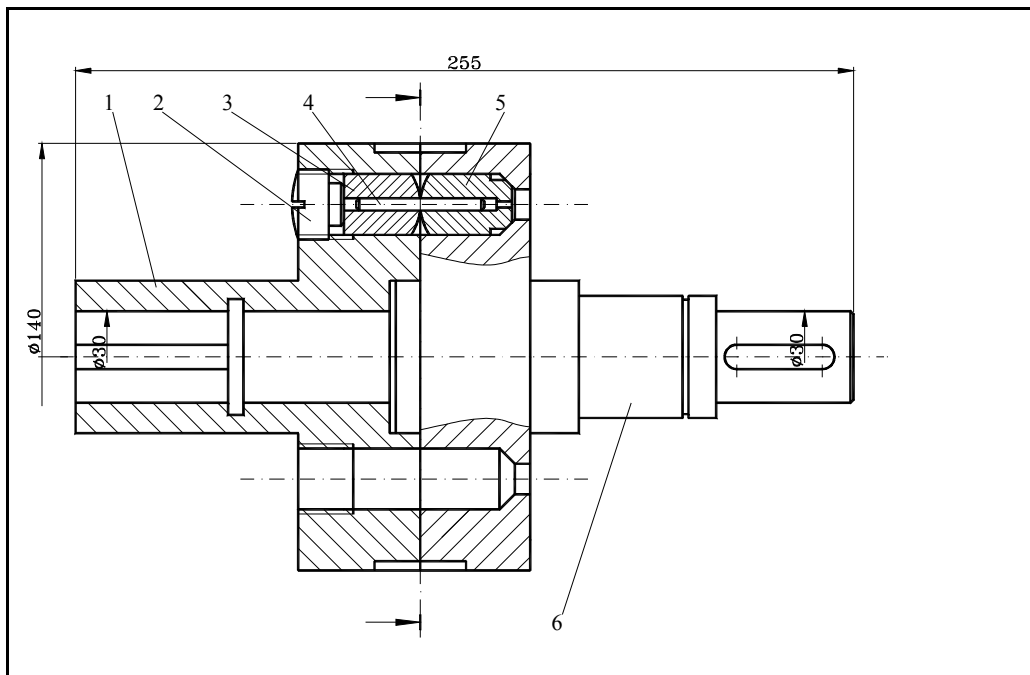


Fig. 7.3. Cuplaj de siguranță cu știfturi, diametru de dispunere,  $D_0 = 100$ , diametrul știfturilor  $d = 4$

112. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

Cuplajul este prezentat în fig. 7.4, fig. 7.5 și fig. 7.6, iar în fig. 7.7, 7.8, 7.9 și 7.10 sunt prezentate fotografiile elementelor componente ale variantei modulare de cuplaj realizată.

Variante posibile de cuplaje  
Tabelul 7.1

Varianta					
V <sub>1</sub> - V <sub>4</sub>	V <sub>5</sub> - V <sub>8</sub>	V <sub>9</sub> - V <sub>12</sub>	V <sub>13</sub> - V <sub>16</sub>	V <sub>17</sub> - V <sub>20</sub>	V <sub>21</sub> - V <sub>24</sub>
D <sub>0</sub> = 80			D <sub>0</sub> = 100		
d = 2 ↓	d = 3 ↓	d = 4 ↓	d = 2 ↓	d = 3 ↓	d = 4 ↓
→ z = 1 → z = 2 → z = 3 → z = 4	→ z = 1 → z = 2 → z = 3 → z = 4	→ z = 1 → z = 2 → z = 3 → z = 4	→ z = 1 → z = 2 → z = 3 → z = 4	→ z = 1 → z = 2 → z = 3 → z = 4	→ z = 1 → z = 2 → z = 3 → z = 4
<b>Observații:</b>					
<input type="checkbox"/> pentru fiecare variantă se pot monta 1, 2, 3 sau 4 știfturi; <input type="checkbox"/> toate dimensiunile liniare sunt date în mm.					

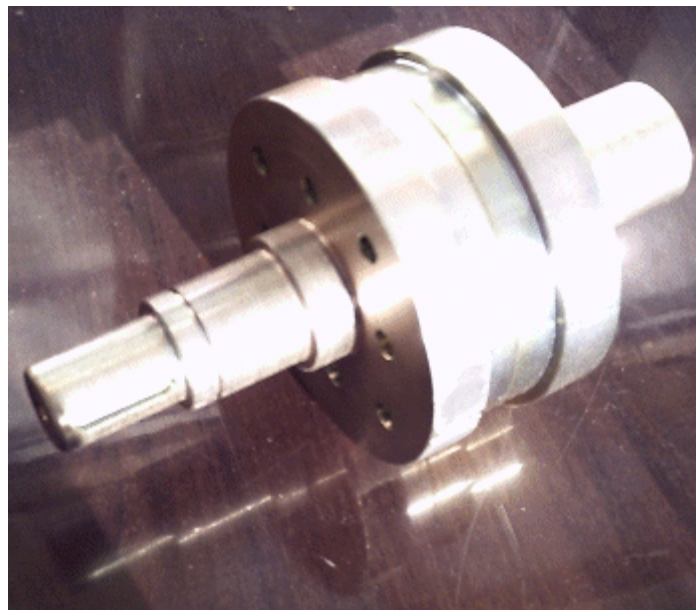


Fig. 7.4. Fotografia cuplajului asamblat



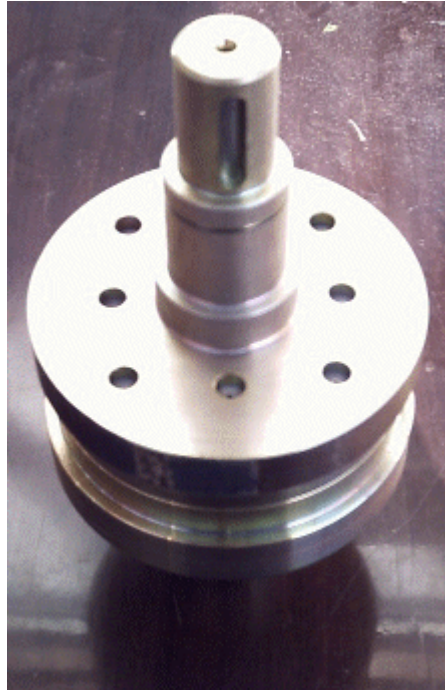


Fig. 7.5. Fotografia cuplajului asamblat



Fig. 7.6. Fotografia variante modulare de cuplaj (cu știfturi montate pe ambele diametre de dispunere)

114. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor



Fig. 7.7. Elemente componente ale cuplajului



Fig. 7.8. Semicuplajele conducător respectiv condus

115. Proiectarea modulară a cuplajelor de siguranță cu știfturi

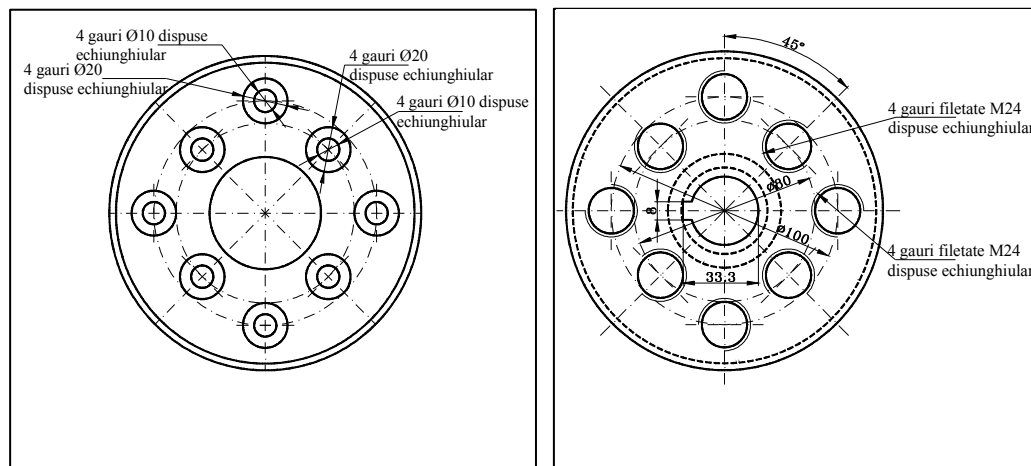


Fig. 7.9. Elemente componente ale cuplajului

116. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

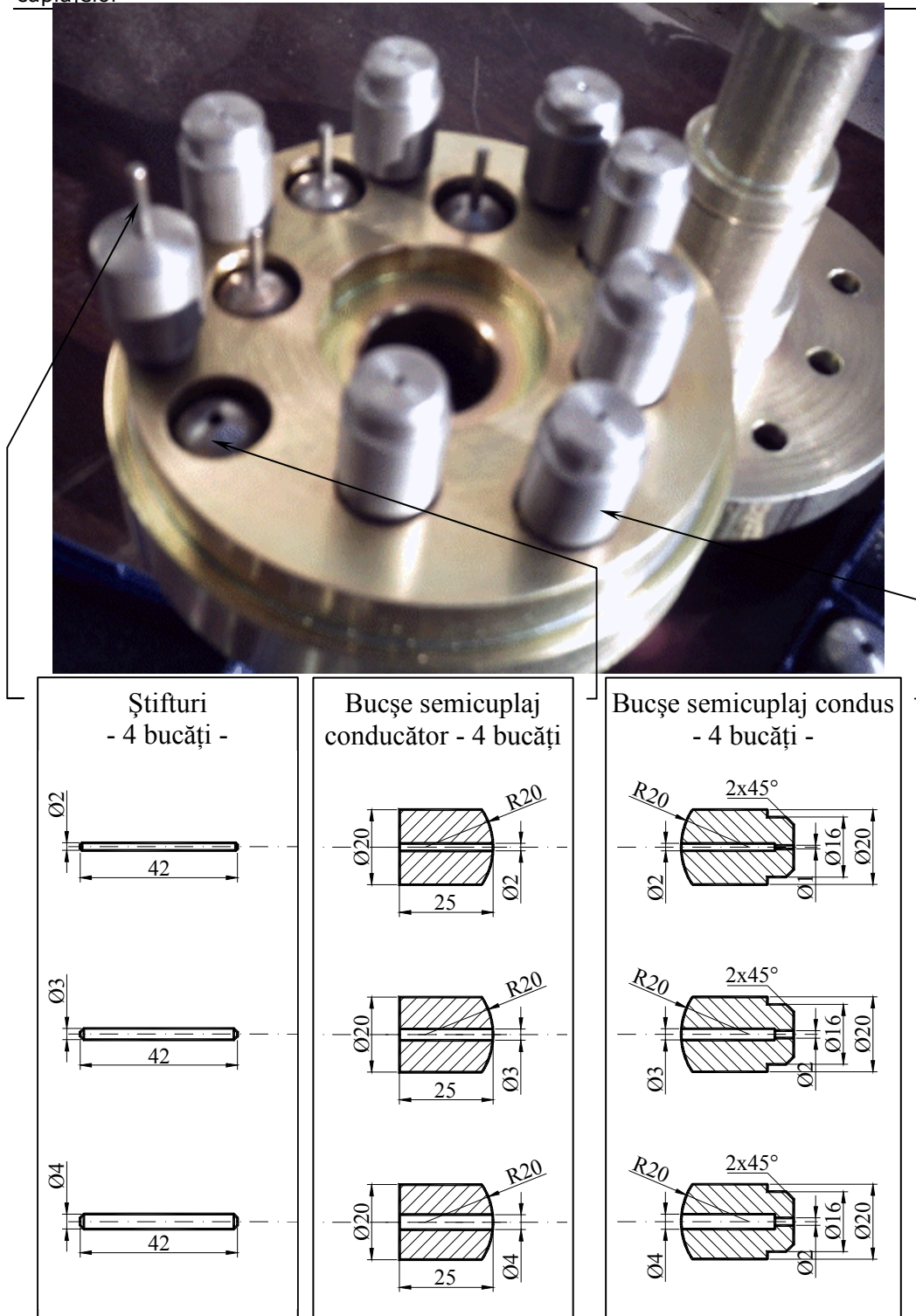


Fig. 7.10. Elemente componente ale cuplajului

Figura 7.6 prezintă varianta modulară de cuplaj, la care au fost asamblate câte 4 subansamble, formate din bucășă semicuplaj conducător-știft-semicuplaj condus, pe diametrele de dispunere  $D_0 = 80$  mm și  $D_0 = 100$  mm (v. fig. 7.2).

Figurile 7.8 și 7.9 prezintă cuplajul demontat, montarea a câte maxim 4 subansamble pe semicuplajul conducător și semicuplajul condus realizându-se pe 2 diametre de dispunere diferite.

Se menționează faptul că, prin montarea unui singur știft precizia de decuplare a cuplajului se mărește, dar apare dezavantajul dezechilibrării acestuia. De asemenea, la alegerea variantei optime în funcție de precizia de decuplare va trebui să se țină de mai mulți factori, atât geometrici, respectiv: numărul de știfturi, diametrul acestora, diametrul de dispunere al știfturilor, tipul știfturilor (lise sau crestate) cât și de materialul știfturilor.

În fig. 7.10 sunt prezentate elementele componente ale unui subansamblu, părțile interschimbabile fiind reprezentate de bucășă semicuplaj conducător, știft și bucășă semicuplaj condus; în acest fel prin montarea a 3 subansamble diferite (între 1 și 4 subansamble de aceleași dimensiuni) pe unul dintre cele 2 diametre de dispunere este posibilă obținerea de cuplaje de siguranță cu știfturi, de geometrie diferită respectiv, obținerea unei construcții de cuplaj la care prin montarea corespunzătoare a unor subansamble interschimbabile să se obțină o gamă relativ mare de momente de torsiune ce pot fi transmise.

## **7.2 Stabilirea unor concluzii privind proiectarea modulară a cuplajelor de siguranță**

În urma studiului și analizei proiectării modulare a cuplajelor de siguranță, s-au stabilit concluziilor prezentare în continuare:

- varianta modulară de cuplaj de siguranță cu știfturi, propusă, permite obținerea de diferite tipodimensiuni pentru diferite suprasarcini funcție de modificarea procesului tehnologic pe care îl deservește transmisia mecanică;
- prin înlocuirea bucășelor pentru diferite diametre ale știfturilor și modificarea diametrului de dispunere al acestor bucășe putem transmite diferite momente de torsiune respectiv protecția transmisiei mecanice la diferite șocuri.

## 8. CUPLAJE COMBinate

### 8.1. Studiul cuplajelor combinate în vederea obținerii unui nou tip de cuplaj

Rolul funcțional complex impus transmisiilor mecanice a determinat realizarea de cuplaje combinate, cu funcții multiple. Acestea se obțin prin legare - în serie sau în paralel - a două sau mai multe cuplaje simple, funcțiile lor rezultând prin cumulara funcțiilor cuplajelor simple componente, [DRĂ/1 78], [DRĂ/3 82].

Legarea în serie sau paralel a două cuplaje de același tip, caracteristică cuplajelor elastice, nu duce la mărirea numărului de funcții, dar influențează caracteristicile transmisiei. Astfel, legarea în serie a două cuplaje elastice identice conduce la dublarea unghiului de răsucire dintre arborele de intrare și cel de ieșire, iar legarea în paralel a acelorași cuplaje are ca efect dublarea momentului de torsiune transmis și mărirea rigidității transmisiei.

Cuplajele combinate utilizate cel mai frecvent sunt cele obținute prin legarea în serie a cuplajelor elastice cu cuplaje intermitente (comandate, de siguranță, unisens sau centrifugale). Cuplajele de siguranță pot fi cu știfturi de forfecare sau cu fricțiune, iar cele elastice pot fi cu elemente metalice sau nemetalice, alegerea materialului elastic fiind funcție de momentul de torsiune transmis și de rigiditatea necesară.

Calculul și proiectarea cuplajelor combinate se reduce la calculul și proiectarea cuplajelor simple componente.

În continuare, din multitudinea de cuplaje combinate, se prezintă soluțiile constructive de cuplaje combinate elastic - de siguranță cu știfturi de forfecare.

● **Cuplaj combinat elastic - de siguranță cu știfturi de forfecare** (fig. 8.1 și fig. 8.2)

Cuplajul elastic poate avea elementul elastic nemetalic sau metalic, iar cuplajul de siguranță poate avea știftul de forfecare de diferite forme.

În fig. 8.3 se prezintă cuplajul combinat format prin legarea în serie a unui cuplaj elastic cu arcuri bară de tip Forst, cu un cuplaj de siguranță cu știfturi de forfecare [DRĂ/1 78], [DRĂ/3 82]. Știfturile de forfecare sunt compuse din mai multe tronsoane, pentru rapiditatea repunerii în funcțiune a cuplajului, după forfecarea știfturilor.

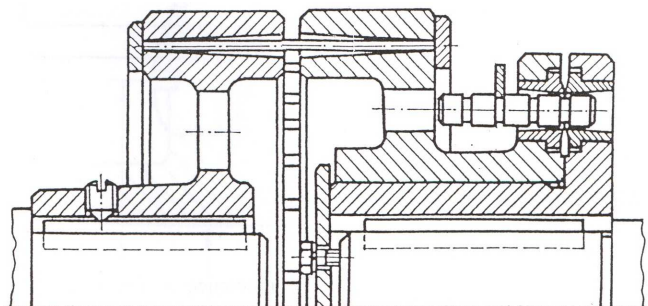


Fig. 8.1 Cuplaj combinat elastic Forst și de siguranță cu știfturi de forfecare

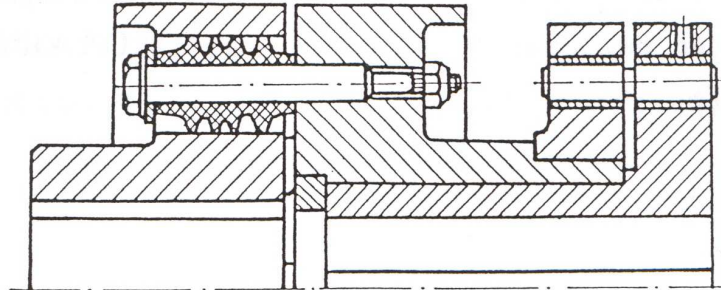


Fig. 8.2 Cuplaj combinat elastic cu bolțuri și de siguranță cu știfturi de forfecare

Cuplajul combinat prezentat în fig. 8.2 are în componență un cuplaj elastic cu bolțuri, de tip Elco, și un cuplaj cu știfturi de forfecare [DRĂ/1 78], [DRĂ/3 82].

## 8.2. Un nou tip de cuplaj simplu cu funcții multiple: Cuplaj elastic și de siguranță cu bușe de cauciuc și știfturi de forfecare

Din studiul bibliografic realizat și din analiza literaturii de specialitate, se constată că în practica construcției de mașini sunt frecvente situațiile în care devine necesară utilizarea funcțiilor combinate ale cuplajelor elastice și a celor de siguranță. Deoarece combinarea celor două tipuri de cuplaje conduce la un sistem cu un grad ridicat de complexitate se impune, atât din punct de vedere tehnic cât și din punct de vedere economic, necesitatea conceperii unui nou tip de cuplaje care să îmbine cele două grupe de funcții, în condițiile unei construcții de complexitate redusă, similară unui cuplaj simplu fig. 8.3, [STR/2 99], [STR/3 01].

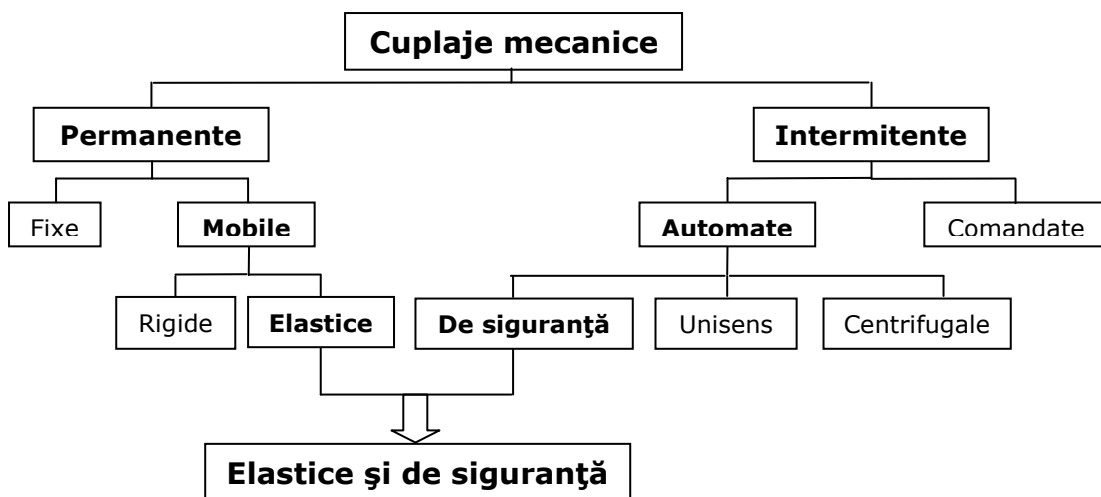


Fig. 8.3 Cuplaj elastic și de siguranță

120. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

---

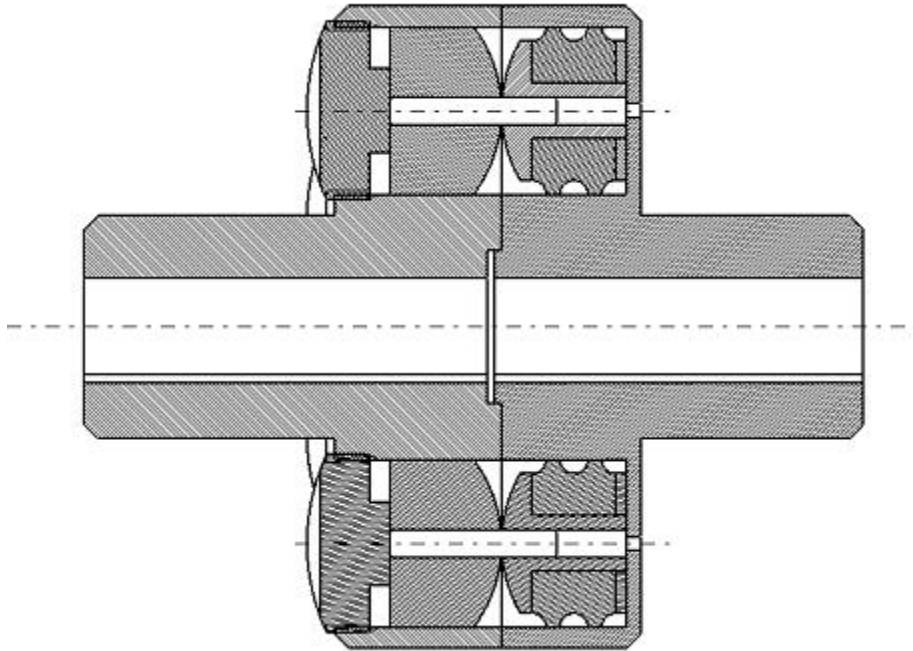


Fig. 8.4 Desenul de ansamblu al cuplajului elastic și de siguranță cu bolțuri de cauciuc și știfturi de forfecare

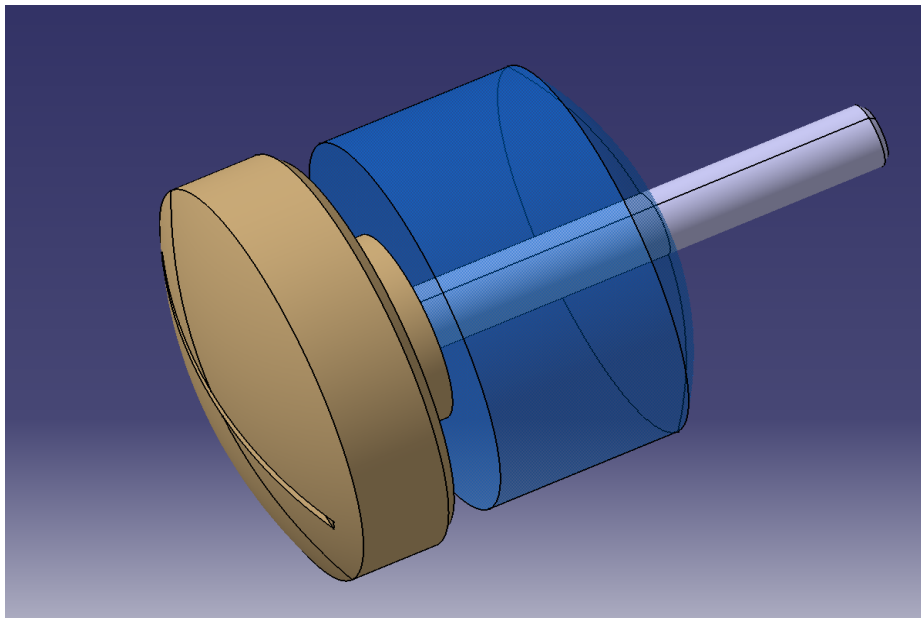


Fig. 8.5 Ansamblul știft, bucă, șurub



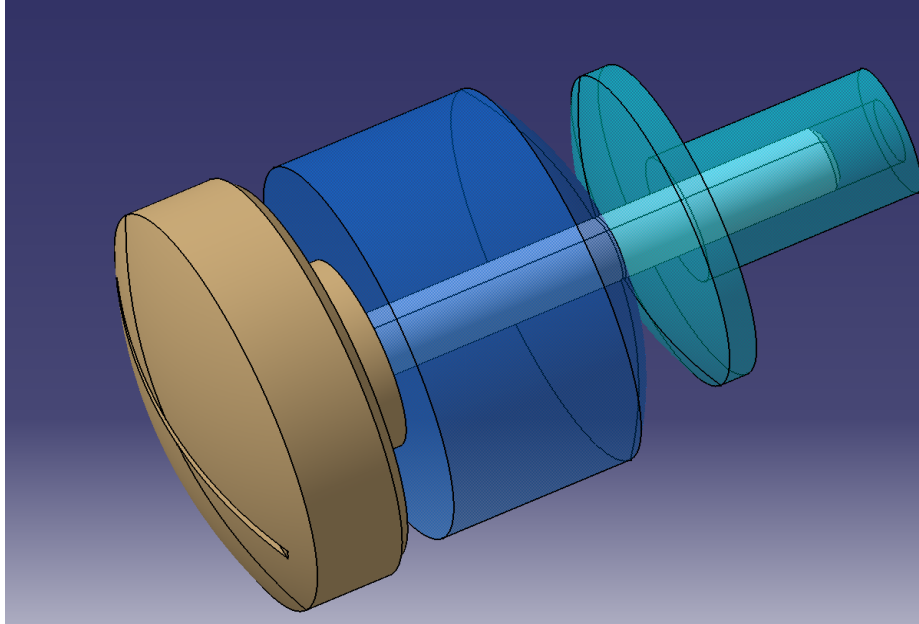


Fig. 8.6 Ansamblul știft, bușă, bușă, șurub

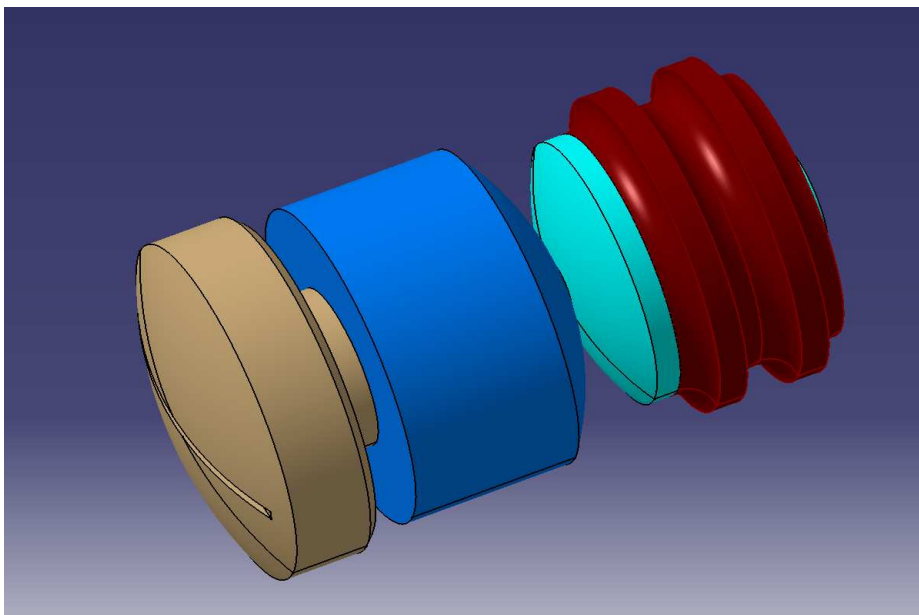


Fig. 8.7 Ansamblul știft, bușă, șurub, bușă metalică și bușă de cauciuc

122. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

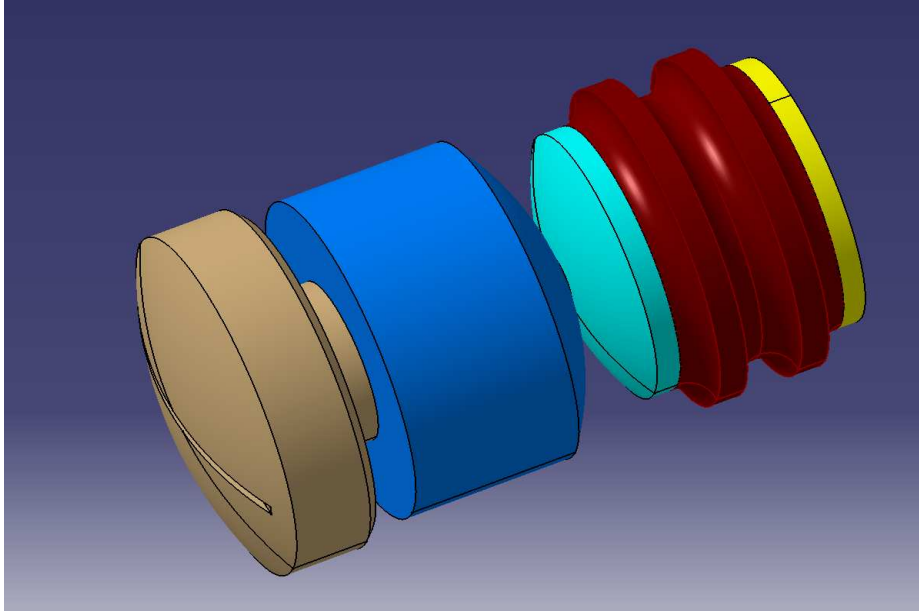


Fig. 8.8 Ansamblul știft, bucsă, șurub, bucsă metalică și bucsă de cauciuc, șaibă

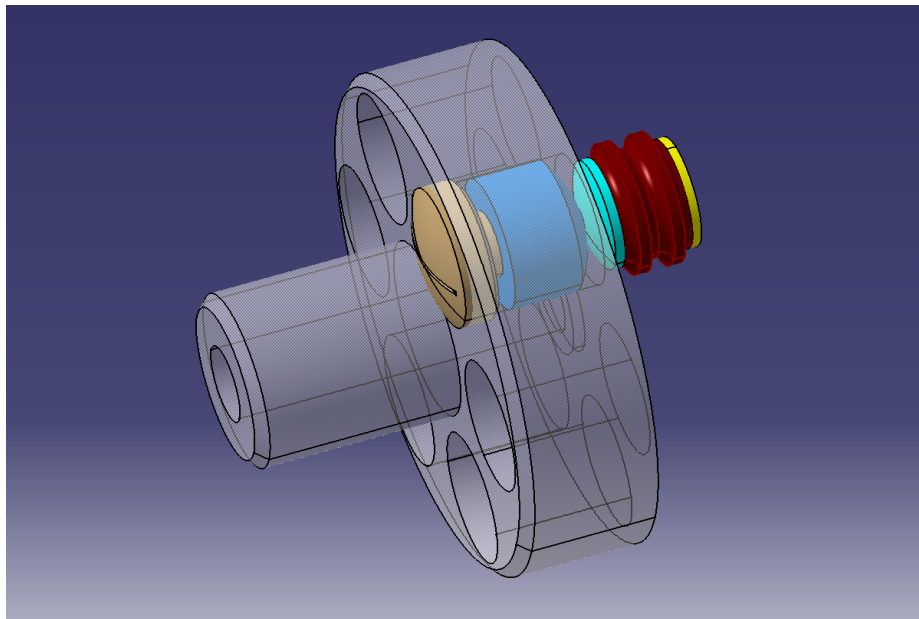


Fig. 8.9 Ansamblu semicuplaj cu știft, bucsă, șurub, bucsă metalică și bucsă de cauciuc, șaibă

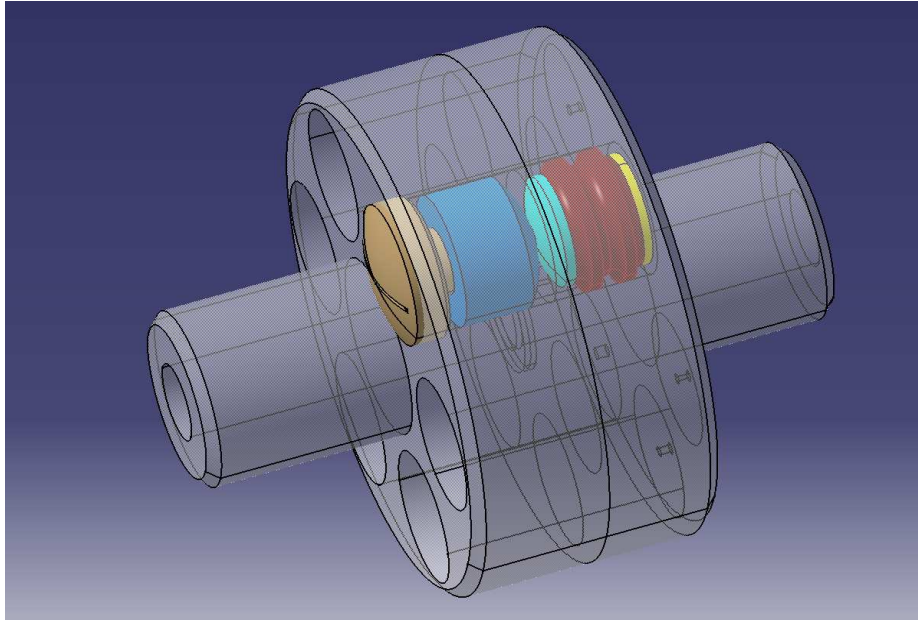


Fig. 8.10 Ansamblu cuplaj cu știft, bucșă, șurub, bucșă metalică și bucșă de cauciuc, șaiță

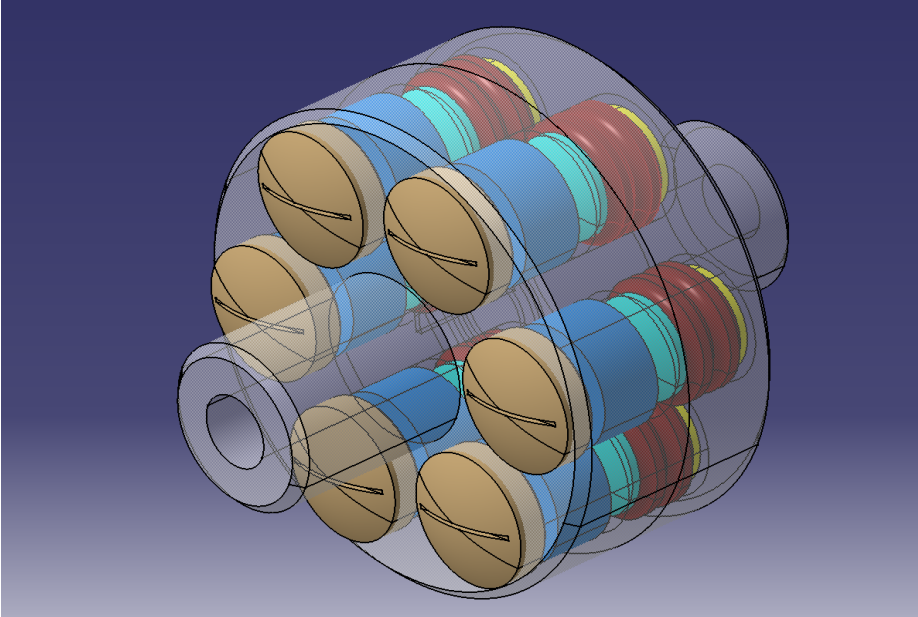


Fig. 8.11 Ansamblul cuplajului elastic și de siguranță cu bucșe de cauciuc și știfturi de forfecare

### **8.3. Stabilirea unor concluzii privind necesitatea proiectării unui nou tip de cuplaj**

Din studiul efectuat, rezultă necesitatea preluării șocurilor torsionale de către elementele componente ale cupajului de siguranță pentru creșterea duratei de viață a acestora. Știfturile de forfecare, datorită șocurilor mari la care sunt supuse transmisiile mecanice, în cadrul cărora sunt montate, trebuie înlocuite periodic pentru a putea prelua în bune condiții momentele limită pentru care au fost dimensionate știfturile. De aici a rezultat necesitatea proiectării unui nou tip de cuplaj care prin elementele componente și geometria lor permit preluarea acestor șocuri și creșterea duratei de viață a cuplajelor. Soluția constructivă a cuplajului elastic și de siguranță prezentat are următoarele avantaje:

- asigură compensarea de abateri axiale, radiale și unghiulare, în limite relativ largi;
- asigură o bună amortizare a șocurilor și vibrațiilor torsionale, prin contactul mobil și elastic dintre elementele elastice și știfturile de forfecare, dintre rolele de cauciuc și elementele componente ale cuplajului;
- se pot obține diferite caracteristici elastice, funcție de forma constructivă și materialul elementelor elastice;
- asigură o rotire relativă între cele două semicuple în funcție de natura și modul de dispunere a elementelor componente ale semicuplelor;
- peste limita admisibilă cuplajul devine unul de siguranță;
- asigură limitarea momentului de torsiune capabil a fi transmis;
- cuplajul prezintă o construcție simplă, dimensiuni de gabarit reduse și un cost scăzut, în comparație cu cele combinate care îndeplinesc același funcții.

## 9. ÎNCERCAREA CUPLAJELOR MECANICE

Încercarea componentelor mașinilor și a transmisiilor mecanice în care acestea sunt implementate, este impusă de o serie de factori ce intervin în procesele de proiectare, execuție montaj și exploatare a acestor produse. Încercarea cuplajelor urmărește în esență determinarea *performanțelor capabile* ale componentelor încercate, confirmând sau infirmând viabilitatea soluțiilor constructive și tehnologice adoptate, evidențiind eventualele deficiențe și indicând direcțiile de cercetare ulterioare.

În calculul componentelor mașinilor și al transmisiilor mecanice sunt acceptate, însă, o serie de *ipoteze simplificatoare*, iar uneori sunt utilizate *metode aproximative de calcul*, ceea ce conduce la o anumită incertitudine în ceea ce privește comportarea reală a produsului în exploatare. De asemenea, caracteristicile mecanice ale materialelor utilizate nu sunt cunoscute cu exactitate, iar de cele mai multe ori acestea nu se mențin constante în timp, materialele nu sunt omogene, iar caracteristicile lor mecanice sunt determinate, în general, pe epruvete, comportarea acestora fiind diferită de cea a pieselor cu configurații și dimensiuni diferite.

În timpul funcționării, componentele transmisiilor mecanice sunt supuse la diferite regimuri de exploatare, situații în care parametri precum: amplitudinea, frecvența sau numărul de cicluri sunt modificați aleator sau în concordanță cu anumite legi. În aceste condiții, este necesară cunoașterea, încă din faza de proiectare a modului de comportare al produselor în condiții similare celor din exploatare, în scopul stabilirii corecte a soluțiilor constructive și a tehnologiilor de execuție.

O altă problemă importantă se referă la evitarea supradimensionării, problemă care se rezolvă prin eliminarea condiției de rezistență la valoarea maximă a sarcinii – mai ales atunci când aceste valori apar relativ rar – pe un fond al solicitării cu amplitudini reduse. În aceste situații, se recomandă să se determine influența acestor solicitări extreme asupra durabilității elementelor componente sau a ansamblului respectiv. Prin încercarea produselor la un nivel de încărcare constant, chiar dacă amplitudinea solicitărilor se menține în limitele admise de rezistența la oboseală a materialului, este necesară stabilirea durabilității și a fiabilității produsului în cazul solicitărilor cu parametri variabili.

În acest context, rezultă necesitatea încercărilor experimentale în scopul determinării comportării transmisiilor mecanice și a elementelor componente ale acestora, [DRĂ/1 78], [CIO 79] și [STR/2 99].

În funcție de scopul urmărit, încercările pot fi:

- a. încercări de performanță;
- b. încercări de rezistență;
- c. încercări de durabilitate.

**a. Încercarea de performanță** are ca scop determinarea capacității funcționale a componentelor mecanice, la solicitări ale căror parametri se încadrează în limitele precizate prin tema de proiectare. În urma acestor încercări, se determină în ce măsură performanțele reale ale noului produs corespund cu cele estimate la proiectarea acestuia.

126. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

**b. Încercarea de rezistență** are ca scop determinarea capacității produselor de a rezista la suprasarcini. În acest scop se realizează încărcarea produsului cu sarcini având valori de până la limita de rezistență a acestuia. În acest fel se poate determina măsura în care noua construcție realizată este capabilă să reziste la suprasarcini și totodată, gradul de acoperire al solicitărilor nominale, de rezistență pentru materialele utilizate.

**c. Încercarea de durabilitate** (încercarea de anduranță) are ca scop stabilirea comportării unui produs la o solicitare de durată, mărimea parametrilor de solicitare încadrându-se în limitele nominale și având o variație similară solicitărilor întâlnite în practică. În urma acestor încercări – aplicate unui lot de produse aparent identice – se poate estima repartiția statistică a duratei de viață.

### 9.1. Clasificarea încercărilor

Referitor la încercarea cuplajelor, aceasta are ca scop determinarea performanțelor elementelor componente ale acestora în urma proiectării constructive, a tehnologiei de fabricație și a implementării acestora în cadrul transmisiilor mecanice, [DRĂ/1 78], [CIO 79] și [STR/2 99].

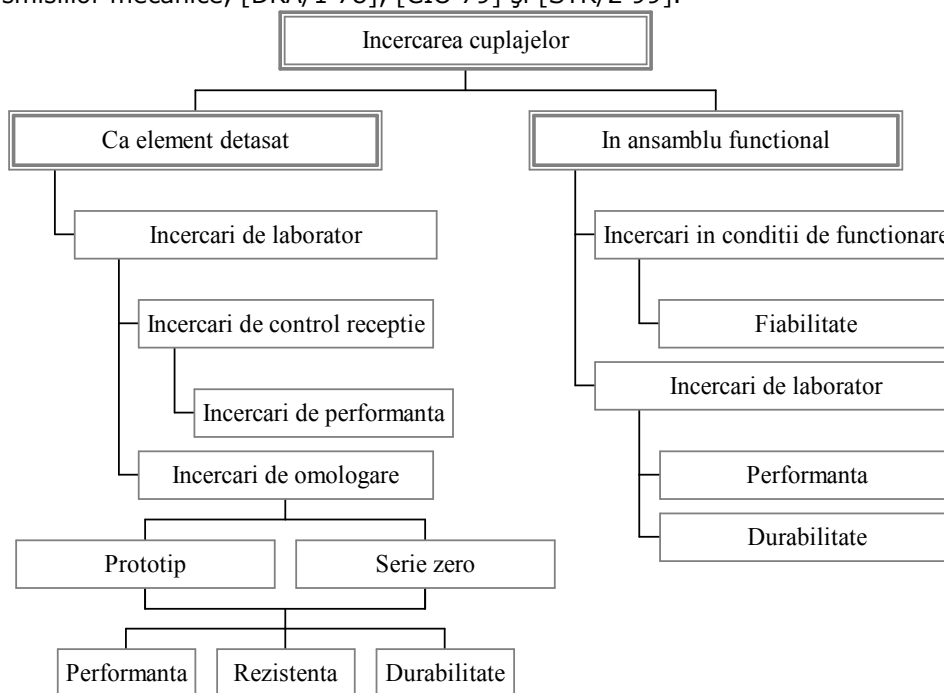


Fig. 9.1. Clasificarea încercărilor cuplajelor

Pornind de la necesitatea încercării cuplajelor, se disting două categorii principale de încercări, fig. 9.1.

1. În prima categorie de încercări, se încadrează încercările în care **obiectul de studiu este detașat din ansamblul funcțional**, sau constituie element separat al transmisiei mecanice, aceste **încercări** fiind efectuate **în laborator**.

Aceste încercări de laborator, au ca scop verificarea soluțiilor constructive rezultate în urma calculelor de proiectare, calcule care au fost făcute în baza unor

## 127. Încercarea cuplajelor mecanice

---

ipoteze, ținând cont de diferite regimuri de funcționare și diverși factori perturbatori, încercându-se în acest fel reproducerea pe cât posibil a condițiilor de funcționare a cuplajelor în cadrul transmisiilor mecanice. În timpul încercărilor se poate efectua controlul asupra elementelor componente ale cuplajului, din punct de vedere al stării fizice, dacă sunt respectate condițiile impuse montajului și limitele de abateri de la aceste condiții.

În urma probelor efectuate are loc **recepția cuplajului**, care are drept scop examinarea tuturor părților componente din punct de vedere al stărilor de deformație și a calității suprafețelor aflate în contact. Prin recepția cuplajului, se poate constata veridicitatea soluțiilor adoptate la proiectarea și execuția acestuia.

De asemenea, încercările de laborator, pot avea ca scop și **încercarea de performanță** a cuplajelor. Aceste încercări permit testarea limitelor maxime pe care le pot atinge parametrii funcționali (moment de torsiune, turație, abateri de poziție, etc.) în timp.

Concepția unui cuplaj presupune parcurgerea următoarelor etape: documentare, realizarea proiectului tehnic, realizarea proiectului de execuție, executarea prototipului, executarea seriei zero și a documentației tehnice și de exploatare. Corespunzător acestor etape apare necesitatea încercărilor de laborator în vederea **omologării noului produs**.

Încercările de omologare (încercări care au loc în laborator) se efectuează atât pentru produsul aflat în faza de **prototip** cât și pentru produsul care constituie **seria zero**.

Încercările pentru prototip și seria zero cuprind **încercări de performanță, de rezistență, de durabilitate și de fiabilitate**.

2.A doua categorie de încercări o constituie încercările **în ansamblu funcțional**.

Cuplajul este parte componentă a unui ansamblu funcțional, reprezentat de transmisia mecanică. Aceste încercări se pot efectua în **condiții de funcționare reale** ale transmisiei mecanice sau pot fi **încercări de laborator**.

Încercările în condiții de funcționare reale constituie **încercări de fiabilitate**, iar cele de laborator pot fi **încercări de performanță** și/sau de durabilitate.

### **9.1.1. Încercarea de performanță a cuplajelor**

Dezvoltarea tehnicii a impus elaborarea de materiale cu proprietăți superioare, crearea de materiale speciale și utilizarea pe scară largă a tratamentelor termice și termochimice, ceea ce a condus la necesitatea elaborării unor noi metode de calcul care să asigure o dimensionare corectă, obținându-se anumite performanțe și o creștere a fiabilității cuplajelor.

În procesul de proiectare se întâlnesc diferite tipuri de calcule, menite să răspundă condițiilor impuse cuplajelor în ceea ce privește rigiditatea, fiabilitatea și siguranța în funcționare, reducerea greutateii și costul produsului. În aceste condiții este necesar ca în calculele de proiectare să se țină cont atât de sarcinile dinamice și de diferitele regimuri de funcționare cât și de factorii tehnologici și de exploatare care ar putea influența performanțele cuplajului.

Prin tema de proiectare se impun limitele parametrilor constructivi și funcționali, prin care se urmărește determinarea caracteristicilor funcționale ale cuplajului. În urma procesului de proiectare, în funcție de materialele utilizate, de metodica de calcul și de parametrii funcționali, se impune încercarea de performanță a cuplajelor, în urma căreia se pot delimita parametrii de intrare și de ieșire ai

## 128. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

---

noului cuplaj.

### **Parametri semnificativi**

În timpul funcționării cuplajele sunt supuse la diferite sarcini, ale căror mărimi depind de tipul și caracteristica mașinii motoare, de regimul de funcționare al mașinii antrenate, de influența momentelor de inerție ale părții de antrenare și a celei antrenate, de influența cuplajului asupra rigidității și comportării la vibrații a lanțului cinematic al sistemului de acționare.

Având în vedere cele de mai sus, elementele componente ale unui cuplaj, montat în cadrul unei transmisii mecanice, sunt solificate de diferite sarcini, determinate de o serie de factori prezentați în cele ce urmează.

↳ *Momentul nominal de torsiune*, corespunzător puterii nominale a sistemului de acționare.

Momentul de torsiune este o funcție variabilă în timp, pentru diferite regimuri de funcționare ale sistemului de acționare, acesta reprezentând principalul parametru care derivă din caracteristica principală a cuplajelor.

În regimul staționar de funcționare continuă sau intermitentă este necesar să se determine momentul nominal de torsiune, considerat ca fiind momentul mediu cel mai mare care poate fi transmis de cuplaj.

Momentul nominal de torsiune, indicat în documentația tehnică a firmelor producătoare sau în standarde, corespunde valorilor maxime care pot fi preluate de cuplaj în regim static de funcționare.

↳ *Sarcinile de inerție*, care apar în regimul nestaționar de funcționare al mașinii.

În timpul funcționării în regim nestaționar a cuplajelor, momentele de inerție masică atât a părții de antrenare cât și a părții conduse, pot lua valori considerabile influențând în mare măsură comportamentul cuplajului sub acțiunea sarcinilor dinamice.

↳ *Șocuri și vibrații*, la funcționarea în regim staționar și nestaționar.

↳ *Deformări ale elementelor componente ale cuplajelor*, precum și a altor elemente din cadrul sistemului de acționare, cauzate de necoaxialități ale arborilor.

↳ *Frecări ale elementelor componente ale cuplajului*.

### **Valori limită ale parametrilor și erori admisibile**

În cazul determinărilor experimentale există o mare diversitate de parametri pentru care se determină valorile limită și erorile limită admisibile.

Stabilirea valorilor limită ale parametrilor semnificativi ai cuplajelor trebuie să țină cont de următoarele aspecte:

- ↳ datele de proiectare impuse prin tema de proiectare;
- ↳ caracteristicile mecanice ale elementelor componente ale cuplajului;
- ↳ parametrii de solicitare pentru diferitele elemente componente;
- ↳ parametrii diferitelor regimuri de funcționare ale mașinii motoare și a celei antrenate.

Dintre parametrii semnificativi pentru care se impun valori limită și se prescriu erori admisibile se amintesc:

1. **Momentul de torsiune maxim**, reprezentat de valoarea cea mai mare a momentului de torsiune care ar putea să apară în sistem, în regim normal de funcționare.

2. **Unghiul de rotire relativă dintre semicuplaje**, a cărui valoare depinde de: momentul de torsiune transmis de cuplaj, natura materialului din care sunt realizate elementele intermediare, valorile limită admisibile ale deformărilor



## 129. Încercarea cuplajelor mecanice

---

elementelor intermediare, forma constructivă și modul de dispunere al elementelor intermediare, etc.

**3. Abateri de poziție**, ale căror valori limită sunt determinate de: natura materialului din care sunt realizate elementele intermediare ale cuplajului, caracteristicile elastice ale materialelor din care sunt realizate elementele intermediare ale cuplajului, forma constructivă și modul de dispunere a elementelor intermediare în cadrul cuplajului, jocurile tehnologice și de montaj ale cuplajului în cadrul transmisiei mecanice.

Acuratețea rezultatelor măsurătorilor experimentale este determinată în principal, de precizia de măsurare asigurată de metoda adoptată și echipamentul utilizat.

Eroarea de măsurare afectează în mod direct precizia rezultatului obținut la măsurările experimentale și este determinată de o serie de cauze, influența fiecăreia fiind cu atât mai dificil de evaluat cu cât crește gradul de complexitate al aparaturii utilizate.

Reducerea globală a erorilor de măsurare se poate realiza prin alegerea corespunzătoare a instrumentelor și dispozitivelor de măsură, a aparatelor de măsură și înregistrare cu clase de precizie cât mai mici, alegerea tehnicilor și metodelor de determinare cât mai eficiente.

Pentru a putea utiliza valorile obținute pentru mărimea măsurată, este necesar să se cunoască valoarea erorii de măsurare, în caz contrar mărimea neputând da nici un indiciu privind valoarea corectă.

Așadar este necesar să se aibă în vedere faptul că nici o măsurare nu se poate efectua fără a avea un concept clar asupra erorilor ce pot fi asociate cu aceste măsurători.

### **Rezultatele încercărilor**

În urma analizei și interpretării datelor experimentale, se obțin o serie de rezultate ale încercărilor, rezultate care oferă informații despre:

- ↳ performanțele cuplajului încercat;
- ↳ comportarea statică și dinamică a cuplajului care constituie obiectul încercării;
- ↳ influența parametrilor constructivi ai cuplajului asupra caracteristicilor acestuia;
- ↳ comportarea cuplajului la diferite regimuri de funcționare ale transmisiei mecanice;
- ↳ influența factorilor tehnologici și de exploatare asupra cuplajelor.

Rezultatul încercărilor permite să se verifice dacă ipotezele de calcul utilizate în proiectare își găsesc valabilitatea în modelarea matematică și dinamică a modelului experimental al cuplajului.

### **9.1.2. Încercarea de rezistență a cuplajelor**

Încercarea de rezistență a elementelor componente ale cuplajelor are rolul de a determina capacitatea de a rezista la suprasarcini până la distrugerea acestora. Cuplajul realizat și încercat la rezistență poate da informații despre gradul de acoperire a solicitării nominale de capacitatea de rezistență a materialelor utilizate în construcția sa, [FAZ/3 06].

În cadrul încercărilor de rezistență, are loc inițial, stabilirea parametrilor semnificativi ce urmează a fi variați până la valorile maxime – încercările efective conducând, în acest caz, la distrugerea cuplajului încercat.

La calculul de rezistență se are în vedere rezolvarea următoarelor aspecte:

### 130. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

---

- ↳ stabilirea dimensiunilor optime ale pieselor componente ale cuplajului;
- ↳ verificarea condițiilor de rezistență și rigiditate a elementelor componente ale cuplajului, sub acțiunea forțelor;
- ↳ cunoscând materialele, dimensiunile și modul de solicitare a elementelor componente ale cuplajului, se determină sarcinile admisibile până la care cuplajul își păstrează stabilitatea și forma constructivă determinată prin proiectare.

În proiectarea cuplajelor se întâlnesc adesea componente cu o formă geometrică sau cu o stare de încărcare complexă. În aceste cazuri, calculele de rezistență și ipotezele de calcul elaborate pentru o formă și o încărcare schematizată nu se dovedesc satisfăcătoare, ele fiind lipsite de precizie sau prea complexe.

Variatatea formelor, solicitărilor și a condițiilor rezultate din rolul funcțional, impun pentru elementele cuplajelor alegerea de metode adecvate privind tratarea problemelor de rezistență, analiză statică și dinamică.

Elaborarea unui model de calcul pentru determinarea stării de tensiuni și a deformațiilor unei structuri trebuie riguros corelată cu metodica de calcul și determinările experimentale.

În cazul determinărilor experimentale, principalii parametri care trebuie măsurați și înregistrați sunt cei care definesc starea de rezistență, adică deformațiile și tensiunile mecanice. Pentru determinarea deformațiilor și a tensiunilor se poate recurge la măsurări experimentale, fie pentru verificarea rezultatelor teoretice, fie pentru a afla mărimea tensiunilor produse în dreptul acelor puncte ale elementului cercetat, unde nu se poate găsi prin calcul o valoare suficient de precisă.

Măsurările se pot efectua direct pe piesă sau pe modele. În primul rând se pot măsura deformațiile locale și globale ale pieselor solicitate, pentru ca apoi, pe baza valorilor măsurate, să se determine prin calcul și valorile tensiunilor. În urma analizei și interpretării datelor experimentale referitoare la starea de tensiuni și deformații la care este supus elementul încercat, se obține un rezultat al încercărilor care dă informații despre:

- ↳ capacitatea cuplajului de a rezista la suprasarcini până la limita de rezistență a acestuia;
- ↳ gradul de acoperire a solicitării nominale de către capacitatea de rezistență a materialelor utilizate în construcția cuplajului;
- ↳ dimensiunile pieselor componente din construcția cuplajului;
- ↳ condițiile de rezistență, rigiditate și stabilitate a elementelor componente ale cuplajului, la diferiți parametri de încercare statică și dinamică;
- ↳ sarcinile admisibile până la care cuplajul își păstrează stabilitatea și forma constructivă, funcție de materialele utilizate, dimensiunile și modul de solicitare al elementelor componente ale cuplajului.

#### 9.1.3. Încercarea de durabilitate a cuplajelor

Conceptul de **durabilitate**, larg utilizat în tehnica, este privit diferit de specialiștii aparținând diferitelor domenii de activitate. Noțiunea reprezintă o măsură de viață a unui produs, în anumite condiții date fiind o trăsătură temporală a calității unui anumit produs. Durabilitatea poate fi definită ca starea sau calitatea de a fi durabil, puterea de a funcționa timp îndelungat sau mereu, capacitatea de a rezista acțiunii diferitelor sarcini, diferiților factori sau influențe care tind să modifice, să erodeze sau producă degradarea, [BAB 99], [FAZ/3 06].

În câteva din limbile de circulație internațională se folosesc termenii de **durability**, **endurance** (engleză), **Dauerhaftigkeit** **Haltbarkeit** (germană),

### 131. Încercarea cuplajelor mecanice

*durabilité, durée de vie* (franceză), *durabilidad* (spaniolă), *dolgovecnosti, srok slujbi* (în limba rusă). În literatura de specialitate în limba română se constata că se mai utilizează termenul de durată de viață sau durată de serviciu.

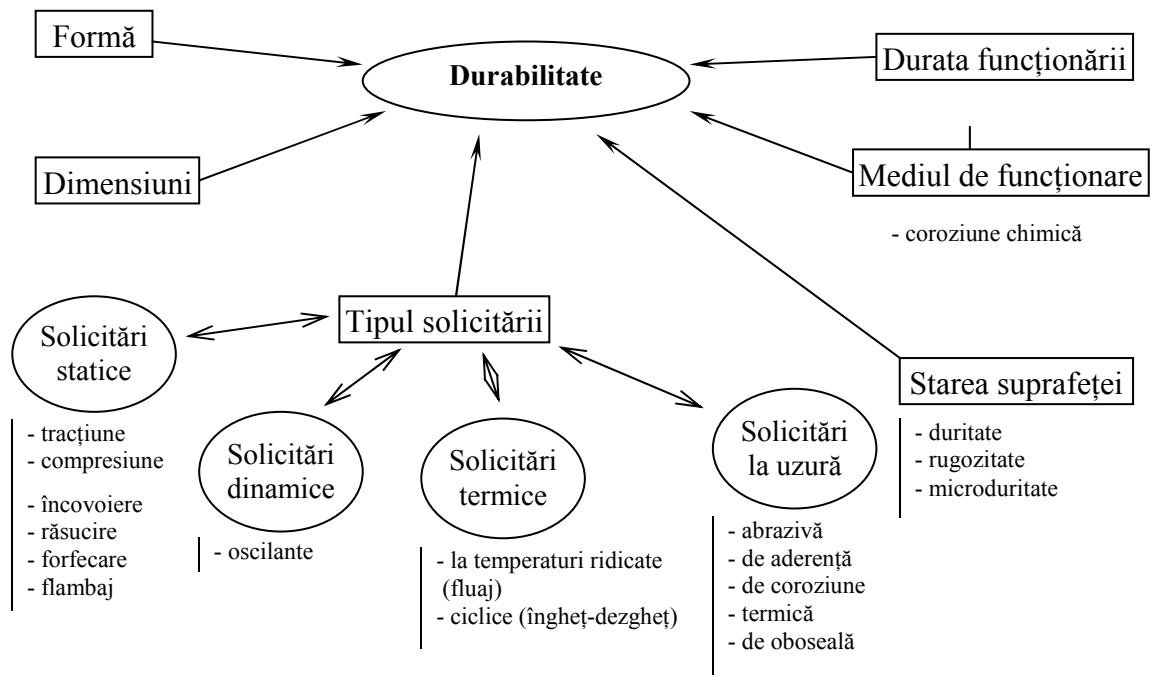


Fig. 9.2. Factorii care influențează durabilitatea unui produs

Creșterea durabilității pieselor se poate face prin:

- ↳ creșterea durității materialului prin: tratamente termice, tratamente termochimice, ecruisaj, acoperiri cu materiale mai dure;
- ↳ micșorarea coeficientului de frecare prin acoperiri cu lubrifianți;
- ↳ îmbunătățirea formei geometrice.

Printre cei mai importanți factori de distrugere a unui produs (fig. 9.2) se pot enumera: forma piesei, dimensiunile acesteia, tipul solicitării, starea suprafeței, temperatura, mediul în care are loc funcționarea, durata de funcționare.

Încercarea la durabilitate, de laborator, a componentelor de construcție mecanică, câștigă în importanță datorită atât a avantajelor oferite de posibilitățile de reproducere a condițiilor de funcționare, cât și a obținerii rapide, precise și la un cost mult mai redus a rezultatelor.

Încercarea la durabilitate (de anduranță) urmărește determinarea comportării produsului la o solicitare de durată, cu valori ale parametrilor de solicitare în limitele nominale și cu variații ale acestora similare solicitărilor din exploatare. Determinarea durabilității produsului în diferite condiții, cu rezultate statistice valabile, impune ca numărul de produse încercate să fie mai mare, fapt care conduce la creșterea timpului și a costului necesar pentru efectuarea experimentărilor.

Factorii care pot influența calitățile funcționale ale cuplajelor, la o solicitare de durată, fără a depăși valorile limită admisibile ale parametrilor de solicitare, sunt:

### 132. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

---

- ↳ momentul de torsiune;
- ↳ unghiul de rotire relativă dintre semicuplaje, care depinde de momentul de torsiune și de elasticitatea elementelor componente;
- ↳ amplitudinea vibrațiilor torsionale ale sistemului mecanic;
- ↳ abaterile de poziție (axiale, unghiulare, radiale).

De cele mai multe ori, condițiile reale ale solicitărilor mecanice sunt determinate de regimurile de funcționare ale transmisiei mecanice. Ca desfășurare în timp, în majoritatea cazurilor, solicitările exterioare nu sunt constante ci au un caracter variabil. Variația în timp a solicitărilor poate să ia formele cele mai diverse, de la variații deterministe, caracterizate prin periodicitate de tipul variațiilor sinusoidale, complexe periodice sau tranzitorii și până la variații cu caracter aleator. În realitate solicitările întâlnite în practica exploatarei mașinilor și utilajelor au un caracter nedefinit, diferențiat după gradul de variabilitate în timp al solicitării. Astfel, dacă variabilitatea solicitării în jurul unei valori este neglijabilă, în comparație cu această valoare, atunci solicitarea se consideră constantă pentru calculele de rezistență.

Solicitările pot avea variații semnificative în timp, cu regularități care pot fi definite cantitativ printr-o funcție matematică explicită, periodică sau neperiodică, astfel încât, în orice moment, să poată fi specificată intensitatea acesteia.

Rezultatele obținute în urma înregistrării, analizei și implementarea datelor experimentale, în cazul încercării de durabilitate a cuplajelor, trebuie să constate pe ce durată un element rezistă unei solicitări variabile. Soluția acestei probleme se obține comparând datele care definesc comportarea materialului la solicitări variabile cu datele de aceeași natură (tensiuni sau deformații) deduse prin calcul sau experimental, ca efect al solicitărilor.

Prin încercări la solicitări variabile cu amplitudine constantă, efectuate asupra elementului care se studiază, pot fi trasate diagrame de durabilitate. În etapele de început ale proiectării se pot utiliza rezultatele încercării unui element similar celui care se studiază. Avantajele încercării elementului derivă din faptul că sunt incluse efectele tuturor factorilor care influențează comportarea la oboseală: geometria, mărimea, prelucrarea suprafețelor, tensiunile reziduale datorate tehnologiilor de fabricație. De remarcat, faptul că observațiile efectuate prin încercarea unui element pot fi utilizate pentru alte elemente din aceeași clasă.

Prelucrarea rezultatelor încercării la durabilitate a unui lot de cuplaje permite determinarea repartiției statistice a duratei de viață și deci deducerea fiabilității acestora.

## 9.2. Utilizarea cuplajelor de siguranță în sistemele mecanice

Protejarea unei transmisii împotriva suprasarcinilor, de către cuplajul de siguranță, depinde în principal, de modul de acționare a acestora.

Dacă suprasarcinile acționează lent (creșterea momentului de suprasarcină  $M_{ts}$  este lentă), acestea se transmit din punctul unde se produc până la cuplajul de siguranță, unde sunt limitate la valoarea impusă de acesta. Deoarece, în această situație, la toate elementele lanțului cinematic sarcina este condiționată de cea transmisă de cuplajul de siguranță [STR/2 99] [SCH 62], se recomandă amplasarea acestuia pe porțiunea de început a lanțului cinematic, unde momentul de torsiune de transmis are valoare redusă.

### 133. Încercarea cuplajelor mecanice

Dacă suprasarcinile acționează dinamic, deci momentul de suprasarcină  $M_{ts}$  crește rapid, micșorarea acestuia, pe porțiunea lanțului cinematic cuprins între mașina antrenată și motorul de acționare, se datorează momentului de inerție al maselor în mișcare. În figura 9.3 [SCH 62] se prezintă schematic, lanțul cinematic al unei transmisii (fig. 9.3,a) și încărcarea diverselor segmente ale acestuia, în cazul acțiunii unor suprasarcini dinamice (reprezentarea încărcării corespunde unui timp foarte scurt și este calitativă). Protejarea transmisiei poate fi realizată prin limitarea momentului de torsiune la valoarea maximă a momentului motorului  $M_{m \max}$  – fig. 9.3,b; limitarea momentului la valoarea maximă a momentului de torsiune al cuplajului – fig. 9.3,c; întreruperea alimentării motorului de acționare – fig. 9.3,d; întreruperea lanțului cinematic de către cuplajul de siguranță – fig. 9.3,e.

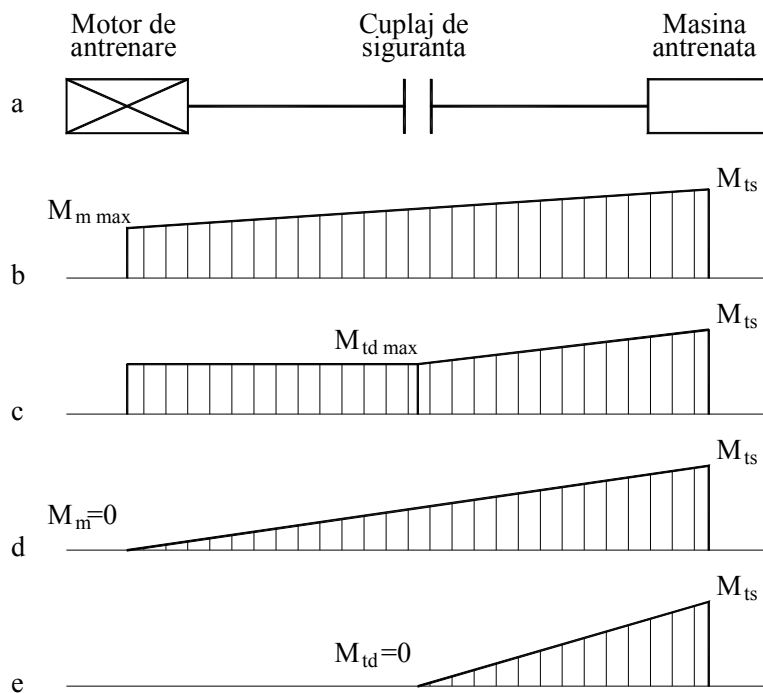


Fig. 9.3. Lanțul cinematic al unei transmisii și încărcarea diverselor segmente ale acestuia

Din fig. 9.3,c și e, rezultă că în cazul suprasarcinilor dinamice cuplajele de siguranță limitează momentul de torsiune la valoarea impusă de acestea numai pe porțiunea lanțului cinematic dintre cuplaj și motorul de acționare. Cuplajul de siguranță acționează și în direcția mașinii antrenate, prin micșorarea momentului  $M_{ts}$ , dar cercetările teoretice și experimentale [SCH 62] au arătat că pe porțiunea lanțului cinematic cuprinsă între cuplaj și locul de apariție a suprasarcinii momentul de torsiune este mai mare decât momentul de torsiune impus de cuplaj. De exemplu, din cercetările teoretice [SCH 62], a rezultat că la pornirea unui agregat cu mase inerțiale mari, valoarea momentului de torsiune care solicită această parte a lanțului cinematic atinge 30%...40% din valoarea momentului de torsiune maxim care apare în transmisia fără cuplaj de siguranță și este de 1,25...2 ori mai mare decât momentul de torsiune transmis de cuplajul de siguranță care echipează transmisia.

#### 134. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

Din acest motiv, se recomandă amplasarea cuplajului de siguranță cât mai aproape de locul apariției suprasarcinilor dinamice.

### 9.3. Standuri pentru încercarea cuplajelor

Instalațiile utilizate pentru încercarea cuplajelor sunt concepute în funcție de scopul urmărit prin experimentarea respectivă și trebuie să fie robuste, pentru a nu influența rezultatele cercetărilor [BAB 99], [DRA. 78], [STR/2 99]. Pentru acuratețea rezultatelor obținute în urma cercetărilor experimentale, unele elemente ale instalațiilor se supradimensionează, astfel încât elasticitatea și rezistența să nu influențeze asupra valorii mărimilor măsurate.

Cuplajele se pot încerca pe instalații specializate sau pe instalații universale, destinate încercării diferitelor organe de mașini și implicit a diferitelor tipuri de cuplaje.

În funcție de modul de aplicare în timp a sarcinii, încercarea se clasifică în două grupe distincte:

- instalații pentru încercări statice;
- instalații pentru încercări dinamice.

La instalațiile pentru *încercări statice*, sarcina exterioară se aplică progresiv, urmărindu-se, de cele mai multe ori, determinarea experimentală a caracteristicii cuplajului și influența diferiților factori perturbatori. De regulă, încercările statice se efectuează pe instalații în care solicitarea cuplajului are loc cu unul din semicuplaje fixat, deci fără a se afla în mișcare de rotație.

Instalațiile pentru *încercările dinamice* sunt utilizate pentru încercarea cuplajelor la solicitări variabile, care să simuleze pe cât posibil condițiile reale de funcționare. În funcție de modul de circulație al puterii, aceste instalații pot fi:

- cu circuit energetic deschis;
- cu circuit energetic închis.

Instalațiile cu circuit energetic închis mecanic sunt mai răspândite, fiind mai simple constructiv. Acestea funcționează principial după schema prezentată în fig. 9.4, [Dră 78] principalele părți componente fiind motorul de antrenare 1, sistemul de încărcare 2, cuplajul 3 supus încercării, două reductoare 4 cu același raport de transmisie și arborele de încercat 5.

135. Încercarea cuplajelor mecanice

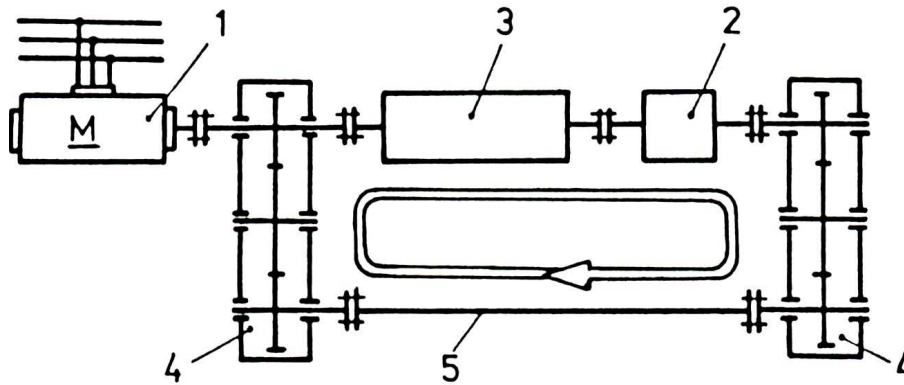


Fig. 9.4 Instalație cu circuit energetic închis mecanic

Sistemul de încărcare 2 permite încărcarea instalației cu un moment de torsiune, prin torsionarea arborelui pe care se află, încărcarea transmitându-se la toate piesele componente ale circuitului închis.

Instalația pentru încercarea cuplajelor în regim dinamic la diferite regimuri de funcționare este prezentată în figura 9.5.

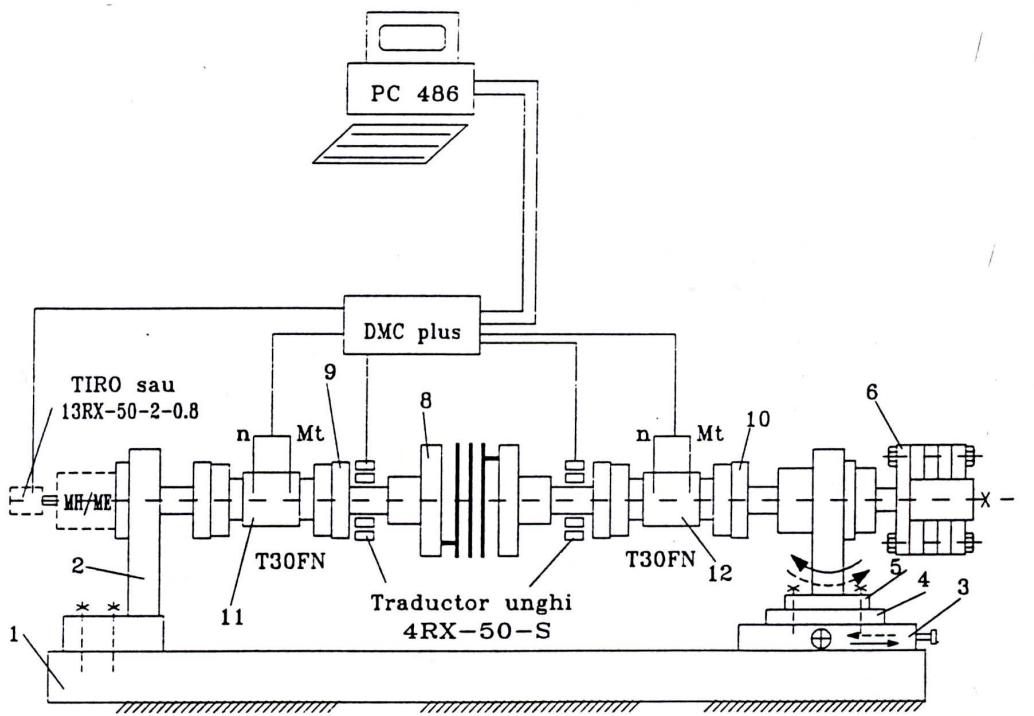


Fig. 9.5 Instalație pentru încercat cuplaje în diferite regimuri de solicitare

### 136. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

Instalația este complicată dar cu un consum energetic redus, utilizată pentru aprecierea în totalitate a performanțelor cuplajelor la diverse regimuri de turații și solicitare.

Instalația permite studiul privind comportarea cuplajului și influența sa în transmisia din care face parte, luând în considerare efectul duratei de încărcare, a sarcinilor și a frecvenței de funcționare asupra însușirilor dinamice ale acesteia. Instalația are în componența sa: batiul 1, suportul 2 pentru motorul de acționare, masele 3 și 4 și suportul port lagăr 5. Pentru simularea momentului de inerție al mașinii motoare, standul este prevăzut cu un sistem inerțial, format din discul 6. Măsurarea momentului de torsiune se face cu ajutorul traductoarelor de moment și de turație 11 și 12 montate înaintea cuplajului de încercat 8. Pe flanșele 9 și 10 sunt montate traductoarele de unghi. Achiziționarea datelor se face prin intermediul sistemului de achiziție date DMC plus Hottinger.

În figura 9.6 este prezentată *Instalația pentru încercarea cuplajelor în regim dinamic*.

## 9.4. Determinări experimentale asupra caracteristicii cuplajului de siguranță în regim dinamic

Comportarea în funcționarea reală a cuplajului presupune în mod obligatoriu analiza comportării acestuia în regim dinamic. Datorită costului ridicat al încercărilor dinamice, aceste încercări s-au limitat la: trasarea caracteristicii în regim dinamic, studiul comportării cuplajului în regim tranzitoriu, precum și decuplări de sarcină. În vederea efectuării acestor încercări s-a conceput, proiectat și realizat lanțul cinematic al unui stand de încercări, [STR/2 99]. Adaptarea acestuia la tehnica de calcul, în vederea prelucrării numerice a rezultatelor, s-a realizat cu ajutorul unei interfețe programabile care se află în dotarea standului.

### ***Stand pentru încercarea dinamică a cuplajelor***

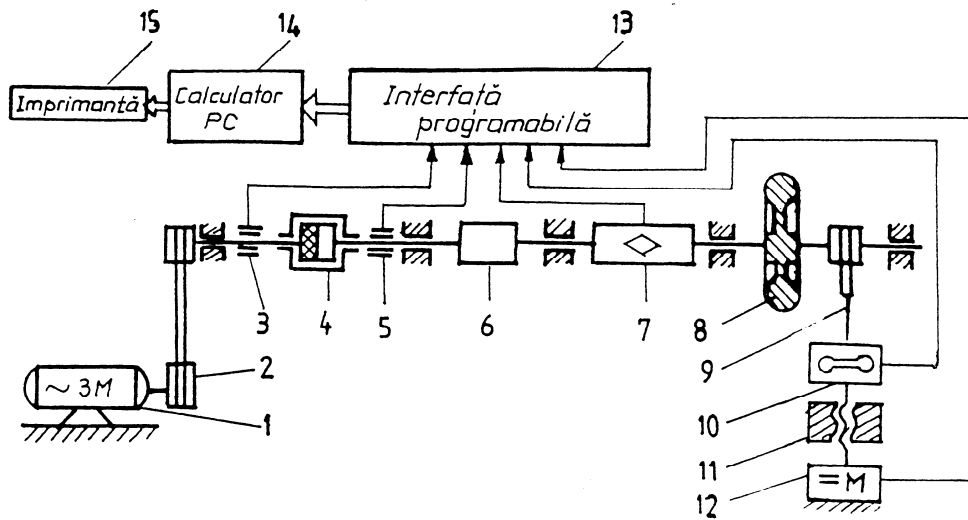
Pentru încercarea dinamică a cuplajelor elastice și de siguranță, pornind de la obiectivele încercărilor dinamice, s-a realizat un stand de încercări a cărui schemă bloc este prezentată în fig. 9.6, cu lanțul cinematic în fotografia din fig. 9. 8, [Dră. 78], [STR 98]. Lanțul cinematic al instalației de încercat dinamic are următoarele elemente: motorul electric alternativ 1, care antrenează transmisia prin curelele trapezoidale 2, la care raportul de transmitere poate fi modificat prin schimbarea roților de curea; cuplajul de încercat 4; cuplajul dințat 6, care permite, în anumite limite, preluarea abaterilor de poziție; cupla torsionometrică 7; volantul 8, calculat pentru un anumit moment de inerție; frâna mecanică cu saboți 9, care permite obținerea diferitelor momente rezistente, fiind acționată manual sau prin intermediul unui motor de curent continuu 12 și a cuplei elicoidale 11. Ansamblul lagărului mobil permite deplasarea radială, axială și unghiulară a semicuplajului condus.

Pentru determinarea mișcării relative dintre semicuplele cuplajului elastic și de siguranță se folosesc traductoarele de viteză 3 și 5, bazate pe codificatoare optice incrementale. Determinarea momentului de torsiune la care este supus cuplajul se face prin intermediul cuplei torsionometrice 7, iar controlul forței de apăsare asupra saboților frânei mecanice 9 se realizează prin intermediul traductorului de forță 10.



### **Determinări experimentale în regim dinamic a cuplajului de siguranță**

Prelucrarea informațiilor furnizate de stand și determinarea caracteristicilor



cuplajului încercat se realizează în două etape, înregistrarea și prelucrarea datelor.

Fig. 9.6 Schema bloc a standului pentru încercarea dinamică



Fig. 9.7 Fotografia standului de încercare dinamic

### 138. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

---

În urma prelucrării datelor achiziționate, programul realizează diagrama momentului de torsiune în funcție de timp.

În continuare este stabilit regimul reprezentat de încercare, tipul știftului (știft neted), numărul de știfturi utilizate ( $z$ ), diametrul știfturilor ( $d$ ), materialul știfturilor și ilustrate diagramele corespunzătoare acestora.

Curba de variație a momentului de torsiune  $M_t$ , în timpul de reacție la suprasarcină, va avea diverse forme, funcție de caracteristicile dinamice ale transmisiei și ale cuplajului. La valoarea momentului de torsiune de decuplare egală cu valoarea maximă a momentului de suprasarcină, se produce, aproape instantaneu, desfacerea legăturii între cele două semicuplaje (de exemplu, la ruperea știfturilor) și de la momentul transmis până la momentul maxim de suprasarcină reprezintă momentul de torsiune remanent, transmis de cuplaj la sfârșitul procesului de decuplare.

În figura 9.8 se prezintă curba de variație a momentului de torsiune pentru OL 42,  $z=2$ ,  $d=2\text{mm}$  pentru care momentul transmis este de 1350 Nmm, valoarea momentului de torsiune de decuplare egală cu valoarea maximă a momentului de suprasarcină egal cu 2350 Nmm, momentul de torsiune remanent de 1000 Nmm, timpul de decuplare de 0,0014 s.

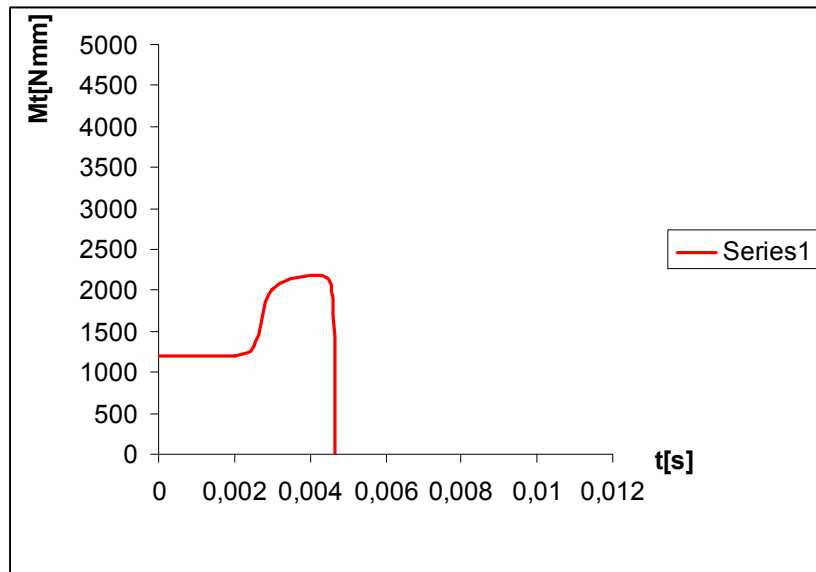


Fig. 9.8 Curba de variație a momentului de torsiune pentru OL 42,  $z=2$ ,  $d=2\text{mm}$

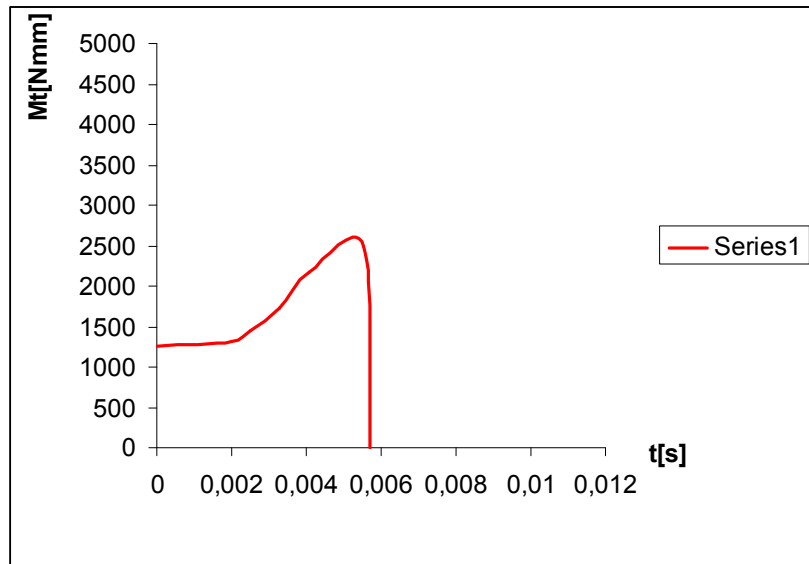


Fig. 9.9 Curba de variație a momentului de torsiune pentru OL 42,  $z=4$ ,  $d=2\text{mm}$

În figura 9.9 se prezintă curba de variație a momentului de torsiune pentru OL 42,  $z=4$ ,  $d=2\text{mm}$ , pentru care momentul transmis este de 1350 Nmm, valoarea momentului de torsiune de decuplare egală cu valoarea maximă a momentului de suprasarcină egal cu 2700 Nmm, momentul de torsiune remanent de 1350 Nmm, timpul de decuplare de 0,004 s.

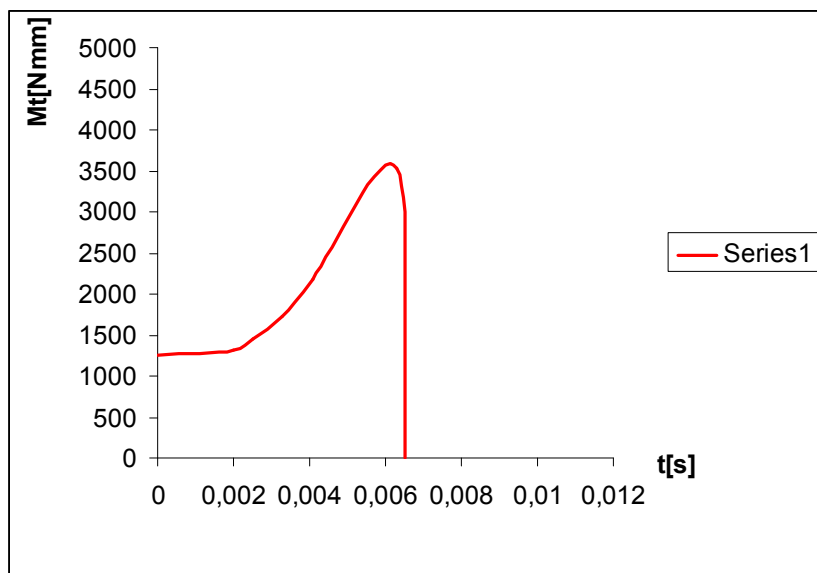


Fig. 9.10 Curba de variație a momentului de torsiune pentru OL 42,  $z=2$ ,  $d=3\text{mm}$

#### 140. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

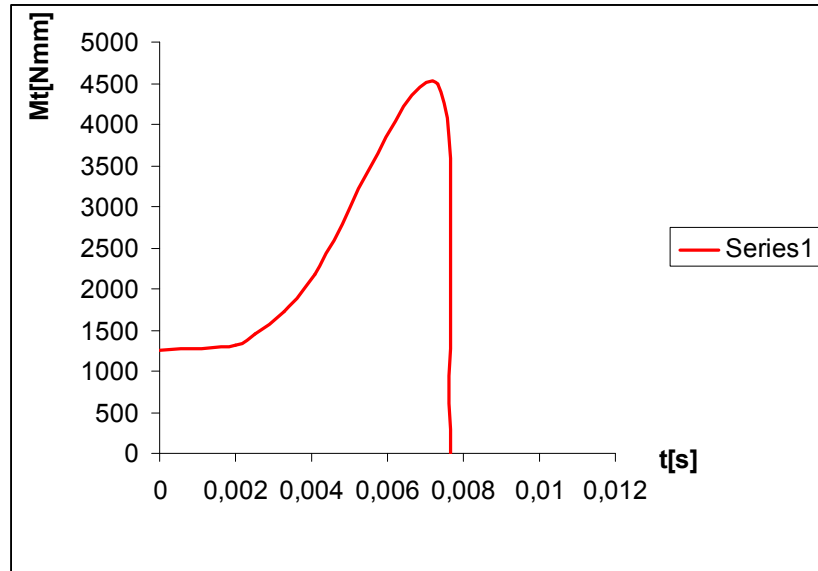


Fig 9.11 Curba de variație a momentului de torsiune pentru OL 42,  $z=4$ ,  $d=3\text{mm}$

În figura 9.10 se prezintă curba de variație a momentului de torsiune pentru OL 42,  $z=2$ ,  $d=2\text{mm}$  pentru care momentul transmis este de 1350 Nmm, valoarea momentului de torsiune de decuplare egală cu valoarea maximă a momentului de suprasarcină egală cu 3700 Nmm, momentul de torsiune remanent de 2350 Nmm, timpul de decuplare de 0,0045 s.

În figura 9.11 se prezintă curba de variație a momentului de torsiune pentru OL 42,  $z=4$ ,  $d=3\text{mm}$  pentru care momentul transmis este de 1350 Nmm, valoarea momentului de torsiune de decuplare egală cu valoarea maximă a momentului de suprasarcină egală cu 4650 Nmm, momentul de torsiune remanent de 3300 Nmm, timpul de decuplare de 0,0053 s.

### 9.5. Stabilirea unor concluzii privind determinările experimentale asupra cuplajelor de siguranță

În urma studiului și analizei determinărilor experimentale dinamice, asupra cuplajului de siguranță, s-au stabilit concluziile prezentate în continuare:

- se recomandă amplasarea cuplajului de siguranță cât mai aproape de locul apariției suprasarcinilor dinamice;
- caracteristicile cuplajelor de siguranță au variații progresive funcție de numărul de știfturi de forfecare, diametrul știfturilor și materialul din care sunt realizate,
- cuplajul are o mare capacitate a momentului de torsiune remanent;
- timpul de la apariția suprasarcinii, pentru care știfturile sunt dimensionate, până la decuplarea de sarcină se situează în limite corespunzătoare protecției transmisiei;
- pornirea și oprirea se face cu șocuri mari funcție și de momentele de inerție ale transmisiei;

#### 141. Încercarea cuplajelor mecanice

---

- decuplarea de sarcină în cadrul unor suprasarcini sau defecte ale transmisiei se face cu distrugerea elementelor de rupere cu șocuri suplimentare;
- factorii care pot influența calitățile funcționale ale cuplajelor, la o solicitare de durată, sunt: momentul de torsiune, unghiul de rotire relativă dintre semicuplaje, amplitudinea vibrațiilor torsionale, abaterile de poziție.

## 10. CONCLUZII FINALE, CONTRIBUȚII ORIGINALE ȘI FORME DE VALORIFICARE

Din cercetările efectuate, se desprind concluziile finale, contribuțiile originale și formele de valorificare, prezentate succint în cele ce urmează.

### 10.1. Concluzii finale

În urma cercetărilor teoretice și experimentale privind **Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor**, se pot identifica o serie de concluzii finale reprezentative, sintetizate mai jos, pe capitole.

#### **Capitolul 1**

S-au identificat, sintetizat și analizat critic elementele semnificative din literatura de specialitate referitoare la domeniul abordat. S-au decelat limitele domeniului și pe baza acestora s-au formulat obiectivele prioritare ale lucrării:

- ❖ analiza cuplajelor elastice și a celor de siguranță pentru calculul de rezistență;
- ❖ calculul la oboseala a cuplajelor;
- ❖ modelarea statică, cinematică și dinamică a cuplajelor de siguranță;
- ❖ cercetări prin simularea pe calculator în domeniul cuplajelor de siguranță;
- ❖ proiectarea modulară a cuplajelor de siguranță cu știfturi și realizarea acestuia;
- ❖ proiectarea unui nou tip de cuplaj *Cuplaj elastic și de siguranță*;
- ❖ determinări experimentale pentru cuplajul proiectat și realizat.

#### **Capitolul 2**

Pornind de la definiția generală a cuplajelor elastice și ținând seama de varietatea constructivă și funcțională, specifice cuplajelor mecanice elastice, în capitolul s-a realizat:

- ❖ identificarea principalelor tipuri de cuplaje elastice care să permită studiul calculului de rezistență în vederea obținerii unei noi variante de cuplaj simplu;
- ❖ calculul de rezistență și de proiectare al cuplajelor elastice cu elemente intermediare metalice;
- ❖ calculul de rezistență și de proiectare al cuplajelor elastice cu elemente intermediare nemetalice.

#### **Capitolul 3**

În capitol se prezintă:

- ❖ considerații generale privind cuplajele de siguranță;

## 143. Concluzii finale, Contribuții originale și Forme de valorificare

---

- ❖ calculul de rezistență și de proiectare al cuplajelor de siguranță cu întreruperea momentului de torsiune;
- ❖ calculul de rezistență și de proiectare al cuplajelor de siguranță cu întreruperea momentului de torsiune.

### **Capitolul 4**

Capitolul definește rolul și importanța calcului de rezistență la oboseală al organelor de mașini și cuprinde:

- ❖ prezentarea tuturor tensiunilor mecanice provocate de solicitările de contact și de eforturile secționale sau de acțiunea simultană a acestora, modul de variație al tensiunilor în timp și caracterizarea de ciclurile de solicitare;
- ❖ oboseala prin eforturi secționale;
- ❖ soluții constructive de reducere a concentratorilor de tensiuni;
- ❖ expresiile analitice ale coeficientului de siguranță
- ❖ oboseala prin solicitări de contact;
- ❖ oboseala de contact, relația durabilității.

### **Capitolul 5**

Pornind de la definiția generală a unei mașini și ținând seama de varietatea constructivă și funcțională, specifice acestora, în capitolul s-a realizat:

- ❖ schema constructivă, calculul și proiectarea cuplajului de siguranță cu știfturi de forfecare pentru studiul dinamic;
- ❖ formularea problemei de modelare dinamică;
- ❖ modelarea cinematică și statică a cuplajului;
- ❖ modelarea corelațiilor induse de caracteristicile mecanice ale motoarelor și efectoarelor;
- ❖ modelarea mișcării semicuplajelor cu ajutorul ecuațiilor Lagrange de speța a II-a.

### **Capitolul 6**

Modelarea procesului de funcționare a cuplajelor de siguranță a presupus formularea relațiilor analitice generale de modelare cinematică și dinamică, care a condus la realizarea:

- ❖ prezentare software-ul utilizat;
- ❖ realizarea programului de calcul;
- ❖ exemple de simulare numerică a funcționării cuplajelor de siguranță cu știfturi de forfecare în diferite regimuri de lucru.

### **Capitolul 7**

Proiectarea modulară a cuplajelor de siguranță a presupus:

- ❖ proiectarea cuplajului și prezentarea variantelor posibile obținute în urma modificării geometriei elementelor componente ale celor două semicuplaje;
- ❖ prezentarea cuplajului de siguranță cu știfturi de forfecare și modalitatea de obținere a variantelor posibile.

144. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

---

### **Capitolul 8**

În cazul sarcinilor variabile *materialul știfturilor obosește* ceea ce conduce la micșorarea momentului limită al cuplajului. Se recomandă înlocuirea periodică a știfturilor de forfecare. Pentru a crește durata de viață a cupajelor de siguranță cu știfturi de forfecare în capitol se prezintă:

- ❖ analiza cuplajelor combinate care conduc la realizarea unui cuplaj simplu cu funcții multiple a cărei construcție să permită creșterea durabilității cuplajelor de siguranță cu știfturi de forfecare;
- ❖ prezentarea desenului de ansamblu al noului tip de **cuplaj elastic și de siguranță cu bușe de cauciuc și știfturi de forfecare**;
- ❖ prezentarea elementelor componente și etapele de asamblare al noului tip de cuplaj;
- ❖ prezentarea avantajelor noului tip de cuplaj elastic și de siguranță cu bușe de cauciuc și știfturi de forfecare.

### **Capitolul 9**

Pornind de la importanța și rolul încercărilor pentru cuplaje, în capitol se prezintă:

- ❖ tipurile de încercări: performanță, rezistență, durabilitate;
- ❖ utilizarea cuplajelor de siguranță în cadrul transmisiilor mecanice;
- ❖ standuri pentru încercarea cuplajelor;
- ❖ determinări experimentale asupra cuplajelor de siguranță.

## **10.2. Contribuții originale ale lucrării**

În lucrare autorul a efectuat studii teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor. În urma studiului realizat, au rezultat o serie de contribuții originale, sistematizate mai jos, pe capitole.

### **Capitolul 1**

- Identificarea acelor cuplaje care să reprezinte studiul la oboseală și creșterea duratei de viață a cuplajelor prin proiectarea și realizarea unui cuplaj nou.

### **Capitolul 2**

- Stabilirea și prezentarea calculului de rezistență pentru acele cuplaje elastice care permit obținerea unui nou cuplaj.

### **Capitolul 3**

- Stabilirea și prezentarea calculului de rezistență pentru acele cuplaje de siguranță care permit obținerea unui nou cuplaj.



#### **Capitolul 4**

- Identificarea ciclurilor de solicitare pentru cuplajele prezentate anterior și prezentarea diagramelor și a relațiilor de determinare a solicitărilor la care sunt supuse cuplajele respective.
- Evaluarea rezistenței la solicitări variabile și în funcție de solicitările principale se prezintă oboseala prin eforturi secționale, oboseala prin solicitări de contact și cea combinată.
- S-au identificat expresiile analitice ale coeficienților de siguranță pentru solicitările și tipurile de oboseală precizate anterior.

#### **Capitolul 5**

- Modelarea cuplajului de siguranță cu știfturi de forfecare pe baza unui mecanism echivalent mobil, care face posibilă aplicarea a două ecuații Lagrange de speța a II-a respectiv scrierea a două ecuații de mișcare pentru mecanismul adoptat.
- Determinarea relațiilor generale, pentru cele două funcții de transmitere a forțelor exterioare, pentru cele două faze ale funcționării.
- Elaborarea unor algoritmi de rezolvare numerică a sistemului de ecuații de mișcare (sistem de două ecuații diferențiale de ordinul doi, neomogene cu coeficienți variabili).
- Elaborarea unui program, pe baza algoritmilor prezentați, de modelarea cinematică și dinamică a funcționării cuplajului de siguranță cu știfturi de forfecare.
- Evidențierea principalelor regimuri de funcționare caracteristice cuplajului.

#### **Capitolul 6**

- Realizarea unui *program de calcul* care să permită atât rezolvarea numerică a relațiilor analitice cât și vizualizarea grafică a fenomenelor din timpul funcționării.
- Definirea geometrică și funcțională a cuplajului de siguranță.
- Exemple de simulare numerică a funcționării cuplajelor de siguranță cu știfturi de forfecare.
- Simularea la diferite regimuri de funcționarea cuplajelor de siguranță cu știfturi de forfecare netede și creșterea, pentru șocuri mici, medii și mari.
- Studiul experimental asupra influenței diferitelor momente de inerție asupra funcționării cuplajelor de siguranță cu știfturi de forfecare.

#### **Capitolul 7**

- Proiectarea modulară a cuplajului de siguranță cu știfturi de forfecare.
- Realizarea practică a cuplajului proiectat.

#### **Capitolul 8**

- Identificarea cuplajelor combinate care permit realizarea unui nou tip de cuplaj, simplu care prin geometria și elementele componente conduce la creșterea duratei de viață a cuplajului de siguranță cu știfturi de forfecare,

146. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

---

**Cuplajul elastic și de siguranță cu bușe elastică și știfturi de forfecare.**

- Proiectarea noului tip de cuplaj, **Cuplajul elastic și de siguranță cu bușe elastică și știfturi de forfecare.**

**Capitolul 9**

- Identificarea și prezentarea instalațiilor de încercare a cuplajelor pentru determinarea caracteristicii și a durabilității cuplajelor de siguranță.
- Determinări experimentale pentru cuplajul de siguranță proiectat și realizat în construcție modulară.

**10.3. Forme de valorificare**

Cercetările teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor, au fost valorificate parțial prin:

- ✓ elaborarea a 5 lucrări științifice, publicate în buletinele unor conferințe, simpozioane internaționale și manifestări științifice în țară;
- ✓ proiectarea și realizarea unui cuplaj de siguranță cu știfturi de forfecare;
- ✓ determinări experimentale pentru cuplajul proiectat și realizat;
- ✓ elaborarea și propunerea pentru brevetare a **Cuplajului elastic și de siguranță cu bușe de cauciuc și știfturi de forfecare.**

## BIBLIOGRAFIE

1. [ADL 75] Adler, Yu. P. The design of experiments of find optimal conditions. Moscow. Mir Publishers, 1975.
2. [AND 95] Anderson, T. L. Fracture Mechanics: Fundamentals and Applications, 2nd ed., CRC Press, Boca Raton, 1995.
3. [AST 97] ASTM. Annual Book of ASTM Standards, Am. Soc. For Testing and Materials, West Conshohocken, PA. See: No. E399, "Standard Test Method for Plane-Strain Fracture Toughness of Metallic Materials," Vol. 03.01; and also No. E561, E813, E1290, E1737, and E1820 in Vol. 03.01; and in addition No D5045 in Vol. 08.03. 1997.
4. [ATA 85] Atanasiu, C., ș. a. Rezistența materialelor, vol. II, I.P. București, 1985.
5. [ATK 83] Atkinson, L. V., Harley, P. J. An Introduction to Numerical Methods with Pascal, International Computer Science Series, Addison-Wesley Publishing Company, 1983.
6. [AVR 93] Avram, C., Bob, C., Friedruch, E. Numerical analysis of reinforced Concrete Structures. Editura Elsevier, Amsterdam - London - New York - Tokyo, 1993.
7. [BAB 99] Babeu, T. Analize și încercări de rezistența pt. evaluarea duratei de viață a utilajelor grele, Editura Mirton, Timișoara 1999.
8. [BAN 90] Bannantine, J. A., Comer, J. J. Fundamentals of Metal Fatigue Analysis, Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ.
9. [BAR 87] Barsom, J. M., Rolfe. Fracture and Fatigue Control in Structures, 2nd ed., Prentice-Hall, Upper Saddle River, NJ, 1987
10. [BEJ/1 07] Bejan, M. Rezistența Materialelor, vol. I, II Editura Agir, Bucuresti 2007.
11. [BEJ/2 05] Bejan, M. In lumea unitatilor de masura, Editura Agir, Bucuresti 2005.
12. [BEN 90] Bendat, J.S., Piersal, A.G. Measurement and analysis of random data. John Wiley, 1990.
13. [BIC 79] Bichir, N., Răduți, C., Diculescu, A. Mașini electrice. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1979.
14. [BOI 62] Boiangiu, D. ș. a. Cuplaje. Editura Tehnică, București, 1962.
15. [BOL 87] Boller, C., Seeger, T. Materials Data for Cyclic Loading, 5 vols., Elsevier Science Pubs., Amsterdam. See also Supplement I. 1990
16. [BRO 86] Broek, D. Elementary Engineering Fracture Mechanics, 4th ed., Kluwer Academic Pubs., Dordemic Pubs., Dordrecht, the Netherlands.
17. [BUZ/1 63] Buzdugan, Gh. Calculul de rezistență la solicitări variabile. Editura Tehnică, București, 1963.
18. [BUZ/2 77] Buzdugan, Gh. Rezistența materialelor. Editura Tehnică, București, 1970.
19. [BUZ/3 79] Buzdugan, Gh. Măsurarea vibrațiilor. Editura Academiei, București, 1979.
20. [CIO 79] Ciocârdia, C., Ungureanu, I. Bazele cercetării experimentale în tehnologia construcțiilor de mașini. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1979.

## 145. Bibliografie

---

21. [CIO 75] Cioclov, D. Rezistență și fiabilitate la solicitări variabile. Editura Facla, 1975.
22. [CHA 98] Capra, S. C., Canale, R. P. Numerical Methods for Engineers, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 1998.
23. [CHE 88] Chen, W. F., Han, D. J. Plasticity for Structural Engineers, Springer-Verlag, New York, 1988.
24. [CHI 81] Chișiu, A. ș. a. Organe de mașini. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1981.
25. [CHI 99] Chișiu, E., ș. a. Cuplaje mecanice intermitente și cu contacte mobile. Editura LUX LIBRIS, Brașov, 1999.
26. [CHU 95] CHU. C. C. Incremental Multiaxial Number Correction for Fatigue Analysis, Paper No. 950705, Soc. of Automotive Engineers, SAE International Congress and Exposition, Detroit, Mi, Feb. 1995.
27. [CON 80] Constantinescu, I. Prelucrarea datelor experimentale cu calculatoare numerice. Editura Tehnică, București, 1980.
28. [CON/1 89] Constantin, I. N. ș. a. Măsurarea mărimilor mecanice cu ajutorul tensometriei. Editura Tehnică, București, 1989.
29. [CON/2 89] Constantin, I. N., Daneț, G. V. Metode noi pentru calculul de rezistență. Editura Tehnică, București, 1989.
30. [CRA 80] Craiu, M., Tănase, V. Analiză matematică. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.
31. [DAV 97] Davis, J. R. ASM Specialty Handbook: Heat Resistant Materials, ASM International, Materials Park, OH., 1997.
32. [DAW 87] Dawling, N. E. "A Review of Fatigue Life Prediction Methods," Durability by Design, SAE Pub. No SP-730, Soc. of Automotive Engineers, Warrendale, PA, Paper No. 871966, 1987.
33. [DIA 62] Diacenko, K. S., Kirkaci, N. F. Predohranitel'nie mufti. Gostehizdat, Kiev, 1962.
34. [DIA 87] Diaconescu, E. N., ș. a. Calculul la oboseală al organelor de mașini, Institutul de Învățământ Superior Suceava, 1998.
35. [DIE 92] Dieter, M. Herbert, W. Manfred, B. Maschinenelemente. Formelsammlung. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft, Braunschweig/Wiesbaden, 1992.
36. [DIT 78] Dittrich, O., Schumann, R. Anwendungen der Antriebstechnik, Band II. Kupplungen. Mainz, Otto Krausskopf-Verlag GmbH, 1978.
37. [DIE 86] Dieter, G. E. Jr. Mechanical Metallurgy, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, NY, 1986.
38. [DOR 93] Boresi, A.P., ș. a. Advanced Mechanics of Materials, 5th ed., John Wiley, New York, 1993.
39. [DOW 99] Dawling, N. E. Mechanical Behavior of Materials, Engineering Methods for Deformation, Fracture, Fatigue. 2nd. Ed. Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 1999.
40. [DRĂ/1 78] Drăghici, I. ș. a. Calculul și construcția cuplajelor. Editura Tehnică, București, 1978.
41. [DRĂ/2 80] Drăghici, I. ș. a. Organe de mașini, vol. II. Universitatea din Brașov, 1980.
42. [DRĂ/3 82] Drăghici, I. ș. a. Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol. II. Editura Tehnică, București, 1982.
43. [DRĂ/4 82] Drăghici, I. ș. a. Cuplaje. Atlas. Universitatea din Brașov, 1982.
44. [DUD/1 82] Dudiță, Fl., Diaconescu, D. Curs de Mecanisme, Cinematica • Dinamica. Universitatea din Brașov, 1982.

146. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

45. [DUD/2 87] Dudiță, Fl., Diaconescu, D. Optimizarea structurală a mecanismelor, Editura Tehnică, București, 1987.
46. [DUM 97] Dumitru I., Faur N. Rezistența materialelor. Bazele teoretice în oboseala materialelor. Mecanica ruperii. Materiale compozite și metode numerice, Lito. UTP. Timișoara, 1997
47. [EFT 00] Eftimie, E. Cercetări privind performanțele funcționale ale cuplajelor intermitente automate de siguranță. Teza de doctorat, Universitatea Transilvania din Brașov, 2000.
48. [EWA 84] Ewakds, H. L., Wanhill, R. J. H. Fracture Mechanics, Edward Arnold Pubs., London, 1984.
49. [FAT 88] Fatemi, A. , Socie, D. F. "A Critical Plane Approach to Multiaxial Fatigue Damage Including out-of-Phase Loading," Fatigue an Fracture of Engineering Materials and Structures, Vol. II, No. 3, pp 149-165, 1988.
50. [FAZ/1 04] **Fazecaș, M. B.** Stadiul actual al cercetărilor privind rezistența și durata de viață a cuplajelor elastice. Referat 1
51. [FAZ/2 05] **Fazecaș, M. B.** Considerații teoretice privind rezistența și durata de viață a cuplajelor. Referat 2.
52. [FAZ/3 05] **Fazecaș, M. B.** Considerații experimentale și de simulare privind rezistența și durata de viață a cuplajelor elastice Referat 3.
53. [FAZ/4 05] **Fazecaș, M. B.**, Tătaru, M. B. Dynamic reactive forces in bearings due to their elastic coupling. În Analele Universității din Oradea 2005.
54. [FAZ/5 06] **Fazecaș, M. B.**, ș. a. The modeling of the elastic and safety clutch part I Kinematical modeling. În Analele Universității din Oradea 2006
55. [FAZ/6 06] **Fazecaș, M. B.**, ș. a. The modeling of the elastic and safety clutch part II Dynamic modeling. În Analele Universității din Oradea 2006
56. [FLO 84] Florea, V. Organe de mașini. Institutul de Învățământ Superior Sibiu, 1984.
57. [GAU 95] Gauthier, M. M., Engineered Materials Handbook, Desk Edition, ASM International, Materials Park, OH. Vol. chair, 1995.
58. [FAU 0] Faur, N.
59. [FRA 75] Fransua, Al., Saal, C., Țopa, I. Acționări electrice. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1975.
60. [FUC 80] Fuchs, H.O. and Stephens, R.I. Metal Fatigue in Engineering. Wiley, New York, 1980.
61. [GAF/1 83] Gafițanu, M., Crețu, Sp., ș. a. Organe de mașini, vol. II. București, Editura Tehnică, 1983.
62. [GAF/2 87] Gafițanu, M., Poterașu, V. F., Mihalache, N. Elemente finite și de frontieră cu aplicații la calculul organelor de mașini. Editura Tehnică, București, 1987.
63. [GAU 95] Gauthier, M. M., Engineered Materials Handbook, Desk Edition, ASM International, Materials Park, OH. Vol. chair, 1995.
64. [GHE 79] Gheorghiu, N. ș. a. Organe de mașini, vol. II. Arbori. Lagăre. Cuplaje. Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, 1979.
65. [HAR 68] Harris , C. Crede, C. Șocuri și vibrații, vol. I și II. Editura Tehnică, București, 1968.
66. [HER 96] Hertzberg, R. W. Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials, 4th ed., John Wiley, New York, 1996
67. [HIL 83] Hill, R. The Mathematical Theory of Plasticity, Oxford University Press, London, 1983.
68. [JIC 92] Jichișan-Matieșan D. ș. a. Organe de mașini, Universitatea Tehnică, Cluj-Napoca, 1992.

## 147. Bibliografie

---

69. [JOY 96] Joyce, J. A. Manual on Elastic-Plastic Fracture: Laboratory Test Procedures ASTM Manual Series, MNL 27, Am. Soc. For Testing and Materials, West Conshohocken, PA, 1996.
70. [JUL 86] Jula, A., ș. a. Organe de mașini, vol. I. Universitatea din Brașov, 1986.
71. [JUV 1991] Juvinall C.R., Marshek M.K. Fundamentals of Machine Component Design. Editura John Wiley & Sons, New York, 1991.
72. [KAP 95] Kaplan, W., et al. Modern Plastics Encyclopedia '96, McGraw-Hill, New York, 1995.
73. [KÖH 92] Köhler, R. Maschinenelement, Teile 2 – Kupplungen. B. G. Teubner Stuttgart, 1992.
74. [KUS 91] Kussmaul, K. F., McDiarmid, D. L., Socie, D. F. Fatigue Under Biaxial and Multiaxial Loading, Mechanical Engineering publications Ltd., London, UK. 1991.
75. [LAN 70] Landgraf, R. W. "The Resistance of metals to Cyclic Deformation," Achievement of High Fatigue Resistance in Metals and alloys, ASTM STP 467, Am. Soc. for Testing and Materials, West Conshohocken, PA, pp. 3-36. 1970
76. [LAW 93] Lawn, B. Fracture of Brittle solids, 2nd ed., Cambridge University Press, Cambridge.UK. 1993.
77. [MĂN 05] Mănescu, T., Analiza structurala prin metoda elementului finit,, Editura Orizonturi Universitare. Timișoara, 2005.
78. [MOC/1 77] Mocanu, D. R. s. a. Analiza experimentală a tensiunilor, vol. I , Editura Tehnică, București, 1977.
79. [MOC/2 80] Mocanu, D. R. Rezistența materialelor. Editura Tehnică, București, 1980.
80. [NAJ 93] Naji, M.R. and Marshek, K.M. "Experimental Determination of the Roll Chain Load Distribution". ASME Trans. J. Mech., Transmiss. Automat. Des., 105, 331-338, 1983.
81. [NEG 0 ] Neguț N. Rezistența Materialelor,
82. [NOR 99] Norman E. Dowling, Mechanical behavior of materials, Prentice Hall New Jersey 1999.
83. [NIE 65] Niemann, G. Maschinenelemente. Zweiter Band, Springer-Verlag, Berlin, 1965.
84. [OBR 97] Obradovic, A., Vukovic, J. Singular control in time minimization of system of bodies motion. "International Symposium Machines and Mechanisms" Bulletin, Belgrade, Yugoslavia, 2-5 Septembrie 1997, Bulletin pe CD.
85. [OLA 86] Olariu, V., Sima, P., Achiriloaie, V. Mecanica tehnică, Editura Tehnică, 1986.
86. [PAM 58] Pampel, W. Kupplungen. Band I, Berlin, VEB Verlag Technik, 1958.
87. [PAN 85] Pană, T., ș. a. Rezistența materialelor, vol. II. I.P. București, 1985.
88. [PEN 95] Penny, R. K., Marriott, D. L. Design for Creep, 2nd ed., Chapman and Hall, London, UK 1995
89. [POL 79] Poliakov, V. S., Barbaș, I. D., Riahovski, O. A. Spravocinik po muftam. Leningrad, Mașinostroenie, 1974 și 1979.
90. [PON 63] Ponomariov, S. D. Calculul de rezistență în construcția de mașini, vol. II, Editura Tehnică, 1963.
91. [POP 85] Popinceanu, N., ș. a. Probleme fundamentale ale contactului cu rostogolire. Editura Tehnică, 1963.
92. [POS 79] Posea, N. Rezistența materialelor. EDP, București, 1979.

148. Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor

93. [RAD 97] Radovic, S. Dynamic modeling of mechanisms of closed cinematic chain form. Buletinul "International Symposium Machines and Mechanisms", Belgrade, Yugoslavia, 2-5 Septembrie 1997, Buletin pe CD.
94. [RĂD 81] Răduți, C., Nicolescu, E. Mașini electrice rotative fabricate în România. Editura Tehnică, 1981.
95. [REȘ 64] Reșetov, D. N. Atlas detalei mașin. Moscova, Mașghiz, 1964.
96. [RIC 97] Rice, R. C. Fatigue design Handbook, 3rd ed., SAE Pub. No. AE-22, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1997.
97. [RIM 92] Rimpel, A., Woben, M. Torsionssteife Metallbalgkupplungen. In Antriebsstechnik 31, nr. 2, pp. 135 – 141, 1992.
98. [ROȘ 84] Roșculeț, M. Analiză matematică. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1984.
99. [RUS 86] Rusu, O., Rezistența Materialelor – partea a III-a Oboseala materialelor. Institutul Politehnic București, 1986.
100. [RIC 96] Richard W. Hertzberg, Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials, Fourth Edition, 1996.
101. [SAE 97] SAE. "Technical report on Fatigue Properties: SAE J1099" SAE handbook, Vol. I Materials, Fuels, Emissions, and Noise, Soc. Of Automotive Engineers, Warrendale, PA, pp. 153-162, 1997.
102. [SCH 62] Schunk, J. Die Sicherheitskupplung als Überlastsicherung. In: Wo-Maschinen-Funk, Nr. 12, 1962.
103. [SEU 81] Seucea, I. Contribuții privind calculul cuplajelor de siguranță cu bile pentru protecția arborilor din transmisie. În: Construcția de mașini, 33, nr. 2, 1981, p. 70-74.
104. [SHI 89] Shigley, J. E., Mischke, C. R. Mechanical Engineering Design, 5th ed. McGraw-Hill, New York, 1989.
105. [SKR 93] Skrzyprk, J. J., Hetnarski, R. B. Plasticity and Creep: Theory, Examples and problems, CRC Press, Boca Raton, Fl. 1993
106. [SMI 89] Smith, J. O., Sidebottom, O. M. Elementary Mechanics of Deformable Bodies, Macmillan, New York, 1989.
107. [STR/1 93] Stroe, I. Stand pentru încercarea dinamică a cuplajelor. În Buletinul Universității Transilvania Brașov, Inginerie Mecanică seria XXXV, 1993
108. [STR/2 99] Stroe, I. Contribuții teoretice și experimentele privind conceperea și modelarea unei noi clase de cuplaje cu funcții multiple Cuplaje elastice și de siguranță. Teză de doctorat. Universitatea Transilvania Brașov, 1999.
109. [STR/3 01] Stroe, I., Eftimie, E. Cuplaje elastice și de siguranță. Editura Ecran Magazin, Brașov, 2001.
110. [STU 61] Stübner, K., Rüggen, W. Kupplungen. Einsatz und Berechnung. München, Carl Hanser Verlag, 1961.
111. [SUR 91] Suresh, S. Fatigue of Materials, Cambridge University Press, Cambridge, UK, 1991.
112. [TAT 06] Tataru M., **FAZECAS M.**, Rezistența Materialelor, Ed. Universității din Oradea, 2006.
113. [TEP 68] Tepinkiciev, V. K. Predohranitelnie ustroistva ot peregruzki stankov. Moscova, Mașinostroenie, 1968.
114. [TER 71] Terplan, Z., Nagy G., Herczeg, I. Különleges tengelykapcsolók. Budapest, Műszaki Könyvkiado, 1971.
115. [TIM 70] Timosenko, S. P., Goodier, J.N. Theory of Elasticity, 3rd ed., McGraw-Hill, New York 1971
116. [VUK 97] Vukovic, J., Obradovic, A. Restrictions of reactions of internal and external constrains of optimally controlled systems of bodies. Buletinul

## 149. Bibliografie

---

- "International Symposium Machines and Mechanisms", Belgrade, Yugoslavia, 2-5 Septembrie 1997, Bulletin pe CD.
117. [WIL] William D. Callister, Jr., Materials science and engineering an introduction, John Wiley & Sons, Inc. 2003
- Brevete și publicații ale firmelor de specialitate**
118. Jâșcanu, M., ș. a. Cuplaj elastic cu arcuri lamelare inelare. Brevet R.S.R. nr. 91520-1985.
119. Brevet de invenție, Franța, nr. 2.075.835.
120. Brevet de invenție, Franța, nr. 2.111.053.
121. Stroe, I., Jula, A., Chișiu, E. Brevet de invenție nr. 110856 B1/1997. Cuplaj elastic și de siguranță.
122. Chr. Mayr GmbH+Co. KG Eichenstraße 1, D-87665 Mauerstetten. EAS-NC Spielfreie Sicherheitskupplung.
123. Antrieb AG (RFG), Werkstr, 4, 8630 Rütli.
124. David Brown SADI S.A. (Belgium), Rue des carburants, 4, B-1190, Bruxelles.
125. Jean Walterscheid KG (RFG), Lohmar, 52 Siegburg, Potsfach 128.